

零配件對防爆門自然頻率數值解之影響

郝文風^{1*} 鄭丁興²

¹國防大學理工學院國防科學研究所

²國防大學理工學院環境資訊及工程學系

摘 要

防爆門為整體掩體防護之重要部分，須能承受炸彈爆炸後所產生之爆壓力。防爆門包含門板及零配件(鉸鍊、門門及氣密墊)，但大部分文獻只針對門板進行數值分析，未探討零配件之影響。因此，本研究為探討零配件對數值模式之影響，將以鋼製單開式防爆門，利用敲擊試驗所得之頻率反應與實體模型、簡化模型(含零配件及不含零配件)做比較。結果顯示，試驗與實體模型、簡化模型(含零配件)在受荷載時均產生多次之頻率反應且主頻率誤差在 5%內，而簡化模型(不含零配件)則只有單一頻率反應且主頻率誤差達 26%，並無法預測真實防爆門之行為。故在電腦模擬時不能忽略零配件(鉸鍊及門門)之存在，另雖然實體模型可擷取試驗值相近之頻率反應，但簡化模型(含零配件)除有效模擬真實防爆門外，亦可節省電腦運算時間。

關鍵詞：防爆門，自然頻率，LS-DYNA

Effect of Components on Numerical Results of Natural Frequencies of Blast Doors

Wenfeng Yu^{1*} and Ding-Shing Cheng²

¹*School of Defense Science, Chung Cheng Institute of Technology,
National Defense University,*

²*Department of Environmental Information and Engineering,
Chung Cheng Institute of Technology, National Defense University*

ABSTRACT

Blastproof doors designed to resist airblast from explosion are important parts for integrated protection of shelters. A blastproof door consists of leaf and components including hinges, latches and gasket. Many researches have investigated dynamic behavior of door leaf with experiments and numerical methods, but effect of components on dynamic behavior of door is not fully understood. Thus, this study will investigate effect of components on natural frequency of blastproof doors with numerical models. By using an impulsive hammer, modal tests of a single-leaf steel blastproof door were conducted to obtain transfer function. Three numerical models, which are true model, simple model without components, and simple model with components, were studied. Compared with the transfer function from the modal tests of the blastproof door, the result showed that the true model and the simple model with components can predict main natural frequency with an error less than 5%. But, the simple model without components had an error of 26% on main natural frequency. Therefore, Components, hinges and latches, should be considered in numerical models of blastproof doors, but the simple model with components is more efficient than the true model.

Keywords: Blast door, Natural Frequency, LS-DYNA

文稿收件日期 97.12.21;文稿修正後接受日期 98.5.8;*通訊作者

Manuscript received Dec 21, 2008; revised May 8, 2009;* Corresponding author

一、前言

防爆門大部分設置在掩體之出入口，必須承受炸彈爆炸所產生之爆震力，並保持門在可開啟狀態，以確保人員及武器裝備能正常進出。防爆門由門板、鉸鍊、門門及氣密墊所組合，其中門板功能為承受爆壓及炸彈碎片，鉸鍊為門板之轉動軸承，功能為將門板轉動，門門為門板之鎖扣，功能為使門板與門框不分離，氣密墊為安裝在門與門框間之橡膠體，功能為保持門與門框密封，以防止爆炸後產生之熱氣體侵入掩體內部。大部分文獻只針對門板進行爆炸分析，較少探討零配件對防爆門之影響。最早之門板爆炸分析主要以 John M. Biggs[1] 在 1964 年所提出之近似設計法 (Approximate Design Method) 為依據，將防爆門以板降伏線理論求其極限承载力，再將門體以單一自由度模擬，以評估門體是否能抵抗爆壓，但並未定義防護等級，所用圖表以美軍 1957 年版陸軍工兵團手冊 EM1100-345-415[2] 為主。而目前最常用方法為 1990 年版美國陸軍 TM5-1300 規範[3]，其將防護等級分為四等，且提供詳細設計步驟與範例，惟規範仍將門體簡化為板元素，以靜態均佈壓力作用下，計算出門之極限承载力，再以單一自由度模擬門體之動力行為，計算門體所需之韌性，但並未探討零配件之受力情形。在實驗部分，T. S. Lok 等人[4]於 2002 年以 100kg 的高爆炸藥距地面 1.5m，並依同心圓方式對不同距離下五扇防爆門進行爆炸實驗，防爆門門板為複合三明治桁架形式，此種門板對於抵抗爆壓有較好效果，但零配件在實驗中為最易破壞之部分，所以在防爆門設計上須特別著重零配件部分。C. G. Koh 等人[5]於 2003 年針對防爆門 (Steel-air-Steel, 內嵌 C 型鋼) 進行研究，以 100kg TNT 在距門 5m 處進行實驗 (無鉸鍊及門門)，與模擬結果有部分矛盾之處，認為真實邊界條件之模擬對防爆門位移數值結果具有重要角色。何翔等人[6]於 2004 年針對防爆門在空氣衝擊波及破片作用下的破壞進行實驗，防爆門的設計中不僅要考慮破片侵蝕防爆門和防爆門在爆炸波單獨作用下的變形和破壞情況；更要重視破片和爆炸波對防爆門的複合破壞作用，另將防爆門縮尺且進行模型坑道進行爆炸試驗，裝藥為 TNT，裝藥量和坑道幾何尺寸與原型坑道內爆炸試驗相比，縮尺比均為 1:3，試驗後防爆門無明顯變形和破壞，模型坑道與原型坑道相比，峰值明顯降低，說明縮尺之模型是否可代替原尺寸模型仍具有探討範圍。

Joseph D. Baum 等人[7]於 2004 年在坑道中放置小型雙開門，並在門中心點前方以二種不同炸藥量引爆，另以流固耦合模式模擬爆炸過程，其模擬結果與實驗相比，門受爆炸之破壞形狀大致吻合，但未探討零配件損壞情形。Swedish Defense Research Agency[8]於 2005 年針對防爆門在不同炸藥量及距離下進行試驗，探討門受爆壓下之功能及記錄門板與門框之間力學行為 (回彈效應)。在模擬部分，郝文風[9]於 2003 年利用 TM5-1300 計算所得之爆壓歷時關係，並配合 ANSYS/LS-DYNA 所建構之模型 (Lagrangian) 探討簡化模型 (僅門板) 與防爆門標準模型 (含零配件) 力學行為比較，亦探討不同之鉸鍊及門栓配置會產生不同應力分布，故設計時須考量防爆門鉸鍊與門門之配置。陸新證等人[10]於 2003 年利用 LS-DYNA 軟體分析防爆門在爆炸荷載下之動力反應，模擬門板與門框、門門及鉸鍊之間於爆壓載重下之接觸反應，結果顯示門框與門板、門門，門軸與鉸鍊之間接觸碰撞作用明顯，對門之安全性影響較大，故應著重門門及鉸鍊之設計。B. G. Cavelti [11]於 2007 年為探討傳統炸藥爆炸對防爆門之研究，利用縮尺比例 (1:12) 來進行爆炸實驗，並以 LS-DYNA 和 AUTODYN 模擬門之彈性與塑性反應，結果顯示在彈性荷重下，當尖峰撓度到達後，會有回彈效應，另門與周圍支承之邊界條件是影響結果之重要因素。

由上述文獻可知，雖然防爆門可依板行為分析，但板邊界條件在模擬中具有重要因素，故要模擬真實防爆門受爆壓行為，須考量零配件。

本研究主要探討零配件對防爆門數值模式之影響，將以一鋼製單開式防爆門，結合有限元素分析及實驗模態分析之結構模型驗證，以模態實驗獲取其自然頻率，並配合有限元素分析軟體 LS-DYNA[12]進行防爆門有限元素動力分析，探討防爆門模態參數自然頻率之差異性。最後以數值模擬結果與實驗值做比較，將理論、模擬、實驗做一結合，以評估含零配件之防爆門在數值模型之適用性，並提供後續防爆門設計考量的參考。

二、研究內容及方法

2.1 防爆門振動頻率

2.1.1 理論解

門板為防爆門最重要部份，通常以板結構

來模擬防爆門之振動，並以其束制條件區分簡
支板及固定板來分析。

(1)簡支板之自然頻率(如圖 1)[13]

$$\omega_{ij} = \pi^2 \left[\frac{i^2}{a^2} + \frac{j^2}{b^2} \right] \sqrt{\frac{D}{m}} \quad (i, j=1, 2, 3, \dots) \quad (1)$$

$$D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} \quad (2)$$

$$\bar{m} = \rho h \quad (3)$$

E : 板之彈性模數

h : 板之厚度

ν : 板之柏松比 (Poisson's Ratio)

$\bar{m}$: 板單位面積之質量

ρ : 板之密度

a, b : 板之長寬

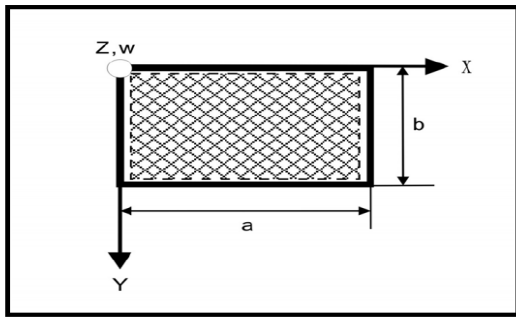


圖1. 板示意圖[13]。

(2)固定板之自然頻率[13]

$$\omega_1 = 4 \sqrt{2 \left(\frac{2^4}{a^4} + \frac{2^8}{3^2 \times 7^2} \cdot \frac{2^8}{a^2 b^2} + \frac{2^4}{b^4} \right) \cdot \frac{D}{m}} \quad (4)$$

其中 a, b 為板長與寬

2.1.2 頻率反應函數

若結構系統為一彈性範圍內之單自由度阻尼
系統,其振動方程式如下

$$m \ddot{x} + c \dot{x} + kx = f(t) \quad (5)$$

m:集中質量

c:阻尼

k: 勁度

x: 節點位移

$$\dot{x} = \frac{dx}{dt}, \ddot{x} = \frac{d^2x}{dt^2} \quad (6)$$

f(t):作用外力

假設方程式中作用的外力 $f(t) = F(\Omega)e^{i\Omega t}$ (其中
 $F(\Omega)$ 為複數), 而方程式解為 $x(t) = X(\Omega)e^{i\Omega t}$ (其
中 $X(\Omega)$ 為複數), 將其代入振動方程式可得

$$(-\Omega^2 m + i\Omega c + k)X(\Omega)e^{i\Omega t} = F(\Omega)e^{i\Omega t} \quad (7)$$

其結構系統的轉換函數 $H(\Omega)$

可表示為

$$H(\Omega) = \frac{X(\Omega)}{F(\Omega)} = \frac{1}{(k - \Omega^2 m) + i(\Omega c)} \quad (8)$$

又頻率域之位移

$$X(\Omega) = \frac{V(\Omega)}{i\Omega} = \frac{-A(\Omega)}{\Omega^2}$$

亦可得

$$H(\Omega) = \frac{X(\Omega)}{F(\Omega)} = \frac{-A(\Omega)}{F(\Omega) \cdot \Omega^2} \quad (9)$$

2.2 防爆門模態試驗

2.2.1 試體

(1)含零配件之試體

採用2007年陳昱汝[14]委託嵩洋機械公司
製作之鋼製單開式防爆門(如圖2), 包含門板、
鉸鍊、門門、門框(含支承及底座)、氣密墊共
五大部份, 整體所需鋼材除零組件使用S45C
級鋼材外, 皆使用SS400級結構鋼材建造。其
中門框、支承與底座皆由角鋼構成, 厚度為
0.5cm(如圖3、4), 且門框底座直接銲接至鋼板
上, 鋼板再與重型鋼座相結合(如圖5), 鋼材部
份之密度皆為7.9g/cm³; 氣密墊固定在門框四
周且與門板後方緊密貼合, 氣密墊為寬3cm,
厚0.9cm之橡膠材料, 密度為1.09g/cm³; 門體
右側有兩個轉動鉸鍊, 鉸鍊轉動軸心為直徑
2.5cm長10cm(如圖6), 左側有一個固定門門,
門門桿直徑為1cm(如圖7、8)。

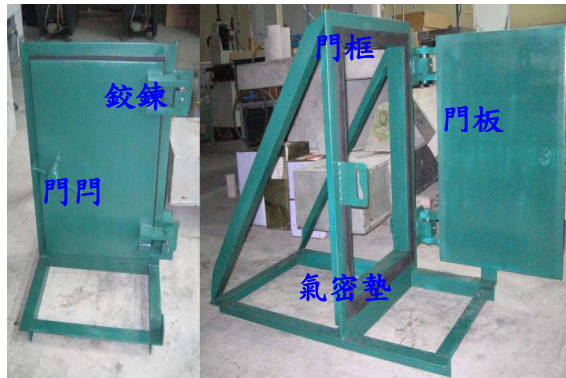


圖2. 防爆門模型[14]。



圖5. 防爆門門框底部束制情形。

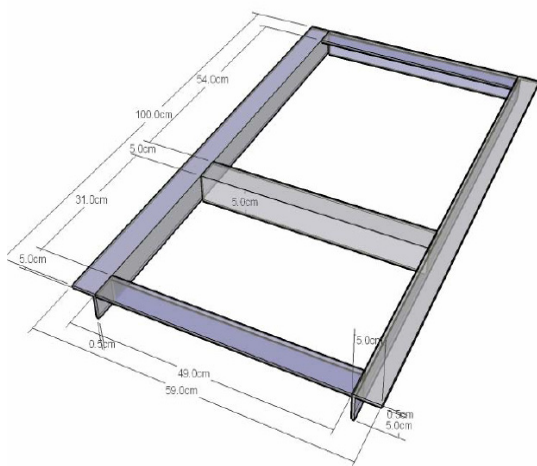


圖3. 防爆門之門框底座[14]。

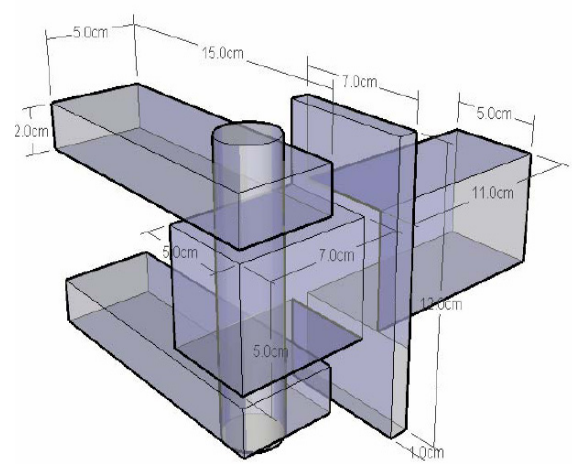


圖6. 防爆門之鉸鍊[14]。

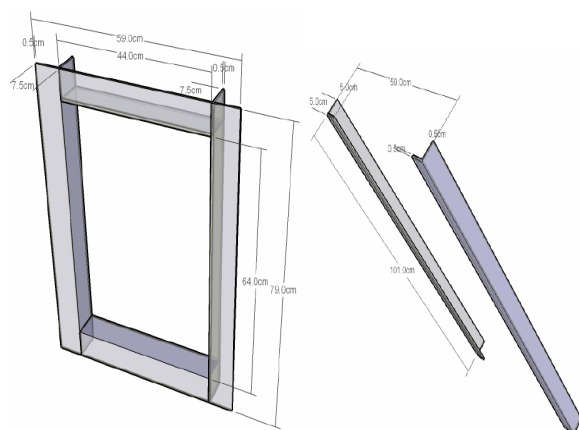


圖4. 防爆門之門框及支承[14]。

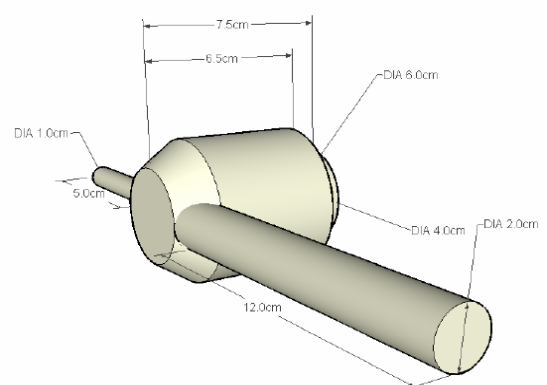


圖7. 防爆門之門門[14]。

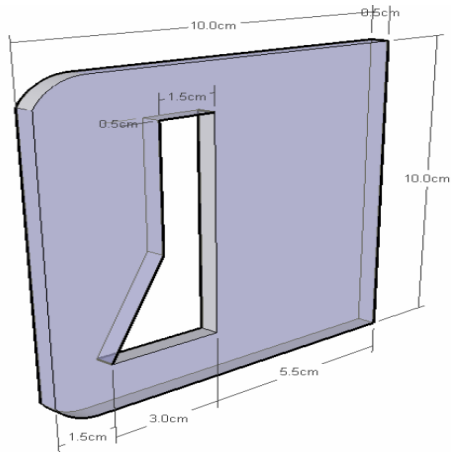


圖8. 防爆門之門門固定板[14]。

(2)不含零配件試體

為探討鉸鍊、門門及氣密墊等零配件對防爆門之影響，故將零配件拆除，並將門板四周直接焊接於門框上(如圖9)。



圖9. 防爆門(不含零配件)模型。

2.2.2 試驗設備

(1)衝擊鎚

在模態實驗中，衝擊鎚是最常用的施力工具，提供受測物接受的衝擊力。本研究採用PCB Piezotronics公司生產的PCB 086C03型衝擊鎚(塑膠鎚端，鎚重500 lb，靈敏度11.0 mV/lb，頻率範圍2500 Hz)(如圖10)。



圖10. PCB 086C03型衝擊鎚[14]。

(2)加速度計 (Accelerometer)：

在加速度計的選用上，必須考量到加速度計有效頻率範圍是否包含所要研究之頻率範圍。本文中採用PCB Piezotronics公司的PCB 353B65型單軸向壓電式加速度計(靈敏度101.2 mV/g，振幅範圍±50g，頻率範圍10000 Hz)(圖11)。

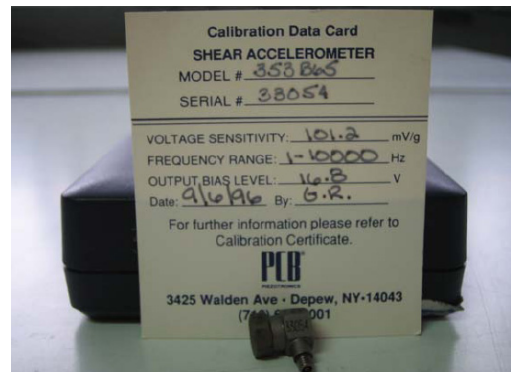


圖11. PCB 353B65型加速度計[14]。

(3)資料擷取系統：

接收加速度計、衝擊鎚資料之擷取系統，本研究採用譜威公司的PW700型(4頻道)(圖12)，其中時間間隔取決於資料擷取系統之取樣頻率(即為每多少秒擷取一資料點數據)，本研究採用12500Hz。



圖 12. PW700 型資料擷取系統[14]。

2.2.3 試驗步驟

將衝擊鉋施加單點力於門板正面中心點，經由加速度計(貼附在門板背面中心點)量得門板之反應，接著再由訊號分析軟體經快速傅立葉轉換進行訊號分析，以求得門板之轉換函數。對於資料擷取系統所得數據計算步驟如下：

- (1) 將CH1量測到之時間域力量數值 $P(t)$ 經過快速傅立葉轉換後，獲得力量在頻率域之數值 $P(\Omega)$ 。
- (2) 將CH2量測到的時間域加速度 $A(t)$ 經過快速傅立葉轉換後，獲得加速度在頻率域之數值 $A(\Omega)$ 。
- (3) 由已知的資料點數 N 與時間間隔 Δt 可計算出 Δf 與 $\Delta \Omega$ 。
- (4) 由 $P(\Omega)$ 與 $A(\Omega)$ 可獲得轉換函數。

2.3 防爆門數值模型之建立

2.3.1 模型建立流程

ANSYS/LS-DYNA 數值模擬模型建立流程主要步驟如圖 13，包括元素選用、定義元素特性及材料性質、建立實體模型、網格化、設定邊界束制條件及外力荷載等。

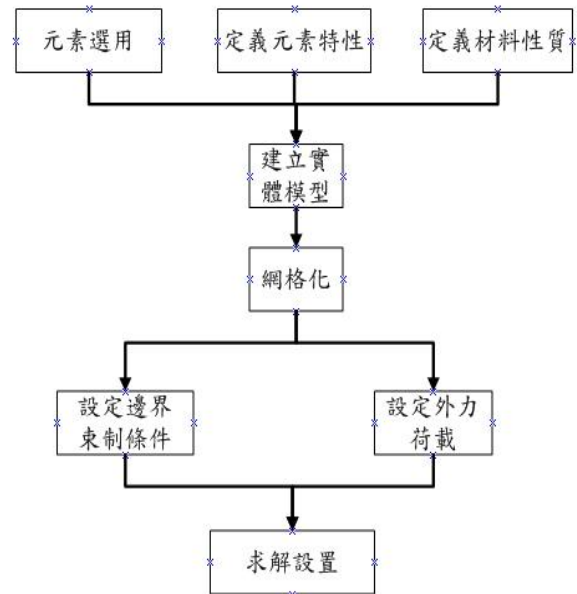


圖 13. 數值模擬模型建構流程圖。

2.3.2 防爆門模型種類

(1) 實體模型

本研究採用四種防爆門模型：實體模型、實體模型(不含零配件)、簡化模型(含零配件)與簡化模型(不含零配件)。

a. 幾何結構

本研究之防爆門(圖 14)，門板寬 50cm，高 70cm，厚 1.5cm，門板右側上下有二個鉸鍊，鉸鍊軸心為直徑 2.5cm，長 10cm，鉸鍊支承為寬厚均為 5cm，長 20cm，左側中央有一門閂(圖 15)，門閂條為直徑 1cm，門框(厚 0.5cm)固定在門板後方，氣密墊(寬 3cm，厚 0.9cm)於門板與門框之間且貼附於門框四邊。

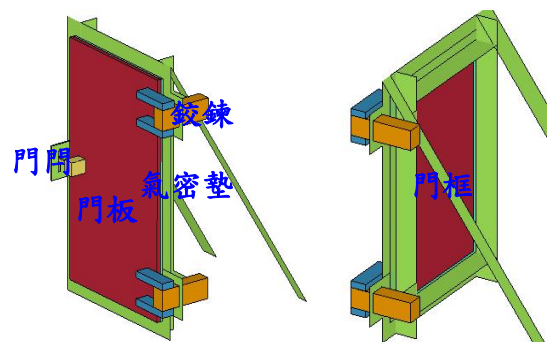


圖 14. 實體防爆門模型。

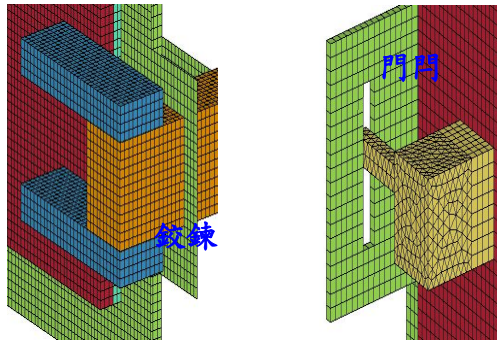


圖 15. 鉸鍊及門門大樣圖。

b. 元素屬性

實體模型除門框用板殼元素 (Shell element) 及鉸鍊軸心用樑元素 (Beam element) 外，其餘均用實體元素 (Solid element)，各種元素說明如下。

(i) 實體 Solid 164 元素[12]

Solid 164 為三度空間實體結構模式，為具有 8 個節點的六面體元素，每個點除 X、Y 及 Z 方向有平移自由度外，另加上速度及加速度自由度，故每點共有 9 個自由度，本元素運用於門板、鉸鍊 (不含軸心)、門門及氣密墊，且選用全積分實體元素，沒有沙漏效應。

(ii) 板殼 Shell 163 元素[12]

Shell 163 含有彎曲及薄膜能力，具有 4 個節點，而每個節點在 X、Y 及 Z 方向之平移及旋轉計 6 個自由度，另加上速度及加速度共計具有 12 個自由度，本元素運用於門框，且選用全積分板殼元素，此計算方式採用 Belytschko-Tsay 殼元素公式，以 2×2 積分點方式，元素積分點在中間面，能承受彎曲行為上的大變形。另沿厚度方向，二個積分點可滿足線彈性材料，而三個以上積分點可滿足非線性材料，本研究之門框為彈性範圍內之鋼材，故在厚度方向採用二個積分點。

(iii) 樑 Beam 161 元素[12]

Beam 161 為線形元素，其能承受彎曲力分析，每個節點具有在 X、Y 方向之平移及 Z 方向之旋轉共計 3 個自由度，本元素運用於鉸鍊軸心，且選用 Hughes-Liu 積分樑，另軸心截面形狀假設為矩形 (Rectangular Section) 以簡化數值計算。

c. 材料參數

描述材料系統內部巨觀現象之數學模式，一般稱為組成律 (Constitutive Law)。材料

組成律即應力張量 (Stress Tensor) 與應變張量 (Strain Tensor) 的關係 [15]。因本試驗結果在線彈性範圍內，故採用的材料模式除鉸鍊軸心為剛體外 (MAT_RIGID)，其餘為彈性體 (MAT_ELASTIC)，其中氣密墊為橡膠材料，其餘皆為鋼材，鋼材密度為 7.9 g/cm^3 ，彈性模數為 $2.0408 \times 10^{12} \text{ dyne/cm}^2$ ，柏松比為 0.3，氣密墊密度為 1.09 g/cm^3 ，彈性模數為 $2 \times 10^9 \text{ dyne/cm}^2$ ，柏松比為 0.45。

d. 網格劃分

Shell 元素以四邊形網格，Solid 元素除門門一部分運用四面體網格外，其餘均用六面體網格，另除氣密墊厚度方向為 0.45cm 為一分格外，其餘均以 0.5cm 為一分格，其各部位元素 (element) 量如表 1，Solid 元素計 66581 個，Shell 元素計 19182 個，beam 元素計 10 個，共計 85773 個。

e. 接觸條件

接觸面 (Contact Surfaces) 能表示模型中二個部份間之交互作用型式，本研究以面對面接觸 (Surface to Surface) 為主，此種接觸可運用在物體間有大的接觸面積，因氣密墊貼附於門框，故運用面對面接觸之連結接觸 (Tied Contact)，連結接觸特性為確實可將不同分格之元素相黏在一起 (圖 16)，但最初欲相接觸之元素須共面，此種接觸可隨主面 (Master Surface) 或目標面 (Target Surface) 之變形而強迫從面 (Slave Surface) 一同變形，通常較大分格之物體定義為目標面，另門板與氣密墊有自動碰撞之行為，故採用 Surface to Surface 之 Automatic Contact。

表 1. 實體模型各部位元素量

部位	元素種類	元素網格量
門板	Solid 元素	42000
鉸鍊	Solid 元素	14640
	Beam 元素	10
門門	Solid 元素	4469
門框	Shell 元素	19182
氣密墊	Solid 元素	5472
合計		85773
附註	鉸鍊、門門及氣密墊未納入不含零配件實體模型	

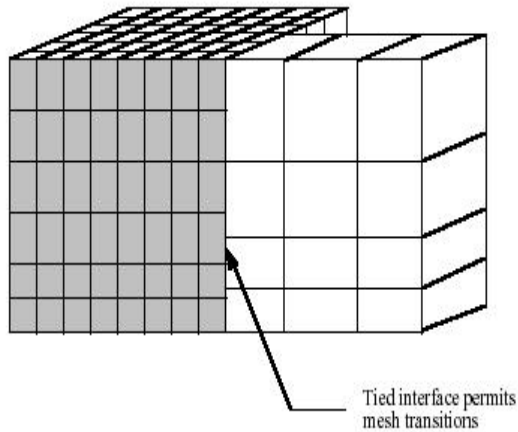


圖 16. Tied Contact 示意圖[12]。

f. 負載及邊界條件

實驗施力點為垂直門板中心點，故模擬中設定外在加載條件為在Z方向(正對門板方向)衝擊力，試驗實際量得之衝擊力歷時圖如圖 17，最大衝擊為 884N。在束制條件方面，因門框底座直接銲接至鋼板上，且鋼板再與重型鋼座相結合，故在模擬部份則假設門框底部與支承為完全束制。

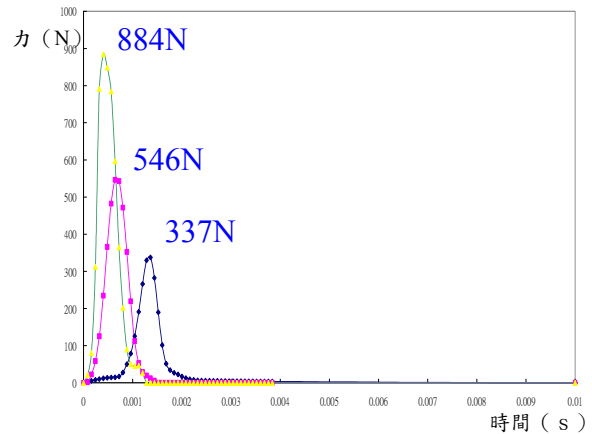


圖 17. 試驗量測含配件試體之衝擊力歷時圖。

g. 求解設定

本研究之振動實驗屬於瞬時反應動態分析，故採用顯性時間積分運算，為利用中央差分法(Central Difference Method)來求解，但由於顯性積分法是一種有條件式穩定，即須採用很小之時間步幅 (Time Step) 才會穩定。故時間步幅 Δt 須小於臨界時間間隔(Critical Time Step) (Δt_{crit})，才能維持穩定，其表示式如下[12]：

$$\Delta t \leq \Delta t_{crit} = \frac{2}{f_{max}}, f_{max} = \frac{2c}{L} \quad (10)$$

其中C為材料波速，L為元素長度。在文件輸出時間間隔部份，需配合防爆門振動實驗中資料截取系統的取樣頻率 12500HZ 為 0.8E-04秒。計算終止時間 (Termination) 部份，當取樣數N=1024時，其計算終止時間為 0.1秒，當N=2048時，其計算終止時間為 0.2秒。

(2) 實體模型(不含零配件)

為探討不含零配件之差異，故將實體模型中鉸鍊、門門及氣密墊移除，其門板四邊與門框利用 Surface-to-Surface(Tied Contact)相連結，其模型如圖 18，試驗實際量得之衝擊力歷時圖如圖 19，最大衝擊力為 1430N。

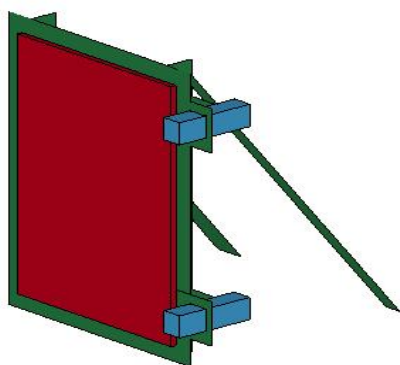


圖 18. 實體防爆門(不含零配件)模型。

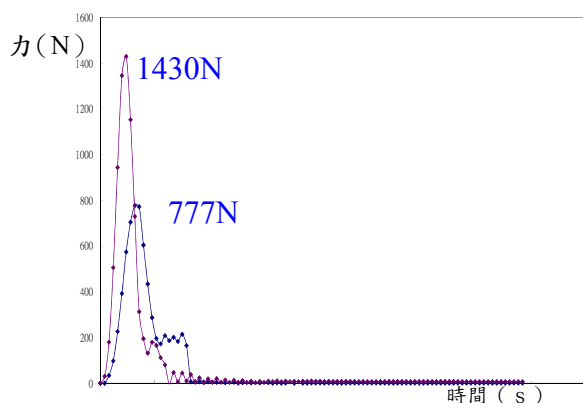


圖 19. 試驗量測不含配件試體之衝擊力歷時圖。

(3)簡化模型(含零配件)

此幾何模型將門框以固定端模擬，主要採用 Shell 元素，除氣密墊用 Solid 元素外(如圖 20)，Beam 元素用於門門條及鉸鍊軸心，其網格劃分大約以 3cm 為一分格，其各部位元素(element)量如表 2，Solid 元素計 76 個，Shell 元素計 1222 個，Beam 元素計 9 個，共計 1307 個。另材料參數、接觸、負載及求解設定與實體模型相同。

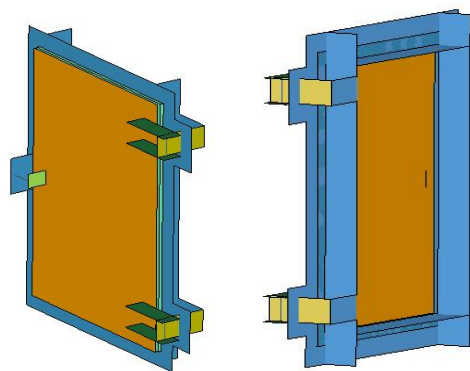


圖 20. 簡化模型(含零配件)。

表 2. 簡化模型各部位元素量

部位	元素種類	元素網格量
門板	Shell 元素	792
鉸鍊	Shell 元素	60
	Beam 元素	8
門門	Shell 元素	4
	Beam 元素	1
門框	Shell 元素	366
氣密墊	Solid 元素	76
合計		1307

(4)簡化模型(不含零配件)

僅以門板為模型，採用 Shell 元素，區分四周簡支及四周束制兩種邊界條件(圖 21)，無接觸條件，其材料參數、負載及求解皆與實體模型相同，代號說明如下。

Shell-1 為模擬門板與門框所接觸之內緣為固定端。

Shell-2 為模擬門板與門框所接觸內外緣之中心線為固定端。

Shell-3 為模擬門板與門框所接觸之外緣為固定端。

Shell-4 為模擬門板與門框所接觸之內緣為鉸支承。

Shell-5 為模擬門板與門框所接觸內外緣之中心線為鉸支承。

Shell-6 為模擬門板與門框所接觸之外緣為鉸支承。

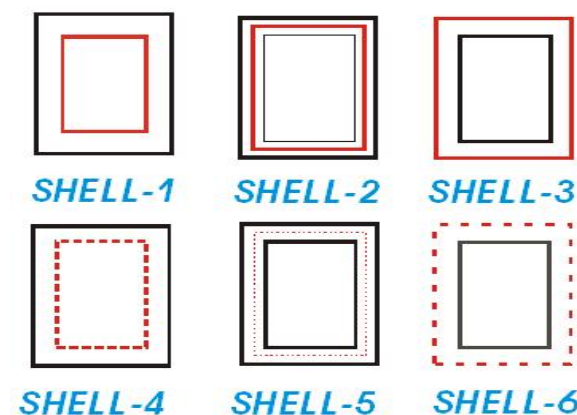


圖 21. 簡化模型(不含零配件)示意圖。

三、分析結果與討論

3.1 理論部分

經由板固定端與簡支端之自然頻率公式，並依圖 21 模型來區分 50*70cm(外框)、44*64cm(內框)及 47*67cm(內外框之間)，輸入厚度 0.015m，密度 7900kg/m³，彈性模數 2.0408*10¹¹Pa，柏松比 0.3，簡支板與固定板自然頻率輸入值如表 3，所得結果如表 4。

表 3. 自然頻率輸入值

參數代號		簡支板	固定板
a	50*70cm	0.5m	0.25m
	44*64cm	0.44m	0.22m
	47*67cm	0.47m	0.235m
b	50*70cm	0.7m	0.35m
	44*64cm	0.64m	0.32m
	47*67cm	0.67m	0.335m
E		2.0408E+11Pa (N/m ²)	
h		0.015m	
v		0.3	
m		118.5 kg/m ²	
ρ		7900 kg/m ³	
D		63074 kgm ² /s ²	

表 4. 自然頻率理論值

板尺寸	50*70cm		44*64cm		47*67cm	
束制條件	固定	簡支	固定	簡支	固定	簡支
角頻率 w (m,n=1)	2605	1375	3300	1732	2921	1538
自然頻率 f	414	218	525	275	465	245

3.2 實驗部分

(1)實體模型(含零配件)

經由敲擊錘在門中點敲擊三次後分別得最大荷載為 337N、546N、884N(圖 17) 其所測得加速度如圖 22 至 24。

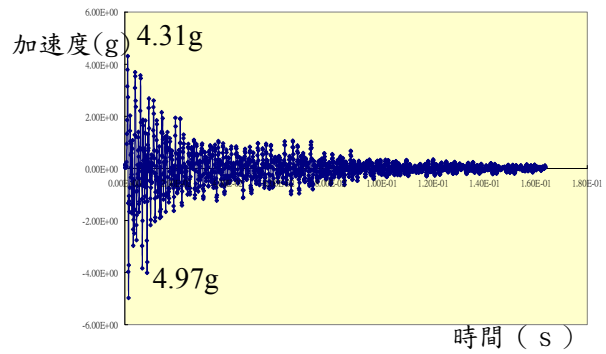


圖 22. 荷載 337N 之加速度歷時圖。

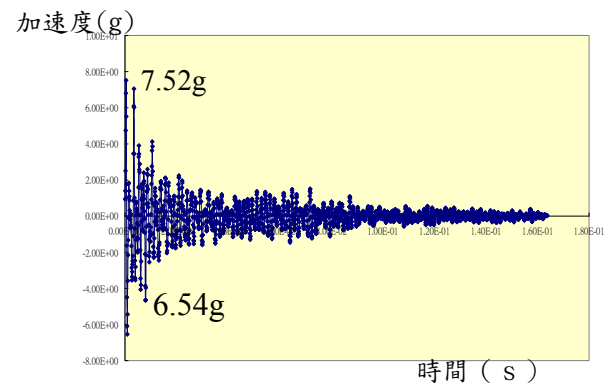


圖 23. 荷載 546N 之加速度歷時圖。

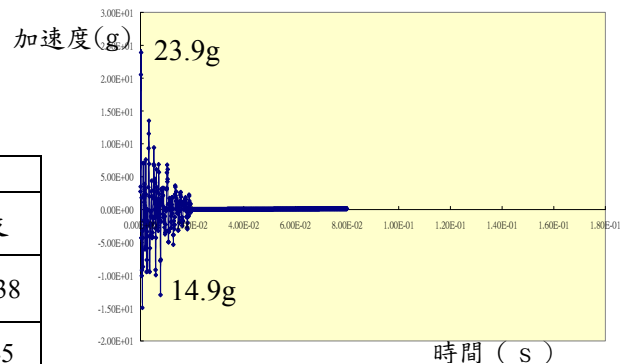


圖 24. 荷載 884N 之加速度歷時圖。

另三次敲擊之荷載與所得之加速度經傅立葉轉換後，由 $H(\Omega) = \frac{-A(\Omega)}{F(\Omega) \cdot \Omega^2}$ 可得頻率反應函數(圖 25 至 30)，其中 n=1024 時， $\Delta f=12.2$ ；n=2048 時， $\Delta f=6.1$ 。

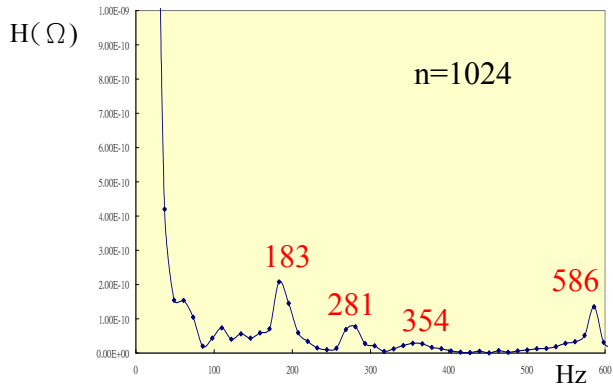


圖 25. 荷載 337N 頻率反應圖。

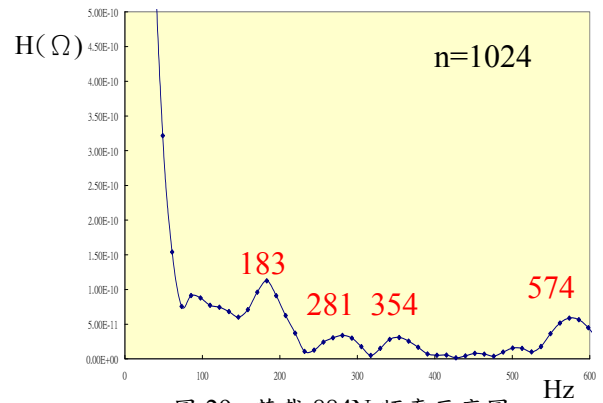


圖 29. 荷載 884N 頻率反應圖。

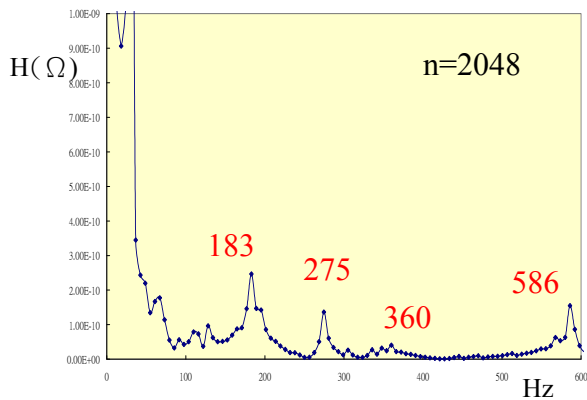


圖 26. 荷載 337N 頻率反應圖。

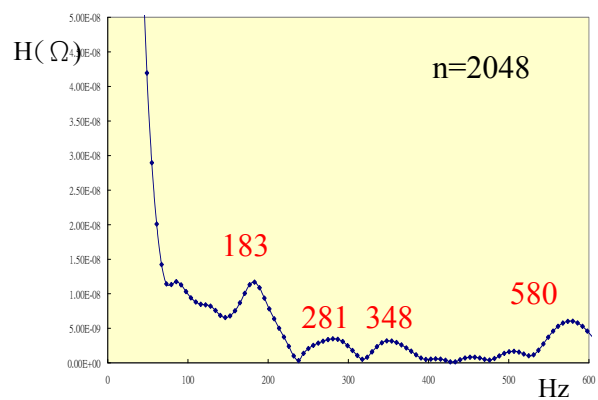


圖 30. 荷載 884N 頻率反應圖。

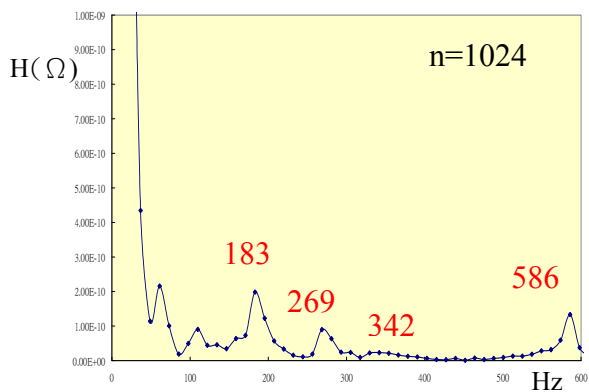


圖 27. 荷載 546N 頻率反應圖。

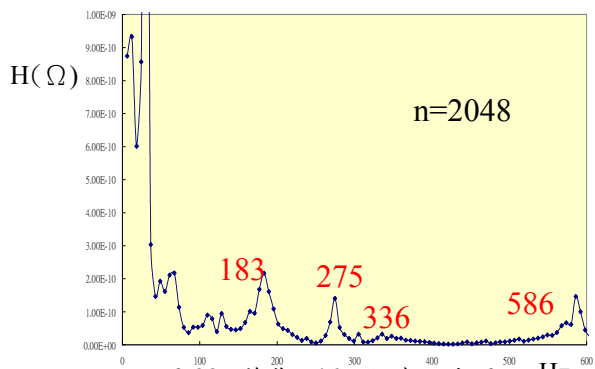


圖 28. 荷載 546N 頻率反應圖。 Hz

(2)實體模型(不含零配件)

經敲擊門中點二次後分別得最大荷載為 777N 及 1430N(圖 19)，其所測得加速度如圖 31 及 32。

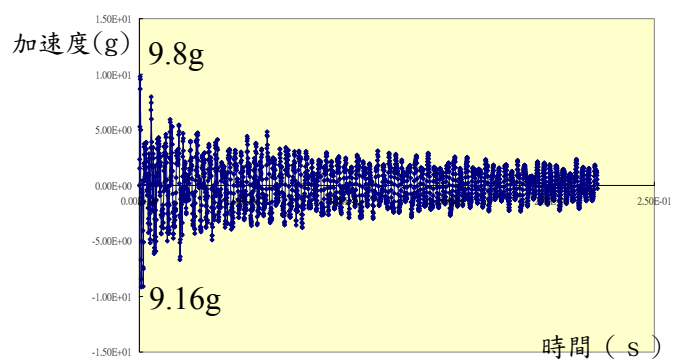


圖 31. 荷載 777N 之加速度歷時圖。

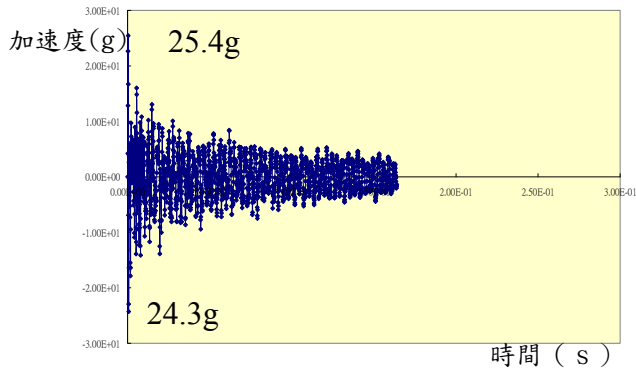


圖 32. 荷載 1430N 之加速度歷時圖。

另二次敲擊之荷載與所得之加速度經傅立葉轉換後，可得頻率反應函數(圖 33 至 34)，其中 $n=2048, \Delta f=6.1$ 。

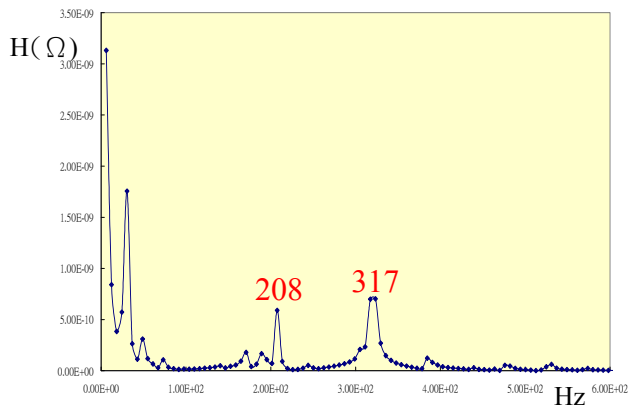


圖 33. 荷載 777N 頻率反應圖。

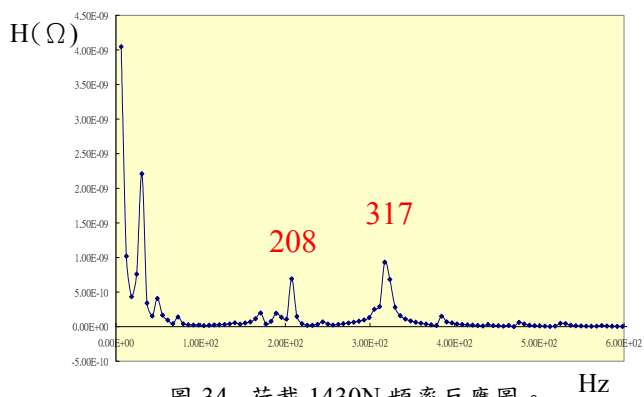


圖 34. 荷載 1430N 頻率反應圖。

3.3 模擬部分

(1) 實體模型(含零配件)

依圖 12 模型輸入荷載等條件後可得門中點位移歷時反應如圖 35 至 37，經傅立葉轉換後，由 $H(\Omega) = \frac{X(\Omega)}{F(\Omega)}$ 可得頻率反應函數，且區分 $n=1024$ 及 2048 其數值結果

如圖 38 至 43。

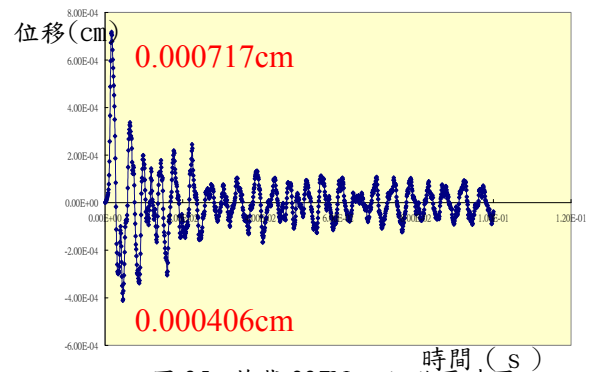


圖 35. 荷載 337N 之位移歷時圖。

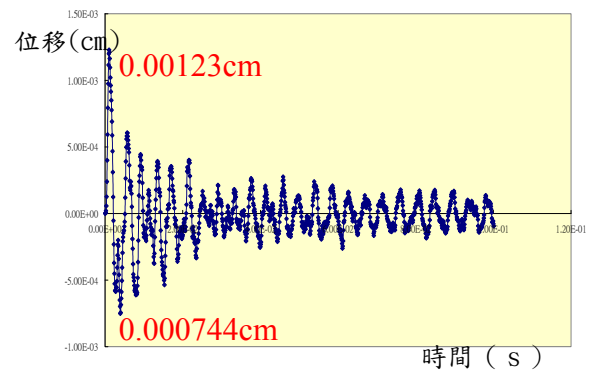


圖 36. 荷載 546N 之位移歷時圖。

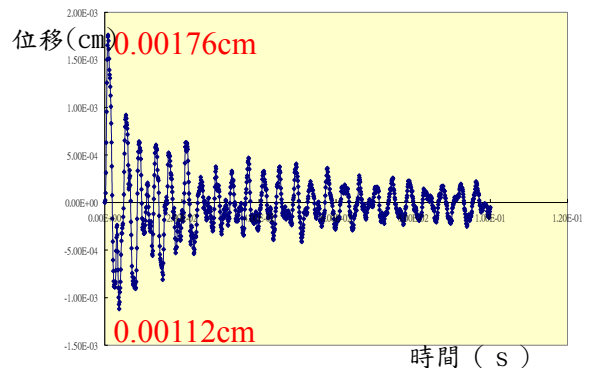


圖 37. 荷載 884N 之位移歷時圖。

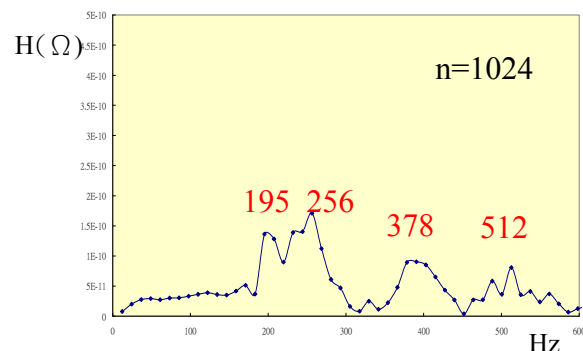


圖 38. 荷載 337N 頻率反應圖。

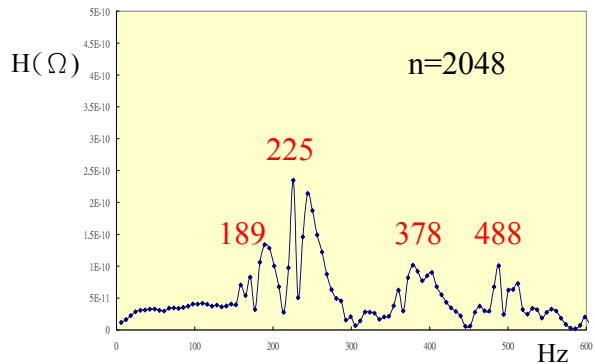


圖 39. 荷載 337N 頻率反應圖。

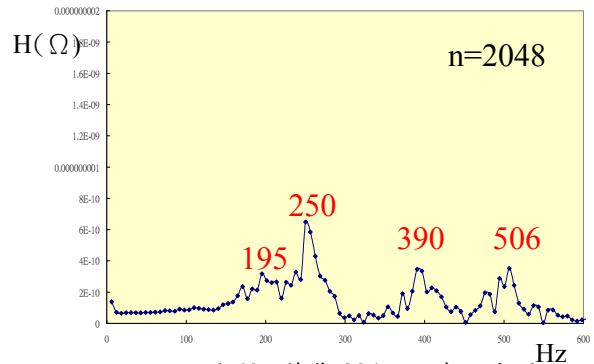


圖 43. 荷載 884N 頻率反應圖。

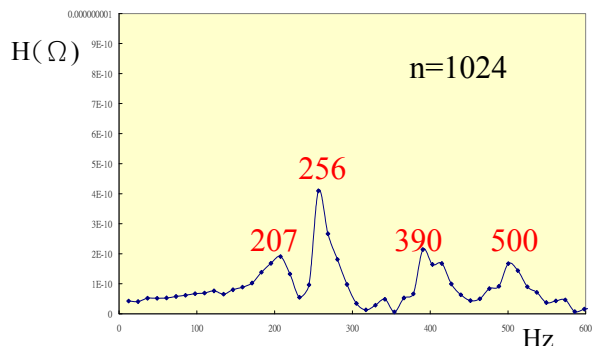


圖 40. 荷載 546N 頻率反應圖。

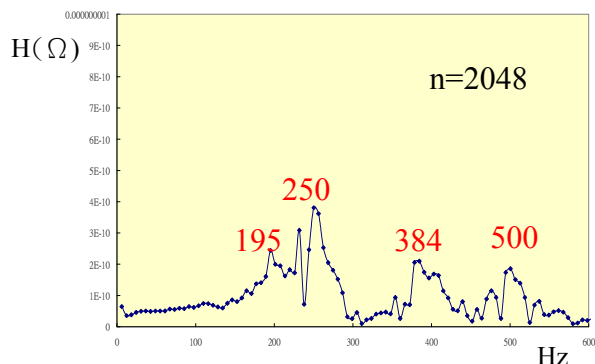


圖 41. 荷載 546N 頻率反應圖。

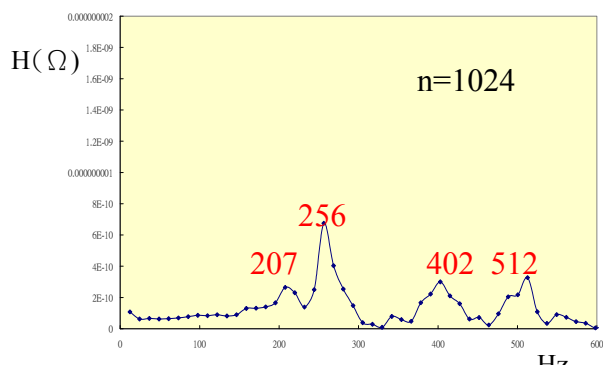


圖 42. 荷載 884N 頻率反應圖。

(2)實體模型(不含零配件)

依圖 18 模型輸入荷載等條件後可得門中點位移歷時反應如圖 44 至 45，經傅立葉轉換後，可得頻率反應函數， $n=2048$ 時，其數值結果如圖 46。

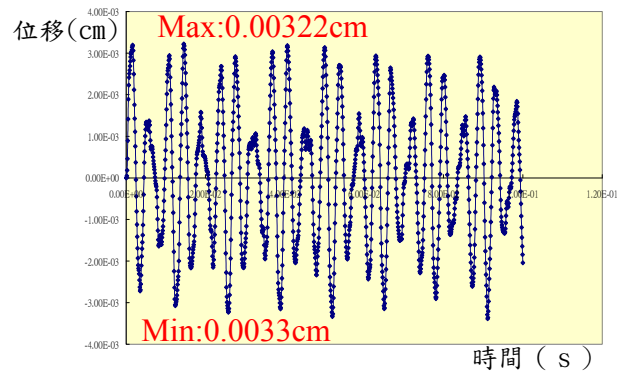


圖 44. 荷載 777N 之位移歷時圖。

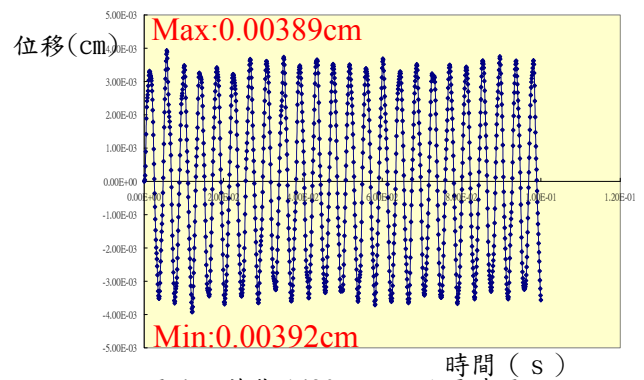


圖 45. 荷載 1430N 之位移歷時圖。

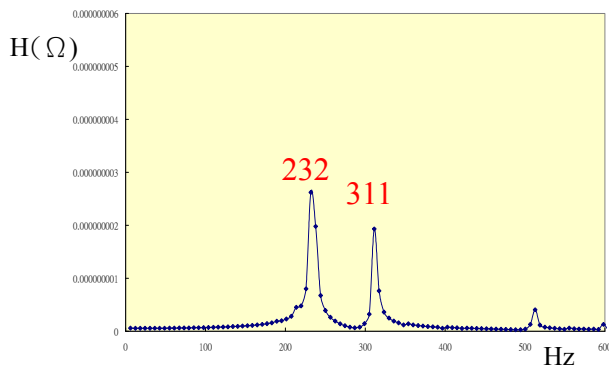


圖 46. 荷載 777N 及 1430N 頻率反應圖。

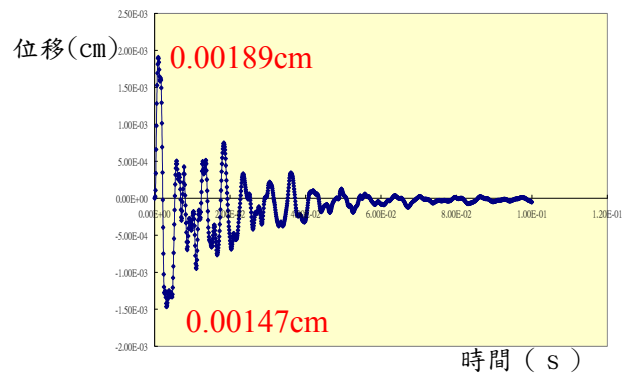


圖 49. 荷載 884N 之位移歷時圖。

(3) 簡化模型(含零配件)

依圖 20 模型輸入荷載等條件後可得門中點位移歷時反應如圖 47 至 49，經傅立葉轉換後後所得頻率反應，且區分 $n=1024$ 及 2048 其數值結果如圖 50-55。另在忽略氣密墊之情形下，337N 荷載之門中點位移歷時反應如圖 56，且 $n=2048$ 時之頻率反應如圖 57。

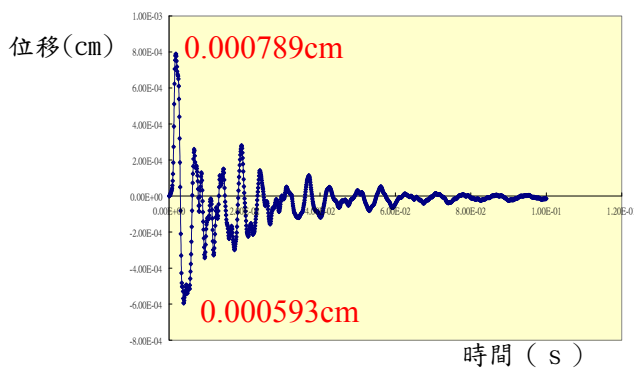


圖 47. 荷載 337N 之位移歷時圖。

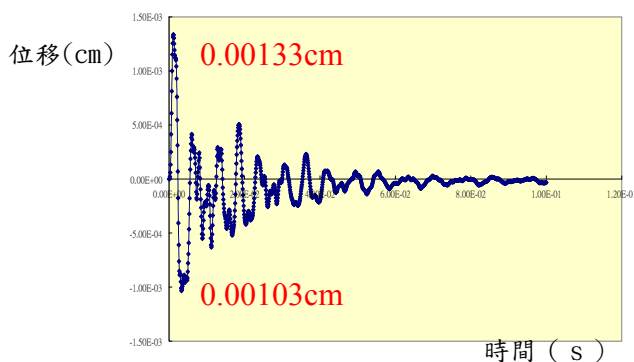


圖 48. 荷載 546N 之位移歷時圖。

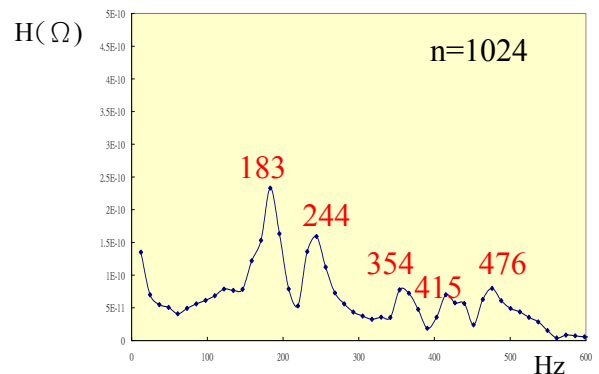


圖 50. 荷載 337N 頻率反應圖。

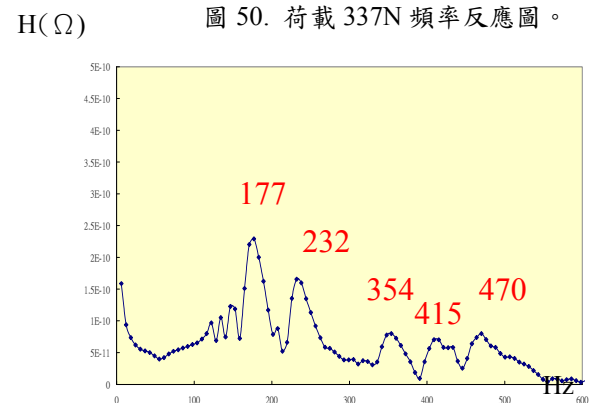


圖 51. 荷載 337N 頻率反應圖。

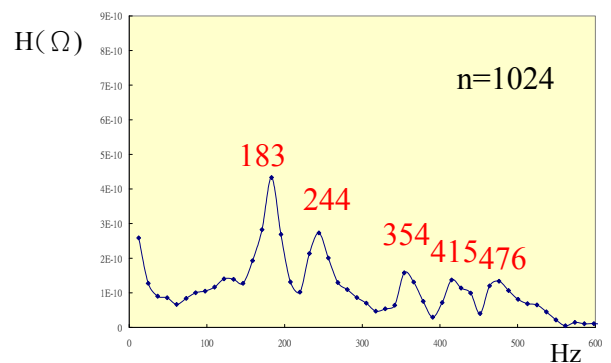


圖 52. 荷載 546N 頻率反應圖。

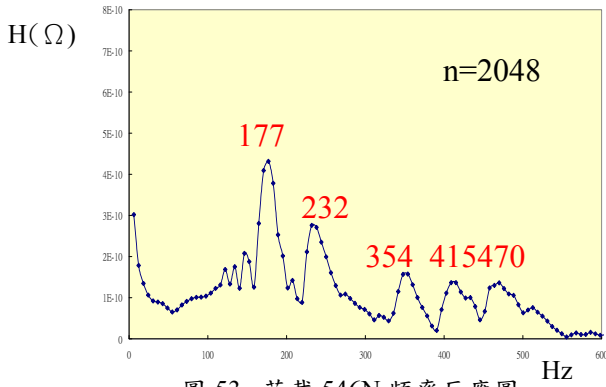


圖 53. 荷載 546N 頻率反應圖。

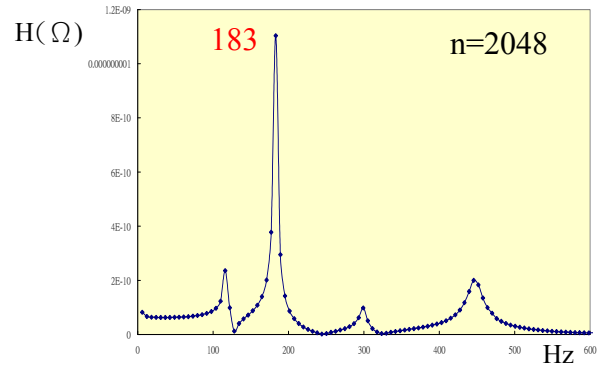


圖 57. 荷載 337N 之頻率反應圖(忽略氣密墊)。

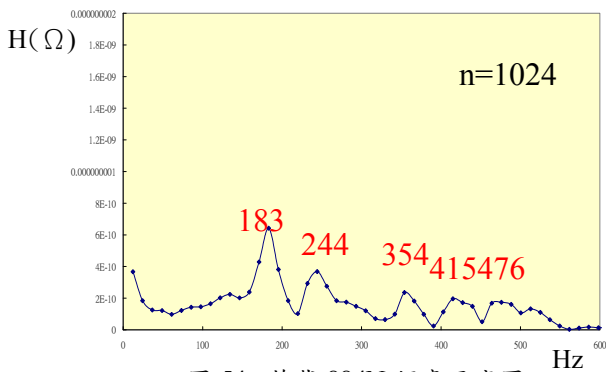


圖 54. 荷載 884N 頻率反應圖。

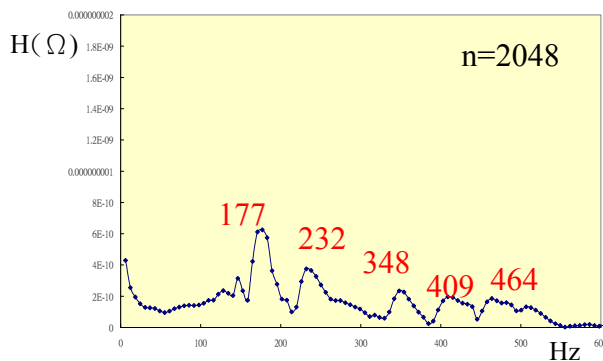


圖 55. 荷載 884N 頻率反應圖。

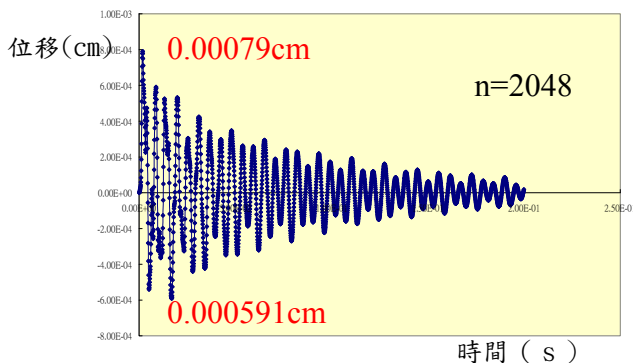


圖 56. 荷載 337N 之位移歷時圖(忽略氣密墊)。

(4) 簡化模型(不含零配件)

依圖 21 模型輸入荷載等條件後所得頻率反應如圖 57。板尺寸與支承條件(固定或簡支)，對第一自然頻率之影響很明顯。

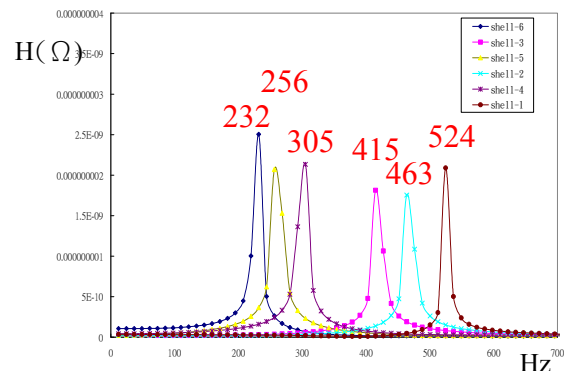


圖 57. 簡化模型(不含零配件)之頻率反應圖。

3.4 綜合分析

(1) 含零配件模型之比較

經試驗及模擬所得之結果，可得各項第一自然頻率如表 5，試驗值各荷載下之第一自然頻率均為 183HZ，實體模型在 $n=1024$ 及 2048 時，337N 荷載之自然頻率分別為 195HZ 及 189HZ，而在荷載 546N 及 884N， $n=1024$ 時為 207HZ， $n=2048$ 時為 195HZ，故在 $n=1024$ 及 2048 時平均值分別為 203HZ 與 193HZ，誤差率為 11%及 5.5%。簡化模型各荷載下 $n=1024$ 及 2048 之第一自然頻率分別為分別為 183HZ 及 177HZ，誤差率分別為 0%及 3.2%，在實體模型與試驗值比較下，無論 $n=1024$ 或 2048 ，第一自然頻率均大於試驗值，且在 $n=2048$ 時之誤差率較小，在簡化模型與試驗值比較下， $n=1024$ 時之第一自然頻率等於試驗值，而 $n=2048$ 時之第一自然頻率小於試驗值，故無論簡化模型 $n=1024$ 或 2048 之誤差率均在 5%之內，另實體模型所需運算

時間為 25hr，而簡化模型僅為 5min，故以簡化模型模擬可有效降低運算時間，因 $n=1024$ 時 $\Delta f=12.2$ ， $n=2048$ 時 $\Delta f=6.1$ ，故 $n=2048$ 時所取之值應較 $n=1024$ 準確，若以 $n=2048$ 分析，實體模型與試驗值差異為 5.5%，簡化模型為 3.2%，均在 6% 以下，屬合理範圍。

表 5. 含零配件模型第一自然頻率比較表

類型		試驗值		實體模型		簡化模型	
n		1024	2048	1024	2048	1024	2048
荷載	337N	183	183	195	189	183	177
	546N	183	183	207	195	183	177
	884N	183	183	207	195	183	177
	平均值	183	183	203	193	183	177
	誤差率			11%	5.5%	0%	3.2%
	電腦運算時間			25hr		5min	

(2) 不含零配件模型之比較

經試驗及模擬所得之結果，可得各第一自然頻率如表 6，試驗值各荷載下之第一自然頻率均為 208HZ，實體模型在各荷載之自然頻率均為 232HZ，誤差率為 11.5%，在簡化模型與試驗值比較下，各尺寸門板(固定端)誤差率均很大(可高達 151.92%)，而各尺寸門板(簡支端)誤差率均比固定端為低(誤差率 50% 以下)，以 50*70 門板第一自然頻率 232HZ(誤差率為 11.5%)最接近試驗值，另以理論值計算後，與簡化模型情形相似，亦以 50*70cm 門板(簡支端)誤差率分別為 4.8% 最接近試驗值。

表 6. 不含零配件模型第一自然頻率比較表

荷載值			777N	1430N	誤差率
試驗值			208	208	
實體模型			232	232	11.5%
簡化模型	固定端	50*70cm	415		99.5%
		47*67cm	463		122.6%
		44*64cm	524		151.92%
	簡支端	50*70cm	232		11.5%
		47*67cm	256		23.07%
		44*64cm	305		46.63%
理論值	固定端	50*70cm	414		99.03%
		47*67cm	465		123.56%
		44*64cm	525		152.4%
	簡支端	50*70cm	218		4.8%
		47*67cm	245		17.78%
		44*64cm	275		32.21%

(3) 綜合比較

依上述(1)、(2)含零配件與不含零配件模型之比較(如表 7)，無論試驗值、實體模型及簡化模型，含零配件模型之第一自然頻率均比不含零配件模型為低，若以含零配件之實體模型為參考值，討論不含零配件模型情形下，其試驗值無論 $n=1024$ 或 2048 之誤差率為 13.66%，實體模型(含零配件) $n=1024$ 及 2048 之誤差率分別為 11% 及 5.5%，而實體模型(不含零配件) $n=1024$ 及 2048 之誤差率均為 26.78%。簡化模型(含零配件) $n=1024$ 及 2048 之誤差率分別為 0% 及 3.2%，而簡化模型(不含零配件)(50*70cm) 之誤差率為 26.78%，理論值以 50*70cm 簡支端最接近參考值，其誤差率 19.13%，由上可知，含零配件模型誤差率在 11% 以下(甚至誤差率為 0%)，但不含零配件模型之誤差率至少在 19.13% 以上，故無法有效模擬試驗之情形。

表 7. 含零配件與不含零配件模型第一自然頻率比較表

	含零配件模型		不含零配件模型	
	n=1024	n=2048	n=1024	n=2048
試驗值	183	183	208	208
誤差率			13.66%	13.66%
實體模型	203	193	232	232
誤差率	11%	5.5%	26.78%	26.78%
簡化模型	183	177	232	
誤差率	0%	3.2%	26.78%	
理論值			218	
誤差率			19.13%	

在含零配件模型情形下，無論試驗與實體模型、簡化模型在 600Hz 內均有多個頻率之反應如表 8，實體模型與試驗值比較下，各有 4 個不同頻率反應， $n=1024$ 時，第一至第四個自然頻率誤差率分別為 11%、7.5%、11.4%、10.3%， $n=2048$ 時，第一至第四個自然頻率誤差率分別為 5.3%、12.6%、10.3%、14.7%。在簡化模型與試驗比較下， $N=1024$ 時，第一至第四個自然頻率誤差率分別為 0%、11.9%、1.11%、28.6%， $n=2048$ 時，第一至第四個自然頻率誤差率分別為 3.2%、16.2%、1.15%、29.3%，整體而言，實體模型比簡化模型更能有效模擬試驗之各次自然頻率，然而簡化模型雖然在第四個自然頻率，誤差率高達 29.28%，但前三個頻率誤差不大，且第一頻率之誤差在 5% 以內，故仍可有效

模擬試體試驗之情形。另在不含零配件模型情形下，試驗值與實體模型模擬值在 600Hz 內只有二個明顯頻率反應，而簡化模型甚至只有單一頻率反應(如表 9)，更可驗證不含零配件模型無法有效模擬試驗情形。而模擬忽略氣密墊之防爆門(僅含鉸鍊及門門之簡化模型)，其最大正向位移 0.00079cm，最大負向位移為 0.000591cm，與含氣密墊之模型差異為 0.1%，在第一自然頻率比較下(n=2048)，含氣密條模型為 177HZ，不含氣密條模型為 183Hz，亦差異不大。

表 8. 含零配件模型各種自然頻率比較表(600HZ 以內)

頻率反應		第一次		第二次		第三次		第四次	
n		1024	2048	1024	2048	1024	2048	1024	2048
試驗	337N	183	183	281	275	354	360	586	586
	546N	183	183	269	275	342	336	586	586
	884N	183	183	281	281	354	348	574	580
	平均值	183	183	277	277	350	348	582	584
實體模型	337N	195	189	256	225	378	378	512	488
	546N	207	195	256	250	390	384	500	500
	884N	207	195	256	250	402	390	512	506
	平均值	203	193	256	242	390	384	508	498
簡化模型	誤差率	11	53	75	12.6	11.4	10.3	12.7	14.7
	337N	183	177	244	232	354	354	415	415
	546N	183	177	244	232	354	354	415	415
	884N	183	177	244	232	354	384	415	409
平均值	183	177	244	232	354	352	415	413	
	誤差率	0	3.2	11.9	16.2	1.11	1.15	28.6	29.3

表 9. 不含零配件模型各種自然頻率比較表(600HZ 以內)

頻率反應	試驗值	實體模型	簡化模型
第一次	208	232	232
第二次	317	311	

四、結論

結果顯示試驗與實體模型、簡化模型(含零配件)在受荷載時均產生多次之頻率反應，且第一頻率之誤差可在 5%以內，而門板模型(不含零配件)所得到之單一頻率誤差率高達 26%，無法預測真實防爆門受爆炸之行為。故在電腦模擬時不能忽略鉸鍊及門門之存在，另雖然實體模型可擷取與試驗值相近之頻率反應，但以第一振態來做為結構物反應之預測時，簡化模型(含零配件)除有效模擬真實防爆門外，另可節省

電腦運算時間。

誌謝

感謝國家高速電腦中心提供軟體運用，及嵩洋機械工程公司協助防爆門之製作，以利本研究順利完成。

參考文獻

- [1] Biggs, J. M., Introduction to Structural Dynamics, McGraw-Hill, New York, pp.199-244, 276-313, 1964.
- [2] Design of Structures to Resist The Effects of Atomic Weapons –Manual EM 1110-345-415”U. S. Army Corps of Engineers, 1957.
- [3] TM5-1300 “Structures to Resist The Effects of Accidental Explosions ,” U. S. Department of The Army, 1990.
- [4] Lok, T. S., Zhang, Y. Q. and Lan, S.R., ”Response of Blast Door-Test Results and Numerical Simulation,”MABS-17 Conf.,Lac Vegas, Nevada, USA, 2002.
- [5] Koh, C. G., Ang, K. K. and Chan, P.F., ”Dynamic Analysis of Shell Structures with Application to Blast Resistant Doors,” Shock and Vibration, Vol.10, pp.269-279,2003.
- [6] 何翔，廣佛賓，曲建波，劉國軍，李茂生，”爆炸與衝擊，第 24 卷，第 5 期，中國，2004。
- [7] Baum, J. D., Mestreau, E. L., Luo, H., Lohner, R., Pelessone, D., Giltrud, M.E. and Gran, J. K., ”Coupled CFD/CSD Modeling of weapon Detonation/Fragmentation in a Tunnel,” MABS-18 Conf., Bad Reichenhall, Germany, 2002.
- [8] Swedish Defense Research Agency,”Testing of Protective Door in Pressure Class 0.5MPa ,Scale 1:2; Recording of the Rebound Effect,” Weapon and protection Report, FOI,Sweden, 2005.
- [9] 郁文風，”防爆門在均佈爆壓下之力學行為探討”，碩士論文，中正理工學院軍事工程研究所，桃園，2003。
- [10] 陸新證，江見鯨，”抗爆門在爆炸荷載作用下有限元動力數值模擬，”防護工程”，第 25 卷，第 14-17 頁，中國，2003。
- [11] Cavelti, B .G., ”Joint Swiss/U.S.Blast Door Study.” ISIEM12.1 Conf., Orlando, Florida,

USA, 2007.

- [12] LS-DYNA Version 971 User's Manual, Livermore Software Technology Corporation, 2006.
- [13] Szilard, R., "Theory and Analysis of Plates", Prentice-Hall, Inc., pp.414、415、431、432、439、440, 1974
- [14] 陳昱汝，"防爆門振動特性之探討"，碩士論文，中正理工學院軍事工程研究所，第16-26頁，桃園，2007。
- [15] 趙海鷗，LS-DYNA 動力分析指南，兵器工業出版社，北京，第1、3、6、7、14-17、23、24頁，2003。