

國立臺灣大學工學院工程科學及海洋工程學系

碩士論文

Department of Engineering Science and Ocean Engineering

College of Engineering

National Taiwan University

Master Thesis

多孔材質諧調液體阻尼器應用於結構之穩態特性分析
Steady State Characteristics of Tuned Liquid Damper with
Porous Media on Structure

黃煒智

Wei-Chih Huang

指導教授：黃維信 博士

Advisor: Wei-Shien Hwang, Ph.D.

中華民國 112 年 6 月

June, 2023

致謝



承蒙恩師黃維信教授在碩士生涯間悉心的教導與照顧，無論是學理上的知識又或者生活面向的關懷，您總不吝於給予實質的幫助及建議，激發了我對研究領域的熱情，以突破困境並超越自我。另外，也要特別感謝曹文懷學長，學長雖然遠在美國且公務繁忙，但仍犧牲閒暇時間撥空與我討論實驗問題，並給了我很多建議與協助，如果沒有學長的幫忙，必然無法順利地完成論文研究。誠摯的感謝老師與學長在我碩士期間無私的支持與耐心指導，這份恩情，我將沒齒難忘。

感謝張國鎮教授、宋家驥教授、羅弘岳教授在論文口試中給予寶貴的意見，讓學生得以反思，並進一步充實論文研究之內容。

感謝國震中心闕慎佑技師在實驗方面的盡心協助，不僅提供儀器設備，過程中也時常給予相關建議，得以讓實驗順利推展。

感謝振動實驗室的夥伴立安、昶廷、許晴、光頭(鴻諭)、才哥(士欽)、芳瑜，還有我的好兄弟們，子恒、品佑、可昀、柏邑、昱嘉、華丰、George、子恩、許彤，伴我走過碩士生涯的風風雨雨，一起在系館鬼吼鬼叫、一起喝酒喝到吐、一起在校園胡搞瞎搞，因為你們，碩士生活更加豐富多彩，讓我能以樂觀、正向的態度面對一個個挑戰。

感謝女友揚真一路上的扶持與陪伴，雖然我們分隔兩地，但妳總願意傾聽我生活上的點滴與煩惱，並給予我體貼的建議和鼓勵，彷彿陪在我身旁，一同面對總總難題。期許我們在未來，持續朝著各自的目標，攜手向前。

最後感謝家人們在我漫長求學路上的支援與關懷，做我最堅強的後盾，使我無後顧之憂的專注在學業上，且全力支持我所做的每一個決定。



摘要

隨著建築技術革新與環保意識的興起，兼具經濟效益與永續價值之液體阻尼器逐漸受到重視。本文係以裝置不鏽鋼組之多孔材質諧調液體阻尼器進行研究，實驗設計基於質量阻尼器穩態簡諧理論與液體阻尼器之等效模型，透過於單自由度結構物上放置液體阻尼器，並使用振動台輸出不同頻率之簡諧外力，以獲取結構系統穩態簡諧反應，通過比較系統與水槽內液體之動力行為得出最佳阻尼設計，最後運用地震歷時模擬實際地表振盪，依據結構系統承受地震外力時，結構最大位移與槽內液體作用於壁面之衝擊力，分析不同阻尼器之特性及成效。實驗結果顯示，使用窄線徑之多孔材質諧調液體阻尼器能夠有效的抑制液體激盪，在頻率域上比起一般液體阻尼器具有更好的諧調性，使得結構承受地震外力侵擾時，有較佳的制震成效。

關鍵字：諧調液體阻尼器、多孔材質、液體沖激行為、地震力

Abstract



With the advancement of building technology and the rise of environmental awareness, liquid dampers are gradually gaining attention. The Tuned Liquid Dampers with stainless metal was investigated in this thesis. The experiment design was based on the steady-state harmonic theory of mass dampers and the liquid dampers equivalent model. Experimentally, applying the harmonic excitation with different frequencies to the single-degree-of-freedom structure by shaking table. Comparing the dynamic behavior of the structure system by steady-state harmonic response and the characteristic of liquid in the tank, the optimal damping design was determined. Finally, using earthquake to simulate the actual ground oscillations. Based on the maximum displacement of the structure and the liquid impact force exerted on the tank, analyzing the characteristics and effectiveness of different dampers design. According to the experimental results, using the narrow line diameter of porous media could effectively suppress the sloshing behavior. Therefore, the Tuned Liquid Damper with Porous Media compared to other liquid dampers could exhibit better tuned properties in the frequency domain. When the structure was subjected to seismic forces, it would have improved seismic damping effects.

Keywords: Tuned Liquid Dampers, Porous Media, Sloshing force, Earthquake

目錄



	Page
致謝	ii
摘要	iii
Abstract	iv
目錄	v
圖目錄	vii
表目錄	xi
第一章 緒論	1
1.1 研究背景	1
1.2 研究動機與目的	1
1.3 文獻回顧	2
1.4 論文架構	6
第二章 基本理論	7
2.1 質量阻尼器之動力行為	7
2.2 最佳阻尼比 (Optimal Damping Ratio)	12
2.3 液體阻尼器水槽內液體之控制方程與邊界條件	15
2.4 液體等效機械模型	21
第三章 實驗架構	25
3.1 實驗設計與方法	25
3.2 實驗儀器與設備	29

3.3	實驗流程	35
第四章	實驗結果與討論	36
4.1	自由振動實驗	36
4.2	摩擦力實驗	37
4.3	簡諧振動實驗	41
4.4	地震力實驗	53
第五章	結論與未來展望	62
5.1	結論	62
5.2	未來展望	63
	參考文獻	65
	附錄 A — 試驗數據圖	71
A.1	簡諧振動試驗	71
A.2	地震歷時試驗	78



圖目錄



圖 2.1	TMD 與單自由度系統 [49]	7
圖 2.2	阻尼器質量比 μ_1 與勁度比關係圖 [49]	11
圖 2.3	阻尼器質量比 μ_2 與勁度比關係圖 [49]	11
圖 2.4	不同阻尼比之主系統動力放大係數曲線圖 [49]	14
圖 2.5	不同阻尼比之阻尼器動力傳遞係數曲線圖 [49]	14
圖 2.6	水槽示意圖	15
圖 2.7	等效機械模型 [31]	21
圖 3.1	實驗配置圖	25
圖 3.2	實際試驗場域配置圖	26
圖 3.3	荷重元組件圖	27
圖 3.4	待測壁面圖	28
圖 3.5	試驗流程圖	29
圖 3.6	水槽實體圖	30
圖 3.7	MTS 油壓振動台	30
圖 3.8	KYOWA 荷重元	31
圖 3.9	荷重元固接示意圖	31
圖 3.10	KYOWA 加速規	32
圖 3.11	MTS 位移計	32
圖 3.12	資料擷取器	33
圖 3.13	Logitech 攝影機	33
圖 3.14	不鏽鋼網組圖	34
圖 3.15	實驗流程圖	35
圖 4.1	自由振動之單擺加速度歷時圖	36
圖 4.2	自由振動之加速度頻譜圖	37
圖 4.3	水槽加速度濾波前後之頻譜比較圖	38

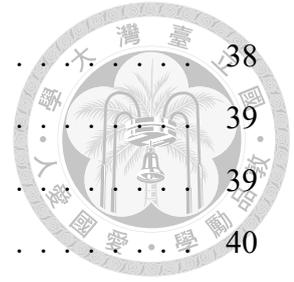
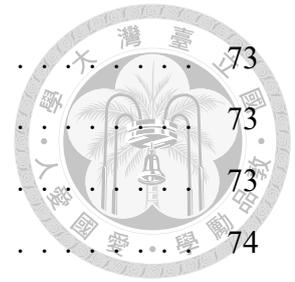


圖 4.4	承受簡諧外力之荷重元歷時圖	38
圖 4.5	承受簡諧外力之加速度歷時圖	39
圖 4.6	承受簡諧外力之慣性力歷時圖	39
圖 4.7	承受簡諧外力之摩擦力歷時圖	40
圖 4.8	承受簡諧外力之摩擦力頻譜圖	40
圖 4.9	簡諧試驗之振動台歷時圖	42
圖 4.10	頻率比=1.10 之結構穩態位移數值選取圍	43
圖 4.11	附加不同阻尼器之結構位移頻率響應曲線圖	43
圖 4.12	頻率比=0.94 之自由液面歷時頻譜圖	44
圖 4.13	等效質量阻尼器與液體阻尼器之頻率響應曲線比較圖	45
圖 4.14	自由液面歷時濾波前後比較圖	47
圖 4.15	頻率比=1.10 之自由液面歷時圖	48
圖 4.16	頻率比=1.10 之液體衝擊力歷時圖	48
圖 4.17	頻率比=1.12 時結構附加 PMTLD 之位移與線性理論比較圖	49
圖 4.18	附加阻尼器之結構頻率響應實驗值與線性理論擬和曲線圖	50
圖 4.19	線性理論之液體阻尼比與自由液面振幅圖	51
圖 4.20	$\beta = 0.88$ 之位移歷時線性理論比較圖	52
圖 4.21	$\beta = 0.88$ 之自由液面歷時線性理論比較圖	52
圖 4.22	承受 1-NS 地震外力時結構附加不同阻尼器之位移歷時比較圖	54
圖 4.23	結構系統受各地震外力之最大位移圖	55
圖 4.24	結構系統受各地震外力之方均根加速度圖	56
圖 4.25	地震編號 1-NS 與 4-NS 之歷時頻譜圖	58
圖 4.26	承受 1-NS 地震外力時結構附加不同阻尼器之液體衝擊力比較圖	58
圖 4.27	承受 2-NS 地震外力時結構附加不同阻尼器之加速度小波轉換圖	59
圖 4.28	承受地表簡諧振動時結構附加不同阻尼器之小波轉換圖	60
圖 A.1	外力頻率 2.991 rad/sec	71
圖 A.2	外力頻率 3.140 rad/sec	71
圖 A.3	外力頻率 3.215 rad/sec	72
圖 A.4	外力頻率 3.290 rad/sec	72
圖 A.5	外力頻率 3.365 rad/sec	72

圖 A.6 外力頻率 3.439 rad/sec	73
圖 A.7 外力頻率 3.514 rad/sec	73
圖 A.8 外力頻率 3.589 rad/sec	73
圖 A.9 外力頻率 3.664 rad/sec	74
圖 A.10 外力頻率 3.738 rad/sec	74
圖 A.11 外力頻率 3.813 rad/sec	74
圖 A.12 外力頻率 3.888 rad/sec	75
圖 A.13 外力頻率 3.963 rad/sec	75
圖 A.14 外力頻率 4.038 rad/sec	75
圖 A.15 外力頻率 4.112 rad/sec	76
圖 A.16 外力頻率 4.187 rad/sec	76
圖 A.17 外力頻率 4.262 rad/sec	76
圖 A.18 外力頻率 4.337 rad/sec	77
圖 A.19 外力頻率 4.486 rad/sec	77
圖 A.20 地震編號 1-EW	78
圖 A.21 地震編號 1-NS	78
圖 A.22 地震編號 2-EW	79
圖 A.23 地震編號 2-NS	79
圖 A.24 地震編號 3-EW	79
圖 A.25 地震編號 3-NS	80
圖 A.26 地震編號 4-EW	80
圖 A.27 地震編號 4-NS	80
圖 A.28 地震編號 5-EW	81
圖 A.29 地震編號 5-NS	81
圖 A.30 地震編號 6-EW	81
圖 A.31 地震編號 6-NS	82





表目錄



表 4.1	不同頻率比與其對應之外力振頻	41
表 4.2	不同阻尼設計之結構系統阻尼比	46
表 4.3	地震歷時表	53
表 4.4	結構系統最大位移表	54
表 4.5	結構系統方均根加速度表	56





第一章 緒論

1.1 研究背景

台灣位處歐亞大陸板塊與菲律賓海板塊的交界，因獨特的地理位置須面對天然災害的挑戰，尤以地震與颱風之影響最鉅，再加上經濟發展與人口爆炸，超高層大廈越來越普及，為抵抗外力之侵擾，無論建築物或各式載具及設備，隔震和減震儼然成為設計之重要指標。此外，液體及結構間互制作用亦是工程界經常遇到的問題，其範圍涵蓋土木工程、機械及航太工程等範疇，小至家庭水塔，大至海上風力發電機或鑽油平台，皆與液體的動力行為息息相關，由於此問題牽涉到結構力學與流體力學兩大理論，雖然各有完整之研究發展，但將兩個領域合併且統合發展是現今土木、機械、海洋、能源工程等領域中重要課題。

1.2 研究動機與目的

如前段所述，為了使建築或機械載具達到減震效果，因此透過安裝阻尼器，以提供有效的減震。而在所有阻尼器中又以諧調質量阻尼器 (Tuned Mass Damper, 簡稱 TMD) 之技術最為成熟且應用最為廣泛 [23]，隨著近年環保意識抬頭，許多國家開始著手綠能建設，傳統 TMD 雖然構造簡單，但結構物之大小與高度不斷突破，高昂的阻尼器造價與空間占用使專家們開始著眼諧調液體阻尼器 (Tuned Liquid Damper, 簡稱 TLD) 的發展，TLD 主要是運用水的激盪以對主結構產生消能減震的功效 [18]，亦可藉由調整 TLD 水槽形狀及水深來達到諧調頻率之目的，故在實際應用與安裝上相較於 TMD 更為經濟與環保，再者，水是自然界豐富的資源之一，具有易取得之特性，故利用水的特性來減震是相當具有經濟性優勢與發



展潛能。若以傳統 TMD 的觀點出發，諧調頻率比 (Tuned Frequency Ratio) 與最佳阻尼比 (Optimal Damping Ratio) 兩個關鍵指標將決定阻尼器的減震功效，然而目前文獻所知清水的液體阻尼通常低於設計所需，使得減震效果受限。有許多研究嘗試增加 TLD 的液體阻尼，如安裝柵欄或擋板，以摩擦阻力來彌補清水之既有阻尼的不足 [29]，多孔材質諧調液體阻尼器 (Porous Media Tuned Liquid Damper, 簡稱 PMTLD) 的概念也就應運而生，也是本文的研究重點。

研究室學長們針對 TLD 相關研究已有具體之成果，曹文懷學長 [44] 運用邊界積分法探討水槽沖激行為，並模擬矩形和圓形 TLD 水槽之減震功效；邱俊祥學長 [48] 使用柵欄組成拼接式多孔材質，透過衝擊與簡諧試驗來探討不同片數之 PMTLD 減振效果；李昌育學長 [45] 進一步使用模組化的不鏽鋼網組合，研究 PMTLD 水槽內液體之暫態反應；葉昶廷學長 [46] 使用多個不鏽鋼網之 PMTLD 並將其置於單擺上以仿效單軸向結構物，來探討單擺與槽內液體之暫態反應。因此本研究將針對 PMTLD 進行最佳阻尼設計，並將其置於一單自由度結構上，透過輸入不同外力振頻以得到結構系統之頻率響應來驗證設計，最後經由地震歷時實驗來比較結構反應與自由液面歷時等，以分析不同阻尼器之特性與成效。

1.3 文獻回顧

結構物常因風力、地震、機械運轉或海浪等外力作用而產生震動，輕者影響其舒適度及使用，重者影響結構物之安全，因此隔震、耐震或減震之設計儼然是結構設計中重要一環，如何應用創新科技或傳統工法，是工程界長久以來的目標。減震也許是比起隔震與耐震更容易降低結構物震動之方法，而且通常較具經濟性。結構物本身所具有阻尼量對結構物也有減震效果，但這種結構自身阻尼一般都很小，所以需透過震動控制裝置以提供額外阻尼量，以減少結構本體之震

動，這樣的震動控制裝置一般稱阻尼器 (Damper)[23]。

將阻尼器加裝在結構中，可以提供有效的減震，根據其工作模式，可分為主動控制式、被動控制式與半主動控制式，主動控制式阻尼器為透過感測裝置即時設定參數，主動對結構提供額外的作用力，抵銷結構物的震動，以達到減震的效果，雖然主動控制式阻尼器的減震效果優異，且具高度彈性，但其成本相對昂貴且需電力供給，一旦周邊設施停電將無法使用。而被動控制式阻尼器顧名思義便是利用阻尼器本體的動力特性來減震，其中較為常見的是諧調質量阻尼器與諧調液體阻尼器 [6]。

在被動控制式阻尼器中技術最成熟，應用最廣泛的是諧調質量阻尼器 (Tuned Mass Damper 又稱 TMD)，因其構造簡單，常被用於結構物之減震，自從高雄東帝士大樓及臺北 101 大樓相繼引進 TMD 後，引起國內工程界的興趣，以上兩棟大樓所裝設之 TMD，主要是為了降低因風力所引起的結構振動 [8]。TMD 也被應用於橋樑結構中以減少由風力或高速列車引起的振盪；此外，近年 TMD 系統已被研究用於控制因空氣動力、海浪或地震所引起的海上風力發電機振動 [7]。TMD 是利用阻尼器本體的慣性力來減震，當結構物震動時，TMD 會產生與結構物反向的晃動，使結構物的震動減緩，TMD 的自然頻率與阻尼比是兩個影響減震效果的主要因素，過大的阻尼比不僅無法產生減震效果，還會增加結構物的負載；阻尼比過小可能會使結構物產生額外的晃動，因此必須根據結構物設計使其阻尼比達到最佳，且 TMD 之自然頻率需與結構物自然頻率一致，才能達到理想的減震功效 [17]。

在被動控制式阻尼器當中，除了 TMD 之外，還有諧調液體阻尼器 (Tuned Liquid Damper, 簡稱 TLD)，TLD 啟發於 1950 年，當時為了穩定船隻或航空載具，於液體水槽中架設擋板以減少液體晃動 [21]。爾後，TLD 的理論基礎與結構控制



之應用自 1980 年開始發展 [4]，實務上常應用於長週期之高層結構物抵抗風力侵擾，如美國舊金山摩天大樓、日本新橫濱王子飯店等建築。TLD 是由水槽與水槽內部液體所構成，主要是利用液體在水槽中產生沖激行為時，對水槽側壁產生不同的壓力差，若把水槽固定在一結構物上時，水槽四周因不同的壓力分佈，將會產生一個水平方向的合力，對結構產生作用，若液體的沖激行為與主結構的自然週期達到「諧調」的情況時，此水槽便可成為一諧調液體阻尼器，將可對結構產生減震的效果 [47]。相較於 TMD，TLD 有構造簡單、容易安裝、經濟環保、維護費用較低並同時兼具遊憩或消防用途 [44]，且具高度適應性，可透過改變水槽尺寸或槽內液體來調整阻尼參數，使其達到最佳的減震效果，因此具有高度發展潛力的消能減震裝置。然而傳統的清水 TLD 比起 TMD 有阻尼不足的缺點，因此相關研究便著重於透過在水槽內增設粗糙表面、隔板或垂直格柵 [24]，並透過調整格柵的孔隙率、放置位置、放置數量與水槽的幾何形狀等方式使 TLD 的減震效果可以近似等效的 TMD [29]，並達到最佳阻尼設計。

除了加入格柵，在水槽中加入多孔材質可以有效的抑制水槽內液體的震盪行為 [1]，也可以增加 TLD 的液體阻尼，提升整體阻尼器成效 [32]，在水槽中裝置多孔材質之諧調液體阻尼器，稱為多孔材質諧調液體阻尼器 (Porous Media Tuned Liquid Damper, 簡稱 PMTLD)。PMTLD 的優勢在於其自然頻率與多孔材質之孔隙率、液體密度、滲透係數、液體黏滯係數、水槽幾何尺寸、槽內水深有關，且液體阻尼與多孔材質的滲透係數、孔隙率、液體密度、液體黏滯係數有關，相關物理參數皆具可調性，因此有機會同時兼顧諧調頻率與最佳阻尼比 [33]。

沖激行為是一種容器內液體因受到外力激盪所產生的自由液面之運動現象。它在油氣或液體等工程技術領域有廣泛的應用與探討，當液體的振動頻率接近於儲存容器系統時，會有共振的情形發生，巨大的晃蕩所產生的動態壓力可能會導致結構失衡甚至損壞。由於液體儲存槽在土木、機械、海洋、核能與航太工程中

的應用廣受重視，過大晃動所引發之損壞可能造成生命及財產損失遠比槽體本身的價值和其中之液體還要昂貴 [43]。



為了避免液態容器系統因沖激而失效，許多研究致力於液體沖激特性及其所造成之影響。在初期，於儲存槽內安裝擋板被認為是抑制液體沖激行為的有效手段 [2]。此後，出現了大量相關研究，其中許多方法已被用於改善各種槽體中的沖激問題，如 Gavriilyuk[19] 與 Choudhary[11] 等人在圓柱形容器中運用環形擋板來解決液體的沖激問題;Xue[41] 等人或運用固體擋板的圓柱形和立方體水槽之沖激實驗;Celebi[6] 與 Wang[34] 等人使用流體體積法 (VOF) 與有限體積法 (FVM) 評估在帶有固體擋板槽內之沖激現象;Degtyarev[14]、Ebrahimian[16] 與 Sygulski[28] 等人使用邊界元素法應用於實體擋板的圓柱形或矩形槽內之沖激行為;Wang[37] 等人在帶有固體擋板的圓柱形液體儲存槽應用有限元素法解決液體之沖激問題。

然而，因共振所引發的液體沖激，作用在擋板上的動態力通常很大，因此透過使用多孔擋板取代固體擋板可以極大降低動態力 [10]。多孔材質結構通常用於海岸工程以消散多餘之之波浪能 [25]。由於多孔材質結構在海洋工程中的廣泛應用，且與柵欄相比，多孔材質有更好的阻尼控制、模擬效果與阻尼設計等優點，因此有些研究開始著手將多孔擋板應用於液體沖激問題中，如垂直多孔擋板可以顯著抑制晃動動能，並且較小的孔隙率可以顯著改變液體的共振頻率 [15]。Cho 等人運用邊界元素法、實驗和特徵函數以研究垂直和水平多孔擋板對矩形槽內液體沖激影響，結論表明，由於共振激盪，作用在固體擋板上的動態力非常大，而具有最佳孔隙率的多孔擋板可以極大地降低作用在擋板上的動態力以及作用在整個槽體系統上的動力 [9]、[10]。此外，透過比例邊界有限元素法 (SBFEM) 提出具有圓形或弧形多孔結構的圓柱儲存槽中理想液體沖激行為之解析解，結果表示，多孔結構的半徑和孔隙率對液體沖激力有顯著影響 [42]。



1.4 論文架構

本文將多孔材質諧調液體阻尼器置於一單自由度結構物上，並運用振動台輸出各式地表振動，以得到結構系統與 PMTLD 槽內液體之穩態動力行為，並針對實驗來分析 PMTLD 之特性與成效。本文分為五個章節，內容概況如下所述：

第一章: 序論

本章包含研究背景、研究動機及目的、文獻回顧與本文架構。

第二章: 基本理論

介紹阻尼器之作用機制與背景理論，以及諧調質量液體阻尼器之相關文章蒐集與探討。

第三章: 實驗架構

介紹本研究之實驗配置與方法、實驗器材，及相關試驗步驟。

第四章: 實驗結果與討論

依據摩擦力與自由振動試驗之結果所得的單擺與水槽等背景資料，藉由簡諧振動試驗之結構頻率響應曲線以得出符合最佳設計之 PMTLD 配置，再以多個地震歷時來驗證與分析結構物在最佳設計下之特性與成效。

第五章: 結論與未來展望

統整本研究之結果並進行總結，再進一步對實驗中可改善之處進行建議，提供後續研究發展建議。



第二章 基本理論

2.1 質量阻尼器之動力行為

為了瞭解 TMD 之運動情形，首先可將其簡化成一個由阻尼器與結構物組成之雙自由度質量-阻尼-彈簧 (MCK) 系統，如圖 2.1，並可將其表示成在結構主系統上外加一個 TMD 阻尼器系統， m_1 、 k_1 、 c_1 、 $f_1(t)$ 所代表的便是主系統之質量、勁度、阻尼與外力，而 m_2 、 k_2 、 c_2 、 $f_2(t)$ 為 TMD 系統之質量、勁度、阻尼與外力， $y_1(t)$ 與 $y_2(t)$ 則為 m_1 和 m_2 之位移。

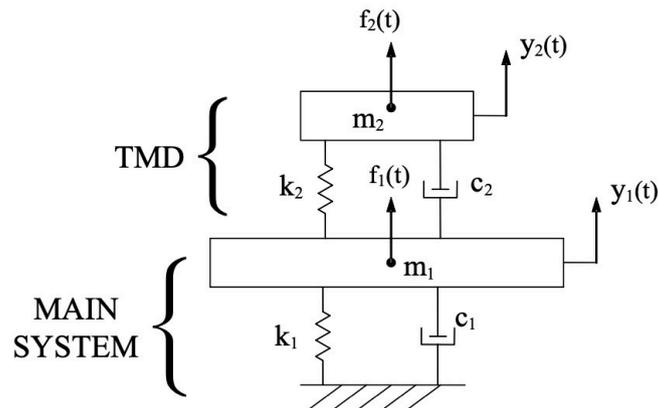


圖 2.1: TMD 與單自由度系統 [49]

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{y}_1 \\ \ddot{y}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_1 + c_2 & -c_2 \\ -c_2 & c_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{y}_1 \\ \dot{y}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} y_1 \\ y_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_1 \\ f_2 \end{Bmatrix} \quad (2.1)$$

對這個雙自由度系統分別施加外力 f_1 與 f_2 ，可將其運動情形以矩陣的形式表達如式 (2.1)。若當 $f_1(t)$ 和 $f_2(t)$ 為作用在系統上之簡諧外力，則外力 f_1 與 f_2 之表達式可以寫成：



$$\begin{Bmatrix} f_1 \\ f_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_0 \\ F_r + iF_i \end{Bmatrix} e^{i\omega t} \quad (2.2)$$

上式 (2.2) 中 F_0 、 F_r 與 F_i 均為實數， ω 則為外力振頻。若假設 f_1 與 f_2 之外力頻率相同時，則系統位移 y_1 與 y_2 之穩態簡諧反應可寫成：

$$\begin{Bmatrix} y_1 \\ y_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} Y_1 \\ Y_2 \end{Bmatrix} e^{i\omega t} \quad (2.3)$$

上式 (2.3) 中 Y_1 與 Y_2 為系統之複數振幅，將其與式 (2.2) 一同代入系統運動方程式 (2.1) 可得：

$$\begin{bmatrix} (-m\omega^2 + k_1 + k_2) + i\omega c_2 & -(k_2 + ic_2\omega) \\ -(k_2 + ic_2\omega) & (-m_2\omega^2 + k_2) + ic_2\omega \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Y_1 \\ Y_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_0 \\ F_r + iF_i \end{Bmatrix} \quad (2.4)$$

進一步將阻尼器假設為被動式諧調質量阻尼器，因此並不會對阻尼系統施加外力 $f_2(t)=0$ ，即 $F_r = F_i = 0$ ，則 TMD 之穩態簡諧反應 Y_1 及 Y_2 如下式 (2.5) 與 (2.6)[49] 所示：

$$\frac{Y_1}{\delta_{st}} = \frac{(f^2 - \beta^2) + i(2\xi_2 f \beta)}{[(1 - \beta^2)(f^2 - \beta^2) - \mu f^2 \beta^2] + i\{2\xi_2 f \beta[(1 - \beta^2) - \mu \beta^2]\}} \quad (2.5)$$

$$\frac{Y_2}{\delta_{st}} = \frac{f^2 + i(2\xi_2 f \beta)}{[(1 - \beta^2)(f^2 - \beta^2) - \mu f^2 \beta^2] + i\{2\xi_2 f \beta[(1 - \beta^2) - \mu \beta^2]\}} \quad (2.6)$$

而上式中： $\delta_{st} = \frac{F_0}{K}$ = 系統之靜位移 (Static Displacement)、 $f = \frac{\omega_2}{\omega_1}$ = TMD 與系統之自然頻率比、
 $\beta = \frac{\omega}{\omega_1}$ = 外力頻率比、 $\mu = \frac{m_2}{m_1}$ = 質量比、 ξ_2 = 阻尼器之阻尼比。



其中式 (2.5) 與 (2.6) 所示之振幅 Y_1 及 Y_2 皆為複數，其右邊之分子與分母也皆為複數，因此將分子與分母乘上其對應之共軛複數，即得穩態簡諧位移 $y_1(t)$ 及 $y_2(t)$ 之實數振幅如下式：

$$D_1 \equiv \frac{|Y_1|}{\delta_{st}} = \sqrt{\frac{(f^2 - \beta^2)^2 + (2\xi_2 f \beta)^2}{[(1 - \beta^2)(f^2 - \beta^2) - \mu f^2 \beta^2]^2 + [2\xi_2 f \beta(1 - \beta^2 - \mu\beta^2)]^2}} \quad (2.7)$$

$$D_2 \equiv \frac{|Y_2|}{\delta_{st}} = \sqrt{\frac{f^4 + (2\xi_2 f \beta)^2}{[(1 - \beta^2)(f^2 - \beta^2) - \mu f^2 \beta^2]^2 + [2\xi_2 f \beta(1 - \beta^2 - \mu\beta^2)]^2}} \quad (2.8)$$

式 (2.7) 中 D_1 代表主系統之動力放大係數 (Dynamic Magnification Factor)，而式 (2.8) 之 D_2 代表 TMD 之動力傳遞係數 (Dynamic Transmissibility)。則 TMD 之相關設計便可透過主系統動力放大係數 D_1 與頻率比所繪之曲線，如圖 2.4 所示，以判斷阻尼成效 [49]。

Hartog's 設計準則 [22] 是基於結構在簡諧外力 $f_1(t)$ 的作用下，假設結構之阻尼係數 $c_1=0$ ，以推導出附加 TMD 之結構系統在頻率域反應最小化的表達式。TMD 之設計參數主要有 m_2 、 k_2 和 c_2 ，其中 TMD 之質量一般均先預設，如假設 $\mu=0.02$ 即表示 TMD 之質量 m_2 為主系統質量 m_1 的 2%。在 TMD 最佳設計的條件下， m_2 太小則會導致減震效果不佳，因為 m_1 及 m_2 反應之 D_1 及 D_2 值會過大， m_2 太大則不具經濟實惠性。因此一般 TMD 之 $\mu=1\% \sim 10\%$ ，視不同用途與設計而定，一般高樓結構所用之 TMD 均設置在屋頂或頂樓， μ 值約取結構有效質量之 1~2% 左右。

TMD 之彈簧係數 k_2 為設計之第二個參數，設計上一般 TMD 之自然頻率 ω_2 約等於主系統之自然頻率 ω_1 ，即 $\omega_1=\omega_2$ 。故 TMD 勁度值之設計可參照 $\omega_1=\omega_2$ ，而一般 ω_2 略小於即 ω_1 ，而且與 TMD 之質量比 μ 有關， μ 愈小， ω_2 愈接近 ω_1 。此

外，TMD 之諧調頻率比 f_t 係為 TMD 之自然頻率 ω_2 與主系統之自然頻率 ω_1 的比值，因此 f_t 可由質量比 μ 與勁度比 k 來表示：

$$f_t = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \sqrt{\frac{k}{\mu}} \quad (2.9)$$

上式中 $k = \frac{k_2}{k_1}$ = 阻尼器與結構系統之勁度比。若將上式 (2.9) 帶入以下諧調頻率比與質量比之關係式：

$$f_t = \frac{1}{1 + \mu} \quad (2.10)$$

可得 TMD 之質量比 μ 與勁度比 k 之關係式：

$$\mu^2 + (2 - \frac{1}{k})\mu + 1 = 0 \quad (2.11)$$

上式之兩個根分別是：

$$\mu_{1,2} = \frac{1}{2} \left\{ \left(\frac{1}{k} - 2 \right) \pm \sqrt{\left(\frac{1}{k} - 2 \right)^2 - 4} \right\} \quad (2.12)$$

當 $1/k < 4$ 時， μ_1 及 μ_2 均為一複數根；倘若 $1/k > 4$ 時 μ_1 唯一收斂實根， μ_2 則為一發散實根。故 μ 有收斂實根之條件式如下式 (2.13)，且 μ_1 及 μ_2 與 $1/k$ 之關係式如下圖 2.2 與圖 2.3 所示，因此可知 TMD 之質量上限 $\mu \leq 1$ 。

$$k = \frac{\mu}{(1 + \mu)^2} \leq \frac{1}{4} \quad (2.13)$$

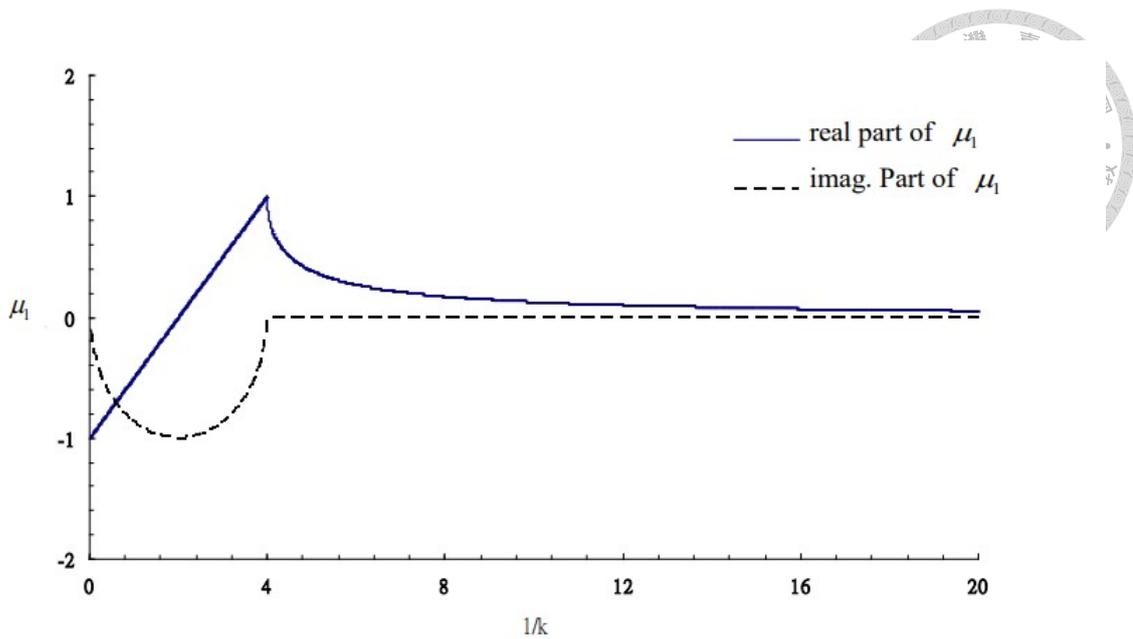


圖 2.2: 阻尼器質量比 μ_1 與勁度比關係圖 [49]

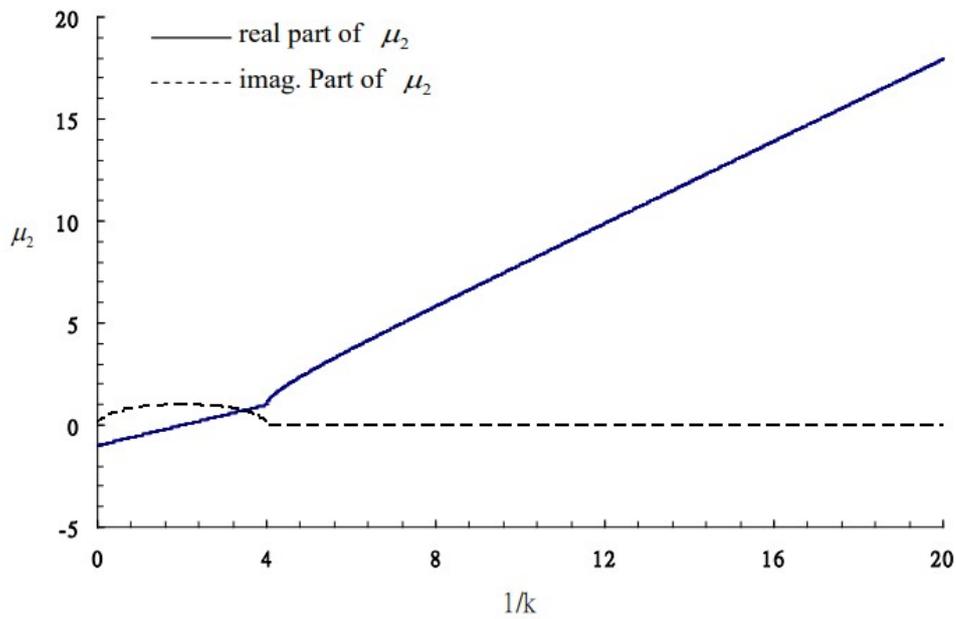


圖 2.3: 阻尼器質量比 μ_2 與勁度比關係圖 [49]

TMD 之阻尼係數 c_2 (或阻尼比 ξ_2) 為設計之第三個參數，如果 ξ_2 很大，則表示 TMD 與系統間之相對運動受 TMD 之阻尼 c_2 約束，甚至無法與系統產生相對運動，如圖 2.1 所示之兩個自由度系統，其實只有一個自由度 $y_1(t)$ ，TMD 幾乎沒

有作用，因此在共振時，主系統之 D_1 值會非常大。如果 ξ_2 很小，則表示 TMD 會與主系統間有相對運動，因為 $\xi_1=0$ 及 ξ_2 很小，所以式 (2.7) 所示之 D_1 值會有兩個極值，分別在主系統 ω_{n1} 及 ω_{n2} 處附近出現，而在共振頻率時會有波谷出現 [49]。

2.2 最佳阻尼比 (Optimal Damping Ratio)

在任何用於制振的控制裝置設計中，目標便是提供最佳的阻尼器參數以使其效率最大化。TMD 的主要設計參數為其調諧頻率比 f_t 和阻尼比 ξ_0 ，另一個設計參數為質量比 μ ，這通常是透過實驗或實務設計來確定的 [20]。因此有許多研究致力於 TMD 之相關性能參數，Den Hartog & Pieter [22] 基於正弦波激振的無阻尼系統之位移響應的最小化，推導出了 TMD 的最佳調諧頻率比和阻尼比之表達式；Randall [27] 等人進一步透過數值優化程序來評估在考慮結構阻尼的情形下，TMD 之最佳參數；Thompson [30] 為具有 TMD 的阻尼結構系統之諧調頻率比進行優化，並藉由諧調頻率比之最佳解析得出阻尼比；Warburton [39] 以簡諧與隨機激振對帶有 TMD 的輕阻尼結構系統進行數值研究，並根據不同質量比和阻尼比得出對應的優化公式；Fujino 和 Abe [17] 透過微擾技術推導出最佳 TMD 參數，在低阻尼結構與質量比 μ 小於 0.02 的情形下，其參數公式具有相當的準確度。因此在一般阻尼系統的情況下，最佳的 TMD 參數須通過數值、實驗或經驗表達式進行深入評估。

若 TMD 之質量比 μ 為已知，則 $D_1(\beta)$ 曲線的固定點 (Fixed points) 座標系為頻率比 f 之函數，假設兩固定點縱座標相等時，即 $D_1(\beta_1) = D_2(\beta_2)$ ，可得 f ，則該頻率比 f 稱為諧調頻率比 (Tuned Frequency Ratio)。若 TMD 在諧調頻率之條件下，兩個固定點之座標僅與 TMD 質量比 μ 有關。如圖 2.4 所示，不論 ξ_2

值如何，不同 ξ_2 之 $D_1(\beta)$ 曲線皆會通過兩個固定點， $D_1(\beta)$ 曲線如式 (2.7) 所示，若將頻率比 f 以諧調頻率比 f_t 帶入，即 $f = f_t$ ，則兩個固定點座標便會相等，且如果有一 ξ_2 使 $D_1(\beta)$ 曲線之兩個波峰恰好在固定點上或其附近，則在頻域範圍內可得一個相對較小 (或最小) 的值，此 ξ 值稱之為最佳阻尼比 (Optimal Damping Ratio) ξ_0 。 ξ_2 值太小或太大，都無法使主系統在頻域範圍內有反應最小值，所以當有一個適當 ξ_2 值會使式 (2.8) 中 D_1 值最小，這個 ξ_2 值則便為 TMD 最佳阻尼比 ξ_0 。以下分別是 Hartog's [22] 與 Jacquot's [23] 最佳阻尼比計算公式。

Den Hartog's Method:

$$\xi_0 = \sqrt{\frac{3\mu}{8(1+\mu)}} f_t = \frac{1}{1+\mu} \quad (2.14)$$

Jacquot's Method:

$$\xi_0 = \sqrt{\frac{\mu(1+\frac{3}{4}\mu)}{4(1+\mu)(1+0.5\mu)}} f_t = \frac{\sqrt{1+0.5\mu}}{1+\mu} \quad (2.15)$$

參閱文獻中 [49] 的假設，當 TMD 有最佳阻尼比 $\xi_2=\xi_0=0.060933$ 時，圖 2.4 裡 $D_1-\beta$ 曲線最平緩，且極值也較小，表示主系統反應 (D_1 值) 在整個頻域範圍內為最小，即滿足 Hartog's method 之設計準則。由圖 2.5 所示之 $D_2-\beta$ 曲線，當 $\xi_2=\xi_0$ ，TMD 在最佳阻尼比時，TMD 在頻域的反應也較平緩，且 D_2 最大值也較小，因此 TMD 設計符合設計準則時，主系統反應 $D_1(\beta)$ 為最佳情況，此時 TMD 振動量 $D_2(\beta)$ 值也相對較小。

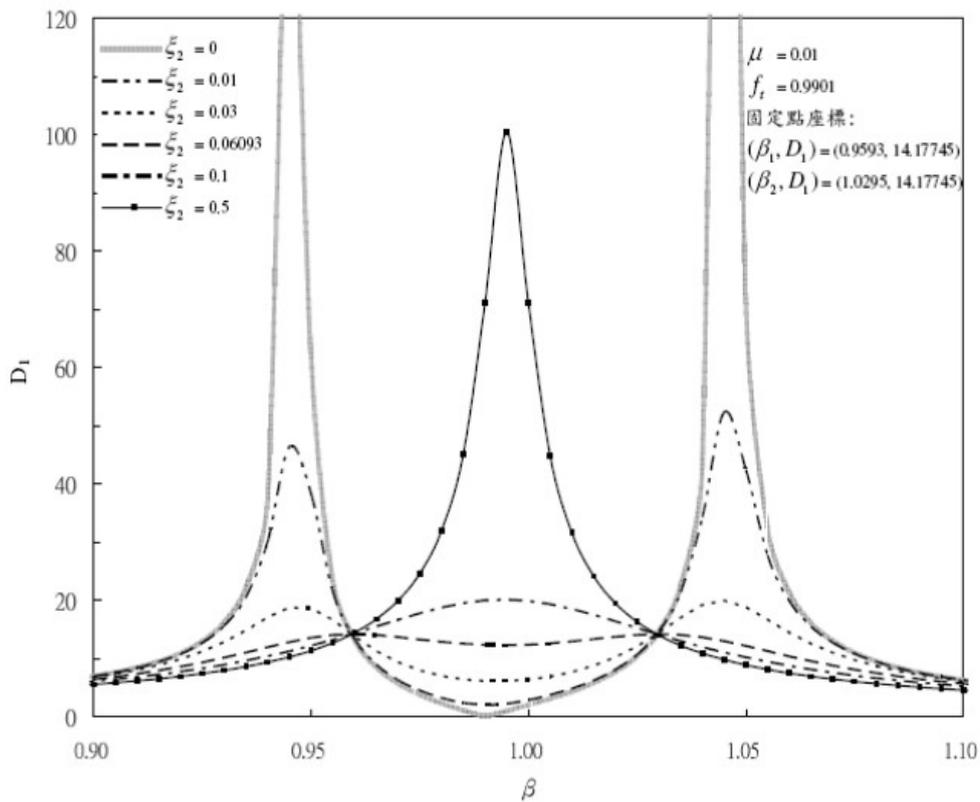


圖 2.4: 不同阻尼比之主系統動力放大係數曲線圖 [49]

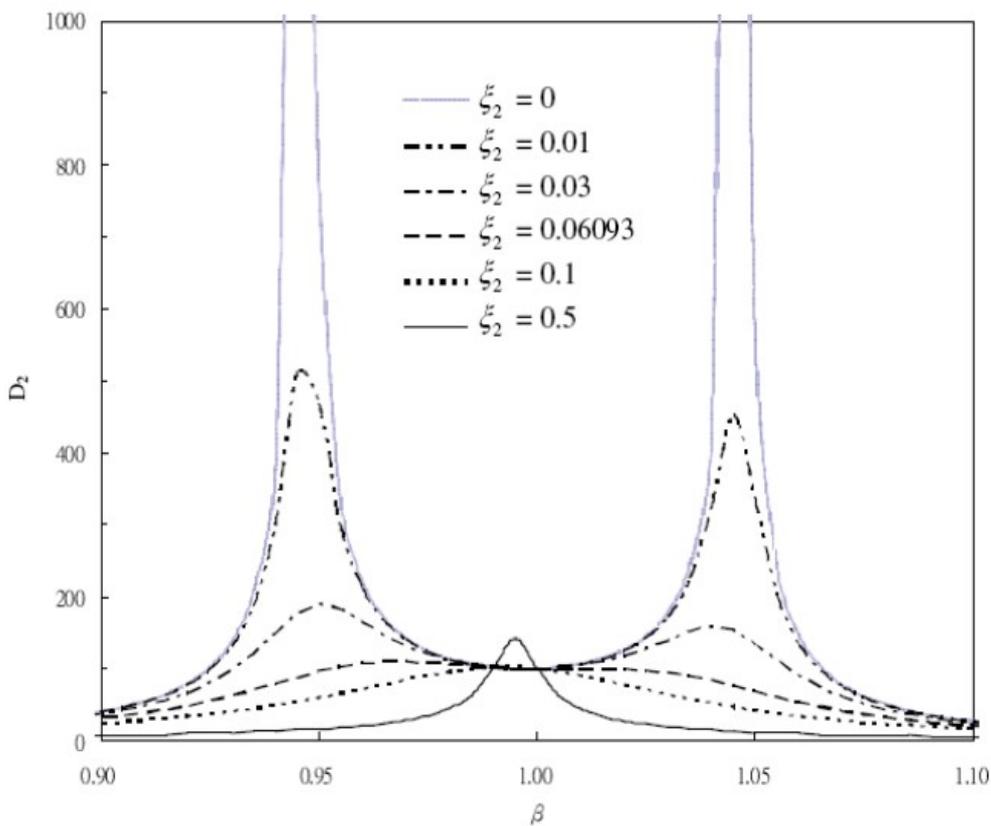


圖 2.5: 不同阻尼比之阻尼器動力傳遞係數曲線圖 [49]

2.3 液體阻尼器水槽內液體之控制方程與邊界條件

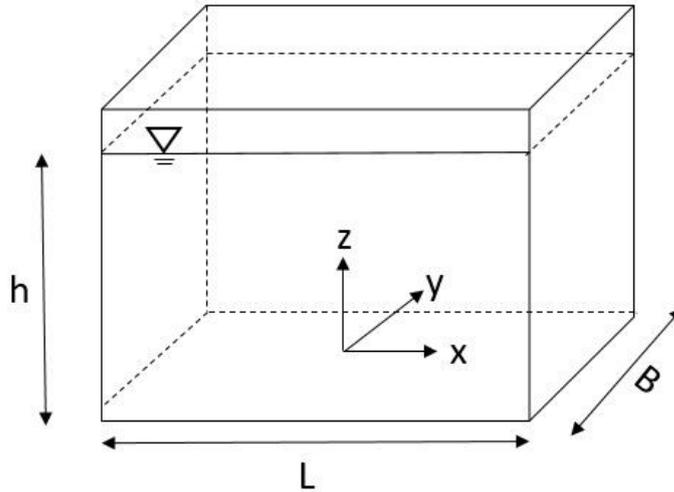


圖 2.6: 水槽示意圖

為了解 TLD 水槽內液體的動力特性，以利後續實驗設計，因此本段使用 Tsao and Hwang[32] 所建立之多孔材質流場理論，透過控制方程與邊界條件推導出齊性解，求得槽內液體之自然頻率作為設計依據。考慮矩形水槽之尺寸，長為 L 、寬為 B 、高為 H 及水深為 h ，假設水槽內部的流體是非旋流且為不可壓縮流，將均質的多孔材質置於水槽中，假設多孔材質與水槽皆為剛體，則此流場之連續方程式與 [13] 動量方程式可以表示為 [26]:

$$\nabla \cdot \vec{u} = 0 \quad (2.16)$$

$$\rho \left[\frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + (\vec{u} \cdot \nabla) \vec{u} \right] = -\nabla P + \nabla P_d + \rho \vec{g} \quad (2.17)$$

式 (2.17) 中， ρ 為流體密度， ∇P 為壓力梯度， ∇P_d 為流體因為流經多孔材質所產生的壓力損失， \vec{u} 為滲流速度，即流體在介質中的真實速度，由達西定律可知，

當流體流經多孔材質，多孔材質對流體的摩擦力為線性阻尼之效果，流體之壓力損失會正比於流體相對於多孔材質的速度。根據達西定律，式 (2.17) 中 ∇P_d 可表示為：

$$\nabla P_d = -\frac{\mu\gamma}{\kappa}(\vec{u} - \vec{v}) \quad (2.18)$$

其中， μ 為流體動力黏滯係數、 γ 與 κ 為多孔材質之孔隙率和滲透係數、 \vec{v} 為水槽之速度， $\vec{u} - \vec{v}$ 即為流體相對於多孔材質之速度。將 (2.18) 式代入 (2.17) 中，可得完整之動量方程：

$$\rho\left[\frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + (\vec{u} \cdot \nabla)\vec{u}\right] = -\nabla P - \frac{\mu\gamma}{\kappa}(\vec{u} - \vec{v}) + \rho\vec{g} \quad (2.19)$$

隨著滲流速度 \vec{u} 增加，流體由於固體障礙物的阻力與表面摩擦產生之阻力相當時，可將上式改寫成 [26] 下式 (2.20)，其中 c_F 為透過實驗所決定的無因次常數，其值大多介於 0.1-0.55 之間 [4]、[40]。

$$\nabla P_d = -\frac{\mu\gamma}{\kappa}(u - v) - \frac{c_F\gamma\rho}{\sqrt{\kappa}}|u - v|(u - v) \quad (2.20)$$

接著在邊界條件方面，由於液體假設為不可壓縮流，因此其運動邊界條件與動力邊界條件可分別表示為式 (2.21) 與式 (2.22)[26]:

$$\frac{DR}{Dt} = u, \text{ on the free surface} \quad (2.21)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + (u \cdot \nabla)u = g - \gamma\alpha(u - v) - \gamma\beta|u - v|(u - v), \text{ on the free surface} \quad (2.22)$$

上式 (2.21) 中的 R 是自由液面水粒子的位置，而式 (2.22) 中所提及之 $\alpha = \mu/\kappa\rho$ 和

$\beta = c_F/\sqrt{\kappa}$ 是材料有關的係數。由於大氣壓力在式 (2.17) 中可以簡化為零，因此可以將水槽的固態邊界簡化為：

$$u_N = v_N, \text{ on the bottom and walls} \quad (2.23)$$

上式 (2.23) 中，N 表示為液體邊界的法線方向，而 v_n 和 u_n 分別是水粒子在邊界上的速度和法線向量。由於水槽內的流體為非旋性之理想流體，故流體之速度勢函數 ϕ 與水槽之速度勢函數 ψ 可以分別定義為 [5]:

$$\vec{u} = \nabla\phi \quad (2.24)$$

$$\vec{v} = \nabla\psi \quad (2.25)$$

當水槽進行水平運動時，由於水槽底部與壁面的液體質點為不可穿透底部且假設水槽壁面為剛體，故邊界條件可表示為：

$$\frac{\partial\phi}{\partial z}(x, 0, t) = 0 \text{(水槽底部)} \quad (2.26)$$

$$\frac{\partial\phi}{\partial x}\left(\pm\frac{L}{2}, z, t\right) = v_n \text{(水槽壁面)} \quad (2.27)$$

上式 (2.27) 中 V_n 為垂直水槽壁面方向的速度，另定義自由液面的高度為 $z=\eta(x,y,t)$ ，且 η 為水面至平均自由液面的垂直距離。假設自由液面上之液體質點在激盪中不脫離液體表面，則自由液面則滿足運動邊界條件 (Kinematic Boundary Condition)，其運動邊界條件可表示為：

$$\frac{D}{Dt}(z - \eta) = 0 \text{(自由液面)} \quad (2.28)$$

由式 (2.19) 之動量方程式可推導自由液面之動力邊界條件 (Dynamic Boundary Condition)，以表示為 [32]：

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} + \frac{1}{2} \nabla \phi \cdot \nabla \phi + \gamma \alpha (\phi - \psi) + g \eta = 0 \text{ (自由液面)} \quad (2.29)$$

其中多孔材質阻尼因子 α 定義為 $\alpha = \frac{\mu}{\kappa \rho}$ ，若假設大氣壓力為零、自由液面滿足線性波理論且忽略二次項並對時間微分後可得：

$$\frac{\partial^2 \phi}{\partial t^2} + \gamma \alpha \left(\frac{\partial \phi}{\partial t} - \frac{\partial \psi}{\partial t} \right) + g \frac{\partial \phi}{\partial z} = 0 \quad (2.30)$$

當水槽靜止時 ($\psi=0$)，由拉普拉斯方程與邊界條件式可求得滿足條件的速度勢：

$$\phi_n(x, z, t) = D_n \sin a_n x \cosh a_n z e^{s_n t}, n = 0, 1, 2, 3 \dots \quad (2.31)$$

其中 D_n 為不定常數，其由振動之初始條件決定，而 $a_n = \frac{(2n+1)\pi}{L}$ 。若將式 (2.31) 帶入式 (2.30) 可得：

$$D_n [s_n^2 \cosh a_n h + s_n \gamma \alpha \cosh a_n h + g a_n \sinh a_n h] \sin a_n x e^{s_n t} = 0 \quad (2.32)$$

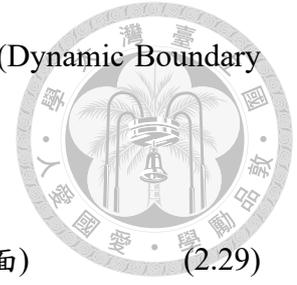
求解 s_n 可得：

$$s_n = \frac{-\gamma \alpha}{2} \pm \sqrt{\frac{\gamma^2 \alpha^2}{4} - g a_n \tanh a_n h} \quad (2.33)$$

因考慮多孔材質諧調液體阻尼器系統為欠阻尼 (Under Damping) 狀態，因此式 (2.32) 可以寫成：

$$s_n = \frac{-\gamma \alpha}{2} \pm i \sqrt{g a_n \tanh a_n h - \frac{\gamma^2 \alpha^2}{4}} \quad (2.34)$$

將式 (2.34) 帶回式 (2.31) 可得速度勢，取實部後，其中 ω_{dn} 為阻尼頻率，可表示





為：

$$\omega_{dn} = \sqrt{ga_n \tanh a_n h - \frac{\gamma^2 \alpha^2}{4}} = \sqrt{\omega_n^2 - \frac{\gamma^2 \alpha^2}{4}}, n = 0, 1, 2, \dots, \infty \quad (2.35)$$

若忽略多孔材質的阻尼影響後，水槽內液體產生的頻率便可如下式 (2.36) 所示 [13]，因此便能透過水槽尺寸與水深等資料得到液體之自然頻率，以利後續實驗設計。

$$\omega_n = \sqrt{ga_n \tanh a_n h}, n = 0, 1, 2, \dots, \infty \quad (2.36)$$

另外，水槽內液體之暫態波高可藉由將速度勢代入自由液面邊界條件求得，代入後可得波高 η_n 為：

$$\eta_n(x, t) = D_n \sin a_n x \sinh a_n \frac{1}{s_n} e^{s_n t} \quad (2.37)$$

在水槽靜止的情況 ($\psi=0$)，第 n 振態沖激對槽壁所產生的水平作用力，即為左右邊槽壁壓力差積分之結果：

$$F_n = \gamma \int_0^h [P_n(\frac{L}{2}, z, t) - P_n(-\frac{L}{2}, z, t)] dz \quad (2.38)$$

其中，因槽壁接觸到液體的面積占整個槽壁面積之 γ 倍，因此乘上 γ 。透過速度勢可求得液體壓力，再將液體壓力代入式 (2.38) 可得槽壁受力：

$$F_n = \left\{ \frac{-2\gamma\rho}{a_n} \sinh a_n h e^{-\frac{\gamma\alpha}{2}t} \left[\left(-A_n \frac{\gamma\alpha}{2} - B_n \omega_{dn} \right) \cos \omega_{dn} t + \left(B_n \frac{\gamma\alpha}{2} - A_n \omega_{dn} \right) \sin \omega_{dn} t \right] \right. \\ \left. - \left\{ \frac{2\gamma^2 \rho \alpha}{an} \sinh a_n h e^{-\frac{\gamma\alpha}{2}t} (A_n \cos \omega_{dn} t - B_n \sin \omega_{dn} t) \right\} \right\} \quad (2.39)$$

上式 (2.39) 中等號右邊第一個大括弧內為局部加速度所造成之作用力，第二個大括弧內代表液體與多孔材質摩擦所造成之作用力。若不考慮式中液體與多孔材質

摩擦之作用力，液體對槽壁的作用力可簡化為：

$$F_n = \frac{-2\gamma\rho}{a_n} \sinh a_n h e^{-\frac{\gamma\alpha}{2}t} (C_n \cos \omega_{dn} t + D_n \sin \omega_{dn} t) \quad (2.40)$$



接著考慮 PMTLD 水槽內液體的穩態沖激行為，假設當水槽受水平方向的簡諧激振時，水槽的位移變化可表示為：

$$x_t(t) = A \sin \omega t \quad (2.41)$$

其中，A 為地表振幅， ω 為外力頻率。水槽的速度勢可表示為：

$$\psi = A \omega x \cdot \cos \omega t \quad (2.42)$$

由拉普拉斯方程式與水槽之邊界條件，可求出穩態時流體之速度勢 [13]：

$$\psi = A \omega x \cos \omega t + A \sum_{n=0}^{\infty} (D_{1n} \cos \omega t + D_{2n} \sin \omega t) \sin a_n x \cos a_n z \quad (2.43)$$

上式中等號右邊第一項與式 (2.42) 相同，即為水槽之速度勢，第二項為液體相對於水槽之速度勢。將上式代入自由液面邊界條件式 (2.30)，可得係數 D_{1n} 與 D_{2n} [31]：

$$D_{1n} = \frac{p_n \omega^3}{p_n^2 + q^2} \frac{4(-1)^n}{a_n^2 \cosh a_n h} \quad (2.44)$$

$$D_{2n} = \frac{q \omega^3}{p_n^2 + q^2} \frac{4(-1)^n}{a_n^2 \cosh a_n h} \quad (2.45)$$

接著液體對矩形水槽的水平作用力 F_p 沿著 x 方向的合力可表示為:

$$F_p = \gamma\rho \int_0^h \int_0^B \int_{-L/2}^{L/2} \left[\frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial \varphi}{\partial x} \right) \right] dx dy dz = -A\gamma\rho L B h \omega^2 \sin\omega t + A\gamma B \rho \sum_{n=0}^{\infty} \frac{8}{a_n^3 L} \frac{\tanh a_n h}{p_n^2 + q^2} (-p_n \omega^4 \sin\omega t + q \omega^4 \cos\omega t) \quad (2.46)$$

通常在實驗中， ω 會等於 ω_0 ，為了後續便於建立等效模型，因此不考慮液體與多孔材質產生之摩擦力，可將液體對水槽的作用力簡化如上式 (2.46)。

2.4 液體等效機械模型

多孔材質諧調液體阻尼器之動力行為可利用等效機械模型來描述 [32]，以無限多組的質量-彈簧-阻尼系統來描述 PMTLD 水槽內液體動力行為反應，每一子系統將分別對應到各振態之液體動力行為，使質量-彈簧系統與真實情況之液體動力特性相符，以求解 PMTLD 之暫態與穩態之動力反應。

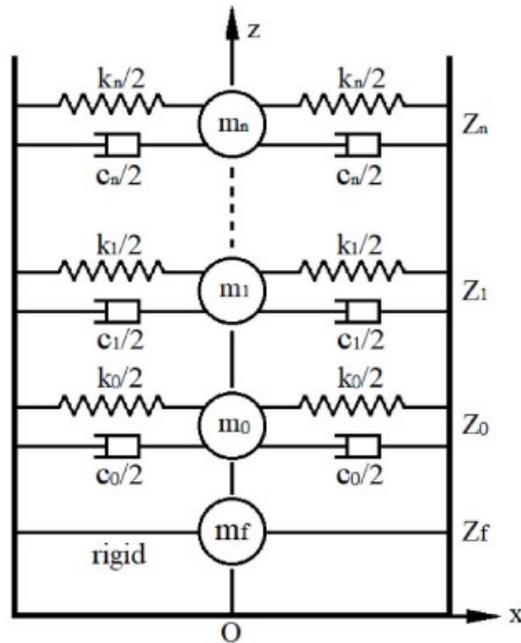


圖 2.7: 等效機械模型 [31]

圖2.7中， m_f 為固定質量，表示液體所具有的質量， Z_f 為其作用高度，其上具有無限多組的質量-彈簧-阻尼系統，代表受擾動之液體來回震盪之行為。 m_n 與 Z_n 為各模態之等效質量與其作用高度， k_n 、 c_n 為等效彈力係數與等效阻尼係數。在相同的初始條件下，當水槽受到激振時，每一振態之質量-彈簧-阻尼系統的暫態力 \bar{F}_t 與動能 \bar{E}_k 可表示為 [12]：

$$\bar{F}_t = \sum_{n=0}^{\infty} m_n \ddot{x}_n = \sum_{n=0}^{\infty} m_n B_n s_n^2 e^{s_n t} \quad (2.47)$$

$$\bar{E}_k = \sum_{n=0}^{\infty} \frac{1}{2} m_n \dot{x}_n^2 = \sum_{n=0}^{\infty} \frac{1}{2} m_n B_n^2 s_n^2 e^{2s_n t} \quad (2.48)$$

式 (2.47) 與 (2.48) 中 B_n 為受初始條件影響之常數，當系統受一簡諧激振如式 (2.41) 時，等效質量系統在穩態時對槽壁的作用力 \bar{F}_p 可表示為 [12]：

$$\bar{F}_p = (m_f + \sum_{n=0}^{\infty} m_n) \ddot{x}_g + \sum_{n=0}^{\infty} \frac{A m_n \omega^4}{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + (2\zeta_n \omega_n \omega)^2} [(\omega^2 - \omega_n^2) \sin \omega t + 2\zeta_n \omega_n \omega \cos \omega t] \quad (2.49)$$

其中 $P_n = \omega_n^2 - \omega^2$ ，自然頻率 $\omega_n = \sqrt{k_n/m_n}$ ，阻尼比 $\zeta_n = c_n/(2m_n \omega_n)$ ，且 $n=0$ 、 1 、 2 ...。若以等效機械模型來描述真實液體反應，兩者之動力反應必須等價，即 $\bar{F} = F$ ，將式 (2.49) 與式 (2.39) 比較，可分別得到等效機械模型中各振態之等效質量、勁度、阻尼比及固定質量，如下所示 [31]：

$$m_n = \frac{8\gamma\rho B}{a_n^3 L} \tanh a_n h \quad (2.50)$$

$$k_n = m_n \omega_n^2 = \frac{8\gamma\rho g B}{a_n^2 L} \tanh^2 a_n h \quad (2.51)$$



$$\zeta_n = \frac{\gamma\alpha}{2\omega_n} = \frac{\gamma\mu}{2\kappa\rho} \sqrt{\frac{L}{(2n+1)\pi g} \coth \frac{(2n+1)\pi h}{L}} \quad (2.52)$$

$$m_f = m_w - \sum_{n=0}^{\infty} m_n = \gamma\rho BLh \left[1 - \sum_{n=0}^{\infty} \frac{8}{a_n^3 L^2 h} \tanh a_n h \right] \quad (2.53)$$

上式 (2.53) 中 $m_w = \gamma\rho LBh$ ，表示水槽中的總水重。PMTLD 之動力特徵將與水深、水槽尺寸、多孔材質之滲透率、孔隙率有關，調整各參數，即可應用於 PMTLD 之動力分析當中。自由液面的線性運動邊界條件如下 [13]:

$$\frac{\partial \eta}{\partial t} = \frac{\partial \psi}{\partial z} \quad (2.54)$$

壁面的水位歷時可以透過等效質量的位移 x_n 來表示:

$$\eta = \sum_{n=0}^{\infty} \frac{4A\omega^2 \tanh a_n h}{a_n L} \left[\frac{(\omega_n^2 - \omega^2) \sin \omega t - 2\zeta_n \omega_n \omega \cos \omega t}{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + (2\zeta_n \omega_n \omega)^2} \right] = \sum_{n=0}^{\infty} \frac{4}{a_n L} \tanh a_n h \cdot x_n \quad (2.55)$$

由於等效諧調質量阻尼器係為質量-阻尼-彈簧系統，故可參考及應用諧調質量阻尼器之設計參數。在單自由度之無阻尼結構中，主要考慮質量比 μ 、諧調頻率比 f_t 、最佳阻尼比 ζ_{opt} 作為設計 TMD 之用。在一般情況下，質量比在設計之初就已決定；再者，諧調頻率比會影響結構之兩頻率響應峰值之平衡，唯有在阻尼器與結構達到諧調，也就是 $\omega = \omega_0$ ，兩反應峰值才會相等。最後，若阻尼器的阻尼過小，則消能效果不彰，使系統表現類似無阻尼之二自由度之結構，將於頻率響應函數中見到二個極大的峰值。若阻尼器的阻尼過大，主結構將無法與其產生相對運動，此時系統行為類似單自由度之結構，可於頻率響應函數中見到一極大峰值。因此，具諧調頻率比與最佳阻尼比之阻尼，將使主結構之頻率響應產生兩個相等且最小的峰值，達到最佳減震效果 [44]。

若主結構承受地表簡諧震動時，其諧調頻率比及最佳阻尼比如下所示：

$$f_t = \frac{1}{1 + \mu} \sqrt{\frac{2 - \mu}{2}} \quad (2.56)$$



$$\zeta_{opt} = \sqrt{\frac{3\mu}{4(2 - \mu)(1 + \mu)}} \quad (2.57)$$

若主結構承受地表隨機震動時，其諧調頻率比及最佳阻尼比如下所示：

$$f_t = \frac{\sqrt{1 - 0.5\mu}}{1 + \mu} \quad (2.58)$$

$$\zeta_{opt} = \sqrt{\frac{\mu(1 - \frac{1}{4}\mu)}{4(1 + \mu)(1 - 0.5\mu)}} \quad (2.59)$$

依此設計概念，結構物受到不同型態之外力條件時，可參照上述公式 [3]、[22]、[38]。雖然液體阻尼器不同於質量阻尼器，但減震相關機制大致相同，故可參考相關設計參數。



第三章 實驗架構

3.1 實驗設計與方法

本實驗使用多孔材質諧調液體阻尼器結合一單自由度結構物進行動力行為分析，將多孔材質置於矩形水槽內，槽內液體為清水，以構成 PMTLD 並置於結構平台上，接著對 PMTLD 與結構物系統施加地表簡諧外力，以求得結構物系統與 PMTLD 槽內液體之穩態反應，分析主系統位移之頻率響應峰值來判斷阻尼器之成效後，進一步再透過地震力試驗來驗證設計。實驗部分包含了自由振動試驗、摩擦力試驗、簡諧振動試驗與地震力試驗。實驗配置圖如圖3.1。

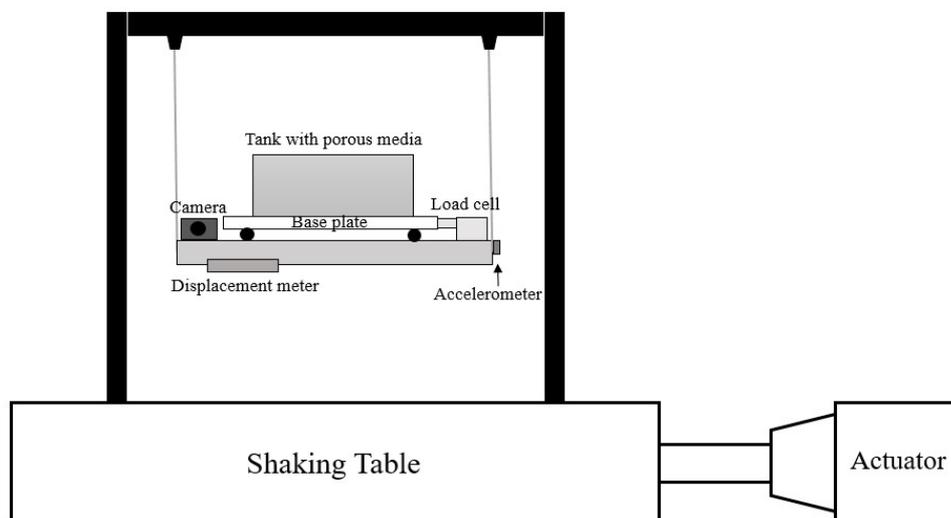


圖 3.1: 實驗配置圖

試驗所使用之單自由度結構物係為下圖3.2所示之藍色剛架結構，在剛架頂部四周透過軸承連接鋁桿以垂吊下方單擺平台，由於剛架底部固接於振動台上，因此可將其視為剛體，當鋼架結構承受外力振動時，便可有效的使振動台所輸出之地表振動傳遞至單擺平台，藉以模擬一單自由度結構承受外力激盪之相關動力行為。

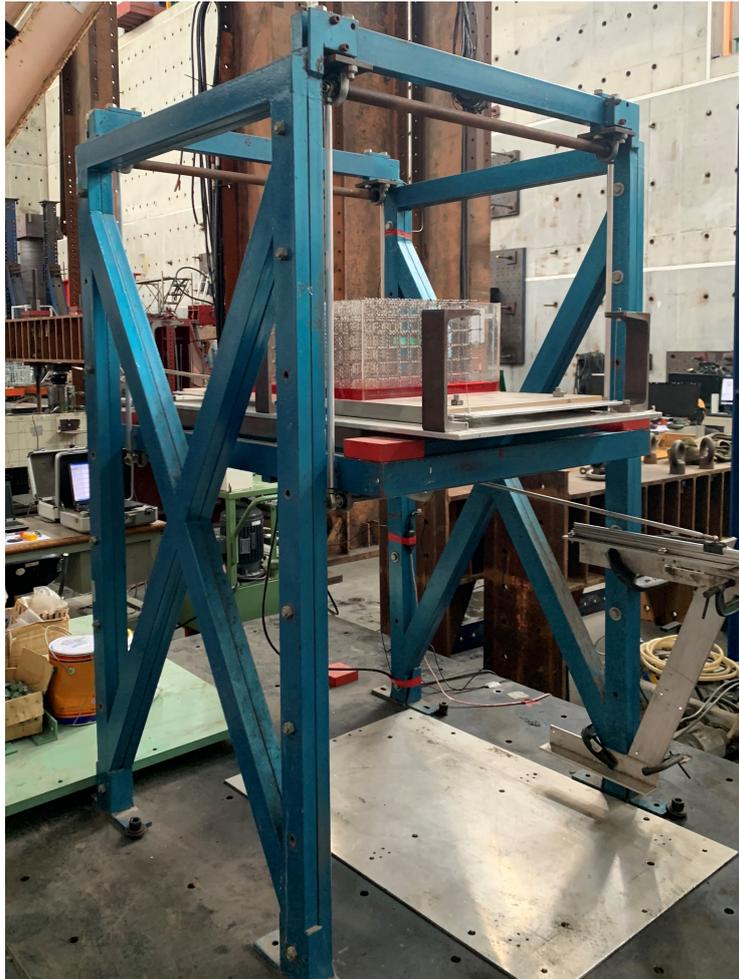


圖 3.2: 實際試驗場域配置圖

試驗中使用荷重元組件來測量作用力，組件構造為兩片鋁板、六個 C 型鋼、L 型擋板與荷重元所組成，上鋁板透過 C 型鋼上的鋼絲懸掛在下鋁板上方，以降低摩擦力，並以荷重元同時固接上下鋁板，並透過 L 型擋板導正組件之運動方向，如圖 3.3 所示，下鋁板將固接在單擺平台上，裝置多孔材質之水槽置於上鋁板上方，即構成 PMTLD，當振動台輸入簡諧訊號時，上下鋁板間的相對位移將平行於振動台所輸出的位移，荷重元即可量測到上鋁板相對於下鋁板所產生之基底剪力，但量測到之剪力可能會受到擋板影響所產生之摩擦力使得實驗值變小，因此為了得到較為準確之液體衝擊力，應詳細考慮摩擦力值大小，摩擦力之影響將在下一章節進行討論。

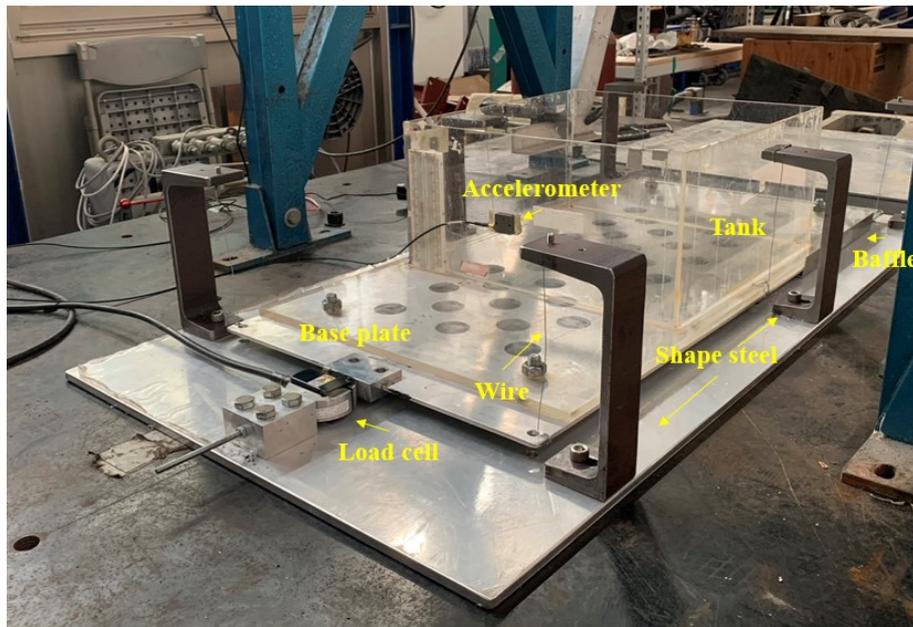


圖 3.3: 荷重元組件圖

試驗中為得到槽內液體之自由液面歷時，因此將水槽中清水加入染劑使其呈現紅色以方便測量，並架設攝影機於水槽旁，利用攝影機記錄水面之高度變化，儲存成影片，再將影片檔案以三十分之一秒的週期，轉換成相片格式，並透過分析軟體 MATLAB 之 RGB 色素範圍找出每張照片的自由液面邊界，接著再將照片之像素轉換成實際高度，以得出實際的自由液面歷時圖。以簡諧振動試驗為例，測量自由液面歷時之實驗流程如下：

1. 將染劑與清水均勻攪拌，注入槽內，使液體呈現紅色，並在待測壁面擦拭防潑水劑，以避免因水漬殘留而影響攝影品質。
2. 因裝置多孔材質易影響色素分析時之判斷，所以將多孔材質與待側水槽壁面以護背後的 A4 白紙分隔。
3. 將攝影機架設於適當位置，將直尺緊貼槽壁，作為 MATLAB 像素轉換為實際高度之依據，如圖3.4所示。
4. 以振動台施加單自由度之簡諧位移，自由液面受震盪後呈現週期性自然擺盪，以攝影機記錄自由液面的水位高度變化。
5. 將影片檔以每秒三十張的頻率轉換成照片，透過 MATLAB 之 RGB 色素範圍以找出每張照片的自由液面邊界。
6. 將每張照片之像素轉換成實際高度，以得出實際液面水位歷時圖。

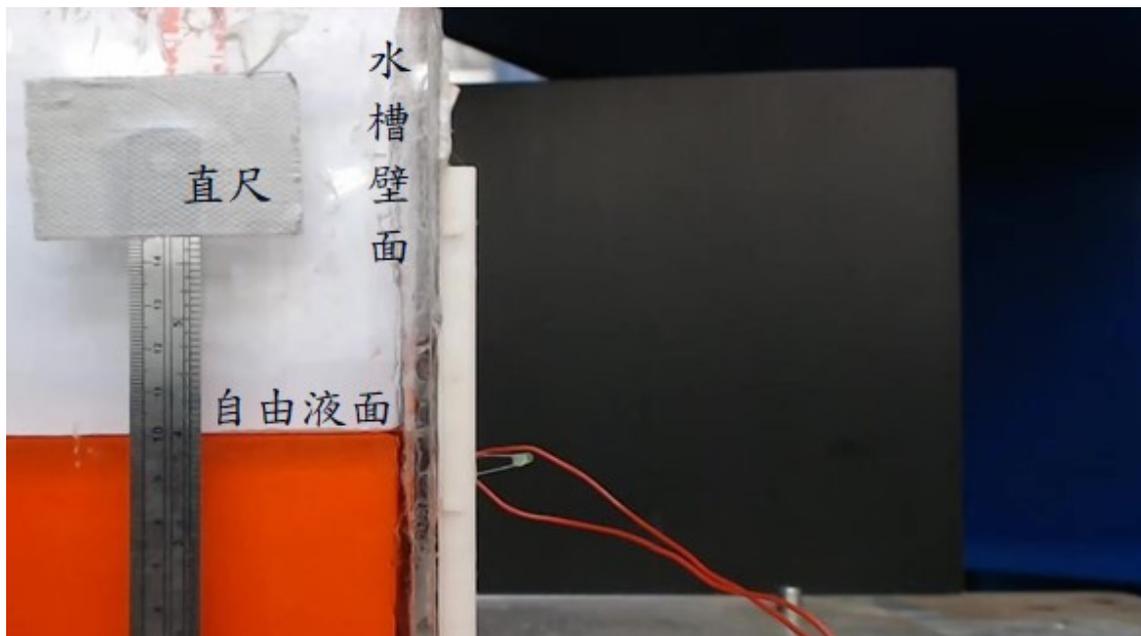


圖 3.4: 待測壁面圖

實際試驗流程為，先將所用之傳感器(含加速度計、荷重元、位移計等)進行歸零與校正，確認其裝置在正確位置後注入清水到設計之水深，並加入染劑使槽內液體呈現紅色，接著根據設計所需將多孔材質不鏽鋼網放入水槽內，設定採樣軟體 LabVIEW 之參數(其採樣頻率為 100Hz)與振動台之系統參數；試驗前依序開啟 LabVIEW 資料擷取、攝影機等，接著開啟振動台並接收相關儀器數據已完成試驗。



圖 3.5: 試驗流程圖

3.2 實驗儀器與設備

本試驗所使用之壓克力矩形水槽尺寸為:長 80cm，寬 14cm，高 20cm; 並在槽內注入清水以組成液體阻尼器，如下圖3.6所示，水槽底板四周透過螺絲連接於荷重元組件之上底板。



圖 3.6: 水槽實體圖

試驗中所使用之振動台為台北國家地震工程研究中心 (NCREE) 制動推力 50 噸之單軸向油壓振動台，以輸出各式單向度地表振動，如圖3.7。研究中使用 KYOWA 公司製造之 LTZ-500KA 荷重元，精密度為 0.015N，並且透過夾具組件固接於鋁板上，如圖3.9所示。

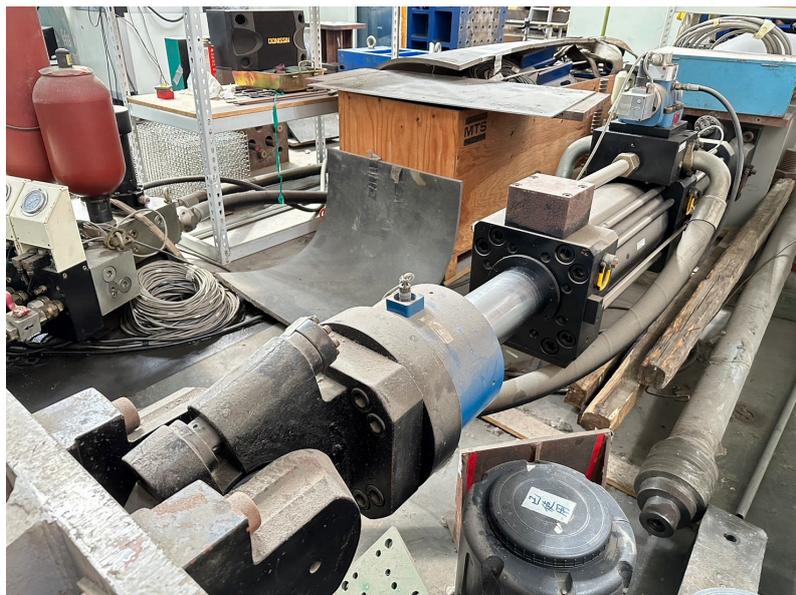


圖 3.7: MTS 油壓振動台



圖 3.8: KYOWA 荷重元



圖 3.9: 荷重元固接示意圖

本試驗所使用之加速規為 KYOWA 公司所製造，型號 AG1-GB 之加速規，解析度為 $3 \times 10^{-4} m/s^2$ ，並透過工業雙面膠將其黏貼於待測物表面，如下圖3.10所示，本研究共使用三顆加速規，分別置於水槽壁面、單擺平台側與振動台側，以分別量測單擺平台加速度、水槽加速度與地表加速度。



圖 3.10: KYOWA 加速規

試驗所使用之位移計為美國 MTS 公司所製造之 Temposonics 高性能位移傳感器，有效量測範圍為 300mm，將其一端固定於單擺平台側邊以測得單擺平台之位移量。



圖 3.11: MTS 位移計

本試驗的資料擷取包括資料擷取器與筆記型電腦，其中資料擷取器為 National Instruments 公司所製造之型號 NI USB-6210 擷取器，規格為 16 位元，透過資料擷取器以接收加速規、位移計、荷重元等傳感器與油壓振動台之訊號，並

傳輸至電腦以轉換成實際數據形式。



圖 3.12: 資料擷取器

本研究透過 MATLAB 之 RGB 色素範圍以測量水槽內液體之自由液面高度，所使用之攝影機為 Logitech C922 Pro Stream Webcam，攝影機之解析度為 1920x1080 像素，其擷取之相片像素所對應實際長度約為 0.027cm，採樣頻率為 30Hz，遠大於清水激盪過程中之自然頻率，因此足以測量自由液面高度變化。



圖 3.13: Logitech 攝影機

本研究在不鏽鋼網組的選擇上，參考實驗室葉昶廷學長 [46] 之試驗結果，在相同線徑不同線距的不鏽鋼網組中，線距越小的不鏽鋼網組越能有效地降低水槽內液體的沖激反應，使得結構承受外力衝擊後，水位衰退時間較短。因此在實驗設計上選用兩種不鏽鋼網組，分別是寬線距 30mm 之代號 PMTLD1 與窄線距 20mm 代號為 PMTLD2，實體如下圖 3.14 所示，不鏽鋼網組之孔隙率分別為 0.9816 與 0.9863。試驗將不鏽鋼網組置於水槽內以形成多孔材質液體阻尼器，並透過兩種不同線距之不鏽鋼網組以比較不同液體阻尼力之影響，其中兩個不鏽鋼網組之線徑皆為 2mm，高度為 20cm，寬介於 12 至 13cm 左右，使其能均勻分布於水槽內。

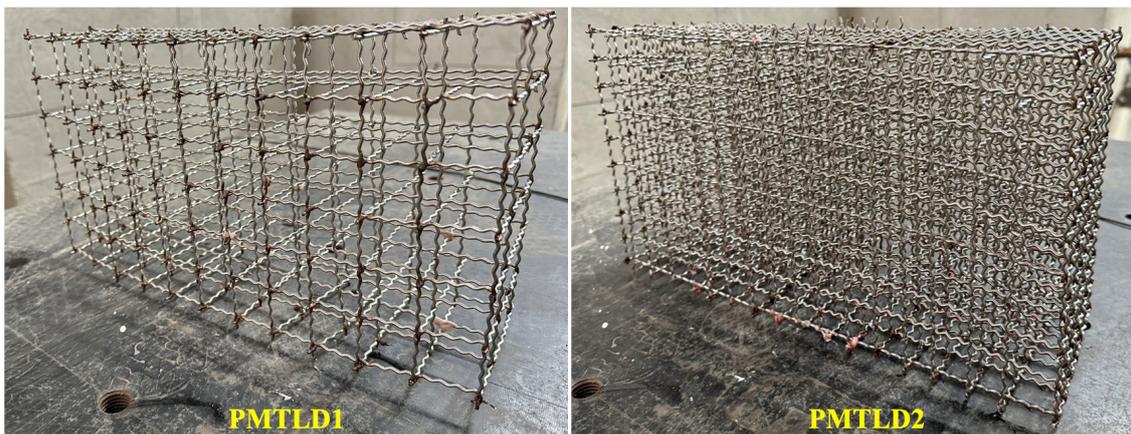


圖 3.14: 不鏽鋼網組圖

3.3 實驗流程

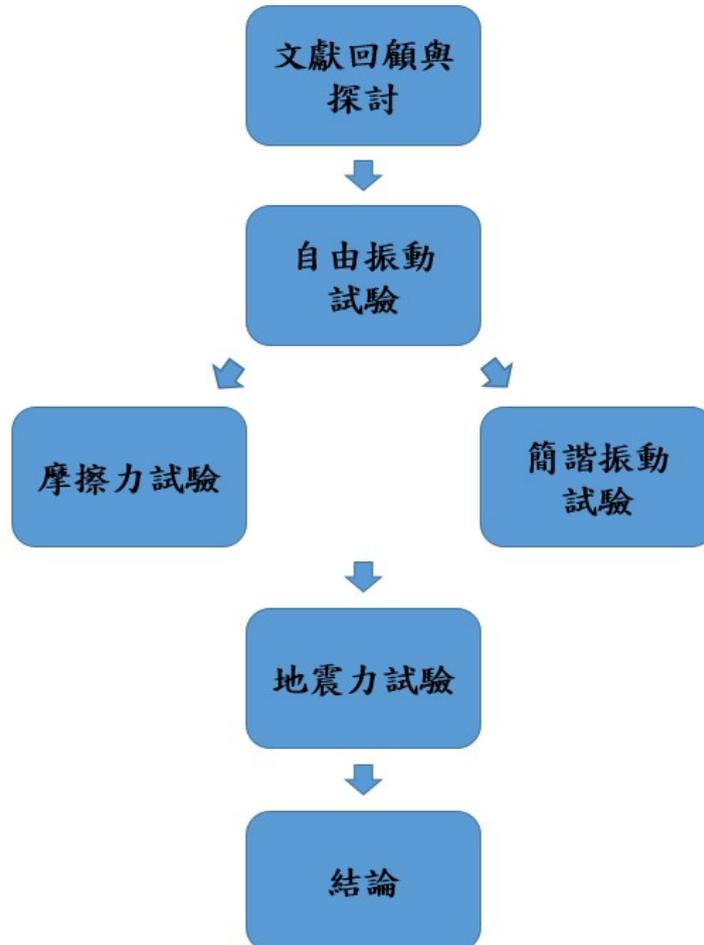


圖 3.15: 實驗流程圖

本研究透過先行的自由振動試驗來得到結構物系統自然頻率、水槽與相關儀器背景資料，接著進行摩擦力實驗來得到鋁板間的摩擦力，以得到準確之水槽基底剪力，再進一步運用簡諧振動試驗之結構位移頻率響應來找尋符合頻率域最佳設計之 PMTLD 配置，最後再以多個地震歷時來印證並比較結構系統在不同條件之特性與效能。

第四章 實驗結果與討論



4.1 自由振動實驗

本節為自由振動試驗，目的在於測量結構系統之自然頻率與阻尼比，以利後續實驗設計。實驗流程大致為將傳感器校正歸零後，給予單擺平台一初始位移，並在釋放後使其自由晃動至停止，結構平台之加速度歷時如下圖4.1所示：

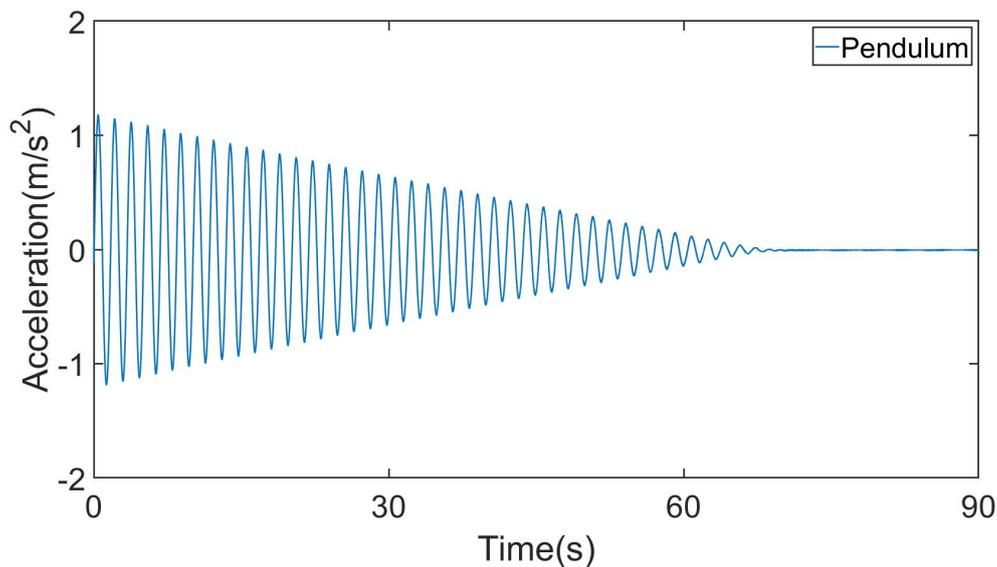


圖 4.1: 自由振動之單擺加速度歷時圖

透過單擺的自由晃動，便可推算出單擺系統在未附加阻尼器前的阻尼比約為 0.0063。進一步將單擺平台之加速度歷時進行傅立葉轉換後，可得到其加速度頻譜圖，從圖4.2上可看出頻譜圖最大值處之頻率為 0.5952Hz，且無明顯的倍頻。在已知單擺擺長的情況下，可透過簡易單擺公式來推估其自然頻率，如下式 (4.1)。將擺長 $L=0.7\text{m}$ 帶入下式後，可得單擺之自然頻率為 0.5958Hz，與上述試驗所得之頻率相對誤差約為 0.1%，充分驗證試驗數據之可靠性。



$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{L}} \quad (4.1)$$

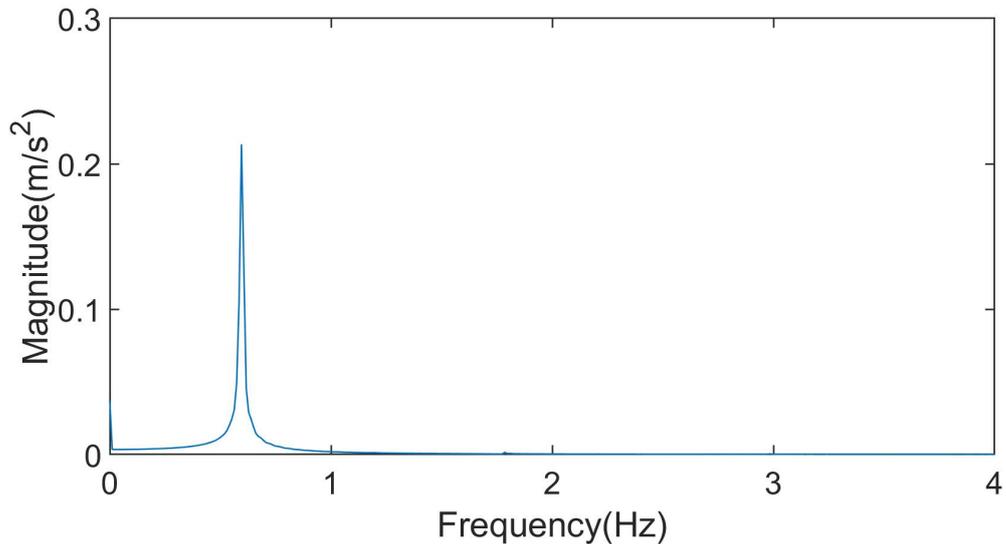


圖 4.2: 自由振動之加速度頻譜圖

4.2 摩擦力實驗

本節為摩擦力試驗，實驗目的在於測量荷重元組件中，為了導正鋁板運動方向所使用之 L 型擋板與鋁板間摩擦力，以利後續試驗求出較為準確之水槽基底剪力，並檢測荷重元、加速規之準確性。實驗流程大致是將加速規安裝於水槽側並一同與荷重元歸零校正，且水槽中不放置多孔材質也不注入清水，最後使用振動台輸出水平簡諧位移 $x(t) = A_f \sin(\omega_f t)$ ，輸入頻率 ω_f 為 3.738rad/s，振幅 A_f 為 10mm 來進行摩擦力實驗，實驗結果如下所述：

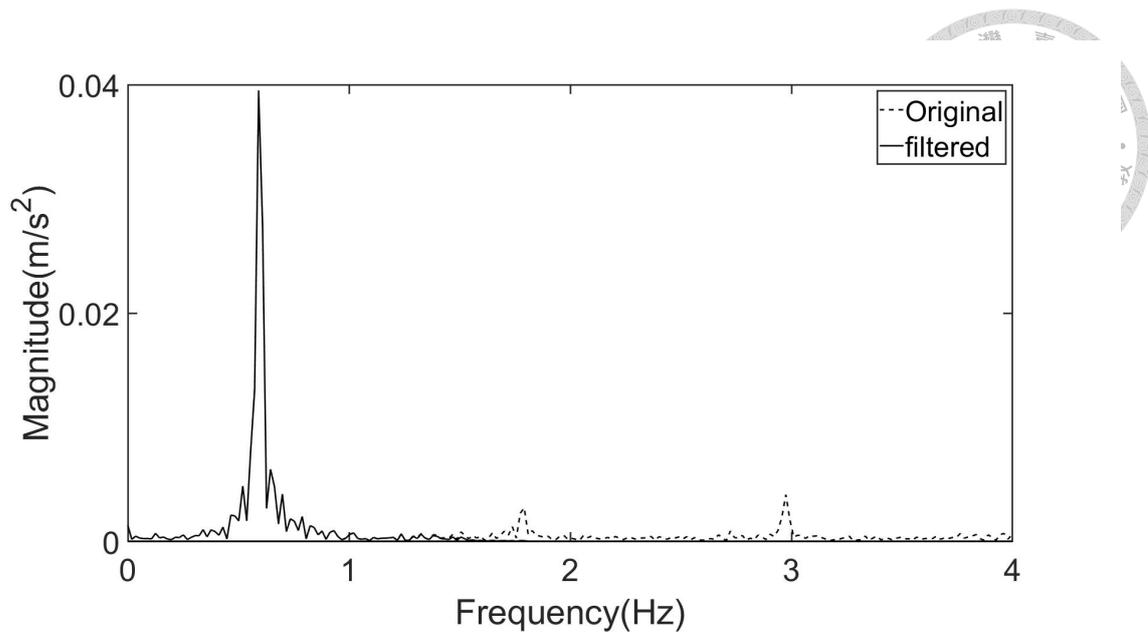


圖 4.3: 水槽加速度濾波前後之頻譜比較圖

分析實驗數據，並將原始量值以低通濾波器濾除高於第二振態以上的雜訊後可得實際量值，如上圖4.3所示為水槽加速度濾波前後之頻譜圖，圖4.4為荷重元歷時圖。透過加速規可得水槽加速度，圖4.5為水槽加速度歷時，將加速度乘上結構系統總質量(包含上鋁板、水槽、螺絲等質量)，可得到結構之慣性力，慣性力歷時如圖4.6所示。

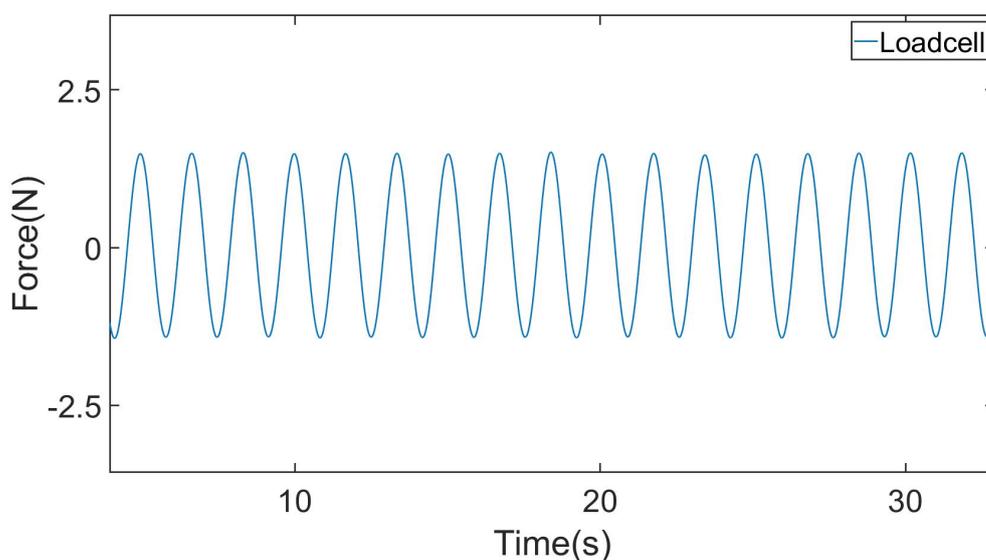


圖 4.4: 承受簡諧外力之荷重元歷時圖

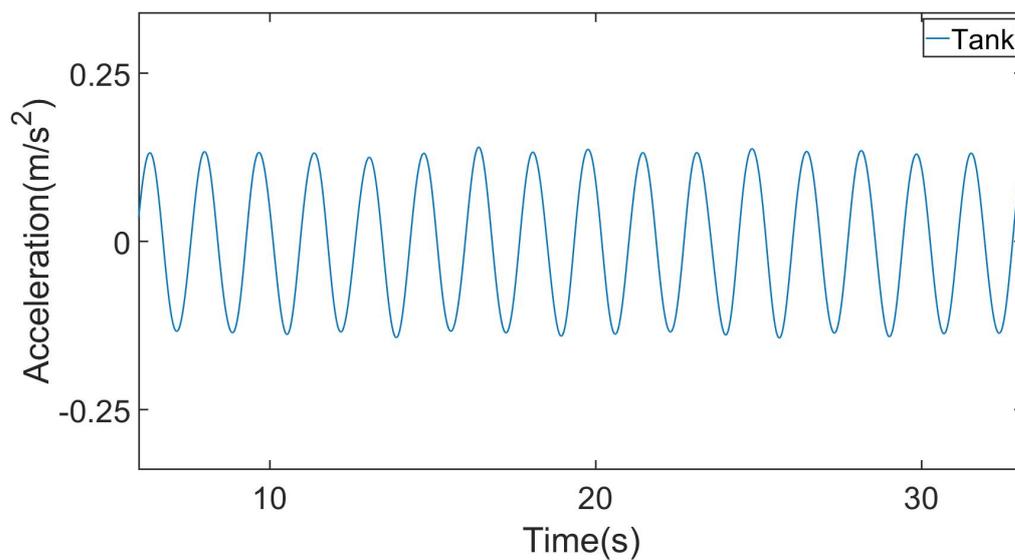


圖 4.5: 承受簡諧外力之加速度歷時圖

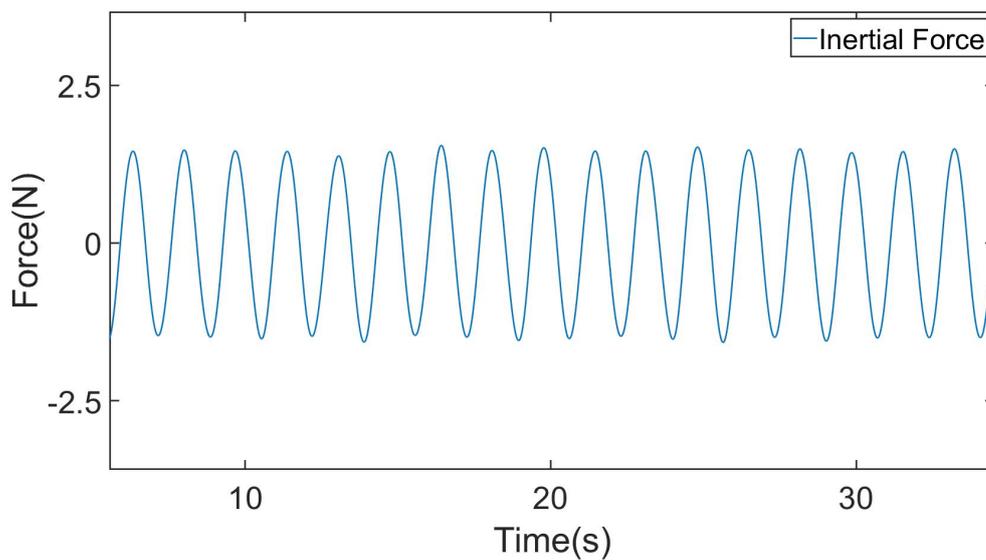


圖 4.6: 承受簡諧外力之慣性力歷時圖

根據牛頓第二運動定律，荷重元測量之量值應該與慣性力相同，但由於鋁板與擋板間有摩擦力，因此兩者並不相等，且因擋板緊貼在鋁板上，所以會有不均勻摩擦的發生，使得摩擦力較無週期性。將固體慣性力減去荷重元量值即可得到相對之摩擦力。摩擦力歷時如圖4.7所示：

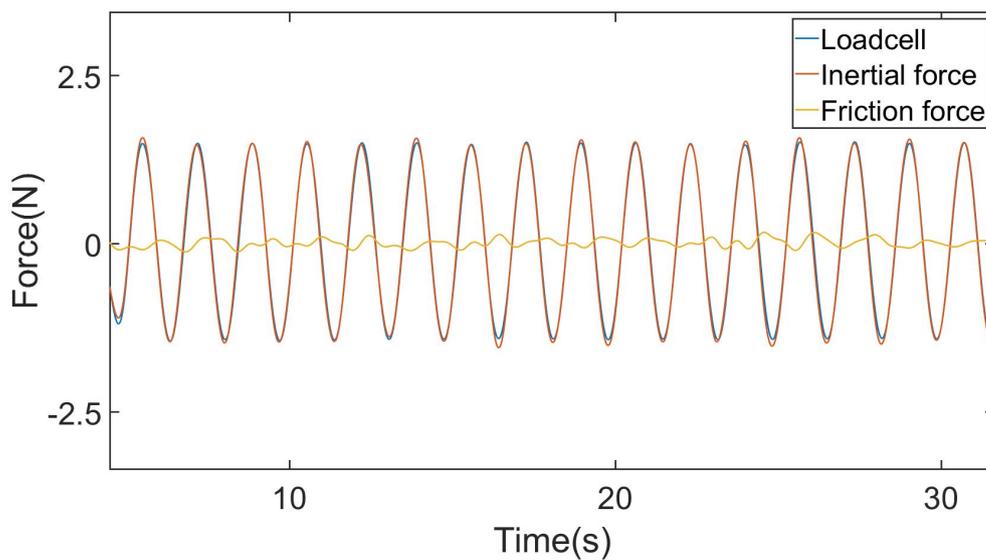


圖 4.7: 承受簡諧外力之摩擦力歷時圖

由上圖4.7可知，摩擦力之峰值平均大小約為 0.08N 左右，荷重元峰值平均約 1.5N，摩擦力約占總量值的 5%。圖4.8為摩擦力頻譜圖，圖中反應最大值處之頻率為 0.593Hz，與振動台輸出之頻率 0.595Hz 相對誤差為 0.3%。

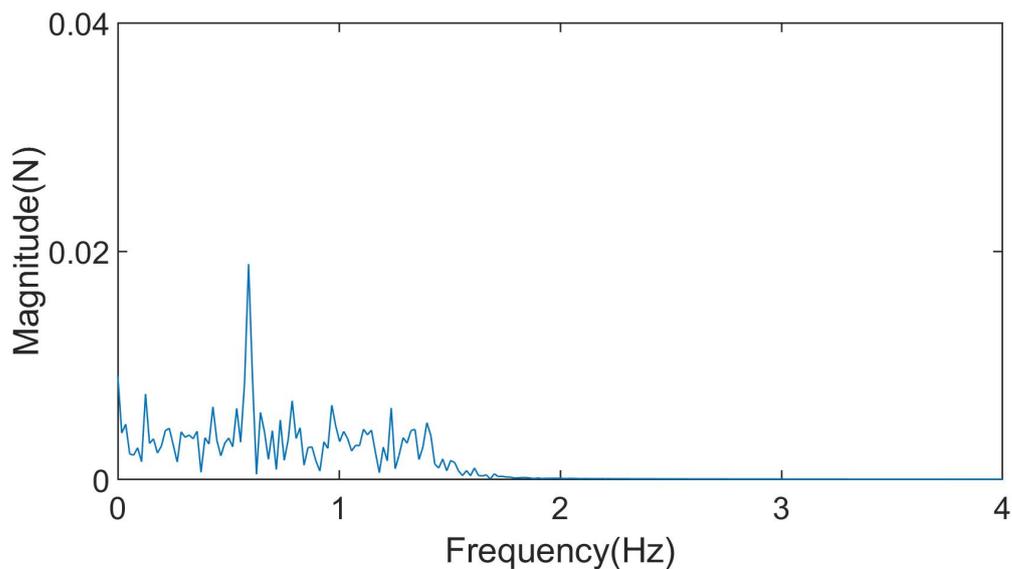


圖 4.8: 承受簡諧外力之摩擦力頻譜圖



4.3 簡諧振動實驗

本節為簡諧振動試驗，即透過振動平台輸入多個地表簡諧振動頻率，探討使用不同多孔材質之諧調液體阻尼器受到簡諧地表運動時，結構系統與槽內液體之穩態運動特性。使用振動台輸出水平簡諧位移 $x(t) = A_f \sin(\omega_f t)$ ，其中位移振幅 A_f 採用 0.5mm 進行試驗， ω_f 為外力振頻，試驗中所使用之不同振頻如下表所示。

表 4.1: 不同頻率比與其對應之外力振頻

外力振頻 ω_f (rad/s)	頻率比 $\beta_s(\omega_f/\omega_s)$	結果附圖
2.991	0.80	附圖A.1
3.140	0.84	附圖A.2
3.215	0.86	附圖A.3
3.290	0.88	附圖A.4
3.365	0.90	附圖A.5
3.439	0.92	附圖A.6
3.514	0.94	附圖A.7
3.589	0.96	附圖A.8
3.664	0.98	附圖A.9
3.738	1.00	附圖A.10
3.813	1.02	附圖A.11
3.888	1.04	附圖A.12
3.963	1.06	附圖A.13
4.038	1.08	附圖A.14
4.112	1.10	附圖A.15
4.187	1.12	附圖A.16
4.262	1.14	附圖A.17
4.337	1.16	附圖A.18
4.486	1.20	附圖A.19

試驗共紀錄結構平台之位移及加速度歷時、振動台之位移以及加速度歷時與水槽壁面之自由液面水位歷時等資料，並透過不同外力頻率之結構位移穩態反應值來頻估液體阻尼器之成效與特性。試驗中採用之液體阻尼器水深為 97mm，液體之自然頻率為 3.738rad/s，結構系統總質量約為 183.5kg，並採用兩個不同線距之不鏽鋼網組進行試驗。

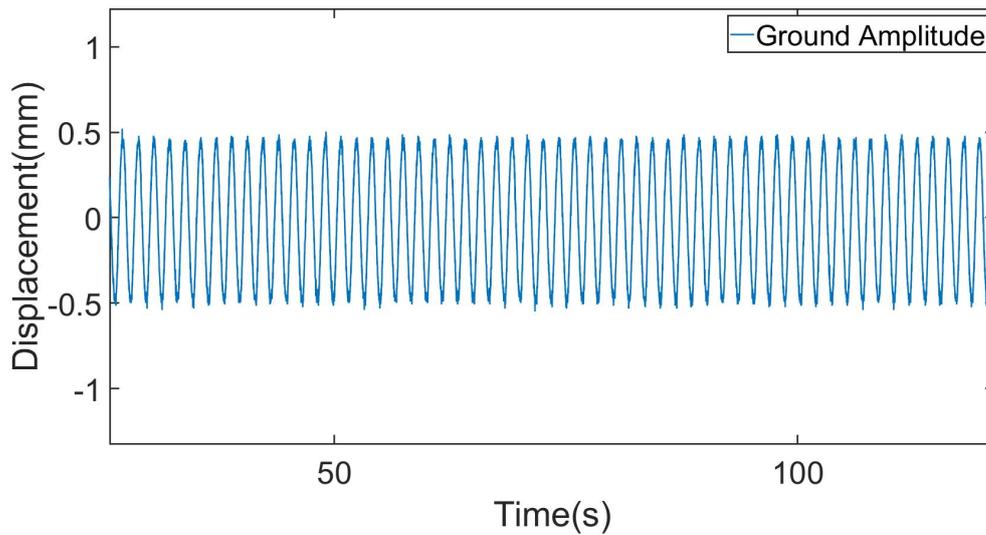


圖 4.9: 簡諧試驗之振動台歷時圖

由圖4.9可知，試驗所選定之地表位移為 0.5mm，但振動台實際輸出之位移約為 0.048mm 左右，推估此誤差來源為試驗所輸入之位移量相當小，而油壓振動台運作時的位移量無法達到如此精準之要求，因此試驗結果相對會受油壓機運作之穩定性影響，其次原因則可能是量測儀器校正之誤差所致。

結構系統之頻率反應值的選取，以頻率比 1.10 時之結構系統位移歷時為例，如下圖 4.10 所示，選取系統到達穩態之後一定範圍內之波峰或波谷值作為頻率反應最大值。

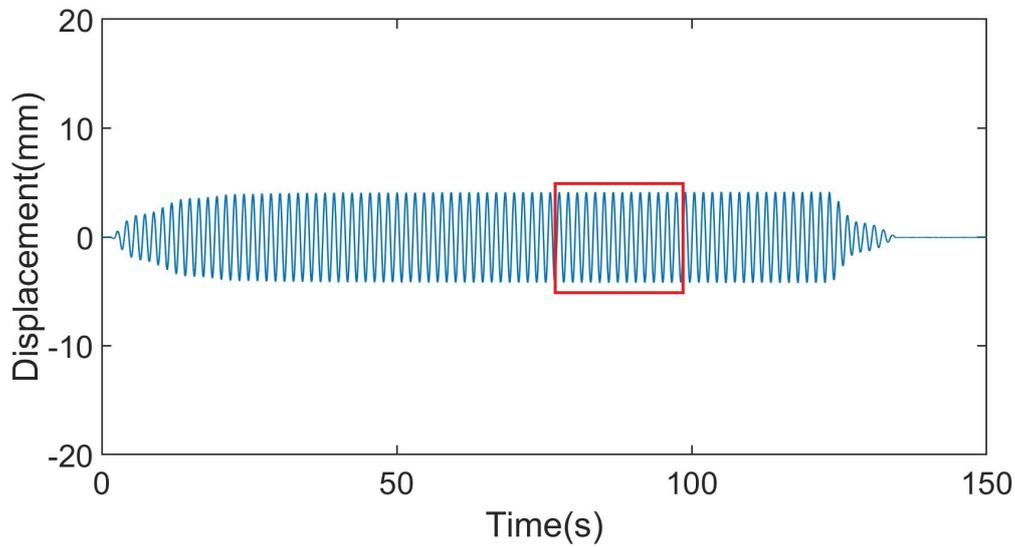


圖 4.10: 頻率比 = 1.10 之結構穩態位移數值選取圖

將清水 TLD 與使用寬線徑之 PMTLD1、窄線徑之 PMTLD2 分別進行簡諧試驗後，如上所述，選取結構系統頻率響應峰值與其對應之頻率比作圖如下：

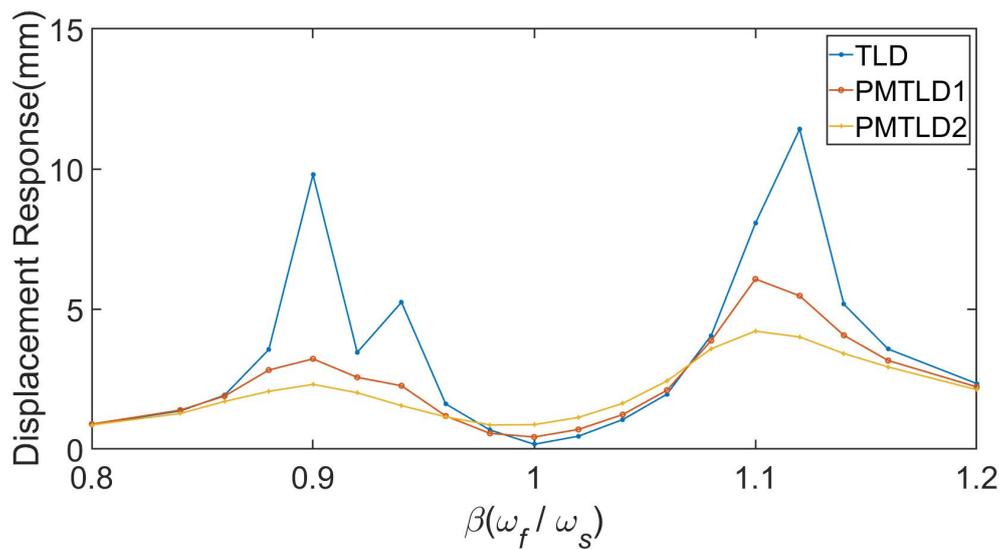


圖 4.11: 附加不同阻尼器之結構位移頻率響應曲線圖

試驗之目的即在於透過輸入多個外力振頻，來探討結構系統在頻率域上的反應，以作為結構物遭受複合頻率振波影響時之參考與設計依據，且由於結構物通常在外力振頻等於其自然頻率，即頻率比 $\beta = 1.00$ 時，才会有較為顯著之反應，因此實驗選擇頻率比 $\beta = 0.80$ 至 $\beta = 1.20$ 應能完整觀察到結構系統在頻率域上之變化情形。從實驗結果圖4.11可以得知，清水 TLD 組別在頻率比 $\beta=0.90$ 與 1.10 附近時有兩個峰值出現，頻率比 1.00 也就是共振時會有相對的最小值，而在頻率比 0.94 時出現較大的位移響應，進一步針對此頻率比之 TLD 與 PMTLD2 之自由液面歷時進行快速傅立葉轉換所得結果如下圖4.12，由圖上可知，TLD 在倍頻處之頻譜大小約是主頻大小的 90%，而 PMTLD2 在倍頻處的大小僅約主頻的 20%，因此可以判斷 TLD 的非線性行為較 PMTLD 顯著，研判由於清水 TLD 之液體阻尼較低，使得非線性行為加劇了自由液面的反應，所以才會有突然較大的頻率響應發生。

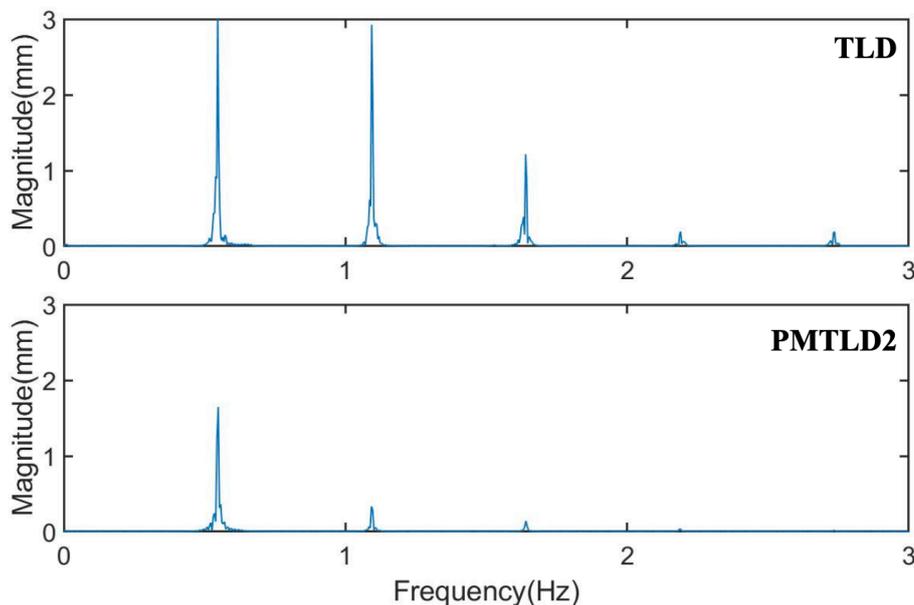


圖 4.12: 頻率比 =0.94 之自由液面歷時頻譜圖

由圖4.11可以看到加入不鏽鋼網組成 PMTLD 後，PMTLD1 組別之左右兩側峰分別下降了 67% 與 50% 左右，再使用窄線徑不鏽鋼網組成之 PMTLD2 後，與 TLD 相比頻率響應峰值約只有 30%，雖然在加入不鏽鋼網後抑制了槽內液體的沖激行為，使得共振頻率時之結構響應值有微幅的上升，但從頻率響應圖上可以看到，整體而言 PMTLD 比起 TLD 在頻率域上趨勢更加的平緩，有更好的諧調性，且使用窄線距之 PMTLD2 比起寬線距之 PMTLD1 更有效的抑制了槽內液體的沖激行為，使得整體結構頻率響應更加趨緩。此外，就液體阻尼器之頻率響應圖形而言，與陳永祥等人 [49] 所得之 TMD 頻率響應曲線圖 2.4 相比，TLD 和 PMTLD 在頻率域左右兩端之反應有所差距的原因在於，TLD 與 PMTLD 槽內液體會隨著不同外力振頻而有不同的液體沖激反應，因此提供之液體阻尼也會隨之改變，由於 TMD 所提供之結構阻尼並不會隨著外力振頻而有所不同，所以 TLD 與 PMTLD 之頻率響應圖才無法如同 TMD 之曲線對稱。

將液體阻尼器之試驗配置，透過等效模型公式得出相關阻尼參數後，帶入式 (2.7)，以主系統動力放大係數 D_1 模擬等效質量阻尼器之頻率響應曲線，如下所示：

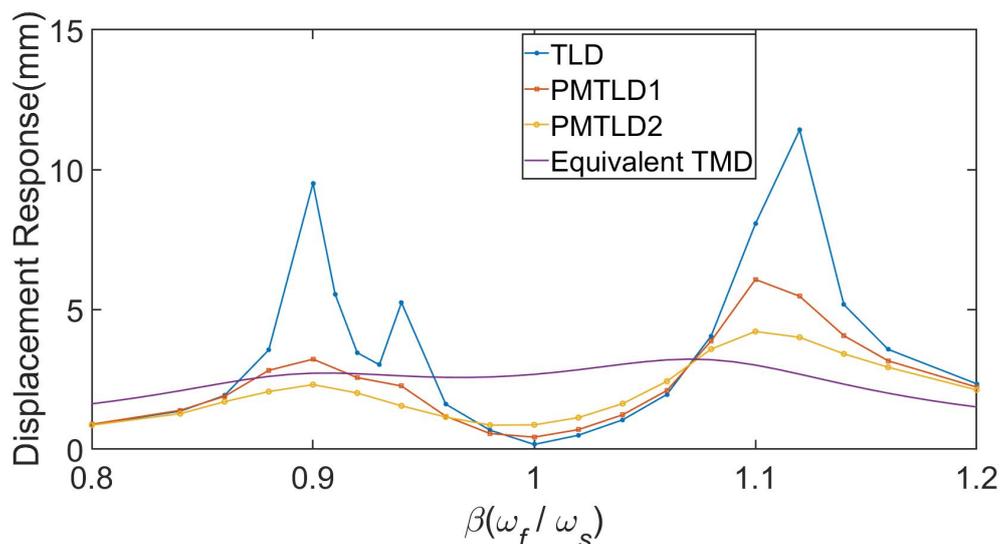


圖 4.13: 等效質量阻尼器與液體阻尼器之頻率響應曲線比較圖

由圖4.13可以看到等效質量阻尼器之曲線相當平緩，在頻率比趨近 1.00 時之頻率響應值較為明顯，這方面可能是因為阻尼器與主結構之質量比所影響，由於直接將液體阻尼器之設計參數換算成等效的質量阻尼器，因此並未針對質量比進行額外調整，導致共振頻率時有較大的響應值發生。等效 TMD 與 PMTLD2 相比，頻率比 1.10 附近之響應峰值 PMTLD2 略高於等效 TMD，而頻率比 0.90 時之響應峰值則 PMTLD2 略低於等效 TMD，分別都表現出不錯的諧調性，但在共振頻率附近 PMTLD2 明顯有較小的響應值，在頻率域整體的反應仍應略優於等效 TMD。

阻尼比係為評估阻尼成效的關鍵指標之一，因此針對結構系統在不同阻尼設計下所對應之阻尼比做進一步說明。就試驗配置，阻尼器與主結構質量之比值約為 4.5%，將其代入前述 Hartog's 與 Jacquot's 之最佳阻尼比公式，即式 (2.14) 與式 (2.15)，可得結構系統最佳阻尼比分別為 12.7% 與 10.4%，接著針對 TLD、PMTLD1 與 PMTLD2 承受簡諧振動之結構反應進行分析，以得出在不同阻尼設計下之結構系統阻尼比，結果如表 4.2 所示。由於液體阻尼器所提供之液體阻尼會隨著槽內液體的沖激反應而改變，結構系統之阻尼比也因而有所變化，因此在附加液體阻尼器之結構阻尼比的呈現上，僅能給定一個阻尼範圍，以供參考。從結果可以發現，在水槽中放置不銹鋼網組後，比起清水 TLD 組別確實能夠有效的提升結構系統之阻尼比，且使用窄線距 (PMTLD2) 之不銹鋼網組，比起寬線距 (PMTLD1) 之不銹鋼網組進一步提升結構系統阻尼比，雖然與最佳阻尼比公式所得之阻尼值仍有所差距，但以目前試驗配置來說，使用窄線距 (PMTLD2) 之不銹鋼網組為較佳阻尼配置，提供更好的阻尼成效。

表 4.2: 不同阻尼設計之結構系統阻尼比

	Hartog's	Jacquot's	TLD	PMTLD1	PMTLD2
$\xi(\%)$	12.7	10.4	2~3	4~6	7~9

將試驗所得之原始自由液面歷時透過低通濾波器濾除高於第二振態以上之雜訊後，完整保留第一振態，以得濾波後之自由液面歷時，下圖4.14為濾波前後之歷時比較，可以從圖上看到，濾波後自由液面振幅峰值些微下降，但歷時整體波形完整且規律。

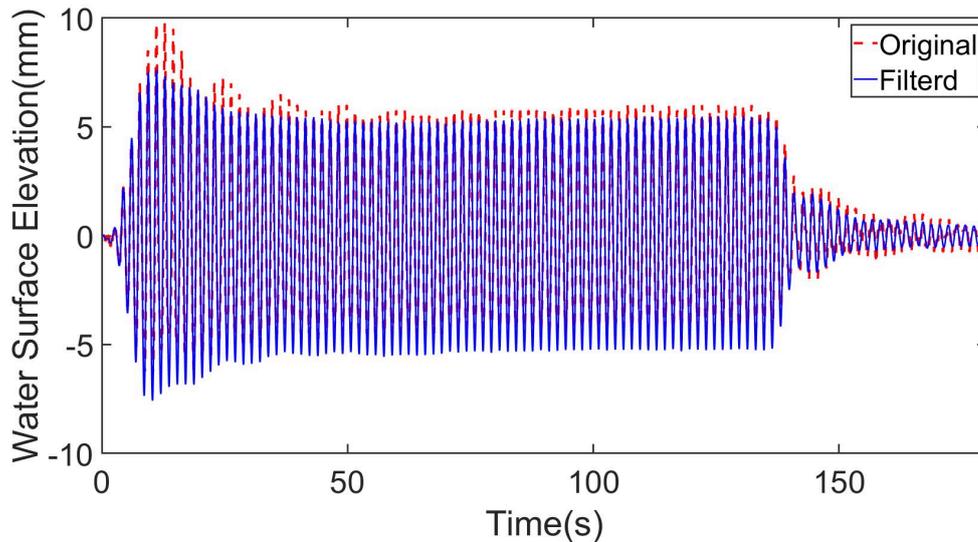


圖 4.14: 自由液面歷時濾波前後比較圖

以頻率比 $\beta = 1.10$ 時之自由液面歷時為例，如下圖4.15所示，從槽內液體之動力行為可以觀察到清水 TLD 之自由液面波動在外力振盪結束後，並不會立即大幅降低，反而呈現較為緩慢遞減之震盪趨勢，表示槽內液體之阻尼或黏滯性可能無法立即消散液體受到外力所致之運動，因此，若在水槽內添加不鏽鋼組確實能夠有效抑制槽內液體之激盪，使得當外力停止時能夠迅速消散殘餘波盪，以降低液體因晃動所導致之額外結構反應，另外，窄線距之 PMTLD2 比起寬線距 PMTLD1 又有更好的抑制效果，也因而在上述結構反應中，PMTLD2 有更好的成效。其它頻率比之實驗組別自由液面歷時圖將呈現於附錄A.1，以供參閱。

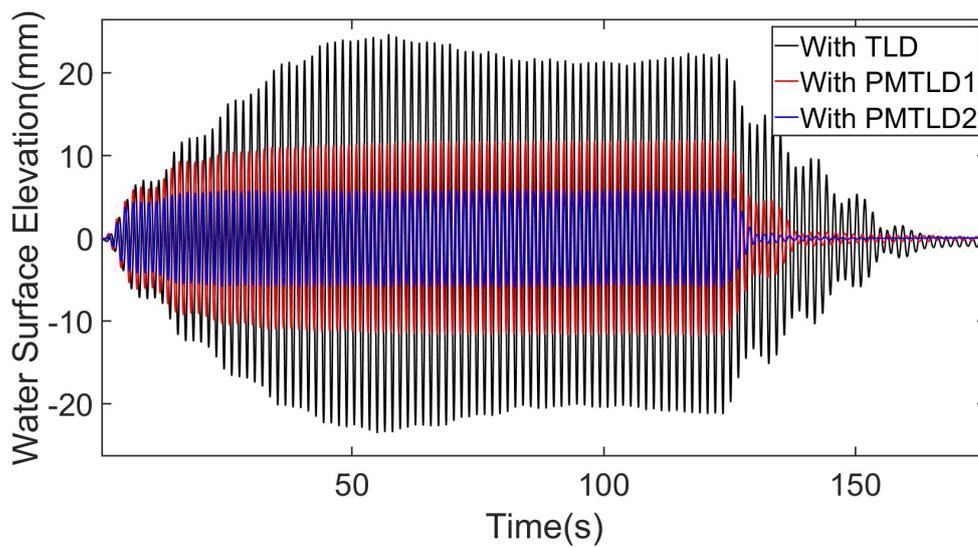


圖 4.15: 頻率比 =1.10 之自由液面歷時圖

進一步運用上節摩擦力實驗之結果用於計算水槽內液體衝擊力，以作為評估液體阻尼之依據，如下圖4.16，其結果似於上述自由液面歷時，降低槽內液體之動力行為同時也能有效地降低槽內液體對於水槽壁面的衝擊力，降低結構系統反應的同時，也保護水槽在承受外力衝擊時之完整性。

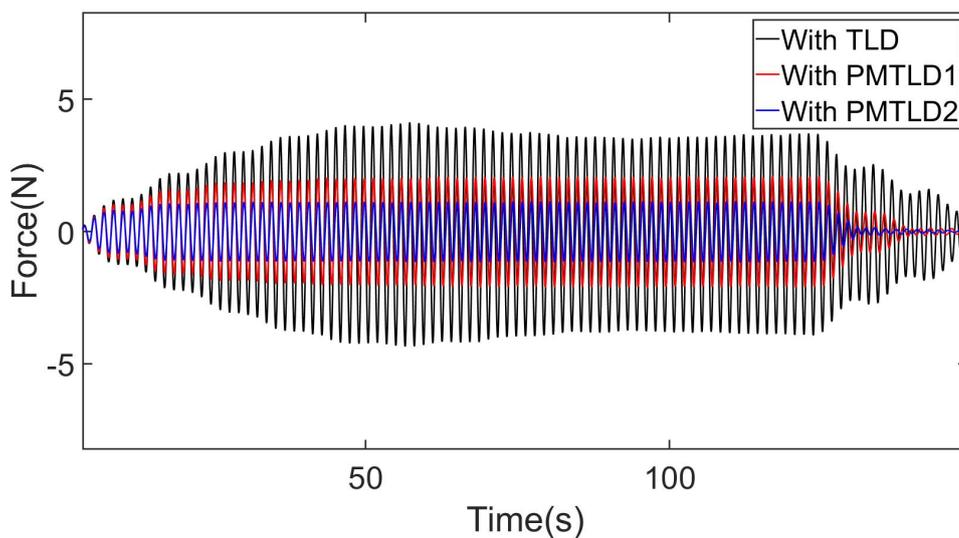


圖 4.16: 頻率比 =1.10 之液體衝擊力歷時圖

參考 Tsao and Hwang 所推導的線性模型 [32]，假設一多孔材質諧調液體阻尼器附加在單自由度系統上之動力行為可表示為下式4.2，其中 m_s 、 c_s 與 k_s 分別為主系統的質量、阻尼常數與勁度，而 x_s 則是主系統的位移。

$$\begin{aligned}
 & \begin{bmatrix} m_s + m_f & \cdots & \cdots & 0 \\ \vdots & m_0 & & \\ \vdots & & \ddots & \\ 0 & & & m_n \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_s \\ \ddot{x}_0 \\ \vdots \\ \ddot{x}_n \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_s + \sum c_n & -c_0 & \cdots & -c_n \\ -c_0 & c_0 & & \\ \vdots & & \ddots & \\ -c_n & & & c_n \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_s \\ \dot{x}_0 \\ \vdots \\ \dot{x}_n \end{Bmatrix} \\
 & + \begin{bmatrix} k_s + \sum k_n & -k_0 & \cdots & -k_n \\ -k_0 & k_0 & & \\ \vdots & & \ddots & \\ -k_n & & & k_n \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_s \\ x_0 \\ \vdots \\ x_n \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f(t) \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (4.2)
 \end{aligned}$$

將已知的結構系統參數與 Tsao and Hwang 所推導的液體阻尼器等效質量及等效勁度公式 [32] 帶入線性理論中，以解出 x_s ，即結構系統的穩態反應歷時，並透過調整輸入線性理論中的液體阻尼大小以分別針對 TLD 與 PMTLD2 頻率比試驗中每一個試驗點之結構系統穩態反應進行擬合比較，以得到試驗中不同頻率比所對應之理論液體阻尼值，來觀察液體阻尼之變化情形。

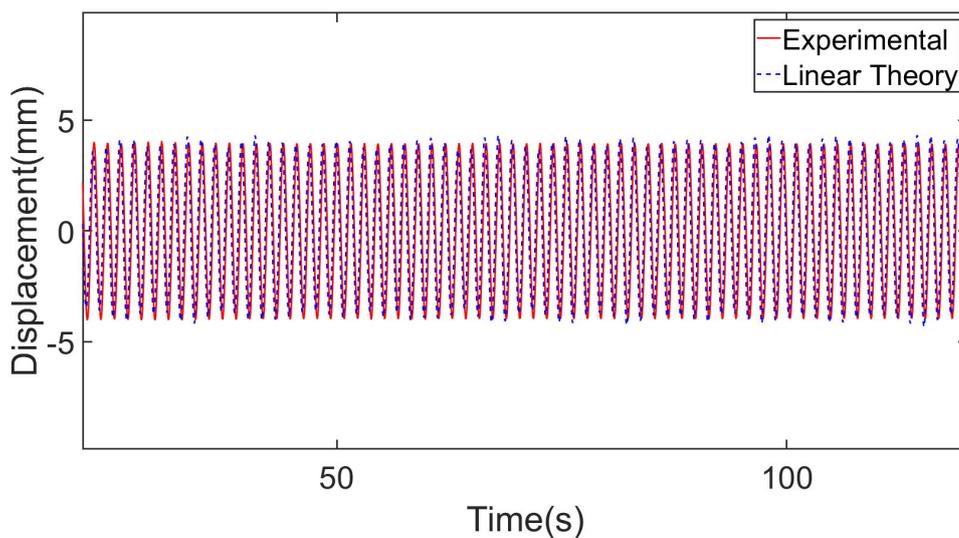


圖 4.17: 頻率比 =1.12 時結構附加 PMTLD 之位移與線性理論比較圖

以頻率比 $\beta = 1.12$ 時結構附加 PMTLD 之反應為例，位移歷時實驗值與線性理論值之比較如上圖4.17所示。當地表振動施加於結構時，由於 PMTLD 水槽內之不鏽鋼組能有效抑制槽內液體激盪，使得液體之非線性行為較不顯著，因此，在 PMTLD 試驗組別中，多數試驗值都能與線性理論所得之結構反應匹配，線性理論擬和結果之頻率響應如圖4.18。

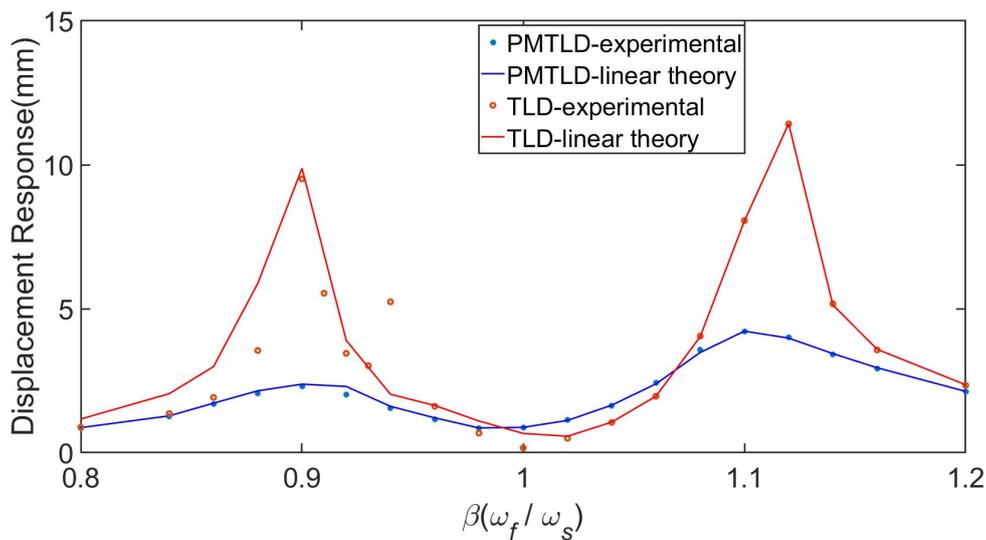


圖 4.18: 附加阻尼器之結構頻率響應實驗值與線性理論擬和曲線圖

從圖上可以看到實驗所得之 PMTLD 頻率響應值與線性理論之曲線趨勢較為吻合，而 TLD 之試驗值在頻率比 $\beta = 0.90$ 附近時與線性理論曲線偏差較大，會有這樣的差異可能與 TLD 的非線性行為有關，如圖4.12所示，由於清水 TLD 之液體阻尼較小，因此液體之非線性行為較為顯著，使得線性模型無法精準的匹配 TLD 實驗值之頻率響應趨勢。將各個實驗點透過線性理論所得之液體阻尼值與其對應之自由液面歷時振幅作圖，以比較液體阻尼器在增加了不鏽鋼網所形成之多孔材質液體阻尼器後液體阻尼的變化情形，如圖4.19所示。

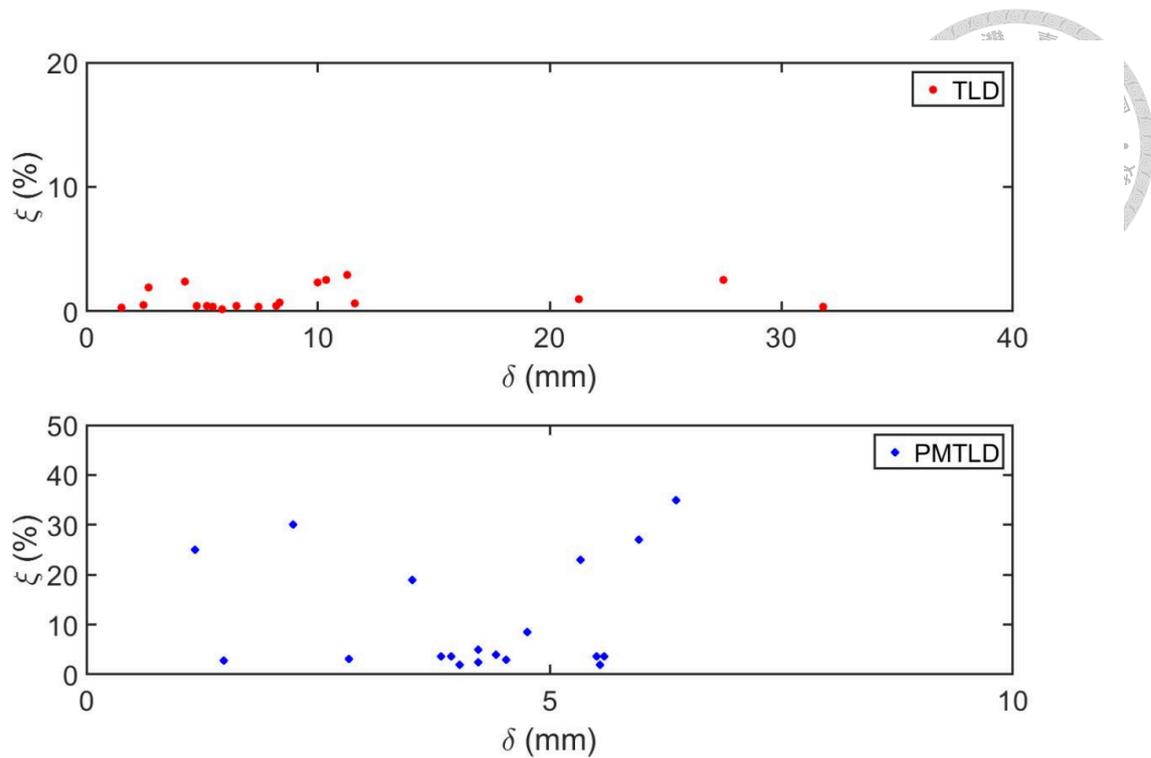


圖 4.19: 線性理論之液體阻尼比與自由液面振幅圖

從圖上可以看到，清水 TLD 在加入不鏽鋼網組前之液體阻尼比相當小，而加入不鏽鋼網組形成 PMTLD 後，自由液面振幅下降的同時，液體阻尼比明顯的上升，然而在 PMTLD 圖中有幾個較為離群之數值發生，以頻率比 $\beta = 0.88$ 時之結構位移歷時與自由液面歷時為例，如圖4.20與圖4.21，由於不鏽鋼網組所形成之多孔材質阻尼力非常顯著，液體動力行為受到相當程度的抑制，使得線性模型高估了結構系統的反應 [31]，因此在使用線性模型模擬 PMTLD 之結構反應時需要輸入更大的液體阻尼值以使實驗值與理論值較為匹配，因此導致圖4.19之阻尼值有較為離群的狀況發生，但仍然可以透過上圖驗證，TLD 在添加了不鏽鋼網組形成 PMTLD 後，確實能有效提升整體液體阻尼比。此外，從上圖4.19之自由液面振幅值發現，不同外力振頻會導致不一樣的液體動力行為，液體阻尼比也因此有所不同，使得液體阻尼器在頻率響應圖形上左右較不對稱。

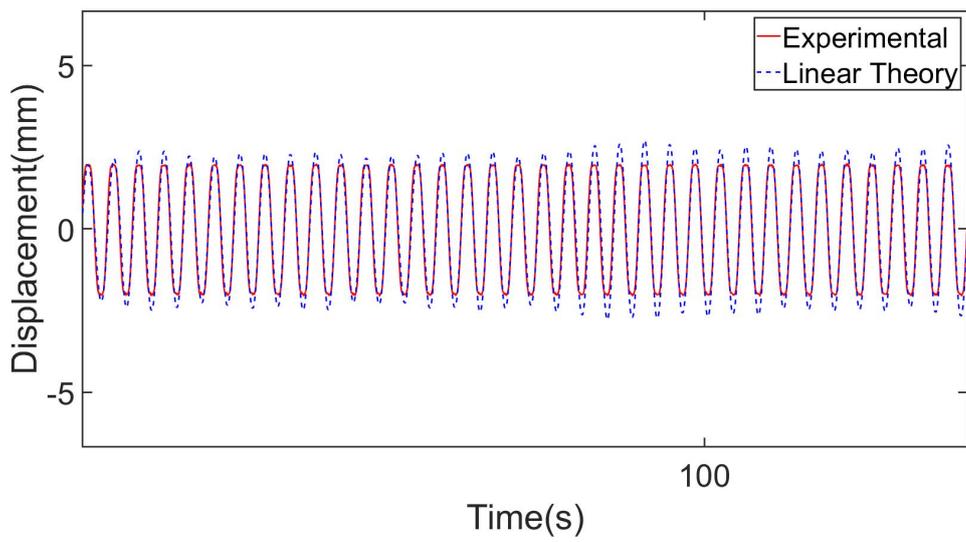


圖 4.20: $\beta = 0.88$ 之位移歷時線性理論比較圖

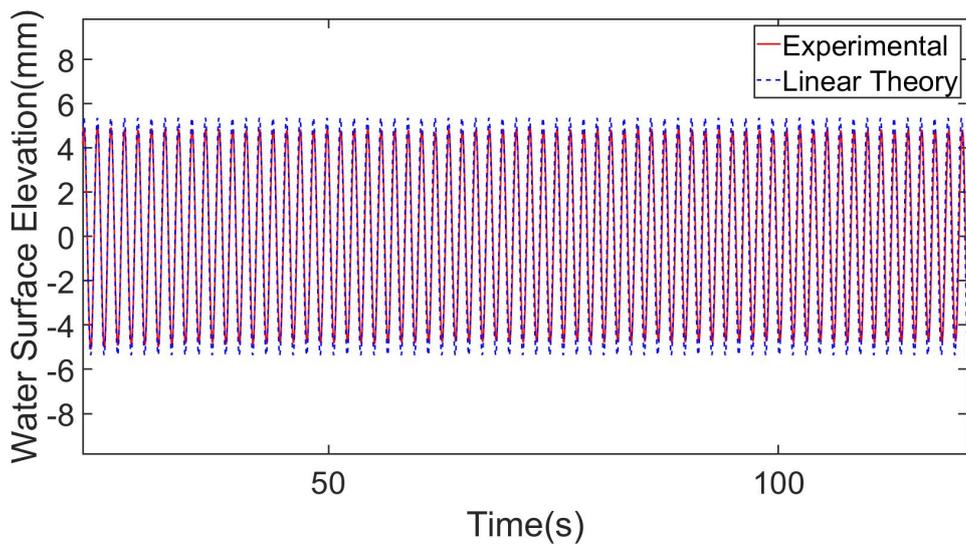


圖 4.21: $\beta = 0.88$ 之自由液面歷時線性理論比較圖



4.4 地震力實驗

本節為地震力試驗，試驗將透過油壓振動台輸入多個地震歷時，模擬結構承受地震外力侵襲之動力行為，並分別比較空單擺系統 (Uncontrolled)、清水 TLD 與使用代號 PMTLD2 之多孔材質諧調液體阻尼器之結構反應，以評估諧調液體阻尼器受外力侵擾之反應特性，並驗證設計成效。所使用的地震歷時為台灣 6 個不同測站所測之台灣 921 集集地震東西向與南北向地震歷時，共 12 個地震歷時，詳如下表 4.3 所示，並將所有歷時之地表最大加速度 (Peak Ground Acceleration, 簡稱 PGA) 調降至 $0.1\text{PGA}(m/s^2)$ 以符合實驗設置，各編號之地震歷時試驗結果將呈現於附錄 A.2 以供參閱。以振動台輸入編號 1-NS 之山峰國小測站南北向地震歷時為例，承受地表震動之結構反應圖如圖 4.22 所示，由圖上可分別求得 Uncontrolled、With TLD 與 With PMTLD 組別之結構反應最大值，並將所有歷時之結果整理如下表 4.4 與圖 4.23 所示：

表 4.3: 地震歷時表

地震編號	地震代號	描述	結果附圖
1-EW	CHY028-Eor	雲林縣山峰國小測站東西向地震歷時	附圖 A.20
1-NS	CHY028-Nor	雲林縣山峰國小測站南北向地震歷時	附圖 A.21
2-EW	CHY088-Eor	台南河東國小測站東西向地震歷時	附圖 A.22
2-NS	CHY088-Nor	台南河東國小測站南北向地震歷時	附圖 A.23
3-EW	TCU052-Eor	台中市光正國小測站東西向地震歷時	附圖 A.24
3-NS	TCU052-Nor	台中市光正國小測站南北向地震歷時	附圖 A.25
4-EW	TCU065-Eor	台中市霧峰國小測站東西向地震歷時	附圖 A.26
4-NS	TCU065-Nor	台中市霧峰國小測站南北向地震歷時	附圖 A.27
5-EW	TCU071-Eor	南投縣雙冬國小測站東西向地震歷時	附圖 A.28
5-NS	TCU071-Nor	南投縣雙冬國小測站南北向地震歷時	附圖 A.29
6-EW	TCU076-Eor	南投縣南投國小測站東西向地震歷時	附圖 A.30
6-NS	TCU076-Nor	南投縣南投國小測站南北向地震歷時	附圖 A.31

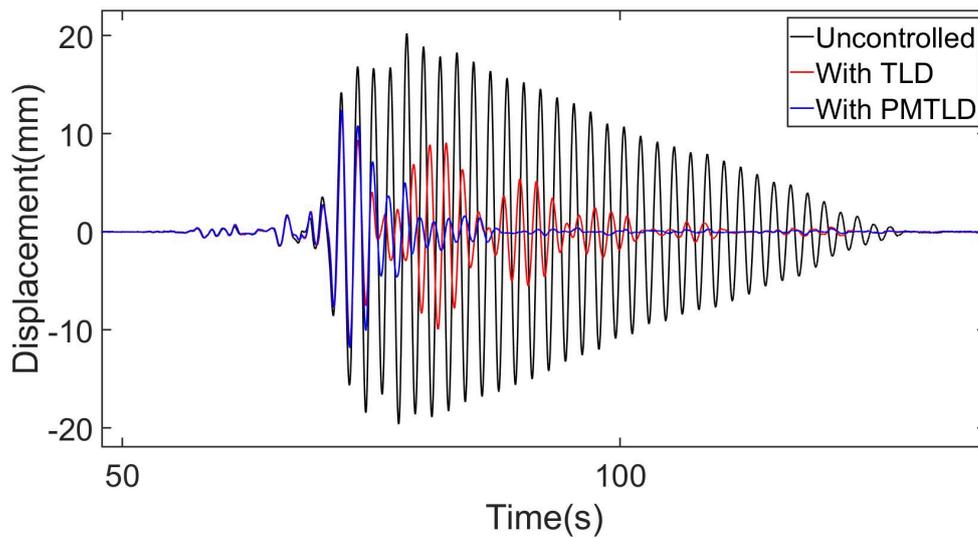


圖 4.22: 承受 1-NS 地震外力時結構附加不同阻尼器之位移歷時比較圖

表 4.4: 結構系統最大位移表

Number	Uncontrolled	With TLD		With PMTLD	
	Displacement(mm)	Displacement(mm)	Reduction(%)	Displacement(mm)	Reduction(%)
1-EW	8.53	12.17	-42.76	10.40	-21.99
1-NS	20.17	12.10	40.01	12.08	40.11
2-EW	17.83	16.19	9.20	15.44	13.40
2-NS	19.83	7.39	62.73	6.45	67.47
3-EW	17.72	17.86	-0.79	17.52	1.13
3-NS	14.38	12.60	12.38	13.15	8.55
4-EW	28.16	11.07	60.69	10.73	61.90
4-NS	16.35	21.90	-33.94	19.55	-19.57
5-EW	11.40	10.86	4.74	8.24	27.72
5-NS	9.18	9.70	-5.66	7.56	17.65
6-EW	18.34	10.00	45.47	9.74	46.89
6-NS	14.63	13.18	9.91	10.57	27.75

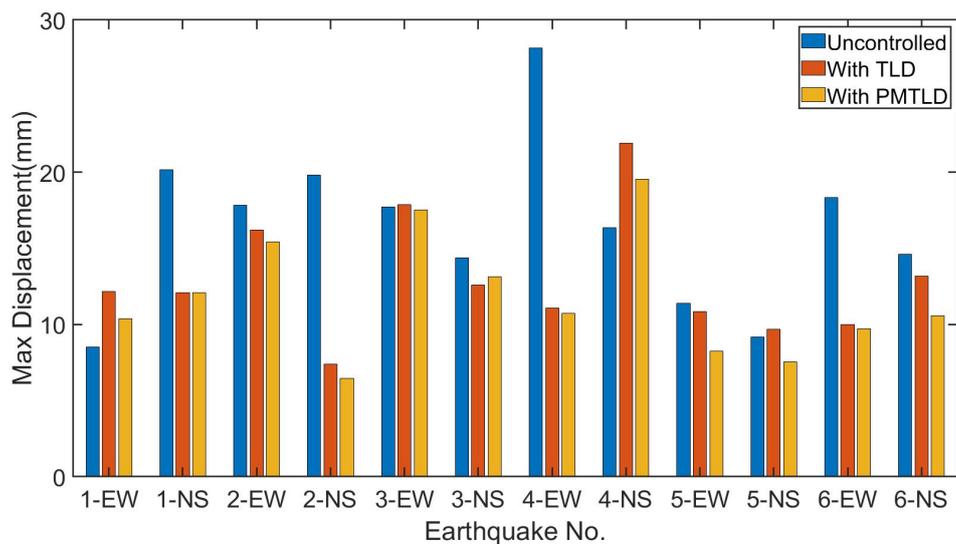


圖 4.23: 結構系統受各地震外力之最大位移圖

由上述實驗結果可以看到，在地震外力的侵擾下附加 TLD 之結構系統最大反應值大部分皆有明顯的下降，最大降幅出現在地震歷時編號 2-NS 之 62.73%，而 PMTLD 之組別比起 TLD 更進一步的降低結構反應最大值，最大降幅為 67.47%。由於地震波通常由相當多個振態組成，結構遭遇地震侵襲時，通常只會與結構本身自然頻率相近之振態響應，若能針對結構系統在頻率域反應較明顯處進行抑制，便能有良好的減震成效，因此透過地震歷時試驗可以有效的驗證上一節頻率比試驗之結果，PMTLD 由於在頻率域反應較 TLD 平緩，因此能更有效的降低受地震侵擾之結構最大位移。然而在地震歷時編號 1-EW 與編號 4-NS 時 TLD 與 PMTLD 皆出現比起空單擺系統更大的結構反應，研判原因可能是該編號地震歷時本身之頻率組成與結構系統之自然頻率相差甚遠，如地震歷時頻譜圖 4.25 所示，使得在該歷時震動下系統本身便無明顯反應，因此弱化了液體阻尼器之影響。

表 4.5: 結構系統方均根加速度表

Number	Uncontrolled	With TLD		With PMTLD	
	Acceleration(m/s^2)	Acceleration(m/s^2)	Reduction(%)	Acceleration(m/s^2)	Reduction(%)
1-EW	0.0261	0.0209	19.63	0.0167	35.74
1-NS	0.0612	0.0227	62.90	0.0192	68.56
2-EW	0.0506	0.0445	12.02	0.0289	42.99
2-NS	0.0817	0.0207	74.60	0.0189	76.82
3-EW	0.0361	0.0342	5.35	0.0259	28.25
3-NS	0.0273	0.0193	29.04	0.0173	36.35
4-EW	0.1239	0.0342	72.43	0.0279	77.48
4-NS	0.0498	0.0526	-5.65	0.0370	25.64
5-EW	0.0371	0.0311	16.31	0.0188	49.30
5-NS	0.0214	0.0247	-15.74	0.0168	21.41
6-EW	0.0675	0.0260	61.42	0.0203	69.86
6-NS	0.1535	0.0353	77.02	0.0198	87.10

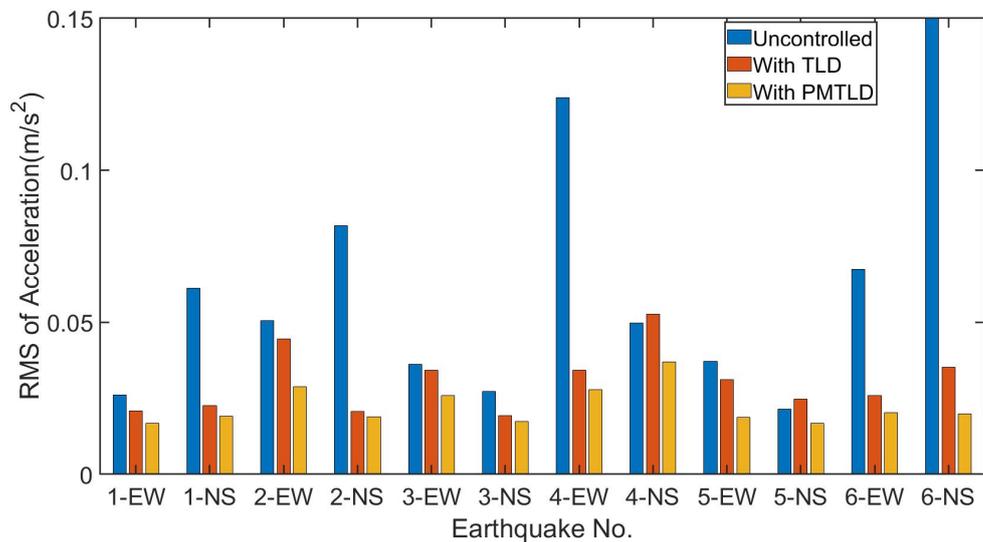


圖 4.24: 結構系統受各地震外力之方均根加速度圖



進一步將承受地震外力時所測得之結構系統加速度透過 RMS(Root Mean Square) 方均根處理後，整理成上表4.5與圖4.24以呈現整體之趨勢；其結果與上述之結構反應最大值相似，結構系統在附加了液體阻尼器後，確實能有效的降低承受地震外力時之結構反應，而 PMTLD 組別因能有效抑制槽內液體的沖激行為，消滅了多餘的晃動，因此進一步降低系統之動態反應，以編號 6-NS 之地震歷時為例，使用 TLD 便能有效的降低約 77% 之加速度，在添加了不鏽鋼網組後更使得系統加速度下降至原來的 13% 左右。針對編號 4-NS 之地震歷時進行探討，可以看到 TLD 組別之方均根加速度較空單擺組別上升了約 15%，因此將編號 4-NS 之霧峰國小南北向地震歷時進行快速傅立葉轉換以了解其頻率組成，並且以編號 2-NS 之河東國小測站南北向地震歷時一同進行快速傅立葉轉換作為對照組，如下圖4.25。會發生附加阻尼系統卻使得反應加劇的情況之原因除了如上所述，地震歷時之頻率組成與系統自然頻率相差甚遠，從下圖可以看到代號 TCU065-Nor 之地震歷時在頻率 0.533Hz 時有一峰值出現，此頻率與結構系統之自然頻率比約等於 0.90 左右，從前述之 TLD 頻率響應圖便可知，在頻率比 $\beta = 0.90$ 時 TLD 會有峰值出現，也因此加劇了結構反應，而代號 CHY088-Nor 之地震歷時在頻率 0.605Hz 時有一峰值，此頻率與結構系統自然頻率 0.595Hz 相當接近，系統本身之反應便非常明顯，因此附加了液體阻尼器後成效更為顯著。

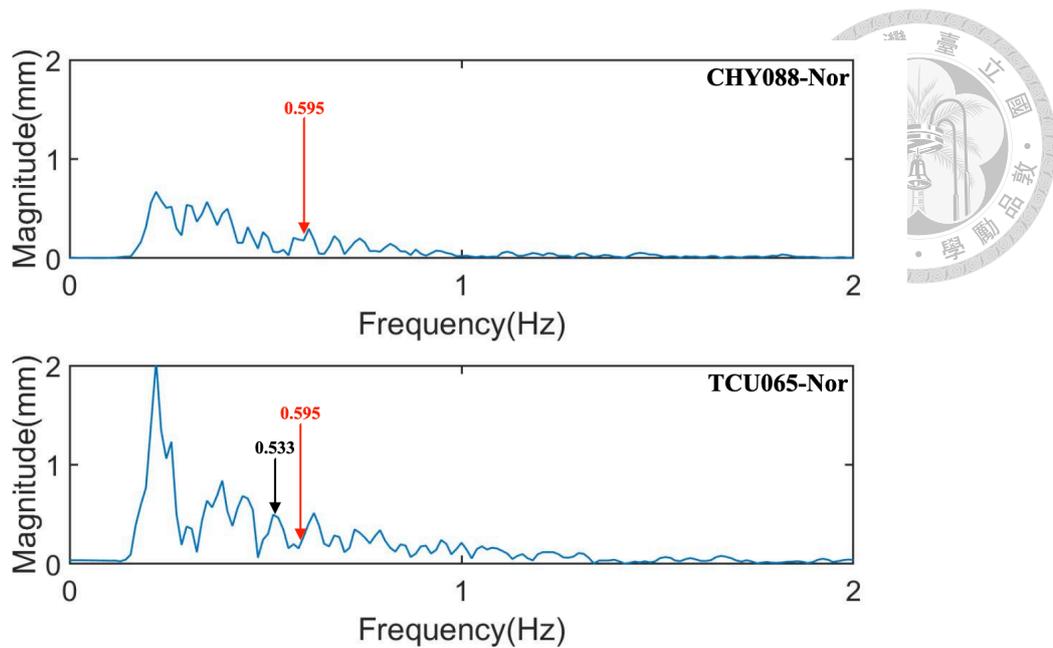


圖 4.25: 地震編號 1-NS 與 4-NS 之歷時頻譜圖

以編號 1-NS 之山峰國小測站南北向地震歷時為例，承受地表震動之槽內液體衝擊力如下圖 4.26 所示，裝設不鏽鋼網組之 PMTLD 與 TLD 相比，液體衝擊力無論峰值或是整體歷時皆有明顯的下降，與上述結構反應之結果相似，PMTLD 之組別不但降低了結構反應，也使槽內液體施加在液體阻尼器壁面之衝擊力一同下降，以保護阻尼器本體。其它液體衝擊力圖呈現於附錄 A.2。

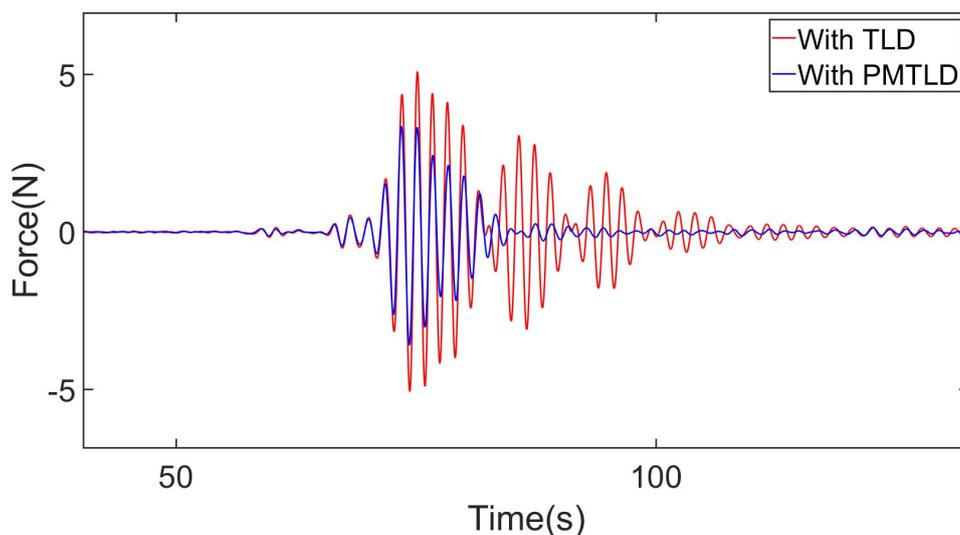


圖 4.26: 承受 1-NS 地震外力時結構附加不同阻尼器之液體衝擊力比較圖

將結構系統承受編號 2-NS 地震歷時之加速度進行小波轉換 (Wavelet Transforms)，以觀察結構系統動能在頻率域與時域變化情形，結果如下圖 4.27 所示；小波轉換是一種將頻率對應時域反應行為可視化的方法，其與快速傅立葉轉換 (FFT, Fast Fourier Transforms) 一樣能同時分析時間和頻率，但小波轉換之特性在於其在高頻時對時域解析度較佳，而在低頻時則對頻率域解析度較佳，恰好符合針對訊號分析在高低頻解析度要求。在本文小波轉換中所運用之母小波為 Morse 小波，其經常用於分析調變訊號，即訊號的振幅與頻率會隨著時間變化而改變，因此針對結構反應加速度之頻率域與時域一同進行分析。

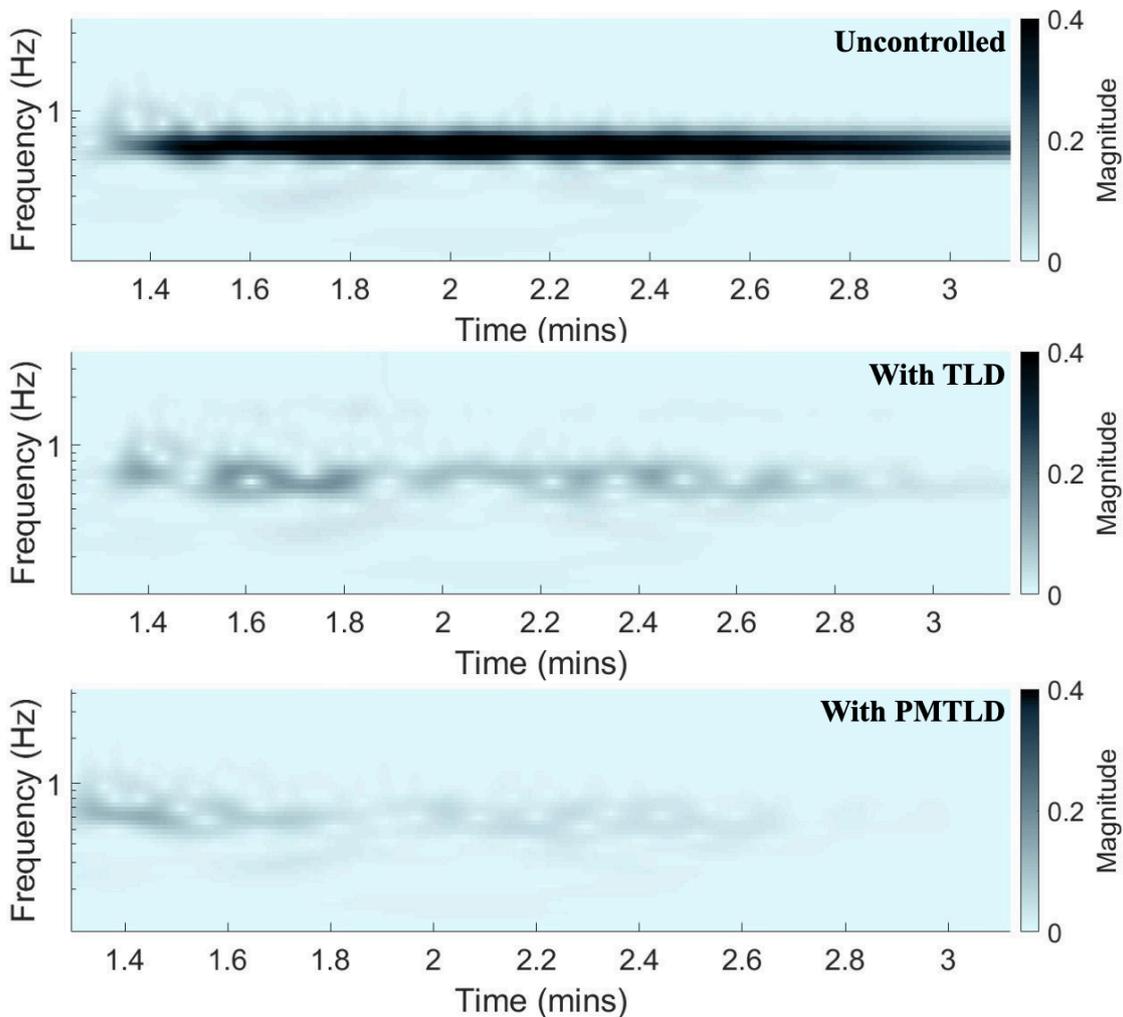


圖 4.27: 承受 2-NS 地震外力時結構附加不同阻尼器之加速度小波轉換圖

上圖中呈現了空單擺、附加 TLD 與 PMTLD 三個系統之加速度反應圖，可以看到空單擺系統所呈現的顏色分佈較另外兩個系統密集且顏色更深，越密集的陰影也就意味著能量更為集中 [35]，因此空單擺系統之能量消散速度比起其他兩個系統也較慢，此外，以頻率域的觀點，空單擺系統之能量集中於單一頻率附近，此頻率應為結構系統之自然頻率，而附加了 TLD 與 PMTLD 之系統能量分佈呈現較為分散的情況，也就表示比起空單擺系統，附加了液體阻尼器後能更有效率幫助能量消散 [36]。透過地表簡諧振動更能觀察到上述頻率域之變化情形，如下圖4.28所示：

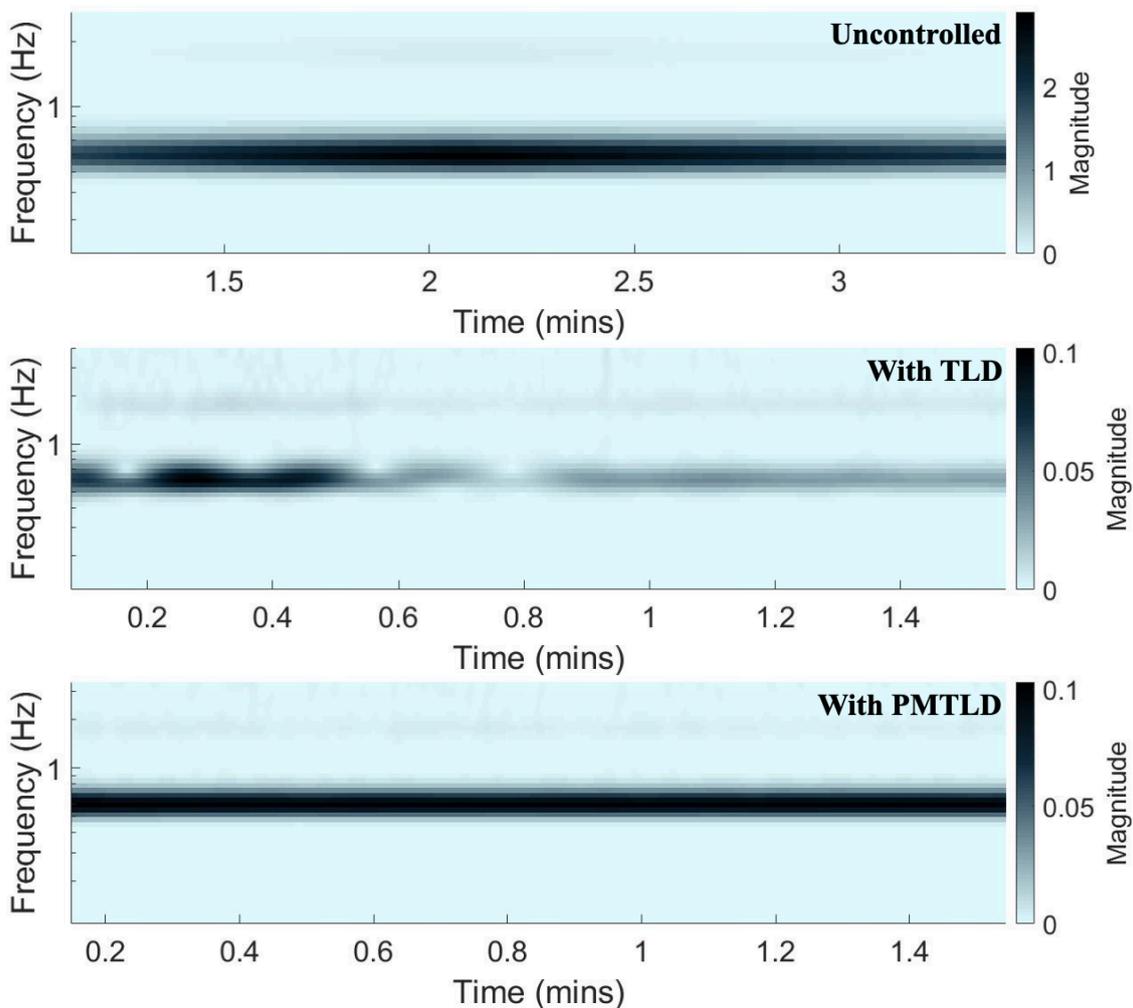


圖 4.28: 承受地表簡諧振動時結構附加不同阻尼器之小波轉換圖

上圖係為結構系統承受共振頻率之地表簡諧振動反應圖，可以發現在空單擺系統中能量集中在單一頻率的情形相當顯著，也因而導致相當大的結構反應；在附加液體阻尼器的系統中可以看到能量由結構物自然頻率之模態躍升到了更高頻之模態，這樣的現象便有助於更快速的消散能量 [36]，以達到更好的成效。

第五章 結論與未來展望



5.1 結論

本文係以實驗方式研究裝置不鏽鋼網組之多孔材質諧調液體阻尼器置於結構上之穩態動力行為，分別使用兩個不鏽鋼網組以模擬不同液體阻尼力，並透過輸入多個外力振頻以得到結構系統頻率響應得出最佳設計，再經由地震歷時來比較結構反應與液體衝擊力，以分析不同阻尼器之特性與成效。

1. 在簡諧試驗中，裝置不鏽鋼網組之 PMTLD1 與 PMTLD2 比起清水 TLD 在結構頻率響應反應上有明顯的下降，整體趨勢更為平緩，其中窄線距 PMTLD2 又比寬線距 PMTLD1 更為有效的抑制槽內液體的沖激，降低結構因液體晃蕩所致之振動，因此表現出更好的諧調性，能夠近似或略優於等效質量阻尼器。
2. 不鏽鋼網組於水槽內提供之液體阻尼，抑制液體沖激行為的同時也能有效降低液體的非線性行為，使得線性理論能夠與實驗值匹配，因此，可以透過線性模型有效的模擬裝置 PMTLD 之結構反應與槽內液體之動力行為。
3. 在地震力試驗中，裝置液體阻尼器確實能夠有效的降低結構系統承受地表震動之反應，且裝置不鏽鋼網組之 PMTLD 與 TLD 相比，更進一步的降低結構系統最大位移與方均根加速度，以保護結構本體與阻尼器抵禦地震外力侵襲。
4. 透過小波轉換完整呈現了結構系統在承受地震外力時能量分佈情形，結果也再次驗證使用液體阻尼器能夠幫助系統更有效率且快速的消散結構受外力影響之動能，以獲得更好的阻尼成效。



5.2 未來展望

綜觀上述，對於未來研究發展有以下建議：

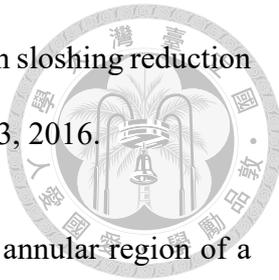
1. 對於多孔材質諧調液體阻尼器之實驗設計上，應可嘗試調整水槽與多孔材質之尺寸，使得試驗中能夠施以更大之外力，以進一步符合實際狀況。
2. 在簡諧振動試驗中，可以進一步考慮阻尼器與結構之質量比影響，以使結構頻率響應曲線能夠更符合質量阻尼器之趨勢。且針對試驗所得之結構系統阻尼比，在後續試驗中，嘗試使用不同不鏽鋼網組或多孔材質，以使結構系統的阻尼比能夠更貼近最佳阻尼比公式之結果。
3. 本研究所討論之結構與液體動力行為僅侷限於單方向之外力激振，因此後續研究可以考慮進一步的針對多維向之液體阻尼器動力特性進行延伸探討。

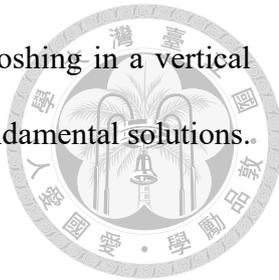


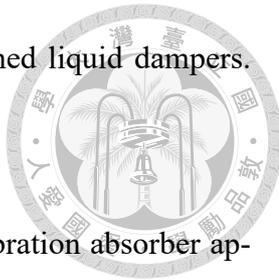
參考文獻



- [1] M. Abbaspour and H. M. Ghodsi. Comparing sloshing phenomena in a rectangular container with and without a porous medium using explicit nonlinear 2-d bem-fdm. *SCIENTIA IRANICA*, 2010.
- [2] H. N. Abramson. The dynamic behavior of liquids in moving containers, with applications to space vehicle technology. *NASA Technical report*, 1966.
- [3] E. Ayorinde and G. Warburton. Minimizing structural vibrations with absorbers. *Earthquake Engineering & Structural Dynamics*, 8(3):219–236, 1980.
- [4] H. F. Bauer. Oscillations of immiscible liquids in a rectangular container: a new damper for excited structures. *Journal of Sound and Vibration*, 93(1):117–133, 1984.
- [5] J. Bear. *Dynamics of fluids in porous media*. Courier Corporation. Lowell, 2013.
- [6] M. S. Celebi and H. Akyildiz. Nonlinear modeling of liquid sloshing in a moving rectangular tank. *Ocean Engineering*, 29(12):1527–1553, 2002.
- [7] G. M. Chatziathanasiou, N. A. Chrysochoidis, C. S. Rekatsinas, and D. A. Saravanos. A semi-active shunted piezoelectric tuned-mass-damper for multi-modal vibration control of large flexible structures. *Journal of Sound and Vibration*, 537:117222, 2022.
- [8] Y. H. Chen and Y. H. Huang. Timoshenko beam with tuned mass dampers and its design curves. *Journal of Sound and Vibration*, 278(4-5):873–888, 2004.
- [9] I. H. Cho, J. S. Choi, and M. H. Kim. Sloshing reduction in a swaying rectangular tank by an horizontal porous baffle. *Ocean Engineering*, 138:23–34, 2017.

- 
- [10] I. H. Cho and M. H. Kim. Effect of dual vertical porous baffles on sloshing reduction in a swaying rectangular tank. *Ocean Engineering*, 126:364–373, 2016.
- [11] N. Choudhary and S. Bora. Linear sloshing frequencies in the annular region of a circular cylindrical container in the presence of a rigid baffle. *Sādhanā*, 42(5):805–815, 2017.
- [12] R. Clough and J. Penzien. *Dynamics of Structures*. McGraw-Hill. New York, 1975.
- [13] I. G. Currie. *Fundamental mechanics of fluids*. CRC press. Boca Raton, 2016.
- [14] K. Degtyarev, V. Gnitko, V. Naumenko, and E. Strelnikova. Reduced boundary element method for liquid sloshing analysis of cylindrical and conical tanks with baffles. *Journal of Electronic Engineering and Computer Sciences*, 1(1):14–27, 2016.
- [15] F. T. Dodge. *The new” dynamic behavior of liquids in moving containers”*. Southwest Research Inst. San Antonio, 2000.
- [16] M. Ebrahimian, M. Noorian, and H. Haddadpour. A successive boundary element model for investigation of sloshing frequencies in axisymmetric multi baffled containers. *Engineering Analysis with Boundary Elements*, 37(2):383–392, 2013.
- [17] Y. Fujino and M. Abé. Design formulas for tuned mass dampers based on a perturbation technique. *Earthquake Engineering & Structural Dynamics*, 22(10):833–854, 1993.
- [18] Y. Fujino, B. M. Pacheco, P. Chaiseri, and L. M. Sun. Parametric studies on tuned liquid damper (tld) using circular containers by free-oscillation experiments. *Doboku Gakkai Ronbunshu*, 1988(398):177–187, 1988.

- 
- [19] I. Gavriluk, I. Lukovsky, Y. Trotsenko, and A. Timokha. Sloshing in a vertical circular cylindrical tank with an annular baffle. part 1. linear fundamental solutions. *Journal of Engineering Mathematics*, 54(1):71–88, 2006.
- [20] A. Ghosh and B. Basu. A closed-form optimal tuning criterion for tmd in damped structures. *Structural Control and Health Monitoring: The Official Journal of the International Association for Structural Control and Monitoring and of the European Association for the Control of Structures*, 14(4):681–692, 2007.
- [21] E. Graham and A. Rodriguez. The characteristics of fuel motion which affect airplane dynamics. *American Society of Mechanical Engineers*, 1952.
- [22] D. Hartog and J. Pieter. *Mechanical vibrations*. Courier Corporation. Lowell, 1985.
- [23] R. G. Jacquot and D. L. Hoppe. Optimal random vibration absorbers. *Journal of the Engineering Mechanics Division*, 99(3):612–616, 1973.
- [24] H. Jin, Y. Liu, and H. J. Li. Experimental study on sloshing in a tank with an inner horizontal perforated plate. *Ocean Engineering*, 82:75–84, 2014.
- [25] Y. Liu and H. J. Li. Wave reflection and transmission by porous breakwaters: A new analytical solution. *Coastal engineering*, 78:46–52, 2013.
- [26] D. A. Nield and A. Bejan. *Convection in porous media*, volume 3. Springer. Berlin, 2006.
- [27] S. Randall, D. Halsted III, and D. Taylor. Optimum vibration absorbers for linear damped systems. *Journal of Mechanical Design*, 1981.
- [28] R. Sygulski. Boundary element analysis of liquid sloshing in baffled tanks. *Engineering Analysis with Boundary Elements*, 35(8):978–983, 2011.

- 
- [29] M. Tait, N. Isyumov, and A. El Damatty. Performance of tuned liquid dampers. *Journal of Engineering Mechanics*, 134(5):417–427, 2008.
- [30] A. Thompson. Optimum tuning and damping of a dynamic vibration absorber applied to a force excited and damped primary system. *Journal of Sound and Vibration*, 77(3):403–415, 1981.
- [31] W. H. Tsao, L. H. Huang, and W. S. Hwang. An equivalent mechanical model with nonlinear damping for sloshing rectangular tank with porous media. *Ocean Engineering*, 242:110145, 2021.
- [32] W. H. Tsao and W. S. Hwang. Tuned liquid dampers with porous media. *Ocean Engineering*, 167:55–64, 2018.
- [33] W. H. Tsao and W. S. Hwang. Dynamic characteristics of liquid sloshing in cylindrical tanks filled with porous media. In *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, volume 351. IOP Publishing, 2019.
- [34] C. Y. Wang, J. T. Teng, and G. P. Huang. Numerical simulation of sloshing motion inside a two dimensional rectangular tank by level set method. *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, 2011.
- [35] J. J. Wang, N. E. Wierschem, B. F. Spencer Jr, and X. L. Lu. Experimental study of track nonlinear energy sinks for dynamic response reduction. *Engineering Structures*, 94:9–15, 2015.
- [36] J. J. Wang, N. E. Wierschem, B. F. Spencer Jr, and X. L. Lu. Track nonlinear energy sink for rapid response reduction in building structures. *Journal of Engineering Mechanics*, 141(1):04014104, 2015.

- 
- [37] W. Y. Wang, Y. Peng, Y. Zhou, and Q. Zhang. Liquid sloshing in partly-filled laterally-excited cylindrical tanks equipped with multi baffles. *Applied Ocean Research*, 59:543–563, 2016.
- [38] G. Warburton and E. Ayorinde. Optimum absorber parameters for simple systems. *Earthquake Engineering & Structural Dynamics*, 8(3):197–217, 1980.
- [39] G. B. Warburton. Optimum absorber parameters for various combinations of response and excitation parameters. *Earthquake Engineering & Structural Dynamics*, 10(3):381–401, 1982.
- [40] J. C. Ward. Turbulent flow in porous media. *Journal of the hydraulics division*, 90(5):1–12, 1964.
- [41] M. A. Xue, J. H. Zheng, P. Z. Lin, and X. L. Yuan. Experimental study on vertical baffles of different configurations in suppressing sloshing pressure. *Ocean Engineering*, 136:178–189, 2017.
- [42] W. B. Ye, J. Liu, G. Lin, B. Xu, and L. Yu. Application of scaled boundary finite element analysis for sloshing characteristics in an annular cylindrical container with porous structures. *Engineering Analysis with Boundary Elements*, 97:94–113, 2018.
- [43] Q. Zang, J. Liu, L. Yu, and G. Lin. Boundary element analysis of liquid sloshing characteristics in axisymmetric tanks with various porous baffles. *Applied Ocean Research*, 93:101963, 2019.
- [44] 曹文懷. 以正規化邊界積分法分析非線性液體沖激行為及其在諧調液體阻尼器之應用. 國立臺灣大學博士論文, 2018.

- 
- [45] 李昌育. 裝置多孔材質之諧調液體阻尼器物理特性研究. 國立臺灣大學碩士論文, 2021.
- [46] 葉昶廷. 多孔材質諧調液體阻尼器結合單擺之物理特性研究. 國立臺灣大學碩士論文, 2022.
- [47] 葛家豪. 液體與結構互制作用理論及其在液體儲存槽及諧調液體阻尼器之應用研究. 國立臺灣大學博士論文, 2003.
- [48] 邱俊祥. 裝置柵欄之諧調液體阻尼器減振研究. 國立臺灣大學碩士論文, 2020.
- [49] 陳永祥、丁英展. 諧調質量阻尼器之質量上限及設計曲線. 結構工程期刊, 23(2):91–106, 2008.

附錄 A — 試驗數據圖



A.1 簡諧振動試驗

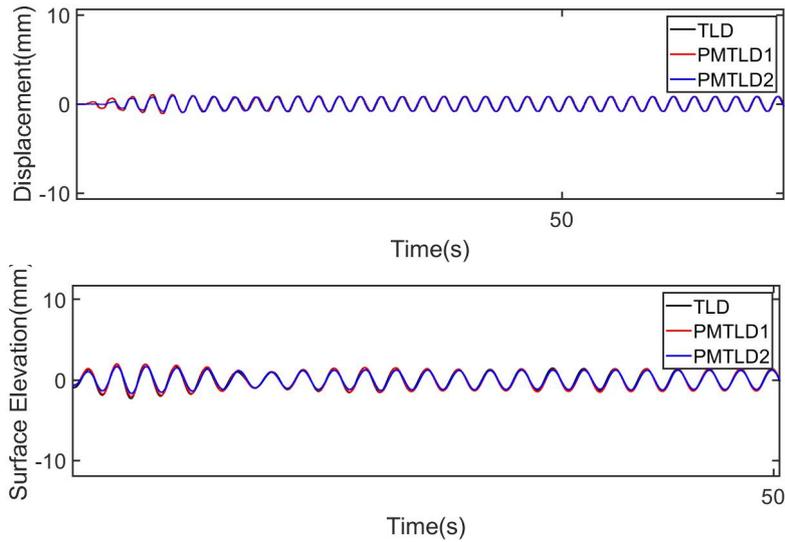


圖 A.1: 外力頻率 2.991 rad/sec

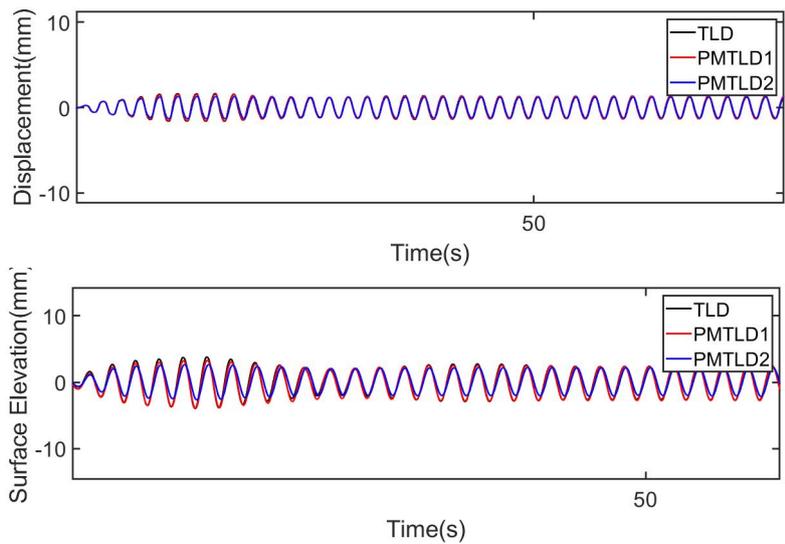


圖 A.2: 外力頻率 3.140 rad/sec

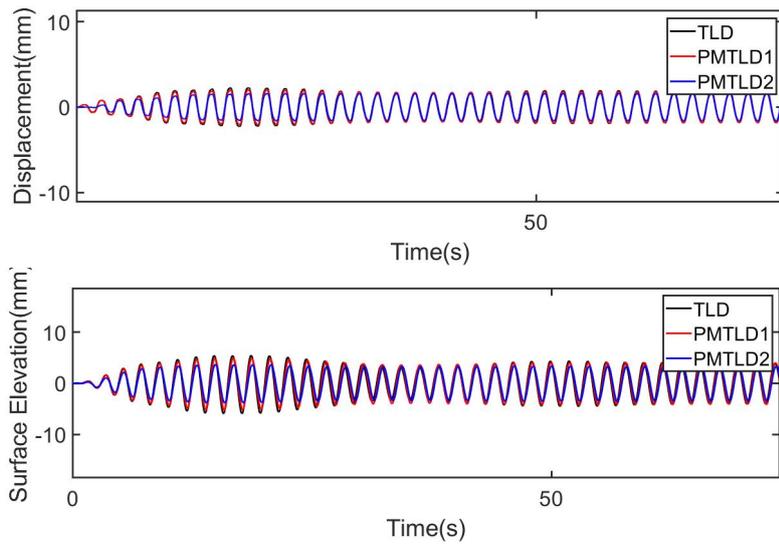
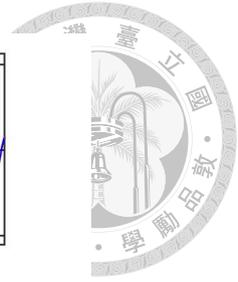


圖 A.3: 外力頻率 3.215 rad/sec

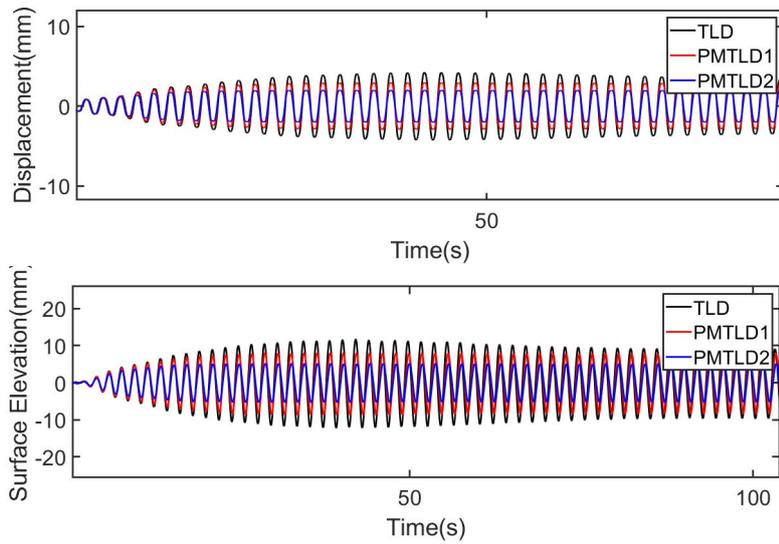


圖 A.4: 外力頻率 3.290 rad/sec

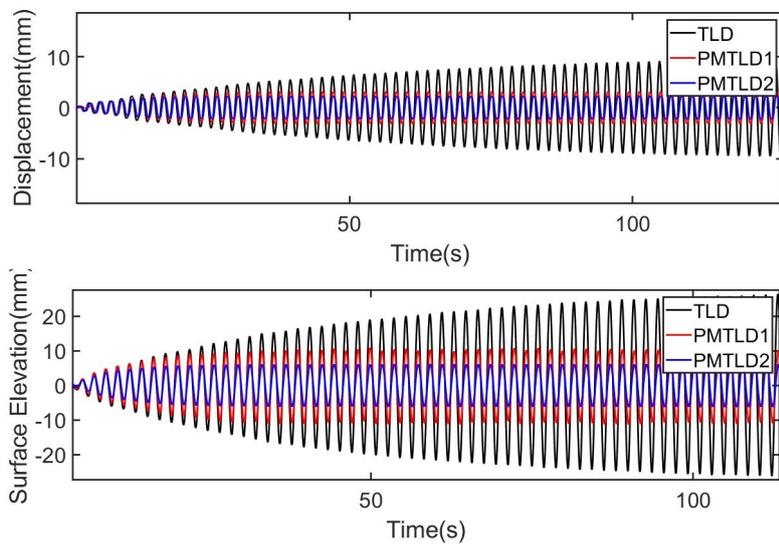


圖 A.5: 外力頻率 3.365 rad/sec

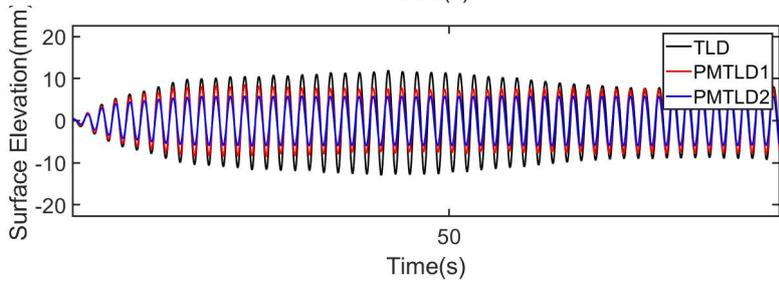
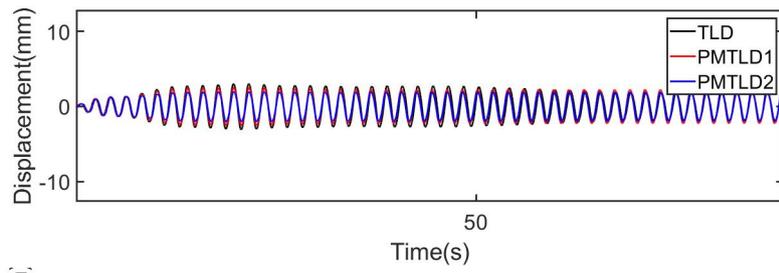
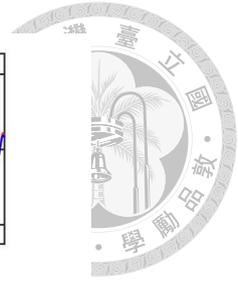


圖 A.6: 外力頻率 3.439 rad/sec

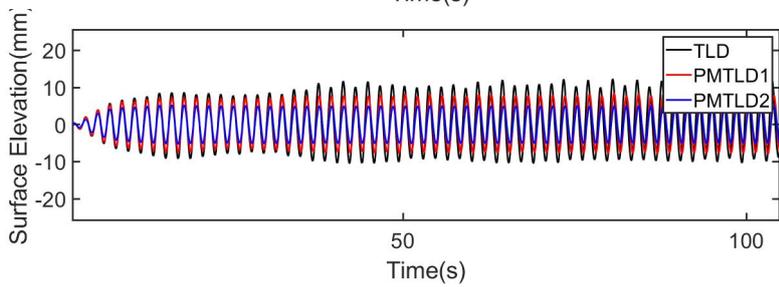
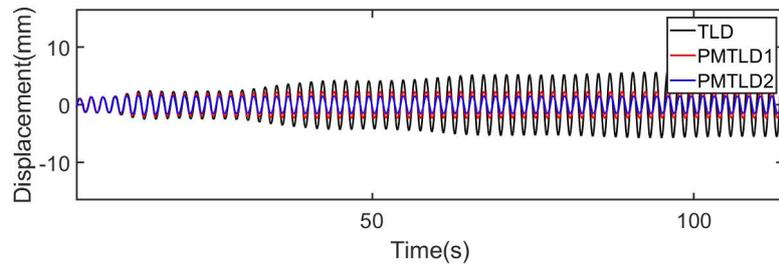


圖 A.7: 外力頻率 3.514 rad/sec

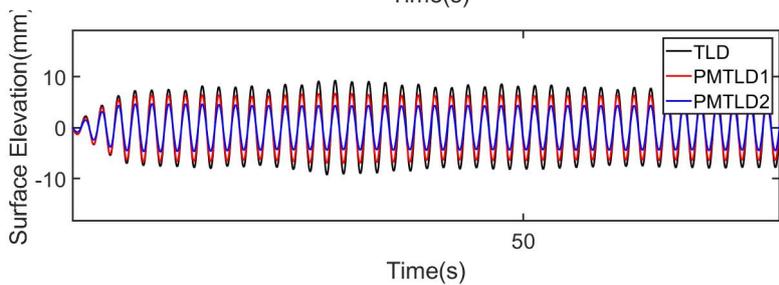
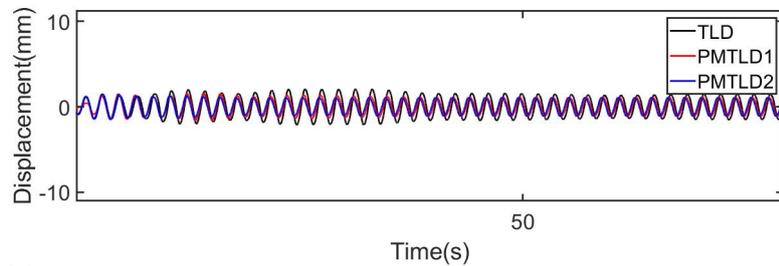


圖 A.8: 外力頻率 3.589 rad/sec

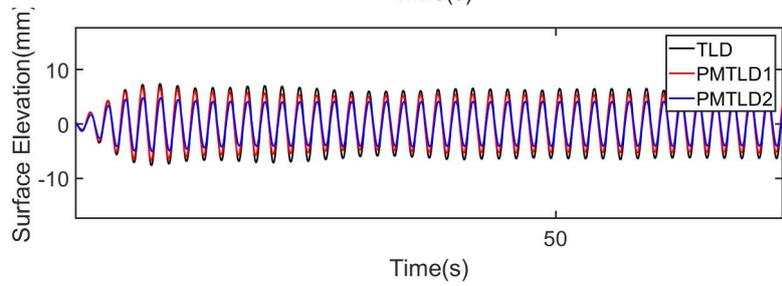
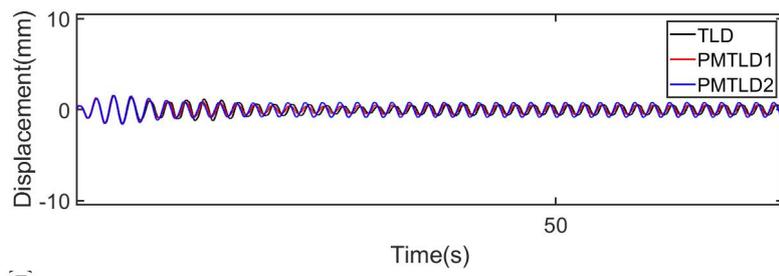
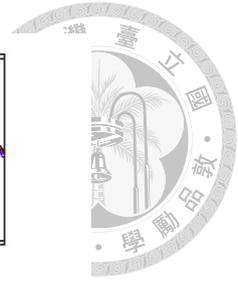


圖 A.9: 外力頻率 3.664 rad/sec

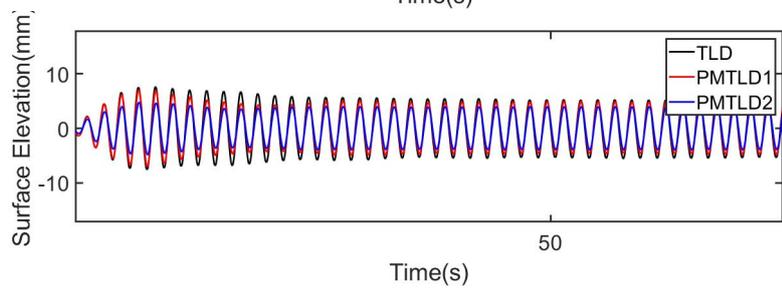
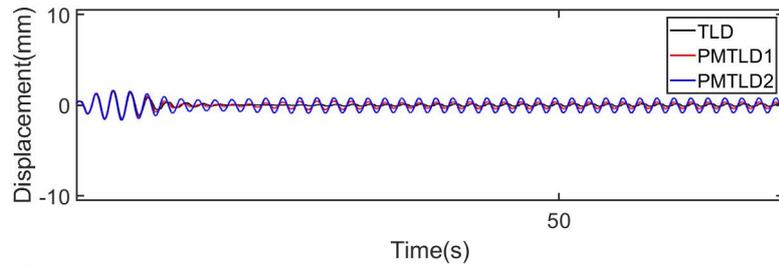


圖 A.10: 外力頻率 3.738 rad/sec

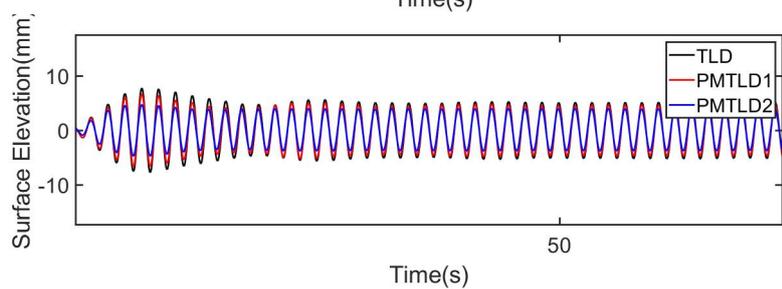
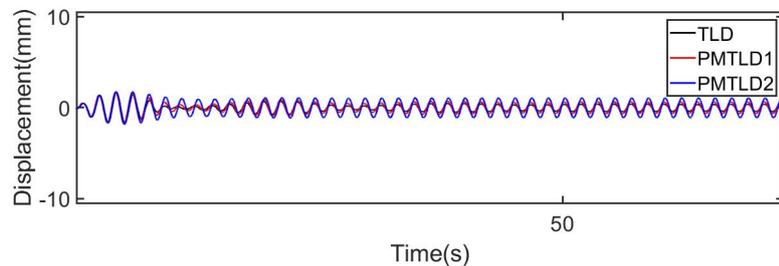


圖 A.11: 外力頻率 3.813 rad/sec

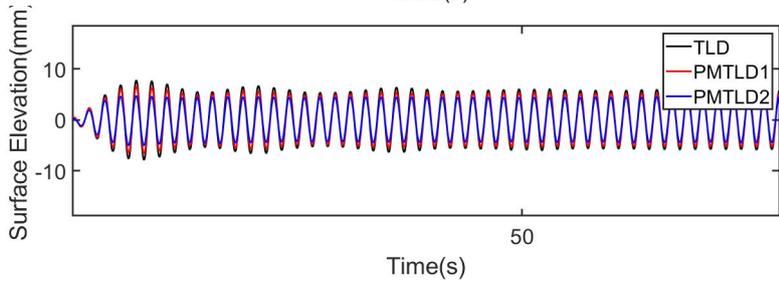
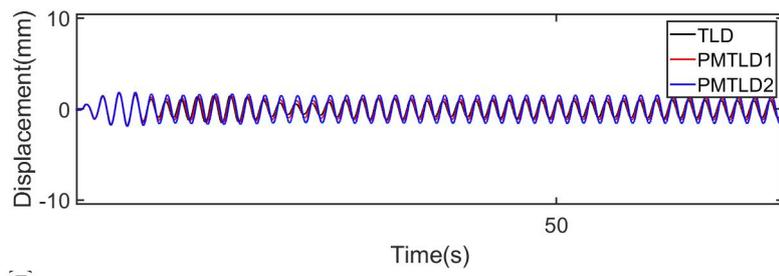
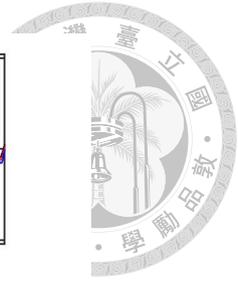


圖 A.12: 外力頻率 3.888 rad/sec

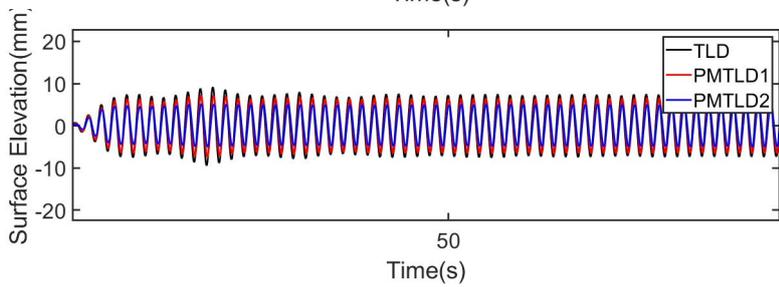
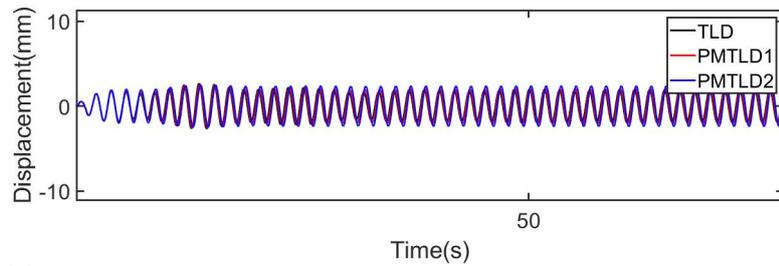


圖 A.13: 外力頻率 3.963 rad/sec

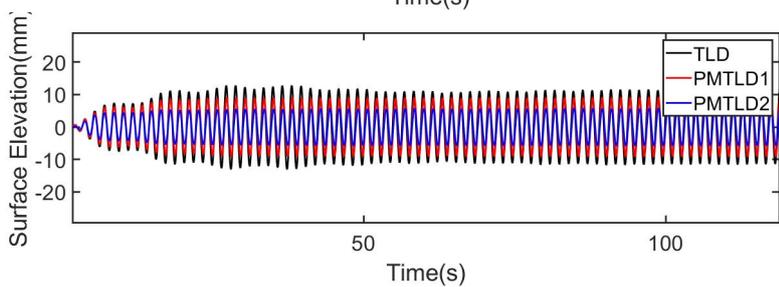
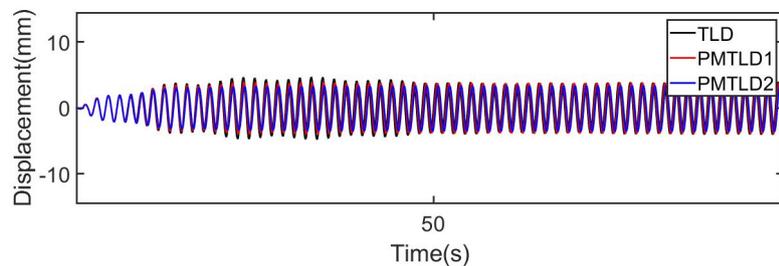


圖 A.14: 外力頻率 4.038 rad/sec

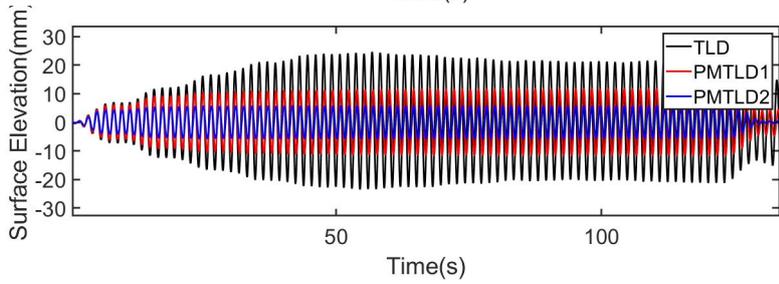
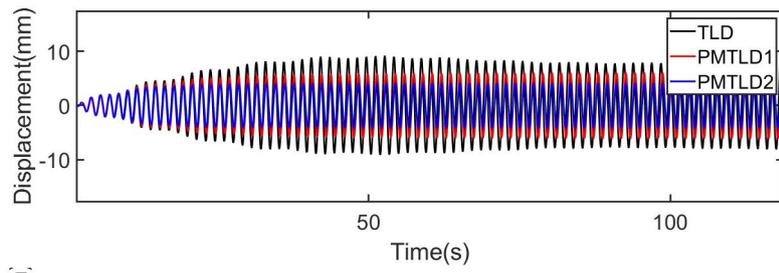
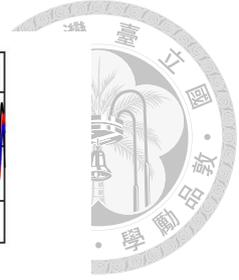


圖 A.15: 外力頻率 4.112 rad/sec

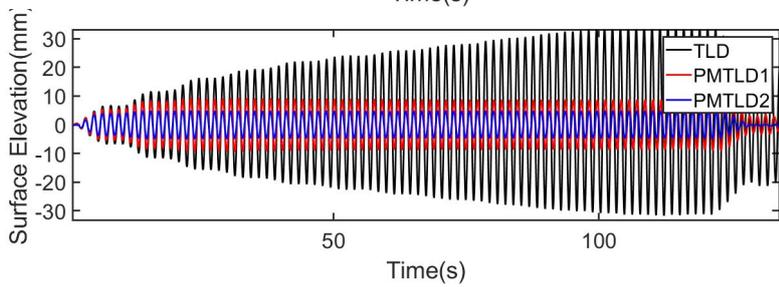
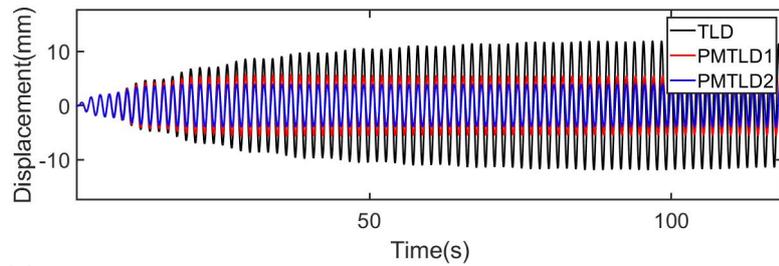


圖 A.16: 外力頻率 4.187 rad/sec

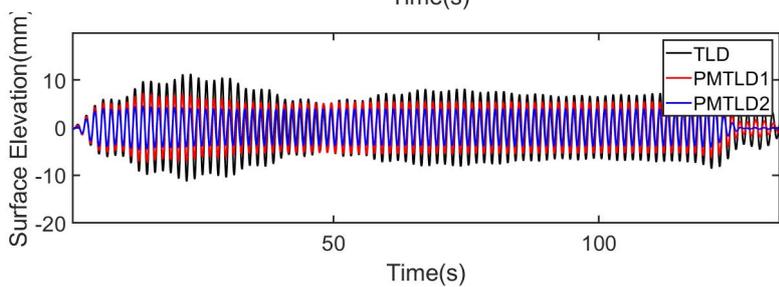
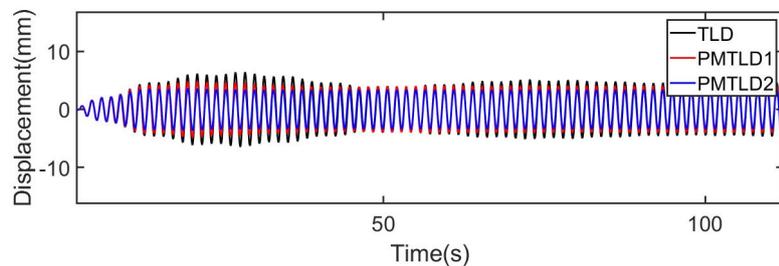


圖 A.17: 外力頻率 4.262 rad/sec

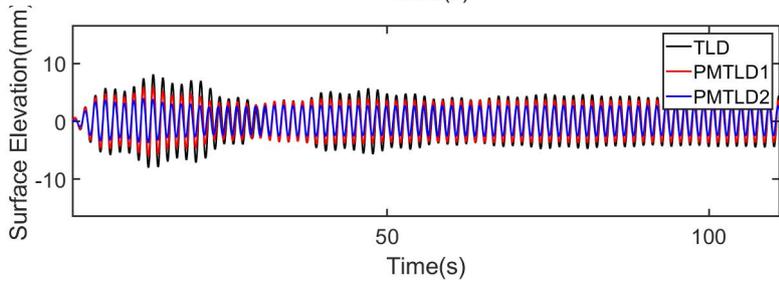
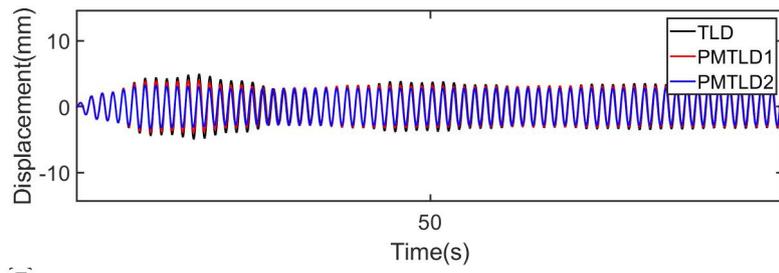
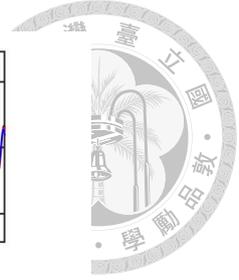


圖 A.18: 外力頻率 4.337 rad/sec

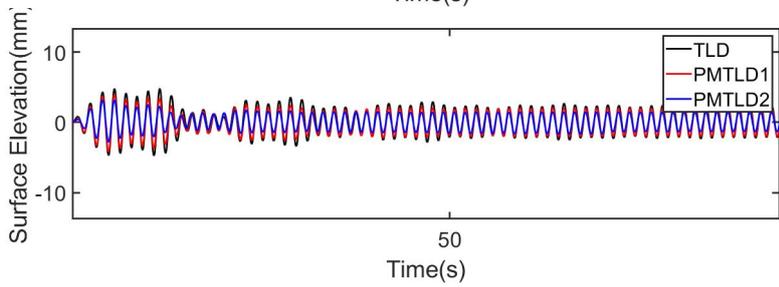
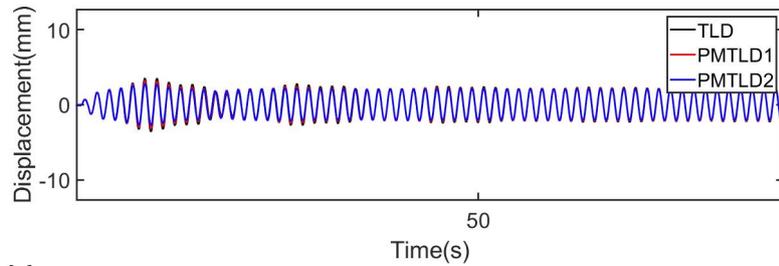


圖 A.19: 外力頻率 4.486 rad/sec

A.2 地震歷時試驗

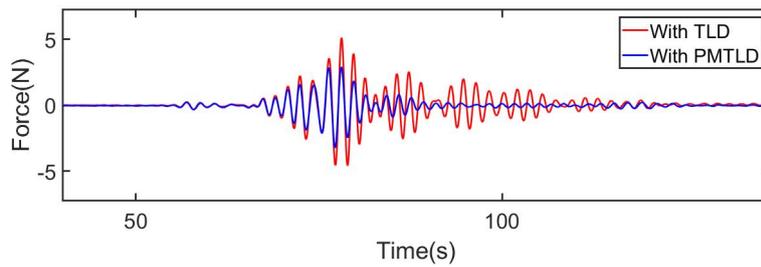
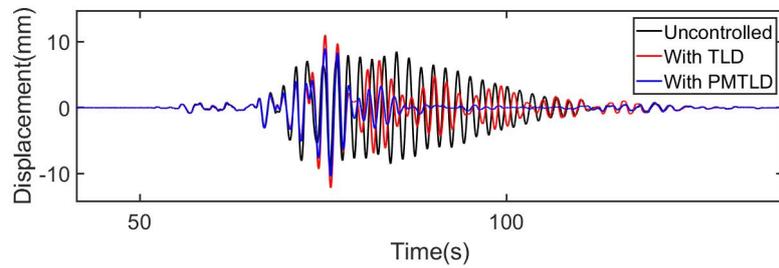
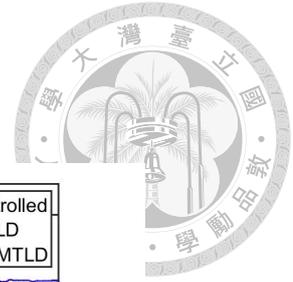


圖 A.20: 地震編號 1-EW

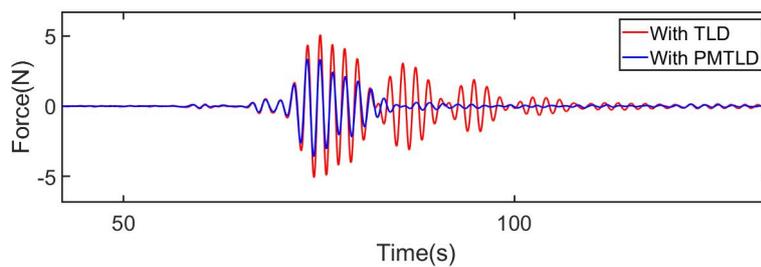
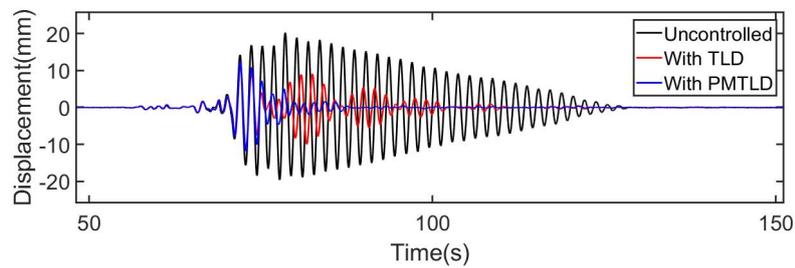
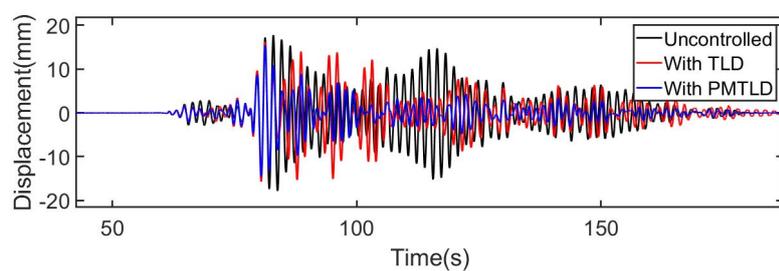


圖 A.21: 地震編號 1-NS



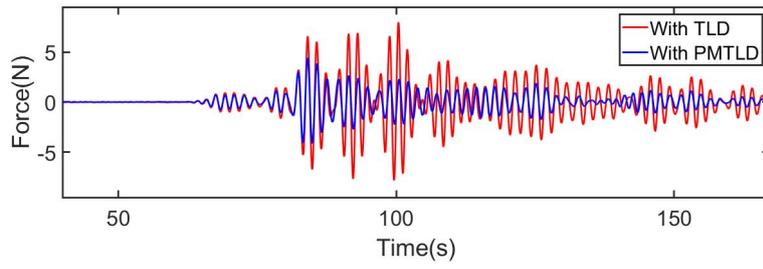


圖 A.22: 地震編號 2-EW

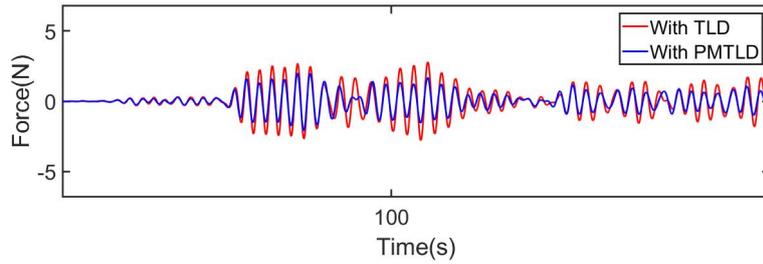
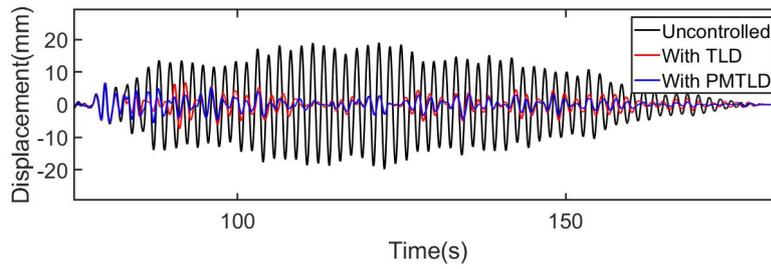


圖 A.23: 地震編號 2-NS

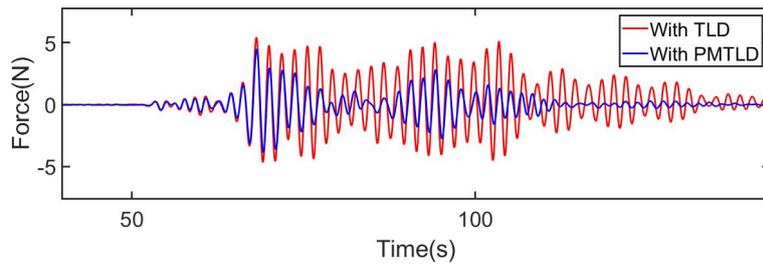
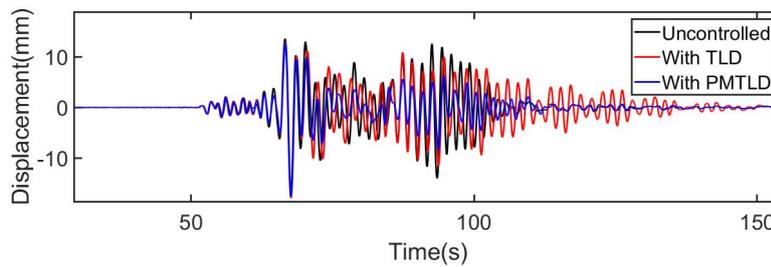


圖 A.24: 地震編號 3-EW

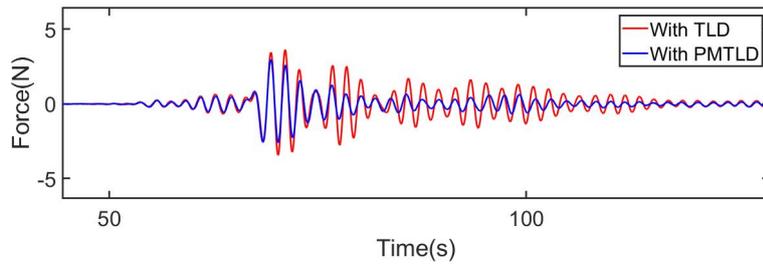
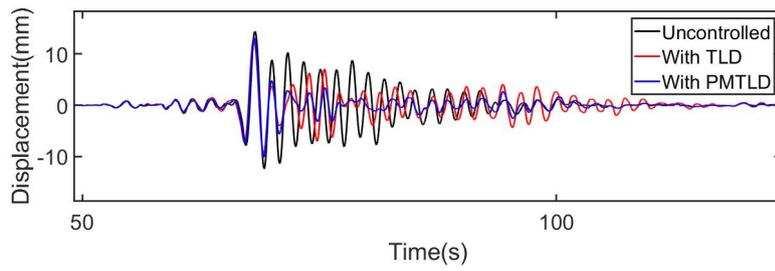
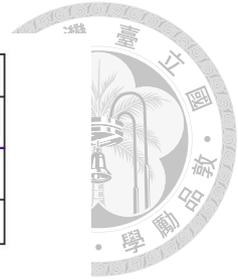


圖 A.25: 地震編號 3-NS

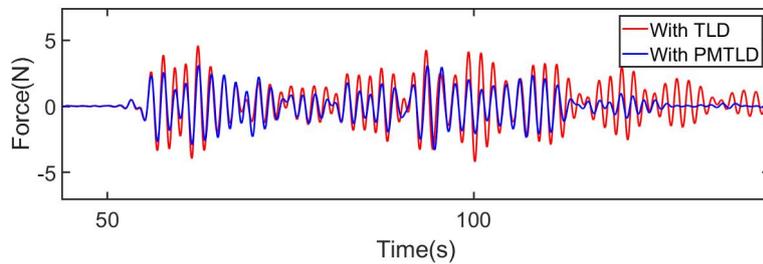
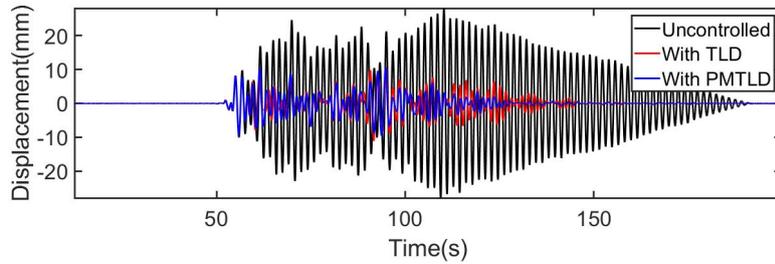


圖 A.26: 地震編號 4-EW

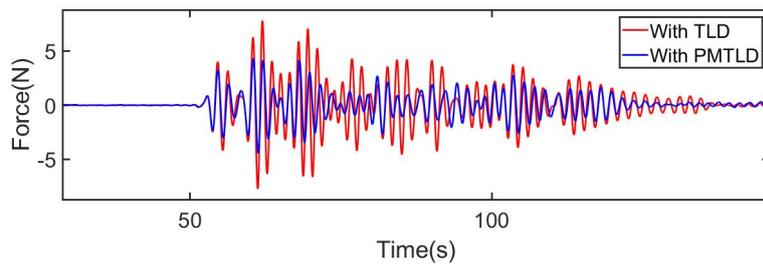
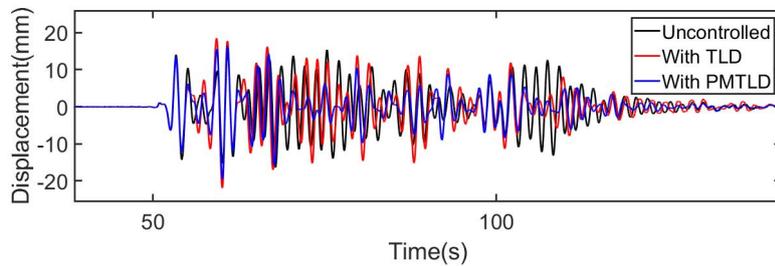


圖 A.27: 地震編號 4-NS

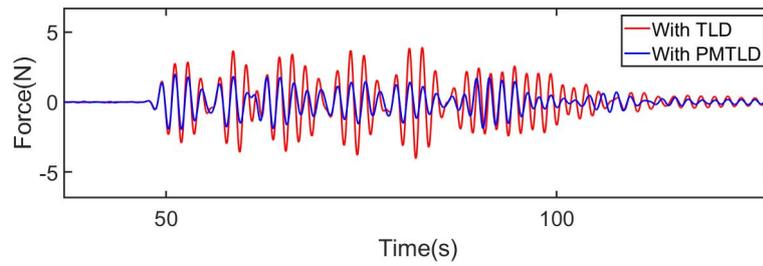
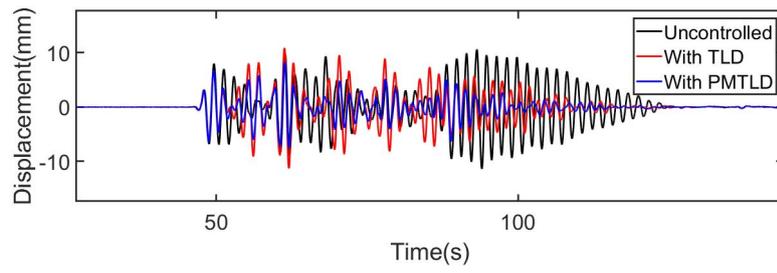
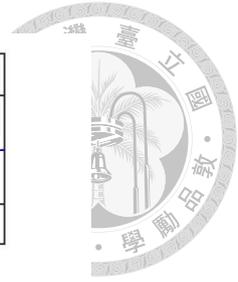


圖 A.28: 地震編號 5-EW

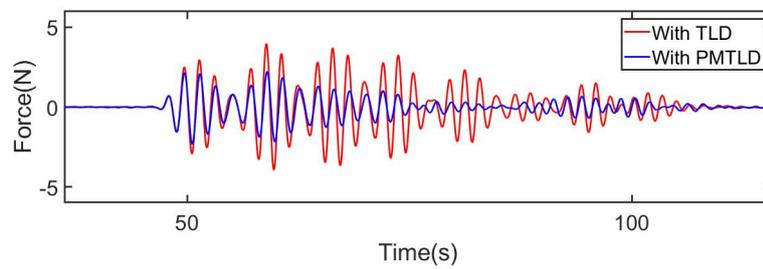
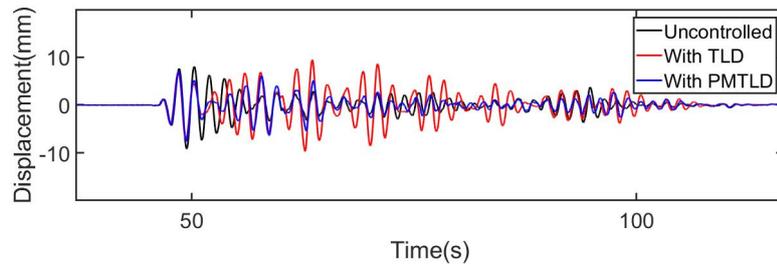


圖 A.29: 地震編號 5-NS

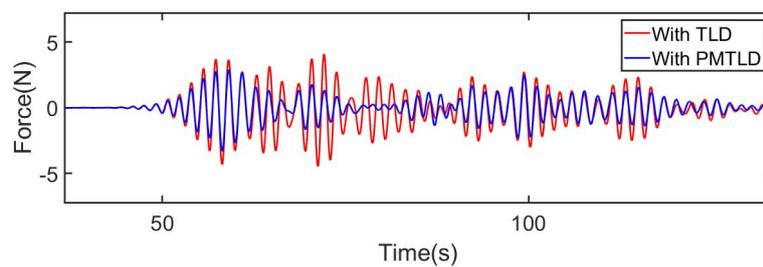
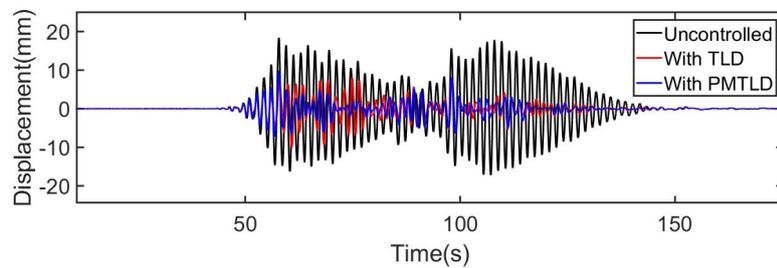


圖 A.30: 地震編號 6-EW

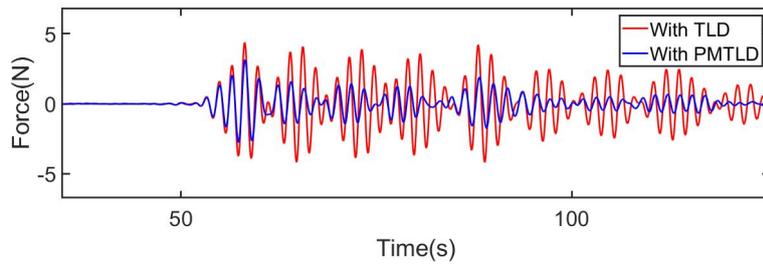
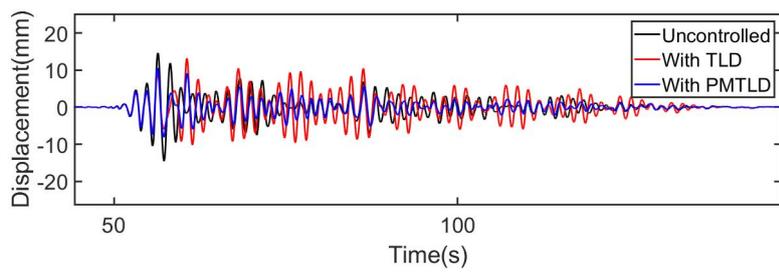


圖 A.31: 地震編號 6-NS

