

煞車異音診斷改善技術

童柏源¹、李建興¹、潘國良¹、賴偉宏²、李文華²、陳政賢²、郭志平²、李建鋒²、林世政²

¹財團法人車輛研究測試中心

²華創車電

¹E-mail: benson@artc.org.tw

摘要

本文主要結合實驗方法與電腦輔助工程分析，針對煞車異音問題進行診斷分析與提出改善對策。一般多以更換來令片方式以解決煞車異音問題，事實上異音發生原因較為繁雜，在整車開發過程中，即使針對問題進行實驗解析，也難以立即擬定明確之解決方案。因此本文希望建立一煞車異音診斷改善技術，能夠在短時間內有效地解析異音發生機制並擬定改善對策。解析方法則透過實驗與理論自然頻率響應函數之比對驗證，進一步由有限元素分析探討此煞車異音產生機制並擬定改善策略，最後變更碟盤幾何設計進行異音改善評估。本文針對煞車高頻尖銳異音問題建立一套快速診斷流程，有助於未來整車煞車異音資料庫建立，並期望可針對煞車系統相關零組件進行製造開發過程之規格制定，以確保整車產品之最終品質。

關鍵詞：煞車異音、電腦輔助工程分析。

1. 前言

隨著工程技術提升，車輛製造水準亦不斷地進步。而現今整車振動噪音性能，已非過去所能比擬。不過還是存在著部分較難掌控的問題，而煞車異音就是其中之一。雖然煞車異音並不會直接對於車輛操控安全造成影響，但卻會間接降低人們對於該車的整體評價，並影響其購買車輛之意願。

過去相關文獻指出，煞車異音發生原因可能為煞車襯材質、厚度或幾何形狀不佳，隔音片之阻尼或溫度特性與煞車襯匹配不良。另外，針對煞車系統之共振現象也指出，碟盤與煞車襯因為挾持時所造成之摩擦力，會引發碟盤之 tangential mode 與 normal direction mode 之耦合現象進而產生異音[1]。造成煞車異音變異因素甚多，所以較難直接由不同材料、形式之零組件匹配在設計端就獲得一無異音之組合。

為能有效解決異音問題，本文將透過實驗手法解析出煞車異音頻率特性。實驗中將使用車輛底盤動力計重現煞車異音發生狀況，並透過加速規與麥克風等量測設備之架設以擷取異音相關數據。此外，將根據過去對煞車異音研究文獻所整理之不同頻率煞車異音引發之機制進行實驗設計，並與電腦輔助工程(computer-aided engineering, CAE)分析進行比對以探討異音現象產生機制。最後透過 CAE 藉由調整其數值模型，改變其特徵頻率以期能解決異音問題。

2. 煞車異音產生機制綜整

一般煞車異音發生機制主要可分為系統共振與能量來源等二個層面。

系統共振所引發之異音，主要為煞車系統各零部件之自然頻率因受系統制動時因摩擦行為所產生的激振力產生耦合之現象，進而引發異音問題；可藉由改變煞車系統相關構件之自然頻率以避免耦合現象發生，或增加系統組尼亦是異音解決方式之一。

能量來源所引發之異音主要根據異音所產生之能量來源進行系統分析，問題來源除了與煞車襯與碟盤表面摩擦與碟盤速度(μ -velocity)特性具有高度關聯性外，另外一方面碟盤與煞車襯表面接觸時，因瞬間摩擦力變化作用形成碟盤制動系統振動不穩定亦是異音產生機制之一；此外，當煞車作動時，整體煞車系統若形成負阻尼(Negative damping)現象，則系統亦將變得不穩定，也就是摩擦力所引發的振動現象將有可能隨時間變化而振幅變大，該自激式(self-excited)振動系統亦容易導致異音的發生。而目前系統阻尼分析，已被廣泛使用在確認煞車系統使否為一穩定系統。透過數值分析方式(complex eigenvalue analysis, CEA)提前於設計端進行系統識別，以降低異音產生現象

本文針對煞車異音之診斷是基於藉由系統頻率域量測，解析出異音之特徵頻率並對照煞車異音發生機制之變異因子，並配合 CAE 進行改善。而煞車異音因其發生頻率可歸納成以下三部份：

- (1) 低頻噪音(Low frequency noise)：低頻噪音頻率範圍分佈在 100Hz~1kHz 內，音色特性如摩擦產生嘎嘎音(grind、grunt) 與牛鳴般呼嚕聲響(moan、groan)，對於此噪音的發聲機制，乃因煞車襯與碟盤接觸材質摩擦所引發[1]。
- (2) 低頻尖銳音(Low frequency squeal)：發生頻率範圍大約 5kHz 以下，形成的機制主要是碟盤 out of plane mode 耦合煞車襯模態，關於此現象的發生，是因碟盤與煞車襯接觸時所形成的摩擦力，造成煞車各零組件間的 model locking 耦合作用[1]。
- (3) 高頻尖銳音(High frequency squeak)：發生頻率範圍大約 5kHz 以上，這也是大部份最讓人困擾的煞車異音；對此異音的發生，大部份情形是碟盤所形成的 tangential mode 與 normal direction mode 的耦合現象，因此碟盤的振動特性將是影響異音發生重要關鍵[1][2]。

3. 煞車異音問題診斷與定義

為針對煞車異音進行問題解析，本節將對於實驗過程及相關診斷結果進行分析與討論。

本文中所探討的煞車異音問題，其發生狀況為車輛行進煞車過程中，車輛減速至中低速或完全靜止前產生之尖銳高頻音。關於煞車異音之對策，通常透過將煞車襯倒角、切溝或追加隔音片之方式，改變制動過程中之摩擦特性變化，影響系統阻尼變化進而消除異音。在採用上述對策後，煞車異音仍然無法完全消除，發生頻率仍偏高，於是進一步以下列實驗方式進行問題解析。

3.1 實驗架構

本文在煞車異音問題偵錯過程中，主要基於實驗方法解析出異音特徵頻率，再參考過去文獻所整理出煞車異音發生機制進行驗證。實驗方面，將著重於異音與制動構件之振動量測。

實驗規劃將分為動態測試與靜態測試，相關說明如下：

- (1) 圖 1 為動態測試示意圖，圖 2 動態測試實驗架設示意圖。動態測試中，將由車輛底盤動力計重現煞車異音發生狀態；一般道路行駛並煞車時，車輛之慣性力對於煞車系統制動時會形成一轉動負載；因此測試條件制定上，主要設定動力計滾輪帶動輪胎，以模擬實際負載之狀況。
- (2) 針對內、外側卡鉗及外側煞車襯分別架設加速規；其中振動量測分析有效頻寬設定為 25.6k Hz，解析頻率為 3.125 Hz，時間加權設定漢寧視窗(hanning window)。
- (3) 動態噪音量測中，在輪胎外側及車內駕駛座右側人耳位置各架設一支麥克風；其中分析頻寬設定為 25.6k Hz，解析頻率為 3.125 Hz，時間加權為 hanning window，頻率加權為 A weighting。
- (4) 圖 3 為靜態測試架設圖(on car)，圖 4 為靜態測試實驗架設圖(單構件)。在靜態測試部分，將針對煞車系統安裝於車上狀態及碟盤單構件分別進行法線與切線方向自然頻率量測。希望可藉由煞車相關構件之自然頻率與動態測試結果進行比對驗證，以探討煞車異音切確發生機制。



圖 1 動態測試示意圖

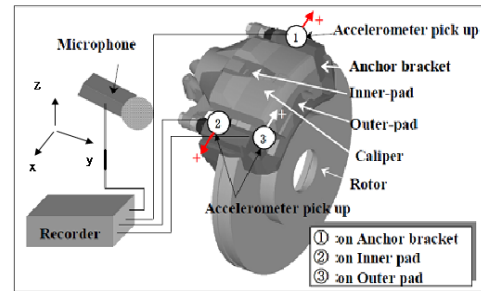


圖 2 動態測試實驗架設示意圖



圖 3 靜態測試實驗架設圖 (on car)

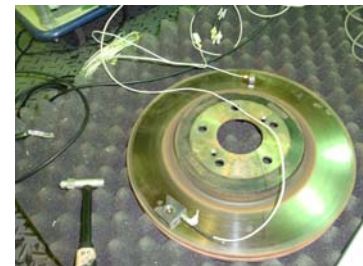


圖 4 靜態測試實驗架設圖 (單構件)

3.2 實驗結果診斷與分析討論

本節將針對實驗數據進行解析與探討，並配合煞車異音綜整結果提出改善方案，作為之後數值分析改善依據。

圖 5 為輪胎外側麥克風量測結果，其中橫軸為頻率，縱軸為時間，顏色區塊則表示不同聲壓振幅；比對此時頻圖可發現隨著實驗過程煞車的分離與踩踏，在 9380 Hz 處出現明顯聲壓幅值增減之現象，該頻率處振幅增減所發生之歷時恰與主觀評估中異音發生時間符合，故評估 9380 Hz 為煞車異音特徵頻率。由於此頻率在本文第二節煞車異音產生機制綜整中屬於 5k Hz 以上的高頻尖銳音，而該煞車異音引發機制為碟盤 tangential mode 與 normal direction mode 的耦合現象。此外，相同時間歷程中，在內側煞車襯加速規之 Y 方向亦量到明顯特徵頻率 9450 Hz(圖 6)，其與煞車異音 9380 雖有 70 Hz 之差異，兩者關聯性亦須進一步釐清與確認。

由過去文獻之經驗，本節則針對碟盤結構特性進行討論，在自然頻率量測過程將分為安裝於車上狀態(on car)，與碟盤單一構件狀態；其中 On car 之共振頻率量測又分為煞車無制動與制動，均量測 Y 方向與 Z 方向之同點頻率響應函數(point FRF)。圖 7 為 on car 煞車無制動之共振頻率結果，激振方向為 Y 方向。從結果可發現在不管在 Y 方向或 Z 方向，在 9380 Hz 皆無發現明顯之特徵頻率，不過在 9564 Hz 可以發現明顯之頻率

響應(圖 8)。此特徵頻率初步判定為碟盤之 Out-of-plane modes 之 bending mode。由於煞車時之卡鉗對碟盤的夾持力或許將影響整體系統之邊界與質量特性，使相同零組件自然頻率產生不同程度之變異或偏移，於是對碟盤施以實際煞車制動狀態進行頻率響應函數測試，實驗最終結果(圖 9、圖 10)在 9380 Hz 並無發現明顯之特徵頻率。

圖 11 為碟盤單構件在 normal 方向自然頻率量測結果，發現在 9580 Hz 處存在明顯之特徵頻率，與 on car 碟盤結構的 9564 Hz 極為接近，其顯示碟盤結構在高頻的響應特性中，並未因邊界條件或質量效應而使 9564Hz 的特徵頻率產生變化，所以判定該頻率為碟盤之 normal direction mode。

碟盤單構件共振頻率除了量測 normal 方向之數據，也會針對碟盤 tangential 方向進行量測。過去由於 tangential 方向之自然頻率較難直接由激振碟盤本體求得，主要原因在於以衝擊錘進行盤面結構激振時，僅進行 normal 方向激振，且一般 tangential mode 皆發生於高頻階次，在進行模態測試與驗證時均僅考慮低頻模態結果，因此無法有效觀察到 tangential mode；因此我們先在碟盤與煞車襯接觸面黏貼一鐵塊作為激振點。此步驟需注意的是，鐵塊不能過大或過小。過大可能會對於系統造成質量效應影響實驗結果，過小又會導致激振入力傳遞性差，無法有效求得 tangential 方向共振頻率。圖 12 為碟盤 tangential 方向共振頻率量測結果，由結果可以發現碟盤在 9416 Hz 處有一明顯之特徵頻率，該頻率在以 normal 方向激振時並未因為不同邊界與質量特性改變而出現過，故判定特徵頻率為碟盤之 tangential mode。圖 13 為碟盤 tangential mode 與 normal direction mode 比較結果，可明顯比對兩頻率位置分佈之差異。

在確定碟盤結構共振頻率實驗結果，存在過去文獻所提及 5k Hz 以上煞車異音發生機制之變異因子。接著，將透過 CAE 方法進行異音改善分析。

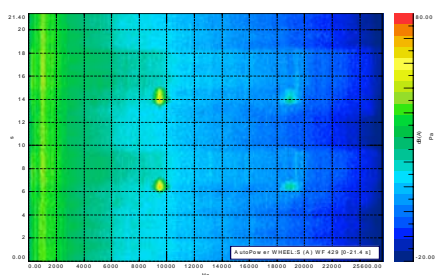


圖 5 輪胎外側麥克風量測結果

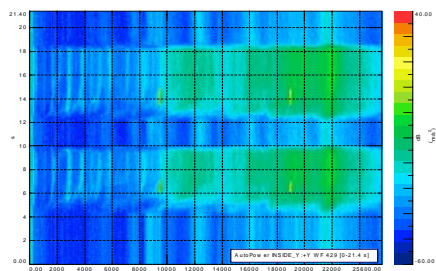


圖 6 內側煞車襯加速規量測結果

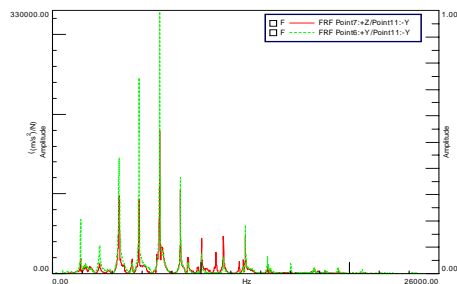


圖 7 激振 Y 方向量測結果(煞車無制動)

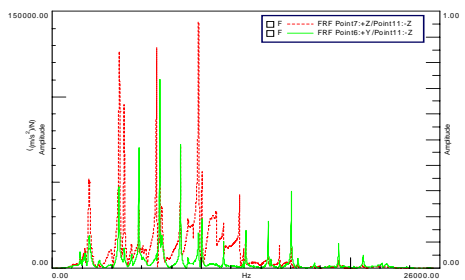


圖 8 激振 Z 方向量測結果(煞車無制動)

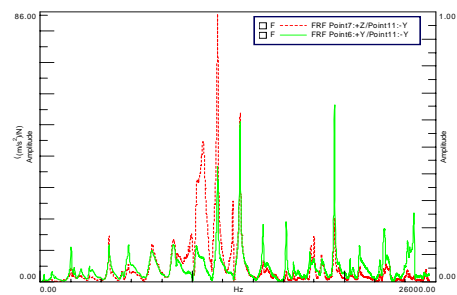


圖 9 激振 Y 方向量測結果(煞車制動)

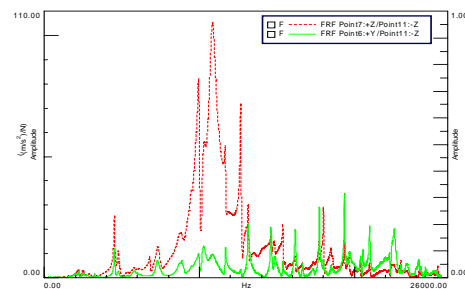


圖 10 激振 Z 方向量測結果(煞車制動)

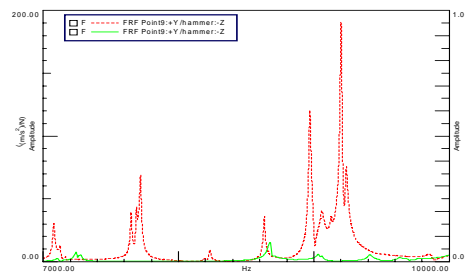


圖 11 激振 Y 方向量測結果(單構件)

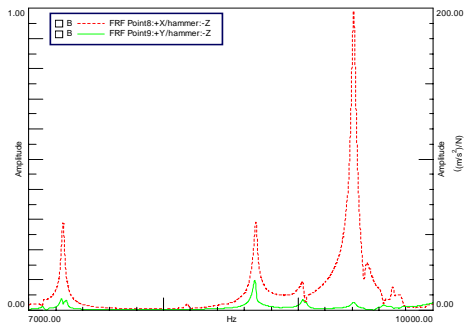


圖 12 激振 Z 方向量測結果(單構件)

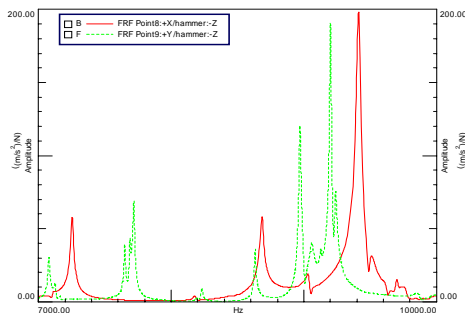


圖 13 碟盤 tangential mode 與 normal direction mode 比較結果

4. 碟盤數值分析驗證與改善設計

本節將使用數值分析方法進行碟盤模型驗證與改善。首先，會透過求解碟盤頻率響應函數(FRF)去驗證實驗所求得之 tangential mode。接著將針對數值模進行修改，希望藉由改變 tangential 特徵頻率達到異音消除之目標。

4.1 有限元素模型建模參數

本文數值模型使用四面體三維元素 (tria3) 進行模型建立。元素數量為 65764，節點數量為 19605。一般在使用三維元素建模，由於考慮到分析精度，通常會使用六面體三維元素。但該種類元素對於相對複雜之模型在建立時，會花費較多時間進行網格劃分。另一方面，也因為碟盤結構剛性較高，對於使用四面體三維元素進行建模也較適合。模型建立完成後將於自由邊界下進行模態分析，求解自然頻率與模態振形。本文分析軟體使用 Hyperworks 中的 Optistruct 求解器進行求解。圖 14 為碟盤有限元素模型。

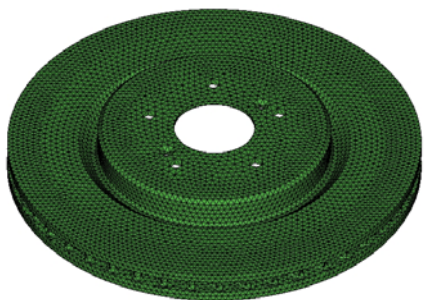


圖 14 碟盤有限元素模型

4.2 等效數值模型比對驗證

本節針對數值模型之可靠度進行確認。主要在於建立一等效模型，排除因模型之不確定性而造成後續改善分析失效。由於以實驗方式求得碟盤模態結果，對於本文中較高頻率結果須花費時間進行較多量測點數之規劃與量測。但由於時間上考量，我們僅以比對共振頻率方式進行模型確認。圖 15 為碟盤分析與實驗比對結果。由分析與實驗比對結果可以發現，實驗結果在 9416 Hz 處有一明顯特徵頻率，而數值分析結果在 9428 Hz 處也發現一明顯特徵頻率。由於本文將藉由調整造成煞車異音之特徵頻率作為改善依據，所以在確認數值分析結果有能與實驗結果相仿後，將使用該數值模型進行模型變更之依據。另外，藉由數值模態分析，求得二個模態振形可能為過去文獻所提及 5k Hz 以上之煞車異音引發機制。圖 16 為 diametrical bending mode 9576 Hz，圖 17 為 tangential mode 9428 Hz

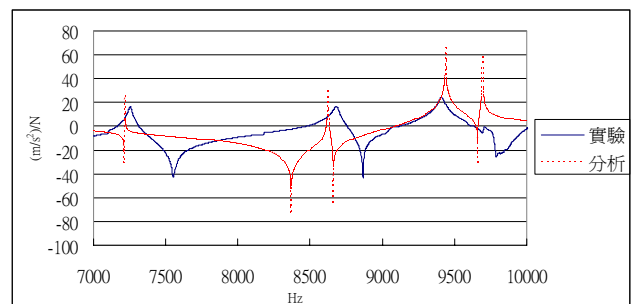


圖 15 碟盤分析與實驗比對結果

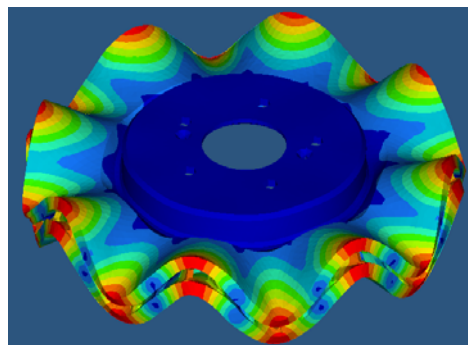


圖 16 Diametrical bending mode (9576 Hz)

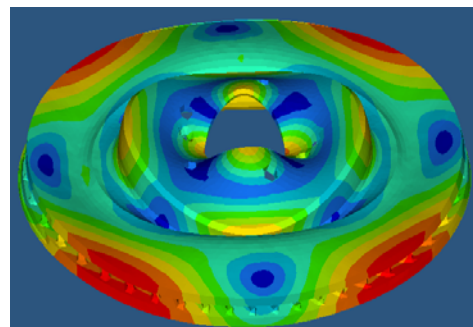


圖 17 tangential mode (9428 Hz)

4.3 碟盤模型變更設計

在確定數值模型分析與實驗之相關性後，煞車異音改善對策將訂為改變 tangential 特徵頻率。希望在將造成煞車異音的二個耦合之特徵頻率分離後，能有效消除煞車異音。圖 18 為改善前後碟盤共振頻率結果比較。由改善後結果可以明顯發現，原本 9428 Hz 處之特徵頻率已明顯消失，而理論上因為 tangential mode 與 normal direction mode 的耦合現象所造成之異音也應該隨之消失。

依據文獻記載，藉由變更碟盤 Swan Neck 幾何外型及通風肋條數量及構成形狀等方式可以改變碟盤特徵頻率。碟盤結構設計為車輛開發之 know-how，在此不具體論述本文中碟盤模型參數變更內容。

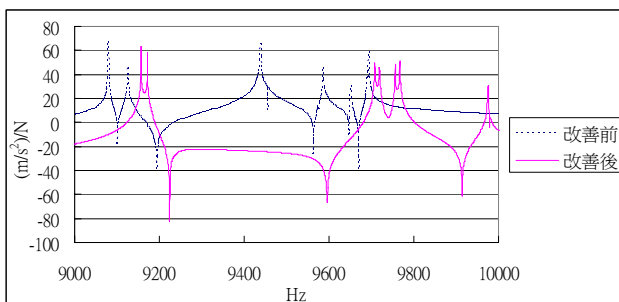


圖 18 改善前後碟盤共振頻率結果比較

5. 結論

本文針對煞車異音問題結合實驗與分析方法進行診斷解析與對策改善，透過上述探討最終結論如下：

- (1) 本研究根據過去煞車異音研究文獻，統整異音產生之可能機制，作為問題診斷偵錯之初步依據。
- (2) 本研究透過實驗方法解析出異音發生之確切頻率，並求得 5k Hz 以上煞車異音所造成之機制 tangential mode 與 normal direction mode 相關特徵頻率。
- (3) 碟盤 tangential mode 並無法在 on car 狀態求得，應再進行實驗方式探討以確定 tangential mode 在 on car 狀態之實驗方式。
- (4) 本研究所建立之有限元素模型，在與實驗結果比對特徵頻率後發現，其可靠度符合執行模型變更之要求。
- (5) 在執行模型變更後，發現原本在 9428Hz 之 tangential mode 已消失。這對於預期中之特徵頻率調整是有效的，但改善件於實車上之實際結果還需進行評估才能確定。
- (6) 未來可進一步以此改善流程建立煞車異音資料庫，並制定不同煞車相關零組件結構特性規格，以使整車開發初期便能精確掌握產品品質，縮短後續試誤成本與驗證時程。

6. 參考文獻

期刊論文：

- [1] 辛勤興，小型車碟式煞車異音檢測與改善技術建立結案報告，技術報告，財團法人車輛研究測試中心，彰化，台灣，2002。
- [2] Antti Papinniemi, Jiye Zhao, and Daniel Stanef, "An Investigation of In-Plane Vibration Modes in Disc Brake Squeal Noise", 23rd Annual Brake Colloquium & Exhibition, Orlando, Florida. October 9-12, 2005.