

國立臺灣大學工學院機械工程學系

碩士論文

Department of Mechanical Engineering


College of Engineering

National Taiwan University

Master Thesis

油電混合動力車之系統匹配與評估

On the Study of Systems Matching and Evaluation
for Hybrid Vehicles

The seal of National Taiwan University is a circular emblem. It features a central design of a bell and a lamp, symbolizing wisdom and enlightenment. The seal is surrounded by the university's name in Chinese characters: '國立臺灣大學' at the top and '發揚光輝 勵志學人' at the bottom.

陳盈秀

Ying-Hsiu Chen

指導教授：劉霆 博士

Advisor: Tyng Liu, Ph.D.

中華民國 98 年 7 月

July, 2009

國立臺灣大學碩士學位論文
口試委員會審定書

油電混合動力車之系統匹配與評估

On the Study of Systems Matching and Evaluation
for Hybrid Vehicles

本論文係陳盈秀君 (R96522611) 在國立臺灣大學機械工程學系完成之碩士學位論文，於民國 98 年 07 月 28 日承下列考試委員審查通過及口試及格，特此證明

口試委員：

劉 霆

劉 霆

李志中

李志中

鍾添東

鍾添東

系主任

張所鎡

張所鎡

誌謝

感謝恩師劉霆老師的指導，本論文才得以順利完成。兩年來老師不厭其煩的教誨，讓我無論在課業或是待人處事上都獲益良多，在此僅獻上最高的敬意。也感謝口試委員李志中老師與鍾添東老師所提供的寶貴意見，使論文的內容能更為完整。

感謝實驗室的學長姊建欣、彥欣、思佳、承舜、冠澄在研究上的帶領及照顧，同學玉楚、羿名、沛宗、中興、柏元的互相交流及打氣，學弟妹誌明、文傑、國璋、洪毓、巧梅在論文寫作過程中提供的協助。因為有你們，讓我的研究生活過得活潑又精彩。

感謝家人一直以來毫無保留的支持，也感謝從小到大許多親朋好友的一路相伴。因為一直受到許多人的幫助，才讓我能在求學的道路上順遂，在此希望能將這份喜悅與你們分享。



油電混合動力車之系統匹配與評估

陳盈秀

摘要

本論文研究車輛動力系統的相互關係，分析相關參數對於系統整體的影響，並且進行系統匹配的設計，期望用匹配的方式，使動力系統達到最大的輸出效益。研究以車輛模擬軟體 ADVISOR 作為分析工具，首先研究傳統引擎車的匹配性質，分析變速器換檔時機、檔數及引擎功率的影響。接著研究油電混合車的匹配性質，分析單自由度及雙自由度混合動力系統，藉由調整機構參數，討論車輛匹配的情形。利用分析的結果，發展混合動力車的匹配設計方法。最後以三自由度行星齒輪機構為目標，進行油電混合車的匹配設計，對於設計方法進行驗證。本研究發展完整的分析方法，釐清設計方向，整理及分析相關系統的匹配參數，比較各種系統的特性，提供車輛設計與改進時作參考。

關鍵字：系統匹配、混合動力、車輛模擬、ADVISOR、匹配設計

On the Study of Systems Matching and Evaluation for Hybrid Vehicles

YING-HSIU CHEN

Abstract

The purpose of this study is to analyze the interrelations of parameters of the vehicle power system, and also to develop the scheme of designing a matching system – using ADVISOR as a simulator – for improving vehicle performance and decreasing fuel consumption. The first step is to find the parameters of matching system, included the timing of changing gears, the numbers of gears and engine power characteristic. Furthermore, the influences of the mechanical parameters are analyzed by comparing with one and two d.o.f. (degree of freedom) hybrid systems. Based on the result, the method of matching hybrid system is strictly constructed. In this study an example to design a new hybrid vehicle by using three d.o.f planetary gear mechanisms is also presented. This study develops a completed method to match vehicle system, which can be a helpful reference for industries.

key words : system matching, hybrid system, vehicle simulation, ADVISOR,
matching design

目錄

口試委員審訂書	i
誌謝	ii
摘要	iii
Abstract.....	iv
目錄	v
圖目錄	ix
表目錄	xiv
第一章 緒論.....	1
1-1 研究背景.....	1
1-2 文獻回顧.....	3
1-2-1 傳統引擎車.....	3
1-2-2 油電混合車.....	3
1-3 研究動機與目的.....	5
1-4 研究步驟及論文架構.....	5
第二章 理論基礎.....	7
2-1 車輛系統架構.....	7
2-1-1 傳統引擎車.....	7
2-1-2 油電混合車.....	8
2-2 車輛效率分析.....	10
2-2-1 車輛動力學.....	10
2-2-2 行車型態.....	12
2-2-3 基礎耗能計算及分析.....	13

2-2-4	效率計算.....	15
2-3	車輛數值模擬及分析.....	16
2-3-1	ADVISOR 介紹.....	17
2-3-2	模擬方法.....	17
第三章	傳統引擎車之匹配分析.....	21
3-1	動力系統.....	21
3-1-1	引擎.....	21
3-1-2	傳動系統.....	23
3-1-3	引擎與傳動系統之匹配.....	24
3-2	傳動系統與控制之匹配分析.....	27
3-2-1	齒輪變速器.....	27
3-2-2	無段式變速器.....	34
3-3	引擎與控制之匹配分析.....	37
3-4	小結.....	40
第四章	單自由度與雙自由度混合動力車之匹配分析與設計.....	42
4-1	單自由度混合動力系統分析.....	42
4-1-1	HONDA INSIGHT 簡介.....	42
4-1-2	系統模擬.....	43
4-1-3	動力元件操作分析.....	45
4-2	兩自由度混合動力系統分析.....	47
4-2-1	TOYOTA PRIUS 簡介.....	47
4-2-2	PRIUS 動力系統之運動與扭力分析.....	50
4-2-3	系統模擬.....	54
4-2-4	動力元件操作分析.....	59

4-3	單自由度與雙自由度混合動力系統比較.....	64
4-4	行星齒輪參數分析.....	65
4-4-1	行星齒輪參數對性能的影響.....	66
4-4-2	行星齒輪參數對效率的影響.....	71
4-5	最終傳動參數分析.....	74
4-5-1	最終傳動參數對性能的影響.....	76
4-5-2	最終傳動參數對效率的影響.....	79
4-6	齒輪參數之匹配設計.....	81
4-6-1	齒輪參數匹配設計流程.....	82
4-6-2	行星齒輪參數設計.....	83
4-6-3	最終傳動參數設計.....	84
4-7	小結.....	89
第五章	三自由度混合動力車之匹配分析與設計.....	90
5-1	三自由度混合動力系統基本特性.....	90
5-1-1	三自由度行星齒輪機構.....	90
5-1-2	動力元件配置.....	93
5-2	系統匹配之設計方法.....	94
5-2-1	設計目標.....	95
5-2-2	系統功能.....	96
5-2-3	動力元件設計.....	96
5-2-4	設計關係式.....	97
5-2-5	機構的選擇與配置.....	99
5-2-6	齒輪參數計算.....	102
5-3	三自由度混合動力車模擬.....	103

5-3-1	混合動力系統模組.....	103
5-3-2	能量管理及操作設定模組.....	107
5-3-3	模擬結果與動力元件操作分析.....	114
5-4	混合動力系統比較.....	119
第六章	結論與未來展望.....	121
6-1	結論.....	121
6-2	未來展望.....	122
參考資料	123



圖目錄

圖 1.1 能量轉變結構圖[1].....	2
圖 2.1 傳統引擎車能量傳遞路徑.....	8
圖 2.2 串聯混動車能量傳遞路徑.....	9
圖 2.3 並聯混動車能量傳遞路徑.....	9
圖 2.4 串並聯混動車能量傳遞路徑.....	9
圖 2.5 複雜混動車能量傳遞路徑.....	9
圖 2.6 行車阻力示意圖.....	10
圖 2.7 新歐盟行車型態.....	13
圖 2.8 行車耗能分配.....	15
圖 2.9 ADVISOR 的資料傳遞路線[25].....	17
圖 2.10 ADVISOR 傳統引擎車的系統結構圖[25].....	18
圖 2.11 ADVISOR 傳統引擎車模型.....	19
圖 3.1 1.5L 引擎 BSFC 圖.....	22
圖 3.2 1.5L 引擎效率圖.....	22
圖 3.3 無段式變速系統示意圖[30].....	24
圖 3.4 理想行車性能表現.....	25
圖 3.5 1.5L 引擎搭配 5 速變速器後的最終傳動性能表現.....	25
圖 3.6 引擎搭配 5 速變速器使用不同檔位在不同車速的油耗表現[3].....	26
圖 3.7 無段變速器的控制方法[3].....	27
圖 3.8 變速器控制方式.....	28
圖 3.9 加速性能車速、引擎轉速與檔位關係.....	29
圖 3.10 變速器控制方式(2).....	30

圖 3.11 引擎操作點.....	32
圖 3.12 六速變速器引擎操作點.....	34
圖 3.13 七速變速器引擎操作點.....	34
圖 3.14 八速變速器引擎操作點.....	34
圖 3.15 九速變速器引擎操作點.....	34
圖 3.16 無段變速器引擎控制線.....	35
圖 3.17 搭配無段變速器的引擎操作點.....	37
圖 3.18 0.8L 引擎效率圖.....	38
圖 3.19 1.1L 引擎效率圖.....	38
圖 3.20 0.8L-1.5L 切換引擎操作點，左圖：1.5L 引擎，右圖：0.8L 引擎.....	39
圖 3.21 1.1L-1.5L 切換引擎操作點，左圖：1.5L 引擎，右圖：1.1L 引擎.....	40
圖 4.1 HONDA INSIGHT 的系統運動圖.....	43
圖 4.2 INSIGHT 的 ADVISOR 全車模型.....	43
圖 4.3 50kW AC 同步馬達效率及最大扭力圖.....	44
圖 4.4 單自由度油電混合車新歐盟行車型態的動力元件操作點.....	46
圖 4.5 單自由度油電混合車極速模擬時的動力元件操作點.....	46
圖 4.6 PRIUS 1997 的 THS 系統架構圖.....	48
圖 4.7 PRIUS 2004 的 THS 系統架構圖.....	49
圖 4.8 PRIUS 2009 的 THS 系統架構圖.....	49
圖 4.9 PRIUS 2004 系統運動圖.....	50
圖 4.10 PRIUS 2004 系統行星齒輪機構圖[34].....	50
圖 4.11 行星齒輪機構基本圖畫.....	51
圖 4.12 ADVISOR PRIUS 混動車模型.....	54
圖 4.13 PRIUS1997(第一代)與 PRIUS2004(第二代)的馬達最大扭力與功率比較	

.....	55
圖 4. 14 PRIUS 2004 33kW 發電機特性圖	56
圖 4. 15 引擎操作線	58
圖 4. 16 PRIUS 2004 模擬新歐盟行車型態的引擎與馬達操作點	59
圖 4. 17 PRIUS 2004 模擬新歐盟行車型態的發電機操作點	59
圖 4. 18 極速模擬時各動力元件轉速對車速作圖：(1)車速對時間作圖 (2)引擎轉速對車速作圖 (3)馬達轉速對車速作圖 (4)發電機轉速對車速作圖	60
圖 4. 19 極速模擬各動力元件扭力對車速作圖：(1)車輛輸出曳引力對時間作圖 (2)引擎扭力對車速作圖 (3)馬達扭力對車速作圖 (4)發電機扭力對車速作圖	61
圖 4. 20 極速模擬時各動力元件功率對車速作圖：(1)車輛輸出功率對時間作圖 (2)引擎輸出功率對車速作圖 (3)馬達輸出功率對車速作圖 (4)發電機發電功率對車速作圖	62
圖 4. 21 引擎能量流圖	63
圖 4. 22 使用不同行星齒輪比模擬極速時動力元件轉速對車速作圖：(1)車速對時間作圖 (2)引擎轉速對車速作圖 (3)馬達轉速對車速作圖 (4)發電機轉速對車速作圖	67
圖 4. 23 使用不同行星齒輪比極速模擬時扭力對車速作圖：(1)車輛輸出力對車速作圖 (2)引擎扭力對車速作圖 (3)馬達扭力對車速作圖 (4)發電機扭力對車速作圖	68
圖 4. 24 使用不同行星齒輪比模擬極速時功率對車速作圖：(1)車輛輸出功率對車速作圖 (2)引擎輸出功率對車速作圖 (3)馬達輸出功率對車速作圖 (4)發電機發電功率對車速作圖	69
圖 4. 25 極速模擬時發電機操作點圖：(1)行星齒輪比為-2.6 時發電機所需操作點	

(2)行星齒輪比為-2.6 時發電機可達操作點 (3)行星齒輪比為-2.21 時發電機 所需操作點 (4)行星齒輪比為-2.21 時發電機可達操作點	71
圖 4.26 使用不同行星齒輪比的新歐盟行車型態模擬引擎操作點.....	72
圖 4.27 使用不同行星齒輪比的新歐盟行車型態模擬馬達操作點	73
圖 4.28 使用不同行星齒輪比的新歐盟行車型態模擬發電機操作點	73
圖 4.29 用不同最終傳動比模擬極速時動力元件轉速對車速作圖：(1)車速對時間 作圖 (2)引擎轉速對車速作圖 (3)馬達轉速對車速作圖 (4)發電機轉速對車 速作圖.....	76
圖 4.30 使用不同行星齒輪比模擬極速時扭力對車速作圖：(1)車輛輸出曳引力對 車速作圖 (2)引擎扭力對車速作圖 (3)馬達扭力對車速作圖 (4)發電機扭力 對車速作圖.....	77
圖 4.31 使用不同行星齒輪比模擬極速時功率對車速作圖：(1)車輛功率對車速作 圖 (2)引擎功率對車速作圖 (3)馬達功率對車速作圖 (4)發電機功率對車速 作圖.....	78
圖 4.32 使用不同最終傳動比的市區行車型態模擬引擎操作點	79
圖 4.33 使用不同最終傳動比的市區行車型態模擬馬達操作點	80
圖 4.34 使用不同最終傳動比時高速行車型態模擬馬達與發電機對時間轉速...	81
圖 4.35 齒輪參數匹配設計流程	83
圖 4.36 PRIUS 2004 曳引力特性	87
圖 4.37 使用不同最終傳動比的市區與高速油耗表現.....	88
圖 4.38 使用不同最終傳動比的綜合油耗表現	88
圖 5.1 七桿三自由度含分割點行星齒輪組	91
圖 5.2 混合動力車匹配設計流程	94
圖 5.3 引擎操作在 33KW 時的最佳效率點	98

圖 5.4 回充發電模式的動力圖	101
圖 5.5 三自由度混合動力機構模組	104
圖 5.6 串聯模式引擎操作線	109
圖 5.7 混合模式引擎操作線	110
圖 5.8 混合動力模式，動力元件速度對車速作圖	110
圖 5.9 三自由度混合動力車控制模組	111
圖 5.10 判斷引擎啟動副程式.....	112
圖 5.11 串聯模式下引擎的扭力及速度計算.....	113
圖 5.12 混合動力模式下動力元件的速度計算.....	114
圖 5.13 三自由度混合動力車的曳引力特性.....	115
圖 5.14 極速模擬時動力元件轉速對車速作圖：(1)車速對時間作圖 (2)引擎轉速 對車速作圖 (3)電機 1(發電機)轉速對車速作圖 (4)電機 2(馬達)轉速對車速 作圖.....	116
圖 5.15 三自由度混合動力車極速模擬時引擎與電機 2 操作點.....	117
圖 5.16 三自由度混合動力車極速模擬時電機 1 操作點.....	117
圖 5.17 三自由度混合動力車極速模擬時電機 2(上圖)及電機 1(下圖)輸出功率	118
圖 5.18 三自由度混合動力車新歐盟行車型態模擬的引擎操作點.....	118

表目錄

表 2.1 車輛基本參數.....	14
表 2.2 新歐盟行車型態各項阻力消耗.....	14
表 3.1 TOYOTA 5 速變速器齒輪比資料[22].....	23
表 3.2 加速性能與新歐盟行車型態測試結果.....	28
表 3.3 改變控制方式後 1.5L 引擎配合五速變速器的模擬結果.....	31
表 3.4 六速、七速、八速、九速變速器齒輪比資料.....	33
表 3.5 六速、七速、八速、九速變速器的新歐盟行車型態模擬結果.....	33
表 3.6 無段變速器減速比設定資料.....	35
表 3.7 搭配無段變速器後加速性能與新歐盟行車型態測試結果.....	36
表 3.8 切換引擎新歐盟行車型態的模擬結果.....	39
表 3.9 相關匹配參數.....	40
表 4.1 模擬的電池規格.....	44
表 4.2 單自由度油電混合車模擬結果.....	45
表 4.3 歷代 PRIUS 動力元件規格比較.....	48
表 4.4 變數名稱對應機構名稱表.....	51
表 4.5 動力元件配置方式及參數設定.....	53
表 4.6 PRIUS 2004 THS 系統齒輪參數的原廠設定值.....	54
表 4.7 PRIUS 2004 模擬結果.....	58
表 4.8 INSIGHT 與 PRIUS 混合動力系統特性比較.....	64
表 4.9 行星齒輪比參數調整方式.....	65
表 4.10 調整行星齒輪比參數的模擬結果.....	66
表 4.11 用不同行星齒輪比，進行新歐盟行車模擬後能量消耗的結果.....	72

表 4.12 最終傳動比參數調整方式	74
表 4.13 調整最終傳動比參數後的模擬結果	75
表 4.14 調整最終傳動比參數對車輛特性的影響	75
表 4.15 混合動力系統相關匹配參數.....	89
表 5.1 基本配置	93
表 5.2 混合動力車相關匹配參數.....	95
表 5.3 操作模式設定	96
表 5.4 元件配置結果	99
表 5.5 不同操作模式的動力圖	100
表 5.6 元件參數符號表	102
表 5.7 參數計算結果	103
表 5.8 三自由度混合動力車模擬結果	114
表 5.9 不同自由度混合動力系統比較.....	120



第一章 緒論

1-1 研究背景

為了因應能源短缺的問題，須以更有效率的方式使用能源。從自然界直接開採出的能源，到實際應用在車輛速度表現上，共需歷經三條轉變的步驟[1]：

“well-to-tank”、“tank-to-vehicle”及“vehicle-to-miles”，如圖 1.1。“well-to-tank”是將自然界直接開採出的一次能源，如石油、鈾礦及太陽能等，經加工轉換後，將能量轉變為能量儲存裝置的過程。能量儲存裝置，如汽油、電池等。才可直接作為車輛動力系統的能量來源。車輛的動力元件消耗能量儲存裝置的能量到產生動力，此過程稱為“tank-to-vehicle”。最後，動力系統輸出動力，使車輛有速度、加速度的表現的過程，稱為“vehicle-to-miles”。能源每歷經一次轉變的步驟，便會有能量的散失，如果能提高能量轉變的效率，便能降低能量的消耗速度。

改善使用能源的效率，可從減少能量轉換時的損耗著手。改善“well-to-tank”的作法是減少石油精煉過程中額外的能量耗費，改善“vehicle-to-miles”則是減少車輛本身所需能量，例如減少車身重量、改善車輛的阻力消耗等方法達成。“tank-to-vehicle”則是改善車輛利用燃料的方式，提升其效率，本研究將著重在此項的油耗改善方式進行探討。

為了改善“tank-to-vehicle”的能量損耗，必須改進動力系統的燃油使用特性。改進的方法如下[3]：

- 改善動力元件效率
- 改善傳動系統效率
- 選擇適當的動力元件大小

- 使用適當的傳動系統
- 適當的行車控制

以上的改進方法可區分為兩種，前兩項為改善系統效率，後三項為改善動力系統的匹配性質。匹配意指選擇適合的參數設定，讓動力元件有最佳操作，不會產生浪費或是不足的現象。選擇適當的動力元件大小，搭配適合的傳動系統及控制方法，稱為匹配設計。適當的匹配設計將有助於效率的改善。研究系統匹配的狀況及如何達成匹配設計為本研究想深入探討的重點。下一節將會搜尋相關的論文開始進行研究。

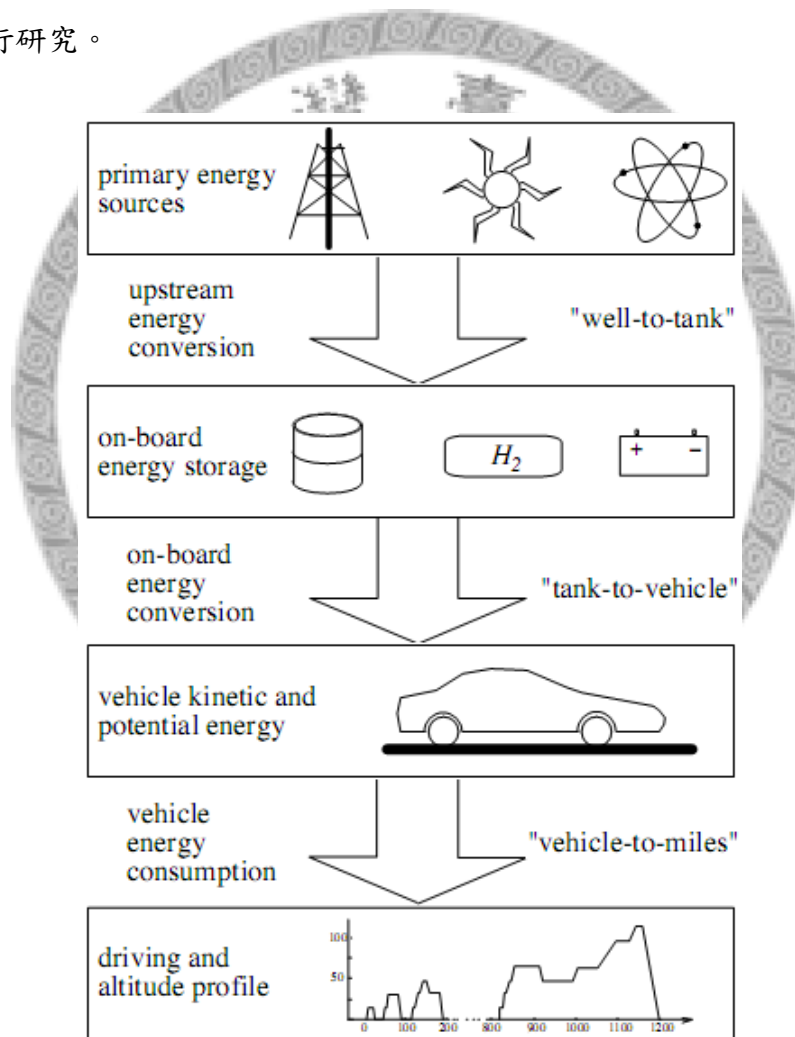


圖 1.1 能量轉變結構圖[1]

1-2 文獻回顧

本節整理動力系統匹配研究的相關文獻，將分為傳統引擎車及油電混合車兩個主題。傳統引擎車僅以引擎作為動力來源，控制較為簡單，匹配性質的研究以引擎與變速器的匹配為主。混合動力車泛指使用兩種以上的動力來源的車輛，油電混合車專指使用引擎及電機作為主要動力來源的混合動力車。混合動力車系統匹配的方式比起傳統引擎車更加複雜。以下將混合動力車的匹配性質分為動力元件匹配、傳動系統匹配及控制匹配三種匹配性質，分別為三種匹配性質的文獻作回顧。

1-2-1 傳統引擎車

傳統引擎車的變速器分為有段式變速器及無段式變速器(Continuous Variable Transmission, CVT)兩類，兩者與引擎的匹配特性有所差異。Chana 等人研究不同檔數的變速器對於車輛性能與效率的影響[4]，Porter 研究不同功率大小的引擎與有段式變速器搭配後車輛特性的變化[5]。Liu 等人研究無段式變速器與引擎匹配特性[6]，許坤寶除了設計新型的無段式變速器外，亦進行匹配研究[7]。Thring 評估不同變速裝置與引擎作匹配後，對於車輛性能、油耗、成本等影響[8]。以上關於傳統引擎車匹配性質的研究，主要是利用不同的變速器搭配引擎，研究車輛特性的變化，較少論文深究造成變化的原因。

1-2-2 油電混合車

油電混合車使用引擎與電機作為動力源，如何選擇引擎與電機、搭配適合的混合動力機構及控制方式皆為設計油電混合車必須的考量。本節整理油電混合車

的相關研究文獻，將其分為動力元件匹配、傳動系統匹配及控制匹配三種匹配性質進行討論。

1. 動力元件的匹配

油電混合車使用的動力元件有引擎、電機及電池，三種動力元件的特性都將影響系統的匹配性質。Ehsani 等人及 Niasar 等人利用車輛性能需求選擇電動車及混合動力車動力元件[9、10]，Hofman 等人計算引擎適合的操作點以選用電機及電池[11]，Gao 等人比較不同功率大小的電機與電池對於車輛特性的影響[12]，Lukic 等人研究引擎與電池、電機適合的功率調配方式，使得車輛在符合需求性能的同時，燃油消耗為最小[13]。

2. 傳動系統的匹配

傳動系統的匹配意指用已訂之動力元件，進行傳動系統的選用及參數調配。Miller 比較使用不同的混合動力架構時，動力元件輸出轉速及扭力特性[14]，Sheu 分析行星齒輪混合動力機構的變速範圍限制[15]，Ahn 等人利用車輛性能及傳動系統效率計算最佳的減速比[16]，王慶年等人分析動力及傳動系統參數對於全車功率影響[17]。

3. 控制匹配

油電混合車的系統較為複雜，有效的控制策略及操作模式才可使系統發揮效用。Johnson 等人設計油電混合車的控制策略[18]，Chau 等人整合油電混合車的控制策略後，分析不同混合動力架構的操作模式[19]，Morteza 等人利用遺傳演算法計算最佳的控制策略操作方式[20]。

油電混合車的相關研究文獻主要將匹配性質當作設計參數，依據設計需求進行設計，少有關於系統與各個匹配性質關係的研究。本論文期望以此為題目，深入了解系統與各個匹配性質的關係。

1-3 研究動機與目的

車輛動力系統必須考慮車輛的性能、效率或是排汙等需求進行設計。動力系統匹配的目的，除了期望車輛能滿足性能需求外，也能使動力元件操作在最佳區域，改善“tank-to-vehicle”的表現。若傳動系統無法有效的搭配動力元件，可能會使動力元件無法達到期望的特性，造成能量及成本的浪費。如何搭配動力元件及傳動系統，也必須是設計的考量條件。

目前車輛系統的相關文獻，主要將匹配性質的相關參數依據設計需求進行設計，只求系統達到設計目標，較少研究深入討論匹配參數的變化對於系統的影響，也少有研究討論參數改變時，其他參數必須因應的改變。本論文將深入研究車輛動力系統的相互關係，改變相關匹配參數，探討其對於系統的影響及原因。利用分析的結果，發展系統匹配設計的方法。期望用匹配的方式，使動力系統能達到最大的輸出效益。

1-4 研究步驟及論文架構

研究將使用車輛模擬軟體 ADVISOR 為工具，分析相關設計參數改變後，車輛特性的影響。首先分析傳統引擎車的變速器換檔時機、檔數及引擎性能特性的影響。接著分析單自由度與雙自由度混合動力系統，藉由調整機構參數，討論車輛的匹配情形。最後發展系統匹配的方法，進行三自由度混合動力系統的設計。以下為研究各章之內容大綱：

第一章為緒論，討論本研究的研究背景及目的。

第二章介紹本研究使用的理論基礎。首先介紹傳統引擎車與油電混合車的系

統架構，接著討論車輛耗能及效率的計算方式。最後介紹研究使用的車輛模擬軟體 ADVISOR。

第三章將分析傳統引擎車的匹配性質。首先分析有段式變速器升降檔控制的方法對於車輛特性的影響。接著研究變速器的檔數特性對於車輛效率的影響。最後嘗試改變引擎的特性，期望獲得更優秀的油耗表現。

第四章分析單自由度與雙自由度油電混合車的匹配性質。分析的對象為 HONDA INSIGHT 及 TOYOTA PRIUS 2004 兩台油電混合車，藉由分析結果討論不同混合動力系統的特性。接著研究雙自由度混合動力系統內齒輪設計參數的性質，利用分析的結果，發展齒輪設計參數的匹配設計方法。

第五章利用之前的分析結果，發展車輛的匹配設計方法，設計一輛新的混合動力車。使用三自由度混合動力裝置進行設計，分析三自由度混合動力系統的特性。

第六章為結論，為研究做總結，討論未來可繼續研究的方向。

第二章 理論基礎

本章介紹研究的理論基礎。內容主要分為三部分，第一部分介紹車輛動力系統架構，第二部分介紹車輛耗能及效率的計算方法，計算車輛在特定行車型態下的耗能結果。最後介紹本研究使用的軟體工具 ADVISOR 及模擬方法，作為之後各項分析的基礎。

2-1 車輛系統架構

本節簡介傳統引擎車[1]及油電混合車[21]動力系統的架構，介紹各項架構能量傳遞的路徑，並討論不同架構的特性。

車輛的動力系統由不同元件組成。燃油及電池為主要能量來源，分別提供引擎及電機能量需求。引擎燃燒燃油產生機械能，能量傳遞方向只有一個方向。電機分為馬達或是發電機兩種使用情況：作馬達使用時，自電池獲得電能，產生機械能；作發電機使用時，將機械能轉變為電能，對電池充電。因此電機能量傳遞的方式可有不同方向。引擎與電機提供的動力，經由傳動系統輸出給車輪，提供車輛動能。不同動力系統的組成方式將影響車輛的特性，以下將會分別就傳統引擎車及油電混合車做更詳細的討論。

2-1-1 傳統引擎車

引擎是傳統引擎車唯一的動力來源[1]，其能量傳遞的路徑圖如圖 2.1 所示。引擎將油箱的油經由燃燒後轉換成動能，經由傳動系統變速後，輸出給車輪。車速的改變會造成引擎轉速的改變，為了提高引擎使用的範圍，需搭配變速器使用。

若能選擇適當的變速器，使用適合的控制方式，將可提高車輛效率或是性能特性。

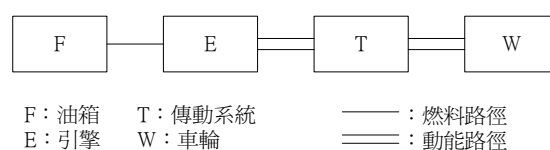


圖 2.1 傳統引擎車能量傳遞路徑

2-1-2 油電混合車

油電混合動力車意指使用引擎與電機產生之動力運作的車輛，引擎及電機皆為動力來源。引擎與電機分別產生動力後，利用不同的機構及連接方式將能量混合，使車身作動。能量混合的方式不同，對於車輛的各種特性將會造成影響。Chan 及 Chau 依據油電混合車能量混合的方式，將油電混合車分成四大類[21、22]：串聯混動(series hybrid)、並聯混動(parallel hybrid)、串並聯混動(series-parallel hybrid)及複雜混動(complex hybrid)。

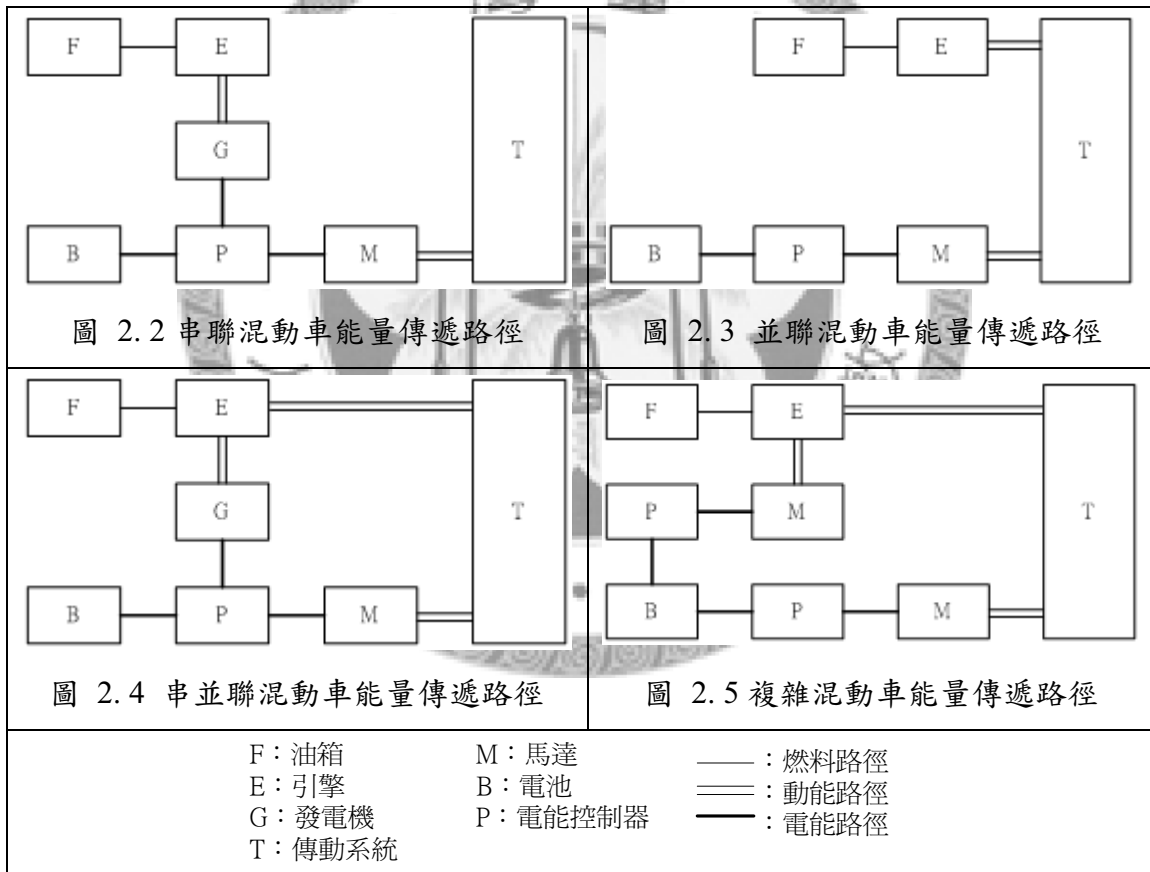
串聯混動(見圖 2.2)使用馬達驅動車輛，引擎提供的動力僅供應發電機發電。發電機產生的電力可選擇供給馬達使用或是充電給電池。車輛的行駛速度與引擎並未有直接關係，引擎可自行選擇適合的速度及扭力操作，如何選擇引擎的操作方法是設計的重要問題。串聯混動的動力元件功率將會互相限制，發電機需完全接收引擎的輸出功率進行發電，全車輸出功率受馬達輸出功率限制，考慮動力元件的功率特性為匹配設計的重要考量。

並聯混動(圖 2.3)使用引擎與馬達聯合驅動車輛，也可依行車策略只用馬達驅動車輛或只用引擎驅動車輛。此系統馬達與引擎動力疊加，車輛性能表現較佳。並聯混動系統架構不具有調速功能，引擎速度會隨車速改變而改變，一般須另外

再搭配變速器。本車馬達功率僅來自電池，兩者功率將會互相影響，馬達與電池的匹配為研究考量的重點。

串並聯混動(圖 2.4)結合了串聯混動及並聯混動的優點，引擎可調配能量輸出方向，一部分動力提供給車輛輸出，一部分給發電機發電。此系統的控制匹配將會十分重要，同時須設計適合的傳動系統才能達到目的。

複雜式混動(圖 2.5)與串並聯混動相比，使用的電機兼具發電機與馬達的功能，可視行駛狀況切換使用，動力元件的選擇有較彈性的空間，但控制方式將比串並聯混動更為複雜，亦須設計適合的傳動系統才能達到目的。



總結以上的分析，不同的油電混合車架構須有不同的設計考量。系統架構簡單，動力元件功率的匹配便十分重要。系統架構複雜，動力元件選配可有較大的彈性，但須設計適合的傳動系統，控制也較為困難。設計者依需求進行適當的設

計，才可使系統發揮期望的功能。

2-2 車輛效率分析

本節將討論車輛效率的計算方法。首先研究車輛動力學[22]，探討車輛在行進時所需能量的計算方式。接著建立車輛耗能的基準，以一個行車型態[23、24]為基礎，計算車輛在完成一整個行車型態時，必須消耗的能量。最後討論計算車輛效率的方法[25、26]。

2-2-1 車輛動力學

車輛在行進時，必須克服行車阻力[22]，如圖 2.1。行車阻力分為滾動阻力、空氣阻力及爬坡阻力等三種阻力，分別以代號 R_r 、 R_a 、 R_g 代表。以下將分別就這三種阻力作介紹。若車輛以速度 v 、在角度 θ 的斜坡上前進，則 R_r 、 R_a 、 R_g 的計算方式如式(2.1)~(2.3)所示。



圖 2.6 行車阻力示意圖

1. 滾動阻力(Rolling resistance, R_r)

$$R_r = m \cdot g \cdot \cos \theta \cdot f_r \quad (2.1)$$

車子行進時，輪胎與地面產生摩擦、變形等交互關係而造成了滾動阻力，計

算方式如(2.1)式。其中 m 為車重(kg)， g 為重力加速度(m/s^2)， f_r 為滾動摩擦係數 (coefficient of rolling resistance)。滾動阻力受車重的垂直分量影響，需考慮路面坡度 θ 。

2. 空氣阻力(Aerodynamic resistance, R_a)

$$R_a = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_D \cdot A_f \cdot v^2 \quad (2.2)$$

空氣阻力是車輛表面與空氣產生黏滯、壓力的不平均等關係而造成。不同的車體形狀可對空氣阻力造成影響，其關係如(2.2)式所示， ρ 為空氣密度(kg/m^3)、 C_D 為風阻係數、 A_f 為車輛正投影面積(m^2)。

3. 爬坡阻力(Grade resistance, R_g)

$$R_g = m \cdot g \cdot \sin \theta \quad (2.3)$$

車輛在有坡度地面行進時，會受重力的水平分量影響，產生爬坡阻力，如(2.3)式。

若車輛欲維持等速前進，動力系統輸出的曳引力(tractive effort, F)必須與行車阻力相等。若輸出的曳引力大於或小於行車阻力，則曳引力在扣除行車阻力之後，所剩的值將造成車輛加速或減速。

$$F - (R_r + R_a + R_g) = m \cdot a \quad (2.4)$$

a ：車輛加速度

ma 值亦可被視為行車阻力的一種，稱為慣性阻力(inertia force)或是加速阻力。

曳引力 F 與速度相乘，即是車輛輸出功率((2.5)式)。輸出功率再對時間積分，

便可計算出車輛在一段時間內所輸出的總能量。

$$P = (R_r + R_a + R_g + ma) \cdot v \quad (2.5)$$

以上車輛動力學的推導結果，可計算車輛在行進時所需消耗的能量，進而成為計算車輛效率的基礎。

2-2-2 行車型態

為了建立車輛效率計算的評比基準，將計算車輛在完成一個行車型態的耗能。行車型態是為了測試車輛的燃料效率及污染物的排放量，所訂定的車輛測試速度條件。各國的法規或標準訂定有不同的行車型態，其中歐盟 1999/100/EC 指令所訂定行車型態使用範圍較廣，內容也較為嚴格[23、24]。本研究設定以歐盟 1999/100/EC 指令的行車型態進行討論。歐盟 1999/100/EC 指令的行車型態車速對時間作圖如圖 2.7，又稱為新歐盟行車型態(New European Driving Cycle, NEDC)。測試時，車輛依行車型態規定速度前進，跑完一整個程序後，計算車輛所需的耗油量，單位為公里/公升(km/L)。

新歐盟行車型態無爬坡要求， $\theta=0$ 。其由市區行車型態(ECE Urban Driving Cycles)及非市區行車型態(Extra Urban Driving Cycle, EUDC，又稱高速行車型態)兩階段所組成。市區行車型態測試時間共 780 秒，最高速度 50km/h，行駛距離約 4 公里；非市區行車型態測試時間共 400 秒，行駛距離約 7 公里，全長共 11 公里，最高速度 120km/h。油耗測試將會分別針對市區行車型態、非市區行車型態及新歐盟全程的行車型態計算結果。

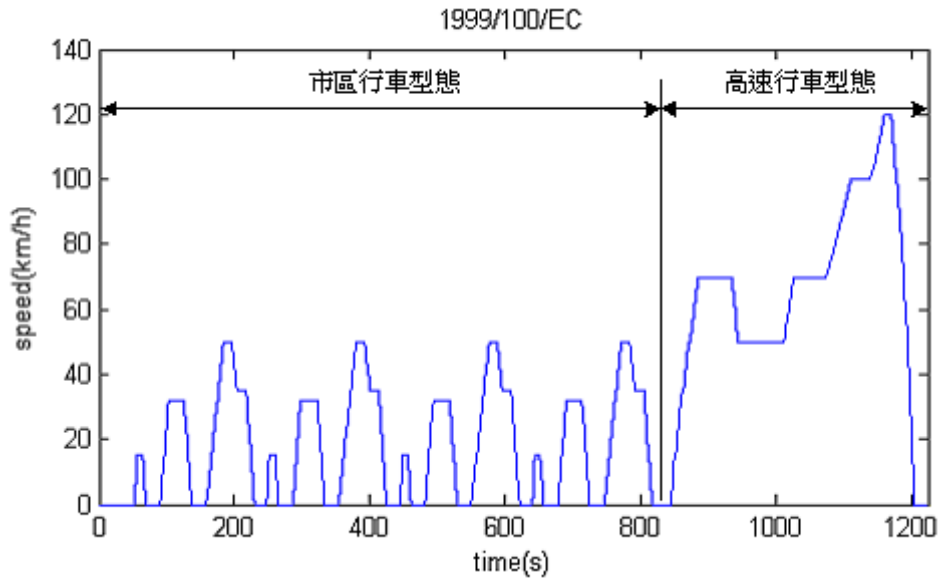


圖 2.7 新歐盟行車型態

2-2-3 基礎耗能計算及分析

2-2-1 節推導的車輛動力學可計算車輛行駛時所需的耗能，配合適當的行車型態，計算行車型態所消耗的能量，即可建立車輛效率分析的基準。本節將利用車輛動力學計算新歐盟行車型態時所需消耗的基本能量，並且分析各項能量消耗的特性。設定車輛相關參數如表 2.1 所示，採用一般小客車的參數設定。依照歐盟 1999/100/EC 指令測試程序的規定，測試時參考車重應為車重加上兩名乘客為準，並設定兩名乘客重量為 100 公斤。

使用表 2.1 的車輛參數，計算出各項阻力能量消耗值，結果如表 2.2，此為車輛在完成一個行車型態時所最少消耗的能量。表中分別表列市區行車型態與高速行車型態的各項阻力能量消耗，市區行車與高速行車耗能的和即為新歐盟行車型態的總耗能。由於 $\theta=0$ ，本表之計算結果並未考慮爬坡阻力所造成的能量消耗。

表 2.1 車輛基本參數

參考車重 m	1420kg
重力加速度 g	9.81
空氣密度 ρ	1.2
風阻係數 C_D	0.26
車輛投影面積 A_f	1.78 m ²
滾動摩擦係數 f_r	0.01

表 2.2 新歐盟行車型態各項阻力消耗

行車型態	滾阻耗能(kJ)	風阻耗能(kJ)	慣阻耗能(kJ)
市區行車型態	568	110	842
高速行車型態	955	995	944
總耗能	1523	1105	1786

滾動阻力與空氣阻力的耗能最後將成為熱能而散失。慣性阻力是車輛在加速時所消耗的能量，此能量將會成為車輛的動能。車子減速時，能量應可回收。將慣阻耗能視為可回收能量，滾阻及風阻耗能視為不可回收能量。將能量分成可回收及不可回收後，耗能分配的結果如圖 2.8 所示。

對一整個新歐盟行車型態而言，市區行車型態有 55% 的能量為可以回收，45% 為車輛必須消耗的最少能量所佔的比例；高速行車型態由於風阻耗能較大，不可回收能量比例較高，可回收能量僅占 32%，不可回收能量占 68%。兩者綜合的總耗能約有 40% 的能量可在車輛減速時進行回收，若能量得以有效的回收，可大幅減少消耗的能量、提升行車效率。

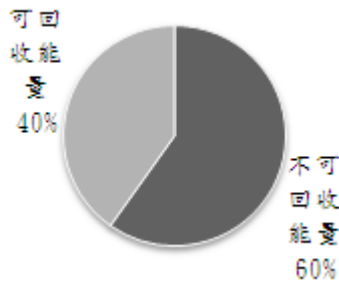
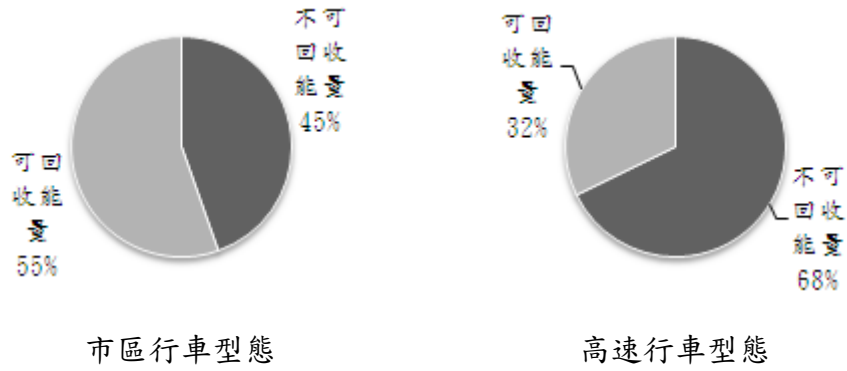


圖 2.8 行車耗能分配

2-2-4 效率計算

利用 2-2-3 耗能計算結果，即可計算車輛效率。車輛效率是計算車輛跑完一個行車型態後，車輛所需的能量消耗及最終所消耗能量儲存裝置內能量的比值 [25]，如(2.6)式。車輛所需的能量消耗專指不可回收之耗能，即為滾動阻力與空氣阻力能量消耗的和。一般行車型態無爬坡要求，不會考慮爬坡阻力的影響。

$$eff_{overall} = \frac{E_{rolling} + E_{aero}}{E_{overall}} \quad (2.6)$$

傳統引擎車的油箱是唯一的能量來源，計算消耗能量時，只需計算車輛燃油的消耗。行車基礎的能量消耗與燃油的能量消耗量的比值，即為傳統引擎車的效率，如(2.7)式。

$$eff_{overall} = \frac{E_{rolling} + E_{aero}}{E_{fuel}} \quad (2.7)$$

油電混合車除了燃油是能量消耗來源外，電池電量一樣會造成能量的消耗或儲存。計算效率時，必須一併考慮電池能量的變化，如(2.8)式，總耗能包含油箱耗能及電池耗能。

$$eff_{overall} = \frac{E_{rolling} + E_{aero}}{E_{fuel} + E_{battery}} \quad (2.8)$$

為了讓傳統引擎車與油電混合車能在相同基準上比較，會盡量減少電池電量變化的影響[26]，僅比較燃油消耗的模擬結果。期望進行行車測試時，測定開始前與測定完成後，電池電量幾乎不變。設定行車測定時，測定前後電池能量的變化與燃油消耗的比例必須小於 1%，如(2.9)式。

$$\left| \frac{\Delta E_{battery}}{E_{fuel}} \right| \leq 1\% \quad (2.9)$$

本節介紹車輛效率的計算方法。利用車輛動力學，計算車輛行駛時消耗的最低能量。選定行車型態，計算完成行車型態時最低能量消耗。最後與電池或油箱消耗能量的比值，即為車輛效率。

2-3 車輛數值模擬及分析

車輛模擬是利用電腦程式建立一個虛擬的車輛模型[25~28]，輸入各種的車輛參數，得到性能、油耗、排污等車輛特性，提供設計者做參考。本節將介紹研究使用的車輛模擬軟體 ADVISOR[25]，並且深入討論 ADVISOR 使用的模擬方法。

2-3-1 ADVISOR 介紹

ADVISOR(Advanced Vehicle SimulatOR)是美國國家再生能源實驗室(National Renewable Energy Laboratory, NREL)發展的一套車用模擬軟體[27]。利用 Matlab/Simulink 撰寫，並且使用反向式及正向式的模擬方法，具有計算快速、準確的特點。使用時的操作介面做成圖形化，讓使用者易於操作。

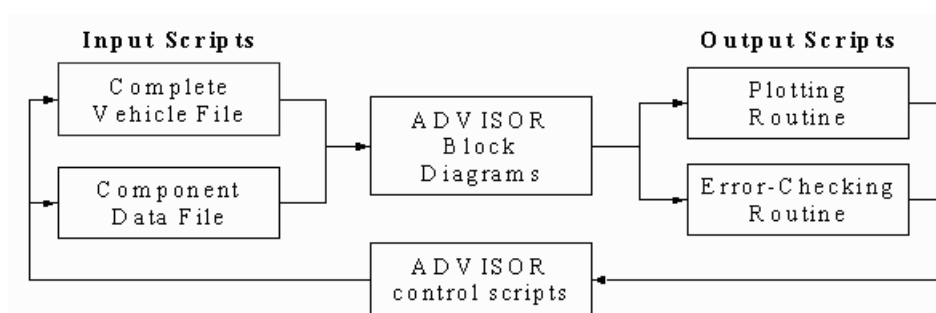


圖 2.9 ADVISOR 的資料傳遞路線[25]

圖 2.9 為 ADVISOR 的資料傳遞圖，使用者首先輸入各項車輛資料(Input Scripts)，經過 Simulink 所建立的車輛模型(ADVISOR Block Diagrams)計算後，結果將繪製成圖表輸出 (Output Scripts)。以上的程序皆可利用 ADVISOR 的圖形化介面(ADVISOR Control Scripts)完成。各項參數，包括車輛的選擇、動力元件及控制方式，也能利用圖形化介面進行修改。參數設定完成後，選定車輛要進行模擬的行車型態，便可進行模擬。模擬結果除了車輛的車速、油耗、排污狀況外，也可透過查詢得到各個元件的速度、扭力等細部資料。

2-3-2 模擬方法

不同的車輛架構即代表不同的能量傳遞路線，系統的模擬方法也會有所變動。ADVISOR 針對不同的車輛架構提供了數種不同的系統模型，以下將針對傳統引

引擎車作介紹。

ADVISOR 所建立的車輛模型，將車輛細分成數個模組。圖 2.10 為傳統引擎車的系統結構，傳統引擎車的系統結構被分為輪胎、最終傳動系統、齒輪傳動系統、離合器、引擎等模組，每個模組代表不同元件的動力特性。程式開始之前，利用 Matlab 的.m 檔輸入各項車輛資料，模擬時每個模組便會計算各別動力元件的特性[28]。

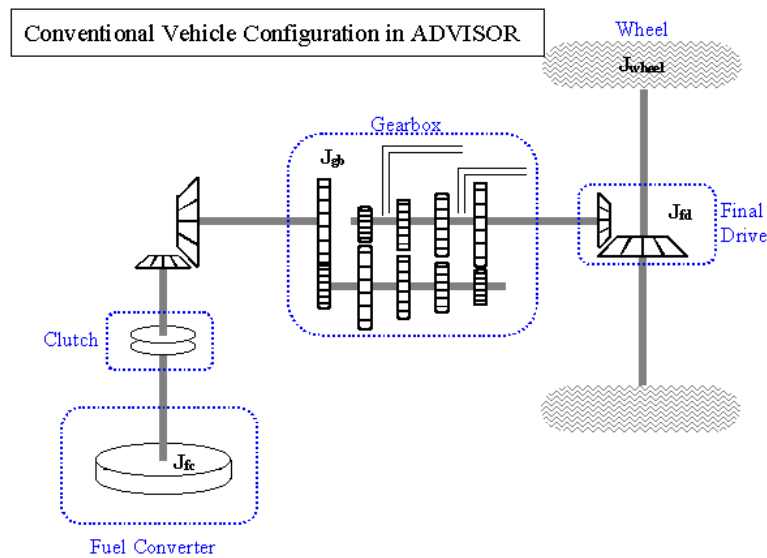


圖 2.10 ADVISOR 傳統引擎車的系統結構圖[25]

模擬的計算方式有兩種，分別為反向式模擬方法及正向式模擬方法，以下將會分別介紹兩種模擬方法的內容及優缺點。

1. 反向式模擬(backward-facing approach)

反向式的模擬方法是從車輛速度表現，反向推導各項元件的表現，系統不需考慮駕駛者的行為。系統首先提供期望的車輛速度表現，推斷每一時間區段 (time-step) 車輛所需的速度及加速度，一步步推導回動力元件所提供的轉速及扭力，最後計算的結果是燃油或是電力的消耗。此種模擬方法容易建構，計算也較為快速，但可能發生系統元件無法使車輛達到預期表現的情形，模擬結果容易

出現誤差。

2. 正向式模擬(forward-facing approach)

正向式模擬則包含駕駛者模組。系統首先假設駕駛者行為，例如踩油門或是剎車，再由動力元件的輸出情形推算車輛的表現。此種模擬方法符合一般車輛使用的流程，模擬結果較準確，缺點是駕駛者模組建構困難，計算也較為費時。

ADVISOR 的模擬結合了反向式及正向式的優點，每個動力模組資料傳遞時都包含正反兩種方向。圖 2.11 為 ADVISOR 內用 Simulink 所建立的傳統引擎車全車模型，每個區塊都代表不同的動力模組，模組之間連接的箭頭代表資料傳遞的方向。首先輸入不同時間的車速，系統會計算在達到此車速下車輛所需的動能，將資料傳遞給輪胎模組，計算輪胎的轉速及扭力。資料將依序傳遞，經過最終傳動系統、齒輪傳動系統、離合器、引擎、排汙等模組，計算各個元件在達到此車速時，必須提供的扭力及速度等資料。此為反向式的模擬方法。

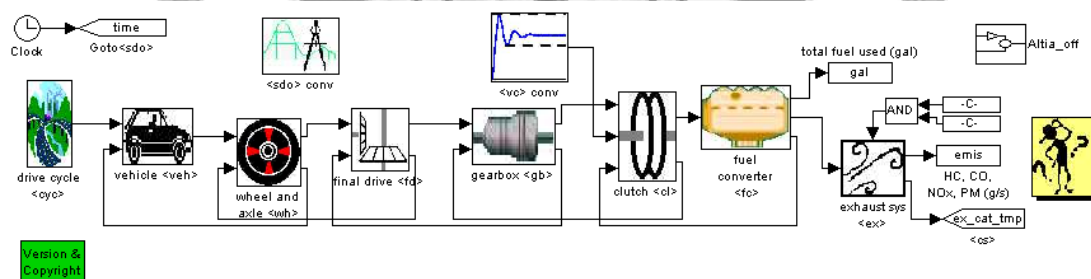


圖 2.11 ADVISOR 傳統引擎車模型

每個模組計算完自己能夠到達的速度與扭力後，會將資料傳遞回上一個模組，此為正向式模擬的方法。以齒輪傳動模組為例，最終傳動模組計算出速度及扭力的需求後，將資料傳遞給齒輪傳動模組。在接收到最終傳動模組傳遞的資料後，齒輪傳動模組會計算經過齒輪減速後，引擎需提供的速度及扭力，並將資料交給引擎模組。之後，引擎會將自己所能達到的速度及扭力資訊傳遞回齒輪傳動模組，

齒輪傳動模組再依據引擎資料，計算此時自己所能達到的速度及扭力，再將資料傳遞回 power bus，完成一個模組的計算。這種模擬方式可校正資訊、減少誤差，也具有反向式模擬的計算速度。

本章介紹研究使用的相關理論。首先介紹傳統引擎車及油電混合車的系統架構，分析不同系統設計時的特點及注意事項。接著介紹車輛的效率計算方法，利用車輛動力學，計算車輛在完成一個行車型態時所需的基本耗能，再分析傳統引擎車及油電混合車的效率計算方式。最後介紹本研究所使用的模擬軟體 ADVISOR，介紹 ADVISOR 的使用方式及其模擬方法。這些理論將為之後研究進行的基礎。



第三章 傳統引擎車之匹配分析

本章討論傳統引擎車之動力系統的匹配。車輛的匹配性質分為動力元件匹配、傳動系統匹配及控制匹配，本章將研究三種匹配性質，藉由參數的修改，了解匹配性質對於車輛特性的影響。首先了解傳統引擎車之動力系統相關元件，接著研究傳動系統與控制匹配狀況，最後研究引擎功率與控制的匹配，討論提高傳統引擎車效率的可能方法。

3-1 動力系統

在分析車輛的匹配性質之前，須先了解車輛動力系統的特性。傳統引擎車的動力系統由引擎及傳動系統所構成。引擎是目前車輛使用最廣泛的動力元件，油電混合車亦以引擎作為主要的動力來源。考慮引擎的特性必須為設計基礎，並搭配適當的傳動系統。本節將整理相關文獻對於引擎與傳動系統特性的研究[1、3、22、23]，為之後傳統引擎車的分析作參考。

3-1-1 引擎

燃油是引擎提供動力的能量來源[1]。引擎藉由燃油燃燒、爆炸產生機械能，提供車輛動力。不同的引擎速度及扭力，會造成不同的燃油消耗量。引擎的油耗單位為 BSFC(Brake Specific Fuel Consumption)，為單位時間的油耗與引擎輸出功率的比值，如(3.1)式， m_f 為單位時間的油耗量， T_e 、 ω_e 為引擎輸出的扭力及轉速。不同的引擎輸出扭力及轉速所對應的 BSFC 值繪成圖，如圖 3.1 為 TOYOTA 2004 年出產的混合動力車 PRIUS 所使用的 1.5L(57kW)四缸汽油引擎 BSFC 資料，

單位為微克/每秒-瓦(ug/s-W)。油耗的結果以等高線圖分布，扭力越低，每單位輸出功率的所需燃油越多，反之則越少。引擎輸出扭力受最大扭力曲線限制，若需求扭力超出最大扭力限制，引擎便無法達到輸出需求。

$$BSFC = \frac{\dot{m}_f}{T_e \cdot \omega_e} \quad (3.1)$$

$$\eta_e = \frac{T_e \cdot \omega_e}{\dot{m}_f \cdot H_l} \quad (3.2)$$

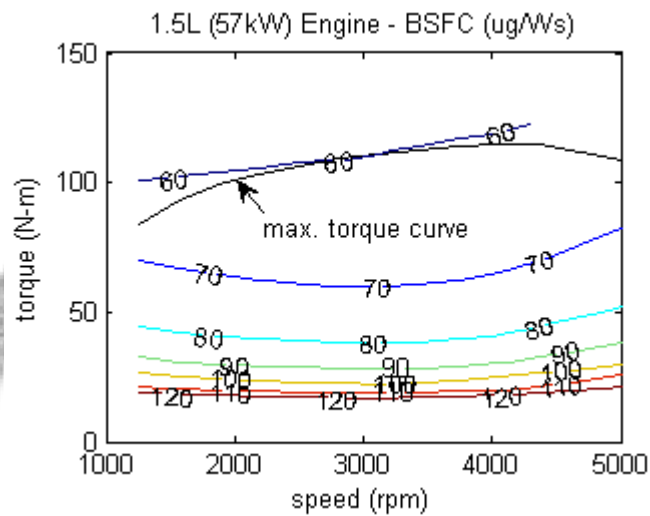


圖 3.1 1.5L 引擎 BSFC 圖

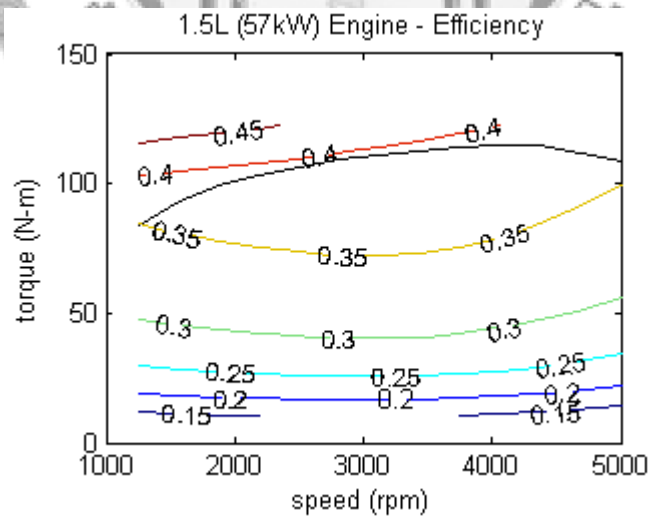


圖 3.2 1.5L 引擎效率圖

利用 BSFC 資料可判斷引擎的效率狀況。將油耗量與燃油燃燒熱(lower heat

value)相乘，如(3.2)式，得引擎效率 η_e 。 H_l 為單位質量的燃油燃燒熱。結果如圖 3.2。引擎效率隨著轉速及扭力改變而改變，引擎扭力越高，輸出功率每瓦的油耗量越低，效率也越佳。此引擎的最高效率約為 38%。

本節介紹引擎相關特性，結果發現引擎的效率並非任何時刻皆相等，引擎會隨著不同轉速及扭力的操作而改變效率。在輸出功率的要求相同時，若能選擇引擎操作在效率高的轉速及扭力的操作，將能提高引擎之總體效率。

3-1-2 傳動系統

為了傳遞引擎的動力至車輪，必須為引擎設計適合的傳動系統[22]。傳動系統包括引擎至輪胎之間所有傳遞動力的裝置，由變速器、離合器、傳動軸、差速器等元件所構成，本節將專注於傳動系統中的變速器[3、22]進行討論。

變速器利用多種不同的減速比搭配，提升引擎速度與扭力的操作範圍。變速器需配合引擎及車輛期望的特性進行設計。傳統引擎車常用的變速系統是齒輪變速器，利用數個齒輪，達成不同減速比的目標，使引擎應付在不同的行駛狀況。一般齒輪變速器第一檔位齒輪比依車輛最高扭力需求設計，最後一個檔位齒輪比則依極速需求設計。有些齒輪箱的最後一個檔位會選擇讓引擎操作在效率高區域，極速利用倒數第二個檔位做設計。其餘檔位的齒輪比會以算數比例或是幾何比例的方式求得。如表 3.1 為 TOYOTA 的五速變速器規格[22]。其餘檔位的齒輪比選擇基本上採用算數平均的方式分配，再依齒輪設計的限制做適度的調整。

表 3.1 TOYOTA 5 速變速器齒輪比資料[22]

Gearbox Gear Ratios(ξ)					Final Drive
1st	2nd	3rd	4th	5th	Gear Ratio
3.55	1.90	1.31	0.97	0.815	4.06

無段變速器是車輛另一種常用的變速系統。其利用可移動式的皮帶盤，改變作用節圓直徑大小，即可改變連續的減速比，如圖 3.3。皮帶盤的大小無法無限延伸，減速比將被限制在某一範圍之內。在此有限的範圍內，無段變速器可依需求任意調整減速比。

無段變速器一般使用皮帶驅動，受限於皮帶傳輸動力的能力，無段變速器常用在機車與排氣量較低的小型車，一般汽車的變速系統仍以齒輪變速系統為主。但在逐年的改良下，無段變速器傳輸動力已大幅提升，搭載無段變速器的車也越來越多。

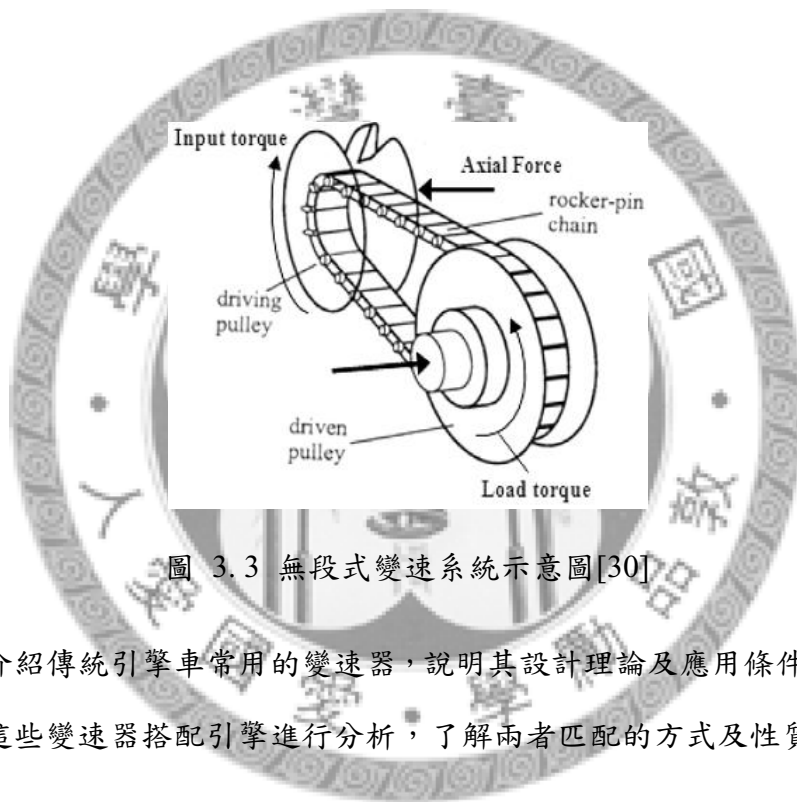


圖 3.3 無段式變速系統示意圖[30]

本節介紹傳統引擎車常用的變速器，說明其設計理論及應用條件。之後的研究將使用這些變速器搭配引擎進行分析，了解兩者匹配的方式及性質。

3-1-3 引擎與傳動系統之匹配

動力系統匹配的目的是為了使系統符合車輛輸出需求，又可使引擎操作在良好的區間[3]。匹配設計時的考慮項目包括車輛性能表現、引擎油耗表現、引擎排汗表現、乘坐舒適度等。本節將考慮車輛的性能需求及引擎油耗表現，說明引擎與傳動系統匹配後之結果。

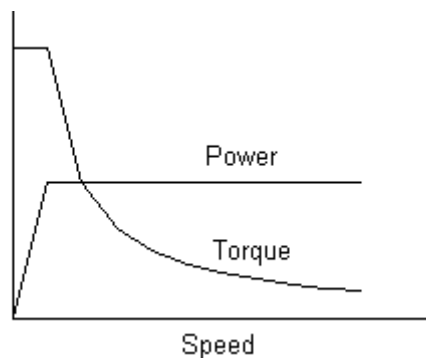


圖 3.4 理想行車性能表現

理想的車輛，輸出功率呈常數關係[23]。在低速時期望有高扭力輸出，高速時所需扭力較小，如圖 3.4 為行車時的最大扭力輸出與最大輸出功率的理想狀況，此與引擎性能表現有很大的差異。搭配適合的變速器，才能讓引擎能適應不同的路況需求。

圖 3.1 的 1.5L 汽油引擎與表 3.1 的五速變速器搭配，速度與最大扭力輸出的結果如圖 3.5。經過變速器的搭配之後，引擎的操作範圍被提高，特性曲線較為接近行車時的最大扭力輸出與最大輸出功率的理想狀況。

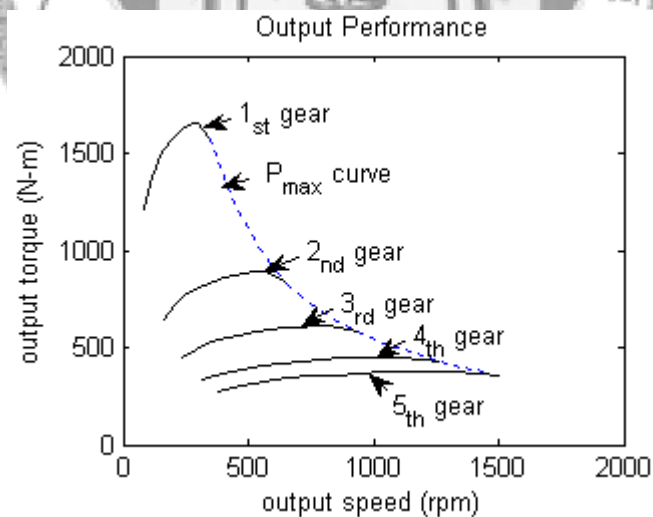


圖 3.5 1.5L 引擎搭配 5 速變速器後的最終傳動性能表現

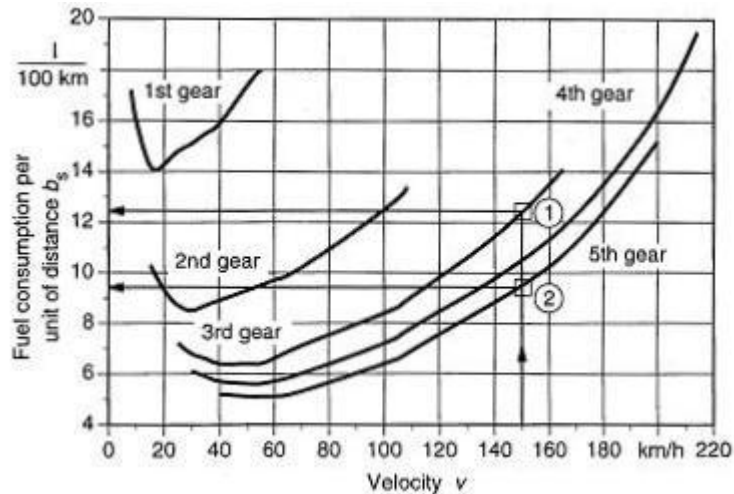


圖 3.6 引擎搭配 5 速變速器使用不同檔位在不同車速的油耗表現[3]

由圖 3.5 可發現使用越低檔位時，可有越大的扭力輸出，越小檔位，輸出扭力越小。不同檔位維持不同車速等速前進時的油耗表現結果如圖 3.6。在同樣車速行駛時，使用越低檔位，油耗越大，車輛可輸出曳引力也越大。越小檔位，油耗越少，車輛可輸出曳引力也越小。控制齒輪變速器升降檔需求時，必須在性能與油耗表現當中做平衡。通常設定引擎操作在某一區間內，超過操作區間，便作升檔或是降檔的調整。

無段變速器可視為有無限多組檔位的齒輪變速器。理想狀況下，使用無段變速器可依行駛狀況任意變速。無段變速器的控制方法如圖 3.7[3]，無段變速器可選擇不同目標的操作形式。首先設定引擎的操作特性曲線，依車輛需求的輸出功率選擇引擎的操作點，無段變速器依據車速及引擎轉速的速度差距設定減速比。無段變速器的控制目標可分為省油控制及性能控制[3]。使用省油控制時，變速器會選擇引擎操作在高效率的操作線上，同樣的輸出功率需求下，車輛可有比較優秀的油耗表現。使用性能控制時，系統會維持較大的減速比，系統有較大的扭力輸出範圍，車輛可有較佳的性能表現。使用此控制，在變速限制範圍內，行車特性幾乎可與理想的行車性能曲線相等。

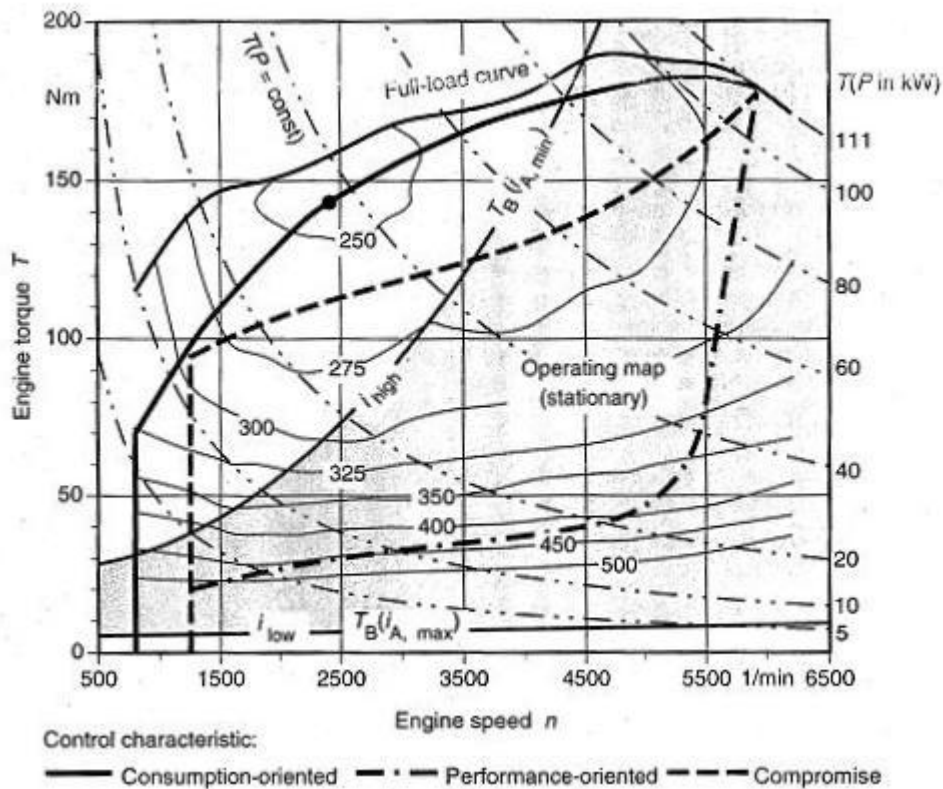


圖 3.7 無段變速器的控制方法[3]

3-2 傳動系統與控制之匹配分析

本節進行傳統引擎車的模擬，利用模擬的結果討論動力系統的匹配性質。傳動系統將分別使用齒輪變速器與無段變速器，探討檔數與換檔時機的設定對於系統特性之影響。

3-2-1 齒輪變速器

本節將利用圖 3.1 的 1.5L 引擎與表 3.1 的五速變速器規格進行車輛模擬。五速變速器的變速方式如圖 3.8 所示。引擎操作點被限制在升檔控制線與降檔控制線之間，若操作點超過升檔控制線，變速器升檔變速；操作點小於降檔控制

線，變速器降檔變速。

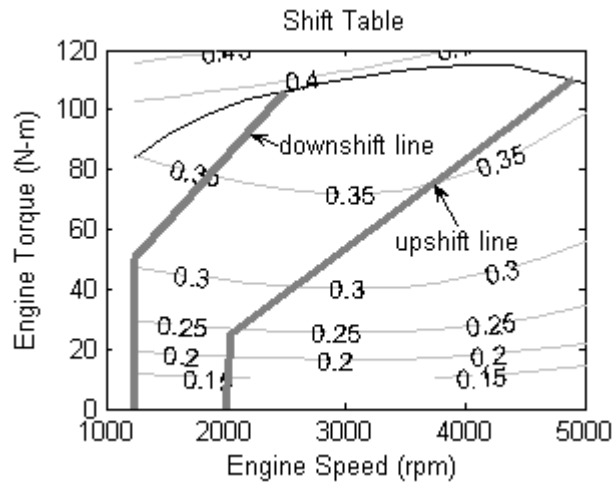


圖 3.8 變速器控制方式

使用表 2.1 的車輛參數。利用 ADVISOR 傳統引擎車的模型(圖 2.11)進行模擬，模擬時時間步進(time-step)的間隔為 1 秒。性能與新歐盟行車型態的模擬結果如表 3.2 所示。0-100km/h 加速時間約需 18.3 秒，極速 175.5 公里。行車型態的總距離(公里)與燃油總消耗量(公升)的比值為 13.35km/L，其中市區行車型態的油耗表現為 9.89 km/L，非市區行車型態的油耗表現為 16.74 km/L。

表 3.2 加速性能與新歐盟行車型態測試結果

行車型態	測試項目	模擬結果
加速性能測試	0-100km/h 加速時間	18.3 秒
	極速	175.5km/h
新歐盟行車型態	市區油耗	9.89 km/L
	非市區油耗	16.74 km/L
	總油耗	13.35 km/L

以下將藉由調整參數的設定，觀察匹配特性對車輛特性的變化。分析參數為換檔時機控制與檔數，兩個參數分別為控制匹配及傳動系統匹配的參數。研究將

藉由參數的調整，觀察車輛特性的變化。

1. 換檔時機

由圖 3.6 可發現在相同車速的行駛下，使用越低檔位時，車輛可輸出曳引力越高，使用越高檔位時，有越好的油耗表現。若能因應車況，適時的變換檔位，將可同時提高性能及油耗的表現。

將之前使用 1.5L 引擎配合五速變速器的車輛加速性能模擬時，每個檔位使用期間，車速與引擎轉速關係繪成圖，結果如圖 3.9 所示。引擎轉速隨車速增加上升，直到引擎轉速到達最高速限 5,000rpm 時進行升檔。剛進行升檔之後，引擎轉速迅速下降，之後引擎轉速又繼續隨車速增加逐漸上升，直到引擎轉速到達最高速限 5,000rpm 時又進行下一次升檔的動作。由圖可得知此五速變速器的特性是越後面的檔位，剛進行升檔完，引擎下降後的轉速越高，引擎驅動的速度範圍越小。

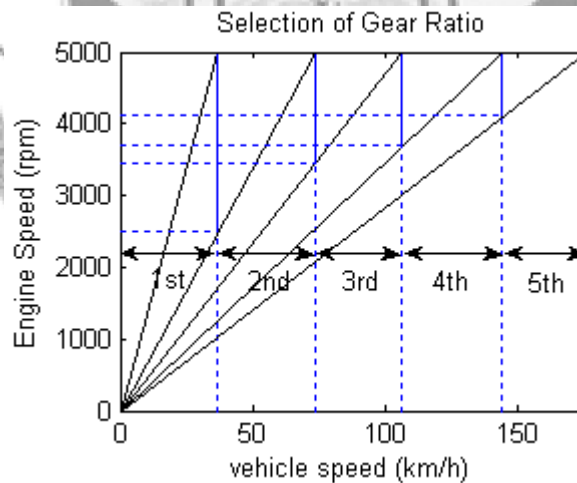


圖 3.9 加速性能車速、引擎轉速與檔位關係

若期望車輛有良好的油耗表現，變速器要盡量操作在高檔位，提高越高檔位的操作範圍。但若系統過早換檔，升檔後引擎速度有可能小於下一檔位引擎降檔的範圍，使系統控制結果出現錯誤。因此換檔控制時，需配合五速變速器檔位的

特性，利用不同檔位的齒輪比變化進行設計。升檔時，換檔前與換檔後的引擎速度如(3.3)式所示。 i 為升檔後檔位、 ξ_i 為檔位減速比。設定各檔位降檔時機皆相同，升檔時機則以上個檔位降檔時機為基礎，依檔位間齒輪比的比例計算而得。兩者數學關係為(3.4)。依照(3.4)的結果，最後每一檔位換檔時機如圖 3.10 所示。

$$\omega_i = \frac{\xi_i}{\xi_{i-1}} \omega_{i-1} \quad (3.3)$$

$$\omega_{i,upshift} = \frac{\xi_i}{\xi_{i+1}} \omega_{i+1,downshift} \quad (3.4)$$

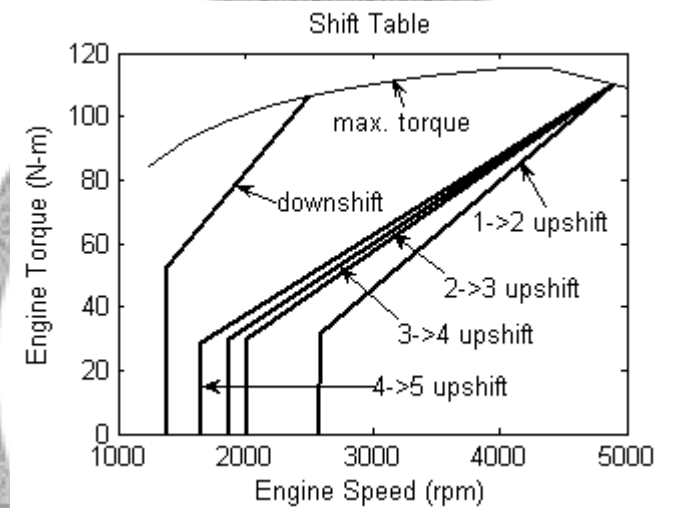


圖 3.10 變速器控制方式(2)

圖 3.10 每個檔位降檔時機皆相同，升檔時機依升檔後齒輪比的變化作調整。檔數越高，低扭力需求時，引擎升檔的設定速度越小，變速器越早換檔。高扭力需求時，引擎升檔的設定速度相等，以維持車輛的性能特性。依照圖 3.10 的控制設定方式進行模擬，最後模擬結果如表 3.3 所示。重新設計控制方式後的結果，與未改變設計前(表 3.2)相比，無論是市區或是非市區的行車油耗特性都變得較為優秀。

表 3.3 改變控制方式後 1.5L 引擎配合五速變速器的模擬結果

行車型態	測試項目	模擬結果
加速性能測試	0-100km/h 加速時間	18.1 秒
	極速	175.5km/h
新歐盟行車型態	市區油耗	9.95 km/L
	非市區油耗	16.83 km/L
	總油耗	13.43 km/L

分析齒輪變速系統換檔時機設定與齒輪比的關係，發現換檔的控制方式會對車輛性能與油耗表現造成影響。系統越早換檔，使用越小的齒輪比操作，車輛油耗表現越好。如果能依齒輪比的關係進行適當的匹配設計，則可同時改善車輛性能及油耗表現。

2. 檔數分析

變速器不同檔位的設定是為了讓引擎適應不同的行駛需求。若調整不同的檔數，使變速器的齒輪比有更多選擇，也許可使引擎的操作更有彈性，車輛性能與油耗的特性也得以隨之改變。

本節將研究齒輪變速系統的檔數特性，期望找出符合性能與效率的搭配。首先分析引擎操作區間與換檔情形。圖 3.11 為新歐盟行車型態模擬時，每一時間步進的引擎速度及扭力操作點，顏色越深的標示點代表操作在越低的檔位，顏色越淺的標示點代表操作在越高的檔位。引擎的操作點被限制在換檔控制線的範圍內，大部分都被操作在效率高的區間，但有時也會操作在效率低的區域，尤其是使用越低檔位時，效率越低。

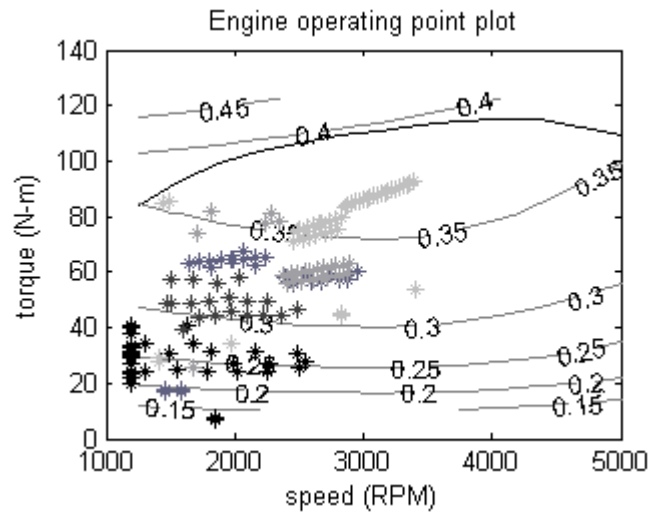


圖 3.11 引擎操作點

根據圖 3.11 的結果，同樣使用齒輪變速器的情況下，提升車輛的效率，必須改變引擎操作點，尤其是低檔位時的操作點。若要改變第一檔位的引擎操作點，可有兩種方法：1.調整第一檔位的齒輪比 2.提早換檔。調整第一檔位的齒輪比，將會造成車輛性能的改變，與我們達成性能的目標不符，因此採用提早換檔的方式，使用更多檔位的齒輪箱，改變引擎的操作點。

本節將改變齒輪箱的檔位數，期望利用更多不同的齒輪比，使引擎能盡量在效率高的區間操作。利用表 3.1 五速變速器的資料，用算術平均的方式依序建立六速、七速、八速、九速變速器，結果如表 3.4 所示。第一檔位與最後檔位的齒輪比不變，利用算術平均的方式求出其他檔位的齒輪比。最終傳動的減速比不變。

依表 3.4 建立的變速器系統，進行新歐盟行車型態的模擬，最後油耗的模擬結果如表 3.5 所示。模擬結果可發現提升檔位數，的確會提升油耗效率。檔位數越多，油耗表現越好。

表 3.4 六速、七速、八速、九速變速器齒輪比資料

	六速	七速	八速	九速
1 st gear	3.55	3.55	3.55	3.55
2 nd gear	2.12	2.28	2.40	2.50
3 rd gear	1.52	1.68	1.81	1.93
4 th gear	1.18	1.33	1.46	1.57
5 th gear	0.963	1.097	1.22	1.33
6 th gear	0.815	0.935	1.05	1.15
7 th gear	--	0.815	0.916	1.009
8 th gear	--	--	0.815	0.902
9 th gear	--	--	--	0.815
Final Drive	4.06	4.06	4.06	4.06

表 3.5 六速、七速、八速、九速變速器的新歐盟行車型態模擬結果

	六速	七速	八速	九速
市區油耗(km/L)	9.93	9.97	9.98	10.09
非市區油耗(km/L)	16.86	16.89	16.91	16.95
總油耗(km/L)	13.43	13.47	13.48	13.57

將不同變速器新歐盟行車型態模擬時，每一時間步進的引擎速度與扭力操作點分別繪成圖 3.12~圖 3.15，可發現使用不同的變速系統，對於引擎的操作區域確有直接的影響，檔位數越多，引擎的操作點越集中，落在高效率區間的操作點越多，對於油耗的表現有明顯的提升。

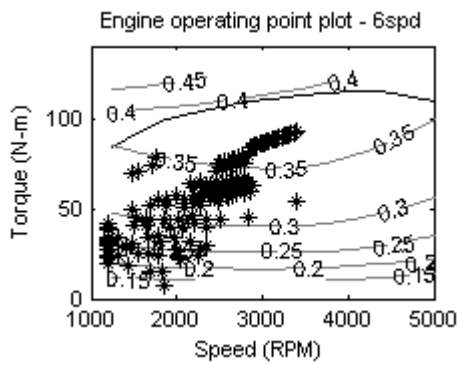


圖 3.12 六速變速器引擎操作點

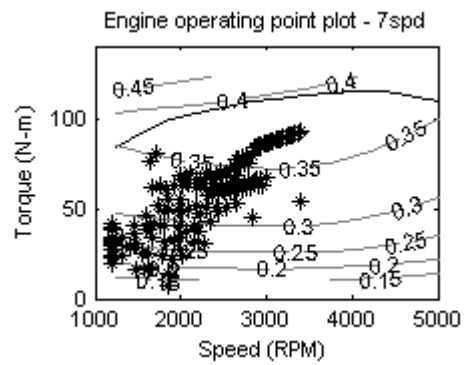


圖 3.13 七速變速器引擎操作點

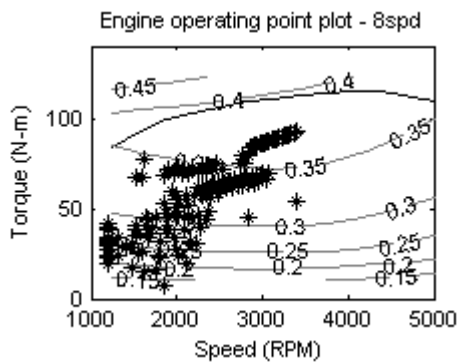


圖 3.14 八速變速器引擎操作點

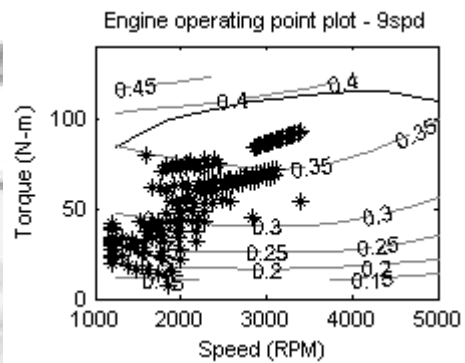


圖 3.15 九速變速器引擎操作點

利用 TOYOTA 五速變速器的第一檔位及最後檔位的齒輪比，設計更多檔位數的齒輪變速器，結果發現使用檔位數越多，變速器越早換檔，車輛油耗表現也越佳。若檔位能繼續提升，也許能夠使車輛有更好的油耗表現。下節將改用無段式變速系統進行模擬，探討無段式變速系統是否能使車輛有更好的油耗表現。

3-2-2 無段式變速器

上節研究的結果，發現使用檔位數越多的變速器，車輛油耗表現也越佳。若檔位數能夠無限提升，對於車輛的油耗表現將有所助益。本節使用無段式變速系統，將其視為在有限的減速比範圍內，有無限多組檔位的有段變速器，繼續研究檔位數對於車輛油耗表現的影響。利用圖 3.1 的 1.5L 引擎搭配無段式變速系統

進行車輛模擬。參考表 3.1 有段變速系統的減速資料，設定無段變速器最大減速比為 3.55、最小減速比 0.815，最終傳動減速比為 4.06，如表 3.6 所示。

表 3.6 無段變速器減速比設定資料

最大減速比	最小減速比	最終傳動減速比
3.55	0.815	4.06

依據圖 3.7，無段變速器可選擇不同目標的操作形式。選定引擎操作特性曲線後，依需求功率選擇引擎的操作點，無段變速器依據車速及引擎轉速的速度差距設定減速比。本研究選擇使用省油控制方法，計算引擎在任意輸出功率下最佳效率的速度及扭力操作點，結果如圖 3.16 所示，此引擎最佳效率曲線幾乎與最大扭力曲線重和。無段變速器的減速比控制方式將會利用車輛所需功率，依此線找出引擎速度操作點，配合最終傳動的轉速可計算出理想減速比。減速比被限制在 0.815~3.55 之間，若此時需求功率的引擎最佳效率操作速度與傳動軸需求轉速的減速比在此範圍之內，減速比便為計算結果。小於 0.815，設定減速比為 0.815。大於 3.55，設定減速比為 3.55。

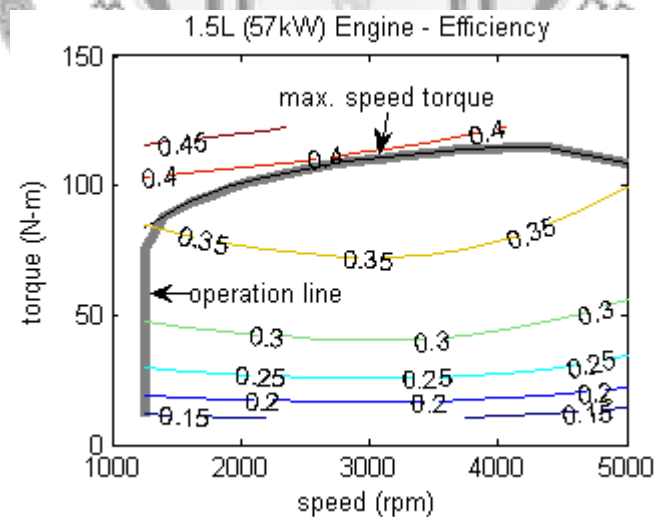


圖 3.16 無段變速器引擎控制線

利用上述設定進行模擬，結果如表 3.7 所示。與使用五速變速系統的車相比，加速性能略為變差，但行車效率明顯提升。其中非市區油耗可達 20.36km/h，市區油耗也有 13.27km/h 的表現，總平均油耗為 17.03km/h。

表 3.7 搭配無段變速器後加速性能與新歐盟行車型態測試結果

行車型態	測試項目	模擬結果
加速性能測試	0-100km/h 加速時間	18.3 秒
	極速	175.4km/h
新歐盟行車型態	市區油耗	13.50km/L
	非市區油耗	20.72 km/L
	總油耗	17.32 km/L

將搭配無段變速器的車輛進行歐盟行車型態模擬時，每一時間步進的引擎速度及扭力操作點繪成圖，並且依減速比由高至低以顏色由淺至深表示，結果圖 3.17 所示。引擎操作結果幾乎與圖 3.16 相符，因此油耗可有不錯的表現。但有一部份操作點明顯並非運作在引擎操作線上，通常出現在高速、高功率需求時。這是由於控制系統計算出此時最高效率適合的減速比，已小於最小減速比 0.815 了，受限於無段變速器最小減速比的限制，變速系統最小只能使用 0.815 的減速，使得引擎無法繼續操作在最佳效率線上，因此引擎操作點落入效率較低的區域。整體而言，使用無段變速器可使引擎操作在效率高的區域，降低車輛的燃油消耗，對於提升車輛效率有正面的影響。

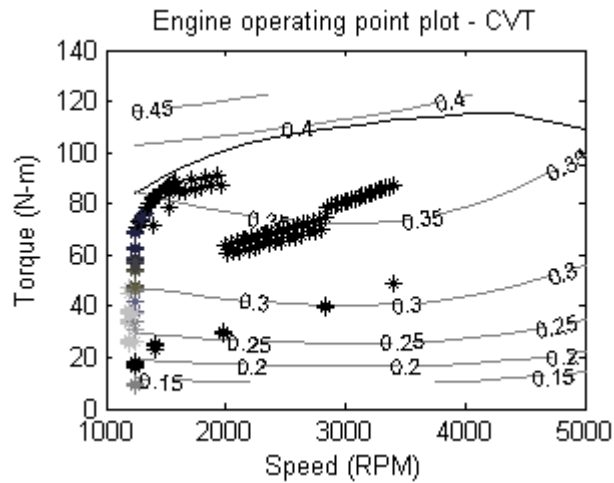


圖 3.17 搭配無段變速器的引擎操作點

本節使用引擎搭配不同的變速系統，企圖找出傳動系統與引擎的匹配對於效率的影響。首先進行有段式齒輪變速系統的分析，發現適宜的換檔時機控制可使車輛能夠有較好的油耗表現。接著改變齒輪變速器檔數，齒輪變速器的檔數越多，效率越佳。最後進行無段變速器的分析，無段變速器可視為檔位無限多組的有段變速系統。經過模擬後，得到更大的效率分析結果。引擎能操作在效率高的操作線上，有助於提升油耗表現。

3-3 引擎與控制之匹配分析

一般設計變速器時，會以車輛的性能特性為目標進行設計。但在平常的行駛狀況，車輛不會操作在最大的性能狀況下，對於引擎的功率將造成浪費。如果有可改變性能特性的引擎，視行駛狀況改變性能特性，低功率需求時，使用功率小的引擎特性，勢必可提升引擎效率。高功率需求時，使用功率大的引擎特性，也可使車輛具有優良的性能。

關閉四缸引擎的其中一個氣缸，引擎輸出功率大約會減少 25%；關閉兩個氣缸，則引擎大約會減少一半的輸出功率。理想狀況下，引擎扭力操作範圍依扭力

等比例縮減，引擎效率依扭力比例改變。

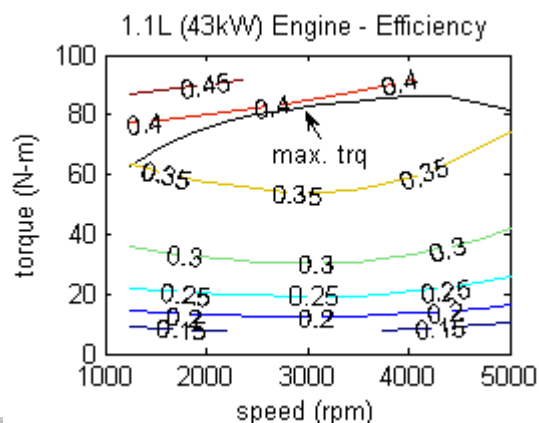
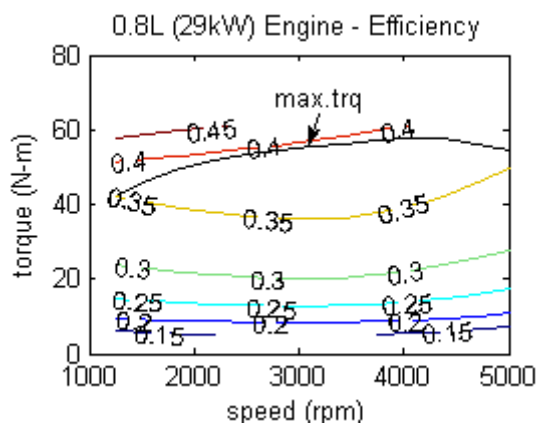


圖 3.18 0.8L 引擎效率圖

圖 3.19 1.1L 引擎效率圖

圖 3.18、圖 3.19 為 1.5L 引擎的效率分別依扭力 50%、75% 比例縮小後的結果。最大扭力操作範圍分別依 50%、75% 縮減。比較三個引擎的特性圖，可發現雖然引擎越小，扭力操作範圍越小，但若三個引擎都在同樣速度與扭力下操作，越小的引擎，效率會越好。

假設引擎可任意選擇使用的汽缸數量，則可當作成切換使用不同大小的引擎。選擇 0.8L 引擎與 1.5L 引擎相互切換使用，切換時機為當引擎需求扭力小於當時引擎速度最大扭力的一半時，使用 0.8L 引擎；引擎需求扭力大於當時引擎速度最大扭力的一半時，使用 1.5L 引擎。另外選擇 1.1L 引擎與 1.5L 引擎相互切換使用，切換時機為當引擎需求扭力小於當時引擎速度最大扭力的 3/4 時，使用 1.1L 引擎；引擎需求扭力大於當時引擎速度最大扭力的 3/4 時，使用 1.5L 引擎。分別將兩種情況模擬新歐盟行車型態，變速系統使用五速變速器，油耗表現結果如表 3.8 所示。車輛的油耗表現有了很大的進步。0.8L-1.5L 切換引擎在市區行駛時的油耗表現提升最多，與原本 1.5L 引擎相比，改善了將近 30%，整體表現也有 20% 的提升。

表 3.8 切換引擎新歐盟行車型態的模擬結果

	0.8L-1.5L 引擎	1.1L-1.5L 引擎
市區油耗(km/L)	12.73	10.98
非市區油耗(km/L)	18.97	17.97
總油耗(km/L)	16.09	14.57

將 0.8L-1.5L 切換引擎模擬時引擎操作點分別繪成圖，結果如圖 3.20 所示。

圖 3.20 左圖為使用原本的 1.5L 引擎時操作的操作點，右圖為使用切換後的 0.8L 引擎時操作的操作點。與未使用切換引擎的模擬結果(圖 3.11)相比，只剩高扭力需求的操作點會用原本的 1.5L 引擎操作，這些操作點原本使用效率就比較高。剩下的低扭力、低效率的操作點，由於切換成小引擎使用，提升了操作點的效率，燃油的消耗量也得以減少。

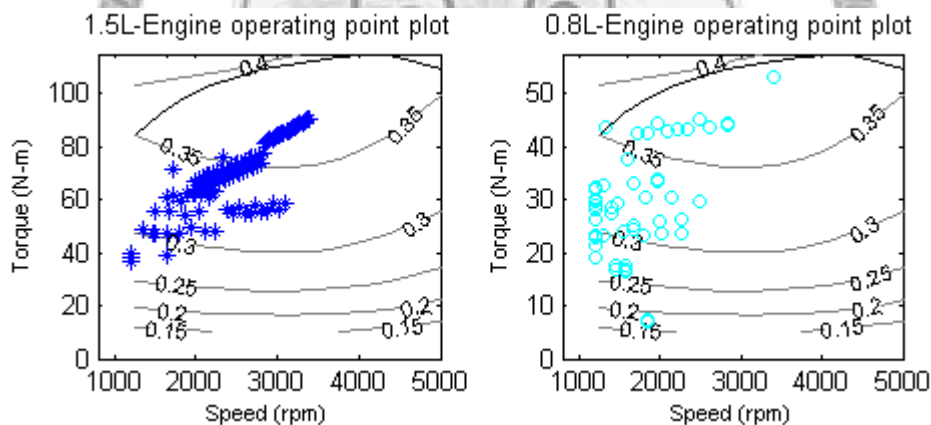


圖 3.20 0.8L-1.5L 切換引擎操作點，左圖：1.5L 引擎，右圖：0.8L 引擎

同樣將 1.1L-1.5L 切換引擎模擬時引擎操作點繪成圖，結果如圖 3.21 所示。

圖 3.21 左圖為使用原本的 1.5L 引擎時操作的操作點，右圖為使用切換後的 1.1L 引擎時操作的操作點。高扭力需求的操作點用 1.5L 引擎操作，低扭力的操作點切換成小引擎使用。設定需求扭力大於此時轉速最大扭矩的 3/4 時為高扭力操作，其餘為低扭力操作。由圖 3.21 可發現，新歐盟行車型態的扭力需求大部分都是

屬於低扭力的操作，使用 1.1L-1.5L 切換引擎時，大部分會使用 1.1L 引擎操作。符合本節一開始認定的一般行駛狀況，車輛不會操作在最大的輸出功率狀況下的假設。

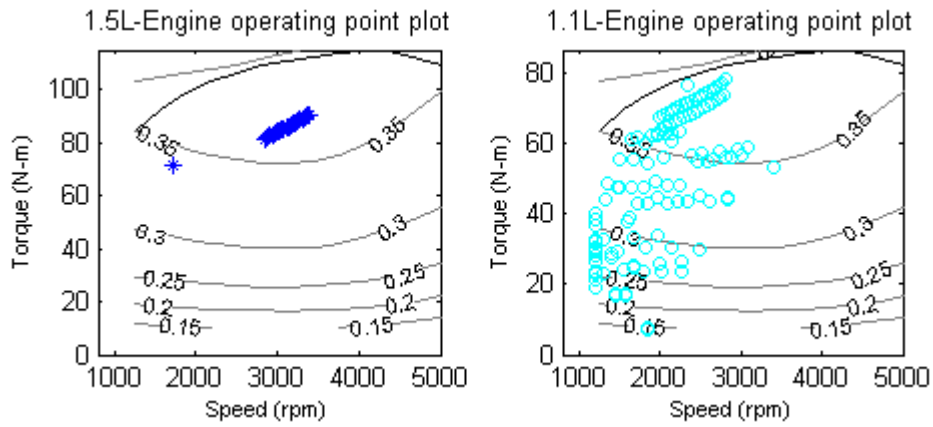


圖 3.21 1.1L-1.5L 切換引擎操作點，左圖：1.5L 引擎，右圖：1.1L 引擎

3-4 小結

車輛的匹配性質分為動力元件匹配、傳動系統匹配及控制匹配，本章分別就三種匹配性質做討論，藉由參數的修改，了解匹配性質對於車輛特性的影響，並期望能以相同的性能特性，追求最大的效率目標。

表 3.9 相關匹配參數

匹配性質	相關參數
動力元件匹配	引擎功率
傳動系統匹配	變速器檔數特性
控制匹配	齒輪變速器換檔時機、 無段變速器引擎操作線、 引擎切換時機

表 3.9 為本章使用之相關匹配參數。首先進行控制匹配之研究，分析有段變速器的換檔時機控制對於車輛效率之影響。之後進行傳動系統匹配之研究，分析傳動系統之檔數特性，將五速變速器改為六速、七速、八速、九速的變速器及無段變速器，分析檔數對於車輛效率之影響。最後進行動力元件匹配之研究，設計可改變性能特性的引擎，依行車扭力的需求，切換使用不同功率的引擎。

有些參數一旦改變，其他參數也需同時變動。適當的參數設定，才可使系統發揮最佳的效果。研究結果發現，三種匹配性質皆會對於車輛效率造成影響。換檔時機應依據各檔數的減速比進行設計，越早換檔，有助於油耗表現的提升。使用的變速器檔數越多，換檔時間越早，油耗表現越佳。無段式變速器的油耗表現可使引擎操作在設定之高效率操作線上，油耗表現最好。低扭力需求時，使用功率小的引擎，有助於提升車輛效率。



第四章 單自由度與雙自由度混合動力 車之匹配分析與設計

本章研究市面上已有的單自由度混合動力車 HONDA INSIGHT 與雙自由度混合動力車 TOYOTA PRIUS 2004 之特性，探討傳動系統中齒輪設計參數對於車輛的影響。為了使分析的結果能於相同的基準比較，模擬時皆使用 PRIUS 2004 的動力元件進行分析。

經過混合動力機構特性的研究，可以找出雙自由度混合動力機構內的齒輪設計參數。藉由調整機構的齒輪比，觀察車輛特性的變化，分析齒輪設計參數對於車輛的影響。本章並利用分析的結果，發展齒輪設計參數的設計方法。

4-1 單自由度混合動力系統分析

本節研究單自由度混合動力車的特性，分析車輛為 HONDA INSIGHT。首先簡介 INSIGHT 的系統架構。利用 ADVISOR 內建的 INSIGHT 模型，設定好操作模式進行模擬。最後討論模擬結果，分析車輛特性。

4-1-1 HONDA INSIGHT 簡介

INSIGHT 是 HONDA 1999 年時推出的混合動力車，使用並聯式的系統架構，如圖 4.1 所示，電機與引擎輸出軸相接，動力經變速器變速輸出。INSIGHT 的系統使用引擎作為主要動力來源，電機作為輔助引擎動力用。此系統的引擎與電機轉速隨車速改變而改變，運動自由度為一。

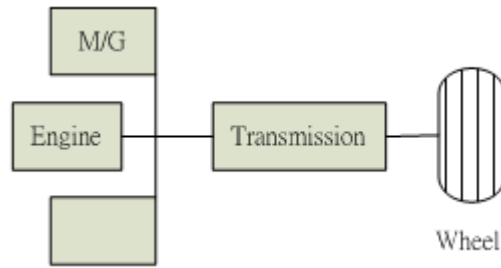


圖 4.1 HONDA INSIGHT 的系統運動圖

4-1-2 系統模擬

本節將進行 HONDA INSIGHT 系統的模擬，以了解 INSIGHT 系統的特性。為 DVISOR 的 INSIGHT 全車模型如圖 4.2，使用的模組包括車輛、輪胎、最終傳動系統、齒輪變速器、引擎、馬達、電池等模組。

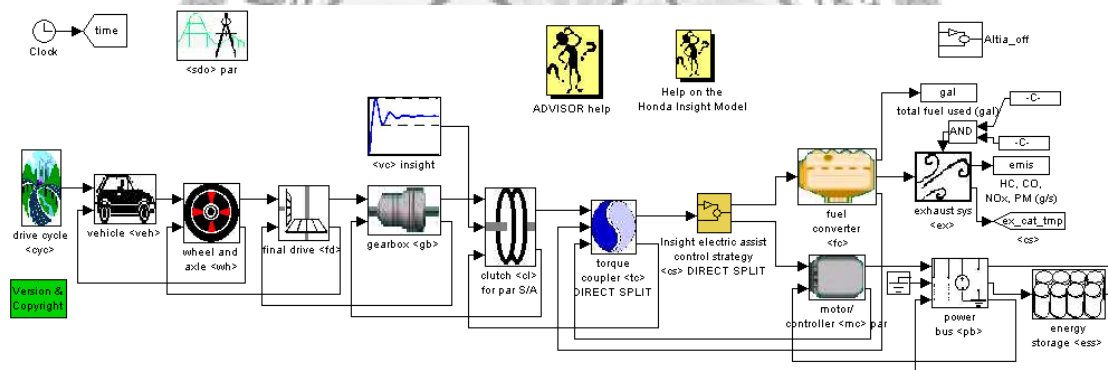


圖 4.2 INSIGHT 的 ADVISOR 全車模型

本節使用 HONDA INSIGHT 的系統架構，搭配 TOYOTA PRIUS 2004 的動力元件進行模擬。引擎使用圖 3.1 的 1.5L 引擎、電機使用 50kW 的 AC 同步馬達 (圖 4.3)，電池使用 NiMH 電池，電池規格如表 4.1 所示。

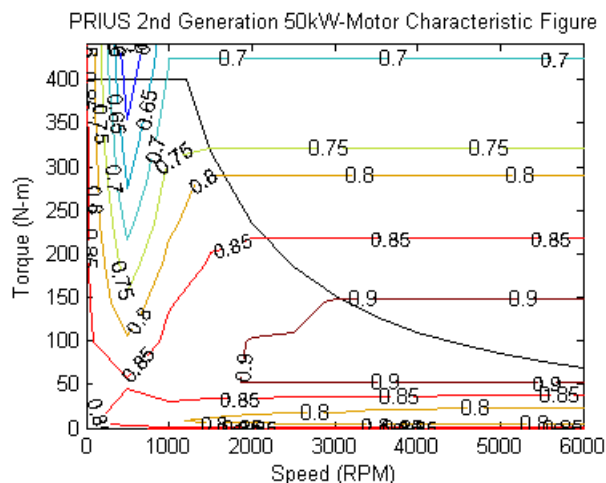


圖 4.3 50kW AC 同步馬達效率及最大扭力圖

表 4.1 模擬的電池規格

電池種類	NiMH
電池數量	65
總電壓	500V

INSIGHT 系統運動自由度只有一，引擎與電機轉速隨車速改變而改變，需搭配變速器以提升操作的範圍。本節使用五速變速器(如表 3.1)進行模擬，變速時機使用圖 3.10 的設定。扭力輸出可在引擎及電機之間自由調配，依據電機扭力輸出正負的不同，切換成馬達或發電機使用。HONDA INSIGHT 原廠引擎與電機的操作設定與車速的關係如下[31、31]：

1. 電機作馬達起步。
2. 一般行駛時，引擎為輸出主力，電機輔助輸出。
3. 減速時，電機作為發電機回充。

依照原廠的設定，進行更細部的設定如下，以進行模擬：

1. 時速 5km/h 以下由電機提供動力。

2. 時速 5km/h 以上，且需求扭力小於引擎最大扭力時，由引擎提供動力輸出，並提供額外動力讓電機發電，提供車用電力。
3. 時速 5km/h 以上，需求扭力大於引擎最大扭力時，引擎以最大扭力輸出，電機提供額外扭力補足引擎之不足。
4. SOC 小於 0.5 時，引擎提高動力輸出發電。電機僅作發電機使用，不再提供額外扭力補足引擎之不足。直到電池充電至 SOC 高於 0.8 後停止。
5. 行車型態模擬時，依照合 2-2-4 節的設定，電池電量模擬前後的變化需小於燃油能量消耗的 1%。

利用以上的設定，進行行能與新歐盟行車型態的模擬結果如下。0-100km/h 加速時間需 11.4 秒，極速為 174.8km/h。新歐盟行車型態的油耗為 14.06km/L，其中市區油耗 11.17km/L、非市區油耗 16.53km/h。

表 4.2 單自由度油電混合車模擬結果

行車型態	測試項目	模擬結果
性能測試	0-100km/h 加速時間	11.4 秒
	極速	174.8km/h
新歐盟行車型態	市區油耗	11.17km/L
	非市區油耗	16.53km/L
	總油耗	14.06 km/L

4-1-3 動力元件操作分析

本節將利用 INSIGHT 的模擬結果，分析單自由度混合動力系統的操作特性及匹配性質。以下分別就新歐盟行車型態時及性能測試時的動力元件操作方式，討論 INSIGHT 的效率及匹配特性。

1. INSIGHT 新歐盟行車型態模擬動力元件操作分析

INSIGHT 新歐盟行車型態時，引擎與電機操作點的模擬結果如圖 4.4 所示。左圖為引擎操作點，右圖為電機操作點。引擎的操作點皆在換檔控制線(圖 3.10)限制的區域之內。電機作馬達使用(扭力大於零)，亦有作為發電機使用(扭力小於零)。車輛停止時，引擎關閉，使用電機作馬達使用起步，減少引擎待機時的能量消耗；車輛減速時，電機作發電機使用，亦可回收部分車輛減速的能量，提高行車的效率。

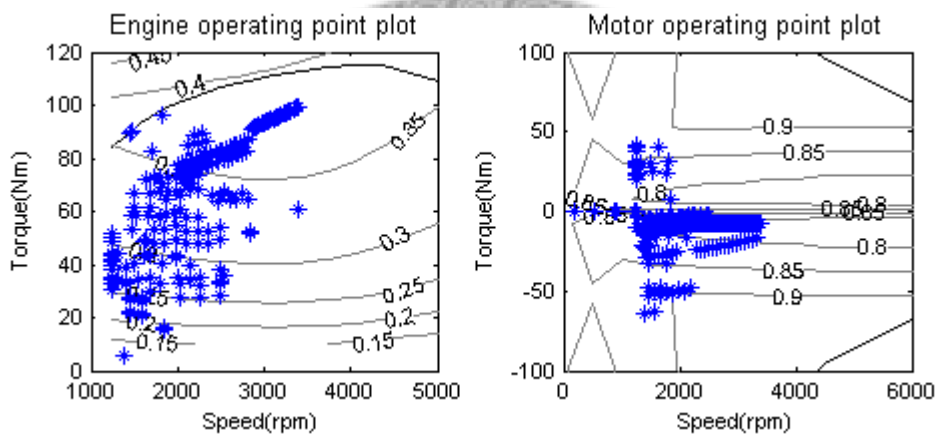


圖 4.4 單自由度油電混合車新歐盟行車型態的動力元件操作點

2. INSIGHT 極速模擬動力元件操作分析

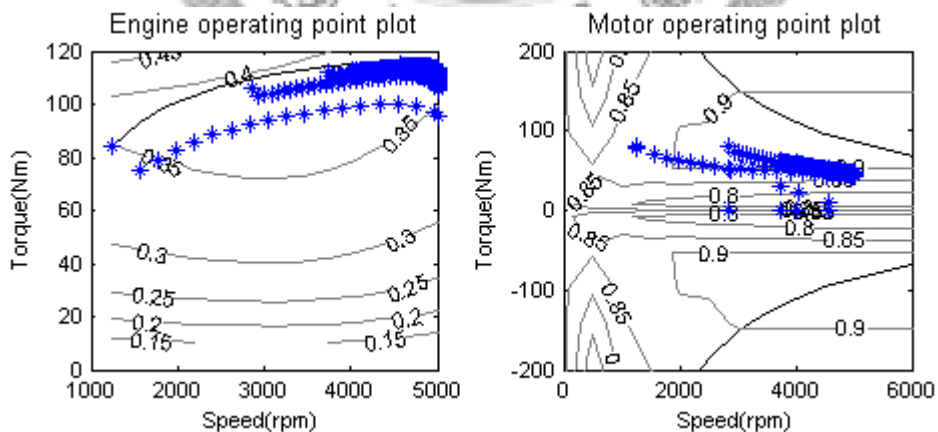


圖 4.5 單自由度油電混合車極速模擬時的動力元件操作點

圖 4.5 為極速模擬時引擎與電機操作點。任一時刻電機與引擎的轉速皆相同。電機的最高轉速大於引擎最高轉速，極速受引擎最高轉速的限制而限制。此項模擬電機只作馬達使用，電機的輸出功率受電池的功率限制，無法使用最大功率輸出，產生了動力元件不匹配的現象。

本節利用 INSIGHT 模擬時各項動力元件的操作狀況，研究單自由度混合動力系統的特性。單自由度混合動力系統依賴引擎作為動力來源，電機輔助引擎輸出動力，並在車輛減速時回收能量，對電池充電。電池是電機作為馬達時唯一的能量來源，電機的輸出功率受電池功率影響。模擬時使用的電機功率大於電池功率，電機受限於電池功率無法用最大功率輸出，出現動力元件不匹配的現象。此項結果表示單自由度系統中電池與電機的功率匹配要求度較高，設計時必須特別注意。

4-2 兩自由度混合動力系統分析

本節將進行兩自由度的混合動力系統 TOYOTA PRIUS 2004 的分析。首先介紹 PRIUS 的系統架構，分析機構的運動及扭力特性。接著建立 PRIUS 2004 的全車模型，包括動力元件的系統模組，進行 PRIUS 的模擬。最後利用模擬的結果，分析其匹配特性。

4-2-1 TOYOTA PRIUS 簡介

PRIUS 於 1997 年由 TOYOTA 公司在日本推出，是全世界第一台量產的混合動力車。2000 年時做了動力元件的更動、提升性能表現後，拓展到美國及世界各地。2004 年推出全新改版的第二代車[33、34]，2009 年又發表最新的第三代改版車[35]，預計會在 2009 年下半年上市。

PRIUS 使用的 THS(Toyota Hybrid System)混合動力系統，使用一個引擎及兩個電機。其中一個電機主要用作馬達，令一個主要當發電機使用。表 4.3 為歷代 PRIUS 所使用的動力元件的比較，可看到動力元件皆略有變化。每一代 PRIUS 所使用的動力元件皆比前一代功率更大，最新一代的 PRIUS 更將引擎從原本的 1.5L 提升至 1.8L。

表 4.3 歷代 PRIUS 動力元件規格比較

		PRIUS 1997	PRIUS 2004	PRIUS 2009
Engine	Type	1.5L gasoline	1.5L gasoline	1.8L gasoline
	Maximum Output	43 kW	57 kW	73 kW
	Maximum Torque	102Nm	115 Nm	142 Nm
Motor	Maximum Output	30 kW	50 kW	MG1 : 42 kW MG2 : 60 kW
	Maximum Torque	305Nm	400 Nm	MG2 : 207 Nm
System	Maximum Output	約 55kW	82 kW	100 kW
Battery	Maximum Output	21kW	21kW	27kW

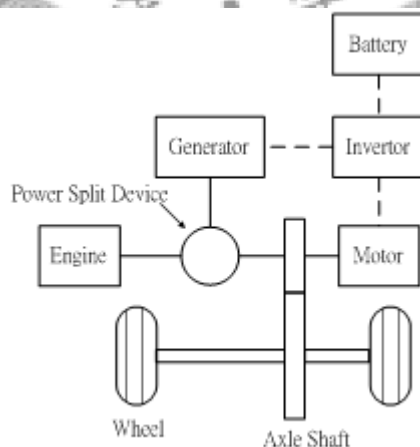


圖 4.6 PRIUS 1997 的 THS 系統架構圖

第一代的 PRIUS 1997 使用的 THS 系統架構如圖 4.6 所示，實線的連接代表機械能的傳遞路線，虛線的連接代表電能的傳遞路線。動力分配器(Power Split Device)使用一組行星齒輪組，可將引擎動力分配給輸出或是發電機發電。

第二代 PRIUS 2004 的系統架構如圖 4.7 所示，與第一代相比，多了升壓電路外，系統架構並未有太大的變動。動力分配器一樣也用一組行星齒輪組。

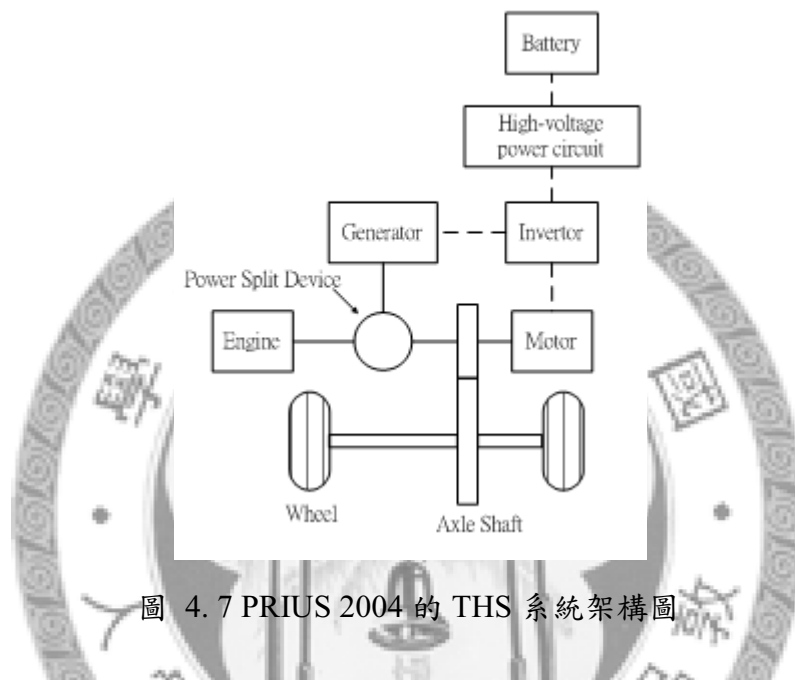


圖 4.7 PRIUS 2004 的 THS 系統架構圖

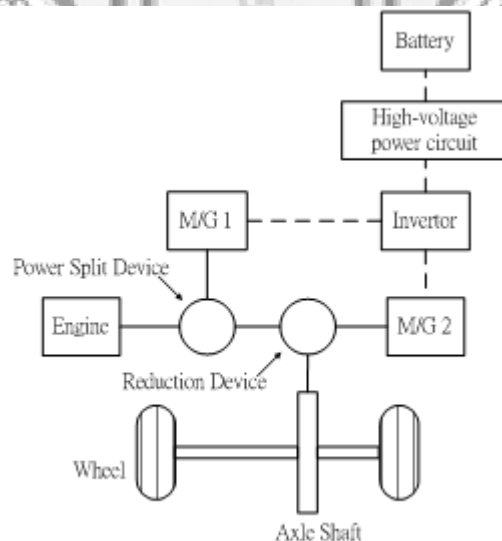


圖 4.8 PRIUS 2009 的 THS 系統架構圖

第三代的 PRIUS 2009 改採與 TOYOTA 另兩款混合動力車 CAMRY 和 HIGHLANDER 相同的混合動力系統，如圖 4.8。此混合動力系統使用兩個行星齒輪組。第一個行星齒輪組用作動力分配器，與引擎連接。第二個行星齒輪組則純粹做減速使用。

PRIUS 每一代的改版動力元件性能皆優於上一代，車輛系統的架構也有所變動，使用更優良的設計，使車輛不僅可提高性能，效率也不會因此降低。

4-2-2 PRIUS 動力系統之運動與扭力分析

本節將分析 PRIUS 2004 機構的運動及扭力特性，以了解 PRIUS 系統中動力元件的轉速及扭力相互關係。PRIUS 2004 的傳動系統運動圖如圖 4.9，系統使用一組行星齒輪組，分別與引擎、發電機、馬達相接。引擎接在行星臂上，發電機接在太陽齒輪上，馬達接在環齒輪上。行星齒輪在與馬達相接後，經過減速系統後輸出。

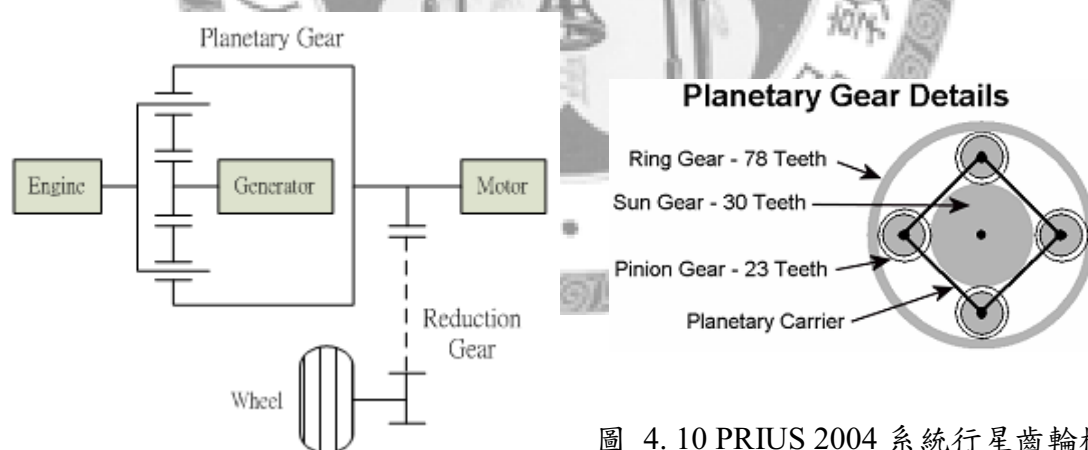


圖 4.9 PRIUS 2004 系統運動圖

構圖[34]

PRIUS 使用的行星齒輪組詳細資料如圖 4.10，可簡化為圖 4.11 的基本圖畫，運動自由度為 2。桿 1 為太陽齒輪，桿 2 為環齒輪，桿 3 為行星臂，桿 4 為

行星齒輪。桿 4 與桿 1、桿 2 分別為齒輪對的關係。桿 1 與桿 2、桿 3 為同一旋轉複接頭，以 a 軸表示。桿 3、桿 4 為同一旋轉複接頭，以 b 軸表示。表 4.4 為相關變數名稱與機構名稱對照。

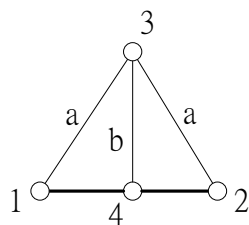


圖 4.11 行星齒輪機構基本圖畫

表 4.4 變數名稱對應機構名稱表

機構名稱	太陽齒輪	環齒輪	行星齒輪	行星臂
轉速	ω_1	ω_2	ω_4	ω_3
扭力	τ_1	τ_2	τ_4	τ_3
齒數	T_1	T_2	T_4	

依圖 4.11 齒輪對的關係，可得其運動關係式：

$$\omega_4 - N_{14}\omega_1 + (N_{14} - 1)\omega_3 = 0 \quad (4.1)$$

$$\omega_4 - N_{24}\omega_2 + (N_{24} - 1)\omega_3 = 0 \quad (4.2)$$

$$N_{14} = -\frac{T_1}{T_4} \quad (4.3)$$

$$N_{24} = -\frac{T_2}{T_4} \quad (4.4)$$

N_{14} 與 N_{24} 分別表示太陽齒輪對行星齒輪的齒數比、環齒輪對行星齒輪的齒數比。一般齒輪比表現的方式為外齒輪對外齒輪時正負號為負，內齒輪對外齒輪

時正負號為正。PRIUS 系統使用的太陽齒輪與行星齒輪為外齒輪、環齒輪為內齒輪，因此 N_{14} 為負， N_{24} 為正。

PRIUS 2004 混合動力系統的接法如圖 4.9，其中發電機接在太陽齒輪上，引擎接在行星臂上，馬達接在環齒輪上，經減速比後與輪軸相接。行星齒輪未接任何動力系統，為了簡化方程式，將(4.1)式與(4.2)式合併後消去 ω_4 ，得到(4.5)式。

$$\omega_1 - N_{21}\omega_2 + (N_{21} - 1)\omega_3 = 0 \quad (4.5)$$

$$N_{21} = -\frac{T_2}{T_1} \quad (4.6)$$

N_{21} 為環齒輪對太陽齒輪的齒數比。行星齒輪對太陽齒輪的關係為外齒輪對外齒輪，正負號為負。環齒輪對行星齒輪的關係為內齒輪對外齒輪，正負號為正。環齒輪對太陽齒輪的齒數比為上述兩者的關係合併，表現符號為負。

穩態時，系統處在扭力平衡與動力平衡的狀態。假設系統無效率損失，可得平衡方程式(4.7)、(4.8)式。

$$\tau_1 + \tau_2 + \tau_3 = 0 \quad (4.7)$$

$$\tau_1\omega_1 + \tau_2\omega_2 + \tau_3\omega_3 = 0 \quad (4.8)$$

整理(4.6)、(4.7)、(4.8)式，可得各桿件扭力關係(4.9)、(4.10)式。

$$(N_{21} - 1)\tau_1 - \tau_3 = 0 \quad (4.9)$$

$$(N_{21} - 1)\tau_1 - N_{21}\tau_3 = 0 \quad (4.10)$$

動力元件配置方式及參數設定如表 4.5。環齒輪分成輸入和輸出，輸入為行星齒輪系方向，輸出為對馬達及輪軸方向。依據能量守恆的關係，可得關係式(4.11)~(4.13)式。

表 4.5 動力元件配置方式及參數設定

元件	引擎	發電機			馬達	輪軸
位置	行星臂	太陽齒輪	環齒輪 (輸入)	環齒輪 (輸出)		
轉速	ω_e	ω_g	ω_{ri}	ω_{ro}	ω_m	ω_o
扭力	τ_e	τ_g	τ_{ri}	τ_{ro}	τ_m	τ_o

$$\tau_{ri}\omega_{ri} + \tau_{ro}\omega_{ro} = 0 \quad (4.11)$$

$$\omega_{ri} = \omega_{ro} \quad (4.12)$$

$$\tau_{ri} + \tau_{ro} = 0 \quad (4.13)$$

配合動力元件的配置，可將(4.5)、(4.9)、(4.10)式修改為(4.14)~(4.16)式。

$$\omega_g - N_{21}\omega_{ri} + (N_{21} - 1)\omega_e = 0 \quad (4.14)$$

$$(N_{21} - 1)\tau_g - \tau_e = 0 \quad (4.15)$$

$$(N_{21} - 1)\tau_{ri} - N_{21}\tau_e = 0 \quad (4.16)$$

達先與環齒輪相接後，經過減速，再接進輪軸。設定輸出減速比為 R_o ，可得環齒輪、馬達與輪軸的速度關係(4.17)式。

$$\omega_{ro} = \omega_m = \omega_o R_o \quad (4.17)$$

又，依動力平衡可得(4.18)式。

$$\tau_{ro}\omega_{ro} + \tau_m\omega_m + \tau_o\omega_o = 0 \quad (4.18)$$

結合(4.17)及(4.18)式，可得其扭力平衡關係式為(4.19)式

$$\tau_{ro} + \tau_m + \frac{\tau_o}{R_o} = 0 \quad (4.19)$$

經由以上的推導，可得 PRIUS 混合動力機構的主要參數有二：環齒輪與太陽齒輪的齒數比，又稱行星齒輪比 N_{21} ，及最終傳動的減速比 R_o ，其原廠之設定值如表 4.6 所示。

表 4.6 PRIUS 2004 THS 系統齒輪參數的原廠設定值

N_{21}	-2.6
R_o	4.113

4-2-3 系統模擬

本節模擬 PRIUS 2004 的系統以進行分析。ADVISOR 內建有 PRIUS 1997 的全車模型及各項動力元件的資料。PRIUS 2004 除了動力元件和 1997 不同外，系統架構大致沒有變動。本研究直接使用 PRIUS 1997 的模型，修改動力元件後，進行 PRIUS 2004 的模擬。

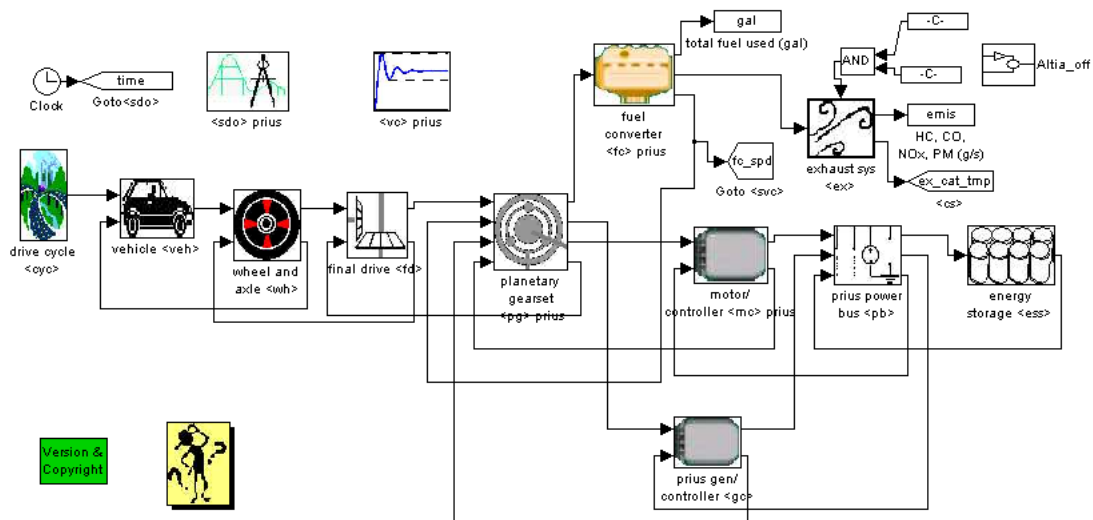


圖 4.12 ADVISOR PRIUS 混動車模型

圖 4.12 為 ADVISOR 內為第一代 PRIUS 所建立的全車模型。使用的模組包括車輛、輪胎、最終傳動系統、行星齒輪傳動系統、引擎、馬達、發電機、電池等模組。PRIUS 2004 模擬時直接使用此模型，動力元件的資料重新建構。

1. 引擎模組

PRIUS 2004 雖與 PRIUS 1997 相同使用 1.5L 的汽油引擎，最大轉速及最大扭力卻有了很大的進步。將 PRIUS 1997 的效率等引擎資料以扭力和速度的等比例方式放大，成為 PRIUS 2004 的引擎基本資料，重新訂定最大功率與最大扭力的限制。其扭力對速度的效率結果及最大扭力限制，如圖 3.2 所示。之前傳統引擎車與 HONDA INSIGHT 的模擬皆是使用此引擎進行分析。

除了效率特性外，ADVISOR 有 HC、CO 及 NO_x 的引擎污染物排放的特性資料。模擬時，除了可計算引擎的燃油消耗量，亦可同時計算污染物排放的情形。本研究主要以油耗及性能特性的研究為主，不進行排汙特性的計算。

2. 馬達模組

PRIUS 第一、二代皆使用 AC 同步馬達。兩代車馬達的功率從 33kW 大幅提升至 50kW，馬達的最大扭力輸出也從 300Nm 一舉提高到 400Nm，圖 4.13 為兩代之間扭力對轉速、功率對轉速的比較圖。

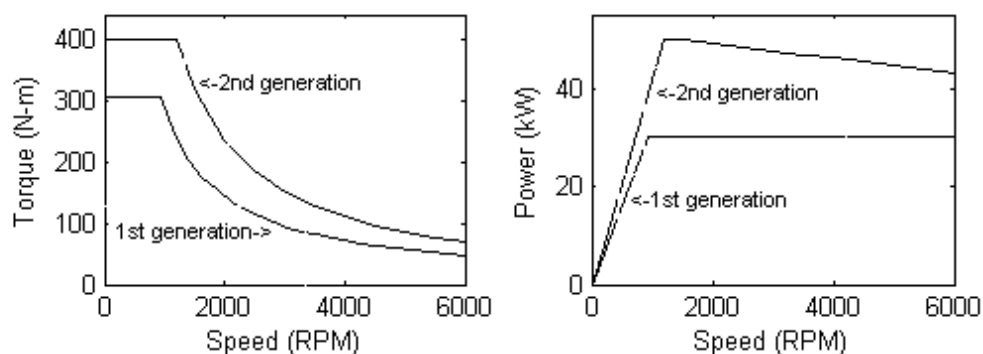


圖 4.13 PRIUS1997(第一代)與 PRIUS2004(第二代)的馬達最大扭力與功率比較

本研究把 PRIUS 1997 的效率等馬達資料以扭力的等比例方式放大，重新訂定最大功率與最大扭力的限制，成為 PRIUS 2004 的馬達基本資料。結果如圖 4.3 所示。之前 HONDA INSIGHT 的模擬即是使用此馬達進行分析。

3. 發電機模組

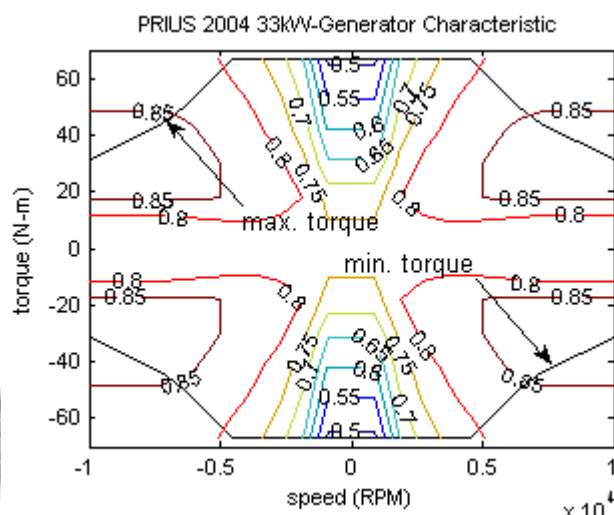


圖 4.14 PRIUS 2004 33kW 發電機特性圖

發電機和馬達一樣使用 AC 同步馬達。兩代車的發電機功率從 15kW 提升至 33kW，轉速則從原本的最大轉速 6,500rpm 提高至 10,000rpm。以轉速及扭力的等比例放大的方式將 PRIUS 1997 的發電機放大成為 PRIUS 2004 的發電機基本資料，如圖 4.14。發電機在操作時，若轉速與扭力乘積大於零，作馬達使用；轉速與扭力乘積小於零時，作發電機使用。

4. 電池模組

PRIUS 1997 與 2004 兩代皆使用鎳氫電池(Nickel-metal hydride)，但使用的電池數不相同。2004 版本使用的電池能量密度(Output density)有了很大的進步，即使電池數變少，最大輸出功率可與 1997 版本相同。PRIUS 2004 使用了新型的升壓系統(High-voltage Power Circuit)，提升系統電路的電壓，以利驅動電機。

ADVISOR 並未提供升壓系統的模型，本研究進行模擬時，使用較多的電池取代升壓電路，以維持電機的操作。模擬使用的電池模組規格整理如表 4.1。之前 HONDA INSIGHT 的模擬即是使用此電池模組的規格進行分析。

5. 車輛模組

使用表 2.1 的各項參數設定。

6. 控制模組

PRIUS 是採用複雜式系統架構的混合動力車，系統可有多種操作模式。操作設定將以達成降低油耗、提升系統效率為主要目標。本車能量的來源有燃油及電池，進行操作設計時，將先設定電池及引擎的操作要求。

A. 電池操作設定

電池若是有過度充電或是過度放電的現象，可能對電池造成永久性的傷害，因此控制電池電量在一個區間內。SOC(state of charge)表示電池的電量，其值介於 0 至 1 中間，0 代表電池電量完全用盡，1 代表滿電量。控制電池 SOC 要操作在 0.45~0.75 之間，設定 SOC=0.6 為起始模擬時的電量。進行油耗測試模擬時，亦須符合 2-2-4 節，測定前後電池能量的變化與燃油消耗的比例小於 1% 的要求。

B. 引擎操作設定

為了使引擎操作在效率良好的區間，訂定引擎的操作線如圖 4.15。引擎最低速為 1,200rpm，最高速為 5,000rpm。進行模擬時，只要引擎是啟動的狀態，則以不低於 1,200rpm、不高於 5,000rpm 的速度運轉，並以引擎操作線為目標運作。引擎的操作將依車輛需求功率及電池 SOC 狀況，利用圖 4.15 的操作線查出引擎適合之轉速及扭力，讓引擎在此轉速及扭力下運作。引擎的操作不一定依車速變化而變化，主要依所需功率而定。發電機則會視當時車速輔助引擎調速。

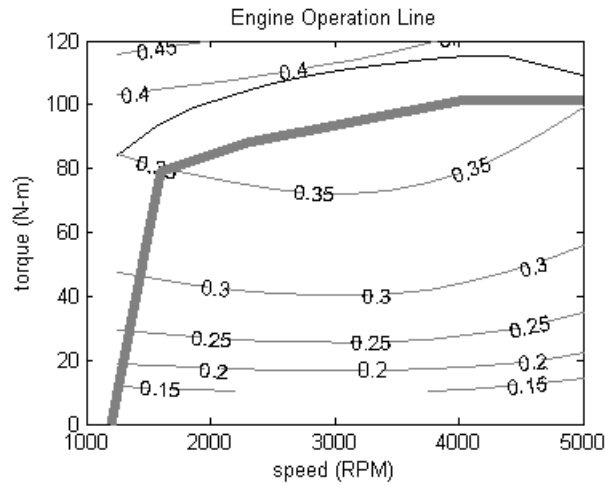


圖 4.15 引擎操作線

C. 回充設定

本車有回充煞車的設定。當車輛下坡或是減速時，提供馬達反驅動勢，讓馬達發電。假設馬達作發電機使用時發電的效率與馬達作動時的效率相同，一樣使用圖 4.3 的設定。車輛減速時，設定引擎關閉，馬達當發電機使用發電。

表 4.7 PRIUS 2004 模擬結果

行車型態	測試項目	模擬結果
性能測試	0-100km/h 加速時間	10.8 秒
	極速	168.6km/h
新歐盟行車型態	市區油耗	13.41km/L
	非市區油耗	21.04km/L
	總油耗	17.41 km/L

利用之前訂定的模型及設定進行性能及新歐盟行車型態模擬，表 4.7 為使用 ADVISOR 模擬 PRIUS 2004 在不同行車形態下的表現結果。0-100km/h 加速時間需 10.8 秒，極速為 168.6km/h。新歐盟行車型態的油耗為 17.41km/L，其中市區油耗 13.41km/L、非市區油耗 21.04km/h。

4-2-4 動力元件操作分析

本節利用表 4.7 的模擬結果，分析雙自由度混合動力系統的動力元件操作特性及匹配性質。以下將對新歐盟行車型態及性能測試的模擬結果，並且將性能模擬依動力元件的速度、扭力、功率狀況分開討論。

1. PRIUS 2004 新歐盟行車型態動力元件操作分析

表 4.7 的 PRIUS 2004 的模擬與第三章傳統引擎車的模擬使用同一個引擎，其油耗表現與傳統引擎車相比十分優異。研究 PRIUS 系統在新歐盟行車型態模擬時，動力元件的速度及扭力操作結果如圖 4.16 及圖 4.17。由圖 4.16 可知引擎可操作在引擎操作線上，因此 PRIUS 油電混合車能有優異的油耗表現。

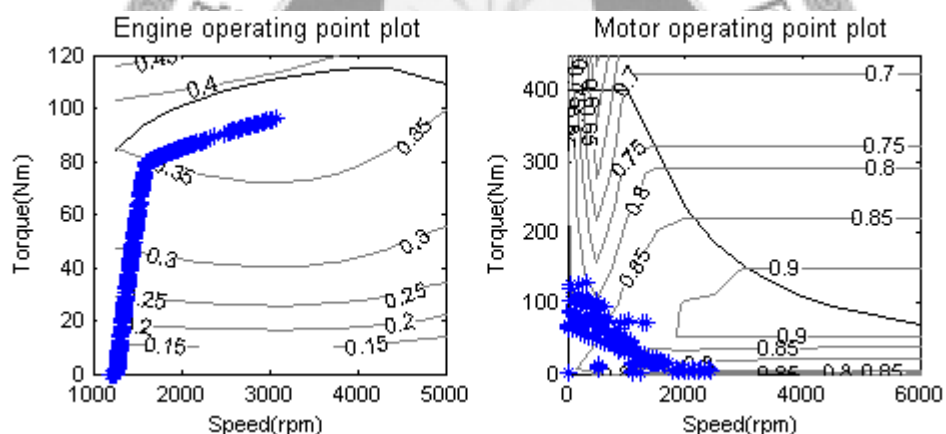


圖 4.16 PRIUS 2004 模擬新歐盟行車型態的引擎與馬達操作點

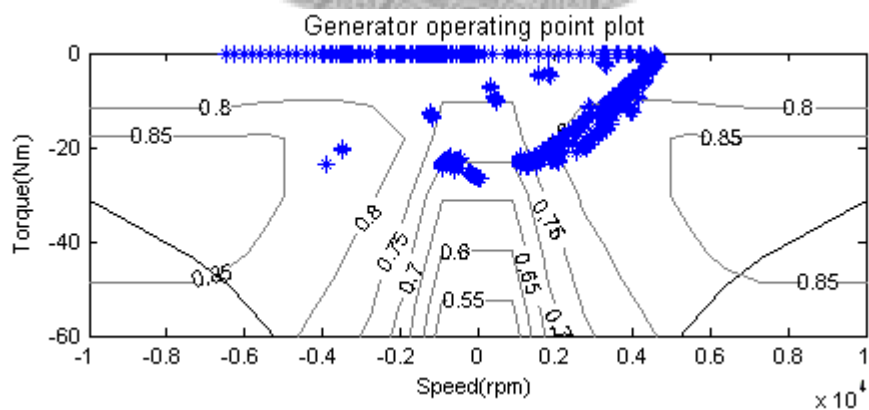


圖 4.17 PRIUS 2004 模擬新歐盟行車型態的發電機操作點

引擎的操作依所需功率而定，與車速的速度差將由發電機調速。從圖 4.17 中可發現新歐盟行車型態模擬時，發電機為了輔助引擎轉速，發電機的轉速有可能操作在小於零的區域，此時發電機將作馬達使用，對電池用電。

2. PRIUS 2004 極速模擬動力元件速度操作分析

PRIUS 2004 除了引擎外，還有其他動力來源，理論上性能會比傳統引擎車好。比較第三章傳統引擎車模擬的結果，除了加速性能 PRIUS 2004 優於傳統引擎車，極速卻比傳統引擎車略差。

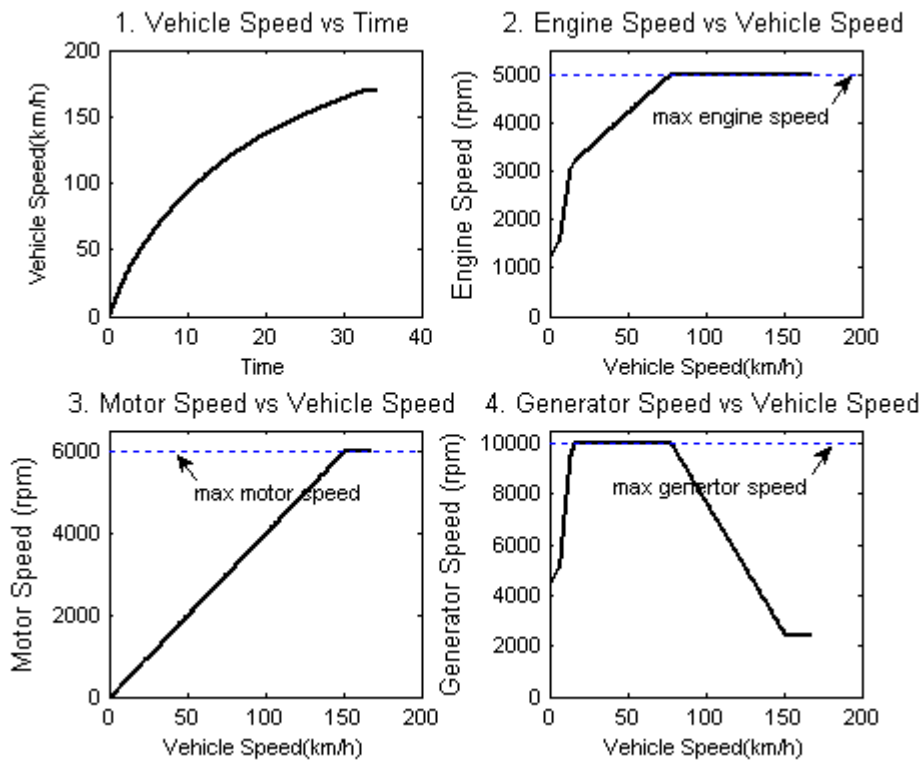


圖 4.18 極速模擬時各動力元件轉速對車速作圖：(1)車速對時間作圖 (2)引擎轉速對車速作圖 (3)馬達轉速對車速作圖 (4)發電機轉速對車速作圖

將各個動力元件極速模擬時的各個時間的速度繪成圖，如圖 4.18 所示。圖 4.18 的圖(1)為極速模擬時車速對時間作圖，圖(2)為引擎轉速對車速作圖，圖(3)為馬達轉速對車速作圖，圖(4)為發電機轉速對車速作圖。馬達轉速與車速呈等

比關係，引擎與發電機轉速與車速則呈(4.14)式的關係。隨著車速變化，引擎與發電機至少需有一方改變轉速以符合車輛需求。起步時，引擎與發電機有初速度，但兩者速度輸出至環齒輪為零。車速增加，引擎與發電機同時提升轉速，直到發電機抵達速度限制 10,000rpm。之後發電機維持 10,000rpm，僅由引擎變速。待引擎也到達速度限制 5,000rpm 時，改為引擎維持 5,000rpm 的轉速，發電機減速以變速，直到車輛抵達極速。

極速時，引擎與馬達都在轉速的最大速度。發電機尚未在最小轉速，仍有提升車速的可能，然而馬達已到速限，車輛無法繼續加速，極速受馬達最高轉速的限制而限制。

3. PRIUS 2004 極速模擬動力元件扭力操作分析

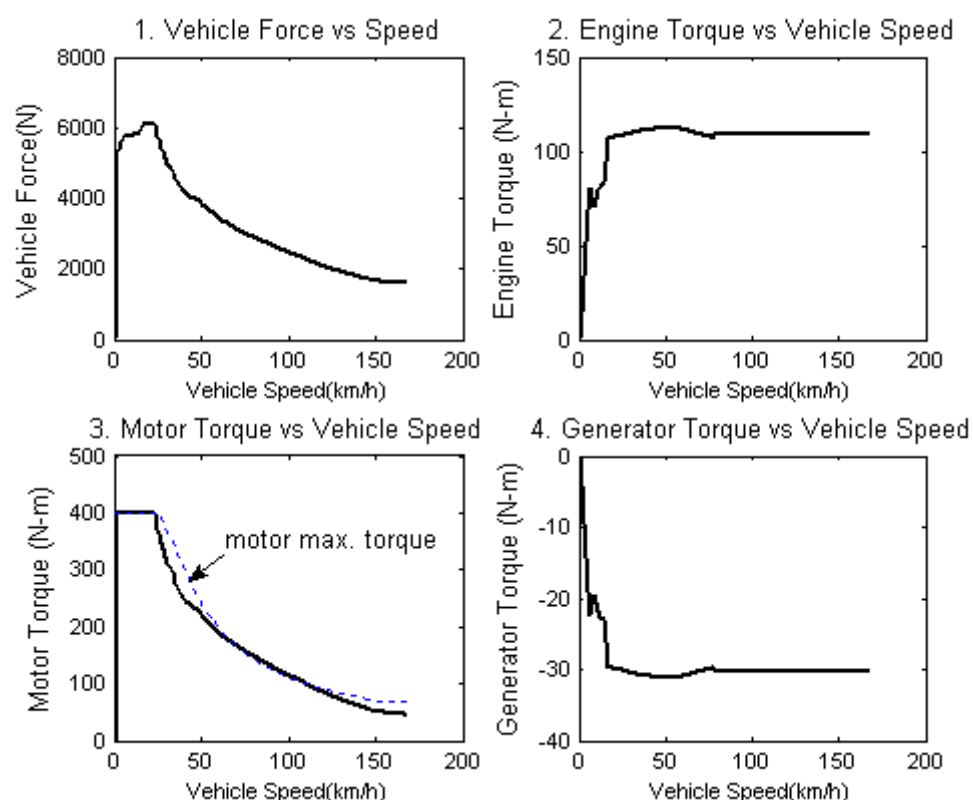


圖 4.19 極速模擬各動力元件扭力對車速作圖：(1)車輛輸出曳引力對時間作圖

(2)引擎扭力對車速作圖 (3)馬達扭力對車速作圖 (4)發電機扭力對車速作圖

接著分析 PRIUS 2004 極速模擬時各元件扭力輸出的情形，結果如圖 4.19。圖 4.19 的圖(1)是車輛輸出曳引力對車速作圖，圖(2)、(3)、(4)分別是引擎、馬達、發電機的輸出扭力對車速作圖。引擎的扭力是此時引擎轉速(圖 4.18 的圖 2)的最大扭力，發電機的扭力與引擎扭力呈(4.15)式的比例關係。馬達輸出扭力在速度 25 至 60km/h 間及速度 115km/h 之後，略小於此時馬達轉速的最大扭力輸出，其餘皆操作在馬達此時轉速的最大扭力輸出。最後車輛輸出扭力則與引擎、馬達的扭力和呈(4.19)式的比例關係。

4. PRIUS 2004 極速模擬動力元件功率操作分析

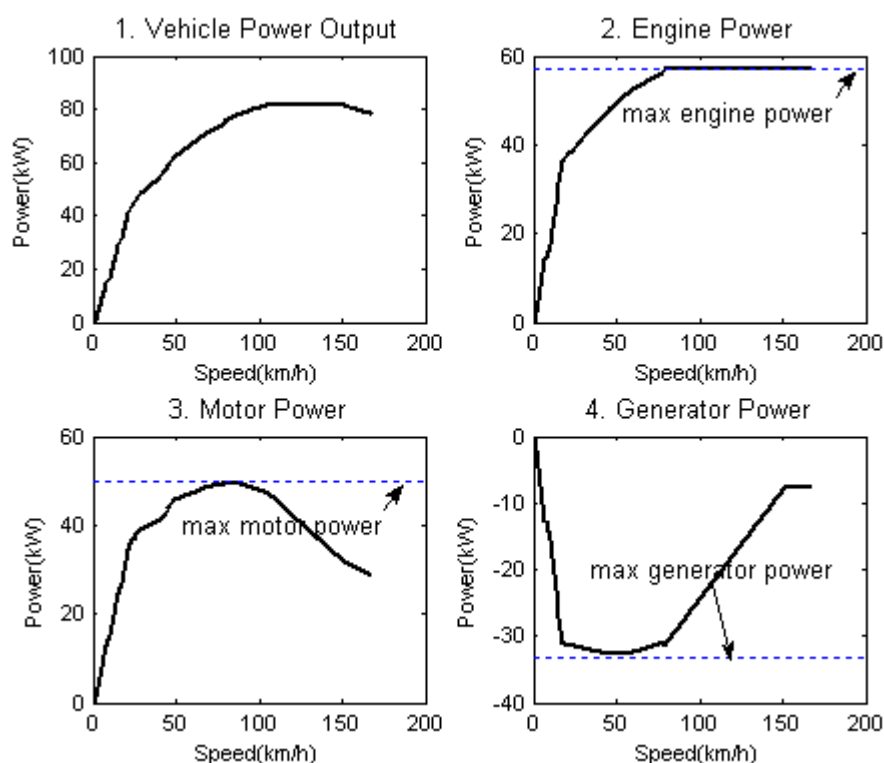


圖 4.20 極速模擬時各動力元件功率對車速作圖：(1)車輛輸出功率對時間作圖 (2)引擎輸出功率對車速作圖 (3)馬達輸出功率對車速作圖 (4)發電機發電功率對車速作圖

繼續分析 PRIUS 2004 極速模擬時各元件輸出功率的情形，結果如圖 4.20

所示。圖 4.20 的圖(1)為全車輸出功率對車速的變化，圖(2)、(3)、(4)分別為引擎、馬達、發電機的輸出功率對車速作圖，發電機輸出能量為負，表示發電。三個動力元件輸出功率皆從零開始，隨著車速增加，引擎與馬達輸出功率逐漸提升，發電機發電功率亦提升。時速 20 至 80km/h 之間，發電機一直維持在最大發電功率附近發電，馬達與引擎繼續提升輸出功率。直到引擎抵達最大輸出功率(亦為引擎最大速度)後，發電機開始減少發電功率，馬達也逐漸降低輸出功率，直到極速為止。

全車最大輸出功率為 82kW，大約出現在 100km/h 至 150km/h 之間。這個數字低於引擎最大功率(57kW)與馬達最大功率(50kW)的和。受限於機構特性，發電機必須要是啟動的狀態，引擎須提供額外的功率讓發電機發電，如圖 4.21 為引擎的能量流圖，全車所能輸出功率小於引擎、馬達最大輸出功率。發電機所發出的電將提供馬達所需的電能，彌補電池的不足。馬達的輸出功率受發電機此時發電功率的影響，一開始發電機尚未到達最大發電功率時，馬達輸出功率受限，無法用最大扭力輸出(圖 4.19 圖 3)。之後發電機無法繼續供應足夠電能時，馬達亦會被迫降低輸出功率，如圖 4.20。馬達在車速 100km/h 之後，輸出功率逐漸降低。

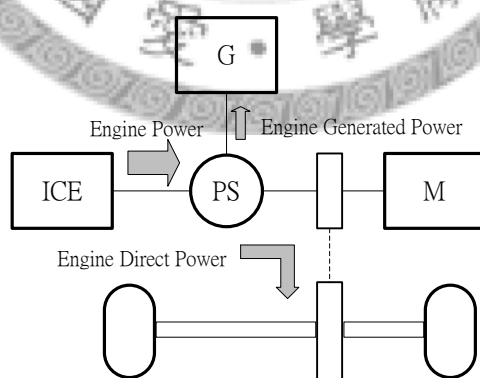


圖 4.21 引擎能量流圖

本節利用 PRIUS 2004 的模擬結果，分析雙自由度混合動力系統各個動力元

件的操作與匹配特性。結果發現使用雙自由度混合動力系統，引擎操作在預設的效率線上，車輛可有不錯的效率表現。馬達運作時，電池及發電機可同時提供馬達功率，馬達的操作有較為彈性的空間。但因機構的限制，車輛的輸出功率小於動力元件總和的功率，車輛的極速受馬達最大速度限制的限制。設計時，必須特別注重機構與動力元件的匹配。

4-3 單自由度與雙自由度混合動力系統比較

INSIGHT 與 PRIUS 混合動力系統的比較結果如表 4.8。INSIGHT 系統的運動自由度只有一，使用一個引擎與一個電機。引擎與電機直接相接，機構複雜度低，控制也較為簡單。相反的，系統功能較少，系統需裝備變速器才有倒車等功能。PRIUS 系統的運動自由度則有二，使用一個引擎與兩個電機。引擎與電機必須要倚賴行星齒輪組才可混合動力，機構複雜度高，控制較為複雜。相反的，系統功能較完整，無需裝備變速器便可有倒車功能。

表 4.8 INSIGHT 與 PRIUS 混合動力系統特性比較

	INSIGHT	PRIUS
運動自由度	1	2
使用引擎/電機數	1/1	1/2
機構複雜度	低	高
控制複雜度	低	高
系統功能	少	多
變速器	需要	不需要

INSIGHT 系統內引擎與電機的轉速任何時刻必須相等。電機作馬達功能使用時，電池是馬達能量唯一來源，馬達輸出功率受制於電池功率。PRIUS 系統有

機構的串接，速度操作自由度大，其中一個電機作馬達功能使用時，另一個電機可作發電機功能使用，馬達輸出功率受電池功率限制小，對於引擎、電機、電池的設計皆有較大的彈性。另一方面，PRIUS 系統內動力元件的設計與操作會受混合動力機構設計的影響，依據 4-2-2 節的分析，THS 系統有兩個齒輪參數：行星齒輪比 N_{21} 與最終傳動比 R_0 。此兩個參數值的改變會對系統造成影響，影響的能力及效果也是本研究想深入討論的重點。下兩節將會分析兩個參數在系統內所扮演的角色，以了解雙自由度混合動力系統的特性。

4-4 行星齒輪參數分析

由 0 節分析的結果得知，雙自由度混合動力系統的輸出會受機構的影響。本節將深入分析相關機構參數，了解雙自由度混合動力系統的機構參數特性。首先藉由行星齒輪參數 N_{21} 設定值的調整，了解行星齒輪參數值對系統所造成的影響。PRIUS 2004 混合動力機構的環齒輪齒數為 78，太陽齒輪齒數為 30，由(4.6)式可求出 $N_{21}=-2.6$ 。將 N_{21} 以 $\pm 15\%$ 的方式進行調整，如表 4.9，並用齒輪齒數計算軟體算出對應的齒數，分別以調整後的參數進行模擬。

表 4.9 行星齒輪比參數調整方式

參數	原廠設定值	-15%	+15%
N_{21}	-2.6	-2.21	-2.99
環齒輪/太陽齒輪齒數	78/30	73/33	90/30

為了解行星齒輪參數對於全車的影響，首先調整齒輪比後，用 ADVISOR 模擬全車性能。表 4.10 為調整 N_{21} 為 -2.21、-2.99 後進行模擬所得到的結果。除了行星齒輪比外，其他參數皆與 PRIUS 2004 相同。

表 4.10 調整行星齒輪比參數的模擬結果

行車型態	測試項目	$N_{21}=-2.21$	$N_{21}=-2.99$
加速性能測試	0-100km/h 加速時間	11.4 秒	11.3 秒
	極速	168.6km/h	168.7km/h
新歐盟行車型態	市區油耗	13.4 km/L	13.41 km/L
	非市區油耗	21.07 km/L	21.01 km/L
	總油耗	17.42 km/L	17.4 km/L

與表 4.7 所作的第二代 PRIUS 原本參數值的模擬結果相比較，齒輪比的絕對值越大，全車的加速性越佳，市區行駛時的油耗大致相同，高速油耗表現較差。接下來將從個別動力元件輸出的結果，討論行星齒輪比對於輸出分配的影響。

4-4-1 行星齒輪參數對性能的影響

上節調整行星齒輪比後模擬車輛的全車性能，發現調整齒輪比對於全車性能的變化影響不大，本節將深入去探討調整齒輪比對於車內各個動力元件輸出變化的影響。首先調整齒輪比，模擬車子從靜止開始，使用最大加速到極速，觀察這段時間各個動力元件速度、扭力、功率的輸出狀況變化。

1. 調整行星齒輪參數進行極速模擬，動力元件速度操作分析

圖 4.22 的圖(1)為使用不同齒輪比時，車輛作極速模擬，車速對時間的變化。使用不同行星齒輪比對於車輛性能影響極小，因此三條線幾乎重合。圖 4.22 的圖(2)、(3)、(4)分別引擎、馬達、發電機的轉速對車速的變化。馬達的轉速與車速等比，因此變化一樣不大。行星齒輪比主要影響的是引擎及發電機轉速。行星齒輪比絕對值小的車，引擎較早抵達最大轉速，也因此發電機需較早減速以變速。

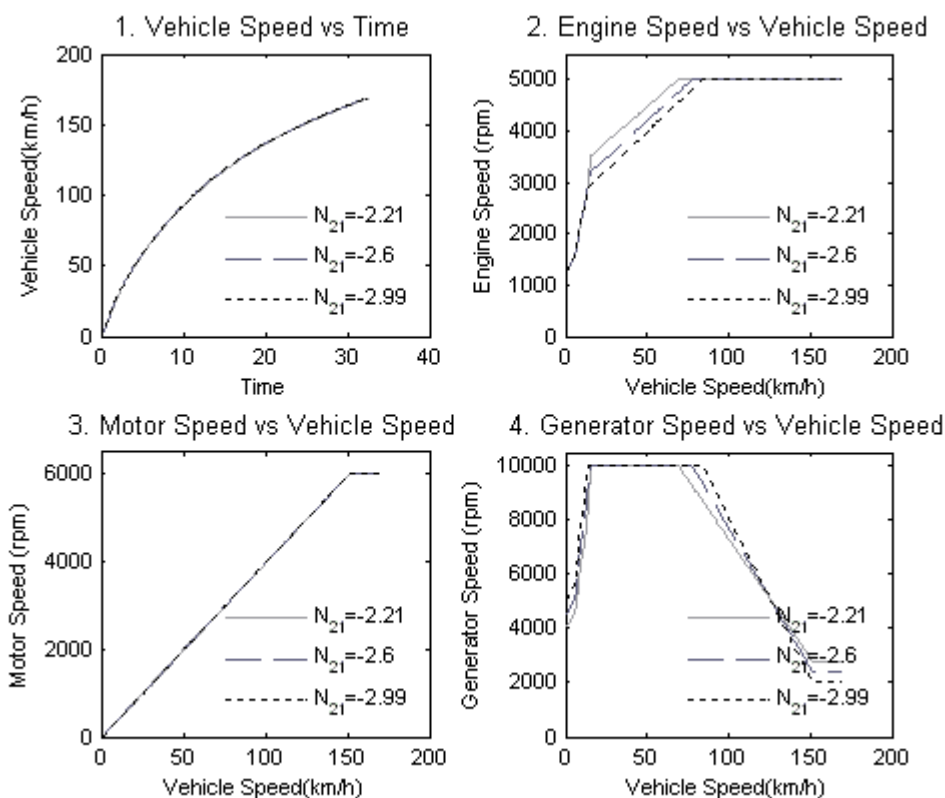


圖 4.22 使用不同行星齒輪比模擬極速時動力元件轉速對車速作圖：(1)車速對時間作圖 (2)引擎轉速對車速作圖 (3)馬達轉速對車速作圖 (4)發電機轉速對車速作圖

2. 調整行星齒輪參數進行極速模擬，動力元件扭力操作分析

接著比較使用不同行星齒輪比時，每個動力元件扭力輸出狀況，如圖 4.23。圖 1 為使用不同齒輪比時，車輛作極速模擬，車輛輸出力對車速的變化，三條曲線幾乎重和，表示三台車的加速性能相近。圖 2 至圖 4 分別為引擎、馬達、發電機的輸出扭力對車速變化。引擎與馬達的扭力為此時轉速的最大輸出扭力，使用不同行星齒輪比，扭力變化不大。發電機的扭力則有明顯的變化，行星齒輪比絕對值越小，發電機的扭力負越大。行星齒輪比 N_{21} 為 -2.6 與 -2.99 時，發電機扭力呈等比例的方式，與引擎的扭力為(4.15)式的關係，但 N_{21} 為 -2.21 時發電機扭力

出現與引擎扭力不相配的狀況，主要出現在車速 15 至 75km/h 之間，此時發電機操作在最大速度 10,000rpm 附近。

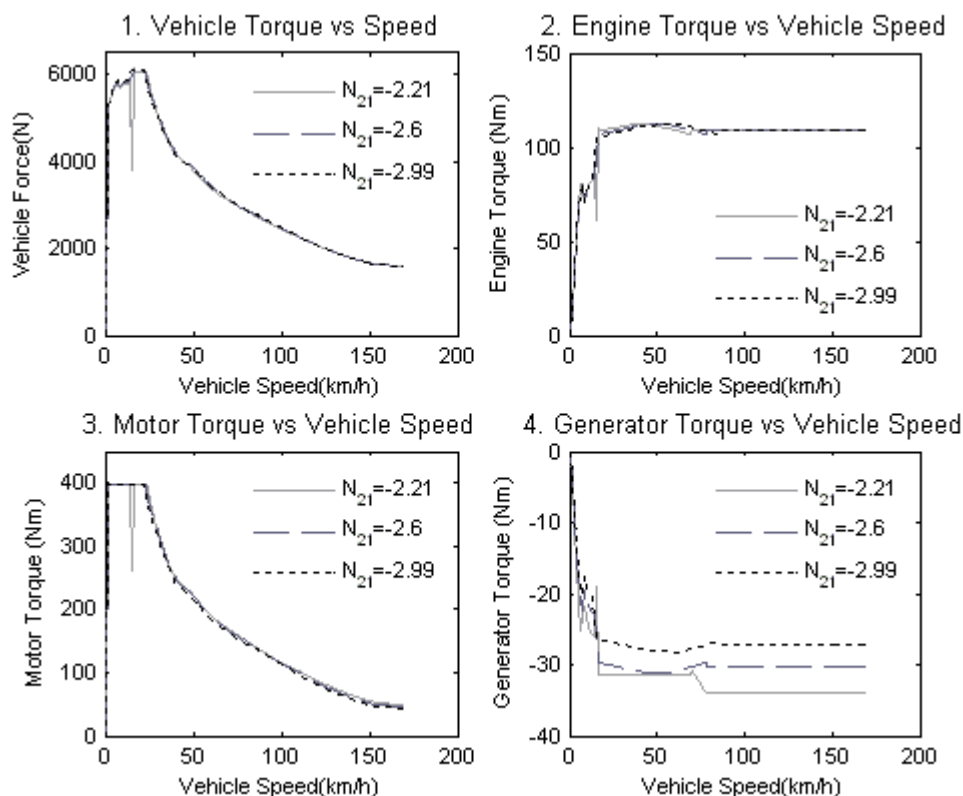


圖 4.23 使用不同行星齒輪比極速模擬時扭力對車速作圖：(1)車輛輸出力對車速作圖 (2)引擎扭力對車速作圖 (3)馬達扭力對車速作圖 (4)發電機扭力對車速作圖

3. 調整行星齒輪參數進行極速模擬，動力元件功率操作分析

繼續分析各動力元件輸出功率的變化，如圖 4.24 的圖(1)為模擬車輛從靜止使用最大加速到極速時，車輛輸出功率對輸出變化。三條不同齒輪比的曲線近乎重合，代表全車性能特性的影響不大。引擎、馬達、發電機對不同車速的輸出功率，分別為圖 4.24 的(2)、(3)、(4)圖。使用不同行星齒輪比時，動力元件的動力輸出情況有很大的差異。齒輪比的絕對值越小，引擎的輸出功率越大，此現象

在時速 20 至 80 公里之間最為明顯。時速 80 公里之後，引擎以全功率輸出，與行星齒輪比大小無關。馬達則是齒輪比的絕對值越小，高速時輸出功率越大。發電機依齒輪比的絕對值越小，所能發出的電也越多。

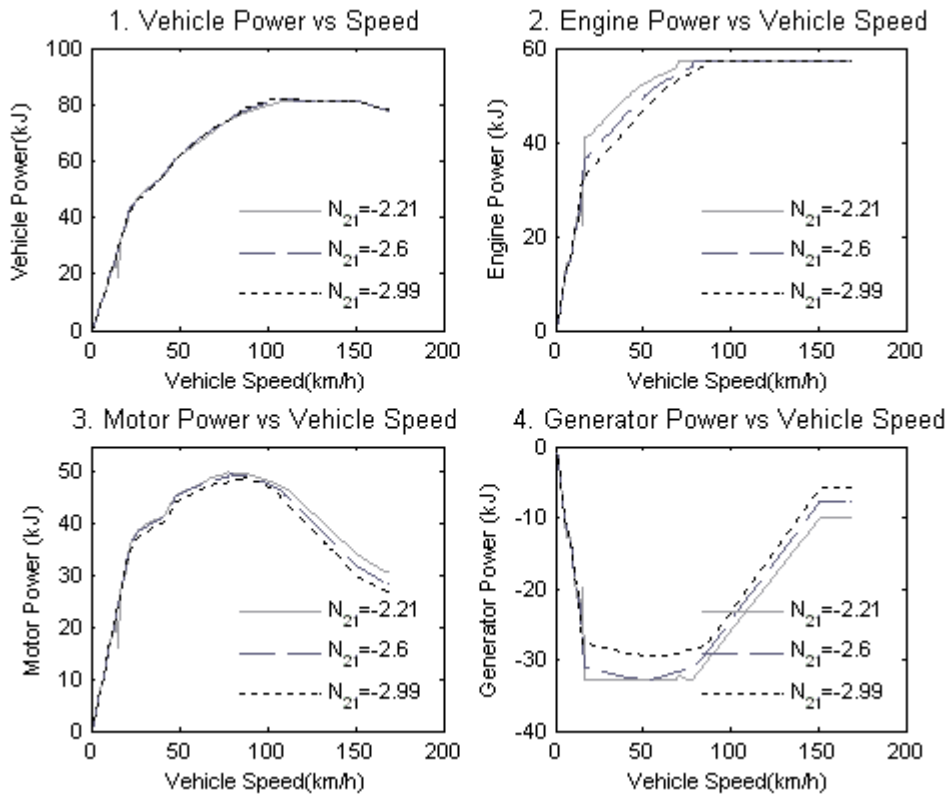


圖 4.24 使用不同行星齒輪比模擬極速時功率對車速作圖：(1)車輛輸出功率對車速作圖 (2)引擎輸出功率對車速作圖 (3)馬達輸出功率對車速作圖 (4)發電機發電功率對車速作圖

系統會盡量讓引擎操作在效率較高的區域，除了提供車輛所需的動力，多餘的能量會提供發電機發電，如圖 4.21。提供車輛的動力經過環齒輪後與輸出軸相接，引擎提供給環齒輪的能量，即為引擎直接提供給車輛的動能。引擎輸出功率與發電機發電功率的差，為引擎提供給車輛的功率。從圖中可得知齒輪比的絕

對值越大，引擎輸出給全車的功率越大。此結果與圖 4.24 的圖(3)相反，顯示齒輪比絕對值越大，引擎總輸出越小，但提供給車輛的動力反而越大。

另一方面，引擎在行星齒輪比的絕對值小的時候，輸出給全車的功率雖然小，但有較多的能量輸出給發電機，發出較多的電，能夠提供馬達較多的能量，使馬達提供給車輛較多的功率，剛好彌補引擎提供動力的不足。兩者互相消長的結果，車輛性能並未有太大的改變。

4. 調整行星齒輪參數進行極速模擬，發電機操作分析

由極速模擬時，動力元件功率操作分析結果中，可得知發電機的發電功率在 20 至 80km/h 之間無法完全依齒輪比的比例改變(圖 4.24 的圖(4))，此時發電機已達最大發電功率 33kW 的限制。此時引擎提供發電機的功率超過 33kW，已超出發電機所能發電的最大功率，發電機只能以最大發電功率發電，引擎提供多餘 33kW 的能量只能被損耗掉。

將發電機在極速模擬時的操作點另外繪成圖 4.25，扭力值為負。圖(1)為使用 PRIUS 2004 原本的行星齒輪比設定-2.6 時，極速模擬的發電機需求操作點，圖(2)為最後發電機可達到之操作點。圖(3)及圖(4)分別為使用行星齒輪比-2.21 時，發電機所需及可達到的操作點。比較圖(1)、(2)及圖(3)、(4)，行星齒輪比為-2.6 時，發電機所需的操作皆可達成，系統所需最大發電功率恰為發電機最大功率 33kW，此時操作速度為發電機最高速 10,000rpm。但行星齒輪比為-2.21 時，有系統要求的操作點，發電機受限於最大扭力曲線而無法達成，代表此時引擎可提供發電的功率，超出發電機可發電的功率，此將造成引擎能量的浪費。

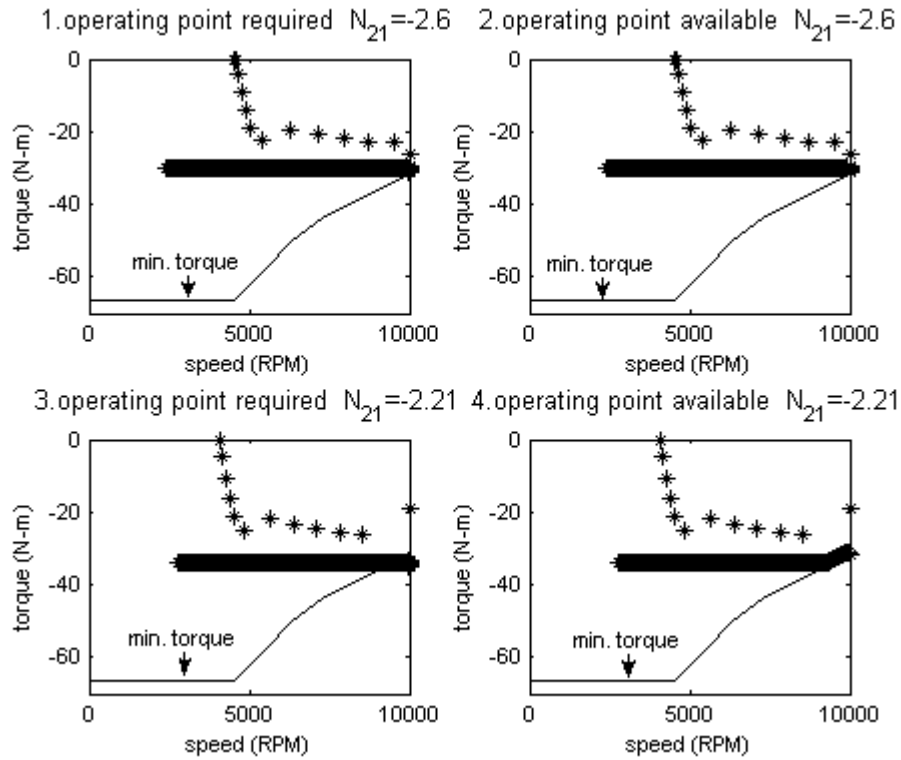


圖 4.25 極速模擬時發電機操作點圖：(1)行星齒輪比為-2.6 時發電機所需操作點 (2)行星齒輪比為-2.6 時發電機可達操作點 (3)行星齒輪比為-2.21 時發電機所需操作點 (4)行星齒輪比為-2.21 時發電機可達操作點

本節研究行星齒輪比對於車輛性能的影響。研究的結果發現，行星齒輪比對於全車能量的影響在於引擎能量的分配。行星齒輪比的絕對值越大，引擎提供越多的能量給車輛；反之則是提供越多能量給發電機發電。若行星齒輪比的絕對值太小，引擎發電的能量會超出發電機發電功率的限制，發電機僅能用最大發電功率發電，超過發電機最大功率的能量會被損耗掉，此為機構設計不匹配的現象，設計時應特別注意。

4-4-2 行星齒輪參數對效率的影響

4-4 節研究行星齒輪比對全車性能的影響時，發現使用不同齒輪比，市區行

車型態的油耗模擬結果也會改變。本節將繼續研究使用不同齒輪比時，對於新歐盟行車型態的能量消耗與效率的影響。

油箱及電池是油電混合車主要的能量來源，行車必會造成油箱的油量或是電池電量的改變。因此在計算行車效率時，油箱能量的消耗及電量的消耗都必須在考慮範圍內。油電混合車效率的計算方式，如(2.8)式所示，為行車能量消耗與油量、電量消耗的比值。本節利用新歐盟行車型態的模擬，在模擬完成後，看電池電量及油耗量的變化，並將最終結果表列於表 4.11。

表 4.11 用不同行星齒輪比，進行新歐盟行車模擬後能量消耗的結果

齒輪比 N_{21}	-2.21	-2.6	-2.99
電池總耗能(kJ)	163	170	177
燃油總耗能(kJ)	20014	20026	20043
總效率	0.1302	0.1301	0.13

由表 4.11 的結果可發現，行星齒輪比的絕對值越小，油耗、電能消耗越小。利用(2.8)式計算出效率，結果得到使用絕對值越小的行星齒輪比效率越高。

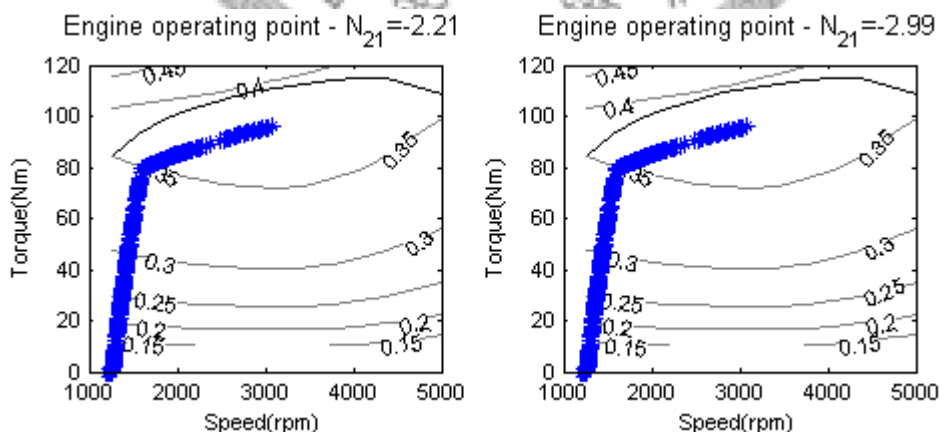


圖 4.26 使用不同行星齒輪比的新歐盟行車型態模擬引擎操作點

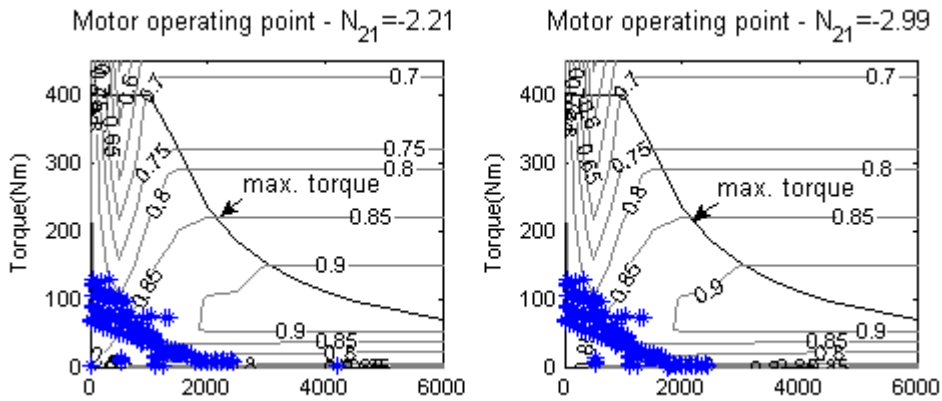


圖 4.27 使用不同行星齒輪比的新歐盟行車型態模擬馬達操作點

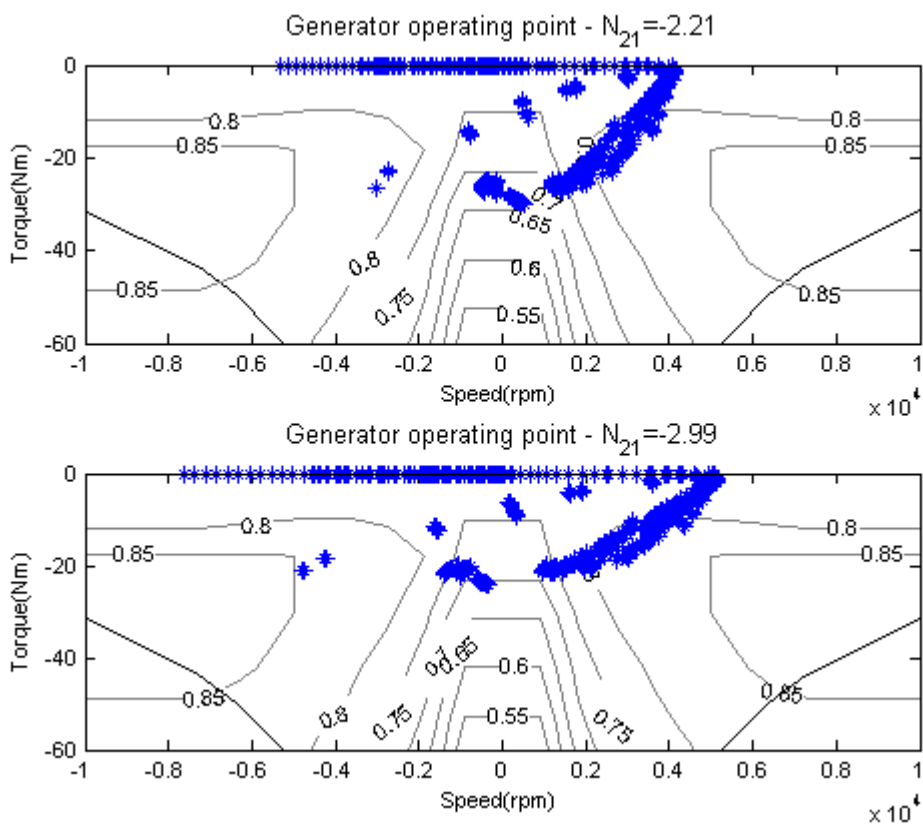


圖 4.28 使用不同行星齒輪比的新歐盟行車型態模擬發電機操作點

分析各項動力元件在新歐盟行車型態時的操作點，如圖 4.26、圖 4.27 與圖 4.28 分別為引擎、馬達、發電機使用不同行星齒輪比時，新歐盟行車型態模擬的各項操作點。使用不同行星齒輪比對於引擎與馬達的操作影響有限。引擎已設定了控制曲線，即使改變齒輪比，系統一樣會讓引擎操作在控制線上，因此對

於引擎操作的結果不會有太大的變化。馬達的操作跟隨車輛的性能特性改變，改變行星齒輪比對於車輛性能影響不大，因此馬達的操作亦不會有太大的改變。

不同的行星齒輪比主要會影響發電機的操作。齒輪比 N_{21} 的絕對值越大，發電機操作在轉速小於零的機會越多。發電機轉速小於零時，作馬達使用，會耗費電池能量。電池較快抵達 SOC 限制的下限，驅使引擎要耗費較多能量為電池充電。能量經過電池充放電，造成較大的損耗。因此最終模擬結果， $N_{21}=-2.99$ 的油耗最多， $N_{21}=-2.21$ 的油耗最少。

行星齒輪比參數主要影響引擎的扭力分配，從而改變全車效率。齒輪比的絕對值越小，全車效率越高。齒輪比的改變亦會影響各動力元件的匹配特性，設計時必須考慮效率與動力元件特性的平衡，才能選擇出適合的齒輪比。

4-5 最終傳動參數分析

本節將進行最終傳動參數的分析。調整最終傳動比 R_o 的值，進行模擬後，比較模擬結果與原來 PRIUS 2004 的異同，討論最終傳動比對於雙自由度混合動力系統的影響。

表 4.12 最終傳動比參數調整方式

參數	原廠設定值	-20%	+20%
R_o	4.113	3.29	4.936

PRIUS 2004 所使用的最終傳動比的值 R_o 為 4.113。依 $R_o \pm 20\%$ 的方式進行調整，如表 4.12 所示。行星齒輪組使用原本 PRIUS 的設定：太陽齒輪齒數 30 齒，環齒輪齒數 78 齒。最後使用 ADVISOR 進行全車模擬，結果如表列於表 4.13。

表 4.13 調整最終傳動比參數後的模擬結果

行車型態	測試項目	$R_o=3.29$	$R_o=4.936$
加速性能測試	0-100km/h 加速時間	12.6 秒	10.5 秒
	極速	196.4km/h	140.2 km/h
新歐盟行車型態	市區油耗	13.35 km/L	13.43km/L
	非市區油耗	21.04km/L	20.92km/L
	總油耗	17.38 km/L	17.38km/L

和表 4.7 相比，全車性能有明顯的改變。 R_o 值越大，車輛 0-100km/h 加速所需時間短，爬坡能力越強，但極速越低； R_o 值越小，車輛 0-100km/h 加速所需時間長，車輛爬坡能力越差，但極速越高。油耗測試方面， R_o 值越大，在市區行車型態中油耗低，但在高速行車型態上油耗表現差。相反的， R_o 值越小，在市區行車型態中油耗高，但在高速行車型態上油耗表現佳。結果整理如表 4.14。

表 4.14 調整最終傳動比參數對車輛特性的影響

最終傳動比 R_o 值	R_o 值越小	R_o 值越大
加速性能	差	佳
極速	佳	差
市區油耗表現	差	佳
高速油耗表現	佳	差

以上模擬的結果，可發現不同的最終傳動比適宜使用在不同的行車狀況。 R_o 值小，起步加速性能較佳，低速時的油耗及排污表現也較好，適合在市區行駛； R_o 值大，起步加速性能較差，高速時油耗及排污表現良好，適合高速時行駛。之後將繼續討論不同的最終傳動比對於車輛輸出功率的變化。

4-5-1 最終傳動參數對性能的影響

以上模擬的結果，可發現不同的最終傳動比 R_o 值越小，會有較優秀的起步加速性能， R_o 值大時，起步加速較差，但極速表現較為良好。本節將研究最終傳動比的模擬對於動力元件速度、扭力、功率操作的影響，以了解車輛性能變化的原因。

1. 調整最終傳動參數進行極速模擬，動力元件速度操作分析

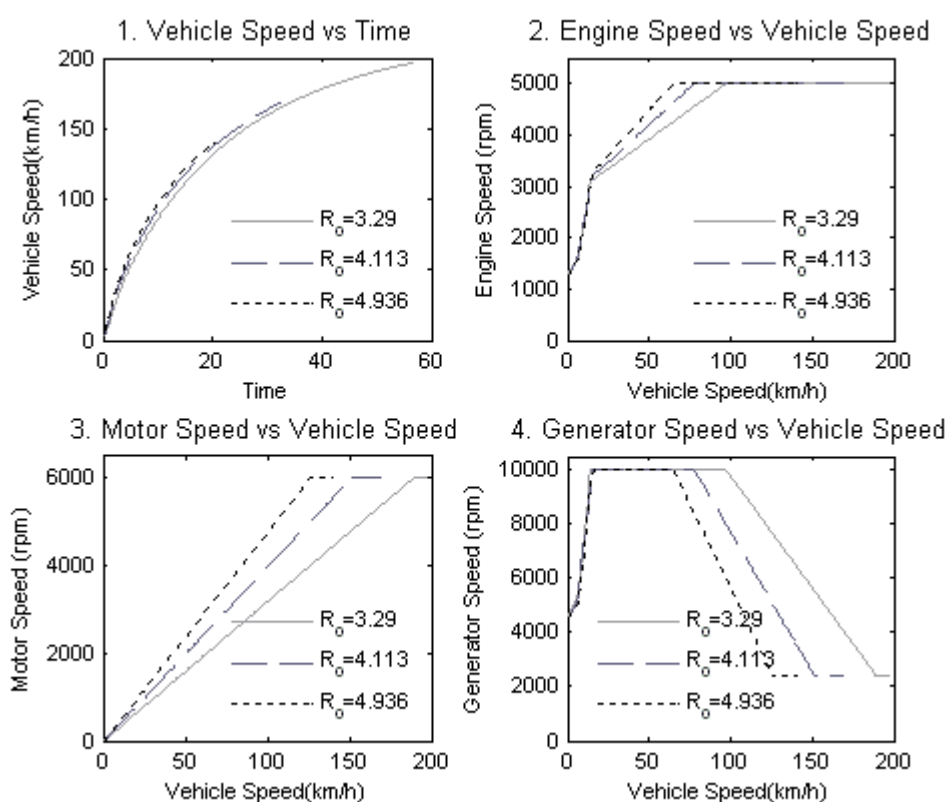


圖 4.29 用不同最終傳動比模擬極速時動力元件轉速對車速作圖：(1)車速對時間作圖 (2)引擎轉速對車速作圖 (3)馬達轉速對車速作圖 (4)發電機轉速對車速作圖

使用不同最終傳動比時，極速模擬的各項動力元件速度操作結果如圖 4.29。

圖(1)為車速對時間作圖，圖(2)、(3)、(4)分別為引擎、馬達、發電機的轉速對車速作圖。使用的傳動比越大，車輛的加速越快，各個動力元件也越快到達最大速度限制，極速也越低。

2. 調整最終傳動參數進行極速模擬，動力元件扭力操作分析

接著分析極速模擬時，各動力元件輸出扭力的情況，如圖 4.30。圖(1)為車輛輸出曳引力對於車速的變化。使用越大的最終傳動比，可輸出越大的曳引力。對照圖(2)、(3)、(4)的引擎、馬達、發電機的輸出扭力，事實上動力元件輸出力並未增加，但使用不同的最終傳動比，就能改變車輛輸出的曳引力。

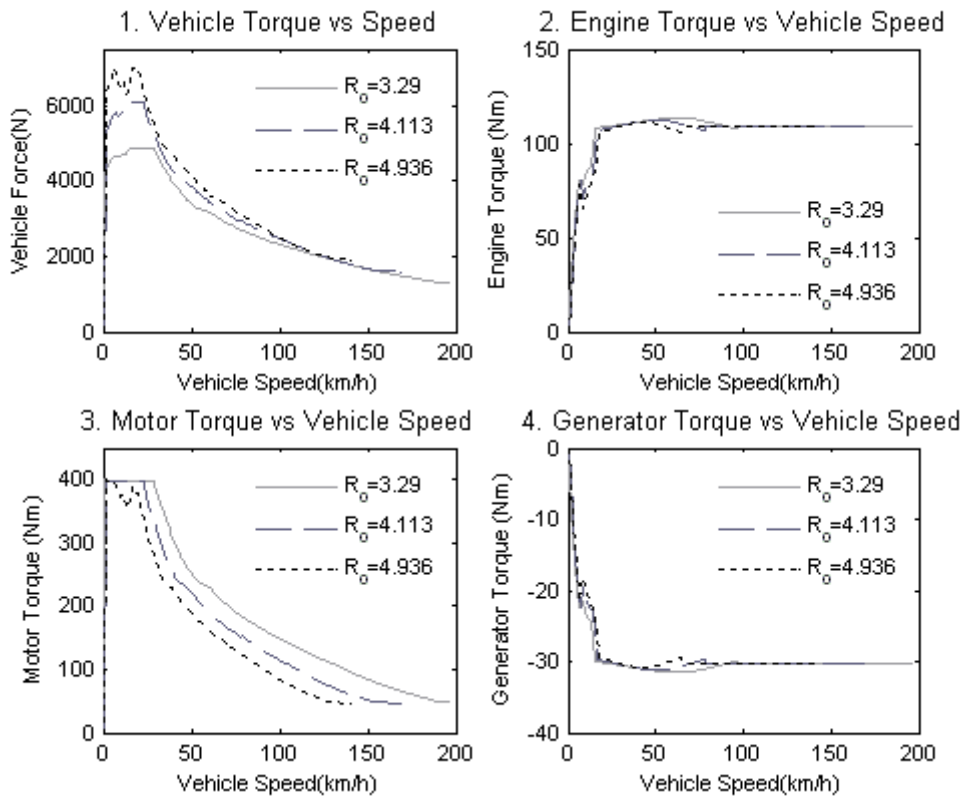


圖 4.30 使用不同行星齒輪比模擬極速時扭力對車速作圖：(1)車輛輸出曳引力對車速作圖 (2)引擎扭力對車速作圖 (3)馬達扭力對車速作圖 (4)發電機扭力對車速作圖

3. 調整最終傳動參數進行極速模擬，動力元件功率操作分析

圖 4.31 為使用不同最終傳動比時，各項元件輸出功率對車速作圖。圖(1)至(4)分別為車輛、引擎、馬達、發電機的輸出功率作圖。使用的傳動比越大，車輛的輸出功率增加越快，車輛加速表現越好。各個動力元件也越快到達最大速度限制，極速也越低。改變最終傳動比不能調整車輛及各項功率元件輸出功率的大小，但可以調整不同車速的輸出功率，使得車輛具有不同的性能特性。

本節探討最終傳動比對於車輛特性的影響。最終傳動比影響車輛的加速度、極速、爬坡能力等性能特性，設計時，決定車輛的性能特性後，可作為最終傳動比設計時的參考。

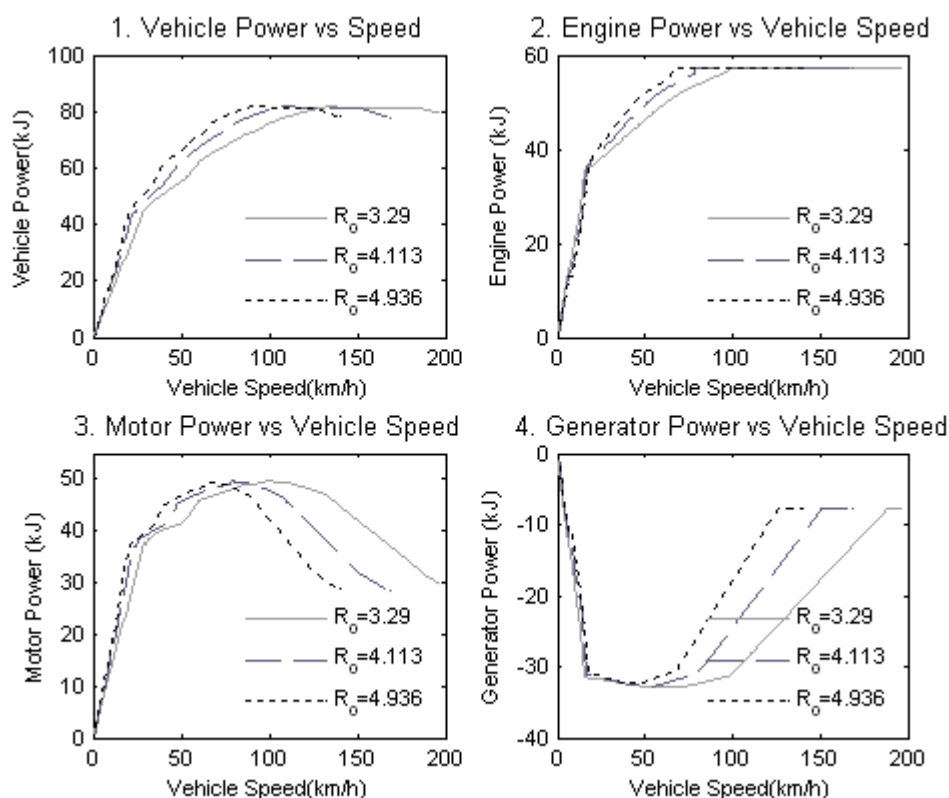


圖 4.31 使用不同行星齒輪比模擬極速時功率對車速作圖：(1)車輛功率對車速作圖 (2)引擎功率對車速作圖 (3)馬達功率對車速作圖 (4)發電機功率對車速作圖

4-5-2 最終傳動參數對效率的影響

從表 4.13 模擬結果，可發現最終傳動參數 R_o 值的變化，對於與市區與高速行車影響的結果不同。本節將深入討論最終傳動參數的變化對於油耗狀況影響的原因。

1. 調整最終傳動參數進行市區行車型態模擬，動力元件操作分析

首先分析 R_o 值的變化對於市區行車型態模擬的影響。市區行車型態模擬， R_o 分別為 3.29、4.936 時的引擎、馬達速度與扭力操作點如圖 4.32、圖 4.33 所示。由圖中得知，使用不同的最終傳動比，引擎操作點大致相同。馬達的操作則受最終傳動比影響，最終傳動比越大，馬達操作扭力越小、操作速度越大。

引擎的操作是由此時車輛行駛所需功率及電池電量變化而決定，與輸出軸當時的速度及扭力無直接相關。最終傳動比的大小無論如何變化，只要所需功率相同，引擎皆會以相同的速度及扭力輸出。最終傳動比對於輸出速度、扭力的影響只會反應在馬達操作上。最終傳動比越大，馬達所提供的扭力越小，所需的電量越小。由於電量變化會影響引擎的操作，電量變化越小，系統所需引擎提供之功率越少，最後反應的結果是市區行車型態的油耗也較少。

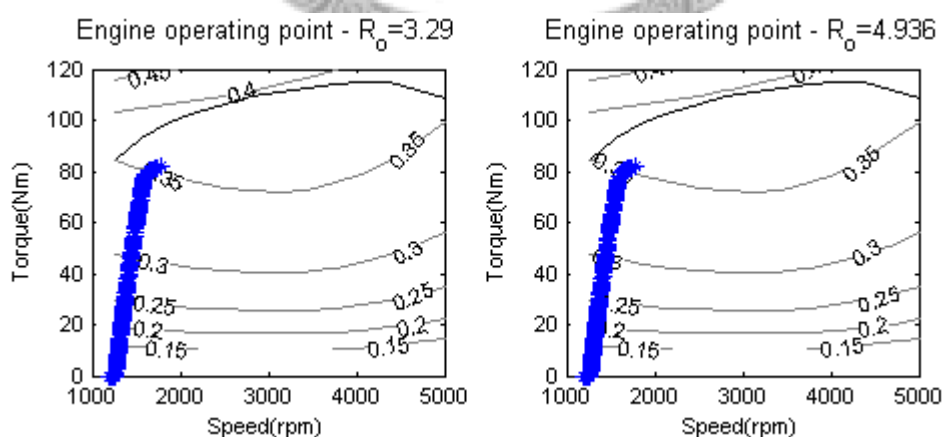


圖 4.32 使用不同最終傳動比的市區行車型態模擬引擎操作點

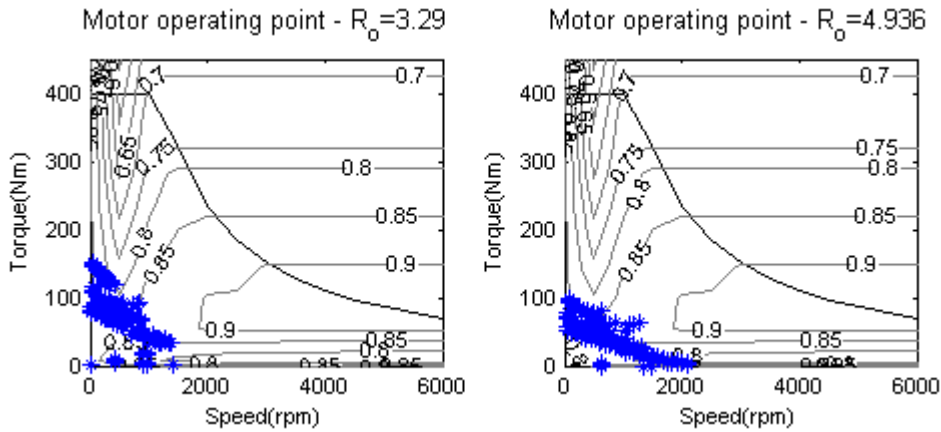


圖 4.33 使用不同最終傳動比的市區行車型態模擬馬達操作點

2. 調整最終傳動參數進行高速行車型態模擬，動力元件操作分析

接著分析 R_o 值的變化對於高速行車型態模擬的影響。 R_o 值越大，動力元件輸出扭力需求越小，速度需求越大。引擎的操作是由此時車輛行駛所需功率及電池電量變化而決定，與輸出軸當時的速度及扭力無直接相關， R_o 值的改變由發電機的變速因應。圖 4.34 為使用不同最終傳動比進行高速行車型態模擬時，馬達與發電機對時間轉速。 R_o 值越大，馬達與發電機速度變化量越大。在高速、低扭力需求時，引擎因需求功率小，依操作線的設定會用低速操作。發電機為了輔助引擎變速，可能出現轉速小於零的操作。發電機的扭力與引擎反向((4.15)式)，扭力值小於零，當轉速小於零時成馬達操作，此時會消耗電池能量。最後引擎為回充電池電量需消耗更多燃油，降低系統整體效率。

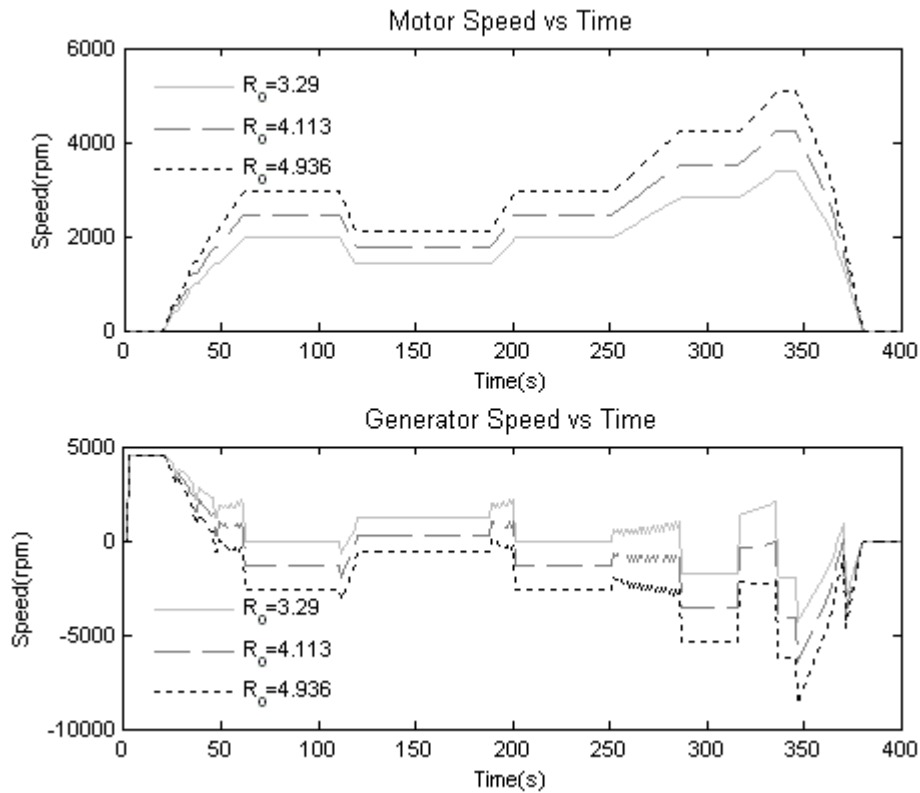


圖 4.34 使用不同最終傳動比時高速行車型態模擬馬達與發電機對時間轉速

本節研究最終傳動比對於效率的影響，發現最終傳動比對於市區與高速的行車效率會有所差異。市區行車時，最終傳動比越大，馬達所需扭力越小，引擎所需功率也越小，因此油耗較少，效率越佳。高速行車時，最終傳動比越大，引擎轉速與車速的差距越高，發電機為輔助引擎調速，容易操作在轉速小於零的情形，此時發電機作馬達操作，將會迅速用掉電池電量，致使引擎需以更高功率為電池充電，因此油耗較多，效率越差。不同的最終傳動比的參數適合用於不同的行車需求，需依使用者的狀況進行設定。

4-6 齒輪參數之匹配設計

雙自由度混合動力系統中有兩個齒輪設計參數：行星齒輪參數及最終傳動參

數。行星齒輪比主要關係著動力元件性能匹配，最終傳動比則影響了車輛的性能與效率特性，適宜的參數設計才可使系統發揮最大的效用。設計參數時，除了須先設定車輛的性能外，亦須考慮各項動力元件的特性。本節發展齒輪參數匹配設計的方法，利用 PRIUS 2004 的動力元件，說明齒輪參數的設計方法與注意事項。

4-6-1 齒輪參數匹配設計流程

本節將發展齒輪參數匹配設計的流程。進行齒輪參數匹配設計時，所要進行的流程如圖 4.35，內容詳細說明如下：

1. 設定車輛設計需求

首先需設定好期望的車輛特性，如極速大小、加速能力、爬坡能力、效率等。

2. 決定系統功能

設定好系統期望之功能及操作模式，例如駐車充電、串聯功能、回充剎車等。

3. 選擇動力元件

利用設定好的性能需求及系統功能，再依據車輛相關參數如輪胎大小、風阻係數等，計算動力元件所需的功率，決定引擎、馬達、發電機、電池等動力元件。

4. 計算行星齒輪參數

利用動力元件的特性參數計算行星齒輪比。

5. 計算最終傳動參數

利用動力元件特性及性能、效率需求計算出最終傳動比。

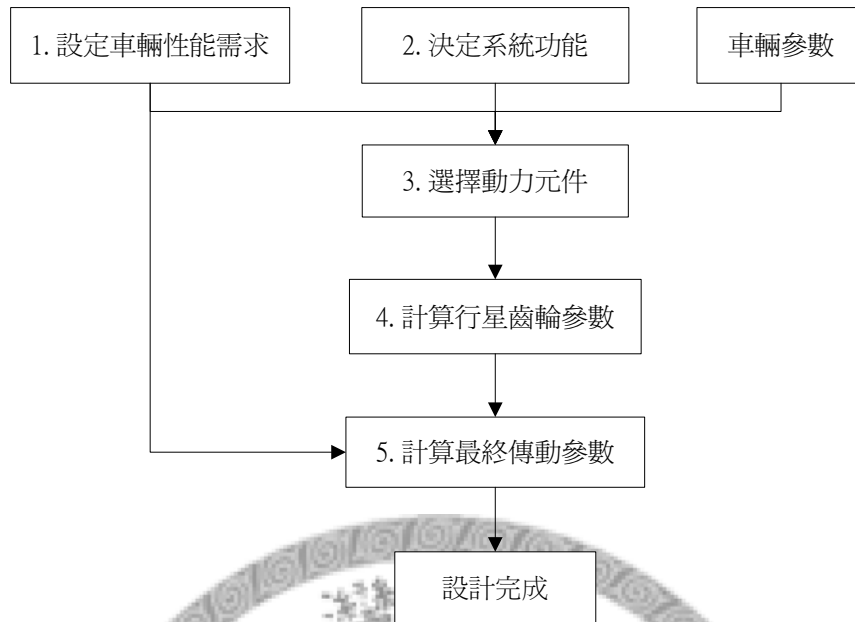


圖 4.35 齒輪參數匹配設計流程

之後的兩節將使用 PRIUS 2004 的動力元件，詳細說明齒輪參數中的行星齒輪參數及最終傳動參數的設計方法。

4-6-2 行星齒輪參數設計

4-4 節討論行星齒輪參數設計時，得出的結果是齒輪比絕對值越小，全車效率越高。齒輪比絕對值越小，發電機當作馬達操作的機會較少，可減少能量經過電池時的損耗。但引擎分給發電的功率並非越多越好，我們還必須考慮發電機的限制。若是引擎提供給發電機的能量超出發電機能發電的範圍，便會造成能量的浪費。

而引擎和發電機之間有固定扭力比如(4.15)式所示，此為引擎提供給發電機發電的扭力。若此扭力超出發電機最大的扭力限制，發電機便無法達到預期發電需求，就會發生輸入發電機的能量超過發電機最大發電量，發電機會被迫以低於

輸入的能量發電，造成能量的浪費。

為了避免上述的情形發生，引擎提供發電的扭力，必須小於發電機最大扭力限制。利用(4.15)式可得

$$\left| \frac{\tau_{e,\max}}{N_{21}-1} \right| \leq \tau_{g,\max} \quad (4.20)$$

設計使用的 33kW 發電機在最高轉速 10,000rpm 時，最大扭力限制為 31.5Nm。1.5L 引擎最大扭力為 115Nm。由(4.20)式可得行星齒輪比的限制，

$$|N_{21}-1| \geq \frac{115}{31.5} \quad (4.21)$$

設定行星齒輪的環齒輪為內齒輪，則

$$N_{21} \leq -2.65 \quad (4.22)$$

推導出的結果與 PRIUS 原廠設定的 $N_{21}=-2.6$ 十分相近。

由以上的推導可發現，決定引擎與發電機的特性後，即可決定行星齒輪的齒輪比。意即行星齒輪比的決定與引擎與發電機性能特性的匹配有關。

4-6-3 最終傳動參數設計

最終傳動比與性能及油耗特性有關，最終傳動比越小，車輛的加速、爬坡能力、市區油耗表現越差，但極速及高速油耗表現越好，需視設計者期望的特性而決定。以下將以不同的設定進行設計。

1. 極速

引擎、馬達、發電機與車速的關係如(4.14)、(4.17)式所示。極速的要求必須

小於動力元件速度的限制，因此可得關係式(4.23)及(4.24)式：

$$V_{\max,r} \leq \left[\omega_{g,\max} + (N_{21} - 1)\omega_{e,\max} \right] \cdot \frac{N_{21}}{R_o} \cdot r \quad (4.23)$$

$$V_{\max,r} \leq \omega_{m,\max} \cdot \frac{1}{R_o} \cdot r \quad (4.24)$$

其中 $V_{\max,r}$ 為設計者所設定的極速要求、 r 為輪胎半徑。

馬達的轉速與車速直接相關。PRIUS 2004 中，極速主要受到馬達最高轉速的限制，因此在設計最終傳動比時，可將(4.24)改為

$$R_o \leq \frac{\omega_{m,\max} \cdot r}{V_{\max,r}} \quad (4.25)$$

2. 加速

加速測試可分為起步加速、超越加速及加速距離三種。起步加速是車子從靜止加速到起步速度，超越加速則是車子有初始速度下，再加速到指定速度。加速距離則是讓車子從靜止加速到指定距離。一般評判加速能力的標準是測量車子加速至指定項目後耗費的時間。

車輛輸出扭力與動力元件的關係如(4.16)、(4.19)所示。扭力來源主要為引擎與馬達，(4.16)、(4.19)可改為

$$\tau = \frac{1}{R_o} \left(\frac{N_{21}}{N_{21} - 1} \tau_e + \tau_m \right) \quad (4.26)$$

引擎與馬達的最大扭力受到其當時轉速的影響，而轉速又受到當時車速的影響，(4.26)可改為

$$\tau_{\max}(V) = \frac{1}{R_o} \left[\frac{N_{21}}{N_{21} - 1} \tau_{e,\max}(V) + \tau_{m,\max}(V) \right] \quad (4.27)$$

除了動力元件的性能影響車輛的加速性外，車輛的行車阻力也必須考慮在內。
行車阻力受當時車速的影響，車輛加速力可表示為

$$f(V) = \frac{1}{r} \cdot \frac{1}{R_o} \left[\frac{N_{21}}{N_{21} - 1} \tau_{e,\max}(V) + \tau_{m,\max}(V) \right] - \sum R \quad (4.28)$$

其中 R 為行車阻力，包含滾動阻力 R_r 及空氣阻力 R_a ，如(4.29)所示。滾動阻力及空氣阻力的計算方式已於 2-2-1 節討論。

$$\sum R = R_r + R_a \quad (4.29)$$

因此車輛起步加速，速度與加速時間的關係為

$$t = \gamma_m m \int_0^{V_f} \frac{dV}{f(V)} \quad (4.30)$$

m 為全車質量、 γ_m 為質量係數(mass factor)、 V_f 為末速。以上的推導可求出起步加速與時間的關係，若設計者要求的加速時間為 t_r ，則 t_r 與車輛的關係應為

$$t_r \leq \gamma_m m \int_0^{V_f} \frac{dV}{f(V)} \quad (4.31)$$

利用(4.28)及(4.31)，便可求出最終傳動比 R_o 。

超越加速與起步加速計算方式略同，僅需將初速 0 改為起始速度 V_i 即可，結果如(4.32)式。

$$t_r \leq \gamma_m m \int_{V_i}^{V_f} \frac{dV}{f(V)} \quad (4.32)$$

加速距離 S 與速度的關係如下。

$$S = \gamma_m m \int_0^{V_f} \frac{dV}{f(V)} \quad (4.33)$$

由(4.31)、(4.33)式可求出加速距離與時間的關係，並依使用者要求計算出最終傳動比 R_o 。由於計算較為複雜，可利用電腦程式以數值方式求出解。

3. 爬坡能力

爬坡阻力是行車阻力的一種，計算方式如(2.3)式所示。爬坡能力意指車輛在維持同一速度下的最大爬坡度。設計者設定車速及爬坡角度，以得到最終傳動比。首先計算行車阻力，除了滾動阻力 R_r 及空氣阻力 R_a 外，加上爬坡阻力 R_g 。各項阻力的計算方式已於 2-2-1 節討論。

$$\sum R = R_r + R_a + R_g \quad (4.34)$$

維持等速的爬坡，車輛此時無加速度，車輛的動力輸出僅需維持行車阻力。利用(4.28)及(4.34)，即可求出使用者所要求的最大 R_o 值。

求出最終傳動比後，即可知車輛在不同坡度時的加速能力。圖 4.36 為 PRIUS 2004 的曳引力圖，最大爬坡度約為 47%。

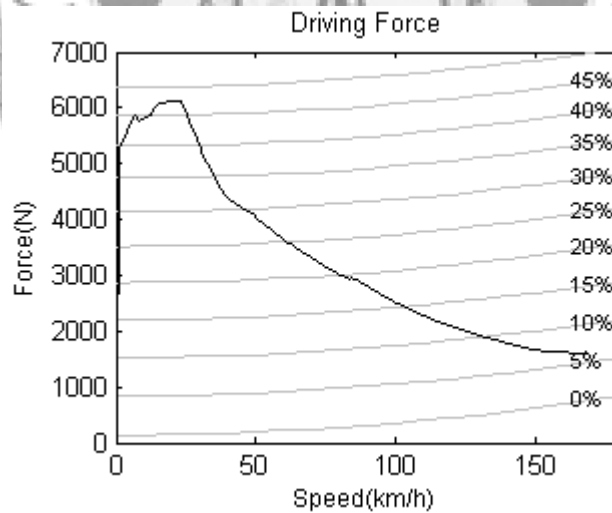


圖 4.36 PRIUS 2004 曳引力特性

4. 油耗表現

最終傳動比與油耗表現相關，最終傳動比越小，市區油耗表現越差，高速油耗表現越好，最終傳動比越大，市區油耗表現越好，高速油耗表現越差。圖 4.37 為 PRIUS 2004 的車型使用不同最終傳動比的市區與高速油耗表現，可發現兩者的表現與最終傳動比的大小關係相反，設計者需視期望的車輛特性決定最終傳動比的大小。

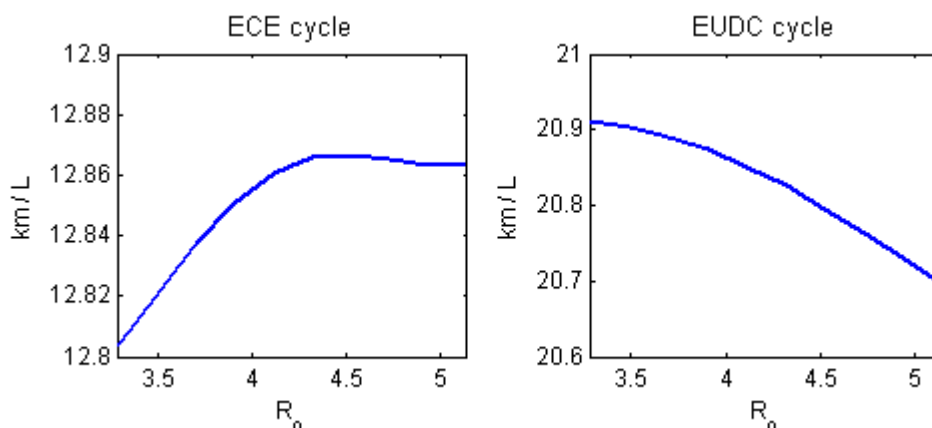


圖 4.37 使用不同最終傳動比的市區與高速油耗表現

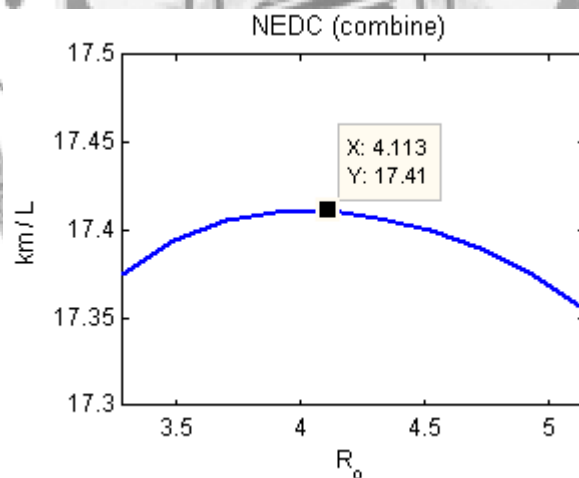


圖 4.38 使用不同最終傳動比的綜合油耗表現

圖 4.38 為市區與高速的綜合表現結果。綜合油耗表現最好的最終傳動比約為 4，與 PRIUS 2004 的原廠設定值相近，表示 PRIUS 2004 的最終傳動比設定是考慮市區與高速的綜合油耗表現結果。

4-7 小結

本章研究油電混合車的匹配性質。首先進行單自由度油電混合車 HONDA INSIGHT 的分析，接著分析雙自由度油電混合車 TOYOTA PRIUS。分析時使用之相關參數如表 4.15。比較兩種混合動力系統，發現雙自由度系統可提高動力元件速度操作自由度及減少系統功率互相的限制，另一方面，動力元件的操作會受系統中兩個齒輪設計參數：行星齒輪參數及最終傳動參數的影響。

表 4.15 混合動力系統相關匹配參數

匹配性質	PRIUS 2004 系統相關參數	INSIGHT 系統相關參數
動力元件匹配	引擎、電機、電池性能大小	引擎、電機、電池性能大小
傳動系統匹配	行星齒輪參數、最終傳動參數	無(使用傳統引擎車變速器)
控制匹配	操作模式設定、引擎操作線設定、電池 SOC 控制	操作模式設定、電池 SOC 控制、變速器換檔設定

繼續分析雙自由度系統中兩個齒輪設計參數，藉由調整參數值，觀察參數對車輛特性的影響。結果發現行星齒輪參數影響了引擎功率流向，最終傳動參數影響的系統的性能與效率的表現。利用分析的結果發展混合動力車齒輪參數匹配設計的方法，研究系統匹配時，適合的齒輪參數值。總結以上分析的結果，油電混合車的匹配性質與運動自由度有關，運動自由度越高，匹配性質也較為複雜，設計時需更為注意，才可使系統發揮效能。

第五章 三自由度混合動力車之匹配分析與設計

本章將發展混合動力車的匹配設計方法，利用之前分析單自由度及雙自由度混合動力系統的結果為基礎，進行三自由度混合動力系統的設計。三自由度混合動力裝置由兩個行星齒輪組組成，比起雙自由度系統有更多的齒輪設計參數。本章將研究更多的齒輪設計參數對於系統的影響，並進行混合動力車的匹配分析與設計。

5-1 三自由度混合動力系統基本特性

劉思佳[37]在論文裡歸納出一套合成三自由度行星齒輪機構的方法，將其運用在混合動力系統上。本節依據其論文，選擇一個可行之構想，分析三自由度混合動力系統的特性，為之後進行設計時做參考。

5-1-1 三自由度行星齒輪機構

三自由度混合動力系統使用三個動力元件，分別為引擎及兩個電動機。再加上動力輸出點，機構至少需要四個桿件作為輸入或輸出桿件。

劉思佳將兩個兩自由度的行星齒輪機構合併，得到含有一分割點的可分離三自由度行星齒輪機構[37]。論文中總共合成了七桿、八桿、九桿共 63 個三自由度行星齒輪機構。其中只有同軸桿件可做為動力輸入或是輸出。七桿行星齒輪機構中有含有 5 桿同軸桿件的有 4 組、八桿行星齒輪機構含有 6 桿同軸桿件的有 5

組、九桿行星齒輪機構含有 6 桿同軸桿件的有 45 組、7 桿同軸桿件的有 9 組。
七桿行星齒輪機構的合成結果，如圖 5.1 所示。

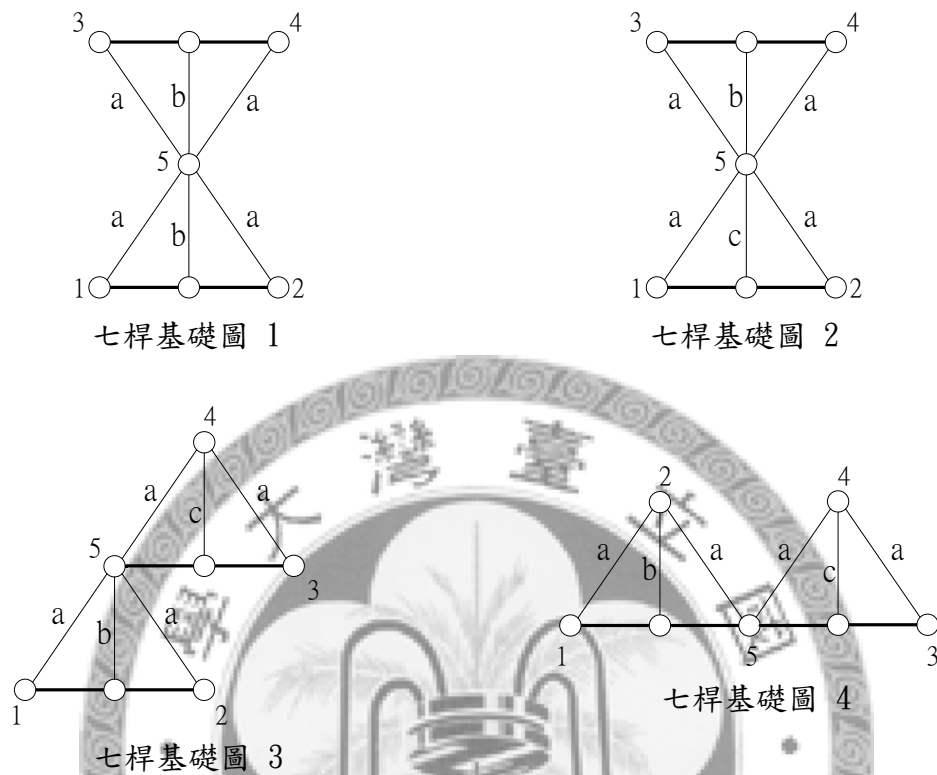


圖 5.1 七桿三自由度含分割點行星齒輪組

圖 5.1 是使用兩組行星齒輪機構基礎圖畫進行合成的結果，兩組行星齒輪機構合併之點即為分割點。太陽齒輪與環齒輪的運動與扭力特性相似，兩者位置互換後，除了齒輪比變為原本的倒數外，運動與扭力方向皆不變，因此在進行合成時，將太陽齒輪與環齒輪視為對稱。

可分離機構在分割點兩邊的運動行為近乎各自獨立，僅受分割點一桿所帶來的影響，受控制的桿件不可集中在分割點兩邊的某一邊。若將動力元件接在分割點上，則系統會降低自由度，成為二自由度的系統。因此設定分割點上不能接任何動力元件或是動力輸出。以七桿行星齒輪機構為例，系統原先有 5 桿同軸桿件，扣除分割點，剩下 4 桿可作為輸入或輸出桿件，恰好符合系統的最低需求，可用

於系統只需一個檔位功能的時候。

以下將以圖 5.1 的基礎圖一為例進行運動及動力分析。系統使用兩組基礎行星齒輪機構(圖 4.11)組合而成，分割點為兩組行星齒輪機構的行星臂桿 5。在分析機構時，將桿 5 分為桿 5_1 及桿 5_2，分別列出兩邊機構的運動與扭力方程式，最後再將兩者合併，便能得到圖一機構的運動及扭力方程式。其結果如下所示：

$$\omega_1 - N_{21}\omega_2 + (N_{21} - 1)\omega_{5_1} = 0 \quad (5.1)$$

$$\omega_3 - N_{43}\omega_4 + (N_{43} - 1)\omega_{5_2} = 0 \quad (5.2)$$

$$\omega_5 = \omega_{5_1} = \omega_{5_2} \quad (5.3)$$

$$\tau_1 : \tau_2 : \tau_{5_1} = 1 : -N_{21} : (N_{21} - 1) \quad (5.4)$$

$$\tau_3 : \tau_4 : \tau_{5_2} = 1 : -N_{43} : (N_{43} - 1) \quad (5.5)$$

$$\tau_5 = \tau_{5_1} + \tau_{5_2} \quad (5.6)$$

以上的推導得到三自由度行星齒輪機構主要的設計參數有二： N_{21} 及 N_{43} ，分別代表分割點兩邊的單行星齒輪機構的齒輪比。再加上最終傳動比參數，三自由度的混合動力系統會有三個的齒輪設計參數。

由於分割點上不能接任何動力元件或是動力輸出，桿 5 的扭力總和 $\tau_5=0$ ，可得三自由度行星齒輪組所有桿件的扭力必呈一個比例關係。

5-1-2 動力元件配置

依劉的分析，三自由度混合動力系統的配置方式，主要可歸納為兩種，如表 5.1 所示。

表 5.1 基本配置

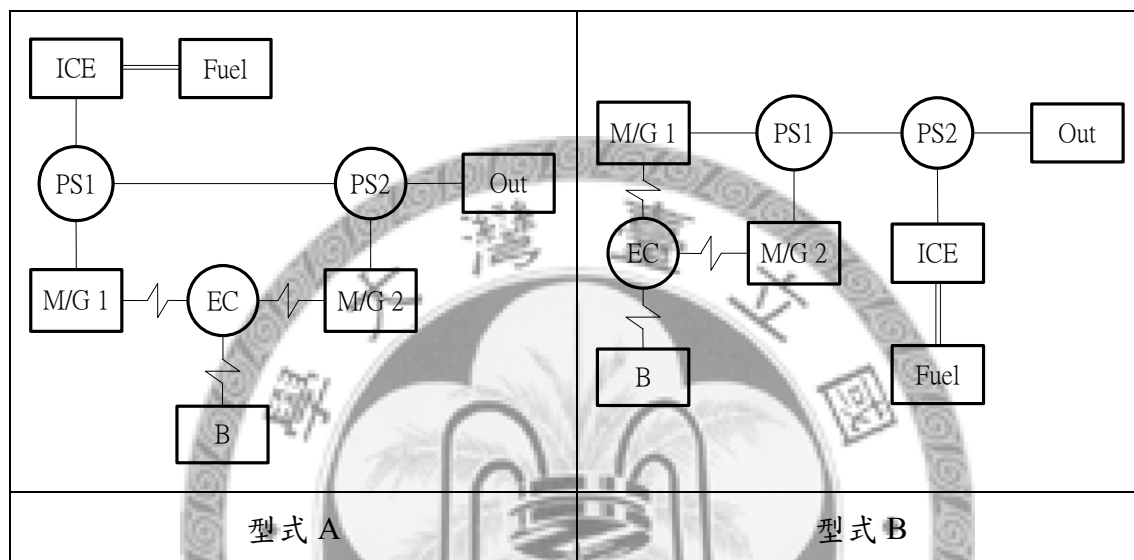


表 5.1 中 Fuel 及 B 分別表示油箱和電池，為儲能裝置；Out 為輸出。ICE 為引擎，M/G1 及 M/G2 分別代表電動機 1 及電動機 2，兩者可互換。EC 為電力耦合裝置。PS 表示混合動力機構，PS1 及 PS2 分別代表為第一及第二行星齒輪組，兩組行星齒輪相連之線代表分割點。

表 5.1 兩個型式的差別在於：型式 A 的引擎與電機接在同一行星齒輪組上；輸出與另一電機接在另一行星齒輪組上。型式 B 的引擎則與輸出接在同一行星齒輪組上；兩個電機一起接在另一行星齒輪組上。

不同的配置方式將會影響元件的操作範圍，因此選擇配置時最好依元件的特性進行適當的配置。

5-2 系統匹配之設計方法

本節將發展混合動力車的匹配設計方法，並以三自由度混合動力裝置作為匹配設計的範例。匹配設計進行的流程如圖 5.2，將從訂定設計目標開始，最後完成動力元件的選擇及機構的設計。相關的匹配設計參數如表 5.2 所示，動力元件與傳動系統的匹配參數將在本節的匹配設計流程中計算而得，控制參數則會在下節系統模擬時進行設定。

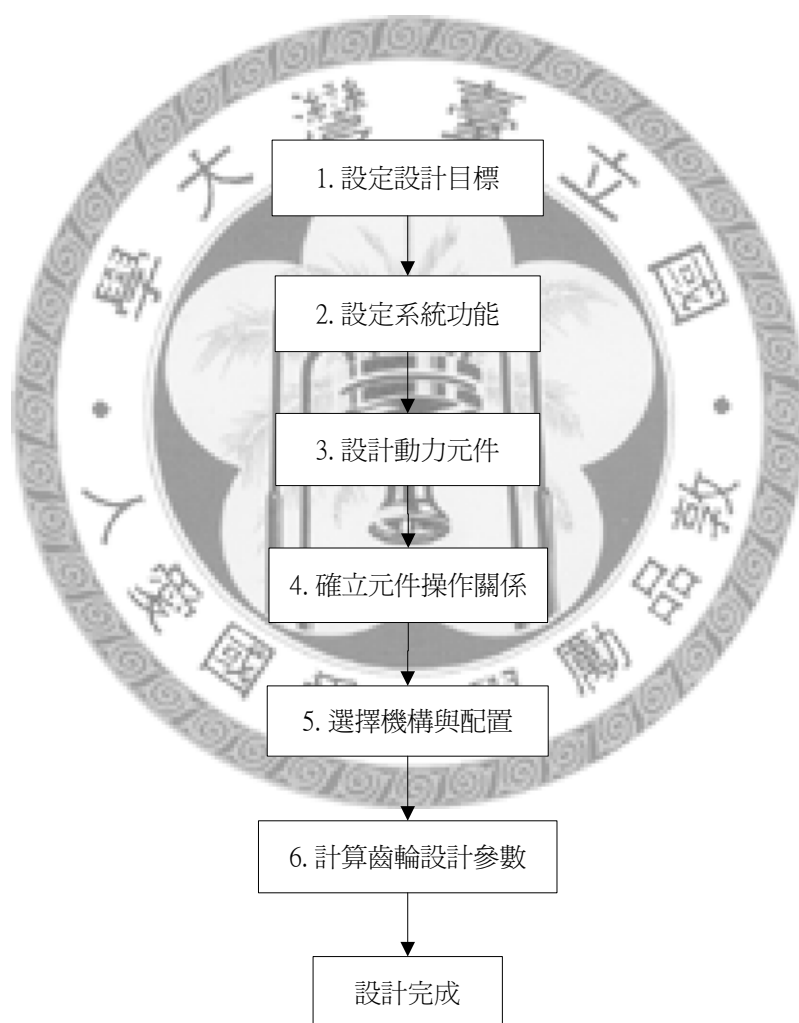


圖 5.2 混合動力車匹配設計流程

表 5.2 混合動力車相關匹配參數

匹配性質	相關參數
動力元件匹配	引擎、電機、電池性能大小
傳動系統匹配	元件配置、兩個行星齒輪參數、最終傳動參數
控制匹配	操作模式設定、引擎操作線設定、電池 SOC 控制

5-2-1 設計目標

設計目標是在進行設計之前，預定產品所能達到的特性。匹配設計時，車輛的設計目標如下幾點[3]：

1. 性能特性：例如車輛的速度、加速度、爬坡能力等。
2. 油耗、效率。
3. 排汗表現。
4. 乘坐舒適度。

本研究將以 PRIUS 2004 的性能特性為設計目標，並使用三自由度行星齒輪組為混合動力的機構，設計一輛油電混合車。PRIUS 2004 的性能特性模擬大略結果如表 4.7 所示，圖 4.36 表現了 PRIUS 在不同速度下的曳引力及爬坡能力。設計目標以此為依據。為了簡化計算，取用模擬結果的幾個特性點作為目標，表列如下：

1. 起步最大曳引力 6100N。
2. 時速 50 公里時能爬上 25%的坡。
3. 期望車子擁有效率的良好表現。

5-2-2 系統功能

依據車輛所設定的設計目標，決定系統該有的功能，例如駐車充電、串聯功能、回充剎車等。本車使用的動力元件有引擎及馬達，機構使用三自由度行星齒輪組。比較車輛所需扭力(圖 4.19 圖 1)與各元件的扭力特性圖，可發現車輛所需扭力曲線與馬達的扭力曲線十分相似，但與引擎的特性有很大的差異。為了讓車輛起步時有良好的性能表現，符合設計目標的需求，設定低速時使用純馬達啟動，高速時再切換至混合動力的模式，引擎與馬達共同輸出動力給車輛。若 SOC 不足，不分扭力及速度，只讓車子採用純串聯模式。完整的操作模式整理如表 5.3 所示。

表 5.3 操作模式設定

		SOC	
		SOC 充足	SOC 不足
速度需求	低速	扭力需求高 串聯模式	串聯模式
		扭力需求低 純電動模式	
	高速	混合動力車模式	

5-2-3 動力元件設計

決定設計目標及系統功能後後，即可依據系統的功率需求，進行適當的動力元件設計。本研究不特地重新設計動力元件，直接使用 PRIUS 2004 的元件規格，如表 4.3 所示，引擎使用 1.5L 汽油引擎、電機 1 使用 33kW 的發電機、電機 2 使用 50kW 的馬達。理論上應可達到 PRIUS 2004 相同的性能特性。

配合上節設定的操作模式，低速低扭力需求時，電池可完全提供馬達動力，

此時引擎及電機 1 關閉，只由電機 2 提供車輛動力，視為純電動模式。但低速高扭力需求時，電池不足以提供馬達電力，便需要使用引擎發電，此時一樣只使用電機 2 提供車輛動力，引擎與電機 1 啟動，依電機 2 能量需求進行發電，是為串聯模式。高速時，引擎、電機 1、電機 2 共同輸出提供車輛動力，為混合動力車模式。另外當 SOC 低下時，無論需求扭力及速度，皆使用串聯模式，只用電機 2 提供車輛動力，引擎與電機 1 提供電機 2 電力，並對電池充電。

5-2-4 設計關係式

依據 5-1-1 節的分析，使用三自由度行星齒輪機構，且分割點上不能接動力輸入或輸出源的要求下，各桿件的扭力比例會呈一定值。因此，扭力將是進行匹配的考量標準。動力元件設計完成後，依據之前所訂定的設計目標及操作模式設定，可確立各個動力元件桿件的設計關係式。

1. 起步時，期望系統有和 prius 相同的加速度。由之前的分析的結果得知，PRIUS 起步時所能達到最大曳引力為 6,100N。使用電機 2 作為起步時的動力輸出來源，電機 2 最大的扭力為 400N-m，因此可得電機 2 對輸出扭力的比例為：

$$\frac{\tau_o}{\tau_m} = \frac{6100 \times r_m}{400} = 4.75 \quad (5.7)$$

r_m 為輪胎大小。設定 $r_m=0.311$ ，與第二代 PRIUS 相同。

2. 期望車子在時速 50 公里時能爬上 25% 的坡。首先計算車輛在此種情況下，所需爬坡阻力、滾動阻力、空氣阻力所需扭力及功率的總合：

$$\tau_{o_25\%@50km/h} = (W \sin \theta_s + R_r + R_a) \cdot r_w = 1140N - m \quad (5.8)$$

$$P_{o_25\%@50km/h} = (W \sin \theta_s + R_r + R_a) \cdot v = 50.9kW \quad (5.9)$$

此功率已超出電機 2 所能提供的最大功率，因此需要啟動引擎提供動力。設定此時引擎在最大扭力下作動，引擎最大扭力為 115N-m，可得引擎對輸出扭力的比例為：

$$\frac{\tau_o}{\tau_e} = \frac{1140}{115} = 9.91 \quad (5.10)$$

3. 本車設定有串聯模式。為了要提高引擎的使用效率，引擎發電時，盡量讓引擎操作在效率高的區間。引擎可發電功率也受電機 1 最大發電功率的限制，電機 1 的功率為 33kW，首先找出引擎在輸出 33kW 時的最佳效率點，如圖 5.3 所示。引擎 33kW 最佳效率點大概是引擎 33kW 的操作線與引擎最大扭力線的交點，此時引擎速度為 2878rpm，扭力為 119.4Nm。

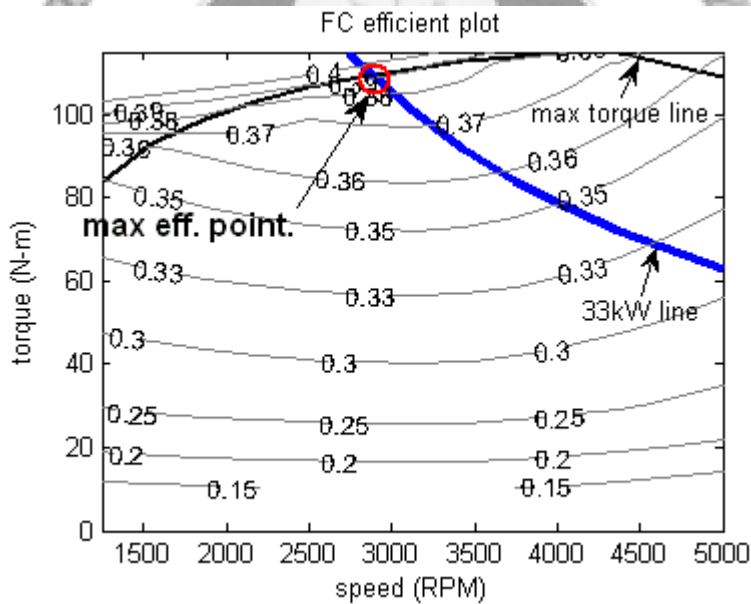


圖 5.3 引擎操作在 33kW 時的最佳效率點

引擎操作的發電區間在 33kW 以下。因此設定引擎在輸出 33kW 時，電機 1 運轉在最高速度 10,000rpm。因此引擎與電機 1 減速的比例為：

$$\frac{\omega_{mg1}}{\omega_e} = 3.47 \quad (5.11)$$

5-2-5 機構的選擇與配置

利用之前建立的設計限制條件，選擇機構及配置。系統設定沒有換檔，選擇用最簡單的七桿行星齒輪機構，如圖 5.1。本車設定有串聯功能，即以馬達作為主要的系統動力輸出，引擎純發電供應馬達電力。為了減少引擎發電時的消耗，引擎與電機 1 設定在同一個行星齒輪機構內。因此馬達與輸出桿件會在另一行星齒輪機構上，如表 5.1 型式 A 的配置。

為了避免齒輪出現干涉的情況，將齒輪比限制在一定範圍內。令太陽齒輪齒數為 T_s ，環齒輪齒數為 T_r 。則

$$3 \geq \frac{T_r}{T_s} \geq \frac{5}{3} \quad (5.12)$$

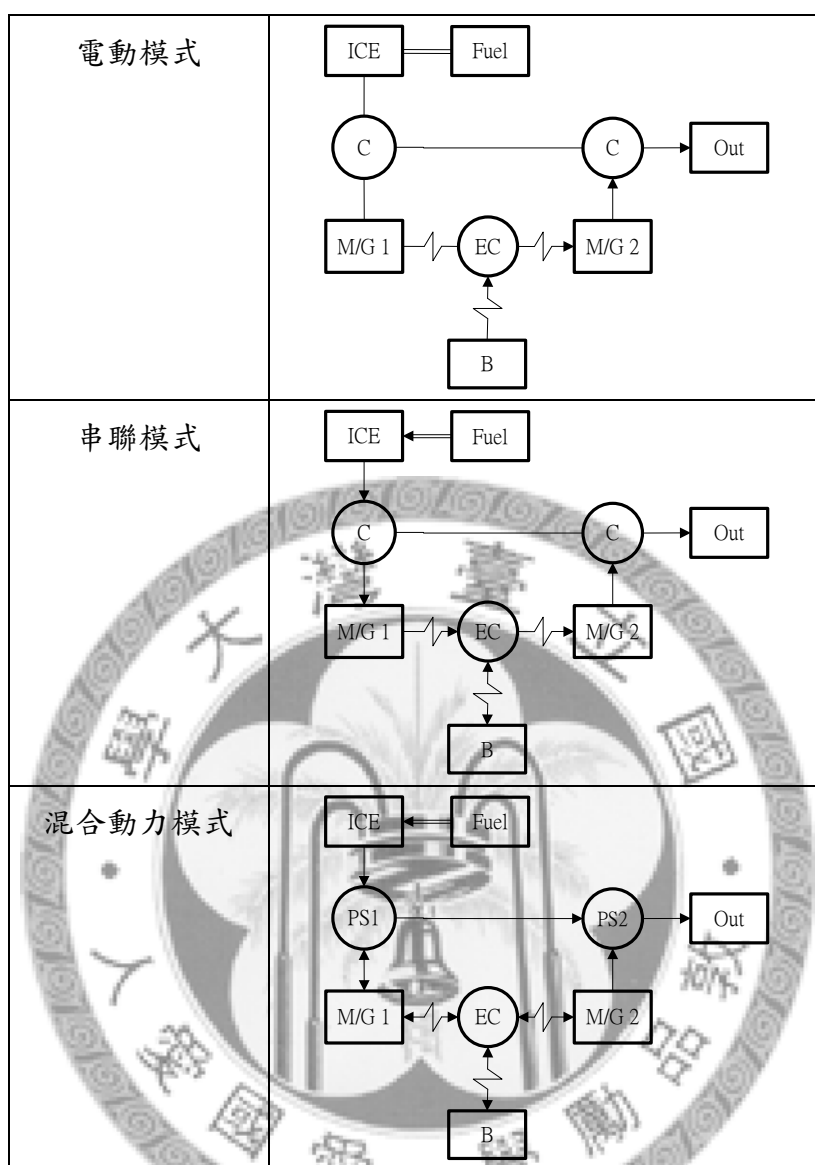
三自由度行星齒輪機構的兩個行星齒輪參數將會被限制在此範圍內。與上一節建立的扭力關係配合，符合限制範圍的只有圖 5.1 的圖四，行星齒輪參數為 N_{21} 及 N_{45_2} 。元件配置結果如表 5.4：

表 5.4 元件配置結果

位置	1	2	3	4
元件	M/G1	ICE	M/G2	Out

依據表 5.4 的配置，便可進行各項操作模式的動力圖分析及控制方法設定。本車有三種控制模式：純電動模式、串聯模式及混合動力模式(表 5.3)。依不同控制模式可繪得動力圖如表 5.5，箭頭代表動力流的方向。

表 5.5 不同操作模式的動力圖



在分割點上加裝一致動器，例如剎車，即可降低兩組行星齒輪組的自由度，成為偶合裝置 C，達到純電動功能(表 5.5 圖一)及串聯功能(表 5.5 圖二)。

純電動模式時，引擎與電機 1 關閉，只使用電機 2 輸出動力，並由電池提供電機 2 電力。此時兩組行星齒輪組的自由度皆被降低，運動自由度為一，電機 2 速度與車輛速度呈比例關係。

串聯模式時，一樣只使用電機 2 輸出動力，但引擎與電機 1 啟動，依電機 2

能量需求進行發電。若引擎與電機 1 最大發電功率小於電機 2 能量需求，則電池與引擎、電機 1 共同發電，提供電機 2 的電力需求。若電池 SOC 低下，引擎與電機 1 的最大發電量，減去提供電機 2 能量需求後，還有餘裕的話，便會將多餘的能量對電池充電。此種模式時，電機 2 速度與車輛速度呈比例關係，運動自由度一樣為一，但引擎與電機 1 的速度可依車輛不同狀況需求作調整。

混合動力模式時，引擎、電機 1 與電機 2 可共同提供動力給車輛。此時運動自由度有三，可依行駛狀況或使用者設定調配動力元件的速度。除了引擎必為輸出功外，電機 1、皆為電機 2 皆為雙向箭頭，可以當馬達作動或發電機發電。電池可為用電或是充電使用。

上述的操作模式皆使用在車輛有輸出功需求的情況下。若車輛處於減速或是下坡的情況，則輸出反而可以提供動力給車輛，是為回充發電模式。此種模式的動力圖與純電動模式類似，只是箭頭方向皆相反，如圖 5.4。此時引擎、電機 1 關閉，由電機 2 發電，對電池充電。

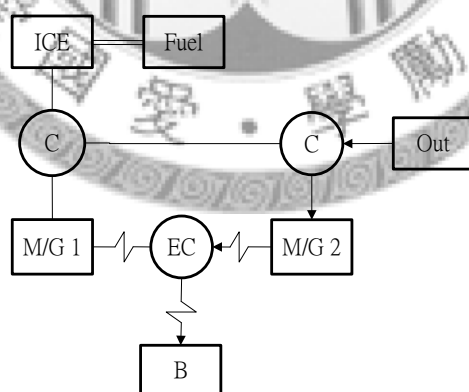


圖 5.4 回充發電模式的動力圖

5-2-6 齒輪參數計算

表 5.6 為各元件的轉速及扭力的符號設定表。

表 5.6 元件參數符號表

元件	M/G1	ICE	M/G2	Out
轉速	ω_{mg1}	ω_e	ω_{mg2}	ω_o
扭力	τ_{mg1}	τ_e	τ_{mg2}	τ_o

令 $N_{21}=N_1$ 、 $N_{45_2}=N_2$ 。配合表 5.4 的配置與表 5.6 的符號搭配，圖 5.1 圖四機構的運動與動力分析如下：

$$\omega_{mg1} - N_1\omega_{5_1} + (N_1 - 1)\omega_e = 0 \quad (5.13)$$

$$\omega_{5_2} - N_2\omega_{mg2} + (N_2 - 1)\omega_o R_o = 0 \quad (5.14)$$

$$\omega_5 = \omega_{5_1} = \omega_{5_2} \quad (5.15)$$

$$\tau_{mg1} : \tau_e : \tau_{5_1} = 1 : -N_1 : (N_1 - 1) \quad (5.16)$$

$$\tau_{mg2} : \tau_o : \tau_{5_2} = 1 : \frac{-N_2}{R_o} : (N_2 - 1) \quad (5.17)$$

$$\tau_5 = \tau_{5_1} + \tau_{5_2} = 0 \quad (5.18)$$

N_1 、 N_2 為行星齒輪設計參數， R_o 為最終傳動比參數。依據 5-2-4 節所推導出的設計關係式，可得各參數的計算結果，列於表 5.7。

表 5.7 參數計算結果

參數	計算結果
N_1	-2.47
N_2	-2.94
R_o	3.54

5-3 三自由度混合動力車模擬

本節將利用 5-2 節的推導結果，建構三自由度混合動力系統的 ADVISOR 模型。主要的系統架構及動力元件模組使用原本 PRIUS 的設定，但 ADVISOR 內沒有三自由度行星齒輪機構的模組，需要重新建構機構的模型。建立機構模型後，再依三自由度混合動力系統的特性，設定控制相關參數，以進行模擬。最後利用模擬的結果進行車輛特性分析。

5-3-1 混合動力系統模組

三自由度混合動力車的系統模組與 PRIUS 大致相同(圖 4.12)，動力元件一樣使用一個引擎及兩個電動機，僅需重新架構三自由度行星齒輪機構的模組即可。利用 5-1-1 節所推導出的各動力元件的運動及扭力關係，以 Matlab/Simulink 建立的模組結果如圖 5.5 所示。系統有兩個主要的控制參數： tx_n1 及 tx_n2 ，代表兩個行星齒輪設計參數 N_1 及 N_2 。各項輸入及輸出的關係，將會用 tx_n1 及 tx_n2 計算而得。

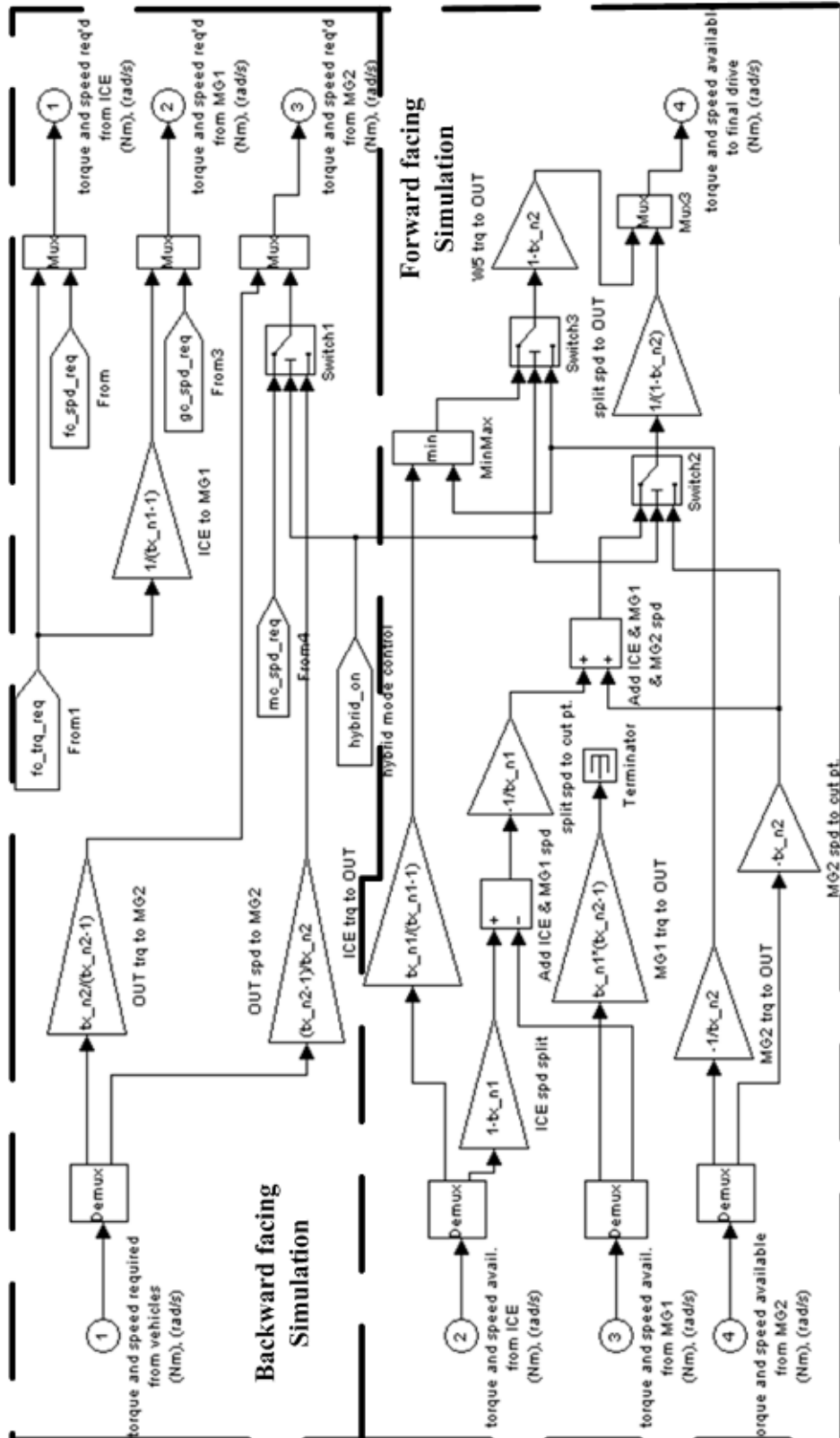


圖 5.5 三自由度混合動力機構模組

系統有四項輸入的資訊，依序為：

1. 車輛(vehicle)需要的扭力及速度
2. 引擎(ICE)可提供的扭力及速度
3. 電機 1(MG1)可提供的扭力及速度
4. 電機 2(MG2)可提供的扭力及速度

以上是分別從最終傳動、引擎、電機 1 及電機 2 模組所接收到的資料。利用這些資訊，經過三自由度混合動力機構的操作後，將會得到四項結果，依序為：

1. 引擎(ICE)需提供的扭力及速度
2. 電機 1(MG1)需提供的扭力及速度
3. 電機 2(MG2)需提供的扭力及速度
4. 車輛(vehicle)可達到的扭力及速度

得出上述結果後，分別將結果傳遞給引擎、電機 1 及電機 2 及最終傳動模組。

圖 5.5 的機構模組可分為上下部分來看。上半部使用反向式的模擬方法。在特定的行車模式下，輸入每一時刻車輛所需的扭力及速度，再利用動力元件與系統輸出的扭力及速度關係，計算出每個動力元件必須提供的速度及扭力。

系統有兩種操作模式：串聯模式及混合模式。串聯模式時，電機 2 是唯一提供車輛動力來源的動力元件，因此電機 2 的扭力及速度與機構輸出的關係為：

$$\omega_{mg2,req} = \frac{(N_2 - 1)}{N_2} \omega_{o,req}' \quad (5.19)$$

$$\tau_{mg2,req} = \frac{N_2}{(N_2 - 1)} \tau_{o,req}' \quad (5.20)$$

$$\dot{\omega}_{o,req} = \frac{\omega_{o,req}}{R_o} \quad (5.21)$$

$$\dot{\tau}_{o,req} = R_o \tau_{o,req} \quad (5.22)$$

其中 $\dot{\omega}_{o,req}$ 與 $\dot{\tau}_{o,req}$ 是機構需要提供給車輛動力需要的速度及扭力，即為圖 5.

5 建構的模型中第 1 項輸入資訊，與(5.14)及(5.17)的 ω_o 與 τ_o 相差最終傳動比的減速關係，如(5.21)及(5.22)式。引擎及電機 1 僅供發電用，此時引擎與電機 1 的速度及扭力將依操作情況設定，詳細的情形將會在下節討論。

混合模式時，引擎、電機 1、電機 2 皆會提供動力給車輛。因為運動三自由度的特性，即使因行車模式已被設定而減少了一個自由度，三個動力元件的速度仍有兩個自由度的調配空間，可視情況做不一樣的速度設定。更詳細的操作設定將會在下節討論。

各動力元件接收到自己需達到的扭力及速度的命令時，會檢查是否有超過最大速度、最大扭力等限制。若是超過限制範圍，則僅能以最大速度或扭力下驅動。最後動力元件會將能達到的扭力及速度資料傳遞給混合動力機構模組。

圖 5.5 的下半部分使用正向式的模擬。首先從各動力元件接收到其可達到的速度及扭力資料，經由計算後，最後得到可輸出給全車的速度及扭力。串聯模式時，輸出的速度及扭力與電機 2 的速度及扭力直接相關，其關係為：

$$\dot{\omega}_{o,avail} = \frac{N_2}{(N_2 - 1)} \omega_{mg2,avail} \quad (5.23)$$

$$\dot{\tau}_{o,avail} = \frac{(N_2 - 1)}{N_2} \tau_{mg2,avail} \quad (5.24)$$

混合模式時，輸出的速度會與引擎、電機 1、電機 2 的轉速有關，其關係式為：

$$\omega'_{o,avail} = \frac{1}{(N_2 - 1)} \left(-\frac{N_1 - 1}{N_1} \omega_{e,avail} - \frac{1}{N_1} \omega_{mg1,avail} + N_2 \omega_{mg2,avail} \right) \quad (5.25)$$

依據(5.16)~(5.18)的推導，各元件的扭力皆呈一比例關係。只要其中一元件的扭力未能達到需求，將會降低全體的扭力輸出。因此模擬時，輸出扭力與引擎、電機 2 的扭力關係為：

$$\tau'_{o,avail} = \min \left[\frac{-N_1(N_2 - 1)}{N_1 - 1} \tau_{e,avail}, \frac{(N_2 - 1)}{N_2} \tau_{mg2,avail} \right] \quad (5.26)$$

由於電機 1 主要用於發電，而非動能輸出元件，為了簡化模擬，不考慮電機 1 的扭力對於輸出的影響。

5-3-2 能量管理及操作設定模組

三自由度混合動力車的特性與一般市面上的混合動力車有很大的差異，為了要讓混合動力車能夠有好的效率及性能表現，必須重新設計適合的控制匹配參數，包括能量管理及操作模式。初步的設定如表 5.3 所示，詳細的內容解釋如下：

1. 使用電機 2 起步。低速時，使用電機 2 作為輸出動力來源。視電機 2 所需功率的大小決定引擎是否啟動。若電機 2 需求功率小於一定值，使用純電動模式。若需求功率大，則啟動引擎及電機 1，依電機 2 所需功率發電。
2. 高速時，使用混合動力模式，由引擎、電機 1、電機 2 共同輸出。
3. 低 SOC 時，不分需求速度及扭力，皆使用串聯模式，只用電機 2 作為輸出動力來源，引擎及電機 1，純作發電，除了提供電機 2 所需功率外，也為電池

充電。

馬達在低速時可有大扭力輸出，因此在低速時使用馬達作為輸出動力源，同時可解決引擎低速時效率不佳的問題。隨著車速逐漸增加，馬達可輸出的扭力會逐漸降低。當馬達最大輸出扭力小於引擎最大輸出扭力時，切換模式為混合動力模式。本車所使用 1.5L 引擎，最大扭力 115Nm@4200rpm。利用引擎及電機 2 的設計關係式，可求得引擎在最大扭力時，電機 2 的扭力。

$$\tau_{mg2} = \tau_{e,max} \times \frac{-N_1 N_2}{(N_1 - 1)} = 241 \text{ Nm} \quad (5.27)$$

電機 2 為 50kW 馬達，因此可求得電機 2 在此扭力條件下，所能達到最大速度為：

$$\omega_{mg2} = \frac{P_{mg2,max}}{\tau_{mg2}} = 208 \text{ rad/s} \quad (5.28)$$

此時操作模式剛從串聯改變模式，可用電機 2 與輸出速度關係式(5.23)，求出此時車速為

$$v = \omega_{mg2} \times \frac{N_2}{N_2 - 1} \times \frac{1}{R_o} \times r_w = 13.6 \text{ m/s} = 49.0 \text{ km/h} \quad (5.29)$$

計算的結果串聯模式切換成混合動力模式的車速為 49km/h。

串聯模式時，引擎與電機 1 的發電功率依據電機 2 所需功率而決定。當電機 2 所需功率小於 10kW 時，關閉引擎與電機 1，使用純電動模式，僅以電池做為電機 2 能量的來源。當電機 2 所需功率大於 10kW 時，啟動引擎與電機 1 發電。發電功率依據電機 2 所需功率，選擇引擎最佳效率的速度與扭力發電。但發電功率會受電機 1 最大發電功率所限制。本車的電機 1 使用 33kW 發電機，超過 33kW 的電力需求，仍需倚賴電池輸出功率補足。

為了讓引擎能運作在高效率區間，設定引擎串聯模式時的操作線如圖 5.6 所示，引擎的操作速度及扭力將依電機 2 所需功率而定。輸入所需的功率，系統利用操作線查出適合的引擎的操作速度及扭力，再利用引擎及電機 1 的速度及設計關係式(5.30)、(5.31)式，計算出電機 1 應有的速度及扭力。

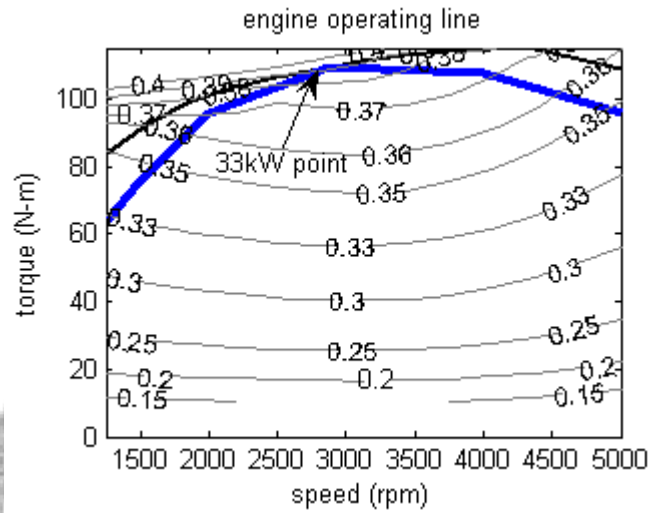


圖 5.6 串聯模式引擎操作線

$$\omega_{mg1,req} = -(N_1 - 1)\omega_{e,req} \quad (5.30)$$

$$\tau_{mg1,req} = \frac{1}{(N_1 - 1)}\tau_{e,req} \quad (5.31)$$

混合動力模式時，所有動力元件的扭力與輸出皆呈一定比例關係，但速度有很寬裕的調配空間。為了讓引擎能在高效率區操作，計算引擎在任意扭力時，最佳效率的速度，如圖 5.7 所示。使用系統所需的扭力，計算出引擎需提供的扭力，再利用圖 5.7，查出此時引擎的操作速度。

使用混合動力模式，低速時，關閉電機 2，使用電機 1 調速。電機 1 與引擎、輸出桿件的速度關係如(5.32)式所示。高速時，關閉電機 1，使用電機 2 調速。電機 2 與引擎、輸出桿件的速度關係如(5.33)式所示。令引擎維持速度 3250rpm，

則引擎、電機 1、電機 2 的轉速對車速的作圖如圖 5.8。低速時，電機 2 速度為零，靠電機 1 變速，電池充電。高速時，電機 1 速度為零，靠電機 2 變速，電池放電。

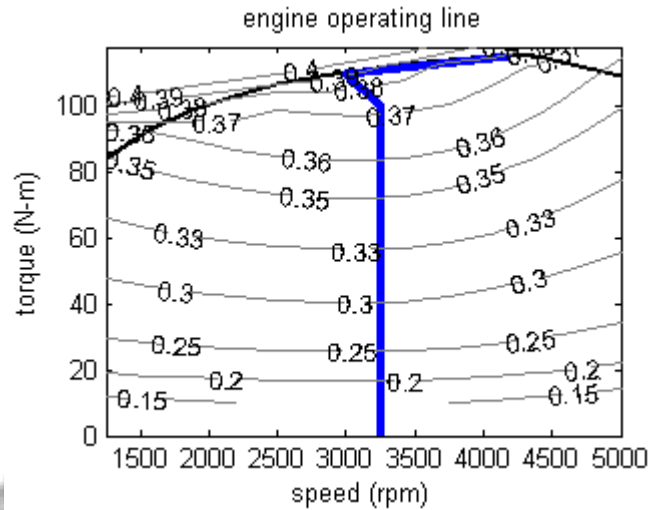


圖 5.7 混合模式引擎操作線

$$\omega_{mg1,req} = -(N_1 - 1)\omega_{e,req} - N_1(N_2 - 1)\omega_{o,req}' \quad (5.32)$$

$$\omega_{mg2,req} = \frac{(N_2 - 1)}{N_2}\omega_{o,req}' + \frac{(N_1 - 1)}{N_1 N_2}\omega_{e,req} \quad (5.33)$$

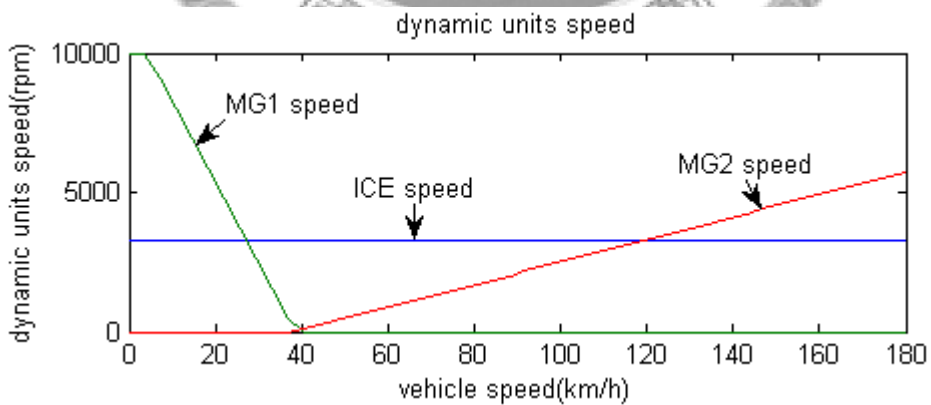


圖 5.8 混合動力模式，動力元件速度對車速作圖

設定 SOC 在 0.45~0.7 範圍內。若 SOC 低於 0.45 時，不分車速，皆使用串

聯模式。引擎與電機 1 以電機 1 最大發電功率 33kW 下發電，除了提供電機 2 所需電力外，多餘的電力將會用於對電池充電。

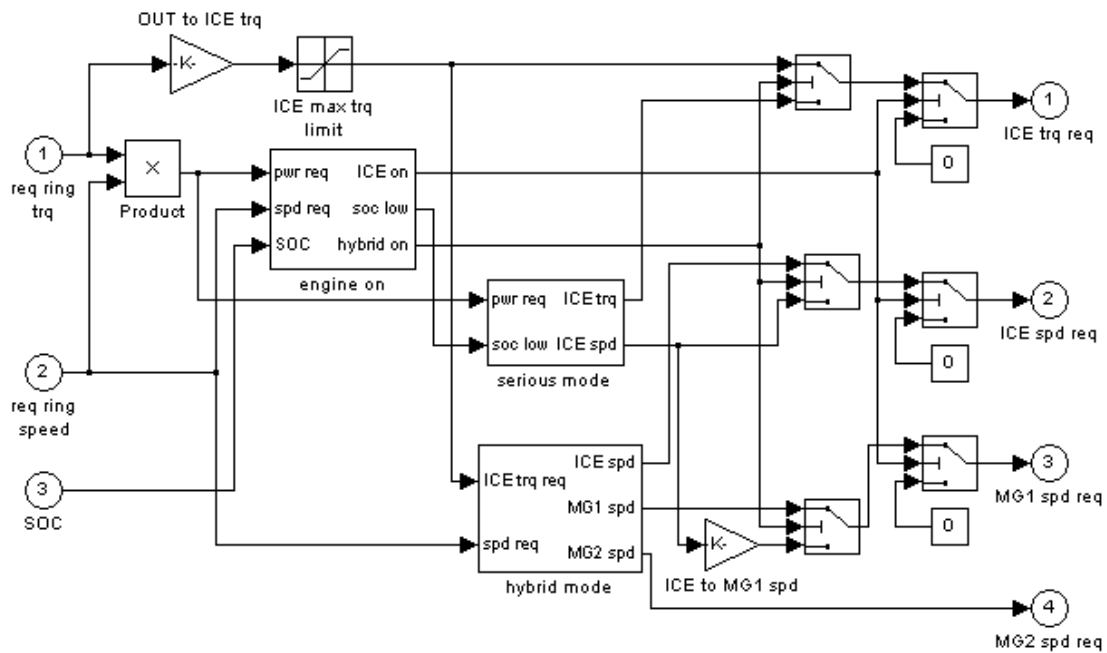


圖 5.9 三自由度混合動力車控制模組

利用以上的設定，可建構出全車的控制模組如圖 5.9。系統有三項輸入的資訊，分別為：

1. 車輛所需扭力
2. 車輛所需轉速
3. SOC

前兩項資訊由最終傳動模組計算車速後提供，SOC 的資訊則是由電池模組提供。最後控制模組將會輸出四項資訊，分別為：

1. 引擎所需扭力
2. 引擎所需轉速

3. 電機 1 所需轉速

4. 電機 2 所需轉速

四項輸出資訊最後將會輸出給混合動力機構模組。所有動力元件的扭力接成一定比例關係，電機 1 及電機 2 的扭力可利用引擎的扭力求得。

首先判斷引擎是否需要啟動。判斷引擎啟動的副程式如圖 5.10 所示。主要判斷依據有三項：

1. 所需功率大於系統設定最小功率(10kW)。
2. 所需車速大於切換車速(49.0km/h)。
3. SOC 低於最小限制(0.45)。

只要符合任一條件，則引擎啟動。若上述條件皆未符合，則引擎及電機 1 關閉，扭力及速度皆為零。

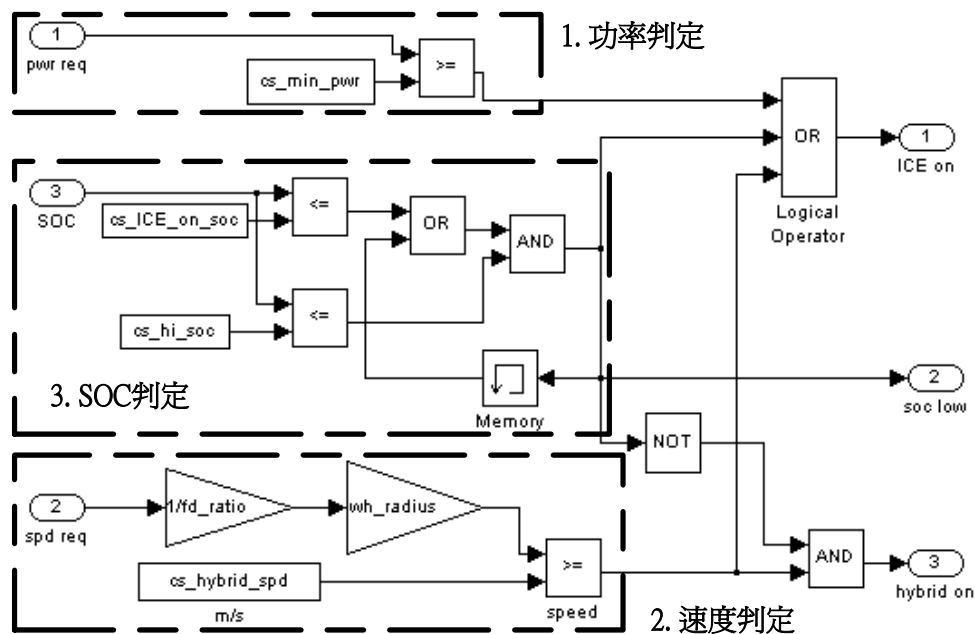


圖 5.10 判斷引擎啟動副程式

只要 SOC 低於最低限制，則為充電模式，引擎啟動對電池充電，直到 SOC 超過最大 SOC 限制後，關閉充電模式。

引擎啟動後，操作模式分成串聯模式及混合動力模式。串聯模式的條件有二：

1. 速度低於 49.0km/h，且需求功率大於 10kW。
2. 此時為充電模式。

只要符合上述任一個條件，則為串聯模式。串聯模式的副程式如圖 5.11，依所需車輛功率(所需速度及扭力的乘積)，計算引擎所需的扭力及速度。利用串聯時設定的引擎操作線(圖 5.6)，查表後，得到引擎速度及扭力需求，電機 1 的速度及扭力由引擎的結果計算而得。若 SOC 低於最小 SOC 限制，則引擎用電機 1 的最大發電功率(33kW)充電，直到 SOC 到最大 SOC 限制後，才結束充電。

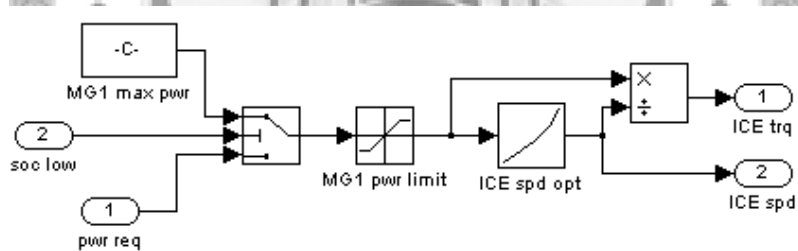


圖 5.11 串聯模式下引擎的扭力及速度計算

若速度超過 49.0km/h，且並非在充電模式下，即為混合動力模式。由引擎、電機 1、電機 2 共同啟動輸出。其副程式如圖 5.12 所示。利用引擎所需扭力計算此時最佳的引擎速度(圖 5.7)。首先使用電機 1 調速，利用車輛所需速度及引擎速度計算電機 1 的速度，電機 2 關閉。若所需速度過大，超出電機 1 的最小操作速度(設定電機 1 最小速度為零)，則啟動電機 2 調速。

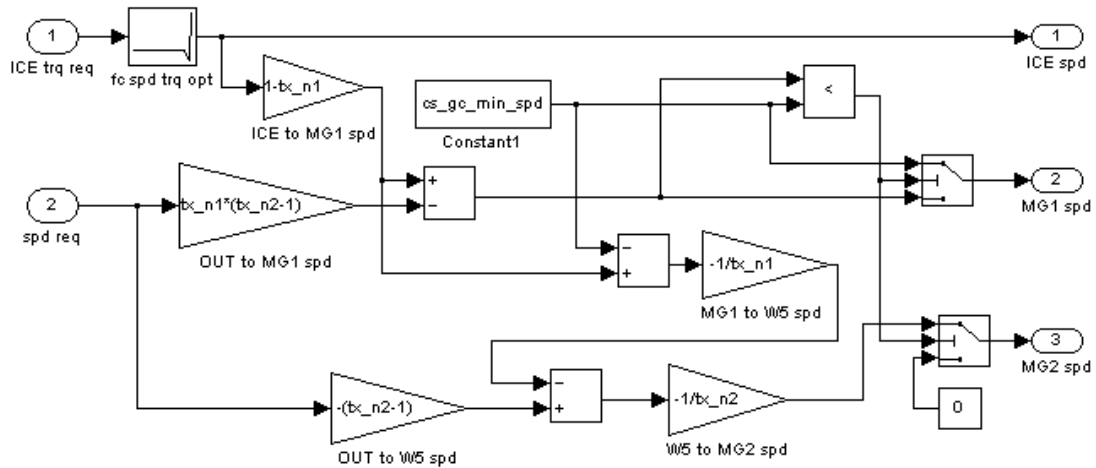


圖 5.12 混合動力模式下動力元件的速度計算

本節討論三自由度混合動力車的操作模式及模擬模型的建構方式。期望找出適合操作及能量管理的方式，使三自由度混合動力車能夠有優良的效率及性能特性。下節將會利用建構的模型，進行模擬，並討論結果。

5-3-3 模擬結果與動力元件操作分析

三自由度混合動力車的模擬結果如表 5.8 所示。車速 0 至 100km/h 所需加速時間 12.3 秒，極速為 159.3km/h。新歐盟行車型態的油耗為 15.31km/h，其中市區油耗 12.04km/h，非市區油耗為 18.15km/h。

表 5.8 三自由度混合動力車模擬結果

行車型態	測試項目	模擬結果
加速性能測試	0-100km/h 加速時間	12.3 秒
	極速	159.3km/h
新歐盟行車型態	市區油耗	12.04km/L
	非市區油耗	18.15km/L
	總油耗	15.31km/L

為了深入了解三自由度混合動力系統的特性，將分析三自由度系統模擬時系統輸出的特性如下。首先分析不同車速最大曳引力輸出變化，接著分析性能模擬時，各項動力元件的速度、操作方式及功率的輸出狀況，最後分析新歐盟行車型態時動力元件的操作情形。

1. 三自由度混合動力車輸出曳引力特性

圖 5.13 為三自由度混合動力車的曳引力及爬坡能力特性圖。設計時所設定的性能目標：起步時最大曳引力大於 6100N 及爬坡能力時速 50 公里需能爬上 25% 坡的設定，皆能達到預期。同時由圖中可發現，車速從零至 25km/h 可保持最大曳引力，超過 25km/h 之後，曳引力隨車速逐漸下降。到大約 50km/h 至 70km/h 時，曳引力又維持不變。待速度超過 70km/h 後，曳引力迅速下降。極速時，行車阻力與曳引力相等，車輛無法繼續加速。

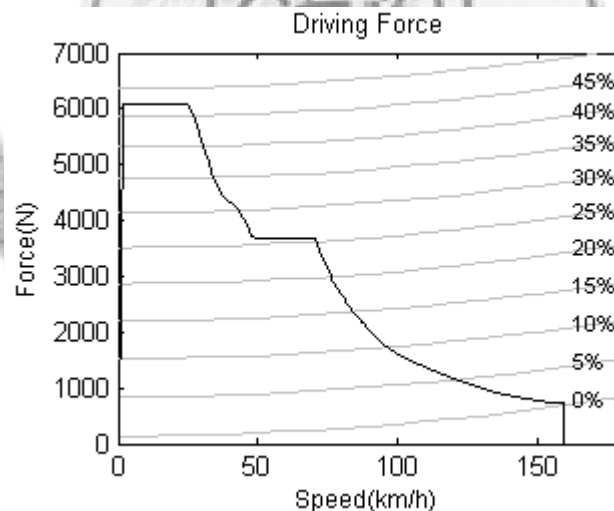


圖 5.13 三自由度混合動力車的曳引力特性

2. 三自由度混合動力車性能模擬時，動力元件轉速分析

極速模擬時，各項動力元件轉速對車速作圖如圖 5.14。圖 1 為極速模擬時車速對時間作圖，圖 2 為引擎轉速對車速作圖，圖 3 為電機 1(發電機)轉速對車

速作圖，圖 4 為電機 2(馬達)轉速對車速作圖。使用三自由度混合動力系統，只要其中一個動力元件變速，車速也會隨之改變。一開始使用電機 2 起步時，引擎與電機 1 關閉。此時系統為串聯模式，車速隨電機 2 速度增加而增加，引擎與電機 1 純發電，依電機 2 所需的功率增加進行發電。時速超過 49km/h 後，系統切換成混合動力模式。引擎操作在最大扭力輸出的速度，電機 1 關閉，由電機 2 變速，直到抵達極速。由圖中得知，極速時，引擎及電機 2 皆尚未到達最大速度限制，但輸出曳引力等於行車阻力，車速無法繼續提升。

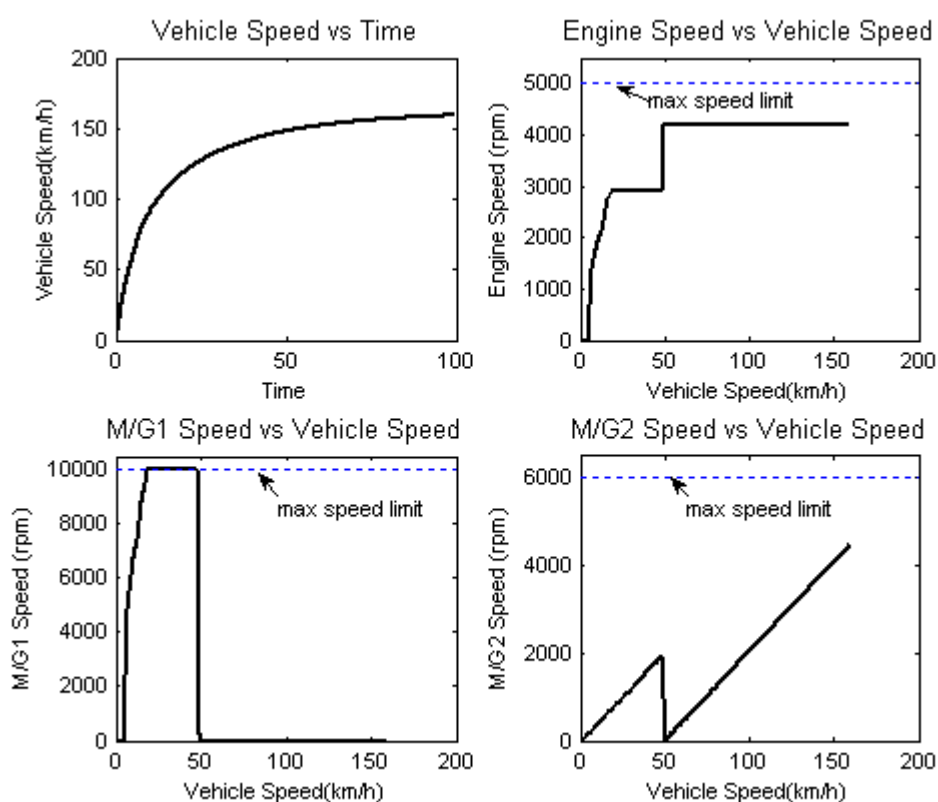


圖 5.14 極速模擬時動力元件轉速對車速作圖：(1)車速對時間作圖 (2)引擎轉速對車速作圖 (3)電機 1(發電機)轉速對車速作圖 (4)電機 2(馬達)轉速對車速作圖

3. 三自由度混合動力車性能模擬時，動力元件操作分析

極速模擬時，各項動力元件扭力及轉速的操作點如圖 5.15、圖 5.16。引擎能準確的被操作在設定的操作線上，電機 1 亦能達到系統所需進行發電，代表動

力元件確實達到匹配的效果。圖 5.15 中發現，電機 2 的操作並非都是最大功率輸出，連帶也影響了整體的性能表現。

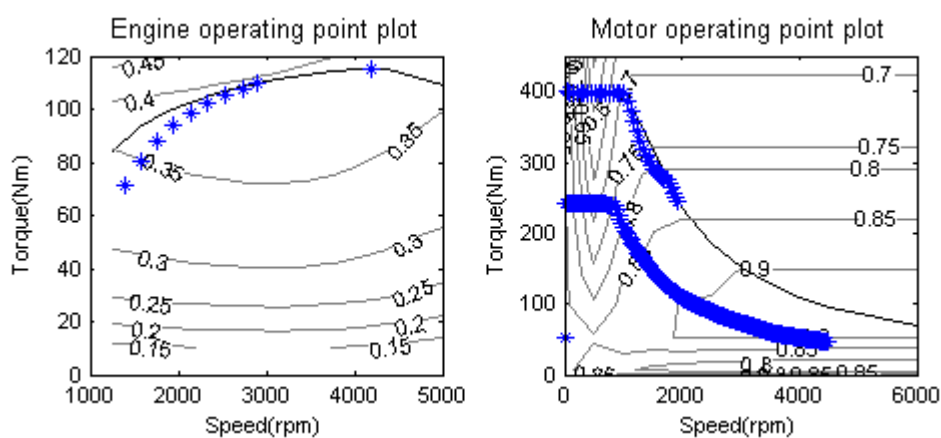


圖 5.15 三自由度混合動力車極速模擬時引擎與電機 2 操作點

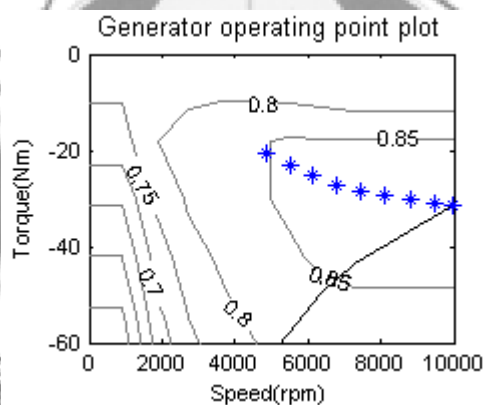


圖 5.16 三自由度混合動力車極速模擬時電機 1 操作點

4. 三自由度混合動力車性能模擬時，電機輸出功率分析

之前的分析發現，電機 2 的操作並非都是最大功率輸出，因此繼續分析電機的輸出功率情況，以了解原因。電機 2 可達成的輸出功率受當時電機 1 發電的狀況影響。圖 5.17 為極速模擬時電機 2 及電機 1 的輸出功率對車速的結果。低速時，系統為串聯模式，電機 1 得以全功率發電。此時電機 1 發電的功率與電池功率的和可供應電機 2 的需求，電機 2 可以全功率輸出。車速超過 49km/h 之後，系統切換成混合動力模式，電機 1 關閉，電機 2 的電能來源僅倚賴電池供應。由

於電池最大輸出功率小於電機 2 最大功率，電機 2 無法使用全功率輸出。車輛性能表現受電機 2 表現影響，扭力輸出高速時隨速度遞減，最後輸出曳引力無法大於行車阻力而抵達極速。

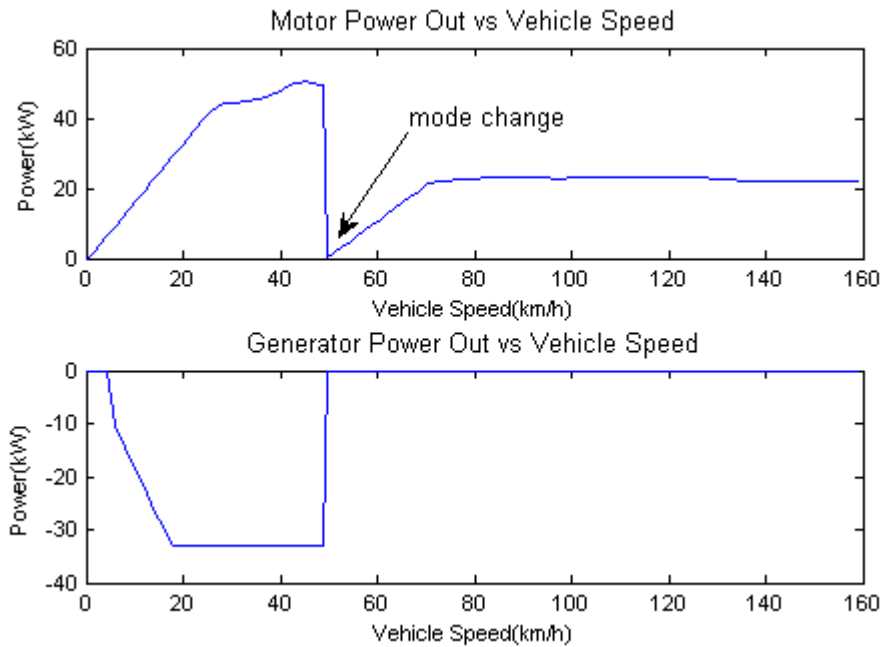


圖 5.17 三自由度混合動力車極速模擬時電機 2(上圖)及電機 1(下圖)輸出功率

5. 三自由度混合動力車新歐盟行車型態模擬時，動力元件操作分析

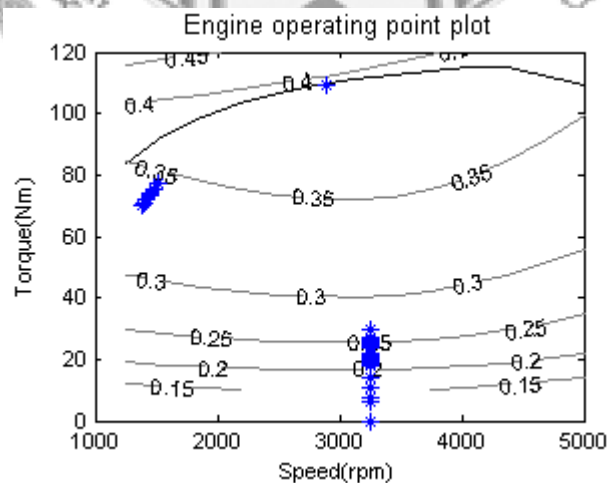


圖 5.18 三自由度混合動力車新歐盟行車型態模擬的引擎操作點

分析三自由度混合動力車的油耗表現，將新歐盟行車型態模擬時引擎速度及扭力的操作點繪成圖，結果如圖 5.18。引擎皆操作在設定的操作線上，但在混合動力模式時，受到扭力只有一個自由度的影響，引擎有可能會操作在低扭力、低效率的區域，因此油耗表現比起雙自由度混合動力系統的模擬結果較差。

利用分析的結果可得知使用三自由度行星齒輪組的優點是動力元件速度操作的方式有很大的自由，只要一個動力元件變速即可改變車速，引擎操作的速度可任意選擇，僅用電機變速。缺點是扭力的調控度不佳，只要其中有一個元件扭力無法達成要求，會影響整個輸出。極速時，動力元件的轉速雖然還有提升的可能，但輸出曳引力無法超越行車阻力，速度無法繼續提升。

5-4 混合動力系統比較

不同運動自由度的混合動力系統特性比較結果如表 5.9 所示。單自由度系統使用一個引擎與一個電機，雙自由度和三自由度系統使用一個引擎與兩個電機。歸納分析的結果，發現單自由度系統引擎與電機的扭力可自由調配，但引擎與電機的轉速任何時刻皆相等，控制複雜度低、系統功能少。雙自由度系統引擎與第一個電機轉速可任意調配，與第二個電機扭力可自由調配。控制複雜度較高、系統也有較多的功能。三自由度系統引擎與兩個電機轉速可任意調配，但扭力在任何時刻三者的比例皆需相等，沒有扭力加乘的作用。系統控制的複雜度較高、系統功能也較多。綜合比較不同自由度混合動力系統的操作速度及扭力特性，使用越多自由度的動力系統速度操作範圍越大，越少自由度的動力系統速度操作範圍越小。扭力操作範圍則雙自由度系統最大，三自由度系統最小。設計時可依據設計者的需求選擇適合的混合動力系統。

表 5.9 不同自由度混合動力系統比較

	單自由度 混合動力系統	雙自由度 混合動力系統	三自由度 混合動力系統
使用引擎/電機數	1/1	1/2	1/2
運動自由度	1	2	3
扭力自由度	2	2	1
速度操作範圍	最小	大	最大
控制複雜度	低	高	高
系統功能	少	多	多

本章利用之前匹配分析的結果，發展匹配設計的方法，確立設計的參數、流程及步驟。並以三自由度混合動力裝置為例進行混合動力車的匹配設計，建立系統模型及控制方法，進行模擬的分析與討論，證明系統確實能達到匹配的目標。利用模擬的結果，進行不同自由度混合動力系統的分析，對於混合動力系統有更深入的了解。

第六章 結論與未來展望

6-1 結論

本研究之目的在於研究車輛之匹配性質，期望設計車輛時，除了能讓性能達到目標之餘，動力元件也能操作在最佳的區域。研究的內容整理如下：

1. 利用電腦模擬，研究車輛的匹配性質。將匹配性質分為動力元件匹配、傳動系統匹配、控制匹配，分析相關參數的影響。
2. 分析傳統引擎車的變速器換檔時機、檔數及引擎功率對於車輛效率的影響。
3. 分析雙自由度混合動力系統的齒輪設計參數對於系統特性的影響。
4. 依據匹配分析結果，發展匹配設計的方法，確立設計的參數、流程及步驟。並以三自由度混合動力裝置為例進行混合動力車的匹配設計。
5. 比較不同混合動力系統特性。

以下是研究的結果歸納：

1. 傳統引擎車的匹配研究結果發現，使用功率小的引擎，齒輪變速器檔數越多，且能配合檔位減速比的設定提早換檔，有助於提高油耗表現。
2. 雙自由度混合動力系統中，最終傳動比同時影響車輛的性能與油耗特性。最終傳動比越大，市區油耗表現越好，高速油耗表現越差。
3. 設計混合動力系統中的齒輪參數時，必須考慮動力元件的特性。同一行星齒輪組內的動力元件輸出扭力呈固定比例關係，設計時依據動力元件最高扭力的限制設定行星齒輪比。
4. 三自由度混合動力系統的引擎與兩個電機轉速可任意調配，但扭力在任何時

刻三者的比例皆需相等，沒有扭力加乘的作用。在行車型態模擬時，引擎可能會操作在效率低的區域，油耗表現與雙自由度系統相比較差。

分析研究的結果，匹配特性對於車輛確實造成很大的影響。為了讓動力元件能發揮最大的功效，設計時應加以考慮。本研究整理相關匹配參數，對於匹配性質有了深入的分析及評估，有助於設計時的參考。

6-2 未來展望

1. 本研究針對汽油引擎車及兩款油電混合車，分析基本的單自由度及雙自由度混合動力系統。未來可對於其他油電混合車輛，研究其混合動力系統之特性。
2. 研究主要針對匹配性質中某些參數進行分析，未來可建立完整的參數設定，使結果更為完備。
3. 本研究主要分析匹配性質對於車輛性能及油耗的影響。未來可加入其他車輛特性，如操控性、排汙等的研究，進行更深入的討論。

參考資料

- [1] Guzzella, L. and Sciarretta, A., *Vehicle propulsion systems*, Springer Berlin Heidelberg New York, 2005.
- [2] “Well-to-wheels Analysis of Future Automotive Fuels and Powertrains in the European Context,” European Commission Joint Research Centre, 2007.
- [3] Lechner, G. and Naunheimer, H., *Automotive Transmission : Fundamentals, Selection, Design and Application*, Springer, 1999.
- [4] Chana, H.E., Fedewa, W.L. and Mahoney, J. E., “Analytical Study of Transmission Modifications as Related to Vehicle Performance and Economy,” SAE 770418, 1977.
- [5] Porter, F. C., “Design for Fuel Economy - the New GM Front Drive Cars,” SAE 790721, 1979
- [6] Liu, S. and Paden, B., “A Survey of Today's CVT Controls,” *Decision and Control*, Proceedings of the 36th IEEE Conference, 1997.
- [7] 許坤寶，*機車新型傳動系統之設計*，成功大學博士論文，1996.
- [8] Thring, R. H., “Engine Transmission Matching,” SAE 810446, 1981.
- [9] Ehsani, M., Rahman, K. M. and Toliyat, H.A., “Propulsion System Design of Electric and Hybrid Vehicles,” *Industrial Electronics*, IEEE, Vol. 44, No. 1, 1997.
- [10] Niasar, A. H., Moghbelli H. and Vahedi, A., “Design Methodology of Drive Train for a Series-Parallel Hybrid Electric Vehicle (SP-HEV) and its Power Flow Control

- Strategy,” *Electric Machines and Drives*, IEEE International Conference, 2005.
- [11] Hofman, T. and van Druten, R., “Concept Design for Hybrid Vehicle Power Systems,” *American Control Conference*, 2005.
- [12] Gao, Y. and Ehsani, M., “Parametric Design of the Traction Motor and Energy Storage for Series Hybrid Off-Road and Military,” *Power Electronics*, IEEE, Vol. 21, No. 3, 2006.
- [13] Lukic, S. M. and Emadi, A. “Effects of Drivetrain Hybridization on Fuel Economy and Dynamic Performance of Parallel Hybrid Electric Vehicles,” *Vehicular Technology*, IEEE, Vol. 53, No. 2, 2004.
- [14] Miller, J. M., “Hybrid Electric Vehicle Propulsion System Architectures of the e-CVT Type,” *Power Electronics*, IEEE, Vol. 21, No. 3, 2006.
- [15] Sheu, K. B., “Conceptual Design of Hybrid Scooter Transmission with Planetary Gear-train,” *Applied Energy*, Elsevier, Vol. 84, No. 5, 2007.
- [16] Ahn, K., Cho, S., Lim, W., Park, Y. I. and Lee, J. M., “Performance Analysis and Parametric Design of the Dual-mode Planetary Gear Hybrid Powertrain,” *Automobile Engineering*, Vol. 220, 2006.
- [17] 王慶年、何洪文、李幼德、初亮, “並聯混合動力汽車傳動系參數匹配,” 吉林工業大學自然科學學報, Vol 30, No. 1, 2000。
- [18] Johnson, V. H., Wipke, K. B. and Rausen, D. J., “HEV Control Strategy for Real-Time Optimization of Fuel Economy and Emissions,” SAE 2000011543, 2000.
- [19] Chau, K. T. and Wong, Y. S. “Overview of Power Management in Hybrid Electric Vehicles,” *Energy Conversion and Management*, Vol.43, 2002.
- [20] Morteza, M., Amir P. and Babak, G., “Application of Genetic Algorithm for

Optimization of Control Strategy in Parallel Hybrid Electric Vehicles,” *Journal of the Franklin Institute*, Vol. 343, 2006.

[21] Chan, C. C. and Chau, K. T., *Modern Electric Vehicle Technology*, Oxford University Press, 2001.

[22] Wong, J. Y., *Theory of Ground Vehicles*, Wiley-Interscience, 2001.

[23] Ehsani, M., Gao, Y., Gay, S. E. and Emadi A., *Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles : Fundamentals, Theory, and Design*, CRC Press, 2004.

[24] 車輛油耗指南, 經濟部能源局, 2008.

[25] ADVISOR 3.2 documentation, National Renewable Energy Laboratory, 2001.

[26] “Recommended Practice for Measuring the Exhaust Emissions and Fuel Economy of Hybrid-Electric Vehicles,” SAE J1711, 1999.

[27] Markel, T., Brooker, A., Hendricks, T., Johnson, V., Kelly, K., Kramer, B., O’Keefe, M., Sprik, S. and Wipke, K., “ADVISOR: a Systems Analysis Tool for Advanced Vehicle Modeling,” *Journal of Power Sources* No.110 p.255-266, 2002.

[28] Gao, D. W., Mi, C. and Emadi, A., “Modeling and Simulation of Electric and Hybrid Vehicles,” *Proceedings of the IEEE*, 2007.

[29] Miller, J. M., *Propulsion Systems for Hybrid Vehicles*, The Institution of Engineering and Technology, 2004.

[30] Srivastava, N. and Haque I., “A Review on Belt and Chain Continuously Variable Transmissions (CVT): Dynamics and Control,” *Mechanical Machine Theory*, Vol. 44, pp.19-41, 2009.

[31] Aoki, K., Kuroda S., Kajiwara S., Sato, H. and Yamamoto Y., “Development of Integrated Motor Assist Hybrid System : Development of the ‘Insight’, a Personal Hybrid Coupe,” SAE 2000012216, 2000.

[32] “Honda Insight – Integrated Motor Assist,” <http://corporate.honda.com/>, 2000

[33] Muta, K., Yamazaki, M. and Tokieda, J., “Development of New-Generation Hybrid System THS II – Drastic Improvement of Power Performance and Fuel Economy,” SAE 2004010064, 2004.

[34] Staunton, R. H., Ayers, C. W., Chiasson, J.N., Burrell, B. A. and Marlino, L. D., “Evaluation of 2004 Toyota Prius Hybrid Electric Drive System” Oak Ridge National Laboratory, 2006.

[35] “2010 PRIUS Product Introduction,” <http://www.toyota.com>, 2009.

[36] 江承舜, 混合動力系統之理念設計方法, 台灣大學碩士論文, 2008.

[37] 劉思佳, 三自由度混合動力裝置之分析與理念設計, 台灣大學碩士論文, 2008.

