

國立交通大學
機械工程學系碩士班
碩士論文



雙模態耦合的三角形超音波馬達

Dual-Mode Coupled Triangular Ultrasonic Motors

研究生：蔡慶芳

指導教授：尹慶中 博士

中華民國一〇〇年七月

雙模態耦合的三角形超音波馬達

Dual-Mode Coupled Triangular Ultrasonic Motors

研究生：蔡慶芳

Student : Ching-Fang Tsai

指導教授：尹慶中 博士

Advisor : Dr. Ching-Chung Yin

國立交通大學

機械工程學系碩士班

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 of Science

in

Mechanical Engineering

July 2011

Hsinchu, Taiwan, Republic of China

中華民國一〇〇年七月

雙模態耦合的三角形超音波馬達

研究生：蔡慶芳

指導教授：尹慶中 博士

國立交通大學機械工程學系碩士班

摘要

本研究提出一種嶄新設計之雙模態耦合驅動的超音波馬達，主要特徵是在三角形定子的側邊或角端處作水平開槽，減弱定子的縱向剛性，使定子的縱向與扭轉共振頻率重合。定子的各邊黏貼方形壓電陶瓷材料，電極部份分割為 A、B 相兩塊區域，施加兩組相位差 90 度的交流電壓於電極，可激發定子的縱向與扭轉共振模態，使得定子接觸點突起作橢圓形軌跡運動，定子與轉子間的摩擦力驅使轉子旋轉。切換相位的領先與落後，可控制轉子的旋轉方向。本研究以有限元素分析探討三角形定子的高度、厚度、水平開槽長度及位置等幾何尺寸對定子特定模態自然頻率的影響，達成優異的模態隔離，並探討定子與轉子的接觸力學行為，估算超音波馬達轉速與扭矩的性能曲線。本研究製作及測試三個馬達原型機，定子的材質為鋁合金，轉子為不鏽鋼。其中最佳設計的操作頻率為 19.59kHz，原型機三的最大轉速為 142rpm，最大扭矩 3.17N-cm。若將原鋁合金定子的突起改為鋼球，接觸區域由線接觸變為點接觸，馬達的最大扭矩提升至 4.239N-cm，有效提升馬達的輸出性能。本研究設計、製作的馬達具低轉速、高扭矩、穩定輸出及靜音的特性。

關鍵字：超音波馬達、雙模態共振、接觸力學、扭矩轉速曲線

Dual-Mode Coupled Triangular Ultrasonic Motors

Student: Ching-Fang Tsai

Advisor: Dr. Ching-Chung Yin

Department of Mechanical Engineering
National Chiao Tung University

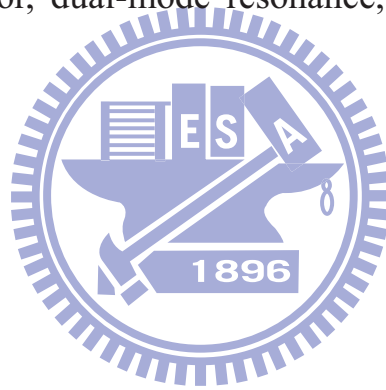
ABSTRACT

This thesis presents a novel design of dual mode coupled ultrasonic motor, which is driven by the fundamental longitudinal mode and torsional mode of the stator. The triangular tube-like stator is machined with horizontal slot in each side or at each corner to form a flexible structure with appropriate weakness in its axial stiffness. It results that the longitudinal mode has reduced resonant frequency very close to that of the desired torsional mode. The PZT4 element with two segmented electrodes is adhered to each peripheral surface of the stator. Two ac signals with 90 degree phase difference are applied to the electrodes to excite both vibration modes. Every contact point undergoes an elliptical trajectory in response to a harmonic excitation of the coupled modes, which are used to drive the ultrasonic motor via frictional force between both rotor and stator. The revolution direction of the rotor can be controlled by switching phase lag or lead. Excellent modal separation was achieved by modifying the geometric parameters, such as height, thickness of the triangular stator and length, location of the slots, according to the calculated natural frequencies of the stator by using finite-element analysis. The contact mechanics between both rotor and stator are explored and is used to estimate the T-N curves of the present ultrasonic

motor.

Three prototypes of the presented ultrasonic motor were fabricated and tested. The stator and rotor are made of aluminum alloy and steel, respectively. In the best design, the operating frequency is 19.59 kHz. The maximum revolution speed is 142 rpm without payload, and the maximum measured torque is 3.17 N-cm. To reduce the wear, an embedded steel ball is used to replace the line contact bump on the stator and to form a point-like contact. It follows that the output torque promotes to 4.239 N-cm. The presented ultrasonic motor has advantages of high torque at low speed, stable output and quiet performance.

Keywords: ultrasonic motor, dual-mode resonance, contact mechanics, T-N curves



誌謝

在此感謝我的指導教授 尹慶中博士，在我復學的這段期間，給予慶芳最大的肯定與教導，在研究的過程中不斷地提攜與指正，再次由衷的感謝您。同時感謝李安謙與鄭泗東老師撥冗擔任口試委員，給予指教與建議，使論文能更完整的呈現，對此深感謝意。感謝學長游泰和、王多聞、許世明、溫子達、劉育翔、嚴承侯、鍾重光、黃康哲、鄭博毅、賴佑年、學姐張逸涵、吳昱瑾提供學習上的寶貴意見及生活上的經驗，感謝同學王裕太、吳家宇、黃室維、湯士杰、鄭智遠、蔡旻軒於修課與研究上的協助與琢磨，讓我們彼此間更加成長與認識，以及學弟妹，吳旻修、李劭遠、梁均帆、郇心慧、李柏勳、黃仲平，在這短暫相處中的幫助與分享，實驗室裡的新生命力也因你們油然而生，繼續將這份新生命力傳遞下去吧!在此也祝福你們論文順利。

最後，慶芳要把這份心情與感動獻給我最敬愛的父母親，以及親愛的哥哥，因為你們的用心與支持，讓慶芳能毫無後顧之憂的順利完成學業，感謝一路陪伴的女友黃雅芬，在我最徬徨無助時，總是給予精神上的慰藉與鼓勵，伴我渡過。

僅以此論文

獻給父母、家人以及所有關愛我的人

目錄

中文摘要	i
英文摘要	ii
誌謝	iv
目錄	v
表目錄	viii
圖目錄	ix
第一章 緒論	1
1.1 前言	1
1.2 研究背景	2
1.3 文獻回顧	4
1.3.1 振動耦合型超音波馬達	4
1.3.2 超音波馬達之接觸分析	6
1.4 研究目的	7
1.5 內容簡述	8
第二章 理論分析	9
2.1 壓電原理	9
2.1.1 壓電效應	9
2.1.2 壓電材料的種類	10
2.1.3 壓電材料的本構方程式	11
2.1.4 壓電結構的動態方程式	13
2.2 模態分析	14
2.3 暫態分析	14
2.4 接觸力學分析	16

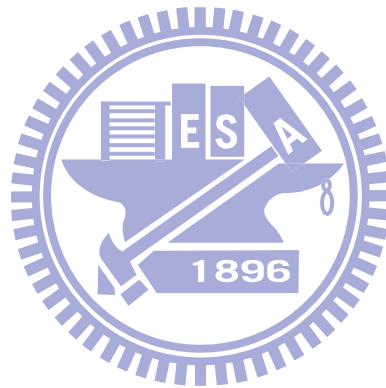
2.4.1 非線性求解流程.....	16
2.4.2 接觸力演算法.....	17
2.4.3 摩擦機制.....	17
2.5 超音波馬達致動原理.....	18
第三章 數值模擬分析與結果.....	20
3.1 三維有限元素之網格與元素型態.....	20
3.2 模態分析結果.....	21
3.2.1 自然模態辨別.....	21
3.2.2 幾何尺寸對於特定模態自然頻率的影響.....	21
3.2.3 模態隔離與模態耦合.....	24
3.3 定子的時諧分析結果.....	25
3.4 定子的暫態響應分析結果.....	26
3.5 定子與轉子的接觸力學分析.....	28
3.5.1 接觸元素的選用.....	28
3.5.2 實常數與關鍵選項設定.....	29
3.5.3 馬達轉速與扭矩計算.....	31
第四章 實驗量測與結果討論.....	33
4.1 超音波馬達製作.....	33
4.2 共振頻率量測.....	33
4.3 實驗量測架構.....	35
4.4 超音波馬達性能量測.....	35
4.4.1 影響轉速的因素.....	35
4.4.2 影響扭矩的因素.....	37
4.4.3 扭矩與轉速的性能曲線.....	38
4.4.4 轉速與扭矩性能曲線之模擬與量測結果比較.....	39

第五章 結論與未來展望.....	41
5.1 結論.....	41
5.1.1 數值分析結果討論.....	41
5.1.2 實驗量測結果討論.....	42
5.2 未來展望.....	43
參考文獻.....	44
附表.....	47
附圖.....	51



表目錄

表 1 鋁合金 T-6061 的材料係數	47
表 2 壓電陶瓷 PZT-4 的材料係數[25].....	47
表 3 完整三角形結構之前 20 組模態振形， $L=30\text{mm}$ 、 $H=20\text{mm}$ 、 $t=2\text{mm}$	48
表 4 三角形定子於不同水平開槽位置下基本縱向模態與第二扭轉模態 振形， $L=30\text{mm}$ ， $H=15\text{mm}$ ， $L_a=15\text{mm}$ ， $t=2\text{mm}$	49
表 5 三角形定子雙耦合模態之自然頻率與模態隔離情形.....	50
表 6 接觸對之實常數設定.....	50



圖目錄

圖 1.1 Barth 提出的超音波馬達[1]	51
圖 1.2 Sashida 提出之駐波式超音波馬達[4].....	51
圖 1.3 駐波式超音波馬達驅動原理與構造[6].....	52
圖 1.4 行波式超音波馬達驅動原理與構造[5].....	52
圖 1.5 Kumada 提出的一種超音波馬達[7]	53
圖 1.6 Nakamura et al 提出的一種超音波馬達[8]	53
圖 1.7 Toyota 與 Murano 提出之超音波馬達[9]	54
圖 1.8 Li and Zhao 提出的線性超音波馬達[10]	54
圖 1.9 Hemsel 與 Wallaschek 提出的線性超音波馬達[11]	55
圖 1.10 Vyshnevskyy 與 Kovalev 提出的超音波馬達[12].....	55
圖 1.11 Vyshnevskyy 與 Kovalev 提出的線性超音波馬達[13].....	56
圖 1.12 本研究提出之超音波馬達定子結構一	56
圖 1.13 本研究提出之超音波馬達定子結構二.....	57
圖 1.14 本研究提出之超音波馬達定子結構三.....	57
圖 2.1 正壓電效應	58
圖 2.2 逆壓電效應	58
圖 2.3 牛頓-拉福森疊代程序	59
圖 2.4 有限元素模型之(a)接觸前，(b)接觸後示意圖	59
圖 2.5 三角形定子結構一與電極配置.....	60
圖 2.6 超音波馬達定子結構一之作動方式.....	60
圖 2.7 三角形定子結構二與電極配置.....	61
圖 2.8 超音波馬達定子結構二之作動方式.....	61
圖 2.9 三角形定子結構三與電極配置.....	62

圖 2.10 參考點之水平與鉛垂位移振幅相等，相位差對於運動軌跡的影響.....	62
圖 3.1 三角形定子結構一示意圖.....	63
圖 3.2 三角形定子結構二示意圖.....	63
圖 3.3 三角形定子結構三示意圖.....	64
圖 3.4 三角形定子結構一的有限元素網格.....	64
圖 3.5 三角形定子結構二的有限元素網格.....	65
圖 3.6 三角形定子結構三的有限元素網格.....	65
圖 3.7 完整三角形定子結構一於不同高度下的自然頻率分佈， L=30mm，t=2mm.....	66
圖 3.8 完整三角形定子結構一於不同厚度下的自然頻率分佈， L=30mm，H=15mm.....	67
圖 3.9 三角形定子結構一於不同水平開槽長度下的自然頻率分佈， L=30mm，H=15mm，t=2mm.....	68
圖 3.10 三角形定子結構一於不同水平開槽位置下的自然頻率分佈， L=30mm，H=15mm，La=15mm，t=2mm.....	69
圖 3.11 三角形定子結構一於不同垂直開槽長度下的自然頻率分佈，開 槽位置：定子側邊中線處，L=30mm，H=15mm，t=2mm.....	70
圖 3.12 三角形定子結構一於不同垂直開槽長度下的自然頻率分佈，開 槽位置：定子側邊中線處的兩旁，L=30mm，H=15mm，t=2mm	71
圖 3.13 三角形定子結構三於不同開槽深度下的自然頻率分佈，開槽位 置距離底端 10.5mm，L=41mm，H=14mm，t=1.6mm， RI=RO=4.5mm.....	72
圖 3.14 三角形定子結構三於不同水平開槽位置下的自然頻率分佈，	

	$L=41\text{mm}$, $H=14\text{mm}$, $t=1.6\text{mm}$, $RI=RO=4.5\text{mm}$, $CL=13.28\text{mm}$	73
圖 3.15	三角形定子結構三於不同內導角下的自然頻率分佈，開槽位置 距離底端 10.5mm , $L=41\text{mm}$, $H=14\text{mm}$, $t=1.6\text{mm}$, $RO=3.5\text{mm}$, $CL=13.28\text{mm}$	74
圖 3.16	三角形定子結構三於不同外導角下的自然頻率分佈，開槽位置 距離底端 10.5mm , $L=41\text{mm}$, $H=14\text{mm}$, $t=1.6\text{mm}$, $RI=4.5\text{mm}$, $CL=13.28\text{mm}$	75
圖 3.17	三角形定子結構一於不同水平開槽長度下的自然頻率分佈，開 槽位置：距離底端 2mm , $L=30\text{mm}$, $H=15\text{mm}$, $t=2\text{mm}$	76
圖 3.18	三角形定子結構一於不同水平開槽長度下的自然頻率分佈，開 槽位置：距離底端 2mm , $L=30\text{mm}$, $H=17\text{mm}$, $t=2\text{mm}$	77
圖 3.19	三角形定子結構一於不同水平開槽長度下的自然頻率分佈，開 槽位置：距離底端 2mm , $L=30\text{mm}$, $H=19\text{mm}$, $t=2\text{mm}$	78
圖 3.20	三角形定子結構一之雙模態耦合圖，(a)第二扭轉模態，(b)基本 縱向模態.....	79
圖 3.21	三角形定子結構三之雙模態耦合圖，(a)第一扭轉模態，(b)基本 縱向模態.....	79
圖 3.22	三角形定子結構三於不同元素數量之自然頻率分佈，開槽位置 距離頂端 2.5mm , $L=41\text{mm}$, $H=14\text{mm}$, $t=1.6\text{mm}$, $RI=RO=4.5\text{mm}$, $CL=13.28\text{mm}$	80
圖 3.23	定子結構一(a)突起點的振幅與頻率響應	81
圖 3.24	定子結構一(b)突起點的振幅與頻率響應	81
圖 3.25	定子結構一(c)突起點的振幅與頻率響應	82
圖 3.26	定子結構一(d)突起點的振幅與頻率響應	82
圖 3.27	定子結構二突起點的振幅與頻率響應.....	83

圖 3.28 定子結構三突起點的振幅與頻率響應.....	83
圖 3.29 電壓驅動 250 週期後定子結構一突起點的位移響應，(a) X 方向 位移響，(b) Y 方向位移響應，(c) Z 方向位移響應	84
圖 3.30 定子結構一突起點之參考座標及運動軌跡.....	85
圖 3.31 電壓驅動 250 週期後定子結構二突起點的位移響應，(a) X 方向 位移響，(b) Y 方向位移響應，(c) Z 方向位移響應	86
圖 3.32 定子結構二突起點之參考座標及運動軌跡.....	87
圖 3.33 電壓驅動 230 週期後定子結構三突起點的位移響應，(a) X 方向 位移響，(b) Y 方向位移響應，(c) Z 方向位移響應	88
圖 3.34 定子結構三突起點之參考座標及運動軌跡.....	89
圖 3.35 定子結構三與轉子之有限元素模型.....	90
圖 3.36 接觸對元素座標之法向量示意圖.....	90
圖 3.37 定子結構三驅動 150 週期後，轉子的暫態位移響應.....	91
圖 3.38 定子結構三驅動 150 週期後，轉子的暫態速度響應.....	91
圖 3.39 預壓力 0.98N 與 4.116N 作用下，轉速與扭矩的關係曲線.....	92
圖 4.1 方形壓電陶瓷.....	92
圖 4.2 實驗輔助工具(a)壓電片黏貼輔助器，(b)壓克力夾具	93
圖 4.3 超音波馬達定子結構一原型.....	93
圖 4.4 超音波馬達定子結構二原型.....	94
圖 4.5 超音波馬達定子結構三原型，接觸點為定子頂點突起	94
圖 4.6 超音波馬達定子結構三原型，接觸點為鋼球.....	95
圖 4.7 網路分析儀量測馬達定子共振頻率示意圖.....	95
圖 4.8 實驗量測超音波馬達定子結構一的阻抗與相位頻譜.....	96
圖 4.9 實驗量測超音波馬達定子結構二的阻抗與相位頻譜.....	96
圖 4.10 實驗量測超音波馬達定子結構三的阻抗與相位頻譜，接觸點為	

定子頂點突起.....	97
圖 4.11 實驗量測超音波馬達定子結構三的阻抗與相位頻譜，接觸點為鋼球.....	97
圖 4.12 雷射都卜勒測振儀量測馬達定子結構三共振頻率示意圖，接觸點為鋼球.....	98
圖 4.13 LDV 量測馬達定子結構三參考點 a 的振幅頻率響應曲線，接觸點為鋼球.....	99
圖 4.14 LDV 量測馬達定子結構三參考點 b 的振幅頻率響應曲線，接觸點為鋼球.....	99
圖 4.15 超音波馬達之扭矩與轉速性能量測，實驗架構示意圖	100
圖 4.16 超音波馬達原型機三之驅動頻率與轉速曲線，接觸點為定子頂點突起.....	101
圖 4.17 超音波馬達原型機三之驅動頻率與轉速曲線，接觸點為鋼球.....	101
圖 4.18 超音波馬達原型機三之驅動電壓與轉速曲線，接觸點為定子頂點突起.....	102
圖 4.19 超音波馬達原型機三之驅動電壓與轉速曲線，接觸點為鋼球.....	102
圖 4.20 超音波馬達原型機三之驅動電壓與扭矩曲線，接觸點為定子頂點突起.....	103
圖 4.21 超音波馬達原型機三之驅動電壓與扭矩曲線，接觸點為鋼球.....	103
圖 4.22 超音波馬達原型機三之預壓力與扭矩曲線，接觸點為定子頂點突起.....	104
圖 4.23 超音波馬達原型機三之預壓力與扭矩曲線，接觸點為鋼球.....	104
圖 4.24 超音波馬達原型機三之扭矩與轉速曲線，接觸點為定子頂點突起.....	105
圖 4.25 超音波馬達原型機三之扭矩與轉速曲線，接觸點為鋼球.....	105

圖 4.26 預壓力 0.98N 作用下，超音波馬達原型機三之轉速與扭矩性能
曲線的模擬與量測結果比較，接觸點為鋼球..... 106

圖 4.27 預壓力 4.116N 作用下，超音波馬達原型機三之轉速與扭矩性能
曲線的模擬與量測結果比較，接觸點為鋼球..... 106



第一章 緒論

1.1 前言

隨著科技產業技術的發展，機電整合已成為國家產業與學術教育發展重點之一，馬達是最典型的機電整合實例，無論在工業、民生、醫療、電腦資訊或軍事航空等領域，皆是不可或缺之裝置，馬達使用情況也反映出國家對科技產業發展的投入。

傳統電磁馬達(electromagnetic motor)發展至今已有一百多年的歷史，電磁馬達仍然存在許多難以克服的問題，例如：外在磁場干擾、體積微型化後效率偏低、低轉速導致無法達到高轉矩及噪音等缺點。而超音波馬達(ultrasonic motor)能改善電磁馬達這些缺點。

超音波馬達又稱為壓電馬達(piezoelectric motor)，將壓電陶瓷材料黏貼於彈性體結構，利用壓電材料的逆壓電效應，以高頻交流電壓激發特定模態的結構振動。彈性體結構表面的粒子循橢圓軌跡作週期運動，藉著摩擦力驅動馬達轉子旋轉或滑座直線運動。超音波馬達的振動頻率高於人類聽力範圍，適合應用於需要安靜的場所，且振幅位移量小，能執行高精度的定位控制。

超音波馬達具備低轉速高轉矩、穩定輸出控制及精密定位，不受磁場干擾、加工容易、又不需搭配減速機構的動力特性，使得超音波馬達在某些應用領域可以取代傳統的電磁馬達，例如：必須避免磁場干擾之醫療器材，核磁共振掃描儀 MRI。超音波馬達透過摩擦的方式運轉，接觸區域勢必會產生磨耗，長久下來摩擦面逐漸光滑，導致馬達扭矩性能降低。雖然有許多減少磨耗的設計及使用耐磨性佳的材料被應用在超音波馬達上，相較於電磁馬達，超音波馬達的使用壽命較短，是其缺點。

近年來，超音波馬達已廣泛應用於相機、手錶、醫療設備、航太工

業、精密定位設備及機器人等機密機械。超音波馬達體積小、重量輕及結構簡單，相較於同尺寸的電磁馬達能獲得較大的扭矩。因此，近年來超音波馬達的研究與發展逐漸受學者重視。

1.2 研究背景

超音波馬達的發展可追溯至 1973 年，Barth [1]提出駐波式超音波馬達，其馬達構造如圖 1.1 所示，利用壓電振盪子的軸向變形推動轉子單向旋轉，若選擇驅動的振盪子，即可控制馬達轉向，此致動機制礙於磨耗(wear)、撕裂(tear)及溫度上升後難以維持穩定運轉等缺點，沒有付諸實際應用。

Lavrinenko *et al* [2]於 1796 年，提出多種不同結構的超音波馬達，歸納出馬達具有結構簡單、高扭矩、低轉速、高輸出功率及精密定位等優點。Vasiliev *et al* [3]於 1979 年，利用藍杰文(Langevin)振盪子的超音波換能器產生縱向振動，驅動轉子旋轉，由於無法維持固定振幅以及溫度、磨耗等問題，亦無可應用的場合。

Sashida [4]於 1982 年，提出一種駐波式超音波馬達，如圖 1.2 所示，以藍杰文振盪子作為驅動源，提高振盪子的位移量，振盪子的楔形尖端以橢圓軌跡運動，間歇性推動轉子旋轉，有效地改善因滑動造成的能量損耗。具備低轉速高扭矩、高效率等特色，但使用壽命仍無法提高。同年，Sashida 與 Kenjo [5]發展一種行波式環型超音波馬達。將具有兩組極化方向相反的壓電圓環，黏貼於一具有梳齒狀放大機構的金屬圓環下方，分別輸入兩組相同頻率、振幅相等、具 90 度相位差之弦波電壓，激發單方向轉動的行進波。將轉子放置於金屬圓環上方，藉著兩者間的摩擦力驅動轉子，改變相位差可控制馬達轉向。並提出在轉子與定子之間黏貼一層耐磨材料，可大幅改善磨耗的問題。此一馬達首先應用在照相

機的自動對焦系統中，是第一個達到商業應用價值的超音波馬達，之後，吸引了許多學者投入研究。

目前已有許多超音波馬達陸續被提出，根據轉子與定子的接觸型式或定子被激發的波式，可分為兩類：駐波(standing wave)式及行波(traveling wave)式超音波馬達。駐波式超音波馬達定子以反覆方式振動，定子與轉子做間歇式的接觸，定子的接觸點作一橢圓軌跡運動，藉由摩擦力推動轉子。圖 1.3 所示為 Ueha 與 Tomikawa[6]所提出之一種駐波式圓柱型超音波馬達，在階段(1)時，扭轉位移為零、速度向右，縱向振動位移為最大正值，使定子結構伸長與轉子接觸，並將切線方向振動傳至轉子使其旋轉。在階段(2)時，縱向振動位移為零，轉子與定子分開，此時切線方向振動位移為最大值，速度為零。在階段(3)時，定子軸向長度縮短，縱向振動位移為最大負值，切線方向振動位移為零，扭轉速度向左並開始反回到原點。在階段(4)時，縱向振動位移為零，切線方向振動位移為最大負值，速度為零，此時圓柱體定子扭轉，但保持原來體積，未與轉子接觸。如此週而復始，便能驅動馬達作單一方向旋轉運動，這種作動方式稱為雙模態耦合振動的超音波馬達。一般而言，駐波式超音波馬達的成本低，只需一個振動源，效率高，理論上可達 98%，馬達的設計較富彈性且多樣化。

行波(traveling wave)式超音波馬達的驅動機制如圖 1.4 所示，在壓電體上設置兩組電極，電極產生的電場與壓電體的極化方向相同或反向，構成兩組換能器，以兩組頻率與振幅相等的正弦波訊號驅動換能器，兩組訊號的相位差為 90 度，兩組換能器激振出的共振模態干涉成為一行進波。定子與轉子保持接觸，接觸點的運動軌跡呈現一橢圓，藉著摩擦力驅動轉子旋轉。與駐波式馬達不同之處在於定子的接觸點非固定，轉子運動的方向與行進波粒子運動方向相同。行波式超音波馬達的轉向控制

容易、接觸磨耗小等優點，但行進波作動時沒有節點存在，定子固著方式使得接觸點位移小，導致運轉效率降低。

1.3 文獻回顧

1.3.1 振動耦合型超音波馬達

1985 年，Kumada[7]設計一特殊結構之扭轉耦合子(torsional coupler)，如圖 1.5 所示，利用藍杰文振盪動子為振動源，當振動子上下振動時，同時激發結構體的彎曲模態與扭轉模態，使得耦合子的端面產生橢圓形軌跡運動，推動轉子沿單一方向轉動。經最佳化設計後馬達效率可達 80%，增進超音波馬達的實用性。

為了使轉子具有正反向旋轉的能力，Nakamura *et al* [8]設計一扭轉型藍杰文轉換器(torsional Langevin transducer)，如圖 1.6 所示。以扭轉致動器(torsional actuator)結合縱向致動器(longitudinal actuator)，在定子接觸點處產生縱向與橫向位移，結合成橢圓形運動軌跡。馬達的驅動方式如圖 1.3 四個致動階段，扭轉致動器與縱向致動器的輸入電壓相位差為 90 度，控制相位的領先與落後決定轉子的旋轉方向，此驅動方式為典型的耦合型振動子。

1991 年，Toyoda 與 Murano[9]設計如圖 1.7 所示的超音波馬達設計，在一個兩端固定的梁下方黏貼壓電材料，激振梁的彎曲模態，使得梁的兩隻延伸腳做垂直方向的運動。兩腳間有一積層式壓電材料(multilayer piezoelectric material)控制兩腳作水平方向的振動。當垂直方向與水平方向之振動相位差為 90 度時，兩腳尖端呈橢圓形軌跡運動。

1998 年，Li 與 Zhao[10]提出如圖 1.8 所示的超音波馬達，以相同的共振頻率及相位差 90 度的電壓激振兩組壓電片，結合縱向模態與第三彎曲模態在振動子端點作橢圓形軌跡運動，並藉相位的領先與落後控制滑

動平台的運動方向。

2000 年，德國帕德伯恩大學(University of Paderborn)的 Hemsel 與 Wallaschek [11]設計一線性超音波馬達，如圖 1.9 所示，將板結構之縱向振動與彎曲振動的模態耦合，使接觸端點作橢圓形軌跡運動。並將支撐點設計在振動子的節點上，以及雙向輸出的設計，提高馬達的推力與效率，且減少預壓力所造成的影響。由於振動子的運動方式類似划槳(rowing)，因此命名為帕德伯恩划槳馬達(Paderborn rowing motor)。

2005 年，德國 Physik Instrumente 公司的工程師 Vyshnevskyy *et al* [12]以壓電圓管為定子，如圖 1.10 所示，驅動圓管產生軸向與橫向的耦合模態，圓管脊緣的質點作橢圓形軌跡運動。此驅動方式可由單相致動器激發，屬駐波式超音波馬達；另一款則由三相致動器，相位差分別為 0 度、120 度及 360 度所致動，屬行波式超音波馬達。此馬達之驅動電壓僅需 15 V_{rms} 即能獲得高效率的輸出性能。同年，又發表單一模態驅動的線性超音波馬達[13]，如圖 1.11 所示，致動器為表面分割成兩塊電極之壓電陶瓷，單相激振反對稱共振模態，使致動器上端接觸點沿一斜線來回振動。若需改變平台的滑動方向，選擇另一電極區塊致動即可。馬達經最佳化設計後，陸續開發出多款不同規格的商品上市。

2011 年，Shi 與 Zhao [14]提出一駐波式之線性超音波馬達，定子部分為一短梁結構與短梁上側的三角形結構所組成，梁的下側黏貼兩片壓電材料，在壓電片之表面電極施加兩組相位差 90 度的交流電壓，激發短梁結構的兩組面內共振模態，使得第一縱向模態與第二彎曲模態耦合，三角形的頂點作橢圓形軌跡運動，藉由摩擦力帶動滑座運動。並以雙耦合模態的最小頻率差為目標函數，經由最佳化設計決定定子的幾何參數，模擬三角形結構之底角角度對接觸點 X 與 Y 方向位移的影響，且實驗證實，在不同三角形結構之底角角度，接觸點 X 方向的位移大小攸關

於轉速的高低，Y 方向的位移大小攸關於扭矩的大小。實驗量測底角為 20 度的三角形結構，馬達性能最佳，無負載下的轉速為 98mm/s，最大拉力為 3.2N。

1.3.2 超音波馬達之接觸分析

1992 年，Maeno *et al* [15]以有限元素法分析馬達定子的振動模態，計算定子表面凸齒的橢圓運動軌跡，與實驗結果有良好的一致性。並於接觸分析中納入懲罰函數法(penalty function formulation)，模擬定子與轉子的動態接觸行為，求出定子與轉子的位移、速度、黏滯區域與滑動區域的分佈面積及接觸面上的正向力與摩擦力分佈，並計算馬達輸出的力矩與轉速曲線、馬達效率與損失能量。

1993 年，Hirata 與 Ueha [16]提出一套計算行波式超音波馬達負荷特性的方法，以等效電路模型估測馬達的性能，由於焦點為振動子的共振頻率，迴路中忽略等效質量與剛度的關係式。將轉子與振動子間的接觸區域視為二維彈性體接觸，利用二維彈性體接觸理論計算出轉子與振動子間的接觸壓力，歸納求解流程，模擬結果與實驗量測結果相似。

1995 年，Hagood 與 McFarland[17]將應變與電位同時考慮納入系統的動態方程式，利用雷利(Reyleigh-Ritz)模態假設法得到動態模擬的近似解。視定子為剛體，轉子為一線性彈簧，定子與轉子重疊區域定義為一壓縮的彈簧系統，在穩態時，忽略轉子慣性力的影響，給定超音波達的驅動電壓、軸向預壓力及馬達的外加扭矩為輸入參數，即可計算馬達的穩態轉速、輸出功率及效率。並於定子的表面建立凸齒狀結構，討論有無凸齒及齒高對馬達性能的影響。

2001 年，Storck *et al* [18][19]說明影響馬達定子與轉子於黏滯與滑動過程中，主要關鍵在於摩擦層材料的彈性性質，將摩擦層視為黏彈性材料，在軸向與切線方向建立彈簧阻尼的接觸系統，利用摩擦層中單一質

量元素的運動方程式，推導正向力與摩擦力，並加入慣性力的影響，由等效彈簧與阻尼決定馬達的輸出扭矩、轉速及效率，說明了定子與轉子為黏滯(stick)摩擦時，馬達的效率損失最小。

2007 年，Vasiljev *et al* [20]以有限元素 ANSYS 模擬超音波馬達的動態接觸問題，考慮定子與滑座的接觸行為，於滑座接觸面加上一層摩擦層，使用面對面接觸元素，將目標元素 TARGE170 附著於滑座表面，接觸元素 CONTA174 附著於定子表面，並在定子與摩擦層、摩擦層與滑座之間各建立兩組不同的接觸對參數，在忽略阻尼情況下，模擬滑座在前三個驅動週期內，定子接觸點在 X 與 Y 方向上的位移-時間曲線，該點的運動軌跡與時諧分析結果相似。實驗採用雷射測振儀量測接觸點的振幅，與數值模擬結果誤差在 5~8%之間。

1.4 研究目的

本研究提出三種雙模態耦合型超音波馬達，定子由鋁合金所製成，三角形各邊中點的上端或三角形頂點設計一突起，分別在三角形的側邊與角端處切割水平孔縫，如圖 1.12~圖 1.14 所示。定子的三邊黏貼方形壓電陶瓷，電極部分分割成兩塊區域，施加一相位差為 90 度的兩組交流電壓，以相同工作頻率致振定子相互正交的基本縱向模態與扭轉模態，使其耦合振動。定子突起點呈橢圓形軌跡運動，藉定子與轉子間的摩擦力驅使轉子旋轉，調整輸入電壓相位差的領先與落後，可控制轉子的轉動方向。選擇三角形結構的主要因素是以往定子採用圓管形結構，壓電材料使用壓電圓管，在製作時易發生燒結與極化不均等問題，定子與壓電圓管接合時容易產生偏心的誤差，影響馬達整體性能，而方形壓電片具材料性質穩定、國內取得容易、易於加工、成本低廉及方便黏貼等優點。

本研究提供一設計方法分析定子模態耦合結構，由模態分析探討於

三角形側邊切割細長的水平孔縫，有效地減弱定子的縱向剛性，使基本縱向模態之自然頻率遽降，趨近於扭轉模態的自然頻率，觀察各模態間頻率分佈，找出馬達定子最佳模態隔離之幾何參數，減少基本縱向模態與扭轉模態耦合時受到其它模態干擾。最後，進行超音波馬達的暫態響應分析，驗證模態隔離之效果及觀察突起點之運動軌跡。

本研究在超音波馬達原型機的實驗量測中，採用電磁感應方式，控制電流的大小施予轉子預應力，取代傳統施加砝碼容易導致轉子轉動慣量過大，也捨棄放置壓縮彈簧造成轉子受力矩不均，避免影響馬達性能。在不同預應力、電壓及頻率下，量測超音波馬達的穩態轉速與扭矩。

依據超音波馬達原型機之實際驅動方式，以有限元素套裝軟體 ANSYS，建立定子與轉子的模型，模擬定子與轉子間的暫態接觸力學行為，給定實際狀況的位移與外力邊界條件，以適當的接觸參數，測試理想的收斂解與合理的計算結果，估測馬達的轉速與扭矩性能曲線。

1.5 內容簡述

本文共分成五章，第一章介紹研究背景與動機、文獻回顧及論文架構。第二章為理論分析，介紹壓電效應、壓電材料的力學、電性行為及本研究相關的超音波馬達工作原理。第三章說明超音波馬達的模態分析與暫態分析，以三角形定子的高度、厚度及水平開槽長度為設計參數，探討定子基本縱向模態與扭轉模態耦合的頻率變化及模態隔離的最佳化，計算定子在突起點之位移響應，觀察該質點的運動軌跡。建立定子與轉子的接觸模型，模擬馬達作動時定子與轉子間的接觸力學行為。第四章敘述依據第三章所獲得的定子參數，製作超音波馬達原型機，進行馬達性能量測，採用電磁感應方式施予轉子預壓力，量測超音波馬達輸出轉速與扭矩的表現。第五章為本研究的結論及未來展望。

第二章 理論分析

本章介紹壓電效應的力學行為與壓電材料的電性特性，並說明模態分析與暫態分析的數值理論，介紹 ANSYS 套裝軟體於暫態分析中所採用的紐馬克(Newmark)積分與求解非線性問題時採用的牛頓拉福森疊代法，最後說明本研究超音波馬達運轉之工作原理。

2.1 壓電原理

2.1.1 壓電效應

西元 1880 年間，居里兄弟在石英晶體上發現壓電效應(piezoelectric effect)，材料具有機械能與電能互換的現象。壓電效應的產生是因為晶格內原子間的特殊排列方式，使材料的應力場與電場互相耦合。

壓電效應包含正壓電效應(direct piezoelectric effect)與逆壓電效應(converse piezoelectric effect)。當壓電材料承受正向壓力時，為抵抗電耦極矩受到壓縮而變短之趨勢，產生電壓抗衡以維持原狀。參考圖 2.1 所示，當一機械應力作用於壓電材料時，材料體兩端產生一組與應力大小成正比例的電荷量，當應力的方向相反時，電壓的極性也隨之相反，稱為機械能轉換為電能的正壓電效應，可應用於感測器，如加速規及壓力感測器等。如圖 2.2 所示，施加直流電場於壓電材料極化方向的兩端時，材料的變形會隨著電場的大小而改變，當電場的方向相反時，壓電材料的變形方向亦隨之反向；若改以施加交流電壓，材料的變形會隨著輸入電壓的頻率產生週期性振盪，此即電能轉換為機械能的逆壓電效應，市場上許多壓電致動器(piezoelectric actuator)利用此種效應製成，如壓電蜂鳴器及超音波馬達等。

2.1.2 壓電材料的種類

具有壓電效應的材料大致上可分為五大類，第一類為單晶類(single crystalline)，例如：石英、羅德鹽、電氣石、鈮酸鋰(lithium niobate, LiNbO_3)、鉭酸鋰(lithium tantalate, LiTaO_3)等。第二類為薄膜類(thin film)，例如：氧化鋅(ZnO)、氮化鋁(AlN)等。第三類為高分子聚合物(polymer)，例如：PVDF 等。第四類為陶瓷(ceramics)，例如：鈦酸鋇(BaTiO_3)、鋯鈦酸鉛(lead zirconate titanate, PZT)等。第五類為複合材料(composite materials)，例如：AFC(active fiber composites)等。

各種壓電材料都有優缺點，例如單晶類有良好的溫度特性，但製造困難，需仰賴特殊的晶體成長(crystal growth)技術，特性受切面影響，且容易受到空氣的濕度而潮解，因此失去壓電性，例如：電氣石、羅德鹽等。薄膜類壓電材料的製造需要真空技術，不同真空條件會產生不同的材料特性。高分子類性質柔軟，可以做成非常薄的元件，但壓電參數小，需甚高的極化電場，例如：PVDF 在室溫時之極化電場需高達 4MV/mm 。陶瓷類壓電材料活性(piezoelectric activity)安定，耐酸鹼，可製成任何形狀，居里溫度高，與高分子聚合物、複合材料一樣，在製造過程中需要高壓極化處理，但是極化電場強度較高分子聚合物與壓電複合材料低甚多，例如：PZT 的極化電場只有 3kV/mm 左右。

壓電陶瓷具有工作溫度高、機械強度大、易於加工且成本低廉等優點，是目前工業應用最廣泛且實用性最高的壓電材料。鈦酸鋇為壓電陶瓷的代表，具有優異的介電常數及機電耦合常數，化學性質穩定，操作溫度範圍大且製造容易，並可製成任何形狀，因此成為壓電材料應用的首選。本文即採用壓電陶瓷材料 PZT-4 作為超音波馬達致動器。

2.1.3 壓電材料的本構方程式

壓電陶瓷為機械能與電能互相耦合的材料，本構方程式(constitutive equation)包括機械特性與電氣特性。壓電陶瓷為非等向性材料，本構方程式需考慮各方向分量的耦合，較一般的機械材料複雜。對非壓電材料而言，機械應力 \mathbf{T} 施予材料體會產生機械應變 \mathbf{S} ，其應力應變的關係為

$$\begin{aligned}\mathbf{S} &= \mathbf{s} \mathbf{T} \\ \mathbf{T} &= \mathbf{c} \mathbf{S}\end{aligned}\quad (2.1)$$

此處， \mathbf{s} 為彈性柔度矩陣(matrix of elastic compliance)， \mathbf{c} 為彈性剛度矩陣(matrix of elastic stiffness)。

對介電性材料而言，於材料兩端加入電場 \mathbf{E} ，材料內部會產生電位移 \mathbf{D} ，電場與電位移的關係為

$$\begin{aligned}\mathbf{D} &= \boldsymbol{\varepsilon} \mathbf{E} \\ \mathbf{E} &= \boldsymbol{\beta} \mathbf{D}\end{aligned}\quad (2.2)$$

此處， $\boldsymbol{\varepsilon}$ 為介電常數矩陣(matrix of dielectric constant)或稱誘電常數矩陣(matrix of permeability)， $\boldsymbol{\beta}$ 為反誘電常數矩陣(matrix of impermeability)。

壓電陶瓷與一般機械或介電材料不同處，壓電材料不只單獨存在應力、應變關係，同時具備電場與電位移的關係，並且互相耦合。壓電材料的本構方程式關係不若(2.1)、(2.2)式簡單，必須同時考慮彈性係數、壓電係數、介電係數三部分。壓電材料的本構方程式涉及的變數有四組，其中兩組為機械場變數，即應力 \mathbf{T} 與應變 \mathbf{S} ，另外兩組為電性場變場，即電場 \mathbf{E} 與電位移 \mathbf{D} 或稱電通量密度。依所選擇的自變數及因變數的不同，壓電方程式可分成 d 、 g 、 e 及 h 四種不同的型態，本文選用 e 型態矩陣式表示壓電材料的本構方程式，

$$\begin{aligned}\mathbf{T} &= \mathbf{c}^E \mathbf{S} - \mathbf{e}^T \mathbf{E} \\ \mathbf{D} &= \mathbf{e} \mathbf{S} + \boldsymbol{\varepsilon}^S \mathbf{E}\end{aligned}\quad (2.3)$$

其中， \mathbf{T} 、 \mathbf{S} 為應力張量與應變張量矩陣， \mathbf{c}^E 是固定電場條件下的彈性剛度矩陣(matrix of elastic stiffness)， \mathbf{e} 是壓電常數矩陣(matrix of piezoelectric constants)， \mathbf{e}^T 為壓電常數矩陣的轉置矩陣(transport matrix)， \mathbf{D} 為電位移向量矩陣， \mathbf{E} 為電場向量， $\boldsymbol{\varepsilon}^S$ 為固定應變(constant strain)條件下的介電常數矩陣(matrix of dielectric constants)。依據 IEEE Standard on Piezoelectricity[21]，壓電材料受電場或機械力作用的本構方程式表示如下：

$$\begin{bmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_3 \\ T_4 \\ T_5 \\ T_6 \\ D_1 \\ D_2 \\ D_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} & C_{14} & C_{15} & C_{16} & -e_{11} & -e_{21} & -e_{31} \\ C_{21} & C_{22} & C_{23} & C_{24} & C_{25} & C_{26} & -e_{12} & -e_{22} & -e_{32} \\ C_{31} & C_{32} & C_{33} & C_{34} & C_{35} & C_{36} & -e_{13} & -e_{23} & -e_{33} \\ C_{41} & C_{42} & C_{43} & C_{44} & C_{45} & C_{46} & -e_{14} & -e_{24} & -e_{34} \\ C_{51} & C_{52} & C_{53} & C_{54} & C_{55} & C_{56} & -e_{15} & -e_{25} & -e_{35} \\ C_{61} & C_{62} & C_{63} & C_{64} & C_{65} & C_{66} & -e_{16} & -e_{26} & -e_{36} \\ e_{11} & e_{12} & e_{13} & e_{14} & e_{15} & e_{16} & \varepsilon_{11} & \varepsilon_{12} & \varepsilon_{13} \\ e_{21} & e_{22} & e_{23} & e_{24} & e_{25} & e_{26} & \varepsilon_{21} & \varepsilon_{22} & \varepsilon_{23} \\ e_{31} & e_{32} & e_{33} & e_{34} & e_{35} & e_{36} & \varepsilon_{31} & \varepsilon_{32} & \varepsilon_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} S_1 \\ S_2 \\ S_3 \\ S_4 \\ S_5 \\ S_6 \\ E_1 \\ E_2 \\ E_3 \end{bmatrix} \quad (2.4)$$

本研究數值分析採用的壓電陶瓷材料為 PZT-4，屬於六方(hexagonal crystal)晶系，若其極化方向平行於 $Z(x_3)$ 軸，壓電陶瓷材料的彈性剛度矩陣為

$$\mathbf{c}^E = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} & 0 & 0 & 0 \\ C_{12} & C_{11} & C_{13} & 0 & 0 & 0 \\ C_{13} & C_{13} & C_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & C_{44} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C_{66} \end{bmatrix} \quad (2.5)$$

壓電常數矩陣為

$$\mathbf{e} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & e_{15} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & e_{15} & 0 & 0 \\ e_{31} & e_{31} & e_{33} & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (2.6)$$

固定應變之介電常數矩陣為

$$\boldsymbol{\varepsilon}^S = \begin{bmatrix} \varepsilon_{11}^S & 0 & 0 \\ 0 & \varepsilon_{11}^S & 0 \\ 0 & 0 & \varepsilon_{33}^S \end{bmatrix} \quad (2.7)$$

綜合上述，PZT-4 的本構方程式表示如下：

$$\begin{bmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_3 \\ T_4 \\ T_5 \\ T_6 \\ D_1 \\ D_2 \\ D_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -e_{31} \\ C_{21} & C_{22} & C_{23} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -e_{31} \\ C_{31} & C_{32} & C_{33} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -e_{33} \\ 0 & 0 & 0 & C_{44} & 0 & 0 & 0 & -e_{15} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & C_{44} & 0 & -e_{15} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C_{66} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & e_{15} & 0 & \varepsilon_{11} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & e_{15} & 0 & 0 & 0 & \varepsilon_{11} & 0 \\ e_{31} & e_{31} & e_{33} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \varepsilon_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} S_1 \\ S_2 \\ S_3 \\ S_4 \\ S_5 \\ S_6 \\ E_1 \\ E_2 \\ E_3 \end{bmatrix} \quad (2.8)$$

2.1.4 壓電結構的動態方程式

超音波馬達定子結構包含壓電陶瓷與金屬彈性體，將之離散成有限數目的元素，本節的分析不考慮定子與轉子間的接觸正向力與切線力作用。根據漢彌頓原理(Hamilton's principle)，若在一个週期的頭尾，位移與電位的一次變分為零，則系統總勢能的一次變分為零。將各節點位移及電位組成一個待定的向量，可獲得整個系統的動態方程式，表示如下：

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\mathbf{U}} \\ \ddot{\Phi} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{uu} & \mathbf{K}_{u\phi} \\ \mathbf{K}_{\phi u} & \mathbf{K}_{\phi\phi} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{U} \\ \Phi \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{0} \end{Bmatrix} \quad (2.9)$$

其中， Φ 為電位， \mathbf{M} 為馬達定子的總質量矩陣(mass matrix)， \mathbf{k}_{uu} 為與機

械位移有關的馬達定子剛度矩陣，質量矩陣 \mathbf{M} 、剛度矩陣 \mathbf{k}_{uu} 、 $\mathbf{k}_{\varphi\varphi}$ 均為對稱的實數矩陣，此外， $\mathbf{k}_{\varphi u} = \mathbf{k}_{u\varphi}^T$ 。若考慮馬達定子受到阻尼及外力作用下，可將(2.9)式改寫成

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\mathbf{U}} \\ \ddot{\Phi} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{C} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\mathbf{U}} \\ \dot{\Phi} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{uu} & \mathbf{K}_{u\varphi} \\ \mathbf{K}_{\varphi u} & \mathbf{K}_{\varphi\varphi} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{U} \\ \Phi \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{F} \\ \mathbf{Q} \end{Bmatrix} \quad (2.10)$$

其中，將阻尼矩陣設為比例阻尼(proportional damping)， $\mathbf{C} = \alpha\mathbf{M} + \beta\mathbf{K}_{uu}$ ， \mathbf{F} 為馬達定子與轉子間的接觸正向力與切線力， \mathbf{Q} 為外加電場作用於壓電材料的總電荷量。

2.2 模態分析

假設馬達定子系統無阻尼，且無外力作用下，若節點的位移及電位具有時諧因子 $e^{-i\omega t}$ ，令 $\mathbf{U} = \mathbf{U}^* e^{-i\omega t}$ 、 $\ddot{\mathbf{U}} = -\omega^2 \mathbf{U}^* e^{-i\omega t}$ 、 $\Phi = \Phi^* e^{-i\omega t}$ ，分別代入(2.9)式，可獲得一組齊性方程式(homogeneous equations)，

$$\left(\begin{bmatrix} \mathbf{K}_{uu} & \mathbf{K}_{u\varphi} \\ \mathbf{K}_{\varphi u} & \mathbf{K}_{\varphi\varphi} \end{bmatrix} - \omega^2 \begin{bmatrix} \mathbf{M} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \right) \begin{Bmatrix} \mathbf{U}^* \\ \Phi^* \end{Bmatrix} = \mathbf{0} \quad (2.11)$$

此為特徵值問題，為求得非零解(non-trivial solution)成立的充分條件為

$$\det \left(\begin{bmatrix} \mathbf{K}_{uu} & \mathbf{K}_{u\varphi} \\ \mathbf{K}_{\varphi u} & \mathbf{K}_{\varphi\varphi} \end{bmatrix} - \omega^2 \begin{bmatrix} \mathbf{M} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \right) = 0 \quad (2.12)$$

上式即為特徵值行列式，(2.12)式的 n 個特徵值 ω ，即為自然頻率(natural frequency)。

2.3 暫態分析

本文採用 ANSYS 套裝軟體計算結構的動態響應，分析定子突起點的運動軌跡，並探討定子突起點與轉子的接觸行為。ANSYS 套裝軟體之暫態分析採用紐馬克積分法[22]，以下介紹其理論。

考慮一離散化的多自由度系統，其運動方程式表示如下

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}\mathbf{u} = \mathbf{F} \quad (2.13)$$

其中 \mathbf{M} 、 \mathbf{C} 、 \mathbf{K} 分別為系統之質量、阻尼及剛性矩陣， \mathbf{u} 為表位移向量， \mathbf{F} 則代表作用在系統的外力向量。

紐馬克積分法之數值分析為將時間離散成數個積分步驟，將前一步驟的解設為初始條件，代入下一步驟，逐次積分後，求得最後的暫態響應。其疊代關係如以下二式：

$$\dot{\mathbf{u}}_{n+1} = \dot{\mathbf{u}}_n + [(1-\delta)\ddot{\mathbf{u}}_n + \delta\ddot{\mathbf{u}}_{n+1}]\Delta t \quad (2.14)$$

$$\mathbf{u}_{n+1} = \mathbf{u}_n + \dot{\mathbf{u}}_n\Delta t + \left[\left(\frac{1}{2} - \alpha\right)\ddot{\mathbf{u}}_n + \alpha\ddot{\mathbf{u}}_{n+1}\right]\Delta t^2 \quad (2.15)$$

其中 \mathbf{u}_n 代表在時間 t_n 的節點位移向量，時間增量 $\Delta t = t_{n+1} - t_n$ ， α 與 δ 是紐馬克積分的參數，根據積分精度及穩定性由決定 $\alpha = 0.25$ ， $\delta = 0.5$ [23]。在本研究的分析中，採用線性加速度法進行計算。由(2.15)式得

$$\ddot{\mathbf{u}}_{n+1} = \frac{1}{\alpha\Delta t^2}(\mathbf{u}_{n+1} - \mathbf{u}_n) - \frac{1}{\alpha\Delta t}\dot{\mathbf{u}}_n - \left(\frac{1}{2\alpha} - 1\right)\ddot{\mathbf{u}}_n \quad (2.16)$$

考慮時間 t_{n+1} ，結構的動態平衡方程式為

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}}_{n+1} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{u}}_{n+1} + \mathbf{K}\mathbf{u}_{n+1} = \mathbf{F}_{n+1} \quad (2.17)$$

將(2.16)式代入(2.14)式獲得 $\dot{\mathbf{u}}_{n+1}$ 的結果，再與(2.16)式之 $\ddot{\mathbf{u}}_{n+1}$ 代入(2.17)式，得

$$\begin{aligned} \mathbf{u}_{n+1} = \frac{\mathbf{F}_{n+1}}{\bar{\mathbf{K}}} + \frac{\mathbf{M}}{\bar{\mathbf{K}}} & \left[\frac{1}{\alpha\Delta t^2}\mathbf{u}_n + \frac{1}{\alpha\Delta t}\dot{\mathbf{u}}_n + \left(\frac{1}{2\alpha} - 1\right)\ddot{\mathbf{u}}_n \right] \\ & + \frac{\mathbf{C}}{\bar{\mathbf{K}}} \left[\frac{\delta}{\alpha\Delta t}\mathbf{u}_n + \left(\frac{\delta}{\alpha} - 1\right)\dot{\mathbf{u}}_n + \left(\frac{\delta}{2\alpha} - 1\right)\Delta t\ddot{\mathbf{u}}_n \right] \end{aligned} \quad (2.18)$$

其中， $\bar{\mathbf{K}} = \mathbf{K} + \frac{1}{\alpha\Delta t^2}\mathbf{M} + \frac{\delta}{\alpha\Delta t}\mathbf{C}$ ，根據(2.18)式，可利用時間點 t 的結果求取 \mathbf{u}_{n+1} 的位移。紐馬克時間積分法屬於無條件穩定(unconditionally stable)，可取較大的時間增量 Δt ，但 Δt 須足夠小，才能收斂至更精確的

結果。

2.4 接觸力學分析

2.4.1 非線性求解流程

接觸分析為兩物體或多個物體，邊界相互接觸引起的力學問題，在有限元素分析中，接觸分析是屬於非線性問題。ANSYS 套裝軟體在求解非線性問題時，以牛頓-拉福森法(Newton-Raphson method)，疊代求解非線性方程式的根。

若一結構受一外力作用，其外力與位移關係為非線性時，節點的外力及對應的元素內力不相等，兩者間存在一差值，表示如下：

$$\mathbf{R}_{n+1} - \mathbf{F}_{n+1} = \Delta \mathbf{R} \quad (2.19)$$

其中 \mathbf{R}_{n+1} 、 \mathbf{F}_{n+1} 分別表示在時間 t_{n+1} ($t_{n+1} = t_n + \Delta t$) 時，節點的外力及對應的元素內力， $\Delta \mathbf{R}$ 為兩者的差值，當 $\Delta \mathbf{R}$ 大於設定的收斂標準，可視 $\Delta \mathbf{R}$ 為一新的外力值，利用切線剛度矩陣 \mathbf{K}^T 求出 $\Delta \mathbf{R}$ 所修正的位移增量 $\Delta \mathbf{u}$

$$(\mathbf{K}^T)^{-1} \Delta \mathbf{R} = \Delta \mathbf{u} \quad (2.20)$$

新的位移 \mathbf{u}_{n+1} 設為初始位移 \mathbf{u}_n 與修正位移增量 $\Delta \mathbf{u}$ 的和

$$\mathbf{u}_{n+1} = \mathbf{u}_n + \Delta \mathbf{u} \quad (2.21)$$

再由 \mathbf{u}_{n+1} 計算出相對應的元素內力 \mathbf{F}_{n+1} 。持續修正差值 $\Delta \mathbf{R}$ ，直到 $\Delta \mathbf{R}$ 等於或小於收斂標準 \mathbf{R}_{cri} ，此時第 i 次疊代的位移 \mathbf{u}_{n+i} ，即為非線性方程式的近似解。疊代過程參考圖 2.3 所示，圖中的曲線表示結構之受力與位移關係，呈非線性變化。 \mathbf{F}_n 與 \mathbf{u}_n 分別表示時間為 t_n 時的元素內力與位移，牛頓拉福森法的逼近法首先以 P_0 為起始點，作第一次疊代，做一切線(斜率為 \mathbf{K}^T_1)與垂直線後可得到點 P_1 ，當外力與內力的差值 ΔR 大於收斂標準，則繼續下一個疊代。以同樣方法經 i 次疊代時，可求得點 P_i ，對應的位移為 \mathbf{u}_{n+i} ，元素內力為 \mathbf{F}_{n+i} ，若此時 ΔR 小於收斂標準，則對應的位移

\mathbf{u}_{n+i} ，即為所求的近似解，疊代運算結果收斂。此外，若曲線太複雜，或給定的起始點 P_0 之值不恰當，則疊代過程中可能導致求解發散。

2.4.2 接觸力演算法

在 ANSYS 套裝軟體的接觸分析中，模擬兩物體的接觸情形，得先在兩物體的接觸面上建立接觸對(contact pair)，包括目標面(target surface)與接觸面(contact surface)，目標面與接觸面分別由目標元素(target elements)接觸元素(contact elements)所構成。計算兩者間的貫穿量，求得分佈在元素與節點上的接觸力大小，並由 2.4.1 節所介紹的非線性求解流程，計算出節點位移的近似解。

ANSYS 套裝軟體在面對面的接觸分析中提供了四種接觸演算法，本研究採用懲罰函數法(penalty method)，由庫倫摩擦定律的接觸力表示式

$$F_{normal} = k_{normal} x_p \quad (2.22)$$

接觸力 F_{normal} 為接觸剛度 k_{normal} (contact stiffness) 與穿透量 x_p 的乘積。兩物體之有限元素模型的接觸情形如圖 2.4 所示，兩者間有一接觸彈簧(contact spring)，其彈簧常數(spring constant)即為接觸剛度，調整接觸剛度可測試出適當的收斂狀況與合理的計算結果。若接觸剛度愈大，則兩物體之間的穿透量就愈小，視實際接觸剛度而定，但是接觸剛度提高，會使得牛頓-拉福森法的計算困難度增加，導致非線性的求解過程比較難收斂。

2.4.3 摩擦機制

ANSYS 套裝軟體的於接觸摩擦分析以庫倫摩擦模型(Coulomb friction model)模擬接觸摩擦現象。一般而言，當兩物體為黏滯(stick)摩擦時，兩者於接觸區的相對速度為零，此時為靜摩擦行為，摩擦係數為 μ_s 。當兩物體為滑動(sliding)摩擦時，兩者於接觸區的相對速度不為零，此時為動摩擦行為，摩擦係數為 μ_d 。然而，ANSYS 套裝軟體的接觸摩擦分析

將靜、動摩擦係數兩者關係定義為 $\mu_s = FACT \times \mu_d$ ，其中 $FACT$ 為靜摩擦與動摩擦係數的比值。

為了避免接觸剪應力過大導致不合理的結果，可透過設定摩擦面的最大剪應力值解決這個問題，若兩物體接觸時，摩擦面剪應力達此值時，滑動發生，其摩擦面剪應力的上限值根據[24]設定為 $\tau_{max} = S_y / \sqrt{3}$ ，其中 S_y 為材料的拉伸降伏強度，剪應力的上限值 τ_{max} 即為 von Mises 應力。

2.5 超音波馬達致動原理

本研究設計的三種雙模態耦合超音波馬達是以固定的頻率激發結構耦合之兩個模態振動，第一種馬達結構之雙模態耦合是由三角形定子的基本縱向模態與第二扭轉模態耦合，在三角形定子的三邊各黏貼一片厚度方向極化之方形壓電陶瓷，如圖 2.5 所示，將陶瓷表面電極分割成兩塊區域，以兩組頻率與振幅相等的正弦波訊號驅動 A 相與 B 相換能器，兩組訊號之相位差為 90 度，同時激發定子之基本縱向模態與第二扭轉模態。雙相激發兩組共振模態，使得三角形定子各邊中點上端的突起點作橢圓形軌跡運動，作動的示意圖如圖 2.6 所示。第二種馬達結構是在三角形定子的三邊各黏貼兩片方形壓電陶瓷，突起點設置於三角形定子的頂點上端處，如圖 2.7 所示，驅動方式與結構一相同，激發定子之基本縱向模態與第二扭轉模態，使得三角形定子的各突起點作橢圓軌跡運動，作動的示意圖如圖 2.8 所示。第三種結構的驅動方式與第二種結構相似，惟頂點附近的切槽位置偏向定子上方，如圖 2.9 所示，激發定子結構之基本縱向模態與第一扭轉模態。

若以第三種結構之三角形定子其中的上頂角突起點作為參考點，參考點位於 Y 軸通過中心線處，並假設 Y 方向的位移變化很小，參考點振動的位移分別以 u_x 與 u_z 表示，

$$u_x = u_{0x} \sin(\omega t) \quad (2.23)$$

$$u_z = u_{0z} \sin(\omega t - \phi) \quad (2.24)$$

其中， u_{0x} 為模態耦合之 X 方向的振動位移， u_{0z} 為 Z 方向的振動位移， ω 為驅動電壓的頻率，當兩組換能器輸入電壓的相位差為 ϕ 時，參考點沿 X-Z 平面作橢圓形軌跡運動。在相同的驅動頻率與振幅下，若 $u_{0x} = u_{0z}$ ，參考圖 2.10 所示，兩組換能器的電壓相位差 ϕ 為 0 度、45 度及 90 度的參考點運動軌跡為斜線、斜橢圓及正圓。本研究將兩組換能器的電壓相位差設定為 90 度，則(2.24)式改寫為

$$u_z = u_{0z} \cos(\omega t) \quad (2.25)$$

此時，整理(2.23)式與(2.25)式可得

$$\left(\frac{u_x}{u_{0x}}\right)^2 + \left(\frac{u_z}{u_{0z}}\right)^2 = 1 \quad (2.26)$$

(2.26)式為橢圓形的運動軌跡，此為三角形定子於雙模態耦合且兩組換能器電壓相位差為 90 度時的參考點運動軌跡。



第三章 數值模擬分析與結果

本研究以有限元素分析模擬超音波馬達定子的動態行為，本研究以有限元素法進行數值分析，採用 ANSYS 套裝軟體作為分析工具，運用結構模態分析(modal analysis)及暫態分析(transient analysis)模組進行分析。本章共分為三部份，第一部分探討定子結構一之幾何尺寸對特定模態之自然頻率的影響，調整定子幾何參數達到模態隔離的效果，並依據準則設計定子結構二與結構三；第二部分以暫態分析模擬定子突起點的位移響應與運動軌跡；第三部份計算定子結構三與轉子的暫態接觸力學行為。

3.1 三維有限元素之網格與元素型態

ANSYS 有限元素分析軟體的結構動態分析程序主要分成前處理(pre-processor)、求解(solver)與後處理(post-processor)三個部份。運用前處理部份建立馬達定子模型，其幾何尺寸如圖 3.1~圖 3.3 所示，以三角形定子的厚度 t 、高度 H 及水平開槽長度 L_a 及其位置作為設計的變動參數，材料選用鋁合金 T-6061，材料參數列於表 1。定子的各邊黏貼長 20mm、寬 10mm、厚度 0.72mm 或長 16mm、寬 12mm、厚度 0.72mm 的方形壓電陶瓷 PZT-4，且將電極分割為 A、B 兩部份，表 2 所列為模擬計算之 PZT-4 材料係數[25]。壓電材料使用 8 節點之三維耦合元素(3-D coupled-field solid element) SOLID5，每個節點具有 x 、 y 、 z 三個方向的位移自由度及一個電位自由度。鋁合金的元素型態採用 SOLID45 元素，此元素同為 8 節點之三維元素，每個節點僅有 x 、 y 、 z 三個方向的位移自由度，以適當的元素數量將定子結構一網格化(mesh)，如圖 3.4 所示，元素數目共 23552。定子結構二與結構三則以 6 節點的 SOLID45 三維元素網格近似，如圖 3.5、圖 3.6 所示，元素數目共 46080 及 43366 個。在邊界條件設定上，將定子底部固定邊的元素節點位移設定為零。求解器

將求解有限元素分析建立的系統聯立方程式，後處理則將求解器的分析資訊，做數據歸納及後續圖形化處理。

3.2 模態分析結果

3.2.1 自然模態辨別

在設計馬達定子之前，首先區別三角形結構的自然模態，表 3 為一完整三角形結構的前 20 組自然模態，可分為縱向模態(longitudinal mode)、扭轉模態(torsional mode)及撓曲模態(flexural mode)。根據以往文獻記載，若定子結構為圓碟型的超音波馬達，其撓曲模態可以整數(m, n)描述，m 代表碟型定子的徑向模態數，n 代表碟型定子的周向模態數。若以此定義三角形定子的撓曲模態，高階的撓曲模態其振形在分辨上仍有待商榷，本研究中為方便區別撓曲模態的振形，暫以「其它模態」(other mode)著稱。縱向模態則依三角形軸向長度的變化情形判斷，可參考表 3 編號第 14 組的模態振形，扭轉模態則依周向旋轉的變化情形判斷，表 3 編號第 4、10、13 組的模態振形屬之。三角形結構縱向模態之自然頻率為 61.641kHz，第二扭轉模態為 43.015kHz，兩者差距近 20kHz，若要同時激發以上兩組模態，勢必需要調降縱向模態的自然頻率或調升第二扭轉模態的自然頻率，使兩者頻率趨近於一定值，才能同時激發兩組模態振動。

3.2.2 幾何尺寸對於特定模態自然頻率的影響

本研究所提雙模態耦合驅動之超音波馬達即調整縱向模態與第二扭轉模態的自然頻率，使得相同驅動頻率下，同時致振定子相互正交的縱向模態與第二扭轉模態。由 3.2.1 節介紹完整的三角形結構之模態分析得知，縱向模態的自然頻率遠高於第二扭轉模態，在結構未黏貼壓電片及加工改變結構本體前，將三角形定子結構一的邊長 L 設為 30mm，首先

調整定子的高度 H ，探討 H 對各模態自然頻率的影響。如圖 3.7 所示，當 $H=15\text{mm}$ 時，縱向與第二扭轉模態的自然頻率差約 27kHz ，當 $H=30\text{mm}$ 時，兩組模態的自然頻率差縮小至 5kHz ，且兩者自然頻率均隨著高度的增加而降低，又以縱向模態的自然頻率下降幅度較大，若要將兩組模態耦合勢必再增加高度，但過長的高度將導致實體定子加工困難，增加更龐大的成本耗費。

定子厚度 t 對各模態自然頻率的影響如圖 3.8 所示，當厚度由 1.4mm 增加至 2.4mm ，縱向模態與第二扭轉模態之自然頻率均些微上升，分別上升 7kHz 與 6kHz ，兩組模態的自然頻率無接近的趨勢，厚度對於雙模態耦合的結構設計無明顯作用。

在不考慮加工改變本體結構的前提下，調整高度與厚度的參數後，結果仍無法有效構成雙模態耦合的結構設計，最終勢必藉機械加工，減損結構本體之縱向剛性，以達預期結果。本研究參考撓性聯軸器的設計，在聯軸器的周向作間斷的切槽，減少傳動時由在軸上傳遞的衝擊性負載，有效地調整及改善旋轉元件的振動特性。應用此概念於三角形定子的側邊切割水開槽，開槽的寬度為 1mm ，水平開槽長度對定子結構剛性的影響如圖 3.9 所示。當水平開槽長度大於 4mm ，縱向模態的自然頻率急劇下降，反觀，第二扭轉模態的自然頻率僅些微下降，當開槽長度達 14mm 時，兩者頻率僅差距 4.8kHz ，由此可知，三角形定子側邊的水平開槽，能夠有效地減弱結構的縱向剛性。此外，不同的開槽位置也會影響模態自然頻率的分佈，如圖 3.10 所示，在三角形定子的側邊由上至下共劃分九處位置，當開槽位置在中下端處，基本縱向模態的自然頻率接近第二扭轉模態的自然頻率。表 4 所列为位置 1 至位置 9 基本縱向模態與第二扭轉模態的模態振形及自然頻率。由於實驗考量壓電片的黏貼位置，將水平開槽設計於三角形定子側邊的底端處，除了有效減弱定子的

縱向剛性，也利於壓電片的黏貼。

除了水平開槽，研究過程中也嘗試垂直開槽，分析結果如圖 3.11 與圖 3.12 所示，分別於三角形定子側邊中線處切割一道垂直開槽，或在中線處的兩旁切割兩道垂直開槽，兩種垂直開槽的方式，均使得基本縱向模態與第二扭轉模態的自然頻率隨著開槽長度 H_a 的增加而降低，然而兩者模態間的自然頻率並無明顯接近的趨勢。水平開槽與垂直開槽的方式均導致結構的縱向剛性受到影響，水平開槽方式較能達成雙模態耦合的設計概念。之後，三角形定子的設計均採用水平開槽的方式，作為減弱三角形定子縱向剛性的依據。

結構一與結構二之耦合模態皆為基本縱向模態與第二扭轉模態的耦合，結構三則改以基本縱向模態與第一扭轉模態的耦合，然而，第一扭轉模態之自然頻率較低，使得基本縱向模態與第一扭轉模態之自然頻率的差距更大，若要大幅調降基本縱向模態之自然頻率，需對定子的幾何尺寸作更進一步了解。參考圖 3.3 所示， CL 設為水平開槽之切口處距離三角形幾何中心點的距離。圖 3.13 所示為水平開槽深度 CL 對定子結構三各模態自然頻率的影響，圖中僅基本縱向模態之自然頻率隨 CL 減少而下降，其餘模態之自然頻率則無明顯差異。圖 3.14 所示則為水平開槽位置 OD 對定子結構三各模態自然頻率的影響， OD 設為水平開槽處至定子底部的距離， OD 的變化範圍由 3mm 至 10.5mm，當 OD 愈大時，愈能有效地降低基本縱向模態之自然頻率，而第一扭轉模態之自然頻率則略微上升，使得兩者模態更容易耦合。圖 3.15 所示為不同的內導角對定子各模態自然頻率的影響，內導角 RI 的變化範圍由 2.5mm 至 5.5mm，基本縱向模態之自然頻率略微下降，第一扭轉模態之自然頻率則些微上升。不同的外導角對定子各模態自然頻率造成的影響如圖 3.16 所示，外導角 RO 的變化範圍由 1.5mm 至 5.5mm，當外導角大於 2.5mm 時，僅基本縱向模

態之自然頻率大幅上升，第一扭轉模態之自然頻率則無明顯變化。

3.2.3 模態隔離與模態耦合

雙模態驅動的超音波馬達是以的共振頻率激發定子結構作振動，為了避免激發出鄰近的共振模態，影響定子的振形與振幅，甚至降低馬達的性能與控制性，採用模態隔離(modal separation)的概念，調整定子的幾何參數，觀察各模態間自然頻率的變化情形，使雙耦合模態的驅動頻率與前後相鄰模態之共振頻率隔離較遠，避免影響超音波馬達啟動瞬間與停止時的暫態響應。

探討完幾何尺寸對於特定模態的影響，依據此設計準則，設計雙模態耦合的超音波馬達定子，結構一將突起點設置於三角形定子各邊的上緣中點，並將黏貼之壓電材料納入定子結構，進行模態分析。圖 3.17~3.19 所示為水平開槽長度 L_a 對定子各模態自然頻率的影響，其中， $L=30\text{mm}$ 、 $t=2\text{mm}$ 、開槽位置距離底部 2mm ，定子的高度分別為 15mm 、 17mm 、 19mm 。基本縱向模態與第二扭轉模態之自然頻率曲線在開槽長度為 14mm 至 16mm 時交會，兩者交會時，代表三角形定子在這幾何尺寸之下，基本縱向模態與第二扭轉模態耦合，耦合模態振形如圖 3.20 所示，兩組模態均伴隨扭轉運動與縱向運動。透過微調尺寸後，共整理出四組耦合模態的自然頻率及模態隔離程度，列於表 5，定子結構一之四組基本縱向模態與第二扭轉模態的自然頻率差距均在 5Hz 以內，耦合程度相當優化，模態隔離程度又以定子高度為 17mm 的兩組尤佳。

本研究進一步設計定子結構二，並將突起點改設於三角形定子的各頂點上端處，水平開槽之位置於三角形定子的各角端的下緣處，距離底部 2mm 處，邊長為 56mm 、高度為 16.51mm 、厚度為 2mm ，耦合模態同為基本縱向模態與第二扭轉模態所組成，自然頻率及模態隔離程度列於表 5。

定子結構三之突起點同樣設置於三角形定子的各頂點上端處，水平開槽之位置位於三角形定子的各角端處，距離底部 9.36mm 處，邊長為 40mm、高度為 14mm、厚度為 1.8mm，耦合模態為基本縱向模態與第一扭轉模態所組成，兩組模態耦合之模態振形如圖 3.21 所示，觀察三角形定子的第一扭轉模態，在各邊上緣的中點有一節點存在。觀察三角形定子的基本縱向模態，各邊中點附近的位移量也為零。縱合上述兩點觀察，各邊中點宛如懸臂梁的固定端，左右兩旁各延伸一長臂，如同 Hemsel 與 Wallaschek [11] 的超音波馬達，將支撐點設計於振動子的節點上，提高馬達的推力與效率。雙耦合模態的自然頻率及模態隔離程度也列於表 5，其中有一模態之自然頻率相當靠近耦合模態之自然頻率，其模態振形為非對稱型式，若三角形定子在三相致動器對稱的激振條件下，可忽略該模態被激發的可能。定子結構三各組模態的自然頻率收斂性分析與採用的元素數目的收斂性分析如圖 3.22 所示，元素數目由 2 萬至 21 萬，各組模態的自然頻率穩定收斂於定值。

3.3 定子的時諧分析結果

本研究運用時諧分析，計算馬達定子受到時諧外力下突起點的振幅-頻率響應。假設馬達定子的阻尼係數為 $\zeta=0.2\%$ ，以振幅 $400V_{p-p}$ 交流電壓施加於 A、B 相致動器的表面電極，兩組電壓相位差 90 度。參考圖 2.5 所示，結構一以三角形定子下邊的突起點作為參考點，計算參考點的頻率-位移響應。分別參考圖 2.7 與圖 2.9 所示，結構二與結構三則以三角形定子的上端頂點作為參考點。

當定子被致動時，定子之突起點作橢圓形軌跡運動，而橢圓形軌跡是由參考點 X (橫向) 方向與 Z (縱向) 方向兩者的位移疊加而成。Ueha [6] 曾提出，橢圓軌跡中的周向位移愈大，則馬達的性能愈好，所提周向位

移相當於本研究定子結構參考點的 X 方向位移 U_x ，本研究依此論點篩選模型幾何參數，Y 方向則為三角形定子的徑向方向。表 5 中定子結構一的四組模型(a、b、c、d)參考點的振幅與頻率響應如圖 3.23~3.26 所示，最大振幅處對應的共振頻率與模態分析結果相同。結構一(a)分析結果為 Y 方向位移較大，X 與 Z 方向位移較小，馬達性能可能因此受影響而降低；結構一(b)分析結果符合上述所提的位移設計準則， U_x 大於 U_z 且 U_y 最小，但其模態隔離效果不佳而暫將之排除；結構一(c)分析結果滿足上述位移準則設計， U_x 最大、 U_z 次之、 U_y 甚小，模態隔離程度為 3.8kHz；結構一(d)分析結果雖符合設計準則，但其振幅仍不如第三組分析的結果佳。結構二與結構三的參考點振幅與頻率響應分析結果如圖 3.27 與圖 3.28 所示，參考點三個方向的位移幾乎一致，且模態隔離的效果佳，雖 Y 方向(徑向)有較大的位移，但定子的三個突起點同時作動，徑向位移對馬達性能的影響不大。整理四組定子結構的時諧分析結果，選擇定子結構一(c)、結構二與結構三進行暫態響應分析，模擬定子突起點在啟動瞬間與穩態時的位移變化量及運動軌跡。

3.4 定子的暫態響應分析結果

為模擬超音波馬達定子突起點之運動軌跡，本研究採用 ANSYS 套裝軟體的暫態分析模組予以計算。在計算程序中，考慮輸入電壓隨時間改變，施加相位差 90 度的兩組交流電壓至 A、B 相壓電換能器，驅動定子結構振動，觀察馬達定子於啟動瞬間與穩態時的位移變化量，並將 X、Z 方向的位移繪成軌跡。

ANSYS 套裝軟體採用紐馬克積分法進行暫態分析，將驅動週期等分成十六個時間增量，求取較佳的計算精度，確保所求的暫態解不失真。結構阻尼的設定為模擬的重要參數之一，整體結構的材料阻尼假設為雷

利阻尼(Rayleigh damping)，阻尼矩陣 $C = \alpha M + \beta K$ ，其中 αM 與 βK 分別代表整體的庫倫摩擦阻尼與結構阻尼，假設模態阻尼比 $\zeta = 0.2\%$ ，以耦合模態與其較高鄰近模態之自然頻率，決定 α (alpha damping) 與 β (beta damping) 值，根據公式[22]

$$\alpha + \beta \omega_i^2 = 2\omega_i \zeta_i \quad (3.1)$$

可求得 $\alpha = 545.423$ ， $\beta = 7.315 \times 10^{-9}$ 。

由於初始設計的定子結構一之內導角及水平開槽寬度過小，導致結構加工困難，根據加工廠商建議，將內導角半徑由 1.5mm 改為 2.5mm，經微調結構之幾何尺寸，重新計算定子結構一耦合模態的自然頻率為 41.303kHz、定子結構二為 24.643kHz、定子結構三為 23.065kHz，依照此三組驅動頻率分別進行超音波馬達定子的暫態響應分析，以兩組相位差 90 度且振幅為 $400V_{p-p}$ 的交流電分別施加於 A、B 相致動器的表面電極，共驅動 250 個週期。

定子結構一：

將三角形定子下邊中點上端的突起點視為參考點，圖 3.29 所示分別為該點於 X、Y、Z 方向的位移響應，定子開始激振後，X、Z 方向位移的振幅逐漸遞增，直到 0.85 msec 出現最大值。之後，振幅呈現波動狀態增加或減少，約至 5.6 msec 後，也就是 230 週期以後，振幅呈現穩定狀態。Y 方向位移僅於開始致動後，有微小擾動發生，相較於 X 方向與 Z 方向之位移甚小。同一時間，X 與 Z 方向位移之合成軌跡如圖 3.30(a) 所示，參考點由中心處向外作橢圓形軌跡運動，屬於長軸平行於 X 方向的橫橢圓。X 與 Y 方向位移之合成軌跡如圖 3.30(b) 所示，因 Y 方向位移甚小，呈現的運動軌跡為扁橢圓，對馬達性能的影響較不明顯。

定子結構二：

將三角形定子上方的頂點視為參考點，擷取其節點位移的變化量，

圖 3.31 所示分別為該點於 X、Y、Z 方向的位移響應，直至 6.3 msec，也就是大約過了第 155 週期，振幅開始穩定。三者中以 X 方向的位移較小，Y 與 Z 方向的位移變化幾乎一致。將 X 與 Z 方向的位移、X 與 Y 方向位移之合成軌跡如圖 3.32 所示，參考點在 X-Z 平面與 X-Y 平面呈現的運動軌跡均為短軸平行於 X 方向的直立橢圓。

定子結構三：

視三角形定子上方的頂點為參考點，擷取其節點位移的變化量，圖 3.33 所示為驅動 230 週期參考點之位移響應，X、Y、Z 方向的位移大小幾乎一致，約至 8 msec 後，位移響應逐漸穩定。X 與 Z 方向的位移及 X 與 Y 方向位移之合成軌跡如圖 3.34 所示，參考點在 X-Z 平面與 X-Y 平面呈現的運動軌跡近似正圓。

由以上三組定子結構的暫態分析與時諧分析結果發現，時諧分析與暫態分析所獲得的位移大小趨勢相近，故可先由時諧分析觀察 X、Y、Z 三個方向的位移變化，再進行需耗時較久的暫態分析。

3.5 定子與轉子的接觸力學分析

本節延續 3.4 節的暫態響應分析，計算馬達定子與轉子的接觸力學行為，預測超音波馬達的轉速與扭矩。動態接觸問題存在著高度非線性，疊代求解過程是否收斂將是求得結果的重要關鍵。因此，接觸元素實參數與關鍵選項的設定，將決定求解過程的疊代次數、收斂與否及計算結果的合理。

3.5.1 接觸元素的選用

ANSYS 套裝軟體的接觸分析是應用接觸元素(contact elements)模擬兩物體接觸面的接觸行為，一旦接觸區域的接觸元素被建立，求解時，就會考慮到兩者的接觸條件。求解前，必須考量接觸區域的設定範圍是

否適當，若定義過小，可能導致未建立的接觸區域發生穿透現象，過大將增加系統運算時間。本研究探討超音波馬達的接觸力學分析僅實施於定子結構三與轉子的有限元素模型，定子之接觸點為鋼球，如圖 3.35 所示，兩者的接觸問題假設為剛體對彈性體運動，轉子材料選用不鏽鋼 (SUS304)，並視為剛體，轉子與定子之元素型態採用三維高階十節點的 SOLID92 四面體元素。在定子的突起面與轉子下表面建立一組接觸對 (contact pair)，定子與轉子於三維空間內做面對面(surface to surface)接觸，將目標元素 TARGE170 附著於轉子下表面，接觸元素 CONTA174 附著於鋼球的上表面。接觸對建立完成後，必須檢查接觸元素以及目標元素之元素座標系統(element coordinate system, ESYS)，如圖 3.36 所示，接觸元素 ESYS 的法向量方向指向目標元素，目標元素 ESYS 的法向量方向指向接觸元素，如此系統才能依建立的接觸對進行計算。

3.5.2 實常數與關鍵選項設定

關於接觸對之非貫穿接觸條件，是由目標元素和接觸元素共同使用的實常數(real constant)來決定，以下針對提高模型收斂性與對分析結果有明顯影響的參數做進一步的說明。

(1) 接觸剛度(FKN)：在建立面對面接觸元素時，必須設定元素的接觸剛度，如果接觸剛度愈大，馬達定子與轉子間的穿透量愈小，愈接近實際狀況。使用牛頓-拉福森法求解時，會因為接觸剛性梯度提高，增加求解的疊代次數及計算的困難度，導致非線性的求解過程更難收斂。FKN 的設定值可由小至大設定接觸剛度，再判斷結果的收斂性及合理性。

(2) 貫穿公差(FTOLN)：在接觸面的計算上，兩物體的貫穿量必須小於貫穿公差，在疊代計算的過程中，若貫穿量大於貫穿公差則表示尚未收斂，系統會繼續進行疊代計算，直至貫穿量小於貫穿公差，才算收斂。FTOLN 的設定狀況類似 FKN，設定愈小的貫穿公差愈接近實際接觸情況，必須

花更多的時間運算，並可能造成結果無法收斂。

(3) 接觸偵測範圍(pinball region, PINB)：藉著給定接觸元素的偵測範圍，當設定的範圍內有目標元素存在時，系統即會考慮兩者間的接觸力計算。設定太小的偵測範圍易使系統未偵測到接觸的發生而出現警告，太大則會增加更多的搜尋過程而減慢求解的速度，因此設定時需評估實際的接觸範圍，確認設定的範圍足以偵測到接觸的發生即可。

(4) 剪應力上限值(TAUMAX)：透過設定摩擦面的最大剪應力值，可避免接觸正向應力過大，導致不合理的結果，摩擦面剪應力的上限值設定為 $\tau_{\max} = S_y / \sqrt{3}$ ，其中 S_y 為材料的拉伸降伏強度。

(5) 摩擦係數：轉子與定子的摩擦過程分別為黏滯(stick)摩擦或滑動(sliding)摩擦，靜摩擦與動摩擦係數的設定將會影響接觸元素之摩擦應力、接觸對滑動的範圍及馬達的輸出性能。以上所使用的實常數設定如表 6 所示。

調整接觸元素與目標元素的關鍵選項(key options)設定，也是求解流程的關鍵要點，依定子與轉子間的接觸問題及經驗法則，選擇適當的設定，幾個重要關鍵選項如下：

(1) 接觸力演算法：選用的演算法為懲罰函數法(penalty method)，相關介紹參考 2.6.2 節的說明，ANSYS 套裝軟體的接觸演算法預設為延伸拉格朗日(augmented Lagrangian method)演算法，此法雖能經由增加平衡疊代次數獲得較高的精確度，但也因額外的疊代運算需耗費更多的時間與空間運算。

(2) 接觸元素之偵測準則：接觸元素偵測目標元素的基準圓心可設定為高斯點偵測或節點偵測。由於本研究將轉子視為剛體，接觸偵測的判斷需採用節點而非高斯點，節點偵測的優點可避免接觸對穿透。

(3) 接觸行為：設定馬達定子與轉子接觸時為不可分離狀態，即轉子表面

與定子表面始終不可分離，但允許滑動發生。

(4) 接觸剛度更新情形：當馬達定子與轉子接觸時，接觸區域不斷的變化情形，將導致系統剛度持續改變，每一次疊代過程中，系統自動更新接觸剛度與切線剛度，以提高求解的收斂性。

(5) 接觸面初始設定：在物體尚未接觸前，即使是一段小小的間隙，往往在接觸的瞬間導致求解收斂困難。因此，在有限元素模型建立後，可於初始接觸部位作相關性的設定。例如：打開間隙閉合選項，使得馬達定子與轉子一開始就保持接觸狀態，減少建模與網格造成的微小誤差。

3.5.3 馬達轉速與扭矩計算

本研究應用暫態分析計算馬達定子與轉子接觸行為。在定子結構三之接觸點上方，接觸點為鋼球，建立圓盤半徑為 21mm、軸徑為 6mm 的轉子模型，於 A、B 相致動器的表面電極施加振幅 $400V_{p-p}$ 交流電壓，A、B 相致動器電壓相位差 90 度。轉軸底部施予向下的預壓力，求解前將轉子的座標系統由卡氏座標改為圓柱座標，以方便擷取轉子暫態的周向位移及周向速度，當定子被激振時藉著接觸的摩擦力驅動轉子，欲得到轉子的穩態位移與穩態速度需至少驅動 150 週期。轉子的暫態位移如圖 3.37 所示，水平軸為時間，鉛垂軸為位移，轉子的徑向位移趨近於零，周向位移則隨時間而增加，由此可判斷轉子的轉動且旋轉方向為逆時針。轉子的暫態速度如圖 3.38 所示，水軸為時間，鉛垂軸為轉速，將轉子的周向速度 V_θ 換算成轉速，表示如下

$$RPM = \frac{V_\theta}{R_{rotor}} \times \frac{60}{2\pi} \quad (3.2)$$

其中 R_{rotor} 為轉子的半徑，轉子於起動瞬間速度急速上升，約至 6 msec 秒後開始穩定，此時的轉速即為穩態轉速。

同時觀察定子與轉子接觸區域的接觸壓力與摩擦力，由摩擦力計算

轉子的摩擦扭矩。Hagood[17]曾說明超音波馬達於穩態運轉時，轉子的慣性項為零，除了靜止扭矩外，當轉子轉速不為零時，阻尼仍存在，此時的摩擦扭矩約等於負載扭矩。計算馬達扭矩必須於轉子施加負載扭矩，施加負載扭矩的方向與轉子轉動的方向相反，持續增加負載扭矩，並記錄轉子的轉速變化，直至轉子的轉速為零，此時馬達的最大扭矩稱為靜止扭矩(stall torque)，即完成轉速與扭矩性能曲線，如圖 3.39 所示，分別為轉子承受預壓力 0.98N 與 4.116N 作用下，扭矩與轉速的關係，無負載的轉速為分別為 50.5rpm 與 40.2rpm，最大扭矩分別為 2N-cm 與 2.52N-cm。在較大的預壓力作用下，轉子的轉速降低，輸出的扭矩提高。本研究計算的性能曲線趨勢與文獻的超音波馬達性能曲線結果一致。



第四章 實驗量測與結果討論

根據第三章之數值分析結果，決定馬達定子結構之幾何尺寸，製作超音波馬達原型機。實驗先以網路分析儀量測馬達定子原型的共振頻率，並介紹實驗採用的量測系統及馬達的轉速與扭矩量測結果。

4.1 超音波馬達製作

超音波馬達的結構主要由定子與轉子組成，其中定子結構由鋁合金材料及方形壓電致動器所組成。壓電致動器採用寰辰科技公司製造的方形壓電陶瓷 PZT-4，尺寸如圖 4.1 所示，極化方向為厚度方向。三角形定子是以前銑床加工，定子結構一在三角形各邊上緣中點設置突起點，水平開槽位於側邊底端處。定子結構二與結構三之突起點設置於三角形各角頂點的上緣，水平開槽分別位於各角頂點的下方。除定子結構三外，結構一與結構二之金屬表面經陽極處理。最後採用厭氧膠 Loctite No.648，將方形壓電片黏貼於三角形定子各邊的外側。本研究另外製作壓電片黏貼輔助器及壓克力夾具，如圖 4.2 所示，確保壓電片黏貼位置的一致性，並由壓克力夾具夾持定子，提高壓電片與三角形定子的黏著強度。製作完成的三個定子結構分別如圖 4.3~圖 4.6 所示。

4.2 共振頻率量測

超音波馬達的共振頻率量測採用網路分析儀 HP-8751A (Agilent Technologies, Santa Clara, CA, USA)，量測超音波馬達定子的阻抗-頻率響應曲線，獲得定子結構的共振頻率。所謂阻抗(impedance)就是待測物(或一含電容、電感及電阻的電路)對週期性電流或交流性電流產生之抗力。將馬達定子固定在測試平台上，邊界條件與數值模擬狀況一致，量測架構如圖 4.7 所示，設定的掃頻範圍為 10~50kHz。由網路分析儀提供一弦

波訊號，以功率放大器 NF-4051 將訊號增益 20 倍，輸入至定子的 A 相換能器，再由 B 相換能器感測機械形變產生的電流訊號，輸出至網路分析儀。定子結構一之量測結果如圖 4.8 所示，在 38.785kHz 時有一阻抗低點，為雙耦合模態的共振頻率，數值分析結果為 41.303kHz，兩者誤差為 6.1%。定子結構二之量測結果如圖 4.9 所示，雙模態耦合的共振頻率量測值為 25.45kHz，數值分析結果為 24.643kHz，兩者誤差為 3.3%。定子結構三接觸點為定子頂點突起之量測結果如圖 4.10 所示，雙模態耦合的量測值共振頻率為 19.70kHz，數值分析結果為 23.065kHz，兩者差距 3.365kHz。定子結構三接觸點為鋼球之量測結果如圖 4.11 所示，雙模態耦合的共振頻率量測值為 19.84kHz。

為確認馬達定子結構三的第一扭轉模態與基本縱向模態之共振頻率，採用雷射測振儀 LV-1720A (Ono Sokki Corporation, Tokyo, Japan) 配合頻譜分析儀 NF-FRA5087 (NF Corporation, Yokohama, Japan) 輸出 $2V_{p-p}$ 的弦波訊號，設定掃頻範圍為 10~50kHz，透過功率放大器 NF-HSA4051 將訊號增益 20 倍後，將電壓訊號輸出至 A 相換能器，激振定子振動，以雷射都卜勒測振儀 (laser Doppler vibrometer, LDV) 量測超音波馬達定子機械振動的面外(out-of-plane)位移之頻率響應。LDV 的量測架構與量測的參考點如圖 4.12 所示，將雷射測振儀量測所得的位移訊號輸入至頻譜分析儀後，即可得到系統的頻率響應曲線。參考點 a 的面外振動位移之頻率響應如圖 4.13 所示，最大振幅發生處所對應的頻率為 19.91kHz，為第一扭轉模態的共振頻率。參考點 b 的面外振動位移之頻率響應如圖 4.14 所示，最大振幅發生處所對應的頻率為 19.16kHz，為基本縱向模態的共振頻率，在 19.78kHz 處有一共振頻率，應為第一扭轉模態的振動特徵結果。

馬達定子實驗量測的共振頻率均較數值分析結果低，誤差來源可能包含壓電材料的品質、壓電片黏貼位置、定子加工的精度及組裝過程所

造成。此外，雙耦合模態與鄰近模態的共振頻率至少相隔 5kHz 以上，實際驅動馬達時，可避免其他的模態被激振出來。

4.3 實驗量測架構

本研究的實驗量測架構如圖 4.15 所示，以函數產生器(Tektronix AFG3102)輸出弦波訊號，設定兩組相位差 90 度的訊號至壓電放大器 (piezoamplifier) A-303 (A.A. Lab Systems., USA)，放大電壓訊號至 A、B 相換能器，致動馬達定子。預壓力(preload)的施加採用電磁感應方式，控制電流的大小施予轉子預壓力。透過聯軸器連接馬達轉軸與編碼器 (encoder HTR-3A, 1,000 ppr, Hontko Inc.)，以 A/D 卡擷取編碼訊號計算馬達轉速，並配合 Futek 公司的荷重元(load cell, LSM400)量測馬達之扭矩，荷重元輸出電壓訊號經由 Vishay 2210B (Vishay Micro-Measurement, Munich, Germany)訊號放大器增益及濾波。本研究採用 NI 公司(National Instruments Corp., Texas, USA)之 PXI-6251 訊號擷取卡，讀取荷重元的類比訊號與編碼器的數位訊號，透過圖形化程式語言 Labview 8.5 軟體，計算超音波馬達的轉速與扭矩。

4.4 超音波馬達性能量測

由於定子結構一與結構二的運轉效率低，轉子承受些許預壓力後即無法轉動，致使轉速與扭矩量測困難，故後續實驗量測僅以定子結構三，接觸點為定子頂點突起及接觸點為鋼球，進行馬達性能量測。

4.4.1 影響轉速的因素

(1) 驅動頻率對轉速的影響

由網路分析儀量測定子的共振頻率，為不包含轉子及預壓力邊界下量測到的結果，而實際驅動馬達時，轉子的重量及預壓力都會造成定子

的共振頻率偏移。故先量測在不同操作頻率下，馬達的最大轉速及其對應的驅動頻率。本研究採用的函數產生器經壓電放大器輸出的最大交流為 $400V_{p-p}$ ，以此最大驅動電壓量測馬達的驅動頻率與轉速關係。

圖 4.16 所示為結構三的接觸點位於定子頂點突起之量測結果，轉子的預壓力為 $0.196N$ ，驅動頻率範圍在 $19\sim 19.7kHz$ 。圖中的曲線為驅動頻率與馬達轉速正反轉的關係曲線。結果顯示，不鏽鋼轉子逆時針旋轉的最大轉速發生在驅動頻率為 $19.59kHz$ 時，轉速可達 $145rpm$ ；順時針旋轉的最大轉速則發生在驅動頻率 $19.58kHz$ 時，轉速為 $124rpm$ 。

若定子結構三的接觸點為鋼球之量測結果如圖 4.17 所示，轉子的預壓力為 $0.196N$ ，驅動頻率範圍在 $18.55\sim 20.20kHz$ ，驅動頻率與馬達轉速的關係曲線。轉子逆時針旋轉時的最大轉速發生在驅動頻率為 $19.70kHz$ 時，轉速為 $100rpm$ ；轉子順時針旋轉的最大轉速發生在驅動頻率為 $19.75kHz$ ，此時轉速為 $91rpm$ 。

綜合上述量測結果，兩組超音波馬達的最佳轉速均發生在逆時針轉動時，結構三的接觸點為定子頂點突起的轉速較佳。為獲得超音波馬達的最佳性能，兩組均採逆時針轉動的驅動方式進行後續的實驗量測。

(2) 驅動電壓對轉速的影響

若結構三的接觸點為定子頂點的突起，轉子在不同預壓力下，驅動電壓與轉速的關係曲線結果如圖 4.18 所示。當轉子未施預壓力且驅動電壓為 $80V_{p-p}$ 時，轉子開始轉動，在最大驅動電壓 $400V_{p-p}$ 作用下，馬達的最大轉速可達 $142rpm$ 。當轉子承受 $4.5N$ 之預壓力時，超音波馬達的啟動電壓至少需 $260V_{p-p}$ ，當驅動電壓為 $400V_{p-p}$ 時，轉子的最大轉速為 $25rpm$ 。當施加的預壓力不足時，轉速與驅動電壓的關係曲線會不穩定，當預壓力增加至 $2.352N$ 後，轉速與驅動電壓的關係曲線呈線性分佈，可由驅動

電壓控制轉子速度。

若結構三的接觸點為鋼球，超音波馬達的轉速與驅動電壓之變化曲線如圖 4.19 所示，轉子未施加預壓力的驅動電壓為 $90V_{p-p}$ 時，轉子開始轉動，在最大驅動電壓 $400V_{p-p}$ 作用下，馬達最大轉速可達 114rpm。轉子在承受 5.88N 之預壓力時，驅動電壓至少需 $250V_{p-p}$ ，轉子始能轉動，當驅動電壓為 $400V_{p-p}$ 時，最大轉速為 19rpm。驅動電壓在 $120\sim 320V_{p-p}$ 範圍內，未施加預壓力的轉速曲線低於預壓力為 0.98N 的轉速曲線，由此可知，當預壓力不足的情況下，轉子與定子間仍有些微間隙，以致上述情形發生。

4.4.2 影響扭矩的因素

(1) 驅動電壓對扭矩的影響

參考圖 4.15 所示之扭矩量測實驗裝置，將鋼絲繞過轉子上方銅圓柱體邊上的凹槽，鋼絲的另一端懸掛 20g 重的砝碼，使得轉子沿切線方向受一固定的拉力作用，量測馬達於不同的預壓力作用下，驅動電壓對扭矩的關係。

若結構三的接觸點為定子頂點突起，超音波馬達之驅動電壓與扭矩的量測結果如圖 4.20 所示，不鏽鋼轉子承受的預壓力為 0.98N、1.96N、2.94N 與 3.92N。當驅動電壓增加時，超音波馬達能提供更大的扭矩，在預壓力為 0.98N、1.96N 時，驅動電壓最少需 $140V_{p-p}$ ，才能使馬達開始轉動，此時的啟動扭矩分別為 0.069N-cm、0.192N-cm。在愈大的預壓力作用下，馬達輸出的扭矩愈大，當預壓力為 3.92N 時，馬達輸出的最大扭矩為 1.18N-cm。

倘若結構三的接觸點為鋼球，超音波馬達之驅動電壓與扭矩的量測結果如圖 4.21 所示，施於轉子的預壓力分別為 0.98N、1.96N、2.94N 與

3.92N、4.9N、5.88N，圖 4.21 之曲線變化趨勢與圖 4.20 一致，驅動電壓與扭矩的關係成正比。在驅動電壓為 $220V_{p-p}$ 及預壓力為 0.98N 作用下，馬達的啟動扭矩為 0.096N-cm。當預壓力為 5.88N 時，馬達提供最大的轉動扭矩 1.482N-cm。預壓力為 1.96N 與 2.94N 的兩組驅動電壓與扭矩關係曲線的間距較大，其原因為轉子與定子間的預壓力超過 2.94N 時，接觸區域間隙密合，使得馬達提供更高且穩定的扭矩。

(2) 預壓力對扭矩的影響

超音波馬達是藉由定子與轉子間的摩擦力致動，而摩擦力與兩者間的正向力成正比，因此預壓力為超音波馬達輸出性能之重要參數。實驗量測方式將驅動電壓固定在 $400V_{p-p}$ ，鋼絲的另一端懸掛 20g 重的砝碼，使得轉子的切線方向受一固定的拉力作用，量測預壓力與扭矩的關係曲線。

結構三接觸點為定子頂點突起之預壓力與扭矩曲線如圖 4.22 所示，隨著預壓力的增加，超音波馬達輸出的扭矩愈大，呈線性增加的趨勢。在鋼絲一端懸掛 20g 砝碼的作用下，轉子至少需要施加 0.98N 的預壓力，才能使馬達轉動及量測扭矩，當預壓力增加至 4.508N，超音波馬達輸出的最大扭矩為 1.139N-cm。

若結構三的接觸點為鋼球，超音波馬達的預壓力與扭矩曲線如圖 4.23 所示，在鋼絲的另一端懸掛 20g 重的砝碼並施加 6.664N 的預壓力作用下，超音波馬達輸出的最大扭矩為 1.592N-cm。圖 4.23 的趨勢與圖 4.22 一致，扭矩隨著預壓力增加而增加，兩者成正比關係。

4.4.3 扭矩與轉速的性能曲線

超音波馬達的性能指標可由扭矩與轉速的曲線得之，本研究實驗的最大驅動電壓為 $400V_{p-p}$ ，在不同預壓力作用下，量測馬達的扭矩與轉速

關係。

圖 4.24 所示為接觸點為定子頂點突起之定子結構三的扭矩與轉速曲線，轉子承受的預壓力依序為 1.372~4.508N。隨著扭矩的增加，轉速逐漸下降。當預壓力為 1.372N 時，轉子在未施加負載扭矩時的轉速為 90rpm，持續增加轉子負載扭矩，並記錄轉子轉速的變化，當轉子靜止時，馬達輸出的靜止扭矩為 0.974N-cm。當預壓力大於 3.528N 時，馬達性能具低轉速、高扭矩輸出的特性。當轉子承受的預壓力為 4.508N 時，轉子之無負載轉速為 27rpm，馬達的靜止扭矩為 3.169N-cm。

接觸點為鋼球之定子結構三的馬達扭矩與轉速曲線如圖 4.25 所示，轉子承受的預壓力依序為 0.98~5.684N。當施予轉子的預壓力為 0.98N 與 2.548N 時，轉子之無負載轉速分別為 83rpm 與 55rpm，馬達輸出的最大扭矩分別為 1.385N-cm 與 2.538N-cm。當轉子承受的預壓力較小，馬達的轉速會隨扭矩的增加而急速下降。當轉子承受較大的預壓力時，會使馬達維持低轉速、高扭矩的特性。若施予轉子預壓力 5.684N 時，馬達的靜止扭矩為 4.239N-cm。

4.4.4 轉速與扭矩性能曲線之模擬與量測結果比較

當轉子承受預壓力 0.98N 時，馬達性能曲線之模擬與實驗結果如圖 4.26 所示，無外在負載扭矩作用下，實驗量測的轉速為 83rpm，模擬值為 50rpm。施加外在負載扭矩作用下，實驗量測的靜止扭矩為 1.39N-cm，模擬為 2N-cm，兩者結果仍有相當大的偏差。當轉子承受的預壓力為 4.116N 時，馬達性能曲線之模擬與實驗結果如圖 4.27 所示，兩者在低扭矩作用下，曲線比較接近。無外在扭矩作用下，預壓力提高後，轉子的轉速降低，但在施加扭矩作用下，馬達的靜止扭矩提升。

接觸問題屬於非線性問題，牛頓-拉福森疊代法求解非線性方程式的根是一種近似解，必須調整接觸參數及相關設定，才能測試出適當的收

斂條件與合理的結果。由於考量電腦的運算時間與空間，縮小定子與轉子的有限元素網格密度，造成整體模型及接觸區域的元素與節點數量不足，使得接觸應力集中於接觸區域的單一節點上，接觸應力未呈現高斯分佈，導致馬達的性能曲線與實驗結果有落差。



第五章 結論與未來展望

本研設計發出三種雙模態耦合的三角形超音波馬達，藉應用 ANSYS 套裝軟體進行數值分析，包含模態、時諧及暫態響應分析。根據模態隔離的程度及馬達定子接觸點的振幅與橢圓運動軌跡，作為設計超音波馬達定子的準則，成功地製作超音波馬達原型機。馬達性能曲線量測包括轉速與扭矩，考慮工作頻率、驅動電壓及預壓力對於馬達性能的影響。本章總結數值分析與實驗量測結果，並比較馬達性能曲線之實驗量測與數值分析結果，提供日後相關研究參考。

5.1 結論

5.1.1 數值分析結果討論

本研究根據三角形定子的模態隔離的程度及定子突起點的振幅與橢圓運動軌跡，決定定子結構的幾何尺寸。定子結構一的側邊水平開槽，可有效地減弱定子的縱向剛性。最佳的模態隔離發生在水平開槽為 14mm，定子高度為 19mm 時，雙耦合模態與鄰近模態的自然頻率相隔至少 5kHz 以上。定子結構二之雙耦合模態與鄰近模態的自然頻率相隔 4.4kHz。定子結構三之雙耦合模態與鄰近模態的自然頻率相隔至少 7kHz 以上。其中，有一非對稱的模態振形與雙耦合模態的自然頻率相當接近，但在 A、B 相致動器對稱的激振條件下，可忽略該模態被激發的可能。

時諧分析結果顯示，參考點最大振幅對應的共振頻率與模態分析結果相同。定子結構一(c)的 Y 方向位移幾乎為零，對馬達運轉時造成的影響最小。定子結構二與結構三參考點的振幅與頻率響應結果顯示，參考點三個方向的位移幾乎一致，雖 Y 方向有較大的振幅，當定子之三個突起點同時作動時，會彼此抵銷，對馬達性能造成的影響不大。

暫態響應分析結果顯示，定子參考點的位移呈現波動狀態增加或減

少，約經過 150~200 週期後，定子的位移響應達到穩態。馬達啟動時，定子的參考點由中心處向外作橢圓形軌跡運動。定子結構一(c)的參考點在 X-Z 平面與 X-Y 平面呈現的運動軌跡均為扁橢圓，結構二的參考點在 X-Z 平面與 X-Y 平面呈現的運動軌跡均為直橢圓，結構三的參考點在 X-Z 平面與 X-Y 平面呈現的運動軌跡則近似正圓。

由時諧分析計算定子參考點 X、Y、Z 三個方向的振幅，與暫態分析求得的位移結果趨勢相似，例如：定子結構一(c)的時諧分析結果如圖 3.25 所示，參考點的 X 方向振幅大於 Z 方向振幅，Y 方向振幅趨近於零，暫態響應分析結果如圖 3.29 所示，同樣為 U_X 大於 U_Z ， U_Y 約等於零。故可先由時諧分析觀察參考點之 X、Y、Z 三個方向的位移變化，再進行需耗時較久的暫態響應分析。

5.1.2 實驗量測結果討論

網路分析儀量測馬達定子的共振頻率均低於數值分析結果，由於數值分析中，元素種類、網格密度及模型中未考慮定子與壓電片間黏膠的影響，均可能導致結果不一致。馬達原型機製作過程中，包含金屬材料與壓電材料的品質、壓電片黏貼位置、黏著強度、定子加工精度及組裝過程均可能為誤差的來源之一。此外，雙耦合模態與鄰近模態的共振頻率至少相隔 5kHz 以上，實際驅動馬達時，可避免其他的模態被激振出來。

馬達的性能量測結果顯示，定子結構一與結構二運轉效率較低，轉子承受些許預壓力後即無法轉動，導致轉速與扭矩量測困難，兩者的共同點為定子的雙耦合模態是由基本縱向模態與第二扭轉模態組成，定子結構三的雙耦合模態是由基本縱向模態與第一扭轉模態組成，造成前兩者無法量測的主要原因可能為定子的高階扭轉模態較複雜所導致。

若定子結構三的接觸點為定子頂點突起，當轉子未施加預壓力時，馬達的啟動電壓為 $80V_{p-p}$ ，在最大驅動電壓 $400V_{p-p}$ 作用下，馬達最大轉

速可達 142rpm。當轉子承受 4.505N 的預壓力時，馬達的無負載轉速為 27rpm，最大扭矩 3.169N-cm。為了減少定子頂點接觸點的摩耗，將原鋁合金突起改為鋼球，接觸區域由線接觸變為點接觸，馬達最大轉速為 114rpm，最大扭矩 4.239N-cm，有效提升馬達的輸出性能。本研究設計、製作的馬達具低轉速、高扭矩、穩定輸出及靜音的特性。

5.2 未來展望

目前實驗的扭矩量測裝置是以鋼絲纏繞轉子，當鋼絲的另一端懸掛砝碼時，易使轉子的預壓力不均而影響定子與轉子的摩擦行為，降低馬達的輸出性能，未來可使用電磁馬達或扭矩感測器以軸對軸的連結方式改善扭矩量測系統。

本研究未探討定子與轉子接觸模型的元素數量與接觸應力之收斂性分析，將來可針對耐磨層、摩擦層材料及相關的接觸參數做更進一步研究，並以扭矩與轉速為目標函數，結合結構最佳化設計決定定子的幾何參數，提高馬達的性能與效率。

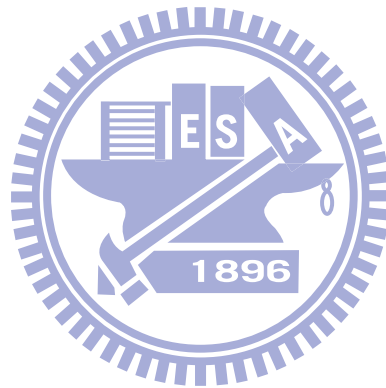
参考文献

- [1] H. V. Barth (1973), "Ultrasonic driven motor," *IBM Tech. Disclosure Bull.*, **16**(7), 2263.
- [2] V. V. Lavrinenko, V. S. Vishnevski, and I. A. Kartashev (1976), "Equivalent circuits of piezoelectric motor," *Bulletin of Kiev Polytechnical Institute Series, Radio-Electrics*, **13**, 57-61.
- [3] P. E. Vasiliev, P. A. R. Klmavichjus, A. V. Kondratiev, J. J. Matsjukyavichjus, G. V. L. Beksha, and V. A. Kaminskas (1979), "Vibration motor control," UK Patent Application GB2020857(A).
- [4] T. Sashida (1982), "Trial construction of an ultrasonic vibration driven motor," *Oyo Butsuri*, **51**(6), 713-720.
- [5] T. Sashida and T. Kenjo (1993), *An Introduction to Ultrasonic Motors*, Clarendon Press, Oxford.
- [6] S. Ueha and Y. Tomikawa (1993), *Ultrasonic Motors Theory and Applications*, Clarendon Press, Oxford.
- [7] A. Kumada (1985) "A piezoelectric ultrasonic motor," *Japanese Journal of Applied Physics*, **24**, 739-741.
- [8] K. Nakamura, M. Kurosawa, and S. Ueha (1991), "Characteristics of a hybrid transducer-type ultrasonic motor," *IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics and Frequency Control*, **38**(3), 188-193.
- [9] J. Toyada and K. Murano (1991), "A small-size ultrasonic linear motor," *Japanese Journal of Applied Physics*, **30**, 2274-2276.
- [10] C. Li and C. Zhao (1998), "A large thrust linear ultrasonic motor using longitudinal and flexural modes of rod-shaped transducer," *IEEE Ultrasonic Symposium*, **1**, 691-694.
- [11] T. Hemsell and J. Wallachek (2000), "Survey of the present state of the art of piezoelectric linear motors," *Ultrasonics*, **38**, 37-40.
- [12] O. Vyshnevskyy, S. Kovalev, and J. Mehner (2005), "Coupled

- tangential-axial resonant modes of piezoelectric hollow cylinders and their application in ultrasonic motors,” *IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics and Frequency Control*, **52**(1), 31-36.
- [13] O. Vyshnevskyy, S. Kovalev, and W. Wischnewskiy (2005), “A novel, single-mode piezoceramic plate actuator for ultrasonic linear motors,” *IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics and Frequency Control*, **52**(11), 2047-2053.
- [14] Y. Shi and C. Zhao (2011), “A new standing-wave-type linear ultrasonic motor based on in-plane modes,” *Ultrasonics*, **51**, 397-404.
- [15] T. Maeno, T. Tsukimoto, and A. Miyake (1992), “Finite-element analysis of the rotor/stator contact in a ring-type ultrasonic motor,” *IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control*, **39**(6), 668-774.
- [16] H. Hirata and S. Ueha (1993), “Characteristic estimation of a traveling wave type ultrasonic motor,” *IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control*, **40**(4), 402-406.
- [17] W. Hagood and J. McFarland (1995), “Modeling of piezoelectric rotary ultrasonic motor,” *IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics and Frequency Control*, **42**(2), 210-224.
- [18] H. Storck and J. Wallaschek (2003), “The effect of tangential elasticity of the contact layer between stator and rotor in travelling wave ultrasonic motors,” *International Journal of Non-Linear Mechanics*, **38**(2), 143-159.
- [19] H. Storck, W. Littmann, J. Wallaschek, and M. Mracek (2002), “The effect of friction reduction in presence of ultrasonic vibrations and its relevance to travelling wave ultrasonic motors,” *Ultrasonics*, **40**, 379-383.
- [20] P. Vasiljev, D. Mazeika, and G. Kulvietis (2007), “Modelling and analysis of omni-directional piezoelectric actuator,” *Journal of Sound*

and Vibration, **308**, 867-878.

- [21] ANSI/IEEE Standard, Piezoelectricity, IEEE, New York, 1987.
- [22] ANSYS, *Release 11.0 Documentation for ANSYS: Structural Analysis Guide, Transient Dynamic Analysis*, SAS IP, Inc., USA, 2007.
- [23] K.-J. Bathe and E.L. Wilson, *Numerical Methods in Finite Element Analysis*, Chap.8, 308-344, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, New Jersey, 1976.
- [24] ANSYS, *Release 11.0 Documentation for ANSYS: Contact Technology Guide, Surface-to-Surface Contact*, SAS IP, Inc., USA, 2007.
- [25] R. C. Buchanan, *Ceramic Materials for Electronics*, 3rd Edition, Marcel Dekker, Inc., New York, 2004, 266-267.



附表

表 1 鋁合金 T-6061 的材料係數

密度 ρ (kg/m ³)	楊氏係數 (GPa)	蒲松比 ν
2702	70	0.33

表 2 壓電陶瓷 PZT-4 的材料係數[25]

Elastic constants (GPa)	C_{11}	139	Piezoelectric constants (C/m ²)	e_{31}	-5.2
	C_{12}	77.8		e_{33}	15.1
	C_{13}	74.3		e_{15}	12.7
	C_{33}	115	Dielectric constants	ϵ_{11}/ϵ_0	730
	C_{44}	25.6		ϵ_{33}/ϵ_0	635
	C_{66}	30.6		ϵ_0 (F/m)	8.854×10^{-12}
Density 密度 (kg/m ³)			7900		

表 3 完整三角形結構之前 20 組模態振形，L=30mm、H=20mm、t=2mm

第 1~5 模態	1	2	3	4	5
模態振形					
自然頻率(Hz)	13490	13493	26347	26390	29511
第 1~10 模態	6	7	8	9	10
模態振形					
自然頻率(Hz)	29514	36137	36148	42453	43015
第 11~15 模態	11	12	13	14	15
模態振形					
自然頻率(Hz)	47592	48004	55279	61641	65615
第 16~20 模態	16	17	18	19	20
模態振形					
自然頻率(Hz)	65630	66707	66731	75289	75302

表 4 三角形定子於不同水平開槽位置下基本縱向模態與第二扭轉模態振形， $L=30\text{mm}$ ， $H=15\text{mm}$ ， $L_a=15\text{mm}$ ， $t=2\text{mm}$

開槽位置	未切	位置 1	位置 2	位置 3	位置 4
第二扭轉模態					
模態振形					
自然頻率(Hz)	52443	50577	48517	46733	45392
開槽位置	位置 5	位置 6	位置 7	位置 8	位置 9
第二扭轉模態					
模態振形					
自然頻率(Hz)	44422	43713	43210	42910	42900
開槽位置	未切	位置 1	位置 2	位置 3	位置 4
基本縱向模態					
模態振形					
自然頻率(Hz)	79418	76198	69983	59988	52841
開槽位置	位置 5	位置 6	位置 7	位置 8	位置 9
基本縱向模態					
模態振形					
自然頻率(Hz)	48832	45234	45175	46069	47461

表 5 三角形定子雙耦合模態之自然頻率與模態隔離情形

結構一 (L=30mm)	第二扭轉模態	基本縱向模態	前一組模態	頻率隔離程度	後一組模態	頻率隔離程度
(a) H15 t2 La15.25 OD3	42.11	42.109	37.29	4.8195	44.128	2.0185
(b) H15 t1.97 La15.5 OD3	41.485	41.486	36.616	4.8695	43.522	2.0365
(c) H17 t2 La15.5 OD2	40.788	40.79	33.927	6.862	44.629	3.84
(d) H17 t2 La14.86 OD3	41.018	41.017	35.239	5.7785	44.713	3.6955
結構二 (L=56mm)						
H16.51 t2 CL20 OD2	24.849	24.851	20.377	4.472	29.227	4.376
結構三 (L=40mm)						
H14 t1.8 CL12.91 OD9.36	23.056	23.074	16.544	6.512	32.479	9.405

(La 為水平開槽長度，OD 為水平開槽至底部的距離，CL 為開槽端至三角形定子中心的距離) 頻率單位：kHz

表 6 接觸對之異常數設定

貫穿公差	FTOLN	0.05
接觸剛度	FKN	0.1
接觸偵測範圍	PINB	0.1
剪應力上限值	TAUMAX	124.13 Mpa
動摩擦係數	MU	0.57
靜/動摩擦係數比值	FACT	1.298

附圖

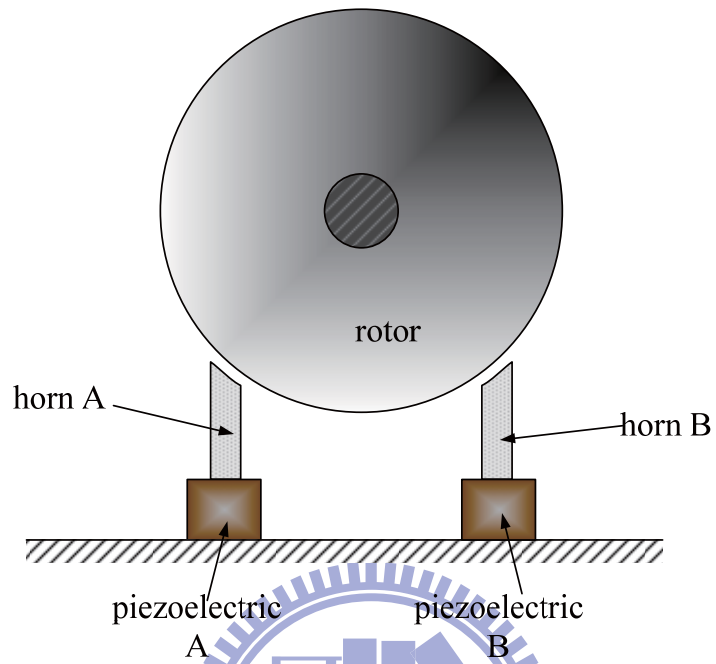


圖 1.1 Barth 提出的超音波馬達[1]

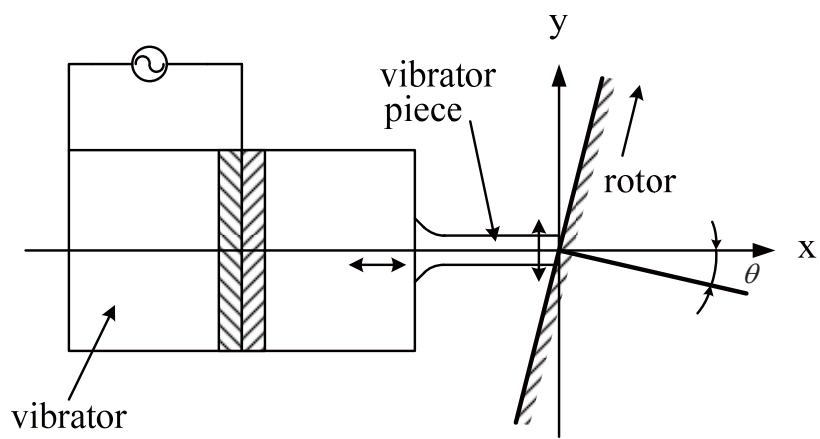


圖 1.2 Sashida 提出之駐波式超音波馬達[4]

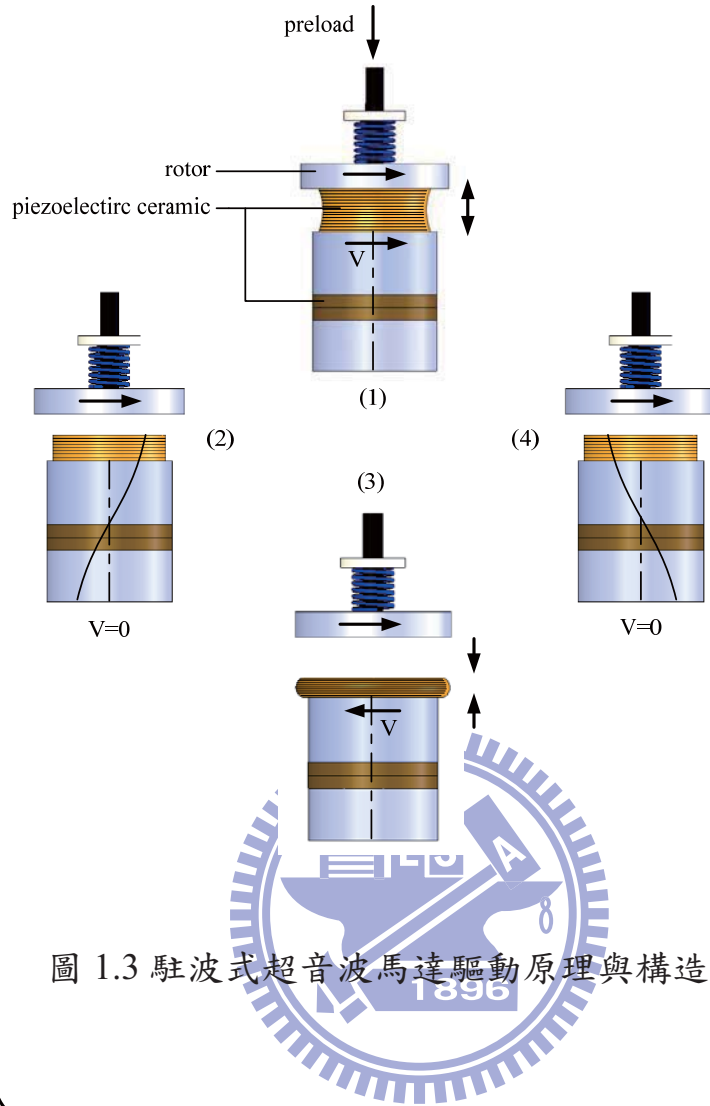


圖 1.3 駐波式超音波馬達驅動原理與構造[6]

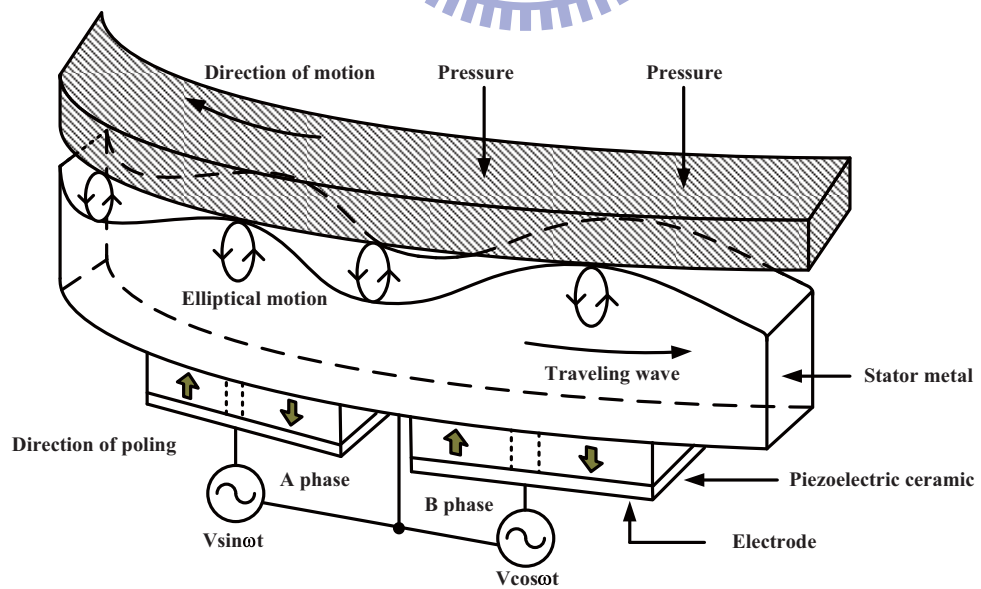


圖 1.4 行波式超音波馬達驅動原理與構造[5]

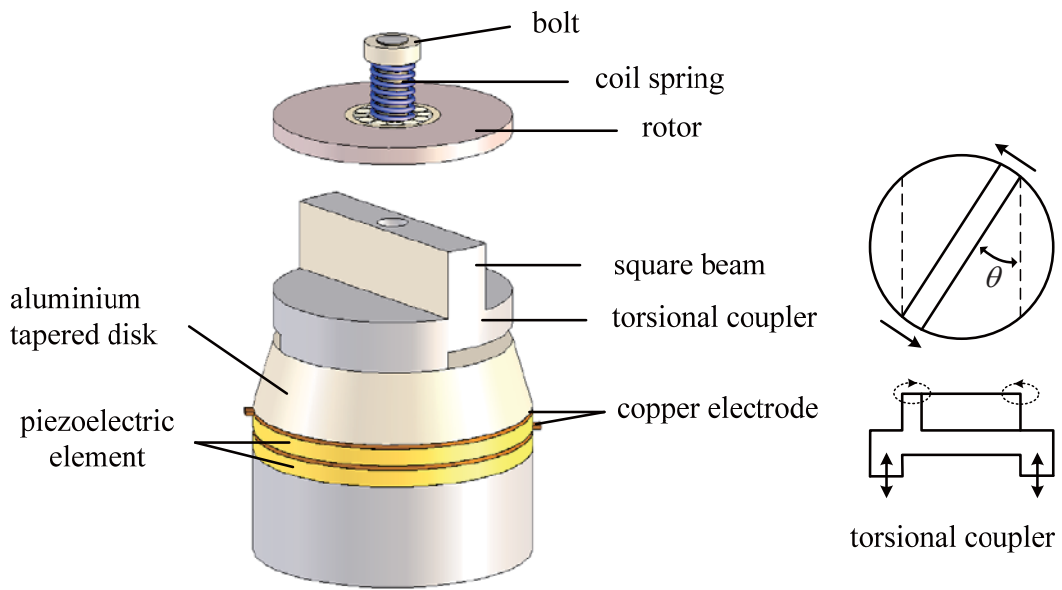


圖 1.5 Kumada 提出的一種超音波馬達[7]

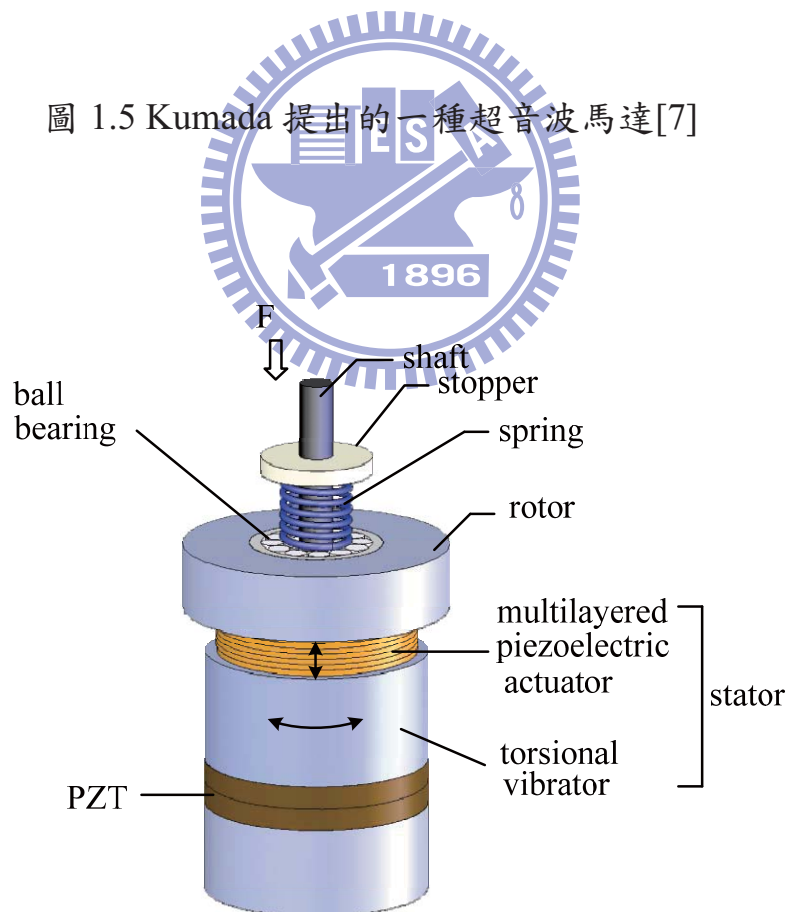


圖 1.6 Nakamura et al 提出的一種超音波馬達[8]

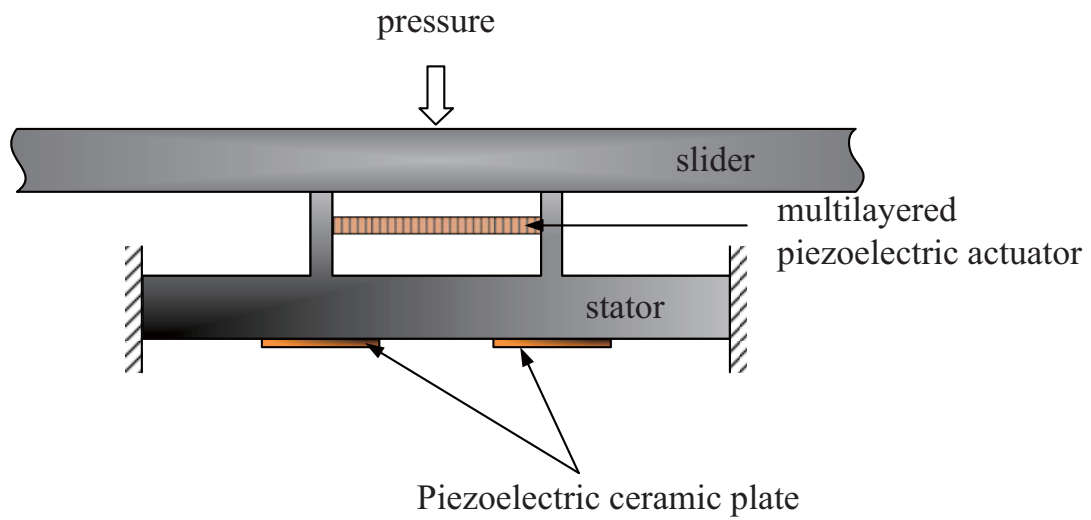


圖 1.7 Toyoda 與 Murano 提出之超音波馬達[9]

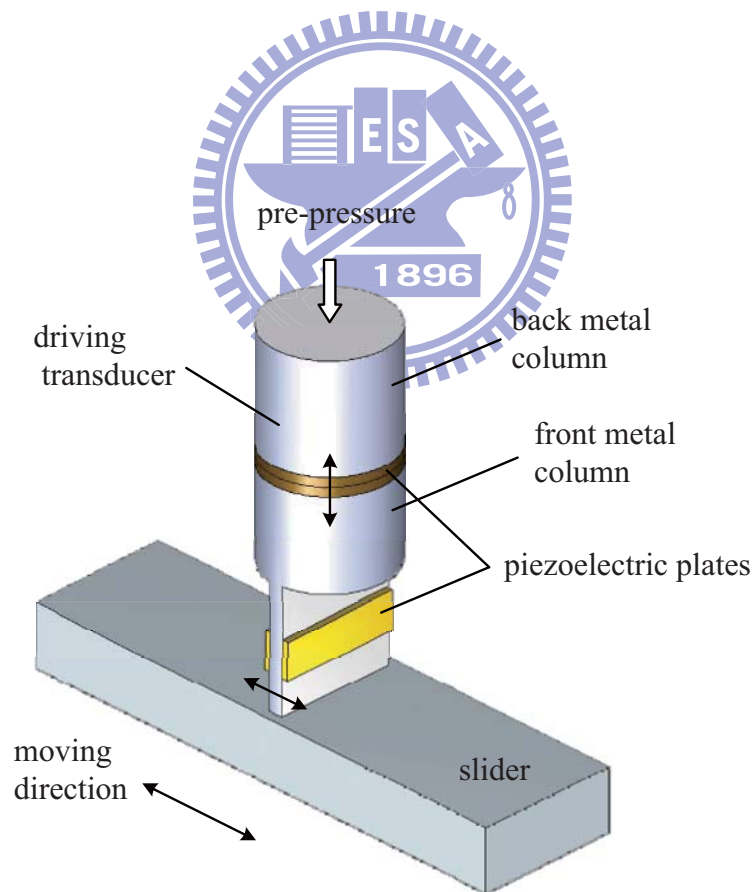


圖 1.8 Li and Zhao 提出的線性超音波馬達[10]

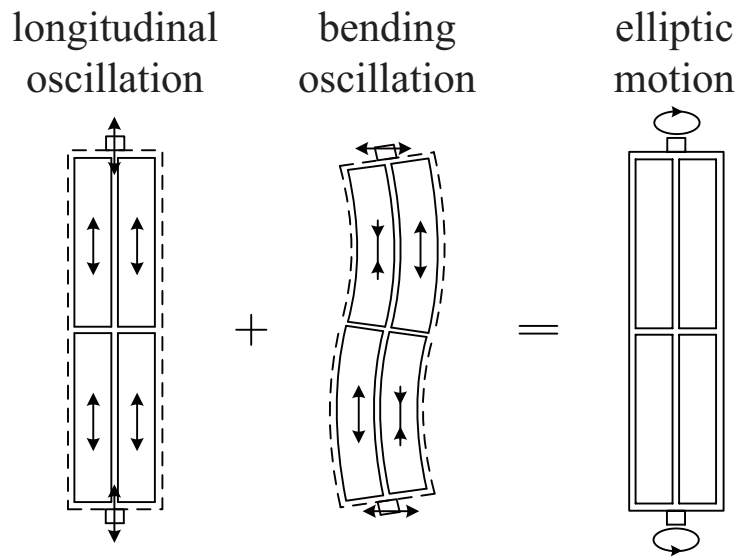


圖 1.9 Hemsel 與 Wallaschek 提出的線性超音波馬達[11]

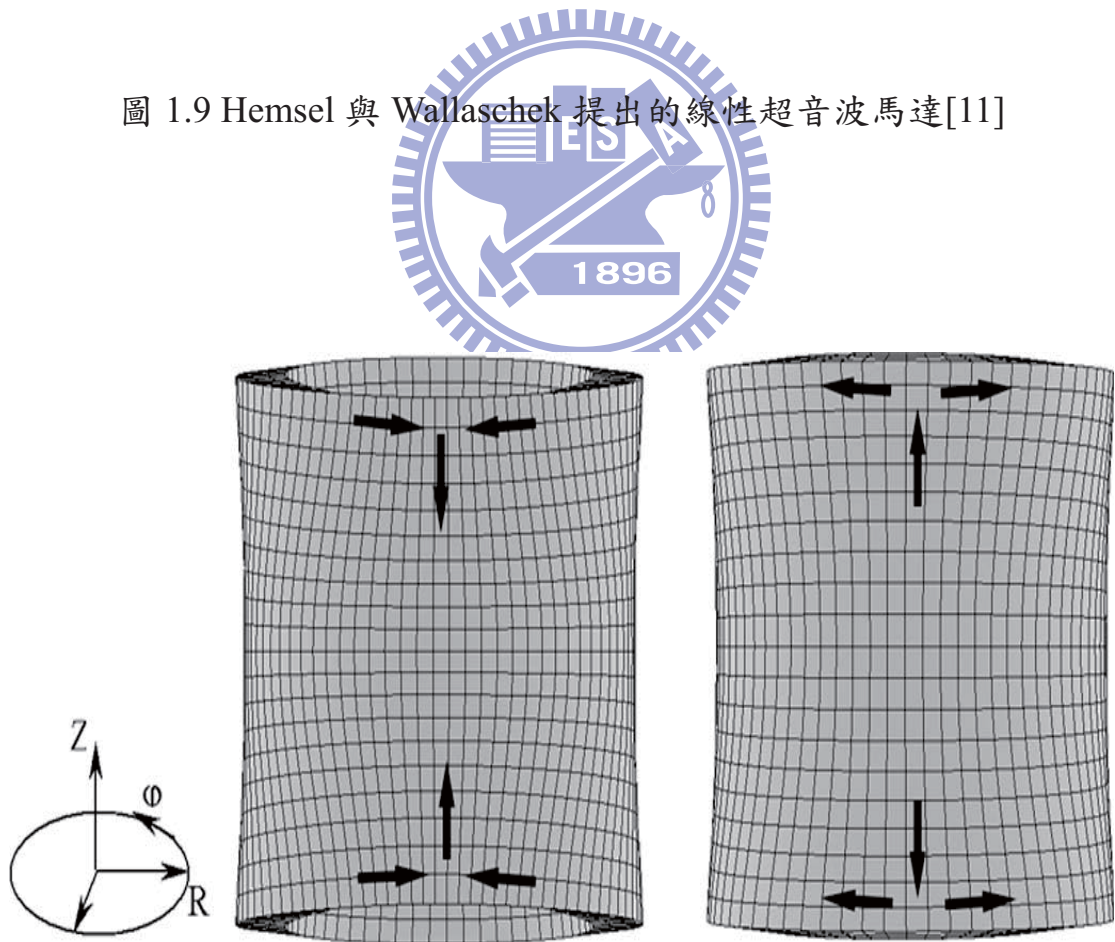


圖 1.10 Vyshnevskyy 與 Kovalev 提出的超音波馬達[12]

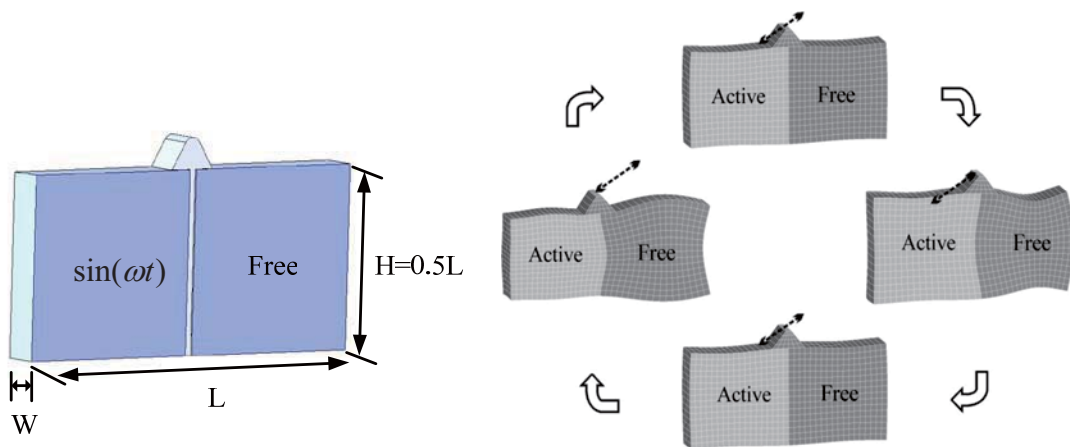


圖 1.11 Vyshnevskyy 與 Kovalev 提出的線性超音波馬達[13]

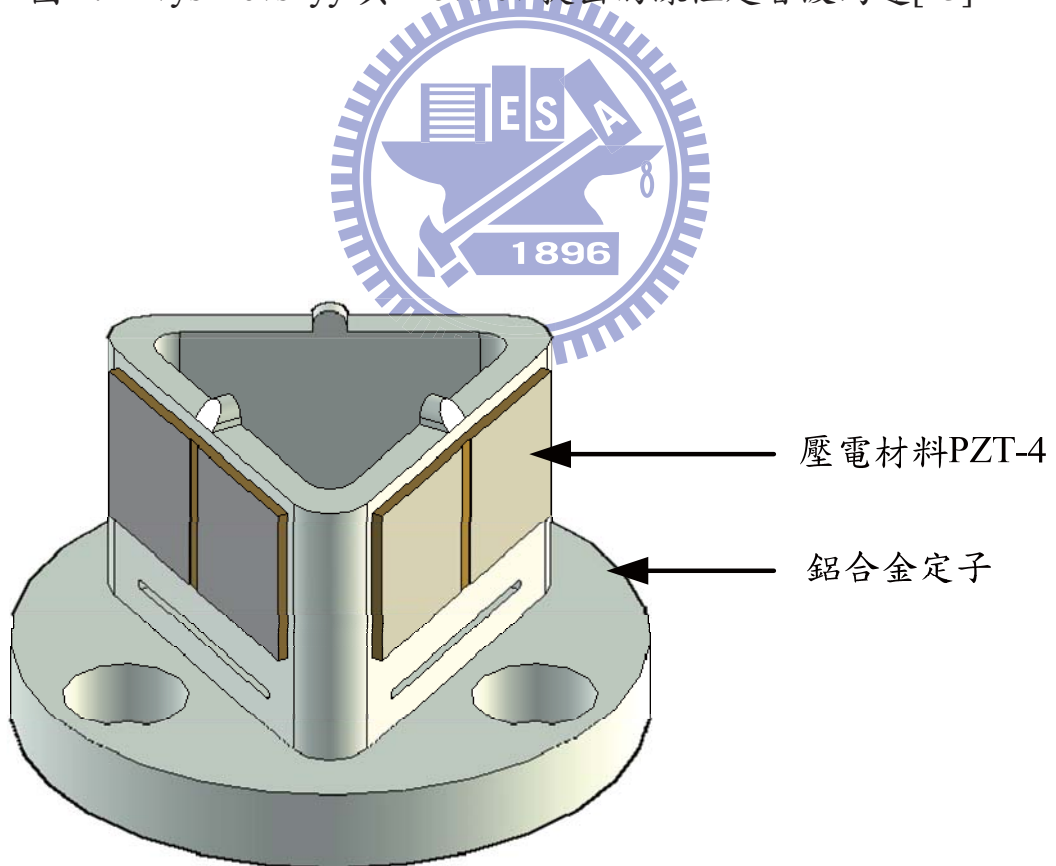


圖 1.12 本研究提出之超音波馬達定子結構一

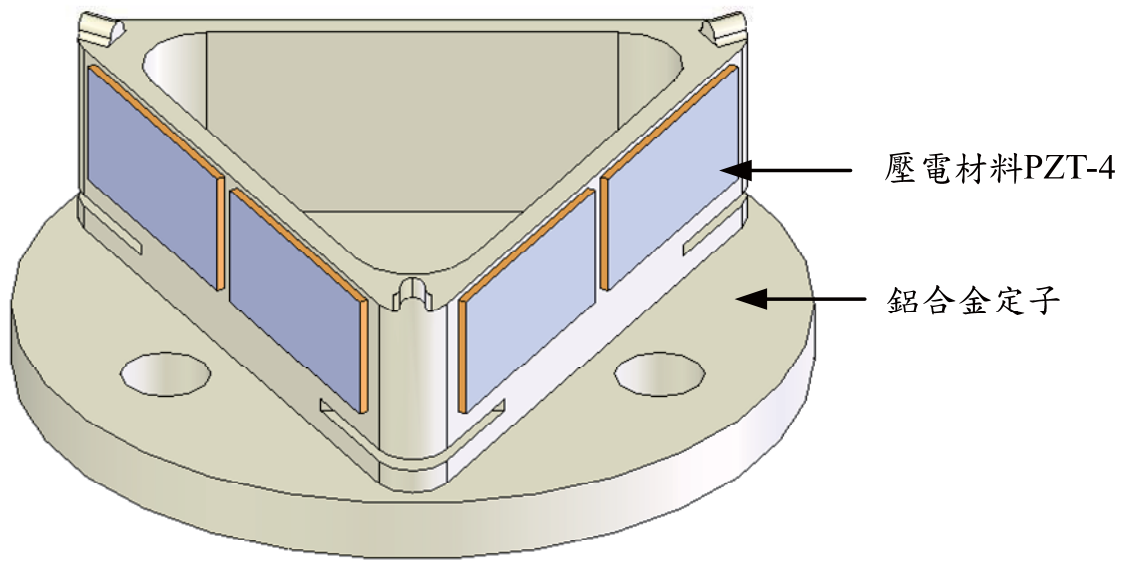


圖 1.13 本研究提出之超音波馬達定子結構二

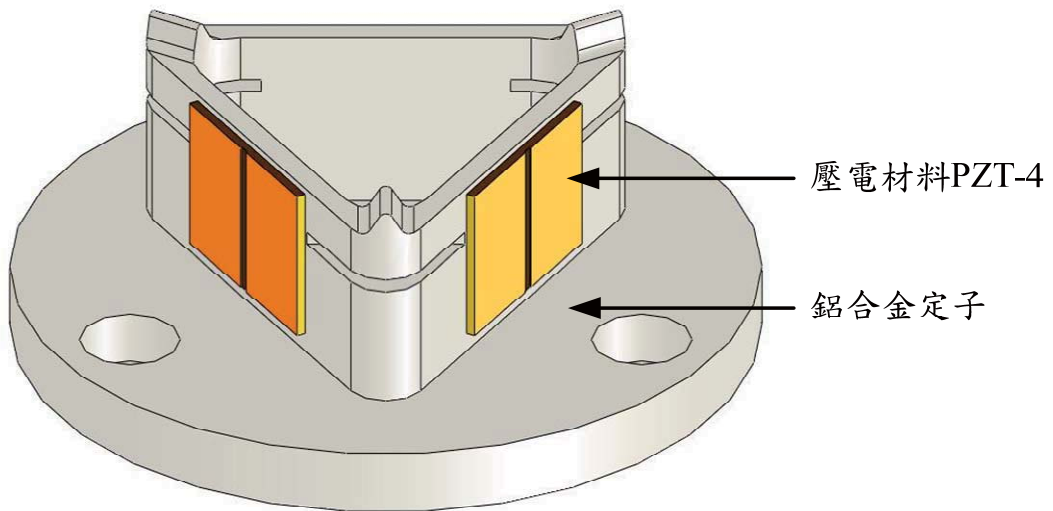


圖 1.14 本研究提出之超音波馬達定子結構三

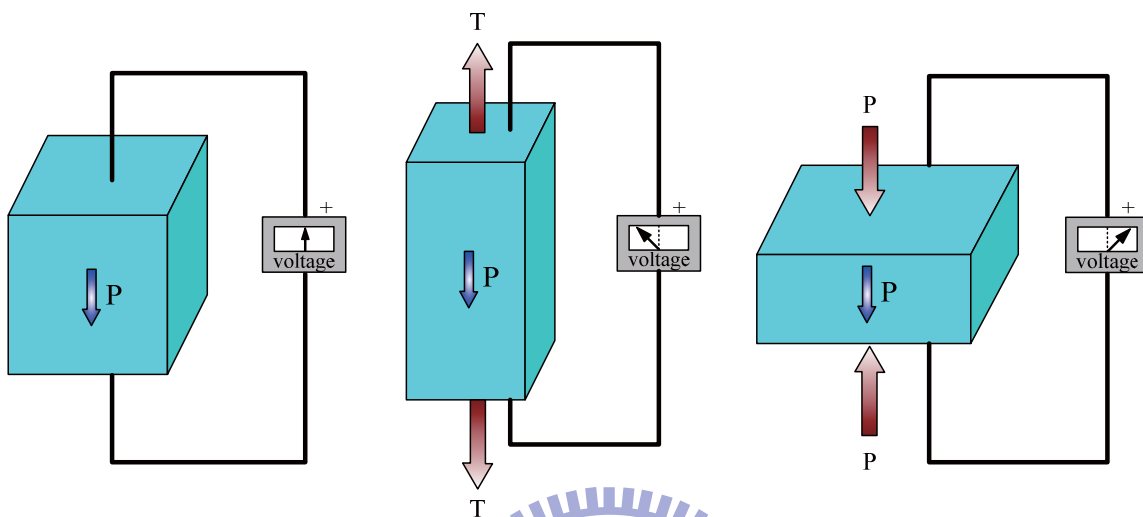


圖 2.1 正壓電效應

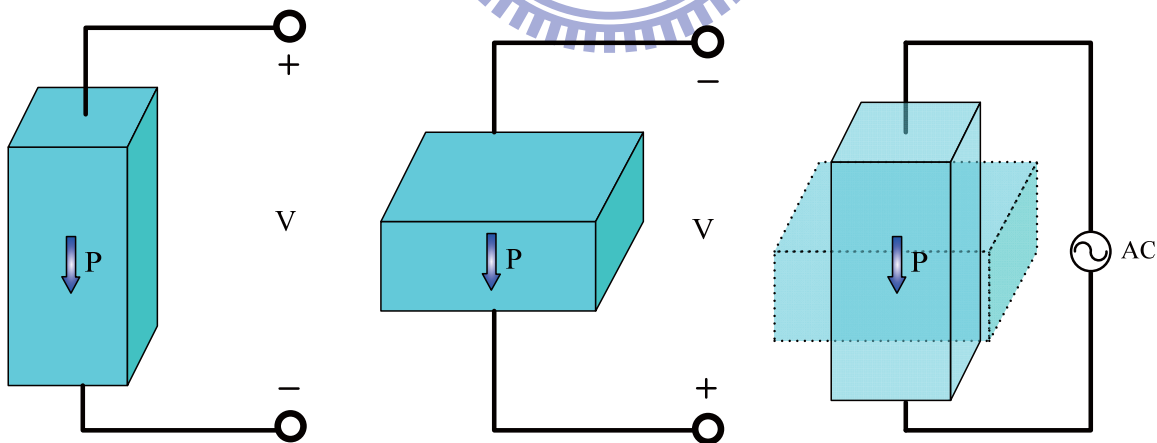
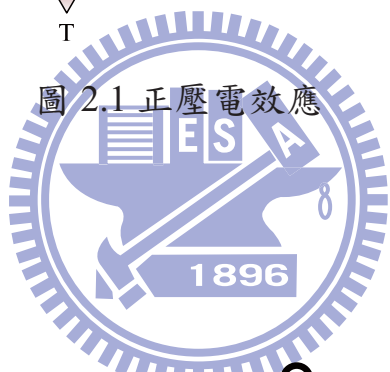


圖 2.2 逆壓電效應

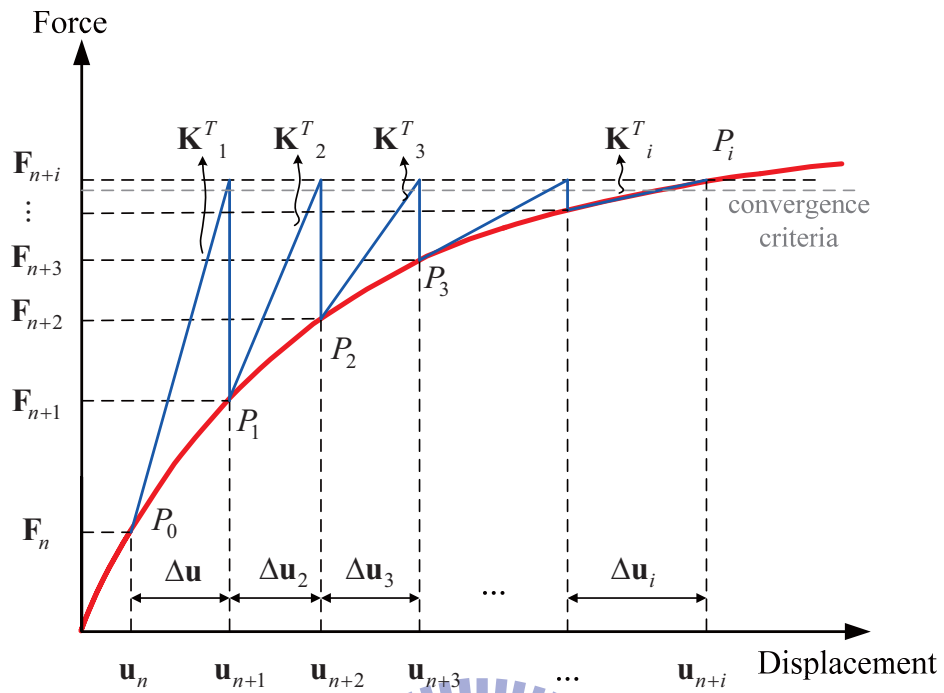


圖 2.3 牛頓-拉福森疊代程序

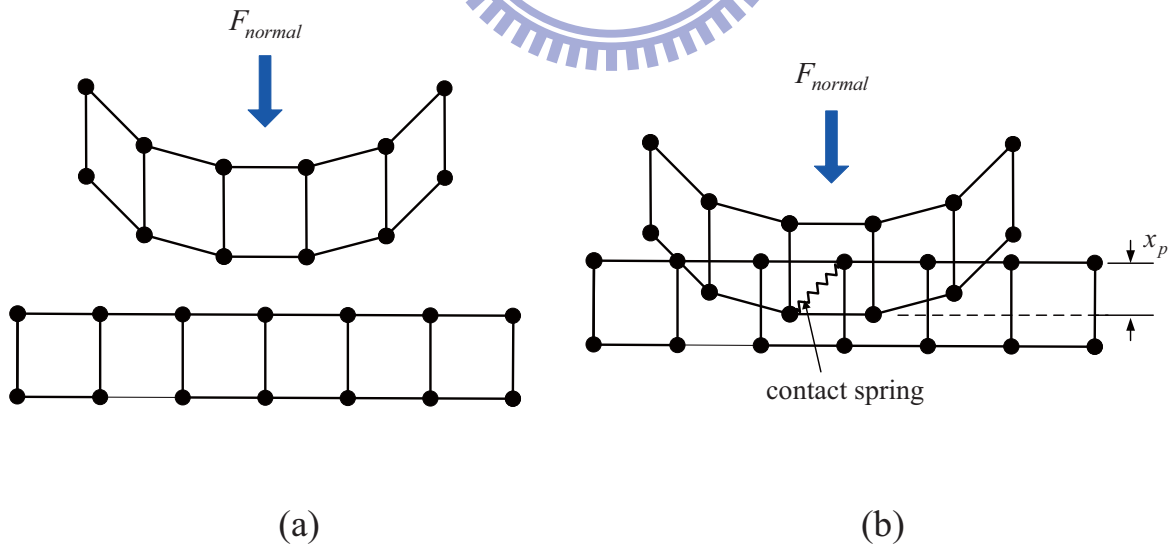


圖 2.4 有限元素模型之(a)接觸前，(b)接觸後示意圖

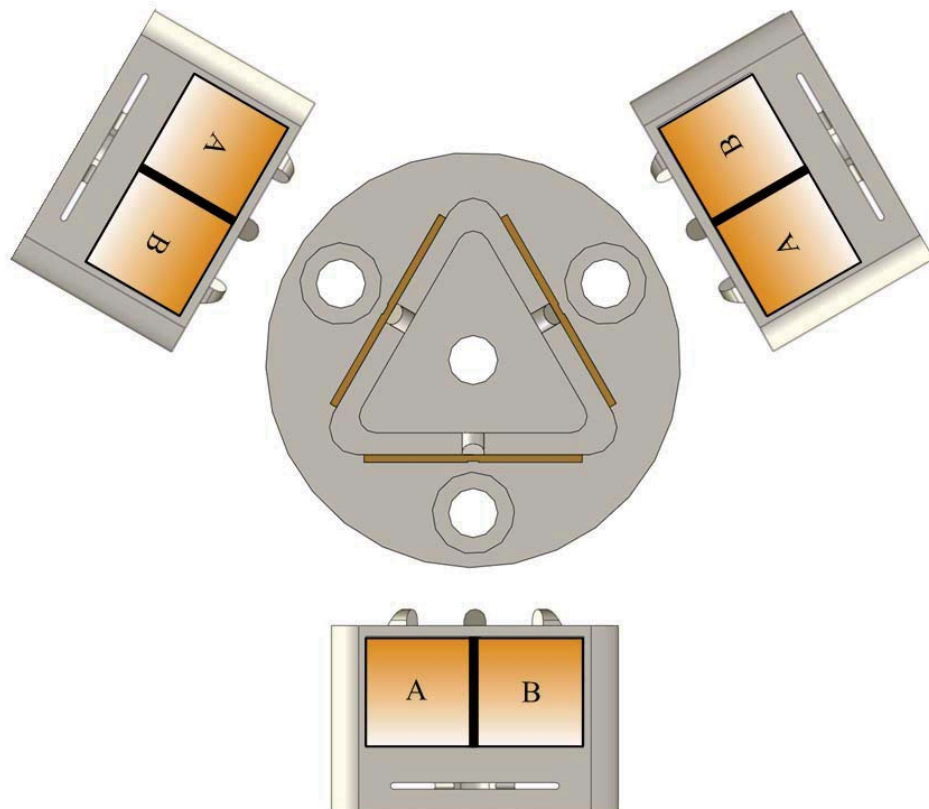


圖 2.5 三角形定子結構一與電極配置

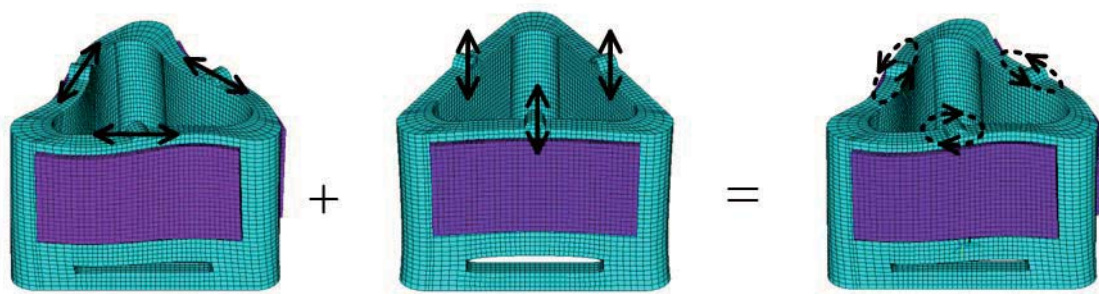


圖 2.6 超音波馬達定子結構一之作動方式

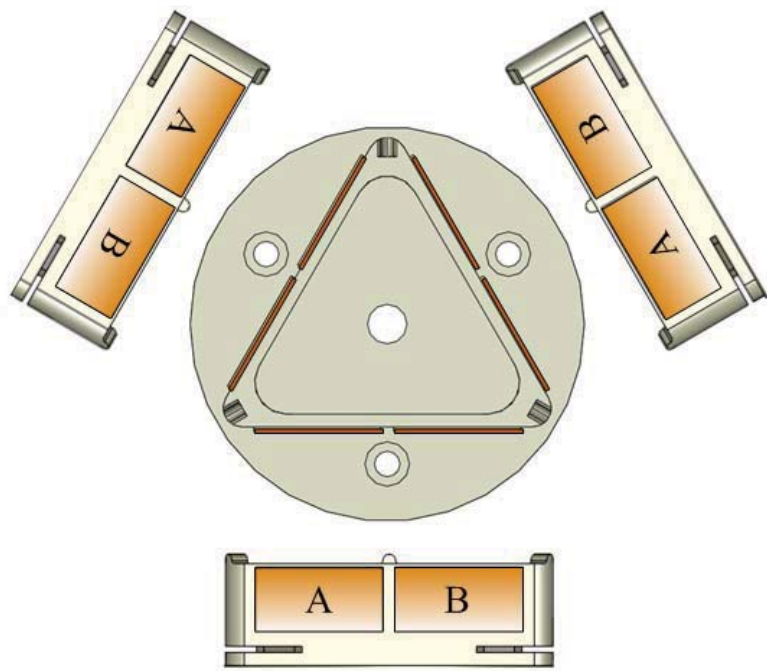


圖 2.7 三角形定子結構二與電極配置

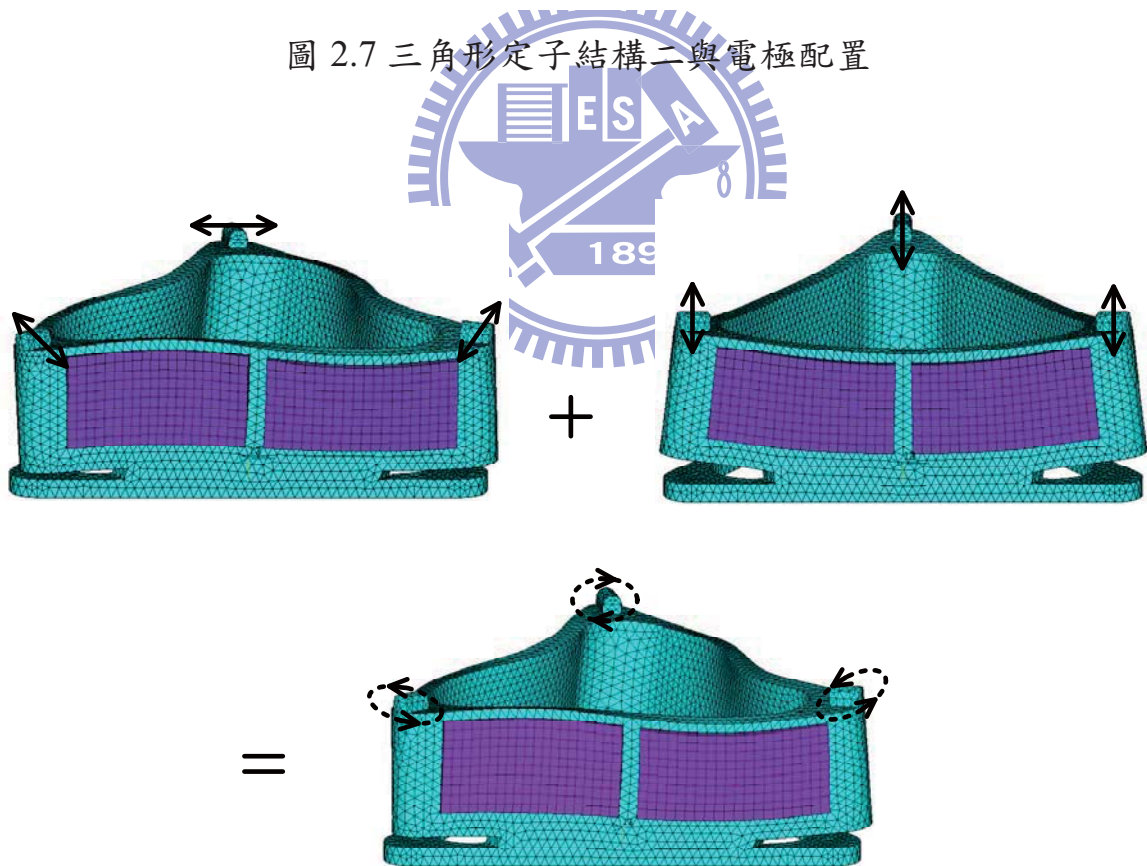


圖 2.8 超音波馬達定子結構二之作動方式

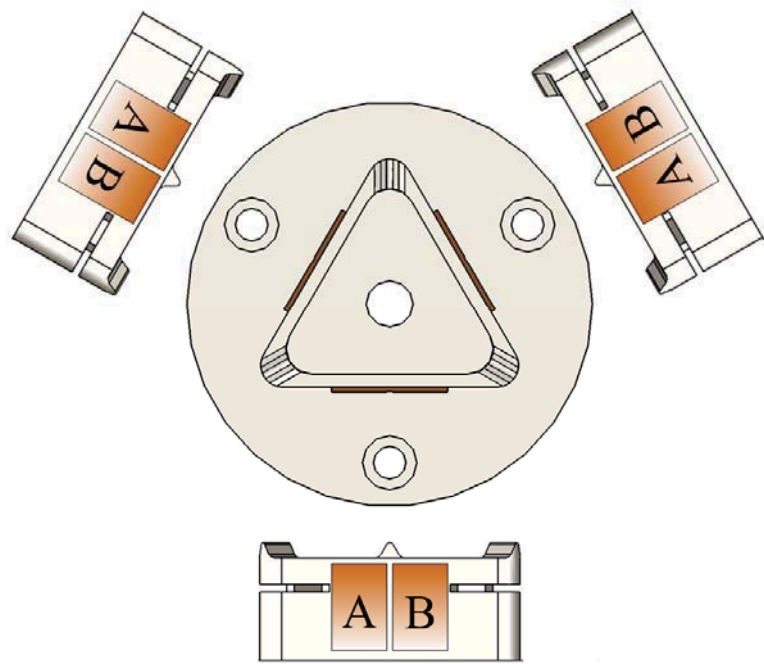


圖 2.9 三角形定子結構三與電極配置

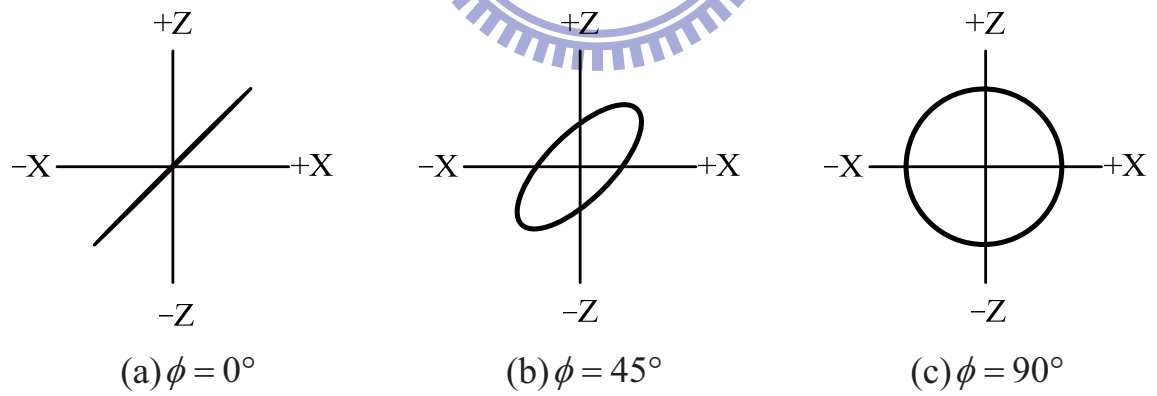


圖 2.10 參考點之水平與鉛垂位移振幅相等，相位差對於運動軌跡的影響

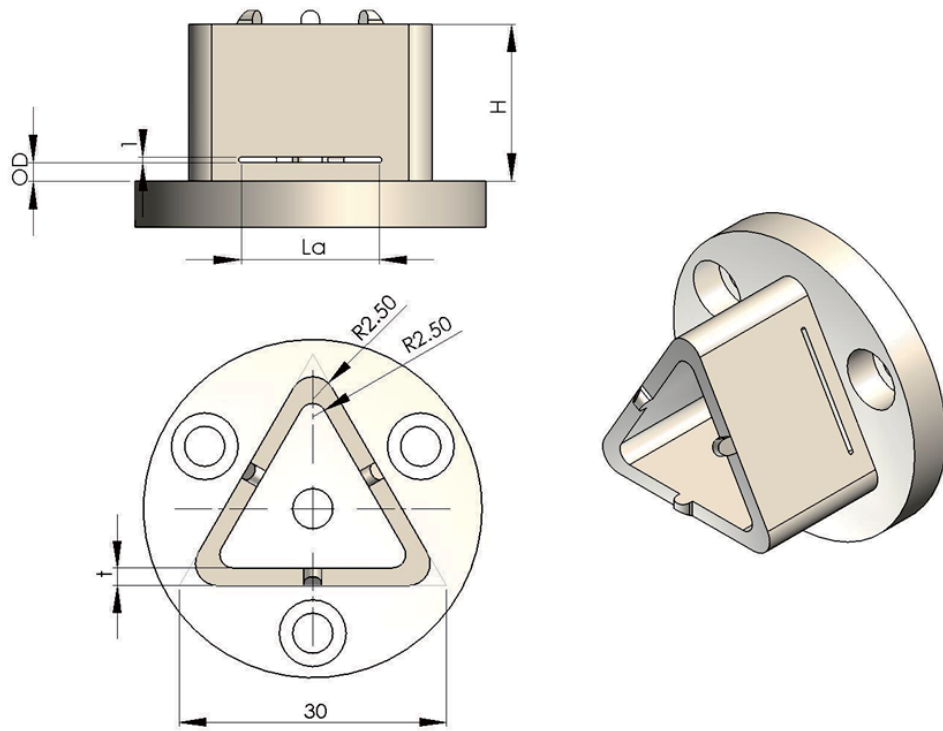


圖 3.1 三角形定子結構一示意圖

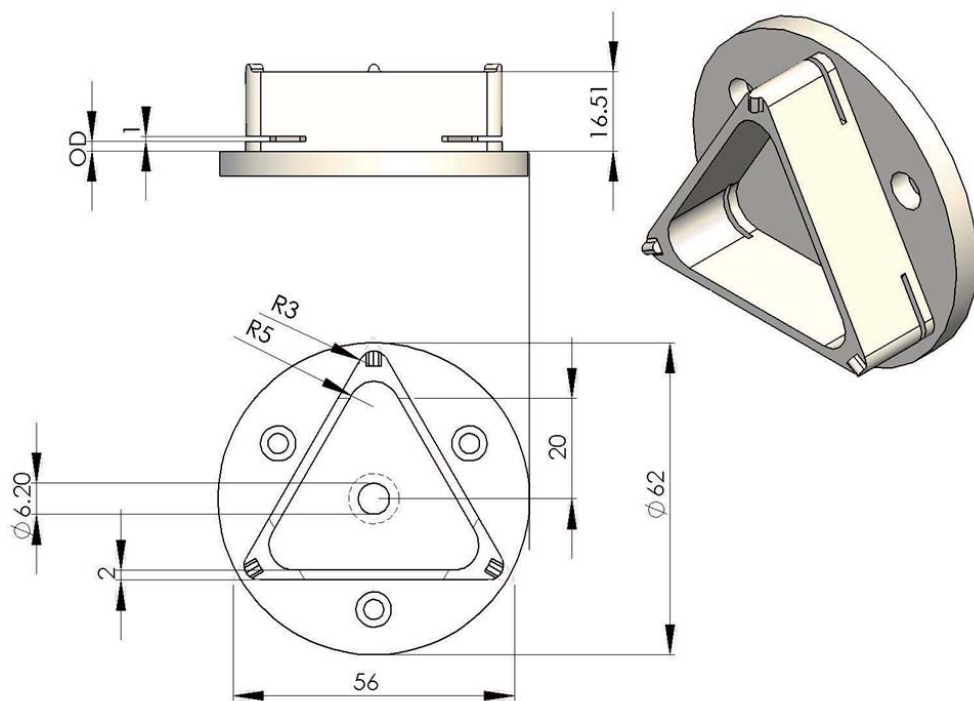


圖 3.2 三角形定子結構二示意圖

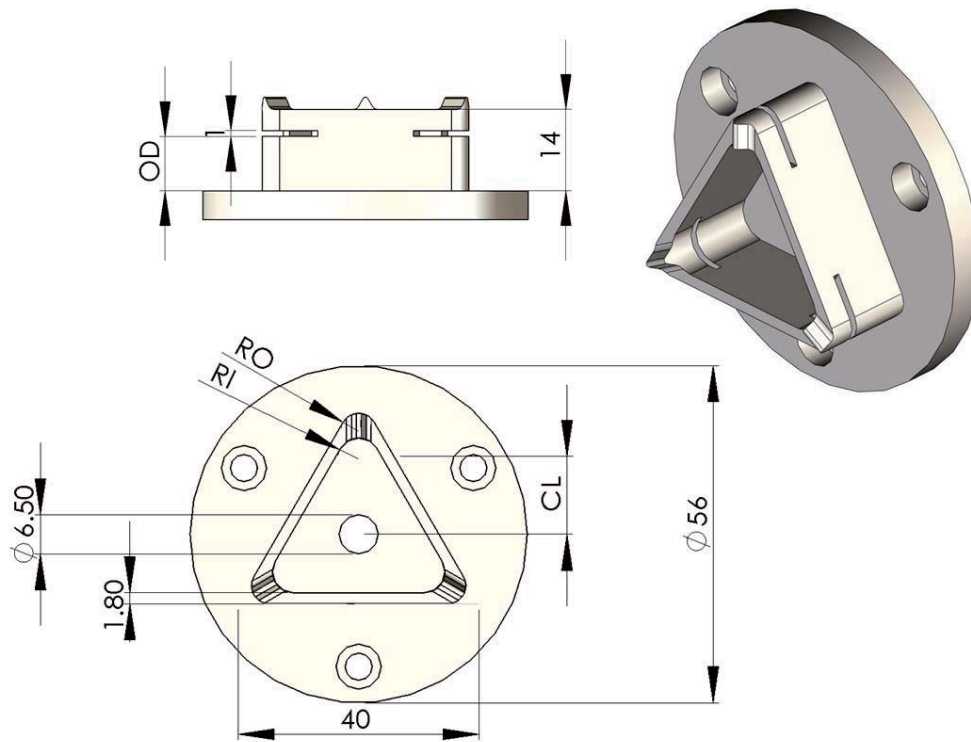


圖 3.3 三角形定子結構三示意圖

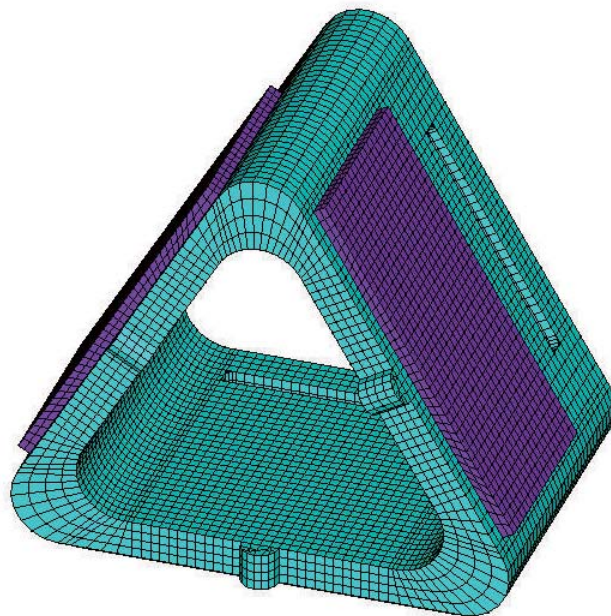


圖 3.4 三角形定子結構一的有限元素網格

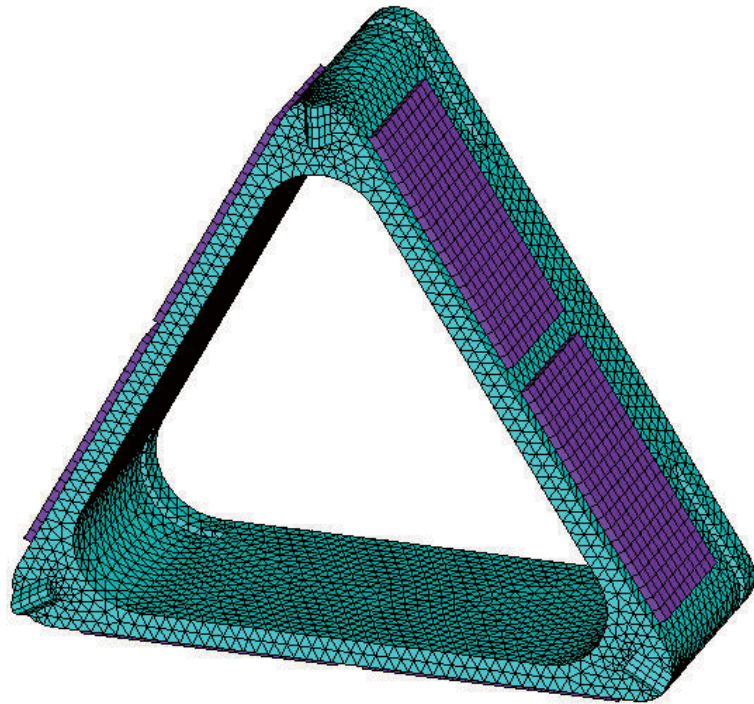


圖 3.5 三角形定子結構二的有限元素網格

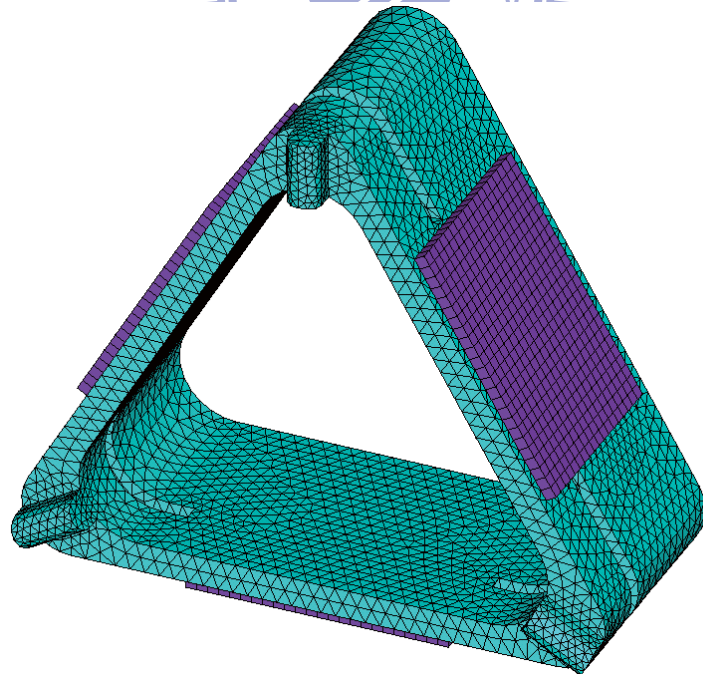


圖 3.6 三角形定子結構三的有限元素網格

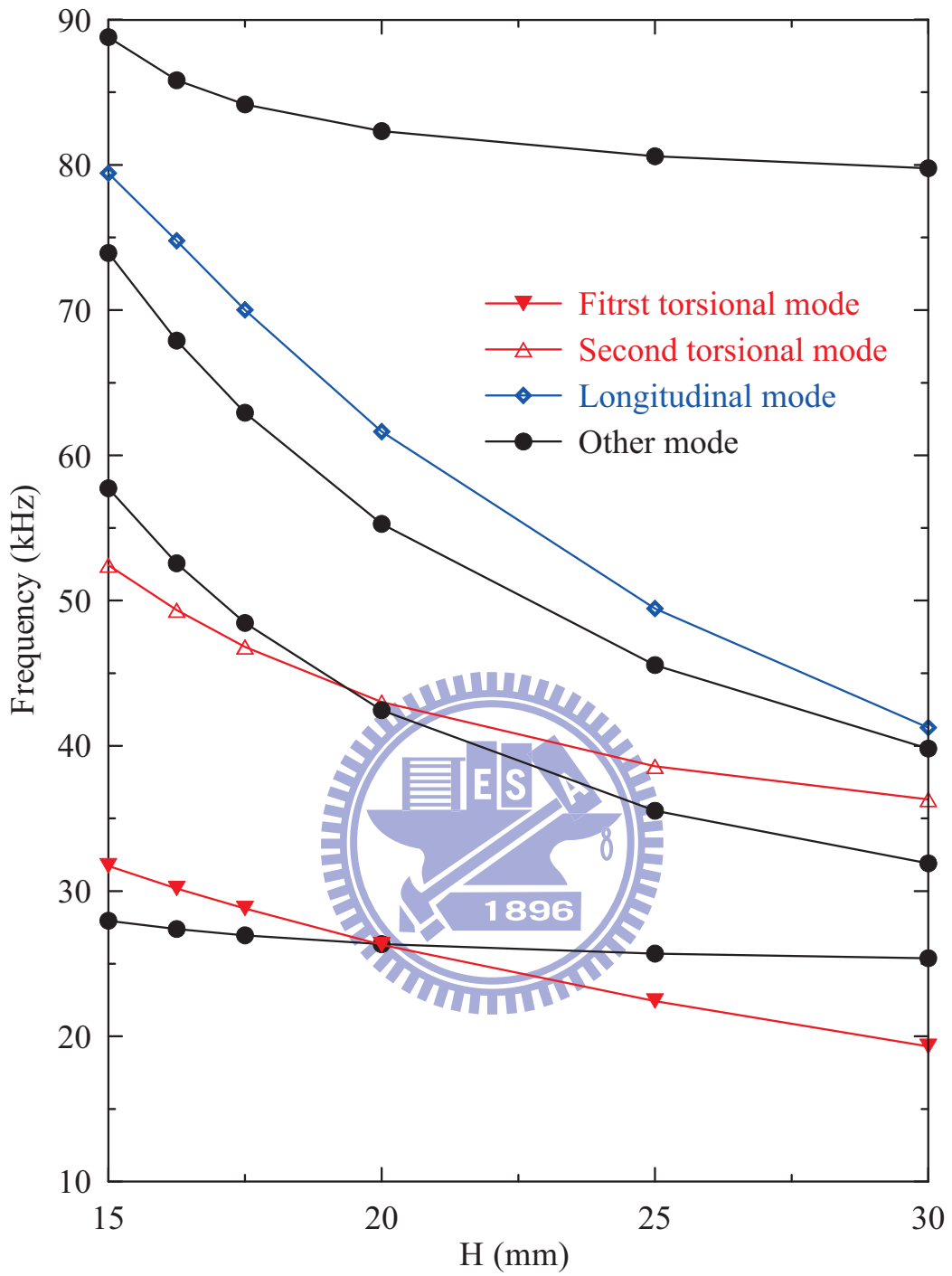


圖 3.7 完整三角形定子結構一於不同高度下的自然頻率分佈， $L=30\text{mm}$ ， $t=2\text{mm}$

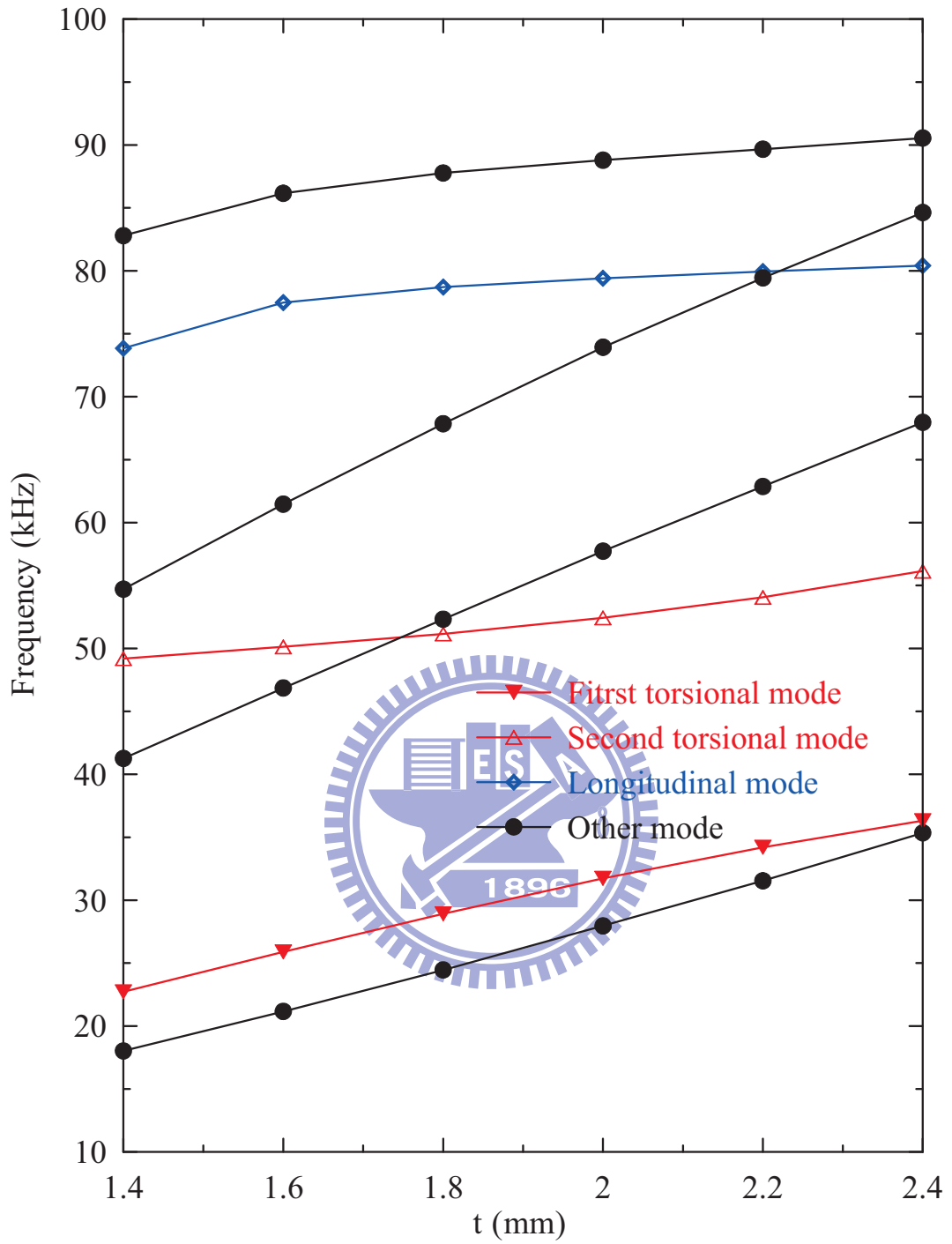


圖 3.8 完整三角形定子結構一於不同厚度下的自然頻率分佈， $L=30\text{mm}$ ， $H=15\text{mm}$

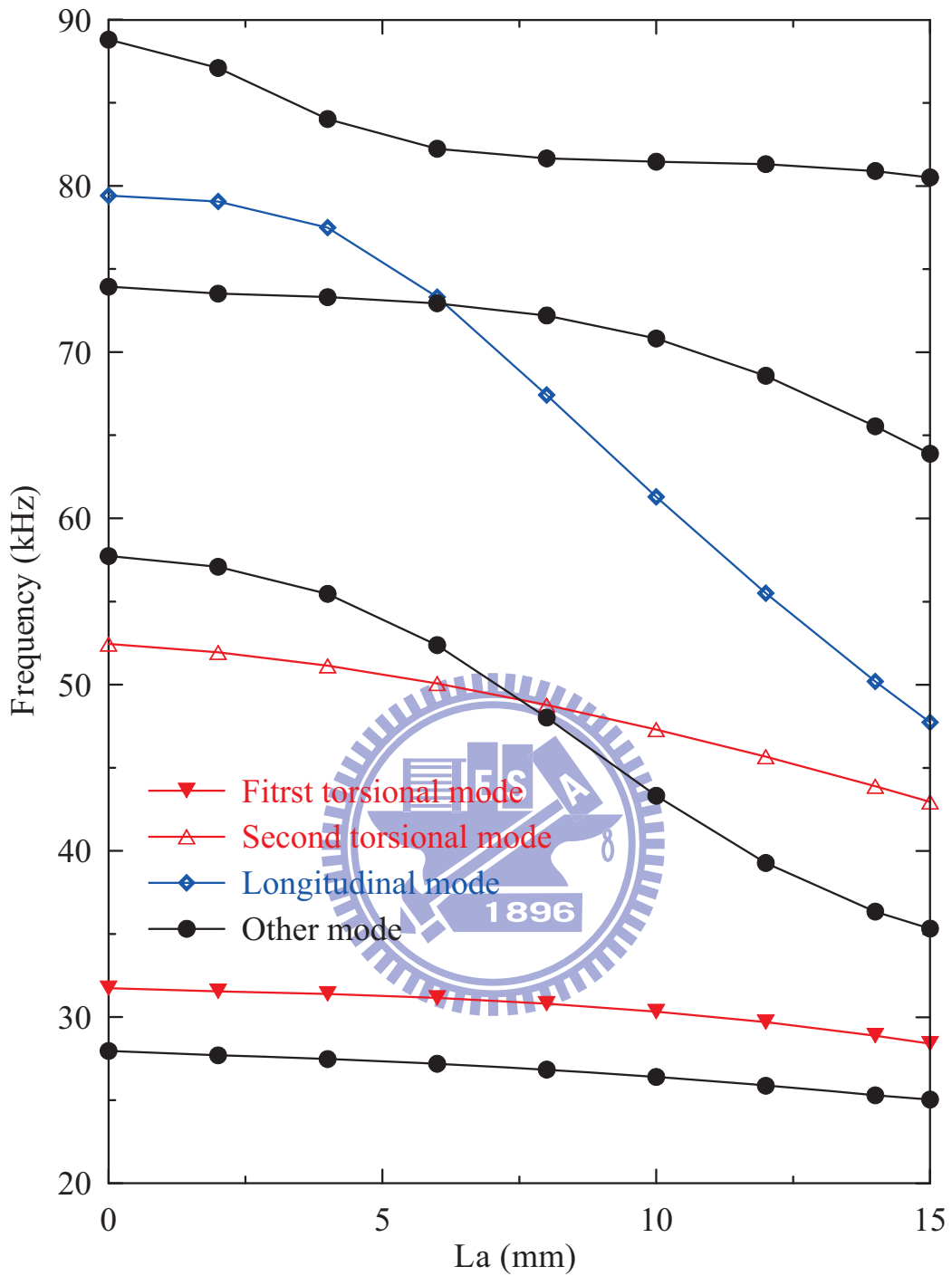


圖 3.9 三角形定子結構一於不同水平開槽長度下的自然頻率分佈，

$L=30\text{mm}$ ， $H=15\text{mm}$ ， $t=2\text{mm}$

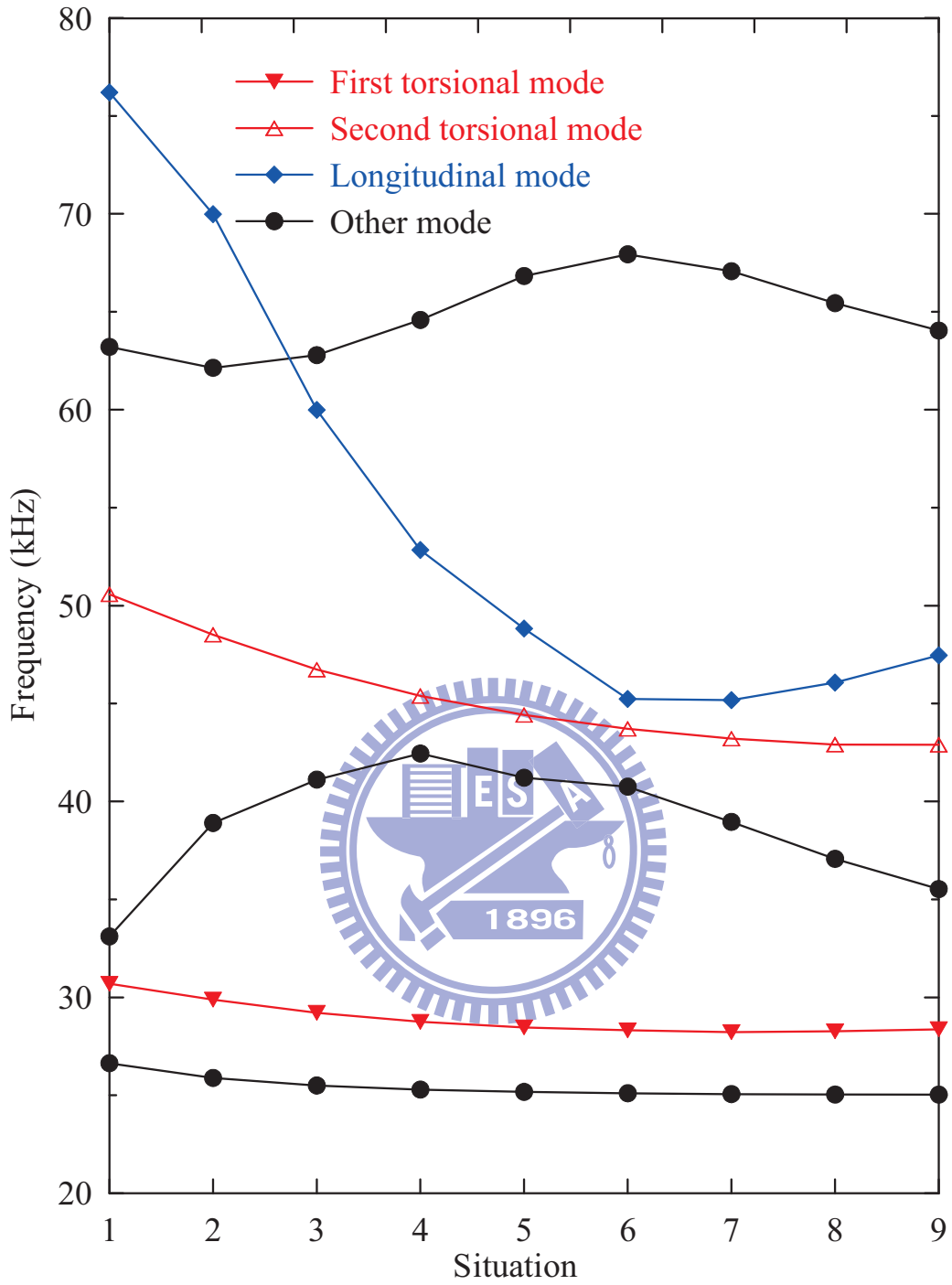


圖 3.10 三角形定子結構一於不同水平開槽位置下的自然頻率分佈，
 $L=30\text{mm}$ ， $H=15\text{mm}$ ， $L_a=15\text{mm}$ ， $t=2\text{mm}$

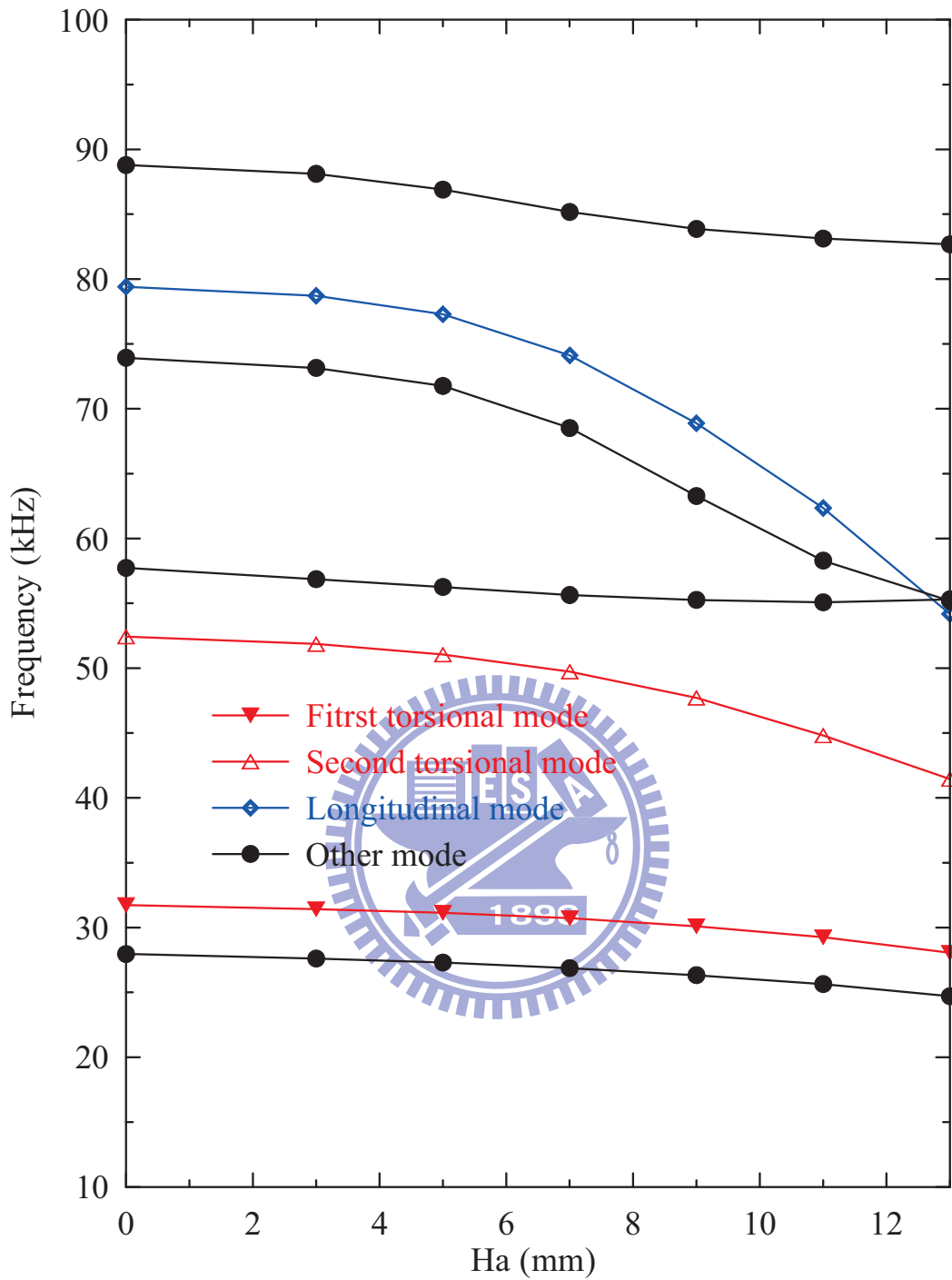


圖 3.11 三角形定子結構一於不同垂直開槽長度下的自然頻率分佈，開槽位置：定子側邊中線處， $L=30\text{mm}$ ， $H=15\text{mm}$ ， $t=2\text{mm}$

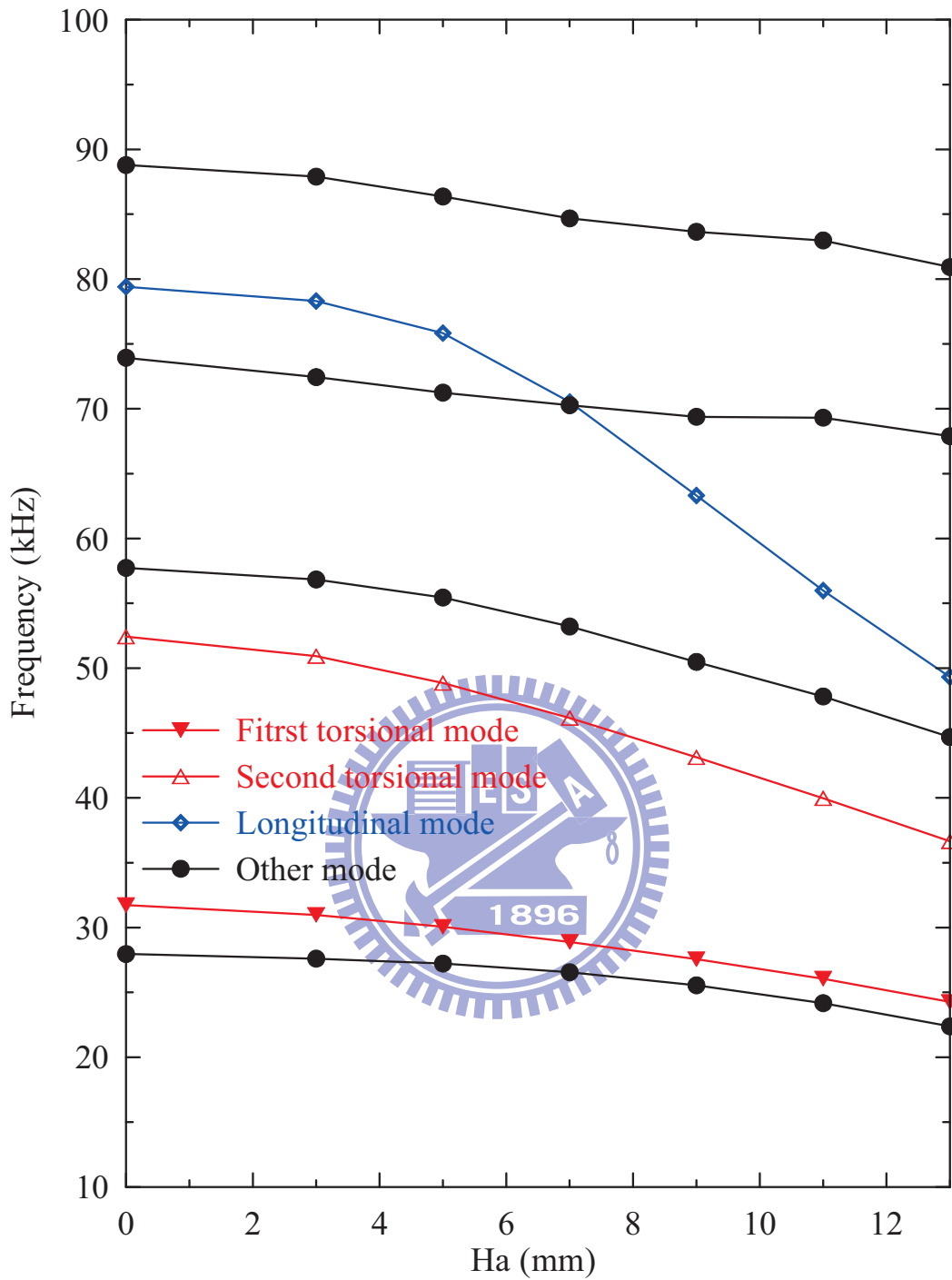


圖 3.12 三角形定子結構一於不同垂直開槽長度下的自然頻率分佈，開槽位置：定子側邊中線處的兩旁， $L=30\text{mm}$ ， $H=15\text{mm}$ ， $t=2\text{mm}$

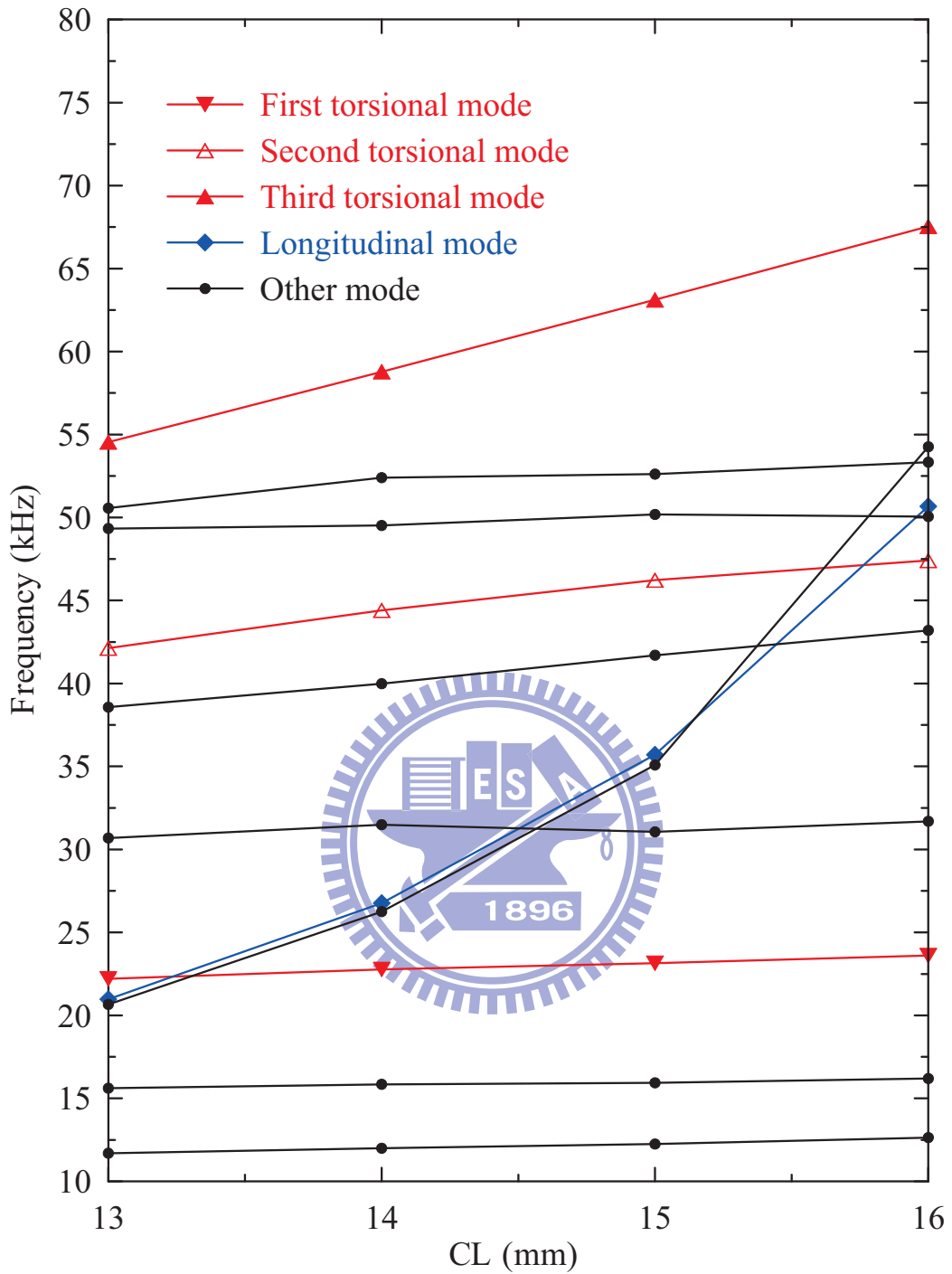


圖 3.13 三角形定子結構三於不同開槽深度下的自然頻率分佈，開槽位置距離底端 10.5mm，L=41mm，H=14mm，t=1.6mm，RI=RO=4.5mm

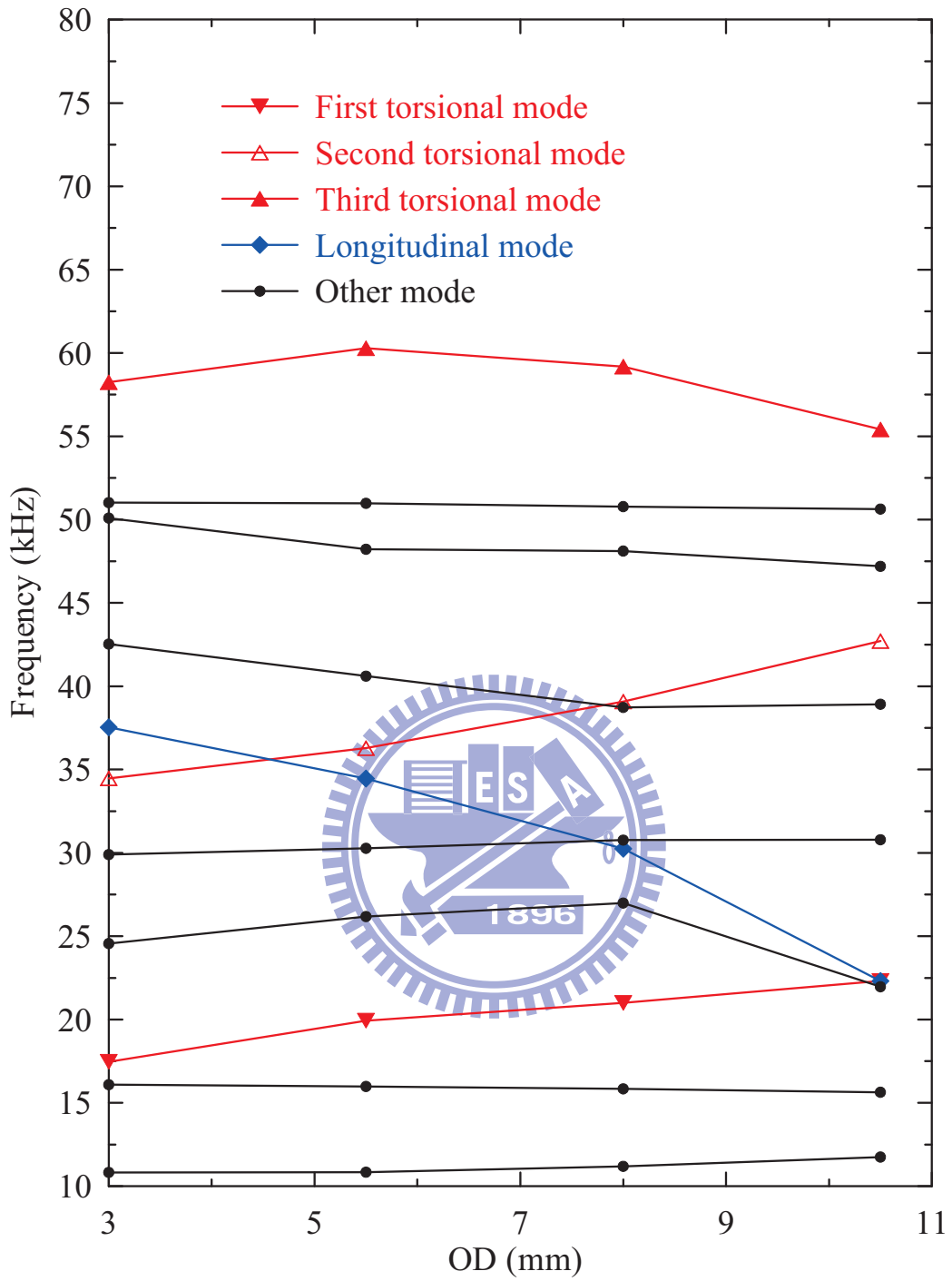


圖 3.14 三角形定子結構三於不同水平開槽位置下的自然頻率分佈，
 $L=41\text{mm}$ ， $H=14\text{mm}$ ， $t=1.6\text{mm}$ ， $R_I=R_O=4.5\text{mm}$ ， $CL=13.28\text{mm}$

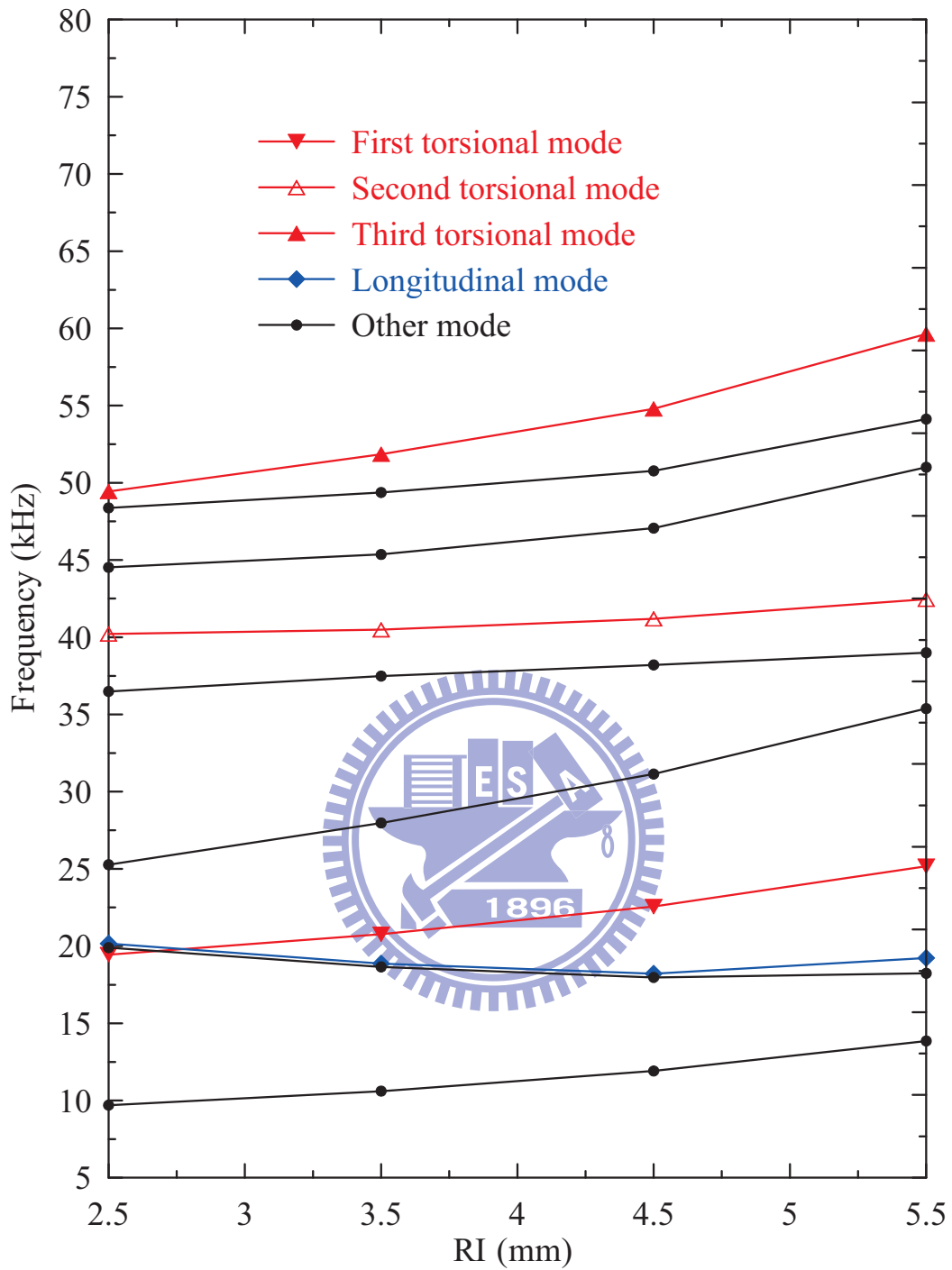


圖 3.15 三角形定子結構三於不同內導角下的自然頻率分佈，開槽位置距離底端 10.5mm，L=41mm，H=14mm，t=1.6mm，RO=3.5mm，CL=13.28mm

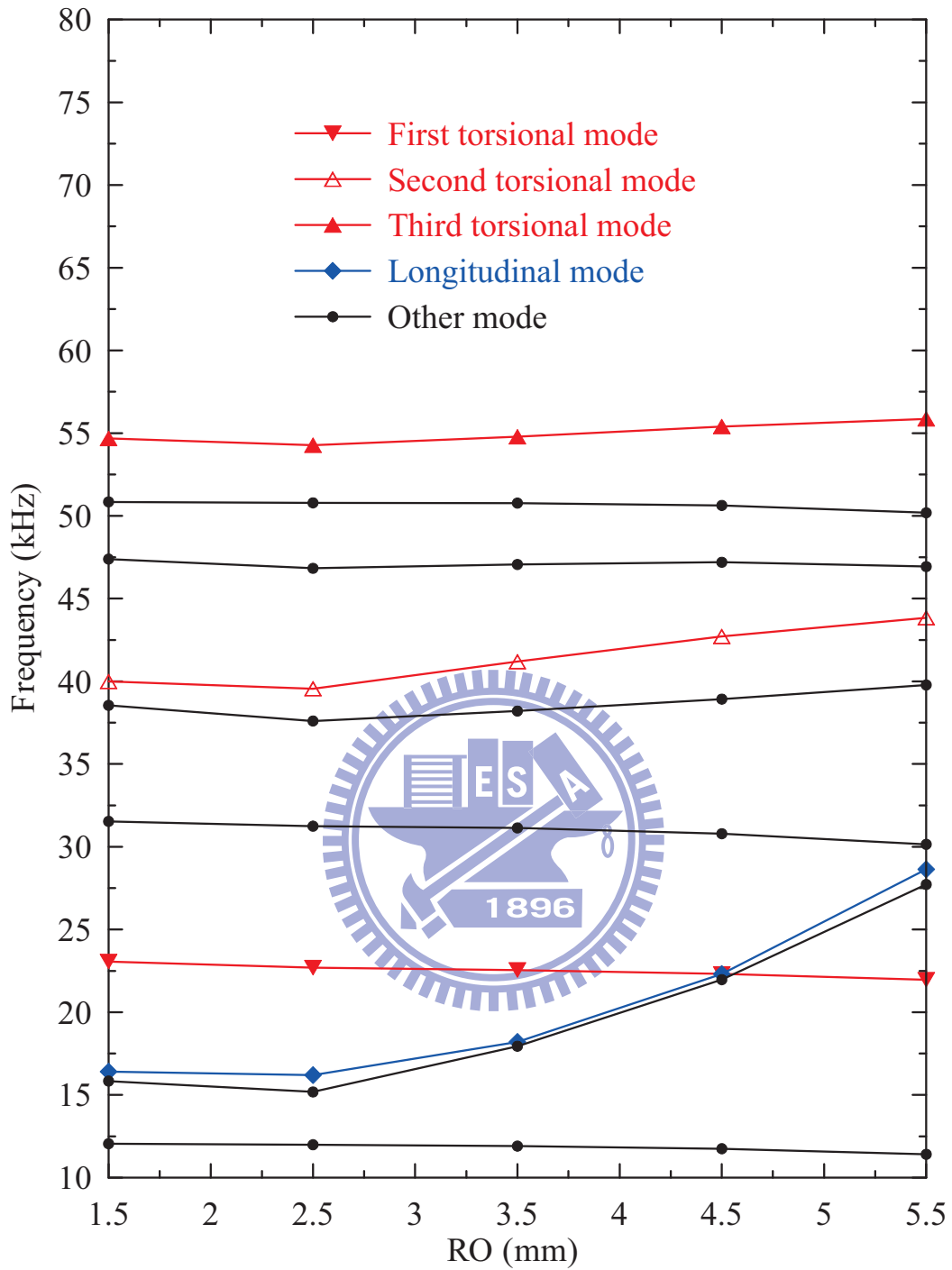


圖 3.16 三角形定子結構三於不同外導角下的自然頻率分佈，開槽位置距離底端 10.5mm，L=41mm，H=14mm，t=1.6mm，RI=4.5mm，CL=13.28mm

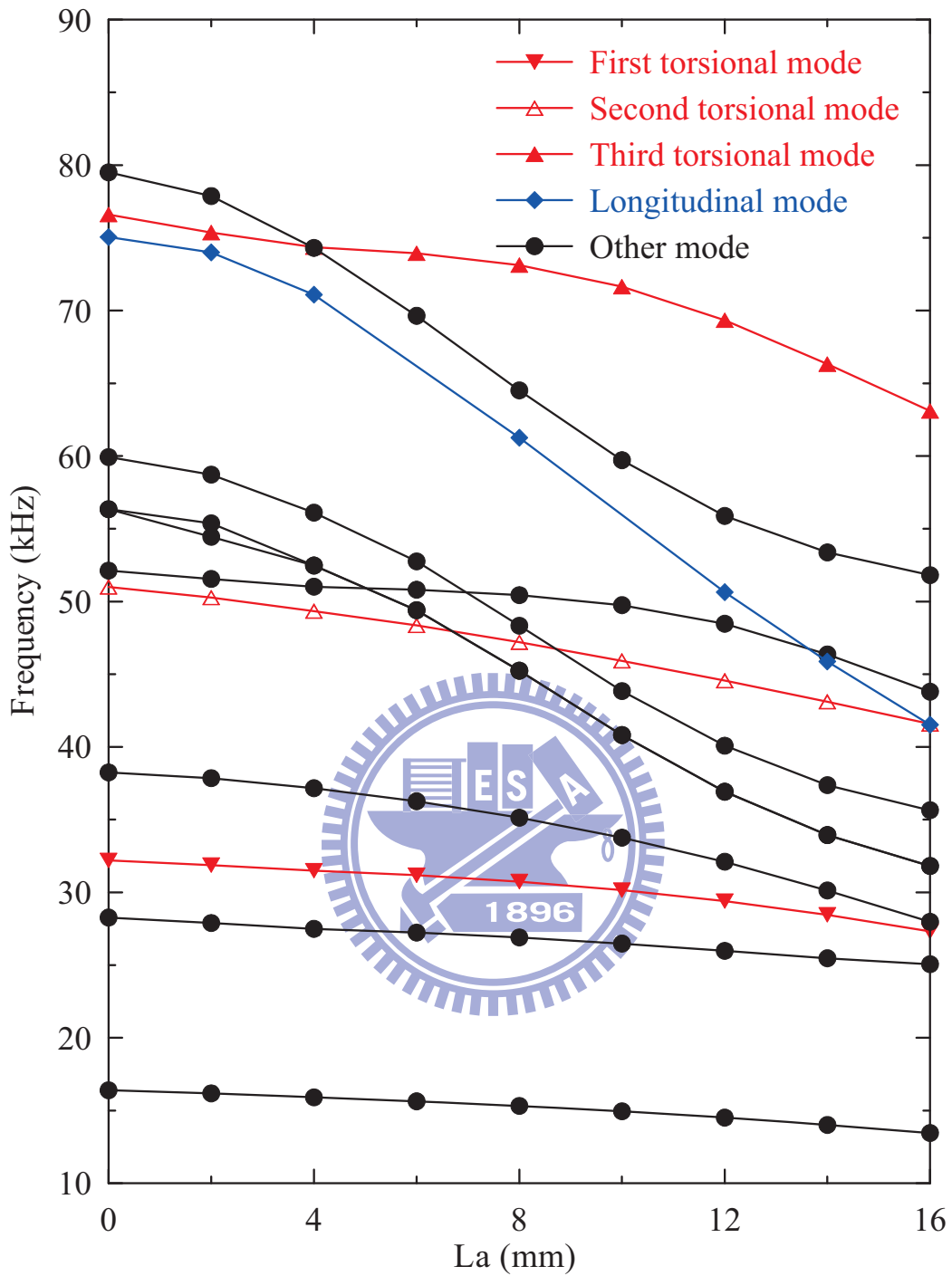


圖 3.17 三角形定子結構一於不同水平開槽長度下的自然頻率分佈，開槽位置：距離底端 2mm，L=30mm，H=15mm，t=2mm

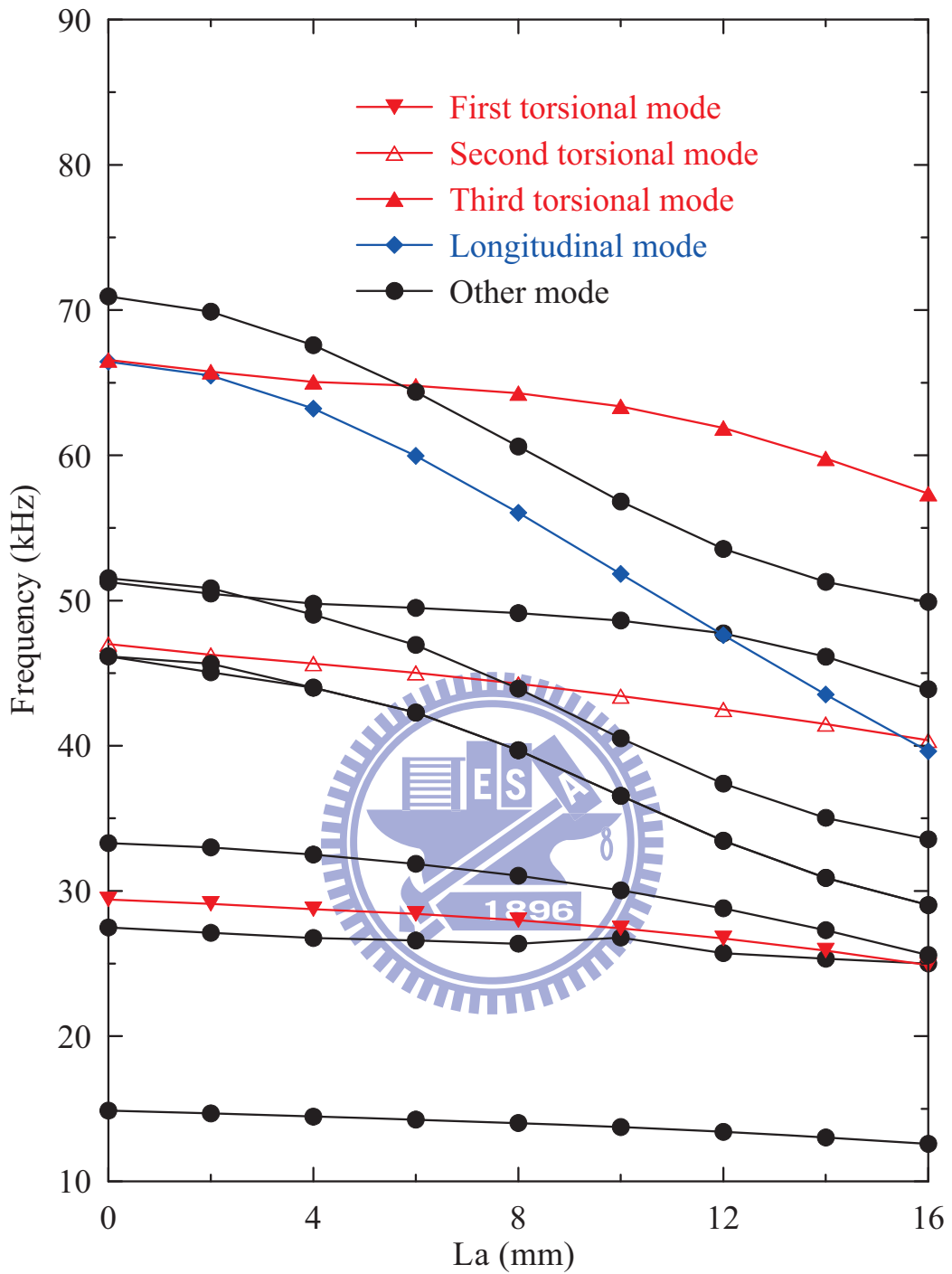


圖 3.18 三角形定子結構一於不同水平開槽長度下的自然頻率分佈，開槽位置：距離底端 2mm，L=30mm，H=17mm，t=2mm

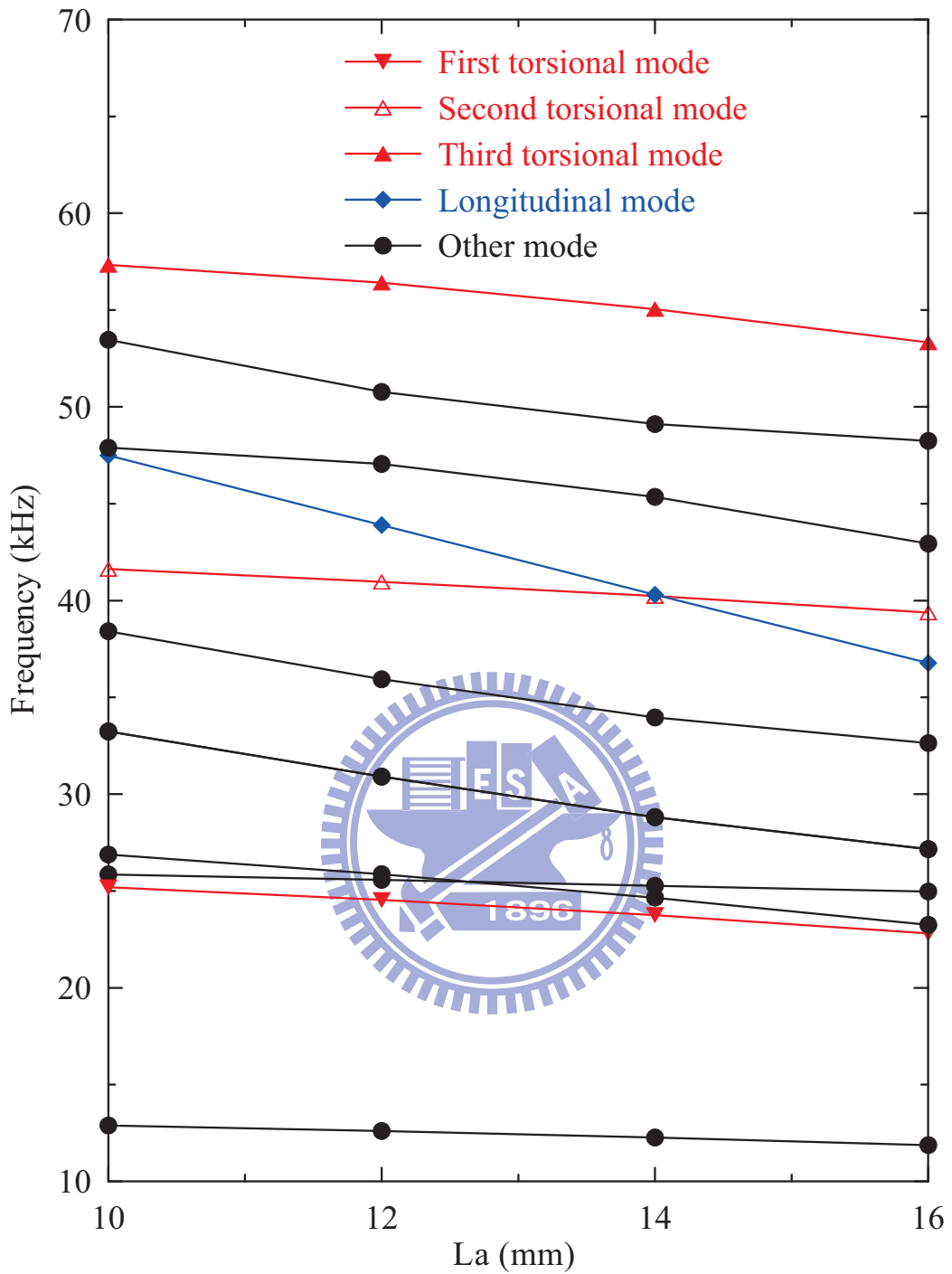


圖 3.19 三角形定子結構一於不同水平開槽長度下的自然頻率分佈，開槽位置：距離底端 2mm，L=30mm，H=19mm，t=2mm

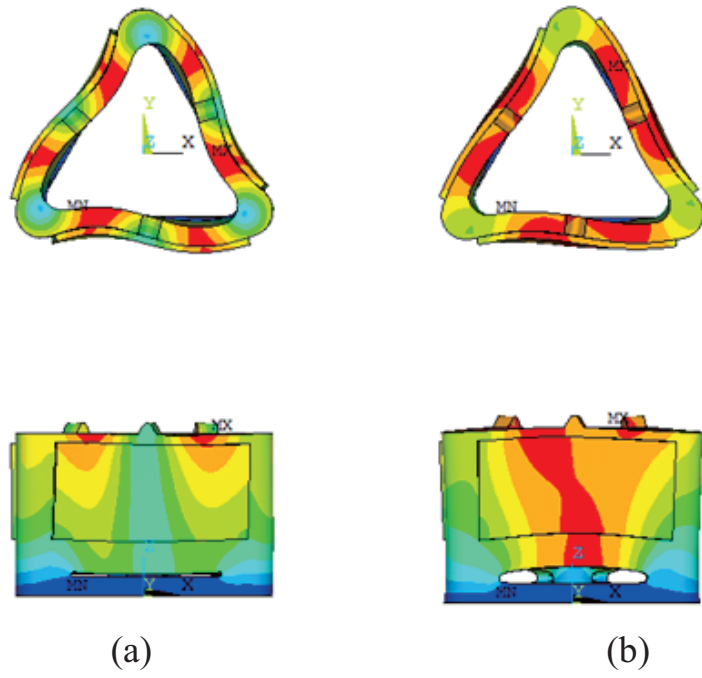


圖 3.20 三角形定子結構一之雙模態耦合圖，(a)第二扭轉模態，(b)基本縱

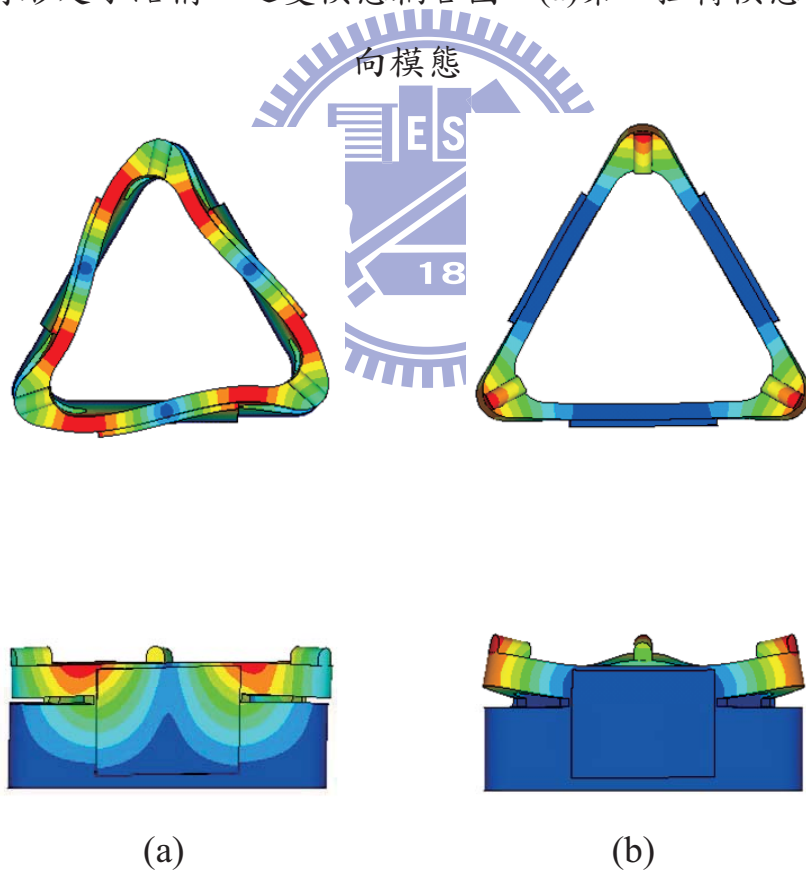


圖 3.21 三角形定子結構三之雙模態耦合圖，(a)第一扭轉模態，(b)基本縱
向模態

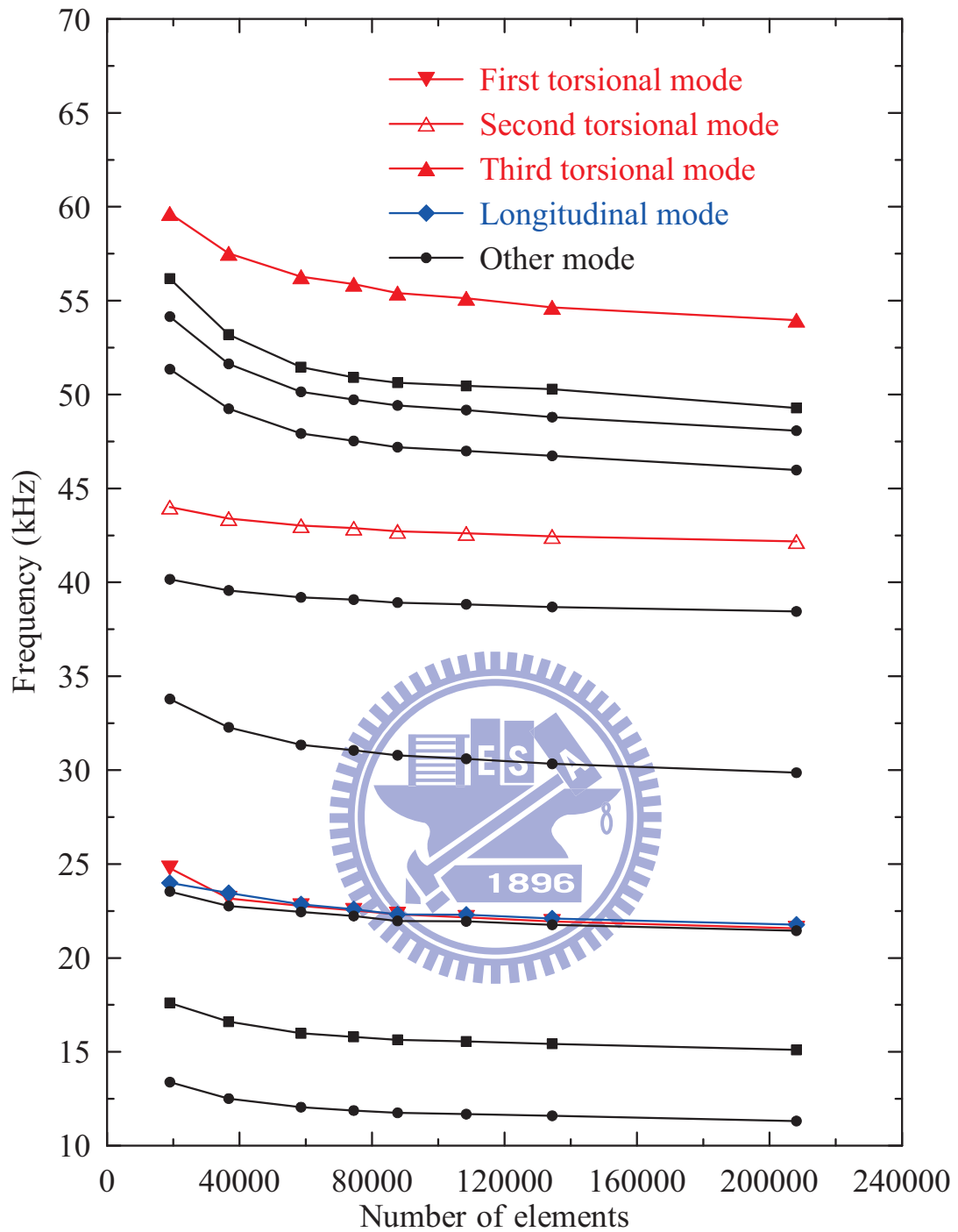


圖 3.22 三角形定子結構三於不同元素數量之自然頻率分佈，開槽位置距離頂端 2.5mm， $L=41\text{mm}$ ， $H=14\text{mm}$ ， $t=1.6\text{mm}$ ， $R_I=R_O=4.5\text{mm}$ ， $CL=13.28\text{mm}$

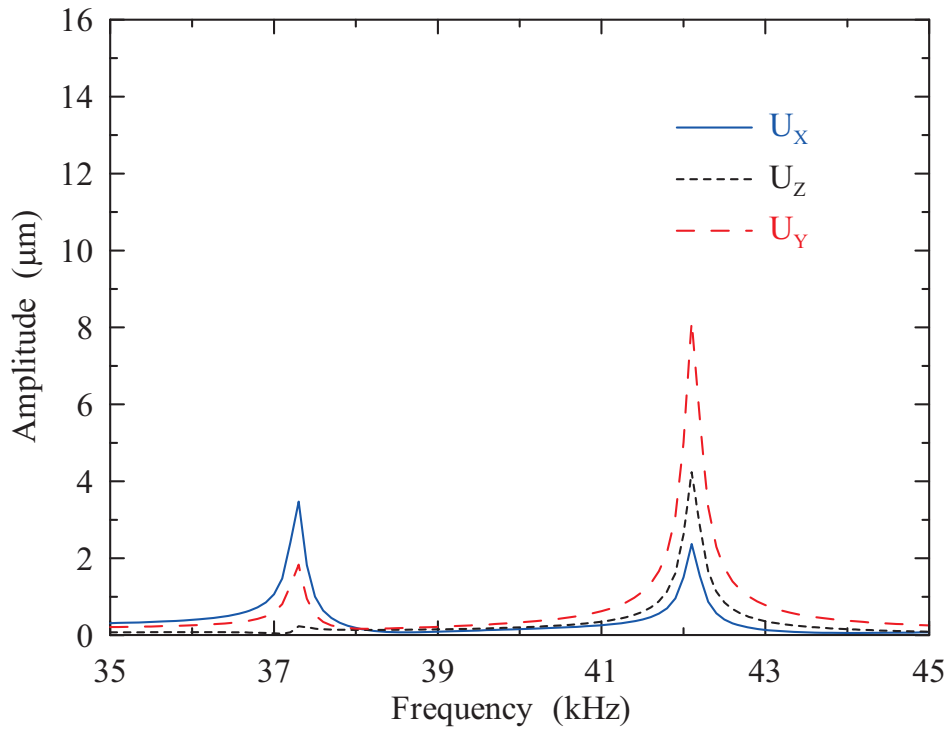


圖 3.23 定子結構一(a)突起點的振幅與頻率響應

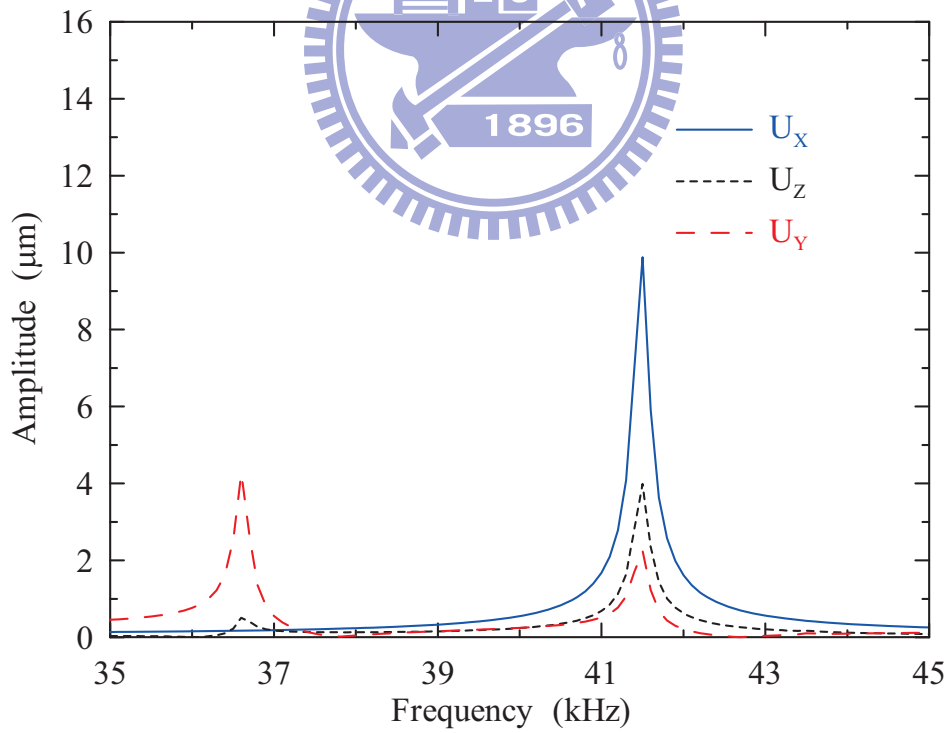


圖 3.24 定子結構一(b)突起點的振幅與頻率響應

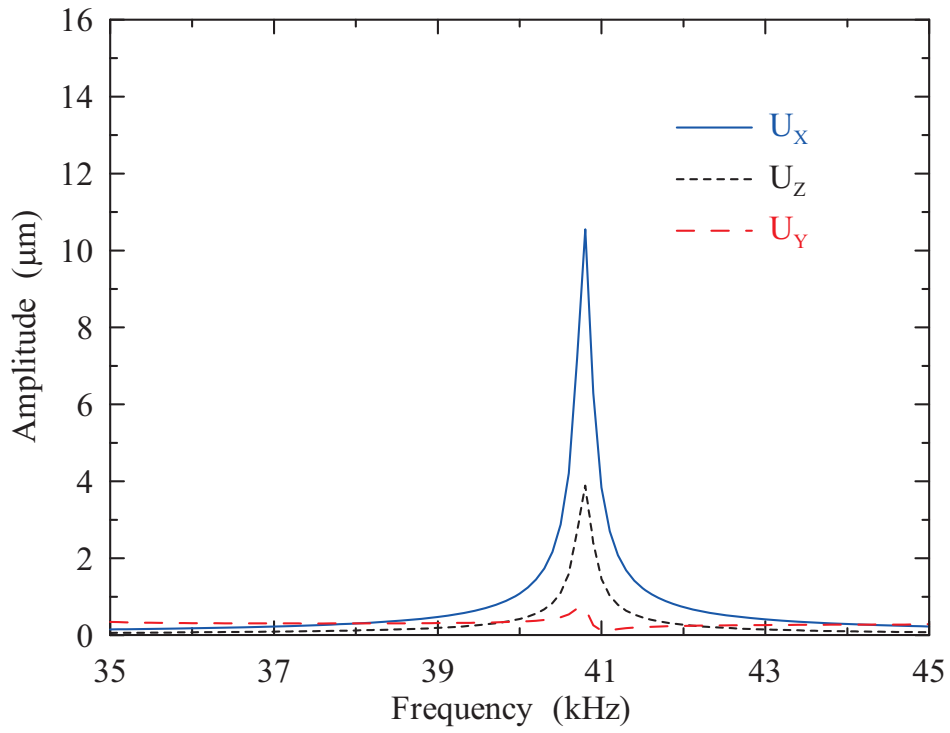


圖 3.25 定子結構一(c)突起點的振幅與頻率響應

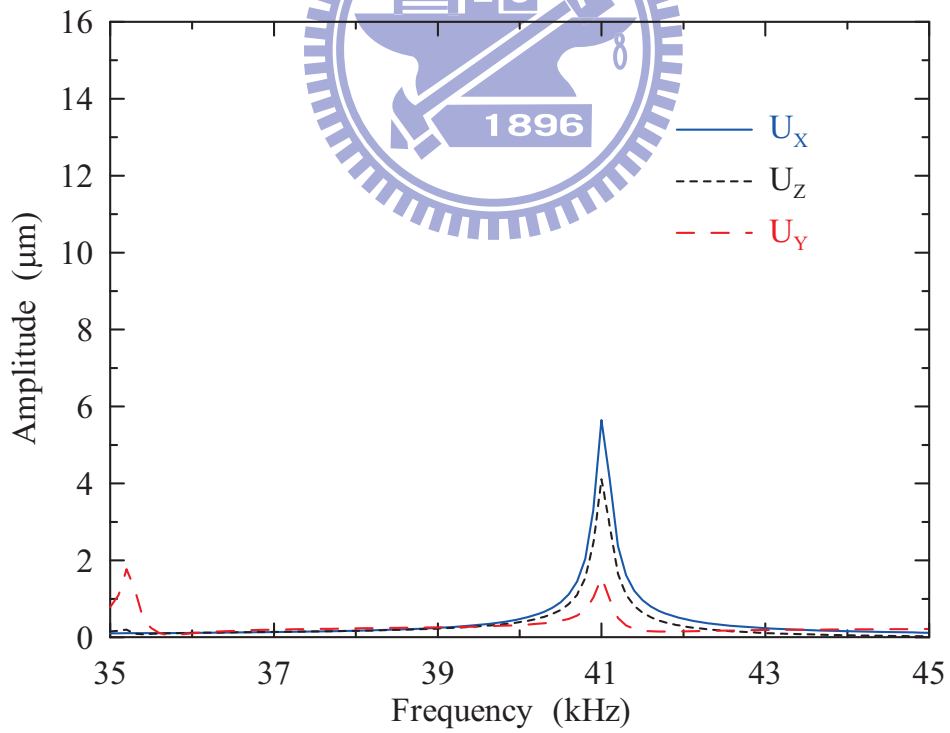


圖 3.26 定子結構一(d)突起點的振幅與頻率響應

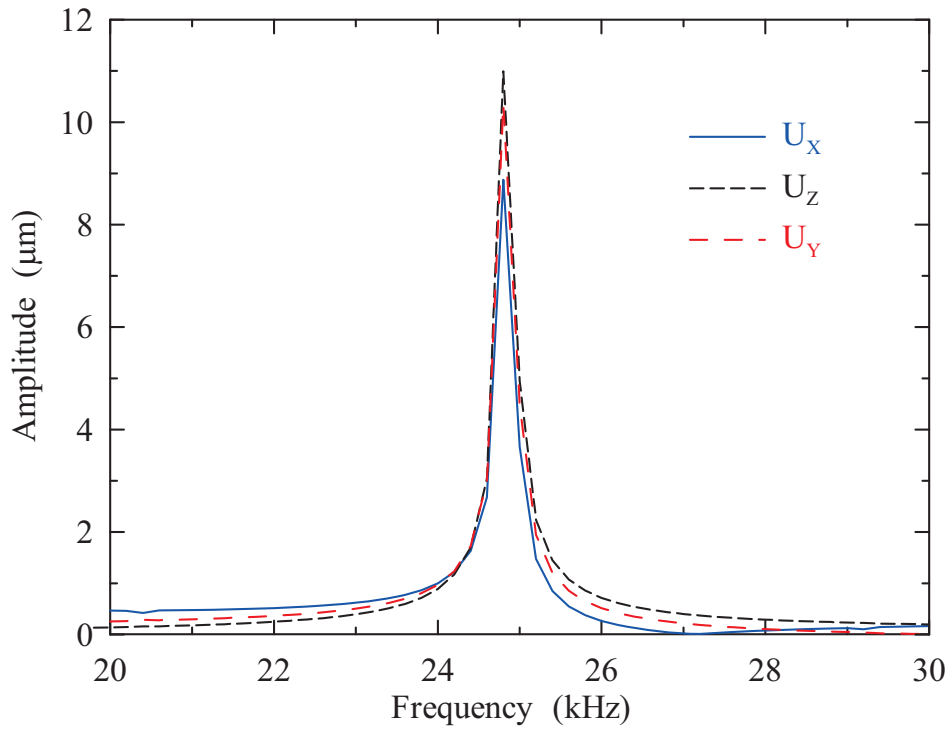


圖 3.27 定子結構二突起點的振幅與頻率響應

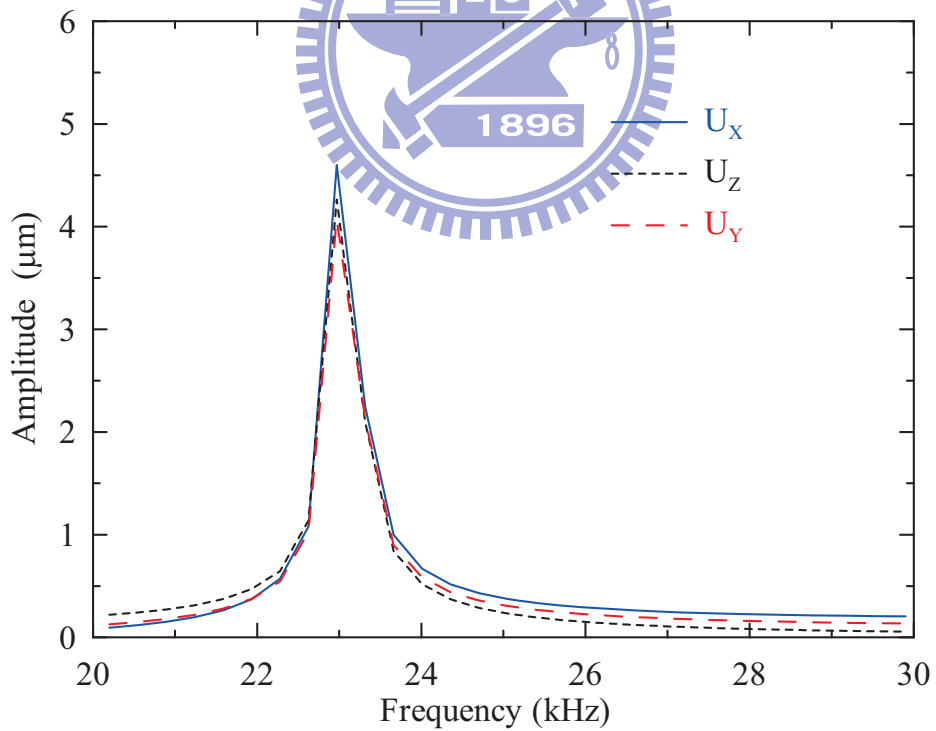
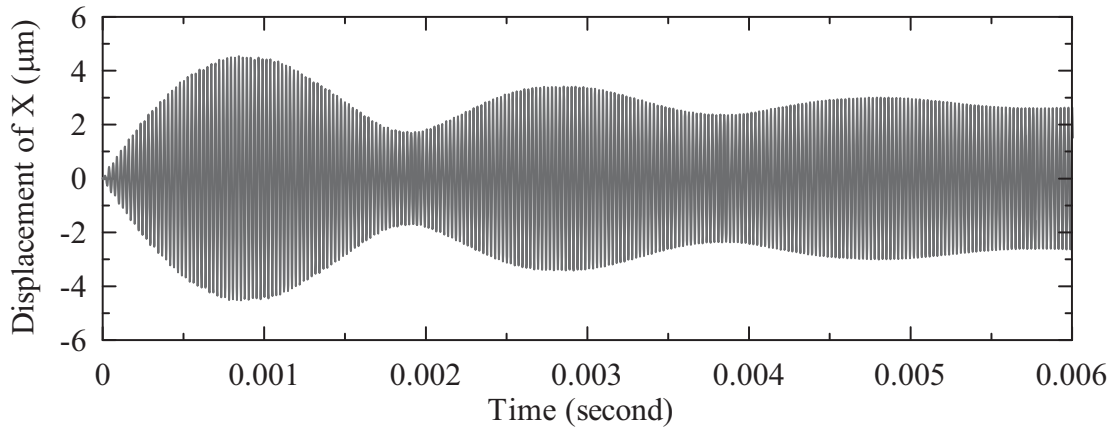
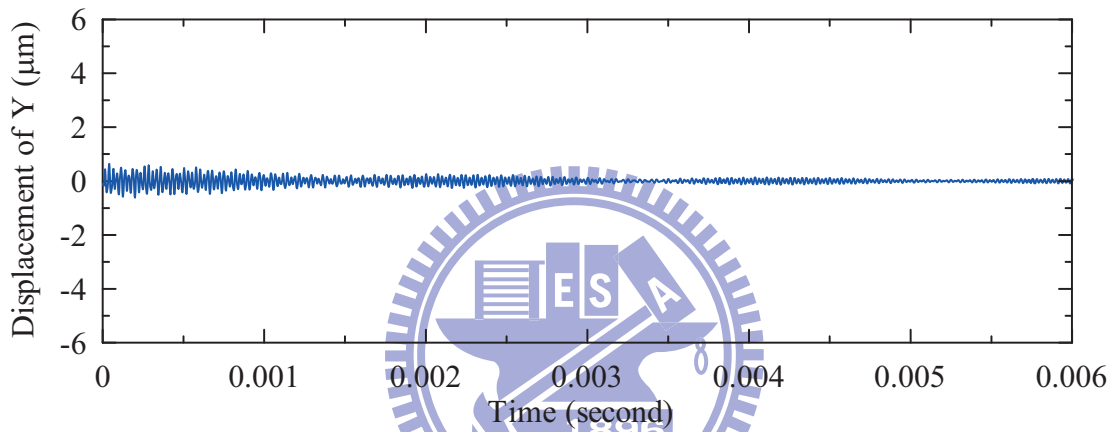


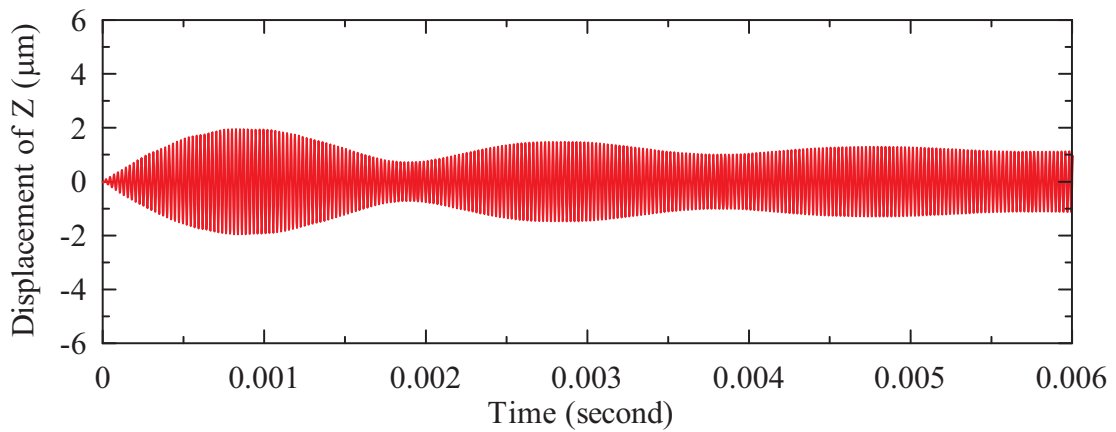
圖 3.28 定子結構三突起點的振幅與頻率響應



(a)

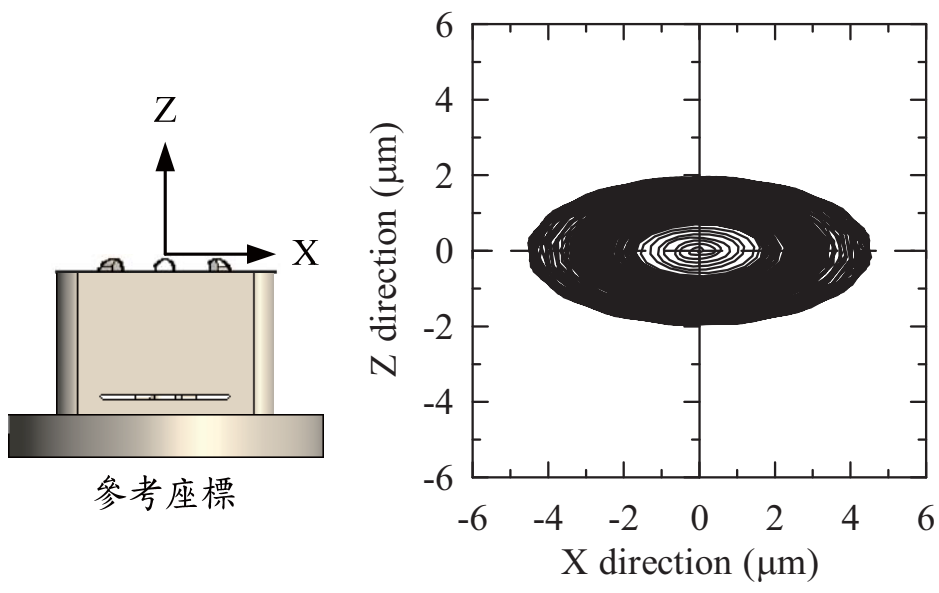


(b)

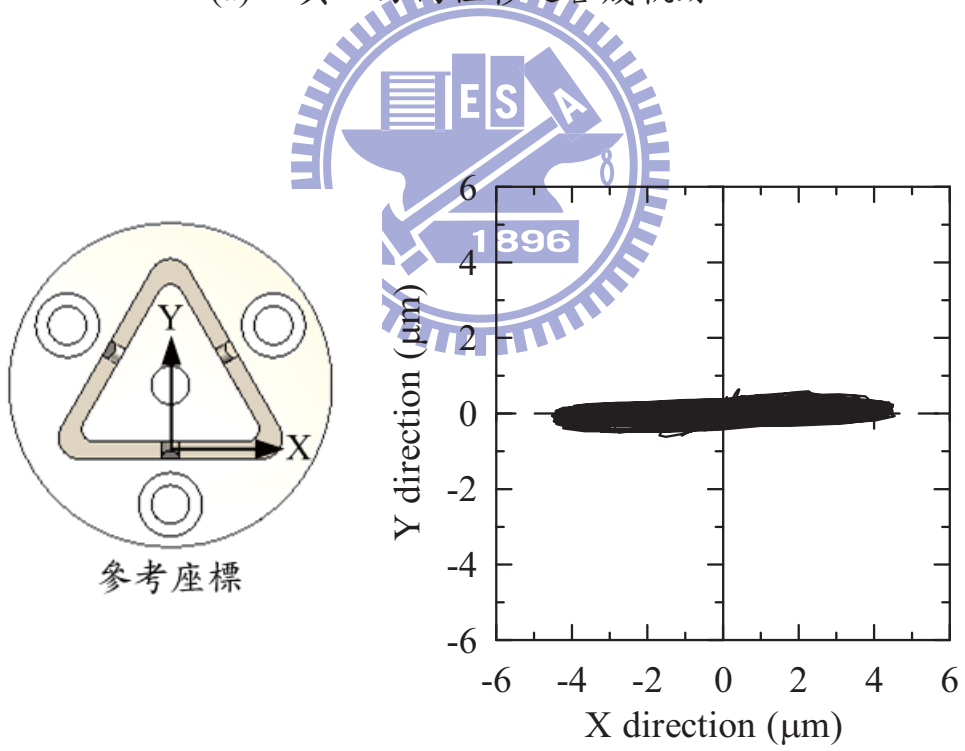


(c)

圖 3.29 電壓驅動 250 週期後定子結構一突起點的位移響應，(a) X 方向位移響應，(b) Y 方向位移響應，(c) Z 方向位移響應

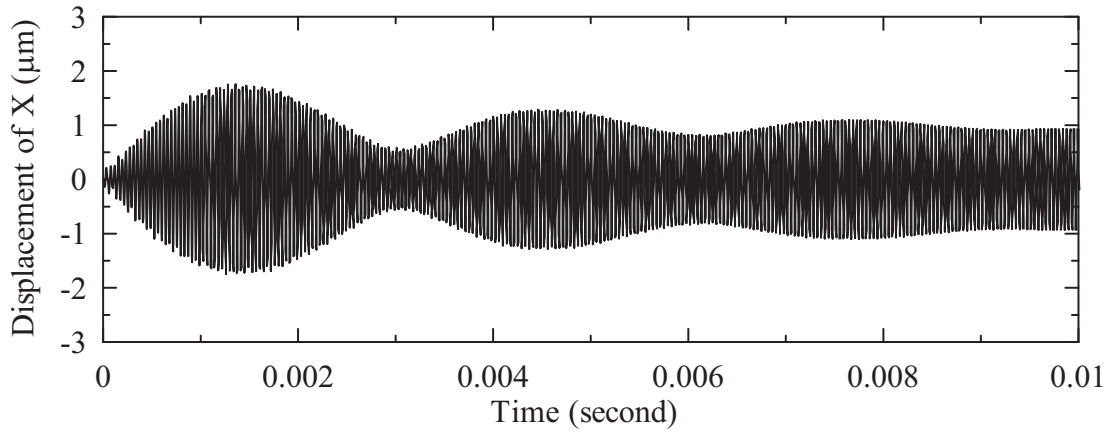


(a) X 與 Z 方向位移之合成軌跡

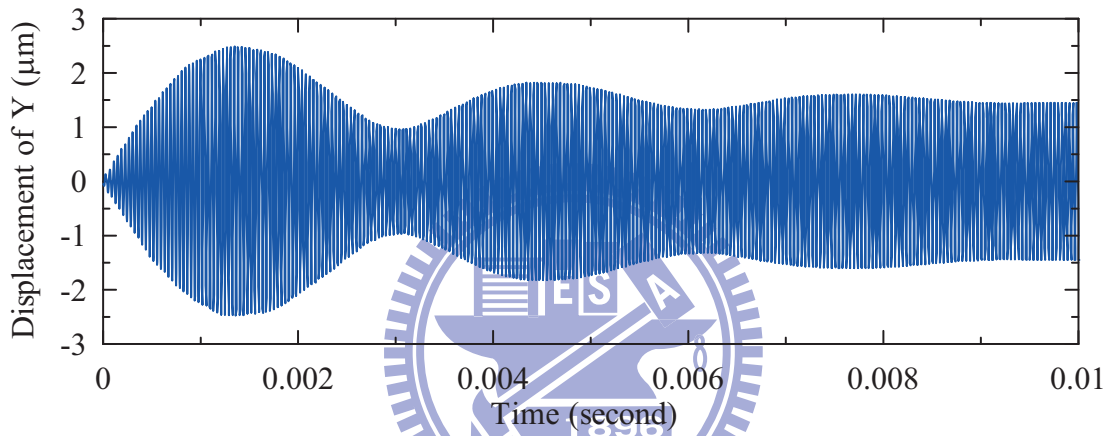


(b) X 與 Y 方向位移之合成軌跡

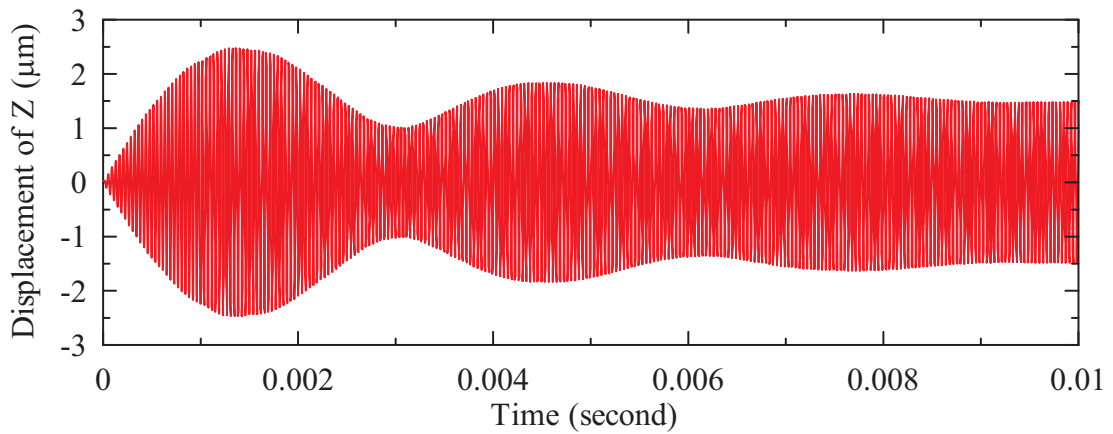
圖 3.30 定子結構一突起點之參考座標及運動軌跡



(a)

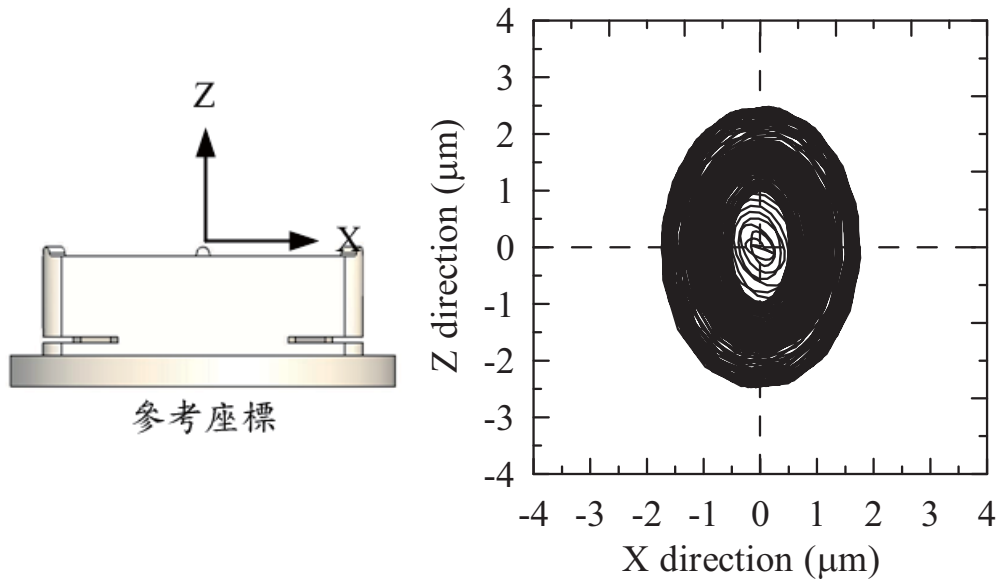


(b)

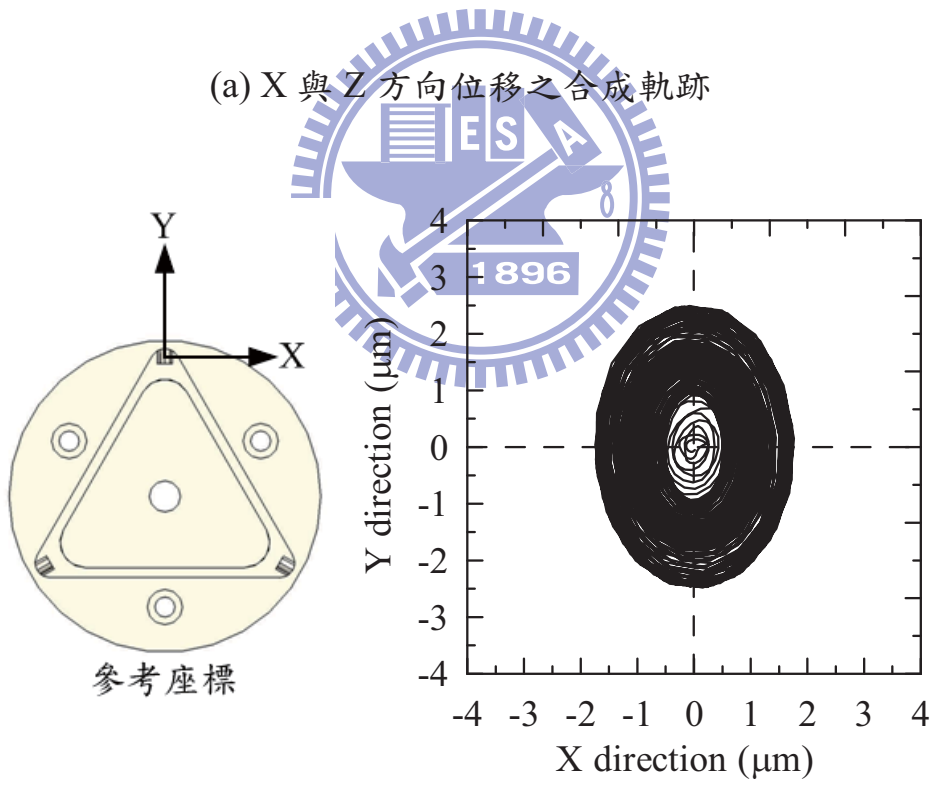


(c)

圖 3.31 電壓驅動 250 週期後定子結構二突起點的位移響應，(a) X 方向位移響應，(b) Y 方向位移響應，(c) Z 方向位移響應

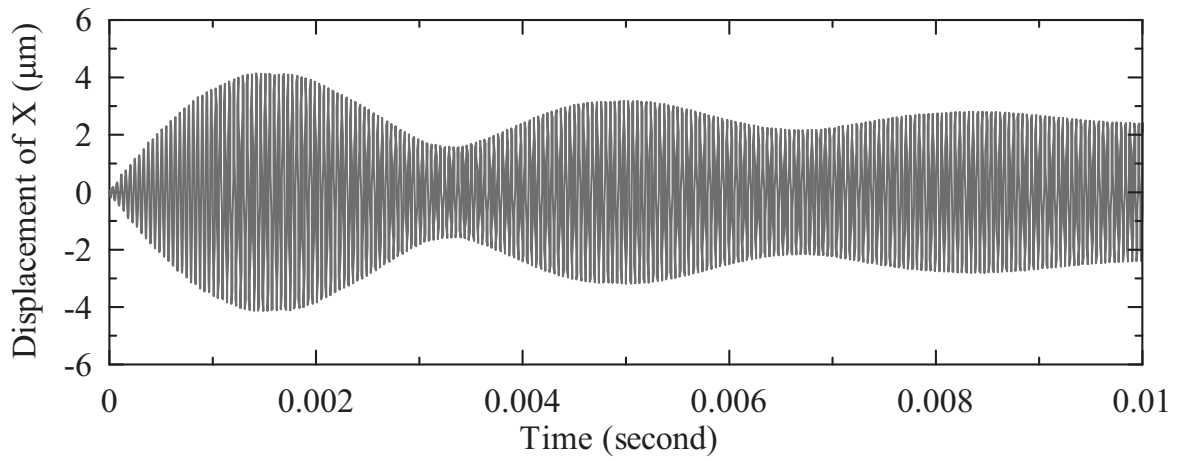


(a) X 與 Z 方向位移之合成軌跡

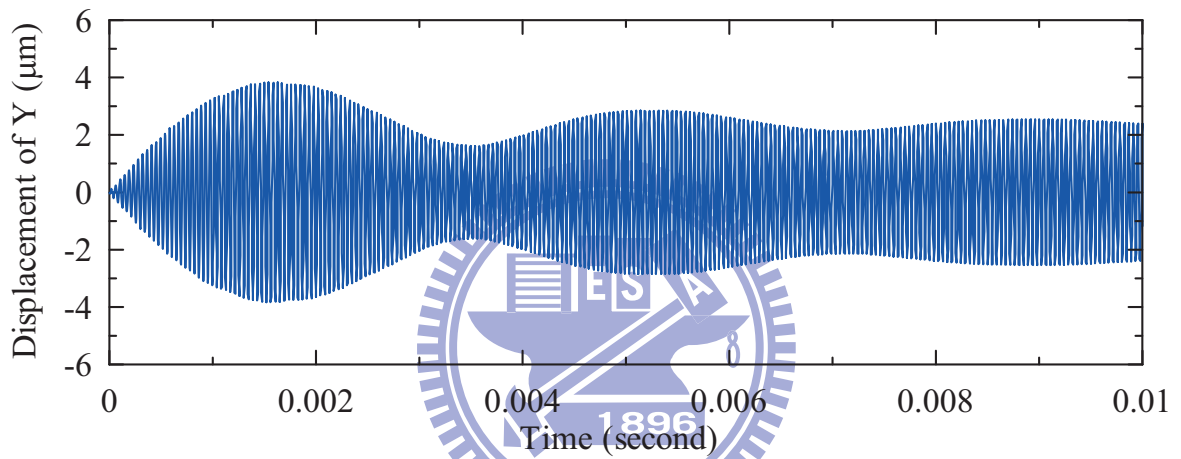


(b) X 與 Y 方向位移之合成軌跡

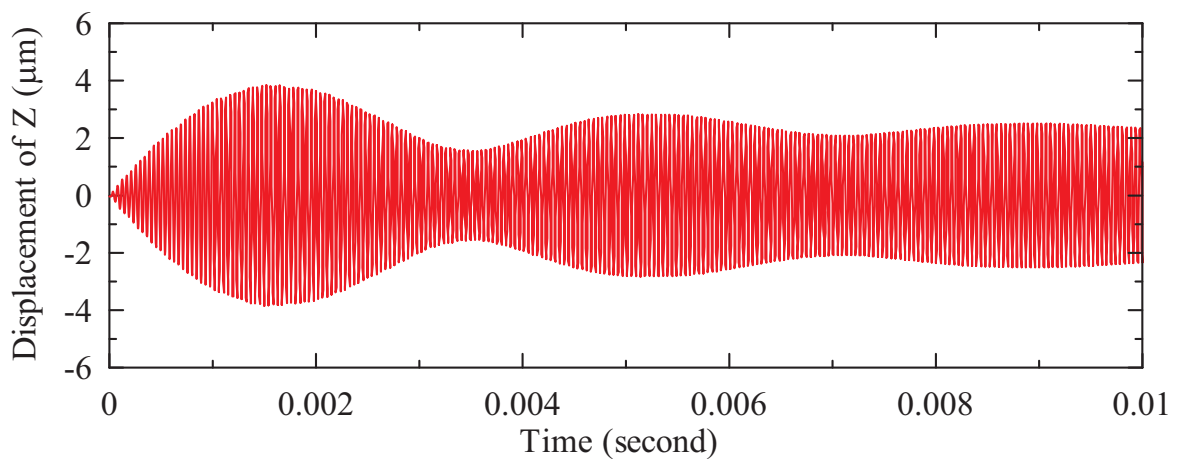
圖 3.32 定子結構二突起點之參考座標及運動軌跡



(a)

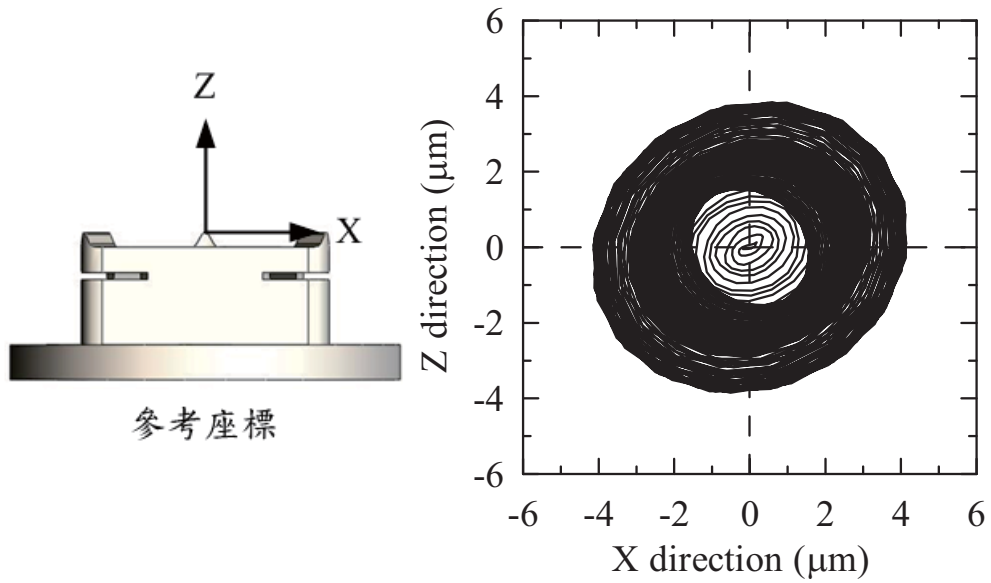


(b)

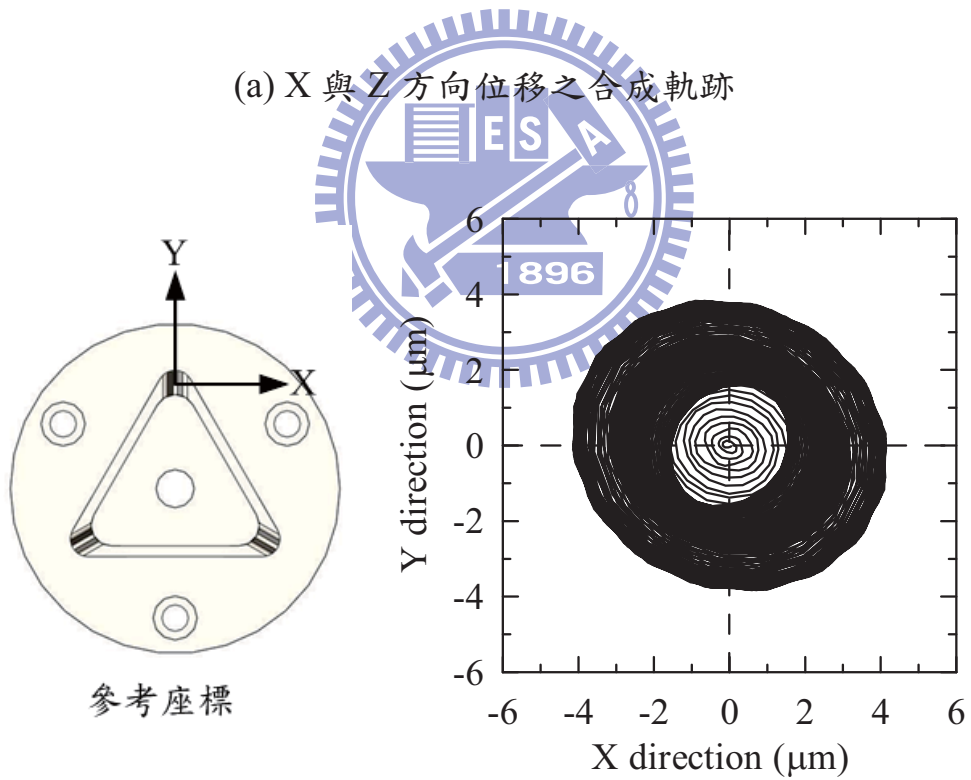


(c)

圖 3.33 電壓驅動 230 週期後定子結構三突起點的位移響應，(a) X 方向位移響應，(b) Y 方向位移響應，(c) Z 方向位移響應



(a) X 與 Z 方向位移之合成軌跡



(b) X 與 Y 方向位移之合成軌跡

圖 3.34 定子結構三突起點之參考座標及運動軌跡

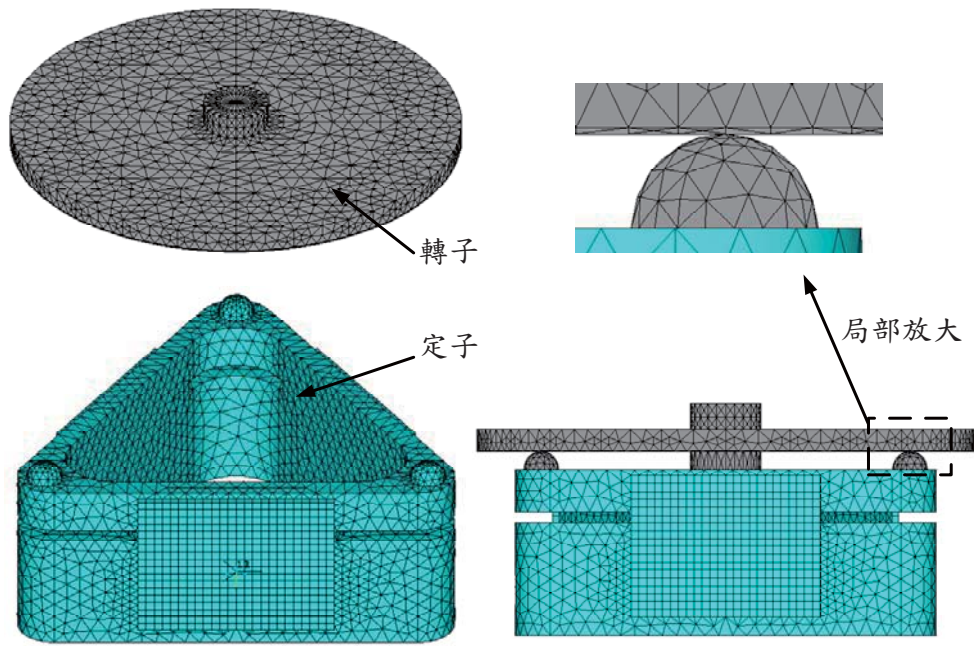


圖 3.35 定子結構三與轉子之有限元素模型

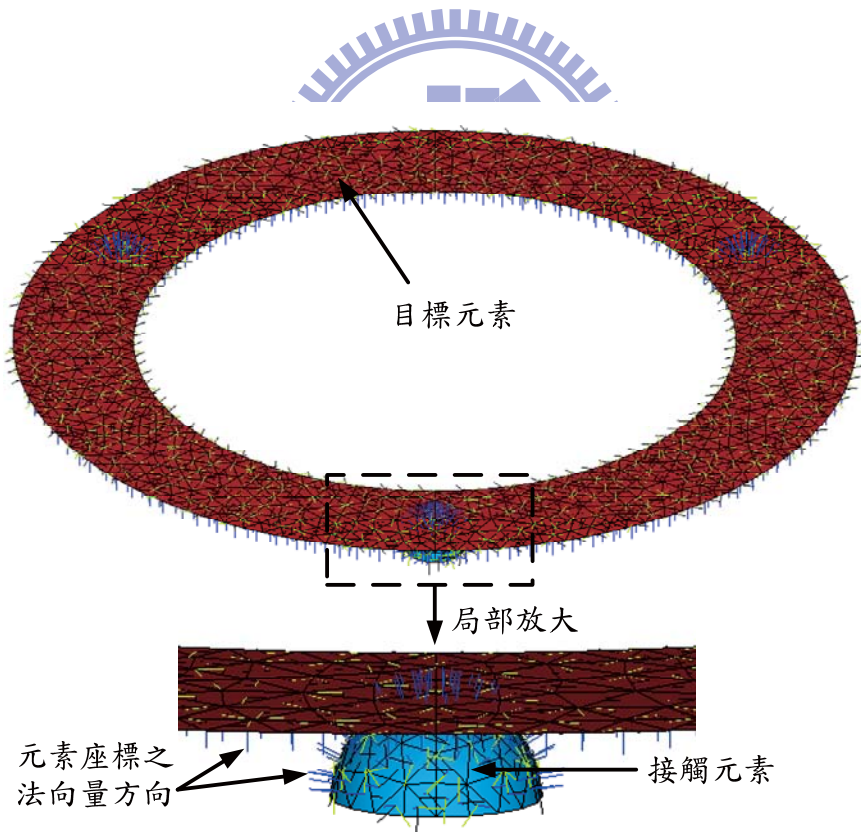


圖 3.36 接觸對元素座標之法向量示意圖

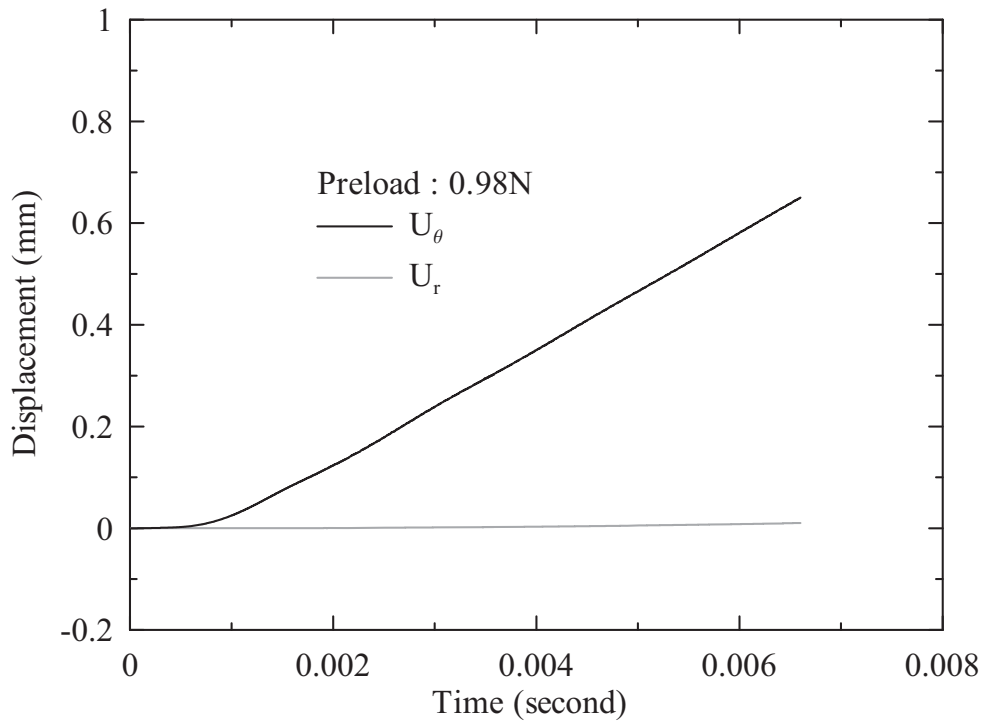


圖 3.37 定子結構三驅動 150 週期後，轉子的暫態位移響應

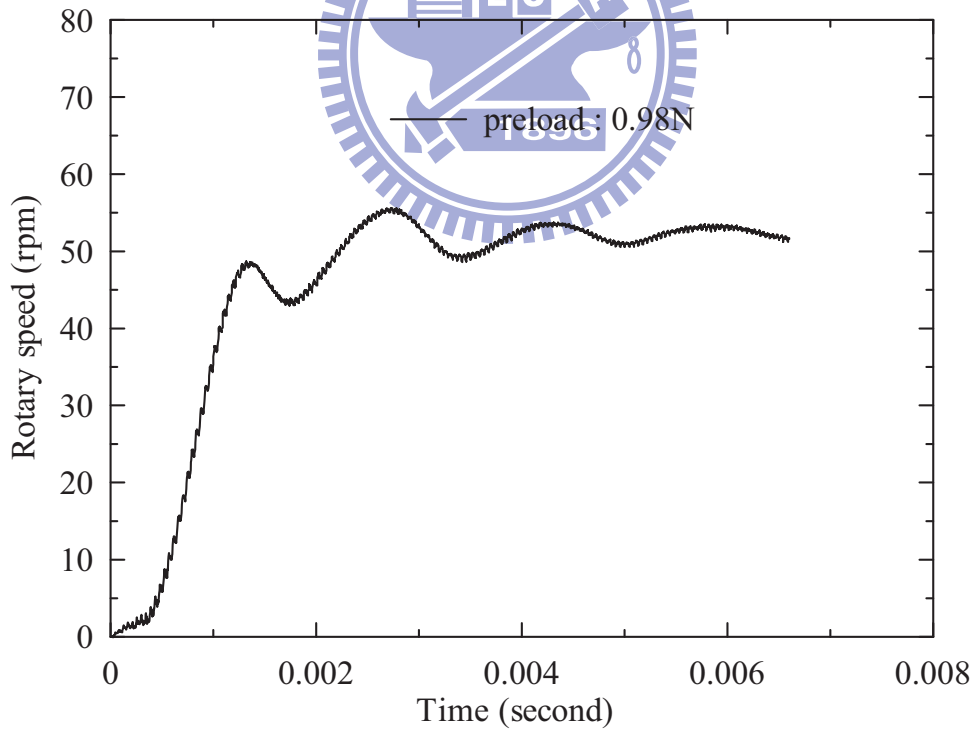


圖 3.38 定子結構三驅動 150 週期後，轉子的暫態速度響應

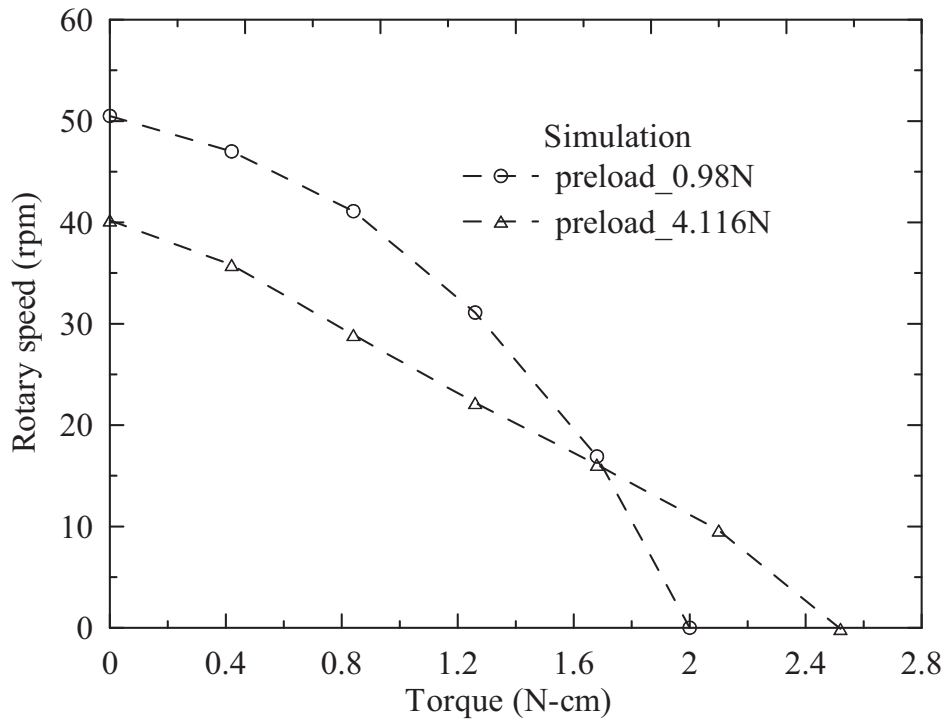


圖 3.39 預壓力 0.98N 與 4.116N 作用下，轉速與扭矩的關係曲線

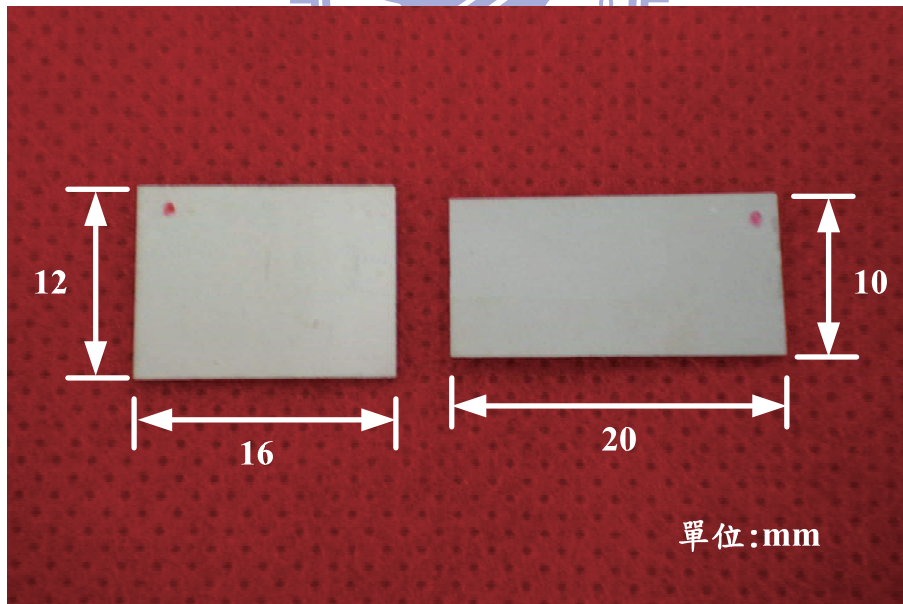
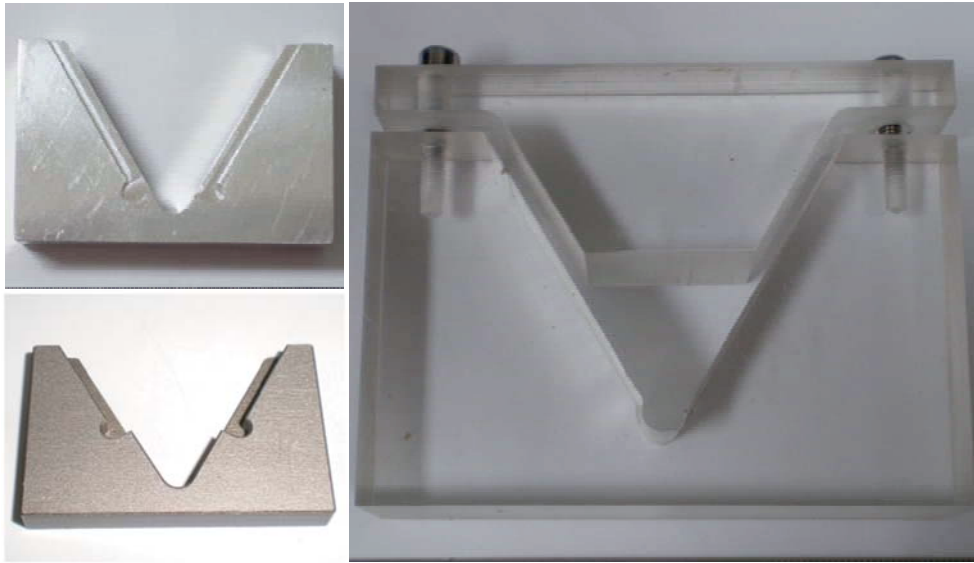


圖 4.1 方形壓電陶瓷



(a)

(b)

圖 4.2 實驗輔助工具(a)壓電片黏貼輔助器，(b)壓克力夾具

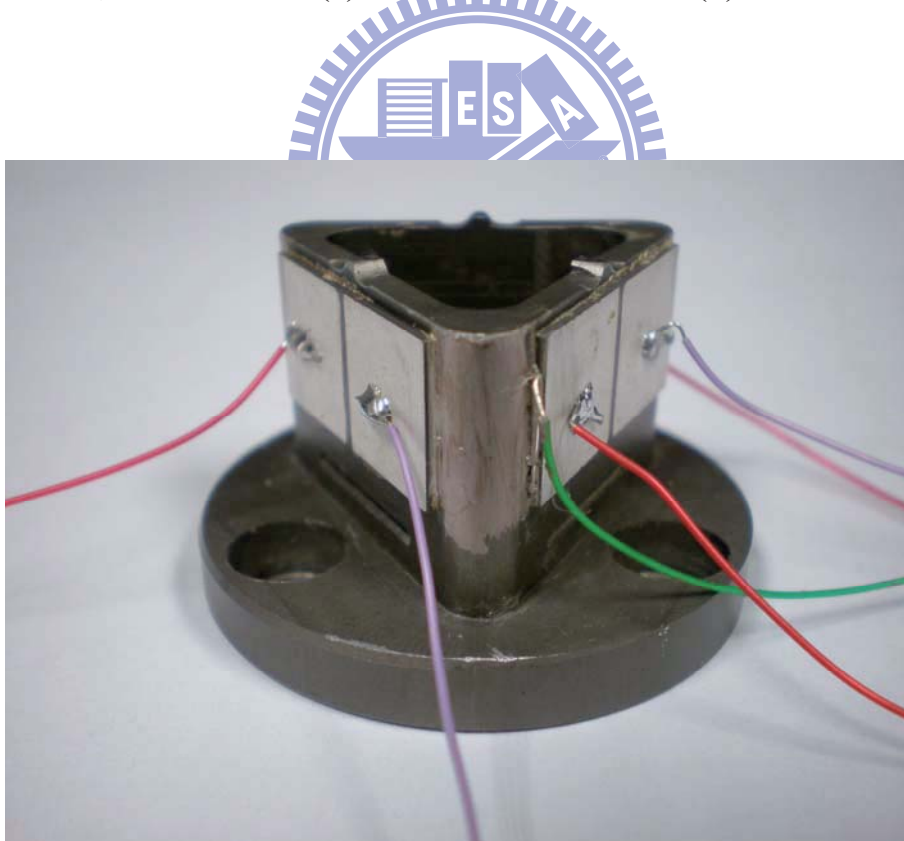


圖 4.3 超音波馬達定子結構一原型

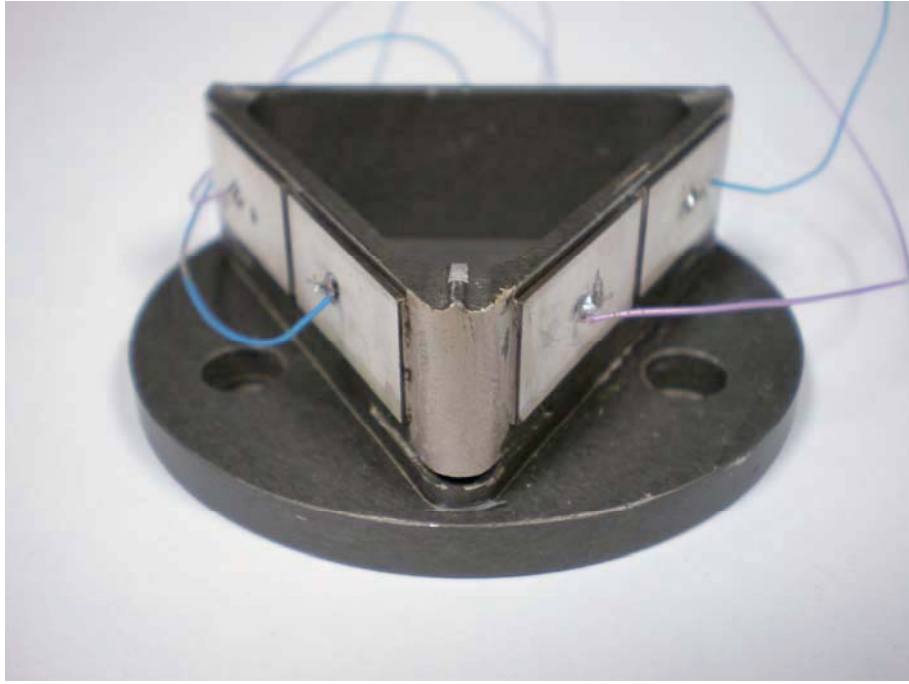


圖 4.4 超音波馬達定子結構二原型

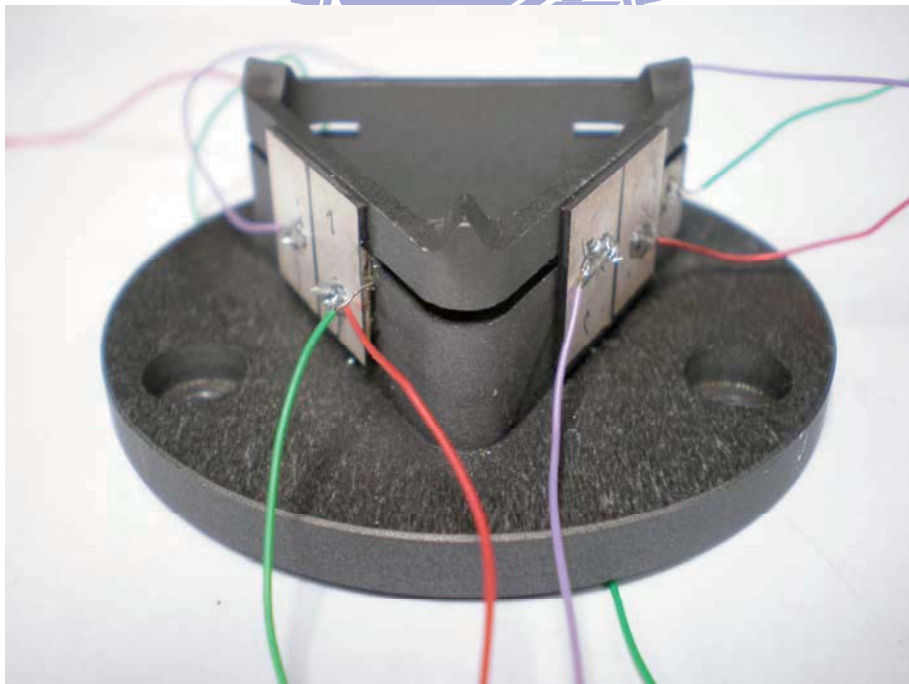


圖 4.5 超音波馬達定子結構三原型，接觸點為定子頂點突起



圖 4.6 超音波馬達定子結構三原型，接觸點為鋼球

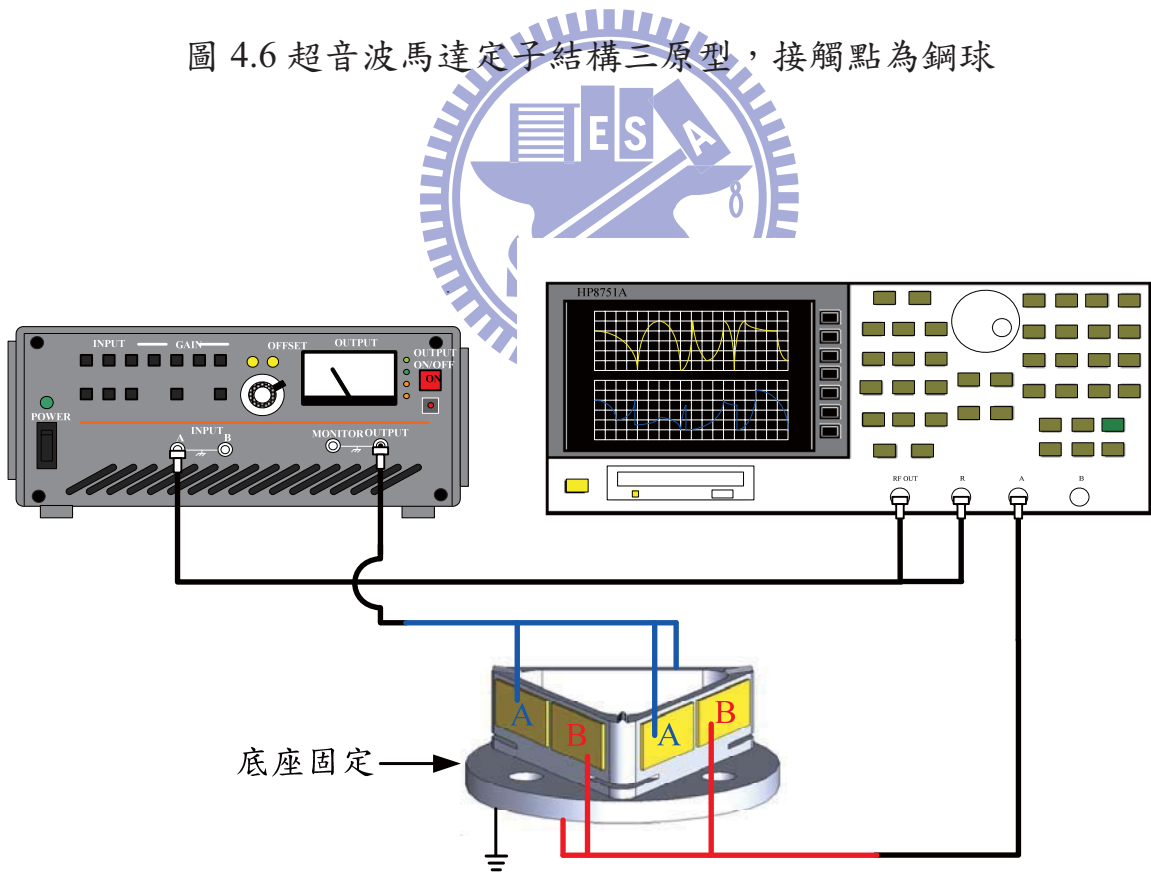


圖 4.7 網路分析儀量測馬達定子共振頻率示意圖

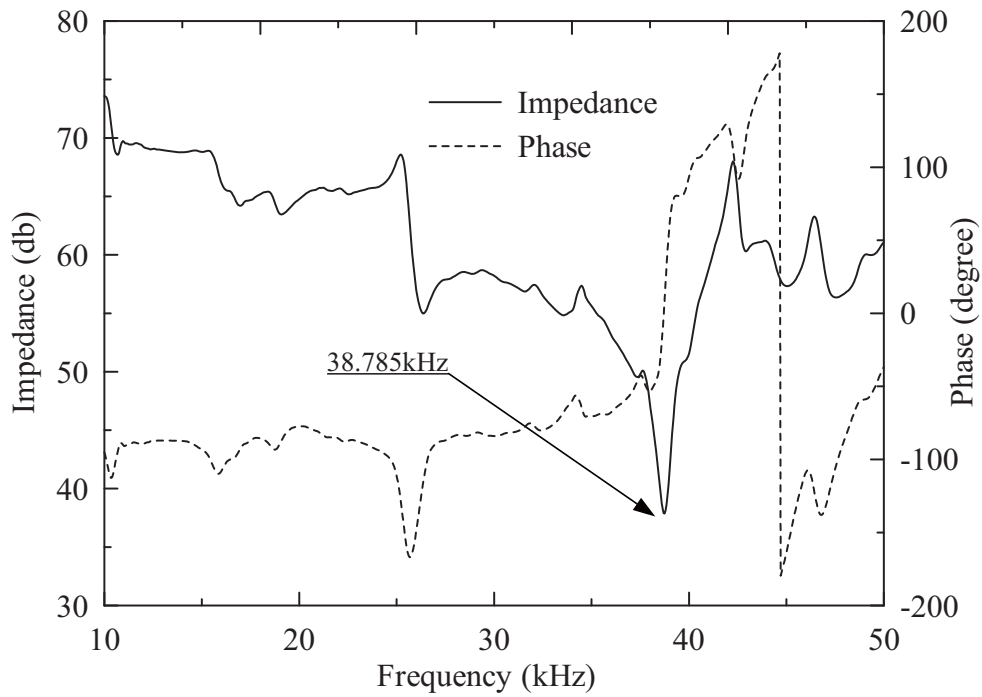


圖 4.8 實驗量測超音波馬達定子結構一的阻抗與相位頻譜

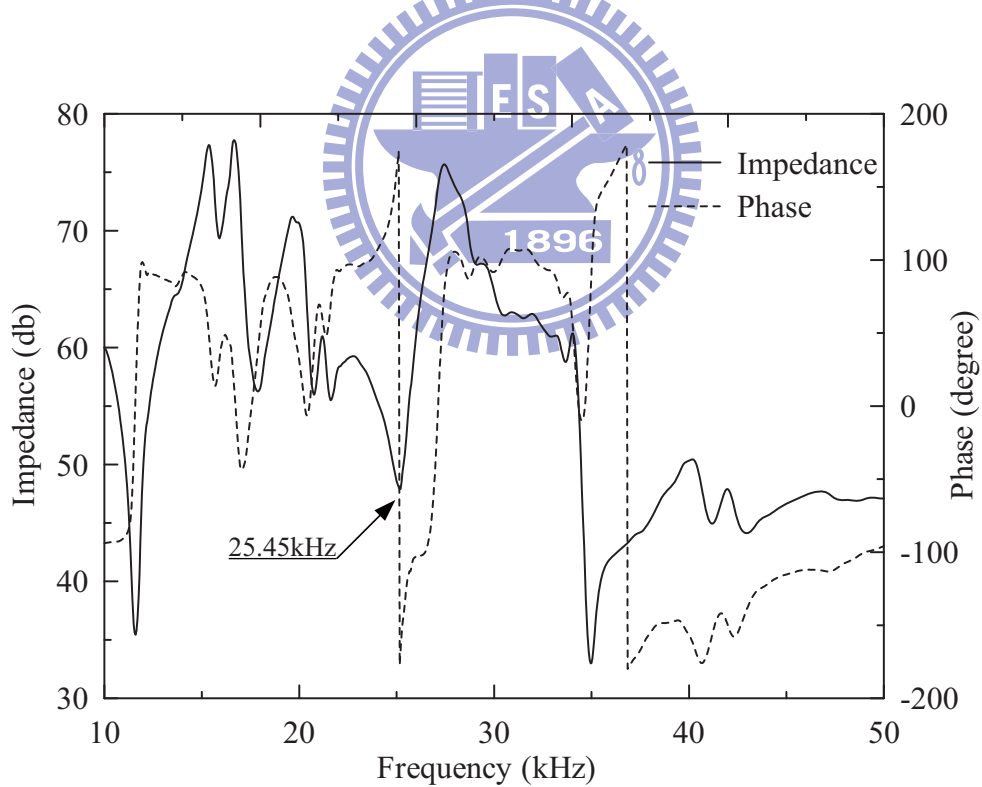


圖 4.9 實驗量測超音波馬達定子結構二的阻抗與相位頻譜

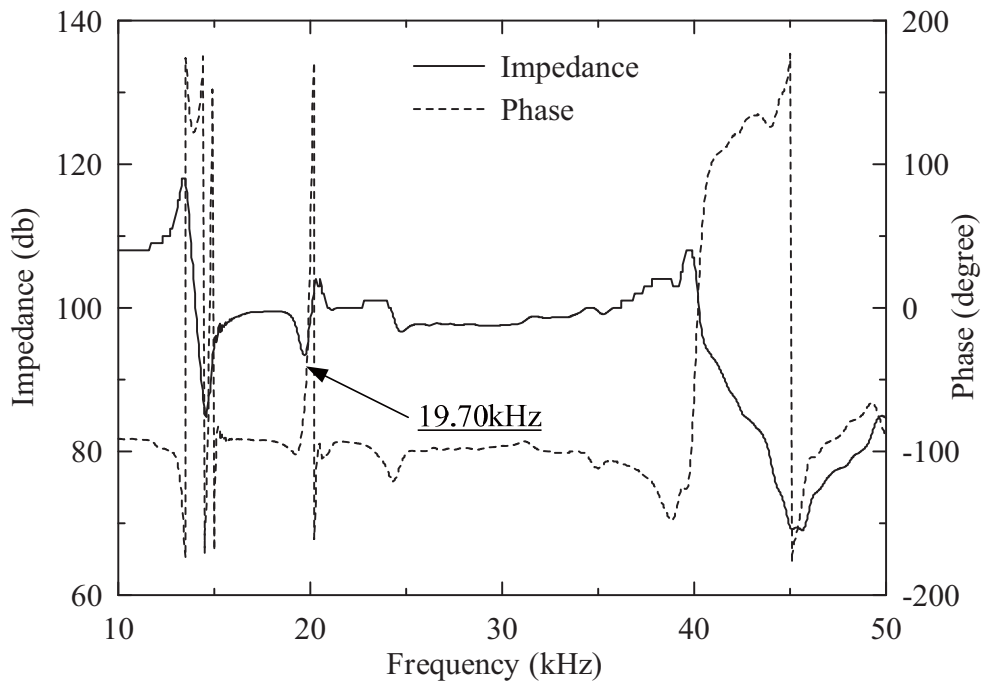


圖 4.10 實驗量測超音波馬達定子結構三的阻抗與相位頻譜，接觸點為定
子頂點突起

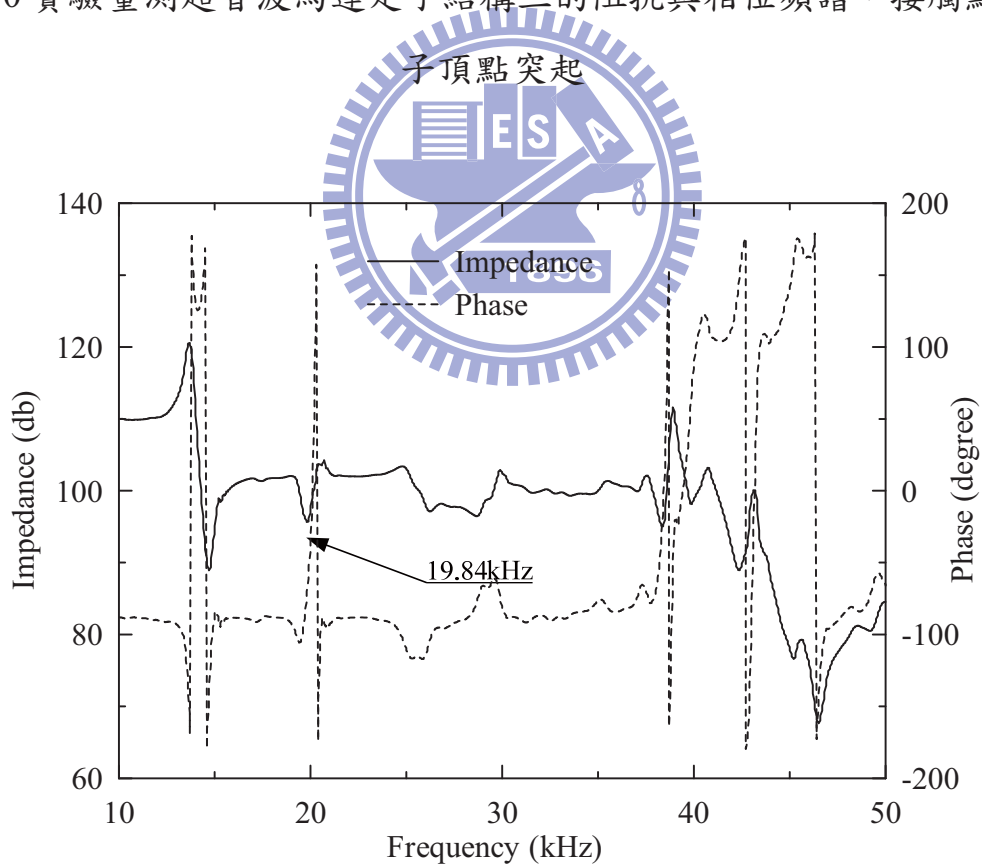


圖 4.11 實驗量測超音波馬達定子結構三的阻抗與相位頻譜，接觸點為鋼
球

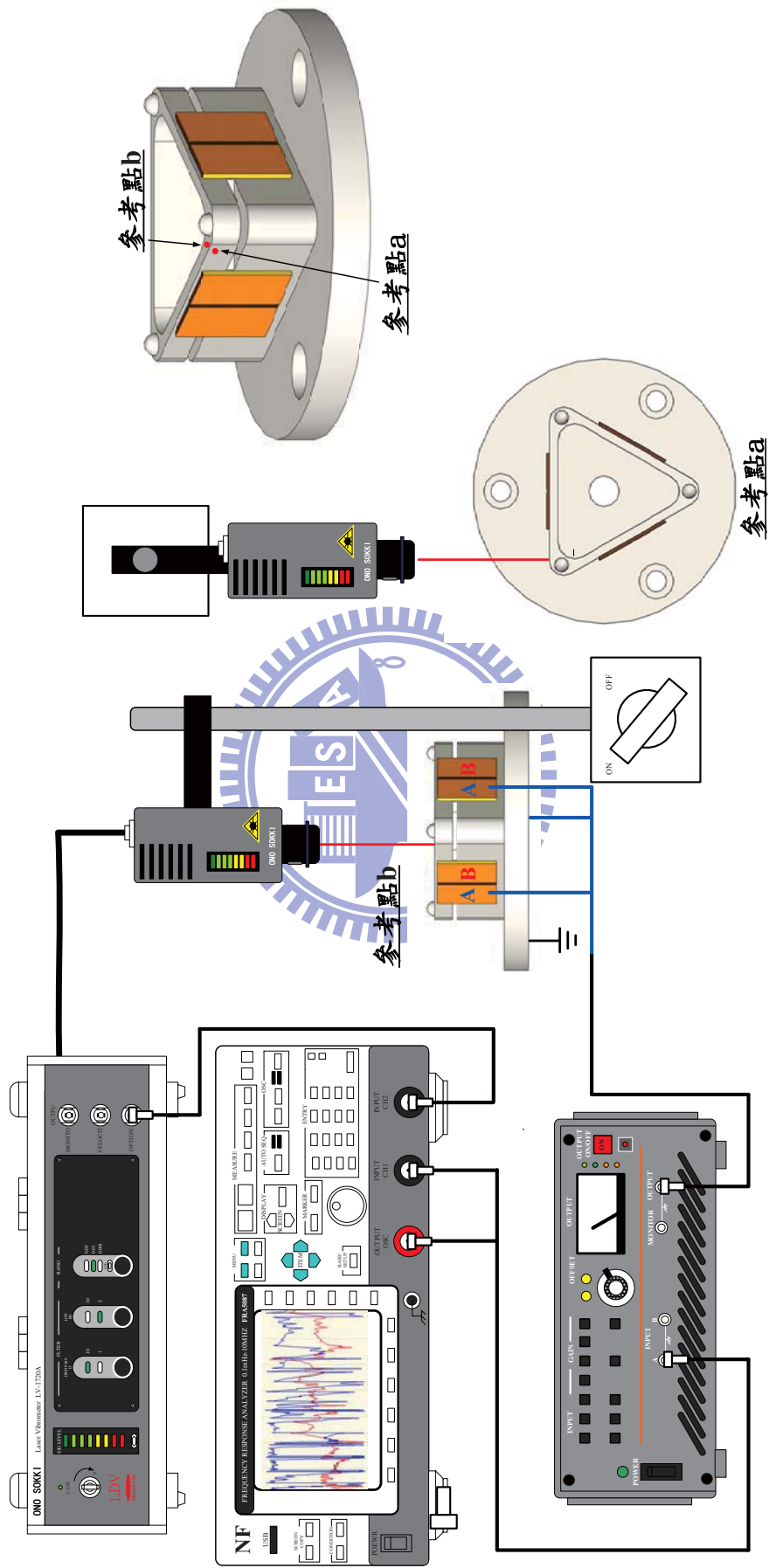


圖 4.12 雷射都卜勒測振儀量測馬達定子結構三共振頻率示意圖，接觸點為鋼球

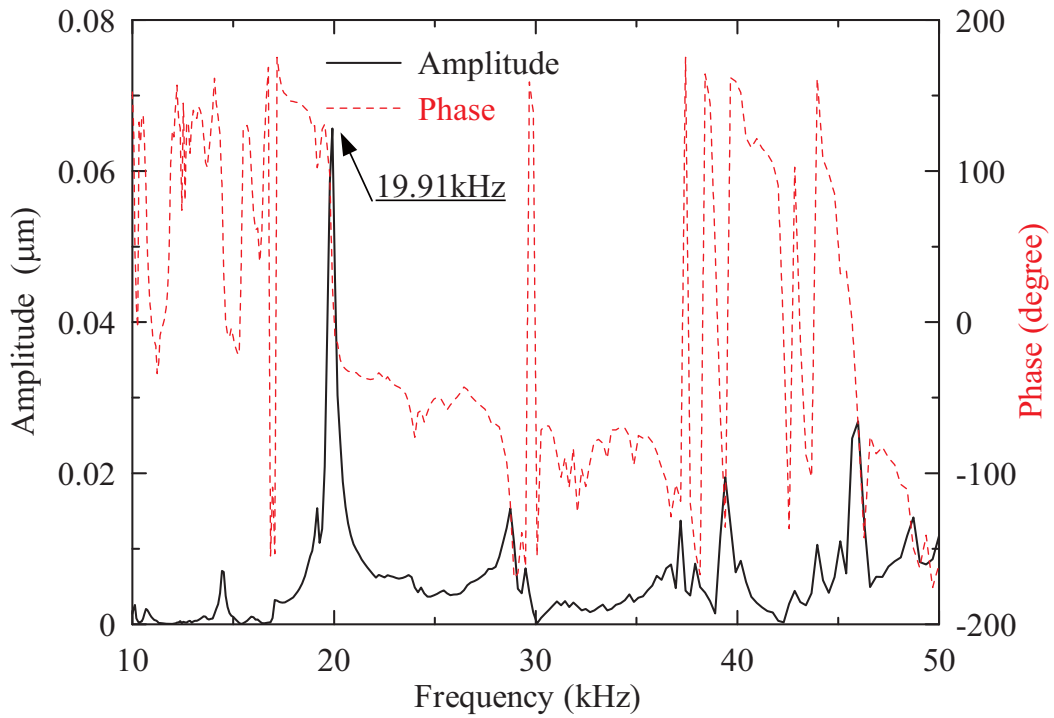


圖 4.13 LDV 量測馬達定子結構三參考點 a 的振幅頻率響應曲線，接觸點

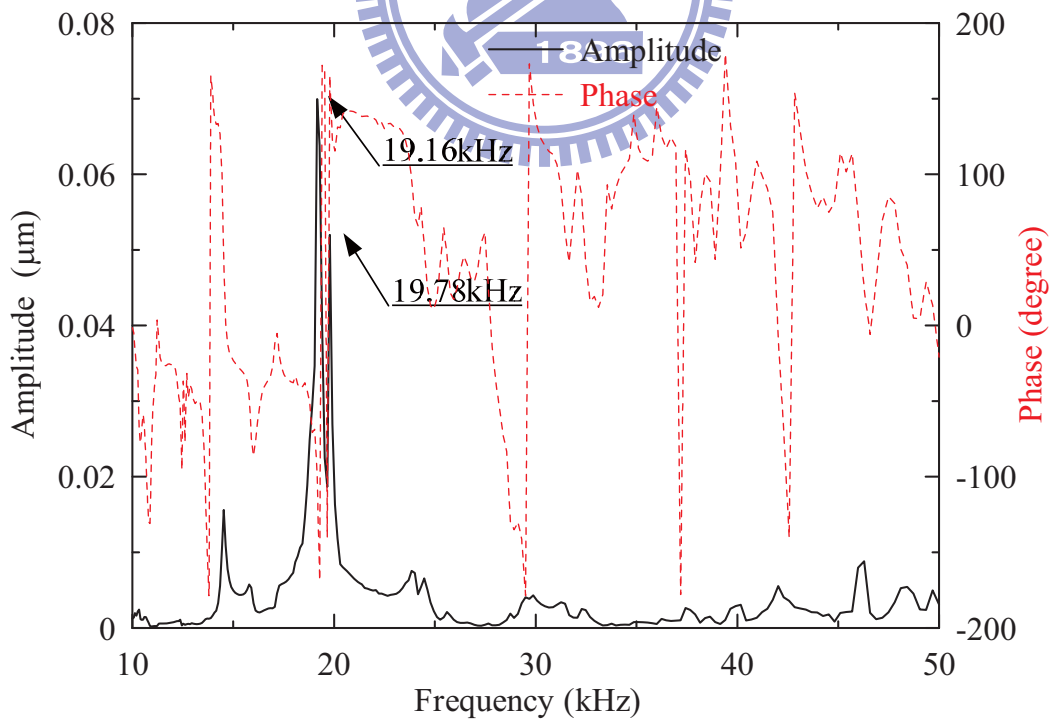


圖 4.14 LDV 量測馬達定子結構三參考點 b 的振幅頻率響應曲線，接觸點

為鋼球

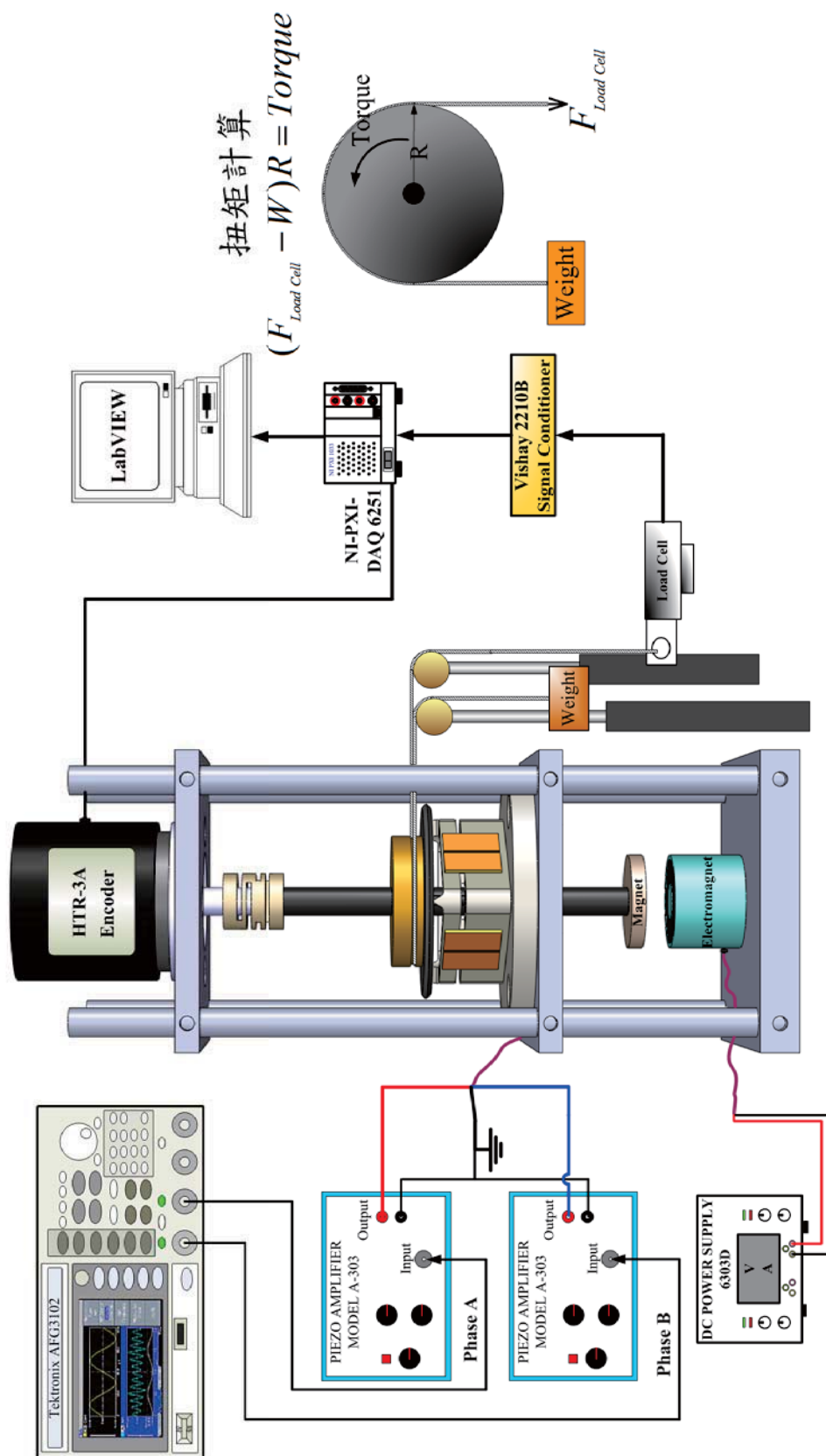


圖 4.15 超音波馬達之扭矩與轉速性能量測，實驗架構示意圖

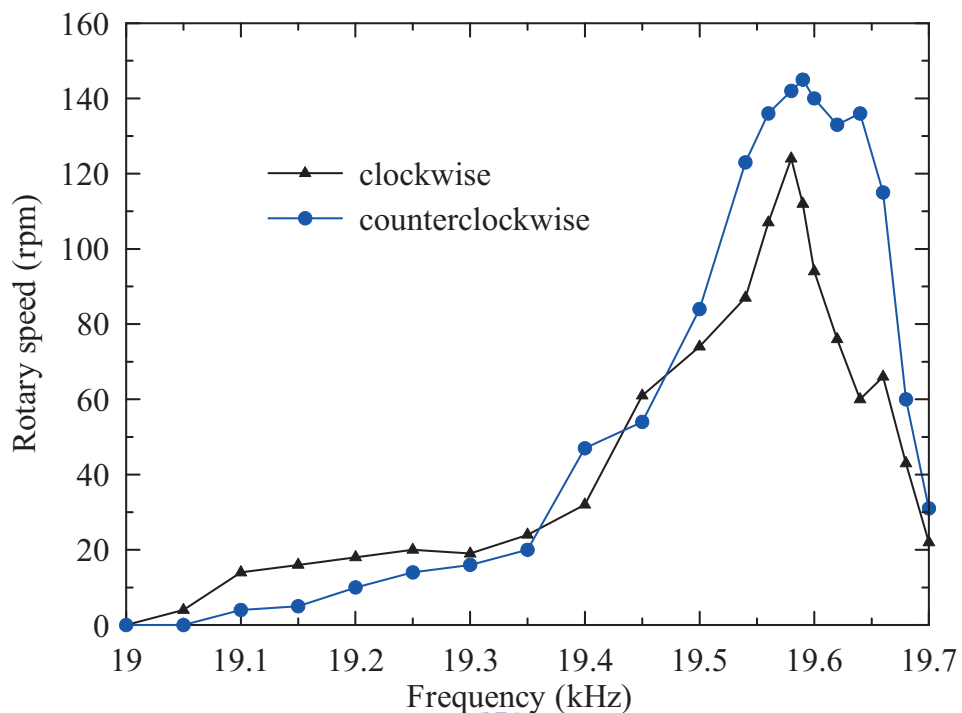


圖 4.16 超音波馬達原型機三之驅動頻率與轉速曲線，接觸點為定子頂點

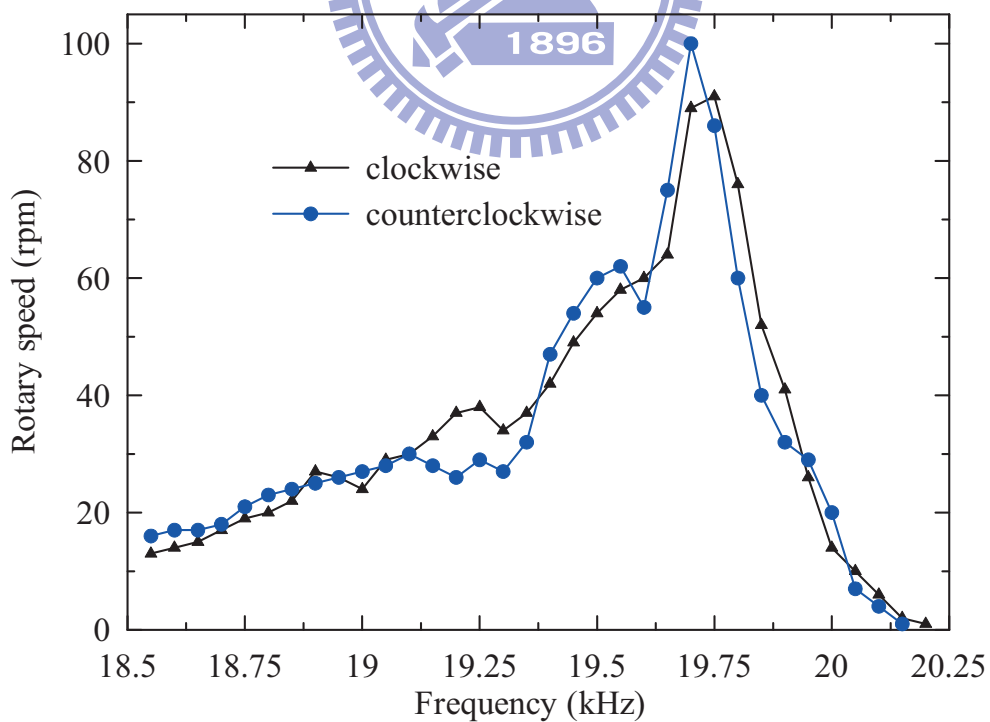


圖 4.17 超音波馬達原型機三之驅動頻率與轉速曲線，接觸點為鋼球

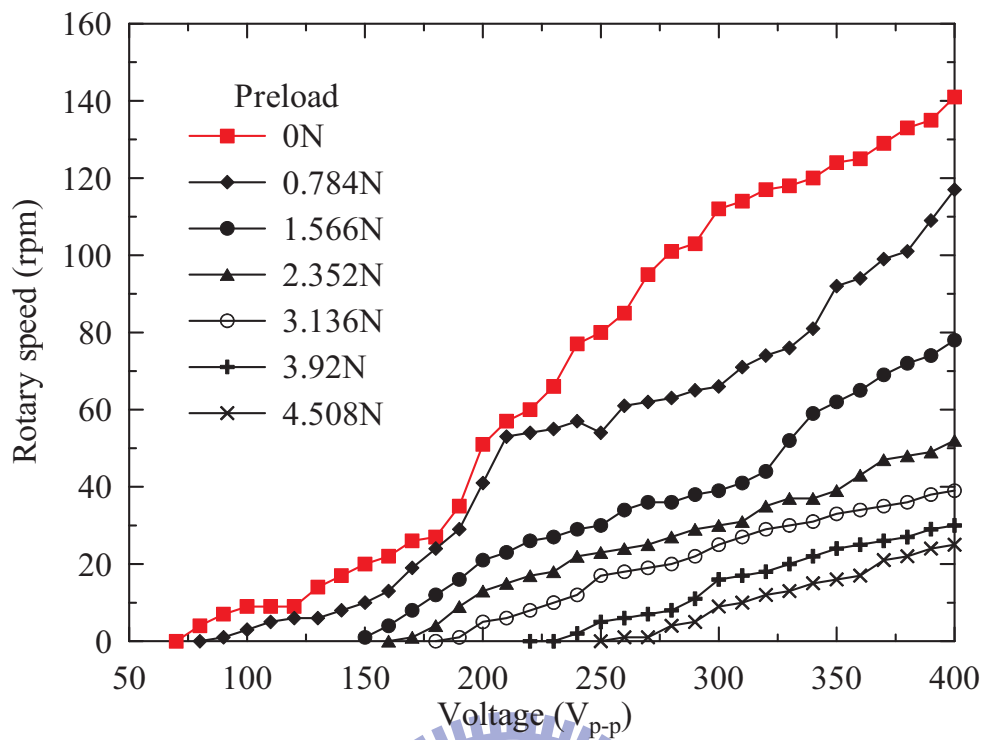


圖 4.18 超音波馬達原型機三之驅動電壓與轉速曲線，接觸點為定子頂點突起

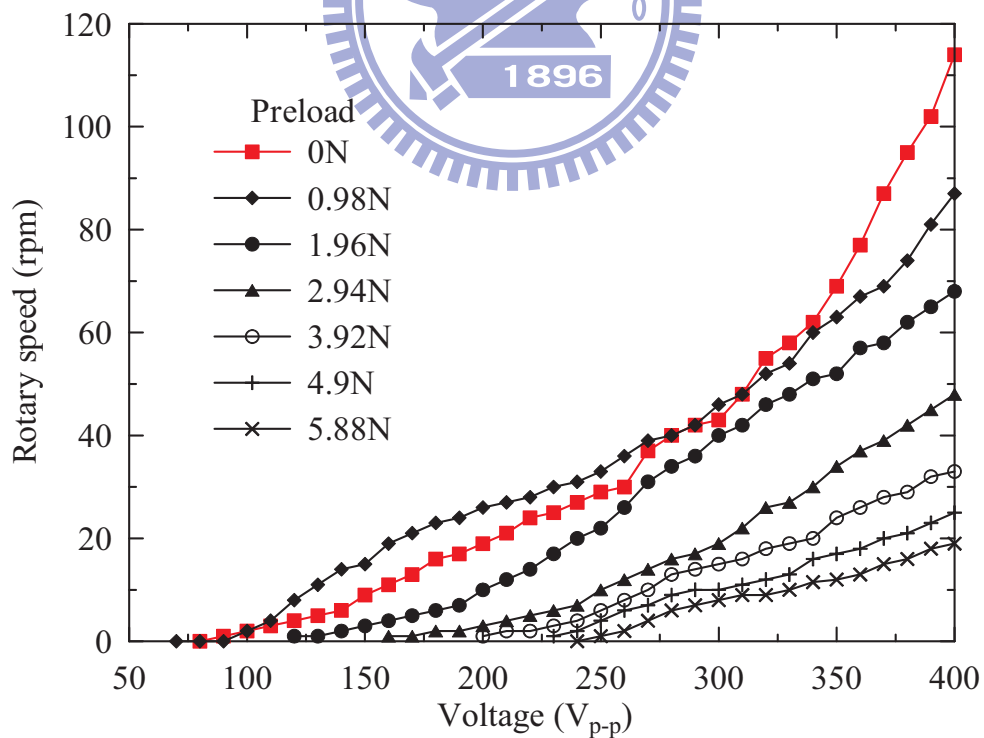


圖 4.19 超音波馬達原型機三之驅動電壓與轉速曲線，接觸點為鋼球

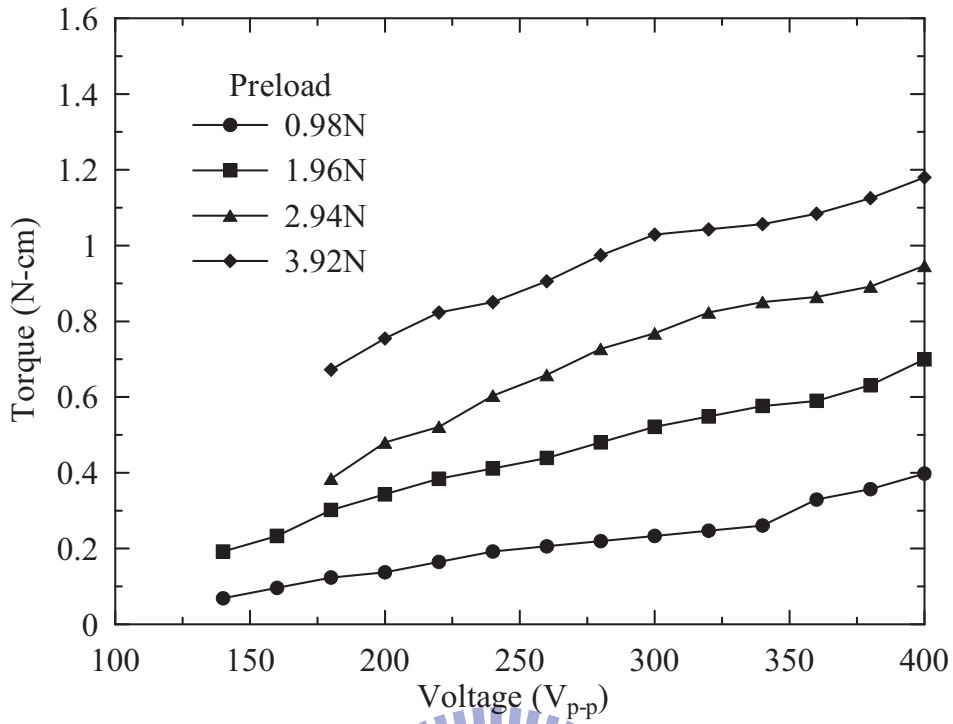


圖 4.20 超音波馬達原型機三之驅動電壓與扭矩曲線，接觸點為定子頂點

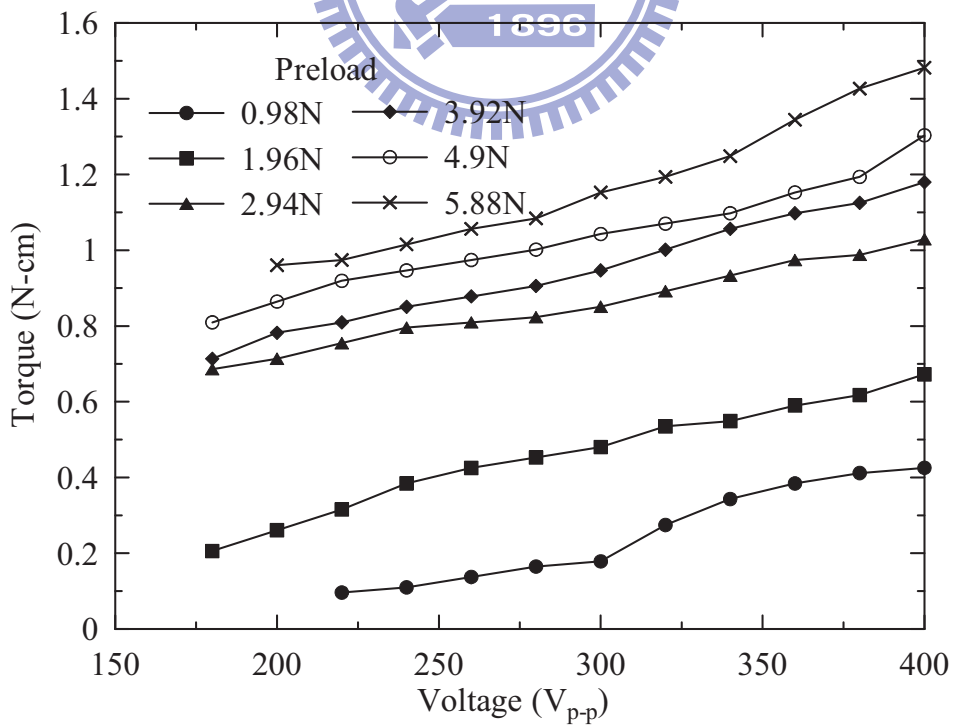


圖 4.21 超音波馬達原型機三之驅動電壓與扭矩曲線，接觸點為鋼球

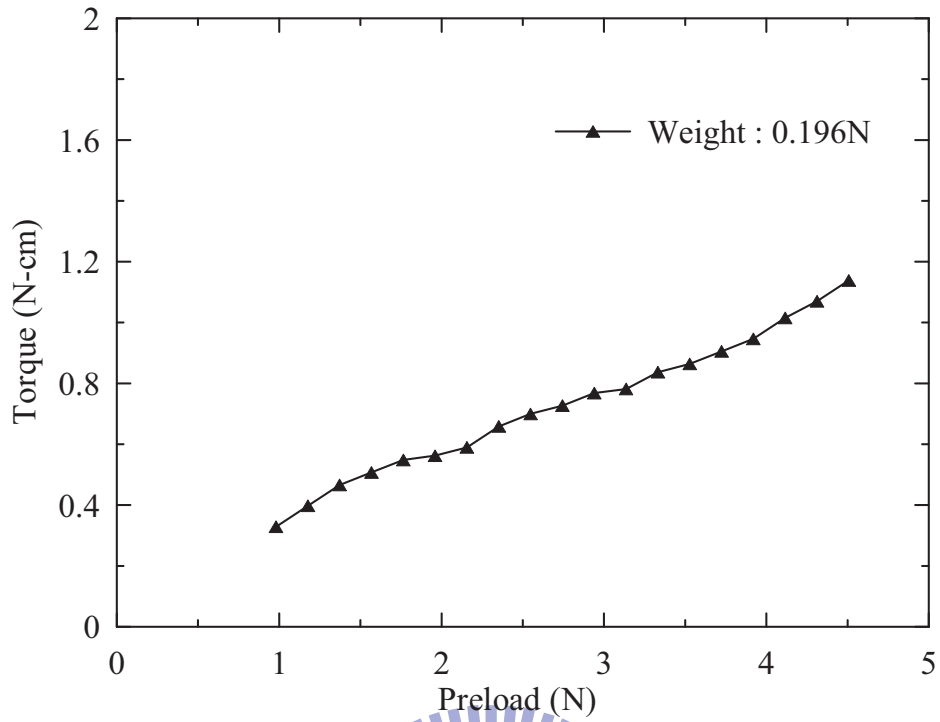


圖 4.22 超音波馬達原型機三之預壓力與扭矩曲線，接觸點為定子頂點突

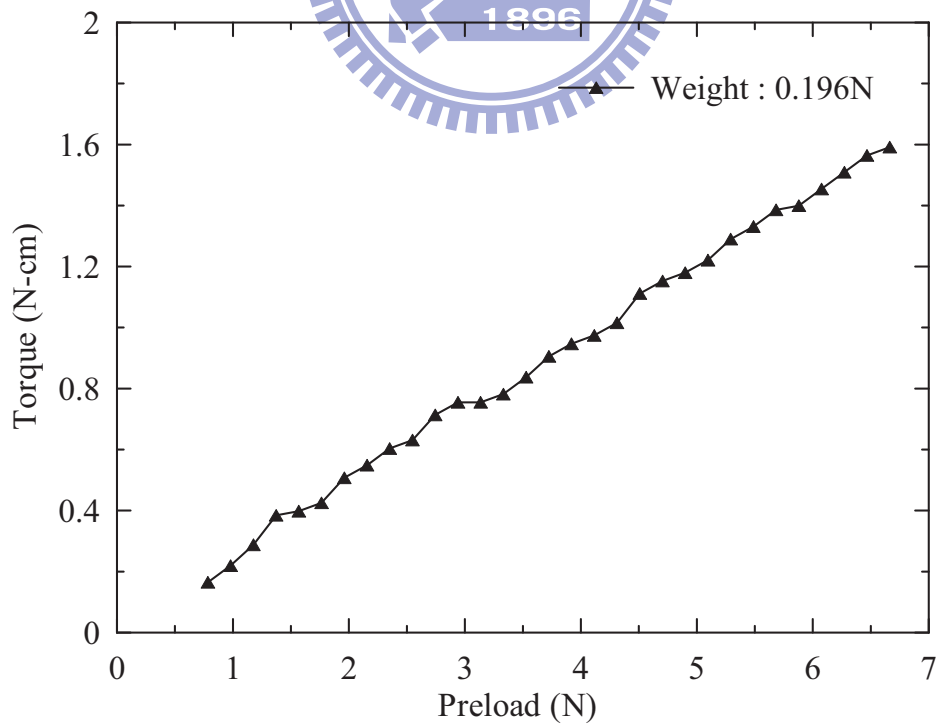


圖 4.23 超音波馬達原型機三之預壓力與扭矩曲線，接觸點為鋼球

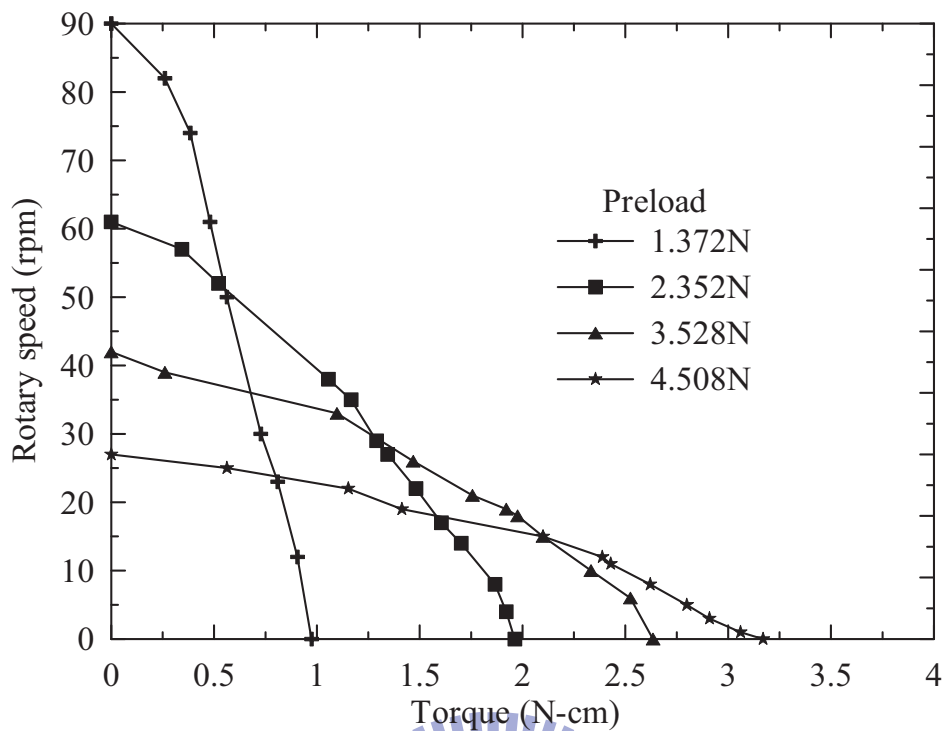


圖 4.24 超音波馬達原型機三之扭矩與轉速曲線，接觸點為定子頂點突起

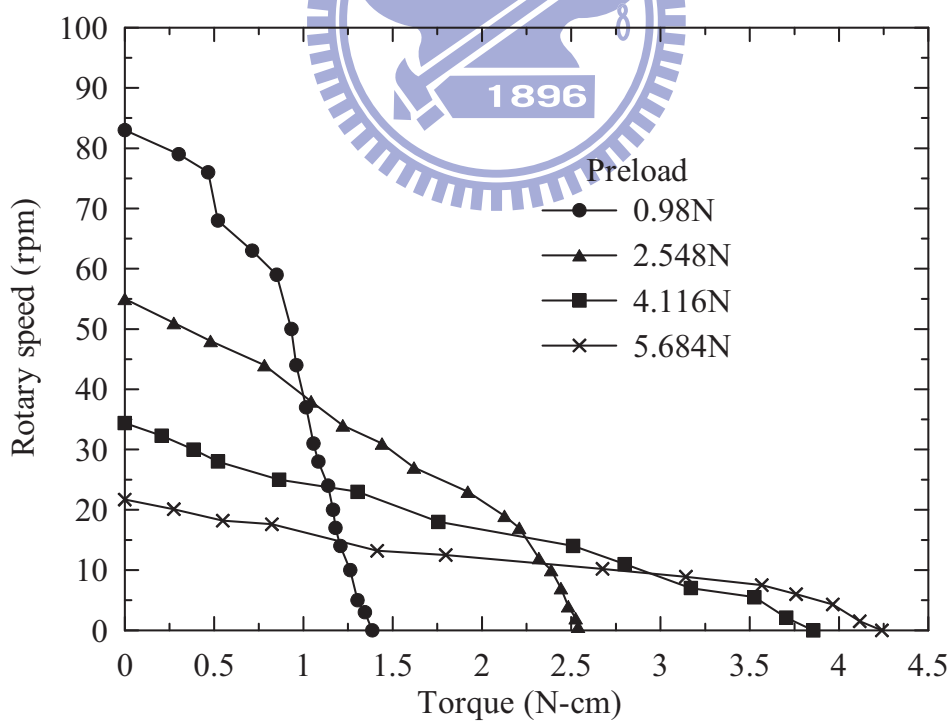


圖 4.25 超音波馬達原型機三之扭矩與轉速曲線，接觸點為鋼球

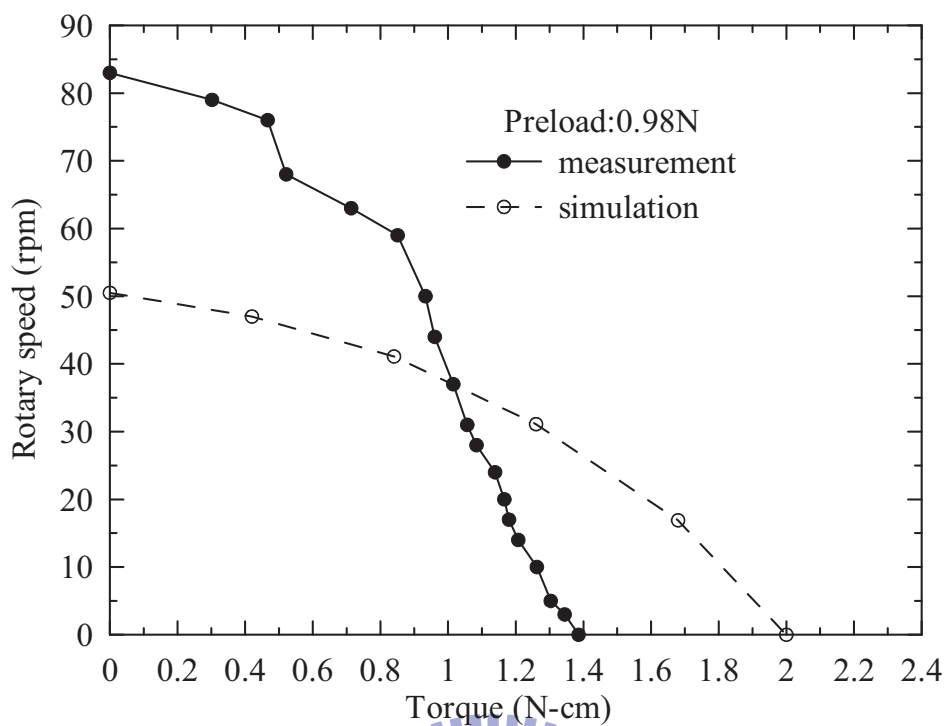


圖 4.26 預壓力 0.98N 作用下，超音波馬達原型機三之轉速與扭矩性能曲線的模擬與量測結果比較，接觸點為鋼球

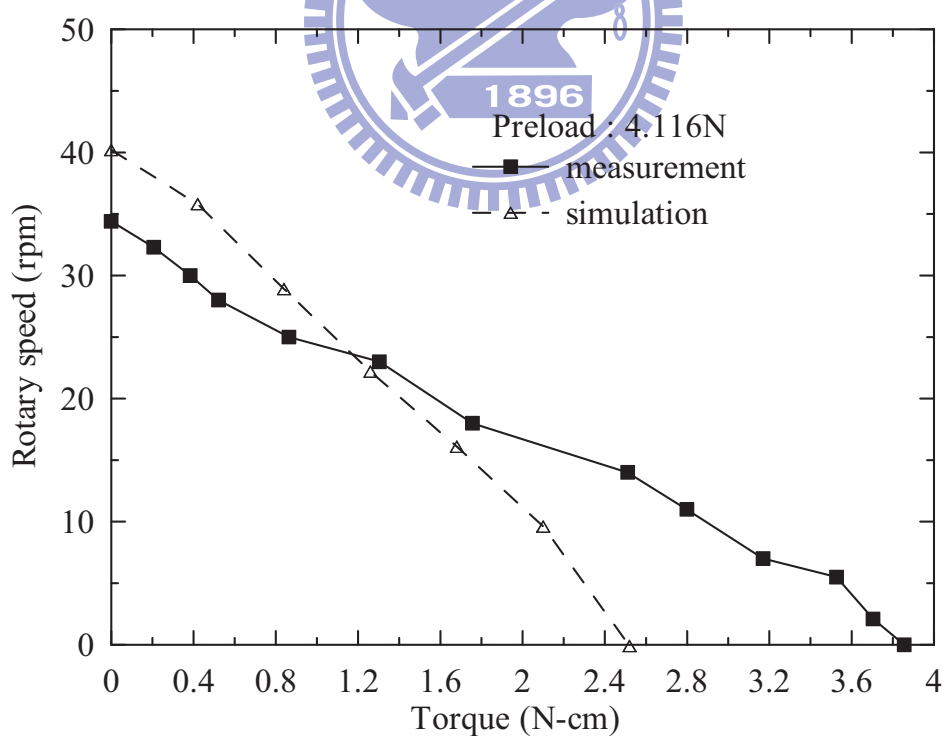


圖 4.27 預壓力 4.116N 作用下，超音波馬達原型機三之轉速與扭矩性能曲線的模擬與量測結果比較，接觸點為鋼球