



國立臺灣大學工學院機械工程學研究所

碩士論文

Department of Mechanical Engineering

College of Engineering

National Taiwan University

Master Thesis

電磁式能量採集器之設計與實現

Design and Realization of Electromagnetic energy harvesters

李哲銘

Che-Ming Lee

指導教授：蘇偉雋 博士

Advisor: Wei-Jiun Su, Ph.D.

中華民國 107 年 7 月

July, 2018



誌謝

隨著這篇論文的完成，我的研究所生活也即將結束，雖然這兩年過得很快，卻也過得非常充實。不敢說經歷兩年我的學識增長了多少，但我很肯定這兩年我接受了許多人的幫助以及指導，讓我很清楚地意識到自己的不足之處，也更了解自己的興趣所在。

能夠完成這篇論文首先要感謝我的指導教授蘇偉雋老師的指導以及栽培，在我將要升上碩一時，給我一個機會參與亞東醫院的研究計畫，在王榮德醫師與陳建誠博士的帶領與教導下，我慢慢了解到在研究上會碰到的各種困難，同時學習如何獨立思考與發現問題，因為碩一參與計畫所學習到的經驗，讓我在碩二開始進行這篇論文的研究時能夠比較順利。除此之外，也要謝謝老師為我的研究指引正確的方向，讓我在進行研究與撰寫論文的過程中受益良多。接下來要感謝的是一起在 DSD Lab 奮鬥的好夥伴文波學長、玄真學長、德育學長、立翰學長，有了學長們在課業上的指導與帶領我熟悉實驗室，我才能迅速融入研究所生活。也謝謝宣安、建維以及益康，這兩年來我們一起修了許多課，在彼此的研究上互相幫忙，你們的幫助讓我度過了許多研究上的難關。也謝謝學弟們紹增、奕傑、文字、書群還有佳翰，實驗室因為你們的加入而變得熱鬧許多，很感謝學弟們在一起修電機所的機器學習時給予我的幫助，也很開心 DSD Lab 的成員愈來愈多了。

最後，當然不能忘了最支持我的家人，謝謝我的父母讓我在沒有經濟壓力的情況下專心完成研究所學業且支持我的每個決定，謝謝弟弟俊謬一起在課業中努力回屏東也互相陪伴，同時也感謝我的女友家慧，帶領我適時離開研究，拓展自己的生活圈。畢業後就是新的開始，謝謝台大機械所設計組，如此自由又提供許多資源，讓我能盡情探索自己，我會帶著這兩年的經驗，面對未來的挑戰。



中文摘要

本論文將討論一個新式的電磁式能量採集器，此採集器結合永磁無刷直流馬達與滾珠螺桿慣質，實現一個可應用於減振系統之慣質式電磁能量採集器。慣質為一個完整的雙端子機械裝置，可以等效為機械系統中的質量，使得機械網路系統得以完美的對應至電子網路系統，且能夠以較小的質量藉由其轉動慣量的提升來達成較大的等效質量。慣質目前已成功地運用在汽機車、火車與建築物之懸吊或減振系統上，並證實可提升其性能。

因此本論文將設計此結合慣質的電磁式能量採集器並將其實現，用實驗驗證其力學模型與能量採集功率。由於其理論模型的部分含有許多不確定因素，如滾珠螺桿摩擦力與馬達阻尼係數等，故本論文在實驗部分先將這些未知參數擬合出後再探討此能量採集器的等效阻尼、慣質影響與其機械效益等特性。

最後將此慣質式電磁能量採集器應用於建築物減振系統中，其中調諧質量阻尼器（Tuned Mass Damper, TMD）是目前常見的一種控制振動方法，由於 TMD 質量塊之衝程與速度皆大於主結構之位移與速度，且原先這些能量會以廢熱的形式逸散，如何能夠採集這些逸散的能量便屬振動能量採集器的設計範疇，近年來也有學者開始將慣質加入 TMD 裝置中做為慣質式調諧質量阻尼器(Tuned Mass Damper Inerter, TMDI)，故本論文所設計之慣質式電磁能量採集器將會作為 TMDI 中的慣質元件，並以數值模擬驗證其減振效果，模擬結果顯示在地震力與風力歷時反應下，此可用於能量採集的慣質式調諧質量阻尼器不僅能有效降低主結構的振動，同時也能採集到相當可觀的電能。

關鍵字：電磁式能量採集器、慣質、調諧質量阻尼器、慣質式調諧質量阻尼器



ABSTRACT

In this thesis, we discuss a novel electromagnetic energy harvester that combines a BLDC and a ball screw inerter. The inerter is a complete two-terminal mechanical device, which can be equivalent to the mass in the mechanical system, so that the mechanical network system can be perfectly matched to the electronic network system. Inerter has been successfully applied to the suspension of automobiles, trains and buildings. Therefore, we design this electromagnetic energy harvester to verify its mechanical model and energy harvesting power. Because it contains many uncertainties, such as the friction force. We fit these unknown parameters in the experimental part and then explores the impact of the damping and the inertance on the energy harvester.

In the end, the energy harvester is used in the building for vibration reduction. The Tuned Mass Damper (TMD) is a common method of vibration control. Because the stroke of the TMD is greater than the displacement of the structure, and the energy of vibration will be dissipated to heat. In recent years, some scholars have begun to add the inerter to the TMD device as a Tuned Mass Damper Inerter (TMDI). The electromagnetic energy harvester designed in this thesis will be used as an inerter in TMDI, and its damping effect is verified by numerical simulation. The simulation results show that under the earthquake and the wind load, this energy harvesting-enabled tuned mass-damper-inerter (EH-TMDI) device, not only can effectively reduce the vibration of the structure, but also can collect considerable electrical energy.

Keywords: Electromagnetic Energy Harvester, Inerter, Tuned Mass Damper, Tuned Mass Damper Inerter.



目錄

| | |
|---------------------------|-----|
| 口試委員會審定書 | # |
| 誌謝 | i |
| 中文摘要 | ii |
| ABSTRACT | iii |
| 目錄 | iv |
| 圖目錄 | vii |
| 表目錄 | xii |
| 符號表 | xii |
| Chapter 1 緒論 | 1 |
| 1.1 前言 | 1 |
| 1.2 文獻回顧 | 3 |
| 1.2.1 直線電磁式能量採集器 | 4 |
| 1.2.2 旋轉電磁式能量採集器 | 6 |
| 1.2.3 液壓電磁式能量採集器 | 8 |
| 1.2.4 慣質式電磁能量採集器 | 9 |
| 1.3 研究目的 | 12 |
| 1.4 論文架構 | 13 |
| Chapter 2 慣質介紹 | 14 |
| 2.1 傳統機械與電子網路系統對應關係 | 14 |
| 2.2 慣質理論 | 16 |
| 2.3 慣質實現 | 18 |



| | | |
|-----------|-------------------------|----|
| Chapter 3 | 理論模型 | 20 |
| 3.1 | 電磁式能量採集 | 20 |
| 3.2 | 滾珠螺桿慣質 | 23 |
| 3.3 | 機電慣質 | 24 |
| 3.4 | 慣質式電磁能量採集器 | 26 |
| Chapter 4 | 實驗設計與流程 | 28 |
| 4.1 | 原型設計 | 29 |
| 4.2 | 實驗儀器 | 37 |
| 4.3 | 實驗流程 | 39 |
| Chapter 5 | 實驗結果與討論 | 41 |
| 5.1 | 發電功率與反電動勢常數 | 41 |
| 5.1.1 | 永磁直流馬達發電功率驗證 | 41 |
| 5.1.2 | 無刷直流馬達之反電動勢常數 | 44 |
| 5.2 | 採集器之慣質與阻尼值分析 | 47 |
| 5.2.1 | 滾珠螺桿之摩擦力與摩擦係數 | 47 |
| 5.2.2 | 無刷直流馬達之馬達阻尼係數 | 52 |
| 5.2.3 | 改變外部電阻之影響 | 57 |
| 5.2.4 | 採集器之等效阻尼值 | 61 |
| 5.2.5 | 加入慣質之比較 | 64 |
| 5.3 | 能量採集與效益 | 67 |
| Chapter 6 | EH-TMDI 的設計與分析 | 74 |
| 6.1 | TMDI 系統模型的建立與驗證 | 74 |
| 6.1.1 | TMD 理論模型 | 74 |
| 6.1.2 | TMDI 理論模型 | 78 |
| 6.1.3 | Simscape 模型的建立與驗證 | 80 |

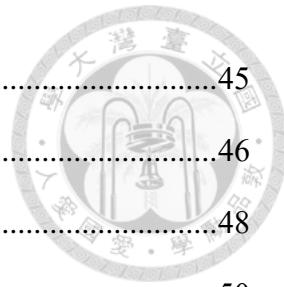


| | |
|------------------------------|-----|
| 6.2 EH-TMDI 系統模型的建立與分析 | 85 |
| 6.2.1 地震種類 | 86 |
| 6.2.2 地震力歷時反應與能量採集 | 92 |
| 6.2.3 風力歷時反應與能量採集 | 97 |
| Chapter 7 結論與未來展望 | 102 |
| 7.1 結論 | 102 |
| 7.2 未來展望 | 103 |
| 參考文獻 | 104 |

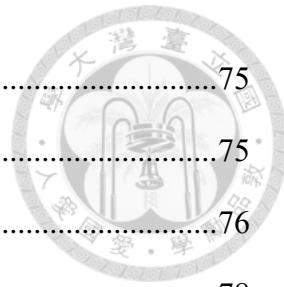


圖 目 錄

| | |
|---|----|
| 圖 1.1 位在台北 101 內部的 TMD[1]..... | 2 |
| 圖 1.2 行駛於城市與高速公路中的汽車能量損失[2] | 2 |
| 圖 1.3 直線電磁式能量採集器 | 5 |
| 圖 1.4 齒輪齒條式旋轉電磁能量採集器[23] | 6 |
| 圖 1.5 滾珠螺桿式旋轉電磁能量採集器[28] | 7 |
| 圖 1.6 雙腳機構式旋轉電磁能量採集器[32] | 8 |
| 圖 1.7 液壓式電磁能量採集減振器[37] | 9 |
| 圖 1.8 慣質式電磁調諧質量阻尼器[40] | 11 |
| 圖 1.9 TMDI 與 EH-TMDI 於不同振動形式之系統模型[41] | 11 |
| 圖 2.1 傳統機械及電子網路系統之「力—電流」對應關係 | 17 |
| 圖 2.2 新機械與電子網路系統之「力—電流」對應關係 | 17 |
| 圖 2.3 慣質的實現方式 | 19 |
| 圖 3.1 永磁直流馬達發電機之等效電路圖 | 22 |
| 圖 4.1 慣質式電磁能量採集器實驗原型示意圖 | 28 |
| 圖 4.2 工作原理示意圖 | 30 |
| 圖 4.3 三相無刷馬達發電之等效電路圖 | 32 |
| 圖 4.4 有無加入飛輪之理論模型模擬結果 | 35 |
| 圖 4.5 慣質式採集器實驗原型實體圖 | 36 |
| 圖 4.6 實驗儀器 | 38 |
| 圖 4.7 實驗系統配置圖 | 40 |
| 圖 5.1 永磁直流馬達發電功率實驗示意圖 | 42 |
| 圖 5.2 永磁直流馬達發電功率實驗結果 | 43 |



| | |
|---|----|
| 圖 5.3 無刷直流馬達之反電動勢常數實驗架構圖 | 45 |
| 圖 5.4 無刷直流馬達之反電動勢常數實驗結果 | 46 |
| 圖 5.5 Coulumb 與 Stribeck 摩擦力模型[55] | 48 |
| 圖 5.6 滾珠螺桿力對位移關係圖 | 50 |
| 圖 5.7 滾珠螺桿振幅 7 mm 之力對時間與力對位移關係圖 | 51 |
| 圖 5.8 未安裝飛輪之採集器開迴路力對位移關係圖 | 53 |
| 圖 5.9 未安裝飛輪之採集器開迴路之力對時間與力對位移關係圖(振幅 5 mm) ... | 54 |
| 圖 5.10 慣質式採集器開迴路之飛輪 $J_{fw} = 932(g \cdot cm^2)$ 振幅 5 mm 實驗圖 | 55 |
| 圖 5.11 慣質式採集器開迴路之飛輪 $J_{fw} = 1425(g \cdot cm^2)$ 振幅 5 mm 實驗圖 | 56 |
| 圖 5.12 未安裝飛輪之採集器實驗架構圖 | 57 |
| 圖 5.13 外接三個 10Ω 電阻之實驗結果 | 58 |
| 圖 5.14 外接不同電阻值之實驗與模擬結果 | 59 |
| 圖 5.15 外接三個 10Ω 電阻之力對時間與力對位移關係圖(振幅 7 mm) | 60 |
| 圖 5.16 採集器的等效動態系統模型 | 62 |
| 圖 5.17 外接不同電阻值時的等效阻尼值(振幅 7 mm) | 63 |
| 圖 5.18 慣質式採集器之實驗圖(飛輪 1，電阻 10Ω ，振幅 7 mm) | 65 |
| 圖 5.19 慣質式採集器之實驗圖(飛輪 2，電阻 10Ω ，振幅 7 mm) | 66 |
| 圖 5.20 外接電阻 6.8Ω ，頻率 3 Hz，振幅 10 mm 之力對位移關係圖 | 69 |
| 圖 5.21 外接電阻 6.8Ω ，頻率 3 Hz，振幅 10 mm 之單相採集功率 | 69 |
| 圖 5.22 外接不同電阻之機械效益比較圖 | 70 |
| 圖 5.23 不同頻率之機械效益比較圖 | 70 |
| 圖 5.24 未安裝飛輪之採集器(電阻 10Ω ，頻率 1-3 Hz，振幅 10 mm) | 71 |
| 圖 5.25 慣質式採集器(飛輪 1，電阻 10Ω ，頻率 1-3 Hz，振幅 10 mm) | 72 |
| 圖 5.26 慣質式採集器(飛輪 2，電阻 10Ω ，頻率 1-3 Hz，振幅 10 mm) | 73 |



| | |
|---|-----|
| 圖 6.1 台北 101 風阻尼球[56] | 75 |
| 圖 6.2 TMD 加裝於單自由度系統 | 75 |
| 圖 6.3 TMD 系統受外力示意圖 | 76 |
| 圖 6.4 TMDI 加裝於單自由度系統 | 78 |
| 圖 6.5 TMDI 系統受外力示意圖 | 79 |
| 圖 6.6 單層建築物減振系統之頻率響應比較圖 | 82 |
| 圖 6.7 簡諧風力歷時反應以 python 計算其數學模型 | 83 |
| 圖 6.8 簡諧風力歷時反應以 Simscape 建模分析 | 83 |
| 圖 6.9 簡諧地表加速度歷時反應以 python 計算其數學模型 | 84 |
| 圖 6.10 簡諧地表加速度歷時反應以 Simscape 建模分析 | 84 |
| 圖 6.11 EH-TMDI 加裝於單自由度系統 | 85 |
| 圖 6.12 阪神大地震之實際數據資料 | 87 |
| 圖 6.13 集集大地震之實際數據資料 | 88 |
| 圖 6.14 迪茲傑大地震之實際數據資料 | 89 |
| 圖 6.15 聖費爾南多大地震之實際數據資料 | 90 |
| 圖 6.16 各地震訊號之傅立葉轉換頻譜圖 | 91 |
| 圖 6.17 EH-TMDI 輸入地表加速度示意圖 | 92 |
| 圖 6.18 輸入地震訊號為 Kobe Japan KAK000 | 93 |
| 圖 6.19 輸入地震訊號為 Chi-Chi Taiwan CHY008-N | 94 |
| 圖 6.20 輸入地震訊號為 Duzce Turkey BOL090 | 95 |
| 圖 6.21 輸入地震訊號為 San Fernando California PUL164 | 96 |
| 圖 6.22 EH-TMDI 輸入風力示意圖 | 97 |
| 圖 6.23 脈動風速模擬 | 99 |
| 圖 6.24 風速功率密度與頻率關係 | 99 |
| 圖 6.25 五十年回歸期風力 | 100 |





表目錄

| | |
|--|----|
| 表 2.1 傳統機械與電子網路系統之動態方程式 | 14 |
| 表 2.2 機械與電子元件之「力—電壓」對應關係 | 15 |
| 表 2.3 機械與電子元件之「力—電流」對應關係 | 15 |
| 表 4.1 採集器模擬參數 | 34 |
| 表 4.2 實驗儀器 | 37 |
| 表 5.1 永磁直流馬達參數 | 42 |
| 表 5.2 永磁直流馬達外接不同電阻時的平均轉速 | 42 |
| 表 5.3 三相無刷直流馬達參數 | 45 |
| 表 5.4 無刷馬達外接不同電阻時的平均轉速 | 45 |
| 表 5.5 滾珠螺桿摩擦影響實驗參數 | 49 |
| 表 5.6 摩擦力模型之參數與摩擦係數之參數擬合結果 | 49 |
| 表 5.7 馬達阻尼係數實驗之馬達參數 | 53 |
| 表 5.8 飛輪參數表 | 64 |
| 表 5.9 採集器效益比較表 | 69 |
| 表 6.1 主結構參數表 | 80 |
| 表 6.2 質量比與慣質係數比 | 81 |
| 表 6.3 簡諧振動下 TMD 與 TMDI 之最佳設計變數[41] | 81 |

符號表



| 符號 | 符號敘述 |
|------------|----------|
| J_{bs} | 螺桿轉動慣量 |
| J_{cp} | 聯軸器轉動慣量 |
| J_{fw} | 飛輪轉動慣量 |
| b | 慣質係數 |
| m_{move} | 垂直移動質量 |
| p | 螺桿螺距 |
| d_m | 滾珠中心徑 |
| F_{fric} | 螺桿摩擦力 |
| f | 螺桿摩擦係數 |
| R_e | 外接電阻 |
| k_e | 反電動勢常數 |
| k_t | 感應力矩常數 |
| L | 馬達終端電感 |
| R_i | 馬達終端電阻 |
| J_m | 馬達轉子轉動慣量 |
| B_m | 馬達阻尼係數 |
| r_g | 減速比 |



Chapter 1 緒論

1.1 前言

智慧建築、智慧家電與自動駕駛汽車等於近年來快速發展，其主因除了人工智能技術與物聯網的高度發展外，能接收環境數據的微型感測器也功不可沒，感測器就如同前述產品的知覺，其收集到的數據經資料處理後可輔助使用者的判斷甚至是自動滿足使用者的需求，為了提升這類智慧產品的性能與自動化等級，未來於智慧化產品上之感測器數目勢必會倍數成長，但數量如此龐大的感測器，除了收集數據也需要傳輸數據，產品所需消耗的能量必定會增加，此時如何在應用這些智慧產品時節省能量、再生能量甚至是採集能量就是一個值得討論的議題。

目前已有多種外在環境能源能被轉換為電能，太陽能、熱能、振動能之類都是可以被擷取的能量，其中振動能常會在高樓受強風吹襲時、建築物發生地震時與車輛行駛於路面時等情形產生，而建築物的阻尼系統如圖 1.1 所示的調諧質量阻尼器(TMD)或汽車的懸吊系統為保持居住者或乘客的安全性與舒適性，會隔絕來自強風、地震與路面的振動，通常這些振動能量都會被消散於環境中，如圖 1.2 所示的汽車能量損失，此時如能設計一能量採集器將阻尼系統或懸吊系統中消耗掉的振動能轉為電能，並同時還能維持甚至提升阻尼表現，便能提升這些智慧產品之能量使用效率，也提供阻尼系統與懸吊系統設計的新選擇。

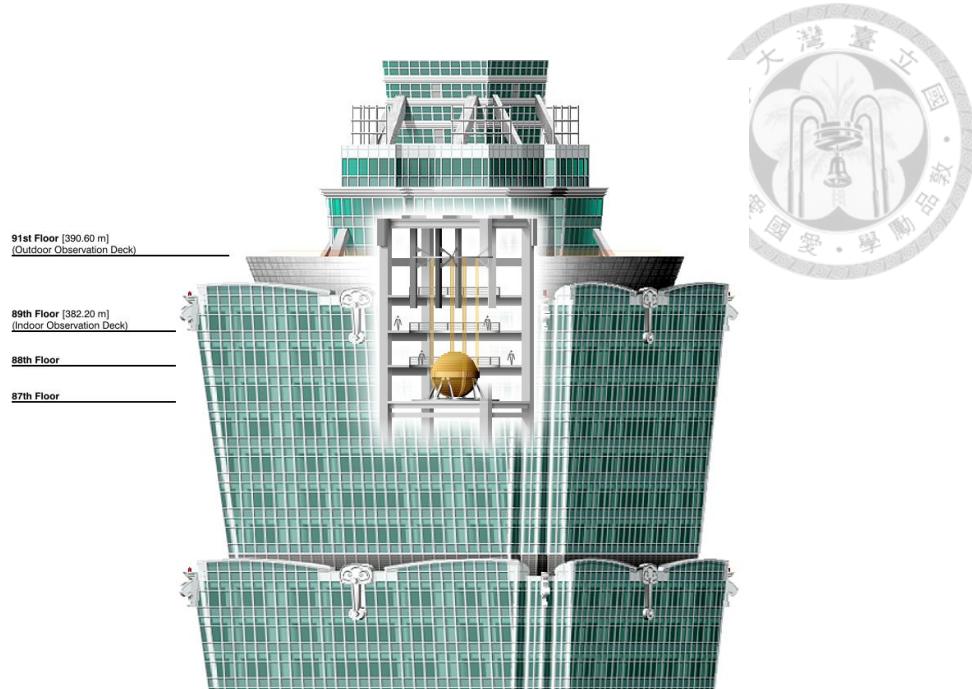


圖 1.1 位在台北 101 內部的 TMD[1]

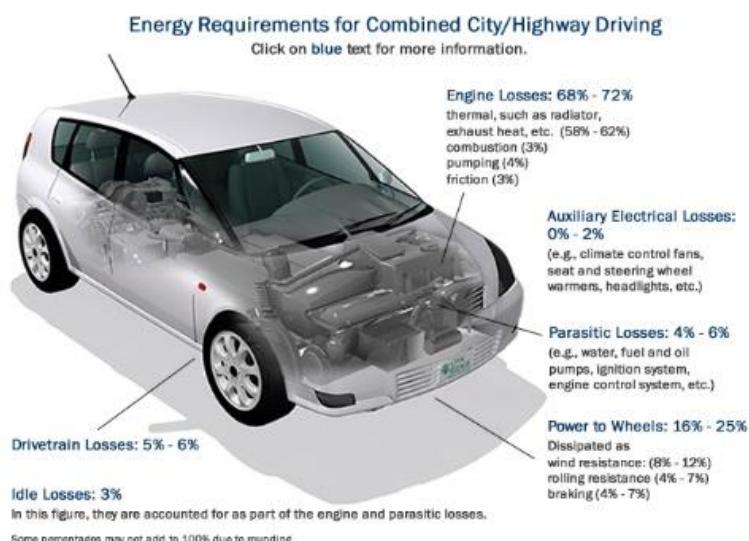


圖 1.2 行駛於城市與高速公路中的汽車能量損失[2]



1.2 文獻回顧

過去已有許多研究將能量採集器應用於微機電感測器中，使其具有自供電系統。而將自供電的無線感測器節點應用於胎壓監測系統中便是其中一例[3]。除了上述的胎壓監測系統，另一個熱門的應用便是懸吊系統。通常懸吊系統中的阻尼設計都是將振動能消散為熱能以隔離汽車、火車或建築物與地面擾動，但這些被消散於環境中的熱能卻無法被重複利用，此種阻尼設計雖能達成減震效果，可是其熱能的浪費卻會造成能源的使用效率低落，不利環境與能源的永續發展，有鑑於此，許多學者便投入改良傳統懸吊系統之研究，由於汽車或火車行駛中懸吊系統所要隔離的路面擾動，或是建築物避震系統所要隔離的地震與強風，便是能永續提供振動的能量來源，因此非常適合將振動能量採集器應用於此，形成能量再生懸吊系統(Energy-Regenerative Suspension Systems)[4]。能量再生懸吊系統即是能量採集器與減震器結合，振動能從阻尼分流至其電子網路系統中，使其能於懸吊系統中回收能量且能降低振動。其中電磁式能量採集適用於振幅較大的環境中，電磁馬達能同時扮演驅動器與採集器的角色，且能化簡為電壓源串聯電感與馬達內阻之數學模型[5]，因此電磁式能量採集常被應用於懸吊系統的減震器，尤其是電磁懸吊(Electromagnetic Suspension, EMS)系統中，使其能夠回收能量或具有自供電系統。在參考文獻[4]中，Zhang 等人依結構配置將電磁式再生懸吊分為以下六類：直接驅動式、滾珠螺桿式、齒輪齒條式、行星齒輪式、液壓傳動式及電磁流式(Magnetorheological, MR)。

除了前述的電磁懸吊，本論文也將加入幾類應用於大型系統的電磁式能量採集器，並依其傳動方式分為直線電磁式能量採集器、旋轉電磁式能量採集器、液壓電磁式能量採集器。



1.2.1 直線電磁式能量採集器

早期 Karnopp 設計一種電動可變式減振器 (electrodynamic variable shock absorbers) 其內部包含永磁線性馬達並將其應用於汽車懸吊系統[6]，之後永磁線性致動器也被 Martins 等人應用在電磁式主動懸吊中，並與液壓式主動懸吊做比較[7]。Suda 等人主要研究自供電的主動振動控制系統，從混合懸吊系統開始發展，此混合懸吊中的被動懸吊採用能量再生阻尼系統，能將振動能轉換為可用的能量並供應給主動控制，以平衡主動控制在提升懸吊性能表現時的能量消耗[8]，使用兩個線性馬達的自供電主動振動控制系統也被應用於卡車車廂的懸吊，且懸吊表現優於被動或半主動懸吊[9]，除了上述應用，此研究團隊亦使用單獨的電動執行器即達成主動控制與能量再生[10]。Gupta 等人則是設計一種能量可再生的電磁減震器 [11]。不久後許多學者投入研究不同類型的直線電磁式能量採集器，Gysen 等人於研究中探討一種可再生直接驅動式電磁主動懸吊系統的效益與能量消耗[12]，如圖 1.3(a)。Chen 等人改良傳統的電磁流阻尼，捨棄傳統電磁流阻尼系統中的電源供應器與速度感測器，設計出本身即能感測相對速度並產生能量的自感應電磁流式阻尼[13]，如圖 1.3(b)。Zuo 等人設計一種可用於汽車懸吊系統的線性電磁式能量採集減震器，並實驗量測其能量採集功率[14]，2014 年其研究團隊 Tang 等人設計出管狀線性電磁能量轉換器，如圖 1.3(c)，實驗結果顯示此能量採集器能在相對速度 0.11 m/s 時採集到 2.8W 的能量並提供 940 N·s/m 的阻尼係數[15]。不只是車輛懸吊系統的應用，在 TMD 的阻尼上也能見其身影，近期 Yuan 等人設計能同時作為振動懸吊及能量採集的非傳統減振器[16]，如圖 1.3(d)，不同於傳統 TMD 將主質量塊與減振器質量塊相接，此非傳統 TMD 將減振器質量塊與地面用電磁阻尼相接，當其達到最佳狀態時能使主質量塊的頻率響應函數在更寬的頻段內接近平坦，同時達到能量採集的目的。

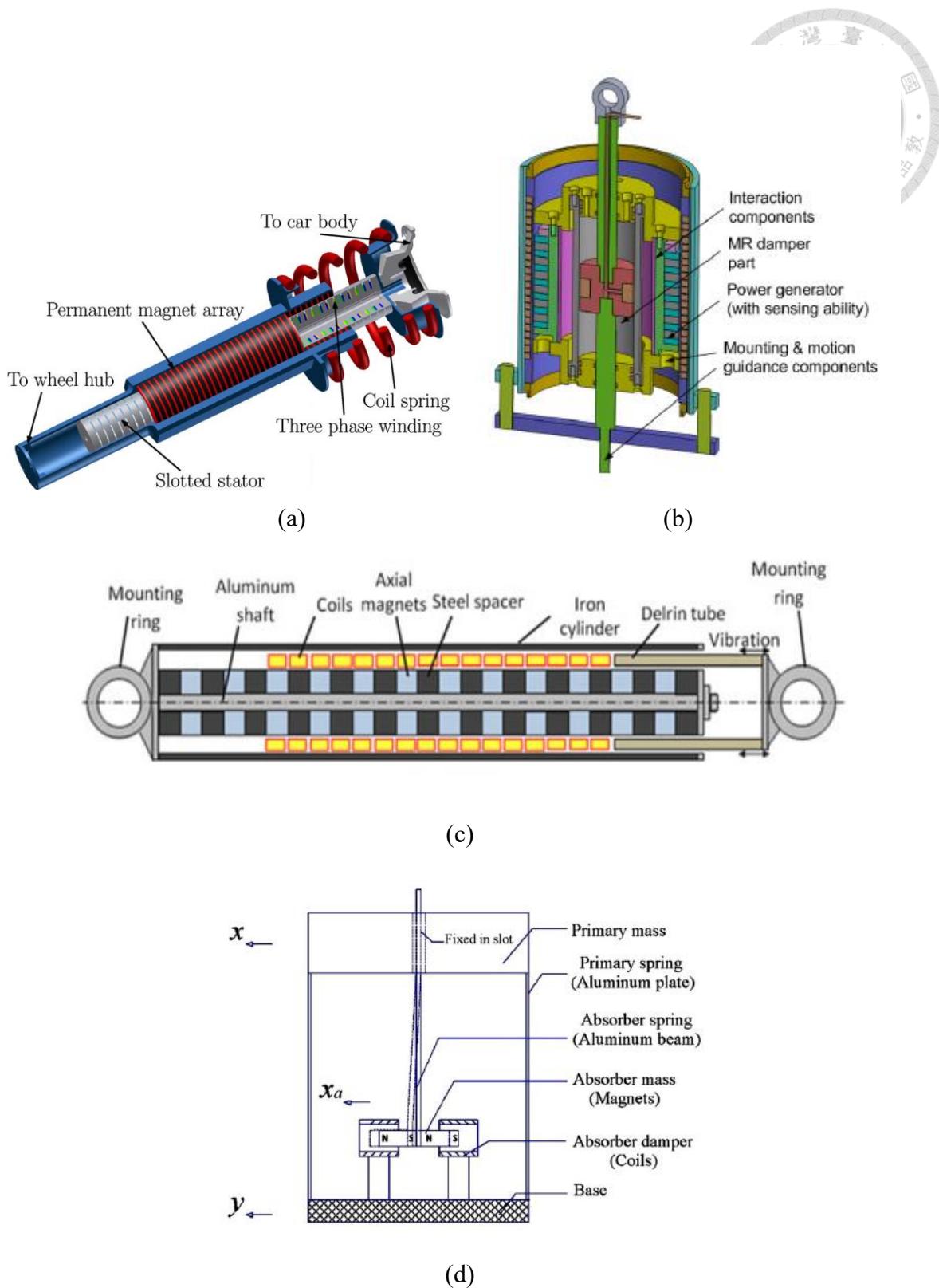


圖 1.3 直線電磁式能量採集器

- (a)直接驅動式電磁主動懸吊系統[12] (b)自感應電磁流式阻尼[13]
- (c)管狀線性電磁能量轉換器[15] (d)直線電磁阻尼用於非傳統 TMD[16]



1.2.2 旋轉電磁式能量採集器

為了改善直線電磁式能量採集器應用於懸吊系統中會有阻尼係數較小的問題，便有學者開始設計旋轉電磁式能量採集器，這類電磁式能量採集器可依其結構組成分為齒輪齒條式、滾珠螺桿式及由其它較特殊的機構所組成的形式。

Li 等人結合齒輪齒條機構，設計出電磁式能量採集減震器並實際於路面測試[17]，雖然此能量採集減震器之阻尼係數是用於汽車之懸吊系統，但背隙問題卻也造成相對於其他裝置其機械效率較低，為了改善其機械效率的問題，此研究團隊則加入單向離合器進入機構設計中，使其作為機械運動整流器(Mechanical Motion Rectifier, MMR)[18]，從原本只能將往復直線運動轉為雙向轉動的雙向旋轉能量採集減振器，改變為能將不規則的振動轉為單向轉動且轉速相對穩定的直線運動整流能量採集器。應用齒輪齒條機構的電磁式能量採集器除了常用於汽車懸吊系統，也能被應用於建築物的減振系統如 TMD[19]，以及鐵路領域如火車的懸吊系統[20]、鐵軌的振動能量採集[21, 22]等，甚至是 Liu 等人設計之能量採集鋪路磚[23]，如圖 1.4 所示，能採集行人步行時產生的振動能，這些能量採集的應用都能見到齒輪齒條式的旋轉電磁能量採集器被運用於其中。



圖 1.4 齒輪齒條式旋轉電磁能量採集器[23]

滾珠螺桿則是另一個常用來將直線運動轉為轉動的機構，相較於齒輪齒條機構，其背隙影響較小。Kawamoto 等人將永磁馬達結合滾珠螺桿機構，製作出一電磁阻尼，可用於汽車懸吊系統，增加減振效果且能回收其消耗之能量[24, 25]。

Zhang 等人實驗驗證一種能量再生電動懸吊的適用性，其結構為滾珠螺桿與螺帽搭配永磁直流無刷馬達，此裝置能夠切換成驅動、煞車及能量再生等模式[26]，之後也有學者研究其主動控制器的設計[27]。Cassidy 等人設計的能量採集器則是將滾珠螺桿與永磁同步電機結合[28]，如圖 1.5 所示，並將其應用在大型結構上，如建築物與橋梁等，之後此研究團隊也以統計線性化方法來優化此能量採集器[29]。Wai 等人則將滾珠螺桿式能量再生減振器應用於電動車，使電動車具有能量採集系統[30]。近期 Liu 等人則設計出具有機電慣質性質之能量採集減振器且加入單向離合器作為機械運動整流器，並將其實際應用於汽車懸吊系統中[31]。

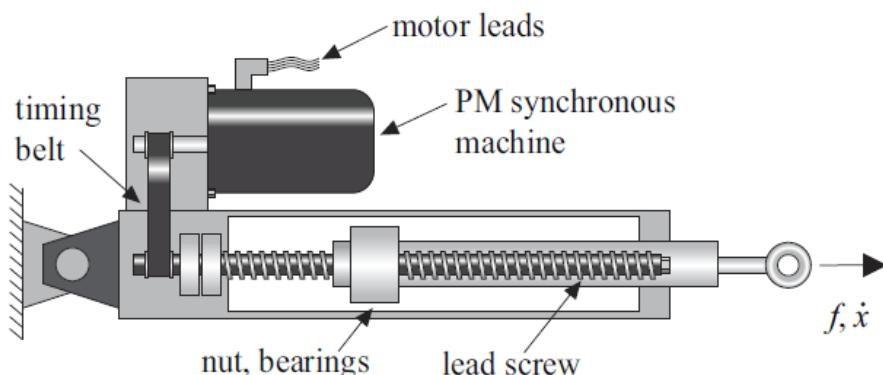


圖 1.5 滾珠螺桿式旋轉電磁能量採集器[28]

不同於前述的齒輪尺條式與滾珠螺桿式，Maravandi 等人使用一種被稱為雙腳機構的運動轉換器，如圖 1.6 所示，此類機構有設計簡單與低摩擦高效率等優點，將之與行星減速機及無刷三相旋轉電機結合即是一種旋轉電磁式能量再生減振器，其實驗結果表明，通過控制外部負載可以實現 $1720 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}$ 的阻尼係數。此外，使用雙腳機構的機械能轉換效率在 0.71 和 0.84 之間，比起使用滾珠螺桿與齒條齒輪機構，其機械能轉換效率更高[32]。此研究團隊也開發電力電子升壓控制器(power

electronics boost controller)以捕獲所產生的電力並將其存儲到電池中，以允許克服運動轉換階段中的運動非線性。為此，提出了一種滑動模式控制器，該控制器可通過實時調節轉換器的輸入電流來增強旋轉電機端子間的電阻特性。通過所提出的方法，系統的機械阻尼係數可以根據需求以能量再生功能來控制[33]。

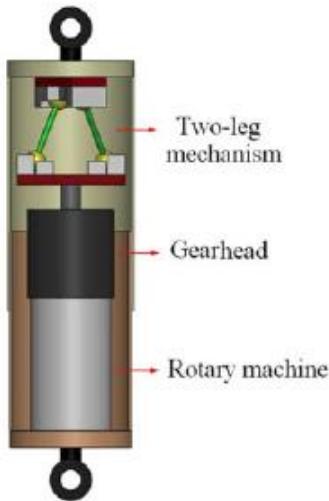


圖 1.6 雙腳機構式旋轉電磁能量採集器[32]

1.2.3 液壓電磁式能量採集器

除了以上傳動形式的電磁式能量採集器，也有學者研究傳動方式為液壓式的電磁式能量採集器，Lin 等人的研究團隊主要將液壓傳動的方式結合進電磁式的能量再生主動懸吊[34, 35]，而另一研究團隊 Fang 等人則是主要研究液壓式電磁能量採集減振器(Hydraulic electromagnetic energy-harvesting shock absorber, HESA)，如圖 1.7 所示，其目的是減輕車輛懸架的振動，並且還能採集傳統阻尼器消耗掉的振動能量[36, 37]。近期 Guo 等人設計了重型車輛的 HESA 原型，並創建了一個動態建模來研究其特性，且進行了實驗來研究振動阻尼和能量收集的特性，結果表明 HESA 的阻尼係數範圍為 $32\sim91 \text{ kNs/m}$ ，涵蓋了典型重型卡車的大部分阻尼範圍



25-50 kNs / m 和鐵路貨車的 15-80 kNs / m，在 3Hz 頻率和 7mm 振幅的振動輸入下，平均採集功率達到 220W，且相應的液壓效率達到 30%[38]。

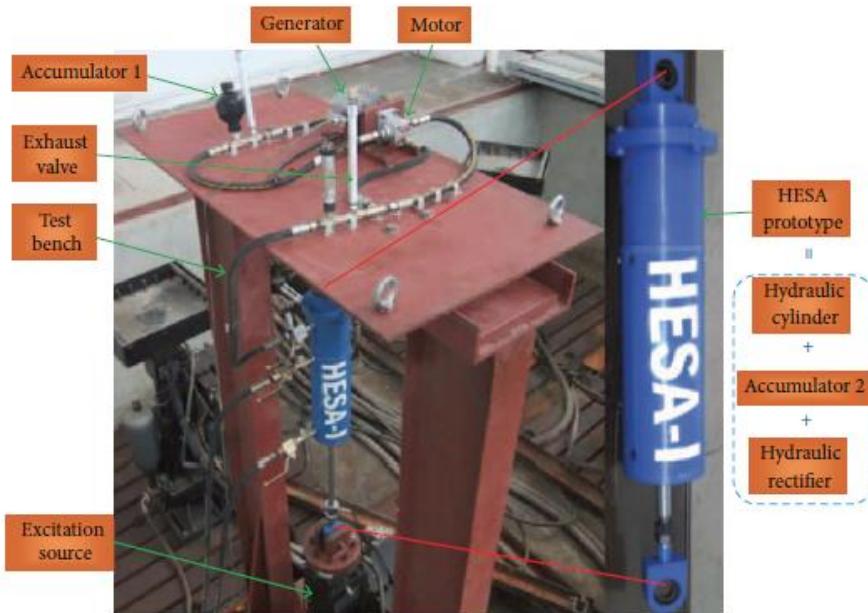


圖 1.7 液壓式電磁能量採集減振器[37]

1.2.4 慣質式電磁能量採集器

在提升減振效果方面，除了改變不同的傳動方式外，加入慣質也是一種選擇，從慣質問世至今，這個新式的機械元件已被多次使用於各式的懸吊系統，且能成功改善懸吊系統之表現，而有關於慣質的介紹在第二章會有詳細的說明。

如將慣質加入 TMD 中，則是一種新式的被動式振動控制裝置，又可稱為慣質式調諧質量阻尼器(TMDI)，Marian 與 Giaralis 首先於 2014 年提出此概念，TMDI 充分利用慣質的質量放大效應，且最佳設計的 TMDI 優於傳統的 TMD，因此引入被動元件可以取代部分 TMD 振動質量以實現輕量級被動振動控制解決方案，或者改善對於給定 TMD 質量的典型 TMD 的性能[39]。不久後，Salvi 與 Giaralis 則提出將 TMDI 結合能量採集器的概念，可同時用於振動抑制和能量擷取，也就是能



夠能量採集的慣質式調諧質量阻尼器(Energy Harvesting-enabled Tuned Mass-Damper-Inerter, EH-TMDI)，其配置主要有兩種，第一種如圖 1.8(a)所示，其串聯作為能量採集器的電磁馬達與接地的慣質，而 TMDI 質量塊部分則有線性彈簧和阻尼器附接到主結構且並聯連接，第二種如圖 1.8(b)所示，TMDI 質量塊與接地的慣質相接再並聯電磁馬達、線性彈簧與阻尼器，此 EH-TMDI 可調整振動控制和能量採集之間的權重，並且使雙目標都能達到最佳化的效果[40]。近期 Marian 與 Giaralis 又進一步提出 TMDI 用於諧波振動抑制且分析與最佳化其附加質量和能量採集，圖 1.9(a)、(c)表示其受外力激振之情形如風力激振，而圖 1.9(b)、(d)則表示其受基底振動之情形，如地震力造成之振動[41]。

Hung 等人則提出電磁式多元調諧質量阻尼器(Electromagnetic Multiple Tuned Mass Damper, EM-MTMD)，MTMD 以多個 TMD 單元平行排列，能夠抑制更廣的頻率寬帶，提供更強健的控制效果，而 EM-MTMD 為改善 MTMD 系統中的黏滯性阻尼器，以電磁馬達取代傳統黏滯性阻尼器，可同時作為電磁式能量採集器，且可擴充齒輪齒條機構來增加其阻尼衝程，並在最佳化其控制理論時考慮慣質係數進其中，最後以數值模擬地震作用，驗證其減振與能量採集效果[42]。而 Luo 等人則於近期提出可用於建築物的電磁諧振慣質式調諧質量阻尼器(electromagnetic resonant shunt tuned mass-damper-inerter, ERS-TMDI)及風力振動控制，目的是最小化結構損傷和同時在隨機風力激振下收集能量，其結果表明 ERS-TMDI 優於傳統的 TMD，此研究團隊在時域上以台北 101 為例，透過快速傅里葉逆變換生成的模擬風力波動來展現其振動抑制和能量採集的雙重功能，說明了 ERS-TMDI 在頻域和時域上的有效性和穩健性[43]。

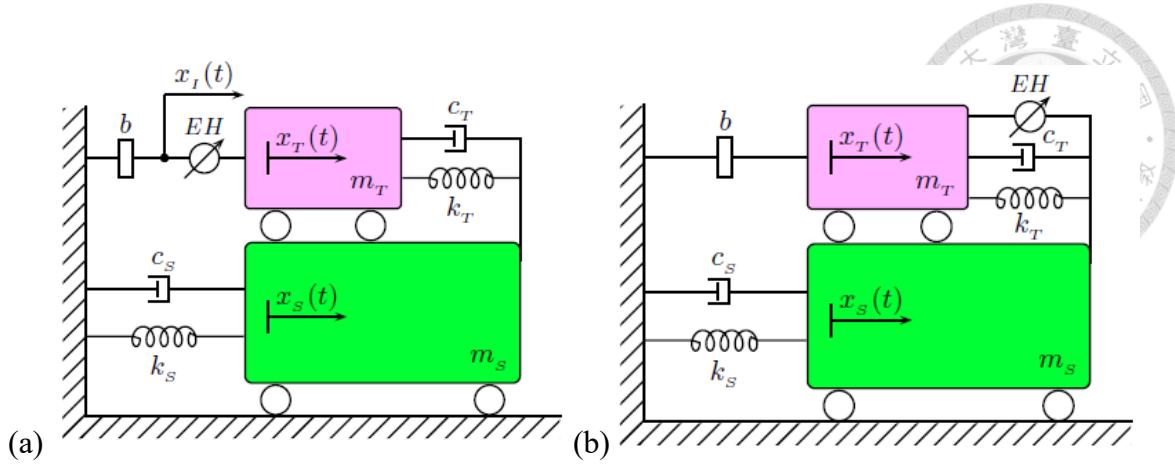


圖 1.8 慣質式電磁調諧質量阻尼器[40]

(a)電磁馬達與慣質串聯 (b)電磁馬達與質量塊之彈簧與阻尼並聯

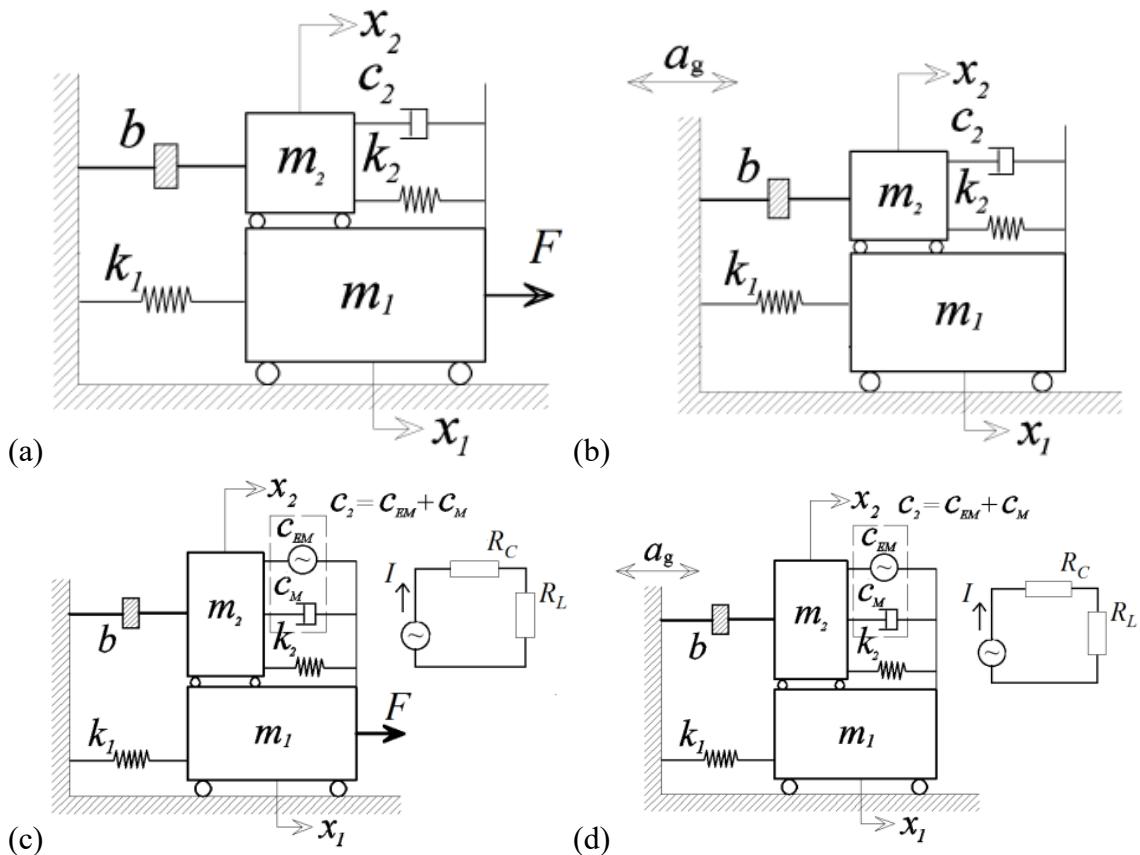


圖 1.9 TMDI 與 EH-TMDI 於不同振動形式之系統模型[41]

TMDI(a)外力激振 (b)基底振動

EH-TMDI(c)外力激振 (d)基底振動



1.3 研究目的

如前所述，有關電磁式的振動能量採集技術已被應用與實現於許多大型系統中，如汽車、火車、建築物的懸吊系統，甚至是人行道上的鋪路磚都有機會採集到振動能轉換為電能。用於減振的旋轉電磁式能量採集器皆已有許多學者投入研究，近期已有學者將機電慣質的性質考慮進滾珠螺桿式電磁能量採集減振器中[31]且其減振性能也優於傳統的油壓減振器。慣質除了常被用於汽車懸吊系統之外，也常見於建築物的避震系統或高樓層建築的減振系統如 TMDI，而加入能量採集技術的 EH-TMDI 也慢慢開始有研究團隊投入研究。

基於此原因，本論文設計出一結合滾珠螺桿慣質與機電慣質的電磁式能量採集器，能藉由更換飛輪來達成慣質係數的改變，其組成架構類似於機電慣質，除了能像機電慣質一樣利用阻抗的變化來達到減振效果，也能更換飛輪來改變慣質係數。而本文所設計之電磁式能量採集器將進一步探討其應用於 TMD 中之情形，由於此電磁式採集器可簡化為電磁阻尼與慣質並聯，故加裝於 TMD 中能使其同時加入慣質元件與能量採集器成為 EH-TMDI，且利用 TMD 質量塊位移遠大於主結構位移的特性，達到同時減振與振動能回收的雙贏效果。

本文除了以動態拉身試驗機輸入位移來驗證電磁式能量採集器之力學模型與能量採集功率外，也以數值模擬振動歷時反應，探討此電磁式能量採集器用於 EH-TMDI 中的能量採集效益與減振效果。



1.4 論文架構

本論文之論文架構分七章其安排如下：

- 第一章：介紹本論文的研究動機與用於大型系統的電磁能量採集器之文獻回顧。
- 第二章：慣質的理論與實現，本章將先簡單的介紹傳統機械與電子網路系統的對應關係，接著簡介慣質的發明與其理論，並說明現在已存在的慣質型式。
- 第三章：慣質式能量採集器模型，本章節將介紹電磁式能量採集、滾珠螺桿慣質及機電慣質，結合以上理論得出本論文之能量採集器理想模型。
- 第四章：實驗設計，本章將介紹慣質式能量採集器的原型設計且將不確定因素加入分析，並結合第三章推導之理想模型作為此實驗原型之理論模型，最後說明用來驗證理論模型的實驗之流程與實驗所使用之儀器。
- 第五章：實驗結果與討論，本章將詳細說明本篇論文中的所有實驗，從擬合所有不確定因素開始，接著驗證採集器完整的力學模型，最後探討其效益。
- 第六章：EH-TMDI 的設計與分析，本章將會建立一個 EH-TMDI 的系統模型，評估此慣質式電磁能量採集器用於 EH-TMDI 中的效果。
- 第七章：結論與未來展望，在這個章節會對整篇論文作一個總結，且對慣質式電磁能量採集器提出未來的發展以及看法。



Chapter 2 慣質介紹

2.1 傳統機械與電子網路系統對應關係

機械與電子網路系統存在著兩種對應關係，分別為「力—電壓」及「力—電流」之對應。其中質量、彈簧與阻尼這三個基本的被動元件是常被搭配使用的機械網路系統，而電子領域方面則是常見電阻、電感和電容這三個基本被動元件所組成的電子網路系統。其動態方程式如表 2.1。

在早期較多人使用「力—電壓」的對應關係如表 2.2，將電壓視為驅動力，電動勢的名詞便由此而來。近年來則習慣使用「力—電流」對應關係，因為在機械系統中，通常以力作為穿越變數(through variable)，相對速度則是跨變數(cross variable)，而電子系統中的穿越變數與跨變數則分別是電流與電壓，即元件兩端點的作用力和電流是相同的。在「力—電流」的對應關係中其機械和電子各元件對應整理如表 2.3。

表 2.1 傳統機械與電子網路系統之動態方程式

| Traditional mechanical systems | Electrical systems |
|--------------------------------|--|
| $F = k \int v dt$ | force-current $i = \frac{1}{L} \int V dt$ |
| $F = cv$ | $i = \frac{1}{R} V$ $i = CV$ |
| $F = m \frac{dv}{dt}$ | force-voltage $V = \frac{1}{C} \int i dt$ $V = Ri$ $V = Li$ |

表 2.2 機械與電子元件之「力—電壓」對應關係

| Mechanical | | Electrical | |
|--------------|-------------|-------------|---------------|
| Force | F | Voltage | V |
| Displacement | x | Charge | q |
| Velocity | v | Current | i |
| Mass | m | Inductance | $\frac{1}{L}$ |
| Spring rate | k | Capacitance | C |
| Damping rate | c | Resistance | R |
| Power | $F \cdot v$ | Power | $V \cdot i$ |

表 2.3 機械與電子元件之「力—電流」對應關係

| Mechanical | | Electrical | |
|--------------|-------------|---------------|---------------|
| Force | F | Current | i |
| Displacement | x | Magnetic flux | $L \cdot i$ |
| Velocity | v | Voltage | V |
| Mass | m | Capacitance | C |
| Spring rate | k | Inductance | $\frac{1}{L}$ |
| Damping rate | c | Resistance | $\frac{1}{R}$ |
| Power | $F \cdot v$ | Power | $i \cdot V$ |



2.2 慣質理論

慣質的發明是為解決機械與電子系統間的不完美對應關係，英國劍橋大學於2001年提出慣質(Inerter)的概念，並製造出第一代的齒輪齒條式慣質[44]，慣質被設計為一個被動式的雙端點元件，可直接應用在機械網路系統中，其原理是由齒條的直線運動，帶動飛輪使其快速旋轉，藉由直線的位移與力量，轉換為旋轉運動的轉角與扭矩，達到能量轉換的目的。

由表 2.3 之對應關係，我們可以得出與彈簧、阻尼並聯的機械網路系統相對應之電子網路系統為電感、電阻並聯的系統，這兩組系統由跨變數到穿越變數的轉移函數相同，也就是兩系統的容度(admittance)相同。但電容、電感、電阻並聯的電子網路系統卻無法直接與質量、彈簧、阻尼並聯的機械網路系統相對應，主要原因是質量與電容並非是完美的對應關係。觀察圖 2.1 可發現，電容是完整的雙端點元件，質量則是必須一端接地的單端點元件，因其受限於牛頓第二定律中質量產生的加速度應用於慣性座標，量測到的加速度為絕對加速度，必須對地量測，慣質的發明就是為修正此對應關係的缺陷。

慣質的動態方程式可以下式表示：

$$F = b \cdot a = \frac{d^2 x}{dt^2} \quad (2.1)$$

其中 F 為慣質兩端的受力， b 為慣質係數(inertance)其單位以公斤(kg)表示， a 與 x 則是兩端點的相對加速度與相對位移。由慣質之動態方程式中的相對位移可知此機械元件為雙端點元件，用以取代質量並修正與電容之對應關係，修正後的機械與電子網路系統如圖 2.2 所示。藉由此完整的對應關係，並利用慣質與懸吊系統與減震系統等組合，可使得這些系統的性能表現進一步的提升。

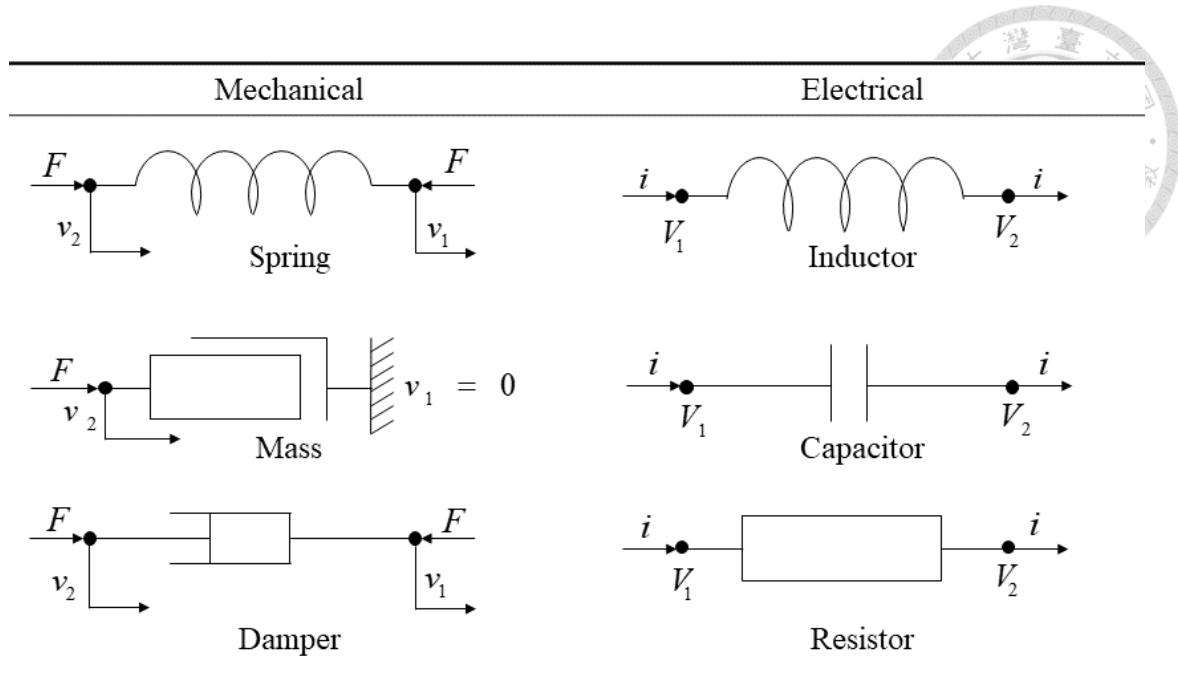


圖 2.1 傳統機械及電子網路系統之「力—電流」對應關係

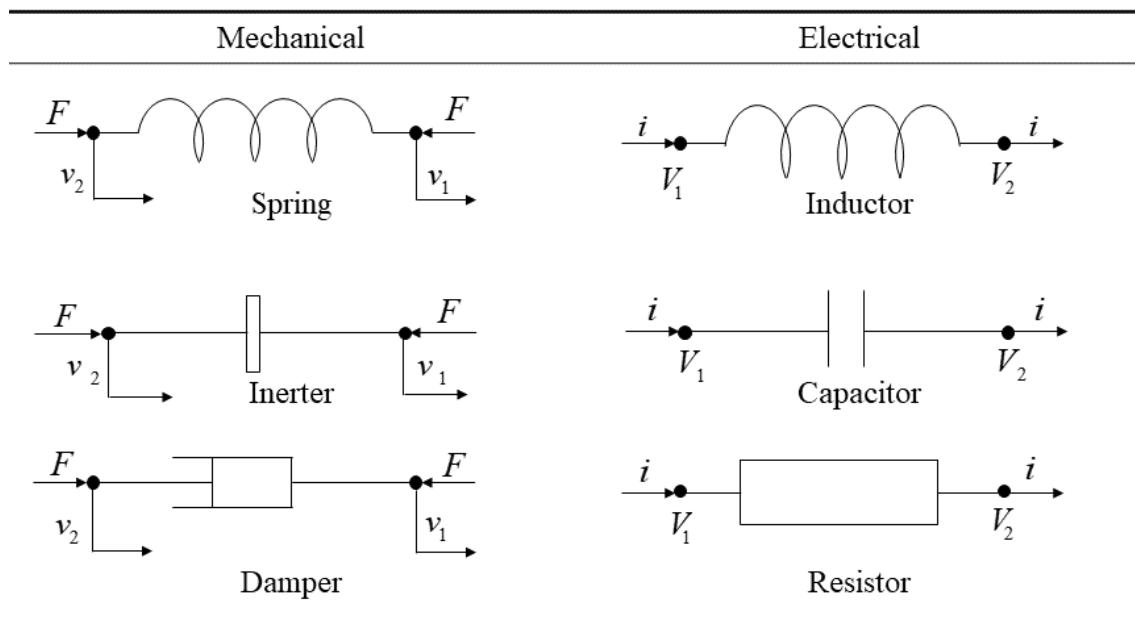


圖 2.2 新機械與電子網路系統之「力—電流」對應關係

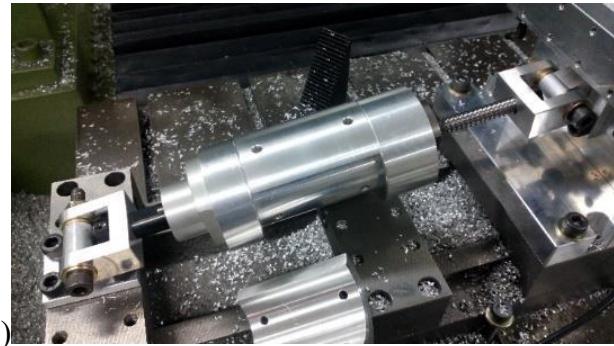


2.3 慣質實現

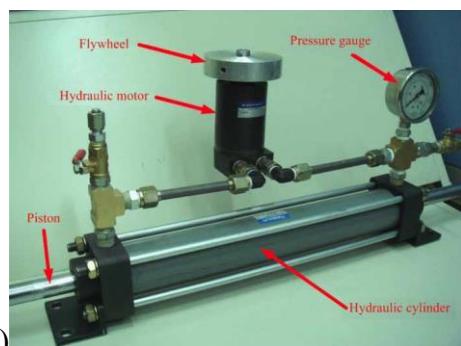
從初代慣質發展至今，慣質已有許多種實現方式，其機構之基本概念為直線運動轉為旋轉運動，目前主要分為四種設計：齒輪齒條式慣質、滾珠螺桿式慣質、液壓式慣質與機電慣質。第一代為齒輪齒條式慣質，如圖 2.3(a)所示，Smith and Wang 首先將慣質應用於汽車懸吊系統之設計，可提升被動式汽車懸吊系統之性能[45]，但齒輪接觸存在背隙問題。第二代的滾珠螺桿式慣質如圖 2.3(b)所示，可延伸應用於火車避震系統[46]、建築物之減震[47]與銑床工具機之減震[48]，但其非線性因素可能會對其效益造成影響[49]。第三代的液壓式慣質如圖 2.3(c)所示，能提供較大之慣質係數用於提升建築物減震的性能[50]。第四代的機電慣質如圖 2.3(d)所示，除了滾珠螺桿外還結合永磁電機與外部電子網路來提升性能[51]，能運用於火車懸吊系統上提升乘客舒適度、降低火車對鐵軌的震動、提升側向穩定性及其性能增益[52]。本論文選用有滾珠螺桿機構且不需供電即能改變慣質係數之第二代滾珠螺桿式慣質以及加入永磁馬達的第四代機電慣質，探討慣質應用於能量採集減震器上之能量採集功率與減震效果。



(a)



(b)



(c)



(d)

圖 2.3 慣質的實現方式

(a)齒輪齒條式慣質[48] (b)滾珠螺桿式慣質[48] (c)液壓式慣質[50] (d)機電慣質[52]



Chapter 3 理論模型

3.1 電磁式能量採集

能量採集是將自然界中產生的能源轉換為電能的一種過程，可直接提供給需要消耗電能的裝置使用或是儲存在儲電裝置中以供未來所需之用。能量來源通常都是可永續利用的環境能源，常見的如太陽能、風能及動能等，比起需要消耗油與煤礦等自然資源的大規模發電，多了環保且能永續發展的優勢，但輸出的能量就會相對微小許多，不過隨著物聯網的興起，低功耗的可攜式電子產品及各類無線感測器的使用開始普及，為了改善電池壽命與替換電池的問題，許多研究團隊便將能量採集的技術應用在這類型的裝置上，而這些可利用的環境能源中，屬於動能的振動能又是生活中隨處可見又常被消散浪費的能量，因此振動能量採集成為學者們時常探討的主題，前述的自供電胎壓監測系統便是一例。在振動能量採集中，目前有三種主要的形式將振動能轉換為電能：壓電式、電磁式及靜電式能量採集，以下將介紹本論文所選用的電磁式能量採集。

電磁式能量採集的運作機制[53]是根據法拉第電磁感應定律，其主要概念是當通過導體表面之磁通量變化時，在任何閉迴路電路中皆會產生電流，原理是電路中的感應電壓或電動勢與該電路的磁通量的時間變化率成正比，如下式所示：

$$V_{emf} = -\frac{d\phi}{dt} \quad (3.1)$$

其中 V_{emf} 為感應電壓或感應電動勢， ϕ 則是磁通鏈。在大多數發電機中，如永磁電機等，電路由多匝導線線圈組成，並且磁場由永久磁鐵產生，因此可改寫為下式：

$$V_{emf} = -\frac{d\Phi}{dt} = -N \frac{d\phi}{dt} \quad (3.2)$$



其中 Φ 為 N 匝線圈的總磁通鏈，可以近似為 $N\phi$ ，在這種情況下， ϕ 可以解釋為每轉的平均磁通鏈。一般來說，多匝線圈的磁通鏈應該被等效為單匝線圈磁通鏈的總和，也就是下式：

$$\Phi = \sum_{i=1}^N \int_{A_i} B \cdot dA \quad (3.3)$$

其中 B 是第 i 匝線圈面積上的磁場通量密度。在線圈面積上的磁通量密度是均勻的情況下，積分可以被化簡為匝數、線圈面積和垂直於線圈面積的磁通量密度分量的乘積，如下式所示：

$$\Phi = NBA \sin(\alpha) \quad (3.4)$$

其中 α 是線圈面積與磁通量密度方向之間的角度。因此在這種情況下，感應電壓由下式給出：

$$V_{emf} = -NA \frac{dB}{dt} \sin(\alpha) \quad (3.5)$$

本論文選用永磁直流馬達作為實現電磁式能量採集的裝置，因永磁直流馬達可直接作為電磁發電機使用[17]，作為發電機使用的等效電路圖可由圖 3.1 表示，並根據克希荷夫電壓定律可得出感應電壓並由下式表示：

$$V_{emf} = L \frac{di}{dt} + i(R_i + R_e) \quad (3.6)$$

其中 i 是電磁感應產生的電流， L 代表馬達內部之終端電感， R_i 及 R_e 則分別代表馬達內部之終端電阻及外接負載電阻。

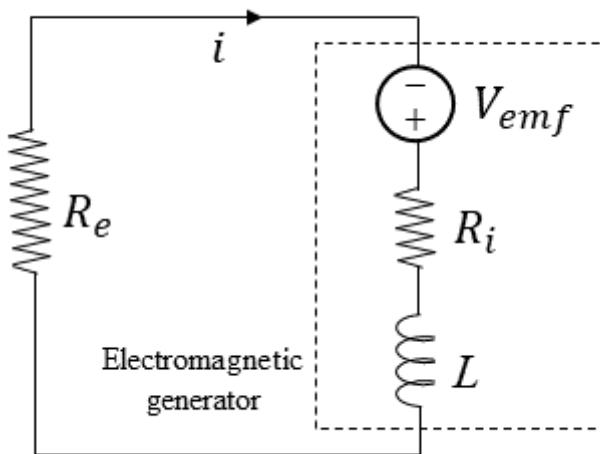


圖 3.1 永磁直流馬達發電機之等效電路圖

但是直流馬達的額定輸出功率並不會直接等於其發電功率[17]，直流馬達用作電動機(馬達)及發電機之情形可分別用以下兩式表示：

$$V_i = L \frac{di}{dt} + iR_i + V_{emf} \quad (3.7)$$

$$V_{emf} = L \frac{di}{dt} + iR_i + V_{out} \quad (3.8)$$

其中 V_i 為額定輸入電壓， V_{out} 為用作發電機時的輸出電壓。因此直流馬達之發電電壓及發電功率可用下兩式表示：

$$V_{out} = V_{emf} - L \frac{di}{dt} - iR_i \quad (3.9)$$

$$P_{out} = V_{out} i \quad (3.10)$$

其中 V_{emf} 會等於直流馬達轉速 ω 與感應電壓常數或稱為反電動勢常數 k_e 的乘積，可表示為下式：

$$V_{emf} = k_e \cdot \omega = k_e \frac{d\theta}{dt} \quad (3.11)$$

其中 ω 是角速度， θ 是角位移，因此只要使永磁直流馬達旋轉便能將其用作發電機來使用。



3.2 滾珠螺桿慣質

因滾珠螺桿具有低摩擦、背隙小以及轉換效率高等優點，因此為常見的慣質形式選擇，藉由兩端點的相對的位移，帶動滾珠螺桿上的螺帽以及與螺帽相接之中空圓筒，其效果等同於連接一個旋轉的飛輪。以下本論文參考文獻[51]的滾珠螺桿部分來推導滾珠螺桿慣質之動態方程式。

滾珠螺桿慣質的線性與轉動轉換之動態方程式可由下兩式表示：

$$\omega = \frac{2\pi}{p} v = \frac{2\pi}{p} \left(\frac{dx}{dt} \right) \quad (3.12)$$

$$F = \frac{2\pi}{p} T \quad (3.13)$$

其中 p 是滾珠螺桿的螺距， ω 是角速度， v 則是兩端點之相對速度， x 為兩端點的相對位移， F 和 T 則分別為施加在兩端點之力及螺桿上的反力矩。若假設整體的轉動慣量 J 為，則力矩 T 和角速度 ω 的關係可表示為下式：

$$T = J \frac{d\omega}{dt} \quad (3.14)$$

將方程式(3.12)及(3.13)代入上式(3.14)，則可得滾珠螺桿慣質之方程式：

$$F = \left(\frac{2\pi}{p} \right)^2 J \left(\frac{dv}{dt} \right) = b \cdot a \quad (3.15)$$

而滾珠螺桿慣質之慣質係數 b 可由下式表示：

$$b = \left(\frac{2\pi}{p} \right)^2 J \quad (3.16)$$



3.3 機電慣質

機電慣質的發明，是為了實現高階網路系統而產生的。其架構包含了前述的滾珠螺桿式慣質與永磁直流馬達做同軸之結合，兩端點分別為滾珠螺桿之端點與永磁直流馬達的固定座，當兩端點間有相對直線速度，滾珠螺桿慣質部分會帶動永磁直流馬達做同軸旋轉運動，而因為方程式(3.11)可知直流馬達之輸入轉速正比於感應電壓且由下式(3.17)可知其感應力矩 T_{emf} 正比於感應電流 i ：

$$T_{emf} = k_t \cdot i \quad (3.17)$$

其中 k_t 為感應力矩常數， k_e 和 k_t 的值會因為不同永磁直流馬達而有所不同，但通常 $k_e = k_t$ 。

故藉由力對電流之對應關係，將機電慣質之機械與電路阻抗結合，作為系統總阻抗。因此機電慣質可藉由設計外部電路，改變系統阻抗，達到減振效果。以下將參考文獻[51]推導機電慣質之動態方程式。

由圖 3.1 可知永磁直流馬達發電之工作原理，將方程式(3.6)之外接負載電阻改為外接電路阻抗 Z_e 後再經拉普拉斯轉換，可求得永磁直流馬達之電子容度，可由下式表示：

$$\frac{\hat{i}(s)}{V_{emf}(s)} = \frac{1}{R_i + sL + Z_e(s)} \quad (3.18)$$

其中「 $\hat{\cdot}$ 」符號代表對應變數之拉普拉斯轉換。此時螺桿輸入力矩 T_0 紙馬達轉子，則其機械部分的動態方程式可由下式表示：

$$J_m s \omega(s) = T_0(s) - T_{emf}(s) - B_m \omega(s) \quad (3.19)$$

其中 J_m 及 B_m 分別為馬達轉子之轉動慣量與馬達之阻尼係數。



之後將永磁直流馬達與滾珠螺桿慣質結合，可先由方程式(3.14)加入螺桿輸入給馬達轉子的力矩 T_0 再經拉普拉斯轉換後得到下式：

$$T(s) - T_0(s) = Js\omega(s) \quad (3.20)$$

將方程式(3.19)及(3.20)合併可得：

$$(J_m + J)s\omega(s) = T(s) - T_{emf}(s) - B_m\omega(s) \quad (3.21)$$

得到上式後便可將前述的方程式(3.11)、(3.12)、(3.13)及(3.17)做拉普拉斯轉換並代入方程式(3.18)及上式(3.21)可先得下式(3.22)並全部合併整理可得(3.23)：

$$(J_m + J)s\left(\frac{2\pi}{p}\right)\hat{v}(s) = \left(\frac{p}{2\pi}\right)F(s) - k_t\hat{i}(s) - B_m\left(\frac{2\pi}{p}\right)\hat{v}(s) \quad (3.22)$$

$$\frac{F(s)}{\hat{v}(s)} = \left(\frac{2\pi}{p}\right)^2 \left[(J_m + J)s + B_m + \frac{k_t k_e}{R_i + sL + Z_e(s)} \right] \quad (3.23)$$

上式(3.23)即為完整的機電慣質系統之容度。為了方便表示，參考資料[51]進一步定義以下參數：

$$b_m = \left(\frac{2\pi}{p}\right)^2 (J_m + J) \quad (3.24)$$

$$c_m = \left(\frac{2\pi}{p}\right)^2 B_m \quad (3.25)$$

$$K_m = \left(\frac{2\pi}{p}\right)^2 k_t k_e \quad (3.26)$$

其中 b_m 、 c_m 和 K_m 代表機電慣質的慣質係數、阻尼值與容度增益。可將上述定義用於化簡方程式(3.23)可得下式：

$$\frac{F(s)}{\hat{v}(s)} = b_m s + c_m + \frac{K_m}{R_i + sL + Z_e(s)} \quad (3.27)$$



3.4 慣質式電磁能量採集器

本論文所設計的慣質式電磁能量採集器之工作原理與機電慣質及參考資料[31]

中所設計的滾珠螺桿式單向旋轉能量採集器類似，以下將參考前述方程式及[31]推導慣質式電磁能量採集器之動態方程式。

首先由方程式(3.6)、(3.11)及(3.17)經拉普拉斯轉換後合併，且因馬達終端電感 L 之值非常小可忽略，所以可得下式：

$$T_e(s) = \frac{k_t k_e s}{R + sL} \theta(s) \approx \frac{k_t k_e}{R} s \theta(s) \quad (3.28)$$

其中 R 為電阻總和，也就是 $R = R_i + R_e$ 。而根據牛頓定律，馬達轉子及滾珠螺桿慣質的角加速度會正比於作用於其上的總力矩，也就是下式：

$$T(s) - T_{emf}(s) = (J_m + J) s^2 \theta(s) \quad (3.29)$$

將方程式(3.28)代入上式(3.29)可得：

$$T(s) = (J_m + J) s^2 \theta(s) + \frac{k_t k_e}{R} s \theta(s) \quad (3.30)$$

此時將線性與轉動轉換的兩式(3.12)及(3.13)代入上式(3.30)可將輸入的直線位移 x 與所需推力 F 表示出來：

$$F(s) = \left(\frac{2\pi}{p}\right)^2 \left[(J_m + J) s^2 x(s) + \frac{k_t k_e}{R} s x(s) \right] \quad (3.31)$$

將上式(3.31)整理過後即可得出慣質係數 b 與等效阻尼值 c_e ，也就是：

$$b = \left(\frac{2\pi}{p}\right)^2 (J_m + J) \quad (3.32)$$

$$c_e = \left(\frac{2\pi}{p}\right)^2 \frac{k_t k_e}{R} \quad (3.33)$$



最後可由下式求得發電功率：

$$P_e = \frac{V_{emf}^2}{R}$$

其中 P_e 為此時的發電功率。將其代換後即可以輸入位移 x 表示：

$$P_e = \left(\frac{2\pi}{p} \right)^2 \frac{k_e^2}{R} \left(\frac{dx}{dt} \right)^2 \quad (3.35)$$



Chapter 4 實驗設計與流程

前面幾章對電磁式能量採集與慣質做了理論推導，也為我們的慣質式電磁能量採集器建立起了理論模型，而接下來在本章節我們會設計一套可在動態拉伸試驗機進行實驗的能量採集器原型，可見圖 4.1，並依本論文之原型設計將不確定因素加入理論模型中，以模擬與實驗驗證此慣質式電磁能量採集器。

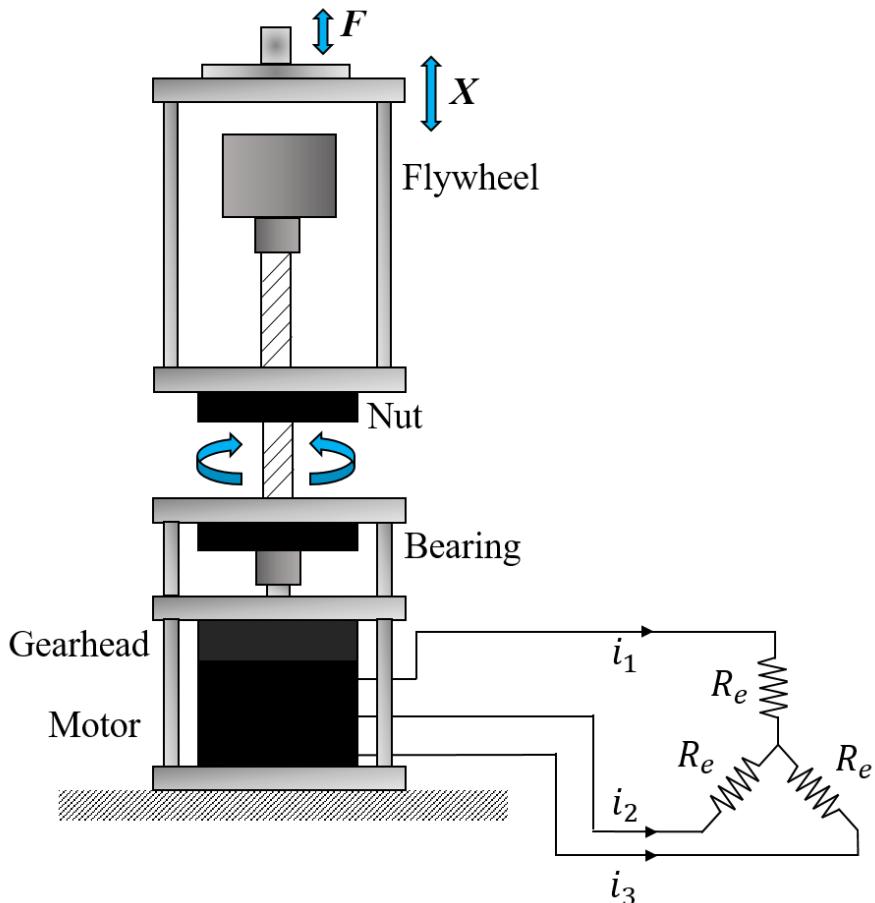


圖 4.1 慣質式電磁能量採集器實驗原型示意圖



4.1 原型設計

由於此慣質式電磁能量採集器包含了滾珠螺桿慣質與機電慣質，而且在實驗中又必須調整滾珠螺桿慣質的慣質係數，因此本採集器就必須經過特別設計才方便之後實驗進行。此採集器主要分成兩個部分，分別為與滾珠螺桿螺帽相接的移動端以及與滾珠螺桿及減速機轉子相接的固定端。

實驗原型在放置於動態拉伸試驗機進行實驗時，移動端之夾頭可被動態拉伸試驗機之油壓夾具夾持，由於此油壓夾具可被動態拉伸試驗機控制其垂直位移，因此能藉由與螺帽相接的外殼帶動螺帽做直線運動，如我們控制其位移為直線往復運動，則可視為對此實驗原型輸入振動能，此振動能除了可帶動螺帽直線運動，因滾珠螺桿機構特性，螺帽如做直線運動，則其螺桿便會隨之轉動，隨之帶動飛輪與永磁馬達所在的固定端旋轉，感應電流也由此產生，表示振動能轉換為電能，同時達成減振與能量採集的目的。

由圖 4.2 (a)與方程式(3.13)可知此實驗原型於理想狀態下直線運動部分的工作原理，由於在實際實驗中所使用的滾珠螺桿並非理想螺桿，因此必須把不確定因素考慮進去，而本論文根據參考文獻[49, 54, 55]加入摩擦力 F_{fric} 與摩擦係數 f 做為不確定因素，考慮不確定因素之輸入力 F 與螺桿反力矩 T 之關係可由下式表示：

$$F = \frac{2}{d_m} \left(\frac{\pi d_m + fp}{p - \pi f d_m} \right) T + m_{move} \frac{d^2 x}{dt^2} + F_{fric} \quad (4.1)$$

其中 d_m 為螺桿節徑也就是滾珠中心徑， m_{move} 為實驗期間有垂直位移的質量，如果令 $F_{fric} = 0$ 、 $f = 0$ 且 $m_{move} = 0$ ，則我們可以得到方程式(3.13)，也就是此實驗設計的理想模型。

由於螺桿反力矩會帶動飛輪以及馬達旋轉，其運作方式可由圖 4.2 (b)及下式表示：



$$T = (J_{bs} + J_{fw} + J_{cp}) \frac{d\omega_g}{dt} + T_m \quad (4.2)$$

其中 J_{bs} 、 J_{fw} 、 J_{cp} 分別是螺桿、飛輪及聯軸器的轉動慣量，因三者相連，故三者轉速皆等於減速機轉子轉速 ω_g ，而 T_m 則是輸入給馬達轉子的力矩。

但此力矩 T_m 並不能直接由馬達轉子的轉動慣量 J_m 與其轉速 ω_m 表示，由方程式(3.17)及(3.19)可知，馬達轉動時會產生感應力矩 T_{emf} 及摩擦力矩 T_{fric} ，因此 T_m 與 ω_m 之關係可由下式表示：

$$T_m - T_{emf} - T_{fric} = J_m \frac{d\omega_m}{dt} \quad (4.3)$$

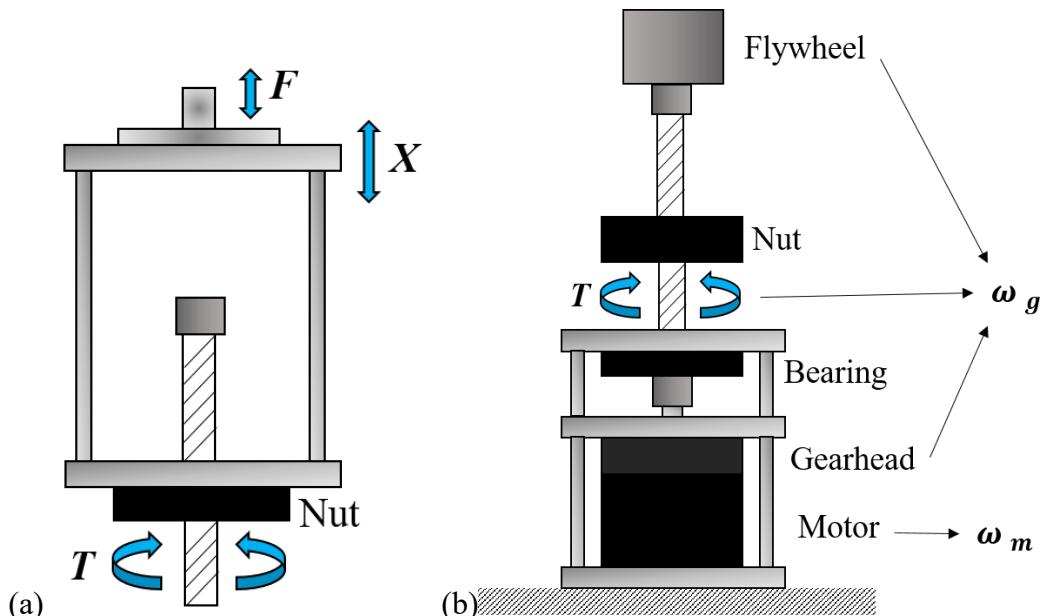


圖 4.2 工作原理示意圖
(a)直線運動部分 (b)旋轉運動部分



感應力矩 T_{emf} 與感應電流 i 之關係可由方程式(3.17)表示，而摩擦力矩 T_{fric} 在方程式(3.19)中可表示為下式：

$$T_{fric} = B_m \omega_m \quad (4.4)$$

由於此實驗原型所使用的永磁馬達規格並沒有提供馬達阻尼係數 B_m ，因此 B_m 也為此實驗原型所需考慮進去的不確定因素。

為了得到此實驗原型的動態系統模型，我們必須得出感應電流 i 與馬達轉子轉速 ω_m 之關係，由圖 4.3 可知此實驗原型所選用的永磁無刷直流馬達(Brushless DC Motor, BLDC)作為發電機使用的發電工作原理，其中 V_1 、 V_2 和 V_3 是由發電機各相產生的感應電動勢， i_1 、 i_2 和 i_3 是發電機每相的感應電流， L 和 R_i 是每相的終端電感和終端電阻， R_e 是每相的外部負載。而每相感應電動勢可由下三式表示[32]：

$$\begin{aligned} V_1 &= V_{emf} \cos\left(\omega_e t - \frac{2\pi}{3}\right) \\ V_2 &= V_{emf} \cos(\omega_e t) \\ V_3 &= V_{emf} \cos\left(\omega_e t + \frac{2\pi}{3}\right) \end{aligned} \quad (4.5)$$

其中 V_{emf} 與 ω_e 為每相感應電動勢的電壓振幅與角頻率，由方程式(3.11)可知 V_{emf} 與 ω_m 之關係為：

$$V_{emf} = k_e \cdot \omega_m \quad (4.6)$$

忽略終端電感 L 的影響，三相的瞬時電功率總和 P_{total} 可表示為[32]：

$$P_{total} = \frac{V_1^2}{R_i + R_e} + \frac{V_2^2}{R_i + R_e} + \frac{V_3^2}{R_i + R_e} \quad (4.7)$$

將方程式(4.5)及(4.6)代入方程式(4.7)且 $R_i + R_e$ 以電阻總和 R 表示，可得下式：

$$P_{total} = \frac{1.5V_{emf}^2}{R} = \frac{3k_e^2 \omega_m^2}{2R} \quad (4.8)$$

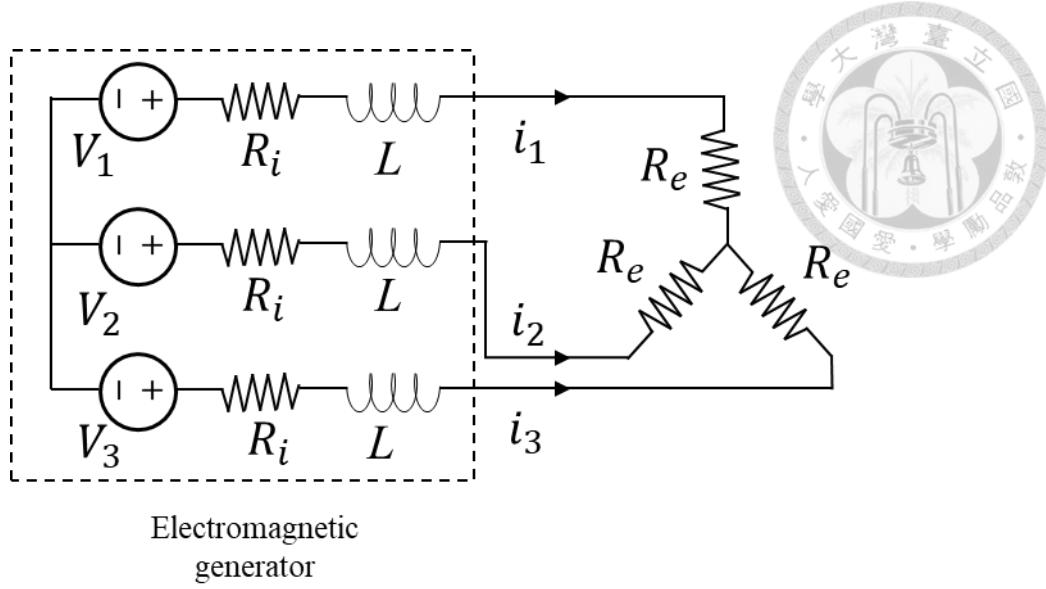


圖 4.3 三相無刷馬達發電之等效電路圖

由於圖 4.3 之外部負載使用的是 Y 形接法，故其線電流會等於相電流，也就是 $i_1 = i_2 = i_3 = i$ ，而將此系統等效為機械網路系統，則由三相發電機的旋轉阻尼引起的阻力矩也就是前述的感應力矩 T_{emf} 可由下式表示：

$$T_{emf} = B_r \cdot \omega_m \quad (4.9)$$

其中 B_r 為旋轉阻尼係數，因 T_{emf} 也可由方程式(3.17)求得，且考慮機械與電子網路系統的能量守恆[32]，可得：

$$P_{total} = T_{emf} \cdot \omega_m = k_t \cdot i \cdot \omega_m \quad (4.10)$$

因為通常永磁馬達的 k_e 與 k_t 相等，故將方程式(4.9)及(4.10)代入方程式(4.8)可得：

$$i = \frac{3k_e \omega_m}{2R} \quad (4.11)$$

$$B_r = \frac{3k_t k_e}{2R} \quad (4.12)$$

故此三相發電機的阻力矩可表示為下式[31]：

$$T_{emf} = \frac{3k_t k_e}{2R} \omega_m \quad (4.13)$$



求出感應電流 i 與馬達轉子轉速 ω_m 之關係後，可先將圖 4.2 (b) 中的 ω_g 及 ω_m 依兩者與減速比 r_g 之關係表示為下式：

$$\omega_m = r_g \cdot \omega_g \quad (4.14)$$

再將方程式(4.3)、(4.4)、(4.13)及(4.14)代入方程式(4.2)中，即可得此慣質式電磁能量採集器於旋轉運動部分的動態系統模型：

$$T = (J_{bs} + J_{fw} + J_{cp} + J_m r_g) \frac{d\omega_g}{dt} + \left(\frac{3k_t k_e}{2R} + B_m \right) r_g \omega_g \quad (4.15)$$

最後將直線運動的部分考慮進動態中，也就是將方程式(3.12)及(4.15)代入方程式(4.1)中，可得到本論文設計之實驗原型的完整理論模型：

$$F = \frac{2}{d_m} \left(\frac{\pi d_m + fp}{p - \pi f d_m} \right) \frac{2\pi}{p} \left\{ (J_{bs} + J_{fw} + J_{cp} + J_m r_g) \frac{d^2 x}{dt^2} + \left(\frac{3k_t k_e}{2R} + B_m \right) r_g \frac{dx}{dt} \right\} + m_{move} \frac{d^2 x}{dt^2} + F_{fric} \quad (4.16)$$

為了方便表示，本論文進一步定義此實驗原型的慣質係數 b 、等效阻尼係數 c_e 與等效質量 m_e ：

$$b = \frac{2}{d_m} \left(\frac{\pi d_m + fp}{p - \pi f d_m} \right) \frac{2\pi}{p} (J_{bs} + J_{fw} + J_{cp} + J_m r_g) \quad (4.17)$$

$$c_e = \frac{2}{d_m} \left(\frac{\pi d_m + fp}{p - \pi f d_m} \right) \frac{2\pi}{p} \left(\frac{3k_t k_e}{2R} + B_m \right) r_g \quad (4.18)$$

$$m_e = b + m_{move} \quad (4.19)$$

$$F = m_e \frac{d^2 x}{dt^2} + c_e \frac{dx}{dt} + F_{fric} \quad (4.20)$$

最後將表 4.1 中的參數及飛輪轉動慣量 J_{fw} 代入方程式(4.16)中，即可得圖 4.4 中的(a)與(b)關係圖，其中無加入飛輪之 $J_{fw} = 0$ ，而有加入飛輪之轉動慣量



$J_{fw} = \begin{cases} 932 \\ 1425 \end{cases} (\text{g}\cdot\text{cm}^2)$ ，輸入位移為振幅 10 mm 及頻率 3 Hz 之正弦位移。由這兩張

圖可知藉由加入飛輪來改變慣質係數，在經歷相同情況的位移下，所需的輸入力峰值較大，也就是經歷相同輸入力，慣質係數較大之採集器其位移會較小。而由圖 4.4(c)中的關係圖可知，加入飛輪在相同位移情況下並不影響採集功率。

表 4.1 採集器模擬參數

| 參數符號 | 參數敘述 | 參數值 (單位) |
|------------|----------|--|
| J_{bs} | 螺桿轉動慣量 | 60 ($\text{g}\cdot\text{cm}^2$) |
| J_{cp} | 聯軸器轉動慣量 | 50 ($\text{g}\cdot\text{cm}^2$) |
| m_{move} | 垂直移動質量 | 1051 (g) |
| p | 螺桿螺距 | 10 (mm) |
| d_m | 滾珠中心徑 | 12.3 (mm) |
| F_{fric} | 螺桿摩擦力 | 見表 5.6 |
| f | 螺桿摩擦係數 | 0.1 |
| R_e | 外接電阻 | 10 (Ω) |
| k_e | 反電動勢常數 | 0.028 ($\text{V}\cdot\text{s}/\text{rad}$) |
| k_t | 感應力矩常數 | 0.028 ($\text{V}\cdot\text{s}/\text{rad}$) |
| R_i | 終端電阻 | 2.7 (Ω) |
| J_m | 馬達轉子轉動慣量 | 80 ($\text{g}\cdot\text{cm}^2$) |
| B_m | 馬達阻尼係數 | 0.0005 ($\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}/\text{rad}$) |
| r_g | 減速比 | 5 |

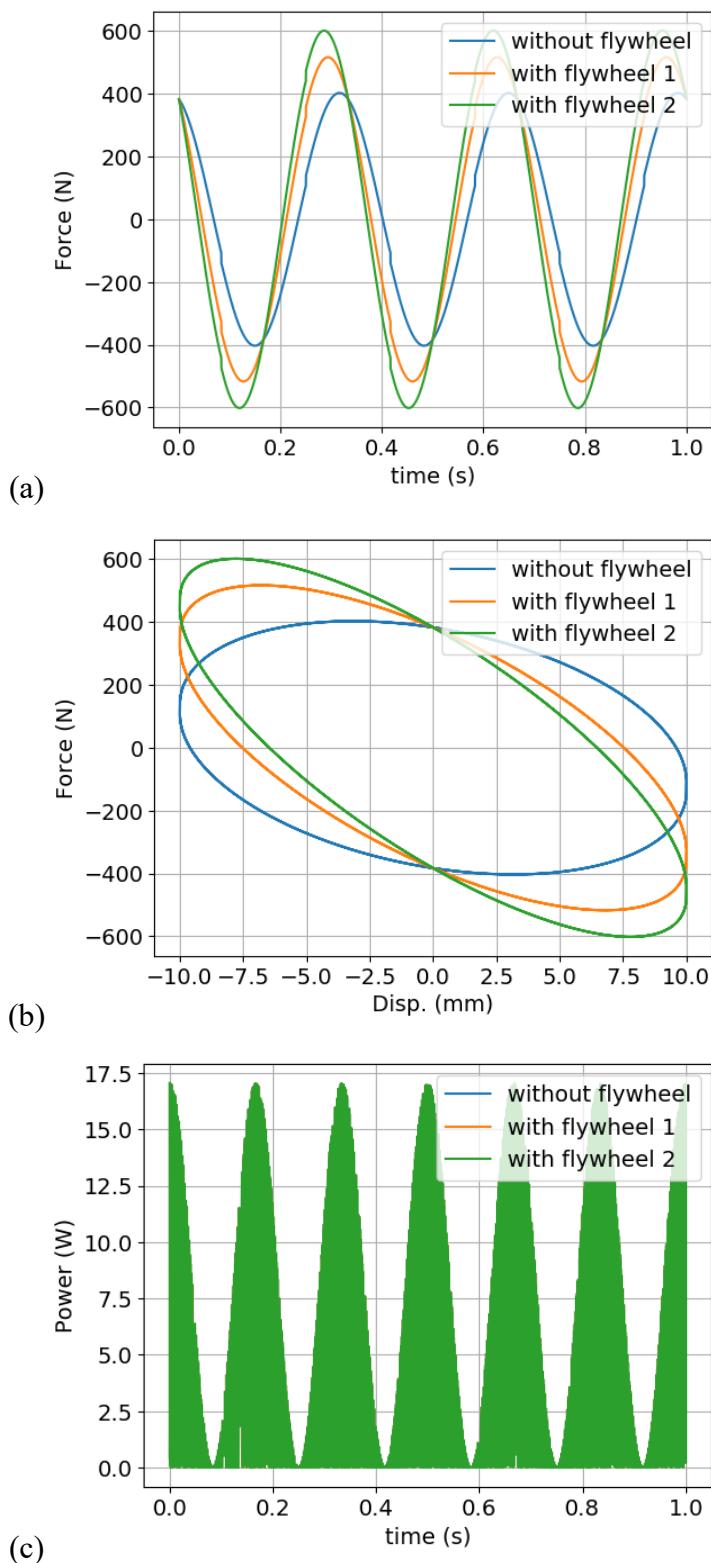


圖 4.4 有無加入飛輪之理論模型模擬結果

(a)力對時間關係圖 (b)力對位移關係圖 (c)採集功率對時間關係圖

最後，依照前述之設計方法，以聯軸器組合無刷馬達(瑞德傳動科技-42BLDC030-PB05)、滾珠螺桿(MISUMI-C-BSSC1210)與飛輪(不鏽鋼)，再製造出外殼後便完成本論文的實驗原型，圖 4.5(a)與圖 4.5(b)中的螺帽部分相接即為實驗原型的移動端，圖 4.5(b)中的螺桿、飛輪與圖 4.5(c)的無刷馬達相接即為固定端，圖 4.5(d)則是實驗原型全部組合起來的實體圖。

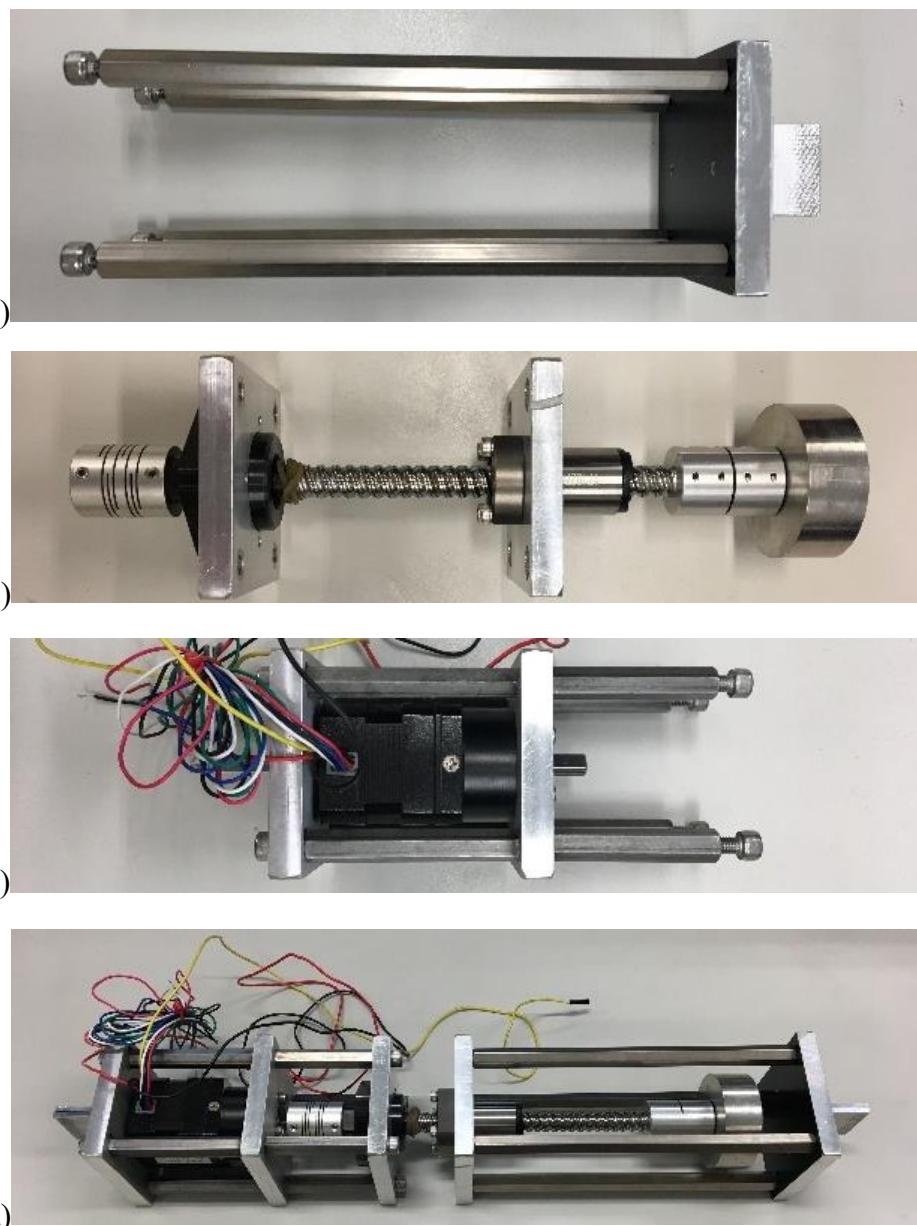


圖 4.5 慣質式採集器實驗原型實體圖
(a)移動端分解圖 (b)滾珠螺桿慣質分解圖
(c)馬達端分解圖 (d)採集器組合圖



4.2 實驗儀器

本次實驗所使用的儀器及廠牌型號如表 4.2 與圖 4.6 所示：

表 4.2 實驗儀器

| 儀器名稱 | 廠牌型號 | 圖例編號 |
|---------|--------------------------------|-----------|
| 數位示波器 | KEYSIGHT DSOX4042A | 圖 4.6 (a) |
| 可調式電阻盒 | Lutron RBOX-408 | 圖 4.6 (b) |
| 雷射位移計 | mti LTS-120-40 | 圖 4.6 (c) |
| 動態拉伸試驗機 | MTS Landmark 370.02 (25 kN) | 圖 4.6 (d) |
| 數位儲存示波器 | GW Insteek GDS-2072E | 圖 4.6 (e) |
| 電源供應器 | RIGOL DP832 | 圖 4.6 (f) |

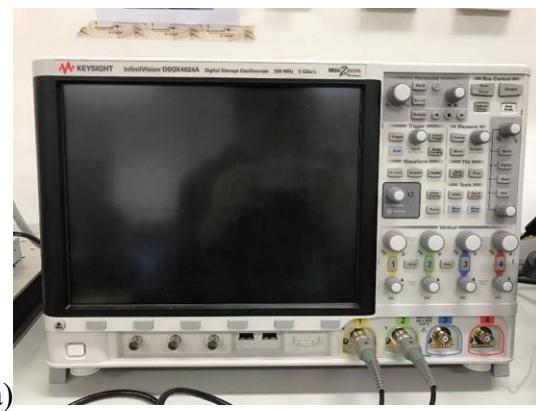




圖 4.6 實驗儀器

- (a) 數位示波器 (b) 可調式電阻盒 (c) 雷射位移計
- (d) 動態拉伸試驗機 (e) 數位儲存示波器 (f) 電源供應器



4.3 實驗流程

本論文之實驗分為兩部分進行，為永磁直流馬達發電功率與反電動勢常數實驗及慣質式電磁能量採集器的採集功率與減振效果實驗。

其中永磁直流馬達發電功率驗證為兩顆直流馬達以聯軸器相接，將一顆馬達作為主動元件旋轉作為被動元件的另一顆馬達，且作為被動元件的馬達會連接外部電阻，並以此外部電阻及其量測到的電壓來計算發電功率，本實驗以示波器量測電壓，而轉速則使用雷射位移計量測並計算其旋轉週期用以轉換為平均轉速，用以驗證直流馬達發電之數學模型，確認其數學模型後便可求取實驗原型中所使用的三相無刷直流馬達之反電動勢常數，用相同方式進行實驗，並將實驗結果代回數學模型中，藉以擬合反電動勢常數。

在確認完三相無刷直流馬達之反電動勢常數後，便可將其應用於慣質式電磁式能量採集器，進行慣質式電磁能量採集器的採集功率與減振效果實驗驗證，此實驗為本論文所推導之慣質式電磁能量採集器理論模型的主要驗證，實驗架構如圖4.7所示。實驗中的相對位移為輸入能量採集器的振動能，由動態拉伸試驗機來產生，可產生不同頻率與振幅的正弦位移。驗證採集功率的部分同前一實驗，以示波器量測電磁馬達所連接之外部電阻的電壓值，並以電阻值與電壓值來計算採集功率。驗證減振效果的部分則由此動態拉伸試驗機所包含的荷重元與位移計來量測，此實驗機台能輸出實驗時之力與位移的實驗數據，用以與模擬結果對照，可找出滾珠螺桿的摩擦力與電磁馬達的馬達阻尼係數，也可觀察改外部電阻造成的影响，並以此計算此慣質式電磁能量採集器的等效阻尼值以及探討其慣質係數改變造成之影響，以此即能驗證其能達成理論模型中的減振效果。

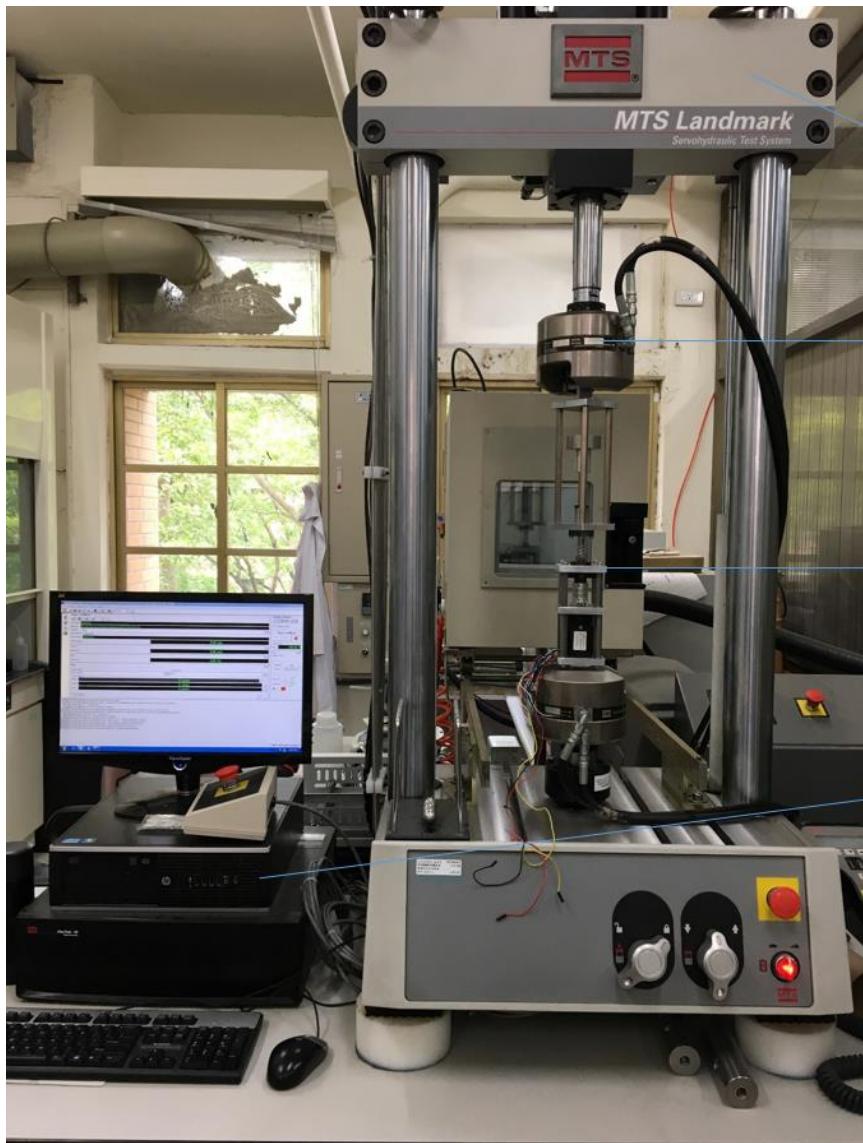


圖 4.7 實驗系統配置圖



Chapter 5 實驗結果與討論

5.1 發電功率與反電動勢常數

5.1.1 永磁直流馬達發電功率驗證

本次實驗之實驗架構示意圖如圖 5.1 所示，電源供應器供電給主動馬達用來旋轉被動馬達，使被動馬達作為發電機使用，目的為驗證實際發電功率吻合第三章推導之電磁式能量採集理論模型。由方程式(3.6)及(3.11)可得下式：

$$k_e \cdot \omega_g \cdot r_g = L \frac{di}{dt} + i(R_i + R_e) \quad (5.1)$$

由方程式(5.1)可知模擬發電功率需要的參數有作為發電機的直流馬達參數表 5.1 及其減速機轉子轉速 ω_g ，但每次實驗的 ω_g 值並無法直接得知，需透過雷射位移計量測聯軸器之定位點來計算其旋轉週期再換算成平均轉速(由表 5.2 所示)，以此平均轉速作為方程式(5.1)中的 ω_g 值代入，即可計算出感應電流 i 。再由方程式(5.2)計算出採集到的功率：

$$P_{captured} = i^2 \cdot R_e \quad (5.2)$$

如此模擬結果便可與發電功率的實驗值比較，而本次實驗的結果由示波器每瞬間紀錄的電壓值 V 計算出採集功率的實驗結果，可由下式表示實驗採集功率：

$$P_{captured} = \frac{V^2}{R_e} \quad (5.3)$$

且由圖 5.2 表示，由實驗結果可看出發電功率的實驗值與模擬值大致相同，其誤差主要來自於實驗時的馬達轉速會有些微變動，而模擬時的計算使用的是平均轉速。

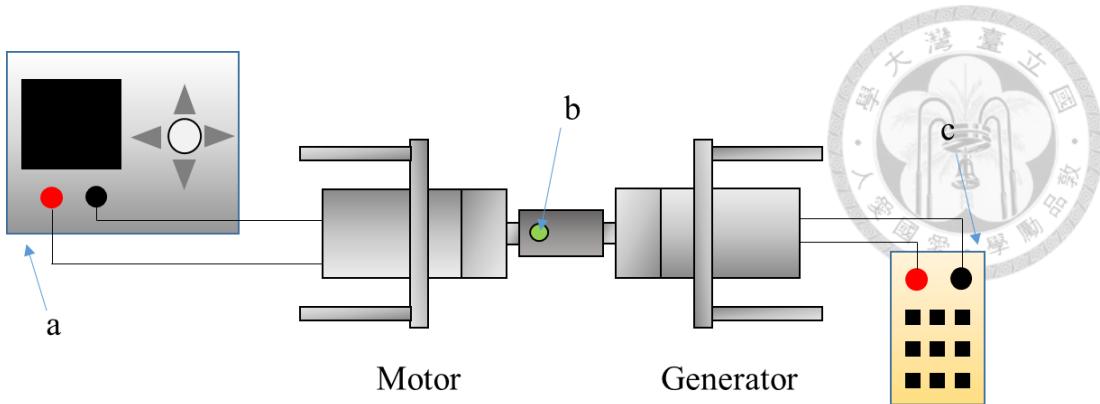


圖 5.1 永磁直流馬達發電功率實驗示意圖

(a)電源供應器 (b)聯軸器之定位點 (c)可調式電阻盒

表 5.1 永磁直流馬達參數

| 參數符號 | 參數敘述 | 參數值 (單位) |
|-------|--------|--------------------|
| k_e | 反電動勢常數 | 0.0156 (V·s/rad) |
| L | 終端電感 | 0.0336 (mH) |
| R_i | 終端電阻 | 0.108 (Ω) |
| r_g | 減速比 | 26 |

表 5.2 永磁直流馬達外接不同電阻時的平均轉速

| 外接電阻 R_e (單位) | 平均轉速 ω_g (單位) |
|------------------|----------------------|
| 10 (Ω) | 4.228 (rad/s) |
| 50 (Ω) | 8.497 (rad/s) |
| 100 (Ω) | 11.127 (rad/s) |

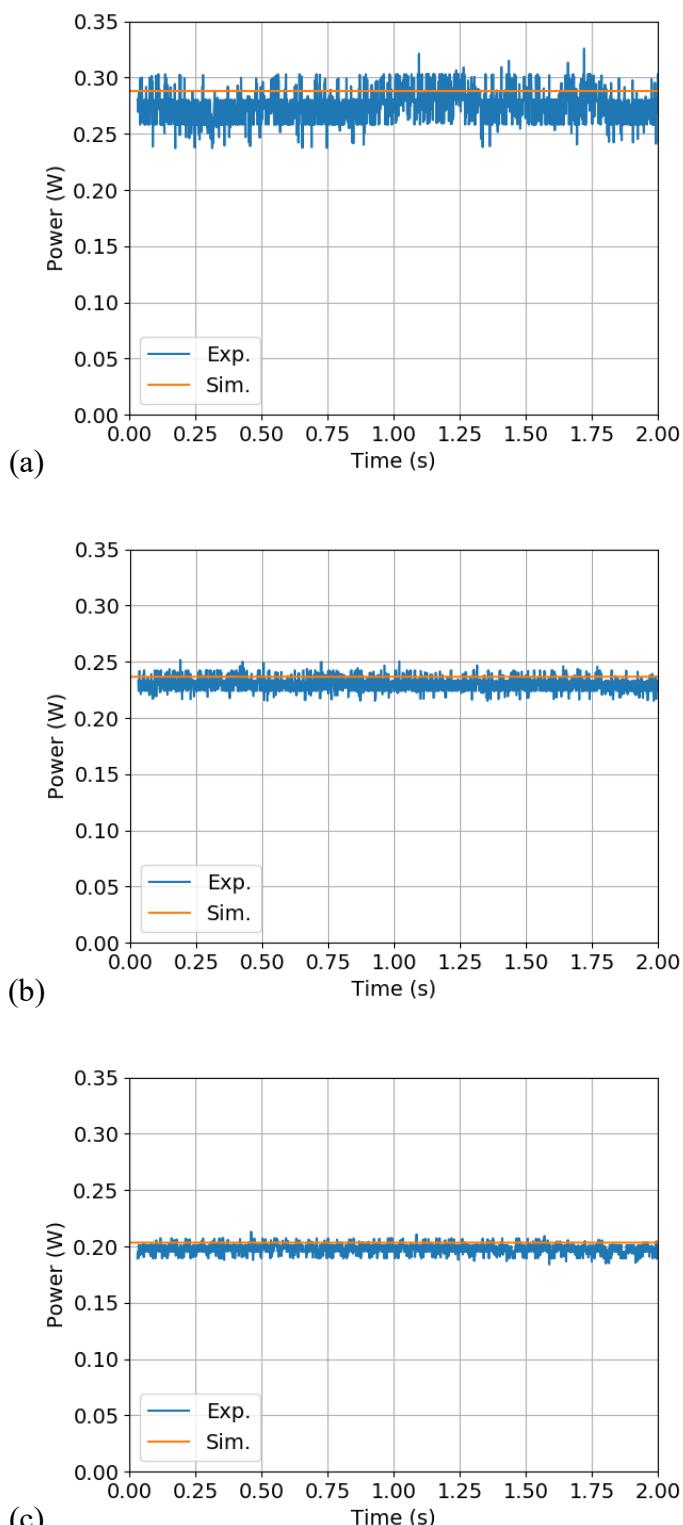


圖 5.2 永磁直流馬達發電功率實驗結果

(a) $R_e = 10\Omega$ (b) $R_e = 50\Omega$ (c) $R_e = 100\Omega$



5.1.2 無刷直流馬達之反電動勢常數

由於實驗原型所使用的是三相無刷馬達，但選用的無刷馬達並無在規格上提供其反電動勢常數，故本實驗流程仿照前述永磁直流馬達發電功率實驗，將實驗目的改為測定無刷直流馬達之反電動勢常數，本實驗之架構如圖 5.3 所示，其每相感應電動勢可由方程式(4.5)、(4.6)及(4.14)表示，而每相感應電動勢的角頻率或稱轉子基本頻率的 ω_e 可基於相數 p_{motor} 與極數 n 來計算：

$$\omega_e = \omega_g \cdot r_g \cdot p_{motor} \cdot n \quad (5.4)$$

忽略終端電感 L 的影響，其每相感應電流可由下式表示：

$$\begin{aligned} i_1 &= \frac{k_e \cdot \omega_g \cdot r_g \cdot \cos\left(\omega_e t - \frac{2\pi}{3}\right)}{R_i + R_e} \\ i_2 &= \frac{k_e \cdot \omega_g \cdot r_g \cdot \cos(\omega_e t)}{R_i + R_e} \\ i_3 &= \frac{k_e \cdot \omega_g \cdot r_g \cdot \cos\left(\omega_e t + \frac{2\pi}{3}\right)}{R_i + R_e} \end{aligned} \quad (5.5)$$

最後可以方程式(5.2)及(5.3)與表 5.3 及表 5.4，求得模擬與實驗之每相發電功率，比對模擬與實驗結果如圖 5.4 所示，即可擬合出反電動勢常數 k_e ，最終擬合之值為 $k_e = 0.028(V \cdot s / rad)$ 。

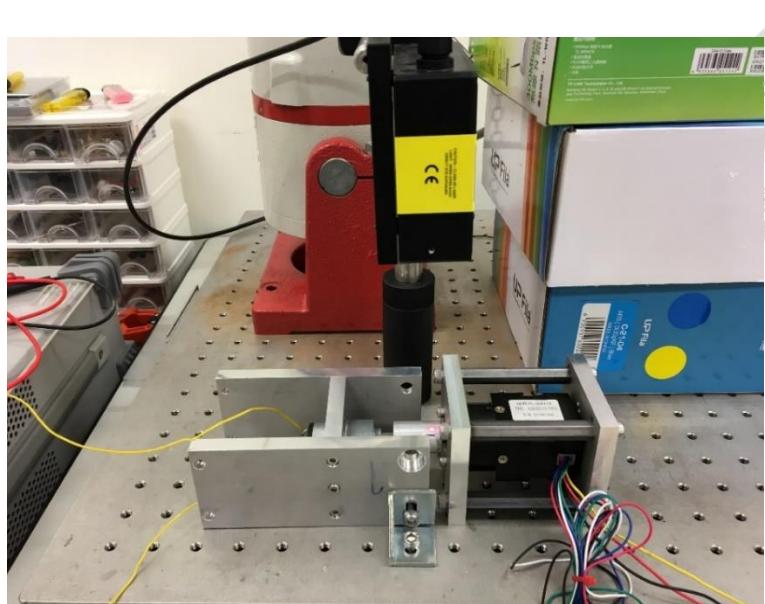


圖 5.3 無刷直流馬達之反電動勢常數實驗架構圖

表 5.3 三相無刷直流馬達參數

| 參數符號 | 參數敘述 | 參數值 (單位) |
|-------------|------|------------------|
| L | 終端電感 | 3.4 (mH) |
| R_i | 終端電阻 | 2.7 (Ω) |
| r_g | 減速比 | 5 |
| p_{motor} | 馬達相數 | 8 |
| n | 馬達極數 | 3 |

表 5.4 無刷馬達外接不同電阻時的平均轉速

| 外接電阻 R_e (單位) | 平均轉速 ω_g (單位) |
|-------------------|----------------------|
| 6.8 (Ω) | 8.979 (rad/s) |
| 10.0 (Ω) | 10.448 (rad/s) |
| 15.0 (Ω) | 11.546 (rad/s) |

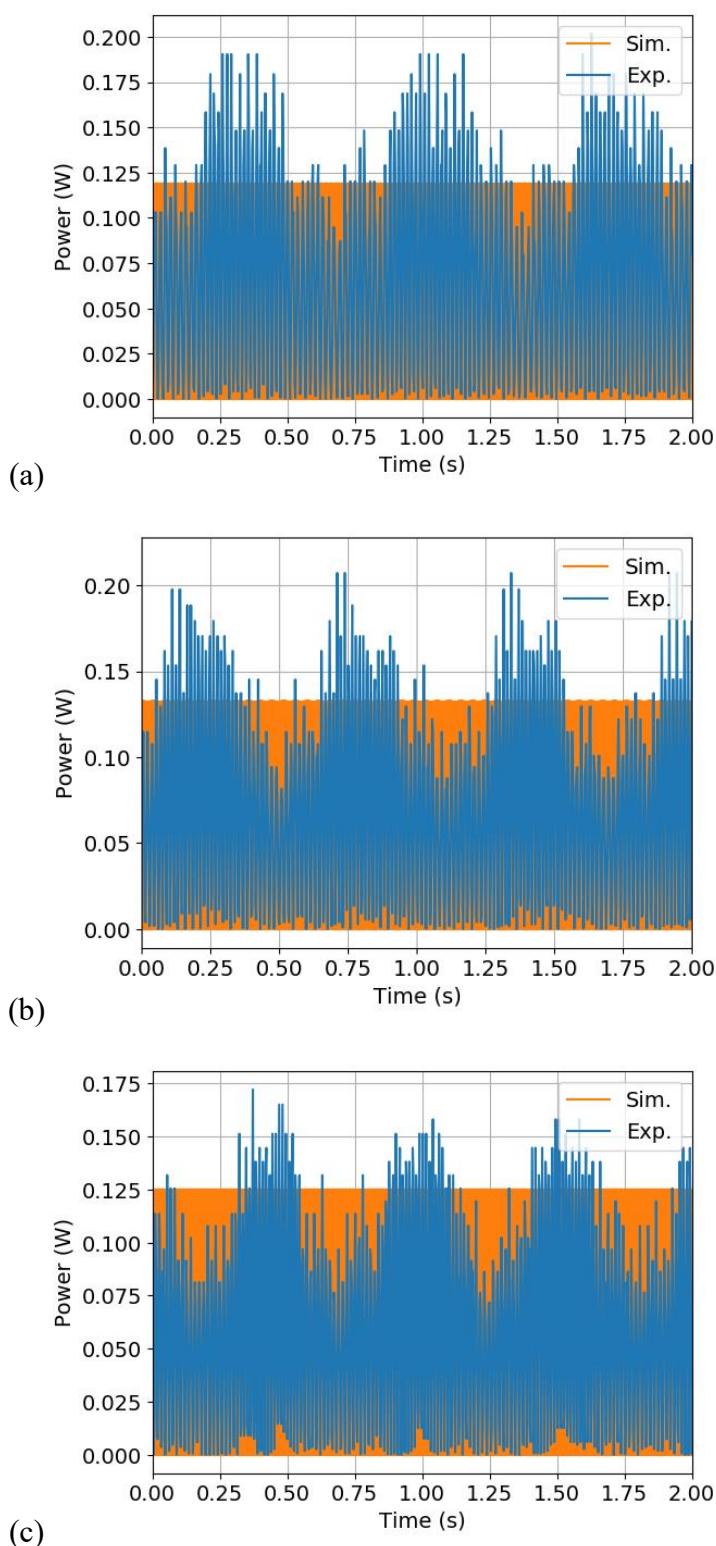


圖 5.4 無刷直流馬達之反電動勢常數實驗結果

(a) $R_e = 6.8\Omega$ (b) $R_e = 10\Omega$ (c) $R_e = 15\Omega$



5.2 採集器之慣質與阻尼值分析

5.2.1 滾珠螺桿之摩擦力與摩擦係數

將滾珠螺桿與三相無刷直流馬達結合後，我們必須先找出影響滾珠螺桿摩擦力的參數，因選用之滾珠螺桿並無在規格標示其與摩擦力相關之參數，故須以實驗分析其摩擦力對採集器之影響。

在參考文獻[49]中的摩擦力以採用 sign 函數的 Coulumb 摩擦力模型來表示：

$$F_{fric} = F_c \cdot sign\left(\frac{dx}{dt}\right) \quad (5.6)$$

其中 F_c 為 Coulumb 摩擦力大小， $sign\left(\frac{dx}{dt}\right)$ 可表示為下式：(將 $\frac{dx}{dt}$ 以 v 表示)

$$sign(v) = \begin{cases} 1, & v > 0 \\ 0, & v = 0 \\ -1, & v < 0 \end{cases} \quad (5.7)$$

而在參考文獻[55]中，將上述的 Coulumb 摩擦力模型修正為 Stribeck 摩擦力模型，此摩擦力模型的方程式可以以下式表示：

$$F_{fric} = (F_c + (F_s - F_c)e^{-\left|\frac{dx}{dt}\right|/v_s}) \cdot sign\left(\frac{dx}{dt}\right) + F_v \frac{dx}{dt} \quad (5.8)$$

其中 F_s 為 static 摩擦力， v_s 為 Stribeck 速度， F_v 為此摩擦力模型的阻尼係數。而 Coulumb 與 Stribeck 此兩個摩擦力模型可見圖 5.5。方程式(4.20)中的摩擦力 F_{fric} 則可將方程式(5.8)化簡後重新表示為下式：

$$F_{fric} = F_s (\alpha + (1-\alpha)e^{-\left|\frac{dx}{dt}\right|/v_s}) \cdot sign\left(\frac{dx}{dt}\right) + F_v \frac{dx}{dt} \quad (5.9)$$

其中 $\alpha = \frac{F_c}{F_s}$ ， $0 < \alpha \leq 1$ 。

將方程式(5.9)代入方程式(4.20)中，並將馬達相關參數刪去後可得下式：

$$F = (m_{move} + b) \frac{d^2x}{dt^2} + F_s (\alpha + (1 - \alpha) e^{-\frac{|dx|}{dt}/v_s}) \cdot \text{sign}(\frac{dx}{dt}) + F_v \frac{dx}{dt} \quad (5.10)$$

其中慣質係數 b 可基於方程式(4.17)並刪除馬達轉子及飛輪轉動慣量計算：

$$b = \frac{2}{d_m} \left(\frac{\pi d_m + fp}{p - \pi f d_m} \right) \frac{2\pi}{p} (J_{bs} + J_{cp}) \quad (5.11)$$

為了找出摩擦力模型中的參數 F_s 、 α 、 v_s 以及 F_v ，我們必須盡量降低慣質係數並以低頻率小振幅的正弦位移來使慣性力的影響降到最低，故此次實驗並未安裝飛輪，因此摩擦力表現得以被凸顯，而模擬結果將以表 5.5 之參數代入方程式(5.10)計算得出。由圖 5.6 可知摩擦力 F_{fric} 會隨速度方向改變，由此實驗可得知摩擦力參數，而摩擦係數 f 可在提高頻率與振幅的實驗中擬合出，如圖 5.7 所示。最後表 5.6 為摩擦力常數與摩擦係數之實驗與模擬經比較所擬合出的結果。

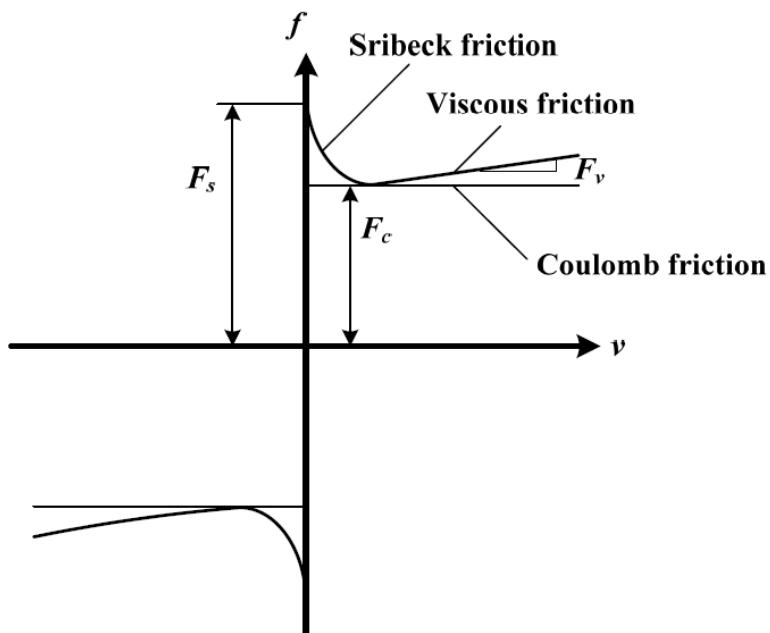


圖 5.5 Coulumb 與 Stribeck 摩擦力模型[55]

表 5.5 滾珠螺桿摩擦影響實驗參數

| 參數符號 | 參數敘述 | 參數值 (單位) |
|------------|---------|-----------------------------------|
| J_{bs} | 螺桿轉動慣量 | 60 ($\text{g}\cdot\text{cm}^2$) |
| J_{cp} | 聯軸器轉動慣量 | 50 ($\text{g}\cdot\text{cm}^2$) |
| m_{move} | 垂直移動質量 | 1051 (g) |
| P | 螺桿螺距 | 10 (mm) |
| d_m | 滾珠中心徑 | 12.3 (mm) |

表 5.6 摩擦力模型之參數與摩擦係數之參數擬合結果

| 參數符號 | 參數敘述 | 參數值 (單位) |
|----------|------------------|---|
| F_s | static 摩擦力 | 18 (N) |
| α | F_c 與 F_s 之比 | 0.8 |
| v_s | Stribeck 速度 | 2.3 (mm/s) |
| F_v | 螺桿摩擦之阻尼係數 | 0.0025 ($\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}$) |
| f | 摩擦係數 | 0.1 |

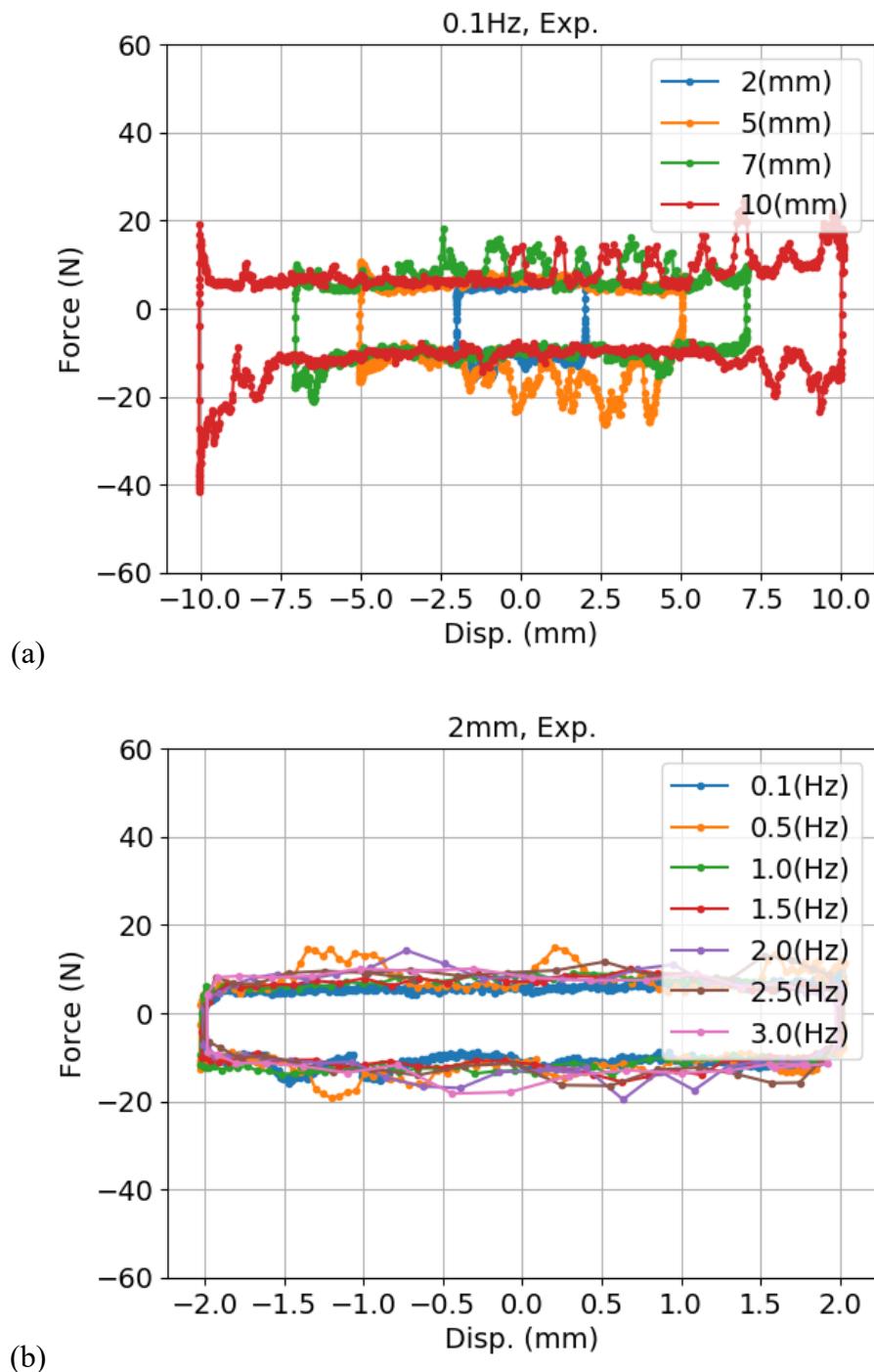
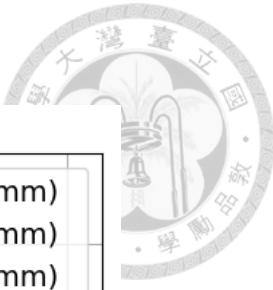


圖 5.6 滾珠螺桿力對位移關係圖

(a)頻率 0.1 Hz，振幅 2-10 mm (b)振幅 2 mm，頻率 0.1-3 Hz

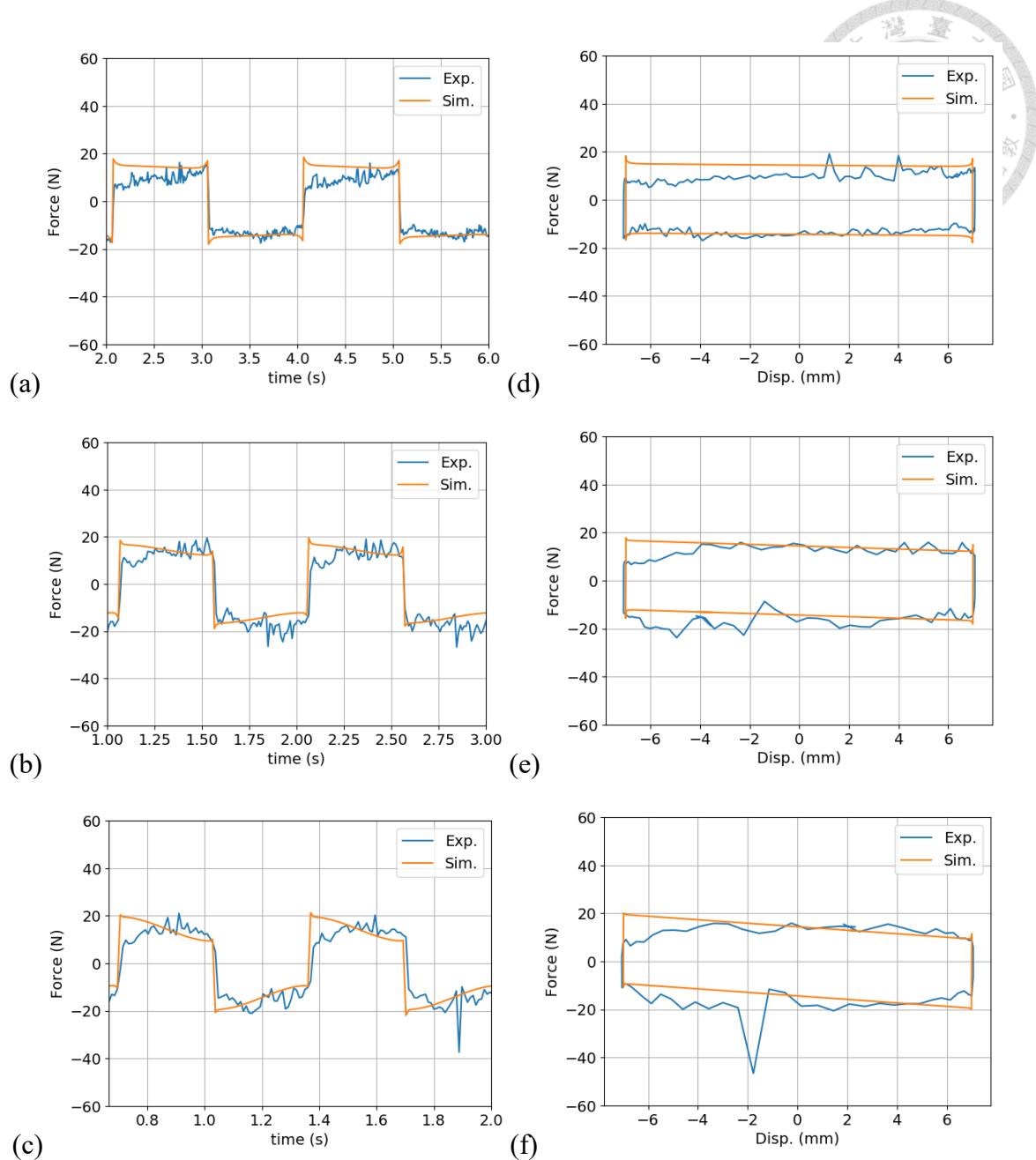


圖 5.7 滾珠螺桿振幅 7 mm 之力對時間與力對位移關係圖

(a) 頻率 0.5 Hz (b) 頻率 1 Hz (c) 頻率 1.5 Hz 之力對時間關係圖

(d) 頻率 0.5 Hz (e) 頻率 1 Hz (f) 頻率 1.5 Hz 之力對位移關係圖



5.2.2 無刷直流馬達之馬達阻尼係數

有了前一小節求出的摩擦力參數與摩擦係數 f 後，接下來，本小節將引入三相無刷直流馬達與滾珠螺桿結合對其輸入正弦位移量測其輸入力，阻尼的效應將會在本實驗被凸顯出來。由於所選用的無刷馬達其規格也沒有提供馬達阻尼係數 B_m ，故本實驗目的即為求出馬達阻尼係數。由方程式(4.18)可知，電阻與馬達阻尼係數皆會影響其等效阻尼值，為凸顯馬達阻尼係數對阻尼值之影響，故本實驗設定為開迴路，也就是三相無刷馬達之內部電路並非導通的封閉迴路，因此方程式(4.3)中的感應力矩 T_{emf} 沒有產生，只會產生摩擦力矩 T_{fric} ，而方程式(4.18)可刪去電阻項，改為下式：

$$c_e = \frac{2}{d_m} \left(\frac{\pi d_m + fp}{p - \pi fd_m} \right) \frac{2\pi}{p} \cdot B_m \cdot r_g \quad (5.12)$$

將方程式(4.17)、(4.19)、(5.9)及(5.12)代入方程式(4.20)中即可計算出此次實驗的模擬結果，用以擬合馬達阻尼係數 B_m 。本次實驗先以未安裝飛輪的螺桿進行實驗，其參數同表 5.5，且 $J_{fw} = 0$ ，再加入表 5.7 的馬達參數，即可擬合出馬達阻尼係數 $B_m = 0.0005(\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}/\text{rad})$ ，而未安裝飛輪之實驗結果可見圖 5.8，而實驗與模擬之對照可見圖 5.9。

表 5.7 馬達阻尼係數實驗之馬達參數

| 參數符號 | 參數敘述 | 參數值 (單位) |
|-------|----------|-----------------------------------|
| J_m | 馬達轉子轉動慣量 | 80 ($\text{g}\cdot\text{cm}^2$) |
| r_g | 減速比 | 5 |

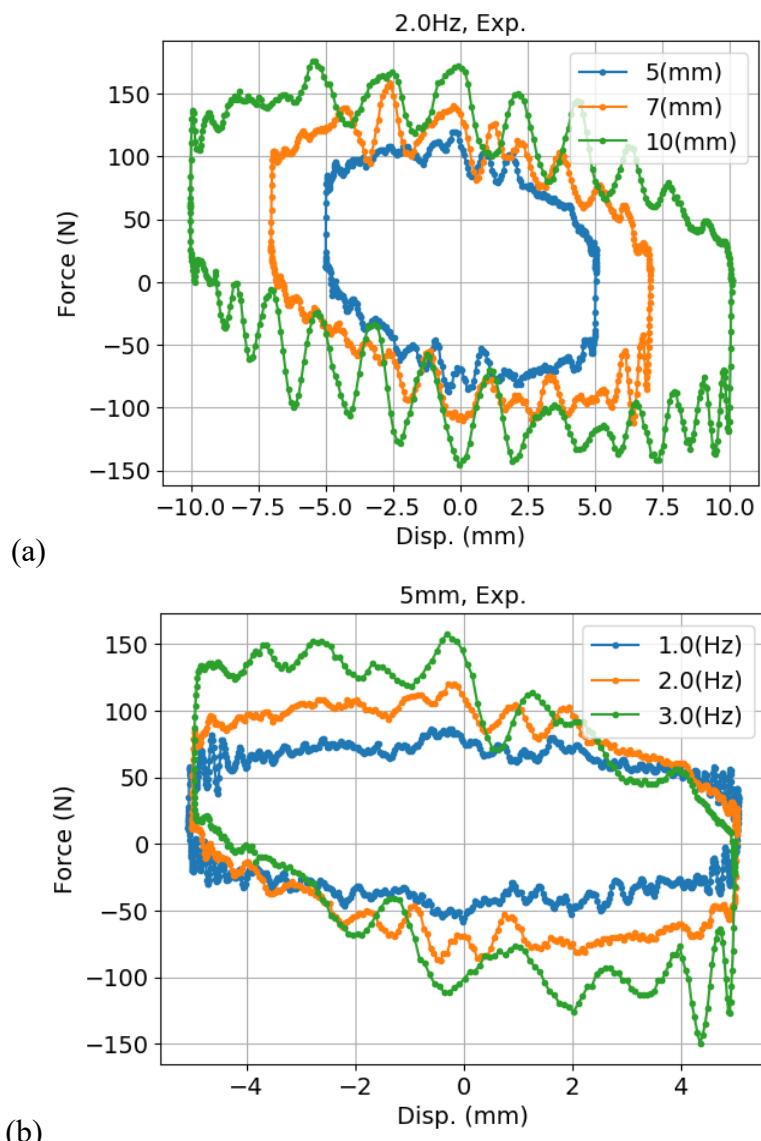


圖 5.8 未安裝飛輪之採集器開迴路力對位移關係圖
(a)頻率 2 Hz，振幅 5-10 mm (b)振幅 5 mm，頻率 1-3 Hz

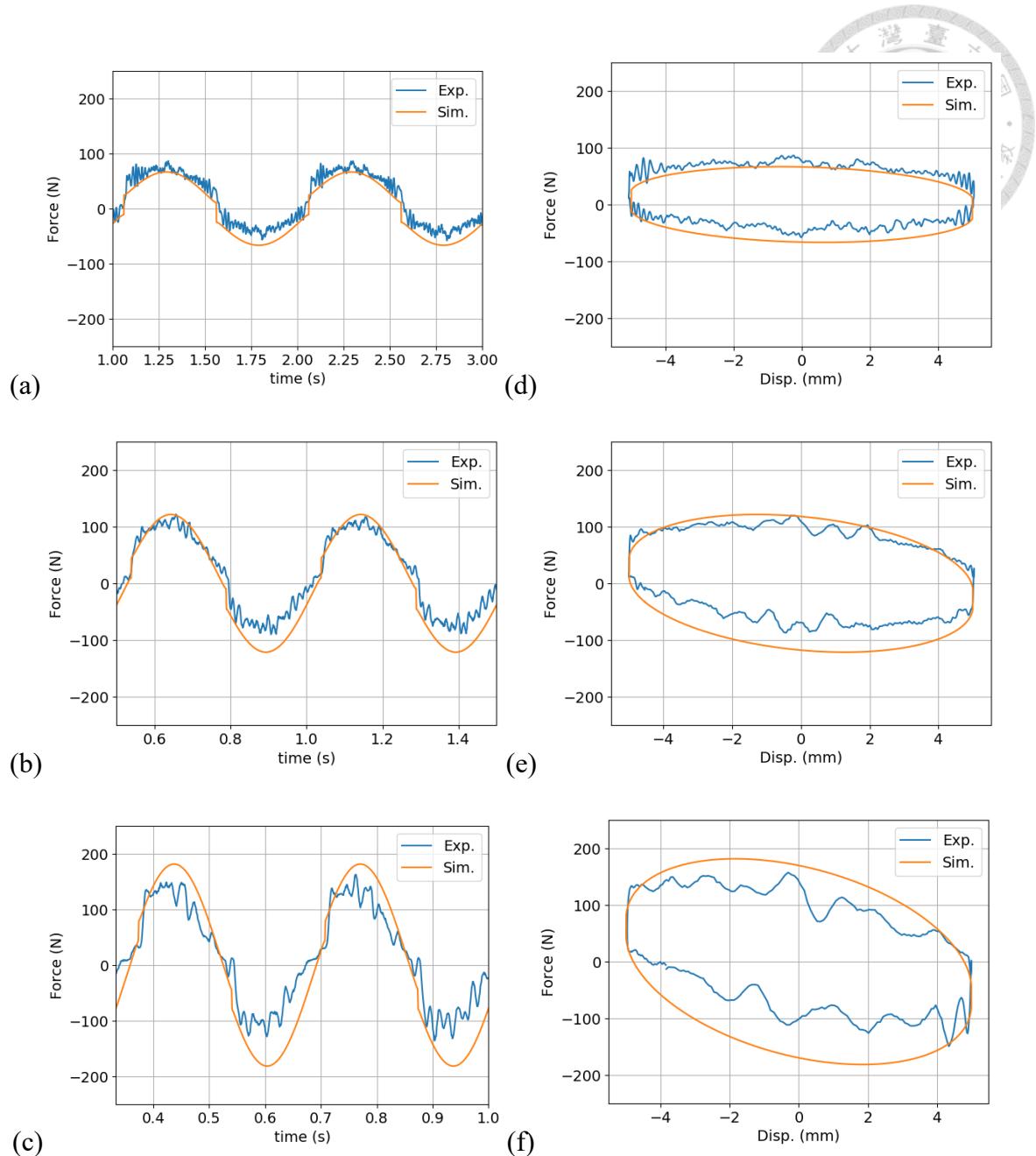


圖 5.9 未安裝飛輪之採集器開迴路之力對時間與力對位移關係圖(振幅 5 mm)

(a)頻率 1 Hz (b)頻率 2 Hz (c)頻率 3 Hz 之力對時間關係圖

(d)頻率 1 Hz (e)頻率 2 Hz (f)頻率 3 Hz 之力對位移關係圖



接著以安裝飛輪之採集器進行相同的開迴路實驗來驗證，其飛輪之轉動慣量

$$J_{fw} = \begin{cases} 932 \\ 1425 \end{cases} (\text{g}\cdot\text{cm}^2) \text{，驗證結果如圖 5.10 與圖 5.11 所示。}$$

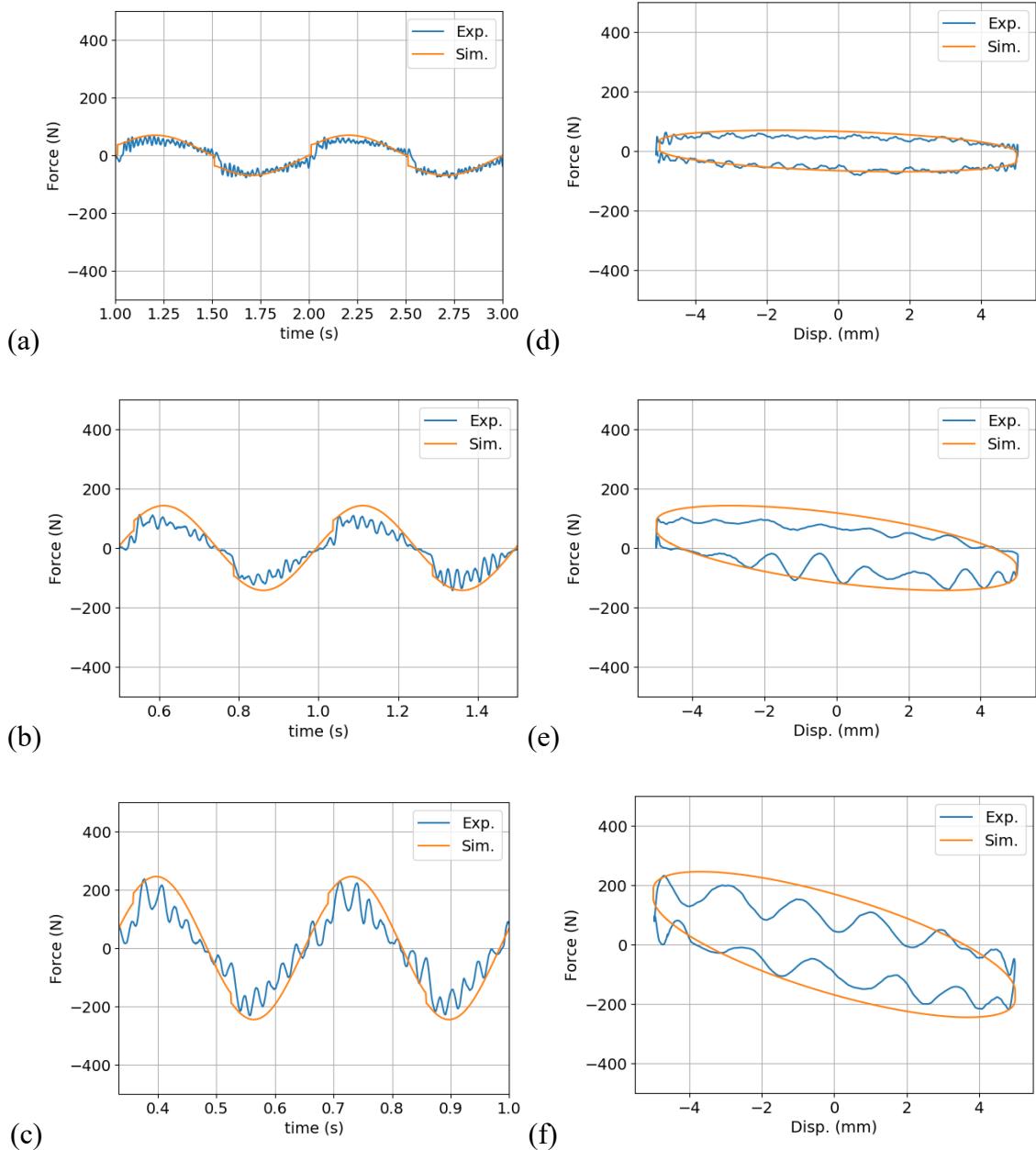


圖 5.10 慣質式採集器開迴路之飛輪 $J_{fw} = 932(\text{g}\cdot\text{cm}^2)$ 振幅 5 mm 實驗圖

(a)頻率 1 Hz (b)頻率 2 Hz (c)頻率 3 Hz 之力對時間關係圖
 (d)頻率 1 Hz (e)頻率 2 Hz (f)頻率 3 Hz 之力對位移關係圖

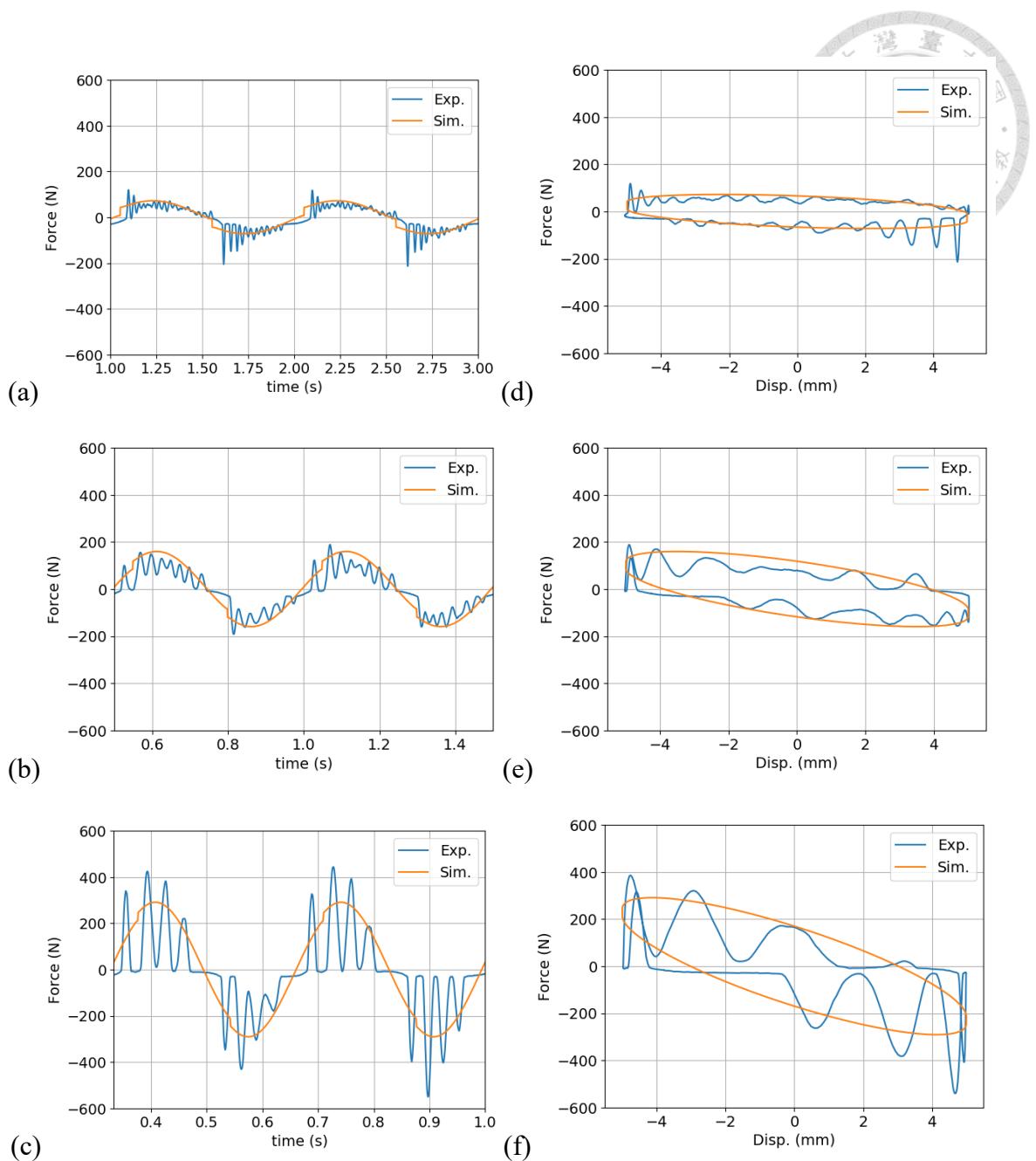


圖 5.11 慣質式採集器開迴路之飛輪 $J_{fw} = 1425(\text{g}\cdot\text{cm}^2)$ 振幅 5 mm 實驗圖

(a) 頻率 1 Hz (b) 頻率 2 Hz (c) 頻率 3 Hz 之力對時間關係圖
 (d) 頻率 1 Hz (e) 頻率 2 Hz (f) 頻率 3 Hz 之力對位移關係圖



5.2.3 改變外部電阻之影響

確定了前述的摩擦力參數、摩擦係數 f 與馬達阻尼係數 B_m 等不確定因素後，採集器實驗原型之理論模型的所有參數皆已確定，本小節將討論連接外部電阻形成封閉電路後，改變外接電阻值對力與位移關係之影響，同時觀察其能量採集的效果。為了降低慣性力之影響，本實驗以未安裝飛輪之採集器進行實驗，外接電阻以 Y 形接法連接其串接方式如圖 4.3 所示。由方程式(4.20)可知其力與位移之關係，由方程式(3.12)、(5.4)及(5.5)可知電流與位移之關係，再代入方程式(5.2)即可得採集功率的模擬結果，採集功率的實驗結果則以方程式(5.3)計算，本實驗之架構如圖 5.12 所示，實驗參數同表 4.1，實驗外接電阻值 R_e 分別為 6.8Ω 、 10Ω 、 15Ω 及 30Ω ，其中外接 10Ω 電阻的結果可見圖 5.13。



圖 5.12 未安裝飛輪之採集器實驗架構圖

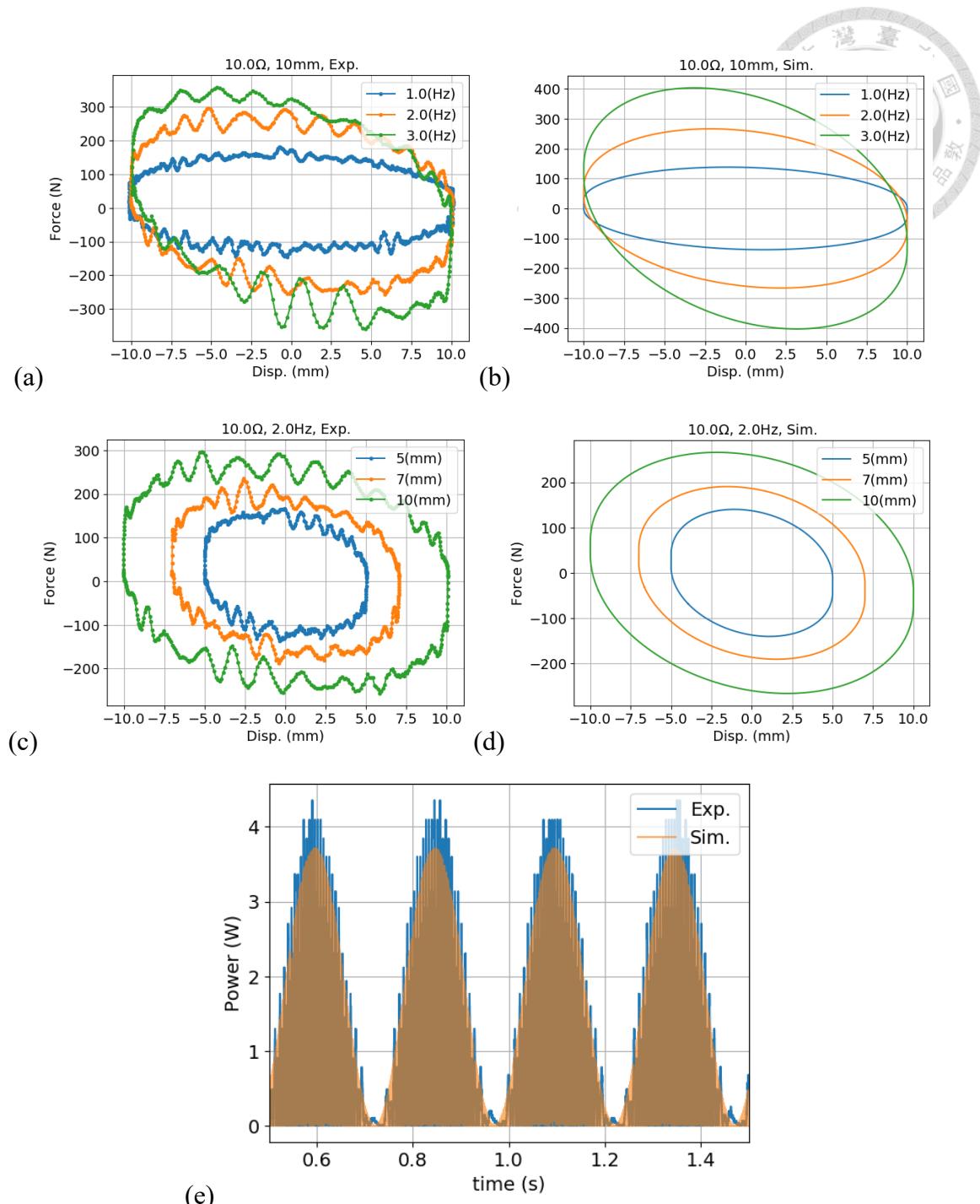


圖 5.13 外接三個 10Ω 電阻之實驗結果

振幅 10 mm，頻率 1-3 Hz (a) 實驗結果 (b) 模擬結果

頻率 2 Hz，振幅 5-10 mm (c) 實驗結果 (d) 模擬結果

(e) 頻率 2 Hz，振幅 7 mm 之採集功率實驗與模擬



由圖 5.14 的實驗結果可知，外接電阻值愈小，要達到相同位移之所需輸入力愈大，且由方程式(4.18)可知外接電阻值愈小，採集器之等效阻尼值也會愈大，由實驗結果之力對位移關係圖的橢圓面積也可看出此結果，而本實驗的詳細實驗與模擬對照結果可詳見圖 5.15。

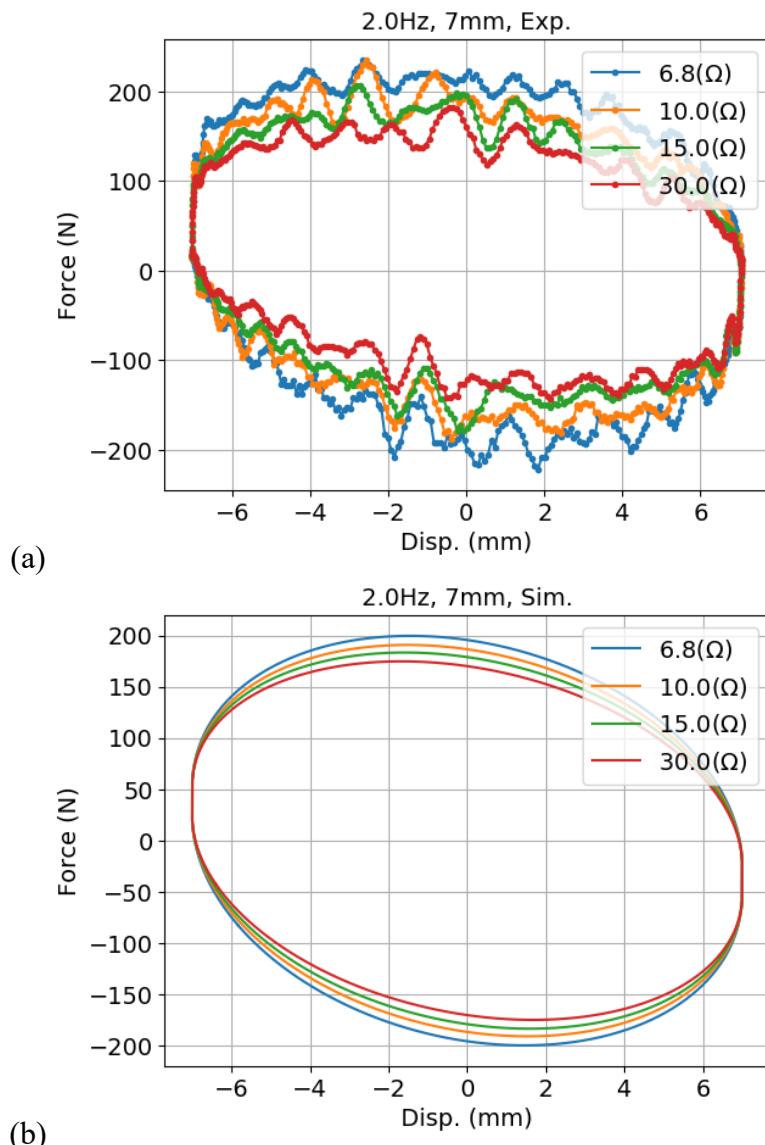


圖 5.14 外接不同電阻值之實驗與模擬結果

頻率 2 Hz，振幅 7 mm，電阻值 6.8-30Ω (a)實驗結果 (b)模擬結果

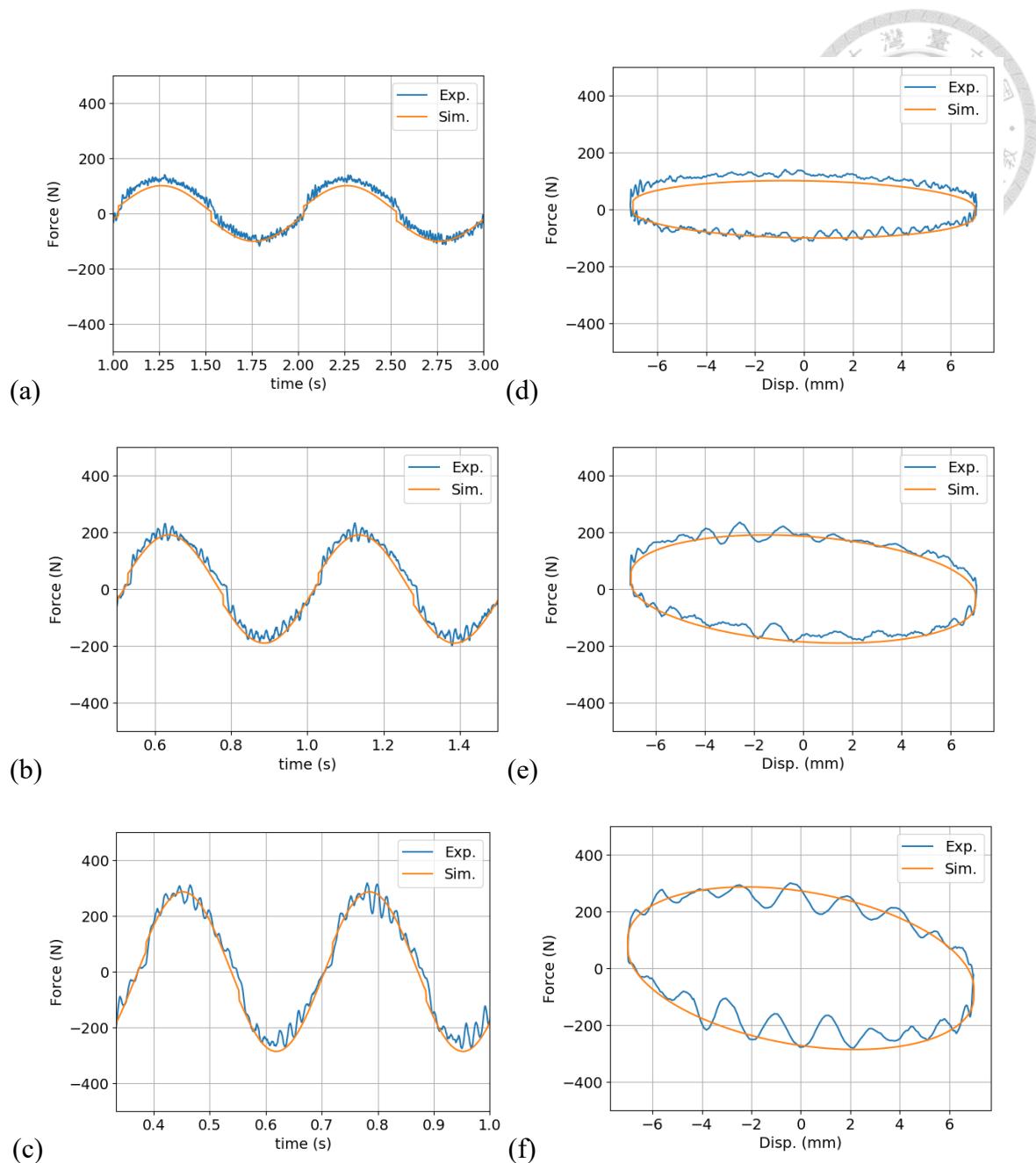


圖 5.15 外接三個 10Ω 電阻之力對時間與力對位移關係圖(振幅 7 mm)

(a)頻率 1 Hz (b)頻率 2 Hz (c)頻率 3 Hz 之力對時間關係圖

(d)頻率 1 Hz (e)頻率 2 Hz (f)頻率 3 Hz 之力對位移關係圖



5.2.4 採集器之等效阻尼值

前一小節提到採集器之等效阻尼值可以實驗結果求得，可與由方程式(4.18)計算出之模擬值比較。如要以實驗結果計算，需先求得力對位移迴圈中的面積，此迴圈面積代表輸入採集器的總能量，可以下式表示：

$$\Delta W = \oint F dx \quad (5.13)$$

而本論文實驗所輸入的正弦位移則可以振幅 A 及頻率 ω 表達為下式：

$$x = A \sin \omega t \quad (5.14)$$

因此其加速度可由方程式(5.14)對時間二次微分計算而得：

$$\ddot{x} = -\omega^2 A \sin \omega t = -\omega^2 x \quad (5.15)$$

將方程式(5.15)代入方程式(4.20)中，可得：

$$F = -m_e \omega^2 x + c_e \dot{x} + F_{fric} \quad (5.16)$$

為簡化本論文實驗的動態系統模型表達方式，在輸入位移為正弦函數的情況下，以等效剛性 K_{eq} 表示位移項 x 前的係數，如圖 5.16 及下式所示：

$$K_{eq} = -m_e \omega^2 \quad (5.17)$$

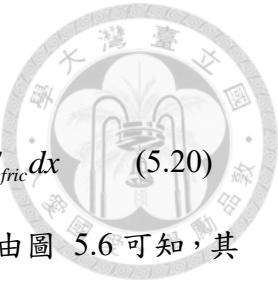
故圖 5.16 的等效動態系統模型可表達為：

$$F = K_{eq} x + c_e \dot{x} + F_{fric} \quad (5.18)$$

將方程式(5.14)代入方程式(5.18)可得：

$$F = K_{eq} A \sin \omega t + c_e A \omega \cos \omega t + F_c = K_{eq} x \pm c_e \omega \sqrt{A^2 - x^2} + F_{fric} \quad (5.19)$$

由方程式(5.19)可知，此力對位移迴圈的圖形近似橢圓，而等效剛性 K_{eq} 可近似為橢圓長軸的斜率，比較圖 5.9 及圖 5.10 中的橢圓也可看出改變慣質係數主要影響的是其斜率，也就是採集器於本實驗中的等效剛性。



最後，將方程式(5.18)代入方程式(5.13)中，可得：

$$\Delta W = \int_0^{2\pi/\omega} (K_{eq} A \sin \omega t + c_e A \omega \cos \omega t)(A \omega \cos \omega t) dt + \oint F_{fric} dx \quad (5.20)$$

其中摩擦力所消耗的能量可由摩擦力對位移迴圈下的面積求得，由圖 5.6 可知，其圖形可近似於四邊形，故方程式(5.20)可再化簡為下式：

$$\Delta W = \pi \omega c_e A^2 + 4F_c A \quad (5.21)$$

因此等效阻尼值也可表示為：

$$c_e = \frac{\Delta W - 4F_c A}{\pi \omega A^2} \quad (5.22)$$

由前述說明可知，計算完實驗結果所得的力對位移迴圈下的面積也就是每一周期輸入採集器的機械能，即可代入方程式(5.22)計算出等效阻尼值，並可與方程式(4.18)所計算出的理論值做驗證，如圖 5.17 所示。由結果可知實驗所得之等效阻尼值，其趨勢與理論計算值相同，但其值並沒有完全相等，由此可知其等效阻尼值並不如理論模型中一樣為線性阻尼，其會受到機械效益的影響，故採集器之等效阻尼值必須由實驗計算才能完全確定。

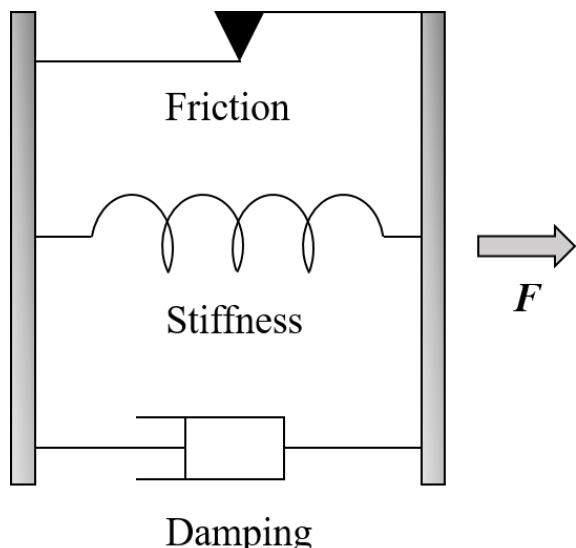


圖 5.16 採集器的等效動態系統模型

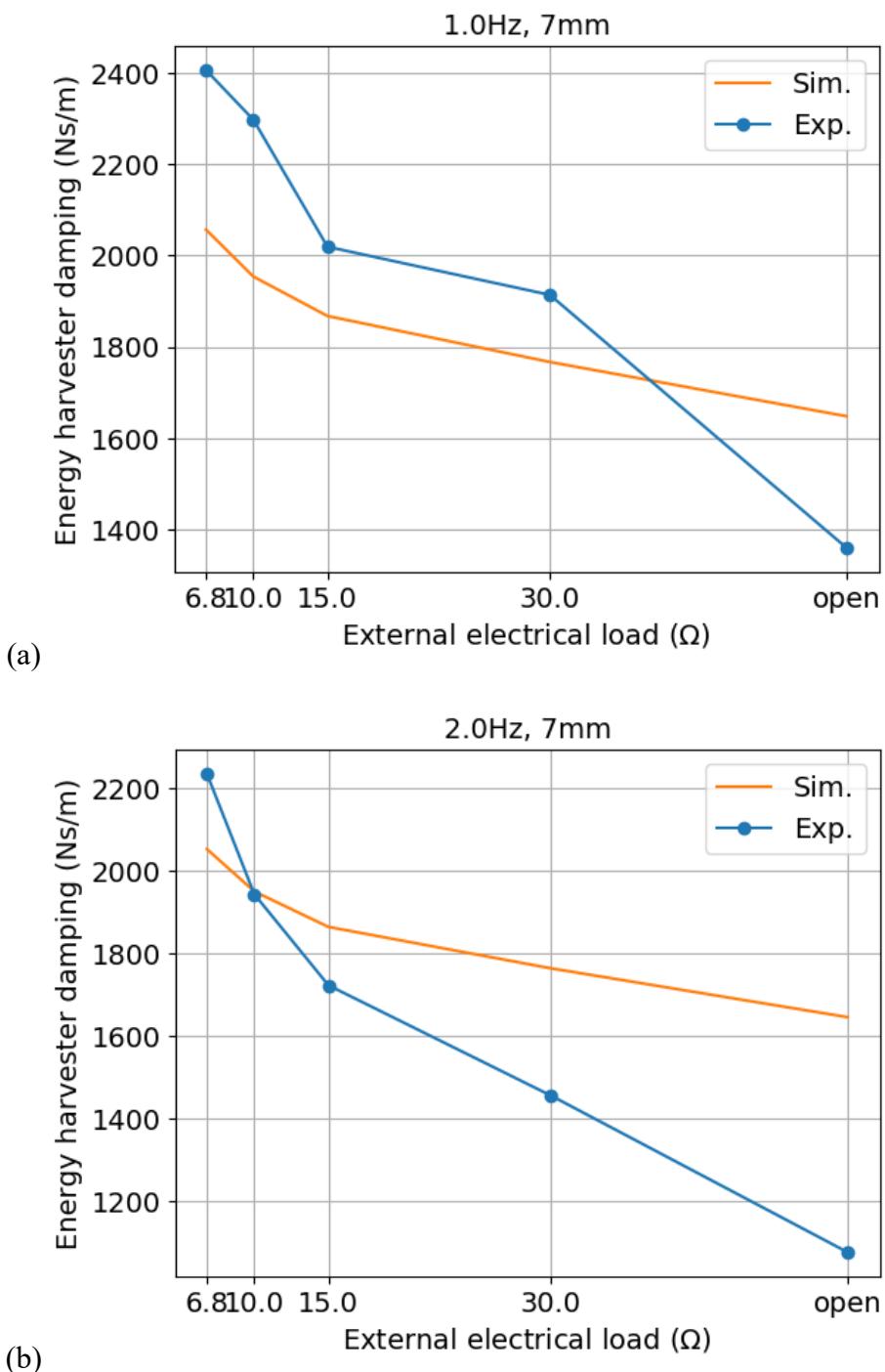


圖 5.17 外接不同電阻值時的等效阻尼值(振幅 7 mm)

(a)頻率 1 Hz (b)頻率 2 Hz



5.2.5 加入慣質之比較

完成前述實驗後，最後本節會將飛輪安裝上採集器，改變此慣質式採集器的慣質係數，並重複前述實驗，比較改變慣質係數後的變化。由圖 5.9 及圖 5.10 可知在無外接電阻的開迴路情況下，改變慣質係數的影響，而圖 5.15、圖 5.18 及圖 5.19 則是外接三個 10Ω 電阻的情況下。比較這三組圖片可知在輸入正弦位移下，慣質係數的改變主要影響採集器的等效剛性，也就是採集器的慣質係數愈大，力對位移迴圈下的橢圓斜率也愈大，換句話說就是其等效質量會愈大，表示慣質係數可用来調整採集器的等效質量。

由表 5.8 可知本論文用於實驗所採用的兩飛輪之參數，雖然兩飛輪之質量都不到 400 公克，但加裝於本論文所選用的滾珠螺桿下卻都能產生 100kg 左右的等效質量，且只要飛輪形狀調整得宜使其轉動慣量夠大，如飛輪 2，就算其質量較飛輪 1 稍輕，其慣質係數也可大於飛輪 1。

因此當本論文之慣質式採集器需要調整其等效質量來最佳化其減振效果時，加入慣質的優勢便被顯現出來，且由於慣質有增加少許飛輪質量即能達到大幅提高等效質量的特性，故在調整等效質量來最佳化其減振效果時便會容易達成許多。

表 5.8 飛輪參數表

| 參數符號 | 參數敘述 | 飛輪 1 (單位) | 飛輪 2 (單位) |
|----------|------|------------------------------------|-------------------------------------|
| m | 飛輪質量 | 398.4 (g) | 383.2 (g) |
| J_{fw} | 轉動慣量 | 932 ($\text{g}\cdot\text{cm}^2$) | 1425 ($\text{g}\cdot\text{cm}^2$) |
| b | 慣質係數 | 95.18 (kg) | 127.72 (kg) |

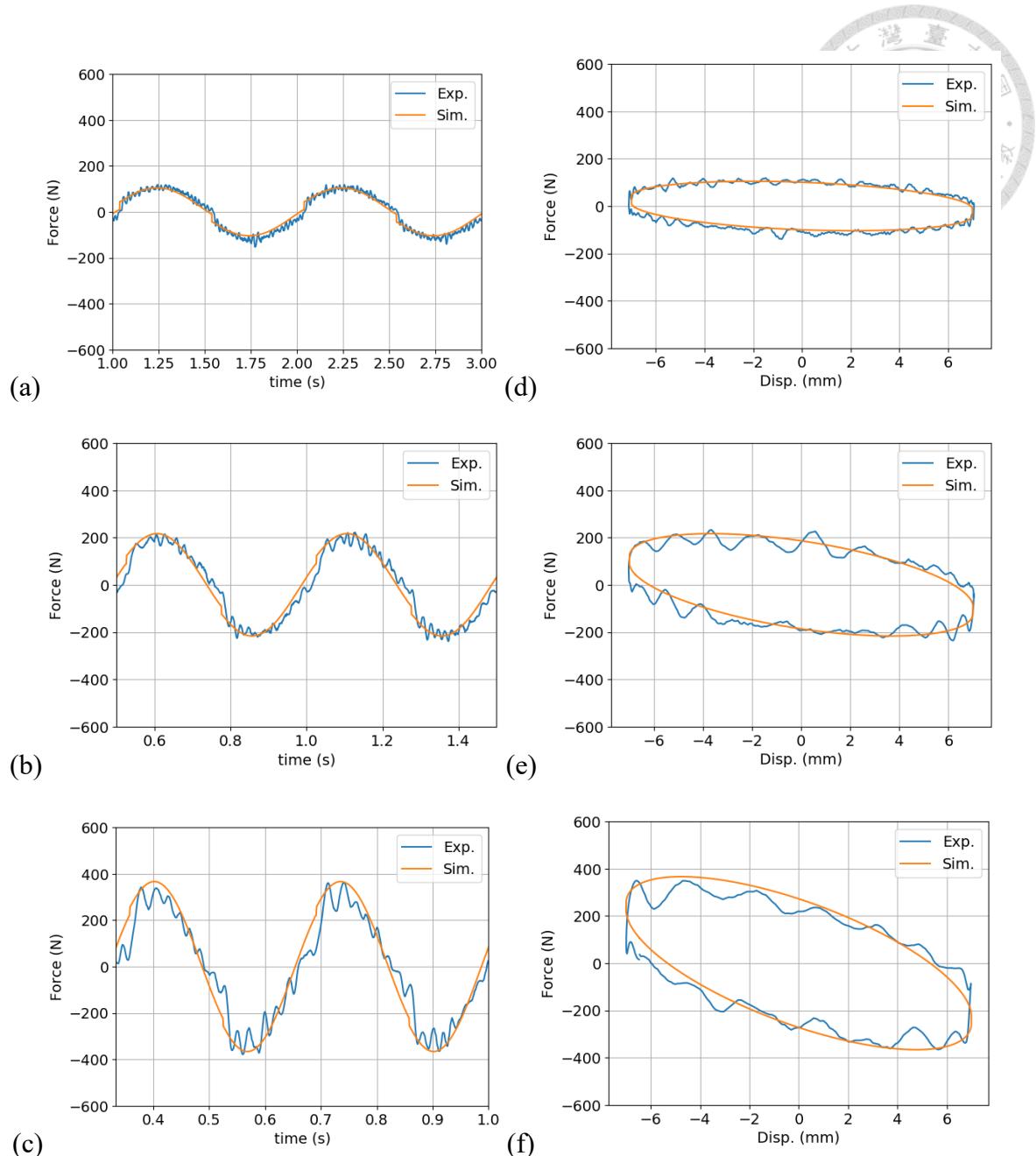


圖 5.18 慣質式採集器之實驗圖(飛輪 1, 電阻 10Ω , 振幅 7 mm)

(a)頻率 1 Hz (b)頻率 2 Hz (c)頻率 3 Hz 之力對時間關係圖

(d)頻率 1 Hz (e)頻率 2 Hz (f)頻率 3 Hz 之力對位移關係圖

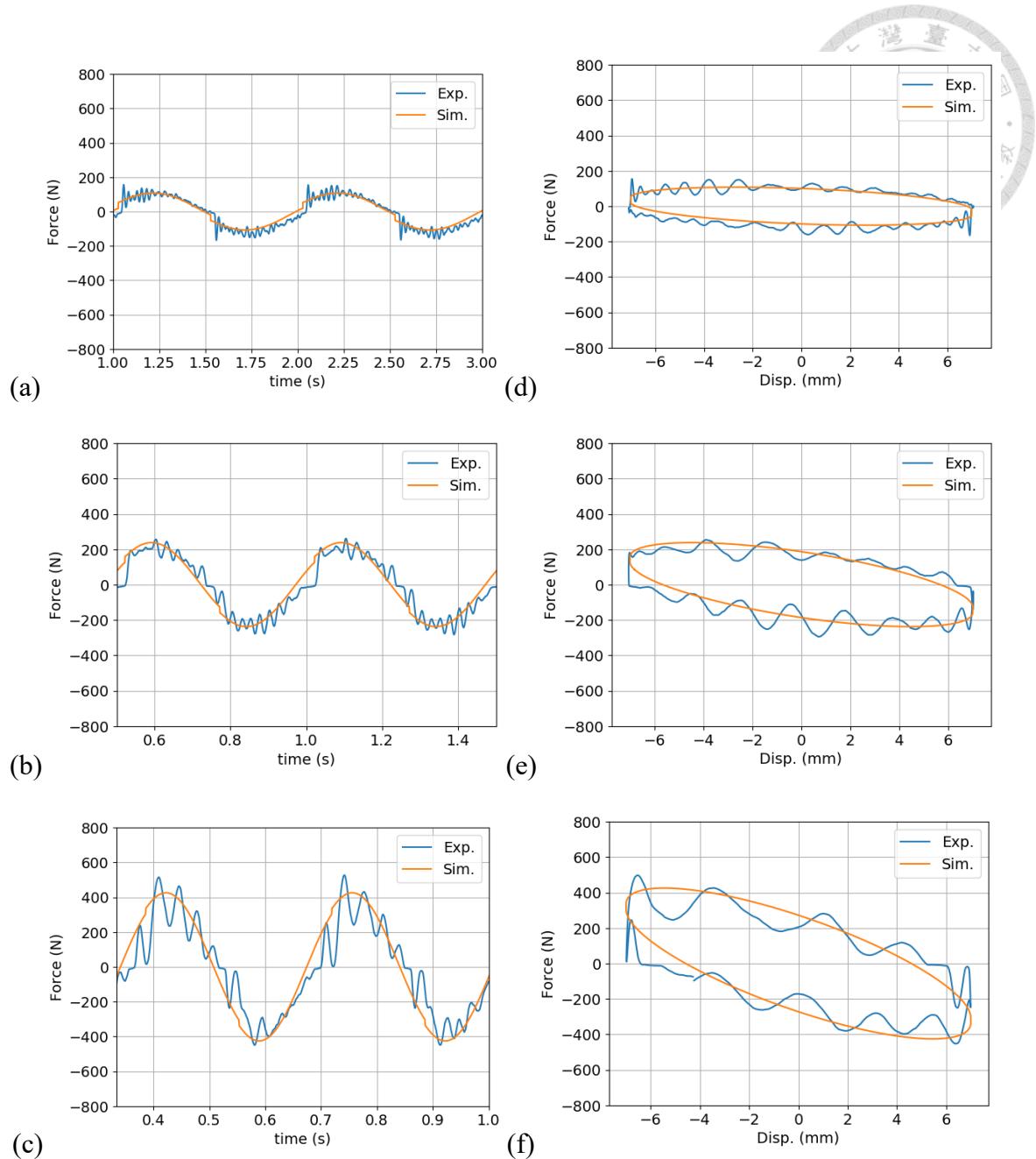


圖 5.19 慣質式採集器之實驗圖(飛輪 2，電阻 10Ω ，振幅 7 mm)

(a) 頻率 1 Hz (b) 頻率 2 Hz (c) 頻率 3 Hz 之力對時間關係圖

(d) 頻率 1 Hz (e) 頻率 2 Hz (f) 頻率 3 Hz 之力對位移關係圖



5.3 能量採集與效益

前面提到的力對位移迴圈下的面積是代表實驗機台輸入位移作用一個週期對採集器所做的機械功，因此機台所輸入的機械能可由下式計算出輸入功率：

$$P_{input} = \frac{\omega}{2\pi} \cdot \Delta W \quad (5.23)$$

而採集器在一個週期中所採集到的能量可由方程式(5.3)所得的瞬間採集功率、週期以及外接的電阻數量來計算出輸出功率：

$$P_{output} = 3 \times \frac{\int_0^{2\pi/\omega} P_{captured} dt}{2\pi / \omega} \quad (5.24)$$

有了方程式(5.23)及(5.24)即可計算出此採集器的總效益 η_{EH} ：

$$\eta_{EH} = \frac{P_{output}}{P_{input}} \quad (5.25)$$

其中，由輸入機械能轉換為電能 P_e 的效益即為其機械效益 η_{Mech} ，可由下式表示：

$$\eta_{Mech} = \frac{P_e}{P_{input}} \quad (5.26)$$

而由機械能轉換得來的電能又可拆分為兩部分，也就是可在外接電阻採集的採集功率與消耗在馬達內部終端電阻的消耗功率：

$$P_e = P_{captured} + P_{lost} \quad (5.27)$$

由於外接電阻的連接方式皆為 Y 形接法，故採集功率與消耗功率可由下式表示：

$$\begin{aligned} P_{captured} &= R_e (i_1^2 + i_2^2 + i_3^2) \\ P_{lost} &= R_i (i_1^2 + i_2^2 + i_3^2) \end{aligned} \quad (5.28)$$

因此由電能轉為採集功率的效益即為其電機效益 η_{Elec} 可表示為下式：

$$\eta_{Elec} = \frac{P_{captured}}{P_{captured} + P_{lost}} = \frac{R_e}{R_e + R_i} \quad (5.29)$$



故採集器的總效益也可以機械效益與電機效益表示：

$$\eta_{EH} = \eta_{Mech}\eta_{Elec} \quad (5.30)$$

由方程式(5.25)及(5.29)可知，採集器之總效益可由實驗結果計算得出，而電機效益則可由外接電阻與內部及外接電阻和之比來計算。

以外接三個 6.8Ω 的電阻且輸入正弦位移為頻率 3 Hz 及振幅 10 mm 的實驗為例來計算的話，可先以圖 5.20 中的實驗結果之迴圈計算出輸入功率 $P_{input} = 34.08(W)$ ，由圖 5.21 則可得採集功率 $P_{output} = 13.24(W)$ 且其瞬間採集功率最高為 19.11 W。

因馬達內阻 $R_i=2.7(\Omega)$ ，故經計算後採集器之總效益 $\eta_{EH} = 0.388$ ，而電機效益 $\eta_{Elec} = 0.716$ ，再代入方程式(5.30)即可計算出其機械效益 $\eta_{Mech} = 0.542$ 。這些效益的計算主要是使用未加飛輪的採集器之實驗結果，由圖 5.22 可發現當外接電阻愈大時，其機械效益會愈低，但由方程式(5.29)可知電機效益會與此相反，而本論文實驗的外接電阻介於 $6.8-30\Omega$ ，其電機效益為 71.6%-91.7%，在同樣輸入頻率 3 Hz 及振幅 10 mm 之正弦位移的情況下，其機械效益為 54.3%-24.0%，而在圖 5.22 也可發現在相同頻率的位移下，較大的振幅有較高的機械效益，但由圖 5.23 可知，在相同振幅下，其頻率於 1-3 Hz 間改變對機械效益的影響並不大。

最後比較不同慣質係數之採集功率與機械效益，由圖 5.24、圖 5.25 及圖 5.26 之(d)-(f)圖可發現改變慣質係數並不影響採集功率，在與前述相同輸入位移的情況下，外接三個 10Ω 電阻，其結果可見表 5.9。

未裝飛輪及兩組有裝飛輪之輸出功率分別為 11.03 W、11.06 W 及 11.28 W，三者差異不大，而機械效益方面分別為 47.54%、46.73% 及 45.76%，差異不大但慣質係數愈大之採集器其機械效益會較慣質係數低之採集器稍低，主要原因為在未加裝飛輪的情況下，其輸入功率較小，三者分別為 29.46 W、30.07 W 及 31.32 W，但以所增加的慣質係數來看，三者的輸入功率差異其實十分微小，且以圖 4.4 (b)的模



擬結果比較來看，其面積差異並不大，故以結果可知改變慣質係數對機械效益及採集功率皆影響不大。

表 5.9 採集器效益比較表

| | P_{input} (W) | P_{output} (W) | η_{Elec} | η_{Mech} | η_{EH} |
|--------|-----------------|------------------|---------------|---------------|-------------|
| 未安裝飛輪 | 29.46 | 11.03 | 0.79 | 0.48 | 0.37 |
| 加裝飛輪 1 | 30.07 | 11.06 | 0.79 | 0.47 | 0.37 |
| 加裝飛輪 2 | 31.32 | 11.28 | 0.79 | 0.46 | 0.36 |

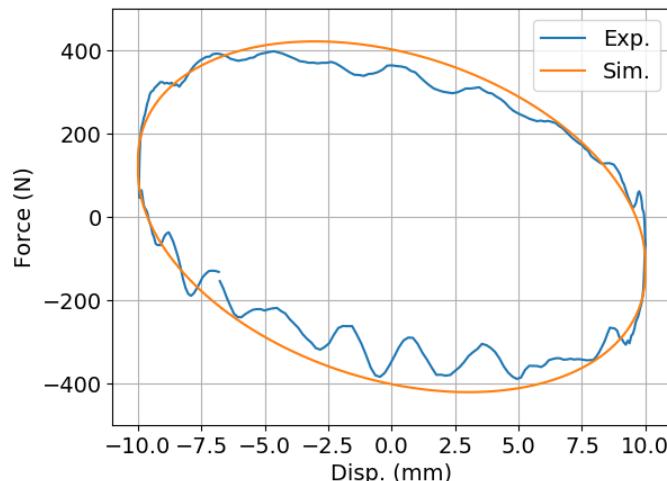


圖 5.20 外接電阻 6.8Ω ，頻率 3 Hz，振幅 10 mm 之力對位移關係圖

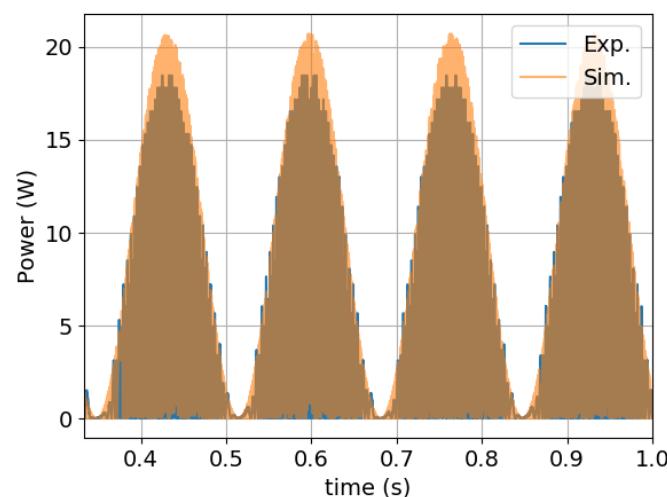


圖 5.21 外接電阻 6.8Ω ，頻率 3 Hz，振幅 10 mm 之單相採集功率

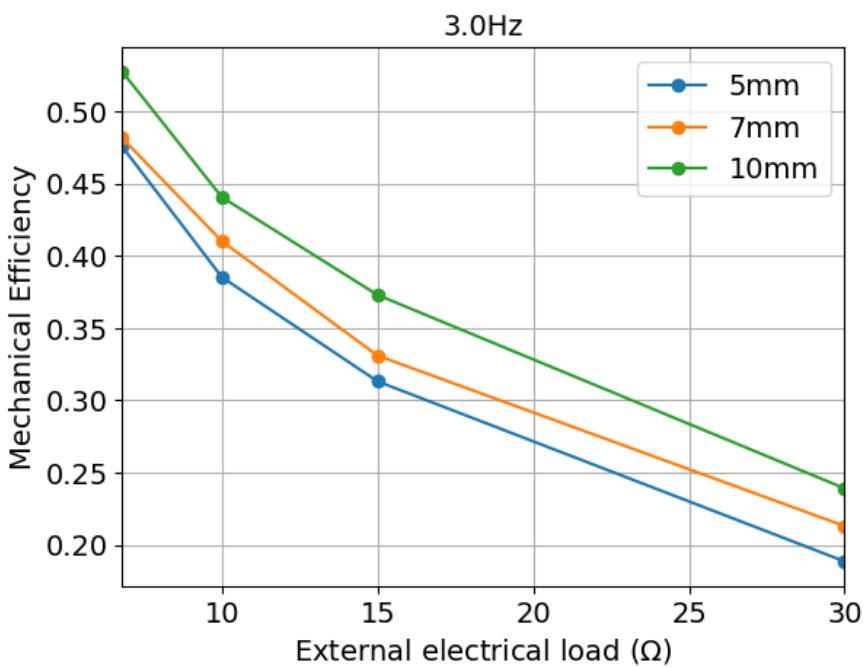


圖 5.22 外接不同電阻之機械效益比較圖
頻率 3 Hz，振幅 5-7 mm

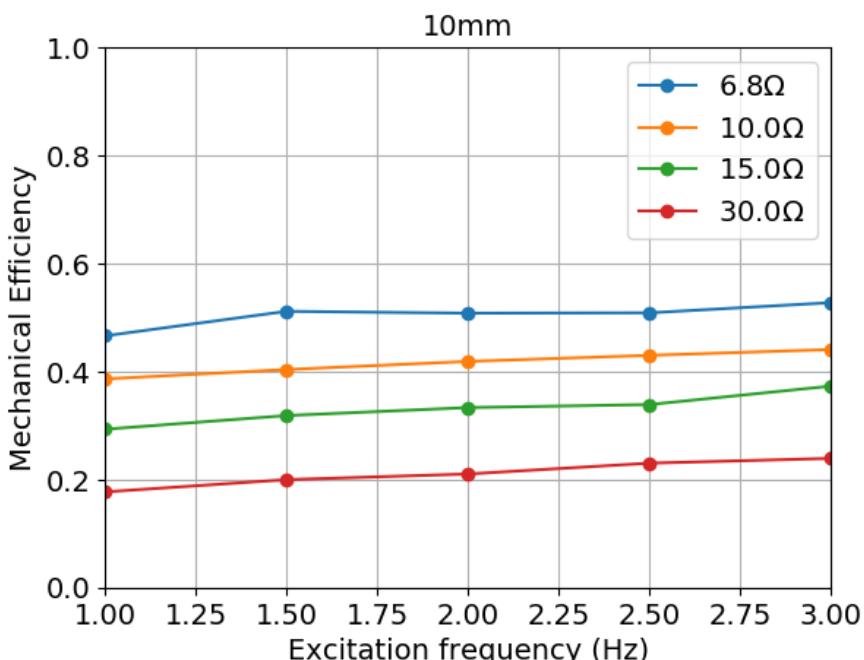


圖 5.23 不同頻率之機械效益比較圖
振幅 10 mm，外接電阻 6.8-30 Ω

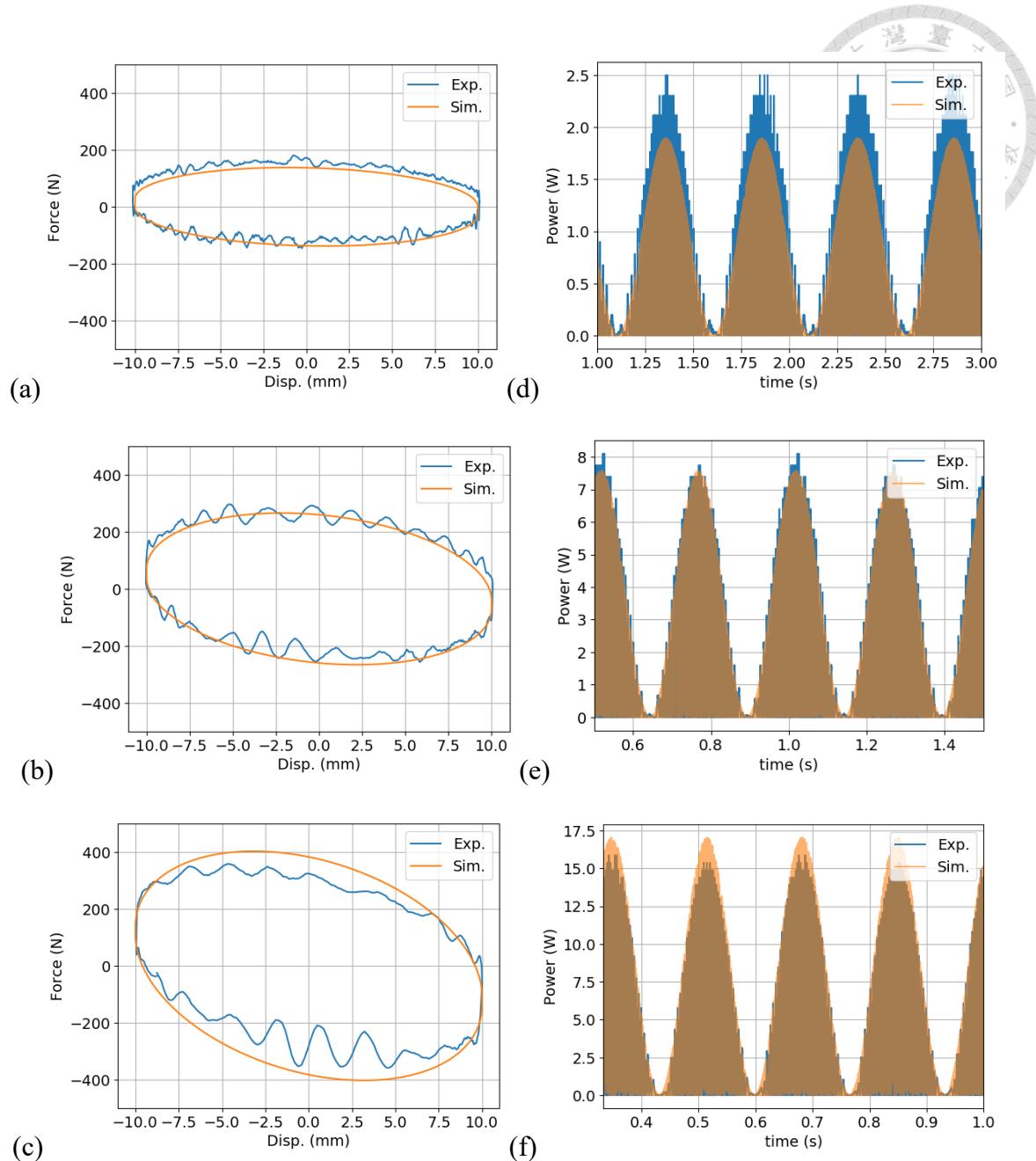


圖 5.24 未安裝飛輪之採集器(電阻 10Ω ，頻率 1-3 Hz，振幅 10 mm)

(a) 1 Hz (b) 2 Hz (c) 3 Hz 力對位移關係圖

(d) 1 Hz (e) 2 Hz (f) 3 Hz 單相採集功率

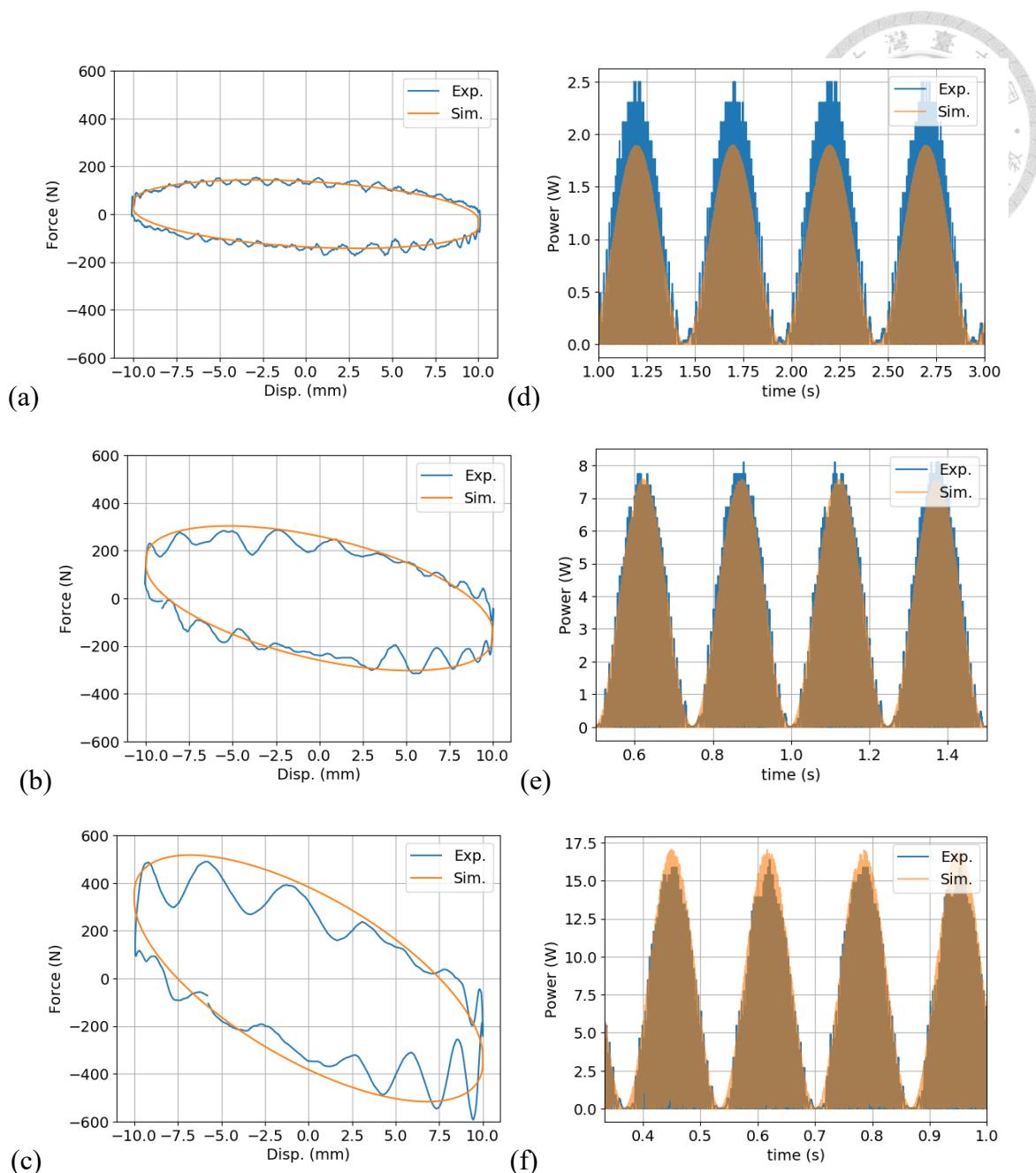


圖 5.25 慣質式採集器(飛輪 1，電阻 10Ω ，頻率 1-3 Hz，振幅 10 mm)

(a) 1 Hz (b) 2 Hz (c) 3 Hz 力對位移關係圖

(d) 1 Hz (e) 2 Hz (f) 3 Hz 單相採集功率

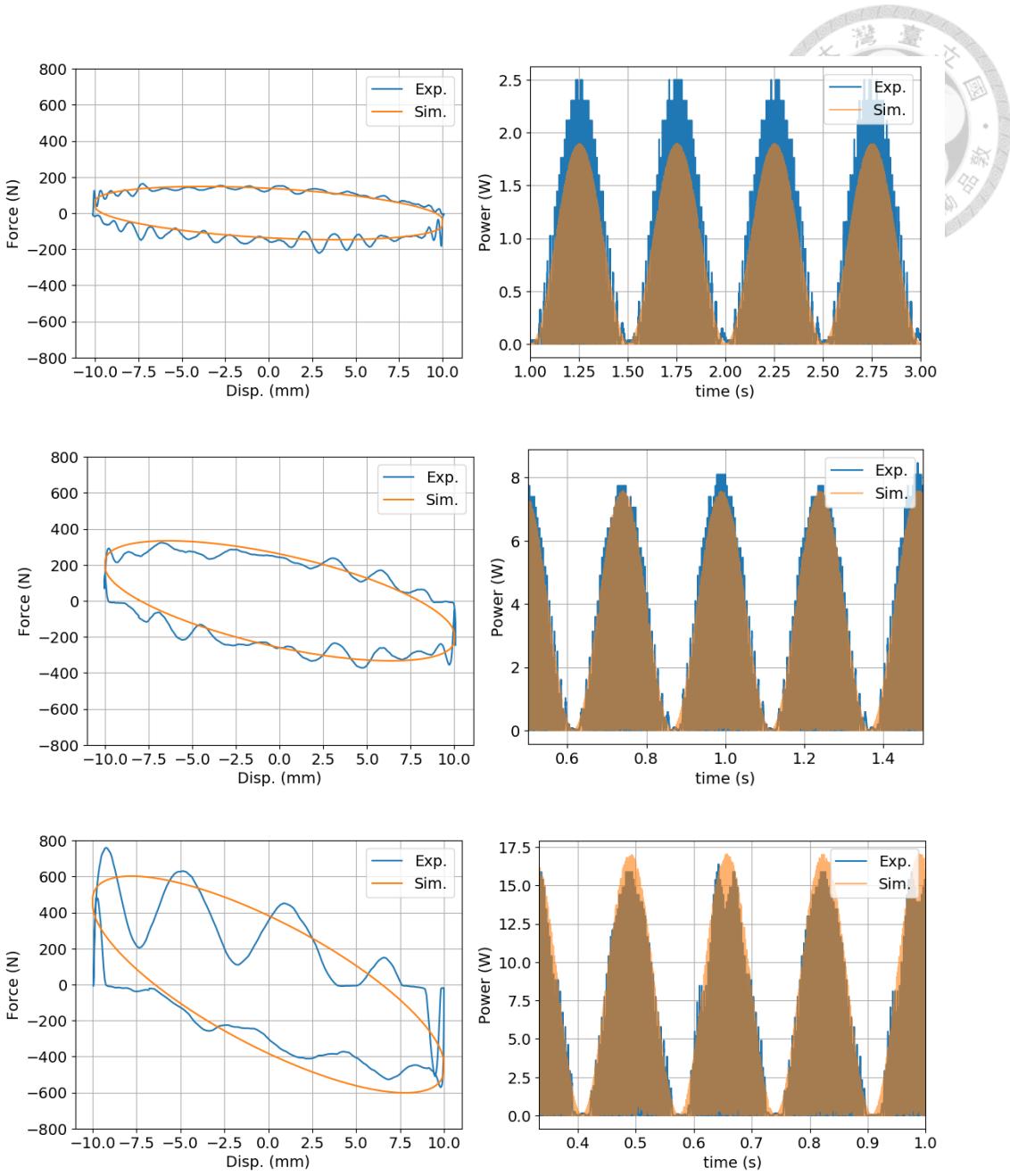


圖 5.26 慣質式採集器(飛輪 2，電阻 10Ω ，頻率 1-3 Hz，振幅 10 mm)

(a) 1 Hz (b) 2 Hz (c) 3 Hz 力對位移關係圖

(d) 1 Hz (e) 2 Hz (f) 3 Hz 單相採集功率



Chapter 6 EH-TMDI 的設計與分析

有了以上的實驗驗證，接下來我們即可將本論文所設計之慣質式電磁能量採集器應用於建築物減振系統中做實例分析，在本章中，我們將選用 TMDI 系統作為本研究的建築物減振系統，以下將詳細說明 TMDI 系統模型與建模方法。

6.1 TMDI 系統模型的建立與驗證

6.1.1 TMD 理論模型

建築結構在耐振設計上已廣泛使用各種類型的減振系統，而其中調諧質量阻尼器(TMD)為控制振動並消能的一種裝置，世界各地已有許多使用案例。除了建築物之外，橋梁以及高科技廠房的精密機台等等，也對其減振性能的要求比一般的結構更高，於是就有各種類型的調諧質量阻尼器在各式結構上的運用。

TMD 作為一種簡單之消能裝置，其主要作用方式是運用本身的質量塊搭配適當的彈簧剛性與阻尼係數，來將結構物的振動量有效的轉移至調諧質量阻尼器上，再藉由阻尼器之阻尼來消散能量，以達到減振的效果。TMD 系統的組成元件為質量塊，彈簧與阻尼。由將其振動頻率調整至主結構頻率附近，改變結構共振特性，以達到減振作用。TMD 在台灣最著名的應用為台北 101 觀景台的風阻尼球，位於大樓的 87 到 92 樓層中央位置，是台北 101 大樓防風抗振的重要結構[56]，如圖 6.1 所示。



圖 6.1 台北 101 風阻尼球[56]

而 TMD 之理論模型可由以下方法簡化，若 TMD 加裝於單自由度系統的主結構上，如圖 6.2 所示，其系統可表示為下式：

$$m_s \ddot{x}_s + c_s \dot{x}_s + c_t (\dot{x}_s - \dot{x}_t) + k_s x_s + k_t (x_s - x_t) = F_s \quad (6.1)$$

$$m_t \ddot{x}_t + c_t (\dot{x}_t - \dot{x}_s) + k_t (x_t - x_s) = F_t \quad (6.2)$$

其中 m_s 與 m_t 分別為主結構質量與 TMD 質量， c_s 與 c_t 分別為主結構阻尼係數與 TMD 阻尼係數， k_s 與 k_t 分別為主結構剛性與 TMD 彈簧剛性， x_s 與 x_t 分別為主結構對地水平位移與 TMD 質量塊對地水平位移， F_s 與 F_t 分別為主結構所受外力與 TMD 質量塊所受外力。

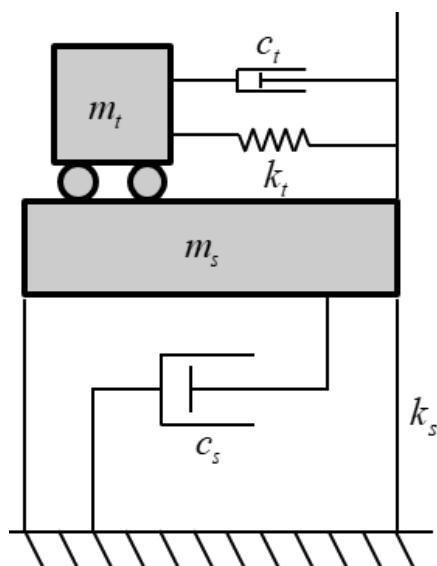


圖 6.2 TMD 加裝於單自由度系統



將方程式(6.1)與(6.2)整理後可得 TMD 系統之整體運動方程式:

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = F \quad (6.3)$$

其中， M 為質量矩陣， C 為阻尼係數矩陣， K 為剛性矩陣， x 為位移向量， F 則是外力向量，前述之矩陣與向量可表示為下列數學式:

$$M = \begin{bmatrix} m_s & 0 \\ 0 & m_t \end{bmatrix} \quad (6.4)$$

$$C = \begin{bmatrix} c_s + c_t & -c_t \\ -c_t & c_t \end{bmatrix} \quad (6.5)$$

$$K = \begin{bmatrix} k_s + k_t & -k_t \\ -k_t & k_t \end{bmatrix} \quad (6.6)$$

$$x = \begin{bmatrix} x_s \\ x_t \end{bmatrix} \quad (6.7)$$

$$F = \begin{bmatrix} F_s \\ F_t \end{bmatrix} \quad (6.8)$$

而外力向量根據受力位置不同，可分為以下兩種，如圖 6.3 所示:

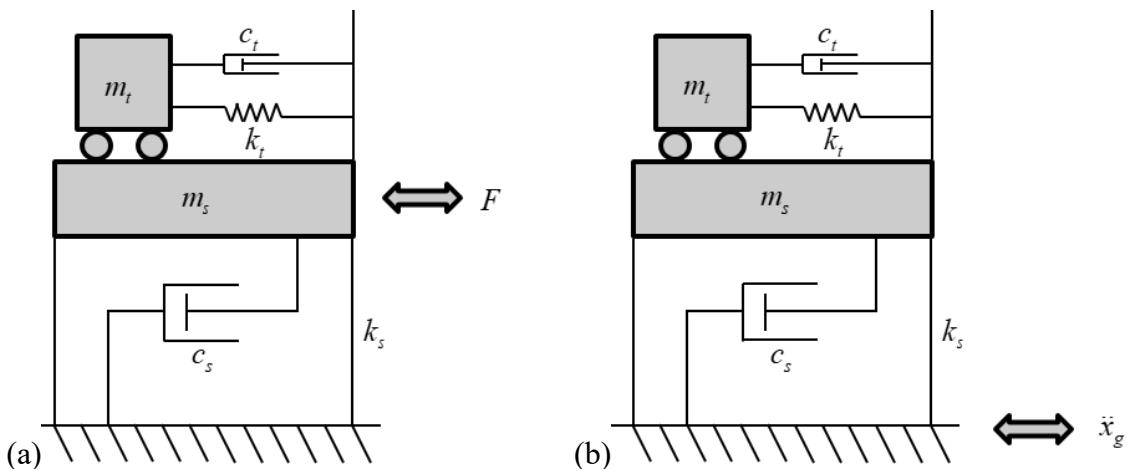


圖 6.3 TMD 系統受外力示意圖

(a)外力只作用於主結構如風力 (b)外力為地震力



如果外力只作用於主結構上，如主結構受風力激振，則外力向量可表示為：

$$\mathbf{F} = \begin{bmatrix} F_s \\ 0 \end{bmatrix} \quad (6.9)$$

若外力作用如圖 6.3(b)所示，則外力向量可表示為下式：

$$\mathbf{F} = \begin{bmatrix} F_s \\ F_t \end{bmatrix} = -\begin{bmatrix} m_s \\ m_t \end{bmatrix} \ddot{x}_g \quad (6.10)$$

其中 \ddot{x}_g 表示地表加速度。

為了方便表示，本研究採用 TMD 最佳化常用之設計變數，分別是主結構阻尼比 ζ_s 、TMD 阻尼比 ζ_{tmd} 、質量比 μ 以及頻率比 f_{tmd} ，以下將詳細說明前述之設計變數。主結構阻尼比定義為：

$$\zeta_s = \frac{c_s}{2m_s \omega_s} \quad (6.11)$$

其中 ω_s 為主結構自然頻率。而 TMD 阻尼比則定義為：

$$\zeta_{tmd} = \frac{c_t}{2m_t \omega_{tmd}} \quad (6.12)$$

其中 ω_{tmd} 為 TMD 自然頻率， ω_s 與 ω_{tmd} 分別可表示為下兩式：

$$\omega_s = \sqrt{\frac{k_s}{m_s}}, \omega_{tmd} = \sqrt{\frac{k_t}{m_t}} \quad (6.13)$$

當 TMD 阻尼比過大時，會使得 TMD 和主結構間的連結過強，TMD 幾乎和主結構融為一體，因而造成反應放大的情況；而當 TMD 阻尼比過小時，其減振效果不佳，且 TMD 本身的反應也會過大。而質量比可用下式表示：

$$\mu = \frac{m_t}{m_s} \quad (6.14)$$

頻率比的定義為 TMD 自然頻率與主結構自然頻率之比，表示如下：

$$f_{tmd} = \frac{\omega_{tmd}}{\omega_s} \quad (6.15)$$



6.1.2 TMDI 理論模型

如第一章所介紹，近年來已開始有研究團隊將慣質元件加入 TMD 系統中組成慣質式調諧質量阻尼器(TMDI)。慣質元件的質量放大效應在 TMDI 中被充分利用，用以取代部分 TMD 振動質量，甚至可藉由調整慣質係數來改善已給定 TMD 質量的傳統 TMD 之減振性能。

而 TMDI 之理論模型與 TMD 相似，若 TMDI 加裝於單自由度系統的主結構，則可表示為圖 6.4，其系統可表示為下式：

$$m_s \ddot{x}_s + c_s \dot{x}_s + c_t (\dot{x}_s - \dot{x}_t) + k_s x_s + k_t (x_s - x_t) = F_s \quad (6.16)$$

$$(m_t + b) \ddot{x}_t + c_t (\dot{x}_t - \dot{x}_s) + k_t (x_t - x_s) = F_t \quad (6.17)$$

其中 b 為 TMDI 之慣質係數。將上兩式整理後也可表示成(6.3)的形式，其中只有質量矩陣會有所不同，可表示為：

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m_s & 0 \\ 0 & m_t + b \end{bmatrix} \quad (6.18)$$

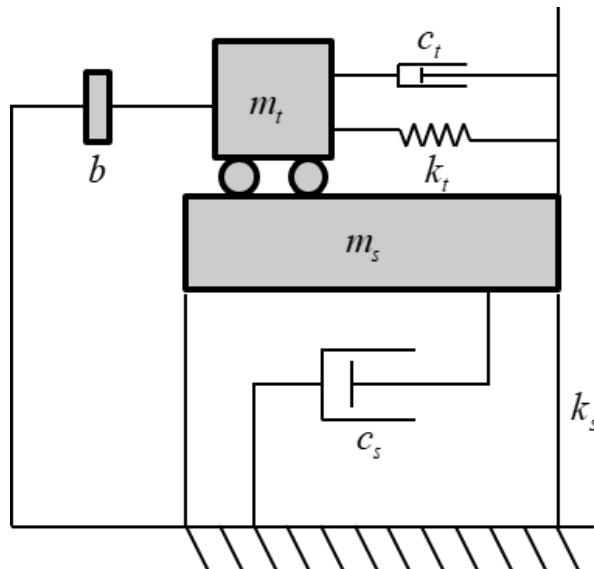


圖 6.4 TMDI 加裝於單自由度系統



而 TMDI 之外力向量根據受力位置不同，也可分為兩種，如圖 6.5 所示。如系統外力為圖 6.5(a) 則其外力向量可表示為方程式(6.9)，如為圖 6.5(b) 則外力向量為方程式(6.10)。

在設計變數方面，TMDI 與 TMD 大致相同，主要不同處將在下列說明：

TMDI 阻尼比 ζ_{tmdi} 為：

$$\zeta_{tmdi} = \frac{c_t}{2m_t\omega_{tmdi}} \quad (6.19)$$

其中 ω_{tmdi} 為 TMDI 自然頻率，可表示為：

$$\omega_{tmdi} = \sqrt{\frac{k_t}{m_t + b}} \quad (6.20)$$

頻率比 f_{tmdi} 為：

$$f_{tmdi} = \frac{\omega_{tmdi}}{\omega_s} \quad (6.21)$$

並且新增慣質係數比 β ，定義為慣質係數 b 與主結構質量之比：

$$\beta = \frac{b}{m_s} \quad (6.22)$$

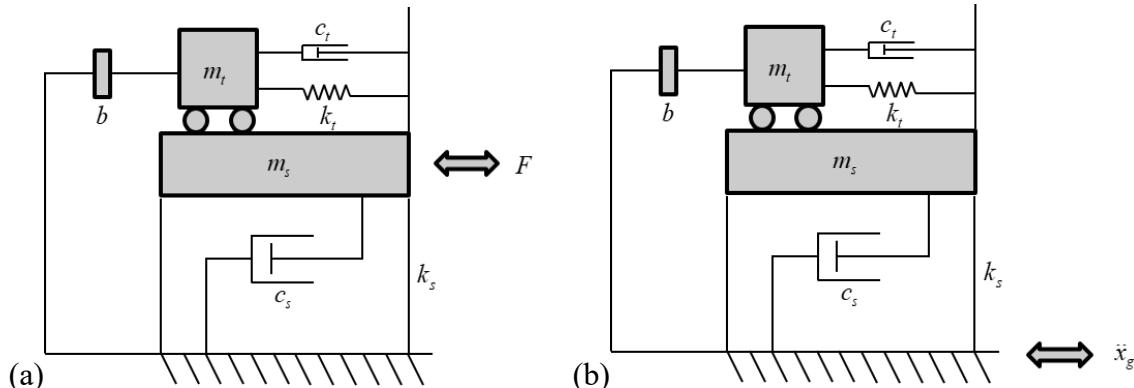


圖 6.5 TMDI 系統受外力示意圖

(a)外力只作用於主結構如風力 (b)外力為地震力



6.1.3 Simscape 模型的建立與驗證

由於本章節只有數值模擬並無實驗驗證，故上段推導之數學模型將以系統模型建立軟體進行驗證，同時為振動歷時反應模擬的方便性與分析速度，在下節選擇使用建模工具進行分析。本論文使用 MATLAB/SIMULINK 中內建的 Simscape 進行建模，Simscape 能讓使用者藉由拉方塊的方式來簡單地定義系統內部存在之機械或電子元件，也能任意設定輸入及輸出，再由控制器設定輸入及輸出的種類。經由上述之方法，便可將單層建築物、TMD 及 TMDI 等系統於 Simscape 內建立模型，接著將已建立完成的模型設定好輸入及輸出，便可使用 MATLAB 指令 linmod 取得模型之狀態空間(State-Space)矩陣，此狀態空間矩陣可用於數學模型的驗證也可以 MATLAB 指令 bode 取得系統之頻率響應。

接下來本研究將以上述建模方法設定單層建築物模型參數，如表 6.1、表 6.2、表 6.3 所示。而此模型加入 TMD 與 TMDI 之比較則如圖 6.6 所示，不管是風力激振或是地震力激振，在相同建築物參數設定下，TMDI 比 TMD 有更顯著的減振效果，而 TMDI 最主要的優勢便是在不改變 TMD 質量塊的情形下，還能夠藉由調整慣質係數來提升減振性能。

表 6.1 主結構參數表

| 參數符號 | 參數敘述 | 參數值 (單位) |
|------------|---------|------------|
| m_s | 主結構質量 | 50000 (kg) |
| ω_s | 主結構自然頻率 | 1 (Hz) |
| ζ_s | 主結構阻尼比 | 0.02 |

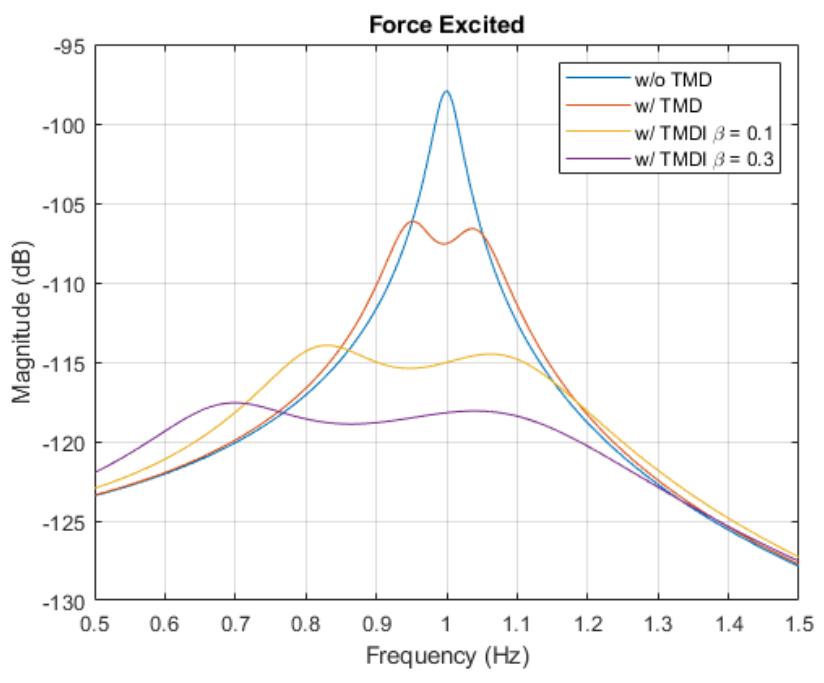


表 6.2 質量比與慣質係數比

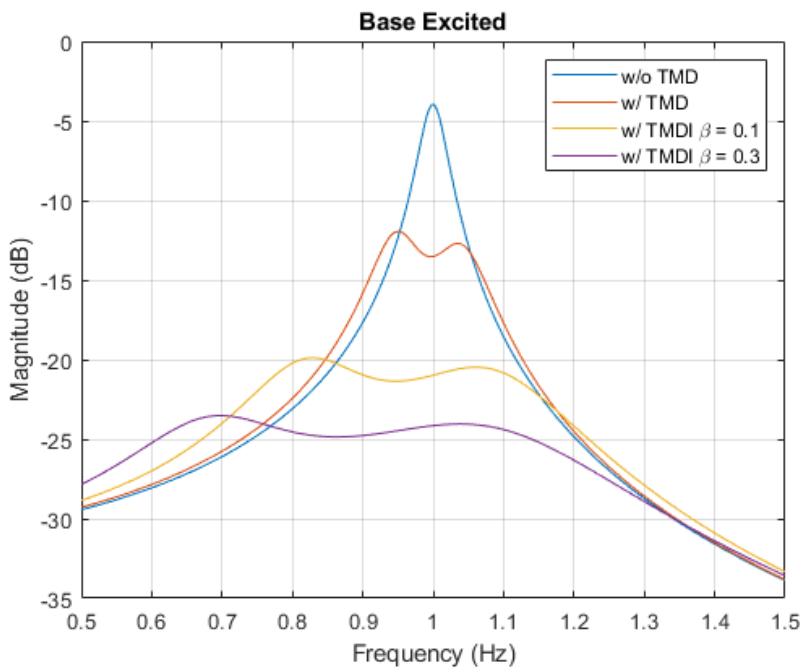
| 參數符號 | 參數敘述 | 參數值 |
|---------|-------|-----------|
| μ | 質量比 | 0.01 |
| β | 慣質係數比 | 0.1 及 0.3 |

表 6.3 簡諧振動下 TMD 與 TMDI 之最佳設計變數[41]

| 參數符號 | 風力激振 | 地震力激振 |
|----------------|--|--|
| f_{tmd} | $\frac{1}{1+\mu}$ | $\frac{1}{1+\mu}\sqrt{\frac{2-\mu}{2}}$ |
| ζ_{tmd} | $\sqrt{\frac{3\mu}{8(1+\mu)}}$ | $\sqrt{\frac{3\mu}{8(1+\mu)(1-\mu/2)}}$ |
| f_{tmdi} | $\frac{1}{1+\mu+\beta}$ | $\frac{1}{1+\mu+\beta}\sqrt{\frac{(1+\mu)(2-\mu)-\mu\beta}{2(1+\mu)}}$ |
| ζ_{tmdi} | $\sqrt{\frac{3(\mu+\beta)}{8(1+\mu+\beta)}}$ | $\sqrt{\frac{\beta^2\mu+6\mu(1+\mu)^2+\beta(1+\mu)(6+7\mu)}{8(1+\mu)(1+\mu+\beta)[2+\mu(1-\mu-\beta)]}}$ |



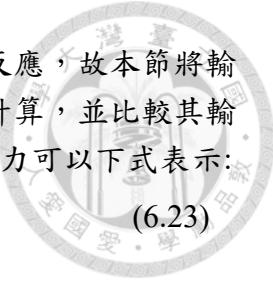
(a)



(b)

圖 6.6 單層建築物減振系統之頻率響應比較圖

(a)風力激振 (b)地震力激振



因下節將以 Simscape 模型分析 EH-TMDI 系統的振動歷時反應，故本節將輸入簡諧風力與簡諧地表加速度於 Simscape 模型以及以數學模型計算，並比較其輸出與時間關係圖作為此系統模型於時域中的驗證，輸入之簡諧風力可以下式表示：

$$F_s = f_{wind} \sin \omega_s t \quad (6.23)$$

而簡諧地表加速度則表示為下式：

$$\ddot{x}_g = 0.03g \sin \omega_s t \quad (6.24)$$

其中簡諧振動之輸入頻率皆等於主結構之自然頻率，而 $f_{wind} = 5000N$ 。最後比較圖 6.7、圖 6.8 以及圖 6.9、圖 6.10 再計算兩者輸出之誤差可知兩者系統極為相似幾乎無差異，因此確認模型的正確性，並將在之後所使用的模型進一步分析及設計。

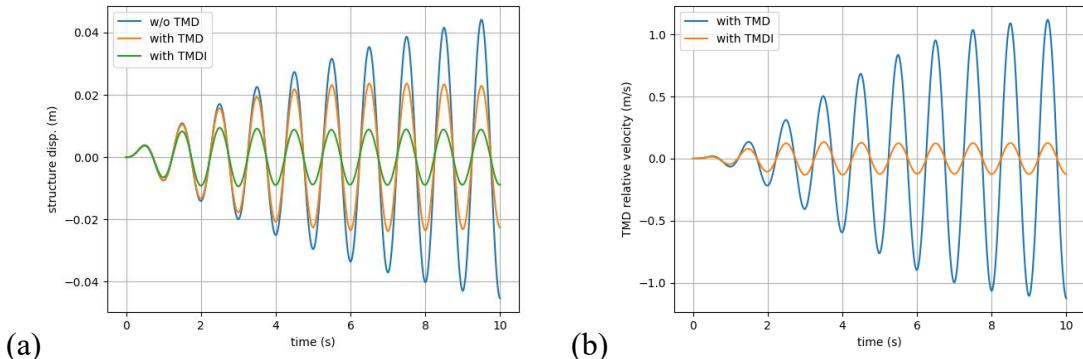


圖 6.7 簡諧風力歷時反應以 python 計算其數學模型
(a)主結構位移 (b)TMD 與 TMDI 質量塊速度

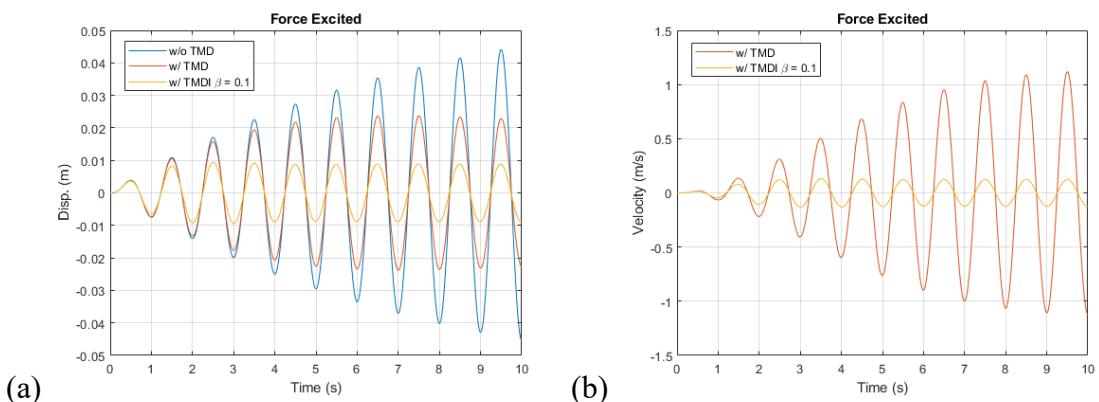


圖 6.8 簡諧風力歷時反應以 Simscape 建模分析
(a)主結構位移 (b)TMD 與 TMDI 質量塊速度

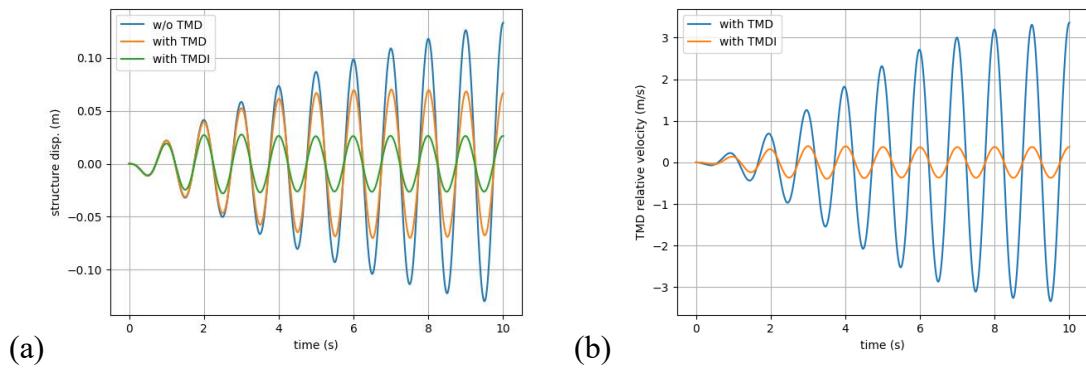
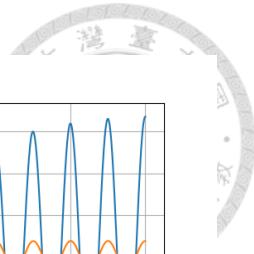


圖 6.9 簡諧地表加速度歷時反應以 python 計算其數學模型

(a)主結構位移 (b)TMD 與 TMDI 質量塊速度

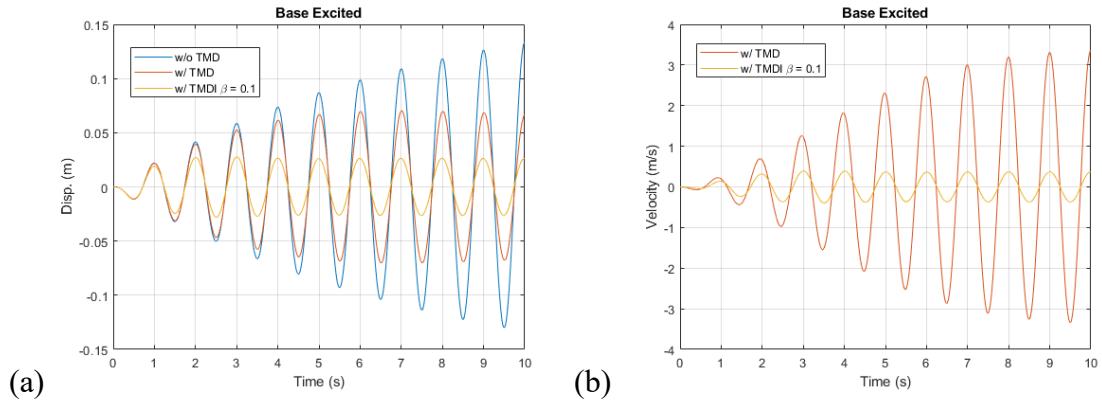


圖 6.10 簡諧地表加速度歷時反應以 Simscape 建模分析

(a)主結構位移 (b)TMD 與 TMDI 質量塊速度



6.2 EH-TMDI 系統模型的建立與分析

有了上節的建模分析後，本節將探討單自由度系統的建築物模型裝設慣質式電磁能量採集器的 EH-TMDI 模型，其配置如圖 6.11 所示：

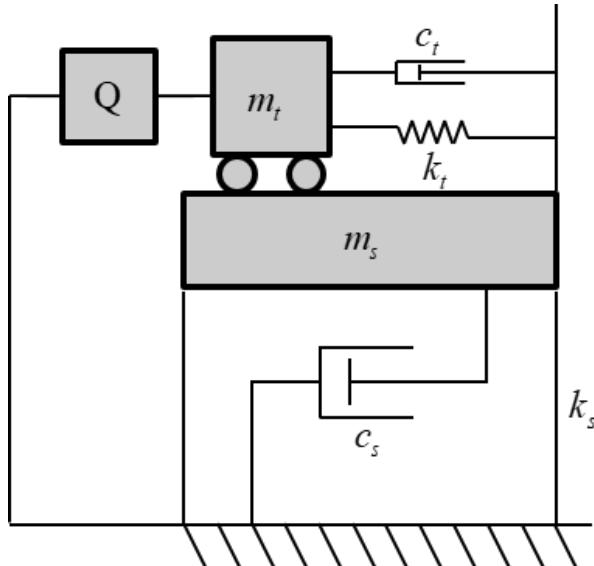


圖 6.11 EH-TMDI 加裝於單自由度系統

其中 Q 表示本論文所設計之慣質式電磁能量採集器之簡化理想模型，可視為慣質 b 與採集器電磁阻尼 c_e 並聯，其動態方程式可表示為下式：

$$m_s \ddot{x}_s + c_s \dot{x}_s + c_t (\dot{x}_s - \dot{x}_t) + k_s x_s + k_t (x_s - x_t) = F_s \quad (6.25)$$

$$(m_t + b) \ddot{x}_t + c_t (\dot{x}_t - \dot{x}_s) + c_e \dot{x}_t + k_t (x_t - x_s) = F_t \quad (6.26)$$

將上兩式整理後可得 EH-TMDI 系統之整體運動方程式：

$$\begin{bmatrix} m_s & 0 \\ 0 & m_t + b \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_s \\ \ddot{x}_t \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_s + c_t & -c_t \\ -c_t & c_t + c_e \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_s \\ \dot{x}_t \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_s & -k_t \\ -k_t & k_t \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_s \\ x_t \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_s \\ F_t \end{bmatrix} \quad (6.27)$$

而 EH-TMDI 之設計變數與 TMDI 相同，故其模擬參數同表 6.1、表 6.2 及表 6.3。接下來將以真實地震訊號作為地表加速度輸入與模擬脈動風速作為風力輸入來分析 EH-TMDI 之減振性能與能量採集。



6.2.1 地震種類

關於慣質網路應用於建築物減振的種種論文中，皆能看到應用實際地震訊號做模擬的案例，以及許多在歷史上有名的地震訊號，如參考文獻[57]。量測站所測得之地震訊號包含了水平與垂直兩種振動，本研究選擇各地震之水平方向振動訊號進行減振系統與能量採集的案例分析，在本節的案例分析中，本人於太平洋地震工程研究中心(Pacific Earthquake Engineering Research Center, PEER)之地表運動數據庫(PEER Ground Motion Database)[58]中選用四筆地震紀錄作為本節的地震案例分析使用，分別為 1995 年的日本阪神大地震(Kobe Japan KAK000)，如圖 6.12 所示，其最大地動加速度(PGA)約為 $240 \text{ gal}(\text{cm} / \text{s}^2)$ 、1999 年的台灣集集 921 大地震(Chi-Chi Taiwan CHY008-N)，如圖 6.13 所示，其 PGA 約為 120 gal 、1999 年土耳其二次地震中的迪茲傑大地震(Duzce Turkey BOL090)，如圖 6.14 所示，其 PGA 約為 800 gal ，以及 1971 年發生在美國加利福尼亞州的聖費爾南多大地震(San Fernando California PUL164)，如圖 6.15 所示，其 PGA 約為 1200 gal 。

由於地震本身有著它自己的振動頻率，因此本研究將上述四筆地震紀錄進行頻譜分析，也就是針對各地震訊號進行快速傅立葉轉換(FFT)，由圖 6.16 可發現，除了集集大地震，其餘三種地震在 1 Hz 左右皆有峰值，而集集大地震之頻率則約落在 0.25 Hz ，因此由集集大地震的案例中可分析地震頻率非主結構設定的自然頻率時的減振性能。

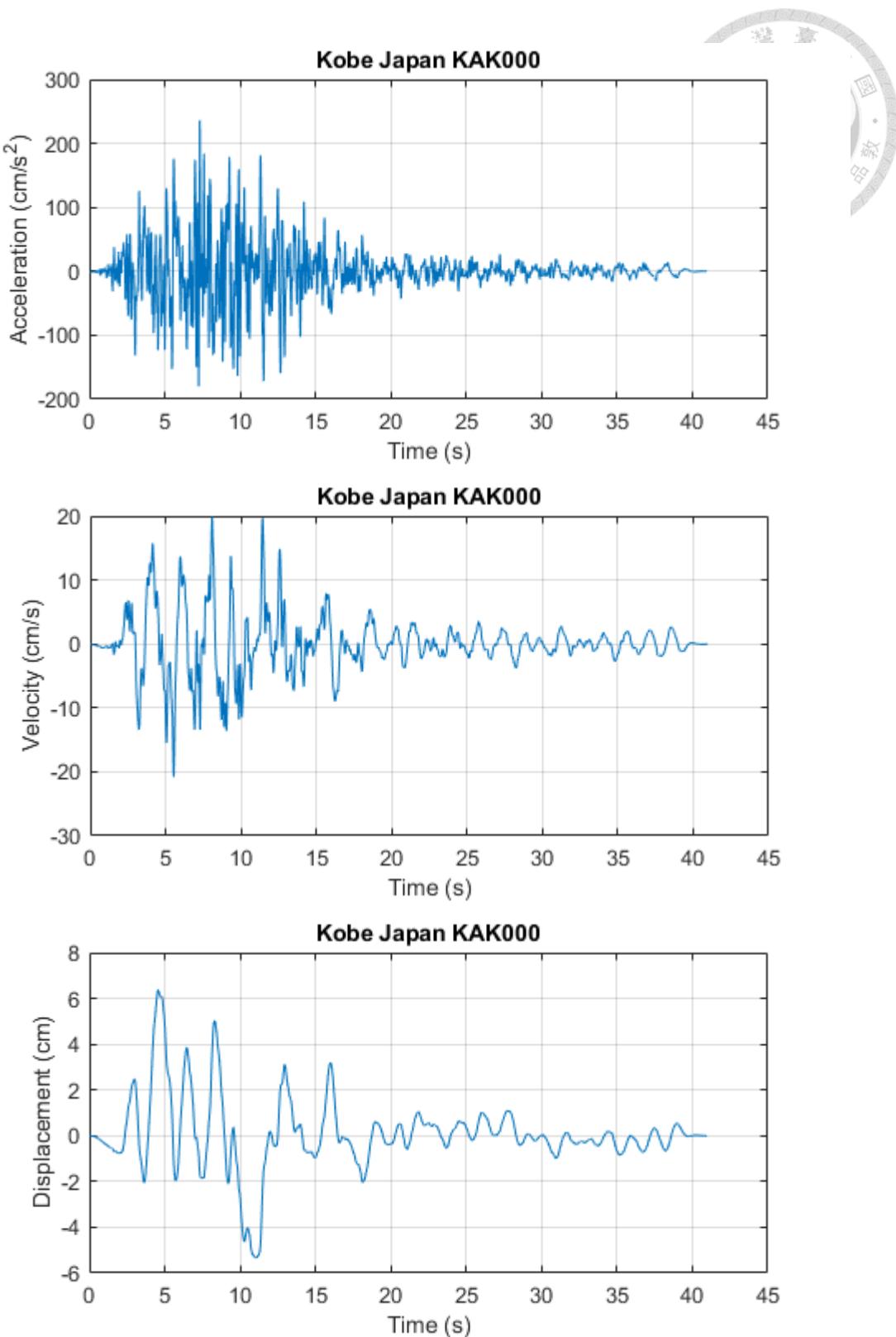


圖 6.12 阪神大地震之實際數據資料
 (a)地表加速度 (b)地表速度 (c)地表位移

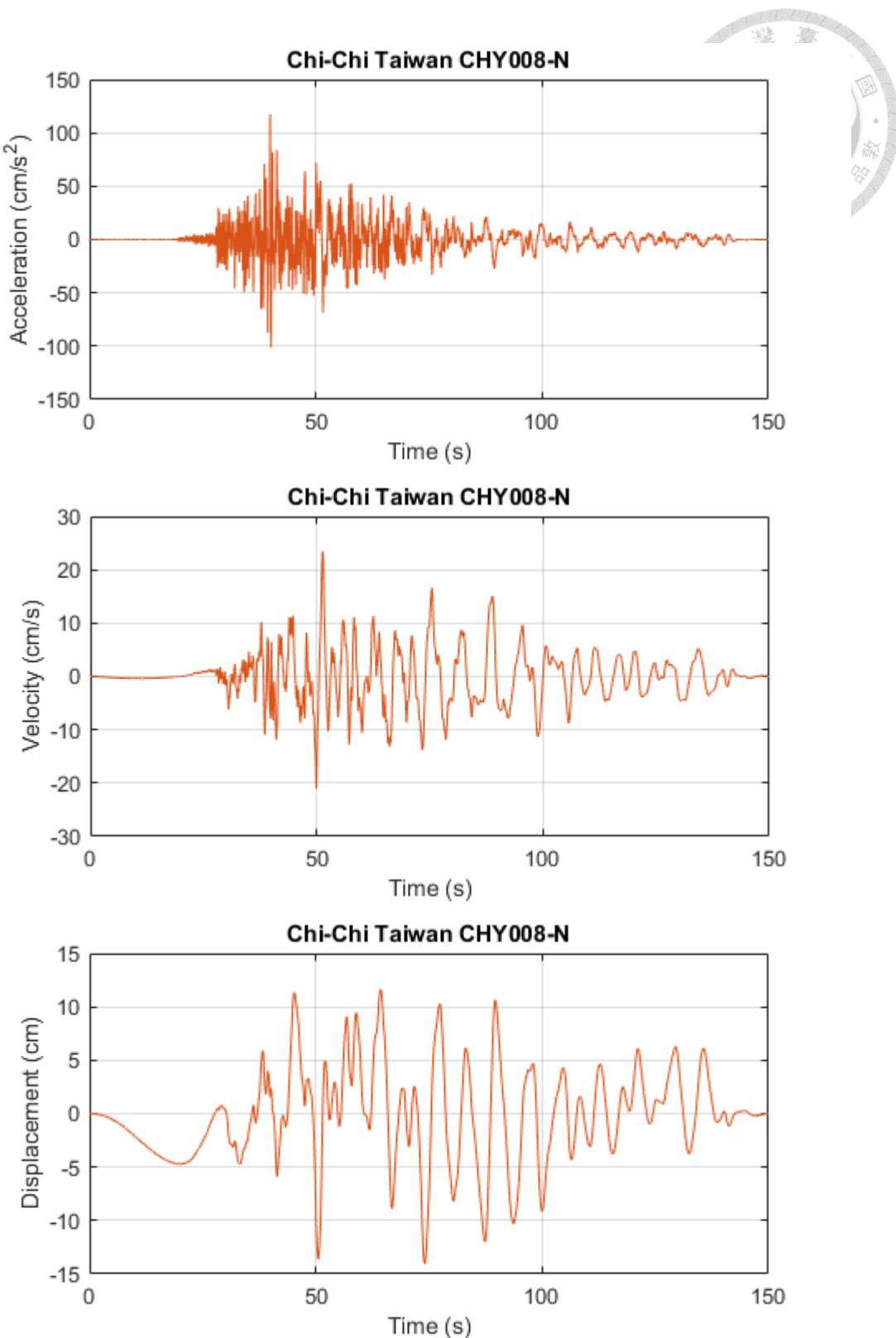


圖 6.13 集集大地震之實際數據資料
 (a)地表加速度 (b)地表速度 (c)地表位移

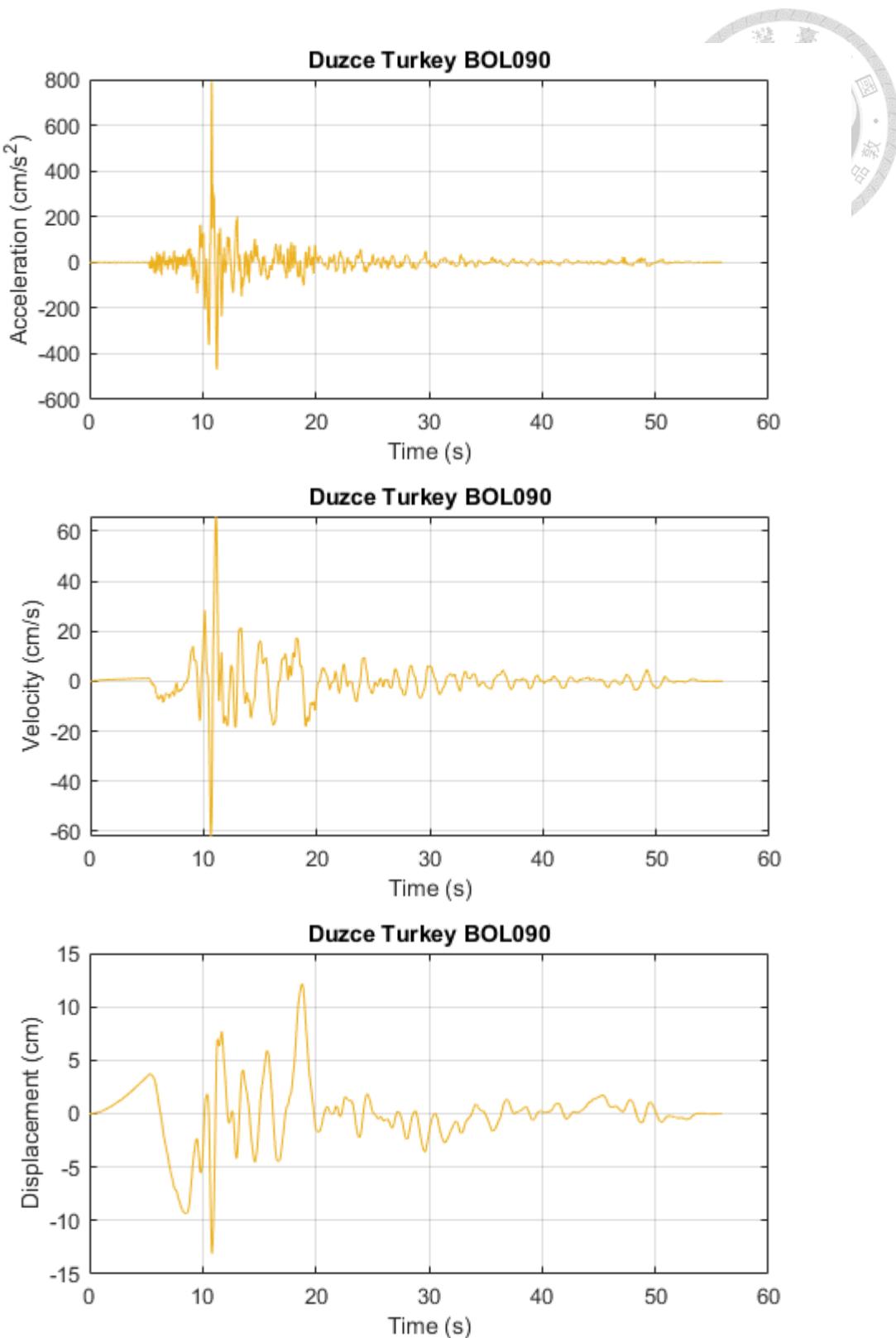


圖 6.14 迪茲傑大地震之實際數據資料

(a)地表加速度 (b)地表速度 (c)地表位移

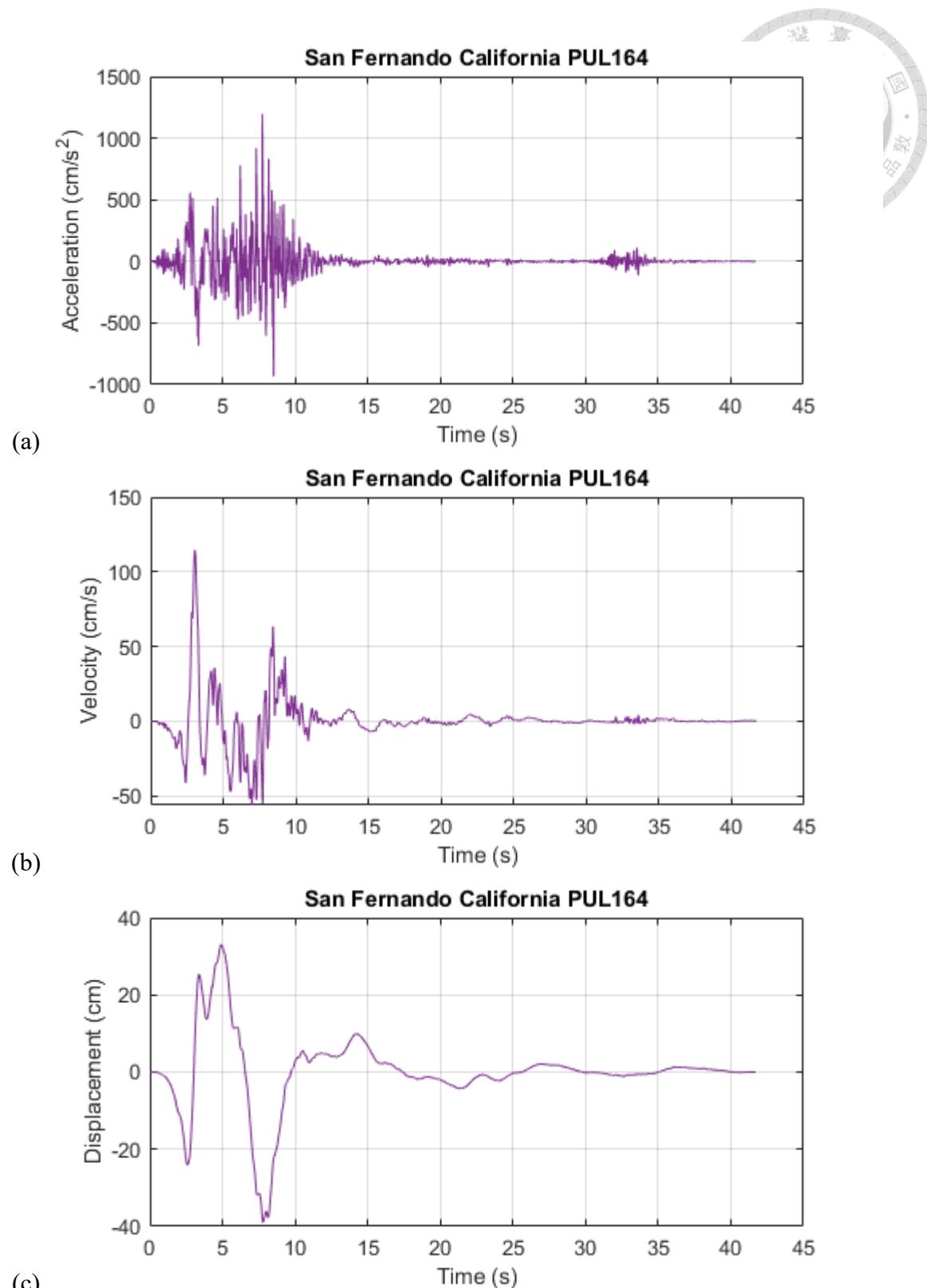
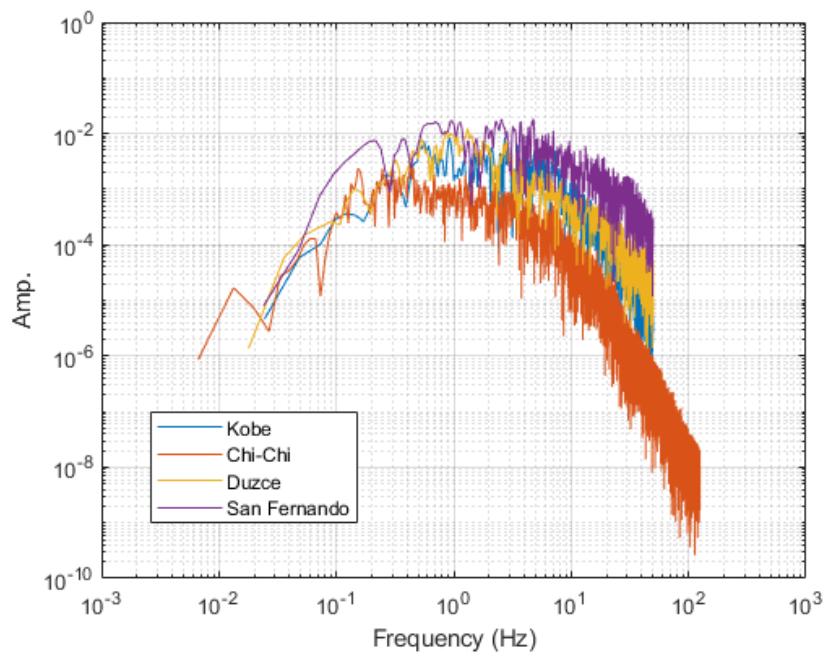
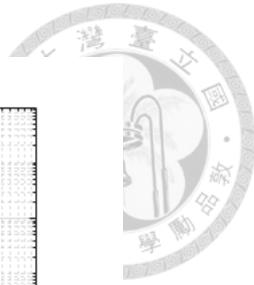
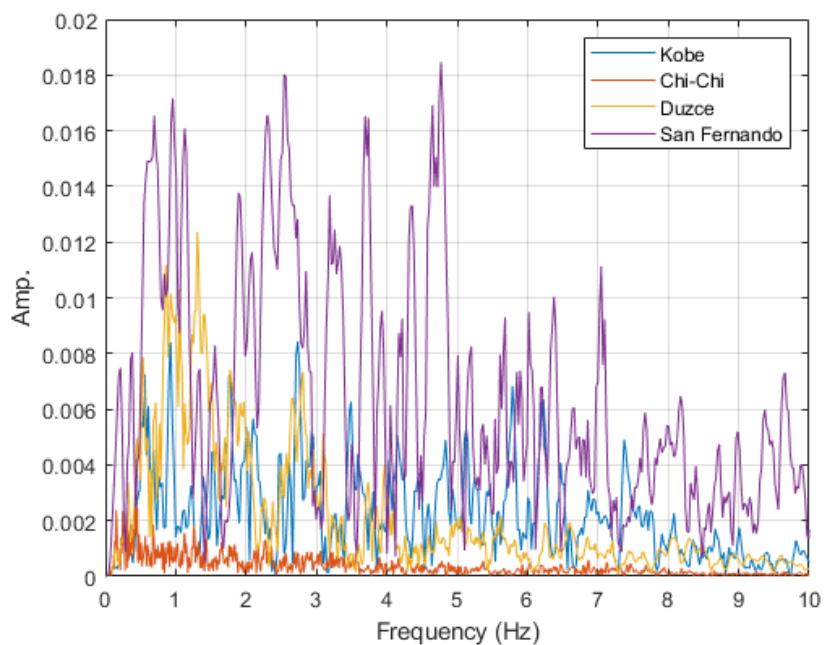


圖 6.15 聖費爾南多大地震之實際數據資料

(a)地表加速度 (b)地表速度 (c)地表位移



(a)



(b)

圖 6.16 各地震訊號之傅立葉轉換頻譜圖

(a)loglog 頻譜圖 (b)一般頻譜圖



6.2.2 地震力歷時反應與能量採集

有了前述的地震訊號後，我們便能將其中的地表加速度訊號輸入 EH-TMDI 模型中，如圖 6.17 所示：

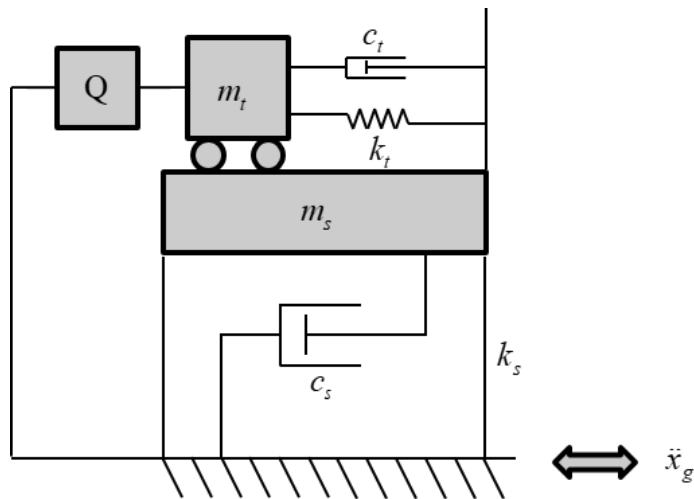


圖 6.17 EH-TMDI 輸入地表加速度示意圖

其中慣質式能量採集器之滾珠螺桿導程 p 為 10 mm，而馬達參數則同表 5.3，且 $k_e = 0.028(V \cdot s / rad)$ 與 k_t 相等，並以 Y 形接法相接三個 3.3Ω 的外接電阻 R_e ，故其 c_e 可由下式計算：

$$c_e = \left(\frac{2\pi}{p} \right)^2 \frac{3k_t k_e}{2R} r_g \quad (6.28)$$

由於主結構受力後會藉由 EH-TMDI 之質量塊振動來消能，此質量塊為消能而產生的振動能便會被能量採集器轉換為電能，其計算方式是將質量塊之速度 \dot{x}_t 代入方程式(3.12)中得到減速機轉子轉速再代入方程式(5.4)與(5.5)中可得馬達之三相電流，最後將其中一相電流代入方程式(5.2)即可得出單相採集功率。四筆地震紀錄之模擬結果可見圖 6.18、圖 6.19、圖 6.20 及圖 6.21，由結果可知加入 EH-TMDI 可有效減振，如比較慣質係數比 β ，則可發現 β 提升可使減振效果更好，但由於質量塊之速度降低，故採集功率也會下降。

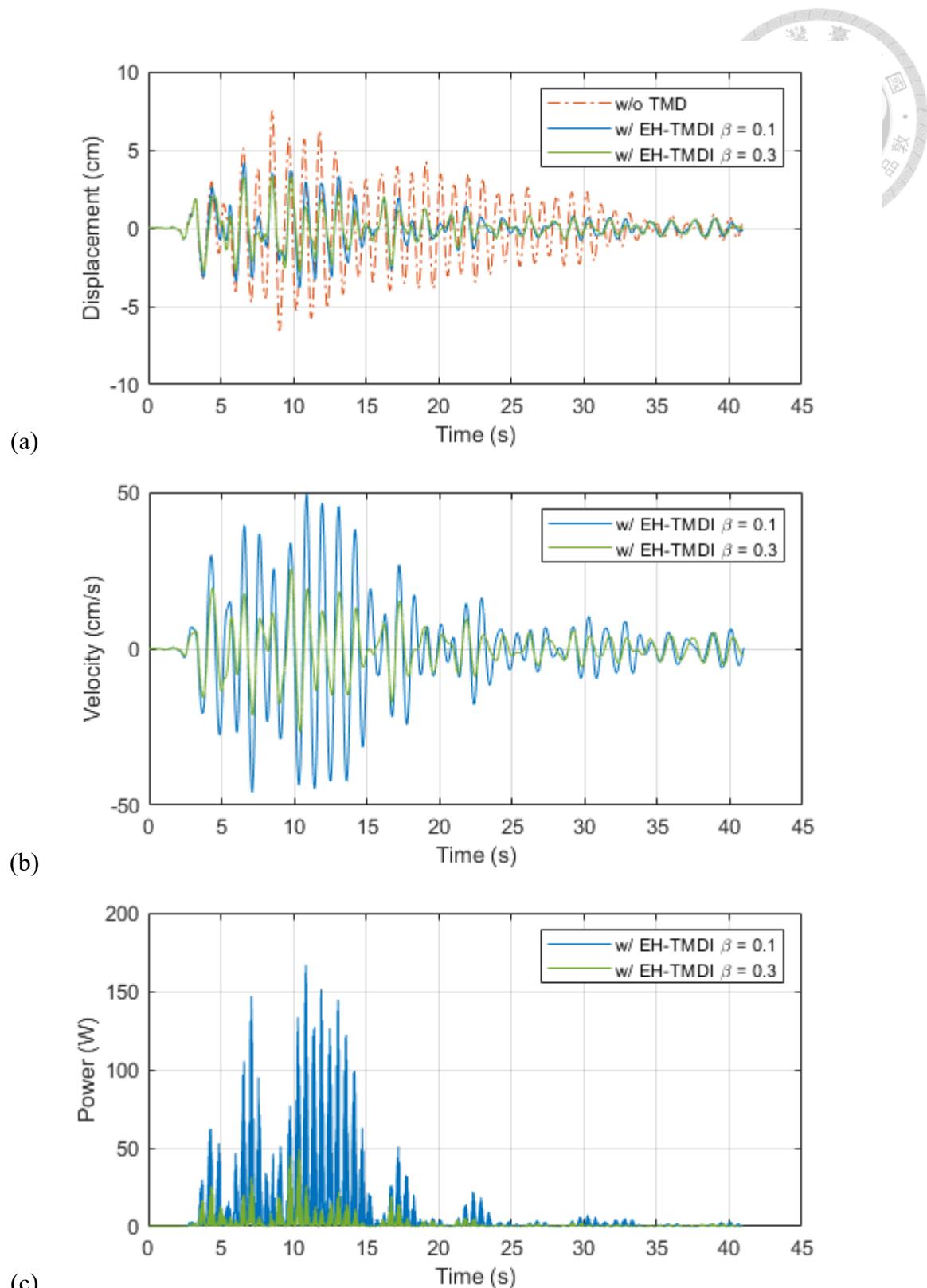


圖 6.18 輸入地震訊號為 Kobe Japan KAK000

(a)主結構位移 (b)EH-TMDI 質量塊速度 (c)採集功率

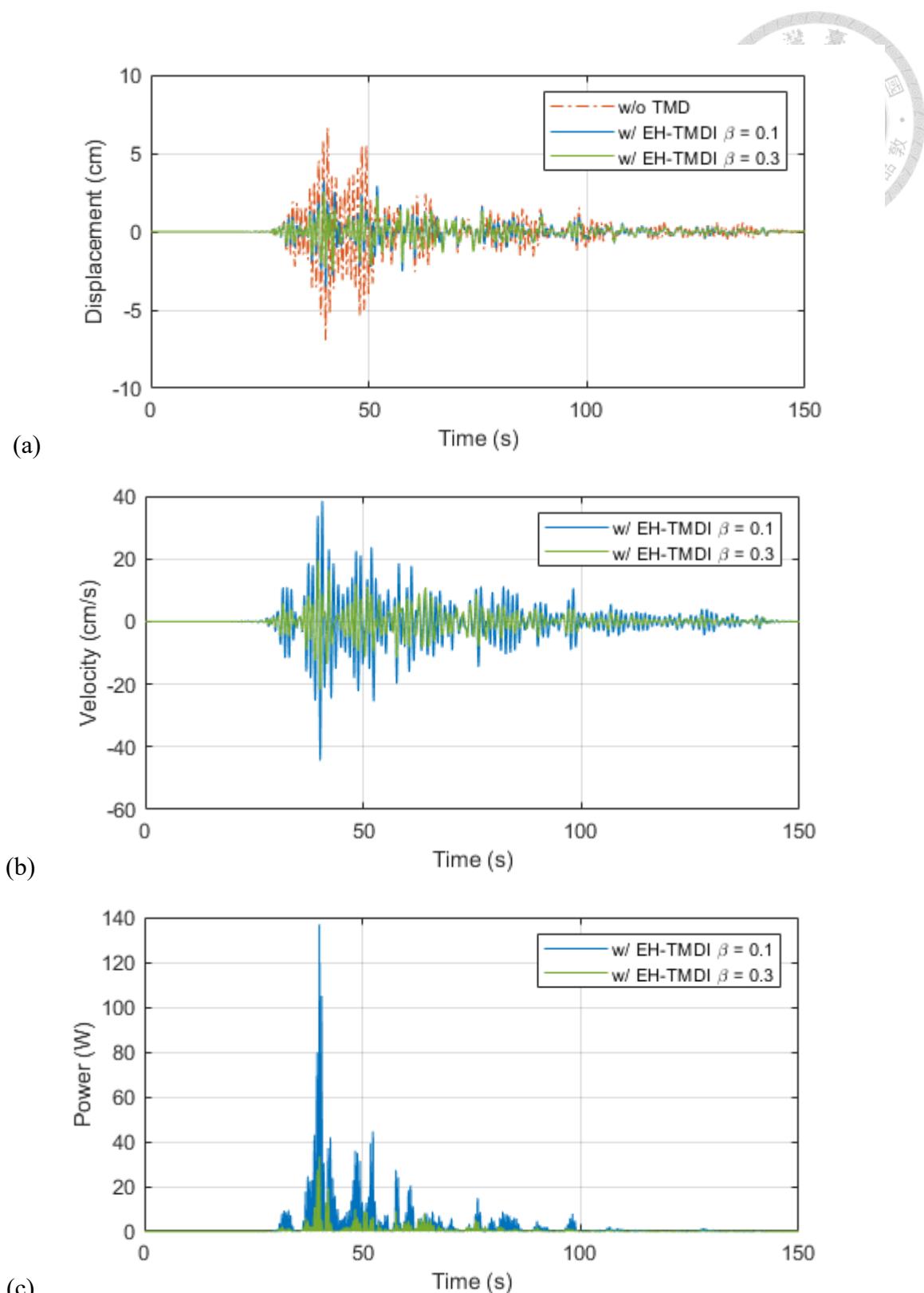


圖 6.19 輸入地震訊號為 Chi-Chi Taiwan CHY008-N

(a)主結構位移 (b)EH-TMDI 質量塊速度 (c)採集功率

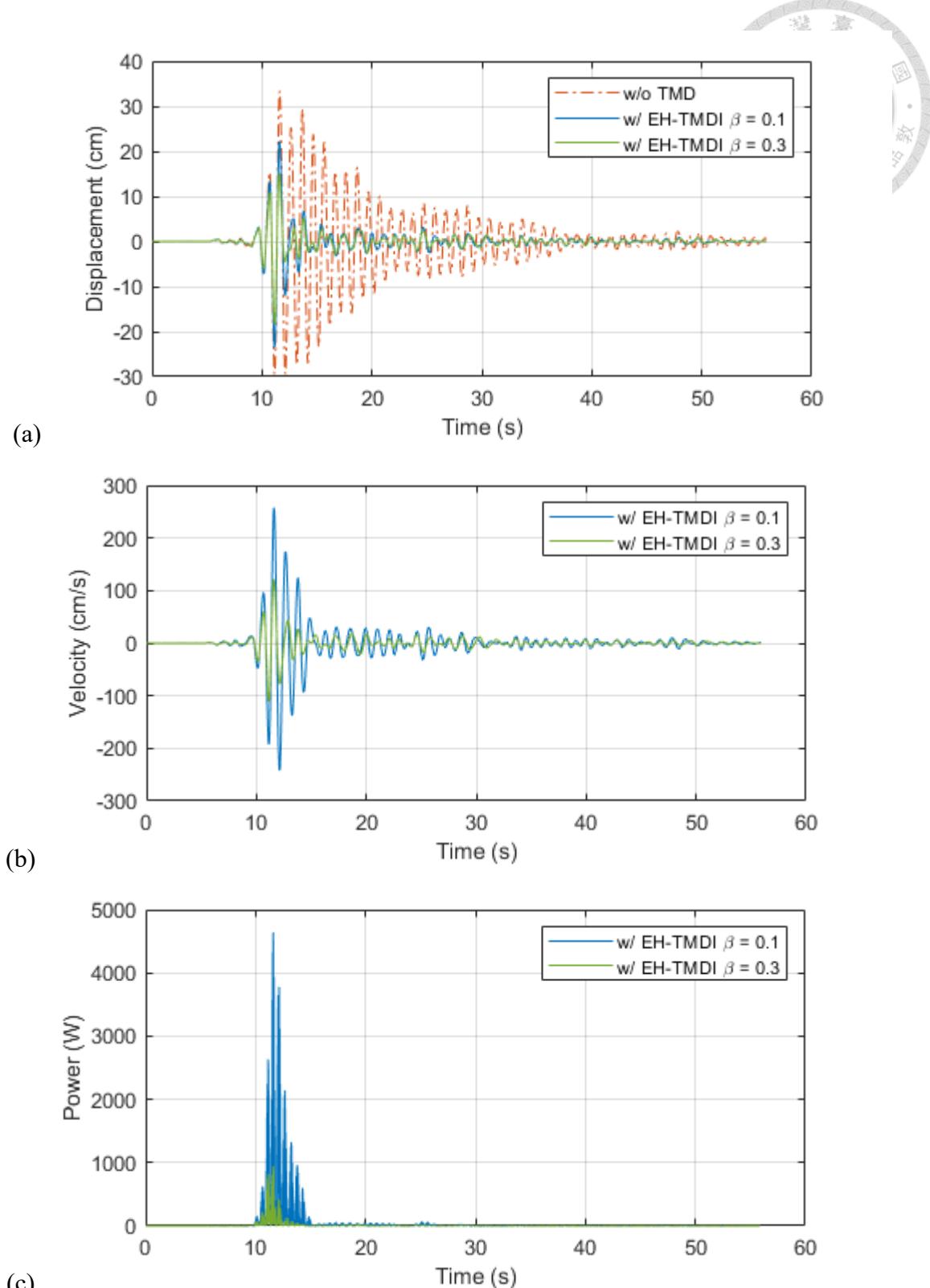


圖 6.20 輸入地震訊號為 Duzce Turkey BOL090

(a)主結構位移 (b)EH-TMDI 質量塊速度 (c)採集功率

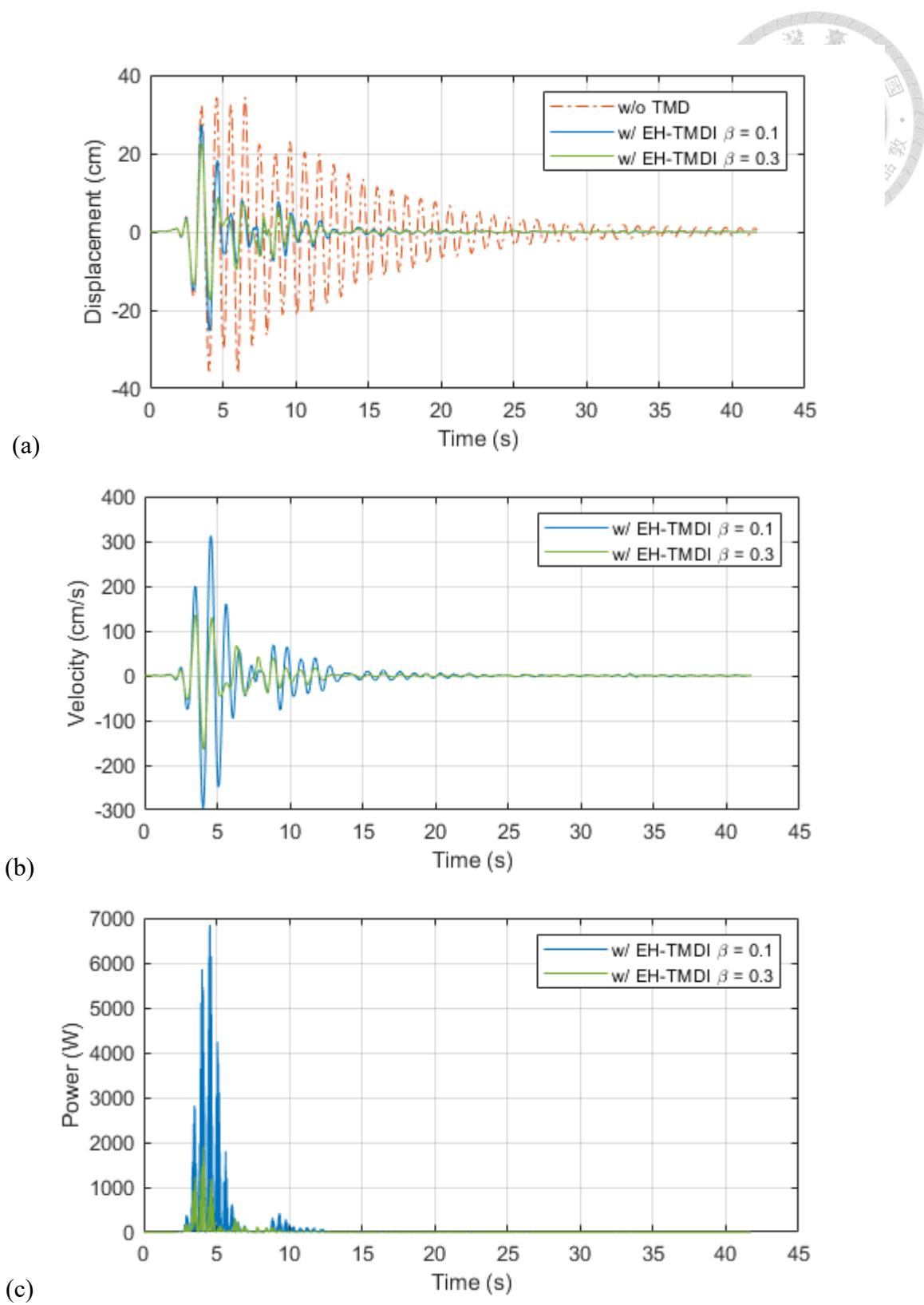


圖 6.21 輸入地震訊號為 San Fernando California PUL164

(a)主結構位移 (b)EH-TMDI 質量塊速度 (c)採集功率



6.2.3 風力歷時反應與能量採集

除了能於經歷地震的情形下有效減振，EH-TMDI 也可用於抗風，將風力作為輸入的 EH-TMDI 模型可由圖 6.22 表示：

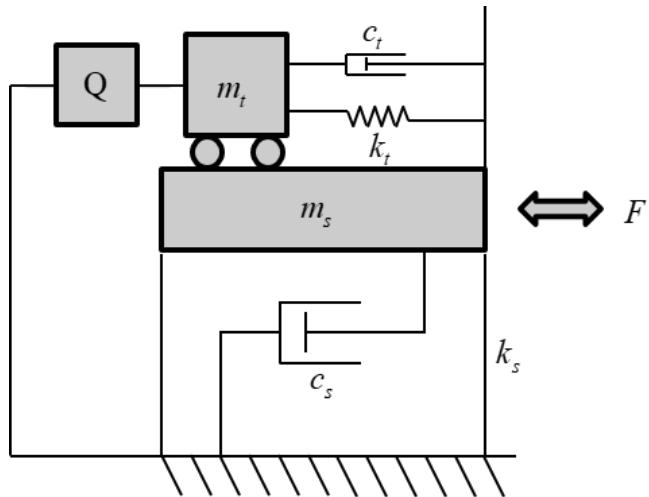


圖 6.22 EH-TMDI 輸入風力示意圖

此模型之參數設定與前述模擬地震歷時反應之 EH-TMDI 模型參數相同，而輸入 F 則以方程式(6.9)表示，其中的 F_s 為作用於主結構的風力輸入，由於風力作用是一個長期存在的外力作用，如將風力表示成平均風力加上脈動風力(fluctuating wind force)，此模擬過程代表在靜態建築物上直接施加風力作用，其結果會存在暫態解，也就是建築物只會在一開始有較大的振動位移，但後來會漸趨平緩，此結果會與實際情況不相符，因為平均風力原本就會使建築物主結構產生一個固定的偏移，故本論文參考文獻[43]以脈動風力作為風力輸入，其計算方式可表示為下式：

$$F_s = \rho \cdot C_D \cdot A \cdot V_{10} \cdot u \quad (6.29)$$

其中空氣密度 $\rho = 1.28(\text{kg/m}^3)$ ，阻力係數 $C_D = 1.2$ ，並假設此模型受風處在離地高度 10 公尺處，且其受風面積 $A = 100(\text{m}^2)$ ，而 V_{10} 為 10 公尺高之平均風速， u 則是脈動風速。



由於 V_{10} 屬於平均風速，代表某地在特定時段內之觀測風速平均，本文根據內政部營建署公布的建築物耐風設計規範及解說中的說明，假設此建築物模型位於台北地區，且附近地況為平坦開闊， V_{10} 為離地面十公尺高，相對於五十年回歸期之十分鐘平均風速，故 $V_{10} = 42.5(\text{m/s})$ ，而相對於一年回歸期之風速則可表示為 $V_{10} = 19.55(\text{m/s})$ ，此規範之原始資料根據中央氣象局所屬的 24 個測站，觀測於 1947 年至 1991 年間所發生的 128 個侵臺颱風最大十分鐘平均風速，並經由統計分析而得[59]。

為了進一步計算脈動風力，需計算脈動風速的作用，而脈動風為隨機過程，須用統計方法來計算脈動風速，本文選用 Kaimal 風速頻譜[60]作為目標風速頻譜，風速頻譜為功率頻譜密度函數，顯示頻域上的脈動風能量大小，並以 MATLAB 函式 windSim 計算得到脈動風速，此函式可於 MATLAB 所屬的 MathWorks 公司旗下之 File Exchange 網站中取得[61]，此 MATLAB 函式根據參考文獻[62, 63]之方法計算脈動風速歷時，其結果表示在圖 6.23。將脈動風速做快速傅立葉轉換，可比較與目標風速頻譜之差異，由圖 6.24 可知模擬脈動風速的頻譜與目標風速頻譜的頻譜曲線大致相同，而風速頻譜在 1 Hz 左右之值不大，由於本模擬所設定的建築物模型之自然頻率為 1 Hz，故可忽略共振反應。

最後，由圖 6.25 可知五十年回歸期風力作用下的 EH-TMDI 減振效果與能量採集功率，但五十年回歸期風力之發生頻率不高，故圖 6.26 的一年回歸期風力作用之分析結果會較為客觀。綜合兩者結果，可知 EH-TMDI 也適用於抗風時的能量採集，其與慣質係數之關係也同地震力歷時反應中之情形，雖然採集功率比起地震力小非常多，其單相採集功率的峰值不像地震力可達 100 W 以上，但風力作用在建築物主結構上的頻率比起地震力也高得多，未來可對兩情況分別進行最佳化設計，使其在特定情況下有更佳的能量採集效果。

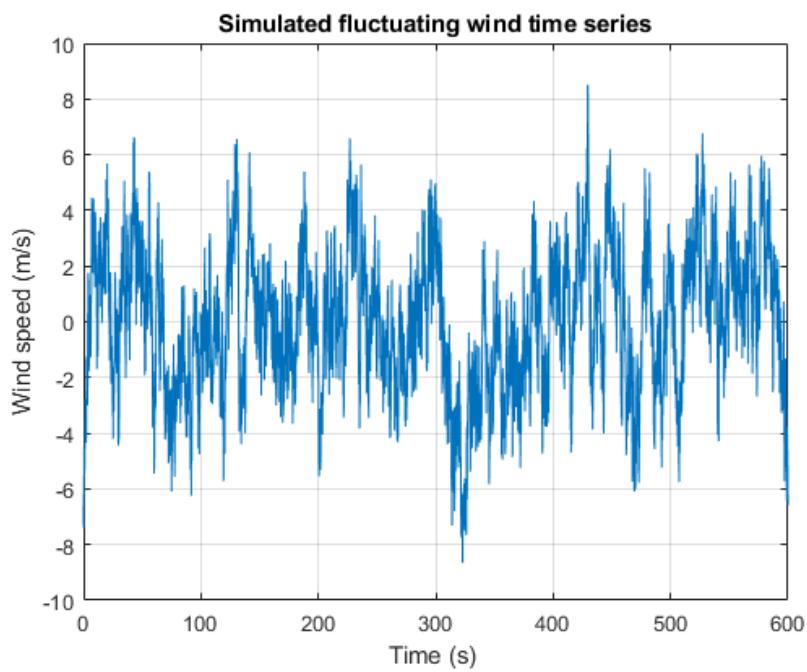
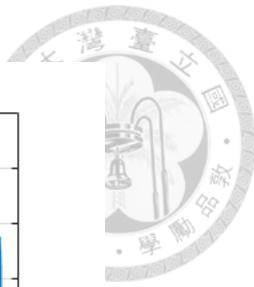


圖 6.23 脈動風速模擬

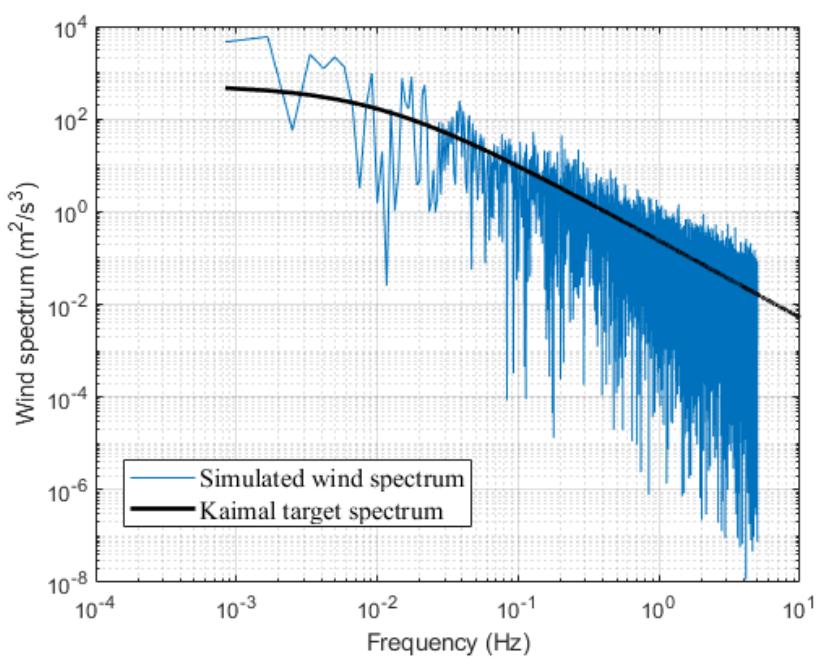


圖 6.24 風速功率密度與頻率關係

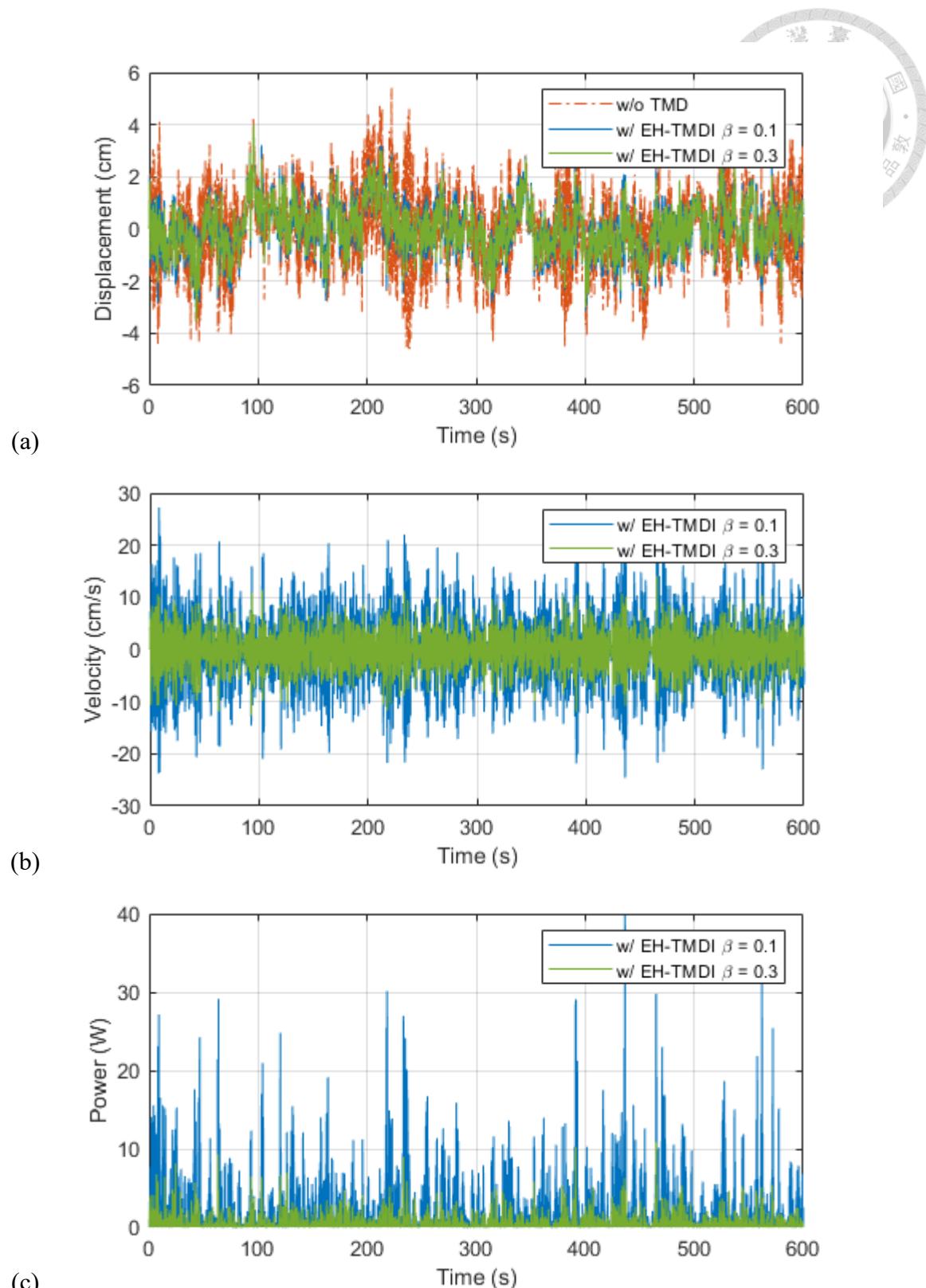


圖 6.25 五十年回歸期風力

(a)主結構位移 (b)EH-TMDI 質量塊速度 (c)採集功率

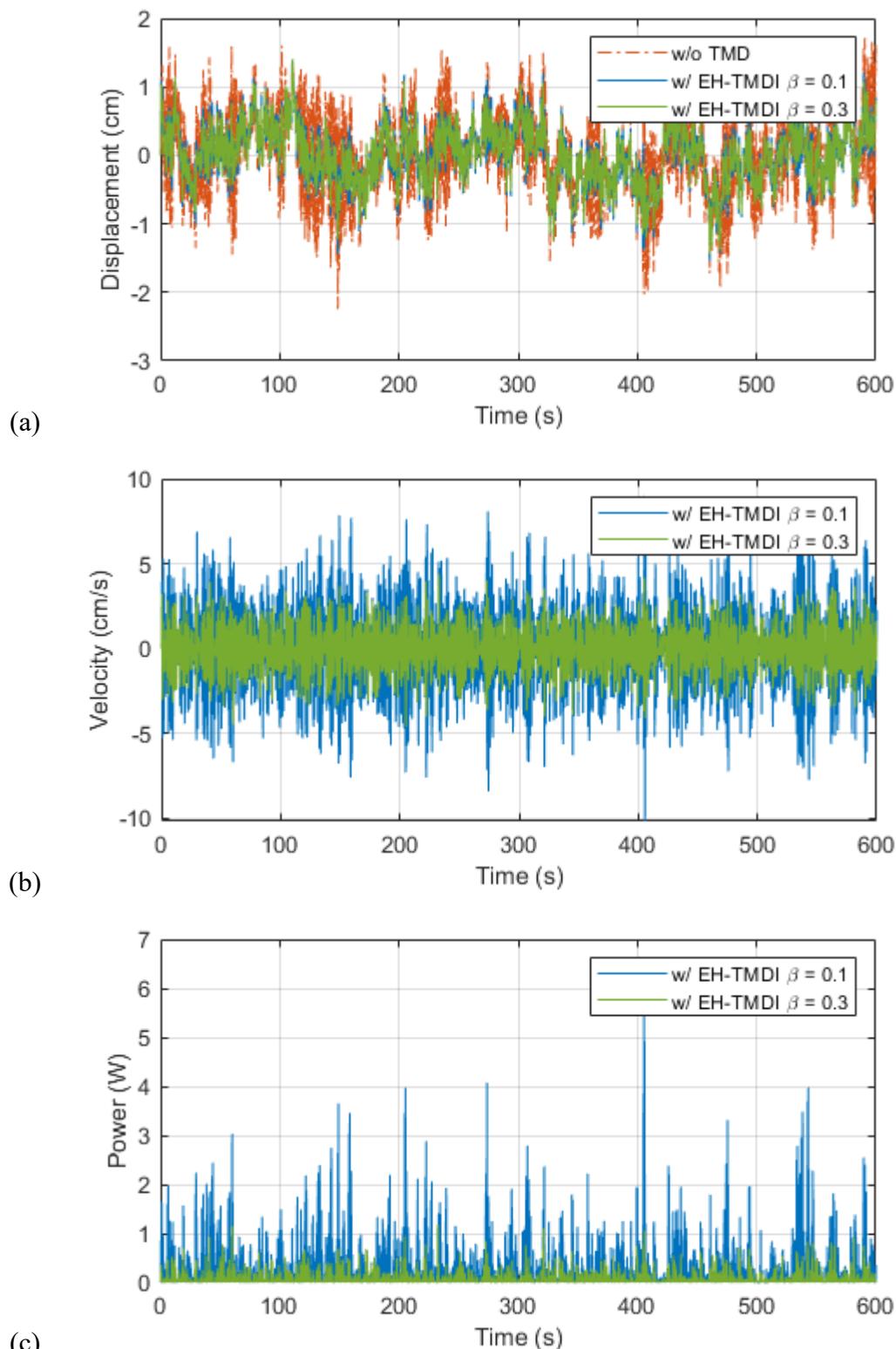
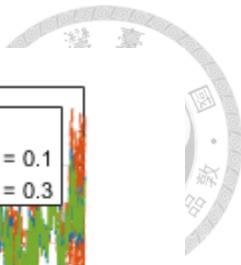


圖 6.26 一年回歸期風力

(a)主結構位移 (b)EH-TMDI 質量塊速度 (c)採集功率



Chapter 7 結論與未來展望

7.1 結論

本研究主要以輸入正弦位移的方式來了解慣質式電磁能量採集器的動態行為，並且利用改變外接電阻與慣質係數的方法試圖調整採集器之等效阻尼與等效剛性以達到提升系統對目標的振動能消散同時進行儲能。此研究主要成果有以下幾點，第一：利用雷射位移計和數位電表建立一套擬合無刷馬達反電動勢常數的方法；第二：建立一套參數化之慣質式電磁能量採集器數學模型並以動態拉伸試驗機實驗驗證，方便未來研究者接續研究；第三：利用數值模擬方式模擬此慣質式電磁能量採集器應用於 TMDI 中，且分析其在振動歷時反應下的減振效果與能量採集功率。而在這個研究中，為了方便分析本人將實驗驗證分成四個部分，首先驗證滾珠螺桿的摩擦力，再來是將滾珠螺桿接上三相無刷馬達後驗證其馬達阻尼係數，接著是調整外接電阻並分析採集器的等效阻尼，最後則是改變慣質係數並分析其影響。而以下則整理本論文各個章節的總結。

第二章簡述慣質元件，由於慣質的發明，使得機械與電子網路間達到完美的對應，提升了機械網路懸吊系統可實現的性能。第三章對理論模型進行推導，包括電磁式能量採集、滾珠螺桿慣質與機電慣質，最後將其整理結合成慣質式電磁能量採集器的理論模型。第四章對實驗原型進行設計，並加入不確定因素，最後完整推導出本論文實驗原型的力學模型。第五章以動態拉伸試驗機對實驗原型進行實驗驗證，成功驗證第四章推導之力學模型，且計算出此採集器的機械效益，也驗證在輸入正弦位移下，加入慣質只會改變等效剛性，並不影響採集功率。最後第六章將本論文所設計之電磁式能量採集器加入 TMDI 系統中，取代 TMDI 原有的慣質元件，在振動歷時反應中發現其能有效減振且回收可觀的電能。



7.2 未來展望

有了前面章節所設計的實驗原型、力學模型與實驗結果的相互驗證以及數值模擬其應用等部分作為基礎，若要再延伸本研究，本人建議可將以下幾點作為未來展望的方向。

1. 建築物系統參數最佳化：本研究主要目的是設計慣質式電磁能量採集器並以牛頓力學推導其理論模型用以達到參數化的結果，且此理論模型也成功以實驗驗證，因此在這之後可以藉由最佳化設計的技巧來調整其滾珠螺桿、馬達參數與慣質係數等使其在單層、雙層甚至多層建築物都能有效減振，同時也能採集TMD質量塊消散的能量。
2. 以建築物之縮尺模型實驗：由於本研究只有實驗驗證採集器的數學模型與採集功率，在EH-TMDI的應用上並沒有進行實驗驗證，但因技術上的困難，要在將本論文所設計之能量採集器加裝於TMDI上，且以實際建築物進行實驗並不容易，故可先將TMDI與建築物主結構皆以縮尺模型設計，再以縮尺模型進行實驗，用以驗證EH-TMDI之減振效果與採集功率。
3. 電路阻抗設計與整流：本研究由於著重在實驗原型的設計與驗證之上，因此後端電路一直都是只使用三個外加負載電阻並以Y形接法串接，但是如果考慮機電慣質的應用也可以發現，在串接RLC之二階電路阻抗下，可以實現原本在現實中難以用純機械網路去實現的高階懸吊阻抗。而在實際應用上引入電能回收，也需考慮三相電路的整流與電池充能的後端電路設計。
4. 討論不同機械系統網路：本研究因著重說明實驗原型在建築物之TMDI減振系統上可能的應用，故在EH-TMDI討論上的並沒有討論多種不同串接方式對能量採集與減振性能的影響，因此定義減振性能指標與能量採集指標並以這些性能指標對不同EH-TMDI系統最佳化也是未來可行的研究方向之一。

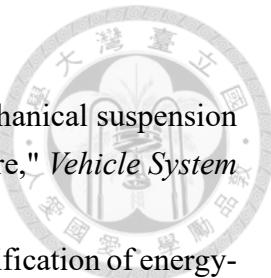


參考文獻

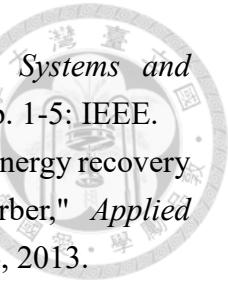
- [1] (March 30). *Location of Taipei 101's largest tuned mass damper* [Online]. Available:
https://en.wikipedia.org/wiki/Tuned_mass_damper#/media/File:Taipei_101_Tuned_Mass_Damper.png
- [2] (March 30). *Vehicle energy loss for combined city/highway driving* [Online]. Available: <http://www.fueleconomy.gov/FEG/atv.shtml>
- [3] T. J. Kazmierski and S. Beeby, *Energy harvesting systems*. Springer, 2014.
- [4] Z. Jin-qiu, P. Zhi-zhao, Z. Lei, and Z. Yu, "A review on energy-regenerative suspension systems for vehicles," in *Proceedings of the World Congress on Engineering*, 2013, vol. 3, pp. 3-5.
- [5] L. H. Fang, S. I. S. Hassan, R. B. A. Rahim, and M. F. A. Malek, "A study of vibration energy harvester," *ARPJ Journal of Engineering and Applied Sciences*, vol. 11, no. 8, pp. 5028-5041, 2016.
- [6] D. Karnopp, "Permanent Magnet Linear Motors Used as Variable Mechanical Dampers for Vehicle Suspensions," *Vehicle System Dynamics*, vol. 18, no. 4, pp. 187-200, 1989.
- [7] I. Martins, J. Esteves, G. D. Marques, and F. P. Da Silva, "Permanent-magnets linear actuators applicability in automobile active suspensions," *IEEE Transactions on vehicular technology*, vol. 55, no. 1, pp. 86-94, 2006.
- [8] Y. Suda and T. Shiiba, "A new hybrid suspension system with active control and energy regeneration," *Vehicle System Dynamics*, vol. 25, no. S1, pp. 641-654, 1996.
- [9] K. Nakano and Y. Suda, "Combined type self-powered active vibration control of truck cabins," *Vehicle System Dynamics*, vol. 41, no. 6, pp. 449-473, 2004.
- [10] K. Nakano, Y. Suda, and S. Nakadai, "Self-powered active vibration control using a single electric actuator," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 260, no. 2, pp. 213-235, 2003.
- [11] A. Gupta, J. A. Jendrzejczyk, T. M. Mulcahy, and J. R. Hull, "Design of electromagnetic shock absorbers," *International Journal of Mechanics and Materials in Design*, vol. 3, no. 3, pp. 285-291, 2006.
- [12] B. L. Gysen, T. P. van der Sande, J. J. Paulides, and E. A. Lomonova, "Efficiency of a regenerative direct-drive electromagnetic active suspension," *IEEE transactions on vehicular technology*, vol. 60, no. 4, pp. 1384-1393, 2011.



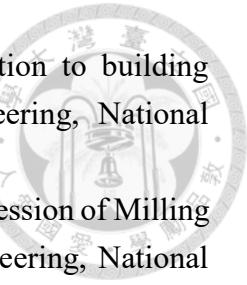
- [13] C. Chao and L. Wei-Hsin, "A self-sensing magnetorheological damper with power generation," *Smart Materials and Structures*, vol. 21, no. 2, p. 025014, 2012.
- [14] Z. Lei, S. Brian, S. Jurgen, and Z. Yu, "Design and characterization of an electromagnetic energy harvester for vehicle suspensions," *Smart Materials and Structures*, vol. 19, no. 4, p. 045003, 2010.
- [15] X. Tang, T. Lin, and L. Zuo, "Design and optimization of a tubular linear electromagnetic vibration energy harvester," *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, vol. 19, no. 2, pp. 615-622, 2014.
- [16] M. Yuan, K. Liu, and A. Sadhu, "Simultaneous vibration suppression and energy harvesting with a non-traditional vibration absorber," *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, p. 1045389X17754263, 2018.
- [17] Z. Li, L. Zuo, G. Luhrs, L. Lin, and Y.-x. Qin, "Electromagnetic Energy-Harvesting Shock Absorbers: Design, Modeling, and Road Tests," *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, vol. 62, no. 3, pp. 1065-1074, 2013.
- [18] Z. Li, L. Zuo, J. Kuang, and G. Luhrs, "Energy-harvesting shock absorber with a mechanical motion rectifier," *Smart Materials and Structures*, vol. 22, no. 2, p. 025008, 2012.
- [19] X. Tang and L. Zuo, "Simultaneous energy harvesting and vibration control of structures with tuned mass dampers," *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, vol. 23, no. 18, pp. 2117-2127, 2012.
- [20] Y. Pan, F. Liu, R. Jiang, Z. Tu, and L. Zuo, "Design, Modeling and Lab Test of Electromagnetic Energy Harvester for Railway Vehicle Suspensions," in *ASME 2017 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*, Cleveland, Ohio, USA, 2017, pp. V003T01A018-V003T01A018: American Society of Mechanical Engineers.
- [21] J. Wang, T. Lin, and L. Zuo, "High efficiency electromagnetic energy harvester for railroad application," in *ASME 2013 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*, Portland, Oregon, USA, 2013, pp. V004T08A037-V004T08A037: American Society of Mechanical Engineers.
- [22] T. Lin, Y. Pan, S. Chen, and L. Zuo, "Modeling and field testing of an electromagnetic energy harvester for rail tracks with anchorless mounting," *Applied Energy*, vol. 213, pp. 219-226, 2018.
- [23] M. Liu *et al.*, "Design, simulation and experiment of a novel high efficiency energy harvesting paver," *Applied Energy*, vol. 212, pp. 966-975, 2018.
- [24] Y. Kawamoto, Y. Suda, H. Inoue, and T. Kondo, "Modeling of Electromagnetic Damper for Automobile Suspension," *Journal of System Design and Dynamics*,



- vol. 1, no. 3, pp. 524-535, 2007.
- [25] Y. Kawamoto, Y. Suda, H. Inoue, and T. Kondo, "Electro-mechanical suspension system considering energy consumption and vehicle manoeuvre," *Vehicle System Dynamics*, vol. 46, no. S1, pp. 1053-1063, 2008.
- [26] Y. Zhang, K. Huang, F. Yu, Y. Gu, and D. Li, "Experimental verification of energy-regenerative feasibility for an automotive electrical suspension system," in *Vehicular Electronics and Safety, 2007. ICVES. IEEE International Conference on*, 2007, pp. 1-5: IEEE.
- [27] K. Huang, F. Yu, and Y. Zhang, "Active controller design for an electromagnetic energy-regenerative suspension," *International Journal of Automotive Technology*, journal article vol. 12, no. 6, pp. 877-885, December 01 2011.
- [28] I. L. Cassidy, J. T. Scruggs, S. Behrens, and H. P. Gavin, "Design and experimental characterization of an electromagnetic transducer for large-scale vibratory energy harvesting applications," *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, vol. 22, no. 17, pp. 2009-2024, 2011.
- [29] I. L. Cassidy and J. T. Scruggs, "A statistical linearization approach to optimal nonlinear energy harvesting," in *Proc. of SPIE*, 2012, vol. 8341, pp. 834105-1 - 834105-12.
- [30] C. K. Wai and Y. Y. Rong, "Electric vehicle energy harvesting system regenerative shock absorber for electric vehicle," in *Sustainable Utilization and Development in Engineering and Technology (CSUDET), 2013 IEEE Conference on*, 2013, pp. 7-10: IEEE.
- [31] Y. Liu, L. Xu, and L. Zuo, "Design, Modeling, Lab and Field Tests of a Mechanical-motion-rectifier-based Energy Harvester Using a Ball-screw Mechanism," *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, vol. 22, no. 5, pp. 1933-1943, 2017.
- [32] A. Maravandi and M. Moallem, "Regenerative shock absorber using a two-leg motion conversion mechanism," *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, vol. 20, no. 6, pp. 2853-2861, 2015.
- [33] Y. M. Roshan, A. Maravandi, and M. Moallem, "Power electronics control of an energy regenerative mechatronic damper," *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 62, no. 5, pp. 3052-3060, 2015.
- [34] X. Lin, Y. Bo, G. Xuexun, and Y. Jun, "Simulation and performance evaluation of hydraulic transmission electromagnetic energy-regenerative active suspension," in *Intelligent Systems (GCIS), 2010 Second WRI Global Congress on*, 2010, vol. 3, pp. 58-61: IEEE.
- [35] L. Xu and X. Guo, "Hydraulic transmission electromagnetic energy-regenerative



- active suspension and its working principle," in *Intelligent Systems and Applications (ISA), 2010 2nd International Workshop on*, 2010, pp. 1-5; IEEE.
- [36] Z. Fang, X. Guo, L. Xu, and H. Zhang, "An optimal algorithm for energy recovery of hydraulic electromagnetic energy-regenerative shock absorber," *Applied Mathematics & Information Sciences*, vol. 7, no. 6, pp. 2207-2214, 2013.
- [37] Z. Fang, X. Guo, L. Xu, and H. Zhang, "Experimental study of damping and energy regeneration characteristics of a hydraulic electromagnetic shock absorber," *Advances in Mechanical Engineering*, vol. 5, p. 943528, 2013.
- [38] S. Guo, L. Xu, Y. Liu, X. Guo, and L. Zuo, "Modeling and Experiments of a Hydraulic Electromagnetic Energy Harvesting Shock Absorber," *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 2017.
- [39] L. Marian and A. Giaralis, "Optimal design of a novel tuned mass-damper-inerter (TMDI) passive vibration control configuration for stochastically support-excited structural systems," *Probabilistic Engineering Mechanics*, vol. 38, pp. 156-164, 2014.
- [40] J. Salvi and A. Giaralis, "Concept study of a novel energy harvesting-enabled tuned mass-damper-inerter (EH-TMDI) device for vibration control of harmonically-excited structures," in *Journal of Physics: Conference Series*, 2016, vol. 744, no. 1, p. 012082; IOP Publishing.
- [41] L. Marian and A. Giaralis, "The tuned mass-damper-inerter for harmonic vibrations suppression, attached mass reduction, and energy harvesting," *Smart structures and systems*, vol. 19, no. 6, pp. 665-678, 2017.
- [42] T.-C. Hung, G.-L. Lin, C.-C. Lin, Y. Liu, and L. Zuo, "Vibration Control of Seismic Structures Using Electromagnetic Multiple Tuned Mass Dampers with Rotary Transducers," in *The 2017 World Congress on Advances in Structural Engineering and Mechanics (ASEM17)*, Ilsan (Seoul), Korea, 2017.
- [43] Y. Luo, H. Sun, X. Wang, L. Zuo, and N. Chen, "Wind Induced Vibration Control and Energy Harvesting of Electromagnetic Resonant Shunt Tuned Mass-Damper-Inerter for Building Structures," *Shock and Vibration*, vol. 2017, 2017.
- [44] M. C. Smith, "Synthesis of mechanical networks: the inerter," *IEEE Transactions on Automatic Control*, vol. 47, no. 10, pp. 1648-1662, 2002.
- [45] M. C. Smith and F.-C. Wang, "Performance Benefits in Passive Vehicle Suspensions Employing Inerters," *Vehicle System Dynamics*, vol. 42, no. 4, pp. 235-257, 2004.
- [46] F.-C. Wang, C.-H. Yu, M.-L. Chang, and M. Hsu, "The Performance Improvements of Train Suspension Systems with Inerters," in *Proceedings of the IEEE Conference on Decision and Control*, 2006, pp. 1472-1477.



- [47] M. Hsu, "The realisations of Inerter concept and the application to building suspension," M.S. thesis, Department of Mechanical Engineering, National Taiwan University, 2005.
- [48] C.-H. Lee, "Applications of Inerter Networks for Vibration Suppression of Milling Machine Tools," M.S. thesis, Department of Mechanical Engineering, National Taiwan University, 2017.
- [49] F.-C. Wang and W.-J. Su, "Impact of inerter nonlinearities on vehicle suspension control," *Vehicle system dynamics*, vol. 46, no. 7, pp. 575-595, 2008.
- [50] F. C. Wang, M. F. Hong, and T. C. Lin, "Designing and testing a hydraulic inerter," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, vol. 225, no. 1, pp. 66-72, 2010.
- [51] F.-C. Wang and H.-A. Chan, "Mechatronic suspension design and its applications to vehicle suspension control," in *Proceedings of the IEEE Conference on Decision and Control*, 2008, pp. 3769-3774.
- [52] H.-J. Chen, W.-J. Su, and F.-C. Wang, "Modeling and analyses of a connected multi-car train system employing the inerter," *Advances in Mechanical Engineering*, vol. 9, no. 8, p. 1687814017701703, 2017.
- [53] S. Priya and D. J. Inman, *Energy harvesting technologies*. Springer, 2009.
- [54] J. E. Shigley, *Shigley's mechanical engineering design*. Tata McGraw-Hill Education, 2011.
- [55] H.-A. Chan, "The Design and Application of the Mechatronic Suspension Systems," M.S. thesis, Department of Mechanical Engineering, National Taiwan University, 2008.
- [56] (June 15). *Taipei 101 TMD* [Online]. Available: <https://www.taipei-101.com.tw/observatory-damper.aspx>
- [57] C.-Y. Chen, "Earthquake Vibration Suppression for Buildings with Inerter Networks," M.S. thesis, Department of Mechanical Engineering, National Taiwan University, 2015.
- [58] (June 1). *PEER Ground Motion Database* [Online]. Available: <https://ngawest2.berkeley.edu/>
- [59] (June 22). 建築物耐風設計規範及解說 [Online]. Available: <https://www.cpami.gov.tw/%E6%9C%80%E6%96%B0%E8%A8%8A%E6%81%AF%E8%A9%B3%E7%B4%B0%E8%B3%87%E6%96%99/1448-%E5%BB%BA%E7%AF%89%E7%89%A9%E8%80%90%E9%A2%A8%E8%A8%AD%E8%A8%88%E8%A6%8F%E7%AF%84%E5%8F%8A%E8%A7%A3%E8%AA%AA.html>
- [60] J. C. Kaimal and J. J. Finnigan, *Atmospheric boundary layer flows: their structure*



- and measurement*. Oxford university press, 1994.
- [61] E. Cheynet. (June 22). *Wind field simulation* [Online]. Available: <https://www.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/50041-wind-field-simulation>
- [62] M. Shinozuka, "Monte Carlo solution of structural dynamics," *Computers & Structures*, vol. 2, no. 5-6, pp. 855-874, 1972.
- [63] G. Deodatis, "Simulation of ergodic multivariate stochastic processes," *Journal of engineering mechanics*, vol. 122, no. 8, pp. 778-787, 1996.