

國 立 交 通 大 學

工學院精密與自動化工程學程

碩士論文

數位式微型反射鏡投影機之  
穿透式平順圖像裝置模態最佳化分析

Optimization Analysis for Transmissive Smooth  
Picture Device of Digital Micro Mirror Projector

研究 生：徐文浩  
指 導 教 授：洪景華

中華民國 九十六 年 七 月

數位式微型反射鏡投影機之  
穿透式平順圖像裝置模態最佳化分析

Optimization Analysis for Transmissive Smooth  
Picture Device of Digital Micro Mirror Projector

研究 生：徐 文 浩      Student : Wen-Hao Hsu  
指 導 教 授：洪 景 華      Advisor : Chinghua Hung

國 立 交 通 大 學

工學院精密與自動化工程學程



A Thesis  
Submitted to Degree Program of Automation and Precision  
Engineering  
College of Engineering  
National Chiao Tung University  
in Partial Fulfillment of the Requirements  
for the Degree of  
Master of Science  
in  
Automation and Precision Engineering  
JULY 2007  
Hsinchu, Taiwan, Republic of China

中華民國 九十六 年 七 月

# 數位式微型反射鏡投影機之穿透式平順圖像裝置模態 最佳化分析

學生：徐文浩

指導教授：洪景華

國立交通大學工學院精密與自動化專班（研究所）碩士班

## 摘要

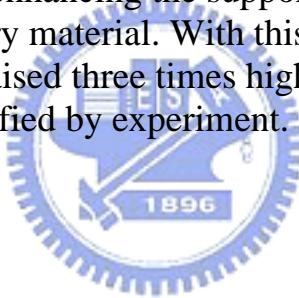
本研究的主旨為在探討數位式微型反射鏡投影機 DLP(Digital Light Processing)之穿透式平順圖像裝置 (Transmissive Smooth Picture, TSP)的模態最佳化，藉由模態分析與最佳化分析，以了解此裝置作動之行為與擺動過程中，因為擺動裝置尺寸、質量上的不同與支撐彈簧結構的改變，對於外界干擾激發共振抵抗的能力與對投影畫面品質的影響。本研究利用有限元素法套裝軟體 ANSYS，進行模擬穿透式平順圖像裝置的自然頻率、振動模態等現象，配合實驗數據驗證，以找出模態與投影品質好壞之間的關連性。再根據此經驗訂定適當的設計參數，求取最佳的支撐彈片彈片設計與結構設計的搭配組合，並在現階段電子控制與磁力大小限制下，獲得最高共振頻率的裝置設計，此結構最佳化設計，經實驗驗証，可以有效提昇系統共振頻率。

Department of Automation and Precision Engineering

College of Engineering, National Chiao Tung University

### ABSTRACT

This thesis focuses on the modal optimization analysis for transmissive smooth picture(TSP) device of digital micro mirror projector. The objective of the optimization is to reduce and eliminate the resonance caused by the TV system vibration. The finite element analysis of modal and optimization were conducted utility ANSYS 8.0 software. Two kind of experiential modal analyses were conducted for verification. Optimized design was obtained by enhancing the support structure stiffener and reducing the un-necessary material. With this analysis, natural frequency fo the TSP device was raised three times higher than that of the original one, which was also verified by experiment.



## 誌謝

首先要感謝我的指導教授洪景華博士對於學生的指導，洪老師在課業上解惑與敬業的態度讓我受益匪淺，在這段期間的訓練下，漸漸能夠跟隨老師的理念與做學問的態度，往後希望能本這種精神在事業上有另一番精進。另外，也要感謝口試委員陳仁浩博士、陳宗麟博士，對學生研究內容的建議，讓學生有更多不同的思考角度修正，使本篇論文更加完整。

在職進修這段其間最辛苦的是我的內人佳瑋，在我最忙碌的時候，經常獨自陪伴我們兩個可愛的小朋友宸彥與丞宥，還能將家裡的起居生活照料的很好，讓我沒有後顧之憂，老婆謝謝你，畢業後讓我來幫你分擔一些吧！同時，我要感謝我的父母與岳父，有他們的支持與期望，讓我在士氣低落的時候，又能重拾堅持到底的熱情。



接著感謝歲昊科技的陳申岳博士與蔡文祥經理對於 ANSYS 軟體模型的指導，與實驗室的學長與學弟的幫忙，讓我的論文更加順利。另外，我也要感謝公司的長官與同事，在我學校有事忙不過來時的協助與諒解，讓我可以順利完成學業。還有一些在這段期間幫助我完成論文的人，謝謝你們。

最後，我要將我畢業的這份榮譽獻給我的父母，有他們對我從小的栽培與支持，我才能在今天與大家分享我的喜悅。我要將我畢業的這份榮譽獻給我的老婆與小孩，看到你們的笑容，是我每天最快樂的事。

# 目 錄

中文摘要 .....	i
英文摘要 .....	ii
謝誌 .....	iii
目錄 .....	iv
圖目錄 .....	vi
表目錄 .....	xi
第一章、緒論 .....	1
1.1 前言 .....	1
1.2 發展歷史回顧 .....	2
1.3 研究動機 .....	8
1.4 研究方法 .....	9
第二章、理論基礎 .....	11
2.1 振動力學特性及模態分析理論 .....	11
2.2 最佳化設計 .....	15
2.3 有限元素法分析法 .....	21
第三章、模態分析 .....	28
3.1 穿透式平順圖像裝置有限元素分析模型之建立 .....	28
3.2 Shell element 模擬原型模型分析結果 .....	32
3.3 Solid element 模擬原型模型分析結果 .....	35
3.4 原型實驗分析 .....	41
3.5 原型模擬與實驗結論 .....	51
第四章、最佳化分析 .....	53
4.1 建立最佳化模型 .....	53

4.2 最佳化模擬結果 .....	55
4.3 最佳化後之實體實驗結果 .....	66
4.4 模擬與實驗結果比對 .....	71
第五章、結論與未來展望 .....	72
5.1 結論 .....	72
5.2 未來展望 .....	76
參考文獻	77



## 圖目錄

圖 1-1 DMD 晶片方型排列微鏡片作動方式	3
圖 1-2 DMD 晶片上微鏡片菱形排列的狀況	3
圖 1-3 反射式平順圖像裝置在反折式鏡頭使用示意圖	4
圖 1-4 穿透式平順圖像裝置在直筒式鏡頭作業示意圖	5
圖 1-5 在經過 SP 的作用後，其在畫面上所呈現的狀況	6
圖 1-6 穿透式平順圖像裝置前視圖	7
圖 1-7 穿透式平順圖像裝置後視圖	7
圖 1-8 本研究方法流程簡圖	10
圖 2-1 模態分析的方法示意圖	13
圖 2-2 彈性板的前四個模態狀況	14
圖 2-3 尺寸最佳化設計	15
圖 2-4 形狀最佳化設計	15
圖 2-5 拓撲最佳化設計	15
圖 2-6 ANSYS 有限元素法分析的流程	22
圖 2-7 Shell163 Element 示意圖	23
圖 2-8 Solid45 Element 示意圖	23
圖 2-9 降階法模態求解的方法	24
圖 3-1 穿透式平順圖像裝置有限元素分析模型建立之流程	28
圖 3-2 Shell element 穿透式平順圖像裝置 ANSYS 幾何模型示意圖	30
圖 3-3 Shell element 穿透式平順圖像裝置 ANSYS 網格化與邊界條件示意	30
圖 3-4 Shell element 穿透式平順圖像裝置 ANSYS 網格化與邊界條件側視示意	30
圖 3-5 Solid 穿透式平順圖像裝置 ANSYS 幾何模型示意圖	31

圖 3-6 Solid 穿透式平順圖像裝置 ANSYS 網格化示意圖	31
圖 3-7 Solid 穿透式平順圖像裝置 ANSYS 網格化與邊界條件側視示意	31
圖 3-8 Shell element 原型第 1 模態	31
圖 3-9 Shell element 原型第 2 模態	32
圖 3-10 Shell element 原型第 3 模態	32
圖 3-11 Shell element 原型第 4 模態	32
圖 3-12 Shell element 原型第 5 模態	32
圖 3-13 Shell element 原型第 6 模態	32
圖 3-14 Shell element 原型第 7 模態	33
圖 3-15 Shell element 原型第 8 模態	33
圖 3-16 Shell element 原型第 9 模態	33
圖 3-17 Shell element 原型第 10 模態	33
圖 3-18 Shell element 模態分析分佈圖	34
圖 3-19 Solid element 原型第 1 模態(1)	35
圖 3-20 Solid element 原型第 1 模態(2)	35
圖 3-21 Solid element 原型第 2 模態(1)	35
圖 3-22 Solid element 原型第 2 模態(2)	35
圖 3-23 Solid element 原型第 3 模態(1)	36
圖 3-24 Solid element 原型第 3 模態(2)	36
圖 3-25 Solid element 原型第 4 模態(1)	36
圖 3-26 Solid element 原型第 4 模態(2)	36
圖 3-27 Solid element 原型第 5 模態(1)	36
圖 3-28 Solid element 原型第 5 模態(2)	36
圖 3-29 Solid element 原型第 6 模態(1)	37
圖 3-30 Solid element 原型第 6 模態(2)	37

圖 3-31 Solid element 原型第 7 模態(1)	37
圖 3-32 Solid element 原型第 7 模態(2)	37
圖 3-33 Solid element 原型第 8 模態(1)	37
圖 3-34 Solid element 原型第 8 模態(2)	37
圖 3-35 Solid element 原型第 9 模態(1)	38
圖 3-36 Solid element 原型第 9 模態(2)	38
圖 3-37 Solid element 原型第 10 模態(1)	38
圖 3-38 Solid element 原型第 10 模態(2)	38
圖 3-39 Solid element 模態分析分佈圖	39
圖 3-40 Shell element & Solid element 模態分析分佈比較圖	40
圖 3-41 撃槌試驗示意圖	41
圖 3-42 撃槌(PCB 086C02)	42
圖 3-43 加速規(PCB 352 C65)	42
圖 3-44 振動頻譜分析儀(ONO SOKKI DS-2100)	42
圖 3-45 衝擊時域圖	42
圖 3-46 原型穿透式圖像平順圖像裝置振動頻譜	43
圖 3-47 原型圖像平順圖像裝置三軸振動頻譜比較圖(量測點在鏡片)	44
圖 3-48 原型圖像平順圖像裝置三軸振動頻譜比較圖(量測點在基座)	44
圖 3-49 量測點不同 Z 軸方向的加速度比較	45
圖 3-50 雷射振動儀	47
圖 3-51 頻率與波型產生器	47
圖 3-52 穿透式平順圖像裝置振動頻率在 100Hz 的狀況	48
圖 3-53 穿透式平順圖像裝置回饋訊號波形	49
圖 3-54 穿透式平順圖像裝置回饋訊號波形	50
圖 4-1 設計變數定義圖示	54

圖 4-2 Shell element 最佳化模型	55
圖 4-3 Shell element 最佳化第 1 模態(1)	56
圖 4-4 Shell element 最佳化第 1 模態(2)	56
圖 4-5 Shell element 最佳化第 2 模態(1)	56
圖 4-6 Shell element 最佳化第 2 模態(2)	56
圖 4-7 Shell element 最佳化第 3 模態(1)	56
圖 4-8 Shell element 最佳化第 3 模態(2)	56
圖 4-9 最佳化前後共振頻率圖	57
圖 4-10 Solid element 最佳化第 1 模態(1)	59
圖 4-11 Solid element 最佳化第 1 模態(2)	59
圖 4-12 Solid element 最佳化第 2 模態(1)	59
圖 4-13 Solid element 最佳化第 2 模態(2)	59
圖 4-14 Solid element 最佳化第 3 模態(1)	60
圖 4-15 Solid element 最佳化第 3 模態(2)	60
圖 4-16 Solid element 最佳化第 4 模態(1)	60
圖 4-17 Solid element 最佳化第 4 模態(2)	60
圖 4-18 Solid element 最佳化第 5 模態(1)	60
圖 4-19 Solid element 最佳化第 5 模態(2)	60
圖 4-20 Solid element 最佳化第 6 模態(1)	61
圖 4-21 Solid element 最佳化第 6 模態(2)	61
圖 4-22 Solid element 最佳化第 7 模態(1)	61
圖 4-23 Solid element 最佳化第 7 模態(2)	61
圖 4-24 Solid element 最佳化第 8 模態(1)	61
圖 4-25 Solid element 最佳化第 8 模態(2)	61
圖 4-26 Solid element 最佳化第 9 模態(1)	62

圖 4-27 Solid element 最佳化第 9 模態(2)	62
圖 4-28 Solid element 最佳化第 10 模態(1)	62
圖 4-29 Solid element 最佳化第 10 模態(2)	62
圖 4-30 最佳化前後共振頻率圖	63
圖 4-31 最佳化後作動位移量	64
圖 4-32 原型與最佳化模擬振動頻率	65
圖 4-33 穿透式圖像平順圖像裝置振動頻譜	66
圖 4-34 最佳化圖像平順圖像裝置三軸振動頻譜比較圖(量測點在鏡片)	67
圖 4-35 圖像平順圖像裝置三軸振動頻譜(單純只有基座沒有彈片與載座)	67
圖 4-36 最佳化量測頻率變化(量測點在基座)	68
圖 4-37 穿透式平順圖像裝置於 60Hz 回饋訊號波形	69
圖 4-38 最佳化穿透式平順圖像裝置振動頻譜	69
圖 4-39 最佳化穿透式平順圖像裝置頻域振動頻譜	70



## 表目錄

表 3-1 穿透式平順圖像裝置材料性質參數表	29
表 3-2 共振模態與裝置運動效能的關係	36
表 3-3 量測點不同其共振頻率的關係	42
表 3-4 量測點不同其共振頻率的關係	49
表 4-1 設計變數定義表	50
表 4-2 最佳化前後共振頻率表	53
表 4-3 Shell element 最佳化參數解與微調後的代入 Solid element 模型 最佳化選擇參數	53
表 4-4 Solid element 共振模態與裝置運動效能的關係	59
表 4-5 最佳化前後實驗一衝擊槌試驗值的差異	63
表 4-6 最佳化模擬與實驗間的差異	66



# 第一章

## 緒論

### 1.1 前言

在目前主流的 DLP(Digital Light Processing)與 LCD(Liquid Crystal Display)投影機市場中重要的競爭點就是解析度(或者說光學性能)與重量問題,如何將解析度提高,DLP 的發展關鍵在於德州儀器 (Texas Instruments, TI)的數位式微型反射鏡元件(Digital Micro-mirror Device, DMD)之產能狀況與降低此重要元件價格的能力。DLP 產品為了在輕型產品市場上佔有一席之地,並提高產能解決目前產量不足的窘境, TI 於 99 年初投資建構新的整合晶片結構產線,進行新一代產品良率的提升計畫。同時,為了提高圖像解析度的顯示要求, TI 發展平順圖像(Smooth Picture)技術與新的演算法來提昇影像的解析度品質,以目前市場上實際應用結果來看,平順圖像技術的畫質改善確實可以達到市場要求的水準,且大大降低了生產成本及提昇了 DMD 晶片之良率。對於 DLP 陣營來說這是一項新的發展利器,但是對於應用端來說,對於支援平順圖像技術的裝置設計與應用驗證,則是另外衍生的新挑戰,本研究的目的即針對穿透式平順圖像裝置的模態行為進行探討,以避免穿透式平順圖像裝置 TSP(Transmissive Smooth Picture Device)在應用上因共振現象而產生解析度不良。[1]

投影機在追求影音產品的畫質細緻與顏色真實化的需求下,數位投影技術與數位控制技術快速發展,各式光學元件與照明元件性能大幅提昇,隨著家庭娛樂消費能力不斷的增加,使得不管是前投影或是背投影機市場都呈現需求旺盛的景象。根據 Fuji Chimera Research 的調查統計顯示,投影機的市場量已由 1998 年的 44 萬台,擴展到 2006 年全球的市場規模逾 510 萬台,iSuppli 甚至預估 2010 年有 1 億台的銷售量其成長曲線相當驚人[2],自然也就成為各廠家爭奪商機大餅的市場。其中攜帶型、高亮度、高解析度產品的市場需求比重,明顯大幅增加。這也說明最近廠商所推出的眾多新機種中,重量少於 4 磅的單片 DLP 投影機特別受到重視,輕薄小型化的優勢,已經成為市場的主流。甚至小於 2 磅的產品也已經出現,應用的範圍大大擴展。

市場需求快速增加,相對地投入的廠商也會越來越多,競爭也日趨激烈,加上

面臨不同投影光學架構與光學設計的影像系統價格上的挑戰、快速加大尺寸的產能的液晶面板與電漿電視，對於家庭娛樂市場競爭的降價壓力，各家廠商無不激烈拓展市場，也因而帶動投影機價格快速下滑。面對一些因為特殊因素需額外再產生的裝置費用，如本文所探討的平順圖像裝置，在兼顧效能與可靠度下，如何能夠再降低成本並提高品質競爭力，就成為目前技術開發的課題。[3]

## 1.2 發展歷史回顧

為了配合 TI 平順圖像技術的發展與數位式微型反射鏡元件的更新，目前市場上大多數的 DLP 生產廠商大都依照 TI 建議的架構，自行進行平順圖像系統的設計與生產製造。依據不同的概念可細分為反射式與穿透式兩種不同的設計，本研究主要針對穿透式平順圖像裝置與系統的共振現象並探討如何提高抵抗共振的能力。

投影系統中為了提高解析度並降低成本，導入穿透式平順圖像裝置，但伴隨而來的問題是容易因系統喇叭震動產生結構振動，振動的問題將導致工件精密度的降低及壽命的減低，並造成畫面線條抖動無法觀賞。傳統以來減少振動的問題，是將移動零件輕量化，且維持結構一定剛性，並避開結構本身的自然頻率，來避免而外產生共振的現象。因為一旦產生共振，結構可能產生提早破壞，或者因為結構位移形變而使效能降低，因此在提高結構的自然頻率設計的過程中，減少本身的重量或提高剛性，取得最佳的平衡點，將是設計過程中的重點，本文將利用 ANSYS 模擬求解最佳尺寸下的模態分析，並將結果與實際樣品裝置性能作比對。

### 1.2.1 平順圖像裝置的應用

傳統的單晶片 DLP 系統最主要是用於商用資料投影機、大多數的家庭娛樂投影機以及大螢幕背投電視與電視牆。DLP 投影技術是應用了數位式微型反射鏡元件來做主要關鍵元件，以實現數位化光學處理過程。它先利用一組聚光燈鏡將燈泡發出的光線聚焦在穿透性色輪(Color Wheel)，再利用第二組鏡片將通過色輪的光線均勻聚焦在微顯鏡晶片元件表面。隨著反射鏡旋轉狀態的不同(+12 度或-12 度)，光線可能會反射進入投影鏡頭的透光孔(ON)或是離開投影鏡頭的透光孔(OFF)，使得「ON」狀態的反射鏡看起來非常明亮，「OFF」狀態的反射鏡看起來就很黑暗，最後

再經過鏡頭投影成像，反射鏡會把入射光反射進入或是離開投影鏡頭的透光孔，利用二位元脈衝寬度調變可以得到灰階效果，配合旋轉式彩色濾鏡，即可得到彩色顯示效果。

投影機上的增加的平順圖像裝置 [04] [05]是允許影像暫存配合人眼視覺暫留的一種技術，目的在減少數位式微型反射鏡元件(DMD)上微鏡片(Micro-Mirror)數量卻可以將畫面的解析度提高，可以說是一種很聰明的作法。在了解平順圖像裝置之前，我們必需先了解數位式微型反射鏡元件，以微機電 (MEMS) 元件為基礎的微鏡片(Micro-Mirror)結構。

於 HD3 之前 DMD 晶片設計，其微鏡片排列是以方形方式緊密結合，而每一微鏡片所投影到畫面上的圖像訊號，我們視為單一畫素或稱解析度，如此便可利用陣列的方式構成我們觀賞時所看到的畫面，不同為鏡片的數量排列就代表著解析度的高低。但自 HD3 產品階段之後，TI 將為鏡面旋轉了 45 度，成為菱形排列，此後光學設計與配合的裝置設計也就必須突破傳統加以改變，這也造就了平順圖像裝置的產生。

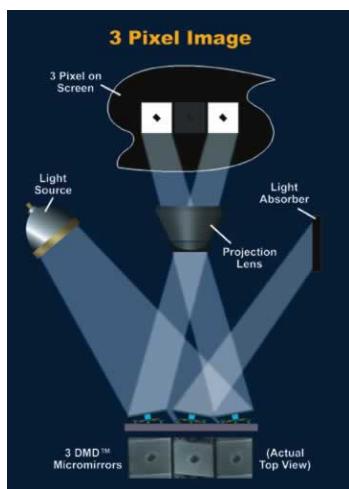


圖 1-1. DMD 晶片上方型排列微鏡  
片作動方式

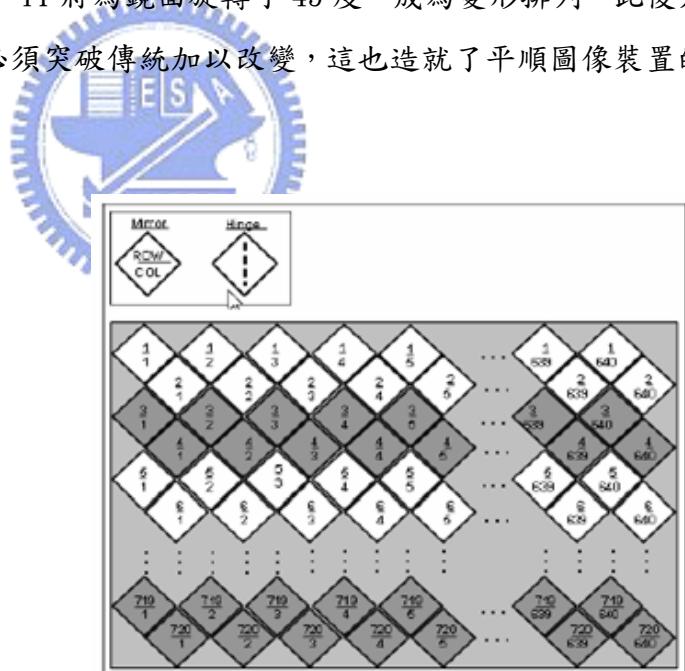


圖 1-2 DMD 晶片上微鏡片菱形排列  
的狀況

[圖 1-1.] [圖 1-2.] 說明了 DMD 晶片上微鏡片方型排列與菱形排列的狀況，其微鏡片的排列數量分別為 720x640(依照解析度需求可有不同數量的排列)。兩者產生的畫面解析度完全不同。

在 xHD4 世代的微型反射鏡晶片上面有 720x640 之數量的微鏡片，而每一晶片

所在影像上所代表是一個畫素(Pixel)，需要注意的是在水平及垂直部份，微鏡片它們並沒有重疊。當啟動了反射式平順圖像裝置，平順圖像裝置將利用振動的方式，週期必需在  $1/60$  秒內讓畫素上下平移  $1/2$  畫素，也因此，所有在微鏡片中間的空隙也因此被填滿，最終產生出  $1280 \times 720$  解析度的影像品質。確切的說，反射式平順圖像裝置並沒有提升畫面的物理分辨率，而只是讓一幅圖像分兩次顯示，然後通過在光路上設置抖動鏡面將兩幅畫面交錯並分時重疊在一起成像在我們眼前，好比 CRT(Cathode Ray Tube)成像其實是一個點高速移動掃描出來的結果。

### 1.2.2 平順圖像裝置的分類

平順圖像裝置的功能主要是移動讓經過透鏡的光線產生  $1/2$  畫素距離偏移量，來連續不斷的顯示 DMD 晶片上所產生的圖像訊號。目前我們常見的平順圖像裝置依照光學設計上的架構不同，主要分為兩種：反射式(Reflective)及穿透式(Transmissive)兩種，以下將粗略介紹此兩種之不同之處。

反射式的平順圖像裝置的技術中是需要將反射鏡(Mirror)在光路(Optical Path)中移動一個微小的角度來達成光路偏移  $1/2$  畫素的目的，且通常反射式都是與反折式(Folded Projection)鏡頭搭配使用，經常使用於背投影光機中，可以有效減小電視所需要的體積需求。[圖 1-3.]為反射式平順圖像裝置在反折式鏡頭使用的示意圖。

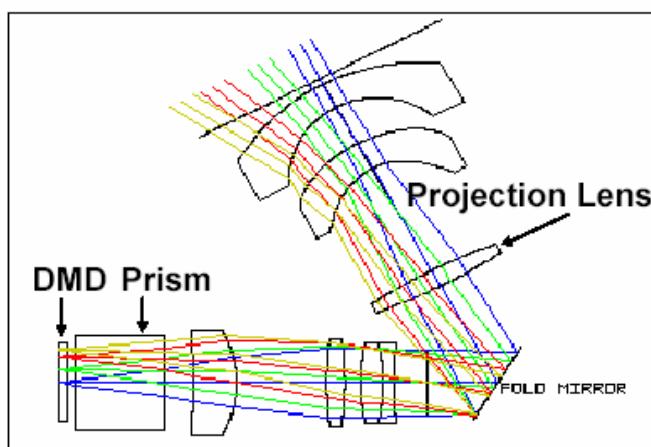


圖 1-3.、反射式平順圖像裝置在反折式鏡頭使用示意圖

本文所要研究的目標是穿透式(Transmissive)技術，所使用的穿透式平順圖像裝置需要使用一片乾淨的薄型平面玻璃，使平面玻璃對某一個特定軸向的作週期性旋轉運動，一樣可以讓光路達到移動  $1/2$  畫素的目的，進而增加畫面圖像的解析度。實際應用上，穿透式平順圖像裝置大都配合傳統設計的直筒型鏡頭應用。[圖 1-4.] 為穿透式平順圖像裝置在直筒式鏡頭作業的示意圖。

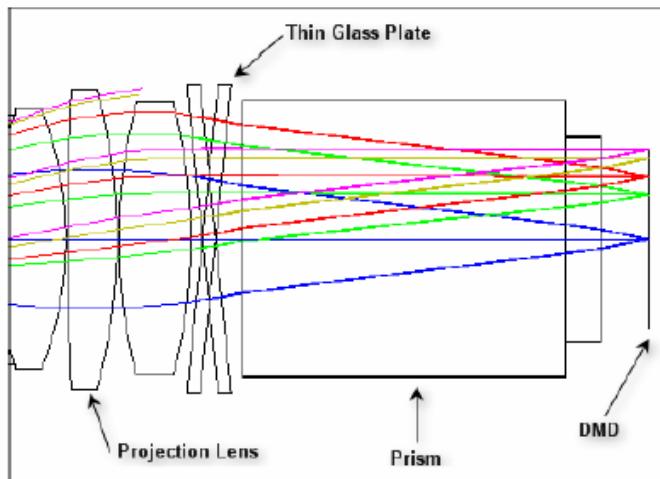


圖 1-4.、穿透式平順圖像裝置在直筒式鏡頭作業示意圖



### 1.2.3 平順圖像裝置的控制原理

當我們讓 DMD 晶片上的訊號在經過穿射式平順圖像系統後，因為光線上下平移  $1/2$  畫素的距離，所以可以獲得不同兩個極限位置的畫面狀況。利用演算法配合穿射式平順圖像系統動作，可將此兩訊號的影像於  $1/60$  秒內的時間內，輸出為經過我們視覺整合過所看的到的重疊畫面。而因為人眼視覺暫留的特性與眼睛長距離下鑑別率的因素，最終所產生出來二倍的畫面品質的結果，可讓我們感覺畫面解析度增加。

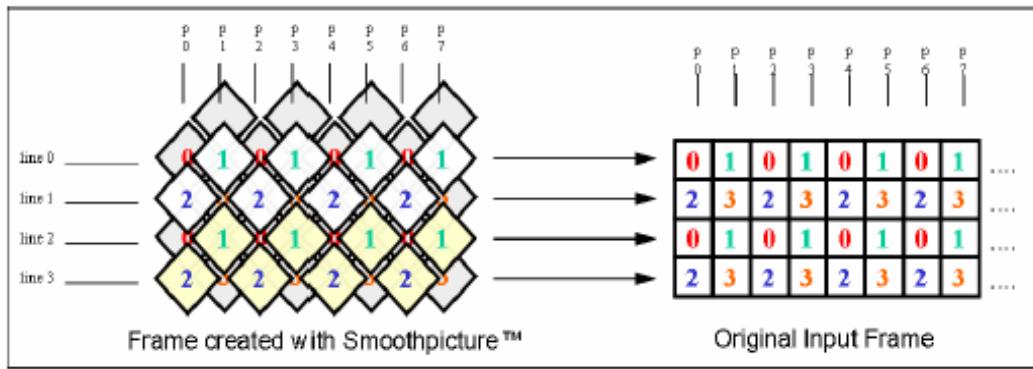


圖 1-5.、在經過 SP 的作用後，其在畫面上所呈現的狀況

[圖 1-5.] 說明了經過平順圖像裝置處理後，所展示出來的畫面品質與原先在水平及垂直方向的訊號相同，只是顯示出來的時間。在 DMD 晶片上只使用原先一半的微鏡片(縱向的微鏡片減半)，並將彼此微鏡片間的間隙改為菱形，如此所產生的影像結果，最終所產生影像的解析度品質，將倍增於微鏡片的數量，並且也沒有在兩個像素之間出現菱形間隙的陰影。



一般情狀下其控制的方法是當輸入訊號是在色輪(Color Wheel)旋轉到藍色濾光片時，進行訊號轉換，當訊號進來的同時，被分成兩個 SP 的分支驅動訊號，此兩分支驅動訊號將提供產生兩畫面的分支影像訊號，如果這電視畫面所呈現為 60Hz，那此兩分支影響到訊號將是 120Hz。為了達到連續不斷的畫面輪流呈現，通常是應用音圈馬達(Voice Coil Motor)或壓電馬達來帶動鏡片及其它相關元件的位移，來產生此分支畫面，在整個連續不斷的轉換與色輪間的配合，於螢幕上產生持續且快速的平移結果，最終將被人的視覺予以整合為單一影像。如此我們可以說穿射式平順圖像系統將會在螢幕上創造出 1280x720 畫素的解析度影像品質，但是實際上於 DMD 晶片上的微鏡片的數量是 640x720 個，數量減少了一半。

#### 1.2.4 穿透式平順圖像裝置的結構介紹

本研究的穿透式平順圖像裝置大致上的結構接下來圖 2-6, 圖 2-7 and 圖 2-8 所示，主要結構項目如下：

1. 一支撑彈簧
2. 結構基座
3. 鏡片載座
4. 透明鏡片
5. 音圈馬達(Voice Coil Motor, VCM)
6. 控制線材

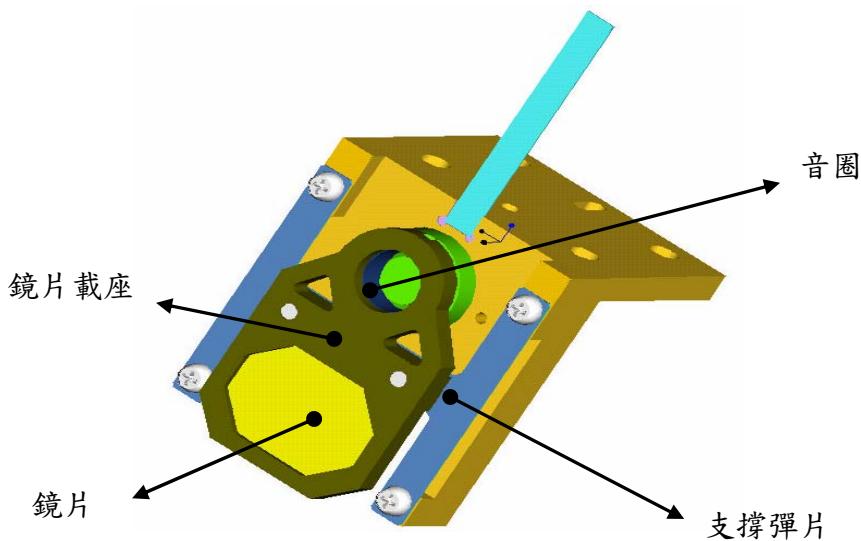


圖 1-6. 穿透式平順圖像裝置前視圖

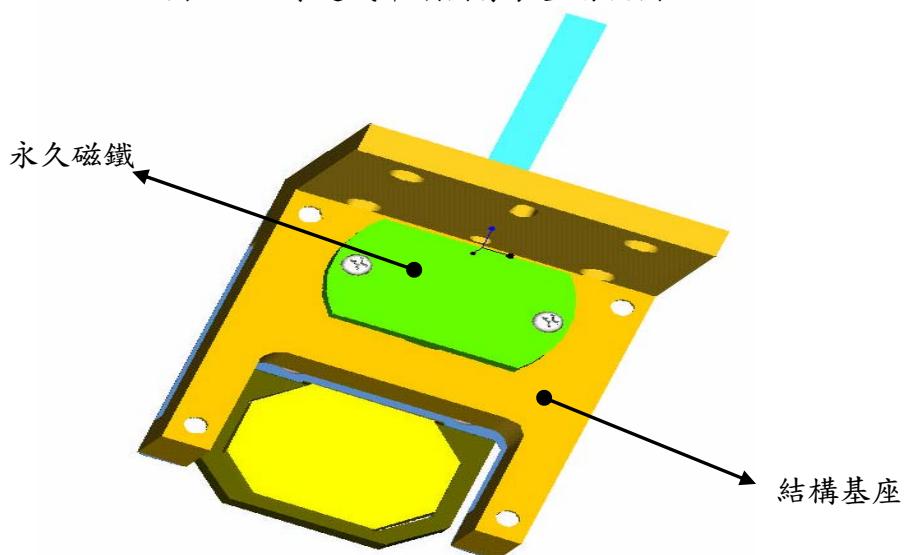


圖 1-7. 穿透式平順圖像裝置後視圖

### 1.3 研究動機

結構最佳化設計領域的研究中，尺寸最佳化設計的技術相當成熟，這種方法對於一些已經有設計雛型的結構，很容易可以依據新的需求，進行設計上的改善與效能提昇。另外借由最佳化分析的過程，可以讓設計者對於設計物結構的各項特性更加了解，知道那些地方是需要加強，那些地方是可以降低設計標準，以最精簡的概念去設計，這樣無形中可以減少許多無謂的浪費。

目前市場各廠所製作穿透式平順圖像裝置，於製作及功能上各有優劣，而依照 TI 所建議採用彈片型設計，因其共振頻率(Resonance Frequency)偏低而產生的畫面振動效應，一直是困擾著投影機製造商與系統商的問題，共振現象導致產品可靠度問題身受考驗，對於產品表現影響很深，彈片式平順圖像裝置如何提高彈片式設計之共振頻率就成了值得研究的課題。

雖然穿透式平順圖像裝置，TI 已經有一些概念想法，但是市場上並沒有真正的商品化設計，對於結構設計者而言，參考其設計的概念，在已知各項負載與邊界限制下，把想要設計的幾何輪廓決定出來，雖然可以得到一個堪用的平順圖像裝置，但是其品質與效率並非最佳的設計，有賴各家廠商自行去做優化或者改善的動作。再者因為穿透式平順圖像裝置所需要的轉動量，幾乎是十倍於反射式的平順圖像裝置，難以參考市面上可看到的反射式的平順圖像裝置設計，例如學習其設計優點，以結構化支撐臂為旋轉軸的概念就難以應用在本設計中。本研究初步依照其彈片型反射式的平順圖像裝置設計概念，先勾勒出一個可能的基本設計，希望能夠透過參數化的最佳化設計概念並配合有限元素分析 (Finite Element Analysis)，利用電腦性能快速的運算能力，改善現有的架構設計以提升結構的自然頻率，或者減少結構被激發共振的機會。

最終的目的是在現行的設計架構下，以不作大設計變更為原則，去做模態最佳化設計，了解目前設計的極限與未來設計時所要注意的地方，讓下一代產品有一個設計判斷依據。

## 1.4 研究方法

本研究將以彈片型穿透式平順圖像裝置樣品模型為研究對象，並針對其支撐彈簧的形狀尺寸、厚度選擇為設計變數來進行模態最佳化之分析。

在研究步驟上，第一部份重點在收集相關資料並了解目前 DLP 投影光機對穿透式平順圖像裝置的原理及運動形式，根據振動學的基本理論，縮小要探討的目標範圍，並試圖將研究的重點擺在提高結構的扭轉剛度、提高自然共振頻率的目標上。接下來，第二部份則是利用 ANSYS 模擬求解目前原型結構的模態分析，了解發生共振的模態現象，並探討分析得到的模態與投影品質的關連性。第三部份為確認有限元素分析結果之可靠性；將此原型裝置利用外來特定頻率外來訊號，配合雷射量測儀(Laser Vibrometer)量測光反射的回饋訊號以獲得結構之振動響應，與共振頻率分佈；另一方面，以衝擊槌為外力源，由頻譜分析儀分析加速規所傳回的振動訊號，量測結構的自然頻率，由此兩項實驗的數據，配合有限元素求解的結果，以確保實驗與模擬的一致性，充份了解分析模型與實驗的相關性。第四部份為了加快運算速度節省運算時間，在 ANSYS 中先以 Shell element 建立最佳化設計模型，由設計變數、狀態變數與目標函數的選擇，進行尺寸最佳化。然後依照最佳化的尺寸結果，另外以 Solid element 模型來進行模態驗證與變形量確認。第五部份，最終裝置構型以最佳化的尺寸打樣，實驗量測數據，進行模擬與試驗結果探討，瞭解最佳化結果的可行性與電腦輔助分析應用的準確性。

本研究將嘗試利用最佳化設計概念，配合 ANSYS 電腦輔助分析，建立穿透式平順圖像裝置最佳化設計與自然頻率之間的關係，希望可利用模擬後之結果，在不作太大設計變更下，優化現有設計，加快排除穿透式平順圖像裝置設計上的缺點，增強新一代裝置設計成功率與效能。

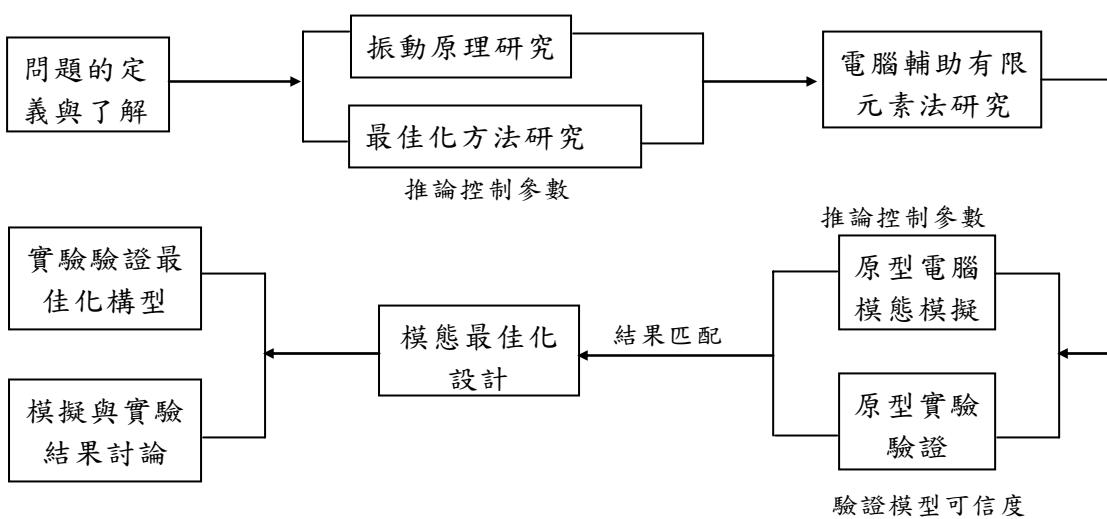


圖 1-7. 本研究方法流程簡圖



## 第二章

### 理論基礎

#### 2.1 振動力學特性及模態分析理論

##### 2.1.1 振動力學理論基礎[6], [7]

單自由度 (Single Degree of Freedom) 一維簡諧振盪的動態系統之運動方程式 (The Equation of Motion) [06] 可表示為：

$$m \ddot{x} + c \dot{x} + kx = F \quad (2-1)$$

其中  $m$  為質量、 $c$  為阻尼係數 (Damping ratio)、 $k$  為剛性 (Stiffness) 或稱為彈簧常數 (Spring Constant)、 $F$  為負載、 $x$  為位移。一般而言自然頻率 (Natural Frequency) 是在探討結構在自由振動時 (Free Vibration)，非受外力作用時之振動頻率，且在一般狀況下阻尼所產生的影響極小或者沒有加阻尼，通常可以將阻尼項忽略，如此一來運動方程式就可以簡化為：

$$m \ddot{x} + kx = 0 \quad (2-2)$$

此時假設  $x(t) = Ae^{\lambda t}$  (2-3)

將(2-3)代入(2-2)可得特性方程式 (characteristic equation)

$$m \lambda^2 + k = 0 \quad (2-4)$$

則可根據(2-4)式求出特徵值  $\lambda$ 、角頻率  $\omega_n$  (Angular Frequency) 與振動頻率  $f$  分別如下列所示：

$$\lambda = \pm \sqrt{-\frac{k}{m}} = \pm i \omega_n \quad (2-5)$$

其中，

$$i = \sqrt{-1} \quad (2-6)$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (\text{rad/sec}) \quad (2-7)$$

$$f = \frac{\omega_n}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (1/\text{sec or Hz}) \quad (2-8)$$

$$\text{運動方程式解為 } x(t) = A_1 e^{\lambda_1 t} + A_2 e^{\lambda_2 t} \quad (2-9)$$

所以由以上的公式對於一個未受外力無阻尼的自由振動的結構來說，可以歸結出幾個方向，其振動頻率的大小與運動結構本身的剛性與質量有關，其關係如(2-8)

所示，振動頻率與  $\sqrt{k}$  成正比，而與  $\sqrt{\frac{1}{m}}$  成反比，所以如果想要提高自然頻率可以增加結構的勁度，或者降低結構物質量大小，但是一般來說，這調整這兩者在實際應用上是相互影響的，很難兩者同時兼顧，經常造成相違背的結果。

同理，如將此一簡諧振盪的動態系統表示為轉動為主的單自由度運動系統，則(2-1)式可表示為：

$$I_p \ddot{\theta} + C_p \dot{\theta} + K_p \theta = M \quad (2-10)$$

其中  $I_p$  為轉動慣量、 $C_p$  為扭轉阻尼係數(Damping ratio)、 $K_p$  為扭轉剛度(Stiffness)或稱為彈簧常數(Spring Constant)、 $M$  為力矩、 $\theta$  為轉動角度。在不考慮轉矩與扭轉阻尼的狀況下，求解可得

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K_p}{I_p}} \quad (2-11)$$

$$f_p = \frac{\omega_n}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_p}{I_p}} \quad (2-12)$$

其中  $\omega_n$  (Angular Frequency) 代表角頻率而  $f$  代表振動頻率。

由(2-12)所示，振動頻率與  $\sqrt{K_p}$  成正比，而與  $\sqrt{\frac{1}{I_p}}$  成反比，所以如果想要提高自然頻率可以降低結構轉動慣量，由轉動慣量的定義來看即是減少質量或者改變質量位置配置；另外增加結構的扭轉剛度也可以達到同樣提高自然頻率的目的，這一點是本研究要嘗試進行的方向。

### 2.1.2 模態分析方法[8]

模態是機械結構的與生俱有的振動特性，每一個模態會有相對應的頻率、阻尼比和模態行為。模態分析是研究結構動力特性一種近代工程方法，是在工程振動領域中系統化的辨別方法，其模態參數可以由計算模擬或試驗分析取得，這樣一個計算模擬或試驗分析過程稱為模態分析。模態由有限元素計算分析的方法取得，稱為計算模擬分析；如果是通過試驗將取得的輸入與輸出信號經過參數識別獲得模態參數，稱為試驗模態分析，此種分析為實作上普遍使用的方法，方便、直覺且正確性佳。通過試驗模態分析方法搞清楚了結構物固有的特性，例如知道在那些易受影響的頻率範圍內，結構各階主要模態的特性，就可能預知結構在此頻段內，外部或內部受各種振動作用下實際振動響應，接續就可以針對這些結果去做分析與實行解決方案。因此，模態分析是結構動態設計及設備的故障診斷的重要方法。

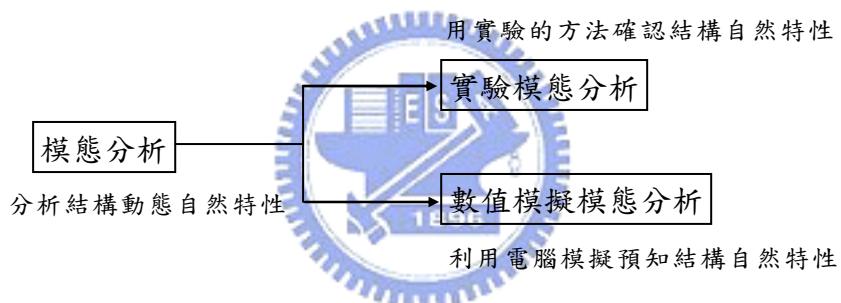


圖 2-1. 模態分析的方法

由於工程應用上結構物實際振動千姿百態、瞬息變化，很難輕易地由簡單的理論推導，就可掌握真正的特性，而試驗模態分析恰好提供了研究各種實際結構振動的一種有效的方法。首先，將結構物在靜止狀態下利用人為激振方式，透過測量激振力與待分析物振動響應並進行快速傅立葉變換(FFT)分析，根據模態疊加原理，在已知各種載荷時間歷程的情況下，就可以預知結構物的實際振動的響應歷程或響應頻譜，如此，利用這些資料結果就可以驗證設計的合理性、增快修正結構物設計，以加快達成預期的最佳性能。

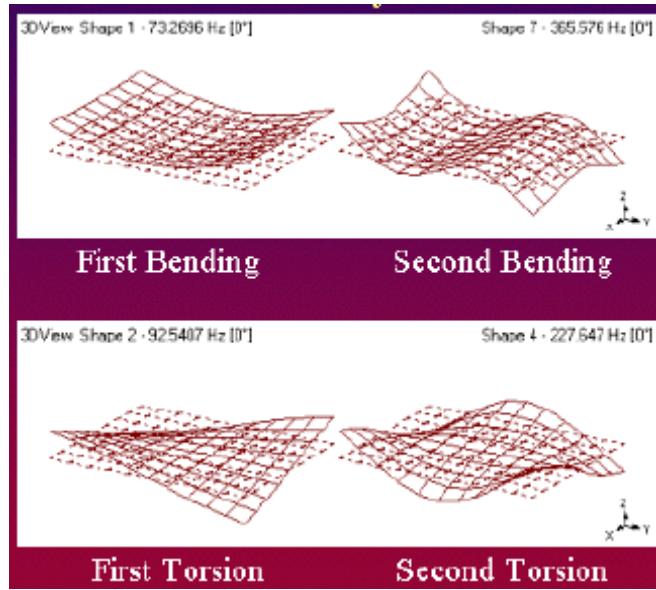


圖 2-2. 彈性板的前幾個模態狀況

同樣地，電腦數值計算模擬分析發展進步也相當迅速，正確地利用有限元素計算分析的方法取得的模態，也能提供設計者相當不錯的預知結果。電腦計算模擬分析的優點是在設計的初期，可以快速利用虛擬模型得到分析物的模態特性，不必等到真正的模型完成後，就可提供設計者一定程度而準確的預知結果，可以早期修正可能發生的動態影響，這點在目前工業界強調速度與可靠性的要求下，具有相當高的優勢。

所以結合電腦技術、FFT 分析儀、高速資料獲取系統以及振動感測器、激振器等技術的發展，配合各種分析原理的模態分析硬體與軟體應用，試驗模態分析在工程應用上的發展快速，是設計者了解設計物結構行為快速而準確的工具。

## 2.2 最佳化設計

### 2.2.1 最佳化設計簡介

結構最佳化設計(Structural optimization design)可分為尺寸最佳化設計(Size optimization)，形狀最佳化設計(Shape optimization design)和拓樸最佳化設計(Topology optimization design)三種。如圖 2-3 所示，尺寸最佳化設計是以改變結構的各部位尺寸，求取最佳設計而名，而形狀最佳化設計除了定義尺寸大小外，亦定義邊界之曲線形狀，以獲得最佳形狀，如圖 2-4 所示。然而，此兩種最佳化設計方法必須由設計者憑經驗給定的初始設計形狀，容易發生設計範圍太廣，而且不同的初始設計變數會得到不同的局部最佳設計解(Local solution)，而且不當的初始設計變數在最佳化的迭代過程中會發散無法得到最佳解。拓樸最佳化設計是在固定的設計區域(Design domain)內，以各種不同的方式，依據所有有限定的條件(如材料限制)，對設計區域內之元素作取捨，構成物體的結構幾何形狀，發揮最大的功能，達到我們的使用需求(例如求取最小的結構勁度或者最高自然頻率)，如圖 2-4 所示。拓樸最佳化設計的最大特點在於無須給予特定的初始形狀，而是以全部的可設計範圍為初始形狀，再由最佳化系統判斷最佳幾何形狀，因此拓樸最佳化設計可以說是結構最佳化設計的基礎，經由拓樸最佳化設計出的拓樸圖形，再作為尺寸最佳化設計或形狀最佳化設計的初始設計形狀，可以避免由於不當的初始設計變數而產生無法收斂的現象。[11]

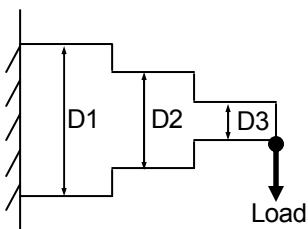


圖 2-3.、尺寸最佳化設計

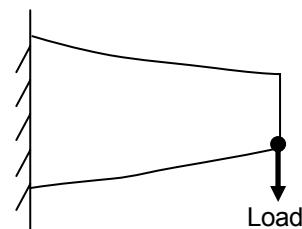


圖 2-4.、形狀最佳化設計

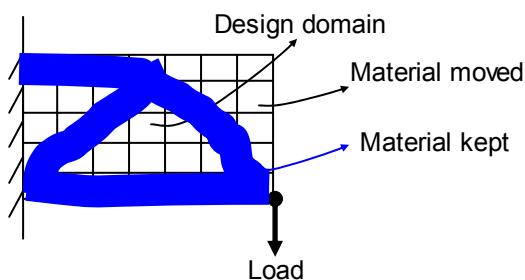


圖 2-5.、拓樸最佳化設計

## 2.2.2 最佳化設計

最佳化的方法在許多不同領域如數學、應用科學、工程、統計學、經濟學，都有廣泛的應用。事實上整個工程設計程序是一個很自然的試誤(Try and Error)迴圈形式的迭代程序，設計者不斷地在了解問題，思考、嘗試、產生新的設計方案，最後在有限的條件與資源之下，採用一個最好可能的解決方案。例如，對於設計的構件，為達成某些目標(如重量最輕或最少材料、最高的自然頻率、剛度與強度最大等)，在給定約束條件下，求出最好的設計方案，稱為結構最佳設計。如以結構的材料最少化為目標，則稱為材料最佳化設計。依據不同假設所做的最佳化設計，實際上是「在限制中選擇一個可能是最好的設計」。[13]

為什麼說是「在限制中選擇一個可能是最好的設計」，因為最佳化設計方法中有三個最重要的元素：

- 
- (1). 設計變數(design variable)：可以控制並改變某些影響此設計性能表現的因素。
  - (2). 狀態變數(State variables)：是設計變數的函數。是在設計上的「限制條件(constraint)」，最佳化在這些限制條件之內尋找最好的設計。解最佳化設計問題的演算法，一般只能設定單一的目標函數，在解多目標函數最佳化(multi-objective optimization)問題時，通常的作法，是先把多目標函數轉換成單一目標函數，將另外的設計要求，寫成狀態變數變成是限制條件。
  - (3). 目標函數(objective function)：目標函數是設計變數的函數，設計變數的改變會影響設計性能的好壞，即影響目標函數函數值的大小。也就是為這個設計定義一個性能指標(performance index)。

由此可以看出，實際上在現實種種設計限制之下，不可能達到最好的設計，只是在求取一個可能是最好的設計。另外在進行最佳化設計之前，基本的設計概念已經確立，最佳化設計的程序似乎只是在為這個設計概念尋找最好的數值解。所以如果基本的設計架構與設計變數選擇不適當，就直接影響到這個最佳化的結果。

在最佳化演算法的發展上，重點幾乎都在迭代形式的數值演算法。而一般迭代形式最佳化數值演算法，都包括了初始值給定、迭代定義(iteration definition)、以及終止要件(termination condition)三個部分；研究不同演算法時，各個演算法的整體結構，則幾乎都是一致的，只是這三個部分（尤其是迭代定義的部分）的內容各有不同。

例如，求  $n$  個設計變數  $x_i$  ( $i = 1, 2, \dots, n$ )，滿足  $m$  個狀態變數(約束條件)  $G_j(x_i) \leq 0$  ( $j = 1, 2, \dots, m$ )，且使目標函數  $W(x_i)$  為最小(或最大)。

設計變數  $x_i$  代表可以變化的各種結構參數，如構件截面積、厚度、材料性質等。

狀態變數(約束條件)  $G_j(x_i) \leq 0$  (代表設計必須滿足的各種限制，例如結構各部位的應力或變位不得超過規定的容許值或厚度尺寸不得超出給定的範圍，結構的頻率不應落在某個禁止的範圍等。而目標函數則代表結構最佳化所追求的指標，例如，結構體積最小和成本最低等可以定量的指標。另一方面因應不同需求也可將材料體積作為約束條件，而把某種結構性能，例如頻率或剛度作為目標函數。在最佳化過程中，依照設計變數、狀態變數與目標函數，給定初始值、迭代定義、以及終止條件，就構成一個完整的最佳化過程。如何給定終止條件和迭代定義，通常都是利用演算法迭代過程中產生的數值資訊來作判斷。例如，搜尋函數最小值，就像下山時想走到最低的山谷，因為不知整個山的形狀，只能環顧四周，選定一個下坡的方向，沿著這個方向一直走，直到沒有下坡的方向可以選擇，那麼很有可能已經到山谷了，也就是找到最小值。

這個演算法，叫做「梯度法(Gradient method)」，因為梯度(gradient)方向是函數值下降的方向，為迭代定義中的搜尋方向。每當計算的函數值上升，我們便停在這一點，重新計算這一點上的梯度方向，繼續沿著新的梯度方向向前走，直到函數值再度上升，重新選擇梯度方向。如此不斷的迭代，直到某一點周圍所有點的函數值都比現在更大，那麼這一點應該是最小點，整個搜尋便會終止。

當然在搜尋最佳化方法還有很多，本研究使用的方法是，利用 ANSYS 最佳化模組 Sub-problem 近似法，其作法是利用一個以均方根近似方法，產生二次狀態變數與目標函數的近似函數，將題目定義為求解有約束性的最小化問題如(2-15 式)。然後以罰函數(Penalty function)把有約束問題轉化成一個序列的無約束問題

(sequential unconstrained problem)的近似函數[17]進行最佳化求解。罰函數是增加設計變數、狀態函數與目標函數收斂的因子，如果是一個足夠大的正數，會在方程式起"懲罰"作用，稱之為罰因數，罰函數小則得到的結果就會越趨近最佳解。利用求解最小化的目標，開始在每一次近似函數的迭代過程中進行最佳化，一直到問題收斂或者因為某些設限要求而終止。至於如何給這些近似值，可以選擇自訂或者亂數取樣。本研究中 ANSYS 給定設計變數是採電腦亂數取樣的隨機搜尋法，以工程上最直覺、最直接的方法不斷調整設計變數，求得目標函數最小值。以下為 Sub-problem 近似法的數學表示。

假設狀態變數與目標函數可表示為下列的近似函數為：

$$\text{目標函數 } f = f(x) \quad \text{其近似函數 } \hat{f}(x) = f(x) + \text{error} \quad (2-13)$$

$$\text{狀態變數 } w = w(x) \quad \text{其近似函數 } \hat{w}(x) = w(x) + \text{error} \quad (2-14)$$

其中可以用二次函數去表示目標函數或狀態函數的近似函數為

$$\hat{f} = a_0 + \sum_i^n a_i x_i + \sum_i^n \sum_j^n b_{ij} x_i x_j \quad (2-15)$$

其中， $x_i$ ， $x_j$  為設計變數，且  $a_i$ ， $b_{ij}$  為以最小平方跟方法決定的加權係數，例如以(2-16)式決定的加權係數。

$$E^2 = \sum_{j=1}^{n_d} \phi^{(j)} (f^{(j)} - \hat{f}^{(j)})^2 \quad (2-16)$$

其中， $n_d$  代表為第  $n$  個可能的設計， $\phi^{(j)}$  是 ANSYS 為  $j$  設計所採用的權重因子，決定的方式與計算過程中，前一個計算值與最佳化值和可行的設計方案距最佳設計的可能性有關，設計越接近目標值，其權重因子就越高( $\leq 1$ )。至於狀態函數的近似函數決定的方式也類似目標函數，在這邊就不再額外做敘述。

接著，對狀態變數與目標函數的近似函數進行最小化設計，可將整個設計重新表示為：

$$\hat{f} = f(x) \quad (2-17)$$

$$\underline{x}_i \leq x_i \leq \bar{x}_i \quad (i = 1, 2, 3, \dots, n) \quad (2-18)$$

$$\underline{w}_i - \gamma_i \leq \hat{w}_i(x) \leq \bar{w}_i - \gamma_i \quad (i = 1, 2, 3, \dots, m_1) \quad (2-19)$$

其中， $\underline{x}_i$  與  $\bar{x}_i$  分別為設計變數與狀態變數的下極限； $\bar{x}_i$ ， $\bar{w}_i$  分別為設計變數與狀態變數的上極限， $\gamma_i$  為容許誤差

接著，導入罰函數將目標函數轉寫為無約束化的 sub-problem 如下式：

$$F(x, p_k) = \hat{f} + f_0 p_k \left( \sum_{i=1}^n X(x_i) + \sum_{i=1}^{m_1} W(\hat{w}_i) \right) \quad (2-20)$$

其中， $W(\hat{w}_i)$  為加入罰函數的無約束設計變數與狀態變數； $F(x, p_k)$  為加入罰函數的無約束目標函數， $f_0$  是為了達成單一量而設的參考目標函數值。 $p_k$  是跟據  $F(x, p_k)$  結果而產生的參數量，其數值會一直增加去達成最佳化的目標，直到整個問題求解收斂。



罰函數導入的方法如  $X(x_i)$  下，假設靠近設計變數的上極限值：

$$X(x_i) = \begin{cases} c_1 + c_2 / (\bar{x} - x_i) & \text{if } x_i < \bar{x} - \varepsilon (\bar{x} - \underline{x}) \\ c_3 + c_4 / (x_i - \bar{x}) & \text{if } x_i \geq \bar{x} - \varepsilon (\bar{x} - \underline{x}) \end{cases} \quad (i = 1, 2, 3, \dots, n) \quad (2-21)$$

$$W(w_i) = \begin{cases} d_1 + d_2 / (\bar{w}_i - \hat{w}_i) & \text{if } \hat{w}_i < \bar{w}_i - \varepsilon (\bar{w}_i - \underline{w}_i) \\ d_3 + d_4 / (\hat{w}_i - \bar{w}_i) & \text{if } \hat{w}_i \geq \bar{w}_i - \varepsilon (\bar{w}_i - \underline{w}_i) \end{cases} \quad (i = 1, 2, 3, \dots, m_1) \quad (2-22)$$

其中  $c_1, c_2, c_3, c_4, d_1, d_2, d_3$  與  $d_4$  皆為 ANSYS 程式內部的計算值，為常數。 $\varepsilon$  為很小的正數。

ANSYS 解序列的無約束問題是以序列的無約束最小化技術(SUMT, Sequential Unconstrained Minimization Technique)，SUMT 演算法如何決定下一個設計變數的方法如下：

$$x^{(j)} \rightarrow \tilde{x}^{(j)} \quad \text{as} \quad F^{(j)} \rightarrow \tilde{F}^{(j)} \quad (2-23)$$

$$x^{(j+1)} = x^{(b)} + C (\tilde{x}^{(j)} - x^{(b)}) \quad (2-24)$$

其中， $x^{(j)}$  與  $x^{(j+1)}$  代表計算中第  $j$  個與第  $j+1$  個設計變數， $F^{(j)}$  代表第  $j$  個目標函數； $\tilde{x}^{(j)}$ ， $\tilde{F}^{(j)}$  代表序列的無約束最小化技術求出的值； $C$  是軟體自行依造計算過成中產生的不可能解數量而決定，其數值介於 0~1。

Sub-problem 近似法的結果是由收斂性或終止條件決定，計算出來的解，其可能的設計數量足夠，整個過程就會結束。

收斂性的產生判斷依據是以下列其中某一個條件達到而決定：

$$|f^{(j)} - f^{(j-1)}| \leq \tau \quad (2-25)$$

$$|f^{(j)} - f^{(b)}| \leq \tau \quad (2-26)$$

$$|x_i^{(j)} - x_i^{(j-1)}| \leq \rho_i \quad (i = 1, 2, 3, \dots, n) \quad (2-27)$$

$$|x_i^{(j)} - x_i^{(j-1)}| \leq \rho_i \quad (i = 1, 2, 3, \dots, n) \quad (2-28)$$

其中  $x^{(j)}$  與  $x^{(j-1)}$  分別代表目前第  $j$  個第  $j-1$  個可能的設計與， $x^{(b)}$  代表最佳的設計； $f^{(j)}$ ， $f^{(j-1)}$ ， $f^{(b)}$  則為其對應的目標函數； $\tau$  與  $\rho_i$  代表目標函數與設計變數的誤差量。

至於終止條件則有兩種狀況：

- (1). Sub-problem 迭代的次數到達設定的最大迭代數目。
- (2). 求算出來的連續不可能的數量超過設定的最大連續量。

## 2.3 有限元素法分析法

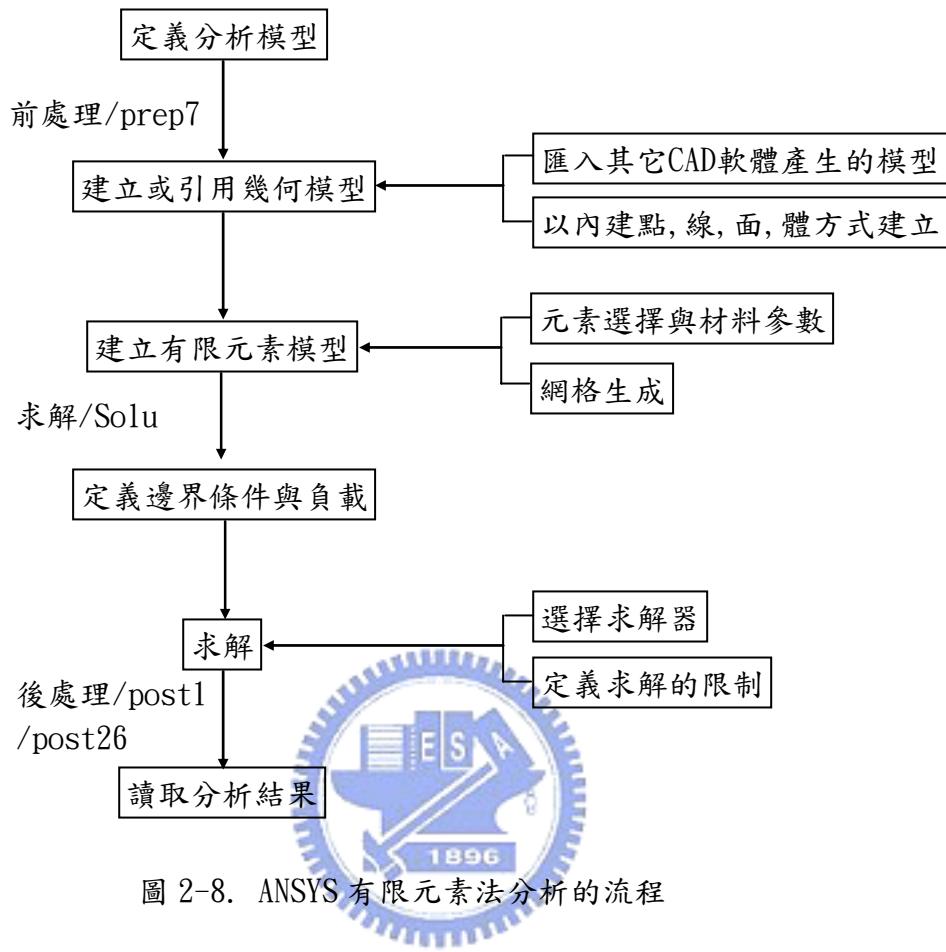
### 2.3.1 有限元素分析構成與模擬流程[10]

本章節將就電腦模擬有限元素分析方法與流程以 ANSYS 軟體為例，做一個簡單的說明。

首先我們要知道 ANSYS 軟體的模擬，由以下三個基本要素組成：

- (1). 節點(Node): 節點是構成有限元素系統的基本要件，是整個分析的工程系統中，最基本的點，它代表著工程系統中的某一個點的空間坐標位置。具有的可描述此點特性的自由度，自由度是該結構系統受到外力後結構系統的反應狀況。
- (2). 元素(Element): 元素是由節點與節點相連而成的單位。元素是構成有限元素系統的基礎，在具有不同特性的材料和不同的結構當中，可選用不同種類的元素，元素中包含了物理的各種特性，例如，ANSYS 提供了 100 多種不同的元素類型，合適的元素選擇將可以大大提高計算精度和效率，故使用時必須慎重選擇元素型號。
- (3). 自由度(Degree of Freedom): 自由度在 ANSYS 中有重要意義，可以表示結構系統受到外力後結構系統的反應狀況。使用者在分析過程中要對整體系統的自由度進行適當約束。而分析軟體本身在分析過程中，會依每個節點本身所具備的座標系統和對應的節點自由度，與不同元素的節點應該具有特定的自由度，做運算上的約束，以確保分析系統的合理性。因此在結構分析中選擇合適的元素與模擬結果息息相關。

ANSYS有限元素分析的基本流程如下，圖2-8：



以下將針對有限元素分析主要內容與方法作簡單說明：

### 1. 前處理(/PREP7, Preprocessor)：

(1). 選擇適當元素：依據分析物的結構特性，選定適當元素。在ANSYS中，有許多種類的元素型態，基本上，分成「桿元素」、「板元素」、「薄殼元素」、「體元素」，不同元素有不同適用的特性，其分析結果也會有不同。而根據本研究分析的裝置，所以將使用SHELL63、SOLID45進行分析。

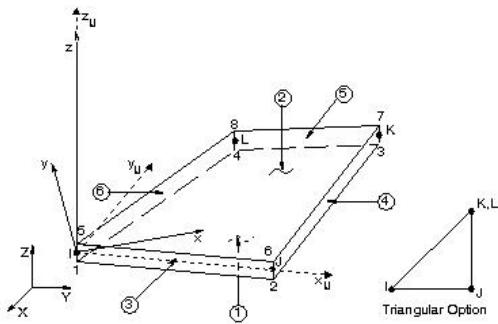


圖2-7. She1163 Element

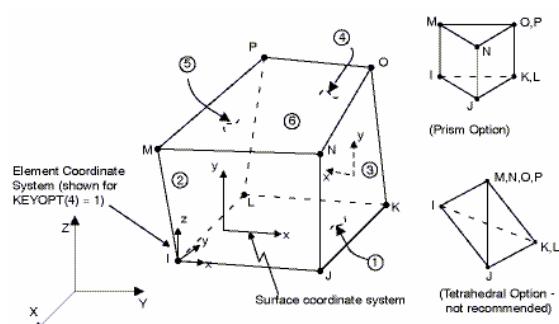


圖2-8. Solid 45示意圖

- (2). 給定材料性質：根據結構物使用材料輸入所需要的材料性質。基本的結構分析至少需要楊氏係數與波松比，若進行材料非線性分析，還要輸入應力-應變曲線。但是本研究並不考慮材料非線性狀況。進行模態分析時必須再加入材料密度參數。
- (3). 建立幾何：可依需求不同選擇由其它繪圖軟體匯入模型或者直接在ANSYS中建立，本研究將利用ANSYS建立幾何模型。
- (4). 建立分析網格：建立可以代表分析系統的網格，網格品質好壞對於某些重要的觀察點的分析結果影響很大，必需要審慎進行網格建立，這部份是有限元素法分析最耗時的步驟。
- (5). 施加負載與邊界條件：依照實際狀況給定邊界條件，此部份關係分析結果的正確性與合理性。至於如何將負載與邊界條件，詳實賦予到分析模型中，這就考驗分析者對結構物的了解與經驗。

## 2. 求解 (/SOLU, Solution)

- (1). 選定所要用的解析方式 (ANTYPE)，根據實際狀況設定分析型態，並加入所需要的參數。本研究所用到的解析模組有：

A. 模態分析模組：

B. 最佳化分析模組：

ANSYS模態分析方法有下列幾種方法:[12] [13]

- a. 降階法 (Reduced method)，利用HBI演算法(Householder Bisection Inverse iteration)來求解特徵值與特徵向量。其原理是分析系統中

選取某些重要的節點為主自由度，借由該主自由度定義分析系統的質量矩陣 $[M]$ 與勁度矩陣 $[K]$ ，並求取其頻率與模態，由此結果擴展到整個系統，解法快速但有不準確的疑慮。方法如圖2-9. 所示。

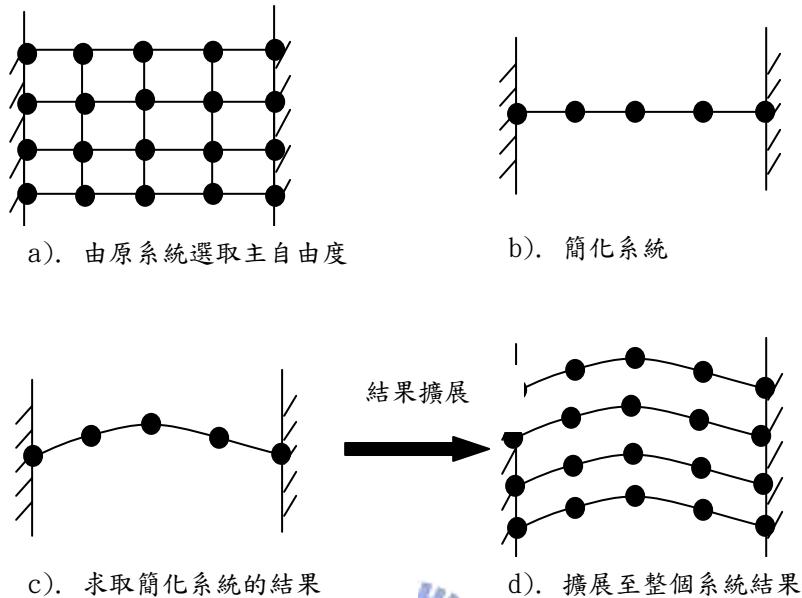


圖2-9. 降階法模態求解的方法

- b. 次空間法(Subspace method)，利用Jacobi反覆演算法，以整個系統的質量矩陣 $[M]$ 與勁度矩陣 $[K]$ ，可得到較精確的解，缺點是需要較大量的記憶體與電腦運算能力
- c. 區塊Lanczos法 (Block Lanczos method)，是ANSYS內定的模態分析方法。也是本研究選用的方法利用Lanczos演算法，用區塊向量完成Lanczos循環運算。
- d. 快速動力法 (Powerdynamics method)，解題速度快，但是如分析元素有不合理形狀時，可能無法收斂求解。適合用於快速求解自由度超大結構的前幾個模態狀況。
- e. 非對稱法 (Unsymmetrical method)，此方法用於質量矩陣或剛性矩陣非對稱系統。特徵值為複數，實數部份代表自然頻率，虛數部份代表穩定度，虛數正值代表不穩定，負值代表穩定。
- f. 阻尼法 (Damped method)，此方法用於結構有阻尼現象時，特徵值為複數，虛數部份代表自然頻率，實數部份代表穩定度，實數正值代表不穩定，負值代表穩定。

ANSYS最佳化分析有下列幾種方法:[15] [16]

- a. Sub-problem逼近法：這是一種零階的最佳化方法，它只須定義狀態變數(State variables)與目標函數(Objective function)這些非獨立變數。將這些變數利用均方根近似表示並以罰函數(Penalty function)
- b. 一次法：主要是建立在設計敏感度上，適合有高精度須求的問題。

最佳化變數(Optimization variables):

- i. 設計變數(Design variables):是一個獨立量，改變設計變數去達到最佳化設計的目地。其設計變數的選擇方式有：單一回圈法(Single loop method)、隨機法(Random method)、掃描法(Sweep method)、變數法(Factorial method)和梯度法(Gradient method)等工具。本研究採內定的隨機法應用。
- ii. 狀態變數(State variables)：它是一個反應量，是設計變數的函數。也是一個限制條件，可以利用它來當某些目標在計算過程的極限規範。
- iii. 目標函數(Objective function)：設計最佳化的目標，它是設計變數的函數，ANSYS中只能定義一個目標函數。

(2). 求解 (Solve)：軟體依據所設定的模型、參數條件、解析的方法…等，進行數值求解。

3. 後處理 (/POST1 and /POST26, Postprocessor)

這個階段之前已經完成所有分析，不同求解的方法會有不太相同的結果檔 (\*.rth, \*.rth, \*.mode, \*.opo …等) 儲存所需的分析資料。在這些檔案中，包含所有計算的資料，可以直接取得整體或局部的應力或應變值，或者其它有興趣的數值，其內容端看分析之初所下的命令解為何。

後處理可以將 ANSYS 所計算求得的結果，利用表列、各種圖型、顏色表示出來，讓使用者可以直覺的判斷結果是否合理、是否具有參考價

值。最後，也可以利用後處理器將結果集結成報告，讓分析結果可讀性更高。

### 2.3.2 ANSYS 參數設計語言(APDL)輔助最佳化分析

有限元素軟體 ANSYS 可以使用 ANSYS 參數設計語言(ANSYS Parametric Design Language, APDL)設計分析指令，簡化命令流[09]。ANSYS 參數設計語言，這是一種能讓使用者在讓一般工作上自動化，利用參數(變數)組合來建造所需模型的命令式語言程式，它可以達到和圖形介面指令操作相同目的，甚至如果使用者熟悉 ANSYS 指令的話，它可能會超出您預期的數倍的工作效率。ANSYS 參數設計語言也涵蓋其他特徵範圍(例如重複命令、巨集)，如分歧(branching)、迴圈(do-loops)，以及純量、向量和矩陣運算，在這些功能的交互應用下，處理複雜而繁複的問題也非難事，可提供使用者在日常的分析裡很多方便性。當 APDL 用來分析較複雜或反覆性的問題時，就可以發揮其強大的優點，例如本研究的重點，模態分析的設計最佳化，須要反覆做結構變更與運算，如果利用參數設計指令就可以省去，繁複的建構網格化模型的時間。

APDL 運用最具效率的例子大多是在最佳化模組分析，因為利用 APDL 回圈設計結構，可以將幾何形狀參數化，進行解析的時候變更目標函數與控制變數就非常方便，對於需要反覆疊代或者多重控制因素的運算變更，可以提供很方便的模型建立與模擬運算。例如以應力分析為控制參數時，ANSYS 會反覆計算應力值，再我們設定的應力範圍下，取得最佳的幾何形狀參數值。而從可以查閱到的文獻中可以發現，目前大多數 APDL 的運用，主要都是研究應力最佳化的範疇。但在本研究中將會試圖使用基本的 APDL 指令，來建立模態分析模型，一方面讓分析的指令更為簡潔，另一方面減少建立分析模型時間，讓分析的過程更加快速。

進行最佳化過程中，先藉由有限元素軟體 ANSYS 內附的參數設計語言撰寫參數及迴圈後建立對應網格。在結構之有限元素模型產生後再利用 ANSYS 做模態分析，輸出結

構之特徵值與特徵向量矩陣，代入最佳化程式以 Sub-problem 逼近法，再對此結構進行模態最佳化分析，判別所得結果是否符合需求，藉此達成結構自然振動頻率最佳化的目標。



## 第三章

### 模態分析

#### 3.1 穿透式平順圖像裝置有限元素分析模型之建立

本研究對於穿透式平順圖像裝置的電腦輔助模態分析與最佳化分析將以 ANSYS 8.0 有限元素分析軟體，進行模擬分析，分析的流程如圖 3-1 所示。穿透式圖像平順裝置的分析的模型將分別建立以 Shell element 與 Solid element 進行分析，並探討這兩者的差別，確認模型的正確性後，進一步再利用這兩個模型進行最佳化分析。

本章節主要介紹分別以 Shell element 與 Solid element 模擬出來的模態分析結果，並由這中間的差異性決定要如何應用這兩種模型。

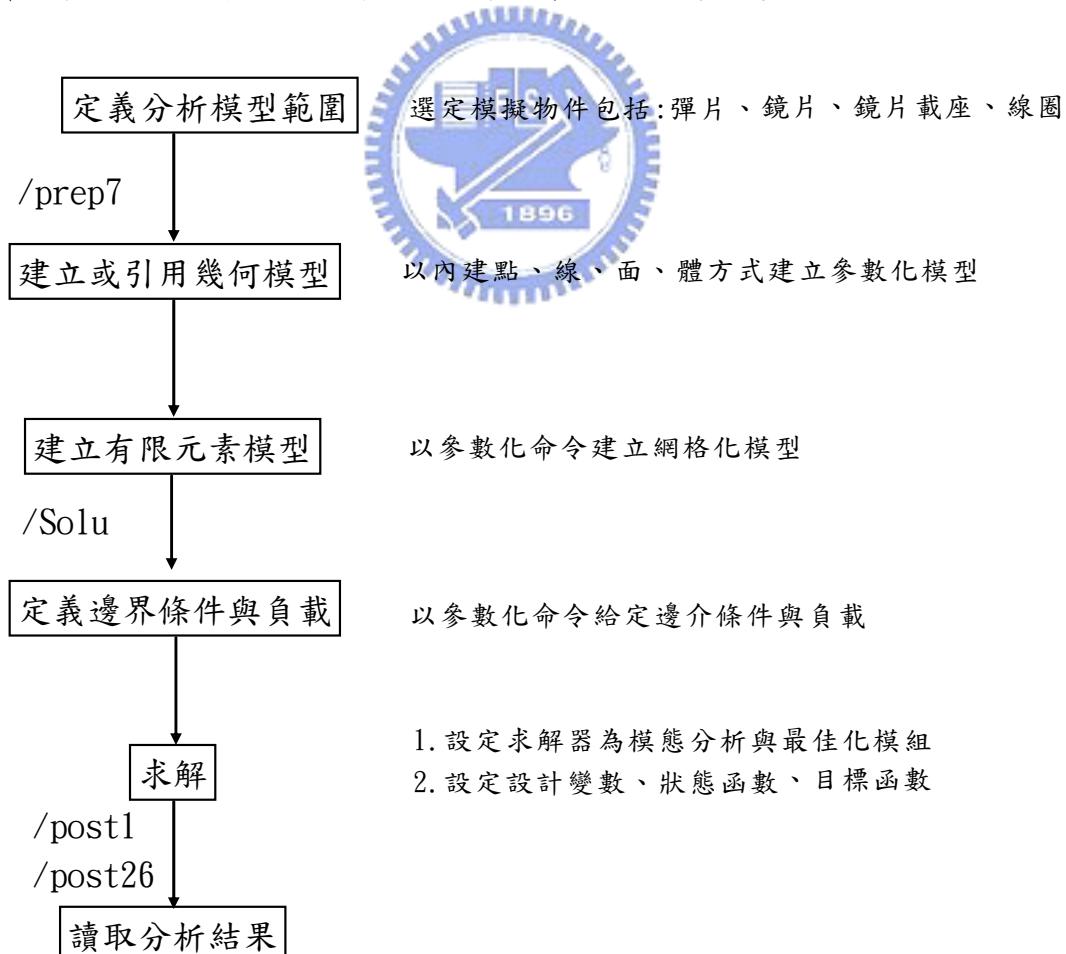


圖 3-1 穿透式平順圖像裝置有限元素分析模型建立之流程

### 3.1.1 模型模擬假設條件

關於本研究中的模型建立與解析的假設條件、邊界條件，可以簡略說明如下幾點：

- (1). 穿透式平順圖像裝置與光機鏡頭介面為堅硬不變形。
- (2). 鏡片與載座之間、音圈線圈與載座之間也是堅硬不變形。
- (3). 鏡片載座的運動模式為一個定軸向的旋轉運動，簡化可視為一個單純的旋轉系統裝置。
- (4). 彈片與載座之間、彈片與基座之間的固定狀況良好。
- (5). 不考慮材料不良的因素。

### 3.1.2 有限元素分析模型說明

在做結構動態最佳化之前，先為現有的穿透式平順圖像裝置進行 ANSYS 參數化的模型化設計，以 ANSYS 進行有限元素法分析，求得目前設計的變形狀況與模態特性。將此一結果列為本研究中的比對基準，經由這些資訊的判斷可以獲得改善設計的參考依據。



本分析模型是利用 ANSYS 8.0 以參數化設計建立而成。其使用到的材料參數如下表所示：

表 3-1 穿透式平順圖像裝置材料性質參數表

Part name	Material	Density $\rho$ (g/mm <sup>3</sup> )	Young's modulus E (MPa) (N/mm <sup>2</sup> )	Poisson's ratio	Yield Strength (MPa)
Base	AZ91D	1.81E-03	4.48E+04	0.35	-
Spring	SUS301	7.87E-03	1.93E+05	0.29	205
lens	B270	2.55E-03	7.15E+04	0.208	-
VCM coil(Cu)	Cu	8.96E-03	1.10E+05	0.343	-
Screw	Steel	7.87E-03	1.93E+05	0.29	-
厄鐵	S15C	7.87E-03	1.93E+05	0.29	-

使用元素型式：

1. Shell 63, Quad type
2. Solid 45, Hex type

元素大小:1.0mm

Shell element 模型示意圖：

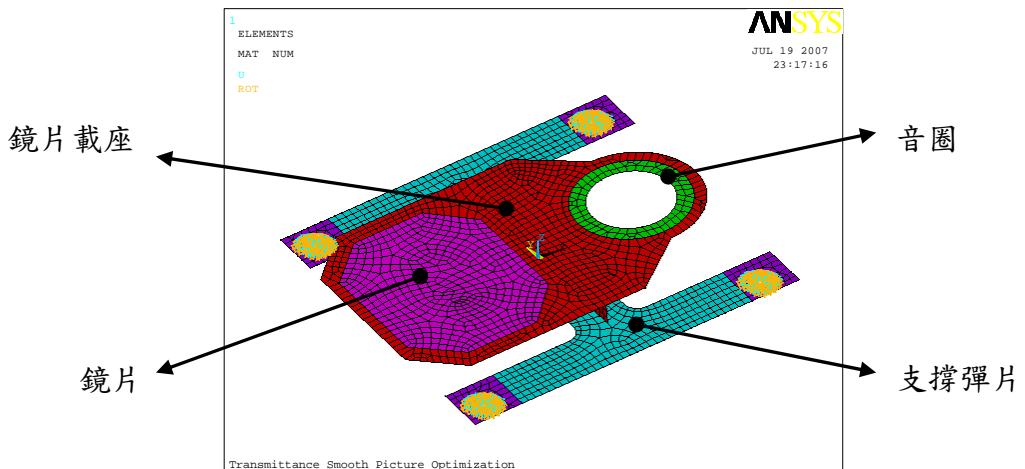


圖 3-2 Shell element 穿透式平順圖像裝置 ANSYS 幾

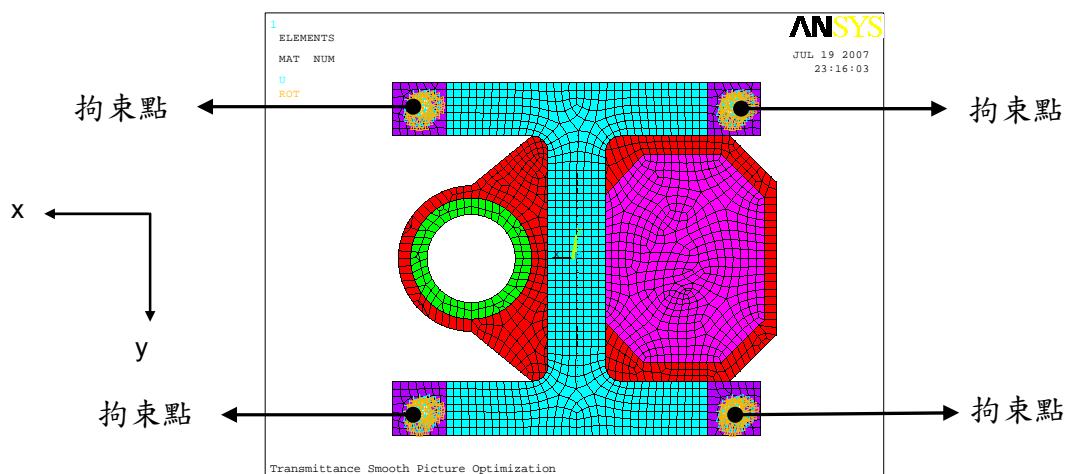


圖 3-3 Shell element 穿透式平順圖像裝置 ANSYS 網格化與邊

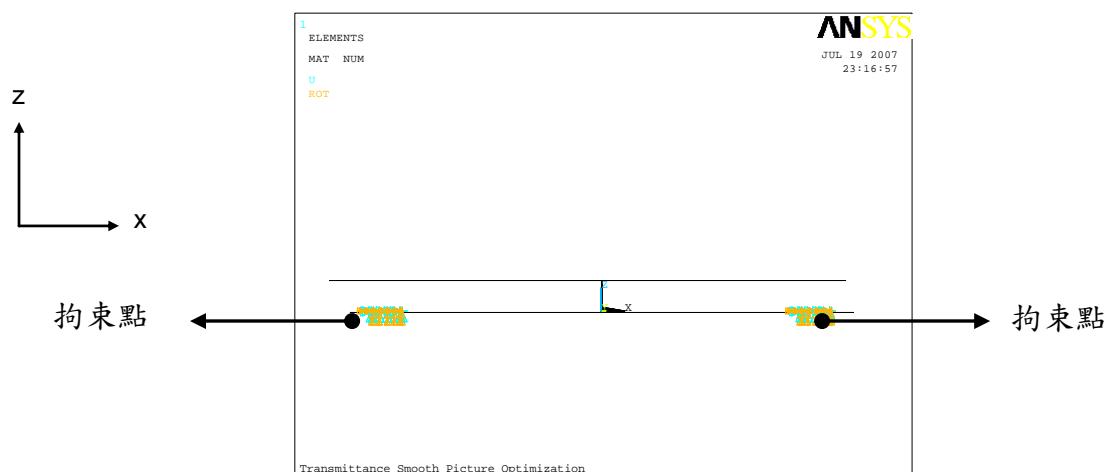


圖 3-4 Shell element 穿透式平順圖像裝置 ANSYS 網格化與邊界條件

Solid element 模型示意圖：

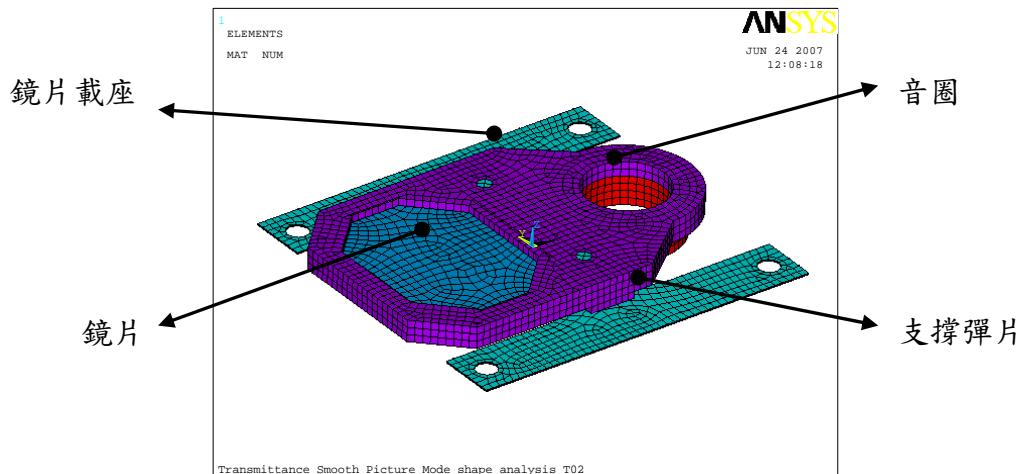


圖 3-5 Solid element 穿透式平順圖像裝置 ANSYS 幾

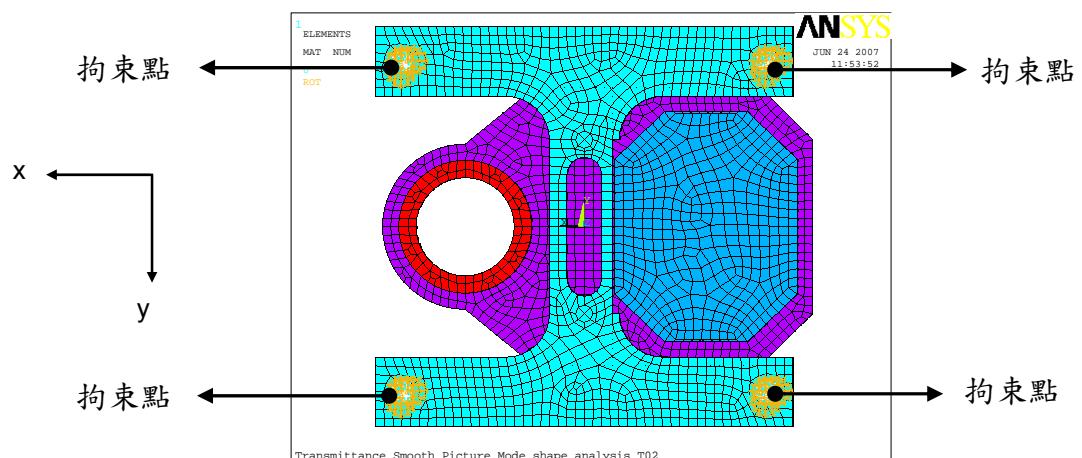


圖 3-6 Solid element 穿透式平順圖像裝置 ANSYS 網格化與邊界

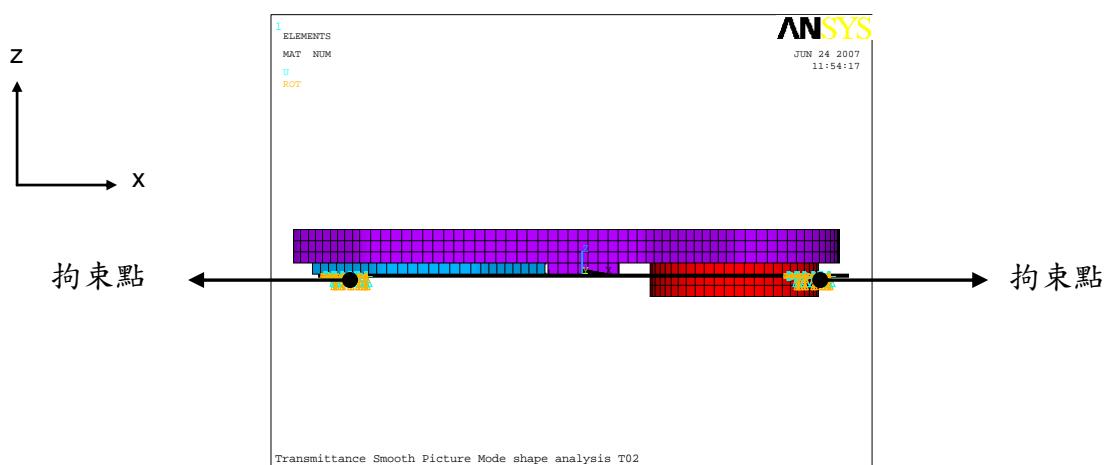


圖 3-7 Solid element 穿透式平順圖像裝置 ANSYS 網格化與邊界條件

## 3.2 模擬原型模型分析結果

### 3.2.1 模擬原型模態分析結果

本節將 ANSYS 模型以 Shell element 模擬的前 10 個模態與自然頻率列出，並觀察其模態變化的狀況，將與 Solid element 模擬的結果互相比較。

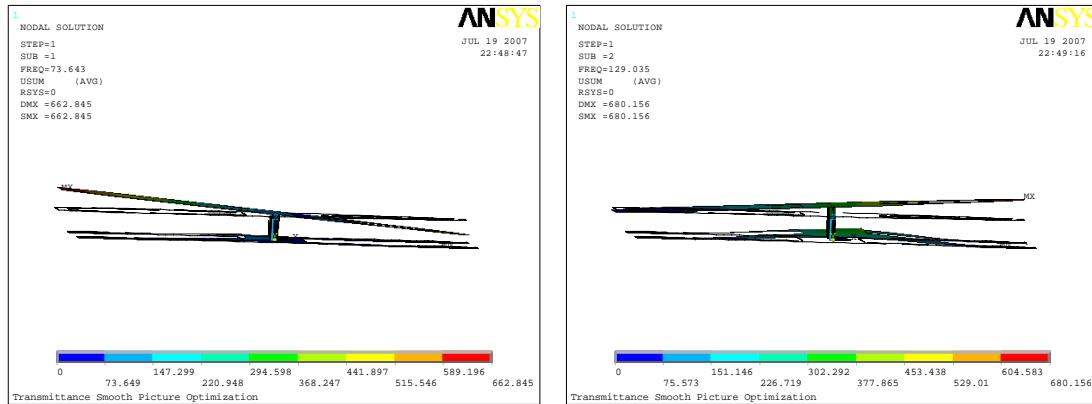


圖 3-8 第 1 模態 73.64 Hz

圖 3-9 第 2 模態 129.04 Hz

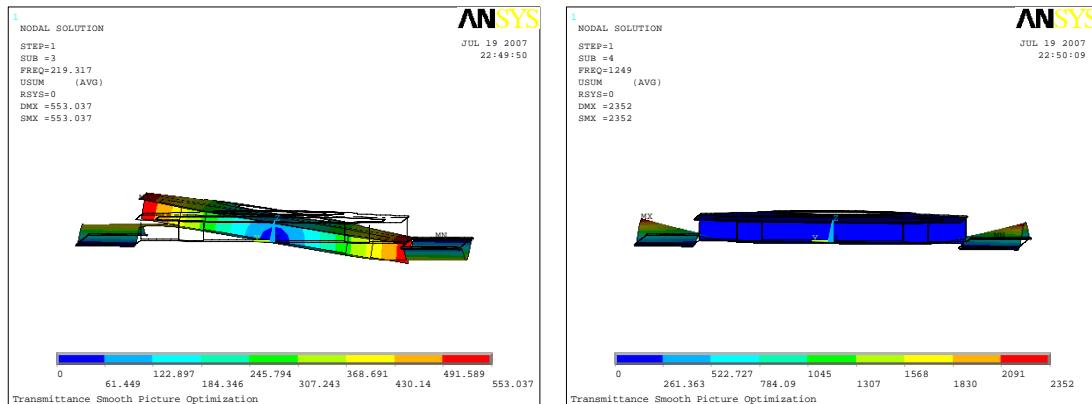


圖 3-10 第 3 模態 219.32 Hz

圖 3-11 第 4 模態 1249.3 Hz

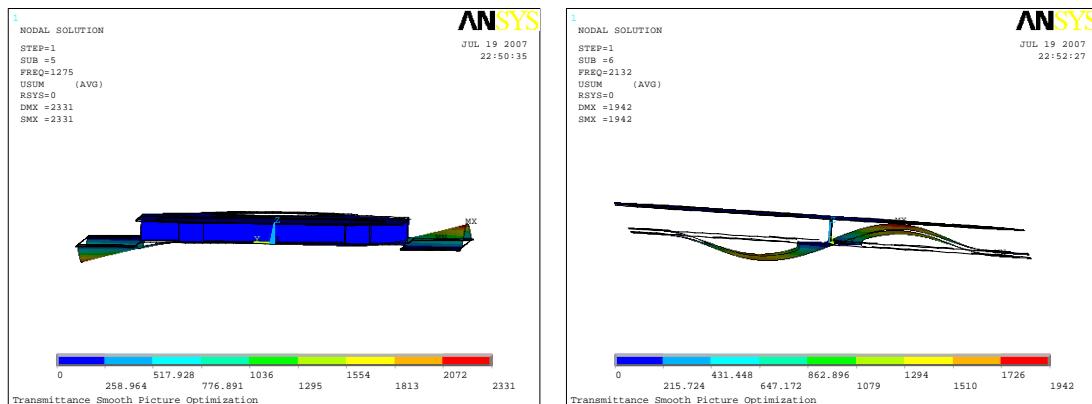


圖 3-12 第 5 模態 1274.7 Hz

圖 3-13 第 6 模態 2132.1 Hz

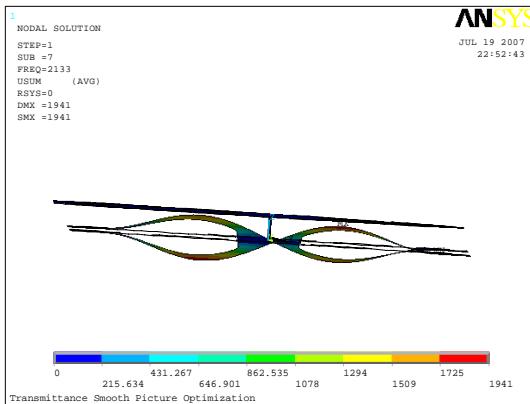


圖 3-14 第 7 模態 2132.6 Hz

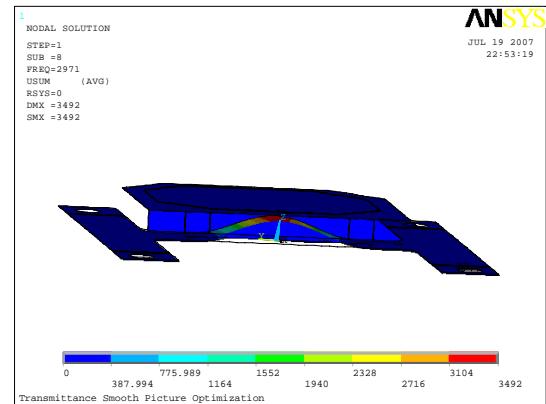


圖 3-15 第 8 模態 2971.2 Hz

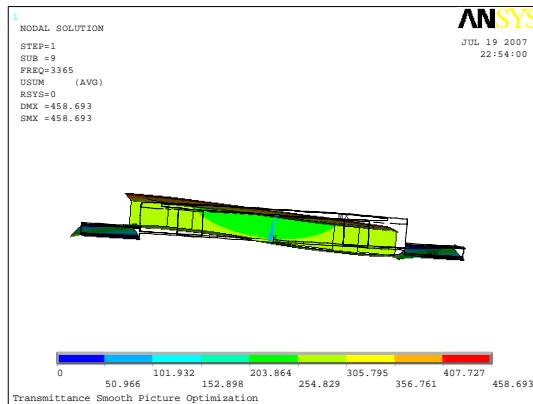


圖 3-16 第 9 模態 3365.3 Hz

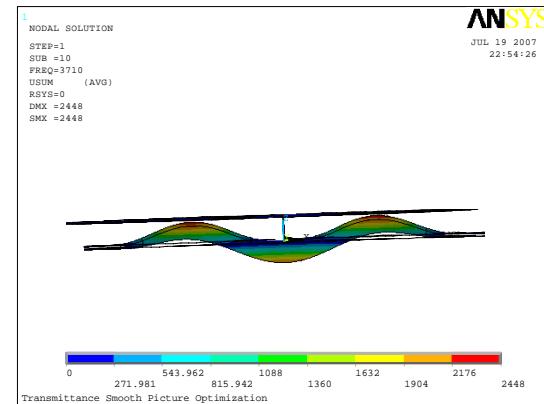


圖 3-17 第 10 模態 3709.7 Hz

由上列圖形可以看出穿透式圖像平順圖像裝置的自然模態之振形現象與共振頻率，圖 3-8 為第一自然振動頻率為上方鏡片載座，因裝置質心分佈產生的自然擺動的現象，與預期的狀況相符，這個運動行為與此裝置正常運作時的動作相同，對於結構共振的影響性最大。圖 3-9 是第二自然振動頻率其運動模式為下方彈片的第一個彎矩模態，其運動行為為上下移動的現象，如果真實系統發生此問題時，並不會明顯在畫面上而被察覺，所以此一共振點並不一定須要避免。而圖 3-10 是第三自然振動頻率，其運動為 Rx 方向的轉動現象，此一行為是會影響到裝置的效能，必須要去注意避免共振；接下來的第四、五、六、七與第八自然振動頻率由模擬的模態狀況看來，發生的現象都只與下方的彈片有關，並不影響上方鏡片載座自然運動的狀況。第九自然振動頻率，圖 3-16 上方載座有部份會受影響應列入觀察的項目中。第十自然振動頻率，發生的現象與下方的彈片有關，並不影響上方鏡片載座運動。

Shell element 模擬結果討論：

1. Shell element 模態分析結果顯示，第一自然頻率為 73.63Hz.
2. Shell element 模態分析分佈如圖 3-18 所示，前三個自然頻率低於 1000Hz，且其運動行為對於穿透式圖像平順圖像裝置的效能有直接的影響。
3. 主要影響的模態振動的行為是鏡片載座產生運動。
4. 大於 1000Hz 以上的模態行為，都是與下方彈片有關，並不會直接影響到上方的轉動載座。

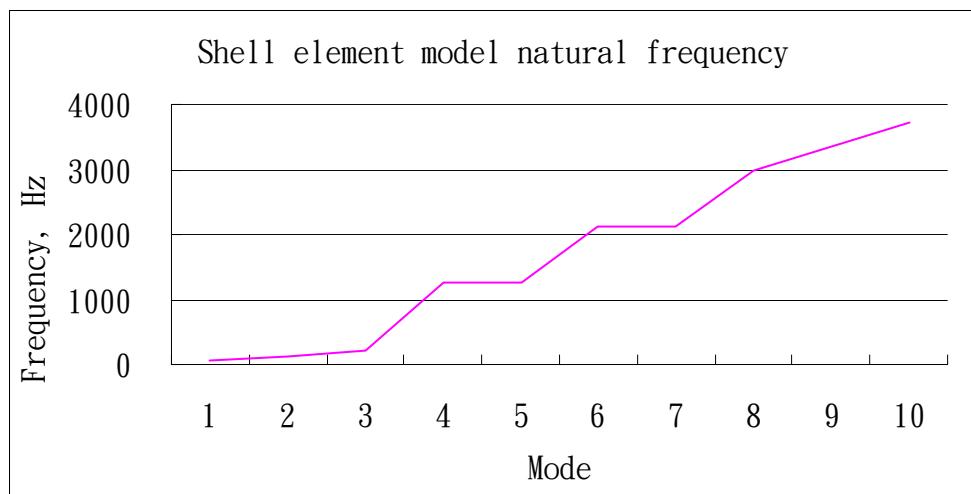


圖 3-18 Shell element 元素模態

### 3.3 Solid element 模擬原型模型分析結果

#### 3.3.1 模擬原型模態分析結果

為了瞭解不同元素間模擬的結果差異性，另外由 ANSYS 使用 Solid element 進行模態分析得到的結果如下圖：

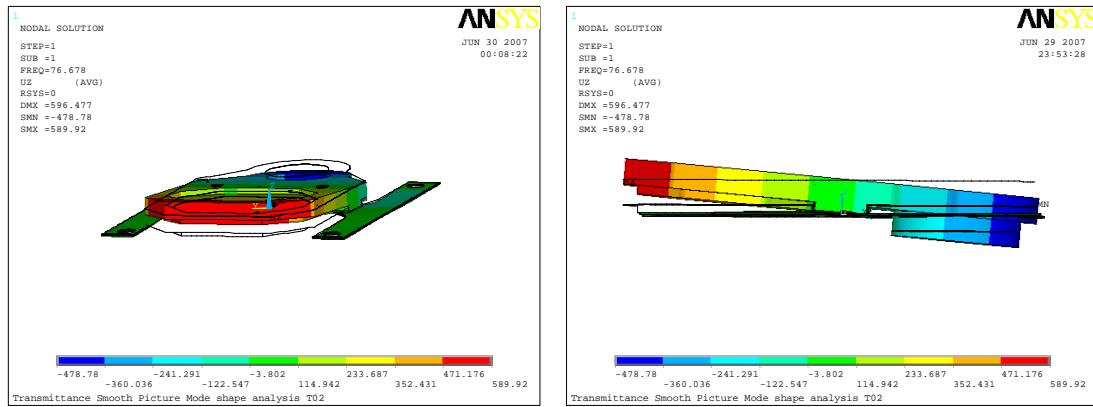


圖 3-19 Solid 第 1 模態 76.67 Hz

圖 3-20 Solid 第 1 模態 76.67 Hz

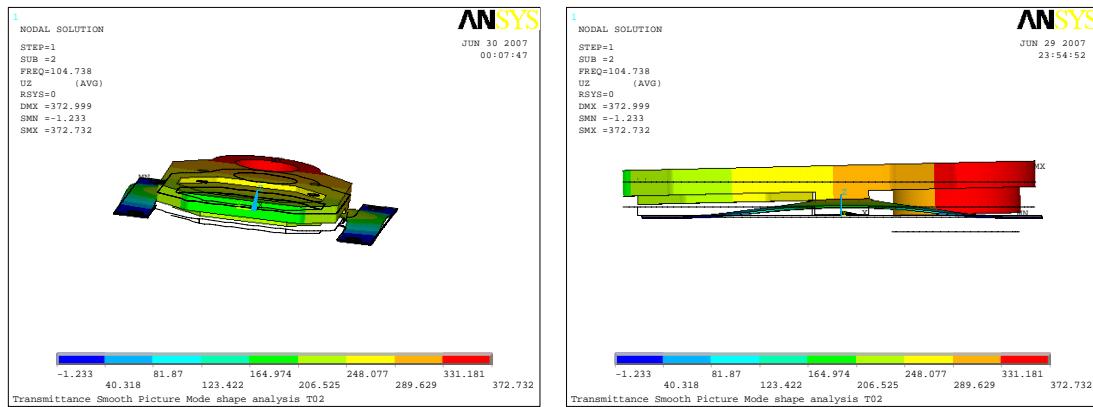


圖 3-21 Solid 第 2 模態 104.74 Hz

圖 3-22 Solid 第 2 模態 104.74 Hz

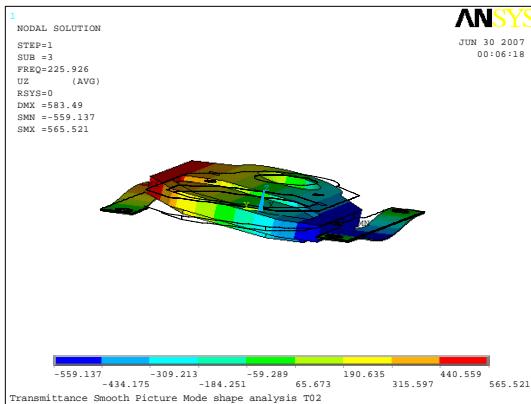


圖 3-23 Solid 第 3 模態 225.93 Hz

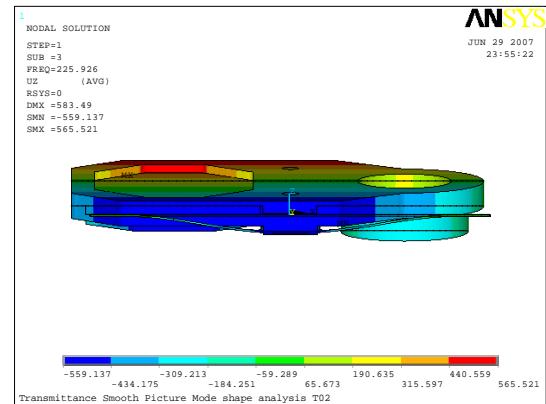


圖 3-24 Solid 第 3 模態 225.93 Hz

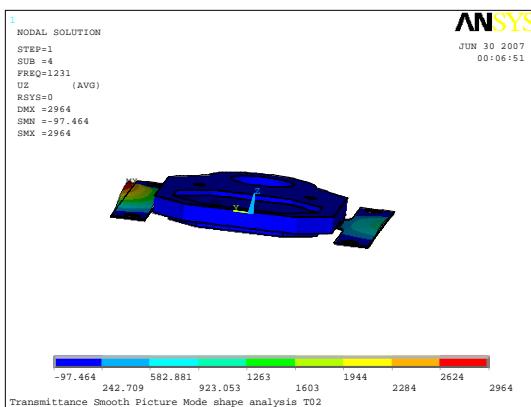


圖 3-25 Solid 第 4 模態 1231.2 Hz

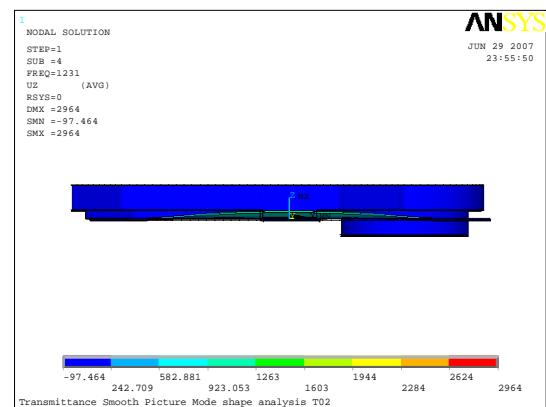


圖 3-26 Solid 第 4 模態 1231.2 Hz

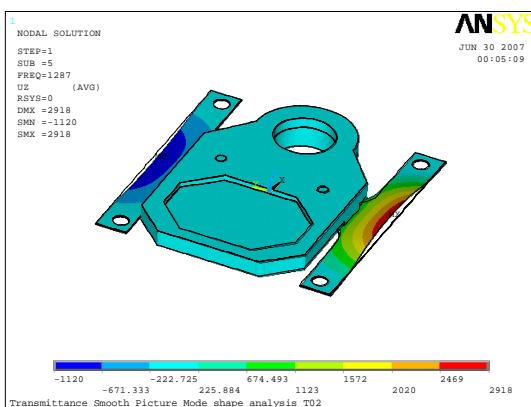


圖 3-27 Solid 第 5 模態 1287.1 Hz

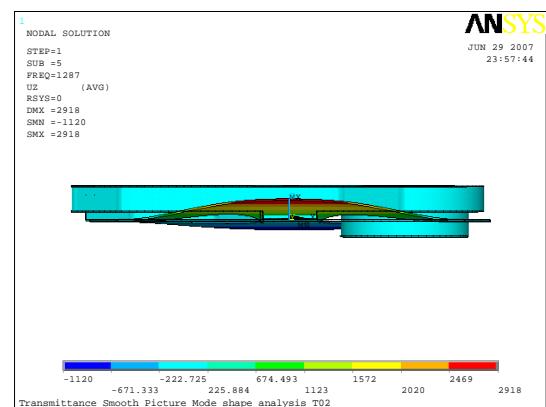


圖 3-28 Solid 第 5 模態 1287.1 Hz

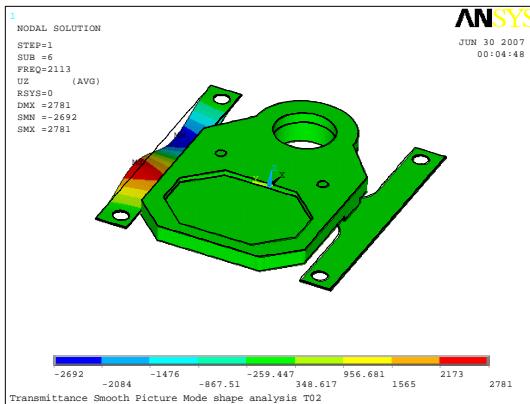


圖 3-29 Solid 第 6 模態 2113.3 Hz

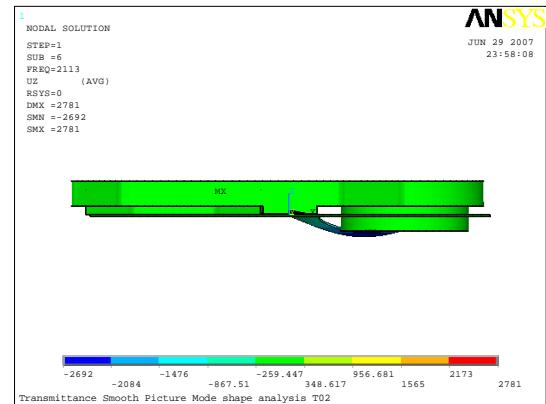


圖 3-30 Solid 第 6 模態 2113.3 Hz

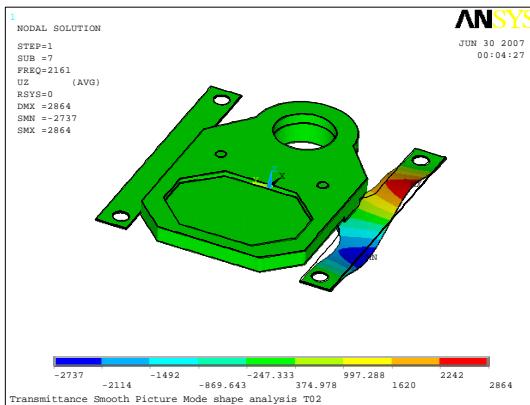


圖 3-31 Solid 第 7 模態 2161.2 Hz

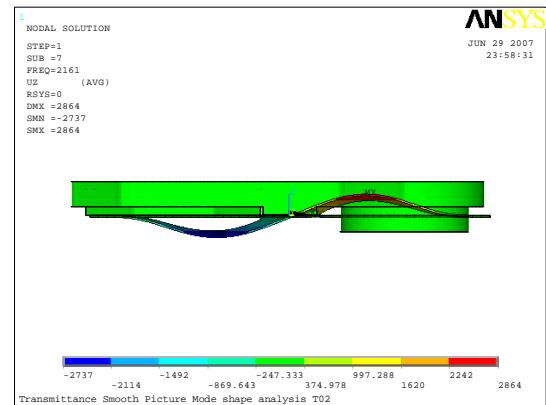


圖 3-32 Solid 第 7 模態 2161.2 Hz

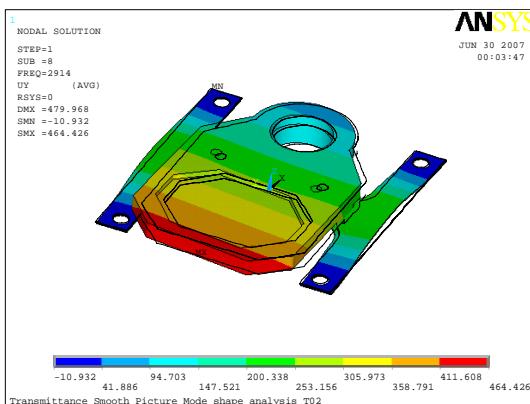


圖 3-33 Solid 第 8 模態 2914.4 Hz

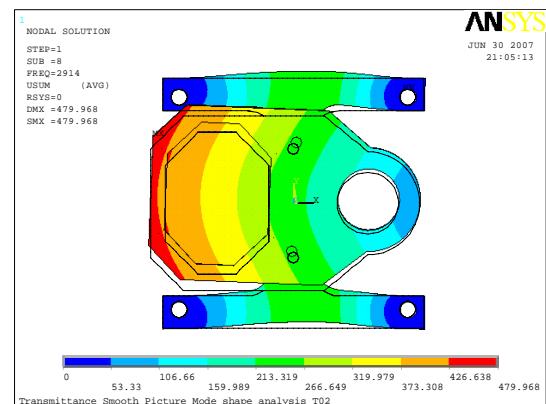


圖 3-34 Solid 第 8 模態 2914.4 Hz

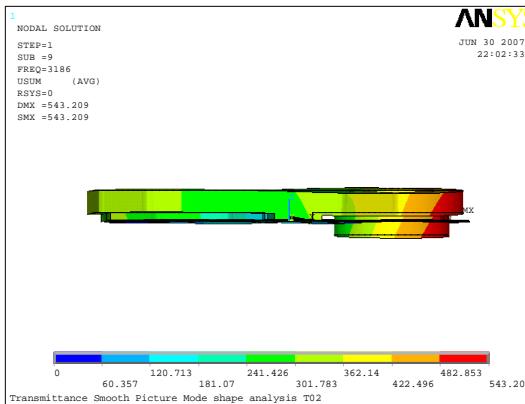


圖 3-35 Solid 第 9 模態 3186.1 Hz

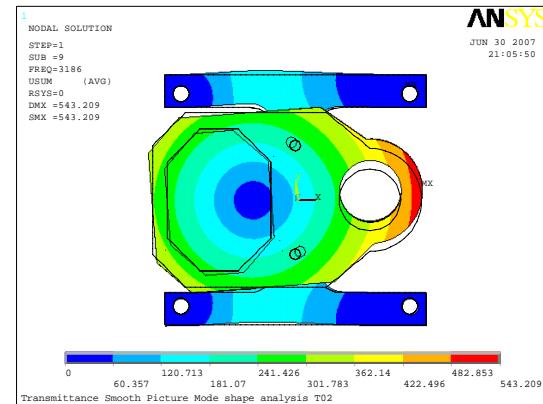


圖 3-36 Solid 第 9 模態 3186.1 Hz

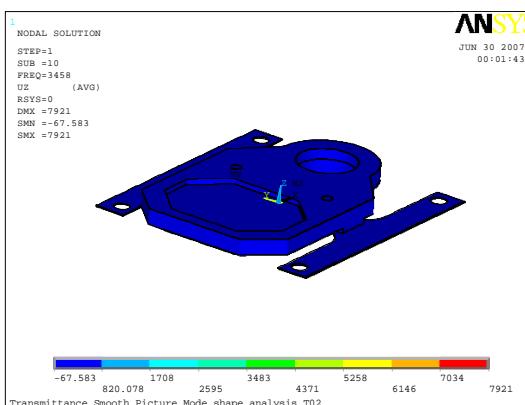


圖 3-37 Solid 第 10 模態 3457.84 Hz

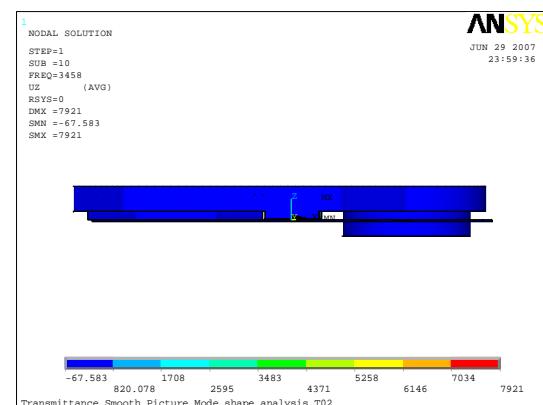


圖 3-38 Solid 第 10 模態 3457.8 Hz

首先考慮穿透式圖像平順圖像裝置的前幾個自然模態之振形現象與共振頻率，圖 3-19、圖 3-20 為第一自然振動頻率為上方鏡片載座因質心分佈產生的自然擺動的現象，與預期的狀況相符，這個運動行為與此裝置正常運作時的動作相同，對於結構共振的影響性最大。圖 3-21、圖 3-22 則是第二自然振動頻率其運動模式為下方彈片的第一個彎矩模態，其運動行為為上下移動的現象，如果真實系統發生此問題時，並不會顯現在畫面上而被察覺，所以此一共振點並不一定須要避免。而圖 3-23 及圖 3-24 是第三自然振動頻率，其運動為 Rx 方向的轉動現象，此一行為是會影響到裝置的效能，必須要去注意避免共振；接下來的第四與五自然振動頻率，第六與七自然振動頻率，第八與九自然振動頻率，由模擬的模態狀況看來為互為共轭的模態，且發生的現象都只與下方的彈片有關，並不影響上方鏡片載座運動，由此可以知道隨著分析的模態數增加(頻率增高)，共振的現象多與下方彈片有關。因此我們對於模態分析的重點就可以擺在前面三個模態的頻率，只要

提高這三個低頻模態的頻率，相信就可以解決大部份的問題。

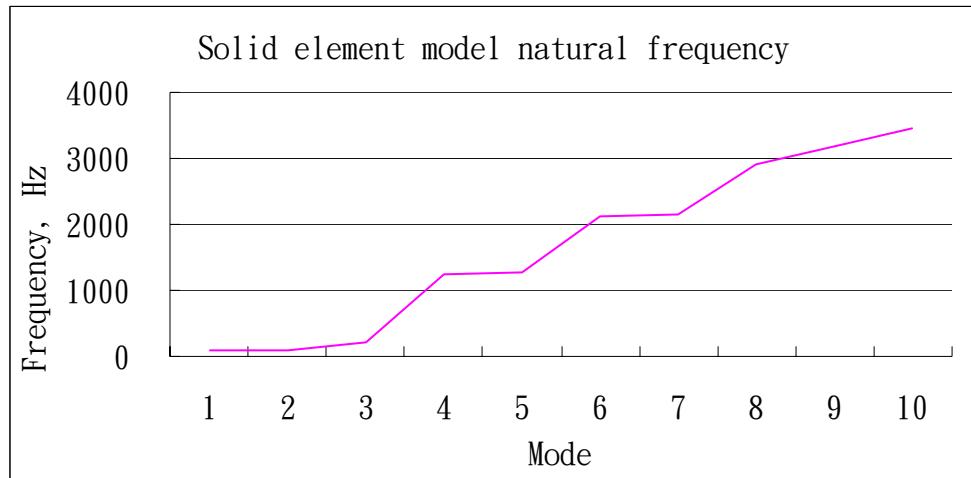


圖 3-39 Solid element 元素模態

表 3-2 共振模態與裝置運動效能的關係

模態	原型共振頻率	主要的共振行為	共振對平滑裝置的影響
1	76.7	鏡片載座 Ry 軸旋轉	高
2	104.7	鏡片載座與支撐彈片延 Dz 位移	中
3	225.9	鏡片載座 Rx 軸旋轉	高
4	1231.2	支撐彈片局部振動, 鏡片載座不受影響	輕微
5	1287.1	支撐彈片局部振動, 鏡片載座不受影響	輕微
6	2113.3	支撐彈片局部振動, 鏡片載座不受影響	輕微
7	2161.2	支撐彈片局部振動, 鏡片載座不受影響	輕微
8	2914.4	支撐彈片局部振動, 鏡片載座 Rz 旋轉	中
9	3186.1	支撐彈片局部振動, 鏡片載座 Rz 旋轉	中
10	3457.8	支撐彈片局部振動, 鏡片載座不受影響	輕微

Note :

1. Dx, Dy 與 Dz 代表相對於 x, y 與 z 軸位移
2. Rx, Ry 與 Rz 代表相對於 x, y 與 z 軸旋轉
3. 單位:Hz

Solid element 模擬結果討論:

1. 由表 3-2 可以看出在較低的前三個模態中，共振發生後上方鏡片載座會產生擺動，如此一來會因為鏡片對於光線有不可預期的相對運動，使平順圖像裝置對光學效能產生很大的影響，所以必須要進行改善。如果在不進行

大規模的設計修改下，改變下方彈片的結構鋼性，那麼就可以增加其整體結構的抗振能力，而本研究希望提高第一振動頻率的目標就是可行的改善方向。

2. 再者從結果看來大多數的模態發生都與彈片有關，只有少部分與鏡片載座有關重新分佈有關，所以提高結構鋼性，進行調整彈片長度或者厚度，應為提高共振頻率簡單且較好的選擇。
3. 由這幾項模態模擬結果，可以用來做量測時決定觀測位置的參考，以避免量測時將感測器擺放在振動結點上，錯失數據的完整性。

Shell element 與 Solid element 模擬結果總結：

1. 由圖 3-40 比較的結果可以很明顯看出，不管是用對於穿透式平順圖像裝置來說，無論是用 Shell element 或 Solid element 分析，只要所有參數正確，其模態與自然頻率差異量很小。
2. 對於未來進行最佳化分析來說，對於判斷上要分為載座是否產生運動的現象或是只有局部的振動現象，可確認共振影響性的大小。
3. 由模態結果看來其運動行為可分成，低頻<250Hz 會發生上方鏡片載座有相對運動，高頻則為下方彈片的運動。

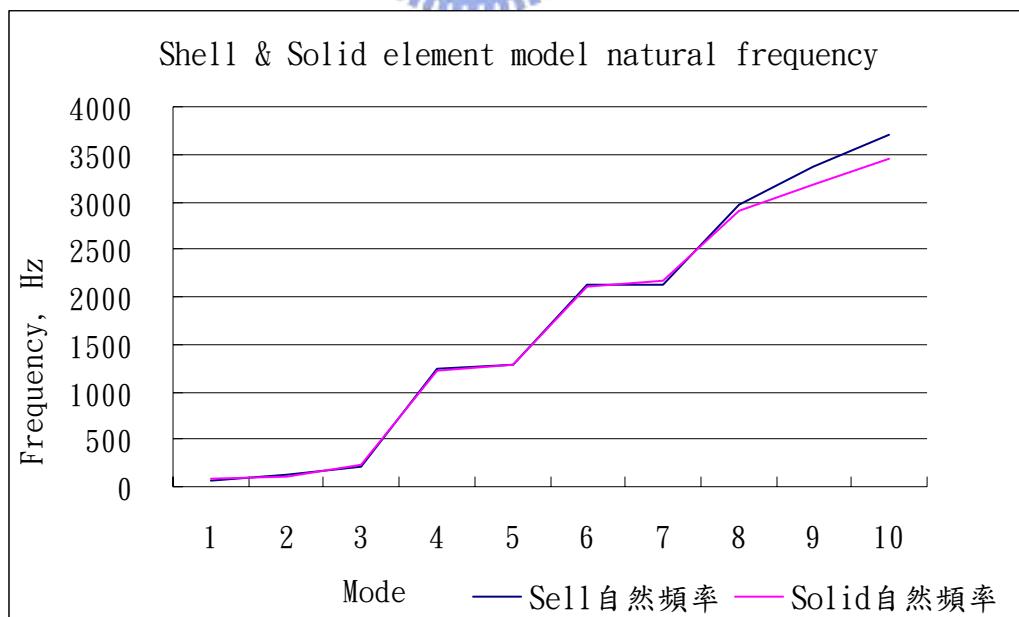


圖 3-40 Shell element & Solid element 模態分析分佈

## 3.4 原型實驗分析

### 3.4.1 自然頻率之量測

本研究對於穿透式平順圖像裝置的實驗模態分析，一個將利用接觸式的衝擊槌配合加速規，量測待測物的加速度頻譜，另一個試驗則是採分接觸式量測法，利用雷射振動儀，量測待測物受不同頻率的振動產生的位移回饋信號，希望從這兩個實驗中確認共振的現象。

#### 實驗一：利用衝擊槌求取結構自然頻率分布狀況

量測設備：

- A. 衝擊槌(Impulse Hammer, PCB 086C02)
- B. 振動頻譜分析儀(ONO SOKKI DS-2000)
- C. 加速規(Accelerator, PCB 356B21)
- D. 訊號與資料處理系統(ONO SOKKI DS-0221)

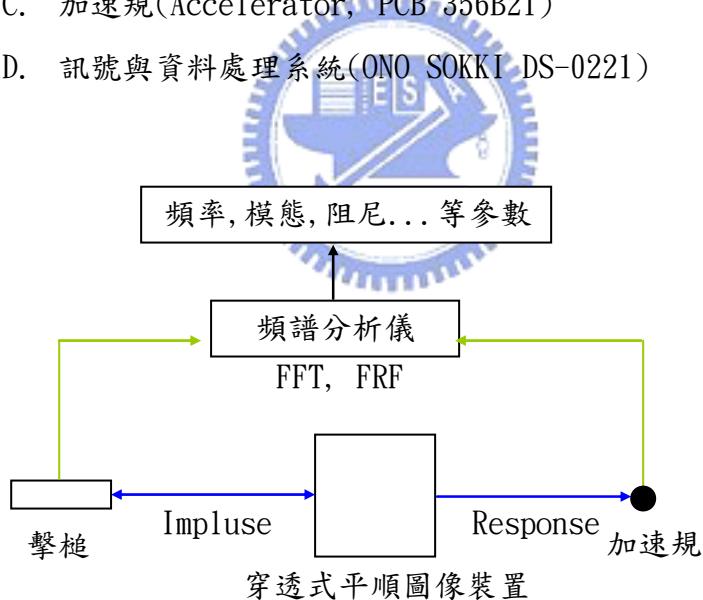


圖 3-41 撃槌試驗示意圖

實驗一利用衝擊測試法，以衝擊槌敲擊待測物，去量測穿透式圖像平順圖像裝置的自然模態頻率(Natural frequency)，方法如圖 3-41。以衝擊槌[型號:PCB 086C02]如圖 3-42 敲擊待測物結構，當衝擊槌敲擊待測物時，衝擊槌內的力傳感測器會將所產生的力脈衝波由信號線傳送回頻譜分析儀[ONO SOKKI DS-2000] 如圖 3-44；另一方面待測物受敲擊後會產生振動，可由加速規[型號: PCB 356B21 ]

如圖 3-43 讀出此時待測物之振動量，傳回頻譜分析儀。擊槌和加速規訊號經傳感葉轉換成頻譜特性圖後由電腦螢幕輸出，擊槌的頻率響應函數(Frequency Response function)可以得到有效的激振頻寬。擊槌的頻率響應函數可以得到待測的自然振動頻率。最後將實驗結果值與模擬值比較是否相符。



圖 3-42 擊槌(PCB 086C02)



圖 3-43 加速規(PCB 356B21)

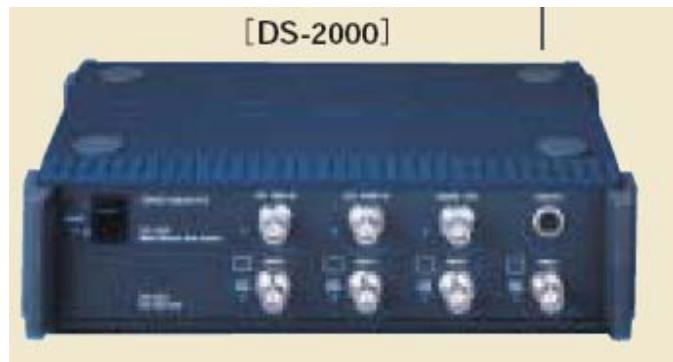


圖 3-44 振動頻譜分析儀(ONO SOKKI DS-2000)

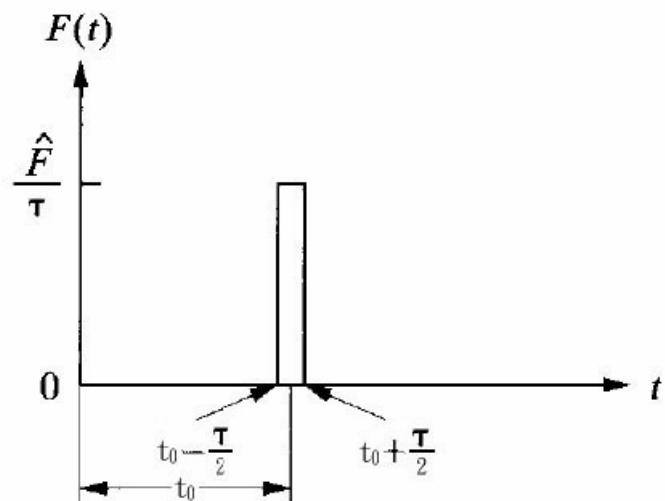


圖 3-45 衝擊時域圖[12]

圖 3-45 為擊槌測試中衝擊波的時域圖，圖中的 Tau 為擊槌與待測物接觸時間，橫軸為時間，縱軸則為能量的大小，當 Tau 等於 0.1 時，待測物受到擊槌所帶來的能量少，但其工作頻寬較寬，適用於敲擊質輕卻高頻待測物；相反的 Tau 等於 0.3 時，待測物受到擊槌所帶來的能量多，但其工作頻寬較窄，適用於敲擊巨大而低頻待測物。因為穿透式圖像平順圖像裝置的外在干擾源的頻率範圍約在 0~20000Hz 之間，所以應採用衝擊時間適中的感測頭較為適當。另外實驗的過程中敲擊時要注意敲擊的力道與速度，力道控制要先熟練，避免因敲擊太快或太慢造成兩次接觸影響結果。貼黏加速規時，要注意連接訊號線必須黏牢避免接收到雜訊，其接頭附近要保持彈性與裕度，減少拉扯狀況產生降低信號噪音。

除了要避免雜訊的影響外，本實驗將三軸加速規分別放在鏡片上與整體基座上量測加速度量，借由其振幅的大小，判斷可能發生共振現象的頻率分佈，另外也可以進一步比較加速規的質量效應的影響，挑選合適的控制點。其實驗結果如圖 3-46，圖 3-47，圖 3-48 所示，可以得到穿透式平順圖像裝置受敲擊槌作用後，得到三個軸向的加速度變化頻譜。

由三軸加速規在鏡片上量測振動頻譜的過程中軟體記錄加速度的畫面：

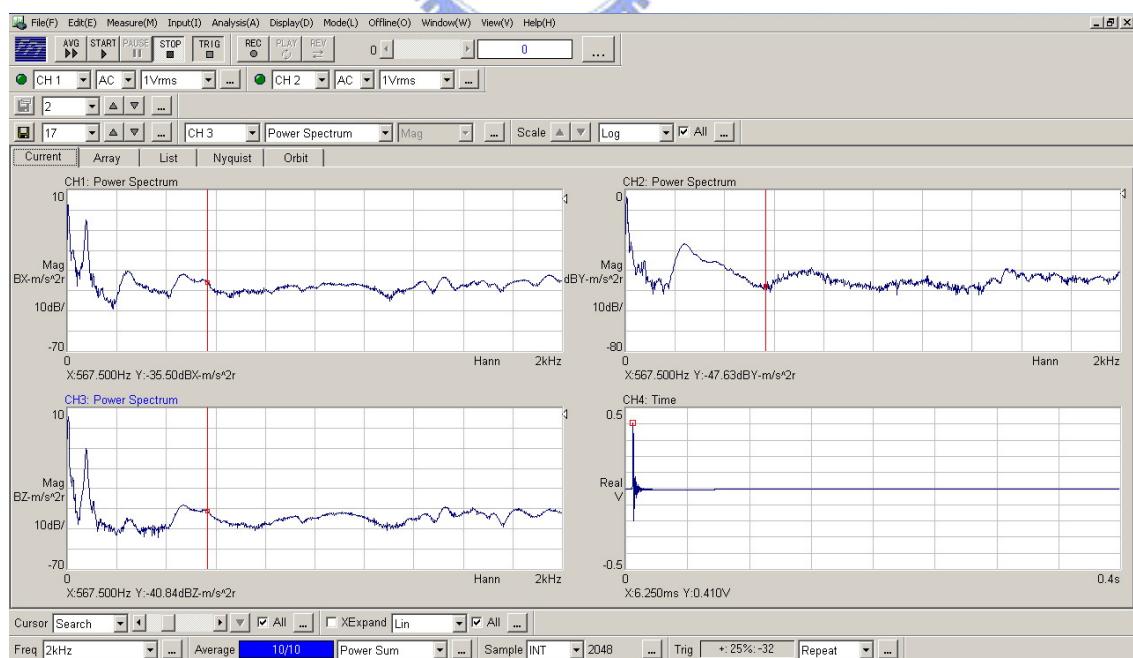


圖 3-46 原型穿透式圖像平順圖像裝置振動頻譜

由三軸加速規在鏡片上與整體基座上量測的振動頻譜：

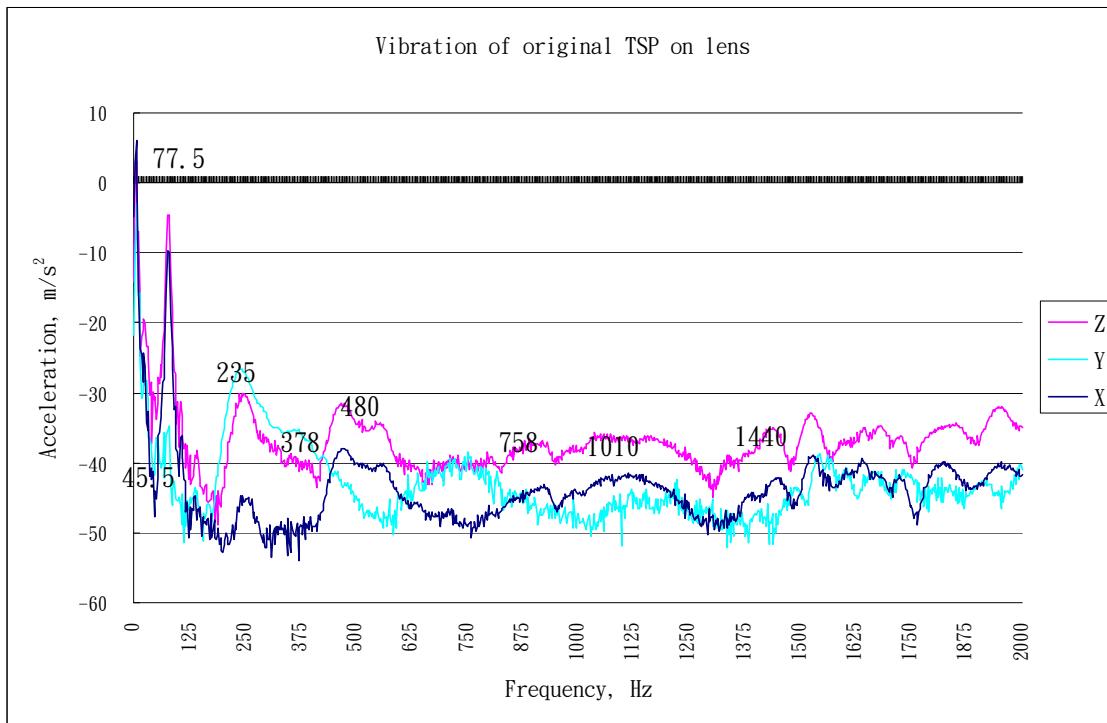


圖 3-47 原型穿透式圖像平順圖像裝置三軸振動頻譜比較圖(量測點在鏡片)

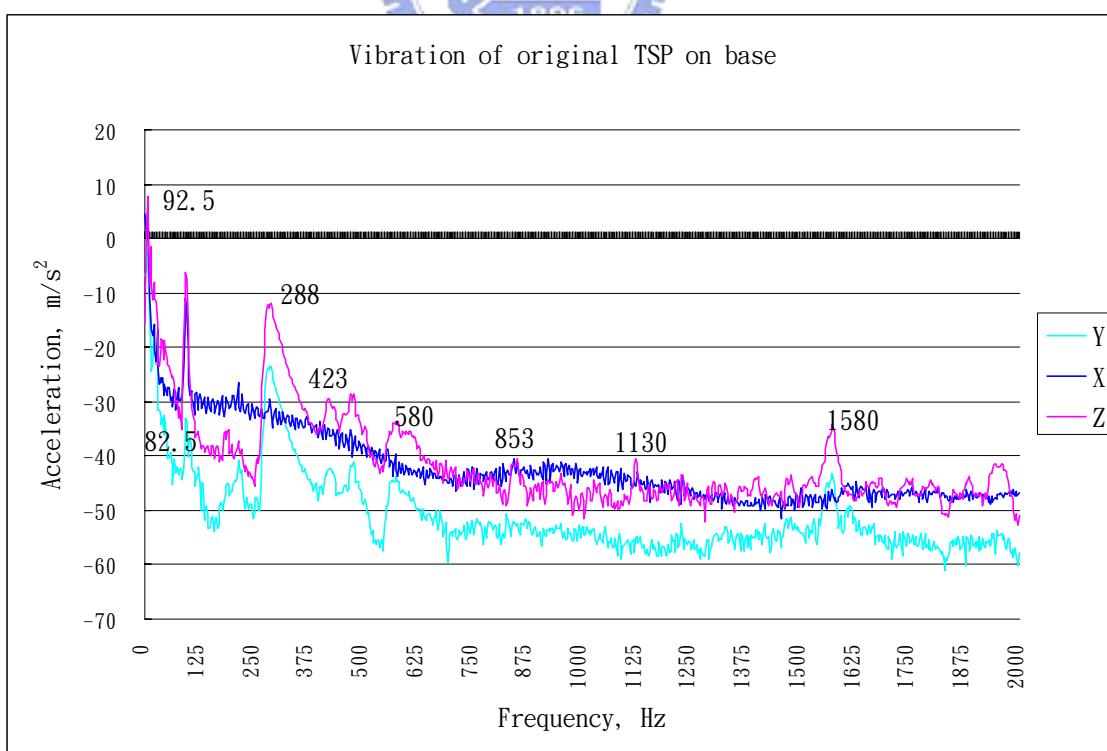


圖 3-48 原型穿透式圖像平順圖像裝置三軸振動頻譜比較圖(量測點在基座)

表 3-3 與圖 3-49 說明如果將加速規分別位於鏡片與基座上在 Z 軸所量到的數據作一比較，可以知道本實驗的加速規如果加在動件上時，其質量效應最大約為 17.2%，而在基座上可量測到的頻率分怖比在基座上還要完整。

表 3-3 量測點不同其共振頻率的關係

振動點	量測點鏡片上	量測點整體基座上	頻率差異量	誤差率
1	77.5	92.5	15	16.2%
2	240.0	288.0	48	16.7%
3	378.0	423.0	45	10.6%
4	480.0	580.0	100	17.2%
5	758.0	853.0	95	11.1%
6	1010.0	1130.0	120	10.6%
7	1440.0	1580.0	140	8.9%

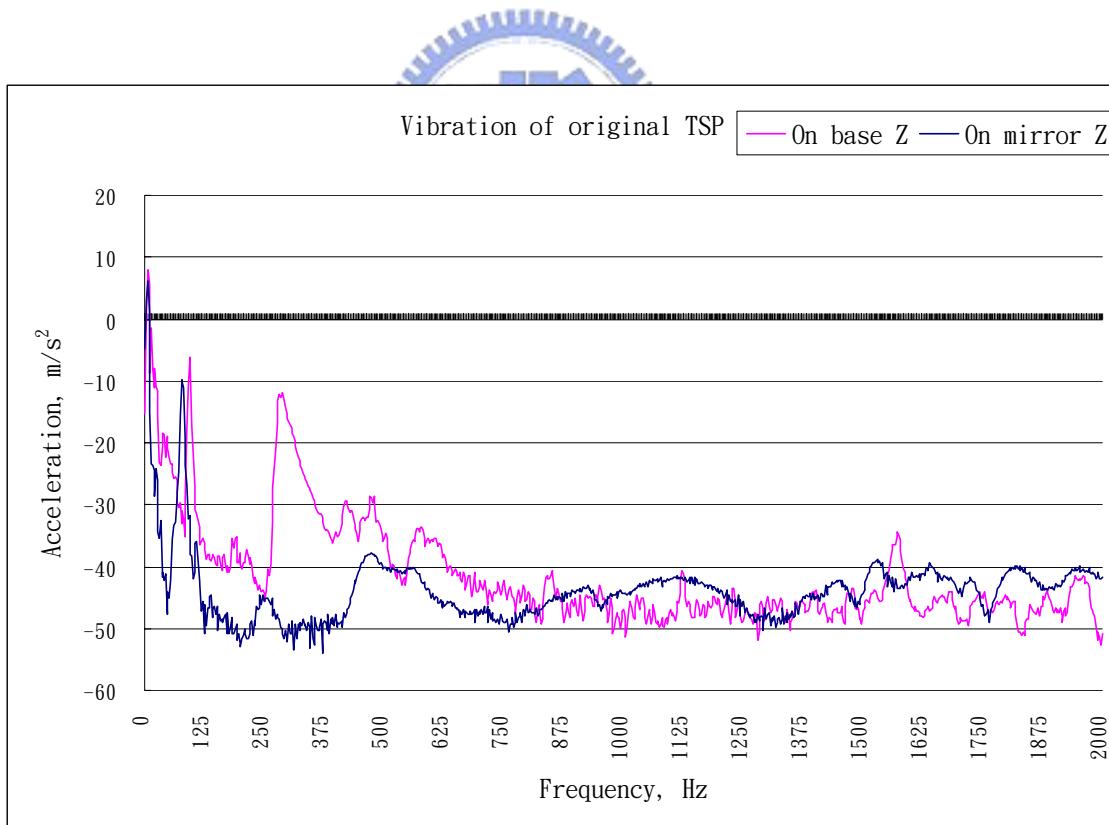


圖 3-49 量測點不同 Z 軸方向的加速度比較

## 實驗結果討論：

1. 如果由圖 3-47 在鏡片上 z 軸的數據來看，在頻率 77.5、235、378、480 與 758Hz…等頻率，發現有劇烈的加速度變化振動峰值產生，可推斷穿透式圖像平順圖像裝置可能在這些頻率點上會產生共振。
2. 如果由圖 3-48 在基座上 z 軸的數據來看，在頻率 92.4、288、423、580 與 853Hz…等頻率，發現有劇烈的加速度變化振動峰值產生，可推斷穿透式圖像平順圖像裝置可能在這些頻率點上會產生共振。
3. 如由表 3-3 比較中可知，因為加速規的重量會加到會運動的鏡片上後，量到的共振頻率，會比將加速規移至整體載座上低，這說明質量效應對量測結果有稍許影響，以本例來說最大為 17.2%。
4. 由圖 3-49 的加速度分佈比較圖看來，將加速規放在基座上量測的頻譜雖然與在鏡片上有些許不同，但是鏡片上所需注意的頻率都可在基座量測觀察到，所以往後的量測點都會選擇在基座上。
5. 要避免加速規的質量效應，除了使用適當的加速規外，貼黏的位置必須是在結構對於質量效應較為不敏感的區域，但是也要多試幾個地方避免貼在不適當的區域，本研究的實驗控制點選在整體的基座上。
6. 實驗過程中可感受到，貼黏加速規與衝擊槌的正確使用，對於獲得品質較好的回饋信號有絕對的幫助，須要多加練習。
7. 對於加速規本身的動態行為，如果時間允許，應該要能夠多做一些針對加速規的比對性實驗，讓數據更加有說服力。

## 實驗二:利用頻率產生器給穿透式平順圖像裝置外來特定頻率激振，以模擬實際應用上的共振現象

量測設備：

- A. 雷射振動儀(Laser Vibrometer - SIOS SP120)
- B. 頻率與波型產生器(Function Generator - Tektronix AFG 3252)
- C. 訊號與資料處理系統

本實驗利用光線直進與反射測試原理。利用頻率與波型產生器產生不同頻率的正弦訊號波，使待測結構承受週期性負載，讓待測結構產生運動，並以雷射振動儀量[Laser Vibrometer - SIOS SP120]測量其振幅與頻率。本階段的目的為量測其輸入訊號波與反應的波形與振幅的關係，以了解共振頻率點與待測物運動的狀況。信號產生器[Tektronix AFG 3252]模擬各種不同的振動頻率，並將信號送入穿透式圖像平順圖像裝置的音圈馬達，使其依照所輸入的頻率擺動，而雷射振動儀量測到的反射訊號經傅立葉轉，換成頻譜特性圖後由電腦螢幕輸出，經由觀察雷射振動位移計的頻率響應，透過軟體的圖型輸出，依照其回饋信號圖樣與波形，可以得到待測物的振動量大小，整理所有輸入與回饋振動頻率分佈狀況，就可以從其變化中推知結構共振頻率。

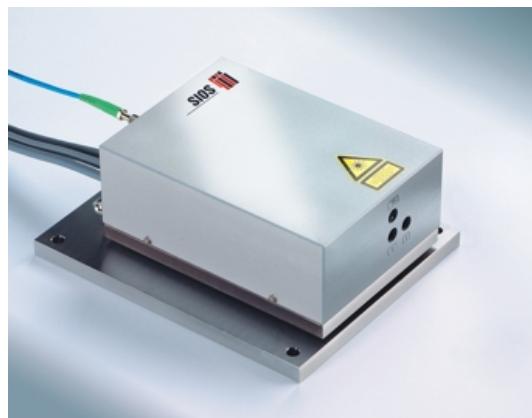


圖 3-50 雷射振動儀



圖 3-51 頻率與波型產生器

## 正常作動回饋信號波形之量測波型

首先，先量測並確定正常運作的平順圖像裝置的作動波型與振幅，以此當成判定特定頻率作用時正常與否的判斷依據。此時回饋信號在時域圖形中的波型應為固定振幅的正弦波，與輸入的信號相同且其振幅與波形會固定；而在頻域圖形中只會看到輸入的頻率所造成的峰值，其餘的頻率不應該有特別的突出狀況，如果有特別的頻率也產生峰值，那就是有共振的現象發生。正常的狀況如圖 3-52 所示。

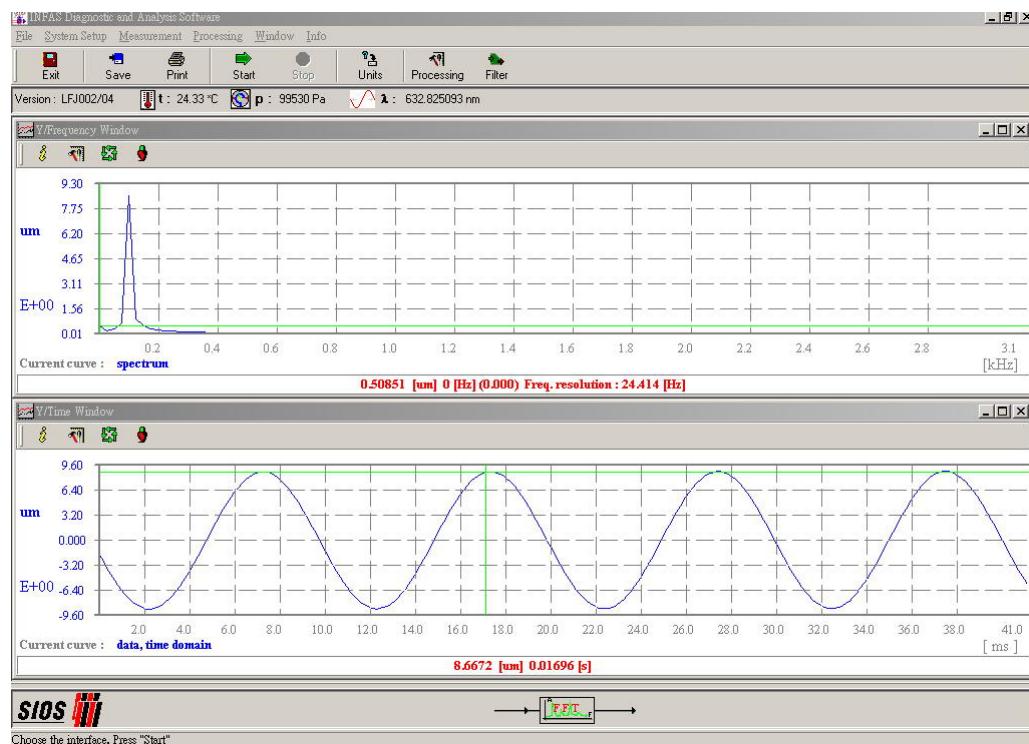


圖 3-52 正常穿透式平順圖像裝置振動頻率在 100Hz 的狀況

## 輸入特定振動頻率共振發生時回饋信號波形之量測波型：

利用信號產生器輸入一連串特定振動頻率，經由音圈馬達產生推力振動，去觀察回饋信號的狀況，結果如圖 3-53 所示。實驗時由低頻往高頻的方向尋找共振點，記錄每一個位移量有劇烈變化，且波形完全被破壞的頻率。蒐尋的過程中發現，頻率大於 350 以上幾乎找不到有共振的現象，這代表著高頻對這個結構沒有太大的影響。

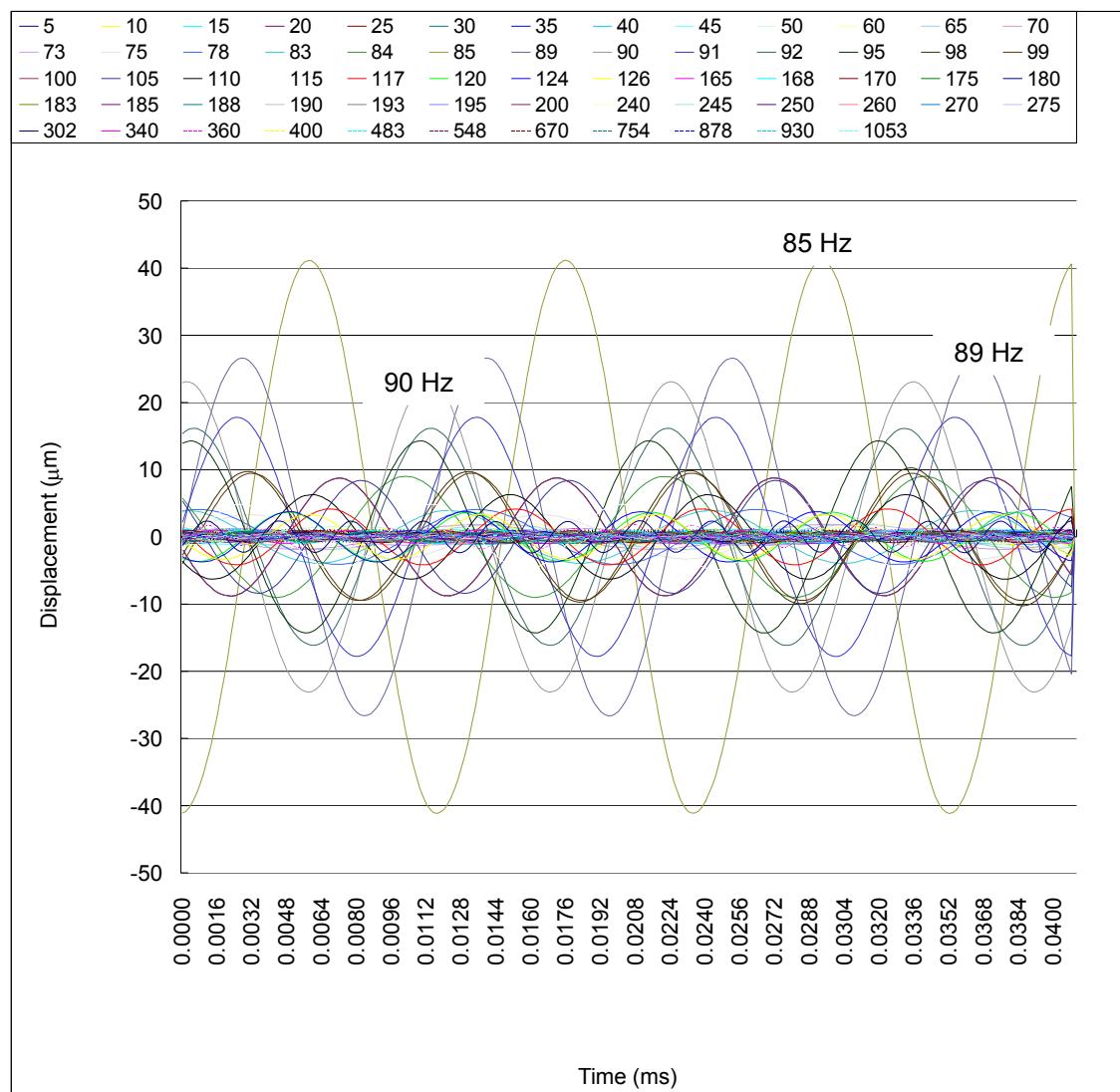


圖 3-53 穿透式平順圖像裝置回饋訊號波形

將圖 3-53 整理為圖 3-54 頻域分析圖，可以很清楚看出來最大的位移量發生在 85Hz。

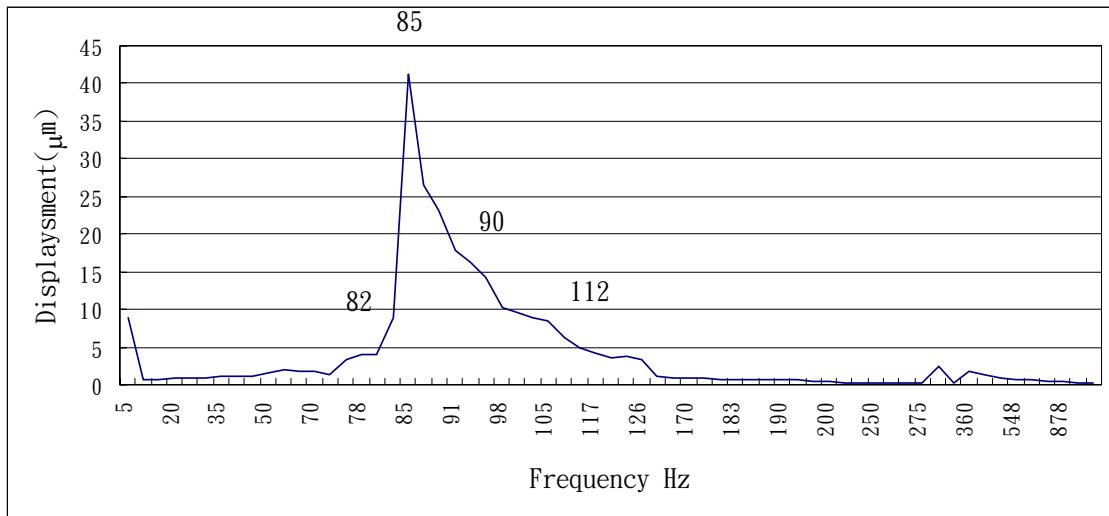


圖 3-54 穿透式平順圖像裝置頻域振動頻譜

實驗結果討論：



- (1). 將特定的頻率透過音圈馬達傳入穿透式平順圖像裝置，可以模擬受到外力激振的狀況，另一方面也可以排除介面結構的影響因子。
- (2). 由 vibrometer 所得到的振動頻譜如圖 3-54 分佈所示，其反應出來的結果，可以最直接說明穿透式平順圖像裝置是否有受到影響，如果位移量短期間突然變大，就不是可接受的設計。
- (3). 穿透式平順圖像裝置在低頻發現較大的位移量現象發生在頻率 82~112Hz 之間其受干擾的頻率帶蠻寬的，且尤其以 85Hz 振動量最劇烈。將此點定為第一個振動頻率觀察。
- (4). 振動狀況會被激發的共振頻寬蠻寬的，代表容易受到誘發振動，此應為彈片式平順圖像裝置的結構特性。
- (5). 在較高頻率(>350Hz)的部份並沒有發現較大位移量的現象，蒐尋的過程中頻率大於 350Hz 以上幾乎找不到有共振的現象，這代表著高頻對這個結構沒有太大的影響。

### 3.5 原型模擬與實驗結論：

本研究的重點是在探討穿透式平順圖像裝置的共振現象改善，在過去的經驗中，如果分析的結構有共振的問題時，在結構自然頻率的第一個共振頻率對於結構振動的貢獻最為顯著，這說明想要排除這種類型的問題時，如果可以提高第一模態的共振頻率到某個限度以上，或者降低其共振頻率也可能成功，但是考量本裝置的共振能量來源為喇叭的震動，在經驗上，同顆喇叭的低頻傳出能量較大，本研究以提高第一模態的方式來達成，使穿透式平順圖像裝置的共振現象可以得到控制或抑制的結果，由模擬與實驗所得到的振動頻率與其模態狀況，可綜整如表 3-4，而其結果可歸納為以下幾點。

- (1). ANSYS Solid element 與 Shell element 模擬結果，呈現第一個振動頻率分別為 73 與 76Hz。而實驗一加速規量到的第一振動頻率由 92Hz 開始，實驗二 vibrometer 量到的第一個振動頻率是從 82Hz 開始發生大的振動狀況，模擬與實驗結果誤差率約為 17%。因為分析模型與實際狀況或多或少都會有差異性，這中間的差距可能與模擬的邊界條件與實驗誤差有關，但所幸其趨勢相同，相關性可參考。
- (2). 由分析模擬與實驗一結果中可以知道除了有低頻的共振的振動問題外，可能在高頻的部份也會有共振的問題。但實際以 vibrometer 量測位移量，則並未出現高頻振動現象，這說明增強下方彈片勁度，來增高結構共振頻率，是一個有效的解決方案。
- (3). 想要做到模擬的模型與實際結構的行為完全相符的狀況，除了模型模擬要盡量按照實際的狀況、正確的邊界條件與完整的材料參數外，對於實驗時量測點的選擇也是相當重要的因素，不佳的量測點會使實驗數據不完整，這點從實驗一可以得到證實。
- (4). 由實驗二的結果來看，82~112Hz 之間其受干擾的頻率範圍蠻大的，所以可能被激發共振的可能行就大增。尤其應用上因為振動源為喇叭振動，在低頻的振動能量大，影響就更劇烈，如果不進行改善設計，發生結構共振而影響效能的現象會很嚴重。

- (5). 雖然從模擬中得到很多高頻的模態(大多是彈片的模態),但是實際上並沒有太大的影響,這說明數值解只能顯示所有可能的共振點,但是會發生與否,和實際結構有關。
- (6). 由模擬結果於實驗結果看來,模態分析的結果有一致性,但是實驗與模擬間仍然存在一些差異性,這些訊號雜訊產生因素可能和量測的手法與實驗的儀器有關。例如加速規本身特性與黏貼位置,衝擊槌敲擊的方法與方向都是要注意的

表 3-4 原型模擬與實驗結果自然頻率分佈與影響

模態/共振點	Se11原型模擬共振頻率	Solid原型模擬共振頻率	實驗一鏡片共振頻率	實驗一基座共振頻率	實驗二共振頻率	共振對圖像平順裝置的影響
1	73.6	76.7	52~92.5	75~110	82~112	高
2	129.0	104.7	198~400	263~373	-	中
3	219.3	225.9	418~593	408~503	-	微
4	1249.3	1231.2	1030~1090	1140~1120	-	微
5	1274.7	1287.1	1390~1460	1560~1590	-	微
6	2132.1	2113.3	-	-	-	微
7	2132.6	2161.2	-	-	-	微
8	2971.2	2914.4	-	-	-	微
9	3365.3	3186.1	-	-	-	微
10	3709.7	3457.8	-	-	-	微

Note :

- (0). 單位:Hz。  
 (1). “-”代表未發現共振現象。

## 第四章

### 最佳化分析

#### 4.1 建立最佳化設計模型

由原型模擬與試驗確認模擬分析模型的匹配性後，將利用改變不同的結構參數，去模擬結構自然頻率與模態狀況，了解各項參數間與自然頻率的相關性，以作為導入最佳化模組的參數選定基礎。

依據前一章所得到的結果與實際設計上的限制需求，訂定最佳化設計，必須同時滿足以下幾個設計條件的要求：

- (1). 第一模態越高越好。
- (2). 鏡片旋轉角度至少要有 0.2 度，即 0.091mm 位移量。
- (3). 使用最少材料的彈片設計。

所以可以將本模型定義為以將第一項設計要求列為目標函數(objective function)，其他兩項列為限制條件(constraints)，至於第二項限制因為模態分析無法求出正確的位移量，所以會在求出最佳化解後，再利用靜力分析模型去確認位移量是否可以符合須求。

而把這個設計問題表示成如下「最佳化設計數學模型」：

$$\text{Max. } f_{\min} (SMT1, SDX1, SDX2, SDX3, SDY1, SDY2, SDY3, R1)$$

$$\text{s.t. } V_{\max} (SMT1, SDX1, SDX2, SDX3, SDY1, SDY2, SDY3, R1) \leq 0.7V_{org}$$

其中  $V_{\max}$  代表狀態函數一體積不可超過原來的 70%， $f_{\min}$  代表目標函數第一共振頻率要越大越好。但是在 ANSYS 中最佳化都是內定要求最小值，所以我們在做最佳化的過程中要稍將目標函數變化一下，例如將頻率目標函數定義為某定數減去第一共振頻率，這樣去求這個額外定義的目標函數之最小化最佳化解就變成可行。至於彈片所有的尺寸設計變數的定義，就如下圖 4-1 所示：

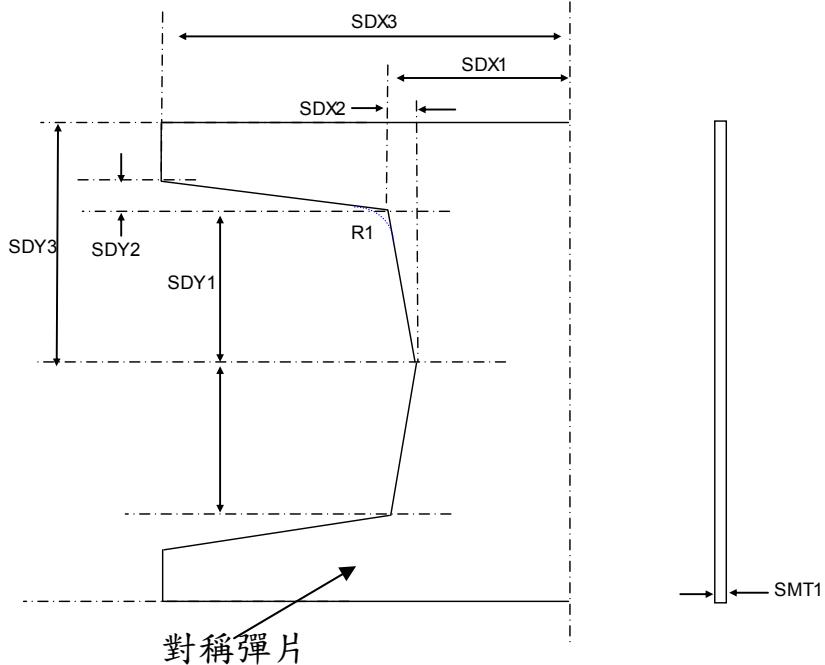


圖 4-1 設計變數定義圖示

彈片所有的尺寸設計變數的數值變化的範圍定義如表 4-1，其範圍的大小依造目前設計、製造與組裝上需求定訂，以現階段分析來說，應該以經是最大可變動的設計範圍。

表 4-1. 設計變數定義表

Design variable	Min. (mm)	Max. (mm)
SDX3	10	17
SDX1	4	5
SDX2	0	0.3
SDY1	14	15
SDY2	0	0.3
SDY3	22	23
SMT1	0.2	0.5
R1	2	5

## 4.2 最佳化模擬結果

### 4.2.1. Shell element 模型建立：

由原型的分析中，知道這個裝置的運動特性，共振現象在前三個模態會對效率有顯著的影響，所以為了簡化模型，加快運算速度，並使最佳化模型可以順利運作，在尺寸最佳化的過程中，將先利用 Shell element 所構成的模型來進行前三個模態的最佳化分析。由這個最佳化的結果，主要可觀察前三個模態的行為是否與原型相符，來確定 Shell element 最佳化模擬的可信度，將這些尺寸的最佳化結果，帶入下個章節的 Solid element 分析。

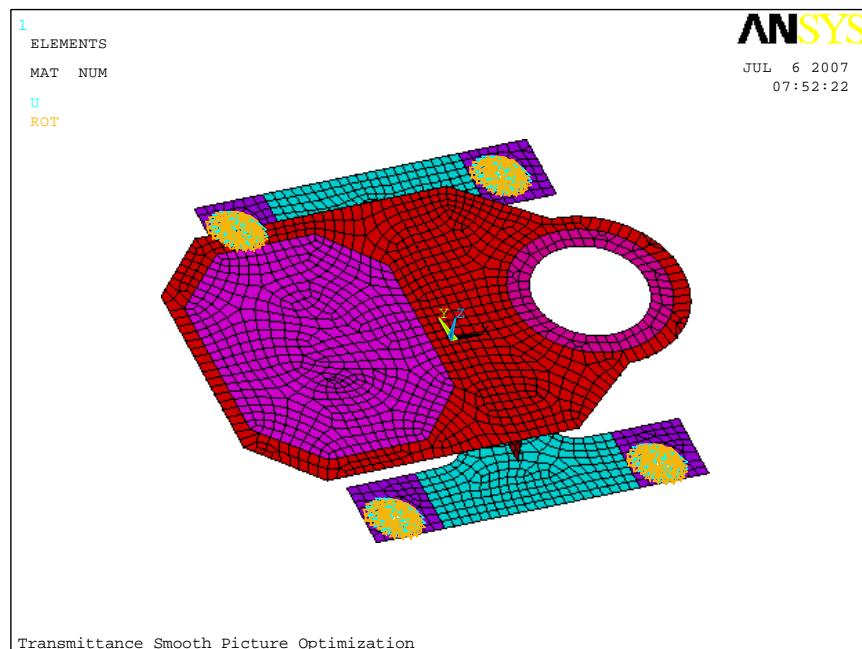


圖 4-2 Shell element 最佳化模型

#### 4.2.2. Shell element 模型模擬結果

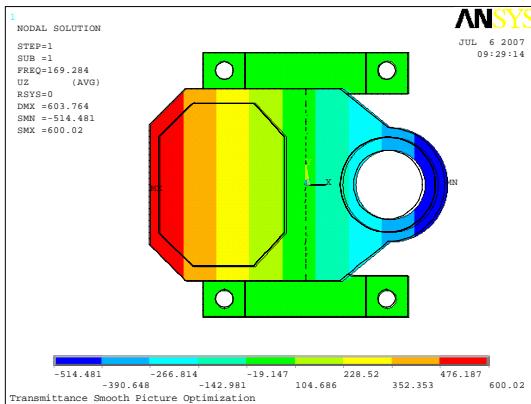


圖 4-3 第 1 模態 220.4 Hz

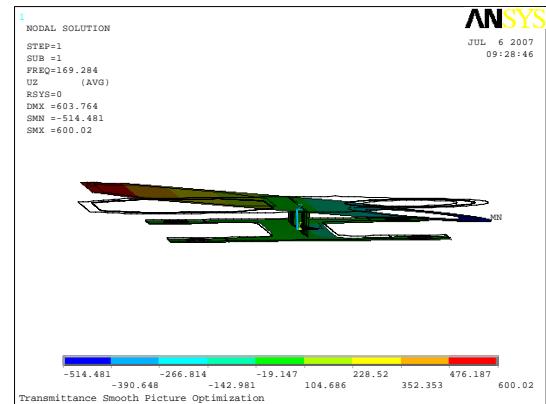


圖 4-4 第 1 模態 220.4 Hz

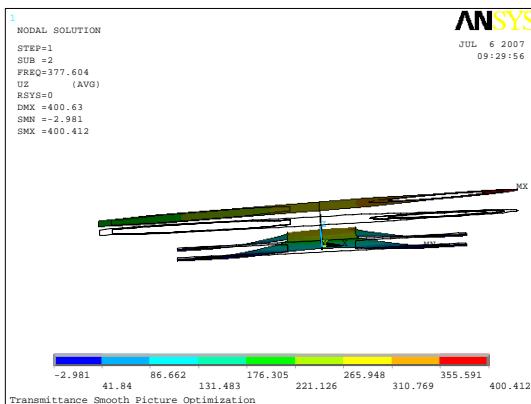


圖 4-5 第 2 模態 421.4 Hz

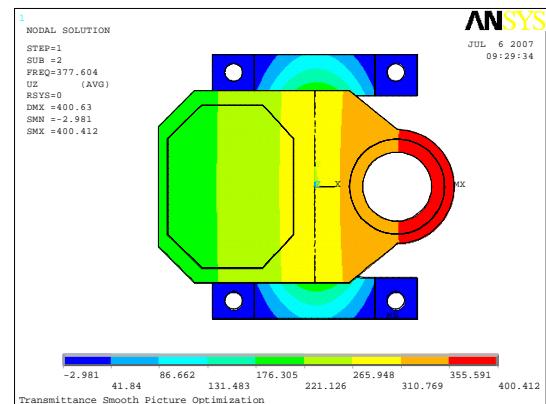


圖 4-6 第 2 模態 421.4 Hz

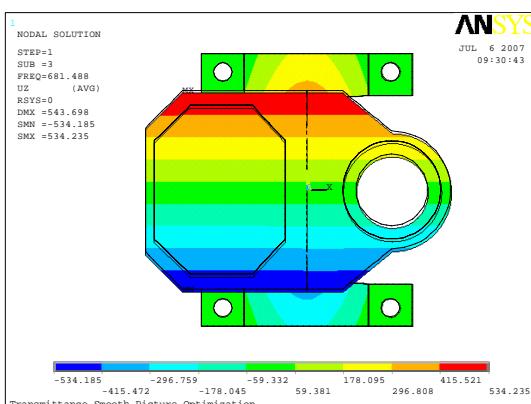


圖 4-7 第 3 模態 643.0 Hz

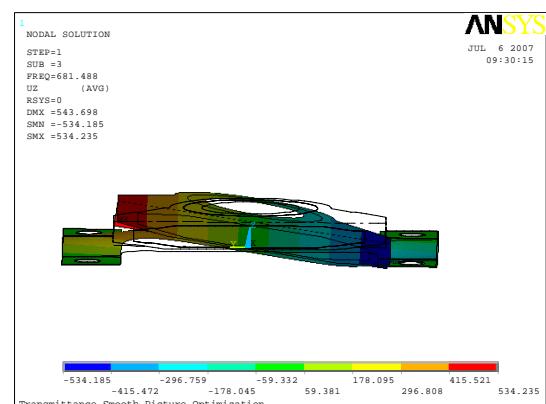


圖 4-8 第 3 模態 643.0 Hz

將 Shell element 最佳化前後共振頻率整理為表 4-2 與圖 4-9，可以清楚看到經過最佳化的設計後，各個模態的頻率都有顯著提升，而我們最關心的第一共振頻率有兩倍的提昇率。

表 4-2. 最佳化前後共振頻率表

模態	原型Shell共振頻率	Shell最佳化共振頻率	提昇率
1	73.6	214.7	191.5%
2	129.0	505.8	291.9%
3	219.3	857.8	291.1%
4	1249.3	3542.4	183.6%
5	1274.7	4312.4	238.3%
6	2132.1	4361.6	104.6%
7	2132.6	4812.7	125.7%
8	2971.2	4984.2	67.8%
9	3365.3	5958.4	77.1%
10	3709.7	7079.4	90.8%

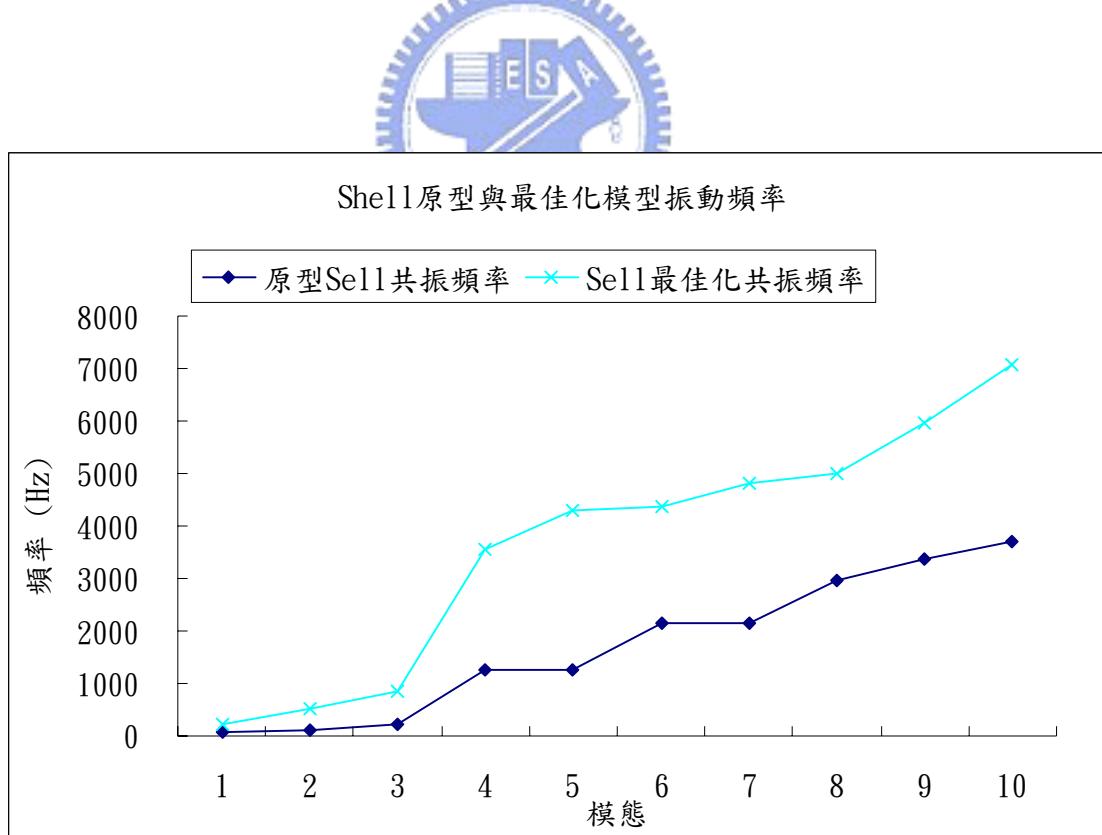


圖 4-9 最佳化前後共振頻率圖

Shell element 最佳化於迭代第 22 次後求出最佳解，其最佳設計變數數值與人工微調後所將代入 Solid element 模型進行最佳化的調整參數如下表 4-3，人工數值微調的原因是要使數值符合製造性。

表 4-3. Shell element 最佳化參數解與微調後的代入 Solid element 模型最佳化  
選擇參數

設計變數	Min. (mm)	微調後參數	註
SDX3	10.015	10	
SDX1	4.0083	4	
SDX2	0.28091	0.28	
SDY1	14.998	15	
SDY2	3.73E-02	0	
SDY3	22.003	22	
SMT1	0.48512	0.4	規格品
R1	2.7698	2.5	

模擬結果討論：

- 
- (1). 彈片厚度與自然頻率增加成正比，增加彈片厚度對提高共振頻率的影響性最高。
  - (2). 彈片腳長與自然頻率增加成反比，所以適當減短彈片長度可以同樣可以提高共振頻率。
  - (3). 彈片 R 角大小會稍微加提升自然頻率，貢獻度不如前述兩項。
  - (4). 其餘的尺寸變數影響性更小。

#### 4.2.3. Solid element 模型模擬結果

由上 Shell element 模擬的結果來看，ANSYS 所選擇的最佳解，似忽並不完全反映出設計者心中最好的解，所以根據所有可能的最佳解集合中，稍微作人為參數調配，將表 4-1 中的尺寸參數代入 Solid element 模型中，計算彈片尺寸最佳化後的自然頻率。

Solid element 最佳化模型模態分析結果：

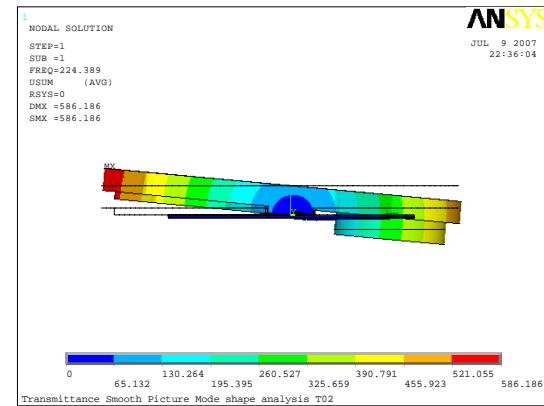
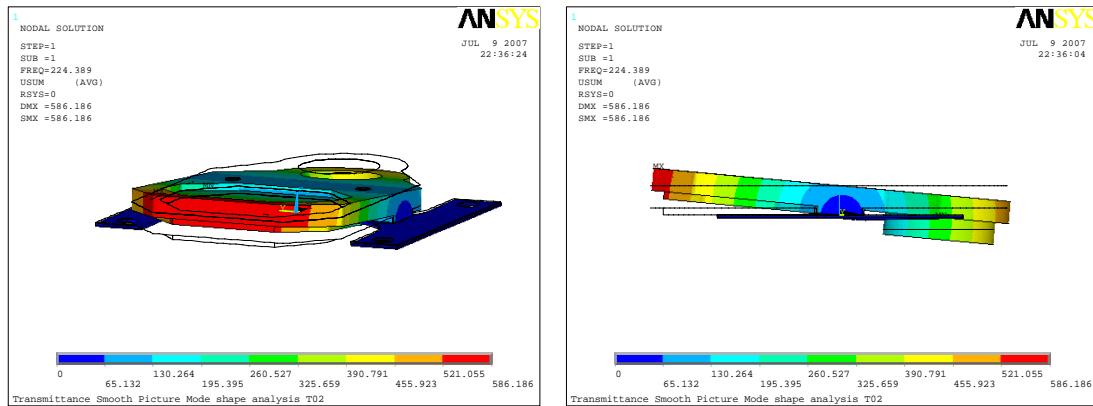


圖 4-10 最佳化第 1 模態 224.4 Hz

圖 4-11 最佳化第 1 模態 224.4 Hz

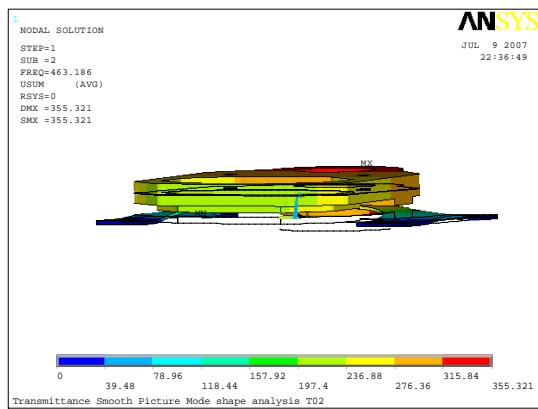


圖 4-12 最佳化第 2 模態 463.2 Hz

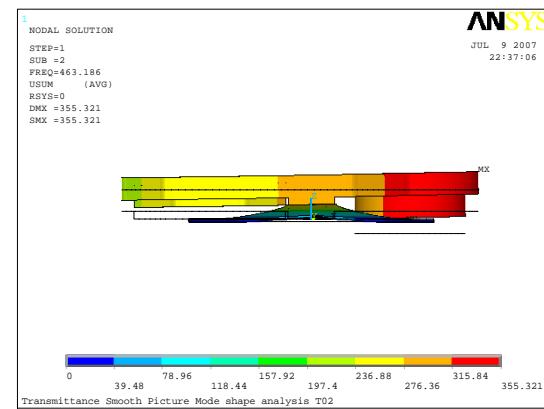


圖 4-13 最佳化第 2 模態 463.2 Hz

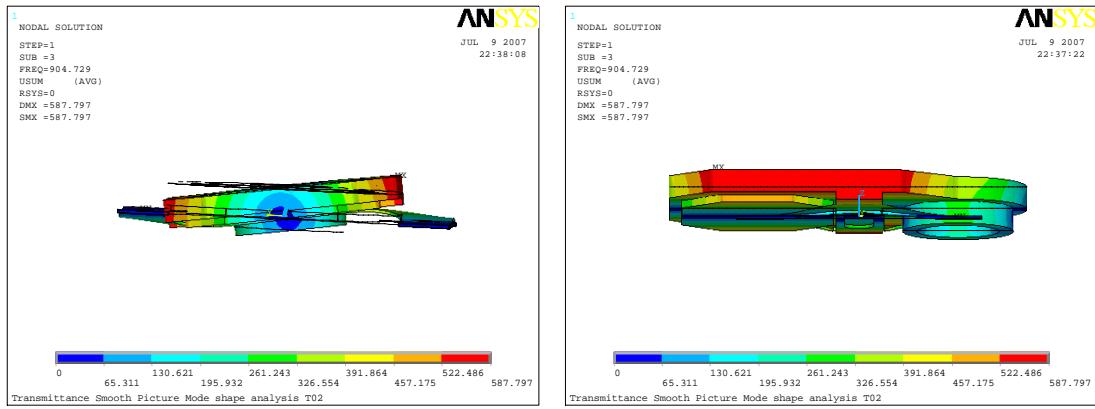


圖 4-14 最佳化第 3 模態 904.7 Hz

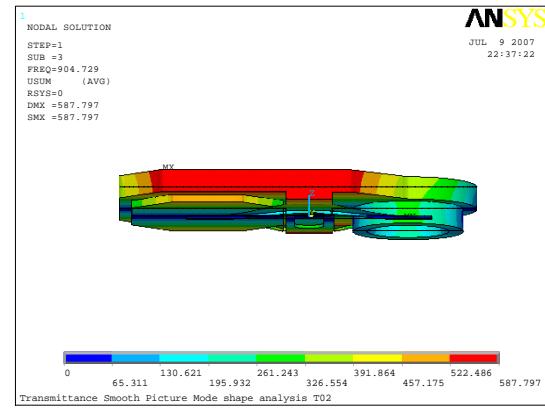


圖 4-15 最佳化第 3 模態 904.7 Hz

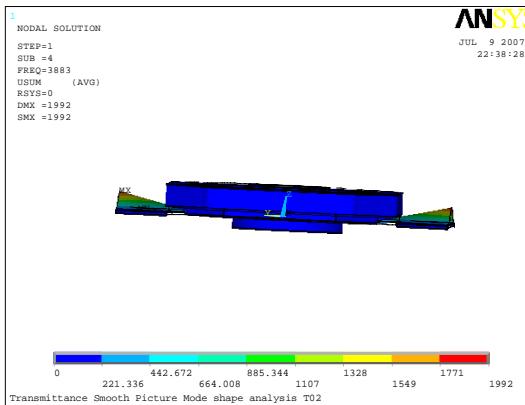


圖 4-16 最佳化第 4 模態 3882.6 Hz

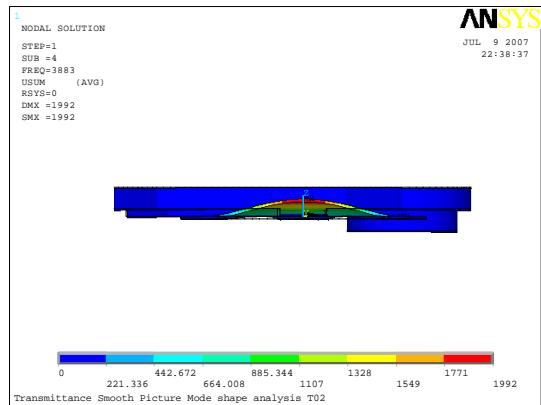


圖 4-17 最佳化第 4 模態 3882.6 Hz

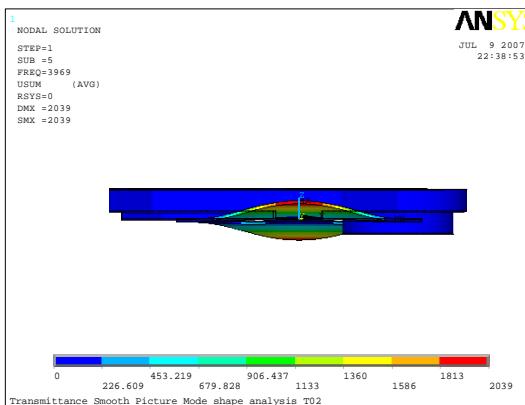


圖 4-18 最佳化第 5 模態 3968.7 Hz

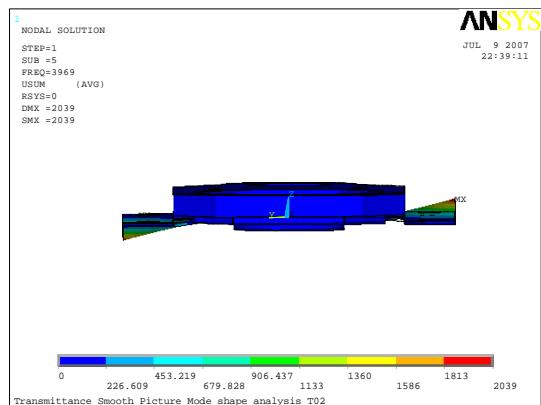


圖 4-19 最佳化第 5 模態 3968.7 Hz

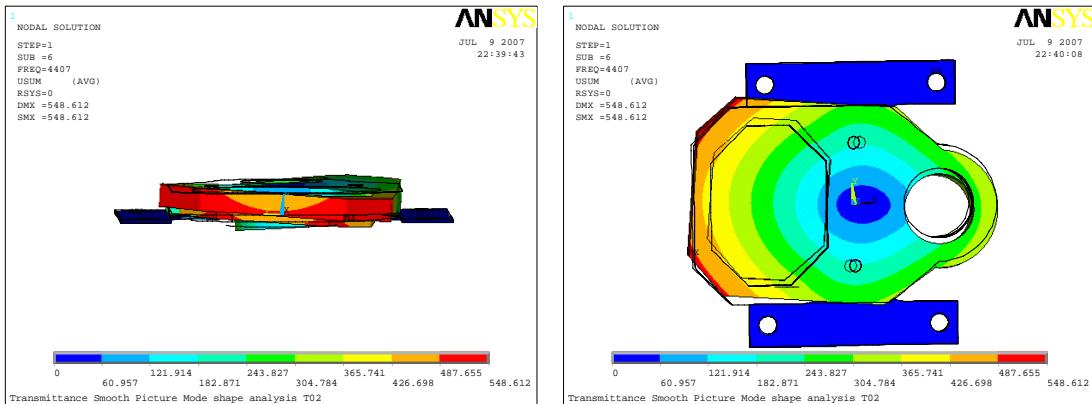


圖 4-20 最佳化第 6 模態 4006.5Hz

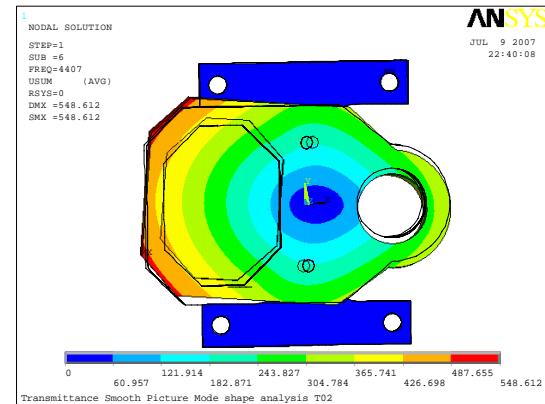


圖 4-21 最佳化第 6 模態 4006.5Hz

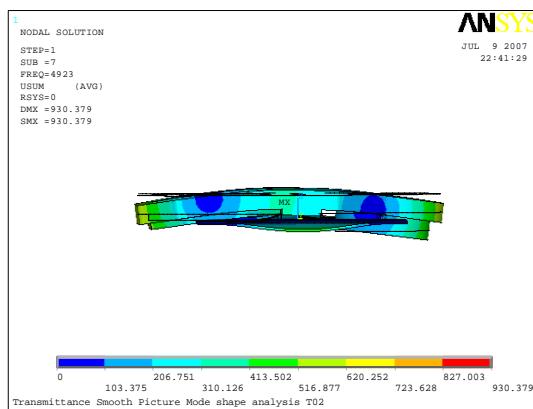


圖 4-22 最佳化第 7 模態 4923.5 Hz

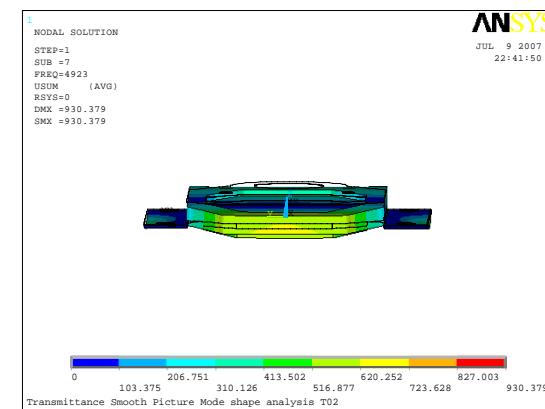


圖 4-23 最佳化第 7 模態 4923.5 Hz

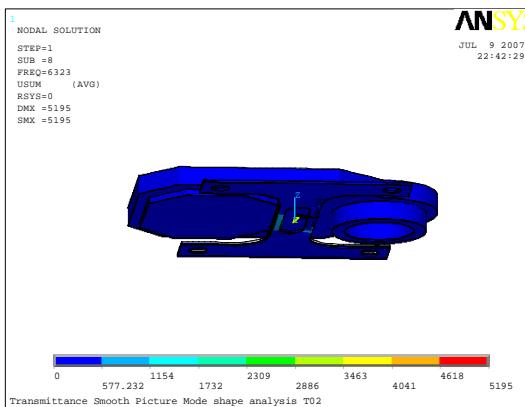


圖 4-24 最佳化第 8 模態 6322.5 Hz

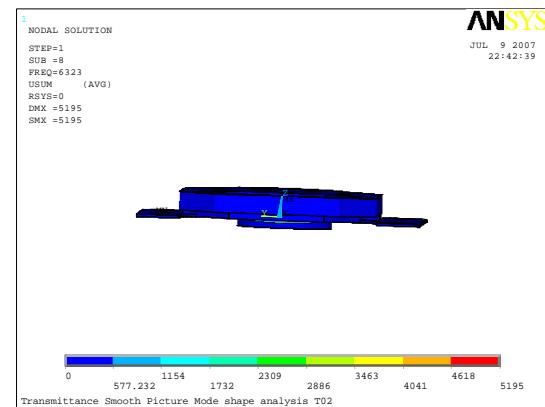


圖 4-25 最佳化第 8 模態 6322.5 Hz

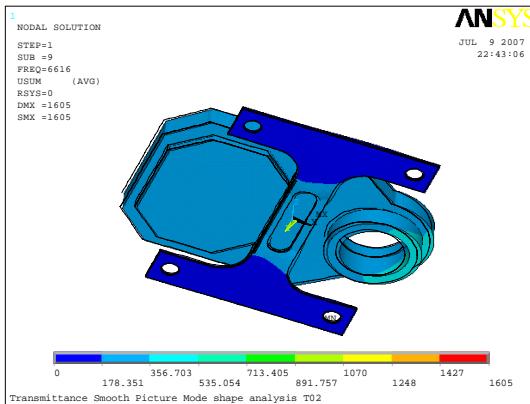


圖 4-26 最佳化第 9 模態 6615.9 Hz

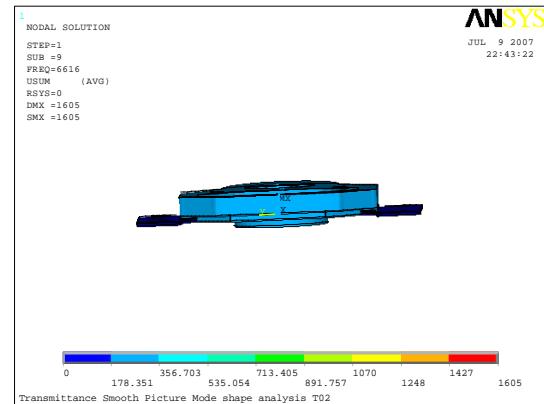


圖 4-27 最佳化第 9 模態 6615.9 Hz

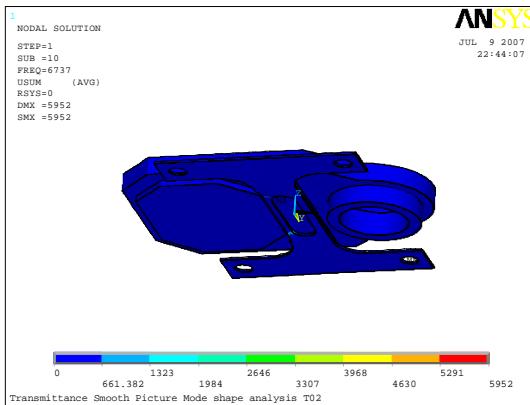


圖 4-28 最佳化第 10 模態 6737.1Hz

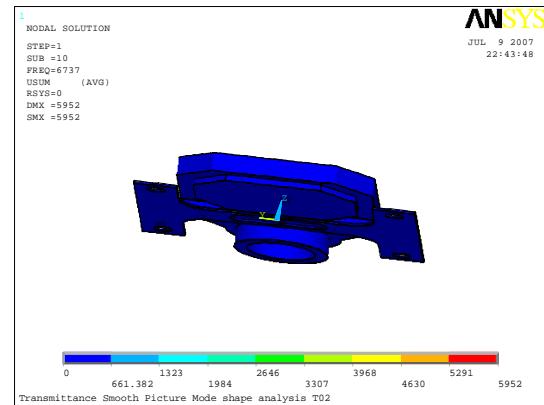


圖 4-29 最佳化第 10 模態 6737.1Hz

首先考慮最佳化設計後，穿透式圖像平順圖像裝置的前幾個自然模態之振形現象與共振頻率。圖 4-10、圖 4-11 為第一自然振動頻率為上方鏡片載座因質心分佈產生的自然擺動的現象，與預期的狀況相符，這個運動行為與此裝置正常運作時的動作相同，對於結構共振的影響性最大。圖 4-12、圖 4-13 則是第二自然振動頻率其運動模式為下方彈片的第一個彎矩模態，其運動行為為鏡片整體上下移動的現象，如果真實系統發生此問題時，所顯現在畫面上的狀況或許不會被人眼察覺，所以此一共振點並不一定須要避免。而圖 4-14 及圖 4-15 是第三自然振動頻率，其運動為 Rx 方向的轉動現象，此一行為是會影響到裝置的效能，必須要去注意避免共振。接下來的第四與五自然振動頻率，由模擬的模態狀況看來為互為彈片振動共阨的模態。第六與七自然振動頻率，為鏡片載座在高頻的變形模態，這個狀況與原型分析時不太相同，相信應該是因為加強了彈片勁度帶來的影響。第八、九與十自然振動頻率，由模擬的模態狀況看來為彈片本身的模態，且發生的現象

都只與下方的彈片有關，且頻率相當高，並不影響上方鏡片載座運動。由此可以知道隨著分析的模態數增加(頻率增高)，共振的現象多與下方彈片有關。這些結果大致上都與原型本身的行為相符，此如同對原型分析的結論，我們對於模態分析的重點就可以擺在前面三個模態的頻率就可以解決大部份的問題。

表 4-4 與圖 4-30 整理出 Solid element 最佳化前後共振頻率的狀況，其各個模態的頻率都有顯著提升，而我們最關心的第一共振頻率有近兩倍的提昇率。

表 4-4. 最佳化前後共振頻率表

原型Solid共振頻率	Solid最佳化共振頻率	提昇率
76.7	224.4	192.6%
104.7	463.2	342.2%
225.9	904.7	300.4%
1231.2	3882.6	215.4%
1287.1	3968.7	208.3%
2113.3	4406.5	108.5%
2161.2	4923.5	127.8%
2914.4	6322.5	116.9%
3186.1	6615.9	107.6%
3457.8	6737.1	94.8%

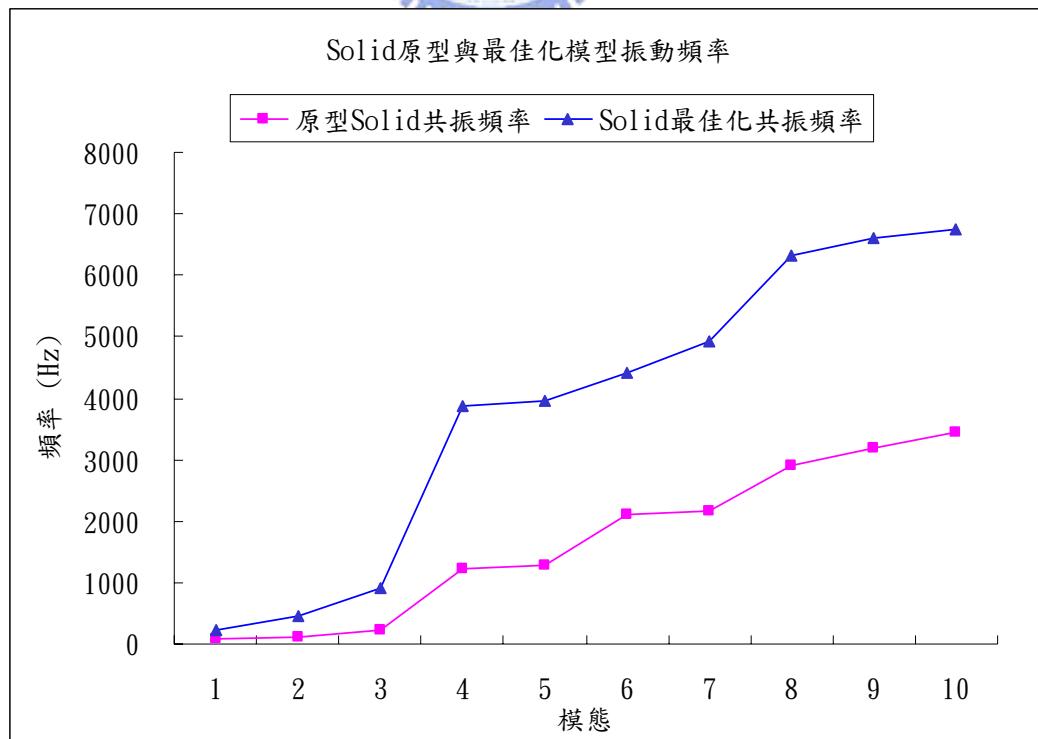


圖 4-30 最佳化前後共振頻率圖

另外，穿透式因為平順圖像裝置作動原理，是要使鏡片可以轉動位移到光學需求的角度，除了以實驗量測外，也可以從模擬模型結果來得到驗證。這一個限制量也必須在最佳化的結構中一起驗證。穿透式平順圖像系統旋轉角度的要求約  $0.20^\circ$ ，即  $0.091\text{mm}$  位移量，且音圈馬達有其推力限制，在這些條件的限制下，目前本研究所得到的最佳化設計結果，就是目前這個架構下的極限設計( $0.99\text{mm}$ )。如果想要再提高彈片勁度去提高共振頻率，就必須要改換其它的推力設計。

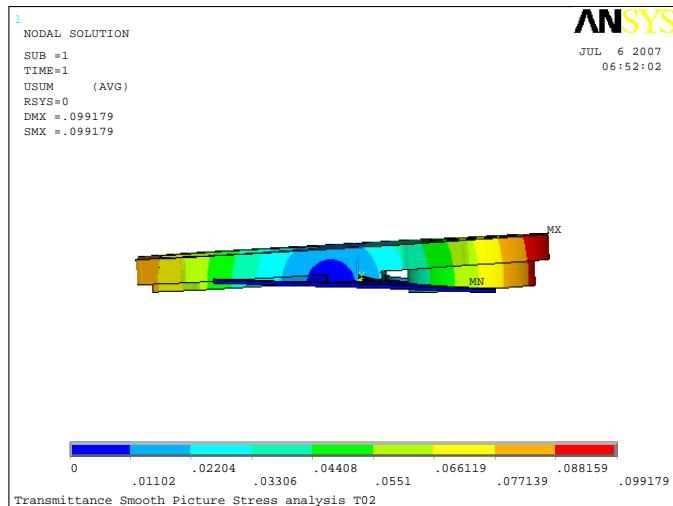


圖 4-31 最佳化後作動位移量

表 4-5 Solid element 共振模態與裝置運動效能的關

模態	最佳化Solid共振頻率	主要的共振行為	共振對圖像平順裝置的影響
1	224.4	鏡片載座Ry軸旋轉	高
2	463.2	鏡片載座與支撐彈片延Dz位移	中
3	904.7	鏡片載座Rx軸旋轉	高
4	3882.6	支撐彈片局部振動，鏡片載座不受影響	輕微
5	3968.7	支撐彈片局部振動，鏡片載座不受影響	輕微
6	4406.5	鏡片載座變型模態	中
7	4923.5	鏡片載座變型模態	中
8	6322.5	支撐彈片局部振動，鏡片載座不受影響	輕微
9	6615.9	支撐彈片局部振動，鏡片載座不受影響	輕微
10	6737.1	支撐彈片局部振動，鏡片載座不受影響	輕微

Note :

- (1). Dx, Dy 與 Dz 代表相對於 x, y 與 z 軸位移
- (2). Rx, Ry 與 Rz 代表相對於 x, y 與 z 軸旋轉

#### 4.2.4. 模擬結論：

1. 第一共振頻率經由最佳化尺寸設計調整後，從 76.7Hz 提升到 224.4Hz，有大幅度的增加，但是未來還是希望能夠再往上提升。
2. 由模擬結果可知彈片厚度與自然頻率增加成正比，且對於增加彈片厚度對提高共振頻率的影響性最高。另外，彈片腳長與自然頻率增加成反比，所以適當減短彈片長度可以同樣可以提高共振頻率。
3. 在其它外型尺寸方面，彈片 R 角增大也會會稍微加提升自然頻率，其它參數變化就不明顯，所以厚度增強勁度是這個裝置設計的重點。
4. 因為第一共振頻率為轉動現象，所以如果只是單方向的改變上方轉動件的重量分布會影響轉動平衡，不建議做這樣的修改。
5. 由表 4-3 可以看出在較低的前三個模態中，共振發生後會對平順圖像裝置有很大的影響，所以如果在不進行大規模的設計修改下，改變下方彈片的結構鋼性，那麼就可以增加其整體結構的抗振能力。
6. 再者從結果看來高頻大多數的模態發生都與彈片有關，只有少部分與鏡片載座有關重新分佈有關，所以提高結構鋼性，進行調整彈片長度或者厚度，應為提高共振頻率簡單且較好的選擇。

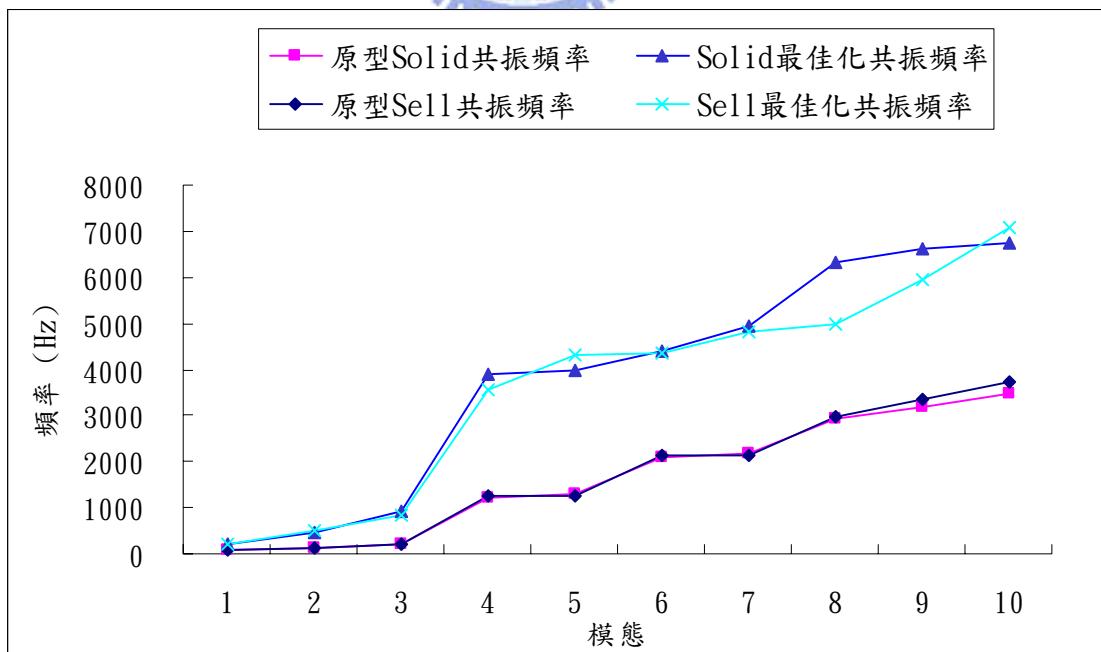


圖 4-32 原型與最佳化模擬振動頻率

## 4.3 最佳化後之實體實驗結果

### 實驗一：利用衝擊槌求取結構自然頻率分布狀況

根據原型實驗的經驗，在這邊的加速規控制點選在整體載座上，避免質量效應影響結果，方便將結果與原型的數據作交叉比對。

同樣先記錄由三軸加速規在鏡片上量測振動頻譜的過程中軟體記錄加速度的畫面，確定實驗過程相同無誤。

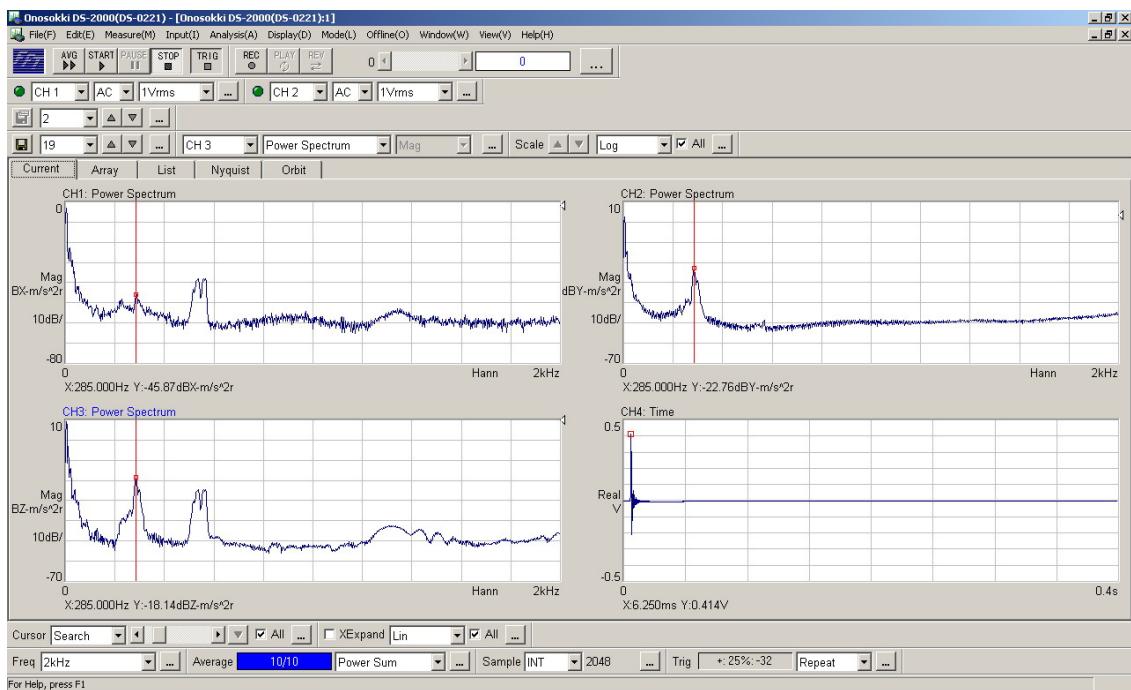


圖 4-33 穿透式圖像平順圖像裝置振動頻譜

為增加了解對於動件—彈片與鏡片載座，定件—基座，在三軸加速規的振動頻譜中的主要角色，特別量測只有定件的頻譜，如圖 4-35；與最佳化後動件加定件於基座的頻譜，如圖 3-34，可明顯區分其差異性：

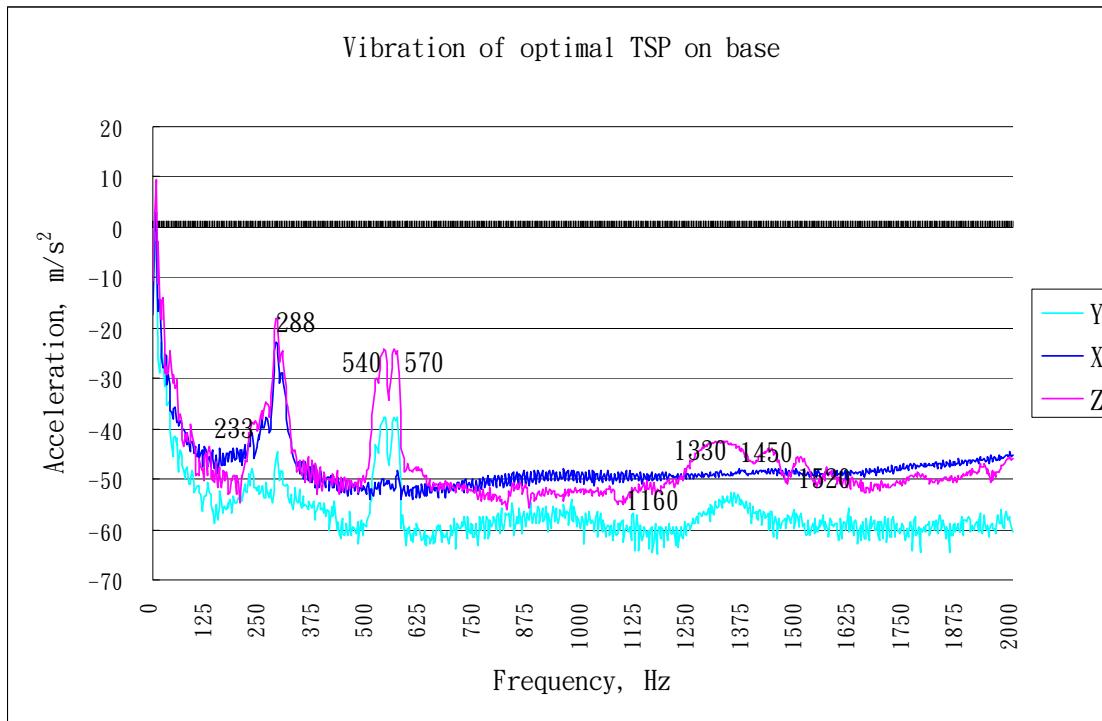


圖 4-34 最佳化圖像平順圖像裝置三軸振動頻譜比較圖(量測點在基座上)

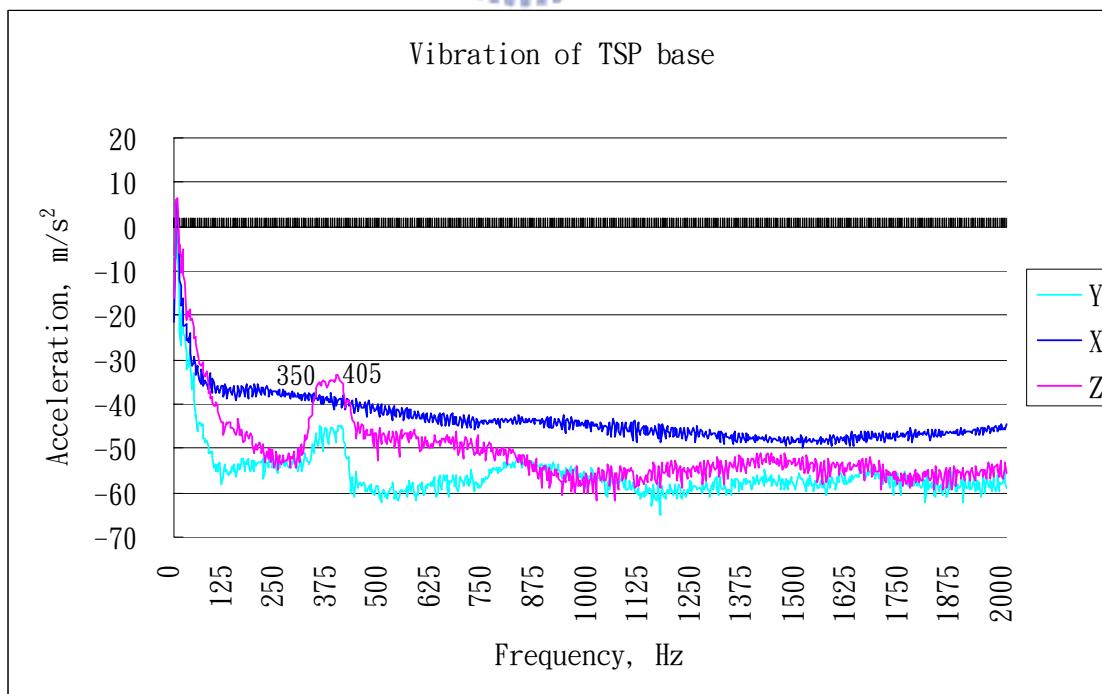


圖 4-35 圖像平順圖像裝置三軸振動頻譜(單純只有基座沒有彈片與載座)

### 實驗結果討論：

- (1). 由圖 4-34 來看，在頻率 233、288、540、570 與 1330Hz…等頻率，可發現有劇烈的加速度變化振動峰值產生，可推斷穿透式平順圖像裝置可能在這些頻率點上會產生共振。對於我們要提高第一共振頻率的目標有顯著提升。
- (2). 仔細比對最佳化前後的頻譜，發現其波型與振動模態完全不同，可知彈片設計確實對整個裝置的效能佔很大的份量。
- (3). 另一方面如果將圖 4-35 加入比對，穿透式平順圖像裝置彈片以上的動作與下方整體基座在振動上是完全不同的，實驗中量測到與關心的振動都是因為上方動作所產生的。

表 4-3 最佳化前後實驗一衝擊槌試驗值的差異

模態	原型量測點整體基座上	最佳化量測點整體基座上	提昇率
1	92.5	288.0	211.4%
2	288.0	540.0	87.5%
3	423.0	570.0	34.8%
4	580.0	1160.0	100.0%
5	853.0	1330.0	55.9%
6	1130.0	1520.0	34.5%

Note :

- (3). 單位:Hz。
- (4). “-”代表未發現共振現象。

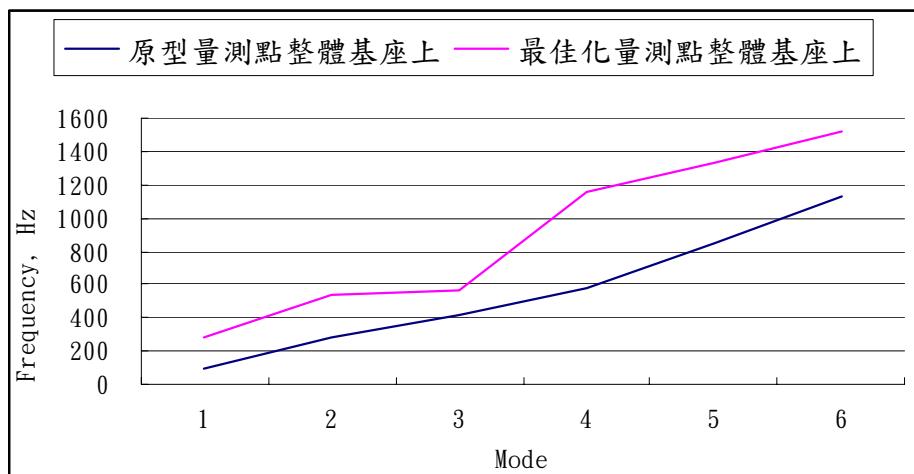


圖 4-36 最佳化量測頻率變化(量測點在基座)

實驗二:利用頻率產生器給穿透式平順圖像裝置外來頻率激振,求取實際應用上的共振現象。

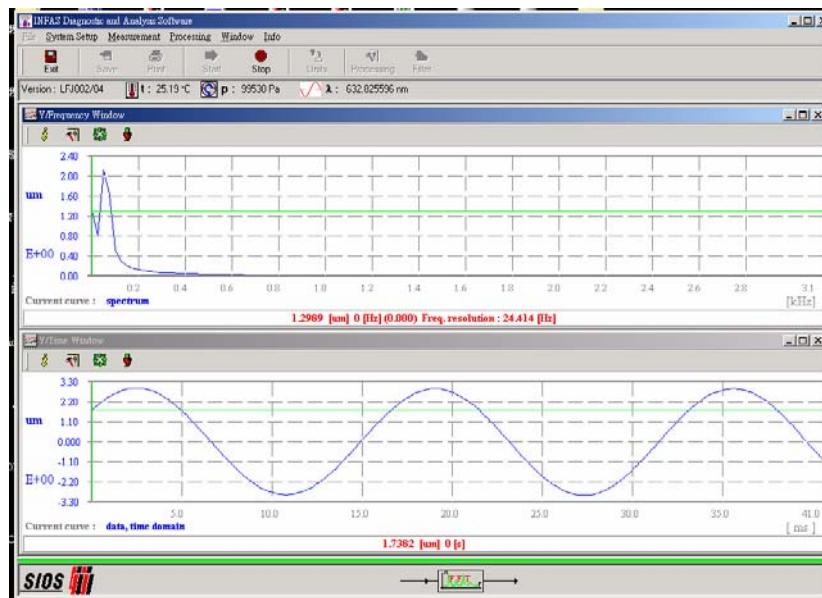


圖 4-37 穿透式平順圖像裝置於 60Hz 回饋訊號波形

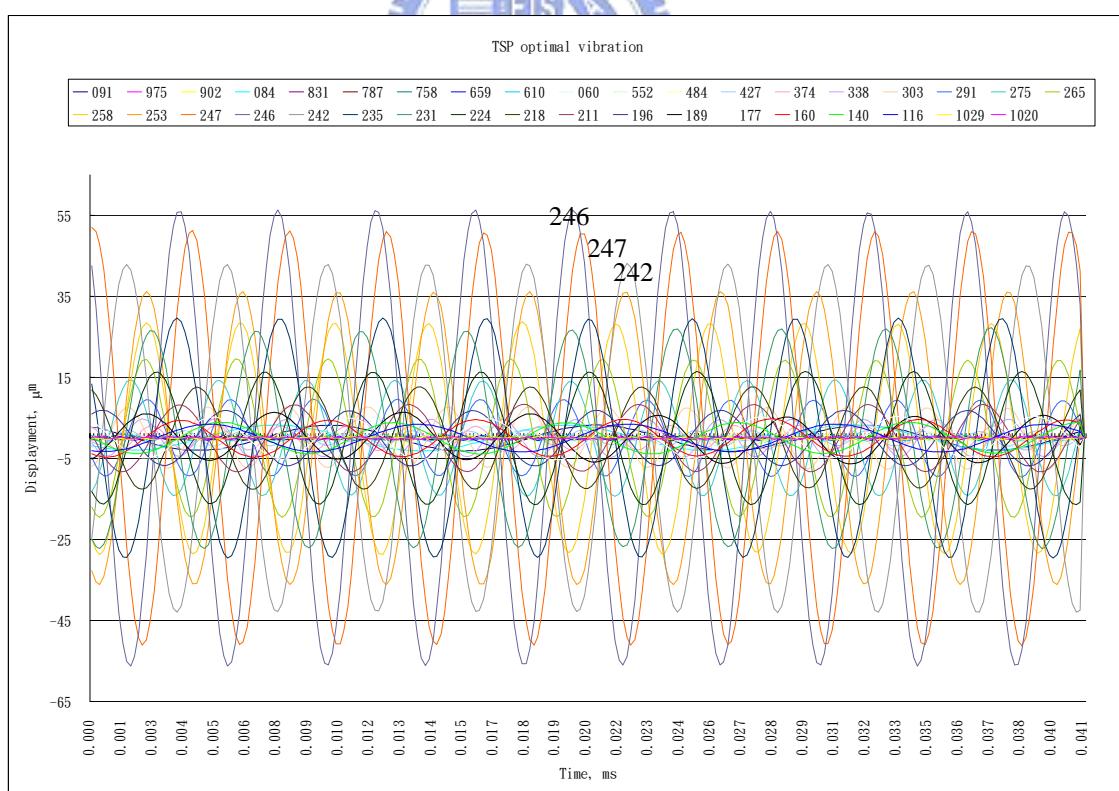


圖 4-38 最佳化穿透式平順圖像裝置振動頻譜

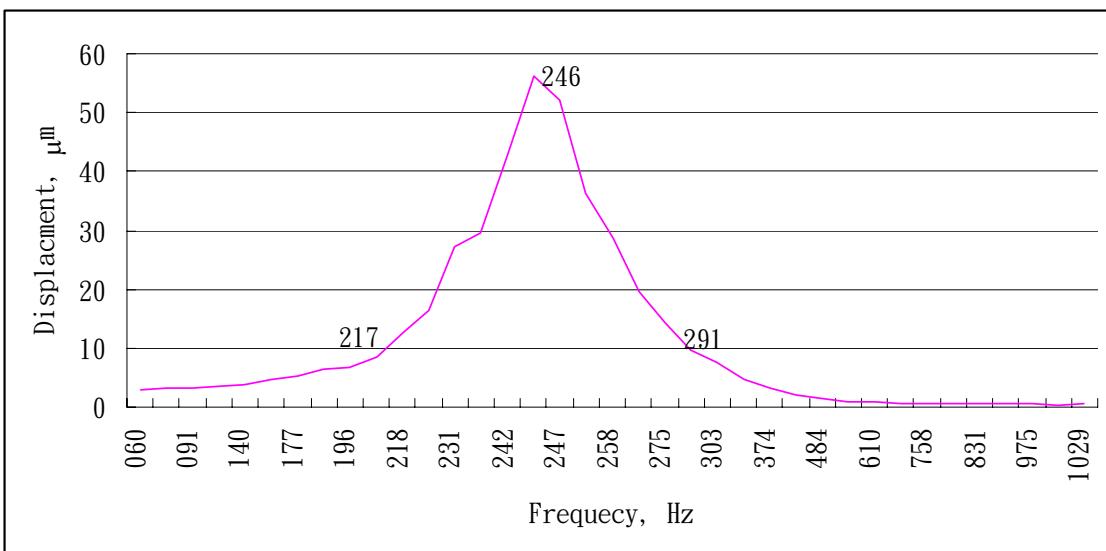


圖 4-39 最佳化穿透式平順圖像裝置頻域振動頻譜

實驗結果說明：

- (1). 由 vibrometer 所得到的振動頻譜如圖 4-39 分佈所示，其反應出來的結果，可以最直接說明穿透式平順圖像裝置是否有受到影響，如果位移量短期間突然變大，就不是可接受的設計。
- (2). 最佳化穿透式平順圖像裝置在低頻發現較大的位移量現象發生在頻率 217~291Hz 之間其受干擾的頻率帶蠻大的，且尤其以 246Hz 振動量最劇烈。
- (3). 在較高頻率(>350Hz)的部份並沒有發現較大位移量的現象，蒐尋的過程中頻率大於 350Hz 以上幾乎找不到有共振的現象，這代表著高頻對這個結構沒有太大的影響。
- (4). 與最佳化前的現象相似，振動狀況會被激發的共振頻寬蠻寬的，代表容易受到誘發振動，此應為彈片式平順圖像裝置的結構特性，在最佳化後依然不變。

## 4.4 模擬與實驗結果比對

- (1). 雖然第一共振頻率可提高近兩倍，由最後模態升高後的結果來看，對於低頻的改善還是有限，其可能被激發共振的頻率帶變寬的，此種設計的特性，在最佳化後依然不變。
- (2). 由模擬的結果可以很明顯看出，對提升共振頻率最有效率的方式是增加彈片厚度，但是在電力系統固定而推力已限定的狀況下，不可能無限制增強彈片的勁度提升共振頻率，所以此種最佳尺寸設計已經是目前設計的最佳化設計。
- (3). 由頻率曲線看來此種結構設計的自然頻率偏低，為較軟的設計，很難將第一模態自然頻率大幅度提高。
- (4). 由於本裝置的作動頻率為 60Hz，所以在工作頻率與倍頻附近的自然頻率應該盡量避免。
- (5). 由模擬結果於實驗結果看來，模態分析與最佳化分析的結果有一致性，但是實驗與模擬間仍然存在一些差異性，這些訊號雜訊產生因素可能和量測的手法與實驗的儀器有關。例如加速規本身特性與黏貼位置，衝擊槌敲擊的方法與方向都是要注意的。
- (6). 穿透式平順圖像裝置彈片以上的動作與下方整體基座在振動上是完全不同的，實驗中量測到與關心的振動都是因為上方動作所產生的，由實驗二可以明確的知道。
- (7). 不管是以接觸式的衝擊槌測試或是非接觸式的 vibrometer 測試，兩者對於第一共振現象量測值的誤差率很小，說明兩種實驗都可將結果呈現出來。

表 4-6 最佳化模擬與實驗間的差異

模態/共振點	Sell原型模擬共振頻率	Solid原型模擬共振頻率	實驗一鏡片共振頻率	實驗一基座共振頻率	實驗二共振頻率	模擬最佳化共振頻率	最佳化實驗一共振頻率	最佳化實驗二共振頻率	共振對圖像平順裝置的影響
1	73.6	76.7	52-92.5	75-110	82-112	224.4	233-318	217-291	高
2	129.0	104.7	198-400	263-373	-	463.2	500-608	-	微
3	219.3	225.9	418-593	408-503	-	904.7	1260-1400	-	微
4	1249.3	1231.2	1030-1090	1140-1120	-	3882.6	-	-	微
5	1274.7	1287.1	1390-1460	1560-1590	-	3968.7	-	-	微
6	2132.1	2113.3	-	-	-	4406.5	-	-	微
7	2132.6	2161.2	-	-	-	4923.5	-	-	微
8	2971.2	2914.4	-	-	-	6322.5	-	-	微
9	3365.3	3186.1	-	-	-	6615.9	-	-	微
10	3709.7	3457.8	-	-	-	6737.1	-	-	微

## 第五章

### 結論與未來展望

#### 5.1 結論

本研究成功的將平順圖像裝置的原型裝置，利用 ANSYS 的參數化模型的建立與模態分析，將此裝置的自然頻率模擬出來，且其成果與實驗模態分析的趨勢十分相近，代表 ANSYS 在正確的參數設定下，可以很精確將待研究物的自然頻率與模態分析出來。另外，本研究也以參數化的模型進行模態最佳化分析，並達成提高第一共振頻的達兩倍以上的結果，其結果與實驗單體的測試數據，共振頻率相當接近。利用 ANSYS 內建的最佳化分析方法，所得到的尺寸參數可有效的提高共振頻率，且其結果與實體的效果相近。針對本題目的研究過程中所獲得的一些結論綜整如下：

原型模擬結果：



1. 由原型 shell element 與 solid element 模擬結果可以看出在較低的前三個模態中，共振發生後會對平順圖像裝置有很大的影響。所以如果在不進行大規模的設計修改下，提高下方彈片的結構抗扭轉的鋼性，那麼就可以增加其整體結構的抗振能力，而本研究希望提高第一振動頻率的目標就是可行的。
2. 經由不同 ANSYS 元素模擬的結果來看，其模態與共振頻率的趨勢是一致的，shell element 會產生較多平板元素厚度方向較弱的模態，相較下 solid element 元素結果較為合理。
3. 再者從結果看來大多數的模態發生都與彈片有關，只有少部分與鏡片載座重新分佈有關，所以提高結構鋼性，進行調整彈片長度、厚度與外型，應為提高共振頻率簡單且較好的選擇。

原型實驗數據結果：

1. 加速規的重量會加到會運動的鏡片上後，量到的共振頻率，會比將加

速規移至整體載座上低，這說明質量效應對量測結果有稍許影響，以本例來說最大為 17.2%。但是鏡片上所需注意的頻率都可在基座量測觀察到，所以往後的量測點都會選擇在基座上。

2. 要避免加速規的質量效應，除了使用適當的加速規外，貼黏的位置必須是在結構對於質量效應較為不敏感的區域，但是也要多試幾個地方避免貼在不適當的區域。貼黏加速規與衝擊槌的正確使用，對於獲得品質較好的回饋信號有絕對的幫助，須要多加練習。
3. 對於加速規本身的動態行為，如果時間允許，應該要能夠多做一些針對加速規的比對性實驗，讓數據更加有說服力。
4. 由 vibrometer 所得到的振動頻譜，其反應出來為位移的結果，可以直接說明穿透式平順圖像裝置是否有受到影響，如果位移量短期間突然變大，就不是可接受的設計。
5. 原型穿透式平順圖像裝置在低頻發現較大的位移量現象發生在頻率 82~112Hz 之間其受干擾的頻率帶蠻大的，且尤其以 85Hz 振動量最劇烈。將此點定為第一個振動頻率觀察。
6. 振動狀況會被激發的共振頻寬蠻寬的，代表容易受到誘發振動且持續受干擾的可能性較高，此應為彈片式平順圖像裝置的結構特性。
7. 在較高頻率(>350Hz)的部份並沒有發現較大位移量的現象，蒐尋的過程中頻率大於 350 以上幾乎不影響，這代表此種設計較不受高頻振動影響。

#### 綜合原型模擬與實驗數據結論：

1. 模擬結果呈現第一個振動頻率為 76Hz，而實驗一加速規量到的第一振動頻率的為 92Hz，實驗二 vibrometer 量到的第一個振動頻率是從 82Hz 開始發生大的振動狀況，模擬與實驗結果誤差率約為 17%，因為分析模型

與實際狀況在研究上很難完全相同，且不同的量測儀器與方法也會有差異性，但是由於其共振的趨勢相同，此最佳化分析模型的可信度，仍然可以提供設計者做為改善的參考。

2. 想要作到模擬的模型與實際結構的行為完全相符的狀況，除了模型模擬要盡量按照實際的狀況、正確的邊界條件與完整的材料材料參數外，對於實驗時量測點的選擇也是相當重要的因素，不佳的量測點會使實驗數據不完整。
3. 由模擬與實驗一結果中可以知道除了有低頻的供振的振動問題外，可能在高頻的部份也會有同樣的問題。但實際以 vibrometer 量測位移量，則並未出現高頻振動現象，這說明增強下方彈片勁度，來增高結構共振頻率，是一個有效的解決方案。
4. 由實驗二的結果來看，82~112Hz 之間其受干擾的頻率範圍蠻大的，所以可能被激發共振的可能行就大增。尤其應用上因為振動源為喇叭振動，在低頻的振動能量大，影響就更劇烈，將第一自然頻率推高避免共振影響，並改善設計有其必要性。
5. 雖然從模擬中得到很多高頻的模態(大多是彈片的模態)，但是實際上量測得到的結果並沒有太大的影響，這說明實際工件行為與模擬間可能有一定的差異性，而數值解是將所有可能的模態都列出來，但是因為環境條件不同，只產生某幾個有影響性的模態。
6. 由模擬結果於實驗結果看來，模態分析的結果有一致性，但是實驗與模擬間仍然存在一些差異性，這些訊號雜訊產生因素可能和量測的手法與實驗的儀器有關。例如加速規本身動態特性與黏貼位置，衝擊槌敲擊的方法與方向都是要注意的。

## 綜合最佳化模擬與實驗數據結論：

1. 對於支撐彈片進行最佳化尺寸的結果，增加彈片厚度對於增高結構共振頻率的貢獻最為顯著，其第一自然頻率可以提昇 2 倍，對於穿透式平順圖像裝置的抗振能力提升很多。
2. 雖然第一共振頻率有相當程度提高，由最後模態升高後的結果來看，對於低頻的改善還是有限，其可能被激發共振的頻率帶變寬的，這個特性為此種設計的特點，最佳化後這個特性不變，未來可以真對此點再做分析與優化。
3. 由頻率曲線看來此種結構設計的自然頻率偏低，為較軟的設計，很難將第一模態自然頻率大幅度提高，所以要達成更高的第一自然頻率可能須要更大幅變更設計。
4. 由模擬的結果可以看出，對提升共振頻率最有效率的方式是增加彈片厚度，但是在電力系統固定而推力已限定的狀況下，不可能無限制增強彈片的勁度提升共振頻率，所以此種最佳尺寸設計已經是目前設計的最佳化設計。
5. 因為數值模擬可以算出無限多的解，但是實際上的結構不可能會有這樣的狀況，所以最準確的結果還是要仰賴儀器的量測做基準。
6. 由模擬結果於實驗結果看來，模態分析與最佳化分析的結果有一致性，但是實驗與模擬間仍然存在一些差異性，這些訊號雜訊產生因素可能和量測的手法與實驗的儀器有關。例如加速規本身特性與黏貼位置，衝擊槌敲擊的方法與方向都是要注意的。
7. 不管是以接觸式的衝擊槌測試或是非接觸式的 vibrometer 測試，兩者對於第一共振現象量測值的誤差率很小，說明兩種實驗都可將結果呈現出來。而其中又以非接觸式的試驗最為方便，它可以直接利用音圈馬達模擬外界的振動源，不管是實驗上或者是將來生產的問題確認功能上，都是很好的量測方式。

8. 基本上，穿透式平順圖像裝置彈片以上的動作與下方整體基座在振動上是完全不同的，實驗中量測到與關心的振動都是因為上方動作所產生的。由實驗二中這兩者的差異性很容易分辨出，這也使得改善設計的範圍縮小了很多。

## 5.2 未來展望

此次研究最佳化的重點擺在對彈片尺寸的最佳化，對整體尺寸的質量最佳化著墨較少。依照在模擬的過程中的經驗，適度的減少上方轉動作質量的大小與分佈對於提高共振頻率也有一定的效果，只是其效果沒有改變結構勁度來的高，這點由公式推導的過程中，很明確的可以知道，但是往後還是希望可以繼續往這方面著手最佳化。



因為目前穿透式平順圖像裝置的主要架構已經固定，且在電子控制與能量消耗、音圈馬達的磁力大小與噪音規範的限制下，無法再做大幅度的設計變更去提高共振頻率，這是在本研究最佳化過程中，遇到較為可惜的地方，希望往後的設計這部份可以加強。

所謂最佳化設計的概念，其實應該早就已經自然存在每個設計者的思維中，也許並未成為設計者對設計問題思考模式的主軸，但是如果在設計之初可以加以思考，必定可以使設計更加完善，借由本研究的整個過程所獲得的經驗，筆者更加肯定最佳化設計的重要性。

## 參考文獻：

- [1] 德州儀器亞洲區 DLP 事業部門，「DLP™技術概要」，元件科技雜誌，2003 年 9 月號。
- [2] Sanju Khatri，「Projection Displays Market Tracker」，pp. 1~3, iSuppli，2007.
- [3] 魚明杰，「DLP 投影技術的分析與展望」，pp. 1~3，中達電子視訊研發中心，2005。
- [4] Mary Carol, “TI-Smooth Picture Development”，Taiwan Suppliers, 2005。
- [5] Texas Instrument, “SmoothPicture™ General Design Guide”，pp. 1~13, Texas Instrument, 2004
- [6] 王栢村編著，振動學，pp. 2-1~2-25. 全華科技圖書股份有限公司，2002。
- [7] Leonard Meirovitch, “Analysis Methods In Vibrations”，pp. 1~10, The Macmillan Company, 1967.
- [8] Brian J. Schwarz & Mark H. Richardson, EXPERIMENTAL MODAL ANALYSIS, CSI Reliability Week, Orlando, FL, October, 1999.
- [9] ANSYS Help, “APDL Programmer’s Guide”，Ch., SAS IP, Inc.
- [10] ANSYS Help, “Basic Analysis Procedures Guide”，SAS IP, Inc.
- [11] 范成瑋著，「拓樸最佳化法於動態結構設計之應用」，2003
- [12] O.C. Zienkiewicz, The Finite Element Method, 3<sup>rd</sup>, ed., McGraw-Hill, London, 1979
- [13] 徐業良著，「元智大學機械所最佳化設計課程教材」，2005。
- [14] Martin Philip Bendsoe and Noboru Kikuchi, Generating optimal topologies in structural design using a homogenization method, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, pp. 197 – 220, November 1988,
- [15] ANSYS Help, “Advanced Analysis Techniques Guide”，SAS IP, Inc.
- [16] ANSYS Help, “ANSYS, Inc. Theory Reference”，SAS IP, Inc.