

國立交通大學

機械工程學系

碩士論文



超音波振動系統在高溫下之最佳化設計
Optimum Design on Ultrasonic Vibration System with
Elevated Temperatures

研究生：吳文玉

指導教授：洪景華 教授

中華民國 102 年 7 月

超音波振動系統在高溫下之最佳化設計

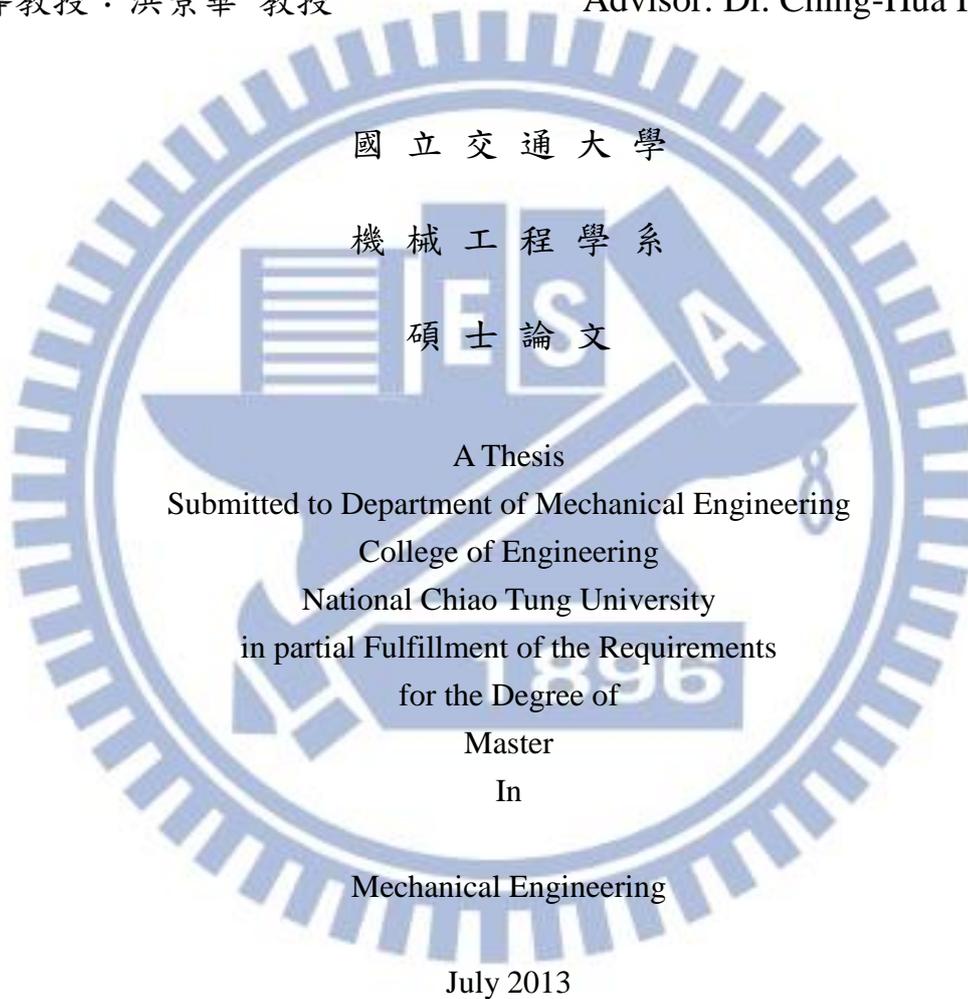
Optimum Design on Ultrasonic Vibration System with Elevated
Temperatures

研究生：吳文玉

Student: Wen-Yu Wu

指導教授：洪景華 教授

Advisor: Dr. Ching-Hua Hung



Hsinchu, Taiwan, Republic of China

中華民國 102 年 7 月

超音波振動系統在高溫下之最佳化設計

研究生：吳文玉

指導教授：洪景華 教授

國立交通大學 機械工程學系

摘要

超音波振動輔助加工可提高工件材料的性質，使材料成形性提高，降低成形時所需之負荷。若將超音波系統作用於高溫下，結合熱壓、熔接、切削研磨等製程，更可製造出高精度與高品質兼具的產品。目前業界對於超音波振動系統的設計製作方法，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，以反覆模擬結果修改模型，以求得最佳設計參數，因此效率不高。

本研究利用有限元素軟體 ANSYS 對超音波振動系統進行高溫下的分析，再將模擬結果與實驗結果相互驗證，以確認本研究所提出之超音波振動系統在高溫下之有限元素分析模型。最後結合有限元素分析與最佳化設計，針對輸出端面振幅分佈不均勻的問題進行改善，並在高溫工作溫度下針對超音波振動系統放大器外型最佳化，以建立可應用在熱壓機台上之自動化超音波振動系統之最佳化設計流程。

關鍵字：高溫超音波振動、有限元素分析、最佳化設計

Optimum Design on Ultrasonic Vibration System with Elevated Temperatures

Student: Wen-Yu Wu

Advisor: Dr. Ching-Hua Hung

Department of Mechanical Engineering

National Chiao Tung University

Abstract

The ultrasonic vibration assisted manufacture can improve the material properties and reduce the forming pressure. When some manufacture processes such as embossing, welding, cutting or grinding process were combined with ultrasonic vibration system at high working temperature, products with both high precision and high quality can be obtained. Presently in the industry, the design process of the ultrasonic vibration system 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.

In this study, an ultrasonic vibration system with high working temperature was analyzed by finite element software ANSYS. The simulation results were compared to experimental measurement, to confirm the validity of the numerical analysis. The verified finite element model can be used in the components design of the ultrasonic vibration system with elevated temperature. Finally, this research combines the finite element analysis and the optimum design to provide the uniformity of the output amplitude of the system. Then, the optimal geometry of horn for ultrasonic vibration system with high working temperature was derived and experimentally verified. The optimum design automatic ultrasonic vibration system in this research can apply to the design of hot embossing apparatus.

Keywords: Ultrasonic Vibration, Elevated Temperature, Finite Element Analysis, Optimum Design.

誌謝

很開心碩士生涯順利地結束，能完成這本論文，誠摯的感謝指導教授洪景華老師。老師在這兩年時間不時的細心教導，在研究中也常指點我正確的方向，並訓練我在思考上的不足。老師對學問的嚴謹更是我們學習的典範。本研究的完成亦得感謝口試委員徐瑞坤老師、林聰穎老師、以及陳申岳老師在口試時給予指教並提供寶貴意見，使得論文更加完整而嚴謹。

感謝精密工程與模擬實驗室的大家。首先感謝彥彬學長在研究中給予的指導，並不時的與我討論研究方向，讓我在迷惘時能過看見方向。感謝麒禎學長在最佳化設計方面的教導，以及給予程式上的建議。感謝宇中、志傑、銘傑、志嘉、璟璿、俊元、蘭芳等學長姐及學姊在研究中給予的指導與意見，感謝一起奮鬥的同學榆文、正斌、毅恆的互相幫忙與討論，特別是榆文對我的加油打氣。感謝學弟妹宛伶、東祐、旗津、逸翔總是協助我完成實驗及給我鼓勵與支持，有你們真好！另外特別感謝家魁，因為有你我才能認識 doggy，一看到它什麼煩惱都不見了，心情總是非常愉快。

最後感謝家人對我的付出和關心，也謝謝你們這段時間的包容和體諒。也謝謝所有關心我、鼓勵我的家人與朋友，特別是我大學的直屬們，寬宏學長、協樺學長和伊婷學妹。

吳文玉 謹誌於中華民國 102 年 7 月

目錄

摘要	ii
Abstract.....	iii
誌謝	iv
目錄	v
表目錄	ix
圖目錄	xi
符號表	xvii
第一章 緒論.....	1
1.1 前言	1
1.2 超音波在高溫下之應用.....	1
1.3 文獻回顧	4
1.4 研究動機與目標	6
1.5 研究方法與步驟	8
1.6 論文架構.....	10
第二章 超音波系統與有限元素模型簡介.....	11
2.1 超音波振動系統簡介	11
2.1.1 電子訊號產生器.....	12
2.1.2 振動子與傳動子.....	13

2.1.3 壓電陶瓷片	14
2.1.4 壓電換能器	16
2.1.5 超音波振幅放大器簡介	18
2.2 振動分析原理簡介	20
2.2.1 模態分析原理簡介	21
2.2.2 頻率響應分析原理簡介	21
2.3 使用軟體介紹—ANSYS	24
2.3.1 軟體簡介	25
2.3.2 有限元素系統	26
2.3.3 網格系統	26
2.4 常溫之有限元素模型	27
2.4.1 幾何外形建立與材料性質給定	27
2.4.2 邊界條件設定	30
2.4.3 分析計算類型	31
2.4.4 初步分析結果	31
第三章 高溫下之有限元素分析模型驗證	34
3.1 振動系統在高溫下之實驗量測	34
3.1.1 實驗設備介紹	35
3.1.2 實驗量測	38

3.2 高溫之有限元素模型建立.....	42
3.2.1 材料性質給定.....	43
3.2.2 網格收斂測試與網格劃分.....	45
3.2.3 邊界條件設定.....	47
3.3 有限元素分析結果.....	48
3.4 結果討論.....	50
第四章 最佳化設計分析.....	53
4.1 最佳化設計概述.....	53
4.2 最佳化數學模式.....	54
4.3 軟體介紹— SmartDO.....	55
4.4 最佳化設計流程.....	56
4.5 常溫下超音波振動系統之最佳化設計.....	58
4.6 高溫下超音波振動系統之最佳化設計.....	69
4.7 實驗驗證.....	74
4.7.1 實驗設備介紹.....	74
4.7.2 實驗量測.....	76
4.8 結果討論.....	83
第五章 結論與未來展望.....	87
5.1 結論.....	87

5.2 未來展望.....	88
參考文獻.....	90
附錄 A 常溫下超音波振動系統之最佳化試驗.....	93
附錄 B 高溫下超音波振動系統之最佳化試驗.....	101



表目錄

表 2- 1：超音波振動系統之材料性質[12].....	29
表 3- 1：實驗推算之不同系統外形在不同溫度下之阻尼比	42
表 3- 2：振動系統之熱傳導係數、熱膨脹係數及比熱	44
表 3- 3：網格收斂分析結果	46
表 3- 4：量測點與冷卻水之溫度	47
表 3- 5：不同系統外形在不同溫度下之共振頻率(unit: Hz)	50
表 4- 1：放大器輸出面直徑為 60mm 之最佳化結果.....	61
表 4- 2：不同放大器面直徑之最佳化設計後結果	64
表 4- 3：Roomtemp1 之最佳化結果.....	66
表 4- 4：500°C 下時振幅放大器之溫度分布(Ø40mm).....	69
表 4- 5：Hightemp2 之最佳化結果	72
表 4- 6：實驗設備規格簡介	75
表 4- 7：Roomtemp1 輸出端面振幅量測結果	81
表 4- 8：振動系統之實驗量測結果	82
表 4- 9：高溫下 Hightemp2-m 之放大器量測點之溫度.....	83

表 A- 1：不同輸出面直徑之設計變數初始值及邊界條件(unit: mm)... 93

表 B- 1：Hightemp1 之最佳化結果..... 103



圖目錄

圖 1- 1：超音波輔助玻璃熱壓機台示意圖	3
圖 1- 2：超音波輔助玻璃熱壓流程示意圖	3
圖 1- 3：超音波輔助熱壓成形之時間與溫度關係圖	4
圖 2- 1：超音波振動系統示意圖[16].....	12
圖 2- 2：35KHz 電子訊號產生器(京華超音波，KUS-35).....	13
圖 2- 3：壓電陶瓷片接電示意圖	13
圖 2- 4：振動子與傳動子	14
圖 2- 5：多層壓電片結構示意圖[19].....	17
圖 2- 6：換能器阻抗等效電路[20].....	18
圖 2- 7：各種幾何形狀之振幅放大器[21].....	19
圖 2- 8：外力與反應相位示意圖[22].....	23
圖 2- 9：頻率響應圖之半動力點與頻寬[22].....	23
圖 2- 10：(a)振動系統之三維外型(b)振動系統之尺寸[12]	28
圖 2- 11：邊界條件示意圖[12].....	30
圖 2- 12：模態分析之相對位移分佈圖[12].....	32

圖 2- 13：放大器底端振幅與頻率之關係曲線[12].....	33
圖 3- 1：溫度控制器	35
圖 3- 2：熱電偶.....	36
圖 3- 3：熱電偶架設圖	36
圖 3- 4：網路分析儀	36
圖 3- 5：高溫系統之實驗儀器架設示意圖	37
圖 3- 6：高溫振動系統與實驗設備之架設圖	37
圖 3- 7：實驗機台之架設圖	38
圖 3- 8：實驗設備之架設與溫度量測點	39
圖 3- 9：不同溫度下四個量測點之溫度	40
圖 3- 10：在不同溫度下之共振頻率	40
圖 3- 11: 放大器長度為 209mm 時網路分析儀之訊號值.....	41
圖 3- 12：高溫下振動系統之分析流程[12].....	43
圖 3- 13：不鏽鋼(SS304)楊氏係數與溫度之關係[26]	45
圖 3- 14：網格大小與頻率之關係圖	46
圖 3- 15：超音波振動系統之網格模型	46

圖 3- 16：溫度邊界條件示意圖	47
圖 3- 17：放大器長度 209mm，100°C 之溫度分佈圖(unit: °C)	48
圖 3- 18：放大器長度 209mm 之軸心的溫度分佈曲線	49
圖 3- 19：放大器長度 209mm，100°C 之位移分佈圖(unit: m)	49
圖 3- 20：不同外形下溫度與阻尼比之關係	50
圖 3- 21：不同溫度下外形與阻尼比之關係	51
圖 3- 22：實驗與模擬之共振頻率比較圖	51
圖 4- 1：最佳化設計流程[28].....	56
圖 4- 2： SmartDO 串聯 ANSYS 流程圖	57
圖 4- 3：振幅放大器輸出面直徑為 60mm 之設計變數示意圖	60
圖 4- 4：放大器輸出面直徑為 60mm 之最佳化收斂曲線.....	61
圖 4- 5：放大器輸出面直徑為 60mm 之最佳化後外型	62
圖 4- 6：放大器輸出面直徑為 60mm 之最佳化後相對位移分布圖	62
圖 4- 7：放大器輸出面直徑為 60mm 之最佳化後端面輸出相對位移圖	63
圖 4- 8：Roomtemp1 之設計變數示意圖	66
圖 4- 9：Roomtemp1 之最佳化收斂曲線	67

圖 4- 10：Roomtemp1 之最佳化後外型	67
圖 4- 11：Roomtemp1 之最佳化後相對位移分布圖.....	68
圖 4- 12：Roomtemp1 之最佳化後輸出相對位移圖	68
圖 4- 13：Hightemp2 之設計變數示意圖	71
圖 4- 14：Hightemp2 之最佳化收斂曲線	72
圖 4- 15：Hightemp2 之最佳化後相對位移分布圖	73
圖 4- 16：Hightemp2 之最佳化後輸出端面相對位移	73
圖 4- 17：(a)雷射位移感測器 (b)控制器	75
圖 4- 18：實驗設備量測示意圖	75
圖 4- 19：Roomtemp1-m 之振幅放大器實體照片	76
圖 4- 20：Roomtemp1-m 之振幅放大器加工尺寸圖	77
圖 4- 21：Roomtemp1-m 之模擬輸出端面相對位移	77
圖 4- 22：Hightemp2-m 之放大器實體照片(a)圓柱狀(b)階梯狀.....	78
圖 4- 23：Hightemp2-m 之放大器加工尺寸圖(a)圓柱狀(b)階梯狀	78
圖 4- 24：Hightemp2-m 之模擬輸出端面相對位移	79
圖 4- 25：常溫下超音波振動系統之架設情形	80

圖 4- 26：常溫下網路分析儀之訊號值	80
圖 4- 27：Roomtemp1 輸出端面之振動情形	81
圖 4- 28：高溫下網路分析儀之訊號值	83
圖 4- 29：常溫實驗與模擬之輸出端面振幅比較分佈圖	84
圖 A- 1：放大器輸出面直徑為 65mm 之最佳化收斂曲線	94
圖 A- 2：放大器輸出面直徑為 70mm 之最佳化收斂曲線	94
圖 A- 3：放大器輸出面直徑為 75mm 之最佳化收斂曲線	94
圖 A- 4：放大器輸出面直徑為 80mm 之最佳化收斂曲線	95
圖 A- 5：放大器輸出面直徑為 85mm 之最佳化收斂曲線	95
圖 A- 6：放大器輸出面直徑為 90mm 之最佳化收斂曲線	95
圖 A- 7：放大器輸出面直徑為 65mm 之最佳化後相對位移分布圖 ...	96
圖 A- 8：放大器輸出面直徑為 70mm 之最佳化後相對位移分布圖 ...	96
圖 A- 9：放大器輸出面直徑為 75mm 之最佳化後相對位移分布圖 ...	97
圖 A- 10：放大器輸出面直徑為 80mm 之最佳化後相對位移分布圖 ..	97
圖 A- 11：放大器輸出面直徑為 85mm 之最佳化後相對位移分布圖 ..	98
圖 A- 12：放大器輸出面直徑為 90mm 之最佳化後相對位移分布圖 ..	98

圖 A- 13：放大器輸出面直徑為 65mm 之最佳化後輸出相對位移圖..	99
圖 A- 14：放大器輸出面直徑為 70mm 之最佳化後輸出相對位移圖..	99
圖 A- 15：放大器輸出面直徑為 75mm 之最佳化後輸出相對位移圖..	99
圖 A- 16：放大器輸出面直徑為 80mm 之最佳化後輸出相對位移圖	100
圖 A- 17：放大器輸出面直徑為 85mm 之最佳化後輸出相對位移圖	100
圖 A- 18：放大器輸出面直徑為 90mm 之最佳化後輸出相對位移圖	100
圖 B- 1：Hightemp1 之設計變數示意圖.....	102
圖 B- 2：Hightemp1 之最佳化收斂曲線.....	103
圖 B- 3：Hightemp1 之最佳化後相對位移分布圖.....	104
圖 B- 4：Hightemp1 之最佳化後輸出相對位移圖.....	104

符號表

D ：電位移(Electric Displacement)

ε ：介電係數(Permittivity)

E ：電場強度(Electric Field Strength)

T ：應力(Stress)

c ：彈性常數(Elastic constants)

S ：應變(Strain)

c^E ：固定電場時所測量之彈性常數

e ：壓電應力常數(Piezoelectric stress constants)

ε^S ：固定應變時所測量之介電係數

c ：音速(Velocity)

E ：楊氏係數(Young's modulus)

ρ ：密度(Density)

ν ：蒲松比(Poisson ratio)

λ ：波長(Wavelength)

f ：頻率(Frequency)

m ：質量(Mass)

x ：位移(Displacement)

k : 彈性係數(Elastic Coefficient)

ω : 頻率($2\pi f$)

c : 阻尼常數(Damping constant)

M : 振幅比(Amplitude ratio)

δ_{st} : 靜力 F_0 下之位移

ψ : 相位角(Phase)

r : 頻率比(Frequency ratio)

ξ : 阻尼比(Damping ratio)

Q : 品質因子(Quality factor)

$\Delta\omega$: 頻寬(bandwidth)



第一章 緒論

1.1 前言

超音波是指任何聲波或振動，其頻率超過人類耳朵可以聽到的最高 20kHz。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為數 MHz 以下[1]。

目前市面上可見的超音波產品包羅萬象，如家電產業(洗衣機、冷氣機、眼鏡清洗機等)、金屬工業(熔接、焊接等)、生物醫療領域(超音波檢驗、超音波碎石等)都能見到此技術的應用。在工業界上對於超音波振動系統的設計和製作上，已累積相當多經驗，但卻無有系統且快速解決的方法。

1.2 超音波在高溫下之應用

一般超音波用於工業上的應用有：超音波熔接、超音波成形加工等。此類超音波振動加工均是將高頻電訊號輸入至換能器使電能轉換為機械能，產生高頻的機械振動，最後再利用振幅放大器增加工具端的振幅輸出，提升加工效率。在上述利用超音波輔助的加工法中，超音波輔助成形加工主要是於成形期間將超音波振動的能量作用於模具

或工件上，再進行成形，為一種複合成形之加工方式。成形加工時之超音波振動，會引起模具與工件之間的摩擦力改變、提高工件表面的溫度、使材料塑流應力及回彈量降低，並增加材料成形性，因此會達到傳統塑性加工無法達到之加工成形界限。

近年來，超音波輔助加工不再只用於常溫下，應用於高溫下的製程也越來越多，如塑膠熔接、金屬焊接、熱壓成形等。超音波塑膠熔接有價格低廉、機台穩定且效率高、產品優良等優點；超音波金屬焊接則不需加助熔劑、且熔接時間短、可用於大量生產。近年來，超音波熱壓成形開始應用於塑膠以及玻璃等材料，殷[2]與鄭[3]將超音波振動應用於光學玻璃熱壓成形，熱壓機台示意圖如圖 1-1，利用紅外線燈管對模具端加熱，達到所需之溫度(玻璃轉換溫度以上)後進行熱壓，在熱壓期間施加超音波振動，結束熱壓後，脫模降溫即可取出成品，流程如圖 1-2，而圖 1-3 顯示了超音波熱壓成形之時間與溫度的關係。

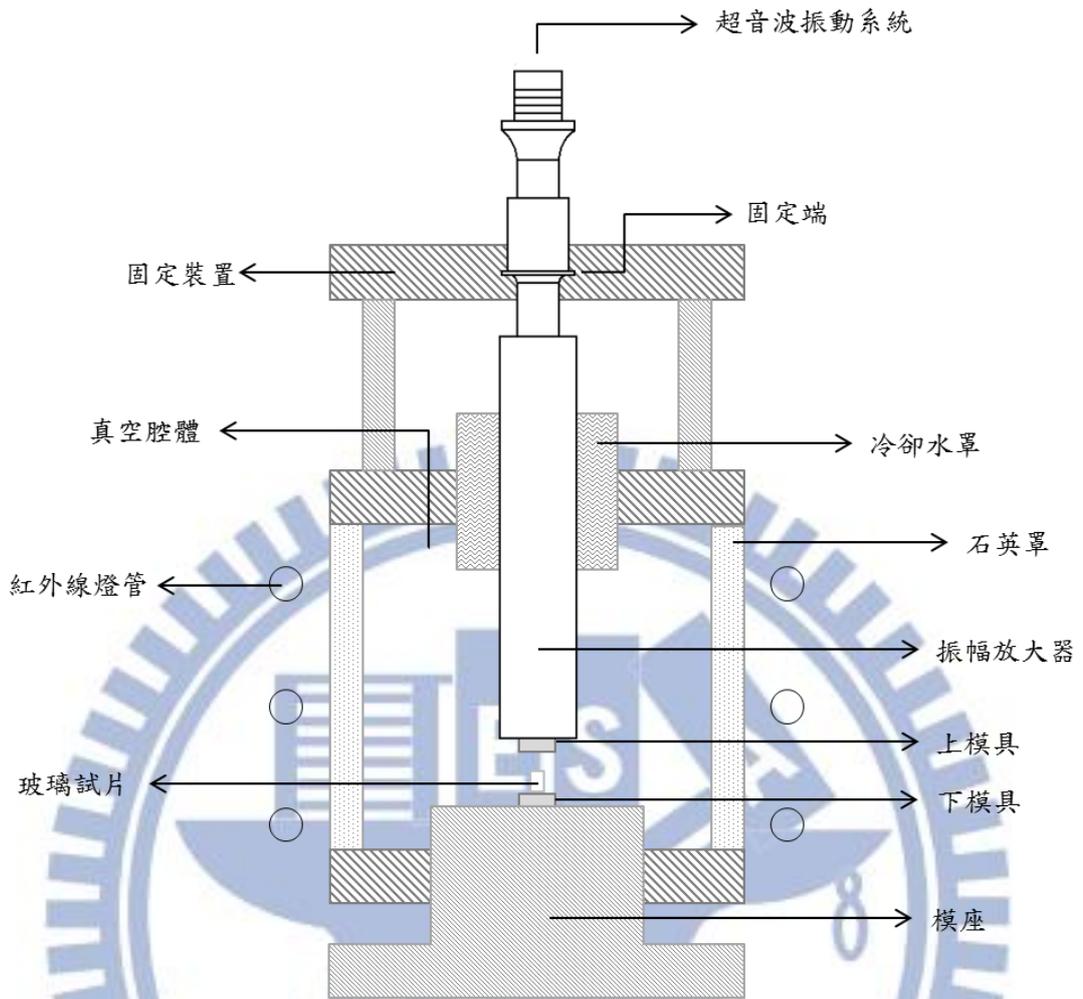


圖 1-1：超音波輔助玻璃熱壓機台示意圖

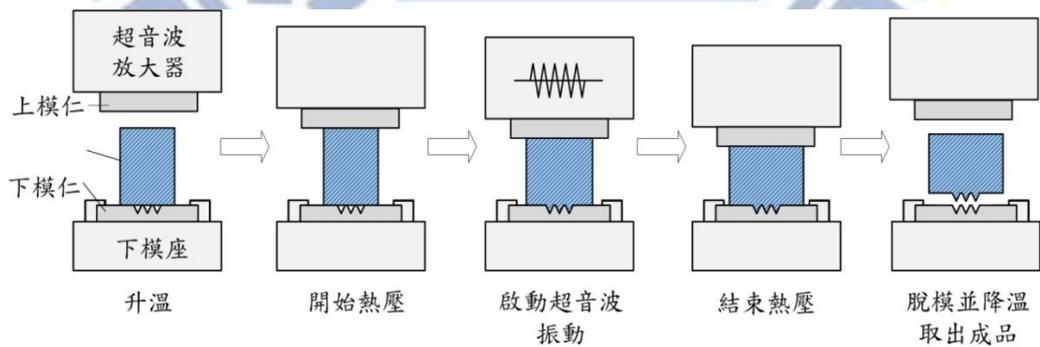


圖 1-2：超音波輔助玻璃熱壓流程示意圖

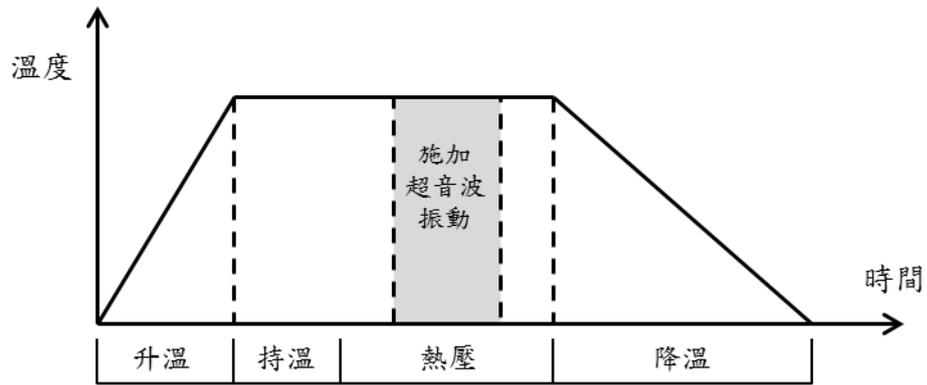


圖 1-3：超音波輔助熱壓成形之時間與溫度關係圖

將超音波振動應用於光學玻璃熱壓成形時，將可有效降低成形所需之應力，並提高玻璃的成形性。文獻中亦針對有微結構之模具進行熱壓實驗，發現超音波輔助熱壓會增加玻璃的微結構壓印之效能與品質，故未來可將此技術應用於高精密光學元件的製造。

1.3 文獻回顧

在超音波輔助成形方面，Blaha 與 Langenecker[4]對單晶鋅試片進行拉伸試驗時，附加一超音波振動於負荷上，實驗結果發現施加超音波振動時，材料之降伏應力會降低，且材料在塑性成形時，其材料塑性應力會減少，此稱為 Blaha effect 現象。Liu 與 Dung[5]以超音波振動施加於塑膠平板上進行微結構壓印，並觀察塑膠平板溫度的變化，發現塑膠工件表面會因摩擦導致溫度升高，超過其轉換溫度，使成形性升高。Mekaru 與 Takahashi[6] 提出超音波奈米轉印做為新的奈米轉印技術，以超音波振動替代了熱產生器，此時模具上的式樣與工件表面

之間便會產生摩擦熱，證明使用高頻率振動會引起熱變形，並改善轉印精度。殷[2]對光學玻璃進行超音波輔助熱壓實驗，發現施加超音波後可降低成形力量以及提高成形性。鄭[3]研發光學玻璃熱壓機台進行實驗，發現此製程可降低玻璃熱壓成形所需的溫度及力量，並提高成形性。

關於超音波振動系統之有限元素分析，Abdullah 與 Pak[7]利用有限元素軟體 ANSYS 針對壓電換能器做模態以及頻率響應分析，並建立 2D 與 3D 模型進行比較，但並未與實驗相驗證。Chen 與 Zhang[8]利用 ANSYS 模擬壓電換能器做頻率響應分析，並說明模擬結果與實驗相符。Andrade 等[9]利用 ANSYS 對壓電換能器進行頻率響應分析，並在底端觀測環境潛在輻射的變化，最後藉由實驗證實上述分析。Seah 等[10]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，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。Amin 等[11]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。謝[12]使用 ANSYS 建立了超音波振動系統有限元素模型，並設計仿熱壓機台加溫

系統之實驗與模型相互驗證，有效預測出超音波振動系統在不同工作溫度下之共振頻率與端面輸出之振幅。

關於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[13]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[14]研究中應用有限元素軟 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。陳[15]結合有限元素分析與最佳化設計，針對振幅放大器之外型進行最佳化設計，改善輸出振幅分佈不均勻問題，但未考慮整個超音波振動系統。

1.4 研究動機與目標

高溫成形有易成形、增加延展性等優點，而超音波輔助加工能有效降低成形力、提高成形性。在常溫下超音波振動系統的振動情形如共振頻率、振動型態以及振幅等可由模擬中預測得知，而相關的有限元素分析已有許多文獻可供參考。由於對振動系統加溫需考慮到壓電材料損壞問題等，故在高溫下之有限元素分析文獻目前仍很缺乏。本實

驗室謝[12]建立在高溫下之有限元素分析，其模型並未實際應用在熱壓機台上且最高溫度只有 300°C。

超音波應用於高溫的製程，如鄭[3]的超音波輔助光學玻璃熱壓機台，其超音波振動系統呈現溫度梯度分佈，此時材料參數會因溫度而有所改變，故共振頻率會因此偏移。為了使振動系統在高溫時的共振頻率與電子訊號產生器之輸出頻率相符，必須修改振動系統之外形。但此時系統有溫度分佈，材料參數不均會導致無法以理論公式求得其外形，故現階段只能以試誤法進行外形修改，但此方法效率低。陳[21]結合有限元素分析與最佳化設計的系統整合技術開發建立一常溫下超音波振幅放大器設計系統，但只針對振幅放大器，並未考慮超音波振動子及傳動子。本實驗室利用超音波輔助玻璃熱壓成形，考慮將來熱壓玻璃面積尺寸放大，所以振幅均勻度相對就很重要，但相關文獻大都討論在常溫下之最大振幅放大率為設計目標。

因此本研究將改善輸出端面振幅均勻度為目標，建立一個可實際應用在熱壓機台上的完整超音波振動系統有限元素模型，並結合最佳化設計軟體，建立一自動化、有效率的超音波振動系統最佳化流程，且縮短設計開發的時間，以其在後續提高加工的精度與品質。

1.5 研究方法與步驟

為了使超音波振動系統應用在熱壓機台上，特利用有限元素軟體及最佳化軟體的整合技術開發，建立一自動化、有效率的最佳化設計流程。研究中將針對輸出端面振幅分佈不均勻的問題和系統在高溫下的應用頻率偏移進行改善。除此之外，利用建立之設計流程，針對超音波振動系統在實際熱壓機台高溫工作溫度下運作時其外型最佳化。

本研究步驟主要分為以下四個階段。

(1) 建立參數化幾何模型

根據本實驗室已建立之超音波振動系統模型，並將其幾何外型參數化，當最佳化程式計算出新的超音波振動系統設計變數值，系統將自動修改模型的幾何尺寸，產生新的幾何模型。

(2) 有限元素分析

本研究中有限元素分析分為常溫和高溫兩部分。因常溫模型振動特性方便驗證，可建立初步最佳化設計流程。因超音波振動系統其共振頻率須與頻率產生器相配合，故取其縱向模態作為共振模態。高溫下有限元素分析則參考謝[12]建立之分析流程，並針對實際應用在熱壓機台的超音波振動系統進行分析，首先以熱傳分析及結構分析得到其溫度分佈與熱膨脹後之外形，再將上述結

果代入模態分析得知共振時的振動情形。最後將模擬結果與實驗量測值相互比對驗證，建立可應用在熱壓機台上之完整有限元素分析系統。

(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，將共振頻率以及模態振型作為限制條件，而目標函數則為振幅均勻度，以進行最佳化設計。亦可將次要的目標函數如放大率、外型總長度和工作溫度等，考慮成限制條件，以確保超音波振動系統的工作效率。首先利用常溫模型建立初步最佳化流程，選擇振幅放大器外型作為設計變數，將共振頻率以及模態振型作為限制條件，而目標函數則為振幅均勻度，以進行最佳化設計。亦可將次要的外形總長度和工作溫度特性，考慮成限制條件，以確保超音波振動系統的工作效率。完成初步常溫下最佳化流程再進行高溫模型最佳化設計。

(4) 最佳化設計製作與實驗量測

針對超音波振動系統最佳化設計後進行製造，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均勻度的準確性。因熱壓機台上的限制及工作溫度過高其振幅無法量測，故僅常溫模型最佳化設計可驗證振幅均勻度。

1.6 論文架構

本論文一共分為五章，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。第二章為超音波系統與有限元素分析模型簡介，針對本研究使用之超音波系統進行介紹，與本實驗室已建立常溫下之超音波振動系統有限元素模型。第三章為高溫下有限元素模型，針對不同溫度分佈的模型進行分析與討論並與實驗驗證。第四章則為最佳化設計，介紹原理及使用的軟體，針對應用在熱壓機台上超音波系統外形的最佳化設計。第五章則為結論與未來展望。

第二章 超音波系統與有限元素模型簡介

本研究中使用之超音波振動系統可應用於多種超音波輔助成形加工，此系統是由電子訊號產生器、振動子(換能器)(Transducer)、傳動子(Booster)以及振幅放大器(Horn)所組成。本章主要介紹超音波振動系統和有限元素模型，並參考本實驗室謝[12]在常溫下之超音波振動系統模型，此模型模擬分析結果與實驗量測已相互驗證過，再於下章進行高溫下之有限元素分析。

2.1 超音波振動系統簡介

本研究使用超音波振動系統主要是由電子訊號產生器、振動子、傳動子及振幅放大器所組成。系統利用電子訊號產生器內部的振盪電路產生超音波頻率信號，再經由振動子中的壓電陶瓷片，藉由壓電效應將電能轉換為機械能，產生超音波頻率的機械振動，最後再利用傳動子以及振幅放大器增加工具端的振幅輸出，提升加工效率。圖 2-1 為超音波振動系統之原理示意圖。

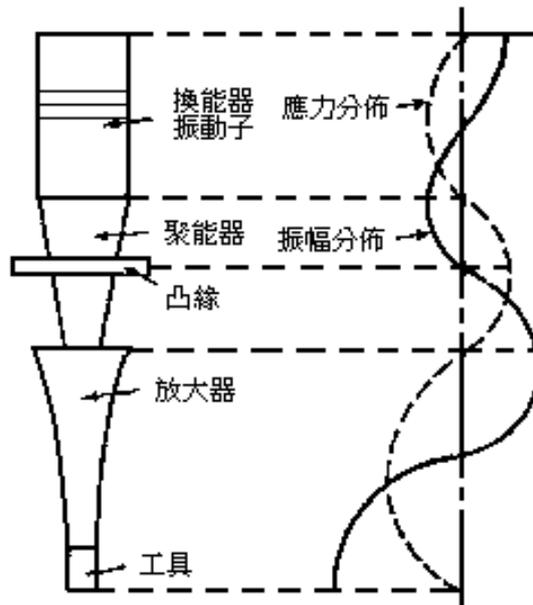


圖 2-1：超音波振動系統示意圖[16]

2.1.1 電子訊號產生器

本研究的超音波振動系統中，由電子訊號產生器(京華超音波，KUS-35，圖 2-2)對振動系統在 35kHz 的頻率附近進行掃頻，其自動追頻範圍約為 $\pm 200\text{Hz}$ 。將系統在阻抗(Impedance)最小時的頻率作為給定頻率，輸出高頻的電子訊號至壓電換能器，此時的頻率即為系統的共振頻率。而壓電換能器的共振頻率是由壓電晶體的厚度所決定，若將振動系統的共振頻率設計成與此頻率相符，則會使系統達到最佳的共振狀態。



圖 2-2：35KHz 電子訊號產生器(京華超音波，KUS-35)

2.1.2 振動子與傳動子

本研究所使用的振動子為壓電換能器，中間包含了四個壓電陶瓷片，每個壓電片上下夾有一電極，共有五個電極板，其中一、三、五個電極接地，第二、四個電極施加交流電壓，如圖 2-3 所示，而箭頭方向為壓電材料的極化方向，關於壓電陶瓷片及壓電換能器將於下節介紹。

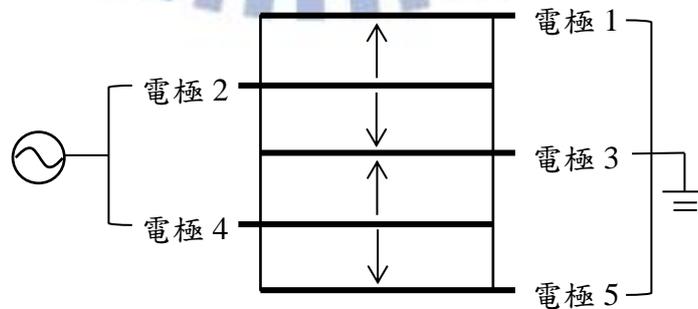


圖 2-3：壓電陶瓷片接電示意圖

振動子的目的在於利用中間的壓電片將電能轉換為機械能，而傳動子則會將此機械振動放大傳出。此外，超音波振動系統的節點位於傳動子中間，故此處設有凸緣，整個振動系統的固定端即位於此；而振動子與傳動子的連接處則為此傳遞波長中振幅最大的地方。圖 2-4 為本研究所使用之振動子與傳動子。

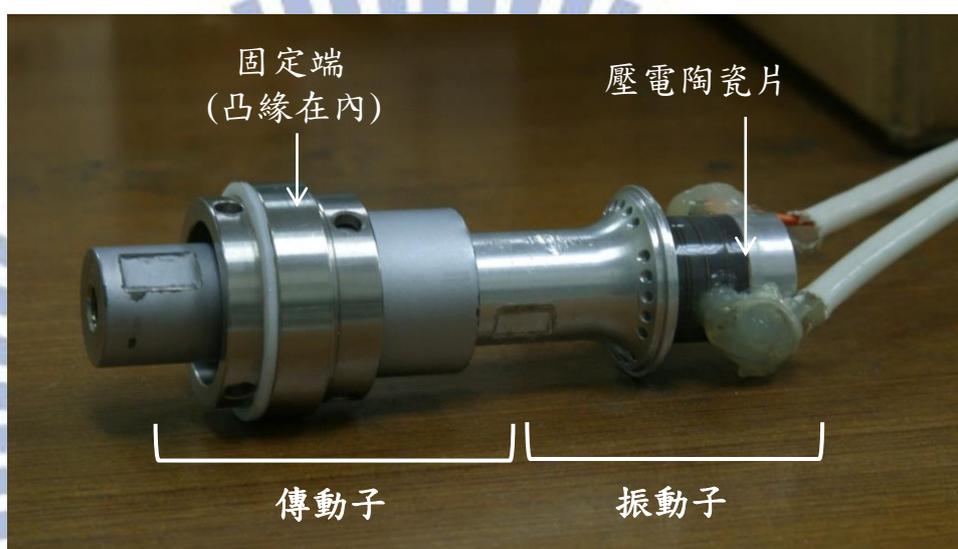


圖 2-4：振動子與傳動子

2.1.3 壓電陶瓷片

壓電陶瓷片的主要功能是使得機械能與電能可以相互轉換。對壓電陶瓷施加壓力時，它就會產生電位差，此為正壓電效應；如果對壓電陶瓷施加電壓，它就會產生機械形變，此為逆壓電效應。如果對壓電陶瓷施加一個高頻振動，它就會產生高頻電流；如果在壓電陶瓷上施加高頻的電訊號，它就會產生高頻的機械振動。而在本研究則是施加一高頻交流電壓，使壓電片有正負方向的高頻機械振動。

極化是成為壓電材料的一個重要程序，因為壓電材料具有機械能與電能之間的能量轉移特性，加電場於壓電材料時，帶有電性的電荷會產生相對位移，因而產生雙極子，經過極化後，會將原本雜亂的極子成為規則排列的極子。故施加電壓之後，壓電片會沿極化軸變形，在高頻振動之下則會形成極化軸方向的振動型態。

壓電材料因晶格內原子間特殊排列方式，使得材料有應力場與電場耦合的效應，而壓電理論為分析壓電材料具力學與電學耦合特性之理論，可以藉由以下數學方程式來表示[17,18]：

介電方程式(Dielectric Equation)：

$$D = \epsilon E \quad (2-1)$$

其中 D ：電位移(Electric Displacement)

ϵ ：介電係數(Permittivity)

E ：電場強度(Electric Field Strength)

虎克定律(Hooke's Law)：

$$T = cS \quad (2-2)$$

其中 T ：應力(Stress)

c ：彈性常數(Elastic constants)

S ：應變(Strain)

上述方程式可以組成壓電材料之物性方程式如下：

$$\{T\} = [c^E]\{S\} - [e^t]\{E\} \quad (2-3)$$

$$\{D\} = [e]\{S\} + [\varepsilon^S]\{E\} \quad (2-4)$$

其中 c^E ：固定電場時所測量之彈性常數

e ：壓電應力常數(Piezoelectric stress constants)

ε^S ：固定應變時所測量之介電係數(Dielectric constants)

以本研究所使用的六方晶系之壓電陶瓷片 PZT 為例，極化方向為

厚度方向(即 Z 軸方向)可將式 1-3、式 1-4 簡化如下：

$$\begin{bmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_3 \\ T_4 \\ T_5 \\ T_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} c_{11}^E & c_{12}^E & c_{13}^E & 0 & 0 & 0 \\ c_{21}^E & c_{22}^E & c_{23}^E & 0 & 0 & 0 \\ c_{31}^E & c_{32}^E & c_{33}^E & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & c_{44}^E & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & c_{55}^E & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & c_{66}^E \end{bmatrix} \begin{bmatrix} S_1 \\ S_2 \\ S_3 \\ S_4 \\ S_5 \\ S_6 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & e_{31} \\ 0 & 0 & e_{32} \\ 0 & 0 & e_{33} \\ 0 & e_{24} & 0 \\ e_{15} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} E_1 \\ E_2 \\ E_3 \end{bmatrix} \quad (2-5)$$

$$\begin{bmatrix} D_1 \\ D_2 \\ D_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & e_{15} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & e_{24} & 0 & 0 \\ e_{31} & e_{32} & e_{33} & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} S_1 \\ S_2 \\ S_3 \\ S_4 \\ S_5 \\ S_6 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \varepsilon_{11} & 0 & 0 \\ 0 & \varepsilon_{22} & 0 \\ 0 & 0 & \varepsilon_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} E_1 \\ E_2 \\ E_3 \end{bmatrix} \quad (2-6)$$

在有限元素分析中，會使用到彈性常數(c^E)、壓電應力常數(e)、介電係數(ε^S)等參數，以求得應力(T)與電位移(D)。

2.1.4 壓電換能器

常見的換能器分為磁致伸縮換能器(Magnetostrictive transducers)以及陶瓷壓電換能器(Piezoelectric transducer)兩種。因壓電換能器近年來開始廣泛應用於壓電開關、印刷噴頭、壓電陶瓷繼電器等用途上，

故本研究使用由京華超音波股份有限公司所生產陶瓷壓電換能器。

此壓電換能器為積層式，是指有多個壓電材料推疊在一起，如圖 2-5 所示。而圖中壓電片上的箭頭方向是指極化方向，當壓電片的上下電位差與極化方向一致時，壓電材料則會有正位移。壓電積層的奇數面與偶數面分別接上電壓，當極化方向皆一致時，壓電材料位移量則會因為一個增加、一個減少而兩兩相互抵消；若使奇數層的極化方向與偶數層相反，則會使壓電材料位移量同時增加或減少。

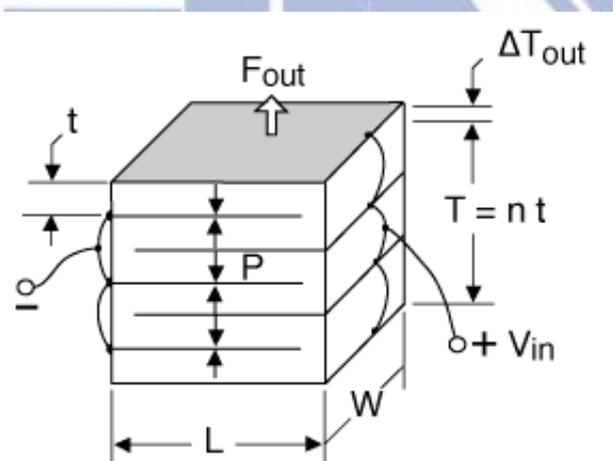


圖 2-5：多層壓電片結構示意圖[19]

壓電換能器的電或機械特性，經常被用來解釋其電特性。以電路的理論來分析，可在換能器之共振頻率導出如圖 2-6 是換能器阻抗等效電路[20]，換能器共振性質是以一個電感 L_1 ，一個串聯電容 C_1 ，一個串聯電阻 R_1 ，以及並聯電容 C_0 來表示其特性。各電抗元件之阻抗分別電感抗為 Z_{L1} 電容抗 Z_{C1} 及 Z_{C0}

$$Z_{L1} = j2\pi f L_1 \quad (2-7)$$

$$Z_{c1} = \frac{1}{j2\pi f C_1} \quad (2-8)$$

$$Z_{c0} = \frac{1}{j2\pi f C_0} \quad (2-9)$$

忽略電阻 R_l ，則換能器之阻抗為

$$Z(s) = \frac{1}{C_0 s} \frac{s^2 + \frac{R_l}{L_1} s + \frac{1}{L_1 C_1}}{s^2 + \frac{R_l}{L_1} s + \frac{C_0 + C_1}{L_1 C_0 C_1}} \quad (2-10)$$

其中， $s = j\omega$ ， ω 為訊號之角頻率。換能器等效電路中，阻抗值變為最小的頻率稱之為共振頻率，反之使阻抗值變為最大的頻率則稱為反共振頻率。

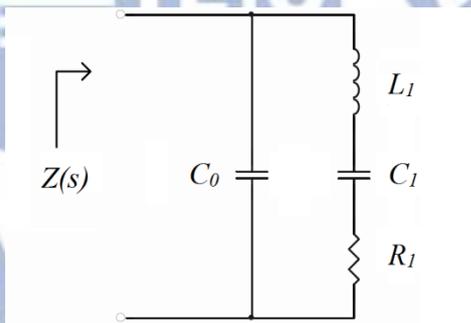


圖 2- 6：換能器阻抗等效電路[20]

2.1.5 超音波振幅放大器簡介

超音波振幅放大器的功能主要在於調整超音波輸入的能量密度，以獲得所需的超音波能量分佈，對於振動系統振幅均勻度有決定性的影響。一般來說振幅放大器外型有階梯型(step)、圓錐型(onical)、指數型(exponential)、懸垂曲線型(catenoidal)四種和其他型式為此四種喇叭

之各種組合，設計目標多以最大振幅放大率為主。但其自然頻率需與電子訊號產生器之頻率相符，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，造成共振頻率偏移、振幅放大率降低、偏振與扭曲模態的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，圖 2-7 為各種外型之振幅放大器。



圖 2-7：各種幾何形狀之振幅放大器[21]

常見的超音波傳遞方式有縱波、橫波、表面波、扭轉波等，或是由兩種以上波形結合的複合波等型態，而本研究中所使用的超音波振動系統是採用縱向波模態(Longitudinal mode)，其介質振動方向與波進行方向一致，能有效使用超音波之能量。

在等向性固體材料裡，傳遞的波速可由以下近似理論得到[16]：

在細於波長之柱狀體內傳播的縱波：

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (2-11)$$

其中 c 為音速、 E 為楊氏係數、 ρ 為密度、 ν 為蒲松比。

一旦求出固體內音速，再代入波長(λ)與波速關係式：

$$c = \lambda \times f \quad (2-12)$$

使用縱向波模態的超音波振幅放大器，其長度必須為音波在固體內傳遞縱波波長的一半，或半波長之整數倍。由式 1-12 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，故放大器長度與共振頻率有一定的關係。但隨著放大器溫度分佈的改變，上述參數也會有所變化，使用理論來求得放大器長度也變得較困難。因此，本研究將結合實驗量測與有限元素分析，來探討溫度與共振頻率之間的關係，並利用最佳化方式設計超音波振動系統。

2.2 振動分析原理簡介

大部分的結構系統都不希望有振動發生，振動會造成結構疲勞而破壞，故其共振頻率與模態皆為機械結構設計必須了解的特性之一，進而避免外力頻率和結構共振頻率相同，以防止共振現象。但本研究將超音波振動應用於製程中，故系統的共振頻率需符合電子訊號產生器之頻率，以達到共振現象。

2.2.1 模態分析原理簡介

模態分析(Modal Analysis)屬於結構動力學的一種，可以分析一個結構在無負載狀態下之振動情形，也可以對有預應力的結構進行分析，分析結果可得知其共振頻率、振動型態、相對位移分佈等資訊。當自由振動下，且系統無阻尼時，其最基本的運動方程式如下[22,23]：

$$m\ddot{x}(t) + kx(t) = F(t) = 0 \quad (2-13)$$

其中 m 為質量、 x 為位移、 k 為彈性係數。

令共振頻率為：

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2-14)$$

則上述 ODE 解為：

$$x(t) = c_1 \sin \omega t + c_2 \cos \omega t \quad (2-15)$$

模態分析屬於線性分析，主要探討結構的自然頻率與振動模態，不論是否有阻尼，最後皆會化成 $[A]\{u\} = \lambda\{u\}$ 之標準特徵值與特徵向量問題。

2.2.2 頻率響應分析原理簡介

頻率響應(Harmonic response)是對結構施加正弦波的負載，分析計算出在不同的頻率下此結構的穩態響應，進而得知響應值與頻率之間的關係，由此關係曲線可找到峰值響應，並可進一步觀察此頻率對應

的位移、應力等。當系統有阻尼、且外力為一弦波外力時，其運動方程式為[22,23]：

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = F_0 \cos \omega t \quad (2-16)$$

其中 m 為質量、 x 為位移、 k 為彈性係數、 c 為阻尼常數。

考慮其穩態反應，其解為：

$$x_p(t) = A \cos \omega t + B \sin \omega t \quad (2-17)$$

其共振頻率

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2-18)$$

$$x_p(t) = X \cos(\omega t - \phi) \quad (2-19)$$

式 2-7 中， X 為振幅、 ψ 為相位角，可求得：

$$M = \frac{X}{\delta_{st}} = \frac{1}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\xi r)^2}} \quad (2-20)$$

$$\phi = \tan^{-1} \frac{2\xi r}{1-r^2} \quad (2-21)$$

在式 2-8 中， r 為頻率比， ξ 為阻尼比。其中

$$\delta_{st} = \frac{F_0}{k} \quad (2-22)$$

$$r = \frac{\omega}{\omega_n} \quad (2-22)$$

$$\xi = \frac{c}{2\sqrt{mk}} \quad (2-23)$$

式 2-19 中， M 為振幅比(Amplitude ratio)， δ_{st} 為在靜力 F_0 下之位

移。而式 2-20 之相位角 ψ 是位移位置與外力之間的角度，如圖 2-8 所示。

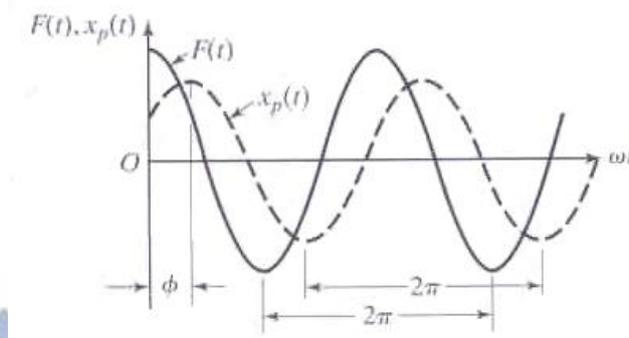


圖 2-8：外力與反應相位示意圖[22]

當阻尼比很小($\zeta < 0.05$)時，共振發生於靠近 $r=1$ 處，可得

$$\left(\frac{X}{\delta_{st}}\right)_{\max} \cong \left(\frac{X}{\delta_{st}}\right)_{\omega=\omega_n} = \frac{1}{2\zeta} = Q \quad (2-24)$$

式 2-24 中， Q 為品質因子(Quality factor)，其值為共振時之振幅比，而振幅比與頻率之關係，如圖 2-9，圖形如鐘形分佈，而阻尼大小則會影響鐘形分佈的尖銳程度。

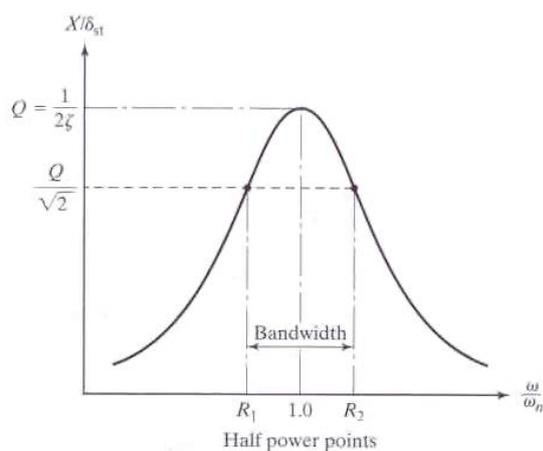


圖 2-9：頻率響應圖之半動力點與頻寬[22]

圖中 R_1 (即 r_1)與 R_2 (即 r_2)之間距為頻寬(Bandwidth)，其振幅比位於能量為 Q 值能量一半時，稱為半動力點(Half power points)，此時之振幅比為

$$\frac{X}{\delta_{st}} = \frac{Q}{\sqrt{2}} = \frac{1}{2\sqrt{2}\xi} \quad (2-25)$$

由式 2-19 與式 2-25 可得

$$r_1^2 = R_1^2 = \left(\frac{\omega_1}{\omega_n}\right)^2 \cong 1 - 2\xi \quad (2-26)$$

$$r_2^2 = R_2^2 = \left(\frac{\omega_2}{\omega_n}\right)^2 \cong 1 + 2\xi \quad (2-27)$$

式 2-26 之 ω_1 為頻率比 r_1 下之頻率，式 2-27 之 ω_2 為頻率比 r_2 下之頻率。由式 2-26 與式 2-27 可得

$$\omega_2^2 - \omega_1^2 = (\omega_2 + \omega_1)(\omega_2 - \omega_1) = (R_2^2 - R_1^2)\omega_n^2 \cong 4\xi\omega_n^2 \quad (2-28)$$

而頻寬則為：

$$\Delta\omega = \omega_2 - \omega_1 \cong 2\xi\omega_n \quad (2-29)$$

由式 2-24 與式 2-29 可得

$$Q \cong \frac{1}{2\xi} \cong \frac{\omega_n}{\omega_2 - \omega_1} \quad (2-30)$$

由式 2-30 可得知阻尼比與頻寬之關係，本研究將藉由實驗得到振動系統的頻寬，再換算為阻尼比輸入至模擬中做頻率響應分析。

2.3 使用軟體介紹—ANSYS

在本研究中，將使用有限元素軟體 ANSYS 進行模態以及頻率響

應的分析，利用運動方程式(式 2-12、式 2-15)進行求解，並利用耦合場分析得到系統振動時的各種物理量(式 2-17、式 2-19 等)。

耦合場分析是考慮了兩個或多個工程物理場之間相互作用的分析，而壓電分析則是一種結構與電場的耦合分析，當對壓電材料施加電壓時，便會產生位移；反之，若使之振動，則會產生電壓。壓電分析類型有穩態、模態、頻率響應及暫態分析等。研究中需考慮到壓電材料的特性進行分析，故選擇有多重物理耦合分析功能的 ANSYS Multiphysics 進行有限元素分析。

2.3.1 軟體簡介

ANSYS 是由美國 ANSYS, Inc.開發，由 John A. Swanson 於 1970 年成立，其原名為 Swanson Analysis Systems, Inc.。

ANSYS, Inc. 多年來一直致力於多重物理耦合分析的數值理論與軟體化，ANSYS Multiphysics 的耦合功能包括了熱-結構耦合、電-熱耦合、壓電耦合等，ANSYS Multiphysics 擁有 ANSYS 所有的分析功能，包括了結構分析、熱傳分析、流體分析、等，不論是單一或多重物理領域分析，均可在 ANSYS Multiphysics 中完成。而 ANSYS Multiphysics 的耦合分析可分為兩大類：直接法(Direct method)和疊代法(Iterative method)，直接法是直接對耦合方程式求解，同時對各物理方程式求解；而疊代法的耦合方式是將 A 物理領域所產生的負荷轉移至 B 物理領域，

同時或循序對各物理方程式求解。

2.3.2 有限元素系統

軟體主要包括三個部分：前處理模組，分析計算模組和後處理模組。前處理模組提供了一個強大的實體建模及網格劃分工具，使用者可方便地構造有限元模型。而分析計算模組包括結構分析、電磁場分析、壓電分析以及多物理場的耦合分析，可模擬多種物理介質的相互作用，具有靈敏度分析及最佳化分析能力。後處理模組可將計算結果以彩色等值線顯示、梯度顯示、透明及半透明顯示等圖形方式顯示出來，也可將計算結果以圖表、曲線形式顯示或輸出。

2.3.3 網格系統

ANSYS 軟體提供 100 種以上的元素型別，用來模擬工程中的各種結構和材料。由於本研究是以使用壓電換能器的振動系統作為研究對象，並且考慮溫度因素，故採用適用於耦合場(Coupled field)的元素，以進行不同物理場之耦合分析。研究中的超音波振動系統為外型較複雜的三維模型，若要產生六面體網格元素(Hexahedral mesh)，必須經過良好的網格規劃，二階四面體網格因節點數的增加，可以修正一階四面體網格不準確的問題，故此研究中選用二階四面體網格元素(Tetrahedral mesh)，對於較複雜的幾何外型也能容易的產生網格，且

ANSYS 有自動建立網格的功能。

考慮到研究中振動子中的壓電效應需做壓電耦合分析(結構-電)，以及放大器在不同的溫度分佈下做熱傳分析(熱-結構)，故本研究選用 SOLID98，三維二階四面體元素作為此模型的網格系統。ANSYS 中的 SOLID98 為十個節點的四面體網格，每個節點皆有六個自由度(U_x 、 U_y 、 U_z 、TEMP、VOLT、MAG)，適用於三維的電磁場、熱場、電場、壓電、結構場等耦合分析。

2.4 常溫之有限元素模型

有限元素分析的第一個步驟是建立分析模型，包括幾何外型的建立、材料性質給定以及網格劃分。在此引用謝[12]建立常溫下之有限元素模型。

2.4.1 幾何外形建立與材料性質給定

本研究所分析的超音波振動系統是由振動子、傳動子以及振幅放大器所組成，振動子與傳動子的幾何尺寸是根據京華超音波股份有限公司所提供。在建立幾何外形時，將其忽略並以實心的模型代替。除此之外，四個壓電片以建立五個面來取代，此舉亦可對壓電片施加均勻電場。假設此模型為均勻的軸對稱模型，並忽略其接觸面性質，將所有物件視為一體，為了之後最佳化分析所以直接在 ANSYS 中建模

並進行分析。圖 2-10 為振動系統之外型以及尺寸，此外型設計為在常溫下可振動，即系統之共振頻率落於本研究所使用之電子訊號產生器之頻率搜尋範圍。

研究中使用的振動子的材料為鋁合金(A2024)及壓電陶瓷片(PZT-8)，傳動子的材料為鈦合金(Ti64)，振幅放大器材料為不鏽鋼(SS304)。此振動系統的結構阻尼比則由網路分析儀所得到的頻寬換算而得，量測得到的頻寬約為 53Hz，由式 2-30 換算得到阻尼比為 7.42×10^{-4} 。其餘的材料性質如表 2-1 所示。

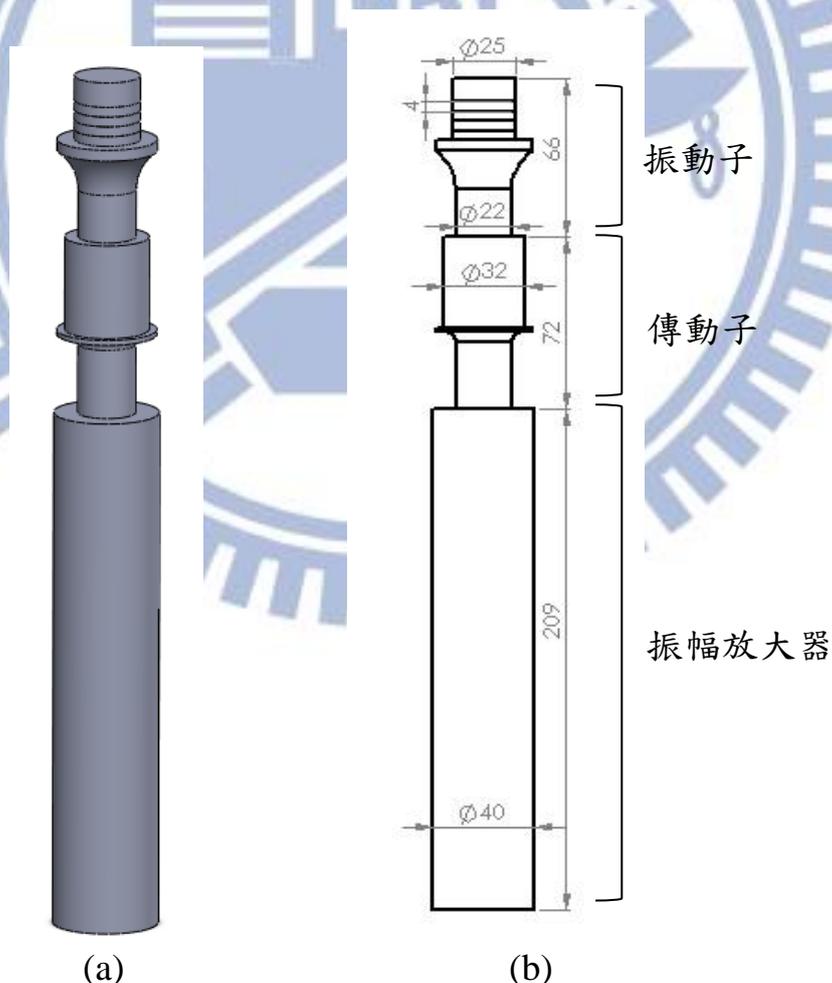


圖 2-10：(a)振動系統之三維外型(b)振動系統之尺寸[12]

表 2-1：超音波振動系統之材料性質[12]

	密度 (kg/m ³)	楊氏係數 (GPa)	蒲松比
振動子(A2024)	2780	69	0.33
陶瓷壓電片(PZT-8)	7600		0.29
傳動子(Ti64)	4430	113.8	0.342
振幅放大器(SS304)	7900	200	0.3

而壓電陶瓷片為 PZT-8，所使用的材料參數[13]如下，可配合式 2-5 與式 2-6 做運算，而極化方向則為沿著 Z 軸之方向。

彈性常數(Elastic constants)：

$$[s^E] = \begin{bmatrix} 137 & 69.7 & 71.6 & 0 & 0 & 0 \\ 69.7 & 137 & 71.6 & 0 & 0 & 0 \\ 71.6 & 71.6 & 124 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 33.65 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 31.4 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 31.4 \end{bmatrix} \text{GPa} \quad (2-31)$$

壓電應力常數(Piezoelectric stress constants)：

$$[d] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 10.4 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 10.4 & 0 \\ -4 & -4 & 13.8 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \text{C/m}^2 \quad (2-32)$$

相對介電係數矩陣 (Dielectric Relative Permittivity Matrix)：

$$[\epsilon^T] = \begin{bmatrix} 898 & 0 & 0 \\ 0 & 898 & 0 \\ 0 & 0 & 582 \end{bmatrix} \quad (2-33)$$

相對介電係數是與真空下的介電係數值(free-space permittivity)之相對值，而真空下的介電係數(ϵ_0)為 8.85×10^{-15} F/m。

2.4.2 邊界條件設定

在實驗中，振動系統的固定端是將傳動子的凸緣利用夾具將上下緣夾持住，故將凸緣上下兩面設定為無垂直方向的位移，較設定為完全固定更接近真實情況。而壓電片的極化方向是奇數層為 Z 軸方向、偶數層為反向，由於壓電材料矩陣的極化方向為 Z 軸，故利用區域座標設定第二、四個壓電片的座標矩陣與另外兩片相反(即-Z 軸)。此外，由於建立模型時忽略了電極板並以面代替之，故仿照電極板的形式，於第一、三、五個面設為接地(電壓為零)，將實驗所量測得到的電壓值輸入至第二、四個面，如圖 2-11 所示。

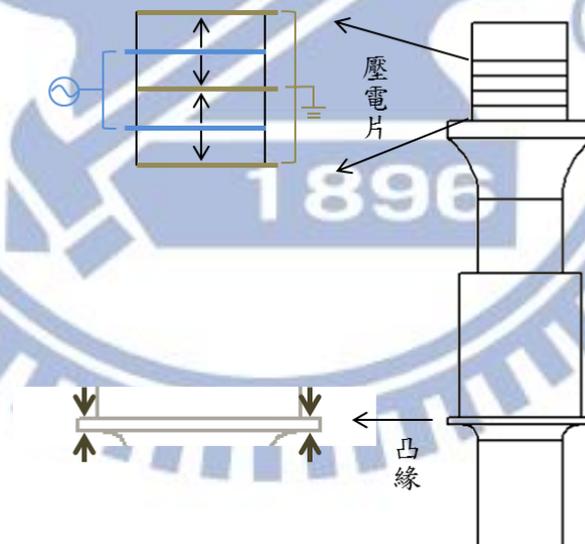


圖 2- 11：邊界條件示意圖[12]

此外，在振動系統的結構中，每個零件皆由螺絲相連接，但在此有限元素模型中，將所有物件視為一體成形，先針對不同材料分別給定參數後再進行模擬。

2.4.3 分析計算類型

有限元素分析軟體 ANSYS 會針對不同系統與解題需求，有各種不同的數值分析方法[24]。在模態分析中，一般的分析方法是使用 Block lanczos method，此方法可用於結構系統具有阻尼現象，但計算效率比阻尼法(Damped method)快，可在模態座標系統中求共振頻率。另外，頻率響應分析的求解法[24]最常使用的則為全解法(Full method)、結構減縮法(Reduced method)以及模態疊加法(Modal superposition method)。本模型中所使用的元素為 SOLID98，在模態分析中使用 Block lanczos method。而在頻率響應分析時，全解法可使用於多自由度以及有阻尼的振動系統，且 SOLID98 元素只提供全解法求解，故使用全解法做頻率響應分析。

2.4.4 初步分析結果

實驗中針對常溫下可振動的振動系統進行量測，故模擬也將使用此模型進行模擬。在模態分析中，可得到此振動系統的共振頻率為 35363Hz，此時的振動型態為縱向振動，其振動型態與相對位移分佈如圖 2-12，但此位移量並非真實位移，必須經過頻率響應分析才能求得真實位移。將電子訊號產生器所輸出之電壓值 900V 做為頻率響應分析之電性邊界條件，頻率分析範圍則設定為模態分析之共振頻率正負

約 500Hz，選定放大器底端之軸向振幅做頻率響應圖，如圖 2-13，當頻率落在共振頻率 35363Hz 時，振幅會有最大值為 5.47 μm 。

本章介紹了謝[12]所建立常溫下之有限元素分析。謝[12]先由實驗量測得知共振頻率、頻寬及振幅等，再將量測得到的頻寬換算為阻尼比後輸入至有限元素分析，分析得知共振頻率及振幅，並與實驗相互驗證。其結果可看出在常溫的模型中，可藉由模擬預測出相當準確的結果。而本研究的目的是針對高溫下的振動系統進行分析，後續將利用此模型針對高溫下的振動系統進行分析，比較實驗與模擬結果。

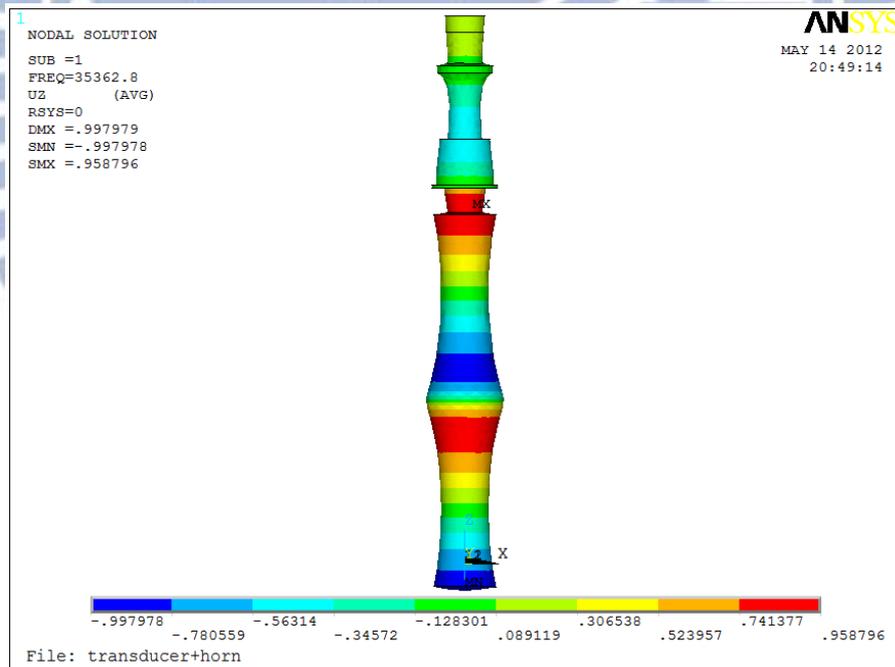


圖 2- 12：模態分析之相對位移分佈圖[12]

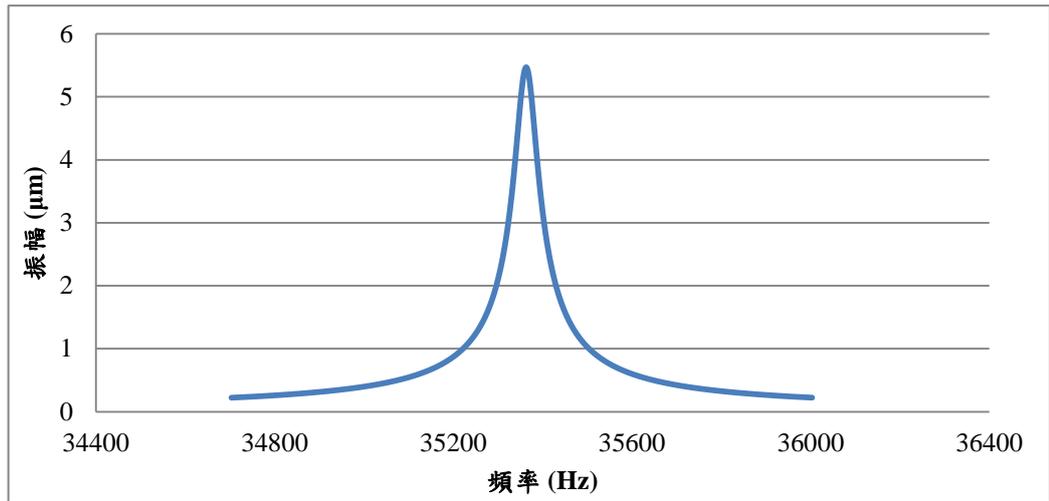


圖 2-13：放大器底端振幅與頻率之關係曲線[12]



第三章 高溫下之有限元素分析模型驗證

當超音波振動系統應用於熱壓機台時，系統各組件之材料性質會因溫度不同而有所改變，導致結構之共振頻率偏移。但因放大器有溫度分佈，其材料性質非定值，很難以理論公式求得其長度，故本章將利用謝[12]所建立的高溫下振動系統之分析流程，針對不同長度之振幅放大器在熱壓機台實際溫度分佈下的超音波振動系統，考慮其高溫下材料性質的改變，探討不同放大器外形及不同溫度下之振動情形。最後將模擬結果與實驗量測值相互比較，驗證本研究所提出之有限元素模型。

3.1 振動系統在高溫下之實驗量測

在真實熱壓機台下的超音波振動系統中，是將加工端的溫度提高，但為了避免振動子中的壓電片因受熱而損壞，需加以冰卻保持振動子與傳動子為室溫。在本研究中，在放大器底端(即加工端)以加熱爐加溫，而將放大器靠近傳動子與振動子的一端以冷卻水進行冷卻至常溫，故放大器則會承受由高溫至常溫的溫度梯度分佈。實驗中將量測放大器的溫度及系統之共振頻率等。

3.1.1 實驗設備介紹

在加溫系統中，使用熱壓玻璃機台之加熱爐對放大器底端進行加熱，加熱爐連接至溫度控制器(YOKOGAWA, UP150，圖 3-1)，由熱電偶(K-type thermocouple，圖 3-2)量測放大器內部溫度並將訊號回傳至溫度控制器，其熱電偶裝置如圖 3-3。本研究中使用之網路分析儀(Hewlett-Packard, 8751A，圖 3-4)測量訊號的大小(Magnitude)，此值是網路分析儀對振動系統之輸出訊號與輸入訊號的比值取 20 倍 log 值，而在訊號值最大之處則為系統的共振頻率。此網路分析儀其頻率範圍為 5Hz~500MHz，動態精度是 ± 0.02 dB, $\pm 0.12^\circ$ 。圖 3-5 為實驗儀器架設示意圖，圖 3-6 則為實際儀器之架設情形。整體實驗機台架設如圖 3-7 所示。



圖 3-1：溫度控制器



圖 3-2：熱電偶

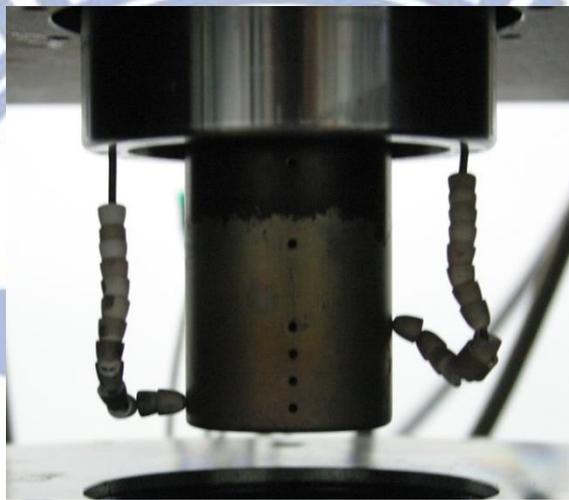


圖 3-3：熱電偶架設圖



圖 3-4：網路分析儀

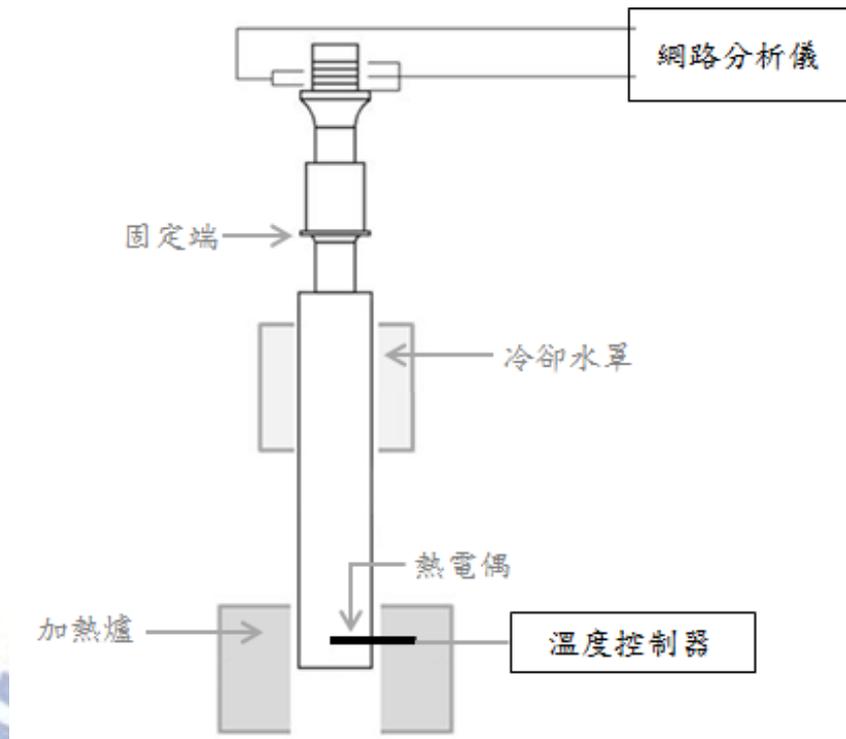


圖 3-5：高溫系統之實驗儀器架設示意圖

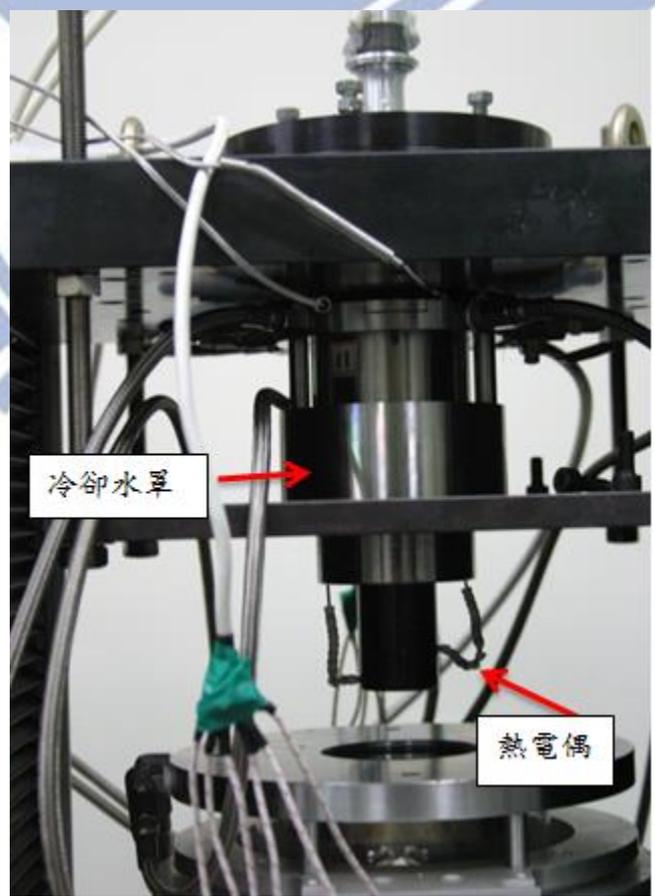


圖 3-6：高溫振動系統與實驗設備之架設圖

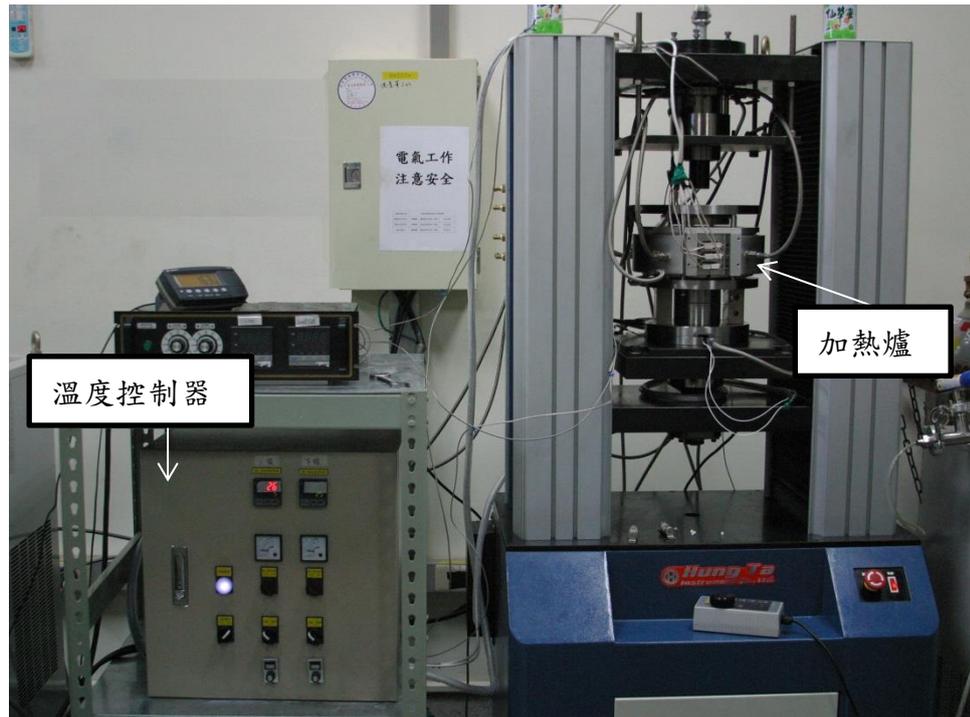


圖 3-7：實驗機台之架設圖

3.1.2 實驗量測

由於在式 1-12 及式 1-13 得到長度會影響共振頻率，故在本節將針對三種不同長度的放大器進行六種不同工作溫度的實驗量測，放大器長度分別為 209mm、205mm、202mm，而量測的項目包含放大器的溫度及共振頻率等。

在熱壓機台中，加熱爐針對加工端(放大器底端)進行加熱，而冷卻水罩則是位於放大器靠近振動子的一端。放大器上共有四個溫度量測點，示意圖如圖 3-8，位置分別是距離放大器底端 5mm、10mm、15mm、20mm。將第一個量測點(距放大器底端 5mm)當作溫度控制點，利用溫度控制器調整功率使該處升溫並持溫在 100°C、200°C、300°C、400°C、

500°C，除了以上溫度，再加上常溫系統的工作溫度，而冷卻水皆以 25°C 進行冷卻。

當系統達到穩態時，以熱電偶量測兩個量測點的溫度，重複三次以取得量測點之溫度，結果如圖 3-9。除此之外，將壓電片之正負極連接至網路分析儀，以進行共振頻率的量測，量測結果如圖 3-10。

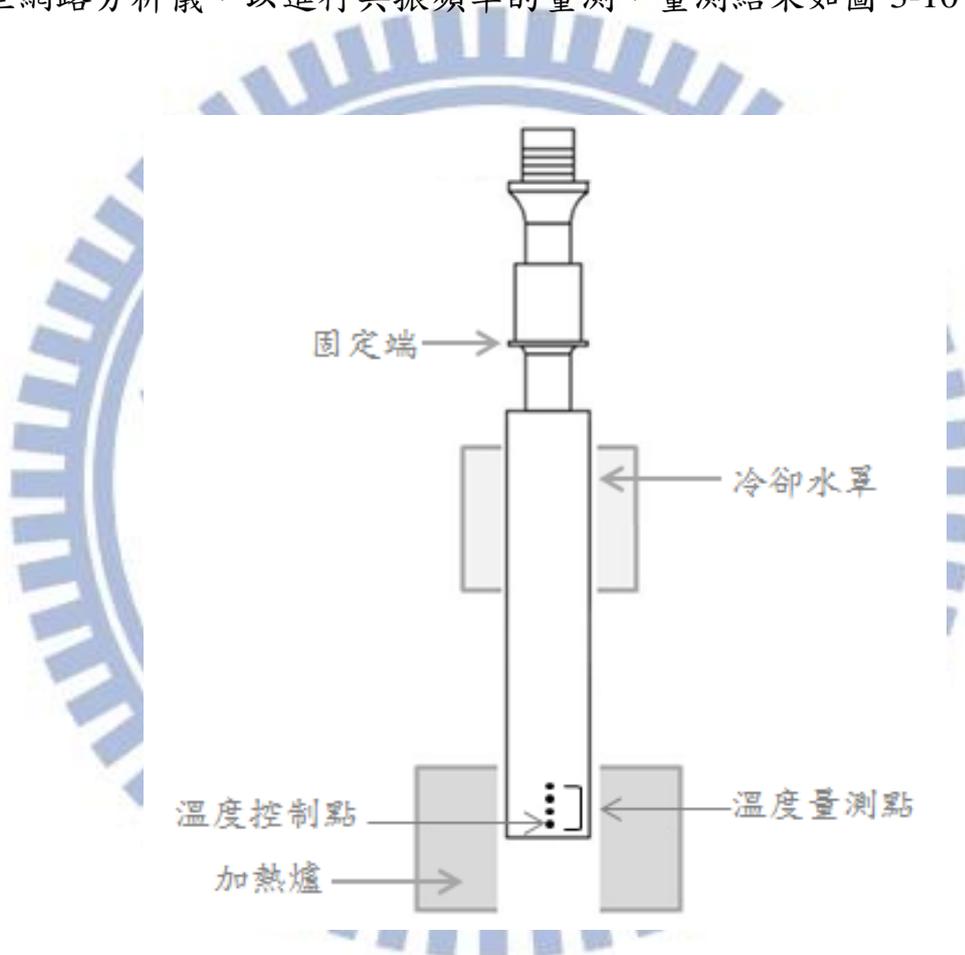


圖 3- 8：實驗設備之架設與溫度量測點

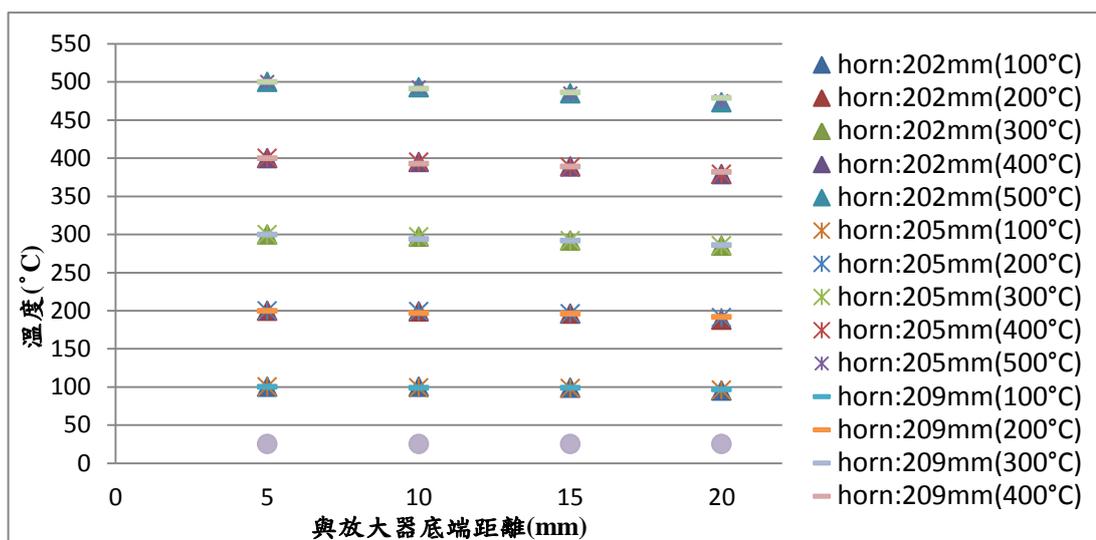


圖 3-9：不同溫度下四個量測點之溫度

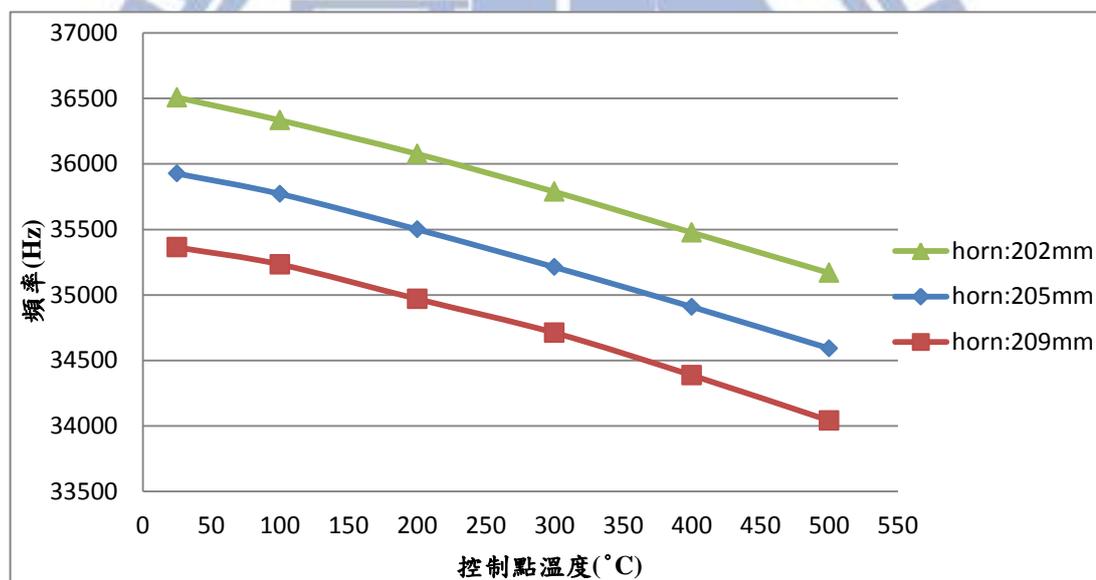


圖 3-10：在不同溫度下之共振頻率

由實驗結果可發現，在相同溫度下，放大器長度越短則共振頻率越高；相同放大器外形時，溫度越高則頻率越低。此現象可由式 1-11、式 1-12 等理論公式得到驗證，當放大器長度越短時，則波長越短，在其餘條件不變的情況下，則頻率越高；溫度越高時，楊氏係數會下降，則頻率也隨之下降。

實驗中使用網路分析儀所得到的訊號圖，除了可得到系統在阻抗最小時的共振頻率，也可利用圖 2-2 計算出頻寬，並計算出阻尼比以輸入至模擬中。放大器長度為 209mm 時之振動系統在不同溫度下所得到的訊號值如圖 3-11。由圖可發現，當溫度越高時，其共振頻率較不易精確地讀取到，推測可能是因溫度上升則加熱爐產生之電磁波強度亦變大，故干擾網路分析儀的訊號也變強。

由網路分析儀所得之訊號值可發現，不同外形在不同溫度下頻寬皆不變，而溫度越高則共振頻率降低，利用式 2-19 之阻尼比公式計算後可發現阻尼比略增，且響應略小，由圖 3-11 也可看出溫度越高訊號越小，其餘放大器外形之振動系統也有相同趨勢，在不同溫度下之不同放大器外形其頻寬和阻尼比如表 3-1。

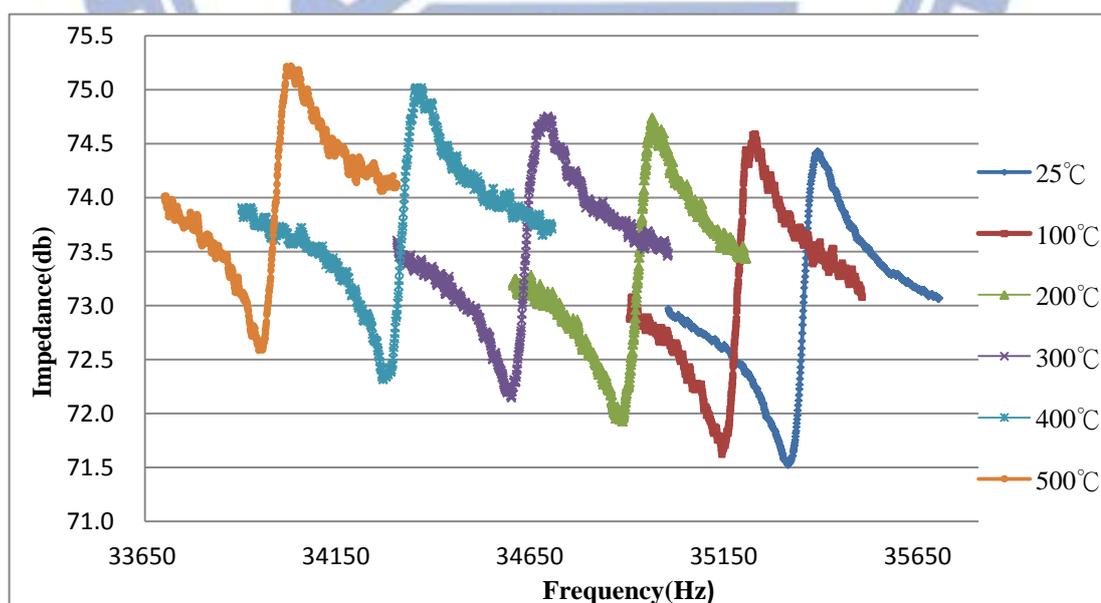


圖 3- 11: 放大器長度為 209mm 時網路分析儀之訊號值

表 3-1：實驗推算之不同系統外形在不同溫度下之阻尼比

Horn (mm)	頻寬 (Hz)	25°C	100°C	200°C	300°C	400°C	500°C
209	53	7.43×10^{-4}	7.46×10^{-4}	7.52×10^{-4}	7.58×10^{-4}	7.65×10^{-4}	7.72×10^{-4}
205	60	8.34×10^{-4}	8.39×10^{-4}	8.45×10^{-4}	8.52×10^{-4}	8.59×10^{-4}	8.67×10^{-4}
202	65	8.91×10^{-4}	8.95×10^{-4}	9.01×10^{-4}	9.09×10^{-4}	9.16×10^{-4}	9.25×10^{-4}

3.2 高溫之有限元素模型建立

在第二章已對常溫的模型進行初步驗證，在此將利用謝[12]在高溫下有限元素之分析流程進行不同溫度下的分析。圖 3-12 為高溫下有限元素之分析流程。首先將有限元素模型加入熱傳相關之材料參數與溫度邊界條件進行熱傳分析(Thermal analysis)，可得到此振動系統的溫度分佈；再將此熱傳結果作為初始條件，並加入結構相關之材料參數進行結構分析(Structure analysis)，可得結構受熱膨脹後之外形。將系統的溫度分佈及熱膨脹後的外形當作初始條件，並考慮高溫下之材料參數進行模態分析以及頻率響應分析，即可得知振動系統的共振頻率、振幅等振動情形。

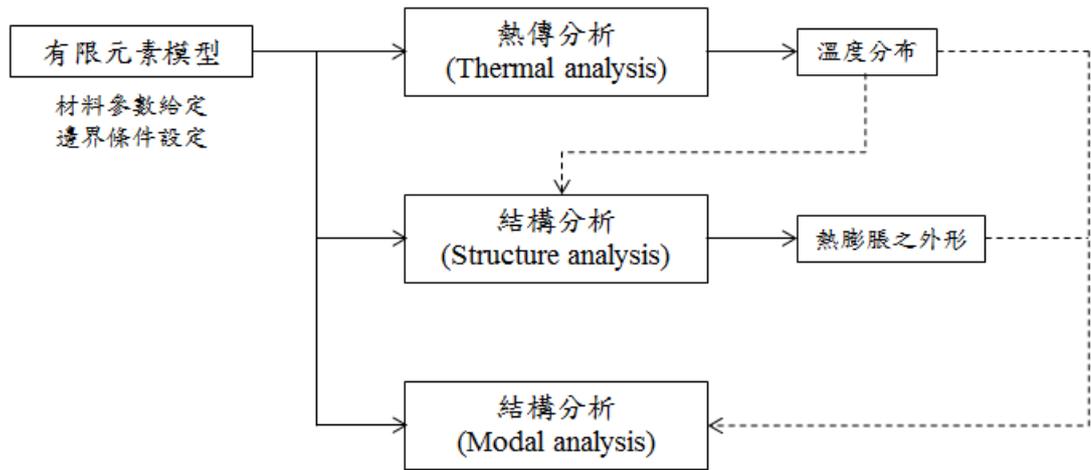


圖 3- 12：高溫下振動系統之分析流程[12]

3.2.1 材料性質給定

在做熱傳分析之前，必須先取得熱傳相關之材料性質。熱傳分析中只考慮熱傳導係數，不考慮熱對流或熱輻射等；而在結構分析中，則需考慮熱膨脹係數以觀察振動系統之外形膨脹的變化。超音波振動系統中，主要有溫度分佈的為振幅放大器，其餘皆維持常溫，故考慮放大器(SS304)在不同溫度下的材料性質，相關性質[25,26]如表 3-2。

表 3-2：振動系統之熱傳導係數、熱膨脹係數及比熱

	振動子 (A2024)	陶瓷壓電片 (PZT-8)	傳動子 (Ti64)			
熱傳導係數(W/m-°C) Thermal conductivity	237	20	22			
熱膨脹係數(1/°C) Thermal expansion	23×10^{-6}	2.6×10^{-6}	8.6×10^{-6}			
比熱(J/kg°C) Specific heat capacity	897	—	523			
振幅放大器(SS304)						
熱傳導係數 (W/m-°C) Thermal conductivity	200°C		400°C			
	15		17.5			
熱膨脹係數 (1/°C) Thermal expansion	100°C	200°C	300°C	400°C	500°C	
	16.3×10^{-6}	16.7×10^{-6}	17.1×10^{-6}	17.6×10^{-6}	18×10^{-6}	
比熱(J/kg°C) Specific heat capacity	25°C	90°C	200°C	320°C	430°C	540°C
	456	490	532	557	574	586

當放大器有溫度分佈時，楊氏係數會隨著溫度變化而改變，此時共振頻率也會隨之改變。在有限元素系統中需考慮放大器(SS304)在不同溫度下之楊氏係數[25]，其關係如圖 3-13，如此一來，在放大器有溫度分佈的狀態時，有限元素模型中楊氏係數也會因而有不同的數值分佈，加入此條件後才能準確的進行分析。

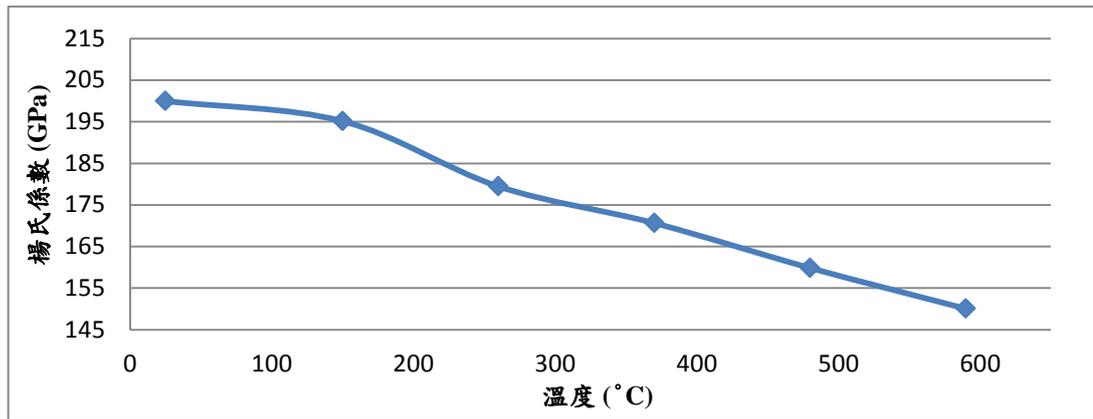


圖 3- 13：不鏽鋼(SS304)楊氏係數與溫度之關係[26]

3.2.2 網格收斂測試與網格劃分

在 ANSYS 裡有自動建立網格的功能，其中對於網格的大小由 smart size 分為十個等級，數字越小的等級經過劃分之後網格越密，元素數量越多，模擬分析結果就越準確，但過多的網格則會增加運算時間，所以為了兼顧模擬結果的準確性以及運算效率，在此將針對振動系統分析其縱向模態的自然頻率，觀察在不同密度的網格之下模擬結果的變化，以及每組數據的分析時間。使用的元素為 SOLID98 四面體網格，網格收斂分析結果如表 3-3，可發現網格越小，運算時間幾乎以倍數成長；而收斂曲線如圖 3-14，可發現網格越密，收斂曲線趨近平穩，在 smart size=3 之後幾乎無變化，但運算時間卻明顯增加。因此為了有效的縮短計算時間，並得到足夠準確的模擬結果，後續的有限元素分析將採用 smart size=3 進行網格劃分，網格模型如圖 3-15。

表 3- 3：網格收斂分析結果

Smart size	自然頻率(Hz)	分析時間(s)
8	35403	2
7	35374	2
6	35371	3
5	35371	3
4	35366	6
3	35363	9
2	35362	18
1	35361	21

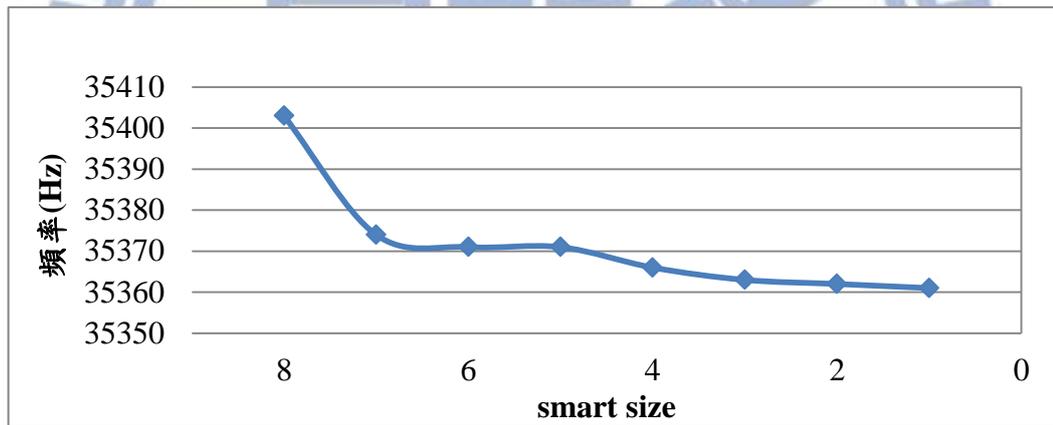


圖 3- 14：網格大小與頻率之關係圖

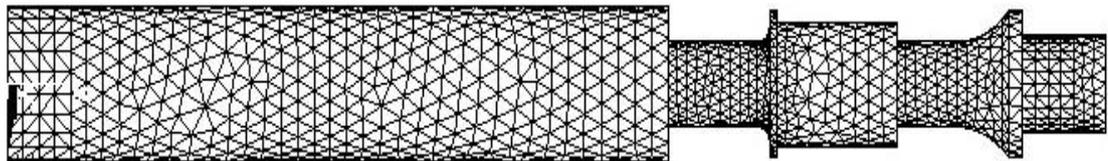


圖 3- 15：超音波振動系統之網格模型

3.2.3 邊界條件設定

在熱傳分析中，必須先考慮溫度的邊界條件。實驗中有五種工作溫度，各量測五個溫度點包含四個量測點及冷卻水溫，如表 3-4。假設系統達到穩態時，理想狀況下同一截面為同一溫度，故將四個量測點之截面溫度設定為量測到的溫度，並將放大器與冷卻水之接觸面設定為冷卻水溫，環境溫度設定為室溫 25°C，示意圖如圖 3-16，再以此初始溫度進行穩態熱傳分析。進行熱傳分析後可求得系統之溫度分佈，再由結構分析取得熱膨脹後之外形，將兩者結果作為初始條件，即可進行模態分析以及頻率響應分析。

表 3-4：量測點與冷卻水之溫度

溫度量測點溫度(°C)				冷卻水溫(°C)
①	②	③	④	
100	81	68	64	25
200	173	148	145	25
300	267	239	236	25
400	367	339	335	25
500	477	451	448	25

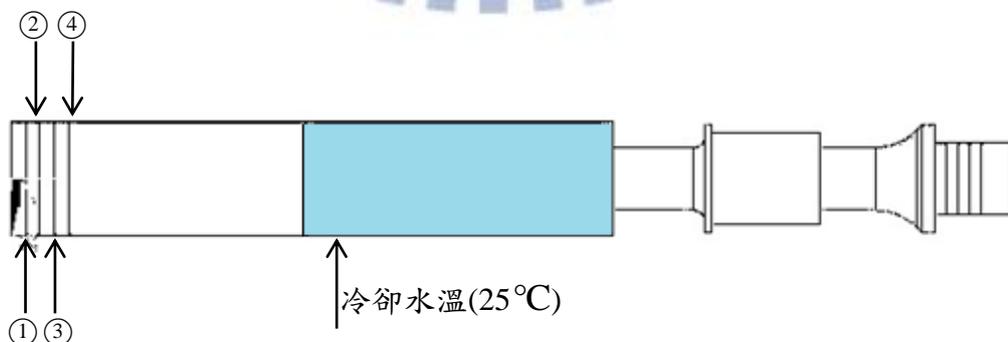


圖 3-16：溫度邊界條件示意圖

3.3 有限元素分析結果

在有限元素分析中，將針對三種外形(放大器長度)之振動系統進行分析。在熱傳分析中，將四個量測點之溫度以及冷卻水溫當作邊界條件，並選擇穩態(Steady-state)作為求解方法，可得到振動系統的溫度分佈，如圖 3-17，此為放大器長度 209mm 時，控制點溫度為 100°C 之溫度分佈圖，而此振動系統其溫度分佈趨勢皆相同。圖 3-18 為放大器中心軸之溫度分佈曲線，圖上之資料點則為實驗量測之溫度，可發現不同外形的放大器其量測點之溫度幾乎相同，且前三個量測點的溫度呈線性分佈；第三和第四量測點的溫度較接近。由模擬結果來看，從放大器底端算起約為 105mm 以上之結構都已降溫至常溫。

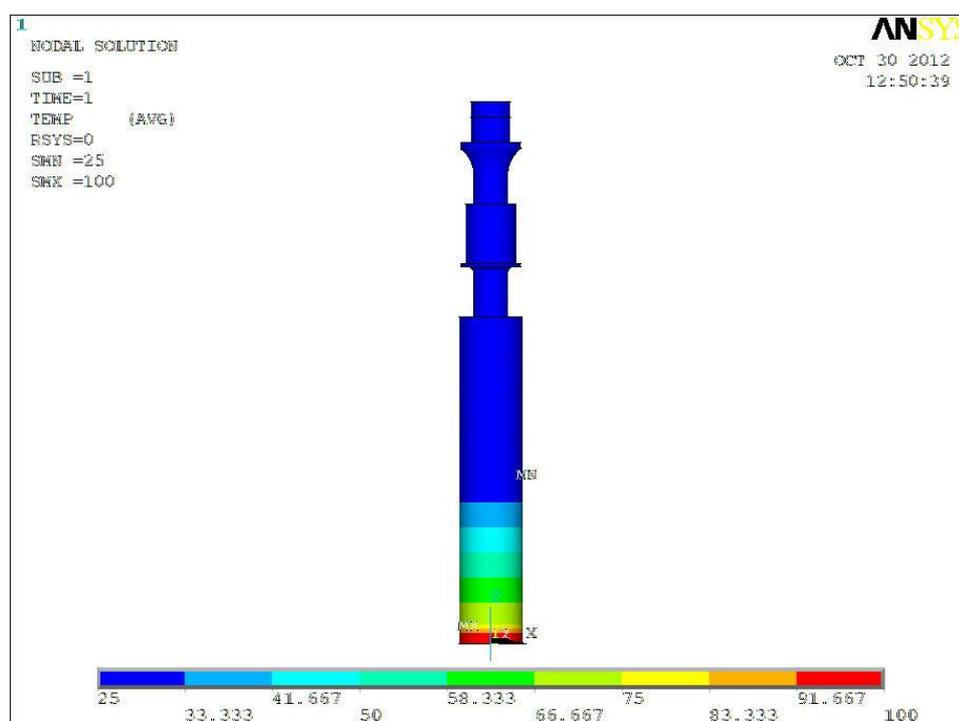


圖 3- 17：放大器長度 209mm，100°C 之溫度分佈圖(unit: °C)

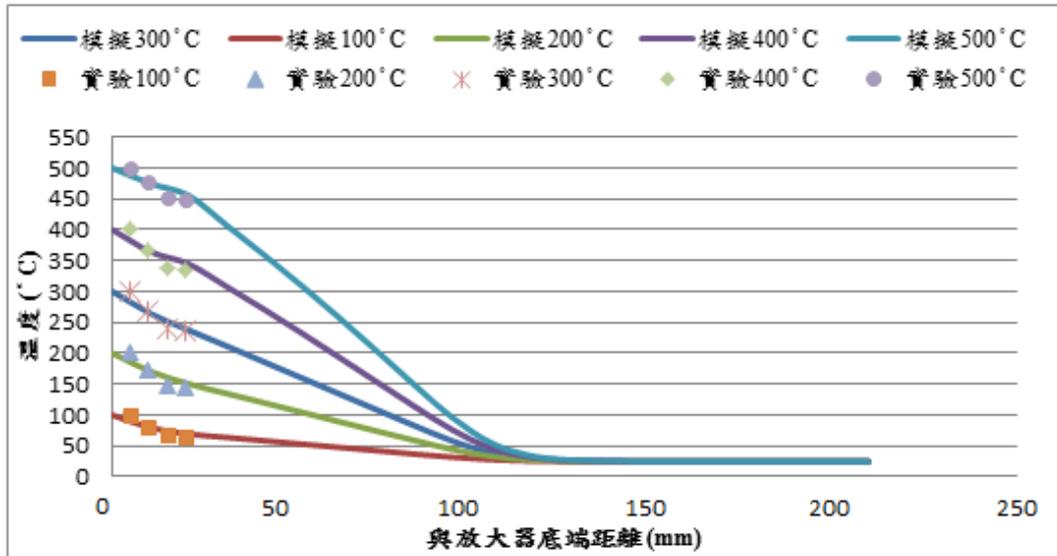


圖 3- 18：放大器長度 209mm 之軸心的溫度分佈曲線

在結構分析中，將熱傳所得之溫度分佈設定為溫度的初始條件，並設定系統固定端之結構邊界，以靜態(Static)求解。結果可得到振動系統之熱應力、熱膨脹等數值，圖 3-17 為第一量測點加熱至 100°C 之熱膨脹外形，此振動系統在其他溫度下則皆有一樣趨勢的分佈。

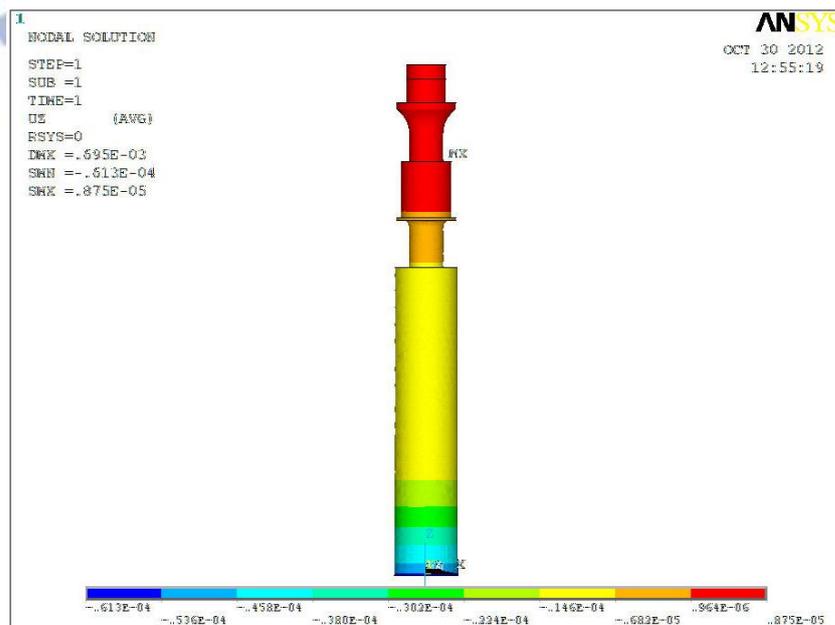


圖 3- 19：放大器長度 209mm，100°C 之位移分佈圖(unit: m)

得到溫度分佈及熱膨脹之外形後，即可匯入模態分析中。考慮不同外形之振動系統在各階段的溫度分佈以及熱膨脹後之外形，並代入各溫度之楊氏係數等機械性質，分析系統縱向模態時之共振頻率，分析結果如表 3-5。

表 3-5：不同系統外形在不同溫度下之共振頻率(unit: Hz)

Horn	25°C	100°C	200°C	300°C	400°C	500°C
209mm	35363	35277	35109	34764	34485	34192
205mm	35983	35895	35689	35361	35082	34780
202mm	36461	36372	36198	35825	35537	35230

3.4 結果討論

本章針對三種外形、六種工作溫度的振動系統進行分析。實驗中利用網路分析儀量測頻寬時發現，在相同外形系統下頻寬不變。由圖 3-20 可得知阻尼比會隨溫度升高導致共振頻率降低而略增；由圖 3-21，可得知在相同溫度時，系統外形越短則頻寬越增，故阻尼比略增。

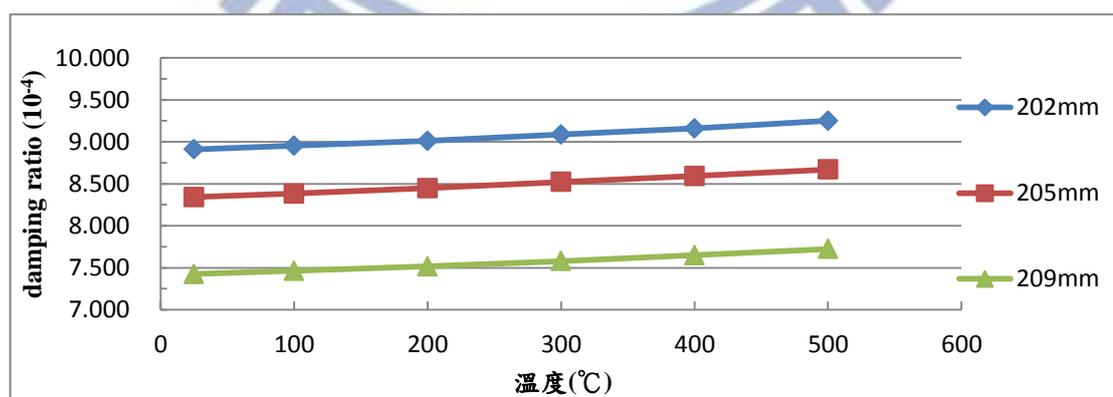


圖 3-20：不同外形下溫度與阻尼比之關係

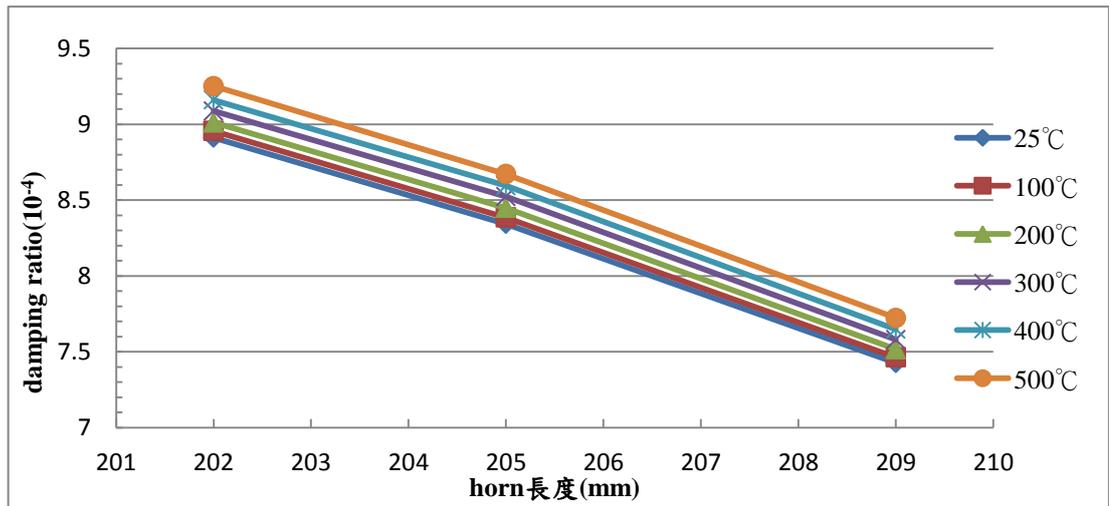


圖 3- 21：不同溫度下外形與阻尼比之關係

而模態分析中可得知各模型之共振頻率，將模擬結果與網路分析儀之共振頻率做比較，如圖 3-22，可發現模擬與實驗趨勢一致。

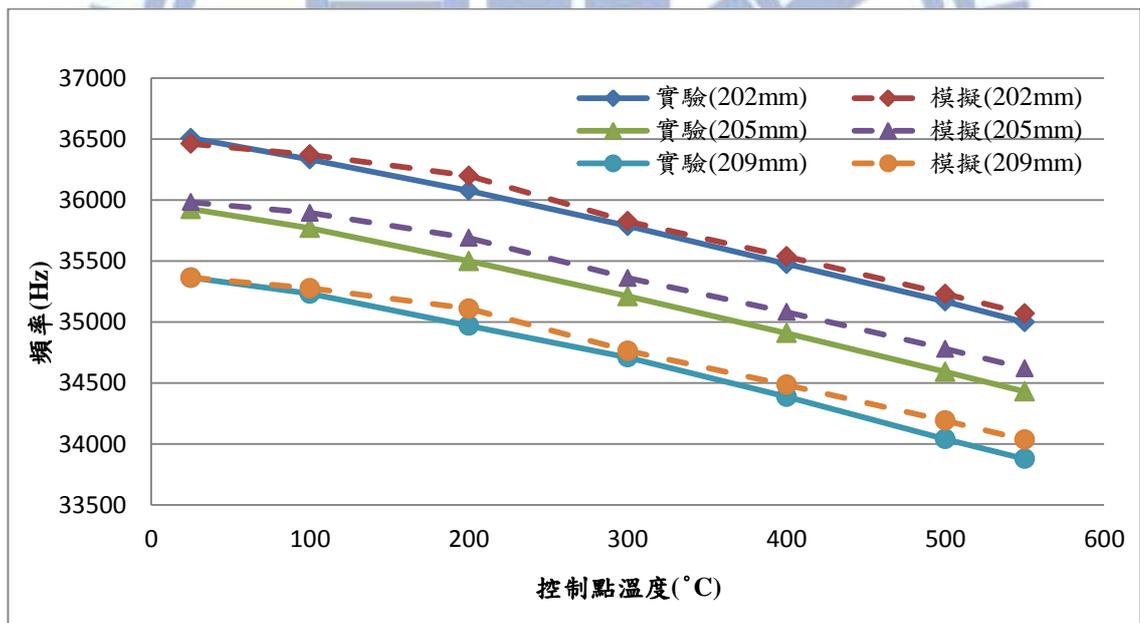


圖 3- 22：實驗與模擬之共振頻率比較圖

由實驗與模擬結果中，大致上可看出模擬與實驗量測在越高溫時其差距越大，推測造成誤差的主要原因如下：

(1) 模型的簡化：在有限元素分析中，將振動系統視為均勻實體，各元

件間之接觸面都不考慮；但在實際的振動系統中，有許多螺絲孔、溫度量測孔等等，元件間也是以螺絲鎖附，再加上冷卻水罩及加熱爐的架設，都有可能導致振動系統有所變化，故模擬只能代表理想狀態下的情況。

- (2) 實驗量測的誤差：在實驗量測中，除了人為讀取誤差、雜訊會影響數據的讀取之外，儀器的精度也會有所影響。量測頻率時，熱壓機台的加熱爐產生的電磁波干擾網路分析儀的訊號，因此使讀取到的共振頻率有誤差；量測頻寬時，網路分析儀量測訊號時可輸出數據做整理，訊號值是每 2.5Hz 取一次值，運算時難免有誤差，計算出來的頻寬再利用式 2-19 計算阻尼值。
- (3) 材料性質：高溫下的系統著重在放大器的溫度分佈，模擬使用的材料參數是參考文獻中其他研究者所做之高溫材料試驗，與實驗中母材並非完全相同，最有影響力的參數如熱膨脹係數、楊氏係數等，這些參數可能會使模擬之共振頻率產生誤差。

除了上述原因之外，仍有其他如網格累積、人為因素或儀器造成的誤差，但由整體的研究結果來看，系統共振頻率之誤差仍在電子訊號產生器追頻範圍 200Hz 內，故此模型是可以有效預測出振動系統在不同工作溫度下之共振頻率。

第四章 最佳化設計分析

本章主要介紹建立最佳化設計流程(模組)及實驗驗證。初步先利用常溫下之有限元素模型，改變其振幅放大器外型，針對放大器振幅輸出端不同面積之振幅均勻度進行最佳化設計，探討不同面積下其振幅均勻度，再針對具有溫度分佈的系統進行最佳化設計，建立一個可實際應用在熱壓機台上並改善振幅均勻度的超音波振動系統最佳化設計。

4.1 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。

4.2 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[27]

設計變數：

$$x_1, x_2, x_3, \dots, x_n \quad (4-1)$$

設計變數之邊界條件：

$$x_{kl} \leq x_k \leq x_{ku} \quad k=1,2,3,\dots,n \quad (4-2)$$

目標函數：

$$f(x) = f(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (4-3)$$

等式限制條件：

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

不等式限制條件：

$$g_i(x) = g_i(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \leq 0 \quad i=1,2,3,\dots,m \quad (4-5)$$

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。

4.3 軟體介紹— SmartDO

SmartDO 是以數值最佳化設計為核心基礎的軟體，整合現有 FEA/CAD/CAE/CFD 技術驗證流程，以智慧型運算法控制設計變數，將整個運算流程變成自動最佳化的設計系統，並可套用於任何軟體上。圖 4-1 為 SmartDO 的設計流程，透過模擬計算來適當的改變初始參數，可以達到較佳的結果並符合需求。

而 SmartDO 具備以下優點：

- (1). 有快速、準確與穩定的求解器。

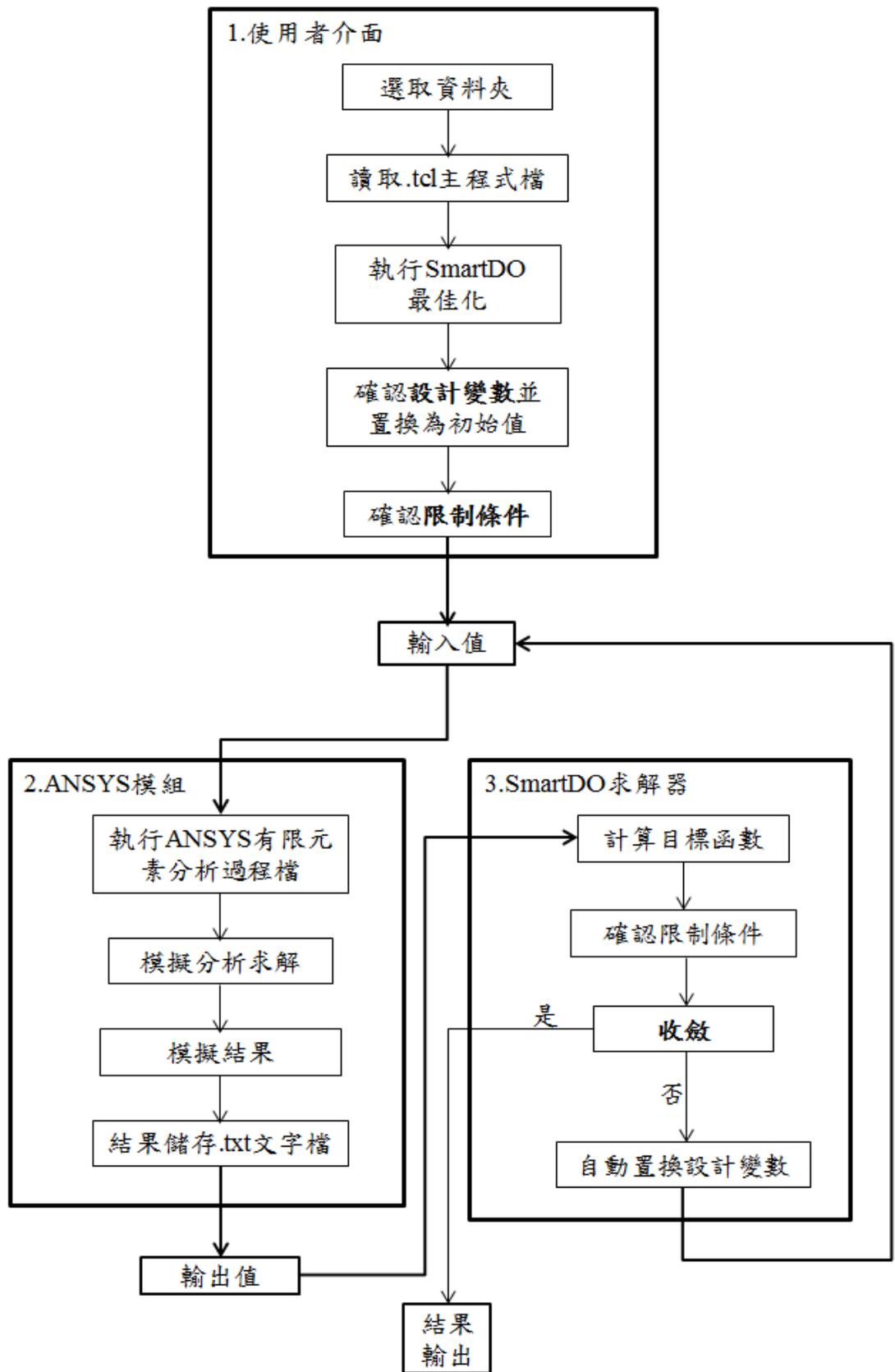


圖 4- 2： SmartDO 串聯 ANSYS 流程圖

4.5 常溫下超音波振動系統之最佳化設計

本研究先利用常溫下之有限元素模型，針對輸出端面之振幅均勻度，改變其振幅放大器外型，並加入縱向模態振型、共振頻率等為限制條件，建立常溫下之最佳化設計。在前面章節中有限元素模型為了方便實驗驗證，故放大器外型為直徑 40mm 之圓柱，但隨著熱壓玻璃面積增大，放大器輸出振幅端面也需放大。考慮機台限制及加工製造等因素下，本研究振幅放大器外型選擇階梯型，但階梯型容易有應力集中的現象，故於連結處導角以減少此現象。目前本實驗室所熱壓成形之玻璃尺寸為 40×40mm，為了提高加工精度與品質，故振幅放大器輸出端面在直徑 60mm 內其振幅均勻度要在 10% 內。另外，由於輸出端面大小會影響振幅均勻度，故先針對不同輸出端面進行常溫下最佳化設計。

本節首先針對不同輸出端面直徑之振幅放大器，放大器輸出面直徑分別為 60mm、65mm、70mm、75mm、80mm、85mm、90mm。設計變數示意圖如圖 4-3 所示，改變放大器長度(G、H、L)及連接處導角(R)。在選取縱向模態方面，利用縱向模態特性亦即在輸出端面中心 z 方向之位移一定大於 x、y 方向之位移。因熱壓機台限制其放大器總長度須在 202mm 到 272mm 間，除此之外，為使超音波系統與電子訊號產生器共振故選定其共振頻率為 35.1kHz 到 35.5kHz 間。由於最佳化

模擬中是利用模態分析取得輸出端面之振幅，故目標函數設為在輸出端面中 $\varnothing 60\text{mm}$ 內最大振幅(U_{\max})與最小振幅(U_{\min})差和最大振幅的比值。

以放大器輸出面直徑為 60mm 為例，設計變數示意圖如圖 4-3

設計變數：

階梯型放大器長度(H)，初始值：65mm

階梯型中直徑 60mm 長度(L)，初始值：30mm

階梯型中連接處導角(R)，初始值：8.5mm

圓柱型放大器長度(G)，初始值：140mm

設計變數邊界條件：

$$40\text{mm} \leq H \leq 80\text{mm} \quad (4-6)$$

$$20\text{mm} \leq L \leq 60\text{mm} \quad (4-7)$$

$$5\text{mm} \leq R \leq 9\text{mm} \quad (4-8)$$

$$130\text{mm} \leq G \leq 150\text{mm} \quad (4-9)$$

限制條件：

$$|\text{frequency} - 35300\text{Hz}| \leq 200\text{Hz} \quad (4-10)$$

$$|G + H - 237\text{mm}| \leq 35\text{mm} \quad (4-11)$$

目標函數為：

$$\text{minimize} \quad \frac{|U_{\max} - U_{\min}|}{|U_{\max}|} \quad (4-12)$$

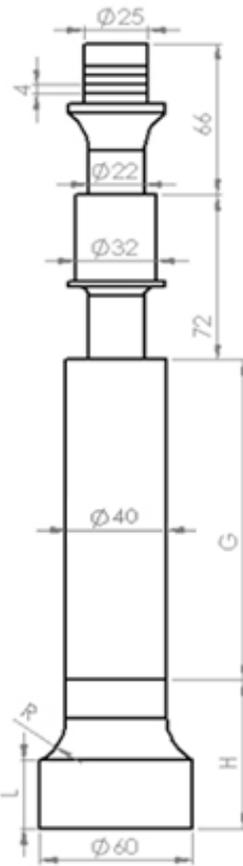


圖 4-3：振幅放大器輸出面直徑為 60mm 之設計變數示意圖

最佳化設計之結果見表 4-1；最佳化收斂曲線如圖 4-4；最佳化後之振動系統外型如圖 4-5；在縱向共振頻率下其振動型態與相對位移分布圖如圖 4-6；振幅放大器輸出端面相對位移如圖 4-7。

表 4- 1：放大器輸出面直徑為 60mm 之最佳化結果

	H (mm)	L (mm)	R (mm)	G (mm)	系統共 振頻率 (Hz)	振幅 均勻度 (%)
最佳化 初始值	60.0	30.0	8.5	140.0	35865	15.68
最佳化 設計	64.000	31.973	8.550	140.000	35227	8.75

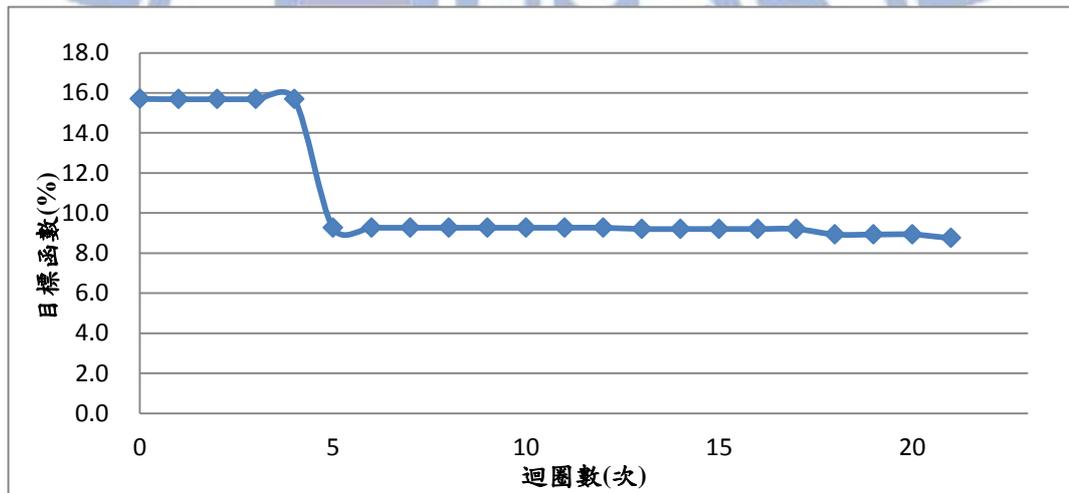


圖 4- 4：放大器輸出面直徑為 60mm 之最佳化收斂曲線

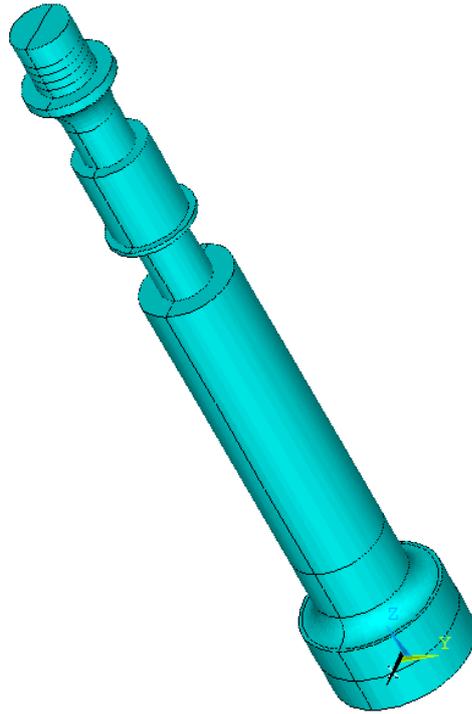


圖 4-5：放大器輸出面直徑為 60mm 之最佳化後外型

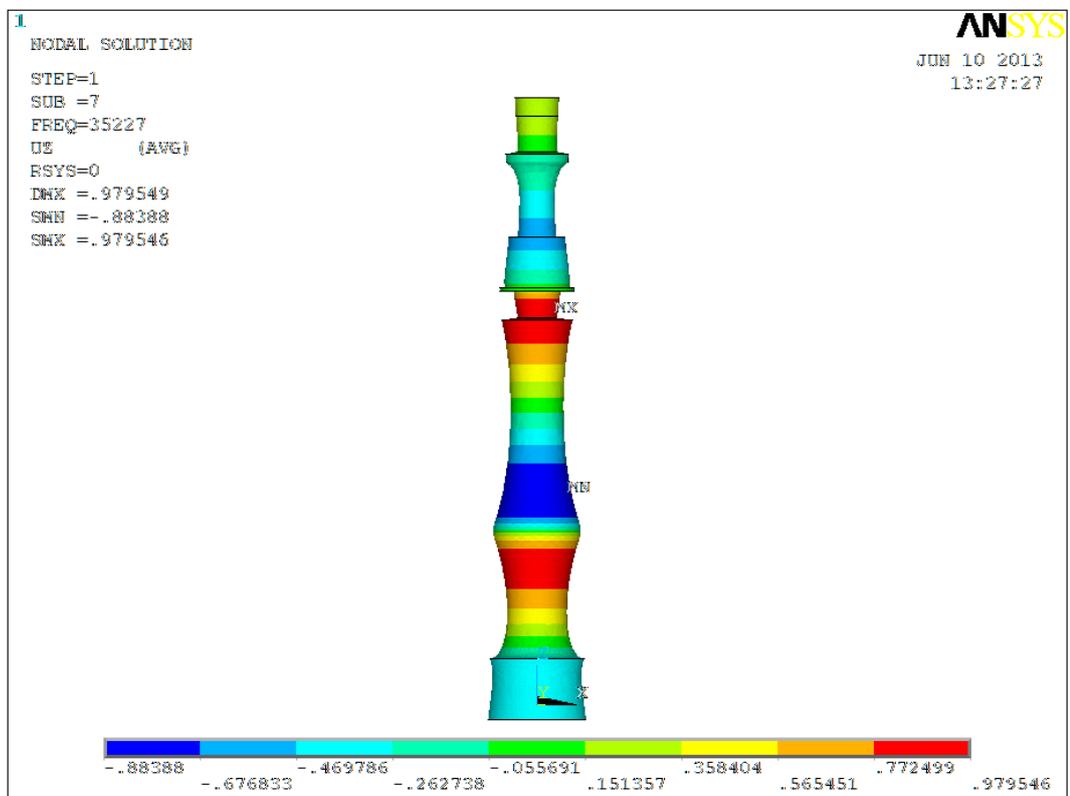


圖 4-6：放大器輸出面直徑為 60mm 之最佳化後相對位移分布圖

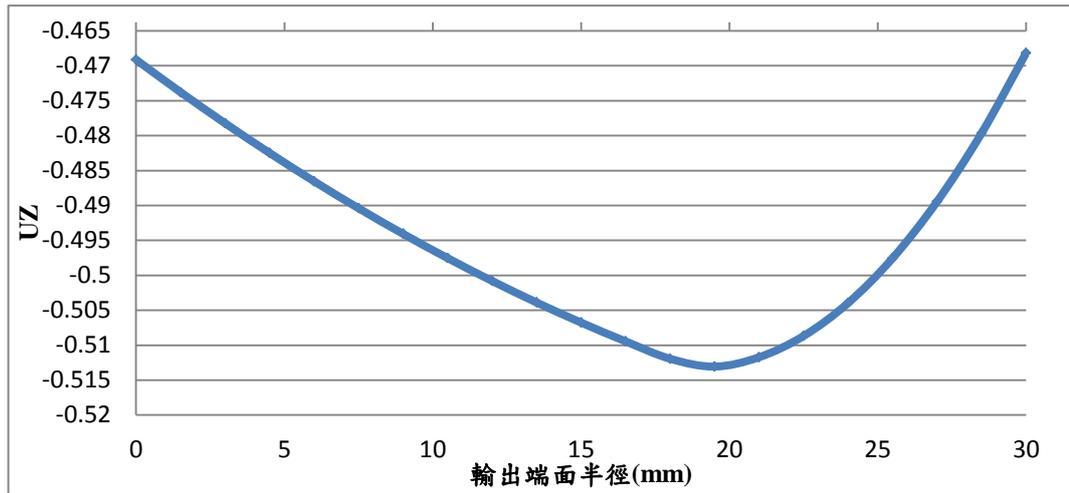


圖 4- 7：放大器輸出面直徑為 60mm 之最佳化後端面輸出相對位移圖

由圖 4-4 可發現輸出振幅均勻度在 8.75% 收斂；表 4-1 可得知初始設計其振幅均勻度在 17.26%，最佳化後之設計其均勻度在 8.75% 符合在 10% 內。接著針對不同放大器輸出面直徑之最佳化設計後結果見表 4-2，其設計變數及變數邊界條件等請參考附錄 A。由表 4-2 可發現隨放大器輸出端面直徑越大其振幅均勻度越差，但在輸出端面中直徑 60mm 內振幅均勻度，並未明顯呈現因輸出端面直徑越大而其均勻度變差。

表 4-2：不同放大器面直徑之最佳化設計後結果

輸出面 直徑 (mm)	H (mm)	L (mm)	R (mm)	G (mm)	系統共 振頻率 (Hz)	Ø60 內振 幅均勻度 (%)	輸出端面 振幅均勻 度 (%)
60	64.000	31.973	8.550	140.000	35365	8.75	8.75
65	66.420	37.200	10.657	139.952	35182	8.47	12.42
70	67.391	41.241	13.798	140.032	35117	7.52	14.11
75	120.000	75.000	16.500	141.811	35161	46.53	68.01
80	119.965	56.030	16.957	145.318	35382	12.89	33.42
85	115.090	64.818	16.647	141.967	35100	48.49	85.65
90	110.597	59.165	18.157	142.471	35106	50.52	101.02

由表 4-2 得知在輸出面直徑 70mm 時，振幅均勻度為 7.52%，而輸出面直徑會影響振幅均勻度。為了得到比 7.52% 更均勻之振幅均勻度，故在設計變數中加入輸出端面直徑(M)，其變數邊界條件為 65~75mm。並改變其放大器外形進行最佳化設計(定其最佳化設計名 Roomtemp1)，設計變數示意圖如圖 4-8。

設計變數：

階梯型放大器長度(H)，初始值：70mm

階梯型中直徑 60mm 長度(L)，初始值：35mm

階梯型中連接處導角(R)，初始值：10.5mm

圓柱型放大器長度(G)，初始值：140mm

輸出端面直徑(M)，初始值：69mm

設計變數邊界條件：

$$40\text{mm} \leq H \leq 80\text{mm} \quad (4-13)$$

$$20\text{mm} \leq L \leq 70\text{mm} \quad (4-14)$$

$$5\text{mm} \leq R \leq 12.5\text{mm} \quad (4-15)$$

$$130\text{mm} \leq G \leq 150\text{mm} \quad (4-16)$$

$$65\text{mm} \leq M \leq 75\text{mm} \quad (4-17)$$

限制條件：

$$|\text{frequency} - 35300\text{Hz}| \leq 200\text{Hz} \quad (4-18)$$

$$|G + H - 237\text{mm}| \leq 35\text{mm} \quad (4-19)$$

目標函數為：

$$\text{minimize } \frac{|U_{\max} - U_{\min}|}{|U_{\max}|} \quad (4-20)$$

Roomtemp1 最佳化設計之結果為表 4-3；最佳化收斂曲線如圖 4-9；最佳化後其振動型態與相對位移分布圖如圖 4-10；振幅放大器輸出端面相對位移如圖 4-11。

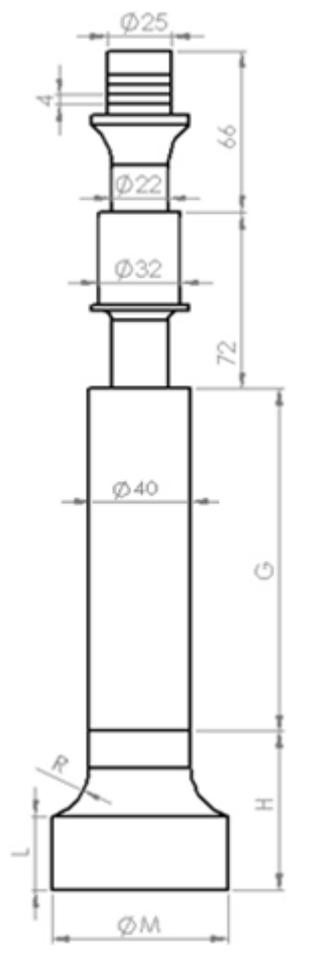


圖 4- 8 : Roomtemp1 之設計變數示意圖

表 4- 3 : Roomtemp1 之最佳化結果

	H (mm)	L (mm)	R (mm)	G (mm)	M (mm)	系統共 振頻率 (Hz)	Ø60 內振 幅均勻度 (%)
最佳化 初始值	70.0	35.0	10.5	140.0	69.0	34141	57.85
最佳化 設計	67.616	41.584	10.628	139.498	68.642	35141	6.76

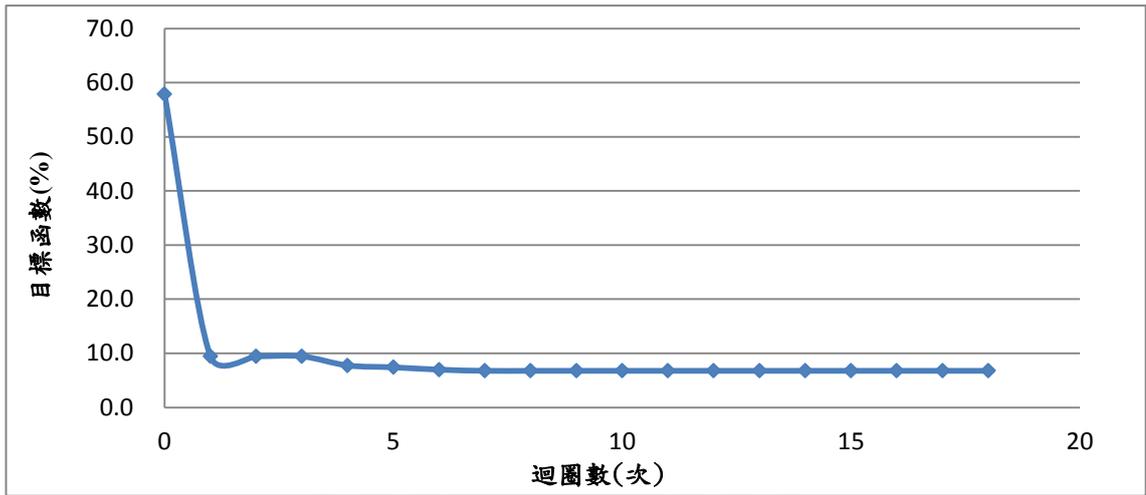


圖 4- 9 : Roomtemp1 之最佳化收斂曲線

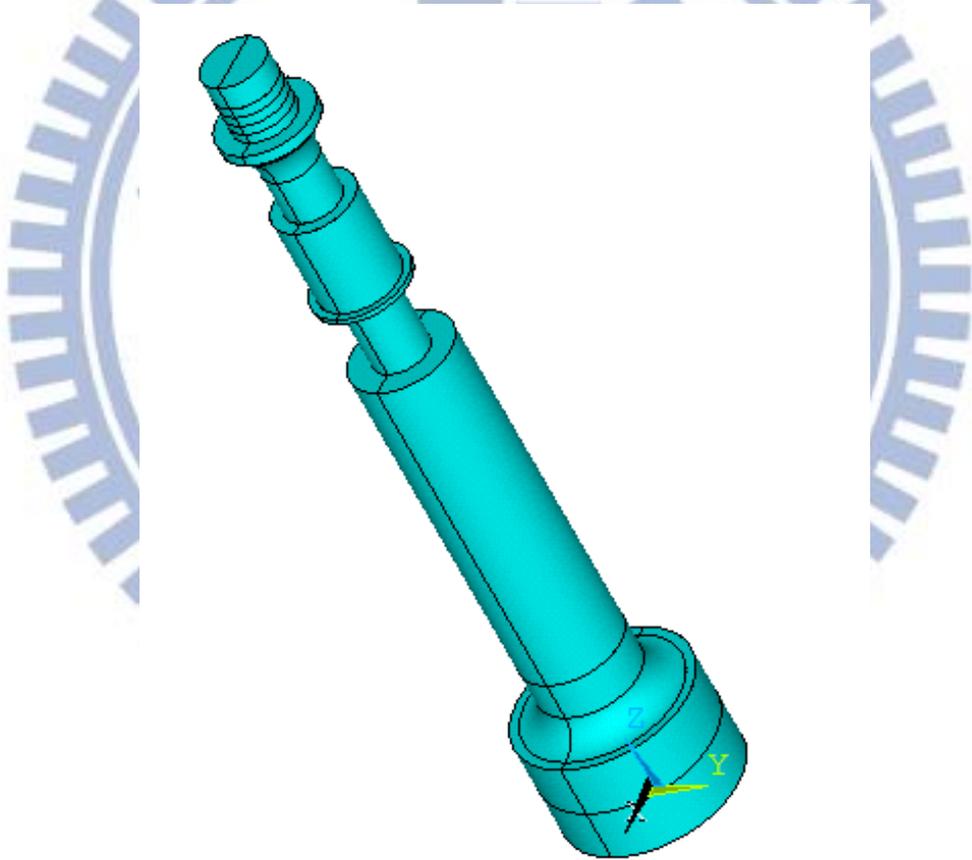


圖 4- 10 : Roomtemp1 之最佳化後外型

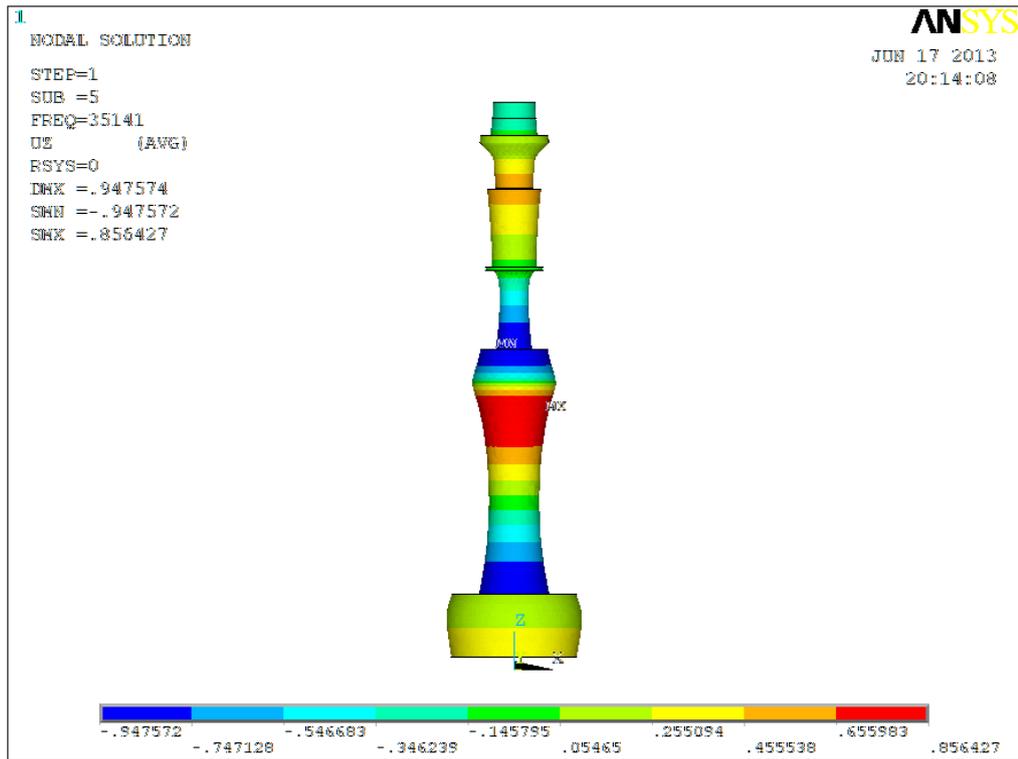


圖 4- 11：Roomtemp1 之最佳化後相對位移分布圖

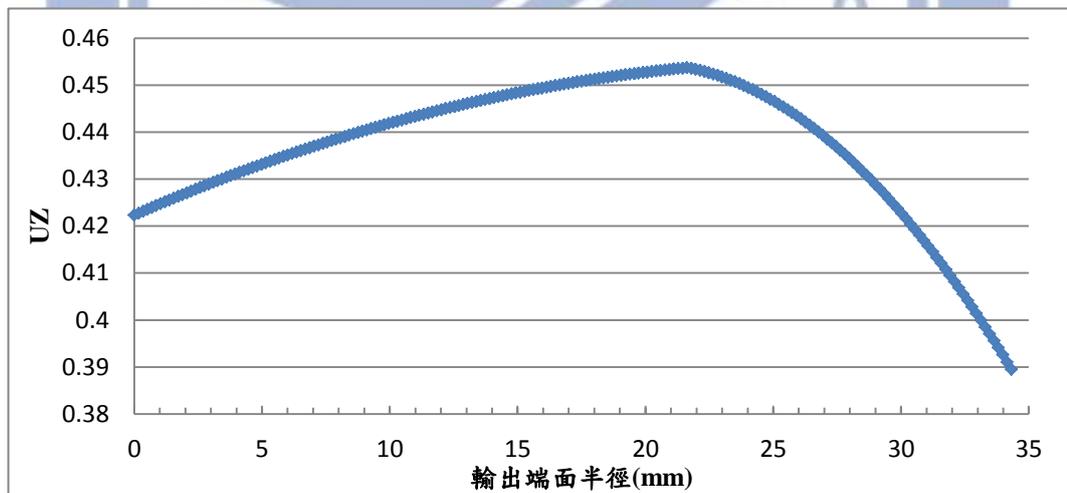


圖 4- 12：Roomtemp1 之最佳化後輸出相對位移圖

由表 4-3 可得知其振幅均勻度為 6.76% 比表 4-2 中均勻度 7.52% 更佳，故後續將利用 Roomtemp1 最佳化設計後所得之振幅放大器幾何外型加工製造，並進行共振頻率與振幅分布實驗量測，以驗證最佳化設

計分析模擬之準確性。

4.6 高溫下超音波振動系統之最佳化設計

本研究完成常溫下之最佳化設計後，利用 Roomtemp1 最佳化後之有限元素模型加入溫度分布，針對輸出端面之振幅均勻度，改變其振幅放大器外型，建立高溫下之最佳化設計。由於熱壓玻璃成形時溫度約 500°C，故先利用在 3.1.2 節當放大器為直徑 40mm 之圓柱，所量測在 500°C 下之溫度分布當作模擬之溫度分布，如表 4-5。除此之外，從圖 3-22 可知當溫度越高時頻率也會隨之下降，而為了維持在固定頻率下其總長度需縮短，故先嘗試在限制條件中不加入總長度限制條件，改變放大器外型並進行最佳化設計(定其最佳化設計名 Hightemp1)，其設計變數、變數邊界條件及收斂結果等請參考附錄 B。

表 4-4：500°C 下時振幅放大器之溫度分布(Ø40mm)

距輸出端面(mm)	5	10	15	20	105
溫度(°C)	500	493	485	475	25

Hightemp1 最佳化後收斂結果顯示其總長度為 195mm，因此本研究再針對圓柱型放大器長度(G)的設計變數邊界條件做調整，並加入總長度限制條件進行最佳化設計(定其最佳化設計名 Hightemp2)，其設計變數示意圖如圖 4-14。

設計變數：

階梯型放大器長度(H)，初始值：67mm

階梯型中直徑 60mm 長度(L)，初始值：45mm

階梯型中連接處導角(R)，初始值：10mm

圓柱型放大器長度(G)，初始值：190mm

設計變數邊界條件：

$$50\text{mm} \leq H \leq 80\text{mm} \quad (4-22)$$

$$20\text{mm} \leq L \leq 60\text{mm} \quad (4-23)$$

$$5\text{mm} \leq R \leq 12.5\text{mm} \quad (4-24)$$

$$160\text{mm} \leq G \leq 200\text{mm} \quad (4-25)$$

限制條件：

$$|\text{frequency} - 35300\text{Hz}| \leq 200\text{Hz} \quad (4-26)$$

$$|G + H - 237\text{mm}| \leq 35\text{mm} \quad (4-27)$$

目標函數為：

$$\text{minimize } \frac{|U_{\max} - U_{\min}|}{|U_{\max}|} \quad (4-28)$$

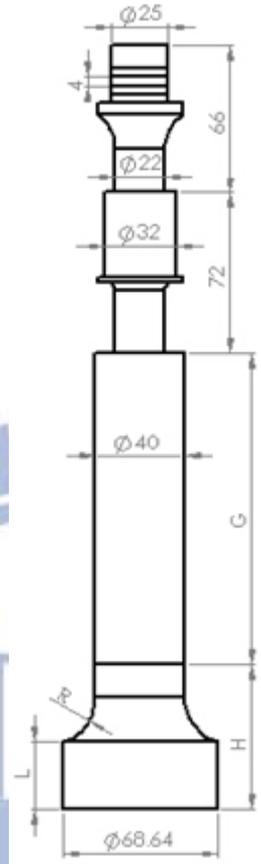


圖 4- 13：Hightemp2 之設計變數示意圖

最佳化設計之結果為表 4-6，最佳化收斂曲線如圖 4-15，最佳化後其振動型態與相對位移分布圖如圖 4-16，最佳化後其輸出端面相對位移分布如圖 4-17。完成高溫下之最佳化分析後，將 Hightemp2 之振幅放大器幾何外型加工，並進行共振頻率實驗量測，以驗證最佳化設計分析模擬之準確性。

表 4- 5：Hightemp2 之最佳化結果

	H (mm)	L (mm)	R (mm)	G (mm)	振幅均 勻度 (%)	系統共振 頻率(Hz)
最佳化 初始值	67.0	45.0	10.0	190.0	35.56	35911
最佳化 設計	68.441	45.330	9.624	196.73	7.42	35168

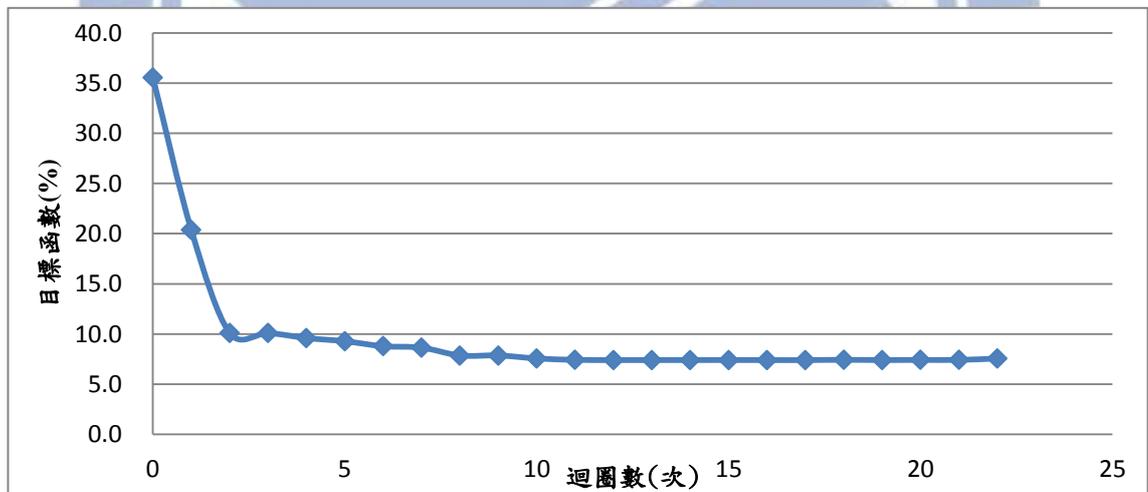


圖 4- 14：Hightemp2 之最佳化收斂曲線

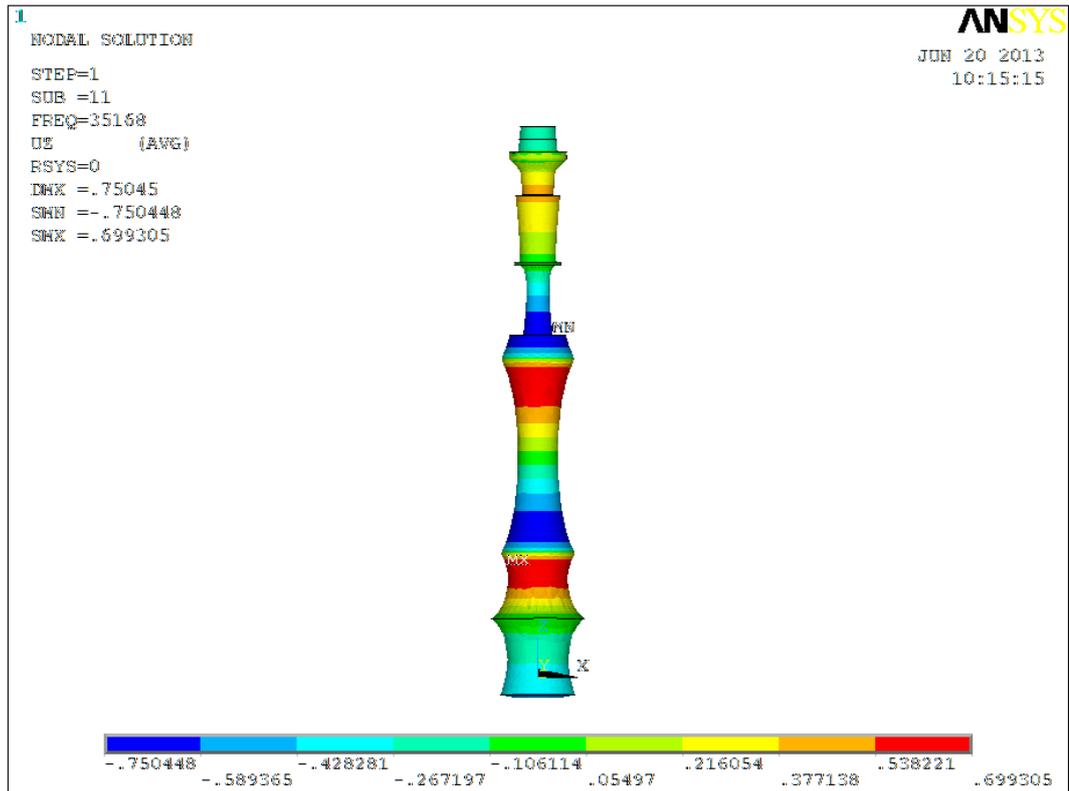


圖 4- 15 : Hightemp2 之最佳化後相對位移分布圖

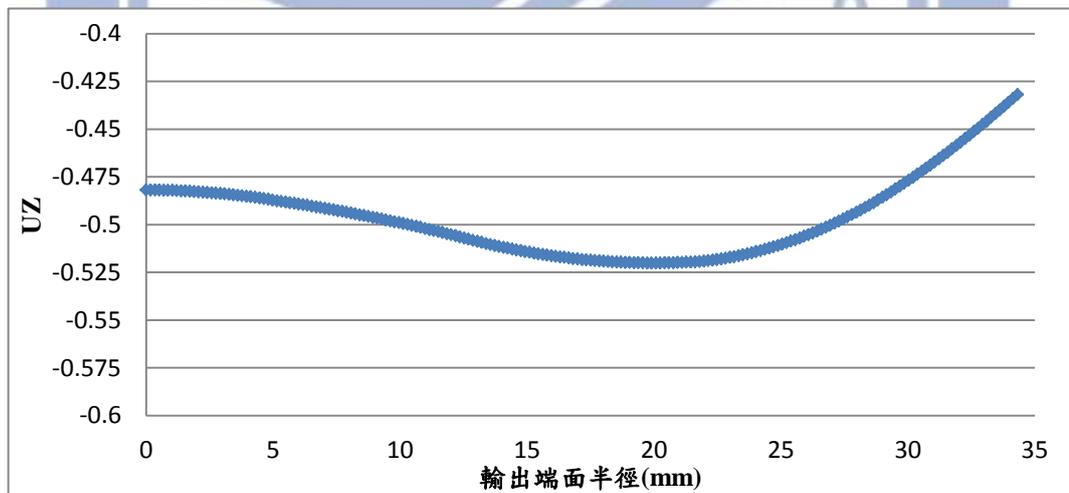


圖 4- 16 : Hightemp2 之最佳化後輸出端面相對位移

4.7 實驗驗證

在超音波系統中，電子訊號產生器將一高頻的交流電壓輸入至換能器，將電能轉換為機械振動輸出振幅。本節將利用電子訊號產生器及網路分析儀觀察此最佳化後之振動系統的共振頻率，並利用雷射位移感測器量測振幅放大器所輸出的機械振幅。但由於機台及實驗設備限制故在高溫下只能量測其共振頻率。

4.7.1 實驗設備介紹

由於高溫下之實驗設備已於於 3.1.1 節介紹，故本節只介紹在常溫下之實驗設備。在超音波系統開始運作時，電子訊號產生器會從 35kHz 附近的頻率自動搜尋系統的共振頻率以作為訊號的給定頻率。系統開始振動後，頻率可直接由電子訊號產生器(圖 1-8)的窗口得知；而振幅的量測，在放大器底端架設雷射位移感測器(KEYENCE, LK-H020，圖 4-18a)連接控制器(KEYENCE, LK-G5001V，圖 4-18b)，量測放大器底端軸向振動的情形，並連接電腦讀取數值。圖 4-19 為實驗設備量測之示意圖。振動系統的共振頻率除了可藉由電子訊號產生器得知之外，也可使用網路分析儀求得。表 4-7 為各實驗儀器之規格簡介。

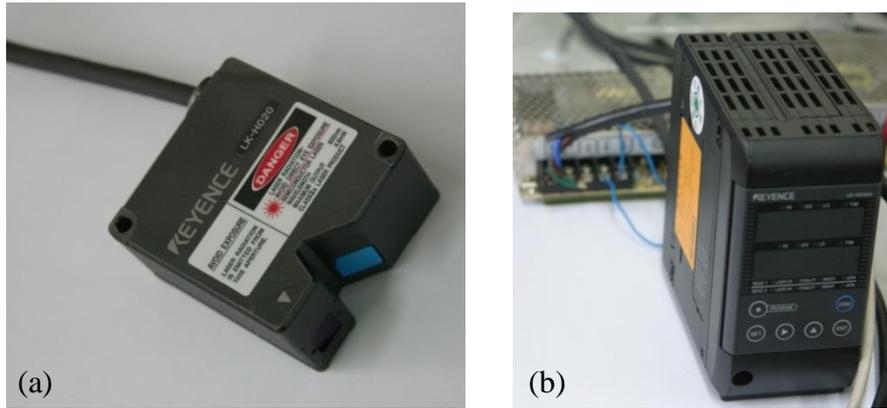


圖 4- 17：(a)雷射位移感測器 (b)控制器

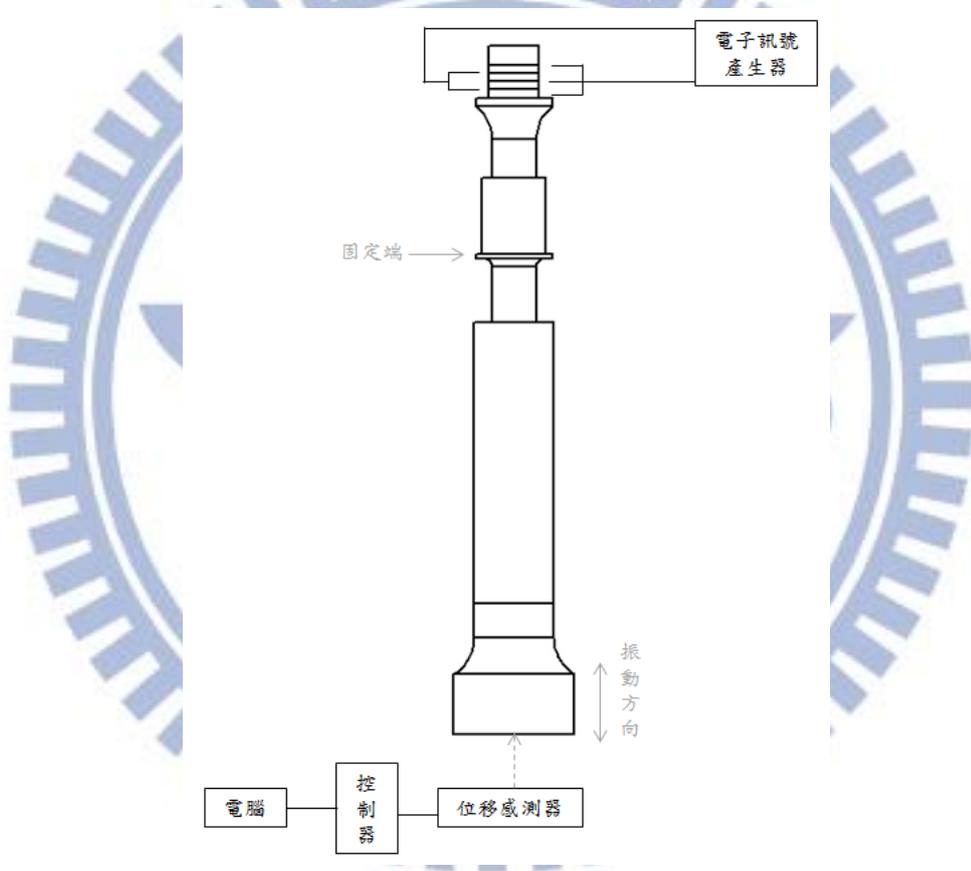


圖 4- 18：實驗設備量測示意圖

表 4- 6：實驗設備規格簡介

雷射位移感測器 (LK-H020)	取樣速率：2.55~1000 μ s (選取 2.55 μ s) 重複精度：0.02 μ m
控制器 (LK-G5001V)	顯示週期：約 10 次/秒 最小顯示單元：0.001 μ m

4.7.2 實驗量測

振幅放大器在實際加工時，因考慮到加工難易度，且數值計算解之小數點下位數過多，在實際加工上並無意義，故加工精度取 0.1mm 為最小單位。在常溫下之最佳化設計 Roomtemp1，定義實際加工之系統為 Roomtemp1-m，系統中放大器實體照片如圖 4-20 所示，實際加工尺寸圖如圖 4-21。以實際尺寸重新進行有限元素分析，則共振頻率為 35146Hz，振幅均勻度為 7.07%，輸出端面相對位移如圖 4-22。



圖 4- 19：Roomtemp1-m 之振幅放大器實體照片

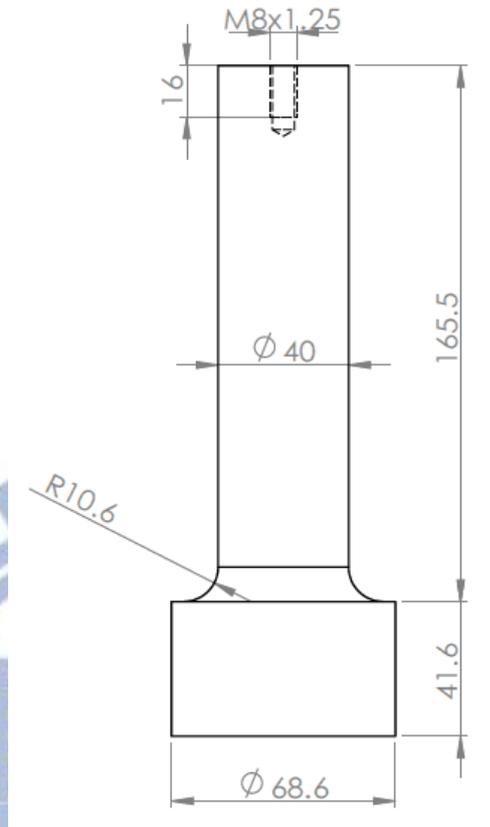


圖 4- 20：Roomtemp1-m 之振幅放大器加工尺寸圖

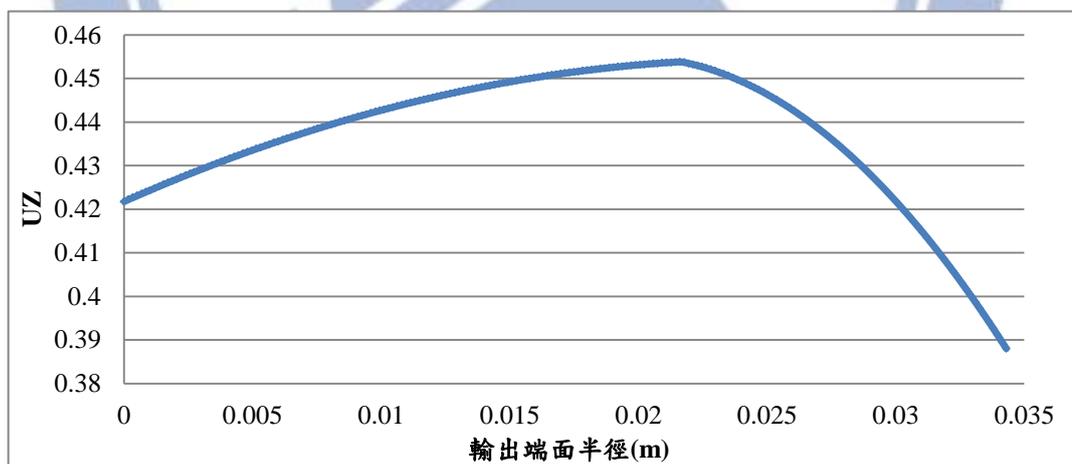


圖 4- 21：Roomtemp1-m 之模擬輸出端面相對位移

在高溫下之最佳化設計 Hightemp2，其加工精度取 0.01mm 為最小單位，並定義實際加工之系統為 Hightemp2-m。但因機台組裝限制，

故將振幅放大器分為兩部分加工：圓柱狀及階梯狀，放大器實體照片如圖 4-23 所示，實際加工尺寸圖如圖 4-24。以實際尺寸重新進行有限元素分析，則共振頻率為 35167Hz，振幅均勻度為 8.34%，輸出端面相對位移如圖 4-25。

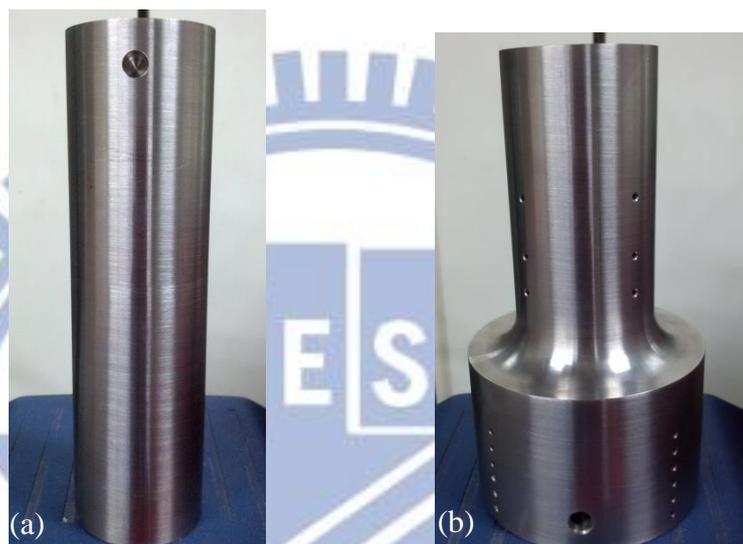


圖 4- 22：Hightemp2-m 之放大器實體照片(a)圓柱狀(b)階梯狀

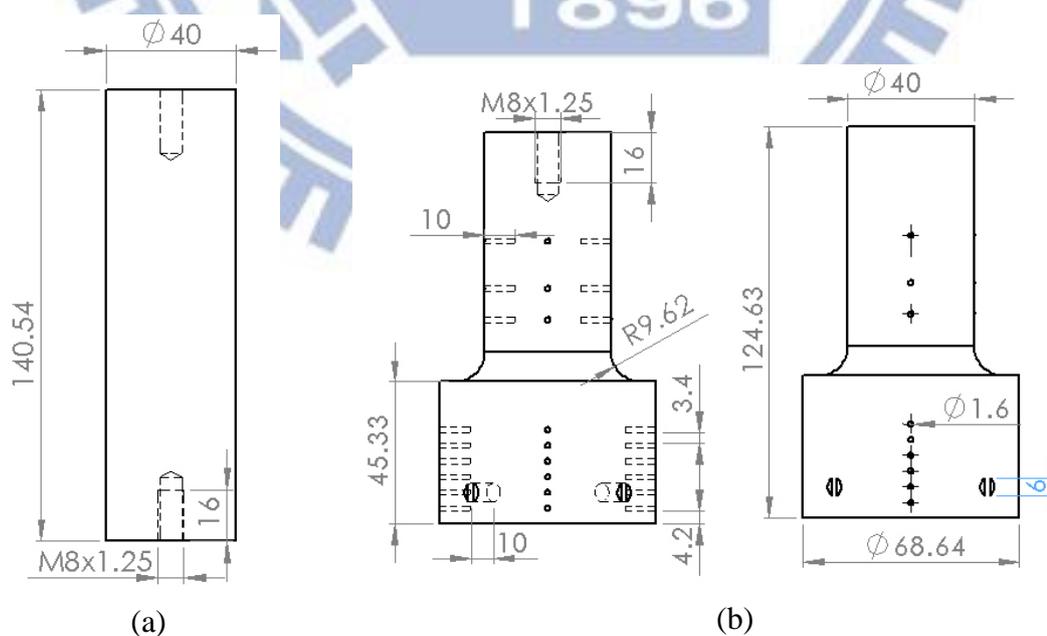


圖 4- 23：Hightemp2-m 之放大器加工尺寸圖(a)圓柱狀(b)階梯狀

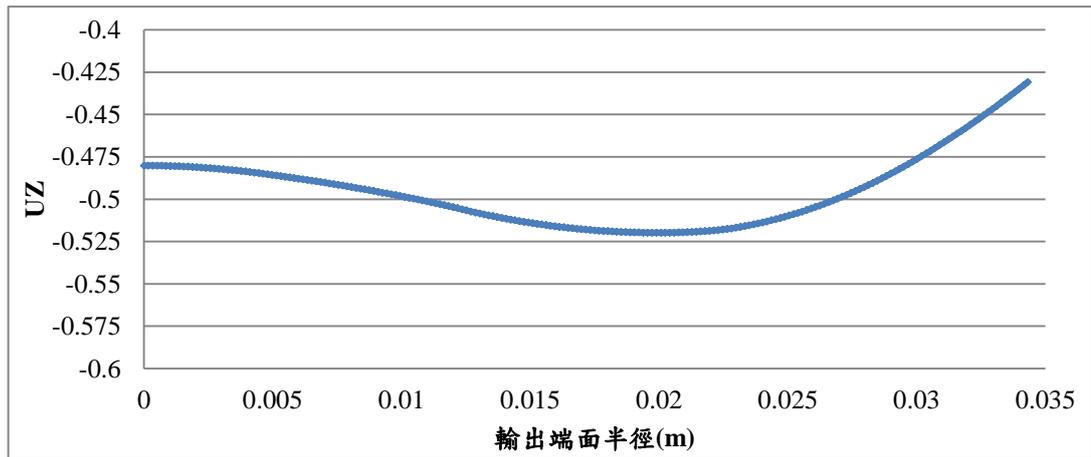


圖 4- 24：Hightemp2-m 之模擬輸出端面相對位移

本節先針對常溫下 Roomtemp1-m 進行實驗量測。超音波振動系統架設如圖 4-26，固定端位於傳動子上。首先將壓電片之正負極連接於網路分析儀得到訊號值，如圖 4-27，在阻抗值最小時之頻率則為系統之共振頻率，將此量測結果藉由圖 2-2 則可得知系統之頻寬。接著再將壓電片之正負極改為連接至電子訊號產生器，搜尋共振頻率並成功運作後，讀取頻率值並量測振幅值。在量測振幅分佈方面，因實驗是以「單點量測」，若量測點數量不足時，則無法呈現真實分佈，因此以輸出端面中心為原點，每隔 2mm 量一次振幅。量測結果如表 4-8；圖 4-28 為 Roomtemp1 放大器底端之振動情形。



圖 4- 25：常溫下超音波振動系統之架設情形

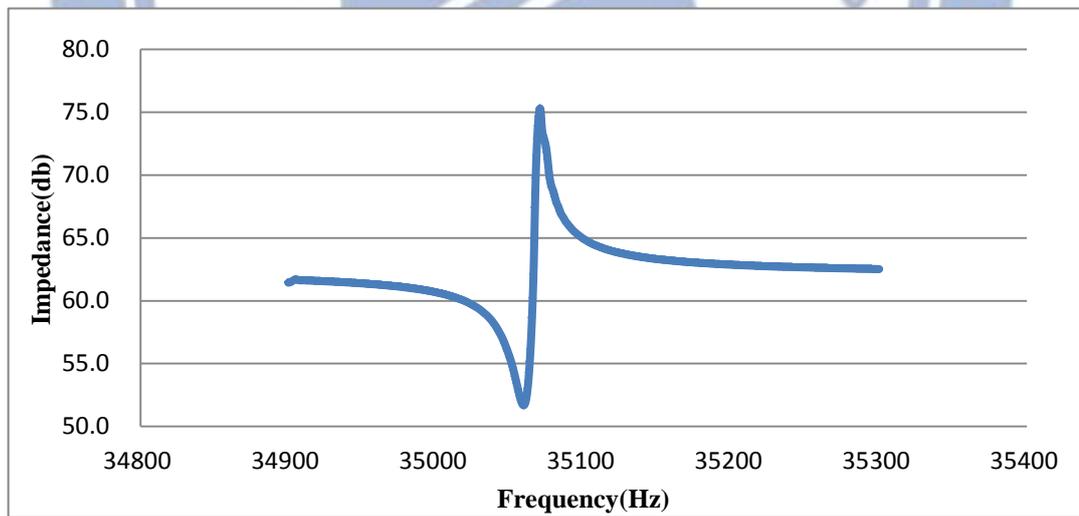


圖 4- 26：常溫下網路分析儀之訊號值

表 4-7：Roomtemp1 輸出端面振幅量測結果

距輸出端面 中心(mm)	0	2	4	6	8	10	12	14	16
振幅(μm)	4.38	4.43	4.46	4.55	4.47	4.59	4.58	4.65	4.55
距輸出端面 中心(mm)	18	20	22	24	26	28	30	32	34
振幅(μm)	4.71	4.65	4.56	4.59	4.51	4.48	4.33	4.16	4.14

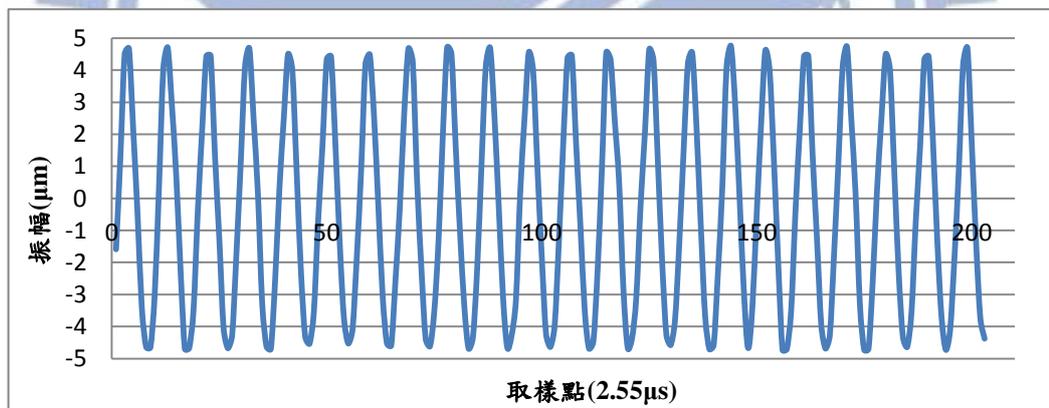


圖 4-27：Roomtemp1 輸出端面之振動情形

表 4-9 為實驗測量結果，由網路分析儀觀察得知共振頻率為 35062Hz；由電子訊號產生器搜尋之共振頻率結果為 35.03kHz，與網路分析儀所得之共振頻率相當接近；在系統振動時以雷射感測器量測放大器底端的振幅，由於電子訊號產生器輸入一高頻弦波電壓至壓電

片，故放大器底端振幅亦為一弦波機械振動，由表 4-8 可知在輸出端面直徑 60mm 內最大振幅為 4.71 μ m，最小振幅為 4.33 μ m，故振幅均勻度約為 8.2%，

表 4-8：振動系統之實驗量測結果

網路分析儀	電子訊號產生器	直徑 60mm 內之
共振頻率	共振頻率	振幅均勻度
35062Hz	35.03kHz	8.1741%

在高溫下最佳化設計之實驗量測，將針對最佳化設計 Hightemp2-m 進行在工作溫度 500°C 下量測共振頻率及放大器的溫度分布，量測方式已於 3.1.2 節介紹。而量測振幅方面，因為熱壓機台限制，故量測振幅儀器之雷射位移感測器無法使用。網路分析儀之訊號如圖 4-29，共振頻率為 35068Hz。放大器溫度分布量測結果如表 4-10，其溫度分布與假設上有些許差距，推測紅外線加熱中心較靠近距端面 15mm 處，故此量測點溫度較高於假設溫度，後續將會針對利用實際量測之溫度分布進行有限元素分析並討論。

表 4-9：高溫下 Hightemp2-m 之放大器量測點之溫度

距輸出端面(mm)	5	10	15	20	105
溫度(°C)	500	495	492	476	25

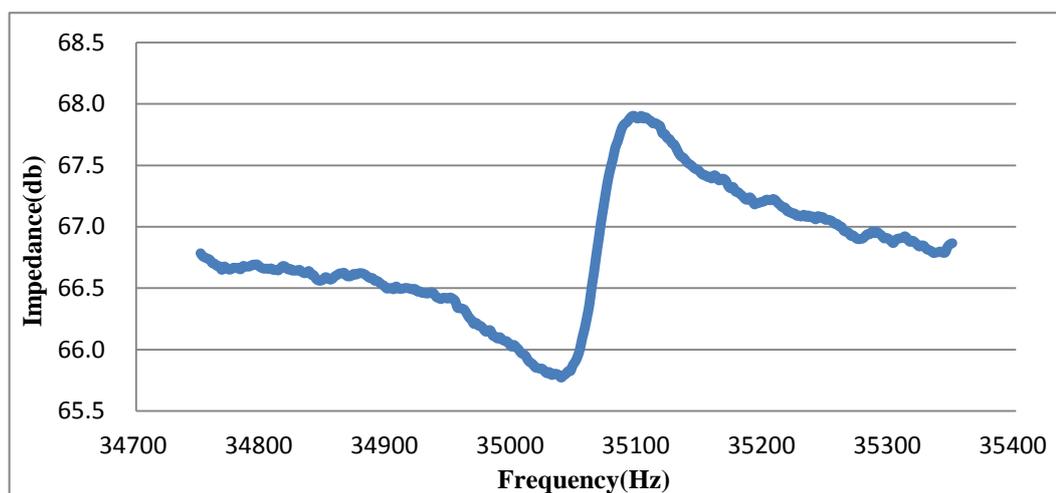


圖 4-28：高溫下網路分析儀之訊號值

4.8 結果討論

本章針對在常溫最佳化設計 Roomtemp1-m 與高溫最佳化設計 Hightemp2-m 振動系統進行分析。在常溫下利用網路分析儀量測 Roomtemp1-m 之共振頻率 35062Hz 與模擬頻率 35146Hz 相差 84Hz，但此差距並不大且可利用電子訊號產生器使系統振動，故模擬的共振頻率有一定準確性。

在量測振幅分佈方面，由表 4-8 得知在距輸出端面中心 18mm 處振幅值最大，而距中心最遠處其振幅值最小。但由圖 4-22 可發現模擬是在距中心 22mm 處振幅值最大，推測在實驗中每次量測振幅時環境

所造成之振動非定值。因模擬所得之振幅為相對值，故設定最大振幅為 1，將模擬與實驗振幅歸一化(Normalize)，模擬與實驗振幅比較分布圖如圖 4-30，由圖 4-30 可發現模擬與實驗的振幅分佈趨勢有一致性。實驗所得振幅均勻度 8.2% 雖與模擬之均勻度 7.07% 有些許差距，但仍 在 10% 內。

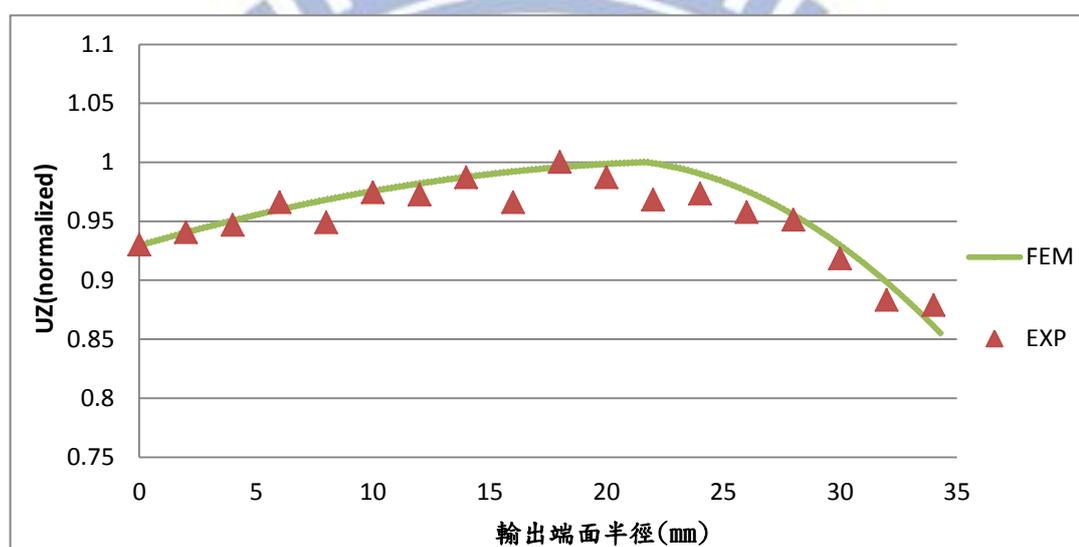


圖 4- 29：常溫實驗與模擬之輸出端面振幅比較分佈圖

在高溫下利用網路分析儀量測 Hightemp2-m 之共振頻率 35068Hz 與模擬頻率 35167Hz 相差 99Hz，但差距相對於共振頻率而言非常微小，且在電子產生器追頻範圍內，故此系統可實際應用在熱壓機台上。而溫度分佈雖有些許差距，但以真實溫度分佈模擬後所得共振頻率為 35159Hz，故假設之溫度分佈對於共振頻率影響不大。

由實驗與模擬結果中，推測造成誤差的主要原因有以下之原因：

- (1) 有限元素分析的誤差：在有限元素模型上產生網格時，因振幅放大器的曲面形狀與網格形狀有著差異，故有此類形狀上的誤差。
- 。另外，本研究振動系統主要是選擇縱向模態的共振特性，但系統實際運作時，有可能因為諧振模態的出現影響其共振特性。
- 除此之外，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) 材料性質：模擬使用的材料參數是參考文獻中其他研究者所做之高溫材料試驗，與實驗中母材並非完全相同，最有影響力的參數如熱膨脹係數、楊氏係數等，這些參數可能會使在高溫下模擬之共振頻率產生誤差。
- (3) 加工尺寸誤差：振幅放大器在加工製造時易產生加工精度上的誤差，包括連接處導角、尺寸上加工誤差等。共振頻率對於尺寸精度特別敏感，只要有些許尺寸誤差就很容易使系統共振特性有很大的改變。
- 以設計 Roomtemp1-m 為例，若階梯狀放大器高度(H)增加 1mm，則其模擬共振頻率會減少 148Hz(35146Hz 降至 34998 Hz)且振幅均勻度會更差(7.07% 升至 14.41%)；若 H 減少 1mm，則其模擬共振頻率會增加 146Hz(35146Hz 升至 35292 Hz)，振幅均勻度也會更差

(7.07%升至 14.27%)。

- (4) 邊界條件影響：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，傳動子與振幅放大器之間以無頭螺絲連接，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。
- (5) 實驗量測的誤差：在實驗量測中，除了人為讀取誤差、雜訊會影響數據的讀取之外，儀器的精度也會有所影響。量測位移時，雷射感測器雖可以讀取到微米等級，但外在環境如機台振動、風扇的振動等，外來的訊號可能就會導致數據讀取有誤。



第五章 結論與未來展望

5.1 結論

本研究建立了超音波振動系統在高溫下之有限元素模型，並在實際熱壓機台環境下進行實驗量測，且與有限元素分析相互驗證，實驗與模擬的結果均顯示，當振動系統的溫度越高時，共振頻率會下降，主要的原因是由於當系統溫度產生變化時，楊氏係數也會跟著改變，也會直接導致共振頻率改變；當系統溫度不變，但外形改變時，系統在共振時的波長也會改變，故放大器長度越短，則頻率越高。但尚須克服其誤差原因，方能非常準確地預測出超音波振動系統在不同工作溫度下之共振頻率。

研究中針對在兩種工作溫度(常溫，高溫)下超音波振動系統進行最佳化設計，以改善振幅分布不均勻之問題，並透過原型加工製造與實驗量測振幅分佈及共振頻率，驗證模擬之準確性。在共振頻率方面，有限元素分析與實驗結果之差距，仍在電子訊號產生器追頻範圍內，故此系統可實際應用在熱壓機台。在振幅分佈方面，實驗與模擬之振幅分佈趨勢一致，且在 10% 內，故此最佳化設計可改善振幅不均勻之問題。

本研究利用振幅放大器為直徑 40mm 之圓柱，建立可應用在熱壓

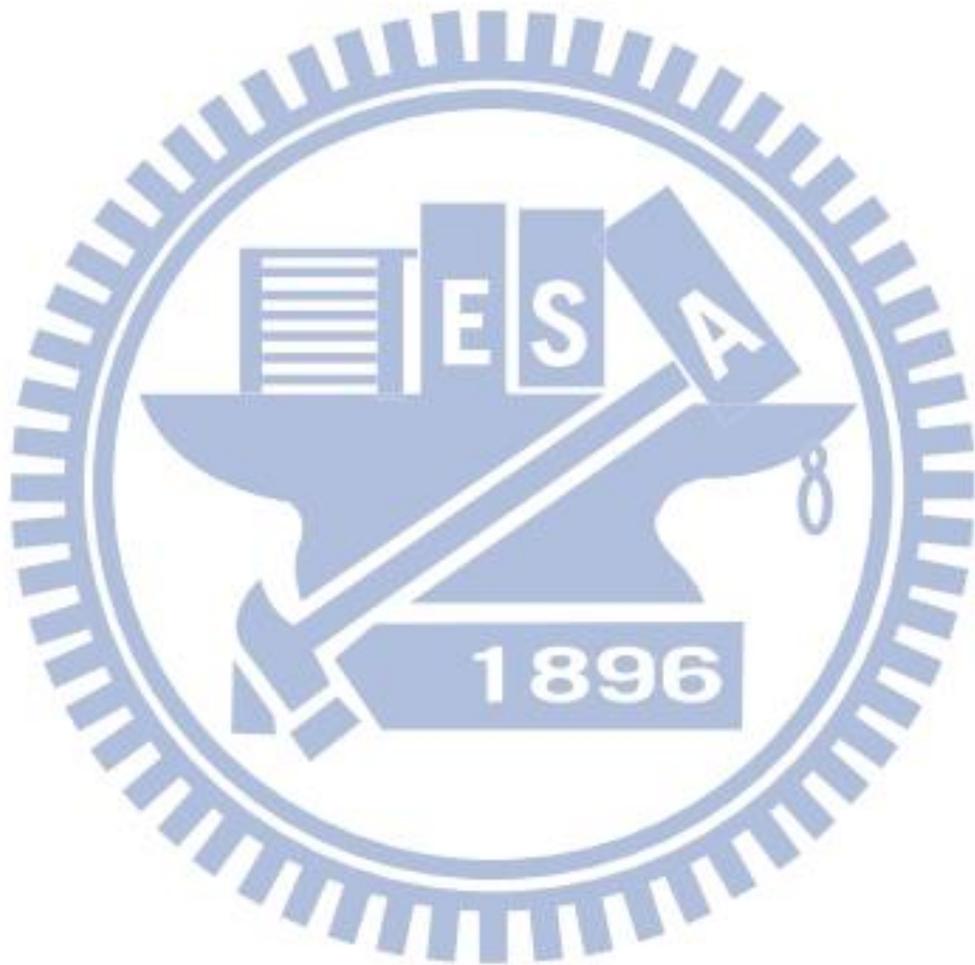
機台下之超音波振動系統有限元素模型，並與實驗相互驗證確立模型準確性。為了可實際應用在大面積玻璃之熱壓成形，故結合最佳化設計，改變放大器外形並改善輸出振幅不均勻之問題。在常溫下之最佳化設計 Roomtemp1-m 與實驗驗證後，其共振頻率相差約 84Hz 但在追頻範圍內，且輸出面積之振幅均勻度趨勢也一致。在高溫下之最佳化設計 Hightemp2-m 其共振頻率模擬與實驗相差約 99Hz。由模擬與實驗相互比較後，模擬可預測出相當準確的結果。

5.2 未來展望

本研究已針對在熱壓機台上之超音波振動系統建立最佳化設計，並改善輸出振幅均勻度且進行實驗驗證，後續可進行的研究如下：

- (1) 在有限元素分析中，為了使模型更接近真實狀態，將考慮阻抗特性及熱壓過程中模具受負載時造成的頻率偏移。
- (2) 針對振幅放大器母材進行高溫材料試驗，取得較可靠的材料參數，提高在高溫下有限元素分析的準確性。
- (3) 因加工尺寸上的誤差造成共振頻率的偏移，未來可利用有限元素分析，改變設計變數，模擬振動系統之特性是否在界定範圍內，進而制定出尺寸公差。
- (4) 目前已驗證有最佳化設計之準確性，但尚未考慮模具之影響。在超音波輔助玻璃熱壓系統中，會針對不同玻璃成品之需求，而有

不同的模具設計。故未來可針對模具的幾何外形進行分析，並對
模具外形做最佳化設計，得到符合要求之超音波振動系統。



參考文獻

- [1] 賴耿陽，“超音波工學”，初版，復文書局，2005 年
- [2] 殷立釗，超音波輔助玻璃微結構熱壓成形研究，國立交通大學機械工程學系碩士論文，2010 年 6 月。
- [3] 鄭書麟，新式超音波輔助光學玻璃熱壓機台之研發，國立交通大學機械工程學系碩士論文，2011 年 7 月。
- [4] F. Blaha, and B. Langenecker, “Dehnung von Zink-Kristallen unter Ultraschalleinwirkung”, *Naturwissenschaften*, 1955, Vol.42, p.556.
- [5] S. J. Liu, and Y. T. Dung, “Hot Embossing Precise Structure onto Plastic Plates by Ultrasonic Vibration”, *Polymer Engineering and Science*, 2005, pp. 915-925.
- [6] H. Mekar, and M. Takahashi, “Frequency and Amplitude Dependences of Molding Accuracy in Ultrasonic Nanoimprint Technology”, *Journal of Micromechanics and Microengineering*, 2009, Vol.19, pp. 125026-1-125026-11.
- [7] A. Abdullah, and A. Pak, “Correct Prediction of the Vibration Behavior of a High Power Ultrasonic Transducer by FEM Simulation”, *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2008, Vol.39, pp. 21-28.
- [8] Z. J. Chen, and S. Y. Zhang, “Finite Element Simulation of Contact-impact Dynamics for High-power Ultrasonic Processing System”, *IEEE*, 2008, pp. 17-21.
- [9] M. A. Andrade, F. Buiocchi, and J. C. Adamowski, “Finite Element Analysis of a Piezoelectric Acoustic Levitator”, *IEEE International Ultrasonics Symposium Proceedings*, 2008, pp. 1413-1416.
- [10] 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.
- [11] 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.
- [12] 謝宜均，超音波振動系統下在高溫下之有限元素分析，國立交通大學機械工程學系碩士論文，2012 年 6 月。
- [13] 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 年。
- [14] 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 年。
- [15] 陳聖平，複雜外型超音波放大器之有限元素分析與最佳化設計，國立交通大學機械工程學系碩士論文，2009 年 6 月。
- [16] 鄭振東，“超音波工程”，初版，全華科技圖書股份有限公司，1999 年。
- [17] Gautschi, *Piezoelectric Sensorics: Force, Strain, Pressure, Acceleration and Acoustic Emission Sensors, Materials and Amplifiers*, Springer, 2002.
- [18] 陳鼎鈞，壓電圓盤自然頻率值用於壓電材料參數之擷取，國立中山大學機械與機電工程學系碩士論文，2010 年 7 月。
- [19] PIEZO SYSTEMS, INC. www.piezo.com.
- [20] L. J. Augustine and J. Andersen, "An algorithm for the design of transformerless broadband equalizers of ultrasonic transducers", *Acoustical Society of America*, 1979, Vol. 66, pp.629-635.
- [21] BEK Ultrasonic. www.bekultrasonics.com.
- [22] S. S. Rao, *Mechanical Vibration*, Fourth Edition, Prentice Hall, 2005.
- [23] 陳精一，“ANSYS 振動學實務分析”，初版，高立圖書公司，2005 年。
- [24] ANSYS, Inc. ansys.com.

[25] efunda, www.efunda.com.

[26] British Stainless Steel Association (BSSA), www.bssa.org.uk.

[27] J. S. Arora, “Introduction to Optimum Design”, 2nd ed., McGraw-Hill, 2004.

[28] S. Y. Chen, “SmartDO Version 2.0 Manuals”, FEA-Opt Technology, 2008.



附錄 A 常溫下超音波振動系統之最佳化試驗

在 4.5 節常溫下之最佳化設計中，先針對不同輸出端面之振幅放大器，其放大器輸出面直徑為 65mm、70mm、75mm、80mm、85mm、90mm 之最佳化設計。設計變數示意圖如圖 4-3 所示；設計變數初始值及邊界條件如表 A-1，隨著輸出面積越大其設計變數 H、L 及 r 之邊界也越大；限制條件與目標函數如式 4-10~式 4-12。最佳化後之結果如表 4-2；最佳化收斂曲線如圖 A-1 至 A-6；在縱向共振頻率下其振動型態與相對位移分布圖如圖 A-7 至 A-12；振幅放大器輸出端面相對位移如圖 A-13 至 A-18。

表 A-1：不同輸出面直徑之設計變數初始值及邊界條件(unit: mm)

輸出面直徑		65	70	75	80	85	90
H	Lower bound	40	40	40	40	40	40
	initial	65	70	100	95	100	100
	upper bound	85	90	120	120	125	125
L	Lower bound	20	20	20	20	20	20
	initial	30	35	55	45	40	55
	upper bound	65	70	75	80	85	90
R	Lower bound	5	5	5	5	5	5
	initial	10.5	13	14.5	16.5	19	20.5
	upper bound	11.5	14	16.5	19	21.5	24
G	Lower bound	130	130	130	130	130	130
	initial	140	140	140	140	140	140
	upper bound	150	150	150	150	150	150

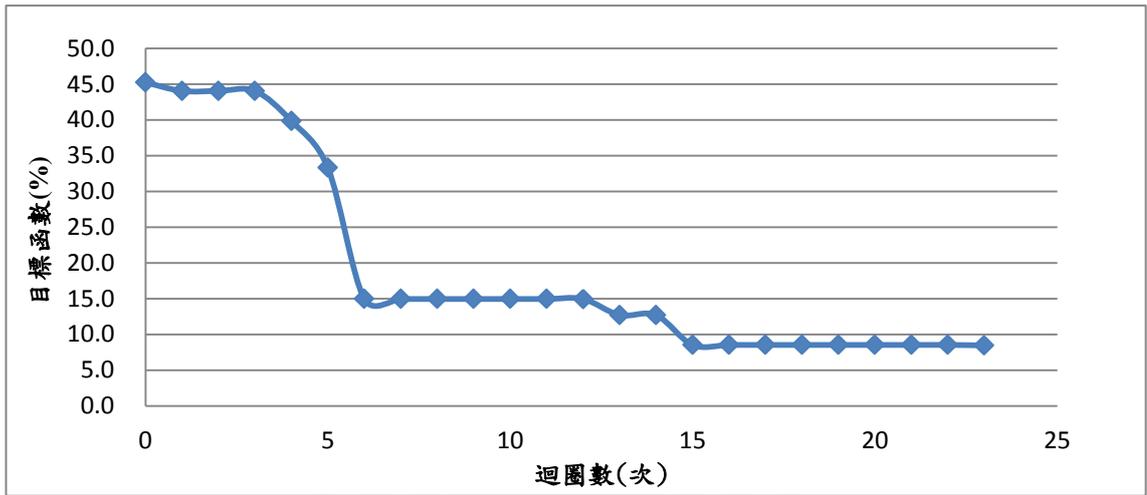


圖 A-1：放大器輸出面直徑為 65mm 之最佳化收斂曲線

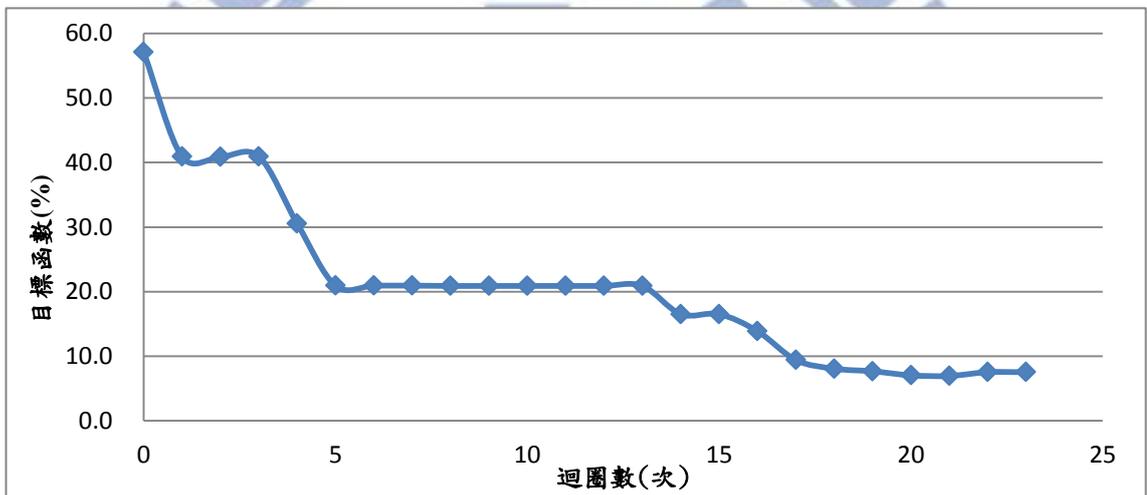


圖 A-2：放大器輸出面直徑為 70mm 之最佳化收斂曲線

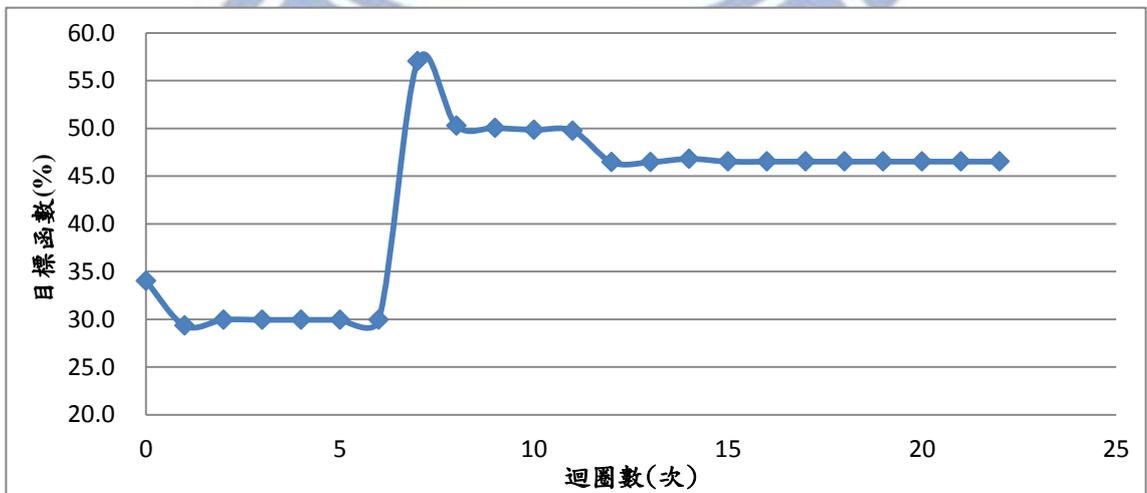


圖 A-3：放大器輸出面直徑為 75mm 之最佳化收斂曲線

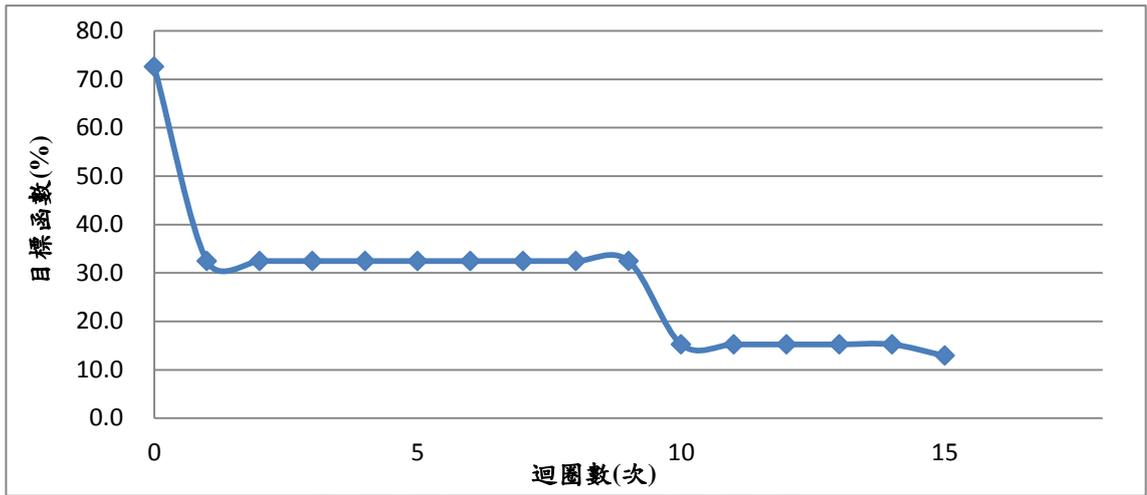


圖 A- 4：放大器輸出面直徑為 80mm 之最佳化收斂曲線

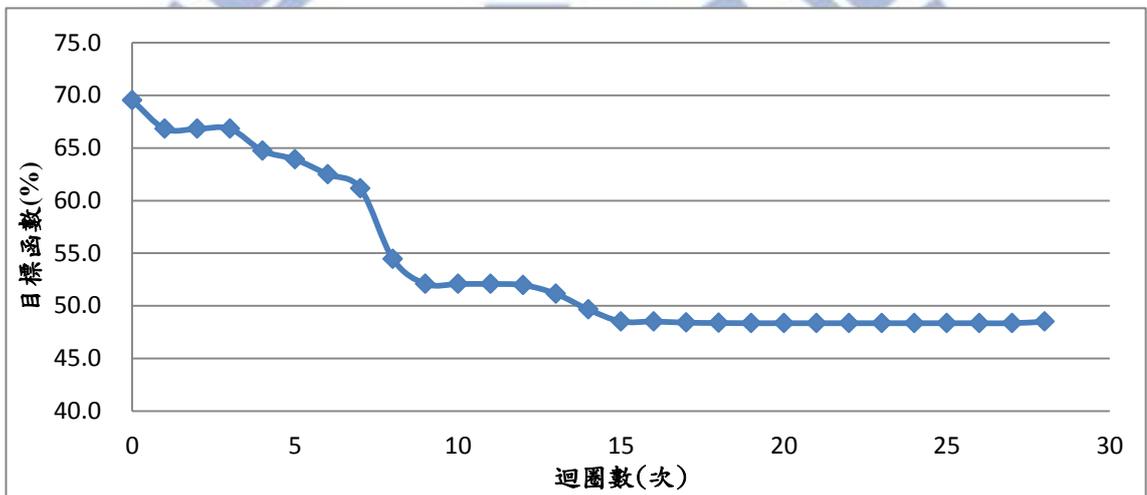


圖 A- 5：放大器輸出面直徑為 85mm 之最佳化收斂曲線

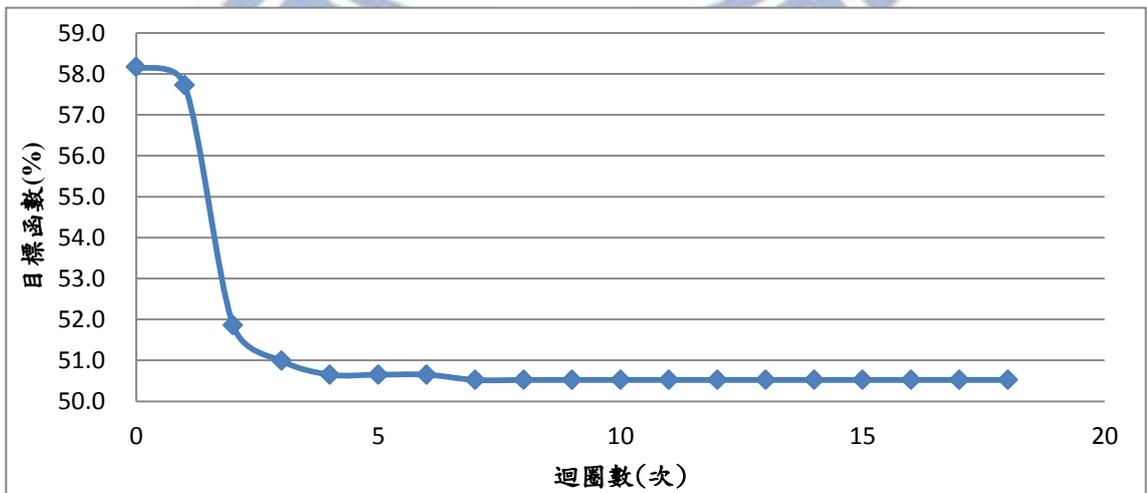


圖 A- 6：放大器輸出面直徑為 90mm 之最佳化收斂曲線

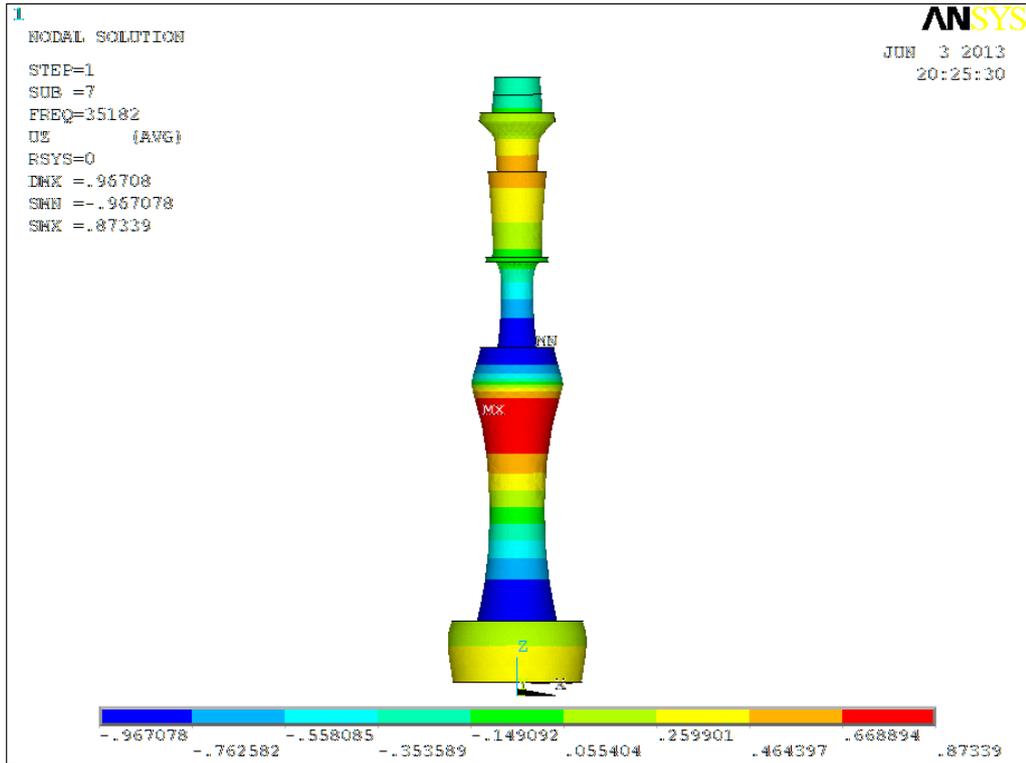


圖 A-7：放大器輸出面直徑為 65mm 之最佳化後相對位移分布圖

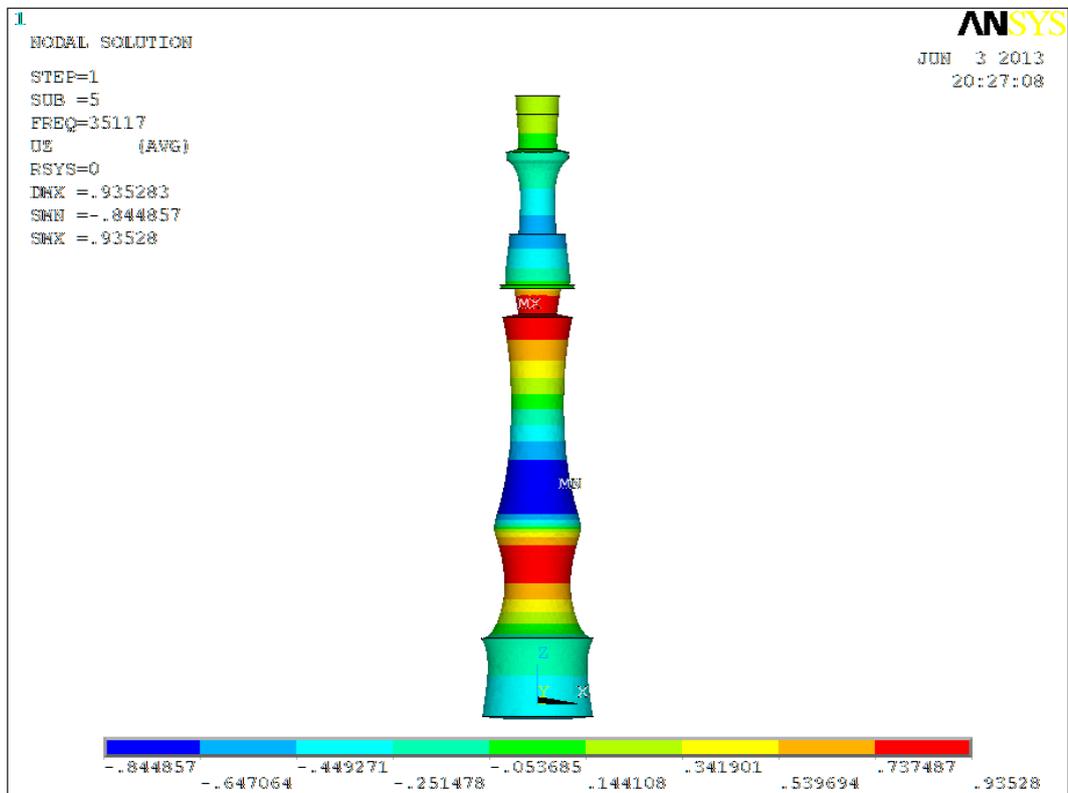


圖 A-8：放大器輸出面直徑為 70mm 之最佳化後相對位移分布圖

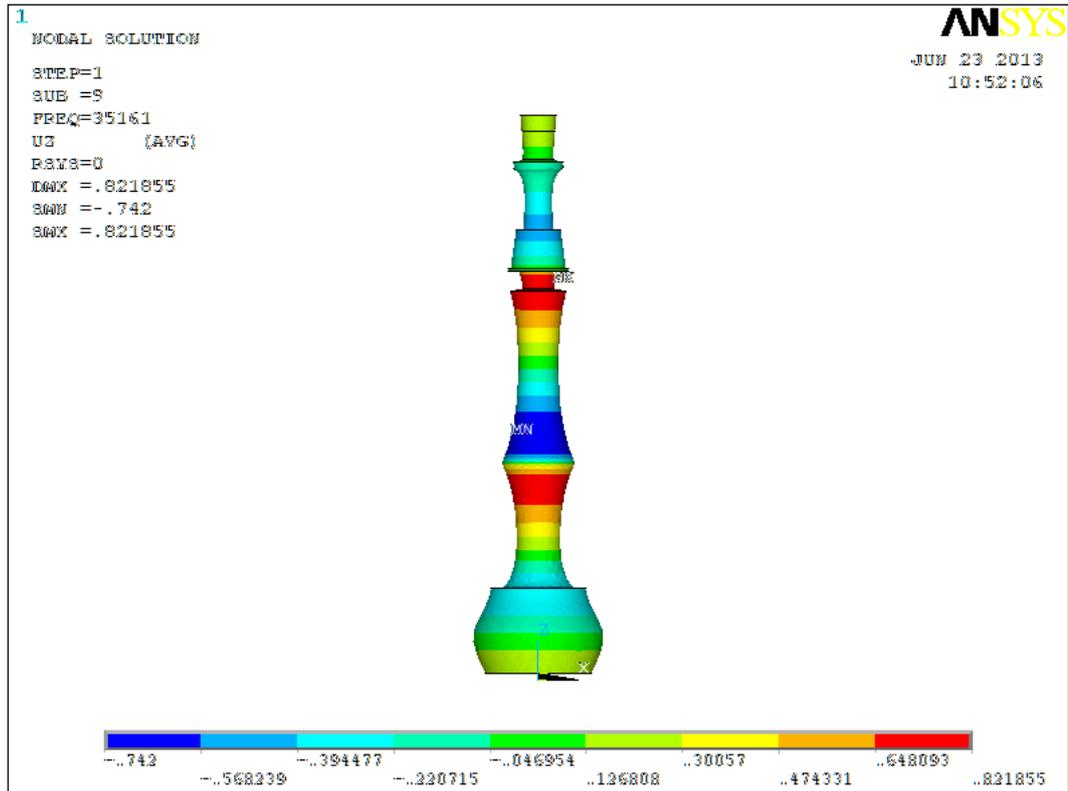


圖 A-9：放大器輸出面直徑為 75mm 之最佳化後相對位移分布圖

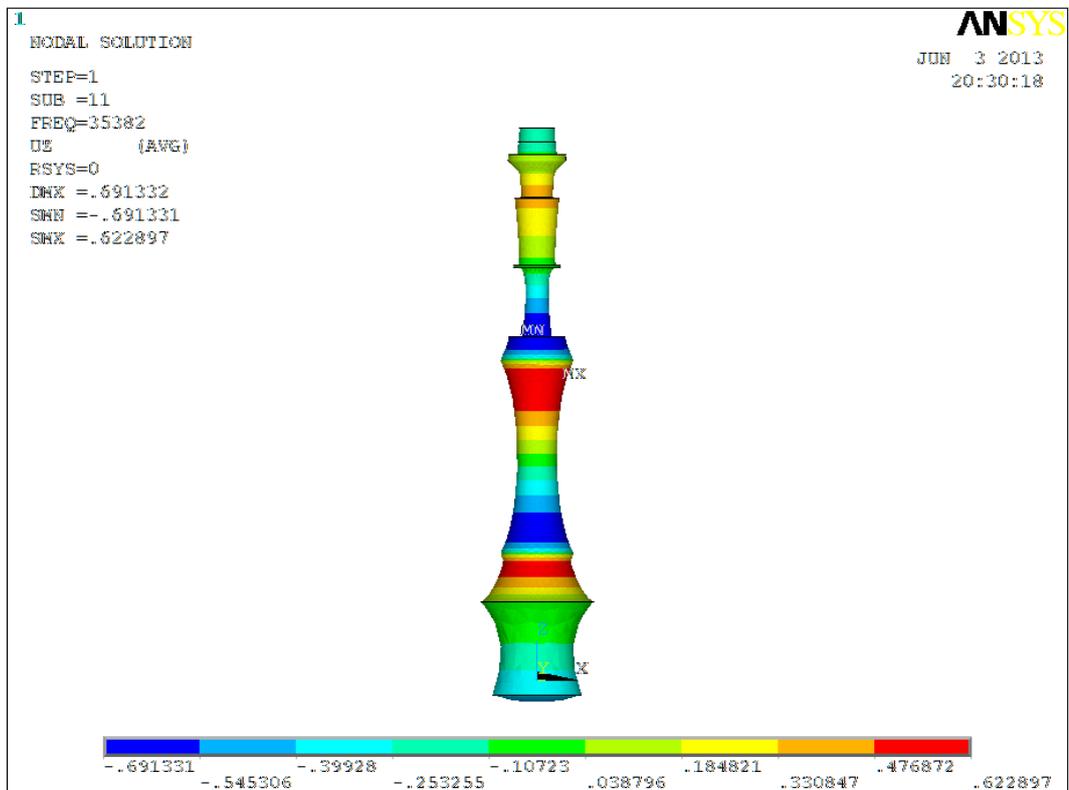


圖 A-10：放大器輸出面直徑為 80mm 之最佳化後相對位移分布圖

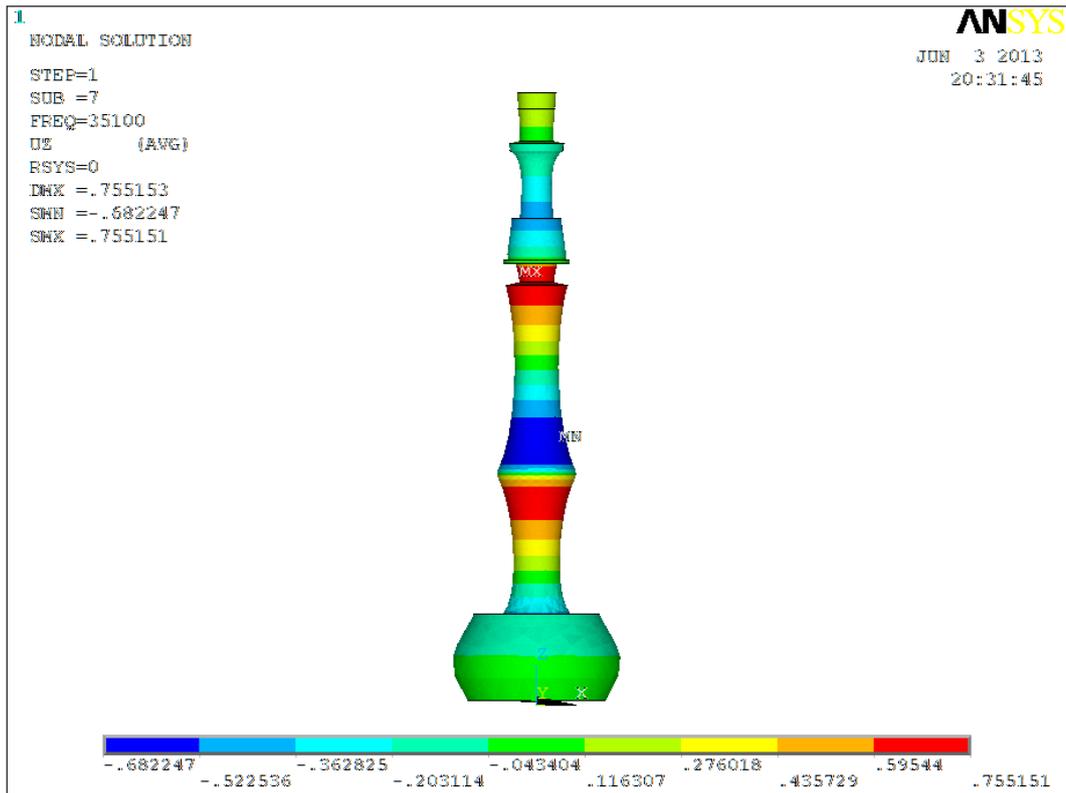


圖 A- 11：放大器輸出面直徑為 85mm 之最佳化後相對位移分布圖

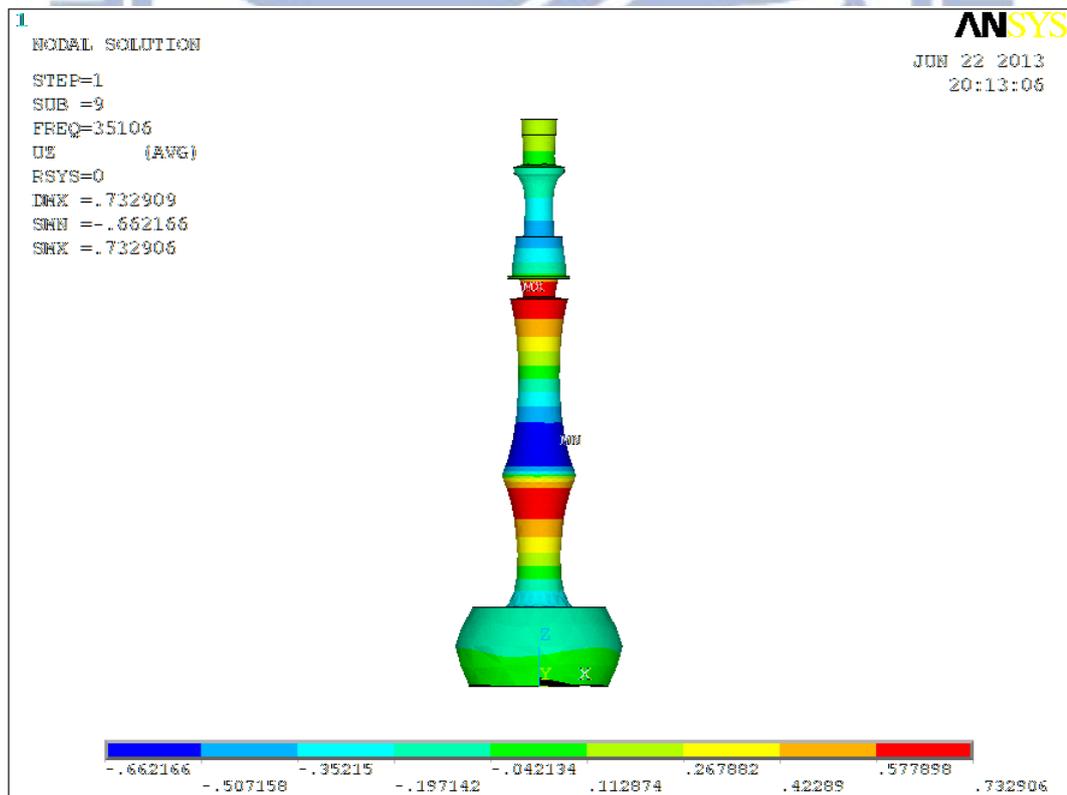


圖 A- 12：放大器輸出面直徑為 90mm 之最佳化後相對位移分布圖

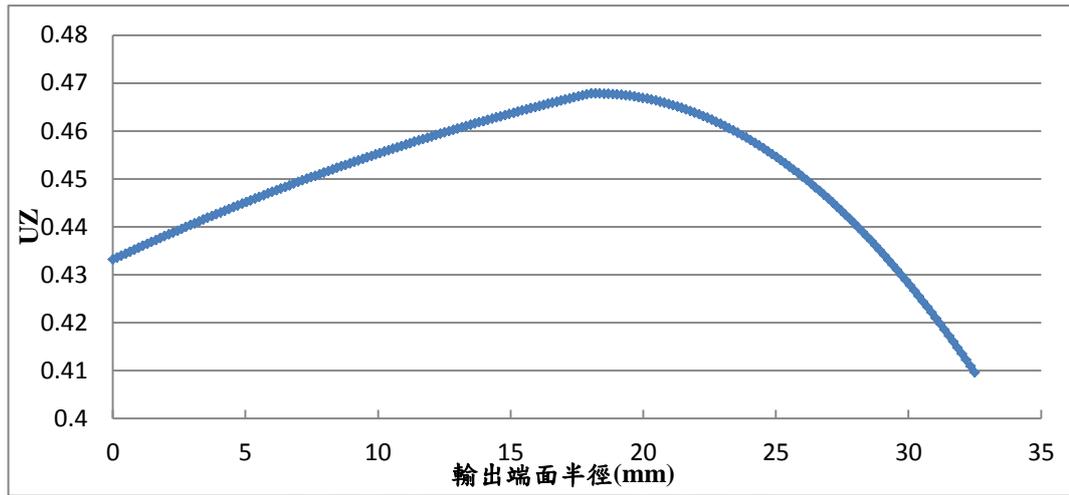


圖 A- 13：放大器輸出面直徑為 65mm 之最佳化後輸出相對位移圖

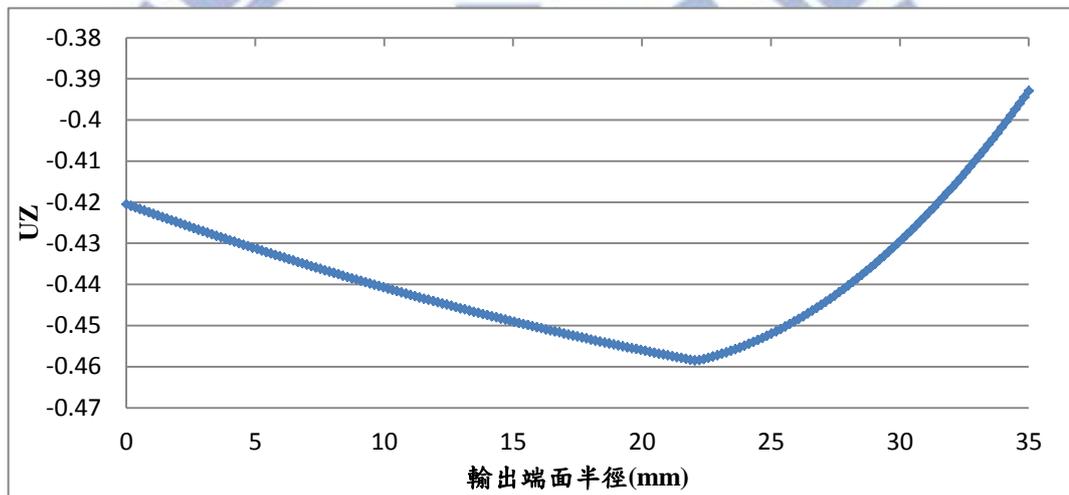


圖 A- 14：放大器輸出面直徑為 70mm 之最佳化後輸出相對位移圖

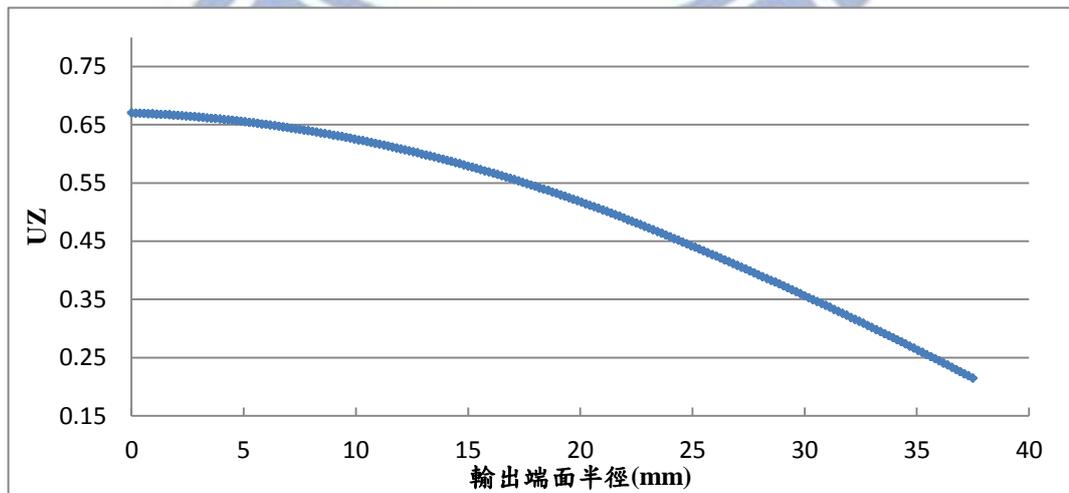


圖 A- 15：放大器輸出面直徑為 75mm 之最佳化後輸出相對位移圖

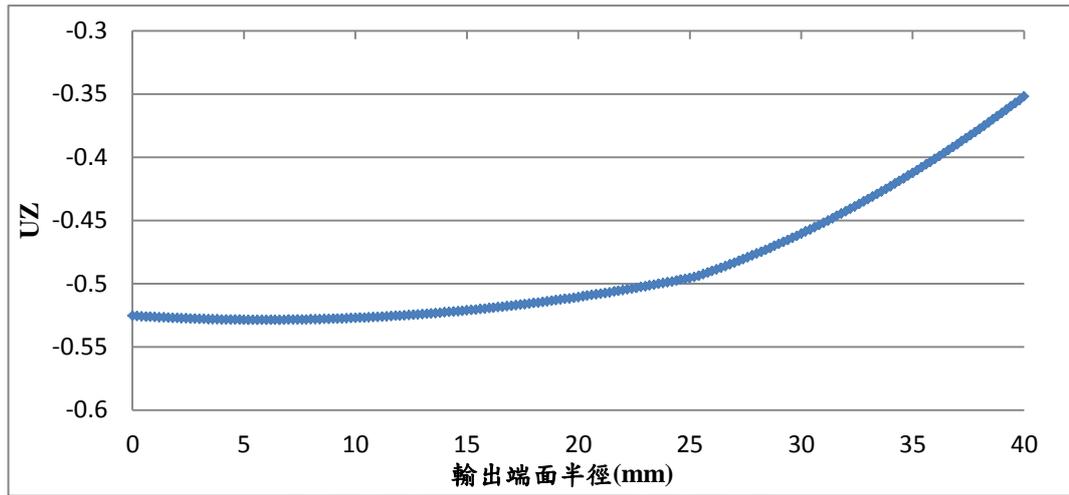


圖 A- 16：放大器輸出面直徑為 80mm 之最佳化後輸出相對位移圖

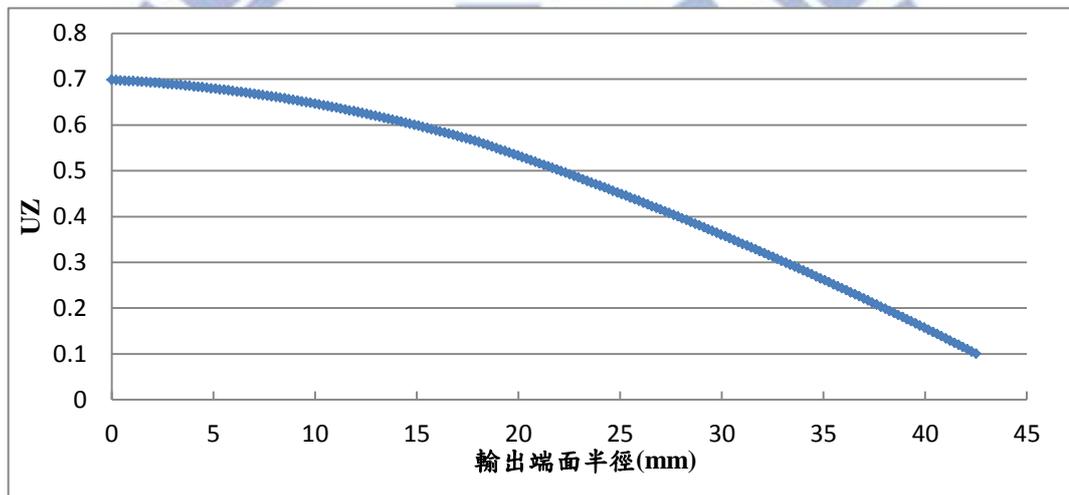


圖 A- 17：放大器輸出面直徑為 85mm 之最佳化後輸出相對位移圖

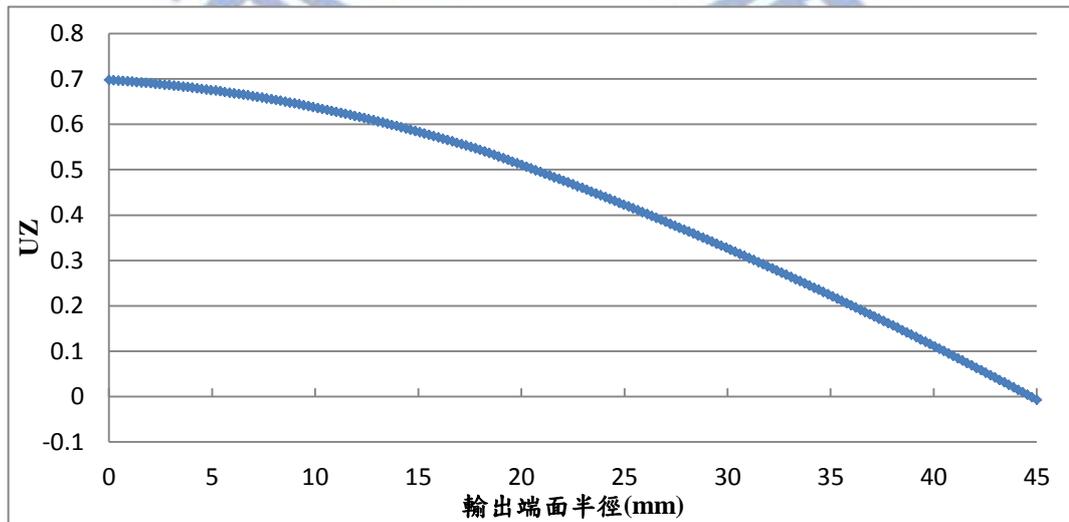


圖 A- 18：放大器輸出面直徑為 90mm 之最佳化後輸出相對位移圖

附錄 B 高溫下超音波振動系統之最佳化試驗

在 4.6 節中所嘗試的 Hightemp1 最佳化設計，其振幅放大器之溫度分布如表 4-5，其設計變數示意圖如圖 B-1。

設計變數：

階梯型放大器長度(H)，初始值：70mm

階梯型中直徑 60mm 長度(L)，初始值：40mm

階梯型中連接處導角(R)，初始值：11.5mm

圓柱型放大器長度(G)，初始值：140mm

設計變數邊界條件：

$$50\text{mm} \leq H \leq 80\text{mm} \quad (\text{B-1})$$

$$20\text{mm} \leq L \leq 60\text{mm} \quad (\text{B-2})$$

$$5\text{mm} \leq R \leq 12.5\text{mm} \quad (\text{B-3})$$

$$110\text{mm} \leq G \leq 160\text{mm} \quad (\text{B-4})$$

限制條件：

$$|\text{frequency} - 35300\text{Hz}| \leq 200\text{Hz} \quad (\text{B-5})$$

目標函數為：

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

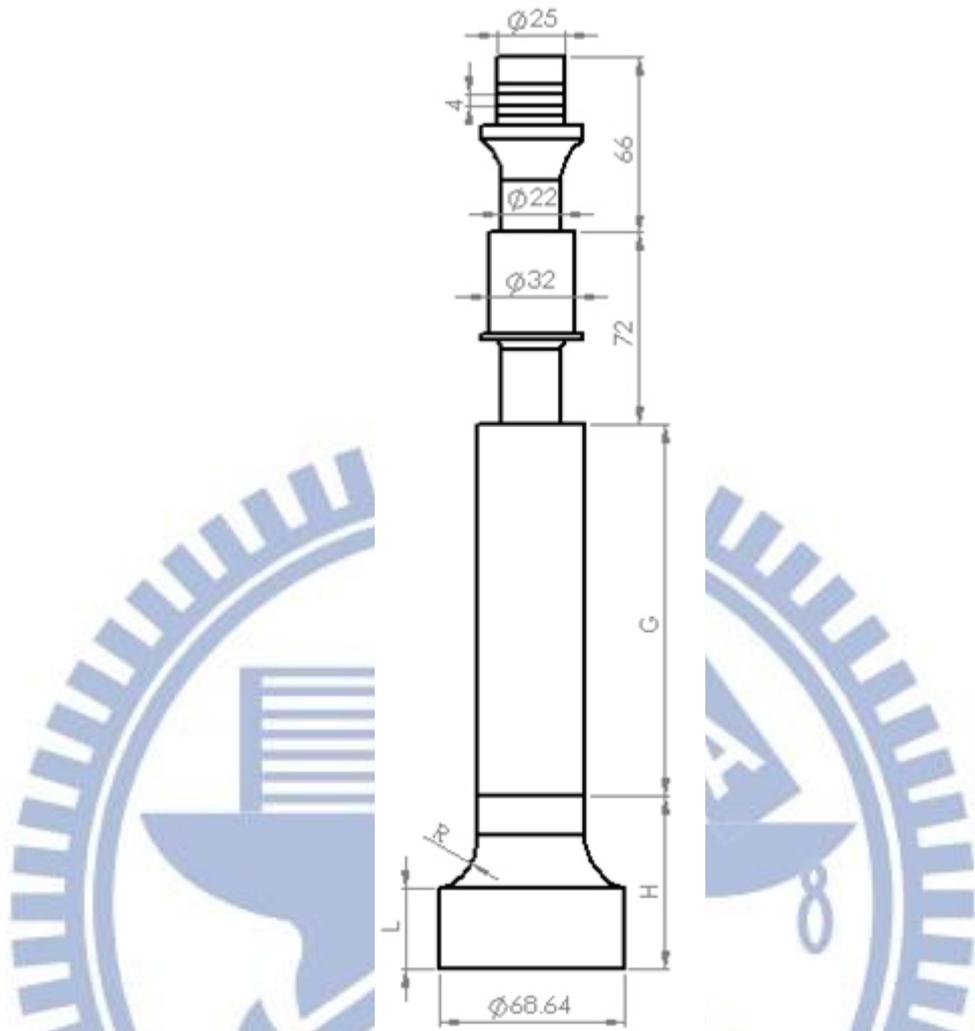


圖 B- 1：Hightemp1 之設計變數示意圖

最佳化設計之結果為表 B-1，最佳化收斂曲線如圖 B-2，最佳化後其振動型態與相對位移分布圖如圖 B-3，最佳化後其輸出端面相對位移分布如圖 B-4。

表 B- 1 : Hightemp1 之最佳化結果

	H (mm)	L (mm)	R (mm)	G (mm)	振幅均勻 度 (%)	超音波 系統頻率 (Hz)
最佳化 初始值	70.0	40.0	11.5	140.0	35.09	33242
最佳化 設計	76.98	44.62	12.15	11.68	7.45	35303

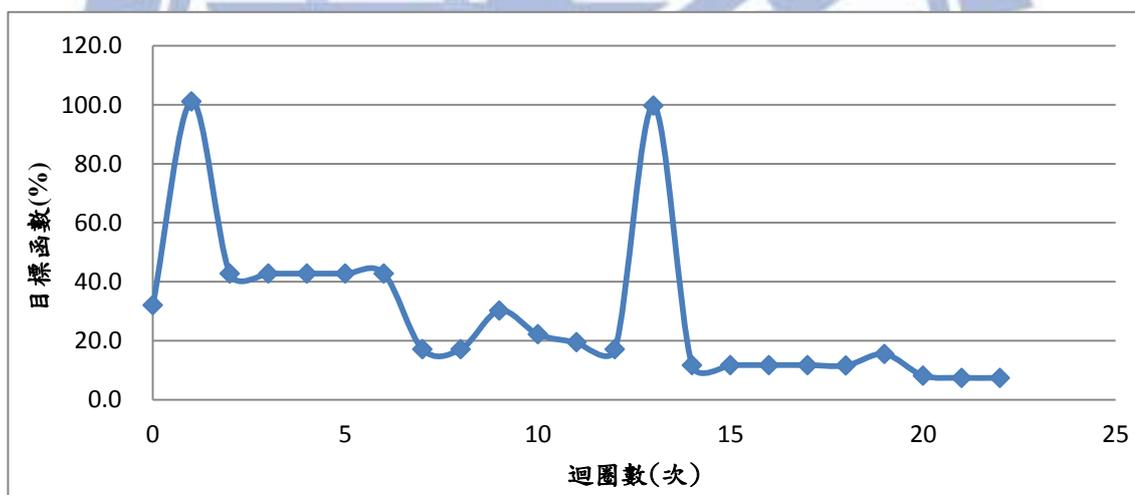


圖 B- 2 : Hightemp1 之最佳化收斂曲線

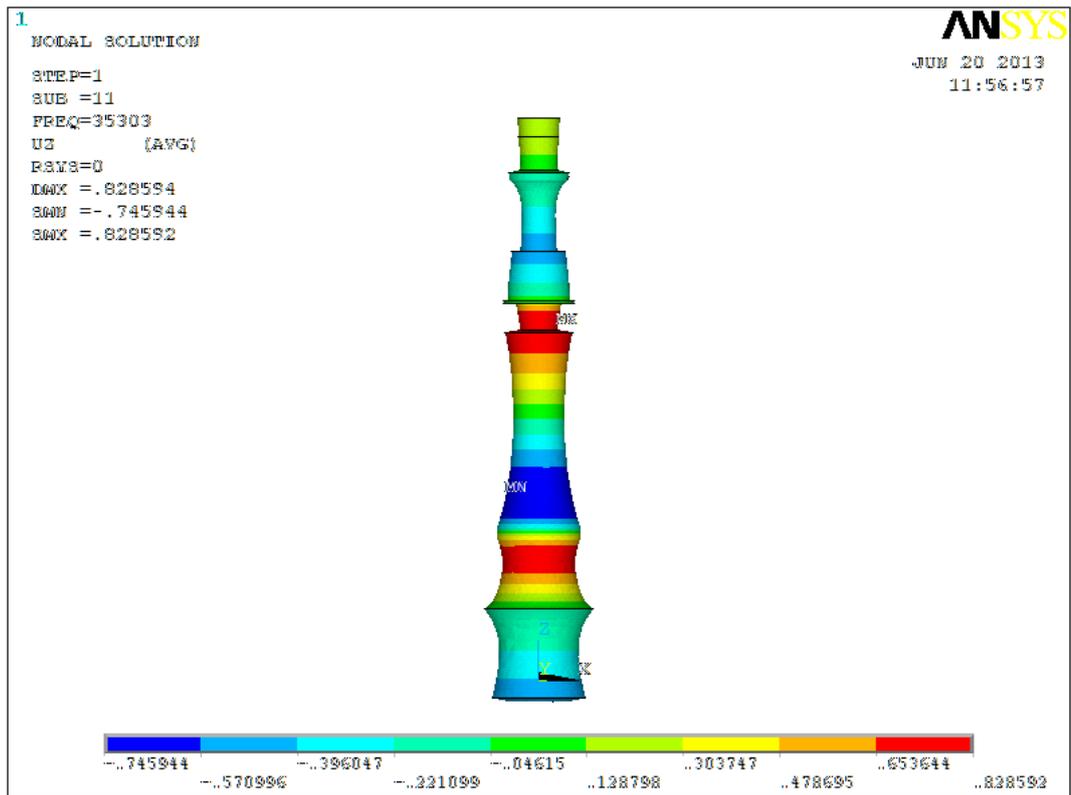


圖 B- 3 : Hightemp1 之最佳化後相對位移分布圖

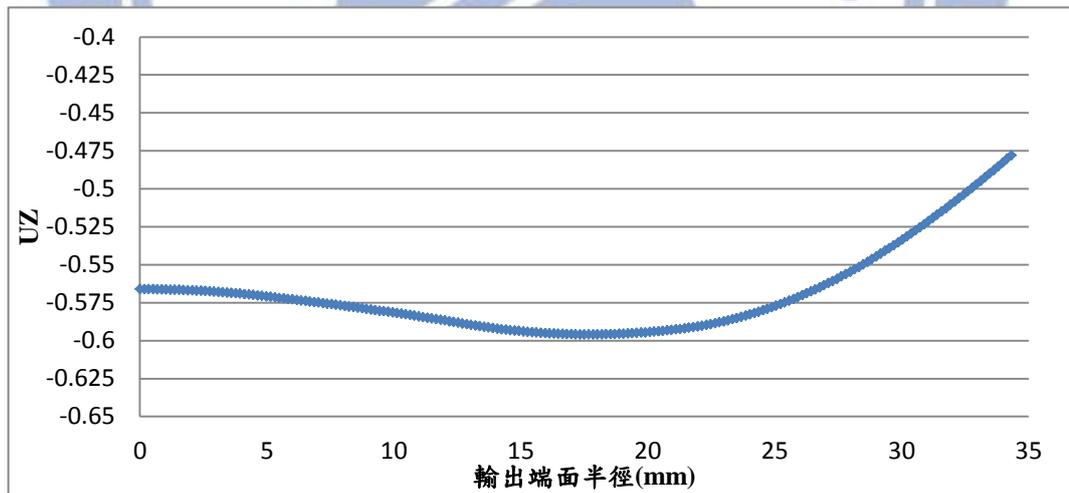


圖 B- 4 : Hightemp1 之最佳化後輸出相對位移圖