

高爾夫球頭聲音與振動模態關聯性探討

王栢村¹、陳又毓²、許燕吉³、高毓廷³、黃裕仁³、謝佳雄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大田精密工業股份有限公司研發中心

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

摘要

本文對一典型之高爾夫球木桿之球頭分別進行有限元素分析(Finite Element Analysis, FEA)與實驗模態分析(Experimental Modal Analysis, EMA),以驗證求得理論分析模型,進而探討球聲音與振動模態關聯性。首先執行最佳化分析法以求得球頭頂蓋碳纖維素材之等效材料參數,使得理論模態分析所得之自然頻率與模態振型與實驗模態分析結果相吻合。同時也量測球頭衝擊音,由聲音頻譜圖可觀察各峰值頻率與球頭特定之振動模態有極大關聯性,未來可進一步進行球桿模型驗證,並取得球頭與球桿之球具結合分析,再由有限元素分析配合實驗模態分析完成整體球具之模型驗證及球頭振動特性與擊球聲音關聯性結果,以便於後續對高爾夫球具之振動特性與擊球聲音進行關聯性探討。

關鍵字：有限元素分析，實驗模態分析，振動模態，聲音頻譜。

1. 前言

高爾夫球向來都是一項熱門的運動,熱愛此項運動的人也逐年增加,對於球具的品質要求也是越來越注重,為了因應市場的需求,高爾夫球具的性能也發展的越來越人性化,在種種的需求下,開發一種新式球具所要消耗的是大量的設計時間及耗材成本,因此研究者逐漸以電腦模擬實際球具的方式去縮短開發的時間及成本。

結合有限元素分析(Finite Element Analysis, FEA)與實驗模態分析(Experimental Modal Analysis, EMA)方法之應用方面,Wang and Wu [1]主要是探討不同邊界高爾夫球木桿之振動特性與模態特性,結合有限元素分析與實驗模態分析驗證三種不同邊界下之高爾夫球木桿,得到等效數學模型,並進一步比較不同邊界下對於擊球狀態之影響。Gibson and Wen [2]主要是結合理論模態分析與實驗模態分析,模擬自由邊界以探討三種不同複合材料平板之特性,分別為Isotropic aluminum、orthotropic E-glass/Derekane Vinylester及highly orthotropic graphite/epoxy materials,分別用尼龍細線懸吊結構及結構下墊海棉墊來模擬自由邊界,並比較兩者的差異性,以衝擊錘為激振器,壓電加速度計為感應器進行實驗。利用半能量帶寬法(half power bandwidth technique)取得系統之損失因子(loss

factor),即為系統之阻尼。結果發現以尼龍細線懸吊之實驗所得損失因子比較接近理論所得的值。

Merkel and Tom [3]採用有限元素分析與實驗模態分析對四種不同型號之高爾夫球桿進行分析,並說明四種球桿動態特性的相異之處。發現多數模態振型之節線接近於甜蜜區,因此可作為球桿、球頭設計之參考依據,同時也探討擊球點於甜蜜區與非甜蜜區,握把、球頭之振動頻率響應,以瞭解揮桿過程之能量損失情形,阻尼元素影響球桿的主要頻率介於750至2500 Hz之間,好的擊球能量在低頻的bending mode,而不好的則是介於300至3000Hz之間。Friswell et al.[4]利用有限元素與實驗模態分析對高爾夫球桿進行分析,並對其動態模型的結果進行比較,也從量測到的資料來評估球桿的剛性與球頭之慣性特性,進而對理論模型進行改善。

Cheong et al.[5]使用四種不同機械特徵對球桿進行實驗量測,並利用有限元素軟體經由收斂性分析得到球桿性能評估與驗證,未來可依此等效數學模型投入未來球桿製造開發過程之參考依據,因而減少研發時間與提高生產效能。尹和盧[6]應用有限元素法探討高爾夫球頭與高爾夫球碰撞之恢復係數(COR),並以實驗所得到的結果進行模型驗證。使用ANSYS/Structural及ANSYS/LS-DYNA分別對USGA制定的鈦合金校正圓板及不同幾何尺寸的校正鈦板作恢復係數模擬,將測試板換成球頭並對Structural及LS-DYNA分析的結果比較其差異性,結果顯示Structural模組計算時間比LS-DYNA來得長,不過整體上無論是用標準試片還是球頭,其誤差都在低於1.5%。

在擊球聲音品質方面,王等人[7]對一高爾夫木桿球頭進行有限元素分析與實驗模態分析進行模型驗證,以確認等效數學模型,在進行實驗模態量測同時,擷取球頭聲音信號,進而探討球頭聲音與振動特性之關聯性。Hocknell et al.[8]利用非接觸式之雷射振動儀對空心球頭之三種曲面進行實驗模態分析,同時進行有限元素分析得到模態參數,與實驗進行量測數據比對,得到模態特性,進一步探討球頭中心擊球與非中心擊球所產生之加速度與頻譜,從中觀察球頭模態與聲音之關聯性。

Roberts et al.[9]結合主觀資料量測及客觀資料量測,針對高爾夫擊球聲音與感覺之關聯性探討,主觀量測中,定義高爾夫擊球聲音特性並提出五種問題,

利用問卷方式以皮爾森法進行分析，客觀量測中，在室外進行實際擊球，以噪音計做為感測器量測，最後比較主觀及客觀量測之數據，得到高爾夫擊球聲音特性之量化。王和黃[10]主要探討敲擊三種不同球頭高爾夫球桿的聲音，利用感覺噪音級(PNL)、語言干擾位準(SIL)、優先語言干擾位準(PSIL)、響度級(LL)來比較其聲音的特性與品質的差異。

翁和康[11]針對九種不同廠牌之1號木桿球頭之擊球聲音，利用擊球聲音頻譜與人耳聽覺判別擊球聲音品質，以建立球頭擊球好聽與否之鑑別方法。Wicks et al.[12]比較高爾夫桿鍛造球頭(Forged Heads)與鑄造球頭(Cast Heads)對擊球感覺差異性之探討，進行實驗模態分析與球頭聲音頻譜量測，藉此定義高爾夫擊球感覺指標。

在擊球振動品質方面，王和黃[13]經由實驗模態分析所得有握把與無握把高爾夫球桿之模態參數，包含自然頻率、阻尼比及振型，來探討握把對三種高爾夫桿之影響。Roberts et al.[14]結合主觀量測資料與客觀量測資料以探討高爾夫球擊球的感覺，主觀量測分為五種擊球感覺特性以皮爾森法分析，客觀量測中，在室外進行實際擊球，以加速度計為感測器量測，最後比較主觀及客觀量測之數據，得到高爾夫擊球振動特性之量化。

為了解球頭之振動特性，對球頭進行實驗模態分析，以求得球頭之模態參數，進而探討球頭聲音與振動模態之關聯性。

2. 素材試片之材料參數

本文針對高爾夫球頭頂蓋碳纖維素材之材料參數擷取，因而進行實驗模態分析與有限元素分析，利用最佳化分析法以進行模態參數之比對。

2.1 實驗模態分析

在實驗部分，本文採用傳統敲擊方式，對高爾夫球頭頂蓋碳纖維素材進行實驗模態分析，圖1為素材點數規劃示意圖，實際測定則利用衝擊錘激振球頭結構，加速度計為感測器，如圖2，當感測器接收到訊號，透過頻譜分析儀快速傅立葉轉換可得到頻率響應函數，利用曲線嵌合軟體可取得高爾夫球頭頂蓋碳纖維素材之模態參數，即自然頻率、模態振型。

2.2 有限元素模型建構

本文以ANSYS套裝軟體對高爾夫球頭頂蓋碳纖維試片進行有限元素分析。圖3為高爾夫球頭頂蓋碳纖維素材與高爾夫球頭之有限元素模型，利用三維線性立體元素(Solid45)架構碳纖維素材試片，碳纖維材料假設為正向性材料模型。分割方式採用Mapped Mesh方式分割，均無任何外力負荷，邊界條件採用自由邊界。而高爾夫球頭頂蓋碳纖維試片進行模態分析，主要目的在於求得其模態參數，其中包括自然頻率與模態振型。

2.3 最佳化分析

由實驗模態分析經曲線嵌合所得的自然頻率為基準，與有限元素分析中的最佳化分析來做比對驗證，可得到高爾夫球頭頂蓋碳纖維素材試片之材料參數。

目的在於建立高爾夫球頭之等效數學模型，其中以素材試片之材料參數為基準參考，主要為球頭頂蓋碳纖維材質之楊氏係數。使有限元素分析出模態特性之自然頻率，與實驗模態分析量測出的自然頻率的誤差是在當範圍內，以高爾夫球頭頂蓋碳纖維素材試片而言，理想誤差範圍為±10%。在最佳化分析中，所設定條件為：

(1) 目標函數：

$$\phi = \sum_{n=1}^5 \left(\frac{f_i - \hat{f}_i}{\hat{f}_i} \right)^2 \quad (1)$$

式(1)中，以最小誤差平方法使誤差範圍在±10%之間。其中， \hat{f}_i 為實驗所得之自然頻率， f_i 為有限元素分析所得之自然頻率。

(2) 設計變數：為高爾夫球頭頂蓋碳纖維材質之楊氏係數，分別各為 $E_X, E_Y, \nu_{XY}, G_{XY}$ 。

3. 球頭模型驗證

3.1 實驗模態分析

對高爾夫球頭進行實驗模態分析，將球頭分為三個部份，打擊面、頂面及底面，各為121個量測點，故整體球頭有363個量測點，如圖4，並以衝擊錘為激振器進行實驗模態分析，圖5為高爾夫球頭實驗架構圖，利用衝擊錘激振球頭結構，加速度計為感測器，當感測器接收到訊號，透過頻譜分析儀快速傅立葉轉換可得到頻率響應函數，利用曲線嵌合軟體可取得高爾夫球頭之模態參數，即自然頻率、模態振型。

3.2 有限元素分析

本文以ANSYS套裝軟體對高爾夫球頭進行有限元素分析。圖6為高爾夫球頭實際結構示意圖，而圖7為球頭各部位示意圖，共分為15部分，表1為各部位之材料與厚度表，圖8為高爾夫球頭之有限元素模型，利用維素材試片及線性殼元素(Shell63)架構高爾夫球頭，而球頭內的三根肋則是以樑元素(Beam4)建構之有限元素模型，除碳纖維材料假設為正向性材料模型，其餘均假設為等向性材料模型，其材料參數如表2所示。分割方式採用Mapped Mesh方式分割，其中高爾夫球頭共有7461個節點與6689個元素，均無任何外力負荷，高爾夫球頭頂蓋碳纖維素材與高爾夫球頭邊界條件均採用自由邊界。對高爾夫球頭進行模態分析，主要目的在於求得其模態參數，其中包括自然頻率與模態振型。

4. 球頭振動與聲音關聯性

本文利用麥克風進行量測，可得到激振於球頭結構之聲音頻譜，圖9為激振球頭聲音量測設備架構圖，主要以衝擊錘為激振器，麥克風為感測器，麥克風投影點與高爾夫球頭間距離為0.2m，如圖10，量得實際擊球聲音信號後，透過頻譜分析儀經快速傅立葉轉換得到自身能力密度函數(autospectrum)，此即為激振高爾夫球頭結構聲音之線性頻譜。

得到高爾夫球頭結構聲音之線性頻譜後，將線性頻譜的峰值頻率與高爾夫球頭振動模態進行相對應之比較，探討激振高爾夫球頭結構聲音與振動模態之關連性。

5. 結果與討論

5.1 最佳化分析

5.1.1 碳纖維素材之數學模型建構

在進行高爾夫球頭模型驗證之前，為取得高爾夫球頭結構中頂蓋碳纖維素材之材料性質，首先架構素材試片之有限元素模型，繼而建立試片之等效數學模型，再進一步作最佳化分析，以求得試片之材料參數，即所謂楊氏係數。

利用有限元素法建立高爾夫球素材試片之等效數學模型，以進行各素材試片之性質探討，表3為高爾夫球素材試片等效數學模型之振型對照，討論如下：

- (1) 表中為高爾夫球頭頂蓋碳纖維素材試片於有限元素分析與實驗模態分析之振型比對表，FEA為碳纖維素材試片經由有限元素理論模態分析得到之自然頻率與模態振型，EMA則經由實驗得到之自然頻率、模態振型及阻尼比。
- (2) 就自然頻率而言，均在 $\pm 7\%$ 以內，代表理論與實驗之自然頻率之比對上有一定程度的精準度。
- (3) 就模態振型而言，理論分析與實驗量測所得之模態振型對應，有如F7與E1皆為(1,2)模態，F8與E2皆為(2,2)模態，大體而言理論分析與實驗量測之模態振型皆對應良好。
- (4) 就阻尼比而言，由於理論分析無法求得阻尼比，故僅列出實驗量測由曲線嵌合軟體所取得之阻尼比，且由累加平均阻尼可以觀察出整體阻尼特性，未來可將累加平均阻尼作為該試片之阻尼數值參考設定值，以便其他分析應用。

5.1.2 高爾夫球頭之模型驗證

在高爾夫球頭之模型驗證中，於最佳化分析過程之目標函數主要設定為以實驗所得自然頻率為基準，並與理論所得自然頻率兩者誤差範圍在 $\pm 10\%$ 內，因此實驗分析所得之正確性與可靠度顯得相當重要。

為探討EMA實驗之正確性與可靠度，圖11為高爾夫球頭打擊面頻率響應函數(FRF)與關聯性函數圖，其中圖8(a)，j代表衝擊錘之施力點位置，i為加速度計量測點位置，綜合討論如下：

- (1) 首先由右圖之關聯性函數，除了反共振點之值偏低外，大都接趨近於1，表示實驗品質之可靠性。
- (2) 左圖為FRF曲線圖，Experimental為實驗所得，而Synthesized為經過曲線嵌合後所推算求得之合成FRF曲線。可觀察兩條曲線幾乎重疊，表示曲線嵌合成功，也就是所求得之自然頻率、模態振型及阻尼比等模態參數之正確性。

在確認實驗模態分析所得模態參數之正確性後，接著配合有限元素分析進行最佳化分析，以EMA所得模態參數為基準，以完成高爾夫球頭之模型驗證，進而得到與實際結構等效之數學模型，表4為EMA與FEA之自然頻率誤差表，以及模態振型比較之模態保證指標(Modal Assurance Criterion, MAC)總表，其中，EMA包含打擊面(Face)、頂面(Crown)及底面(Sole)獨立實驗所得之模態編號及其對應之自然頻率，FEA則為整體球頭經有限元素理論模態分析所得之自然頻率比較，綜合討論如下：

- (1) 由於三個部位為獨立之試驗，其模態數略有差異，表中所列為自然頻率相互之對應，自然頻率值雖有少許差異，由MAC值可判斷為相同之模態。
- (2) 以Face之E1模態為1793.7Hz為例，而Crown及Sole之E3模態為1794.3Hz及E1模態為1793.5Hz，與FEA之F1模態1633.7Hz比較，自然頻率誤差約-8.92%，而MAC值除Sole為0.674，其餘Face及Crown均0.86以上，代表四者之模態有良好之對應。
- (3) 就自然頻率之部分比較，除了少數幾個模態自然頻率誤差在 $\pm 8\%$ 外，大多數均在 $\pm 3\%$ 以內，代表理論與實驗之自然頻率之比對上有一定程度的精準度，再觀察少數誤差大之自然頻率其模態振型，發現頂面碳纖維加鈦64之複合材料與鈦64材料之交接處，就整體球頭而言有明顯大之振動量，因此對碳纖維加鈦64之複合材料進行材料參數最佳化，使自然頻率誤差縮小。
- (4) 就模態振型而言，有限元素分析與實驗量測之模態振型均有一致性，而MAC為模態振型驗證品質指標，其值越接近1，表示兩模態之振型對應性越高，由於固定加速度計於一個量測點，量測得到的值之方向性為加速度計擺放點之Z方向，而高爾夫球頭之頂面及底面，外型多呈現曲面，導致MAC值偏低，而打擊面整體趨近於平面，故以打擊面作為MAC之參考面，從表中得知理論分析與實驗

量測之部分模態振型MAC值高於0.7，顯示理論與實驗之振型對應性高。

模型驗證除了比對EMA與FEA之自然頻率誤差以外，模態振型也是一項加深正確性與可靠性之比對，**圖12**為高爾夫球頭之模態振型分佈對比圖，前敘有提到模態振型比較有分為兩種方式，一種是模態保證指標(MAC)屬於數值之比較，另一種則是圖形之比較，也就是模態振型位移量之比較，上圖為EMA之振型圖，下圖則為FEA之振型圖，圖中為實體球頭之示意圖，振型圖分為Face、Crown及Sole三個部位，打擊面之模態振型圖以①作為表示，其Y方向為垂直方向，②及③分別代表頂面及底面，則以Z方向為垂直方向，綜合討論如下：

- (1) 以**圖12(a)**為例，Face之E1模態振型與F1之模態振型皆為X方向之扭轉模態，Crown之E3模態振型與F1之模態振型皆為(1,1)模態，而Sole之E1模態振型與F1模態振型則皆為(3,1)模態。
- (2) 以**圖12(b)**為例，Face之E2模態振型與F3之模態振型皆為X方向之扭轉模態，Crown之E4模態振型與F3之模態振型皆為(1,2)模態，而Sole之E2模態振型與F3模態振型則皆為(3,1)模態。
- (3) 以**圖12(c)**為例，Face之E3模態振型與F4之模態振型皆為X方向之扭轉模態，Crown之E6模態振型與F4之模態振型皆為(1,2)模態，而Sole之E3模態振型與F4模態振型則皆為(3,1)模態。
- (4) 由**圖12**可觀察出Face之(1,1)模態發生在4144.1Hz，Crown之(1,1)模態發生在1793.7Hz，由於Sole左右兩邊凹下去，可看成三個面，每個面都是(1,1)模態，所以Sole整體看就沒有(1,1)模態，而是由(3,1)模態開始。

承(4)以Face而言在4144.1Hz之(1,1)模態對於往後之研究，如擊球之振動特性及聲音特性，皆可能與此模態有較大關聯性，相對的，Crown在1793.7Hz之(1,1)模態及Sole在1793.7Hz之(3,1)模態，也與影響擊球之振動特性與聲音特性有重要之關聯性。

5.2球頭聲音與振動模態之關連性

現今消費者對於擊球聲音悅耳性非常重視，也是選購球具的重要因素之一，而擊球聲音與球頭結構振動之間的關連性，則是需要去探討，**圖13**是球頭振動與聲音頻譜圖，其中聲音頻譜是擷取打擊面、頂面及底面之中心點位置本文針對高爾夫球頭激振聲音與振動模態之討論如下：

- (1) **圖13(a)**為高爾夫球頭打擊面之振動與聲音頻譜圖，從中可以觀察出聲音高之頻率與球頭結構振動模態之頻率有相對應，如79.95dB為聲音最高的頻率於4109.4Hz，與振動模態頻

率於4110.2Hz(1,1)模態相對應，就打擊面而言(1,1)模態會主導擊球聲音之可能性相當大。

- (2) **圖13(b)**為高爾夫球頭頂面之振動與聲音頻譜圖，從中可以觀察出聲音高之頻率與球頭結構振動模態之頻率亦有相對應，如78.5dB為聲音最高的頻率於1796.9Hz，與振動模態頻率於1794.3Hz(1,1)模態相對應，就頂面而言(1,1)模態會主導擊球聲音之可能性相當大。
- 如**圖13(c)**為高爾夫球頭底面之振動與聲音頻譜圖，從中可以觀察出聲音高之頻率與球頭結構振動模態之頻率有相對應，如79.95dB為聲音最高的頻率於2037.5Hz，與振動模態頻率於2037.7Hz(3,1)模態相對應，就打擊面而言(3,1)模態會主導擊球聲音之可能性相當大。

6. 結論

本文對一典型之高爾夫球木桿之球頭分進行有限元素分析(Finite Element Analysis, FEA)與實驗模態分析(Experimental Modal Analysis, EMA)，以驗證求得理論分析模型，進而探討球聲音與振動模態關聯性。結果顯示有限元素分析與實驗模態分析，有相當程度上的吻合，可將此高爾夫球頭之有限元素模型視為與實際結構相符之等效數學模型，對於後續擊球聲音與振動之關連性探討，有相當高之可靠度。在高爾夫球頭之聲音與振動關聯性探討中，分為三個部位打擊面、頂面及底面，三個面之振動模態皆有與聲音較大之頻率相對應，往後則會將球頭與球桿結合為球具，進而探討實際揮桿擊球之聲音與振動之關連性。

7. 參考文獻

1. Wang, B. T., and Wu, G. Z., 2005, "Modal Properties of Golf Club Wood Driver in Different Boundary Conditions," *The 13th National conference on the Society Sound and Vibration*, Changhua, C10.
2. Gibson, R. F., and Wen, Y. F., 1993, "Evaluation of Boundary Condition for a Composite Plate Vibration Test," *Proceeding of the Spring Conference on Experimental Mechanics*, Detroit, pp.19-27.
3. Merkel, R. C., and Tom, B., 1999, "Dynamic Characterization and Comparison of Golf Clubs," *Proceedings of the 17th International Modal Analysis Conference*, pp. 513-517.
4. Friswell, M. I., Smart, M. G., and Mottershead, J. E., 1997, "Updating Finite Element Models of Golf Clubs," *Proceedings of the 15th International Modal Analysis Conference*, Vol. 1, pp. 155-161.
5. Cheong, S. K., Kang, K. W., and Jeong, S. K., 2006, "Evaluation of the Mechanical Performance of Golf Shafts," *Engineering Failure Analysis*, Vol. 13, pp. 464-473.
6. 尹春和，盧廷鉅，2003，「應用有限元素法於高爾

夫球頭恢復係數之分析」，2003台灣地區ANSYS用戶應用論文集，斗南，第43-49頁。

7. 王栢村，林昆正，徐川洋，2003，「高爾夫球頭振動與聲音關聯性之探討」，中華民國音響學會第十六屆學術研討會論文集，台北，第212-219頁。
8. Hocknell, A., Mitchell, S. R., Jones, P., and Rothberg, S. J., 1998, "Hollow Golf Club Head Modal Characteristics: Determination and Impact Applications," *Experimental Mechanics*, Vol. 38, pp. 140-146.
9. Roberts, J. R., Jones, R., Mansfield, N. J., and Rothberg, S. J., 2005, "Evaluation of Impact Sound on the 'Feel' of a Golf Shot," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 287, pp. 651-666.
10. 王栢村，黃瑞光，2000，「不同球頭之高爾夫球桿聲音品質分析」，中華民國音響學會第十三屆學術研討會論文集，台南，A47-54。
11. 翁焜煌，康淵，2003，「高爾夫1號木桿頭打擊聲響品質之頻譜分析研究」，大專高爾夫學刊，第三期，第26-39頁。
12. Wicks, A. L., Knight, C. E., and Neighbors J., 1993, "The Comparison of Forged Heads to Cast Heads for Golf," *The 12th Proceedings of the International Modal Analysis Conference*, Vol. 2, pp. 1797-1802.
13. 王栢村，黃瑞光，2000，「握把對高爾夫球桿振動特性影響之分析」，中華民國力學學會第24屆學術研討會論文集，桃園，J109-116。
14. Roberts, J. R., Jones, R., Mansfield, N. J., and Rothberg, S. J., 2005, "Evaluation of Vibrotactile Sensations in the 'Feel' of a Golf Shot," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 285, pp. 303-319.

Correlation Study of Golf Club Head Impact Sound and Vibration Modes

Bor-Tsuen Wang¹, Y-Y Chen², Yan-Ji Xu³,
Yu-Ting Gao³, Yu-REN Huang³, Jia-Xiong Xie³

Department of Mechanical Engineering of
Science and Technology National Pingtung
University

O-TA Precision Industry Co., Ltd

1 Professor

2 Graduate student

3 Engineer

Abstract

This work performs both finite element analysis (FEA) and experimental modal analysis (EMA), respectively, to verify the analytical model of a typical wooden golf club head and so forth to study the correlation of its impact

sound and vibration characteristics. First, optimum analysis is carried out to determine the equivalent material properties of club head that is implemented in analytical model to do theoretical modal analysis. Modal parameters, including natural frequencies and mode shapes, can be obtained and compared with those from EMA. The impact sound of club head is also measured. Results show that the peak resonances of sound spectrum are strongly correlated to some specific vibration modes. The validated FE model of club head can also be used in conjunction with the shaft model to build up the club model and predict the impact sound from the club. This work thus enhances the methodology in club head design considering impact sound quality.

Keywords: finite element analysis, experimental modal analysis, vibration mode, sound spectrum

8. 圖、表與方程式

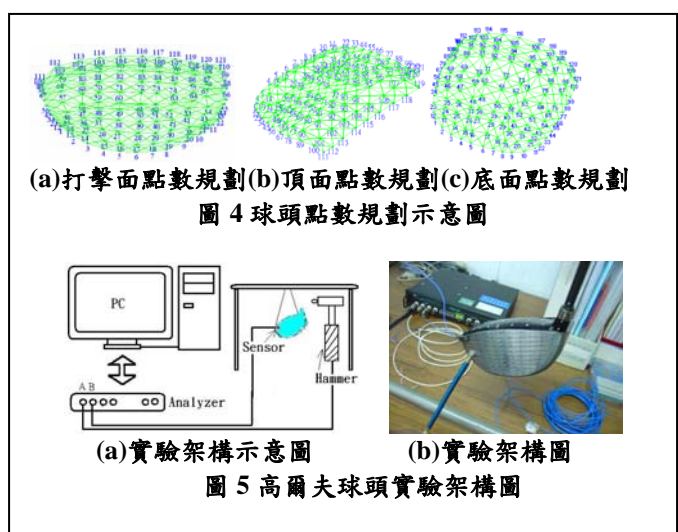
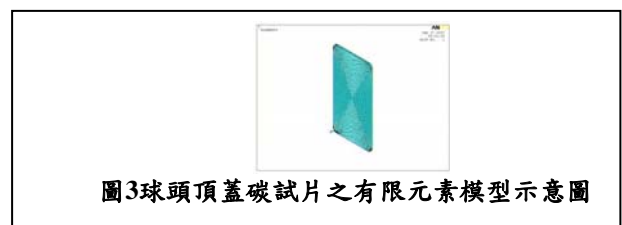
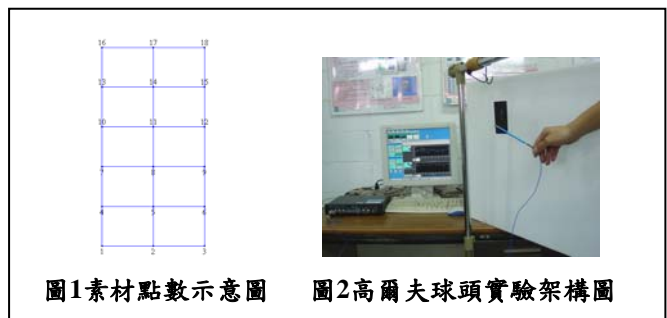
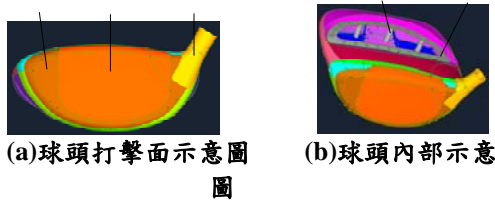
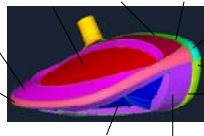




圖6高爾夫球頭實際結構圖

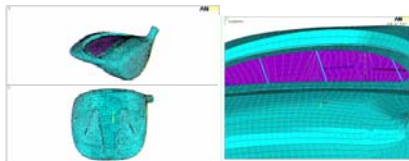


(a)球頭打擊面示意圖 (b)球頭內部示意圖



(c)球頭後部示意圖
圖7高爾夫球頭示意圖

A2 A14



(a)高爾夫球頭結構 (b)內肋結構
圖8高爾夫球頭之有限元素模型

表1球頭各部位之材料與厚度

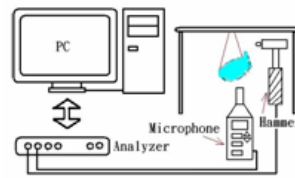
部位	材料	厚度(mm)
A1	碳纖維+鈦 64	0.7
A2	鈦 64	2.7
A3	鈦 64	0.8
A4	鈦 64	0.7
A5	鈦 64	0.7
A6	鈦 64	0.7
A7	鈦 64	1.3
A8	鈦 64	0.7
A9	鈦 64	2.0
A10	鈦 64	1.3
A11	鈦 64	2.0
A12	鈦 64	1.3
A13	鈦 64	1.0
A14	鈦 2041	3.05
A15	碳纖維	0.8

A5

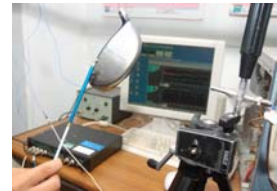
A4

表2高爾夫球頭之材料性質

	碳纖維	鈦 2041	鈦 64	碳纖維+鈦 64
楊氏係數 E_X (GPa)	138.09	97.78	104.92	161.6
楊氏係數 E_Y (GPa)	61.76			
浦松比 ν_{XY}	0.354	0.27	0.3	0.3
剪力係數 G_{XY} (GPa)	35.46			
密度 (kg/m ³)	1753	4540	4430	2951

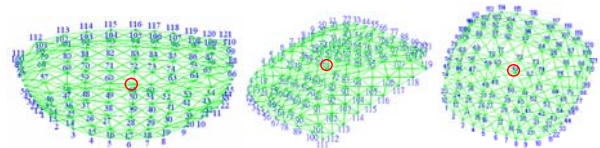


(a)實驗架構示意圖



(b)實驗架構圖

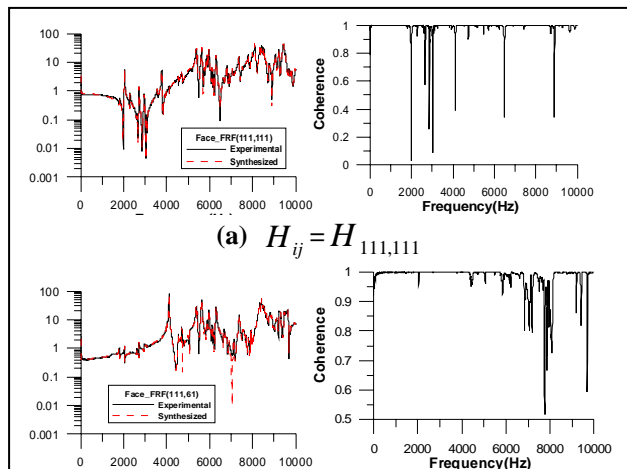
圖9聲音量測設備架構圖



(a)打擊面量測點 (b)頂面點量測數 (c)底面量測點

圖10聲音量測點規劃圖

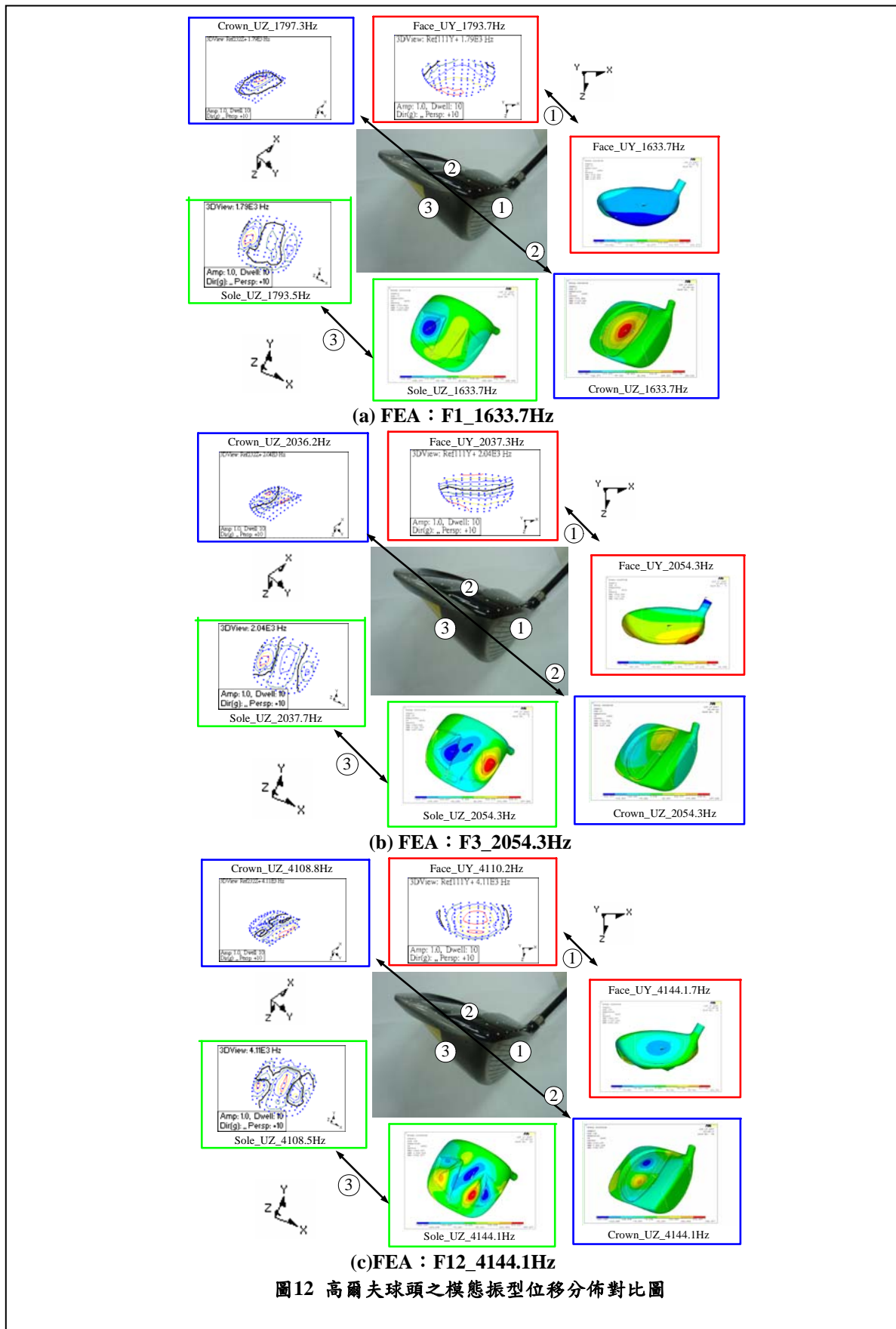
A9

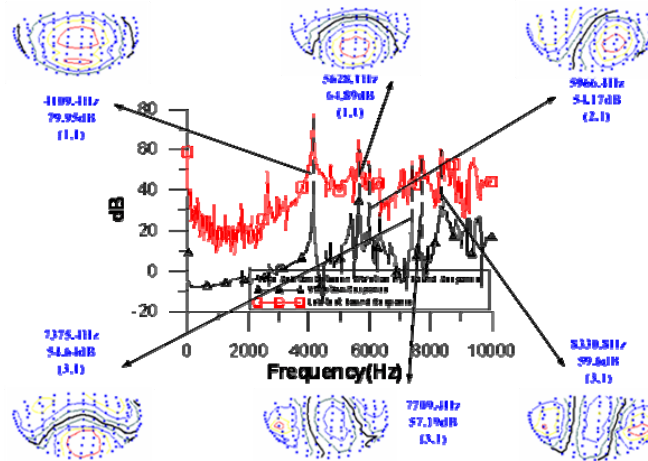


(a) $H_{ij} = H_{111,111}$

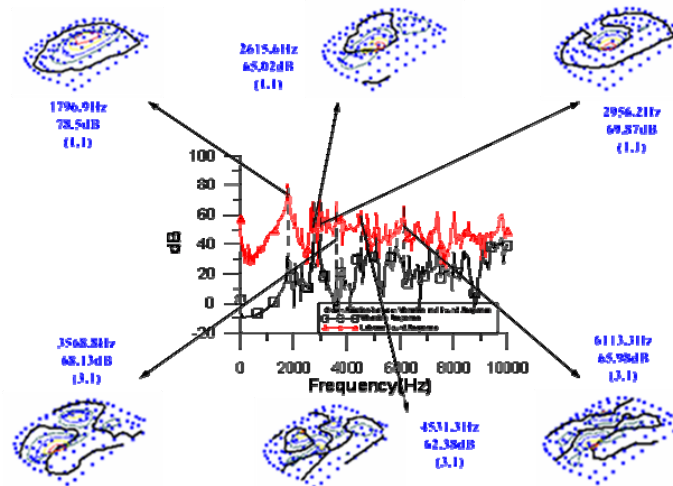
(b) $H_{ij} = H_{111,61}$

圖11打擊面頻率響應函數與關聯性函數圖

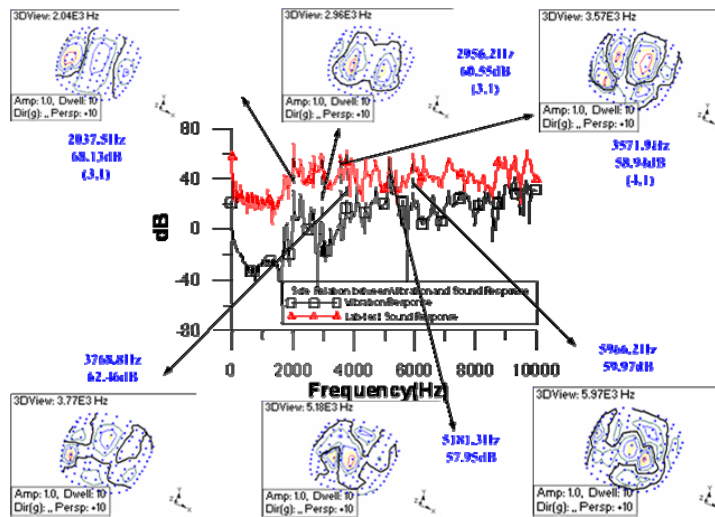




(a) 打擊面之振動與聲音頻譜圖



(b) 頂面之振動與聲音頻譜圖



(c) 底面之振動與聲音頻譜圖

圖13球頭振動與聲音頻譜圖

表3高爾夫球素材試片等效數學模型之振型對照表

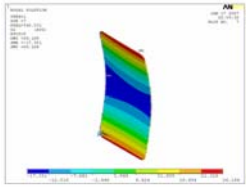
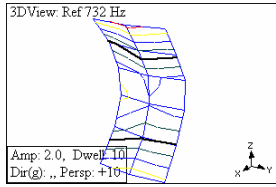
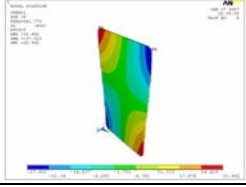
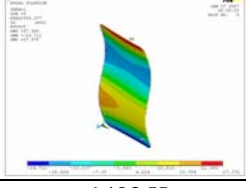
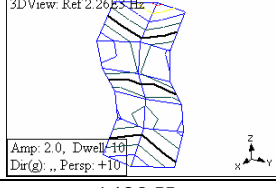
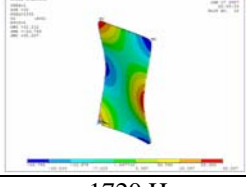
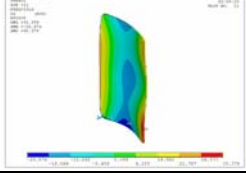
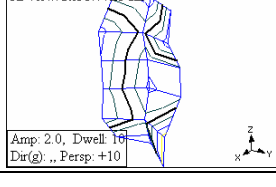
FEA		EMA			Err. (%)
Mode	Mode Shape and Natural Frequency	Mode	Mode Shape and Natural Frequency	Damping (%)	
F7	306.95 Hz 	E1	288 Hz 	1.51	5.66
	F8		677.17 Hz 		
F9	870.3 Hz 	E3	903 Hz 	1.19	-5.29
	F10		1403 Hz 		
F11	1720 Hz 	E5	1850 Hz 	0.942	-6.52

表 4 EMA 與 FEA 自然頻率誤差與模態振型比較之模態保證指標(MAC)比較表

Face		Crown		Sole		Head		Err.(%)	MAC		
Mode	Freq.(Hz)	Mode	Freq.(Hz)	Mode	Freq.(Hz)	Mode	Freq.(Hz)		Face	Crown	Sole
E1	1793.7	E3	1794.3	E1	1793.5	F1	1647.1	-8.20	0.879	0.892	0.696
E2	2037.3	E4	2036.2	E2	2037.7	F3	2067.5	1.54	0.789	0.458	0.106
E3	2292.7	E6	2292.2	E3	2292.6	F4	2222.3	-3.05	0.689	0.004	0.392
E4	2616.7	E8	2615.1	E4	2616.6	F5	2414.3	-7.68	0.463	0.146	0.592
E5	2711.8	E9	2710.9	E5	2711.9	F6	2688.9	-0.81	0.474	0.484	0.580
E6	2955.9	E10	2954.7	E6	2955.2	F7	3221.6	9.03	0.285	0.505	0.243
E9	3571.4	E13	3570.5	E9	3572.0	F10	3695.8	3.50	0.795	0.134	0.449
E12	3935.8	E17	3935.8	E12	3937.2	F11	4098.2	4.12	0.479	0.011	0.018
E13	4110.2	E18	4108.8	E13	4108.5	F13	4300.0	4.54	0.894	0.356	0.153
E15	4534.8	E20	4534.4	E16	4535.0	F15	4534.9	0.01	0.446	0.027	0.307
E16	4655.5	E21	4661.3	E17	4652.3	F16	4697.9	0.77	0.394	0.059	0.003
E17	4708.8	E23	4708.2	E18	4707.8	F18	4904.5	4.18	0.357	0.081	0.031
E19	5073.1	E26	5067.6	E21	5076.0	F19	4976.3	-1.80	0.457	0.032	0.006
E20	5181.4	E27	5175.7	E22	5180.2	F20	5252.0	1.47	0.207	0.009	0.146
E22	5413.7	E30	5412.8	E24	5416.2	F22	5612.5	3.72	0.343	0.017	0.161
E23	5627.7	E32	5623.5	E26	5633.8	F23	5667.2	0.79	0.654	0.196	0.001
E24	5754.8	E33	5756.8	E27	5751.0	F24	5719.8	-0.64	0.598	0.039	0.002
E27	5961.7	E36	5960.5	E32	5965.5	F25	5872.9	-1.47	0.470	0.108	0.000
E28	6114.2	E38	6113.3	E33	6116.0	F26	6206.4	1.44	0.633	0.100	0.012
E29	6189.1	E39	6193.1	E34	6185.2	F27	6278.2	1.36	0.703	0.005	0.082
E30	6297.4	E40	6298.1	E35	6300.7	F28	6462.3	2.60	0.717	0.001	0.246
E31	6644.6	E42	6656.0	E39	6658.0	F30	6635.1	-0.31	0.375	0.016	0.106
E34	6881.4	E44	6886.4	E42	6881.5	F32	6973.8	1.38	0.603	0.016	0.000
E35	7064.8	E45	7066.4	E43	7074.6	F33	7100.9	0.49	0.204	0.028	0.015
E37	7373.6	E48	7374.5	E46	7379.3	F35	7374.7	-0.01	0.709	0.001	0.183
E38	7533.6	E49	7535.0	E48	7534.4	F36	7549.7	0.19	0.157	0.009	0.036
E41	7707.9	E52	7695.8	E50	7706.0	F37	7624.5	-0.93	0.310	0.003	0.000
E42	7806.7	E53	7807.8	E52	7810.2	F38	7722.7	-1.08	0.230	0.135	0.000
E44	7902.0	E54	7901.0	E54	7901.5	F40	7975.2	0.94	0.366	0.056	0.032
E47	8097.7	E56	8108.5	E57	8108.3	F41	8056.9	-0.51	0.414	0.126	0.189
E50	8330.9	E58	8333.9	E60	8336.9	F45	8422.4	1.03	0.819	0.017	0.018
E51	8406.9	E60	8410.8	E61	8412.2	F46	8502.6	1.09	0.629	0.055	0.015
E54	8616.3	E63	8625.7	E64	8610.1	F48	8682.6	0.63	0.585	0.014	0.004
E57	8848.7	E65	8856.7	E68	8849.3	F49	8752.1	-1.81	0.375	0.022	0.086
E58	8907.4	E66	8911.2	E69	8906.1	F50	8805.3	-1.22	0.407	0.036	0.038
E61	9222.1	E71	9227.6	E73	9225.7	F54	9061.0	-1.81	0.476	0.115	0.006
E68	9697.8	E78	9694.2	E78	9689.4	F59	9667.2	-0.29	0.406	0.027	0.014
E69	9785.5	E79	9772.8	E79	9784.8	F61	9789.7	0.17	0.213	0.059	0.019
E71	9898.0	E80	9899.5	E81	9897.3	F63	9924.5	0.25	0.436	0.060	0.003