

國立交通大學

機械工程學系

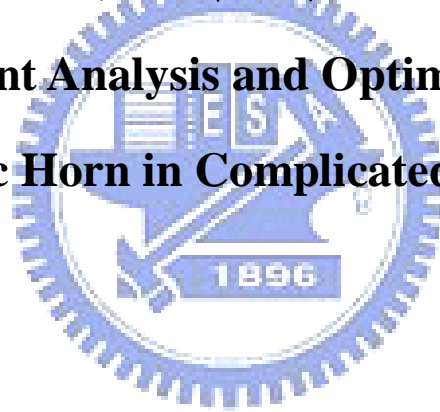
碩士論文

複雜外型超音波放大器之

有限元素分析與最佳化設計

**Finite Element Analysis and Optimum Design on**

**Ultrasonic Horn in Complicated Geometry**



研究生：陳聖平

指導教授：洪景華 教授

中華民國 九十八 年 六 月

複雜外型超音波放大器之有限元素分析與最佳化設計

Finite Element Analysis and Optimum Design on Ultrasonic Horn in  
Complicated Geometry

研究生：陳聖平

Student : Sheng-Ping Chen

指導教授：洪景華

Advisor : Chinghua Hung

國立交通大學

機械工程學系

碩士論文



Submitted to Department of Mechanical Engineering

College of Engineering

National Chiao Tung University

in partial Fulfillment of the Requirements

for the Degree of

Master

in

Mechanical Engineering

Jun. 2009

Hsinchu, Taiwan, Republic of China

中華民國九十八年六月

# 複雜外型超音波放大器之有限元素分析與最佳化設計

研究生：陳聖平

指導教授：洪景華 教授

## 國立交通大學機械工程學系

### 摘要

目前業界對於超音波振幅放大器的設計製作方法，均憑藉理論近似解與經驗公式進行初步的設計製作，再利用模擬分析試誤法，憑藉以反覆模擬結果修改之模型進行模擬分析，以求得最佳設計參數，實際上相當沒效率。

本研究結合電腦輔助設計、有限元素分析與最佳化設計，進行系統整合技術的開發，提供一精準、快速、且自動化的振幅放大器設計系統。研究中針對兩不同類型的振幅放大器進行外型之最佳化設計，以改善其輸出振幅分佈不均勻之問題，並就振幅放大器最佳化設計之數據進行原型製造與振幅量測實驗，驗證有限元素分析模擬的準確性。實驗結果證明，有限元素分析與實驗值接近；研究中所建立的最佳化設計系統，能夠改善振幅放大器振幅分佈不均勻的問題，且有效提升了放大器設計及開發的效率。

關鍵字：超音波振幅放大器、振幅均勻度、有限元素分析、最佳化設計

# **Finite Element Analysis and Optimum Design on Ultrasonic Horn in Complicated Geometry**

Student : Sheng-Ping Chen

Advisor : Dr. Chinghua Hung

Department of Mechanical Engineering

National Chiao Tung University

## **ABSTRACT**

Presently in the industry, the design process of the ultrasonic horn is based on approximate theoretical solutions and empirical formulas to obtain rough design, and then finite element analysis was conducted to refine the design. This numerical design was then modified through iterative trial-and-error experiments. The whole process is time consuming in getting final optimum parameters.

This research combines the computer-aided design, the finite element analysis and the optimum design to provide a high-speed, accurate and automatic system for the horn design. This research carries out the optimum design on two different type of ultrasonic horn, in order to improve the uniformity of the amplitude output. Also use the optimized parameters to produce prototype horns and measure theirs amplitude experimentally to verify the accuracy of the simulations. The results showed that the FEA models are closed to the experimental data, and the optimum design system in this research improved the uniformity of the amplitude output of the horn. Also, the integrated system indeed increased the efficiency in designing the horns.

**Keywords:** ultrasonic horn, amplitude uniformity, FEA, optimum design

## 誌謝

終於，在今年的六月，完成了碩士班兩年的學業，結束了在交大六年的求學。在這段時間內，承蒙了許多人的幫助與照顧，第一個要感謝的是我的指導教授洪景華老師，不論是在學業及研究方面給予學生指導，也不吝在生活及待人處世方面經驗分享，讓學生在多方面都能學習成長受用。感謝老師不辭辛勞的諄諄教誨。

另外，要特別感謝實驗室的大學長洪榮崇學長，有幸能在學長的產學合作計劃下學習，並將內容變成了我的論文，這段時間的經驗教導，讓我在研究時可以更快的上手，並順利完成。此外，京華超音波股份有限公司的魏永昌經理、傅兆一先生及林恭原先生，在研究的過程給建議及分享經驗，並在實驗給予許多協助，使學生能順利完成實驗。也感謝口試委員：陳復國教授、陳申岳總經理及徐瑞坤教授，在論文內容上的提醒與建議，讓論文呈現更完美。

感謝實驗室的每一個成員：宇中、政成、正展、煌基、麒禎、銘傑、彥彬、黃詠、志嘉、世璿、運賢、俊羿等多為學長，一起打拼的好同學：時恆、建榮及麒翔，與學弟們：正一、忠諭、立釗、筱偉及宗鏗。在實驗室的日子，謝謝有你們和我一同吃喝玩樂、運動健身、努力學業，讓我這兩年多，過的更多采多姿。

最後感謝我的父母、哥哥、家人、女朋友及教會的長輩及朋友們，謝謝你們一路以來的陪伴、鼓勵、經驗傳授與禱告，讓我能順利完成學業。其實要感謝的人真的太多了，無法一一列出，要感謝就感謝上帝吧！

# 目錄

摘要 .....	i
ABSTRACT .....	ii
誌謝 .....	iii
目錄 .....	iv
表目錄 .....	vi
圖目錄 .....	vii
第一章 緒論 .....	1
1.1 原理簡介 .....	1
1.1.1 超音波 .....	1
1.1.2 超音波振動加工 .....	1
1.1.3 超音波振幅放大器 .....	2
1.1.4 現況 .....	3
1.2 文獻回顧 .....	4
1.3 研究動機與目標 .....	9
1.4 研究方法與步驟 .....	10
1.5 論文章節介紹 .....	14
第二章 模型建立與有限元素分析 .....	15
2.1 使用軟體介紹—CATIA .....	15
2.2 有限元素分析系統 .....	16
2.3 超音波振幅放大器模型建立 .....	17
2.4 網格系統 .....	18
2.5 自然頻率之有限元素分析 .....	22
第三章 最佳化設計 .....	25
3.1 最佳化設計概述 .....	25
3.2 最佳化數學模式 .....	26
3.3 模擬退火法簡介 .....	27
3.4 15K振幅放大器之最佳化設計 .....	30

3.5	35K振幅放大器之最佳化設計 .....	35
第四章	實驗驗證 .....	43
4.1	實驗量測設備 .....	43
4.1.1	共振系統 .....	43
4.1.2	振幅量測儀器 .....	45
4.2	15K振幅放大器實驗驗證 .....	48
4.2.1	15K-Original實驗驗證 .....	48
4.2.2	15K-Optimum實驗驗證 .....	50
4.3	35K振幅放大器實驗驗證 .....	52
4.3.1	35K-Original實驗驗證 .....	52
4.3.2	35K-Optimum實驗驗證 .....	54
第五章	實驗結果討論 .....	57
5.1	有限元素分析與實驗比較 .....	57
5.2	其他性質討論 .....	61
5.3	誤差原因探討 .....	62
5.4	振幅量測儀器比較 .....	65
第六章	結論與未來展望 .....	69
6.1	結論 .....	69
6.2	未來展望 .....	69
參考文獻	.....	71
附錄A	京華超音波股份有限公司振幅放大器型號定義 .....	74
附錄B	15K振幅放大器雙溝槽最佳化試驗 .....	75
附錄C	振幅放大器 15K-Original頻率修正 .....	81
附錄D	模態疊加驗證 .....	82
附錄E	光纖位移感測器介紹與實驗討論 .....	91

## 表目錄

表 2-1：振幅放大器材料性質.....	18
表 2-2：CATIA V5 不同特徵向量解法之頻率解及運算量.....	23
表 3-1：CATIA V5 不同最佳化數值計算法比較.....	29
表 3-2：15K振幅放大器振幅均勻度最佳化結果.....	34
表 3-3：35K振幅放大器刀刀均勻度最佳化結果.....	41
表 4-1：15K-Original千分錶振幅量測結果.....	49
表 4-2：15K-Optimum千分錶振幅量測結果.....	51
表 4-3：35K-Original簡易超音波振幅量測儀振幅量測結果.....	54
表 4-4：35K-Optimum簡易超音波振幅量測儀振幅量測結果.....	56
表 5-1：有限元素與實驗量測共振頻率比較.....	57
表 5-2：振幅放大器彈性變形驗證.....	61
表 5-3：振幅放大器模態間隔.....	62
表 5-4：不同振幅量測儀器優缺比較.....	68
表A-1：振幅放大器名稱型號對照表.....	74
表B-1：不同設計變數選用最佳化結果.....	77
表C-1：修正溝槽長度有限元素分析共振頻率.....	81
表D-1：ABAQUS與CATIA之模擬均勻度.....	90
表E-1：15K-Optimum光纖位移感測器振幅量測結果.....	93



## 圖目錄

圖 1-1：超音波振動產生基本系統圖.....	1
圖 1-2：超音波振動加工原理示意圖.....	2
圖 1-3：各種幾何形狀之振幅放大器.....	4
圖 1-4：限制波動放大器.....	7
圖 1-5：具溝槽及細狹縫之振幅放大器.....	8
圖 1-6：振幅放大器外陡切、內陡切、外斜切、內斜切示意圖.....	8
圖 1-7：15K原始設計尺寸圖.....	11
圖 1-8：35K原始設計尺寸圖.....	12
圖 2-1：15K原始設計模型.....	17
圖 2-2：35K原始設計模型.....	18
圖 2-3：一階與二階四面體網格收斂曲線比較.....	19
圖 2-4：15K原始設計網格收斂曲線.....	20
圖 2-5：15K原始設計網格圖.....	21
圖 2-6：35K原始設計網格收斂曲線.....	21
圖 2-7：35K原始設計網格圖.....	21
圖 2-8：有限元素分析位移向量圖.....	23
圖 2-9：有限元素分析位移分佈圖.....	24
圖 2-10：有限元素分析等效應力分佈圖.....	24
圖 3-1：模擬退火法原理流程圖.....	27
圖 3-2：均勻截面積振幅放大器溝槽設計公式.....	30
圖 3-3：單溝槽與雙溝槽振幅放大器振幅分佈比較.....	31
圖 3-4：15K-Original實體照片.....	31
圖 3-5：15K-Original設計尺寸圖.....	32
圖 3-6：15K-Original模型與網格.....	32
圖 3-7：15K振幅放大器設計變數示意圖.....	33
圖 3-8：15K振幅放大器最佳化設計收斂曲線.....	35
圖 3-9：15K振幅放大器最佳化後外型.....	35

圖 3-10：超音波複合刀具.....	37
圖 3-11：曲線型振幅放大器示意圖.....	37
圖 3-12：指數曲線公式刀具外型.....	37
圖 3-13：懸垂曲線公式刀具外型.....	38
圖 3-14：拋物線公式刀具外型.....	38
圖 3-15：35K振幅放大器設計變數示意圖.....	39
圖 3-16：35K振幅放大器最佳化設計收斂曲線.....	41
圖 3-17：35K振幅放大器最佳化後外型.....	42
圖 4-1：15K共振系統設備裝置.....	44
圖 4-2：35K共振系統設備裝置.....	44
圖 4-3：計頻器CHY-8220G.....	45
圖 4-4：千分錶.....	46
圖 4-5：簡易超音波振幅量測儀原理示意圖.....	47
圖 4-6：簡易超音波振幅量測儀.....	48
圖 4-7：15K-Original模擬輸出振幅分佈.....	48
圖 4-8：15K振幅放大器量測點.....	49
圖 4-9：15K-Optimum實體照片.....	50
圖 4-10：15K-Optimum尺寸圖.....	50
圖 4-11：15K-Optimum模擬輸出振幅分佈.....	51
圖 4-12：35K-Original實體照片.....	52
圖 4-13：35K-Original尺寸圖.....	52
圖 4-14：35K-Original模擬振幅分佈圖.....	53
圖 4-15：35K振幅放大器量測點.....	53
圖 4-16：35K-Original實驗振幅分佈圖.....	54
圖 4-17：35K-Optimum實體照片.....	55
圖 4-18：35K-Optimum加工尺寸圖.....	55
圖 4-19：35K-Optimum模擬振幅分佈圖.....	56
圖 4-20：35K-Optimum實驗振幅分佈圖.....	56
圖 5-1：15K-Original模擬實驗振幅分佈比較.....	58
圖 5-2：15K-Optimum模擬實驗振幅分佈比較.....	59

圖 5-3：35K-Original 模擬實驗振幅分佈比較.....	60
圖 5-4：35K-Optimum 模擬實驗振幅分佈比較.....	60
圖 5-5：振幅放大器交流電訊號.....	67
圖 5-6：通路時示波器電壓訊號.....	67
圖B-1：15K 振幅放大器雙溝槽設計變數示意圖.....	76
圖B-2：不同設計變數選用最佳化振幅放大器溝槽位置.....	77
圖B-3：不同設計變數選用最佳化收斂曲線.....	78
圖B-4：不同設計變數選用最佳化振幅放大器底部振幅分佈.....	79
圖B-5：不同設計變數選用最佳化振幅放大器底部截面振幅.....	80
圖C-1：15K 振幅放大器R角修正前後尺寸圖.....	81
圖D-1：KWB2615 聚能器尺寸圖.....	82
圖D-2：單一共振模態動態分析.....	83
圖D-3：12kHz 至 18kHz 模態疊加動態分析.....	83
圖D-4：10kHz 至 20kHz 模態疊加動態分析.....	84
圖D-5：0Hz 至 30kHz 模態疊加動態分析.....	84
圖D-6：輸入頻率 15818Hz 之迫振分析.....	85
圖D-7：輸入頻率 13818Hz 之迫振分析.....	85
圖D-8：輸入頻率 10000Hz 之迫振分析.....	85
圖D-9：一維輸入偏差頻率時間位移理論解.....	86
圖D-10：阻尼係數 0.01 之迫振分析.....	87
圖D-11：阻尼係數 0.1 之迫振分析.....	87
圖D-12：阻尼係數 1 之迫振分析.....	88
圖D-13：阻尼係數 2 之迫振分析.....	88
圖D-14：ABAQUS 共振特性分析振幅分佈.....	89
圖D-15：ABAQUS 模態疊加分析振幅分佈.....	89
圖D-16：CATIA 共振特性分析振幅分佈.....	89
圖E-1：MTI KD-300 光纖位移感測器.....	92
圖E-2：半球型光纖探針 125H.....	92
圖E-3：光纖位移感測器電壓訊號.....	93

# 第一章 緒論

## 1.1 原理簡介

### 1.1.1 超音波

一般人耳所能聽到的音波稱為可聽音，其頻率為 20Hz 至 20kHz，頻率高於此的音波稱為超音波。但在工學的觀點，超音波技術定義為不以供人聽聞為目的之音波應用技術，實用的超音波頻率範圍為數 kHz 至數 GHz，依目的選用適當的頻率，常用的超音波範圍大多數為數 MHz 以下【1】。

### 1.1.2 超音波振動加工

超音波振動加工乃利用頻率產生器內部的振盪電路、電壓放大器及交換電路，將輸入之低頻低電壓放大成高頻高電壓的超音波頻率信號，此信號經換能器（或稱振動子）將電能轉換為機械能，以產生超音波頻率的機械振動，常用的換能器依振動原理可分為磁伸縮換能器及壓電陶瓷換能器（PZT）兩種。最後再利用聚能器與振幅放大器（Horn）將機械振動的振幅放大，以增加工具加工端的振幅輸出，進而提升加工效率，其原理示意圖如圖 1-1【1】、圖 1-2【2】所示。一般超音波能量於工業上的應用有：超音波熔接、超音波切削、超音波研磨、超音波洗淨及超音波成形加工等。

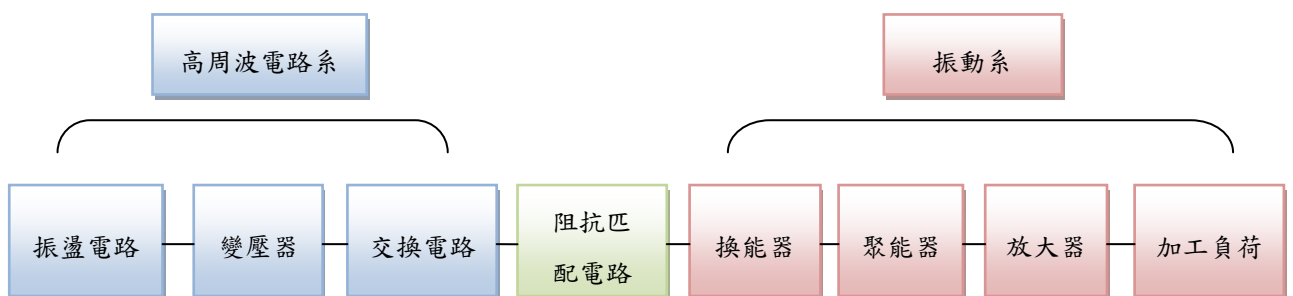


圖 1-1：超音波振動產生基本系統圖

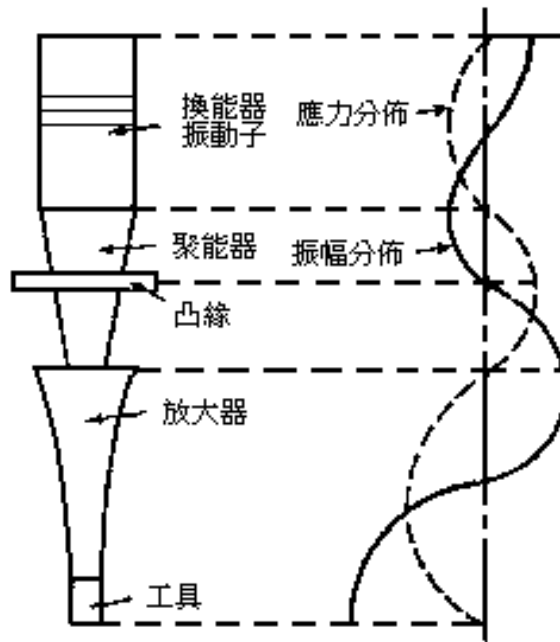


圖 1-2：超音波振動加工原理示意圖

### 1.1.3 超音波振幅放大器

超音波振幅放大器其功能主要在於提升超音波輸入的能量密度，以獲得較高的超音波能量，對於振幅放大器之設計，常以最大振幅放大率（M）為設計目標。但其共振頻率特性須與頻率產生器之頻率相配合，否則將導致振動系統特性與振動模態改變，影響超音波振動能量傳遞，會造成共振頻率偏移、振幅放大率降低、偏振與扭曲模態出現及振幅分佈不均等現象。所以超音波振幅放大器的選用與設計，對整個振動系統之振動特性及效能，有決定性的影響。

常見的超音波傳遞方式有縱波、橫波、表面波、扭轉波等，或是由兩種或兩種以上波型結合的複合波等型態，而最常使用的強力超音波均採用縱向波模態（Longitudinal Mode），其介質振動方向與波進行方向一致，有最大的放大率。

使用縱向波模態的超音波振幅放大器，其長度必須為其音波在固體內傳遞縱波波長的一半，或半波長之整數倍【1】。在等向性固體材料裡，其音速可由以下兩近似理論得到【2】：

(1) 自由音場內的縱波：

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho} \frac{(1-\nu)}{(1+\nu)(1-2\nu)}} \quad (\text{式 1-1})$$

(2) 在細於波長之柱狀體內傳播的縱波：

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (\text{式 1-2})$$

其中  $c$  為音速、 $E$  為材料楊氏係數、 $\rho$  為材料密度、 $\nu$  為材料蒲松比。

一旦求出固體內音速，再代入波長 ( $\lambda$ ) 與波速關係式：

$$c = \lambda \times f \quad (\text{式 1-3})$$

即可求得給定頻率 ( $f$ ) 及材料下的超音波縱波波長，進而計算出振幅放大器的理論長度。但隨著振幅放大器幾何形狀的複雜化，需考慮的變數增加，此兩理論在使用上也產生了困難。

#### 1.1.4 現況

目前國內工業界於超音波振幅放大器的設計與製作上，雖然已經累積相當多的經驗，但隨著科技日新月異的快速發展，超音波加工的應用也隨之更加廣泛。相對地，也出現一些技術上的問題，無法透過傳統經驗獲得快速有效地解決，如超音波振動功率太小，與大型或複雜及特殊形狀振幅放大器的設計等，如圖 1-3 所示。



圖 1-3：各種幾何形狀之振幅放大器

## 1.2 文獻回顧

針對超音波加工相關的研究相當多，超音波振動應用於輔助加工之研究，在切削加工方面，Dam 等【3】利用超音波振動進行陶瓷材料加工研究，探討加工速率、刀具磨耗及表面粗度。實驗結果證明，韌性較高的材料其加工速率低、刀具磨耗高而表面粗度低；而脆性較高的材料其加工特性則剛好相反。Sinn 等【4】利用超音波振動輔助木頭切削，針對軟與硬之木材在乾與濕的狀態下，與傳統切削進行比較。研究結果顯示，施加超音波振動能降低摩擦力，並使所需之切削力較傳統減少超過 50%。

在超音波熔接加工方面，Shoh【5】針對於焊接介面，以凸起尖端的導能器建立理論模型，進而提出超音波焊接時的熔接機構。Sovetov 等【6】研究超音波焊接，實驗結果發現，當焊件表面上具有 V 形凸起的結構時，

此結構具有聚集能量的作用。Bekmurazaeu 和 Volkov【7】發現導能器具有集中超音波能量的作用，且較軟材料製造出的導能器其加熱速度較快。

應用超音波振動於成形加工之研究，在抽拉成形加工方面，Siegert 和 Mock【8】將超音波振動應用於線材抽拉成形之研究，研究中以徑向超音波振動方式探討抽拉速度及振幅對於抽拉應力之影響，實驗證明由於超音波振動的作用使得抽拉力減少、抽拉速度可較傳統抽拉快，因此適當控制抽拉力、超音波振幅及抽拉速度，可以達到傳統抽拉成形無法達到之材料成形界限。Murakawa 等【9-10】同樣對超音波振動於線材抽拉成形進行研究，分別對傳統抽拉、軸向超音波振動抽拉及徑向超音波振動抽拉進行實驗比較，藉由不同潤滑劑、超音波振幅探討工件之表面條件及抽拉力來評估潤滑劑的選用，及其頻率、振幅與臨界抽拉速度之關係。超音波置於金屬塑性成形時，材料變形之阻力大為降低，而成品之品質與精度均相對提高。在板材彎曲成形方面，Tsujiion【11-12】將超音波振動應用於金屬板彎曲成形，研究中以 V 形彎曲振動模具對金屬板進行彎曲實驗，實驗發現在靜壓力相同下，超音波之振幅增加，其金屬板可彎曲角度也隨之增加，且金屬板之回彈角度減少。另外也對超音波振動於彎曲成形時之加工硬化、彎曲表面粗糙度及曲率半徑影響之研究，並證明施加超音波振動能使加工硬化及彎曲表面粗糙度降低，而彎曲部份之曲率半徑增加。在熱壓成形方面，羅【13】試以超音波振動施加於高分子材料熱壓微結構實驗，為了提升昇降溫率，超音波振動加工工件表面，所產生的熱能融化表面，使模具上之微結構能複製於表面上。研究結果顯示以超音波加熱壓印微結構確實在加溫降溫性質有極佳的表現，且能單獨加熱表面，保持其他部分溫度變化不大，有效提升熱壓成形製程的產能。

運用有限元素分析對超音波振動於成形加工之模擬分析方面，則有



Petruzelka 等【14】利用軟體 VISIOPLAST 對超音波振動於管材抽拉成形進行模擬分析。研究中以心軸位置在縱向超音波振動波形之固定振動回路振動節點、反節點及非節點位置，分析抽拉期間傳統抽拉與有超音波振動之抽拉，其材料流動率、變形率、變形、應力及塑性力分佈改變較大之區域。Jin【15】則利用軟體 DEFORM-2D 和 DEFORM-3D 對超音波振動線材抽拉成形進行模擬分析。研究中以徑向超音波振動抽拉及軸向超音波振動抽拉進行模擬分析，分析模擬之抽拉力、加工硬化的減少、抽拉線內部之應力與應變分佈均與實驗值接近。Hayashi 等【16】以有限元素法軟體 ABAQUS 對線材抽拉成形進行超音波振動模擬分析，瞭解超音波振動抽拉成形之抽拉力降低和潤滑特性改善的機制。由實驗與模擬結果顯示，於徑向超音波振動抽拉和軸向超音波振動抽拉兩種情況下，其抽拉速度低於臨界抽拉速度時，抽拉力伴隨模具振動週期而變動，且變動振幅隨抽拉速度減少而增加，而徑向超音波振動抽拉之臨界抽拉速度高於軸向超音波振動抽拉。當抽拉速度約與最大的超音波振動速度相等時，超音波振動作用的效應將消失。並藉由模擬結果對改善抽拉特性的機制加以量化。

但針對超音波振幅放大器端面之振幅分佈分析的相關文獻則相當有限，且多半是利用有限元素分析來輔助振幅放大器設計，主要以最大振幅放大率為設計目標。Seah 等【17】利用有限元素分析法輔助振幅放大器設計，且利用實際加工振幅放大器進行量測比較。研究結果證明，由有限元素分析可瞭解振幅放大器在不同共振模態的自然頻率，且分析的共振頻率比傳統理論近似解更為快速準確。同時可藉由動態分析計算振幅放大器在操作條件下的應力特性。Amin 等【18】同樣以有限元素分析來輔助振幅放大器設計進行研究，以四種不同幾何形狀進行形狀最佳化模擬設計，求得最大振幅放大率，且藉由工作應力分析，選用振幅放大器的材料。Adachi

和 Ueha【19】認為施加一些可振動分量於振動系統上，因反作用力關係可修正系統的振動模態，並提出一種使振幅放大器振幅分佈均勻的方法，研究中設計一種限制波動放大器（Wave-trapped Horn），如圖 1-4 所示，控制彈性系統的振動模態，實驗證明限制波動放大器能有效改善大型振幅放大器的輸出振幅分佈。Cardoni 和 Lucas【20】針對方塊型振幅放大器（Block Horn）的振幅分佈改良設計進行研究，利用有限元素分析輔助設計，並設計一些溝槽與細狹縫於振幅放大器如圖 1-5 所示，來獲得較均勻的振幅分佈，研究結果證明，增加溝槽與細狹縫能有效使輸出振幅的分佈較為均勻。何【21】則針對超音波振幅放大器的端面輸出振幅分佈進行分析研究，研究中利用有限元素分析，嘗試以外陡切、內陡切、外斜切、內斜切等方式來改善振幅分佈，如圖 1-6 所示。Cardoni 等【22】利用有限元素分析，針對複合式超音波刀具，在工作時因共振頻率附近之諧振模態影響，造成刀片振動時的彎曲，產生疲勞破壞及工作性能不佳的問題進行改良。調整方塊型振幅放大器長度由全波長改至半波長，利用第一縱向模態共振取代第二縱向模態共振，排除第二縱向模態頻率附近的諧振模態影響振幅放大器振動性能。

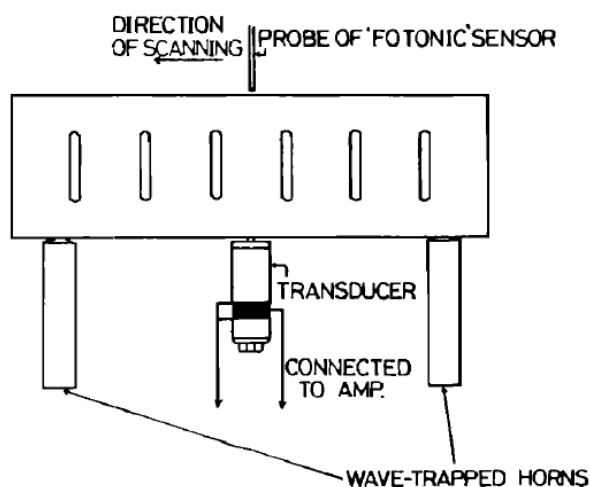


圖 1-4：限制波動放大器

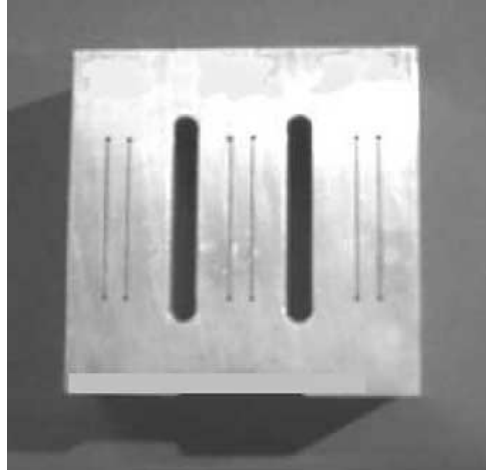


圖 1-5：具溝槽及細狹縫之振幅放大器

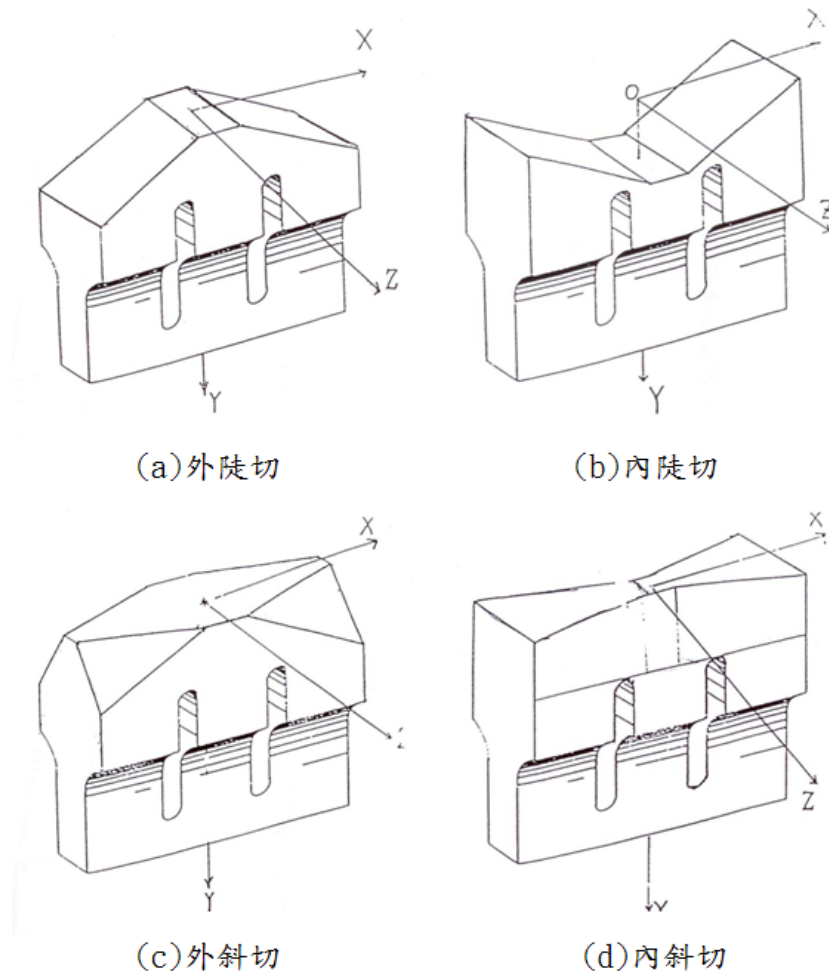


圖 1-6：振幅放大器外陡切、內陡切、外斜切、內斜切示意圖

近年來，最佳化設計的概念常應用於工程研究與實務上，但概觀國內外於振幅放大器設計的相關技術研究，最佳化設計應用在超音波相關的領域其文獻並不多，且多以簡單的幾何形狀之振幅放大器為研究對象，目標也多以放大率為主，較缺乏對於振幅放大器振幅分佈的探討。蔡【23】比較數種曲線型振幅放大器之理論放大率，並針對軸對稱懸垂曲線型振幅放大器 (Catenoidal Horn)，以理論放大率為目標，進行最佳化設計，得到相同截面積下振幅放大器之最大放大率。洪【24】研究中應用有限元素軟體 ABAQUS/STANDARD 以及最佳化程式 MOST，針對軸對稱之階梯型振幅放大器，進行最佳化設計，以獲得振幅放大器之最大放大率。

### 1.3 研究動機與目標

目前業界對於超音波振幅放大器的設計製作方法，均憑藉理論近似解與經驗公式進行初步的設計製作，再利用實驗試誤法，以反覆切削、量測的方式，修改各種振幅放大器的幾何形狀及尺寸，使其能達到振動系統所需要之共振模態。雖已累積相當多的設計經驗，但對於較複雜與特殊形狀的振幅放大器開發時，則無法透過傳統經驗獲得快速及有效地解決。近年來，部份相關學者與業界開始利用有限元素分析來進行振幅放大器的設計，此方法減少設計時實驗試誤法的時間，且能以較短時間設計出複雜與特殊形狀的振幅放大器。雖能了解振幅放大器的共振頻率、振幅分佈、振動方向與減少設計開發的時間成本，但還是侷限於以模擬分析試誤法替代實驗試誤法，由人工修改幾何模型，反覆地進行模擬分析，以求得最佳設計參數，實際上效率亦不高。

由於振幅放大器其輸出振幅分佈之均勻度會直接影響加工的精度與品

質；不均勻的振幅分佈，不論是加工面方向之振動或側向振動（偏振），均會減低振幅放大器的壽命。所以良好的超音波振幅放大器設計，除了放大率足夠之外，亦需考慮其振幅均勻度及減小偏振等現象。

目前國內外對於振幅放大器設計的相關技術研究，多半只利用有限元素分析來輔助振幅放大器的設計，欠缺對於結合有限元素分析與最佳化設計的系統整合技術開發。因此本研究將進行電腦輔助設計軟體、有限元素軟體及最佳化設計軟體的整合，建立一自動化、有效率的振幅放大器最佳化設計系統，也藉此提升振幅放大器設計開發的能力，縮短設計開發的時間，同時提高加工的精度與品質，並使超音波振動加工能獲得更廣泛的應用。

研究中將進行兩種不同類型振幅放大器的最佳化設計：一為針對目前業界較難克服的中大型振幅放大器設計時，其輸出端面振幅分佈有不均勻的問題進行改善，為得到較均勻之振幅分佈以提高振幅放大器加工的品質；另一為針對設計上困難度較高、且經驗較少的曲線型刀具振幅放大器，設計時細小的刀刃有振幅不均勻之現象，使得振幅放大器易產生疲勞破壞的問題進行改善，為得到較均勻之縱向與側向振幅，以增加振幅放大器的壽命。

#### 1.4 研究方法與步驟

本研究將進行電腦輔助設計軟體、有限元素軟體及最佳化軟體的整合技術開發，並建立一自動化、有效率的振幅放大器最佳化設計系統。先以簡單的方塊型振幅放大器建立系統流程，再以此系統對京華超音波股份有限公司所提供的型號 15KSW100w70L130 階梯型塑膠熔接用超音波振幅放大

器（設計尺寸圖如圖 1-7 所示，以下簡稱 15K 原始設計），以及型號 35KEW22w5.5L100 指數型橡膠塑膠切斷用超音波振幅放大器（設計尺寸圖如圖 1-8 所示，以下簡稱 35K 原始設計），進行最佳化設計。振幅放大器型號定義請參照附錄 A，因最佳化設計後會改變振幅放大器的幾何尺寸，型號也依定義隨之改變，故本研究的兩個載具將在以下章節將以 15K 振幅放大器及 35K 振幅放大器稱之。

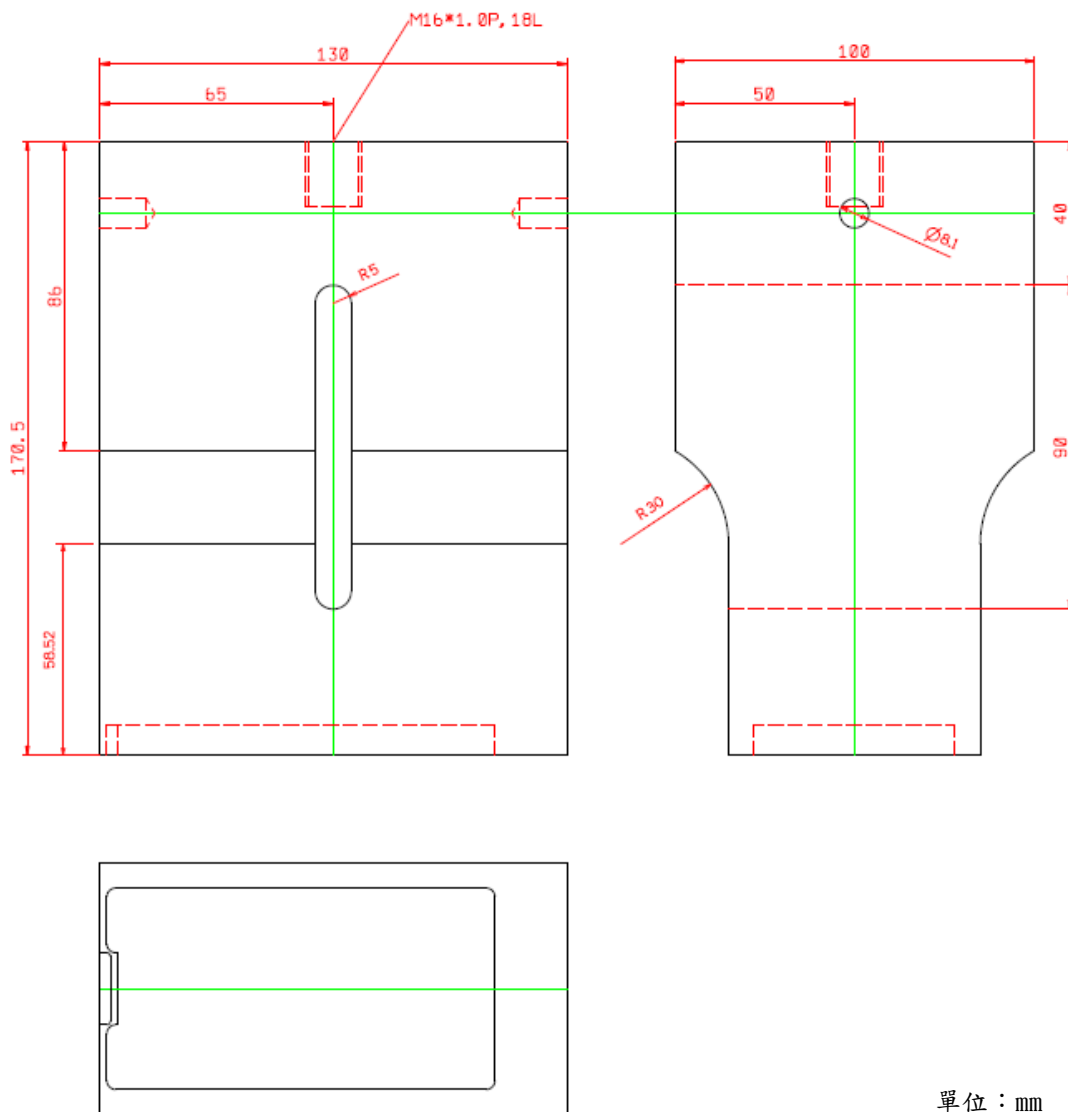
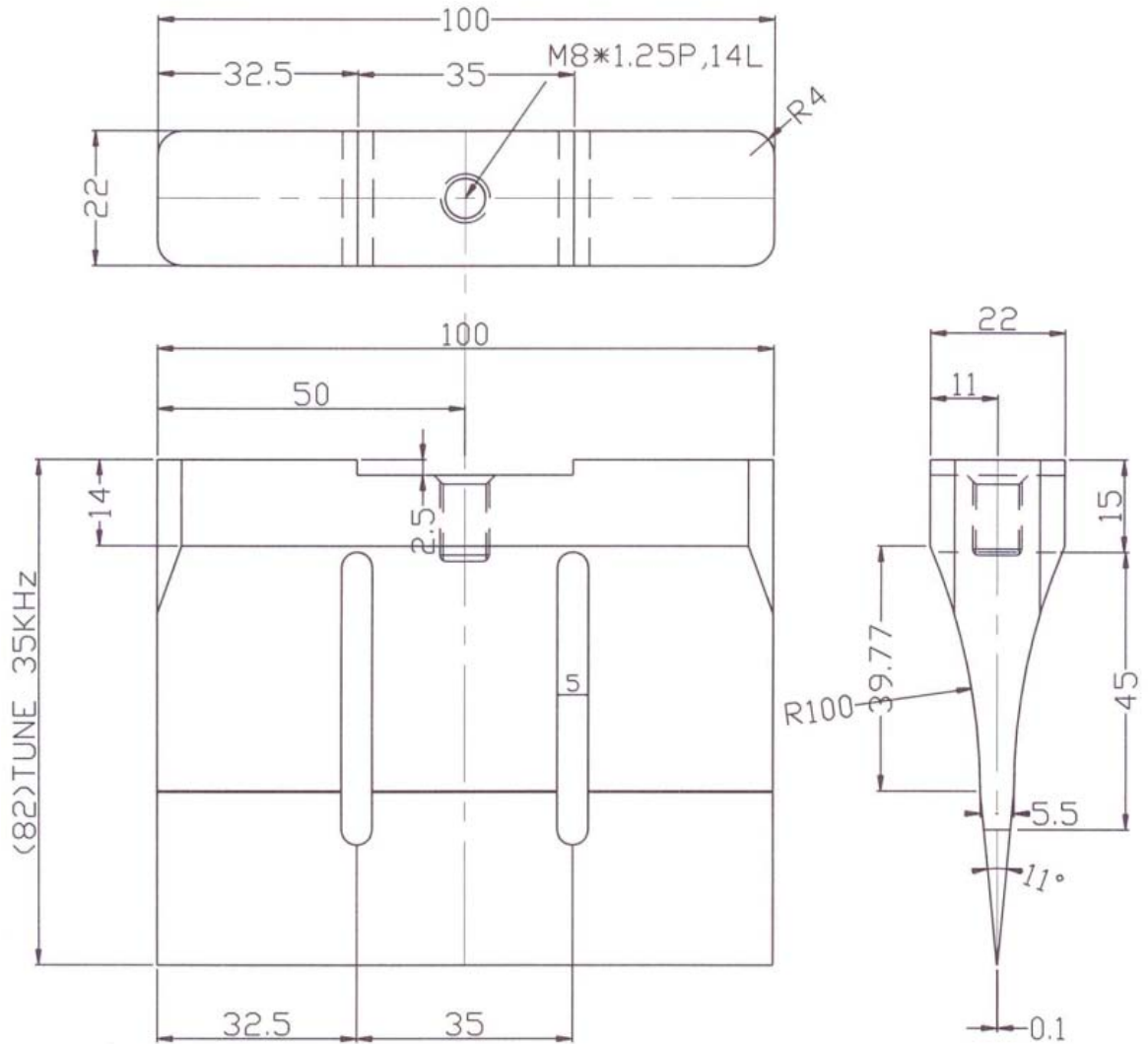


圖 1-7：15K 原始設計尺寸圖



單位：mm

圖 1-8：35K 原始設計尺寸圖

研究步驟主要分為以下四個階段，第一階段為建立參數化幾何模型，第二階段為縱向模態有限元素分析，第三階段為最佳化設計，第四階段為最佳化設計原型製作與實驗量測。

#### (1) 建立參數化幾何模型

根據京華超音波股份有限公司所提供的 15K 原始設計及 35K 原始設計尺寸圖，進行模型的建立，並將振幅放大器幾何外型參數化，當最佳化程

式計算出新的振幅放大器設計變數值，系統將自動修改模型的幾何尺寸，產生新的幾何模型。

## (2) 縱向模態有限元素分析

振幅放大器共振頻率特性須與頻率產生器相配合，否則將導致振動系統特性與振動模態改變，影響超音波振動能量傳遞，本研究中的兩個振幅放大器都是屬於強力超音波的應用，故振幅放大器取其縱向模態做為共振模態。將上述建立好之幾何模型，給定材料參數，包含密度、楊氏係數及蒲松比等。利用 IBM 與法國達梭系統開發的應用軟體 CATIA V5 中結構分析設計模組內自動產生網格功能產生網格元素。最後針對振幅放大器的縱向共振模態，利用有限元素分析，分析其共振頻率、振幅分佈、振動方向及應力分佈，以了解振幅放大器振動時的特性。

## (3) 最佳化設計

將參數化的幾何外型，選定適當的參數作為最佳化設計時之設計變數，並給定合理的範圍，將共振頻率以及製造加工時的限制作為限制條件，而目標函數則選定振幅放大器加工端面的振幅均勻度，以進行最佳化設計。亦可將次要的目標函數如放大率等，考慮成限制條件，以確保振幅放大器的工作效率。

## (4) 最佳化設計原型製作與實驗量測

針對振幅放大器最佳化設計之外型，委託京華超音波股份有限公司進行原型製造，並進行共振頻率與振幅量測之實驗，驗證有限元素分析模擬共振頻率以及振幅特性的準確性。



## 1.5 論文章節介紹

本論文內容共分六章，其中第一章為緒論，主要介紹超音波振幅放大器的工作原理及應用，並說明本文的研究動機與目標及研究方法與步驟。第二章為模型建立與有限元素分析，將簡介所使用軟體 CATIA，以及網格系統設定與自然頻率之有限元素分析的介紹。第三章為最佳化設計，主要說明最佳化設計概述及數學模型，並介紹使用之演算法—模擬退火法，且將於本章呈現研究兩個載具之最佳化設計結果。第四章為實驗驗證，介紹實驗使用儀器及設備，並進行最佳化前後振幅放大器之共振頻率及振幅分佈實驗驗證。第五章為實驗結果討論，比較有限元素分析及實驗結果，並就可能產生誤差之原因做分析討論。第六章為結論與未來展望，回顧研究中之成果，並討論研究未來可能發展之方向。



## 第二章 模型建立與有限元素分析

### 2.1 使用軟體介紹—CATIA

CATIA 是由 IBM 及法國達梭系統 (Dassault Systems) 共同開發的 CAD/CAM/CAE/PDM 應用軟體，目前廣泛應用於航太、汽車、造船與電子產品等產業的機械設計。CATIA V5 為新一代的版本，將原先只能適用於 UNIX 作業系統的 CATIA V4 版本，移植到個人電腦 Windows 作業系統上，使用介面更人性化，同時融入 Windows 方便的 OLE 功能，使用者可以透過滑鼠進行複製、貼上、取代、拖拉等功能，使用方式與其他視窗軟體相同，並結合 C++、JAVA、Visual Basic 等技術，讓使用者可以自行開發設計各種功能。

CATIA 是由許多應用程式模組 (Application) 組成，是一套完整且功能強大的電腦輔助設計、分析與製造的軟體。其中本研究將使用的模組有：

#### (1) 零件設計模組 (Part Design)：

建立參數化的振幅放大器幾何外型，並給定其材料之密度、楊氏系數、蒲松比等性質。

#### (2) 結構分析設計模組 (Generative Structural Analysis)：

將上述之幾何外型，產生適當的網格，給定邊界條件及負載，並做有限元素分析。本研究使用模組中的自然頻率分析 (Free Frequency Analysis)，來分析振幅放大器的共振特性。

#### (3) 最佳化設計模組 (Product Engineering Optimizer)：

將參數化幾何外型選定適當參數為設計變數，設定限制條件，並依不同載具需要選擇欲最佳化的目標函數，在適合解內找出最佳化設計變數。

#### (4) 草圖模組 (Drafting):

將設計之幾何外型，由此模組出圖，轉換成二維圖檔(.dwg、.tif、.jpg等)，交付廠商加工製造。

## 2.2 有限元素分析系統

完整的有限元素分析系統包含下列三個部分：前處理器 (Preprocessor)、計算求解 (Calculation and Solution Process) 及後處理器 (Postprocessor)。分別說明如下：

### (1) 前處理器：

對於大部分的工程問題，其模型的幾何形狀常為複雜的，所以對於幾何模型的建立必須有一個好用的有限元素分析前處理器軟體，一個功能齊全的前處理器應該包含以下幾點功能：

(a) 幾何外形的建立。

(b) 資料管理概念 (Data Management Concept)：將幾何外形及材料性質參數化，並將參數存放在特定資料庫中，以變於不同模組間可任意呼叫並修改幾何參數。

(c) 模型格式轉換 (Geometry Translation)：可與標準及常用的.igs、.stl、.stp 等檔案格式相互轉換。

(d) 網格建立。

### (2) 計算求解：

針對所有節點和元素，利用有限元素理論求解問題之矩陣方程式，計算應力、應變、位移、負載、能量、壓力等，處理一般線性或非線性問題。

### (3) 後處理器：

將上述計算求解所得之資料，以圖表等方式呈現，利於分析使用。

相較於其他的軟體，CATIA V5 具有整合與自動化的前後處理器與解析功能，以及最佳化設計功能，能提供一方便的介面，符合設計人員需要，因此，本研究使用具有整合性功能的 CATIA V5 應用軟體來做為分析軟體。

## 2.3 超音波振幅放大器模型建立

有限元素分析的第一個步驟便是建立分析模型，包括了幾何外形的描繪以及稍後會介紹到的有限元素網格建立，有了正確的分析模型之後，給予適當的參數與條件，方能進行分析。

根據京華超音波股份有限公司所提供的二維圖檔，經由 CATIA 零件設計模組，簡化其細部的螺孔弓牙部份後，依設計尺寸繪出型號 15KSW100w70L130 及 35KEW22w5.5L100 振幅放大器三維模型，分別如圖 2-1 及圖 2-2 所示。

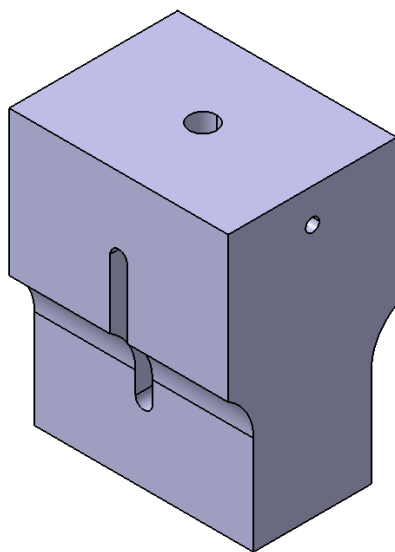


圖 2-1：15K 原始設計模型

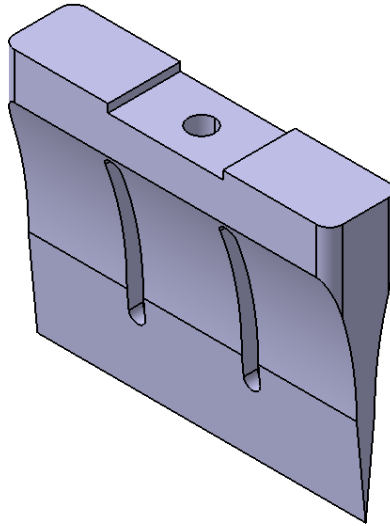


圖 2-2：35K 原始設計模型

振幅放大器的材料：15K 振幅放大器為鋁合金 6061-T651；35K 振幅放大器為鋁合金 2024-T351，材料性質如表 2-1 所示【25】。

表 2-1：振幅放大器材料性質

振幅放大器	材質	熱處理	密度	楊氏係數	蒲松比
15K	AA6061	T651	2700 kg/m <sup>3</sup>	69GPa	0.33
35K	AA2024	T351	2780 kg/m <sup>3</sup>	73.1GPa	0.33

## 2.4 網格系統

由於本研究主要是以複雜外型的超音波振幅放大器為研究對象，若欲在複雜的幾何外型上產生傳統的六面體網格元素 (Hexahedral Mesh)，必須經過良好的網格規畫方能產生可使用的網格，而此舉動不只會增加其運算量，亦需增加額外的步驟才能進行分析。又當最佳化設計時，其幾何外型有可能會因最佳化設計程式回傳值有較大的變動，使原先的網格規劃無

法使用，對於本研究想要建立的整合有限元素分析及最佳化設計的系統極不方便。故此，本研究使用四面體網格元素 (Tetrahedral Mesh) 為有限元素分析之網格元素，其對於複雜的幾何外型可以容易地產生網格，且 CATIA 具有自動建立網格 (Free Mesh) 之功能，對於有限元素分析前處理器是一大幫助。

傳統的一階 (Linear) 四面體網格，在有限元素分析的數值計算上，有較不準確的缺點，而二階 (Parabolic) 四面體網格，因節點的增加，可以修正一階四面體網格不準確的問題。以振幅放大器 15K 原始設計為例，取其第一縱向共振模態做收斂曲線，如圖 2-3 所示，說明了使用二階四面體網格的收斂性較一階四面體網格佳、計算模擬結果較為可靠，而運算時間也在可接受的範圍之內，因此本研究將使用二階四面體網格做為有限元素分析之網格元素，以提高模擬之準確性。

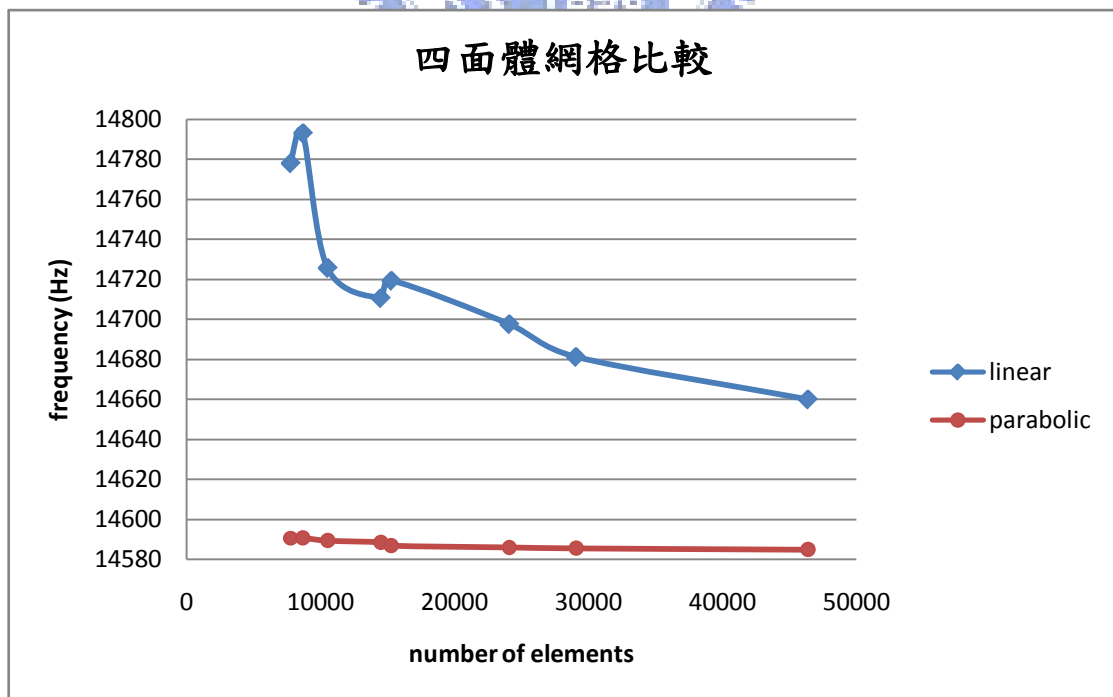


圖 2-3：一階與二階四面體網格收斂曲線比較

有限元素分析裡，給定適當的網格密度可使模擬分析的結果較為準確，若網格密度不足，易造成模擬上的不準確，反之，密度過大也有可能造成數值計算上的誤差累積，並增加運算時間，因此網格的建立對於整個整合系統及運算的結果會造成很大的影響。

本研究分別對兩個載具測試了數組不同網格大小，觀察其第一縱向模態共振頻率之收斂性，並比較其運算時間，以獲得效率與準確性兼顧的網格密度。改變振幅放大器 15K 原始設計的網格元素大小，對第一縱向模態共振頻率做收斂曲線如圖 2-4 所示，不同密度的網格元素其模擬頻率相差在 0.1%以內，為兼顧模擬效率與分析準確度，15K 振幅放大器選用元素邊長為 8mm 的網格元素（如圖 2-5 所示），做為有限元素分析網格密度。而另一載具 35K 振幅放大器，因倒圓角及螺孔等在產生網格元素時，網格會自動做局部加密，因此選定 0.15mm 局部加密網格元素，改變振幅放大器 35K 原始設計的網格元素大小，對第一縱向模態共振頻率做收斂曲線如圖 2-6 所示，不同密度的網格元素其模擬頻率相差在 0.1%以內，為兼顧模擬效率與分析準確度，35K 振幅放大器選用元素邊長為 2.5mm 的網格元素（如圖 2-7 所示），做為有限元素分析網格密度。

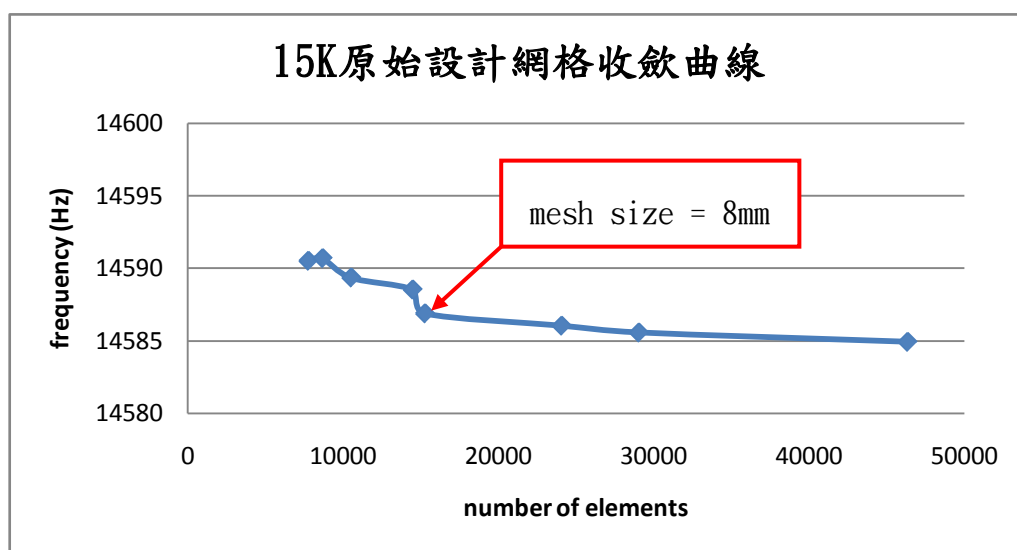


圖 2-4：15K 原始設計網格收斂曲線

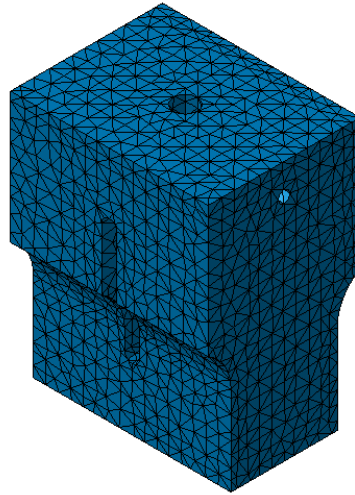


圖 2-5：15K 原始設計網格圖

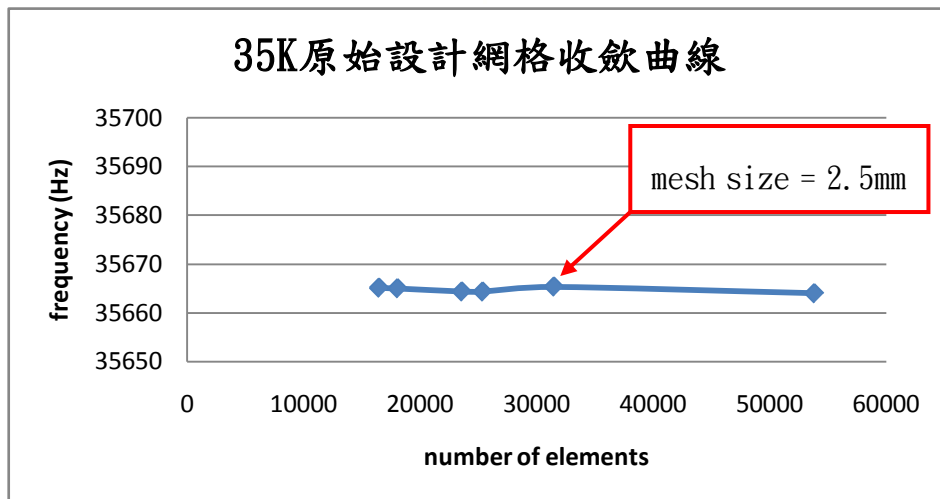


圖 2-6：35K 原始設計網格收斂曲線

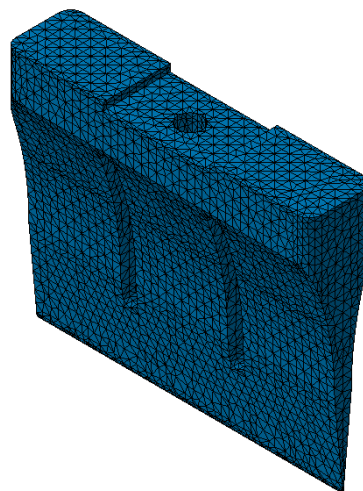


圖 2-7：35K 原始設計網格圖



## 2.5 自然頻率之有限元素分析

自然頻率分析屬於結構動力學的一種，其基本的數學式子如下所示：

$$m\ddot{u} + ku = F(t) = 0 \quad (\text{式 2-1})$$

其中  $m$  為質量、 $u$  為位移、 $k$  為彈性系數。

令自然頻率  $\omega$  為：

$$\omega = \sqrt{k/m} \quad (\text{式 2-2})$$

則上述 ODE 解為：

$$u(t) = c_1 \sin \omega t + c_2 \cos \omega t \quad (\text{式 2-3})$$

使用有限元素理論，將模型離散化做矩陣的運算，可以透過解其特徵向量 (Eigenvector) 對自然頻率及位移求解。應用軟體 CATIA V5 對於其特徵向量的求解法有兩種，分別為 Iterative Subspace 及 Lanczos，在求解上差距不大，但因 Lanczos 法可對頻率做平移，對於只需要尋找其縱向模態的振幅放大器，使用此解法可以減低電腦運算量，對於最佳化設計需要反覆模擬，運算量的減少有助於效率的提升，亦可透過頻率的平移對其頻率做限制。以振幅放大器 15K 原始設計為例，使用兩種不同特徵向量解法的頻率及運算量如表 2-3 所示。因此，本研究將採用 Lanczos 法做為自然頻率之有限元素分析特徵向量的求解法。

針對振幅放大器，使用有限元素分析求其自然頻率，可以得到振動時的共振頻率、位移、應力等資料。研究中所關注之位移資料可由向量圖或顏色分佈圖表示如圖 2-8、圖 2-9 所示，亦可將所有節點之位移資料，以 .xls 檔格式輸出後做圖，以利分析圖形上不明顯之數據（如側向振動等）；而其

他資料如等效應力、主軸應力等資料也可由圖形表示或是輸出節點資料，如圖 2-10 即為振幅放大器應力之分佈圖。最後，將需要的資料參數化，如輸出端面振幅資料、共振頻率等，以利最佳化設計。

表 2-2：CATIA V5 不同特徵向量解法之頻率解及運算量

求解法	Iterative Subspace	Lanczos
No. of nodes	25101	
No. of elements	15278	
Frequency (Hz)	14586.901	14586.888
CPU time (sec)	$4 \times 10^3$	$2 \times 10^3$
Memory (kb)	$2.06 \times 10^5$	$1.38 \times 10^5$

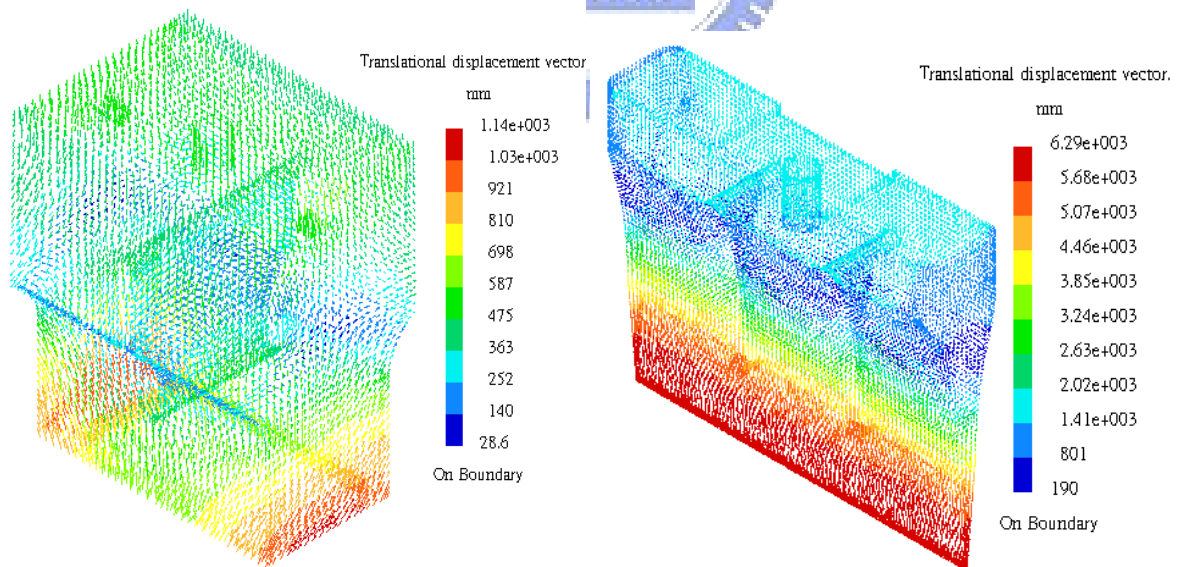


圖 2-8：有限元素分析位移向量圖

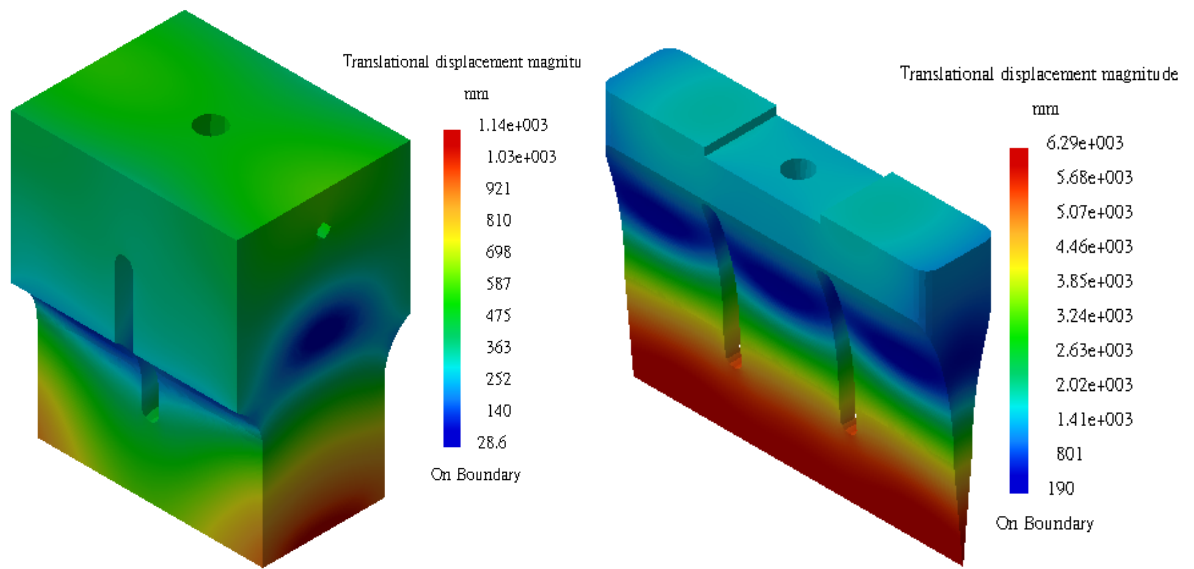


圖 2-9：有限元素分析位移分佈圖

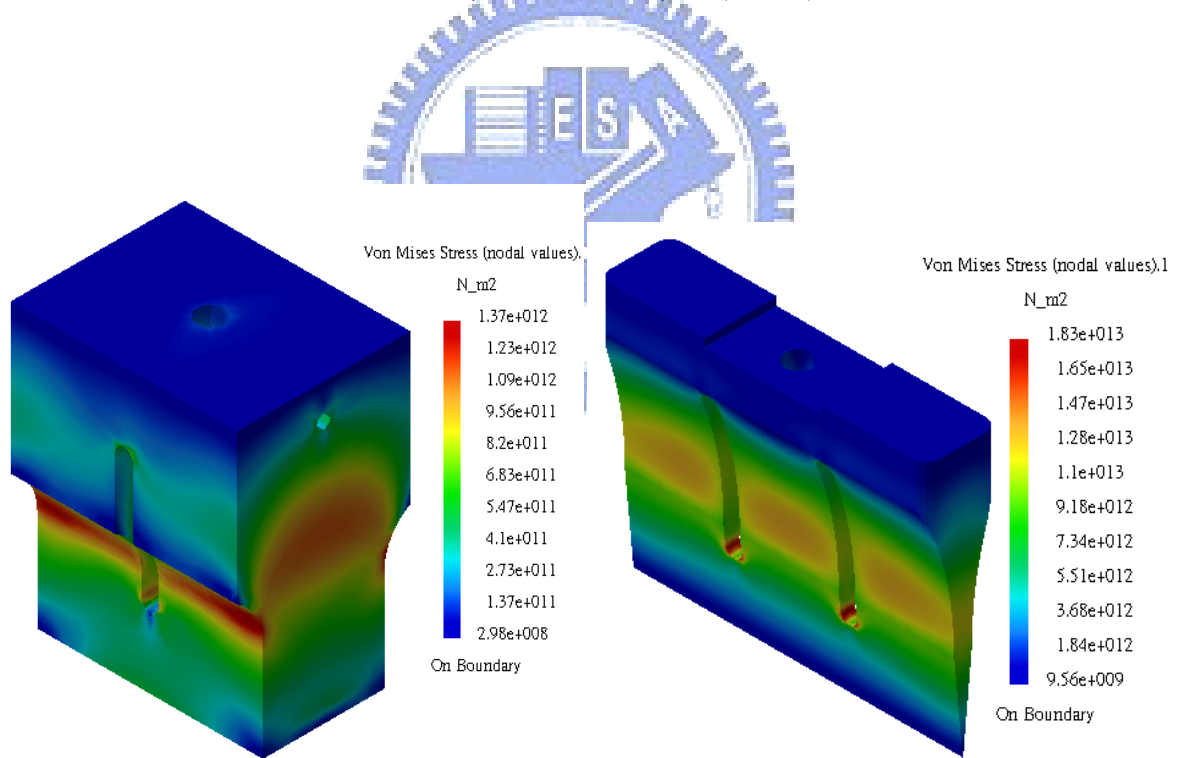


圖 2-10：有限元素分析等效應力分佈圖

## 第三章 最佳化設計

### 3.1 最佳化設計概述

最佳化設計的過程，首先是將物理問題經由轉換成為標準的數學模式，大致上可分成以下三個步驟：

#### (1) 選定設計變數 (Design Variable)

對一工程問題而言，系統經由工程上之假設理想化的模式，通常是由一組數量來描述，其中包括尺寸大小、材料特性等不同的數量。在設計之初為了簡化問題，常將數量分成預定變數及設計變數兩種，預定變數在設計過程中是視為常數不予改變，而設計變數則是被允許改變的數量，通常設計變數之選取，取決於設計者的經驗。

#### (2) 確定限制條件 (Constraints)

任何系統在設計、製造、操作上，都具有程度不同的限制條件，這些限制條件通常是針對合理的物理現象而設定，如加工上的要求或限制等，這些限制條件必須以數學上的等式或不等式來描述。而這些限制條件也必須是設計變數之函數，才有意義，所以常稱之為限制函數。

#### (3) 確立目標函數 (Cost-function or Objective Function)

在上述的限制條件之下，一個系統可能有許多組的合適解，為了確定目標，則需要有一些準則來比較不同設計解之設計系統的優劣，即是確立目標函數作為判斷準則，以此為在設計過程中所欲達到的目的與目標。同樣地，目標函數亦必須是設計變數的函數，設計系統才有意義。

### 3.2 最佳化數學模式

解決最佳化問題的數學模式，如上節所述，首先需設定  $n$  個獨立的設計變數，且目標函數  $f$  必須為  $n$  個設計變數之函數，同時又要滿足  $p$  組等式之限制條件，與  $m$  組不等式之限制條件，最佳化數學模式如下列所示【26】：

設計變數：

$$x_1, x_2, x_3, \dots, x_n \quad (\text{式 3-1})$$

設計變數之邊界條件：

$$x_{kl} \leq x_k \leq x_{ku} \quad k=1, 2, 3, \dots, n \quad (\text{式 3-2})$$

目標函數：

$$f(x) = f(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (\text{式 3-3})$$

等式限制條件：

$$h_j(x) = h_j(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) = 0 \quad j=1, 2, 3, \dots, p \quad (\text{式 3-4})$$

不等式限制條件：

$$g_i(x) = g_i(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \leq 0 \quad i=1, 2, 3, \dots, m \quad (\text{式 3-5})$$

在確立最佳化之數學模式後，便能以最佳化設計的數值方法求取最佳解，一般為使目標函數能達到最小值。本研究所採用的最佳化設計數值計算方法為模擬退火法 (Simulated Annealing Algorithm)，將在下一節對本數值計算方法有詳細的說明。

### 3.3 模擬退火法簡介

模擬退火法 (Simulated Annealing Algorithm) 的構想源於金屬冷卻結晶的過程，是一種常用於求解最佳化問題的啟發式演算法。最早的想法是由 Metropolis 等【27】於 1953 年所提出，在當時並沒有受到重視，直到 1983 年由 Kirkpatrick 等【28】提出蒙地卡羅模擬(MonteCarlo Simulated)概念的隨機搜尋技巧，利用此方法來求解的組合最佳化問題時，才使此演算法受到重視。其原理流程圖如圖 3-1 所示。

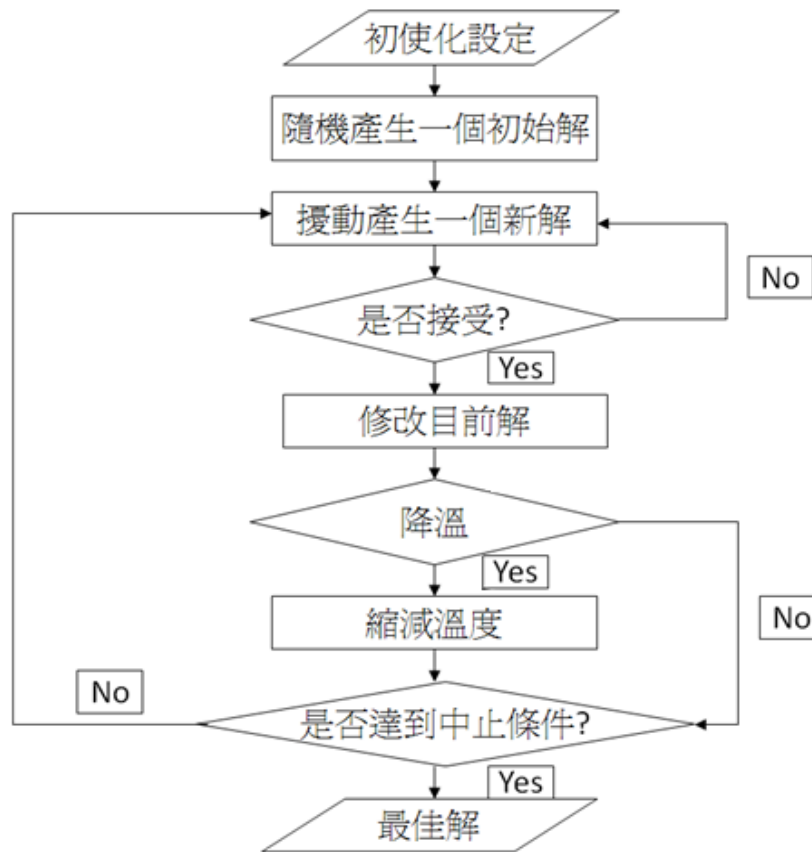


圖 3-1：模擬退火法原理流程圖

模擬退火法的觀念主要來自於固體加熱至一定的溫度後，固體間的分  
子結構會被打散瓦解變為液態結構，接著再對其降溫過程加以控制，當完  
全冷卻能使其分子在液態結構轉變為固體結構時，重新排列成我們所預期

的穩定狀態。當目前狀況是落於區域的最佳解時，模擬退火法會藉由重新加熱的動作，透過隨機的過程，以機率性質來接受一個暫劣解，使其演算法能跳脫目前的區域最佳解，而有機會能達到另一個最佳解。模擬退火法避免了傳統梯度搜尋法 (Gradient Algorithm) 往往陷入區域解的缺點，而使其有機會跳脫區域解，往全域最佳解收斂。

模擬退火法採用 Metropolis 的接受法則 (Accepting Rule)，並用退火程序 (Annealing Schedule) 的參數演算法進行，退火過程，以擾動的機制來產生一個解，我們稱此解為擾動解，再以機率函數判斷是否接受此擾動解為此次疊代的新解，若此解不被接受，就再以擾動重新產生一個擾動解，並以機率函數重新判斷，每次疊代重覆以上的步驟，直到接受為此次疊代的新解為止。藉由溫度逐漸降低來調整是否接受較差新解的機率，在溫度高的時候，雖然是較差的目標值，但有可能被接受當成目前的目標值，但隨著溫度慢慢的降低，接受較差目標值的機率逐漸降低。模擬退火法能否成功應用找出最佳解，在於退火程序的合理選擇。

為了防止落入區域極小，在模擬退火法中初始溫度的設定必須使得大部份的轉移均可被接受，初始溫度的設定可以是一個定值，亦可由所設定之移轉接受機率的門檻值來反推求得。而終止條件最簡單的設定方式是指定一個固定的終止溫度，或是限制降溫次數不超過預定值。亦可透過檢查所求得的解是否有所改善，如在 1992 年 Kouvelis 等【29】設定若經過數次降溫後所得的解仍未改善或移轉接受比率低於一個定值，則將終止模擬退火法的運算。降溫時機乃指馬可夫鏈長度，亦即在同一溫度下所應反覆進行 Metropolis 演算的次數，最直接的方式是設定一個固定長度，此外亦可設定降溫時機為移轉接受次數已達一定值，但此一方式當溫度降至很低時，移轉接受之機率將會很小，進而導致馬可夫鏈過長，因此必須同時限

定馬可夫鏈的長度，以免造成求解時間過長。

在 CATIA V5 的最佳化設計模組裡，可藉由調整收斂速度 (Convergence Speed) 來控制其降溫機制，另外可以透過調整最大求解次數 (Maximum Number of Updates)、最大求解未改善次數 (Consecutive Updates without Improvements) 及最大時間，設定最佳化求解的終止條件，以避免求解時間拉長又找不到更佳解的時間浪費。

表 3-1 為一雙溝槽方塊型振幅放大器，其溝槽位置使用 CATIA V5 的三種不同最佳化數值運算法的比較，使用相同的終止條件，由表中可以明顯看出其他兩種最佳化方法易落入區域最佳解中，而無法獲得比使用模擬退火法所得結果更佳解。

表 3-1：CATIA V5 不同最佳化數值計算法比較

	Cost-function	Parameters		
	$f=U_{\max}-U_{\min}$ (un-normalized)	溝槽 1 位置 (mm)	溝槽 2 位置 (mm)	溝槽長度 (mm)
Before Optimization	1093.821	15	15	15
Local Algorithm for Constraints and Priorities	797.907	14.46	14.07	17.04
Simulated Annealing Algorithm	144.617	12.17	12.13	16.76
Gradient Algorithm with Constraints	1093.821	15	15	15



### 3.4 15K 振幅放大器之最佳化設計

原本業者設計的此型振幅放大器有著輸出端面振幅不均勻的問題，造成加工時加工精度與熔接品質不佳，所以需針對振幅放大器輸出端面的振幅均勻度做最佳化設計。先移除其原有輸出端面熔接加工用之熱集點設計而使用全平面，若輸出端面的振幅能達到均勻一致，則此振幅放大器的應用將會大大增加。

定義振幅均勻度為：

$$\frac{\text{端面最大振幅} - \text{端面最小振幅}}{|\text{端面最大振幅}|}, \text{ 即 } \frac{U_{\max} - U_{\min}}{|U_{\max}|} \quad (\text{式 3-6})$$

對於中大型振幅放大器，常選用多溝槽設計，除了能使振幅均勻度提高，亦有藉由溝槽設計使熱集點分散，而減少因熱所造成的殘留應力，以延長振幅放大器的使用壽命。一般均勻截面積之振幅放大器，溝槽的長、寬、數目及位置，可以由下列公式進行選擇，如圖 3-2 之振幅放大器所示【21】。

$$L = \left(\frac{c}{2f}\right) + 2a - 2\left(\frac{c}{\omega}\right) \tan^{-1} \left[ \frac{W}{W - (n+1)h} \right] \tan\left(\frac{\omega a}{c}\right) \quad (\text{式 3-7})$$

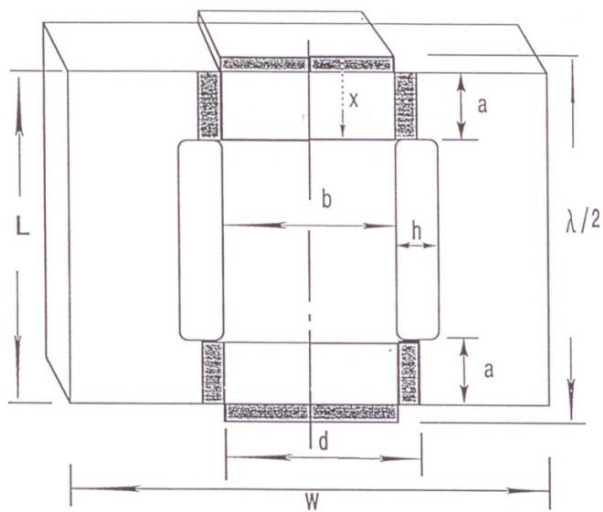


圖 3-2：均勻截面積振幅放大器溝槽設計公式

其中  $L$  為振幅放大器全長； $W$  為振幅放大器全寬； $a$  為溝槽至端面距離； $h$  為溝槽寬度； $n$  為溝槽數目； $f$  為振幅放大器之共振頻率； $c$  為振幅放大器材料之聲速； $\omega$  為角速度 ( $2\pi f$ )。

研究中嘗試以雙溝槽做為 15K 振幅放大器之溝槽設計，並針對溝槽位置、長度及寬度進行最佳化設計試驗，詳細內容請參照附錄 B。結果顯示，雙溝槽設計之振幅放大器輸出振幅分佈，較單溝槽的 15K 原始設計均勻許多，振幅分佈比較如圖 3-3 所示；而溝槽在對稱且平行時，振幅放大器有著較佳的振幅分佈。因此本研究將使用雙溝槽為此振幅放大器的設計，參考一既有之雙溝槽振幅放大器（如圖 3-4 所示，定其名稱為 15K-Original）進行修改與最佳化設計，使修正過之振幅放大器能有較佳的效能。

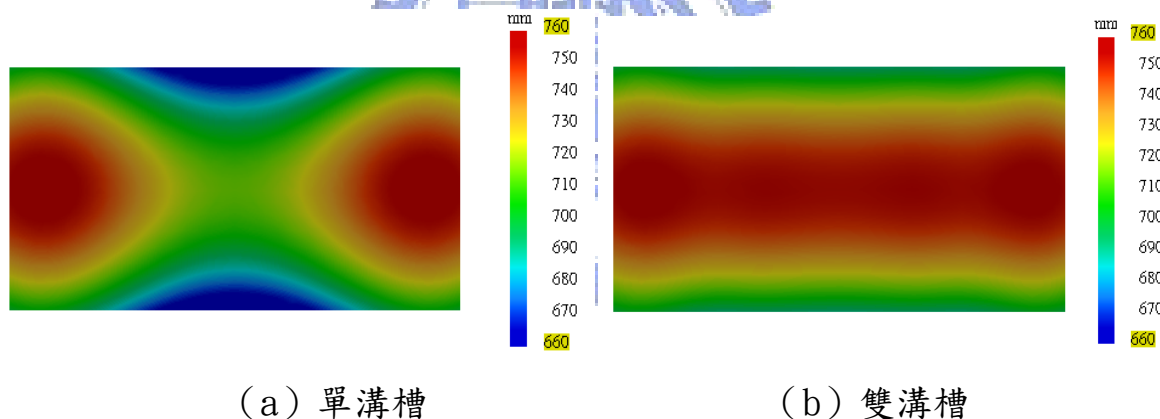


圖 3-3：單溝槽與雙溝槽振幅放大器振幅分佈比較



圖 3-4：15K-Original 實體照片

振幅放大器 15K-Original 設計尺寸如圖 3-5 所示，建立模型及網格如圖 3-6 所示，有限元素分析之第一縱向模態共振頻率為 14950.236Hz，而實驗共振頻率為 14960Hz。

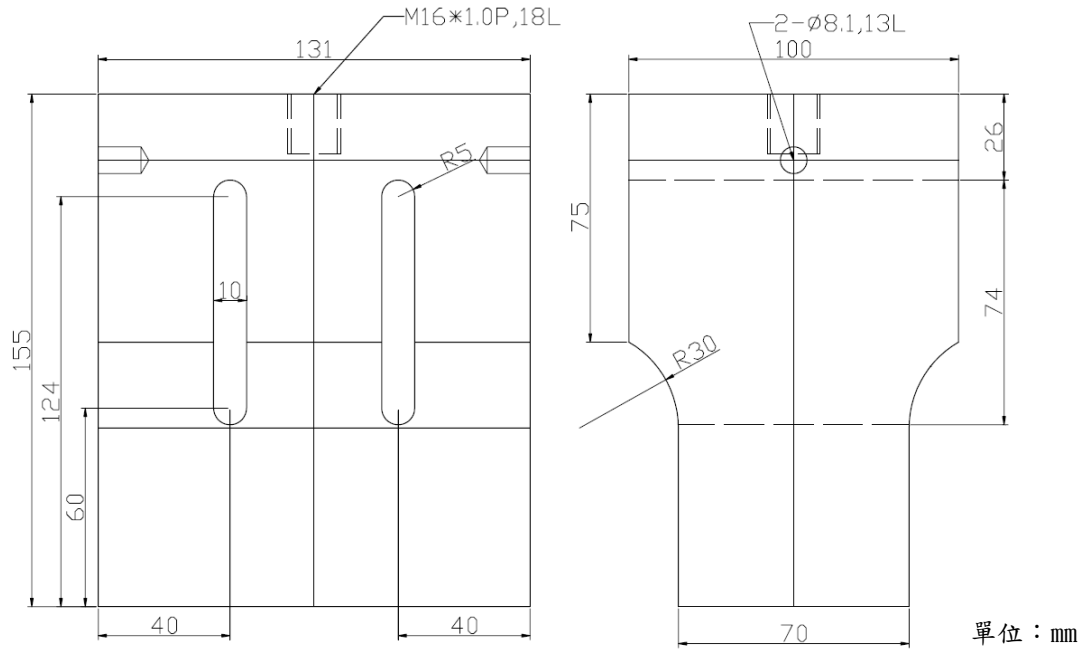


圖 3-5：15K-Original 設計尺寸圖

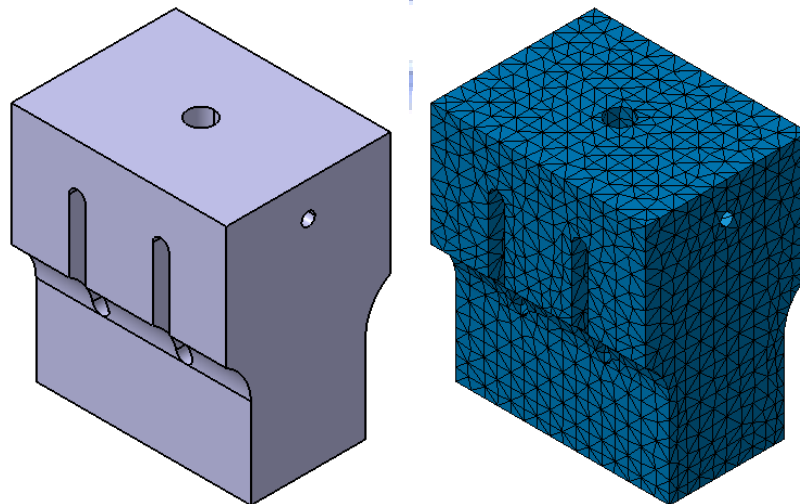


圖 3-6：15K-Original 模型與網格

振幅放大器 15K-Original 實驗共振頻率 (14960Hz) 較振動系統之基準頻率 (14700Hz) 高出許多，若欲在最佳化設計後得到頻率更為適當之

振幅放大器，首先需針對其外型做修正使共振頻率下降。振幅放大器外型之修改並修改依據請參照附錄 B。

受限於振幅放大器 15K-Original 既有之外型，原有之溝槽只能加長。而京華超音波股份有限公司製造之電子控制箱，有著自動追蹤系統頻率 (Auto Tuning) 之功能，若振幅放大器縱向模態共振頻率在基準頻率  $\pm 50\text{Hz}$  範圍內能有較良好的效能，頻率偏差過多容易造成電子控制箱過載 (Over Load) 之問題，因此設定振幅放大器設計之共振頻率可在基準頻率  $\pm 50\text{Hz}$  範圍內，使共振時電子控制箱能有較好的效率。因產品之需求，振幅放大器的設計目標為輸出端面全面積 ( $70\text{mm} \times 131\text{mm}$ ) 之振幅均勻度在 10% 以內。根據上述限制條件，針對振幅放大器其溝槽位置進行最佳化設計。

設計變數為：

溝槽位置 y 坐標 ( $y_1$ 、 $y_2$ 、 $y_3$ 、 $y_4$ )

設計變數示意圖如圖 3-7 所示

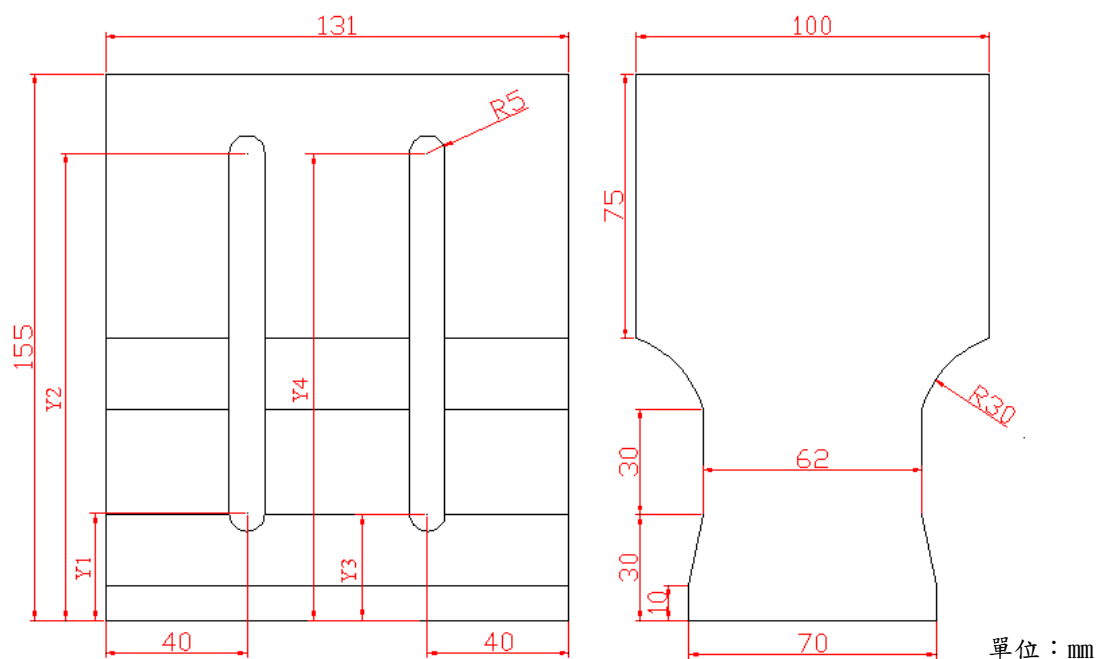


圖 3-7：15K 振幅放大器設計變數示意圖

設計變數邊界條件為：

$$10\text{mm} \leq y_1 = y_3 \leq 60\text{mm} \quad (\text{式 3-8})$$

$$124\text{mm} \leq y_2 = y_4 \leq 145\text{mm} \quad (\text{式 3-9})$$

限制條件為：

$$14640\text{Hz} \leq \text{frequency} \leq 14740\text{Hz} \quad (\text{式 3-10})$$

$$(U_{\max} - U_{\min}) / |U_{\max}| \leq 10\% \quad (\text{式 3-11})$$

(頻率之限制條件原應為  $14700\text{Hz} \pm 50\text{Hz}$ ，差-10Hz 為實驗共振頻率與模擬之修正補償。)

目標函數為：

$$\text{minimize}(U_{\max} - U_{\min}) \quad (\text{式 3-12})$$

15K 振幅放大器最佳化設計之結果如表 3-2 所示，最佳化收斂曲線如圖 3-8 所示。最佳化設計後振幅放大器外型如圖 3-9 所示。

表 3-2：15K 振幅放大器振幅均勻度最佳化結果

	雙溝槽原設計	最佳化初始值	最佳化設計
$y_1(\text{mm})$		60	30.262
$y_2(\text{mm})$		124	132.454
目標函數( $U_{\max} - U_{\min}$ )	186.003	131.268	29.976
振幅均勻度	24.967%	17.193%	3.758%
共振頻率(Hz)	14950.236	14620.972	14727.913

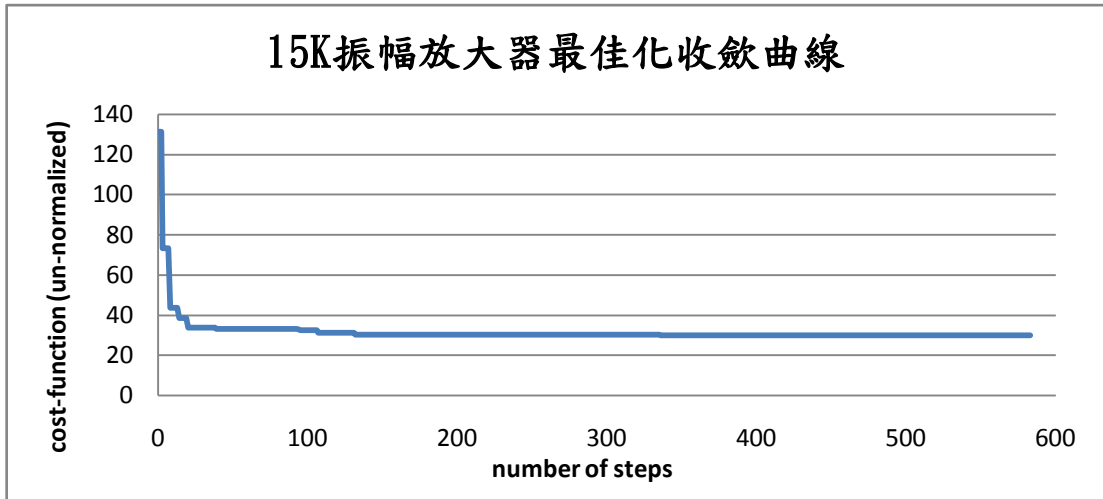


圖 3-8：15K 振幅放大器最佳化設計收斂曲線

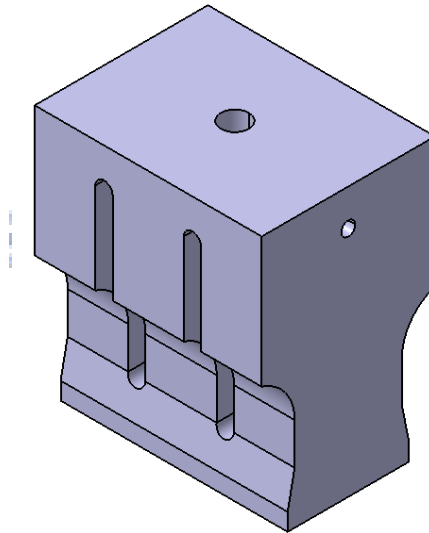


圖 3-9：15K 振幅放大器最佳化後外型

### 3.5 35K 振幅放大器之最佳化設計

原本業者設計的此型振幅放大器在使用時，刀刃有振幅不均勻之現象，造成振幅放大器刀刃易發生疲勞破壞，壽命也因此減低，所以針對振幅放大器刀刃的縱向振幅（均勻度）與側向振幅（偏擺率）做最佳化設計，藉由較均勻之振幅分佈延長刀具的壽命。此型振幅放大器因質量不大，若移

除鑽孔及倒角，在模擬時會影響到共振頻率以及振幅分佈，因此模型只簡化螺紋之細部構造。

定義刀刃均勻度為：

$$\frac{\text{端面最大振幅} - \text{端面最小振幅}}{|\text{刀刃平均振幅}|}, \text{即 } \frac{U_{\max} - U_{\min}}{|U_{\text{avg}}|} \quad (\text{式 3-13})$$

定義刀刃偏擺率為：

$$\frac{\text{刀刃最大偏擺} - \text{刀刃最小偏擺}}{|\text{刀刃平均振幅}|}, \text{即 } \frac{U_{s, \max} - U_{s, \min}}{|U_{\text{avg}}|} \quad (\text{式 3-14})$$

超音波切斷刀具，以方塊型振幅放大器上接刀具之複合振幅放大器為最常見，如圖 3-10【22】，直接使用單一振幅放大器之刀具則是較少。超音波切斷刀具較大型振幅放大器容易發生疲勞破壞，且放大率要求較高，因此設計時並不考慮應力集中較高的階梯型設計以及放大率較差的圓錐型設計，而考慮兼顧兩者的曲線外型設計。振幅放大器常使用的曲線外型有：指數型（Exponential）、懸垂曲線型（Catenoidal）、正弦曲線型（Sinusoidal）、高斯型（Gaussian）、冪次法則型（Power-law）、拋物線型（Parabolic）、雙曲線型（Hyperbolic）、傅立葉型（Fourier）等【1、23、30、31】。而又以指數型、懸垂曲線型、拋物線型最為常見，其公式如下：

$$\text{指數型: } S(x) = S_1 \exp(\beta x) \quad (\text{式 3-15})$$

$$\text{懸垂曲線型: } S(x) = S_1 \cosh^2\left(\frac{x}{h}\right) \quad (\text{式 3-16})$$

$$\text{拋物線型: } S(x) = S_1 \left(1 + \frac{x}{a}\right)^m \quad (\text{式 3-17})$$

其中：S 為放大器截面積； $S_1$  為放大器輸出端面面積；l 為放大器長度；x 為距輸出端面長度；a、m、 $\beta$ 、h 則為各曲線公式之係數。示意圖如圖 3-11 所示。

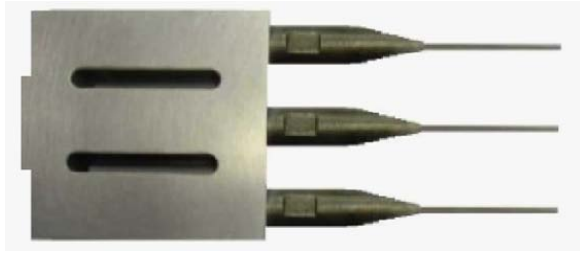


圖 3-10：超音波複合刀具

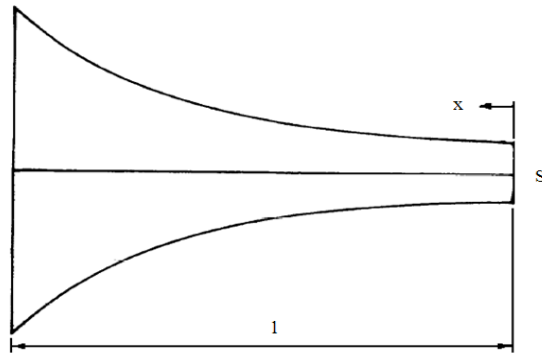


圖 3-11：曲線型振幅放大器示意圖

現今在曲線型振幅放大器的應用上，多以軸對稱外型居多，曲線刀具振幅放大器則沒有相關文獻探討。使用上述三種曲線公式，藉由調整曲線公式係數以符合振幅放大器 35K 原始設計之輸入端寬度（22mm）及總長度（82mm），描繪出三種曲線刀具外型如圖 3-12 至圖 3-14 所示。使用曲線公式描繪之外型在刀刃部分都有過細的問題，刀刃前 20mm 之厚度都在 2mm 以內，在切斷時易造成刀具的彎曲（Bending），因此設計時不適合直接使用曲線公式做外型之設計。

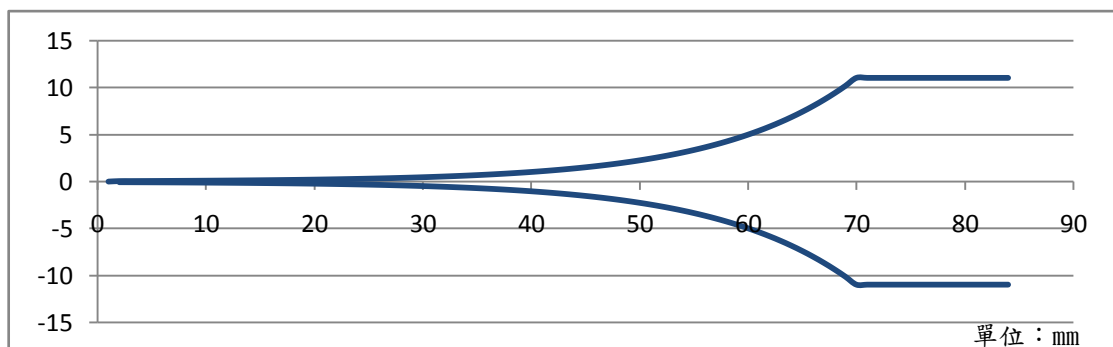


圖 3-12：指數曲線公式刀具外型



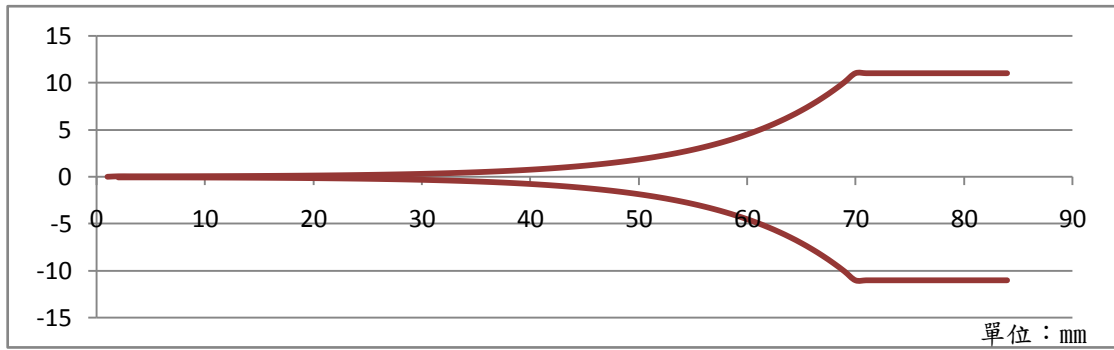


圖 3-13：懸垂曲線公式刀具外型

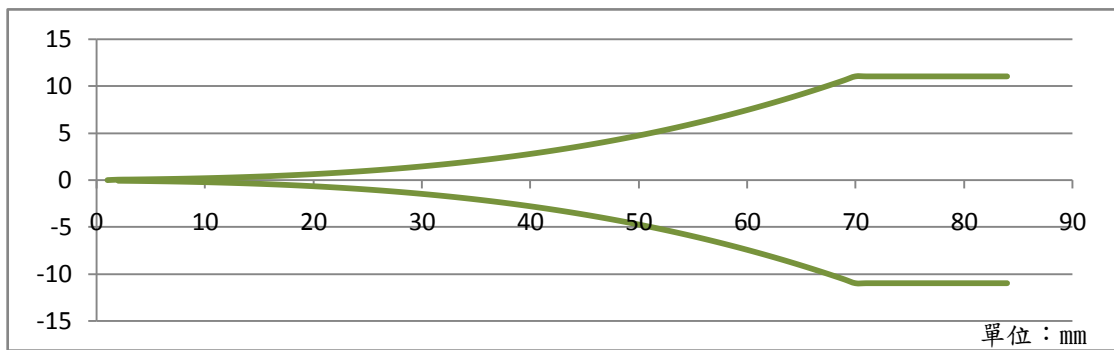


圖 3-14：拋物線公式刀具外型

最佳化設計將不改變 35K 原始設計輸入端與刀刃寬度，為避免刀刃厚度不足，因此設計時將限制刀刃角度，再以五點連成之平滑曲線建構出刀具之外型，並調整原先溝槽設計之位置與長度，藉由有限元素分析與最佳化設計，找出振幅放大器適合的幾何外型並溝槽位置。

設計變數為：

曲線點 X 坐標 ( $X_1$ 、 $X_2$ 、 $X_3$ )

刀刃半角 (DEG)

刀刃長度 (B)

曲面長度 (L)

溝槽位置 (HP)

溝槽寬度 (HW)

溝槽長度 (HL)

設計變數示意圖如圖 3-15 所示，刀具側面之曲線為左右對稱，溝槽位置亦為左右對稱。建構曲線之五點，其起點為固定點，終點坐標為 DEG、B 及 L 之函數，其他三點之 y 值分別設定為預定變數：8mm、20mm、34mm，固定刀刃半寬為 0.05mm。設計變數之初始值則是調整設計變數值，使其外型趨近振幅放大器 35K 始原設計之輪廓，做為最佳化設計初始值。

因 35K 原始設計之刀刃偏擺率較刀刃均勻度小，所以設定目標函數為刀刃均勻度，而將偏擺率設定為限制條件。振幅放大器設計之共振頻率為基準頻率 $\pm 50\text{Hz}$  範圍內，使共振時電子控制箱能有較好的效率。

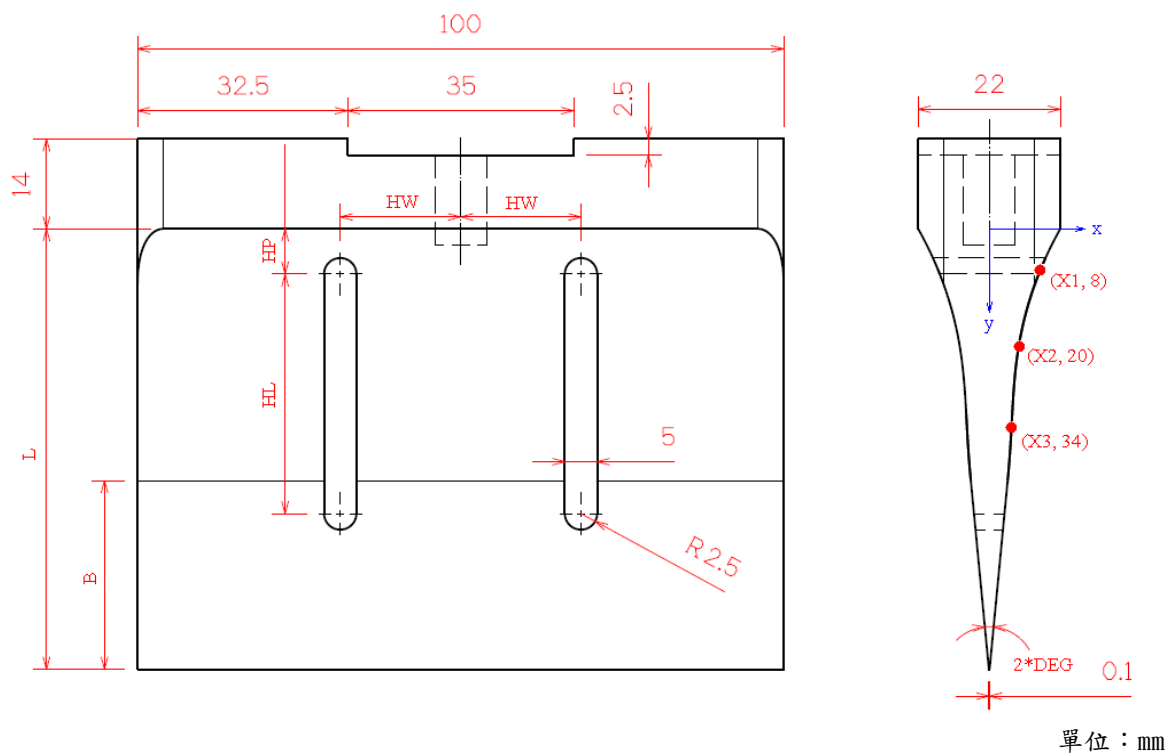


圖 3-15：35K 振幅放大器設計變數示意圖

設計變數邊界條件為：

$$7\text{mm} \leq x_1 \leq 9\text{mm} \quad (\text{式 3-18})$$

$$3.4\text{mm} \leq x_2 \leq 6\text{mm} \quad (\text{式 3-19})$$

$$2.5\text{mm} \leq x_3 \leq 3.5\text{mm} \quad (\text{式 3-20})$$

$$5^\circ \leq \text{DEG} \leq 6^\circ \quad (\text{式 3-21})$$

$$25\text{mm} \leq B \leq 30\text{mm} \quad (\text{式 3-22})$$

$$65\text{mm} \leq L \leq 75\text{mm} \quad (\text{式 3-23})$$

$$2.5\text{mm} \leq \text{HP} \leq 7.5\text{mm} \quad (\text{式 3-24})$$

$$15\text{mm} \leq \text{HW} \leq 20\text{mm} \quad (\text{式 3-25})$$

$$35\text{mm} \leq \text{HL} \leq 45\text{mm} \quad (\text{式 3-26})$$

限制條件為：

$$34950\text{Hz} \leq \text{frequency} \leq 35050\text{Hz} \quad (\text{式 3-27})$$

$$\frac{U_{s, \max} - U_{s, \min}}{|U_{\text{avg}}|} \leq 1\% \quad (\text{式 3-28})$$

目標函數為：

$$\text{minimize} \left( \frac{U_{\max} - U_{\min}}{|U_{\text{avg}}|} \right) \quad (\text{式 3-29})$$

35K 振幅放大器最佳化設計之結果如表 3-3 所示，最佳化收斂曲線如圖 3-16 所示。最佳化設計後振幅放大器外型如圖 3-17 所示。

在完成最佳化分析後將設計所得之振幅放大器幾何外型，委託京華超音波股份有限公司進行超音波放大器原型製造，並進行共振頻率與振幅分佈實驗量測，以驗證最佳化設計分析模擬的準確性。

表 3-3：35K 振幅放大器刀刃均勻度最佳化結果

	原始設計	最佳化初始值	最佳化設計
$x_1$ (mm)		7.9	7.296
$x_2$ (mm)		4.7	4.306
$x_3$ (mm)		2.9	3.266
DEG(°)		5.5	5.443
B(mm)		28	29.407
L(mm)		68	68.617
HP(mm)		3.5	7.043
HW(mm)		17.5	18.628
HL(mm)		40	37.327
目標函數 $\left( \frac{U_{\max} - U_{\min}}{ U_{\text{avg}} } \right)$	3.314%	4.272%	1.623%
偏擺率	0.184%	0.979%	0.179%
放大器頻率(Hz)	35665.336	35603.246	34988.473

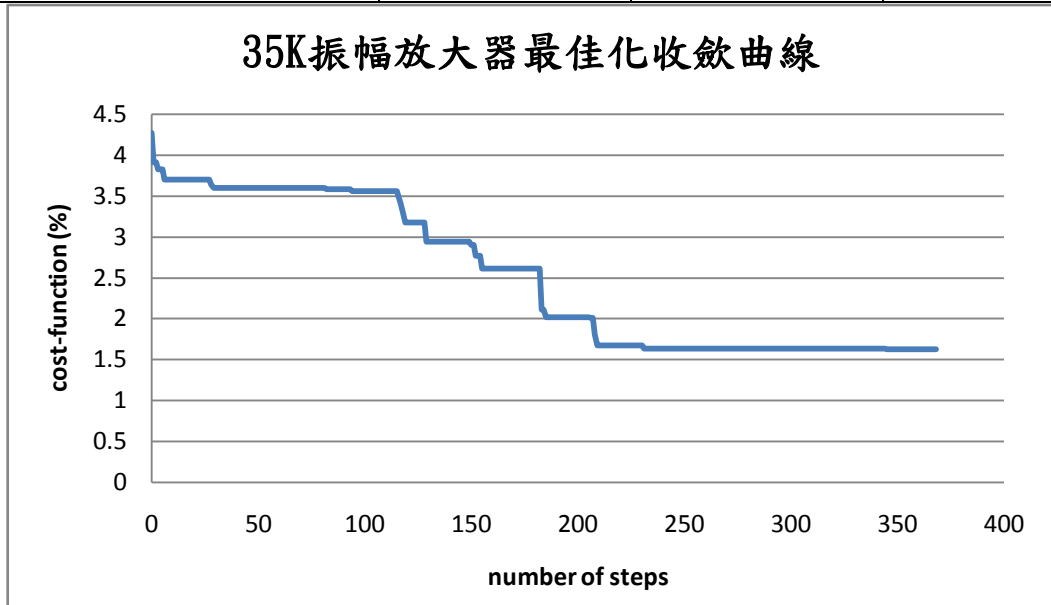


圖 3-16：35K 振幅放大器最佳化設計收斂曲線

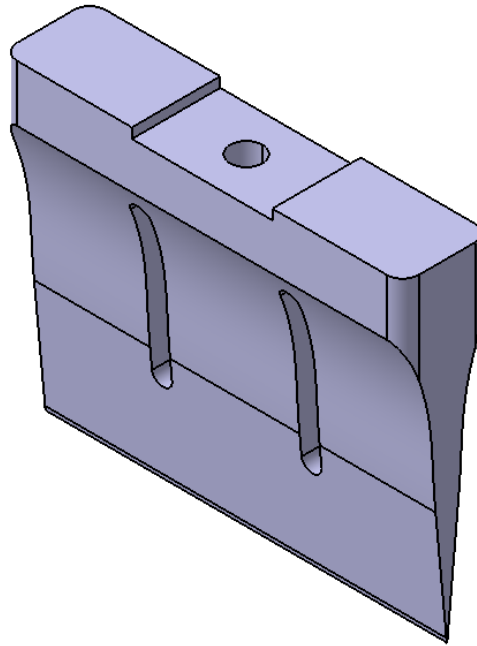


圖 3-17：35K 振幅放大器最佳化後外型



## 第四章 實驗驗證

### 4.1 實驗量測設備

本研究所使用之實驗設備包含兩大部分：一是超音波振幅放大器之共振系統，另一則是量測振幅之實驗儀器。

#### 4.1.1 共振系統

超音波振動系統是由電路系及振動系所組成。電路系之設備均包涵在電子控制箱內：利用其內部之頻率產生器，產生一低頻低壓電，並透過超音波振盪器、信號放大器與變壓器，將低頻電壓轉為高頻電壓的電能，並由內建或是外接的計頻器量測出其高頻頻率。振動系則是利用壓電陶瓷換能器，將輸入之高頻電壓轉變為高頻機械振動能，使用聚能器將振動振幅放大。以上為標準測試機型之設備。最後再連接相同共振頻率的振幅放大器。

本研究之實驗量測於京華超音波股份有限公司進行，兩載具分別使用與其共振頻率匹配之電子控制箱以及換能器進行測試。15K 振幅放大器，使用 15kHz 共振系統測試機台機型為 KWB2615（包含換能器及聚能器），設備裝置配置如圖 4-1 所示。35K 振幅放大器，使用 35kHz 電子控制箱及 35kHz 之換能器進行實驗，設備裝置配置如圖 4-2 所示。

15K 振幅放大器使用京華超音波股份有限公司之測試機台實驗，機台均經過水平及垂直校準，並使用型號為 CHY-8220G 之計頻器如圖 4-3 所示；35K 振幅放大器實驗則利用水平儀對換能器之夾持進行水平校準，電子控制箱有內建之計頻器，最小單位為 10Hz。

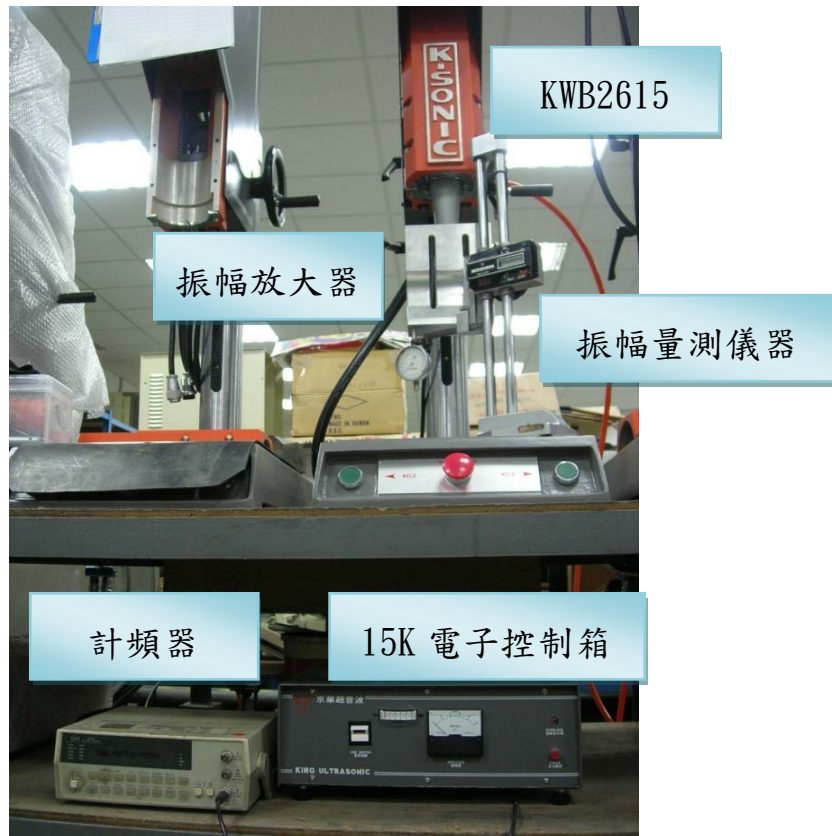


圖 4-1：15K 共振系統設備裝置

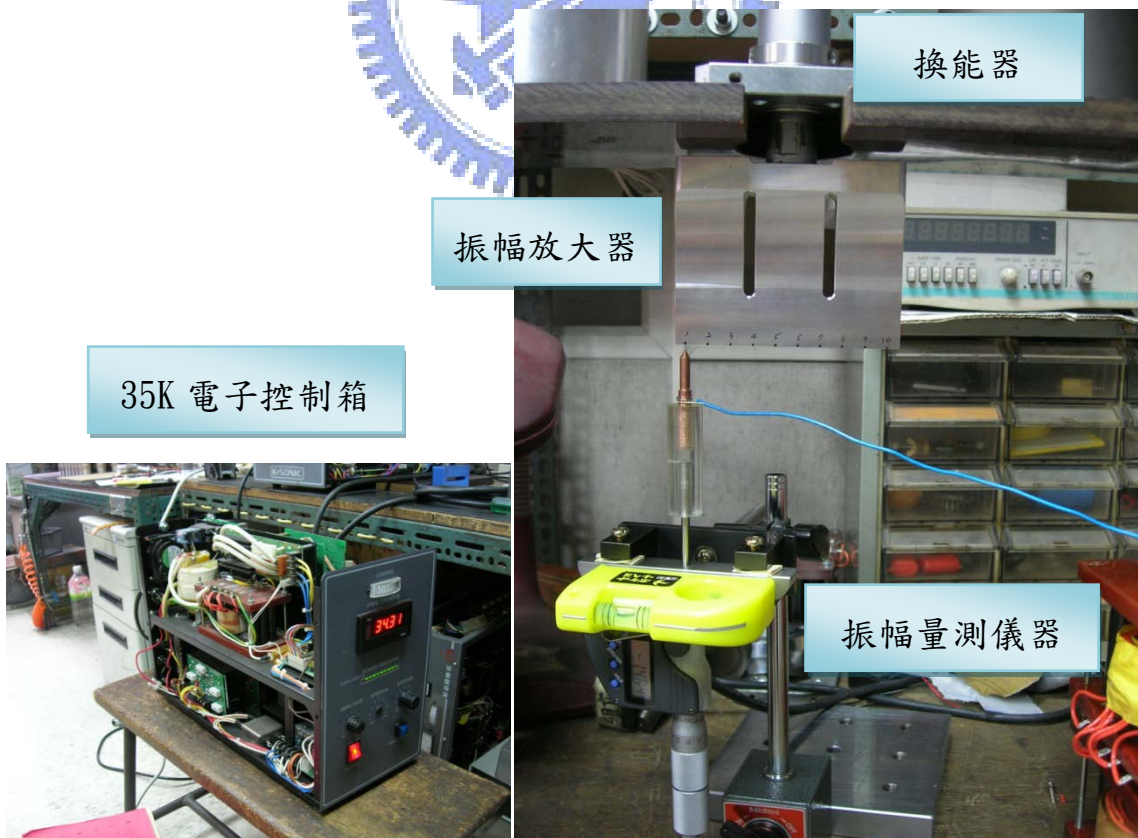


圖 4-2：35K 共振系統設備裝置



圖 4-3：計頻器 CHY-8220G

#### 4.1.2 振幅量測儀器

研究中兩載具主要使用兩種不同的振幅量測儀器進行振幅放大器端面振幅量測：15K 振幅放大器主要使用 1/1000mm 機械式量錶（即千分錶）進行振幅分佈量測；35K 振幅放大器因其為刀具，使用接觸式之千分錶量測時刀刀不易對準圓形測頭之中心，或在振動時位置偏離，造成量測上的不易；非接觸式量測儀之探針亦遠大於刀刃厚度，目前業界亦無方法量測刀具振幅放大器之振幅，所以依照載具特性，設計一符合載具需求之簡易超音波振幅量測儀，以下就兩種量測儀器進行說明。

##### (1) 千分錶

千分錶（如圖 4-4 所示）為接觸式量測儀器，量測方法為振幅放大器開始振動前，先將測頭對準並頂住量測點，以及做水平校準及歸零動作，開啟共振系統使振幅放大器開始共振，其針盤指針會隨振幅放大器振動而變化，讀取其最大刻度即為量測點之最大位移，實驗用千分錶量測解析度為  $1\mu\text{m}$ 。



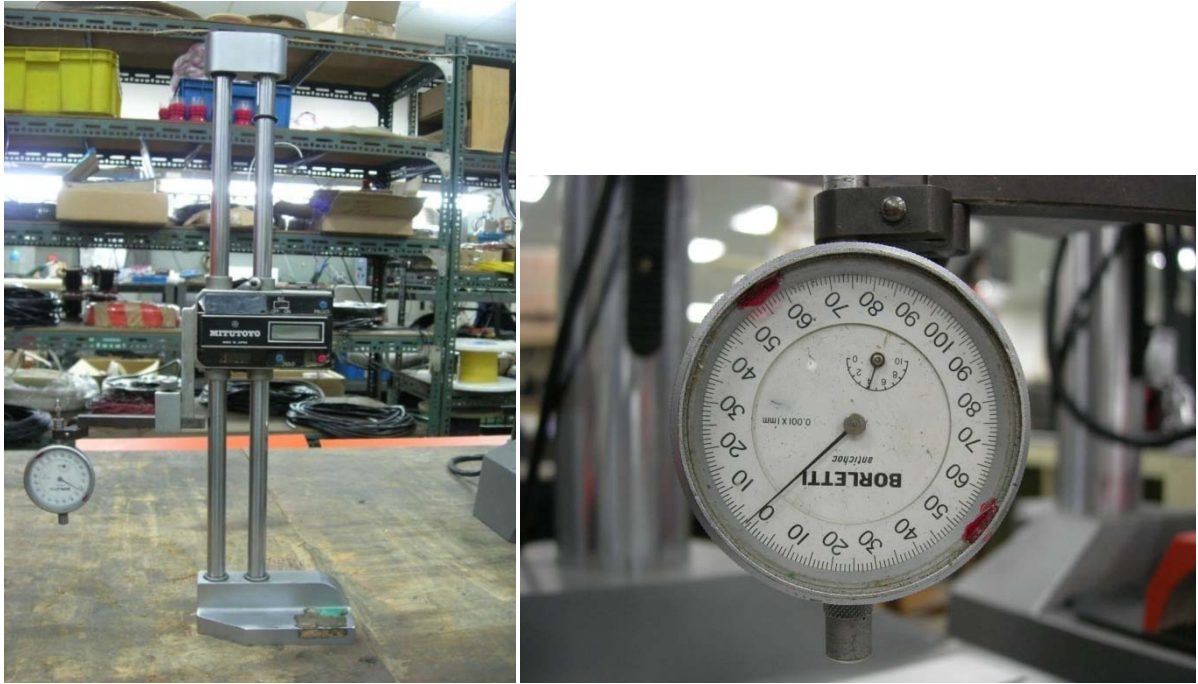


圖 4-4：千分錶

## (2) 簡易超音波振幅量測儀

此振幅量測儀器量測原理，是利用金屬導電之特性設計一迴路：直流電源迴路中串聯一電阻、示波器、位移探針以及振幅放大器，以電路的通路與否來判斷探針與振幅放大器是否接觸，利用探針位置求出振幅放大器之最大振幅，原理示意圖如圖 4-5 所示。使用水平儀校正儀器水平度後，啟動電子控制箱使振幅放大器開始共振，藉深度計調整探針至碰觸振幅放大器之瞬間，並進行歸零動作，探針是否碰觸到振幅放大器是以電路形成通路與否判斷。關閉電子控制箱使振動系統停止共振，此時迴路應呈現斷路狀態，再緩緩調整深度計使探針前進至剛好碰觸振幅放大器之瞬間，一旦探針與振幅放大器接觸電路即形成通路，此時之刻度即為量測點之最大振動位移。

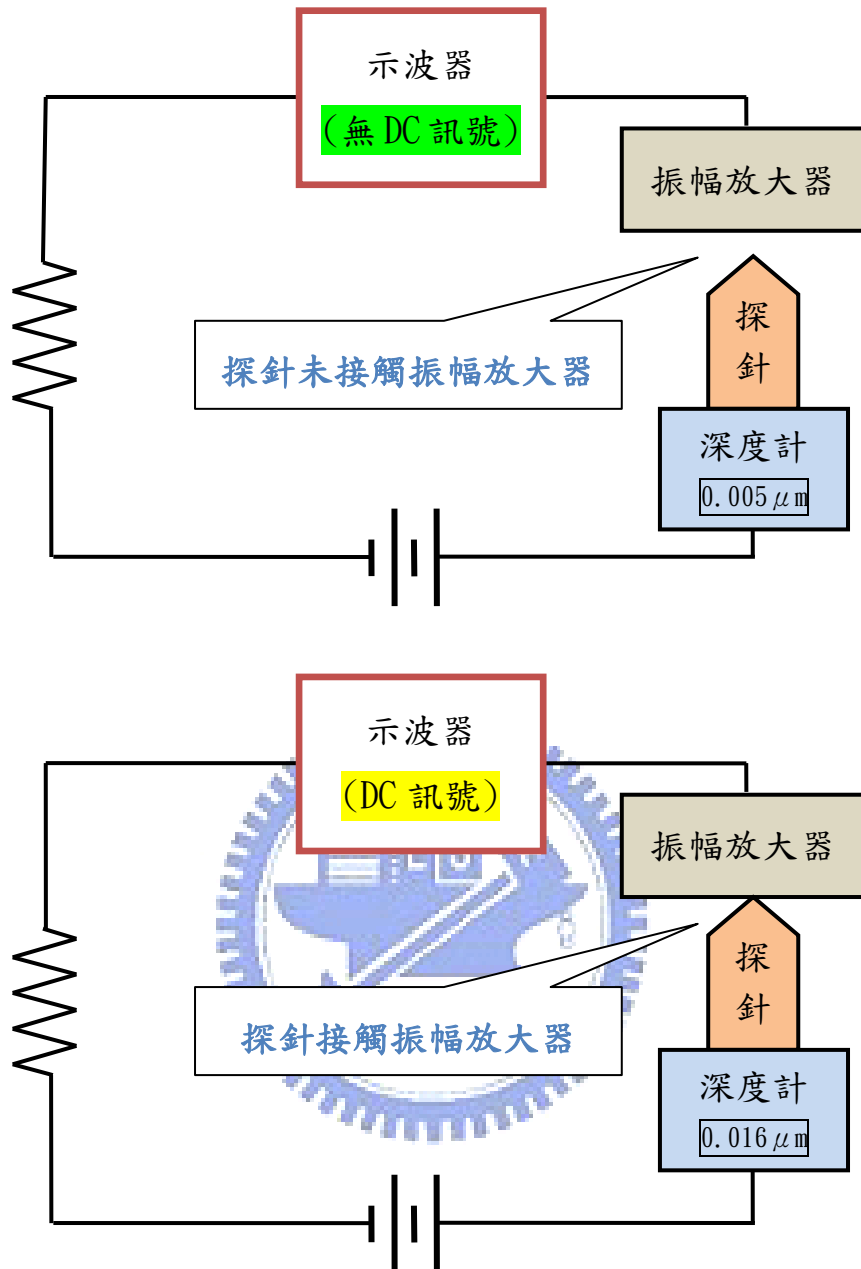


圖 4-5：簡易超音波振幅量測儀原理示意圖

本量測儀器利用 Mitutoyo 型號 IP65 之數位深度計來控制並量測探針之位置，其量測解析度可達  $1 \mu\text{m}$ 。本儀器亦可依不同材質的振幅放大器更換探針，質地較軟如鋁製振幅放大器可以銅針為其探針，而質地較硬如不鏽鋼製振幅放大器則可用碳化鎢做為其探針，以防止探針因操作不當而鈍化。簡易超音波振幅量測儀如圖 4-6 所示。



圖 4-6：簡易超音波振幅量測儀

## 4.2 15K 振幅放大器實驗驗證

### 4.2.1 15K-Original 實驗驗證

振幅放大器 15K-Original，有限元素分析之第一縱向模態共振頻率為 14950.236Hz，端面振幅均勻度為 24.967%，模擬振幅分佈如圖 4-7 所示。

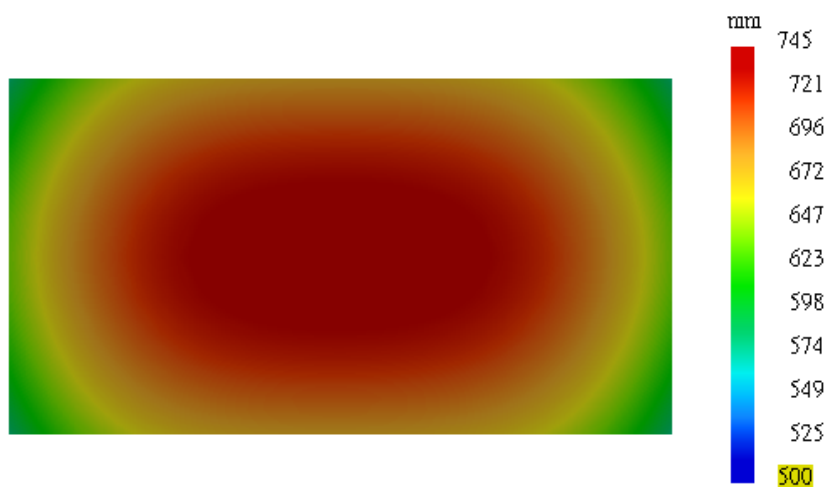


圖 4-7：15K-Original 模擬輸出振幅分佈

以測試機台 KWB2615 進行振幅放大器共振頻率的測試，實驗之共振頻率為 14960Hz。

振幅之實驗量測乃將振幅放大器輸出端面依長寬劃分為八乘四的三十二個小區域如圖 4-8 所示，量測每個小區域之中央點代表區域之振幅值，以得到放大器輸出端面之振幅分佈。

使用千分錶量測輸出端面三十二個量測點，量測結果如表 4-1 所示：底部最大振幅為  $25\mu\text{m}$ ，最小振幅為  $21\mu\text{m}$ ，大小差為  $4\mu\text{m}$ ，即振幅均勻度 16%。



圖 4-8：15K 振幅放大器量測點

表 4-1：15K-Original 千分錶振幅量測結果

振幅分佈 ( $\mu\text{m}$ )							
21	23	24	24	24	23	23	21
22	23	25	24	25	25	24	21
22	24	24	25	25	24	24	23
21	22	23	24	24	23	23	21

#### 4.2.2 15K-Optimum 實驗驗證

振幅放大器實際加工時因考量到加工難易度，且數值計算解之小數點下位數過多，在實際加工上並沒有意義，因此溝槽位置精度取到 0.5mm 為最小單位，溝槽位置  $y_1$ 、 $y_2$  分別以 30mm 及 132.5mm 加工取代數值計算解。定義實際加工之振幅放大器名稱為 15K-Optimum，振幅放大器實體照片如圖 4-9 所示，實際加工尺寸如圖 4-10 所示。並以實際尺寸重新進行有限元素分析，目標函數為 31.241（即端面振幅均勻度為 3.907%），共振頻率為 14729.672Hz，模擬之振幅分佈如圖 4-11 所示。

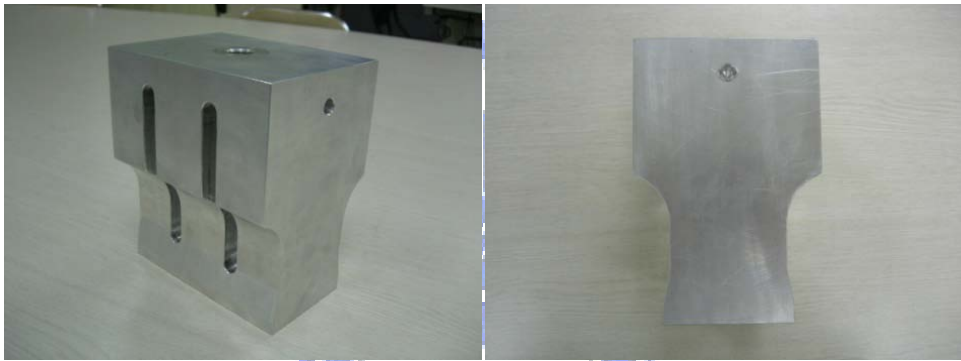
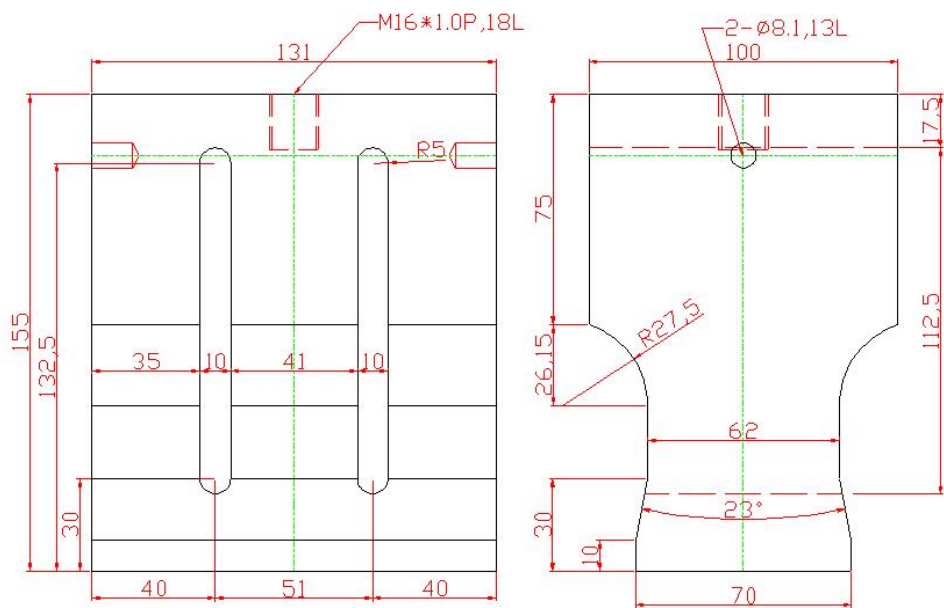


圖 4-9：15K-Optimum 實體照片



單位：mm

圖 4-10：15K-Optimum 尺寸圖

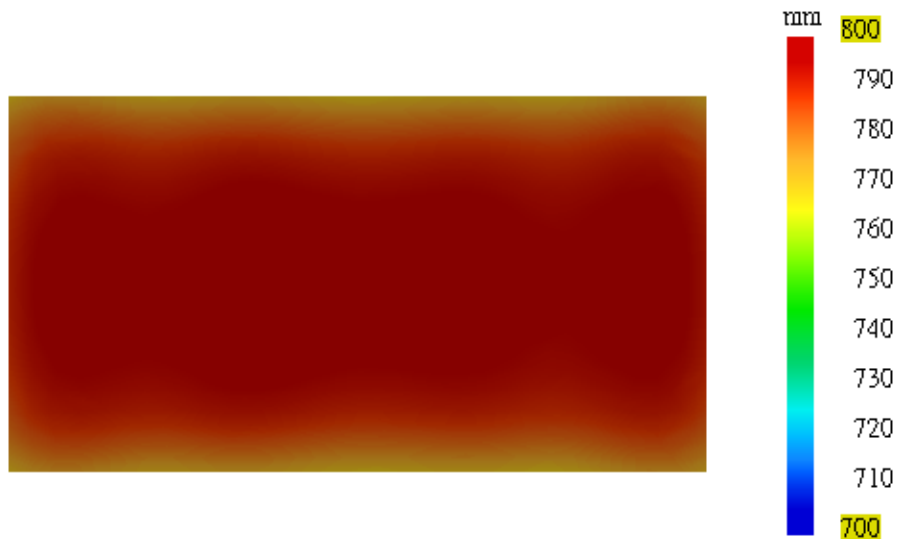


圖 4-11：15K-Optimum 模擬輸出振幅分佈

以測試機台 KWB2615 進行振幅放大器共振頻率的測試，實驗之共振頻率為 14750Hz。

使用千分錶量測輸出端面三十二個量測點，量測結果如表 4-2 所示：底部最大振幅為  $28\ \mu\text{m}$ ，最小振幅為  $26\ \mu\text{m}$ ，大小差為  $2\ \mu\text{m}$ ，即振幅均勻度為 7.143%。

表 4-2：15K-Optimum 千分錶振幅量測結果

振幅分佈 ( $\mu\text{m}$ )							
26	27	28	28	28	28	27	26
27	27	28	28	28	28	27	27
27	27	28	28	28	28	27	27
26	27	27	28	28	28	28	27

### 4.3 35K 振幅放大器實驗驗證

#### 4.3.1 35K-Original 實驗驗證

振幅放大器實體照片如圖 4-12 所示，並定其名稱為 35K-Original。此類切斷用刀具振幅放大器，外型之曲面以及刀刃在加工上較為困難，容易有加工上之誤差，所以量測振幅放大器實際加工尺寸如圖 4-13 所示。以實際尺寸重新進行有限元素分析，其第一縱向共振模態頻率為 34375.340Hz，刀刃均勻度為 6.098%，刀刃之模擬振幅分佈圖如圖 4-14 所示，而刀刃偏擺率為 0.946%。

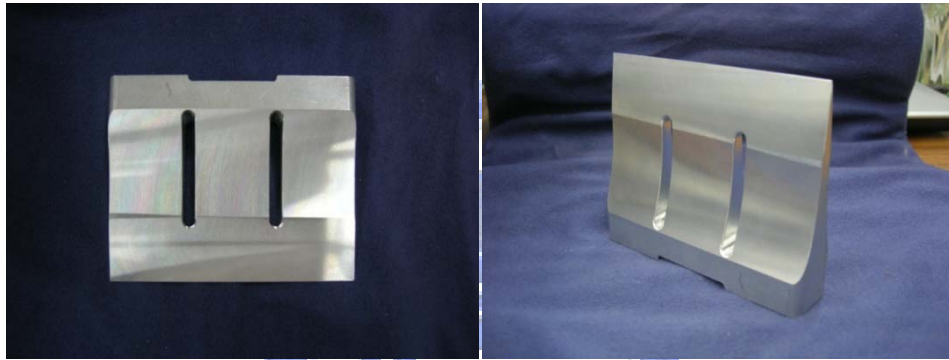


圖 4-12：35K-Original 實體照片

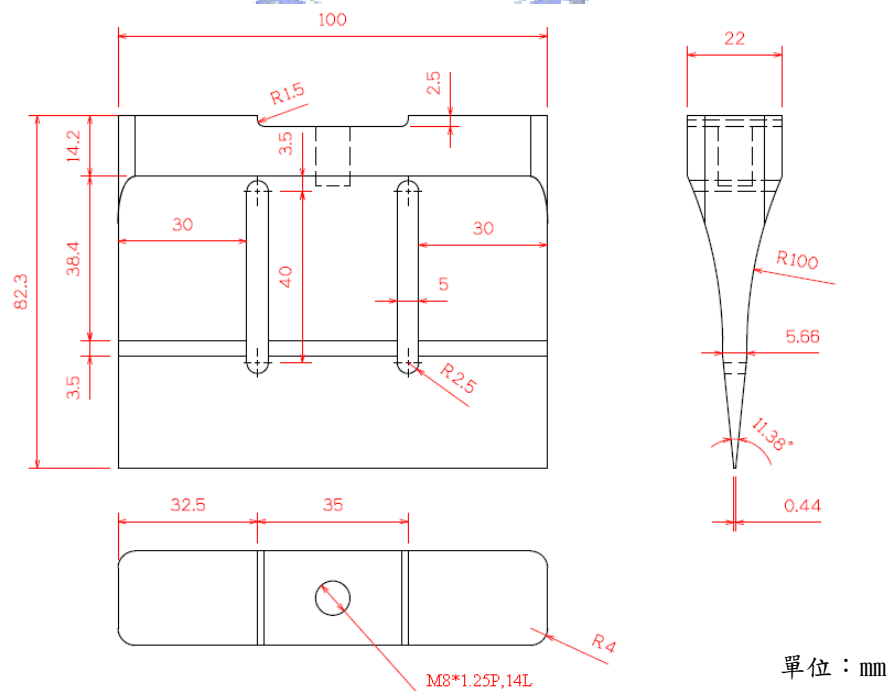


圖 4-13：35K-Original 尺寸圖

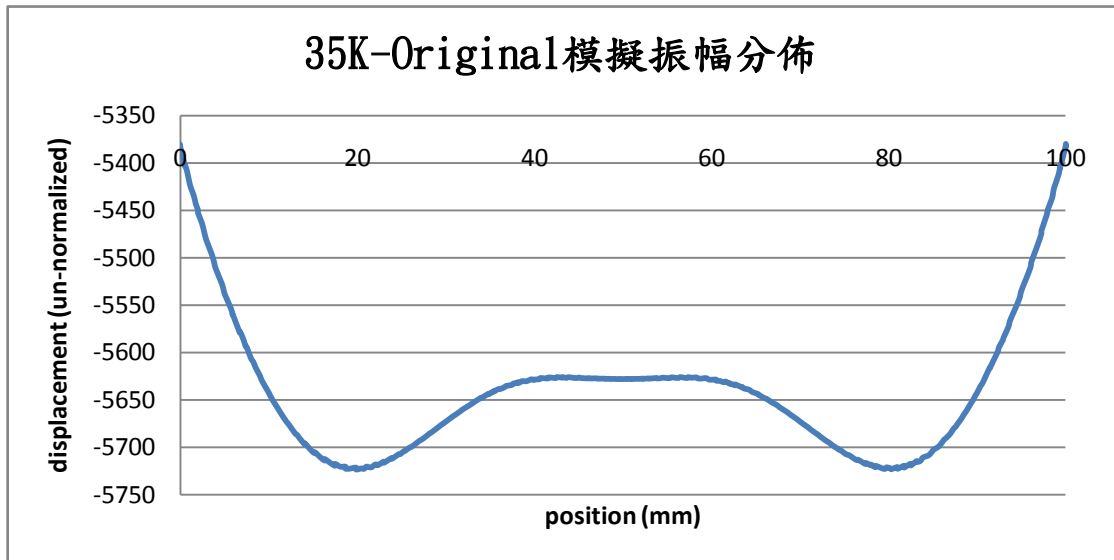


圖 4-14：35K-Original 模擬振幅分佈圖

使用 35kHz 電子控制箱進行振幅放大器共振頻率的測試，實驗之共振頻率為 34340Hz。

使用自行設計之簡易超音波振幅量測儀進行位移的量測，並以銅製探針做為量測儀器之探針。將刀刃分為每段 10mm 的 10 個等分段，量測每段中央點如圖 4-15 所示，量得振幅代表區域振幅值，以得到刀具振幅放大器之振幅分佈。

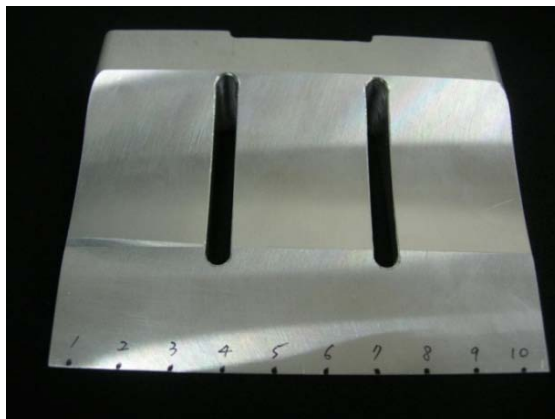


圖 4-15：35K 振幅放大器量測點



使用簡易超音波振幅量測儀進行振幅之量測，量測結果如表 4-3 所示：底部最大振幅為  $29\mu\text{m}$ ，最小振幅為  $24\mu\text{m}$ ，大小差為  $5\mu\text{m}$ ，即刀刃均勻度為 18.587%。實驗振幅分佈圖如圖 4-16 所示。

表 4-3：35K-Original 簡易超音波振幅量測儀振幅量測結果

振幅分佈										
量測點	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
振幅( $\mu\text{m}$ )	24	28	29	26	27	27	27	28	29	24

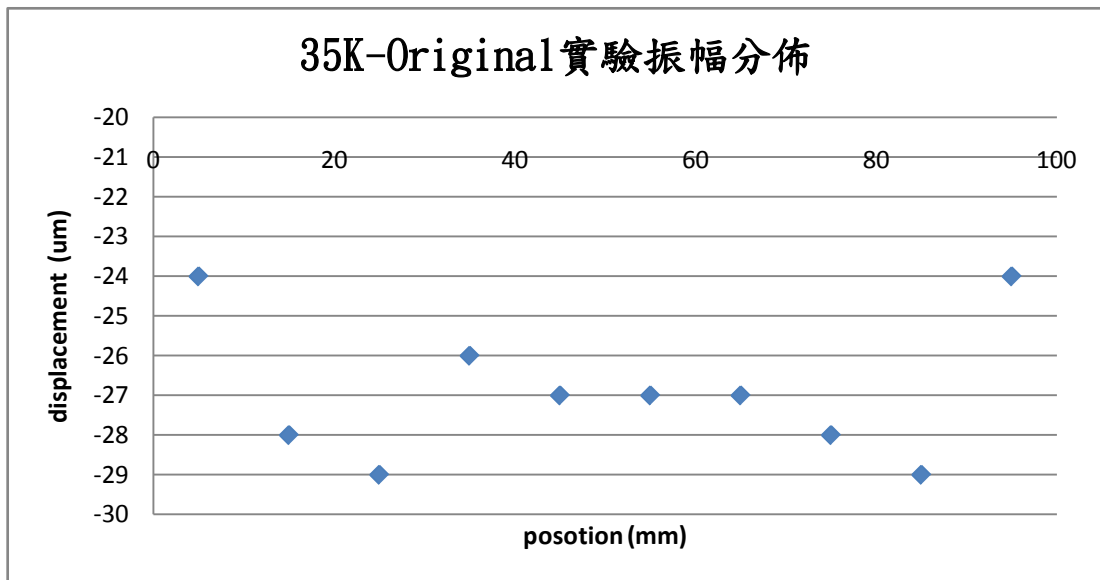


圖 4-16：35K-Original 實驗振幅分佈圖

#### 4.3.2 35K-Optimum 實驗驗證

35K 振幅放大器最佳化後進行加工製造，實體照片如圖 4-17 所示，並定其名稱為 35K-Optimum，其曲面與溝槽均使用線切割 CNC 機台加工，因此尺寸誤差並不大，實際尺寸如圖 4-18 所示。有限元素分析第一縱向共振模態頻率為 34988.473Hz，刀刃均勻度為 1.623%，刀刃之模擬振幅分佈圖如圖 4-19 所示，而刀刃偏擺率為 0.179%。

使用 35kHz 電子控制箱進行振幅放大器共振頻率的測試，實驗之共振頻率為 34960Hz。使用簡易超音波振幅量測儀進行振幅之量測，量測結果如表 4-4 所示：底部最大振幅為  $31\ \mu\text{m}$ ，最小振幅為  $29\ \mu\text{m}$ ，大小差為  $2\ \mu\text{m}$ ，即刀刃均勻度為 6.689%。實驗振幅分佈圖如圖 4-20 所示。

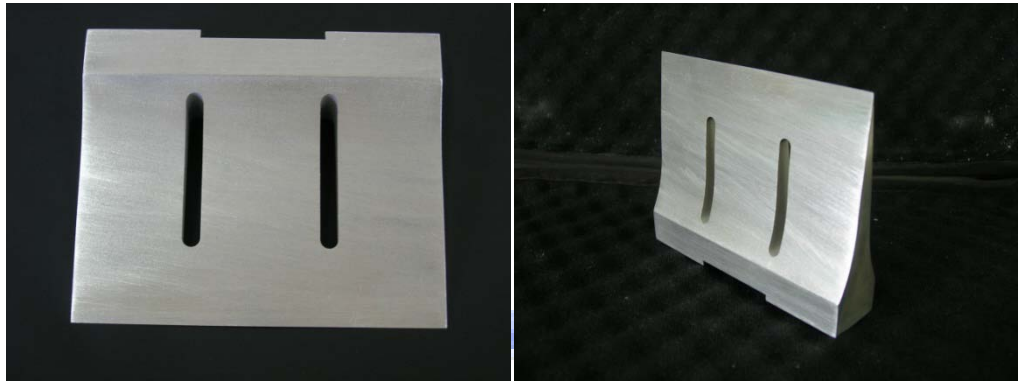


圖 4-17：35K-Optimum 實體照片

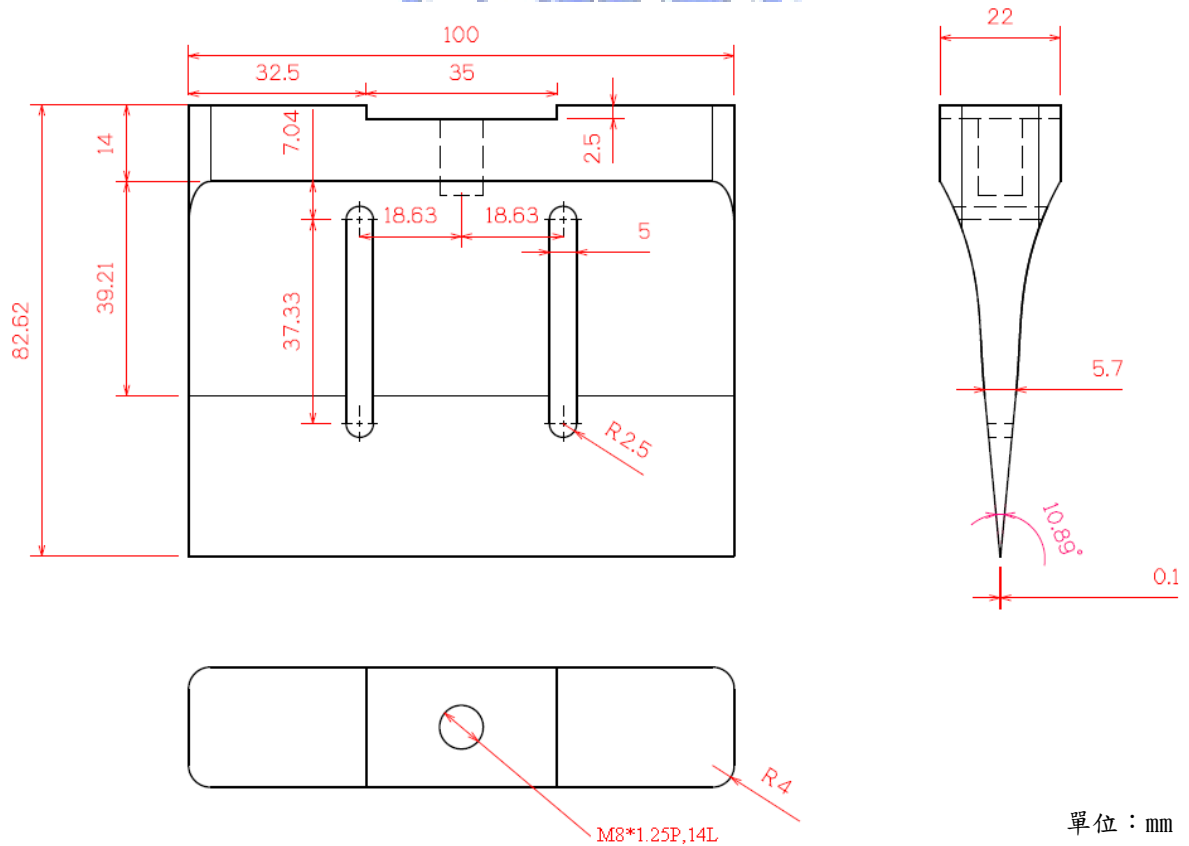


圖 4-18：35K-Optimum 加工尺寸圖

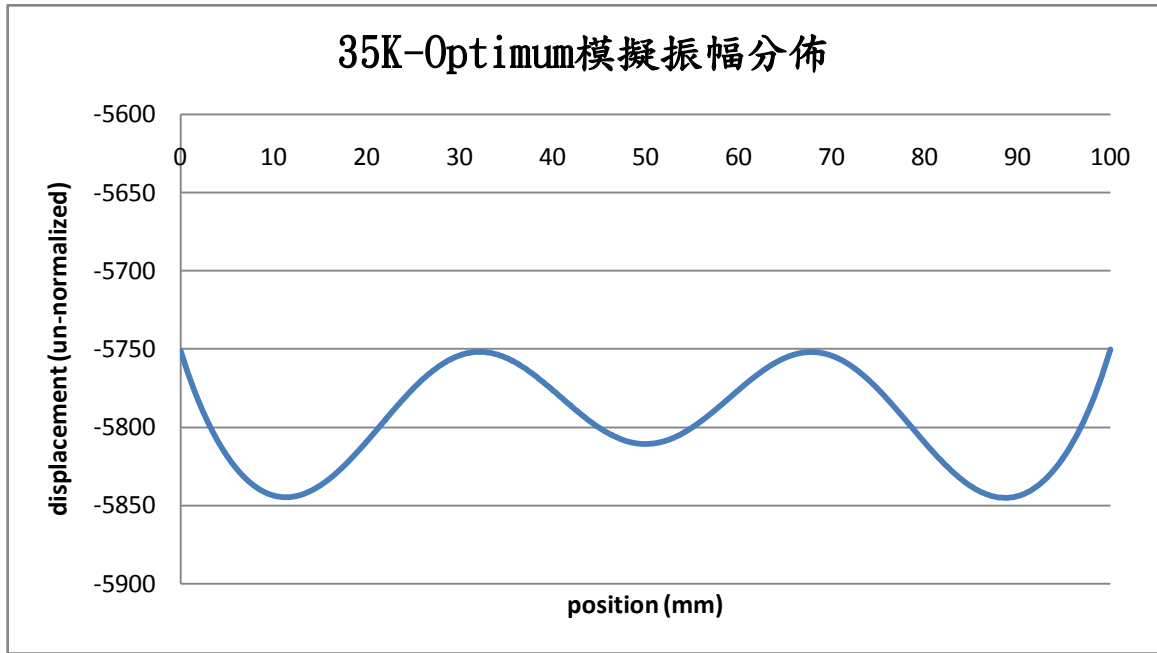


圖 4-19：35K-Optimum 模擬振幅分佈圖

表 4-4：35K-Optimum 簡易超音波振幅量測儀振幅量測結果

振幅分佈										
量測點	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
振幅( $\mu\text{m}$ )	30	31	30	30	30	29	30	29	30	30

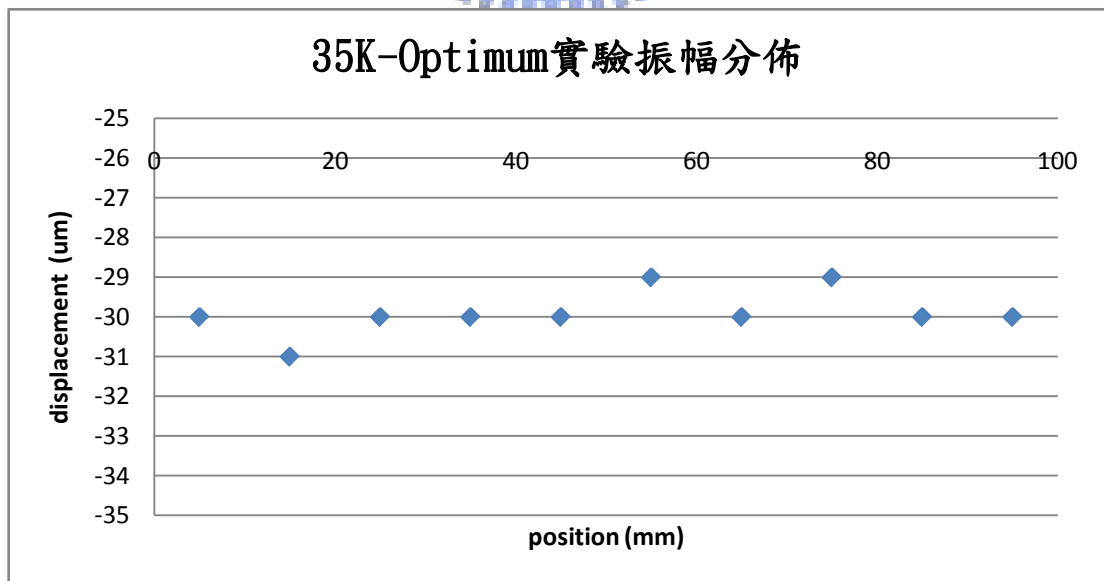


圖 4-20：35K-Optimum 實驗振幅分佈圖

## 第五章 實驗結果討論

### 5.1 有限元素分析與實驗比較

本研究主要以振幅放大器共振頻率的量測與振幅分佈的實驗來驗證有限元素分析的準確性。

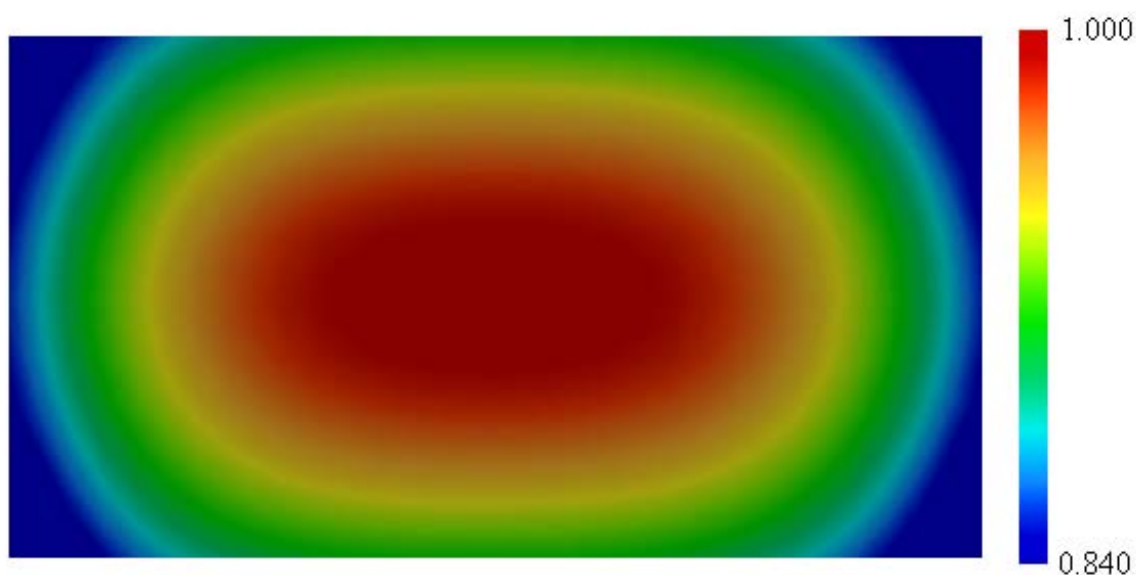
共振頻率部分：整理研究中不同振幅放大器有限元素分析之共振頻率與實驗之共振頻率如表 5-1 所示。實驗結果顯示，振幅放大器共振頻率，與自然頻率之有限元素分析相當接近，模擬與實驗誤差值在可接受之 40Hz 以內（誤差 $\pm 0.15\%$ 以內）。

表 5-1：有限元素與實驗量測共振頻率比較

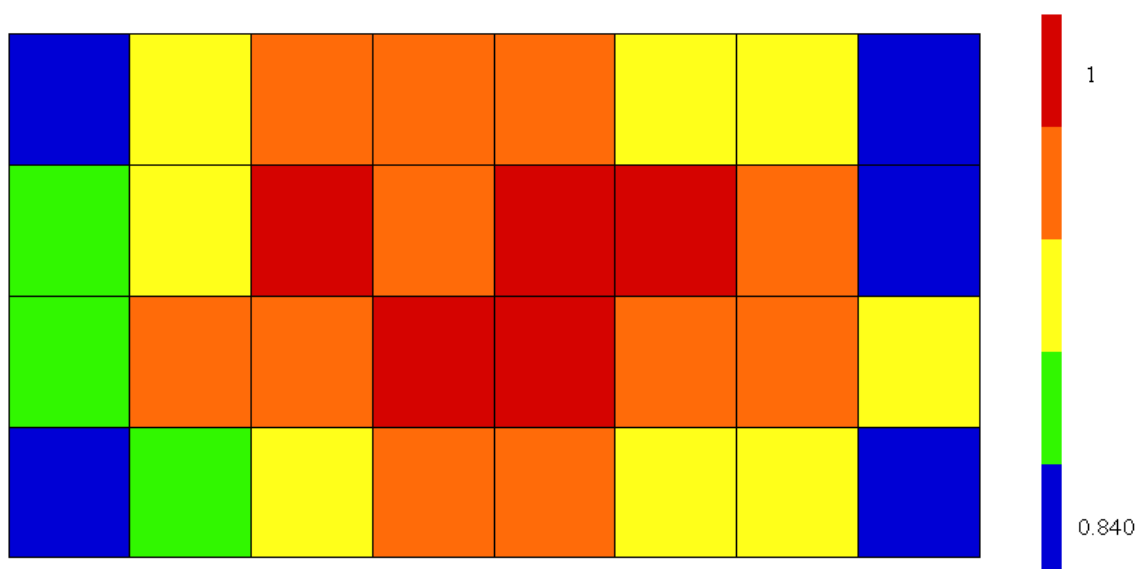
振幅放大器型號	第一縱向模態共振頻率 (Hz)		誤差	
	有限元素	實驗量測	(Hz)	(%)
15K-Original	14950.236	14960	9.764	0.065
15K-Optimum	14729.672	14750	20.328	0.138
35K-Original	34375.340	34340	-35.340	-0.103
35K-Optimum	34988.473	34960	-28.473	-0.081

在共振時振幅分佈部分：因為自然頻率之有限元素分析並未給定實際輸入能量，模擬只能得到振幅相對值，故設定最大振幅為 1，將模擬與實驗振幅歸一化 (Normalize)，不同振幅放大器有限元素分析與實驗之振幅分佈比較如圖 5-1 至圖 5-4 所示。因為實驗量測振幅時，是以「單點測量」之方式，所以 15K 振幅放大器實驗數據做出之振幅值等高線圖時，若量測

「點」的數量不足時，則等高線圖較無法呈現真實分佈情形，但從圖 5-1 與 5-2 可看出，實驗與模擬之振幅分佈趨勢一致，誤差亦在可以接受之範圍內。

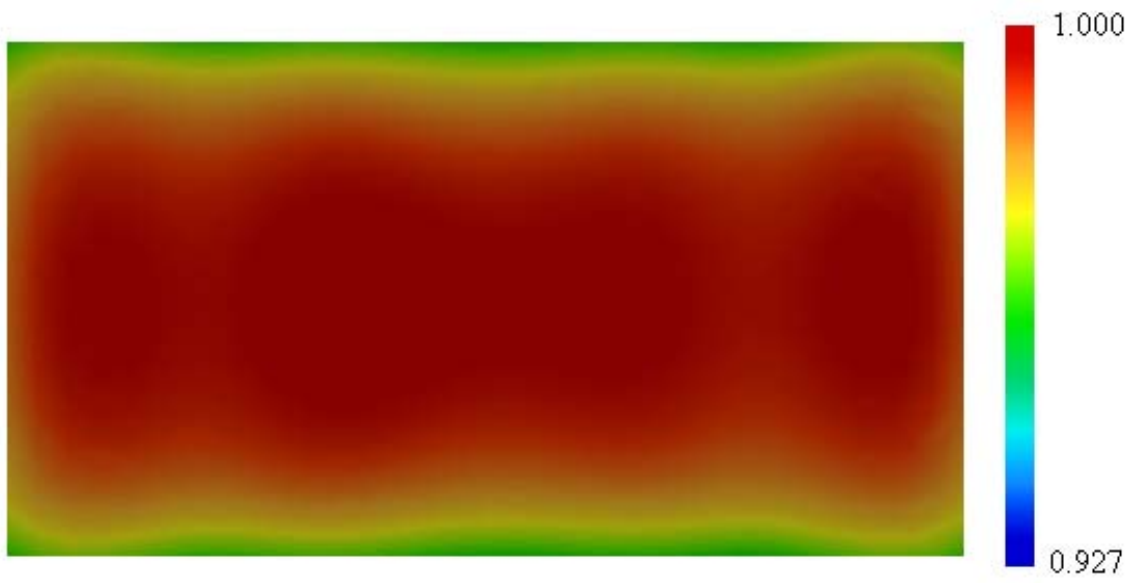


(a) 歸一化後模擬振幅分佈

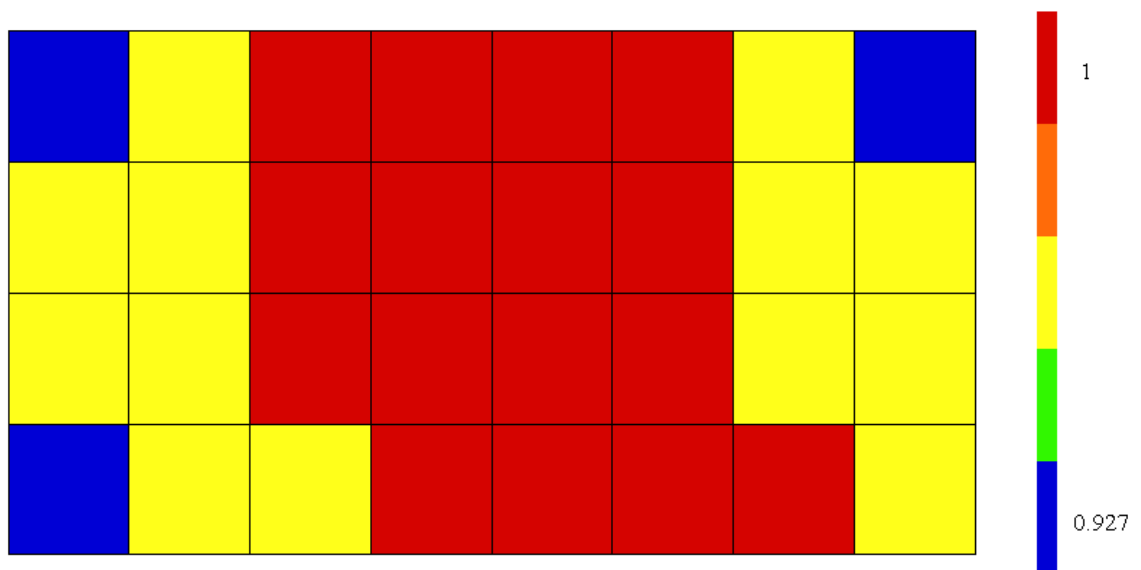


(b) 歸一化後實驗振幅分佈

圖 5-1：15K-Original 模擬實驗振幅分佈比較



(a) 歸一化後模擬振幅分佈



(b) 歸一化後實驗振幅分佈

圖 5-2：15K-Optimum 模擬實驗振幅分佈比較

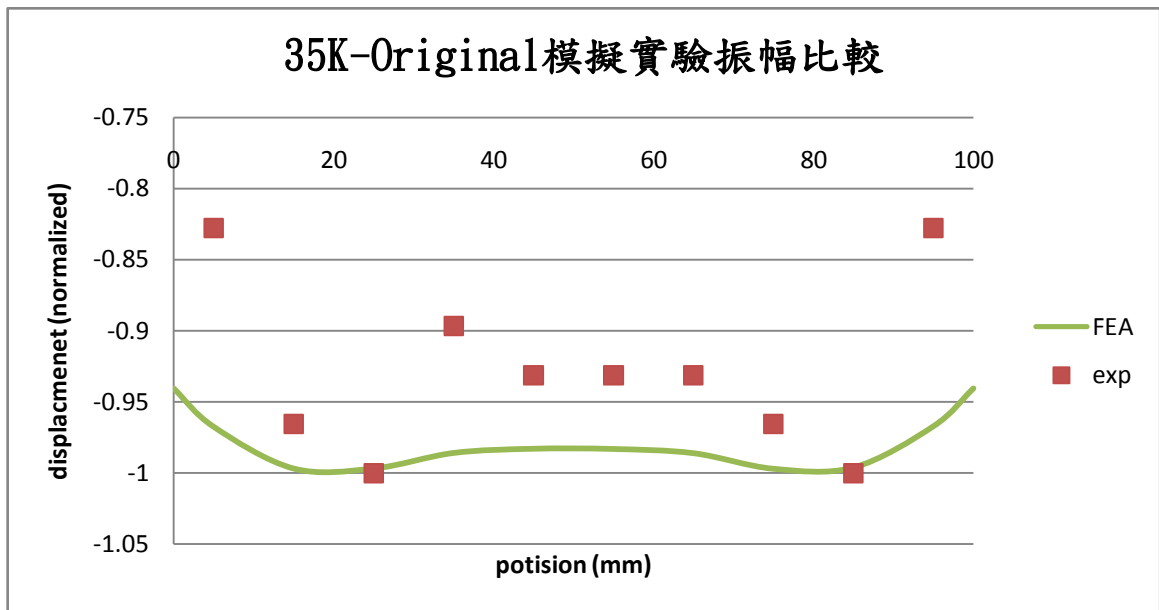


圖 5-3：35K-Original 模擬實驗振幅分佈比較

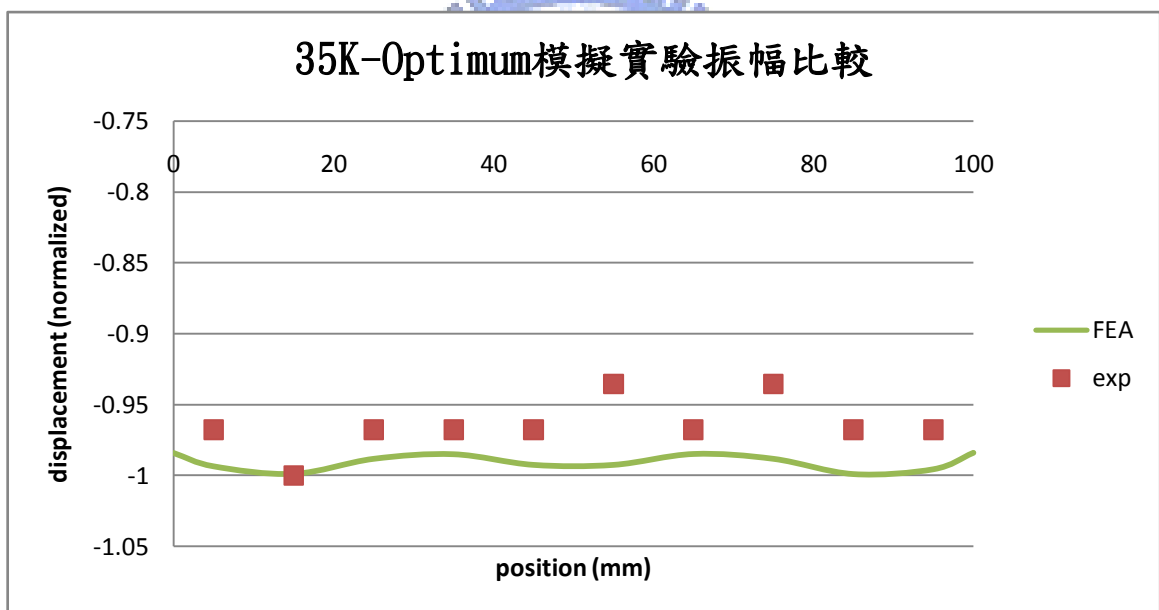


圖 5-4：35K-Optimum 模擬實驗振幅分佈比較

實驗結果也證明，最佳化設計後的振幅放大器，其振幅分佈比原始設計均勻，透過均勻的振幅輸出來改善舊有振幅放大器使用上之問題，使振幅放大器在使用上能有更好之加工精度以及壽命。

## 5.2 其他性質討論

### (1) 彈性變形之驗證

振幅放大器的有限元素分析，假設了振動之變形均在材料之彈性變形範圍之內。以實驗量測之最大振幅計算出振幅放大器最大應力值，如表 5-2 所示，驗證了研究中的四個振幅放大器，最大應力值均小於其材料之降伏應力，振動之變形均屬彈性變形，未達塑性變形，且最大應力值均小於材料之疲勞應力。

表 5-2：振幅放大器彈性變形驗證

	最大振幅 ( $\mu\text{m}$ )	最大應力值 (MPa)	降伏應力 (MPa)	疲勞應力* (MPa)
15K-Original	25	90.9	276	96.5
15K-Optimum	28	58.8	276	96.5
35K-Original	29	89.3	324	138
35K-Optimum	31	99.7	324	138

\*疲勞應力為經歷  $5 \times 10^8$  cycles 之疲勞應力

### (2) 與相鄰頻率之間隔 (Frequency Isolation)

振幅放大器作用時，會因相鄰之共振模態，影響電子控制箱自動追頻的動作，因此振幅放大器設計時，均希望與相鄰共振模態有一定的間隔，若間隔過近易發生電子控制箱當機的問題。而若相鄰之共振模態為縱向波之諧振模態，則容易影響振幅放大器之振幅分佈。研究中之振幅放大器模態間隔如表 5-3 所示，實驗量測時，模態間隔較小者，電子控制箱的確較常發生無法追頻之當機現象。



表 5-3：振幅放大器模態間隔

	Previous mode		Operating mode	Next mode	
	(Hz)	Isolation	(Hz)	(Hz)	Isolation
15K-Original	14348	-602	14950	15476	+526
15K-Optimum	14283	-447	14730	14880	+150
35K-Original	34208	-167	34375	34594	+219
35K-Optimum	34467	-521	34988	35638	+650

### 5.3 誤差原因探討

研究中可能產生誤差的原因有很多，大致可以分為以下幾種：

#### (1) 有限元素分析之誤差

在建立有限元素分析模型時，振幅放大器幾何外型上有做些許之簡化，如螺孔、螺紋、倒角等；亦有可能在產生網格時，網格形狀與曲面形狀有著差異，這些原因都會產生少許誤差，此類形狀上的誤差，對於 15K 振幅放大器影響很小，因其質量大；但對於 35K 振幅放大器則可能有較大之影響。

而本研究有限元素分析主要探討振幅放大器縱向模態的共振特性，但振幅放大器實際在作用時亦有可能因為諧振模態的出現影響其共振特性，研究中嘗試以有限元素分析模態疊加之動態分析，來驗證振幅放大器動態分析特性與共振特性的差異，分析結果證明其差異不大。模態疊加之動態分析請參照附錄 D。

有限元素分析振幅放大器共振時特性為一理想化結果，而並未考慮振動系統的能量損耗，如摩擦力、各振動件之內部阻抗等，許多能量因損耗

轉換成熱能逸散，因此模擬之振幅分佈雖與實驗之分佈趨勢一致，但振幅均勻度均較模擬值差。

## (2) 加工尺寸誤差

振幅放大器實際製造時易產生加工精度上的誤差，包括尖銳邊之導角、尺寸上加工之誤差等。中大型振幅放大器因質量大，此問題並非特別明顯；而研究中的刀具振幅放大器，因體積與質量小，且刀刃構造小，共振頻率對於尺寸上的變化特別敏感，只要有一點加工上的誤差就很容易使振幅放大器之共振特性有很大的改變。

研究中 35K 振幅放大器其曲面及刀刃加工不易，其原設計在加工上的尺寸誤差，使振幅放大器共振頻率偏離了超過 1kHz，影響非常明顯。使用有限元素分析可發現，雖然刀刃角度的變化對振幅放大器整體的質量影響並不大，但卻為影響刀具振幅放大器共振頻率最明顯之因素。以振幅放大器 35K-Optimum 為例，若刀刃角度增加 1 度，則其模擬共振頻率會減少 638Hz (34988Hz 降至 34350 Hz)；若刀刃角度減少 1 度，則其模擬共振頻率會增加 676Hz (34988Hz 升至 35664 Hz)。

## (3) 材料性質之誤差

自然頻率之有限元素分析，主要之參數為幾何形狀與材料性質(密度、楊氏係數、蒲松比)，研究中之振幅放大器均委託外面廠商加工製造，直接指定材料型號，而材料性質資訊是由 MatWeb 網站【25】取得，並未做材料性質之實驗，因此材料性質可能會有些許誤差，直接影響有限元素分析之準確性。

本研究及業界之振幅放大器製造完成後均需要做熱處理，以增強其機械性質，此製程亦能確保材料為均質 (Homogeneous) 以及除去加工時熱應

力對材料性質的影響。雖然為塊狀材料加工，材料仍可能存在方向性，與有限元素假設之等向性會有些許差異而有誤差產生。

#### (4) 邊界條件之影響

超音波振動系統之組裝，對於系統振態也會造成一定的影響，聚能器與振幅放大器之間是以無頭螺絲連接，若是連接時沒有鎖緊導致間隙之產生，不但影響系統振態，螺絲也會因振動鬆脫，螺牙亦有可能因超音波振動產生崩裂。使用接觸式振幅量測儀量測振幅時，均對邊界條件有些許改變，千分錶在振幅放大器振動時會接觸振幅放大器；而簡易超音波振幅量測儀雖然探針與振幅放大器的接觸面積很小，但使用時需在振幅放大器上接上電線，都會改變邊界條件造成少許誤差。

#### (5) 量測儀器之誤差

##### (a) 頻率量測儀器

如上所述，實驗中振幅放大器振動時，因邊界條件的改變，使振幅放大器之共振頻率略有變化，實驗使用之計頻器雖然解析度雖能達到0.01Hz，但業界測試共振頻率時常以取至10Hz為最小單位，因此頻率量測上會產生誤差。而當被測頻率較高時，計頻器會因脈衝信號占空比較小，使量測誤差較大。

##### (b) 振幅量測儀器之誤差

研究中使用的振幅量測儀器，在量測上造成誤差的原因主要有兩種：一為振幅量測儀器因量測原理或機械構造，造成振幅量測上之誤差；另一為數據讀取及判讀上的誤差，不論是指針式儀器數據讀取或示波器波形讀取，均需要憑藉肉眼做讀取及判讀，而有可能造成判讀上之誤差。振幅量測儀器之誤差將於下一節進行更詳細之比較及說明。

## (6) 量測範圍之選取

振幅的實驗量測，均只量取部分點資料觀察振幅放大器的振幅分佈，在量測時可能最大最小值並非有被量測到，造成數據上之差異，因此在量測時以量測點越多，振幅分佈越為準確。

## (7) 外界振動之影響

由於振幅之量測為微米等級，因此外界產生的振動會對振幅量測造成顯著的影響，實驗時外界可能會造成的振動有電子控制箱、實驗時的實驗平台等，或調整簡易超音波振幅量測儀時也有可能因儀器剛性不足造成振動產生誤差，因此如何有效隔絕外界振動干擾與提高各儀器之剛性也成為振幅量測實驗之重要課題。

## (8) 熱的影響

振幅放大器振動時因能量損耗會有溫度上升的現象，楊氏系數會因溫度改變略為下降，造成振幅放大器共振頻率下降及共振特性改變；振幅放大器也會因為熱漲冷縮原理，體積有少許膨脹，使量得之振幅產生誤差。



## 5.4 振幅量測儀器比較

### (1) 千分錶

千分錶的量測可能因其內部彈簧之彈性係數（或內部之齒輪裝置等）影響到量測準確度，若彈簧之彈性係數較大則在振動時會吸收部分能量，使得量得之振幅比實際振幅小；若彈簧之彈性係數較小，則有可能造成振動時，測頭並無全程都與振幅放大器接觸，而因慣性而使測頭被振離振幅放大器，使得量得之振幅比實際振幅大。

振幅放大器振動時，其輸出端面會與測頭接觸會因摩擦產生熱能，使測頭之溫度上升，因熱漲冷縮之現象亦可能造成儀器少許之誤差。

雖然千分錶不適合做為刀具振幅放大器之振幅量測儀器，但除了少部分端面構造特殊或構造較深使測頭無法接觸的振幅放大器，大多數的振幅放大器振幅分佈均可用其量測，且千分錶成本較低、取得容易。

## (2) 簡易超音波振幅量測儀

由於此振幅量測儀器是以通路之判讀來判定儀器是否接觸到振幅放大器，因此接觸瞬間的判讀會直接影響到振幅量測值，一般而言，通路的判定均超過探針與振幅放大器接觸之瞬間，所以此儀器所量得之振幅有可能較實際振幅小一些，若能以電腦趨動探針之前進，亦由電腦判讀其通路而停止探針前進之機制並讀取位移值，則可以大大增進振幅量測之準確性。

在實驗過程中，若是金屬探針前進量過大，針頭不斷被振幅放大器碰撞有可能會造成針尖鈍化，或是振幅放大器因針尖碰撞留下凹痕，都有可能對振幅量測實驗造成影響。實驗曾嘗試使用發光二極體及示波器兩種方式來判斷電路之通路，發光二極體在判讀上較為不明顯，故使用示波器來做判讀，但超音波振動系統開啟時，不論共振與否，振幅放大器上會有交流電訊號產生如圖 5-5 所示，在不同的電子控制箱及負載下則會有不同之電壓值，因此本研究是採用調整電源供應器之電壓輸入，使直流電壓值遠高於交流電壓訊號，來做通路之判讀，如圖 5-6 所示。

簡易超音波振幅量測儀之優點為儀器可依照不同載具量測上之需求，解決其他儀器量測上所不能達到之限制，但其解析度亦受限於數位深度計之  $1\mu\text{m}$ ，且需要通以直流電量測，可能會影響到振幅放大器振動時之電氣特性。



圖 5-5：振幅放大器交流電訊號

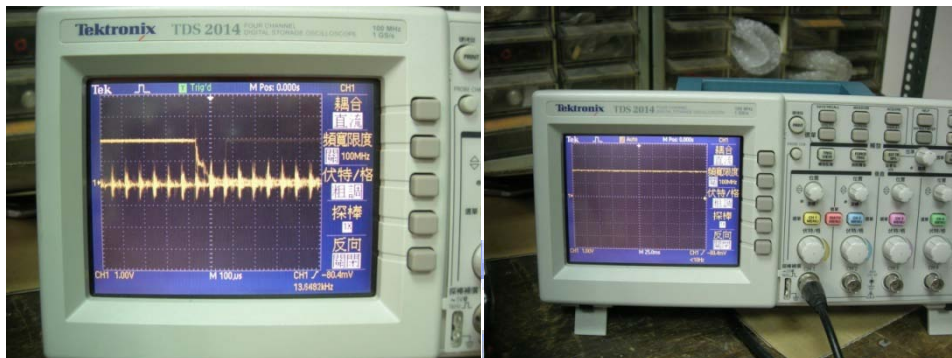


圖 5-6：通路時示波器電壓訊號

### (3) 其他儀器

研究中也曾借用光纖位移感測器來進行振幅的量測，因為光纖位移感測器在使用上有許多限制，並不符合 35K 振幅放大器量測使用，如刀刃之厚度 (0.1mm) 遠小於光纖探針直徑 (研究中使用之探針為 3.175mm)，且在實驗時無法做精確的校正，故量測數據僅做為參考用。儀器之介紹與實驗結果並討論請參照附錄 E

超音波振動的頻率高達數十 kHz 以上，振動振幅為微米 ( $\mu\text{m}$ ) 級，同時滿足上述兩條件之振幅量測儀器常見的有：電容式位移感測器、渦電流位移感測器、顯微測定、光纖位移感測器、雷射測距儀等【1】。各種儀器均有其優缺點，本研究所用之儀器與常見市售之位移量測器，簡略的比較如表 5-2 所示。

表 5-4：不同振幅量測儀器優缺比較

	千分錶	簡易振幅 量測儀	電容式位 移感測器	渦電流位 移感測器	光纖位移 感測器	電射測 距儀
量測 方式	接觸式	接觸式	非接 觸式	非接 觸式	非接 觸式	非接 觸式
最大解 析度	1 $\mu$ m	1 $\mu$ m	0.01nm	10 $\mu$ m	0.01 $\mu$ m	0.1 $\mu$ m
最大頻 率響應	NA	NA	10kHz	10kHz	500kHz	20kHz
探頭/針 直徑	4mm	5mm~ 0.5mm	2.5mm	>5mm	3.2mm~ 0.5mm	NA
反應 速度	NA	慢	較慢	較慢	快	快
位移 量測	最大值	最大值	最大值	最大值	即時 量測	即時 量測
價格	便宜	便宜	極昂貴	普通	極昂貴	普通
適用 範圍	平面	無限制	金屬 製品	金屬 製品	反光 平面	反光 平面

## 第六章 結論與未來展望

### 6.1 結論

在超音波振幅放大器的設計上，本研究利用應用軟體 CATIA V5 整合電腦輔助繪圖、有限元素分析及最佳化設計，取代費時又無效率的傳統實驗試誤法及模擬試誤法設計。使用最佳化設計系統，亦可以彌補實際放大器設計上的經驗不足，對於有經驗的設計者亦可由經驗來選定及簡化設計變數，以增進最佳化設計的效率。

研究中針對兩複雜外型的振幅放大器進行外型之最佳化設計，以改善輸出振幅分佈不均勻之問題，並透過振幅放大器之原型製造與振幅量測實驗，驗證有限元素分析的準確性。實驗結果證明，雖以振幅放大器之共振特性進行簡化分析，但有限元素分析之共振頻率與實驗值接近；而振幅分佈之趨勢亦與實驗值一致。最佳化設計後之振幅放大器，其輸出振幅均勻度也較最佳化設計前好，使振幅放大器在使用上能有更好之精度與壽命。

研究中亦克服目前業界無法做到的刀具振幅放大器振幅的量測，且此儀器可應用在各種振幅放大器的振幅量測上。

### 6.2 未來展望

本論文研究尚有許多未臻完善之處，未來研究的方向可以朝以下幾個方向努力：

1. 對整個振動系統做有限元素分析，並給定實際輸入能量與系統邊界



條件，以探討輸入能量與實際振幅之關係，並在最佳化設計將放大率及能量轉換效率考慮為目標函數。

2. 以有限元素分析之方式，模擬加工上尺寸之誤差對於振幅放大器特性之影響，可藉由改變變數值，模擬振幅放大器之特性是否在容忍範圍內，進而制定出尺寸公差。
3. 針對材料進行材料試驗，以得到較為可靠的材料參數，使有限元素分析之結果更為準確。因材料性質對振幅放大器之共振頻率影響敏感，因此材料試驗需做的較精確，以防止材料試驗的誤差過大使分析不準確。
4. 在大型振幅放大器的振幅量測上，使用非接觸式量測儀器取代千分錶量測，以獲得更準確之振幅分佈，由表 5-4 之比較，若不考量成本因素，光纖位移感測器有著解析度高、可即時量測及可量測頻率高之優點，為最適合量測振幅放大器振幅分佈之儀器。
5. 持續改良研究中自行設計之簡易超音波振幅量測儀，儀器支架之剛性、增加 XY 平台、探針之趨動與接觸判定，均為未來可以改良的部分，使本儀器精確度提高，以應用在一般儀器無法量測之振幅放大器振幅量測上。
6. 設計刀具振幅放大器側向位移的量測方式。
7. 探討研究中並未討論振幅放大器之特性，如機械性質 Q 質、電氣特性、與相鄰頻率之間隔等。

## 參考文獻

- 【1】 賴耿陽， “超音波工學” ，初版，復文書局，2005
- 【2】 鄭振東， “超音波工程” ，初版，全華科技圖書股份有限公司，1999
- 【3】 H. Dam, P. Qusit, and M. P. Schreiber, “Productivity, surface quality and tolerances in ultrasonic machining of ceramics” , Journal of Materials Processing Technology, 1995, Vol. 51, pp. 358-368.
- 【4】 G. Sinn, B. Zettl, H. Mayer, and S. Stanzl-Tschegg, “Ultrasonic-assisted cutting of wood” , Journal of Materials Processing Technology, 2005, Vol. 170, pp. 42-49.
- 【5】 A. Shoh, “Welding of thermoplastics by ultrasound” , Ultrasonic, 1976, Vol. 14, pp. 209-217.
- 【6】 A. N. Sovetov, B. Y. Chernyak, A. I. Isaev, S. S. Volkov, and Y. N. Orlov, “Ultrasonic welding of rigid plastic articles with V-shaped edges” , Russian Ultrasonics, 1976, Vol 9.
- 【7】 I. A. Bekmurzaev, and S. S. Volkov, “Ultrasonic welding of small-thickness hard plastic” , Russian Ultrasonics, 1979, Vol.9.
- 【8】 K. Siegert and A. Mock “Wire drawing with ultrasonically oscillating dies” , Journal of Materials Processing Technology, 1996, Vol. 60, pp.657-660.
- 【9】 M. Murakawa, P. Kaewtatip, and M. Jin, “Skin pass wire drawing of stainless steel with chlorine-free lubricant with the aid of ultrasonic vibration” Trans. NAMRI/SME, 2000, Vol.28, pp. 75-80.
- 【10】 M. Murakawa, and M. Jin, “The utility of radially and ultrasonically vibrated dies in the wire drawing process” , Journal of Materials Processing Technology, 2001, Vol. 113, pp. 81-86.

- 【11】 J. Tsujion, “Ultrasonic vibration bending of metal plate specimens” , Proc. IEEE 1989 Ultrasonic Symposium, 1990, pp.1099-1102.
- 【12】 J. Tusjion, “Characteristics of ultrasonic bending of metal plates using a longitudinal vibration die and punch” , Proc. IEEE 1992 Ultrasonic Symposium, 1992, pp.863-866.
- 【13】 羅金德, “超音波加熱壓印微結構之研究” , 國立台灣大學機械工程研究所碩士論文, 2002
- 【14】 J. Petruzelka, J. Sarmanova, and A. Sarman “The effect of ultrasonic on tube drawing” , Journal of Materials Processing Technology, 1996, Vol. 60, pp.661-668.
- 【15】 M. Jin, “Fine-element simulation of ultrasonic wire drawing process” , Simulation of Materials Processing, 2001, pp.475-479.
- 【16】 M. Hayashi, M. Jin, S. Thipprakmas, M. Murakawa, Jung-Chung Hung, Yu-Chung Thai, and Ching-Hua Hung, “Simulation of Ultrasonic -Vibration Drawing Using the Finite Element Method” , Journal of Materials Processing Technology, 2003, Vol. 140, pp. 30-35.
- 【17】 K. H. W. Seah, Y. S. Wong, and L. C. Lee, “Design of tool holders for ultrasonic machining using FEM” , Journal of Materials Processing Technology, 1993, Vol. 37, pp. 801-816.
- 【18】 S. G. Amin, M. H. M. Ahmed, and H. A. Youssef, “Computer-aided design of acoustic horns for ultrasonic machining using finite-element analysis” , Journal of Materials Processing Technology, 1995, Vol. 55, pp. 254-260.
- 【19】 K. Adachi, S. Ueha, “Modal vibration control of large ultrasonic tools with the use of wave-trapped horns” , Acoustical Society of America, 1990, Vol. 87, pp. 208-214.
- 【20】 A. Cardoni, M. Lucas, “Enhanced vibration performance of ultrasonic block horns” , Ultrasonics, 2002, Vol. 40, pp. 365-369.

- 【21】 何四文， “超音波聚能器端面輸出振幅分佈分析” ，逢甲大學機械工程研究所碩士論文，1992
- 【22】 A. Cardoni, M. Lucas, M. Cartmell, F. Lim, “A novel multiple blade ultrasonic cutting device” , Ultrasonics, 2004, Vol. 42, pp. 69-74.
- 【23】 蔡文德， “超音波加工之最佳化設計” ，國立台灣大學機械工程學研究所碩士論文，1980
- 【24】 洪榮崇， “超音波振動於鋁合金成形加工的摩擦效應研究” ，國立交通大學機械工程研究所博士論文，2006
- 【25】 MatWeb (<http://www.matweb.com/index.aspx>)
- 【26】 Jasbir S. Arora, “Introduction to Optimum Design” , 2nd ed., McGraw-Hill, 2004.
- 【27】 N. Metropolis, A. W. Rosenbluth, M.N. Rosenbluth, A.H. Teller, and E. Teller, “Equations of Calculation by Fast Computing Machines” , Journal of Chemical Physics, 1953, Vol. 21, pp. 1087-1092.
- 【28】 S. Kirkpatrick, C. D. Gelatt, and M. P. Vecchi, “Optimization by Simulated Annealing” , Science, 1983, Vol. 220, pp. 671-680.
- 【29】 P. Kouvelis, W. C. Chiang, J. Fitzsimmons, “Simulated annealing for machine layout problems in the presence of zoning constraints” , European Journal of Operational Research, 1992, Vol. 57, pp. 203-223.
- 【30】 L. M. B. C. Campos and A. J. P. Santos, “On the propagation and damping of longitudinal oscillations in tapered visco-elastic bars” , Journal of Sound and Vibration, 1988, Vol. 126, pp. 109-125.
- 【31】 Shuyu Lin, “Study on the longitudinal-torsional composite mode exponential ultrasonic horns” , Ultrasonics, 1996, Vol. 34, pp. 757-762.
- 【32】 吳佳璋， “振動學” ，初版，新文京開發出版股份有限公司，2006

## 附錄 A 京華超音波股份有限公司振幅放大器型號定義

京華超音波股份有限公司所生產之振幅放大器，其型號定之義如下：K 前數值代表共振系統頻率 (kHz)，論文中兩載具共振頻率分別為 15kHz (業界實際慣用為 14.7kHz) 及 35kHz；S 與 E 分別代表振幅放大器種類為階梯型 (Step) 與指數型 (Exponential)；W 後數值代表其端面長度 (mm)，依序為大端 (輸入端) 長度及小端 (輸出端) 長度，(若有中端則依序加入，刀具小端長度忽略不計)；L 後數值則是代表振幅放大器寬度 (mm)。振幅放大器之總長度並不會影響其振幅放大功能 (主要影響為端面截面積)，故在型號中並無特別定義。

論文中所出現之振幅放大器，其論文定義名稱與型號對照表，如表 A-1 所示。

表 A-1：振幅放大器名稱型號對照表

論文中定義名稱	型號對照
15K 原始設計	15KSW100w70L130
15K-Original	15KSW100w70L131
15K-Optimum	15KSW100w62w70L131
35K 原始設計	35KEW22w5.5L100
35K-Original	35KEW22w5.66L100
35K-Optimum	35KEW22w5.7L100

## 附錄 B 15K 振幅放大器雙溝槽最佳化試驗

15K 振幅放大器屬中型振幅放大器，鑽孔及弓牙所移除的質量只佔振幅放大器很小的比例，模擬時有無鑽孔及弓牙，對頻率及端面振幅分佈影響皆不大，因屬試驗階段，故模擬時暫時移除鑽孔及弓牙，使用簡化的幾何外型。

使用 15K 原始設計的外型，並根據振幅放大器大小與公式 3-7 選擇溝槽數目為雙溝槽，但因公式為均勻截面積之振幅放大器設計時選用的公式，而本振幅放大器之截面積並非均勻，因此藉由有限元素分析與最佳化設計，找出適合的溝槽位置與寬度。

設計變數為：

溝槽位置坐標 ( $x_1$ 、 $x_2$ 、 $x_3$ 、 $x_4$ 、 $y_1$ 、 $y_2$ 、 $y_3$ 、 $y_4$ )

溝槽寬度 ( $R$ )

設計變數示意圖如圖 B-1 所示。

設計變數邊界條件為：

$$10\text{mm} \leq x_1, x_2 \leq 50\text{mm} \quad (\text{式 B-1})$$

$$80\text{mm} \leq x_3, x_4 \leq 120\text{mm} \quad (\text{式 B-2})$$

$$10\text{mm} \leq y_1, y_3 \leq 70\text{mm} \quad (\text{式 B-3})$$

$$100\text{mm} \leq y_2, y_4 \leq 160\text{mm} \quad (\text{式 B-4})$$

$$3\text{mm} \leq R \leq 8\text{mm} \quad (\text{式 B-5})$$

即兩溝槽分別會落在振幅放大器的左右兩半邊。

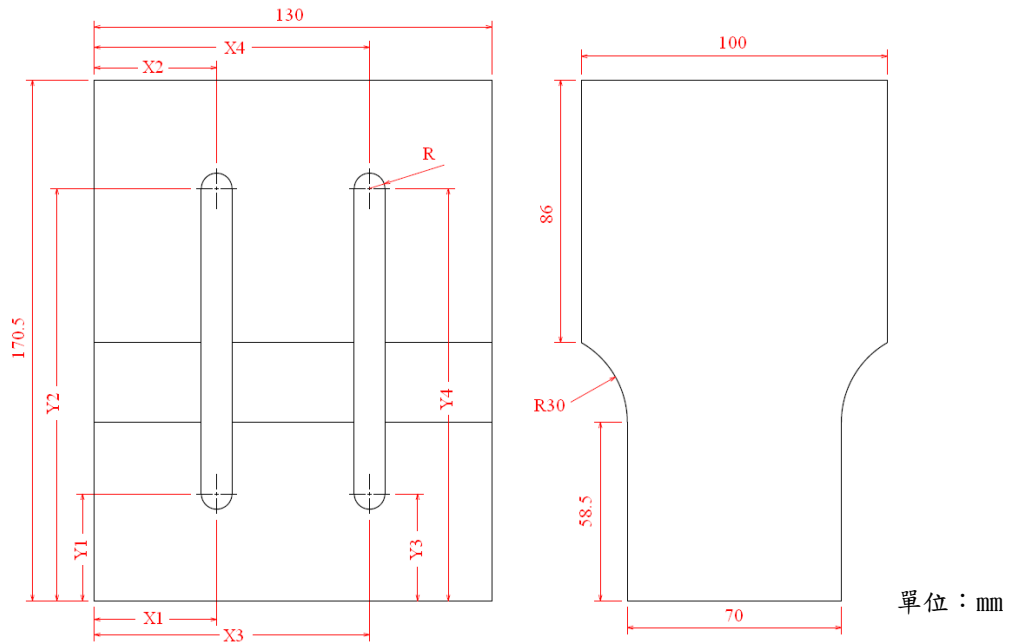


圖 B-1：15K 振幅放大器雙溝槽設計變數示意圖

目標函數為：

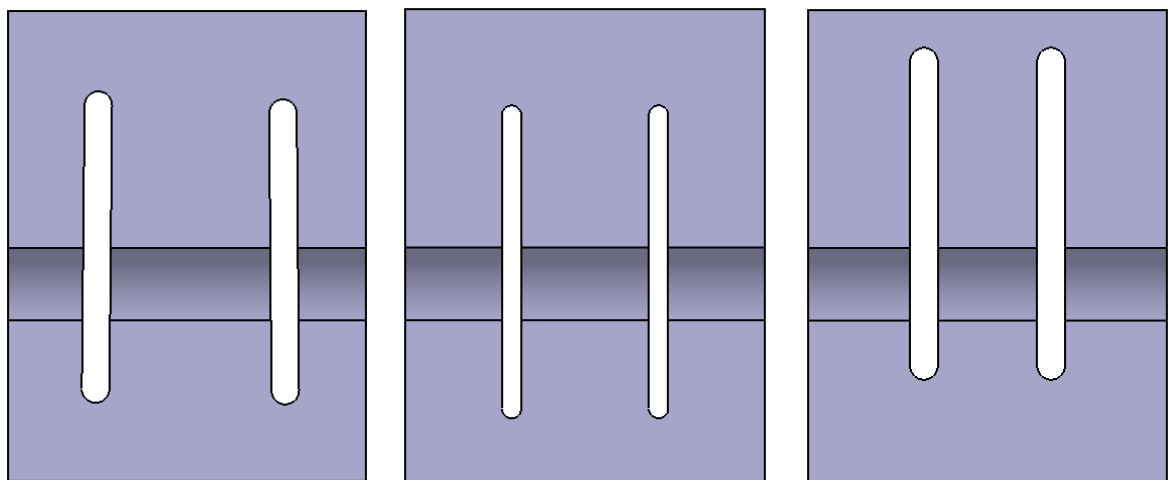
$$\text{minimize}(U_{\max} - U_{\min}) \quad (\text{式 B-6})$$

因目標為使振幅分佈均勻，所以定目標函數為輸出端面最大振幅減最小振幅，若振幅越均勻則此值越小。因屬試驗階段故不設定其他限制條件。

設定三組不同設計變數與預定變數執行最佳化設計，設計變數選定、變數初始值及最佳化設計結果如表 B-1 所示，最佳化設計後振幅放大器溝槽位置如圖 B-2 所示，最佳化收斂曲線如圖 B-3 所示，輸出振幅分佈如圖 B-4 所示。結果顯示最佳化設計後之振幅放大器雖有不同的溝槽位置，但模擬振幅分佈都較單溝槽設計均勻，比較截面振幅分佈如圖 B-5 所示才能看出振幅分佈之差異。並由模擬結果顯示，溝槽在對稱且平行時，振幅放大器有著較佳的振幅分佈，可做為爾後設計之經驗，以利設計變數選取進而提升最佳化設計之效率。

表 B-1：不同設計變數選用最佳化結果

	初始值	第一組	第二組	第三組
$x_1(\text{mm})$	40	31.839	38.528	固定 $x_1=42$
$x_2(\text{mm})$	40	32.838	設定 $x_2=x_1$	設定 $x_2=x_1$
$x_3(\text{mm})$	90	100.660	91.552	固定 $x_3=88$
$x_4(\text{mm})$	90	99.829	設定 $x_4=x_3$	設定 $x_4=x_3$
$y_1(\text{mm})$	35	33.455	26.538	41.995
$y_2(\text{mm})$	135	136.237	132.184	151.773
$y_3(\text{mm})$	35	32.870	設定 $y_3=y_1$	設定 $y_3=y_1$
$y_4(\text{mm})$	135	133.323	設定 $y_4=y_2$	設定 $y_4=y_2$
$R(\text{mm})$	5	固定 $R=5$	3.492	固定 $R=5$
目標函數 ( $U_{\max}-U_{\min}$ )	166.941	63.799	64.204	63.217
共振頻率(Hz)	13817.667	13736.704	13997.794	13846.980



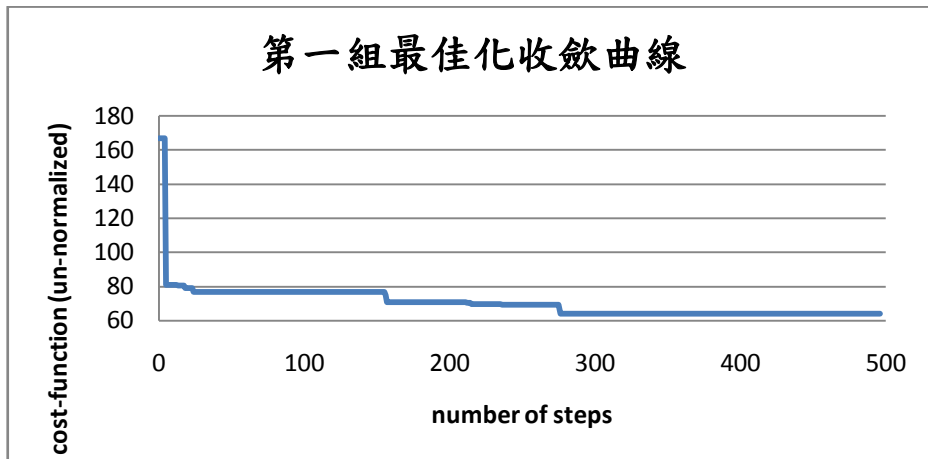
(a) 第一組

(b) 第二組

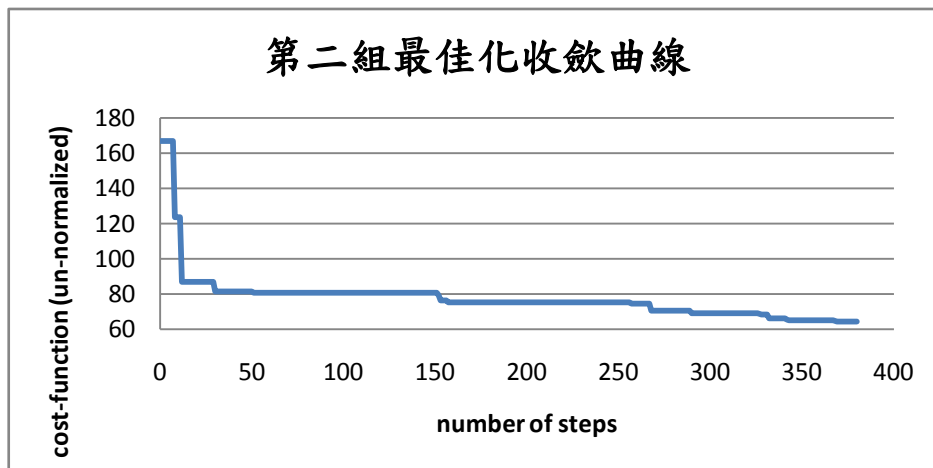
(c) 第三組

圖 B-2：不同設計變數選用最佳化振幅放大器溝槽位置

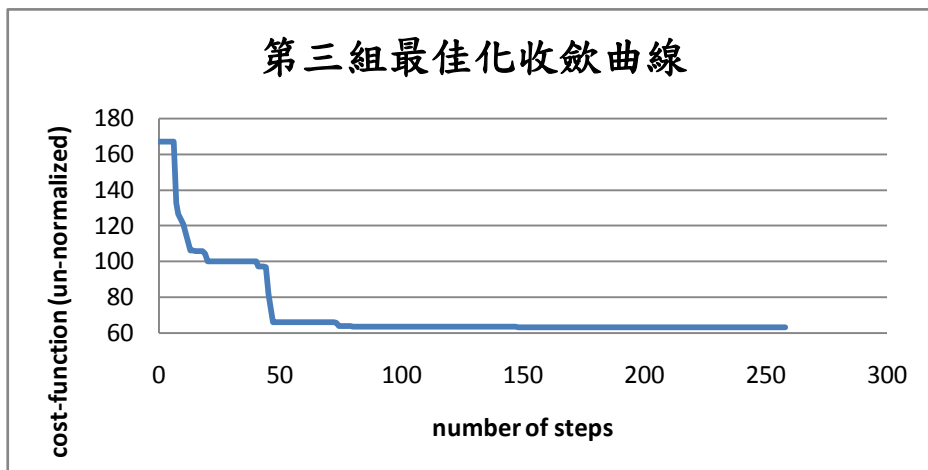




(a) 第一組

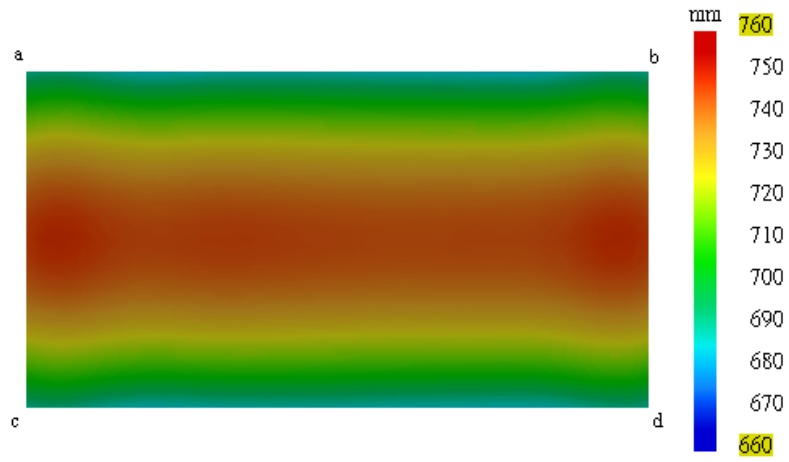


(b) 第二組

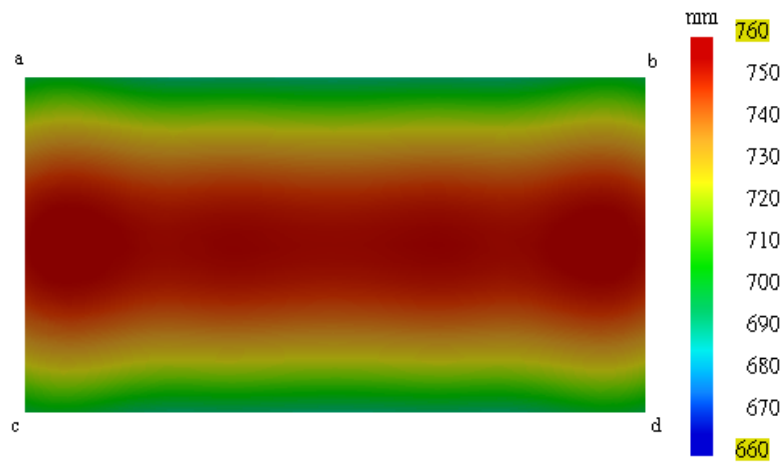


(c) 第三組

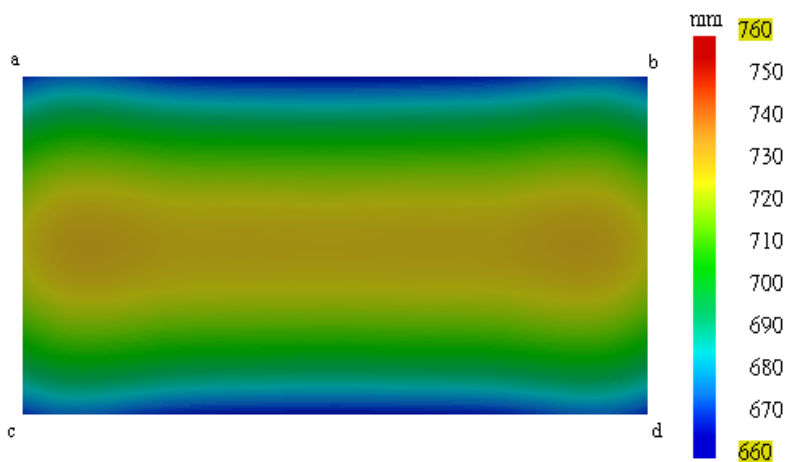
圖 B-3：不同設計變數選用最佳化收斂曲線



(a) 第一組

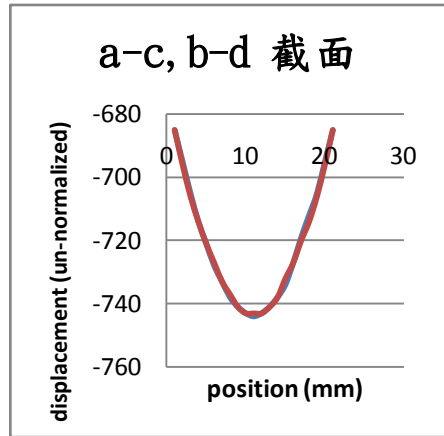
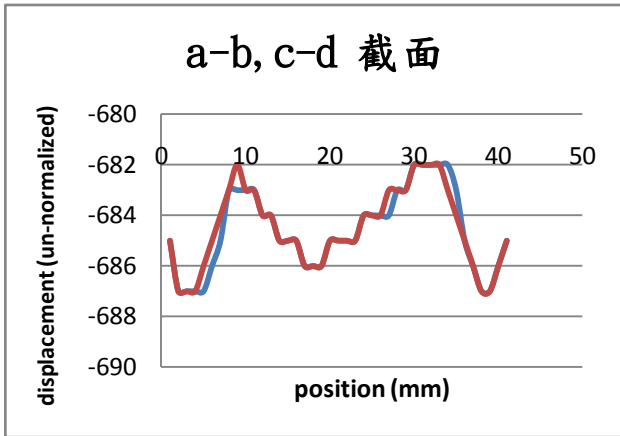


(b) 第二組

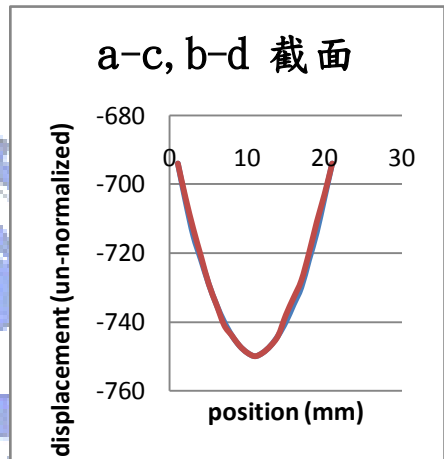
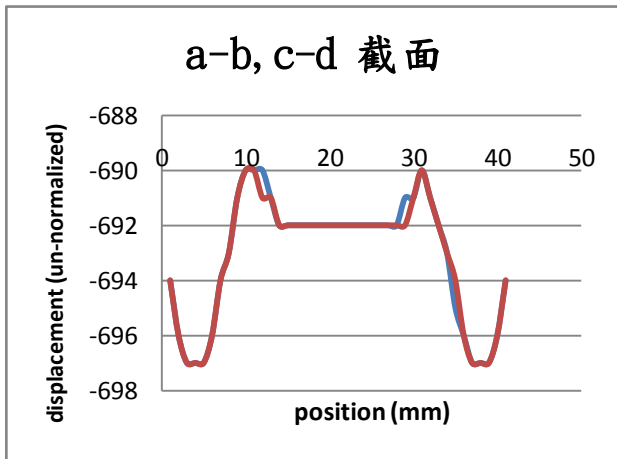


(c) 第三組

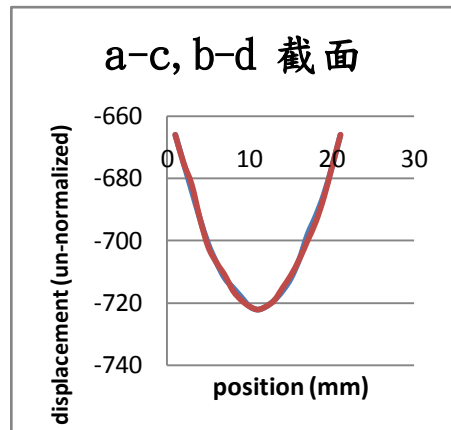
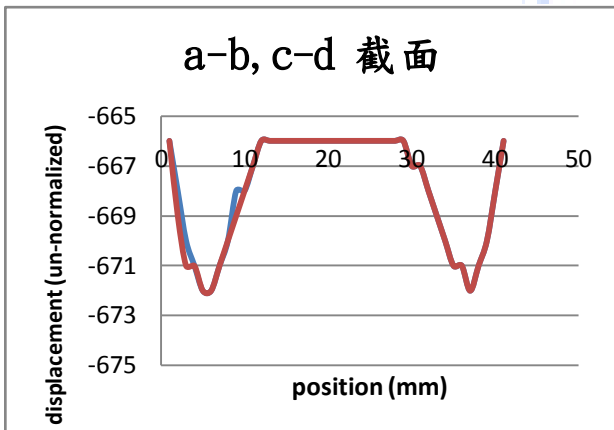
圖 B-4：不同設計變數選用最佳化振幅放大器底部振幅分佈



(a) 第一組



(b) 第二組



(c) 第三組

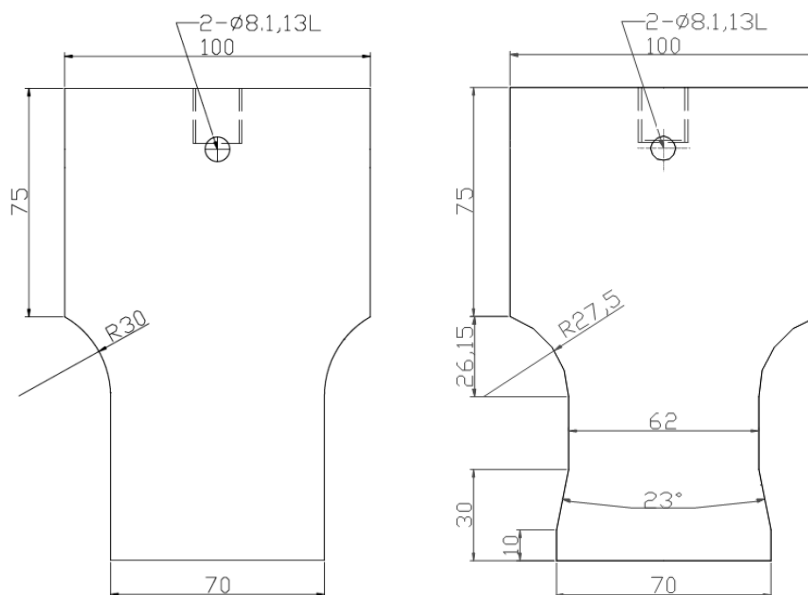
圖 B-5：不同設計變數選用最佳化振幅放大器底部截面振幅

## 附錄 C 振幅放大器 15K-Original 頻率修正

振幅放大器 15K-Original 實驗共振頻率為 14960Hz，在基準頻率為 14.7kHz 之振動系統有著頻率過高的問題。根據京華超音波股份有限公司提供之經驗，修正振幅放大器中端側面之 R 角能有效降低振幅放大器的共振頻率；而由有限元素分析可知，若增長溝槽，共振頻率之增減並無一定，且向上與向下增長，其共振頻率亦有很大差別，如表 C-1 所示。因此先修正 R 角尺寸使振幅放大器共振頻率可落在基準頻率  $14.7\text{kHz} \pm 100\text{Hz}$  之範圍，再針對溝槽位置進行最佳化設計。R 角修正前後尺寸圖如圖 C-1 所示，修正後振幅放大器有限元素分析共振頻率為 14620.972Hz。

表 C-1：修正溝槽長度有限元素分析共振頻率

溝槽加長	無	向上 5mm	向下 10mm	向下 20mm	向下 30mm
共振頻率 (Hz)	14950.236	14796.271	14829.431	15087.63	15026.976



單位：mm

圖 C-1：15K 振幅放大器 R 角修正前後尺寸圖

## 附錄 D 模態疊加驗證

針對振幅放大器 15K-Optimum，以軟體 ABAQUS/STANDARD 進行模態疊加之模擬驗證。因考慮邊界條件給定之方式，所以將頂部螺孔構造移除。以二階四面體網格先進行有限元素之自然頻率分析，得出振幅放大器第一縱向模態共振頻率為 14818Hz。

實驗用機型 KWB2615 之聚能器尺寸圖如圖 D-1 所示，是以無頭螺絲連接振幅放大器，假設聚能器與振幅放大器緊密連接，且聚能器之輸入振動為均勻的。因此動態分析之邊界條件為在放大器輸入端中央直徑 34.5mm 的圓範圍內，給定頻率與第一縱向共振模態相同之簡諧運動壓力，使之構成一迫振系統，與實際振幅放大器振動方式相同。

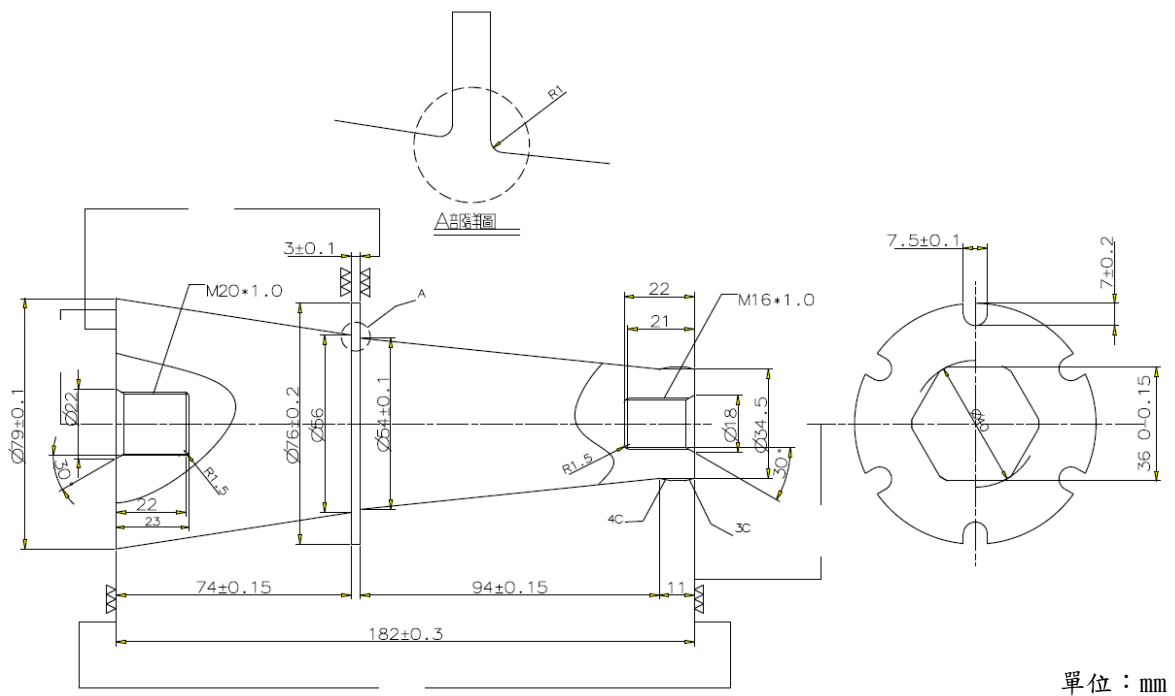


圖 D-1：KWB2615 聚能器尺寸圖

本研究先以無阻尼系統，針對模態疊加的模態選取範圍進行動態分析，分別對單一縱向共振模態、12kHz 至 18kHz 模態疊加、10kHz 至 20kHz 模態疊加及 0Hz 至 30kHz 之模態疊加，在輸入端 (Set1) 及輸出端 (Set2) 各取一特徵點做時間位移圖如圖 D-2 至圖 D-5 所示。不同範圍之模態疊加在共振響應上只有微小之差異，但在相同時間內位移之大小及趨勢均一致，因此之後的模態疊加選擇之頻率範圍為 12kHz 至 18kHz 以兼顧軟體計算時間與實際合理性。

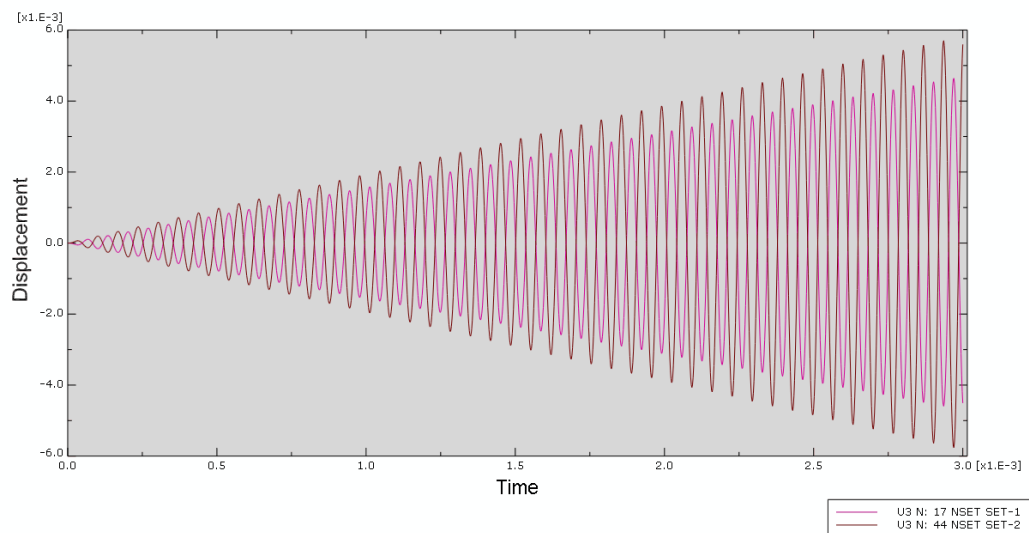


圖 D-2：單一共振模態動態分析

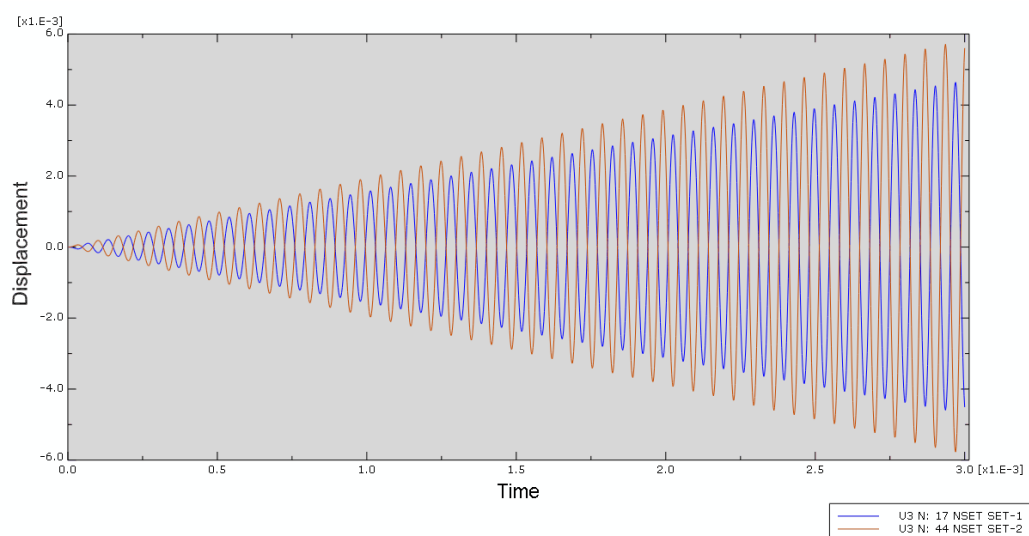


圖 D-3：12kHz 至 18kHz 模態疊加動態分析

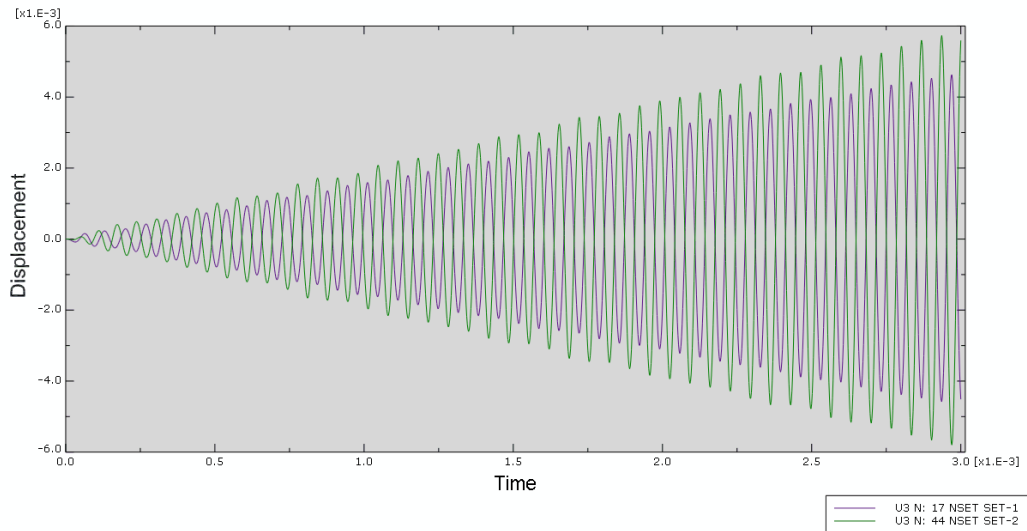


圖 D-4：10kHz 至 20kHz 模態疊加動態分析

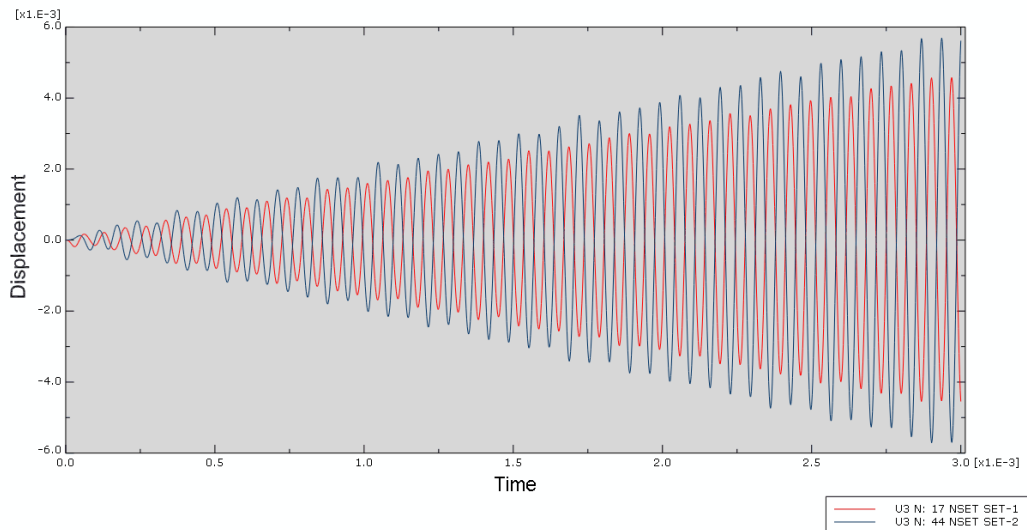


圖 D-5：0Hz 至 30kHz 模態疊加動態分析

在無阻尼系統給定偏差頻率的輸入，研究中分別給定距共振頻率 $\pm 1\text{kHz}$ 之輸入與距共振頻率較遠的  $10\text{kHz}$  (即偏差比  $\beta = \text{輸入頻率} / \text{共振頻率}$ ，分別為  $1.067$ 、 $0.933$  及  $0.675$ )，特徵點之時間位移圖如圖 D-6 至 D-8 所示。給定共振頻率以及給定偏差頻率之迫振分析，其時間位移圖之趨勢均與一維無阻尼系統之彈性體理論時間位移圖相同(因同為縱向波共振)，如圖 D-9 所示【32】。

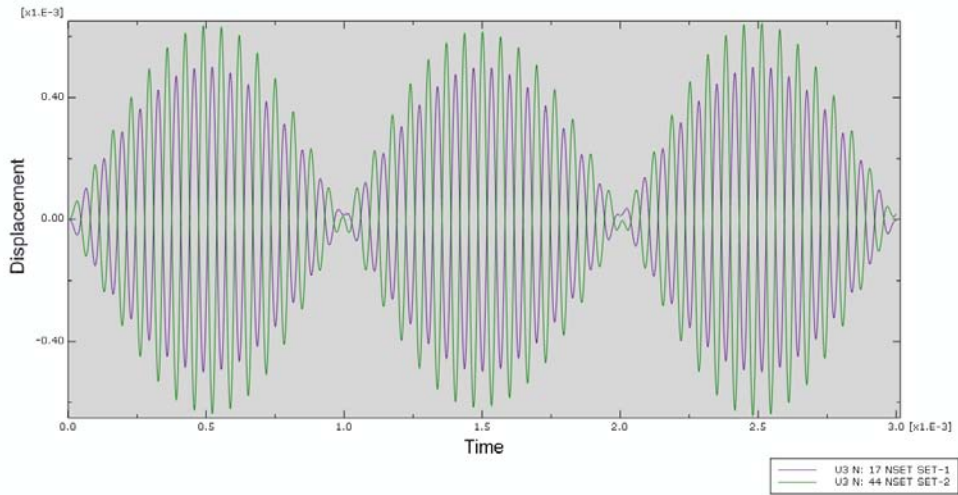


圖 D-6：輸入頻率 15818Hz 之迫振分析

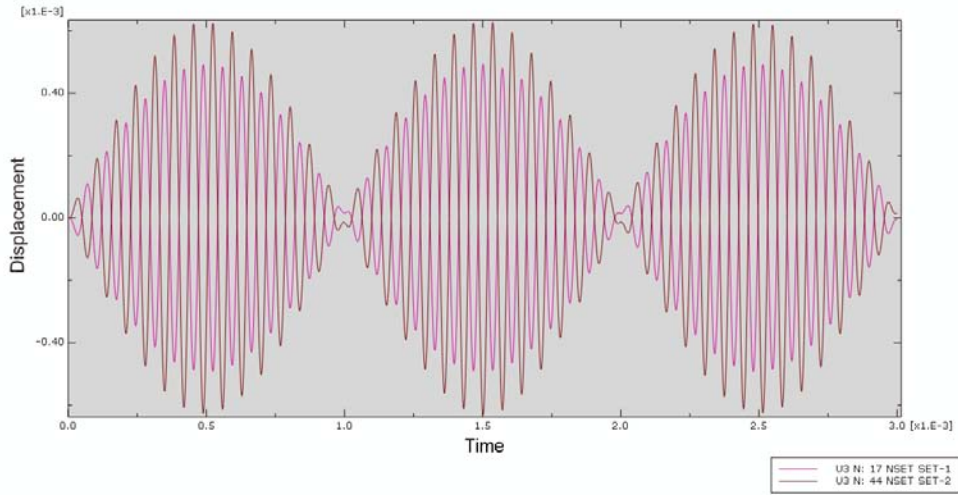


圖 D-7：輸入頻率 13818Hz 之迫振分析

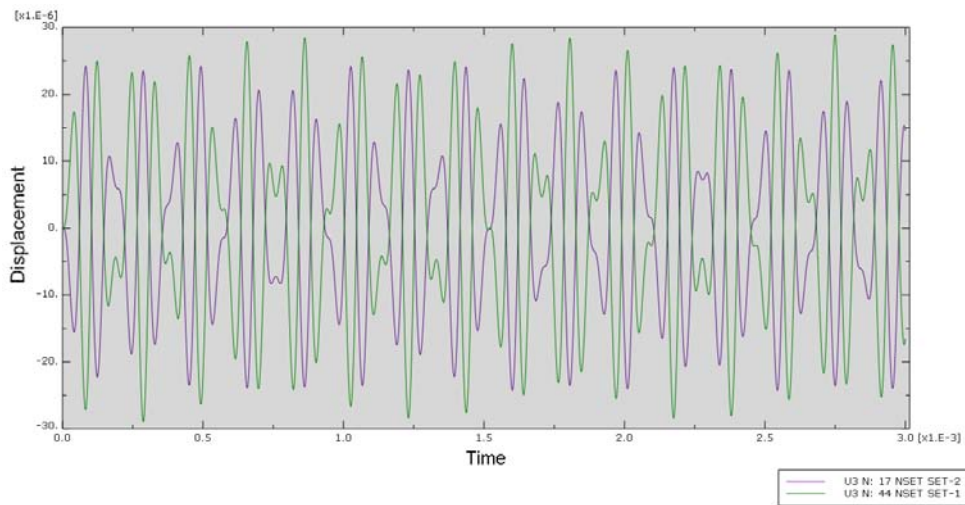
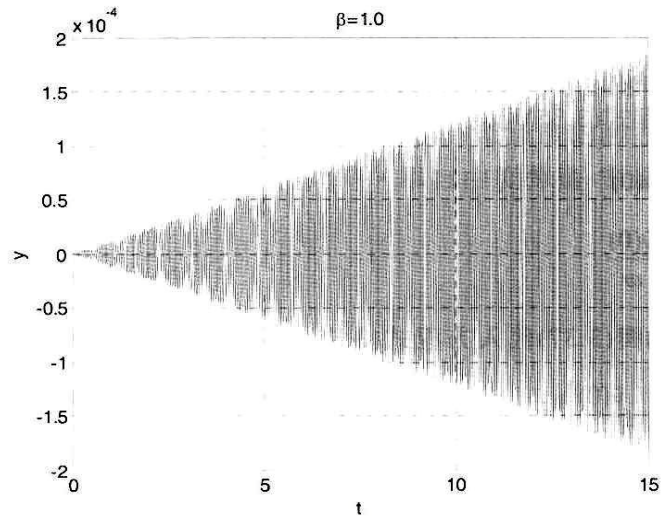
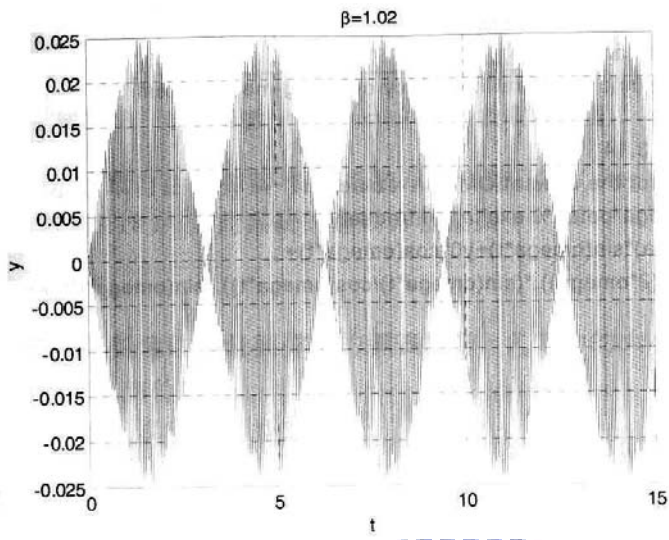


圖 D-8：輸入頻率 10000Hz 之迫振分析

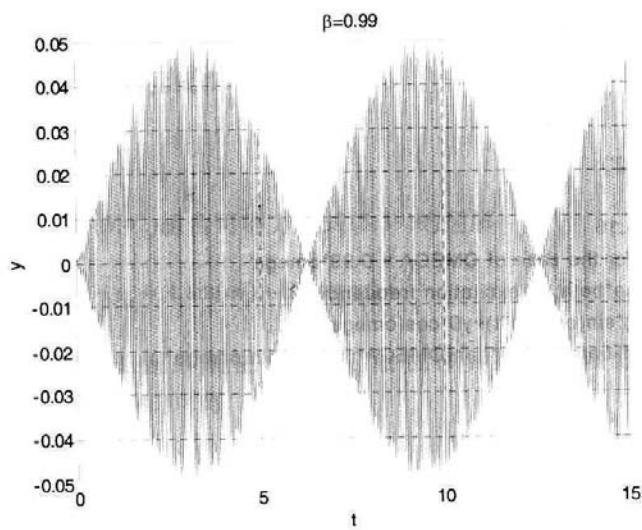




偏差比 1



偏差比 1.02



偏差比 0.99

圖 D-9：一維輸入偏差頻率時間位移理論解

在輸入與共振頻率相同頻率之迫振系統，分別給定阻尼係數：0.01、0.1、1（臨界阻尼）及 2，進行動態分析，其特徵點之時間位移圖分別如圖 D-10 至 D-13 所示。不同的阻尼值會影響系統的穩定時間以及振幅大小，因此可藉由動態分析反推系統之阻尼值。而讀取端面節點位移資料，給定不同阻尼係數，振幅放大器振幅均勻度均約為 6.4 %。

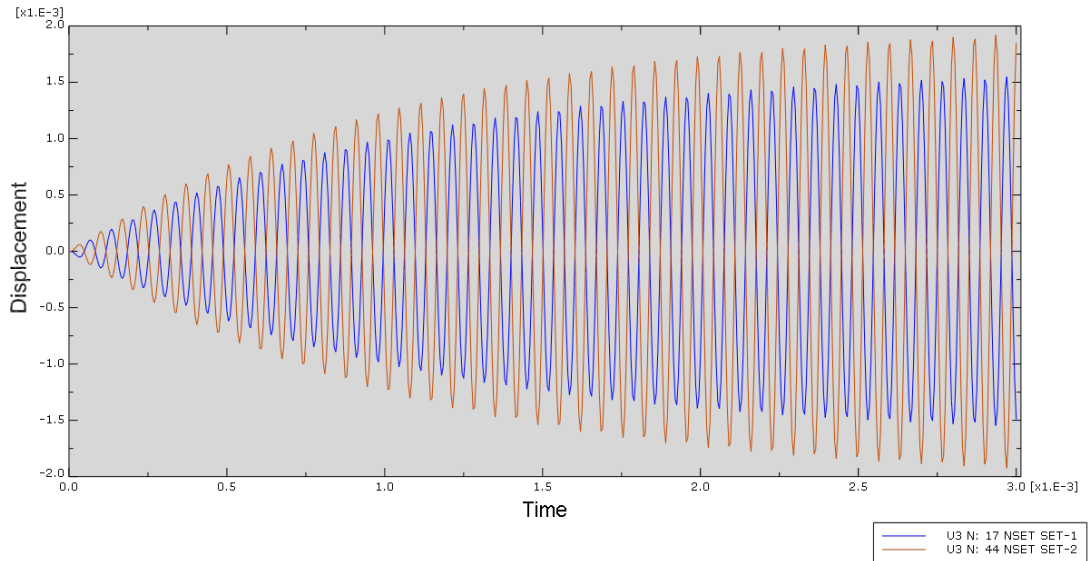


圖 D-10：阻尼係數 0.01 之迫振分析

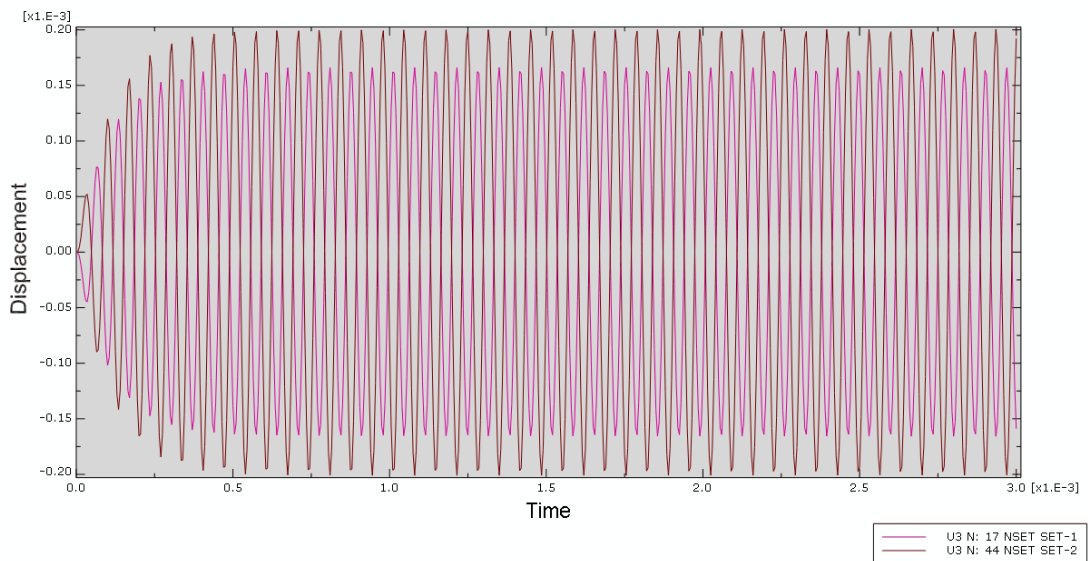


圖 D-11：阻尼係數 0.1 之迫振分析

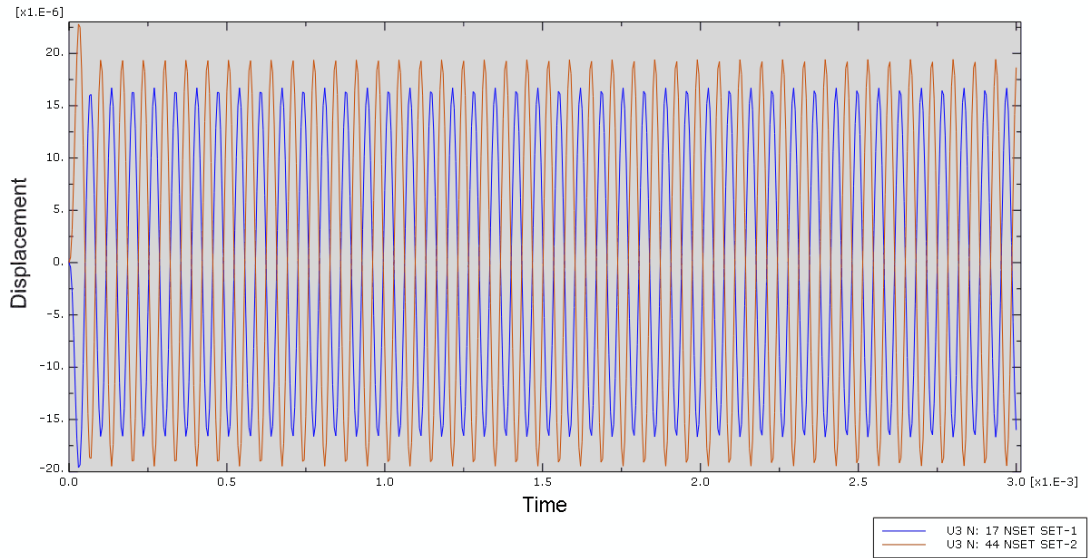


圖 D-12：阻尼係數 1 之迫振分析

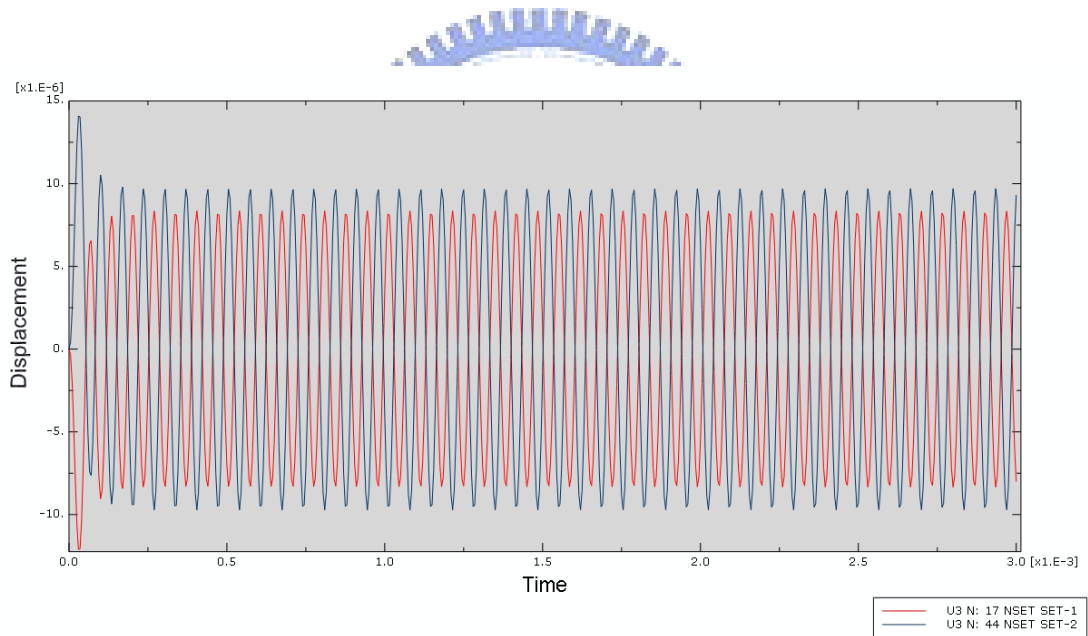


圖 D-13：阻尼係數 2 之迫振分析

將軟體 ABAQUS/STANDARD 分析之共振特性與模態疊加，與 CATIA V5 分析結果比對（振幅放大器為給定邊界條件均移除螺孔），可得輸出端面振幅分佈如圖 D-14 至 D-16 所示，振幅均勻度分如表 D-1 所示。雖然移除螺孔之振幅放大器，其振幅分佈與實驗分佈較一致，但也由於實驗量測之解析度不足，量測誤差仍過大，因此無法下定論，尚待更精確的實驗來做驗證。

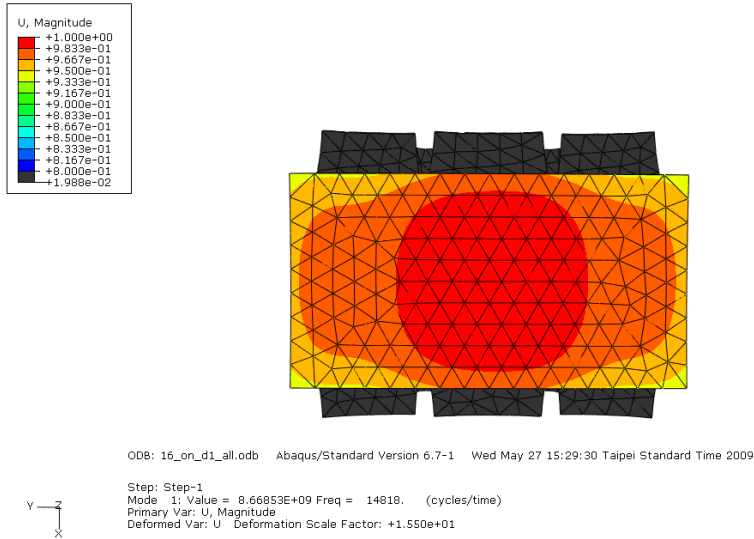


圖 D-14：ABAQUS 共振特性分析振幅分佈

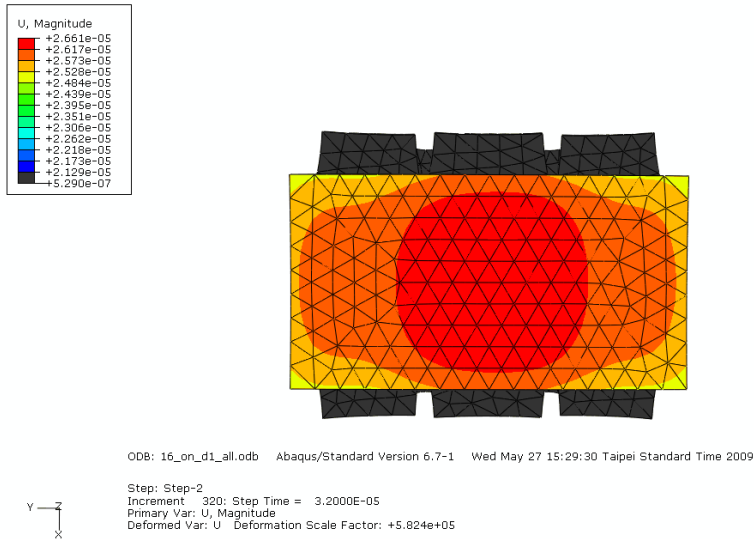


圖 D-15：ABAQUS 模態疊加分析振幅分佈

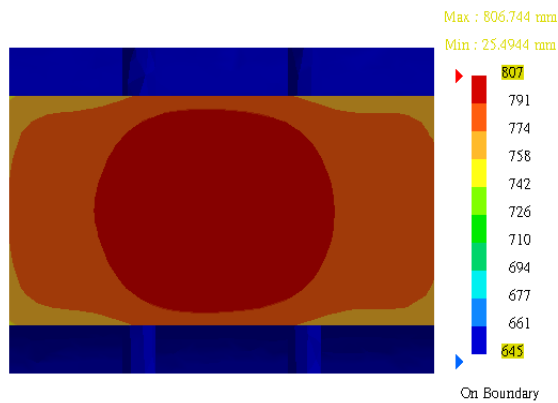


圖 D-16：CATIA 共振特性分析振幅分佈

表 D-1：ABAQUS 與 CATIA 之模擬均勻度

軟體	ABAQUS		CATIA
分析方法	共振特性	模態疊加	共振特性
振幅均勻度	6.391%	6.391%	6.376%



## 附錄 E 光纖位移感測器介紹與實驗討論

### E.1 原理介紹

光纖位移感測器為非接觸式位移量測儀器，其優點為不會增加待測物重量及吸收能量、亦不破壞待測物之表面與不受電場及磁場的影響。光纖探針有兩組光纖束，一組傳送光，另一組接收由表面反射的光，再將反射的光轉換為和探針與目標面間的距離成比例之電子訊號，經由 BNC 連接器的類比輸出，提供訊號處理儀器使用，以量測位移。

本研究使用之光纖位移感測器型號為 MTI KD-300 FOTONIC SENSOR，如圖 E-1 所示，探針型號為 125H，屬於半球型光纖分佈如圖 E-2 所示。量測方法為先處理振幅放大器表面，以確保振幅放大器端面能有良好的光線反射，本研究之表面處理方法為在振幅放大器輸出端面貼上鋁箔。光纖探針先進行水平校準，再進行線性校正使電壓與位移比值落在所需要之線性段，並連接示波器以讀取輸出訊號。振幅放大器起振後，讀取示波器上輸出電壓值，並依線性比例換算成振動位移。型號 MTI KD-300 之光纖位移感測器頻率響應可到 70kHz，搭配型號 125H 之光纖探針，其動態位移量測解析度達  $1\mu\text{m}$ 。

### E.2 15K-Optimum 實驗量測

使用光纖位移感測器進行振幅放大器 15K-Optimum 振幅之量測，並連接型 Tektronix 型號 TDS 2014 之示波器讀取輸出電壓訊號，如圖 E-3 所示，依線性比例將電壓換算為振幅值，量測結果如表 E-1 所示：底部最大振幅

為  $31\ \mu\text{m}$ ，最小振幅為  $28\ \mu\text{m}$ ，大小差為  $3\ \mu\text{m}$ ，即振幅均勻度為  $9.677\%$ 。  
 讀取示波器上顯示波形之週期時間，計算輸出端面之振動頻率約為  $14706\text{Hz}$   
 (計頻器量測電子控制箱之輸入頻率為  $14750\text{Hz}$ )。



圖 E-1：MTI KD-300 光纖位移感測器

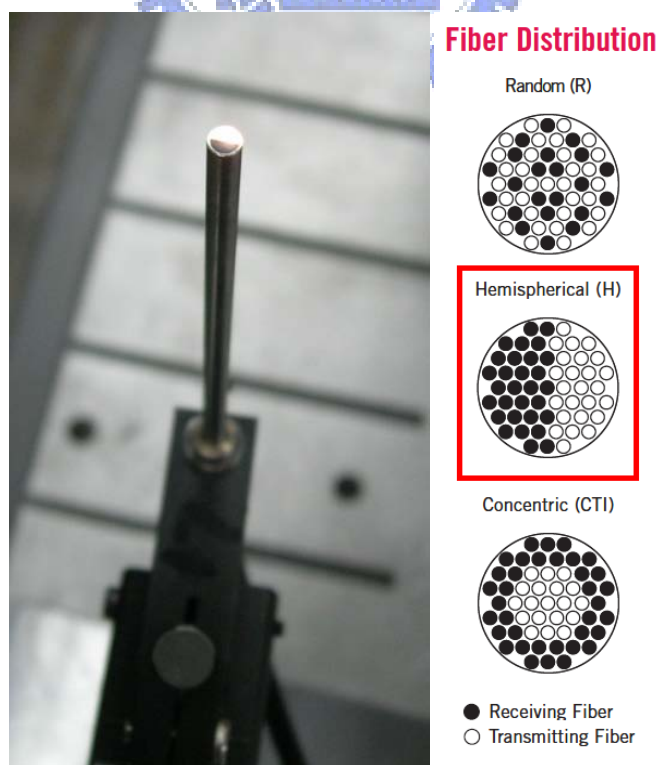


圖 E-2：半球型光纖探針 125H

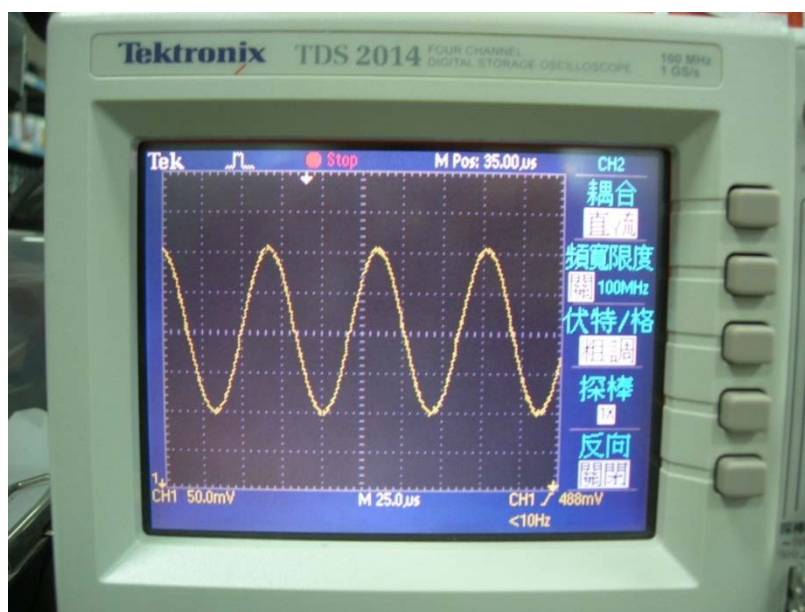


圖 E-3：光纖位移感測器電壓訊號

表 E-1：15K-Optimum 光纖位移感測器振幅量測結果

振幅分布 ( $\mu\text{m}$ )							
28	29	31	31	31	30	29	28
28	29	31	31	30	31	29	28
28	28	28	29	29	30	29	28
28	29	28	31	29	29	28	28

### E.3 量測誤差與討論

光纖位移感測器因為非接觸式的量測儀器，所以並不會在量測時吸收能量，而使量測之振幅有比實際振幅小之問題。其量測時不只能得到其最大振幅，而可以透過示波器所顯示之電壓訊號圖形，瞭解振幅放大器振動時的振幅變化，也驗證了振幅放大器的確為縱波之共振。若同時使用多台



光纖位移感測器，則可看出不同量測點振動時的同步性。

光纖位移感測器是利用光纖接收反射的光線以計算其位移，故只能在平坦且表面品質良好之平面使用，若量測面非平面則會造成光反射時接收的訊號較少，表面品質差的平面亦會造成光的散射，使光纖探針所接收的光反射較少，造成很大的誤差。本研究只有在 15K 振幅放大器之實驗，使用光纖位移感測器進行振幅量測，振幅放大器輸出端也做了表面的處理，但在量測時，雖然是量取其相對位移（振動之波峰波谷），但探針與振幅放大器之距離可能會影響到周圍光線干擾之多寡，也會造成些許的實驗誤差，若能在量測時排除周圍光線的影響以及做更良好的校正，則可有效提高實驗之準確度。

實驗藉由示波器讀取電壓訊號，因此也在訊號格數上的讀取會有誤差產生，示波器所接收之電壓訊號也存在著少許雜訊，使示波器上顯示波形之線條有著近一格的寬度，容易產生判讀上之誤差。實驗中較明顯者為輸出振動頻率之判讀，示波器上顯示其週期約為 6.8 格（14706Hz），而若讀取上有半格的誤差，換算出之頻率則有 100Hz 之差別。光纖位移感測器之 BNC 接頭若能連接 AD 卡，將電壓訊號直接存取至電腦，則可解決示波器讀數判讀上的誤差。

光纖位移感測器之優點為精度高且量測準確，且現今市售之光纖位移感測器探針，其解析度大多可達  $0.1 \mu\text{m}$ ，目前 MTI-2000 系列已有解析度可達  $0.01 \mu\text{m}$  之光纖探針，其頻率響應最高也可達 500kHz。光纖位移感測器不但準確度高，亦可瞭解振動過程位移之變化；但缺點為儀器極為昂貴，且使用上的限制較多。