

## 具流固耦合技術之輪胎噪音分析與實驗結果比對

陳錦賦，陳昭榮，宋旻峰，邱文甫  
建大輪胎工業股份有限公司

### 摘要

由於汽車已成為現代人不可或缺的交通工具之一，然而衍生出的環保問題使得愈來愈多消費者與主管機關對於車輛所產生的噪音十分重視；因此如何改善車輛噪音便成為各大車廠或協力廠十分重視的議題。而輪胎又是唯一與地面接觸的元件，因此一般用來評估轎車輪胎溝槽的設計對於噪音影響，大多透過實際的輪胎雕刻與實驗進行噪音的測量。優點為實驗結果與未來量產輪胎的噪音水平差異較小且有實際可靠的數據可供開發人員參考，但缺點為需開模製作光頭胎，再花時間人工雕刻與實驗的前置準備作業/進行與實驗結果的後處理分析，無形之中拉長了輪胎開發時程與成本。因此，本文主要研究目的在於整合電腦數值分析與有限元素分析兩種軟體進行流固耦合計算；進而將所計算的接地流場壓力變化轉換成噪音本研究並搭配車輛測試中心的實驗結果可以更加佐證本研究提供的方法是可靠且有效縮短開發時程。

**關鍵字：**輪胎噪音、流固耦合、實驗、電腦計算流體力學、有限元素分析

### Abstract

Because the car has become more and more people to use, therefore the rise of environmental awareness has make more people and authorities attach great importance to the noise generated by vehicles; therefore how to improve noise source from vehicle has become major depot attaches great importance. In general, when evaluating the effect of a sedan vehicle's tire tread pattern design on the noise generated, the noise is measured by first carving the tires and then using experiment to perform the measurements. The advantages of using this method are that the experimental results and the noise level result from the tires (that go into mass production) feature minimal differences and that reliable tested data are produced. The disadvantages of this method are that molds must be created to produce slicks, and that substantial time is invested in the process of artificial carving and performing subsequent experiments, all of which increase the tire development time and cost. Therefore, the main object of this study is to integrate the CFD and FEM software to solve fluid-structure Interaction (FSI) calculation; thereby converting the pressure data to noise level. The experimental results obtained by the Automotive Research & Testing Center (ARTC) were used to test the improved tread pattern designs to validate the reliability of the method proposed in this study and that the tire development time can be effectively shortened

**Keywords :** Tire Noise, FSI, Experiment, CFD, FEM

### 一、前言

19世紀工業革命以來，人們發展出以蒸汽為動力的交通工具後便不斷地追求續航力、舒適與耐久性，時至今日；汽車已從早期奢侈品等級般的代步工具演變至今日市井小名在經濟能力許可範圍內皆能買得起的

私人交通工具。然而，衍生出的環境問題卻也是各大城市面臨的問題。因此，各大汽車製造業不論是在材料方面的開發與改進之外，汽車行進間最主要的噪音源：引擎與車輛幾何所引起的風切聲皆已獲得大幅度的改善，然而汽車唯一與地面接觸的

元件-輪胎的演進卻較為平緩，使得輪胎滾動時所產生的噪音已經被證實為車輛行進間所產生的噪音源之一[1]~[2]。有鑑於此，歐盟經濟委員會 (ECONOMIC COMMISSION FOR EUROPE, ECE)亦於2009年制定 ECE-R117 的新標準[3]，當中嚴格規定了汽車輪胎若須於歐洲國家販售，依不同輪胎大小與用途；須於特定時間內符合數個規範項目如燃油效率、濕抓地力、滾動阻力與噪音水準等。法規趨嚴的做法當然使得有企圖要在歐盟國家販售的各大輪胎廠無不投入大量的人力與金錢進行機台的改良與新式技術的引進，期能藉由改良設計或膠料配方來達成相關規範。其中應用電腦數值分析方法來改善輪胎性能在最近幾年十分的受到重視，目前已成為各大輪胎廠繼膠料配方改善之外的另外一個研究的議題。其中應用 CAE 來分析輪胎的設計已有很多案例，如 Behrooz[4]等人即針對飛機用的輪胎進行了兩款輪胎的有限元模型驗證，經由其數值結果與實驗比對得知簡化的數值模型可精確的預測輪胎在快速充壓下所產生的幾何尺寸變形，進而提供未來設計輪胎的參考。而使用有限元素分析方法來建模的學者亦時有所聞，例如弗吉尼亞理工大學的 S. Taheri, C. Sandu, 與 S. Taheri [5]等三位學者於今(2014)年亦發表於 SAE 車輛工程學會的一篇期刊中，清楚且簡明的列出如何一步一步應用 FEM 軟體建構輪胎並予以分析各項性能如接地分析與動態響應分析等等，均有助於幫助分析以往難以用實驗方法測量的性能指標。然而；精美的圖片如果無法藉由實驗來進行驗證，就必須使用其他的方法例如數學推導的方式來驗證，不僅費時且容易因為考慮不周等因素而產生疑問，因此最簡單也最快的方法就是將數值模擬結果與實驗結果進行比對。而本研究除了應用電腦計算流體力學軟體的技術來分析輪胎接地流場所產生的壓力變化之外，亦結合來自有限元素分析的回饋來導入胎體變化對於噪音之影響，最後再與財團法人車輛測試中心的實驗結果進行比對。

## 二、研究方法與流程

### 2.1 問題討論

為了順利探討輪胎接地流場的變化，本研究最早的啟發是參考由 Kim 等人[6]所發表的一篇期刊，該文章指出可應用一個簡化的模型來探討輪胎接地至離地間的流場分析，進而分析噪音水平的輸出。該期刊提出可以建一個簡易的 2D 溝槽搭配兩個移動的壁面(X 方向與 Y 方向)，來模擬實際輪胎溝槽接地與離地的流場分布。依據其提出的方法可以得知完成輪胎接地的噪音分析可分成三大步驟，第一步為 Small-scale noise generation simulation，第二步為 noise propagation simulation，第三步為 Far-field acoustic pressure prediction。由其模擬結果可得知當輪胎溝槽接地時，會有壓縮的效果使得壓力上升。當輪胎離地後，瞬間開啟的缺口使得累積的壓力得以快速下降並產生噪音。由此可知，以往僅單純探討胎體撞擊地面所產生的胎體噪音可能並非主因，而是來自於其他因素如氣泵效應。此一觀點亦由 Eisenblaetter 等人[7]所發表的一篇期刊中獲得證實，該文章作者也指出輪胎滾動時產生的噪音源，最主要的為氣體壓縮，其次才是空氣共振輻射與內胎共鳴。因此，本研究即是藉由分析輪胎溝槽內部由接地至離地間的壓力變化，並將此壓力變化輸出至聲學分析軟體進行傅立葉轉換，進而解析出距離輪胎特定距離的噪音水平輸出。然而計算至此雖然已經能夠與實驗結果相符，可是畢竟在電腦計算流體力學的分析方法而言，輪胎還是屬於未變形的剛體運動；這與實際輪胎滾動情形是不相符的，因此本研究將進一步導入流固耦合的概念來深入驗證此差異對於噪音結果分析之差異。

### 2.2 數值分析方法

本研究所使用的數值模擬分析軟體主要的求解方式為有限體積法，由於其具有快速的求解速度的特性常被廣泛的應用在對於模擬結果有時效性與解析正確性的各大領域中。式 1 為標準有限體積法的公式，式中的  $\Omega$  為網格體積， $\Delta S_i$  則為網格面積。由於本研究主要是探討輪胎接地流場的分析，因此模擬的主要流體為氣體(Gas)且不

考慮熱場，因此會使用到的參數與其預設的單位如表[1]所示。式 2 為求解全域壓力所使用的公式，其中  $R_A$  為通用氣體常數，預設為 8.31441。平衡後的公式如式 3 所示。至於求解連續方程與動量方程式則參考式 4、式 5 與適用於氣體的質量方程式 6。又因為輪胎接地流場屬於快速壓縮/釋放的模式，因此具有紊流模式，還須參考式 7 與式 8 進行解析。除此之外，為了模擬輪胎在高速運轉下的變化，數值模型中的輪胎亦具有高速轉動進而造成溝槽有移動與壓縮的效果，因此數值分析軟體中有針對溝槽的移動進行自動重劃網格的切割技術，因此須考慮尤拉方程並納入 Navier-Stokes 方程式並忽略黏滯係數。最後在考慮到輪胎滾動的環境為單純的氣體，因此須參考式 4~式 7 後即可如進行如式 9 的壓力解析。而式 9 中的  $\tilde{\rho}^{n+1}$  可單獨改寫為式 10。此外，由於此模擬考慮的氣體為理想氣體，因此又可以在改寫成式 11~式 13，其中本研究所求解的壓力  $P_{abs}$  即可由式 11 求得。[8]

$$\int_{\Omega} (\nabla \cdot F) d\Omega = \sum_{i-faces} (F_i \cdot n_i) \cdot \Delta S_i \quad (1)$$

$$P_{tot} = P_{abs} \left( \frac{T_{tot} + T_{ref}}{T_{abs}} \right)^{\frac{C_p}{R_A/m}} - P_{ref} \quad (2)$$

$$P_{abs} = \frac{\rho R_A T_{abs}}{m} \quad (3)$$

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho V) = 0 \quad (4)$$

$$\frac{\partial \rho V}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho V \otimes V) = -\nabla P + \nabla \cdot \hat{\tau}_{eff} + \rho F \quad (5)$$

$$\frac{\partial(\rho H)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho V H) = \frac{\partial P}{\partial T} + \nabla \cdot \left( \left( \frac{\lambda}{C_p} + \frac{\mu}{Pr} \right) \nabla H \right) + \rho V \cdot F + Q \quad (6)$$

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho V k) = \nabla \cdot \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right) + \mu_t \left( G + \frac{\beta}{Pr} g \cdot \nabla T \right) - \rho \varepsilon \quad (7)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho V \varepsilon) = \nabla \cdot \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right) + C_1 \frac{\varepsilon}{k} \mu_t \left( G + \frac{\beta}{Pr} g \cdot \nabla T \right) - C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (8)$$

$$\frac{\tilde{\rho}^{n+1} - \rho^n}{\tau} + \nabla \cdot (\rho^{n+1} V^n) = \tau (\Delta P^{n+1} - \Delta P^n) \quad (9)$$

$$\tilde{\rho}^{n+1} = \rho^n + \frac{\partial \rho}{\partial P} (P^n, T^n) (P^{n+1} - P^n) \quad (10)$$

$$P_{abs} = P_{ref} + P = \rho \frac{R_A T_{abs}}{m} \quad (11)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial P} = \frac{m}{R_A T_{abs}} \quad (12)$$

$$\tilde{\rho}^{n+1} = \frac{m}{R_A T_{abs}^n} \tilde{\rho}^{n+1} + \frac{m}{R_A T_{abs}^n} P_{ref} \quad (13)$$

### 2.3 參數定義與模型建構

圖 1 為本研究所使用的模型建構示意圖，主要由(A)胎體、(B)胎紋、(C)虛擬地面與(D)壓力(CGNS)接收面所組成。以往在分析輪胎噪音的時候並未考慮變形的因素；因此導入的模型僅需匯入完整輪胎即可，在考慮流固耦合的變形影響之後，由於輪胎的變形來自 ABAQUS 的計算；若在該軟體直接建立整圈輪胎並計算將十分費時，因此本研究將輪胎分割成胎體與胎紋兩部分匯入 ABAQUS。在電腦數值計算的部分，由於考量到輪胎變形後連帶影響溝槽體積也變形；為了精確捕捉溝槽變化對於接地壓力的影響，本研究針對此模型設置了如圖 2 所示的網格；該網格數量為  $64 \times 128 \times 76$  的局部分佈型網格，在中間接地的區域較密；反之兩側因為遠離輪胎接地處，所以網格密度較疏。也因為流固耦合需要同時執行 ABAQUS 與 CFD 軟體，因此本研究所使用的工作站配置兩顆 8 核心 3.1GHz 並搭配 128G 記憶體 (1600MHz-DDR3) 進行數值運算。

### 2.4 FEM 模型建立

本文研究規格以 205/55R16 徑向層子午線輪胎為主，胎體網格生成方式以 2D 結構線圖進行劃分再以 ABAQUS 軟體的 SMG REVOLVE 指令展開成 3D 網格模型，胎紋網格生成方式以 3D 實體圖檔運用 HYPERWORKS 軟體進行花紋網格化，最後於 ABAQUS 軟體使用黏合指令完成胎紋輪胎模型進行分析；胎體結構中的橡膠與骨材必須分別建模，骨材結構使用 ABAQUS 的 REBAR LAYER 來定義，其元素類型為 2 節點 SFMGAX1，而橡膠元素類型為 4 節點 CGAX4H 居多搭配 3 節點 CGAX3H 構成，胎紋元素類型為 C3D6；3D 模型由 5° 胎紋塊以等分旋轉構成，總網格

截面共 144 個設置。此外，由於考慮胎體變形的因素；因此需輸入更精準的材料分析數據如針對橡膠材料的特性進行單軸拉伸試驗、雙軸拉伸試驗、平面拉伸(剪切)試驗搭配 3 階 OGDEN 模型來表現其超彈性等特性，骨材材料則採用 HOOKE 定律彈性模型；於靜態分析中的受力/邊界條件-在輪胎充氣階段於輪胎內部的充氣壓力為 200kPa，在輪胎下壓階段於輪胎的垂直荷重為 4825N，在胎唇上座階段設定於胎唇範圍網格節點以位移拘束模擬嵌合動作，而於輪胎充氣階段釋放此拘束條件使其胎唇因充氣與此規格法規標準寬度輪圈接觸，在輪胎滾動階段同時給予路面 80km/h 速度及輪胎於相對同速度下以滾動半徑換算的角速度進行相對滾動；於暫態分析中擷取靜態分析下的輪胎狀況並釋放輪胎角速度條件使得路面速度帶動輪胎滾動以模擬單體噪音實驗由鋼輪 80km/h 速度帶動輪胎滾動情況，其整體分析步驟:1.胎唇上座、2.輪胎內部給定風壓、3 輪胎給定荷重下壓(如圖 3 所示的足印分析)、4.輪胎與路面給定相對運動速度、5.路面帶動輪胎等速滾動等步驟，如此便可分析出如圖 4 所示的輪胎滾動分析。最後再將整個變形資料存成資料庫後；利用 FV 的 MPI 功能呼叫 ABAQUS 資料庫便可以進行流固耦合的運算。

## 2.5 實驗架設

為了驗證數值模擬與實驗的差異性，本研究委託財團法人車輛測試研究中心(ARTC)進行輪胎單體噪音實驗。將所設計的簡化胎紋以手工雕刻的方式製作完成後，架設於 ARTC 的半無迴響室的荷重儀平台，再輸入常用荷重與確保胎壓參數無誤後開始架設收音用的麥克風。為了映射單體噪音測試與實車測試的噪音結果，本次麥克風係架設於距離輪胎 1 米處，而輪胎轉速的部分則藉由實驗室底部的主動輪(鋼圈表面披覆類柏油材質)來帶動待測輪胎並定義在 80 公里/小時。噪音分析的軟體則選用 LMS Test.Lab 進行資料擷取與後續分析。

## 三、結論

### 3.1 實驗結果分析

一般而言，測試輪胎噪音實有很多種方法；舉凡車速、荷重乃至風壓均會影響噪音結果，本研究取較常使用的 80 公里/小時、80%荷重與 30PSI 的條件配置，圖 5 為測試輪胎在 100~2000Hz 的頻譜圖，由實驗結果可以發現在 840Hz 的頻率出現峰值 66dB(A)的噪音值；且在 1671Hz 時也有另外一個峰值 60dB(A)的噪音出現，由此可知這兩個主要的波峰就是此測試輪胎的主要特徵頻率。圖 6 為 1/3 Octave Band Width 處理的 100~20000Hz 全域頻譜圖，由結果可更清楚的看出整個頻率帶就這兩個峰值比較明顯；因而決定了這款測試輪胎的噪音水平。

### 3.2 數值模擬分析

圖 7 為輪胎經過 ABAQUS 施加特定荷重量並以車速 80 公里小時旋轉之變形結果，而計算過程一方面在 ABAQUS 計算；同時也將變形後的計算結果回饋至 CFD 軟體進行流場的接地壓力計算並將結果以 CGNS 的方式輸出至聲學分析軟體進行 FFT 計算。圖 8 為其數值分析結果與實驗結果比對，由曲線圖可得知最主要的兩個峰值均於實驗結果相同，分別為 800Hz 的 73dB(A)與 1600Hz 的 69dB(A)；兩者差異僅 5%，遠低於工業界的 10%實驗誤差範圍。

## 四、誌謝

本研究所使用的數值分析指導來自士盟科技與山衛科技且經由財團法人車輛測試研究中心的協助，作者在此對於上述單位致上最深的謝意。

## 五、參考文獻

- [1] Anfosso-Le'de'e, Y. Pichaud, "Temperature effect on tyre-road noise," Applied Acoustics, Vol.68, 2007, pp.1-16.
- [2] H. Bendtsen, "The Nordic prediction method for road traffic noise," The Science of the Total Environment,

Vol.235, 1999, pp.331- 338.

[3] ECE-R117, <http://www.unece.org/>

[4] M. Behroozi, O.A. Olatunbosun, W. Ding, “Finite element analysis of aircraft tyre Effect of model complexity on tyre performance characteristics,” Materials and Design, Vol.35, 2012, pp.810-819

[5] Taheri, S., Sandu, C., and Taheri, S., "Finite Element Modeling of Tire Transient haracteristics in Dynamic Maneuvers," SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst, Vol.7(1), 2014, pp.221-230.

[6] S. Kim, W. Jeong, Y. Park, S. Lee, “ Prediction method for tire air-pumping noise using a hybrid technique,” J. Acoust. Soc. Am, Vol.119, 2006, pp.3799-3812.

[7] J. Eisenblaetter, Stephen J. Walsh, Victor V. Krylov, “Air-related mechanisms of noise generation by solid rubber tyres with cavities,” Applied Acoustics, Vol.71, 2010, pp.854-860.

[8] FlowVision 3.08.01 User’s Manual, Capvidia Inc., (2014)

$P_{ref}$	reference pressure	Pa
$P_{hst}$	hydrostatic pressure	Pa
$P_{abs}$	absolute pressure	Pa
$P_{tot}$	total pressure	Pa
$Pr_t$	turbulent prandtl number	----
$P^n$	pressure value at time layer n	Pa
$P^{n+1}$	pressure value at time layer n+1	Pa
$R_A$	universal gas constant	$Jmole^{-1}K^{-1}$
$V$	relative velocity	m/s
$V^n$	velocity value at time layer n	m/s
$\rho^n$	density value at time layer n	$kg\ m^{-3}$
$\rho^{n+1}$	density value at time layer n+1	$kg\ m^{-3}$

## 六、表格

表 1 參數名詞-單位對照一覽表

Notation	Physical quantity	Dimension
F	acceleration of external volume face	$ms^{-2}$
g	gravity acceleration	$ms^{-2}$
k	turbulent energy	$m^2s^{-2}$
L	characteristic length	m
m	molar mass	$kgmole^{-1}$
P	relative pressure	Pa

## 七、圖片

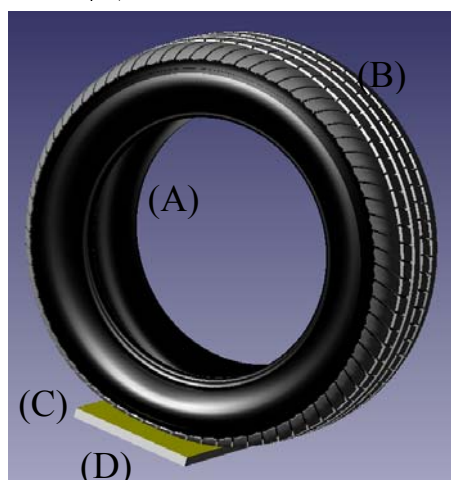


圖 1 本研究所使用的數值模型建構圖  
(A)胎體、(B)胎紋、(C)壓力接收面與(D)虛擬地面

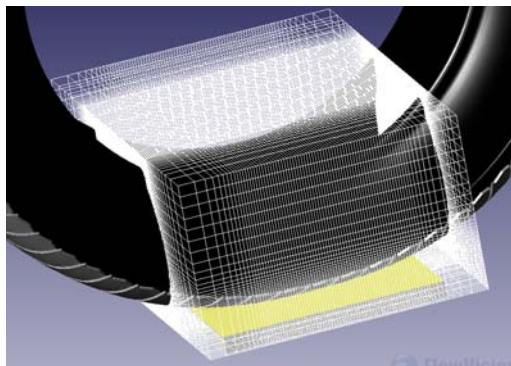


圖 2 局部網格加密示意圖

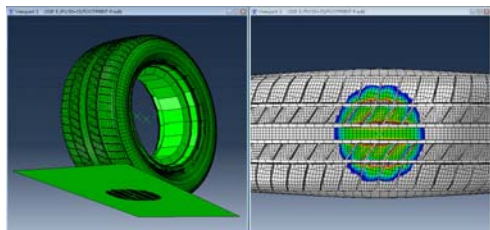


圖 3 輪胎足印分析結果

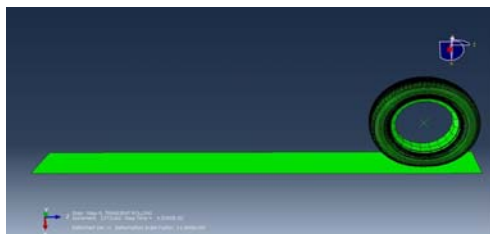


圖 4 輪胎滾動分析

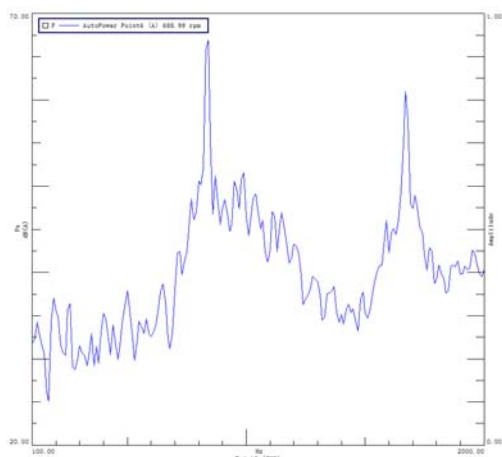


圖 5 測試輪胎單體噪音實驗結果  
(Narrow Band Width @ 100~2000Hz)

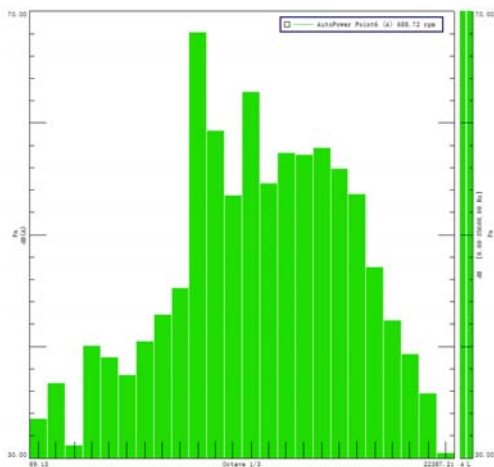


圖 6 測試輪胎單體噪音實驗結果  
(1/3 Octave Band Width @ 80~20000Hz)



圖 7 輪胎數值模型經過 ABAQUS 變形計算

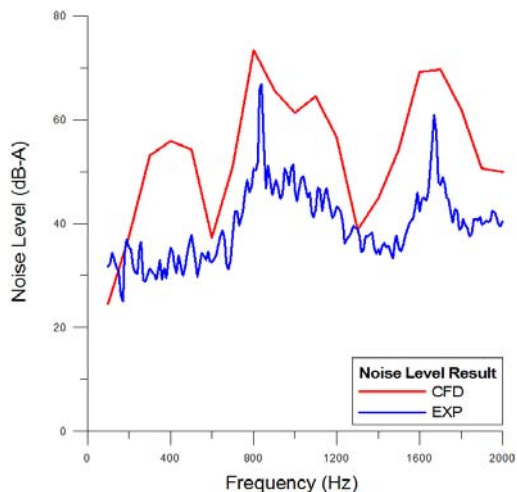


圖 8 數值分析與實驗結果比對