

國立交通大學

土木工程學系

碩士論文

伺服控制液流阻尼器之試驗與分析

Experimenting and Analyzing with a Servocontrol Fluid Damper

研究 生：陳宏安

指 導 教 授：洪士林 博 士

中華民國九十五年六月

伺服控制液流阻尼器之試驗與分析

Experimenting and Analyzing with a Servocontrol Fluid Damper

研究生：陳宏安

student : Hung-Ann Chen

指導教授：洪士林

Advisor : Dr. Shih-Lin Hung

國立交通大學

土木工程研究所

碩士論文



Submitted to Department of Civil Engineering

College of Engineering

National Chiao Tung University

In Partial Fulfillment of the Requirements

For the Degree of

Master of Science

in

Civil Engineering

June 2006

HsinChu, Taiwan, Republic of China

中華民國九十五年六月

伺服控制液流阻尼器之試驗與分析

學生：陳宏安 指導教授：洪士林 博士

國立交通大學土木工程學系碩士班

摘要

本論文接續過去之研究，針對半主動式液流阻尼器進行特性分析。近幾年液流阻尼器之研發及應用已逐漸普及，亦有許多人對液流阻尼器做出研究，並提出不同的分析模式，本論文嘗試對同一半主動式液流阻尼器進行試驗，藉由調整微調控制閥及電磁伺服閥來控制液流阻尼器中旁通管的油路開孔面積，以期改變此液流阻尼器之阻尼係數、勁度係數與遲滯迴圈的消能效果，試驗後以 Bingham Model 為主要架構分析實驗數據。分析結果顯示，此半主動式液流阻尼器之阻尼係數隨著旁通管之油路開孔面積改變而改變，而勁度係數隨著震動的頻率有接近線性的變化，亦說明了此半主動式液流阻尼器之特性的可變性及可控制性。

Experimenting and Analyzing with a Servocontrol Fluid Damper

Student : Hung-Ann Cheng

Advisor : Dr. Shih-Lin Hung

Institute of Civil Engineering
National Chiao Tung University

Abstract

The objective of this research is experiment analyzing a servocontrol fluid damper. This research is a continue study that is to investigate the physic nature and energy dissipation mechanism of a semi-active servocontrol fluid damper and the feasibility of applying it in a structural control system. The control system is designed via an electronic control valve and a mechanical switch. The experiment is achieved in Structural Lab in NCTU. During the experiment, the damper force and relative displacement are measured by load cell and LVDI via different frequencies. The opening areas of electronic valve is also changed in four different values ,5 , 10, 15 and 20 voltages. After that, the experimented data are applied to the Bingham model to analyze the corresponding parameters, damping and stiffness values. The corresponding damping and stiffness values of the damper are calculated with different frequencies via linear regression. The analyzing results indicate that the damping values of the servocontrol fluid damper can be control through changing the opening valve area. The stiffness value of the damper is linear proportional variant with variant frequencies.

本文目錄

頁碼

中文摘要	I
本文目錄	II
表目錄	III
圖目錄	III
第一章 繢論	1
1.1 研究動機與目的	1
1.2 文獻回顧	2
第二章 結構控制	6
2.1 主動控制	7
2.2 被動控制	8
2.3 半主動控制	9
第三章 數值分析方法	12
3.1 阻尼器消能原理	12
3.2 一般結構動力分析方法	13
3.3 最小平方法	16
第四章 試驗裝置與設計	19
4.1 試驗所需儀器設備	19
4.2 試驗流程設計	22
第五章 試驗步驟與結果分析	24
5.1 試驗說明	24
5.2 試驗步驟	24
5.3 試驗結果	26
5.4 討論	29
第六章 結論與建議	30
6.1 結論	30

6.2 建議	31
參考文獻	32

表目錄

表 4-2-1 試驗組別	35
--------------	----

圖目錄

圖 2-1 開迴路控制系統	36
圖 2-2 閉迴路控制系統	36
圖 2-1-1 主動控制系統	36
圖 2-2-1 被動控制系統	37
圖 2-3-1 半主動控制系統	37
圖 2-3-2 可變化閥門液壓阻尼器	38
圖 2-3-3 兩段式液壓阻尼器	38
圖 2-3-4 磁感應式流體阻尼器	39
圖 3-1-1 阻尼裝置示意圖	39
圖 3-1-2 活塞與套筒相對運動產生阻尼力示意圖	40
圖 3-1-3 活塞加入節流小孔	40
圖 3-1-4 配合分流管及控制閥調整阻尼特性示意圖	41
圖 3-2-1 質量-彈簧-阻尼系統	41
圖 3-2-2 線性化黏滯阻尼系統遲滯迴圈	42
圖 3-2-3 (a)黏彈性阻尼系統遲滯迴圈(b)完全彈性行為(c)完全粘滯性行為	43
圖 3-3-1 最小平方法求最適直線示意	43

圖 4-1-1 試驗平臺-----	44
圖 4-1-2 制動器 Actuator -----	44
圖 4-1-3 資料擷取器-----	45
圖 4-1-4 荷重計-----	45
圖 4-1-5 線性差動電壓器(LVDT)-----	46
圖 4-1-6 手提電腦與油壓控制器-----	46
圖 4-1-7 半主動式液流阻尼器-----	47
圖 4-1-8 套筒-----	47
圖 4-1-9 軸承-----	48
圖 4-1-10 活塞-----	48
圖 4-1-11 溢流閥與微調控制閥-----	49
圖 4-1-12 電流供應器-----	49
圖 4-1-13 電磁伺服閥-----	50
圖 4-1-14 壓力表-----	50
圖 5-1 油路全開、0.2Hz、20mm 試驗量測結果-----	51
圖 5-2 油路全開、0.4Hz、20mm 試驗量測結果-----	51
圖 5-3 油路全開、0.6Hz、20mm 試驗量測結果-----	52
圖 5-4 油路全開、0.8Hz、20mm 試驗量測結果-----	52
圖 5-5 油路全開、1.0Hz、20mm 試驗量測結果-----	53
圖 5-6 油路全開、1.2Hz、20mm 試驗量測結果-----	53
圖 5-7 油路全開、1.4Hz、20mm 試驗量測結果-----	54
圖 5-8 油路全開、0.2Hz、40mm 試驗量測結果-----	54
圖 5-9 油路全開、0.4Hz、40mm 試驗量測結果-----	55
圖 5-10 油路全開、0.6Hz、40mm 試驗量測結果-----	55
圖 5-11 油路全開、0.8Hz、40mm 試驗量測結果-----	56
圖 5-12 油路全開、1.0Hz、40mm 試驗量測結果-----	56

圖 5-13 油路全開、1. 2Hz、40mm 試驗量測結果-----	57
圖 5-14 油路全開、1. 4Hz、40mm 試驗量測結果-----	57
圖 5-15 油路 60%、0. 2Hz、20mm 試驗量測結果-----	58
圖 5-16 油路 60%、0. 4Hz、20mm 試驗量測結果-----	58
圖 5-17 油路 60%、0. 6Hz、20mm 試驗量測結果-----	59
圖 5-18 油路 60%、0. 8Hz、20mm 試驗量測結果-----	59
圖 5-19 油路 60%、1. 0Hz、20mm 試驗量測結果-----	60
圖 5-20 油路 60%、1. 2Hz、20mm 試驗量測結果-----	60
圖 5-21 油路 60%、1. 4Hz、20mm 試驗量測結果-----	61
圖 5-22 油路 60%、0. 2Hz、40mm 試驗量測結果-----	61
圖 5-23 油路 60%、0. 4Hz、40mm 試驗量測結果-----	62
圖 5-24 油路 60%、0. 6Hz、40mm 試驗量測結果-----	62
圖 5-25 油路 60%、0. 8Hz、40mm 試驗量測結果-----	63
圖 5-26 油路 60%、1. 0Hz、40mm 試驗量測結果-----	63
圖 5-27 油路 60%、1. 2Hz、40mm 試驗量測結果-----	64
圖 5-28 油路 60%、1. 4Hz、40mm 試驗量測結果-----	64
圖 5-29 油路 20%、0. 2Hz、20mm 試驗量測結果-----	65
圖 5-30 油路 20%、0. 4Hz、20mm 試驗量測結果-----	65
圖 5-31 油路 20%、0. 6Hz、20mm 試驗量測結果-----	66
圖 5-32 油路 20%、0. 8Hz、20mm 試驗量測結果-----	66
圖 5-33 油路 20%、1. 0Hz、20mm 試驗量測結果-----	67
圖 5-34 油路 20%、1. 2Hz、20mm 試驗量測結果-----	67
圖 5-35 油路 20%、1. 4Hz、20mm 試驗量測結果-----	68
圖 5-36 油路 20%、0. 2Hz、40mm 試驗量測結果-----	68
圖 5-37 油路 20%、0. 4Hz、40mm 試驗量測結果-----	69
圖 5-38 油路 20%、0. 6Hz、40mm 試驗量測結果-----	69

圖 5-39 油路 20%、0.8Hz、40mm 試驗量測結果-----	70
圖 5-40 油路 20%、1.0Hz、40mm 試驗量測結果-----	70
圖 5-41 電壓 20V、0.2Hz 試驗量測結果-----	71
圖 5-42 電壓 20V、0.4Hz 試驗量測結果-----	71
圖 5-43 電壓 20V、0.6Hz 試驗量測結果-----	72
圖 5-44 電壓 20V、0.8Hz 試驗量測結果-----	72
圖 5-45 電壓 20V、1.0Hz 試驗量測結果-----	73
圖 5-46 電壓 20V、1.2Hz 試驗量測結果-----	73
圖 5-47 電壓 15V、0.2Hz 試驗量測結果-----	74
圖 5-48 電壓 15V、0.4Hz 試驗量測結果-----	74
圖 5-49 電壓 15V、0.6Hz 試驗量測結果-----	75
圖 5-50 電壓 15V、0.8Hz 試驗量測結果-----	75
圖 5-51 電壓 15V、1.0Hz 試驗量測結果-----	76
圖 5-52 電壓 15V、1.2Hz 試驗量測結果-----	76
圖 5-53 電壓 10V、0.2Hz 試驗量測結果-----	77
圖 5-54 電壓 10V、0.4Hz 試驗量測結果-----	77
圖 5-55 電壓 10V、0.6Hz 試驗量測結果-----	78
圖 5-56 電壓 10V、0.8Hz 試驗量測結果-----	78
圖 5-57 電壓 10V、1.0Hz 試驗量測結果-----	79
圖 5-58 電壓 10V、1.2Hz 試驗量測結果-----	79
圖 5-59 電壓 5V、0.2Hz 試驗量測結果-----	80
圖 5-60 電壓 5V、0.4Hz 試驗量測結果-----	80
圖 5-61 電壓 5V、0.6Hz 試驗量測結果-----	81
圖 5-62 電壓 5V、0.8Hz 試驗量測結果-----	81
圖 5-63 電壓 5V、1.0Hz 試驗量測結果-----	82
圖 5-64 電壓 5V、1.2Hz 試驗量測結果-----	82

圖 5-65 油路全開、0. 6Hz、40mm 數值模擬結果-----	83
圖 5-66 油路全開、0. 8Hz、40mm 數值模擬結果-----	83
圖 5-67 油路全開、1. 0Hz、40mm 數值模擬結果-----	84
圖 5-68 油路全開、1. 2Hz、40mm 數值模擬結果-----	84
圖 5-69 油路全開、1. 4Hz、40mm 數值模擬結果-----	85
圖 5-70 油路 60%、0. 6Hz、40mm 數值模擬結果-----	85
圖 5-71 油路 60%、0. 8Hz、40mm 數值模擬結果-----	86
圖 5-72 油路 60%、1. 0Hz、40mm 數值模擬結果-----	86
圖 5-73 油路 60%、1. 2Hz、40mm 數值模擬結果-----	87
圖 5-74 油路 60%、1. 4Hz、40mm 數值模擬結果-----	87
圖 5-75 電壓 20V、0. 6Hz 數值模擬結果-----	88
圖 5-76 電壓 20V、0. 8Hz 數值模擬結果-----	88
圖 5-77 電壓 20V、1. 0Hz 數值模擬結果-----	89
圖 5-78 電壓 20V、1. 2Hz 數值模擬結果-----	89
圖 5-79 電壓 15V、0. 6Hz 數值模擬結果-----	90
圖 5-80 電壓 15V、0. 8Hz 數值模擬結果-----	90
圖 5-81 電壓 15V、1. 0Hz 數值模擬結果-----	91
圖 5-82 微調控制閥對阻尼值與勁度值比較-----	92
圖 5-83 電磁伺服閥對阻尼值與勁度值比較-----	93
圖 5-84 電磁伺服閥即時性試驗歷時(0. 4Hz)-----	94
圖 5-85 電磁伺服閥即時性試驗遲滯迴圈(0. 4Hz)-----	95
圖 5-86 電磁伺服閥即時性試驗歷時(0. 8Hz)-----	96
圖 5-87 電磁伺服閥即時性試驗遲滯迴圈(0. 8Hz)-----	97
圖 5-88 油路全開、20mm 遲滯迴圈比較-----	98
圖 5-89 油路全開、40mm 遲滯迴圈比較-----	99
圖 5-90 油路 60%、20mm 遲滯迴圈比較-----	100

圖 5-91 油路 60%、40mm 遲滯迴圈比較-----	101
圖 5-92 油路 20%、20mm 遲滯迴圈比較-----	102
圖 5-93 油路 20%、40mm 遲滯迴圈比較-----	103
圖 5-94 電壓 20V 遲滯迴圈比較-----	104
圖 5-95 電壓 15V 遲滯迴圈比較-----	105
圖 5-96 電壓 10V 遲滯迴圈比較-----	106
圖 5-97 電壓 5V 遲滯迴圈比較-----	107



第一章 緒論

1.1 研究動機與目的

台灣地處菲律賓板塊與太平洋板塊交接處，地震頻繁，如何使結構降低承受的地震力而不會損壞或是不造成重大傷亡，一直是重要的課題。依照傳統韌性設計之目的，結構物在期望的地方產生塑性角以吸收地震能量，確保結構及內部人員安全。但在經過 921 地震的洗禮後，發現許多結構因騎樓軟弱層或是矮牆造成的短柱效應，皆使韌性設計不能發揮其應有的效能，而造成嚴重的傷亡，因此，除了韌性設計外我們應考慮其他方式來加強韌性設計不足之處[1]。再者，對於高樓甚至高科技廠房，其不容許結構有過大的位移，所以，近幾年來隔震(Base Isolation)與消能(Energy Dissipation)的概念非常廣泛地應用於各種結構。

隔震(Base Isolation)的概念便是減少地震力或外力輸入結構的能量，以降低結構的震動；如：鉛心橡膠支承墊、摩擦單擺支承等等，都是目前可見的隔震設計設備。

而消能(Energy Dissipation)的設計概念便是利用材料或消能元件進入塑性後產生遲滯迴圈，來吸收部分地震能量，其中消能元件又分位移相依型(Displacement Dependent)與速度相依型(Velocity Dependent)；如：降伏阻尼器、黏滯阻尼器等等。本論文即是針對一黏滯阻尼器作研究。

自十八世紀以來，油壓組件之應用與研發不盡其數，而相關阻尼機構在機械工程領域發展已有相當長的歷史，並在土木工程減震的應用也越來越普遍；由於其利用流體的慣性行為，迫使流體在密閉空間中通過細小孔洞，在往覆作用下產生高阻尼力的液流阻尼器[2]，因此，液流阻尼器至今，已成功且大量的使用在軍事、航空及機械等工業上，而土木結構物上消能的應用方面，在美國國家地震中心(NCEER)進行大量的測試，其研究小組於 1991~1996 年間進行了約一百組模

型震動台試驗，試驗結果顯示，加裝液流阻尼之結構均能提高其防震能力，而證實其減震的功能[3]。

液流阻尼器利用液體之材料性質及活塞之反覆運動吸收地震能量，本身即是穩定的系統，且不需汰換變動，甚至可以經由改變液體之材料性質或是改變流通的孔徑來改變液流阻尼器之效能，如：ER(Electrorheological) damper、MR(Magnetorheological) damper 等，對於液流阻尼器作為土木結構上的控制機構，因其特性而有獨特的優點：

1. 液流阻尼器本身可獨立存在並產生控制力；
2. 其構造簡單，符合經濟上需求；
3. 非一般遲滯或降伏材料之阻尼器，性能穩定、可長期裝設使用；
4. 能同時減小結構位移、速度及加速度反應。

傳統液流阻尼器其阻尼係數是固定的，屬於被動控制的一種，近年來有許多研究運用外加油閥來達到控制的目的，以此配合原有被動系統來達到半主動液流阻尼器的功效，即可以藉由小能量改變阻尼器的阻尼係數以得到有適當性的控制力。有相關研究藉由控制副節流孔成功的使阻尼器有複數個阻尼係數、勁度係數，並可以產生不同的遲滯迴圈[4]，相關實尺寸的試驗亦顯示控制效果良好。

本研究將對本研究室所設計製造的半主動式液流阻尼器進行一系列的試驗，並藉由調整微調控制閥及電磁伺服閥來控制液流阻尼器中旁通管的開孔面積，改變此液流阻尼器之阻尼係數、勁度係數與遲滯迴圈的消能效果，以期對此半主動式液流阻尼器有全盤的了解。

1.2 文獻回顧

1972 年 Yao 教授首先提出土木工程上之控制概念並將控制的概念嘗試引入到土木工程領域中[5]，也就是當結構物遭受外力作用產生反應，應可藉著控制機構降低其反應程度，如：位移、速度、加速度等等。若控制機構依是否有回饋

元件做為分類依據，大致可分為主動控制及被動控制兩大類。

主動控制系統相關控制理論已發展相當完備[6]，控制器得以依反應輸出的狀態，隨時修改控制的動作。但是要如何確保操作系統的穩定性及回饋系統不發生延遲現象，仍有許多要克服的技術問題，所以要將之運用在結構控制上，仍持保留態度。

被動控制系統就機構而言建置比較簡單且防震效果穩定，保養成本也相對降低。現今使用的結構控制系統多屬此類，如：調和質量阻尼機構(Tuned Mass Damper)、液流阻尼、滑動回彈摩擦隔震系統(Sliding Resilient-Friction System)，及各種加勁阻尼器等等。就液流阻尼而言，其中最有名的是 Taylor 氏所設計研發的阻尼機構，又稱為”Taylor Device”。美國國家地震中心成立一研究小組，專門對於 Taylor 所設計之阻尼機構進行研究，並應用在結構物及橋樑上，以改善因地震所引起的反應[3]。

半主動控制系統 (Semi-Active System) 的概念近幾年才應用在土木結構控制上，所謂的半主動控制系統多是以被動控制系統為基礎，加上可調式元件使原來的系統變成可調式的半主動控制系統。例如：在液流阻尼器中做孔徑的變化或是內含液體的改變，這些控制動作不需要大量的能源，僅需小電壓極可，且系統本身依然保持穩定狀態。

半主動控制系統用於車輛懸吊系統方面已有相當的成熟理論與實際應用。而在土木結構方面，Symans[4]及日本的 Kobori[7]以基本的被動液流阻尼器修改成利用副截流閥的方式，來改變流通孔徑之面積以更改阻尼係數。劉[8]用被動油壓阻尼器外裝一方向控制閥及副節流孔發展出本土的可調式液流阻尼器。周[9]曾在實驗中利用套統的斷面改變，使活塞由大孔徑斷面進入小孔徑斷面，其阻尼係數隨著位移增加，以一線性方式上升。

半主動控制應用在結構物上的控制實驗也是近五六年才開始的，所以一些相關的概念也是近幾年所發展出來，不過在許多數值模擬與實驗的研究與驗證後，其效用已被大家所接受肯定，並且，目前已經有將辦主動控制應用於實尺寸結構

物的例子，如：美國 Oklahoma 高速公路及使用半主動式液流阻尼器以減少震動問題，而日本 Seiwa 更有將近 30 棟以上的建築物已裝設主動、半主動式控制設備[10]。

液流阻尼器發展已有一百多年的歷史，最早是應用在軍事、航空與機械上。近幾十年土木工程師開始研究將液流阻尼器應用在土木結構上。著名的例子則有美國加州聖伯那地諾市郡立醫療中心，及金門大橋等，而台灣本土則於 1994 年在台北市捷運劍潭站也裝設了液流阻尼器，以防止強風造成其懸吊式屋頂不穩定，此外，揚名海外的台北 101 大樓在樓頂裝設了 TMD 系統，在巨大金屬球周圍亦加裝了液流阻尼器，避免金屬球位移過大，對大樓造成碰撞。

近年來也有許多針對液流阻尼器內含液體的研究，其主要是利用改變液體的性質來變換阻尼係數，其中最常見的便是用電流改變性質的 ER (Electrorheological) Fluid 及用磁場改變性質的 MR (Megnetorheological) Fluid，此兩種液體雖可以小能量改變性質，但是，許多研究皆指出其高度的非線性關係，因此，找出適合的分析模式變的格外重要。

因應不同的液流阻尼器形式亦有許多不同的分析模式，不同的分析模式目的都是要決定其中的參數，液流阻尼器的參數不外乎：彈性係數、阻尼黏滯係數、摩擦係數等，簡單的幾個參數卻有無限多種組合的可能。1978 年 Bullough [11] 提出兩個係數的分析模式，由阻尼黏滯係數和 Coulomb 摩擦係數並聯所組成，是為了分析出 ER Fluid 的特性，且在不到一年裡 Stanway R[12]等人實驗證實了這個分析模式的可行性，這無疑是一個簡單易懂的模式，可以解釋 ER Fluid 複雜的物理特性。在 1991 年，Gamota [13]提出了五個係數的分析模式，由阻尼黏滯係數、Coulomb 摩擦係數、彈性係數所組成，五個係數以兩個係數的分析模式為基礎加以並聯及串聯，此分析模式較能完整敘述 ER Fluid 的特性，但是由於參數過多，其運動方程式極度的複雜。Kamath et al[14]則是將液流阻尼器的行為以類神經網路分析，分為『pre-yield』及『post-yield』，此種作法則是沒有係數的分析模式，所有的行為模式皆以網路權重呈現，其對液流阻尼器的行為可

以有良好的學習效果，但無法決定蘊含在其中的各個係數。另外在 MR damper 方面，Occhiuzzi [15] 實驗指出 MR damper 確實能有效的控制，對於 damper 本身以 Bingham model 模擬，更在 Shaking Table 以一彈性係數模擬，其結果非常良好，且對行為複雜的 MR Damper 提供了簡單的分析方法。Sims [16] 在整理過去的研究後指出，過去的研究以瞭解液流阻尼器本身特性為主，現今應走向應用部分，因此，分析模式應該簡單且能因應不同的液流阻尼器做出些微的改變，他提出了一套統一的分析模式及分析模式的改良方法，且將此方法運用在 MR damper 上。

參考以上研究，本文嘗試以控制閥搭配封閉式液流阻尼器來達成相關的半主動控制目標，並以 Bingham Model 進行特性分析。



第二章 結構控制

在機械領域，所謂控制系統依其是否使用回授(Feedback)，可區分為開迴路(Open loop)與閉迴路(Close loop)兩大類，開迴路直接將控制訊號經處理後輸入控制系統再經由致動元件輸出，優點為系統簡單，輸入與輸出訊號之間成相對應關係，但系統不能自動依照外部干擾或者本身可能發生的變化而做修正[17]，系統方塊如圖 2-1 所示。

閉迴路中將輸出訊號的回授與輸入訊號做比較，兩者之差稱之為誤差訊號；將此誤差訊號送至系統元件，進而修正輸出訊號，如此反覆進行直到輸入訊號與輸出訊號相同亦即誤差等於(或接近)0 為止，這就是所謂回授系統的基本原理。閉迴路系統之實際控制量是由誤差訊號所控制，能確實地經由回授測知輸出量，與輸入訊號比較而產生正確的誤差訊號，在以此誤差訊號做系統之精確控制，閉迴路系統方塊如圖 2-2。

在開迴路控制系統中，系統對輸入的命令訊號做出回應，並依照輸入訊號之改變使輸出改變。但是系統並不能感測出輸出量，無法自動地依外部干擾或這本身可能發生的變化而做修正，故其輸出不一定如輸入訊號般為定量的或是如所預期的；因此在一個開迴路控制系統中，就往往需要經由人力之介入來做輸出端的調整或輸入量的修正，來維持所預期之輸出量。

而在一個閉迴路控制系統中，系統再控制的雖然是一個可變量的輸出，但經由對輸出量的感知，系統能自動修正，維持所預期之輸出狀態，可減少人力之介入。

而土木結構控制是指在傳統土木結構系統上裝設控制元件，經由適當的配置方法使控制元件巧妙的消散或隔絕外界輸入土木結構之能量，因此，當土木結構

承受風力或地震力作用時，結構震動將大幅降至可容忍之範圍內，除確保人員與結構安全，並可提供舒適之環境，更進一步節省結構之建造費用。

土木結構控制依方法不同可分為三類：主動控制 (active control)、被動控制 (passive control) 及半主動控制 (semi-active control) 三種。

2.1 主動控制

結構主動控制是由控制元件對傳統的結構系統提供額外的能量當作外加作用力，並加上回饋(Feedback)系統(圖 2-1-1)，屬上述的閉迴路控制系統；一般主動控制是根據結構之反應資料來計算控制力，假設控制力與位移及速度成線性關係，而兩者間之比例關係即稱為回饋增益矩陣 (feedback gain matrix)；藉由感測裝置收集到即時訊號，由於回饋增益矩陣已經備齊，只需即時量測結構之位移及速度或加速度反應，在分別以相對應的常數回饋增益矩陣乘之，其結果便可由簡單的線上(on line)計算的到主動控制所需要的主動力，用以改善土木結構之動力特性，並提高阻尼及勁度，來達到消能的功效。

主動控制最常使用的為主動協調質量塊 (Active Tuned Mass Damper, AMD)，其他還有主動鋼鍵控制 (Active Tendon Control) 與主動斜撐控制 (Actively Braced control) 等。

不過由於回饋增益矩陣大多藉由線性法則推導，對於土木結構這種容許進入非線性行為，主動回饋法則會限制其設計反應。再加上回饋系統附屬周邊設備是否能在地震時發揮其功能，變成為關鍵，對於平實的維護，將使成本增加，而主動控制的穩定度，不易在大眾心中建立信心，種種原因都使它推行上更加困難。

2.2 被動控制

結構被動控制(圖 2-2-1)系統完全不需要任何附加外力，控制元件利用風力或是地震力所提供之能量，使其產生變形，來改變結構本身之動力特性，進而達到消能減震的功效。就被動控制元件而言，應力與應變關係形成遲滯迴圈(Hysteresis Loop)，其遲滯迴圈可視為線性與非線性之疊加，線性部分提供勁度，非線性部分提供阻尼，消散結構之振動能量。元件大約可分成隔震與消能兩大類。

其中消能元件又可依其特性分為兩大類：

一、速度相依 (Velocity Dependent) 之消能元件，如：

黏滯阻尼器 (Viscous Damper)；

黏彈性阻尼器 (Viscoelastic Damper)。

二、位移相依 (Displacement Dependent) 之消能元件，如：

降伏阻尼器 (Metallic Damper)；

摩擦阻尼器 (Friction Damper)。



此兩類消能元件各有其優缺點。如降伏阻尼器在風力強度不足以使其降伏時，遲滯迴圈未形成，此時僅能提供勁度，而未能達到消能之效果，所以比較適合抗地震設計。而黏滯阻尼器在結構位移反應最大時，速度為零，阻尼器未能發揮消能作用，所以此元件較適合用於抗風設計。

隔震系統便是在水平方向將外力隔離後，橫力無從進入結構體而達到保護的作用，目前常用的隔震元件有橡膠支承墊、摩擦單擺支承等；這些元件垂直勁度很大，足以支撐結構體之重量，但其水平勁度則遠小於結構體之勁度，用以將振動能量隔除，而結構體在裝設隔震元件後，整體系統自然頻率降低，週期增長，可避免與地震之主要分佈頻率產生共振。

就被動控制而言，其系統建置容易，也不需要外加能量，維護保養的成本相對也較低。但是從上述條件中可看出，被動控制的所有控制動作已設定為一固定值，無法再依實際狀況加以修正變動。

2.3 半主動控制

半主動控制系統(圖 2-3-1)是比較新的一項控制理論，經過多年的研究後，目前已有應用於真實結構的例子。半主動系統，主要依消能的觀點，建立以阻尼力為控因的半主動控制概念，目的要求以少量的能量來驅動執行訊號，而提供可調整性質。其控制效益乃介於主動控制系統與被動控制系統之間，只需要少量的能源供應，在遭遇重大災害時可避免能源不易取得的缺點，亦可改變被動控制系統無法靈活控制的缺點。

半主動控制系統可依利用裝置原理不同而分五大類：[18]

1. 可變化閥門液壓阻尼器 (Variable Orifice Damper)

其基本構造(圖 2-3-2)為在傳統黏滯性阻尼上加上一旁通管路，藉由控制閥門的開關來控制液體流經此管路的流量，達到改變阻尼係數的目的[18]，並利用閥門開啟的大小，以操控油缸內液體的流動速率，並決定阻尼力的輸出。

2. 兩段式液壓阻尼器 (Two-Stage Damper)

兩段式液壓阻尼器(圖 2-3-3)將可變化流體流量之控制閥門簡化為單向流動控制之閥門，經由單向油壓控制閥門的開關切換，促使阻尼裝置僅具有兩種階段的阻尼性質，當閥門開啟時具最小阻尼係數，而切換控制閥後即轉為最大。此定像行為，使其易於運用於實際的控制裝置，裝設操作經濟，相當適合運用於較為簡單的控制法則之控制裝置。

3. 可控性液流阻尼器 (Controllable Fluid Damper)

可控性液流阻尼器其主要關鍵在於材料具可變性，於瞬間由一自由流體轉變為半固態、固態；依改變的機制可分為兩類：

(1). 電流感應式液流阻尼器 (Electrorheological Damper，簡稱 ER Damper)

電流感應式液流阻尼為一種具有電感應能力的流體 (ER Fluid)，流體在受電場強度作用後，產生阻尼力因而改變自身黏滯行為的特性，當系統中無電場強

度導入時流體呈一般黏性流體行為，當電場強度增大時，電流感應式液流阻尼器隨著輸入的電流增加而阻尼力增加，使系統將可吸收更大的能量。

(2). 磁感應式液流阻尼器 (Magneto-rheological Damper, 簡稱 MR Damper)

磁感應式液流阻尼器(圖 2-3-4)其行為則具有很高的非線性，最簡化可用 Bingham Model 加以描述。其外表像黏滯性阻尼器，但內部填充的是磁感應流體 (MR Fluid)[19]。

如同 ER Fluid 一般，磁感應流體亦存在類似的性質與行為，其內含微米般小的磁感應粒子於矽油 (Silicon Oil) 中，當磁場產生時粒子鍵結，流體產生抗阻。而磁感應流體較電感應流體具較大的降伏應力。磁感應式液流阻尼器亦隨著輸入的磁通量增加而阻尼力增加，即吸收更大的能量。

4. 摩擦型半主動阻尼器 (Variable Friction Damper)

摩擦型半主動阻尼器利用被動滑動摩擦裝置的原理，配合裝置滑動介面的鐵氟隆材料受正向應力越大摩擦係數越小的特性，再配合滑動介面提供夾束之能力，結合於滑動系統而成為半主動的可變式摩擦阻尼器。

5. 調整結構特性裝置

此類半主動控制裝置在於改變結構物之自然週期，大約分為三類：

(1). 勁度控制裝置 (Stiffness Control Device)

利用改變結構物勁度來調整週期。

(2). 調和質量阻尼器 (Tuned Mass Damper)

利用於主要結構的某處再加裝質量，當新加質量裝置的勁度及阻尼設技士當時，可改變結構的震動反應，使其震動反應降低。

(3). 調節液體阻尼器 (Tuned Liquid Damper)

其原理類似 Tuned Mass Damper。

由上述討論可知，半主動控制與主動控制有相似的地方，前者特點在具有局

部的可調性，能以最小的控制能量大到最大的減震效果。此法與主動控制的不同點，在於所需的能量很小，當大地震發生時，電力需求可由不斷電系統提供。就可變性而言，主動控制最高，半主動控制次之，被動控制最差，不過主動控制雖然有其優勢，但其控制系統輸入能量於結構系統中，極有可能因為不當的控制或不預期的結果造成結構的損害。而被動控制已廣泛的應用於土木結構上，但若就一些定性的問題，如隔震的位移的控制，便無法用被動控制解決。



第三章 數值分析方法

3.1 阻尼器消能原理

目前使用之阻尼器其功能多在改變結構物之阻尼行為即在改變結構物之阻尼性質，其機制以數學式表達如下：

$$\text{外力所作之正功 } W_e = \int F dx \quad (3.1)$$

$$\text{阻尼器所作之負功 } W_D = - \int CV dx$$

(CV 是液體對活塞之阻尼力， C 是液體之阻尼係數， V 是活塞之運動速度)

若我們以結構系統的觀點來看，原來作用系統之功為 W_e ，加裝阻尼器之後則為 $W_e + W_D$ 因 W_D 為負，故加在系統之功較單獨所作之功為小。而阻尼器所作功行為恆為被動，而 W_D 之絕對值恆小於 W_e [20]。舉例而言，當阻尼器裝設於如圖 3-1-1 結構時可看出，阻尼器之活塞桿需連接至另一端自由度，當產生相對運動時，阻尼器即可發揮消能之功能。而阻尼器用於消能時亦可有其他不同的裝設設計。

一般來說，阻尼器由套筒與不完全活塞所組成，套筒充滿液體後，活塞在套筒中來回運動，造成單位時間內受壓迫排擠的液體體積遠大於可使液體流通的間隙體積，則產生兩側不同的室壓。進而出現運動方向相反的阻力，其即為阻尼力的來源。當然，活塞速度影響受壓的液體體積大小，

由於室體體積的變化，產生了瞬間壓力差 P_1 、 P_2 如（圖 3-1-2 所示）：
也就影響了阻尼力的大小

$$F = A \Delta P \quad (3.2)$$

$$\text{而(3.2)是可改寫成 } F = (P_1 - P_2) \times A \quad (3.3)$$

其中 A 為活塞面積、 F 為阻尼力， P_1 、 P_2 分別表兩邊不同室壓的壓力；液體在套筒與活塞之間隙中流動時，當液體不具黏滯性時，液體在間隙中以相同速

度流動，但具有黏滯性的液體運動，其各部分流動速度均不相同，大部分成拋物面分佈，所以液體內部的速度梯度、液體與管壁的相對速度，均會因液體具有黏滯性而產生較多的耗能與阻尼作用[21]。

一般液體阻尼器在實際應用上，會在活塞中加入節流小孔(Orifice)(圖 3-1-3)，使液體通過小孔時即形成渦流以耗能。而本研究則是將可控制流通面積的分流管加入阻尼器中(圖 3-1-4)，並以控制閥控制分流管內的流通面積以調整液體阻尼器的阻尼特性。

3.2 結構動力分析方法

在結構動力學中系統受外力作用下的線性運動方程式：

$$M\ddot{u}(t) + Cu(t) + Ku(t) = F(t) \quad (3.4)$$

(3.4) 中 $F(t)$ 為外力， M 為質量， C 為阻尼係數， K 為勁度， $\ddot{u}(t)$ 為加速度， $\dot{u}(t)$ 為速度， $u(t)$ 為位移。此控制方程式代表的質量-彈簧-阻尼系統 (Mass-Spring-Damper System) 圖 3-2-1 所示。



分析時如不考慮阻尼器質量，線性運動方程式可以簡化成下列的式子

$$Cu + Ku = F(t) \quad (3.5)$$

此系統稱為線性化黏彈性阻尼系統，即為 Bingham Model。

若忽略勁度 K 作用，只考慮阻尼力的作用，可將式子簡化成

$$F(t) = Cu(t) \quad (3.6)$$

此系統稱為線性化黏滯阻尼系統。[1]

若對於一個阻尼系統，其阻尼力 F 只正比於速度 \dot{U} 時，則吾人可稱之為線性黏滯阻尼系統。假設阻尼力為 F ，阻尼器位移為 U ，則兩者可以下列關係式表示：

$$F(t) = C\dot{U} \quad (3.7)$$

其中 C 為阻尼係數。

若系統進行簡諧運動 (Simple Harmonic Motion , S.H.M)，令 $\dot{U}(t) = U_o \omega \cos \omega t$

$U(t) = U_o \sin \omega t$ 帶入(3.7)式，則可得 $F(t) = C U_o \omega \cos \omega t$

進一步可導出下式

$$\left[\frac{U(t)}{U_o} \right]^2 + \left[\frac{F(t)}{C \omega U_o} \right]^2 = \sin^2 \omega t + \cos^2 \omega t = 1 \quad (3.8)$$

將方程式(3.8)以平面座標表示，即 $U(t)$ 表示 X 座標， $F(t)$ 表示 Y 座標，以幾何關係可繪出一正橢圓，而此橢圓之長短軸分別為 U_o 及 $C \omega U_o$ ，如圖 3-2-2。

其中橢圓形所包圍的區域面積 $E_d = \pi C \omega U_o^2$ ，就物理意義上而言， E_d 表示此阻尼器運轉一圈所消耗的能量（遲滯迴圈）。

再來，我們可把一線性化黏滯阻尼系統加上勁度係數，成一包含阻尼力 $C\dot{u}(t)$ 及勁度力 $Ku(t)$ 的方程式(Bingham Model)，若使系統進行簡諧運動：

令 $U(t) = U_o \sin \omega t$ 則 $\dot{U}(t) = U_o \omega \cos \omega t$ 原式可得 (U_o ：最大振幅) (3.9)

$F(t) = KU + CU_o \omega \cos \omega t$ ($\bar{\omega}$ ：外力頻率) (3.10)

整理得

$$\left[\frac{U(t)}{U_o} \right]^2 + \left[\frac{F(t) - KU(t)}{C \omega U_o} \right]^2 = \sin^2 \omega t + \cos^2 \omega t = 1 \quad (3.11)$$

再經整理可得

$$\left[\frac{F(t)}{C \omega U_o} \right]^2 + \left[\frac{U(t)}{U_o} \right]^2 \left[1 + \left(\frac{K}{C \omega} \right)^2 - 2 \left(\frac{K}{C \omega} \right) \left(\frac{F_0}{C \omega U_o} \right) \left(\frac{U_o}{U(t)} \right) \right] = 1 \quad (3.12)$$

其中極大值 $F_0 = KU_o \sin \omega t + CU_o \omega \cos \omega t = U_o (K^2 + C^2 \omega^2)^{1/2}$ (3.13)

由(3.12)式可知，整個阻尼系統，除了阻尼力外，也包括勁度力的作用，所以繪出的遲滯迴圈不是正橢圓形，而成了斜橢圓形(圖 3-2-3)

$$\text{最後可得} \left(\frac{F_0}{U_0} \right)^2 = K^2 + C^2 \varpi^2 \quad (3.14)$$

則其阻尼係數 C 與勁度係數 K 分別為

$$C = \frac{E_d}{\pi \varpi U_0^2} \quad (3.15)$$

$$K = \left[\left(\frac{F_0}{U_0} \right)^2 - C^2 \varpi^2 \right]^{1/2} = \frac{F_0}{U_0} \left[1 - \left(\frac{C \varpi U_0}{F_0} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.16)$$

因此，只要正確量測出阻尼器在簡諧運動中的遲滯回圈面積、最大力量、最大振幅及頻率，即可求得知此系統之阻尼係數 C 與勁度係數 K 。



3.3 最小平方法

假設對變量 x 所收集到的數據有 $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ ，而對應的應變量 y 為 $y_1, y_2, y_3, \dots, y_n$ ，只要是 $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ ，是兩兩不相等的數，就可以找到一個多項函數 $f(x)$ ，使得 $f(x_1) = y_1, f(x_2) = y_2, f(x_3) = y_3, \dots, f(x_n) = y_n$ ，事實上，這種多項式 $f(x)$ 有無數多個。不過，若 n 值很大，則所得的多項式 $f(x)$ 的次數都很高。

一般來說，多項函數的次數愈高，圖形的升降就愈多，且計算函數值時也越複雜。如果滿足 $f(x_1) = y_1, f(x_2) = y_2, f(x_3) = y_3, \dots, f(x_n) = y_n$ 的多項函數 $f(x)$ 是線性函數，那是最理想的情況；當這種 $f(x)$ 都不是線性函數時，我們退而求其次找一個線性函數 $g(x)$ ，使得 $g(x_1)$ “盡量接近” $y_1, g(x_2)$ “盡量接近” y_2 ，因此在此利用最小平方法求此近似之直線。

就幾何意義來說，我們把 $(x_1, y_1), (x_2, y_2), \dots, (x_n, y_n)$ ，看成是座標平面上的點，如圖 3-3-1 所示。然後找出一條直線 $y = a + bx$ ，使得圖中 n 段鉛垂線段的長度平方和為最小。在經濟學與統計學中，這條線通常稱為迴歸直線；在此，我們稱之為最適合直線。

$$\begin{aligned} E &= (g(x_1) - y_1)^2 + (g(x_2) - y_2)^2 + \dots + (g(x_n) - y_n)^2 \\ &= (a + bx_1 - y_1)^2 + (a + bx_2 - y_2)^2 + \dots + (a + bx_n - y_n)^2 \end{aligned} \quad (3.17)$$

而言，若我們把 b 看成常數，則 E 就變成 a 的函數。而欲使 E 最小的 a 值必須滿足導數為 0 的條件，依照鏈鎖律(Chain-Rule)，可得

$$\frac{\partial E}{\partial a} = 2(a + bx_1 - y_1) + 2(a + bx_2 - y_2) + \dots + 2(a + bx_n - y_n) = 0 \quad (3.18)$$

其次，再把 a 看成常數，則 E 就變成 b 的函數，同理可得下式

$$\frac{\partial E}{\partial b} = 2x_1(a + bx_1 - y_1) + 2x_2(a + bx_2 - y_2) + \dots + 2x_n(a + bx_n - y_n) = 0 \quad (3.19)$$

因此，使 E 值最小的 a, b 值必定滿足下面的方程式：

$$\begin{cases} (a + bx_1 - y_1) + (a + bx_2 - y_2) + \dots + (a + bx_n - y_n) = 0 \\ x_1(a + bx_1 - y_1) + x_2(a + bx_2 - y_2) + \dots + x_n(a + bx_n - y_n) = 0 \end{cases} \quad (3.20)$$

這兩個方程式可以進一步整理成

$$\begin{cases} na + (\sum_{i=1}^n x_i)b = \sum_{i=1}^n y_i \\ (\sum_{i=1}^n x_i)a + (\sum_{i=1}^n x_i^2)b = \sum_{i=1}^n x_i y_i \end{cases} \quad (3.21)$$

解這個方程組，所得的 a 、 b 值就可以決定最適合直線的方程式 $y = a + bx$

上面的方程組解之可得：

$$b = \frac{n \sum_{i=1}^n x_i y_i - \sum_{i=1}^n x_i \sum_{i=1}^n y_i}{n \sum_{i=1}^n x_i^2 - (\sum_{i=1}^n x_i)^2} \quad (3.22)$$

$$a = \bar{y} - b \bar{x}, \text{ 其中 } \bar{y} = \frac{\sum_{i=1}^n y_i}{n} \quad (3.23)$$

若將線性化粘彈性阻尼系統以最小平方法表示以線性：

$$E = \sum_{i=1}^n (F_i - KU_i - C\dot{U}_i)^2 \quad (3.24)$$

$$\frac{\partial E}{\partial K} = \sum_{i=1}^n 2(F_i - KU_i - C\dot{U}_i) \times (-U_i) = 0 \quad (3.25)$$

$$\frac{\partial E}{\partial C} = \sum_{i=1}^n 2(F_i - KU_i - C\dot{U}_i) \times (-\dot{U}_i) = 0 \quad (3.26)$$

化簡兩式，可得：

$$K \sum_{i=1}^n U_i^2 + C \sum_{i=1}^n U_i \dot{U}_i = \sum_{i=1}^n F_i U_i \quad (3.27)$$

$$K \sum_{i=1}^n U_i \dot{U}_i + C \sum_{i=1}^n \dot{U}_i^2 = \sum_{i=1}^n F_i \dot{U}_i \quad (3.28)$$

因此，也就是當已知位移與外力歷時的關係時，即可求得 C 與 K 的數值為：

$$C = \frac{\sum_{i=1}^n U_i^2 \sum_{i=1}^n F_i \dot{U}_i - \sum_{i=1}^n U_i \dot{U}_i \sum_{i=1}^n F_i \dot{U}_i}{\sum_{i=1}^n U_i^2 \sum_{i=1}^n \dot{U}_i^2 - \sum_{i=1}^n U_i \dot{U}_i \sum_{i=1}^n U_i \dot{U}_i} \quad (3.29)$$

$$K = \frac{\sum_{i=1}^n \dot{U}_i^2 \sum_{i=1}^n F_i \dot{U}_i - \sum_{i=1}^n U_i \dot{U}_i \sum_{i=1}^n F_i \dot{U}_i}{\sum_{i=1}^n U_i^2 \sum_{i=1}^n \dot{U}_i^2 - \sum_{i=1}^n U_i \dot{U}_i \sum_{i=1}^n U_i \dot{U}_i} \quad (3.30)$$



第四章 試驗裝置與設計

4.1 試驗所需儀器設備

為了瞭解此阻尼器在運動狀態下的行為表現，以提供將來的實際應用分析，因此，本章將介紹本試驗之裝置與實驗設計。本實驗在交通大學土木結構大樓之試驗室內進行。主要試驗設備可分為以下幾類：

A. 試驗平臺

試驗平臺為一 I 型鋼樑，為放置本試驗中所用的阻尼器，供阻尼器鎖於其上且使阻尼器一端與致動器相連接，而試驗平台再鎖於與制動器同一鋼樑上藉此產生反力(圖 4-1-1)。

B. 制動器(Actuator)



整套設備主要由類比式控制器事先做好設定，再由試驗之種類，採用位移控制，並選定其訊號之產生來源，可來自內部設定或由外接電腦之程式輸入。而訊號本身不具有任何的物理意義，必須經過控制器給予單位及數量化後，才能命令，使得致動器動作。而致動器能量之來源，則由銜接之油壓幫浦所提供之。本論文之試驗採用交通大學土木工程系王彥博教授所設計製造的 1.5 噸致動器，油壓則採用交通大學土木結構實驗室之油壓系統。(圖 4-1-2)

本試驗中使用位移控制，接受由內部之訊號產生器中事先設定之 \sin 波，使得致動器產生預期振幅及週期之動作，以達到試驗條件的需求。本試驗顧及儀器之安全性選擇了最大行程 ± 20 公分與 ± 40 公分，振動頻率由 0.2Hz~1.4Hz，試驗中最大出力必須小於 700Kg·m 以確保制動器正常運作。

C. 量測與資料收集系統

(1) 資料擷取器(Data Acquisition System)：本次試驗所使用之資料擷取器為 Signal Processing And Recording of Temperatures in A Network(SPARTAN)，如圖 4-1-3 所示。SPARTAN 為一台能夠同時針對 16 個頻道進行資料擷取的資料擷取系統，平時可與個人電腦(PC)相互連結，外出時亦可獨立當作資料收集系統。同時，視實驗需求，可即時透過網路進行資料收集與傳遞。其功能將所對應的物理量轉換成類比訊號(analogue)，經由數位控制器將類比訊號轉換成數位訊號(digital)，將之數據儲存於電腦中。

(2) 荷重計(Load Cell)：如圖 4-1-4 所示，試驗前必須事先進行校正，此裝置可以用來量測阻尼器上所承受之拉力與壓力($\pm 20000\text{kgw}$)。

(3) LVDT : Linear Variable Differential Transformer(線性差動變壓器)，為機電轉換器的一種。LVDT 可以將一個物件之直線運動的機械變化量轉換成相對應的電子信號。LVDT 可量測之位移量小至百萬分之一英吋到幾英吋，亦可量測 ± 20 英吋的位移量。本試驗裝置在阻尼器上，用以量測阻尼器與制動企運動的相對變位。其有效最大距離為 $\pm 100\text{ mm}$ (如圖 4-1-5)。

(4) 手提電腦(Note Book)：資料收集處理軟體：此資料收集軟體完全採用視窗顯示，並藉由電腦設定擷取時間，將數據儲存於電腦中。本試驗設定之擷取時間為 0.005sec(如 圖 4-1-6)。

D. 半主動液流阻尼器

液流阻尼器為本實驗之主要研究之對象，本實驗所發展之液流阻尼器其設計之基本要求為必須能夠承受力量為 2 噸，最大行程設計要求為 150mm，而套筒活塞與軸承之直徑分別為 40mm 與 34mm。其基本元件包含圓形套筒、軸承、2 個溢

流閥、微調控制閥、電磁伺服閥。即形成一封閉式半主動控制式液流阻尼器(圖 4-1-7)。

(1)、 圓形套筒與軸承部分：為構成阻尼器之主體部分。圓形套筒內可填充粘滯性液體，並藉由承軸帶動活塞與液體所產生之粘滯力達到結構消能的目的。本試驗中使用中國石油出產，編號 R32 之循環機油，黏滯性較低易於流動，避免由於過高的黏滯性造成流動不完全，而使阻尼器受力過大(圖 4-1-8、4-1-9)。

(2)、 活塞：為構成阻尼器之主體部分。與套筒幾乎伏貼，只留有十分微小的距離以便活塞行動，亦加裝了耐磨片幫助，為了使阻尼器內含液體完全通過油路，在活塞中間裝有石棉膠加以阻隔活塞兩邊的液體，唯石棉膠會被矽油腐蝕，使得本試驗無法使用黏滯性更低的矽油。(圖 4-1-10)

(3)、 溢流閥與微調控制閥：溢流閥目的在確保液流阻尼器於運動過程中不致因為過大的液體壓力產生危險。並可依要求調整溢流的壓力。當套筒內壓力過大時可藉由溢流閥安全機制將壓力由此排出藉以達到安全之目的，並可由其設定機構出力的最大上限值。本實驗為考慮所安座的架台、與固定的螺栓強度考量下，選擇 50 kgf/cm^2 的溢流壓力。微調控制閥可開關油路，並可進行手動的流通面積控制，每轉可分 10 刻度，共五轉。(圖 4-1-11)

(4)、 電磁伺服閥：此裝置可藉由電源供應器(圖 4-1-11)改變輸入電壓的大小(0~24V)，並由電壓的變換達到流通面積改變目的，可進而進行歷時性的可變控制系統(圖 4-1-13)。

(5)、 分流管油路流通大小：配置於阻尼器上方；用以裝設相關控制閥，利用由深鑽孔的方式配合電磁伺服閥所能流過的孔徑大小，為直徑 7 mm，面積 0.385 cm^2 的油路。

(6)、 壓力表：接於阻尼器之兩側，用於量測行進時，兩側室壓之大小，以觀察機構的壓力變化，唯壓力表無法進行資料記錄，若可以收集壓力變化之資料，則可以以更精確的計算方式分析試驗資料。
(圖 4-1-14)。

4.2 試驗流程設計

就半主動控制的本質而言，視屬於被動控制裝置，但卻可藉由主動控制的觀念來改變其阻尼係數；簡而言之，就是半主動控制的控制行為是可以即時被改變的，也就是因為半主動控制具有如主動控制一樣有一回饋的過程，需施予伊控制命令。



本研究的重點在液流阻尼器的特性分析，故對於試驗我們儘可能將液流阻尼器所有可能的調整設置作一測試，以期能全盤了解此阻尼器在不同狀況下的特性表現。

根據此液流阻尼器的裝置，我們訂出試驗的三大方向：

一、油路流通面積的影響：在過去的研究中可知，液流阻尼器的阻尼力是藉由內含液體通過流通面積更小的管路產生，因此，我們有興趣的是：油路的面積改變，會造成液流阻尼器行為上何種變化，阻尼係數與勁度係數會會產生什麼樣的關係。我們將利用微調控制閥手動來改變分流管的油路流通面積，分全開、二轉及四轉，代表著油路流通面積 100%、60% 與 20% 的情形。

二、電磁伺服閥操作的影響：由於此液流阻尼器設有電磁伺服閥，可經由改變電壓來改變油管流通面積，因此，我們嘗試改變小幅度的

電壓(5V~20V)來測試是否阻尼器的特性亦能做小幅度的改變，即對其特性的微調能力作一試驗。另外，針對電磁伺服閥的即時性我們亦作一組試驗，藉此了解電磁伺服閥的控制性，以便往後可進行動態的液流阻尼器特性控制。

三、振動頻率及振幅的影響：為了模擬不同的地震或外力，我們針對不同幾組頻率的輸入來模擬不同頻率的外力，在每種類試驗下皆改變制動器振動頻率，並且在試驗中振幅上又分別採取 20 mm 與 40 mm 兩種，如此可模擬出不同地震下液流阻尼器的行為，進而觀察其本身特性是否有所改變。最後依所設計的試驗重點進行表 4-2-1 所示之試驗。

在儀器操作方面，由於微調控制閥與電磁伺服閥皆可控制分流管，所以在試驗時應單就一個閥控制，即電磁伺服閥全開控制微調控制閥，或微調控制閥全開控制電磁伺服閥，如此可避免交互作用出現設計之外的試驗資料，使資料分析不易。

第五章 實驗步驟與結果分析

5.1 試驗說明

本研究於交通大學土木結構實驗室進行試驗，使用 1.5 噸之制動器、I 型鋼樑、試驗平台及一伺服控制液流阻尼器，由 Load Cell 及 LVDT 量測數據，並由筆記型電腦紀錄試驗數據(力與位移)。

制動器是由 MTS 所驅動，而 MTS 又由油壓控制器(圖 4-1-6)所操作，試驗時，改變油壓控制器上電腦程式的相關係數，使致動器給予一正弦波(Sine Wave)的振動型態輸入系統之中，根據系統輸出及資料量測結果，推求本液流阻尼器其基本參數性質。

資料擷取間隔為 0.005sec 收集一點，試驗時，依表 4-2-1 之不同組別改變控制閥及振動頻率。每一組作用 40 秒的正弦波運動，並取得適當資料作為分析使用。



5.2 試驗步驟

由於致動器出力大，所以在裝設實驗儀器的過程，應當非常的小心，試驗時尤其應該遵循以下步驟，否則容易造成儀器損壞，甚至造成人員危險。

1. 先檢查各個 MTS 油閥是否關閉，再將欲使用的機組油閥開啟；
2. 打開控制電腦及軟體，開啟訊號轉換器之電源，並將 MTS 開至 low；
3. 將資料收集系統及 MTS 系統相關之線路接上，並完成訊號及控制器之所有設定；
4. 再一次確定裝置沒錯，可將 MTS 調到 high，並將活塞推至行進中間；
5. 調整活塞移動並用尺量側位移量，檢查是否與電腦之數據相符；
6. 計算試驗裝置最長及最短之縱向長度，致動器之最大行程設定為 $\pm 140\text{ mm}$ ，本實驗設計阻尼器之最大行程為 $\pm 80\text{ mm}$ ，再將實驗台置於適當位置，以確保阻尼

器能安裝上去，並設計實驗可行走的適當範圍；

7. 使用 MTS 控制軟體，選定所要測試的波型、頻率、振幅、要測試的次數，再選擇頻率，按測試鈕開始測試；
8. 按照設計的組別，進行不同的性能測試，將收集之資料記錄並存檔；
9. 待儀器試驗完成，將油壓機關閉；
10. 關閉控制軟體、關閉控制電腦，清理場地；
11. 將所得之資料分析處理、繪圖討論之。



5.3 試驗結果

- 一、摩擦力：由圖 5-3-1~圖 5-3-28 看出在阻尼器受力不大時可以明顯看出看出一摩擦力的存在，其值約為 15kgw ，因此當阻尼器受力超過 $\pm 15\text{kgw}$ 時才能將其特性展現出來，由圖 5-3-10~圖 5-3-14 可看出當受力超過摩擦力後，遲滯迴圈開始呈橢圓狀，這與我們假設的 Bingham Model 十分吻合，而當阻尼器受力遠大於摩擦力時，試驗數據則不會受到摩擦力影響，因此我們在進行試驗數據分析挑選摩擦力影響較小的組別。
- 二、溢流閥：本液流阻尼器設有溢流閥，以防止壓力過大，可由圖 5-3-38~圖 5-3-40 及圖 5-3-55~圖 5-3-64 中看出，當阻尼器受力到達約 $\pm 600\text{kgw}$ 時，溢流閥開啟，阻尼器內的油改由溢流閥通過，壓力不再上昇。
- 三、數值模擬：試驗數據之模擬必須去除摩擦力影響過大以及溢流閥釋放壓力的組別，如此才能符合我們原先假設之 model，模擬之結果如圖 5-3-65~圖 5-3-81；我們可由模擬結果看出所假設的 Bingham Model 在遲滯迴圈兩端有很好的準確度，但在位移越接近零也就是遲滯迴圈的中間部分卻不太吻合，出現頸縮的現象，依照我們所假設之 Model 應是呈一飽滿橢圓，而試驗數據卻是呈一骨頭狀或花生狀。
- 四、微調控制閥：微調控制閥可調整旁通管之油路流通面積，本試驗設計了三種不同油路流通面積分別為：全開(100%)、二轉(60%)、四轉(20%)。在力方面，油路流通面積越小，在相同頻率及振幅下產生的阻尼力越大；在遲滯迴圈方面，油路全開(100%)的 B 組保持著飽滿的橢圓形，在遲滯迴圈中間部分有出現微微頸縮的情形，而在二轉(60%)的 D 組頸縮的情況較為明顯，但遲滯迴圈仍然維持飽滿橢圓形，此兩組經數據分析後，可以明顯看出當油路流通面積縮小時，會造成液流阻尼器的阻尼值與勁度值上升(圖 5-3-87)；在四轉(20%)的 F 組由於阻尼器受力已超過溢流閥設計壓力，所以力是上升到 $\pm 600\text{kgw}$ 後呈水平走勢，此與設計相符。

五、電磁伺服閥：電磁伺服閥透過改變輸入電壓的不同來控制油路流通面積，輸入電壓越小油路流通面積亦越小，本試驗試驗了 20V、15V、10V 及 5V，由試驗結果中可看出當電壓輸入越小阻尼器受力越大，意即油路流通面積越小阻尼器受力越大，此與微調控制閥部分相符；由於在輸入電壓降至 10V 時阻尼器受力已達溢流閥設計壓力，因此 I 組與 J 組皆有類似 F 組的遲滯迴圈，其中 J 組在 0.2Hz 時已達溢流閥設計壓力，而 I 組則是在 0.6Hz 時才到達，說明了 J 組受力是比 I 組大的，亦證明輸入電壓越小阻尼器受力越大；G 組與 H 組可透過分析試驗數據看出（圖 5-3-94），輸入電壓越小則阻尼值與勁度值皆有上升，即阻尼力上升；從試驗數據亦可看出電磁伺服閥的控制並非呈一線性系統，輸入電壓與阻尼器受力的關係在 10V 時有很大的變化。

六、電磁伺服閥的即時性：電磁伺服閥透過改變輸入電壓的不同來控制油路流通面積，若結構遭遇地震或外力則可經由電磁伺服閥即時的改變輸入電壓來達到需要的阻尼力，故我們對電磁伺服閥的即時性作一試驗，由手動改變輸入電壓，觀察阻尼器行為是否及時改變。試驗之電壓改變歷時與阻尼器受力歷時如圖 5-3-95、圖 5-3-96，可明顯看出當電壓的輸入改變而阻尼器立刻做出反應，即時性可說是非常良好；而各段不同電壓輸入下阻尼器的行為又與各個固定電壓輸入之試驗相符，如此可知，阻尼器的電磁伺服閥控制行為不會因「即時」而有所改變或不穩定。

七、振動頻率：為了模擬不同的外力輸入，我們在每組不同設置的試驗皆再改變致動器的振動頻率，由 0.2Hz~1.4Hz 每隔 0.2Hz 為一單位，即有 7 種不同的振動頻率，由每組試驗的遲滯迴圈比較圖（圖 5-3-97~圖 5-3-106）中可看出，頻率的上升造成阻尼器受力變大，而試驗數據分析顯示（圖 5-3-87、圖 5-3-94）：頻率的上升對勁度值影響較大，頻率越高則勁度值越高，而頻率改變對阻尼值改變不多近似一定值。

八、振動振幅：為了模擬不同的外力輸入，我們設計了三組小振幅(20 mm)的試

驗，頻率一樣由 0.2Hz~1.4Hz，而由微調控制閥控制油路流通面積全開(100%)、二轉(60%)及四轉(20%)。由圖 5-3-1~圖 5-3-40 可看出，振幅小阻尼器受力亦小，A 組與 C 組中受力都接近 15~20kgw 所以受摩擦力影響很大，其中 A 組在 1.4Hz 時受力還是在 $\pm 20\text{kgw}$ 左右而 C 組則是有超過 $\pm 40\text{kgw}$ ，由此可知改變油路流通面積可影響阻尼器行為，與前面提及的試驗結果相符；而頻率方面，頻率越高則阻尼器受力越大，且遲滯迴圈越趨陡斜，即勁度的效應越來越明顯。



5.4 討論

- 一、在每組試驗，我們給予液流阻尼器 40 秒的正弦波位移震動，由各組試驗遲滯迴圈圖形的一致性可看出此液流阻尼器運作很穩定，不會因時間長短而使遲滯迴圈出現變化，這表示液流阻尼器的特性與效能僅與儀器的設定有關，若往後長時間裝設於結構中亦能有穩定的表現。
- 二、由試驗的遲滯迴圈我們可了解，此液流阻尼器的表現並非純黏滯性阻尼，而是呈黏彈性阻尼的行為，即阻尼器本身包含了阻尼力與勁度力交互作用，阻尼力由液體流經分流管而產生，勁度力則可能由活塞軸承與液體彈性提供。
- 三、由遲滯迴圈我們可發現阻尼器有一摩擦力約 20kgw ，此摩擦力可能為阻尼器套筒與活塞之介面產生，由於套筒與活塞勢必相接觸，此摩擦力無可避免。
- 四、本試驗的液流阻尼器為分流管形式，分析則採用 Bingham Model，本論文曾嘗試以 Maxwell Model 進行分析，但與阻尼器行為不合。
- 五、此液流阻尼器阻尼值僅與油路之面積有關，油路流通面積越小則阻尼值越大，而勁度值除了與油路流通面積有關還隨著振動頻率上升而上升。
- 六、由於此液流阻尼器有裝設溢流閥控制壓力上限，所以在油路流通面積很小時，會因為阻尼器壓力過大而使溢流閥開啟，壓力不再上升，此時遲滯迴圈不再是黏彈性阻尼之行為，亦不適合以此進行分析。
- 七、此液流阻尼器裝設有微調控制閥，可經由手動調整改變油路流通面積，微調控制閥上有刻度顯示，所以我們可清楚了解油路流通面積與阻尼器行為的關係；但在電磁伺服閥控制部份，雖然試驗結果顯示確實能經由控制電壓來改變阻尼器的效能，但因我們無法得知給予的電壓與油路流通面積之間的確實關係，所以無法預測其表現，只能瞭解大概的趨勢。

第六章 結論與建議

本研究將對本研究室所設計製造的半主動式液流阻尼器進行一系列的試驗，並採用 Bingham Model 的分析模式對其進行特性分析，以期對此半主動式液流阻尼器有全盤的了解。

6.1 結論

本研究依實際試驗與數據分析，而有以下結論：

- 一、本論文之半主動式液流阻尼器經試驗證明，確實有遲滯消能的作用，將來若實際應用在實際結構物上，可經由簡單的施工，可視情況將其裝置在結構物的特定位置上，例如：隔震機構以及樓層間的消能減震、兩鄰樓之間的防撞處理等。所以其可對控制風力、地震或任何影響結構之不定外力所產生的反應作折減，以確保結構物的安全與舒適性。
- 二、本半主動式阻尼器可使用電磁式伺服閥控制油路流通面積，使用方便，不需精密控制器，僅需小能量(0~24V)即可完成自動控制的效果。
- 三、本半主動式液流阻尼器在經過微調控制閥及電磁伺服閥的相關試驗後，可知道旁通管的油路流通面積影響阻尼器行為甚大，油路流通面積越小則勁度值與阻尼值則越大，由過去研究可知道阻尼值與油路流通面積有關係，而本研究中勁度值亦與油路流通面積有關。
- 四、本半主動式液流阻尼器在以 Bingham Model 分析後發現：勁度係數隨著試驗中振動頻率的升高而升高而阻尼係數亦同但不明顯，此外，振動頻率與勁度值及阻尼值有著接近線性的關係，因此往後裝置於結構上可藉由結構之自然頻率求得裝置後阻尼器之特性，十分方便。

五、本研究之半主動式液流阻尼器特性上的比較採用 Bingham Model，亦曾嘗試 Maxwell Model 但行為不符合。使用 Bingham Model 可以透過簡單的試驗安排及計算得知阻尼器的阻尼值與勁度值，並提供易懂的特性分析與比較，但前提是阻尼器行為要呈線性關係。本研究之試驗數據顯示遲滯迴圈有類似骨頭狀或花生狀，此現象使得數值模擬不盡相符，亦顯示此阻尼器的行為有非線性的可能，需要更複雜的 Model 進行分析，此留待以後更深入的研究。

六、油壓半主動式阻尼器使用分流管控制閥達到控制的需求，不需精密的控制器，為此類元件之最大優點。由於本半主動液流阻尼器全為國內自行研發、設計、測試，相對而言，購置成本低，維修容易，更是此類元件的市場優勢。

6.2 建議

根據本研究之試驗過程與分析結果，有以下建議：

- 一、本研究只針對阻尼器本身作特性方面的試驗，至於裝設到實尺寸之結構的影響則留待將來研究，以期對本研究有進一步的驗證或補強。
- 二、在電磁伺服閥控制方面雖然能有效改變阻尼器特性，但卻無法準確預估，若能將電磁伺服閥更深入研究，了解其中電壓與流通面積的關係，相信能對液流阻尼器有更完整的控制。
- 三、本研究採用 Bingham Model 進行數值模擬，結果並不十分理想，試驗數據中遲滯迴圈呈現骨頭狀或花生狀未能有所解釋，是否有更好的 Model 可以解釋此現象，我們留待將來研究。
- 四、本研究之特性分析完全以土木結構的觀點，其實油壓構件在機械領域已行之有年，對此類液流阻尼器亦有一套深入的研究，對其中壓力、流速、管徑、出力等等皆有更深的了解，若能採用機械領域的觀點來進行特性分析，或許會有另一番不同的看法，亦能與土木結構的觀點作一比較。

參考文獻

- [1] 林立偉，”半主動式液流阻尼器之研發與試驗分析”，國立交通大學土木工程學系碩士論文，中華民國 92 年 6 月。
- [2] 林天俊，”黏滯消能結構之最佳化設計”，國立交通大學土木工程研究所碩士論文，中華民國 91 年 6 月。
- [3] Taylor D P, ” Fluid Dampers for Application of Seismic Energy Dissipation and Seismic Isolation”, Eleventh World Conference on Earthquake Engineering, No. 768, 1996.
- [4] Symans M D and Constantinou M C, ” Seismic Testing of a Building Structure with a Semi-Active Fluid Damper Control System”, Earthquake Engineering Structure Dynamics, vol. 26, pp. 759-777, 1997.
- [5] Yao-J. T. P, ” Concept of structure control”, Structure Division, vol. 98, No. ST7, pp. 1567~1574, 1972.
- [6] 鐘立來，”結構控制之狀態空間系統”，結構工程期刊，第八卷第二期，pp. 89-98, 1993.
- [7] Kurata N, Kobori T, Takahashi M, Ishibashi T, Niwa N, Tagami J, and Midorikawa H, ” Force Vibration Test of a Building with Semi-Active Damper System”, Engineering Dynamics, vol. 29, pp. 629-645, 2000.
- [8] 劉金陵，”可調式液流阻尼器之分析與實驗”，國立交通大學土木工程研究所碩士論文，中華民國 91 年 6 月。
- [9] 周尚儀，”液流阻尼器高頻特性之研究”，國立成功大學土木工程研究所碩士論文，中華民國 88 年 6 月。
- [10] Michael M C C and Dymans D, ” Seimi-active control system for

seismic protection of structures: a state-of-the-art review” , Engineering Structures, vol. 21, pp. 469-487, 1999.

[11]Bullough W A and Foxon M B, ” A proportionate Coulomb and viscously damped isolation system” J. sound Vib, vol. 56, pp. 35-44, 1978.

[12]Stanway R, Sproston J L and Stevens N G, ” Non-linear modelling of an electro-rheological vibration damper” , J. Electrost, vol. 20, pp. 167-184, 1987.

[13]Gamota D R and Filisko F E, ” Dynamic mechanical studies of electro-rheological fluids” , J. Rheol, vol. 35, pp. 399-426, 1991.

[14]Kamath G M, Wereley N M and Jolly M R, ” Characterization of magnetorheological helicopter lag dampers” , J. Am. Helicopter Soc, vol. 44, pp. 234-248, 1999.

[15]Occhiuzzi A, Spizzuoco M and Serino G, ” Experimental analysis of magnetorheological dampers for structural control” , Smart Materials and Structures, vol. 12, pp. 703-711, 2003.

[16]Sims N D, Holmes N J and Stanway R, ” A unified modelling and model updating procedure for electrorheological and magnetorheological vibration dampers” , Smart materials and structures, vol. 13, pp. 100-121, 2004.

[17]張祖烈, ” 液壓伺服控制” , 全威圖書, 中華民國 93 年.

[18]張穎慶, ” 隔震建築之半主動控制研究” , 逢甲大學土木及水利工程研究所碩士論文, 中華民國 89 年 6 月.

[19]吳亮雨, ” 使用磁流變阻尼器之半主動控制之研究—針對隔震系統” , 國立台灣大學土木工程研究所碩士論文, 中華民國 90 年 6 月.

[20]徐德修, ” 油壓阻尼器之研發與應用” , 中興工程顧問, 中華民國 88 年 1 月.

[21]郭吉生，”液流阻尼器結構控制系統之模型試驗”，國立成功大學土木工程研究所碩士論文，中華民國 88 年 6 月。

[22]Akira N and Yutaka I, “Overview of the application of active/semiactive control to building structures in Japan”, Earthquake engineering and structural dynamics, vol. 30, pp. 1565–1574, 2001.



附表

表 4-2-1 試驗組別

頻率(Hz)	微調控制閥							
	全開(100%)		2 圈(60%)		4 圈(20%)			
	20mm	40mm	20mm	40mm	20mm	40mm		
0.2	A1	B1	C1	D1	E1	F1		
0.4	A2	B2	C2	D2	E2	F2		
0.6	A3	B3	C3	D3	E3	F3		
0.8	A4	B4	C4	D4	E4	F4		
1	A5	B5	C5	D5	E5	F5		
1.2	A6	B6	C6	D6	E6	F6		
1.4	A7	B7	C7	D7	E7	F7		
頻率(Hz)	電磁伺服閥				random K1(0.4) K2(0.8)			
	40mm							
	20V	15V	10V	5V				
0.2	G1	H1	I1	J1				
0.4	G2	H2	I2	J2				
0.6	G3	H3	I3	J3				
0.8	G4	H4	I4	J4				
1	G5	H5	I5	J5				
1.2	G6	H6	I6	J6				

附圖



圖 2-1 開迴路控制系統

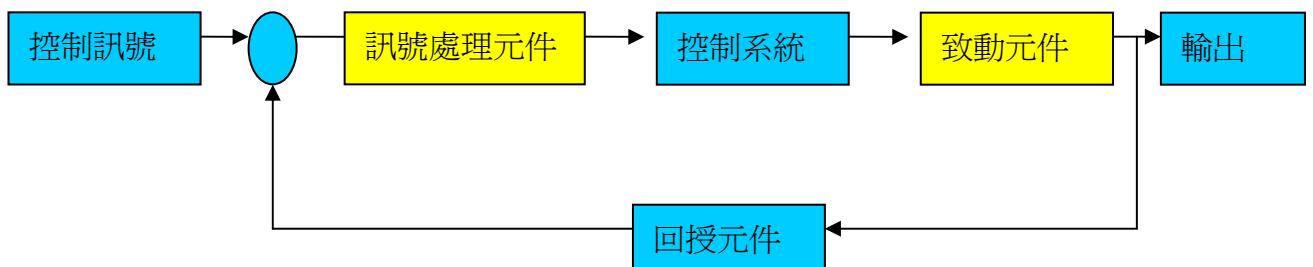


圖 2-2 閉迴路控制系統

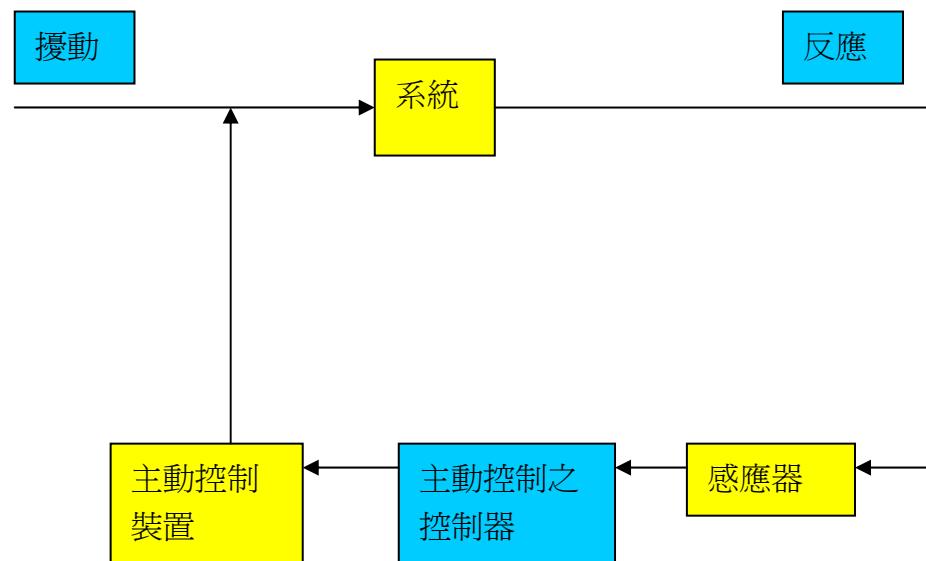


圖 2-1-1 主動控制系統

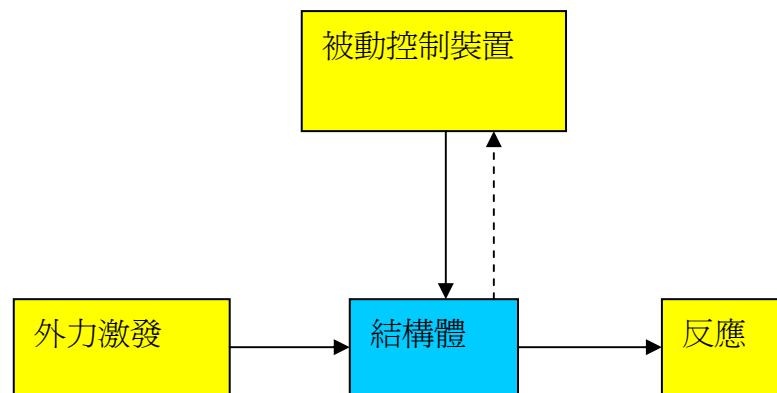


圖 2-2-1 被動控制系統

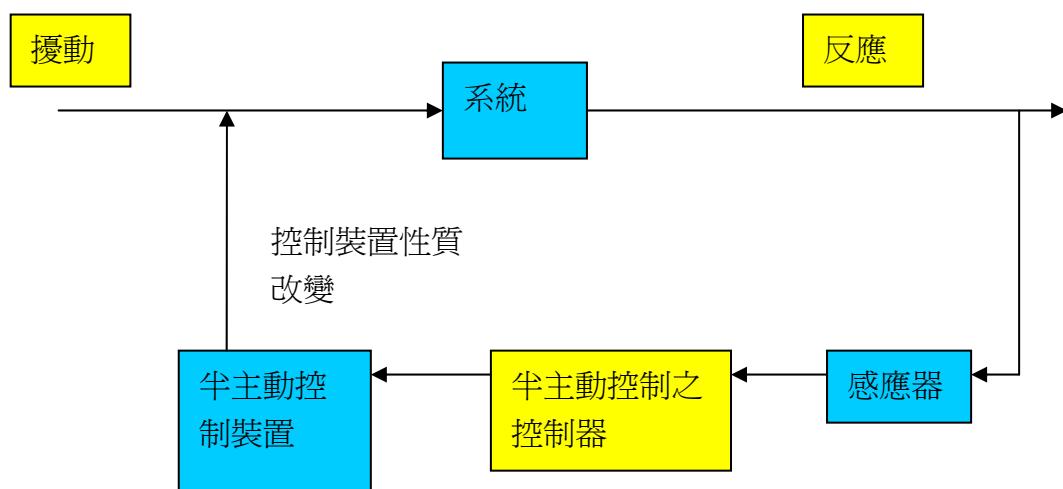


圖 2-3-1 半主動控制系統

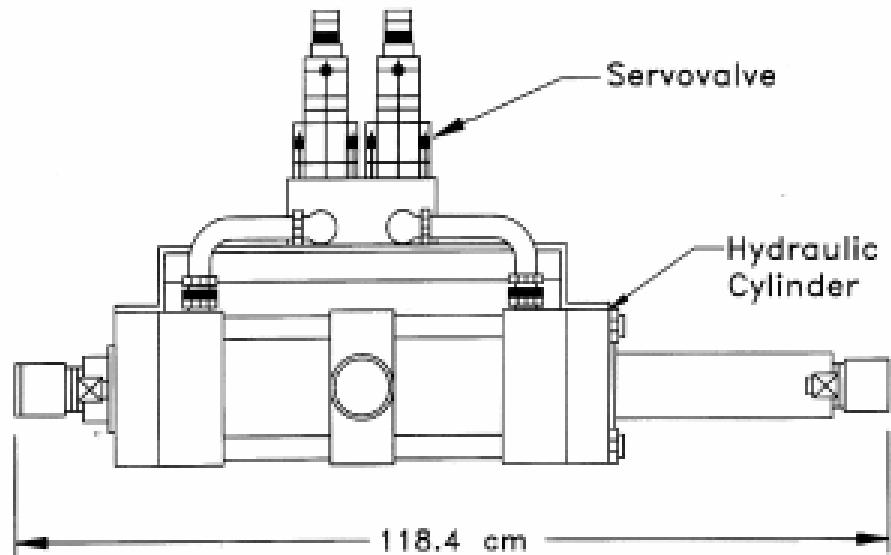


圖 2-3-2 可變化閥門液壓阻尼器[22]

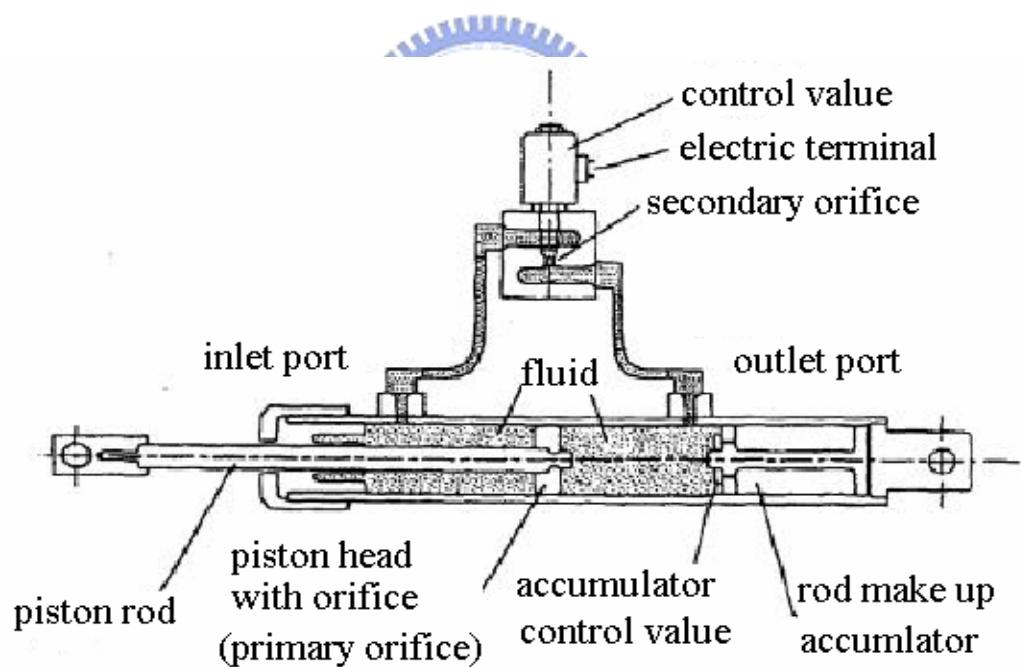


圖 2-3-3 兩段式液壓阻尼器[22]

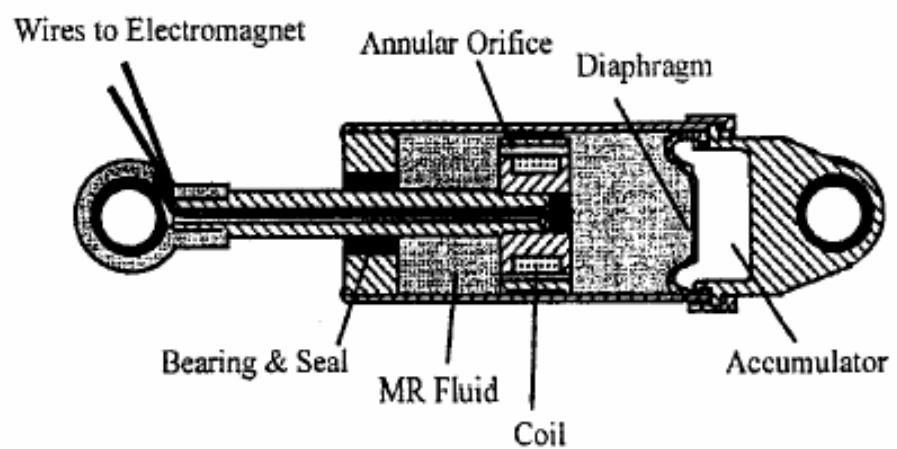


圖 2-3-4 磁感應式流體阻尼器[22]

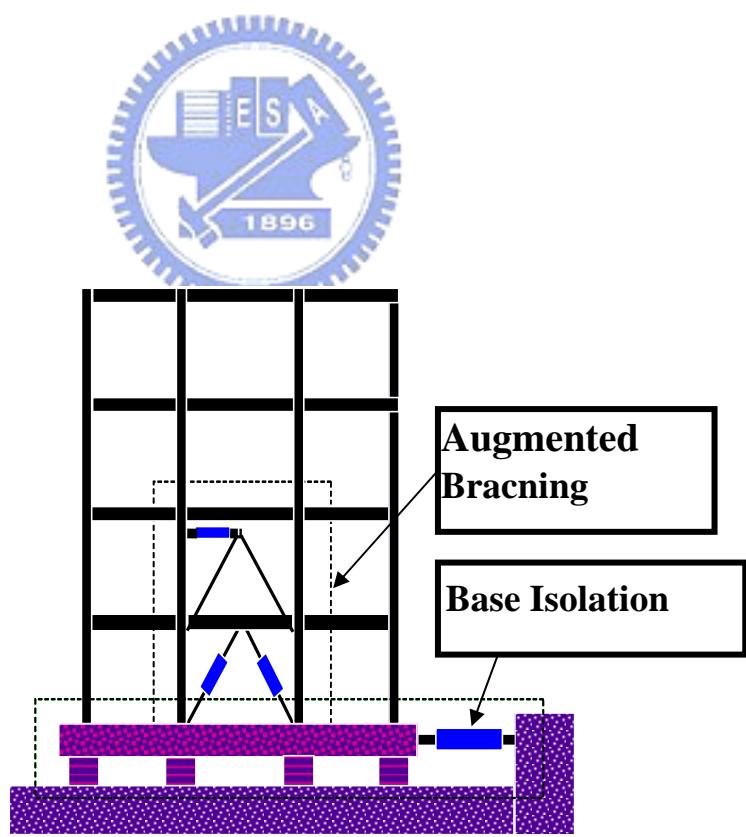


圖 3-1-1 阻尼裝置示意圖[1]

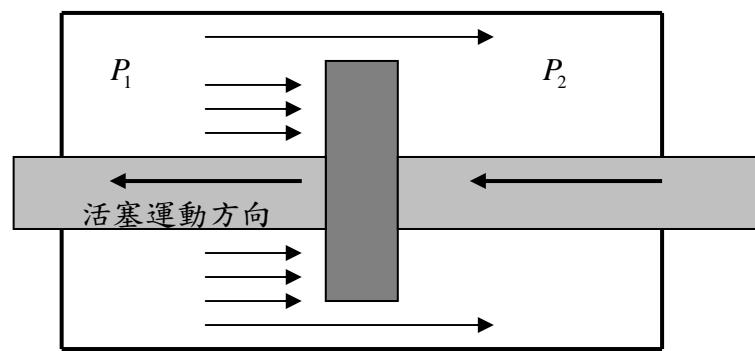


圖 3-1-2 活塞與套筒相對運動產生阻尼力示意圖

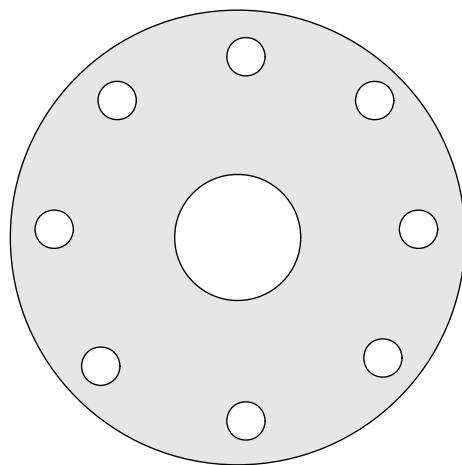


圖 3-1-3 活塞加入節流小孔

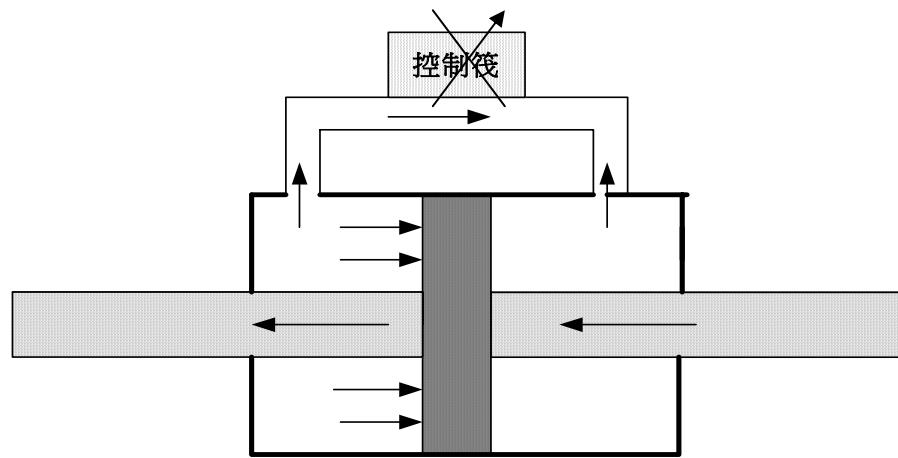


圖 3-1-4 配合分流管及控制閥調整阻尼特性示意圖

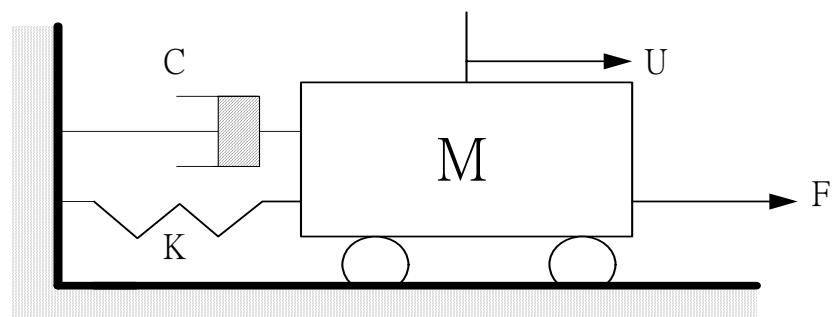


圖 3-2-1 質量-彈簧-阻尼系統

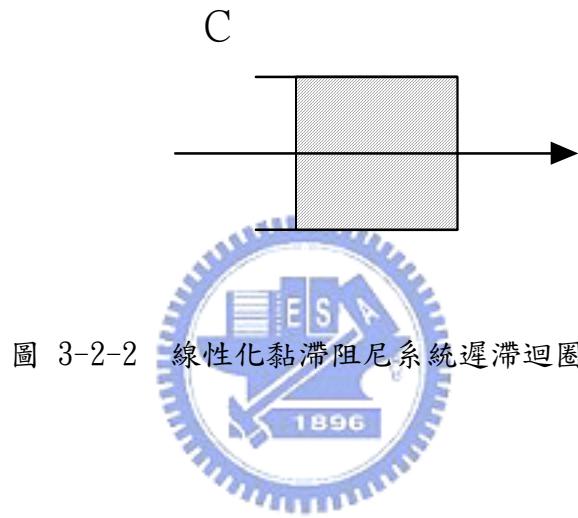
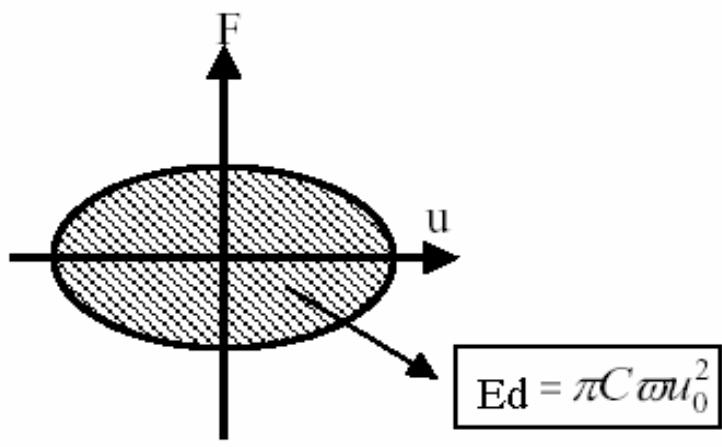


圖 3-2-2 線性化黏滯阻尼系統遲滯迴圈



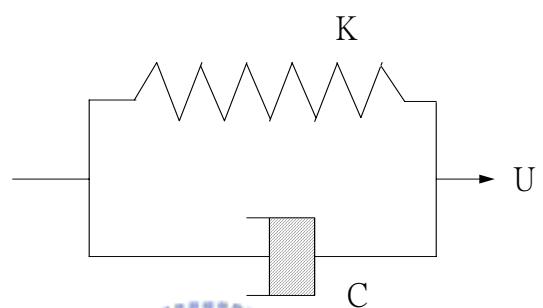
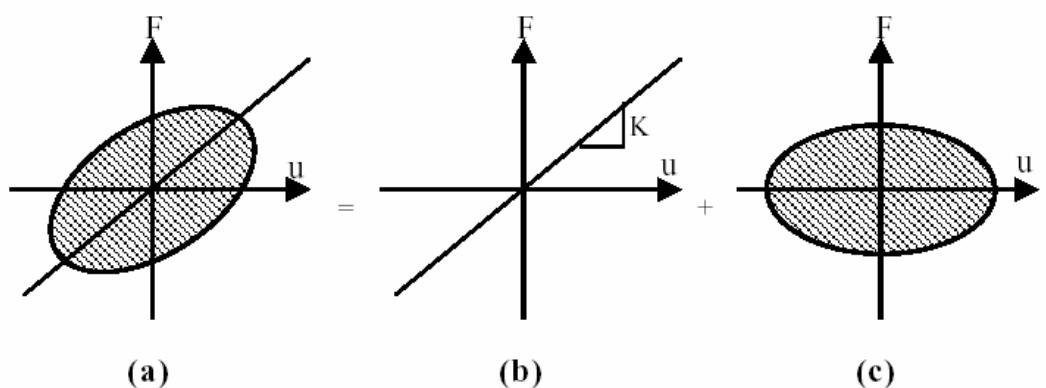


圖 3-2-3 (a)黏彈性阻尼系統遲滯迴圈

(b)完全彈性行為

(c)完全粘滯性行為

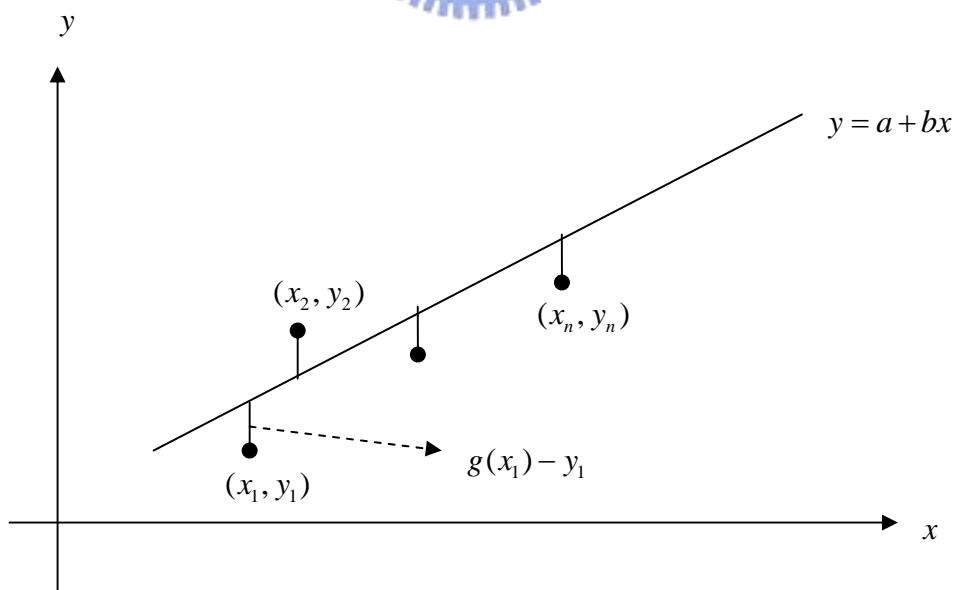


圖 3-3-1 最小平方法求最適直線示意



圖 4-1-1 試驗平臺



圖 4-1-2 制動器



圖 4-1-3 資料擷取器



圖 4-1-4 荷重計



圖 4-1-5 線性差動電壓器(LVDT)

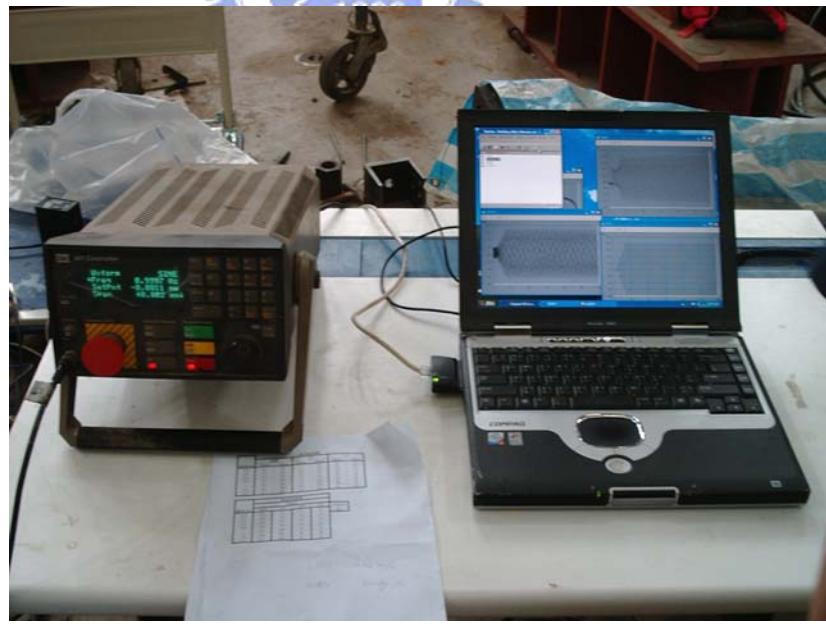


圖 4-1-6 手提電腦與油壓控制器

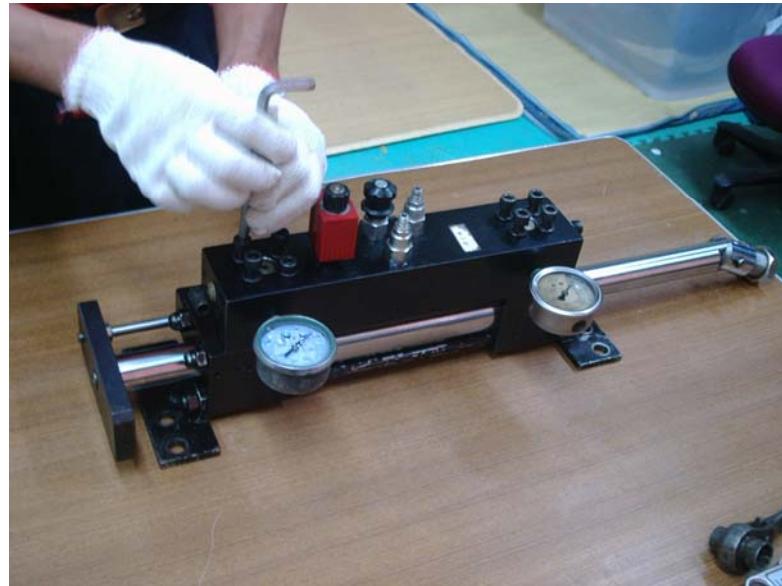


圖 4-1-7 半主動液流阻尼器



圖 4-1-8 套筒



圖 4-1-10 活塞



圖 4-1-11 溢流閥與微調控制閥



圖 4-1-12 電流供應器



圖 4-1-13 電磁伺服閥



圖 4-1-14 壓力表

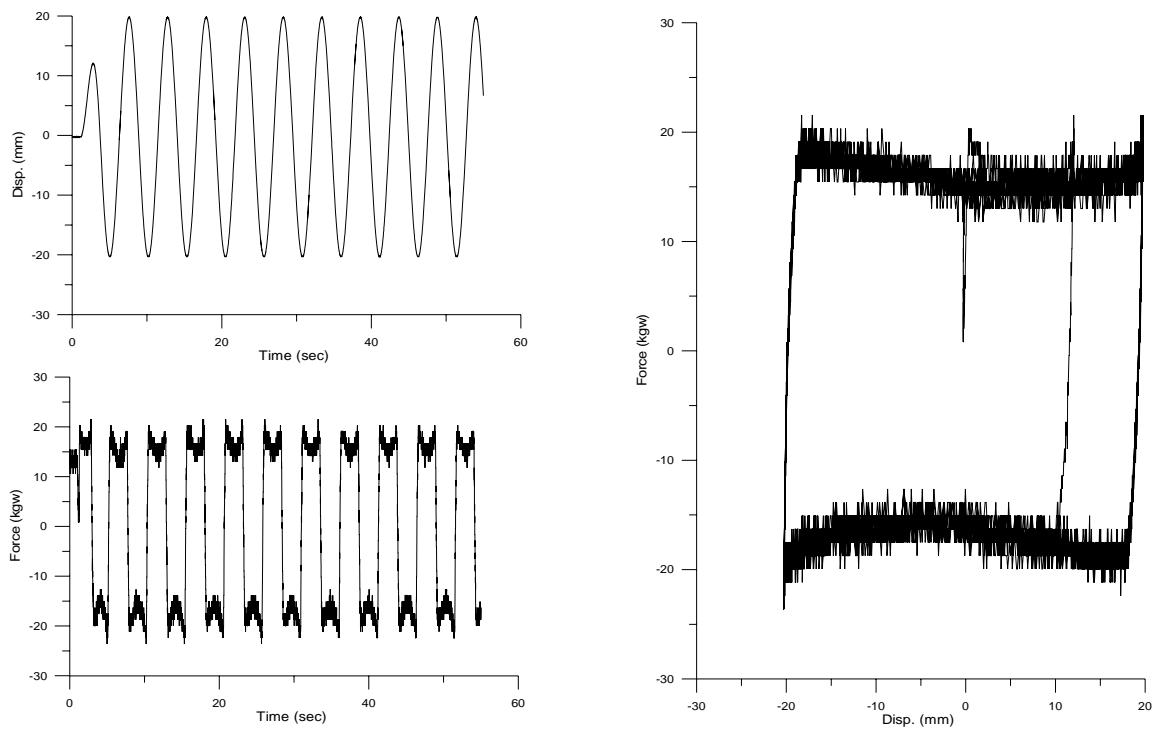


圖 5-1 油路全開、0.2Hz、20mm 試驗量測結果

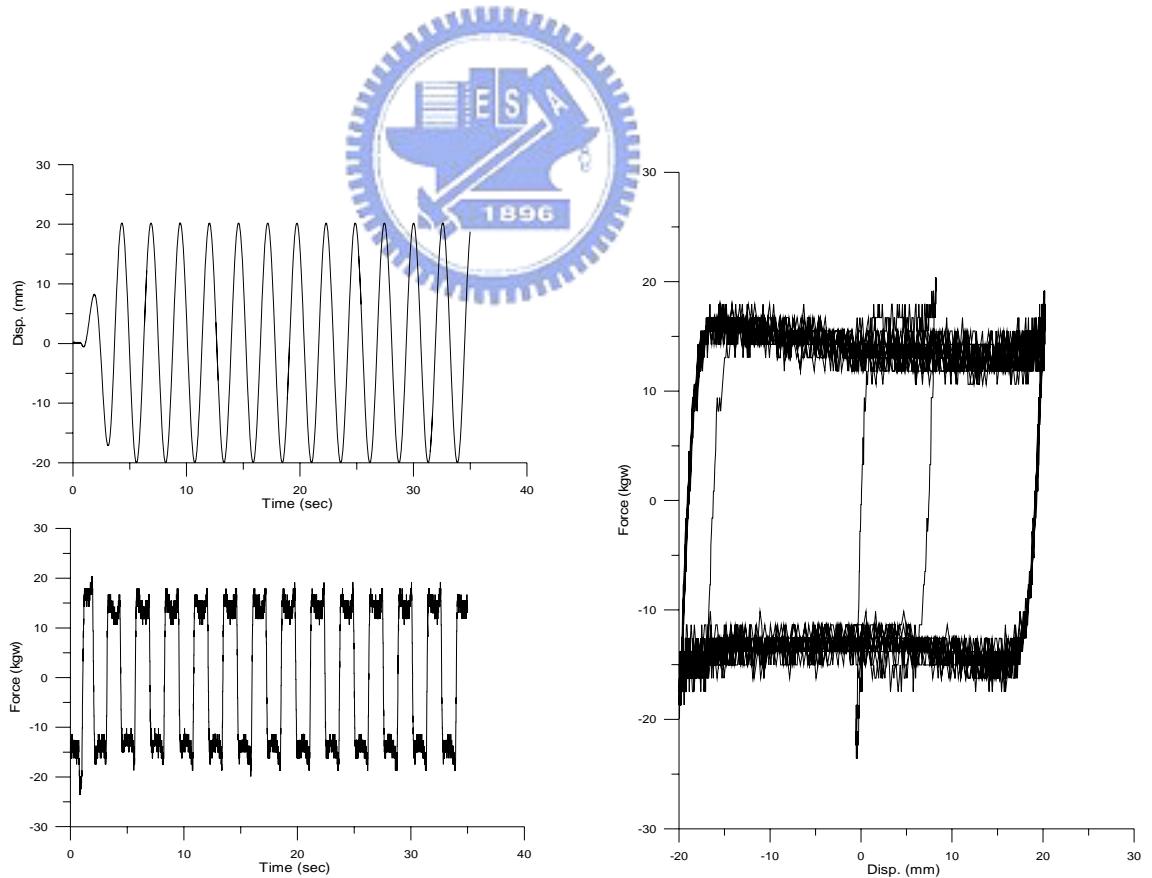


圖 5-2 油路全開、0.4Hz、20mm 試驗量測結果

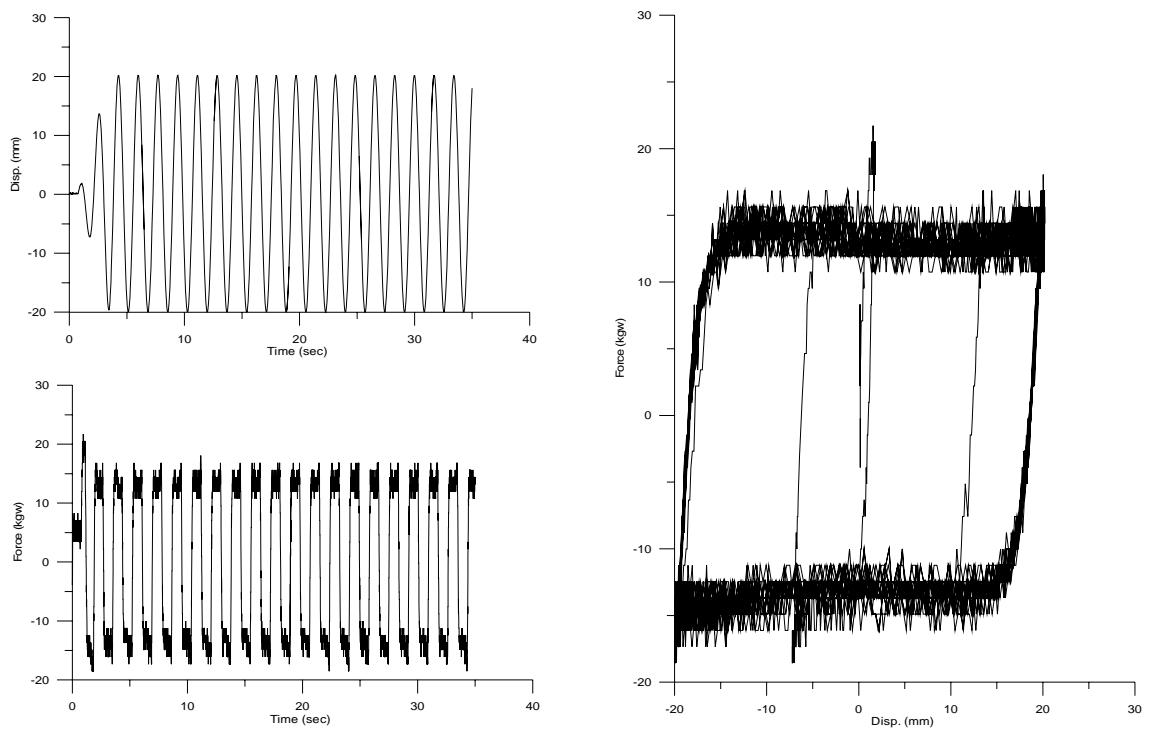


圖 5-3 油路全開、0.6Hz、20mm 試驗量測結果

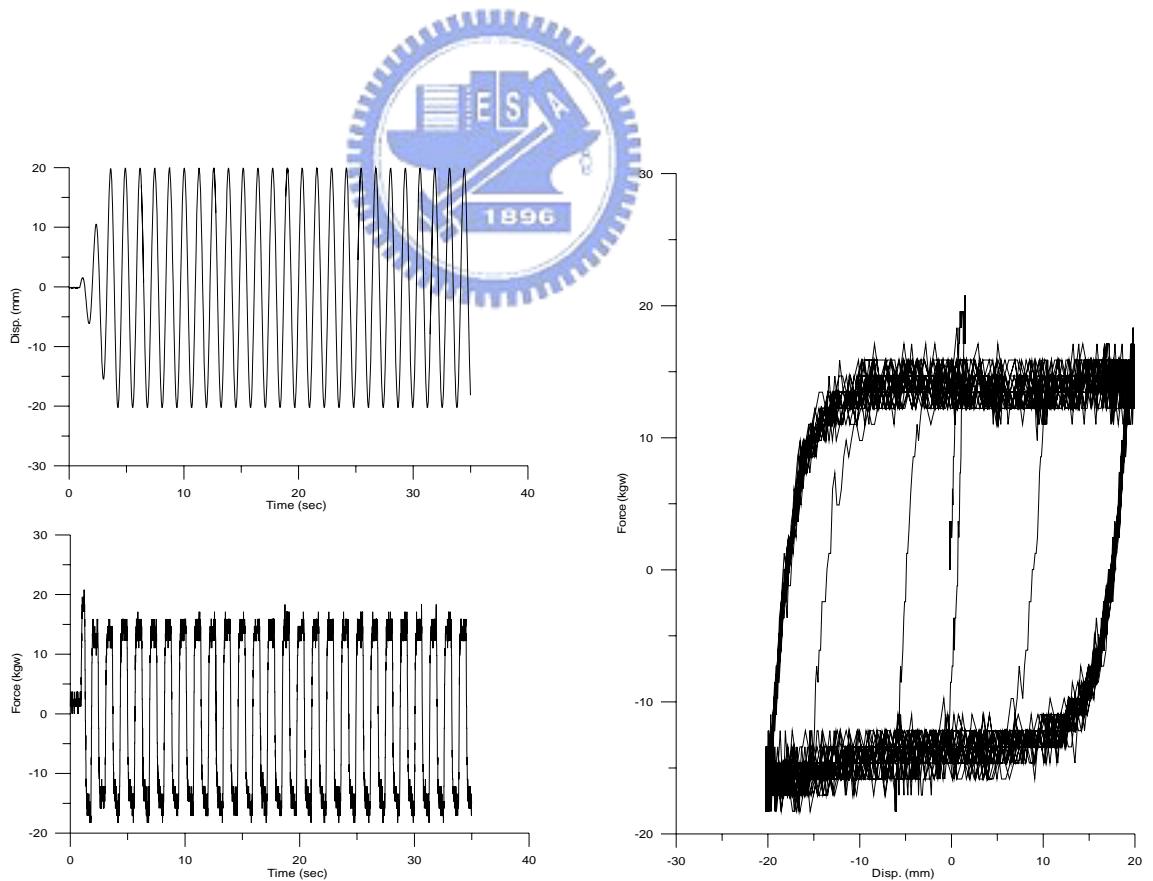


圖 5-4 油路全開、0.8Hz、20mm 試驗量測結果

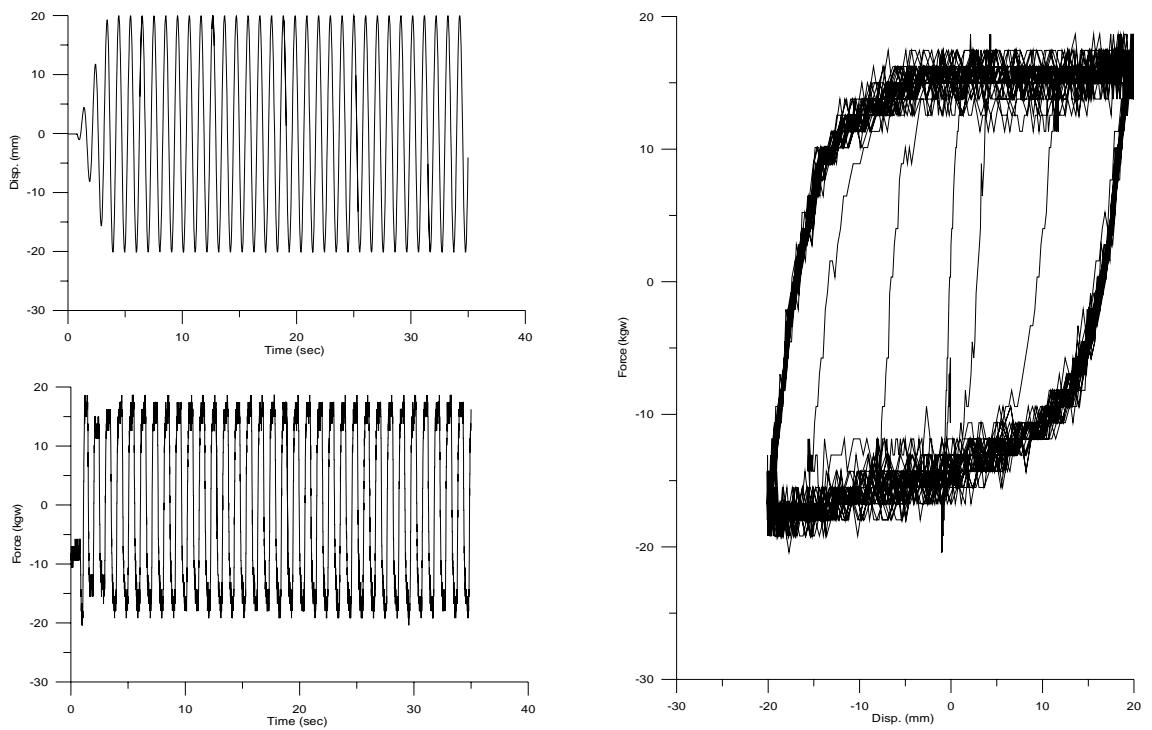


圖 5-5 油路全開、1.0Hz、20mm 試驗量測結果

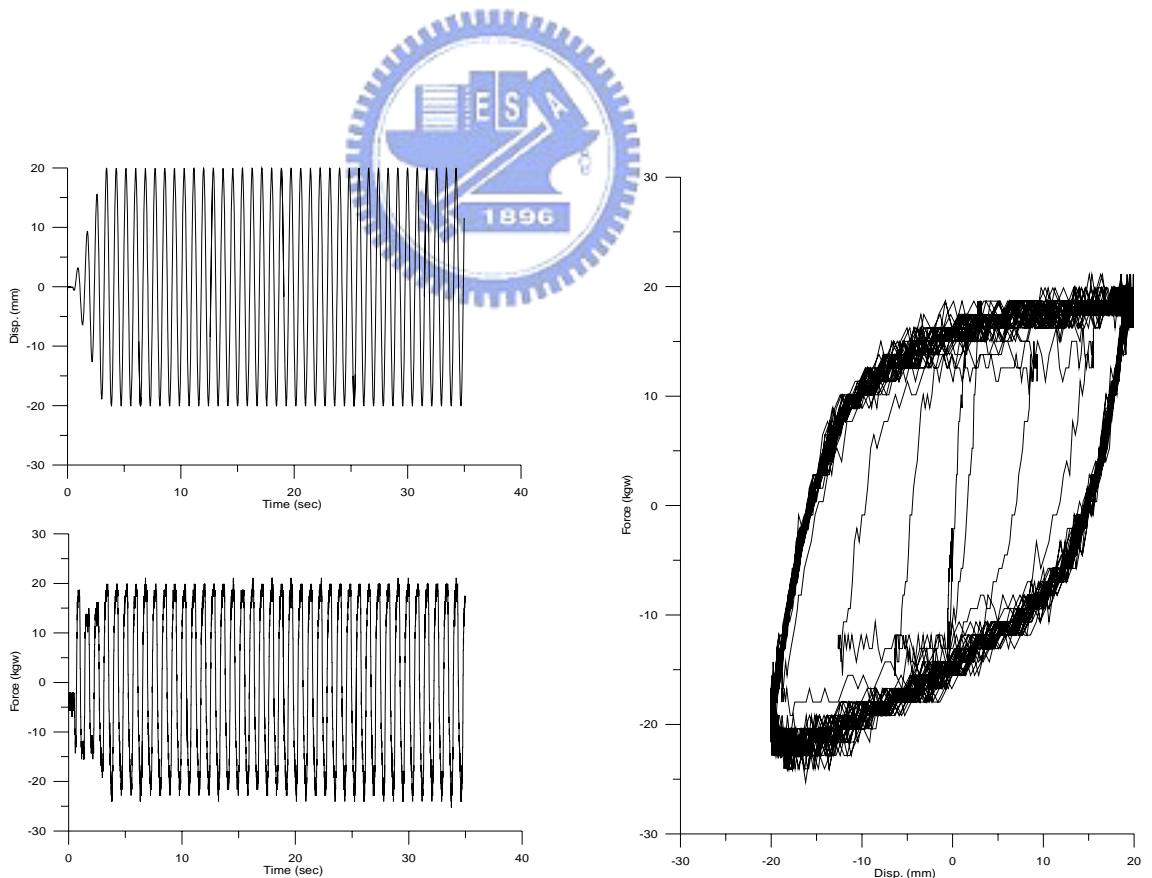


圖 5-6 油路全開、1.2Hz、20mm 試驗量測結果

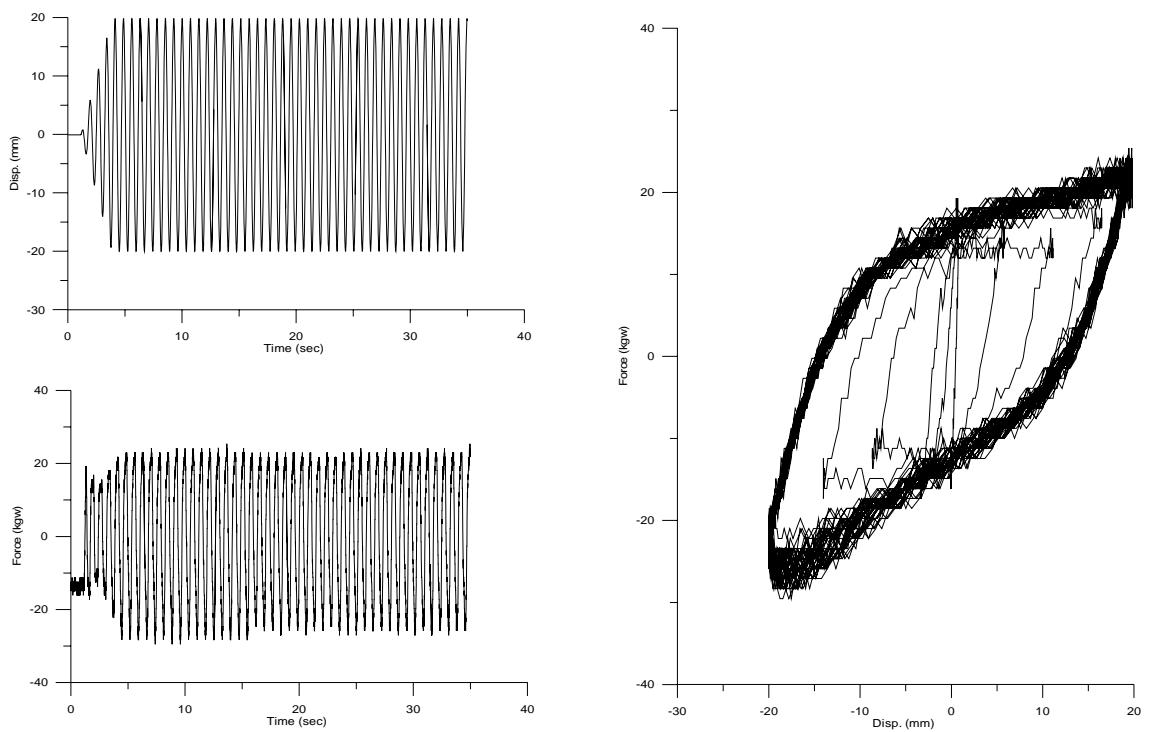


圖 5-7 油路全開、1.4Hz、20mm 試驗量測結果

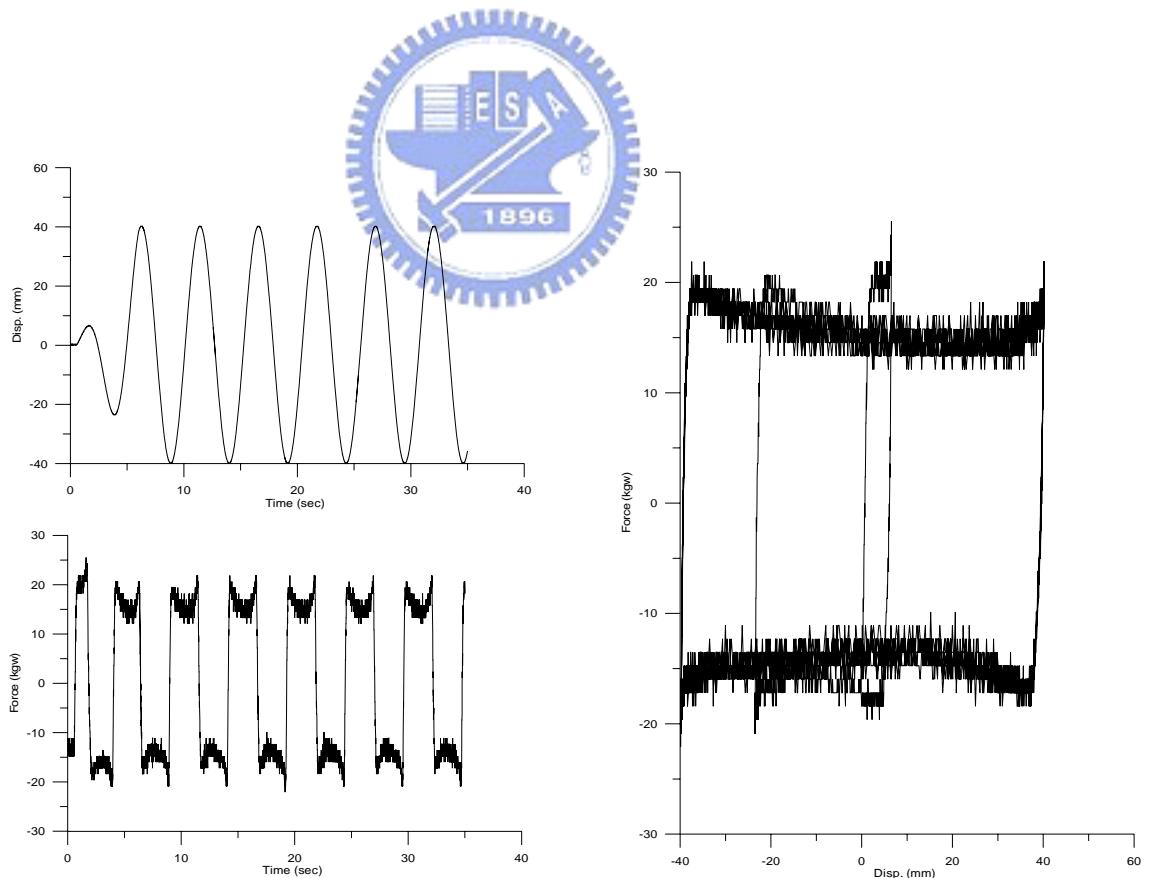


圖 5-8 油路全開、0.2Hz、40mm 試驗量測結果

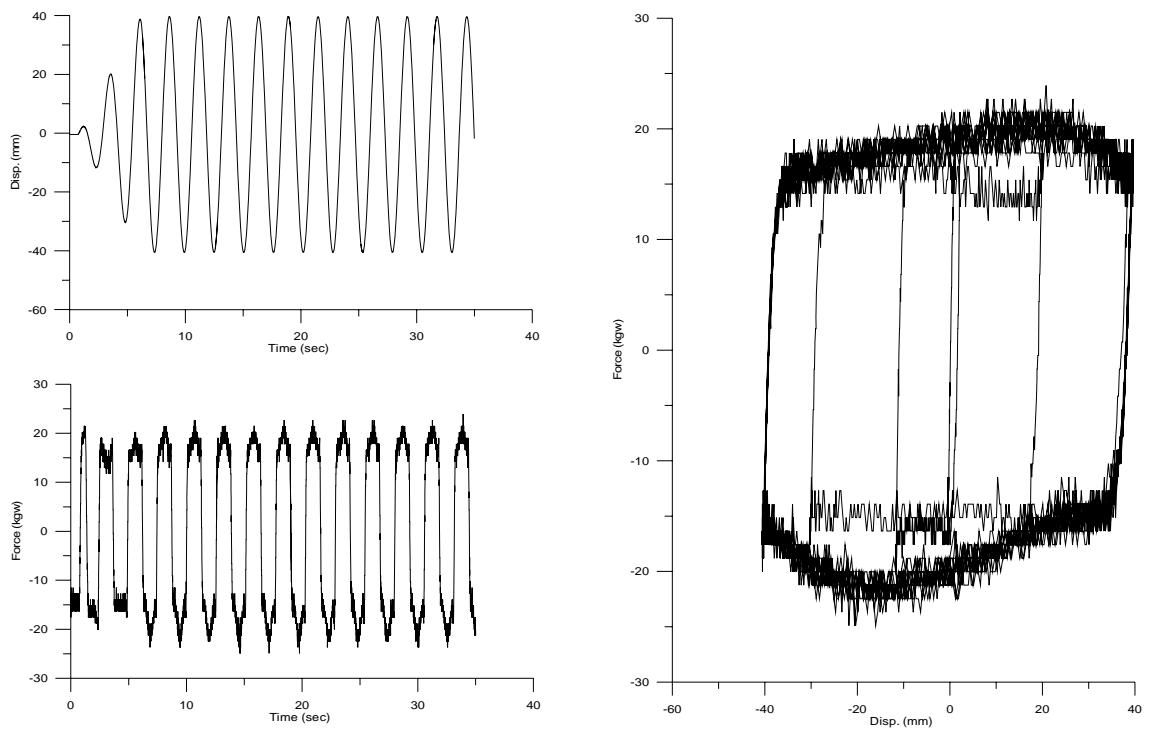


圖 5-9 油路全開、0.4Hz、40mm 試驗量測結果

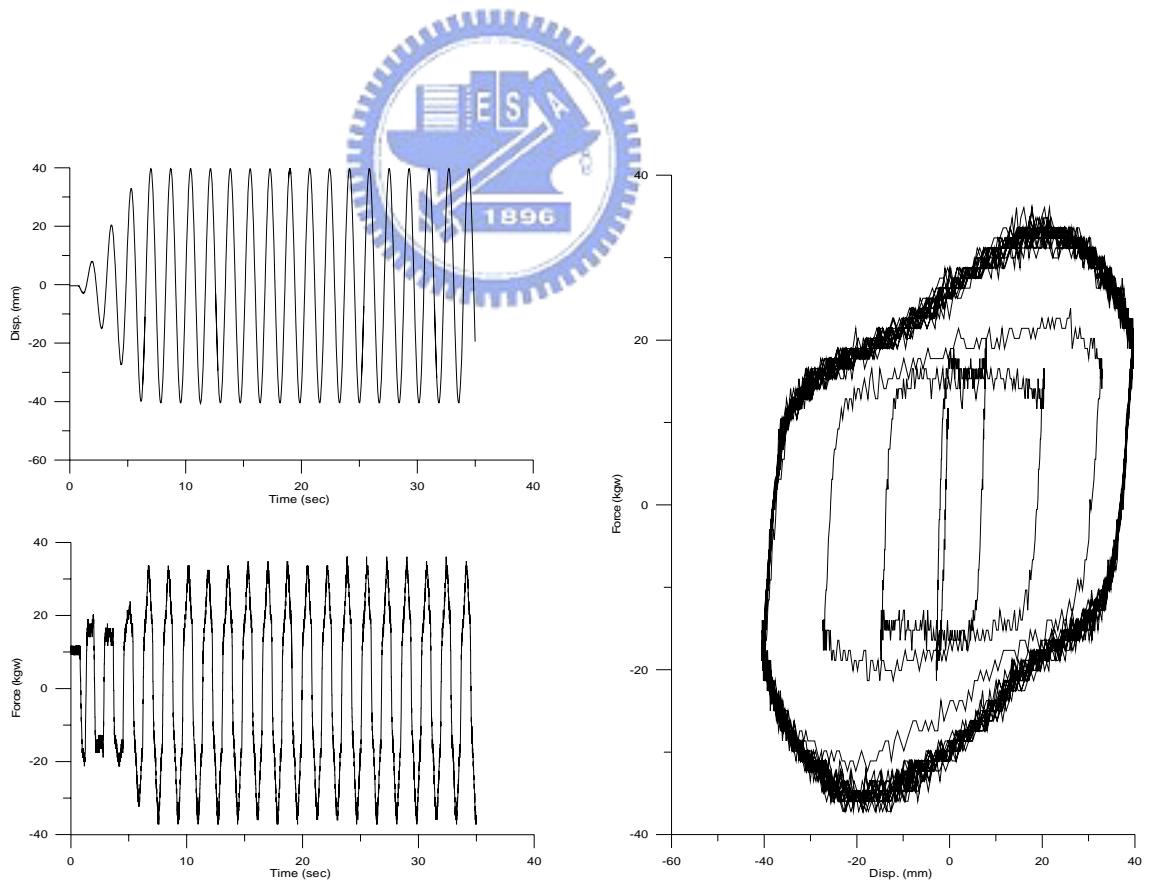


圖 5-10 油路全開、0.6Hz、40mm 試驗量測結果

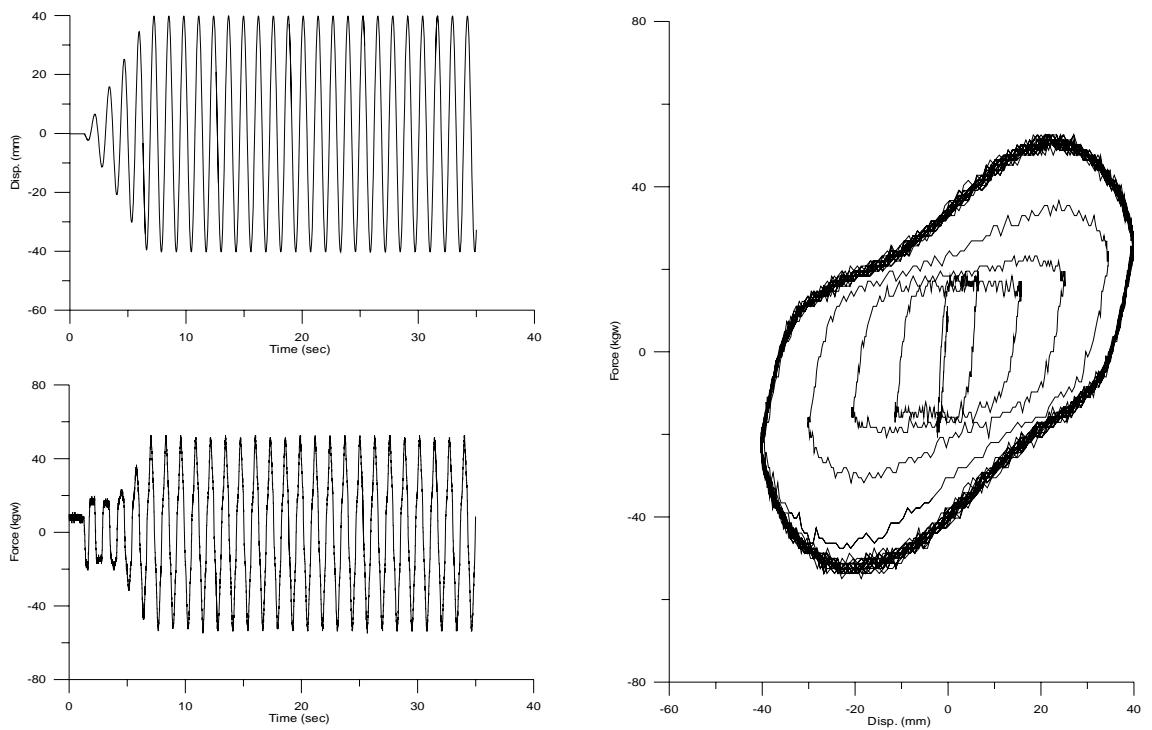


圖 5-11 油路全開、0.8Hz、40mm 試驗量測結果

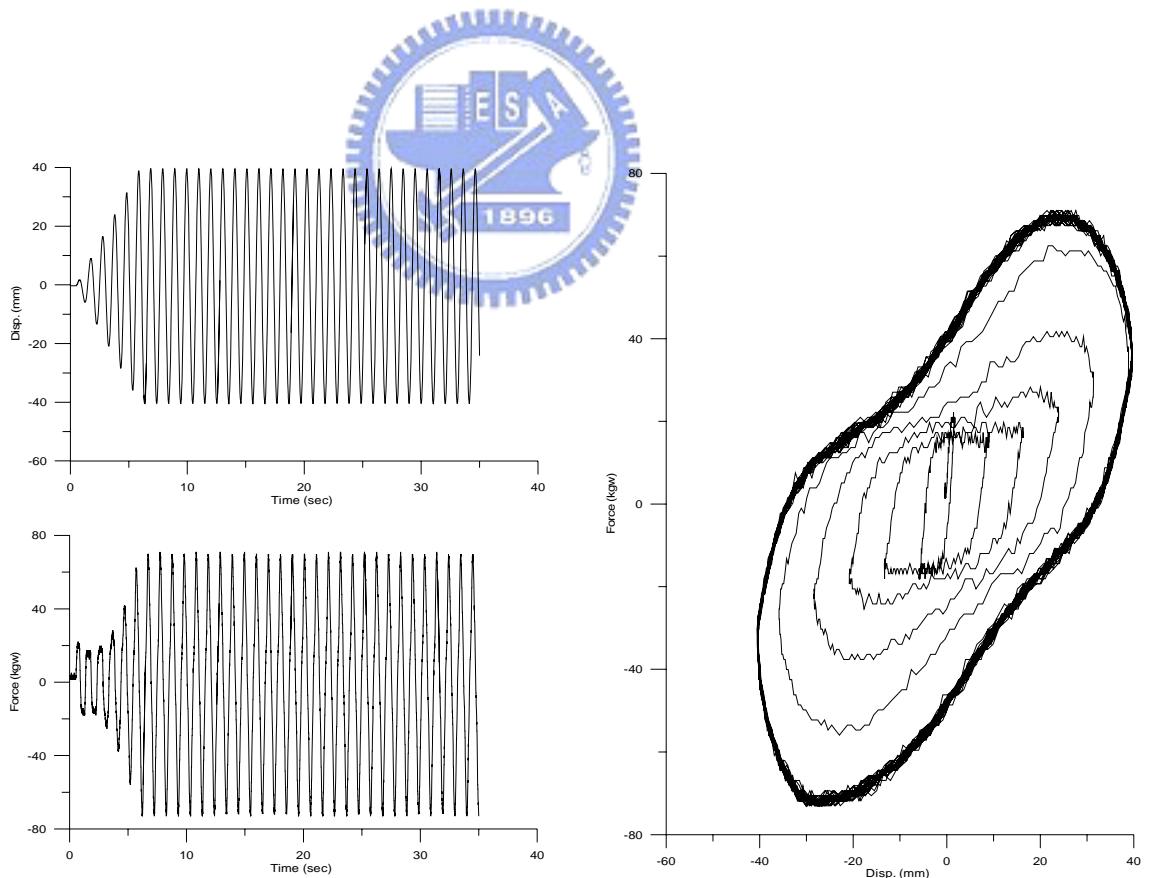


圖 5-12 油路全開、1.0Hz、40mm 試驗量測結果

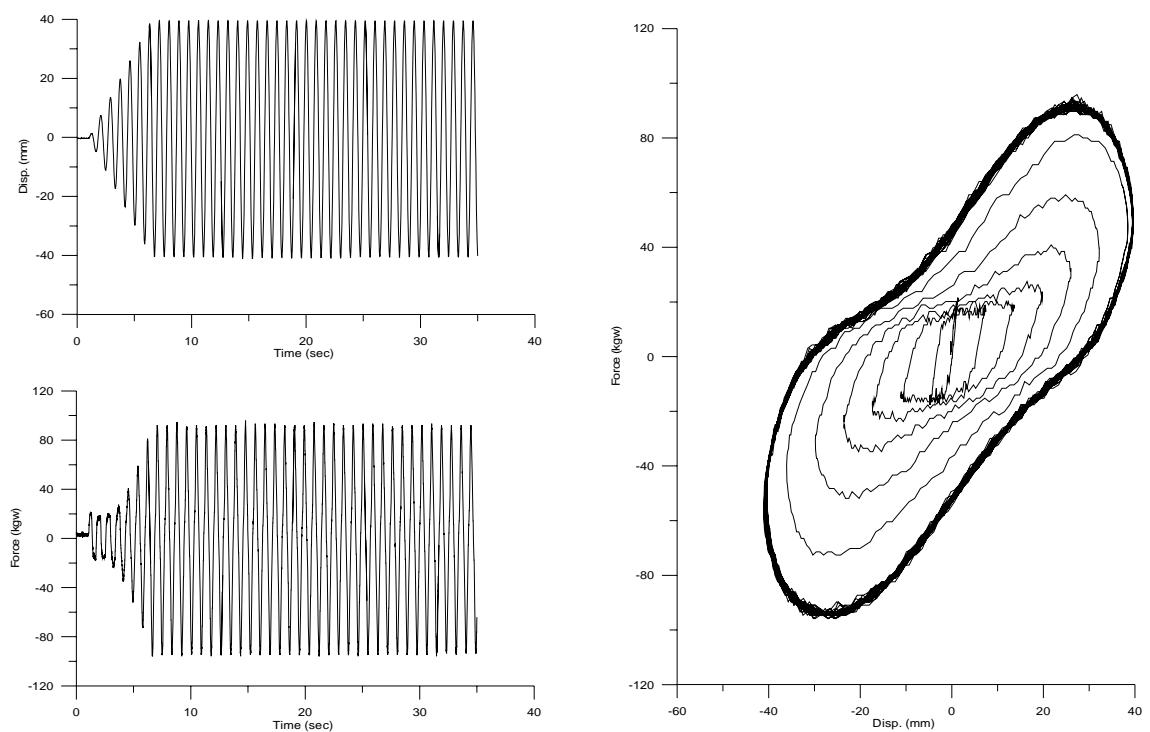


圖 5-13 油路全開、1.2Hz、40mm 試驗量測結果

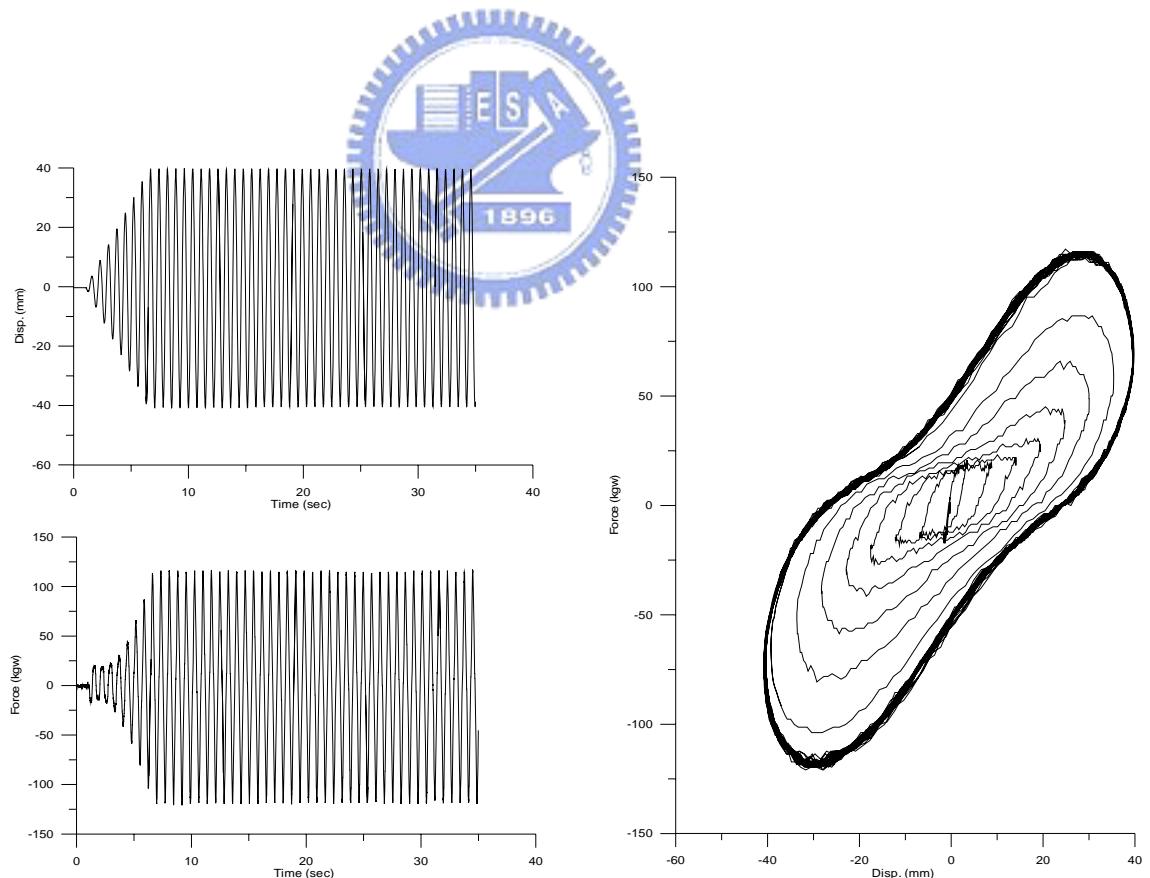


圖 5-14 油路全開、1.4Hz、40mm 試驗量測結果

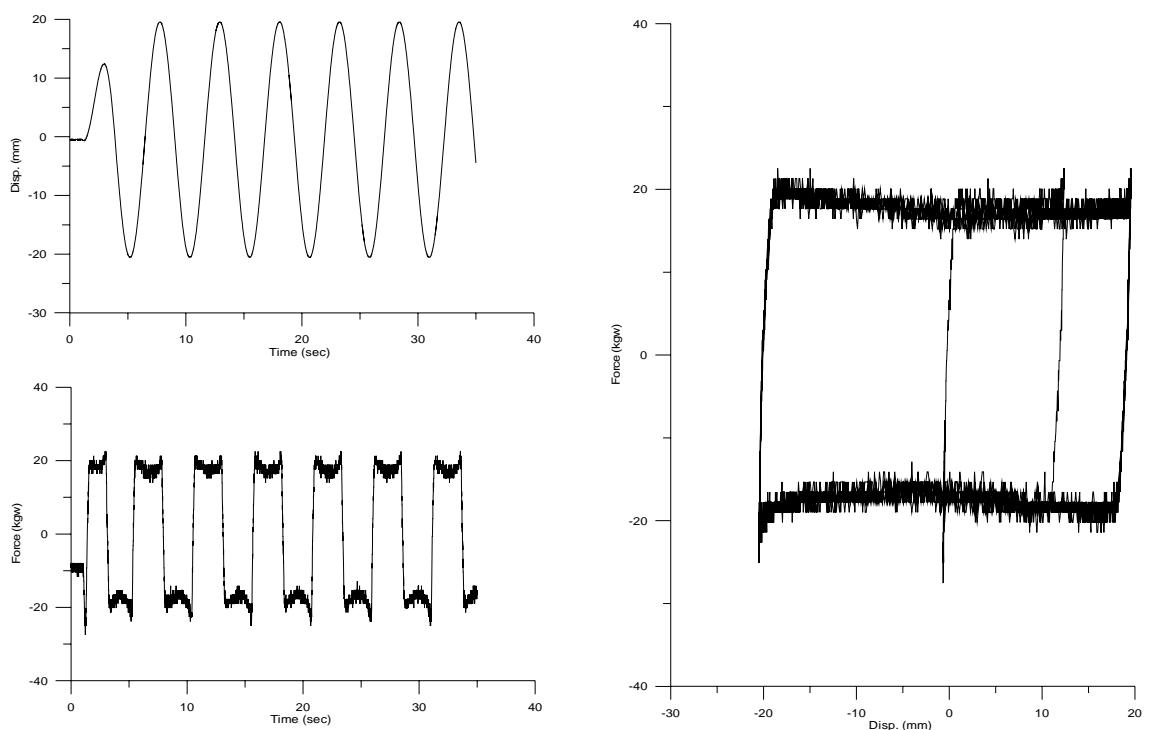


圖 5-15 油路 60%、0.2Hz、20mm 試驗量測結果

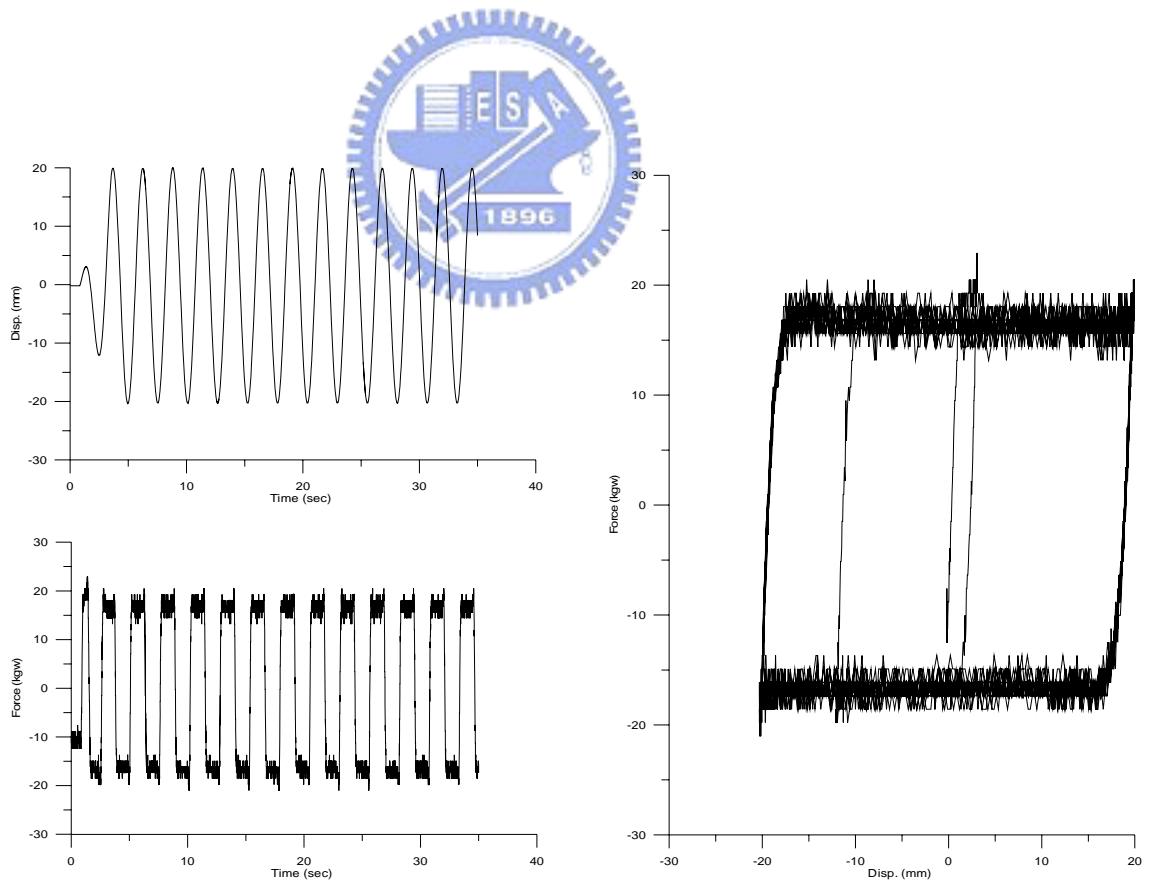


圖 5-16 油路 60%、0.4Hz、20mm 試驗量測結果

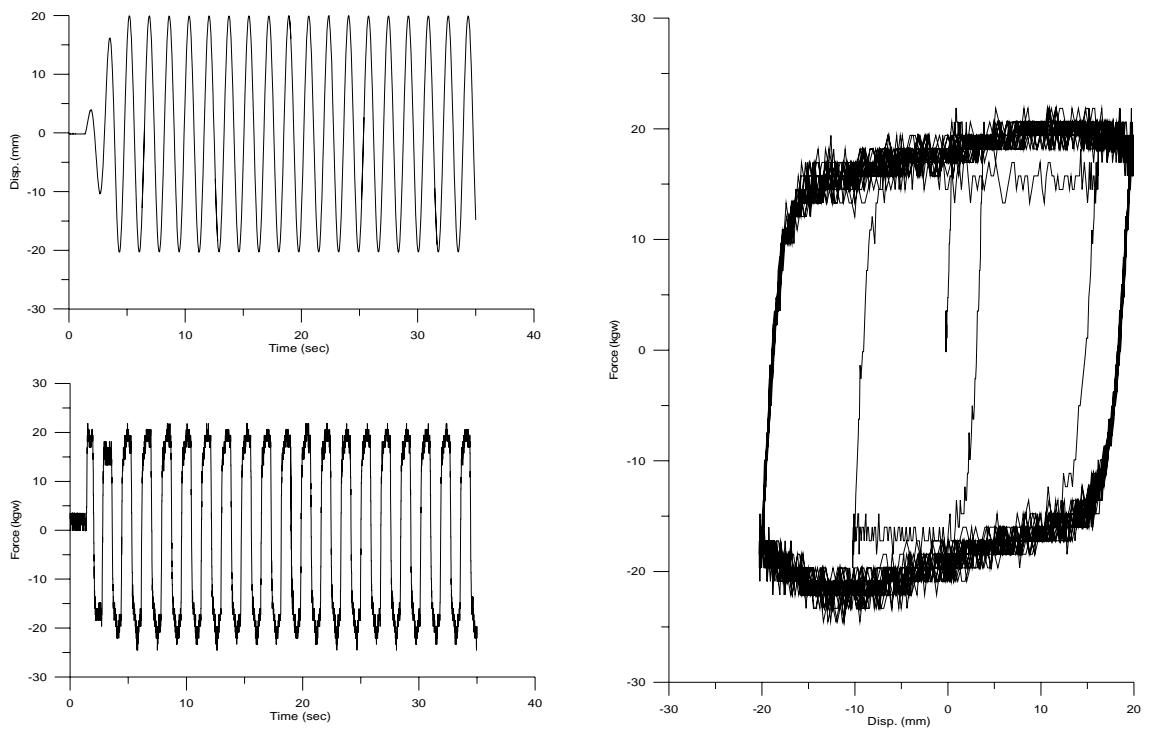


圖 5-17 油路 60%、0.6Hz、20mm 試驗量測結果

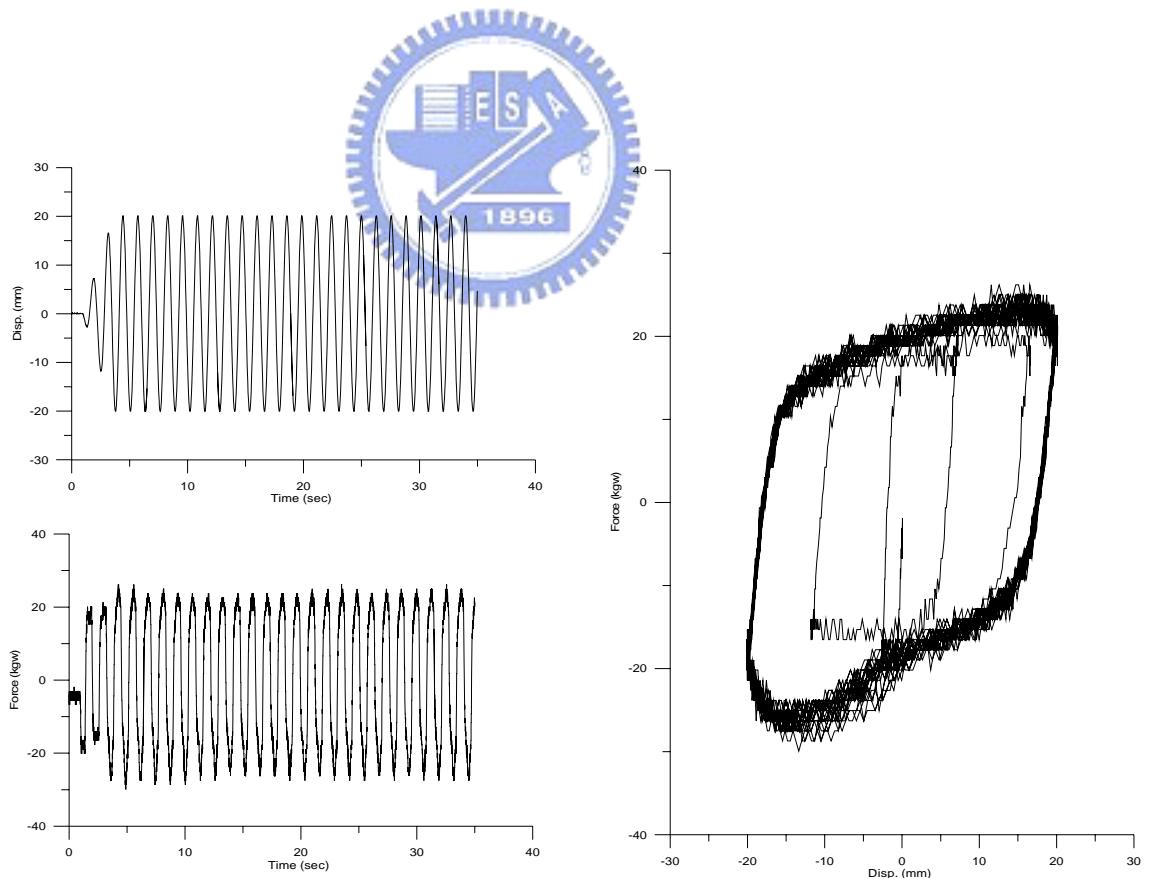


圖 5-18 油路 60%、0.8Hz、20mm 試驗量測結果

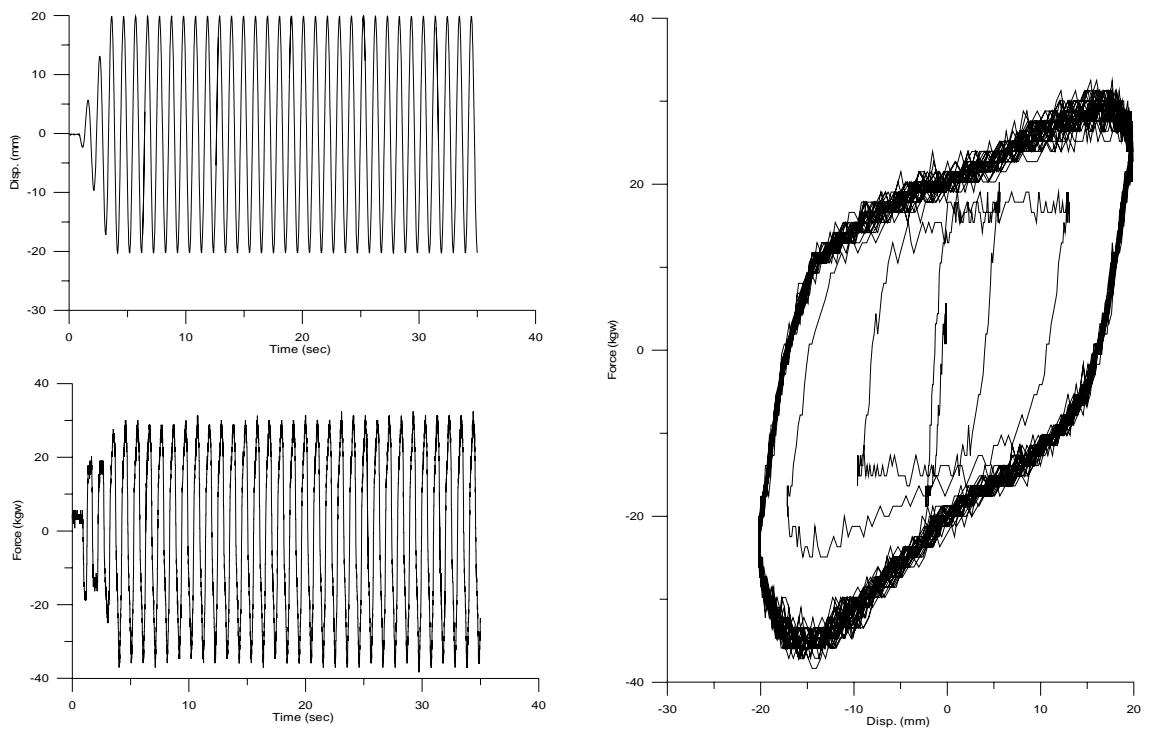


圖 5-19 油路 60%、1.0Hz、20mm 試驗量測結果

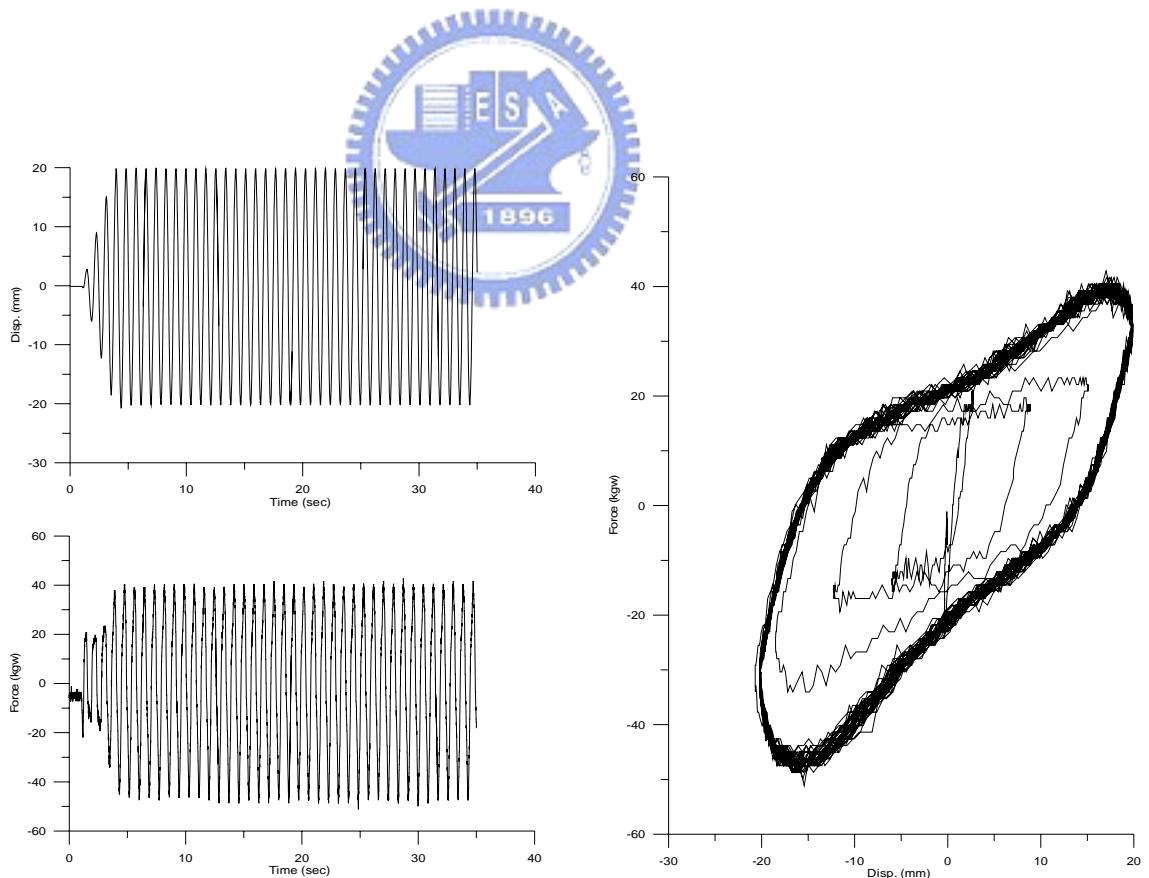


圖 5-20 油路 60%、1.2Hz、20mm 試驗量測結果

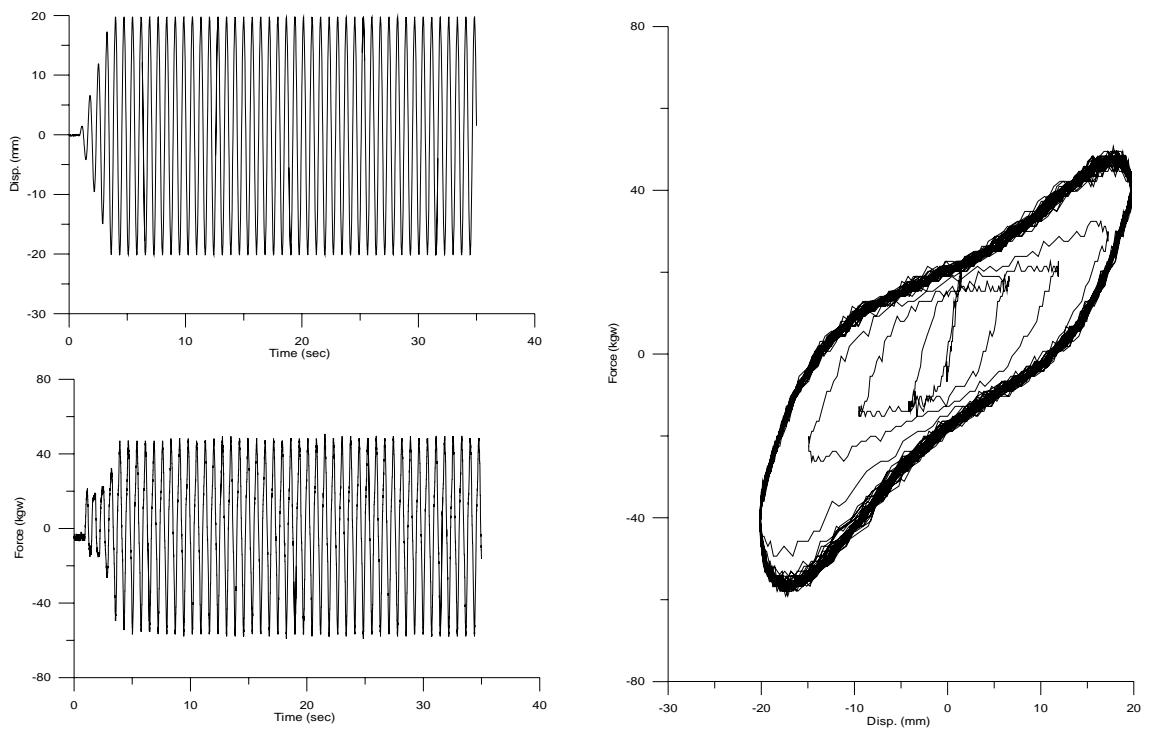


圖 5-21 油路 60%、1.4Hz、20mm 試驗量測結果

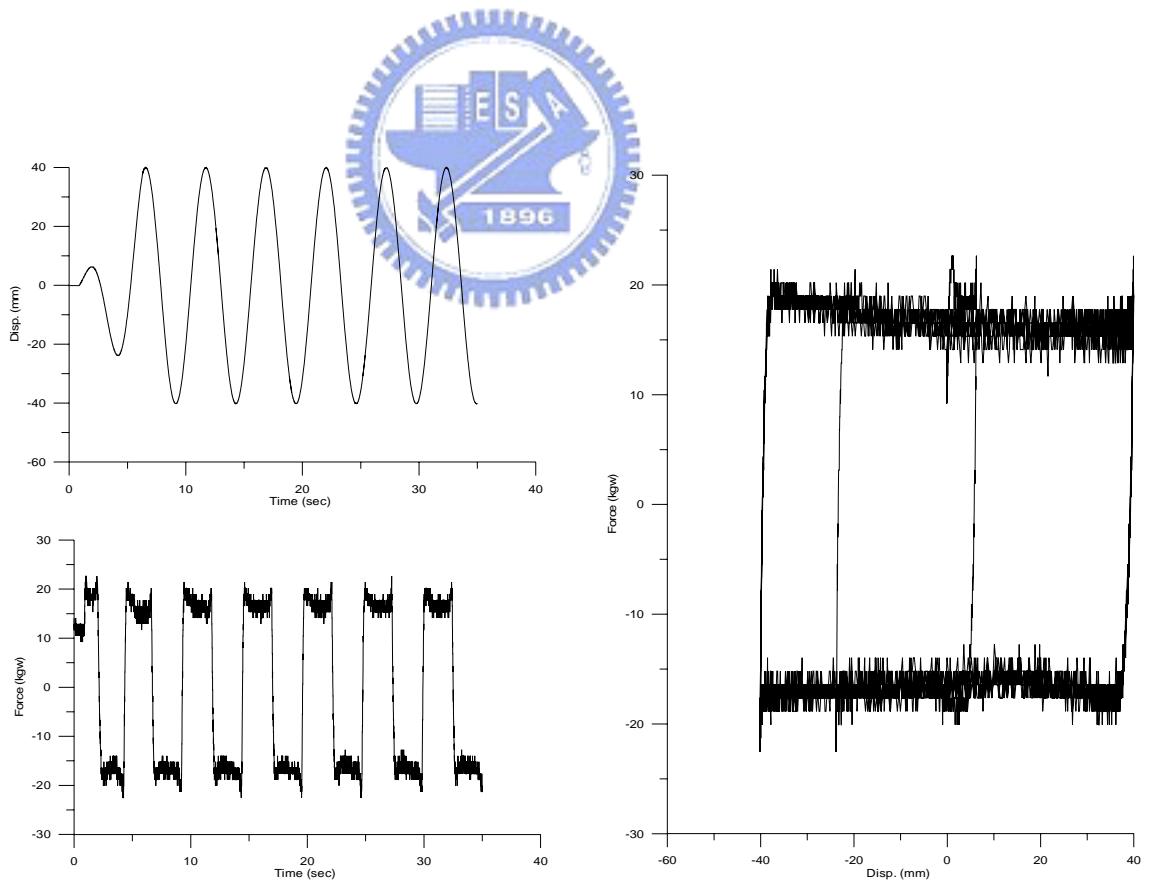


圖 5-22 油路 60%、0.2Hz、40mm 試驗量測結果

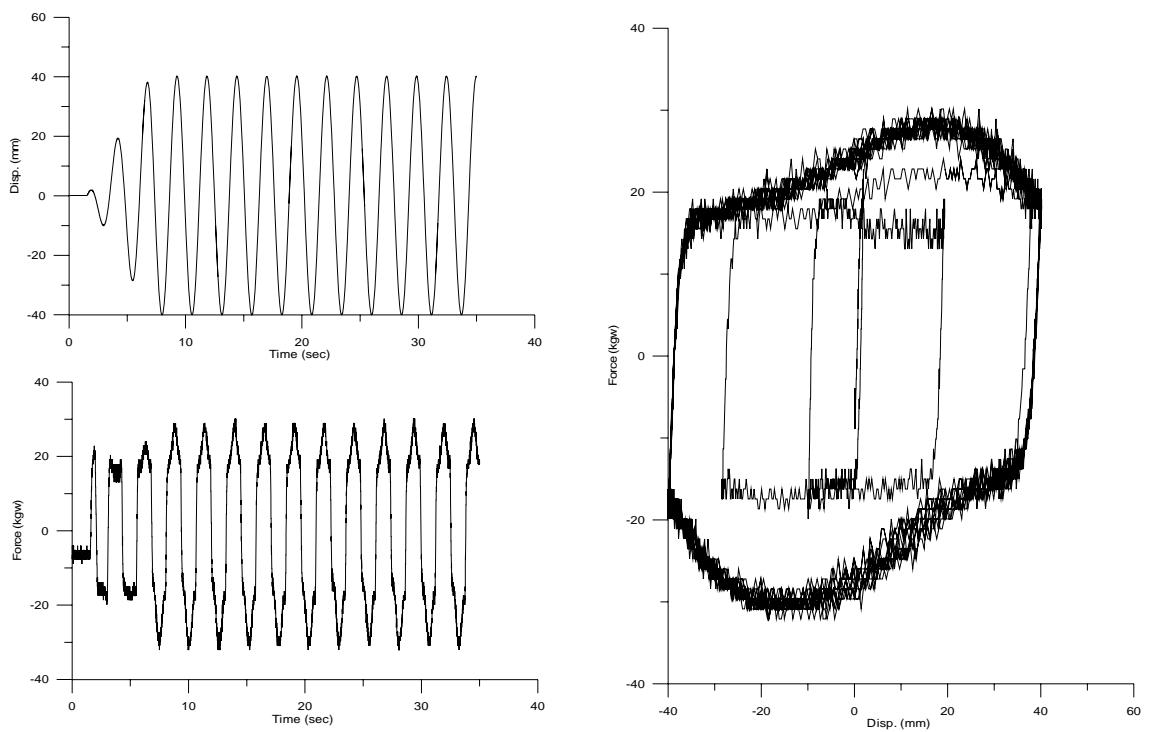


圖 5-23 油路 60%、0.4Hz、40mm 試驗量測結果

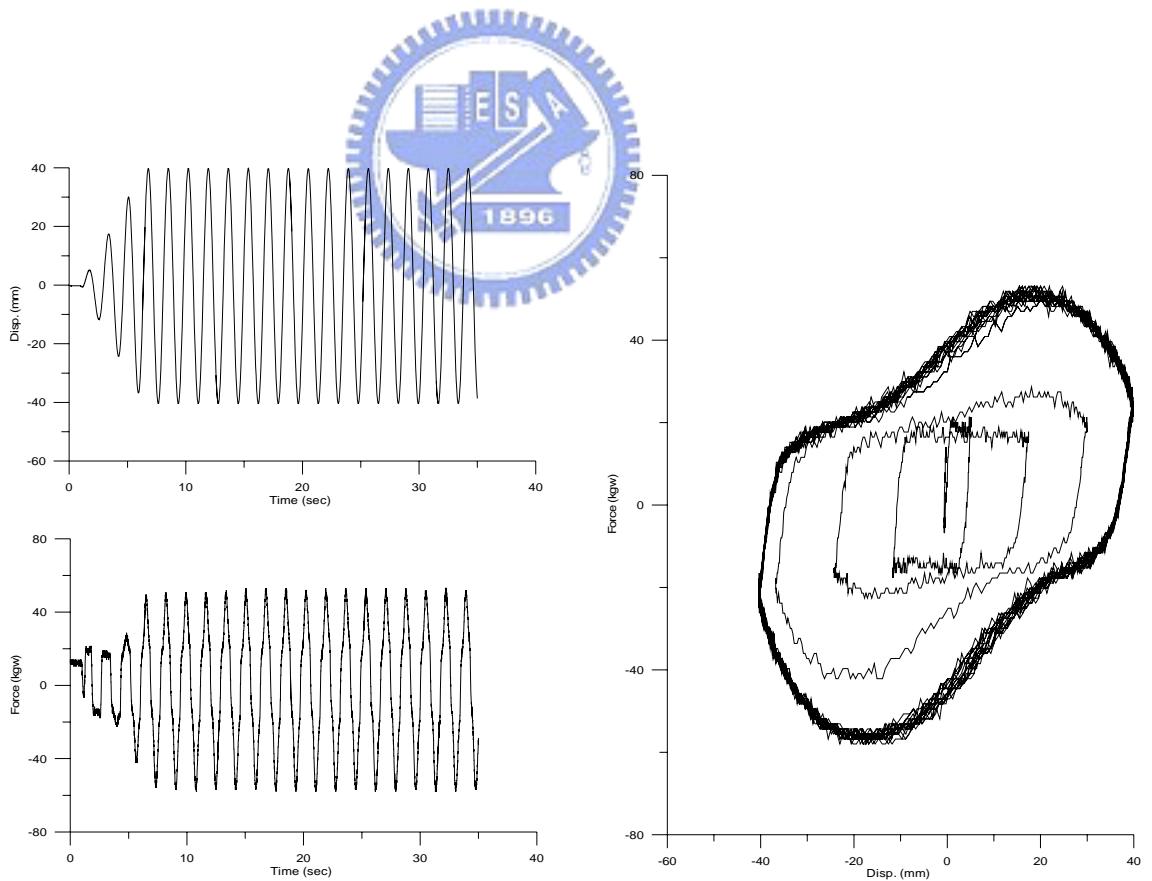


圖 5-24 油路 60%、0.6Hz、40mm 試驗量測結果

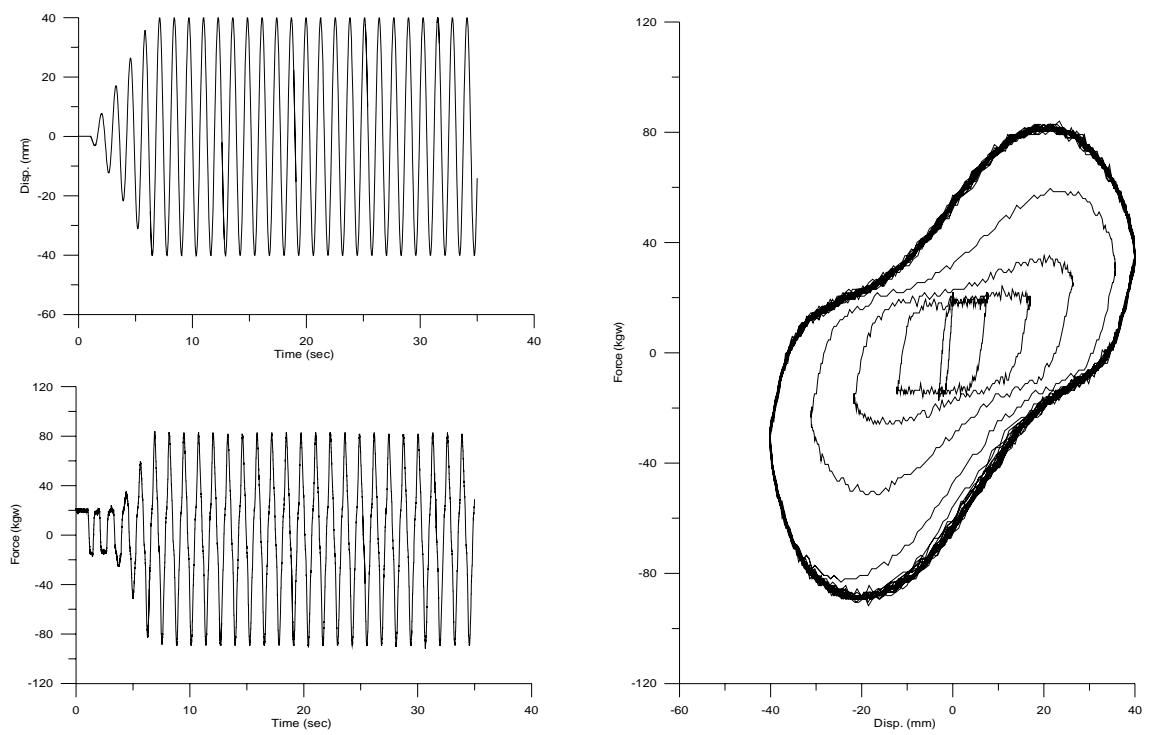


圖 5-25 油路 60%、0.8Hz、40mm 試驗量測結果

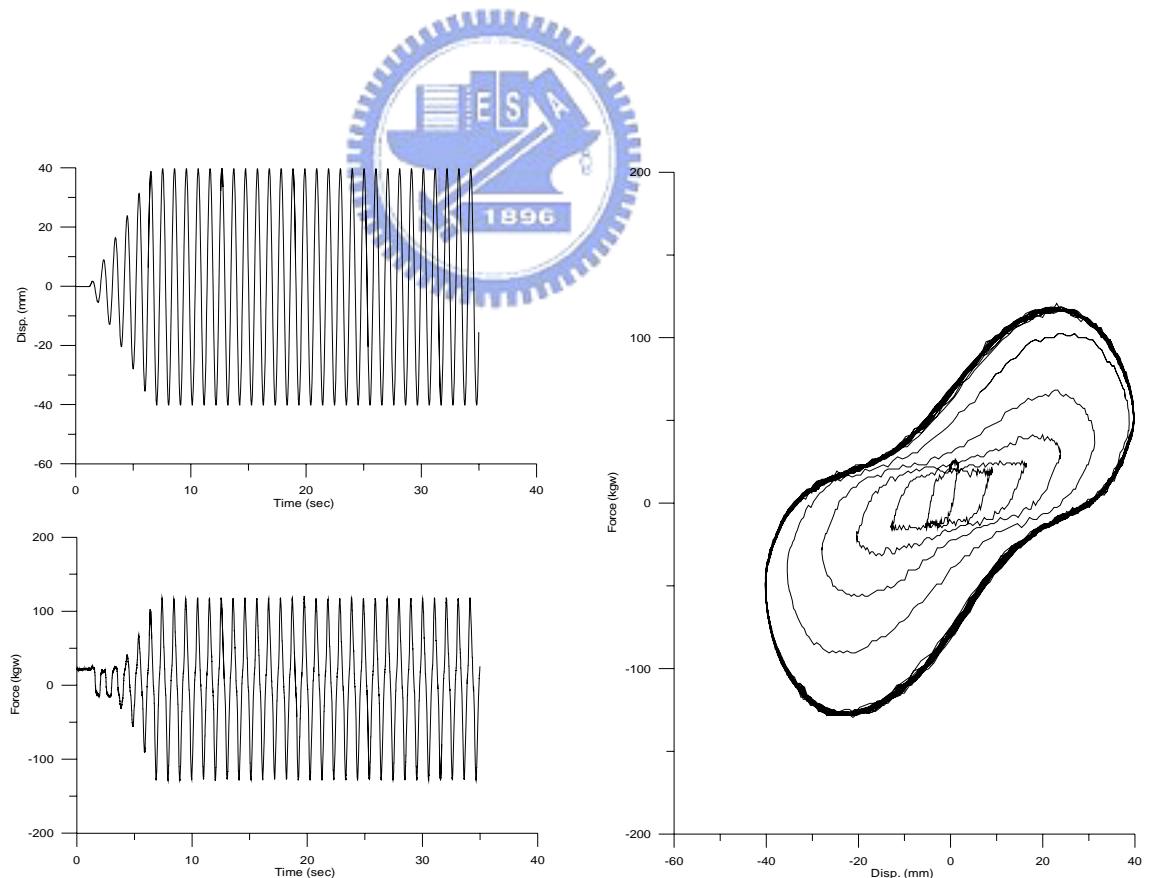


圖 5-26 油路 60%、1.0Hz、40mm 試驗量測結果

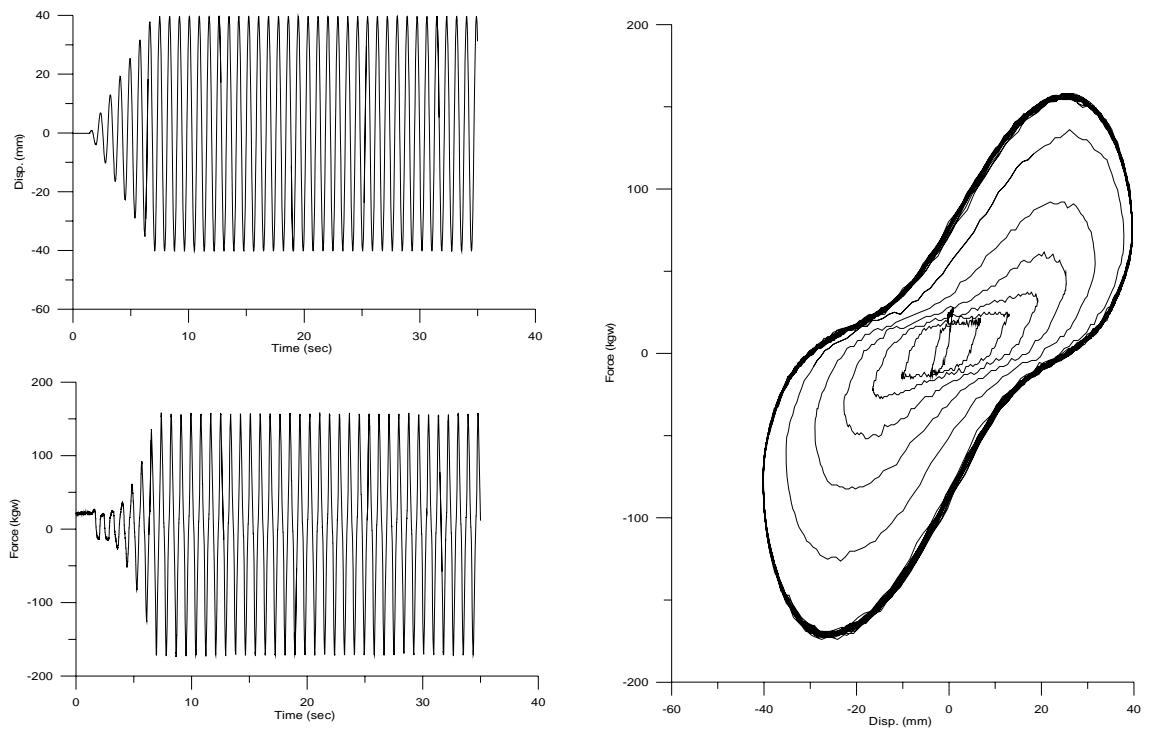


圖 5-27 油路 60%、1.2Hz、40mm 試驗量測結果

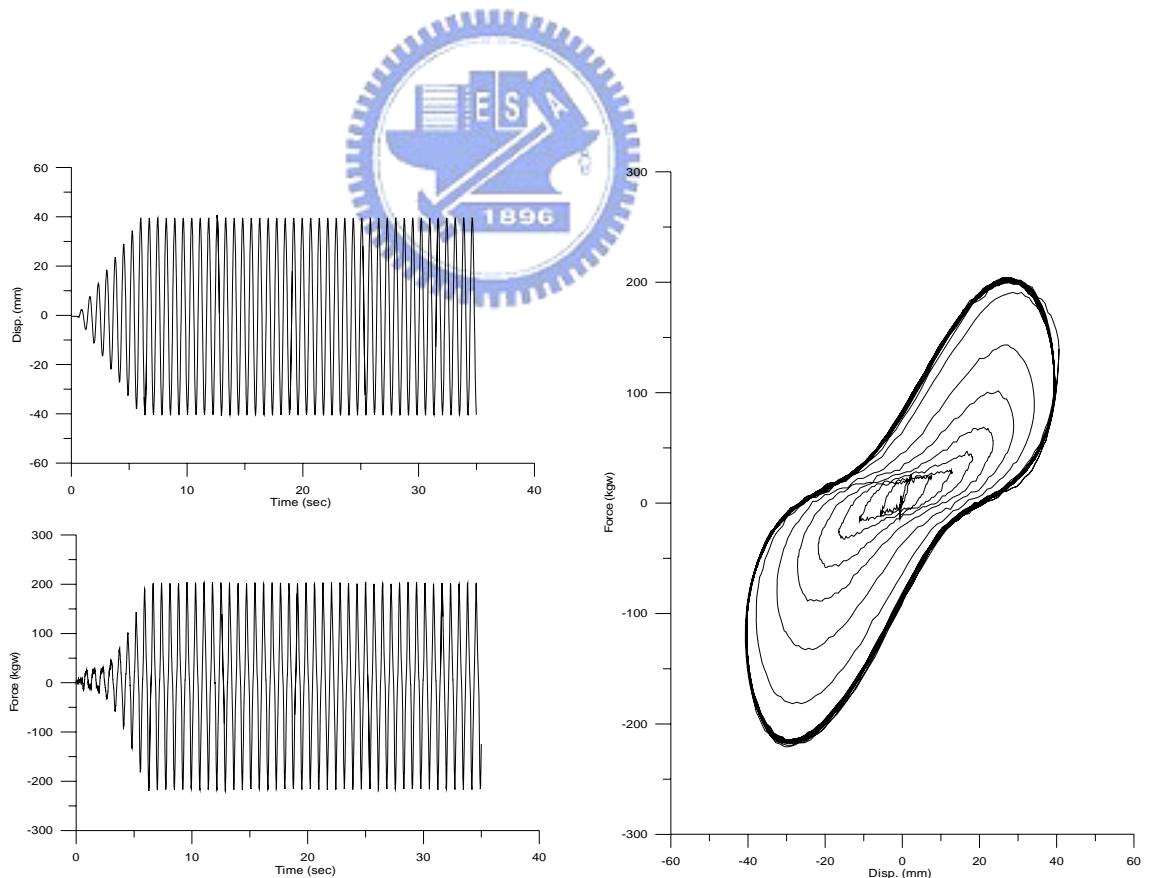


圖 5-28 油路 60%、1.4Hz、40mm 試驗量測結果

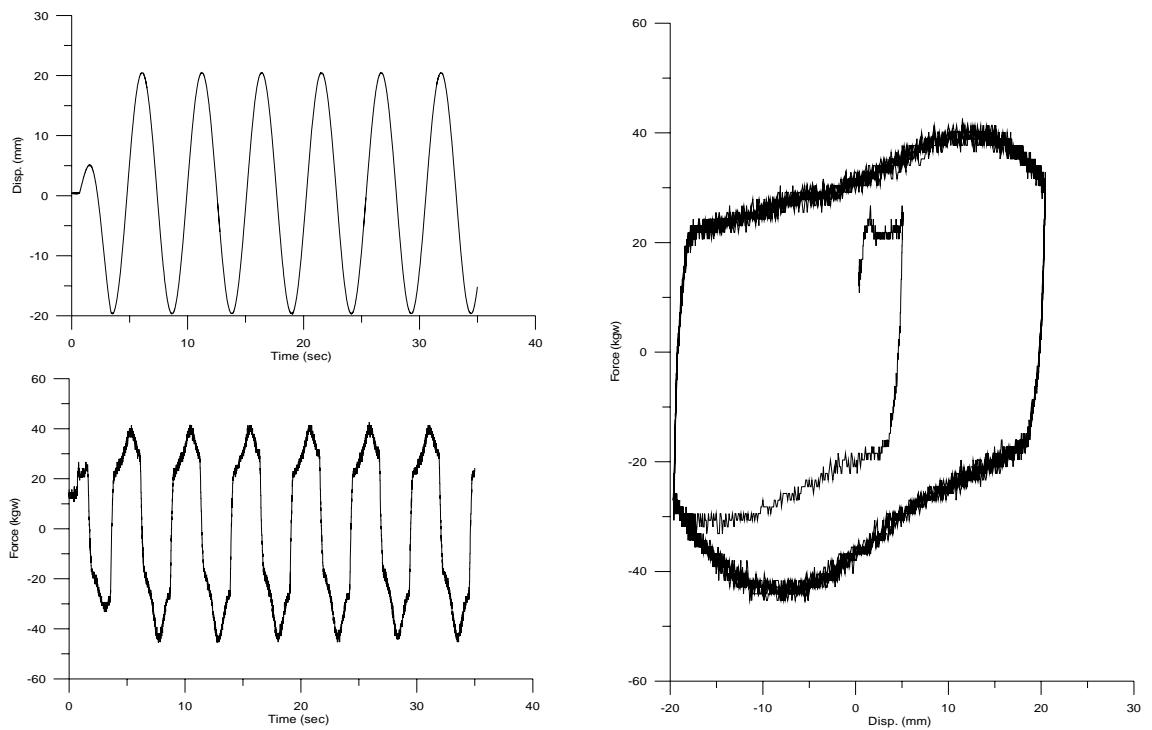


圖 5-29 油路 20%、0.2Hz、20mm 試驗量測結果

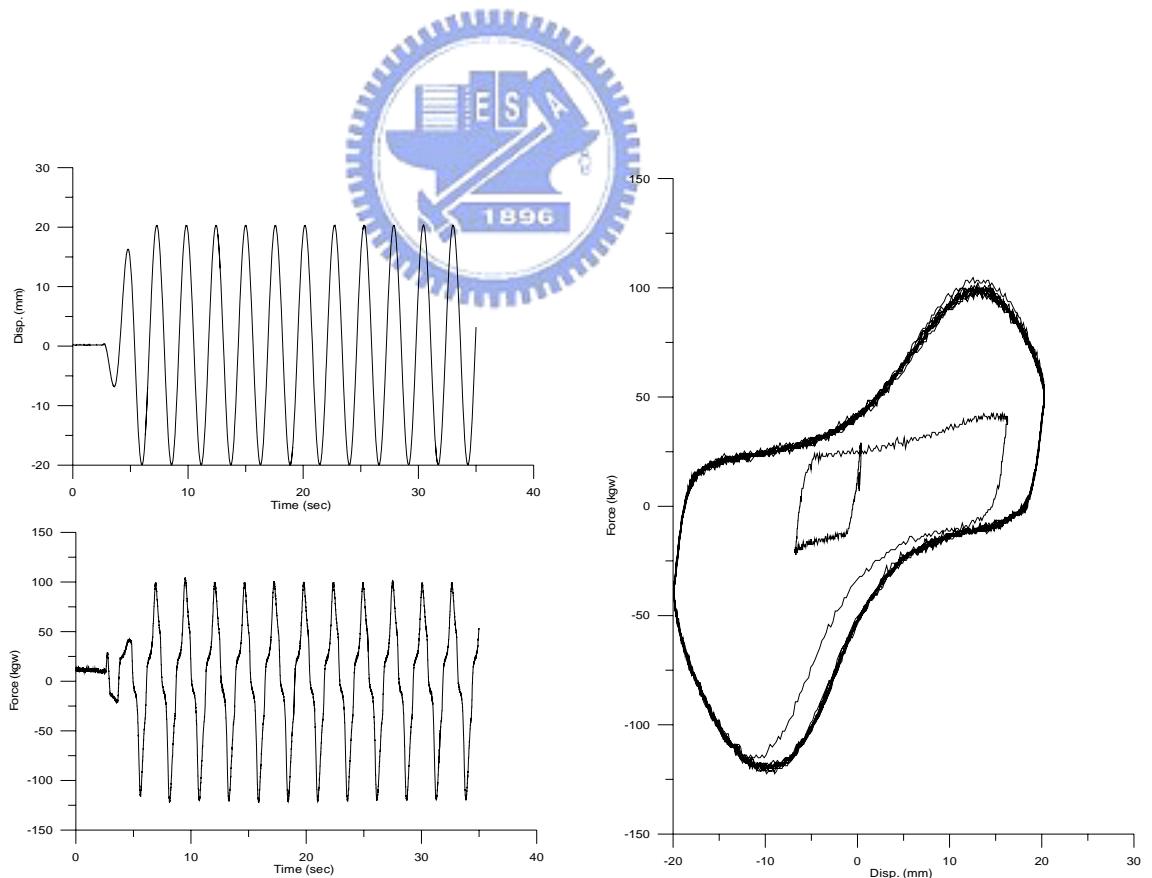


圖 5-30 油路 20%、0.4Hz、20mm 試驗量測結果

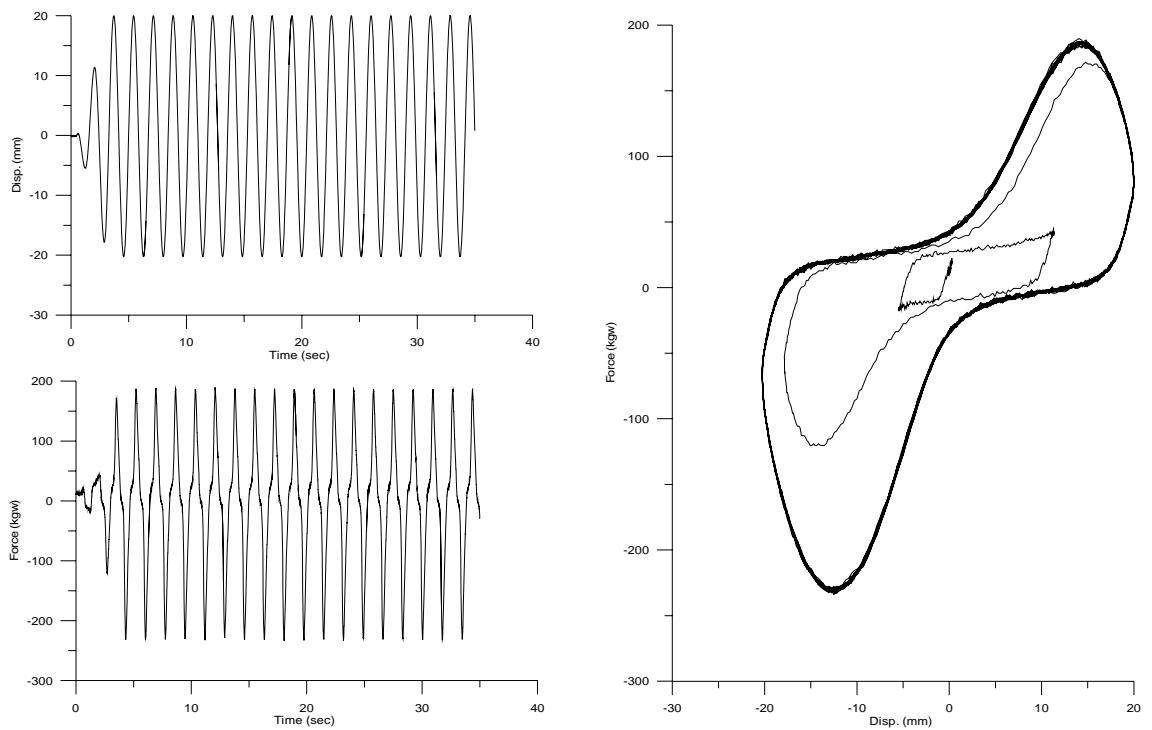


圖 5-31 油路 20%、0.6Hz、20mm 試驗量測結果

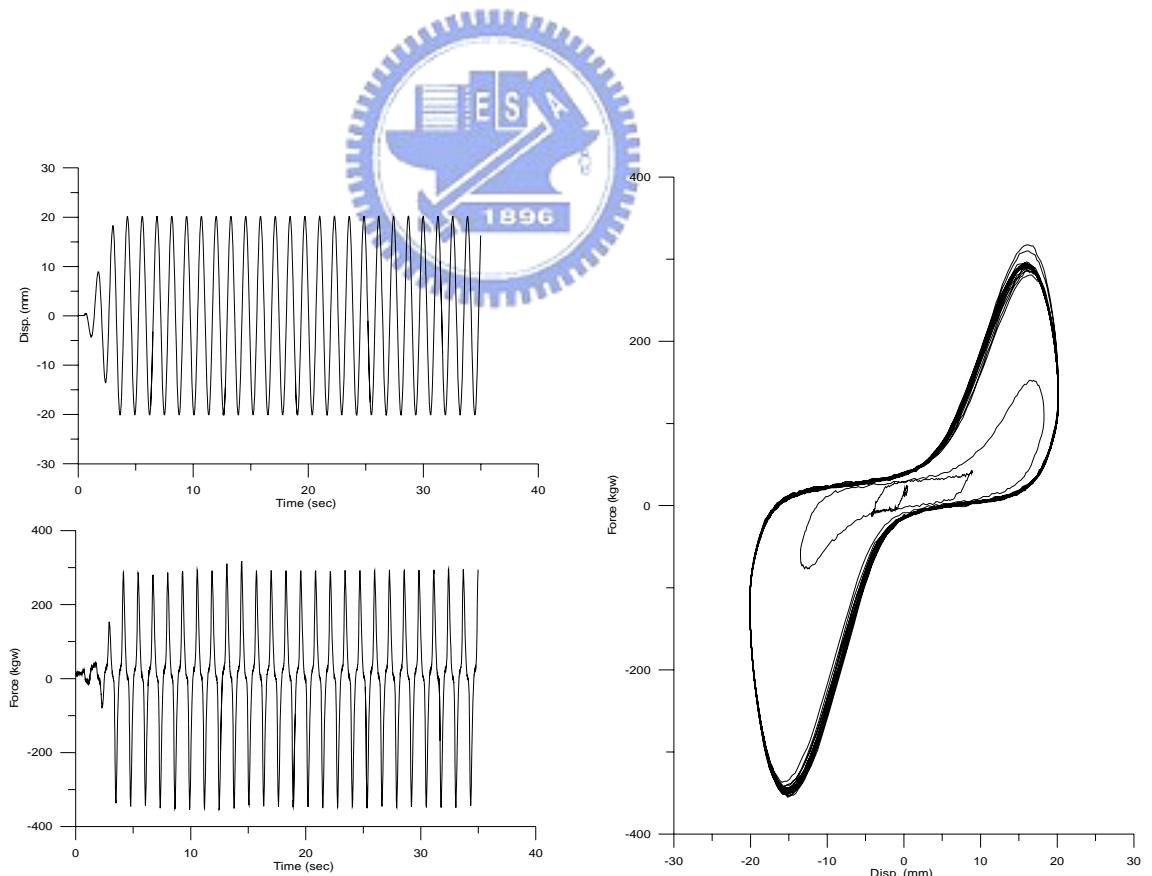


圖 5-32 油路 20%、0.8Hz、20mm 試驗量測結果

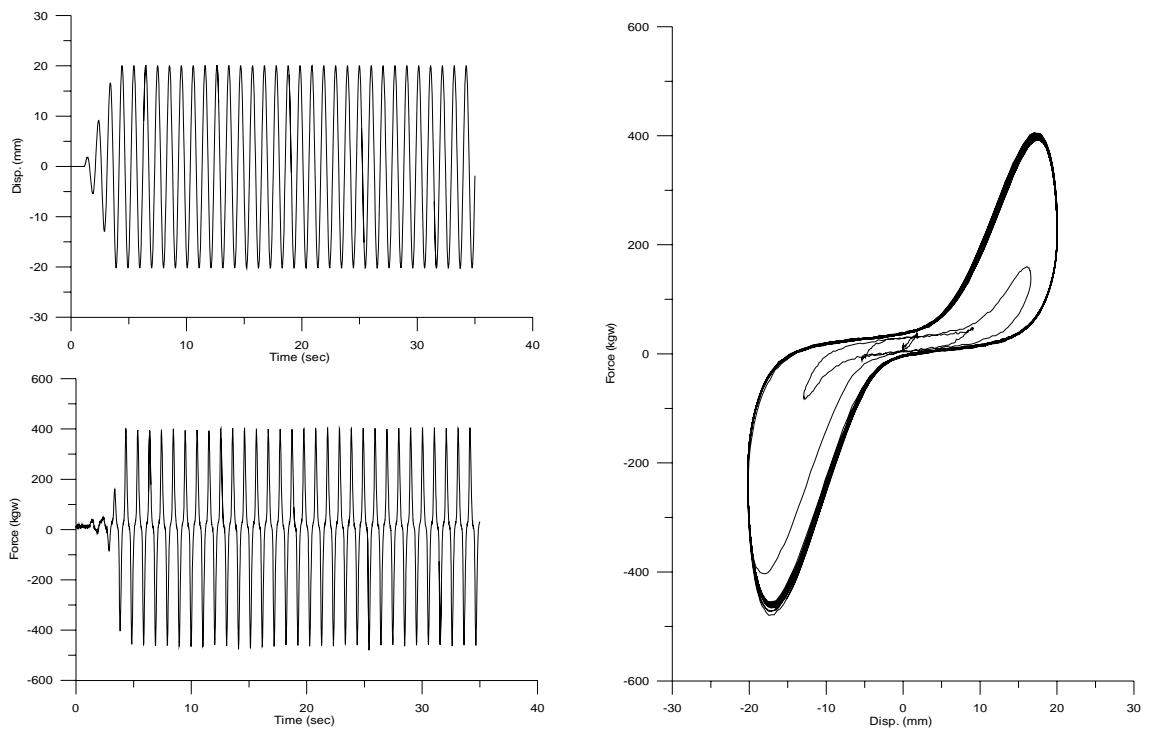


圖 5-33 油路 20%、1.0Hz、20mm 試驗量測結果

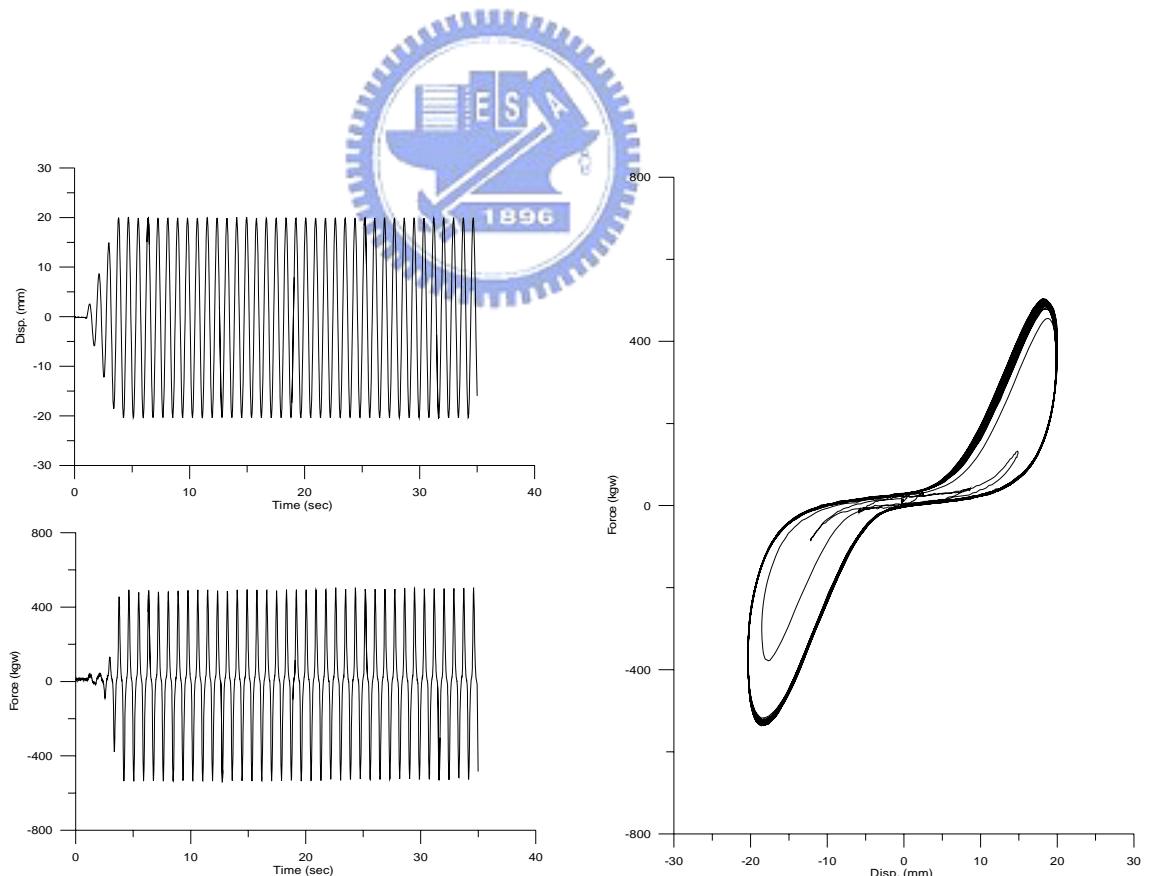


圖 5-34 油路 20%、1.2Hz、20mm 試驗量測結果

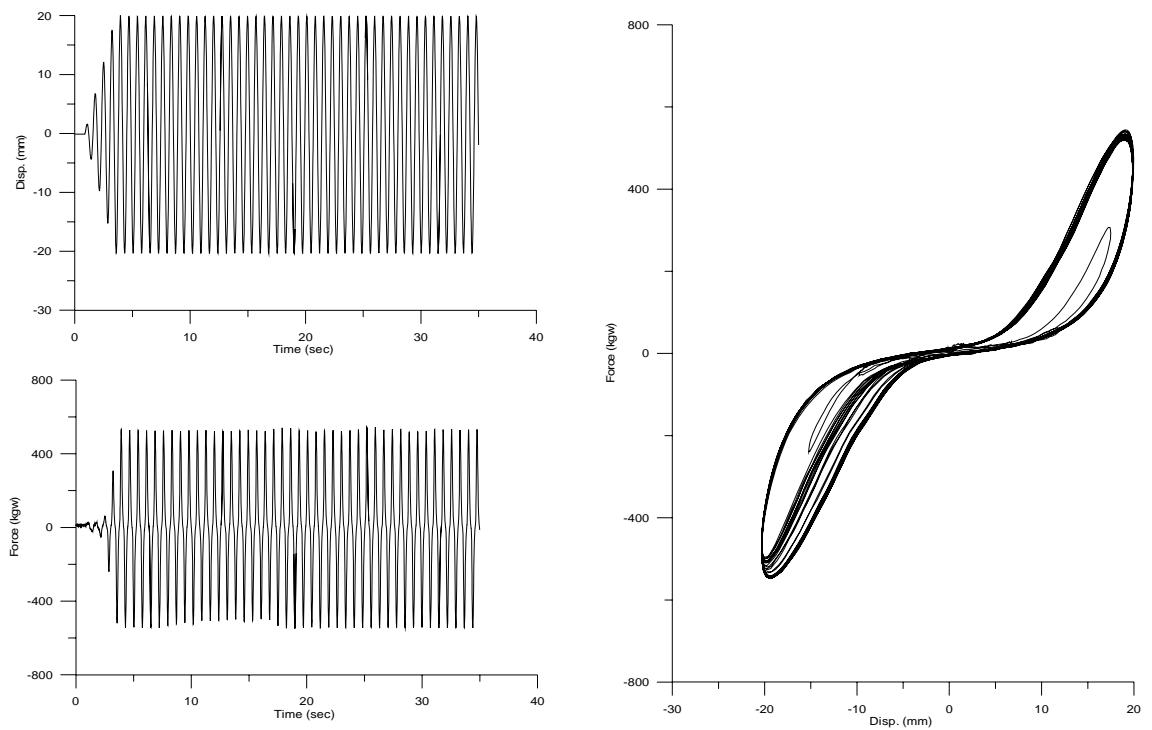


圖 5-35 油路 20%、1.4Hz、20mm 試驗量測結果

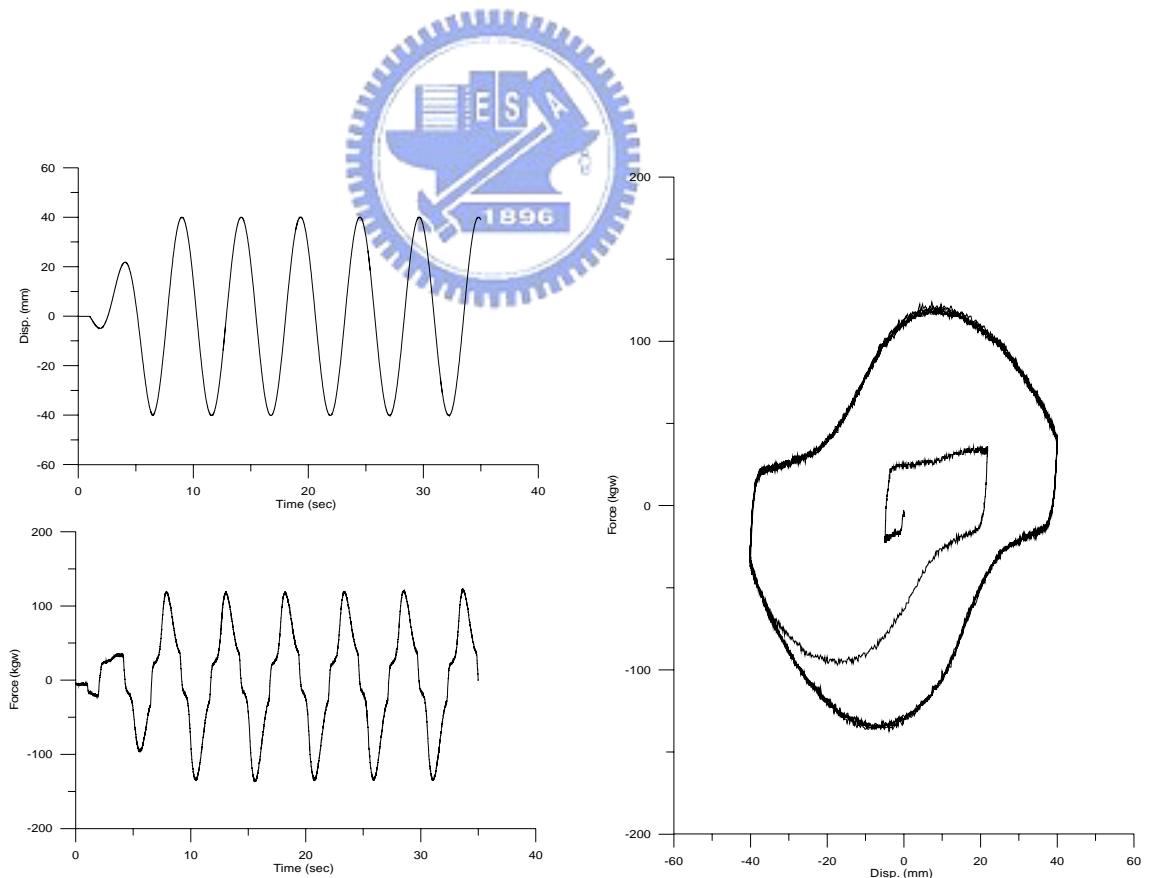


圖 5-36 油路 20%、0.2Hz、40mm 試驗量測結果

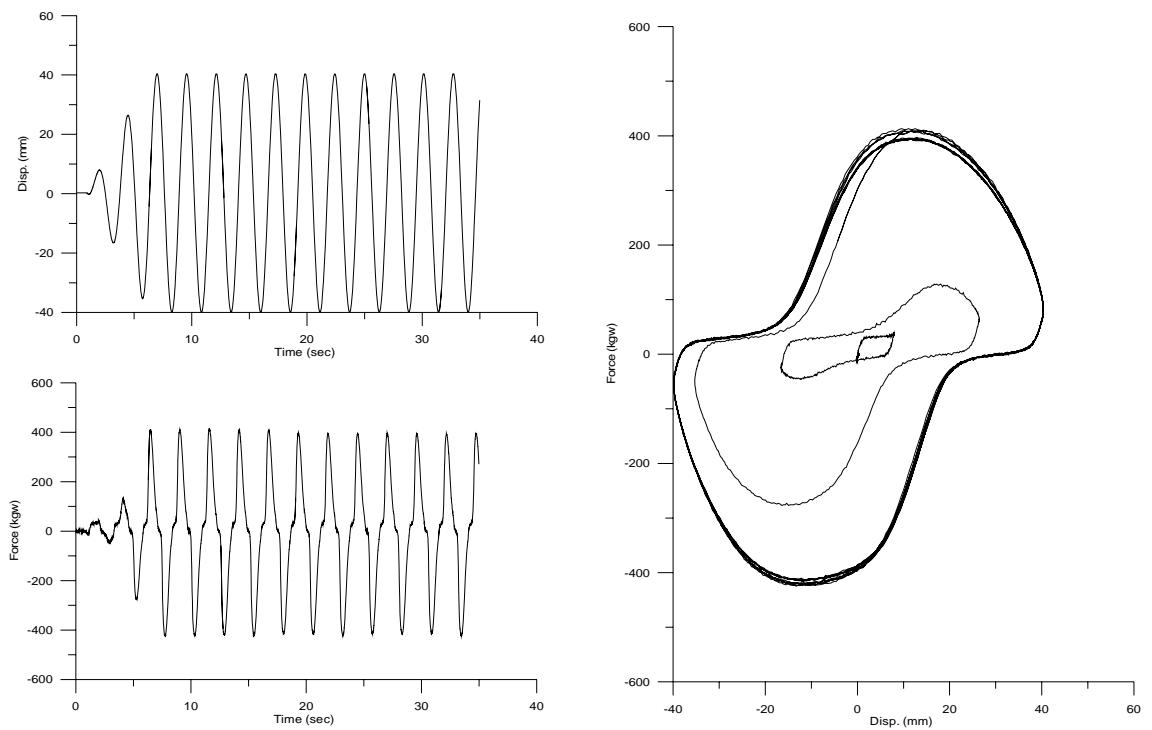


圖 5-37 油路 20%、0.4Hz、40mm 試驗量測結果

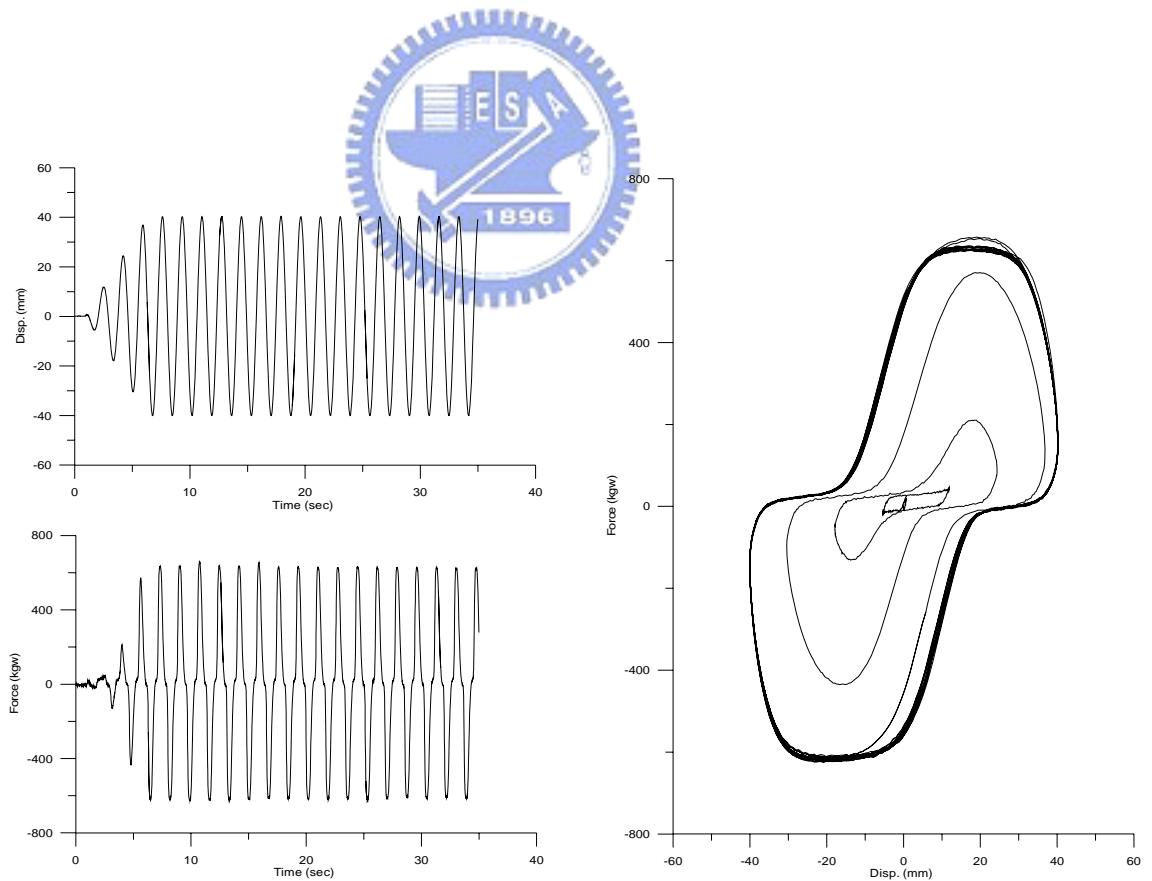


圖 5-38 油路 20%、0.6Hz、40mm 試驗量測結果

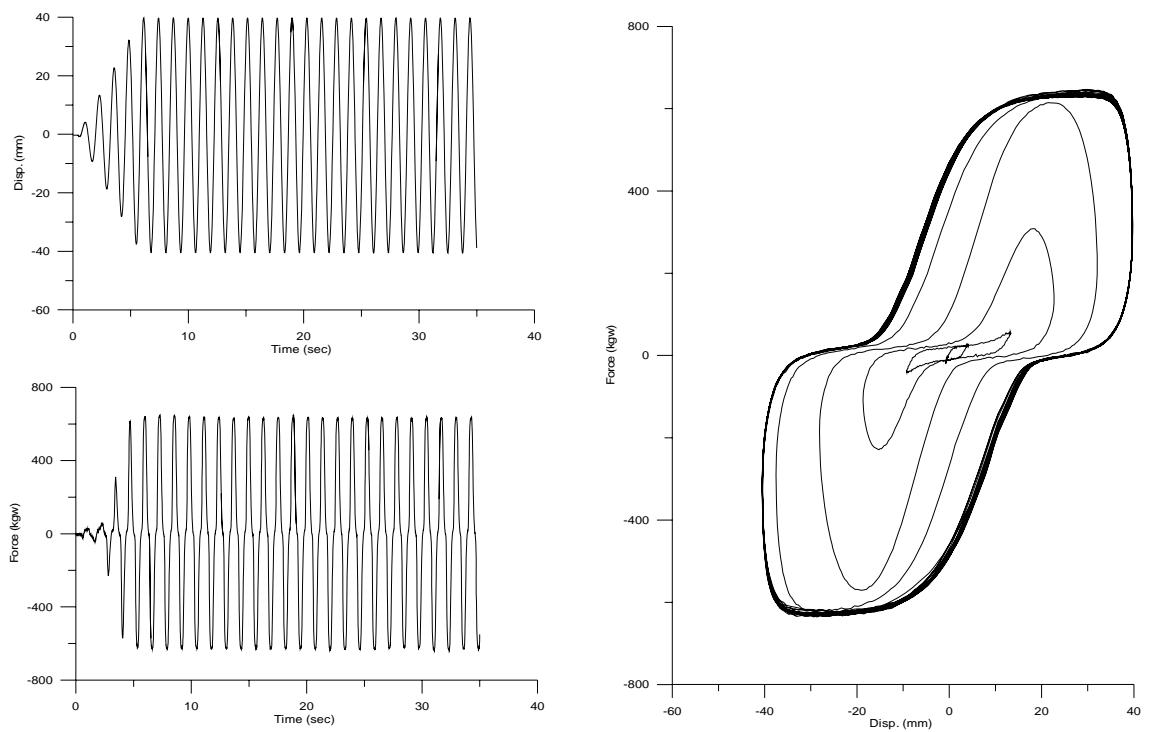


圖 5-39 油路 20%、0.8Hz、40mm 試驗量測結果

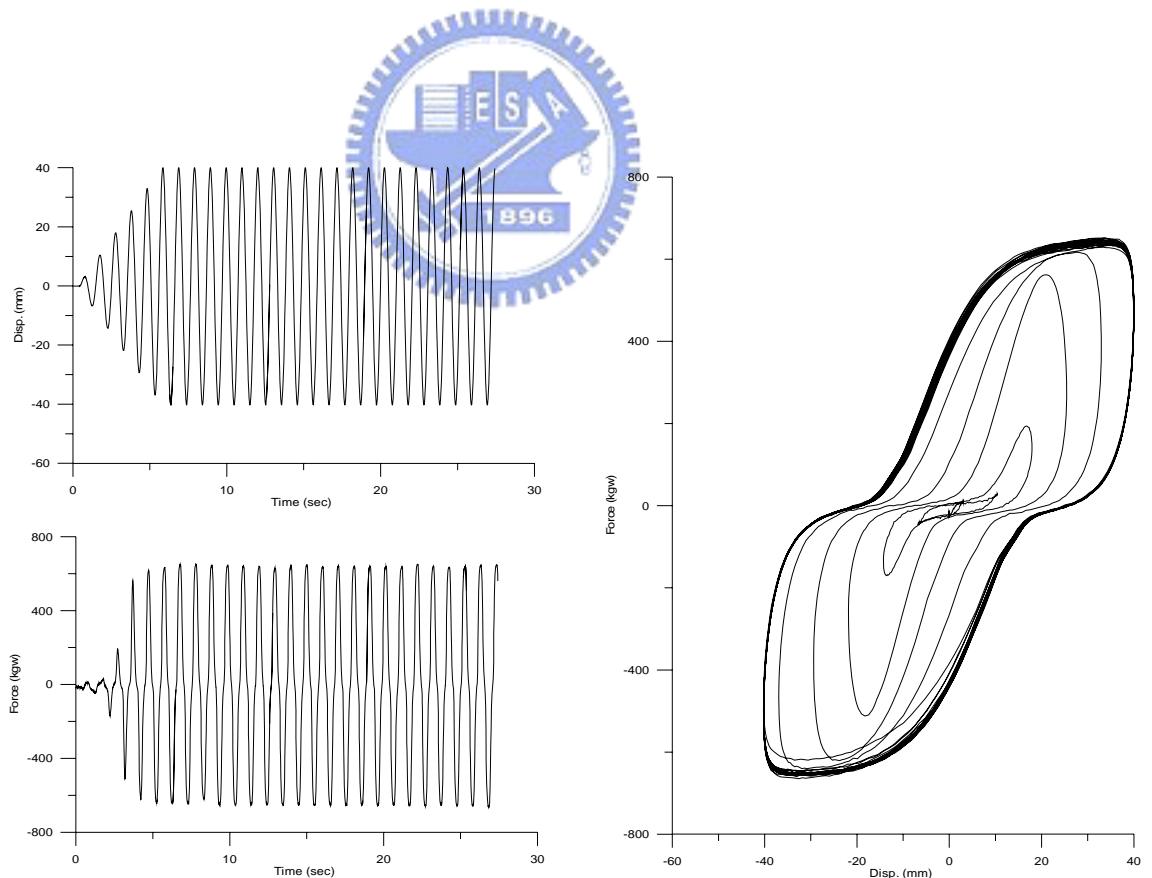


圖 5-40 油路 20%、1.0Hz、40mm 試驗量測結果

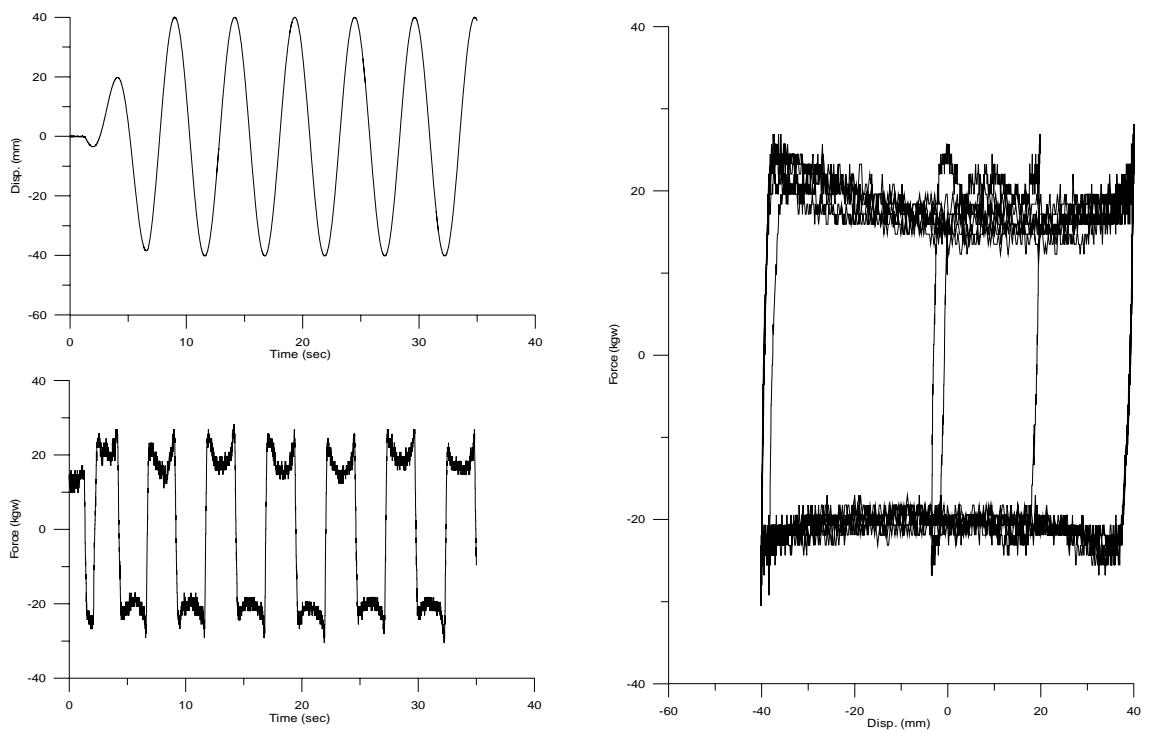


圖 5-41 電壓 20V、0.2Hz 試驗量測結果

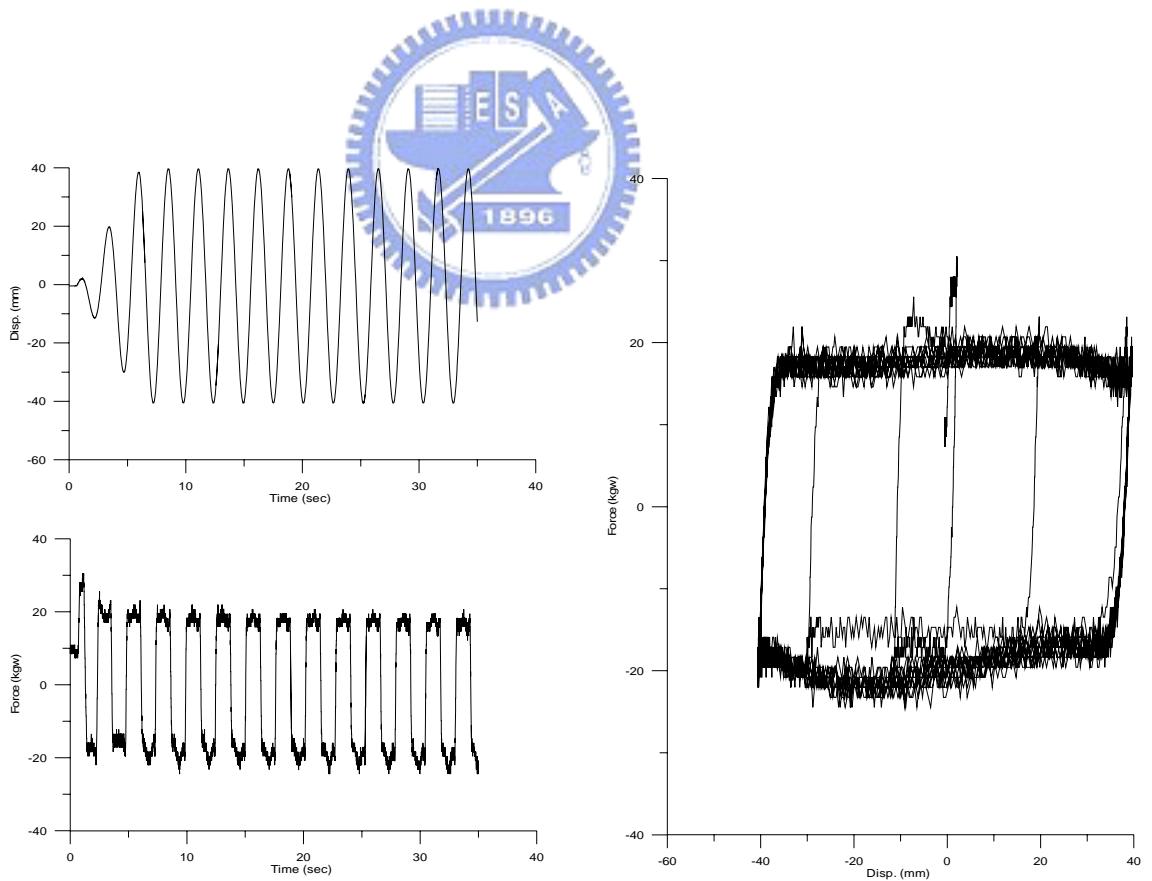


圖 5-42 電壓 20V、0.4Hz 試驗量測結果

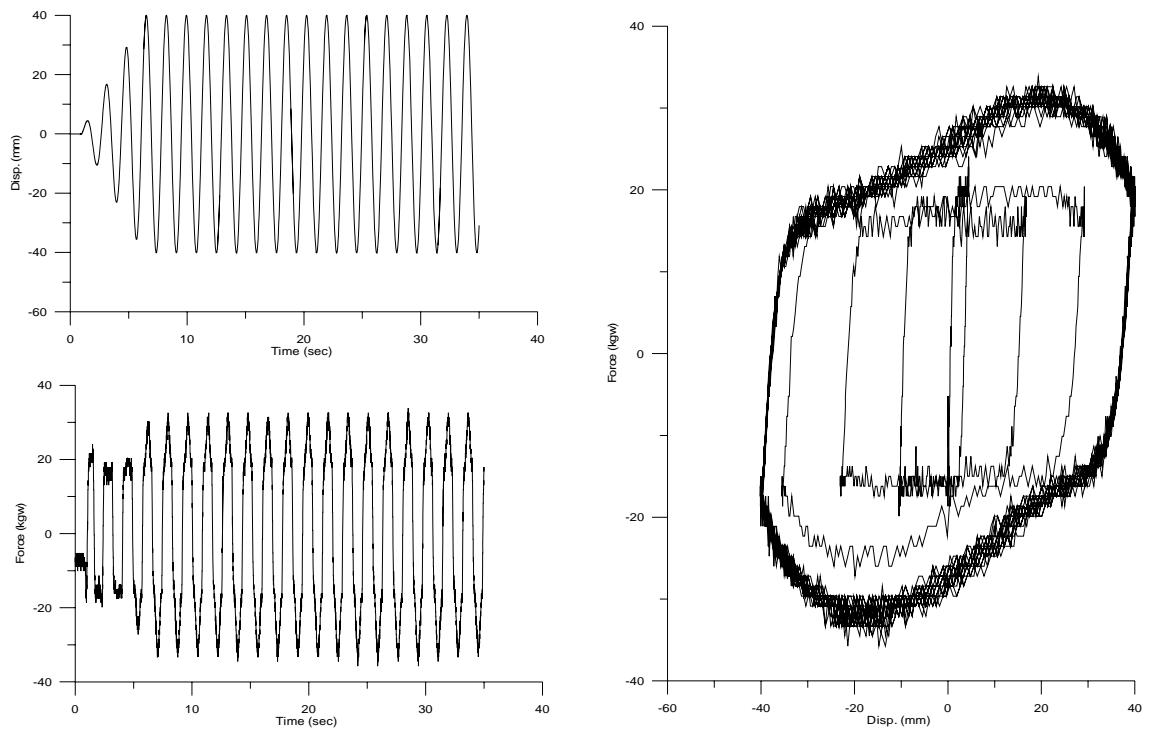


圖 5-43 電壓 20V、0.6Hz 試驗量測結果

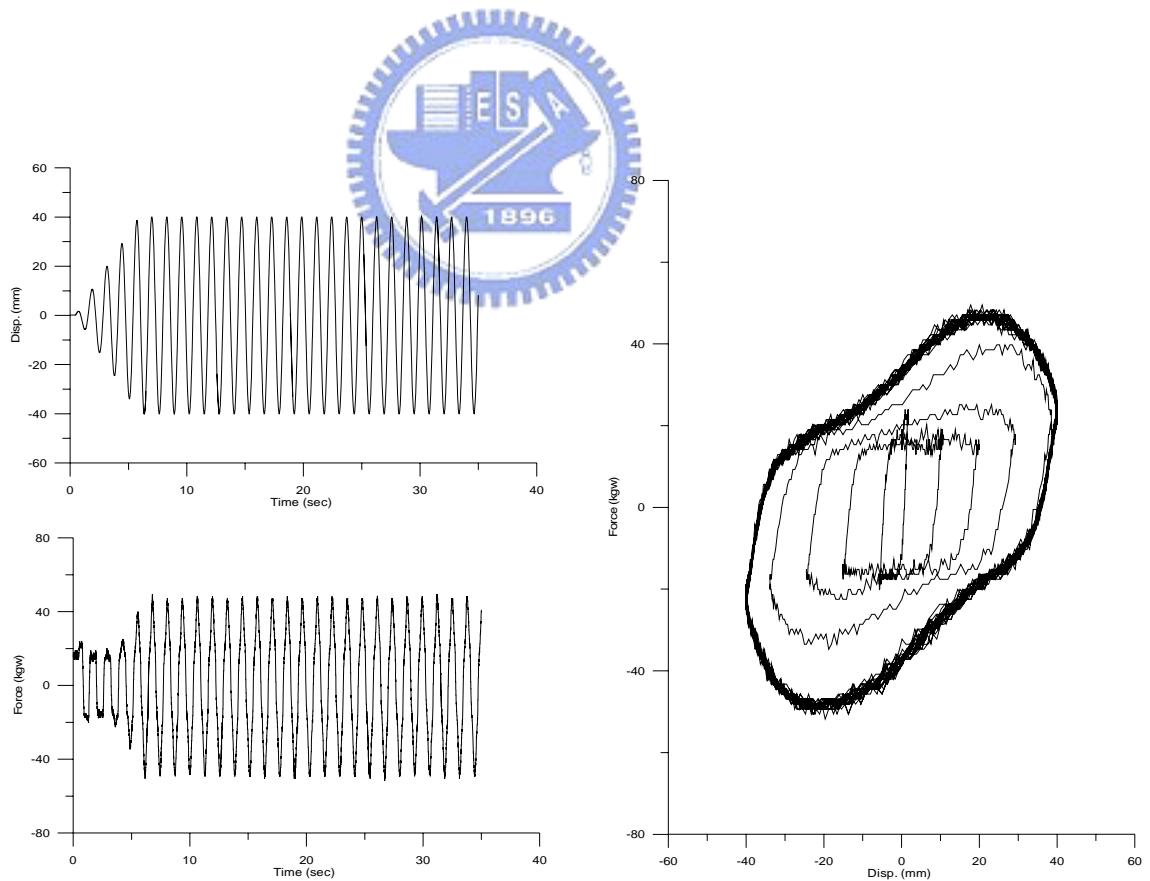


圖 5-44 電壓 20V、0.8Hz 試驗量測結果

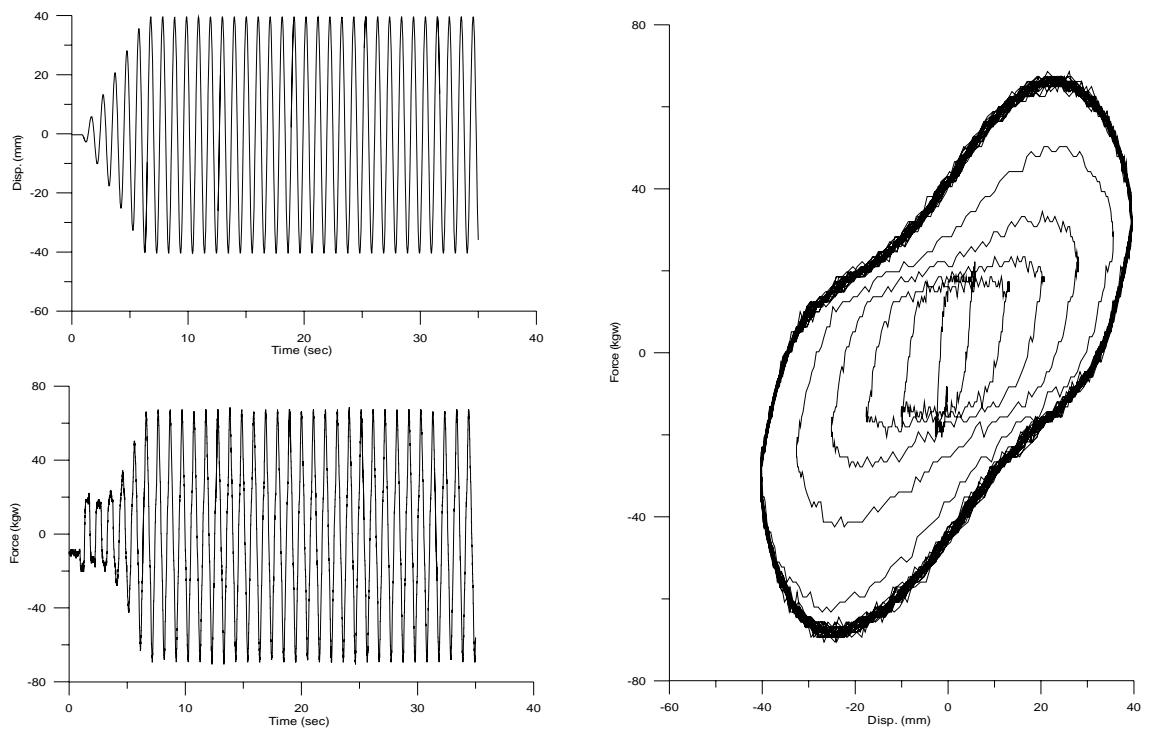


圖 5-45 電壓 20V、1.0Hz 試驗量測結果

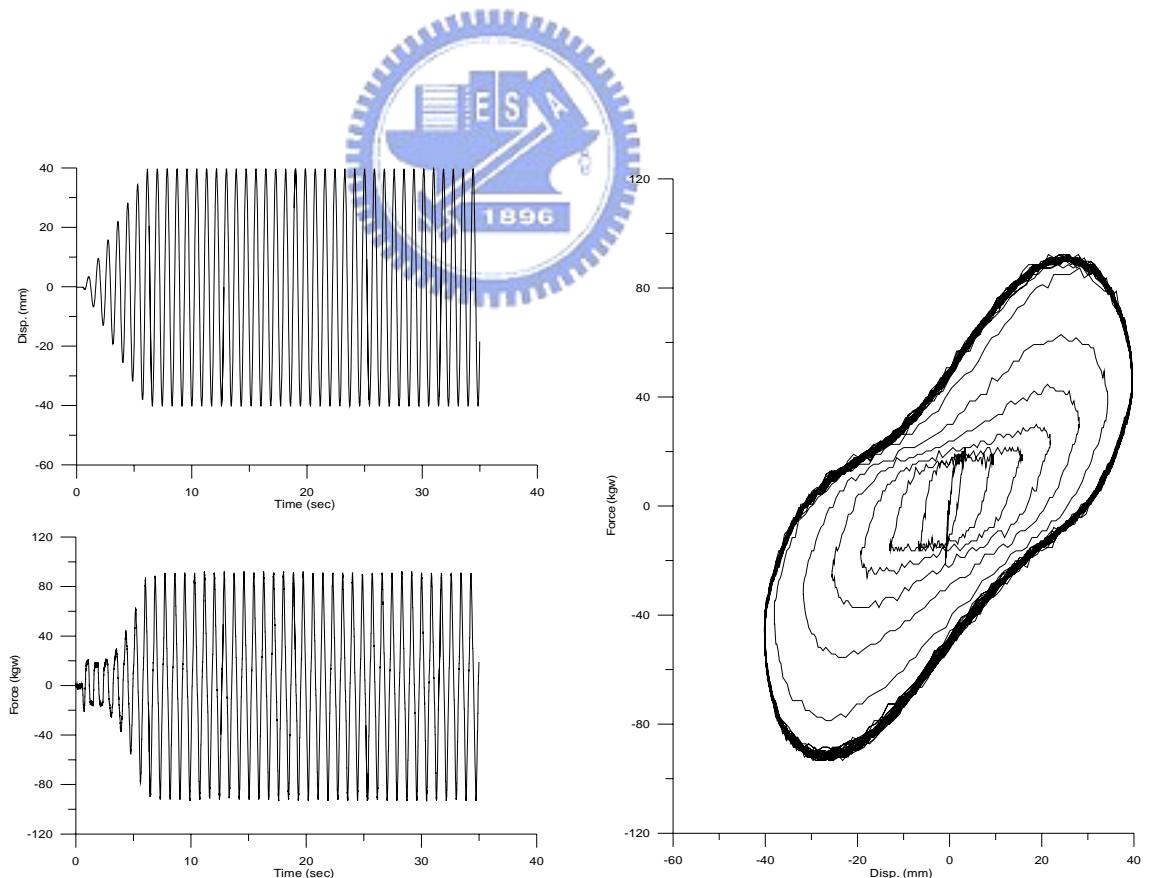


圖 5-46 電壓 20V、1.2Hz 試驗量測結果

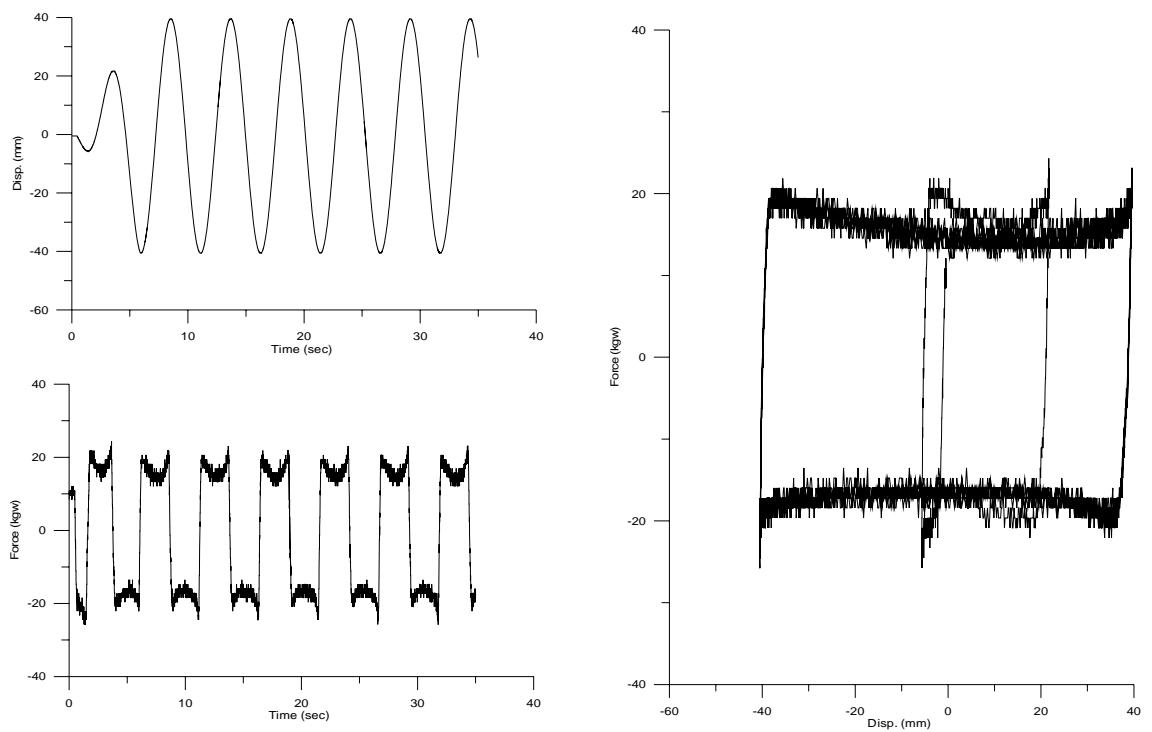


圖 5-47 電壓 15V、0.2Hz 試驗量測結果

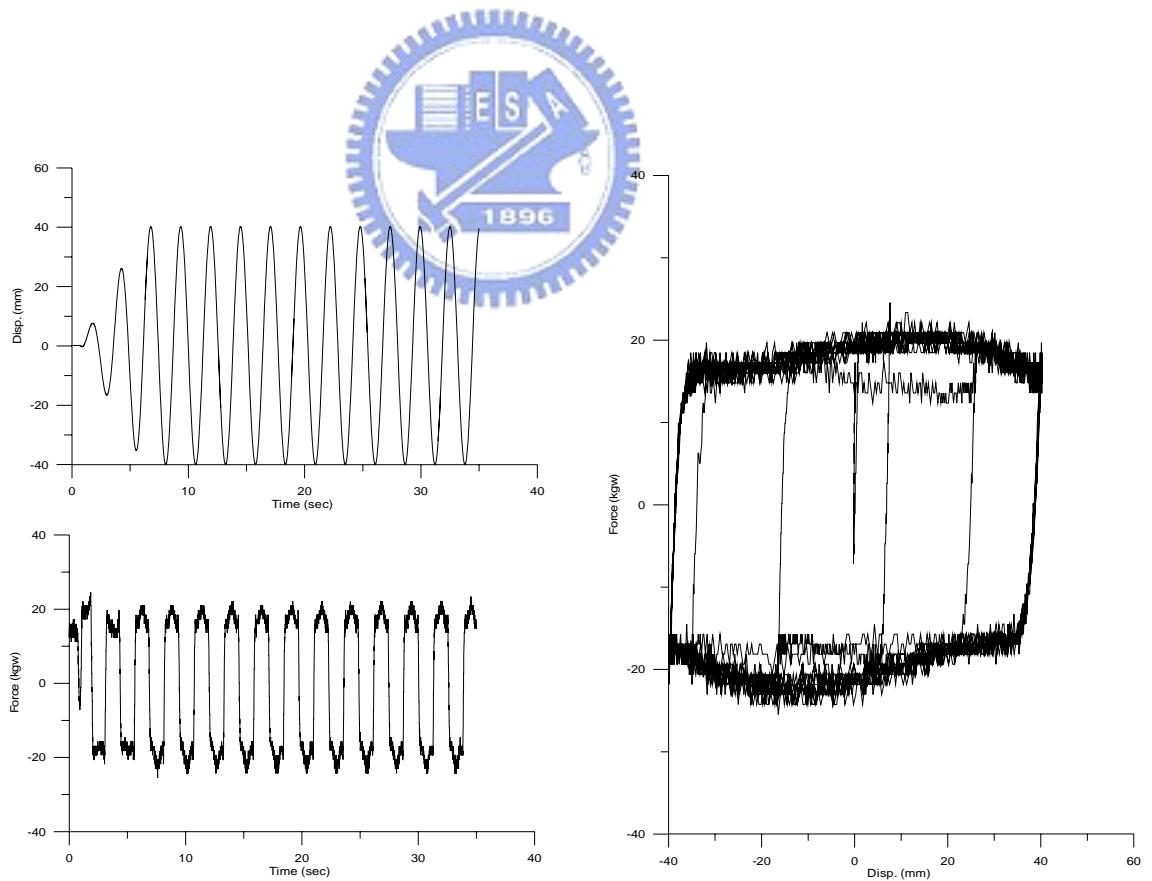


圖 5-48 電壓 15V、0.4Hz 試驗量測結果

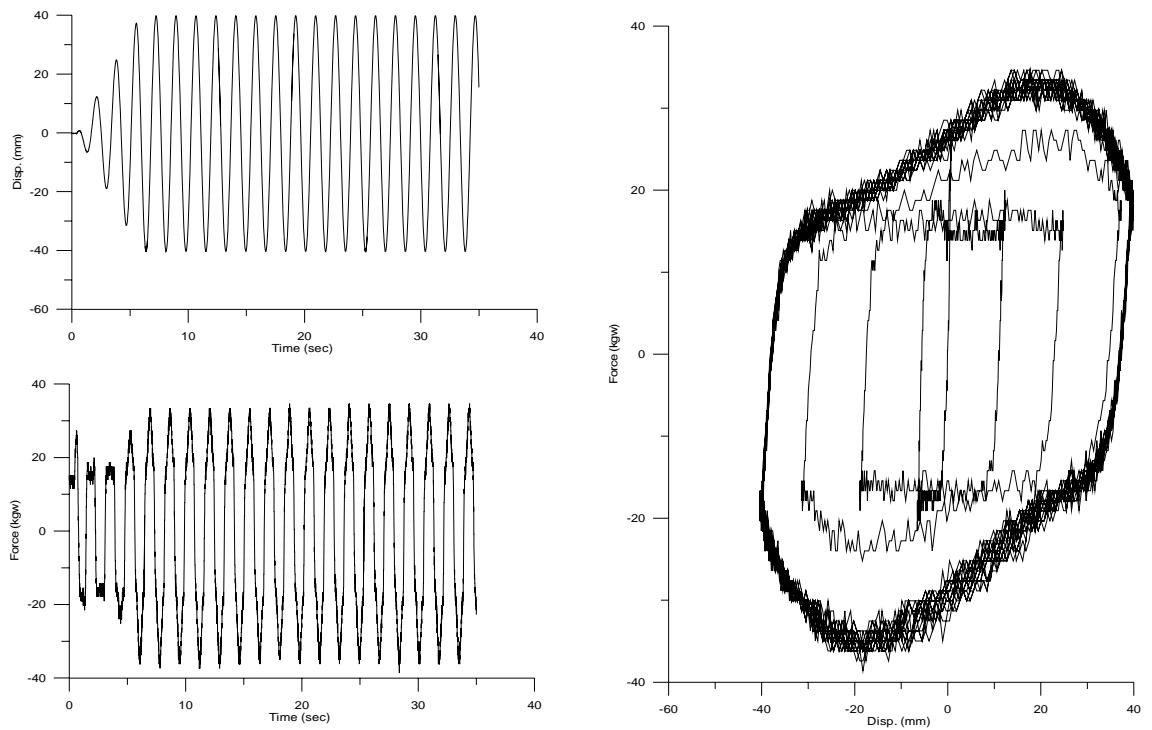


圖 5-49 電壓 15V、0.6Hz 試驗量測結果

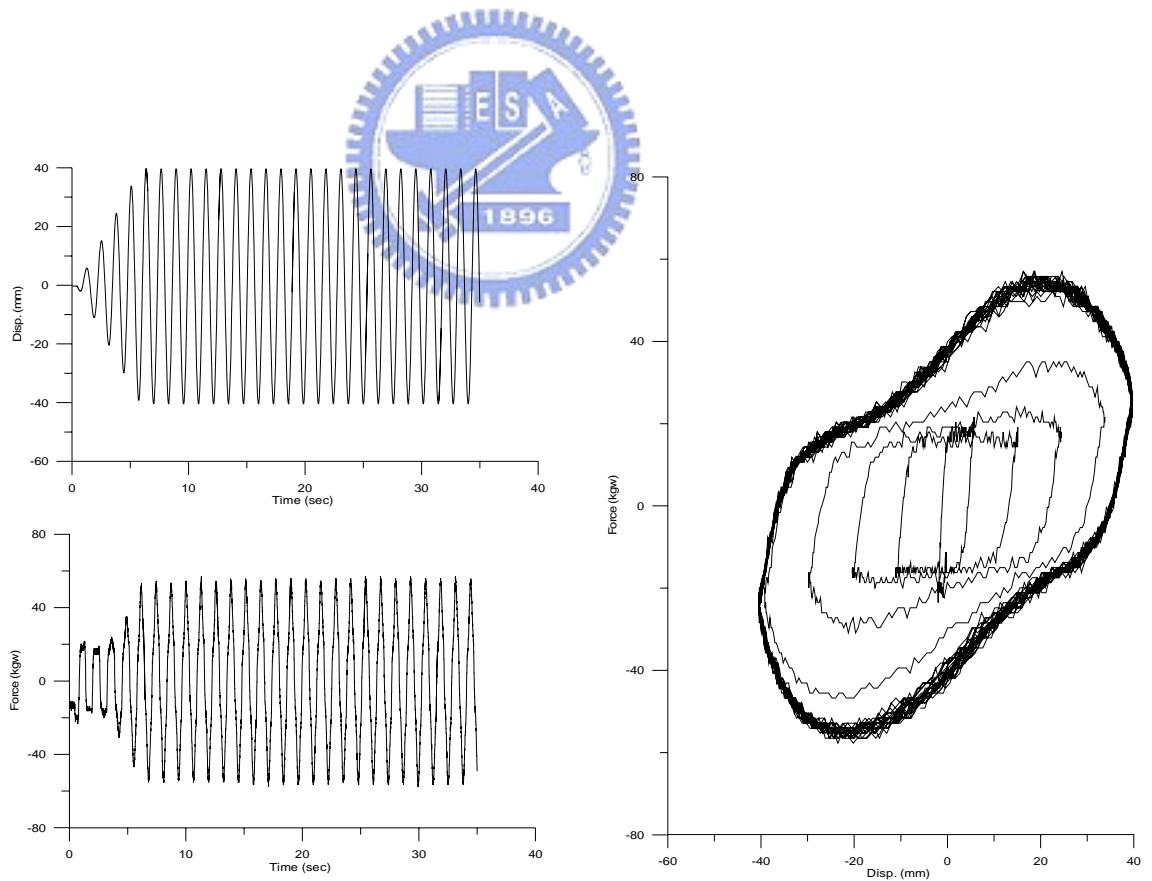


圖 5-50 電壓 15V、0.8Hz 試驗量測結果

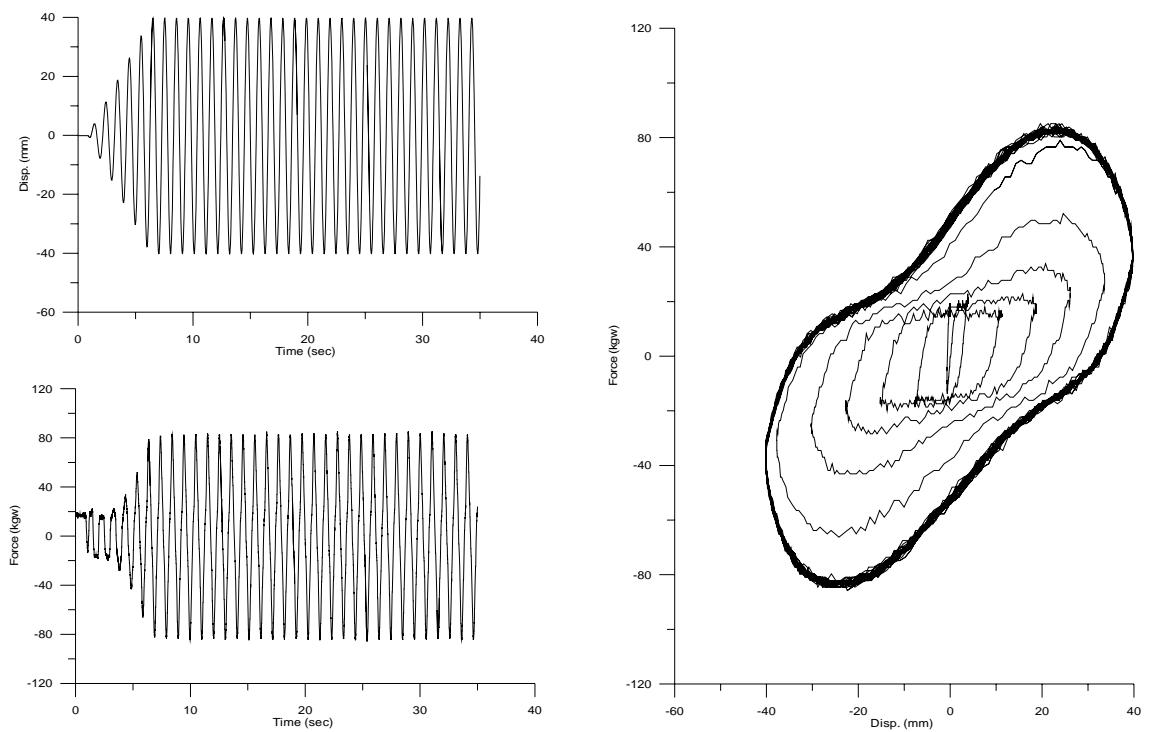


圖 5-51 電壓 15V、1.0Hz 試驗量測結果

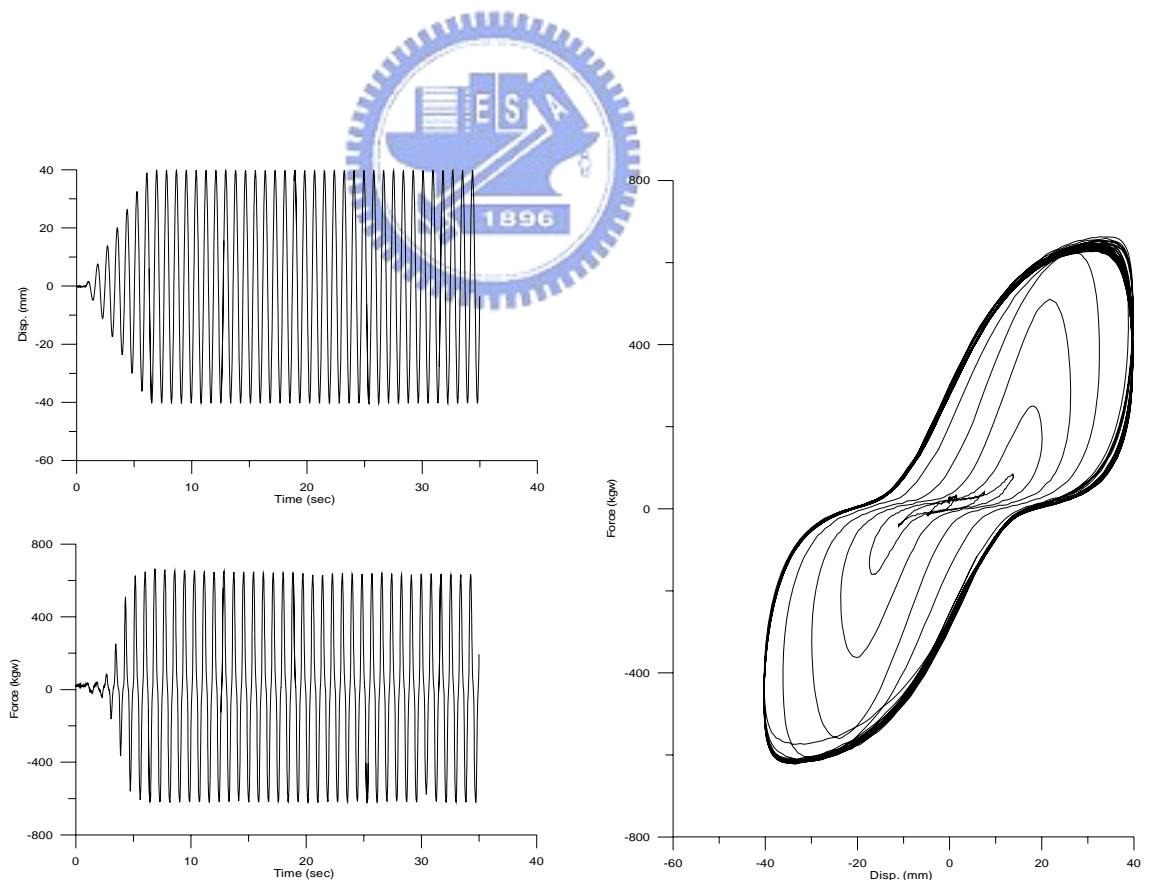


圖 5-52 電壓 15V、1.2Hz 試驗量測結果

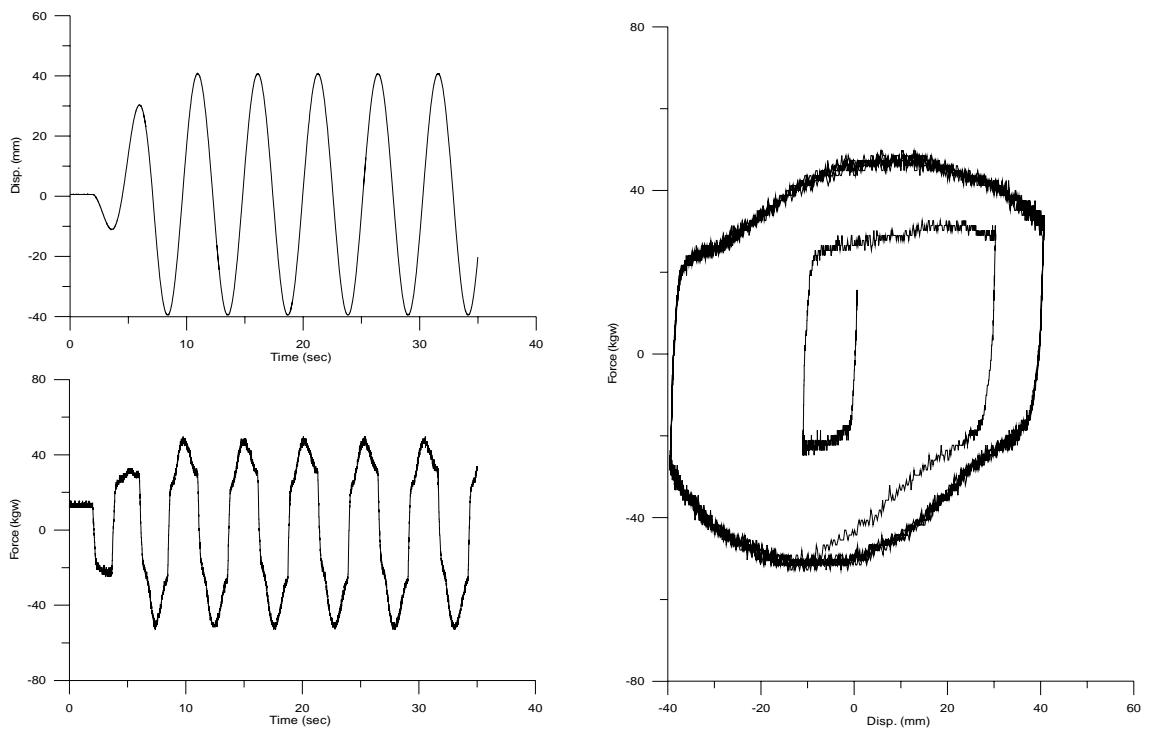


圖 5-53 電壓 10V、0.2Hz 試驗量測結果

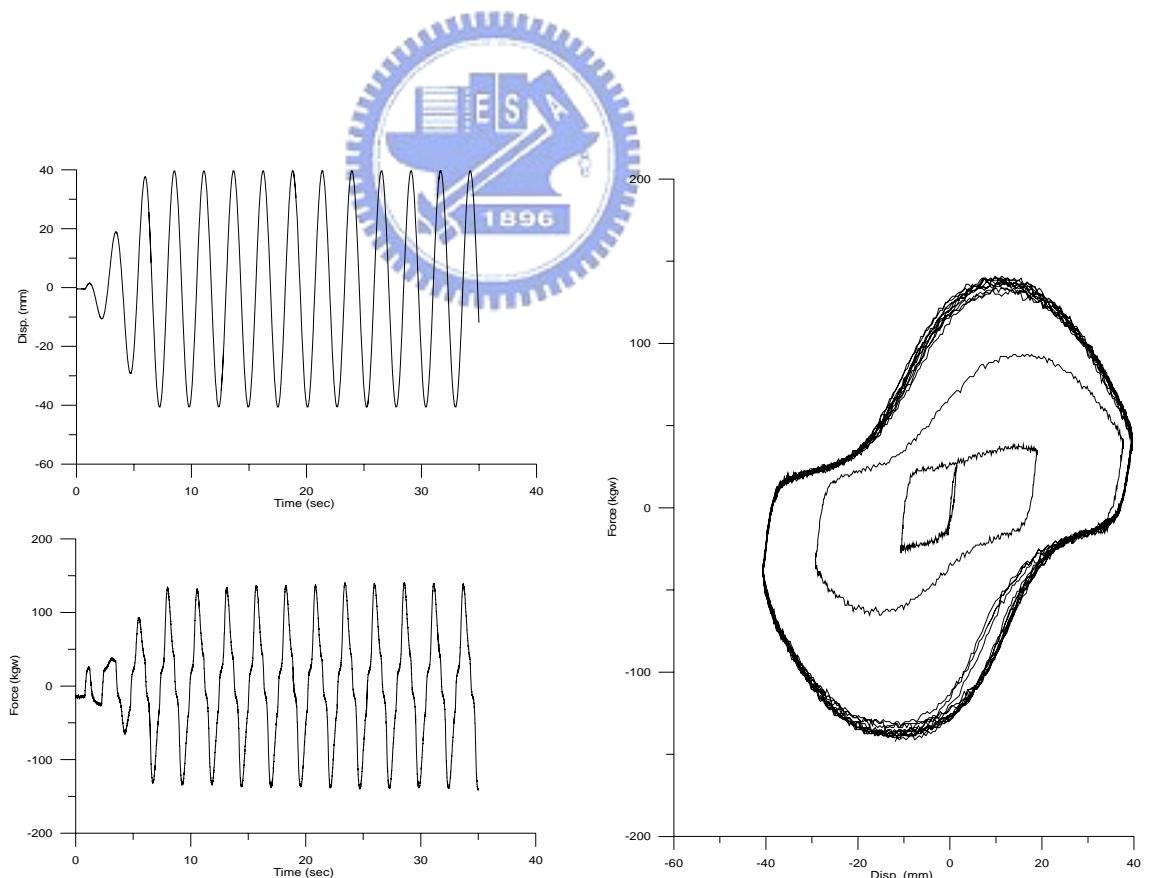


圖 5-54 電壓 10V、0.4Hz 試驗量測結果

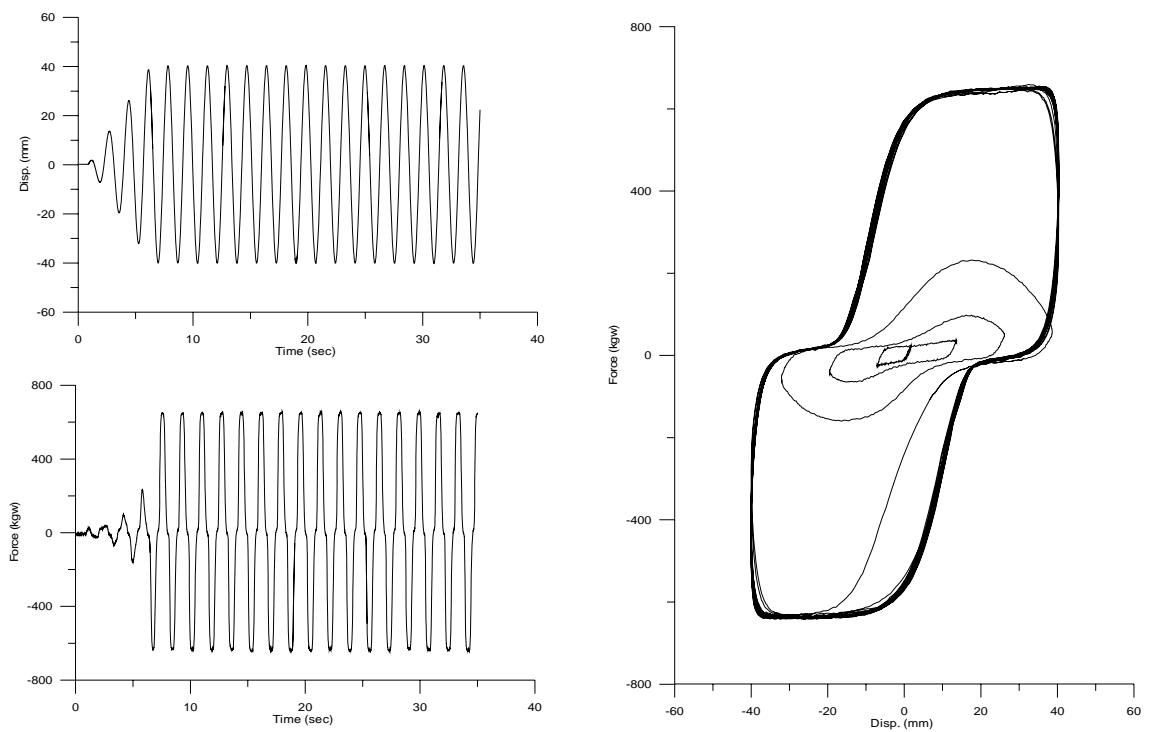


圖 5-55 電壓 10V、0.6Hz 試驗量測結果

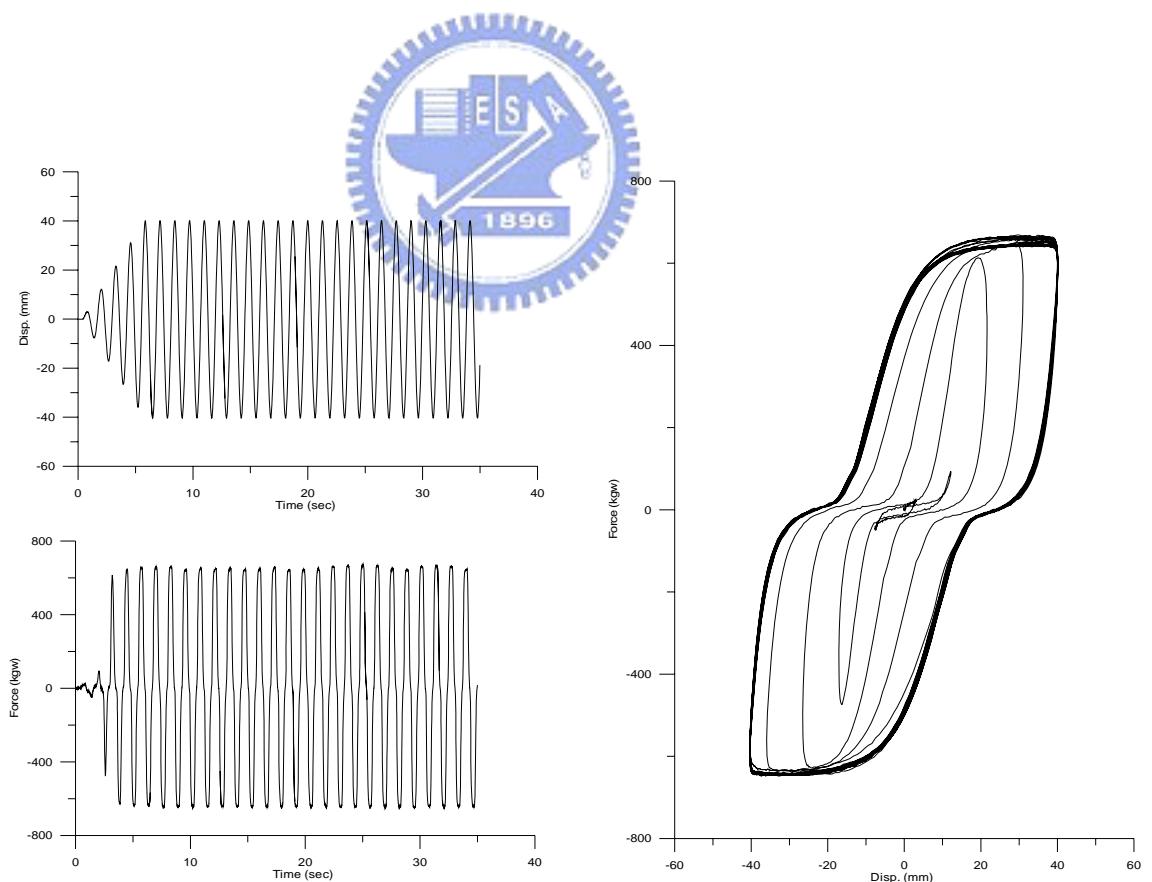


圖 5-56 電壓 10V、0.8Hz 試驗量測結果

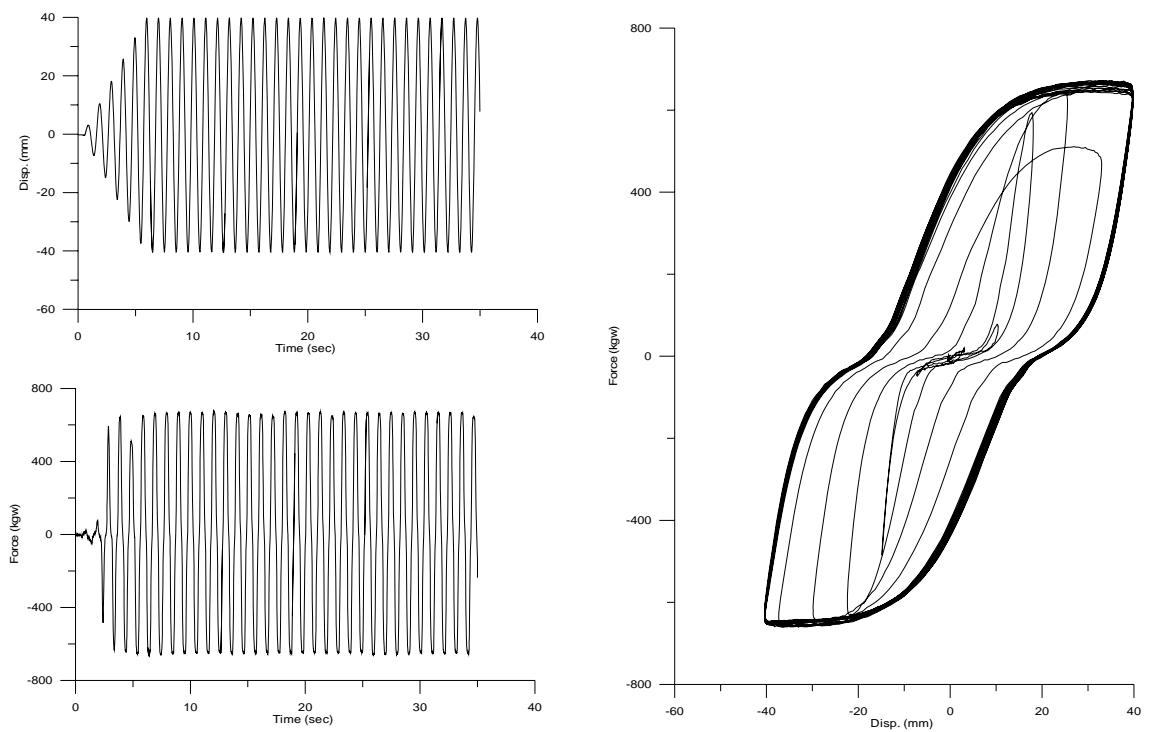


圖 5-57 電壓 10V、1.0Hz 試驗量測結果

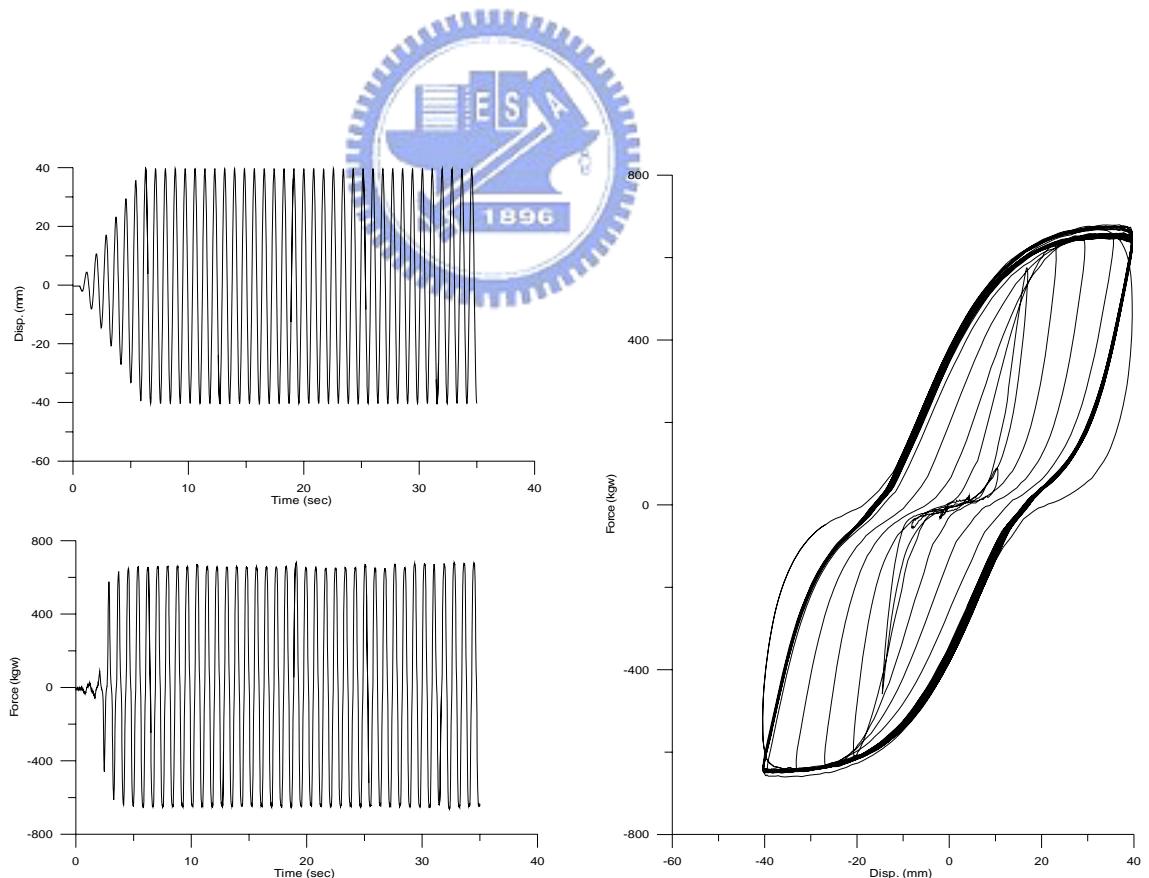


圖 5-58 電壓 10V、1.2Hz 試驗量測結果

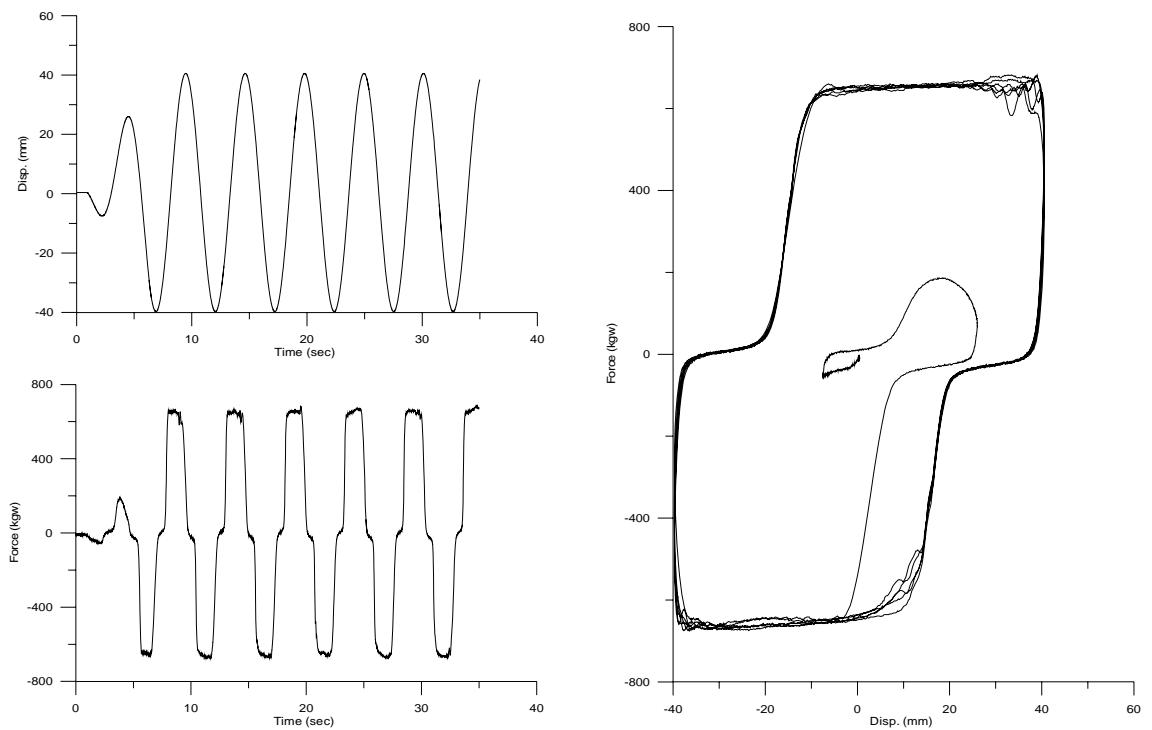


圖 5-59 電壓 5V、0.2Hz 試驗量測結果

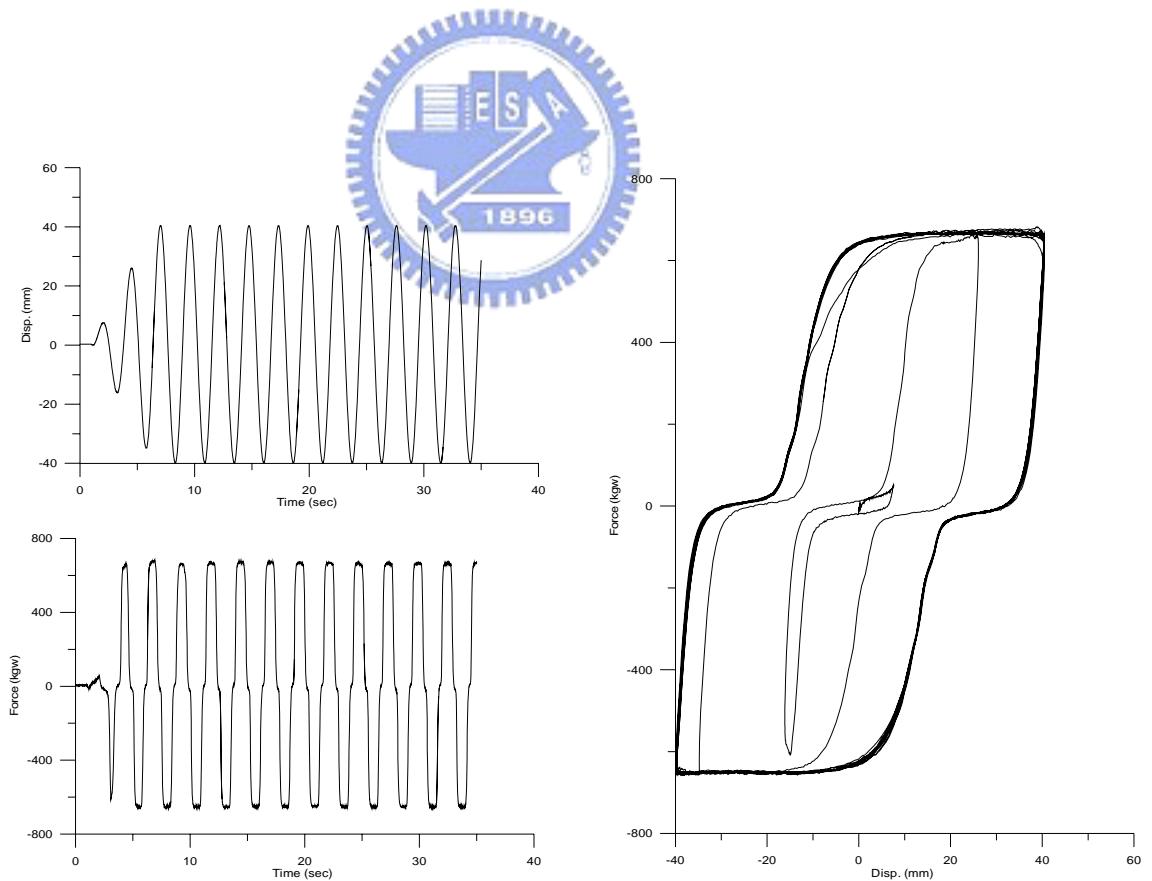


圖 5-60 電壓 5V、0.4Hz 試驗量測結果

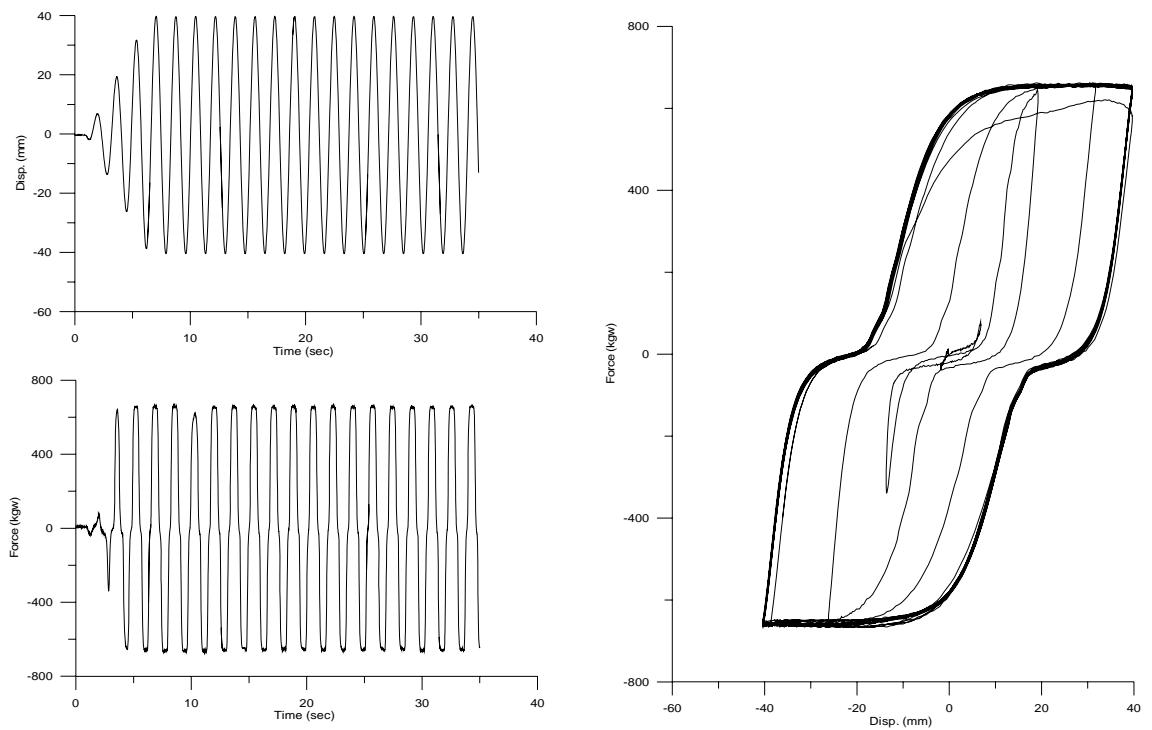


圖 5-61 電壓 5V、0.6Hz 試驗量測結果

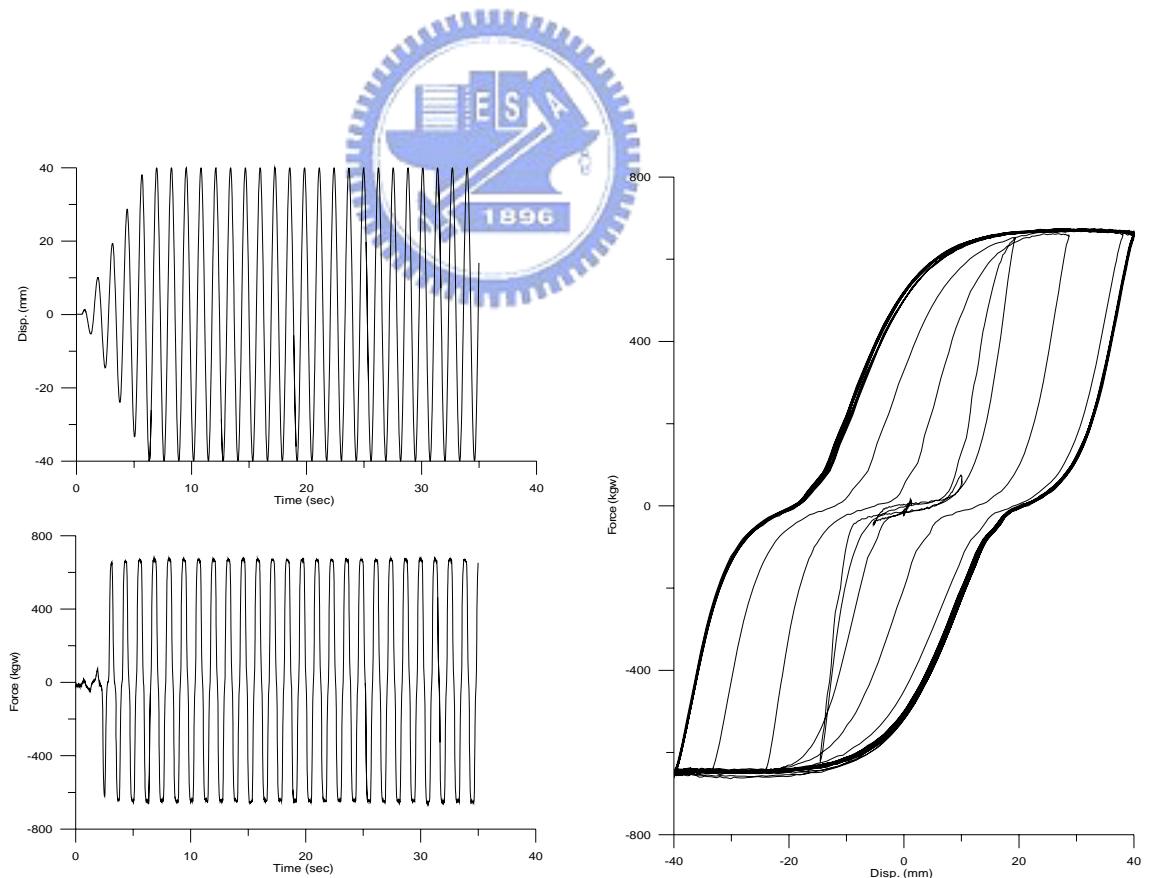


圖 5-62 電壓 5V、0.8Hz 試驗量測結果

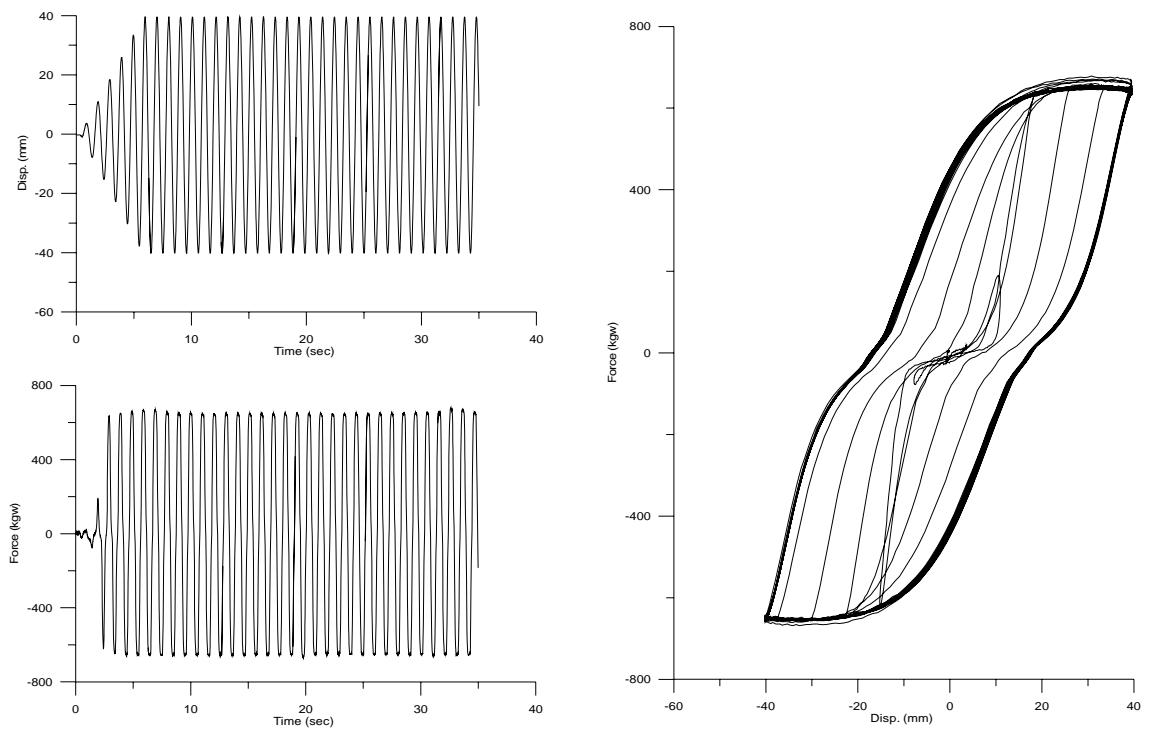


圖 5-63 電壓 5V、1.0Hz 試驗量測結果

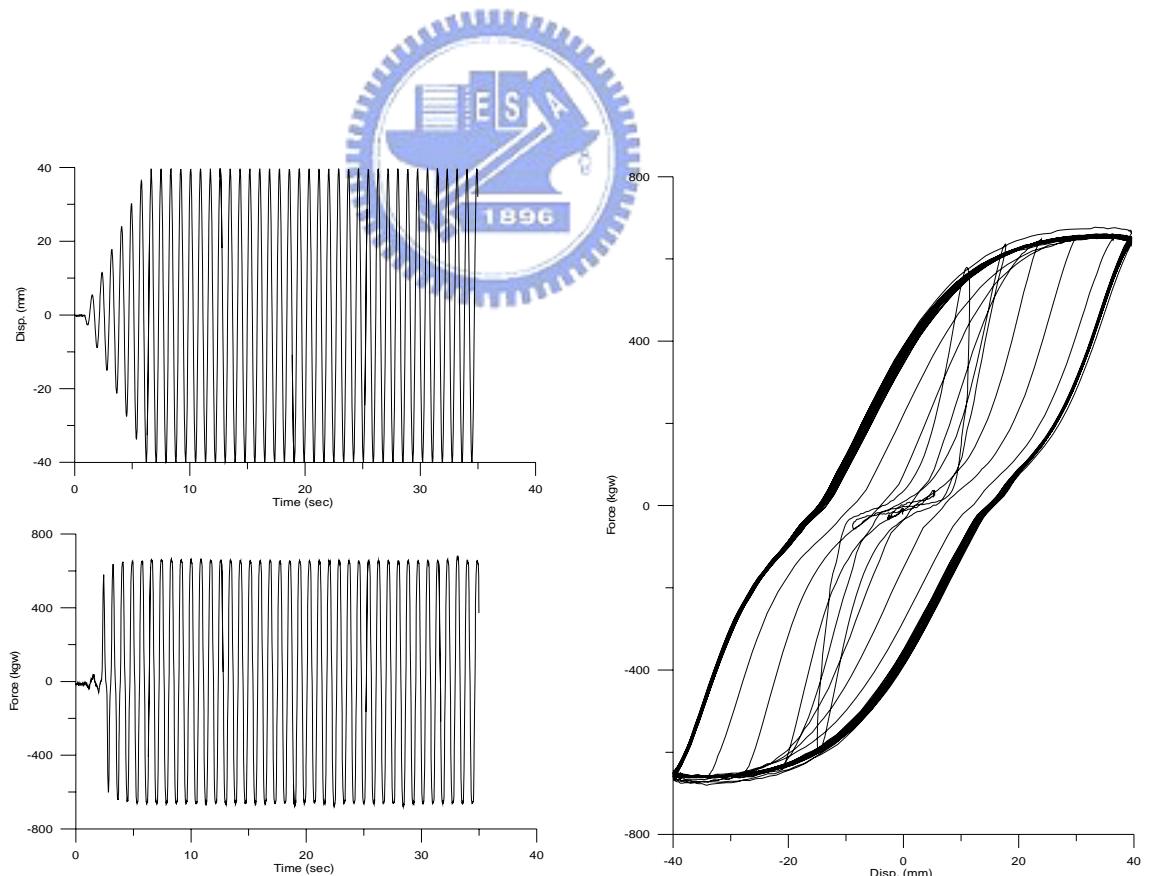


圖 5-64 電壓 5V、1.2Hz 試驗量測結果

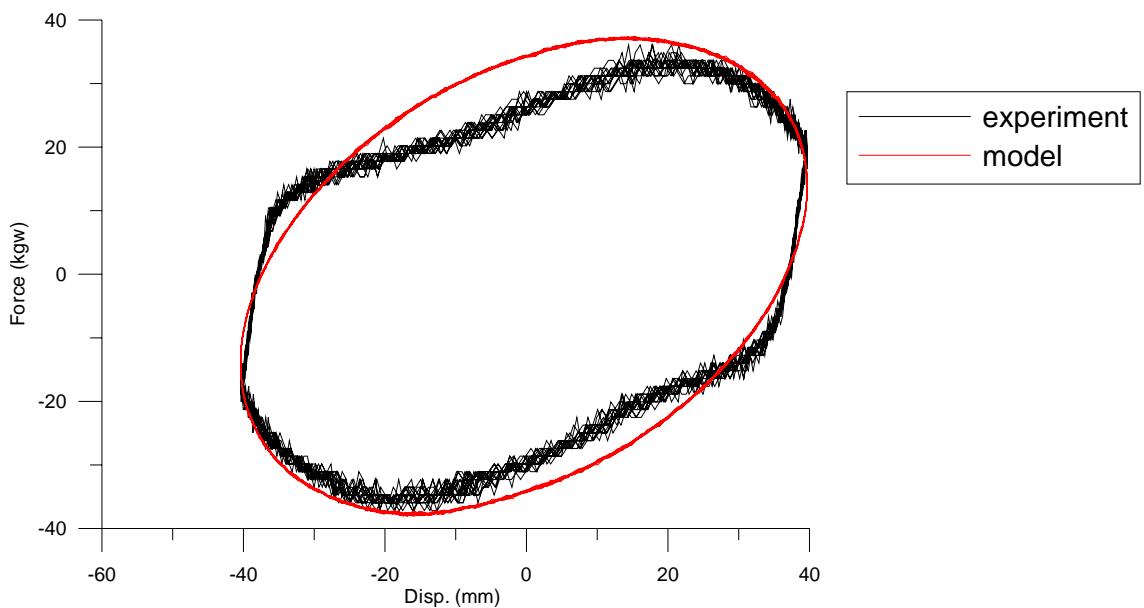


圖 5-65 油路全開、0.6Hz、40mm 數值模擬結果

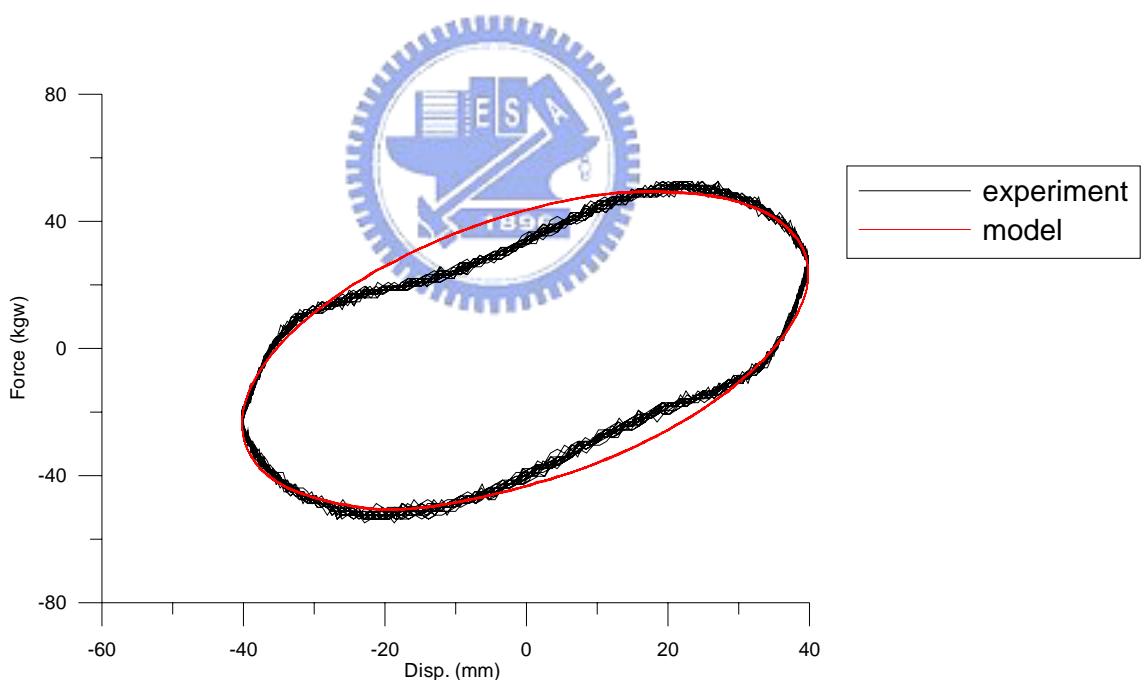


圖 5-66 油路全開、0.8Hz、40mm 數值模擬結果

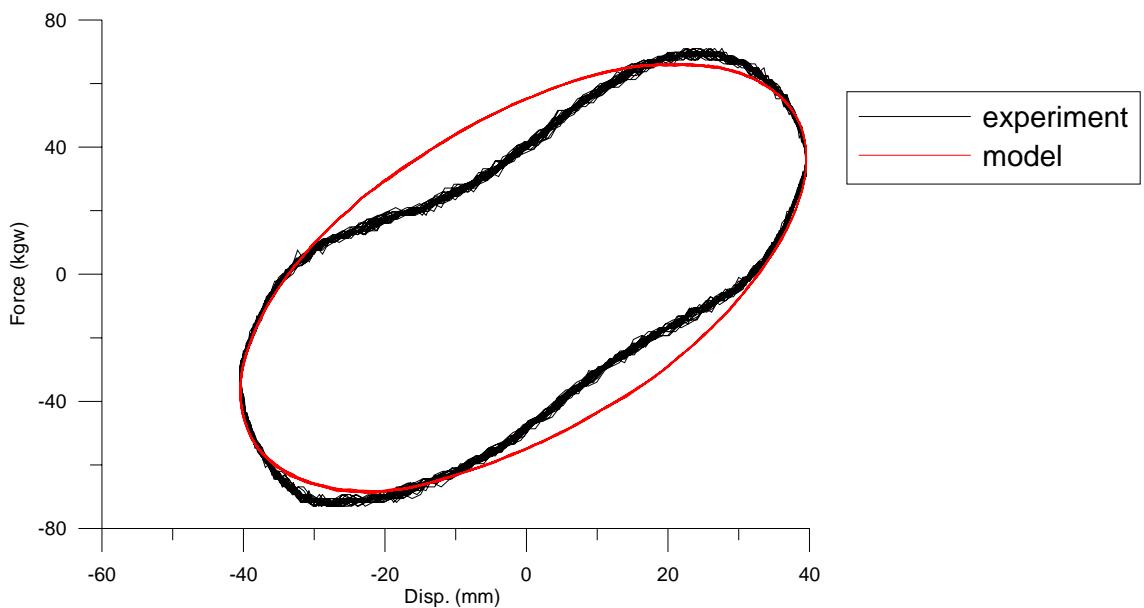


圖 5-67 油路全開、1.0Hz、40mm 數值模擬結果

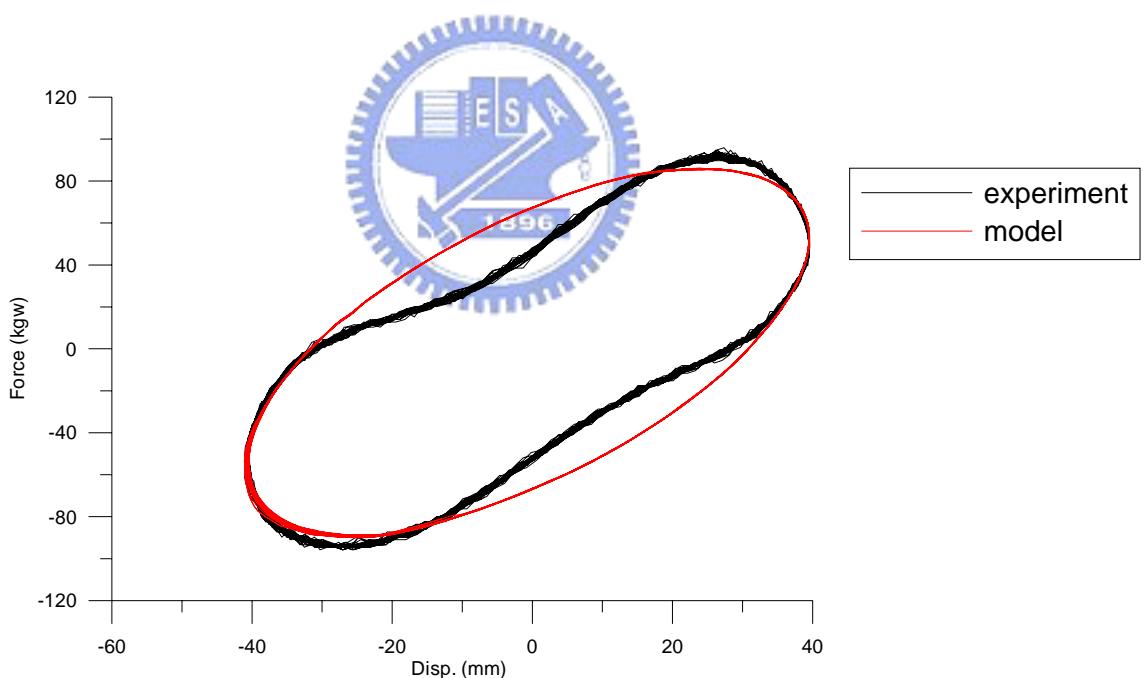


圖 5-68 油路全開、1.2Hz、40mm 數值模擬結果

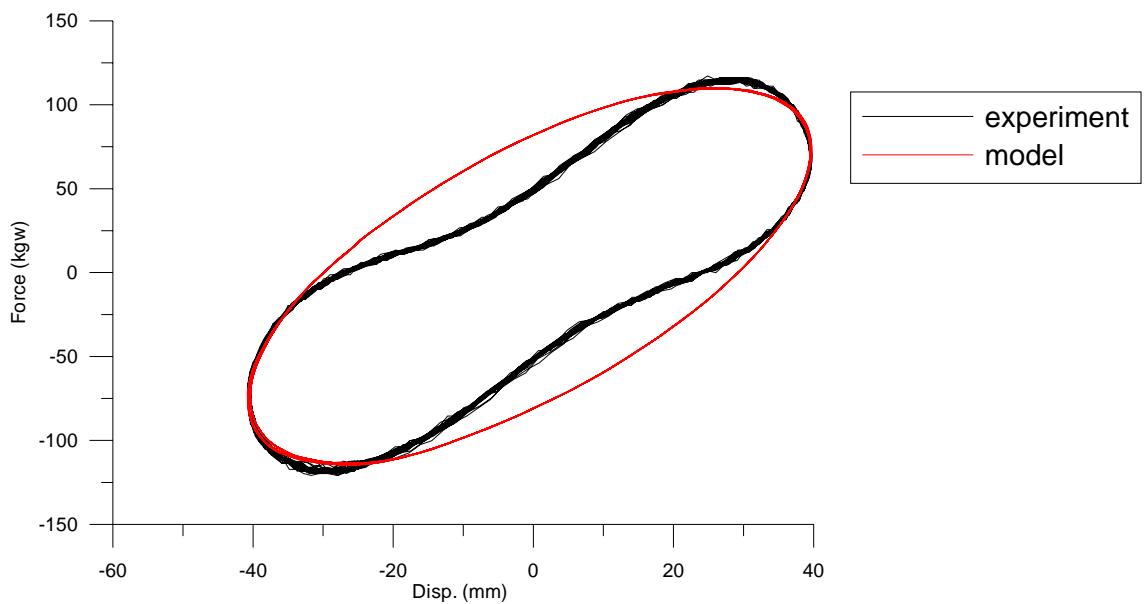


圖 5-69 油路全開、1.4Hz、40mm 數值模擬結果

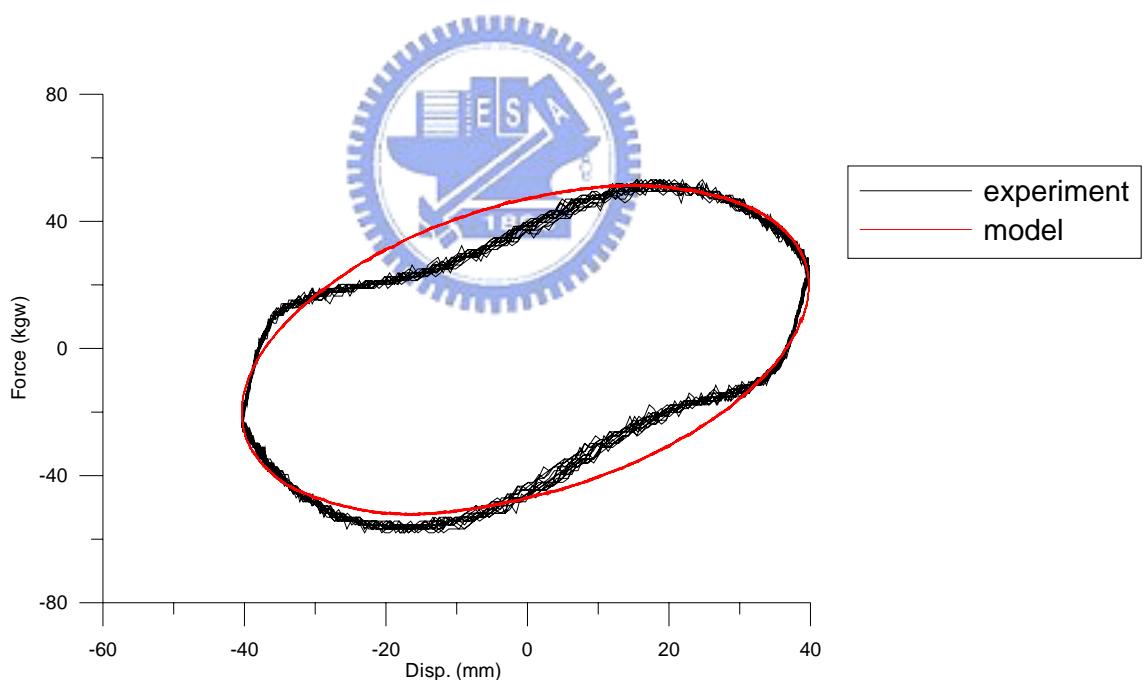


圖 5-70 油路 60%、0.6Hz、40mm 數值模擬結果

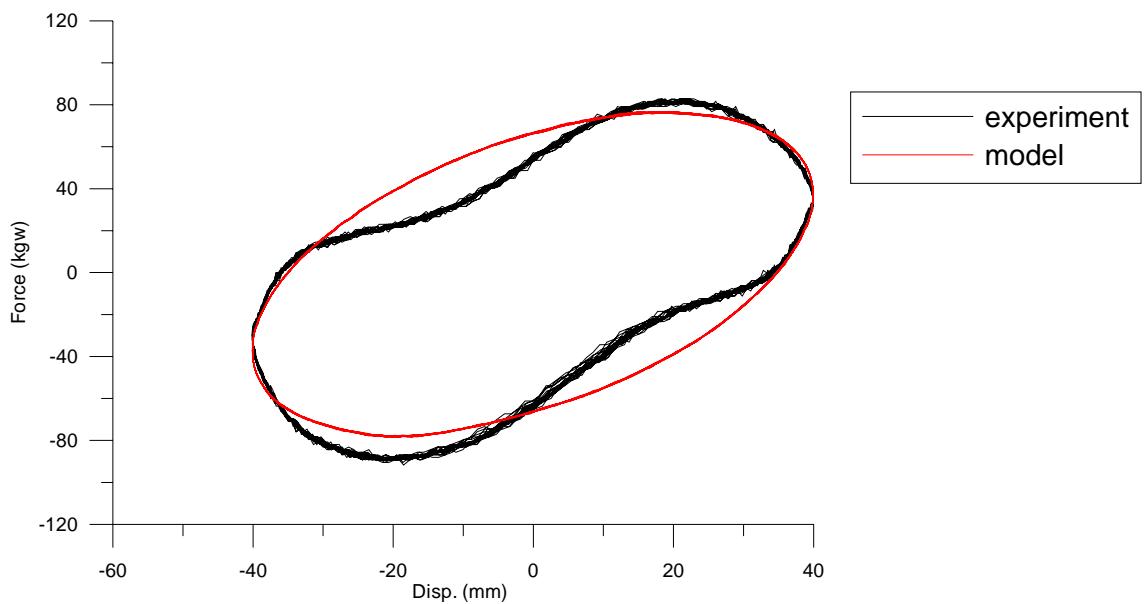


圖 5-71 油路 60%、0.8Hz、40mm 數值模擬結果

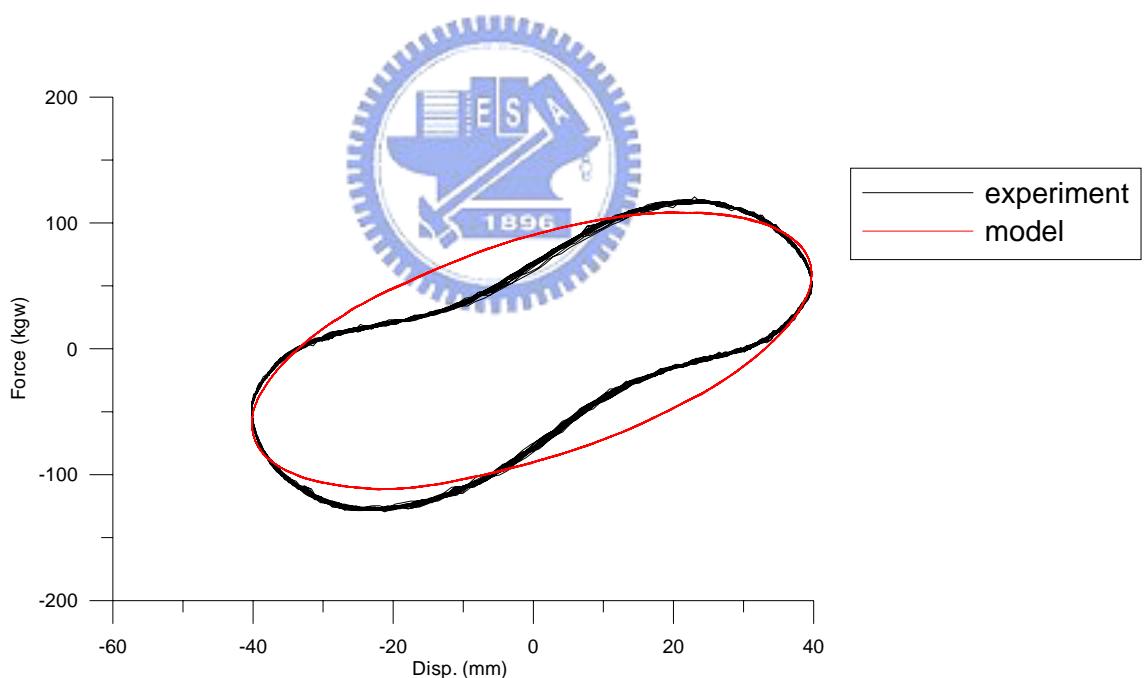


圖 5-72 油路 60%、1.0Hz、40mm 數值模擬結果

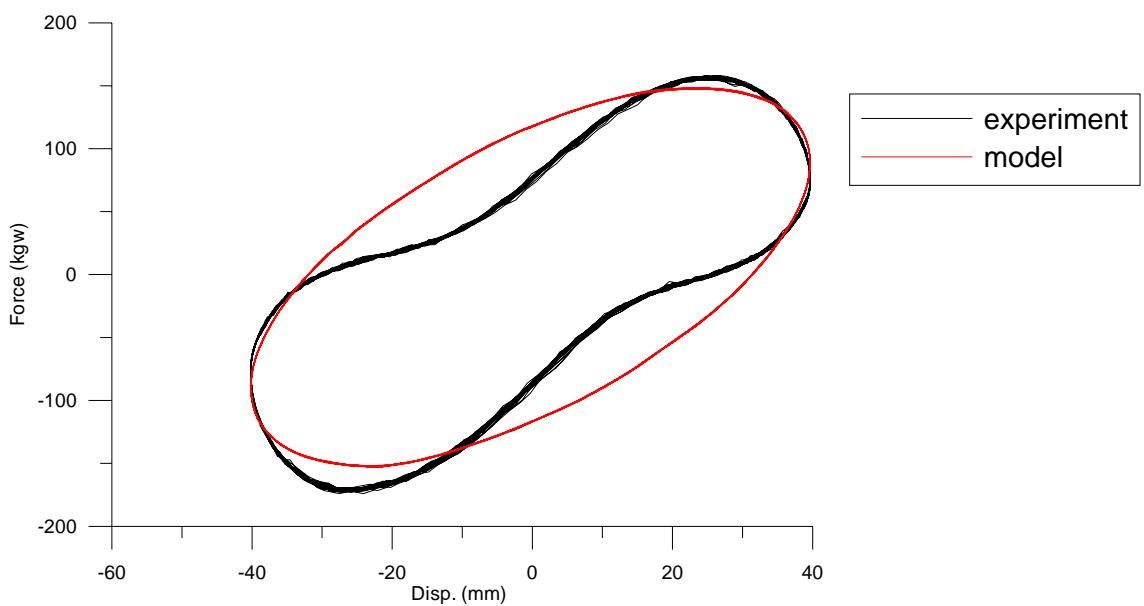


圖 5-73 油路 60%、1.2Hz、40mm 數值模擬結果

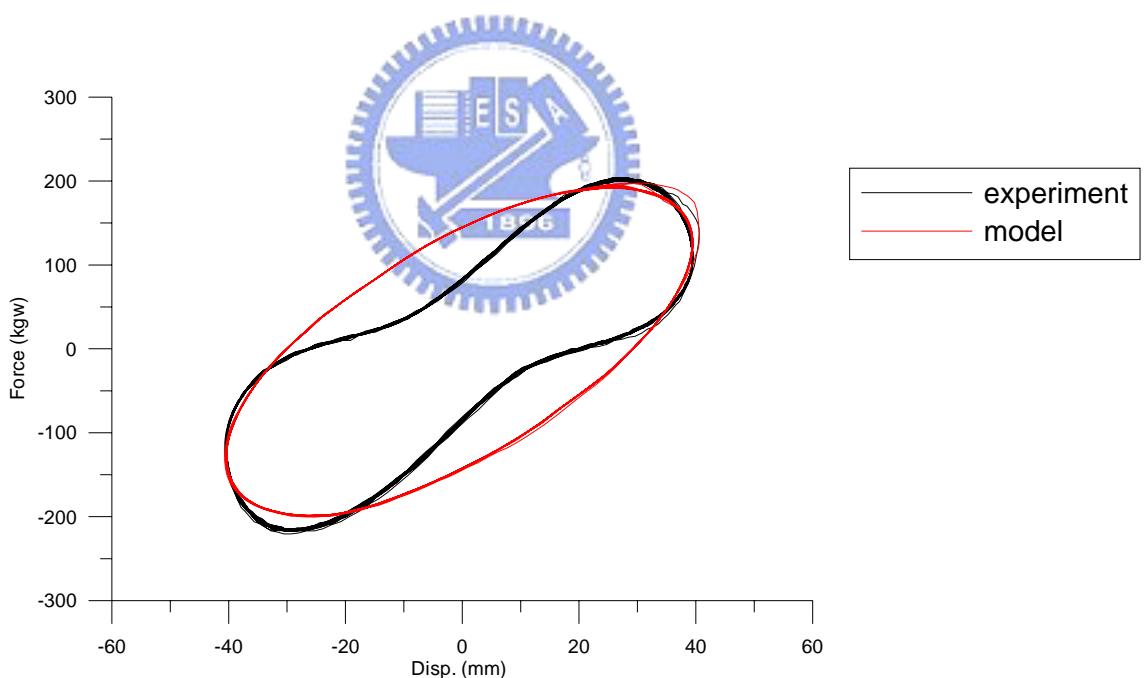


圖 5-74 油路 60%、1.4Hz、40mm 數值模擬結果

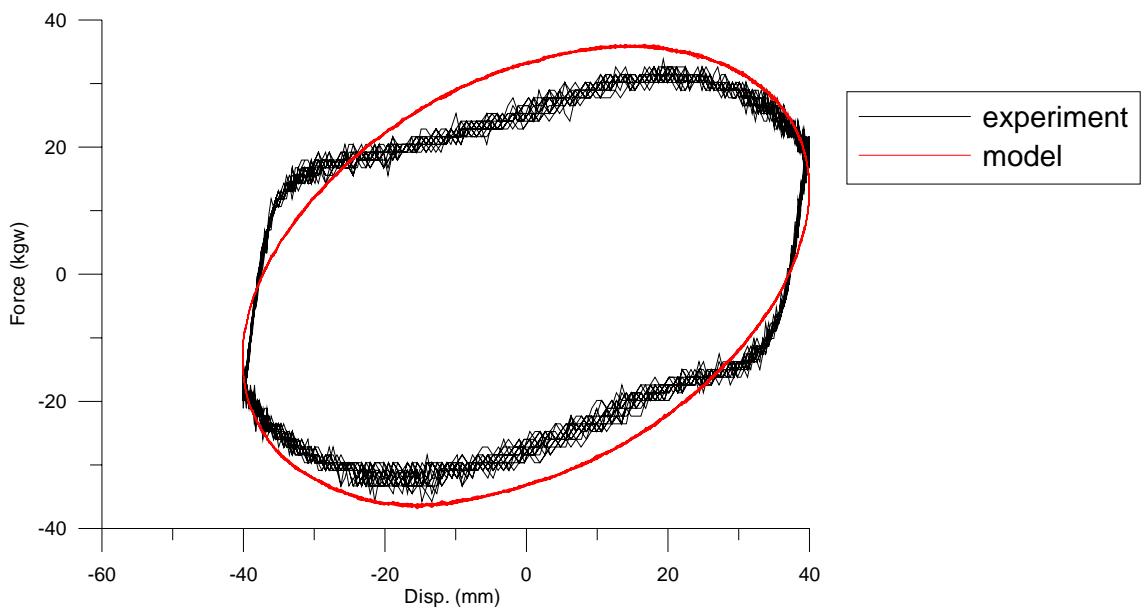


圖 5-75 電壓 20V、0.6Hz 數值模擬結果

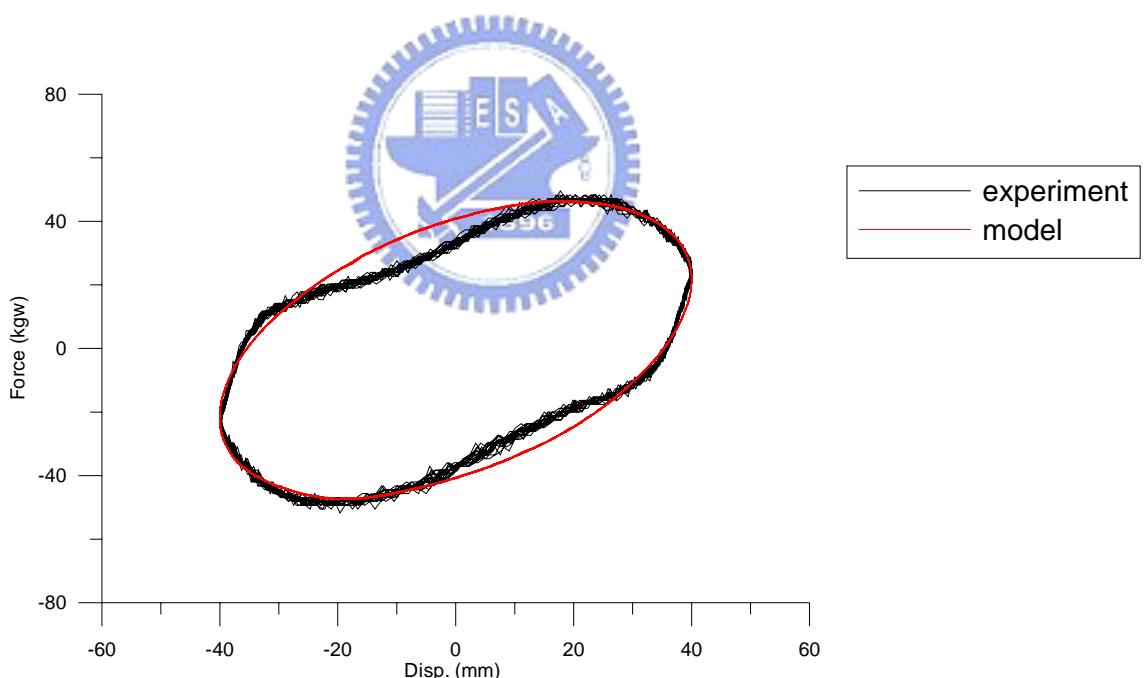


圖 5-76 電壓 20V、0.8Hz 數值模擬結果

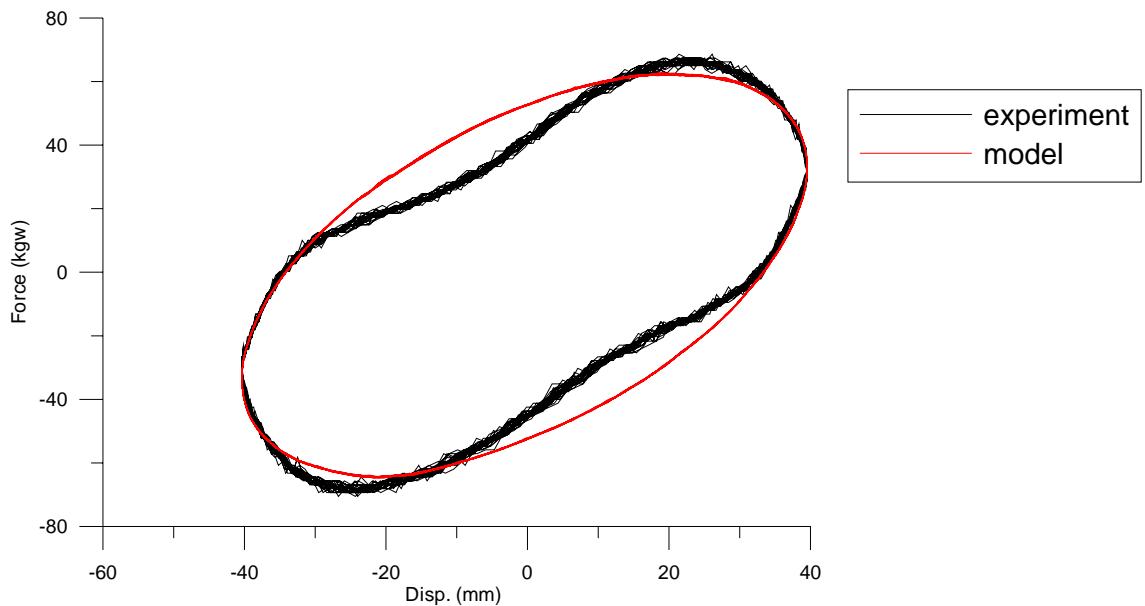


圖 5-77 電壓 20V、1.0Hz 數值模擬結果

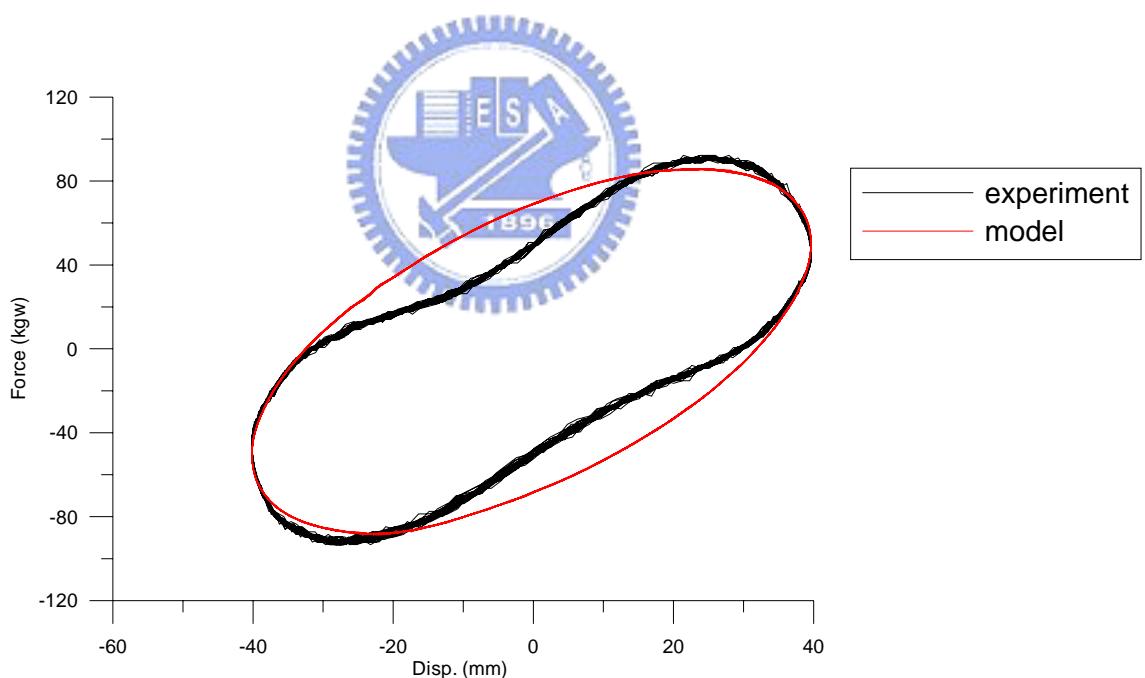


圖 5-78 電壓 20V、1.2Hz 數值模擬結果

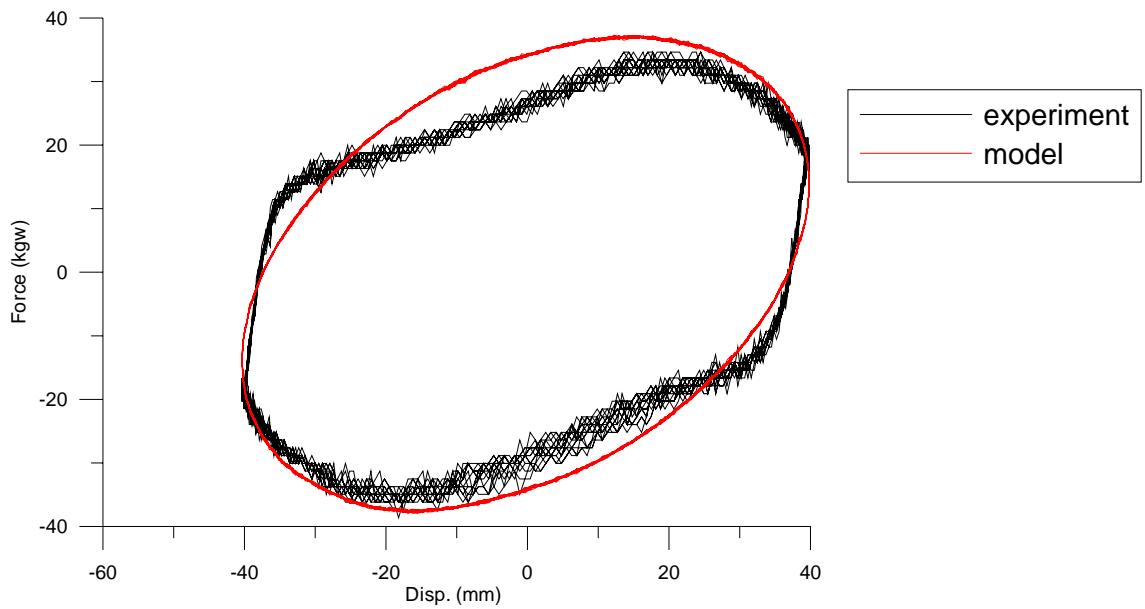


圖 5-79 電壓 15V、0.6Hz 數值模擬結果

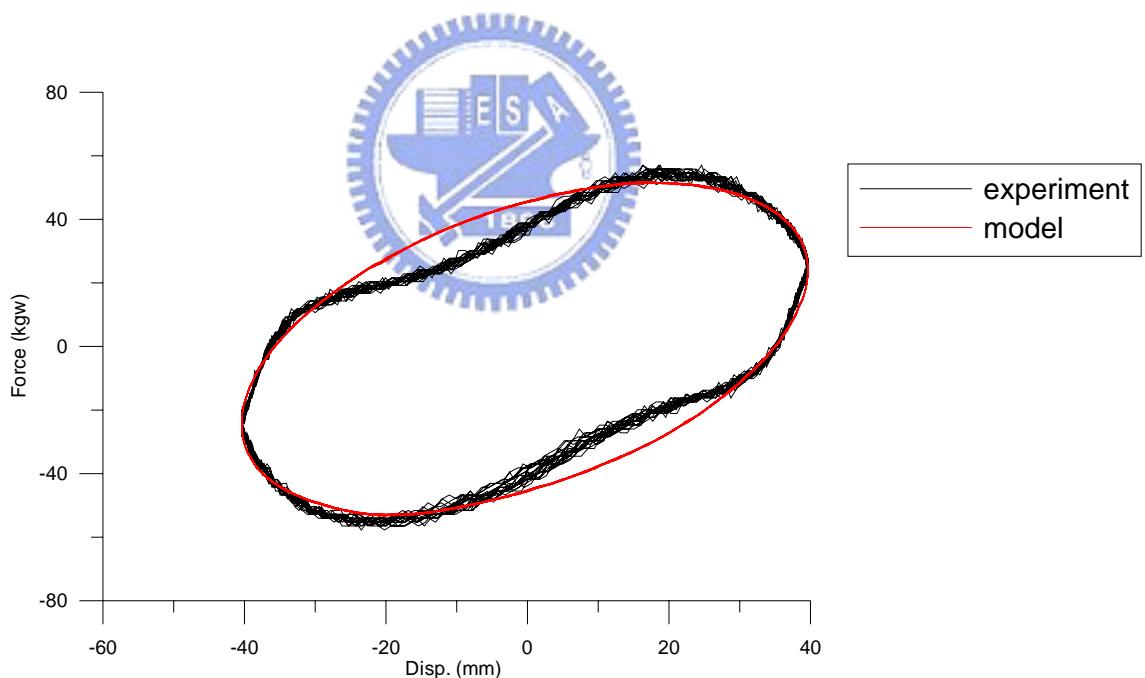


圖 5-80 電壓 15V、0.8Hz 數值模擬結果

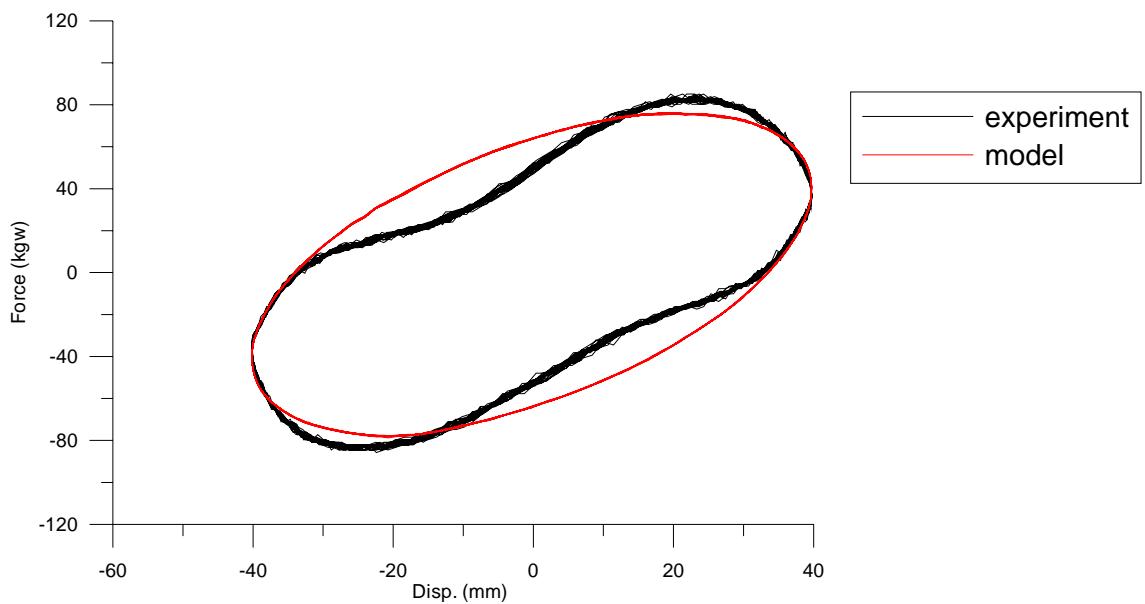


圖 5-81 電壓 15V、1.0Hz 數值模擬結果



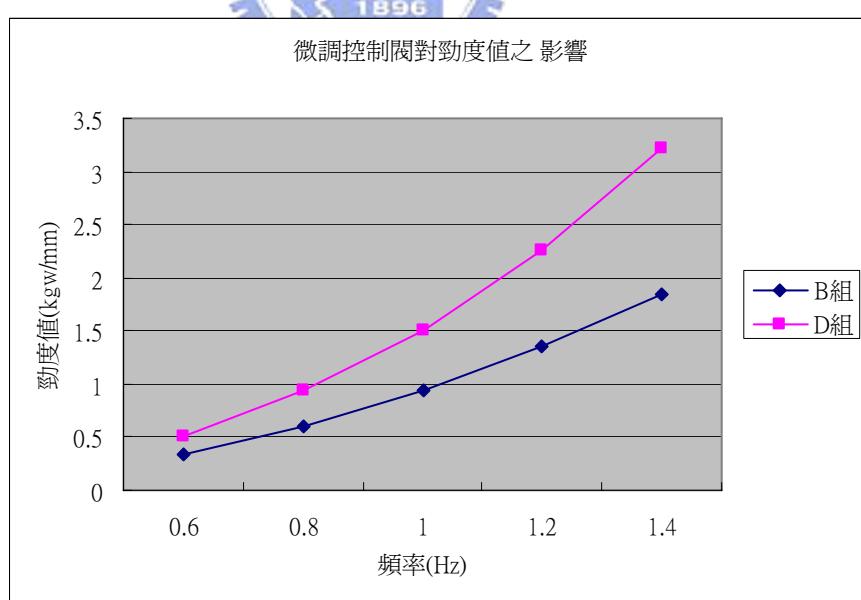
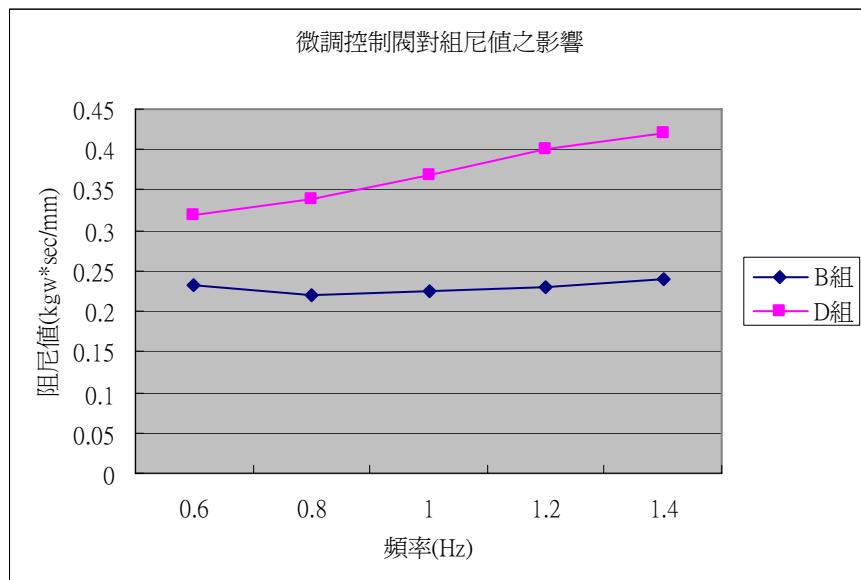


圖 5-82 微調控制閥對阻尼值與勁度值比較

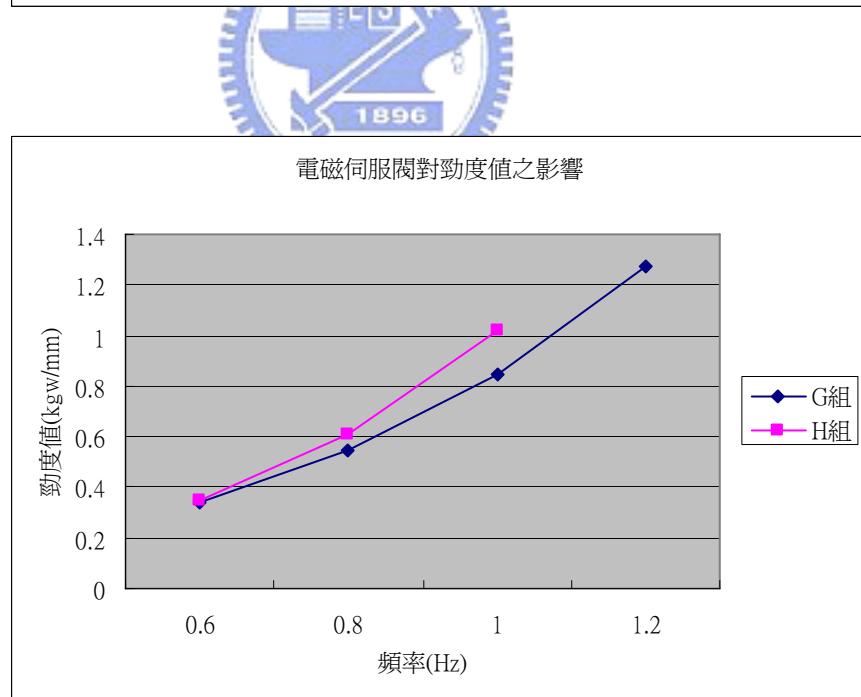
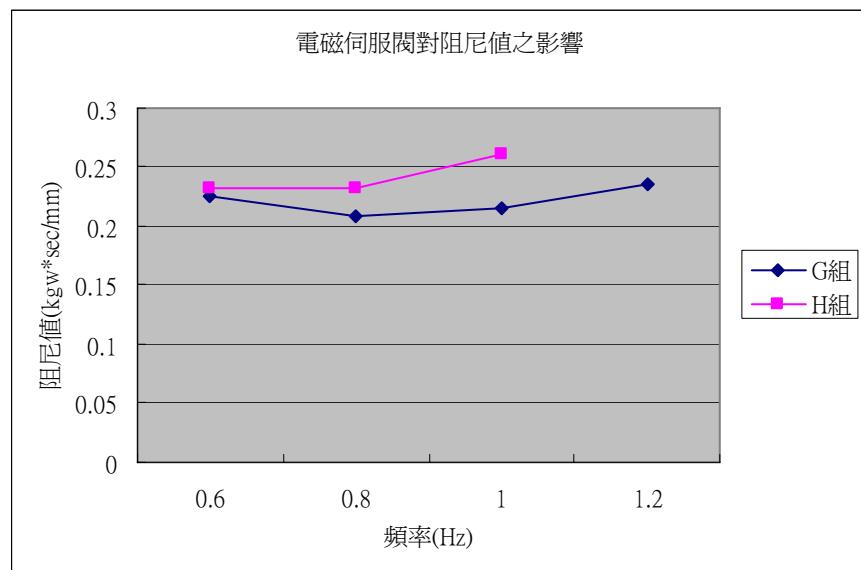


圖 5-83 電磁伺服閥對阻尼值與勁度值比較

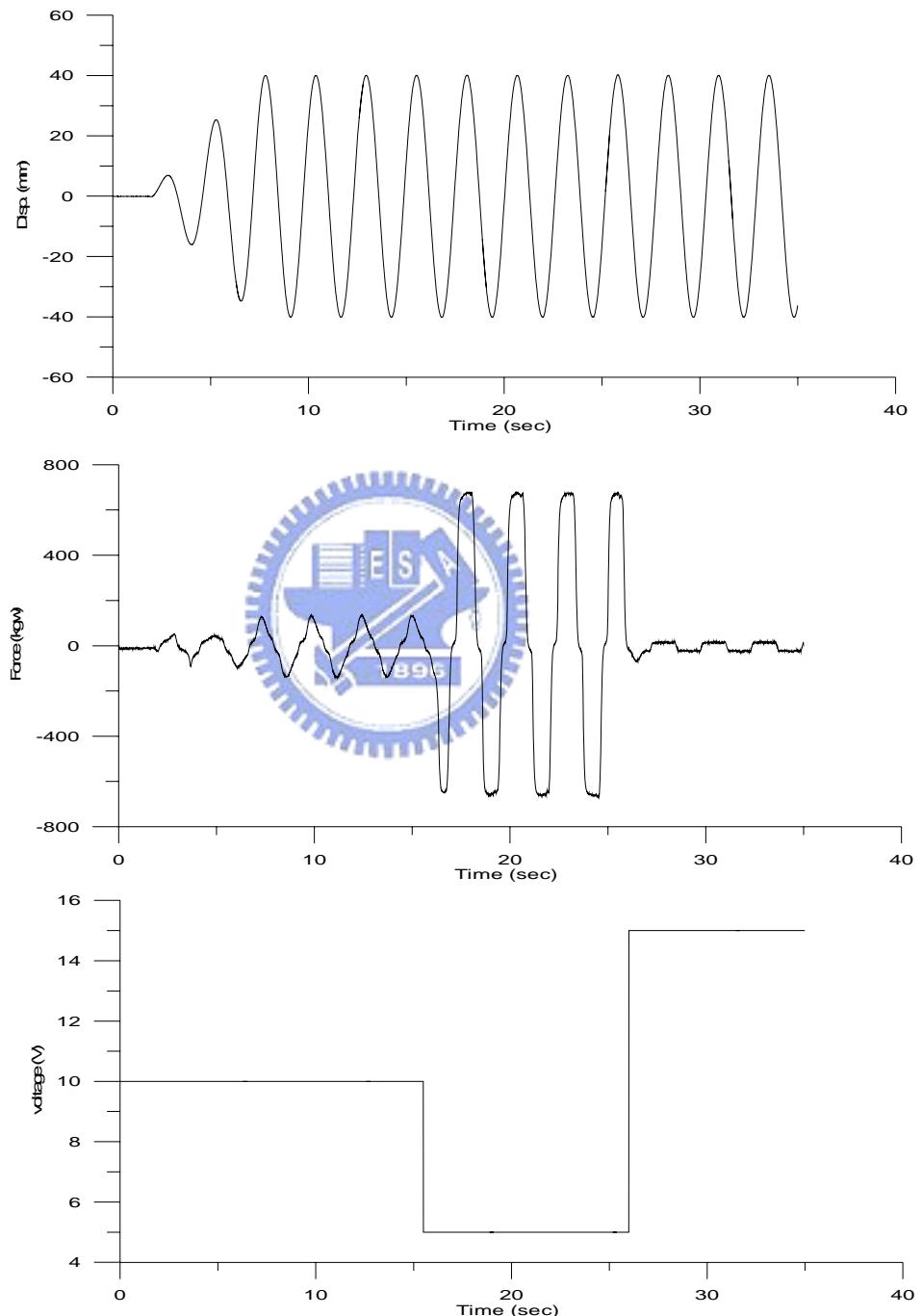


圖 5-84 電磁伺服閥即時性試驗歷時(0.4Hz)

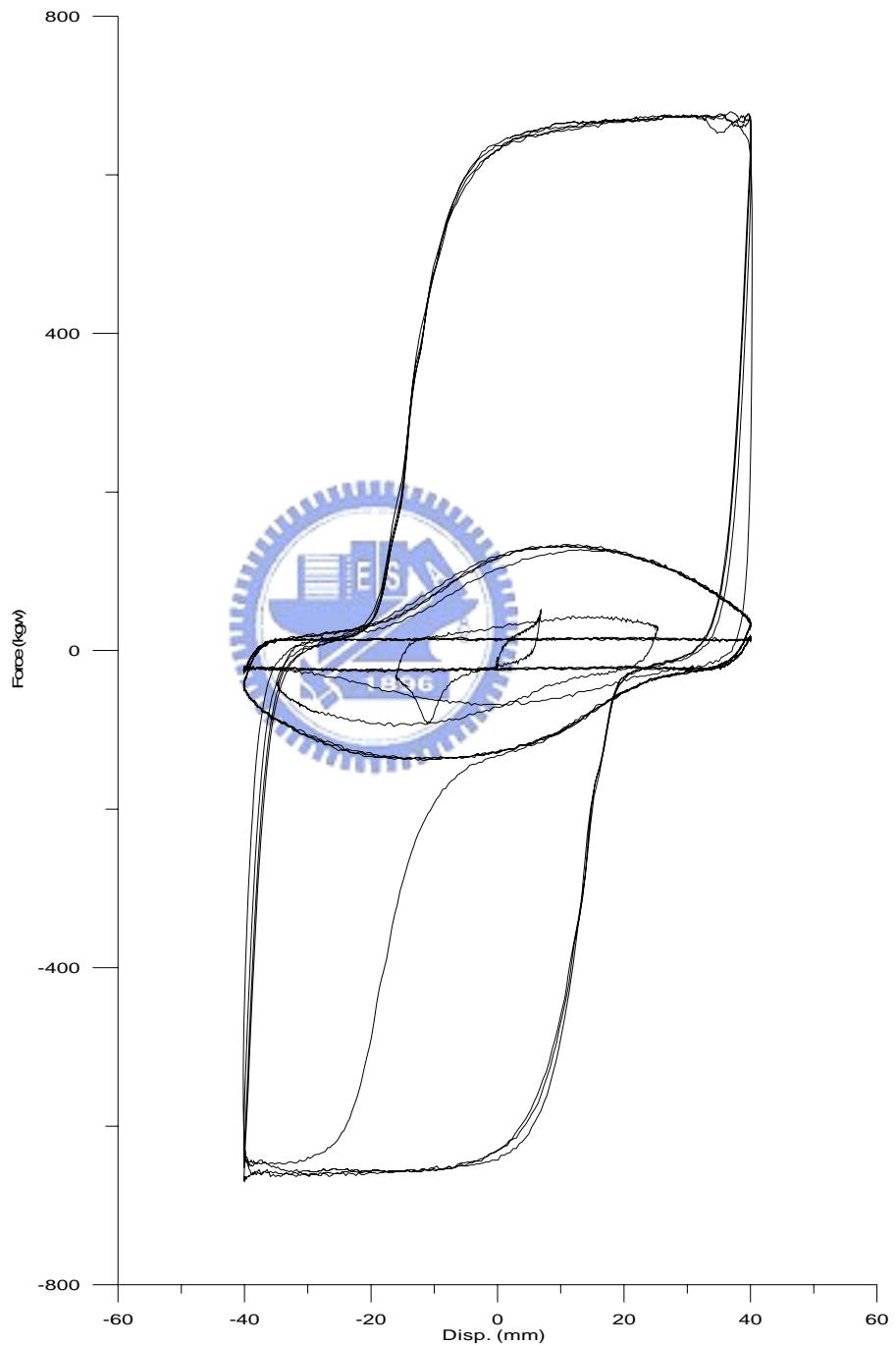


圖 5-85 電磁伺服閥即時性試驗遲滯迴圈(0.4Hz)

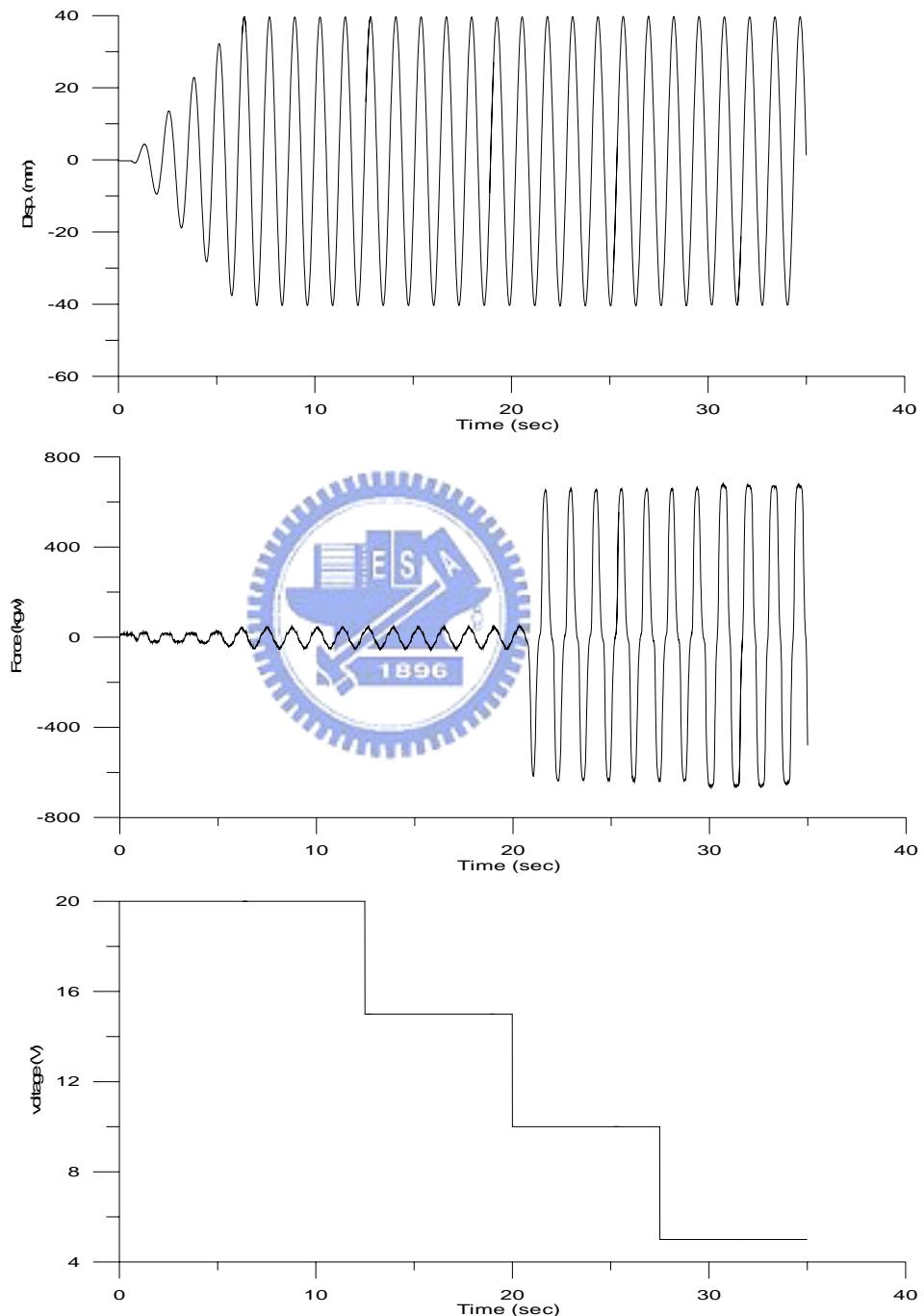


圖 5-86 電磁伺服閥即時性試驗歷時(0.8Hz)

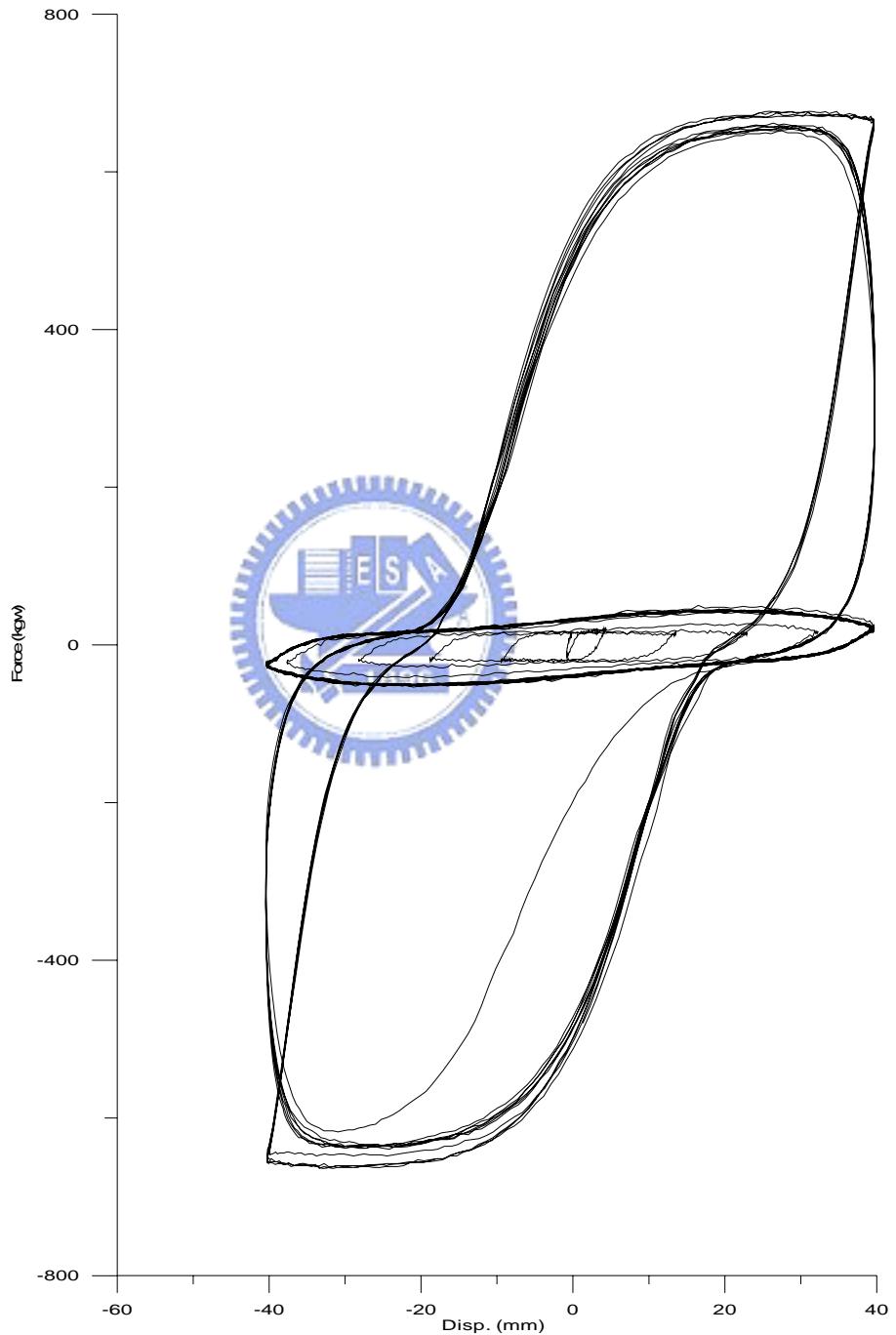


圖 5-87 電磁伺服閥即時性試驗遲滯迴圈(0.8Hz)

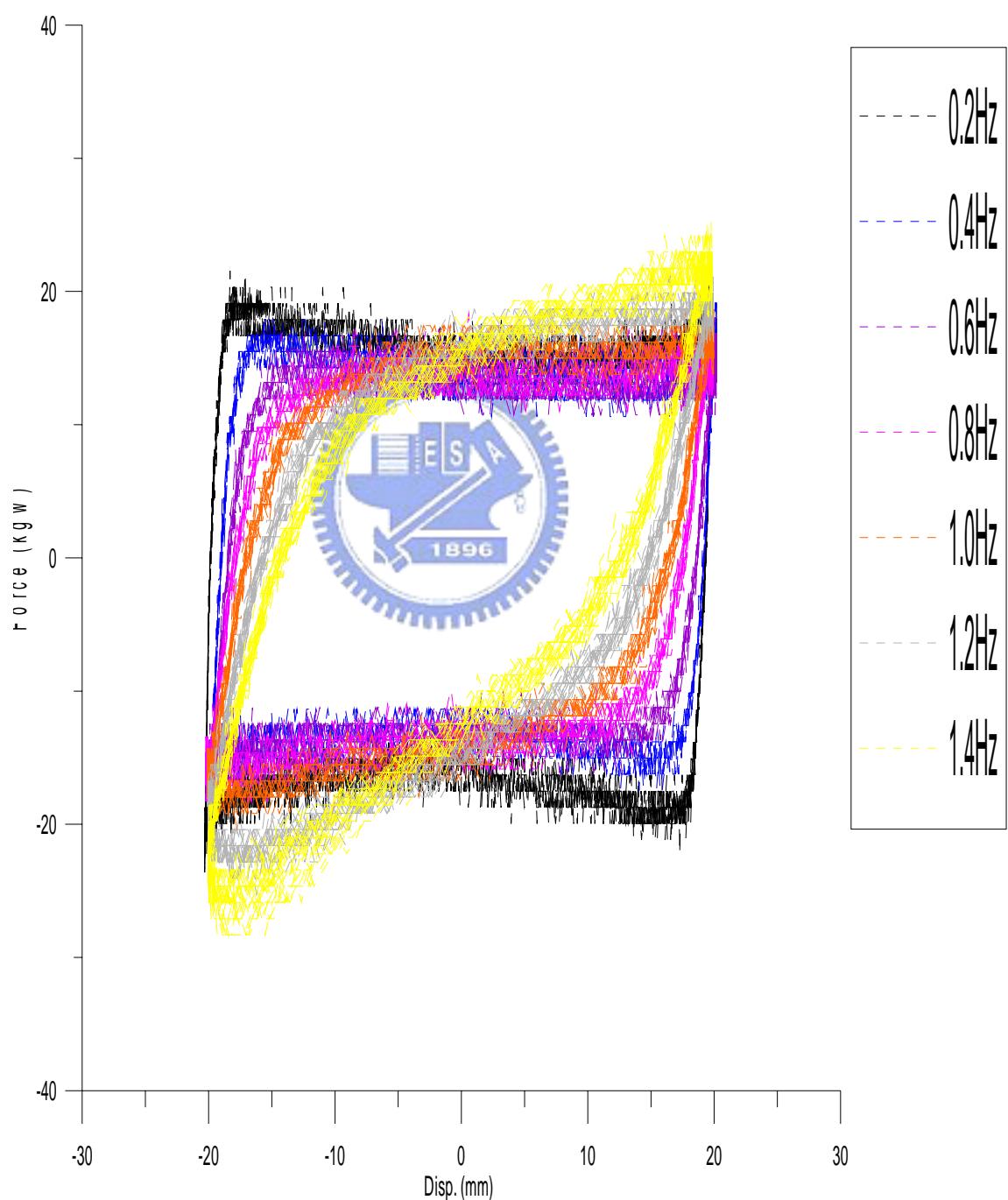


圖 5-88 油路全開、20mm 遲滯迴圈比較

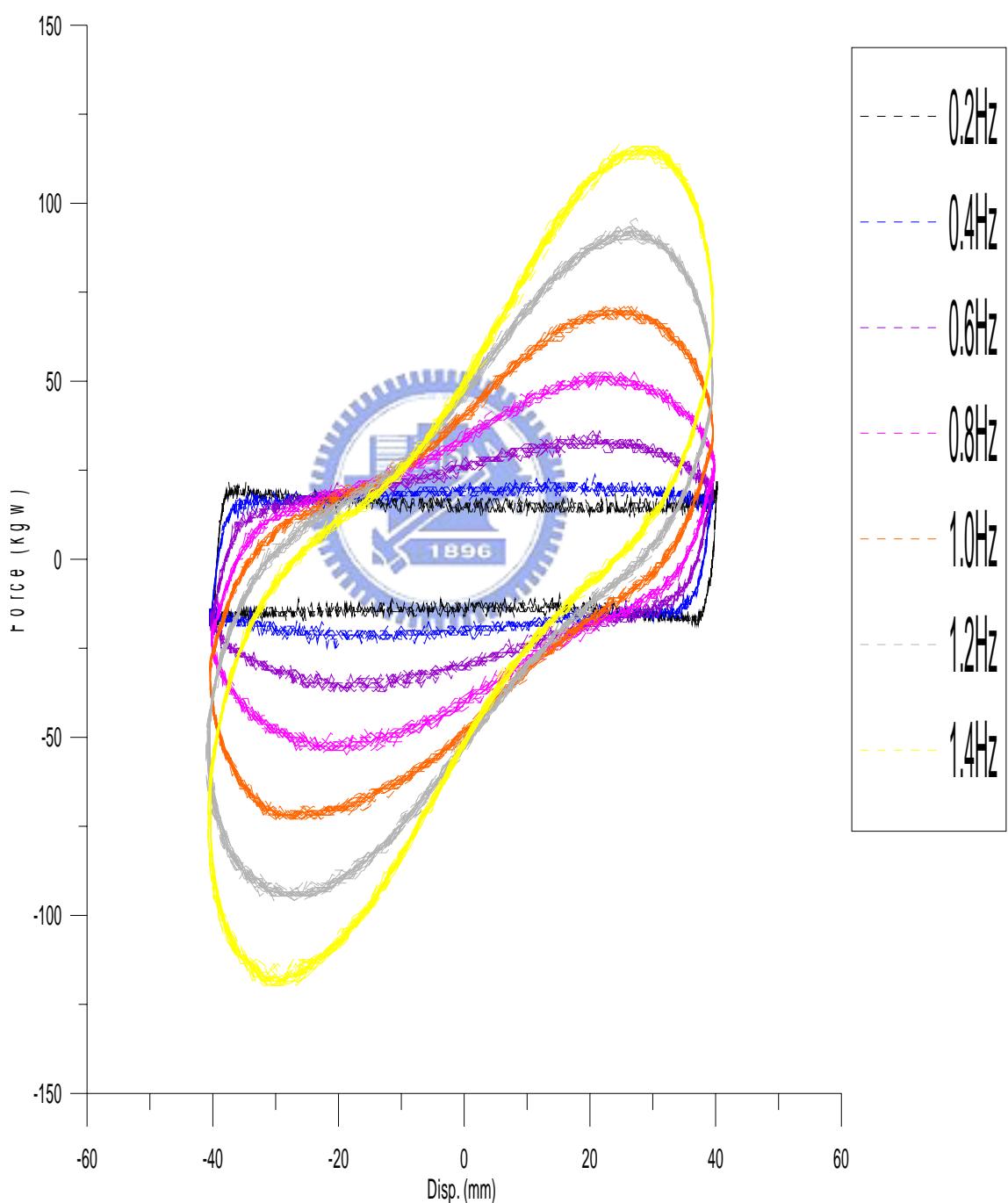


圖 5-89 油路全開、40mm 遲滯迴圈比較

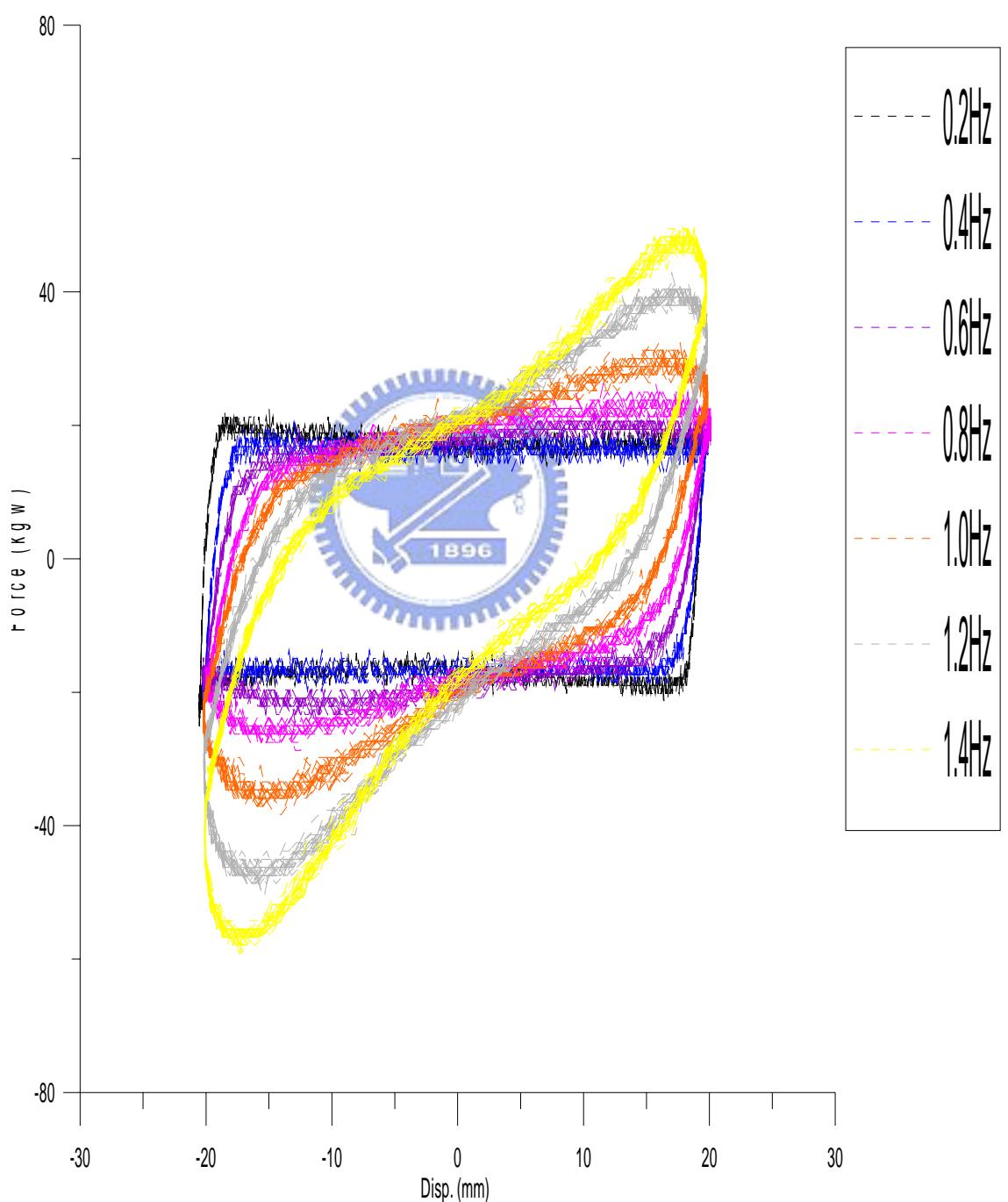


圖 5-90 油路 60%、20mm 遲滯迴圈比較

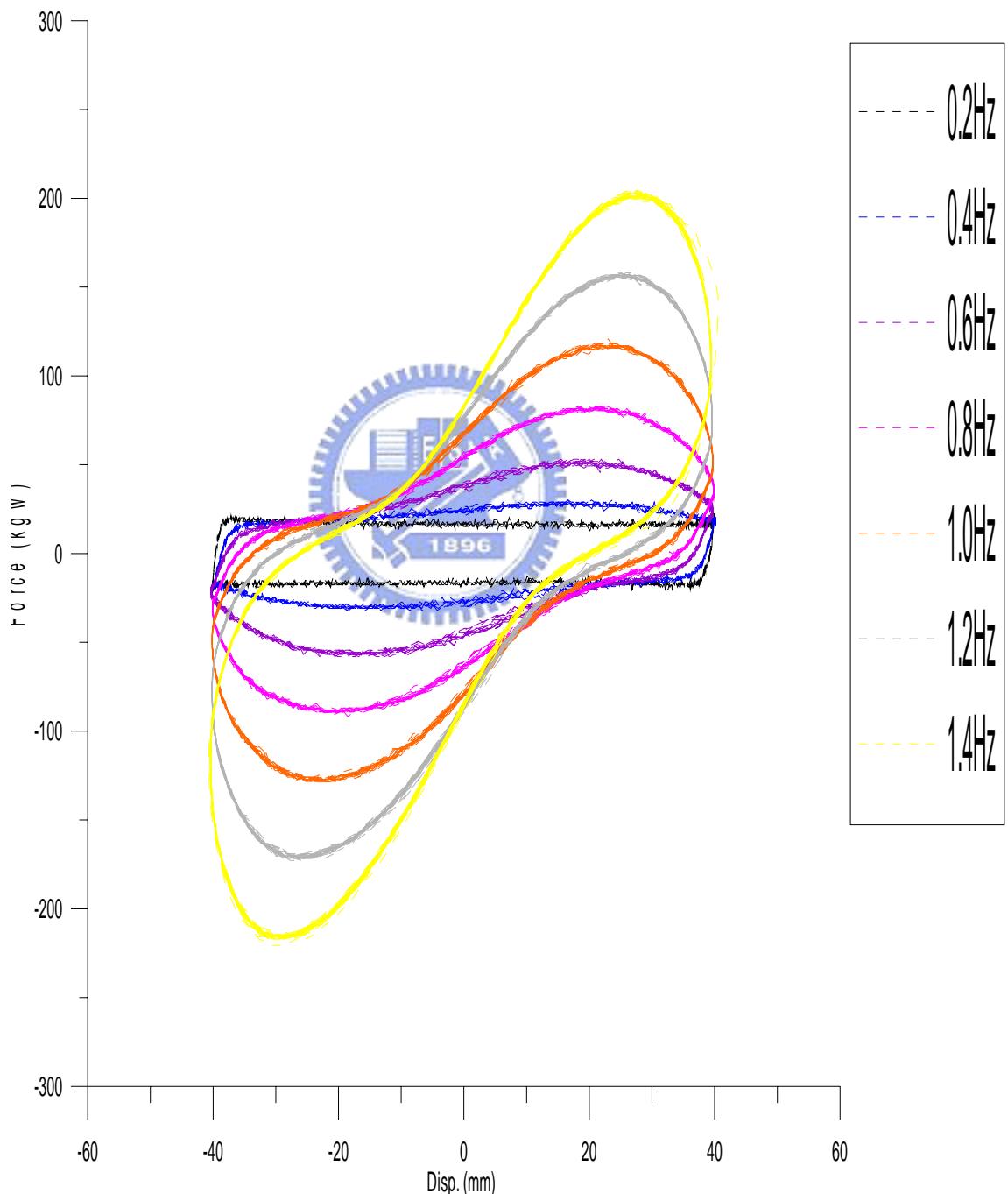


圖 5-91 油路 60%、40mm 遲滯迴圈比較

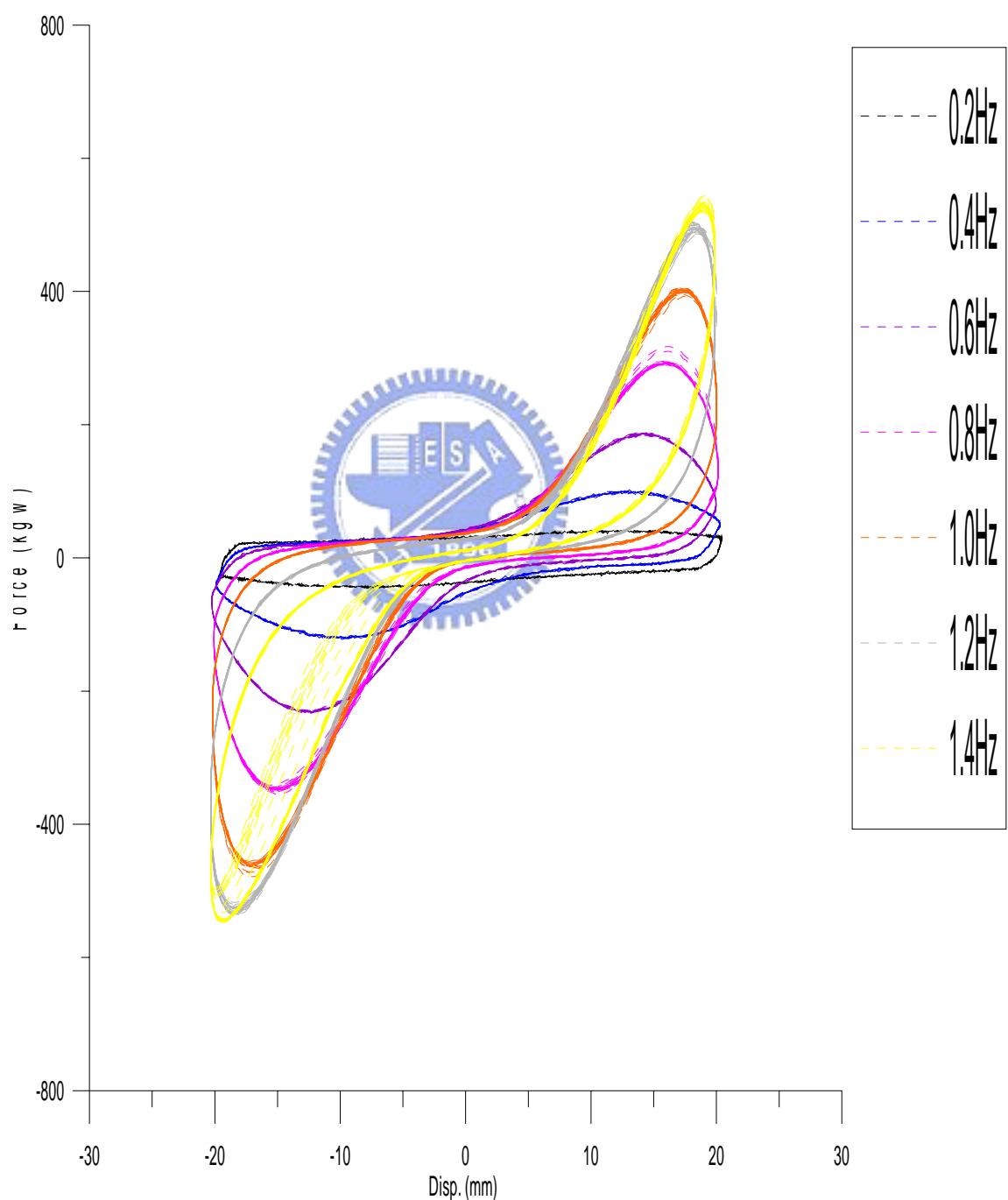


圖 5-92 油路 20%、20mm 遲滯迴圈比較

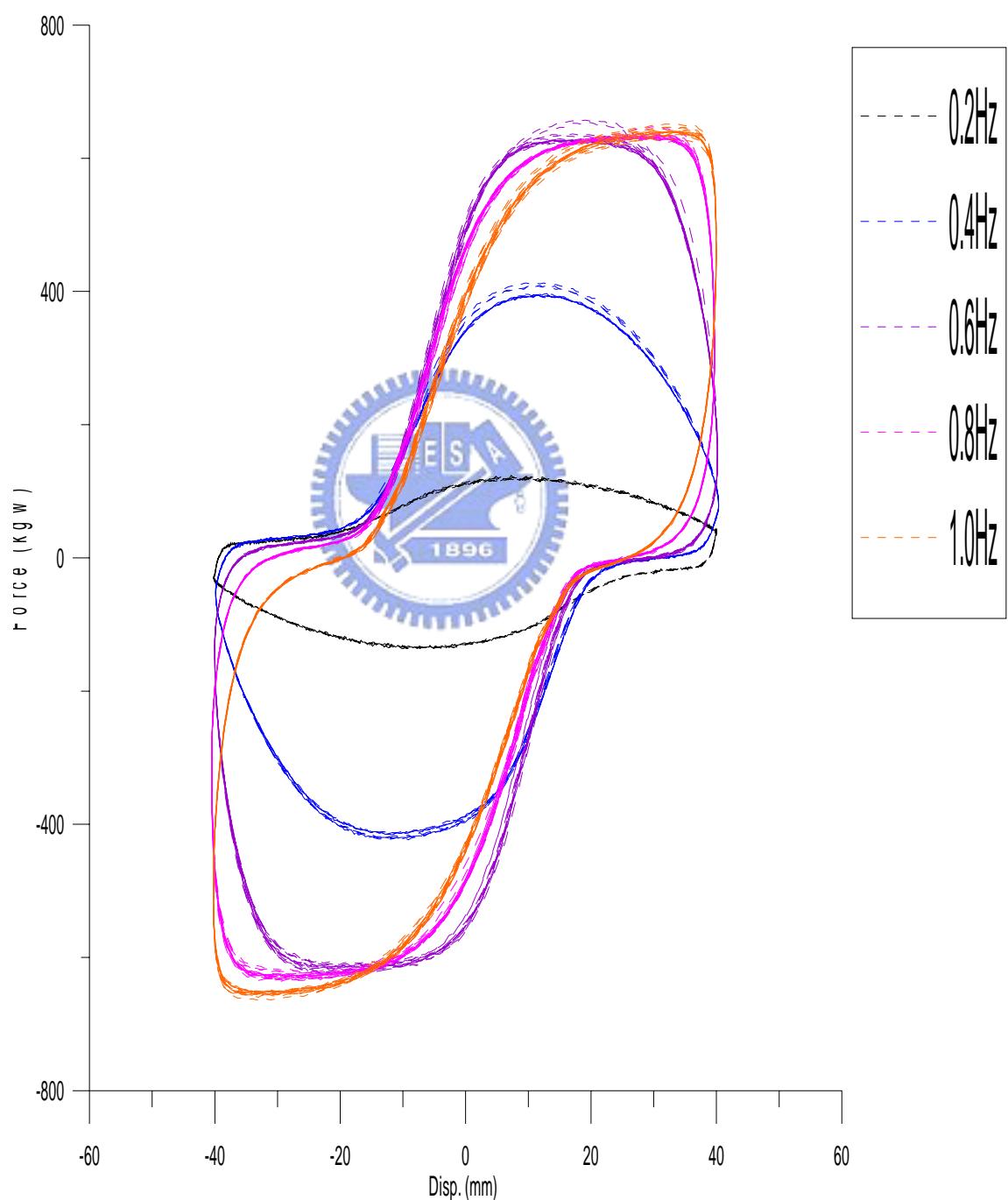


圖 5-93 油路 20%、40mm 遲滯迴圈比較

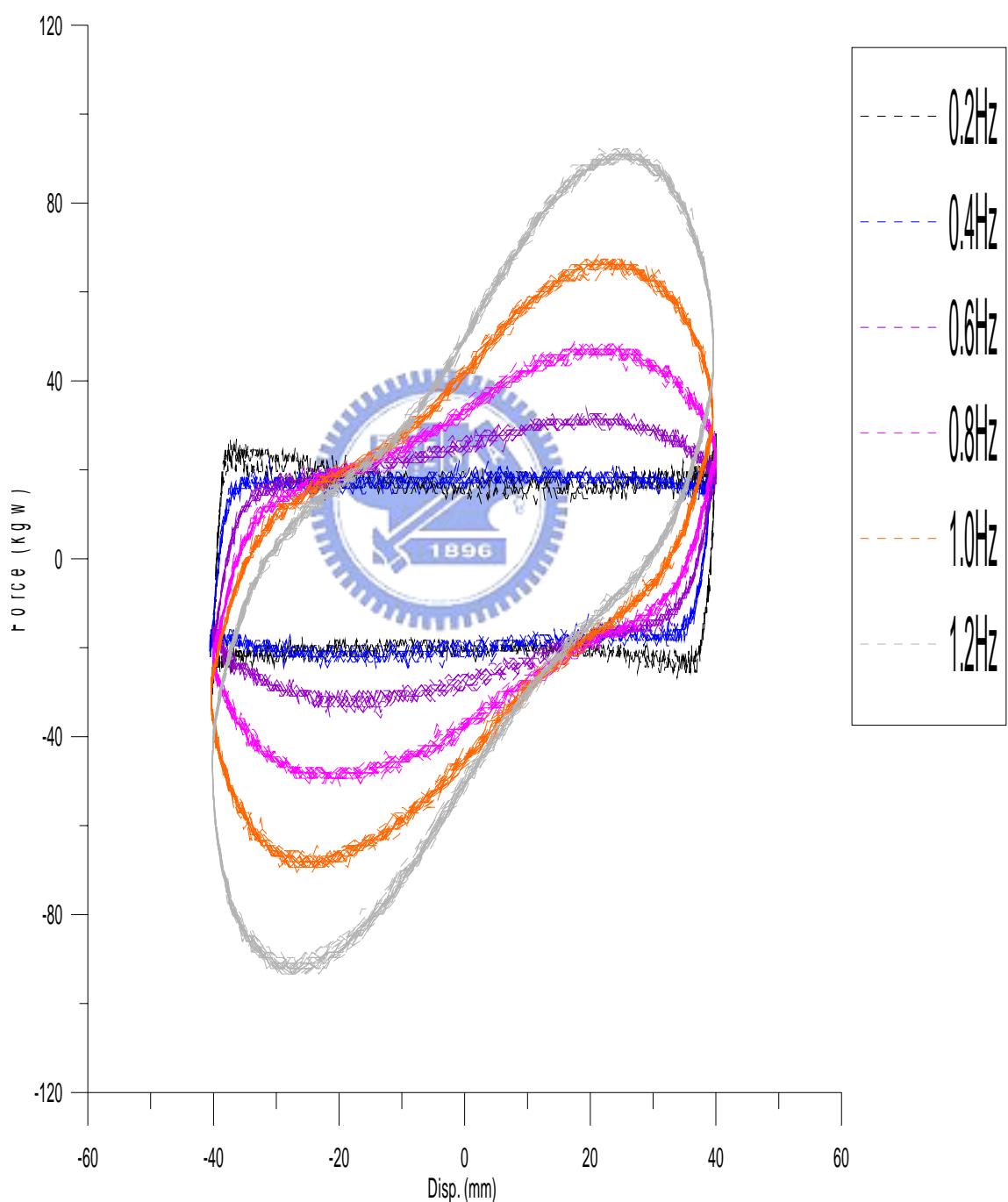


圖 5-94 電壓 20V 遲滯迴圈比較

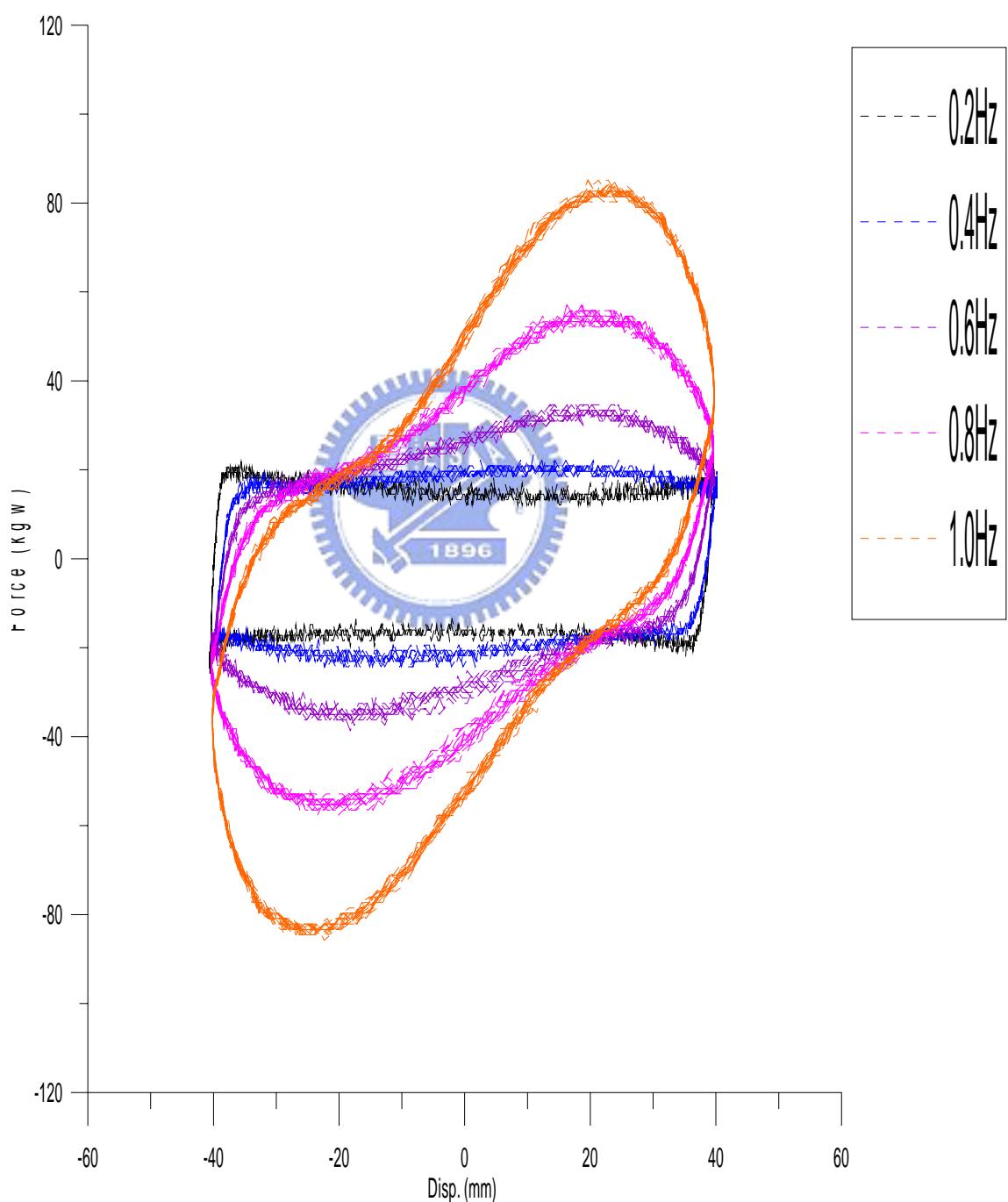


圖 5-95 電壓 15V 遲滯迴圈比較

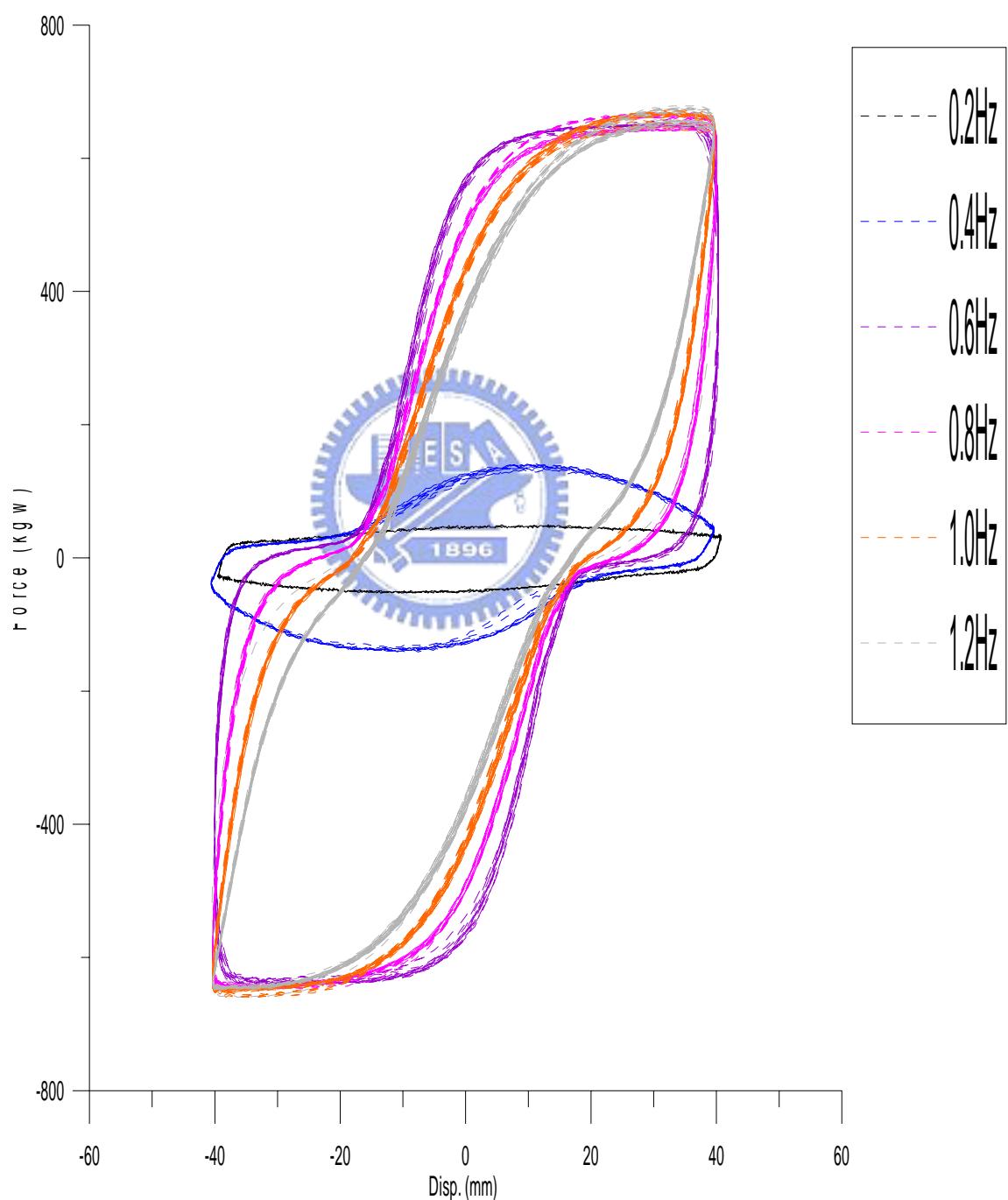


圖 5-96 電壓 10V 遲滯迴圈比較

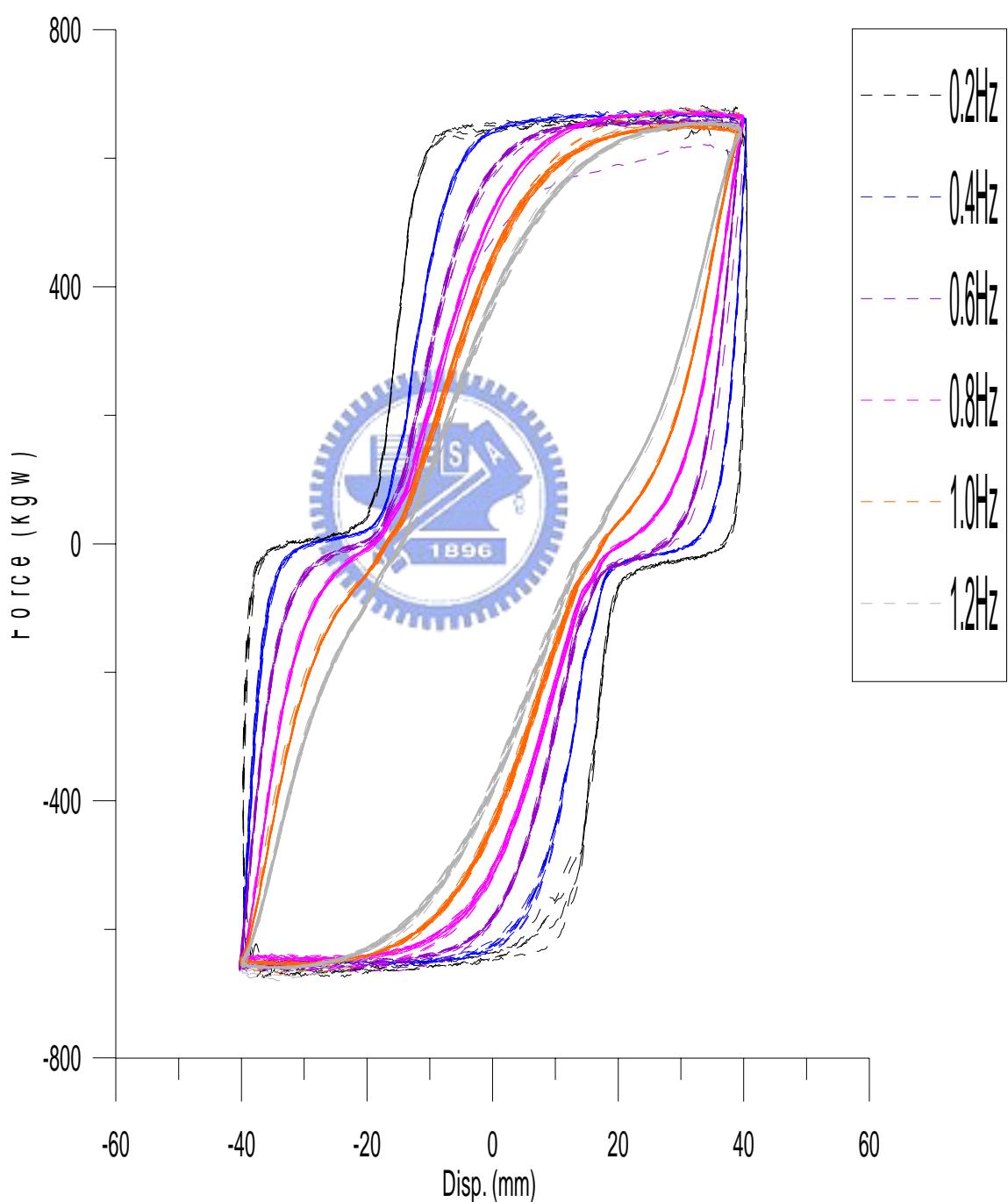


圖 5-97 電壓 5V 遲滯迴圈比較