

大客車動力系統之艙室噪音吸隔音層分析與改良設計

陳奕安

財團法人車輛研究測試中心(ARTC)

摘要

本文係針對大客車之艙室噪音抑制議題進行研究開發，主要是利用車輛被動噪音防護手段對吸隔音材匹配的議題進行研究與設計，運用 CAE 模擬與優化技術及實際測試搭配，以模組化方式開發與設計整合式吸隔音層模塊，最終產出一組經過優化設計之吸隔音層模組商品，將之直接鎖附在大客車艙室四周，可有效降低大客車艙室噪音。此技術可快速應用在大客車艙室主要噪音來源-引擎室之阻絕。且同型式系列之車款均可沿用此商品，不同形式系列車款則可以套用本技術流程，取代以往盲目設置吸隔音板材卻效果不佳之作法。此外本套技術後續亦可推廣應用在動力機房等設施上，對於降噪性能可大幅提升。

關鍵字：被動式噪音控制、整合式吸隔音層模組化設計、大客車艙室噪音

ABSTRACT

This paper studies and develops the noise suppression problem of passenger cars. It mainly uses the passive noise protection method of vehicles to research and design the matching of sound-absorbing materials. It uses CAE simulation and optimization technology and actual test matching to form a modular approach. The development and design of the integrated sound-absorbing layer module finally produces a set of optimized sound-absorbing layer module products, which are directly locked around the engine compartment, it can effectively reduce the cabin noise of the bus. This technology can be quickly applied to the main noise source in the engine room. And the same type of car models can use this product, different types of car models can apply this technical process, replacing the blindly set up sound-absorbing panels, but the effect is not good. In addition, this set of technology can be promoted and applied in power equipment rooms and other facilities, which can greatly improve the noise reduction performance.

Keywords: Passive noise control, integrated sound-absorbing layer modular for design, bus cabin noise

一、緒論

一般大眾在搭乘大客車時，對於車室內噪音問題最為敏感，尤其是長程國道客運或者遊覽車出遊時，常常在座位上會聽到轟鳴或者反覆機械運作聲響，不但會打擾到乘客乘坐時之舒適性，對於精神及體力上之消耗也是一大負擔，無法好好閉眼休息，又或者交談間夾雜著噪音混合，一趟旅途下來身心疲憊。如今客戶要求已朝向多元化發展，傳統性能耐久已不易提升市場銷售優勢，感質 (qualia) 才是提升競爭力、擴大接單與獲利之重要條件。噪音控制決定了產品的形象，噪音問題不處理，無以提升產品價值與

品牌忠誠度。綜觀大客車艙室內噪音來源有引擎運作機械聲響、動力散熱風扇啟動聲、風切噪音、輪胎磨差地面、煞車異音...等，而其中影響最大的就是動力室內的引擎及散熱風扇運作噪音；以國內目前主流大客車構型而言，動力引擎均為後置設計，故引擎室噪音對於中後半段乘客艙之乘坐舒適性影響甚鉅。

而國內大客車之生產製造一般是採取底盤與車身結構分離方式，由先製造好車身骨架結構後再組裝焊接至底盤大樑結構上；而後進行各項電控、內裝等工程；故對於引擎室噪音之防護工程，大多採用一般塑

料及防火棉材質片貼附在引擎室隔板與塗抹 PU 發泡，故針對大客車艙室內噪音抑制工程是目前業界所面臨之一項挑戰。

二、文獻回顧

參考 101 年度成功大學蔡宜芬碩士論文「泡沫無機聚合物材質與微結構對其隔音性能之數值分析」[1]，該論文主要是以 CAE 模擬方式建立吸隔音材之數值模型，並計算不同元素特性使用對於有效模擬聲音穿透損失，同時考量在元素模型上加入體積阻力計算，對於低頻聲學行為之模擬能有效分析，最終透過模擬各式材質之聲能穿透損失，並與實驗穿透損失之數據進行比對。

此外財團法人車輛研究測試中心蔡夏生與逢甲航太系統學系夏育生教授，投稿 2009 年航空機械工程研討會論文「聲學阻抗管內部聲場模擬及設計參數評估」[2]一文，主要探討不同參數條件的設定，對於聲學阻抗管之內部聲場的影響。首先，根據 ASTM E 1050-98R06 ASTM 規範標準設計聲學阻抗管並搭配雙麥克風轉移函數法進行實驗量測，再藉由聲場模擬軟體以數值分析之方法計算阻抗管內部聲場的特性，並透過實驗量測與數值模擬分析之結果進行相互驗證，確認所建構之數值模型的準確性及本方法的可行性。接著利用標準阻抗管的模型進行模擬分析，討論不同參數的設定或模型的變更對於阻抗管聲場特性的影響，進一步歸納出模擬分析與實作結果。最後希望藉由本論文的研究，建立一套聲場模擬分析的方法，並透過此模擬分析技術，可縮短設計開發的時程、降低實驗試作的成本與評估不同聲學阻抗管模式之可行性。

三、計畫大綱

3.1 計畫實施方法

國內大客車製造廠，目前對於引擎室之吸隔音設計，大多採用一般塑料及防火棉材質片直接貼附在引擎室隔板上，並再噴塗上 PU 發泡材，如圖 1 所示。然而，在其挑選貼附吸隔音材的過程並未規劃進行完整的聲學評估與分析，以至於所裝設的吸隔音材效果十分有限。有鑑於此，針對大客車艙室內吸隔音材選用，本論文透過完整且有效的系統模擬分析與聲學量測後進而提出較優的匹配設計方案。

此技術內容將有別於過去業界一味加厚加料之阻隔噪音的傳統方法，其主要先針對動力系統所傳出之持續性噪音進行聲學量測與解析，初步瞭解動力系統噪音之缺陷頻帶(亦即找出問題點)，再針對業者可選用之各式吸隔音材進行聲學特性的量測與 CAE 模擬分析，以充分瞭解各吸隔音材可吸收(或阻隔)噪音的頻率，而後就前述所掌握欲吸隔音的缺陷頻帶挑選適合的吸隔音材組合，以期盡量將動力系統噪音阻隔於引擎室內；此外，由於動力系統噪音的阻隔往往無法僅利用一種吸隔音材即可達到目的，需要以組合多種吸隔音材模塊的方式進行模組化開發，以達高效隔音之成果。

3.2 計畫實施流程

本項技術實施之流程圖，如圖 2 所示。首先，針對欲採行降噪對策的大客車，進行整車原況聲學特性量測，量測型態分為引擎怠速及實車行駛(路線與車速可依車輛實際使用情境規劃)二種模式。其次是針對吸隔音材特性進行量測與模擬結果調校，最終將調校後之參數應用在多層次組合設計之吸隔音材模組上，同樣進行測試與模擬比對驗證，最終將之組合設計應用在引擎室艙壁上，並量測其改良後之整車聲學特性。

四、原況整車噪音特性量測

為了釐清整車噪音來源特性，本論文在車艙內及引擎室分別布置數個噪音量測點，並架設麥克風及儀器擷取聲源訊號，如圖 3 所示。其中訊號擷取範圍：20~4000Hz，量取訊號種類為聲壓振幅-頻率。噪音計量測位置如下所述(相關量測位置照片如圖 3 所示)。

- (1).引擎室內：1 組
- (2).車廂內：最後排乘客座/中門乘客座/後排走廊正上方
- (3).引擎室後車廂外部：1 組

4.1 訊號量測結果

整車原況聲學特性之量測結果，如圖 4~5 所示。圖 4 為原況大客車於引擎怠速條件下聲壓位準之 1/3 八音度量測結果(以 dB 來表示；參考 P_0 為 $2E-05 Pa$)，其中綠色條狀圖與藍色條狀圖分別為引擎室及引擎室後車廂外部量測之聲壓位準，粉紅色曲線、青色曲線與褐色曲線則分別為後排乘客

座、後排走廊地板正上方及中門乘客座處量測之聲壓位準。將各量測點之聲壓位準扣除引擎室之聲壓位準後即為各量測點之隔音量，如表 1 所示。其中圖 5 為原況大客車吸隔音效果缺陷頻率分布圖，其主要是針對各量測點與引擎室之間聲壓位準 1/3 八音度結果差進行展現。從量測結果可知，原況大客車吸隔音效果之缺陷頻率約落在 50~80Hz 及 400~800Hz 這二個頻帶，故後續進行吸隔音材之挑選設計時須補強相關頻帶之吸隔音效果。

4.2 結構共振評估

因本文係針對怠速時所產生之噪音進行降噪設計，所以在噪音測試條件是以 idle 轉速為主，而針對結構共振部分，內文會在原況車型進行 idle~run-up(2100 轉)測試條件，並產出 waterfall 圖，以判斷是否有結構共振而產生噪聲。因改良車型主要是進行吸隔音材組合設計，車輛型式列與原況相同、動力引擎與結構均沒改變，故改良車型無須進行結構共振測試與判斷。

圖 6 為原況大客車自引擎怠速 run-up 至 2100 rpm 時，後排乘客座所量測獲得之噪聲瀑布圖(Waterfall)，其中在 400~600Hz 頻率區間有垂直高色調顯示之平均聲壓位準分布，初步推判有可能為結構共振所產生之噪聲現象，然而此部分需針對車體結構設計進行改善，故在此暫不探討。

五、吸隔音材特量測

在初步瞭解整車原況噪音分布情況後，接下來就需要針對可應用之吸隔音材的聲學特性進行量測，其主要將針對各式吸隔音材用測試方式取得其反射聲壓、穿透聲壓、傳輸損失(TL)、聲學阻抗(Z)等特性，再利用 CAE 分析技術找出最適合目標車的吸隔音材料組合。一般在量測前須先將吸隔音材裁切成直徑 40mm 之圓形狀，如圖 7 所示，再以聲學阻抗管(Acoustic Impedance Tube)來量測材料阻抗及傳輸損失，如圖 8 所示。

5.1 聲學阻抗管準備

聲學阻抗管(Impedance tube)是來量測材料阻抗及傳輸損失，本量測設備為 ARTC 依據 ASTM E1050 之規範自行開發，材料阻抗計算方法是依據 ASTM 2611 之規範進

行，如圖 9 所示。本阻抗管量測方法廣為國際使用，量測時間快速，且量測結果在一般車廠或吸音材料商接受度高；本阻抗管設備規格為大管內徑 40mm，可量測範圍 20 至 4000 Hz、小管內徑 20mm，可量測範圍 800 至 6300 Hz。

5.2 單體材料阻抗量測結果

材料之聲學阻抗(Z)又稱為聲阻抗或音阻。由於聲波主要是藉由介質分子來傳遞能量，而聲阻抗定義為將介質移動所需克服之阻力，亦即介質的密度與聲速的乘積(代表單位為 rayl)。不同材料的聲阻抗將會影響聲音在該材料介質的能量傳遞與反射，當聲阻抗差異越大時，聲波則會反射越多，而穿透該材料介質的能量就越少。

從前述整車原況聲學特性量測結果可知，大客車動力系統(引擎)之聲學特性頻率主要位於中低頻(1000Hz 以下)區域，因此需針對各式吸隔音材料在此頻帶範圍之吸隔音特性進行量測，以充分掌握各材料吸隔音較優異之頻帶，進而挑選較適合組合進行對策。有鑑於此，我們會先針對各式吸隔音材進行傳輸損失(Transmission Loss, TL)特性量測。其中因有部分材料性質較特殊(有穿孔)，易使聲學特性量測失真，故以該材料實際配置於車上狀況來進行測試，即搭配其他材料一同測試。一般判斷低頻(200Hz 以下)、中頻(200~1000Hz)、高頻(1000Hz 以上)之吸音效果優劣，是以傳輸損失(TL)>20dB 以上為較佳、<20dB 以下為較劣表現。

從量測結果可知(如圖 10、11 所示)，材料 A 在低頻(200 Hz 以下)及高頻(1000 Hz 以上)之吸隔音效果較佳，而在中頻(300~500 Hz)的吸隔音效果則較不理想；反觀材料 B 之量測結果，該材料之中頻(400~600Hz)吸隔音效果較佳，其他頻率之吸隔音效果則不甚理想。因此，倘若可以善用各式吸隔音材料之各自吸隔音優勢頻帶進行匹配設計組合，預期將可達到吸隔音特性互補之成效，故組合式吸隔音材聲學特性量測數據將放在第七章內容，與模擬分析結果進行比對。

六、模擬材料聲學特性結果

6.1 聲學元素模擬

在量測取得各式吸隔音材料之聲學特

性後，基本上 ARTC 已可掌握每種吸隔音材料各自之吸隔音特性。但是，要隔絕大客車動力系統的噪音並非以單一吸隔音材料即可達成，必須利用多種吸隔音材料進行模組化組合方能有所成效；然而，若要針對前述完成之十數種吸隔音材料排列組合後再進行傳輸損失特性量測，其無論時間與成本皆是不小的負擔。有鑒於此，ARTC 利用有限元素軟體 ABAQUS，以聲學元素模型來模擬分析各式吸隔音材料之傳輸損失聲學特性，而後再針對模擬分析與測試驗證之結果進行比對，以確認 CAE 分析模型之可靠度。

針對吸隔音材料之聲學 CAE 模擬分析，ABAQUS 軟體大致可分為兩種方法，其一是先就吸隔音材之三維外觀特徵(包括空孔、皺褶、顆粒...等)進行分析模型建立，並輸入材料之機械性質(如密度、浦松比、彈性係數...等)再與空氣網格進行連結，而後再進行聲學特性模擬分析。但此種方法較耗費時間成本，故目前較少採用此模擬分析方法。

另一種方法，則是以等效方式(吸隔音材料以聲學特性來取代)來進行模擬分析，不須考量吸隔音材之細部外觀特徵，而僅須設定吸隔音材料之密度(Density, D)與體積模量(Bulk Modulus, K)來計算聲波之傳遞。此外，模擬分析過程亦須考量材料之吸能與反射能的特性；在材料對聲能的吸收特性方面，主要是利用體積阻力 (Volumetric Drag coefficient, γ)來加以描述，其可使聲強隨距離以指數衰減，並可輸入成一個隨頻率變化的參數，體積阻力(γ)可由材料特徵阻抗(Z_m)與體積模量(K)、頻率(ω)經下述式 1 得之。

$$\gamma = - \frac{2\omega R_e(Z_m)I_m(Z_m)}{K} \dots\dots\dots(式 1)$$

6.2 材料聲學特性模擬結果

除上述介紹之吸隔音材料吸能特性描述外，尚須針對吸隔音材料對聲能之反射特性進行定義。一般而言，此特性數據須經由量測方式取得，稱之為表面阻抗(impedance)。因聲波在不同介質中傳遞速度會有所不同，故由一介質傳遞到另一不同介質時，有部分聲能會反射回去。圖 12 為吸

隔音材料之體積阻力特性曲線，圖 13 為吸隔音材穿透聲壓模擬與測試比較圖(藍色為測試；橘色為模擬)。從單一吸隔音材料(舉材料編號 11 為例)穿透聲壓模擬與測試結果之比對可知，二者聲學特性結果之比對誤差約在 10% 以內，故本模擬分析模型是具相當可信度的。

七、組合式材料模組聲學特性結果

在單一吸隔音材料之聲學特性模擬分析與測試結果比對完成後，即可針對多種吸隔音材料組合之聲學特性模擬分析，圖 14 為多種吸隔音材料組合(材料編號順序為 3、5、9、8、6、8、1；厚度為 74mm，如圖 15 所示)之傳輸損失特性模擬分析結果。從模擬分析結果可知，原設計吸隔音材組合之傳輸損失特性(綠色曲線所為原況組合測試數據)，在中高頻(200Hz 以上)頻帶範圍之吸隔音特性皆不甚理想；而在吸隔音材料經優化設計組合後(紅色曲線為模擬分析設計之組合，藍色區線為測試數據)，兩個曲線進行比對，其均方根誤差約為 10%。比較原況綠色曲線，傳輸損失特性在中高頻(200Hz 以上)範圍則有顯著地改善，且在部分低頻區域(60~80Hz 及 120~150Hz)亦有相當成效，而後再針對相關吸隔音材料組合進行傳輸損失特性量測，其結果與模擬分析之趨勢相似。

八、改良後整車噪音特性量測

在有效掌握吸隔音材料匹配設計之組合後，即針對此改良設計版本之吸隔音材料組套件裝設於大客車引擎室上部與側面，如圖 16 所示，並進行實車路試之噪音量測。從測試結果圖 17 及表 2 所示可知，對策改善後之噪音值已較原況設計降低約 5dB，已可有效達成大客車被動式吸隔音材降噪之目的。

九、結論與未來展望

本論文結果顯示，改良前後大客車艙室內噪音減量最大值位在最後排乘客座處，降低噪音值 5 dB，其他觀測點位也有 3-4 dB 之降幅。故針對組合式吸隔音材之設計，可以採用量測與模擬並用方式，量測方面先測

得單體材料之阻抗與穿透聲壓值，再用 CAE 模擬方式以聲學元素來代替實體元素，藉由測試來驗證模擬可靠度後，再以 CAE 模擬方式組合出優化之多層設計模組化吸隔音層運用在大客車引擎室壁上，其隔音效果可以達到滿意程度，且其最大優點在於設計速度可以有效率處理此類工程問題。後續除了車輛隔音外，廠房、住宅等需要隔音設計之議題都可以運用此套技術。

十二、圖片



圖 1 傳統大客車引擎室之吸隔音層配置

十、參考文獻

- [1] 蔡宜芬, 「泡沫無機聚合物材質與微結構對其隔音性能之數值分析」, 碩士論文, 成功大學土木工程學系, ROC, 2012。
- [2] 蔡夏生, 「聲學阻抗管內部聲場模擬及設計參數評估」, 航空機械工程研討會, 財團法人車輛研究測試中心, 彰化, 台灣, 2009。

十一、表格

表 1 原況設計整車怠速聲壓位準量測結果 (單位:dB)

量測位置	聲壓位準	隔音量
引擎室	94	—
引擎室後車廂外部	79	16
後排乘客座	68	26
後排走廊地板	65	29
中門乘客座	64	30

表 2 改良設計整車怠速聲壓位準量測結果 (單位:dB)

量測位置	聲壓位準	隔音量	改良前後差值
引擎室	94	—	—
引擎室後車廂外部	75	19	3
後排乘客座	63	31	5
後排走廊地板	62	32	3
中門乘客座	60	34	4

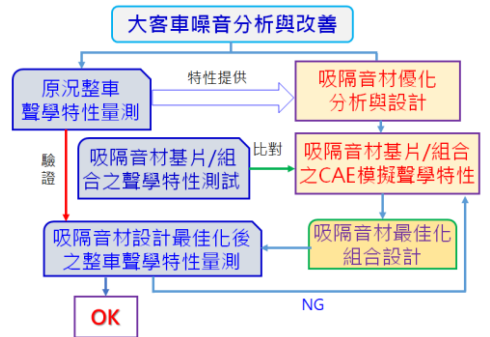


圖 2 技術實施之流程圖

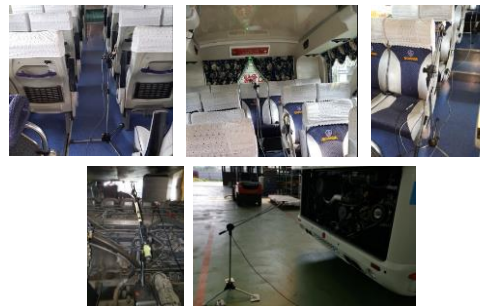


圖 3 麥克風安裝位置

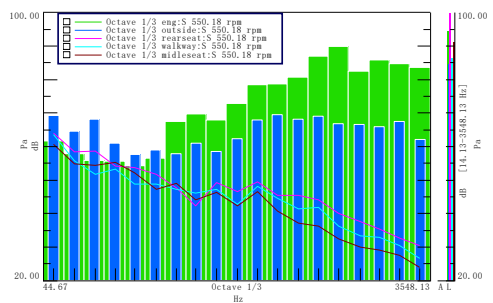


圖 4 整車原況聲壓位準之 1/3 八音度圖

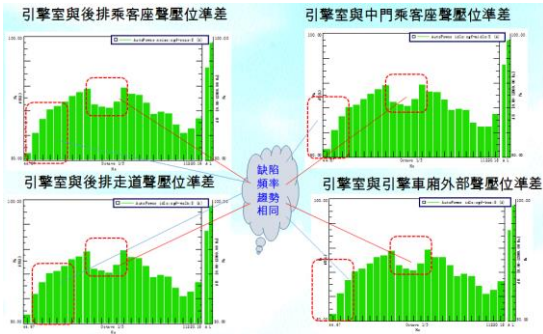


圖 5 吸隔音效果缺陷頻率分布

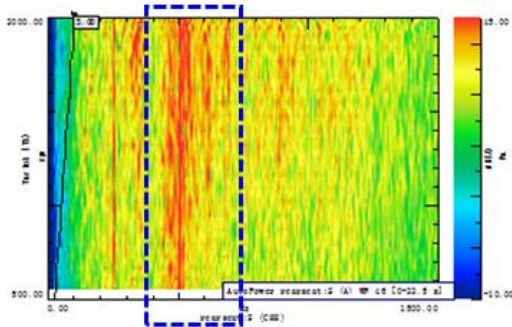


圖 6 噪聲瀑布圖(waterfall)

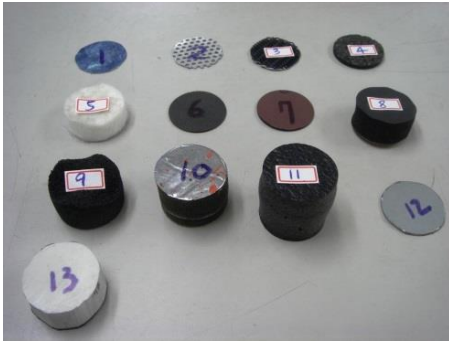


圖 7 聲學特性量測試片



圖 8 ARTC 聲學阻抗管量測設備

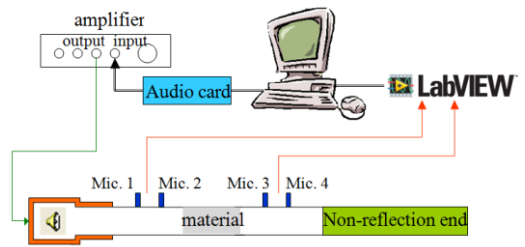


圖 9 阻抗管設備配置示意圖

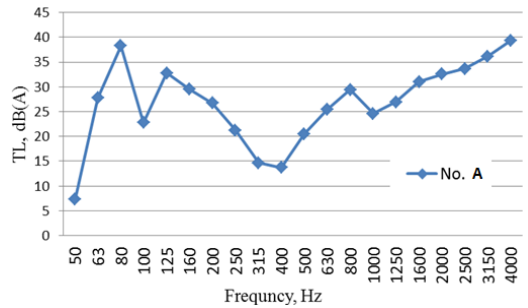


圖 10 材料 A 吸隔音材料傳輸損失量測結果

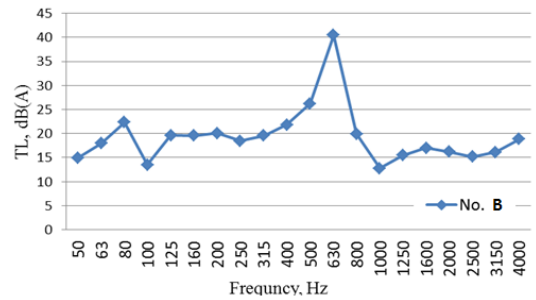


圖 11 材料 B 吸隔音材料傳輸損失量測結果

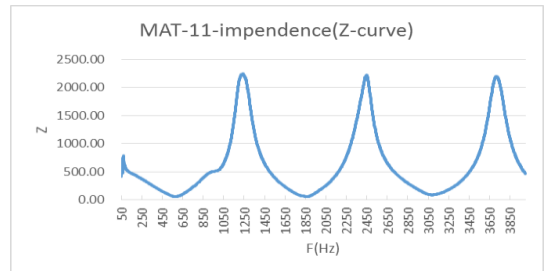


圖 12 11 號吸隔音材料之組抗

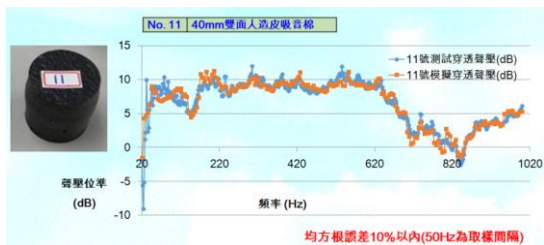


圖 13 11 號材料穿透聲壓模擬與測試比對圖

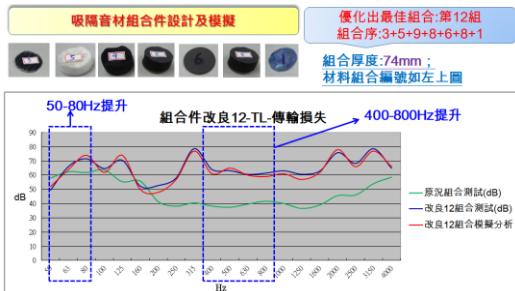


圖 14 吸隔音材組件之傳輸損失特性模擬與測試驗證比對

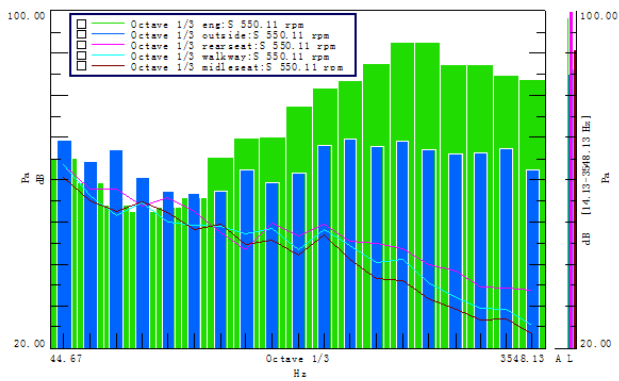


圖 17 整車改善設計聲壓位準 1/3 八音度圖



圖 15 優化版本吸隔音材新組件模組



圖 16 吸隔音材新組件裝