

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



混合動力系統之耦合分析與評估  
Coupling Analysis and Evaluation of  
Hybrid Power Trains

汪鼎翔

TING-HSIANG WANG

指導教授：劉 霆 博士

Advisor: Tyng Liu, Ph.D.

中華民國 104 年 7 月

July, 2015

國立臺灣大學碩士學位論文  
口試委員會審定書



混合動力系統之耦合分析與評估  
Coupling Analysis and Evaluation of  
Hybrid Power trains

本論文係汪鼎翔君 (R02522618) 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 104 年 07 月 30 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

尤正吉

尤正吉

蘇偉儔

蘇偉儔

系主任

楊耀州

楊耀州

## 銘謝

此碩士論文的完成首先要感謝劉霆教授這兩年來的指導與教誨，讓我在學術領域及待人處事上都獲益良多。感謝口試委員尤正吉老師和蘇偉雋老師撥空指導我的論文，提供寶貴的意見，使本論文更趨於完善。

感謝實驗室的各位，首先感謝學長彥翔的指導，讓我在研究上與各領域有所學習。感謝實驗室的博班學長羿名、正平、昱帆、彥菘、柏緯的討論。感謝博仁提供我論文撰寫與口試上的指導。感謝實驗室戰隊成員的正平、博仁、昱帆、振達、昱儒、小櫻等增添了生活的樂趣。感謝從碩一開始一起努力的夥伴亮雄、淵堯以及明憲，在學習與研究的路上一起奮鬥。

最後感謝我的家人的培養與包容，因為你們無怨無悔地付出讓我得以順利的完成碩士生涯。感謝鴻鴻這些日子來的陪伴，在碩士的生涯裡有你一起學習與成長是我的福氣，也希望你的研究可以順利的進行。

# 混合動力系統之耦合分析與評估



汪鼎翔

## 摘要

本研究之目的在於分析混合動力系統動力元件間相互耦合所產生之系統特性，並評估各類混合動力系統效率，期望在選用或設計混合動力系統時選擇適切的耦合方式以增進系統運作效率。本研究首先介紹混合動力系統之基本概念與操作模式，並對混合動力系統之動力元件、系統負載與耦合機構進行分析。接著由動力元件與系統負載間轉速與扭力關係進行動力系統分類。研究再針對各類耦合方式對系統效能提升的差異進行分析，以車輛模擬軟體 ADVISOR 作為分析工具，進行系統元件配置、參數設定以及系統控制策略設定，分析引擎效率、能量傳遞途徑效率以及油耗表現，完整了解系統之特性。研究最後以一個創新油電混合動力系統作為評估與分析案例，對此創新系統配置動力元件、參數設定與控制策略設定，並與相似類型之混合動力系統進行比較。本研究分析與評估混合動力系統特性，提供混合動力系統配置與設計時參考。

關鍵字：混合動力系統、耦合分析、功能動力圖、ADVISOR

# Coupling Analysis and Evaluation of Hybrid Power trains



WANG, TING-HSIANG

## Abstract

The purpose of this study is to analyze the system characteristic of coupling multiple power unit in hybrid power trains and to evaluate the system efficiency of varies kind of powertrains. The goal is to identify the proper coupling type to enhance system efficiency. This study starts from introducing the conceptual hybrid system and its operation mode. Power unit, system loading and mechanical coupler in hybrid power train are analysis in detail. The power trains are then sort by the speed and torque relation between power unit and system loading. Using ADVISOR as the simulation tool, this research compare different kinds of hybrid power trains by their engine efficiency, transmission efficiency and fuel efficiency. Finally, a novel hybrid system is evaluated in this study. The novel hybrid system is simulated in ADVISOR and the system unit, design variable, control strategy is assigned. The novel hybrid system is compare with Toyota Hybrid System to fully understand the potential of this system. In this research, the characteristic of hybrid system is analyzed. The result could be a considerable consultation for design hybrid power trains.

Key words: hybrid power system, coupling analysis, function power graph,  
ADVISOR

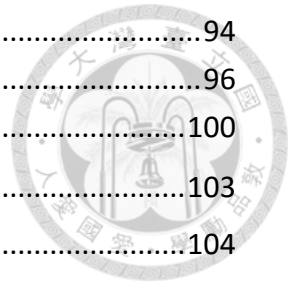
# 目錄



摘要.....	iii
Abstract.....	iv
目錄.....	v
縮寫對照表.....	xiv
符號彙編.....	xv
第一章 緒論.....	1
1-1 前言.....	1
1-2 文獻回顧.....	2
1-2-1 混合動力系統分類.....	2
1-2-2 混合動力系統分析.....	5
1-3 研究動機與目的.....	6
1-4 研究架構與步驟.....	7
第二章 理論基礎.....	8
2-1 機械耦合器類型與原理分析.....	8
2-1-1 扭力耦合器.....	8
2-1-2 轉速耦合器.....	9
2-2 功能動力圖.....	12
2-2-1 功能動力圖元件介紹.....	12
2-2-2 功能動力圖表示車輛傳動系統.....	15
2-3 車輛動力學.....	16
第三章 混合動力系統特性分析.....	18
3-1 混合動力系統基本概念.....	18
3-2 耦合機構定性分析.....	19
3-2-1 混合動力系統操作模式.....	19
3-2-2 操作模式指標.....	21
3-2-3 耦合機構有效性.....	22
3-3 混合動力系統元件介紹.....	23

3-3-1	能量儲存元件.....	23
3-3-2	動力元件.....	23
3-3-3	系統負載.....	26
3-3-4	WLTC 行車型態.....	27
3-4	動力元件與系統負載間轉速扭力關係.....	32
3-4-1	轉速固定比例、扭力固定比例關係.....	33
3-4-2	轉速固定比例、扭力疊加關係.....	34
3-4-3	轉速疊加、扭力固定比例關係.....	34
3-4-4	轉速疊加、扭力疊加關係.....	35
3-4-5	轉速無限制關係、扭力無限制關係.....	36
3-5	構造圖合成與分類.....	37
3-5-1	構造圖合成.....	37
3-5-2	混合動力系統構造圖分類.....	42
第四章	混合動力系統效率分析.....	47
4-1	模擬分析工具.....	47
4-1-1	ADVISOR 車輛模擬軟體.....	48
4-1-2	ADVISOR 模擬流程.....	49
4-2	混合動力系統配置與模擬.....	49
4-2-1	配置元件介紹.....	52
4-2-2	傳統引擎動力系統.....	56
4-2-3	扭力耦合器動力系統.....	59
4-2-4	轉速耦合器動力系統.....	66
4-2-5	THS 混合動力系統.....	67
4-2-6	串聯式動力系統.....	76
4-3	小結.....	81
第五章	新型混合動力系統模擬與分析.....	82
5-1	新型油電混合動力系統.....	82
5-1-1	耦合機構分析.....	86
5-1-2	新型混合動力系統配置.....	88
5-1-3	控制策略.....	90
5-2	新型油電混合動力系統模擬.....	91
5-2-1	系統建模.....	91
5-3	模擬結果.....	94

5-3-1	WLTC 行車型態模擬結果.....	94
5-3-2	電量充足行駛 ECE-15 行車型態.....	96
5-3-3	電量不足行駛 ECE-15 行車型態.....	100
5-4	小結.....	103
第六章	結論.....	104
6-1	結論.....	104
6-2	未來展望.....	105
參考文獻	.....	106





## 圖目錄

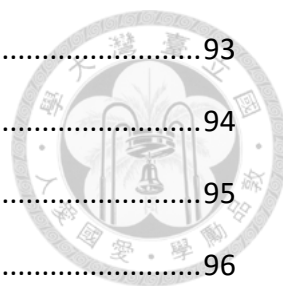


圖 1-1 混合動力系統分類架構圖[6].....	4
圖 2-1 扭力耦合器示意圖 .....	8
圖 2-2 常見扭力耦合器[6].....	9
圖 2-3 轉速耦合器示意圖 .....	10
圖 2-4 常見轉速耦合器 .....	10
圖 2-5 行星齒輪作為轉速耦合器 .....	11
圖 2-6 THS 混合動力系統.....	15
圖 2-7 THS 混合動力系統功能動力圖.....	16
圖 2-8 行車阻力自由體圖 .....	16
圖 3-1 混合動力系統概念圖[20].....	19
圖 3-2 車載能源淨能量密度估計 [21].....	23
圖 3-3 典型汽油引擎特性圖 [22].....	24
圖 3-4 引擎效率等高線圖[23].....	24
圖 3-5 馬達分類[25].....	25
圖 3-6 典型馬達轉速扭力特性圖 .....	25
圖 3-7 各種類馬達效率趨勢圖[24] (a)表面黏貼型永磁馬達 (b)內部黏貼型永磁 馬達 (c)感應馬達 (d)磁阻馬達 (e)直流馬達 (f)同步有刷馬達.....	26
圖 3-8 WLTC 行車型態[26].....	27
圖 3-9 WLTC 行車型態速度分析 .....	29
圖 3-10 WLTC 行車型態車輪轉速與扭力分布圖 .....	29
圖 3-11 WLTC 行車型態功率需求 .....	30
圖 3-12 WLTC 單位距離消耗能量 .....	31
圖 3-13 使用某功率大小之發電機可回收煞車能量比例 .....	32
圖 3-14 A 型動力系統配置範例圖 .....	33

圖 3-15 B 型動力系統配置圖範例.....	34
圖 3-16 C 型動力系統配置範例圖.....	35
圖 3-17 D 型動力系統配置範例圖.....	36
圖 3-18 E 型動力系統配置範例圖.....	37
圖 3-19 構造圖編號方式[18].....	38
圖 4-1 反向式模擬計算流程.....	48
圖 4-2 ADVISOR 車輛模擬軟體資料傳遞路線.....	49
圖 4-3 Toyota Prius 引擎特性曲線與效率等高線圖[23].....	52
圖 4-4 馬達特性曲線與效率等高線圖[23].....	53
圖 4-5 發電機特性曲線與效率等高線圖[23].....	53
圖 4-6 25C 放電電池各 SoC 輸出功率.....	54
圖 4-7 電池充放電電阻對電池 SOC[23].....	54
圖 4-8 變速箱於第一檔位時效率等高線圖[37].....	55
圖 4-9 傳統引擎動力系統功能動力圖.....	56
圖 4-10 換檔控制方式[23].....	57
圖 4-11 傳統引擎驅動於 WLTC 行車型態引擎操作點，左上低速；右上中速； 左下高速；右下超高速.....	57
圖 4-12 使用扭力耦合器之動力系統功能動力圖.....	60
圖 4-13 電池電量充足與不足時引擎開啟/關閉時機[23].....	61
圖 4-14 WLTC 行車型態引擎操作點，左上低速；右上中速；左下高速；右下超 高速.....	62
圖 4-15 傳統引擎車與扭力耦合器動力系統引擎效率比較.....	63
圖 4-16 傳統引擎車與扭力耦合器動力系統引擎平均操作點比較.....	64
圖 4-17 傳統引擎車與扭力耦合器動力系統油耗表現比較.....	66
圖 4-18 使用轉速耦合器之動力系統功能動力圖[13].....	66

圖 4-19 使用扭力與速度耦合器之 D 型動力系統功能動力圖 .....	67
圖 4-20 引擎操作線圖 .....	69
圖 4-21 WLTC 行車型態引擎操作點，左上低速；右上中速；左下高速；右下 超高速 .....	69
圖 4-22 發電機操作點於 WTLC 超高速 .....	70
圖 4-23 傳統引擎車與 THS 系統引擎效率比較 .....	70
圖 4-24 傳統引擎車與 THS 系統行駛 WLTC 引擎平均操作點比較 .....	71
圖 4-25 傳統引擎車與 THS 混合動力系統油耗表現比較 .....	73
圖 4-26 原始設定值功率車輛行駛 WLTC 行車型態時馬達(左)與發電機(右)操作 點分布 .....	75
圖 4-27 -50%設定功率車輛行駛 WLTC 型車型態時馬達(左)與發電機(右)操作點 分布 .....	76
圖 4-28 串聯式混動功能動力圖 .....	76
圖 4-29 行駛 WLTC 行車型態超高速實際車速與電池 SOC .....	77
圖 4-30 串聯式動力系統馬達操作點 .....	78
圖 4-31 傳統引擎車與串聯式動力系統引擎效率比較 .....	79
圖 4-32 傳統引擎車與串聯式系統油耗表現比較 .....	80
圖 5-1 新型油電混合機構[35].....	83
圖 5-2 新型混合動力系統中混合動力單元剖面視圖[35].....	84
圖 5-3 新型混合動力系統功能動力圖 .....	86
圖 5-4 單馬達增程模式功能動力圖 .....	86
圖 5-5 雙馬達混合模式功能動力圖 .....	87
圖 5-6 三動力混合模式功能動力圖 .....	87
圖 5-7 控制策略引擎操作線 .....	90
圖 5-8 ADVISOR 內建 Toyota Prius 車輛傳動模型[23].....	91

圖 5-9 耦合機構模型 .....	93
圖 5-10 新型混合動力系統平均操作點比較 .....	94
圖 5-11 引擎效率比較 .....	95
圖 5-12 油耗比較 .....	96
圖 5-13 ECE-15 行車型態 .....	96
圖 5-14 車速與電池 SoC .....	97
圖 5-15 電量充足時動力元件之轉速變化 .....	97
圖 5-16 電量充足時動力元件之扭力變化 .....	98
圖 5-17 電量充足時動力元件之功率變化 .....	99
圖 5-18 車速與電池 SoC 模擬結果 .....	100
圖 5-19 電量不足時動力元件之轉速變化 .....	100
圖 5-20 電量不足時動力元件扭力 .....	101
圖 5-21 電量不足時動力元件之功率變化 .....	102



## 表目錄



表 1.1 以電子化程度比較油電混合動力系統[4] .....	3
表 2.1 動力元件圖示 .....	12
表 2.2 傳動元件圖示 .....	13
表 2.3 煞車、離合器元件圖示 .....	13
表 2.4 轉速耦合器圖示 .....	14
表 2.5 連接線段與扭力耦合器圖示 .....	15
表 3.1 混合動力系統操作模式 .....	19
表 3.2 操作模式 .....	22
表 3.3 傳統引擎車耦合機構分析 .....	23
表 3.4 WLTC 行車型態特性參數 .....	28
表 3.5 動力元件與系統負載間轉速與扭力關係 .....	33
表 3.6 單動力元件系統構造圖[18] .....	38
表 3.7 雙動力元件驅動系統構造圖[18] .....	39
表 3.8 三動力元件驅動系統構造圖[18] .....	40
表 3.9 A 型動力系統系統構造圖 .....	42
表 3.10 B 型動力系統構造圖 .....	43
表 3.11 C 型動力系統構造圖 .....	45
表 3.12 D 型動力系統構造圖 .....	46
表 4.1 動力系統類型與系統負載類型 .....	50
表 4.2 動力系統配置 .....	51
表 4.3 車輛動力模擬參數 .....	51
表 4.4 Toyota 五檔齒輪箱減速比[22] .....	55
表 4.5 引擎車輛耦合機構分析 .....	56
表 4.6 傳統引擎車平均操作點與效率 .....	58

表 4.7 傳統引擎傳動效率 .....	58
表 4.8 引擎車系統能量效率 .....	59
表 4.9 動力系統耦合機構分析 .....	60
表 4.10 控制策略參數 .....	61
表 4.11 引擎平均操作點與效率 .....	63
表 4.12 傳動效率 .....	65
表 4.13 使用扭力耦合器之系統能量效率 .....	66
表 4.14 耦合機構分析 .....	67
表 4.15 引擎平均操作點與效率 .....	70
表 4.16 Prius 於 WLTC 行車型態傳動效率 .....	73
表 4.17 系統能量效率 .....	73
表 4.18 動力元件最大功率調整方式 .....	74
表 4.19 最大功率調整方式於各行車型態下的油耗 .....	74
表 4.20 耦合機構分析 .....	77
表 4.21 串聯式引擎平均操作點與效率 .....	78
表 4.22 串聯式動力系統傳動效率 .....	80
表 4.23 能量效率 .....	80
表 5.1 混合動力系統構造圖 .....	82
表 5.2 新型轉速耦合器功能動力圖示 .....	85
表 5.3 元件操作狀態表 .....	88
表 5.4 新型油電混合系統耦合機構分析 .....	88
表 5.5 動力元件功率 .....	89
表 5.6 新型動力系統引擎動力傳遞途徑 .....	95

## 縮寫對照表



THS	Toyota Hybrid System
ADVISOR	Advanced Vehicle Simulator
NEDC	New European Driving Cycle
WLTC	Worldwide harmonized Light vehicles Test Cycle
ECE	Economic Commission for Europe
SoC	State of Charge

## 符號彙編



$R_a$	空氣阻力
$R_r$	滾動阻力
$R_g$	爬坡阻力
$\rho$	空氣密度
$C_d$	車輛空阻係數
$A_f$	車輛正面投影面積
$V$	車速
$\theta$	坡度傾斜角度
$W$	車重
$g$	重力加速度
$a$	車輛加速度
$F_t$	曳引力
$\eta_e$	引擎效率
$T_e$	引擎輸出扭力
$\omega_e$	引擎輸出轉速
$\dot{m}_f$	單位時間油耗
$H_l$	單位質量燃油燃燒熱
$N_{om}$	可達成之操作模式數量





$N_{feasible}$	可達成操作模式的元件操作狀態
$N_{cb}$	離合器加熱車單元數量
$x_{total}$	行車型態總路徑長
$E_{total}$	行駛總消耗能量
$\bar{E}$	行駛單位距離平均消耗能量
$P_d$	車輛行駛功率
$i$	車輪滑差
$r$	車輪半徑
$n_p$	動力元件數量
$n_w$	驅動輪數
$n_c$	機械耦合器的數量
$n_d$	差速器的數量
$n_{tc}$	扭力耦合器數量
$n_{sc}$	轉速耦合器數量
$\eta_{total}$	總體系統效率
$Z_A$	第二太陽齒輪齒數
$Z_B$	行星齒輪與第二太陽齒輪耦合的齒輪齒數
$Z_C$	行星齒輪與第一太陽齒輪耦合的齒輪齒數
$Z_D$	第一太陽齒輪齒數

$\alpha$	$Z_D / Z_C$
$\beta$	$Z_A / Z_B$
$i_g$	$\beta / \alpha$
$f_r$	最終傳動比



# 第一章 緒論



## 1-1 前言

隨著全球環保意識提升，如何有效利用能源成為各國重要的議題。台灣天然資源缺乏，98%以上能源依靠進口，因此減少車輛能源的消耗更為急迫。現今純電動車被視為最佳的環保能源車輛，其在行駛中無排放廢氣且能量轉換效率高，能有效降低能量消耗與減少都市空氣汙染，然而純電動車推廣與發展受限於電池技術。電池與汽油相比的能量密度低且成本高，純電動車與傳統引擎車相比續航力不足且能量補充不易，因此現今多數車輛仍使用引擎內燃機作為主要動力源。

混合動力車輛能以增加動力源的方式增進車輛效率，油電混合動車以引擎與馬達作為動力來源，使用馬達調節引擎運作，提升引擎能量轉換效率，達到減少能源消耗的效果同時減少廢棄的排放。此外當車輛減速時能透過馬達反轉作為發電機使用回收車輛動能轉化為電能儲存，節省行駛時消耗的能源。混合動力車輛被視為銜接傳統引擎車與純電動車的過渡產品，然而待電池技術或燃料電池技術突破前，混合動力驅動系統是因應能源短缺與環境汙染問題最具可行性的方法。

混合動力驅動系統並不是近期才有發展，例如柴電潛艇使用的柴油引擎與馬達，當航行於水面時使用柴油引擎為電池充電，於水面下時使用馬達安靜潛行。柴電火車也是搭載了柴油引擎與馬達，由柴油引擎提供動力發電來驅動馬達帶動列車。最早出現的混合動力車輛為 1901 年的「Lohner-Porsche」，此車搭配了汽油引擎與馬達，由引擎發電提供能量驅動於前軸的輪轂馬達驅動車輛 [1]。近期因能源消耗的重視使的各車廠研發各類型的混合動力車輛，混合動力

系統趨向多元化發展且構造越來越複雜[2]，系統之構造與特性間的關係不明確，從眾多的混合動力系統中依照系統特性分類是困難的工作，因此本研究由動力元件的耦合方式分析並評估混合動力系統之特性，作為提供混合動力系統配置與設計時做參考。

## 1-2 文獻回顧

本節整理混合動力驅動系統耦合分析與評估相關文獻，混合動力系統所牽涉之技術層面十分廣，首先整理混合動力驅動系統分類方式，分類方式有以動力混合程度分類與傳動配置分類兩種。接著整理混合動力系統分析與評估方法相關文獻。

### 1-2-1 混合動力系統分類

混合動力系統擁有許多分類方法，而在研究中最常被使用的為以動力混合程度分類與傳動配置分類。以下依序介紹以混合程度分類與傳動配置分類。

#### 1. 以動力混合程度分類

混合動力車輛依照動力混合程度(hybridization)分類為輕度混合(Micro Hybrid)，中度混合(Mild Hybrid)，重度混合(Full Hybrid or Strong Hybrid)三種[3]，並以動力系統所能達到的功能作為分類判斷基準。輕度混合使用小功率馬達作為輔助引擎啟動，行駛時引擎單獨驅動車輛，因此只能節省 5% 至 10% 之油耗。中度混合使用較大馬達，除了輔助引擎啟動外馬達可提供動力輔助與煞車回充功能，可節省 10% 以上汽油消耗。重度混動除擁有中度混動之功能外，在較低車速與電池電量充足時可由馬達單獨驅動車輛，達到零排放行駛的功能，重度混動與中度混動相比可以節省更多油耗。然而以上以功能作為混動程度分界的方式擁有模糊界線，因此 Wu 等以電氣化程度(electrification level)將分類準則[4]，以電池電壓、電池儲存與所能提供功率為電氣化程度分類界線，重新整理各混動程度所能達到之功能與對應的電池電壓，如表 1.1，並加入考慮

純電動車史分類增加至六類，電氣化程度由低至高分別為輕度混合、中度混合、重度混合、插電式混動(Plug-in Hybrid)、增程型電動車(Extended-Range Electric Vehicle)以及純電動車(Pure Electric Vehicle)。



表 1.1 以電子化程度比較油電混合動力系統[4]

	Micro HEV	Mild HEV	Strong/full HEV	PHEV	ER-EV	PEV
Idle-stop	⊙	⊙	—	—	—	—
Power assist		○	⊙	⊙	⊙	—
RB		○	⊙	⊙	⊙	⊙
PEV driving			○	⊙	⊙	⊙
Charger				⊙	⊙	⊙
Voltage	12	48+	300+	300+	300+	300+
Effectiveness (%)	2-4	8-11	20-35	50-60	>60	>60

⊙: full capacity; ○:partial capacity; -: inapplicable.

## 2. 以傳動配置分類

混合動力系統從最早期的串聯式與並聯式逐漸發展出更複雜的系統，最早 Chau 與 Wong 以能量管理的觀點，依照動力來源的連接順序與流向將混合動力系統分為四類[5]，串聯式混合(Series hybrid)、並聯式混合(Parallel hybrid)、串並聯式混合(Series-Parallel hybrid)及複雜式混合(Complex hybrid)。隨著傳動系統的演進越趨複雜，使用元件連接方式或動力流向來定義系統種類經常造成混淆，因此 Ehsani 在分類架構圖中增加電能耦合元件與機械能耦合元件[6]，以混合動力系統中電能耦合(electrical coupling)與機械能耦合(mechanical coupling)明確定義系統的分類，其分類架構圖如圖 1-1，各分類說明如下。

串聯式混動系統為最簡單的形式，此架構的分類標準是兩股電能動力在電能耦合器中耦合。元件包含了一個引擎、發電機、馬達及電池，引擎動力只提供發電機發電，發電機產生之電能直接推動驅動馬達或是儲存於電池中。電能耦合器連接了電池、發電機及馬達。

並聯式混動系統的架構特徵是兩股機械能在機械耦合器中耦合。典型的並聯式混動系統動力元件包含了引擎、馬達及電池，引擎提供的動力與馬達提供

的動力在機械耦合器中耦合，兩者可以共同或分別驅動車輛，當電池電量不足時引擎可以於驅動車輛時同時對電池充電。

串並聯式混動系統其架構的特徵是同時擁有電能耦合與機械能耦合器，此動力系統行駛時同時擁有並聯式與串聯式混動系統的特性，其中引擎與馬達共同驅動車輛，而引擎部分動力轉換為電能提供馬達驅動車輛，串並聯式混動結合了串聯式混動及並聯式混動的結構與優點，但同時擁有較高的控制複雜性以及成本。

複雜式混動系統其架構與串並聯式混動相似，兩者間的差異為複雜式混動的發電機同時也可以做為馬達做驅動，動力可經由電機雙向流動，因此動力系統得以切換為串聯式混動、並聯式混動以及串並聯式混動。複雜式混動系統可以根據系統模式切換為串聯式混動系統將引擎動力全轉換為電能驅動馬達，或如並聯式混動力統以引擎與馬達共同驅動車輛，同時也可切換為串並聯式混動力統，將引擎部分動力轉換為電能驅動馬達，如此系統架構有最高的控制複雜度以及成本。

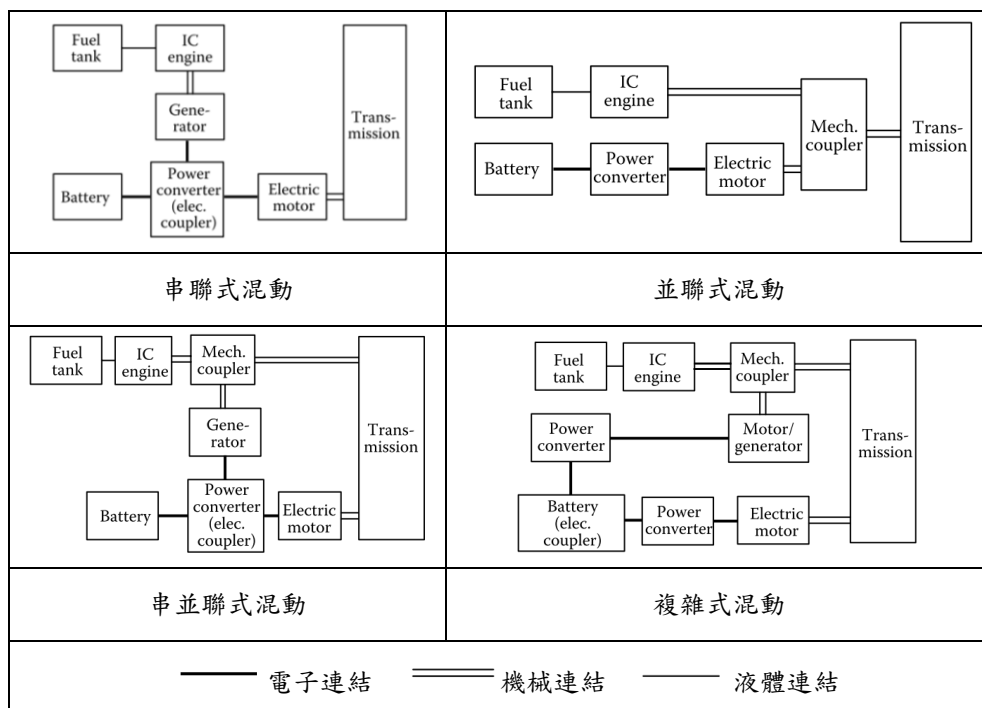


圖 1-1 混合動力系統分類架構圖[6]



## 1-2-2 混合動力系統分析

各類混合動力系統之間擁有不同特性，並根據動力系統使用的情境而有不同的表現，以下整理對混合動力系統之混動程度、傳動配置以及行車型態之分析。

### 1. 混動程度

混動程度比例(hybridization ratio)為混合動力系統重要的特徵，混動程度可用電機動力源佔總動力的比例來表示，其中 Lukic 及 Emadi[7]將使用一個引擎與一個馬達的並聯式混動系統的混動程度以混動因子(hybridization factor)表示，混動因子的計算方式如式(1.1)。

$$HF = \frac{P_{EM}}{P_{EM} + P_{ICE}} \quad (1.1)$$

其中  $P_{EM}$  為馬達所能輸出最大功率， $P_{ICE}$  為引擎所能輸出最大功率，接著比較了並聯式油電混合動力其混動程度比例對車輛油耗與性能的關係，發現混動程度比例大於某一數值後油耗與性能不再隨著比例上升而改善，歸納出最佳的混動程度比例為 0.3 到 0.5 間。Holder 及 Gover[8]改變系統總功率，分析不同總功率下最佳混動比例。Sumdstrom 等[9]比較並聯式混動有無使用離合器使引擎得以和系統分離，分析兩種系統混動程度比例對油耗的影響，使用動態規劃(dynamic programming)來計算兩種系統之最佳控制策略，並使用八種行車型態的來進行分析比較，最後得到結論有加入離合器之系統與無加入離合器之系統相比有較佳油耗表現，並且在維持相同油耗的情況下可使用較小功率之馬達。

### 2. 傳動配置

混合動力系統傳動配置比較方面的研究，Finesso 等[10]提出三種並聯式混合動力系統，發展即時最佳化控制策略，比較三者成本與油耗之差異。Millo 等[11]針對中型車輛比較了六種傳動配置的排放與油耗，並且比較使用柴油引擎

與汽油引擎的差異。Wang 等[12]比較了四種傳動配置在成本、溫室氣體排放以及能量效率的差異。在系統動力匹配方面陳盈秀[13]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，並進行系統匹配的設計，使動力系統達到最大的輸出效益。

### 3. 行車型態

行車型態反映車輛的行駛狀況，通常用時間對車速之資料來紀錄，行車型態對動力系統表現有很大的影響，De Haan 及 Keller[14]以有限的行車型態實驗資料來預估車輛於真實路面行駛時的空氣汙染排放，Joumard 等[15]分析行車型態參數變化對車輛排放造成的影響，Jaafar 等[16]將行車型態納入混合動力系統設計考量，根據真實行駛狀況最佳化系統設計以提升系統效率。

## 1-3 研究動機與目的

混合動力系統之動力總成影響動力系統的性能與效率，當進行動力系統設計時動力總成元件配置結構經常是第一項決定的要素，並根據設計選用系統所使用之元件與發展控制策略。然而混合動力系統與傳統傳動系統相比擁有更多的設計變數，因此於設計初期決定配置結構是困難的。如何分析評估動力系統之特性，使動力元件擁有良好的運作，是設計的重要考量條件。

目前混合動力系統相關文獻主要以能量管理的角度依據系統內動力流動方向來進行系統分類與分析，並且在選定特定動力總成結構與固定混合動力系統總動力的情況下討論引擎與馬達混動比例對系統表現的影響，較少從動力耦合的觀點討論增加動力元件對動力系統的影響。

本論文將從動力元件耦合的觀點深入討論混合動力系統特性，並分析在固定引擎功率與混動比例下將動力元件使用不同方式耦合對系統表現的影響，以及動力系統於不同行車型態下的表現，期望對混合動力系統的動力總成元件配置與結構設計有所助益。





## 1-4 研究架構與步驟

本研究針對混合動力系統之特性進行分析與探討，研究首先對混合動力系統各元件做特性分析，接著由動力耦合觀點對系統做分類。接著研究使用車輛模擬軟體 ADVISOR 分析各類系統之效率並比較其差異。研究最後分析評估新型混合動力系統，以下為研究各章之內容大綱：

### 第一章 緒論

介紹本研究之研究背景、文獻回顧、動機與目的，並說明研究架構與步驟

### 第二章 理論基礎

首先解釋機械耦合器的類型與原理，接著介紹本研究使用之功能動力圖表示方法，最後解釋車輛動力學。

### 第三章 混合動力系統特性分析

討論混合動力系統基本概念與操作模式，分析混合系統之動力元件、系統負載與耦合機構。接著討論動力元件與系統負載間關係，最後以此關係進行混合動力系統分類。

### 第四章 混合動力系統效率分析

介紹模擬分析所使用工具並配置所要模擬之系統。研究系統耦合效率，以三個部分來進行研究，分別為引擎效率、傳動效率以及能油耗表現，比較不同耦合方式之動力系統特性差異。

### 第五章 新型混合動力系統分析與模擬

利用前章分析方法分析一新型混合動力系統，並使用程式模擬此系統動力元件的表現。

### 第六章 結論與建議

本研究之研究成果，與未來可繼續研究之方向

## 第二章 理論基礎



本章介紹研究的理論基礎，內容主要分為四個部分。第一部分介紹機械耦合器。第二部分介紹功能動力圖。第三部份介紹車輛動力學。

### 2-1 機械耦合器類型與原理分析

Ehsani[6]將混合動力系統中將多個機械能來源相互耦合的裝置稱為機械耦合器(Mechanical Coupling)，機械耦合器可以將多個輸入的機械能來源耦合為單一輸出，同樣的也可以將單一機械能輸入分為多個輸出，根據能量的流向機械耦合器可以有不同的功能，然而機械耦合器必須至少有一個輸入端以及一個輸出端。機械耦合器在混合動力系統中可以將引擎輸出的動力與馬達輸出的動力加以耦合。混合動力系統中的機械耦合器分為兩種，「扭力耦合器(Torque Coupling)」以及「轉速耦合器(Speed Coupling)」。

#### 2-1-1 扭力耦合器

扭力耦合器使用扭力疊加的方式來耦合動力源，圖 2-1 為扭力耦合器示意圖，此扭力耦合器共有三個端口，端口 1 為固定的動力輸入轉速與扭力，扭力耦合器使扭力耦合器三端的扭力呈疊加關係如(2.1)式所示，而扭力耦合器三端之轉速則呈固定比例關係如(2.2)式所示。以上關係是皆假設忽略扭力耦合器中的能量耗損。其中  $k_1$  及  $k_2$  為扭力耦合器參數，根據扭力耦合器結構決定其數值。

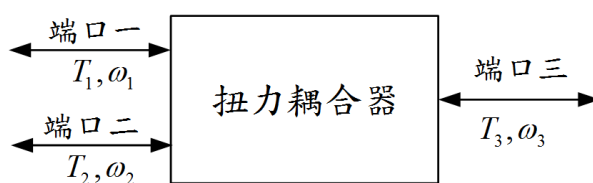


圖 2-1 扭力耦合器示意圖



$$k_1 T_1 + k_2 T_2 = T_3 \quad (2.1)$$

$$\frac{\omega_1}{k_1} = \frac{\omega_2}{k_2} = \omega_3 \quad (2.2)$$

以下舉例常見的扭力耦合器如圖 2-2 所示。(a)為同軸扭力耦合，常見於將馬達轉子連接於轉軸，此連接方式馬達轉速與轉軸相同，扭力則與轉軸扭力相加， $k_1$  及  $k_2$  皆為 1。(b)為齒輪組扭力耦合，為三軸以三個齒輪相連接，其中  $k_1$  為齒輪 1 與齒輪 3 之齒數關係  $z_3/z_1$ ， $k_2$  為齒輪 2 與齒輪 3 之齒數關係  $z_3/z_2$ 。(c)為皮帶滑輪組扭力耦合，使用滑輪與皮帶將兩軸連接至第三軸， $k_1$  為滑輪半徑關係決定  $r_2/r_1$ ， $k_2$  為滑輪半徑關係  $r_3/r_4$ 。

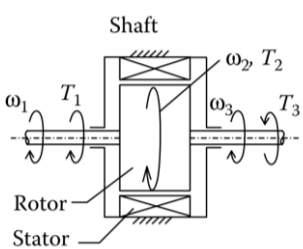
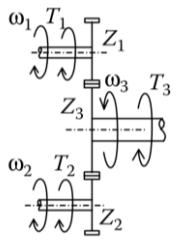
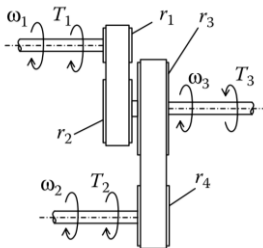
 <p style="text-align: center;"><math>k_1 = 1, k_2 = 1</math></p>	 <p style="text-align: center;"><math>k_1 = \frac{z_3}{z_1}</math> 及 <math>k_2 = \frac{z_3}{z_2}</math></p> <p style="text-align: center;"><math>z_1, z_2, z_3</math> 為齒輪齒數</p>	 <p style="text-align: center;"><math>k_1 = \frac{r_2}{r_1}, k_2 = \frac{r_3}{r_4}</math></p> <p style="text-align: center;"><math>r_1, r_2, r_3, r_4</math> 滑輪半徑</p>
(a)同軸扭力耦合	(b)齒輪組扭力耦合	(c)皮帶滑輪組扭力耦合

圖 2-2 常見扭力耦合器[6]

### 2-1-2 轉速耦合器

轉速耦合器使用轉速疊加的方式來耦合動力源，圖 2-3 為轉速耦合器示意圖，此轉速耦合器共有三個端口，端口 1 為固定的動力輸入轉速與扭力，轉速耦合器使其三端的轉速呈疊加關係如(2.3)式所示，而轉速耦合器三端之扭力則呈固定比例關係如(2.4)式所示。以上關係是皆假設忽略轉速耦合器中的能量耗

損。其中  $k_1$  及  $k_2$  為轉速耦合參數，根據不同轉速耦合器結構決定其的數值。

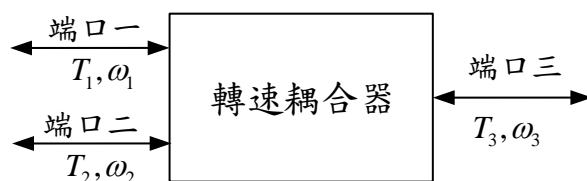


圖 2-3 轉速耦合器示意圖

$$k_1\omega_1 + k_2\omega_2 = \omega_3 \quad (2.3)$$

$$\frac{T_1}{k_1} = \frac{T_2}{k_2} = T_3 \quad (2.4)$$

廣義行星齒輪系統為常見的轉速耦合器，圖 2-4 為行星齒輪系 (Planetary Gear Set)、差速齒輪系 (Differential Gear Set)。

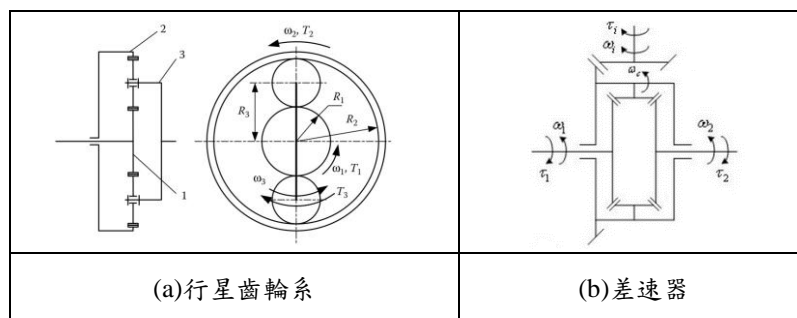


圖 2-4 常見轉速耦合器

以下推導行星齒輪扭力與轉速關係，圖 2-5 為使用行星齒輪作為轉速耦合器行星齒輪組之太陽輪(sun gear)、環齒輪(ring gear)及行星架(carrier)標號分別為  $s, r, c$ ， $R_s, R_r$  為太陽輪與環齒輪半徑，太陽齒、環齒輪以及行星架之轉速為正方向如箭頭所標示，此為轉速耦合器其轉速呈疊加關係而扭力成固定比例關係。

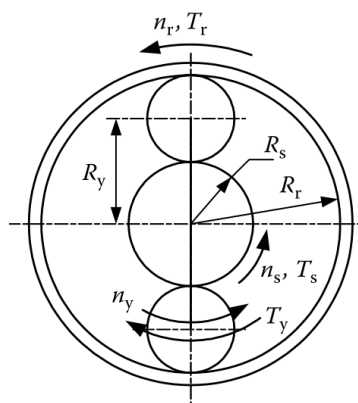


圖 2-5 行星齒輪作為轉速耦合器

太陽齒相對於行星架轉速與環齒輪相對於行星架轉速關係與兩者半徑相同，負號代表兩者轉動方向相反，太陽齒與環型齒半徑關係可表示為太陽輪與環齒輪的齒數關係  $Z_s, Z_r$

$$\frac{\omega_s - \omega_c}{\omega_r - \omega_c} = -\frac{R_r}{R_s} = -\frac{Z_r}{Z_s} \quad (2.5)$$

將(2.5)式整理後可化為用太陽齒與環型齒之齒數表示轉速關係

$$\frac{Z_s}{Z_s + Z_r} \omega_s + \frac{Z_r}{Z_s + Z_r} \omega_r = \omega_c \quad (2.6)$$

而太陽齒、環形齒與行星架之扭力關係可由其半徑關係推得

$$-\left(\frac{Z_s + Z_r}{Z_s}\right)T_s = -\left(\frac{Z_s + Z_r}{Z_r}\right)T_r = T_c \quad (2.7)$$

而行星齒輪中環齒輪半徑大於太陽齒半徑  $R_r > R_s$  ;  $Z_r > Z_s$  。由式(2.7)所表示之太陽齒、環形齒以及行星架扭力關係可得三者扭力大小關係  $T_c > T_r > T_s$  。  
 在使用行星齒輪作為轉速耦合器時，三端之扭力成固定比例關係，比例關係中行星架所受之扭力最大，其次為環齒輪扭力，太陽齒所受扭力最小。



## 2-2 功能動力圖

本研究所使用之圖畫表示法為「功能動力圖」(function-power graph)，是由江承舜、邵彥翔以及陳昇名[17-19]所提出並發展。功能動力圖可以明確的呈現機械系統內包含的元件，以及系統內元件連接的方式，如此可以清楚地了解到各元件間的交互關係與動力流動。

### 2-2-1 功能動力圖元件介紹

#### 1. 動力元件 (Power unit)

動力元件為提供系統動力輸入、輸出及儲存之元件，其中有引擎 (Internal combustion engine，符號代表 ICE)為動力輸出元件，電動機(Motor/Generator，符號代表 MG)可做為動力的輸入或輸出。動力元件必須至於線段的末端且只允許與一個其他元件連結。

表 2.1 動力元件圖示

名稱	圖示
動力元件	PU
引擎	ICE
電動機	MG
馬達	M
發電機	G
輪胎	W
輸出	OUT
系統負載	Load



## 2. 傳動元件

傳動元件為改變轉速與扭力比例的元件，包含齒輪組、鍊條、皮帶、變速箱、無段變速器等等單一輸入與輸出的元件，傳動元件必須與兩條連接線連接。

表 2.2 傳動元件圖示

名稱	圖示
傳動元件	
齒輪	
自動變速箱	
手動變速箱	
無段變速器	

## 3. 煞車、離合器元件

離合器的兩端與連接線相接，操作時可以連接或切斷線段的連接。煞車元件一端接於線段，當煞車做動時限制連接線段上的元件接地。

表 2.3 煞車、離合器元件圖示

名稱	圖示	解釋
離合器		連接或切斷狀態
煞車單元		接合或切斷狀態

## 4. 轉速耦合器元件(Speed Coupler)

多自由度轉速耦合器元件常見於傳動系統。雙自由度元件以三角形表示，三個角分別以連接線段連接其他功能動力圖元件。最常見的雙自由度元件為行星

齒輪組，其圖示以三角形表示並在中間以文字表示雙自由度行星齒輪組，三個角的連接點以 s,c,r 分別代表太陽齒輪、行星架以及環齒輪。



表 2.4 轉速耦合器圖示

名稱	圖示	解釋
轉速耦合器		通用雙自由度轉速耦合器
行星齒輪系		s,r,c 分別代表太陽齒、還齒輪與行星架
拉威挪齒輪系		三自由度轉速耦合器
差速器		差速器
多自由度轉速耦合器		通用多自由度轉速耦合器

### 5. 連接線段與扭力耦合器

連接線段表示系統中各元件的連接情況，在功能動力圖中的功能為傳遞動力，連接線段的連接必須符合以下規則：

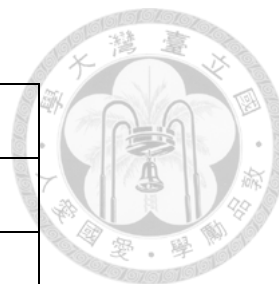
- (1) 連接線段不可以有交叉情況
- (2) 連接線段的兩端必須接於功能動力圖元件

耦合點代表的為扭力耦合器，以連接線段連接耦合點，一個耦合點可以連接複數個連接線段。連接扭力耦合器點之連接線段之間扭力呈疊加關係，轉速呈固定比例關係。



表 2.5 連接線段與扭力耦合器圖示

名稱	圖示	解釋
連接線段	——	傳遞動力
耦合點	•	扭力耦合器



### 2-2-2 功能動力圖表示車輛傳動系統

使用功能動力圖可以簡潔明瞭的表示車輛傳動系統，圖 2-6 為 Toyota Prius 使用之 THS(Toyota Hybrid System)混合動力系統，其中有兩個電動機與一個引擎，並有行星齒輪組作為動力分配裝置(Power Split Device)。

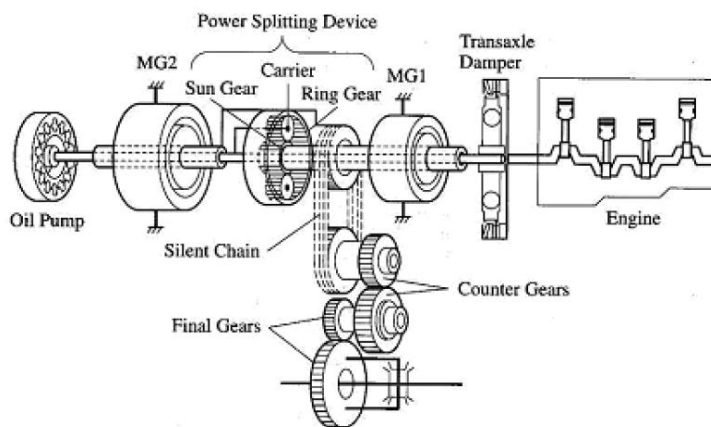


圖 2-6 THS 混合動力系統

THS 混合動力系統動力元件為一個引擎以及兩個馬達，使用前一節介紹之功能動力圖動力元件表示方法繪製，行星齒輪組為功能動力圖之轉速耦合器，引擎與電機一分別與與行星齒輪組行星架與太陽齒相接，使用連接線段相接並在元件標示行星架與太陽齒位置。電機二與行星齒輪組外齒輪相接，兩者為扭力耦合關係，使用連接線段與扭力耦合器點連接兩者。耦合後之動力透過齒輪連接輸出，使用功能動力圖傳動元件以及動力元件之輸出繪製並用連接線段連接。繪製完成之 THS 混合動力系統功能動力圖如圖 2-7 所示。

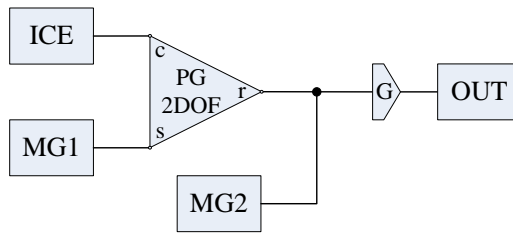


圖 2-7 THS 混合動力系統功能動力圖

### 2-3 車輛動力學

車輛在行駛時必須克服行車阻力讓車輛前進，行車阻力分別為滾動阻力、空氣阻力以及爬坡阻力，其代號分別為  $R_r$ 、 $R_a$ 、 $R_g$ 。圖 2-8 為驅動力與行車阻力作用在一雙軸車輛的自由體圖。以下將分別介紹當車輛以速度  $V$  直線前進於角速  $\theta$  的斜坡上的滾動阻力、空氣阻力以及爬坡阻力。

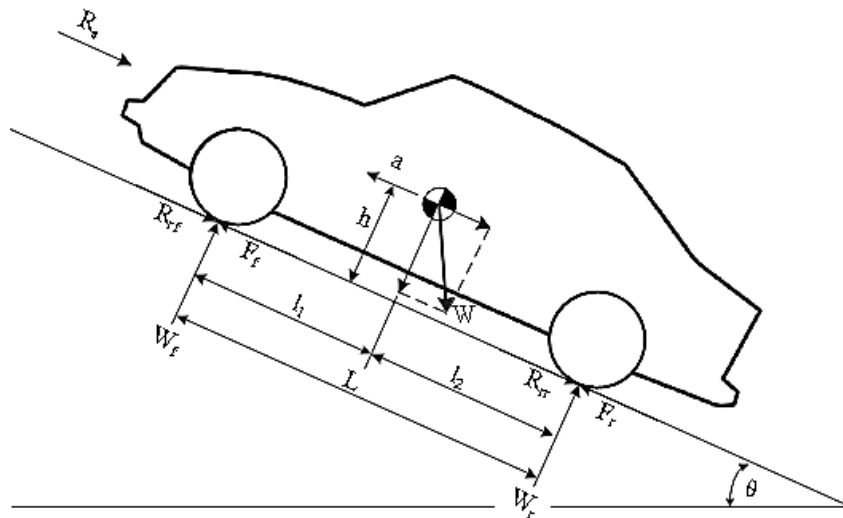


圖 2-8 行車阻力自由體圖

1. 滾動阻力(Rolling resistance,  $R_r$ )

$$R_r = mg \cos \theta \cdot f_r \quad (2.8)$$

滾動阻力為車輛前進時，輪胎與地面磨擦與變形產生的能量消耗。其中  $m$  為車重， $g$  為重力加速度， $f_r$  為滾動摩擦係數。本研究假設滾動摩擦係數為常數。不隨車速、溫度以及胎壓改變。



## 2. 空氣阻力(Aerodynamic resistance, $R_a$ )

$$R_a = \frac{1}{2} \rho C_d A_f V^2 \quad (2.9)$$

空氣阻力為車輛表面與空氣產生黏滯、壓力不平均等關係造成。不同的車輛外型與表面有不同的空氣阻力， $\rho$  為空氣密度  $C_d$  為風阻係數， $A_f$  為車輛正投影面積。

## 3. 爬坡阻力(Grade resistance, $R_g$ )

$$R_g = mg \sin \theta \quad (2.10)$$

爬坡阻力為當車輛行駛於坡度路面時，必須克服的重力的水平分量力，其中  $m$  為車重， $g$  為重力加速度， $\theta$  為坡度傾斜角度。

動力系統輸出的曳引力(tractive effort,  $F_t$ )在扣除行車阻力後為車輛行駛的驅動力(tractive force)，當曳引力等於行車阻力時，車輛維持等速。而當曳引力大於行車阻力時，車輛為加速運動。當曳引力小於行車阻力時，車輛做減速運動。

$$m \frac{dV}{dt} = ma = F_t - R_a - R_r - R_g \quad (2.11)$$

$$F_t = R_a + R_r + R_g + ma \quad (2.12)$$

## 第三章 混合動力系統特性分析



本章節探討混合動力系統之複數動力源如何經過耦合機構耦合後滿足系統之負載，並針對混合動力系統各部份做介紹分析。首先介紹混合動力系統及其可達成之操作模式，系統負載的類型與特性，接著分析不同構型之混合動力系統，接著分析動力元件參數與系統負載之關係。

### 3-1 混合動力系統基本概念

混合動力系統是指由兩個以上之動力來源(power source)產生動力之系統，例如油電混合車使用引擎與馬達為動力來源。圖 3-1 為混合動力系統概念圖，概念圖中呈現單向流動之傳動鍊與動力雙向流動之傳動鍊，概念圖中的傳動鍊數量可依照動力元件數量再做增加。

常見之動力單向流動傳動鍊為引擎傳動鍊以及燃料電池，燃油在引擎內爆炸燃燒轉化為機械能或透過發電機轉化為電能，此轉化為不可逆反應。燃料電池透過氧或其他氧化劑進行氧化還原反應，將燃料中的化學能轉化為電能。常見雙向流動傳動鍊如電機傳動鍊，電池內電能透過電機轉化為機械能，透過反轉電機可以將機械能轉化為電能儲存於電池中。

耦合機構功能為將多個動力源與系統負載間相互耦合，混合動力系統之耦合機構由機械耦合器、離合器以及煞車單元所組成，機械耦合器如 2-1 節介紹又可分為轉速耦合器與扭力耦合器。系統負載為系統必須滿足之動力需求，如車輛行駛於路面時需滿足車輛速度與加速度需求。

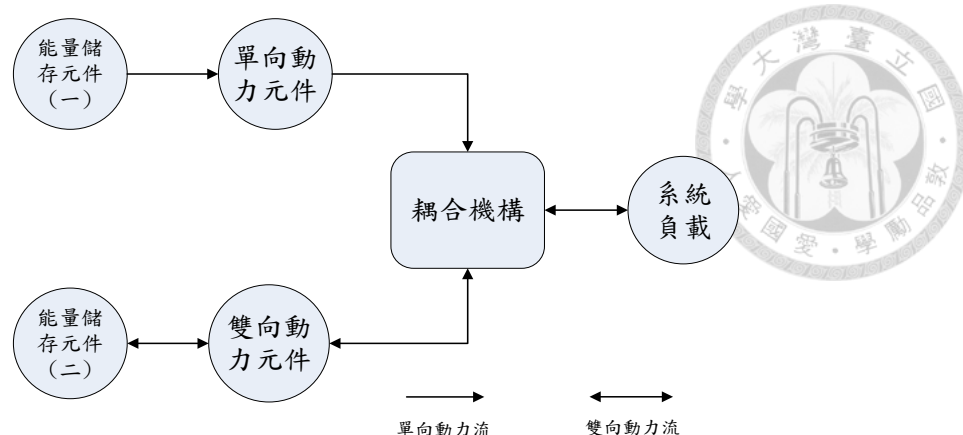


圖 3-1 混合動力系統概念圖[20]

### 3-2 耦合機構定性分析

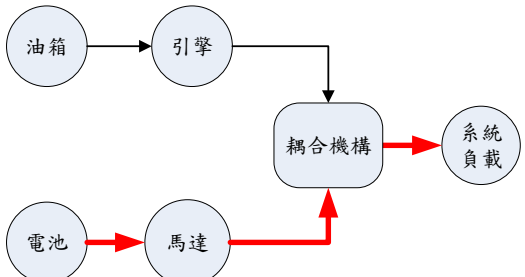
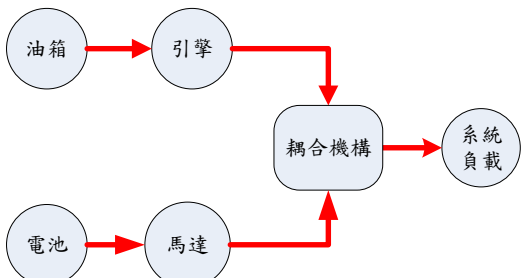
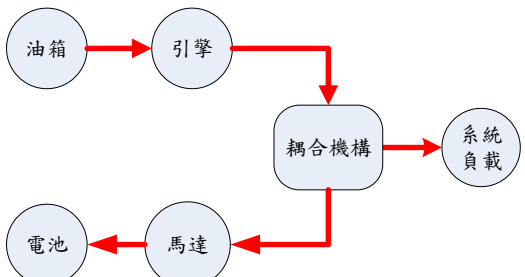
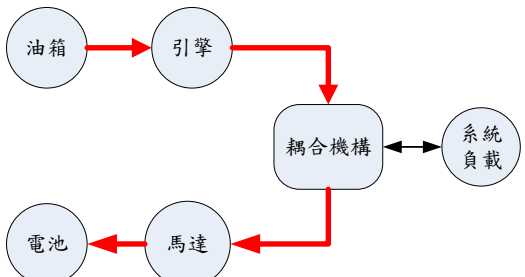
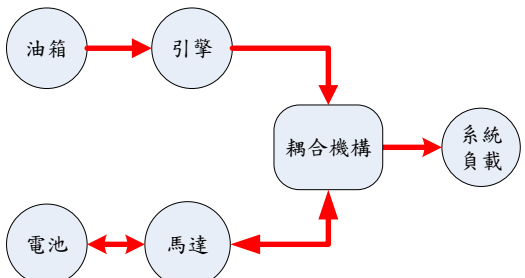
此節進行混合動力系統之耦合機構定性分析，作為評估耦合機構設計之優劣。混合動力系統耦合機構包含了機械耦合器、離合器以及煞車接地。有效合理的耦合機構為容易控制，且能使車輛進行不同的操作模式。

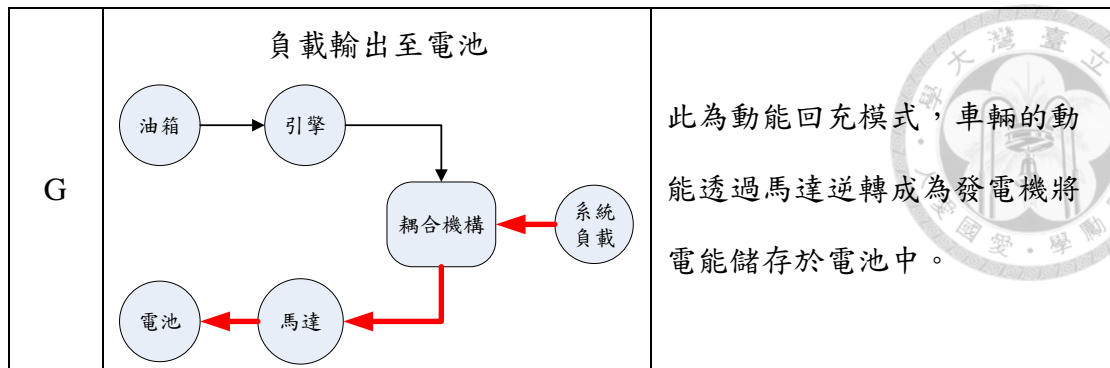
#### 3-2-1 混合動力系統操作模式

操作模式為混合動力系統有效的動力流動路徑，由控制動力元件之動力輸出與輸入，離合器接合與斷開等連接動力傳遞途徑。由分析圖 3-1 之動力流向可得到系統不同操作模式，分別使用最常使用之引擎與馬達做為動力元件，能量儲存元件使用油箱以及電池，以下條列不同操作模式以及其功能解釋。

表 3.1 混合動力系統操作模式

編號	操作模式	說明
A	<p>引擎輸出動力至負載</p>	<p>使用於當電池沒有殘餘電量且引擎沒有多餘動力對電池充電，或當電池已經滿容量且引擎輸出動力可滿足負載需求。</p>

B	<p style="text-align: center;">馬達輸出動力至負載</p> 	<p>使用於當引擎無法有效率運作，如極低速運作狀態，或是在有限制排放的行駛區域內行駛車輛。</p>
C	<p style="text-align: center;">引擎與馬達輸出動力至負載</p> 	<p>此為引擎與馬達混合驅動模式，使用於負載動力需求大時且電池電量充足，如加速或爬坡行駛。</p>
D	<p style="text-align: center;">引擎輸出至負載與電池</p> 	<p>此為引擎驅動車輛同時對電池充電，使用於當引擎可提供大於負載之動力且電池有充電需求。</p>
E	<p style="text-align: center;">引擎輸出至電池</p> 	<p>使用引擎對電池充電，且引擎為驅動車輛，此時車輛並非為驅動狀態，可為停止或減速階段。</p>
F	<p style="text-align: center;">引擎輸出至電池，馬達輸出至負載</p> 	<p>此為引擎對電池充電，接著馬達使用電池能量驅動車輛，為串聯式混動驅動方式。</p>



以上系統操作模式可以使混合動力系統實現以下單動力系統無法達成之功能，如此增進行駛效率與降低空氣污染排放。

1. 使用動能回收系統在車輛減速時回收動能，傳統引擎傳動車輛減速時動能轉換為熱能散失
2. 使引擎擁更多的操作自由度，令引擎保持在高效率區間，並將輸出多餘能量儲存於電池中。
3. 其他動力元件在需要較大動力輸出時提供動力輔助，如此可以於系統中使用較小的引擎。
4. 根據不同情況選擇較有效率的動力傳遞途徑

### 3-2-2 操作模式指標

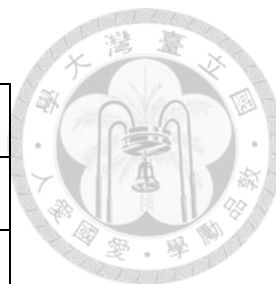
各種不同混合動力系統所能達成之操作模式不同，表 3.2 整理了各系統所能達成之操作模式，混合動力系統比起傳統單動力系統有更多操作模式可選擇，在不同系統負載下選擇對應操作模式可以提升系統的效能、效率以及排放，而耦合機構的離合器配置設計影響可達成的操作模式。操作模式指標計算動力系統可以達成之操作模式，其計算方式如式(3.1)。當動力系統可以達成七種操作模式，則將其指標評分為 100%。

$$\text{操作模式指標} = \frac{N_{om}}{7} \times 100\% \quad (3.1)$$

其中  $N_{om}$  為系統可達成之操作模式數量。

表 3.2 操作模式

編號	操作模式
A	引擎輸出動力至負載
B	馬達輸出動力至負載
C	引擎與馬達輸出動力至負載
D	引擎輸出至負載與電池
E	引擎輸出至電池
F	引擎輸出至電池，馬達輸出至負載
G	負載輸出至電池



### 3-2-3 耦合機構有效性

耦合機構內可能包含了多個可操作元件，如離合器、行星齒輪端的煞車接地，然而並不是所有元件的操作狀態都可以形成有效的操作模式。當一個耦合機構擁有許多可操作的元件，但只有少數操作狀態可以形成操作模式，其耦合機構有效性低。而設計良好的耦合機構在配置操作元件時能避免形成無效的操作，並且盡可能達成多種操作模式。耦合機構有效性評估可形成操作模式的元件操作狀態佔所有可能的操作方式的百分比，其計算公式如式(3.2)，對於沒有可操作元件的耦合機構，其耦合機構有效性為 100%。藉由設計單自由度元件的配置位置可以提升耦合機構有效性。

$$\text{耦合機構有效性} = \frac{N_{feasible}}{2^{N_{cb}}} \times 100\% \quad (3.2)$$

其中  $N_{feasible}$  為可形成操作模式的元件操作狀態數量， $N_{cb}$  為可操作元件數量總和，為離合器數量加上煞車接地數量。

以下舉例一引擎搭配變速箱之動力系統之耦合機構分析，該系統可以達成 A 操作模式，因此系統操作模式指標為 14%，該系統無可操作之離合器元件，因此耦合機構有效性為 100%，如表 3.3。



表 3.3 傳統引擎車耦合機構分析

操作模式							操作模式指標	耦合機構有效性
A	B	C	D	E	F	G		
•							14%	100%

### 3-3 混合動力系統元件介紹

#### 3-3-1 能量儲存元件

能量儲存元件為混合動力系統中提供系統動力來源之元件，圖 3-2 為各能量源淨能量密度預估，各能量源之能量密度皆考慮轉化效率，縱座標顯示每公斤可以產生之機械能，長條圖黑色下緣為目前商用可達到之平均能量密度，灰色上緣未普及系統可達到之能量密度。可以觀察到使用碳氫化合物之能量源相較於電池有極高的能量密度，如此巨大的差異使的大部分車輛使用碳氫化合物作為能量源。常見之單向動力元件為引擎，雙向動力元件為馬達，以下介紹引擎與馬達之特性。

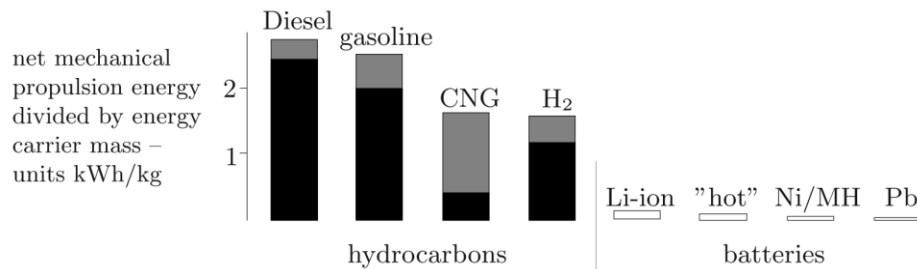


圖 3-2 車載能源淨能量密度估計 [21]

#### 3-3-2 動力元件

引擎為車輛中最常見的動力源，使用燃油作為能量來源，藉由燃油爆炸燃燒來產生機械能提供轉速與扭力。圖 3-3 為典型的汽油引擎特性圖，引擎由特定怠速轉速開始運作，輸出扭力隨著轉速上升並在特定轉速達到扭力最高點，當轉速持續上升輸出扭力及開始下降，然而轉速的上升比扭力下降的速度快因

此引擎輸出功率仍持續上升，引擎輸出最大功率時的轉速大於輸出最大扭矩的轉速。

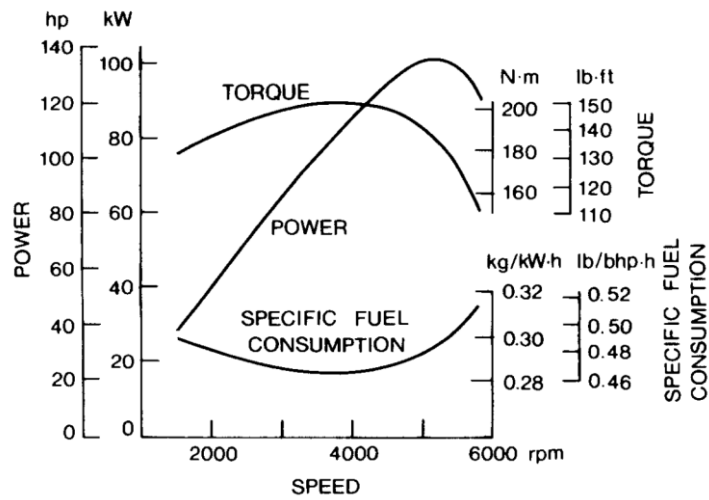


圖 3-3 典型汽油引擎特性圖 [22]

引擎效率  $\eta_e$  為引擎將燃油轉換為機械能之效率，計算方式為輸出之功率除以單位時間燃油燃燒熱，如(3.3)式所示。 $\dot{m}_f$  為單位時間的油耗量， $H_l$  為單位質量燃油燃燒熱， $T_e$  為引擎輸出扭力， $\omega_e$  為引擎輸出轉速。將引擎各轉速與扭力之效率以效率等高線圖的方式表示，如圖 3-4。

$$\eta_e = \frac{T_e \cdot \omega_e}{\dot{m}_f \cdot H_l} \quad (3.3)$$

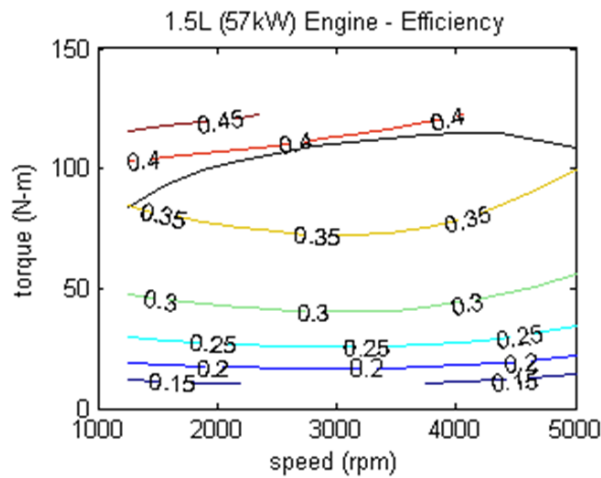


圖 3-4 引擎效率等高線圖[23]

目前有多種類的驅動馬達使用於商業市場車輛[24]，圖 3-5 為馬達分類。常用於驅動車輛的馬達種類為直流馬達(DC motor)、感應馬達(Induction motor)、同步永磁馬達(Synchronous PM)、同步有刷馬達(Synchronous brushed motor)。而磁阻馬達(Reluctance motor)雖然還沒有使用於商業車輛上，但因為其優良的驅動特性被研究推廣。

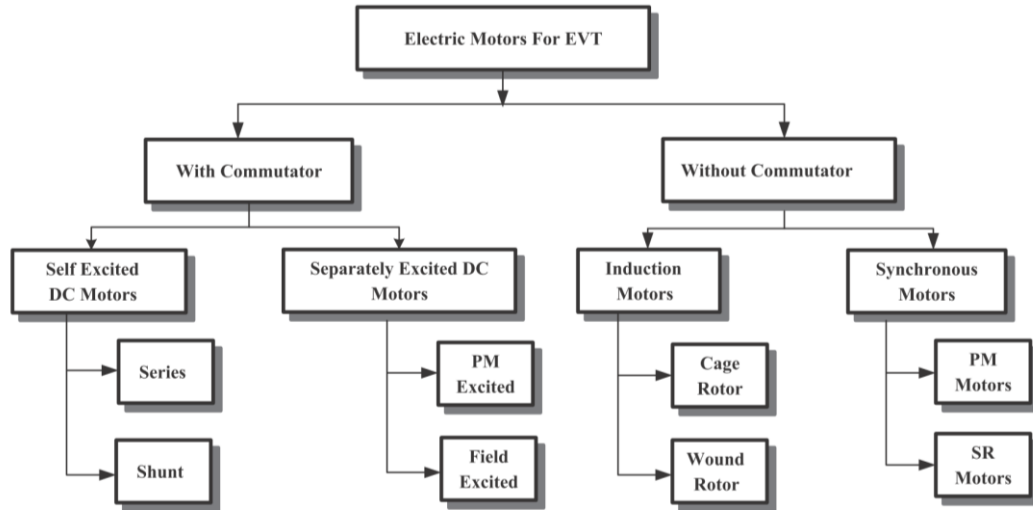


圖 3-5 馬達分類[25]

圖 3-6 為典型馬達轉速扭力特性圖，扭力曲線表示馬達在各轉速下之扭力上限，功率曲線表示在各轉速下最大扭力輸出之功率。在轉速低於基速(base speed)的區間馬達有固定為大扭力，而在高於基速區間有固定最大功率。馬達物理本質上並沒有額定轉速及額訂功率，其限制來源為傳動系統所能提供的功率以及散熱需求產生的限制，控制系統會根據電池壽命與表現做平衡。

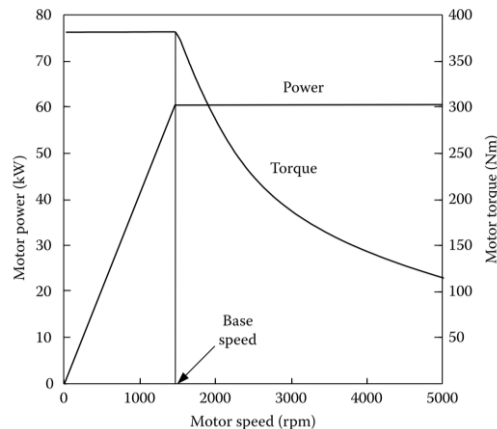


圖 3-6 典型馬達轉速扭力特性圖

圖 3-7 為不同種類馬達效率趨勢圖，等高線為馬達效率曲線，圖中假設六種馬達擁有相同之最高效率，比較其效率分布變化趨勢。(a)(b)永磁馬達在定轉速扭力負載變化的情況下擁有較好的效率，(d)磁阻馬達在高轉速效率高，透過控制可操作在至更高轉速，但在低轉速時效率大幅下降。(f)同步有刷馬達最高效率比起永磁馬達低，但高效率區間範圍較大，而且擁有高轉速控制。馬達擁有良好能量轉化效率，最高效率可達到 90% 以上

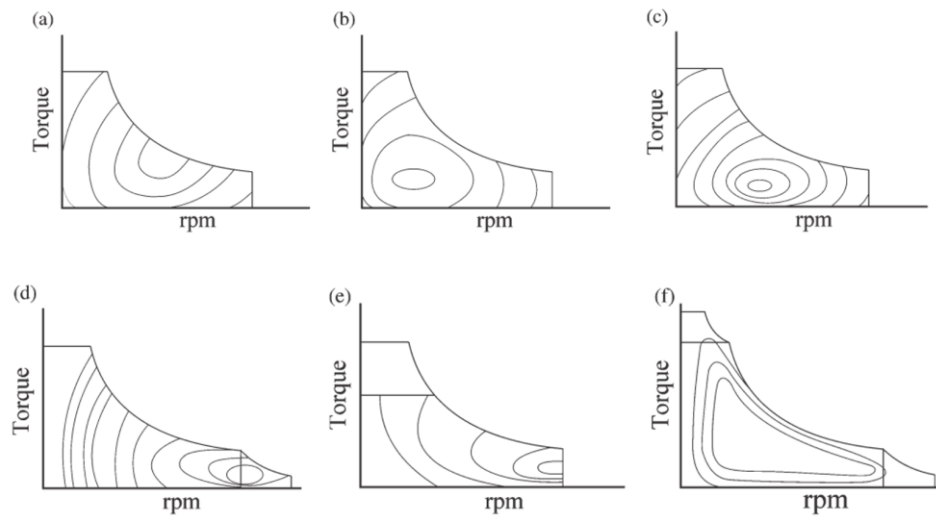


圖 3-7 各種類馬達效率趨勢圖[24] (a)表面黏貼型永磁馬達 (b)內部黏貼型永磁馬達 (c)感應馬達 (d)磁阻馬達 (e)直流馬達 (f)同步有刷馬達

### 3-3-3 系統負載

混合動力系統根據車身參數及使用的情境面臨到不同系統負載，本研究車輛動力系統為重，因此使用行車型態作為系統負載資料來源。行車型態是由一連串資料點紀錄單位時間下車輛的速度所組成，世界各國組織常會針對其國內需求制定行車型態以作為測定車輛排放與油耗的評估。行車型態的另一種應用為車輛模擬，使用行車型態藉此模擬預測車輛傳動系統、電子驅動系統、電池的表現。行車型態常用於底盤動力計測試車輛的排放與油耗，此類測試是在控制的環境中進行，如測試規定的溫度與濕度，測試時控制車輛油門與煞車使車輛速度追隨行車型態的設計速度，同時對車輪施以特定阻力來模擬行駛特定型車型態的能量耗損。

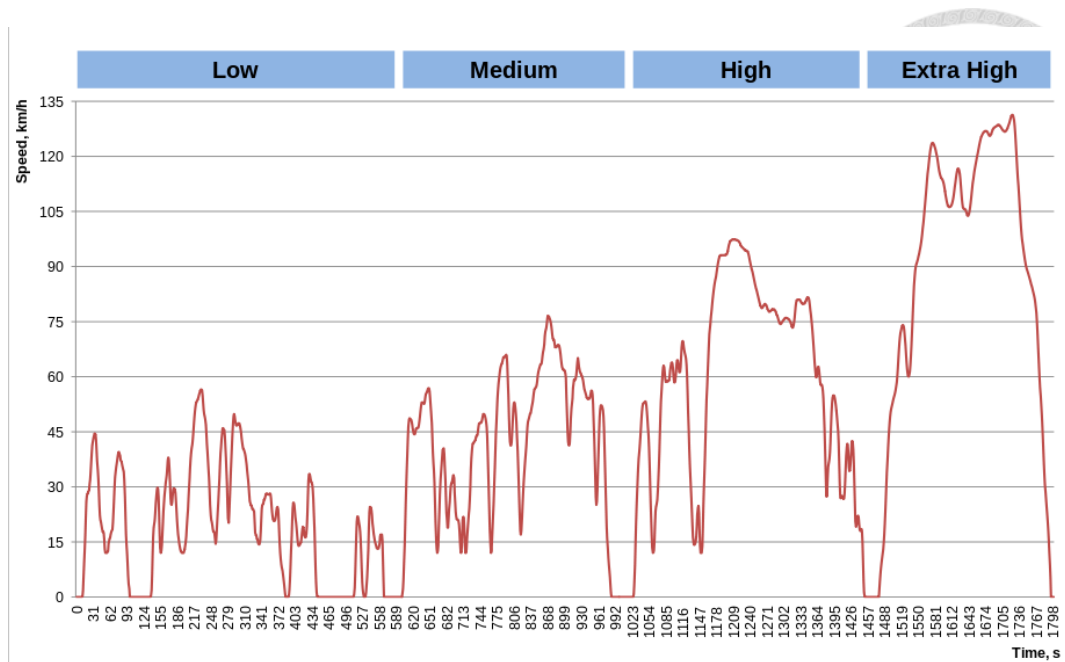


圖 3-8 WLTC 行車型態[26]

歐盟行車型態(New European Driving Cycle)為現今測試油耗的標準行車型態，然而 NEDC 是由固定加速度與減速度的行車方式組成，與現實狀況複雜的加減速行車方式不同。因此未來歐盟等國預計於 2020 年採用全球統一輕型汽車測試程序(Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedures)，此程序定義了一個全球統一標準的輕負載車輛測試程序，WLTP 是由隸屬聯合國的工作組織-世界車輛法規協調論壇(World Forum for Harmonization of Vehicle Regulations)來負責制訂與發佈[27]，目的在於提供一個全球統一的測試程序。WLTP 包含了 WLTC 行車型態(Worldwide harmonized Light vehicles Test Cycle)以及測試的標準程序，WLTC 行車型態分為四個部分：低速、中速、高速以及超高速部分如圖 3-8 所示，本研究將使用 WLTC 行車型態系統負載資料來源。

### 3-3-4 WLTC 行車型態

本小節針對 WLTC 行車型態的低速、中速、高速以及超高速部分進行分析與比較，WLTC 行車型態為一貼近現實駕駛狀況的行車型態，其中低速部分可視為行駛於都市內，車輛有較多停止且車速較低，中速部分可視為行駛於郊

區，高速部分可視為行駛於公路，超高速部分可視為行駛於高速公路。表 3.4 為 WLTC 行車型態的基本參數分析。

表 3.4 WLTC 行車型態特性參數

	低速	中速	高速	超高速	總計
時間 (s)	589	433	455	323	1800
停止時間 (s)	156	48	31	7	242
距離 (m)	3095	4756	7158	8254	23262
停止百分比%	26.5%	11.1%	6.8%	2.2%	13.4%
極速 ( $km/h$ )	56.5	76.6	97.4	131.3	131.3
平均速度/無包含停止( $km/h$ )	25.7	44.5	60.8	94.0	53.8
平均速度/包含停止( $km/h$ )	18.9	39.5	56.6	92.0	46.5
速度標準差	12.6	17.5	25.6	33.8	36.0
最小加速度, ( $m/s^2$ )	-1.5	-1.5	-1.5	-1.2	-1.5
最大加速度 ( $m/s^2$ )	1.5	1.6	1.6	1.0	1.6

圖 3-9 顯示了 WLTC 行車型態四部份的平均速度(不包含停止時間)、速度中位數、第一四分位數、第三四分位數、最大速度以及最小速度，四部分行車型態起始與結束車速皆為零，可以觀察到平均速度、速度標準差以及極速隨著低速至超高速上升，在低速、中速以及高速部份速度中位數與平均速度相近，各車速行駛時間分布平均。而在超高速部分中位速高於平均數，反映在超高速時車速有較長維持在高速狀態。中位數以及四分位數差距隨著低速至超高速上升。

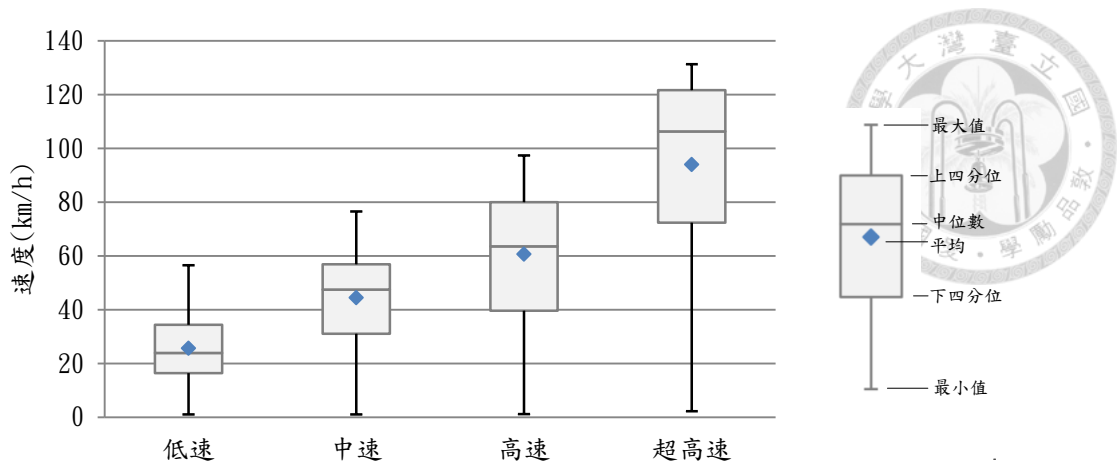


圖 3-9 WLTC 行車型態速度分析

由車輛動力學可以計算行駛 WLTC 行車型態時車輪所需輸出的轉速與扭力，使用車輛動力參數計算車輪轉速與扭力，圖 3-10 為行使 WLTC 行車型態時車輪轉速與扭力的分布圖，由圖可觀察到於車輪轉速低時扭力需求高，而於車輪轉速高時扭力需求低。各車輪轉速下最大扭力需求由低轉速至高轉速遞減，此轉速與扭力分布方式與圖 3-6 典型馬達特性曲線圖相似。因此馬達為驅動車輛理想的動力元件，馬達可經過簡單減速比搭配直接驅動車輛。圖 3-3 典型引擎特性曲線圖引擎於中轉速有較高扭力輸出，因此引擎需要搭配變速箱來改變特性曲線，以滿足車輪需求轉速與扭力的分布。

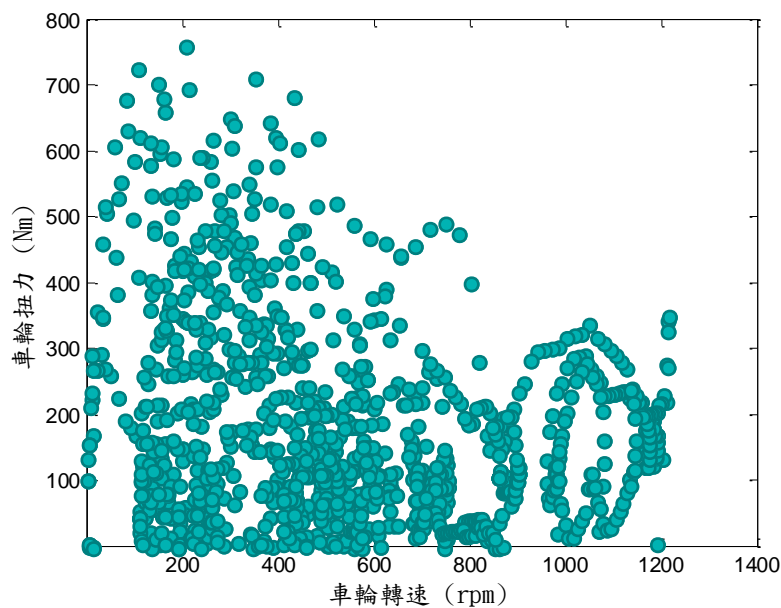


圖 3-10 WLTC 行車型態車輪轉速與扭力分布圖



車輛功率輸出可由曳引力與車速計算，圖 3-11 為完成 WLTC 行車型態各速度部分所需達到平均功率與瞬間最大功率輸出，此計算假設無動能回收裝置，由圖可見平均功率遠小於最大功率，為了滿足加速需求因而最大功率遠大於平均功率。平均功率與最大功率都由低速至超高速遞增。平均功率與最大功率的差異是造成較低車輛傳動效率的原因之一，為了滿足最大功率需求驅動系統必須選用大功率引擎，引擎在低扭力運作時的效率會大幅下降。混合動力系統可以於大功率需求時由多個動力源共同輸出，因而可以使用較小引擎。

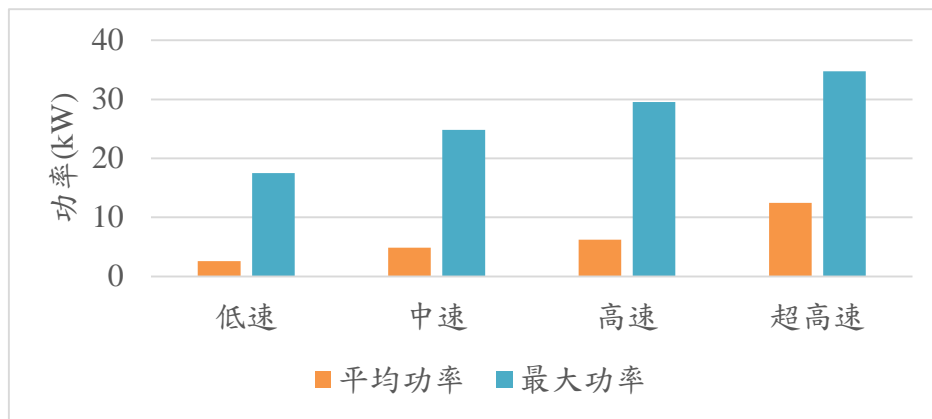


圖 3-11 WLTC 行車型態功率需求

由車輛動力學可以計算車輛行駛時所需的耗能，車輛行駛時必須克服行車阻力以及滿足對車速的要求。為了能夠比較不同行程距離之行車型態，計算完成行車型態的總能量消耗除以行駛距離，也就是行駛單位距離所消耗的能量。

$$\bar{E} = \frac{E_{total}}{x_{total}} \quad (3.4)$$

$$\bar{E} = \frac{1}{x_{total}} \int_{t \in tractive} F_t(t) \cdot v(t) dt \quad (3.5)$$

其中  $x_{total}$  是行車型態的總路徑長， $F_t(t)$  是車輛再在  $t$  秒時的曳引力， $t \in tractive$  是車輛動力元件輸出能量的時間，也就是  $F_t(t) > 0$  的時間。

行車型態給予的資料為固定時間點時的瞬間車速  $v(t_i) = v_i$ ； $t_i = i \cdot h$ ；



$i=0, \dots, n$ ， $h$ 為固定時間的大小，在 WLTC 型車型態中為 1 秒， $n$  為型車型態的資料長度。將車輛曳引力離散化可計算平均曳引力近似值。



$$F_i(t) = \bar{F}_i = R_a + R_r + R_g + \frac{W}{g} a \quad (3.6)$$

$$\bar{E} \approx \frac{1}{x_{total}} \sum_{i \in tractive} \bar{F}_i \cdot \bar{v}_i \cdot h \quad (3.7)$$

將式(3.9)化分為兩部分並且假設行駛在水平面上省略爬坡阻力，行車阻力為空氣阻力與滾動阻力以及慣性阻力。

$$\bar{E} = \frac{1}{x_{total}} \sum_{i \in tractive} (R_{a,i} + R_{r,i}) \cdot v_i \cdot h + \frac{1}{x_{total}} \sum_{i \in tractive} m a_i \cdot v_i \cdot h \quad (3.8)$$

行駛單位距離平均消耗的能量可整理為兩部分

$$\bar{E} = \bar{E}_{diss} + \bar{E}_{circ} \quad (3.9)$$

第一部份為滾動阻力與空氣阻力，最終將轉化為熱能而散失，第二部分為慣性阻力，慣性阻力為車輛在加速時所消耗的能量，此能量轉化為車輛之動能，當車輛減速時如有能量回收元件可將此能量回收。使用表 4.3 之參數計算消耗之能量。圖 3-12 為 WLTC 行車型態單位距離所需耗費的能量，為空氣阻、滾動阻力以及慣性阻力之和。空氣阻力大小由低速至超高速遞增，慣性阻力由低速至超高速遞減，滾動阻力小幅上升。總體單位距離耗能超高速最大。

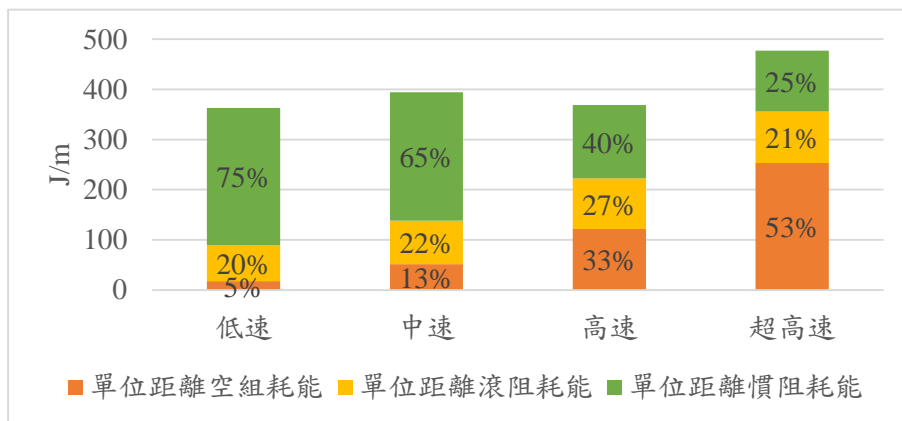


圖 3-12 WLTC 單位距離消耗能量

動能回收是混合動力驅動系統中重要的功能，藉由回收煞車時的能量可以提升車輛整體的行車效率。使用馬達實現動能回收的方式為在車輛煞車時將馬達反轉作為發電機使用，將車輛質量的動能轉化為電能儲存，待車輛驅動時供馬達使用。車輛行駛平坦路面時的功率需求可以用(3.12)式表示

$$P_d = V(mg \cdot f_r + \frac{1}{2} \rho C_d A_f V^2 + m \frac{dV}{dt}) \quad (3.10)$$

$P_d$  為車輛行駛所需的功率，當  $P_d > 0$  時車輛為驅動狀態，動力元件輸出功率來驅動車輛。而當  $P_d < 0$  時車輛為煞車狀態，此時動力元件無輸出功率，車輛之動能轉化為熱能散失。煞車能量中煞車功率之大小關係到發電機是否能在功率限制內轉換煞車能量，適當大小的發電機功率可以回收大部分的煞車能量，同時不會過度設計發電機的功率大小。圖 3-13 為煞車功率與低於此煞車功率下累積的煞車能量百分比，100%回收 WLTC 行車型態低速部分所需的發電機功率為 14kW，中速部分為 28kW，高速部分為 27kW，超高速部分為 19kW。

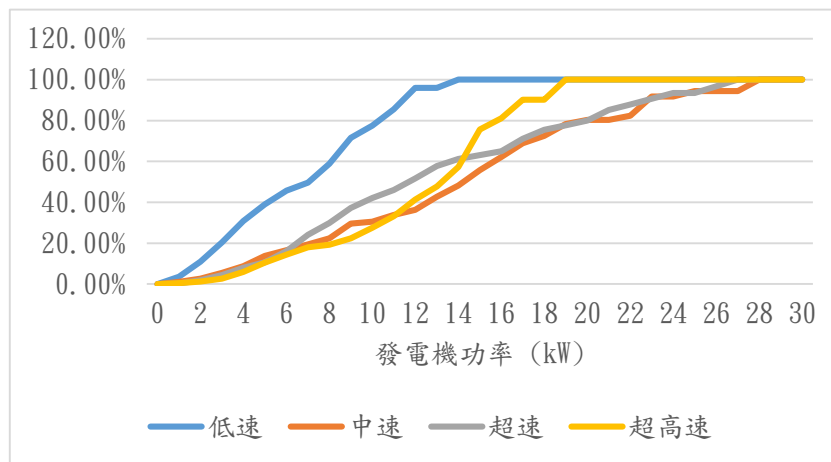


圖 3-13 使用某功率大小之發電機可回收煞車能量比例

### 3-4 動力元件與系統負載間轉速扭力關係

混合動力系統之多個動力源透過機械耦合器相互耦合，耦合後之動力滿足系統負載之動力需求，系統負載之需求可用轉速與扭力表示，使用不同機械耦

合器之系統，動力元件與系統負載間轉速與扭力關係不同。動力元件與負載間轉速關係與扭力關係分為疊加關係與固定比例關係，根據此兩種關係可將動力系統分為四種類型，而第五種類型為動力元件與負載轉速與扭力皆無限制關係，如表 3.5 所示。

表 3.5 動力元件與系統負載間轉速與扭力關係

	動力元件與負載轉速關係	動力元件與負載扭力關係
A 型動力系統	固定比例	固定比例
B 型動力系統	固定比例	疊加
C 型動力系統	疊加	固定比例
D 型動力系統	疊加	疊加
E 型動力系統	無限制關係	無限制關係

### 3-4-1 轉速固定比例、扭力固定比例關係

A 型動力系統為動力元件之轉速可與負載轉速以固定比例關係表示，以及動力元件之扭力可與負載扭力以固定比例關係表示。圖 3-14 為 A 型動力系統配置範例，系統配置為動力元件透過齒輪箱與系統負載相接，兩者間的轉速與扭力可以固定比例關係式表示，如式(3.11)。 $T_1, \omega_1$  為動力元件扭力與轉速，

$T_{load}, \omega_{load}$  為系統負載之扭力與轉速， $k_i$  為齒輪速比。

$$\begin{cases} k_i T_1 = T_{load} \\ \frac{\omega_1}{k_i} = \omega_{load} \end{cases} \quad (3.11)$$

多段變速器可以使動力元件與系統負載轉速扭力呈多個固定比例關係，而使用無段變速器可以視為擁有無限多種固定比例關係。

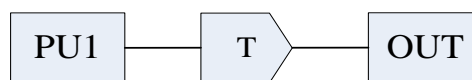


圖 3-14 A 型動力系統配置範例圖



### 3-4-2 轉速固定比例、扭力疊加關係

B 型動力系統為動力元件之轉速可與負載轉速以固定比例關係表示，以及動力元件之扭力可與負載扭力以疊加關係表示。圖 3-15 為兩種 B 型動力系統配置範例。第一種配置範例為使用兩個動力元件以及一個扭力耦合器，第二種配置範例為將動力元件分別配置於車輛前軸與後軸，由前軸與後軸分別傳遞動力至地面。根據扭力耦合器特性三者轉速扭力關係為必須符合式(3.12)關係式， $T_1, \omega_1, T_2, \omega_2$  為動力元件一與動力元件二扭力與轉速， $k_1, k_2$  為扭力耦合器參數。

$$\begin{cases} k_1 T_1 + k_2 T_2 = T_{load} \\ \frac{\omega_1}{k_1} = \frac{\omega_2}{k_2} = \omega_{load} \end{cases} \quad (3.12)$$

動力元件一與負載之轉速扭力關係如式(3.13)所表示。動力元件一之轉速可與負載轉速以固定比例關係表示，以及動力元件一之扭力可與負載扭力以疊加關係表示

$$\begin{cases} T_1 = \frac{1}{k_1} T_{Load} - \frac{k_2}{k_1} T_2 \\ \omega_1 = k_1 \omega_{load} \end{cases} \quad (3.13)$$

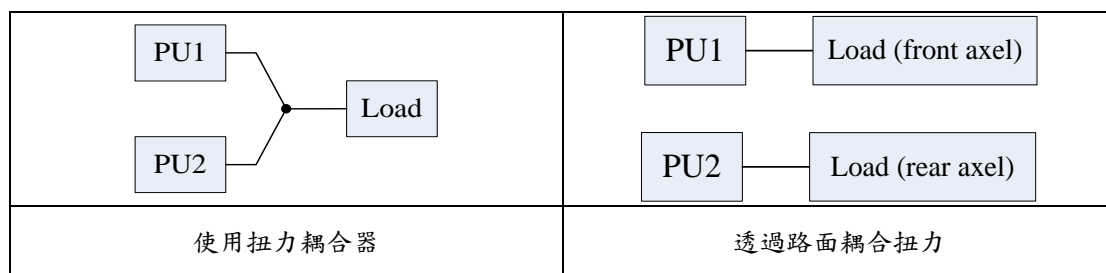


圖 3-15 B 型動力系統配置圖範例

### 3-4-3 轉速疊加、扭力固定比例關係

C 型動力系統為動力元件之轉速可與負載轉速以疊加關係表示，以及動力元件之扭力可與負載扭力以固定比例關係表示。圖 3-16 為 C 型動力系統配置



範例，系統配置為兩個動力元件與一個轉速耦合器連接，轉速耦合器三端之轉速與扭力關係如式(3.14)，其中 $k_1, k_2$ 為轉速耦合器參數。

$$\begin{cases} k_1\omega_a + k_2\omega_b = \omega_c \\ \frac{T_a}{k_1} = \frac{T_b}{k_2} = T_c \end{cases} \quad (3.14)$$

動力元件一連接轉速耦合器 a 端，動力元件二連接轉速耦合器 b 端，負載連接轉速耦合器 c 端，因此動力元件一與負載之轉速扭力關係如式(3.15)所表示，其中 $T_1, \omega_1, T_2, \omega_2$ 為動力元件一與動力元件二扭力與轉速。動力元件一之轉速可與負載轉速以疊加關係表示，以及動力元件一之扭力可與負載扭力以固定比例關係表示。

$$\begin{cases} \omega_1 = \frac{1}{k_1}\omega_{load} - \frac{k_2}{k_1}\omega_2 \\ T_1 = k_1T_{load} \end{cases} \quad (3.15)$$

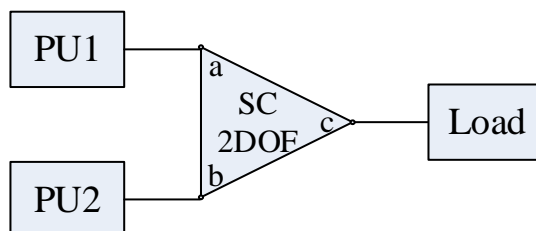


圖 3-16 C 型動力系統配置範例圖

### 3-4-4 轉速疊加、扭力疊加關係

D 型動力系統為動力元件之轉速可與負載轉速以疊加關係表示，以及動力元件之扭力可與負載扭力以疊加關係表示。圖 3-17 為 D 型動力系統配置範例。動力元件一與動力元件二以轉速耦合器相接，接著再與動力元件三以扭力耦合器相接，最後連接至系統負載。轉速耦合器三端轉速扭力關係如(3.14)式，因此轉速耦合器 c 端轉速扭力可以用(3.16)式表示。



$$\begin{cases} k_1\omega_1 + k_2\omega_2 = \omega_c \\ \frac{T_1}{k_1} = \frac{T_2}{k_2} = T_c \end{cases} \quad (3.16)$$

其中  $T_1, \omega_1, T_2, \omega_2$  為動力元件一與動力元件二扭力與轉速， $k_1, k_2$  為轉速耦合器參數。而扭力耦合器三端轉速扭力關係如式(3.17)， $T_3, \omega_3$  為動力元件三扭力與轉速， $k_3, k_4$  為扭力耦合器參數， $T_{load}, \omega_{load}$  為系統負載之扭力與轉速。

$$\begin{cases} k_3T_3 + k_4T_a = T_{load} \\ \frac{\omega_3}{k_3} = \frac{\omega_a}{k_4} = \omega_{load} \end{cases} \quad (3.17)$$

由方程式(3.16)與(3.17)可得動力元件一之轉速與扭力關係式，動力元件一之轉速可與負載轉速以疊加關係表示，以及動力元件一之扭力可與負載扭力以疊加關係表示。

$$\begin{cases} \omega_1 = \frac{k_4}{k_1} \omega_{Load} - \frac{k_2}{k_1} \omega_2 \\ T_1 = \frac{k_1}{k_4} T_{Load} - \frac{k_1 k_3}{k_4} T_3 \end{cases} \quad (3.18)$$

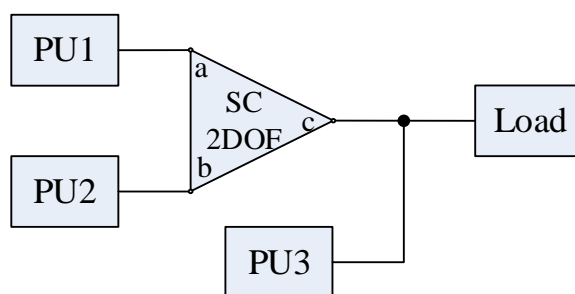


圖 3-17 D 型動力系統配置範例圖

### 3-4-5 轉速無限制關係、扭力無限制關係

E 型動力系統為動力元件之轉速與扭力可與負載轉速無限制關係，圖 3-18 為 E 型動力系統配置範例圖。圖中引擎與系統負載間沒有連接，因此兩者間轉速無限制關係，同時扭力無限制關係。引擎轉速扭力可以自由操控不受系統負載影響。



圖 3-18 E 型動力系統配置範例圖



### 3-5 構造圖合成與分類

構造圖(Structure Graph)為功能動力圖表示最精簡的型式，將動力系統構造簡化，只描繪系統中的動力元件、轉速耦合器與扭力耦合器，省略了系統中的傳動元件等細部配置。構造圖呈現了動力系統的定性模型，而此模型可以經過配置傳動元件與細部設計發展成一完整動力系統。本節使用邵彥翔所提出之構造圖合成方法[18]進行動力系統構造圖合成。

#### 3-5-1 構造圖合成

合成規則為一個動力元件只連接一個機械耦合機構，耦合機構使用扭力耦合器與轉速耦合器。計算可能之動力元件、耦合器、差速器及車輪數目。元件之數目關係是式(3.19)及(3.20)式所示。其中  $n_p$  為動力元件數目、 $n_{tc}$  為扭力耦合器數目、 $n_{sc}$  為轉速耦合器數目、 $n_d$  為差速器數目、 $n_w$  為車輪數目。

$$n_p - n_{tc} - n_{sc} + n_d = n_w \quad (3.19)$$

$$n_p > n_{tc} + n_{sc} \quad (3.20)$$

根據以上關係式進行具有三個動力元件以下之動力系統構造圖合成，合成時左輪與右輪的系統必須相同，因此去除左輪與右輪不對稱之系統。合成之系統構造圖編號方式依照組成系統的各项元件數量來進行編號，如圖 3-19。由左至右依序為動力元件數目、扭力耦合器數目、轉速耦合器數目、差速器數目與標號。

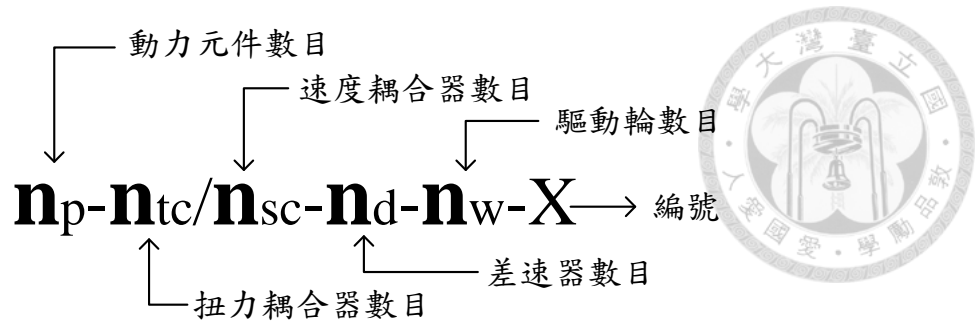


圖 3-19 構造圖編號方式[18]

根據動力元件數目依序合成與展開可能的系統構造圖，分別依序合成單動力系統、雙動力系統以及三動力系統。

### 1. 單動力系統

依照系統建立方法與規格，可以合成單動力系統，總共合成兩種單動力系統。表 3.6 為合成之系統編號與構造圖。

表 3.6 單動力元件系統構造圖[18]

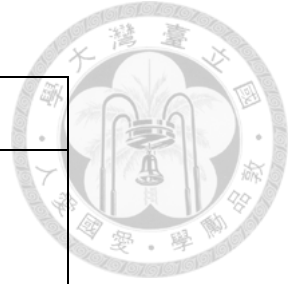
編號	構造圖
1-0/0-1-2	
1-0/0-3-4	

### 2. 雙動力系統

依照系統建立方法與規格，可以合成雙動力系統，總共合成六種雙動力系統。表 3.7 為合成之系統編號與構造圖。



表 3.7 雙動力元件驅動系統構造圖[18]



編號	構造圖
2-0/0-0-2	
2-1/0-1-2	
2-0/1-1-2	
2-0/0-2-4	
2-1/0-3-4	
2-0/1-3-4	

### 3. 三動力系統

依照系統建立方法與規格，可以合成三動力系統，總共合成十一種三動力系統。表 3.8 為合成之系統編號與構造圖。

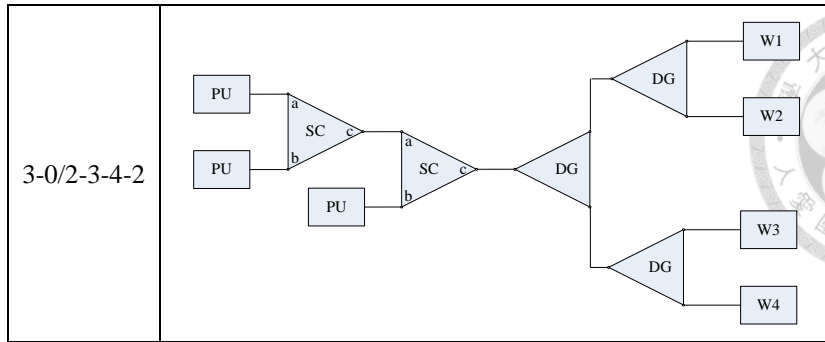


表 3.8 三動力元件驅動系統構造圖[18]

編號	構造圖
3-1/1-1-2-1	
3-1/1-1-2-2	
3-2/0-1-2	
3-0/2-1-2	
3-0/0-1-4	



<p>3-1/0-2-4</p>	
<p>3-0/1-2-4</p>	
<p>3-1/1-3-4-1</p>	
<p>3-1/1-3-4-2</p>	
<p>3-2/0-3-4-1</p>	



### 3-5-2 混合動力系統構造圖分類

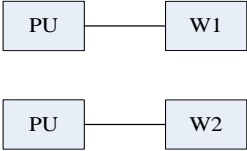
3-5-1 節合成了三個動力源以下動力系統構造圖，總共合成了十九個系統構造圖。本節以動力元件與系統負載間轉速與扭力關係來分類系統構造圖，由疊加關係與固定比例關係可分為 A、B、C、D 型動力系統，如 3-4 節所介紹。以下展示與介紹各類型動力系統構造圖編號、構造圖以及案例。

#### 1. A 型動力系統構造圖

表 3.9 整理了動力系統構造圖中的 A 型動力系統，共有三個系統構造圖。A 型動力系統為動力元件之轉速可與負載轉速以固定比例關係表示，以及動力元件之扭力可與負載扭力以固定比例關係表示。

表 3.9 A 型動力系統系統構造圖

編號	構造圖	案例
1-0/0-1-2		傳統引擎車輛
1-0/0-3-4		引擎四輪驅動車輛

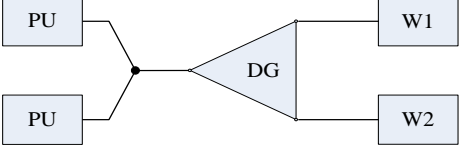
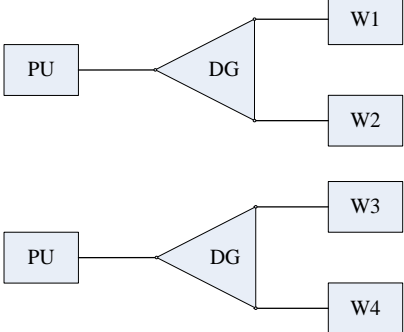
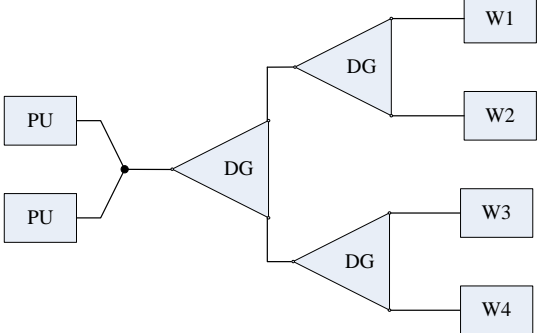
2-0/0-0-2		Ford Fiesta eWheelDrive[28] (只考慮直行時)
-----------	---	--

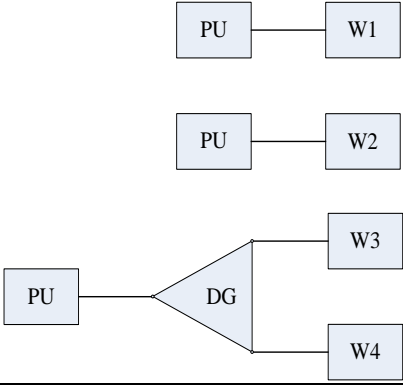

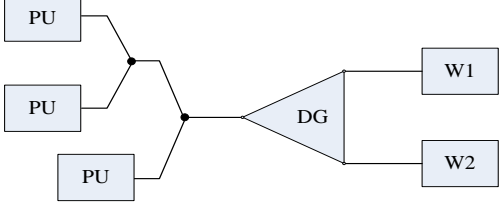
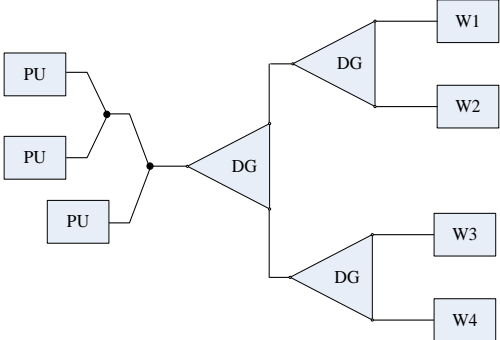
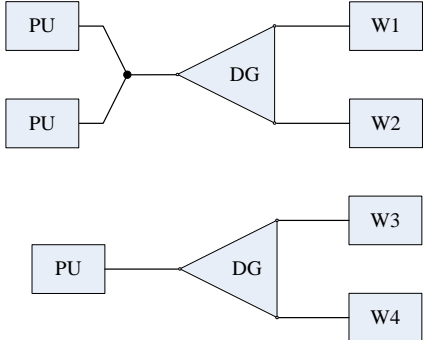


## 2. B 型動力系統構造圖

表 3.10 整理了動力系統構造圖中的 B 型動力系統，共有七種系統構造圖。B 型動力系統為動力元件之轉速可與負載轉速以固定比例關係表示，以及動力元件之扭力可與負載扭力以疊加關係表示。

表 3.10 B 型動力系統構造圖

編號	構造圖	案例
2-1/0-1-2		Honda Insight[29]
2-0/0-2-4		Peugeot Citroen Hybrid[30]
2-0/1-3-4		

3-0/0-1-4		 Toyota Yaris Hybrid-R[31]
3-2/0-1-2		Nissan Tino Hybrid[32]
3-2/0-3-4-1		
3-1/0-2-4		Porsche 918 Spyder[33]

### 3. C 型動力系統構造圖

表 3.11 整理了動力系統構造圖中的 C 型動力系統構造圖，共有四種系統構造圖。C 型動力系統為動力元件之轉速可與負載轉速以疊加關係表示，以及動力元件之扭力可與負載扭力以固定比例關係表示。

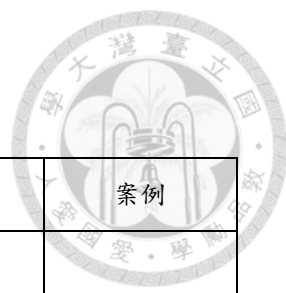


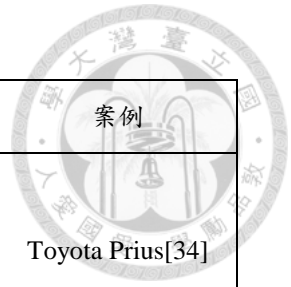
表 3.11 C 型動力系統構造圖

標號	構造圖	案例
2-0/1-1-2		
2-1/0-3-4		
3-0/2-1-2		陳盈秀[13]三自由度系統
3-0/2-3-4-2		

4. D 型動力系統構造圖

表 3.12 整理了 D 型動力系統構造圖，共有五種系統構造圖。D 型動力系統為動力元件之轉速可與負載轉速以疊加關係表示，以及動力元件之扭力可與負載扭力以疊加關係表示。

表 3.12 D 型動力系統構造圖



編號	構造圖	案例
3-1/1-1-2-2		Toyota Prius[34]
3-1/1-1-2-1		鐘允睿等[35]新 型油電 混合動力系統 GM Volt[36]
3-0/1-2-4		
3-1/1-3-4-1		
3-1/1-3-4-2		



## 第四章 混合動力系統效率分析



本章比較前章節所分類動力系統的能量效率差異。自然界能源從開採到被車輛消耗共需經過三個轉化步驟，“well-to-tank”、“tank-to-vehicle”以及“vehicle-to-miles”[21]。“well-to-tank”為原油自開採到汽油儲存至油箱中的步驟，欲比較之動力系統皆使用汽油為能量來源，並且不使用輸電電網對車載電池充電，插電式混合動力系統並不在本研究的比較範圍內。使用汽油作為能量來源的動力系統轉換效率皆相同因此本研究不比較此步驟效率。接著在下個轉化步驟“tank-to-vehicle”為車載能源經由車載的能量轉化元件轉化為機械能的形式，此步驟比較引擎能量轉化效率與傳動效率。最後“vehicle-to-miles”為車輛的機械能使用於車輛的行車速度以及加速，此步驟使用不同行車型態做為比較。以下小節使用車輛模擬軟體 ADVISOR 對各類混合動力系統進行效率分析。

### 4-1 模擬分析工具

車輛模擬有正向式模擬(forward-facing approach)與反向式模擬(backward-facing)，反向式模擬方法由給定行車型態的資料，接著反向推導此輸入條件下各元件須滿足的表現如圖 4-1 所示。由行車型態計算速度、加速度以及坡度，接著計算車輛須滿足的曳引力，接著是傳動鍊上的各元件表現如提供的轉速與扭力，最後的計算結果是能量儲存元件所需提供的燃油或電力。反向式模擬建構簡單可以簡化複雜的系統，其模擬的缺點在於沒有反應系統的真实物理表現例如溫度的變化，同時模擬前必須指定行車檔案才得以開始模擬。

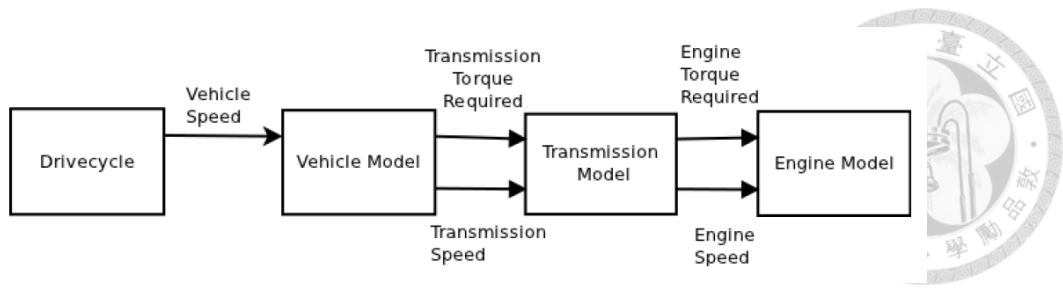


圖 4-1 反向式模擬計算流程

正向式模擬建立了系統正確的數學模型，通常使用微分方程式來表達系統的特性，正向式模擬流程與反向式相反，由駕駛者的命令開始計算，接著由引擎輸出動力最後至路面產生車輛速度。使用回授控制能使車輛依循行車型態行駛。正向式模擬可以計算系統的動態特性，模擬系統於極端情況下的反應，缺點是計算時間長以及數學建構模型複雜。ADVISOR 結合了正向式及反向式模擬，在模擬的流程皆包含了兩種模擬方式。

#### 4-1-1 ADVISOR 車輛模擬軟體

ADVISOR(ADvanced VehIcle SimulatOR)為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[23]。利用 MATLAB/SIMULINK 撰寫，以圖形介面的操作方式讓使用者易於使用。ADVISOR-2003 版本在 2012 年以開放原始碼的方式由 NREL 釋出，為目前可獲得最新本版，本研究使用 2013 年所發布的修訂軟體版本。圖 4-2 為 ADVISOR 的資料傳遞路線，左端輸入底稿(Input Scripts)定義了工作空間使用的變數，例如馬達的數據資料。車輛模型(ADVISOR Block Diagrams)為使用 SIMULINK 建立之傳動模型，。右端輸出底稿(Output Scripts)處理計算完成之數據，呈現在工作視窗中。控制底稿(Control Scripts) 處理輸出與控制輸入，如 ADVISOR 圖形使用者介面。ADVISOR 同時使用反向式及正向式進行模擬，每個動力模組資料傳遞時都包含正、反兩個方向，此軟體綜合反向式及正向式模擬分析的優點，具有快速準確的特色。

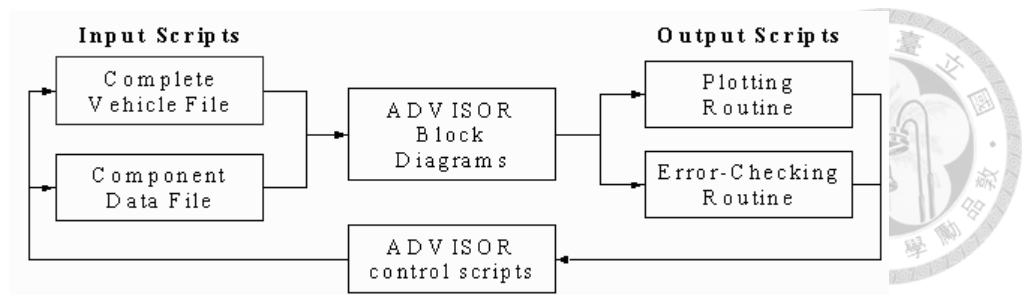


圖 4-2 ADVISOR 車輛模擬軟體資料傳遞路線

#### 4-1-2 ADVISOR 模擬流程

##### 1. 設定車輛傳動模型 (ADVISOR Block Diagram)

ADVISOR 內建了數種傳動系統供選用，包含傳統引擎動力傳動、串聯式、並聯式、純電動車以及幾種商業運型車輛的傳動模型。模型是以 SIMULINK 建模，同時使用反向式及正向式進行模擬。

##### 2. 選擇各元件之輸入底稿

將車輛參數、動力元件參數、傳動元件參數撰寫為輸入底稿(Input Scripts)，輸入底稿為 MATLAB .m 檔案。

##### 3. 選擇行車型態測試

選擇模擬的行車型態，分別選用 WLTC 行車形態中的低速、中速、高速以及超高速。模擬時設定行駛各型車型態 10 圈以減少引擎低溫啟動帶來的影響，使引擎溫度隨著行駛時間增加逐漸達到穩態。同時消除電池初始設定電量造成的影響，使電池電量 SoC 達到穩態，電池充電與放電的影響平均的分布於長時間的行車模擬。

#### 4-2 混合動力系統配置與模擬

本節將進行混合動力系統配置，分析在固定引擎功率與混動比例下使用不同類型動力系統增加動力元件對系統表現的影響，以及動力系統於不同行車型

態下的表現。表 4.1 顯示了動力系統類型與系統負載類型，由 3-4 節介紹動力系統分為 A、B、C、D、E 類型，系統負載使用 WLTC 行車型態，此行車型態分為低速部分、中速部分、高速部分以及超高速部分。



表 4.1 動力系統類型與系統負載類型

混合動力系統類型		系統負載類型
<ul style="list-style-type: none"> <li>• A 型動力系統</li> <li>• B 型動力系統</li> <li>• C 型動力系統</li> <li>• D 型動力系統</li> <li>• E 型動力系統</li> </ul>	↔	<ul style="list-style-type: none"> <li>• WLTC 低速</li> <li>• WLTC 中速</li> <li>• WLTC 高速</li> <li>• WTLC 高超速</li> </ul>

動力系統配置時使用汽油為能量來源，動力系統不連接電網對電池充電，因此插電式的混合動力系統如 GM Volt 並不在本研究的比較範圍內。引擎功率使用與 Toyota Prius 相同之引擎，而混合動力系統中的電機大小則參考 Holder 及 Gover[8]中對並聯式混合動力系統混動比例的分析，其中對於總功率為 75kW 的車輛於混動比例 0.49 時有最佳的油耗表現，因此本研究動力系統配置時將混動比例設定為 0.49。使用表 4.3 車輛動力參數資料，系統配置時必須符合以下設定條件：

1. 各系統使用相同之引擎以及引擎功率 43kW
2. 混合動力系統使用相同之混合動力比例 0.49
3. 馬達與發電機尺寸比例參考 Toyota Prius 中的馬達與發電機尺寸比例
4. 當配置動力元件有不同功率大小時，以等比例的方式縮放動力元件扭力曲線的方式來改變動力元件尺寸
5. 各動力系統如有使用相同之元件則皆使用相同模組，例如引擎、馬達、發電機、變速箱、電池等等

分別就不同的動力系統尋找對應的 ADVISOR 車輛傳動模型。配置的五種系統的類型、耦合關係、使用之機械耦合器、各元件功率以及混動比例如表 4.2，以下分別對各動力系統做詳細解說。



表 4.2 動力系統配置

類型	耦合關係	機械耦合器	引擎功率	馬達功率	發電機功率	混動比例
A 型	轉速固定比例	-	43kW	-	-	0
	扭力固定比例					
B 型	轉速固定比例	扭力耦合器	43kW	41kW	-	0.49
	扭力疊加					
C 型	轉速疊加	轉速耦合器	43kW	26kW	15kW	0.49
	扭力固定比例					
D 型	轉速疊加	轉速與扭力耦合器	43kW	26kW	15kW	0.49
	扭力疊加					
E 型	轉速無限制	-	43kW	26kW	15kW	0.49
	扭力無限制					

表 4.3 車輛動力模擬參數

參數	數值	單位
空氣密度 $\rho$	1.25	$kg / m^3$
空阻係數 $C_d$	0.3	-
車前面積 $A_f$	1.746	$m^2$
滾阻係數 $f_r$	0.009	-
車輛重量 $m$	1380	$kg$
車輪半徑 $r$	0.287	$m$



#### 4-2-1 配置元件介紹

本小節統一介紹系統配置時使用的元件，資料來源為 ADVISOR 程式[23]中所提供的測試資料，以下介紹引擎、馬達、發電機、電池以及變速箱資料。

##### 1. 引擎

引擎使用 Toyota Prius 43kW 直列四缸引擎資料，圖 4-3 為其特性曲線以及效率等高線圖。此引擎最高轉速為 4000rpm，最大扭力輸出為 101.95 (N-m)於轉速 4000rpm。此引擎於高扭力區間有較佳的效率，引擎效率最佳點為 90.1778 Nm、2117.6 rpm，此點效率為 39.48%、功率輸出為 20kW。

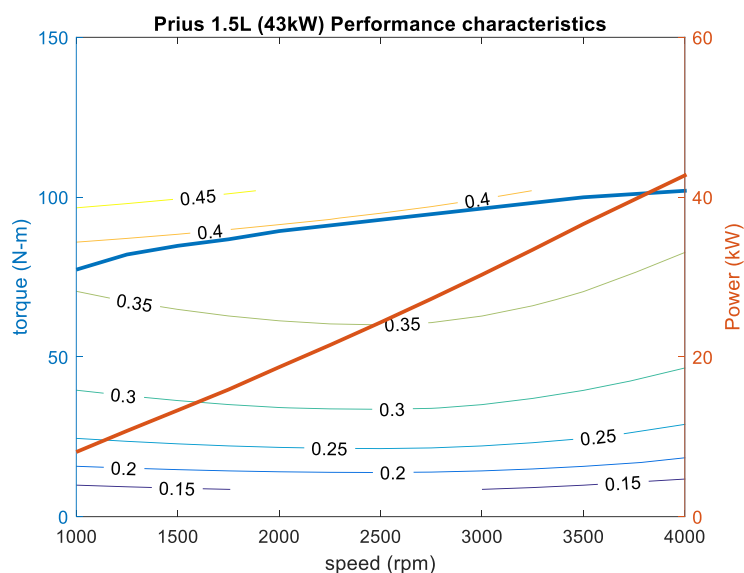


圖 4-3 Toyota Prius 引擎特性曲線與效率等高線圖[23]

##### 2. 馬達

馬達使用 Toyota Prius 31kW 永磁馬達資料進行修改，當有不同功率尺寸需求時，等比例縮放扭力曲線以滿足配置最大功率需求。圖 4-4 為縮放前馬達特性曲線與效率等高線圖，藍線為該轉速下馬達最大扭力輸出曲線，紅線為該轉速下馬達可輸出最大功率。馬達最高轉速為 6000rpm，最大扭力為 305N-m。馬達於低轉速高扭力區間有較低的效率，於高轉速低扭力區間有較高效率，最高效率為 0.91。

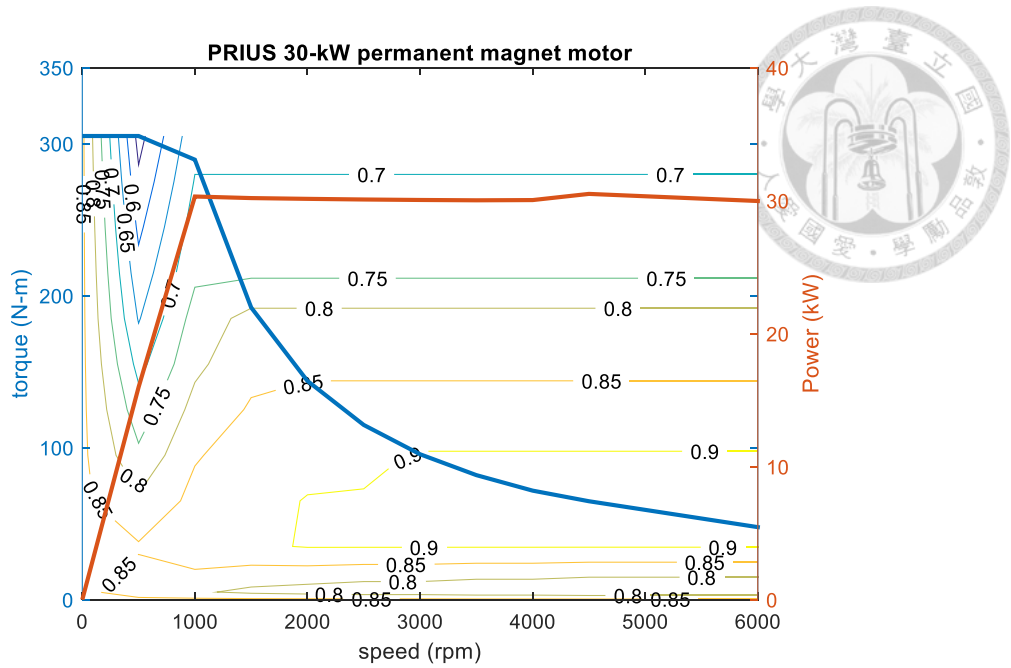


圖 4-4 馬達特性曲線與效率等高線圖[23]

### 3. 發電機

發電機使用 Toyota Prius 15kW 發電機資料進行修改，當有不同功率尺寸需求時，等比例縮放扭力曲線以滿足配置最大功率需求。圖 4-5 為此發電機特性曲線圖，藍線為各轉速下發電機所能接收最大扭力最大扭力為 55Nm，最高轉速為 5500rpm，最大輸出功率為 15kW，最高效率為 0.85。

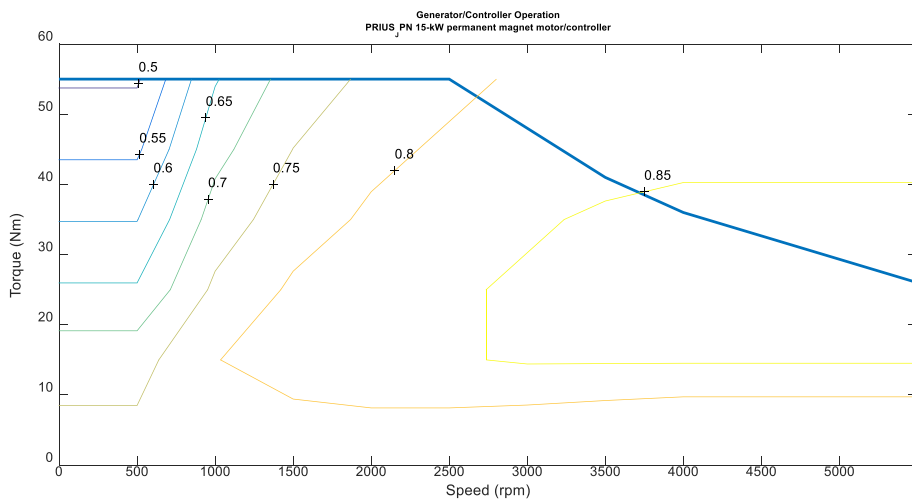


圖 4-5 發電機特性曲線與效率等高線圖[23]

#### 4. 電池

電池使用與 Toyota Prius 相同之車載電池，為使用內電阻模型之鎳氫電池，總共串聯 40 個電池模組串聯，電池電壓為 308V，電池於 0.6 SOC 時進行 25C 放電可輸出 15kW 功率。

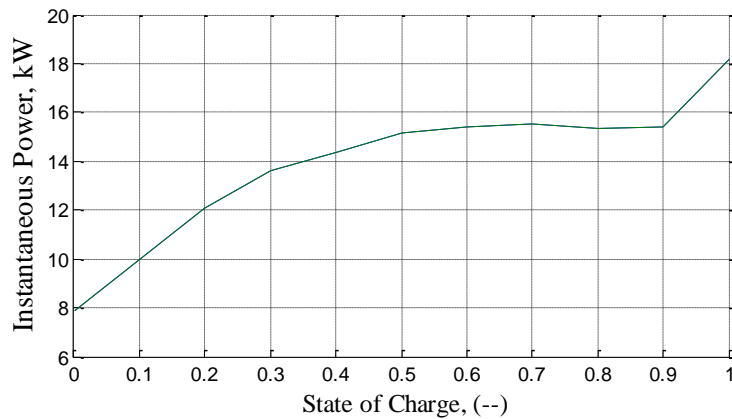
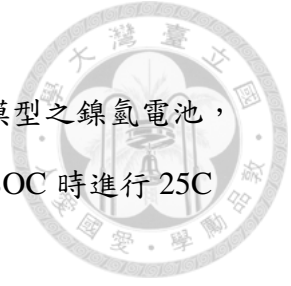


圖 4-6 25C 放電電池各 SoC 輸出功率

圖 4-7 為電池於 25C 充/放電時內電阻與電池 SoC 關係圖，電池於 0.5 SOC 時充放電擁有最低之內電阻，而在電池於低 SoC 與高 SoC 皆有較高之內電阻，電池效率較低。

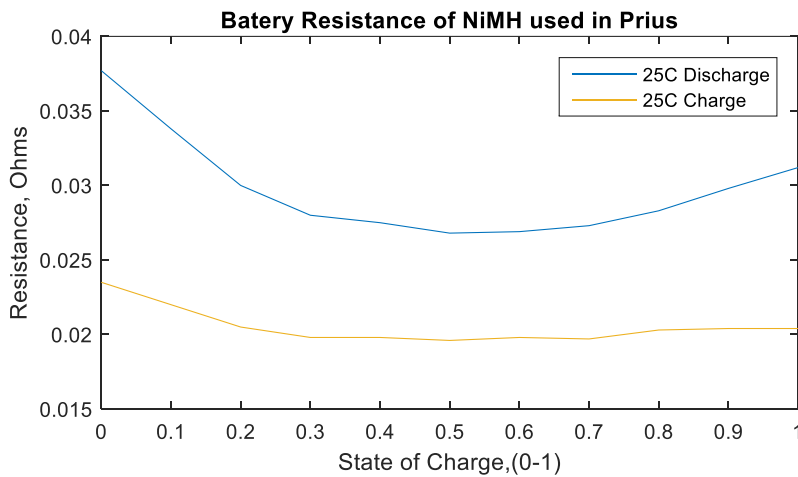


圖 4-7 電池充放電電阻對電池 SOC[23]

#### 5. 變速箱

使用手動五檔變速箱，第五檔減速比條件為車輛極速超過 135km/hr，在使用表 4.3 車身參數下引擎最高轉速與變速箱最高檔位減速比關係為式(4.2)及式



(4.3)，第五檔與最終減速比必須符合(4.2)關係式。

$$\frac{\omega_{ICE,max}}{\xi_5 \xi_{fd}} > 1247.7(rpm) \quad (4.1)$$

$$\xi_5 \xi_{fd} < 3.2058 \quad (4.2)$$



使用 Toyota 五檔手動齒輪變速箱，變速箱搭配最終減速比 4.06，修改變速第五檔減速比以滿足車輛極速需求，變速箱各檔位減速比如表 4.4。

表 4.4 Toyota 五檔齒輪箱減速比[22]

齒輪箱減速比 $\xi_i$					最終傳動 減速比
1 <sup>st</sup>	2 <sup>nd</sup>	3 <sup>rd</sup>	4 <sup>th</sup>	5 <sup>th</sup>	
3.55	1.90	1.31	0.97	0.79	4.06

變速箱效率使用由 Dongen 提出的效率公式進行縮放[37]，以輸出扭力、輸出轉速以及檔位計算變速箱輸入端的扭力損失，扭力損失包括了最終傳動的損失。圖 4-8 為變速箱於第一檔位時輸出轉速與扭力對應的效率圖，變速箱於高扭力時效率高，低扭力時效率低。

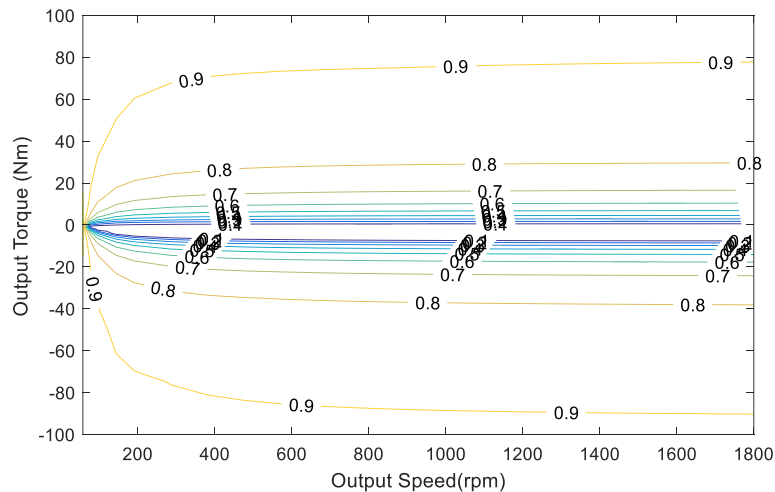


圖 4-8 變速箱於第一檔位時效率等高線圖[37]

## 4-2-2 傳統引擎動力系統

為車輛最常見之動力系統，將此系統作為分析比較的對照組，與其他類型動力系統進行比較。此為 A 型動力系統，引擎與系統負載間轉速與扭力呈固定比例關係，因此搭配五檔變速箱來調變轉速。圖 4-9 為此動力系統之功能動力圖。此系統使用 43kW 引擎作為動力元件，並搭配 Toyota 五檔手動變速箱傳遞動力至車輪。

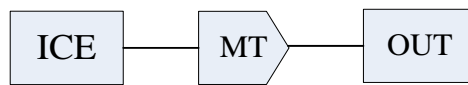


圖 4-9 傳統引擎動力系統功能動力圖

此動力系統耦合機構分析如表 4.5，表格第一欄顯示此動力系統構造圖編號以及圖示。此系統能達成操作模式 A，操作模式 A 為引擎輸出動力至系統負載，系統可達成一種操作模式因此其操作模式指標為 14%。此動力系統之耦合機構沒有可操作之離合器，因此耦合機構有效性為 100%。

表 4.5 引擎車輛耦合機構分析

構造圖編號與圖示 1-0/0-1-2	操作模式							操作模式指標	耦合機構有效性
	A	B	C	D	E	F	G		
	•							14%	100%

此動力系統控制策略為控制變速箱的升檔與降檔，變速箱控制方式設定各檔位使用相同升降檔線，如圖 4-10 所示。當引擎操作點超過升檔控制線時變速箱進入下一檔，當引擎操作點小於降檔控制線時變速箱降一檔位。

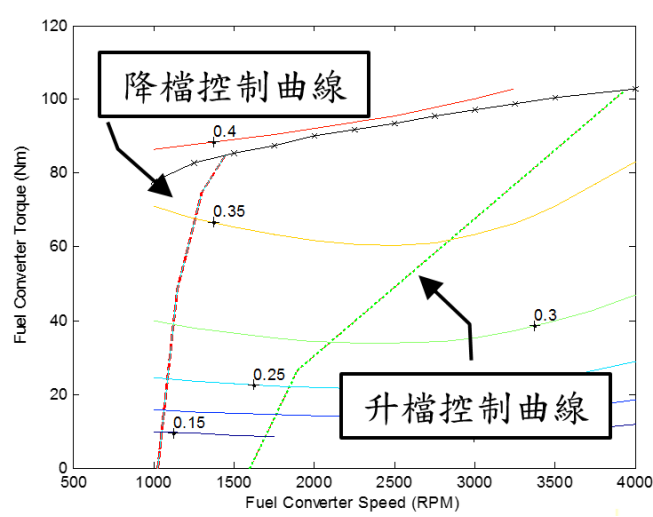


圖 4-10 換檔控制方式[23]

模擬結果圖 4-11 為傳統引擎驅動行駛於 WLTC 行車型態時的引擎操作點，於低速時操作點多分布於低轉速低扭力區間，於高速時引擎操作點多位於高轉速高扭力區間。

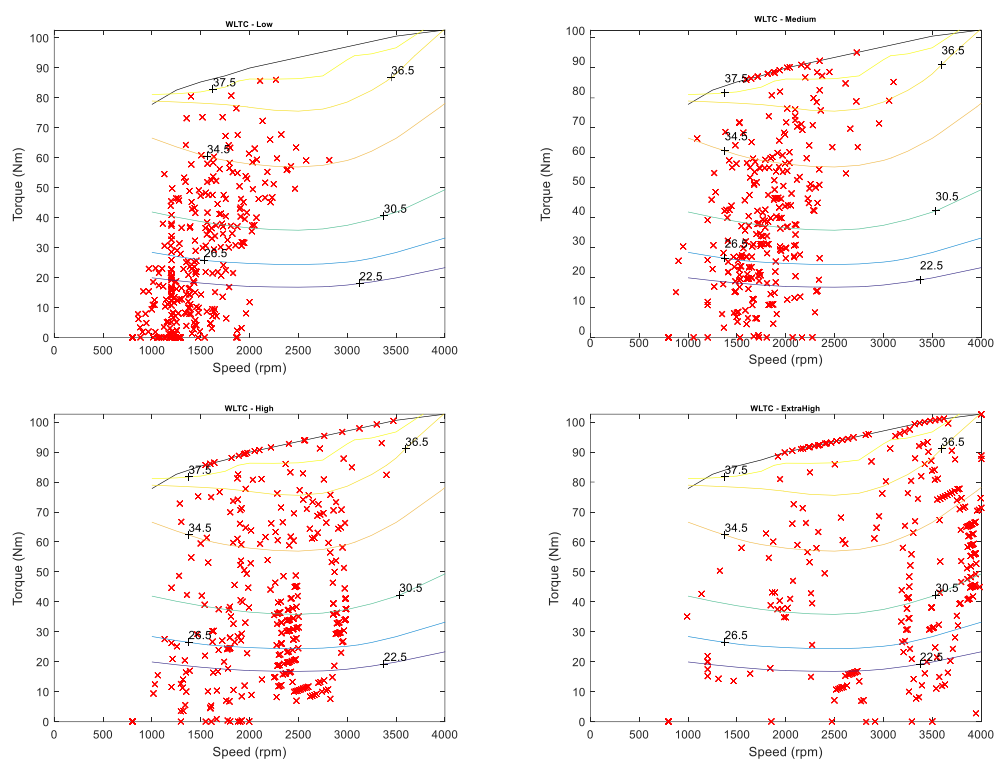


圖 4-11 傳統引擎驅動於 WLTC 行車型態引擎操作點，左上低速；右上中速；左下高速；右下超高速

表 4.6 為傳統引擎驅動行駛 WLTC 行車型態時的引擎操作點平均以及引擎平均效率，操作點平均為將各操作點之轉速與扭力加總後平均。可以觀察到引

引擎轉速、扭力與效率隨著低速至高速上升。引擎平均效率於行駛 WLTC 超高速部分時最高為 0.311。

表 4.6 傳統引擎車平均操作點與效率

	低速	中速	高速	超高速
轉速操作點平均 (rpm)	1520.7	1822	2297	3140.8
扭力操作點平均 (N-m)	29.5625	42.7083	40.4539	54.8085
引擎平均效率	12.6%	26.86%	28.39%	31.1%

引擎所產生之動力接著透過傳動鏈傳遞至車輪，在本動力系統中為經過變速箱傳遞至車輪，

傳統引擎驅動動力傳遞皆為透過變速箱傳遞至車輪，由引擎輸出之動力經過齒輪箱與最終傳動傳遞至車輪，因此傳動效率  $\eta_{conv}$  為離合器效率  $\eta_c$  乘齒輪箱效率  $\eta_{gb}$  乘最終傳動效率  $\eta_{fd}$ ，如式(4.10)。變速箱與最終傳動效率由圖 4-8 效率等高線圖計算。各行車型態傳動效率見表 4.7，各速度下行駛之傳動效率相近切維持高效率，約為 0.9。

$$\eta_{conv} = \eta_c \eta_{gb} \eta_{fd} \quad (4.3)$$

表 4.7 傳統引擎傳動效率

WLTC 行車型態	低速	中速	高速	超高速
傳動效率 $\eta_{conv}$	0.8708	0.8966	0.8847	0.9063

動力系統能量效率可分為兩點來評估，第一點為車輛之油耗表現，油耗表現為車輛使用每公升汽油可以行使的距離。第二點為總體系統效率，總體系統效率為動力系統消耗能量用來克服空氣阻力與滾動阻力的比例。表 4.8 為引擎車系統能量效率，引擎車輛於低速時油耗表現最差，原因為引擎與傳動效率較低，而引擎車行駛於高速時油耗表現最佳，原因為引擎效率的提升，而行駛於高超速時雖然有最高的引擎效率，但引擎效率的提升沒有超越風阻增加的影響。

響，因此油耗表現和高速相比較差。

總體系統效率排除各車速下風阻大小的差異，其計算方式為空氣阻力耗能與滾動阻力耗能除以車輛消耗能量的百分比，如式(4.11)

$$\eta_{total} = \frac{E_a + E_r}{E_{ICE} - E_{bat\_storage}} \times 100\% \quad (4.4)$$

其中  $E_a$  為空氣阻力所消耗能量， $E_r$  為滾動阻力耗能， $E_{ICE}$  為引擎消耗能量， $E_{bat\_storage}$  為行車前與型車後電池能量差異。

引擎車總體系統效率代表引擎燃燒汽油所產生的熱能最後用以抵抗空氣阻力與滾動阻力的比例，總體系統效率由低速至超高速逐漸提升，原因為引擎效率的提升，以及行車型態中慣性阻力的比例降低。

表 4.8 引擎車系統能量效率

行車型態	低速	中速	高速	超高速
油耗表現	13.5138 (km/L)	17.8571 (km/L)	20 (km/L)	17.2414 (km/L)
總體系統效率 $\eta_{total}$	6.4%	10.7%	16.1%	22.2%

### 4-2-3 扭力耦合器動力系統

此小節配置使用一扭力耦合器之 B 型動力系統，引擎與馬達透過扭力耦合器相接耦合後輸出動力，並在引擎端增加離合器，控制離合器接合可以連接、斷開引擎連接。引擎與馬達經過扭力耦合器耦合後連接至變速箱。圖 4-12 為此動力系統之功能動力圖，Toyota Insight[29]與此系統擁有相同之功能動力圖。此系統使用的動力系統使用 43kW 引擎與 41kW 馬達，並搭配 Toyota 五檔手動變速箱將動力傳遞至車輪，車載電池使用鎳鋅電池串聯 40 個電池模組串聯，電池電壓為 308V。

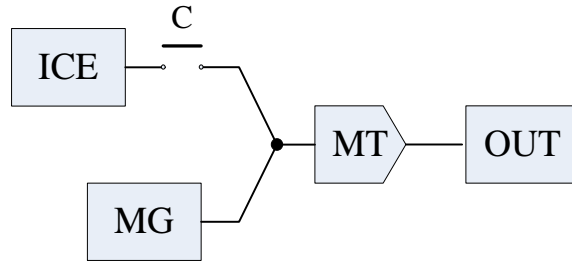


圖 4-12 使用扭力耦合器之動力系統功能動力圖

表 4.9 為此動力系統耦合機構分析，此動力系統構造圖編號為 2-1/0-1-2，此動力系統可達成五種操作模式，分別為操作模式 A：引擎輸出動力至負載，操作模式 B：馬達輸出動力至負載，操作模式 C：引擎與馬達輸出動力至負載，操作模式 D：引擎輸出至負載與電池，操作模式 G：負載輸出至電池。操作模式指標為 71%。此動力系統耦合機構擁有一個可操作離合器，離合器接合與分離皆可形成有效操作模式，因此耦合機構有效性為 100%。

表 4.9 動力系統耦合機構分析

構造圖標號與圖示 2-1/0-1-2	操作模式							操作模式 指標	耦合機構有效 性
	A	B	C	D	E	F	G		
	•	•	•	•			•	71%	100%

由動力元件的連接關係可以推導互相間的扭力與轉速關係，引擎與馬達透過扭力耦合器相接，令引擎之轉速與扭力耦合器輸出轉速相同，馬達端則設定減速比當馬達運作於最高轉速 4000rpm 時引擎也同樣運作於其最高轉速 6000rpm，如此設定可以使馬達有良好動力匹配。如(4.4)式所示，因此扭力耦合器輸出端轉速與扭力如式(4.5)

$$\xi_{mg} = \frac{\omega_{mg,max}}{\omega_{ICE,max}} = 1.5 \quad (4.5)$$

$$\begin{cases} \omega_{ICE} = \frac{\omega_{mg}}{\xi_{mg}} = \omega_{tc\_out} \\ T_{ICE} + \xi_{mg} T_{mg} = T_{tc\_out} \end{cases} \quad (4.6)$$

耦合後之扭力與轉速再透過變速器連接至輸出端，此驅動系統可以透過馬達來調整引擎輸出扭力，達到調變扭力的功能。



$$\begin{cases} \frac{\omega_{ic\_out}}{\xi_i} = \omega_{out} \\ \xi_i T_{ic\_out} = T_{out} \end{cases} \quad (4.7)$$

控制策略決定了動力元件的運作，使用法則控制(Rule-based Control)作為引擎馬達控制策略，圖 4-13 左為當電池電量充足時的引擎開關控制，當電池 SoC 高於設定 SoC 最低值時使用此引擎控制策略，當引擎轉速低於設定全電行駛時關閉引擎，車輛從停止啟動時使用馬達驅動。而當車輛行駛時於引擎扭力低於該轉速下最大扭力的設定比例時關閉引擎使用馬達驅動。

當電池電量不足時使用圖 4-13 右控制策略替電池充電，第一種情況為引擎輸出扭力高於設定扭力曲線，此時使引擎輸出更多扭力替電池充電。第二種情況為引擎輸出扭力低於設定扭力曲線，此時使引擎輸出設定扭力曲線之扭力。

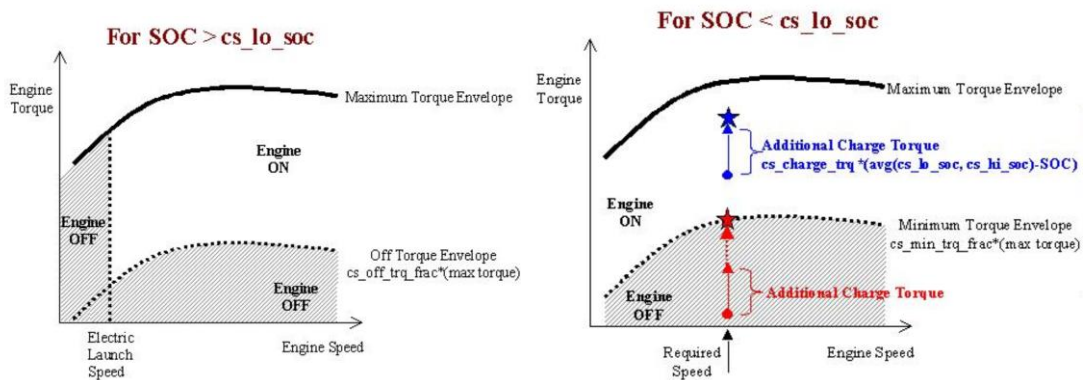
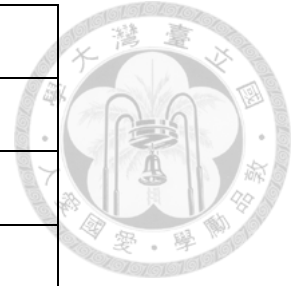


圖 4-13 電池電量充足與不足時引擎開啟/關閉時機[23]

表 4.10 控制策略參數

控制參數	數值
電池最高 SOC	0.7
電池最低 SOC	0.6

全電行駛轉速 (m/s)	4
最低扭力比例	0.4
最低充電扭力比例	0.4
充電扭力 (N-m)	20



本節討論使用扭力耦合器之 B 型動力系統模擬結果，使用扭力耦合器之並聯式系統可以調控引擎扭力與系統負載扭力關係。引擎的效率根據其運作的轉速與扭力決定，圖 4-14 為行駛 WLTC 行車型態時的引擎操作點，各車速下的操作點分布與圖 4-11 傳統引擎車相似，然而操作點轉速與扭力皆有提升。扭力提升的原因為電池有充電需求時將馬達當作發電機使用，提升引擎輸出時的扭力。轉速的提升為車輛行駛於低速且電池電量充足時關閉引擎使用馬達驅動。

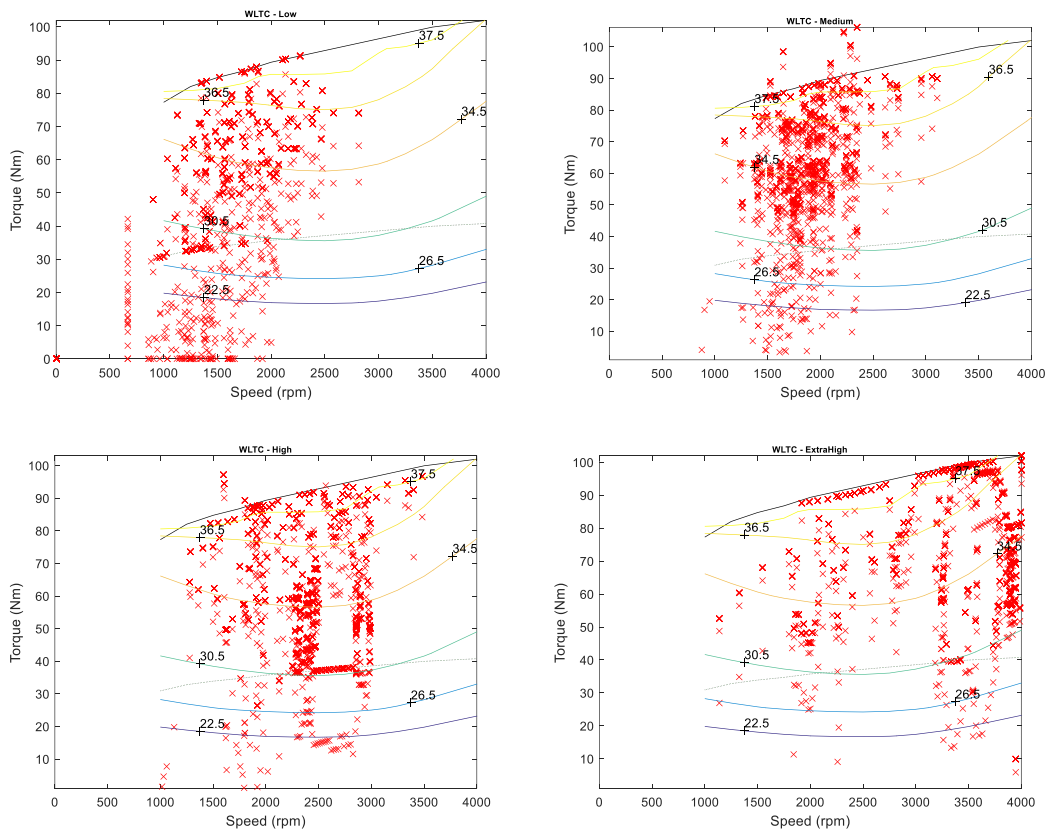


圖 4-14 WLTC 行車型態引擎操作點，左上低速；右上中速；左下高速；右下超高速

表 4.11 為引擎操作點平均與效率平均，圖 4-15 為引擎效率比較，使用扭力耦合器之 B 型系統可以有效提升扭力操作點如此減少位於低扭力低效率的操



作點，因此引擎效率有大幅的提升。行駛於低速、中速、高速及超高速之引擎平均效率與 A 型傳統引擎驅動相比效率有所提升。於低速時引擎效率提升幅度最大，效率提升幅度隨著速度上升而變小。



表 4.11 引擎平均操作點與效率

	低速	中速	高速	超高速
轉速操作點平均 (rpm)	1665.8	1914.3	2406.2	3270.7
扭力操作點平均 (Nm)	55.3065	64.2265	62.3051	71.4261
引擎平均效率	30.62%	34.67%	34.84%	34.98%

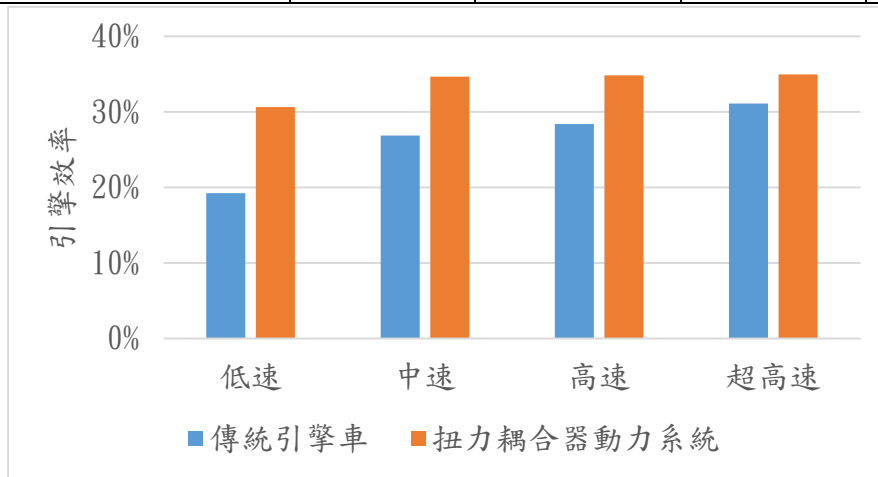


圖 4-15 傳統引擎車與扭力耦合器動力系統引擎效率比較

圖 4-16 為使用扭力耦合器 B 型系統與引擎驅動 A 型系統引擎平均操作點比較，圓形標號為傳統引擎車於 WLTC 行車型態低速、中速、高速及超高速行駛時的引擎平均操作點，方形標號為使用扭力耦合器 B 型系統引擎平均操作點。由圖可見其透過提升扭力的方式來提升引擎效率，於低速時提升幅度最大，提升的幅度隨著速度上升而下降。

理論上扭力耦合器可以完全調整引擎操作點之扭力，使引擎在各轉速下其扭力位於最高效率點。然而實際上扭力操控的幅度受到控制策略的影響，引擎輸出扭力的提升為透過馬達充電來提升，因此馬達充電時的充電扭力大小，行駛時消耗電池電量造成的電池 SOC 改變皆會影響扭力調控的幅度。

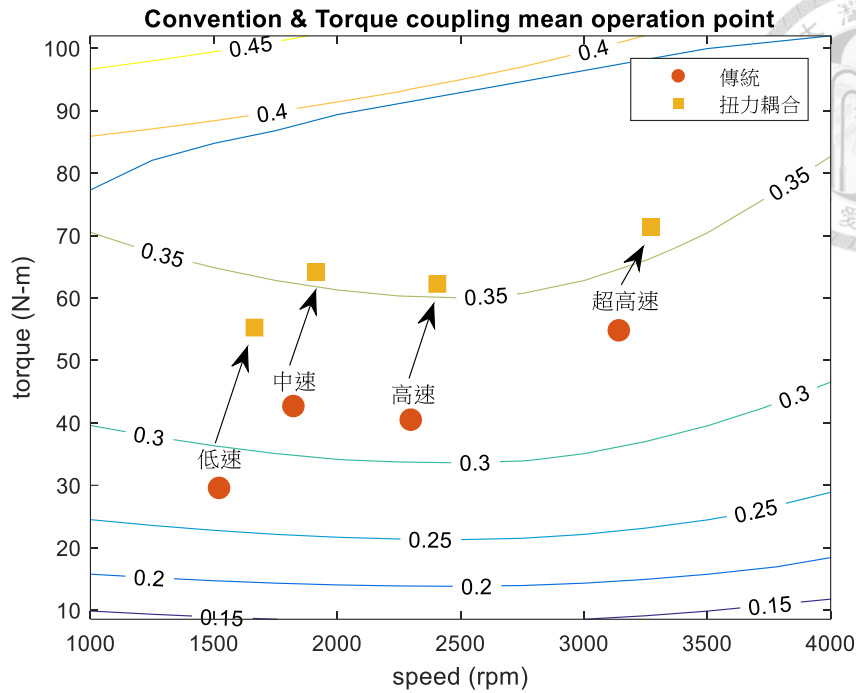


圖 4-16 傳統引擎車與扭力耦合器動力系統引擎平均操作點比較

使用扭力耦合器之 B 型系統引擎輸出動力有兩個傳遞途徑，第一為引擎動力無經過能量轉換輸出至車輪，輸出之轉速與扭力以機械能的方式經過變速箱與最終傳動輸出至車輪，此以機械能傳動的效率  $\eta_{par\_mech}$  為離合器效率  $\eta_c$  乘變速箱效率  $\eta_{gb}$  乘以最終傳動效率  $\eta_{fd}$ ，如下式。

$$\eta_{par\_mech} = \eta_c \eta_{gb} \eta_{fd} \quad (4.8)$$

第二種能傳遞途徑為引擎輸出動力經過馬達轉換為電能儲存於電池中，在於馬達驅動時由電池提供能量驅動馬達。此為經過電能轉換的能量傳遞途徑，其傳遞效率  $\eta_{par\_elec}$  為離合器效率  $\eta_c$ 、馬達作為發電機使用時的效率  $\eta_{gen}$ 、電池效率  $\eta_{bat}$ 、馬達驅動時效率  $\eta_m$ 、變速箱效率  $\eta_{gb}$  與最終傳動效率  $\eta_{fd}$  等以上效率相乘，如式(4.13)。

$$\eta_{par\_elec} = \eta_c \eta_{gen} \eta_{bat} \eta_m \eta_{gb} \eta_{fd} \quad (4.9)$$

整體傳動效率  $\eta_{par}$  為引擎輸出能量傳遞至車輪之效率，計算方式為輸入車



輪之能量  $E_{wheel\_in}$  扣除動能回收能量傳遞至車輪部分  $E_{regen\_to\_wheel}$ ，在扣除電池初始能量傳遞到車輪部分  $E_{intbat\_to\_wheel}$  最後除以引擎輸出能量  $E_{ICE\_out}$ ，詳細計算方式見式(4.16)。

$$E_{regen\_to\_wheel} = E_{gen} \eta_{bat} \eta_m \eta_{gb} \eta_{fd} \quad (4.10)$$

$$E_{intbat\_to\_wheel} = E_{bat\_diff} \eta_m \eta_{gb} \eta_{fd} \quad (4.11)$$

$$\eta_{par} = (E_{wheel\_in} - E_{regen\_to\_wheel} - E_{intbat\_to\_wheel}) / E_{ICE\_out} \quad (4.12)$$

表 4.12 為行駛 WLTC 行車型態動力輸出經過機械與電能途徑傳遞的比例以及整體傳動效率。透過機械途徑傳遞動力有較高的效率，而經過電能途徑傳遞動力由於經過能量轉換因此效率較低，整體傳動效率與兩者的比例相關。行駛 WLTC 超高速時引擎動力經電能轉換比例最小，因此有最高傳動效率。

表 4.12 傳動效率

WLTC 行車型態	低速	中速	高速	超高速
電能轉換比例	18.76 %	11.41 %	17.49 %	9.05 %
機械途徑比例	81.24 %	88.59 %	82.51 %	90.95 %
整體傳動效率 $\eta_{par}$	80.46%	83.10%	78.62%	83.67%

表 4.13 為系統能量效率統計，行駛於中速時動力系統有最好的油耗表現，而行駛於低速、中速以及高速皆有良好的油耗表現。行駛於超高速時雖然引擎效率以及傳動效率皆有高效率表現，但空氣阻力的增加造成較差油耗表現。但是以總體系統效率的觀點，汽油燃燒熱能轉換為克服空氣阻力與滾動阻力的比例以行使超高速時有高的轉換比例，總體系統效率由低速至超高速比例提升。圖 4-17 為 A 型與 B 型系統油耗表現比較，B 型系統於各車速下油耗表現比 A 型系統佳，油耗表現改善的幅度以低速最大，依序遞減至超高速改善幅度最小。

表 4.13 使用扭力耦合器之系統能量效率

行車型態	低速	中速	高速	超高速
油耗表現(km/L)	22.2222	24.3902	23.2558	18.1818
總體系統效率 $\eta_{total}$	10.4%	14.4%	18.8%	23.7%

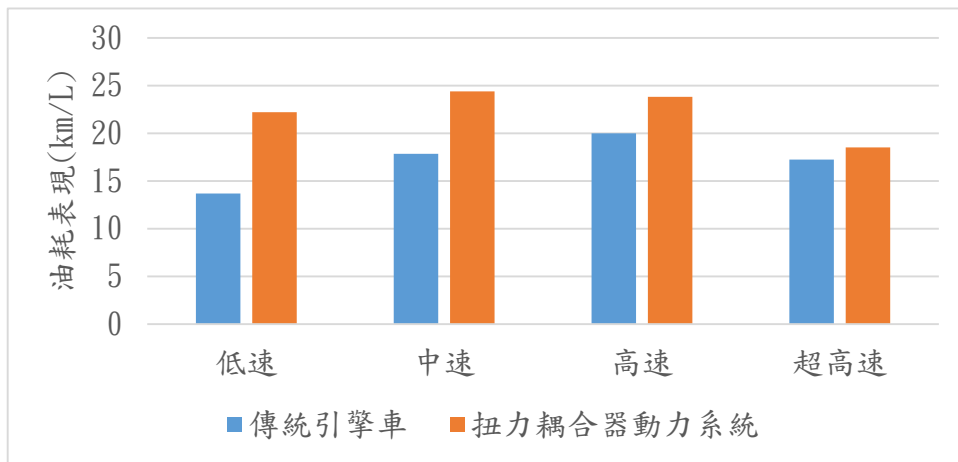


圖 4-17 傳統引擎車與扭力耦合器動力系統油耗表現比較

#### 4-2-4 轉速耦合器動力系統

此小節配置使用轉速耦合器之 C 型動力系統，引擎與馬達透過轉速耦合器相接後輸出動力如圖 4-18，此動力系統可以使動力元件的轉速與負載間轉速呈疊加關係，然而由圖 4-3 可見汽油引擎效率對轉速的改變變化不大，因此當使用汽油引擎為動力元件時使用此系統沒有明顯效益，然而此混合動力系統適合使用於效率對轉速變化有較大改變的動力元件如渦輪發動機、磁阻馬達。

陳盈秀於油電混合動力車之系統匹配[13]中模擬此系統表現，並稱此系統為三自由度混合動力系統，模擬結果此系統與傳統引擎車相比油耗表現小幅提升，與扭力耦合器系統相比油耗表現較差，因此省略模擬此類型動力系統。

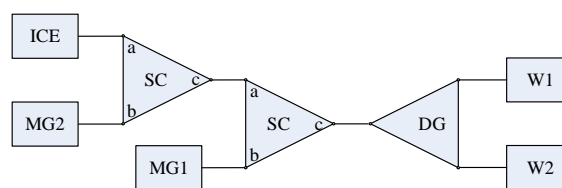


圖 4-18 使用轉速耦合器之動力系統功能動力圖[13]



### 4-2-5 THS 混合動力系統

此小節配置一使用轉速耦合器與扭力耦合器之 D 型動力系統，此混合動力系統共有三個動力元件，引擎與發電機透過行星齒輪轉速耦合器相接，耦合後的動力在經過扭力耦合器與馬達相接，此系統配置為 Toyota Hybrid System，簡稱為 THS 混合動力系統。圖 4-19 為其功能動力圖，Toyota Prius[29]與此系統擁有相同之功能動力圖，此動力系統配置使用 43kW 引擎、26kW 馬達與 15kW 發電機，車載電池使用 308V 鎳鋅電池。

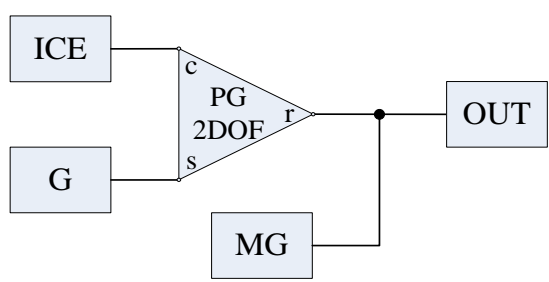


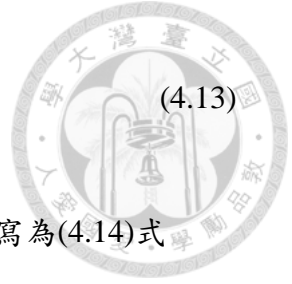
圖 4-19 使用扭力與速度耦合器之 D 型動力系統功能動力圖

此動力系統構造圖編號為 3-1/1-1-2-2，此動力系統可達成四種操作模式，分別為操作模式 B：馬達輸出動力至負載，操作模式 C：引擎與馬達輸出動力至負載，操作模式 D：引擎輸出至負載與電池，操作模式 G：負載輸出至電池。操作模式指標為 57%。此動力系統耦合機構無可操作離合器，因此耦合機構有效性為 100%，耦合機構分析如表 4.14 所示。

表 4.14 耦合機構分析

構造圖編號與圖示 3-1/1-1-2-2	操作模式							操作模式指標	耦合機構有效性
	A	B	C	D	E	F	G		
		•	•	•			•	57%	100%

由動力元件的連接關係可以推導互相間的扭力與轉速關係，由 2-1-2 節所推導之行星齒輪三端關係可得到以環齒輪作為輸出端之轉速與扭力關係，其中  $Z_s$  為太陽齒齒數， $Z_r$  為環形齒齒數。



$$\begin{cases} \left(\frac{Z_s + Z_r}{Z_r}\right)\omega_c - \frac{Z_s}{Z_r}\omega_s = \omega_r \\ \frac{Z_r}{Z_s}T_s = \frac{Z_r}{Z_s + Z_r}T_c = T_r \end{cases} \quad (4.13)$$

引擎連接行星架，發電機連接太陽齒，因此轉速扭力關係可改寫為(4.14)式

$$\begin{cases} \left(\frac{Z_s + Z_r}{Z_r}\right)\omega_{ICE} - \frac{Z_s}{Z_r}\omega_{gen} = \omega_r \\ \frac{Z_r}{Z_s}T^{gen} = \frac{Z_r}{Z_s + Z_r}T_{ICE} = T_r \end{cases} \quad (4.14)$$

行星齒輪之環形齒端又與馬達以扭力耦合器相接，使用同軸扭力耦合器因此兩端轉速相同，扭力呈相加關係，由此可推導輸出端轉速與扭力為(4.15)式

$$\begin{cases} \omega_r = \omega_{mg} = \omega_{out} \\ T_r + T_{mg} = T_{out} \end{cases} \quad (4.15)$$

控制策略決定了動力元件的運作，使用法則控制(Rule-based Control)控制驅動系統中的引擎、發電機以及馬達，引擎與負載間轉速與扭力解耦合，因此可以調控引擎轉速與扭力，控制指令由以下步驟依序產生，首先給定車輛速度、車輛輸出功率以及電池電量，接著計算電池充放電所需求之功率，引擎輸出功率為車輛輸出功率加上電池要求之功率，接著用下規格控制各元件轉速與扭力：

1. 由電池電量、目標車速計算引擎輸出功率命令
2. 由圖 4-20 引擎操作線決定引擎轉速與扭力
3. 設定發電機轉速以操作引擎轉速達到操作點
4. 設定馬達扭力以操作引擎達到操作點

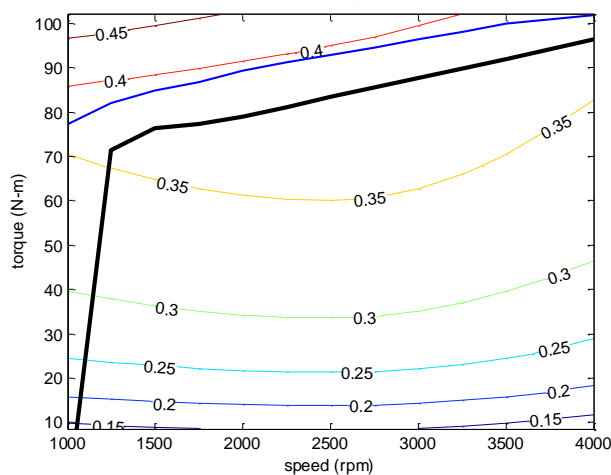


圖 4-20 引擎操作線圖

本節討論使用轉速與扭力耦合器之 D 型動力系統模擬結果，此為系統具有一個馬達與一個發電機，可以調整引擎轉速與扭力。引擎控制策略為根據充電需求與行車功率需求來命令引擎操作點追尋圖 4-20 所示引擎操作線。圖 4-21 為 WLTC 行車型態引擎操作點，在各速度下引擎轉速與扭力大至符合引擎操作線。只有行駛 WLTC 超高速時有較多偏離引擎操作線之操作點，此為動力系統發電機轉速達到上限時造成。

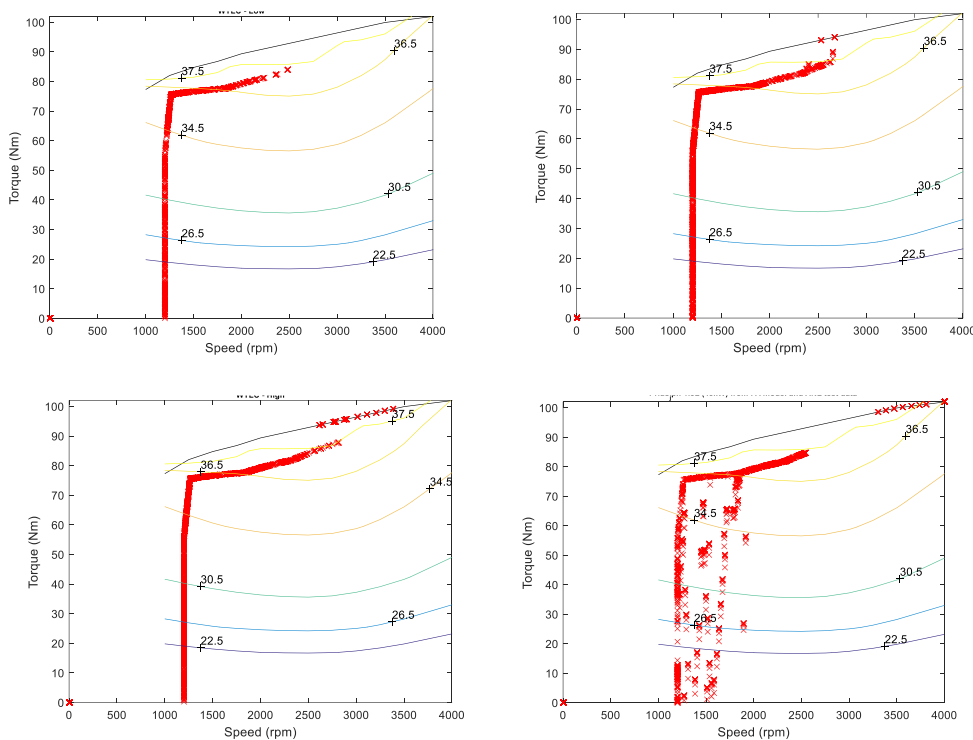


圖 4-21 WLTC 行車型態引擎操作點，左上低速；右上中速；左下高速；右下超高速

圖 4-22 為行駛 WTLC 超高速時發電機操作點，部分操作點達到其轉速上限 5500rpm，引擎之轉速控制為調整發電機轉速，因此轉速控制的能力受到發電機轉速上限影響。

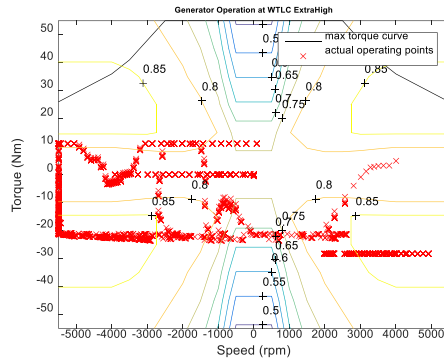


圖 4-22 發電機操作點於 WTLC 超高速

表 4.15 為引擎平均操作點與效率，於低速、中速以及高速時引擎操作點大致相同，三者效率也相近。引擎效率由低速至超高速些許提升，超高速擁有最高引擎平均效率，引擎操作點轉速平均與扭力平均皆為最高。與 A 型動力系統比較引擎效率皆較佳，於低速時效率改善幅度最大。

表 4.15 引擎平均操作點與效率

	低速	中速	高速	超高速
轉速操作點平均	1407.4	1432.5	1533.6	2316.3
扭力操作點平均	55.7698	55.4401	62.1002	72.4433
引擎平均效率	31.56%	32.19%	33.84%	34.79%

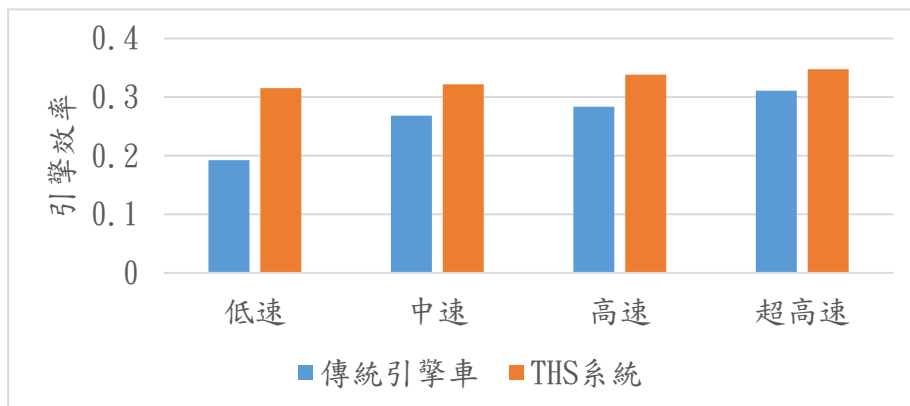


圖 4-23 傳統引擎車與 THS 系統引擎效率比較



圖 4-24 為傳統引擎車與此動力系統行駛 WLTC 行車型態低速、中速、高速以及超高速時引擎平均操作點，在行駛低速、中速以及高速時動力系統可以令平均引擎操作點之轉速與扭力維持一定值，引擎操作點可以依照控制策略設定之引擎操作線運作。行駛於超高速時引擎平均轉速較傳統驅動低，引擎平均扭力較傳統驅動高。WLTC 超高速時車輛功率需求大，因此引擎操作點多位於引擎操作線高扭力區域，且部分低扭力區間操作點因發電機達到轉速上限而使引擎運作轉速提升。

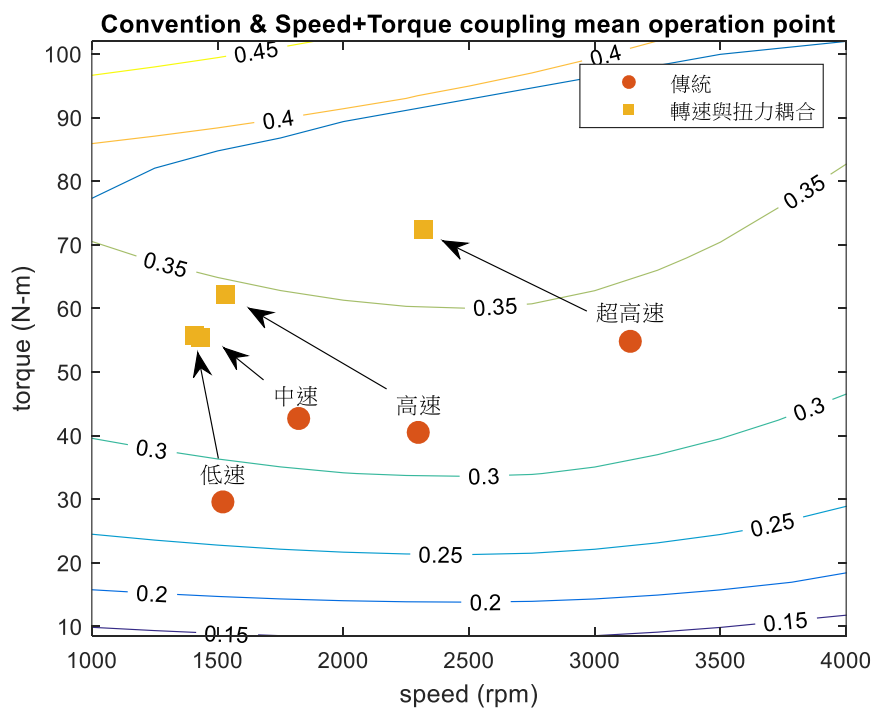


圖 4-24 傳統引擎車與 THS 系統行駛 WLTC 引擎平均操作點比較

引擎輸出之動力可經過電能或機械能兩種途徑傳遞至車輪，圖 4-19 中的轉速耦合器具有動力分配的功能，引擎之動力透過此動力分配裝置(power split device) [38]分離為輪胎輸出端與發電機端。第一種為動力不經過能量轉換直接以機械能的形式傳遞至車輪，動力經過行星齒輪與最終傳動輸出至車輪，此以機械能傳動的效率  $\eta_{prius\_mech}$  為行星齒輪效率  $\eta_{pg}$  乘以最終傳動效率  $\eta_{fd}$ ，為了簡化模型複雜度假設行星齒輪無消耗，因此 Prius 機械途徑效率如下(4.17)式。

$$\eta_{prius\_mech} = \eta_{fd} \quad (4.16)$$

第二種能量傳遞途徑為引擎輸出動力經過發電機電能轉換，發電機產生之電能可以直接供馬達驅動使用，或是儲存於電池中待馬達有能量需求時再由電池提供能量驅動馬達。引擎動力經過發電機直接驅動馬達的傳動途徑效率

$$\eta_{prius\_elec\_dir} \text{ 為發電機效率 } \eta_{gen} \text{ 乘以驅動馬達效率 } \eta_m \text{ 乘以最終傳動效率 } \eta_{fd} \text{，如式} \quad (4.18)$$

$$\eta_{prius\_elec\_dir} = \eta_{gen} \eta_m \eta_{fd} \quad (4.17)$$

經過電池儲存之傳動效率  $\eta_{prius\_elec\_bat}$  為發電機效率  $\eta_{gen}$ 、電池效率  $\eta_{bat}$ 、驅動馬達效率  $\eta_m$  以及最終傳動效率  $\eta_{fd}$  以上相乘。

$$\eta_{prius\_elec\_bat} = \eta_{gen} \eta_{bat} \eta_m \eta_{fd} \quad (4.18)$$

整體傳動效率  $\eta_{prius}$  為引擎輸出動力傳遞至車輪之效率，計算方式為輸入車輪之能量  $E_{wheel\_in}$  扣除動能回收能量傳遞至車輪部分  $E_{regen\_to\_wheel}$ ，在扣除電池初始能量傳遞到車輪部分  $E_{intbat\_to\_wheel}$  最後除以引擎輸出能量  $E_{ICE\_out}$ ，詳細計算方式見式(4.22)。

$$E_{regen\_to\_wheel} = E_{gen} \eta_{bat} \eta_m \eta_{fd} \quad (4.19)$$

$$E_{intbat\_to\_wheel} = E_{bat\_diff} \eta_m \eta_{fd} \quad (4.20)$$

$$\eta_{prius} = (E_{wheel\_in} - E_{regen\_to\_wheel} - E_{intbat\_to\_wheel}) / E_{ICE\_out} \quad (4.21)$$

表 4.16 為 Prius 行駛於 WTLC 行車型態各車速下之傳動效率，引擎動力採用機械途徑傳遞至車輪省去變速箱後有高效率，行駛於低速時因發電機轉速低操作點多位於低效率區間，經電能轉換途徑效率低。行駛於較高車速部分發電機效率因轉速提升而上升。

表 4.16 Prius 於 WLTC 行車型態傳動效率

WLTC 行車型態	低速	中速	高速	超高速
機械途徑比例	61.16%	77.78%	84.16%	85.46%
電能轉換比例	38.84%	22.22%	15.84%	14.54%
整體傳動效率 $\eta_{prius}$	72.05%	81.14%	80.92%	83.55%

表 4.17 為系統能量效率，行駛於低速、中速以及高速時的油耗表現相似，行駛於高速時油耗表現最佳，而行駛於超高速時的油耗表現最差。原因為超高速時空氣阻力增加。圖 4-25 為 A 型引擎車與 D 型系統油耗表現比較，於各車速下 D 型系統皆有較佳油耗表現，於低速時有最大幅度的油耗表現改善，改善幅度由車速增加依序遞減。

表 4.17 系統能量效率

WLTC 行車型態	低速	中速	高速	超高速
油耗表現(km/L)	23.1638	22.8658	23.9810	18.6130
總體系統效率 $\eta_{total}$	10.6%	13.6%	19.3%	24.3%

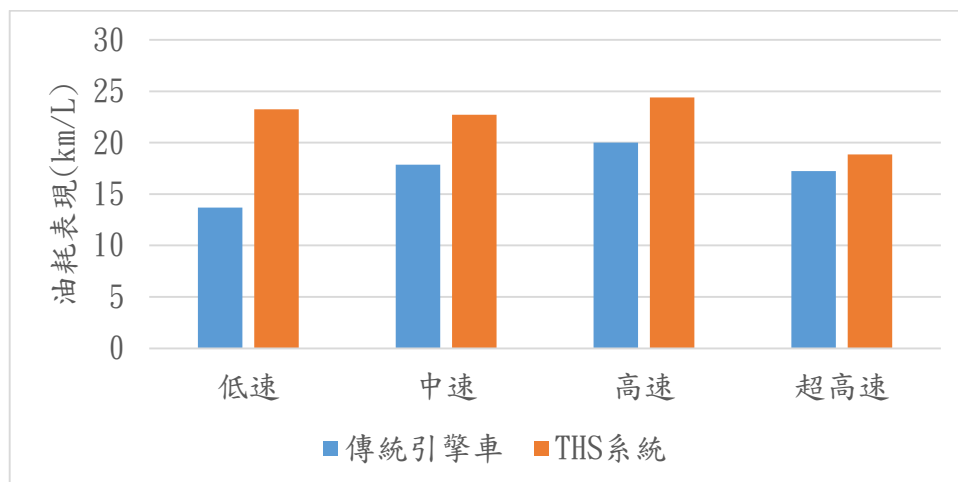


圖 4-25 傳統引擎車與 THS 混合動力系統油耗表現比較

THS 混合動力系統為串並聯式混合動力系統，動力系統同時表現了並聯式與串聯式動力系統的特性，而過去對於混合動力系統的最佳混合動力比例多只有討論並聯式混合動力系統，因此以下探討串並聯式混合動力系統的馬達與發電機的功率大小對於油耗表現的影響。THS 混合動力系統中的發電機以及馬達功能分別為調控引擎轉速與扭力，以縮放動力元件最大扭力曲線的方式改變 THS 系統中的馬達與發電機最大輸出功率，表 4.18 為動力元件最大功率的調整方式，分別將馬達與發電機最大功率放大與縮小 25% 與 50%，並討論油耗表現的影響。

表 4.18 動力元件最大功率調整方式

參數	原始設定值	-50%	-25%	+25%	+50%
馬達最大功率	26kW	13kW	20kW	33kW	39kW
發電機最大功率	15kW	8kW	11kW	19kW	23kW

表 4.19 為調整功率後的 THS 混動系統於各行車型態下的油耗表現模擬結果，其中將馬達與發電機最大功率增加 25% 與 50% 對油耗表現無明顯影響，油耗表現只有小幅度的改變。而將馬達與發電機最大功率減少 25% 與 50% 則會降低油耗表現，又以行駛於低速時油耗表現變差的幅度最大，然而行駛於超高速時減少馬達與發電機最大功率大小會小幅度提升油耗表現。

表 4.19 最大功率調整方式於各行車型態下的油耗

最大功率調整方式	低速油耗(km/L)	中速油耗(km/L)	高速油耗(km/L)	超高速油耗(km/L)
-50%	21.0884	21.5994	23.0236	18.8215
-25%	22.3807	22.6437	23.6387	18.6380
原始設定值	23.1638	22.8658	23.9810	18.6130
+25%	23.3398	22.8730	23.9655	18.5665
+50%	23.0290	22.8359	23.8878	18.5021

馬達與發電機最大功率增加 25% 與 50% 對油耗表現無明顯影響，原因為調整最大功率的方式為縮放動力元件的最大輸出扭力曲線，同時將動力元件的效率等高校圖的扭力座標軸進行縮放。而在馬達與發電機原始最大功率的設定值下，多數馬達與發電機之操作點皆小於最大輸出扭力，如圖 4-26 所示。因此增加馬達與發電機功率不會改變操作點的分布位置，油耗表現無明顯的改變，些微的油耗表現改變為增加馬達與發電機最大功率時的效率等高線圖以扭力座標軸進行縮放，因此會造成馬達與發電機運作效率的些微改變。

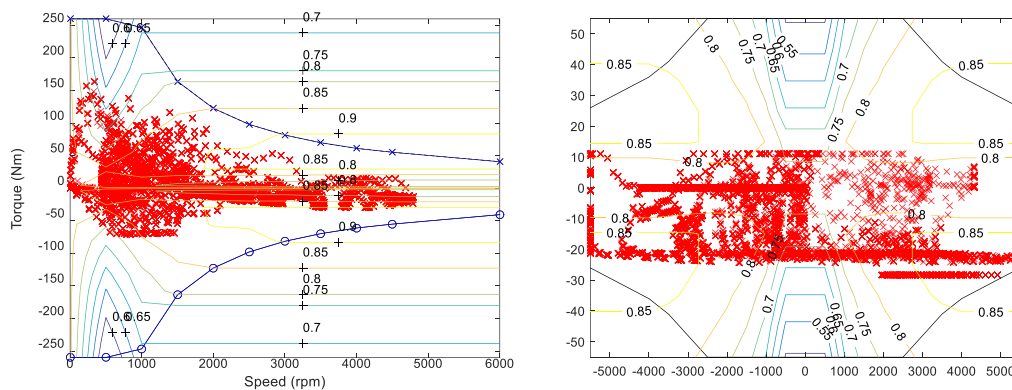


圖 4-26 原始設定值功率車輛行駛 WLTC 行車型態時馬達(左)與發電機(右)操作點分布

馬達與發電機最大功率減少 25% 與 50% 造成車輛行駛於 WLTC 型車型態低速與中速時的油耗表現變差，此為馬達與發電機達到扭力上限造成調控引擎操作點的功能變差所造成，如圖 4-27 中馬達與發電機操作點受到最大扭力輸出曲線所限制，發電機少數位於最大扭力曲線外的操作點為控制策略允許發電機短時間過負載所造成。車輛行駛於低速與中速時的扭力需求較大，因此減少馬達與發電機最大輸出扭力會降低車輛油耗表現。而行駛於高速與超高速時扭力需求小，減少馬達與發電機最大輸出扭力不會造成馬達與發電機操作點達到扭力限制，此時主要影響油耗的因素為縮放效率等高線圖造成，而將效率等高線縮放後會使行駛於高速與超高速時的馬達與發電機效率小幅度提升，因此造成油耗表小幅提升。

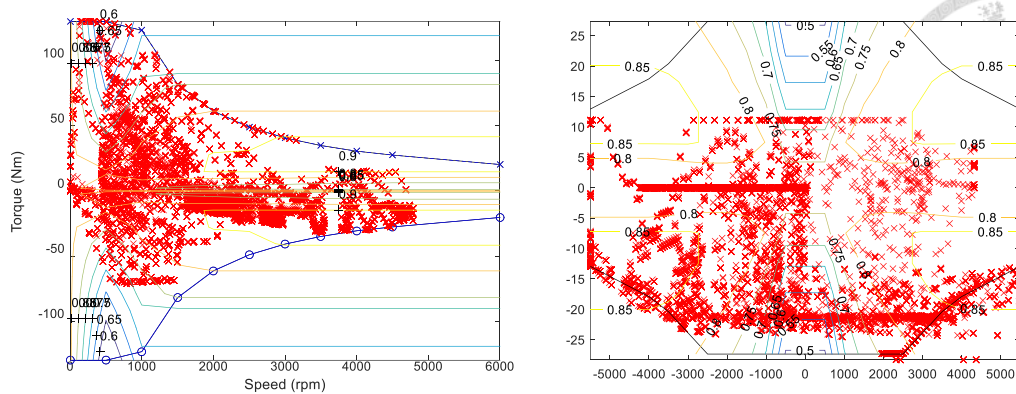


圖 4-27 -50%設定功率車輛行駛 WLTC 型車型態時馬達(左)與發電機(右)操作點分布

#### 4-2-6 串聯式動力系統

此 E 型動力系統引擎與發電機相接，馬達與輸出端經過一固定減速比相接，如圖 4-28。發電機產生之電力透過電能傳遞至馬達驅動車輛，引擎之轉速與扭力與車輪無對應關係。此動力系統配置使用 43kW 引擎、26kW 馬達與 15kW 發電機，此動力元件配置為模擬複雜式混合動力系統進行驅動模式切換的情況，因此搭配的馬達功率與發電機功率與市售之串聯式動力系統相比較小，複雜式混合動力系統可以於並聯式、串聯式以及串並聯式混合動力系統間切換。此系統車載電池使用 308V 鎳鋅電池，馬達與輸出端以固定減速比相接，計算固定減速比的方式為當馬達運作於最高轉速時且輪胎有 10% 滑差時，車輛可達到車速為 145km/h，以此為設計條件計算固定減速比為  $\xi_g = 4.07$ 。



圖 4-28 串聯式混動功能動力圖

此系統耦合機構分析如表 4.20，動力系統可達成四種操作模式，分別為操作模式 B：馬達輸出動力至負載，操作模式 E：引擎輸出至電池，操作模式 F：引擎輸出至電池、馬達輸出至負載，操作模式 G：負載輸出至電池。操作模式指標為 57%。此動力系統耦合機構無可操作離合器，因此耦合機構有效性為 100%。

表 4.20 耦合機構分析

操作模式							操作模式指標	耦合機構有效性
A	B	C	D	E	F	G		
	•			•	•	•	57%	100%

控制策略決定了動力元件的運作，使用法則控制(Rule-based Control)作為引擎開關控制，控制目標為使電池 SoC 維持於固定範圍內，使用以下規格控制引擎：

1. 引擎於電池 SoC 低於 0.6 SoC 時開啟引擎發電機替電池充電與驅動馬達
2. 引擎於電池 SoC 高於 0.8 SoC 時關閉引擎，使用電池提供能量驅動馬達
3. 引擎轉速與扭力操作於最佳效率操作線，同時符合發電機轉速與扭力上限

本節討論串聯式 E 型動力系統模擬結果，動力系統引擎連接發電機，因此引擎轉速與扭力可以不受到車輪轉速扭力影響，車輛行駛時引擎操作點可維持於高效率點。當車輛行駛超 WLTC 行車型態超高速部分重複十次時，部分時間無法達到速度需求，圖 4-29 為個時間點目標車速與實際車速，當車輛於較高速時無法滿足加速需求，因此速度上升速率無法滿足目標車速。原因發電機功率大小不足，電池電量耗盡，無法提供足夠能量。因為發電機的功率無法作為驅動車輛使用，發電機功率大小與驅動馬達功率大小必須相互妥協，使用串聯式混動在相同混動比例下有系統發電能力不足的情況發生。

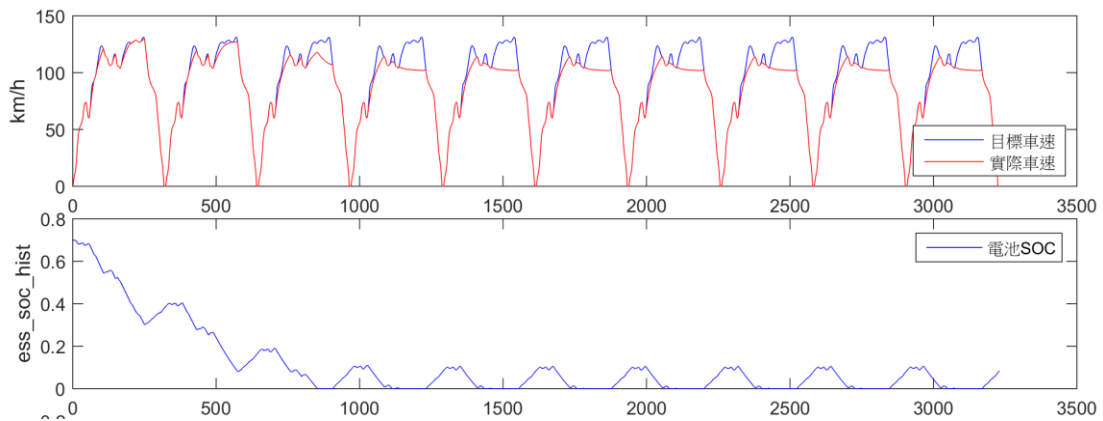


圖 4-29 行駛 WLTC 行車型態超高速實際車速與電池 SOC



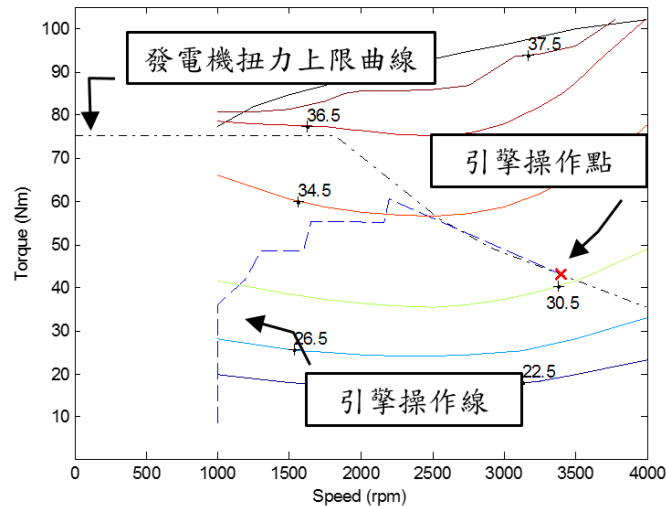


圖 4-30 串聯式動力系統馬達操作點

引擎操作點見圖 4-30，其中紅色標示為引擎操作點，黑色虛線為發電機扭力上限曲線，藍色虛線為引擎操作線，此引擎操作線使引擎以最佳效率的方式提高輸出功率，引擎操作點最大功率點位於最差的效率區間，原因為受限於發電機的扭力大小，此系統使用的發電機功率為 15kW，引擎最佳效率點大於發電機最大扭力，同時引擎必須輸出足夠大小之功率，因此引擎操作點位於發電機對大扭力曲線較高轉速位置。

表 4.21 為引擎操作點平均與引擎平均效率，各速度下引擎轉速與扭力皆相同，引擎於行駛時轉速維持 3400rpm，扭力約維持 43 N-m，引擎效率約為 0.31，由於引擎與發電機間動力匹配的問題，雖然 E 型動力系統引擎轉速與扭力與負載轉速扭力無關係，但受限於發電機最大扭力引擎無法操作於最佳效率點。圖 4-31 為 A 與 E 型引擎效率比較，於低速時引擎效率有最大幅度效率提升，車速增加效率提升幅度下降，於超高速時兩系統有相似引擎平均效率。

表 4.21 串聯式引擎平均操作點與效率

	低速	中速	高速	超高速
轉速操作點平均 (rpm)	3400	3400	3400	3400
扭力操作點平均 (N-m)	43.0825	43.0825	43.0825	43.0825
引擎平均效率	30.62%	30.75%	30.85%	30.95%



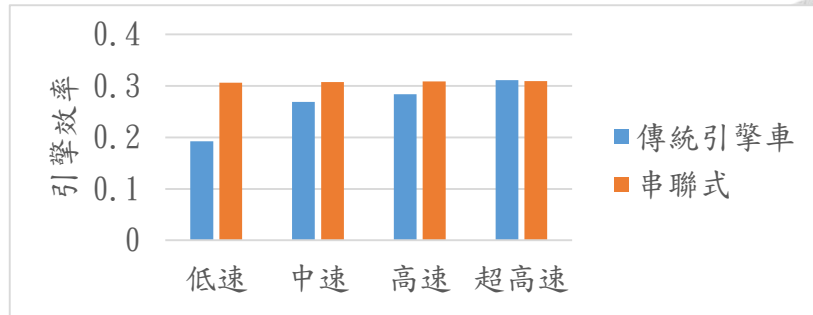


圖 4-31 傳統引擎車與串聯式動力系統引擎效率比較

引擎輸出動力皆經過能量轉換，經由發電機轉換為電能，在由驅動馬達轉換為機械能。發電機產生之電能可直接傳遞至馬達或傳遞至電池中儲存，電池效率使用內電阻電池模型計算，電池於充電或放電時的能量因內電阻轉換為熱能散失。無經過電池傳動效率  $\eta_{ser\_dir}$  如式(4.22)，此時馬達驅動功率與引擎功率相同。

$$\eta_{ser\_dir} = \eta_{gen} \eta_m \eta_{gb} \eta_{fd} \quad (4.22)$$

經過電池儲存之傳動效率  $\eta_{ser\_bat}$  如式(4.23)，此時馬達的動力由電池提供，當車輛行駛有大功率輸出需求時電池便會和發電機同時輸出功率至驅動馬達，如式(4.24)。

$$\eta_{ser\_bat} = \eta_{gen} \eta_{bat} \eta_m \eta_{gb} \eta_{fd} \quad (4.23)$$

$$P_{ICE} + P_{bat} = P_m \quad (4.24)$$

整體傳動效率  $\eta_{ser}$  為引擎輸出能量傳遞至車輪之效率，計算方式為輸入車輪之能量  $E_{wheel\_in}$  扣除動能回收能量傳遞至車輪部分  $E_{regen\_to\_wheel}$ ，在扣除電池初始能量傳遞到車輪部分  $E_{intbat\_to\_wheel}$  最後除以引擎輸出能量  $E_{ICE\_out}$ ，詳細計算方式見式(4.27)。

$$E_{regen\_to\_wheel} = E_{gen} \eta_{bat} \eta_m \eta_{gb} \eta_{fd} \quad (4.25)$$

$$E_{\text{intbat\_to\_wheel}} = E_{\text{bat\_diff}} \eta_m \eta_{gb} \eta_{fd} \quad (4.26)$$

$$\eta_{\text{ser}} = (E_{\text{wheel\_in}} - E_{\text{regen\_to\_wheel}} - E_{\text{intbat\_to\_wheel}}) / E_{\text{ICE\_out}} \quad (4.27)$$

表 4.22 為串聯式傳動於 WLTC 各速度下傳動效率，傳動效率  $\eta_{\text{ser}}$  由有無經過電池儲存之比例計算。由表可見串聯式傳動效率  $\eta_{\text{ser}}$  於行駛 WLTC 行車型態超高速時傳動效率最高，原因為行駛於超高速時能量傳遞途徑多為較高效率發電機傳遞至馬達，如表 4.22，能量經過電池儲存的比例小，因此效率較高。

表 4.22 串聯式動力系統傳動效率

WLTC 行車型態	低速	中速	高速	超高速
無經電池比例	36.42%	56.91%	63.92%	73.72%
經電池儲存比例	63.58%	43.09%	36.08%	26.28%
傳動效率 $\eta_{\text{ser}}$	51.03%	58.3%	61.26%	66.98%

表 4.23 為系統之能量效率，油耗表現於各車速下相似，圖 4-32 為傳統引擎車與串聯式動力系統油耗表現比較，串聯式動力系統與引擎車相比除了行駛於低速有小幅油耗改善外，其餘車速油耗表現皆劣於傳統引擎車，原因為引擎與發電機間動力匹配不良，以及傳動效率低。

表 4.23 能量效率

行車型態	低速	中速	高速	超高速
油耗表現	15.6250 (km/L)	15.8730 (km/L)	16.6667 (km/L)	15.6250 (km/L)
總體系統效率 $\eta_{\text{total}}$	7.4%	9.5%	13.5%	19.4%

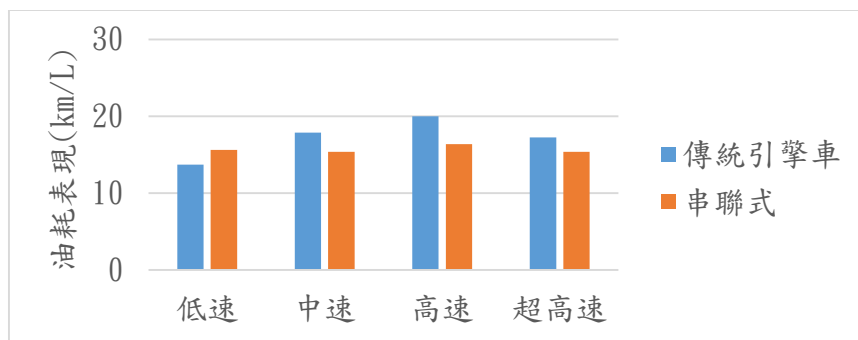


圖 4-32 傳統引擎車與串聯式系統油耗表現比較



### 4-3 小結

本章分析比較不同混合動力系統耦合方式之間的效率差異，依據耦合關係將系統配置了五類動力系統。以傳統引擎車動力系統為對照系統，在保持混動比例為以 0.49 的情況下加入其他動力元件。

傳統引擎車動力系統配置多檔變速器可以增加固定比例關係，並使引擎轉速符合負載轉速需求。引擎效率由車速低速至超高速逐漸提升，傳動效率大致維持高效率約為 0.9。整體系統效率由低速至高速提升，油耗表現於受到空氣阻力影響於高速最佳。

B 型動力系統配置扭力耦合器使扭力與負載間呈疊加關係，以提升引擎平均操作點扭力的方式提升引擎效率，傳動效率受到動力流機械途徑與電能途徑之間的比例影響。油耗各車速皆比 A 型系統佳，以低速有最大油耗改善。

C 型動力系統配置轉速耦合器使轉速與負載間呈疊加關係，提升或降低引擎平均操作點轉速對模擬選用之引擎效率沒有太大的影響。但當使用渦輪發動機或磁阻馬達時，轉速對元件效率有較大的影響。

D 型動力系統配置轉速耦合器與扭力耦合器，因此轉速與負載間呈疊加關係且扭力與負載間呈疊加關係。此系統不須配置變速箱，可將引擎轉速維持穩定，同時可提升引擎平均操作點扭力增進引擎效率。傳動效率受到動力流機械途徑與電能途徑之間的比例影響。油耗各車速皆比 A 型系統佳，以低速有最大油耗改善。

E 型動力系統引擎轉速與扭力與負載間皆無限制關係，引擎與發電機動力匹配影響引擎效率，引擎效率各車速皆比 A 型佳，但在匹配不良的情況下無達到最佳效率。相同混動比例下此類型系統有動力不足的情況。傳動效率受到動力流經電池儲存的比例影響，動力經過電能轉換因此效率較低。油耗表現除了行駛低速外皆比 A 型動力系統差。

## 第五章 新型混合動力系統模擬與分析



本章針對新型混合動力系統進行模擬與分析，首先對此系統進行介紹，接著使用車用模擬軟體 ADVISOR 對此系統進行模擬。以傳統引擎動力系統與 THS 混合動力系統為比較系統，分析比較引擎效率與油耗表現。

### 5-1 新型油電混合動力系統

根據 3-5-2 節所分類之動力系統構造圖，D 型動力系統的構造圖共有五種，此類型動力系統動力元件轉速與扭力皆呈疊加關係，具有調變動力元件轉速與扭力的功能。4-2-5 節對 THS 混合動力系統做效率分析，結果此系統可增加引擎操作扭力提升效率，能有效增進油耗表現，且能調控引擎轉速維持穩定。因此本章選取 D 型動力系統中編號 3-1/1-1-2-1 之構造圖進行模擬分析比較，表 5.1 為此系統之構造圖。此構造圖之案例為鐘允睿等所提出之新型油電混合動力機構專利[35]，根據專利文件此新型混合機構共使用三個動力元件，一個引擎與兩個電機，混合動力單元混合三個動力源的動力，此機構並搭配兩個離合器與一個煞車單元。

表 5.1 混合動力系統構造圖

編號	構造圖	案例
3-1/1-1-2-1		鐘允睿等[35]

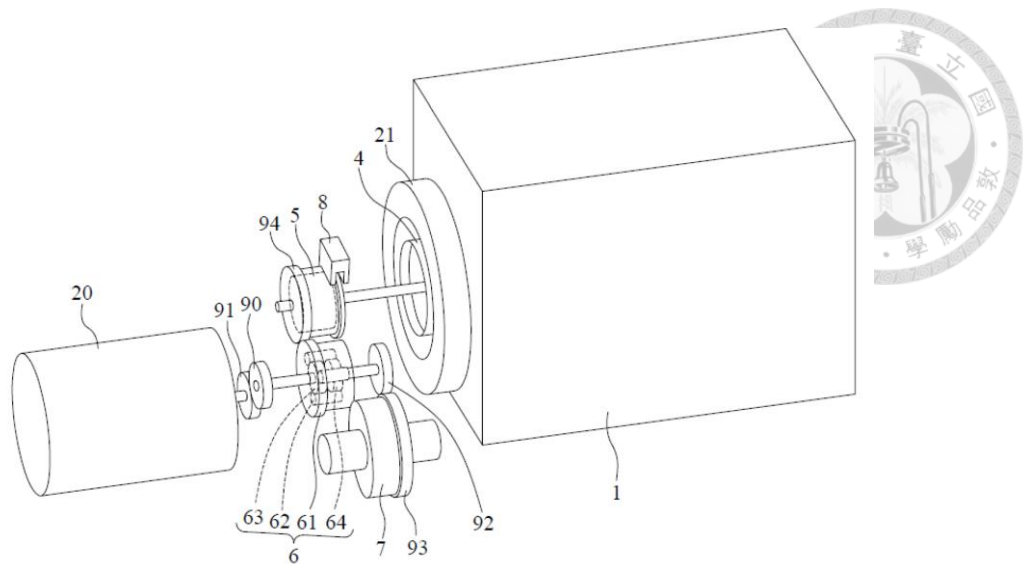


圖 5-1 新型油電混合機構[35]

圖 5-1 為此新型油電混合機構，編號 1 引擎與編號 21 第二馬達以同軸的方式連接。編號 20 為第一馬達。標號 4 為第一離合器，此離合器可以斷開引擎與第二馬達的連接。編號 5 為第二離合器，此離合器可以將引擎與第二馬達與機構切斷連接。編號 8 為煞車單元，煞車單元做動可以將機構與地桿連接。編號 6 為混合動力單元，此單元由編號 90 至編號 94 之齒輪連接第一馬達、第二馬達與引擎。混合後之動力傳遞至編號 7 差速器輸出至車輛驅動軸。

此新型油電混合系統中引擎與第二馬達採用同軸連接的方式，此為機械耦合器中的扭力耦合器，扭力耦合器之特性為連接三端之轉速呈固定比例關係，而扭力呈疊加關係。引擎與第二馬達耦合後動力連接混合動力單元中的其中一端。圖 5-2 為新型混合動力系統中混合動力單元的剖面視圖，此混合動力單元為一與正齒輪差速器(spur gear differential)相似，此為廣義行星齒輪系統且有三端連接點，在機械耦合機構中分類為轉速耦合器。

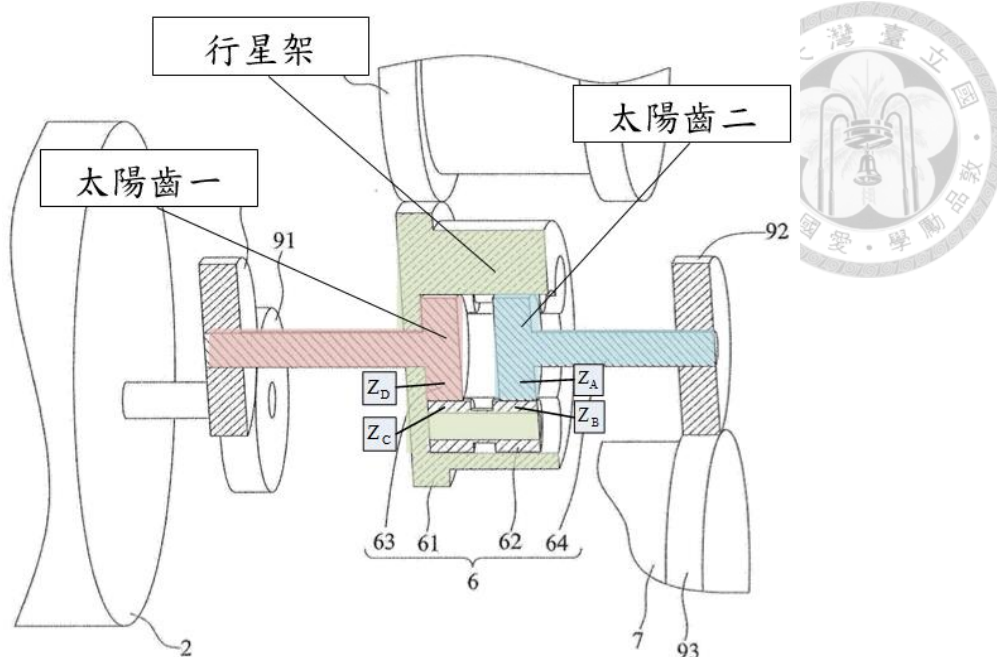


圖 5-2 新型混合動力系統中混合動力單元剖面視圖[35]

動力元件轉速與扭力關係可由機械耦合器連接關係推導，圖 5-2 新型轉速耦合器共有三端，紅色端為太陽齒一(sun gear 1)、藍色端為太陽齒二(sun gear 2)以及綠色端為行星架(carrier)。太陽齒一與行星架以 D 齒和 C 齒相連接，太陽齒二與行星架以 A 齒和 B 齒相連接，此三端之扭力呈一定比例，轉速呈疊加關係。由機構轉速轉系方程式與力平衡方程式可以推導三端之轉速與扭力關係，首先定義圖 5-2 中 C 齒輪與 D 齒輪之齒數關係為  $\alpha = Z_D / Z_C$ ，A 齒輪與 B 齒輪齒樹關係為  $\beta = Z_A / Z_B$ ，引擎與發電機由扭力耦合器相接，因此兩者間轉速與扭力關係為

$$\begin{cases} T_{ICE} + T_{mg2} = T_c \\ \omega_{ICE} = \omega_{mg2} = \omega_c \end{cases} \quad (5.1)$$

新型轉速耦合器三端之轉速與扭力關係為

$$\begin{cases} \frac{\alpha - \beta}{\beta} \omega_c - \frac{\alpha}{\beta} \omega_{s1} = \omega_{s2} \\ \left(\frac{\beta}{\alpha - \beta}\right) T_c = \left(-\frac{\beta}{\alpha}\right) T_{s1} = T_{s2} \end{cases} \quad (5.2)$$

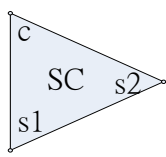
可以觀察到當  $\alpha > \beta$  時行星架端轉速與輸出端太陽齒二轉速呈正比關係，增加行星架端轉速會增加太陽齒二輸出端轉速，反之太陽齒一端與太陽齒二端呈反比關係，增加太陽齒一端轉速會減少輸出端太陽齒二轉速。扭力耦合器輸出端連接行星架端，第一馬達連接太陽齒一端，轉速扭力關係式可改寫為

$$\begin{cases} \frac{\alpha - \beta}{\beta} \omega_{ICE} - \frac{\alpha}{\beta} \omega_{mg1} = \omega_{s2} \\ \left(\frac{\beta}{\alpha - \beta}\right)(T_{ICE} + T_{mg2}) = \left(-\frac{\beta}{\alpha}\right)T_{mg1} = T_{s2} \end{cases} \quad (5.3)$$

當輸出轉速  $\omega_{s2}$  改變時，透過調整第二馬達轉速可以使引擎轉速維持不變，而當輸出扭力  $T_{s2}$  改變時，透過調整第一馬達扭力可維持引擎扭力恆定。

以功能動力圖表示此新型轉速耦合器，表 5.2 為此功能動力圖表示圖示，耦合器三端為太陽齒一(sun gear 1)、太陽齒二(sun gear 2)以及行星架(carrier)，三端連接點分別連接第一馬達、引擎與第二馬達扭力耦合後動力以及差速器動力輸出。轉速耦合器之特性為連接三端之扭力呈固定比例關係，而轉速成線性相加關係。

表 5.2 新型轉速耦合器功能動力圖示

功能動力圖示	說明
	<p>新型轉速耦合器 為一雙自由度類正齒輪差速器</p>

完成新型轉速耦合器圖示後即可以功能動力圖表示此新型混合動力系統，使用功能動力圖示表示系統的動力元件、機械耦合器元件、煞車與離合器元件以及傳動元件，圖 5-3 即為此動力系統功能動力圖。

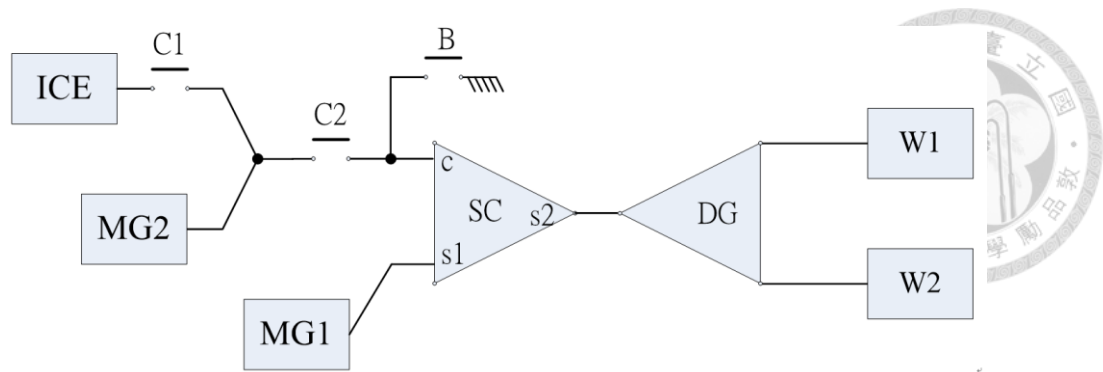


圖 5-3 新型混合動力系統功能動力圖

### 5-1-1 耦合機構分析

專利中表示此系統共有三種驅動模式：單馬達增程模式、雙馬達混合模式、三動力混合模式，以下依序介紹三種驅動模式。

#### 1. 單馬達增程模式

當離合器一接合與離合器二斷開始引擎與電機二單獨連接，煞車單元作動使轉速耦合器行星架端接地減少一自由度，轉速耦合器轉變為一減速比齒輪，由電機一輸出動力驅動車輛。此模式下為單馬達增程模式，引擎與電機二相接並將電機二當作發電機使用，電機一使用電池或發電機產生電能驅動車輛前進。

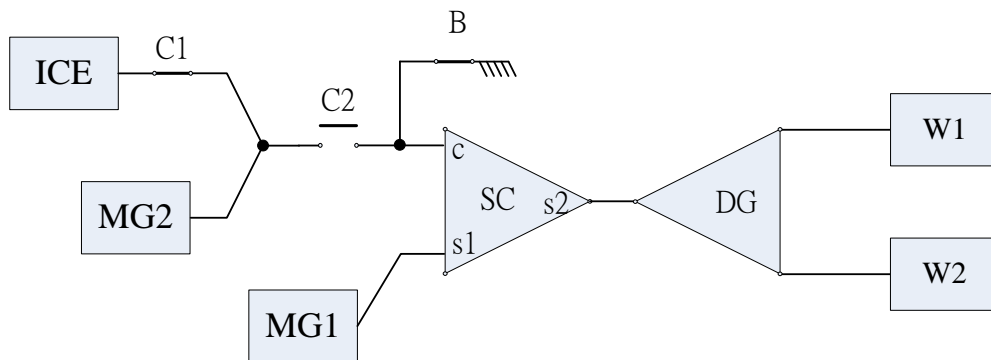


圖 5-4 單馬達增程模式功能動力圖

#### 2. 雙馬達混合模式

離合器一斷開將引擎與系統脫離連結，離合器二接合電機二與速度耦合器行星架端。此模式下為雙馬達混合模式，引擎在此模式下不作動，電機一與電機二透過轉速耦合器混合兩者動力驅動車輛。此時馬達由電池所驅動，車輛為全



電行駛。

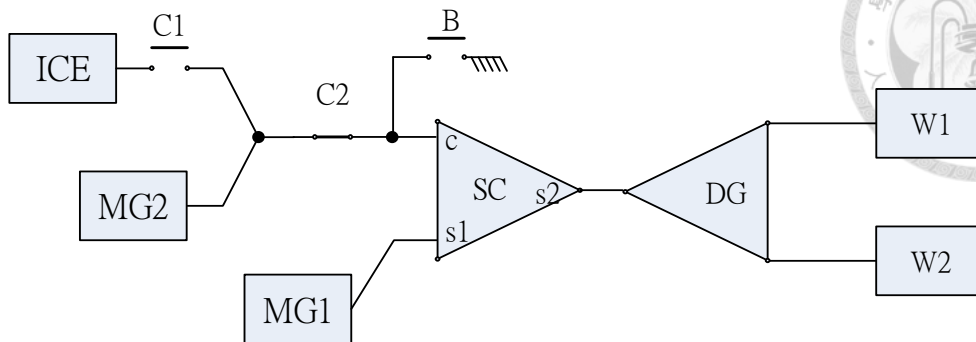


圖 5-5 雙馬達混合模式功能動力圖

### 3. 三動力混合模式

離合器一接合使引擎與電機二以同軸的方式連接，離合器二接合使引擎與電機二耦合後的動力連接至轉速耦合器行星架端。此模式為三動力源互相混合，引擎與電機二由扭力耦合器耦合，再經由速度耦合器與電機一耦合，此模式下動力元件之轉速可與負載轉速以疊加關係表示，以及動力元件之扭力可與負載扭力以疊加關係表示。

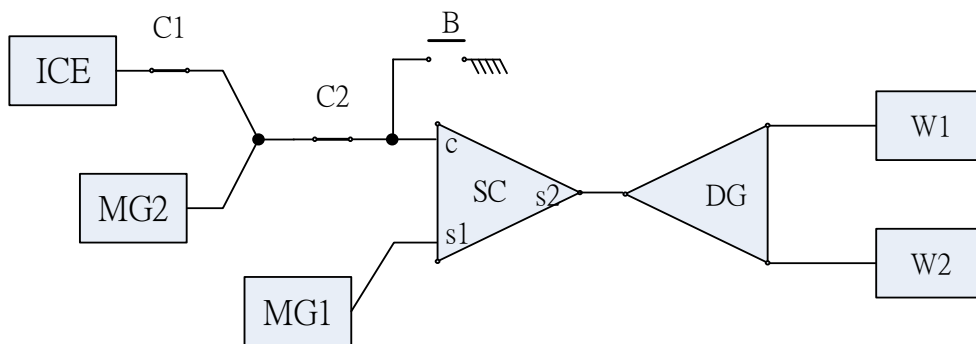


圖 5-6 三動力混合模式功能動力圖

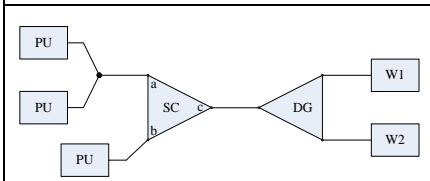
三個可操作元件共有八種可能的狀態，表 5.3 為元件狀態下的可達成的操作模式及驅動模式，元件狀態 1 代表接合狀態，元件狀態 0 代表分離狀態。透過元件的操作此動力系統可以達到七種操作模式，操作模式指標為 88%。然而在元件的接合與分離狀態中有一半的情形為非有效的系統，因此耦合機構有效性為 50%。

表 5.3 元件操作狀態表

No	離合器 C1	離合器 C2	煞車元件 B	操作模式	驅動模式
1	0	0	0	無	無
2	1	0	0	無	無
3	0	1	0	B, G	雙馬達混合
4	0	0	1	B, G	單馬達
5	1	1	0	C, D, G	三動力混合
6	1	0	1	E, F, G	單馬達增程
7	0	1	1	無	無
8	1	1	1	無	無

表 5.4 左欄為此新型耦合機構構造圖編號與圖示，此新型系統構造圖編號為 3-1/1-1-2-1，耦合機構共可達到六種操作模式，分別為操作模式 B：馬達輸出動力至負載，操作模式 C：引擎與馬達輸出動力至負載，操作模式 D：引擎輸出至負載與電池，操作模式 E：引擎輸出至電池，操作模式 F：引擎輸出至電池、馬達輸出至負載，操作模式 G：負載輸出至電池。操作模式指標為 88%。此耦合機構可操作煞車與離合器元件總共有八種可能操作狀態如表 5.3 所表示，其中有四種為有效的操作狀態，因此耦合機構有效性為 50%。

表 5.4 新型油電混合系統耦合機構分析

構造圖編號 3-1/1-1-2-1	操作模式							操作模式指標	耦合機構有效性
	A	B	C	D	E	F	G		
		●	●	●	●	●	●	88 %	50 %

### 5-1-2 新型混合動力系統配置

使用與第四章分析相同之動力元件，參考使用 Toyota Prius 動力元件，以下依序介紹引擎、馬達、發電機以及電能儲存元件詳細資料：



### 1. 引擎

引擎使用 Toyota Prius 43kW 直列四缸引擎，圖 4-3 為其特性曲線以及效率等高線圖。此引擎最高轉速為 4000rpm，最大扭力輸出為 101.95 (N-m)於轉速 4000rpm。此引擎於高扭力區間有較佳的效率，引擎效率最佳效率為 39.48%。

### 2. 電機一

電機一使用 Toyota Prius 31kW 永磁馬達資料進行修改，等比例縮放扭力至馬達最大功率為 26kW 以滿足配置需求。圖 4-4 為縮放前馬達特性曲線與效率等高線圖。

### 3. 電機二

電機二使用 Toyota Prius 15kW 發電機模型進行修改，最大扭力為 55Nm，最高轉速為 5500rpm，最大輸出功率為 15kW，最高效率為 0.85。圖 4-5 為此發電機特性曲線圖。

### 4. 電能儲存

電池為使用內電阻模型之鎳氫電池，總共串聯 40 個電池模組串聯，電池電壓為 308V，電池於 0.6 SOC 時進行 25C 放電可輸出 15kW 功率。

表 5.5 為新型油電混合系統動力元件功率與 THS 混合動力系統配置之動力系統比較，系統配置使兩者動力元件功率相同，馬達與新型油電混合系統電機一功率相同，發電機與新型油電混合系統電機二功率相同，兩者動力系統有相同的混動比例 0.49。

表 5.5 動力元件功率

動力系統	機械耦合器	引擎功率	馬達(電機一)	發電機(電機二)	混動比例
THS 混合動力	轉速與扭力耦合器	43kW	26kW	15kW	0.49
新型油電混合	轉速與扭力耦合器	43kW	26kW	15kW	0.49

接著決定此耦合機構參數設計，耦合機構擁有兩項設計變數，分別為齒輪數

關係  $i_g = \frac{\beta}{\alpha} = \frac{Z_A \cdot Z_C}{Z_B \cdot Z_D}$ ，以及最終減速比  $f_r$ 。以上兩個設計參數參照邵彥翔[18]根據

八項設計目標與加速時間最佳化所計算個結果，設定兩參數齒輪數關係為

$i_g = 0.72$  以及最終減速比  $f_r = 3.18$ 。

### 5-1-3 控制策略

控制策略決定了動力元件的運作，使用法則控制法控制驅動系統中的引擎、電機一以及電機二，控制策略設定車輛只使用三動力混合模式行駛，單馬達增程模式與雙馬達混合模式並不在本模擬的考慮中。使用三動力混合模式行駛時控制指令由以下步驟依序產生，首先給定車輛速度、車輛輸出功率以及電池電量，接著計算電池充放電所需求之功率，設定電池 SoC 上限為 0.75，SoC 下限為 0.45，目標電池 SoC 為 0.6，引擎輸出功率為車輛輸出功率加上電池要求之功率，接著用下規格控制各元件轉速與扭力：

1. 由電池電量、目標車速計算引擎輸出功率命令
2. 由圖 5-7 引擎操作線決定引擎轉速與扭力
3. 設定電機一轉速以調控引擎轉速達到操作點
4. 設定電機二扭力以調控引擎達扭力到操作點

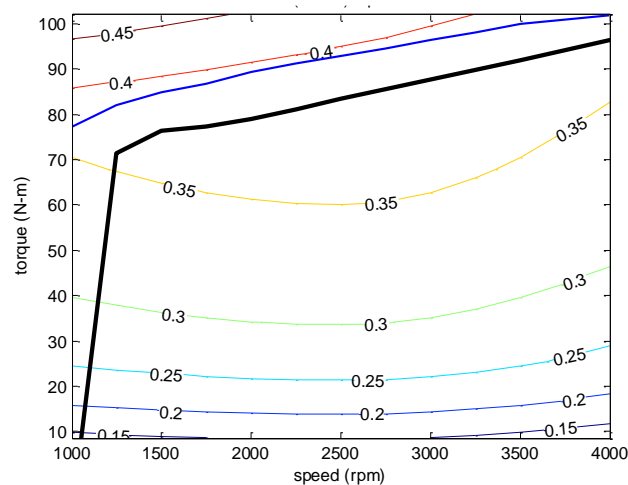


圖 5-7 控制策略引擎操作線



## 5-2 新型油電混合動力系統模擬

系統建模使用 ADVISOR 內建之 Toyota Prius 車輛傳動模型做修改，圖 5-8 為 Toyota Prius 車輛傳動模型。新型混合動力系統與 Toyota Prius 皆有引擎、馬達以及發電機、電池等元件，因此在建構新型混合動力系統車輛傳動模型時沿用以上模型。耦合機構 Toyota Prius 使用行星齒輪與新型耦合機構不同，因此重新建構新型混合動力驅動系統之耦合機構。

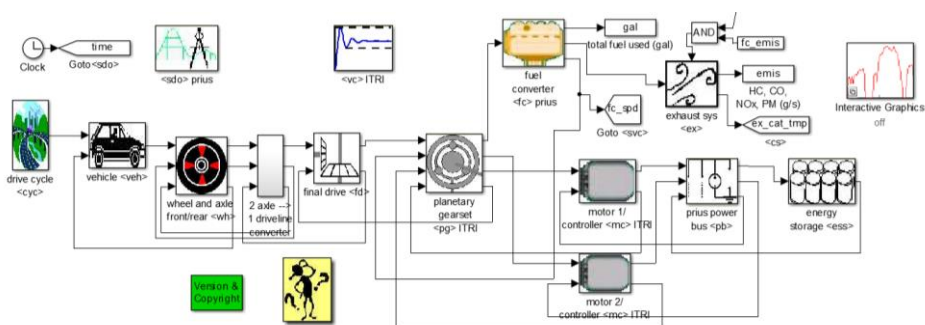


圖 5-8 ADVISOR 內建 Toyota Prius 車輛傳動模型[23]

### 5-2-1 系統建模

ADVISOR 採用正反式模擬，因此模型建構分為正向式模擬關係與反向式模擬關係，圖 5-9 為建構完成之耦合機構模型，上半部為反向式模擬流程，下半部為正向式模擬流程。式(5.4)至(5.7)為模擬方程式，其中 C 齒輪與 D 齒輪之齒數關係為  $\alpha = Z_D / Z_C$ ，A 齒輪與 B 齒輪齒樹關係為  $\beta = Z_A / Z_B$ ，

$\omega_{ICE}, \omega_{mg1}, \omega_{mg2}$  分別為引擎轉速、電機一轉速以及電機二轉速， $T_{ICE}, T_{mg1}, T_{mg2}$  分別為引擎扭力、電機一扭力以及電機二扭力。符號中元件逗點後標示 ava 代表輸出的量(available)，逗點後標示 req 代表需求的量(require)。

正向式模擬關係為根據引擎、電機一與電機二可輸出轉速與扭力計算耦合機構可輸出多少轉速與扭力，如(5.4)式中計算耦合機構中太陽齒二可輸出之轉速與扭力

$$\begin{cases} \frac{\alpha - \beta}{\beta} \omega_{ICE,ava} - \frac{\alpha}{\beta} \omega_{mg1,ava} = \omega_{s2,ava} \\ \frac{\beta}{\alpha - \beta} (T_{ICE,ava} + T_{mg2,ava}) = T_{s2,ava} \end{cases} \quad (5.4)$$

反向式模擬為根據耦合機構輸出之轉速與扭力需求計算引擎、電機一與電機二各別所需輸出的轉速與扭力，如(5.5)至(5.7)式。引擎所需輸出的轉速與扭力由控制策略決定，如(5.5)式。

$$\begin{cases} \omega_{ICE,opt} = \omega_{ICE,req} \\ T_{ICE,opt} = T_{ICE,req} \end{cases} \quad (5.5)$$

電機一所需輸出的轉速由引擎轉速與耦合機構所需的輸出轉速決定，電機一所需輸出的扭力由耦合機構所需輸出的扭力計算，如(5.6)式。

$$\begin{cases} \frac{\alpha - \beta}{\alpha} \omega_{ICE,ava} - \frac{\beta}{\alpha} \omega_{s2,req} = \omega_{mg1,req} \\ -\frac{\alpha}{\beta} T_{s2,req} = T_{mg1,req} \end{cases} \quad (5.6)$$

電機二與引擎由扭力耦合器相接，因此電機二輸出的轉速由引擎的轉速決定，電機二所需輸出扭力由耦合機構需由扭力與引擎輸出扭力計算，如(5.7)式。

$$\begin{cases} \omega_{ICE,ava} = \omega_{mg2,req} \\ \left( \frac{\alpha - \beta}{\beta} T_{s2,req} - T_{ICE,ava} \right) = T_{mg2,req} \end{cases} \quad (5.7)$$

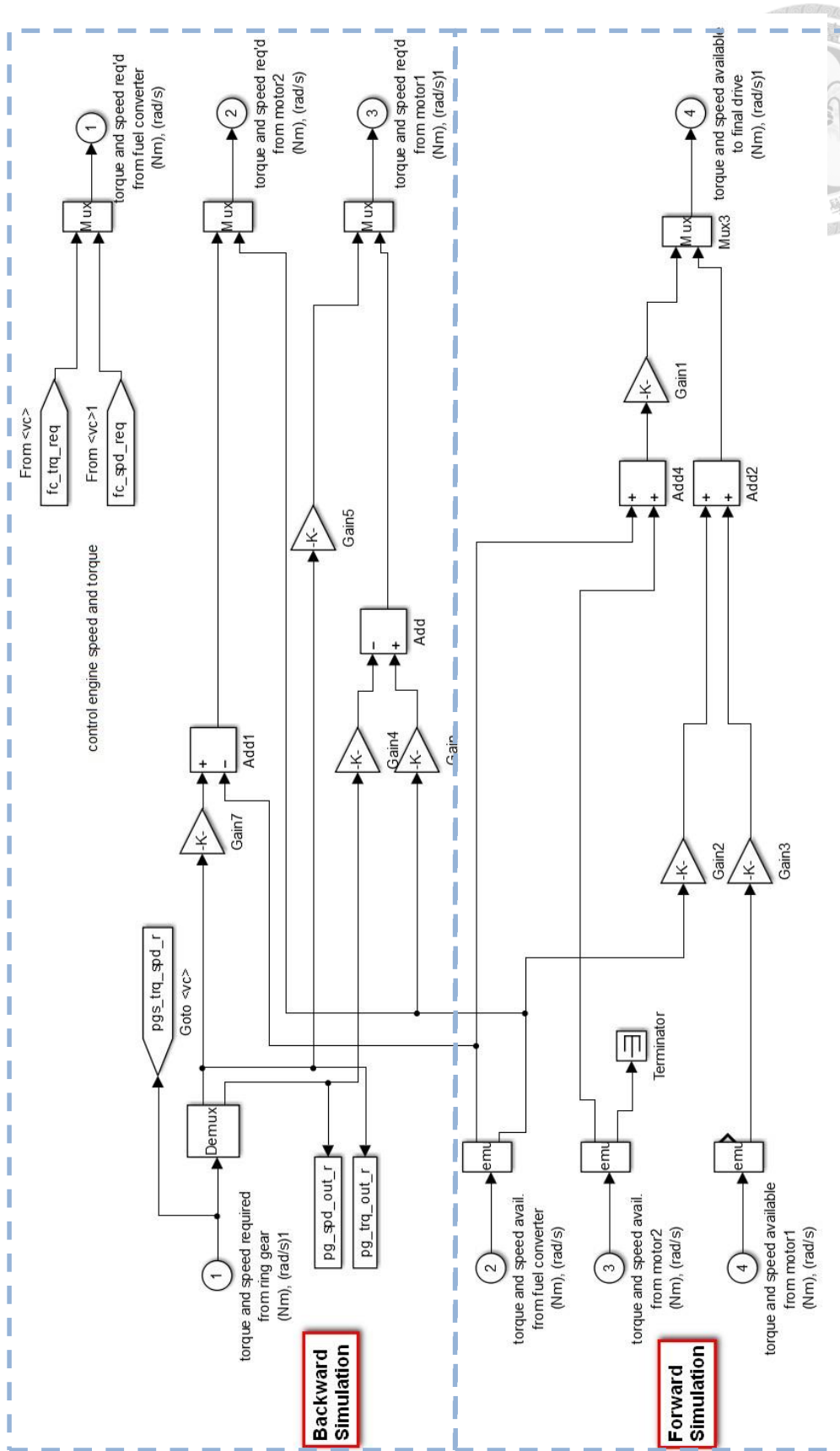


圖 5-9 耦合機構模型



## 5-3 模擬結果

### 5-3-1 WLTC 行車型態模擬結果

本節模擬新型油電混合動力系統行駛於 WLTC 行車型態中的表現，並且和傳統引擎車與 THS 混合動力系統進行比較。新型系統元件配置時兩者系統使用相同之三個動力元件，並搭配相同電池。兩混合動力系統皆使用轉速耦合器與扭力耦合器作為耦合機構。

圖 5-10 為新型混合動力系統行駛於 WLTC 行車型態四個速度部分時的引擎平均操作點，圓形點為 4-2-2 節使用單引擎搭配五速變速箱驅動的傳統引擎車輛，方形點為新型混合動力系統平均引擎操作點，可以觀察到在行駛於低速、中速以及高速部分時引擎平均操作點相近，顯示新型混合動力系統可以有效穩定引擎轉速與扭力，而在超高速時轉速相較傳統引擎動力系統轉速降低扭力提高。新型混合動力系統可以有效提升引擎運作效率，引擎平均操作點與圖 4-24 中 THS 引擎平均操作點相似。

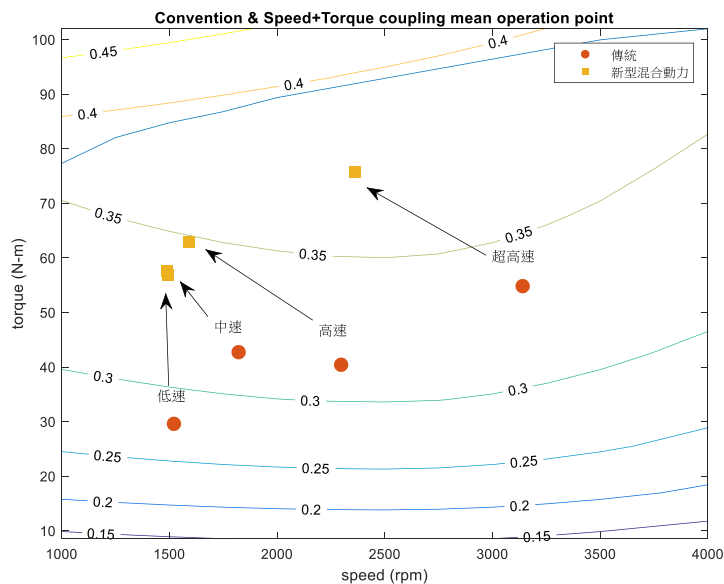


圖 5-10 新型混合動力系統平均操作點比較



圖 5-11 為引擎效率比較，可以觀察到新型與 THS 系統兩者引擎效率相似，於各速度下行駛皆比傳統單引擎車輛有更佳的引擎效率，於低速行駛時有最大的提升比例，效率提升的比例隨著車速上升而下降，三者動力系統在行駛超高速時擁有最高的引擎效率。

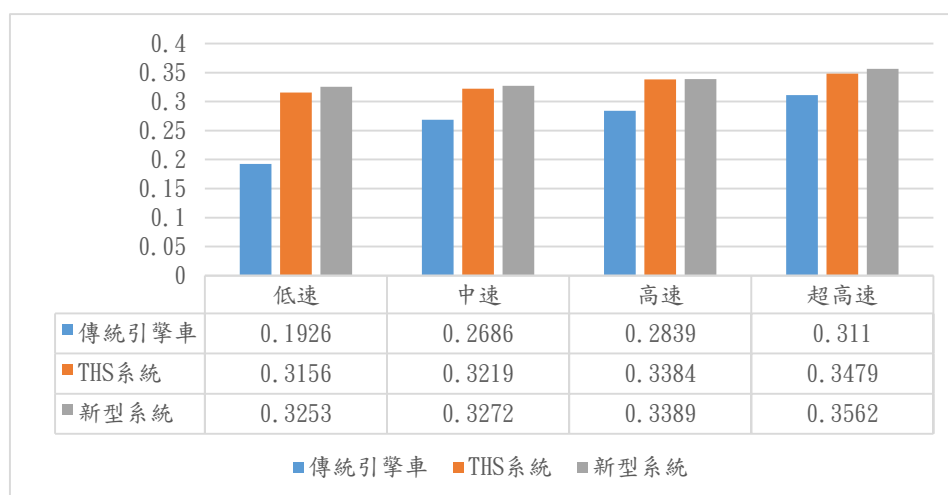


圖 5-11 引擎效率比較

表 5.6 為新型混合動力系統使用三動力混合模式行駛 WLTC 行車型態引擎動力傳遞比例，行駛於各車速下至少有四成之引擎動力轉換為電能，動力轉換為電能之比例與 THS 系統相比比例較高，此高比例的能量轉換會造成新型系統的傳動效率下降，造成此高比例能量轉換的原因將於下一小節探討。

表 5.6 新型動力系統引擎動力傳遞途徑

WLTC 行車型態	低速	中速	高速	超高速
電能途徑比例	42.59%	40.01%	47.5%	42.87%
機械途徑比例	57.41%	59.99%	52.5%	57.13%

圖 5-12 為動力系統油耗比較，新型混合動力系統使用三動力混合模式於低速、中速以及高速油耗表現皆比傳統引擎車佳，但在行駛高超素時新型系統有較差油耗表現，此為引擎輸出動力經電能轉化比例高，造成新型動力系統傳動效率較低。與 THS 系統相比新型系統於各車速下油耗表現較差，代表新型系統之傳動效率較低。

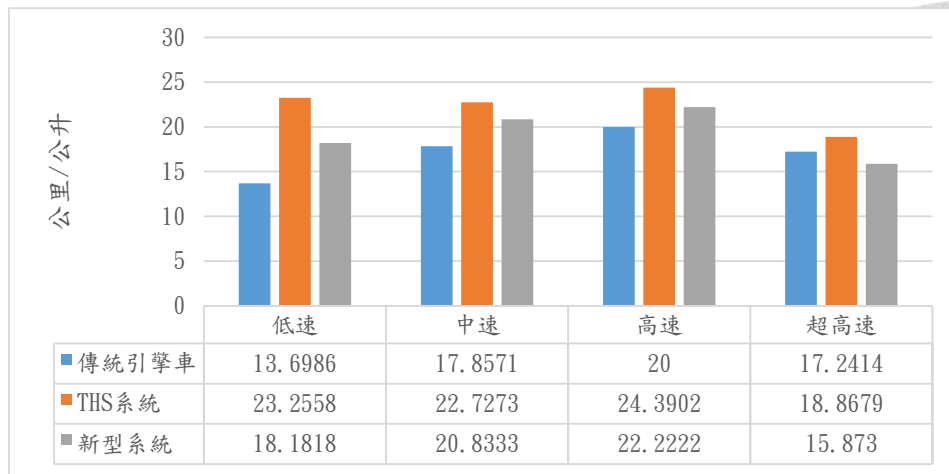


圖 5-12 油耗比較

### 5-3-2 電量充足行駛 ECE-15 行車型態

接著模擬新型混合動力系統行駛於 ECE-15 行車型態以了解新型混合動力系統傳動效率較低的原因，此為歐洲經濟委員會(Economic Commission for Europe)針對車輛油耗與排放所制定的測試標準，圖 5-13 為 ECE-15 行車型態時間對車速圖，ECE-15 行車型態由三個部分組成，車輛以等加速度、等速度以及等減速度行駛，ECE-15 行車型態組成簡單因此易於觀察各動力元件運作時的關係，以及各車速下動力元件的表現。以下分別模擬車輛於充電命令與放電命令下行駛 ECE-15 行車型態時各動力元件表現。分別設定初始電池 SoC 為 0.7 代表電量充足的情況，以及初始電池 SoC 為 0.5 代表電量不足的情況。

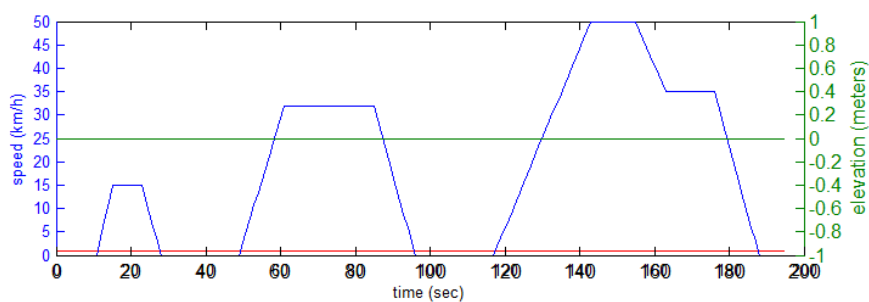


圖 5-13 ECE-15 行車型態

電量充足的情況下行使 ECE-15 行車型態動力元件的表現，設定車輛電池初始 SoC 為 0.7，小於電池 SoC 目標 0.6。車輛於行駛時逐漸對放電使 SoC 下

降。圖 5-14 為車速與電池 SoC，模擬中實際車速可以符合目標車速，電池 SoC 於行駛中逐漸下降，行駛完成時 SoC 依然高於 SoC 目標 0.6，因此車輛行駛時皆進行放電指令。

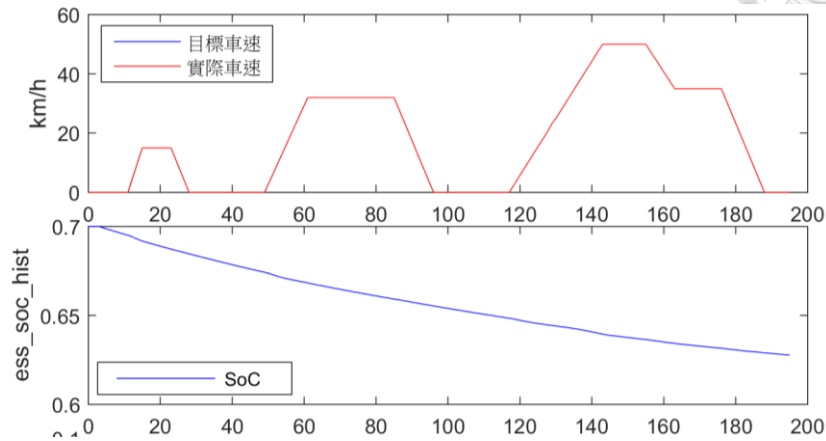


圖 5-14 車速與電池 SoC

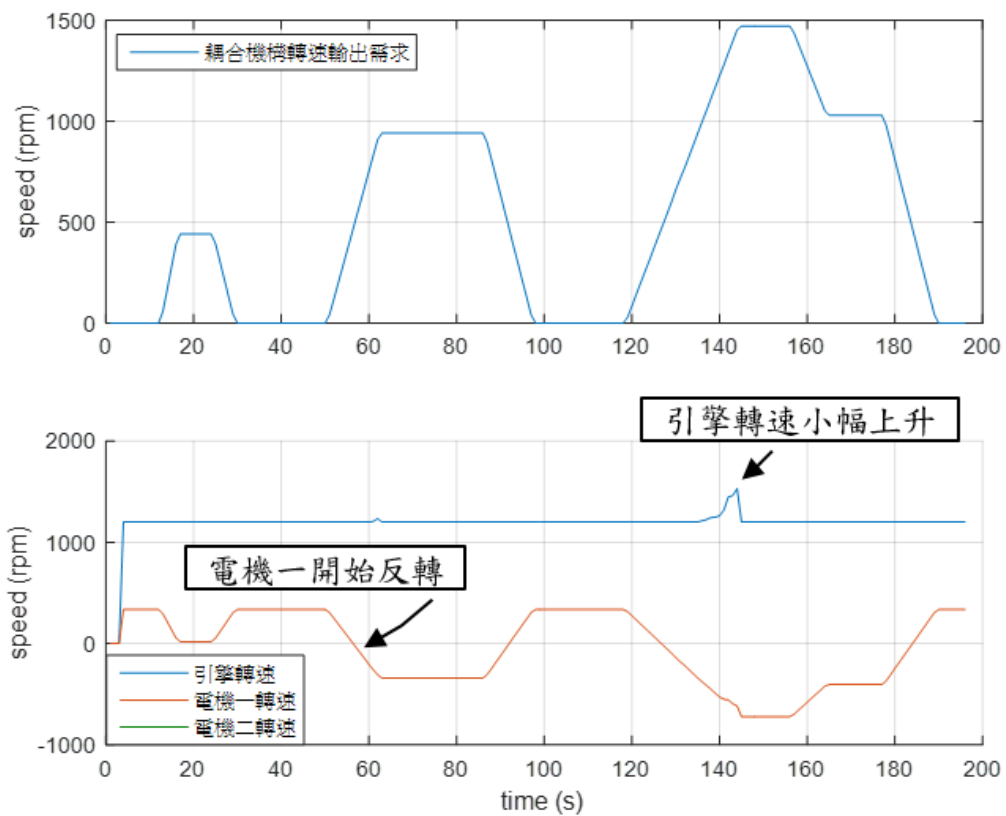


圖 5-15 電量充足時動力元件之轉速變化

圖 5-15 為電量充足時行駛 ECE-15 行車型態下動力元件之轉速變化，圖上半部為耦合機構輸出軸轉速輸出需求，其中第一部份轉速峰值約 500rpm 對應

的車速為 15km/hr，第二部分轉速約 1000rpm 對應的車速為 32km/hr，第三部分轉速約 1500rpm 對應的車速為 50km/hr。

引擎轉速於整體行程中大致維持 1200rpm，引擎轉速依照控制策略追尋圖 5-7 引擎操作線設定，於低功率需求時大致維持定轉速。圖 5-15 於約 60 秒以及 140 秒時引擎轉速小幅上升，此為輸出功率需求增加，因此引擎操作點向引擎操作線提高轉速端移動。電機二與引擎透過扭力耦合器相連接，兩者轉速相同，轉速曲線相重合。

電機一轉速與耦合機構輸出軸轉速需求變化趨勢相反，當耦合機構輸出軸轉速需求上升時電機一轉速下降以維持引擎轉速維持不變，當耦合機構輸出軸轉速需求增加到約 500rpm 時電機一轉速由正轉變為反轉。

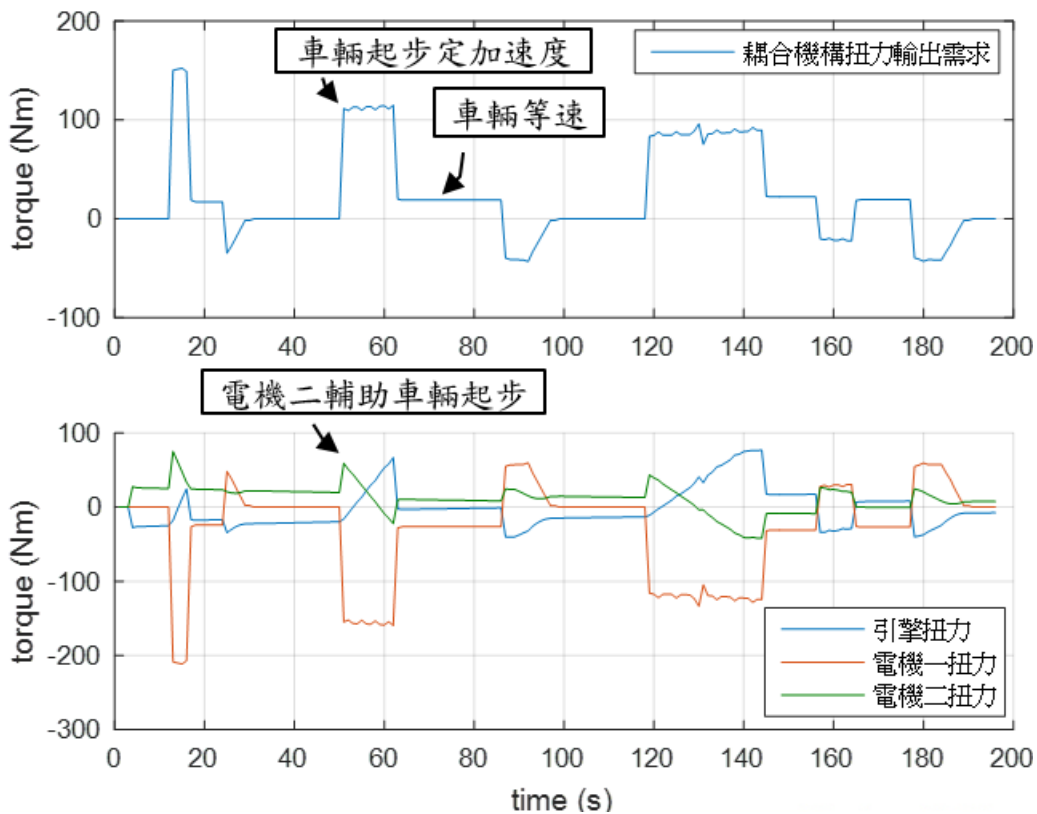


圖 5-16 電量充足時動力元件之扭力變化

圖 5-16 為電量充足時行駛 ECE-15 行車型態動力元件之扭力變化，圖上半部為耦合機構輸出軸扭力輸出需求，耦合機構輸出軸扭力輸出需求於車輛起步

加速時有較大的需求扭力，等待到起步加速至車輛定速行駛時扭力需求下降，車輛開始減速時扭力需求為負值，接著隨著車速降低扭力需求趨於零。

電機二於車輛起步時提供輔助扭力，幫助車輛起步加速。電機一因為連接轉速耦合器，電機一輸出扭力與機構輸出軸扭力輸出需求必須為固定比例關係，依照齒輪數參數設定電機一輸出扭力必須為機構輸出軸扭力輸出需求的1.39倍，且電機一輸出扭力方向相反。

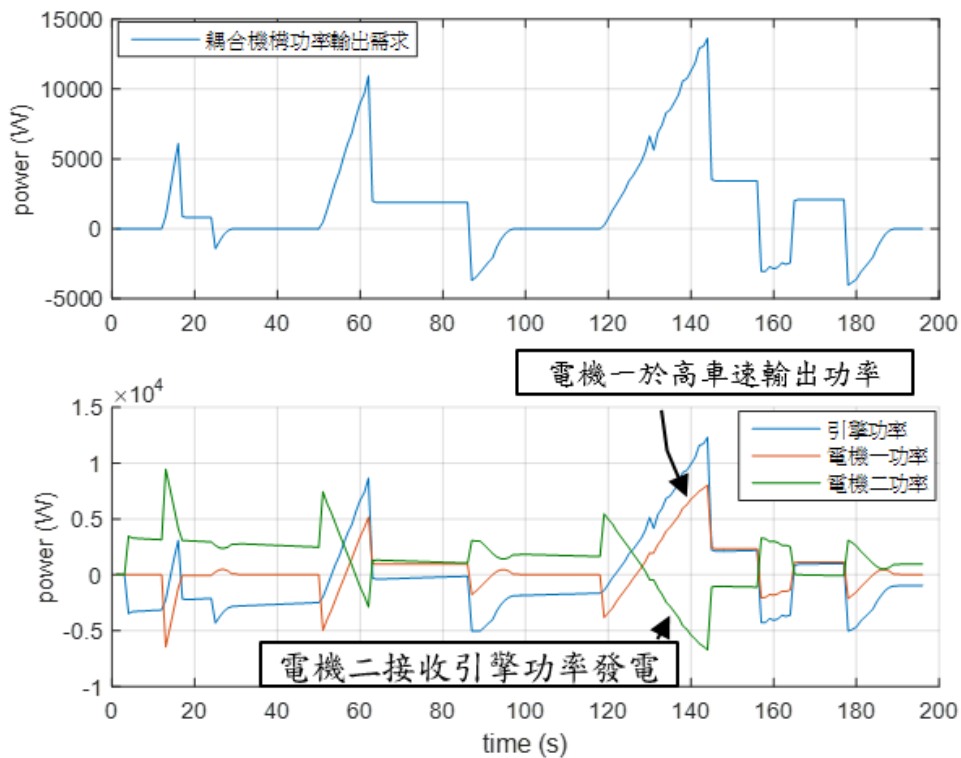


圖 5-17 電量充足時動力元件之功率變化

圖 5-17 為電量充足時行駛 ECE-15 行車型態動力元件之功率變化，圖上半部為耦合機構輸出功率需求，車輛於起步加速時功率需求由零逐漸上升，當加速完成車輛維持定速行駛時動力需求下降維持一定值。當車輛開始減速時功率需求為負，並隨著車速減少逐漸趨於零。

引擎輸出功率曲線與需求功率曲線趨勢相似，電機二於車輛起步加速時提供輔助動力。而於車輛速度較高如模擬時間第 140 秒時，引擎輸出之功率大部分經過電機二轉換為電能來驅動電機一，此為造成新型混合動力系傳動效率較

低的原因。

統整電機一之轉速與扭力變化，可得電機一於低速時功能為一發電機接收功率來發電，電機一於高速時功能為一驅動馬達輸出功率。此功能特性為電機一出扭力與機構輸出軸扭力輸出需求必須為固定比例關係且方向相反，而電機一於車速低時為正轉，車速高時為反轉。



### 5-3-3 電量不足行駛 ECE-15 行車型態

本節為模擬在電量不足的情況下行使 ECE-15 行車型態動力元件的表現，設定車輛電池初始 SoC 為 0.5，小於電池 SoC 目標 0.6。車輛於行駛時逐漸對電池充電使 SoC 上升。圖 5-18 為車速與電池 SoC，模擬中實際車速可以達到目標車速，電池 SoC 於行駛中逐漸上升，最終行駛完成時電池電量 SoC 低於 SoC 目標 0.6，因此車輛行駛時皆為進行充電指令。

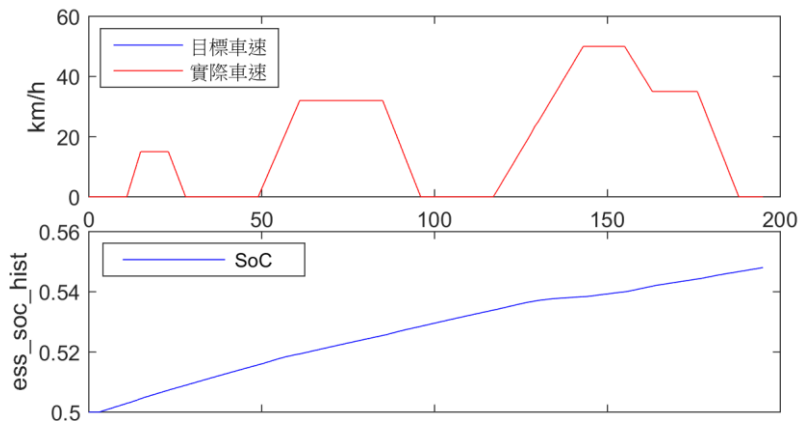


圖 5-18 車速與電池 SoC 模擬結果

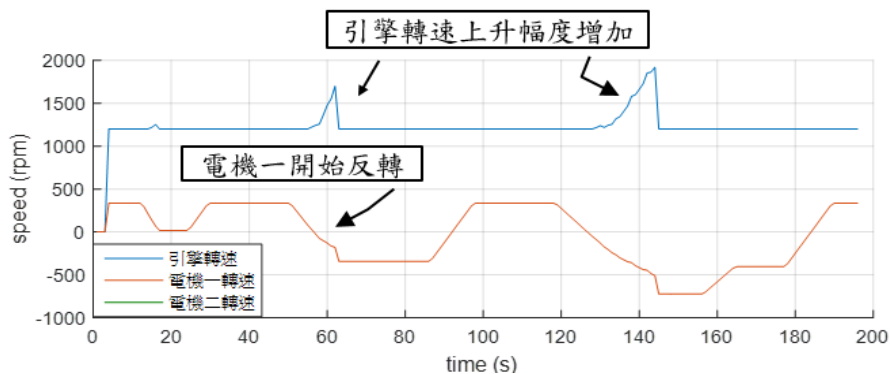


圖 5-19 電量不足時動力元件之轉速變化

圖 5-19 為電量不足時各動力元件之轉速變化，與圖 5-15 電量充足的情況下相比，引擎轉速大部分維持恆定轉速 1200rpm，車速提升時引擎轉速上升，與電量充足時轉速相比上升幅度更大。電機二轉速與引擎相同。電機一表現與電量充足時相似。

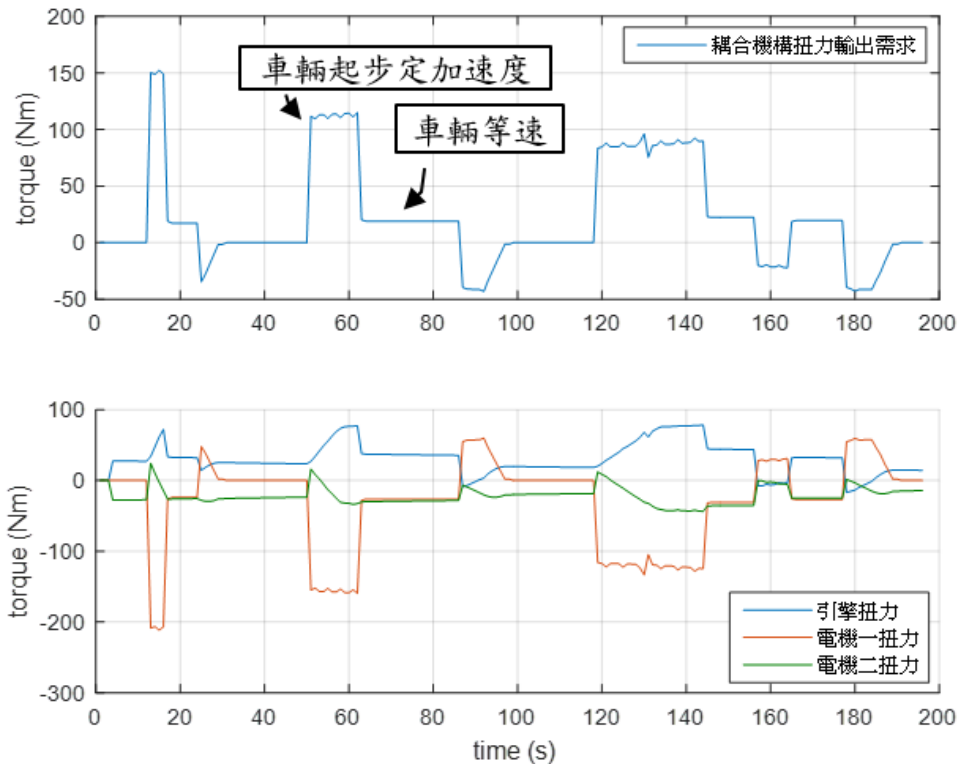


圖 5-20 電量不足時動力元件扭力

圖 5-20 為電量不足時各動力元件扭力，與電量充足時相比，引擎輸出更大的扭力。電機二不再提供起步輔助扭力，電機二此時主要作為發電機使用，因此電機二扭力大致維持負值。電機一扭力變化與電量充足時的扭力變化相同，電機一輸出扭力與耦合機構輸出軸扭力輸出需求必須為固定比例關係。



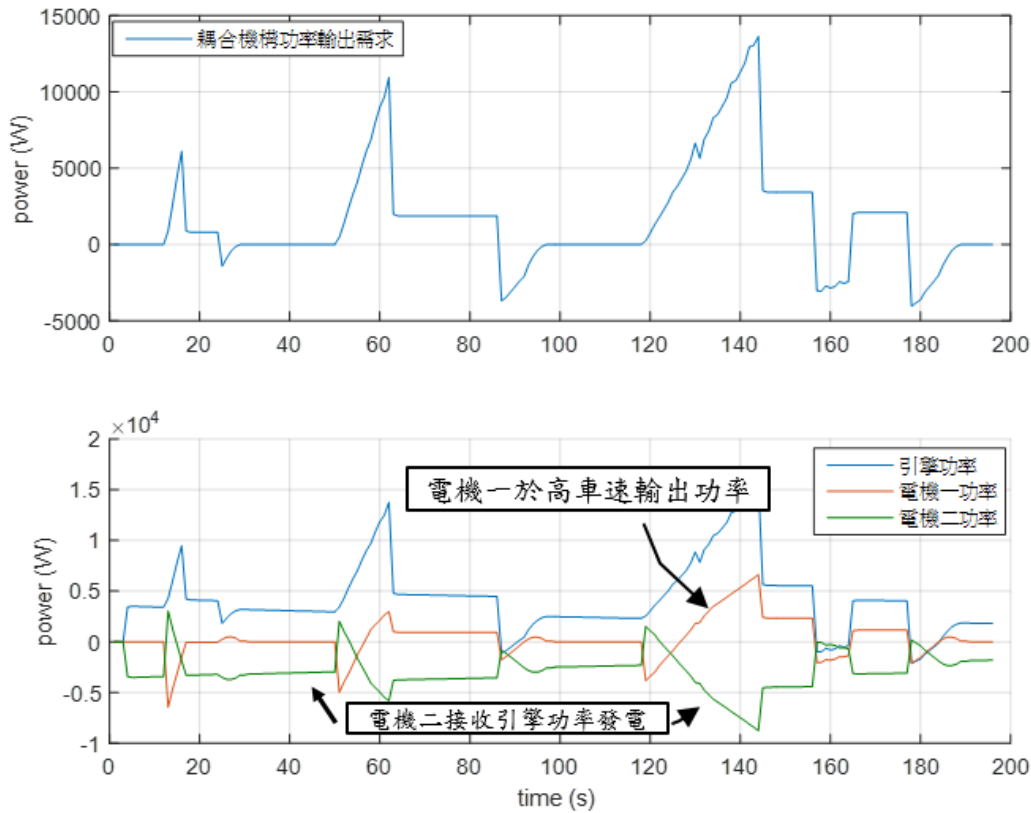


圖 5-21 電量不足時動力元件之功率變化

圖 5-21 為在電量不足時動力元件之功率變化圖，與電量充足時相比較，引擎多數時間點皆輸出功率對電機二進行充電，此時引擎輸出功率大於電量充足時的引擎輸出功率，此為引擎在滿足型車動力需求的同時輸出多餘功率對電池進行充電。電機二在電量不足的情況下主要作為發電機使用，電機二接收引擎輸出功率對電池充電。電機一之功率變化與電量充足時相同，而於車輛速度較高如模擬時間第 140 秒時，引擎輸出之功率大部分經過電機二轉換為電能來驅動電機一，於電量不足時依然會造成新型混合動力系傳動效率較低。





## 5-4 小結

本章針對新型油電混合動力系統進行分析與模擬，首先對此系統進行介紹與分析，接著使用車輛模擬軟體 ADVISOR 對此系統進行模擬，並與 THS 混合動力系統進行比較。

新型油電混合動力系統之動力元件與負載間轉速呈疊加關係，扭力呈疊加關係。動力系統共有兩個離合器元件與一個煞車單元，透過元件操作可以形成三種模式：單馬達增程模式，雙馬達混合模式以及三動力混合模式。耦合機構共可達成七種操作模式，兩個離合器與煞車單元之接合狀態組合共有八種，其中四種可形成有效操作狀態，耦合機構有效性為 50%。

使用車輛模擬軟體 ADISOR 模擬結果顯示三動力混合模式可以使引擎操作點符合設計之引擎操作線，其中使用電機一調控引擎轉速，使用電機二調控引擎扭力。同時三動力混合模式可以達成電池充電指令，於行駛時維持電池電量於設定之上下限制。行車型態目標車速使用三動力混合模式均可順利達到。

系統效率部分新型混合動力系統使用三動力混合模式於各車速下可以有效提升引擎效率，提升幅度與 THS 系統相同。傳動效率因引擎輸出動力經過電能轉換的比例高，與 THS 系統相比傳動效率較低。電能轉換比例高的原因為新型系統中的電機一輸出動力無法調整，必須隨著車速增快而上升。油耗表現新型系統使用三動力混合模式與 THS 系統相比油耗表現皆較差。與傳統引擎車相比行駛於 WLTC 行車型態低速、中速以及高速有較佳的油耗，但行駛 WLTC 超高速時油耗表現較傳統引擎車差。

## 第六章 結論



### 6-1 結論

本研究之目的在於從動力元件耦合的觀點深入討論混合動力系統特性，並分析在固定引擎功率與混動比例下將動力元件使用不同方式耦合對系統表現的影響，以及動力系統於不同行車型態下的表現。

本研究首先由混合動力系統概念圖討論系統各部分之特性，研究並由概念混合動力系統中的動力流向分析整理了七種操作模式。本研究發展耦合機構定性分析方法，明確的評估耦合機構的功能性與有效性，其中操作模式指標討論耦合機構所能達到之操作模式種類，耦合機構有效性討論耦合機構中達成不同操作模式時的有效性。最後本研究由動力元件與系統負載間轉速與扭力關係來進行動力系統分類，依照固定比例關係、疊加關係以及無限制關係將動力系統分為五類，並以此分類將動力系統構造圖圖集進行分類。

研究第二部分分析在固定引擎功率與混動比例下將動力元件使用不同方式耦合對系統效率的影響，分別討論動力系統的引擎效率、傳動效率以及油耗表現，使用車輛模擬軟體 ADVISOR 為模擬車輛行駛於 WLTC 行車型態。模擬結果顯示動力元件與系統負載間扭力呈疊加關係為引擎效率提升關鍵，而 B、D 與 E 型動力系統具有此特性，油耗表現提升的幅度以車輛行駛於低速最為明顯。動力元件與系統負載間轉速呈疊加關係對引擎效率無明顯改善，但可維持引擎轉速穩定同時動力系統無須使用變速箱，C、D 與 E 型動力系統具有此特性。D 型與 E 型動力系統可自由調控引擎轉速與扭力，此時引擎操作點限制為引擎輸出功率，以及動力元件之間的轉速與扭力最大值匹配。

本研究最後模擬分析新型油電混合動力系統，使用 ADVISOR 建立模型進行模擬，與傳統引擎車動力系統與 THS 動力系統進行比較。模擬結果顯示新型

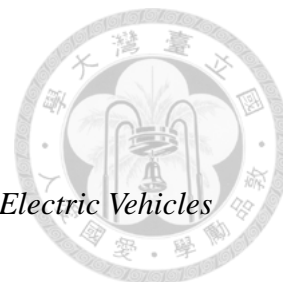
油電混合動力系統可以有效提升引擎效率，各車速下提升幅度與 THS 混合動力系統相同，但傳動效率比 THS 系統差，因此各車速下油耗表現皆差於 THS 系統。而與傳統引擎動力系統相比，新型系統行駛於低速、中速以及高速時油耗表現較佳，但是行駛於超高速油耗表現較差，為電能轉化比例高傳動效率低落造成。

總結使用耦合觀點討論混合動力系統的優點為可以明確的得知動力元件與系統負載之間的轉速扭力關係，並以此關係預測動力元件運作效率。動力系統分類在選用動力系統構造圖時提供良好的參考資訊，而動力系統構造圖在經過配置動力元件與選用機械耦合器後可發展成完整動力系統。使用耦合觀點討論混合動力系統的缺點為較難預估系統傳動效率，但使用過去能量管理的觀點即可了解動力系統的傳動效率。


## 6-2 未來展望

1. 本研究使用之機械耦合器為雙自由度機構，並無討論三自由度以上之耦合機構，但三自由度以上之耦合機構仍可用多個雙自由度耦合機構表示。
2. 本研究僅針對邵彥翔所提出之新型油電混合動力系統參數進行模擬分析，無重新進行參數設計，根據本研究發現新型油電混合動力系統傳動效率低落的問題以及原因，未來可以將電機一於高速行駛時的輸出功率加入參數設計條件以提升新型油電混合動力系統效率。
3. 本研究於模擬新型油電混合動力系統時僅模擬使用單一模式行駛，根據本研究對三動力混合模式的特性分析可發展模式切換策略，行駛中根據車輛與路面資訊切換模式行駛。

## 參考文獻



- [1] E. H. Wakefield, *History of the Electric Automobile-Hybrid Electric Vehicles* vol. 187, 1998.
- [2] F. Orecchini and A. Santiangeli, "CHAPTER TWENTY TWO - Automakers' Powertrain Options for Hybrid and Electric Vehicles," in *Electric and Hybrid Vehicles*, G. Pistoia, Ed., ed Amsterdam: Elsevier, 2010, pp. 579-636.
- [3] J. M. Miller, "Hybrid electric vehicle propulsion system architectures of the e-CVT type," *Power Electronics, IEEE Transactions on*, vol. 21, pp. 756-767, 2006.
- [4] G. Wu, X. Zhang, and Z. Dong, "Powertrain architectures of electrified vehicles: Review, classification and comparison," *Journal of the Franklin Institute*, 2014.
- [5] K. T. Chau and Y. S. Wong, "Overview of power management in hybrid electric vehicles," *Energy Conversion and Management*, vol. 43, pp. 1953-1968, 10// 2002.
- [6] M. Ehsani, Y. Gao, and A. Emadi, *Modern electric, hybrid electric, and fuel cell vehicles: fundamentals, theory, and design*: CRC press, 2009.
- [7] S. M. Lukic and A. Emadi, "Effects of drivetrain hybridization on fuel economy and dynamic performance of parallel hybrid electric vehicles," *Vehicular Technology, IEEE Transactions on*, vol. 53, pp. 385-389, 2004.
- [8] C. Holder and J. Gover, "Optimizing the Hybridization Factor for a Parallel Hybrid Electric Small Car," in *Vehicle Power and Propulsion Conference, 2006. VPPC '06. IEEE*, 2006, pp. 1-5.
- [9] O. Sundström, L. Guzzella, and P. Soltic, "Optimal hybridization in two parallel hybrid electric vehicles using dynamic programming," in *Proceedings of the 17th IFAC world congress*, 2008, pp. 4642-4647.
- [10] R. Finesso, E. Spessa, and M. Venditti, "Layout design and energetic analysis of a complex diesel parallel hybrid electric vehicle," *Applied Energy*, vol. 134, pp. 573-588, Dec 1 2014.
- [11] F. Millo, M. Badami, C. Ferraro, G. Lavarino, and L. Rolando, "A Comparison Between Different Hybrid Powertrain Solutions for an European Mid-Size Passenger Car," SAE Technical Paper2010.
- [12] B. Wang, M. Xu, and L. Yang, "Study on the economic and environmental benefits of different EV powertrain topologies," *Energy Conversion and Management*, vol. 86, pp. 916-926, Oct 2014.

- 
- [13] 陳盈秀, "油電混合動力車之系統匹配與評估," 碩士, 機械工程學研究所, 臺灣大學, 台北市, 2009.
- [14] P. De Haan and M. Keller, "Modelling fuel consumption and pollutant emissions based on real-world driving patterns: The HBEFA approach," *International Journal of Environment and Pollution*, vol. 22, pp. 240-258, 2004.
- [15] R. Joumard, M. Rapone, and M. Andre, "Analysis of the cars pollutant emissions as regards driving cycles and kinematic parameters," 2006.
- [16] A. Jaafar, B. Sareni, and X. Roboam, "A systemic approach integrating driving cycles for the design of hybrid locomotives," *Vehicular Technology, IEEE Transactions on*, vol. 62, pp. 3541-3550, 2013.
- [17] 陳羿名, "離合器元件組成之機車油電混合動力系統," 機械工程學研究所, 臺灣大學, 2009.
- [18] 邵彥翔, "多動力驅動系統之理念設計與評估," 碩士, 機械工程學研究所, 臺灣大學, 2014.
- [19] 江承舜, "混合動力系統之理念設計方法," 碩士, 機械工程學研究所, 臺灣大學, 2008.
- [20] M. Ehsani, G. Yimin, and J. M. Miller, "Hybrid Electric Vehicles: Architecture and Motor Drives," *Proceedings of the IEEE*, vol. 95, pp. 719-728, 2007.
- [21] A. Sciarretta and L. Guzzella, *Vehicle Propulsion Systems: Introduction to Modeling and Optimization*: Springer, 2013.
- [22] J. Y. Wong, *Theory of ground vehicles*: John Wiley & Sons, 2001.
- [23] T. Markel, A. Brooker, T. Hendricks, V. Johnson, K. Kelly, B. Kramer, *et al.*, "ADVISOR: A systems analysis tool for advanced vehicle modeling," *Journal of Power Sources*, vol. 110, pp. 255-266, 2002.
- [24] J. de Santiago, H. Bernhoff, B. Ekergard, S. Eriksson, S. Ferhatovic, R. Waters, *et al.*, "Electrical Motor Drivelines in Commercial All-Electric Vehicles: A Review," *Ieee Transactions on Vehicular Technology*, vol. 61, pp. 475-484, Feb 2012.
- [25] L. Kumar and S. Jain, "Electric propulsion system for electric vehicular technology: A review," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 29, pp. 924-940, 1// 2014.
- [26] <http://www.unece.org/fileadmin/DAM/trans/doc/2012/wp29grpe/WLTP-DHC-12-07e.xls>, "Worldwide harmonized Light vehicles Test."
- [27] <http://www.unece.org/trans/main/welcwp29.html>, "UNECE Transport Division."
- [28] M. Rohe, "The electrification of the power train makes it possible—Realization of electric concept vehicles as source of innovations," in *14. Internationales*

- Stuttgarter Symposium*, 2014, pp. 821-832.
- [29] M. Duoba, H. Ng, and R. Larsen, "Characterization and comparison of two hybrid electric vehicles (HEVs)-Honda Insight and Toyota Prius," SAE Technical Paper 0148-7191, 2001.
- [30] <http://www.psa-peugeot-citroen.com/en/content/hybrid4-technology-diesel-hybrid-engines-psa-peugeot-citroen-0>, "Peugeot Citroen Hybrid."
- [31] [http://www.motoraauthority.com/news/1086618\\_toyota-gives-details-on-yaris-hybrid-r-concepts-powertrain](http://www.motoraauthority.com/news/1086618_toyota-gives-details-on-yaris-hybrid-r-concepts-powertrain), "Toyota Gives Details On Yaris Hybrid-R Concept Powertrain."
- [32] I. Matsuo, T. Miyamoto, and H. Maeda, "The Nissan Hybrid Vehicle," 2000.
- [33] F.-S. Walliser, "918 Spyder—Concept of a super sports car for the future," in *14. Internationales Stuttgarter Symposium*, 2014, pp. 833-845.
- [34] O. R. N. Laboratory, "Evaluation of 2004 Toyota Prius hybrid electric drive system," 2006.
- [35] 吳. 鐘允睿, 蔡聖豐, "混合動力機構及其動力混合模式," ed: 中華人民共和國發明專利申請號 201310339860.3, 2014.
- [36] L. Tribioli and S. Onori, "Analysis of energy management strategies in plug-in hybrid electric vehicles: Application to the GM Chevrolet Volt," in *American Control Conference (ACC), 2013*, 2013, pp. 5966-5971.
- [37] L. A. Van Dongen, "Efficiency characteristics of manual and automatic passenger car transaxles," SAE Technical Paper1982.
- [38] J. Liu, "Modeling, configuration and control optimization of power-split hybrid vehicles," The University of Michigan, 2007.