

國立交通大學

工學院精密與自動化工程學程

碩士論文

電動輪椅/代步車動力組件性能測試與改良

The Function Test and Improvement of the
Driving Module on Power Wheelchair /
Scooter

The logo of National Central University (NCU) is a circular emblem with a gear-like outer border. Inside the circle, there is a stylized building or mountain shape, and the year '1896' is inscribed at the bottom.

研究生：何少朋

指導教授：鄭璧瑩 博士

中華民國九十八年七月

電動輪椅/代步車動力組件性能測試與改良
The Function Test and Improvement of the
Driving Module on Power Wheelchair /
Scooter

研究生：何少朋

Student : Shao-Peng Ho

指導教授：鄭璧瑩 博士

Advisor : Dr. Pi-Ying Cheng

國立交通大學

工學院精密與自動化工程學程



Submitted to Degree Program of Automation and Precision Engineering
College of Engineering
National Chiao Tung University
in Partial Fulfillment of the Requirements
for the Degree of
Master of Science
in
Automation and Precision Engineering
July 2009
Hsinchu, Taiwan, Republic of China

中華民國九十八年七月

電動輪椅/代步車動力組件性能測試與改良

學生：何少朋 指導教授：鄭璧瑩 博士

國立交通大學 工學院精密與自動化工程學程

摘要

本論文研究主要針對影響電動輪椅/代步車性能的動力組件改善為主。影響電動輪椅/代步車跨階梯性能的主要參數為，承載重量、驅動輪扭力、車輪直徑、車輪與地面的磨擦係數、重心位置、避震器彈簧係數k值及機械結構等。所以，我們選擇其中的影響參數之一「驅動輪扭力」，也就是針對動力組件性能的改善著手進行。

在人口老化的趨勢下，歐美國家對人權尊嚴的重視高漲，對老年人與殘障人士的照護，逐漸從純醫療走向注重病人與生活環境的關係，擴大電動輪椅/代步車的潛在市場。台灣生產製造的電動輪椅/代步車是美國最主要的進口來源國家。2006年開始，美國政府為限制大量的電動輪椅/代步車進入美國市場，以提高車輛跨越階梯為由，擬訂進口商的補助規則(SADMERC)。亦即電動輪椅或電動代步車跨越階梯越高，補助金額越高，嚴重影響國內傳統代步車與電動輪椅的市場銷售競爭力。

因此，本論文即針對研究電動輪椅/代步車驅動輪扭力改善對跨階梯性能的影響進行探討，先以電動代步車為實驗對象，以實驗機主

要動力的8M直流有刷馬達為實驗項目，藉由自行修改設備組件的耐久測試機(Two Drum Test)進行8M馬達在電流與轉速、電流與抗扭矩上等各方面效能的表現與分析，並與一般所熟悉的永磁式直流有刷馬達特性相比較。以確定運用8M馬達，提供控制器設計使用的效益，提高電動輪椅或電動代步車跨越階梯的能力。此外，本研究也採用有限元素法做為田口法中設計參數座椅強度的評估工具，輔助最佳系統設計組件組合的裝置選配，提高電動代步車等的設計效益及市場競爭力。

由本研究的成果，可以提供設計電動輪椅或電動代步車時的基本參考資料，有助電動輪椅或電動代步車製造廠，在新產品設計之規劃，能夠直接導入此設計概念，進而使企業降低產品開發成本，與減少設計驗證時間。



The Function Test and Improvement of the Driving Module on Power Wheelchair / Scooter

Student: Shao-Peng Ho

Advisor: Dr. Pi-Ying Cheng

M.S. Program of Automation and Precision Engineering
College of Engineering
National Chiao Tung University

Abstract

The study focus on the component optimal design an experimental device reconstruction for the parameter identification and function improvement of the driving module of the power Wheelchair/Scooter. There are several critical parameters of the driving module ,such as driving torque , wheel diameter etc. Since that the getting more serious policy issued by SADMERC about the step level of climbing function for the import Wheelchair/Scooter. The performance of the motor`s driving torque which is function of electrical current , angular velocity etc., is most concerned in the study. For identifying the parameters relating to the dynamic performance of the driving motor , we reorganized the function of Two Drum Tester to be able to measure and investigate the characteristic curves of rerated parameters. Many of the characteristic curves and data provide practical and valuable information helping the motor and controller design group to redefine the more reasonable and economical operating data. The characteristic data and curves generated

from the experimental projects of this study have successfully helped export-based wheelchair manufacturer to create or enlarge the commercial market share.

The Taguchi method was applied in the study for arranging and planning the experimental processes and preparing for critical parameters identification. The FEA software “ANSYS” was also adopted for analyzing the stress distribution of new designed seat plate model. And thus, the seat plate with less weight and higher strength can be developed. Both of the adopted methods play a big assistance for the evacuation of improving project for a more competitive product of Wheelchair/Scooter with the better combination of the driving module and components. The proposed method and experimental device can be transformed to be applied for the other related design model.

Keyword: power Wheelchair/Scooter, driving torque, parameter identification, Taguchi method

誌 謝

首先，感謝指導教授 鄭璧瑩教授，對於學生諄諄教導與耐心指導，使學生在碩士班求學的過程中能順利的完成學業。感謝教授對於學生的實驗規劃，以及研究方向給予正確的建議，並給學生實驗所需之幫助與聯繫，使得在實驗設備與學習幫助方面不虞匱乏。而且，在做人處世上，也給予學生許多的引導，使學生得到很多的人生經驗與生活上的智慧。

在這四年的時間中，感謝建德、瑞得、耀琮、志榮及光耀等同學的幫助，感謝你們在生活以及實驗上給我的協助。也感謝在電腦整合設計與製造(CIDM)實驗室一起作實驗的學弟們，總是能在我緊急時刻，提供充足的人力支援。

另外，感謝伍氏科技(股)公司的高層主管們，全力且無條件地提供實驗的設備與零件，讓實驗能順利且快速的完成。最後，要感謝我的家人，求學的過程你們總是絕對地支持我和贊成我的想法，適時的給我鼓勵為我打氣，僅將這份論文獻給你們，謝謝你們！

少朋 謹識

2009. 07

目錄

中文摘要	i
英文摘要	iii
誌謝	v
目錄	vi
表目錄	viii
圖目錄	ix
符號說明	xii
一、	緒論與文獻回顧.....	1
1.1	緒論.....	1
1.2	文獻回顧.....	3
1.2.1	電動輪椅與電動代步車簡介.....	3
1.2.2	電動輪椅與電動代步車測試.....	4
二、	基礎理論.....	10
2.1	田口實驗設計法.....	10
2.2	電動機基本原理.....	11
2.2.1	扭矩與功率.....	11
2.2.2	磁場之產生.....	13
2.2.3	安培定律.....	14
2.2.4	磁電路.....	17
2.2.5	扭矩方程式.....	22
2.3	耐久測試(Two Drum Test)基本原理.....	24
2.4	墜落測試(Drop Test)基本原理.....	26
2.5	摩擦力基本原理.....	27
2.6	有限元素法的基本原理.....	29
三、	電動代步車動力模組的測試系統規劃與建立.....	31
3.1	實驗簡介.....	31
3.1.1	電動代步車驅動馬達扭矩測試的實驗簡介.....	31
3.1.2	電動代步車動力模組測試的實驗簡介.....	31
3.2	實驗流程.....	32
3.2.1	電動代步車驅動馬達扭矩測試的實驗流程.....	32
3.2.2	電動代步車動力模組測試的實驗流程.....	33
3.3	實驗方法.....	34
3.3.1	電動代步車驅動馬達扭矩測試的實驗方法.....	34
3.3.2	電動代步車動力模組測試的實驗方法.....	38
3.4	實驗規劃與結果.....	44
3.4.1	電動代步車驅動馬達扭矩測試的初步結論.....	44
3.4.2	電動代步車動力模組測試的初步結論.....	62
四、	電動代步車座椅底板的設計改良.....	65

4.1	電動代步車座管的分析.....	66
4.1.1	電動代步車座管的分析說明.....	66
4.1.2	電動代步車座管的分析定義.....	67
4.1.3	電動代步車座管分析的幾何圖形繪製.....	68
4.1.4	電動代步車座管分析的結果.....	69
4.2	電動代步車座椅底板的設計.....	73
4.2.1	電動代步車座椅底板的設計簡介.....	73
4.2.2	電動代步車座椅底板的設計流程.....	74
4.2.3	電動代步車座椅底板的設計方法.....	75
4.2.4	電動代步車座椅底板的設計模擬.....	77
4.2.5	電動代步車座椅底板設計的初步結論.....	80
五、	結論.....	86
5.1	本論文的成果.....	86
5.2	本論文未來可以延續的方向.....	88
參考文獻	89



表目錄

表 1	耐久測試(Two Drum Test)的國際規範	4
表 2	墜落測試(Drop Test)的國際規範	7
表 3	牛頓定律	13
表 4	電動代步車扭力與耐久測試機實驗規劃表	36
表 5	馬達規格	38
表 6	變速箱規格	38
表 7	輪胎規格	39
表 8	座椅底板規格	39
表 9	馬達最大輸出扭矩時的電流	40
表 10	$L_{16}(4^5)$ 因子與水準的實驗規劃	41
表 11	標準的 $L_{16}(4^5)$ 直交表	42
表 12	詳細實驗規劃的 $L_{16}(4^5)$ 直交表	43
表 13	8M 馬達扭矩測試的規劃項目	44
表 14	$L_{16}(4^5)$ 直交表的實驗數據	62
表 15	$L_{16}(4^5)$ 直交表的實驗數據(部分)	64
表 16	座管設計的材料限制	66
表 17	座管設計的材料	66
表 18	8 種座管模型於 ANSYS 求解後的最大位移與最大應力值表	71
表 19	8 種座管模型於 ANSYS 求解後的最大位移與最大應力值表	72
表 20	新、舊設計的座椅底板承受正向力後的強度比較表	81
表 21	新、舊設計的座椅底板的重量比較表	83
表 22	新、舊設計的座椅底板承受彎矩的強度比較表	84
表 23	新、舊設計的座椅底板承受彎矩的強度比較表(部分)	85

圖目錄

圖 1	電動輪椅	3
圖 2	電動代步車	3
圖 3	耐久測試(Two Drum Test)的裝設簡圖	5
圖 4	耐久測試(Two Drum Test)機台的結構	6
圖 5	耐久測試(Two Drum Test)機台實際測試的情況	7
圖 6	墜落測試(Drop Test)機台的結構	9
圖 7	墜落測試(Drop Test)機台實際測試的情況	9
圖 8	扭矩(torque)、功(work)與功率(power)	12
圖 9	一個線圈環繞的鐵心	14
圖 10	(a) 電路 (electric circuit) (b) 磁路 (magnetic circuit)	17
圖 11	決定磁動勢(<i>mmf</i>)在磁路中之極性	18
圖 12	直流馬達的分解圖	18
圖 13	直流馬達的基本工作原理	19
圖 14	實際量測得到的直流馬達氣隙磁密度分佈圖	19
圖 15	永磁式直流馬達的扭矩轉速曲線	20
圖 16	並激式與永磁式直流馬達的比較	20
圖 17	磁場線圈不同繞線式直流馬達扭矩轉速曲線的比較	21
圖 18	馬達負載的等效結構圖與扭矩方程式	23
圖 19	有限元素分析軟體 ANSYS	30
圖 20	有限元素分析軟體 ANSYS	30
圖 21	有限元素分析軟體 COSMOS	30
圖 22	有限元素分析軟體 COSMOS	30
圖 23	8M 馬達扭矩測試實驗流程圖	32
圖 24	動力模組測試實驗流程圖	33
圖 25	電動代步車用 8M 馬達	35
圖 26	電動代步車用 26:1 變速箱	35
圖 27	電動代步車架設在耐久測試機上	35
圖 28	耐久測試機上的電磁煞車	35
圖 29	耐久測試機的控制電腦	35
圖 30	電動代步車的動力組件	35
圖 31	電動代步車動力系統的測試設定	37
圖 32	電動代步車動力系統的測試設定	37
圖 33	測試車的重心位置設定	39
圖 34	實驗車	40

圖目錄

圖 35	實驗用變速箱	40
圖 36	實驗用馬達	40
圖 37	實驗用輪胎	40
圖 38	5 米速度測試區	41
圖 39	10 米斜坡測試區	41
圖 40	實驗一的測試機台圖表	45
圖 41	實驗一數據檔所繪製的圖表	45
圖 42	實驗二的測試機台圖表	46
圖 43	實驗二數據檔所繪製的圖表	46
圖 44	實驗三的測試機台圖表	47
圖 45	實驗三數據檔所繪製的圖表	47
圖 46	實驗四的測試機台圖表	48
圖 47	實驗四數據檔所繪製的圖表	48
圖 48	實驗五的測試機台圖表	49
圖 49	實驗五數據檔所繪製的圖表	49
圖 50	實驗六的測試機台圖表	50
圖 51	實驗六數據檔所繪製的圖表	50
圖 52	實驗七的測試機台圖表	51
圖 53	實驗七數據檔所繪製的圖表	51
圖 54	實驗八的測試機台圖表	52
圖 55	實驗八數據檔所繪製的圖表	52
圖 56	實驗九的測試機台圖表	53
圖 57	實驗九數據檔所繪製的圖表	53
圖 58	實驗十的測試機台圖表	54
圖 59	實驗十數據檔所繪製的圖表	54
圖 60	實驗十一的測試機台圖表	55
圖 61	實驗十一數據檔所繪製的圖表	55
圖 62	實驗十二的測試機台圖表	56
圖 63	實驗十二數據檔所繪製的圖表	56
圖 64	實驗一與實驗二的比較圖	57
圖 65	實驗三、實驗四、實驗五與實驗六的比較圖	58
圖 66	實驗七、實驗八與實驗九的比較圖	59
圖 67	實驗十、實驗十一及實驗十二的比較圖	60
圖 68	四輪電動代步車	65
圖 69	電動代步車的墜落測試	65

圖目錄

圖 70	電動代步車車架結構	65
圖 71	電動代步車車架龍骨與座管處結構	65
圖 72	圓形座管的幾何模型	68
圖 73	方形座管的幾何模型	69
圖 74	座管分析的von-Mises stress 圖形	69
圖 75	電動代步車座管的 ANSYS 分析流程	70
圖 76	圓形座管左、右斜邊補強	72
圖 77	圓形座管的穿刺焊接	72
圖 78	座椅底板的設計流程圖	74
圖 79	舊設計 XL4 座椅底板(正面)	75
圖 80	舊設計 XL4 座椅底板(背面)	75
圖 81	舊設計 ML4 座椅底板(正面)	75
圖 82	舊設計 ML4 座椅底板(背面)	75
圖 83	新設計座椅底板(正面)	75
圖 84	新設計座椅底板(背面)	75
圖 85	舊設計座椅底板(XL4)剖視圖	76
圖 86	舊設計座椅底板(ML4)剖視圖	76
圖 87	新設計座椅底板剖視圖	76
圖 88	座椅底板承受 550LB(250kg)的正向力	77
圖 89	前後方向的彎矩(前壓,後拉)	78
圖 90	左右方向的彎矩(左壓,右拉)	78
圖 91	斜角方向的彎矩(左前、左後與右前壓,右後拉)	78
圖 92	座椅底板底部心軸固定	79
圖 93	前壓(68.751bx4點)後拉(68.751bx4點)	79
圖 94	左壓(68.751bx4點)右拉(68.751bx4點)	80
圖 95	左前、左後與右前壓(68.751bx6點)右後拉(68.751bx2點)	80

符號說明

T	扭矩(N·m)
F	施力之大小，單位為牛頓(Newton)
r	與此施力垂直之旋轉半徑長度
W	功(work)
θ	一扭矩施於一轉軸使其旋轉 θ 角
P	功率(power)
B	磁通密度(magnetic flux density) (Webers/ m^2 , tesla)
μ	導磁率(magnetic permeability of material) (Henrys/meter)
H	磁場強度(magnetic field intensity) (Ampere-turns/meter)
I	電流，單位 A(安培)
V	電壓，單位伏特
J	與負載反映在馬達軸心上的旋轉慣量(Kg· m^2)
m 、 ω	馬達軸心的旋轉角速度(rad/sec)



第一章 緒論與文獻回顧

1.1 緒論

在人口老化的趨勢下，歐美國家對人權尊嚴的重視高漲，對老年人與殘障人士的照護逐漸從純醫療走向注重病人與生活環境的關係，擴大電動代步車、電動輪椅的潛在市場。台灣生產製造的電動代步車、電動輪椅在全球市場上已佔有一席之地，是歐盟及美國最主要的進口來源國家。

台灣的醫療行動輔具產業為一外銷導向產業，以優於中國大陸與南韓的產製水準，使得台灣成為歐美大廠最主要的 OEM 與 ODM 合作對象，部份研發能力強的廠商則以自有品牌行銷全世界。台灣的電動輪椅與電動代步車業向來為全球重要供應中心，機動失能人士用車已連續多年是台灣第一大出口醫療器材產品。據估計全世界目前醫療用電動代步車市場規模約四十萬輛，其中有六〇%的醫療用電動代步車都是由台灣出口〔1〕。

台灣電動代步車與電動輪椅出口量自1999年起快速成長，2003年總出口30萬輛，佔全球市場四成以上，以美國為第一大出口國。美國是全球最大輪椅市場，也是電動代步車銷售量最大的國家，年需求量超過20萬台。隨著進入廠商的增加、產量提高、產品平均單降低，美國電動代步車已進入早期成熟期，預期未來銷售值仍將持續成長。

不過美國電動代步車市場的成長受到政府醫療補助制度的限制。依照現行制度，由醫師指定購買醫療行動輔具，可獲得最高80%的購買補助金，但醫療單位傾向將電動代步車認定為休閒產品，因此指定病人購買電動輪椅，壓縮了電動代步車的市場。此外，不論電動輪椅或電動代步車，申請補助者多為弱勢團體，近來美國政府對補助申請從嚴審理，亦直接影響該市場的發展。

2006年開始，美國政府為限制大量的電動輪椅與電動代步車進入美國市場，以提高車輛跨越階梯為由，擬訂進口商的補助規則(SADMERC)〔2〕。亦即電動輪椅或電動代步車跨越階梯越高，補助金額越高。於是，欲進口到美國的各電動輪椅或電動代步車製造廠，都依據補助規則(SADMERC)提高產品的跨越階梯的能力，以符合進入美國市場的要求。

本論文將由電動代步車的動力源-直流有刷馬達，著手進行研究與探討。深入了解馬達特性，例如電壓、電流、轉速、扭矩、功率與效率之間的關係和變化。

接著，由承載重量、驅動輪扭力、車輪直徑、車輪與地面的磨擦係數、重心位置、避震器 k 值及機械結構等因子，尋找出最佳的參數搭配以改善電動輪椅或電動代步車跨越階梯的能力。



1.2 文獻回顧

1.2.1 電動輪椅與電動代步車簡介

電動輪椅即輪椅以電動機(馬達)做為動力源，配備有搖桿控制器、兩個 12V 鉛酸電池(或是鋰電池)、電動缸(驅動座椅的升降或者傾仰，甚至讓使用者站立)等。電動輪椅外觀上有四輪形式和六輪形式，時速限制約 16km/hr 以內，載重最重達 295kg(650lb)，使用者多為行動不便人士或身障人士，如圖 1 所示。電動輪椅的使用區域有室內也有室外，六輪形式的電動輪椅是為室內使用所設計，因其迴轉半徑小。電動輪椅不單以輪胎為設計，也有履帶形式以因應爬越階梯或野外使用。

電動代步車主要為代步使用，不一定為行動不便的身障人士所使用。電動代步車也是以電動機(馬達)做為動力源，配備有控制器、兩個 12V 鉛酸電池(或是鋰電池)、電動缸(座椅的升降)等。外觀上有三輪形式、四輪形式和五輪形式，時速限制約 20km/hr 以內，載重最重達 227kg(500lb)，使用者有中、老年人或者行動不便的人，如圖 2 所示。



圖 1 電動輪椅

資料來源：伍氏科技(股)公司



圖 2 電動代步車

資料來源：伍氏科技(股)公司

1.2.2 電動輪椅與電動代步車測試

耐久測試(Two Drum Test，如圖 3) [3]，為測試車輛行駛長時間、長距離而設計的機台。可以模擬車輛行駛於光滑平坦、崎嶇不平的道路、陡坡或長陡坡的路況。耐久測試最主要是驗證，機械結構(把手、車架、座椅架、轉向系統、變速箱)及電氣元件(控制器、配線、馬達、電動缸、燈具)或這兩大類之間的交互影響。

耐久測試(Two Drum Test)依循的國際規範如表 1 所示：

表 1 耐久測試(Two Drum Test)的國際規範

項次	耐久測試(Two Drum Test)依循的國際規範
1	ISO 7176-8 Sec. 10. 4
2	DIN ISO 7176-8 Sec. 10. 4
3	AS3696. 8 Sec. 10. 4
4	EN12184 Sec. 8
5	BS12184 Sec. 8
6	ANSI WC Vo11 Sec. 8

耐久測試(Two Drum Test)的測試條件：

- (1.) 測試機滾輪的速度為 1 ± 0.1 r/s。
- (2.) 測試機滾輪的總轉數 200,000 轉，若製造者要求大於 200,000 轉，則依製造者要求測試之。
- (3.) 滾輪上裝置跳塊。
- (4.) 裝置適當的假人(dummy)。

耐久測試(Two Drum Test)的判定標準：

- (1.) 零件不得有任何可見之裂痕或破裂產生。

- (2.) 所有的螺絲、螺帽、螺栓、固定銷或調整零件等，不得有分離或鬆動的情況發生。
- (3.) 不得有電氣接頭鬆脫或失效。
- (4.) 所有功能均能依製造者所述正常操作。
- (5.) 所有電力操控系統均能正常操作。
- (6.) 不得有零組件產生變形、自由作動或喪失調整功能。

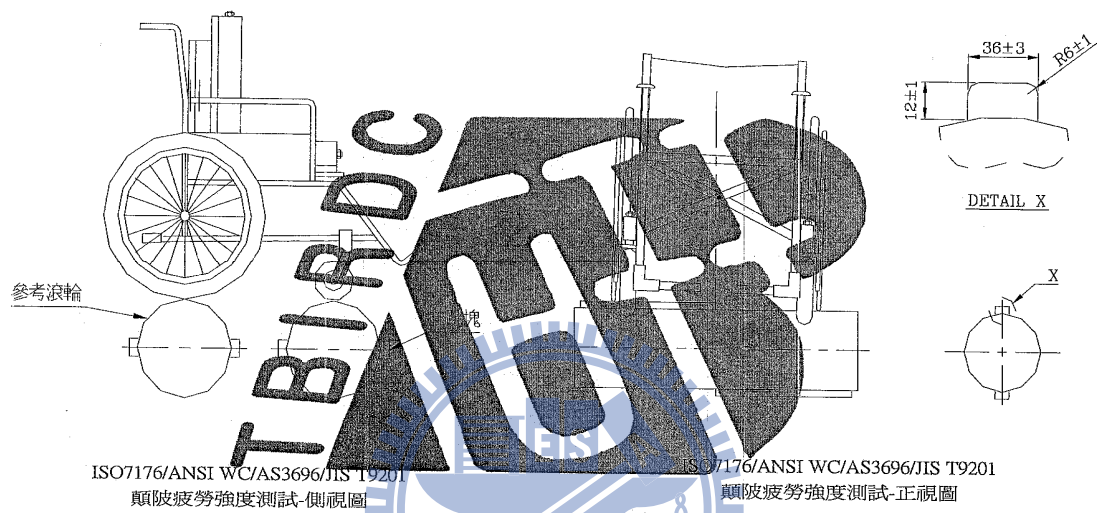


圖 3 耐久測試(Two Drum Test)的裝設簡圖

註：TBIRD：台灣財團法人自行車暨健康科技工業研究發展中心

基本原理是由機台提供一個抗扭矩，抗扭矩（0~1100 kg-cm）通常以電磁煞車為主，另以測試假人的重量(100~250 kg)為輔，如圖 3 所示。由車輛的驅動輪帶動耐久測試機的滾輪，此滾輪的軸端即連接電磁煞車，此電磁煞車的抗扭矩可由測試人員透過耐久測試機電腦輸入。

如何得知我們設定的抗扭矩值是否正確？一般車輛在上耐久測試(Two Drum Test)之前，都會先實施道路實測。例如先測試車輛載重 115 kg 重的人，行駛於 0 度坡(平地)，以電錶量測馬達電流為 12A(安培)；行駛於 8 度坡(斜坡)，以電錶量測馬達電流為 30A(安培)。我們即以 0°坡 12A(安培)/ 8°坡 30A(安培)，為設定耐久測試的抗扭矩值標準。

耐久測試機台電腦內含套裝軟體，可以設定、讀取與記錄測試資料，包括車輛速度、車輪轉速、馬達輸出功率、效率、電流、電壓及扭矩等資料。耐久測試(Two Drum Test)機台的結構如圖 4 所示，耐久測試(Two Drum Test)機台實際測試的情況如圖 5 所示。

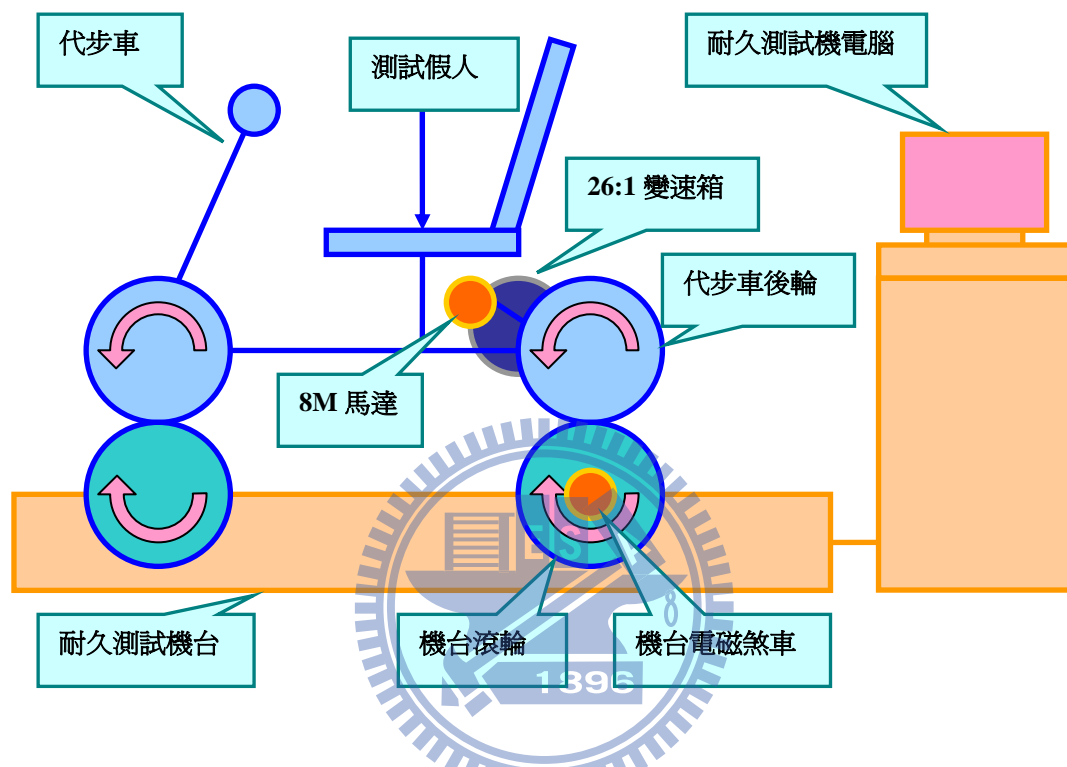


圖 4 耐久測試(Two Drum Test)機台的結構



圖 5 耐久測試(Two Drum Test)機台實際測試的情況

墜落測試(Drop Test) [4]，為測試車輛承受，由一定高度且連續墜落到地面而設計的機台。墜落測試(Drop Test)最主要是驗證，機械結構(把手、車架、座椅架、轉向系統、變速箱)的可靠度。例如，鋁輪圈強度、傳動軸的剛性、碳鋼車架的焊接強度及整體結構強度的配置。

墜落測試(Drop Test)依循的國際規範如表 2 所示：

表 2 墜落測試(Drop Test)的國際規範

項次	墜落測試(Drop Test)依循的國際規範
1	ISO 7176-8 Sec.10.5
2	DIN ISO 7176-8 Sec.10.5
3	AS3696.8 Sec.10.5
4	EN12184 Sec.8
5	BS12184 Sec.8
6	ANSI WC Vo11 Sec.8

墜落測試(Drop Test)的測試條件：

- (1.) 將被測車輛舉高 $50\pm 5\text{mm}$ ，呈水平與靜止後落下。
- (2.) 測試期間，被測車輛的車輪需要轉動，避免每次受力點都相同。
- (3.) 總共摔落 6666 次，若製造者要求大於 6666 次，則依製造者要求測試之。
- (4.) 裝置適當的假人(dummy)。

墜落測試(Drop Test)的判定標準：

- (1.) 零件不得有任何可見之裂痕或破裂產生。
- (2.) 所有的螺絲、螺帽、螺栓、固定銷或調整零件等，不得有分離或鬆動的情況發生。
- (3.) 不得有電氣接頭鬆脫或失效。
- (4.) 所有功能均能依製造者所述正常操作。
- (5.) 所有電力操控系統均能正常操作。
- (6.) 不得有零組件產生變形、自由作動或喪失調整功能。

墜落測試(Drop Test)機台的結構如圖 6 所示，墜落測試(Drop Test)機台實際測試的情況如圖 7 所示。

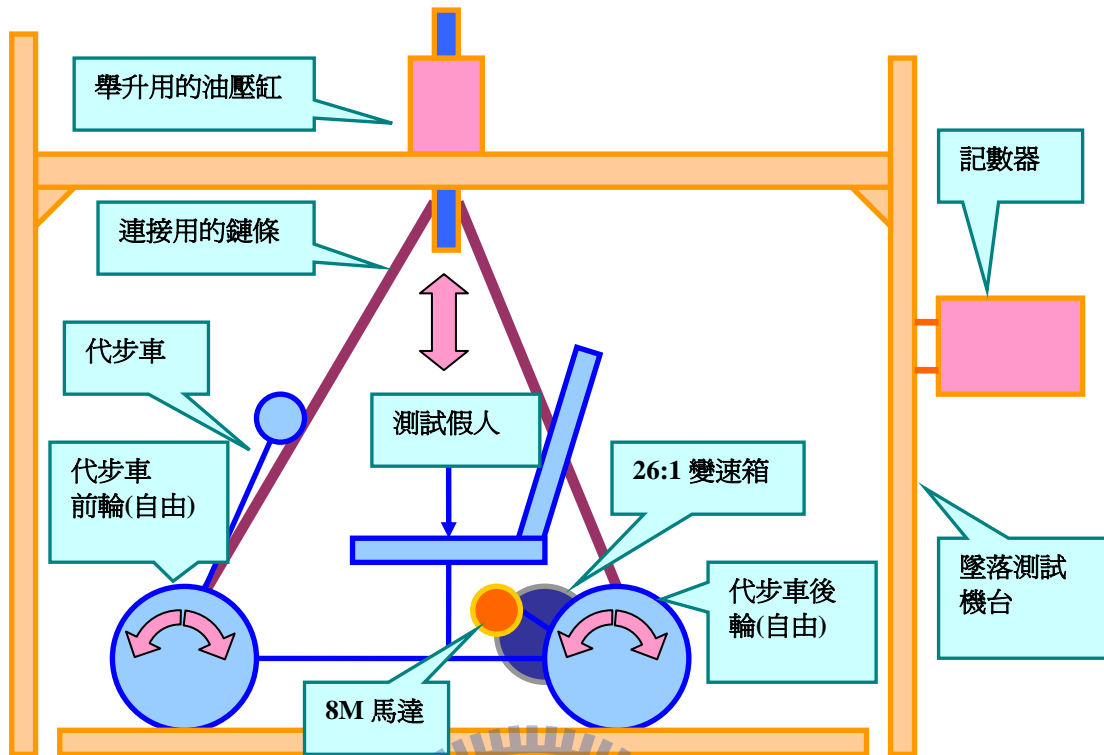


圖 6 墜落測試(Drop Test)機台的結構



圖 7 墜落測試(Drop Test)機台實際測試的情況

第二章 基礎理論

2.1 田口實驗設計法

隨著科技的發展，對產品性能的要求越來越高，如何尋求高品質及快速的生產技術，以符合最佳設計與經濟效益。因此，各種新技術陸續被開發，其中一種「製程設計最佳化技術」亦即穩健設計的品質工程(Quality Engineering of Robust Design)是一種以源頭製程為導向的工程與管理方式的設計技術，在工業先進國家許多產業之產品設計與研發上，一直擔任重要角色。田口實驗法由田口玄一(Genichi Taguchi)所提倡，其基本方法是實驗設計(Experimental Design)，屬於統計的應用，結合統計與工程而成為一種工程分析工具，應用於工程或設計能力的提昇。因此，能花費極少成本而達到改善產品的品質技術。

「製程設計最佳化技術」利用直交表，以少數實驗來研究眾多的決策變數，同時以信號雜訊比(Signal-To-Noise Ratio, S/N Ratio)為一品質指標，來預測產品品質性能和成本，符合經濟效益並能兼顧製造者與消費者雙方權益。

「製程設計最佳化技術」或稱「田口實驗設計法」的中心目標是應用統計方法與工程技術，探討影響製程應變數的關鍵變數(因子)及其水準。以最少的實驗次數，兼具整個實驗的代表性，可決定製程的最佳組合因子與水準。

另外，也提出直交表與點線圖，來設計有效率的實驗設計和分析；回應表與回應圖則顯示各因素的效果強弱，來決定最佳製造組合的因素與水準。穩健性(Robustness)則強調回應圖，降低外在干擾因素對產品製程應變數的影響至最低。

2.2 電動機基本原理

直流馬達(direct current, DC motor)可說是最早發明，能將電力轉換為機械功率的電動機，它可追溯到 Michael Faraday 所發明的碟型馬達。法拉第(Faraday)的原始設計其後經由迅速的改良，到了 1880 年代已成為主要的電力機械能轉換裝置，但之後由於交流電的發展，而發明了感應馬達與同步馬達，直流馬達的重要性亦隨之降低。直到約 1960 年，由於 SCR 的發明、磁鐵材料、碳刷、絕緣材料的改良，以及變速控制的需求日益增加，再加上工業自動化的發展，直流馬達驅動系統再次得到了發展的契機，到了 1980 年直流伺服驅動系統成為自動化工業與精密加工的關鍵技術。

2.2.1 扭矩與功率

電動機之主要功能，即在於能夠在電能(electrical power)與機械能(mechanical power)之間藉由電磁轉換而進行能量轉換，馬達將電能轉換為機械能，而發電機則將機械能轉換為電能，要瞭解電動機的工作原理，首先要瞭解扭矩與功率。

將力施於一可旋轉之連桿，則此連桿將會旋轉，扭矩即為造成此一旋轉運動之力，定義為：

$$T = F \cdot \gamma \quad (1)$$

其中 F 為施力之大小，單位為牛頓(Newton)， γ 為與此施力垂直之旋轉半徑長度，單位為米(m)，此定義可參考圖 8 與表 3。

在旋轉運動中所定義之功(work)為一扭矩施於一轉軸使其旋轉 θ 角，定義為：

$$W = T \cdot \theta \quad (2)$$

功率(power)則為單位時間內功的變化，定義為

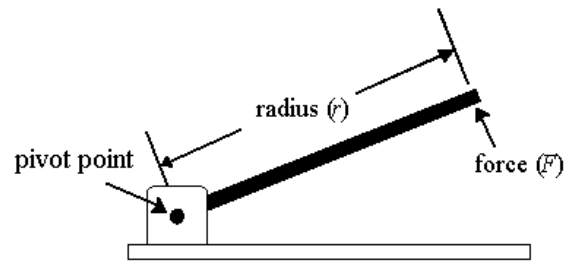
$$P = \frac{dW}{dt} = \frac{d}{dt}(T \cdot \theta) = T \cdot \omega \quad (3)$$

如果扭矩固定不變，則 $P = T \cdot \omega$ 。

- Torque ($N \cdot m$)

$$T = F \cdot r \quad [Nm; N, m]$$

Applying a force F to a lever with radius r will produce a torque to $F \cdot r$ at the pivot point.



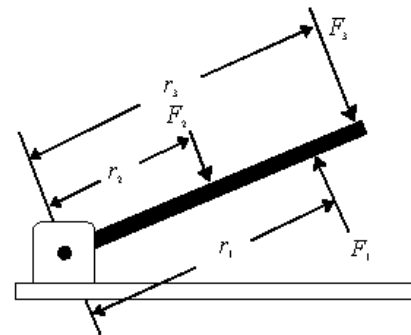
$$T = \Sigma(F_i \cdot r_i)$$

$$= F_1 r_1 - F_2 r_2 - F_3 r_3$$

- Work (Joule)

$$W = T \cdot \theta \quad [\text{Joule}; \text{Nm, rad}]$$

Work is defined as a torque acting through a given angular displacement.



- Power (Watt)

$$P = \frac{W}{t} = \frac{T \cdot \theta}{t} = T \cdot \omega \quad [\text{Watt}; \text{Nm, rad/sec}]$$

Power is defined as work done in a given time.

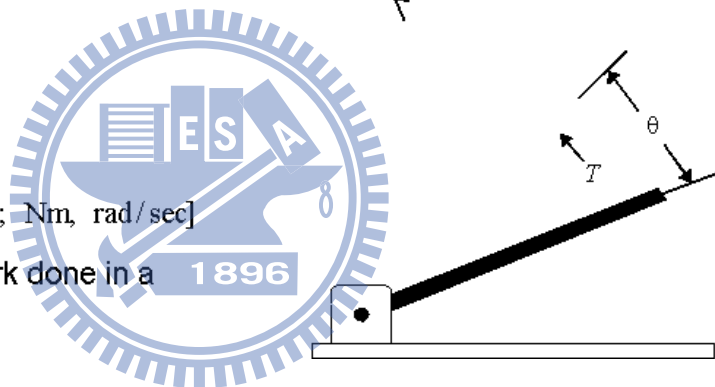
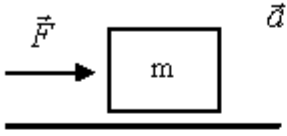
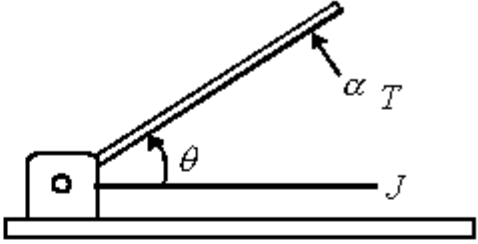


圖 8 扭矩(torque)、功(work)與功率(power)

牛頓定律(Newton's Law)

表 3 牛頓定律

線性運動	旋轉運動
 <p> m : 質量 a : 加速度 F : 力(force) </p>	 <p> J : 慣量 α : 角加速度 T : 扭矩(torque) </p>
力(force) $F = m \cdot a$	扭矩(torque) $T = J \cdot \alpha$
功(work) $W = \int F \cdot dy$ y : 移動之距離	功(work) $W = \int T d\theta$ θ : 移動之距離
功率(power) $P = \frac{dW}{dt} = \frac{d}{dt}(Fy)$ 如果 F 為定值 $P = F \frac{dy}{dt} = Fv$	功率(power) $P = \frac{dW}{dt} = \frac{d}{dt}(T\theta)$ 如果 T 為定值 $P = T \frac{d\theta}{dt} = T\omega$
<p> 1 watt = 1 Joule/sec 1 horse power (HP) \approx 746 watts </p>	

2.2.2 磁場之產生

在變壓器、馬達與發電機的運作過程中，能量常由一種型式轉換為另一種型式，這種轉換過程的基本機制即在於電磁場(electro-mechanical field)。因此要瞭解電動機的工作原理，即要明瞭磁場產生的方式，磁場的產生可歸納為下列幾種方式：一根載有電流的導體會在其周圍將形成磁場，電場的變化在適當的情

況下將造成感應的磁場，反之亦然，因而在電磁的交互作用中達到能量轉換的目的。一個變化的磁場在其切割的線圈上將產生感應電壓，這是變壓器的基本工作原理。一根載有電流的導線如置於磁場中，則將感應一力施於其上，這是馬達運轉的基本原理。一根在磁場中移動的導線則將在導線上產生感應電壓，這是發電機運轉的基本原理。因此藉由電場與磁場的交互作用，電能與機械能可以互相轉換，以下將說明其相關的物理定律。

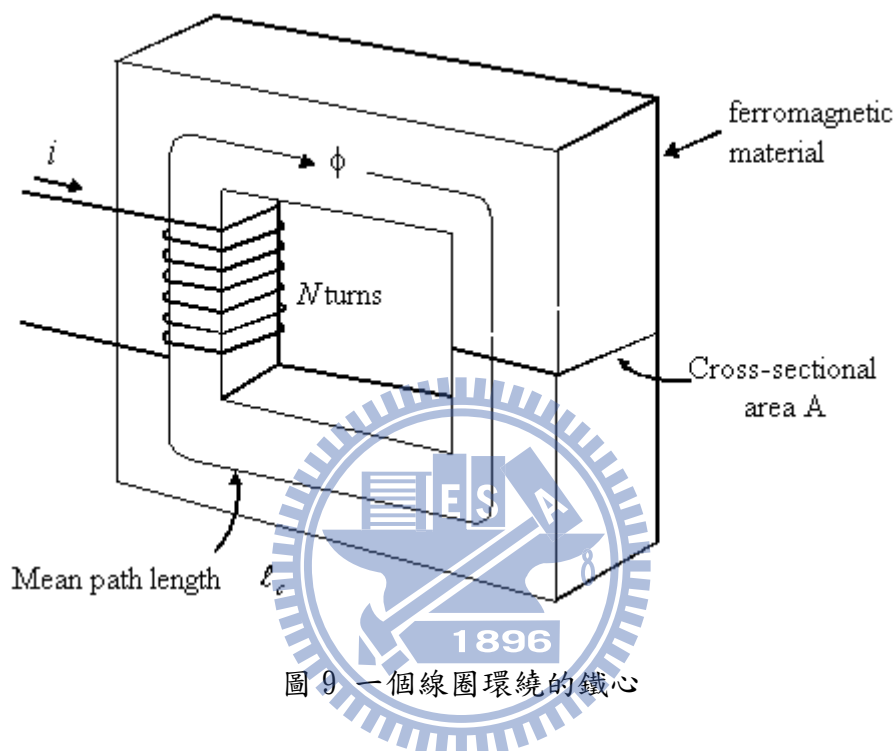


圖 9 一個線圈環繞的鐵心

2.2.3 安培定律

$$\oint H = dI = I_{net} \quad (4)$$

載有電流的導線會在其周圍形成磁場，其關係即為(4)所示的安培定律，其中 H 為由淨電流 I_{net} 所造成的磁場強度(magnetic field intensity)，單位為 ampere-turns/meter。我們可以圖 9 一個繞有線圈的方形鐵心為例來說明安培定律，此鐵心由導磁性材料(ferromagnetic material)所構成，假設線圈電流所造成的磁場(磁力線)均留在鐵心之內，則安培定律內之路徑迴旋積分即為環狀鐵心的平均長度 l_c ，通過磁場積分迴路之淨電流 I_{net} 為 $N \cdot i$ ，則由安培定律可知

$$N \cdot I_c = N \cdot i \quad (5)$$

其中 H 為磁場強度向量 H 的大小，由此可計算出 H 為

$$H = \frac{N \cdot i}{l_c} \quad (6)$$

由上式可知，磁場強度與線圈電流與圈數成正比，但與磁路的長度成反比，因此鐵心愈大，其平均磁路長度愈大，則磁場強度就愈小。磁場強度 H 可視為造成磁場的原動力，在鐵心內磁力線的多寡也就是磁通量(magnetic field flux)，則與鐵心的材料有關，磁通量的大小可以磁通密度 B (magnetic flux density) 表示，其與磁場強度之關係為

$$B = \mu H \quad (7)$$

其中 H = 磁場強度(magnetic field intensity) (Ampere-turns/meter)

B = 磁通密度(magnetic flux density) (Webers/m², tesla)

μ = 導磁率(magnetic permeability of material) (Henrys/meter)

稱之為導磁性材料的導磁率(permeability)。真空的導磁率定義為 μ_0 其值為

$$\mu_0 = 4\pi \times 10^{-7} \text{ H/m} \quad (8)$$

其他的物質相對於真空的導磁率稱之為相對導磁率(relative permeability)定義為

$$\mu_r = \frac{\mu}{\mu_0} \quad (9)$$

相對導磁率，可用來評估一種導磁材料其磁化容易的成度，例如鋼(steel)常用於馬達的製造，其相對導磁率約介於 2000~6000 之間，這表示同樣的電流，如果採用矽鋼片作為鐵心，則較空心的線圈能產 2000~6000 倍的磁通量，空氣的導磁率與真空幾乎是相同的。由此可知在變壓器或馬達鐵心的材料，對其特性扮演了關鍵性的角色。

由於鐵心的導磁率相當高，因此在圖 9 中的磁力線絕大部份均在鐵心之內，祇有極小部份的漏磁通(leakage flux)流失於週圍的空氣中。這一小部份的漏磁通在決定變壓器與馬達的磁通交鏈(flux linkage)與自電感(self inductance)時卻是非常重要的。

如圖 9 所示之鐵心，其內部之磁通密度 B 為

$$B = \mu H = \frac{\mu N_i}{I_c} \quad (10)$$

在一指定面積內的磁通量則可計算為

$$\phi = \int_A \vec{B} \cdot d\vec{A} \quad (11)$$

其中 $d\vec{A}$ 為單位面積微分量，如果磁通密度向量 B 與平面 A 垂直，且流過此平面的磁通密度是均勻的，則上式可簡化為

$$\phi = BA$$

由此可知在圖 9 中，鐵心的總磁通量為

$$\phi = BA = \frac{\mu N_i A}{I_c} \quad (12)$$

其中 A 為鐵心的截面積。

2.2.4 磁電路(Magnetic Circuit)

在電路中由電動勢(electro motive force, emf)在一環形電路中經由電阻形成電流，由歐姆定律可知

$$V = IR \quad (13)$$

同理，為了便於分析，也可定義磁動勢(magneto motive force, mmf)

$$F = Ni \quad (14)$$

在環形磁路中經由磁阻(magnetic reluctance)形成磁通(flux)，其關係為

$$F = \phi R \quad (15)$$

等效電路如圖 10(b)所示，磁動勢的極性可由右手定則決定如圖 11 所示。在磁路中的磁阻其特性就有如電路中的電阻。由(13)與(15)可知：

$$R = \frac{l_c}{\mu A} \quad (16)$$

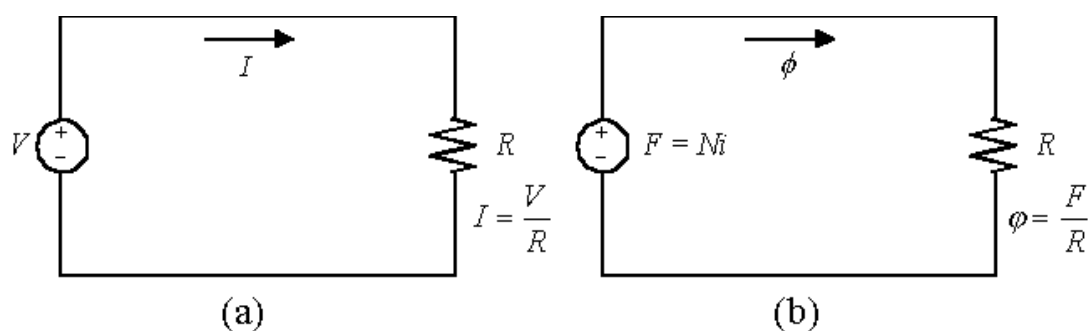


圖 10 (a)電路(electric circuit) (b)磁路(magnetic circuit)

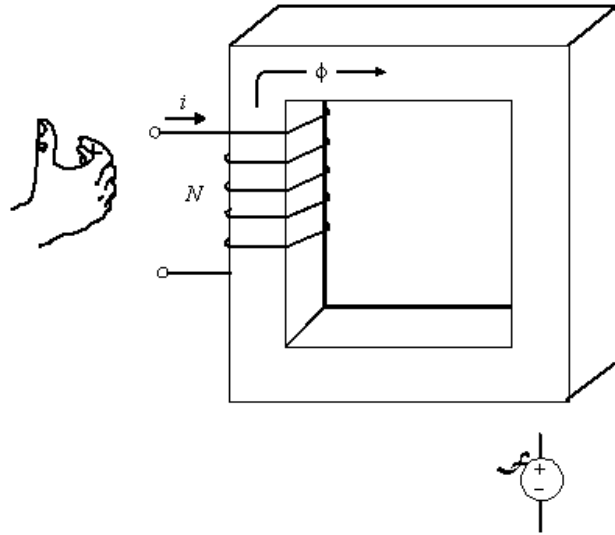


圖 11 決定磁動勢(mmf)在磁路中之極性

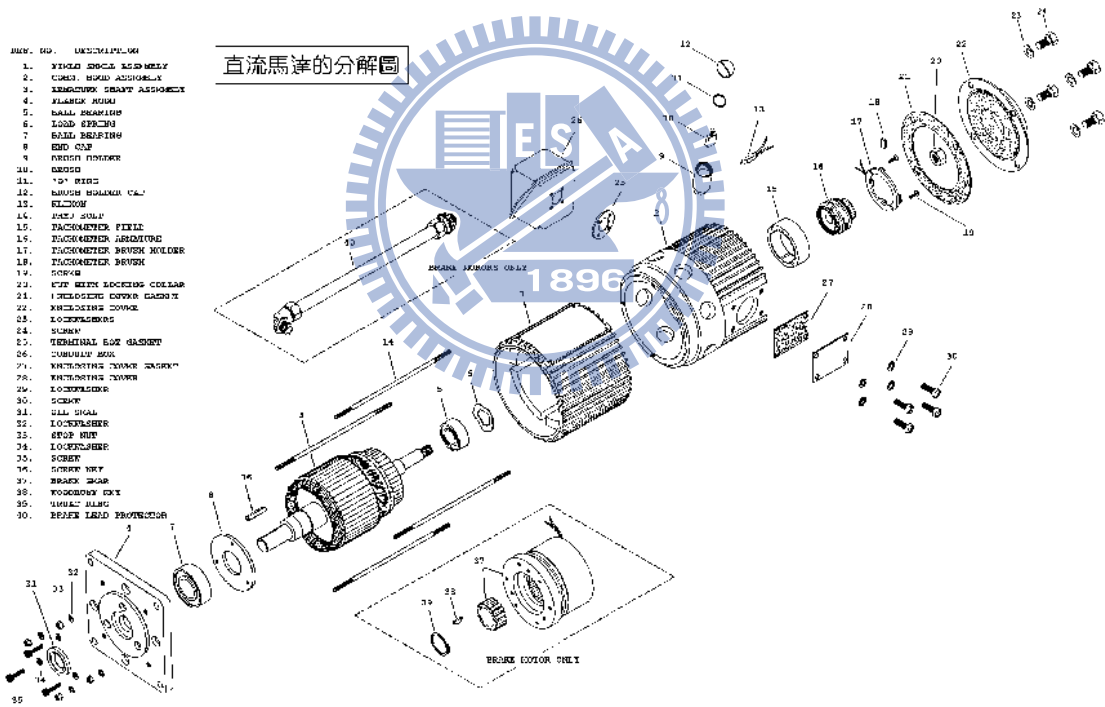


圖 12 直流馬達的分解圖

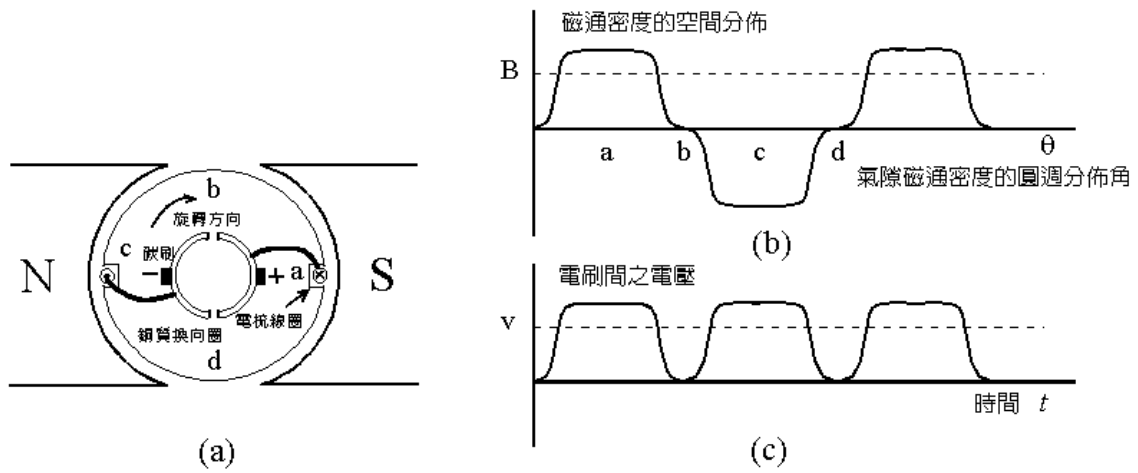


圖 13 直流馬達的基本工作原理

直流馬達的分解圖如圖 12 所示，直流馬達的基本工作原理說明如圖 13，圖 13 (a) 直流馬達的剖面圖，包含定子磁鐵、轉子線圈、換向器(commutator) 與碳刷(carbon brush)，圖 13 (b) 氣隙磁通(air-gap flux) 密度的圓周空間分佈圖，圖 13(c) 碳刷間之電壓

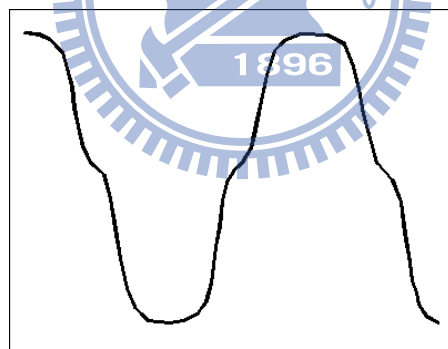


圖 14 實際量測得到的直流馬達氣隙磁密度分佈圖

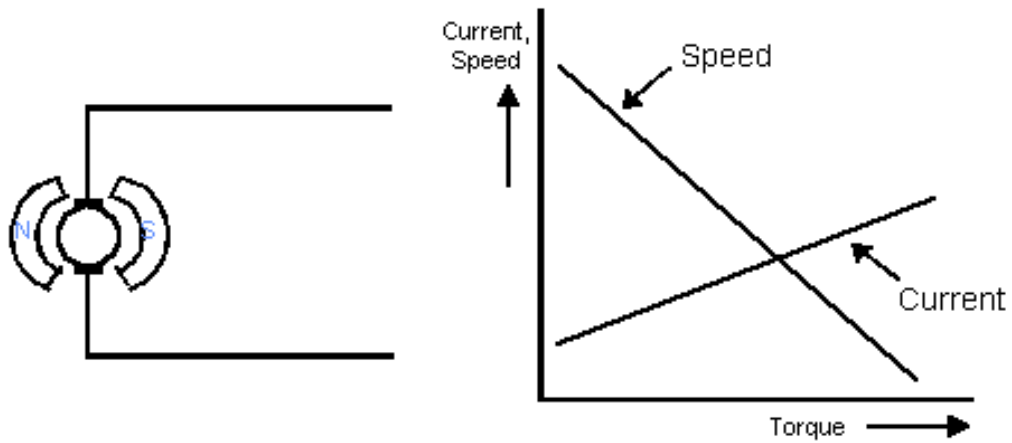


圖 15 永磁式直流馬達的扭矩轉速曲線

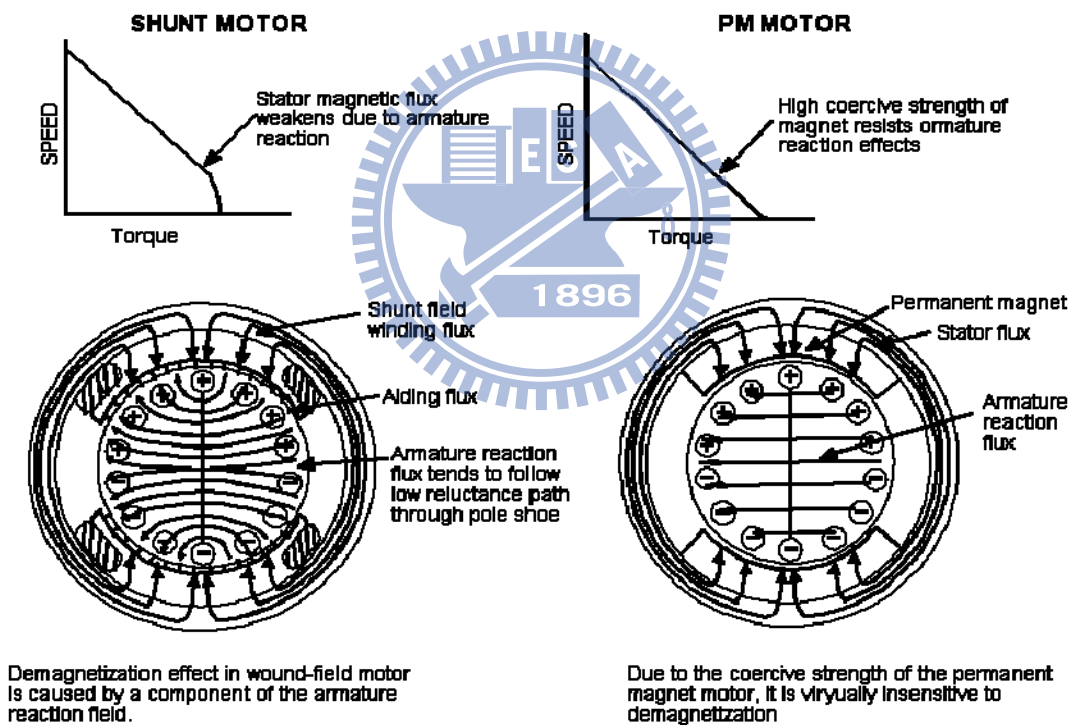


圖 16 並激式與永磁式直流馬達的比較

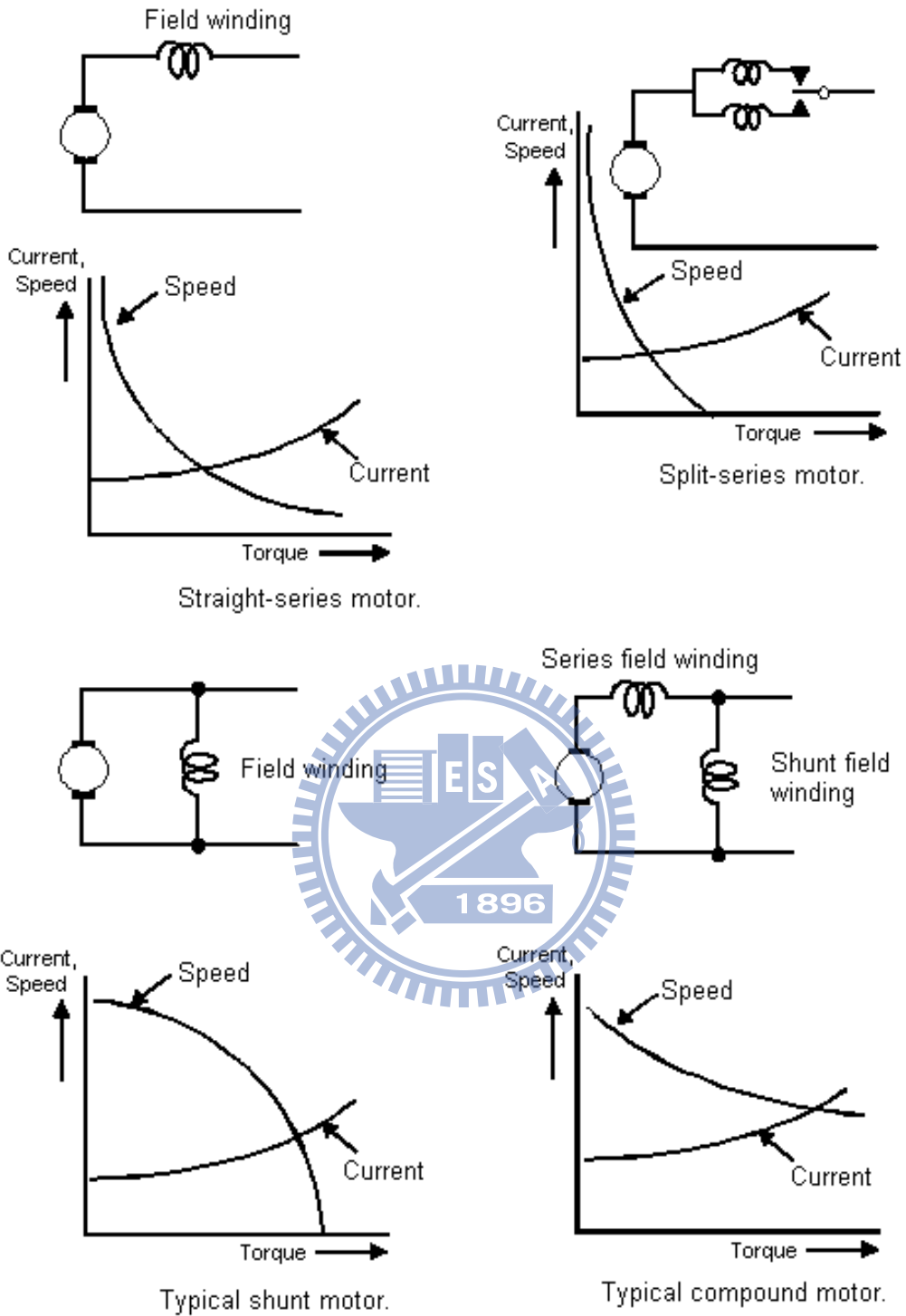


圖 17 磁場線圈不同繞線式直流馬達扭矩轉速曲線的比較

2.2.5 扭矩方程式

馬達通常藉由傳動系統而帶動所連接之負載，因此馬達本身雖多以旋轉的方式運動，但其負載則有可能旋轉或平移或以其他方式運動，有時負載不只一個，其運動速度也不一定相同。在運動控制(motion control)中主要之驅動裝置即為馬達，而除了線性馬達(linear motor)外，一般馬達均以旋轉的方式運動。在高性能運動控制系統中，掌握其運動輪廓(motion profile)是相當重要的，要達到良好的速度與位置控制，其關鍵即在掌握馬達與負載的扭矩方程式。為了說明馬達與負載的扭矩方程式，首先定義下列符號：

J = 達與負載反映在馬達軸心上的旋轉慣量(Kg ·m²)

ω_m = 馬達軸心的旋轉角速度(rad/sec)

T = 馬達軸心所產生之扭矩(N ·m)

T_L = 負載反映在馬達軸心上之扭矩(N ·m)

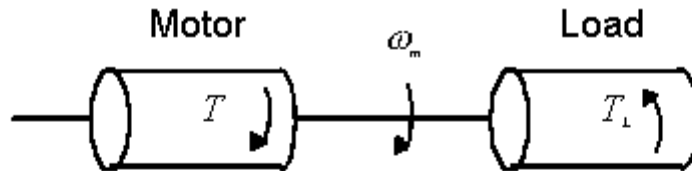
任何一個馬達－負載驅動系統(如圖 18 所示)，均以下列之基本扭矩方程式描述


$$T = T_L + J \frac{d\omega_m}{dt} \quad (17)$$

上式說明在任何一个時刻，馬達所產生之扭矩 T 均會由負載扭矩 T_L 與動態扭矩 $Jd\omega_m/dt$ 所平衡， $Jd\omega_m/dt$ 稱之為動態扭矩主要是因為在穩態時 $d\omega_m$ 為零，此項將消失，因此其僅出現在暫態響應。馬達是否加速或減速則決定於是否 T 大於或小於 T_L 。在加速期間，馬達不僅需要提供負載扭矩，也要提供負載慣量所需要的加速動態扭矩 $Jd\omega_m/dt$ 。在負載慣量很大的應用場合，如火車或拖拉車，馬達必須提供遠大於負載扭矩的加速動態扭矩，才足以使系統加速。

同樣的，在需要快速反應的應用場合，因為需要高加速度，馬達提供的加速扭矩不但要大，負載的旋轉慣量也必須小，才能產生高的加速度。當馬達的轉速增加時，其動能 $1/2 J \omega_m^2$ 亦隨之增加，因此馬達不僅須提供負載所需之能量，

亦須提供增加速度所需之動能。在減速時，動態扭矩 $Jd\omega_m/dt$ 會變號，因此會協助馬達扭矩 T ，在減速運動中抽出儲存於動能中之能量，這部份的能量如能妥善運用，則可藉由再生電路(regeneration circuit)此部份之機械能轉換為電能回饋至供電系統。



$$T = T_L + J \frac{d\omega_m}{dt}$$

Motor Torque = Load Torque + Dynamic Torque

- J = load inertia referred to the motor shaft, Kg - m
- ω_m = instantaneous angular velocity of the motor shaft, N - r
- T = motor developed torque, N - m
- T_L = load torque referred to the motor shaft, N - m

圖 18 馬達負載的等效結構圖與扭矩方程式

在某些應用中，在一段短的時間內，負載扭矩會超過馬達所能提供的最大扭矩，則馬達會減速，此時動態扭矩會協助馬達扭矩保持原有之運動。在某些應用中如沖床，在很短的時間內負載需要很大的扭矩，但大部份的時間則幾乎是無載，則可利用動態扭矩的特性選擇一個較小額定值的馬達。其原理是加裝一個飛輪以增加旋轉慣量，利用低載的時間，慢慢加速將能量儲存於飛輪，在減速時，其動態扭矩將與馬達扭矩相結合而產生負載所需要的高額扭矩，利用這種方式，可選用較小的馬達而達到同樣的目的。

2.3 耐久測試(Two Drum Test)基本原理

耐久測試(Two Drum Test，如圖 3)，為測試車輛行駛長時間、長距離而設計的機台。可以模擬車輛行駛於光滑平坦、崎嶇不平的道路、陡坡或長陡坡的路況。耐久測試最主要是驗證，機械結構(把手、車架、座椅架、轉向系統、變速箱)及電氣元件(控制器、配線、馬達、電動缸、燈具)或這兩大類之間的交互影響。耐久測試(Two Drum Test)依循的國際規範如表 1 所示。

耐久測試(Two Drum Test)的測試條件：

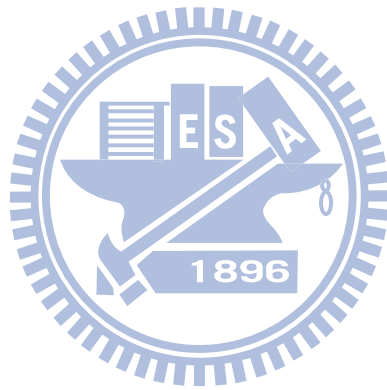
- (5.) 測試機滾輪的速度為 $1 \pm 0.1 \text{ r/s}$ 。
- (6.) 測試機滾輪的總轉數 200000 轉，若製造者要求大於 200000 轉，則依製造者要求測試之。
- (7.) 滾輪上裝置跳塊。
- (8.) 裝置適當的假人(dummy)。

耐久測試(Two Drum Test)的判定標準：

- (7.) 零件不得有任何可見之裂痕或破裂產生。
- (8.) 所有的螺絲、螺帽、螺栓、固定銷或調整零件等，不得有分離或鬆動的情況發生。
- (9.) 不得有電氣接頭鬆脫或失效。
- (10.) 所有功能均能依製造者所述正常操作。
- (11.) 所有電力操控系統均能正常操作。
- (12.) 不得有零組件產生變形、自由作動或喪失調整功能。

基本原理是由機台提供一個抗扭力矩，抗扭力矩 (0~1100 kg-cm) 通常以電磁煞車為主，另以測試假人的重量(100~250 kg)為輔。由車輛的驅動輪帶動耐久測試機的滾輪，此滾輪的軸端即連接電磁煞車，此電磁煞車的抗扭力矩可由測試人員透過耐久測試機電腦輸入。耐久測試(Two Drum Test)機台的結構如圖 4，耐久測試(Two Drum Test)機台實際測試的情況如圖 5。

如何得知我們設定的抗扭力矩值是否正確?一般車輛在上耐久測試(Two Drum Test)之前,都會先實施道路實測。例如先測試車輛載重 115 kg 重的人,行駛於 0 度坡(平地),以電錶量測馬達電流為 12A(安培);行駛於 8 度坡(斜坡),以電錶量測馬達電流為 30A(安培)。我們即以 0°坡 12A(安培)/ 8°坡 30A(安培),為設定耐久測試的抗扭矩值標準。耐久測試機台電腦內含套裝軟體,可以設定、讀取與記錄測試資料,包括車輛速度、車輪轉速、馬達輸出功率、效率、電流、電壓及扭矩等資料。



2.4 墜落測試(Drop Test)基本原理

墜落測試(Drop Test)，為測試車輛承受，由一定高度且連續墜落到地面而設計的機台。墜落測試(Drop Test)最主要是驗證，機械結構(把手、車架、座椅架、轉向系統、變速箱)的可靠度。例如，鋁輪圈強度、傳動軸的剛性、碳鋼車架的焊接強度及整體結構強度的配置。墜落測試(Drop Test)機台的結構如圖 6，墜落測試(Drop Test)機台實際測試的情況如圖 7。

墜落測試(Drop Test)的測試條件：

- (5.) 將被測車輛舉高 $50\pm 5\text{mm}$ ，呈水平與靜止後落下。
- (6.) 測試期間，被測車輛的車輪需要轉動，避免每次受力點都相同。
- (7.) 總共摔落 6666 次，若製造者要求大於 6666 次，則依製造者要求測試之。
- (8.) 裝置適當的假人(dummy)。

墜落測試(Drop Test)的判定標準：

- (7.) 零件不得有任何可見之裂痕或破裂產生。
- (8.) 所有的螺絲、螺帽、螺栓、固定銷或調整零件等，不得有分離或鬆動的情況發生。
- (9.) 不得有電氣接頭鬆脫或失效。
- (10.) 所有功能均能依製造者所述正常操作。
- (11.) 所有電力操控系統均能正常操作。
- (12.) 不得有零組件產生變形、自由作動或喪失調整功能。



2.5 摩擦力基本原理

早在西元 1508 年，科學家達文西(Leonardo da Vinci, 1452~1519)就對摩擦力進行了一系列的研究，關於二個接觸面之間的摩擦力，他提出二個規則，(1) 摩擦力與其負載成正比(2) 摩擦力與接觸面積大小無關。

繼達文西之後，有三位法國科學家對摩擦力做了定量的研究。法國科學家阿蒙頓(Amontons, 1663~1705)重新研究摩擦力，於西元 1699 年加入第三條：(3) 摩擦力與二表面的相對速度無關。這時離達文西提出摩擦力規則的的年代約有 200 年之久。

摩擦力與負載成正比，看起來說明很合理，也容易接受。但是，二個平行滑動表面之間的摩擦力，並不會隨著接觸面積的增加而增大，則很難令人接受。因此，當阿蒙頓在 1699 年向法國科學院提出報告時，引起了相當的震撼，人們都感到相當驚訝而紛紛提出質問。約 50 年後，西元 1750 年，法國數學家尤拉(1707~1783)用數學式把阿孟頓實驗的主要結果寫下來： $F = f N$ ，其中 F 是摩擦力， f 是摩擦係數， N 是正壓力。不管是阿孟頓還是尤拉，對於這個公式都還是沒有給出確切的含意。

又過了約 30 年，法國科學院懸賞一個關於摩擦定律和繩索牢固有關的問題。1781 年，一位法國軍事工程師以他優秀的研究成果獲得了這項法國科學院獎。他對摩擦現象作了詳細的分析，設計實驗，經過精確的操作與仔細的觀測，使得錯綜複雜的現象顯現出基本規律。他是誰？這位科學家就是在電磁學領域中鼎鼎大名的庫倫。

1781 年，庫倫研究摩擦力，參加法國科學院的徵文，提出《簡單機械的理論》的論文，指出影響摩擦力的因素有接觸面表面的性質及塗層、表面承受的壓力、接觸時間、表面滑動的速度、空氣的濕度或乾燥程度等等條件，共有 12 項之多。他逐項進行試驗，寫下了下面的經驗公式：

(1) 對於滑動面之間的摩擦：

$$F = A + \frac{N}{\mu} \quad (18)$$

(F 代表摩擦力、 N 代表正壓力、 μ 是摩擦係數的倒數， A 代表一個大小不變的定力。)

(2) 對於傾斜的滑動面：

$$F = \frac{A\mu + N(\cos n + \mu \sin n)}{\mu \cos m + \sin m} \quad (19)$$

(n 為斜面和水平面的夾角， m 是 F 的作用方向與斜面的夾角。)

(3) 對於滾動摩擦：

$$F = k \frac{N}{r} \quad (20)$$

(F 代表摩擦力、 N 代表正壓力、 r 為圓桶半徑， k 為滾動摩擦係數。)



2.6 有限元素法的基本原理

電腦輔助工程(Computer Aided Engineering)發展自 1940 年代的 Finite Element Method (有限元素法)為核心，這是用來解決工程與數學物理問題的數值方法，包括結構分析 (structural analysis)、熱傳 (heat transfer)、流體 (fluid flow)、質傳 (mass transport)、與電磁位能 (electromagnetic potential) 等可解析之典型問題。

有限元素分析(Finite Element Analysis),即使用有限元素法(Finite Element Method)來分析靜態或動態的物體或系統。在這種方法中一個物體或系統被分解為由多個相互聯結的、簡單、獨立的點組成的幾何模型。在這種方法中這些獨立的點的數量是有限的，因此被稱為有限元素。

凡是牽涉到複雜之幾何、負載與材料性質之問題，通常都無法得到其分析數學解！對一被分析之未知連續體而言，分析解由分析對象「局部」之數學式求得，而分析對象包含無限個這種「局部」。FEM 假設將此未知連續體分割成有限個「局部」，稱之為元素 (element)，元素之邊界點稱之為節點 (node)，每個節點上攜帶一條數學方程式，稱之為內插函數方程式 (interpolation equation)，藉由有限個內插函數方程式表達該連續體之分析行為，此群有限個方程式之解稱為內插近似解 (interposition approximation)。

由實際的物理模型中推導出來的內插函數方程式 (interpolation equation)，被使用到每個點上，由此產生了一個方程組。這個方程組可以用線性代數的方法來求解。有限元素分析的精確度無法無限提高。元素的數目到達一定高度後，解的精確度不再提高，只有計算時間不斷提高。只要連續體之場變數 (位移、速度、應變、應力、溫度、電磁場、聲場、族群分布、化學濃度、...) 與各條件 (幾何條件、起始條件、邊界條件、材料性質、成本要求、...) 假設正確，則在誤差容忍度之內，近似解可視為取代精確解之可信賴結果。

此外，Finite Element Method(有限元素法)還被用來分析許多其它問題。如熱傳導、流體力學和電力學。目前與工業安全及民生工業有關的廣泛應用包括：飛機形狀與結構設計分析、汽車假人碰撞分析、運動鞋之足底壓力分析、人工關節之應力應變分析、...。有限元素分析通常借助電腦軟體完成，著名工程軟體有 MSC NASTRAN，ADINA，LS-DYNA，ANSYS，ABAQUS，2D-sigma，COSMOS 等。

圖 19 與圖 20 為有限元素分析軟體ANSYS分析結的情形，圖 21 與圖 22 為有限元
素分析軟體COSMOS分析結的情形。

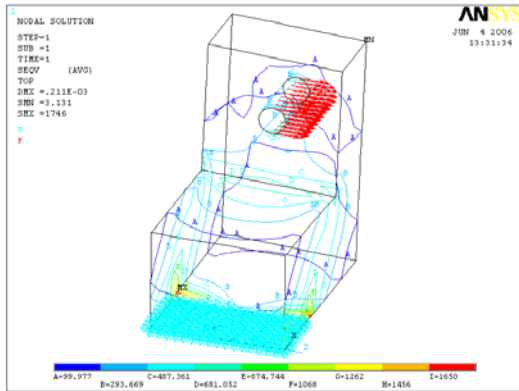


圖 19 有限元素分析軟體 ANSYS

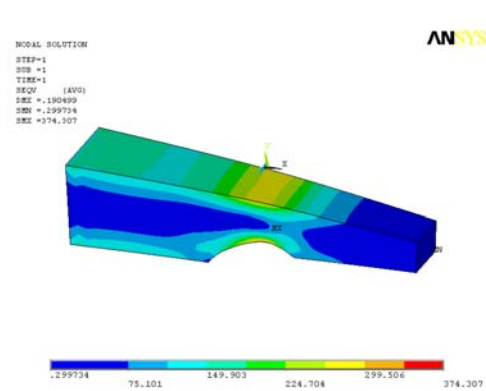


圖 20 有限元素分析軟體 ANSYS

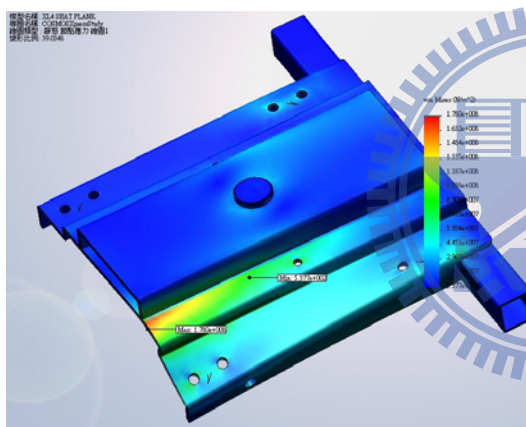


圖 21 有限元素分析軟體 COSMOS

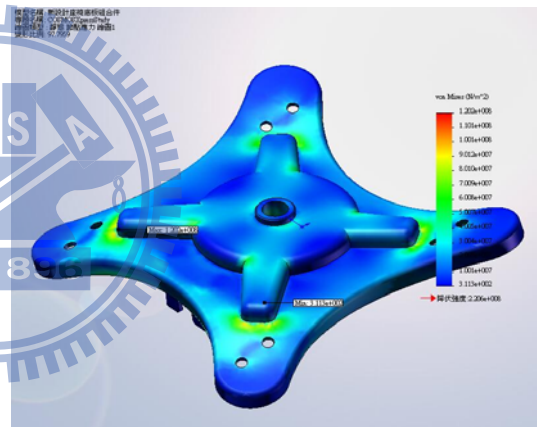


圖 22 有限元素分析軟體 COSMOS

第三章 電動代步車動力模組的測試系統規劃與建立

3.1 實驗簡介

3.1.1 電動代步車驅動馬達扭矩測試的實驗簡介

以往設計完成的電動輪椅與電動代步車雛型，由於未導入有限元素法 (Finite element analysis) 分析結構強度，都以實車測試方式驗證結構強度，即透過耐久測試 (Two Drum Test) 與墜落測試 (Drop Test)，以驗證結構強度與電控匹配等問題。耐久測試機又稱雙鼓測試機，由兩支滾輪分別支撐被測車輛的前、後輪，以進行模擬實際道路測試的情況；墜落測試又稱落下測試，即直接將被測車輛吊起，離地 50mm 的高度，再以自由落體方式落下，以模擬車輛受顛簸路面而產生衝擊的情況。

耐久測試機本身即包含一個磁阻煞車，提供一個可變的反向扭矩，以模擬車輛遇到重負載或爬坡的情形。本論文即以此方式進行驅動輪扭矩測試，藉由耐久測試機的介面可以獲得電壓、電流、轉速、扭矩、功率與效率之間的關係和變化。

3.1.2 電動代步車動力模組測試的實驗簡介

電動代步車動力模組的主要參數為，馬達、變速箱、重心與輪胎等四個。為求出馬達、變速箱、重心與輪胎最佳的搭配，能符合速度要求或爬坡能力的要求下，再評估成本因素，期望找出最佳的搭配。主要以運用田口實驗設計法設定因子與水準，如馬達的瓦特數、變速箱的速比、車輛的重心與驅動輪的直徑，再選擇合適的直交表進行實驗規劃。

3.2 實驗流程

3.2.1 電動代步車驅動馬達扭矩測試的實驗流程

電動代步車進行驅動馬達(8M 馬達)扭矩測試時，實驗流程如圖 23 所示。

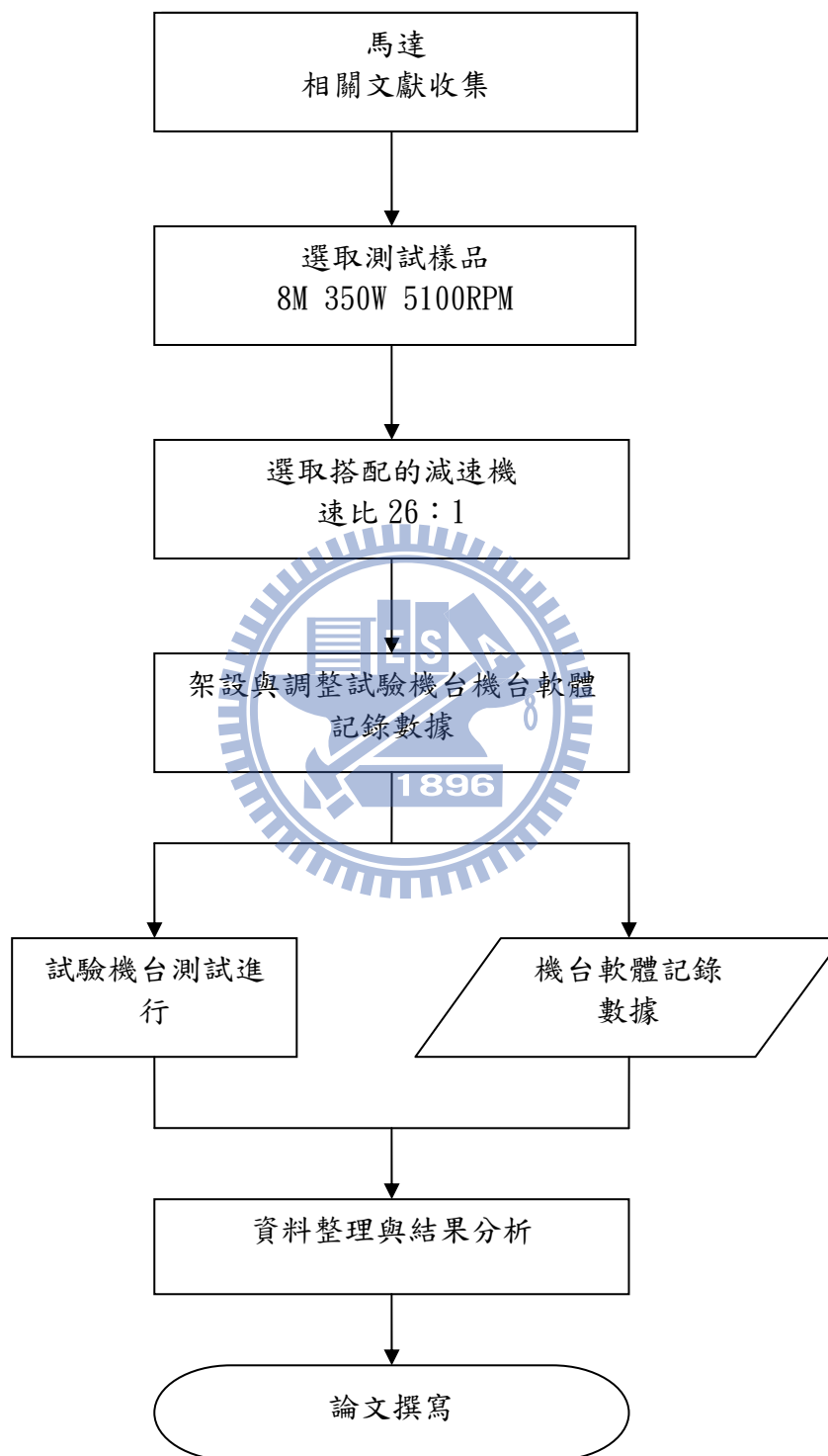


圖 23 驅動馬達扭矩測試實驗流程圖

3.2.2 電動代步車動力模組測試的實驗流程

電動代步車進行動力模組測試時，實驗流程如圖 24 所示。

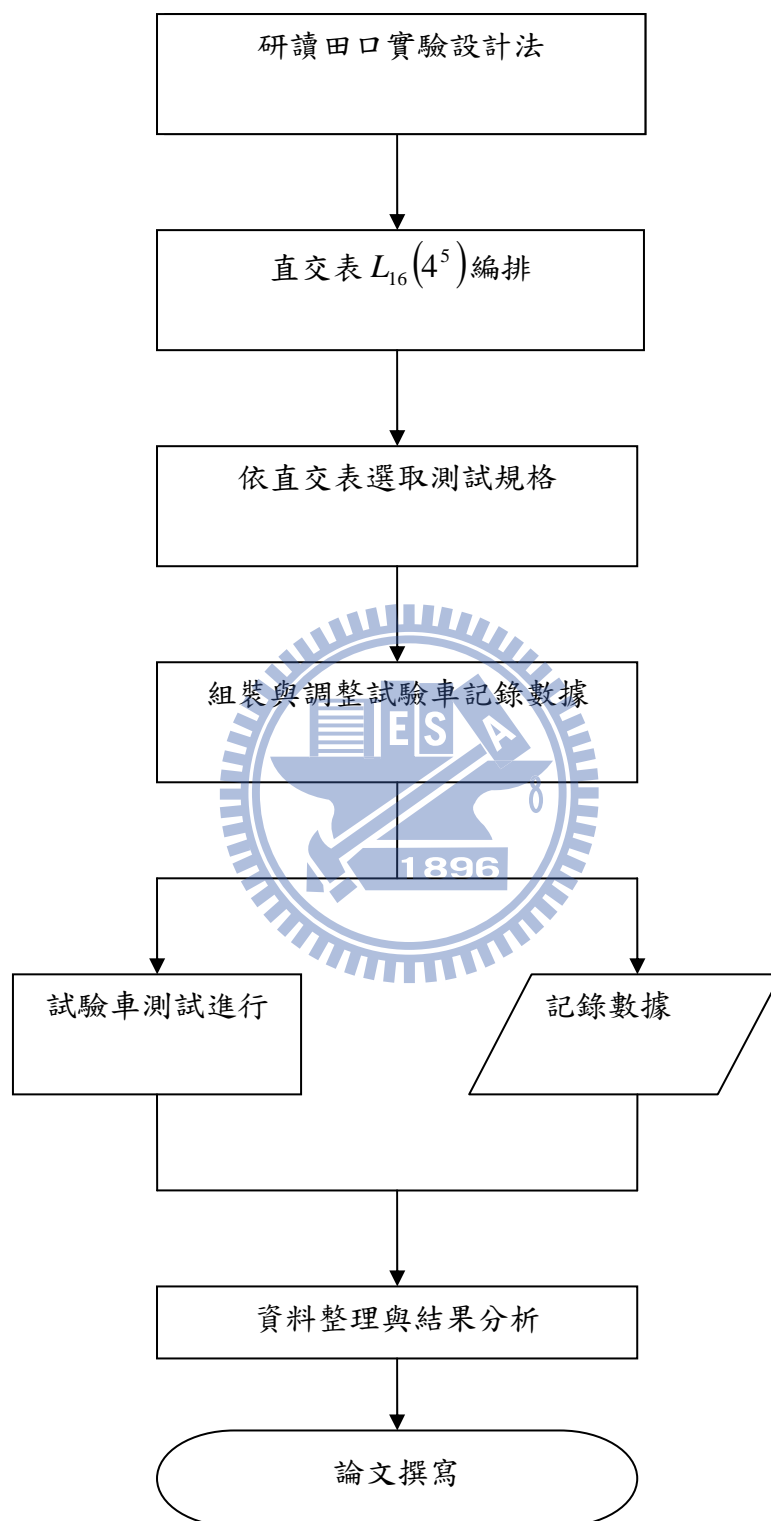


圖 24 動力模組測試實驗流程圖

3.3 實驗方法

3.3.1 電動代步車驅動馬達扭矩測試的實驗方法

驅動馬達(8M 馬達)扭矩的測試，本論文利用耐久測試機(Two Drum Test Machine)，由機台提供一個抗扭矩，抗扭矩(0~1100 kg-cm)通常以電磁煞車為主，另以測試假人的重量(100~250 kg)為輔，測試的裝置如圖 4 所示。

由車輛的驅動輪帶動耐久測試機的滾輪，此滾輪軸的末端即連接電磁煞車。電磁煞車的抗扭矩，透過耐久測試機的電腦來輸入。測試機的電腦可以設定、讀取與記錄測試資料，包括車輛速度、車輪轉速、馬達輸出功率、效率、電流、電壓及扭矩等資料。

耐久測試(Two Drum Test)機台的說明：

1. 代步車的 8M 馬達動力輸入 26:1 變速箱，變速箱直接連接代步車的後輪。
2. 代步車的後輪與機台滾輪屬於摩擦接觸，而帶動機台滾輪滾動。
3. 機台滾輪直接連接機台電磁煞車，機台電磁煞車與機台電腦相連接。
4. 機台電腦內有套裝軟體，可以設定、讀取與記錄測試資料，包括車速、電壓、電流、效率、功率及扭矩等資料。

選擇 8M 馬達(如圖 25 所示)搭配 26:1 變速箱(如圖 26 所示)，裝置在電動代步車上，再把電動代步車上架設在耐久測試機(Two Drum Test Machine)上，如圖 27 所示。耐久測試機的局部照片如圖 28、圖 29、圖 30 所示。



圖 25 電動代步車用 8M 馬達



圖 26 電動代步車用 26:1 變速箱



圖 27 電動代步車架設在耐久測試機上

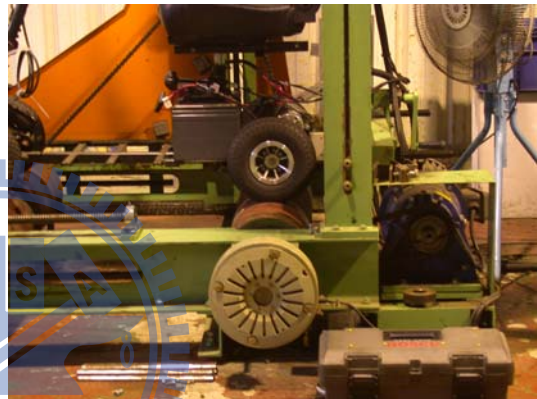


圖 28 耐久測試機上的電磁煞車



圖 29 耐久測試機的控制電腦



圖 30 電動代步車的動力組件

電動代步車動力組件的測試規劃，如表 4 所示。電動代步車動力系統的測試設定，如圖 31、圖 32 所示。

表 4 電動代步車扭力與耐久測試機實驗規劃表

電動代步車扭力與耐久測試機實驗規劃 18.06.'08	
實驗一	
實驗機台：	駿諺精機
實驗日期：	15.06.'08
參考數據檔：	V001.txt
參考圖檔：	V001.bmp V002.bmp
滾輪直徑：	250mm
代步車輪徑：	260mm
荷重：	136kg
停機公里數：	157.08km
停機圈數：	200,000 圈
停機電壓下限：	20V
實驗參數：	
測試扭矩：	0kg-cm~950kg-cm
測試時間：	10min
段數：	20 段
間格時間：	0min
總時間：	200min
實驗目標：	測試 8M 馬達的極限扭矩(20 段)。
實驗步驟：	1. 使用 8M 馬達+26:1 變速箱+3.00-4 輪胎。
	2. 設定測試機台的參數。
	3. 執行測試。
	4. 測試結束，擷取測試資料。

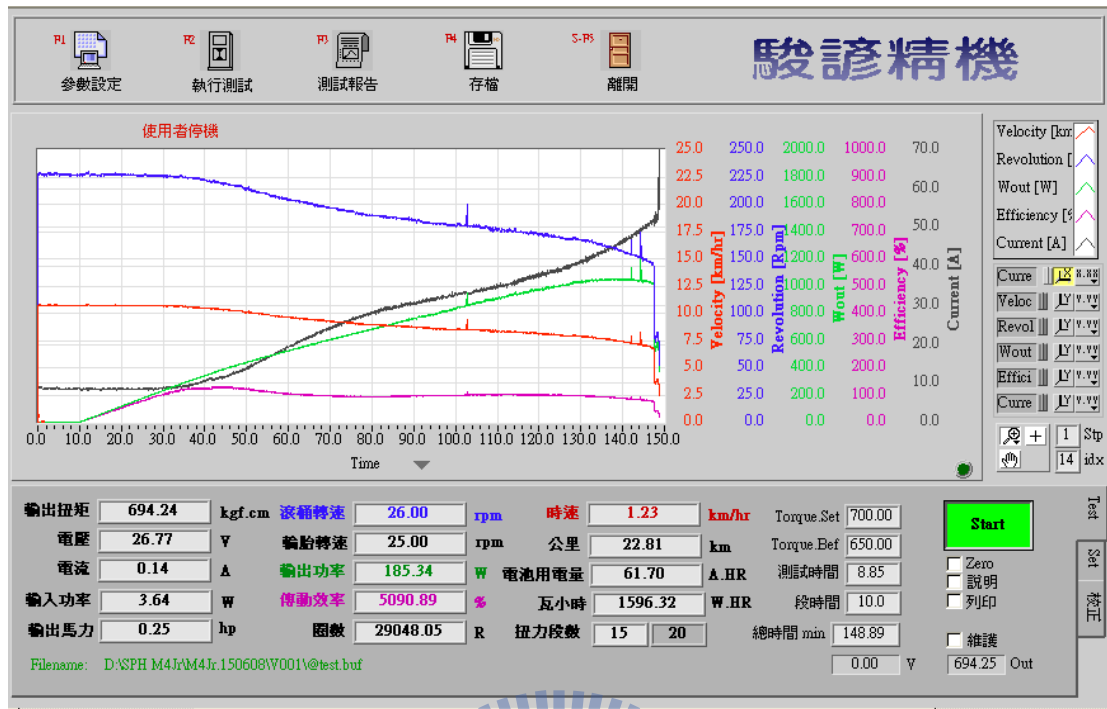


圖 31 電動代步車動力系統的測試設定

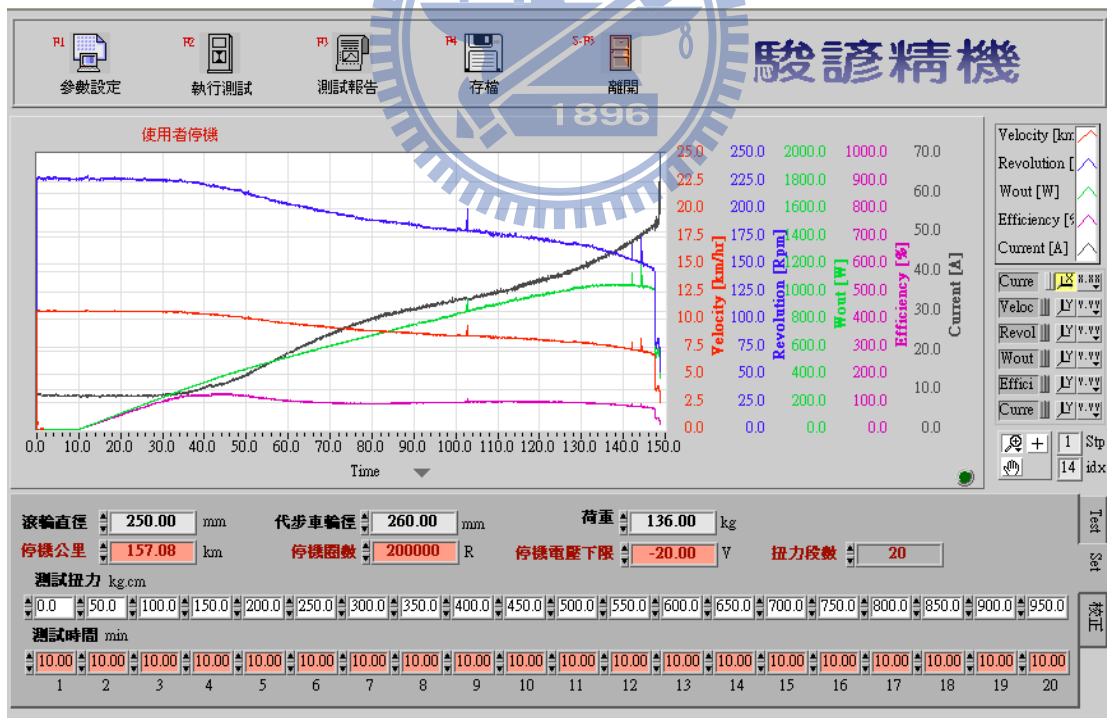


圖 32 電動代步車動力系統的測試設定

3.3.2 電動代步車動力模組測試的實驗方法

為求出馬達、變速箱、重心、輪胎與底板重量最佳的搭配，能符合速度要求或爬坡要求下，再選出成本最低的組合。首先，設定五個因子，每個因子分別有四個水準。五個因子為馬達的瓦特數、變速箱的速比、車輛的重心、驅動輪的直徑與座椅底板的重量。

馬達瓦特數的四個水準為 7M(270W 4600rpm)、8M(350W 5100rpm)、9M(470W 5300rpm)與 10M(500W 5700rpm)，如表 5 所示。變速箱速比的四個水準為 14:1、22:1、26:1 與 30:1，如表 6 所示。車輛重心的四個水準為 0mm、50mm、100mm 與 150mm 如圖 33 所示。驅動輪直徑的四個水準為 2.80/2.50-4(直徑 230mm)、3.00-4(直徑 260mm)、4.00-4(直徑 290mm) 與 4.00-5(直徑 320mm)如表 7 所示。座椅底板重量的四個水準為 2.0 kg、3.0 kg、4.0 kg 與 5.0 kg 如表 8 所示。另外，由於各規格的馬達扭矩表現不同，耐電流能力也不相同，如表 9 所示，馬達最大輸出扭矩與相對應的電流值。

表 5 馬達規格

馬達規格	重量	成本單價
7M(270W 4600rpm)	2.76 kg	425 元
8M(350W 5100rpm)	3.39 kg	788 元
9M(470W 5300rpm)	3.99 kg	850 元
10M(500W 5700rpm)	4.93 kg	1015 元

表 6 變速箱規格

變速箱規格(速比)	重量	成本單價
14:1	5.73 kg	2150 元
22:1	5.40 kg	1720 元
26:1	5.53 kg	1750 元
30:1	5.63 kg	1800 元

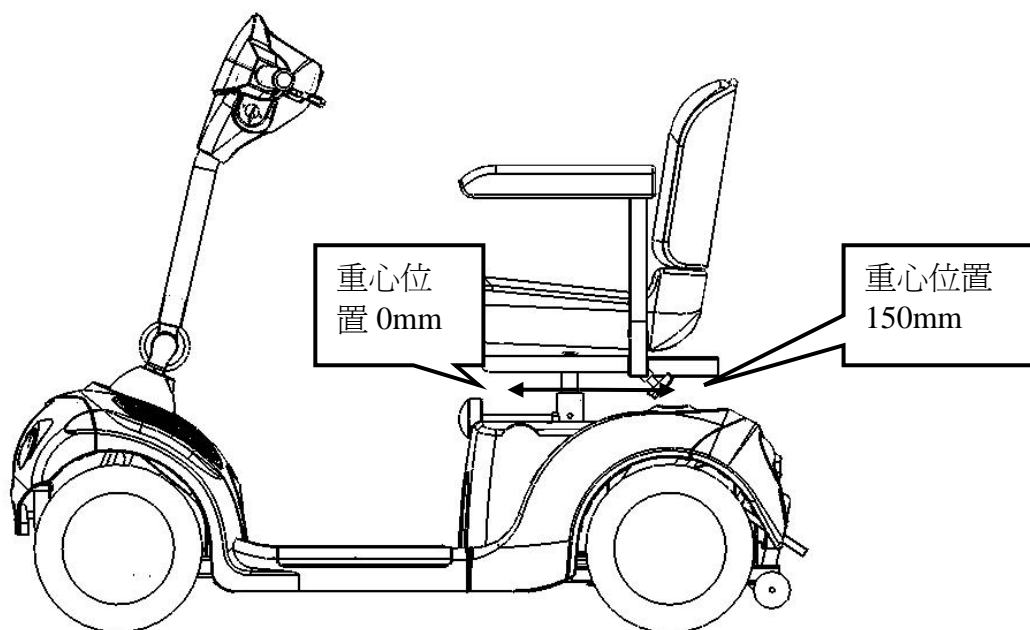


圖 33 測試車的重心位置設定

表 7 輪胎規格

輪胎規格	重量(1個)	成本單價(1組)
2.80/2.50-4(230mm)	1.43 kg	229 元(916 元)
3.00-4(260mm)	1.74 kg	332 元(1328 元)
4.00-4(290mm)	2.01 kg	380 元(1520 元)
4.00-5(320mm)	2.59 kg	467 元(1868 元)

表 8 座椅底板規格

座椅底板規格	重量(1個)	成本單價
2.0 kg	2.0 kg	250 元
3.0 kg	3.0 kg	280 元
4.0 kg	4.0 kg	295 元
5.0 kg	5.0 kg	310 元

表 9 馬達最大輸出扭矩時的電流

馬達規格	最大輸出扭矩(kg-cm)	最大輸出扭矩時電流(A)
7M(270W 4600rpm)	10.83 kg-cm	22.85(A) 約 23A
8M(350W 5100rpm)	17.27 kg-cm	39.16(A) 約 40A
9M(470W 5300rpm)	17.98 kg-cm	42.69(A) 約 43A
10M(500W 5700rpm)	16.86 kg-cm	43.86(A) 約 44A

實驗車輛的照片如圖 34，實驗用變速箱如圖 35，實驗用馬達如圖 36，實驗用輪胎如圖 37。5 米速度測試區如圖 38，10 米斜坡測試區如圖 39。



圖 34 實驗車



圖 35 實驗用變速箱



圖 36 實驗用馬達



圖 37 實驗用輪胎



圖 38 5 米速度測試區



圖 39 10 米斜坡測試區

實驗的五個因子與其四個水準，將其列入實驗規劃表 10 中。在依據田口實驗設計，選擇 $L_{16}(4^5)$ 直交表作實驗規劃，如表 11 所示。詳細實驗規劃的 $L_{16}(4^5)$ 直交表，如表 12 所示。

表 10 $L_{16}(4^5)$ 因子與水準的實驗規劃

實驗 水準	控制因子				
	A 馬達的瓦特 數(W)	B 變速箱的速 比(比值)	C 車輛的 重心(mm)	D 驅動輪的直 徑(mm)	E 座椅底板 的重量 (kg)
水準 1	7M (270W)	14 : 1	0	9" (230mm)	2.0kg
水準 2	8M (350W)	22 : 1	50	10" (260mm)	3.0kg
水準 3	9M (470W)	26 : 1	100	11" (290mm)	4.0kg
水準 4	10M (500W)	30 : 1	150	12.5" (320mm)	5.0kg

表 11 標準的 $L_{16}(4^5)$ 直交表

因子 實驗編號	A 馬達的瓦 特數(W)	B 變速箱的 速比(比值)	C 車輛的重 心(mm)	D 驅動輪的 直徑(mm)	E 座椅底板的重 量(kg)
1	1	1	1	1	1
2	1	2	2	2	2
3	1	3	3	3	3
4	1	4	4	4	4
5	2	1	2	3	4
6	2	2	1	4	3
7	2	3	4	1	2
8	2	4	3	2	1
9	3	1	3	4	2
10	3	2	4	3	1
11	3	3	1	2	4
12	3	4	2	1	3
13	4	1	4	2	3
14	4	2	3	1	4
15	4	3	2	4	1
16	4	4	1	3	2

表 12 詳細實驗規劃的 $L_{16}(4^5)$ 直交表

因子 實驗編號	A 馬達的瓦 特數(W)	B 變速箱的 速比(比 值)	C 車輛的重 心(mm)	D 驅動輪的直 徑(mm)	E 座椅底板的 重量(kg)
實驗 1	270	14	0	230	2.0
實驗 2	270	22	50	260	3.0
實驗 3	270	26	100	290	4.0
實驗 4	270	30	150	320	5.0
實驗 5	350	14	50	290	5.0
實驗 6	350	22	0	320	4.0
實驗 7	350	26	150	230	3.0
實驗 8	350	30	100	260	2.0
實驗 9	470	14	100	320	3.0
實驗 10	470	22	150	290	2.0
實驗 11	470	26	0	260	5.0
實驗 12	470	30	50	230	4.0
實驗 13	500	14	150	260	4.0
實驗 14	500	22	100	230	5.0
實驗 15	500	26	50	320	2.0
實驗 16	500	30	0	290	3.0

3.4 實驗規劃與結果

為了解馬達特性以改善動力模組的性能，依據驅動馬達(8M 馬達)扭矩的測試與動力模組測試的初步結果，分別彙整實驗數據於 3.4.1 與 3.4.2 節中。

3.4.1 電動代步車驅動馬達扭矩測試的初步結論

驅動馬達(8M 馬達)扭矩測試的規劃項目的實驗目的，如表 13 所示。

表 13 8M 馬達扭矩測試的規劃項目

8M 馬達實驗規劃項目		
項次	實驗目的	備註
實驗一	測試 8M 馬達的極限扭矩(20 段)。	每段 10min，增加 50kg-cm。
實驗二	測試 8M 馬達的極限扭矩(10 段)。	每段 10min，增加 100kg-cm。
實驗三	測試 8M 馬達剛起步就受到阻力。	抗扭矩 187kg-cm(15A)
實驗四	測試 8M 馬達剛起步就受到阻力。	抗扭矩 337kg-cm(27A)
實驗五	測試 8M 馬達剛起步就受到阻力。	抗扭矩 525kg-cm(42A)
實驗六	測試 8M 馬達剛起步就受到阻力。	抗扭矩 750kg-cm(60A)
實驗七	測試 8M 馬達的極限扭矩	抗扭矩 800kg-cm(64A 時燒燬)
實驗八	測試 8M 馬達的極限扭矩	抗扭矩 625kg-cm(50A 時燒燬)
實驗九	測試 8M 馬達的極限扭矩	抗扭矩 562kg-cm(45A 時燒燬)
實驗十	測試 8M 馬達不燒燬下並重複測試(第一次)。	抗扭矩 500kg-cm(40A)
實驗十一	測試 8M 馬達不燒燬下並重複測試(第二次)。	抗扭矩 500kg-cm(40A)
實驗十二	測試 8M 馬達不燒燬下並重複測試(第三次)。	抗扭矩 500kg-cm(40A)

實驗一目的為測試 8M 馬達的極限扭矩(20 段)。圖 40 為實驗測試機台的圖示，圖 41 為實驗數據檔所繪製的圖示。

在圖 40 中，深綠色曲線為施加給 8M 馬達的扭矩(以下稱抗扭矩)，當抗扭矩(深綠色曲線)成正比率增加時，車速(紅色曲線)、轉速(藍色曲線)與效

率(紫色曲線)有逐漸且緩慢下降的趨勢，但不是完全成正比率的趨勢，在第 40 分鐘到第 80 分鐘之間斜率較大，第 130 分鐘之後下降的斜率更大，這趨勢顯示車速(紅色曲線)、轉速(藍色曲線)與效率(紫色曲線)三者之間存在一定比率的關係。

電流(黑色曲線)及輸出功率(草綠色曲線)的反應，呈現逐漸上升的趨勢，與抗扭矩(深綠色曲線)增加的趨勢吻合，顯示抗扭矩(深綠色曲線)增加時，8M 馬達需要更大的電流來克服抗扭矩，也使的 8M 馬達的輸出功率呈現近似正比率上升的趨勢。

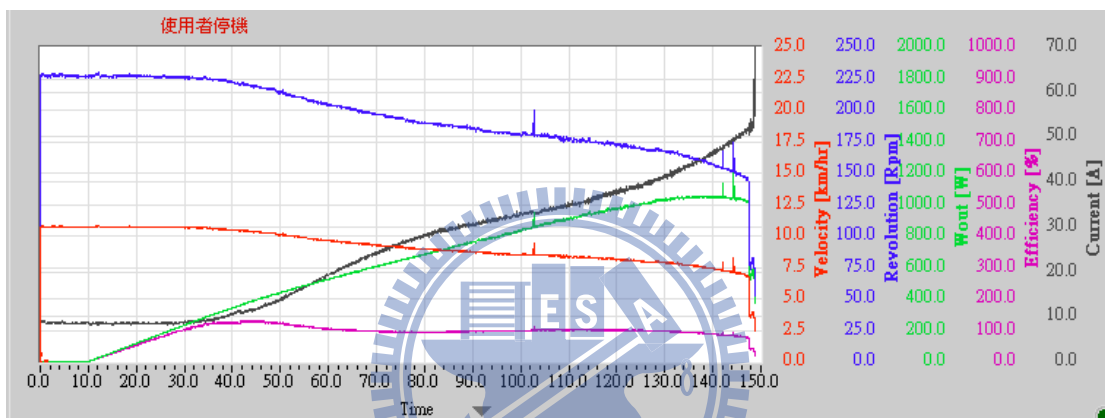


圖 40 實驗一的測試機台圖表

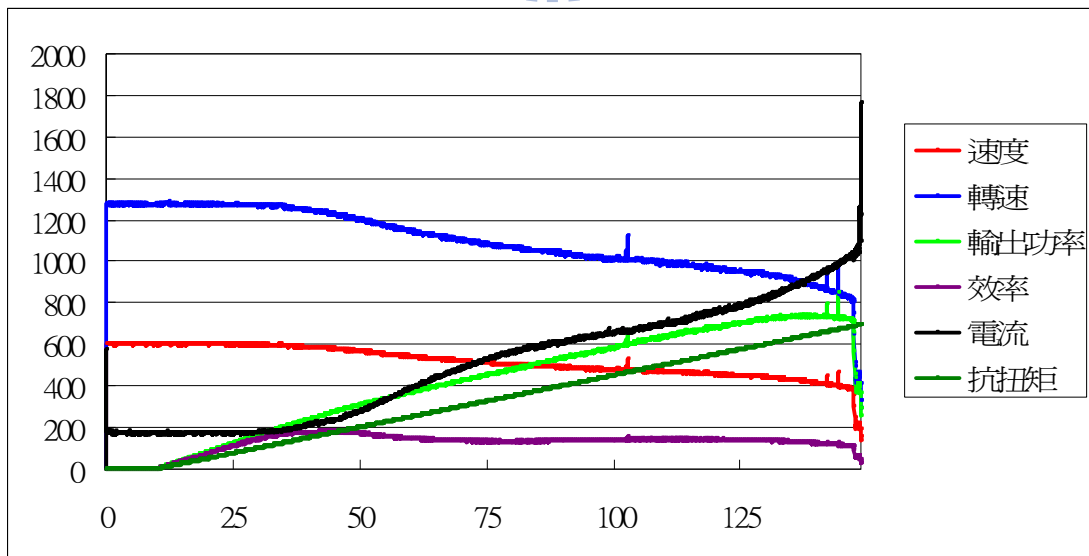


圖 41 實驗一數據檔所繪製的圖表

實驗二目的為測試 8M 馬達的極限扭矩(10 段)。圖 42 為實驗測試機台的圖示，圖 43 為實驗數據檔所繪製的圖示。與實驗一的差異為總設定段數為 10 段。

在圖 43 中，顯示各曲線的趨勢與實驗一(圖 60)相當近似，除了 X 軸(時間)的差異外，還有一些凸波(機台的運轉的穩定度)。

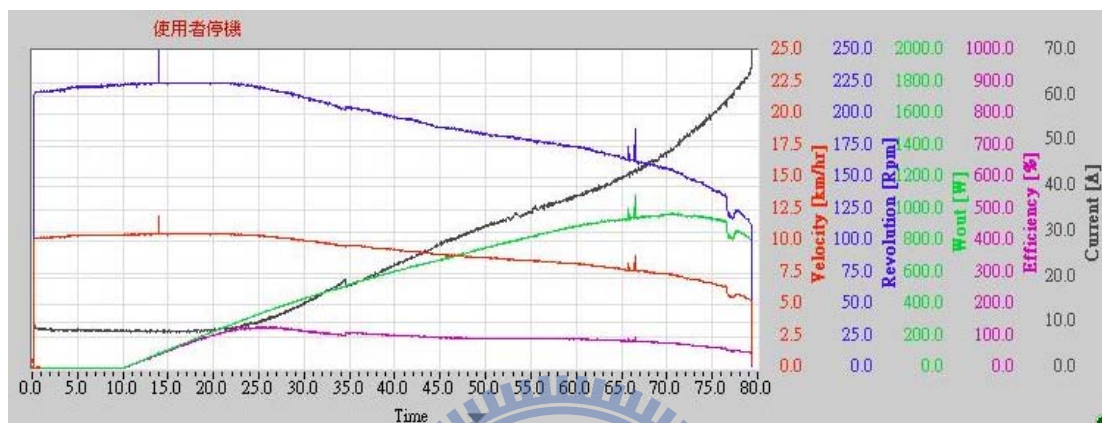


圖 42 實驗二的測試機台圖表

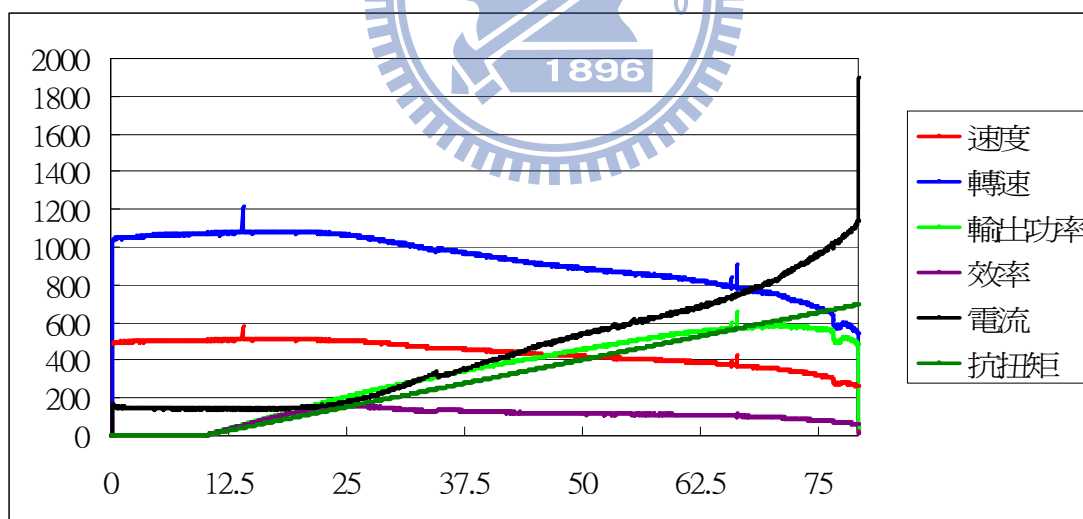


圖 43 實驗二數據檔所繪製的圖

實驗三目的為測試 8M 馬達剛起步就受到阻力(抗扭矩約 187kg-cm)。圖 44 為實驗測試機台的圖示，圖 45 為實驗數據檔所繪製的圖示。

圖 45 中未開始測試前，先設定抗扭矩(深綠色曲線)187kg-cm，再啟動 8M 馬達進行測試。由於抗扭矩(深綠色曲線)為定值，所以 8M 馬達克服了此

抗扭矩之後，便以平順的車速(紅色曲線)運轉，電流(黑色曲線)與轉速(藍色曲線)也持續維持定值。由於測試時間較短，效率(紫色曲線)及輸出功率(草綠色曲線)並未正確顯示出來。

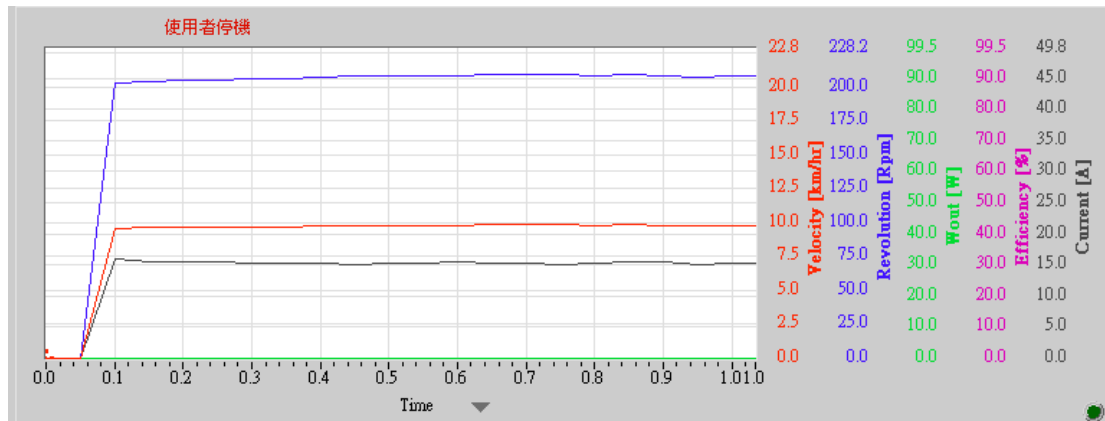


圖 44 實驗三的測試機台圖表

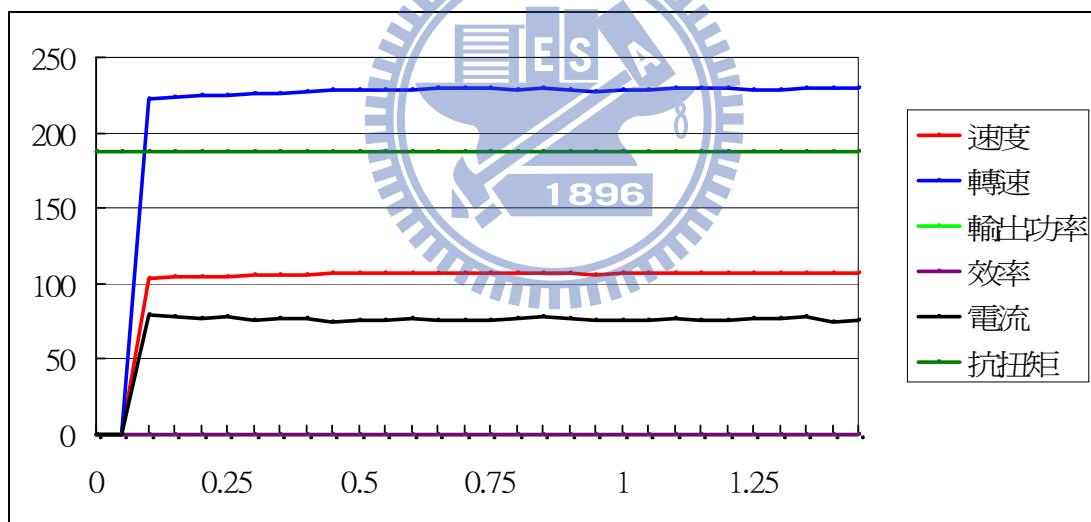


圖 45 實驗三數據檔所繪製的圖表

實驗四目的為測試 8M 馬達剛起步就受到阻力(抗扭矩約 337kg-cm)。圖 46 為實驗測試機台的圖示，圖 47 為實驗數據檔所繪製的圖示。與實驗三(抗扭矩 187kg-cm)的差異為，抗扭矩設定為 337kg-cm。

在圖 47 中，顯示各曲線的趨勢與實驗三(圖 45)相當近似，除了抗扭矩(深綠色曲線)設定為 337kg-cm 的差異外，其各曲線之間的趨勢與實驗三相同。

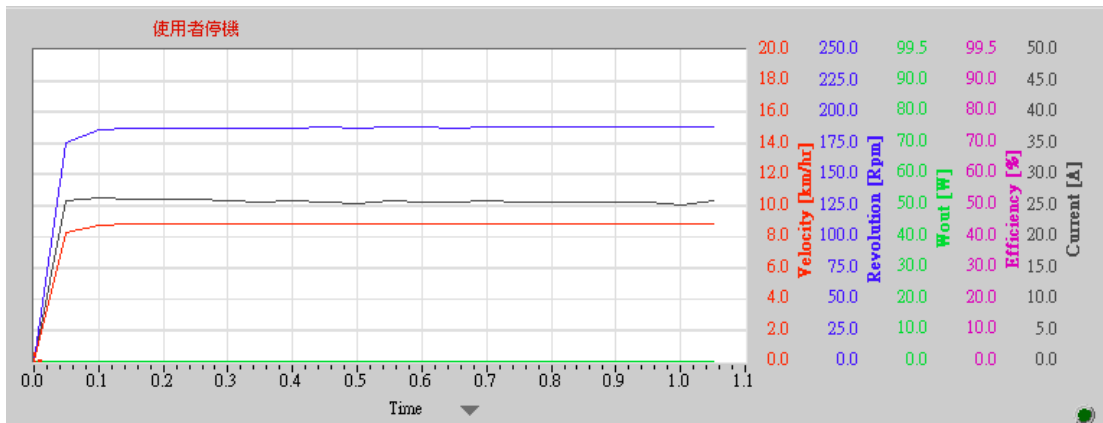


圖 46 實驗四的測試機台圖表

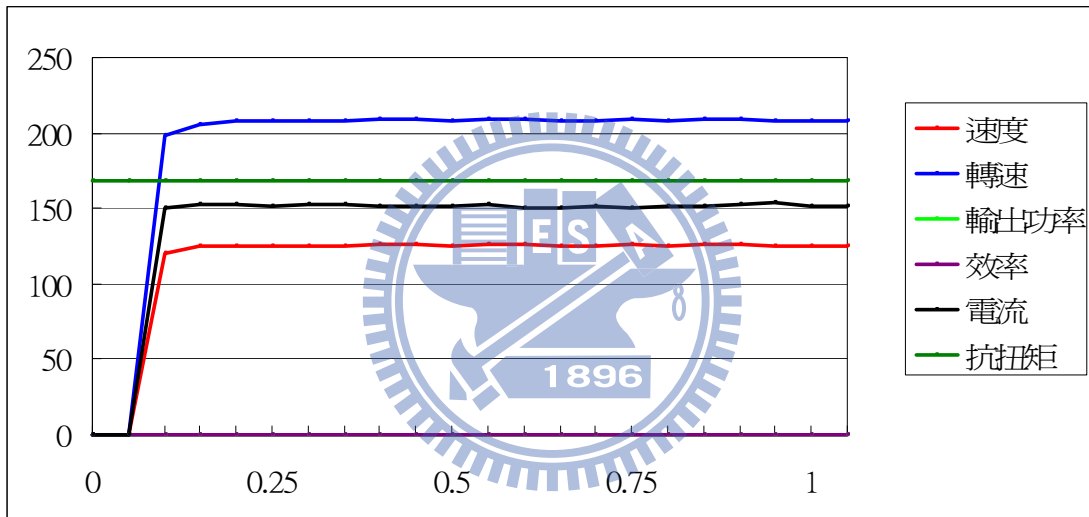


圖 47 實驗四數據檔所繪製的圖表

實驗五目的為測試 8M 馬達剛起步就受到阻力(抗扭矩約 525kg-cm)。圖 48 為實驗測試機台的圖示，圖 49 為實驗數據檔所繪製的圖示。與實驗三(抗扭矩 187kg-cm)、實驗四(抗扭矩 337kg-cm)的差異為，抗扭矩設定為 525kg-cm。

在圖 49 中，顯示各曲線的趨勢與實驗三(圖 45)、實驗四(圖 47)相當近似，除了抗扭矩(深綠色曲線)設定為 525kg-cm 的差異外，其各曲線之間的趨勢與實驗三、實驗四相同。

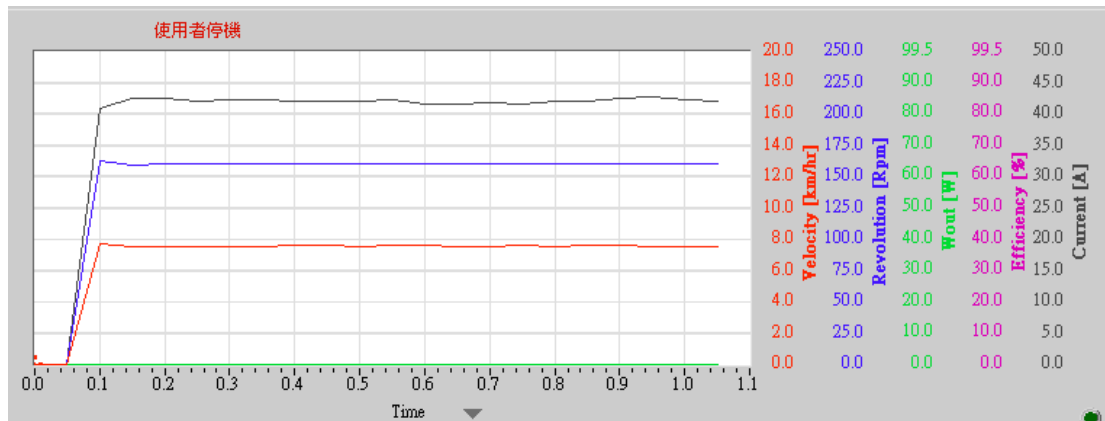


圖 48 實驗五的測試機台圖表

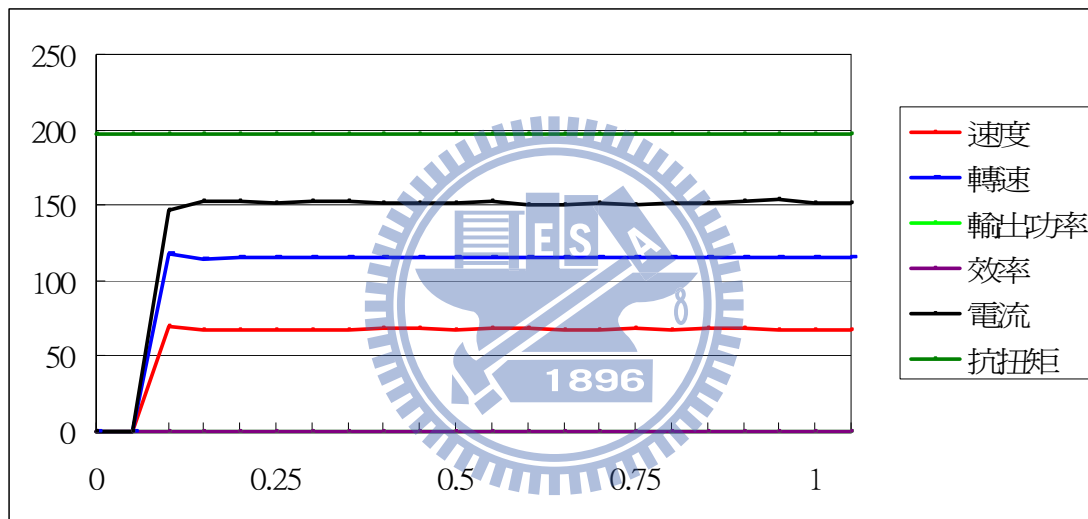


圖 49 實驗五數據檔所繪製的圖表

實驗六目的為測試 8M 馬達剛起步就受到阻力(抗扭矩約 750kg-cm)。圖 50 為實驗測試機台的圖示，圖 51 為實驗數據檔所繪製的圖示。與實驗三(抗扭矩 187kg-cm)、實驗四(抗扭矩 337kg-cm)及實驗五(抗扭矩 525kg-cm)的差異為抗扭矩設定為 750kg-cm。

在圖 51 中，顯示各曲線的趨勢與實驗三(圖 45)、實驗四(圖 47)、實驗五(圖 49)相當近似，除了抗扭矩(深綠色曲線)設定為 750kg-cm 的差異外，其他各曲線之間的趨勢與實驗三、實驗四、實驗五相同。

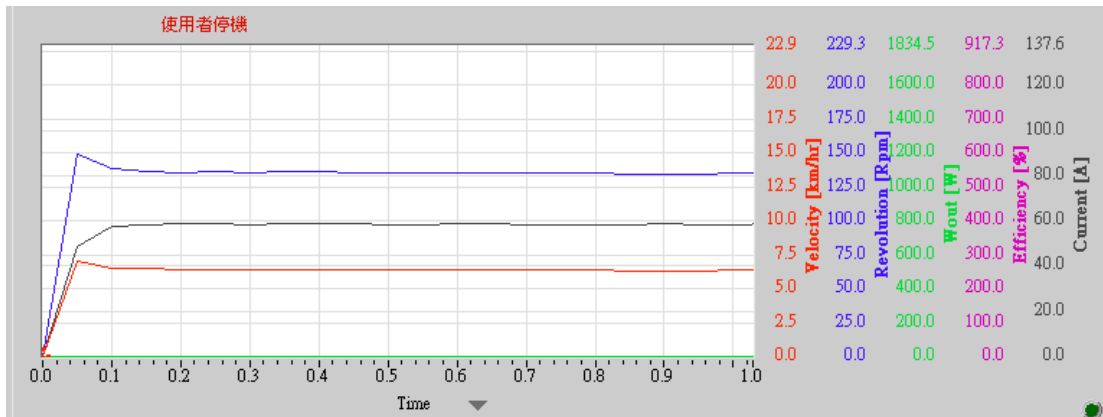


圖 50 實驗六的測試機台圖表

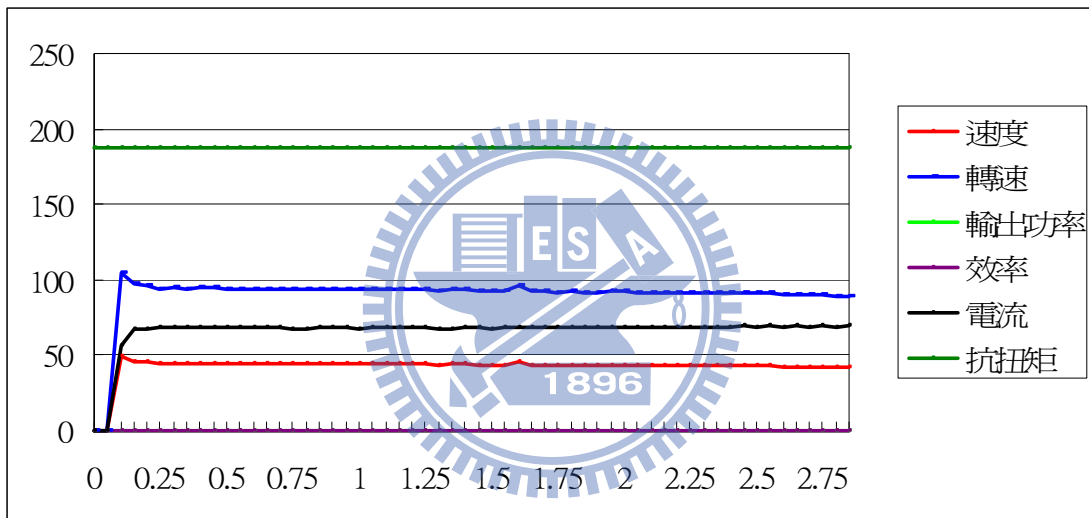


圖 51 實驗六數據檔所繪製的圖表

實驗七目的為測試 8M 馬達的極限扭矩(抗扭矩 800kg-cm，電流約 64A)。

圖 52 為實驗測試機台的圖示，圖 53 為實驗數據檔所繪製的圖示。

在圖 53 中，顯示車速(紅色曲線)、轉速(藍色曲線)、輸出功率(草綠色曲線)、效率(紫色曲線)及電流(黑色曲線)等，除了開始的衝擊造成電流(黑色曲線)凸波外，各曲線的趨勢都趨近緩慢下降的情形，最終於抗扭矩達到 800kg-cm(電流約 64A)時，8M 馬達無法承受此抗扭矩(深綠色曲線)而燒毀。

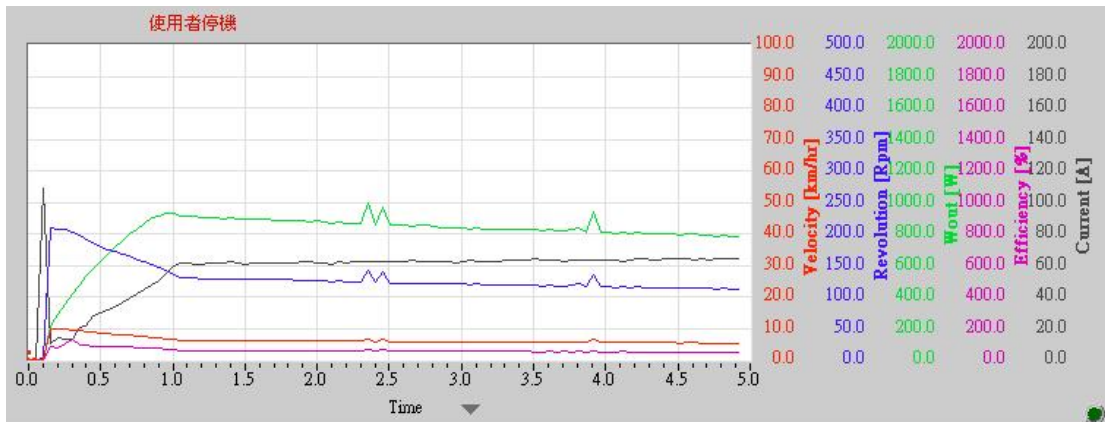


圖 52 實驗七的測試機台圖表

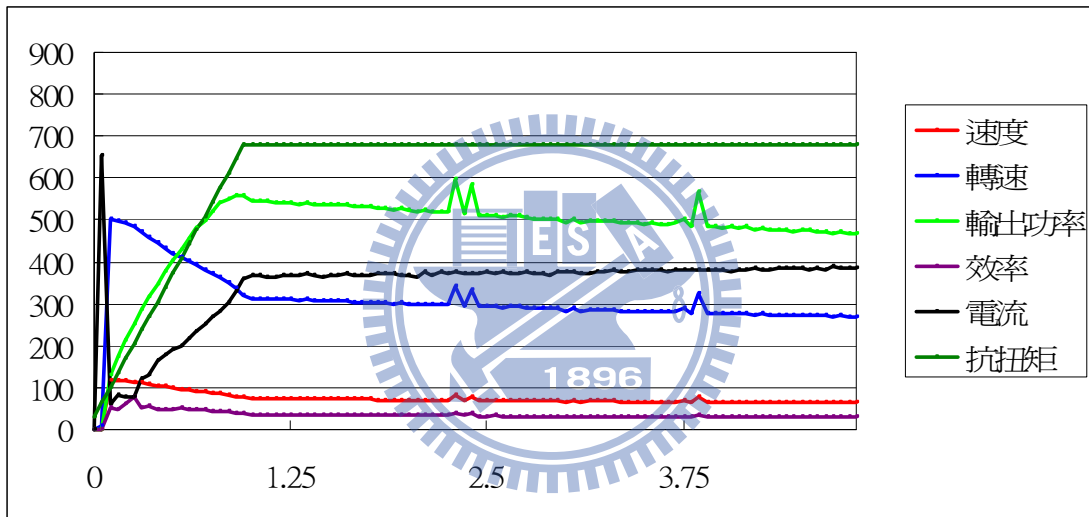


圖 53 實驗七數據檔所繪製的圖表

實驗八目的為測試 8M 馬達的極限扭矩(抗扭矩 625kg-cm，電流約 50A)。圖 54 為實驗測試機台的圖示，圖 55 為實驗數據檔所繪製的圖示。與實驗七(抗扭矩 800kg-cm，64A 時 8M 馬達燒毀)的差異為抗扭矩 625kg-cm，電流約 50A。

在圖 55 中，顯示各曲線的趨勢都趨近緩慢下降的情形，與實驗七(圖 53)相同，8M 馬達也無法承受此抗扭矩(深綠色曲線)而燒毀。

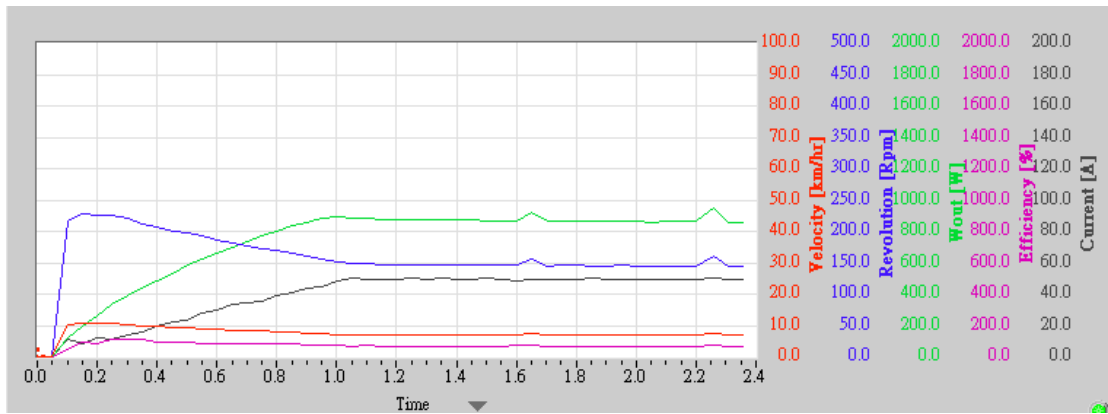


圖 54 實驗八的測試機台圖表

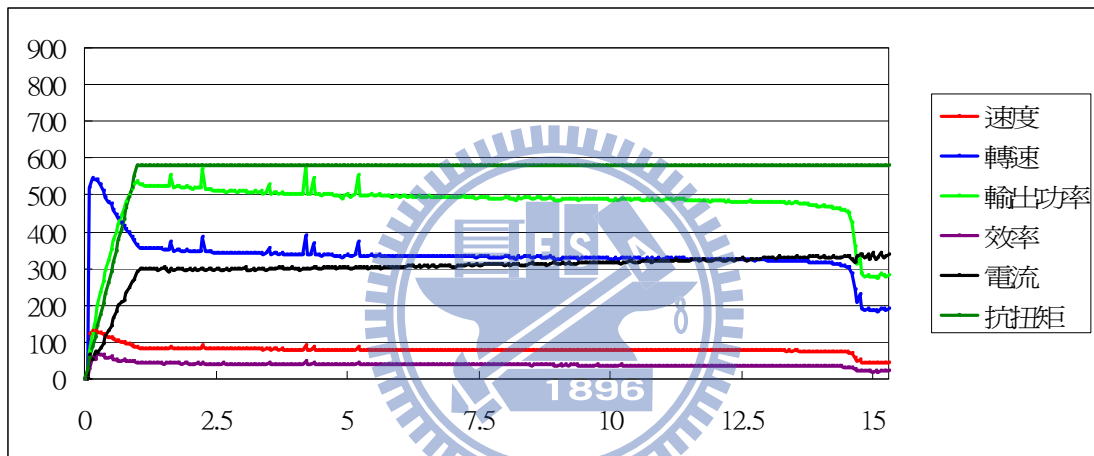


圖 55 實驗八數據檔所繪製的圖表

實驗九目的為測試 8M 馬達的極限扭矩(抗扭矩 562kg-cm，電流約 45A)。圖 56 為實驗測試機台的圖示，圖 57 為實驗數據檔所繪製的圖示。與實驗七(抗扭矩 800kg-cm，64A 時 8M 馬達燒毀)、實驗八(抗扭矩 625kg-cm，50A 時 8M 馬達燒毀)的差異為抗扭矩 562kg-cm。

在圖 57 中，顯示各曲線的趨勢都趨近緩慢下降的情形，與實驗七(圖 53)、實驗八(圖 55)相同，電流約 45A 時，8M 馬達仍然無法承受此抗扭矩(深綠色曲線)而燒毀。

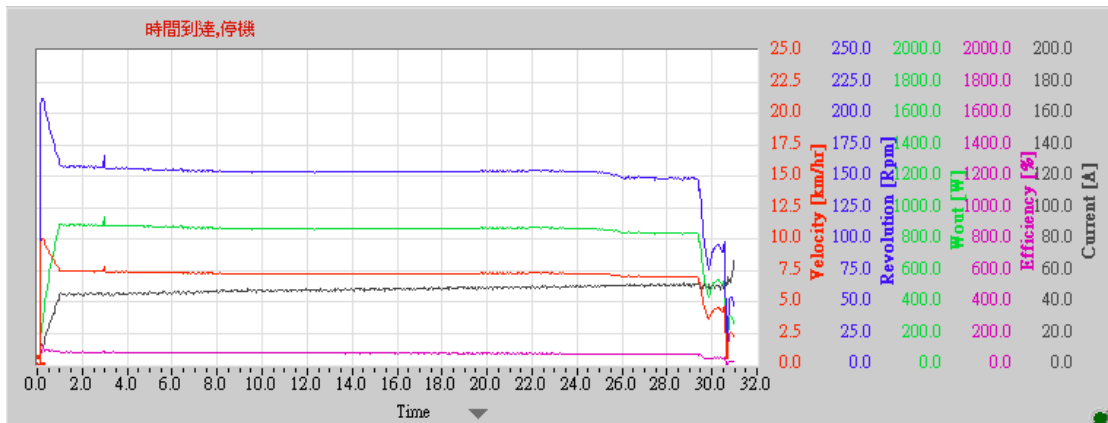


圖 56 實驗九的測試機台圖表

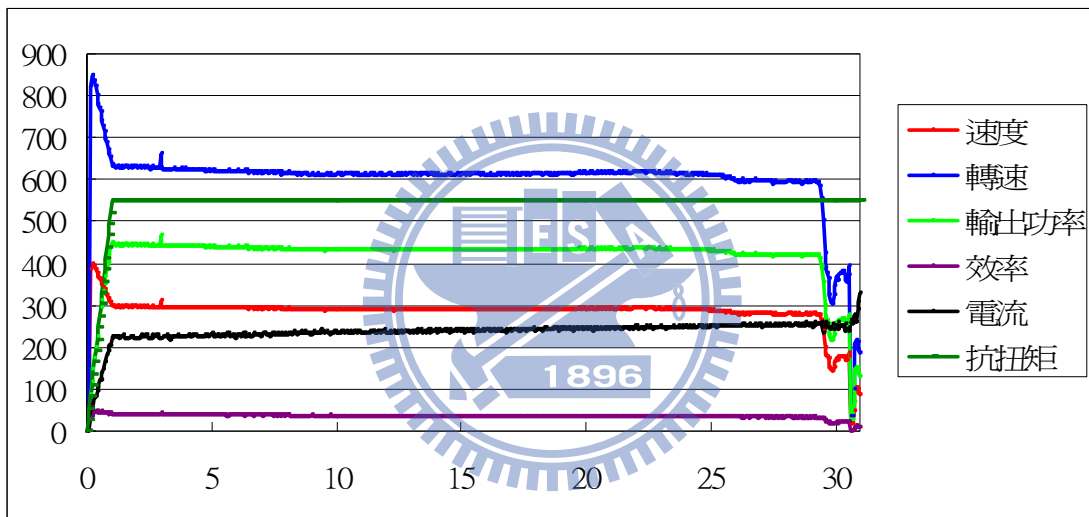


圖 57 實驗九數據檔所繪製的圖表

實驗十目的為測試 8M 馬達不燒毀下並重複測試(第一次)。實驗十(抗扭矩 500kg-cm，電流約 40A)。圖 58 為實驗測試機台的圖示，圖 59 為實驗數據檔所繪製的圖示。

由於之前的實驗七(抗扭矩 800kg-cm，64A 時 8M 馬達燒毀)、實驗八(抗扭矩 625kg-cm，50A 時 8M 馬達燒毀)及實驗九(抗扭矩值 562kg-cm，45A 時 8M 馬達燒毀)8M 馬達皆因無法承受抗扭矩而燒毀。所以，實驗十將抗扭矩降至 500kg-cm(電流約 40A)如圖 59 所示。車速(紅色曲線)、轉速(藍色曲線)、輸出功率(草綠色曲線)、效率(紫色曲線)及電流(黑色曲線)，都呈現平緩的情況直到測試結束，8M 馬達並未燒毀。

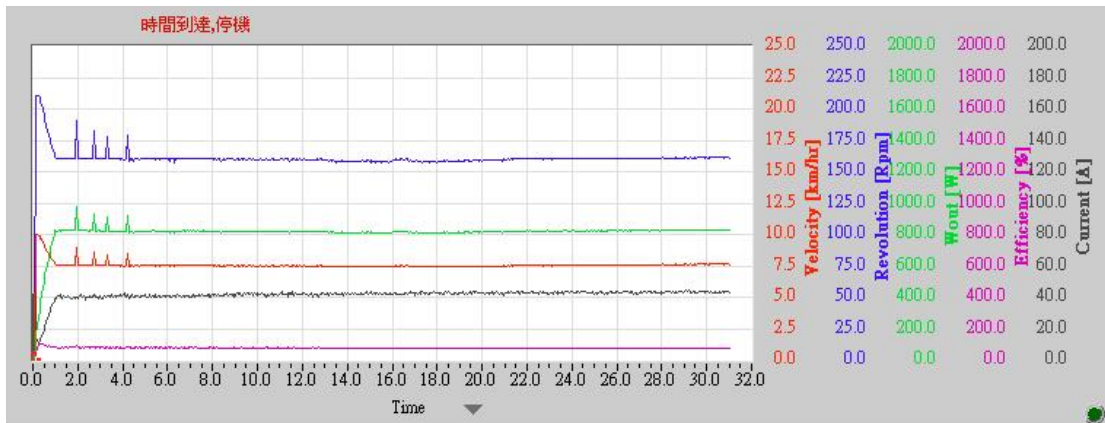


圖 58 實驗十的測試機台圖表

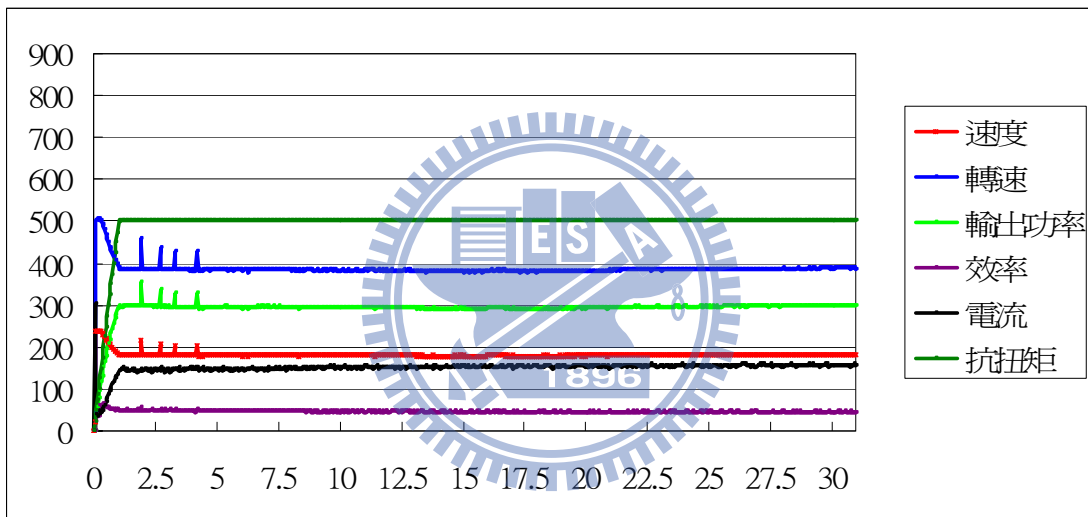


圖 59 實驗十數據檔所繪製的圖表

實驗十一目的為測試 8M 馬達不燒毀下並重複測試(第二次)。實驗十一(抗扭矩 500kg-cm，電流約 40A)。圖 60 為實驗測試機台的圖示，圖 61 為實驗數據檔所繪製的圖示。

由於實驗十(抗扭矩 500kg-cm，電流約 40A 馬達未燒毀)，所以延續實驗十的測試條件(抗扭矩 500kg-cm，電流約 40A)，進行第二次測試，如圖 61 所示。車速(紅色曲線)、轉速(藍色曲線)、輸出功率(草綠色曲線)、效率(紫色曲線)及電流(黑色曲線)，都呈現平緩的情況直到測試結束，8M 馬達並未燒毀。

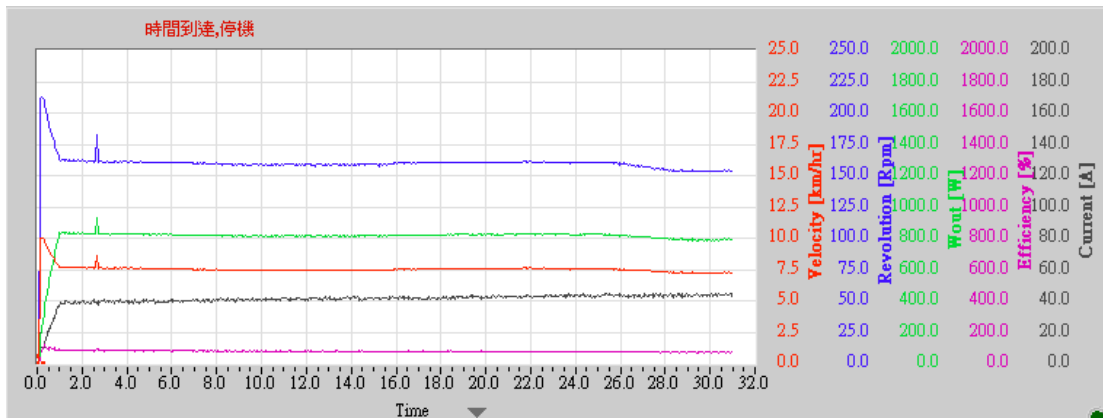


圖 60 實驗十一的測試機台圖表

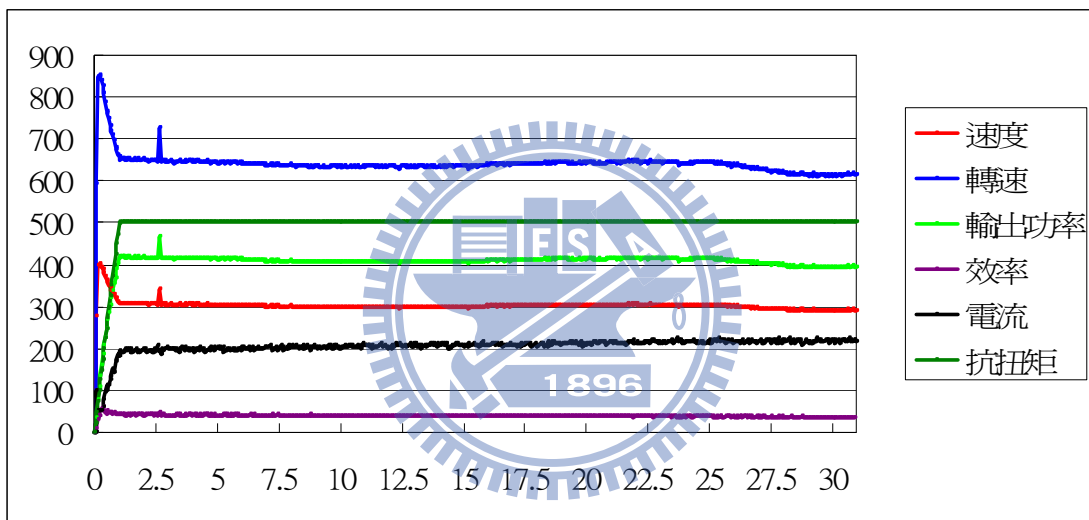


圖 61 實驗十一數據檔所繪製的圖表

實驗十二目的為測試 8M 馬達不燒毀下並重複測試(第三次)。實驗十二(抗扭矩 500kg-cm，電流約 40A)。圖 62 為實驗測試機台的圖示，圖 63 為實驗數據檔所繪製的圖示。

由於實驗十及實驗十一(抗扭矩 500kg-cm，電流約 40A 馬達未燒毀)兩次的測試 8M 馬達皆未燒毀。所以，繼續延續實驗十及實驗十一的測試條件(抗扭矩 500kg-cm，電流約 40A)，進行第三次測試，如圖 63 所示。車速(紅色曲線)、轉速(藍色曲線)、輸出功率(草綠色曲線)、效率(紫色曲線)及電流(黑色曲線)，都呈現平緩的情況直到測試結束，8M 馬達並未燒毀。

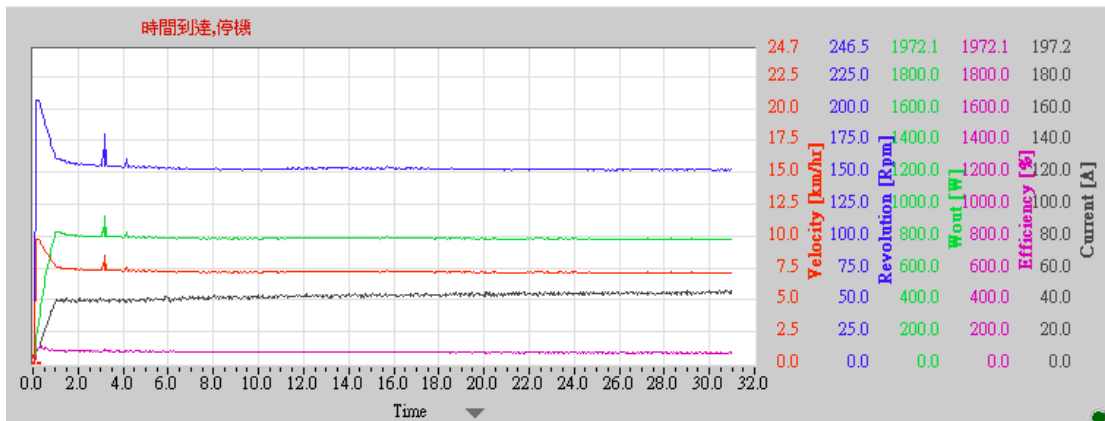


圖 62 實驗十二的測試機台圖表

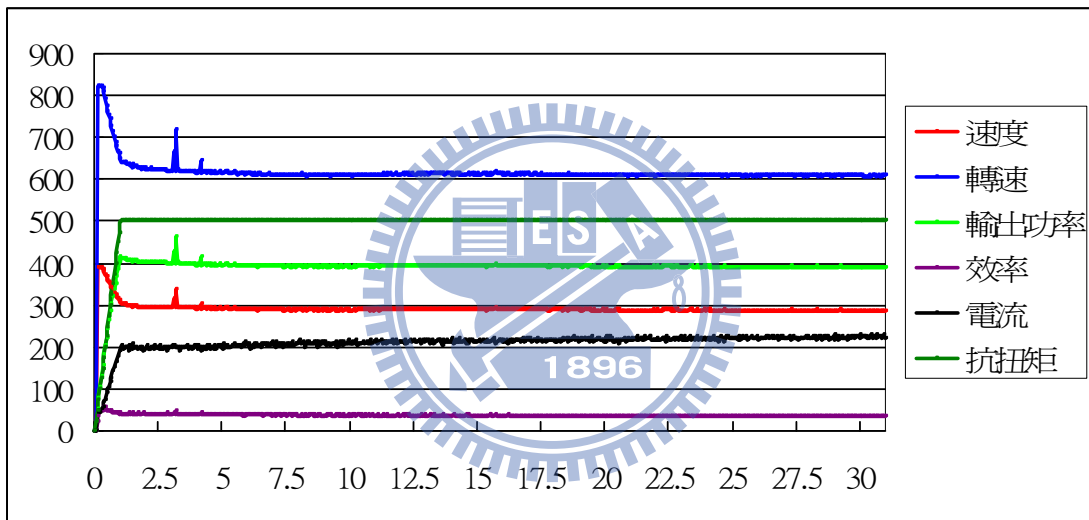


圖 63 實驗十二數據檔所繪製的圖表

根據實驗的數據檔，實驗一末段時，8M 馬達燒毀時的電流為 52 安培；實驗二末段時，8M 馬達燒毀時的電流為 65 安培。安培數相差 13 安培，初步判斷實驗的分段段數，會影響 8M 馬達的極限扭矩表現。

另外，實驗一與實驗二在其他四條曲線方面(如圖 64)，車速(紅色曲線)、轉速(藍色曲線)、輸出功率(草綠色曲線)與效率(紫色曲線)的趨勢都非常相似，僅凸波差異較大。

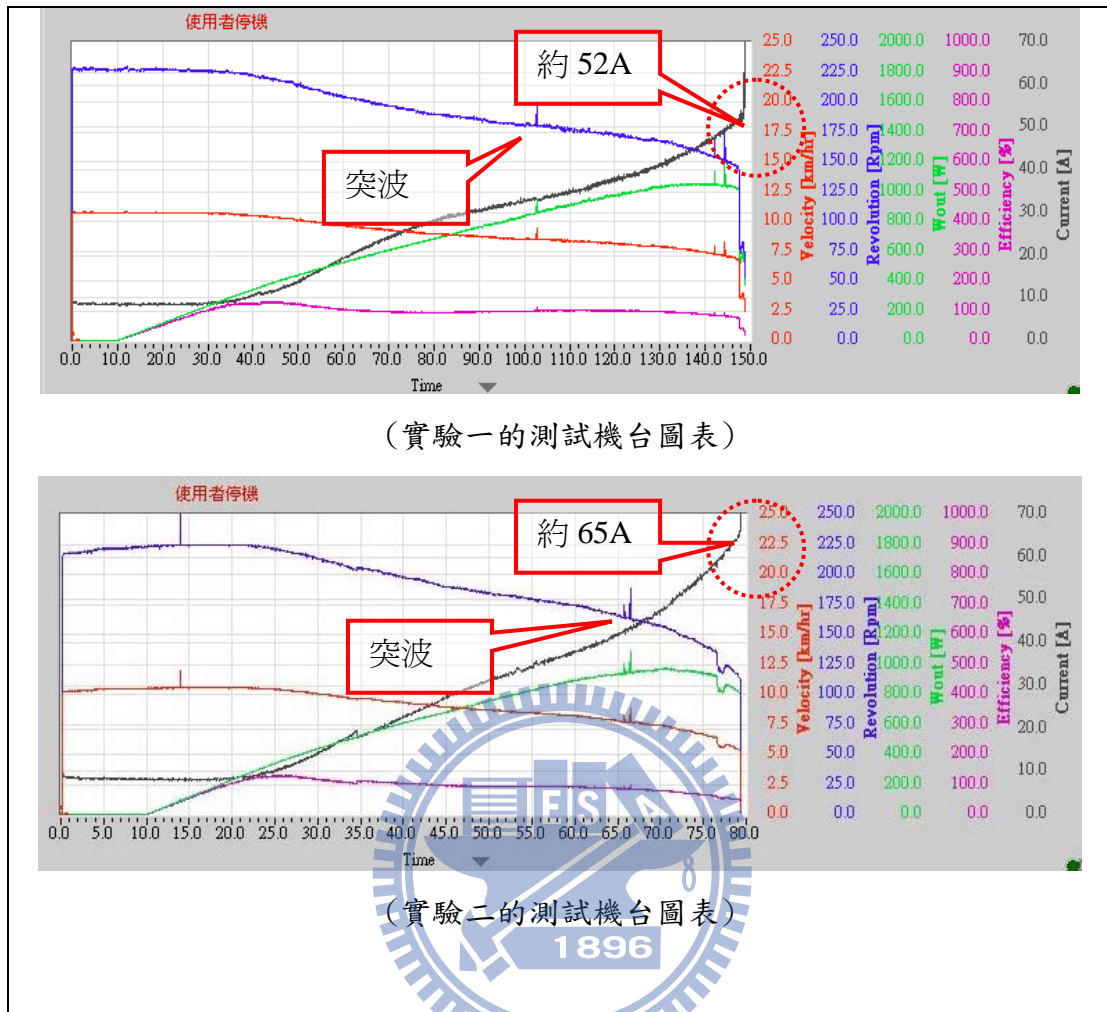
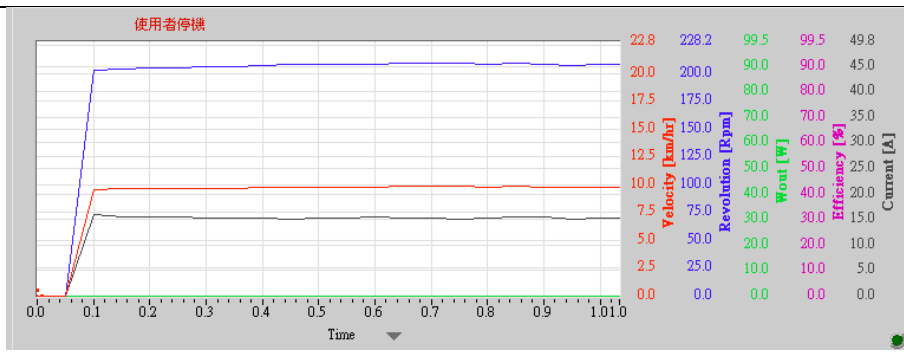
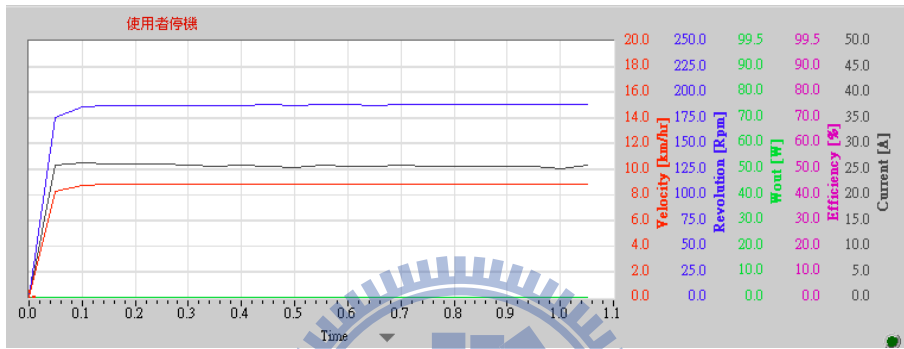


圖 64 實驗一與實驗二的比較圖

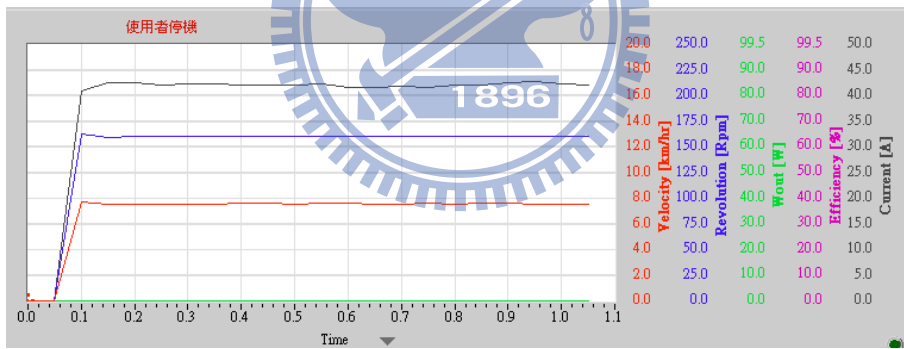
實驗三、實驗四、實驗五與實驗六(如圖 65)，對於不同抗扭矩在車速(紅色曲線)、轉速(藍色曲線)與電流(紫色曲線)上，由於時間很短(1 分鐘)，所以曲線很相似且差異不大。



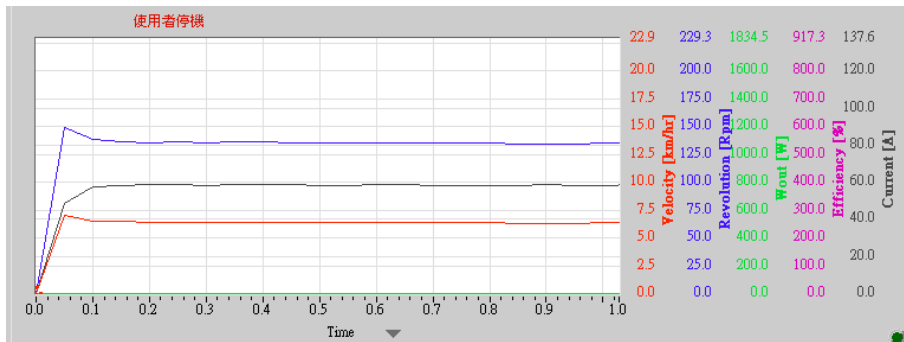
(實驗三的測試機台圖表)



(實驗四的測試機台圖表)



(實驗五的測試機台圖表)



(實驗六的測試機台圖表)

圖 65 實驗三、實驗四、實驗五與實驗六的比較圖

實驗七(抗扭矩 800kg-cm, 64A 時 8M 馬達燒燬)、實驗八(抗扭矩 625kg-cm, 50A 時 8M 馬達燒燬)與實驗九(抗扭矩 562kg-cm, 45A 時 8M 馬達燒燬) 如圖 66 所示, 初步判定使 8M 馬達持續運轉, 而不燒毀的電流應小於 45A。

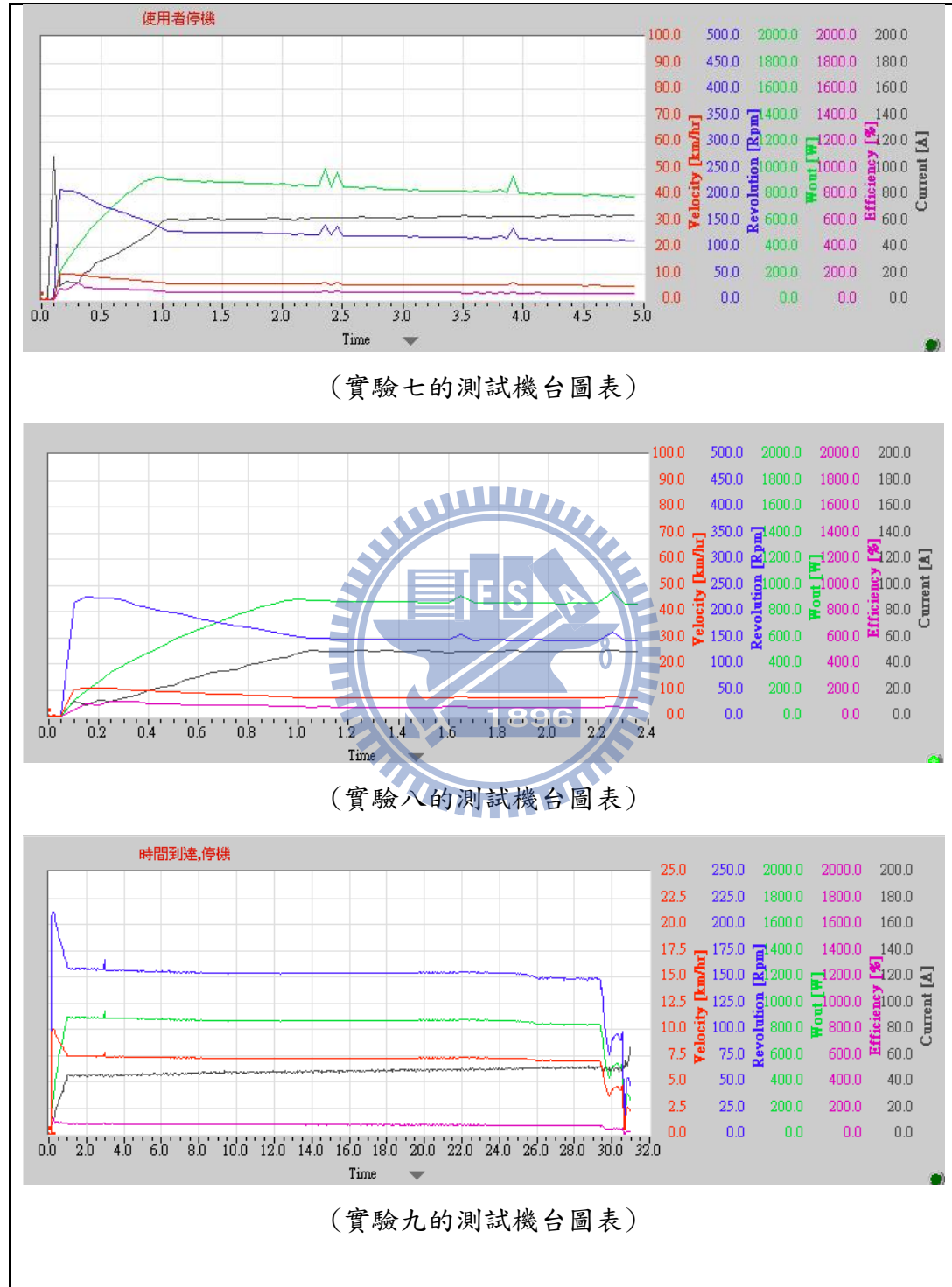


圖 66 實驗七、實驗八與實驗九的比較圖

實驗十、實驗十一及實驗十二，抗扭矩 500kg-cm，電流約 40A，8M 馬達都不燒毀。初步判定使 8M 馬達持續運轉，而不燒毀的電流應介於 40~45A 之間，如圖 67 所示。

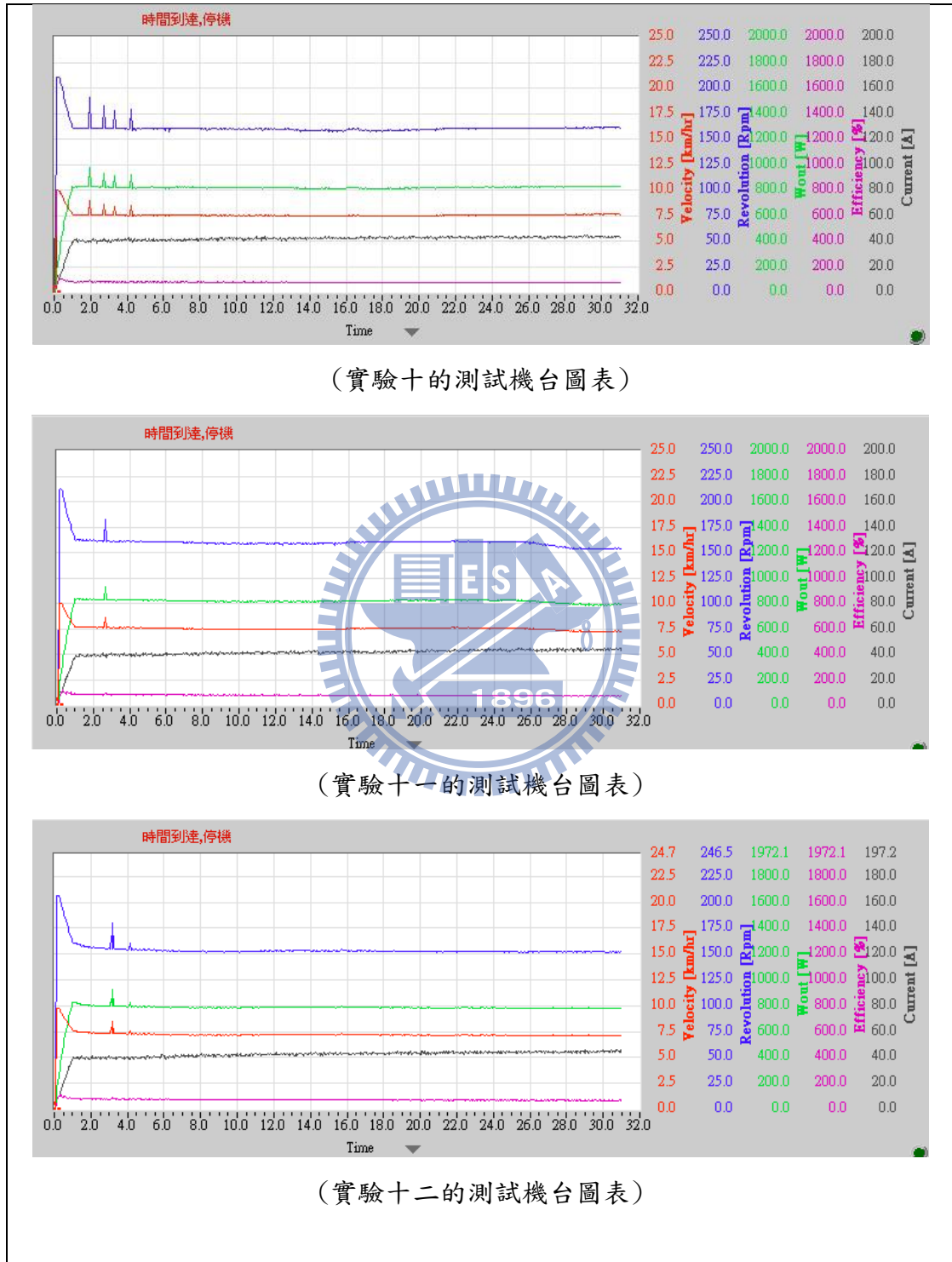


圖 67 實驗十、實驗十一及實驗十二的比較圖

由實驗一與實驗二得知，8M 馬達搭配 26:1 變速箱與 260x85mm 輪胎，極限扭矩約 680kg-cm(電流 52A)~690kg-cm(電流 65A)之間。

實驗三、實驗四、實驗五與實驗六得知，8M 馬達搭配 26:1 變速箱與 260x85mm 輪胎，可以克服未啟動就已存在的障礙(抗扭矩)，目前數據顯示抗扭矩 750kg-cm 的阻礙是可以跨越的，但是時間無法超過 1 分鐘。若超過 1 分鐘，8M 馬達將會燒毀。

實驗七、實驗八與、與實驗九得知，8M 馬達搭配 26:1 變速箱與 260x85mm 輪胎，無法承受 45A 以上的電流。

實驗十、實驗十一與實驗十二得知，8M 馬達搭配 26:1 變速箱與 260x85mm 輪胎，可以長時間(30 分鐘)承受抗扭矩約 500kg-cm(電流 40A)而不燒毀。

依據實驗七、實驗八與、實驗九、實驗十、實驗十一與實驗十二的結果顯示，8M 馬達搭配 26:1 變速箱與 260x85mm 輪胎，可以長時間(30 分鐘)運轉而不燒毀的操作電流約介於 40A~45A 之間。



3.4.2 電動代步車動力模組測試的初步結論

依據馬達製造廠提供的馬達特性曲線，擷取其中最大輸出扭矩(kg-cm)與最大輸出扭矩時電流(A)兩項，如表 9 所示。並配合 $L_{16}(4^5)$ 因子與水準的設計，如表 10 所示，進行電動代步車動力模組的測試。本文彙整完成的 $L_{16}(4^5)$ 直交表，包括平坦路面行駛最大速度、平坦路面行駛最大速度時的馬達電流、可連續爬坡的最大斜坡角度與成本估算，如表 14 所示。

表 14 $L_{16}(4^5)$ 直交表的實驗數據

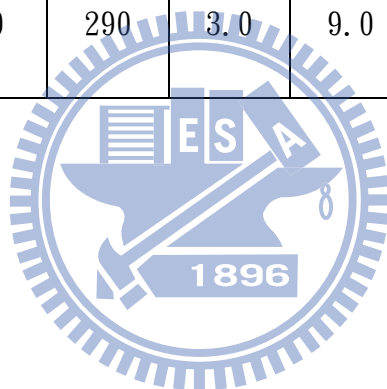
因子 實驗 編號	A 馬達 的瓦 特數 (W)	B 變速 箱的 速比 (比 值)	C 車輛 的重 心 (mm)	D 驅動 輪的直 徑(mm)	E 座椅 底板的 重量 (kg)	平坦路 面行駛 最大速 度 (km/h)	平坦路 面行駛 最大速 度時的 馬達電 流(A)	可連續 爬坡的 最大斜 坡角度 (度°)	成本 (NT\$)
實驗 1	270	14	0	230	2.0	10.5	19.7~ 20.4	0.5°	3,741
實驗 2	270	22	50	260	3.0	8.7	9.4~9.9	3.0°	3,753
實驗 3	270	26	100	290	4.0	7.7	11.8~ 12.5	3.0°	3,990
實驗 4	270	30	150	320	5.0	8.3	9.4~ 10.0	3.0°	4,403
實驗 5	350	14	50	290	5.0	14.0	27.8~ 28.5	1.5°	4,768
實驗 6	350	22	0	320	4.0	12.0	14.5~ 15.4	4.5°	4,671
實驗 7	350	26	150	230	3.0	7.3	12.3~ 12.9	9.5°	3,734
實驗 8	350	30	100	260	2.0	7.7	9.0~9.6	10.5°	4,166

實驗 9	470	14	100	320	3.0	16.3	30.6~ 31.3	1.0°	5,148
實驗 10	470	22	150	290	2.0	10.9	14.7~ 15.4	6.5°	4,340
實驗 11	470	26	0	260	5.0	8.9	12.0~ 12.6	9.0°	4,238
實驗 12	470	30	50	230	4.0	7.0	10.8~ 11.5	12.0°	3,861
實驗 13	500	14	150	260	4.0	15.0	32.7~ 33.5	1.0°	4,788
實驗 14	500	22	100	230	5.0	9.6	15.5~ 16.2	7.5°	3,961
實驗 15	500	26	50	320	2.0	11.3	15.6~ 16.4	6.0°	4,883
實驗 16	500	30	0	290	3.0	9.0	12.9~ 13.7	9.0°	4,615

首先，依據電動代步車平坦路面行駛最大速度要求 8 km/h 以上、可連續爬坡的最大斜坡角度 8° 以上，篩選後僅實驗 11 與實驗 16 符合要求，如表 15 所示。實驗 11 為 9M(470W)馬達+26:1 變速箱+3.00-4(260mm)輪胎+5kg 座椅底板+重心位置 0mm，成本為 NTD 4,238 元，而實驗 16 為 10M(500W)馬達+30:1 變速箱+4.00-4(290mm)輪胎+3kg 座椅底板+重心位置 0mm，成本為 NTD 4,615 元。最後，依據成本考量實驗 11 比實驗 16 更具競爭力。若再針對座椅底板的重量進行輕量化，在不影響結構強度之下，成本還可以降低。

表 15 $L_{16}(4^5)$ 直交表的實驗數據(部分)

因子 實驗 編號	A 馬達 的瓦 特數 (W)	B 變速 箱的 速比 (比 值)	C 車輛 的 重 心 (mm)	D 驅動 輪的直 徑(mm)	E 座椅 底板的 重量 (kg)	平坦路 面行駛 最大速 度 (km/h)	平坦路 面行駛 最大速 度時的 馬達電 流(A)	可連續 爬坡的 最大斜 坡角度 (度°)	成本 (NT\$)
實驗 11	470	26	0	260	5.0	8.9	12.0~ 12.6	9.0°	4,238
實驗 16	500	30	0	290	3.0	9.0	12.9~ 13.7	9.0°	4,615



第四章 電動代步車座椅底板的設計改良

在第三章的初步結論中， $L_{16}(4^5)$ 直交表的實驗數據顯示，四輪電動代步車(如圖 68)的座椅底板重量更輕，就能讓電動代步車的速度更快，消耗電流小使得續航力增加。在以往的實際測試中，電動代步車的座椅底板強度，往往關係著墜落測試(Drop Test)是否成功，如圖 69 所示。座椅底板上承使用者 93% 的重量，其下接車架的座管與龍骨(主樑)，如圖 70、圖 71 所示。



圖 68 四輪電動代步車



圖 69 電動代步車的墜落測試



圖 70 電動代步車車架結構



圖 71 電動代步車車架龍骨與座管處結構

4.1 電動代步車座管的分析

4.1.1 電動代步車座管的分析說明

座管設計的相關說明：

- (1)設計限制：須能承受136kg載重。
- (2)模擬設定：承受軸向力所產生的應力、剪力、變形量(位移)值。
- (3)忽略因素：焊接脆性不考慮，塗裝、鏽蝕影響不考慮，並適度簡化模型。
- (4)材料使用限制：主樑的座管和補強結構，僅可使用簡易斷面的管材或折板，

如下表16、表17所示：

表16 座管設計的材料限

形式	C 圓形座管	R 方形座管
0 無任何補強	C0圓形座管	R0方形座管
1左右斜邊補強	C1圓形座管左右斜邊補強	R1方形座管左右斜邊補強
2前方補強	C2圓形座管前方補強	R2方形座管前方補強
3特殊補強或幾何 形狀變更	C3圓形座管穿刺焊接	R3方形座管底面左右側補強

表17 座管設計的材料

項次	管次	管材	材質
主樑	1	方管50X3t	STKM11A
座管	1	方管32.3X3t	STKM11A
	2	圓管 ϕ 40X2.5t	STKM11A
補強	1	方管25X3t	STKM11A
	2	方管20X3t	STKM11A
	3	圓管25X3t	STKM11A

4.1.2 電動代步車座管的分析定義

元素、截面特性、及材料定義：

(1) 元素型式(Element Type)

包含 (a) 零維(0-D)之質點及空隙等元素。

(b) 一維(1-D)之樑及柱等元素。

(c) 二維(2-D)之板及殼等元素，此分析過程採用shell 63。

(d) 三維(3-D)之四面體及六面體等元素。

(2) 實體常數(Real Constants)

因為一般在分析時取其簡便及縮短時間，都將模型簡化以加快分析，所以此部分在定義模型的截面特性，依元素型式可分為：

(a)一維(1-D)：以線代表中性軸，須定義截面尺寸及慣性矩等特性。

(b)二維(2-D)：以薄板代替體，需定義厚度。此專案之板材厚度分別為2, 2.5及3 mm。

(c)三維(3-D)：直接繪製出實體，不用定義截面特性。

(3) 材料性質(Material Properties)

必須定義的主要參數包括剛性係數EX及EY、剪彈性模數GXY和蒲松比NUXY等，依材料性質而定。可分：

(a) 等向材料(Isotropic)：須定義楊式係數E，蒲松比。此case於查詢相關文件資料後，定義楊氏係數= $2e11$ ，蒲松比= 0.3。

(b) 正交材料(Orthotropic)：須定義EX及EY。

(c) 非等向材料(Anisotropic)：因每個方向的材料參數均不同，必須輸入所有方向的數值。

4.1.3 電動代步車座管分析的幾何圖形繪製

此步驟在於繪出所要分析的物體經簡化而得之模型，也可經由其它CAD系統輸入，但是因為結構外形必須定義清楚且正確，而經由輸入轉檔而來的模型，常會有破裂不完整的情形發生，例如接合不佳及尺寸的誤差等情形，均會影響分析結果，因此本次分析皆在ANSYS環境中直接繪製，所得的結果也較準確。

結構外形的分格將定義好的結構外型，在此步驟分成小網格產生節點供後續分析計算。網格的粗細及元素的種類，和計算結果的誤差有很大的關係，本次分析主要以mapped的方式進行mesh, 對於無法以mapped完成部份改以 free mesh模式彌補，如圖72為圓形座管的幾何模型，如圖73為方形座管的幾何模型。

負載及夾持的定義依題目要求來設定，在結構分析方面，主要定義以下兩部份：

- (1) 邊界條件(Boundary Conditions) T型主樑結構底座三端設定位移為零。
- (2) 施以 136kg 負載之軸向力於座管。

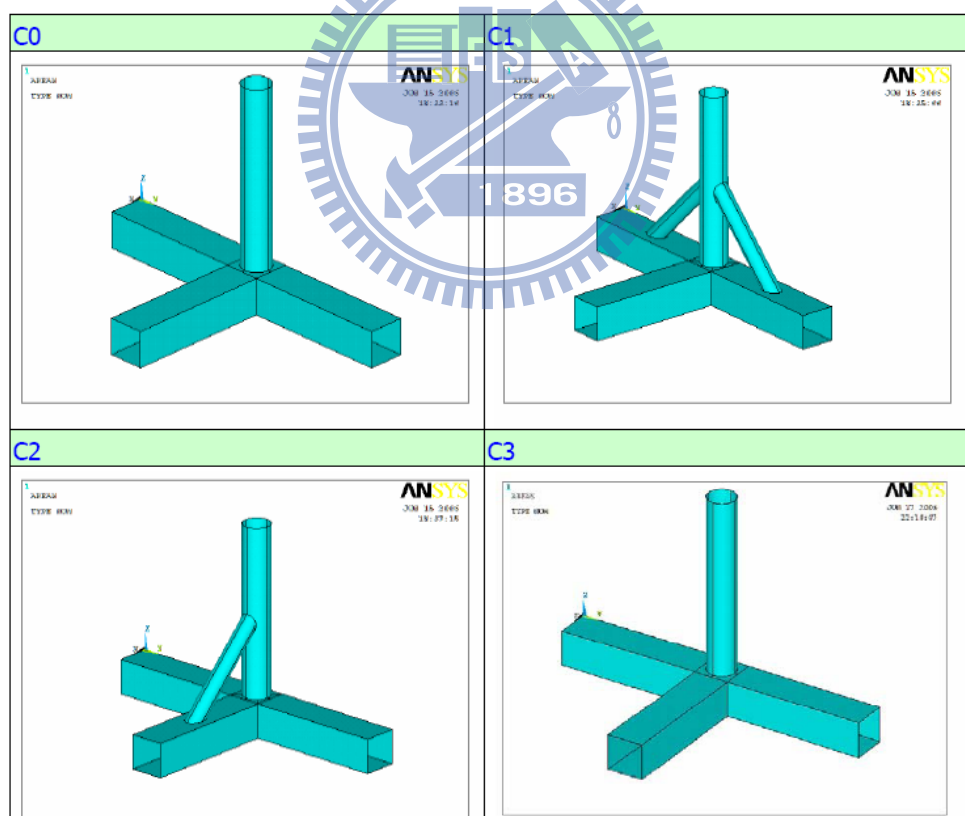


圖 72 圓形座管的幾何模型

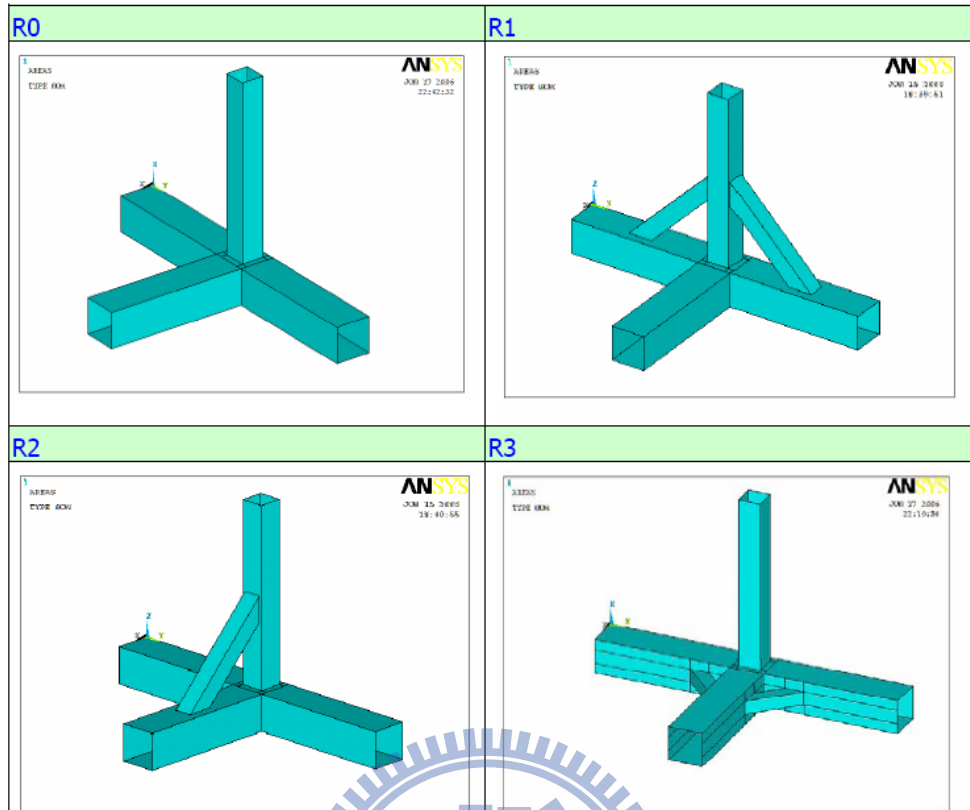


圖 73 方形座管的幾何模型

4.1.4 電動代步車座管分析的結果

電動代步車座管的分析，以ANSYS求解後之結果如圖 74(von-Mises stress) 所示。ANSYS建構幾何模型、鋪設網格、加載邊界條件及求解的程序，如圖 75 所示。

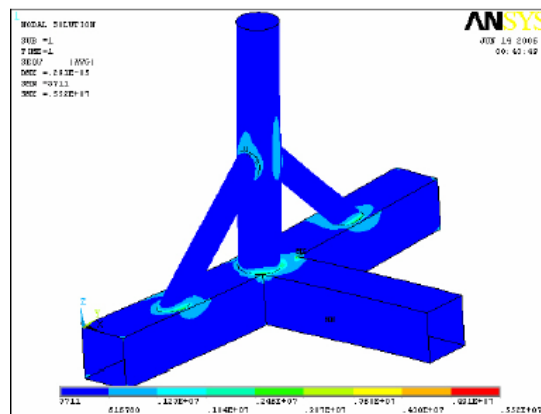


圖 74 座管分析的von-Mises stress 圖形

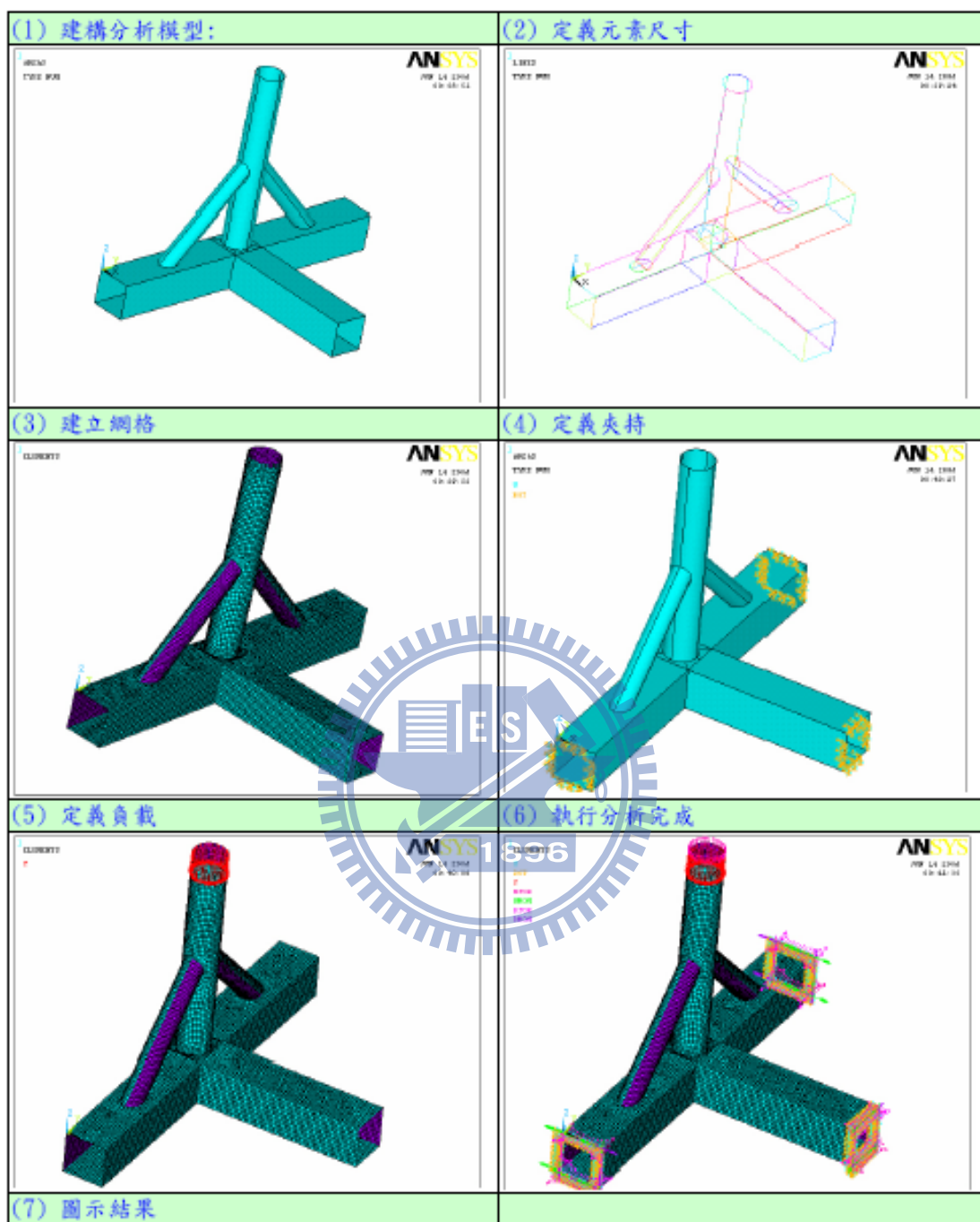


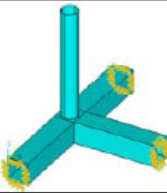
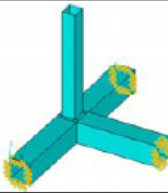
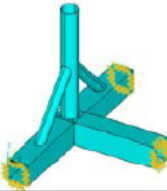
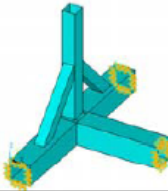
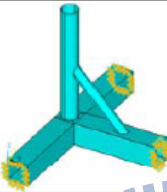
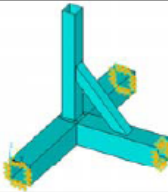
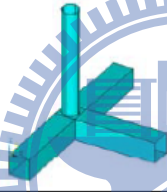
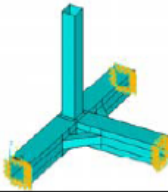
圖 75 電動代步車座管的 ANSYS 分析流程

電動代步車座管以 ANSYS 求解後之結果，得到以下 8 種座管模型之最大位移與最大應力值，如表 18、表 19 所示。

表 18 8 種座管模型於 ANSYS 求解後的最大位移與最大應力值表

Type	C 圓形座管	R 方形座管
0 無任何補強	C0圓形座管	R0方形座管
DMX(最大變形)	DMX 8.85E-06	DMX 5.79E-06
SMX(最大應力)	SMX 1.29E+07	SMX 1.24E+07
1 左右斜邊補強	C1圓形座管左右斜邊補強	R1方形座管左右斜邊補強
DMX(最大變形)	DMX 2.91E-06	DMX 1.80E-06
SMX(最大應力)	SMX 5.52E+06	SMX 4.27E+06
2 前方補強	C2圓形座管前方補強	R2方形座管前方補強
DMX(最大變形)	DMX 5.21E-06	DMX 5.39E-06
SMX(最大應力)	SMX 7.50E+06	SMX 9.42E+06
3 特殊補強或幾何 形狀	C3 圓形座管穿刺焊接	R3方形座管底面左右側補強
DMX(最大變形)	DMX 2.97E-06	DMX 5.57E-06
SMX(最大應力)	SMX 5.42E+06	SMX 9.02E+06

表 19 8 種座管模型於 ANSYS 求解後的最大位移與最大應力值表

	DMX	SMX			DMX	SMX	
C0	8.85E-06	1.29E+07		R0	5.79E-06	1.24E+07	
C1	2.91E-06	5.52E+06		R1	1.80E-06	4.27E+06	
C2	5.21E-06	7.50E+06		R2	5.39E-06	9.42E+06	
C3	2.97E-06	5.42E+06		R3	5.57E-06	9.02E+06	

經過有限元素分析軟體 ANSYS 的模擬分析後，初步可以判斷電動代步車的座管，若僅考慮垂直的軸向負載時，圓形座管穿刺焊接加左、右斜邊補強，應為最佳化設計。但若考慮成本，直接以圓形座管穿刺焊接，亦可達所需的補強效果，而且與業界使用採用的設計相同，如圖 76 與圖 77 所示。



圖 76 圓形座管左、右斜邊補強

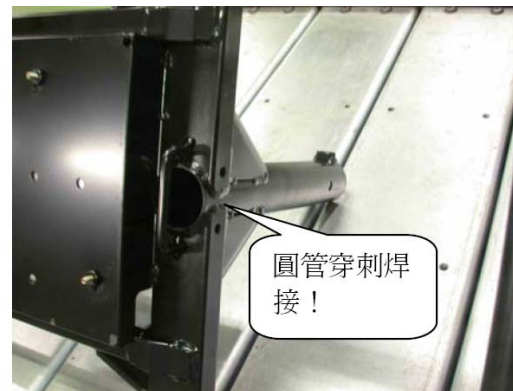


圖 77 圓形座管的穿刺焊接

4.2 電動代步車座椅底板的設計

4.2.1 電動代步車座椅底板的設計簡介

電動代步車零件的重量，直接影響車輛的續航力、成本、爬坡能力…等。其中，座椅底板由於直接承受騎乘者的體重，必須能支撐至少 115kg 的重量且儘可能的輕量化。所以，選取電動代步車上最直接承受重量的零件—座椅底板來進行輕量化的設計，以了解座椅底板的重量對車輛速度、爬坡能力…等的影響。

由於，3D 模型使用 Solid Works 軟體建構，為避免轉存檔案而造成圖檔的破壞與遺失。所以，座椅底板有限元素的分析採用 Solid Works COSMOS X-Press 分析。Solid Works COSMOS X-Press 的分析相當容易使用，在 3D 模型建構完成並加入現制條件後，即可進行有限元素的分析。而且求解的速度相當快速。所以，本章節與 4.1 章節採用不同的有限元素分析軟體，進行代步車座椅底板的設計分析。



4.2.2 電動代步車座椅底板的設計流程

電動代步車進行座椅底板的設計時，座椅底板輕量化的設計，使用 Solid Works 建構 3D 模型與 Solid Works COSMOS X-Press 分析應力、應變、位移與安全係數。其設計流程如圖 78 所示。

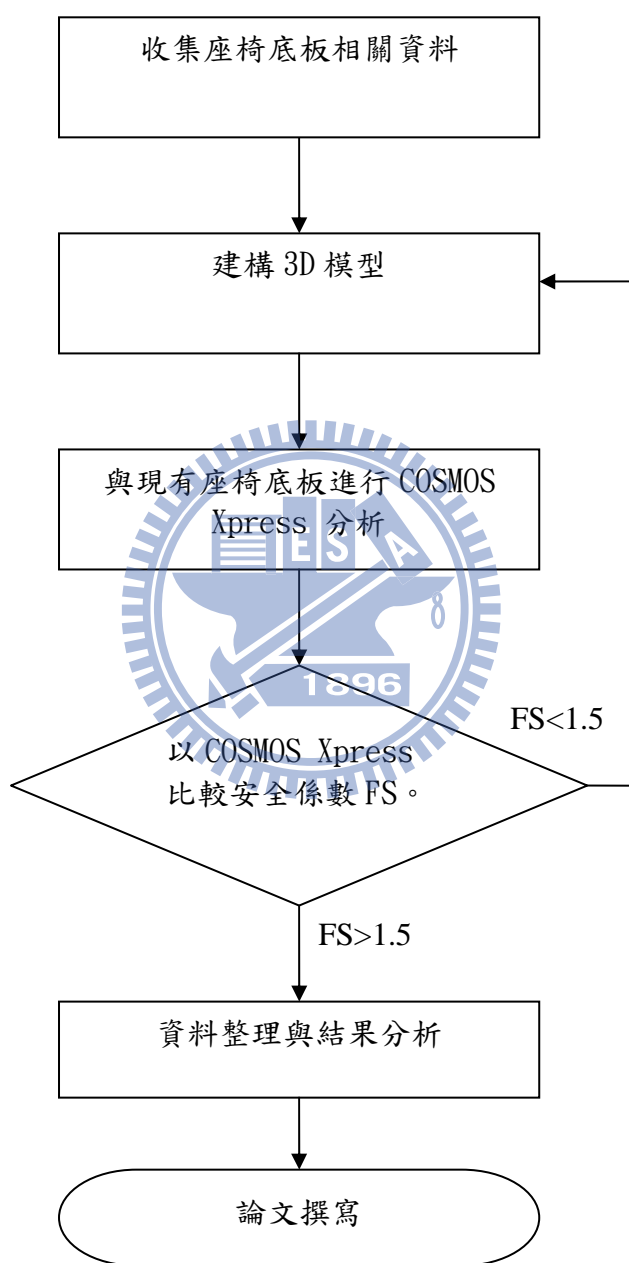


圖 78 座椅底板的設計流程圖

4.2.3 電動代步車座椅底板的設計方法

車輛零件的重量直接影響車輛的續航力、成本、爬坡能力…等。本文選取電動代步車上最直接承受重量的零件—座椅底板來進行設計，以了解座椅底板的重量與車輛整體表現的影響。目前舊設計的座椅底板，如圖 79、圖 80、圖 81 與圖 82。另外，再設計一款新的座椅底板，在能符合最小安全係數 1.5 的要求下，將座椅底板的重量最小化，新設計的座椅底板如圖 83 與圖 84 所示。

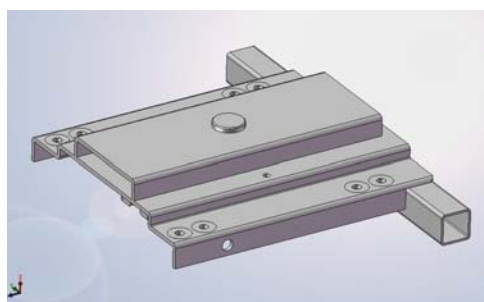


圖 79 舊設計 XL4 座椅底板(正面)

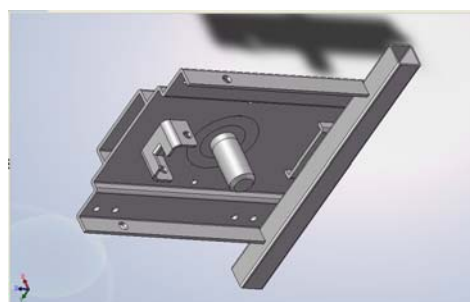


圖 80 舊設計 XL4 座椅底板(背面)



圖 81 舊設計 ML4 座椅底板(正面)

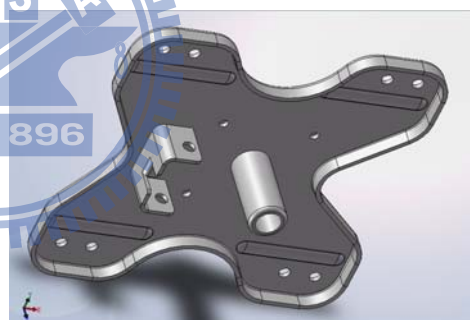


圖 82 舊設計 ML4 座椅底板(背面)



圖 83 新設計座椅底板(正面)

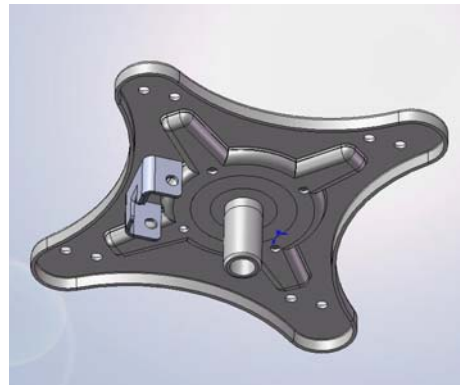


圖 84 新設計座椅底板(背面)

新設計的座椅底板，係依據舊設計的座椅底板改良而來，如圖 85 所示舊設計 XL4 座椅底板，主板使用折床加工成型，心軸以實心棒設計。如圖 86 所示舊設計 ML4 座椅底板，主板使用沖床加工成型，心軸以厚管材料設計。而新設計的座椅底板如圖 87 所示，加強沖床加工成型的深度(增加 I 值慣性矩)，改以主板與副板均使用沖床加工成型，整體結構強度增加重量也得以減輕。

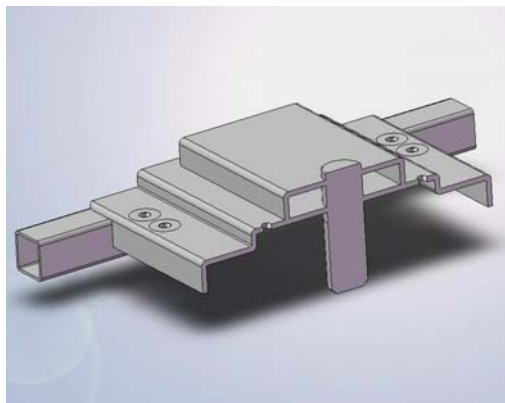


圖 85 舊設計座椅底板(XL4)剖視圖



圖 86 舊設計座椅底板(ML4)剖視圖

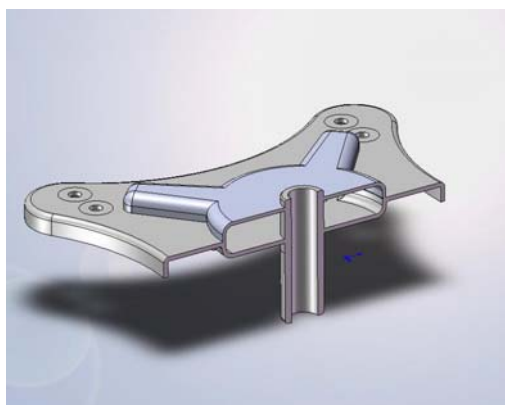


圖 87 新設計座椅底板剖視圖

4.2.4 電動代步車座椅底板的設計模擬

新設計的座椅底板使用低碳鋼板製作，分為主板與副板兩塊，以 CO_2 焊接加工。並考慮使用的低碳鋼板厚度的限制，與成型沖模的要求，所以在此部份不進行田口實驗設計，也不進行最佳化的設計，僅以 11 個簡易的主板與副板厚度的排列、組合進行模擬分析。

新設計的座椅，設定承受 550LB(250kg)的正向力，位置於座椅底板的中央，如圖 88 所示。

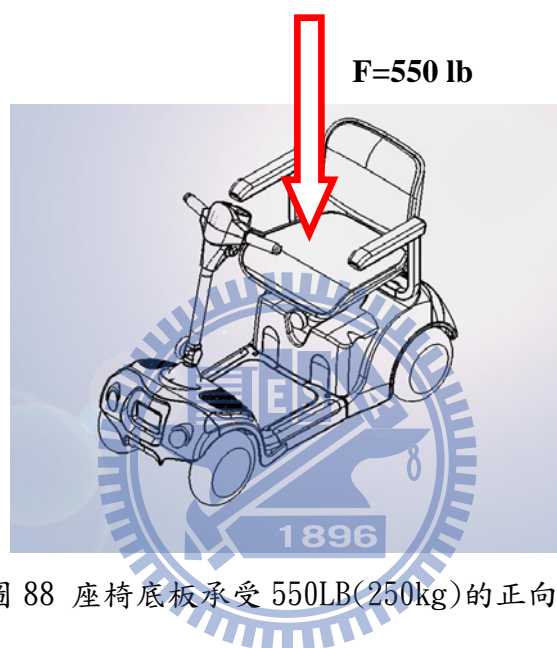


圖 88 座椅底板承受 550LB(250kg)的正向力

再考慮座椅底板會有承受彎矩(M)的情形，在 Solid Works Xpress 設定中，將承受的彎矩(M)改以正向力(F)乘以位移(S)代替。預設座椅底板承受彎矩(M)的方向分為三種形式：第一種形式為前、後方向的彎矩(前壓，後拉)，如圖 89。第二種形式為左、右方向的彎矩(左壓，右拉)，如圖 90。第三種形式為斜角方向的彎矩(左前、左後與右前壓，右後拉)，如圖 91。

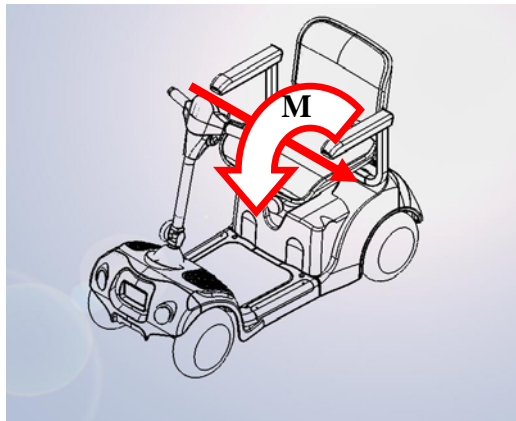


圖 89 前後方向的彎矩（前壓，後拉）

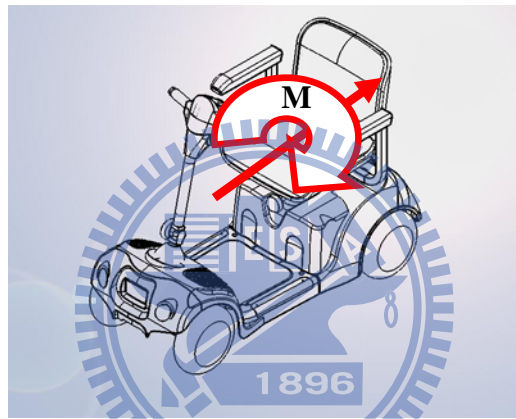


圖 90 左右方向的彎矩（左壓，右拉）

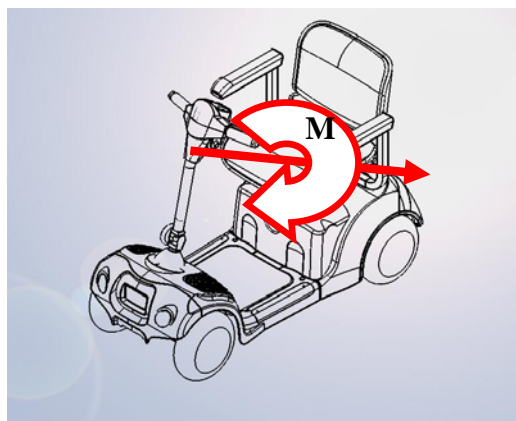


圖 91 斜角方向的彎矩（左前、左後與右前壓，右後拉）

預設座椅底板承受彎矩(M)的三種形式，在 Solid Works Xpress 的邊界條件設定為：座椅底板底部心軸 FX、FY 與 FZ 三軸向固定，如圖 92 所示。力量的施與為每點 68.751b，如圖 93 與 94 所示。第三種形式斜角方向的彎矩(左前壓右後拉)，其力量的施與為每點 137.51b，如圖 95 所示，此設定為加嚴設定。

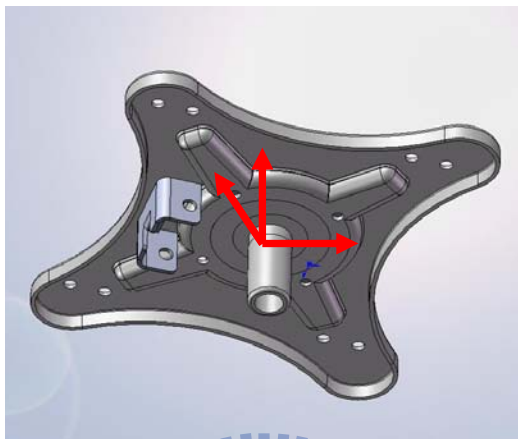


圖 92 座椅底板底部心軸固定

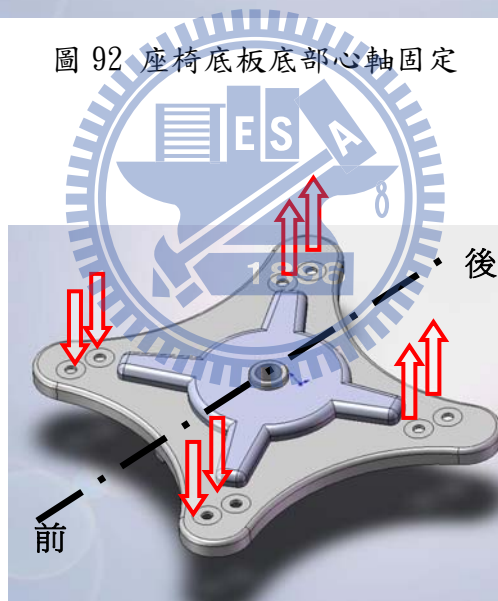


圖 93 前壓(68.751bx4 點)後拉(68.751bx4 點)

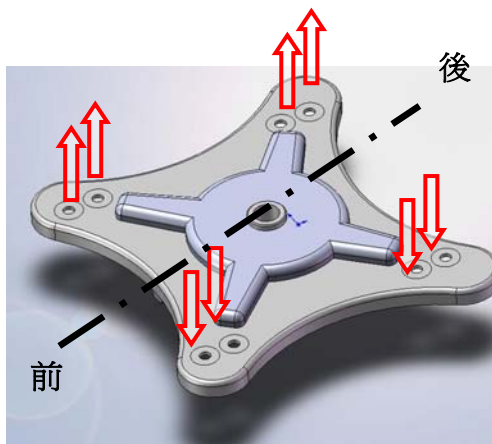


圖 94 左壓(68.751bx4 點)右拉(68.751bx4 點)

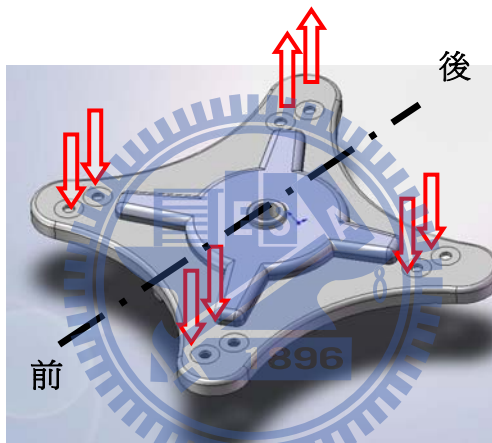


圖 95 左前、左後與右前壓(68.751bx6 點)右後拉(68.751bx2 點)

4.2.5 電動代步車座椅底板設計的初步結論

座椅底板輕量化的設計，首先，針對新、舊設計的座椅底板承受正向力的負載，藉由 Solid Works COSMOS X-Press 分析應力、應變、位移與安全係數，並擷取其座椅底板重量(kg)與最小安全係數兩項，彙整如表 20 所示。

表 20 新、舊設計的座椅底板承受正向力後的強度比較表

座椅底板編號	座椅底板重量 kg	最小安全係數	底板的板厚 mm
NO. 1(舊設計 XL4) 	4.7 kg	FS=2.3	主板 4.0/副板 4.0
NO. 2(舊設計 ML4) 	2.4 kg	FS=1.5	主板 3.5/副板 3.0
NO. 3(新設計一)  (新設計一~新設計十一的外 型皆一致)	2.8 kg	FS=2.9	主板 3.5/副板 3.5
NO. 4(新設計二)	2.5 kg	FS=1.4	主板 3.0/副板 3.0
NO. 5(新設計三)	2.4 kg	FS=1.9	主板 3.0/副板 2.5
NO. 6(新設計四)	2.3 kg	FS=1.6	主板 3.0/副板 2.0
NO. 7(新設計五)	2.2 kg	FS=1.8	主板 3.0/副板 1.5
NO. 8(新設計六)	1.9 kg	FS=1.1	主板 2.5/副板 1.5
NO. 9(新設計七)	2.0 kg	FS=1.0	主板 2.5/副板 2.0
NO. 10(新設計八)	2.1 kg	FS=1.2	主板 2.5/副板 2.5
NO. 11(新設計九)	2.5 kg	FS=1.4	主板 3.5/副板 3.0
NO. 12(新設計十)	2.4 kg	FS=1.9	主板 3.5/副板 2.5
NO. 13(新設計十一)	2.3 kg	FS=1.6	主板 3.5/副板 2.0

座椅底板承受正向力的強度分析結果：

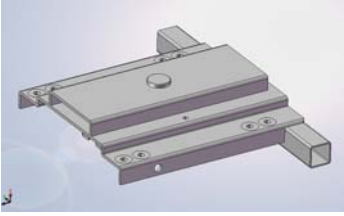


新設計的座椅底板使用低碳鋼板製作，分為主板與副板兩塊，以 CO₂ 焊接加工。設定座椅底板承受 550LB(250kg)的正向力，位置於座椅底板的中央。分析的結果如表 20 所示，編號 NO.1 與 NO.2 為舊有的設計。NO.3~NO.13 共 11 款為新設計，其差異為主板與副板的厚度調整不同。

承受 550LB(250kg)的正向力，設定座椅底板上的最小安全係數不得低於 1.5，低於 1.5 視為失敗。由表 20 中發現 NO.3、NO.5、NO.6、NO.7、NO.12 與 NO.13 符合最小安全係數不得低於 1.5 的要求。但基於成本考量，需選擇重量最輕的座椅底板 NO.7(主板 3.0mm/副板 1.5mm)。

再將舊設計座椅底板 NO.1、NO.2，與新設計座椅底板 NO.7(主板 3.0mm/副板 1.5mm)比較，如表 21 所示。座椅底板重量方面，舊設計座椅底板 (XL4)NO.1 為 4.7 kg，舊設計座椅底板 NO.2(ML4)為 2.4 kg，而新設計座椅底板 NO.7(新設計五)僅 2.2 kg。

安全係數方面，舊設計座椅底板(XL4)NO.1 的安全係數為 2.3，舊設計座椅底板 NO.2(ML4)的安全係數為 1.5，而新設計座椅底板 NO.7(新設計五)雖只有 1.8，不及舊設計座椅底板(XL4)的 2.3，但已達本文設定的安全係數 1.5，承受正向力的強度已經足夠。

表 21 新、舊設計的座椅底板的重量比較表

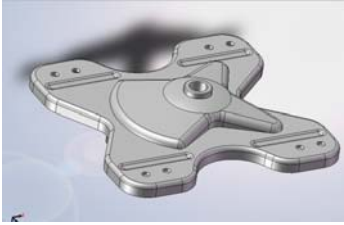


座椅底板編號	座椅底板重量 kg	最小安全係數	底板的板厚 mm
NO. 1(舊設計 XL4) 	4.7 kg	FS=2.3	主板 4.0/副板 4.0
NO. 2(舊設計 ML4) 	2.4 kg	FS=1.5	主板 3.5/副板 3.0
NO. 7(新設計五) 	2.2 kg	FS=1.8	主板 3.0/副板 1.5

座椅底板承受彎矩的強度分析結果：

再由表 20 中找出，新設計座椅底板重量與舊設計(ML4)相同的做比較。新設計座椅底板 NO. 5、NO. 12 與舊設計(ML4)均為 2.4kg。如表 22 所示。

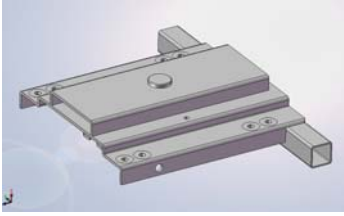

新設計座椅底板承受彎矩後的最小安全係數，不論在哪個方向上，皆大於舊設計(ML4)的 FS=0.78(前壓後拉)、FS=0.54(左壓右拉)與 FS=1.00(左前、左後與右前壓，右後拉)。此顯示新設計座椅底板，承受彎矩的能力大於舊設計(ML4)的座椅底板。

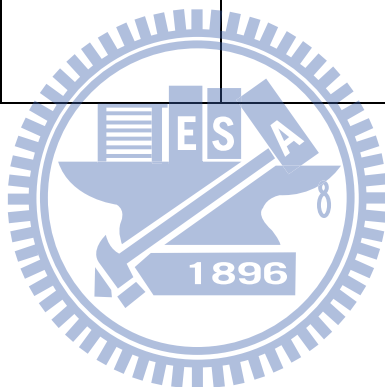
表 22 新、舊設計的座椅底板承受彎矩的強度比較表

座椅底板編號	座椅底板重量	最小安全係數	底板的板厚 mm
NO. 2(舊設計 ML4) 	2.4 kg	FS=0.78(前壓, 後拉) FS=0.54(左壓, 右拉) FS=1.00(左前、左後 與右前壓, 右後拉)	主板 3.5/副板 3.0
NO. 5(新設計三) 	2.4 kg	FS=1.84(前壓, 後拉) FS=1.87(左壓, 右拉) FS=1.82(左前、左後 與右前壓, 右後拉)	主板 3.0/副板 2.5
NO. 12(新設計十) 	2.3 kg	FS=1.85(前壓, 後拉) FS=1.89(左壓, 右拉) FS=1.75(左前、左後 與右前壓, 右後拉)	主板 3.5/副板 2.5

另外，再選取新設計座椅底板 NO. 12，與舊設計座椅底板(XL4)比較，如表 23 所示。新設計座椅底板 NO. 12，三個方向上的最小安全係數均達 1.5 以上。而新設計座椅底板 NO. 12 的重量僅為舊設計座椅底板(XL4)的 51%，重量減少了 49% (2.3 kg)，由此可預估成本也相對減少。

表 23 新、舊設計的座椅底板承受彎矩的強度比較表(部分)

座椅底板編號	座椅底板重量	最小安全係數	底板的板厚 mm
NO. 1(舊設計 XL4) 	4.7 kg	FS=2.51(前壓,後拉) FS=2.41(左壓,右拉) FS=2.35(左前、左後 與右前壓,右後拉)	主板 4.0/副板 4.0
NO. 12(新設計十) 	2.4 kg	FS=1.85(前壓,後拉) FS=1.89(左壓,右拉) FS=1.75(左前、左後 與右前壓,右後拉)	主板 3.5/副板 2.5



第五章 結論

5.1 本論文的成果

綜合(1)由耐久測試機(Two Drum Test)獲得 8M 直流有刷馬達的特性曲線，如 8M 馬達在電流與轉速、電流與抗扭矩上的表現。(2)動力模組測試的實驗結果，如馬達、變速箱、輪胎、座椅底板與重心位置的組合與搭配，影響電動輪椅或電動代步車速度與爬坡能力的表現，以及對成本的關係。(3)座椅底板的設計結果，輕量化的設計考慮到應力、應變、位移與安全係數的關係，進而影響成本。此三項主題的研究，本論文可以歸納以下幾點：

1. 由以往實測的結果知道，電動輪椅或電動代步車跨越階梯的能力。現以馬達扭矩測試的具體結果相互證實。
2. 由此馬達扭矩測試的具體結果，可以知道電動輪椅或電動代步車，需要多大的扭矩才能跨越階梯。
3. 另外，可以藉此擴充測試機台的功能。例如，擴充為馬達扭矩測試機。
4. 測出馬達剛起步時的扭矩、電流、電壓等數據，進而求出馬達的極限能力。
5. 馬達扭矩測試的結果，提供公司設計上的依據(樂生療養院的電動代步車，原使用 30A 保護開關,造成代步車常發生斜坡上停止的情況，藉由馬達扭矩測試的結果，改用 50A 保護開關來改善此問題。)，進而節省時間、降低開發成本。
6. 由於馬達扭矩測試未透過控制器，僅以單純的直流電源供給馬達來運轉。所以，能測試出馬達實際的特性表現，此數據可提供控制器設計廠商，設計瞬間超載時間的依據。
7. 馬達的扭矩實驗可明確的知道，不同的路況對馬達扭矩表現的情況。提供電動輪椅或電動代步車製造廠設計的參考。
8. 動力模組測試實驗，可藉此得知馬達、變速箱、輪胎、座椅底板與重心位置等五個因子，對影響電動輪椅或電動代步車性能的程度比重。提供公司設計上的依據，節省時間與成本並能快速對應市場需求。

9. 動力模組測試實驗，可以得知零件的品質水準或性能特性，以及相互間搭配的限制。
10. 可由座椅底板的設計，了解造型與結構強度之間的影響。例如，板材的折邊(I 值，慣性矩)增加，使得結構強度相對地增加。



5.2 本論文未來可以延續的方向

本論文的研究，僅侷限於馬達性能、動力模組搭配與座椅底板的設計上，對於一部電動輪椅或電動代步車，仍有很多值得研究與探討的組件、性能和機構。現將可能的方向大致歸納如下：

1. 輪胎與地面的磨擦係數研究，改善雨天駕駛、急速轉彎下坡或跨越段差(階梯)的性能。
2. 重心位置與機械結構的關係，改善長久以來三輪形式的代步車，重心不穩定的情形。
3. 如何使控制器、馬達、變速箱、車體重量和承載重量等五個因子，以尋找出最佳化的設計，進而達到節能的目標。
4. 前置式動力模組與後置式動力模組，對改善操控性或跨越段差(階梯)的影響。



參考文獻

- [1] 工業技術研究院產業經濟與趨勢研究中心
<http://www.iek.itri.org.tw/internet/home/home.aspx>
- [2] 美國進口商的補助規則SADMERC <http://www.sadmerc.com>
- [3] ISO 7176-8 sec.10.5:1998
http://www.iso.org/iso/catalogue_detail.htm
- [4] ISO 7176-8 sec.10.4:1998
http://www.iso.org/iso/catalogue_detail.htm
- [5] Kenjo Tak, 電動馬達與控制Electric Motors and Their Controls, 曹昭陽, 五南出版社, 民國 88 年。
- [6] 堀洋一/寺谷達夫/正木良三著, 汽車馬達技術, 林百福/陳秀美譯, 全華出版社, 民國 94 年。
- [7] 賴耿陽, 機器人運動機構, 復漢出版社, 民國 77 年。
- [8] 顏鴻森, 機構學, 東華出版社, 民國 86 年。
- [9] A. L. Nelson and M. Y. Chow, Senior Member “Characterization of Coil Faults in an Axial Flux Variable Reluctance PM Motor”
pp340-348, IEEE 2002
- [10] L. Parsa, Student Member, IEEE, and H. A. Toliyat, Senior Member, “Five-Phase Permanent-Magnet Motor Drives” pp30-37, IEEE 2005
- [11] G. J. Su, John W. McKeever, Kelly S. Samons, “Modular PM Motor Drives for Automotive Traction Applications”, pp119-124, IEEE 2001
- [12] Danilo de Carvalho, Teodiano F. Bastos Filho, Hansjors A. Scheenebeli, “Adapting a PMDC Brush Motor to Work Like a Thruster in a ROV”, pp738-741, IEEE 2000
- [13] F. Wang, L. Xu, “Calculation and Measurement of Radial and Axial Forces for A Bearingless PMDC Motor” pp249-252, IEEE 2000
- [14] G. H. Chen and K. J. Tseng, “Design of a Permanent-magnet Direct-driven Wheel Motor Drive for Electric Vehicle” pp1933-1939,

IEEE 1996

- [15] Osamu Lchikawa, Akira Chiba and Tadashi Fukao, “Development of homo polar type bearingless Motors” pp1223-1228, IEEE 1999
- [16] J.B. Lee, J.H. Choi, J.K. Chung and J.H. Lim, “Design and Implementation of Integrated Drive Circuit for a Small BLDC Motors” pp491-494, IEEE 2000
- [17] P.R. Upadhyay, K.R. Rajagopal, senior Member, IEEE, and B. P. Singh, senior Member, IEEE, “Design For a Compact Winding for an Axial-Flux Permanent-Magnet BLDC Used in an Electric Two-Wheeler” pp2026-2028, IEEE 2004
- [18] Yoshihiko Takahashi, Shinobu Ogawa and Shigenori Machida, “Front wheel raising and inverse pendulum control of power assist wheel chair robot” pp668-673, IEEE 1999
- [19] Yoshihiko Takahashi, Shinobu Ogawa and Shigenori Machida, “Analysis of front wheel raising and inverse pendulum control of power assist wheel chair robot” pp96-100, IEEE 2000
- [20] Yoshihiko Takahashi, Shinobu Ogawa and Shigenori Machida, “Step climbing using power assist wheel chair robot with inverse pendulum control ” pp1360-1365, IEEE 2000
- [21] Yoshihiko Takahashi, Tsuyoshi Takagaki, Jun Kishi and Yohei Ishii, “Back and forward moving scheme of front wheel raising for inverse pendulum control wheel chair robot ” pp3189-3194, IEEE 2001
- [22] Yoshihiko Takahashi, Nobutake Ishikawa and Yoshihide Hagiwara, “Soft raising and lowering of front wheels for inverse pendulum control wheel chair robot” pp3618-3623, IEEE 2003
- [23] 林景祥,「輪椅機器人之實驗運動分析」,大葉大學,碩士論文,民國94年。
- [24] 廖莉嘉,「具人機互動之輪椅機器人虛擬操控介面」,大葉大學,碩士論文,民國94年。
- [25] 謝禎川,「電動輪椅高性能驅控系統之研製」,明志科技大學,碩士論文,

- 民國94年。
- [26] 劉欣泰，「具收放機構之輪椅輔助電動模組的設計與實作」，南台科技大學，碩士論文，民國94年。
- [27] 張智淳，「科技輔具之產品企劃-以輪椅遠程移行載具為例」，南台科技大學，碩士論文，民國94年。
- [28] 邱智翔，「電動輪椅的六段式開關驅動器」，中興大學，碩士論文，民國94年。
- [29] 徐玉珍，「輪椅設計系統之研發」，台北科技大學，碩士論文，民國91年。
- [30] 吳楷聲，「電動輪椅差速等同與電動輔助控制之設計與實現」，成功大學，碩士論文，民國94年。
- [31] 廖嘉郁，「輔助輪椅上下台階連桿機構之設計」，成功大學，碩士論文，民國90年。
- [32] 游許銓，「電動輪椅驅動之解析模型」，成功大學，碩士論文，民國90年。
- [33] 林建宏，「腦性麻痺座姿擺位特殊輪椅之模組化設計與製造」，成功大學，碩士論文，民國90年。
- [34] 林世永，「單側操控輪椅之開發與運動心肺之評估」，成功大學，碩士論文，民國94年。
- [35] 郭藍遠，「推力最佳化輪椅研究」，成功大學，碩士論文，民國92年。
- [36] 張簡嘉壬，「數位式電動輪椅/代步車控制系統之設計與發展」，成功大學，碩士論文，民國91年。
- [37] 陳冠州，「三段式定位動力螺桿組應用於電動輪椅升降功能之設計與分析」，成功大學，碩士論文，民國95年。
- [38] 林宸生，「運用追瞳器作電動輪椅控制之研究」，逢甲大學，碩士論文，民國95年。
- [39] 林安祺，「可變速驅動之休閒手動輪椅設計」，中山大學，碩士論文，民國90年。
- [40] 林奕良，「配合改良上肢運動模式之新型輪椅設計」，中山大學，碩士論文，民國89年。