

古鈸之模型驗證與聲音特性探討

王栢村^{1*}、余冠德²

¹ 屏東科技大學機械工程系教授

² 屏東科技大學機械工程系碩士生

MOST103-2221-E-020-020

*Email: wangbt@mail.npust.edu.tw

摘要

本文探討一種打擊樂器古鈸之結構振動模態與打擊聲音特性。古鈸係為一具有雙層厚度的圓板結構，首先利用立體元素建構古鈸之有限元素分析模型，並設定為自由邊界，進行理論模態分析，求得古鈸之理論模態參數；同時也對古鈸進行實驗模態分析，以衝擊錘為輸入，麥克風為輸出，透過頻譜分析儀求得古鈸之聲音壓力與外力的頻率響應函數，再經由曲線嵌合軟體擷取出實驗之模態參數，包含自然頻率、模態振型與阻尼比，最後將理論與實驗分析之模態參數進行比對驗證，藉以確認古鈸之材料參數，本文利用分析及比較實際之固定邊界之古鈸與自由邊界之古鈸模態特徵，也對古鈸進行聲音量測，得知古鈸之聲音頻譜圖與結構模態之間的關係，結果顯示，分析模型驗證成功，經敲擊之古鈸得到之聲音特性並了解古鈸之結構模態之間的關係，探討硬和軟槌敲擊之古鈸聲音特性，以及探討敲擊古鈸之不同位置之聲音特性。可以得知古鈸之最佳敲擊位置及適合敲擊之敲擊槌，本文結合理論與實驗分析方法，探討得知古鈸的聲音特性，並可將所採用的分析與實驗方法應用於瞭解不同樂器之聲音

關鍵字：古鈸、模型驗證、模態分析、聲音頻譜

1. 前言

在國內樂團中打擊樂器可說是經常可見的樂器，而打擊樂器在樂團中往往只單純跟著節奏敲擊，隨著樂曲不同，打擊樂器扮演著不同角色製造出激動、急躁、氣勢滂沱等等的戲劇性效果，吸引觀眾的注意，直接震撼人們情緒古鈸打擊樂器分為有調打擊樂器與無調打擊樂器。

文中挑選有調打擊樂器古鈸進行敲擊實驗量測，演奏方法亦不再以鈸片互相撞擊而發聲改用硬頭琴錘敲打小古鈸邊，聲音和鐘琴類近，但餘音較長，聲音亦較清脆，Petrolito and Legge[1]應用最佳化之方法達到設計變更之目的，藉由改變木琴條底部之面積來調整自然頻率。Bork[2]探討經由敲奏木條，並改變木琴條之外形結構，以達到調整其結構所產生的自然頻率。王等人[3]探討古鈸之聲音特性，以文獻中提供之古鈸數學模型進行製成一實體結構，並透

過分析和模型驗證及聲音特性量測，王與張[4]探討民俗敲擊樂器京鈔之振動模態與聲音特性，運用理論與實驗之模態分析，分別求得理論與實驗之模態參數，探討其振動模態特性，同時進行聲音量測分析。王等人[5]探討銅鑼之模型更新與銅鑼之聲音與振動特性的關聯性，建立銅鑼之有限元素模型，進行理論分析模態分析，求得模態參數，利用實驗數據更新銅鑼模型。王與蘇[6]針對吉他弦之振動模態特性，以實驗模態分析與理論有限元素分析進行模型驗證，同時也探討電吉他與木吉他之吉他弦聲音頻譜分析。

本文應用有限元素分析法找出古鈸之理論模態數，並同時進行實驗模態分析找出實驗之模態參數，將兩者之分析結果進行比對驗證，再進行古鈸之振動模態分析探討，找出古鈸之發聲機制。並對古鈸進行聲音量測分析，探討硬和軟槌敲擊之古鈸聲音特性，以及探討敲擊古鈸之不同位置之聲音特性。

2. 自由邊界下之古鈸模型驗證

圖 1 為古鈸初始外型示意圖，圖 2 為古鈸實體模型，古鈸結構形狀為實心階梯形狀，本節將透過古鈸[3]之相關文獻中，提供之數學模型進行製作一實體結構，並透過分析和模型驗證及聲音特性量測。

2.1 有限元素分析

本節主要使用 ANSYS 軟體為求解工具，假設材料為等向且為均質，並符合虎克定律之假設。以單一材料參數進行分析，其楊氏係數 $E = 109.5 \text{ GPa}$ ，浦菘比 $\nu = 0.34$ ，而密度 $\rho = 9838.5 \text{ (kg / m}^3\text{)}$ 。圖 3 為古鈸之有限元素模型，元素採用線性立方體元素(Soild 45)進行建構，並以全模型進行數學模型化之假設，元素分割共有 22322 個元素與 37444 個節點；邊界條件採自由邊界(free-free)，不設定邊界條件；負荷條件於模態分析不須設定負荷。

2.2 實驗模態分析

圖 4 為古鈸佈點示意圖，圖 5 為古鈸佈點實體圖，本實驗將古鈸軸向(X 方向)部分規劃 4 圈，外圓環 1 圈(徑向)規劃 24 個量測點，中間 2 圈(徑向)各規劃 12 個量測點共 24 個量測點，內圓環 1 圈(徑向)規劃 8 個量測點，因此總敲擊點數為 56 點。

本次實驗使用 SigLab 頻譜分析儀進行實驗模態分析，圖 6 為古鈸之實驗架設圖，將古鈸使用釣魚線懸吊模擬自由邊界情形，以小型衝擊槌為驅動器，精密麥克風為感測器，藉由導線將小型衝擊槌連接於頻譜分析儀 ChannelA 之輸入模組中，使用精密麥克風為輸出並連接於 ChannelB 中，透過 SCSI 介面將頻譜分析儀與具有安裝分析處理軟體之個人電腦連結。頻譜分析儀(SigLab)設定方面，頻寬設定為 10000Hz，時間點數 8192 個點，頻率解析度為 3.125Hz，整體實驗流程為，以衝擊槌敲擊古鈸之佈點規劃處，並將精密麥克風固定於 8 號點下方 45° 處進行實驗，並透過固定精密麥克風之位置，量測古鈸之聲音壓力，接著輸入頻譜分析儀中，對輸入訊號進行快速傅立葉轉換，求得實際結構之頻率響應函數。再將頻率響應函數匯入 MEscopeVES 進行曲線嵌合，求得實際結構之模態參數。

2.3 模型驗證

首先利用立體元素建構古鈸之有限元素分析模型，並設定為自由邊界，進行理論模態分析，求得古鈸之理論模態參數；同時也對古鈸進行實驗模態分析，以衝擊槌為輸入，麥克風為輸出，透過頻譜分析儀求得古鈸之聲音壓力與外力的頻率響應函數，再經由曲線嵌合軟體擷取出實驗之模態參數，包含自然頻率、模態振型與阻尼比，最後將理論與實驗分析之模態參數進行比對驗證，藉以確認古鈸之材料參數。

表 1 為理論之模態振型，表 2 與表 3 分別為理論與分析之自然頻率與模態振型總表可發現，分析與實驗所得之各模態自然頻率比較，頻率誤差最低之模態振型為 F-04，其頻率誤差百分比為 -0.04%；頻率誤差最高之模態振型為 F-16，其頻率誤差百分比為 1.05%， ε_{avg} (自然頻率誤差平均值)為 1.25， ε_{rms} (自然頻率誤差平方平均根)為 1.25，模態數 F-01 及 E-01 分別代表分析與實際之第一個模態，模態振型及物理意義以面 (r, θ) 表示，【面】指古鈸整體結構， r 為徑向之節線處， θ 為周向之節線數，以下就古鈸之振動模態特性及模型驗證結果綜合如下：

- (1) 分析與實驗所得之各模態自然頻率比較總體差為 1.05% 以下，兩者模態振型對應良好，初步判斷主要造成頻率誤差之原因為加工誤差，古鈸厚度不均厚、傳統車床加工時尺寸無法精確控制與有限元素模型略有差異。
- (2) 古鈸之幾何模型，在分析上為軸對稱結構，F-01/F-02、F-04/F-05、F-06/F-07、F-08/F-09、F-10/F-11、F-12/F-13、F-14/F-15、F-17/F-18、F-19/F-20、F-21/F-22、F-23/F-24、F-25/F-26、F-27/F-28、F-29/F-30、F-31/F-32、F-33/F-34 均為軸對稱模態，物理意義皆兩兩相互對應，僅有 45° 相位角差異。
- (3) 古鈸敲擊邊緣點有位移響應之模態振型包含：F-01/E-01、F-04/E-03、F-06/E-04、F-08/E-05、

F-10/E-06、F-16/E-09、F-19/E-11、F-21/E-12，當敲擊邊緣點時可激發出這些模態，因此將此些模態定義為發聲模態。

3. 中心點固定之古鈸模態分析

本節主要使用 ANSYS 軟體為求解工具，假設材料為等向且為均質，並符合虎克定律之假設。以單一材料參數進行分析，其楊氏係數 $E = 109.5 \text{ GPa}$ ，浦松比 $\nu = 0.34$ ，而密度 $\rho = 9838.5 \text{ (kg/m}^3\text{)}$ 。圖 7 為古鈸之有限元素模型，圖 8 為實體示意圖元素採用線性立方體元素(Soild 45)進行建構，並以全模型進行數學模型化之假設，元素分割共有 22322 個元素與 37444 個節點；邊界條件以中心圓孔 xyz 自由度為零，採用實際固定邊界進行模態分析；負荷條件於模態分析不須設定負荷。

表 4 為鎖固/自由邊界下之理論比較表，可以發現，兩者不同邊界下之模態意義都屬於面模態 (r, θ) ，【面】指古鈸整體結構， r 為徑向之節線處， θ 為周向之節線數，以下就古鈸之鎖固/自由邊界下之結果比較綜合討論如下：

- (1) 鎖固邊界下之模態振型相較於自由邊界下多出幾個模態振型，有 F-01、F-02、F-19。
- (2) 鎖固邊界下之自然頻率相較於自由邊界下之自然頻率皆有變高之趨勢
- (3) 鎖固/自由邊界下所得之各模態自然頻率比較大多數皆為 2% 以下，除了面模態 $(r, \theta) = (1, 0)$ 及面模態 $(r, \theta) = (2, 0)$ 為 7.74% 以下，初步判斷造成誤差較大原因為鎖固圓心 xyz 方向之自由度為零，而這兩個面模態為圓心 z 方向位移所以造成較大差異，結果顯示皆為合理。
- (4) 鎖固/自由邊界下之發聲模態為面模態 $(r, \theta) = (1, X)$ ，可以發現誤差值皆在 1% 以下，當敲擊邊緣點時可激發出這些模態，因此將此些模態定義為發聲模態。

4. 古鈸之聲音特性探討

本節針對製作完成之古鈸，進行聲音量測，探討實際邊界下敲擊古鈸在不同位置上與運用不同軟硬度之敲擊槌敲擊古鈸之聲音特性，並測得其聲音之時間域響應，並透過快速傅立葉轉換，求得頻率域之聲音頻譜圖，探討數個發聲模態之頻率峰值是否與理論模態分析結果相互對應。

圖 9(a) 量測儀器架設圖，圖 9(b) 為敲擊位置示意圖，圖 9 為實際邊界下之聲音量測儀器架設圖。將古鈸以螺絲鎖固，模擬實際固定邊界情況，由不同軟硬度之琴槌敲擊古鈸位置 1 和運用軟硬度適中之敲擊槌敲擊古鈸位置 1、位置 2、位置 3，並透過麥克風為感測器進行量測，透過聲音量測程式，進行聲音量測分析，量測得古鈸時間域示意圖與頻率域聲音頻譜圖；儀器設定部分取樣時間為 5(sec)，頻率解析度為 1Hz，頻寬範圍為 0~8000Hz。

針對製作完成之古鈸，進行聲音量測，圖10(a)位置1、(b)位置2、(c)位置3為探討實際邊界下敲擊古鈸在不同位置上之聲音特性與圖11(a)硬槌、(b)中槌、(c)軟槌為探討實際邊界下利用不同軟硬度之敲擊槌敲擊古鈸之聲音特性，並測得其聲音之時間域響應，綜合討論如下：

- (1) 圖10(a)、(b)、(c)為實際邊界下利用軟硬度適中之敲擊槌敲擊古鈸不同位置上之聲音頻譜圖，由聲音頻譜圖可發現，敲擊位置1離古鈸外緣越接近，可激發出越多之模態，反之敲擊位置3離古鈸外緣越遠則越少之模態，可推斷位置1為最佳敲擊位置。
- (2) 圖11(a)、(b)、(c)在實際邊界下之不同軟硬度之敲擊槌敲擊古鈸同點位置上之聲音頻譜圖，由聲音頻譜圖可發現，當軟槌敲擊時，在低頻聲音(dB)都比硬槌來的高，而在高頻時聲音(dB)都比硬槌來的低，證明軟槌易激發低頻的頻率，不易激發高頻的頻率，可推斷最佳之敲擊槌為軟硬度適中的硬度中等之敲擊槌。
- (3) 敲擊不同位置時，產生的模態振型也會不同，但主要發聲模態皆為面($r;\theta$)=(1,X)模態

5. 結論

本文建立古鈸之有限元素模型，並藉由實驗模態分析比對驗證，探討古鈸之發聲機制，同時也進行聲音量測分析，探討硬和軟槌敲擊之古鈸聲音特性，以及探討敲擊古鈸之不同位置之聲音特性，綜合本文之分析可得下列幾點結論：

- (1) 將理論與實驗之模態分析結果進行比對發現，兩者模態振型對應良好，頻率誤差百分比皆在1.05%內，初步判斷造成頻率誤差之主要原因為加工誤差，古鈸厚度不均厚、傳統車床加工時尺寸無法精確控制與有限元素模型略有差異。
- (2) 對理論與實驗之模態振型進行比對發現，古鈸之模態振型主要以面($r;\theta$)模態為主，代表面($r;\theta$)模態振型為古鈸主要模態。
- (3) 鎖固/自由邊界下之發聲模態皆為為面模態($r;\theta$)=(1,X)，相互比對可以發現誤差值皆在1%以下，當敲擊邊緣點時可激發出之模態，定為發聲模態。
- (4) 鎖固邊界下之自然頻率相較於自由邊界下之自然頻率皆有變高之趨勢。
- (5) 從聲音量測分析中，得知激發出的自然頻率會因打擊位置不同而有所變化，而主要的發聲模態在617Hz為(r, θ)=(1,2)、1242 Hz為(r, θ)=(1,3)、1865 Hz為(r, θ)=(1,4)；當打擊位置在位置1時，古鈸的發聲模態就會被激發出來，而這可照演奏者的需求，打擊不同位置以達到演奏時需要的不同效果。
- (6) 從聲音量測分析中，得知硬度較高之硬槌較易激發出高頻之頻率；反之軟槌較易激發低頻之

頻率。

- (7) 從聲音量測分析中，發現位置1為最佳之敲擊古鈸位置、也發現最佳之敲擊槌為軟硬度適中的硬度中等之敲擊槌。

6. 誌謝

本論文為科技部計畫編號103-2221-E-020-020之計畫，由於科技部的支持，使本計畫得以順利進行，特此致上感謝之意。

7. 參考文獻

1. Petrolito, J., and Legge, K. A., 1997, "Optimal Undercuts for the Tuning of Percussive Beams," *Journal of Acoustical Society of America*, Vol. 102, No. 4, pp.2432-2437.
2. Bork, I., 1995, "Practical Tuning of Xylophone Bars and Resonators," *Applied Acoustics*, Vol. 46, pp. 103-127.
3. 王栢村、吳祥瑞、徐秀娟、高正賢，2011，「古鈸打擊聲音特性之探討」，*中華民國振動與噪音工程學會第19屆學術研討會*，彰化，論文編號：B-09。
4. 王栢村，張家豪，2012，「京鈔之模態參數與打擊聲音特性」，*中華民國音響學會第二十五屆學術研討會*，台中，論文編號：D-002-A1。
5. 王栢村，吳銘峰，2011，「銅鑼模型更新及聲音特性探討」，*中華民國音響學會第二十四屆學術研討會*，臺北，論文編號：C-11。
6. 王栢村，蘇集銘，2006，「吉他弦之振動與聲音特性探討」，*中華民國音響學會第十九屆學術研討會論文集*，台南，論文編號：A7。

7. 圖表範例

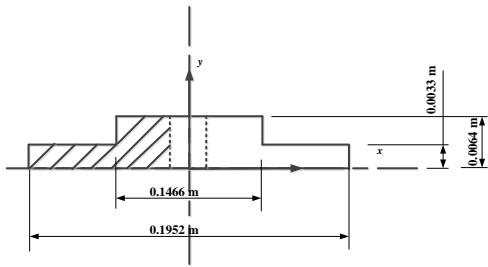


圖1:古鈸初始外型示意圖

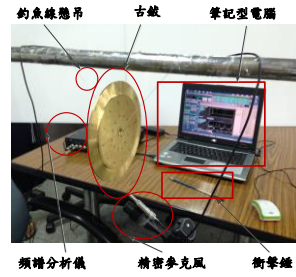


圖6:古鈸之實驗架設圖

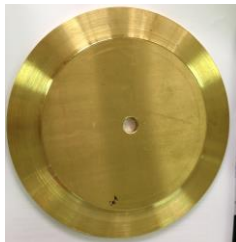


圖2:古鈸之實體模型

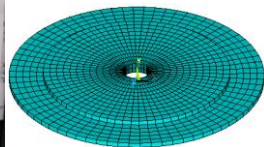


圖3:古鈸之有限元素模型

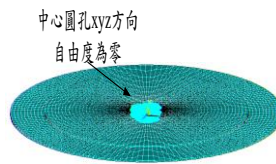


圖7:古鈸之有限元素模型

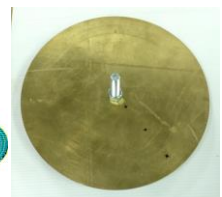


圖8:實體示意圖

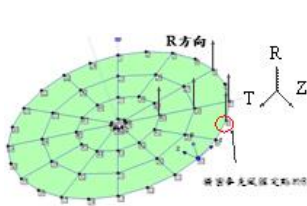


圖4:古鈸之佈點示意圖

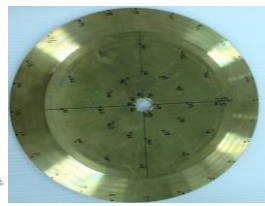
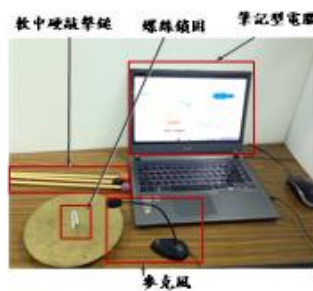
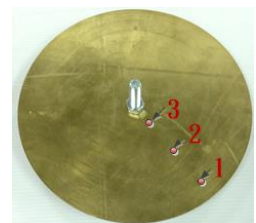


圖5:古鈸之佈點實體圖

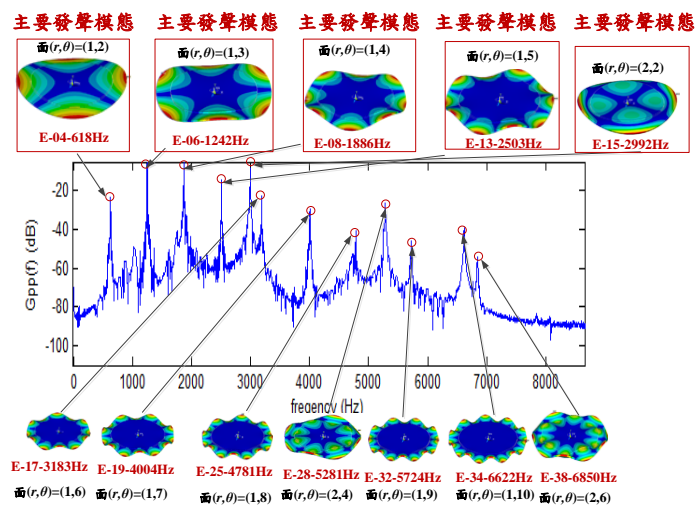


(a)量測儀器架設圖



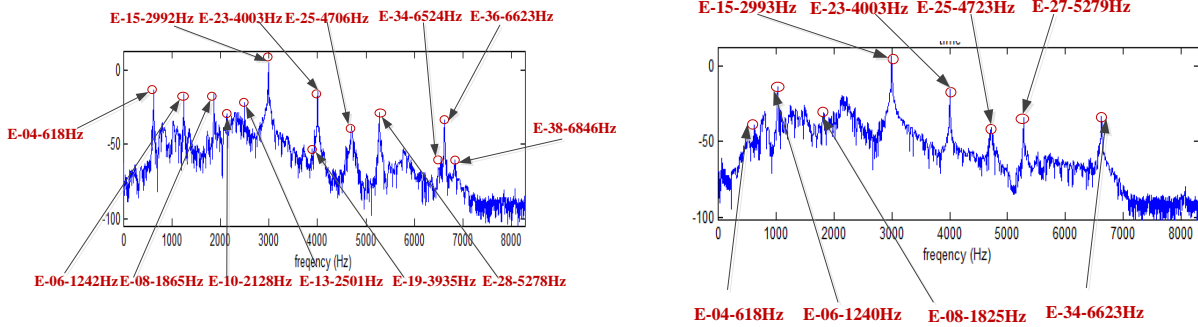
(b)敲擊位置示意圖

圖9:實際邊界下之聲音量測儀器架設圖



(a) 位置1

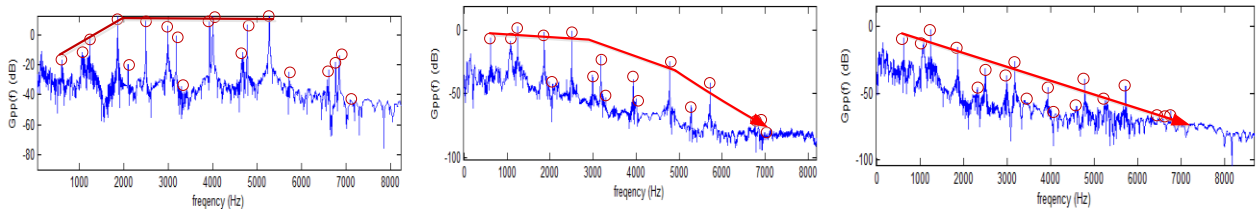
圖10:實際邊界下敲擊古鈸在不同位置上之聲音頻譜圖



(b)位置2

(c)位置3

圖11:實際邊界下敲擊古鈸在不同位置上之聲音頻譜圖(續)



(a)硬槌

(b)中槌

(c)軟槌

圖12:實際邊界下運用不同敲擊槌敲擊古鈸之聲音頻譜圖

表1:自由邊界下之理論之模態振型表

r	θ	1	2	3	4
0	0		$(r, \theta)=(2,0)$	$(r, \theta)=(3,0)$	$(r, \theta)=(4,0)$
1	1		$(r, \theta)=(2,1)$	$(r, \theta)=(3,1)$	
2	2	$(r, \theta)=(1,2)$	$(r, \theta)=(2,2)$	$(r, \theta)=(3,2)$	
3	3	$(r, \theta)=(1,3)$	$(r, \theta)=(2,3)$		
4	4	$(r, \theta)=(1,4)$	$(r, \theta)=(2,4)$		
5	5	$(r, \theta)=(1,5)$	$(r, \theta)=(2,5)$		
6	6	$(r, \theta)=(1,6)$			
7	7	$(r, \theta)=(1,7)$			
8	8	$(r, \theta)=(1,8)$			
9	9	$(r, \theta)=(1,9)$			
10	10	$(r, \theta)=(1,10)$			

表2:自由邊界下之理論與分析之自然頻率總表

模態數	FEA (Hz)	模態數	EMA (Hz)	誤差 (%)	物理意義 面模態 (r, θ)	阻尼比 (%)	累積平均 阻尼比 (%)
F-01	617.99	E-01	619.62	-0.26	$(r, \theta)=(1,2)$	0.3589	0.3589
F-02	617.99	--	--	--	$(r, \theta)=(1,2)$	--	--
F-03	1082.93	E-02	1080.60	0.22	$(r, \theta)=(2,0)$	0.2272	0.2931
F-04	1240.42	E-03	1240.90	-0.04	$(r, \theta)=(1,3)$	0.1839	0.2567
F-05	1240.42	--	--	--	$(r, \theta)=(1,3)$	--	--
F-06	1869.43	E-04	1866.20	0.17	$(r, \theta)=(1,4)$	0.1205	0.2226
F-07	1869.43	--	--	--	$(r, \theta)=(1,4)$	--	--
F-08	2113.91	E-05	2090.00	1.14	$(r, \theta)=(2,1)$	0.1227	0.2026
F-09	2113.91	--	--	--	$(r, \theta)=(2,1)$	--	--
F-10	2511.63	E-06	2501.80	0.39	$(r, \theta)=(1,5)$	0.0923	0.1843
F-11	2511.63	--	--	--	$(r, \theta)=(1,5)$	--	--
F-12	3037.02	E-07	2987.80	1.65	$(r, \theta)=(2,2)$	0.0850	0.1701
F-13	3037.02	--	--	--	$(r, \theta)=(2,2)$	--	--
F-14	3201.21	E-08	3182.20	0.60	$(r, \theta)=(1,6)$	0.0721	0.1578
F-15	3201.21	--	--	--	$(r, \theta)=(1,6)$	--	--
F-16	3312.72	E-09	3248.90	1.96	$(r, \theta)=(3,0)$	0.0890	0.1507
F-17	3968.31	E-10	3936.20	0.82	$(r, \theta)=(1,7)$	0.0617	0.1418
F-18	3968.31	--	--	--	$(r, \theta)=(1,7)$	--	--
F-19	4075.78	E-11	4003.00	1.82	$(r, \theta)=(2,3)$	0.0890	0.1370
F-20	4075.78	--	--	--	$(r, \theta)=(2,3)$	--	--
F-21	4749.97	E-12	4659.00	1.95	$(r, \theta)=(2,2)$	0.0785	0.1321
F-22	4749.97	--	--	--	$(r, \theta)=(2,2)$	--	--
F-23	4831.76	E-13	4780.20	1.08	$(r, \theta)=(1,8)$	0.0502	0.1258
F-24	4831.76	--	--	--	$(r, \theta)=(1,8)$	--	--
F-25	5369.71	E-14	5279.40	1.71	$(r, \theta)=(2,4)$	0.0705	0.1219
F-26	5369.71	--	--	--	$(r, \theta)=(2,4)$	--	--
F-27	5801.92	E-15	5723.00	1.38	$(r, \theta)=(1,9)$	0.0391	0.1264
F-28	5801.92	--	--	--	$(r, \theta)=(1,9)$	--	--
F-29	6682.03	E-16	6611.50	1.07	$(r, \theta)=(3,2)$	0.0545	0.1125
F-30	6682.03	--	--	--	$(r, \theta)=(3,2)$	--	--
F-31	6884.65	E-17	6767.20	1.74	$(r, \theta)=(1,10)$	0.0414	0.1083
F-32	6884.65	--	--	--	$(r, \theta)=(1,10)$	--	--
F-33	6951.47	E-18	6846.80	1.53	$(r, \theta)=(2,5)$	0.0676	0.1061
F-34	6951.47	--	--	--	$(r, \theta)=(2,5)$	--	--
F-35	7096.29	E-19	7018.60	1.11	$(r, \theta)=(4,0)$	0.0726	0.1043
ε_{avg} (自然頻率誤差平均值)						1.05	
ε_{rms} (自然頻率誤差平方平均根)						1.25	

表3:自由邊界下之理論與分析之模態振型總表

模態數	模態振型	模態數	模態振型	物理意義 面模態(r,θ)
F-01		E-01		面模態 (r,θ)=(1,2)
F-02		--	--	面模態 (r,θ)=(1,2)
F-03		E-02		面模態 (r,θ)=(2,0)
F-04		E-03		面模態 (r,θ)=(1,3)
F-05		--	--	面模態 (r,θ)=(1,3)
F-06		E-04		面模態 (r,θ)=(1,4)
F-07		--	--	面模態 (r,θ)=(1,4)
F-08		E-05		面模態 (r,θ)=(2,1)

表4：鎖固/自由邊界下之理論比較表

模態數	鎖固邊界 FEA (Hz)	模態數	自由邊界 FEA (Hz)	物理意義 面模態(r,θ)	誤差 (%)
F-01	337.93			(r,θ)=(0,1)	--
F-02	368.17			(r,θ)=(1,0)	--
F-03	621.76	F-01	617.99	(r,θ)=(1,2)	-0.60
F-04	624.45	F-02	617.99	(r,θ)=(1,2)	-1.03
F-05	1105.48	F-03	1082.93	(r,θ)=(2,0)	-2.03
F-06	1240.52	F-04	1240.42	(r,θ)=(1,3)	0.00
F-07	1240.53	F-05	1240.42	(r,θ)=(1,3)	0.00
F-08	1869.49	F-06	1869.43	(r,θ)=(1,4)	0.00
F-09	1869.49	F-07	1869.43	(r,θ)=(1,4)	0.00
F-10	2114.77	F-08	2113.91	(r,θ)=(2,1)	-0.04
F-11	2114.77	F-09	2113.91	(r,θ)=(2,1)	-0.04
F-12	2511.65	F-10	2511.63	(r,θ)=(1,5)	0.00
F-13	2511.65	F-11	2511.63	(r,θ)=(1,5)	0.00
F-14	3044.00	F-12	3037.02	(r,θ)=(2,2)	0.22
F-15	3050.40	F-13	3037.02	(r,θ)=(2,2)	-0.43
F-16	3201.23	F-14	3201.21	(r,θ)=(1,6)	0.00
F-17	3201.23	F-15	3201.21	(r,θ)=(1,6)	0.00
F-18	3371.42	F-16	3312.75	(r,θ)=(3,0)	-7.74
F-19	3966.18	--	--	軸向 (r,θ)=(1,0)	--
F-20	3968.32	F-17	3968.31	(r,θ)=(1,7)	0.00
F-21	3968.32	F-18	3968.31	(r,θ)=(1,7)	0.00
F-22	4076.46	F-19	4075.72	(r,θ)=(2,3)	0.01
F-23	4076.46	F-20	4075.72	(r,θ)=(2,3)	0.01
F-24	4756.51	F-21	4749.96	(r,θ)=(3,1)	0.13
--	--	F-22	4749.96	(r,θ)=(3,1)	--
F-25	4831.72	F-23	4831.76	(r,θ)=(1,8)	0.00
F-26	4831.72	F-24	4831.76	(r,θ)=(1,8)	0.00

Model Verification and Percussion Sound Characteristics of Crotales

Bor-Tsuen Wang^{1*}, Kuan-Te Yu²
¹National Pingtung University of Science & Technology Department of Mechanical Engineering

² National Pingtung University of Science & Technology Department of Mechanical Engineering

MOST103-2221-E-020-020

*Email: wangbt@mail.npust.edu.tw

Abstract

This work aims to investigate a kind of percussion instrument, the crotales, to study its structural vibration and percussion sound characteristics. The crotales is a step round plate with two different thickness made of copper. Finite element analysis (FEA) is adopted to perform modal analysis on the crotales in free boundary condition so as to obtain structural modal parameters. Experimental modal analysis (EMA) is then carried out by using the impact hammer as the actuator and microphone as the sensor. Frequency response functions between the applied force and sound pressure response can be measured and processed to determine modal parameters, including natural frequencies, mode shapes and modal damping ratios. Base on the experimentally extracted modal data, the FE model can be updated and validated by adjusting material properties. The crotales fixed at the center for practical application is also analyzed to compare modal characteristics with those in free boundary. The percussion sound of crotales is measured to obtain sound spectrum. Typical circular plate mode shapes are shown to illustrate the relationship between percussion sound spectrum and structural modes. Results show analytical model can be well verified and adopted to predict the structural mode and the percussion sound of crotales as well. This work also measures the percussion sound for different impact locations on the crotales as well as for hard and soft mallets. The optimum strike location on the crotales and the suitable mallet can then be suggested. The developed analytical and experimental approaches can be applied to other percussion instruments.

Keywords: crotales, model verification, modal analysis, sound spectrum

中國機械工程學會第三十一屆全國學術研討會論文集
中華民國一百零三年十二月六、七日

逢甲大學 台中市
論文編號：03188