

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

一種具混合動力功能的扭力分配差速器

之理念設計與分析

Conceptual Design and Analysis of a Torque Vectoring
Differential with Electric Hybrid Functionality

林承楷

Cheng-Kai Lin

指導教授：劉 霆 博士

Advisor: Tyng Liu, Ph.D.

中華民國 107 年 7 月

July 2018



國立臺灣大學碩士學位論文
口試委員會審定書

一種具混合動力功能的扭力分配差速器
之理念設計與分析

Conceptual Design and Analysis of a Torque Vectoring
Differential with Electric Hybrid Functionality

本論文係林承楷君 (R05522626) 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 107 年 7 月 24 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：

劉建

(簽名)

(指導教授)

李志中

李志中

詹魁元

詹魁元

劉建

劉建

系主任

黃文高

(簽名)

誌謝



感謝恩師劉霆教授，從大學時期的專題到研究所的兩年，一步一步帶領我進入車輛工程的廣闊天地，引領我在機械工程這個領域內找到了研究的目標以及熱忱，也讓我在學術領域以及處世態度上獲益良多。在碩士論文研究期間，指引我研究的方法以及正確的方向，並於準備口試期間悉心指導報告技巧以及改正論文，方能有此篇論文之完成，學生於此致上由衷的敬意與謝意。

感謝李志中教授與詹魁元教授撥空前來指導我的論文，並提供寶貴建議，使本篇論文能更臻完善。

感謝 MMT 實驗室的前輩、同學以及後輩們。首先感謝學長正平、明憲，在我初進 MMT 之時，提供充實的學士專題內容與指導，使我對於實驗室的研究領域產生興趣。感謝學長羿名、博仁、彥崧、先予在我的論文研究期間不厭其煩地和我討論，對於我的研究提供指導與建議，並且在最後的口試演練提供幫助，真的非常感謝。感謝資峻、禹軒、仁正、柏安大學期間一同參與學士專題，以及在碩一期間對我的幫忙。感謝同學宏昇、崇賢和我一起度過研究所的兩年時光，從修課期間的互相幫助、每天吃飯時間及平常的耍廢時光，到重要關頭的論文撰寫、口試，都有你們的陪伴與共同成長。感謝學弟世宗、學妹貽得、怡如陪我們一起耍廢、聊天，以及對於實驗室事務的幫忙。感謝 MMT 的夥伴們讓我的實驗室生活非常精采。

感謝我親愛的家人們，感謝父母多年來的養育以及栽培使我成為現在的樣子，並且在我大學延畢時給我充分的信任以及毫無保留的支持，讓我無後顧之憂地完成學業；感謝女友芷融在我求學期間的陪伴以及包容，未來還要繼續一起加油。

最後感謝所有對我曾經提供幫助與建議的人們，謹以此文向你們致上謝意，並且與你們分享完成這份論文的喜悅。

一種具混合動力功能的扭力分配差速器 之理念設計與分析



林承楷

摘要

本研究提出一種以馬達調控，而同時具備混合動力功能的扭力分配差速器 (Hybrid Torque-vectoring Differential, H-TD)。本研究所提出之扭力分配差速器是以一般開放式差速器為基礎搭配行星齒輪組、馬達、煞車以及離合器，來同時達成混合動力與扭力分配之功能。此機構可以馬達將輸入至差速器之主動力於兩輸出軸之間分配，亦可以馬達之動力與主動力形成同時輸出之混合動力功能。本研究首先提出 H-TD 之概念原型，並且以機構拓撲搜尋一定範圍內所有可能之構型，以找到最佳的機構組合。接著本研究提出此機構的空間布局方式，以及此系統之操作模式與模式切換策略。接下來以最佳化之方式設定 H-TD 之細部設計參數，以完成一可行設計。完成機構參數設計後，本研究討論 H-TD 在一般四輪車輛上的動力總成配置，最後推導各種動力總成配置下的車輛動力分配動態模型。完成系統之設計後，本研究將以數值模擬程式進行分析，程式包含可替換之駕駛模型、動力分配模型、輪胎模型、車輛模型，以求得不同操作情形與環境下之車輛動態表現。模擬情境包含單輪打滑、定轉角轉向、轉向時單輪打滑、加速打滑、混合動力加速、混合動力回充等情境。結果顯示本研究提出之 H-TD 可在車輛遭遇打滑時保有較佳的驅動能力、轉向時提升車輛之轉向能力，並且在混合動力模式下，為車輛提供更佳的動力表現或者更多元的能量管理方式。

關鍵字：機構拓撲、扭力分配、混合動力、最佳化設計、車輛力學模型、數值模擬分析

Conceptual Design and Analysis of a Torque Vectoring Differential with Electric Hybrid Functionality



Cheng-Kai Lin

Abstract

A motor-controlled torque-vectoring differential with electric hybrid functionality (Hybrid Torque-vectoring Differential, H-TD) is proposed in this study. The structure of H-TD is based on an open differential with a planetary gear set, an electric motor, a clutch brake, and a clutch to achieve both torque-vectoring and hybrid functionality. The mechanism can utilize electric motor to distribute torque between two output shafts, or use motor to provide additional power. This study first comes up with a conceptual prototype of H-TD, then uses mechanism topology to search all possible configurations within a certain range to find the best-suited mechanism for the system. Next, this study presents a conceptual spatial layout for the system, and proposes the operation modes of the system, as well as the control strategy. Afterwards, this study uses optimum design method to obtain design parameters of the system. Following is discussion about possible powertrain configurations of H-TD on four-wheeled vehicles, and derivation of the dynamic model for each configuration. After completing the conceptual design of H-TD, this study uses a numerical simulation program, which includes a replaceable driver model, a power distribution model, a tire model, and a vehicle dynamic model, to obtain vehicle dynamic performance under different system operating modes and driving situations. The simulation scenarios include single wheel slipping while driving, constant cornering, single-wheel-slip constant cornering, slipping during acceleration, hybrid power acceleration, and hybrid regenerative mode. Simulation results show that H-TD proposed in this study is capable of maintaining better tractive force when the vehicle encounters slipping, and improving the cornering performance. In addition, H-TD can provide better power performance and energy management due to its hybrid functionality.

Key words: mechanism topology, torque vectoring, hybrid power, optimum design, vehicle dynamic model, numerical simulation

目錄



口試委員會審定書	i
誌謝	ii
摘要	iii
Abstract.....	iv
目錄	v
圖目錄	ix
表目錄	xvi
符號彙整	xviii
第一章 緒論	1
1-1 前言	1
1-2 文獻回顧	2
1-2-1 扭力分配系統	2
1-2-2 混合動力系統	4
1-2-3 小結	5
1-3 研究動機與目的	6
1-4 研究方法與論文架構	6
第二章 理論基礎	8
2-1 圖論之基本概念	8
2-2 行星齒輪組之運動與力學關係	8
2-3 差速器之運動與力學關係	11
2-4 扭力分配系統之背景概念	13
2-4-1 離合器動力傳遞特性	13

2-4-2 限滑差速器	14
2-4-3 能任意分配扭力之差速器概念	15
2-5 功能動力圖論方法	16
2-6 車輛動態模型	17
2-6-1 車輛座標	18
2-6-2 車輛受力分析	18
2-6-3 阿克曼轉向幾何	20
2-6-4 平面車輛動態方程式	22
2-6-5 車輪之速度	24
2-7 輪胎模型	25
2-7-1 輪胎座標系定義	25
2-7-2 輪胎受力與力矩	25
2-7-3 輪胎滑差與驅動力	26
2-7-4 輪胎側滑角與側向力	29
2-7-5 Magic Formula	30
2-7-6 車輪動態模型	33
第三章 H-TD 概念原型及機構合成與選用	34
3-1 以馬達調控之扭力分配差速器	34
3-2 一般差速器與行星齒輪組搭配之機構合成	35
3-3 系統動力元件之配置規則	38
3-4 選用構型之設計規則	41
3-5 根據定性分析選擇最適合之構型	45
3-6 小結	58
第四章 H-TD 機構實體化與設計參數設定	59

4-1 H-TD 之機構實體化	59
4-2 H-TD 之操作模式與模式切換邏輯	62
4-3 H-TD 之設計參數設定	65
4-3-1 H-TD 各操作模式之力學與運動方程式	66
4-3-2 機構之不對稱性與設計改善方案選定	72
4-3-3 機構傳動系數值設定之最佳化問題	75
4-3-4 輔助馬達、離合器、煞車參數之設定方法	81
4-4 H-TD 之車輛配置討論	83
4-5 整車數學模型建立	85
4-5-1 前輪驅動車輛模型	86
4-5-2 後輪驅動車輛模型	87
4-5-3 四輪驅動車輛模型	89
4-6 小結	92
第五章 整車動態數值分析	93
5-1 車輛動態數值模擬流程	93
5-2 車輛參數設定	95
5-2-1 車輛規格	95
5-2-2 輪胎規格	96
5-3 扭力分配功能模擬分析	98
5-3-1 前輪驅動車輛之分析	98
5-3-2 後輪驅動車輛之分析	110
5-3-3 四輪驅動車輛之分析	121
5-4 混合動力功能模擬分析	125

5-4-1 混合動力加速	125
5-4-2 混合動力回充模式	128
5-5 H-TD 系統其他模擬分析	131
5-6 H-TD 馬達作動狀態整理	133
5-7 小結	134
第六章 結論	135
6-1 結論	135
6-2 未來展望	136
參考文獻	137
附件 最佳化 1000 組結果	142
附錄 車輛動態數值模擬程式	167

圖目錄



圖 2-1 行星齒輪組示意圖[29]以及機構簡圖	9
圖 2-2 行星齒輪組機構受力自由體圖	9
圖 2-3 一般差速器構造[30]與其機構簡圖	11
圖 2-4 一般差速器受力模型	12
圖 2-5 差速器各桿件自由體圖	12
圖 2-6 離合器力學關係圖	14
圖 2-7 主動式限滑差速器架構(Gerodisc type Differential) [34].....	15
圖 2-8 可任意分配扭力系統概念圖[8]	15
圖 2-9 可任意分配扭力系統概念之力學模型	16
圖 2-10 車輛座標系統[35]	18
圖 2-11 車輛受力圖	19
圖 2-12 車輛前輪軸受力圖(後視圖)	19
圖 2-13 阿克曼轉向幾何[36]	20
圖 2-14 阿克曼轉向幾何之側滑角	21
圖 2-15 瞬心計算示意圖	21
圖 2-16 三自由度車輛動態模型	22
圖 2-17 坐標系旋轉示意圖	22
圖 2-18 車體平面受力圖	24
圖 2-19 輪胎座標系統[36]	26
圖 2-20 輪胎受驅動力矩時的行為[36]	27
圖 2-21 輪胎受煞車力矩時的行為[36]	27
圖 2-22 驅動力與滑差關係[36]	28

圖 2-23 卡車於不同正向力下煞車力與滑差關係[36]	28
圖 2-24 輪胎受側向力之變形與受力關係[36]	29
圖 2-25 轉向力(側向力)與側滑角的關係[36]	29
圖 2-26 轉向力(側向力)與側滑角以及正負載的關係[36]	30
圖 2-27 轉向力(側向力)與側滑角的關係[36]	30
圖 2-28 Magic Formula 特性曲線與方程式參數關係[36]	31
圖 2-29 不同正向力下側向力與側滑角關係曲線	32
圖 2-30 不同正向力下縱向力與滑差關係曲線	32
圖 2-31 車輪受力模型	33
圖 3-1 使用馬達之扭力分配差速器示意圖[18]	34
圖 3-2 使用馬達之扭力分配差速器之功能動力圖	34
圖 3-3 H-TD 概念原型之功能動力圖	35
圖 3-4 差速器與行星齒輪組基本圖畫	36
圖 3-5 合併圖畫 Case A、B、C	36
圖 3-6 合併圖畫 Case D	37
圖 3-7 合併圖畫 Case E、F	37
圖 3-8 架構編號 1、2 之各種動力元件配置	39
圖 3-9 架構編號 3 之各種動力元件配置	39
圖 3-10 架構編號 4 之各種動力元件配置	40
圖 3-11 架構編號 5 之各種動力元件配置	40
圖 3-12 架構編號 6 之各種動力元件配置	41
圖 3-13 系統功能設計要求示意圖	42
圖 3-14 H-TD 概念 1	42

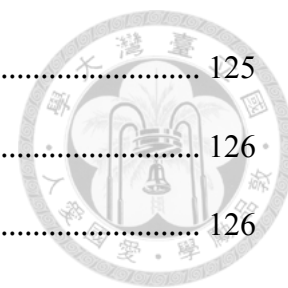
圖 3-15 H-TD 概念 1(修改).....	43
圖 3-16 H-TD 概念 2	43
圖 3-17 H-TD 概念 2(修改).....	44
圖 3-18 H-TD 概念 3	44
圖 3-19 構型 1-1	45
圖 3-20 構型 1-1(修改).....	46
圖 4-1 H-TD 機構實體化(1).....	59
圖 4-2 離合器機構配置示意圖	61
圖 4-3 H-TD 機構實體化(2).....	61
圖 4-4 H-TD 機構實體化(3).....	61
圖 4-5 馬達減速機構配置示意圖	62
圖 4-6 H-TD 機構實體化(4).....	62
圖 4-7 H-TD 功能動力圖	62
圖 4-8 混合動力模式動力流示意圖	63
圖 4-9 扭力分配模式動力流示意圖	63
圖 4-10 中介模式動力流示意圖	64
圖 4-11 H-TD 操作模式切換邏輯示意圖	65
圖 4-12 H-TD 機構桿件編號圖	66
圖 4-13 混合動力模式系統自由體圖	67
圖 4-14 中介模式系統自由體圖	68
圖 4-15 扭力分配模式系統自由體圖	70
圖 4-16 扭力分配之理想狀況	73
圖 4-17 設計改善方案一	73

圖 4-18 設計改善方案二.....	73
圖 4-19 前輪驅動 H-TD 配置可能	83
圖 4-20 後輪驅動 H-TD 配置可能	84
圖 4-21 四輪驅動 H-TD 配置可能	85
圖 5-1 數值模擬程式架構.....	94
圖 5-2 數值模擬程式運算流程.....	94
圖 5-3 正向力 3000N 時 235/60 R16 輪胎之滑差與縱向力曲線	96
圖 5-4 正向力 3000N 時 235/60 R16 輪胎之側滑角與側向力曲線	97
圖 5-5 總驅動力比較.....	99
圖 5-6 各輪驅動力比較.....	99
圖 5-7 各輪滑差比較.....	99
圖 5-8 各輪角加速度比較.....	100
圖 5-9 H-TD 馬達轉速	100
圖 5-10 H-TD 馬達功率	101
圖 5-11 Yaw rate 比較.....	101
圖 5-12 車體移動路徑比較.....	101
圖 5-13 OD 各輪驅動力變化	102
圖 5-14 H-TD 各輪驅動力變化(-45Nm)	102
圖 5-15 H-TD 各輪驅動力變化(45Nm).....	103
圖 5-16 OD 各輪滑差變化	103
圖 5-17 H-TD 各輪滑差變化(-45Nm)	104
圖 5-18 H-TD 各輪滑差變化(45Nm).....	104
圖 5-19 OD 各輪角速度變化	104

圖 5-20 H-TD 各輪角速度變化(-45Nm)	105
圖 5-21 H-TD 各輪角速度變化(45Nm).....	105
圖 5-22 OD 各輪角加速度變化	105
圖 5-23 H-TD 各輪角加速度變化(-45Nm)	106
圖 5-24 H-TD 各輪角加速度變化(45Nm).....	106
圖 5-25 H-TD 馬達轉速比較	106
圖 5-26 H-TD 馬達功率比較	107
圖 5-27 Yaw rate 比較	107
圖 5-28 瞬時迴轉半徑比較	108
圖 5-29 車體移動路徑比較	108
圖 5-30 前驅單輪打滑轉向車體路徑比較	109
圖 5-31 總驅動力比較	110
圖 5-32 各輪驅動力比較	111
圖 5-33 各輪滑差比較	111
圖 5-34 各輪角加速度比較	111
圖 5-35 H-TD 馬達轉速	112
圖 5-36 H-TD 馬達功率	112
圖 5-37 Yaw rate 比較	112
圖 5-38 車體移動路徑比較	113
圖 5-39 OD 各輪驅動力變化	114
圖 5-40 H-TD 各輪驅動力變化(-45Nm)	114
圖 5-41 H-TD 各輪驅動力變化(45Nm).....	114
圖 5-42 OD 各輪滑差變化	115

圖 5-43 H-TD 各輪滑差變化(-45Nm)	115
圖 5-44 H-TD 各輪滑差變化(45Nm).....	115
圖 5-45 OD 各輪角速度變化	116
圖 5-46 H-TD 各輪角速度變化(-45Nm)	116
圖 5-47 H-TD 各輪角速度變化(45Nm).....	116
圖 5-48 OD 各輪角加速度變化	117
圖 5-49 H-TD 各輪角加速度變化(-45Nm)	117
圖 5-50 H-TD 各輪角加速度變化(45Nm).....	117
圖 5-51 H-TD 馬達轉速比較	118
圖 5-52 H-TD 馬達功率比較	118
圖 5-53 Yaw rate 比較	119
圖 5-54 瞬時迴轉半徑比較	119
圖 5-55 車體移動路徑比較	119
圖 5-56 後驅單輪打滑轉向車體路徑比較	120
圖 5-57 前後軸差速器輸入扭力比較	121
圖 5-58 OD 各輪正向力、打滑狀態	122
圖 5-59 H-TD 各輪正向力、打滑狀態	122
圖 5-60 前後軸總驅動力比較	123
圖 5-61 總驅動力比較	123
圖 5-62 OD 各輪滑差變化	123
圖 5-63 H-TD 各輪滑差變化	124
圖 5-64 H-TD 馬達轉速	124
圖 5-65 H-TD 馬達功率	124

圖 5-66 車體縱向速度變化.....	125
圖 5-67 各動力元件扭力變化.....	126
圖 5-68 前後軸差速器輸入扭力變化.....	126
圖 5-69 總驅動力變化.....	127
圖 5-70 各輪正向力變化.....	127
圖 5-71 H-TD 馬達轉速	127
圖 5-72 H-TD 馬達功率	128
圖 5-73 車身縱向速度變化.....	128
圖 5-74 各動力元件扭力變化.....	129
圖 5-75 前後軸差速器輸入扭力變化.....	129
圖 5-76 總驅動力變化.....	130
圖 5-77 車身縱向速度變化.....	130
圖 5-78 H-TD 馬達功率變化	130
圖 5-79 前驅車 H-TD 位置差異之車體路徑比較	131
圖 5-80 後驅車 H-TD 位置差異之車體路徑比較	132
圖 5-81 前輪驅動車輛直線測試車輛軌跡圖	132
圖 5-82 後輪驅動車輛直線測試車輛軌跡圖	133

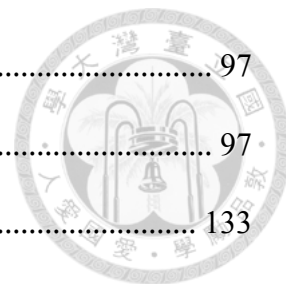


表目錄



表 2-1 功能動力圖之說明	17
表 3-1 架構重新編號規則	38
表 3-2 動力元件符號	38
表 3-3 各桿件之符號定義	46
表 3-4 構型 1-1 定性分析結果	50
表 3-5 構型 1-3 定性分析結果	51
表 3-6 構型 2-1 定性分析結果	51
表 3-7 構型 2-3 定性分析結果	52
表 3-8 構型 3-1 定性分析結果	52
表 3-9 構型 3-3 定性分析結果	53
表 3-10 構型 4-1 定性分析結果	53
表 3-11 構型 4-4 定性分析結果	54
表 3-12 構型 5-3 定性分析結果	54
表 3-13 構型 5-5 定性分析結果	55
表 3-14 構型 6-3 定性分析結果	55
表 3-15 構型 6-5 定性分析結果	56
表 3-16 扭力分配時各構型馬達輸出扭力差異	57
表 3-17 混合動力時各構型單輪軸獲得扭力差異	57
表 4-1 系統設計參數最佳化結果	81
表 5-1 CS D-Class SUV 車輛規格參數	95
表 5-2 CS GT 車輛規格參數	96
表 5-3 CS B-Class Sports Car 車輛規格參數	96

表 5-4 235/60 R16 輪胎縱向力參數	97
表 5-5 235/60 R16 輪胎側向力參數	97
表 5-6 H-TD 於扭力分配模式各種狀態下馬達之作動狀態	133



符號彙整



A	車輛前投影面積(m^2)
d	車輛輪距(m)
F_{n1L}	左前輪正向力(N)
F_{n1R}	右前輪正向力(N)
F_{n2L}	左後輪正向力(N)
F_{n2R}	右後輪正向力(N)
F_{x1L}	左前輪縱向力(N)
F_{x1R}	右前輪縱向力(N)
F_{x2L}	左後輪縱向力(N)
F_{x2R}	右後輪縱向力(N)
F_{y1L}	左前輪側向力(N)
F_{y1R}	右前輪側向力(N)
F_{y2L}	左後輪側向力(N)
F_{y2R}	右後輪側向力(N)
g	重力加速度(m/s^2)
h	車輛質心距地面高度(m)
I_w	輪胎轉動慣量(kgm^2)
I_z	車輛對 z 軸之轉動慣量(kgm^2)
i	加速滑差(ratio)
i'	減速滑差(ratio)
l	車輛軸距(m)
l_1	車輛質心至前輪軸距離(m)



l_2	車輛質心至後輪軸距離(m)
m	車重(kg)
R_a	空氣阻力(N)
R_r	滾動阻力(N)
r_e	輪胎滾動有效半徑(m)
τ_{in}	主動力源提供之扭力(Nm)
τ_{in_f}	中央差速器前軸輸出軸扭力(Nm)
τ_{in_r}	中央差速器後軸輸出軸扭力(Nm)
τ_{TM}	馬達 1 提供之扭力(Nm)
u	車輛縱向速度(m/s)
$\dot{u}$	車輛縱向加速度(m/s ²)
v	車輛側向速度(m/s)
$\dot{v}$	車輛側向加速度(m/s ²)
α_{fl}	左前輪側滑角(rad)
α_{fr}	右前輪側滑角(rad)
α_{rl}	左後輪側滑角(rad)
α_{rr}	右後輪側滑角(rad)
ρ	空氣密度(kg/m ³)
δ_{fl}	左前輪轉向角(rad)
δ_{fr}	右前輪轉向角(rad)
$\dot{\omega}_{in}$	主動力源角加速度(rad/s ²)
$\dot{\omega}_{in_f}$	中央差速器前軸輸出軸角加速度(rad/s ²)
$\dot{\omega}_{in_r}$	中央差速器後軸輸出軸角加速度(rad/s ²)

$\dot{\omega}_{TM}$	馬達之角加速度(rad/s ²)
$\dot{\omega}_{1L}$	左前輪角加速度(rad/s ²)
$\dot{\omega}_{1R}$	右前輪角加速度(rad/s ²)
$\dot{\omega}_{2L}$	左後輪角加速度(rad/s ²)
$\dot{\omega}_{2R}$	右後輪角加速度(rad/s ²)



第一章 緒論



1-1 前言

在車輛的動力傳動系統之演進過程中，最早出現的是實軸 (Solid axle)，實軸為左右輪軸直接相接，因此兩者會同步運動；而當汽車轉向時，內、外側輪因為不同的行進軌跡，理論上內側與外側輪必須以不同的轉速過彎，但因實軸本身限制了內側與外側輪無法以不同轉速同時旋轉，車輛過彎時輪胎將出現不必要的磨耗與打滑，工程師為了解決此一問題，發展出了差速器，透過差速器的機構，使得內外側輪的轉速在轉向時可以不同，減少輪胎打滑磨耗的產生。

一般差速器讓左右側輪軸可以有不同轉速，但並無法處理車輪遇低摩擦力地面時打滑的情況，因此後續又有限滑式差速器 (Limited-slip differential) 的出現，然而限滑式差速器只能將扭力從較高速之輪軸傳至較低速之輪軸，雖然可解決車輪打滑的問題但並無法主動且任意分配扭力至各輪軸，車輛性能在某些情況下將因此受到限制。

接下來，為了進一步提升車輛之性能又發展出了扭力分配差速器 (Torque-vectoring differential)，直至目前為止已出現過許多不同構型之扭力分配差速器，利用離合器、馬達、行星齒輪組或者各種不同機構之組合來控制扭力的分配。本研究將參考前人發展之扭力分配差速器機構，並且以機構拓撲之方式發展一種同時具備混合動力之功能的扭力分配差速器，後續將以 Hybrid Torque-vectoring Differential (縮寫為 H-TD) 為名對本研究所提出之新型扭力分配差速器進行簡稱。

完成 H-TD 之概念設計後，本研究將分別以前輪驅動車輛、後輪驅動車輛、以及四輪驅動車輛為例，提出此系統於一般四輪車輛上之可能配置方式，並且進行比較與分析，討論此系統對於車輛之駕駛性能的影響、以及整合混合動力之能力。



1-2 文獻回顧

1-2-1 扭力分配系統

回顧車輛之動力傳動系統的發展歷程，開放式差速器於 1827 年首次被應用於車輛上[1]，一般差速器於正常之地面狀況下，會平均將驅動扭力分配於左右輪，並且透過行星齒輪之機構使左右輪可以不同轉速旋轉，使過往使用實軸之車輛轉向時輪胎打滑情況大幅減少，因此能減少能量損失，並且增加車輛之性能。在一般狀況下輪胎未打滑時，開放式差速器幾乎可以達到所有需求，但當路面因濕滑、結冰、或是泥濘而摩擦力下降時，如果其中一輪摩擦力過低而開始打滑，將造成總驅動力下降，且因差速器之機構特性，打滑輪側開始空轉，並且造成未打滑側的輪軸失去加速度，進而失去驅動力[2]。

為了改善開放式差速器此一弱點，德國 ZF 公司於 1935 年推出了限滑式差速器 (Limited-slip differential, LSD) [3]，此差速器使用機械式機構，使差速器於其中一輪軸打滑時可以自行鎖定，但因機械式機構而無法及時調整機構鎖定之條件。另外，美國 Dana Incorporated 於 2004 年提出了電子式限滑差速器 (Electronically Controlled Limited-slip Differential, ELSD) [4]，有別於機械式之構型，電子式構型可即時調整鎖定條件，然而限滑式差速器的運作模式仍然只能適用於打滑時，機構將高轉速輪之扭力透過離合器等元件傳遞至低轉速輪，並無法以相反方向任意分配扭力至高轉速輪。

另一方面，美國的 Eaton Corporation[5]提到偏擺角速度 (yaw rate) 是作為控制車輛穩定的依據之一，控制車體偏擺角速度可以確保車輛朝向預期的方向行駛，以改善過度轉向 (oversteering) 以及轉向不足 (understeering) 之轉向狀況，車輛可透過蒐集輪軸轉速、旋轉角速度、輪胎轉向角度、油門閥等等資訊，再透過可以調整偏擺角速度之系統來改善行車穩定、增加車輛性能。

1996 年日本 Mitsubishi Motors 提出 Active Yaw Control (AYC) [6]系統，此系統以兩組打滑式離合器 (slip clutch) 分別搭配以齒輪系組成之增、減速機構，可視行駛狀況控制車輛左右側輪之扭力分配，除了解決開放式差速器的打滑問題，也可控制轉向時車身之動態，進一步提升車輛性能。2003 年 Mitsubishi Motors 提出 Super Active Yaw Control (S-AYC) [7]系統，此系統以 AYC 為基礎，將其中的離合器與

減速機構之連接位置進行調整，並且將 AYC 中使用的一般差速器機構更改為行星齒輪式差速機構，因此獲得更大之扭力調整幅度。

2008 年 Politecnico di Milano 和 GTV Vehicle Dynamics[8]做了一份以獨立煞車作扭力分配對車輛性能改善的研究，此研究顯示以煞車控制 yaw moment 來改善性能車輛的駕駛性能是可行的，透過兩側輪獨立之煞車控制，控制車輪縱向力。不過以煞車控制將造成無法避免的能量損耗。

2004 年美國 Dana Incorporated[9]提出了一款扭力分配差速器(Torque Vectoring Differential, TVD)，此機構以限滑差速器為基礎，並在左右輪輸出軸各自以離合器控制輸出至輪端的扭力。

2005 年日本 Mitsubishi Motors 提出 Super All Wheel Control (S-AWC) [10]系統，此系統整合了 Mitsubishi Motors 所自行發展之 Active Center Differential (ACD)[11]、Active Yaw Control (AYC) [6]、Active Stability Control (ASC) [12]、以及 Antilock Brake System (ABS)，透過此系統整合車輛縱向以及橫向之扭力分配以及煞車控制，來對車輛進行全方位之動態控制，Mitsubishi Motors 宣稱 S-AWC 系統可有效提升車輛之驅動、轉向性能、以及車輛之穩定性。

2005 年日本 Honda Motor Company 提出了 Super Handling-All Wheel Drive[13] (SH-AWD)，此系統所使用的扭力分配差速器並無一般差速器構型存在，但具備差速以及扭力分配功能，其機構大致為中央以一組傘齒輪機構接收引擎動力，另於左右輪軸各裝置一組多片式離合器搭配行星齒輪組，並且以離合器獨立控制輸入至左右輪軸之扭力。

2011 年德國 Audi 的車系 A6 使用了名為 Sport Differential[14]的扭力分配差速器，其使用增速機構，以及兩組以液壓控制的打滑式離合器連接兩端輸出軸，並以此控制增速機構傳遞扭力的多寡，因此具備扭力分配的能力。

2012 年日本 Honda Motor Company 以 SH-AWD 為基礎，提出了 Sport Hybrid Super Handling-All Wheel Drive[15] (Sport Hybrid SH-AWD)，不同於先前之 SH-AWD，系統中的 Twin Motor Unit 使用兩顆獨立控制之馬達透過行星齒輪減速機構以及單向離合器之作用，分別輸出動力至左右輪軸，此系統不僅具備差速以及扭力分配之功能，更可與車輛上之引擎動力形成混合動力系統。

2016 年陳昇名[16]發展出功能動力圖 (Function Power Graph) 方法，並用其分析了幾種扭力分配差速器的運動關係，簡易的表示出元件間的動力傳遞關係。

2016 年李東原[17]將目前幾種包含離合器之扭力分配差速器進行分類，並探討其特性之差異，可得知若完全以離合器之接合狀態來調整扭力而不使用差速器，會有較大的能量損耗。

2016 年 Čavić[18]提出一種以單顆馬達控制之扭力分配差速器，藉由馬達之扭力將左右輪的扭力進行增減來達成扭力分配。

2017 年宋仁正[19]根據 Čavić 所提出之 TVD 構型進行改良，建構以馬達調控之扭力分配差速器，並提出一種應用於四輪驅動車輛之系統配置方式。

1-2-2 混合動力系統

廣義上來說，任何具備兩種以上動力來源的動力系統皆可稱之混合動力系統，一般較常見之混合動力系統為結合電力驅動及內燃機引擎動力的油電混合系統[20]。最早的應用出現在約 19 世紀末，當時車輛普遍為電動車，內燃機引擎剛發明不久。由於當時的電池電容量小，車輛的續航力不足，因此以燃油作為燃料的引擎發明是車輛動力的一大突破。然而內燃機引擎技術在當時尚未成熟，為了度過此過渡階段，因而產生了油電混合車的概念[21]。

隨著時間以及環境的演進，車輛工業蓬勃發展且絕大多數車輛都以石化燃料作為能量來源，直至近年石化燃料之儲存量似乎在可預見的未來即將用罄，且全球對於環境保護之議題更加重視，各國政府開始訂定愈趨嚴格的排放法規，因此車輛工業開始著手引擎之能耗改善以及碳排放量之降低，並且朝向電動車輛發展，但在電池系統尚無法完全滿足車輛續航力之要求時，各大車廠均推出混合動力車輛作為過渡時期之替代方案，以電動馬達作為車輛之輔助甚至主要動力來源，同時提升車輛整體之能源效率，目前已大量應用於產品上販售之油電混合系統包含日本 Toyota 的 Toyota Hybrid System (THS) [22]、日本 Honda 的 intelligent Dual Clutch Drive (i-DCD) [23]、intelligent Multi Mode Drive (i-MMD) [24]、美國 General Motors 的 Two mode [25] 等等。

另一方面，除了增加能源使用效率以達成環保之目的，混合動力系統亦可藉由兩個以上之動力源提升車輛整體之性能表現。

2009 年，德國 BMW 發表油電混合跑車 i8[26]，以前軸電力驅動、後軸引擎驅動之混合動力架構增強車輛之驅動性能。

2014 年，瑞典 Volvo 提出 Twin Engine Hybrid 油電混合動力系統[27]，後軸以馬達純電驅動，前軸以內燃機引擎搭配大功率啟動馬達，以外加之兩馬達提供車輛更好的性能表現。

2015 年，日本 Honda 的超級跑車 NSX 採用 Sport Hybrid SH-AWD 混合動力架構[15]，前軸以由兩顆馬達組成之 Twin Motor Unit 驅動，後軸則以內燃機引擎搭配一馬達驅動，形成三馬達之混合動力架構，其中前軸之 Twin Motor Unit 除了可提供扭力分配之功能，更可以雙馬達與後軸之引擎動力形成混合動力系統，因此擁有卓越性能。

1-2-3 小結

由過往文獻以及市場產品回顧，可以發現扭力分配系統與動力混合系統皆為目前車輛之趨勢之一，而目前一般扭力分配之作法可分為以下幾種：

1. 以獨立煞車控制進行扭力調整。
2. 以機構搭配離合器接合狀態調整之扭力分配差速器。
3. 僅以離合器控制扭力傳遞的大小，而無一般差速器之存在。
4. 以兩組獨立馬達經減速直接決定兩輸出軸扭力傳遞。
5. 以馬達調控之扭力分配差速器。

綜觀目前已出現過之扭力分配系統，上述作法 1、2、3 皆因煞車或離合器之持續作動而出現較大的能量損耗，作法 4 能夠同時結合扭力分配以及混合動力之功能，但該系統必須使用兩組馬達，且控制複雜，目前僅有高價位車款搭配此系統，另作法 5 僅利用一組馬達便可達成扭力分配之功能，但並不能有效利用馬達之動力達成混合動力之要求。



1-3 研究動機與目的

扭力分配系統之目的為主動分配不同的動力至不同車輪上，使車輛具備防滑能力、或是透過控制車體偏擺角速度（yaw rate）來獲得更好的車體操控性能，目前的研究已提出相當多構型，但大多數皆停留在具備扭力分配功能之構型，也就是使一輸出軸動力上升、另一輸出軸動力下降之狀態，並無法達成以一外加動力源同時使兩輸出軸動力上升或下降，也就是混合動力的功能。因此本研究將以用單顆馬達調控之扭力分配差速器作為基礎，嘗試以機構拓撲之方式生成具備混合動力功能之扭力分配差速器系統（Hybrid Torque-vectoring, H-TD），並且提出系統之操作模式以及整車配置方式。完成設計後以數值模擬驗證系統之功能，並在分析過程中加入角加速度，以擬穩態（quasi-steady）之方式呈現機構之動態關係。

1-4 研究方法與論文架構

本研究首先針對 Čavić 的以馬達調控之扭力分配差速器[18]進行說明，透過陳昇名所提出之功能動力圖方法[16]進行系統之動力流向分析，之後根據分析結果，提出可整合混合動力功能的扭力分配差速器概念原型，並且以機構拓撲的方式，嘗試生成所有機構之組合並找出最佳之配置後，將機構實體化，並設定系統之操作模式、模式切換策略、細部設計參數，接下來提出此扭力分配差速器於四輪車輛上可能之配置方法，最後以模擬程式分析其特性，整個過程可以分成六個章節。

第一章簡述本文研究主題、對先前文獻之回顧與探討、以及本文研究動機與目的，最後說明研究方法與論文架構。

第二章講述研究之理論基礎，介紹圖論的基本概念，推導一般差速器以及行星齒輪組之力學與運動方程式，簡介扭力分配系統之背景概念、功能動力圖之使用、車輛受力和運動模型、以及輪胎之力學模型。

第三章討論新型具混合動力功能之扭力分配差速器的機構拓撲與合成，從現有的馬達調控之扭力分配差速器機構發想，並提出新型機構之概念原型，接下來以機構拓撲之方式生成所有可能之組合、設置構型選用規則，最後根據定性之分析結果選擇最適合之構型。

第四章根據第三章得到之最佳構型，開始進行機構之實體化，並且針對系統之操作模式、細部設計參數等等進行設計，接著討論本系統於四輪車輛上之可能配置，最後建立各種系統配置之整車數值模型以供後續模擬使用。

第五章首先說明本研究所使用之數值模擬程式模型，以及模擬使用之車輛參數包含車輛規格、輪胎規格等。接下來建立模擬情境，說明模擬欲比較之項目、指標等等，並且以圖詳細顯示模擬結果並加以討論。

第六章總結本論文之研究成果，並提出未來可深入發展之方向，以供後續研究做為參考。

第二章 理論基礎



本章將介紹圖論之基本概念、行星齒輪組及一般差速器的運動與力學關係、扭力分配系統之背景概念、功能動力圖之使用、車輛受力和運動模型、以及輪胎之力學模型。

2-1 圖論之基本概念

圖論 (Graph theory) 被廣泛應用於電子電路、化學、機構運動學等學科，為一種系統化之解決問題的方法。1964 年，Freudenstein 及 Crossley 皆在機構分析與合成的研究中導入圖論之概念，將機構中的連桿及運動對分別以點和線來表示，建立了一套系統性的分析與合成理論，使得圖論成為機構設計的一項有利工具[28]。

相較於機構的運動簡圖表示法，圖畫表示法可以更簡單的判別兩個不同機構的異同處，並且明確的表達桿件之間的運動關係，同時可以用來做系統化的分類，對進行機構合成也有很大的幫助。

本研究中，機構的圖畫表示法將使用圓表示桿件，用邊表示運動對，並且以細邊表示旋轉運動對、粗邊表示齒輪運動對。在圖畫中，所有的邊皆為直線，且不可相互交叉。

2-2 行星齒輪組之運動與力學關係

如圖 2-1 所示，行星齒輪組 (Planetary gear) 為常見齒輪結構的一種，通常有數個行星齒輪 (Planet gear) 安裝在行星架 (Carrier) 上並且共同圍繞著一個太陽齒輪 (Sun gear) 旋轉。除此之外，行星齒輪組的最外圍通常還有一個環齒輪 (Ring gear)，用來貼合行星齒輪繞行的軌跡。

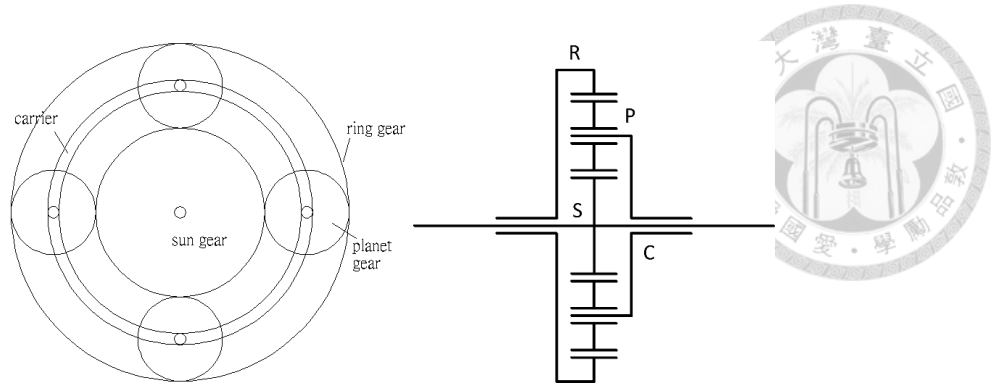


圖 2-1 行星齒輪組示意圖[29]以及機構簡圖

參考劉思佳[29]對行星齒輪組之分析，根據其機構運動特性，可以得到兩條行星齒輪組之運動方程式，如式(2.1)、(2.2)所示（其中 r_i 為桿件 i 之齒輪節圓半徑、 ω_i 為桿件 i 的角速度）

$$r_S \omega_S + r_R \omega_R = (r_S + r_R) \omega_C \quad (2.1)$$

$$(r_S + r_P) \omega_C - r_P \omega_P = r_S \omega_S \quad (2.2)$$

將行星齒輪組各桿件分解後繪製自由體圖如圖 2-2，其中 $F_{i/j}$ 表示齒輪間桿件 i 對桿件 j 之作用力、 $\dot{\omega}_i$ 表示桿件 i 之角加速度、 τ_i 表示桿件 i 所受之輸入扭力、 r_i 表示桿件 i 之齒輪節圓半徑、 m_i 表示桿件 i 之質量、 I_i 則代表桿件 i 對其旋轉中心軸的轉動慣量，此處定義 x 進入紙面為正向， y 向左為正向， z 向前為正向。

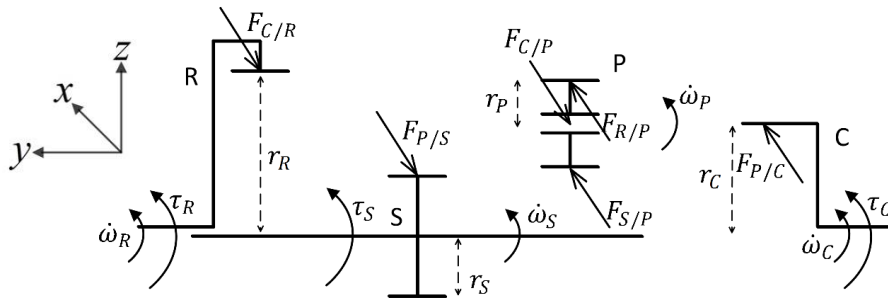


圖 2-2 行星齒輪組機構受力自由體圖

根據受力圖分析，可得列出各元件之力學方程式如下：

$$\tau_S - F_{P/S} \times r_S = I_S \times \dot{\omega}_S \quad (2.3)$$

$$F_{R/P} \times r_P - F_{S/P} \times r_P = I_P \times \dot{\omega}_P \quad (2.4)$$

$$\tau_C + F_{P/C} \times r_C = I_C \times \dot{\omega}_C \quad (2.5)$$



$$\tau_R - F_{P/R} \times r_R = I_R \times \dot{\omega}_R \quad (2.6)$$

$$F_{R/P} + F_{S/P} - F_{C/P} = m_P \times r_C \times \dot{\omega}_C \quad (2.7)$$

接下來假設各桿件在等速運轉的狀態下，系統將處於穩定平衡狀態，因此各桿件之加速度與角加速度均為零，因此可將式(2.3)~(2.7)重新整理如下：

$$\tau_S - F_{P/S} \times r_S = 0 \quad (2.8)$$

$$F_{R/P} \times r_P - F_{S/P} \times r_P = 0 \quad (2.9)$$

$$\tau_C + F_{P/C} \times r_C = 0 \quad (2.10)$$

$$\tau_R - F_{P/R} \times r_R = 0 \quad (2.11)$$

$$F_{R/P} + F_{S/P} - F_{C/P} = 0 \quad (2.12)$$

由上述方程式可推得在穩定平衡狀態之下，齒輪間內力關係式如下：

$$F_{R/P} = F_{S/P} = F \quad (2.13)$$

$$F_{C/P} = F_{R/P} + F_{S/P} = 2F \quad (2.14)$$

因此可以推得太陽齒輪、行星架、環齒輪在穩定平衡狀態時之扭力關係式如下：

$$\tau_S : \tau_C : \tau_R = -r_S : 2r_C : -r_R \quad (2.15)$$

又根據行星齒輪組之機構特性，可知行星架之齒輪半徑與太陽齒及環齒輪半徑關係如下：

$$r_C = \frac{r_R + r_S}{2} \quad (2.16)$$

可修改扭力關係式如下：

$$\tau_S : \tau_C : \tau_R = 1 : -\frac{r_R + r_S}{r_S} : \frac{r_R}{r_S} \quad (2.17)$$

由以上推導可知，行星齒輪組在穩定平衡狀態下，三個同軸桿件的扭力將會成一定比例，且此比例僅與機構之齒輪半徑有關，與轉速並無關係。

2-3 差速器之運動與力學關係

參考黃靖雄之一般開放式差速器（Open differential）構造[30]，如圖 2-3 差速器由兩個差速小齒輪以及與左右車軸相接的左邊齒輪、右邊齒輪組成，這些齒輪配置於差速器殼（差速器行星架）內，並互相咬合在一起。當左右輪轉速相同時，介於中間的差速小齒輪並不轉動，當左右輪軸轉速不相同時，差速小齒輪則開始轉動，此處機構簡圖將左車軸編號為桿件①、右車軸編號為桿件②、差速器殼（差速器行星架）編號為桿件③、差速小齒輪編號為桿件④，方便後續討論。

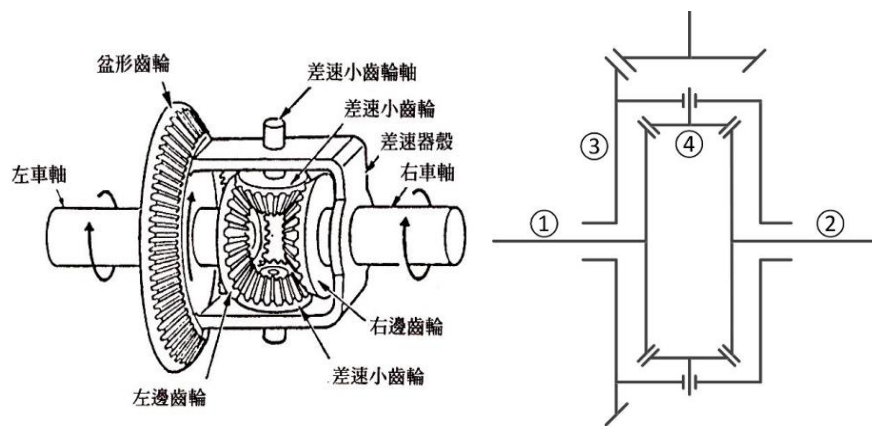


圖 2-3 一般差速器構造[30]與其機構簡圖

為了解其力學特性並建立動態模型，參考 Genta and Morello 的分析方式[31]，透過運動學檢視其特性，可將差速器視為一等效之行星齒輪系統，在一般差速器之情況中，兩輸出軸齒輪可分別對應到太陽齒輪及環齒輪，差速器殼對應到行星架。

參考式(2.1)，可知左輪軸、右輪軸、以及差速器殼（差速器行星架）之轉速關係如下：

$$r_1\omega_1 + r_2\omega_2 = (r_1 + r_2)\omega_3 \quad (2.18)$$

由於左右輪軸之軸齒輪齒數必須相等，因此 $r_1 = r_2$ ，將之代入式(2.18)，可得如式(2.19)之轉速關係。在固定差速器行星架之角速度下， ω_1 及 ω_2 可以有無限種組合，因此具有差速功能。

$$\omega_1 + \omega_2 = 2\omega_3 \quad (2.19)$$

將式(2.19)對時間微分可得各齒輪間之角加速度關係如式(2.20)：

$$\dot{\omega}_1 + \dot{\omega}_2 = 2\dot{\omega}_3 \quad (2.20)$$

參考 Bai[32]之差速器模型，得知可以用力學方程式來分析差速器，參照圖 2-4，定義 x 進入紙面為正向， y 向左為正向， z 向前為正向，令左輪軸（包含軸本身、軸齒輪、以及輪胎）之轉動慣量為 I_1 、右輪軸之轉動慣量為 I_2 、差速器行星架之轉動慣量為 I_3 、差速小齒輪的轉動慣量為 I_4 ， $\dot{\omega}_1$ 、 $\dot{\omega}_2$ 、 $\dot{\omega}_3$ 和 $\dot{\omega}_4$ 分別是左輪軸、右輪軸、差速器行星架以及差速小齒輪之角加速度，都為 $+y$ 方向， τ_1 與 τ_2 為左右輪軸之負載扭力，皆為 $-y$ 方向， τ_3 為作用在差速器行星架上的輸入扭力，為 $+y$ 方向。

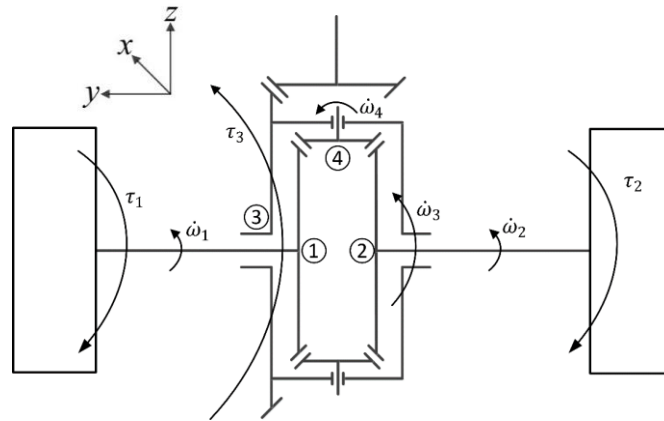


圖 2-4 一般差速器受力模型

將差速器分解並繪製各桿件之自由體圖如圖 2-5，其中 $F_{i/j}$ 表示齒輪間桿件 i 對桿件 j 之作用力、 τ_i 表示桿件 i 所受之扭力、 r_i 表示桿件 i 之齒輪節圓半徑。

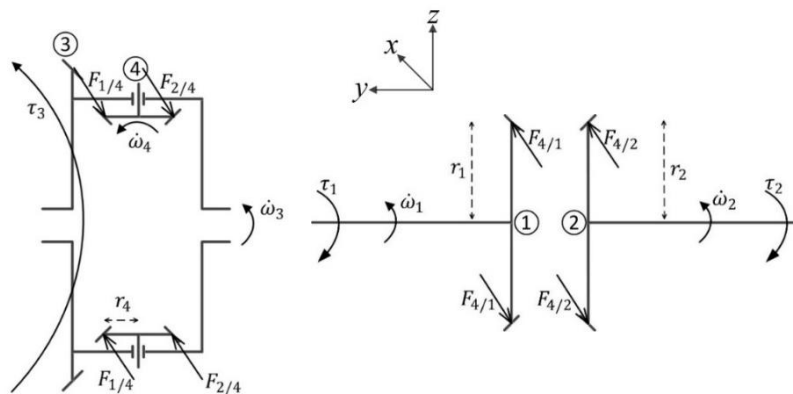


圖 2-5 差速器各桿件自由體圖

分析自由體圖，可對各桿件分別列出以下四條力學方程式：



$$2F_{4/1} \times r_1 - \tau_1 = I_1 \times \dot{\omega}_1 \quad (2.21)$$

$$2F_{4/2} \times r_2 - \tau_2 = I_2 \times \dot{\omega}_2 \quad (2.22)$$

$$\tau_3 - 2F_{4/1} \times r_1 - 2F_{4/2} \times r_2 = I_3 \times \dot{\omega}_3 \quad (2.23)$$

$$F_{4/1} \times r_4 - F_{4/2} \times r_4 = I_4 \times \dot{\omega}_4 \quad (2.24)$$

其中桿件④為差速小齒輪，一般來說由於其轉動慣量 I_4 相對於整車驅動之轉動慣量來說極小，因此在式(2.24)中將其忽略，因此可知 $F_{4/1} = F_{4/2}$ ，此處令 $F_{4/1} = F_{4/2} = F$ 。又在差速器中， $r_1 = r_2$ ，此處令 $r_1 = r_2 = r$ ，重新整理上述運動及力學方程式，可得以下描述差速器之動態方程式。

$$\dot{\omega}_1 + \dot{\omega}_2 = 2\dot{\omega}_3 \quad (2.25)$$

$$2F \times r - \tau_1 = I_1 \times \dot{\omega}_1 \quad (2.26)$$

$$2F \times r - \tau_2 = I_2 \times \dot{\omega}_2 \quad (2.27)$$

$$\tau_3 - 4F \times r = I_3 \times \dot{\omega}_3 \quad (2.28)$$

由式(2.25)~(2.28)的關係可發現一般開放式差速器之缺點，當左側輪打滑時， τ_1 值降低，造成 $\dot{\omega}_1$ 上升， $\dot{\omega}_2$ 下降，代表打滑輪角加速度上升而未打滑輪角加速度下降，因此造成整車之加速性能降低。

2-4 扭力分配系統之背景概念

2-4-1 離合器動力傳遞特性

如圖 2-6，離合器（Clutch）是一種透過摩擦力傳遞動力之機構，可分為常開式和常閉式，常開式離合器兩側平時為分離狀態，常閉式兩側平時為接合狀態。以常開式離合器為例說明，當傳遞動力時兩側受 x 方向正向力而接合，受力後在兩側元件接觸面產生摩擦力矩 τ_c ， τ_c 會隨著接觸面 x 向壓力增大而增加，動力傳遞之最大值取決於摩擦面之最大靜摩擦力。

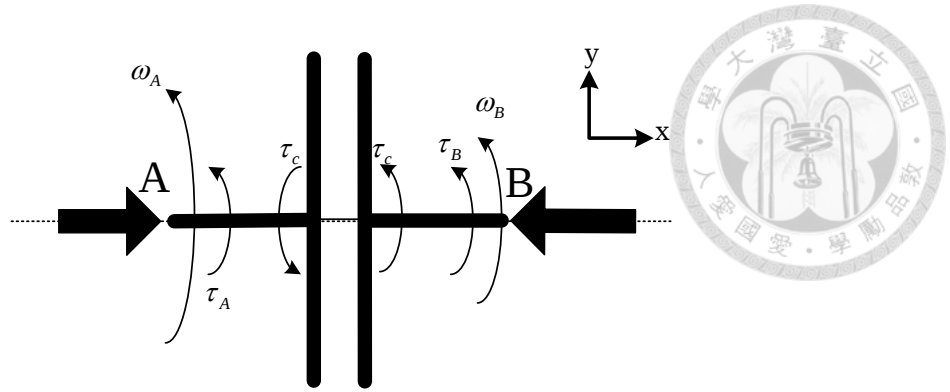


圖 2-6 離合器力學關係圖

離合器動力傳遞之限制為動力只能由高轉速端傳遞至低轉速端，圖 2-6 中 A 側轉速 ω_A 較 B 側轉速 ω_B 快，A 側受到 τ_c 的抵抗力矩，總力矩為 $\tau_A - \tau_c$ ；B 側受到 τ_c 的驅動力矩，總力矩為 $\tau_B + \tau_c$ 。當 x 方向正向力夠大時，離合器相當於一軸，此時 A、B 側轉速同步，且所受力矩相等，式(2.29)為離合器完全接合時 τ_c 之最大值；代表當最大摩擦力矩大於 τ_c 時，離合器形同一軸。

K. Sawase 和 K. Inoue[33]提到在大部分之扭力分配差速器(Torque vectoring differential)中都必須使用打滑式離合器 (Slip clutch) 來控制扭力的傳輸，控制過程中希望輸入端轉速皆大於輸出端，但因離合器打滑過程中所產生之能量損失如式(2.30)所示與兩端轉速差成正比，因此實際上只會調整兩端轉速差至必需的最大轉速差，而不是無上限的增加輸入端之轉速。

$$\tau_A - \tau_c = \tau_B + \tau_c \rightarrow \tau_c = \frac{\tau_A - \tau_B}{2} \quad (2.29)$$

$$E_{loss} = \tau_c \times \Delta\omega = \tau_c \times |\omega_A - \omega_B| \quad (2.30)$$

2-4-2 限滑差速器

一般差速器在轉向時能使兩側輪軸以不同角速度過彎，減少輪胎打滑磨損之情況，但當一側輪軸發生打滑時，另一側未打滑之輪軸加速性能會受影響。限滑差速器 (Limited-slip differential, LSD) 因此產生，運作方式為當一側輪軸打滑時利用機構將差速器鎖定使其變成實軸，因此可以提升加速性能。

限滑差速器可分為純機械之被動式以及使用電控之主動式，主動式限滑差速器可控制離合器接合時傳遞之扭力。圖 2-7 是其中一種實際應用之架構，此架構

以一般差速器為基礎加上一組可控離合器，當離合器接合時，根據離合器之力學傳遞關係可知，若左側輪軸轉速較右側慢，左側輪軸將獲得扭力並且加速；反之左側輪軸轉速較右側快時，離合器會使左側輪軸降低扭力並且減速。由此可知限滑式差速器之特性為只能將動力從高速軸傳至低速軸，並無法達成任意分配扭力之功能。

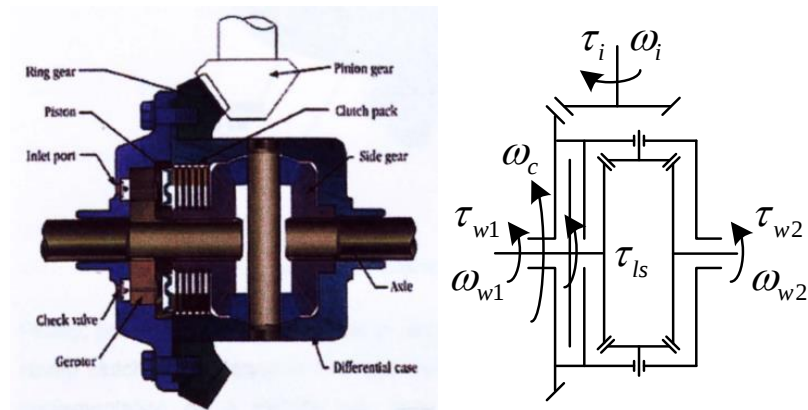


圖 2-7 主動式限滑差速器架構(Gerodisc type Differential) [34]

2-4-3 能任意分配扭力之差速器概念

若要提升車輛性能，LSD 之設計並不足夠，因此 A. Z. Leonidas Kakalis、Federico Cheli 和 Gian Claudio Travagli[8]提出一種主動式差速器(Active differential)之概念，此主動式差速器以一般差速器為基礎，但額外多出某種可於左右兩軸間任意分配扭力之機構，也就是說此機構可將扭力從轉速較快之輸出軸傳遞至較慢之輸出軸，或是將扭力從慢速軸傳遞至快速軸。此種可任意分配扭力系統之概念如圖 2-8 所示，簡易力學模型可表示成圖 2-9。

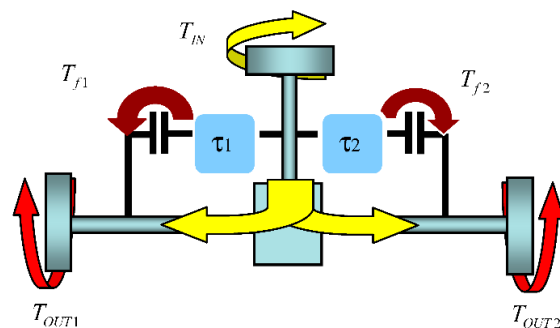


圖 2-8 可任意分配扭力系統概念圖[8]

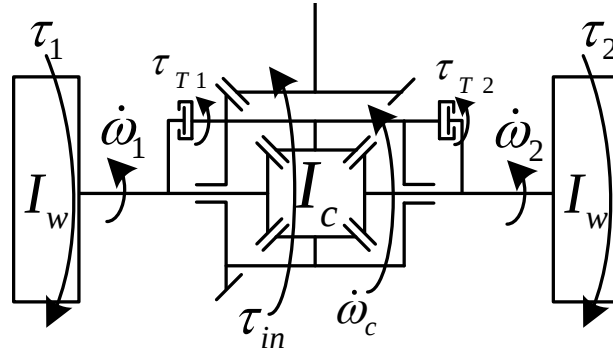


圖 2-9 可任意分配扭力系統概念之力學模型

假設存在某一種機構，可任意從差速器行星架傳遞 τ_{T1} 與 τ_{T2} 之扭力到左右輸出軸。差速器之動態關係可由式(2.25)~(2.28)改寫成式(2.31)~(2.34)。

$$\dot{\omega}_1 + \dot{\omega}_2 = 2\dot{\omega}_c \quad (2.31)$$

$$2F \times r - \tau_1 + \tau_{T1} = I_w \times \dot{\omega}_1 \quad (2.32)$$

$$2F \times r - \tau_2 + \tau_{T2} = I_w \times \dot{\omega}_2 \quad (2.33)$$

$$\tau_{in} - 4F \times r - \tau_{T1} - \tau_{T2} = I_c \times \dot{\omega}_{in} \quad (2.34)$$

經由扭力分配，若打滑時可減少打滑輪之扭力，當車輛轉向時，可以調整內、外側輪之扭力，使車輛之偏擺角速度(yaw rate)增加，提升車輛轉向之性能。

2-5 功能動力圖論方法

為分析各種動力系統內元件之相互連結關係以及動力在系統內的傳遞關係，陳昇名[16]發展一種稱為功能動力圖 (Function Power Graph, FPG) 之圖論方法。本研究為了對先前已發展之扭力分配差速器進行分析，以及對後續研究之需要，將於本小節簡略介紹功能動力圖之用法，並定義本研究中將使用到的符號。

功能動力圖由五類基本元件之圖形符號組成，包含動力元件、傳動元件、離合器煞車元件、多自由度元件、以及連接元件，其用法為將真實機構中的各種動力元件以定義之圖形符號表示並且以功能動力圖中的連接元件表示各動力元件之間的機械、能量連結，因此能以圖形化之方法簡明並精確的表示出動力系統之架構，以下將選取本研究需用到的動力元件進行說明如表 2-1。

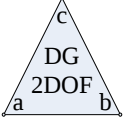
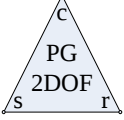
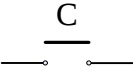
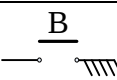
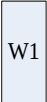
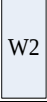
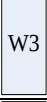
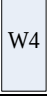
符號	符號說明
	DG 表示差速器 Differential Gear，其中三角形之端點 a、b 和 c 分別表示連接第一輸出軸、第二輸出軸、以及輸入軸之連接點。
	PG 表示行星齒輪組 Planetary Gear，其中三角形之端點之 r、c 和 s 分別表示行星齒輪組中的環齒輪、行星架和太陽齒輪。
	INPUT 為系統之主要動力輸入源，可為內燃機引擎或是電機(馬達)。
	ICE 為內燃機引擎，為車輛之主要動力源之一。
	MG 表示 Motor/ Generator，為以電力驅動並且具備馬達/發電機之功能的電機。
	G 表示具有單一減速比之動力傳遞機構，如齒輪或鍊條等。
	C 表示 clutch，為離合器元件，可控制動力流路徑之接合或分離。
	B 表示 Brake，為煞車元件，一端以接地符號表示，接合後另一端元件即停止運動。
	車輛之左前輪。
	車輛之右前輪。
	車輛之左後輪。
	車輛之右後輪。
	在線段兩端接上元件，表示動力在這兩元件間傳遞。

表 2-1 功能動力圖之說明

2-6 車輛動態模型

本節將定義後續數值模擬中所使用的車輛座標系統，本研究的動態分析並不考慮懸吊系統造成的影響，並且假設車身為剛體。首先可由車輛受力分析求得四輪正向力分配，然後介紹較為常見的阿克曼轉向模型並推導四輪之側滑角、轉向半徑等資訊。再使用動力學推導車輛三自由度運動模型，最後計算四輪個別之質心速度。

2-6-1 車輛座標

此處將車輛運動可簡化為一剛體之六自由度運動，分為沿 x 軸、 y 軸和 z 軸之水平運動和相對 x 軸、 y 軸和 z 軸之旋轉運動，本研究參考 Abe, Masato[35]定義之六個車身運動狀態，如圖 2-10 所示。

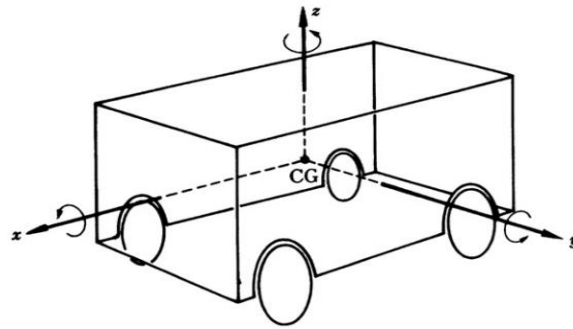


圖 2-10 車輛座標系統[35]

1. x 軸方向 (Longitudinal)：車身縱向運動，定義向前為正。
2. y 軸方向 (Lateral)：車身側向運動，定義面對車身前進方向之左方為正。
3. z 軸方向 (Vertical)：車身垂直運動，參考 x 軸、 y 軸方向依右手定則，定義上方為正。
4. 相對 x 軸旋轉 (Roll)：車身側傾運動，相對 x 軸，定義逆時針方向為正。
5. 相對 y 軸旋轉 (Pitch)：車身俯仰運動，相對 y 軸，定義逆時針方向為正。
6. 相對 z 軸旋轉 (Yaw)：車身偏擺運動，相對 z 軸，定義逆時針方向為正。

2-6-2 車輛受力分析

本小節分析車輛行駛時之受力情況如圖 2-11。車輛行駛時主要之縱向受力來自空氣阻力(aerodynamic resistance) R_a 、前後輪滾動阻力(rolling resistance) R_{rf} 及 R_{rr} 、前後輪軸驅動力 F_{tc1} 及 F_{tc2} 、爬坡阻力 R_g (假設車輛行駛於平地， R_g 為 0)，可得縱向動態方程式如式(2.35)，其中 mg 為車身重量， a_x 為車身縱向加速度。

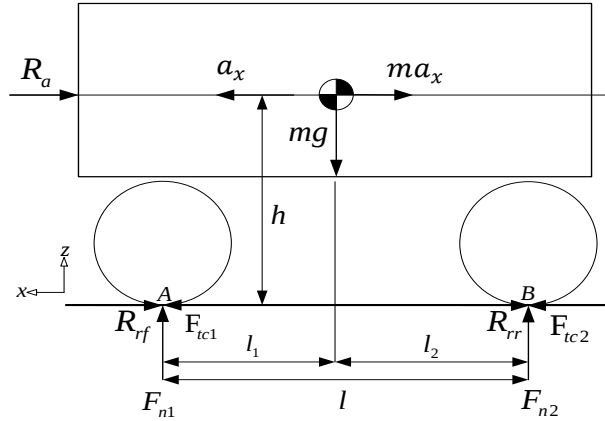


圖 2-11 車輛受力圖

$$ma_x = F_{tc1} + F_{tc2} - R_a - R_{rf} - R_{rr} \quad (2.35)$$

為計算前後輪軸總正向力 F_{n1} 、 F_{n2} ，分別對 A、B 兩點求力矩，假設空氣阻力之受力中心距離地面高度與質心距離地面高度均為 h ，可得式(2.36)和式(2.37)，其中 l 為車輛軸距、 h 為質心距離地面高度、 l_1 為質心和前軸之距離、 l_2 為質心和後軸之距離。

$$F_{n1} = \frac{1}{l} [mgl_2 - h(R_a + ma_x)] \quad (2.36)$$

$$F_{n2} = \frac{1}{l} [mgl_1 + h(R_a + ma_x)] \quad (2.37)$$

接著依照前述方式，將輪軸總正向力分為左右輪受力，參考圖 2-12，側向加速度 a_y 產生的側向力按照前後質心分布位置之比例分配，對 C、D 兩點求合力矩為 0，可得前左、前右輪之正向力如式(2.38)、(2.39)，後軸左右輪如式(2.40)、(2.41)。

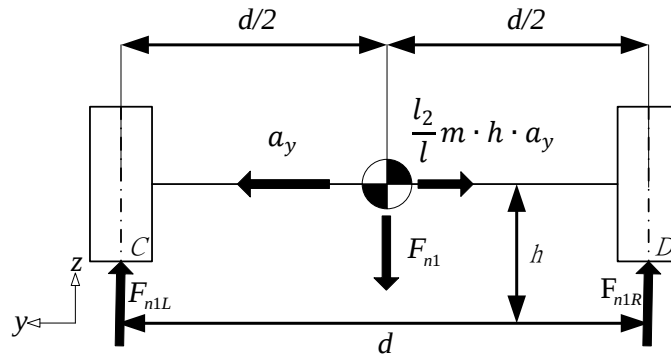


圖 2-12 車輛前輪軸受力圖(後視圖)



$$F_{n1L} = \frac{F_{n1} \times \frac{d}{2} - \frac{l_2}{l} mha_y}{d} \quad (2.38)$$

$$F_{n1R} = \frac{F_{n1} \times \frac{d}{2} + \frac{l_2}{l} mha_y}{d} \quad (2.39)$$

$$F_{n2L} = \frac{F_{n2} \times \frac{d}{2} - \frac{l_1}{l} mha_y}{d} \quad (2.40)$$

$$F_{n2R} = \frac{F_{n2} \times \frac{d}{2} + \frac{l_1}{l} mha_y}{d} \quad (2.41)$$

2-6-3 阿克曼轉向幾何

參考 Wong[36]之車輛轉向幾何和分析，假設車輛之四輪無側向滑動以純滾動轉向，並假設車輛質心繞一固定中心旋轉。如圖 2-13 所示，前輪轉向之車輛其前兩輪軸心延長線與後輪軸心延長線交於中心O，轉向外側前輪轉向角 δ_o 與內側前輪轉向角 δ_i 不同，且符合式(2.42)之關係，其中 B 為輪距(track)，L 為軸距(wheelbase)。

$$\cot \delta_o - \cot \delta_i = B / L \quad (2.42)$$

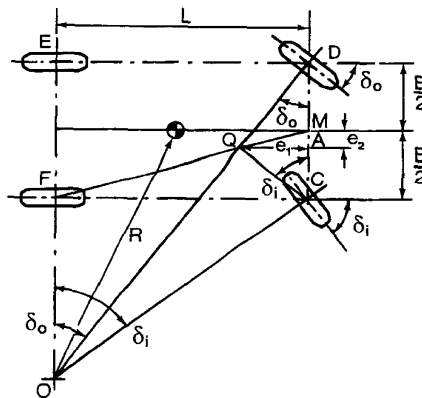


圖 2-13 阿克曼轉向幾何[36]

圖 2-14 是阿克曼轉向機構之側滑角示意圖，其中 u 、 v 分別為 x 、 y 方向之速度， r 為 z 向的角速度。設定左輪轉向角 δ_{fl} ，可用式(2.42)求出右輪轉向角 δ_{fr} ，利用此瞬間車輛質心 u 、 v 、 r 值，可推導出各輪之側滑角 α_{fl} 、 α_{fr} 、 α_{rl} 、 α_{rr} ，此處參考 Azadeh Farazandeh 等人[37]對於側滑角的想法，並且修正錯誤如式(2.43)~(2.46)。

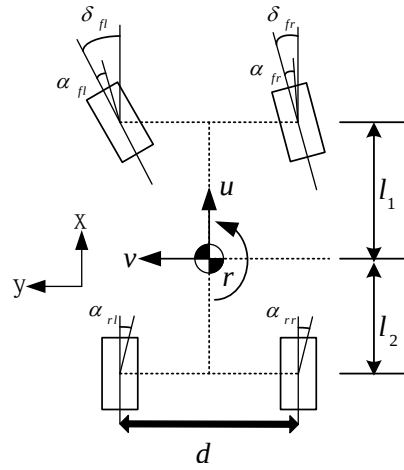


圖 2-14 阿克曼轉向幾何之側滑角

$$\alpha_{fr} = \delta_{fr} - \tan^{-1} \left(\frac{l_1 r + v}{u + \frac{1}{2} dr} \right) \quad (2.43)$$

$$\alpha_{fl} = \delta_{fl} - \tan^{-1} \left(\frac{l_1 r + v}{u - \frac{1}{2} dr} \right) \quad (2.44)$$

$$\alpha_{rr} = \tan^{-1} \left(\frac{l_2 r - v}{u + \frac{1}{2} dr} \right) \quad (2.45)$$

$$\alpha_{rl} = \tan^{-1} \left(\frac{l_2 r - v}{u - \frac{1}{2} dr} \right) \quad (2.46)$$

接下來，尋找車輛瞬心的方法為各點速度垂直方向延伸的交點，利用左邊前後兩輪 A、C 速度的垂直方向求此點，再求出轉動半徑，示意圖如圖 2-15。具體作法為找出 L2，利用 A(l1, d/2) 點座標以及角度 th1 求出 Oc 座標，即可求出轉動半徑 G 與 Oc 距離，詳細作法如式(2.47)~(2.52)。

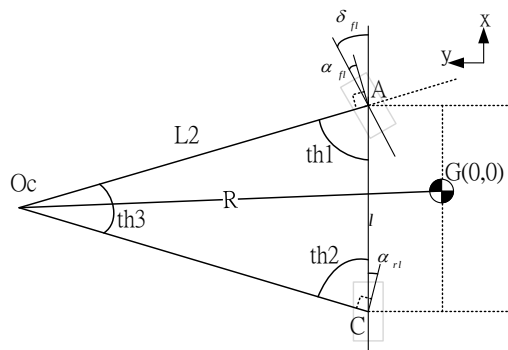


圖 2-15 瞬心計算示意圖



$$\theta_1 = \frac{\pi}{2} - (\delta_{\beta} - \alpha_{\beta}) \quad (2.47)$$

$$\theta_2 = \frac{\pi}{2} - (\delta_{\beta} - \alpha_{\beta}) \quad (2.48)$$

$$\theta_3 = \pi - \theta_1 - \theta_2 = \delta_{\beta} - \alpha_{\beta} + \alpha_{r_l} \quad (2.49)$$

$$\frac{l}{\sin(\theta_3)} = \frac{L_2}{\sin(\theta_2)} \Rightarrow L_2 = \sin(\theta_2) \times \frac{l}{\sin(\theta_3)} \quad (2.50)$$

Oc 座標：

$$A + L_2 \times (-\cos(\theta_1), \sin(\theta_1)) = (l_1 - L_2 \times \cos(\theta_1), d/2 + L_2 \times \sin(\theta_1)) \quad (2.51)$$

$$R = |Oc - (0, 0)| \quad (2.52)$$

2-6-4 平面車輛動態方程式

本研究探討動力分配系統對於車輛行進、轉向時的動態行為，因此首先要建立車輛運動時，四輪受力與車身動態之關係方程式，描述之運動行為將以跟隨車體同步平移旋轉之 xyz 座標系來分析，包括相對於 x、y 方向的平移，與相對於 z 軸旋轉共三個自由度之運動，如圖 2-16 所示。

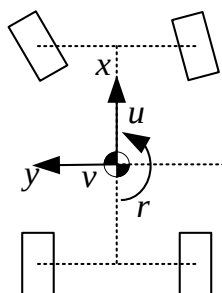


圖 2-16 三自由度車輛動態模型

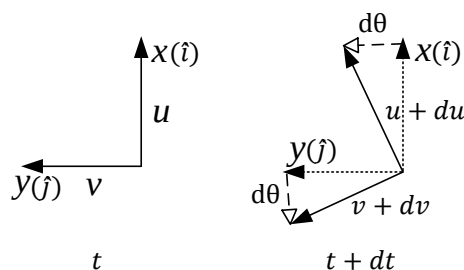


圖 2-17 坐標系旋轉示意圖

首先推導 x、y 方向之加速度。參考圖 2-17，令 x 方向之方向向量為 $\mathbf{i}$ ，y 方向之方向向量為 $\mathbf{j}$ ，假設時間 t 時，車輛在 x 方向上之速度純量為 u ，y 方向上之速度純量為 v ，因此可以式(2.53)表示車體於平面上之速度向量 $\vec{V}$ 。

$$\vec{V} = u\mathbf{i} + v\mathbf{j} \quad (2.53)$$

將式(2.53)對時間微分可得車體於平面上之加速度向量 $\vec{a}$ 。

$$\vec{a} = \frac{d}{dt}\vec{V} = \frac{du}{dt} \cdot \mathbf{i} + u \cdot \frac{d\mathbf{i}}{dt} + \frac{dv}{dt} \cdot \mathbf{j} + v \cdot \frac{d\mathbf{j}}{dt} \quad (2.54)$$

圖 2-17 右側為時間 $t+dt$ 時之狀態，當 dt 趨近於 0 時， $\mathbf{i}$ 的變化量可近似於 $d\theta$ ，且變化方向為 $+\mathbf{j}$ 方向， $\mathbf{j}$ 的變化量可近似於 $d\theta$ ，且變化方向為 $-\mathbf{i}$ 方向，因此可知式(2.54)中的 $\frac{d\mathbf{i}}{dt}$ 、 $\frac{d\mathbf{j}}{dt}$ 分別可表示成如下：

$$\frac{d\mathbf{i}}{dt} = \frac{d\theta}{dt} \cdot \mathbf{j} \quad (2.55)$$

$$\frac{d\mathbf{j}}{dt} = -\frac{d\theta}{dt} \cdot \mathbf{i} \quad (2.56)$$

將式(2.55)、(2.56)代回式(2.54)可知

$$\vec{a} = \frac{du}{dt} \cdot \mathbf{i} + u \cdot \frac{d\theta}{dt} \cdot \mathbf{j} + \frac{dv}{dt} \cdot \mathbf{j} - v \cdot \frac{d\theta}{dt} \cdot \mathbf{i} \quad (2.57)$$

又

$$\frac{du}{dt} = \dot{u}, \quad \frac{dv}{dt} = \dot{v}, \quad \frac{d\theta}{dt} = r \quad (2.58)$$

代回式(2.57)可得

$$\vec{a} = \dot{u} \cdot \mathbf{i} + ur \cdot \mathbf{j} + \dot{v} \cdot \mathbf{j} - vr \cdot \mathbf{i} \quad (2.59)$$

整理可得車體之縱向（x 方向）、側向（y 方向）加速度分別為

$$a_x = \dot{u} - vr \quad (2.60)$$

$$a_y = \dot{v} + ur \quad (2.61)$$

以上將車體的縱向、側向加速度關係推導出來，而車體之受力包含作用於輪胎的力如滑差縱向力、側滑角側向力、滾動阻力等等，作用於車體質心的力如空氣阻力，以下參考圖 2-18，並列出車輛三自由度之力學方程式如式(2.62)~(2.64)。

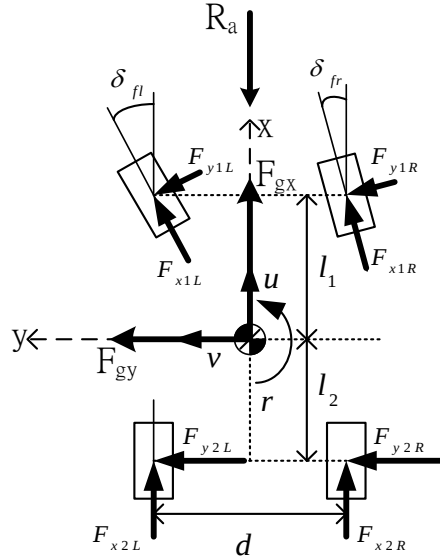


圖 2-18 車體平面受力圖

$$\begin{aligned} \text{x 方向: } m(\dot{u} - vr) = & F_{x1L} \cos \delta_{fl} + F_{x1R} \cos \delta_{fr} + (F_{x2L} + F_{x2R}) \\ & - (F_{y1L} \sin \delta_{fl} + F_{y1R} \sin \delta_{fr}) - R_a \end{aligned} \quad (2.62)$$

$$\begin{aligned} \text{y 方向: } m(\dot{v} + ur) = & F_{y1L} \cos \delta_{fl} + F_{y1R} \cos \delta_{fr} + (F_{y2L} + F_{y2R}) + F_{x1L} \sin \delta_{fl} \\ & + F_{x1R} \sin \delta_{fr} \end{aligned} \quad (2.63)$$

$$\begin{aligned} \text{z 方向: } I_z \dot{r} = & l_1 (F_{y1L} \cos \delta_{fl} + F_{y1R} \cos \delta_{fr}) - l_2 (F_{y2L} + F_{y2R}) \\ & + l_1 (F_{x1L} \sin \delta_{fl} + F_{x1R} \sin \delta_{fr}) + \frac{d}{2} (F_{x2R} - F_{x2L}) \\ & + \frac{d}{2} (F_{x1R} \cos \delta_{fr} - F_{x1L} \cos \delta_{fl}) + \frac{d}{2} (F_{y1L} \sin \delta_{fl} - F_{y1R} \sin \delta_{fr}) \end{aligned} \quad (2.64)$$

2-6-5 車輪之速度

若要求得車輪中心之絕對速度，可由車輪中心相對於車輛質心之速度加上車輛質心之速度得知，參考圖 2-18，並令車輛質心為 O，左前輪1L、右前輪1R、左後輪2L和右後輪2R質心之絕對速度可分別由式(2.65)~(2.68)得知。



$$\vec{v}_{1L} = \vec{v}_0 + \vec{v}_{1L/0} = (u - r \frac{d}{2})\hat{x} + (v + rl_1)\hat{y} \quad (2.65)$$

$$\vec{v}_{1R} = \vec{v}_0 + \vec{v}_{1R/0} = (u + r \frac{d}{2})\hat{x} + (v + rl_1)\hat{y} \quad (2.66)$$

$$\vec{v}_{2L} = \vec{v}_0 + \vec{v}_{2L/0} = (u - r \frac{d}{2})\hat{x} + (v - rl_2)\hat{y} \quad (2.67)$$

$$\vec{v}_{2R} = \vec{v}_0 + \vec{v}_{2R/0} = (u + r \frac{d}{2})\hat{x} + (v - rl_2)\hat{y} \quad (2.68)$$

2-7 輪胎模型

車輛與路面接觸的作用力通過輪胎來傳遞，由輪胎受力變形可推知傳遞的動力。本節首先定義輪胎坐標系，接著介紹輪胎運動時的受力、滑差及側滑角的定義以及產生縱向力和側向力的機制，並解說如何以 Magic Formula 計算出近似的傳遞動力關係曲線，最後推導研究中使用的輪胎動態模型。

2-7-1 輪胎座標系定義

為方便進行輪胎之受力分析，需先定義參考之座標系統，參考 Wong[36]提供之 SAE 座標系統。

1. 座標原點 O：輪胎與地面接觸之中點。
2. X 軸方向：輪胎縱向運動，定義輪胎滾動方向為正。
3. Y 軸方向：輪胎側向運動，定義滾動方向之右側為正。
4. Z 軸方向：輪胎垂直運動，依照右手定則，定義向下為正。

2-7-2 輪胎受力與力矩

依照輪胎座標 XYZ 之定義，地面作用於輪胎共有三個力和三個力矩，參考 Wong[36]定義之車輪受力情況如圖 2-19：

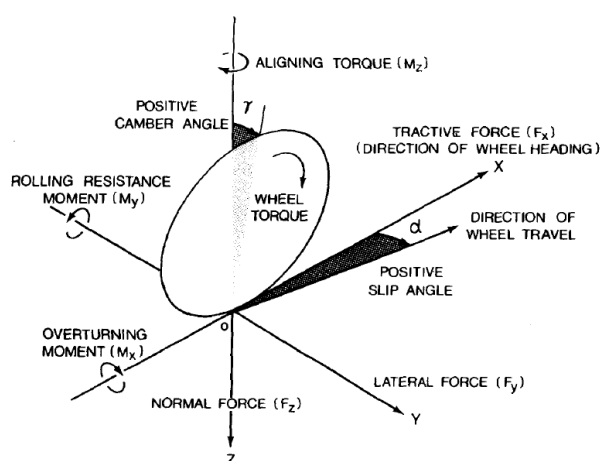


圖 2-19 輪胎座標系統[36]

1. 縱向力 F_x (Longitudinal Force)：路面施加於輪胎之作用力在 X 方向的分量，與車輪滑差(Longitudinal Slip)有關，通常其值為正可稱驅動力(Tractive Force)，其值為負可稱煞車力 (Braking Force)。
2. 側向力 F_y (Lateral Force)：路面施加於輪胎之作用力在 Y 方向的分量，與側滑角 (Slip Angle) 和側傾角 (Camber Angle) 有關。
3. 正向力 F_z (Vertical Force)：路面施加於輪胎之作用力在 Z 方向的分量，與輪上正向負載 (Wheel Load) 有關。
4. 過度轉向力矩 M_x (Overturning Moment)：路面施加於輪胎之作用力對 X 軸所產生的力矩。
5. 滾動摩擦力矩 M_y (Rolling Resistance Moment)：路面施加於輪胎之作用力對 Y 軸所產生的力矩，主要由輪胎黏滯效應 (Tire Hysteresis) 所造成。
6. 回正力矩 M_z (Aligning Moment)：路面施加於輪胎之作用力對 Z 軸所產生的力矩。

2-7-3 輪胎滑差與驅動力

當輪胎受到驅動力矩 M_w 時會發生變形，驅動力 F_x 會在輪胎與地面的接觸面產生，如圖 2-20 所示，輪胎橡膠在輪胎前方產生壓縮，此時輪胎滾動的距離會較自由滾動時短，與自由滾動速度差的關係稱為滑差 i (slip)。參考 Wong[36]以無因次

百分比定義滑差，如式(2.69)，其中 V 是 2-6-5 節所計算的車輪中心縱向速度，而 ω 為輪胎滾動的角速度。車輪運行加速時輪胎滾動的速度會較車輪中心縱向速度快，此時滑差大於 0。

$$i = \left(1 - \frac{V}{r\omega}\right) \times 100\% \quad (2.69)$$

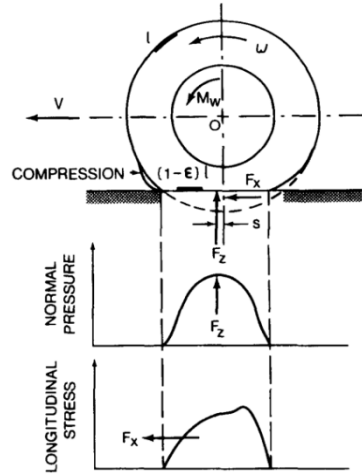


圖 2-20 輪胎受驅動力矩時的行為[36]

當輪胎受負向煞車力矩 $-M_W$ 時，因力矩方向與輪胎滾動方向相反，使輪胎變形，產生負向煞車力 $-F_x$ ，如圖 2-21 所示，煞車時滑差 i' (skid) 定義如式(2.70)，此時輪胎滾動速度較輪軸前進速度慢。

$$i' = \left(\frac{r\omega}{V} - 1\right) \times 100\% \quad (2.70)$$

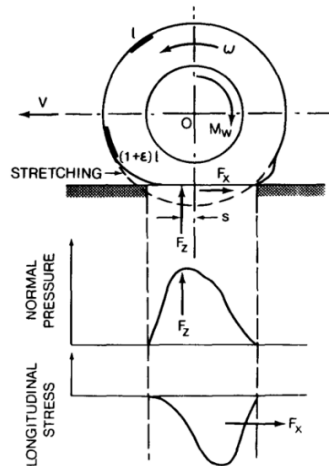


圖 2-21 輪胎受煞車力矩時的行為[36]

輪胎產生之縱向力與滑差相關，在縱向力矩較小時，滑差主要受輪胎變形量影響，產生之縱向力與滑差接近線性關係；隨著縱向力矩增加，輪胎開始與地面產生相對滑動，滑差與產生之縱向力呈非線性關係，如圖 2-22 所示，此外產生之縱向力也與正向力有關，圖 2-23 展示正向力不同時，縱向力與滑差之曲線也不同。當滑差不大時，滑差與縱向力關係接近線性，近似於初始斜率，滑差為 0 時之斜率定義為輪胎縱向剛性(longitudinal stiffness) C_s ，如式(2.71)。

$$C_s = \left. \frac{\delta F_x}{\delta i} \right|_{i=0} \quad (2.71)$$

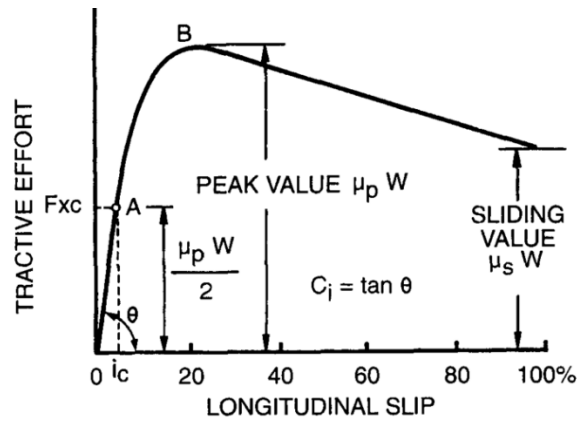


圖 2-22 驅動力與滑差關係[36]

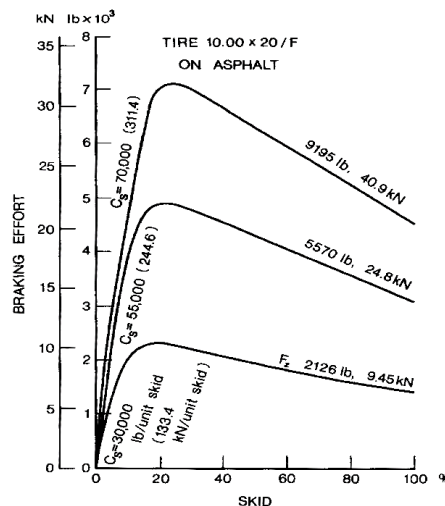


圖 2-23 卡車於不同正向力下煞車力與滑差關係[36]

2-7-4 輪胎側滑角與側向力

如圖 2-24 所示，參考 Wong[36]的說明，當輪胎側向受 F_s 作用力傳遞到地面，地面會給予輪胎反作用力，也就是車體所受之側向力 $F_{y\alpha}$ ，此時輪胎會變形，並朝與輪胎轉動方向夾角 α 的方向前進，此夾角定義為輪胎側滑角。

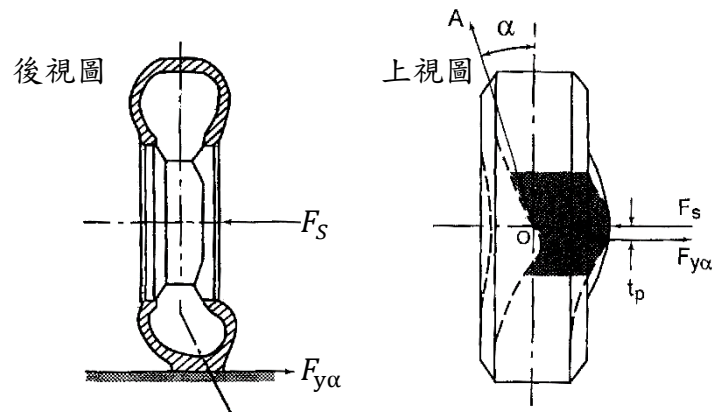


圖 2-24 輪胎受側向力之變形與受力關係[36]

如圖 2-25 所示，不同種類輪胎之側滑角與側向力有不同之關係曲線，共通點是在小角度，圖上範例為約 4° 以下，大致呈線性關係，側滑角為 0 時之斜率定義為轉向剛性(cornering stiffness) C_α ，如式(2.72)。

$$C_\alpha = \left. \frac{\delta F_{y\alpha}}{\delta \alpha} \right|_{\alpha=0} \quad (2.72)$$

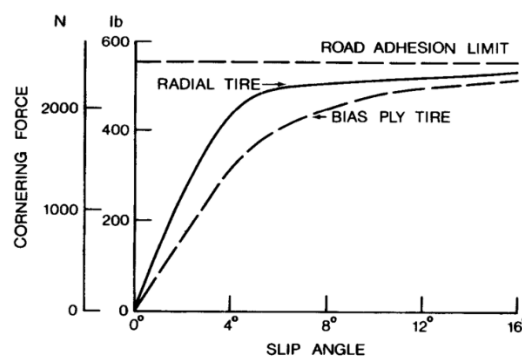


圖 2-25 轉向力(側向力)與側滑角的關係[36]

除了輪胎材質外，外傾角(camber angle，本研究假設為 0)、正向負載也會影響輪胎產生之側向力，圖 2-26 展示相同側滑角下，正向負載與側向力關係，此關係呈非線性。車輛定轉角轉彎時，車身慣性作用使內外輪之正向負載不同，圖 2-27

說明側向力在內外輪正負載偏向外輪時，會比兩輪附載相同時來得小，圖中內側輪之正向力 F_{zi} 產生側向力 F_{yi} ，外側輪之正向力 F_{zo} 產生側向力 F_{yo} ，兩輪之平均側向力小於內外輪有相同正向負載 F_z 時產生的 F_y 。因此，對比穩定低速的穩態轉向，有負載轉移的高速轉向中，側向力會較小；且負載轉移越多，側向力減少越多，因而導致轉向不足的狀況。

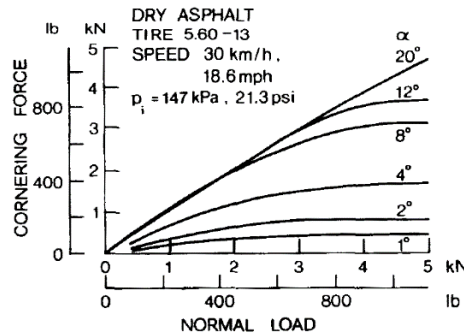


圖 2-26 轉向力(側向力)與側滑角以及正負載的關係[36]

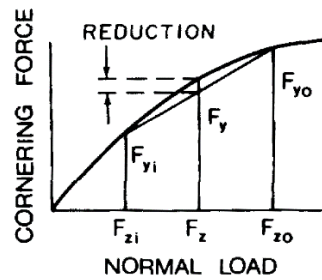


圖 2-27 轉向力(側向力)與側滑角的關係[36]

2-7-5 Magic Formula

輪胎形變傳遞動力的物理行為非常複雜，縱向剛性、轉向剛性對於模擬車輛動態來說無法貼近現實，本研究使用 H. B. Pacejka[38]2002 年提出的 Magic Formula，如式(2.73)所示，該方程式填入參數後，可得到不同正向力下，滑差與縱向力關係之近似曲線，以及側滑角與側向力、回正力矩關係之近似曲線，且此曲線由現實輪胎試驗數據構成，接近現實情況。

$$\begin{cases} y(x) = D \sin\{C \arctan[Bx - E(Bx - \arctan Bx)]\} \\ Y(X) = y(x) + S_v \\ x = X + S_h \end{cases} \quad (2.73)$$

其中， X 為欲計算受力之滑差或側滑角， $Y(X)$ 表示相對應之驅動力、側向力或回正力矩。參數 B 稱為剛性主參數 (stiffness factor)，參數 C 稱為型態主參數 (shape factor)， D 稱為極值主參數 (peak factor)，參數 E 稱為曲率主參數 (curvature factor)， S_h 為水平偏移主參數， S_v 為垂直偏移主參數。關係曲線大致樣貌如圖 2-28 所示，曲線通過原點，在 $x = x_m$ 到達極值後，緩慢下降到達穩態值 y_a 。主參數 S_h 及 S_v 表示對 xy 座標系原點的偏移，以新坐標系 XY 觀察曲線，才是所求的真實驅動力、側向力或回正力矩關係曲線。

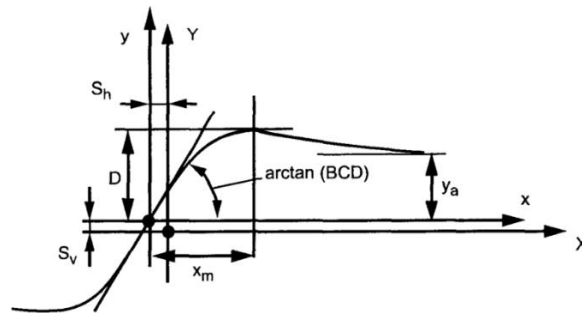


圖 2-28 Magic Formula 特性曲線與方程式參數關係[36]

以上主參數可由正向力 F_z 、車輪外傾角 γ 、及側向力子參數群，縱向力子參數群及回正力矩子參數群求得，子參數群來源均是真實的輪胎試驗。

使用 ADAMS[39]軟體內含之 16 吋輪胎實驗參數，求出各主參數。式(2.74)是求側向力時使用的主參數關係式，將正向力及側向力子參數群代入，可求得各主參數及圖 2-29 之側滑角與側向力關係曲線，圖 2-29 中為 5 個不同正向力下之關係曲線。式(2.74)中 α 為側滑角， F_{z0} 為試驗之正向力， p_{Dy1} 、 p_{Dy2} 、 p_{Dy3} 、 p_{Cy1} 、 p_{Ey1} 、 p_{Ey2} 、 p_{Ey3} 、 p_{Ey4} 、 p_{Ky1} 、 p_{Ky2} 、 p_{Ky3} 、 p_{Hy1} 、 p_{Hy2} 、 p_{Hy3} 、 p_{Vy1} 、 p_{Vy2} 、 p_{Vy3} 、 p_{Vy4} 為側向力子參數群。為簡化計算，本研究假設外傾角為 0 且不受車輪正向力影響。



$$\begin{cases}
 df_z = \frac{F_z - F_{z0}}{F_{z0}} \\
 \mu_y = (p_{Dy1} + p_{Dy2} \times df_z) \cdot (1 - p_{Dy3} \times \gamma^2) \\
 D = \mu_y F_z \\
 C = p_{Cy1} \\
 E = (p_{Ey1} + p_{Ey2} \times df_z) \cdot [1 - (p_{Ey3} + p_{Ey4} \times \gamma) \times \text{sign}(\alpha)] \\
 K_{y0} = p_{Ky1} \times F_{z0} \times \sin[2 \tan^{-1}(\frac{F_z}{p_{Ky2} \times F_{z0}})] \\
 K_y = K_{y0} (1 - p_{Ky3} |\gamma|) \\
 B = K_y / (CD) \\
 S_h = (p_{Hy1} + p_{Hy2} \times df_z) + p_{Hy3} \gamma \\
 S_v = F_z \left\{ \left[p_{Vy1} + p_{Vy2} \times df_z + (p_{Vy3} + p_{Vy4} \times df_z) \times \gamma \right] \right\}
 \end{cases} \quad (2.74)$$

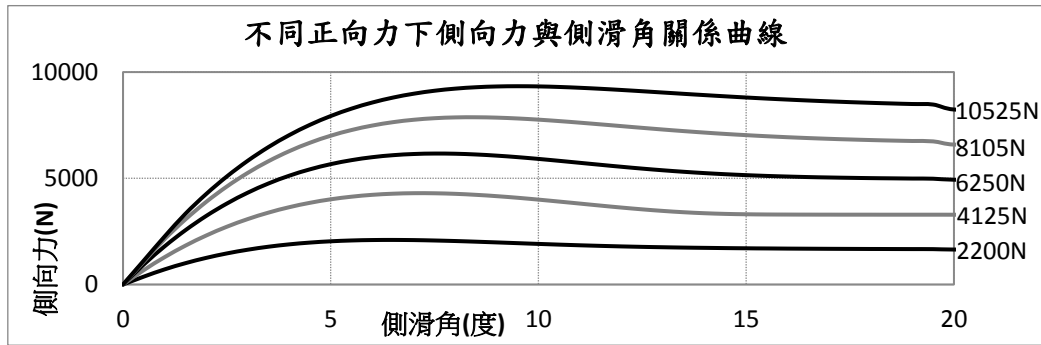


圖 2-29 不同正向力下側向力與側滑角關係曲線

式(2.75)是求縱向力時使用的主參數，將正向力及縱向力子參數群代入式(2.75)，可求得各主參數以及圖 2-30 之關係曲線，圖 2-30 為 5 個不同正向力下之關係曲線。式(2.75)中 i 為滑差， F_{z0} 為試驗之正向力， p_{Dx1} 、 p_{Dx2} 、 p_{Dx3} 、 p_{Cx1} 、 p_{Ex1} 、 p_{Ex2} 、 p_{Ex3} 、 p_{Ex4} 、 p_{Kx1} 、 p_{Kx2} 、 p_{Kx3} 、 p_{Hx1} 、 p_{Hx2} 、 p_{Vx1} 、 p_{Vx2} 為縱向力子參數。

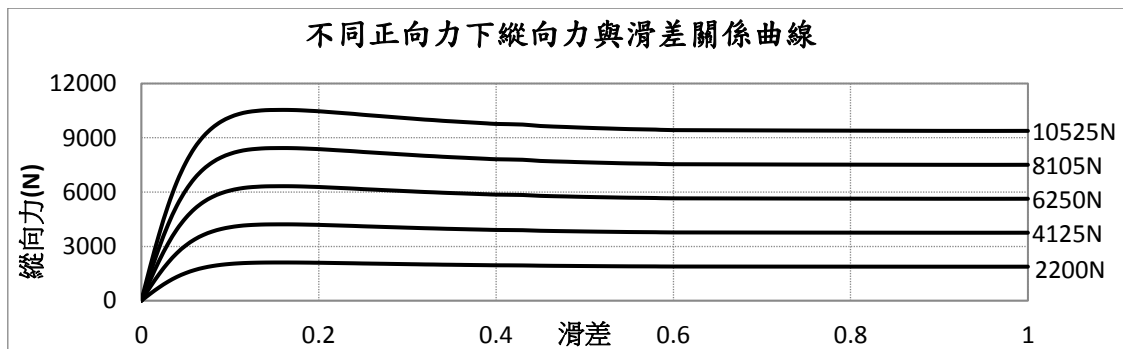


圖 2-30 不同正向力下縱向力與滑差關係曲線



$$\left\{ \begin{array}{l} df_z = \frac{F_z - F_{z0}}{F_{z0}} \\ \mu_x = (p_{Dx1} + p_{Dx2} \times df_z) \cdot (1 - p_{Dx3} \times \gamma^2) \\ D = \mu_x F_z \\ C = p_{Cx1} \\ E = (p_{Ex1} + p_{Ex2} \times df_z + p_{Ex3} \times df_z^2) \cdot [1 - p_{Ex4} \times \text{sign}(i)] \\ K_x = F_z \cdot (p_{Kx1} + p_{Kx2} \times df_z) \cdot \exp(p_{Kx3} \times df_z) \\ B = K_x / (CD) \\ S_h = (p_{Hx1} + p_{Hx2} \times df_z) \\ S_v = F_z \cdot (p_{Vx1} + p_{Vx2} \times df_z) \end{array} \right. \quad (2.75)$$

因為本研究模擬之行駛狀況中，轉向角為控制變因，車輪回正力矩不影響結果，故不討論回正力矩及其對應之子參數群。

2-7-6 車輪動態模型

由前述的輪胎力學討論，可以知道如何針對輪胎所受之力推導其力學方程式，觀察一個受力轉動之車輪，參考圖 2-31，車輪受驅動扭矩 τ_{in} 作用，其對地面產生的驅動力 F_{tc} 可利用 Magic Formula 和滑差求得，地面將給予輪胎對應驅動力的反作用力 F'_{tc} ， F'_{tc} 與 F_{tc} 大小相等方向相反，以圖中O點為旋轉中心， r_e 為有效滾動半徑，輪胎及其所連接之傳動軸對O點轉動慣量為 I_w ，其力學方程式可寫為式(2.76)。

$$\tau_{in} - F'_{tc} \cdot r_e = I_w \dot{\omega}_w \quad (2.76)$$

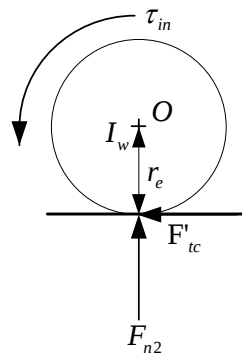


圖 2-31 車輪受力模型

第三章 H-TD 概念原型及機構合成與選用



3-1 以馬達調控之扭力分配差速器

Čavić[18]提出一種使用馬達之扭力分配差速器如圖 3-1 所示。為了更清楚表示其機構之連結關係以及動力之流向，以功能動力圖簡化後如圖 3-2 所示，此扭力分配差速器由引擎提供主要的動力，在馬達未啟動時，此系統依照一般差速器的運作方式運作，當馬達啟動時，扭力經由兩組行星齒輪的行星架分別傳遞至右輪軸和差速器行星架，傳至差速器行星架的扭力接著傳給右輪軸和左輪軸，經由此方式來達成左右輪軸之間的扭力分配。

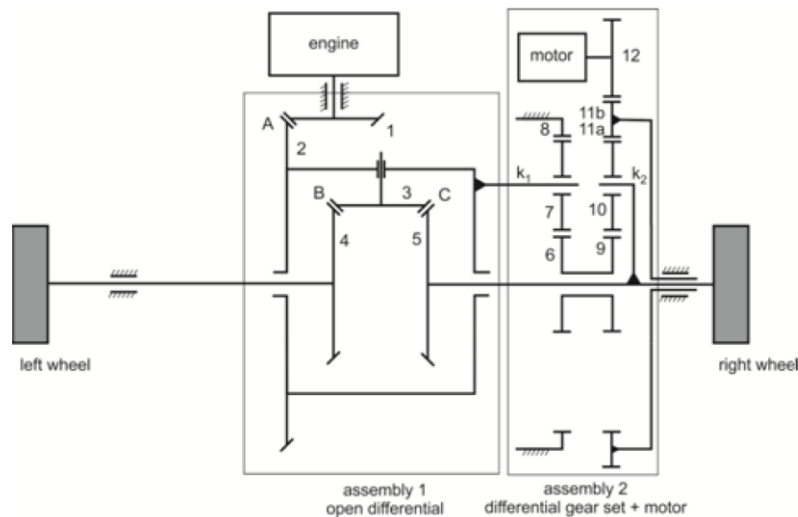


圖 3-1 使用馬達之扭力分配差速器示意圖[18]

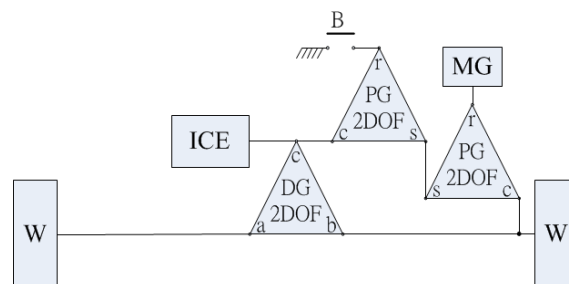


圖 3-2 使用馬達之扭力分配差速器之功能動力圖

仔細觀察其功能動力圖並且整理，可以知道此系統之主要架構由兩組行星齒輪組以及一組差速器所組成，系統作用時，煞車元件接合並且成為一兩自由度之系統，此時連接煞車元件之行星齒輪組僅為一減速機構，因此可視其為一組多餘之二

自由度元件，另外由觀察可知連接馬達之行星齒輪組與右輪軸因連接在一起，使得馬達之動力必定會同時流動至差速器以及右輪軸，造成此系統僅能做扭力分配之功能，並無法將馬達的動力作為混合動力之用途，因此本研究以此系統為基礎，並且提出一假設，先刪去一組多餘之行星齒輪組，並且加入可斷開或連接動力之離合器，由此提出一種具混合動力功能的扭力分配差速器（Hybrid Torque-vectoring Differential, H-TD）之概念原型，如圖 3-3 所示。

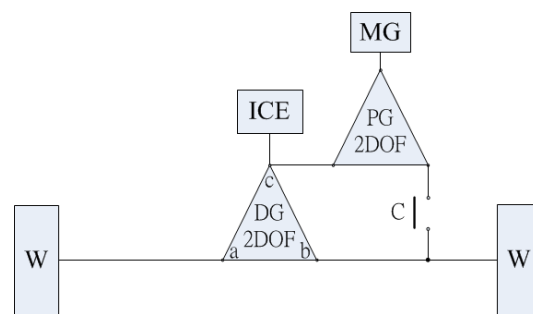


圖 3-3 H-TD 概念原型之功能動力圖

3-2 一般差速器與行星齒輪組搭配之機構合成

為了廣泛搜尋各種機構上的可能性，在此將使用機構拓撲的方法來搜尋所有可用的機構可能性，由圖 3-3 可知，本系統的主要架構為一組開放式差速器(OD, open differential)以及一組兩自由度行星齒輪組(PG, planetary gear)組成，其中差速器接收來自引擎輸入的動力並對左右兩側輪輸出，另外行星齒輪組以某桿件與差速器連接，其他桿件分別連接一顆輔助馬達(M/G, motor/ generator)以及一組可斷開或連結動力之離合器(Clutch)等等元件來進行操作，以下將參考劉思佳之作法[29]，並且根據圖論方法展開拓撲，首先將差速器與行星齒輪組繪製成機構基本圖畫，並且進行合成。

參考圖 3-4，首先繪出差速器與行星齒輪組的機構圖與基本圖畫，差速器部分，將輸出端之左右輪軸（環齒輪或太陽齒輪）分別編號為①、②、差速器行星架編號為③、差速小齒輪（行星輪）編號為④；行星齒輪組部分，太陽齒輪編號為⑤、行星齒輪編號為⑥、行星架編號為⑦、環齒輪編號為⑧，另因為差速器本身為尺寸特化的行星齒輪組，因此畫出的基本圖畫與行星齒輪組一樣。

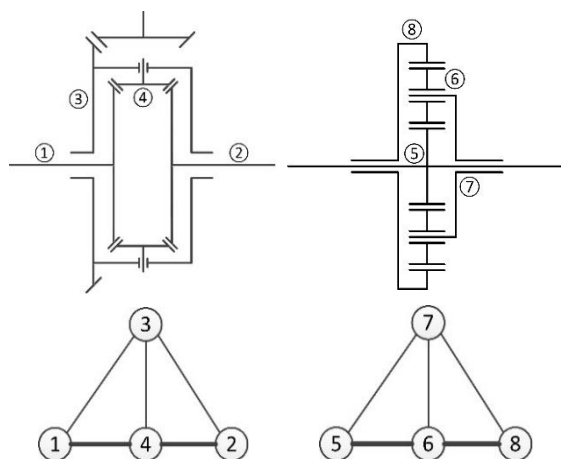


圖 3-4 差速器與行星齒輪組基本圖畫

圖 3-4 中每個圓形表示一個桿件，圓形中數字對應該桿件之編號，桿件間以邊連接，邊表示運動對，細邊表示旋轉運動對、粗邊表示齒輪運動對。

接下來將上述兩個基本圖畫以一桿件作為合併點連接，共可得到以下 16 種架構，依照型態的不同，又可分为 Case A~F 共六種型態，如圖 3-5~圖 3-7 所示。

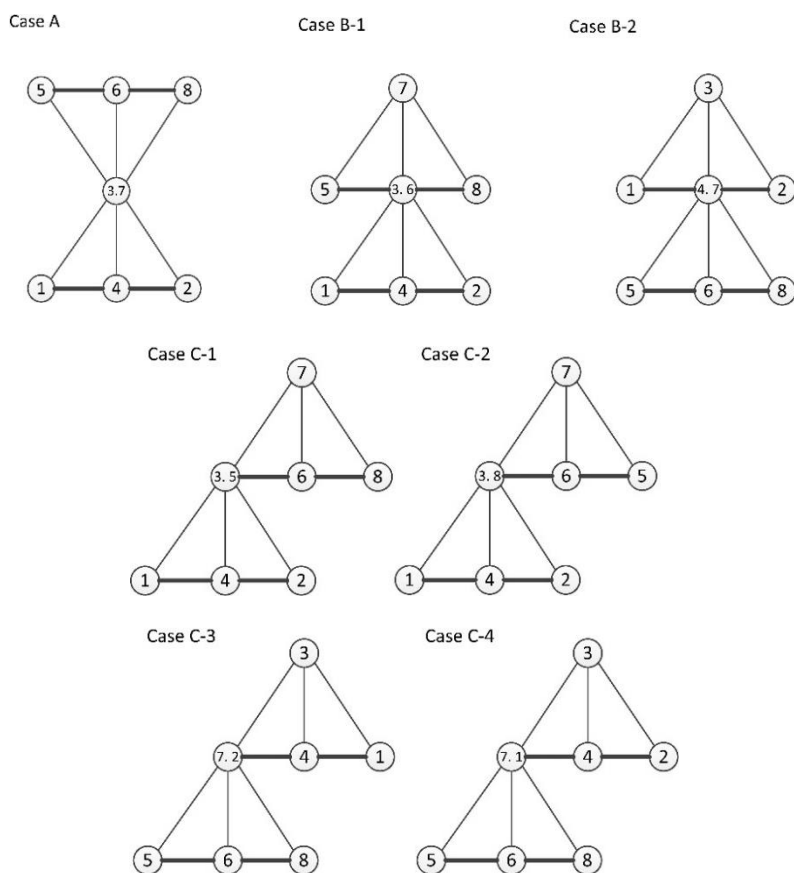


圖 3-5 合併圖畫 Case A、B、C

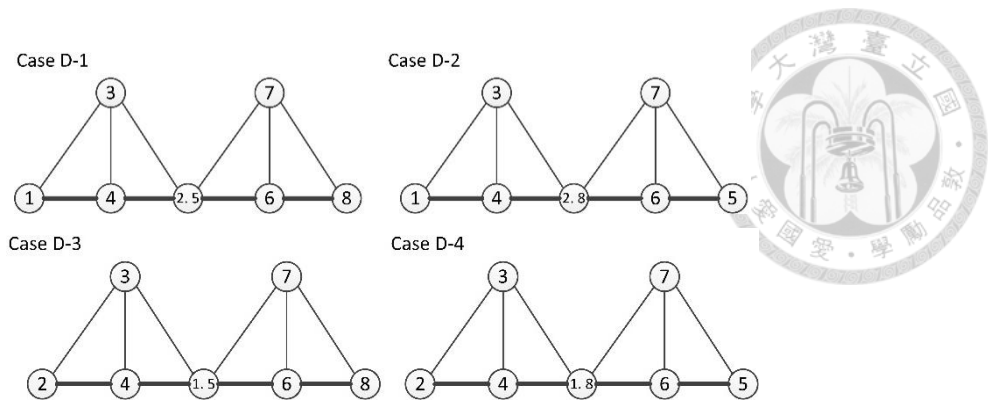


圖 3-6 合併圖畫 Case D

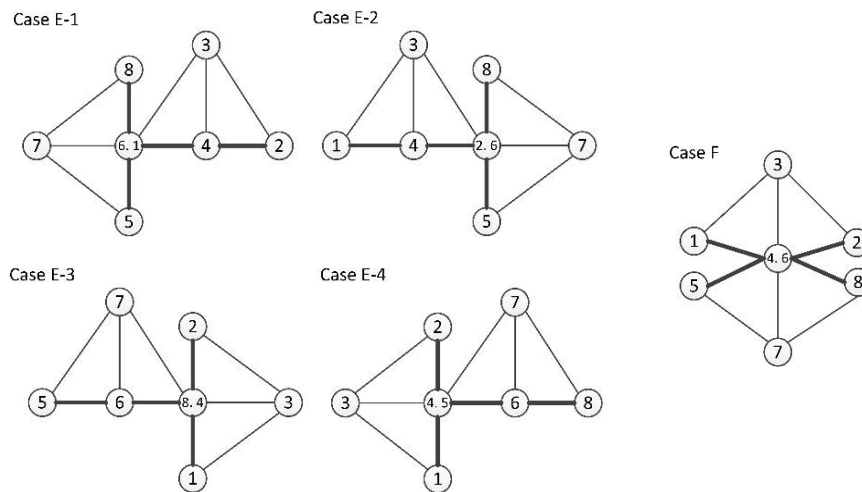


圖 3-7 合併圖畫 Case E、F

其中 Case A 為差速器與行星齒輪組之行星架相接，共 1 種架構；Case B 為行星輪與行星架相接，共有 2 種架構；Case C 為行星架與環齒輪或太陽齒輪相接，共有 4 種架構、Case D 為環齒輪與太陽齒輪相接，共有 4 種架構、Case E 為行星輪與環齒輪或太陽齒輪相接，共有 4 種架構、Case F 為行星輪相接，共有 1 種架構。

一般來說，在行星齒輪機構的運用上，非同軸桿件無法使用在輸入以及輸出上（例如：行星齒輪），因此在上述基本圖畫中，合併點桿件中包含行星齒輪的圖畫皆不可使用，因此 Case B、E、F 共 7 個架構皆被刪去，剩下 Case A、C、D 等共 9 種架構。又因差速器中，左右輪軸桿件（桿件①、②）可視為對稱桿件，因此架構 C-3 與 C-4 重複、架構 D-1 與 D-3 重複、架構 D-2 與 D-4 重複，上述重複者保留 C-3、D-1、D-2，最後剩下 6 種，為方便表示，以表 3-1 重新編號可用之 6 種架構。

原編號	A	C-1	C-2	C-3	D-1	D-2
新編號	1	2	3	4	5	6

表 3-1 架構重新編號規則

3-3 系統動力元件之配置規則

得到系統的基本架構後，接下來要對每個架構進行動力元件的配置，首先在表 3-2 列出本系統會用到的動力元件以及其代表符號，接下來將列出動力元件配置於各種構型上的規則：

動力元件	代表符號	動力元件	代表符號
主動力源	INPUT	扭力分配馬達	M/G
左輪	W1	離合器	C
右輪	W2		

表 3-2 動力元件符號

- 為了符合一般車輛差速器的配置，桿件①規定與左側輪（W1）相接，桿件②規定與右側輪（W2）相接，桿件③則與主動力源（INPUT）相接。
- 桿件④、⑥皆為非同軸桿件，因此不得與任何動力元件相連接。
- 參考 2-2 小節可知，馬達（M/G）可以藉由行星齒輪組各桿件之力學關係分配扭力，另一方面離合器（C）以接合或脫開來控制馬達之動力流向，必須分別與機構中之兩桿件相接，因此此處規定行星齒輪組上同軸桿件（桿件⑤、⑦、⑧）中之非合併點桿件。其中一桿件與馬達相接，另一桿件則與離合器相接，而與離合器相接之另一桿件將為差速器上之桿件。
- 桿件①與桿件②若除了 W1、W2 以外皆未連接其他桿件時，離合器分別連接至兩者的兩種配置將視為同樣的配置。

由以上規則，我們可繪製出架構編號 1 到 6 的各種動力元件構型，參考圖 3-8 ~圖 3-12，共有 30 種構型，如圖中編號所示，構型編號第一碼為架構之編號，第二碼為每個架構中不同動力元件配置的編號。

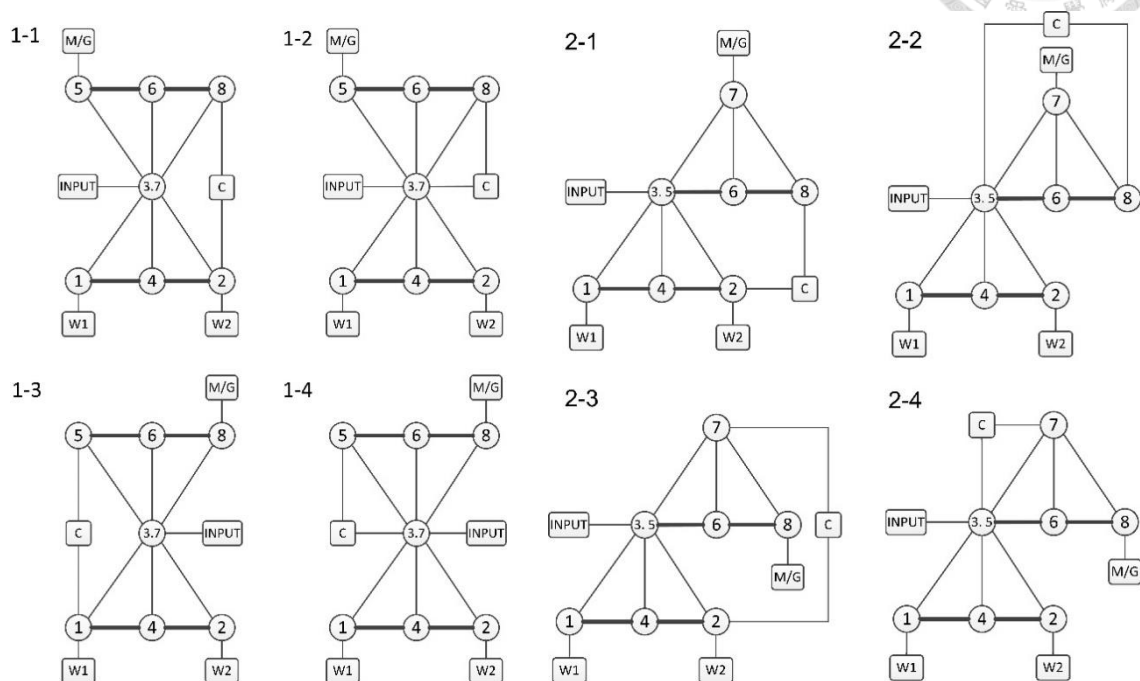


圖 3-8 架構編號 1、2 之各種動力元件配置

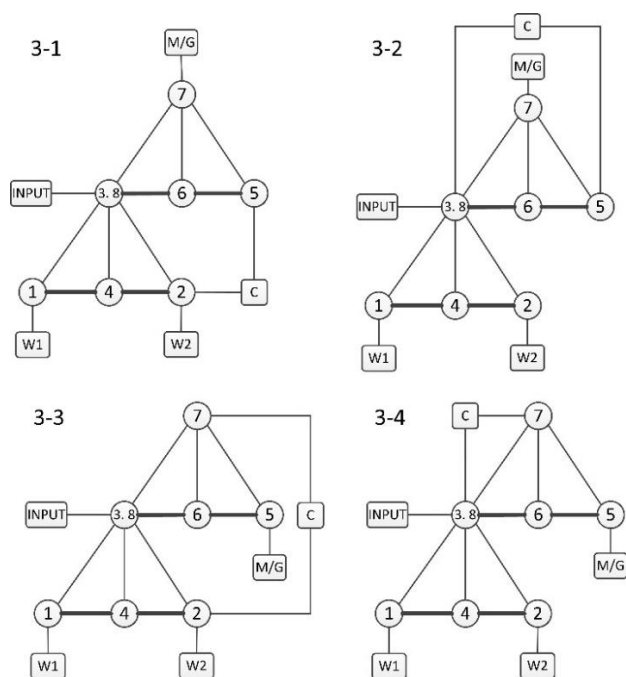


圖 3-9 架構編號 3 之各種動力元件配置

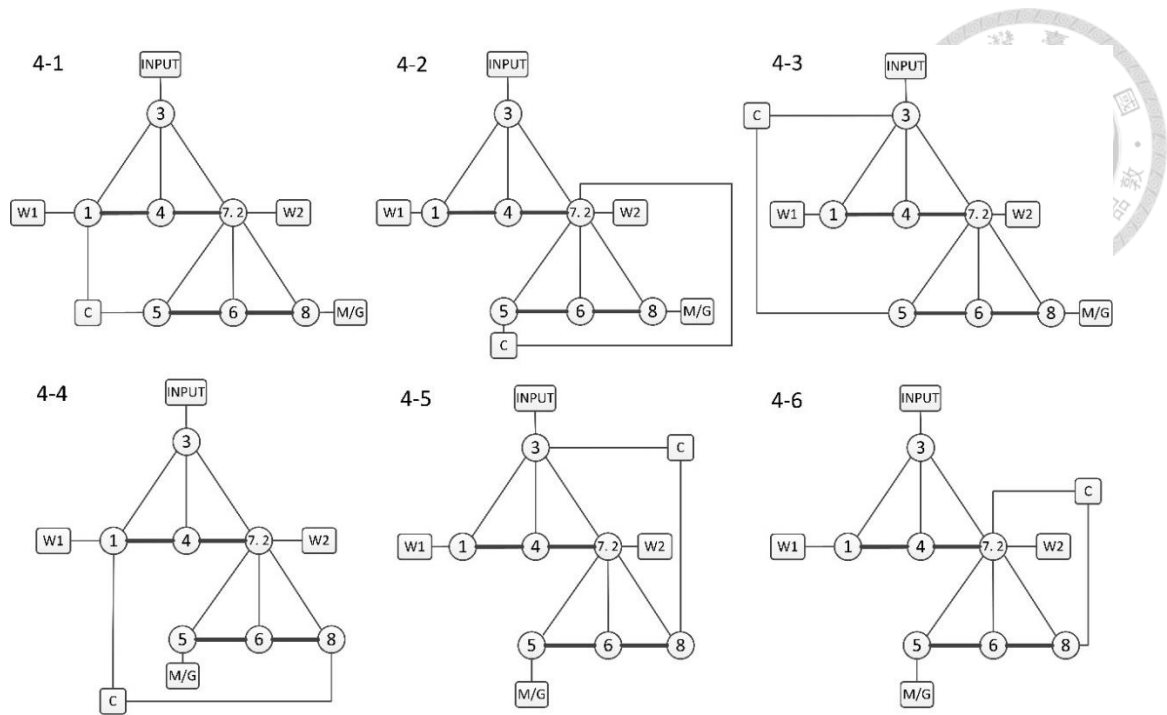


圖 3-10 架構編號 4 之各種動力元件配置

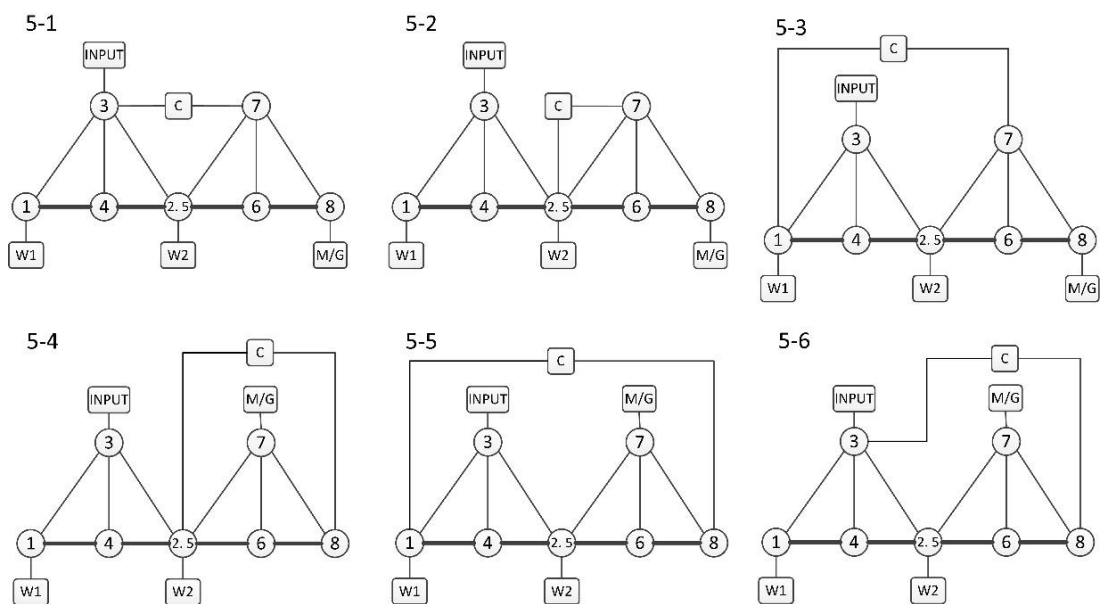


圖 3-11 架構編號 5 之各種動力元件配置

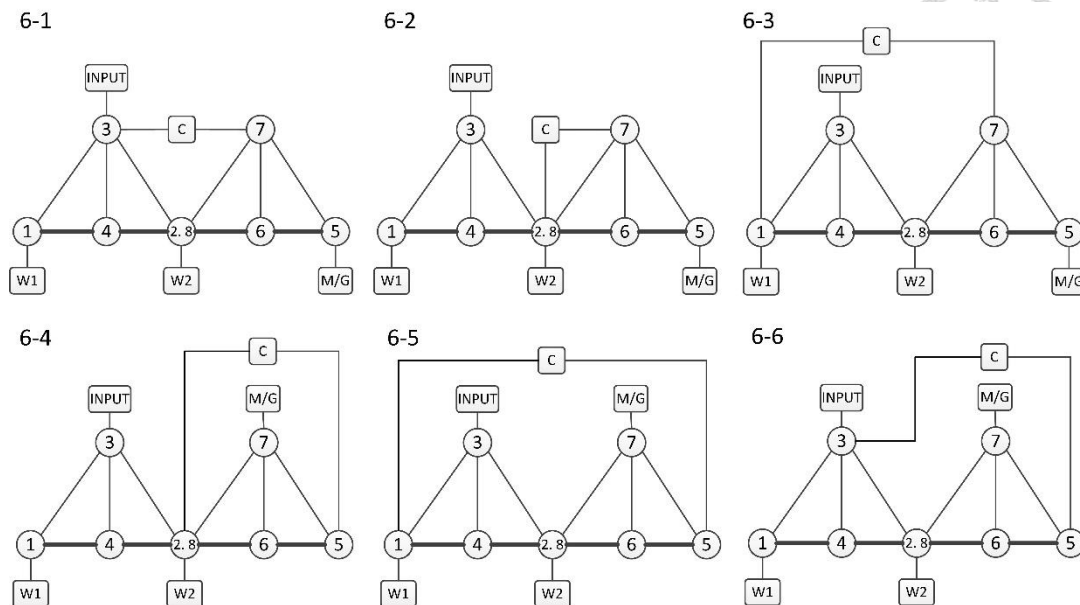


圖 3-12 架構編號 6 之各種動力元件配置

3-4 選用構型之設計規則

3-3 小節已列出拓撲所得之構型的配置可能性，檢視本研究所欲發展之系統目標，為必須同時具有混合動力以及扭力分配之功能的差速器，此機構主要依靠控制馬達輸出動力、以及離合器之接合狀態來作動，因此可能受到構型之先天限制而無法執行某些功能，以下將明確列出本研究的扭力分配機構必須具備的系統功能以及設計要求，並且檢查上述 30 種構型的可用性，進一步選出可能合用的構型。

1. 在車輛行駛過程中，可以透過機構調整內、外側輪之扭力。例如車輛直行過程中某一輪打滑時可減少打滑輪之扭力、並且增加未打滑輪之扭力；車輛轉向時，可增加外側輪之扭力，減少內側輪之扭力，使車輛之偏擺角速度（yaw rate）增加，以提升車輛轉向之性能，參考圖 3-13 (a)。
2. 在車輛行駛過程中，除了經由差速器端輸入的主動力(例如：傳統車輛之引擎動力或電動車的主動力馬達)，能利用該扭力分配機構的馬達提供的動力，同時對左右輪軸提供額外且相同大小的正向扭力以達成混合動力加速的功能，參考圖 3-13(b)。

3. 在車輛行駛過程中，除了經由差速器端輸入的主動力，能利用該扭力分配機構的馬達提供的動力，同時對左右輪軸提供額外且相同大小的反向扭力以達成混合動力減速或動能回收的功能，參考圖 3-13(c)。

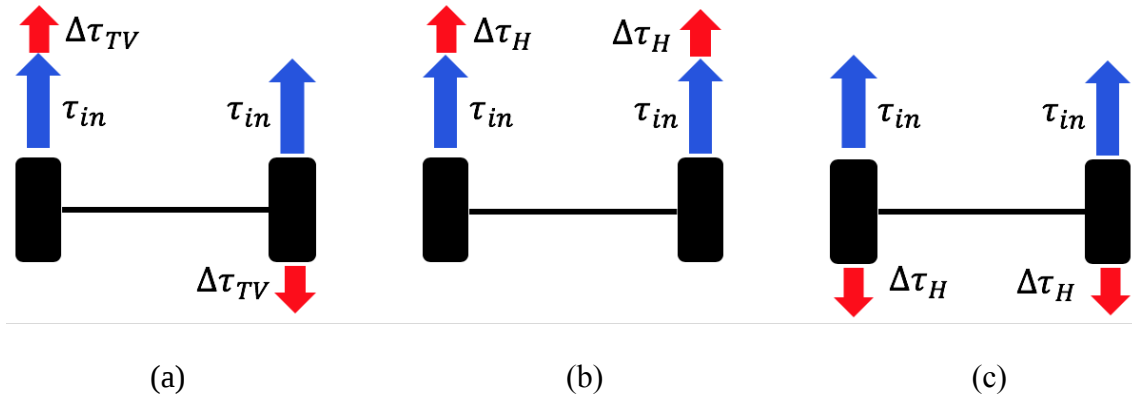


圖 3-13 系統功能設計要求示意圖

參考圖 3-8～圖 3-12，其中構型 1-2、1-4、2-2、2-4、3-2、3-4、4-2、4-6、5-2、5-4、6-2、6-4 的離合器皆位於行星齒輪組本身的兩桿件之間，而其中一桿件為與差速器連接的合併點桿件，此種配置明顯並無法將扭力分別導引至兩輪軸上，因此視為無法使用之構型。

接下來，構型 1-1、1-3、2-1、2-3、3-1、3-3，差速器部分皆以桿件③（差速器行星架）作為合併點桿件與行星齒輪組上之一桿件連接，且離合器位於行星齒輪組與一輪軸之間，以功能動力圖表示此種構型如圖 3-14。

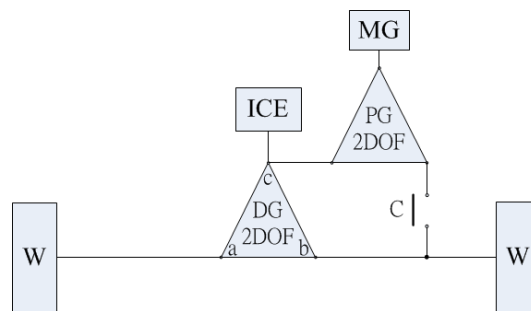


圖 3-14 H-TD 概念 1

當離合器接合時，此種配置將可分別對差速器行星架以及透過離合器對一輪軸進行扭力分配，進而達成對左右輪軸扭力分配之功能；另外對於左右輪軸同時給予正向或反向扭力的功能，則可透過在離合器連接行星齒輪組一端外接一煞車裝置，以功能動力圖表示如圖 3-15，當離合器脫開，且煞車接合時，其連接之桿件

將固定不轉動，此時行星齒輪組轉變成一單速減速機構，讓馬達之動力透過此減速機構輸入差速器行星架，達成混合動力之功能。

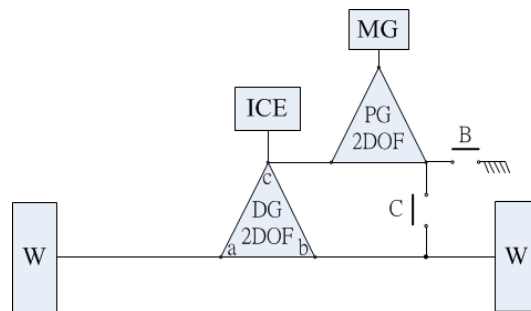


圖 3-15 H-TD 概念 1(修改)

接者檢視構型 4-3、4-5、5-1、5-6、6-1、6-6，這六種構型皆為行星齒輪組透過一桿件作為合併點桿件與差速器之桿件①或②（左或右輪軸）連接，而離合器位於行星齒輪組與桿件③（差速器行星架）之間，以功能動力圖表示此種構型如圖 3-16。

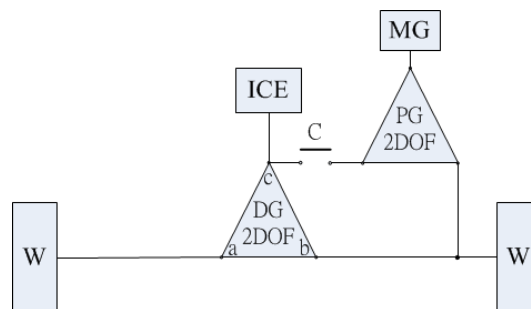


圖 3-16 H-TD 概念 2

當離合器接合時，此種配置一樣可以透過離合器分別對差速器行星架以及一輪軸進行扭力分配，達成對左右輪軸扭力分配之功能，但對於左右兩輪軸同時給予正向或反向扭力之功能，則在合併點桿件的部分就不能將差速器與行星齒輪組直接連接，而是必須將兩者各自的合併點桿件以一常閉式離合器接合，並且在行星齒輪組之合併點桿件外接一煞車裝置，以功能動力圖表示並且為兩組離合器命名如圖 3-17 所示，當車輛需要進行左右輪軸之扭力分配時，C1、C2 離合器保持接合，煞車裝置脫開，系統即可以離合器將扭力分配於差速器行星架與一輪軸之間，以達成左右扭力分配之功能，另外當車輛需要對左右輪軸同時給予正向或反向之扭力之功能時，C2 離合器必須脫開，C1 離合器保持接合，另外煞車裝置必須接合使其連接之桿件固定不轉動，因而使行星齒輪組變成一單速減速機構，馬達便將動力透

過減速再透過 C1 離合器傳遞至差速器行星架，達成混合動力之功能，但觀察此種配置，不僅系統需多加入一離合器與一煞車裝置增加控制複雜度，且混合動力時馬達之動力還必須透過離合器傳遞至差速器行星架，其傳輸效率可能會比構型 1-1、1-3、2-1、2-3、3-1、3-3 之配置還要低，因此將其視為不適合之構型。

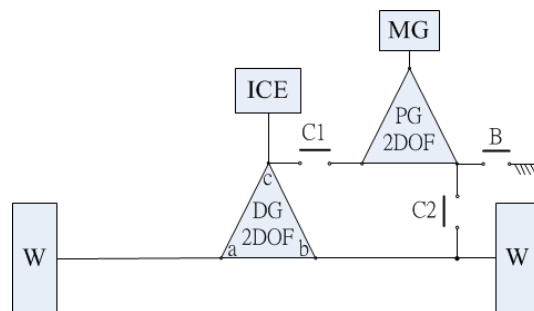


圖 3-17 H-TD 概念 2(修改)

最後討論構型 4-1、4-4、5-3、5-5、6-3、6-5，此六種構型中皆為行星齒輪組透過一桿件作為合併點桿件與差速器之桿件①或②（左或右輪軸）連接，而離合器則位於行星齒輪組之非合併點桿件與桿件①或②（左或右輪軸）之間，以功能動力圖表示如圖 3-18，此種配置應可透過離合器將扭力分配於兩輪軸之間，但是否能夠達成對左右兩輪軸同時給予正向或反向扭力之功能，則需進一步做分析討論。

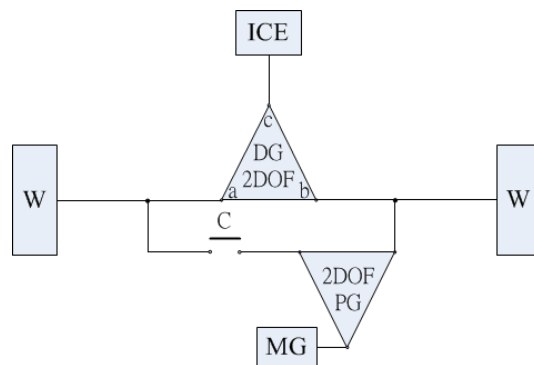


圖 3-18 H-TD 概念 3

總結此一小節，構型 1-2、1-4、2-2、2-4、3-2、3-4、4-2、4-6、5-2、5-4、6-2、6-4、4-3、4-5、5-1、5-6、6-1、6-6 皆因本身機構限制或機構過於複雜之關係不予選擇，另外構型 1-1、1-3、2-1、2-3、3-1、3-3、4-1、4-4、5-3、5-5、6-3、6-5 等 12 種構型將列為候選構型。



3-5 根據定性分析選擇最適合之構型

本小節將針對前述經機構拓撲所得到的 12 個候選構型，進行機構的動態分析，以選出最適合之構型。

根據第二章理論基礎的推導，我們已經了解差速器以及行星齒輪組之運動與力學關係，在這小節將以此為基礎，推導各候選構型詳細的運動與力學方程式。

以構型 1-1 為例，並且以功能動力圖表示如圖 3-19。

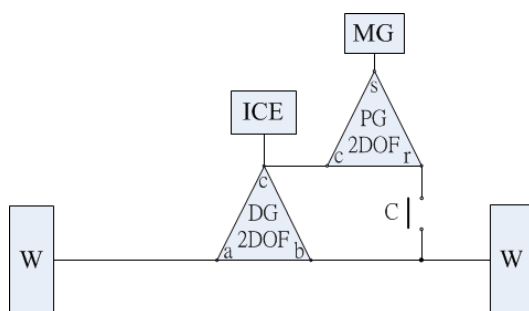


圖 3-19 構型 1-1

此構型為以差速器之行星架與行星齒輪組之行星架作為合併點桿件相連接，右輪軸與環齒輪之間以離合器連接，另外馬達連接太陽齒輪輸入動力，依照此配置並且參考理論基礎式(2.25)~(2.28)和式(2.3)~(2.7)，可列出此配置的動態方程式如下：

$$\omega_1 + \omega_2 = 2\omega_3 \quad (3.1)$$

$$2F \times r - \tau_1 = I_1 \times \dot{\omega}_1 \quad (3.2)$$

$$2F \times r - \tau_2 + \tau_{c'} = I_2 \times \dot{\omega}_2 \quad (3.3)$$

$$\tau_3 - 4F \times r - \tau_7 = I_3 \times \dot{\omega}_3 \quad (3.4)$$

$$r_5\omega_5 + r_8\omega_8 = (r_5 + r_8)\omega_7 \quad (3.5)$$

$$(r_5 + r_6)\omega_7 - r_6\omega_6 = r_5\omega_5 \quad (3.6)$$

$$\tau_5 - F_{6/5} \times r_5 = I_5 \times \dot{\omega}_5 \quad (3.7)$$

$$F_{8/6} \times r_6 - F_{5/6} \times r_6 = I_6 \times \dot{\omega}_6 \quad (3.8)$$

$$\tau_7 + F_{6/7} \times r_7 = I_7 \times \dot{\omega}_7 \quad (3.9)$$



$$\tau_{c''} - F_{6/8} \times r_8 = I_8 \times \dot{\omega}_8 \quad (3.10)$$

$$F_{8/6} + F_{5/6} - F_{7/6} = m_6 \times r_7 \times \dot{\omega}_7 \quad (3.11)$$

其中式(3.3)、(3.10)中的 $\tau_{c'}$ 、 $\tau_{c''}$ 分別表示離合器傳遞動力時，其兩端給予桿件的扭力。

接下來依照在 3-4 小節中所提及，構型 1-1 若需具備混合動力功能，則必須在桿件⑧外接一煞車裝置，另外為了獲得更多的可能性，將馬達、離合器兩者與機構桿件間加上一機構減速比 R_k (以齒輪對減速，且減速方向為動力元件至機構桿件)，將修改過後之機構再以功能動力圖表示如圖 3-20。

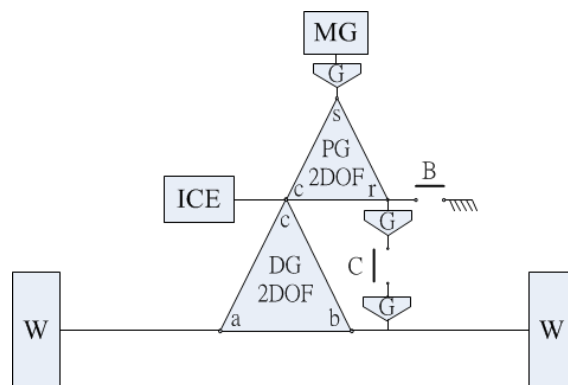


圖 3-20 構型 1-1(修改)

為方便以下之符號表示，以表 3-3 定義各動力元件之角速度、角加速度、扭力、機構減速比等等符號，因離合器分別與兩桿件連接，因此表 3-3 中 C-1 與 C-2 分別代表離合器連接的兩端（此處規定 C-1 為與差速器端桿件連接者，C-2 為與行星齒輪組端桿件連接者）。

動力元件	INPUT	W1	W2	M/G	C-1	C-2
角速度	ω_{in}	ω_{w1}	ω_{w2}	ω_{MG}	ω_{c1}	ω_{c2}
角加速度	$\dot{\omega}_{in}$	$\dot{\omega}_{w1}$	$\dot{\omega}_{w2}$	$\dot{\omega}_{MG}$	$\dot{\omega}_{c1}$	$\dot{\omega}_{c2}$
扭力	τ_{in}	τ_{w1}	τ_{w2}	τ_{MG}	τ_{c1}	τ_{c2}
機構減速比	1	1	1	R_{MG}	R_{c1}	R_{c2}

表 3-3 各桿件之符號定義

表格中 τ_{w1} 、 τ_{w2} 為左右輪軸之負載扭力。根據上述，我們可列出各桿件與動力元件的轉速、扭力、以及減速比關係。

$$\omega_3 = \omega_7 \quad (3.12)$$

$$\omega_3 = \omega_{in} , \tau_3 = \tau_{in} \quad (3.13)$$

$$\omega_1 = \omega_{w1} , \tau_1 = \tau_{w1} \quad (3.14)$$

$$\omega_2 = \omega_{w2} , \tau_2 = \tau_{w2} \quad (3.15)$$

$$\omega_5 = \frac{\omega_{MG}}{R_{MG}} , \tau_5 = R_{MG} \times \tau_{MG} \quad (3.16)$$

$$\omega_2 = \frac{\omega_{c1}}{R_{c1}} , \tau_{c'} = R_{c1} \times \tau_{c1} \quad (3.17)$$

$$\omega_8 = \frac{\omega_{c2}}{R_{c2}} , \tau_{c''} = R_{c2} \times \tau_{c2} \quad (3.18)$$

其中 τ_{c1} 、 τ_{c2} 為離合器傳遞動力時，其兩端給予桿件之扭力，兩者大小相等方向相反。接下來根據式(3.12)~(3.18)，可將式(3.1)~(3.11)修改如下：

$$\omega_{w1} + \omega_{w2} = 2\omega_{in} \quad (3.19)$$

$$2F \times r - \tau_{w1} = I_{w1} \times \dot{\omega}_{w1} \quad (3.20)$$

$$2F \times r - \tau_{w2} + R_{c1} \times \tau_{c1} = I_{w2} \times \dot{\omega}_{w2} \quad (3.21)$$

$$\tau_{in} - 4F \times r - \tau_7 = I_3 \times \dot{\omega}_{in} \quad (3.22)$$

$$r_5 \frac{\omega_{MG}}{R_{MG}} + r_8 \frac{\omega_{c2}}{R_{c2}} = (r_5 + r_8)\omega_3 \quad (3.23)$$

$$(r_5 + r_6)\omega_3 - r_6\omega_6 = r_5 \frac{\omega_{MG}}{R_{MG}} \quad (3.24)$$

$$R_{MG} \times \tau_{MG} - F_{6/5} \times r_5 = I_5 \times \dot{\omega}_5 \quad (3.25)$$

$$F_{8/6} \times r_6 - F_{5/6} \times r_6 = I_6 \times \dot{\omega}_6 \quad (3.26)$$

$$\tau_7 + F_{6/7} \times r_7 = I_7 \times \dot{\omega}_3 \quad (3.27)$$

$$R_{c2} \times \tau_{c2} - F_{6/8} \times r_8 = I_8 \times \dot{\omega}_8 \quad (3.28)$$

$$F_{8/6} + F_{5/6} - F_{7/6} = m_6 \times r_7 \times \dot{\omega}_3 \quad (3.29)$$

由上述得到的式(3.19)~(3.29)，並且根據理論基礎中所推導的行星齒輪組之穩態扭力比例式(2.17)，我們可以進行此扭力分配差速器之定性分析如下：

為了簡化分析，首先針對機構減速比定義正負號，在構型 1-1 中也就是影響右輪的 R_{c1} 以及離合器的另一端 R_{c2} ，這邊定義 $R_{c1} > 0$ 、 $R_{c2} > 0$ ，也就是說車輛前進過程中，離合器 C-1 端旋轉方向將與右輪旋轉方向相同，也就是+y方向，而 C-2 端旋轉方向則與桿件⑧同向。

考慮 3-4 小節提及之系統功能，包含左右扭力分配以及混合動力加減速之功能，首先考慮將扭力向左導引時，車輛之右側輪必須獲得相對左側較小的扭力，根據構型 1-1 判斷，離合器的扭力流向必須為由 C-1 流向 C-2，也就是 C-1 必須獲得-y方向的扭力，進而提供右側輪-y方向之扭力，因此可知式(3.21)、(3.28)中的 τ_{c1} 、 τ_{c2} 分別應為：

$$\tau_{c1} = -\tau_c \quad (3.30)$$

$$\tau_{c2} = \tau_c \quad (3.31)$$

其中 τ_c 之方向定義為+y方向。

根據式(3.21)，此時右輪軸將受到如下的導引扭力：

$$-R_{c1} \times \tau_c \quad (3.32)$$

而行星齒輪組的桿件⑧（環齒輪）在此時受到的導引扭力則為：

$$R_{c2} \times \tau_c \quad (3.33)$$

根據式(2.17)行星齒輪組穩態扭力比例：

$$\tau_5 : \tau_7 : \tau_8 = 1 : -\frac{r_8 + r_5}{r_5} : \frac{r_8}{r_5}$$

可知此時：

$$\tau_7 = -\frac{r_8 + r_5}{r_8} \tau_8 = -R_{c2} \times \frac{r_8 + r_5}{r_8} \times \tau_c \quad (3.34)$$

$$\tau_5 = \frac{r_5}{r_8} \tau_8 = R_{c2} \times \frac{r_5}{r_8} \times \tau_c \quad (3.35)$$

另根據式(3.22)，此時桿件③（差速器行星架）將受到如下之導引扭力：

$$+R_{c2} \times \frac{r_8 + r_5}{r_8} \times \tau_c \quad (3.36)$$

且馬達此時輸出之扭力為：

$$\tau_{MG} = \frac{\tau_5}{R_{MG}} = \frac{R_{c2}}{R_{MG}} \times \frac{r_5}{r_8} \times \tau_c \quad (3.37)$$

又差速器行星架所受到的導引扭力會平均分配到左右兩輪軸上，也就是說根據式(3.32)以及式(3.36)，右輪軸總共會受到如下之導引扭力：

$$\left(\frac{R_{c2}}{2} \times \frac{r_8 + r_5}{r_8} \times \tau_c \right) + (-R_{c1} \times \tau_c) \quad (3.38)$$

而左輪軸則是受到如下的導引扭力：

$$\frac{R_{c2}}{2} \times \frac{r_8 + r_5}{r_8} \times \tau_c \quad (3.39)$$

整理上述分析結果可知當扭力向左導引時，扭力分配機構作動使得左輪軸獲得較右輪軸多出 $R_{c1} \times \tau_c$ 之扭力。

考慮將扭力向右導引的情況，車輛之右側輪必須獲得相對左側較大的扭力，因此與扭力向左導引時情況相反，經同樣方法推導後可知兩邊的調整扭力。

接下來考慮混合動力加速之情況，此時根據前述之說明可知，在構型 1-1 中欲進行混合動力加、減速時需將離合器脫開，另外桿件⑧（環齒輪）之煞車接合，使得環齒輪之角速度變為 0，此時行星齒輪組變成減速機構，馬達由桿件⑤（太陽齒輪）輸入動力，經由桿件⑦（行星架）輸入差速器，而在此狀態下行星齒輪本身之減速比則為 $\frac{r_8 + r_5}{r_5}$ 。

因此若設定 $R_{MG} > 0$ ，且馬達輸出 τ_{MG} （規定其方向為+y方向）之扭力，混合動力加速時，差速器將獲得如下之扭力輸入：

$$R_{MG} \times \frac{r_8 + r_5}{r_5} \times \tau_{MG} \quad (3.40)$$

相反的，當馬達輸出 $-\tau_{MG}$ 減速時，差速器將獲得如下之扭力輸入：



$$-R_{MG} \times \frac{r_8 + r_5}{r_5} \times \tau_{MG} \quad (3.41)$$

因此根據差速器之特性，可知道在混合動力加速時，左右輪軸各自受到如下之正向扭力：

$$\frac{1}{2} \times R_{MG} \times \frac{r_8 + r_5}{r_5} \times \tau_{MG} \quad (3.42)$$

而混合動力減速時，左右輪軸各自受到如下之反向扭力

$$-\frac{1}{2} \times R_{MG} \times \frac{r_8 + r_5}{r_5} \times \tau_{MG} \quad (3.43)$$

經以上完整推導，可以得到構型 1-1 的扭力分配以及混合動力加減速功能之定性分析結果，並且整理於表 3-4，構型 1-3、2-1、2-3、3-1、3-3，以及構型 4-1、4-4、5-3、5-5、6-3、6-5 亦可以同樣之方式推導出扭力分配以及混合動力加減速功能的定性分析結果，本文限於篇幅，在此不贅述其餘構型的推導過程，並且將其餘構型之定性分析結果整理於表 3-5～表 3-15。

1-1	馬達輸出扭力	W1 獲得之導引扭力	W2 獲得之導引扭力
扭力 向左 導引	$\frac{R_{c2}}{R_{MG}} \times \frac{r_5}{r_8} \times \tau_c$	$\frac{R_{c2}}{2} \times \frac{r_8 + r_5}{r_8} \times \tau_c$	$\frac{R_{c2}}{2} \times \frac{r_8 + r_5}{r_8} \times \tau_c$ $-R_{c1} \times \tau_c$
扭力 向右 導引	$-\frac{R_{c2}}{R_{MG}} \times \frac{r_5}{r_8} \times \tau_c$	$-\frac{R_{c2}}{2} \times \frac{r_8 + r_5}{r_8} \times \tau_c$	$-\frac{R_{c2}}{2} \times \frac{r_8 + r_5}{r_8} \times \tau_c$ $+R_{c1} \times \tau_c$
混合 動力 加速	τ_{MG}	$\frac{R_{MG}}{2} \times \frac{r_8 + r_5}{r_5} \times \tau_{MG}$	$\frac{R_{MG}}{2} \times \frac{r_8 + r_5}{r_5} \times \tau_{MG}$
混合 動力 減速	$-\tau_{MG}$	$-\frac{R_{MG}}{2} \times \frac{r_8 + r_5}{r_5} \times \tau_{MG}$	$-\frac{R_{MG}}{2} \times \frac{r_8 + r_5}{r_5} \times \tau_{MG}$

表 3-4 構型 1-1 定性分析結果

1-3	馬達輸出扭力	W1 獲得之導引扭力	W2 獲得之導引扭力
扭力 向左 導引	$-\frac{R_{c2}}{R_{MG}} \times \frac{r_8}{r_5} \times \tau_c$	$-\frac{R_{c2}}{2} \times \frac{r_8 + r_5}{r_5} \times \tau_c$ $+R_{c1} \times \tau_c$	$-\frac{R_{c2}}{2} \times \frac{r_8 + r_5}{r_5} \times \tau_c$
扭力 向右 導引	$\frac{R_{c2}}{R_{MG}} \times \frac{r_8}{r_5} \times \tau_c$	$\frac{R_{c2}}{2} \times \frac{r_8 + r_5}{r_5} \times \tau_c$ $-R_{c1} \times \tau_c$	$\frac{R_{c2}}{2} \times \frac{r_8 + r_5}{r_5} \times \tau_c$
混合 動力 加速	τ_{MG}	$\frac{R_{MG}}{2} \times \frac{r_8 + r_5}{r_8} \times \tau_{MG}$	$\frac{R_{MG}}{2} \times \frac{r_8 + r_5}{r_8} \times \tau_{MG}$
混合 動力 減速	$-\tau_{MG}$	$-\frac{R_{MG}}{2} \times \frac{r_8 + r_5}{r_8} \times \tau_{MG}$	$-\frac{R_{MG}}{2} \times \frac{r_8 + r_5}{r_8} \times \tau_{MG}$

表 3-5 構型 1-3 定性分析結果

2-1	馬達輸出扭力	W1 獲得之導引扭力	W2 獲得之導引扭力
扭力 向左 導引	$-\frac{R_{c2}}{R_{MG}} \times \frac{r_8 + r_5}{r_8} \times \tau_c$	$-\frac{R_{c2}}{2} \times \frac{r_5}{r_8} \times \tau_c$	$-\frac{R_{c2}}{2} \times \frac{r_5}{r_8} \times \tau_c$ $-R_{c1} \times \tau_c$
扭力 向右 導引	$\frac{R_{c2}}{R_{MG}} \times \frac{r_8 + r_5}{r_8} \times \tau_c$	$\frac{R_{c2}}{2} \times \frac{r_5}{r_8} \times \tau_c$	$\frac{R_{c2}}{2} \times \frac{r_5}{r_8} \times \tau_c$ $+R_{c1} \times \tau_c$
混合 動力 加速	τ_{MG}	$\frac{R_{MG}}{2} \times \frac{r_5}{r_8 + r_5} \times \tau_{MG}$	$\frac{R_{MG}}{2} \times \frac{r_5}{r_8 + r_5} \times \tau_{MG}$
混合 動力 減速	$-\tau_{MG}$	$-\frac{R_{MG}}{2} \times \frac{r_5}{r_8 + r_5} \times \tau_{MG}$	$-\frac{R_{MG}}{2} \times \frac{r_5}{r_8 + r_5} \times \tau_{MG}$

表 3-6 構型 2-1 定性分析結果

2-3	馬達輸出扭力	W1 獲得之導引扭力	W2 獲得之導引扭力
扭力 向左 導引	$-\frac{R_{c2}}{R_{MG}} \times \frac{r_8}{r_8+r_5} \times \tau_c$	$\frac{R_{c2}}{2} \times \frac{r_5}{r_8+r_5} \times \tau_c$	$\frac{R_{c2}}{2} \times \frac{r_5}{r_8+r_5} \times \tau_c$ $-R_{c1} \times \tau_c$
扭力 向右 導引	$\frac{R_{c2}}{R_{MG}} \times \frac{r_8}{r_8+r_5} \times \tau_c$	$-\frac{R_{c2}}{2} \times \frac{r_5}{r_8+r_5} \times \tau_c$	$-\frac{R_{c2}}{2} \times \frac{r_5}{r_8+r_5} \times \tau_c$ $+R_{c1} \times \tau_c$
混合 動力 加速	τ_{MG}	$\frac{R_{MG}}{2} \times \frac{r_5}{r_8} \times \tau_{MG}$	$\frac{R_{MG}}{2} \times \frac{r_5}{r_8} \times \tau_{MG}$
混合 動力 減速	$-\tau_{MG}$	$-\frac{R_{MG}}{2} \times \frac{r_5}{r_8} \times \tau_{MG}$	$-\frac{R_{MG}}{2} \times \frac{r_5}{r_8} \times \tau_{MG}$

表 3-7 構型 2-3 定性分析結果

3-1	馬達輸出扭力	W1 獲得之導引扭力	W2 獲得之導引扭力
扭力 向左 導引	$-\frac{R_{c2}}{R_{MG}} \times \frac{r_8+r_5}{r_5} \times \tau_c$	$-\frac{R_{c2}}{2} \times \frac{r_8}{r_5} \times \tau_c$	$-\frac{R_{c2}}{2} \times \frac{r_8}{r_5} \times \tau_c$ $-R_{c1} \times \tau_c$
扭力 向右 導引	$\frac{R_{c2}}{R_{MG}} \times \frac{r_8+r_5}{r_5} \times \tau_c$	$\frac{R_{c2}}{2} \times \frac{r_8}{r_5} \times \tau_c$	$\frac{R_{c2}}{2} \times \frac{r_8}{r_5} \times \tau_c$ $+R_{c1} \times \tau_c$
混合 動力 加速	τ_{MG}	$\frac{R_{MG}}{2} \times \frac{r_8}{r_8+r_5} \times \tau_{MG}$	$\frac{R_{MG}}{2} \times \frac{r_8}{r_8+r_5} \times \tau_{MG}$
混合 動力 減速	$-\tau_{MG}$	$-\frac{R_{MG}}{2} \times \frac{r_8}{r_8+r_5} \times \tau_{MG}$	$-\frac{R_{MG}}{2} \times \frac{r_8}{r_8+r_5} \times \tau_{MG}$

表 3-8 構型 3-1 定性分析結果

3-3	馬達輸出扭力	W1 獲得之導引扭力	W2 獲得之導引扭力
扭力 向左 導引	$-\frac{R_{c2}}{R_{MG}} \times \frac{r_5}{r_8 + r_5} \times \tau_c$	$\frac{R_{c2}}{2} \times \frac{r_8}{r_8 + r_5} \times \tau_c$	$\frac{R_{c2}}{2} \times \frac{r_8}{r_8 + r_5} \times \tau_c$ $-R_{c1} \times \tau_c$
扭力 向右 導引	$\frac{R_{c2}}{R_{MG}} \times \frac{r_5}{r_8 + r_5} \times \tau_c$	$-\frac{R_{c2}}{2} \times \frac{r_8}{r_8 + r_5} \times \tau_c$	$-\frac{R_{c2}}{2} \times \frac{r_8}{r_8 + r_5} \times \tau_c$ $+R_{c1} \times \tau_c$
混合 動力 加速	τ_{MG}	$\frac{R_{MG}}{2} \times \frac{r_8}{r_5} \times \tau_{MG}$	$\frac{R_{MG}}{2} \times \frac{r_8}{r_5} \times \tau_{MG}$
混合 動力 減速	$-\tau_{MG}$	$-\frac{R_{MG}}{2} \times \frac{r_8}{r_5} \times \tau_{MG}$	$-\frac{R_{MG}}{2} \times \frac{r_8}{r_5} \times \tau_{MG}$

表 3-9 構型 3-3 定性分析結果

4-1	馬達輸出扭力	W1 獲得之導引扭力	W2 獲得之導引扭力
扭力 向左 導引	$\frac{R_{c2}}{R_{MG}} \times \frac{r_8}{r_5} \times \tau_c$	$R_{c1} \times \tau_c$	$R_{c2} \times \frac{r_8 + r_5}{r_5} \times \tau_c$
扭力 向右 導引	$-\frac{R_{c2}}{R_{MG}} \times \frac{r_8}{r_5} \times \tau_c$	$-R_{c1} \times \tau_c$	$-R_{c2} \times \frac{r_8 + r_5}{r_5} \times \tau_c$
混合 動力 加速	$\frac{R_{c2}}{R_{MG}} \times \frac{r_8}{r_5} \times \tau_c$	$R_{c1} \times \tau_c$	$R_{c2} \times \frac{r_8 + r_5}{r_5} \times \tau_c$
混合 動力 減速	$-\frac{R_{c2}}{R_{MG}} \times \frac{r_8}{r_5} \times \tau_c$	$-R_{c1} \times \tau_c$	$-R_{c2} \times \frac{r_8 + r_5}{r_5} \times \tau_c$

表 3-10 構型 4-1 定性分析結果

4-4	馬達輸出扭力	W1 獲得之 導引扭力	W2 獲得之 導引扭力
扭力 向左 導引	$\frac{R_{c2}}{R_{MG}} \times \frac{r_5}{r_8} \times \tau_c$	$R_{c1} \times \tau_c$	$R_{c2} \times \frac{r_8 + r_5}{r_8} \times \tau_c$
扭力 向右 導引	$-\frac{R_{c2}}{R_{MG}} \times \frac{r_5}{r_8} \times \tau_c$	$-R_{c1} \times \tau_c$	$-R_{c2} \times \frac{r_8 + r_5}{r_8} \times \tau_c$
混合 動力 加速	$\frac{R_{c2}}{R_{MG}} \times \frac{r_5}{r_8} \times \tau_c$	$R_{c1} \times \tau_c$	$R_{c2} \times \frac{r_8 + r_5}{r_8} \times \tau_c$
混合 動力 減速	$-\frac{R_{c2}}{R_{MG}} \times \frac{r_5}{r_8} \times \tau_c$	$-R_{c1} \times \tau_c$	$-R_{c2} \times \frac{r_8 + r_5}{r_8} \times \tau_c$

表 3-11 構型 4-4 定性分析結果

5-3	馬達輸出扭力	W1 獲得之 導引扭力	W2 獲得之 導引扭力
扭力 向左 導引	$-\frac{R_{c2}}{R_{MG}} \times \frac{r_8}{r_8 + r_5} \times \tau_c$	$R_{c1} \times \tau_c$	$R_{c2} \times \frac{r_5}{r_8 + r_5} \times \tau_c$
扭力 向右 導引	$\frac{R_{c2}}{R_{MG}} \times \frac{r_8}{r_8 + r_5} \times \tau_c$	$-R_{c1} \times \tau_c$	$-R_{c2} \times \frac{r_5}{r_8 + r_5} \times \tau_c$
混合 動力 加速	$-\frac{R_{c2}}{R_{MG}} \times \frac{r_8}{r_8 + r_5} \times \tau_c$	$R_{c1} \times \tau_c$	$R_{c2} \times \frac{r_5}{r_8 + r_5} \times \tau_c$
混合 動力 減速	$\frac{R_{c2}}{R_{MG}} \times \frac{r_8}{r_8 + r_5} \times \tau_c$	$-R_{c1} \times \tau_c$	$-R_{c2} \times \frac{r_5}{r_8 + r_5} \times \tau_c$

表 3-12 構型 5-3 定性分析結果

5-5	馬達輸出扭力	W1 獲得之 導引扭力	W2 獲得之 導引扭力
扭力 向左 導引	$-\frac{R_{c2}}{R_{MG}} \times \frac{r_8 + r_5}{r_8} \times \tau_c$	$R_{c1} \times \tau_c$	$-R_{c2} \times \frac{r_5}{r_8} \times \tau_c$
扭力 向右 導引	$\frac{R_{c2}}{R_{MG}} \times \frac{r_8 + r_5}{r_8} \times \tau_c$	$-R_{c1} \times \tau_c$	$R_{c2} \times \frac{r_5}{r_8} \times \tau_c$
混合 動力 加速	$-\frac{R_{c2}}{R_{MG}} \times \frac{r_8 + r_5}{r_8} \times \tau_c$	$R_{c1} \times \tau_c$	$-R_{c2} \times \frac{r_5}{r_8} \times \tau_c$
混合 動力 減速	$\frac{R_{c2}}{R_{MG}} \times \frac{r_8 + r_5}{r_8} \times \tau_c$	$-R_{c1} \times \tau_c$	$R_{c2} \times \frac{r_5}{r_8} \times \tau_c$

表 3-13 構型 5-5 定性分析結果

6-3	馬達輸出扭力	W1 獲得之 導引扭力	W2 獲得之 導引扭力
扭力 向左 導引	$-\frac{R_{c2}}{R_{MG}} \times \frac{r_5}{r_8 + r_5} \times \tau_c$	$R_{c1} \times \tau_c$	$R_{c2} \times \frac{r_8}{r_8 + r_5} \times \tau_c$
扭力 向右 導引	$\frac{R_{c2}}{R_{MG}} \times \frac{r_5}{r_8 + r_5} \times \tau_c$	$-R_{c1} \times \tau_c$	$-R_{c2} \times \frac{r_8}{r_8 + r_5} \times \tau_c$
混合 動力 加速	$-\frac{R_{c2}}{R_{MG}} \times \frac{r_5}{r_8 + r_5} \times \tau_c$	$R_{c1} \times \tau_c$	$R_{c2} \times \frac{r_8}{r_8 + r_5} \times \tau_c$
混合 動力 減速	$\frac{R_{c2}}{R_{MG}} \times \frac{r_5}{r_8 + r_5} \times \tau_c$	$-R_{c1} \times \tau_c$	$-R_{c2} \times \frac{r_8}{r_8 + r_5} \times \tau_c$

表 3-14 構型 6-3 定性分析結果

$$|\Delta\tau_{TV}| = R_{c1} \times \tau_c \quad (3.44)$$

而六種構型不同之處在於馬達需輸出之力矩大小，在此不考慮方向僅考慮量值大小，並以表 3-16 表示。

構型	馬達輸出扭力	構型	馬達輸出扭力
1-1	$\frac{R_{c2}}{R_{MG}} \times \frac{r_5}{r_8} \times \tau_c$	2-3	$\frac{R_{c2}}{R_{MG}} \times \frac{r_8}{r_8+r_5} \times \tau_c$
1-3	$\frac{R_{c2}}{R_{MG}} \times \frac{r_8}{r_5} \times \tau_c$	3-1	$\frac{R_{c2}}{R_{MG}} \times \frac{r_8+r_5}{r_5} \times \tau_c$
2-1	$\frac{R_{c2}}{R_{MG}} \times \frac{r_8+r_5}{r_8} \times \tau_c$	3-3	$\frac{R_{c2}}{R_{MG}} \times \frac{r_5}{r_8+r_5} \times \tau_c$

表 3-16 扭力分配時各構型馬達輸出扭力差異

另一方面，觀察混合動力之定性分析結果，同樣不考慮方向僅考慮量值大小，可以整理出在相同的馬達輸出扭力下，各構型之單一輪軸所獲得的扭力大小如表 3-17。

構型	單輪軸獲得扭力	構型	單輪軸獲得扭力
1-1	$\frac{R_{MG}}{2} \times \frac{r_8+r_5}{r_5} \times \tau_{MG}$	2-3	$\frac{R_{MG}}{2} \times \frac{r_5}{r_8} \times \tau_{MG}$
1-3	$\frac{R_{MG}}{2} \times \frac{r_8+r_5}{r_8} \times \tau_{MG}$	3-1	$\frac{R_{MG}}{2} \times \frac{r_8}{r_8+r_5} \times \tau_{MG}$
2-1	$\frac{R_{MG}}{2} \times \frac{r_5}{r_8+r_5} \times \tau_{MG}$	3-3	$\frac{R_{MG}}{2} \times \frac{r_8}{r_5} \times \tau_{MG}$

表 3-17 混合動力時各構型單輪軸獲得扭力差異

以能量的觀點討論之，當系統作動後，將扭力由其中一輪軸導引至另一輪軸、或是對兩輪軸同時以同樣的扭力驅動，進而影響車輛的轉向、防滑、加減速等等性能表現，而在相同的扭力分配狀況下，馬達所需要額外做的功是相同的，因此在相同的扭力分配要求下，馬達所需的扭力大小將可做為構型優劣的依據。為簡化分析之複雜度，此處假設其餘機構參數（ R_{MG} 、 R_{c1} 、 R_{c2} 、 r_5 、 r_8 ）皆相同的情況下，由表 3-16 可知，當扭力分配時左右輪軸扭力差值相同的情況下，構型 3-3 馬達所需

輸出扭力最小（最好），構型 1-1 次之；由表 3-17 可知，在混合動力時馬達輸出相同扭力的情況下，構型 1-1 輪軸所獲得的扭力大小最大（最好）構型 3-3 次之。考慮到一般來說混合動力的峰值需求應比扭力分配要大，因此本研究將選擇構型 1-1 作為 H-TD 之基礎架構。

3-6 小結

1. 在本章節中，3-1 小節首先說明一種以馬達調控的扭力分配差速器之概念，接下來以此該念作為發想與修改之基礎，並提出 H-TD 的概念原型。
2. 3-2 小節中，為了完整搜尋類似架構的所有機構可能性，使用圖論的機構拓撲方法，得到 6 種型態合計 16 種架構，但因架構重複或者可用性問題最後留下 6 種候選架構。
3. 3-3 小節中，以前述 6 種架構為基礎，並且定義動力元件（主動力源、馬達、離合器）的配置規則，將動力元件以不同方法配置到 6 種架構上，展開得到共 30 種候選構型。
4. 獲得所有可能的候選構型後，3-4 小節定義 H-TD 所應具備之系統功能，並且以此作為構型選用的設計要求，經篩選後剩下 12 種候選構型。
5. 在 3-5 小節中，對 12 種候選構型進行力學關係的定性分析，最後根據 H-TD 系統中馬達的扭力需求大小，選出構型 1-1 作為最適合之構型，並以其為 H-TD 之基礎架構，接下來將在第四章中，將系統之機構實體化、制定系統操作模式、並且做進一步的設計參數設計。

第四章 H-TD 機構實體化與設計參數設定



4-1 H-TD 之機構實體化

本章節延續第三章之討論，將以選出的構型 1-1 作為基礎，並且根據齒輪傳動之規則，將前述探討的 H-TD 力學模型轉變成實體機構。

首先，本研究設定除了行星齒輪組之外，本系統其餘之動力傳遞增減速機構皆將以外齒輪對實現，對於外齒輪對來說，若需達成數值為負的減速比，則必須以 1 或 3 或 5 等等奇數個外齒輪對互相嚙合來完成。例如若要實現減速比 -3 ，則可選用 2 個相同模數，且齒數相差三倍的外齒輪互相嚙合來達成，或亦可選用 4 個相同模數，且末端齒輪（輸出端）齒數為前端齒輪（輸入端）齒數之 3 倍，而中介之兩惰輪齒數可任意選配的方式達成；反之，若需達成數值為正的減速比，則必須以 2 或 4 或 6 等等偶數個外齒輪對來完成，例如若要實現減速比為 2，則可選用 3 個模數相同，且末端齒輪（輸出端）齒數為前端齒輪（輸入端）齒數 2 倍的，或亦可選用 5 個相同模數相同，且末端齒輪（輸出端）齒數與前端齒輪（輸入端）齒數 2 倍，而中間一惰輪齒數可任意選配的方式達成，另外當減速比設定為正值且為 1 時則相當於輸入與輸出桿件同步轉動，則可直接將輸入與輸出桿件連接，而不需要齒輪對的加入。

接下來，將依序把機構組合成所求之扭力分配系統，第一步先將合併點桿件，也就是桿件③（差速器行星架）與桿件⑦（行星齒輪組行星架）直接接合成一體同步轉動，根據這樣的設定，令行星齒輪組與桿件①（左輪軸）互為同軸機構，也就是說，左輪軸將通過行星齒輪組之軸心。根據以上描述，可繪製機構圖如圖 4-1。

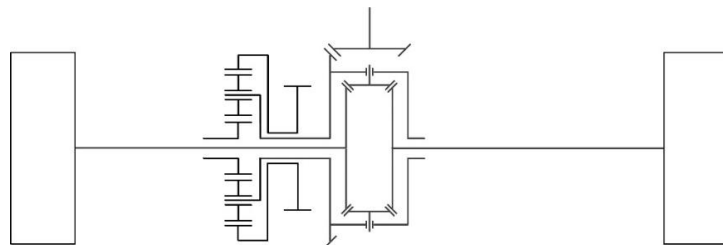


圖 4-1 H-TD 機構實體化(1)

接下來，關於離合器之部分，為了有效利用空間以減少 H-TD 所佔的體積，此處設定離合器本體為與桿件②（右輪軸）同軸心之桿件，也就是說右輪軸將通過離合器的旋轉軸心而並不與其直接連接。而為了實體化離合器部分的傳動機構，必須先行討論 R_{c1} （離合器至右輪軸之減速比）、 R_{c2} （離合器至行星齒輪組環齒輪之減速比）此二機構減速比的數值正負情況，以決定所使用的外齒輪數量。

為了容易控制車輛動態，我們希望 H-TD 於扭力向左或向右導引時，兩輪軸可以得到大小相等方向相反的扭力變化。依據式(3.44)所得左右輪軸於扭力向左、右導引時兩輪軸之扭力差值，可知我們希望扭力向左導引時，左右輪軸分別獲得等效導引扭力 $\Delta\tau_{TV,l}$ 、 $\Delta\tau_{TV,r}$ 如下：

$$\Delta\tau_{TV,l} = \frac{1}{2} \times R_{c1} \times \tau_c \quad (4.1)$$

$$\Delta\tau_{TV,r} = -\frac{1}{2} \times R_{c1} \times \tau_c \quad (4.2)$$

而扭力向右導引時，左右輪軸分別獲得等效導引扭力 $\Delta\tau'_{TV,l}$ 、 $\Delta\tau'_{TV,r}$ 如下：

$$\Delta\tau'_{TV,l} = -\frac{1}{2} \times R_{c1} \times \tau_c \quad (4.3)$$

$$\Delta\tau'_{TV,r} = \frac{1}{2} \times R_{c1} \times \tau_c \quad (4.4)$$

參考表 3-4 即可知，若需符合式(4.1)~(4.4)，機構間之減速比必須符合以下關係：

$$\frac{R_{c2}}{2} \times \frac{r_8 + r_5}{r_8} = \frac{1}{2} R_{c1} \quad (4.5)$$

且因 r_5 、 r_8 皆為正值，可知 R_{c1} 、 R_{c2} 必須正負同號才能滿足條件。

由於離合器必須與右輪軸同軸，在 R_{c1} 為正值的情況下，因此可知離合器與右輪軸的連接有直接接合（減速比為 1），如圖 4-2(a)；或是加上第二根平行軸，再另外以偶數個外齒輪對減速之可能，如圖 4-2(b)以 2 個外齒輪對為例。至於 R_{c1} 為負值的情況，須以奇數個齒輪對減速，則必須至少以 3 個外齒輪對搭配一平行軸才能完成，較複雜且不實際。因此可知設定 R_{c1} 為正值是較合理的選擇。再考慮到離合器所需占用之體積，以及右輪軸本身的等效轉動慣量，將會發現若採用圖

4-2(b)之配置，在離合器脫開的狀況下，右輪軸連帶必須帶著 4 個多餘的齒輪進行轉動，右輪軸之等效轉動慣量將會提高，且多出來的平行軸與齒輪機構可能限制離合器的空間，因此這裡選擇圖 4-2(a)之配置，而可得到圖 4-3 的機構配置。

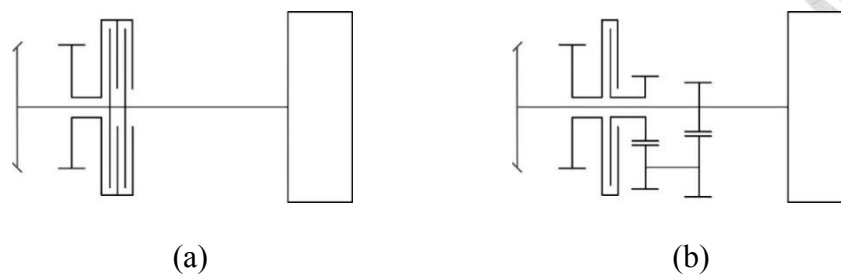


圖 4-2 離合器機構配置示意圖

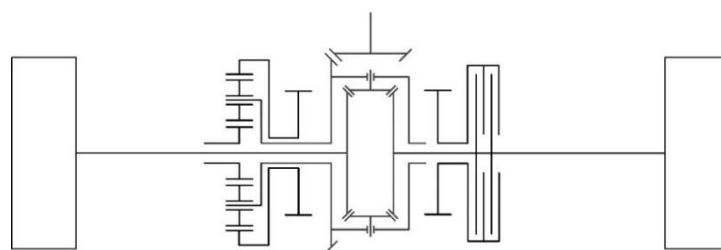


圖 4-3 H-TD 機構實體化(2)

在 R_{c1} 為正值的情況下，可知 R_{c2} 亦須為正值，考慮減速比不等於 1，且根據圖 4-3 可以發現離合器與行星齒輪組之環齒輪分別位於差速器左右的輸出輪軸上，因此推論外加一平行軸並且利用 2 個外齒輪對減速，便可完成減速比 R_{c2} 為正的設計要求，如圖 4-4。

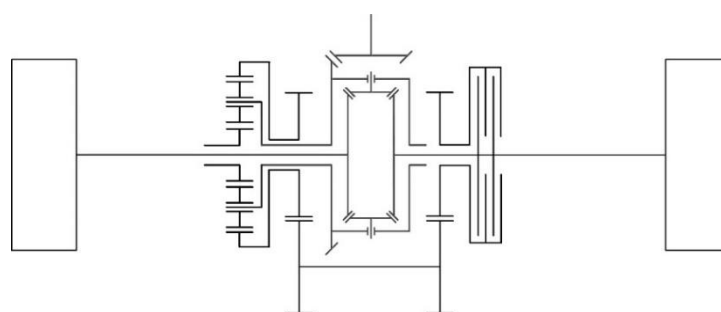


圖 4-4 H-TD 機構實體化(3)

最後討論 R_{MG} （馬達與行星齒輪組太陽齒輪之間的機構減速比）的部分，此處同樣因節省空間而設定馬達與左輪軸同軸，接著因 R_{MG} 數值正負對於系統之扭力分配功能並不造成影響，因此較為簡便的減速比設計可為由馬達直接帶動太陽齒輪

如圖 4-5(a)，或是外加一平行軸，並且以 2 對外齒輪對進行減速如圖 4-5(b)，基於節省空間以及降低機構複雜度之理由，選擇以圖 4-5(a)之配置實現馬達減速比 R_{MG} 。

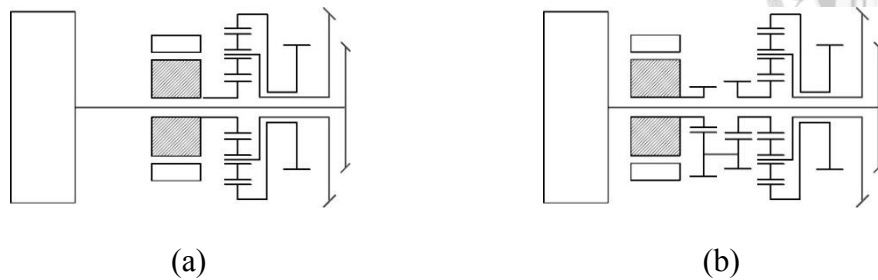


圖 4-5 馬達減速機構配置示意圖

另外再依照設計要求於行星齒輪組之環齒輪加上一煞車裝置，最後可得到如圖 4-6 所示之機構作為 H-TD 之可行性設計，以功能動力圖表示如圖 4-7。

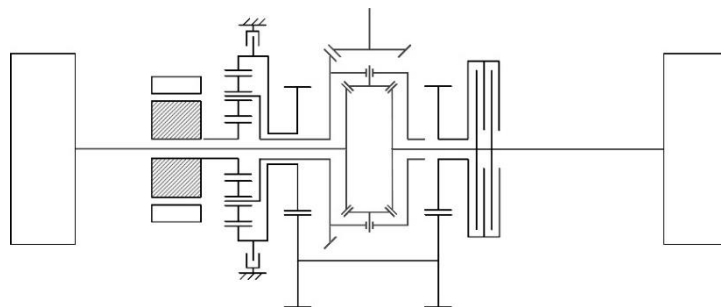


圖 4-6 H-TD 機構實體化(4)

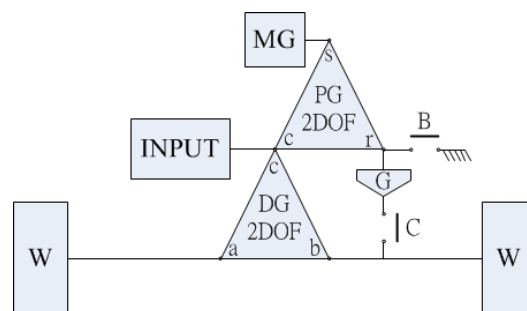


圖 4-7 H-TD 功能動力圖

4-2 H-TD 之操作模式與模式切換邏輯

接下來，為了有效達成本研究設定之混合動力以及扭力分配功能，本小節將說明此系統的各種操作模式，以及系統之模式切換策略。

首先說明系統之混合動力模式 (Hybrid mode)，車輛於起步、加速、或者巡航期間，為了增加動力系統扭力、功率之輸出、或是調節系統動力使引擎於燃油效率較佳之運轉區間運作，則可由本系統之輔助馬達提供額外的動力，參考圖 4-8，此模式下，須將離合器 (C) 脫開，並且將環齒輪之煞車裝置 (B) 接合，此時環齒輪將靜止不動，而行星齒輪組形成一減速機構，使得馬達可輸出動力 (圖中藍色箭頭)，經由減速並與主動力源之動力 (圖中紅色箭頭) 形成混合動力；另外當混合動力減速時，同樣保持離合器脫開，煞車接合，此時馬達將轉變為發電機之功能，對差速器施以一減速阻力使車輛減速，並且將動能轉換為電能回充至車輛之電能儲存裝置，此一功能不僅回收動能為電能，更可降低車輛之煞車負載，有效減少煞車系統之磨耗並延長工作壽命。

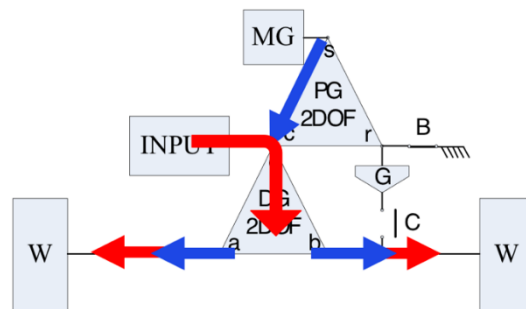


圖 4-8 混合動力模式動力流示意圖

另一方面，當車輛需要扭力分配之功能時，系統此時將切換至扭力分配模式 (Torque vectoring mode)。參考圖 4-9，此模式下，煞車脫開、離合器接合，同時視行駛狀況將扭力導引至左或右輪軸，根據表 3-4，可知，若要將扭力導引至左側輪使左側輪獲得加速之扭力 (如圖 4-9 所示之狀況)，則此時馬達需提供 $+y$ 方向之扭力，反之須將扭力導引至右側輪時，馬達則提供 $-y$ 方向之扭力輸出。

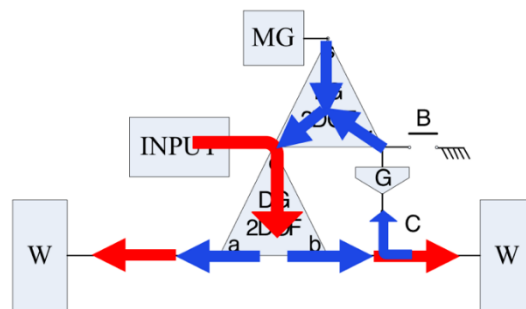


圖 4-9 扭力分配模式動力流示意圖

考量到上述混合動力模式與扭力分配模式的切換過程，並且參考圖 4-6，將會發現若系統由混合動力模式切換至扭力分配模式的過程中，環齒輪、傳動平行軸、以及離合器皆必須由靜止開始轉動，此時離合器之兩接合端將存在一轉速差，且此轉速差隨著右側輪轉速越高而越大，於接合過程中系統將出現能量以及離合器摩擦片之耗損，且因本系統之扭力分配功能必須於離合器完全接合後才能發揮最大作用，當離合器兩端轉速差越大時也將使離合器完全接合之時間拉長，進而影響系統之反應時間。

為因應此一問題，這裡進一步提出一種系統處於混合動力模式以及扭力分配模式之間的狀態，並稱為中介模式（Intermediate mode），參考圖 4-10，設定當系統處於中介模式時，煞車脫開、離合器也脫開，此時馬達則隨時調整轉速，使得離合器兩端保持相同之轉速，待需切換至扭力分配模式時，離合器即可以較低之磨耗以及較小的能量損失完成接合，同時亦可降低系統由混合動力模式切換至扭力分配模式之反應時間。

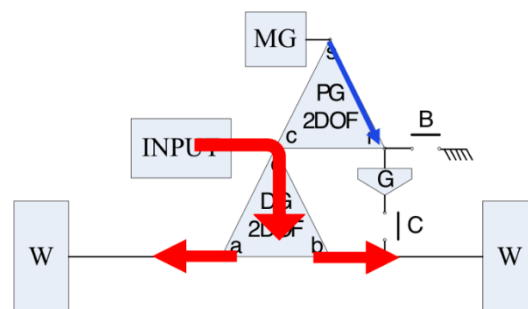


圖 4-10 中介模式動力流示意圖

接著將討論 H-TD 的各種操作模式之間之切換邏輯，根據上述討論可以知道，系統在混合動力模式與扭力分配模式之間的切換將因為煞車的作動以及離合器的同時作動而出現系統反應時間上的延遲，因此本研究提出中介模式作為兩模式之間的緩衝。而應用時實際車輛上時，將必須考慮車輛當下之行駛狀況切換操作模式並且決定模式切換之時機，本研究於此提出模式切換策略的參考。

首先，因為中介模式切換至另兩種模式的作動元件皆僅有一個，反應時間皆較短，因此本研究設定使中介模式為 H-TD 系統之常駐模式，也就是說，當系統並不需要扭力分配以及混合動力的情況下，系統將自動切換到中介模式運作，也就是馬

達必須常時運作，保持離合器之轉速與右輪軸同步，待需要扭力分配或混合動力之時機，再分別切換至兩模式。

另一方面，系統處於混合動力或扭力分配模式時，當系統判斷並不需再進行當下之功能，系統將自動切換回中介模式。而若當下處於混合動力模式但系統判斷必須立即切換至扭力分配模式，則此時系統必須首先將煞車脫開，再將離合器接合，並且以較長的反應時間切換至扭力分配模式，反之系統若處於扭力分配模式但必須立即轉換至混合動力模式時，此時系統則必須首先將離合器脫開，再將煞車接合，並且切換至混合動力模式。將上述之模式切換策略以圖像化表示，可參考圖 4-11，圖中虛線箭頭表示當下之邏輯判斷，實現箭頭則表示系統元件的物理切換。

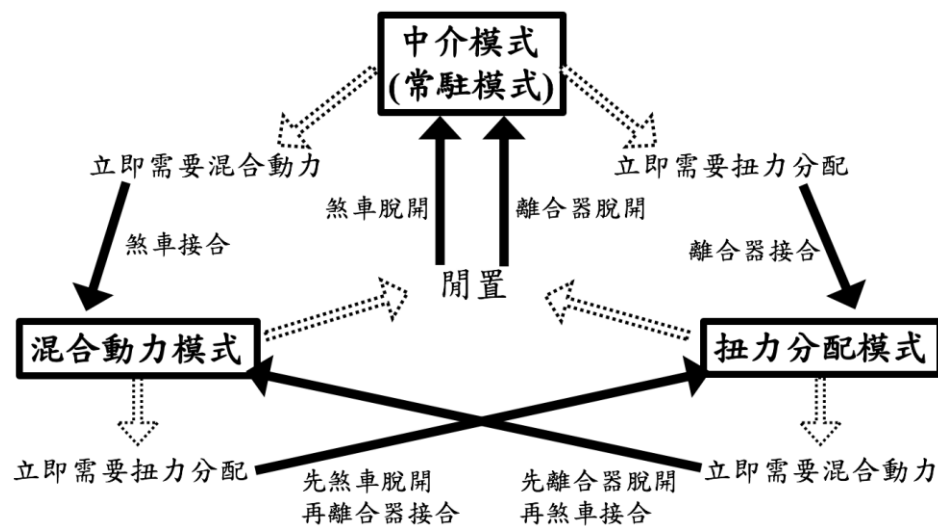


圖 4-11 H-TD 操作模式切換邏輯示意圖

4-3 H-TD 之設計參數設定

完成 H-TD 之機構實體化以及操作模式設定後，本小節將詳細說明如何進一步以最佳化方法設定 H-TD 中的設計參數。首先將推導 H-TD 於各種操作模式下的系統動態方程式，接下來說明最佳化的想法後，設定最佳化目標函數與限制條件後得到結果，最後說明如何根據實際車輛之動力設計需求，決定動力元件（馬達、離合器、煞車）之參數。

4-3-1 H-TD 各操作模式之力學與運動方程式

本研究所提出的 H-TD 於混合動力、中介以及扭力分配模式時，機構作動的力學以及運動方程式將因離合器以及煞車的接合狀態而有所不同，因此為了後續進行各桿件之參數設計，以下將建立 H-TD 於各種操作模式下的系統動態方程式。

首先根據 4-1 小節之結果，將系統中的桿件重新編號，以方便後續之討論。

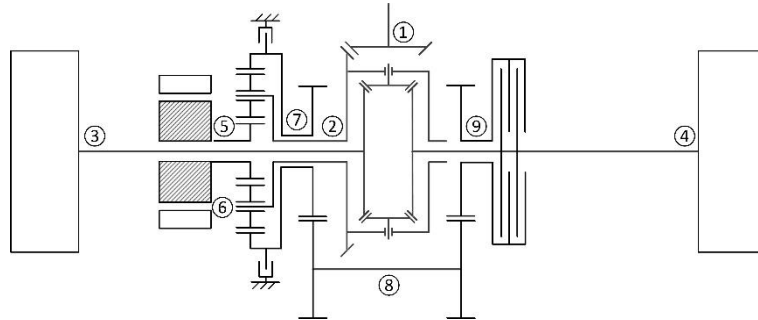


圖 4-12 H-TD 機構桿件編號圖

參考圖 4-12，其中桿件①為主動力源輸入齒輪、桿件②為差速器與行星齒輪行星架合併後之桿件（其右端為差速器行星架、左端為行星齒輪組之行星架）、桿件③為左輪軸、桿件④為右輪軸、桿件⑤為行星齒輪組之太陽齒輪（與馬達連接）、桿件⑥為行星齒輪組之行星齒輪、桿件⑦為行星齒輪組之環齒輪、桿件⑧為傳動平行軸（左右各一齒輪傳動）、桿件⑨為離合器。

另外，後續將以 α_i 表示桿件 i 之角加速度、 ω_i 表示桿件 i 之角速度、 I_i 表示桿件 i 之轉動慣量、 r_i 表示桿件 i 之齒輪節圓半徑，並以

1. r 表示桿③、桿④之齒輪節圓半徑
2. $r_{2,1}$ 表示桿②之差速器端之環齒輪節圓半徑
3. $r_{2,2}$ 表示桿②之行星齒輪組端之行星架節圓半徑
4. $r_{7,1}$ 表示桿⑦之內齒輪（環齒輪）節圓半徑
5. $r_{7,2}$ 表示桿⑦之外齒輪（右側齒輪）節圓半徑
6. $r_{8,1}$ 表示桿⑧之左側外齒輪節圓半徑
7. $r_{8,2}$ 表示桿⑧之右側外齒輪節圓半徑



1. 混合動力模式 (Hybrid mode) 系統動態方程式

此模式中，離合器不接合，且煞車接地，桿件⑧、⑨並不轉動因此不列入討論之中，可繪出系統自由體圖如下：

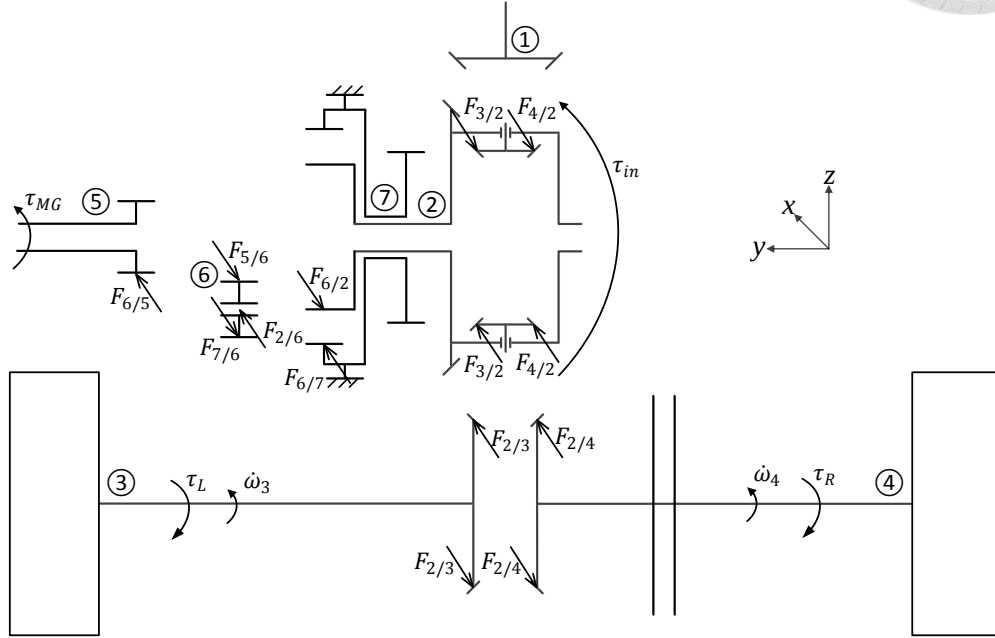


圖 4-13 混合動力模式系統自由體圖

此處力與角加速度將以下標 H(Hybrid)表示混合動力模式下之力與角加速度。

圖 4-13 中， $F_{i/j}$ 與 $F_{j/i}$ 大小相等，方向相反，且由理論基礎中一般差速器之推導可知， $F_{2/3}$ 、 $F_{2/4}$ 、 $F_{3/2}$ 、 $F_{4/2}$ 之大小相同，因此令 $F_{2/3}$ 、 $F_{2/4}$ 、 $F_{3/2}$ 、 $F_{4/2}$ 皆為 $F_{D,H}$ ，另外定義各作用力之純量大小如下：

$$F_{2/6} = F_{6/2} = F_{2,H} \quad (4.6)$$

$$F_{5/6} = F_{6/5} = F_{5,H} \quad (4.7)$$

$$F_{6/7} = F_{7/6} = F_{6,H} \quad (4.8)$$

且參考圖 4-13，可列出以下之力學與運動關係式：

$$\text{差速器特性關係式} \quad 2\alpha_{2,H} = (\alpha_{3,H} + \alpha_{4,H}) \quad (4.9)$$

$$\text{②的力矩關係式} \quad \tau_{in} + F_{2,H} \times r_{2,2} - 4 \times F_{D,H} \times r = I_2 \times \alpha_{2,H} \quad (4.10)$$

$$\text{③的力矩關係式} \quad 2 \times F_{D,H} \times r - \tau_L = I_3 \times \alpha_{3,H} \quad (4.11)$$



④的力矩關係式 $2 \times F_{D,H} \times r - \tau_R = I_4 \times \alpha_{4,H}$ (4.12)

⑤的力矩關係式 $\tau_{MG} - F_{5,H} \times r_5 = I_5 \times \alpha_{5,H}$ (4.13)

⑥的力矩關係式 $-F_{5,H} \times r_6 + F_{6,H} \times r_6 = I_6 \times \alpha_{6,H}$ (4.14)

⑦的力矩關係式 $F_{7,H} \times r_{7-1} - F_{6,H} \times r_{7-1} = I_7 \times \alpha_{7,H}$ (4.15)

⑥的力關係式 $F_{2,H} - F_{5,H} - F_{6,H} = -M_6 \times r_{2-2} \times \alpha_{2,H}$ (4.16)

行星齒輪組角加速度關係式(1) $r_5 \alpha_{5,H} + r_{7-1} \alpha_{7,H} = (r_5 + r_{7-1}) \alpha_{2,H}$ (4.17)

行星齒輪組角加速度關係式(2) $(r_5 + r_6) \alpha_{2,H} - r_6 \alpha_{6,H} = r_5 \alpha_{5,H}$ (4.18)

⑦煞車接合 $\alpha_{7,H} = 0$ (4.19)

2. 中介模式 (Intermediate mode) 系統動態方程式

此模式中，離合器保持不接合，且煞車脫開，於此模式下馬達控制轉速使得桿件⑨轉速與桿件④保持相同，可繪出系統自由體圖如下：

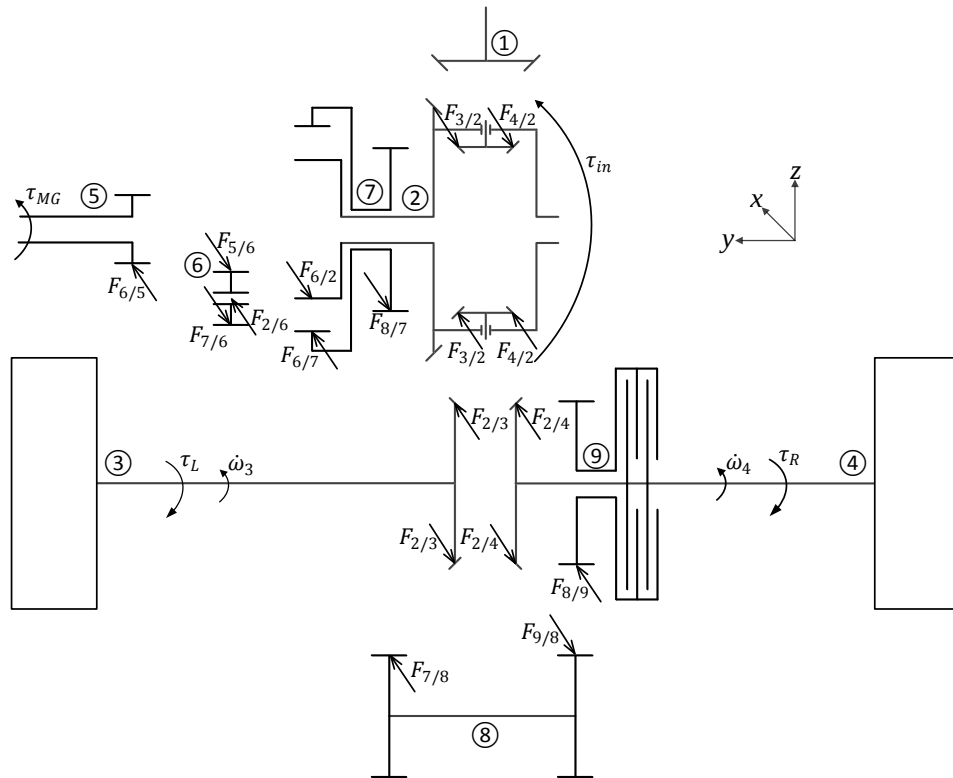


圖 4-14 中介模式系統自由體圖

此處力與角加速度以下標 I(Intermediate)表示中介模式下之力與角加速度。

圖 4-14 中， $F_{i/j}$ 與 $F_{j/i}$ 大小相等，方向相反，且由理論基礎中一般差速器之推導可知， $F_{2/3}$ 、 $F_{2/4}$ 、 $F_{3/2}$ 、 $F_{4/2}$ 之大小相同，因此令 $F_{2/3}$ 、 $F_{2/4}$ 、 $F_{3/2}$ 、 $F_{4/2}$ 皆為 $F_{D,I}$ ，另外定義各作用力之純量大小為：

$$F_{2/6} = F_{6/2} = F_{2,I} \quad (4.20)$$

$$F_{5/6} = F_{6/5} = F_{5,I} \quad (4.21)$$

$$F_{6/7} = F_{7/6} = F_{6,I} \quad (4.22)$$

$$F_{7/8} = F_{8/7} = F_{8,I} \quad (4.23)$$

$$F_{8/9} = F_{9/8} = F_{9,I} \quad (4.24)$$

且參考圖 4-14，可列出以下之力學與運動關係式：

$$\text{差速器特性關係式} \quad 2\alpha_{2,I} = (\alpha_{3,I} + \alpha_{4,I}) \quad (4.25)$$

$$\text{②的力矩關係式} \quad \tau_{in} + F_{2,I} \times r_{2,2} - 4 \times F_{D,I} \times r = I_2 \times \alpha_{2,I} \quad (4.26)$$

$$\text{③的力矩關係式} \quad 2 \times F_{D,I} \times r - \tau_L = I_3 \times \alpha_{3,I} \quad (4.27)$$

$$\text{④的力矩關係式} \quad 2 \times F_{D,I} \times r - \tau_R = I_4 \times \alpha_{4,I} \quad (4.28)$$

$$\text{⑤的力矩關係式} \quad \tau_{MG} - F_{5,I} \times r_5 = I_5 \times \alpha_{5,I} \quad (4.29)$$

$$\text{⑥的力矩關係式} \quad -F_{5,I} \times r_6 + F_{6,I} \times r_6 = I_6 \times \alpha_{6,I} \quad (4.30)$$

$$\text{⑦的力矩關係式} \quad -F_{6,I} \times r_{7,1} + F_{8,I} \times r_{7,2} = I_7 \times \alpha_{7,I} \quad (4.31)$$

$$\text{⑥的力關係式} \quad F_{2,I} - F_{5,I} - F_{6,I} = -M_6 \times r_{2,2} \times \alpha_{2,I} \quad (4.32)$$

$$\text{⑧的力矩關係式} \quad F_{8,I} \times r_{8,1} - F_{9,I} \times r_{8,2} = I_8 \times \alpha_{8,I} \quad (4.33)$$

$$\text{⑨的力矩關係式} \quad -F_{9,I} \times r_9 = I_9 \times \alpha_{9,I} \quad (4.34)$$

$$\text{⑦和⑧的角加速度關係} \quad r_{7,2} \times \alpha_{7,I} = -r_{8,1} \times \alpha_{8,I} \quad (4.35)$$

$$\text{⑧和⑨的角加速度關係} \quad r_{8,2} \times \alpha_{8,I} = -r_9 \times \alpha_{9,I} \quad (4.36)$$

$$\text{④和⑨的角加速度關係} \quad \alpha_{4,I} = \alpha_{9,I} \quad (4.37)$$



行星齒輪組角加速度
關係式(1)

$$r_5\alpha_{5,I} + r_{7-1}\alpha_{7,I} = (r_5 + r_{7-1})\alpha_{2,I} \quad (4.38)$$

行星齒輪組角加速度
關係式(2)

$$(r_5 + r_6)\alpha_{2,I} - r_6\alpha_{6,I} = r_5\alpha_{5,I} \quad (4.39)$$

3. 扭力分配模式 (Torque vectoring mode) 系統動態方程式

此模式中，煞車脫開，且離合器接合，於此模式下假設桿件④與桿件⑨因離合器接合而同步轉動無速差，因此有相同的角速度與角加速度，並可視為同一桿件，可繪出系統自由體圖如下：

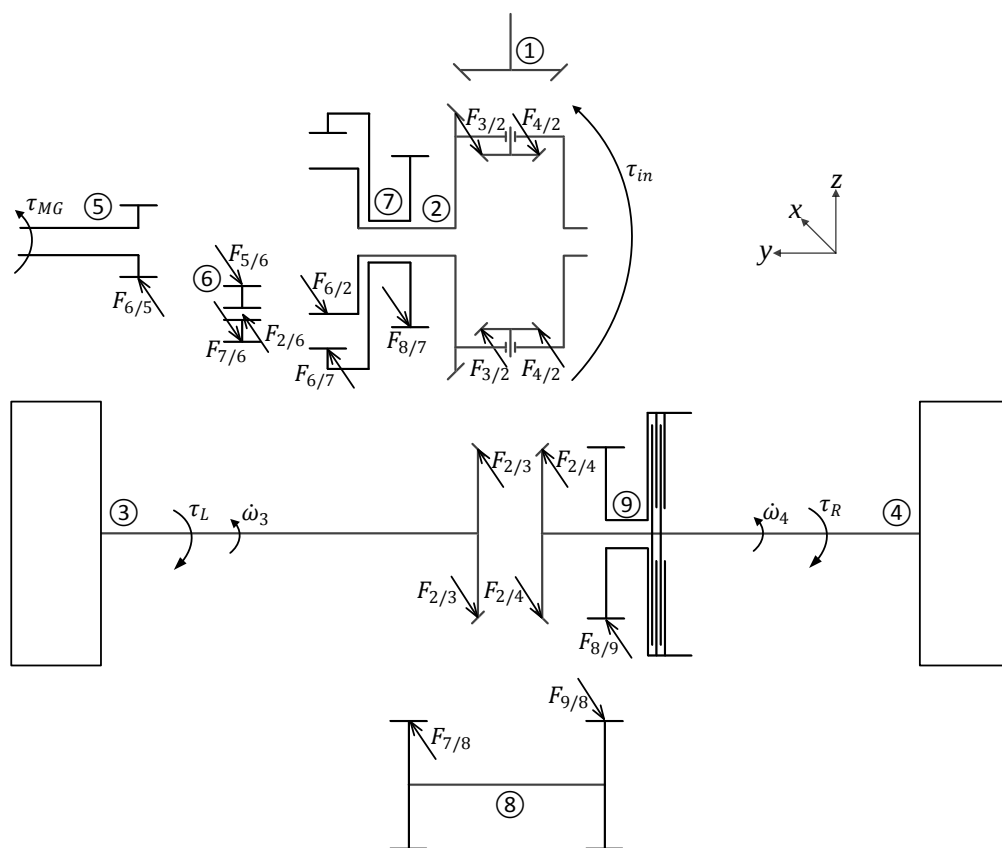


圖 4-15 扭力分配模式系統自由體圖

此處力與角加速度以下標 TV(Torque Vectoring)表示扭力分配模式下之力與角加速度。

圖 4-15， $F_{i/j}$ 與 $F_{j/i}$ 大小相等，方向相反，且由理論基礎中一般差速器之推導可知， $F_{2/3}$ 、 $F_{2/4}$ 、 $F_{3/2}$ 、 $F_{4/2}$ 之大小相同，因此令 $F_{2/3}$ 、 $F_{2/4}$ 、 $F_{3/2}$ 、 $F_{4/2}$ 皆為 $F_{D,TV}$ ，另外定義各作用力之純量大小為：

$$F_{2/6} = F_{6/2} = F_{2,TV} \quad (4.40)$$

$$F_{5/6} = F_{6/5} = F_{5,TV} \quad (4.41)$$

$$F_{6/7} = F_{7/6} = F_{6,TV} \quad (4.42)$$

$$F_{7/8} = F_{8/7} = F_{8,TV} \quad (4.43)$$

$$F_{8/9} = F_{9/8} = F_{9,TV} \quad (4.44)$$

且參考圖 4-15，可列出以下之力學與運動關係式：

$$\text{差速器特性關係式} \quad 2\alpha_{2,TV} = (\alpha_{3,TV} + \alpha_{4,TV}) \quad (4.45)$$

$$\text{②的力矩關係式} \quad \tau_{in} + F_{2,TV} \times r_{2,2} - 4 \times F_{D,TV} \times r = I_2 \times \alpha_{2,TV} \quad (4.46)$$

$$\text{③的力矩關係式} \quad 2 \times F_{D,TV} \times r - \tau_L = I_3 \times \alpha_{3,TV} \quad (4.47)$$

$$\text{④的力矩關係式} \quad 2 \times F_{D,TV} \times r - F_{9,TV} \times r_9 - \tau_R = (I_4 + I_9) \times \alpha_{4,TV} \quad (4.48)$$

$$\text{⑤的力矩關係式} \quad \tau_{MG} - F_{5,TV} \times r_5 = I_5 \times \alpha_{5,TV} \quad (4.49)$$

$$\text{⑥的力矩關係式} \quad -F_{5,TV} \times r_6 + F_{6,TV} \times r_6 = I_6 \times \alpha_{6,TV} \quad (4.50)$$

$$\text{⑦的力矩關係式} \quad -F_{6,TV} \times r_{7,1} + F_{8,TV} \times r_{7,2} = I_7 \times \alpha_{7,TV} \quad (4.51)$$

$$\text{⑥的力關係式} \quad F_{2,TV} - F_{5,TV} - F_{6,TV} = -M_6 \times r_{2,2} \times \alpha_{2,TV} \quad (4.52)$$

$$\text{⑧的力矩關係式} \quad F_{8,TV} \times r_{8,1} - F_{9,TV} \times r_{8,2} = I_8 \times \alpha_{8,TV} \quad (4.53)$$

$$\text{⑦和⑧的角加速度關係} \quad r_{7,2} \times \alpha_{7,TV} = -r_{8,1} \times \alpha_{8,TV} \quad (4.54)$$

$$\text{⑧和⑨的角加速度關係} \quad r_{8,2} \times \alpha_{8,TV} = -r_9 \times \alpha_{4,TV} \quad (4.55)$$

$$\text{行星齒輪組角加速度關係式(1)} \quad r_5 \alpha_{5,TV} + r_{7,1} \alpha_{7,TV} = (r_5 + r_{7,1}) \alpha_{2,TV} \quad (4.56)$$

$$\text{行星齒輪組角加速度關係式(2)} \quad (r_5 + r_6) \alpha_{2,TV} - r_6 \alpha_{6,TV} = r_5 \alpha_{5,TV} \quad (4.57)$$

4-3-2 機構之不對稱性與設計改善方案選定

接下來，根據式(4.5)可知，當傳動系內之機構減速比符合此關係時，馬達提供之力矩將可使系統兩側得到大小相同方向相反之導引扭力。但因本系統為一機構左右不對稱之扭力分配系統，在機構進入扭力分配之模式時，右輪軸將因離合器接合而與一連串齒輪機構連動。此時右輪軸之等效轉動慣量將不同於左輪軸，因此扭力分配模式下兩側輪軸若得到相同大小方向相反之導引扭力，對兩輪軸角加速度的影響將會不同。根據理論基礎中所提到輪胎所給予車輛之驅動力與滑差有關，而滑差主要受車輪本身滾動之角速度與車輪質心前進速度之交互關係影響。因此可以推論，當一機構左右不對稱之系統進行扭力分配時，必須考慮到輪軸之等效轉動慣量對於輪軸角加速度之影響，並非僅考慮左右輪軸間扭力分配的量值。另一方面，輪軸之等效轉動慣量以及左右輪軸間扭力分配的量值兩者均受到本系統的機構減速比（由各桿件間的齒輪齒數關係決定）、各桿件齒輪轉動慣量（由齒輪之半徑、齒厚、材料密度等等決定）影響，因此本研究必須提出設計改善方案，以降低左右輪軸於扭力分配模式下之角加速度差異，並且進一步得到齒輪之相關設計參數。

此處將提出兩種設計改善方案，第一種方案為依照混合動力模式下兩輪軸等效轉動慣量大小比例，透過設定機構減速比，使得馬達對兩輪軸輸出大小不同的扭力，且因右輪軸具有較大的等效轉動慣量，則馬達應對右輪軸輸出較大之導引扭力，使得兩輪軸於扭力分配模式下，由馬達造成之角加速度變化大小相等。

第二種方案則為透過設定機構減速比使馬達維持向兩輪軸輸出同樣的扭力，但盡可能降低右輪軸進入扭力分配模式時多出來的等效轉動慣量，實際作法為限制機構減速比關係，使左右輪軸必須獲得大小相同方向相反之馬達導引扭力，並且利用最佳化方式最小化兩端輪軸進入扭力分配模式時，馬達扭力為 0 的情況下兩輪軸之角加速度差值，當此差值越小則表示於扭力分配模式時，兩輪軸之等效轉動慣量越接近，因此馬達對兩輪軸分別給予一大小相等方向相反之導引扭力時，亦可對兩輪軸造成數值越相近的角加速度變化。

為了簡單表示上述兩種方案的關係，此處將以圖示法首先表示扭力分配之理想情況作為參考基準如圖 4-16，再來分別表示兩種方案之概念，方案一如圖 4-17 所示，方案二如圖 4-18 所示。

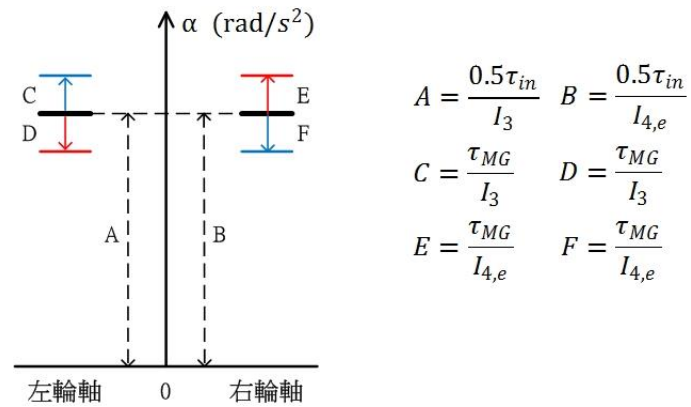


圖 4-16 扭力分配之理想狀況

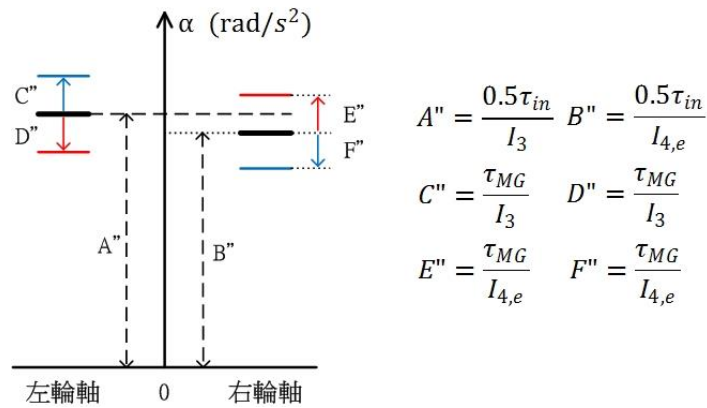


圖 4-17 設計改善方案一

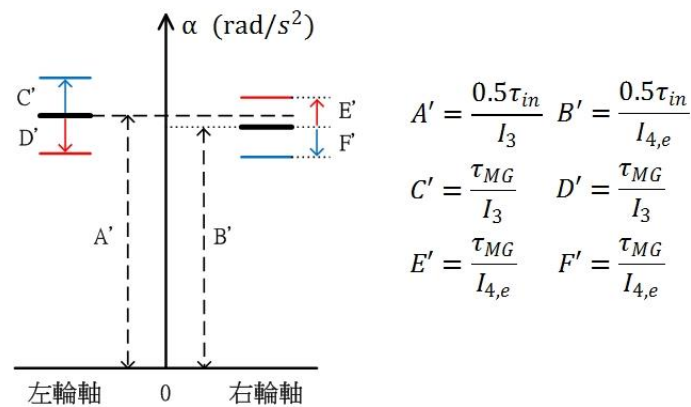


圖 4-18 設計改善方案二

圖 4-16～圖 4-18 中橫軸左右分別代表左右輪軸，而縱軸代表該輪軸之角加速度量值，此處以黑、紅、藍線段分別表示扭力分配模式下無導引扭力（馬達無輸出力矩）、扭力向右導引（馬達輸出 $-Y$ 力矩）、扭力向左導引（馬達輸出 $+Y$ 力矩）

之左右輪軸角加速度相對關係，而 $I_{4,e}$ 表示桿件④於混合動力模式下因離合器接合而造成的等效轉動慣量。

系統於混合動力模式以及扭力分配模式下，左輪軸之轉動慣量並未改變，因此A值同時也約略等於左、右輪軸尚未進入扭力分配模式時（離合器尚未接合時）之角加速度。

首先討論理想中的扭力分配模式作為比較標準，參考圖 4-16，右輪軸若能達成於混合動力模式以及扭力分配模式時等效轉動慣量相等，則可以實現圖中 $A = B$ 之狀況，此時系統僅需對兩輪軸施以大小相等方向相反之導引扭力，即可使兩輪軸獲得大小相等方向相反之角加速度調整值，當扭力向右導引時，左右兩輪軸之角加速度呈現紅色線段所示之大小，反之當扭力向左導引時，左右兩輪軸之角加速度呈現藍色線段所示之大小。

但如同前面提及，實際上系統進入扭力分配模式時，右輪軸之離合器接合使得右輪軸必須帶動一連串齒輪同步轉動因而其等效轉動慣量將變大，因此實際上A值將大於B值，另外若輔助馬達向左右輪軸輸出大小相同、方向相反的扭力時，C、D、E、F的關係式實際上將為：

$$C = D > E = F \quad (4.58)$$

因此參考圖 4-17，方案一為根據扭力分配模式中右輪軸之等效轉動慣量與左輪軸轉動慣量的差異設定馬達向左右輸出的扭力大小，也就是說讓等效轉動慣量較大的右輪軸獲得量值較大的導引扭力，使得扭力分配模式中左右輪軸能夠獲得相同大小的角加速度調整量值，但此方法的缺點則為扭力分配模式中當馬達未輸出扭力時因兩輪軸等效轉動慣量不同而產生的角加速度差異（即為圖中A'與B'值的差距）將無法被彌補，若需消除A'與B'值的差距則需縮小 $I_{4,e}$ 與 I_3 之差距。

接下來參考圖 4-18 方案二，當縮小 $I_{4,e}$ 與 I_3 之差距時，A'與B'之差距將變小，同時因扭力分配時向兩側輸出大小相等方向相反之導引扭力，C'、D'與E'、F'之差距也將隨之變小，進而更能接近理想中左右扭力分配時，角加速度改變情形對稱的要求，同時方案二並不會出現如同方案一所述之問題。因此本研究將以第二種設計改善方案，作為後續以最佳化方法設定齒輪系參數之基準。

4-3-3 機構傳動系數值設定之最佳化問題

經前一小節設計改善方案的評估與選擇後，本小節將解說如何利用最佳化方法，決定 H-TD 之各設計參數。於 4-1 小節，經機構實體化後，已設定 R_{c1} （離合器 C-1 部分至右輪軸之減速比）為 1、 R_{MG} （馬達至太陽齒輪之減速比）亦為 1，因此剩下一未知之機構減速比（ R_{c2} ）、以及行星齒輪組本身之減速比（令此減速比為 R_p ）待決定，且必須依照前述設計改善方案之設定，也就是必須令兩輪軸獲得相同的導引扭力，又 R_{c2} 、 R_p 為由所有桿件之齒輪節圓半徑共同決定，因此以下將探討如何根據各種限制條件，並且根據前述之設計改善方案，實際設定出本系統傳動系中之所有齒輪之相關參數。

首先，此處將選用一般常見之正齒輪進行齒輪之齒數設計，正齒輪之節圓半徑（ r_i ）、齒輪齒數（ N_i ）、以及齒輪模數（ m_i ）有如下之關係[40]：

$$r_i = \frac{N_i \times m_i}{2} \quad (4.59)$$

根據齒輪設計原則，互相嚙合的齒輪對必須有相同的模數，而本系統中總共有 3 組模數必須相同之齒輪組（參考圖 4-12，包含桿件⑤、⑥、⑦間之齒輪對、桿件⑦、⑧間之齒輪對、桿件⑧、⑨間之齒輪對），此處定義行星齒輪組之齒輪模數為 m_p 、桿件⑦、⑧間之齒輪對之齒輪模數為 m_a 、桿件⑧、⑨間之齒輪對之齒輪模數為 m_b ，因此可將各桿件齒輪對之節圓半徑以齒數以及模數重新表示如下：

$$r_5 = \frac{N_5 \times m_p}{2} \quad (4.60)$$

$$r_6 = \frac{N_6 \times m_p}{2} \quad (4.61)$$

$$r_{7,1} = \frac{N_{7,1} \times m_p}{2} \quad (4.62)$$

$$r_{7,2} = \frac{N_{7,2} \times m_a}{2} \quad (4.63)$$

$$r_{8,1} = \frac{N_{8,1} \times m_a}{2} \quad (4.64)$$

$$r_{8,2} = \frac{N_{8,2} \times m_b}{2} \quad (4.65)$$



$$r_9 = \frac{N_9 \times m_b}{2} \quad (4.66)$$

接下來針對齒輪齒數以及模數給予常見範圍，齒數為避免過切之必須設定齒數下限[41]，以壓力角 20° 為例最小齒數必須為 17 齒，齒數上限此處則設定為 80 齒，模數則以常見之小型轎車使用之標準模數 3.5~5(mm) 作為設計範圍[42]。為了考慮製造上之可實現性，因此限制模數之數值以0.01(mm)為間隔，而並非數值連續之限制條件。將以上所列條件，以數學式條列如下：

$$17 \leq N_5 \leq 80, N_5 \in integer \quad (4.67)$$

$$17 \leq N_6 \leq 80, N_6 \in integer \quad (4.68)$$

$$17 \leq N_{7_1} \leq 80, N_{7_1} \in integer \quad (4.69)$$

$$17 \leq N_{7_2} \leq 80, N_{7_2} \in integer \quad (4.70)$$

$$17 \leq N_{8_1} \leq 80, N_{8_1} \in integer \quad (4.71)$$

$$17 \leq N_{8_2} \leq 80, N_{8_2} \in integer \quad (4.72)$$

$$17 \leq N_9 \leq 80, N_9 \in integer \quad (4.73)$$

$$3.5 \leq m_p \leq 5, \text{with interval of } 0.01(mm) \quad (4.74)$$

$$3.5 \leq m_a \leq 5, \text{with interval of } 0.01(mm) \quad (4.75)$$

$$3.5 \leq m_b \leq 5, \text{with interval of } 0.01(mm) \quad (4.76)$$

再來考慮到平行軸兩側齒輪對之軸心距必須相等，因此可得到以下之關係：

$$r_{7_2} + r_{8_1} = r_{8_2} + r_9 \quad (4.77)$$

將式(4.63)~(4.66)代入式(4.77)並整理可得：

$$(N_{7_2} + N_{8_1}) \times m_a = (N_{8_2} + N_9) \times m_b \quad (4.78)$$

另外，根據行星齒輪組之機構特性，太陽齒輪、行星齒輪以及環齒輪之節圓半徑應符合以下關係：

$$r_{7_1} = 2 \times r_6 + r_5 \quad (4.79)$$

將式(4.60)~(4.62)代入式(4.79)並整理可得：

$$N_{7-1} = 2 \times N_6 + N_5 \quad (4.80)$$

另外，參考圖 4-12 可以發現，平行軸兩側齒輪對之軸心距必須大於差速器之環齒輪半徑，才不會發生機構間的干涉，此處參考一般常見車用差速器環齒輪尺寸，規定此處之軸距必須大於116(mm)，因此可得到以下關係：

$$\frac{(N_{7-2} + N_{8-1})}{2} \times m_a \geq 0.116(m) \quad (4.81)$$

最後根據 4-3-2 小節之討論，系統於扭力分配模式下，兩輪軸獲得之扭力必須大小相等，根據式(4.5)並且根據新的桿件編號加以修改，可知機構減速比必須符合以下關係：

$$R_{c2} \times (1 + \frac{N_5}{N_{7-1}}) = R_{c1} \quad (4.82)$$

而 R_{c2} 根據 3-5 小節之定義，可以各桿件齒輪齒數之關係表示如下：

$$R_{c2} = \frac{N_{7-2}}{N_{8-1}} \times \frac{N_{8-2}}{N_9} \quad (4.83)$$

最後將 R_{c1} 以 1 代入，並將上式代入式(4.82)可得如下關係：

$$(\frac{N_{7-2}}{N_{8-1}} \times \frac{N_{8-2}}{N_9}) \times (1 + \frac{N_5}{N_{7-1}}) = 1 \quad (4.84)$$

■ 傳動系轉動慣量設定：

此一部份將定義系統中各桿件之轉動慣量。當系統處於混合動力模式時(此時離合器脫開、煞車接合)，主動力源及馬達各自輸入一扭力，此時桿件③、桿件④(左、右輪軸)將同時受到大小相同的混合動力作用，因此由 4-3-1 小節各模式之受力分析可知在離合器脫開的狀況下左、右輪軸之轉動慣量必須相同，方可達到於混合動力時兩側具有同樣的角加速度之要求。參考車輛模擬軟體 CarSim[43]內建資料，設定左、右輪軸之轉動慣量皆為 $2(kg \cdot m^2)$ ，以此作為 I_3 、 I_4 之數值，而差速器行星架之轉動慣量 I_2 將設定為 $0.1(kg \cdot m^2)$ 。

另外系統中其餘桿件之轉動慣量將簡化為該桿件之齒輪轉動慣量，並且定義齒輪之轉動慣量如下(M_g 為齒輪質量、 r_g 為齒輪節圓半徑)：

$$I_G = \frac{1}{2} \times M_g \times r_g^2 = \frac{1}{2} \times (\pi \times r_g^2 \times h \times d) \times r_g^2 \quad (4.85)$$

其中統一設定齒輪厚度皆為 $h = 0.03(m)$ ，齒輪材料密度 $d = 7900(kg/m^3)$ 。又若為兩齒輪組成之桿件，則該桿件之轉動慣量為兩齒輪之轉動慣量相加。根據上述設定，可列出所有系統中其餘桿件之轉動慣量如下：

$$I_5 = \frac{1}{2} \times \pi \times h \times d \times \left(\frac{N_5 \times m_p}{2} \right)^4 \quad (4.86)$$

$$I_6 = \frac{1}{2} \times \pi \times h \times d \times \left(\frac{N_6 \times m_p}{2} \right)^4 \quad (4.87)$$

$$I_7 = \frac{1}{2} \times \pi \times h \times d \times \left[\left(\frac{N_{7-1} \times m_p}{2} \right)^4 + \left(\frac{N_{7-2} \times m_a}{2} \right)^4 \right] \quad (4.88)$$

$$I_8 = \frac{1}{2} \times \pi \times h \times d \times \left[\left(\frac{N_{8-1} \times m_a}{2} \right)^4 + \left(\frac{N_{8-2} \times m_b}{2} \right)^4 \right] \quad (4.89)$$

$$I_9 = \frac{1}{2} \times \pi \times h \times d \times \left(\frac{N_9 \times m_b}{2} \right)^4 \quad (4.90)$$

■ 最佳化問題目標函數與限制條件：

將以上定義之各桿件轉動慣量代回至 H-TD 三種模式下之力學與運動方程式，並且整理之，即可得到各模式下以各桿件齒輪齒數及齒輪模數作為變數所表示之 H-TD 動態方程式。

又根據 4-3-2 小節之設計改善方案二，當系統處於扭力分配之狀態時，我們希望當馬達尚未輸出扭力時，兩輪軸之角加速度之差距越小越好，因此根據上述所得之扭力分配模式下 H-TD 動態方程式，設定主動力源輸入差速器之扭力為 1000(Nm)，馬達不輸出扭力，並且利用 MATLAB[44]移項整理，可得到以各桿件齒輪齒數以及齒輪模數作為變數之左右輪軸角加速度表示式：

$$\alpha_{3,TV} = \alpha_{3,TV}(N_5, N_6, N_{7-1}, N_{7-2}, N_{8-1}, N_{8-2}, N_9, m_p, m_a, m_b) \quad (4.91)$$

$$\alpha_{4,TV} = \alpha_{4,TV}(N_5, N_6, N_{7-1}, N_{7-2}, N_{8-1}, N_{8-2}, N_9, m_p, m_a, m_b) \quad (4.92)$$

(when $\tau_{MG} = 0$)

接下來可得 $\alpha_{3,TV} - \alpha_{4,TV}$ 之數學表示式，並以式(4.67)~(4.78)、式(4.80)、(4.81)、(4.84)等式作為最佳化之限制條件，進行系統中傳動參數（桿件齒輪齒數、齒輪模數）之數值設定，最佳化問題以數學式呈現如下：

$$\min f(N_5, N_6, N_{7_1}, N_{7_2}, N_{8_1}, N_{8_2}, N_9, m_p, m_a, m_b) = (\alpha_{3,TV} - \alpha_{4,TV})$$

$$\text{subject to : } 17 \leq N_5 \leq 80, N_5 \in \text{integer}$$

$$17 \leq N_6 \leq 80, N_6 \in \text{integer}$$

$$17 \leq N_{7_1} \leq 80, N_{7_1} \in \text{integer}$$

$$17 \leq N_{7_2} \leq 80, N_{7_2} \in \text{integer}$$

$$17 \leq N_{8_1} \leq 80, N_{8_1} \in \text{integer}$$

$$17 \leq N_{8_2} \leq 80, N_{8_2} \in \text{integer}$$

$$17 \leq N_9 \leq 80, N_9 \in \text{integer}$$

$$0.0035 \leq m_p \leq 0.005, \text{with interval of } 0.00001(m)$$

$$0.0035 \leq m_a \leq 0.005, \text{with interval of } 0.00001(m)$$

$$0.0035 \leq m_b \leq 0.005, \text{with interval of } 0.00001(m)$$

$$(N_{7_2} + N_{8_1}) \times m_a = (N_{8_2} + N_9) \times m_b$$

$$N_{7_1} = 2 \times N_6 + N_5$$

$$\frac{(N_{7_2} + N_{8_1})}{2} \times m_a \geq 0.116(m)$$

$$\left(\frac{N_{7_2}}{N_{8_1}} \times \frac{N_{8_2}}{N_9}\right) \times \left(1 + \frac{N_5}{N_{7_1}}\right) = 1$$

本研究將使用 MATLAB 內建之基因演算法函數 $\text{ga}()$ ，並且搭配變數之整數限制條件進行最佳化，以下介紹基因演算法之原理與特性。

基因演算法 (Genetic algorithm) 於 1960 年代由 John Henry Holland 提出，此演算法以生物學中物競天擇、適者生存的學說作為基礎，為一種模擬生物基因演化過程與特性的搜尋演算法。其主要的方法為將最佳化問題架構成類似生物界的演化過程，藉由物種的基因序列作為運算子，在每代間進行複製、交配、突變，再以物競天擇的方式獲得最佳化問題的最佳解[45]，以下簡述基因演算法之主要特性：

- 
1. 基因演算法之運算主要針對運算子編碼的字串上，而非以參數本身進行計算，因此在搜尋分析上並不受參數連續性的限制，可應用於混和整數規劃有關之問題[46]。
 2. 採用隨機、多點且同時搜尋的方式，並經由複製 (reproduction)、交配 (crossover)、突變 (mutation)、天擇 (selection) 找出優於上一代的解，有別於一般梯度法之單點迭代搜尋，基因演算法可避免解落入區域最佳解中，並且得到最佳化問題的全域最佳解 (Global optimal solution)。
 3. 基因演算法進行運算時只需提供最佳化問題要求的目標函數與限制條件，不需其他的輔助資訊，如傳統方法中的微分性與連續性 (梯度資訊)，因此可針對多類型的目標函數廣泛使用。

而因基因演算法本身之隨機特性，為了獲得更好的最佳化結果，本研究將使用 MATLAB 中內建之 `ga()` 函數，運算足夠次數並且獲得 1000 組可行解，以獲得較佳之解，實際運算結果可參考文末附件。

獲得 1000 組可行解後，本研究將參考齒輪之嚙合齒數規範 (Hunting tooth ratio) 選出最適合之解。齒輪對設計之首要原則即為兩嚙合齒輪之齒數必須為整數，而若能進一步符合嚙合齒數規範，則可使齒輪之磨耗降低、提高齒輪嚙合準確性、延長齒輪之使用壽命[47]，而此規範即為兩互相嚙合之齒輪齒數必須互質，若兩齒輪齒數之公因數不為 1，將造成以下之兩種情形[48]：

A. Non-hunting gear set

以嚙合齒數 (72, 24) 之齒輪對做例子，齒數比為 3，代表大齒輪完整旋轉一周，其任一齒將只會與小齒輪之同樣的三齒嚙合，在每一齒可能的個體硬度差異前提下，隨著更多的運轉次數將導致齒輪分布不均的磨損產生。

B. Partial-hunting gear set

以齒數 (35, 10) 為例，代表大齒輪旋轉兩周後，小齒輪任一齒將只會與大齒輪不同的七個齒進行嚙合，之後便周而復始地重複嚙合，雖然與前一種 (Non-hunting gear set) 相比嚙合齒的多樣性提高了，但依然會造成不均勻的磨損產生[49]。

因此我們可知若是兩齒輪之齒數互質，將可以確保兩齒輪之任一齒於連續嚙合時皆能分別與另一齒輪的不同齒嚙合，而能使齒輪間之磨耗平均分佈，以延長齒輪之運轉壽命。

根據嚙合齒數規範，並且避免兩嚙合齒輪之減速比過大，本研究從附件中 1000 組最佳化結果挑選出一最適合之解，以表 4-1 表示之。

參數	數值	參數	數值
N_5 (齒)	17	N_{8_2} (齒)	44
N_6 (齒)	18	N_9 (齒)	23
N_{7_1} (齒)	53	m_p (mm)	3.5
N_{7_2} (齒)	19	m_a (mm)	3.5
N_{8_1} (齒)	48	m_b (mm)	3.5

表 4-1 系統設計參數最佳化結果

以最佳化方式得到解之後，這裡將初步檢驗最佳化以後得到的設計參數是否符合一開始設定的想法，也就是兩端輸出軸在系統於離合器接合，且馬達尚未輸出扭力時，兩輸出軸之角加速度差異必須很小。因此將表 4-1 之參數代回式(4.86)~(4.90)以得到各桿件之轉動慣量，接下來將再數值代回式(4.40)~(4.57)，獲得 H-TD 於扭力分配模式下的系統動態方程式。

接下來將上述之系統動態方程式寫入 MATLAB 以矩陣型式運算，假設左右輪軸空轉不受阻力，且主動力源輸入1000(Nm)之扭力、馬達不作動，經 MATLAB 計算可知左輪軸角加速度為 $243.9025(\text{rad/s}^2)$ 、右輪軸角加速度為 $236.6713(\text{rad/s}^2)$ ，經計算可知右輪軸角加速度相對於左輪軸之差異約為 $-2.965(\%)$ ，後續第五章模擬將以直線測試檢驗此角加速度之差異對於車輛動態之影響。

4-3-4 輔助馬達、離合器、煞車參數之設定方法

完成傳動系齒輪之參數設定後，以下將討論本系統之主要動力元件包含馬達、煞車、以及離合器之參數設定，馬達之功率以及扭力大小對於系統之混合動力以及

扭力分配能力均有直接影響，因此馬達參數之設定必須同時參考車輛混合動力系統之設計要求、以及差速器兩側輸出軸之扭力分配比例之設計要求才能決定；而本系統之煞車僅與混合動力功能下，馬達的輸出扭力相關，因此僅須根據混合動力之動力要求設定煞車需求；而離合器僅與扭力分配之功能相關，因此僅需根據扭力分配比例之設計要求決定離合器之參數。

首先，針對混合動力車輛，以油電混合車輛來說，以引擎及馬達所能提供的動力比例分類，可分為輕度混合、中度混合、以及重度混合，輕度混合系統一般來說僅以皮帶驅動發電機（BSG, Belt-driven Starter Generator）取代一般汽油車使用之啟動馬達，組成怠速熄火系統並小幅度提升引擎之燃油效率；中度混合系統中，馬達提供之動力在一般情況用於輔助引擎動力以提升燃油效率，或是於車輛高輸出狀態時與引擎動力一起提供更強的性能表現；而重度混合系統中，引擎與馬達之動力則可分別單獨驅動車輛，或者同步輸出，以獲得更好的燃油效率與性能，由此可知，馬達在不同的混合動力設計要求下，所需之動力參數也會相差甚多。

而針對差速器兩側之扭力分配比例，此處導入 Torque bias ratio (TBR)此一概念，其公式為：

$$TBR = \frac{high\ torque - low\ torque}{high\ torque + low\ torque} \times 100\% \quad (4.93)$$

其中 *high torque* 表示差速器兩側輸出扭力中較高的值，*low torque* 表示差速器兩側輸出扭力中較低的值。

由式(4.93)可知，進行扭力分配時差速器兩端之扭力差異越大，TBR 越高，當最高 TBR 達到 100%時，表示差速器具備將扭力全部集中至單一輸出軸之能力。

由上述可知，TBR 之設定也會影響本系統中馬達的動力參數設定，因此在應用本系統時，必須同時考慮混合動力要求以及 TBR 之設定要求，根據兩者計算出馬達所需之動力參數，取數值較大者以同時滿足設計需求。

在決定了系統之馬達參數後，便可分別依據混合動力以及扭力分配之系統設定，並且依據本研究前述之推導，決定煞車以及離合器之設計參數。



4-4 H-TD 之車輛配置討論

完成 H-TD 之設計後，此一小節將討論 H-TD 系統於一般四輪車輛上之可能的配置，首先一般四輪車輛依照驅動方式可分為前輪驅動 (Front wheel drive, FWD)、後輪驅動 (Rear wheel drive, RWD)、以及四輪驅動。

在前輪驅動的配置中，H-TD 將可用於取代前軸之一般開放式差速器，此時車輛之前軸獲得左右扭力分配之功能，同時馬達可與來自主動力源 (汽油車的引擎、或是電動車的主動力馬達) 的動力形成混合動力系統，而後輪軸則保持無動力自由轉動之狀態，此一配置如圖 4-19(a)所示；而若前軸保持主動力源輸入一般開放式差速器之配置，並且將 H-TD 裝至後軸，此時後軸獲得左右扭力分配之功能，而馬達將可與前軸之主動力形成一透過地面耦合之並聯式混合動力系統，此一配置如圖 4-19(b)所示。

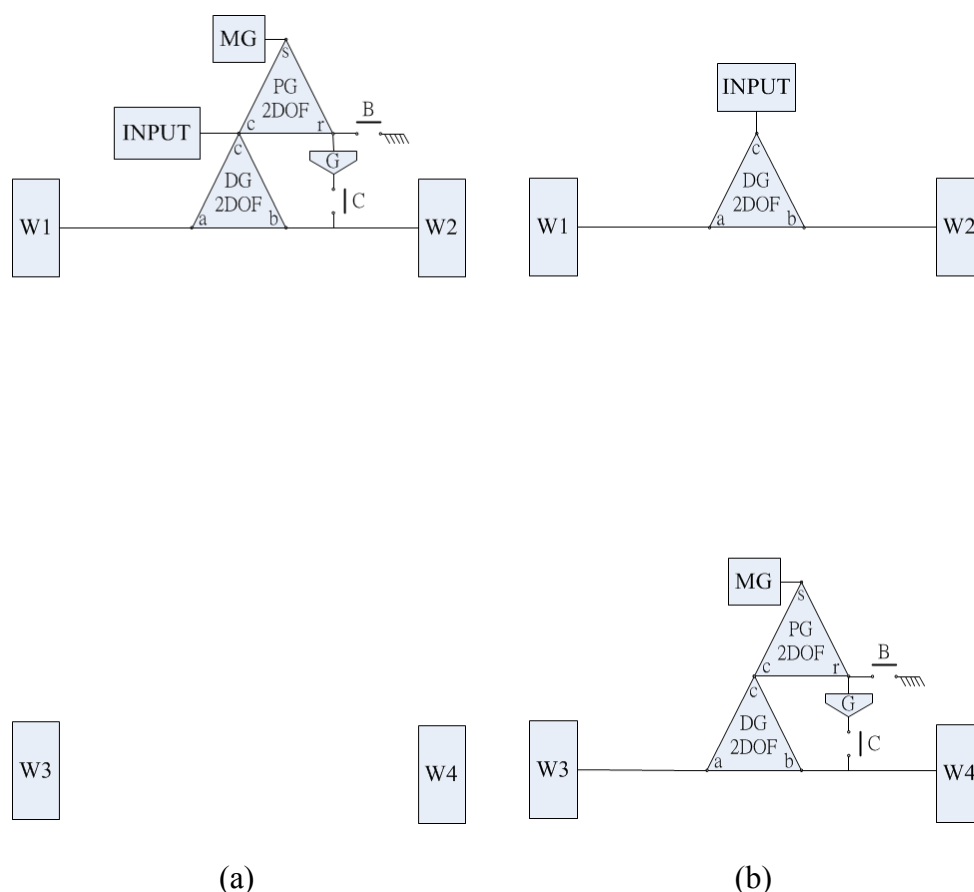


圖 4-19 前輪驅動 H-TD 配置可能

而在後輪驅動的配置中，H-TD 將可用於取代後軸之一般開放式差速器部分，此時車輛之後軸獲得左右扭力分配之功能，同時馬達可與來自主動力源（汽油車的引擎、或是電動車的主動力馬達）的動力形成混合動力系統，而前輪軸則保持無動力自由轉動之狀態，此一配置如圖 4-20(a)所示；而若後軸保持主動力源輸入一般開放式差速器之配置，並且將 H-TD 裝至前軸，此時前軸獲得左右扭力分配之功能，而馬達將可與後軸之主動力形成一透過地面耦合之並聯式混合動力系統，此一配置如圖 4-20(b)所示。

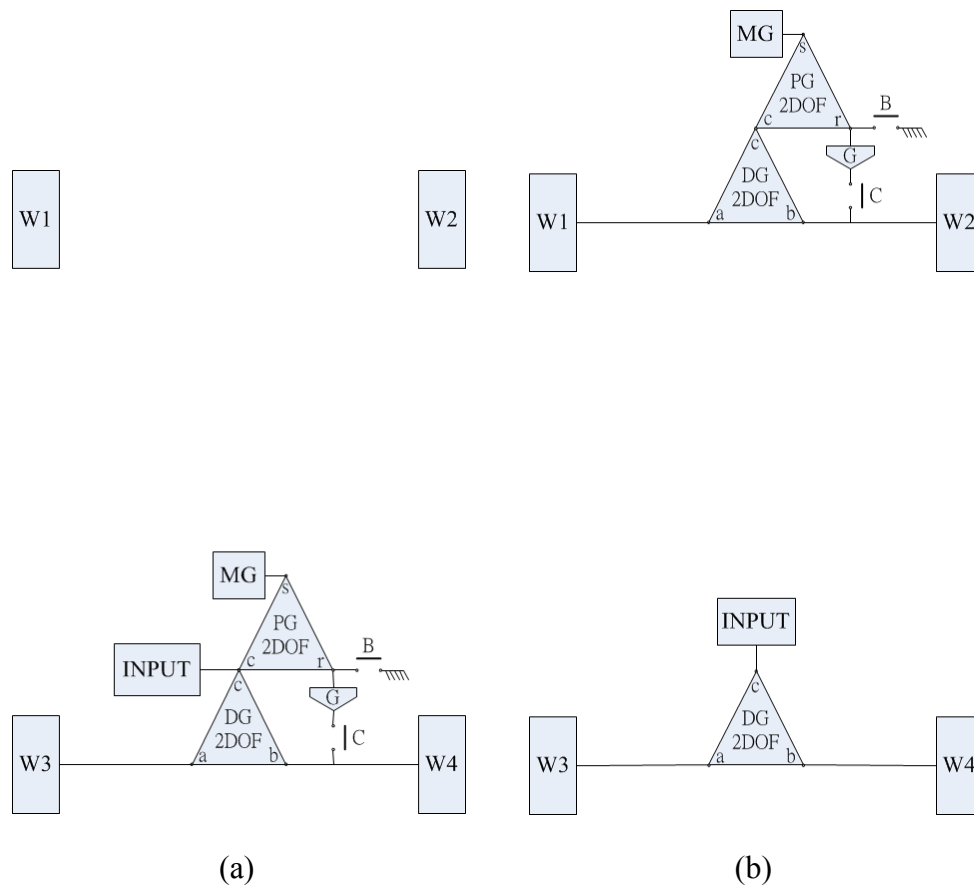


圖 4-20 後輪驅動 H-TD 配置可能

至於在四輪驅動的配置中，一般來說必須由三顆差速器組成，包括中央差速器、前軸差速器、以及後軸差速器，此三顆差速器皆可選擇一般開放式差速器或是本研究提出之 H-TD，因此有數種系統之可能配置，此處僅比較幾種配置如下，第一種為將 H-TD 裝至中央差速器部分，而前後軸保持一般差速器配置，此時車輛獲得前後扭力分配之功能，因此可藉由此功能調整車輛傾向向前輪驅動或是後輪驅動之特性，同時馬達可與來自主動力源（汽油車的引擎、或是電動車的主動力馬達）的

動力形成混合動力系統，此一配置如圖 4-21(a)所示；第二種為動力系統中三顆差速器全部換裝成 H-TD，此時車輛不僅獲得前後扭力分配之功能，前後軸更可獨立進行左右扭力分配，同時三顆馬達皆可與主動動力源形成混合動力驅動車輛，此一配置如圖 4-21(b)所示。

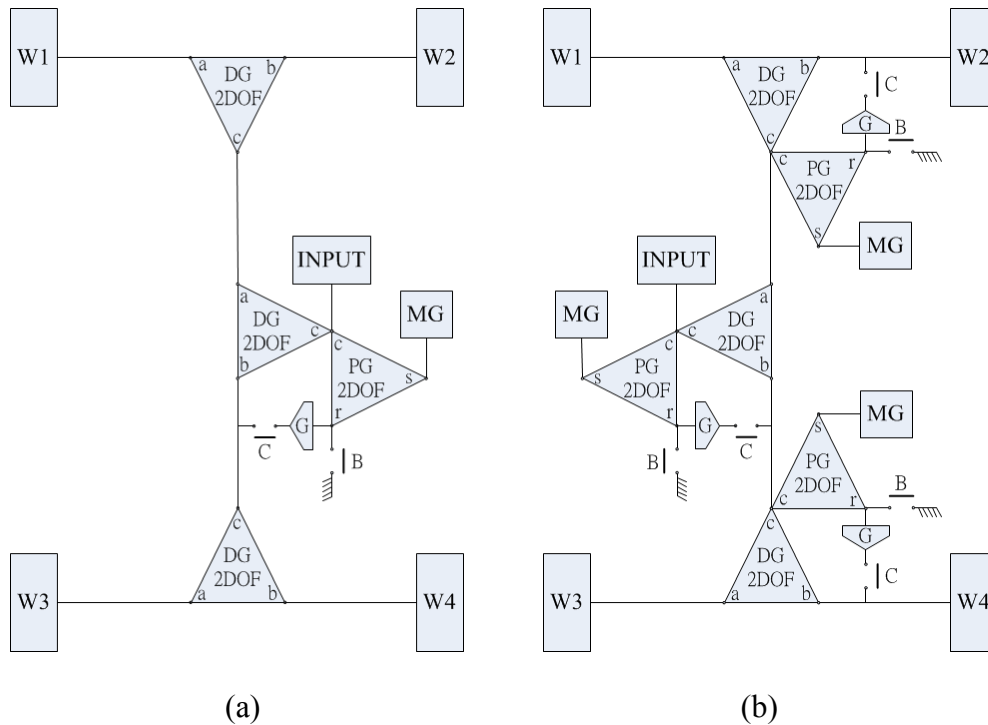


圖 4-21 四輪驅動 H-TD 配置可能

4-5 整車數學模型建立

為了後續數值模擬之需求，本小節將建立幾種 H-TD 應用於四輪車輛配置的動力分配系統數學模型，包含一般差速器前輪驅動模型、搭配 H-TD 之前輪驅動模型、後軸配置 H-TD 之前輪驅動模型、一般差速器後輪驅動模型、搭配 H-TD 之後輪驅動模型、前軸配置 H-TD 之後輪驅動模型、一般差速器四輪驅動模型、搭配 H-TD 於中央差速器之四輪驅動模型。此外，由於三差速器皆配備 H-TD 之四輪驅動動力分配模型對於一般車輛之應用來說顯得過於複雜，因此本研究在此並不特別討論，若後續研究需要則可參考以下之結果推導。



4-5-1 前輪驅動車輛模型

1. 一般差速器前輪驅動模型

因前輪驅動車輛之後輪並不接受動力輸入僅自由轉動，因此此處僅列出前軸一般差速器之動力分配模型。

以下將以下標 $1L$ 代表左前輪、 $1R$ 代表右前輪。另外將以下標 in 代表差速器輸入端，下標 c 代表差速器行星架，並以 τ_{in} 代表主動力源之輸入扭力， F_D 代表差速器之齒輪內力、 r 代表差速器兩輸出軸齒輪之半徑。

$$\text{差速器行星架力矩關係式} \quad \tau_{in} - 4F_D \times r = I_c \times \alpha_{in} \quad (4.94)$$

$$\text{左前輪力矩關係式} \quad 2F_D \times r - \tau_{1L} = I_{1L} \times \alpha_{1L} \quad (4.95)$$

$$\text{右前輪力矩關係式} \quad 2F_D \times r - \tau_{1R} = I_{1R} \times \alpha_{1R} \quad (4.96)$$

$$\text{差速器特性關係式} \quad \alpha_{1L} + \alpha_{1R} = 2\alpha_{in} \quad (4.97)$$

2. 搭配 H-TD 之前輪驅動模型

參考圖 4-19(a)，因前輪驅動車輛之後輪並不接受動力輸入僅自由轉動，因此此處僅列出前軸 H-TD 之動力分配模型，且限於篇幅本處僅列出扭力分配模式之狀態，其餘模式可參考 4-3-1 小節。

以下將以下標 $1L$ 代表左前輪、 $1R$ 代表右前輪。另外將以下標 in 代表差速器輸入端，下標 c 代表差速器行星架，其餘桿件之下標編號均參考圖 4-12，另外以 τ_{in} 代表主動力源之輸入扭力、 τ_{MG} 代表馬達之輸入扭力， F_D 代表差速器之齒輪內力、 r 代表差速器兩輸出軸齒輪之半徑，而其餘齒輪內力之標號可參考式(4.40)~(4.44)。

$$\text{差速器特性關係式} \quad 2\alpha_{in,TV} = (\alpha_{1L,TV} + \alpha_{1R,TV}) \quad (4.98)$$

$$\text{差速器行星架的力矩關係式} \quad \begin{aligned} \tau_{in} + F_{2,TV} \times r_{2,2} - 4 \times F_{D,TV} \times r \\ = I_c \times \alpha_{in,TV} \end{aligned} \quad (4.99)$$

$$\text{左前輪的力矩關係式} \quad 2 \times F_{D,TV} \times r - \tau_{1L} = I_{1L} \times \alpha_{1L,TV} \quad (4.100)$$

$$\text{右前輪的力矩關係式} \quad \begin{aligned} 2 \times F_{D,TV} \times r - F_{9,TV} \times r_9 - \tau_{1R} \\ = (I_{1R} + I_9) \times \alpha_{1R,TV} \end{aligned} \quad (4.101)$$

⑤的力矩關係式

$$\tau_{MG} - F_{5,TV} \times r_5 = I_5 \times \alpha_{5,TV} \quad (4.102)$$

⑥的力矩關係式

$$-F_{5,TV} \times r_6 + F_{6,TV} \times r_6 = I_6 \times \alpha_{6,TV} \quad (4.103)$$

⑦的力矩關係式

$$\begin{aligned} -F_{6,TV} \times r_{7,1} + F_{8,TV} \times r_{7,2} \\ = I_7 \times \alpha_{7,TV} \end{aligned} \quad (4.104)$$

⑥的力關係式

$$\begin{aligned} F_{2,TV} - F_{5,TV} - F_{6,TV} \\ = -M_6 \times r_{2,2} \times \alpha_{in,TV} \end{aligned} \quad (4.105)$$

⑧的力矩關係式

$$F_{8,TV} \times r_{8,1} - F_{9,TV} \times r_{8,2} = I_8 \times \alpha_{8,TV} \quad (4.106)$$

⑦和⑧的角加速度關係

$$r_{7,2} \times \alpha_{7,TV} = -r_{8,1} \times \alpha_{8,TV} \quad (4.107)$$

⑧和⑨的角加速度關係

$$r_{8,2} \times \alpha_{8,TV} = -r_9 \times \alpha_{1R,TV} \quad (4.108)$$

$$\text{行星齒輪組角加速度關係式(1)} \quad r_5 \alpha_{5,TV} + r_{7,1} \alpha_{7,TV} = (r_5 + r_{7,1}) \alpha_{in,TV} \quad (4.109)$$

$$\text{行星齒輪組角加速度關係式(2)} \quad (r_5 + r_6) \alpha_{in,TV} - r_6 \alpha_{6,TV} = r_5 \alpha_{5,TV} \quad (4.110)$$

3. 後軸配置 H-TD 之前輪驅動模型

參考圖 4-19(b)，此種配置為主動力源由前軸一般差速器輸入，後軸以 H-TD 作為差速器，並且後軸沒有來自主動力源的輸入動力。

此一配置之整車模型可整合式(4.94)~(4.106)，差別僅在式(4.99)之 τ_{in} 消失，其餘僅需將 H-TD 之輸出軸改為左右後輪。

4-5-2 後輪驅動車輛模型

1. 一般差速器後輪驅動模型

因後輪驅動車輛之前輪並不接受動力輸入僅自由轉動，因此此處僅列出後軸一般差速器之動力分配模型。

以下將以下標2L代表左後輪、2R代表右後輪。另外將以下標 in 代表差速器輸入端，下標 c 代表差速器行星架，並以 τ_{in} 代表主動力源之輸入扭力， F_D 代表差速器之齒輪內力、 r 代表差速器兩輸出軸齒輪之半徑。



$$\text{差速器行星架力矩關係式} \quad \tau_{in} - 4F_D \times r = I_c \times \alpha_{in} \quad (4.111)$$

$$\text{左後輪力矩關係式} \quad 2F_D \times r - \tau_{2L} = I_{2L} \times \alpha_{2L} \quad (4.112)$$

$$\text{右後輪力矩關係式} \quad 2F_D \times r - \tau_{2R} = I_{2R} \times \alpha_{2R} \quad (4.113)$$

$$\text{差速器特性關係式} \quad \alpha_{2L} + \alpha_{2R} = 2\alpha_{in} \quad (4.114)$$

2. 搭配 H-TD 之後輪驅動模型

參考圖 4-20 (a)，因後輪驅動車輛之前輪並不接受動力輸入僅自由轉動，因此此處僅列出後軸 H-TD 之動力分配模型，且限於篇幅本處僅列出扭力分配模式之狀態，其餘模式可參考 4-3-1 小節。

以下將以下標 2L 代表左後輪、2R 代表右後輪。另外將以下標 in 代表差速器輸入端，下標 c 代表差速器行星架，其餘桿件之下標編號均參考圖 4-12，另外以 τ_{in} 代表主動力源之輸入扭力、 τ_{MG} 代表馬達之輸入扭力， F_D 代表差速器之齒輪內力、 r 代表差速器兩輸出軸齒輪之半徑，而其餘齒輪內力之標號可參考式(4.40)~(4.44)。

$$\text{差速器特性關係式} \quad 2\alpha_{in,TV} = (\alpha_{2L,TV} + \alpha_{2R,TV}) \quad (4.115)$$

$$\begin{aligned} \text{差速器行星架的力矩關係式} \quad & \tau_{in} + F_{2,TV} \times r_{2,2} - 4 \times F_{D,TV} \times r \\ & = I_c \times \alpha_{in,TV} \end{aligned} \quad (4.116)$$

$$\text{左後輪的力矩關係式} \quad 2 \times F_{D,TV} \times r - \tau_{2L} = I_{2L} \times \alpha_{2L,TV} \quad (4.117)$$

$$\begin{aligned} \text{右後輪的力矩關係式} \quad & 2 \times F_{D,TV} \times r - F_{9,TV} \times r_9 - \tau_{2R} \\ & = (I_{2R} + I_9) \times \alpha_{2R,TV} \end{aligned} \quad (4.118)$$

$$\text{⑤的力矩關係式} \quad \tau_{MG} - F_{5,TV} \times r_5 = I_5 \times \alpha_{5,TV} \quad (4.119)$$

$$\text{⑥的力矩關係式} \quad -F_{5,TV} \times r_6 + F_{6,TV} \times r_6 = I_6 \times \alpha_{6,TV} \quad (4.120)$$

$$\text{⑦的力矩關係式} \quad -F_{6,TV} \times r_{7,1} + F_{8,TV} \times r_{7,2} = I_7 \times \alpha_{7,TV} \quad (4.121)$$

$$\text{⑥的力關係式} \quad F_{2,TV} - F_{5,TV} - F_{6,TV} = -M_6 \times r_{2,2} \times \alpha_{in,TV} \quad (4.122)$$

$$\text{⑧的力矩關係式} \quad F_{8,TV} \times r_{8,1} - F_{9,TV} \times r_{8,2} = I_8 \times \alpha_{8,TV} \quad (4.123)$$

$$\text{⑦和⑧的角加速度關係} \quad r_{7,2} \times \alpha_{7,TV} = -r_{8,1} \times \alpha_{8,TV} \quad (4.124)$$

$$\text{⑧和⑨的角加速度關係} \quad r_{8,2} \times \alpha_{8,TV} = -r_9 \times \alpha_{2R,TV} \quad (4.125)$$

行星齒輪組角加速度關係式(1)

$$r_5\alpha_{5,TV} + r_{7_1}\alpha_{7,TV} = (r_5 + r_{7_1})\alpha_{in,TV} \quad (4.126)$$

行星齒輪組角加速度關係式(2)

$$(r_5 + r_6)\alpha_{in,TV} - r_6\alpha_{6,TV} = r_5\alpha_{5,TV} \quad (4.127)$$



3. 前軸配置 H-TD 之後輪驅動模型

參考圖 4-20(b)，此種配置為主動力源由後軸一般差速器輸入，前軸以 H-TD 作為差速器，並且前軸沒有來自主動力源的輸入動力。

此一配置之整車模型可整合式(4.111)~(4.127)，差別僅在式(4.116)之 τ_{in} 消失，其餘僅需將 H-TD 之輸出軸改為左右前輪。

4-5-3 四輪驅動車輛模型

1. 一般差速器四輪驅動模型

此處將列出前、後、中央皆使用一般差速器之四輪動力分配模型。

以下將以下標1L代表左前輪、1R代表右前輪、2L代表左後輪、2R代表右後輪。另外將以下標 in 代表中央差速器輸入端、下標 in_f 代表前軸差速器輸入端、下標 in_r 代表後軸差速器輸入端，下標 c_c 代表中央差速器行星架、下標 c_f 代表前軸差速器行星架、下標 c_r 代表後軸差速器行星架，並以 τ_{in} 代表主動力源之輸入扭力， F_{D_c} 代表中央差速器之齒輪內力、 F_{D_f} 代表前軸差速器之齒輪內力、 F_{D_r} 代表後軸差速器之齒輪內力、 r 代表各差速器的兩輸出軸齒輪之半徑。

$$\text{中央差速器行星架力矩關係式} \quad \tau_{in} - 4F_{D_c} \times r = I_{c_c} \times \alpha_{in} \quad (4.128)$$

$$\text{前軸差速器輸入軸力矩關係式} \quad 2F_{D_c} \times r - \tau_{in_f} = I_{in_f} \times \alpha_{in_f} \quad (4.129)$$

$$\text{後軸差速器輸入軸力矩關係式} \quad 2F_{D_c} \times r - \tau_{in_r} = I_{in_r} \times \alpha_{in_r} \quad (4.130)$$

$$\text{中央差速器特性關係式} \quad \alpha_{in_f} + \alpha_{in_r} = 2\alpha_{in} \quad (4.131)$$

$$\text{前軸差速器行星架力矩關係式} \quad \tau_{in_f} - 4F_{D_f} \times r = I_{c_f} \times \alpha_{in_f} \quad (4.132)$$

$$\text{左前輪力矩關係式} \quad 2F_{D_f} \times r - \tau_{1L} = I_{1L} \times \alpha_{1L} \quad (4.133)$$

$$\text{右前輪力矩關係式} \quad 2F_{D_f} \times r - \tau_{1R} = I_{1R} \times \alpha_{1R} \quad (4.134)$$

$$\text{前軸差速器特性關係式} \quad \alpha_{1L} + \alpha_{1R} = 2\alpha_{in_f} \quad (4.135)$$

$$\text{後軸差速器行星架力矩關係式} \quad \tau_{in_r} - 4F_{D_r} \times r = I_{c_r} \times \alpha_{in_r} \quad (4.136)$$

$$\text{左後輪力矩關係式} \quad 2F_{D_r} \times r - \tau_{2L} = I_{2L} \times \alpha_{2L} \quad (4.137)$$

$$\text{右後輪力矩關係式} \quad 2F_{D_r} \times r - \tau_{2R} = I_{2R} \times \alpha_{2R} \quad (4.138)$$

$$\text{後軸差速器特性關係式} \quad \alpha_{2L} + \alpha_{2R} = 2\alpha_{in_r} \quad (4.139)$$

2. 搭配 H-TD 於中央差速器之四輪驅動模型

參考圖 4-21(a)，此處將列出中央使用 H-TD、而前、後軸使用一般差速器之四輪動力分配模型，且限於篇幅本處僅列出扭力分配模式下之狀態，其餘模式可參考 4-3-1 小節。

以下將以下標 1L 代表左前輪、1R 代表右前輪、2L 代表左後輪、2R 代表右後輪。另外將以下標 in 代表中央差速器輸入端、下標 in_f 代表前軸差速器輸入端、下標 in_r 代表後軸差速器輸入端，下標 c_c 代表中央差速器行星架、下標 c_f 代表前軸差速器行星架、下標 c_r 代表後軸差速器行星架，H-TD 部分的其餘桿件之下標編號均參考圖 4-12。並以 τ_{in} 代表主動力源之輸入扭力、 τ_{MG} 代表馬達之輸入扭力， F_{D_c} 代表中央差速器之齒輪內力、 F_{D_f} 代表前軸差速器之齒輪內力、 F_{D_r} 代表後軸差速器之齒輪內力、 r 代表各差速器的兩輸出軸齒輪之半徑，而其餘齒輪內力之標號可參考式(4.40)~(4.44)。

$$\text{中央差速器特性關係式} \quad 2\alpha_{in,TV} = (\alpha_{in_f,TV} + \alpha_{in_r,TV}) \quad (4.140)$$

$$\text{中央差速器行星架力矩關係式} \quad \tau_{in} + F_{2,TV} \times r_{2,2} - 4 \times F_{D_c,TV} \times r = I_{c_c} \times \alpha_{in,TV} \quad (4.141)$$

$$\text{前軸差速器輸入軸力矩關係式} \quad 2 \times F_{D_c,TV} \times r - \tau_{in_f} = I_{in_f} \times \alpha_{in_f,TV} \quad (4.142)$$

$$\text{後軸差速器輸入軸力矩關係式} \quad 2 \times F_{D_c,TV} \times r - F_{9,TV} \times r_9 - \tau_{in_r} = (I_{in_r} + I_9) \times \alpha_{in_r,TV} \quad (4.143)$$

$$\text{⑤的力矩關係式} \quad \tau_{MG} - F_{5,TV} \times r_5 = I_5 \times \alpha_{5,TV} \quad (4.144)$$

⑥的力矩關係式

$$-F_{5,TV} \times r_6 + F_{6,TV} \times r_6 = I_6 \times \alpha_{6,TV} \quad (4.145)$$

⑦的力矩關係式

$$\begin{aligned} -F_{6,TV} \times r_{7_1} + F_{8,TV} \times r_{7_2} \\ = I_7 \times \alpha_{7,TV} \end{aligned} \quad (4.146)$$

⑥的力關係式

$$\begin{aligned} F_{2,TV} - F_{5,TV} - F_{6,TV} \\ = -M_6 \times r_{2_2} \times \alpha_{in,TV} \end{aligned} \quad (4.147)$$

⑧的力矩關係式

$$F_{8,TV} \times r_{8_1} - F_{9,TV} \times r_{8_2} = I_8 \times \alpha_{8,TV} \quad (4.148)$$

⑦和⑧的角加速度關係

$$r_{7_2} \times \alpha_{7,TV} = -r_{8_1} \times \alpha_{8,TV} \quad (4.149)$$

⑧和⑨的角加速度關係

$$r_{8_2} \times \alpha_{8,TV} = -r_9 \times \alpha_{in_r,TV} \quad (4.150)$$

行星齒輪組角加速度關係式(1)

$$r_5 \alpha_{5,TV} + r_{7_1} \alpha_{7,TV} = (r_5 + r_{7_1}) \alpha_{in,TV} \quad (4.151)$$

行星齒輪組角加速度關係式(2)

$$(r_5 + r_6) \alpha_{in,TV} - r_6 \alpha_{6,TV} = r_5 \alpha_{5,TV} \quad (4.152)$$

前軸差速器行星架力矩關係式

$$\tau_{in_f} - 4F_{D_f} \times r = I_{c_f} \times \alpha_{in_f} \quad (4.153)$$

左前輪力矩關係式

$$2F_{D_f} \times r - \tau_{1L} = I_{1L} \times \alpha_{1L} \quad (4.154)$$

右前輪力矩關係式

$$2F_{D_f} \times r - \tau_{1R} = I_{1R} \times \alpha_{1R} \quad (4.155)$$

前軸差速器特性關係式

$$\alpha_{1L} + \alpha_{1R} = 2\alpha_{in_f} \quad (4.156)$$

後軸差速器行星架力矩關係式

$$\tau_{in_r} - 4F_{D_r} \times r = I_{c_r} \times \alpha_{in_r} \quad (4.157)$$

左後輪力矩關係式

$$2F_{D_r} \times r - \tau_{2L} = I_{2L} \times \alpha_{2L} \quad (4.158)$$

右後輪力矩關係式

$$2F_{D_r} \times r - \tau_{2R} = I_{2R} \times \alpha_{2R} \quad (4.159)$$

後軸差速器特性關係式

$$\alpha_{2L} + \alpha_{2R} = 2\alpha_{in_r} \quad (4.160)$$

4-6 小結

1. 4-1 小節中，本研究根據 H-TD 之系統特性以及機構設計原則，對 H-TD 進行機構實體化。
2. 4-2 小節中，本研究提出 H-TD 系統之三種操作模式，並且根據操作模式之元件作動情形，制定一套操作模式之基本切換控制策略，以供後續研究參考。
3. 4-3 小節中，本研究首先推導系統於各操作模式下之機構動態方程式，接下來說明系統之不對稱性，並且提出設計改善方案，接下來以最佳化方法之基因演算法進行系統之設計參數設定，完成設計參數設定後，本研究提出系統中動力元件（馬達、離合器、煞車）之參數設定方式，以供後續參考。
4. 4-4 小節中，本研究討論 H-TD 於一般四輪車輛上之可能動力系統配置方法，並且於 4-5 小節中推導各種動力系統配置的整車動力分配系統之動態方程式，以供模擬及後續發展之參考。



第五章 整車動態數值分析



本章節首先將於 5-1 介紹本研究欲使用之數值模擬程式，並且於 5-2 小節介紹模擬欲使用之車輛、輪胎相關參數。

為了驗證 H-TD 相較於一般開放式差速器之性能差異，5-3、5-4 小節將以數值模型模擬車輛在特定行駛狀態下的車輛動態數據，藉此得知 H-TD 是否能達到本研究一開始所設定之目標。本研究將模擬之行駛狀況包含車輛行駛間單輪打滑、等轉角轉向、單輪打滑等轉角轉向、加速時前輪打滑、混合動力加速、混合動力回充模式等等，並且比較性能數據包括車輪獲得的地面驅動力、各車輪滑差、角加速度、車身縱向速度、車身偏擺角速度 (yaw rate)、瞬時迴轉半徑、車輛路徑等等。

接下來，將於 5-5 小節進行 H-TD 之相關特性模擬分析，首先分別於前輪驅動、後輪驅動車輛上，比較當 H-TD 分別位於前軸以及後軸時對於車輛轉向動態的影響；另外，以前輪驅動、後輪驅動配備 H-TD 系統之車輛進行直線模擬測試，檢視 H-TD 機構左右不對稱導致左右輸出軸角加速度差異對於車輛直行軌跡之影響。

最後，在 5-6 小節整理出 H-TD 在各種狀態下馬達作動時的轉速、扭力、以及作功狀態，以了解系統作動時馬達之動態特性。

5-1 車輛動態數值模擬流程

本研究將使用 MATLAB 開發整車之數值模擬程式，程式架構如圖 5-1，可分為四個子模型，首先駕駛模型給定主動力源輸入差速器的扭力大小、轉向輪轉向的時間與轉向角；動力分配模型接受駕駛模型輸入差速器之扭力，並且根據動力分配系統之數學模型計算出各輪軸之動態，也就是建立扭力分配差速器之動力輸入與輸出關係；輪胎模型根據當下車輛動態以及輪軸動態計算當下之各輪滑差及側滑角，並且根據 Magic formula 求得各輪胎之縱向驅動力及側向轉向力；最後再由車輛力學模型計算車輛受力後各自由度的動態變化量。詳細程式可參考文末所附之附錄。

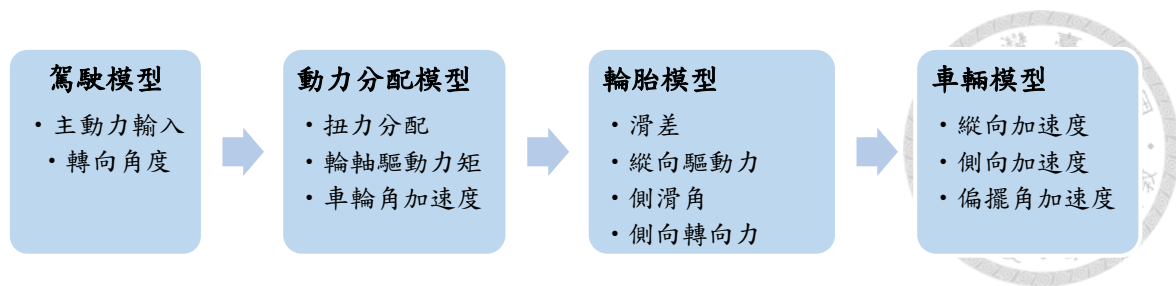


圖 5-1 數值模擬程式架構

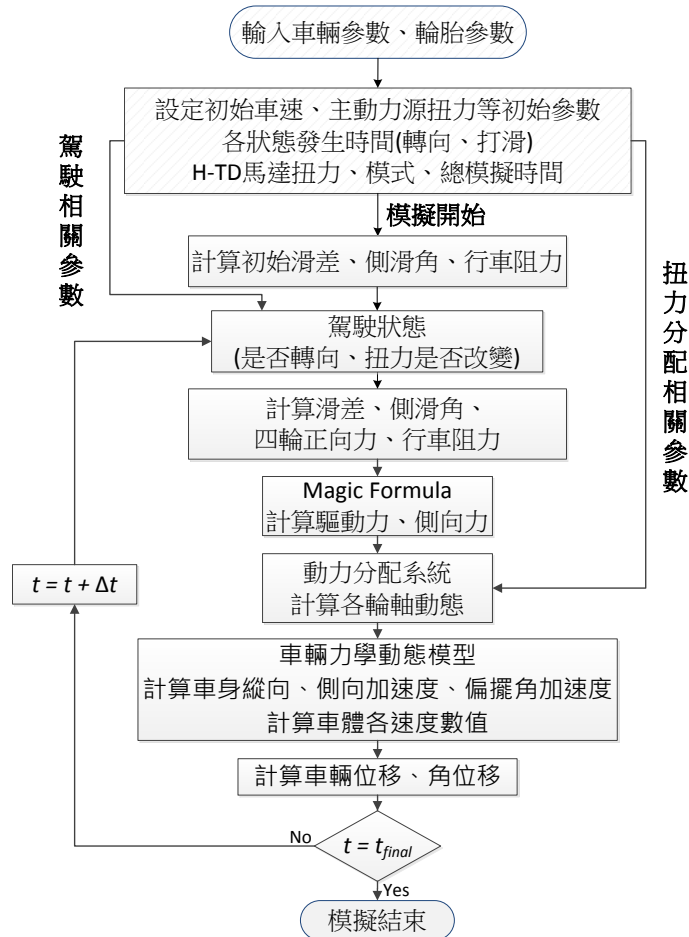


圖 5-2 數值模擬程式運算流程

程式運算流程如圖 5-2，說明如下：

1. 給定車輛規格和輪胎參數、車輛初始速度，轉向的時間點和角度、打滑的時間點和設定、H-TD 的馬達參數和操作模式、總模擬時間。
2. 程式開始時先以車輛初始狀態，求得車輪初始的滑差以及側滑角。
3. 模擬的每一瞬間，均以當下之車身縱向速度、側向速度、偏擺角速度、正向力等等，求得該瞬間的行駛阻力、滑差、側滑角。



4. 用 Magic Formula 求車輪的驅動力、側向力。
5. 由動力分配模型計算各輪軸角加速度，之後由車輛力學動態模型計算車輛縱向加速度、側向加速度、偏擺角加速度。
6. 由加速度、角加速度計算下一時刻的各輪軸角速度，以及車輛之縱向速度、側向速度、偏擺角速度。
7. 若到達扭力調整、轉向的時間點，則開始進行扭力分配、轉向。
8. 重複執行步驟 3~6；若已達到設定之總模擬時間，則跳出迴圈並完成模擬。

5-2 車輛參數設定

本小節將列出數值模擬時將使用之車輛參數，包括車輛規格、輪胎規格等等。

5-2-1 車輛規格

本研究分別選用車輛模擬軟體 CarSim[43]內建資料庫之三種車輛包括 CS D-Class SUV、CS GT、以及 CS B-Class Sports Car，重心分別位於偏前軸處、偏後軸處、以及軸距之中央處，且設定三種車輛之前後輪均搭配 235/60 R16 之輪胎。三種車輛之參數分別如表 5-1~表 5-3 所示。

名稱	符號	數值	單位
車重	m	1609	kg
車身慣量	I_z	1765	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$
軸距	l	2.619	m
質心至前軸距	l_1	1.05	m
質心至後軸距	l_2	1.569	m
輪距	d	1.82	m
輪胎有效半徑	r_e	0.3442	m
質心高度	h	0.67	m
前投影面積	A	2.4	m^2

表 5-1 CS D-Class SUV 車輛規格參數

名稱	符號	數值	單位
車重	m	1398	kg
車身慣量	I_z	1270	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$
軸距	l	2.350	m
質心至前軸距	l_1	1.525	m
質心至後軸距	l_2	0.825	m
輪距	d	1.807	m
輪胎有效半徑	r_e	0.3442	m
質心高度	h	0.39	m
前投影面積	A	1	m^2

表 5-2 CS GT 車輛規格參數

名稱	符號	數值	單位
車重	m	1140	kg
車身慣量	I_z	996	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$
軸距	l	2.330	m
質心至前軸距	l_1	1.165	m
質心至後軸距	l_2	1.165	m
輪距	d	1.75	m
輪胎有效半徑	r_e	0.3442	m
質心高度	h	0.375	m
前投影面積	A	1.6	m^2

表 5-3 CS B-Class Sports Car 車輛規格參數

5-2-2 輪胎規格

本研究之輪胎參數選用 ADAMS 中 235/60 R16 的 2002 年版 Magic Formula 輪胎係數，此輪胎於正向力 3000N 時，滑差和縱向力之關係如圖 5-3，此曲線由縱向力參數代入 Magic Formula 求得，參數如表 5-4。

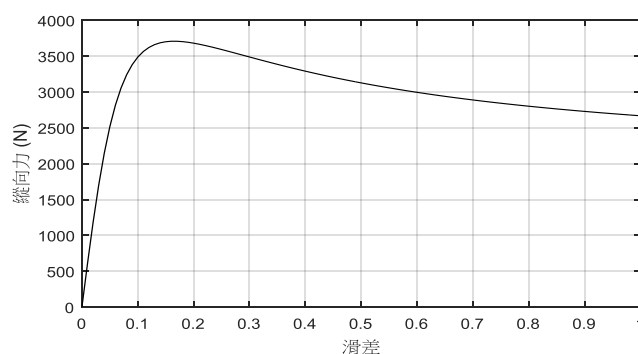


圖 5-3 正向力 3000N 時 235/60 R16 輪胎之滑差與縱向力曲線



參數	值	參數	值
PCX1	1.6411	PKX1	22.303
PDX1	1.1739	PKX2	0.48896
PDX2	-0.16395	PKX3	0.21253
PDX3	0	PHX1	0.0012297
PEX1	0.46403	PHX2	0.0004318
PEX2	0.25022	PVX1	-8.8098e-006
PEX3	0.067842	PVX2	1.862e-005
PEX4	-3.7604e-005		

表 5-4 235/60 R16 輪胎縱向力參數

此輪胎於正向力 3000N 時，側滑角和側向力之關係如圖 5-4，此曲線由側向力參數代入 Magic Formula 得到，參數如表 5-5。

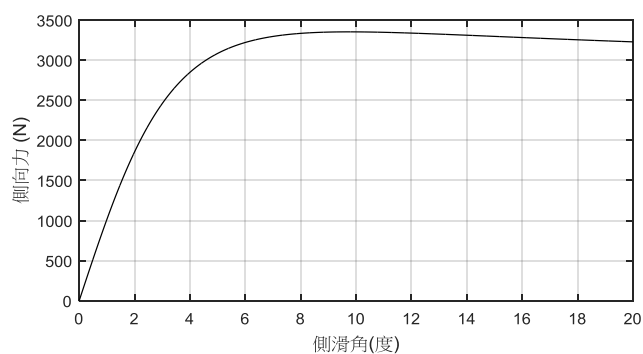


圖 5-4 正向力 3000N 時 235/60 R16 輪胎之側滑角與側向力曲線

參數	值	參數	值
PCY1	1.3507	PKY2	2.0012
PDY1	1.0489	PKY3	-0.024778
PDY2	-0.18033	PHY1	0.0026747
PDY3	-2.8821	PHY2	8.9094e-005
PEY1	-0.0074722	PHY3	0.031415
PEY2	-0.0063208	PVY1	0.037318
PEY3	-9.9935	PVY2	-0.010049
PEY4	-760.14	PVY3	-0.32931
PKY1	-21.92	PVY4	-0.69553

表 5-5 235/60 R16 輪胎側向力參數



5-3 扭力分配功能模擬分析

本節將針對 H-TD 之扭力分配功能進行測試，並且分別以前輪驅動、後輪驅動、四輪驅動之車輛做為測試平台。

5-3-1 前輪驅動車輛之分析

本小節將以針對前輪驅動車輛進行分析，以重心偏前之 CS D-Class SUV 作為車輛模型，分別以行駛中單輪打滑、等轉角轉向、單輪打滑等轉角轉向等車輛行駛狀態進行模擬，比較當前軸差速器為一般開放式差速器 (Open Differential, OD) 或本研究所提出之 H-TD 系統時之差異，以進一步驗證本系統於前輪驅動車輛上之性能表現。

1. 行駛單輪打滑之分析

車輛於行駛過程中，若遇一輪遭遇低摩擦力之地面（如結冰、積水之路面），可能發生單輪打滑之狀態，並且影響車輛行駛過程中整體之驅動力表現，此處以左前輪打滑為例，車輛初始車速為 $60(\text{km/h})$ ，左前輪於模擬開始後 0.1 秒遭遇摩擦係數 0.01 之路面，右前輪則位於摩擦係數為 0.85 之一般路面，假設主動力源維持輸出 $300(\text{N} \cdot \text{m})$ 之扭力，總模擬時間 1 秒，此時左前輪因 0.1 秒後進入低摩擦係數之路面後便開始打滑。

模擬中使用 OD 之部分並無法做扭力分配；而 H-TD 之部分，開始時 H-TD 將以中介模式 (Intermediate mode) 運作，並且假設系統反應時間為 0.05 秒，代表系統於左前輪開始打滑後 0.05 秒偵測到打滑現象並且瞬間切換至扭力分配模式 (Torque vectoring mode) 運作，同時設定馬達輸出 $-60(\text{N} \cdot \text{m})$ 之扭力將左前輪之扭力導引至地面摩擦係數較大的右前輪上，以增加車輛整體之驅動力。

首先由圖 5-5、圖 5-6 可以看出，車輛左前輪於 0.1 秒遭遇低摩擦係數之地面而打滑後，左前輪之驅動力明顯下降造成整車驅動力下降；於 0.15 秒時，配備 H-TD 之車輛因啟動扭力分配功能，系統將扭力導引至右前輪，使右前輪驅動力上升，整車之驅動力則恢復到接近左前輪未打滑時之大小。

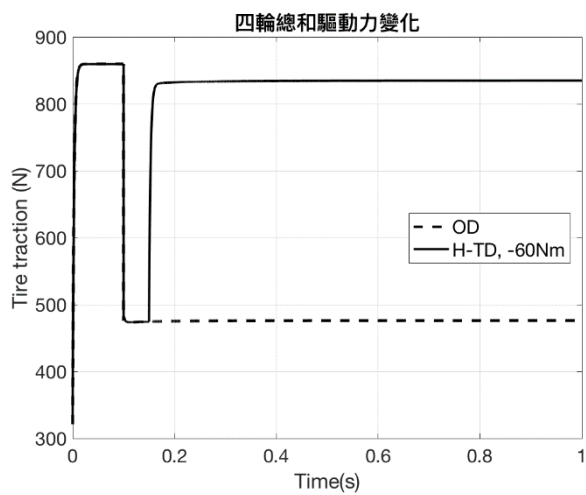


圖 5-5 總驅動力比較

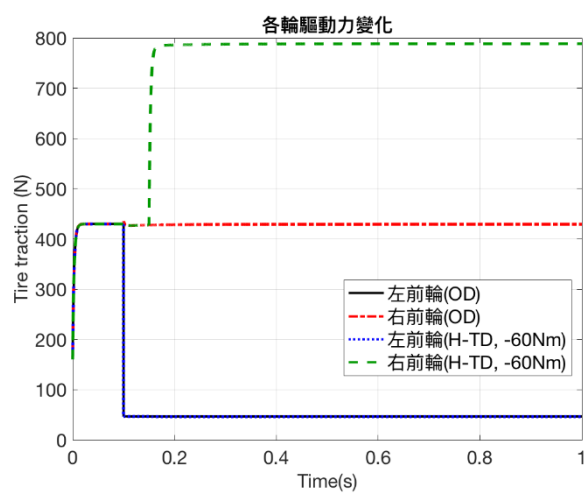


圖 5-6 各輪驅動力比較

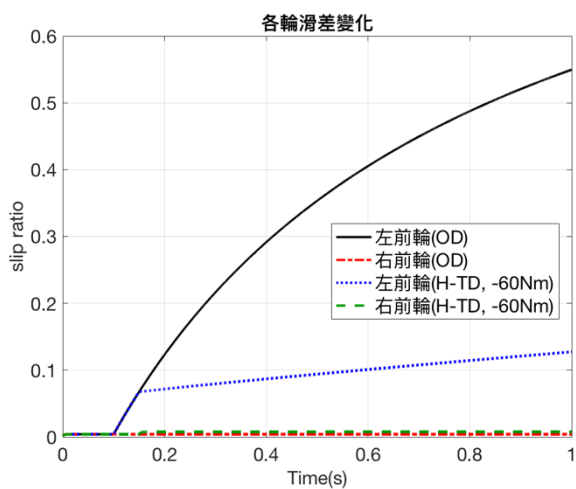


圖 5-7 各輪滑差比較

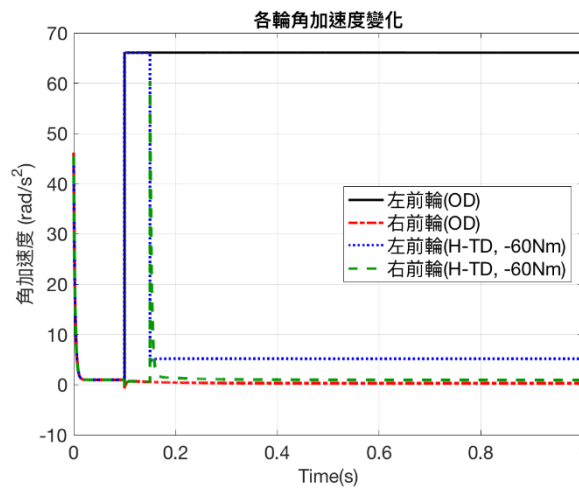


圖 5-8 各輪角加速度比較

由圖 5-7、圖 5-8 可發現，0.1 秒後因左前輪開始打滑，地面無法提供足夠的驅動力，但動力源仍持續對左前輪施加相同之扭力，因此左前輪之角加速度、滑差均快速增加，於 0.15 秒時，配備 H-TD 之車輛啟動扭力分配功能後，系統將扭力導引至右前輪，使左前輪之輸入扭力下降，因此左前輪角加速度恢復至未打滑時之大小，滑差增加之幅度瞬間下降，同時右前輪獲得更多扭力輸入，因此角加速度、滑差上升，因而驅動力也獲得提升。

由圖 5-9、圖 5-10 可以看出 H-TD 系統之馬達於扭力分配期間之狀態變化，馬達於 0.15 秒時啟動開始進行扭力分配，期間因左右輪轉速的關係，馬達正轉，且越轉越快，而因馬達持續輸出 $-60(Nm)$ 之反向阻力，因此馬達持續做負功，且其值之大小有越來越大的趨勢。

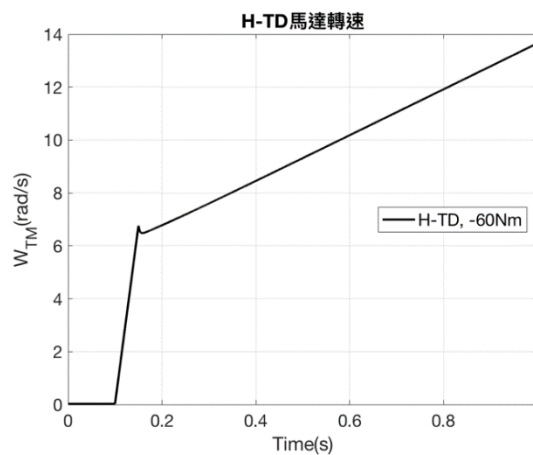


圖 5-9 H-TD 馬達轉速

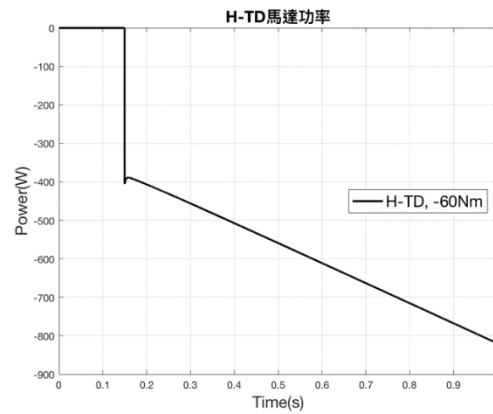


圖 5-10 H-TD 馬達功率

由圖 5-11、圖 5-12 可以發現此一系統遇單輪打滑作扭力分配時可能發生的問題。配備 H-TD 之車輛，啟動扭力分配後雖然整體之驅動力上升，但因右側輪之驅動力變得更大，而使車輛左轉彎之趨勢將比配備 OD 之車輛更為明顯，此一情形則必須仰賴車輛之其他控制加以改善。

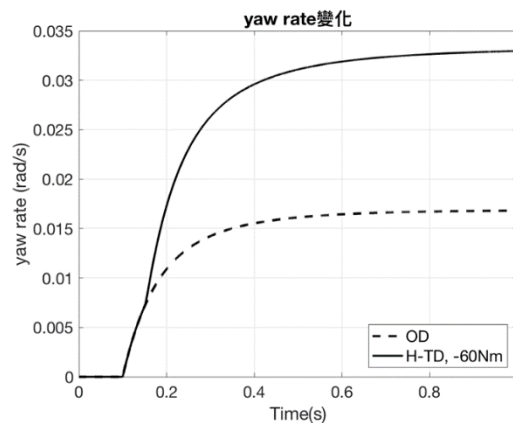


圖 5-11 Yaw rate 比較

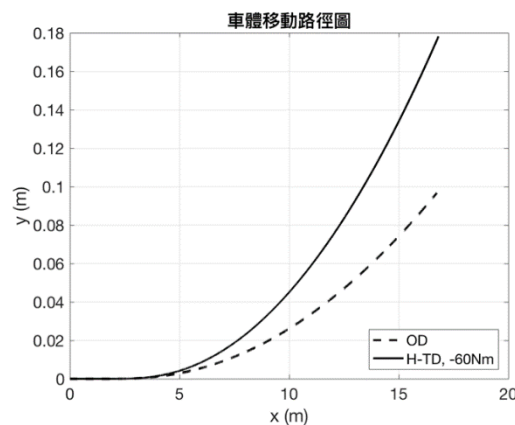


圖 5-12 車體移動路徑比較

2. 轉向性能之分析

假設車輛以初速度 $60(km/h)$ 直行前進，同時主動力源維持提供 $200(N \cdot m)$ 之扭力，設定模擬開始後 0.1 秒遭遇左彎彎道，此時左前輪瞬間以 5 度向左之轉向角轉向，右前輪轉向角則根據阿克曼轉向幾何設定相應之轉向角，並且持續維持相同的轉向角進行轉向，總模擬時間設定為 2 秒。

模擬中使用一般差速器（OD）部分並無扭力分配；另外 H-TD 部分再分成兩部分，首先於車輛直行時 H-TD 都以中介模式（Intermediate mode）運作，並且假設系統反應時間為 0.05 秒，也就是車輛開始轉向後 0.05 秒，系統瞬間切換至扭力分配模式（Torque vectoring mode），接著分別設定馬達輸出 $-45(N \cdot m)$ 或 $45(N \cdot m)$ 之扭力使左右前輪獲得不同的扭力分配，並且觀察其對於車輛轉向之影響。

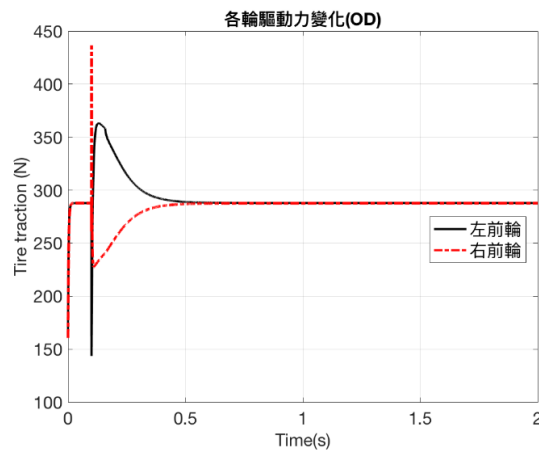


圖 5-13 OD 各輪驅動力變化

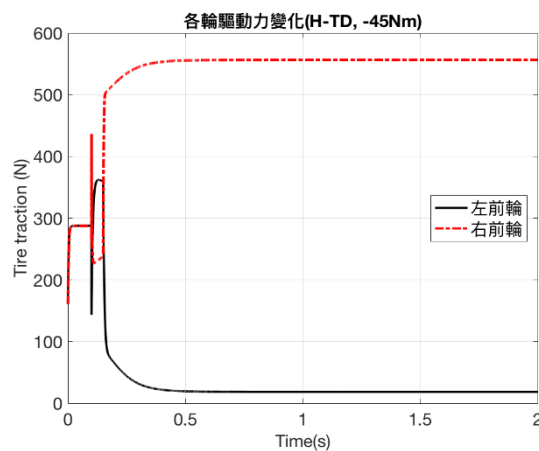


圖 5-14 H-TD 各輪驅動力變化(-45Nm)

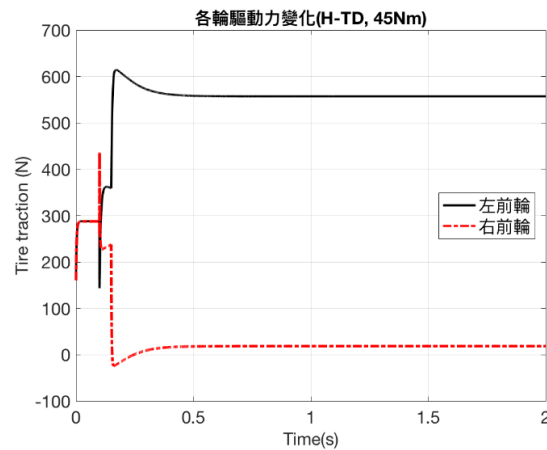


圖 5-15 H-TD 各輪驅動力變化(45Nm)

圖 5-13～圖 5-15 顯示轉向期間各輪之驅動力變化，0.1 秒開始轉向後，驅動力皆發生明顯的震盪變化，趨向穩定以後配備一般差速器兩輪之驅動力接近一致，另外配備 H-TD 之車輛，當扭力導引至右側時 ($-45Nm$)，右前輪驅動力上升、左前輪下降，反之，當扭力導引至左側時 ($45Nm$)，左前輪上升、右前輪下降。

圖 5-16～圖 5-18 則顯示轉向期間各輪之滑差變化，0.1 秒開始轉向後，滑差發生變化，趨向穩定以後配備一般差速器的左右兩輪之滑差一致；另外配備 H-TD 之車輛當扭力向右側導引時 ($-45Nm$)，右前輪扭力上升，造成滑差上升較左前輪大，當扭力向左側導引時 ($45Nm$)，右前輪扭力變小，使得滑差變得比左前輪還要小。

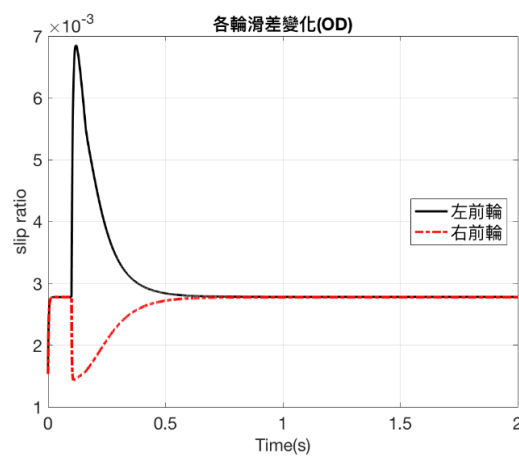


圖 5-16 OD 各輪滑差變化

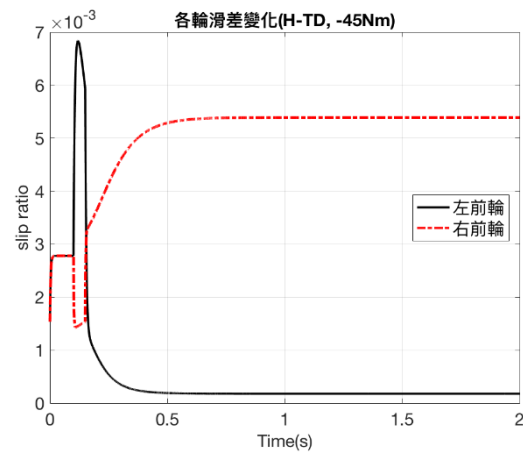


圖 5-17 H-TD 各輪滑差變化(-45Nm)

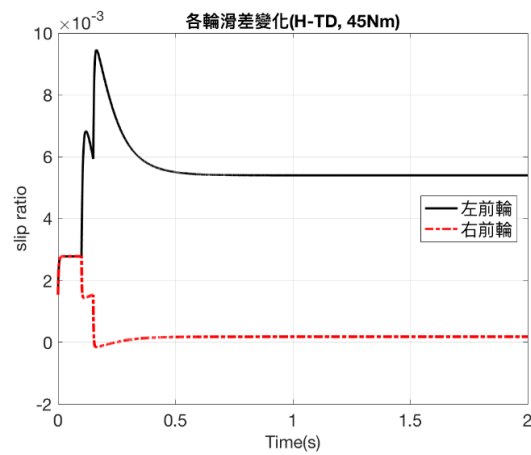


圖 5-18 H-TD 各輪滑差變化(45Nm)

由圖 5-19~圖 5-21 則可以明顯看出，0.1 秒車輛開始轉向之後，右側輪皆因為轉向的外側輪而有較高的轉速，另外，負責驅動的前輪也比後側輪有較高的轉速。

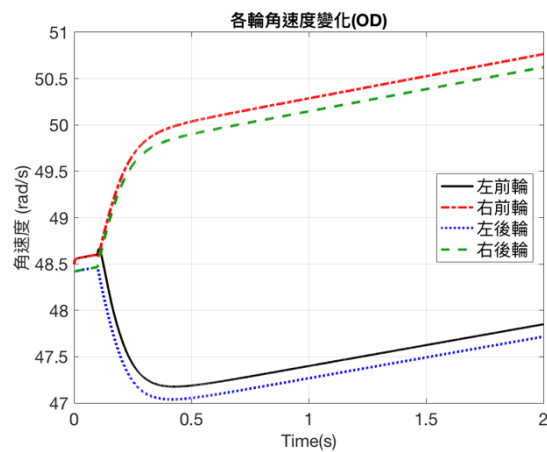


圖 5-19 OD 各輪角速度變化

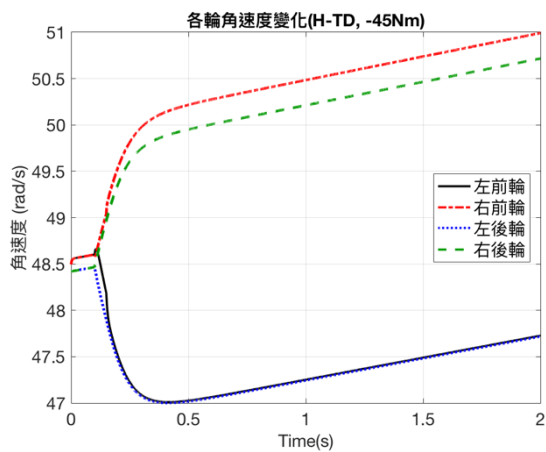


圖 5-20 H-TD 各輪角速度變化(-45Nm)

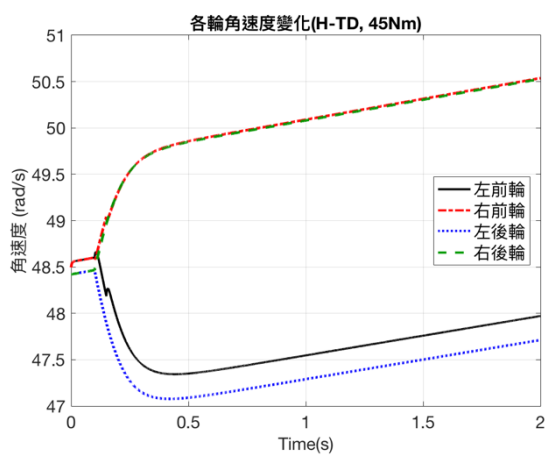


圖 5-21 H-TD 各輪角速度變化(45Nm)

圖 5-22～圖 5-24 則顯示轉向期間，各輪角加速度之變化趨勢。

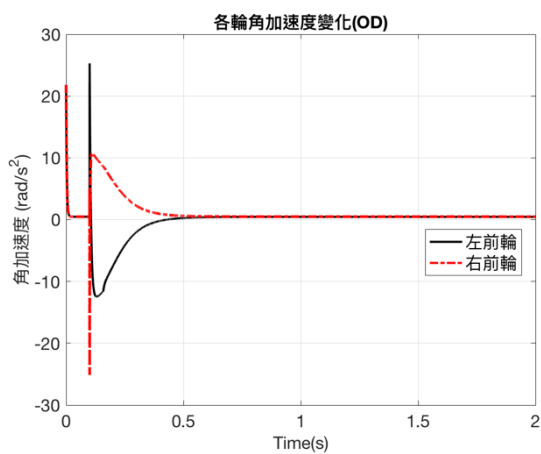


圖 5-22 OD 各輪角加速度變化

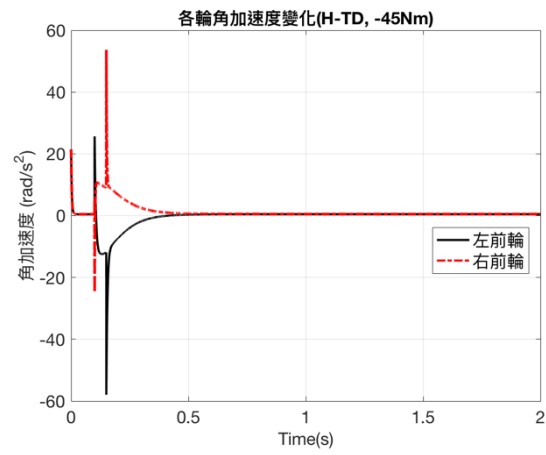


圖 5-23 H-TD 各輪角加速度變化(-45Nm)

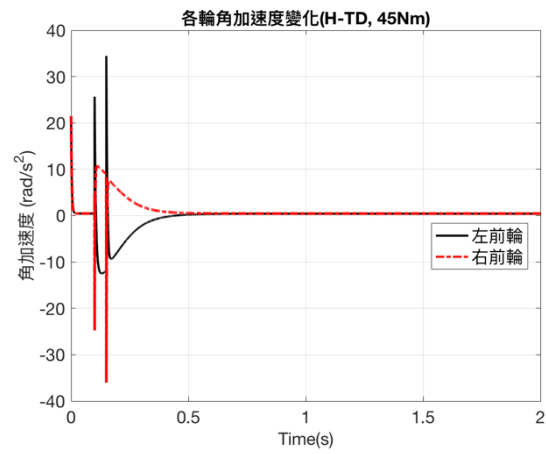


圖 5-24 H-TD 各輪角加速度變化(45Nm)

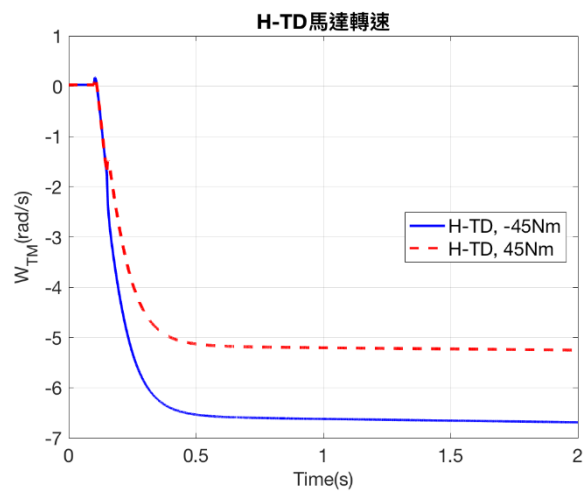


圖 5-25 H-TD 馬達轉速比較

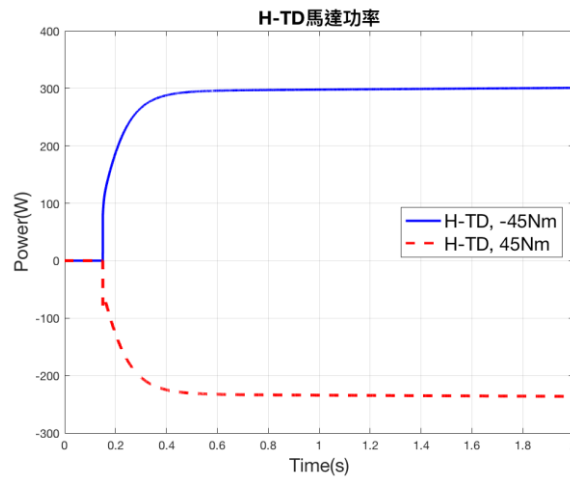


圖 5-26 H-TD 馬達功率比較

圖 5-25、圖 5-26 顯示 H-TD 的馬達於轉向期間之狀態變化，根據 4-3-1 小節系統的力學分析，馬達之轉速會受到左右側輪以及差速器轉速之影響，對應圖 5-20、圖 5-21 可以發現，將扭力導引至右側時 ($-45Nm$) 前軸兩側輪軸轉速差大於將扭力導引至左側 ($45Nm$) 時，因此馬達之轉速在將扭力導引至右側時較大；另外馬達功率部分，則是在扭力導引至右側時作正功、扭力導引至左側時作負功。

由圖 5-27~圖 5-29，則可以明顯看出，相較於配備一般差速器之車輛，使用 H-TD 系統在轉向時將扭力導引至外側輪，可以明顯提升車體 yaw rate、降低迴轉半徑，因此有較偏向內側的轉向軌跡，反之若是將扭力導引至內側輪，會降低 yaw rate、增加迴轉半徑，且會有最偏向外側的轉向軌跡。

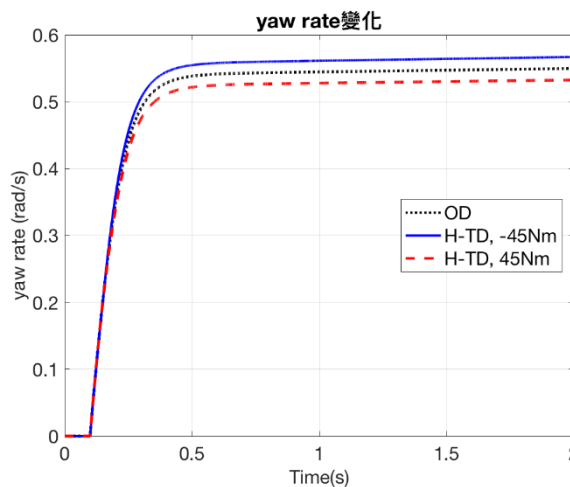


圖 5-27 Yaw rate 比較

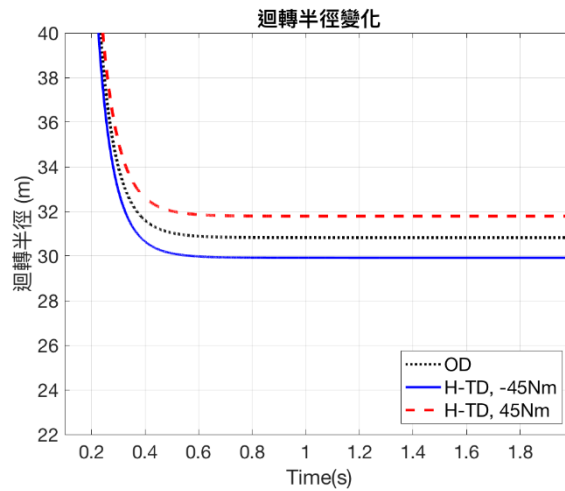


圖 5-28 瞬時迴轉半徑比較

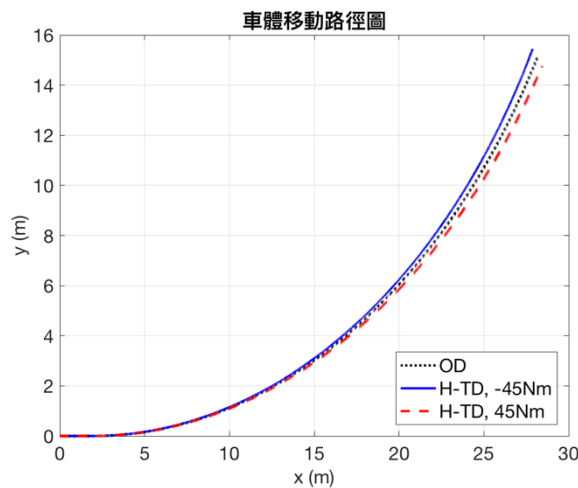


圖 5-29 車體移動路徑比較

3. 單輪打滑等轉角轉向

假設車輛以初速度 $60(km/h)$ 直行前進，同時主動力源維持提供 $200(N \cdot m)$ 之扭力，設定模擬開始後 0.1 秒遭遇左彎彎道，此時左前輪瞬間以 5 度向左之轉向角轉向，右前輪轉向角則根據阿克曼轉向幾何設定相應之轉向角，並且持續維持相同的轉向角進行轉向。另外設定於轉向同時車輛之左前輪或右前輪遭遇低摩擦係數路面，因此開始打滑，總模擬時間設定為 3 秒。

此模擬將比較五種狀態，分別為使用一般差速器且兩輪皆不打滑、使用一般差速器且左前輪打滑、使用一般差速器且右前輪打滑、使用 H-TD 且左前輪打滑時導

引扭力至右側、使用 H-TD 且右前輪打滑時導引扭力至左側。使用 H-TD 之車輛直行時 H-TD 都以中介模式 (Intermediate mode) 運作，並且假設系統之反應時間為 0.05 秒，也就是車輛開始轉向並打滑後 0.05 秒，系統瞬間切換至扭力分配模式 (Torque vectoring mode)，接著分別設定馬達輸出 $-45(N \cdot m)$ 或 $45(N \cdot m)$ 之扭力使左右前輪獲得不同的扭力分配，並且觀察其對於車輛轉向之影響。

由圖 5-30 可以看出，未進行扭力導引時，不論左前輪或右前輪打滑，皆使轉向之軌跡明顯向外側偏移，而當左前輪打滑時將扭力導引向右側可以使轉向軌跡更向內側靠近，反之右前輪打滑時將扭力導引向左側將使得轉向軌跡更偏向外側。

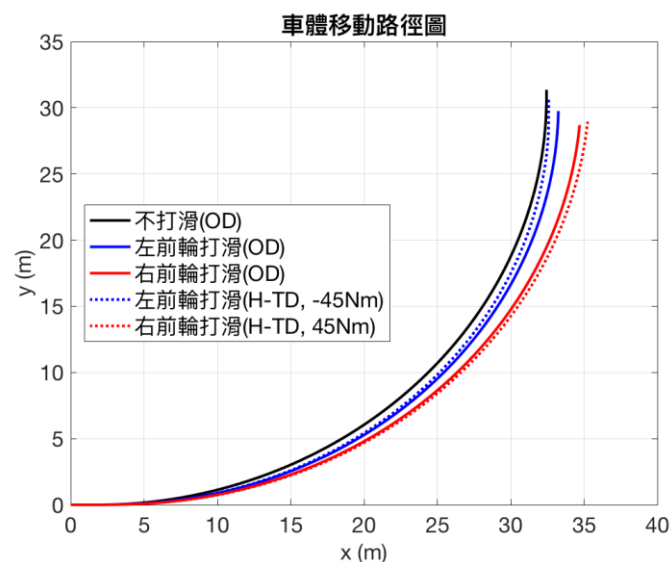


圖 5-30 前驅單輪打滑轉向車體路徑比較

5-3-2 後輪驅動車輛之分析

本小節將以針對後輪驅動車輛進行分析，以重心偏後之 CS GT 作為車輛模型，分別以行駛中單輪打滑、等轉角轉向、單輪打滑等轉角轉向等車輛行駛狀態進行模擬，比較當後軸差速器為一般開放式差速器（Open Differential, OD）或本研究所提出之 H-TD 系統時之差異，以進一步驗證本系統於後輪驅動車輛上之性能表現。

1. 行駛單輪打滑之分析

與前輪驅動車輛之單輪打滑模擬相似，此處以左後輪打滑為例，車輛初始車速為 $60(\text{km/h})$ ，左後輪於模擬開始後 0.1 秒遭遇摩擦係數 0.01 之路面，右後輪則位於摩擦係數為 0.85 之一般路面，假設主動力源維持輸出 $300(\text{N} \cdot \text{m})$ 之扭力，總模擬時間 1 秒，此時左後輪因 0.1 秒後進入低摩擦係數之路面後便開始打滑。

模擬中使用 OD 之部分，並無法做扭力分配；而 H-TD 之部分，開始時 H-TD 將以中介模式（Intermediate mode）運作，並且假設系統反應時間為 0.05 秒，代表系統於左後輪開始打滑後 0.05 秒偵測到打滑現象並且瞬間切換至扭力分配模式（Torque vectoring mode）運作，同時設定馬達輸出 $-60(\text{N} \cdot \text{m})$ 之扭力將左輪之扭力導引至地面摩擦係數較大的右後輪上，以增加車輛整體之驅動力。

由圖 5-31、圖 5-32 可發現，車輛左後輪於 0.1 秒遭遇低摩擦係數之地面打滑後，左前輪之驅動力明顯下降造成整車驅動力下降；於 0.15 秒時，配備 H-TD 之車輛啟動扭力分配功能後，系統將扭力導引至右後輪，使右後輪驅動力上升，整車之驅動力則可恢復到接近左後輪未打滑時之大小。

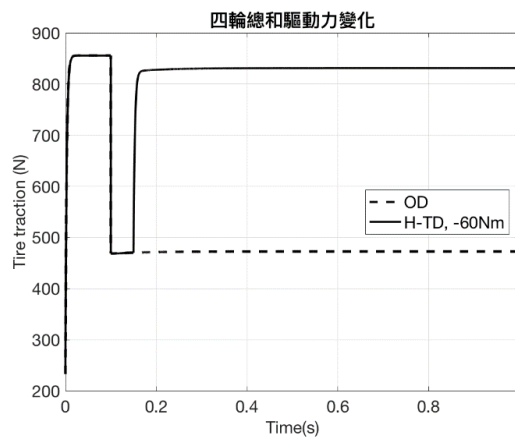


圖 5-31 總驅動力比較

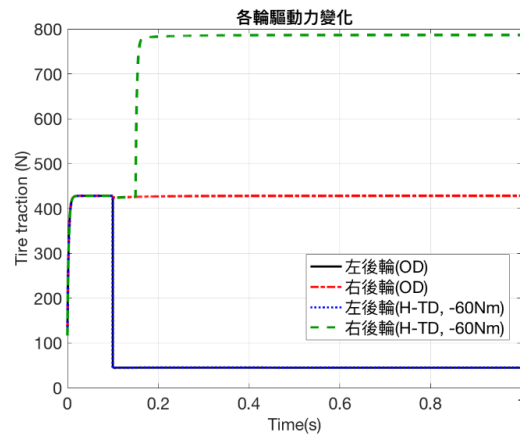


圖 5-32 各輪驅動力比較

由圖 5-33、圖 5-34 可發現，0.1 秒後左後輪開始打滑，角加速度、滑差均快速增加，於 0.15 秒時，配備 H-TD 之車輛啟動扭力分配使左後輪角加速度降低，滑差增加幅度下降，同時右後輪獲得更多扭力，角加速度、滑差上升。

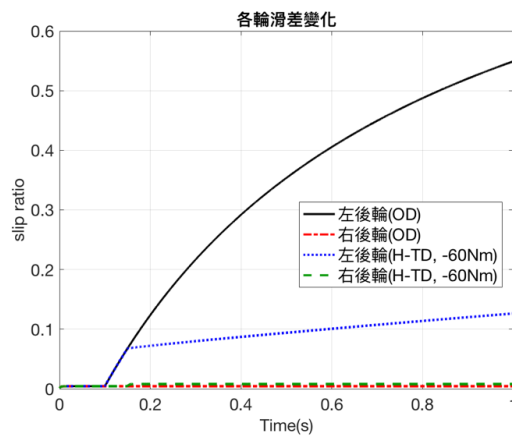


圖 5-33 各輪滑差比較

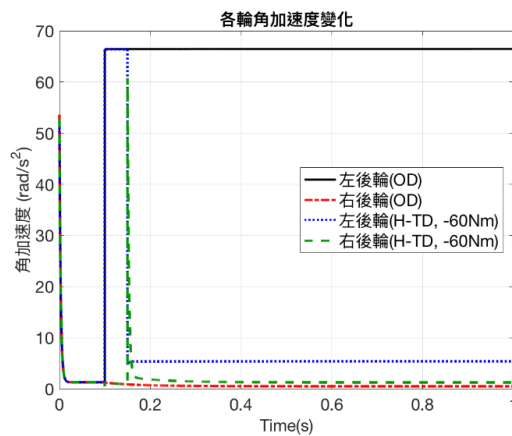


圖 5-34 各輪角加速度比較

由圖 5-35、圖 5-36 可以瞭解 H-TD 系統之馬達於扭力分配期間之狀態變化，馬達於 0.15 秒時啟動開始進行扭力分配，期間馬達正轉，且越轉越快，而因馬達持續輸出 $-60(Nm)$ 之反向阻力，因此馬達持續做負功，且其值有越來越大的趨勢。

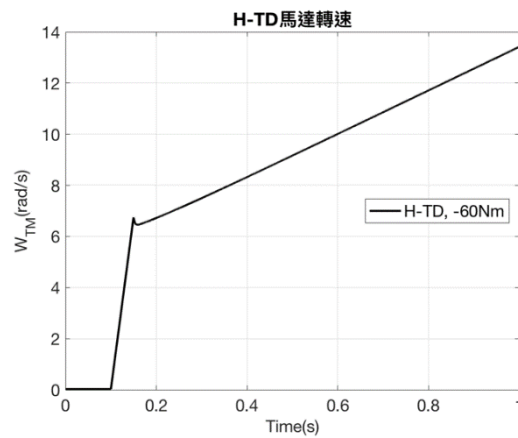


圖 5-35 H-TD 馬達轉速

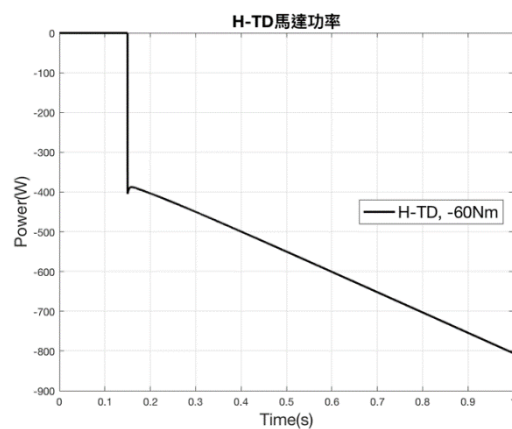


圖 5-36 H-TD 馬達功率

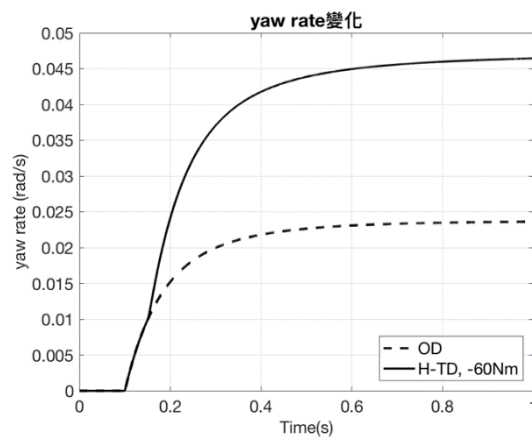


圖 5-37 Yaw rate 比較

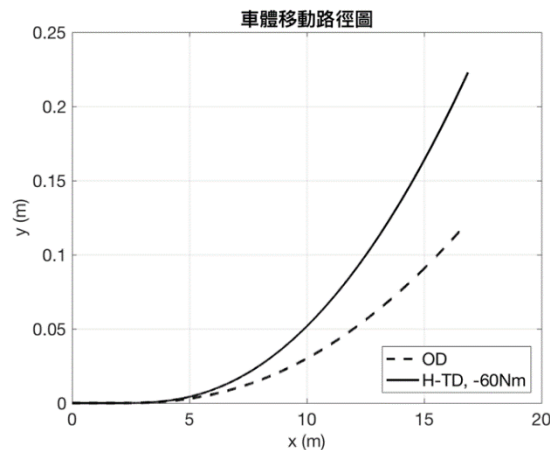


圖 5-38 車體移動路徑比較

由圖 5-37、圖 5-38 可以發現與在前驅車輛上有相同的問題，配備 H-TD 之車輛，啟動扭力分配後雖然整體之驅動力上升，但因右側之驅動力變得更大，而使車輛左轉彎之趨勢將比配備一般差速器之車輛更為明顯，此一情形則同樣必須仰賴車輛之其他控制加以改善。

2. 轉向性能之分析

假設車輛以初速度 $60(km/h)$ 直行前進，同時主動力源維持提供 $200(N \cdot m)$ 之扭力，設定模擬開始後 0.1 秒遭遇左彎彎道，此時左前輪瞬間以 5 度向左之轉向角轉向，右前輪轉向角則根據阿克曼轉向幾何設定相應之轉向角，並且持續維持相同的轉向角進行轉向，總模擬時間設定為 2 秒。

參考前輪驅動之轉向模擬，模擬中同樣使用 OD 或 H-TD，H-TD 分別設定馬達輸出 $-45(N \cdot m)$ 或 $45(N \cdot m)$ 使左右後輪獲得不同的扭力分配，反應時間亦為 0.05 秒。車輛直行時 H-TD 以中介模式運作，轉向後 0.05 秒，系統瞬間切換至扭力分配模式運作，並且觀察其對於車輛轉向之影響。

圖 5-39～圖 5-41 顯示轉向期間各輪之驅動力變化，0.1 秒開始轉向後，驅動力發生變化，趨向穩定以後配備一般差速器的左右兩輪之驅動力一致，另外配備 H-TD 之車輛，當扭力導引至右側時 ($-45Nm$)，右後輪驅動力上升、左後輪驅動力下降，反之，當扭力導引至左側時 ($45Nm$)，左後輪驅動力上升、右後輪下降。

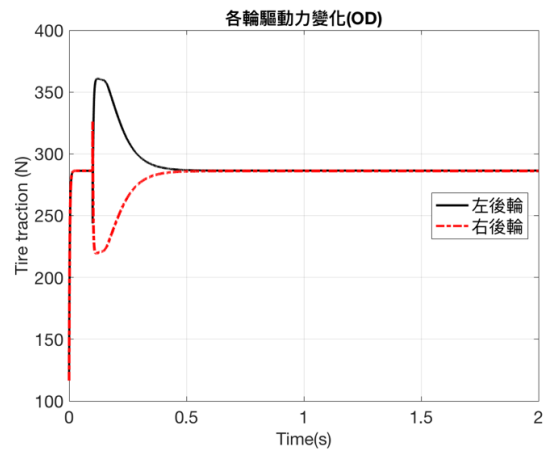


圖 5-39 OD 各輪驅動力變化

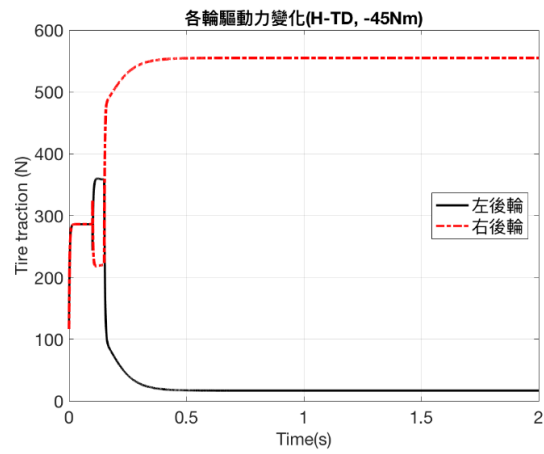


圖 5-40 H-TD 各輪驅動力變化(-45Nm)

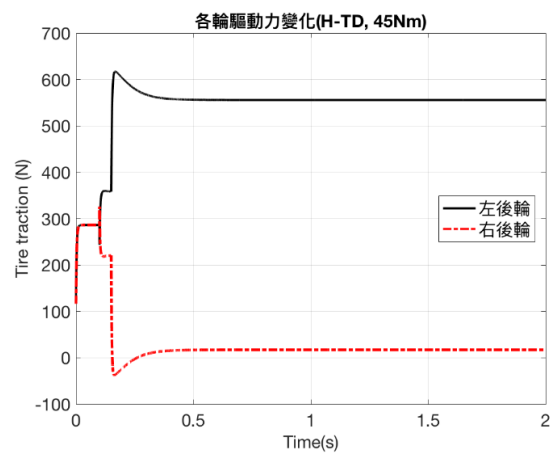


圖 5-41 H-TD 各輪驅動力變化(45Nm)

圖 5-42～圖 5-44 顯示轉向期間各輪之滑差變化，0.1 秒開始轉向後，滑差發生變化，趨向穩定以後配備一般差速器的左右兩輪之滑差一致；另外配備 H-TD 之車輛當扭力向右側導引時($-45Nm$)，右後輪扭力上升，造成滑差上升較左後輪大，當扭力向左側導引時($45Nm$)，右後輪扭力變小，使得滑差變得比左後輪還要小。

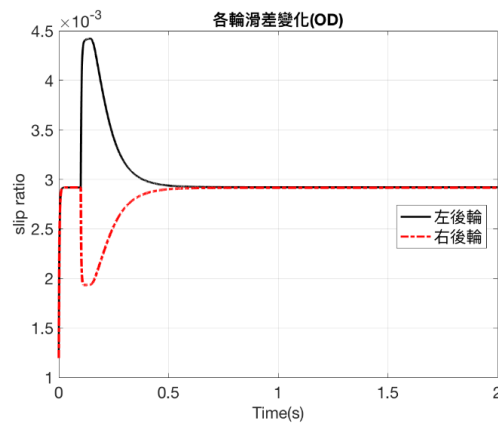


圖 5-42 OD 各輪滑差變化

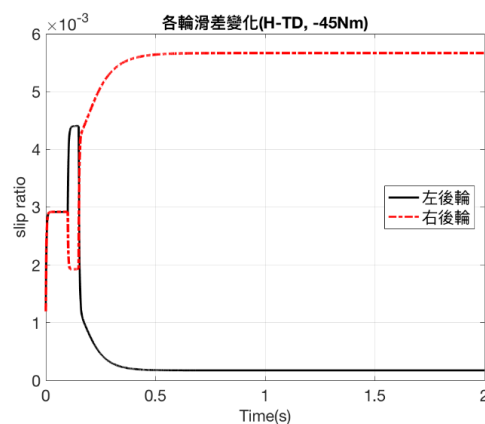


圖 5-43 H-TD 各輪滑差變化($-45Nm$)

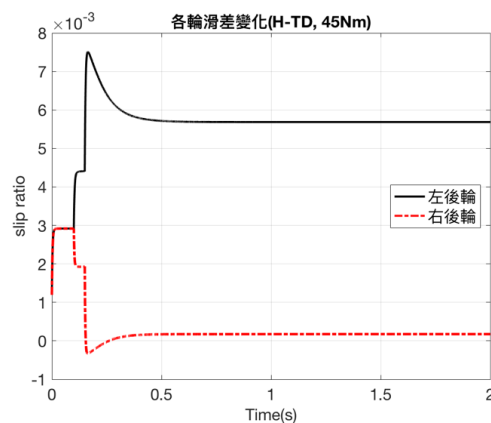


圖 5-44 H-TD 各輪滑差變化($45Nm$)

圖 5-45~圖 5-47 可以看出，開始轉向之後，右側輪皆因是轉向的外側輪而有較高的轉速，另外，負責驅動的后輪也都比前輪有較高的轉速。

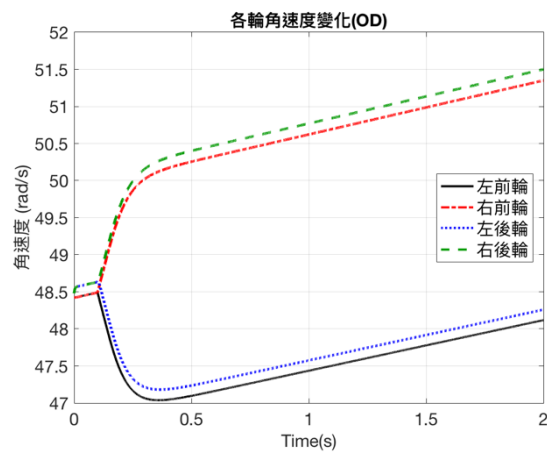


圖 5-45 OD 各輪角速度變化

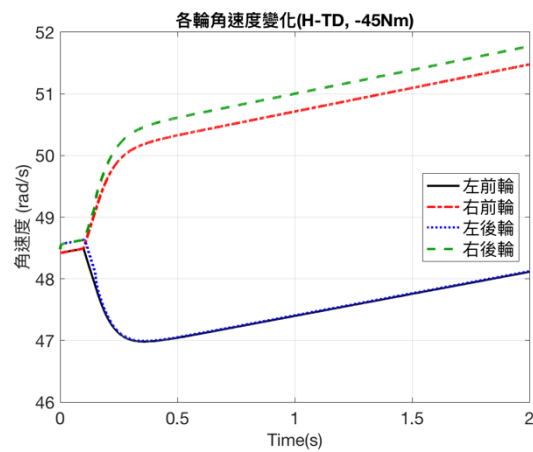


圖 5-46 H-TD 各輪角速度變化(-45Nm)

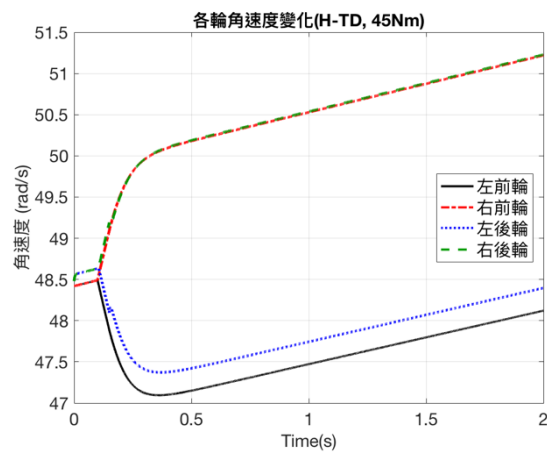


圖 5-47 H-TD 各輪角速度變化(45Nm)



圖 5-48～圖 5-50 則顯示轉向期間，各輪角加速度之變化趨勢。

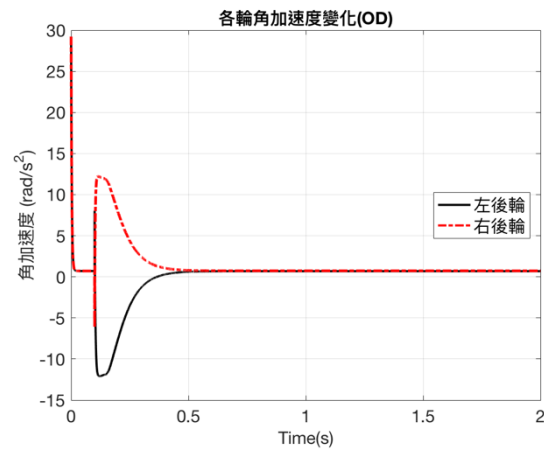


圖 5-48 OD 各輪角加速度變化

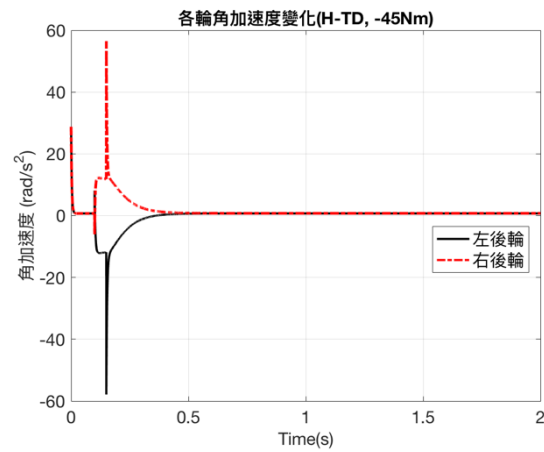


圖 5-49 H-TD 各輪角加速度變化(-45Nm)

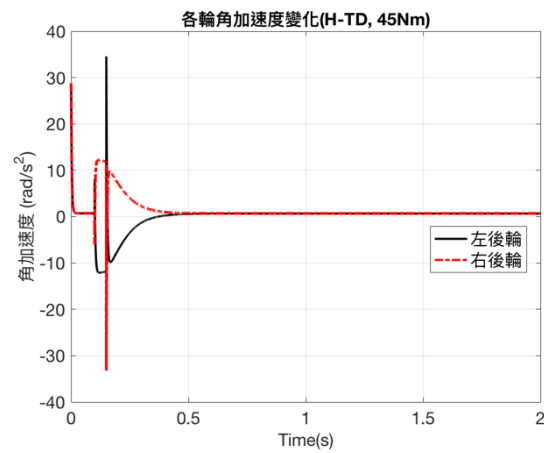


圖 5-50 H-TD 各輪角加速度變化(45Nm)

圖 5-51、圖 5-52 顯示出 H-TD 的馬達於轉向期間之狀態變化，根據 4-3-1 小節系統力學分析，馬達之轉速會受到左右側輪以及差速器轉速之影響，對應圖 5-46、圖 5-47 可以發現，將扭力導引至右側時 ($-45Nm$) 兩側輪軸轉速差大於將扭力導引至左側 ($45Nm$) 時，因此馬達之轉速在將扭力導引至右側時較大；另外馬達之功率，在扭力導引至右側時馬達作正功、扭力導引至左側時馬達作負功。

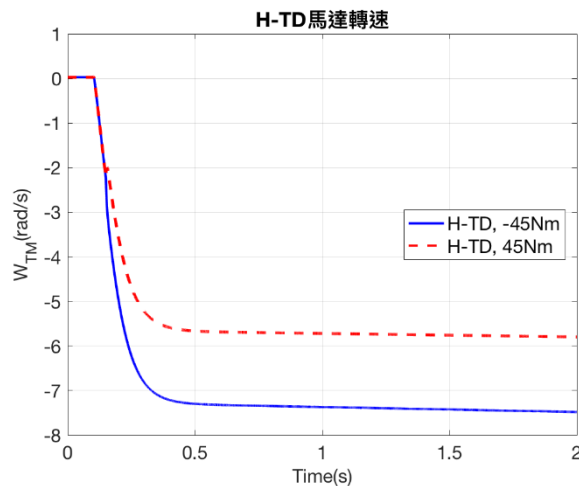


圖 5-51 H-TD 馬達轉速比較

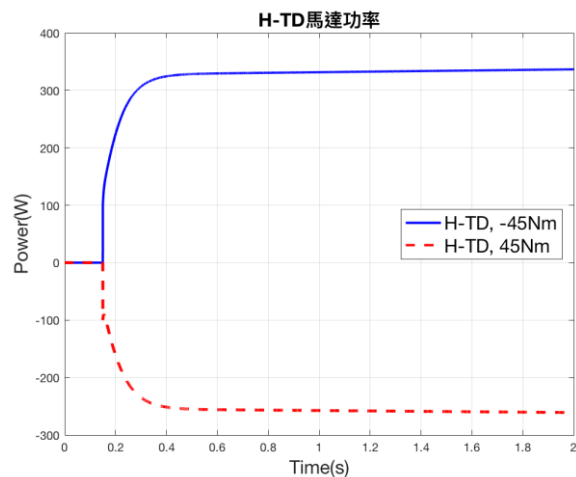


圖 5-52 H-TD 馬達功率比較

由圖 5-53～圖 5-55 則可以看出，相較於配備一般差速器之車輛，使用 H-TD 系統在轉向時將扭力導引至外側輪，可以提升車體 yaw rate、降低迴轉半徑，因此有較偏向內側的轉向軌跡，反之若是將扭力導引至內側輪，會降低 yaw rate、增加迴轉半徑，且會有最偏向外側的轉向軌跡。

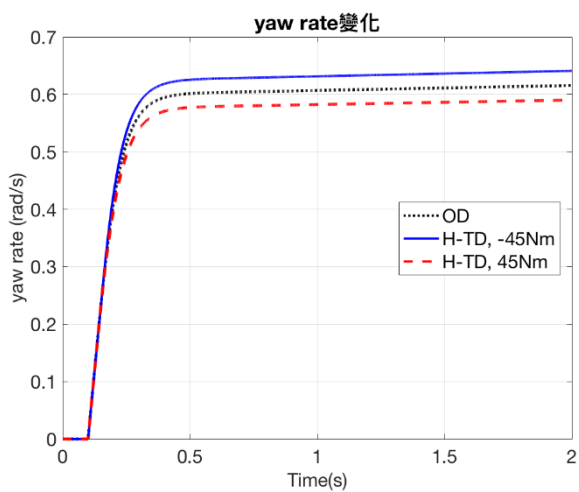


圖 5-53 Yaw rate 比較

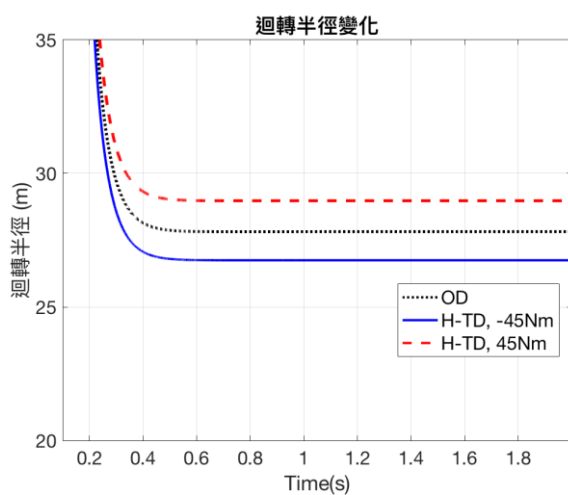


圖 5-54 瞬時迴轉半徑比較

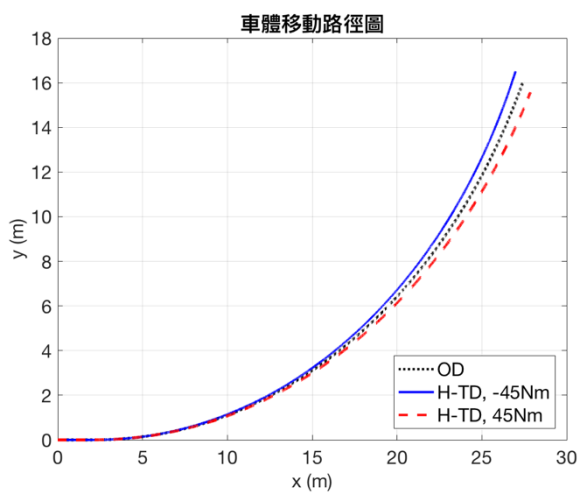


圖 5-55 車體移動路徑比較

3. 單輪打滑等轉角轉向

假設車輛以初速度 $60(km/h)$ 直行前進，同時主動力源維持提供 $200(N \cdot m)$ 之扭力，設定模擬開始後 0.1 秒遭遇左彎彎道，此時左前輪瞬間以 5 度向左之轉向角轉向，右前輪轉向角則根據阿克曼轉向幾何設定相應之轉向角，並且持續維持相同的轉向角進行轉向。另外設定於轉向同時車輛之左後輪或右後輪遭遇低摩擦係數路面，因此開始打滑，總模擬時間設定為 3 秒。

此模擬將比較五種狀態，分別為使用一般差速器且兩輪皆不打滑、使用一般差速器且左後輪打滑、使用一般差速器且右後輪打滑、使用 H-TD 且左後輪打滑時導引扭力至右側、使用 H-TD 且右後輪打滑時導引扭力至左側。另使用 H-TD 之車輛直行時 H-TD 都以中介模式 (Intermediate mode) 運作，並且假設系統之反應時間為 0.05 秒，也就是車輛開始轉向並打滑後 0.05 秒，系統瞬間切換至扭力分配模式 (Torque vectoring mode)，接著分別設定馬達輸出 $-45(N \cdot m)$ 或 $45(N \cdot m)$ 之扭力使左右後輪獲得不同的扭力分配，並且觀察其對於車輛轉向之影響。

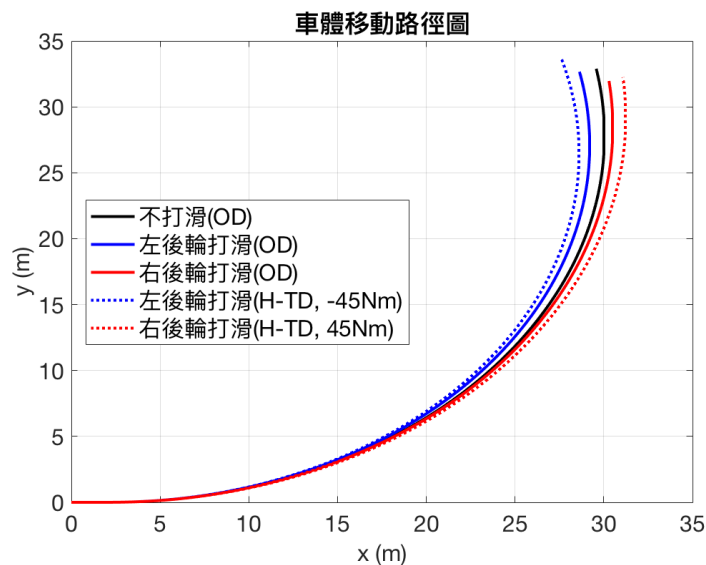


圖 5-56 後驅單輪打滑轉向車體路徑比較

由圖 5-56 可以看出，未進行扭力導引時，左後輪打滑，使轉向之軌跡向內側偏移，反之右後輪打滑，使轉向之軌跡向外側偏移。而當左後輪打滑時將扭力導引向右側可以使轉向軌跡更向內側靠近，反之右後輪打滑時將扭力導引向左側將使得轉向軌跡更偏向外側。

5-3-3 四輪驅動車輛之分析

本小節將以針對四輪驅動車輛進行分析，以重心置中之 CS B-Class Sports Car 作為車輛模型，前後輪軸皆使用一般開放式差速器、中央輪軸分別使用一般開放式差速器（Open Differential, OD）與 H-TD 系統進行比較，並且以加速打滑之車輛行駛狀態進行模擬，比較當中央差速器為一般差速器時與為 H-TD 系統時之差異，以進一步驗證本系統於四輪驅動車輛上之性能表現。

1. 加速打滑之分析

假設車輛以初速度 $60(km/h)$ 等速前進，並且於地面摩擦係數為 0.5 之地面行駛，設定於模擬開始後 0.1 秒遭遇超車等需要急加速之情境，此時駕駛給予全油門使主動力源輸出 $2000(N \cdot m)$ 為車輛加速，但因車輛加速慣性力使得車輛重心向後轉移，後輪軸正向力增加、前輪軸正向力降低，並且造成前輪對應之最大摩擦力降低而造成前輪軸打滑之現象，總模擬時間設定為 2 秒。

模擬中使用一般差速器（OD）之部分於加速期間對前後輪軸持續輸出相同的扭力，並無扭力分配之作用；另外 H-TD 部分，首先於車輛直行時以中介模式（Intermediate mode）運作，並且假設系統之反應時間為 0.05 秒，也就是車輛開始加速後 0.05 秒，系統瞬間切換至扭力分配模式（Torque vectoring mode），接著設定馬達輸出 $-70(N \cdot m)$ 之扭力將前輪軸部分扭力導引至後輪軸，並且觀察其對於車輛加速之影響。

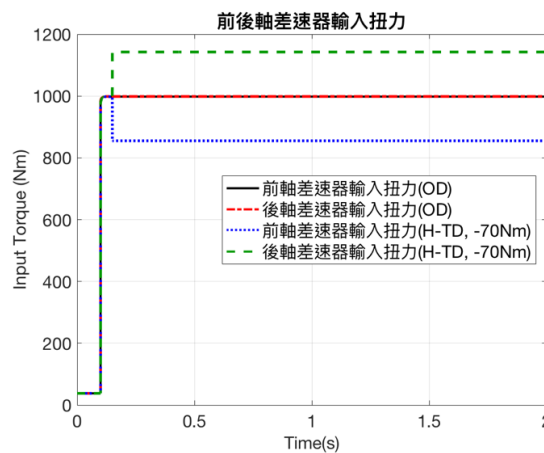


圖 5-57 前後軸差速器輸入扭力比較

首先由圖 5-57 可以看到，配備一般差速器之車輛一直保持前後差速器相同扭力，而配備 H-TD 之車輛於 0.15 秒啟動扭力分配，將部分前軸扭力送至後軸。

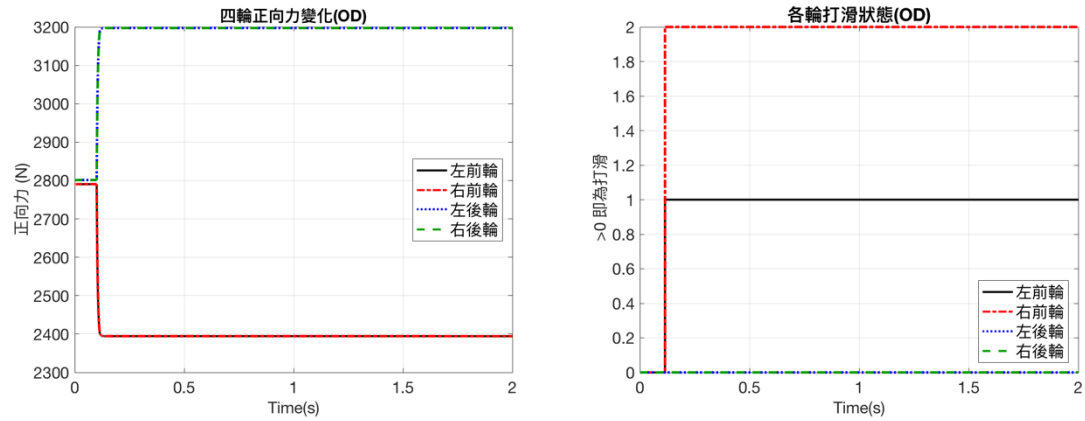


圖 5-58 OD 各輪正向力、打滑狀態

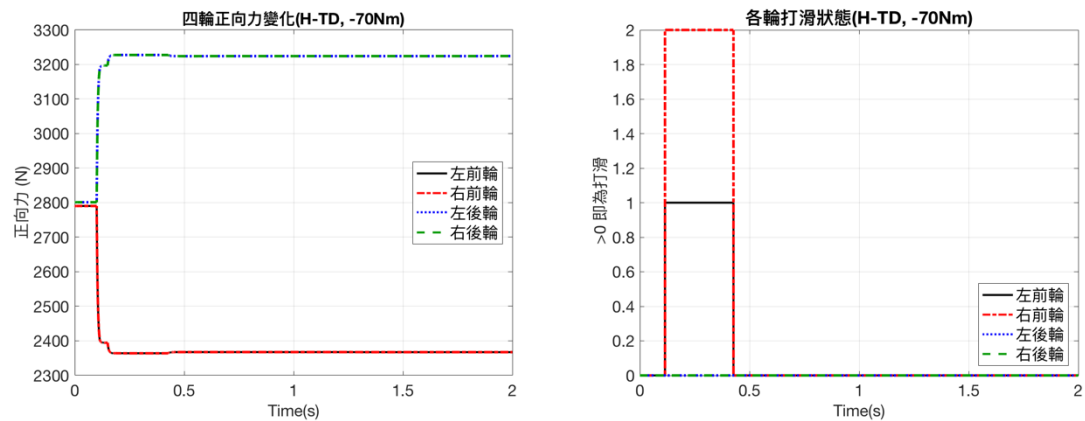


圖 5-59 H-TD 各輪正向力、打滑狀態

接下來，由圖 5-58、圖 5-59 可以看出，車輛一開始等速前進時，四輪皆未打滑，而當主動力源於 0.1 秒輸入 $2000(N \cdot m)$ 為車輛加速後，由於車體慣性向後偏移導致前軸正向力減低，因此地面可負載之驅動力降低，造成前軸開始打滑，配備 H-TD 之車輛於 0.15 秒時啟動扭力分配功能，將部分扭力導引至正向力較大之後軸，因此前輪於 0.5 秒左右便不再持續打滑，反之配備一般差速器之車輛前輪於 0.1 秒後便持續打滑。

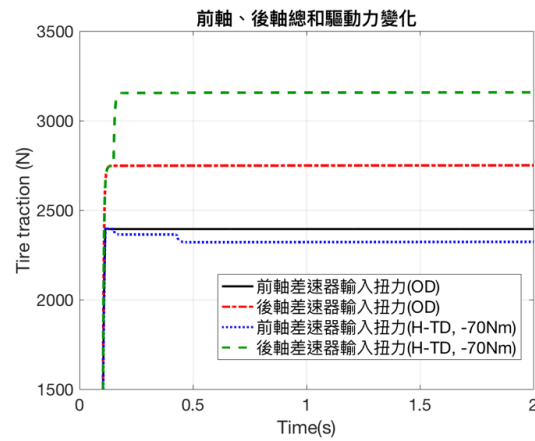


圖 5-60 前後軸總驅動力比較

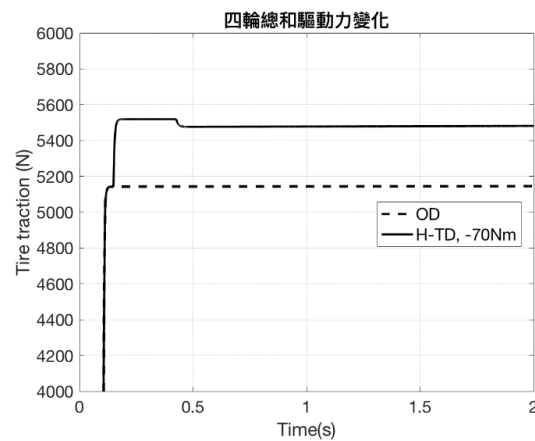


圖 5-61 總驅動力比較

由圖 5-60、圖 5-61 驅動力之比較可以看出，配備一般差速器之車輛因前輪軸持續打滑，整車驅動力僅能達到低於5200(N)的值，而配備 H-TD 之車輛則因將部分扭力導引至正向力較大的後軸，因此有效提升後輪軸驅動力以及整車之驅動力。

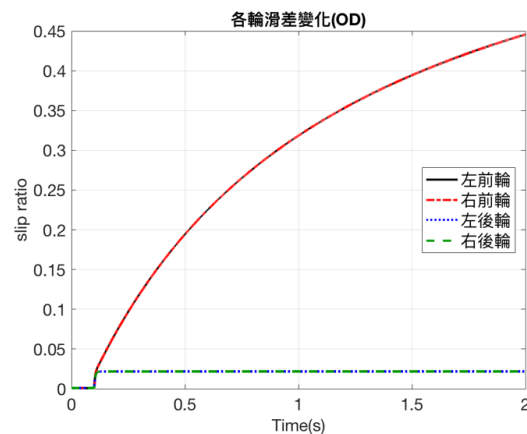


圖 5-62 OD 各輪滑差變化

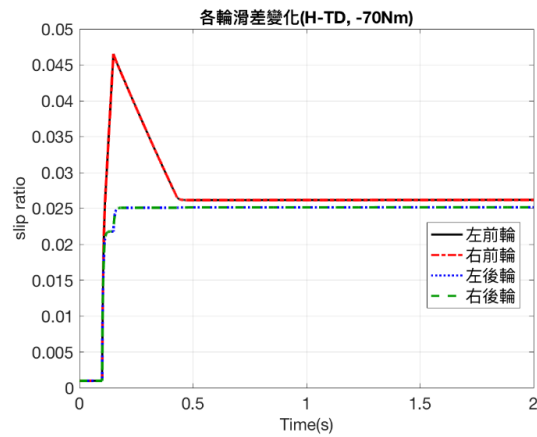


圖 5-63 H-TD 各輪滑差變化

圖 5-62、圖 5-63 顯示加速過程中四輪的滑差變化，配備一般差速器的車輛開始加速後，前輪開始打滑，滑差快速上升，而配備 H-TD 之車輛，開始加速後 0.05 秒啟動扭力分配，因此滑差停止上升，並且於 0.4 秒左右使前輪恢復未打滑狀態。

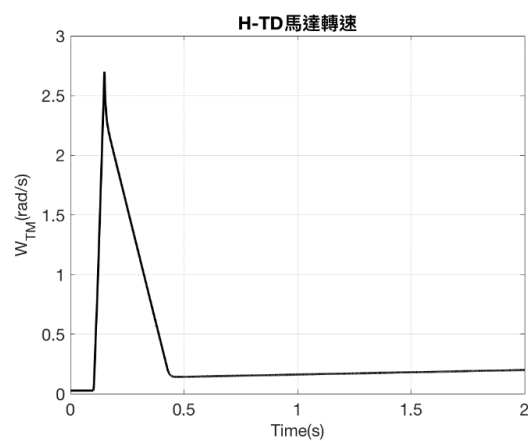


圖 5-64 H-TD 馬達轉速

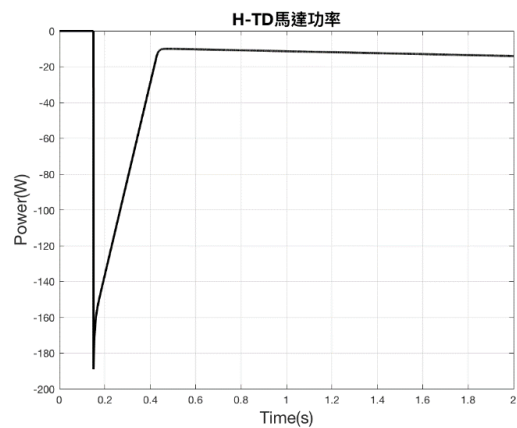


圖 5-65 H-TD 馬達功率

圖 5-64、圖 5-65 顯示出於車輛加速期間，H-TD 系統之馬達轉速與功率變化，於 0.15 秒啟動扭力分配後，馬達持續作負功，0.15 秒至 0.4 秒期間，前輪仍處於打滑之狀態，造成前輪軸差速器轉速較後輪軸差速器快，使位於中央差速器 H-TD 的馬達轉速出現下降，之後前輪恢復未打滑之狀態，且車輛持續加速，各輪角速度持續上升，馬達之轉速也開始緩慢上升。

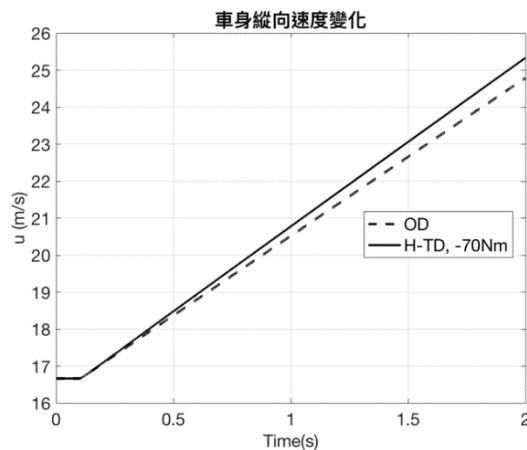


圖 5-66 車體縱向速度變化

最後圖 5-66 顯示車輛開始加速後，配備 H-TD 之車輛因整體驅動力較大而有較佳的加速性能。

5-4 混合動力功能模擬分析

H-TD 系統之混合動力性能本研究將以四輪驅動車輛進行分析，以前述重心置中之 CS B-Class Sports Car 作為車輛模型，前後輪軸皆使用一般開放式差速器、中央輪軸使用 H-TD 系統進行模擬，並且分別以混合動力加速、混合動力回充等車輛行駛狀態進行模擬，以驗證本系統混合動力模式之性能表現。

5-4-1 混合動力加速

假設車輛以初速度 $60(km/h)$ 等速前進，設定於模擬開始後 0.5 秒主動力源輸出增加至 $1000(N \cdot m)$ 開始加速，再經 0.5 秒後 H-TD 系統之馬達啟動，並且以 $100(N \cdot m)$ 之扭力提供輔助之動力為車輛加速，總模擬時間設定為 2 秒。

模擬中 H-TD 系統起始即以混合動力模式 (Hybrid mode) 運作，但馬達一開始並不輸出動力，直到主動動力源開始加速後 0.5 秒才啟動馬達，以觀察並比較馬達之動力對於車輛加速之影響。

圖 5-67、圖 5-68 顯示車輛動力之變化，0.5 秒時車輛主動動力源輸入 $1000(N \cdot m)$ 之扭力開始加速，並且於 1 秒時啟動 H-TD 之混合動力功能，馬達額外輸入 $100(N \cdot m)$ 之扭力為車輛提升動力，另外前後軸差速器之動力也隨之變化。

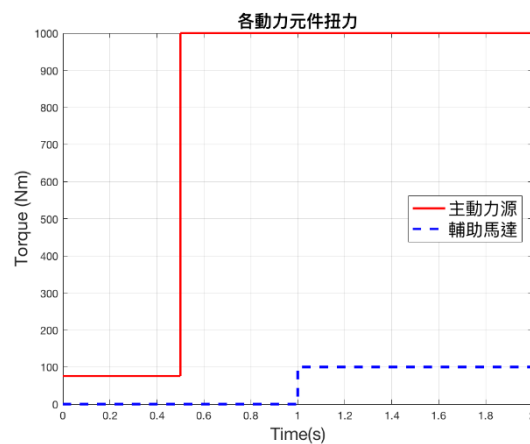


圖 5-67 各動力元件扭力變化

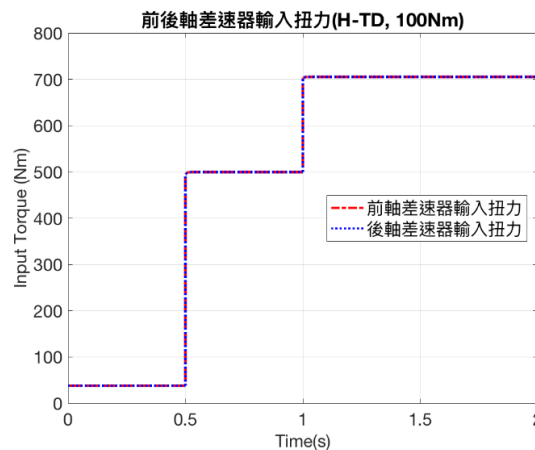


圖 5-68 前後軸差速器輸入扭力變化

圖 5-69、圖 5-70 顯示車輛整體之驅動力隨著主動動力源增加動力以及 H-TD 馬達開始輸出動力而有兩階段的上升，另外各輪之正向力也因車輛加速之提升而有所變化。

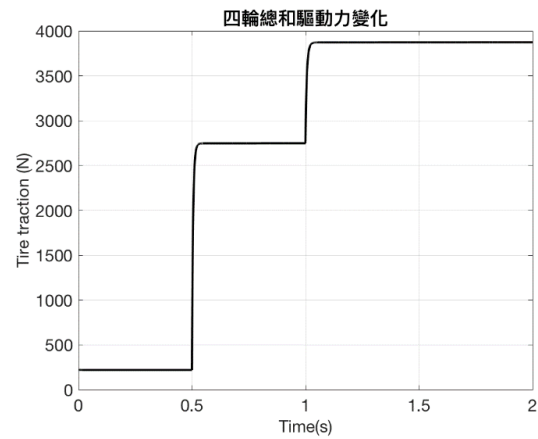


圖 5-69 總驅動力變化

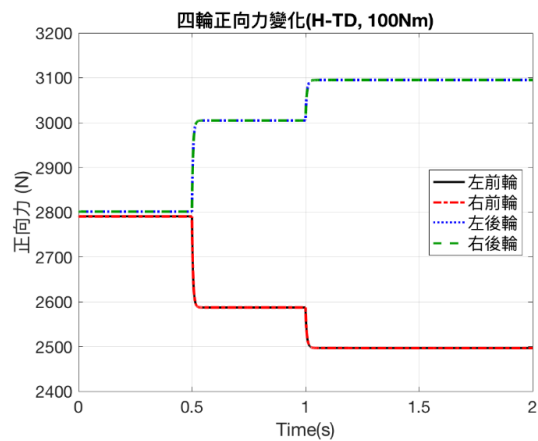


圖 5-70 各輪正向力變化

圖 5-71、圖 5-72 則顯示 H-TD 系統於混合動力模式下馬達的狀態，0.5 秒車輛開始加速後，馬達的轉速則隨之上升。模擬開始 1 秒後因馬達持續輸出相同之扭力，因此馬達輸出的功率也隨著轉速的上升而增加。

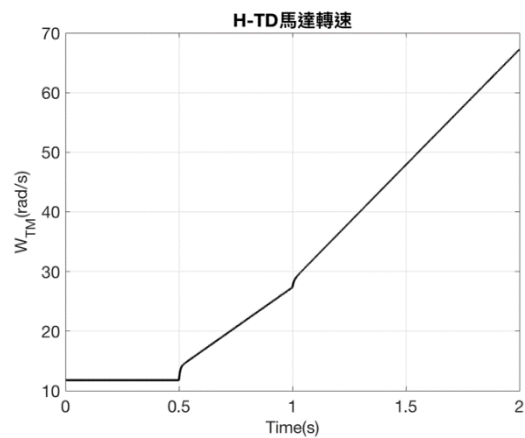


圖 5-71 H-TD 馬達轉速

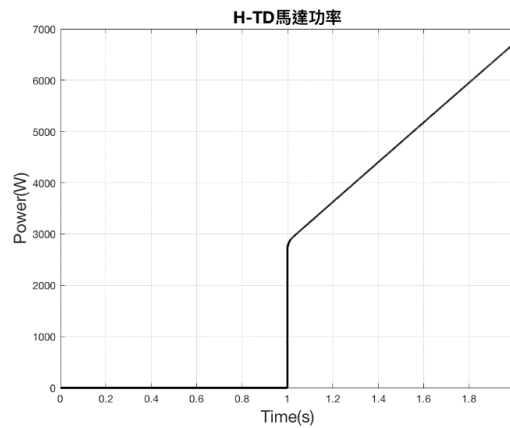


圖 5-72 H-TD 馬達功率

由圖 5-73 車身縱向速度變化趨勢，可以看出 0.5 秒主動力源提升扭力後，車輛開始加速，1 秒時馬達加入動力後，車輛加速能力得到進一步提升。

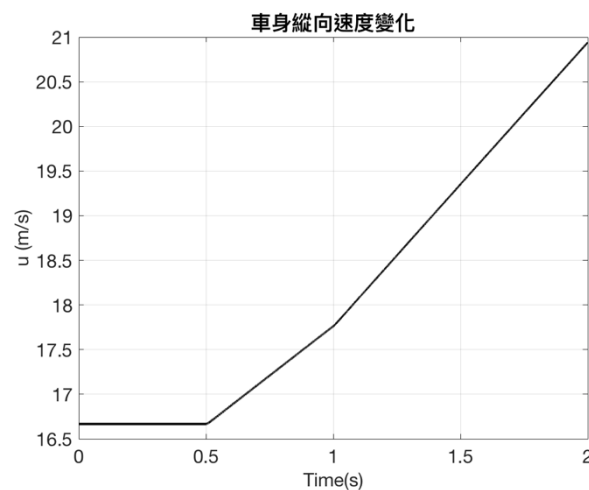


圖 5-73 車身縱向速度變化

5-4-2 混合動力回充模式

本模擬假設車輛為以內燃機引擎為主動力源之油電混合車輛，並且以初速度 $60(km/h)$ 等速直線前進，根據風阻、滾動阻力等等因素，此時主動力源僅需輸入 $75.9665(N \cdot m)$ 至差速器便可使車輛維持等速，假設因內燃機之運作特性，於此時速與變速箱檔位下，引擎之最佳效率運作區間經減速後所輸出至差速器之扭力為 $500(N \cdot m)$ ，因此系統為提升整體燃油效率，並且欲充電至車輛之電能儲存裝置，設定於模擬開始後 0.5 秒主動力源輸出增加至 $500(N \cdot m)$ ，但因車輛仍需維持

60(km/h)之等速，因此系統同時使 H-TD 系統之馬達啟動並且以發電機之模式運轉，根據 H-TD 之各齒輪齒比，計算出馬達需提供等效 $-103(N \cdot m)$ 之阻抗扭力抵銷引擎之多餘扭力，並且利用此扭力進行發電，為電池進行回充，總模擬時間設定為 2 秒。

由圖 5-74~圖 5-77 可以看出，引擎於 0.5 秒時提升扭力輸出以在高效率區間運作，且 H-TD 之馬達同時開始以發電機模式利用引擎提升之扭力回充電能，因此前後軸差速器仍然維持相同的扭力輸入，且整體之驅動力亦不改變，使車輛得以維持等速前進。

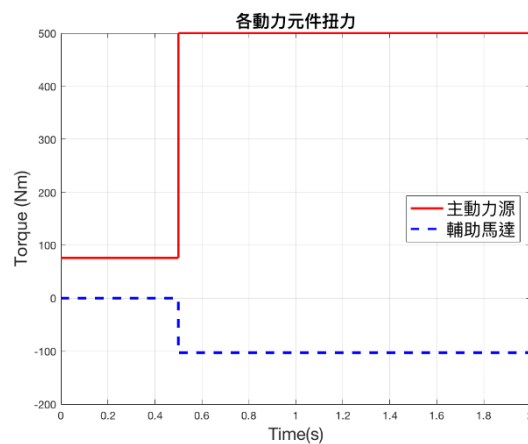


圖 5-74 各動力元件扭力變化

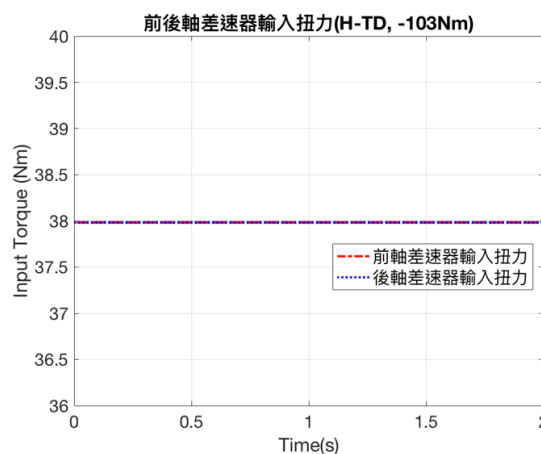


圖 5-75 前後軸差速器輸入扭力變化

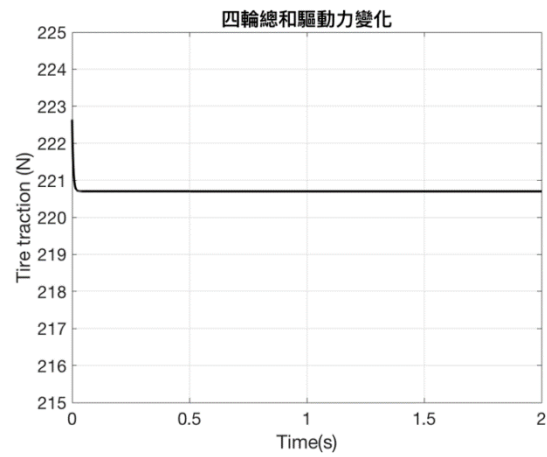


圖 5-76 總驅動力變化

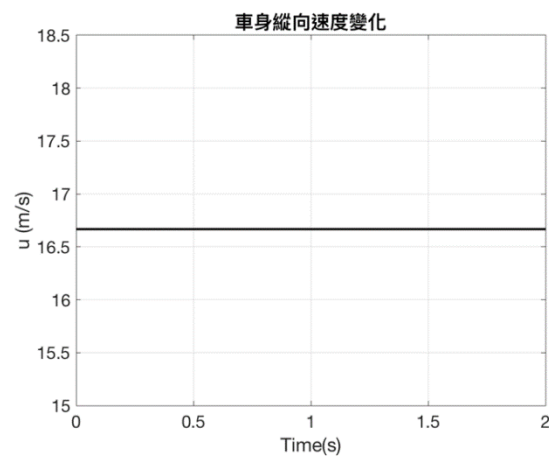


圖 5-77 車身縱向速度變化

由圖 5-78 可以得知在當下車速以及動力元件運轉條件下，H-TD 之馬達可以約 1200W 之功率為電池回充電能。

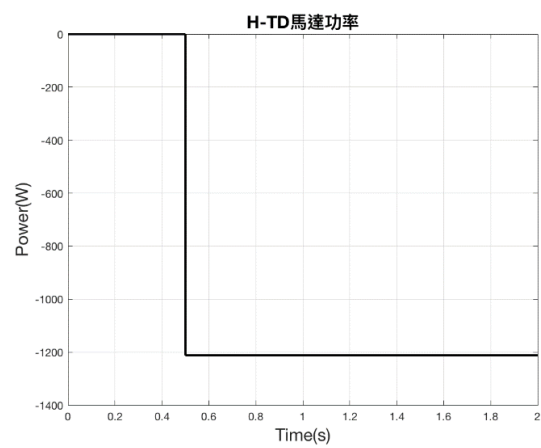


圖 5-78 H-TD 馬達功率變化



5-5 H-TD 系統其他模擬分析

1. H-TD 前後軸配置對於轉向動態之影響

如同 4-4 小節所述，前輪驅動以及後輪驅動的車輛，H-TD 除了可以配置在主動力軸上外，亦可單獨安裝在非主動力軸上，如同圖 4-19(b)以及圖 4-20(b)所示，因此此處將以重心置中之 CS B-Class Sports Car 作為平台，分別測試前輪驅動車輛上 H-TD 裝置於前軸、後軸進行左右扭力分配對於車輛轉向之影響，以及後輪驅動車輛上 H-TD 裝置於後軸、前軸進行左右扭力分配對於車輛轉向之影響。

假設車輛以初速度 $60(km/h)$ 直行前進，同時主動力源維持提供 $200(N \cdot m)$ 之扭力，設定模擬開始後 0.1 秒遭遇左彎彎道，此時左前輪瞬間以 5 度向左之轉向角轉向，右前輪轉向角則根據阿克曼轉向幾何設定相應之轉向角，並且假設系統之反應時間為 0.05 秒，也就是車輛開始轉向後 0.05 秒，系統瞬間切換至扭力分配模式 (Torque vectoring mode)，設定馬達輸出 $-45(N \cdot m)$ 扭力將扭力導引至右側，並且觀察 H-TD 安裝位置對於車輛轉向之影響，總模擬時間設定為 5 秒。

由圖 5-79、圖 5-80 可以發現，不論是主動力位於前軸或是後軸，H-TD 的安裝位置對於轉向幾乎沒有影響，但皆能使車體路徑更向內側移動。

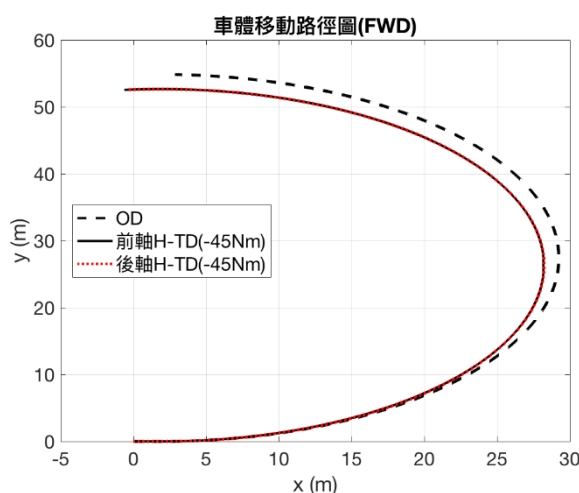


圖 5-79 前驅車 H-TD 位置差異之車體路徑比較

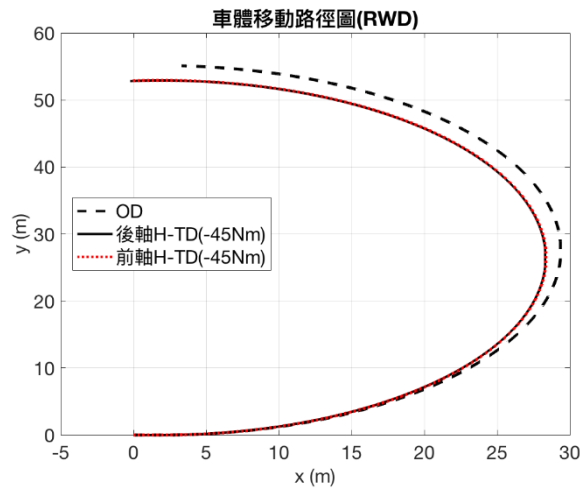


圖 5-80 後驅車 H-TD 位置差異之車體路徑比較

2. 扭力分配模式直線前進測試

本研究所提出之 H-TD 為一左右不對稱之機構，且如同 4-3-3 小節最後曾提到 H-TD 經最佳化設計後，在扭力分配模式下僅有主動力源輸出扭力而馬達不出力的情況下，左右輸出軸之角加速度將會有約 $-2.965(\%)$ 之差異，因此本節將分別以前輪驅動以及後輪驅動車輛進行直線前進測試。假設車輛初速度為 $60(km/h)$ 前進，前輪皆不轉向，同時主動力源輸入 $500(N \cdot m)$ 之扭力加速，模擬時間共 10 秒，並檢視 H-TD 系統扭力分配模式下左右角加速度不同對於車輛軌跡造成之影響。

由圖 5-81、圖 5-82 可以明顯看出車輛的軌跡確受到右輪軸角加速度較小之影響，皆有向右偏之趨勢，但偏向的幅度均非常小，並不會對車輛造成明顯之影響。

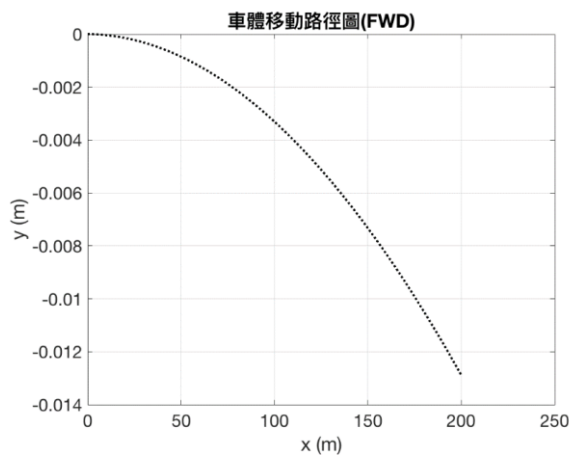


圖 5-81 前輪驅動車輛直線測試車輛軌跡圖

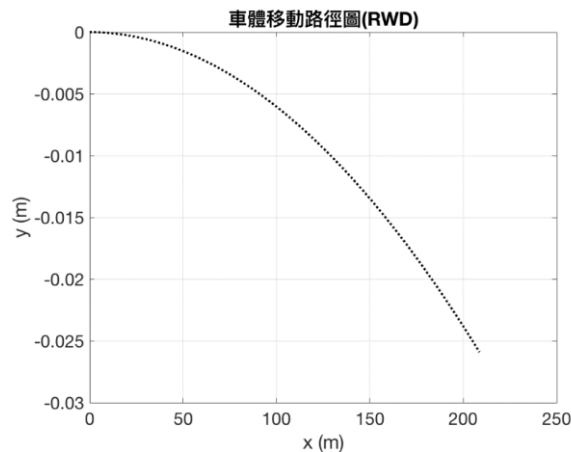


圖 5-82 後輪驅動車輛直線測試車輛軌跡圖

5-6 H-TD 馬達作動狀態整理

由 H-TD 之機構特性可知，假設離合器不打滑的情況，H-TD 的馬達轉速實際上為被動地由當下差速器之左右輸出軸轉速決定，而並不是由馬達本身主動決定，因此本小節將整理 H-TD 之馬達於扭力分配模式時，系統各種狀態下馬達之轉速、扭力狀態、作功狀態，並以表 5-6 整理。

輪軸轉速	左輸出軸 > 右輸出軸		左輸出軸 < 右輸出軸	
扭力分配方向	扭力向左導引	扭力向右導引	扭力向左導引	扭力向右導引
馬達轉速狀態	正轉(+y)	正轉(+y)	反轉(-y)	反轉(-y)
馬達出力狀態	+y 扭力 (同向力矩)	-y 扭力 (抵抗力矩)	+y 扭力 (抵抗力矩)	-y 扭力 (同向力矩)
馬達功率狀態	正功	負功(發電)	負功(發電)	正功

表 5-6 H-TD 於扭力分配模式各種狀態下馬達之作動狀態

由上述結果可知，當 H-TD 系統欲將扭力向轉速較高的輸出軸導引時，馬達必須輸出與馬達旋轉方向同向之加速扭力，反之欲將扭力往轉速較低之輸出軸導引時，馬達必須提供與馬達旋轉方向相反之抵抗力矩，也就是以發電機模式運作。因此，本系統所選用之馬達必須具備能夠切換輸出力矩方向，同時在兩旋轉方向皆能

以發電機模式操作之能力，更進一步來說，此系統之馬達於發電機模式下必須能夠精準控制阻抗扭力之大小，方能達成系統對於導引扭力大小之精準控制。



5-7 小結

由本章節的模擬分析結果，可分點條列重點如下：

1. 由 5-3 小節的模擬結果可知，H-TD 裝備於前驅或後驅車輛上而單輪發生打滑時，H-TD 以扭力分配模式操作可有效將扭力送至未打滑輪，進一步使整車驅動力恢復至未打滑前的大小；H-TD 若裝備於四輪驅動車輛的中央差速器，則可以有效分配扭力於前後軸差速器，當單軸打滑的情況發生時，可以將扭力送至地面磨擦力較大的輪軸。
2. 當 H-TD 裝備於前驅或後驅車輛上在轉向時，將扭力導引至外側可以有效加強轉向性能，使偏擺角速度增加，降低車輛轉向半徑，或是將扭力導引至內側時，可以抑制轉向性能，使偏擺角速度降低，增加車輛轉向半徑。
3. 由 5-4 小節的模擬結果可知，H-TD 切換至混合動力模式時，可以馬達之額外動力為車輛提供混合動力來源，增加車輛之動力性能，或是將馬達作為發電機，可回收動能或為車輛提供更多能量管理的手段。
4. 5-5 小節中，對於前輪驅動或後輪驅動車輛 H-TD 之前後軸擺放位置提供參考，模擬結果發現，H-TD 相對於主動力軸之位置對於車輛轉向似乎沒有顯著影響；另一方面於直線測試中，可以發現 H-TD 本身之機構不對稱特性，經最佳化參數設計後，左右兩輪軸之角加速度差距對於車輛直行之偏移量影響相當有限。
5. 5-6 小節中，整理 H-TD 於各種狀態下，馬達的轉速、扭力、作功狀態，並且對於本系統所需的馬達特性提供進一步的參考。

第六章 結論



6-1 結論

本研究成功提出一整合混合動力功能之扭力分配差速器（Hybrid Torque-vectoring Differential, H-TD）之機構，以下將重點條列出本研究之成果。

1. 本研究首先參考以馬達調控之扭力分配差速器並提出 H-TD 之概念原型，並且以機構拓撲、篩選之方式成功生成可行機構。
2. 本研究根據概念原型以及機構設計原則將 H-TD 之機構實體化。
3. 本研究針對 H-TD 系統提出三種操作模式，並且提出模式切換之基本控制策略，以供後續研究發展參考。
4. 為了解決機構本身之左右不對稱，並且同時達成扭力分配時角加速度變化大小一致之設計要求，本研究以最佳化之基因演算法搭配整數限制得到系統內所有桿件齒輪齒數的可行數值，並且提出馬達、煞車、離合器之參數設定方法以供後續發展參考。
5. 本研究探討 H-TD 於一般四輪車輛上可能的系統配置，並且推導各種配置的整車動力分配力學模型，以供後續模擬使用以及進一步發展之參考。
6. 本研究以數值模擬程式進行分析，證明本研究提出之 H-TD 所具備之扭力分配功能可在車輛發生打滑時有效恢復車輛之驅動力、在車輛轉向時，能藉由扭力向外側導引進一步提升車輛之轉向性能。另外，本系統所具備之混合動力功能則能為車輛提供混合動力車輛具備的優勢，一為額外的動力輸入，二為更多元的能量管理方式。另一方面，本研究亦對 H-TD 之前後軸配置差異作一簡單測試，同時以直線測試證明 H-TD 經最佳化參數設計後，機構之左右不對稱性對於車輛之直線前進影響有限。最後本研究整理 H-TD 系統所需之馬達特性與要求，以供未來進一步發展參考。

6-2 未來展望

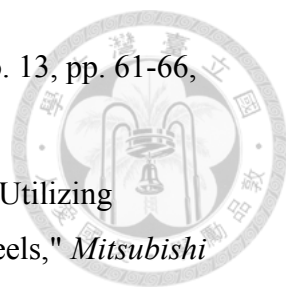
回顧本研究成果，並在此提出幾點可再深入探討的空間，以供後續研究之參考：

1. 針對 H-TD 之操作模式進行更加深入之分析，以達成最佳化控制系統模式切換。
2. 針對扭力分配之功能，建立完整的馬達動力邏輯。例如進行完整實驗，討論在各種車輛動態狀況（時速、主動力源扭力）下，應以多少的馬達扭力調整扭力分配，才能達成最佳之效果。
3. 針對混合動力之功能，搭配主動力源（例：引擎）之詳細參數，建立更加完整之動力及能量管理策略。
4. 本研究採用之三自由度車輛模型並未考慮車輛之側傾(roll)、俯仰(pitch)之運動自由度，因此未來可以六自由度車輛模型，進行更加準確之車輛動態模擬。
5. 量化更多車輛行駛情境，以進行更加完整的系統性能評估。

參考文獻

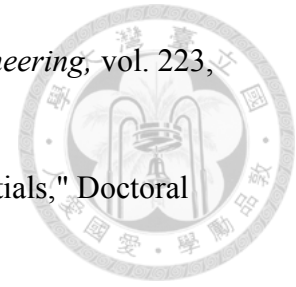


- [1] Encyclopaedia Britannica Inc., "Encyclopaedia Britannica," 15th ed: New York: Black Dog & Leventhal Publishers, 2008.
- [2] 刘惟信, 汽车车桥设计. 北京: 清华大学出版社有限公司, 2004.
- [3] T. K. Garrett, K. Newton, and W. Steeds, *Motor Vehicle*. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2000.
- [4] J. Kinsey, "The Advantages of an Electronically Controlled Limited Slip Differential," presented at the SAE 2004 World Congress & Exhibition, United States, 2004. Available: <https://doi.org/10.4271/2004-01-0861>
- [5] R. Kumar, B. K. Suda, S. Karande, D. Piyabongkarn, and C. Patil, "Simulation and Experimental Study of Torque Vectoring on Vehicle Handling and Stability," presented at the International Mobility Engineering Congress and Exposition, India, 2009. Available: <https://doi.org/10.4271/2009-28-0062>
- [6] K. Sawase, Y. Tadashi, U. Yuichi, and S. Kenichiro, "Development of the Active Yaw Control System," *Journal of JSAE*, vol. 50, no. 11, pp. 52-57, 1996.
- [7] Y. Ushiroda, K. Sawase, N. Takahashi, K. Suzuki, and K. Manabe, "Development of Super AYC," *Mitsubishi Motors Technical Review*, no. 15, pp. 73-76, 2003.
- [8] L. Kakalis, A. Zorzutti, F. Cheli, and G. C. Travaglio, "Brake Based Torque Vectoring for Sport Vehicle Performance Improvement," *SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems*, vol. 1, no. 1, pp. 514-525, 2008.
- [9] J. Park and W. J. Kroppe, "Dana Torque Vectoring Differential Dynamic Trak™," presented at the SAE 2004 Automotive Dynamics, Stability & Controls Conference and Exhibition, United States, 2004. Available: <https://doi.org/10.4271/2004-01-2053>
- [10] T. Miura, Y. Ushiroda, K. Sawase, N. Takahashi, and K. Hayashikawa, "Development of Integrated Vehicle Dynamics Control System 'S-AWC'," *Mitsubishi Motors Technical Review*, no. 20, pp. 21-25, 2008.
- [11] K. Sawase, Y. Ushiroda, Y. Tadashi, K. Suzuki, K. Manabe, and T. Matsui, "Development of Center-Differential Control System for High-Performance Four-

- 
- Wheel Drive Vehicles," *Mitsubishi Motors Technical Review*, no. 13, pp. 61-66, 2001.
- [12] S. Tanaka, "Development of Vehicle Cornering Control System Utilizing Driving/Braking Force Differences between Right and Left Wheels," *Mitsubishi Motors Technical Review*, no. 9, pp. 32-43, 1997.
- [13] R. Kunii, A. Iwazaki, Y. Atsumi, and A. Mori, "Development of SH-AWD (Super Handling-All Wheel Drive) System," *Honda R&D Technical Review*, vol. 16, no. 2, pp. 9-16, 2004.
- [14] AUDI AG. (2011). *Video - Audi Sport Differential Technology* [EuroCar News website]. Available: <http://www.eurocarnews.com/0/0/1332/0/video-audi-sport-differential-technology.html>
- [15] S. Tamura and T. Yoshinari, "Development of Electric Drive System for New Model Super Sports Hybrid Vehicle," presented at the SAE 2016 World Congress and Exhibition, United States, 2016. Available: <https://doi.org/10.4271/2016-01-1685>
- [16] 陳昇名, "應用功能動力圖論方法於車輛扭力導引系統之設計與分析," 博士論文, 機械工程學研究所, 國立臺灣大學, 2016.
- [17] 李東原, "扭力分配差速器對車輛動態之影響," 碩士論文, 機械工程學研究所, 國立臺灣大學, 2016.
- [18] M. Čavić, M. Penčić, and M. Zlokolica, "Torque Vectoring Differential," presented at the 20th International Research/Expert Conference, "Trends in the Development of Machinery and Associated Technology", TMT 2016, Mediterranean Sea Cruising, 2016.
- [19] 宋仁正, "一種以馬達調控之扭力分配差速器對車輛動態之影響," 碩士論文, 機械工程學研究所, 國立臺灣大學, 2017.
- [20] M. H. Westbrook, *The Electric and Hybrid Electric Car*. United States: SAE International, 2006.
- [21] E. H. Wakefield, *History of the Electric Automobile – Hybrid Electric Vehicles*. United States: SAE International, 1998.

- 
- [22] Toyota Motor Corporation. *Toyota Hybrid System* [Toyota Motor Corporation global website]. Available: http://www.toyota-global.com/innovation/environmental_technology/technology_file/hybrid/hybridssystem.html
- [23] Honda Motor Company. (2018). *Honda Sport Hybrid i-DCD(intelligent Dual-Clutch Drive)* [Honda Worldwide site]. Available: <http://world.honda.com/automobile-technology/i-DCD/topic3/>
- [24] Honda Motor Company. (2018). *Honda Sport Hybrid i-MMD(intelligent Multi-Mode Drive)* [Honda Global website]. Available: <https://global.honda/innovation/technology/automobile/hybrid/i-MMD-picturebook.html>
- [25] M. R. Schmidt, "Two-Mode, Input-Split, Parallel, Hybrid Transmission," United States Patent US5558588A, 1996.
- [26] BMW Group. (2013). *The BMW i8* [Website]. Available: <https://www.press.bmwgroup.com/global/article/detail/T0145324EN/the-bmw-i8>
- [27] A. Stoklosa. (2016). *Volvo's Latest "Twin Engine" Plug-In Hybrid Powertrain Explained* [Car and Driver Website]. Available: <https://www.caranddriver.com/news/volvos-latest-twin-engine-plug-in-hybrid-powertrain-explained>
- [28] 許正和, *機構構造設計學*. 台北縣: 高立圖書有限公司, 2002.
- [29] 劉思佳, "三自由度混合動力裝置之分析與理念設計," 碩士論文, 機械工程學研究所, 國立臺灣大學, 2008.
- [30] 黃靖雄, *現代汽車底盤*. 新北市: 全華, 1995.
- [31] G. Genta and L. Morello, *The Automotive Chassis*. Berlin: Springer, 2009.
- [32] S. Bai, J. Maguire, and H. Peng, *Dynamic Analysis and Control System Design of Automatic Transmissions*. United States: SAE International, 2013.
- [33] K. Sawase and K. Inoue, "Maximum Acceptable Differential Speed Ratio of Lateral Torque-Vectoring Differentials for Vehicles," *Proceedings of the Institution*

of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, vol. 223, no. 8, pp. 967-978, 2009.



- [34] M. Hancock, "Vehicle Handling Control Using Active Differentials," Doctoral Thesis, Loughborough University, 2006.
- [35] M. Abe, *Vehicle Handling Dynamics: Theory and Application*. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2009.
- [36] J. Y. Wong, *Theory of Ground Vehicles*. New York: John Wiley & Sons, 2001.
- [37] A. Farazandeh, A. K. W. Ahmed, and S. Rakheja, "Performance Enhancement of Road Vehicles Using Active Independent Front Steering (AIFS)," *SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems*, vol. 5, no. 4, pp. 1273-1284, 2012.
- [38] H. B. Pacejka, *Tire and Vehicle Dynamics*. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2012.
- [39] "ADAMS," 2014 ed: MSC Software, 2014.
- [40] 小原齒車工業株式会社. 齒輪技術入門篇. Available: https://www.khkgears.co.jp/tw/gear_technology/pdf/gear_guide1.pdf
- [41] American Gear Manufacturers Association, *ANSI/AGMA 2001-D04, Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth*. Alexandria, VA: American Gear Manufacturers Association, 2004.
- [42] W. Huang, L. Fu, X. Liu, Z. Wen, and L. Zhao, "The Structural Optimization of Gearbox Based on Sequential Quadratic Programming Method," in *Second International Conference on Intelligent Computation Technology and Automation*, China, 2009.
- [43] "CarSim," 8.1 ed: Mechanical Simulation Corporation, 2011.
- [44] "MATLAB," 9.3 ed: The MathWorks Inc., 2017.
- [45] A. D. Belegundu and T. R. Chandrupatla, *Optimization Concepts and Applications in Engineering*, 2nd ed. Cambridge: Cambridge University Press, 2014.
- [46] R. C. Sanghvi, A. S. Vashi, H. P. Patolia, and R. G. Jivani, "Multi-Objective Optimization of Two-Stage Helical Gear Train Using NSGA-II," *Journal of Optimization*, vol. 2014, p. 8, 2014, Art. no. 670297.

- 
- [47] S. P. Radzevich, *Dudley's Handbook of Practical Gear Design and Manufacture*, 2nd ed. Boca Raton, FL: CRC Press, 2012.
- [48] J. Erjavec, *Techone: Manual Transmissions*, 1st ed. Boston, MA: Cengage Learning, 2003.
- [49] A. Ishibashi and S. Tanaka, "Effects of Hunting Gear Ratio Upon Surface Durability of Gear Teeth," *ASME. Journal of Mechanical Design*, vol. 103, pp. 227-235, 1981.

附件 最佳化 1000 組結果



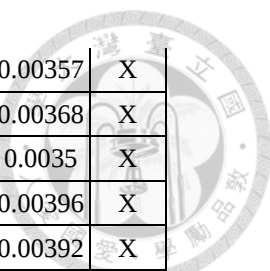
以下表格為 4-3-3 小節所述以 MATLAB 基因演算法函數運算所得之 1000 組解，依照每組解之目標函數數值結果 f_{value} 由小到大排列。

表格中*：X 表示不符合 Hunting tooth ratio、O 表示符合 Hunting tooth ratio。
並且將符合 Hunting tooth ratio 的解以灰底顯示。

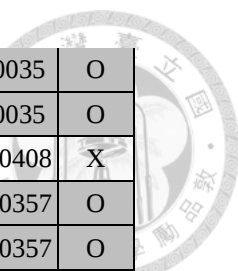
最佳化 1000 組結果表格

f_{value}	N_5	N_6	$N_{7,1}$	$N_{7,2}$	$N_{8,1}$	$N_{8,2}$	N_9	m_p	m_a	m_b	*
6.391868351	17	17	51	18	48	44	22	0.0035	0.00352	0.00352	X
6.391868351	17	17	51	18	48	44	22	0.0035	0.00352	0.00352	X
6.391868351	17	17	51	18	48	44	22	0.0035	0.00352	0.00352	X
6.391868351	17	17	51	18	48	44	22	0.0035	0.00352	0.00352	X
6.391868351	17	17	51	18	48	44	22	0.0035	0.00352	0.00352	X
6.478439511	17	17	51	17	54	50	21	0.0035	0.0035	0.0035	X
6.478439511	17	17	51	17	54	50	21	0.0035	0.0035	0.0035	X
6.478439511	17	17	51	17	54	50	21	0.0035	0.0035	0.0035	X
6.478439511	17	17	51	17	54	50	21	0.0035	0.0035	0.0035	X
6.478439511	17	17	51	17	54	50	21	0.0035	0.0035	0.0035	X
6.64342922	17	17	51	17	39	31	18	0.0035	0.0042	0.0048	X
6.787938693	17	17	51	18	48	40	20	0.0035	0.0038	0.00418	X
6.810024597	18	17	52	17	49	45	21	0.0035	0.00352	0.00352	X
6.848669434	17	17	51	18	39	39	24	0.0035	0.0042	0.0038	X
6.985650656	17	17	51	19	38	36	24	0.0035	0.0042	0.00399	X
6.994258908	17	17	51	20	41	40	26	0.0035	0.00396	0.00366	X
6.996498206	17	17	51	18	44	33	18	0.0035	0.00408	0.00496	X
7.191359201	17	17	51	22	35	31	26	0.0035	0.00407	0.00407	X
7.231259198	17	18	53	19	48	44	23	0.0035	0.0035	0.0035	O
7.231259198	17	18	53	19	48	44	23	0.0035	0.0035	0.0035	O
7.231259198	17	18	53	19	48	44	23	0.0035	0.0035	0.0035	O
7.231259198	17	18	53	19	48	44	23	0.0035	0.0035	0.0035	O
7.231259198	17	18	53	19	48	44	23	0.0035	0.0035	0.0035	O
7.25965047	17	17	51	23	48	36	23	0.0035	0.00354	0.00426	X
7.366748446	17	18	53	20	44	40	24	0.0035	0.00363	0.00363	X
7.366748446	17	18	53	20	44	40	24	0.0035	0.00363	0.00363	X
7.370908456	17	17	51	24	48	42	28	0.0035	0.0035	0.0036	X
7.370908456	17	17	51	24	48	42	28	0.0035	0.0035	0.0036	X
7.370908456	17	17	51	24	48	42	28	0.0035	0.0035	0.0036	X

7.428587307	17	17	51	23	50	44	27	0.0035	0.00355	0.00365	X
7.446763377	17	17	51	22	50	46	27	0.0035	0.00365	0.0036	X
7.542301445	17	17	51	24	32	28	28	0.0035	0.00414	0.00414	X
7.554299354	17	17	51	22	44	39	26	0.0035	0.0039	0.00396	X
7.582757132	18	17	52	19	46	45	25	0.0035	0.00392	0.00364	X
7.598451021	17	17	51	24	51	43	27	0.0035	0.0035	0.00375	X
7.598451021	17	17	51	24	51	43	27	0.0035	0.0035	0.00375	X
7.598451021	17	17	51	24	51	43	27	0.0035	0.0035	0.00375	X
7.598451021	17	17	51	24	51	43	27	0.0035	0.0035	0.00375	X
7.657366124	17	17	51	17	41	38	21	0.0035	0.00472	0.00464	X
7.728000222	19	17	53	17	57	42	17	0.0035	0.00354	0.00444	O
7.738148999	17	17	51	25	50	45	30	0.0035	0.0035	0.0035	X
7.738148999	17	17	51	25	50	45	30	0.0035	0.0035	0.0035	X
7.74002979	17	17	51	26	47	42	31	0.0035	0.0035	0.0035	X
7.74002979	17	17	51	26	47	42	31	0.0035	0.0035	0.0035	X
7.74002979	17	17	51	26	47	42	31	0.0035	0.0035	0.0035	X
7.749638195	17	17	51	24	53	48	29	0.0035	0.0035	0.0035	X
7.749638195	17	17	51	24	53	48	29	0.0035	0.0035	0.0035	X
7.749638195	17	17	51	24	53	48	29	0.0035	0.0035	0.0035	X
7.754337713	17	18	53	22	38	34	26	0.0035	0.00387	0.00387	X
7.816947746	17	17	51	21	42	42	28	0.0035	0.0042	0.00378	X
7.822533627	17	17	51	23	57	52	28	0.0035	0.0035	0.0035	X
7.822533627	17	17	51	23	57	52	28	0.0035	0.0035	0.0035	X
7.822533627	17	17	51	23	57	52	28	0.0035	0.0035	0.0035	X
7.848945324	17	17	51	27	36	30	30	0.0035	0.0038	0.00399	X
7.874212688	17	17	51	21	49	42	24	0.0035	0.00396	0.0042	X
7.884225344	18	17	52	24	42	39	30	0.0035	0.00368	0.00352	X
7.884617893	17	17	51	17	39	43	25	0.0035	0.00493	0.00406	X
7.917614578	17	17	51	21	56	50	25	0.0035	0.00375	0.00385	X
7.959811461	19	17	53	21	44	37	24	0.0035	0.00366	0.0039	O
7.971070914	18	17	52	25	46	41	30	0.0035	0.0035	0.0035	O
7.971070914	18	17	52	25	46	41	30	0.0035	0.0035	0.0035	O
7.971070914	18	17	52	25	46	41	30	0.0035	0.0035	0.0035	O
8.056266229	18	18	54	18	48	36	18	0.0035	0.00378	0.00462	X
8.082941574	19	17	53	17	59	46	18	0.0035	0.00368	0.00437	X
8.095054439	17	17	51	30	40	35	35	0.0035	0.0035	0.0035	X
8.095054439	17	17	51	30	40	35	35	0.0035	0.0035	0.0035	X
8.099677479	17	17	51	27	41	33	29	0.0035	0.00372	0.00408	X
8.213794294	17	18	53	19	49	41	21	0.0035	0.00403	0.00442	O
8.224405517	17	17	51	30	40	30	30	0.0035	0.00354	0.00413	X
8.243527331	17	19	55	21	44	40	25	0.0035	0.00357	0.00357	X

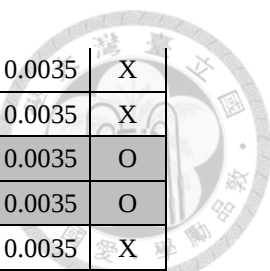


8.243527331	17	19	55	21	44	40	25	0.0035	0.00357	0.00357	X
8.287448044	17	17	51	28	28	27	36	0.0035	0.00414	0.00368	X
8.313027661	19	17	53	25	43	38	30	0.0035	0.0035	0.0035	X
8.329408224	17	17	51	21	42	42	28	0.0035	0.0044	0.00396	X
8.340529139	18	17	52	23	33	32	30	0.0035	0.00434	0.00392	X
8.38743445	17	17	51	23	45	44	30	0.0035	0.00407	0.00374	X
8.392990219	19	18	55	18	44	40	22	0.0035	0.00374	0.00374	X
8.403407955	19	17	53	19	34	29	22	0.0035	0.00459	0.00477	O
8.416542914	17	19	55	22	41	37	26	0.0035	0.00368	0.00368	O
8.416542914	17	19	55	22	41	37	26	0.0035	0.00368	0.00368	O
8.43434157	17	19	55	18	60	56	22	0.0035	0.0035	0.0035	X
8.43434157	17	19	55	18	60	56	22	0.0035	0.0035	0.0035	X
8.485818629	17	17	51	33	33	27	36	0.0035	0.00357	0.00374	X
8.492404895	17	17	51	21	49	49	28	0.0035	0.00418	0.0038	X
8.571137943	17	19	55	17	55	47	19	0.0035	0.00385	0.0042	O
8.586258203	18	17	52	29	39	30	30	0.0035	0.0036	0.00408	X
8.608348481	17	17	51	25	60	45	25	0.0035	0.0035	0.00425	X
8.693851114	17	17	51	27	45	35	28	0.0035	0.00378	0.00432	X
8.714632301	17	17	51	20	48	54	30	0.0035	0.00441	0.00357	X
8.799517298	17	17	51	34	36	31	39	0.0035	0.0035	0.0035	X
8.8147859	18	18	54	18	48	42	21	0.0035	0.0042	0.0044	X
8.821836437	18	18	54	18	38	38	24	0.0035	0.00465	0.0042	X
8.837382128	17	18	53	25	55	50	30	0.0035	0.0035	0.0035	X
8.837382128	17	18	53	25	55	50	30	0.0035	0.0035	0.0035	X
8.874932535	17	17	51	31	26	22	35	0.0035	0.00407	0.00407	X
8.885928293	17	19	55	19	45	38	21	0.0035	0.00413	0.00448	O
8.914026983	17	17	51	23	46	42	28	0.0035	0.0042	0.00414	X
8.930281175	20	18	56	17	45	41	21	0.0035	0.00374	0.00374	X
8.930281175	20	18	56	17	45	41	21	0.0035	0.00374	0.00374	X
9.005110078	17	17	51	23	59	50	26	0.0035	0.0038	0.0041	X
9.013732616	17	17	51	19	57	54	24	0.0035	0.00429	0.00418	X
9.019352464	17	17	51	35	35	30	40	0.0035	0.0035	0.0035	X
9.019352464	17	17	51	35	35	30	40	0.0035	0.0035	0.0035	X
9.054735324	17	18	53	30	43	38	35	0.0035	0.0035	0.0035	O
9.061644808	17	18	53	22	42	39	27	0.0035	0.00429	0.00416	X
9.143540887	17	17	51	27	41	33	29	0.0035	0.00403	0.00442	X
9.159906729	17	18	53	26	42	33	27	0.0035	0.0039	0.00442	X
9.168313309	17	18	53	25	55	45	27	0.0035	0.0036	0.004	X
9.172098096	18	17	52	29	26	22	33	0.0035	0.00422	0.00422	X
9.192673962	17	20	57	22	45	41	26	0.0035	0.0035	0.0035	O
9.192673962	17	20	57	22	45	41	26	0.0035	0.0035	0.0035	O



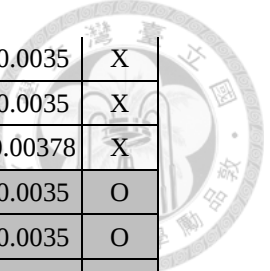
9.192673962	17	20	57	22	45	41	26	0.0035	0.0035	0.0035	O
9.192673962	17	20	57	22	45	41	26	0.0035	0.0035	0.0035	O
9.203981496	18	17	52	26	42	36	30	0.0035	0.00396	0.00408	X
9.310650885	17	20	57	23	42	38	27	0.0035	0.00357	0.00357	O
9.310650885	17	20	57	23	42	38	27	0.0035	0.00357	0.00357	O
9.326862846	21	17	55	19	58	53	24	0.0035	0.0035	0.0035	O
9.326941299	17	18	53	28	35	35	37	0.0035	0.004	0.0035	X
9.333863537	17	17	51	23	42	37	27	0.0035	0.00448	0.00455	X
9.359149902	17	17	51	26	37	32	30	0.0035	0.00434	0.00441	X
9.417217073	17	17	51	36	30	20	32	0.0035	0.00364	0.00462	X
9.42490573	17	18	53	31	36	29	33	0.0035	0.00372	0.00402	O
9.504315567	18	18	54	27	45	35	28	0.0035	0.00364	0.00416	X
9.537711972	18	17	52	27	48	37	28	0.0035	0.00377	0.00435	X
9.565378001	17	18	53	23	51	42	25	0.0035	0.00402	0.00444	O
9.614487223	17	18	53	25	35	35	33	0.0035	0.00442	0.0039	X
9.654752306	19	17	53	29	44	38	34	0.0035	0.0036	0.00365	X
9.658060697	18	20	58	18	44	41	22	0.0035	0.00378	0.00372	X
9.67389291	17	19	55	20	50	42	22	0.0035	0.00416	0.00455	X
9.688275588	17	17	51	23	50	44	27	0.0035	0.00426	0.00438	X
9.692814315	21	17	55	17	47	44	22	0.0035	0.00429	0.00416	X
9.754198548	22	17	56	19	54	49	24	0.0035	0.0035	0.0035	O
9.758925763	17	17	51	27	45	45	36	0.0035	0.00405	0.0036	X
9.859515563	17	17	51	27	36	30	30	0.0035	0.0044	0.00462	X
9.905668983	17	20	57	20	53	51	25	0.0035	0.0038	0.00365	O
9.911616542	22	17	56	18	60	55	23	0.0035	0.0035	0.0035	X
9.911616542	22	17	56	18	60	55	23	0.0035	0.0035	0.0035	X
9.94105111	22	17	56	17	42	39	22	0.0035	0.00427	0.00413	O
9.957152606	17	19	55	27	53	48	32	0.0035	0.0035	0.0035	X
9.968993242	17	19	55	26	56	51	31	0.0035	0.0035	0.0035	X
9.96919894	17	19	55	31	29	25	35	0.0035	0.00387	0.00387	X
9.96919894	17	19	55	31	29	25	35	0.0035	0.00387	0.00387	X
10.05299762	17	19	55	25	60	55	30	0.0035	0.0035	0.0035	X
10.05299762	17	19	55	25	60	55	30	0.0035	0.0035	0.0035	X
10.10006951	17	17	51	31	50	46	38	0.0035	0.00364	0.00351	X
10.10518398	17	21	59	18	39	37	22	0.0035	0.00413	0.00399	X
10.16444387	18	17	52	29	52	48	36	0.0035	0.00364	0.00351	X
10.19773068	17	17	51	36	42	28	32	0.0035	0.0035	0.00455	X
10.23310687	18	19	56	29	43	37	33	0.0035	0.0035	0.0036	O
10.24658195	18	19	56	28	46	41	33	0.0035	0.0035	0.0035	X
10.25053697	18	17	52	30	55	49	36	0.0035	0.0035	0.0035	X
10.25053697	18	17	52	30	55	49	36	0.0035	0.0035	0.0035	X

10.25053697	18	17	52	30	55	49	36	0.0035	0.0035	0.0035	X
10.25053697	18	17	52	30	55	49	36	0.0035	0.0035	0.0035	X
10.25053697	18	17	52	30	55	49	36	0.0035	0.0035	0.0035	X
10.25198144	18	17	52	29	58	52	35	0.0035	0.0035	0.0035	X
10.25198144	18	17	52	29	58	52	35	0.0035	0.0035	0.0035	X
10.28340649	18	17	52	23	47	44	29	0.0035	0.00438	0.0042	O
10.31846073	17	17	51	31	57	51	37	0.0035	0.0035	0.0035	X
10.31846073	17	17	51	31	57	51	37	0.0035	0.0035	0.0035	X
10.32292633	17	17	51	30	60	54	36	0.0035	0.0035	0.0035	X
10.34015272	18	20	58	21	36	34	26	0.0035	0.0042	0.00399	X
10.36672184	19	17	53	27	60	54	33	0.0035	0.0035	0.0035	X
10.38385467	23	17	57	18	56	51	23	0.0035	0.0035	0.0035	X
10.39450184	19	19	57	21	45	37	23	0.0035	0.004	0.0044	X
10.42315546	18	19	56	22	47	42	26	0.0035	0.00408	0.00414	X
10.42315546	18	19	56	22	47	42	26	0.0035	0.00408	0.00414	X
10.4466495	18	19	56	21	47	44	26	0.0035	0.0042	0.00408	X
10.45519462	18	18	54	30	35	28	32	0.0035	0.00396	0.00429	X
10.4557922	17	17	51	28	67	61	34	0.0035	0.0035	0.0035	X
10.46716461	18	17	52	26	42	36	30	0.0035	0.00429	0.00442	X
10.48119479	20	19	58	18	52	43	20	0.0035	0.00378	0.0042	X
10.50622076	17	21	59	25	40	36	29	0.0035	0.00357	0.00357	X
10.50622076	17	21	59	25	40	36	29	0.0035	0.00357	0.00357	X
10.53773653	19	17	53	24	38	35	30	0.0035	0.00455	0.00434	X
10.56940532	17	18	53	27	38	32	30	0.0035	0.00434	0.00455	X
10.58400792	18	17	52	26	70	64	32	0.0035	0.0035	0.0035	X
10.62703114	17	19	55	22	48	50	30	0.0035	0.00432	0.00378	X
10.64484757	21	17	55	29	29	21	29	0.0035	0.004	0.00464	X
10.6510112	20	17	54	19	53	59	29	0.0035	0.0044	0.0036	O
10.65884312	17	17	51	34	51	45	40	0.0035	0.0035	0.0035	X
10.77737881	17	20	57	32	30	26	36	0.0035	0.00374	0.00374	X
10.78649903	21	17	55	26	55	49	32	0.0035	0.0035	0.0035	O
10.91049641	17	17	51	24	48	45	30	0.0035	0.0045	0.00432	X
10.91049641	17	17	51	24	48	45	30	0.0035	0.0045	0.00432	X
10.92191992	17	17	51	24	45	45	32	0.0035	0.00462	0.00414	X
10.93445302	24	17	58	18	52	47	23	0.0035	0.0035	0.0035	X
10.93445302	24	17	58	18	52	47	23	0.0035	0.0035	0.0035	X
10.97876764	19	17	53	34	45	39	40	0.0035	0.0035	0.0035	O
10.97876764	19	17	53	34	45	39	40	0.0035	0.0035	0.0035	O
11.00704653	19	19	57	19	37	38	26	0.0035	0.00488	0.00427	X
11.00749261	18	19	56	25	35	36	34	0.0035	0.00441	0.00378	X
11.09205757	22	17	56	19	52	55	28	0.0035	0.00415	0.00355	O

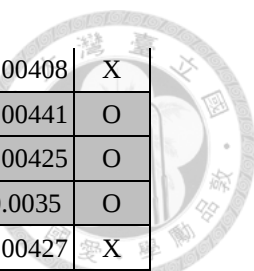


11.0981368	24	17	58	17	59	54	22	0.0035	0.0035	0.0035	X
11.0981368	24	17	58	17	59	54	22	0.0035	0.0035	0.0035	X
11.17038451	22	17	56	27	49	43	33	0.0035	0.0035	0.0035	O
11.17038451	22	17	56	27	49	43	33	0.0035	0.0035	0.0035	O
11.19958328	22	17	56	24	58	52	30	0.0035	0.0035	0.0035	X
11.20397848	17	22	61	18	46	40	20	0.0035	0.0039	0.00416	X
11.21049232	17	19	55	27	50	41	29	0.0035	0.0039	0.00429	O
11.2134852	19	19	57	20	41	40	26	0.0035	0.00462	0.00427	X
11.21644142	18	19	56	33	41	31	33	0.0035	0.00352	0.00407	O
11.43963236	22	17	56	31	39	28	31	0.0035	0.00354	0.0042	O
11.44056414	18	18	54	18	60	55	22	0.0035	0.00462	0.00468	X
11.49123012	20	20	60	18	36	33	22	0.0035	0.0044	0.00432	X
11.51806605	17	18	53	32	45	33	31	0.0035	0.00384	0.00462	O
11.53963657	20	20	60	21	42	36	24	0.0035	0.0038	0.00399	X
11.56391269	25	17	59	18	49	44	23	0.0035	0.0035	0.0035	O
11.56579363	18	20	58	23	49	39	24	0.0035	0.00399	0.00456	X
11.56794712	17	22	61	24	46	42	28	0.0035	0.0035	0.0035	X
11.56794712	17	22	61	24	46	42	28	0.0035	0.0035	0.0035	X
11.58127717	17	22	61	25	43	39	29	0.0035	0.0035	0.0035	O
11.62577306	17	22	61	26	41	37	30	0.0035	0.0035	0.0035	O
11.62577306	17	22	61	26	41	37	30	0.0035	0.0035	0.0035	O
11.64355962	17	18	53	39	39	28	37	0.0035	0.0035	0.0042	X
11.71918951	17	17	51	36	42	35	40	0.0035	0.00375	0.0039	X
11.72976961	17	21	59	25	51	38	24	0.0035	0.00372	0.00456	X
11.79579173	18	17	52	23	56	47	26	0.0035	0.00438	0.00474	O
11.96264239	17	18	53	39	39	28	37	0.0035	0.00355	0.00426	X
11.99624466	19	18	55	29	39	36	36	0.0035	0.00414	0.00391	X
12.02415496	17	20	57	35	42	37	40	0.0035	0.0035	0.0035	X
12.02415496	17	20	57	35	42	37	40	0.0035	0.0035	0.0035	X
12.03168614	20	19	58	20	56	50	24	0.0035	0.00407	0.00418	X
12.08180732	17	17	51	25	60	54	30	0.0035	0.0042	0.00425	X
12.08183619	20	18	56	32	42	30	31	0.0035	0.00366	0.00444	X
12.08276039	19	19	57	23	42	37	27	0.0035	0.00448	0.00455	X
12.11018539	24	17	58	24	52	46	30	0.0035	0.0035	0.0035	X
12.16868301	22	19	60	25	41	36	30	0.0035	0.00352	0.00352	X
12.17536944	24	17	58	19	47	49	28	0.0035	0.0042	0.0036	X
12.17584925	17	22	61	30	35	31	34	0.0035	0.00357	0.00357	X
12.17584925	17	22	61	30	35	31	34	0.0035	0.00357	0.00357	X
12.23447336	19	19	57	26	56	42	26	0.0035	0.00374	0.00451	X
12.25621588	18	21	60	23	47	44	28	0.0035	0.00396	0.00385	X
12.34802526	19	18	55	21	51	56	31	0.0035	0.00464	0.00384	X

12.39630862	19	20	59	21	50	45	25	0.0035	0.0042	0.00426	X
12.39709723	18	21	60	24	42	39	29	0.0035	0.00408	0.00396	X
12.40895611	19	21	61	21	31	27	24	0.0035	0.00459	0.00468	X
12.44672911	20	21	62	17	60	56	21	0.0035	0.0035	0.0035	X
12.45592922	18	18	54	27	43	37	31	0.0035	0.00442	0.00455	X
12.46850169	21	20	61	19	37	29	20	0.0035	0.00434	0.00496	O
12.49015047	18	22	62	26	38	34	30	0.0035	0.00363	0.00363	X
12.50976757	17	22	61	24	46	39	26	0.0035	0.0039	0.0042	X
12.51686075	22	17	56	28	39	34	34	0.0035	0.00408	0.00402	X
12.52764444	21	18	57	25	43	39	31	0.0035	0.0042	0.00408	X
12.52774385	20	19	58	31	25	24	40	0.0035	0.00416	0.00364	X
12.52774385	20	19	58	31	25	24	40	0.0035	0.00416	0.00364	X
12.54664148	17	17	51	41	43	37	47	0.0035	0.0035	0.0035	X
12.58325077	17	21	59	29	56	51	34	0.0035	0.0035	0.0035	X
12.58387148	17	20	57	28	44	46	38	0.0035	0.00413	0.00354	X
12.59546033	17	21	59	28	59	54	33	0.0035	0.0035	0.0035	X
12.59546033	17	21	59	28	59	54	33	0.0035	0.0035	0.0035	X
12.59915193	19	19	57	27	36	30	30	0.0035	0.0044	0.00462	X
12.62585431	17	22	61	17	50	46	20	0.0035	0.00462	0.00469	X
12.65413105	20	21	62	20	45	34	20	0.0035	0.00378	0.00455	X
12.65686382	22	17	56	36	37	31	42	0.0035	0.0035	0.0035	O
12.69184436	22	19	60	24	47	43	30	0.0035	0.00365	0.00355	O
12.70616813	23	17	57	34	37	31	40	0.0035	0.0035	0.0035	O
12.71901778	19	21	61	18	54	48	21	0.0035	0.00414	0.00432	X
12.71991964	17	20	57	31	47	35	30	0.0035	0.0038	0.00456	X
12.74230054	20	21	62	17	45	40	20	0.0035	0.0042	0.00434	X
12.77599765	19	20	59	25	43	39	30	0.0035	0.00414	0.00408	X
12.78887054	22	20	62	18	41	37	22	0.0035	0.00393	0.00393	X
12.78902248	18	18	54	30	40	33	33	0.0035	0.00429	0.00455	X
12.88724031	19	21	61	28	42	32	28	0.0035	0.0036	0.0042	X
12.92461114	23	18	59	27	45	36	30	0.0035	0.00363	0.00396	X
12.92662833	17	23	63	26	44	40	30	0.0035	0.0035	0.0035	X
12.9440996	20	19	58	29	47	41	34	0.0035	0.00375	0.0038	O
12.96003566	18	22	62	18	43	37	20	0.0035	0.00456	0.00488	X
13.01022798	25	18	61	20	44	39	25	0.0035	0.00363	0.00363	X
13.01722797	23	17	57	26	44	41	34	0.0035	0.00405	0.00378	X
13.03737027	21	19	59	26	50	44	31	0.0035	0.00375	0.0038	X
13.03818785	25	17	59	20	38	32	24	0.0035	0.00448	0.00464	X
13.10912304	19	21	61	23	49	39	24	0.0035	0.00392	0.00448	X
13.1670506	17	24	65	17	45	42	20	0.0035	0.00374	0.00374	X
13.19356833	23	19	61	22	53	42	24	0.0035	0.00352	0.004	X

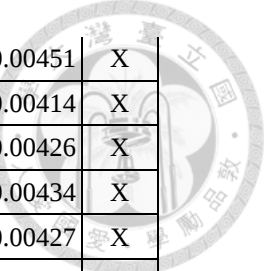


13.19887945	25	17	59	30	38	32	36	0.0035	0.0035	0.0035	X
13.19887945	25	17	59	30	38	32	36	0.0035	0.0035	0.0035	X
13.20159418	24	17	58	27	36	33	35	0.0035	0.00408	0.00378	X
13.21710005	17	19	55	34	59	53	40	0.0035	0.0035	0.0035	O
13.21710005	17	19	55	34	59	53	40	0.0035	0.0035	0.0035	O
13.2556939	17	23	63	30	37	33	34	0.0035	0.0035	0.0035	O
13.2556939	17	23	63	30	37	33	34	0.0035	0.0035	0.0035	O
13.29142669	22	18	58	31	39	31	34	0.0035	0.00377	0.00406	X
13.29457487	17	17	51	24	56	56	32	0.0035	0.00462	0.0042	X
13.30251356	19	21	61	21	40	45	31	0.0035	0.00456	0.00366	O
13.3036785	19	22	63	20	45	38	22	0.0035	0.00396	0.00429	X
13.38326503	23	19	61	27	36	31	32	0.0035	0.00368	0.00368	X
13.43675941	20	17	54	32	63	56	39	0.0035	0.0035	0.0035	O
13.43675941	20	17	54	32	63	56	39	0.0035	0.0035	0.0035	O
13.43675941	20	17	54	32	63	56	39	0.0035	0.0035	0.0035	O
13.46098314	22	20	62	25	44	39	30	0.0035	0.0035	0.0035	X
13.47356139	21	17	55	32	59	52	39	0.0035	0.0035	0.0035	X
13.47808059	26	17	60	21	58	52	27	0.0035	0.0035	0.0035	O
13.48061458	20	19	58	32	43	33	33	0.0035	0.00374	0.00425	X
13.49697399	21	20	61	25	39	36	31	0.0035	0.00402	0.00384	O
13.51640876	20	17	54	33	58	50	39	0.0035	0.00356	0.00364	O
13.52663857	17	18	53	23	49	50	31	0.0035	0.00495	0.0044	O
13.53694953	19	22	63	26	35	31	30	0.0035	0.00381	0.00381	O
13.53723903	24	18	60	27	47	41	33	0.0035	0.0035	0.0035	X
13.58706081	20	17	54	30	70	63	37	0.0035	0.0035	0.0035	X
13.58706081	20	17	54	30	70	63	37	0.0035	0.0035	0.0035	X
13.58777855	22	20	62	27	40	35	32	0.0035	0.0035	0.0035	X
13.58777855	22	20	62	27	40	35	32	0.0035	0.0035	0.0035	X
13.58887028	21	17	55	33	57	50	40	0.0035	0.0035	0.0035	X
13.69683546	22	20	62	23	48	37	24	0.0035	0.00366	0.00426	X
13.72852974	21	19	59	29	55	42	30	0.0035	0.00354	0.00413	X
13.73577649	20	17	54	29	74	67	36	0.0035	0.0035	0.0035	O
13.75928351	19	22	63	19	43	40	23	0.0035	0.00441	0.00434	O
13.77030072	17	23	63	21	48	45	25	0.0035	0.0042	0.00414	X
13.77688142	22	21	64	17	50	46	21	0.0035	0.0035	0.0035	O
13.77708428	20	21	62	23	45	34	23	0.0035	0.00399	0.00476	O
13.78960059	21	21	63	23	48	36	23	0.0035	0.00354	0.00426	X
13.79534679	17	24	65	22	41	34	23	0.0035	0.0038	0.0042	O
13.79680544	25	17	59	26	48	35	27	0.0035	0.00372	0.00444	X
13.81393287	26	18	62	17	57	52	22	0.0035	0.0035	0.0035	X
13.81740006	22	17	56	33	54	47	40	0.0035	0.0035	0.0035	X



13.81912537	17	22	61	24	44	43	30	0.0035	0.00438	0.00408	X
13.84410376	20	21	62	25	38	31	27	0.0035	0.00406	0.00441	O
13.8987873	25	17	59	25	43	35	29	0.0035	0.004	0.00425	O
13.91470418	18	17	52	33	70	63	40	0.0035	0.0035	0.0035	O
13.92507505	21	18	57	31	53	40	32	0.0035	0.00366	0.00427	X
14.01010843	19	21	61	26	56	46	28	0.0035	0.0037	0.0041	X
14.01126055	20	18	56	31	47	38	34	0.0035	0.00396	0.00429	X
14.02000889	18	21	60	24	52	50	30	0.0035	0.0042	0.00399	X
14.02183995	17	22	61	30	57	52	35	0.0035	0.0035	0.0035	X
14.02183995	17	22	61	30	57	52	35	0.0035	0.0035	0.0035	X
14.02624433	17	22	61	31	54	49	36	0.0035	0.0035	0.0035	O
14.0327825	17	22	61	29	60	55	34	0.0035	0.0035	0.0035	O
14.03308544	20	22	64	20	36	37	27	0.0035	0.00424	0.00371	X
14.04466625	24	19	62	25	37	32	30	0.0035	0.00374	0.00374	X
14.0562201	27	17	61	22	51	45	28	0.0035	0.0035	0.0035	O
14.0665007	19	17	53	22	79	74	28	0.0035	0.00408	0.00404	X
14.1071627	28	17	62	17	46	41	22	0.0035	0.00368	0.00368	O
14.1071627	28	17	62	17	46	41	22	0.0035	0.00368	0.00368	O
14.11699621	18	23	64	24	48	39	25	0.0035	0.00368	0.00414	X
14.14123592	20	20	60	26	48	36	26	0.0035	0.00403	0.00481	X
14.18729024	17	24	65	17	58	46	17	0.0035	0.00399	0.00475	O
14.19394804	20	19	58	29	49	44	35	0.0035	0.00395	0.0039	O
14.23981374	23	18	59	24	30	27	30	0.0035	0.00494	0.00468	X
14.25697512	18	22	62	27	41	40	34	0.0035	0.00407	0.00374	X
14.25697512	18	22	62	27	41	40	34	0.0035	0.00407	0.00374	X
14.28818634	17	23	63	36	32	28	40	0.0035	0.0035	0.0035	X
14.28966548	20	20	60	20	60	54	24	0.0035	0.00429	0.0044	X
14.30764971	21	17	55	37	50	43	44	0.0035	0.0035	0.0035	O
14.33045585	19	22	63	26	40	39	33	0.0035	0.00396	0.00363	X
14.33758628	17	24	65	25	50	46	29	0.0035	0.0035	0.0035	X
14.33905306	18	22	62	28	23	21	33	0.0035	0.00468	0.00442	X
14.37756019	25	17	59	20	55	56	29	0.0035	0.00425	0.00375	X
14.38250852	21	19	59	27	51	46	33	0.0035	0.00395	0.0039	X
14.39073941	17	21	59	33	45	36	34	0.0035	0.00385	0.00429	X
14.44874764	17	17	51	36	67	60	43	0.0035	0.0035	0.0035	X
14.44874764	17	17	51	36	67	60	43	0.0035	0.0035	0.0035	X
14.45371642	17	19	55	27	53	60	40	0.0035	0.0044	0.00352	X
14.45977766	17	17	51	35	70	63	42	0.0035	0.0035	0.0035	X
14.47550205	17	17	51	34	73	66	41	0.0035	0.0035	0.0035	X
14.47550205	17	17	51	34	73	66	41	0.0035	0.0035	0.0035	X
14.49129581	23	20	63	27	38	33	32	0.0035	0.00357	0.00357	O

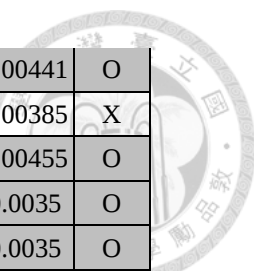
14.497524	21	20	61	19	58	50	22	0.0035	0.00432	0.00462	X
14.50210908	17	23	63	28	50	38	27	0.0035	0.0037	0.00444	X
14.52001693	21	19	59	26	47	40	30	0.0035	0.0042	0.00438	X
14.52320378	19	22	63	17	52	54	23	0.0035	0.00462	0.00414	O
14.52340843	19	21	61	32	36	30	35	0.0035	0.0039	0.00408	X
14.54633258	20	18	56	29	44	38	34	0.0035	0.00432	0.00438	X
14.55373129	25	17	59	28	33	24	29	0.0035	0.00424	0.00488	O
14.55654297	19	23	65	24	36	29	25	0.0035	0.00387	0.0043	X
14.57261563	24	18	60	28	50	37	29	0.0035	0.00363	0.00429	X
14.58339648	27	18	63	17	53	48	22	0.0035	0.0035	0.0035	X
14.58641193	23	19	61	30	40	31	32	0.0035	0.00369	0.0041	X
14.588395	24	17	58	33	49	42	40	0.0035	0.0035	0.0035	X
14.588395	24	17	58	33	49	42	40	0.0035	0.0035	0.0035	X
14.60178323	17	22	61	28	42	34	29	0.0035	0.00423	0.0047	X
14.61276599	17	24	65	23	43	40	27	0.0035	0.00402	0.00396	O
14.62634279	20	21	62	25	43	39	30	0.0035	0.00414	0.00408	X
14.63954621	17	25	67	18	43	40	21	0.0035	0.00381	0.00381	O
14.66105131	17	17	51	33	77	70	40	0.0035	0.0035	0.0035	X
14.66105131	17	17	51	33	77	70	40	0.0035	0.0035	0.0035	X
14.7039061	18	22	62	28	40	31	28	0.0035	0.00413	0.00476	X
14.70903813	22	20	62	26	44	35	28	0.0035	0.00387	0.0043	X
14.71565202	26	18	62	18	54	55	26	0.0035	0.00396	0.00352	X
14.7233968	20	18	56	24	51	47	30	0.0035	0.00462	0.0045	X
14.72961393	22	20	62	27	32	28	32	0.0035	0.0042	0.00413	X
14.74825402	21	19	59	27	51	39	28	0.0035	0.00402	0.00468	X
14.74948352	23	20	63	21	47	41	25	0.0035	0.00396	0.00408	O
14.76296722	20	17	54	23	54	60	35	0.0035	0.00475	0.00385	X
14.77154218	23	21	65	17	46	42	21	0.0035	0.00368	0.00368	X
14.77154218	23	21	65	17	46	42	21	0.0035	0.00368	0.00368	X
14.80356609	17	22	61	30	45	34	29	0.0035	0.00399	0.00475	X
14.83418479	24	18	60	28	43	34	31	0.0035	0.0039	0.00426	X
14.83676912	26	18	62	21	31	26	25	0.0035	0.00459	0.00468	X
14.91029298	21	22	65	17	49	37	17	0.0035	0.00405	0.00495	O
14.91079092	22	21	64	25	47	42	30	0.0035	0.0035	0.0035	X
14.91079092	22	21	64	25	47	42	30	0.0035	0.0035	0.0035	X
14.92946569	25	19	63	21	34	29	25	0.0035	0.00432	0.0044	O
14.93387745	19	20	59	27	50	49	35	0.0035	0.0042	0.00385	X
14.94132694	25	17	59	30	47	33	30	0.0035	0.00369	0.00451	X
14.94258107	17	23	63	26	33	33	33	0.0035	0.00462	0.00413	X
14.95882949	28	17	62	20	57	51	26	0.0035	0.0035	0.0035	O
14.95882949	28	17	62	20	57	51	26	0.0035	0.0035	0.0035	O



14.96555708	18	21	60	28	54	43	29	0.0035	0.00396	0.00451	X
14.97317684	19	22	63	23	46	43	28	0.0035	0.00426	0.00414	X
15.02170643	22	19	60	30	41	33	33	0.0035	0.00396	0.00426	X
15.05404052	27	17	61	22	40	34	27	0.0035	0.00427	0.00434	X
15.06594929	20	22	64	28	42	32	28	0.0035	0.00366	0.00427	X
15.07230128	18	22	62	24	47	44	29	0.0035	0.00438	0.00426	X
15.07230128	18	22	62	24	47	44	29	0.0035	0.00438	0.00426	X
15.07987269	26	18	62	22	42	39	29	0.0035	0.00408	0.00384	X
15.08105638	20	21	62	29	34	31	35	0.0035	0.00418	0.00399	O
15.08656431	18	24	66	17	53	49	20	0.0035	0.00414	0.0042	X
15.1000543	19	22	63	25	41	34	27	0.0035	0.00427	0.00462	O
15.11382605	28	17	62	17	47	40	21	0.0035	0.00427	0.00448	O
15.11618689	24	20	64	19	47	36	20	0.0035	0.00392	0.00462	X
15.11760462	23	19	61	26	52	45	31	0.0035	0.0038	0.0039	X
15.13404763	22	17	56	43	33	27	49	0.0035	0.0035	0.0035	O
15.15211604	20	21	62	27	40	37	33	0.0035	0.0042	0.00402	O
15.22171759	22	20	62	23	45	39	27	0.0035	0.00429	0.00442	X
15.23780374	21	22	65	21	49	37	21	0.0035	0.00377	0.00455	X
15.24198687	20	22	64	19	49	53	27	0.0035	0.0044	0.00374	X
15.2588949	23	21	65	17	43	43	23	0.0035	0.00418	0.0038	O
15.27077609	19	21	61	35	32	23	33	0.0035	0.00392	0.00469	O
15.33943074	20	22	64	22	46	43	27	0.0035	0.0042	0.00408	X
15.34142903	17	24	65	24	46	41	27	0.0035	0.00408	0.0042	X
15.34885294	25	17	59	25	57	48	30	0.0035	0.0039	0.0041	X
15.35040443	20	22	64	23	43	37	26	0.0035	0.0042	0.0044	X
15.35128087	21	21	63	24	51	43	27	0.0035	0.00392	0.0042	X
15.35226475	25	19	63	22	41	32	24	0.0035	0.00408	0.00459	X
15.36666265	28	17	62	21	49	37	23	0.0035	0.00384	0.00448	X
15.40456809	20	23	66	18	50	49	23	0.0035	0.00396	0.00374	X
15.40849419	17	20	57	37	40	30	36	0.0035	0.00396	0.00462	X
15.41097993	17	22	61	29	49	41	31	0.0035	0.00408	0.00442	O
15.42541487	28	18	64	17	50	45	22	0.0035	0.0035	0.0035	X
15.42610649	25	19	63	17	60	48	19	0.0035	0.00402	0.00462	O
15.44977706	23	20	63	23	43	37	27	0.0035	0.00416	0.00429	O
15.45675965	21	20	61	29	49	39	31	0.0035	0.00385	0.00429	O
15.45896341	20	21	62	20	50	51	27	0.0035	0.00468	0.0042	X
15.47804301	23	19	61	26	43	36	30	0.0035	0.00418	0.00437	X
15.48848496	19	22	63	35	41	36	40	0.0035	0.0035	0.0035	X
15.49243521	23	20	63	22	47	36	23	0.0035	0.00413	0.00483	O
15.49773324	18	24	66	21	50	43	23	0.0035	0.00396	0.00426	X
15.54827938	18	22	62	24	41	45	34	0.0035	0.00474	0.0039	X

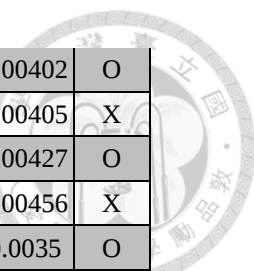
15.56686053	17	23	63	31	58	53	36	0.0035	0.0035	0.0035	O
15.57272323	17	25	67	20	46	44	24	0.0035	0.00408	0.00396	X
15.58248981	22	21	64	21	47	40	24	0.0035	0.00416	0.00442	X
15.58744749	21	21	63	20	48	45	25	0.0035	0.00455	0.00442	X
15.59340035	21	22	65	22	38	30	23	0.0035	0.00424	0.0048	X
15.61469759	21	21	63	25	56	47	28	0.0035	0.00375	0.00405	X
15.619282	17	17	51	36	48	37	37	0.0035	0.00407	0.00462	X
15.63943057	21	21	63	24	40	35	28	0.0035	0.00441	0.00448	X
15.64044753	29	17	63	18	46	42	24	0.0035	0.00396	0.00384	X
15.64126411	26	19	64	17	38	35	22	0.0035	0.00456	0.0044	O
15.68164978	19	23	65	30	40	33	32	0.0035	0.00364	0.00392	X
15.71357052	19	23	65	24	31	33	33	0.0035	0.00462	0.00385	X
15.72749438	18	22	62	31	41	41	40	0.0035	0.00405	0.0036	X
15.75321749	25	20	65	21	47	42	26	0.0035	0.0035	0.0035	X
15.75321749	25	20	65	21	47	42	26	0.0035	0.0035	0.0035	X
15.75321749	25	20	65	21	47	42	26	0.0035	0.0035	0.0035	X
15.75499969	24	20	64	24	33	30	30	0.0035	0.0042	0.00399	X
15.759103	29	17	63	18	36	37	27	0.0035	0.00448	0.00378	X
15.76001361	20	22	64	27	44	36	29	0.0035	0.0039	0.00426	X
15.76553414	25	20	65	22	44	39	27	0.0035	0.00352	0.00352	X
15.77355316	25	17	59	26	37	35	35	0.0035	0.0046	0.00414	X
15.79723285	24	18	60	29	49	35	29	0.0035	0.00384	0.00468	X
15.80274103	20	23	66	22	39	34	25	0.0035	0.00413	0.00427	O
15.81448454	25	19	63	24	38	34	30	0.0035	0.00416	0.00403	X
15.82468067	23	20	63	25	48	38	27	0.0035	0.0039	0.00438	O
15.82574246	24	19	62	21	51	42	24	0.0035	0.00429	0.00468	X
15.84385442	25	20	65	19	40	35	23	0.0035	0.00406	0.00413	X
15.86045104	17	25	67	26	50	46	30	0.0035	0.0035	0.0035	X
15.86045104	17	25	67	26	50	46	30	0.0035	0.0035	0.0035	X
15.87562229	21	22	65	26	49	37	26	0.0035	0.00357	0.00425	O
15.87939517	17	25	67	23	35	34	28	0.0035	0.00434	0.00406	X
15.91429039	17	23	63	30	42	43	39	0.0035	0.0041	0.0036	X
15.94244017	20	17	54	39	37	27	39	0.0035	0.00396	0.00456	X
15.94306863	17	25	67	22	48	40	23	0.0035	0.00396	0.0044	X
15.94740838	24	20	64	21	40	36	26	0.0035	0.00434	0.00427	X
15.95681556	23	21	65	22	43	39	27	0.0035	0.00396	0.0039	X
15.96033184	24	20	64	21	45	39	25	0.0035	0.00416	0.00429	X
15.96172022	25	19	63	21	44	48	32	0.0035	0.00432	0.00351	X
15.96429733	21	22	65	23	45	37	25	0.0035	0.00403	0.00442	O
15.96747154	17	26	69	17	54	51	20	0.0035	0.0035	0.0035	O
15.96747154	17	26	69	17	54	51	20	0.0035	0.0035	0.0035	O

15.98748109	20	22	64	23	43	37	26	0.0035	0.00441	0.00462	X
15.99283173	23	21	65	17	46	48	24	0.0035	0.00448	0.00392	X
16.00081236	19	21	61	29	53	46	33	0.0035	0.00395	0.0041	O
16.00742717	19	23	65	22	36	38	30	0.0035	0.00476	0.00406	X
16.01917014	19	24	67	22	38	39	29	0.0035	0.00408	0.0036	X
16.02393844	26	18	62	34	35	29	40	0.0035	0.0035	0.0035	X
16.03024586	20	21	62	32	45	34	32	0.0035	0.00378	0.00441	X
16.04279707	17	25	67	19	52	48	22	0.0035	0.0042	0.00426	X
16.06547252	18	19	56	31	41	39	39	0.0035	0.00455	0.0042	X
16.07840613	22	18	58	37	51	33	33	0.0035	0.00351	0.00468	X
16.11187786	21	23	67	20	46	35	20	0.0035	0.0037	0.00444	X
16.11192511	22	21	64	26	48	44	32	0.0035	0.0038	0.0037	X
16.1255168	28	17	62	24	36	31	30	0.0035	0.00427	0.0042	X
16.14997546	30	17	64	17	42	37	22	0.0035	0.00393	0.00393	O
16.15632477	30	17	64	17	46	35	19	0.0035	0.00378	0.00441	O
16.17394466	18	18	54	34	50	43	39	0.0035	0.0041	0.0042	X
16.18364845	30	17	64	17	43	31	18	0.0035	0.00392	0.0048	O
16.20391027	17	24	65	23	39	39	29	0.0035	0.00476	0.00434	O
16.20693561	27	19	65	17	58	53	22	0.0035	0.0035	0.0035	O
16.20693561	27	19	65	17	58	53	22	0.0035	0.0035	0.0035	O
16.21137296	23	19	61	26	53	40	27	0.0035	0.00402	0.00474	O
16.21229582	25	17	59	22	47	45	30	0.0035	0.00475	0.00437	X
16.2199867	27	17	61	30	46	34	32	0.0035	0.00363	0.00418	X
16.23163769	20	21	62	31	45	34	31	0.0035	0.0039	0.00456	O
16.24880005	22	21	64	24	43	40	30	0.0035	0.0042	0.00402	X
16.25220494	24	19	62	18	48	50	26	0.0035	0.00494	0.00429	X
16.25969806	20	23	66	22	43	33	22	0.0035	0.00418	0.00494	X
16.26460579	17	26	69	20	39	36	23	0.0035	0.00393	0.00393	O
16.27096948	20	22	64	27	41	37	32	0.0035	0.00414	0.00408	X
16.28639538	30	17	64	18	54	47	23	0.0035	0.0035	0.0036	X
16.28976994	19	22	63	29	40	36	34	0.0035	0.0042	0.00414	X
16.28977312	18	17	52	28	53	45	32	0.0035	0.00462	0.00486	O
16.30796891	24	20	64	25	41	31	26	0.0035	0.00399	0.00462	X
16.31893394	19	20	59	28	44	38	32	0.0035	0.00455	0.00468	X
16.33348843	23	21	65	21	33	36	31	0.0035	0.00469	0.00378	X
16.33638735	19	24	67	29	35	31	33	0.0035	0.00363	0.00363	O
16.33825289	22	22	66	21	45	37	23	0.0035	0.004	0.0044	X
16.36223269	22	22	66	24	51	43	27	0.0035	0.0035	0.00375	X
16.36641935	23	22	67	18	44	40	22	0.0035	0.00374	0.00374	X
16.38020696	27	17	61	33	44	37	40	0.0035	0.0035	0.0035	X
16.38020696	27	17	61	33	44	37	40	0.0035	0.0035	0.0035	X

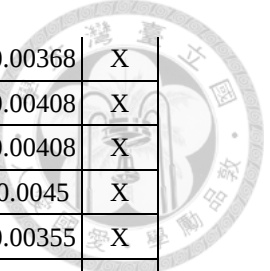


16.39114425	21	23	67	19	44	37	21	0.0035	0.00406	0.00441	O
16.39483206	18	21	60	28	42	45	39	0.0035	0.00462	0.00385	X
16.49225407	18	23	64	28	37	32	31	0.0035	0.00441	0.00455	O
16.49523195	30	17	64	22	45	39	28	0.0035	0.0035	0.0035	O
16.49523195	30	17	64	22	45	39	28	0.0035	0.0035	0.0035	O
16.49523195	30	17	64	22	45	39	28	0.0035	0.0035	0.0035	O
16.49523195	30	17	64	22	45	39	28	0.0035	0.0035	0.0035	O
16.51272814	29	17	63	19	47	44	26	0.0035	0.0042	0.00396	X
16.51513639	30	17	64	21	48	42	27	0.0035	0.0035	0.0035	X
16.51513639	30	17	64	21	48	42	27	0.0035	0.0035	0.0035	X
16.53997209	17	24	65	26	41	35	28	0.0035	0.00441	0.00469	X
16.53997209	17	24	65	26	41	35	28	0.0035	0.00441	0.00469	X
16.54341214	28	17	62	24	64	57	31	0.0035	0.0035	0.0035	X
16.55061338	22	22	66	21	47	42	25	0.0035	0.00402	0.00408	X
16.55264676	17	25	67	21	55	46	22	0.0035	0.00408	0.00456	X
16.56944404	30	17	64	20	52	46	26	0.0035	0.0035	0.0035	X
16.57082489	20	22	64	29	43	35	31	0.0035	0.00396	0.00432	X
16.64364882	29	17	63	25	46	34	27	0.0035	0.00366	0.00426	O
16.67229129	19	23	65	30	53	41	30	0.0035	0.00355	0.00415	O
16.67336776	26	19	64	21	38	36	28	0.0035	0.00448	0.00413	X
16.71968728	20	22	64	25	39	38	32	0.0035	0.00455	0.00416	X
16.72986994	22	21	64	21	51	47	26	0.0035	0.00438	0.00432	X
16.73472448	24	21	66	24	39	31	26	0.0035	0.0038	0.0042	X
16.75220603	29	17	63	20	45	37	24	0.0035	0.00427	0.00455	X
16.75227886	17	22	61	30	44	39	34	0.0035	0.00438	0.00444	X
16.77313223	23	21	65	17	46	46	23	0.0035	0.00483	0.00441	X
16.77877518	17	25	67	26	25	23	30	0.0035	0.00477	0.00459	O
16.7885967	25	20	65	22	45	34	23	0.0035	0.00399	0.00469	X
16.79490528	23	22	67	19	51	40	20	0.0035	0.00372	0.00434	X
16.81662977	21	20	61	27	48	41	31	0.0035	0.00432	0.0045	X
16.81920621	23	21	65	21	45	38	24	0.0035	0.00434	0.00462	X
16.82808066	21	17	55	36	66	57	43	0.0035	0.0035	0.00357	X
16.83913648	26	17	60	34	50	41	40	0.0035	0.00351	0.00364	X
16.85490019	26	17	60	41	30	24	47	0.0035	0.0035	0.0035	O
16.89494456	17	25	67	21	59	56	25	0.0035	0.00405	0.004	O
16.90603865	18	23	64	25	47	44	30	0.0035	0.00444	0.00432	X
16.90604841	19	24	67	25	37	30	26	0.0035	0.0042	0.00465	X
16.91034197	23	19	61	25	51	43	29	0.0035	0.00432	0.00456	O
16.91459571	19	17	53	31	59	56	40	0.0035	0.00416	0.0039	X
16.92546639	19	25	69	17	47	39	18	0.0035	0.00399	0.00448	X
16.94323949	24	21	66	23	43	37	27	0.0035	0.00384	0.00396	X

16.96405988	20	24	68	26	37	33	30	0.0035	0.00368	0.00368	X
16.96514103	17	25	67	20	49	43	22	0.0035	0.00455	0.00483	O
16.96898412	25	21	67	17	40	36	21	0.0035	0.00407	0.00407	X
16.98386046	24	20	64	24	44	40	30	0.0035	0.0042	0.00408	X
16.99731654	24	20	64	20	47	41	24	0.0035	0.00455	0.00469	X
17.00125309	24	18	60	32	20	21	47	0.0035	0.00476	0.00364	X
17.01105828	23	22	67	19	51	40	20	0.0035	0.00384	0.00448	X
17.01190922	22	21	64	30	50	36	29	0.0035	0.00364	0.00448	X
17.01733777	25	19	63	25	47	39	29	0.0035	0.00408	0.00432	O
17.01733777	25	19	63	25	47	39	29	0.0035	0.00408	0.00432	O
17.02446819	20	24	68	19	41	40	24	0.0035	0.00432	0.00405	X
17.0287476	17	25	67	36	35	31	40	0.0035	0.0035	0.0035	O
17.04032671	20	23	66	26	36	34	32	0.0035	0.00429	0.00403	X
17.05112378	20	22	64	29	43	35	31	0.0035	0.00407	0.00444	X
17.05730999	25	20	65	19	41	39	25	0.0035	0.00464	0.00435	X
17.07533747	24	21	66	23	47	36	24	0.0035	0.00378	0.00441	X
17.08885905	30	17	64	20	49	40	24	0.0035	0.00384	0.00414	X
17.10458094	17	25	67	28	52	43	29	0.0035	0.00369	0.0041	X
17.11464807	22	22	66	27	36	30	30	0.0035	0.004	0.0042	X
17.14195897	22	22	66	19	53	46	22	0.0035	0.00425	0.0045	X
17.20852617	24	19	62	25	51	50	34	0.0035	0.0042	0.0038	X
17.21211656	24	21	66	22	30	29	29	0.0035	0.00464	0.00416	X
17.22844355	25	20	65	25	43	36	29	0.0035	0.0039	0.00408	X
17.2330202	28	19	66	19	47	33	19	0.0035	0.00364	0.00462	O
17.24526855	18	25	68	24	43	34	24	0.0035	0.00406	0.00469	X
17.254405	20	21	62	34	45	32	32	0.0035	0.00384	0.00474	X
17.26645819	23	17	57	34	67	59	42	0.0035	0.0035	0.0035	O
17.26645819	23	17	57	34	67	59	42	0.0035	0.0035	0.0035	O
17.27577498	23	17	57	33	70	62	41	0.0035	0.0035	0.0035	O
17.27577498	23	17	57	33	70	62	41	0.0035	0.0035	0.0035	O
17.29335287	23	19	61	24	46	39	28	0.0035	0.00469	0.0049	X
17.30141731	17	24	65	32	60	55	37	0.0035	0.0035	0.0035	X
17.31120931	20	23	66	25	42	40	31	0.0035	0.00426	0.00402	O
17.31305966	18	20	58	39	46	36	40	0.0035	0.0038	0.00425	X
17.31702185	20	23	66	20	49	47	25	0.0035	0.00456	0.00437	O
17.31965467	27	19	65	18	51	44	22	0.0035	0.00418	0.00437	X
17.32203625	18	25	68	21	52	45	23	0.0035	0.00408	0.00438	O
17.32678425	24	17	58	30	60	41	29	0.0035	0.00385	0.00495	X
17.35447677	27	19	65	22	45	39	27	0.0035	0.00396	0.00402	X
17.37892865	18	25	68	22	57	43	21	0.0035	0.00384	0.00474	O
17.40671928	20	23	66	26	54	43	27	0.0035	0.00378	0.00432	X

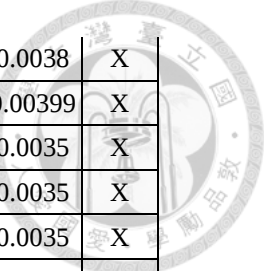


17.42651338	19	25	69	18	49	47	22	0.0035	0.00414	0.00402	O
17.43913415	18	22	62	30	45	43	37	0.0035	0.00432	0.00405	X
17.4472417	23	21	65	22	39	38	29	0.0035	0.00469	0.00427	O
17.4497417	26	20	66	19	38	33	23	0.0035	0.00448	0.00456	X
17.46024447	24	19	62	31	60	53	38	0.0035	0.0035	0.0035	O
17.46573778	20	23	66	30	46	40	34	0.0035	0.0037	0.0038	X
17.4734345	24	17	58	33	44	33	35	0.0035	0.00408	0.00462	X
17.48243356	17	25	67	28	51	45	31	0.0035	0.0038	0.00395	O
17.49063903	30	17	64	21	54	42	24	0.0035	0.00374	0.00425	X
17.49313875	18	25	68	22	49	44	25	0.0035	0.00414	0.00426	O
17.49542935	22	20	62	31	49	42	36	0.0035	0.0039	0.004	X
17.50761009	17	27	71	19	46	43	22	0.0035	0.00357	0.00357	O
17.50896746	17	26	69	27	51	47	31	0.0035	0.0035	0.0035	X
17.51905076	17	24	65	35	53	48	40	0.0035	0.0035	0.0035	X
17.52124709	19	25	69	21	60	56	25	0.0035	0.0035	0.0035	X
17.52124709	19	25	69	21	60	56	25	0.0035	0.0035	0.0035	X
17.5217751	17	26	69	26	54	50	30	0.0035	0.0035	0.0035	X
17.52898701	25	20	65	26	52	39	27	0.0035	0.00363	0.00429	X
17.53356457	23	22	67	21	47	40	24	0.0035	0.004	0.00425	X
17.54146709	26	18	62	27	36	31	33	0.0035	0.00448	0.00441	X
17.55581743	27	20	67	19	46	38	22	0.0035	0.0036	0.0039	X
17.5647768	24	21	66	26	48	42	31	0.0035	0.00365	0.0037	X
17.58398352	30	18	66	17	45	40	22	0.0035	0.00374	0.00374	X
17.58960484	22	23	68	22	40	33	24	0.0035	0.00399	0.00434	X
17.62295674	18	23	64	28	41	40	35	0.0035	0.0045	0.00414	X
17.63259813	20	24	68	19	48	41	21	0.0035	0.00434	0.00469	X
17.63455973	17	24	65	27	55	42	26	0.0035	0.00408	0.00492	X
17.64084286	25	20	65	26	48	36	27	0.0035	0.00378	0.00444	X
17.64248083	18	23	64	30	48	40	32	0.0035	0.00408	0.00442	X
17.64915275	18	26	70	21	54	47	23	0.0035	0.0035	0.00375	X
17.66099422	24	21	66	25	50	44	30	0.0035	0.0037	0.00375	X
17.66171155	17	27	71	20	42	39	23	0.0035	0.00374	0.00374	X
17.66191951	28	17	62	27	30	26	34	0.0035	0.0046	0.00437	X
17.66328626	22	23	68	17	54	48	20	0.0035	0.00408	0.00426	X
17.66397757	17	27	71	17	58	55	20	0.0035	0.0035	0.0035	X
17.66407495	29	17	63	24	46	42	32	0.0035	0.00407	0.00385	X
17.66681892	24	21	66	28	31	26	32	0.0035	0.00406	0.00413	X
17.67383472	17	27	71	17	60	57	20	0.0035	0.0035	0.0035	O
17.67383472	17	27	71	17	60	57	20	0.0035	0.0035	0.0035	O
17.67476505	17	26	69	25	37	38	32	0.0035	0.0042	0.00372	X
17.68613592	19	24	67	27	43	36	29	0.0035	0.00403	0.00434	O

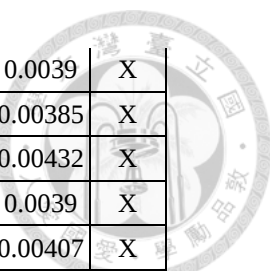


17.69197046	21	24	69	23	40	36	27	0.0035	0.00368	0.00368	X
17.69981142	24	22	68	19	49	40	21	0.0035	0.00366	0.00408	X
17.70026755	25	20	65	23	45	41	29	0.0035	0.0042	0.00408	X
17.70578943	20	23	66	28	44	35	29	0.0035	0.004	0.0045	X
17.71057884	27	18	63	22	49	53	34	0.0035	0.00435	0.00355	X
17.7119574	18	25	68	25	45	37	26	0.0035	0.00405	0.0045	X
17.72354456	18	24	66	23	43	47	32	0.0035	0.00474	0.00396	X
17.72588579	22	22	66	23	46	45	30	0.0035	0.00425	0.00391	X
17.73350371	23	22	67	23	43	39	28	0.0035	0.00402	0.00396	O
17.74534695	20	21	62	30	44	41	37	0.0035	0.00429	0.00407	X
17.7590566	19	24	67	30	44	40	35	0.0035	0.00375	0.0037	X
17.76829595	19	24	67	23	50	44	26	0.0035	0.0042	0.00438	X
17.77590476	17	17	51	37	48	37	38	0.0035	0.0042	0.00476	X
17.7858031	21	23	67	21	54	45	23	0.0035	0.00408	0.0045	X
17.78852193	26	20	66	18	46	44	24	0.0035	0.00442	0.00416	X
17.79382838	20	24	68	21	52	44	23	0.0035	0.00402	0.00438	X
17.81040783	27	19	65	27	45	33	28	0.0035	0.00366	0.00432	X
17.82093084	23	21	65	27	43	40	34	0.0035	0.00407	0.00385	X
17.82327766	19	25	69	22	50	41	23	0.0035	0.00384	0.00432	X
17.83067218	25	19	63	29	51	39	31	0.0035	0.00378	0.00432	O
17.85148215	20	17	54	36	69	63	45	0.0035	0.0036	0.0035	X
17.85842872	26	17	60	36	45	34	39	0.0035	0.00365	0.00405	X
17.87153578	22	23	68	19	58	53	23	0.0035	0.0038	0.00385	O
17.87799093	26	19	64	33	29	25	40	0.0035	0.0039	0.00372	X
17.87921937	18	17	52	47	48	41	54	0.0035	0.0035	0.0035	O
17.88728243	23	22	67	19	50	47	24	0.0035	0.00426	0.00414	O
17.90479962	28	19	66	18	58	52	23	0.0035	0.00375	0.0038	X
17.92256663	30	17	64	27	49	42	34	0.0035	0.0035	0.0035	X
17.92256663	30	17	64	27	49	42	34	0.0035	0.0035	0.0035	X
17.93714835	24	22	68	17	46	44	22	0.0035	0.00418	0.00399	X
17.96722806	24	21	66	22	48	40	25	0.0035	0.00416	0.00448	X
17.97627225	22	21	64	29	52	44	33	0.0035	0.00385	0.00405	X
17.97828452	24	22	68	18	51	44	21	0.0035	0.0039	0.00414	X
18.0231243	19	23	65	24	51	46	28	0.0035	0.00444	0.0045	X
18.0371767	22	22	66	25	42	34	27	0.0035	0.00427	0.00469	X
18.04407278	18	24	66	25	50	44	28	0.0035	0.00432	0.0045	X
18.07073771	24	21	66	21	49	53	31	0.0035	0.00426	0.00355	X
18.09121284	22	22	66	25	46	40	29	0.0035	0.00414	0.00426	X
18.10025672	24	20	64	22	52	43	25	0.0035	0.00442	0.00481	X
18.11709557	26	20	66	17	53	47	21	0.0035	0.00442	0.00455	X
18.11903087	22	23	68	26	39	34	30	0.0035	0.00384	0.0039	X

18.14982779	17	25	67	33	37	34	38	0.0035	0.00396	0.00385	X
18.15211727	18	22	62	37	49	38	37	0.0035	0.00375	0.0043	X
18.15283749	30	17	64	21	54	42	24	0.0035	0.00396	0.0045	X
18.15283749	30	17	64	21	54	42	24	0.0035	0.00396	0.0045	X
18.15494913	18	26	70	22	42	41	27	0.0035	0.00408	0.00384	X
18.16902411	20	23	66	27	59	47	28	0.0035	0.00375	0.0043	O
18.16970854	21	24	69	21	39	37	26	0.0035	0.0042	0.004	X
18.17805064	24	21	66	21	51	41	23	0.0035	0.00424	0.00477	X
18.17805064	24	21	66	21	51	41	23	0.0035	0.00424	0.00477	X
18.18070837	23	23	69	18	42	35	20	0.0035	0.00407	0.00444	X
18.2051852	21	24	69	22	50	47	27	0.0035	0.0037	0.0036	X
18.23525877	18	24	66	27	47	41	30	0.0035	0.00426	0.00444	X
18.24327378	25	20	65	25	45	39	30	0.0035	0.00414	0.0042	X
18.25829299	25	21	67	23	40	38	30	0.0035	0.00408	0.00378	X
18.25977957	18	19	56	39	49	38	40	0.0035	0.0039	0.0044	X
18.26363848	19	25	69	29	37	29	29	0.0035	0.00377	0.00429	X
18.26802443	24	18	60	29	49	41	34	0.0035	0.00425	0.00442	X
18.27719109	24	21	66	23	36	31	27	0.0035	0.00464	0.00472	X
18.27806291	24	22	68	22	38	37	29	0.0035	0.00407	0.0037	X
18.2793639	28	19	66	20	52	42	23	0.0035	0.0039	0.00432	X
18.2798565	23	22	67	25	54	45	28	0.0035	0.00365	0.00395	O
18.29322697	24	21	66	23	47	45	30	0.0035	0.0042	0.00392	X
18.30126344	22	22	66	29	29	27	36	0.0035	0.00441	0.00406	X
18.30480659	20	24	68	27	36	35	34	0.0035	0.00414	0.00378	X
18.31587436	24	17	58	39	54	46	47	0.0035	0.0035	0.0035	X
18.32563143	26	20	66	29	44	37	34	0.0035	0.00355	0.00365	X
18.35720083	19	25	69	20	50	47	24	0.0035	0.00426	0.0042	X
18.36910695	18	26	70	23	60	56	27	0.0035	0.0035	0.0035	X
18.36910695	18	26	70	23	60	56	27	0.0035	0.0035	0.0035	X
18.37797607	21	22	65	29	49	37	29	0.0035	0.00396	0.00468	O
18.38934038	25	19	63	31	20	18	39	0.0035	0.00475	0.00425	X
18.40203515	22	23	68	23	37	34	28	0.0035	0.00434	0.0042	X
18.4153536	26	21	68	20	53	46	24	0.0035	0.0035	0.00365	X
18.42556988	26	19	64	30	30	27	38	0.0035	0.00429	0.00396	X
18.43181395	24	22	68	22	43	39	27	0.0035	0.00396	0.0039	X
18.43353615	26	21	68	18	55	42	19	0.0035	0.00366	0.00438	O
18.44647674	25	22	69	17	43	39	21	0.0035	0.00387	0.00387	X
18.44647674	25	22	69	17	43	39	21	0.0035	0.00387	0.00387	X
18.45641094	18	26	70	28	44	35	28	0.0035	0.00357	0.00408	X
18.47480924	25	20	65	31	51	38	32	0.0035	0.0035	0.0041	X
18.49460013	24	20	64	32	52	39	33	0.0035	0.0036	0.0042	X

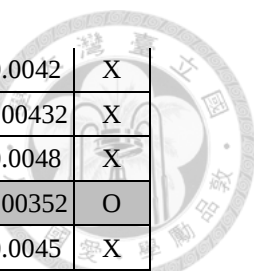


18.50011463	24	22	68	22	38	37	29	0.0035	0.00418	0.0038	X
18.51932292	29	19	67	20	43	36	24	0.0035	0.0038	0.00399	X
18.52123531	28	19	66	30	38	32	36	0.0035	0.0035	0.0035	X
18.52123531	28	19	66	30	38	32	36	0.0035	0.0035	0.0035	X
18.52293328	18	27	72	17	51	48	20	0.0035	0.0035	0.0035	X
18.52902425	30	17	64	23	41	34	28	0.0035	0.00434	0.00448	X
18.53294608	29	19	67	22	43	30	22	0.0035	0.0036	0.0045	X
18.55423244	17	26	69	23	43	45	30	0.0035	0.0045	0.00396	X
18.57940411	19	25	69	22	41	38	26	0.0035	0.00448	0.00441	X
18.57940411	19	25	69	22	41	38	26	0.0035	0.00448	0.00441	X
18.58717988	19	23	65	25	60	52	28	0.0035	0.00416	0.00442	X
18.59076068	30	17	64	25	49	40	30	0.0035	0.00385	0.00407	X
18.5938639	23	21	65	26	44	40	32	0.0035	0.00432	0.0042	X
18.59943484	17	25	67	38	39	27	33	0.0035	0.0036	0.00462	X
18.60413143	26	20	66	25	43	37	30	0.0035	0.00402	0.00408	X
18.60566695	21	24	69	20	51	45	23	0.0035	0.00408	0.00426	X
18.6094943	17	27	71	18	40	43	24	0.0035	0.00469	0.00406	X
18.61170758	22	22	66	24	51	43	27	0.0035	0.0042	0.0045	X
18.61902461	26	20	66	28	46	33	28	0.0035	0.00366	0.00444	X
18.62316355	22	19	60	23	57	49	27	0.0035	0.00475	0.005	O
18.63562504	32	17	66	18	59	53	24	0.0035	0.0035	0.0035	O
18.63644258	28	20	68	17	48	40	20	0.0035	0.00372	0.00403	X
18.67026545	17	26	69	28	43	37	30	0.0035	0.00402	0.00426	O
18.68836085	27	17	61	35	54	46	43	0.0035	0.0035	0.0035	O
18.69298466	19	25	69	28	53	43	29	0.0035	0.00352	0.00396	O
18.70090694	20	23	66	27	44	40	32	0.0035	0.00432	0.00426	X
18.71135755	22	24	70	17	60	51	19	0.0035	0.0036	0.00396	X
18.72741969	26	21	68	25	38	33	30	0.0035	0.00368	0.00368	X
18.72883472	17	26	69	26	38	34	29	0.0035	0.00441	0.00448	X
18.73057694	28	17	62	30	63	55	38	0.0035	0.0035	0.0035	X
18.73926424	22	23	68	26	40	36	31	0.0035	0.00402	0.00396	X
18.74492904	19	25	69	24	40	34	26	0.0035	0.00435	0.00464	X
18.76977103	19	25	69	26	45	38	28	0.0035	0.00396	0.00426	X
18.77234009	23	21	65	25	42	36	29	0.0035	0.00455	0.00469	O
18.7969314	22	21	64	31	44	37	35	0.0035	0.00408	0.00425	O
18.80379591	18	26	70	17	53	57	23	0.0035	0.00456	0.00399	X
18.808225	22	22	66	23	46	39	26	0.0035	0.00455	0.00483	X
18.80842873	22	24	70	17	47	40	19	0.0035	0.00413	0.00448	X
18.80886968	17	27	71	22	60	55	25	0.0035	0.0036	0.00369	X
18.82176975	19	23	65	33	35	32	39	0.0035	0.00426	0.00408	O
18.83044025	25	22	69	19	36	32	23	0.0035	0.00422	0.00422	O



18.83749928	29	19	67	21	39	35	27	0.0035	0.00403	0.0039	X
18.84488768	20	24	68	26	51	47	31	0.0035	0.0039	0.00385	X
18.84663227	24	21	66	25	47	40	29	0.0035	0.00414	0.00432	X
18.85008846	30	18	66	27	38	30	31	0.0035	0.00366	0.0039	X
18.85047327	21	23	67	28	46	40	32	0.0035	0.00396	0.00407	X
18.86724486	19	24	67	29	43	37	32	0.0035	0.00414	0.00432	O
18.88257786	26	19	64	29	46	35	31	0.0035	0.00396	0.0045	O
18.89735615	19	22	63	31	53	42	32	0.0035	0.00407	0.00462	X
18.90400409	21	24	69	26	36	35	33	0.0035	0.00408	0.00372	X
18.91843791	26	21	68	22	41	31	23	0.0035	0.00396	0.00462	O
18.92072644	24	21	66	20	47	50	29	0.0035	0.00474	0.00402	X
18.94029975	24	21	66	28	36	33	35	0.0035	0.00425	0.004	X
18.94076918	20	20	60	37	48	37	38	0.0035	0.0039	0.00442	X
18.94554433	20	24	68	25	51	41	26	0.0035	0.00402	0.00456	X
18.9869066	20	24	68	22	58	55	27	0.0035	0.0041	0.004	X
18.98843571	17	23	63	34	42	35	36	0.0035	0.00426	0.00456	X
18.99479598	21	24	69	27	51	42	29	0.0035	0.00355	0.0039	X
19.02717538	27	19	65	25	46	39	30	0.0035	0.00414	0.00426	X
19.07849186	26	21	68	27	35	30	32	0.0035	0.00374	0.00374	X
19.08498949	17	26	69	31	41	35	33	0.0035	0.00391	0.00414	O
19.13306628	20	25	70	21	44	44	27	0.0035	0.00426	0.0039	X
19.14881182	18	25	68	32	45	40	36	0.0035	0.0038	0.00385	X
19.16059946	17	25	67	34	59	54	39	0.0035	0.0035	0.0035	X
19.17479038	19	23	65	31	39	36	37	0.0035	0.00438	0.0042	O
19.17546801	21	24	69	21	56	47	23	0.0035	0.004	0.0044	X
19.18076397	20	19	58	35	41	34	39	0.0035	0.00438	0.00456	O
19.18228953	17	25	67	35	56	51	40	0.0035	0.0035	0.0035	X
19.19328752	28	20	68	18	52	43	21	0.0035	0.00384	0.0042	X
19.19576796	24	22	68	26	38	27	25	0.0035	0.00403	0.00496	X
19.19882836	24	22	68	22	50	42	25	0.0035	0.00402	0.00432	X
19.20690441	20	25	70	25	47	38	26	0.0035	0.00376	0.00423	X
19.26110087	28	19	66	22	47	42	28	0.0035	0.0042	0.00414	X
19.28163449	20	25	70	21	54	44	22	0.0035	0.00396	0.0045	X
19.28417624	20	25	70	23	45	35	23	0.0035	0.00406	0.00476	X
19.29001379	30	17	64	24	47	40	30	0.0035	0.0042	0.00426	X
19.29173987	17	28	73	18	56	53	21	0.0035	0.0035	0.0035	X
19.30800941	24	23	70	18	52	43	20	0.0035	0.00369	0.0041	X
19.30976211	19	26	71	22	44	41	26	0.0035	0.00402	0.00396	X
19.31539868	26	21	68	22	41	31	23	0.0035	0.00414	0.00483	O
19.32061227	26	20	66	24	45	35	26	0.0035	0.00427	0.00483	X
19.33241748	24	22	68	25	52	40	26	0.0035	0.00372	0.00434	X

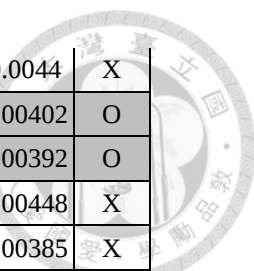
19.33676527	25	22	69	18	35	40	28	0.0035	0.00476	0.00371	X
19.33976957	24	20	64	33	59	52	40	0.0035	0.0035	0.0035	X
19.34094927	18	26	70	17	57	56	21	0.0035	0.00462	0.00444	X
19.3424577	25	21	67	25	47	37	27	0.0035	0.004	0.0045	O
19.36291454	18	27	72	17	46	39	18	0.0035	0.00437	0.00483	X
19.36828974	25	22	69	21	39	30	22	0.0035	0.00416	0.0048	X
19.37829024	29	19	67	22	40	33	26	0.0035	0.00413	0.00434	X
19.38105064	30	17	64	27	57	46	32	0.0035	0.00364	0.00392	X
19.3824742	30	17	64	31	29	21	33	0.0035	0.00414	0.0046	X
19.3870825	27	20	67	31	40	34	37	0.0035	0.0035	0.0035	O
19.40421573	29	17	63	24	48	52	38	0.0035	0.0044	0.00352	X
19.4135267	21	24	69	30	47	36	30	0.0035	0.00354	0.00413	X
19.41447397	30	17	64	22	49	44	29	0.0035	0.00438	0.00426	O
19.42216968	30	19	68	17	49	38	19	0.0035	0.0038	0.0044	X
19.43109574	20	25	70	24	48	42	27	0.0035	0.00391	0.00408	X
19.43191101	21	24	69	23	31	31	30	0.0035	0.00488	0.00432	X
19.43301387	20	24	68	27	47	39	29	0.0035	0.00408	0.00444	X
19.44975526	25	22	69	20	37	38	28	0.0035	0.0044	0.0038	X
19.45124013	19	25	69	25	36	35	31	0.0035	0.00462	0.00427	O
19.46313841	20	23	66	24	49	47	30	0.0035	0.00462	0.00438	O
19.46805659	27	20	67	22	58	47	25	0.0035	0.00378	0.0042	X
19.47022746	30	18	66	23	46	33	24	0.0035	0.00399	0.00483	X
19.47155698	23	22	67	28	40	33	31	0.0035	0.00416	0.00442	X
19.48064808	20	25	70	26	54	42	26	0.0035	0.00357	0.0042	X
19.49233102	21	24	69	32	44	39	37	0.0035	0.0035	0.0035	X
19.5089317	21	22	65	34	54	42	35	0.0035	0.00364	0.00416	X
19.52212175	23	22	67	25	51	41	27	0.0035	0.00408	0.00456	O
19.52395664	27	20	67	27	53	35	25	0.0035	0.00351	0.00468	X
19.52412947	21	25	71	21	34	30	24	0.0035	0.00432	0.0044	X
19.53734004	26	20	66	27	47	40	32	0.0035	0.00396	0.00407	X
19.54748617	19	24	67	30	46	37	31	0.0035	0.00408	0.00456	X
19.55903169	20	25	70	19	47	50	26	0.0035	0.00456	0.00396	X
19.56383472	20	25	70	25	45	35	25	0.0035	0.00396	0.00462	X
19.56414197	25	21	67	22	41	38	28	0.0035	0.00462	0.00441	X
19.57477868	17	27	71	35	31	25	35	0.0035	0.0036	0.00396	X
19.60062862	21	23	67	27	48	46	34	0.0035	0.00416	0.0039	X
19.60504714	18	26	70	29	30	28	34	0.0035	0.00434	0.00413	X
19.60592752	23	23	69	27	36	30	30	0.0035	0.004	0.0042	X
19.61905109	29	20	69	17	47	37	19	0.0035	0.00364	0.00416	O
19.63298029	25	22	69	22	33	33	30	0.0035	0.00441	0.00385	X
19.63324715	20	25	70	23	38	36	28	0.0035	0.00448	0.00427	X



19.63362262	21	24	69	30	47	36	30	0.0035	0.0036	0.0042	X
19.66220983	23	23	69	24	48	39	26	0.0035	0.0039	0.00432	X
19.67483933	30	17	64	23	41	34	28	0.0035	0.00465	0.0048	X
19.67720843	30	19	68	17	39	43	27	0.0035	0.0044	0.00352	O
19.68956462	21	21	63	27	48	44	33	0.0035	0.00462	0.0045	X
19.69540579	24	21	66	26	52	44	30	0.0035	0.00407	0.00429	X
19.72279142	28	19	66	26	41	31	28	0.0035	0.00413	0.00469	O
19.72670519	17	28	73	23	49	38	22	0.0035	0.0035	0.0042	X
19.73011594	17	27	71	22	50	44	24	0.0035	0.00425	0.0045	X
19.7358358	25	18	61	30	54	46	36	0.0035	0.0041	0.0042	X
19.75335101	26	22	70	18	44	41	23	0.0035	0.00384	0.00372	X
19.75819965	24	23	70	19	51	50	25	0.0035	0.0039	0.00364	X
19.76542393	17	27	71	31	35	31	34	0.0035	0.0039	0.00396	O
19.7672534	20	25	70	20	40	42	27	0.0035	0.00483	0.0042	X
19.79562714	21	23	67	29	34	33	37	0.0035	0.0045	0.00405	O
19.82197366	20	25	70	20	45	42	24	0.0035	0.00462	0.00455	X
19.82273941	19	23	65	26	56	50	30	0.0035	0.0044	0.00451	X
19.82719074	18	23	64	25	52	52	32	0.0035	0.0048	0.0044	X
19.83583362	26	22	70	18	37	33	22	0.0035	0.00422	0.00422	X
19.83583984	30	18	66	17	60	51	21	0.0035	0.00432	0.00462	X
19.84628316	24	21	66	33	45	31	31	0.0035	0.00372	0.00468	X
19.86762106	29	17	63	38	37	24	36	0.0035	0.0036	0.0045	X
19.87592145	25	20	65	33	56	49	40	0.0035	0.0035	0.0035	X
19.89280903	20	21	62	34	27	30	50	0.0035	0.0048	0.00366	X
19.89407341	21	24	69	23	60	52	26	0.0035	0.0039	0.00415	X
19.91459724	22	24	70	22	45	42	27	0.0035	0.00414	0.00402	X
19.91459724	22	24	70	22	45	42	27	0.0035	0.00414	0.00402	X
19.9177297	28	20	68	19	38	34	24	0.0035	0.00464	0.00456	X
19.93824593	23	22	67	27	48	41	31	0.0035	0.00408	0.00425	X
19.9424428	25	21	67	25	47	37	27	0.0035	0.00416	0.00468	O
19.94251148	26	22	70	22	44	35	24	0.0035	0.00354	0.00396	X
19.94792884	20	25	70	23	37	35	28	0.0035	0.00462	0.0044	X
19.95913923	30	19	68	24	45	39	30	0.0035	0.0035	0.0035	X
19.96915756	30	17	64	30	58	50	38	0.0035	0.0035	0.0035	X
19.97307104	27	21	69	22	51	45	27	0.0035	0.0036	0.00365	X
19.98223988	29	19	67	24	44	32	25	0.0035	0.00399	0.00476	X
19.98541731	18	27	72	26	52	48	30	0.0035	0.0035	0.0035	X
19.99321529	23	23	69	20	40	39	26	0.0035	0.00481	0.00444	X
20.0519651	25	22	69	22	53	46	26	0.0035	0.00384	0.004	X
20.06488443	21	25	71	18	49	42	20	0.0035	0.00434	0.00469	X
20.06832263	24	23	70	24	40	36	29	0.0035	0.0039	0.00384	X

20.07305695	21	25	71	24	30	27	28	0.0035	0.0044	0.00432	X
20.07375926	21	24	69	23	38	38	30	0.0035	0.00476	0.00427	X
20.07945651	20	26	72	21	49	42	23	0.0035	0.00377	0.00406	X
20.08162786	24	21	66	27	41	39	35	0.0035	0.00444	0.00408	X
20.1110416	23	21	65	28	52	48	35	0.0035	0.00415	0.004	X
20.11264999	18	27	72	27	27	24	30	0.0035	0.0043	0.0043	X
20.11466427	22	23	68	26	43	40	32	0.0035	0.00432	0.00414	X
20.13883587	26	20	66	28	52	40	30	0.0035	0.00385	0.0044	X
20.15616424	24	23	70	24	40	31	25	0.0035	0.00392	0.00448	X
20.15799296	18	26	70	33	45	38	35	0.0035	0.00365	0.0039	X
20.1619469	30	17	64	32	54	46	40	0.0035	0.0035	0.0035	X
20.16933457	29	20	69	21	39	34	26	0.0035	0.00387	0.00387	X
20.18780997	26	21	68	19	48	42	23	0.0035	0.00455	0.00469	O
20.20814727	22	24	70	22	42	45	31	0.0035	0.00437	0.00368	X
20.21236894	19	25	69	27	39	34	30	0.0035	0.00448	0.00462	X
20.2202994	23	22	67	27	50	51	37	0.0035	0.00408	0.00357	O
20.22234679	26	22	70	18	44	41	23	0.0035	0.00416	0.00403	X
20.24079831	23	23	69	24	49	49	32	0.0035	0.00405	0.00365	X
20.24134133	22	24	70	25	35	33	31	0.0035	0.00432	0.00405	X
20.25314636	21	24	69	23	50	45	27	0.0035	0.00432	0.00438	X
20.27030504	30	17	64	24	54	46	30	0.0035	0.00418	0.00429	X
20.27103173	26	21	68	25	55	43	27	0.0035	0.00371	0.00424	X
20.2769649	22	24	70	27	39	33	30	0.0035	0.00399	0.00418	X
20.2801167	23	23	69	28	49	42	32	0.0035	0.0037	0.00385	X
20.30439707	27	20	67	23	53	46	28	0.0035	0.00407	0.00418	X
20.31120571	17	27	71	25	41	41	31	0.0035	0.00444	0.00407	O
20.35512466	18	28	74	17	56	53	20	0.0035	0.0035	0.0035	X
20.35604658	22	23	68	19	55	59	27	0.0035	0.00473	0.00407	O
20.35627042	26	21	68	25	37	30	28	0.0035	0.00435	0.00465	X
20.3598733	28	21	70	20	47	42	25	0.0035	0.0035	0.0035	X
20.36188387	23	24	71	17	46	47	23	0.0035	0.0044	0.00396	O
20.36724911	20	25	70	25	38	39	33	0.0035	0.00448	0.00392	X
20.38463312	17	28	73	21	45	40	23	0.0035	0.0042	0.0044	X
20.38465307	22	23	68	27	45	39	31	0.0035	0.0042	0.00432	X
20.39567244	22	24	70	27	38	30	28	0.0035	0.00406	0.00455	X
20.40780309	25	22	69	24	49	39	26	0.0035	0.0039	0.00438	X
20.41228051	21	25	71	21	45	38	23	0.0035	0.00427	0.00462	X
20.41262519	21	24	69	22	54	47	25	0.0035	0.00432	0.00456	X
20.42993954	20	25	70	30	45	35	30	0.0035	0.00377	0.00435	X
20.43261153	18	24	66	27	58	54	32	0.0035	0.0043	0.00425	X
20.43840111	17	24	65	30	45	44	37	0.0035	0.00459	0.00425	X

20.43874179	22	24	70	19	52	50	24	0.0035	0.00444	0.00426	X
20.45709363	26	22	70	20	37	31	23	0.0035	0.00432	0.00456	X
20.46102639	19	27	73	17	60	56	20	0.0035	0.0038	0.00385	X
20.46617352	26	21	68	23	53	50	30	0.0035	0.004	0.0038	X
20.47249202	21	25	71	19	47	42	22	0.0035	0.00448	0.00462	X
20.48084001	26	19	64	35	52	37	35	0.0035	0.0036	0.00435	O
20.49029315	19	25	69	29	33	33	37	0.0035	0.00455	0.00403	O
20.49403601	23	22	67	28	42	38	34	0.0035	0.00432	0.0042	X
20.52580499	28	19	66	22	47	39	26	0.0035	0.00455	0.00483	X
20.536398	30	17	64	31	41	36	40	0.0035	0.00399	0.00378	X
20.540651	22	24	70	24	34	28	26	0.0035	0.00459	0.00493	X
20.54848404	20	24	68	29	48	46	36	0.0035	0.0041	0.00385	X
20.55316177	25	20	65	25	55	54	34	0.0035	0.00429	0.0039	X
20.55640464	22	25	72	18	46	45	23	0.0035	0.00408	0.00384	X
20.56225812	18	25	68	26	51	45	29	0.0035	0.00444	0.00462	O
20.57044015	19	27	73	20	60	50	21	0.0035	0.00355	0.004	X
20.57651113	27	21	69	22	49	40	25	0.0035	0.0039	0.00426	X
20.58115575	21	24	69	24	48	46	30	0.0035	0.00437	0.00414	X
20.58630467	18	25	68	32	47	36	31	0.0035	0.00402	0.00474	O
20.5876372	22	25	72	23	47	36	23	0.0035	0.00354	0.0042	O
20.5876372	22	25	72	23	47	36	23	0.0035	0.00354	0.0042	O
20.60626227	27	19	65	32	34	30	40	0.0035	0.0042	0.00396	X
20.61734194	29	19	67	23	50	41	27	0.0035	0.00408	0.00438	O
20.61820354	20	26	72	21	49	42	23	0.0035	0.00403	0.00434	X
20.66144426	24	21	66	28	42	33	30	0.0035	0.00441	0.0049	X
20.67203849	20	26	72	23	49	40	24	0.0035	0.00384	0.00432	X
20.69063282	17	28	73	30	28	25	33	0.0035	0.004	0.004	X
20.69482168	30	17	64	26	54	41	29	0.0035	0.00406	0.00464	X
20.70322065	25	23	71	17	46	44	22	0.0035	0.00418	0.00399	X
20.70834997	26	22	70	21	42	35	24	0.0035	0.00413	0.00441	X
20.70834997	26	22	70	21	42	35	24	0.0035	0.00413	0.00441	X
20.72824272	23	23	69	23	45	44	30	0.0035	0.00444	0.00408	X
20.74329892	26	18	62	30	56	46	35	0.0035	0.00405	0.0043	X
20.74608514	20	25	70	26	39	42	36	0.0035	0.00444	0.0037	X
20.75316142	24	21	66	23	47	45	30	0.0035	0.0048	0.00448	X
20.75473684	26	22	70	21	36	35	28	0.0035	0.00441	0.00399	X
20.75768949	23	23	69	23	50	44	27	0.0035	0.00426	0.00438	X
20.7628006	22	24	70	28	52	41	29	0.0035	0.00364	0.00416	X
20.80464355	21	25	71	22	38	32	24	0.0035	0.00462	0.00495	X
20.80604155	22	25	72	23	42	35	25	0.0035	0.00384	0.00416	X
20.80752781	17	17	51	46	46	33	44	0.0035	0.00385	0.0046	X



20.81660601	25	22	69	25	55	42	26	0.0035	0.00374	0.0044	X
20.83482857	25	23	71	19	48	43	23	0.0035	0.00396	0.00402	O
20.83539266	17	26	69	29	43	44	37	0.0035	0.00441	0.00392	O
20.85563012	18	27	72	24	40	36	27	0.0035	0.00441	0.00448	X
20.88447131	28	19	66	28	42	39	37	0.0035	0.00418	0.00385	X
20.88975062	17	29	75	17	56	51	19	0.0035	0.0035	0.00365	O
20.89396019	22	24	70	31	46	35	31	0.0035	0.0036	0.0042	X
20.89675415	27	22	71	20	46	40	24	0.0035	0.00352	0.00363	X
20.89837008	30	20	70	17	53	48	22	0.0035	0.0035	0.0035	X
20.89837008	30	20	70	17	53	48	22	0.0035	0.0035	0.0035	X
20.90838892	30	18	66	28	42	34	33	0.0035	0.00402	0.0042	X
20.90838892	30	18	66	28	42	34	33	0.0035	0.00402	0.0042	X
20.90852626	30	20	70	18	47	42	23	0.0035	0.00357	0.00357	X
20.91907935	26	22	70	22	38	34	27	0.0035	0.00427	0.0042	X
20.92401887	30	19	68	21	41	42	31	0.0035	0.00438	0.00372	O
20.94971233	19	25	69	29	55	55	37	0.0035	0.00391	0.00357	O
20.95006513	17	27	71	37	37	25	31	0.0035	0.00364	0.00481	X
20.97735797	17	25	67	35	45	41	40	0.0035	0.00405	0.004	X
20.97898342	17	28	73	33	30	28	38	0.0035	0.00374	0.00357	X
21.01259354	20	26	72	27	41	38	32	0.0035	0.00385	0.00374	X
21.02042693	22	24	70	28	51	36	26	0.0035	0.00372	0.00474	X
21.04156531	24	23	70	25	44	38	29	0.0035	0.00402	0.00414	O
21.05425711	23	23	69	24	43	43	32	0.0035	0.0045	0.00402	X
21.07390977	22	25	72	24	36	31	27	0.0035	0.00406	0.0042	X
21.08500533	17	26	69	33	60	54	37	0.0035	0.00364	0.00372	X
21.08759648	28	21	70	19	41	37	24	0.0035	0.00427	0.0042	X
21.088712	18	28	74	25	45	42	29	0.0035	0.00355	0.0035	X
21.10789847	17	28	73	29	52	48	33	0.0035	0.0035	0.0035	X

附錄 車輛動態數值模擬程式



```
%% =====
% VD_Main.m
% 2018/5/31 created by 林承楷
% 參考黃淵堯、李東原、宋仁正碩論code
% 基本車輛模擬數值方法：車輛轉向、防滑特性模擬
% =====

% nnn = 1;
% for T_TM_change_AA = 60:0.5:110
%%
clc;
clear all;
% close all;

%% =====Unit Transfer=====
kmh2ms = 1000/60/60; % [km/h]->[m/s]
rpm2rs = 2*pi/60; % [rpm]->[r/s]
deg2rad = pi/180; % [degree]->[rad]

%% =====System Setting=====
Drive_type = 2; %車輛驅動方式 (1) FWD(前驅)(搭配D_type_f) (2) RWD(後驅)(搭配D_type_r) (3)
4WD(四驅)(搭配D_type_c)
D_type_f = 3; %前驅車差速器種類 (1) 前OD (2)前H-TD (3) 前OD+後H-TD
D_type_c = 2; %四驅車差速器種類 (1) 全車OD (2)中差H-TD+前/後軸OD
D_type_r = 3; %後驅車差速器種類 (1) 後OD (2)後H-TD (3) 前H-TD+後OD
cyc_type = 2; %行車模式 (1) split road mu (2) constant cornering
car_type = 3; %模擬車輛 (1) CS D-Class SUV (for FWD) (2) CS GT (for RWD) (3) CS B-Class Sports Car
(for 4WD)
HTVD_mode = 2; %H-TVD操作模式 (1)混合動力模式 (2)扭力分配模式

%% =====Simulation Setting=====
u_c = 60*kmh2ms; %初速(m/s)
T_in = 200; %引擎輸入扭力(Nm)
dt = 0.0001; %time step(s)
final_time = 5; %總模擬時間(s)
t_change = 0; %主動力源扭力改變時間(s)
hybrid_time = 0.5; %混合動力啟動時間(s)
turning_time = 0.1; %轉向時間(s)
vectoring_time = 0.15; %扭力分配啟動時間(s)
slip_time_start_1L = 300; %左前輪開始打滑時間(s)
slip_time_start_1R = 300; %右前輪開始打滑時間(s)
slip_time_start_2L = 300; %左後輪開始打滑時間(s)
slip_time_start_2R = 300; %右後輪開始打滑時間(s)
slip_time_end_1L = 300; %左前輪結束打滑時間(s)
slip_time_end_1R = 300; %右前輪結束打滑時間(s)
slip_time_end_2L = 300; %左後輪結束打滑時間(s)
slip_time_end_2R = 300; %右後輪結束打滑時間(s)
delta_i_ctrl = 5; %轉向時內側輪轉向角(degree)(+:左轉，此時內側輪為左輪； -:右轉，此時內側輪為右
輪；Max:20 degree)
T_TM_change = -45;
%T_TM_change = -T_TM_change_AA; %H-TVD之馬達力矩(Nm)(for FWD or RWD: +扭力向左，-扭力向右/ for
4WD: +扭力向前，-扭力向後)
W_TM_change = 0; %H-TVD之馬達轉速(rpm)
precise = -100; %使用-100
dot_precise = precise; %精度取到小數點後dot位，dot_precise位於pl_1_center_diff_open.m和
p2_Traction_case9.m

%% split road mu
low_mu = 0.01;
high_mu = 0.85;
```



```

%% Initial value
x_c = 0;           %current vehicle position x(m) (:front)
y_c = 0;           %current vehicle position y(m) (:left)
z_c = 0;           %current vehicle position z(m)
theta_c = 0;       %current angular position(rad)
v_c = 0;           %current lateral speed(m/s)
r_c = 0;           %current yaw rate(rad/s)
du = 0;            %current longitudinal acceleration(m/s^2)
dv = 0;            %current lateral acceleration(m/s^2)
dr = 0;            %current yaw angular acceleration(m/s^2)
T_TM_c = 0;        %current motor torque(Nm)
W_TM_c = 0;        %current motor angular velocity(rad/s)
slip_w2L = 0;
slip_w2R = 0;
slip_w1L = 0;
slip_w1R = 0;
delta_l_c = 0;     %front left wheel steering angle
delta_r_c = 0;     %front right wheel steering angle
mu2L = high_mu;    %設定左後輪地面摩擦力
mu2R = high_mu;    %設定右後輪地面摩擦力
mu1L = high_mu;    %設定左前輪地面摩擦力
mu1R = high_mu;    %設定右前輪地面摩擦力
% Trc = 0;         %一開始時，後輪兩側無扭力分配
% Trcf = 0;        %一開始時，前輪兩側無扭力分配
% FTi = 0.5;        %T_in_c_f=T_in_c*FTi   T_in_c_f為前軸分配到的扭力，FTi為前軸扭力分配比例(未調整扭力
前)(initial)
% RTi = 0.5;        %T_in_c_r=T_in_c*RTi   T_in_c_r為後軸分配到的扭力，RTi為後軸扭力分配比例(未調整扭力
前)(initial)

%% H-TVD參數
N5 = 17;           %太陽齒輪齒數(馬達)
N6 = 18;           %行星齒輪齒數
N7_1 = 53;         %行星齒輪組環齒輪齒數
N7_2 = 19;         %環齒輪接平行軸的齒輪齒數
N8_1 = 48;         %平行軸左邊齒輪齒數
N8_2 = 44;         %平行軸右邊齒輪齒數
N9 = 23;           %離合器接平行軸齒輪齒數

%% =====Load Data=====
cd('data'); %path into the folder
car_spec;
cd ..

p0_Initial %to find initial tire slip
n = 1;
%% =====Simulation Process=====
for t = 0:dt:final_time
    p1_Driver
    p2_Traction
    p3_VD
    p4_Trajectory
    VD_sim_record
    VD_next_step
end
% AAAAA(nnn)= F_totaltc_c;
% nnn=nnn+1;
% end
%% =====Data Output=====
VD_plot

%% =====
% p0_Initial.m
% 2018/5/31 created by 林承楷
% 搭配VD_Main.m使用，計算車輛初始之正向力、滑差、驅動力、輪轉速

```



```
% =====  
  
%起始為等速度, 先算出阻力和正向力, 由MF推出滑差  
  
%% 各車輪接觸地面的受力點座標  
r_pa=[l_a;l_d/2;-l_h]; %左前輪座標  
r_pb=[l_a;-l_d/2;-l_h]; %右前輪座標  
r_pc=[-l_b;l_d/2;-l_h]; %左後輪座標  
r_pd=[-l_b;-l_d/2;-l_h]; %右後輪座標  
r_all=[r_pa r_pb r_pc r_pd]; %四輪座標矩陣  
  
%% Calculate initial resistance  
% if u_c > 0  
%   c_r = 0.0136+0.4*1e-7*(u_c*3.6)^2; %滾動阻力係數  
% elseif u_c <= 0  
%   c_r = 0;  
% end  
c_r = 0.0136+0.4*1e-7*(u_c*3.6)^2; %滾動阻力係數  
R_r_c = m_car*g*c_r; %整車滾動阻力  
R_a_c = 1/2*c_d*rho_a*A_f*u_c^2; %空氣阻力  
R_total_c = R_r_c + R_a_c; %總阻力  
  
%% Normal Load of Each Tire  
% fn1 = (m_car*g*l_b-l_h*(R_a_c+m_car*du))/l; %前軸總正向力  
% fn2 = (m_car*g*l_a+l_h*(R_a_c+m_car*du))/l; %後軸總正向力  
%  
% F_n_1L_c = (fn1*l_d/2-l_b/l*m_car*dv*l_h)/l_d; %左前輪正向力  
% F_n_1R_c = (fn1*l_d/2+l_b/l*m_car*dv*l_h)/l_d; %右前輪正向力  
% F_n_2L_c = (fn2*l_d/2-l_a/l*m_car*dv*l_h)/l_d; %左後輪正向力  
% F_n_2R_c = (fn2*l_d/2+l_a/l*m_car*dv*l_h)/l_d; %右後輪正向力  
  
fn1 = (m_car*g*l_b-l_h*(R_a_c+m_car*(du-r_c*v_c)))/l; %前軸總正向力  
fn2 = (m_car*g*l_a+l_h*(R_a_c+m_car*(du-r_c*v_c)))/l; %後軸總正向力  
  
F_n_1L_c = (fn1*l_d/2-l_b/l*m_car*(dv+u_c*r_c)*l_h)/l_d; %左前輪正向力  
F_n_1R_c = (fn1*l_d/2+l_b/l*m_car*(dv+u_c*r_c)*l_h)/l_d; %右前輪正向力  
F_n_2L_c = (fn2*l_d/2-l_a/l*m_car*(dv+u_c*r_c)*l_h)/l_d; %左後輪正向力  
F_n_2R_c = (fn2*l_d/2+l_a/l*m_car*(dv+u_c*r_c)*l_h)/l_d; %右後輪正向力  
  
%% Build Tire Slip vs Traction Table for each tire  
  
%後輪  
srn_r=1; %只是一個計數器(for 後輪)  
for slipratio_r=0:0.01:1  
    List_itc_2L_c(srn_r)=XMagicFormula(F_n_2L_c,slipratio_r);  
    List_itc_2R_c(srn_r)=XMagicFormula(F_n_2R_c,slipratio_r);  
    List_i_s_r(srn_r)=slipratio_r;  
    srn_r=srn_r+1;  
end  
  
%前輪  
srn_f=1; %只是一個計數器(for 前輪)  
for slipratio_f=0:0.01:1  
    List_itc_1L_c(srn_f)=XMagicFormula(F_n_1L_c,slipratio_f);  
    List_itc_1R_c(srn_f)=XMagicFormula(F_n_1R_c,slipratio_f);  
    List_i_s_f(srn_f)=slipratio_f;  
    srn_f=srn_f+1;  
end  
  
%% Interpolate Resistance(Traction) to Find Tire Slip Ratio 只用前半部的滑差-縱向力曲線  
switch Drive_type  
case 1 %FWD  
    i_s_2L_c = interp1(List_itc_2L_c(1:12),List_i_s_r(1:12),0); %左後輪滑差  
    i_s_2R_c = interp1(List_itc_2R_c(1:12),List_i_s_r(1:12),0); %右後輪滑差  
    i_s_1L_c = interp1(List_itc_1L_c(1:12),List_i_s_f(1:12),R_total_c/2); %左前輪滑差  
    i_s_1R_c = interp1(List_itc_1R_c(1:12),List_i_s_f(1:12),R_total_c/2); %右前輪滑差
```



```

case 2 %RWD
    i_s_2L_c = interp1(List_itc_2L_c(1:12), List_i_s_r(1:12), R_total_c/2); %左後輪滑差
    i_s_2R_c = interp1(List_itc_2R_c(1:12), List_i_s_r(1:12), R_total_c/2); %右後輪滑差
    i_s_1L_c = interp1(List_itc_1L_c(1:12), List_i_s_f(1:12), 0); %左前輪滑差
    i_s_1R_c = interp1(List_itc_1R_c(1:12), List_i_s_f(1:12), 0); %右前輪滑差

case 3 %4WD
    i_s_2L_c = interp1(List_itc_2L_c(1:12), List_i_s_r(1:12), R_total_c/4); %左後輪滑差
    i_s_2R_c = interp1(List_itc_2R_c(1:12), List_i_s_r(1:12), R_total_c/4); %右後輪滑差
    i_s_1L_c = interp1(List_itc_1L_c(1:12), List_i_s_f(1:12), R_total_c/4); %左前輪滑差
    i_s_1R_c = interp1(List_itc_1R_c(1:12), List_i_s_f(1:12), R_total_c/4); %右前輪滑差
end

%% 用滑差再推回tractive effort (脫褲子放屁)
F_tc_2L_c = interp1(List_i_s_r(1:12), List_itc_2L_c(1:12), i_s_2L_c); %左後輪驅動力(N)
F_tc_2R_c = interp1(List_i_s_r(1:12), List_itc_2R_c(1:12), i_s_2R_c); %右後輪驅動力(N)

F_tc_1L_c = interp1(List_i_s_f(1:12), List_itc_1L_c(1:12), i_s_1L_c); %左前輪驅動力(N)
F_tc_1R_c = interp1(List_i_s_f(1:12), List_itc_1R_c(1:12), i_s_1R_c); %右前輪驅動力(N)

%% Calculate total tractive force and torque
F_totaltc_c = F_tc_2L_c + F_tc_2R_c + F_tc_1L_c + F_tc_1R_c; %整車驅動力(N)
F_totaltc_f_c = F_tc_1L_c + F_tc_1R_c; %前軸總驅動力(N)
F_totaltc_r_c = F_tc_2L_c + F_tc_2R_c; %後軸總驅動力(N)
T_totaltc_c = F_totaltc_c*r_w; %整車總驅動力矩(Nm)
T_totaltc_f_c = F_totaltc_f_c*r_w; %前軸總驅動力矩(Nm)
T_totaltc_r_c = F_totaltc_r_c*r_w; %後軸總驅動力矩(Nm)

%% System input Torque
T_in_c = T_totaltc_c; %初始為等速

%% Calculate Wheel Speed (angular velocity of wheel) 由滑差.車速 推輪轉速
W_w2L_c = (u_c/r_w)/(1-i_s_2L_c); %左後輪轉速(rad/s)
W_w2R_c = (u_c/r_w)/(1-i_s_2R_c); %右後輪轉速(rad/s)

W_w1L_c = (u_c/r_w)/(1-i_s_1L_c); %左前輪轉速(rad/s)
W_w1R_c = (u_c/r_w)/(1-i_s_1R_c); %右前輪轉速(rad/s)

%% Calculate Differential Input Speed 由輪轉速推出輸入轉速
switch Drive_type
case 1 %FWD
    case 1 %前OD
        switch D_type_f
        case 1 %前OD
            W_in_f_c = (W_w1L_c+W_w1R_c)/2; %前軸差速器輸入轉速(rad/s)

        case 2 %前H-TVD
            switch HTVD_mode
            case 1 %Hybrid mode
                W_in_f_c = (W_w1L_c+W_w1R_c)/2; %前軸差速器輸入轉速(rad/s)
                W_TM_c = W_in_f_c*(N5/(N5+N7_1)); %H-TVD馬達轉速(rad/s)
            case 2 %Torque vectoring mode
                W_in_f_c = (W_w1L_c+W_w1R_c)/2; %前軸差速器輸入轉速(rad/s)
                W_TM_c = ((N5+N7_1)*W_in_f_c - N7_1*(W_w1R_c*N9/N8_2*N8_1/N7_2))/N5; %H-TVD馬達轉速(rad/s)
            end
        end
    case 3 %前OD+後H-TD
        switch HTVD_mode
        case 1
        case 2
            W_in_f_c = (W_w1L_c+W_w1R_c)/2; %前軸差速器輸入轉速(rad/s)
            W_in_r_c = (W_w2L_c+W_w2R_c)/2; %後軸差速器輸入轉速(rad/s)
            W_TM_c = ((N5+N7_1)*W_in_r_c - N7_1*(W_w2R_c*N9/N8_2*N8_1/N7_2))/N5; %H-TVD馬達轉速(rad/s)
        end
    end
end
end

```



```

case 2 %RWD
switch D_type_r
case 1 %後OD
W_in_r_c = (W_w2L_c+W_w2R_c)/2; %後軸差速器輸入轉速(rad/s)

case 2 %後H-TVD
switch HTVD_mode
case 1 %Hybrid mode
W_in_r_c = (W_w2L_c+W_w2R_c)/2; %後軸差速器輸入轉速(rad/s)
W_TM_c = W_in_r_c*(N5/(N5+N7_1)); %H-TVD馬達轉速(rad/s)

case 2 %Torque vectoring mode
W_in_r_c = (W_w2L_c+W_w2R_c)/2; %後軸差速器輸入轉速(rad/s)
W_TM_c = ((N5+N7_1)*W_in_r_c - N7_1*(W_w2R_c*N9/N8_2*N8_1/N7_2))/N5; %H-TVD馬達轉
速(rad/s)
end
case 3 %前H-TD+後OD
switch HTVD_mode
case 1
case 2
W_in_f_c = (W_w1L_c+W_w1R_c)/2; %前軸差速器輸入轉速(rad/s)
W_TM_c = ((N5+N7_1)*W_in_f_c - N7_1*(W_w1R_c*N9/N8_2*N8_1/N7_2))/N5; %H-TVD馬達轉
速(rad/s)
W_in_r_c = (W_w2L_c+W_w2R_c)/2; %後軸差速器輸入轉速(rad/s)
end
end

case 3 %4WD
switch D_type_c
case 1 %全OD
W_in_f_c = (W_w1L_c+W_w1R_c)/2; %前軸差速器輸入轉速(rad/s)
W_in_r_c = (W_w2L_c+W_w2R_c)/2; %後軸差速器輸入轉速(rad/s)
W_in_c_c = (W_in_f_c+W_in_r_c)/2; %中央差速器輸入轉速(rad/s)

case 2 %中差H-TVD
switch HTVD_mode
case 1 %Hybrid mode
W_in_f_c = (W_w1L_c+W_w1R_c)/2; %前軸差速器輸入轉速(rad/s)
W_in_r_c = (W_w2L_c+W_w2R_c)/2; %後軸差速器輸入轉速(rad/s)
W_in_c_c = (W_in_f_c+W_in_r_c)/2; %中央差速器輸入轉速(rad/s)
W_TM_c = W_in_c_c*(N5/(N5+N7_1)); %H-TVD馬達轉速(rad/s)

case 2 %Torque vectoring mode
W_in_f_c = (W_w1L_c+W_w1R_c)/2; %前軸差速器輸入轉速(rad/s)
W_in_r_c = (W_w2L_c+W_w2R_c)/2; %後軸差速器輸入轉速(rad/s)
W_in_c_c = (W_in_f_c+W_in_r_c)/2; %中央差速器輸入轉速(rad/s)
W_TM_c = ((N5+N7_1)*W_in_c_c - N7_1*(W_in_r_c*N9/N8_2*N8_1/N7_2))/N5; %H-TVD馬達轉
速(rad/s)
end
case 3 %後軸H-TD
switch HTVD_mode
case 1
case 2
W_in_f_c = (W_w1L_c+W_w1R_c)/2; %前軸差速器輸入轉速(rad/s)
W_in_r_c = (W_w2L_c+W_w2R_c)/2; %後軸差速器輸入轉速(rad/s)
W_TM_c = ((N5+N7_1)*W_in_r_c - N7_1*(W_w2R_c*N9/N8_2*N8_1/N7_2))/N5; %H-TVD馬達
轉速(rad/s)
W_in_c_c = (W_in_f_c+W_in_r_c)/2; %中央差速器輸入轉速(rad/s)
end
case 4 %前軸H-TD
switch HTVD_mode
case 1
case 2
W_in_f_c = (W_w1L_c+W_w1R_c)/2; %前軸差速器輸入轉速(rad/s)
W_TM_c = ((N5+N7_1)*W_in_f_c - N7_1*(W_w1R_c*N9/N8_2*N8_1/N7_2))/N5; %H-TVD馬達轉

```

速(rad/s)

W_in_r_c = (W_w2L_c+W_w2R_c)/2; %後軸差速器輸入轉速(rad/s)
W_in_c_c = (W_in_f_c+W_in_r_c)/2; %中央差速器輸入轉速(rad/s)

end

end

end

%% =====
% pl_Driver.m
% 2018/5/31 created by 林承楷
% 搭配VD_Main.m使用，控制轉向輪轉角以及主動力源輸入之動力
% =====

%% Set steering angle

switch cyc_type

case 1 %split road mu

delta_l_c = 0; %左前輪轉向角(rad)

delta_r_c = 0; %右前輪轉向角(rad)

case 2 %constant cornering

if t == turning_time

if delta_i_ctrl > 0 %left turn

delta_l_c = delta_i_ctrl*deg2rad; %左前輪轉向角(rad)

delta_r_c = acot(cot(delta_l_c)+(l_d/l)); %根據阿克曼推導出來的右前輪轉向角(rad)

elseif delta_i_ctrl < 0 %right turn

delta_r_c = delta_i_ctrl*deg2rad; %右前輪轉向角(rad)

delta_l_c = -acot(cot(-delta_r_c)+(l_d/l)); %根據阿克曼推導出來的左前輪轉向角(rad)

else %轉向角=0

delta_l_c = 0; %左前輪轉向角(rad)

delta_r_c = 0; %右前輪轉向角(rad)

end

end

case 3 %deceleration

%不用轉彎

end

%% Set input torque/ vectoring torque

switch cyc_type

case 1 % (1) acc and slip

% if t==vectoring_time

% FTi=FT;

% RTi=RT;

% end

% T_in_c_f = T_in_c * FTi; % T_in_c_f為前軸分配到的扭力，FT為前軸扭力分配比例

% T_in_c_r = T_in_c * RTi; % T_in_c_r為後軸分配到的扭力，RT為後軸扭力分配比例

% T_in_c=T_totaltc_c;

case 2 % (2) constant cornering

% 轉彎時若需要等速使用這個

% if t == turning_time

% T_in_c = 106.3;

% F_CV = F_tclL_c/cos(delta_l_c) + F_tclR_c/cos(delta_r_c) +
F_yll*sin(delta_l_c)/cos(delta_l_c) +F_ylr*sin(delta_r_c)/cos(delta_r_c);

% T_CV = F_CV*r_w;

% T_in_c = T_CV;

% end

case 3 %deceleration





```

%         if t>0.5
%             T_in_c=T_in_c_initial-(n-500)*10*0.001;
%         else
%             T_in_c=T_in_c_initial;
%         end
end

%% =====
% p2_Traction.m
% 2018/5/31 created by 林承楷
% 搭配VD_Main.m使用，選用差速器裝置，並且計算輪端受力、轉速等狀況
% =====

%% Traction Effort
if t == vectoring_time
    turn_u = u_c;
end

%% Wheel longitudinal moving speed
v_w2L_c = u_c - l_d/2*r_c; %左後輪縱向速度(m/s)
v_w2R_c = u_c + l_d/2*r_c; %右後輪縱向速度(m/s)

v_w1L_c = u_c - l_d/2*r_c; %左前輪縱向速度(m/s)
v_w1R_c = u_c + l_d/2*r_c; %右前輪縱向速度(m/s)

%% Tire Slip
switch Drive_type
case 1 %FWD
%     i_s_2L_c = 0; %左後輪滑差
%     i_s_2R_c = 0; %右後輪滑差
    i_s_2L_c = (r_w*W_w2L_c - v_w2L_c)/abs(r_w * W_w2L_c); %左後輪滑差
    i_s_2R_c = (r_w*W_w2R_c - v_w2R_c)/abs(r_w * W_w2R_c); %右後輪滑差

    i_s_1L_c = (r_w*W_w1L_c - v_w1L_c)/abs(r_w * W_w1L_c); %左前輪滑差
    i_s_1R_c = (r_w*W_w1R_c - v_w1R_c)/abs(r_w * W_w1R_c); %右前輪滑差

case 2 %RWD
    i_s_2L_c = (r_w*W_w2L_c - v_w2L_c)/abs(r_w * W_w2L_c); %左後輪滑差
    i_s_2R_c = (r_w*W_w2R_c - v_w2R_c)/abs(r_w * W_w2R_c); %右後輪滑差

%     i_s_1L_c = 0; %左前輪滑差
%     i_s_1R_c = 0; %右前輪滑差
    i_s_1L_c = (r_w*W_w1L_c - v_w1L_c)/abs(r_w * W_w1L_c); %左前輪滑差
    i_s_1R_c = (r_w*W_w1R_c - v_w1R_c)/abs(r_w * W_w1R_c); %右前輪滑差

case 3 %4WD
    i_s_2L_c = (r_w*W_w2L_c - v_w2L_c)/abs(r_w * W_w2L_c); %左後輪滑差
    i_s_2R_c = (r_w*W_w2R_c - v_w2R_c)/abs(r_w * W_w2R_c); %右後輪滑差

    i_s_1L_c = (r_w*W_w1L_c - v_w1L_c)/abs(r_w * W_w1L_c); %左前輪滑差
    i_s_1R_c = (r_w*W_w1R_c - v_w1R_c)/abs(r_w * W_w1R_c); %右前輪滑差
end

%% Normal Load of Each Tire
% fn1 = (m_car*g*l_b-l_h*(R_a_c+m_car*du))/l; %前軸總正向力
% fn2 = (m_car*g*l_a+l_h*(R_a_c+m_car*du))/l; %後軸總正向力
%
% F_n_1L_c = (fn1*l_d/2-l_b/l*m_car*dv*1_h)/l_d; %左前輪正向力
% F_n_1R_c = (fn1*l_d/2+l_b/l*m_car*dv*1_h)/l_d; %右前輪正向力
% F_n_2L_c = (fn2*l_d/2-l_a/l*m_car*dv*1_h)/l_d; %左後輪正向力
% F_n_2R_c = (fn2*l_d/2+l_a/l*m_car*dv*1_h)/l_d; %右後輪正向力

fn1 = (m_car*g*l_b-l_h*(R_a_c+m_car*(du-r_c*v_c)))/l; %前軸總正向力
fn2 = (m_car*g*l_a+l_h*(R_a_c+m_car*(du-r_c*v_c)))/l; %後軸總正向力

```



```
F_n1L_c = (fn1*l_d/2-l_b/l*m_car*(dv+u_c*r_c)*l_h)/l_d; %左前輪正向力
F_n1R_c = (fn1*l_d/2+l_b/l*m_car*(dv+u_c*r_c)*l_h)/l_d; %右前輪正向力
F_n2L_c = (fn2*l_d/2-l_a/l*m_car*(dv+u_c*r_c)*l_h)/l_d; %左後輪正向力
F_n2R_c = (fn2*l_d/2+l_a/l*m_car*(dv+u_c*r_c)*l_h)/l_d; %右後輪正向力

%檢查各輪正向力是否 <= 0
if F_n2L_c <= 0
    'F_n2L_c <= 0'
    stop
end

if F_n2R_c <= 0
    'F_n2R_c <= 0'
    stop
end

if F_n1L_c <= 0
    'F_n1L_c <= 0'
    stop
end

if F_n1R_c <= 0
    'F_n1R_c <= 0'
    stop
end

%% 使用MF計算各輪縱向驅動力
F_tclL_c = sign(i_s1L_c)*XMagicFormula(F_n1L_c,abs(i_s1L_c)); %左前輪驅動力(N)
F_tclR_c = sign(i_s1R_c)*XMagicFormula(F_n1R_c,abs(i_s1R_c)); %右前輪驅動力(N)
F_tc2L_c = sign(i_s2L_c)*XMagicFormula(F_n2L_c,abs(i_s2L_c)); %左後輪驅動力(N)
F_tc2R_c = sign(i_s2R_c)*XMagicFormula(F_n2R_c,abs(i_s2R_c)); %右後輪驅動力(N)

%% 計算各輪側滑角 (side slip angle)
if u_c == 0
    alpha_fr = 0; %右前輪側滑角 (rad)
    alpha_fl = 0; %左前輪側滑角 (rad)
    alpha_rr = 0; %右後輪側滑角 (rad)
    alpha_rl = 0; %左後輪側滑角 (rad)
else
    alpha_fl=delta_l_c-atan( (l_a*r_c+v_c)/(u_c-l_d/2*r_c) ); %左前輪側滑角 (rad)
    alpha_fr=delta_r_c-atan( (l_a*r_c+v_c)/(u_c+l_d/2*r_c) ); %右前輪側滑角 (rad)
    alpha_rl=atan( (l_b*r_c-v_c)/(u_c-l_d/2*r_c) ); %左後輪側滑角 (rad)
    alpha_rr=atan( (l_b*r_c-v_c)/(u_c+l_d/2*r_c) ); %右後輪側滑角 (rad)
end

%% 使用MF計算各輪側向力
F_y1L = sign(alpha_fl)*YMagicFormula(F_n1L_c,abs(alpha_fl)); %左前輪側向力(N)
F_y1R = sign(alpha_fr)*YMagicFormula(F_n1R_c,abs(alpha_fr)); %右前輪側向力(N)
F_y2L = sign(alpha_rl)*YMagicFormula(F_n2L_c,abs(alpha_rl)); %左後輪側向力(N)
F_y2R = sign(alpha_rr)*YMagicFormula(F_n2R_c,abs(alpha_rr)); %右後輪側向力(N)

%% Road Friction 地面摩擦係數設定 打滑時slip ratio 為traction倒推
% if x_c > 1.5 && x_c < 1.6
%     mulL = high_mu;
% end

if t == slip_time_start_1L %左前輪
    mulL = low_mu;
elseif t == slip_time_end_1L
    mulL = high_mu;
end

if t == slip_time_start_1R %右前輪
    mulR = low_mu;
elseif t == slip_time_end_1R
```



```

    mu1R = high_mu;
end

if t == slip_time_start_2L %左後輪
    mu2L = low_mu;
elseif t == slip_time_end_2L
    mu2L = high_mu;
end

if t == slip_time_start_2R %右後輪
    mu2R = low_mu;
elseif t == slip_time_end_2R
    mu2R = high_mu;
end

%% 判斷驅動力與側向力之合力是否超過地面摩擦力，若超過則以摩擦力上限等比例反推驅動力與側向力
%左前輪
if (F_tc1L_c*F_tc1L_c+F_y1L*F_y1L)>(F_n1L_c*mu1L*F_n1L_c*mu1L)
    ratio_tc_1L = F_tc1L_c;
    ratio_y_1L = F_y1L;
    F_tc1L_c = F_n1L_c*mu1L*ratio_tc_1L/sqrt(ratio_tc_1L*ratio_tc_1L+ratio_y_1L*ratio_y_1L);
    F_y1L = F_n1L_c*mu1L*ratio_y_1L/sqrt(ratio_tc_1L*ratio_tc_1L+ratio_y_1L*ratio_y_1L);
    slip_w1L = 1; %結尾不加分號，為了讓打滑時command window可以顯示
    %t;
else
    slip_w1L = 0;
end

%右前輪
if (F_tc1R_c*F_tc1R_c+F_y1R*F_y1R)>F_n1R_c*mu1R*F_n1R_c*mu1R
    ratio_tc_1R = F_tc1R_c;
    ratio_y_1R = F_y1R;
    F_tc1R_c = F_n1R_c*mu1R*ratio_tc_1R/sqrt(ratio_tc_1R*ratio_tc_1R+ratio_y_1R*ratio_y_1R);
    F_y1R = F_n1R_c*mu1R*ratio_y_1R/sqrt(ratio_tc_1R*ratio_tc_1R+ratio_y_1R*ratio_y_1R);
    slip_w1R = 2;
    %t;
else
    slip_w1R = 0;
end

%左後輪
if (F_tc2L_c*F_tc2L_c+F_y2L*F_y2L)>(F_n2L_c*mu2L*F_n2L_c*mu2L)
    ratio_tc_2L = F_tc2L_c;
    ratio_y_2L = F_y2L;
    F_tc2L_c = F_n2L_c*mu2L*ratio_tc_2L/sqrt(ratio_tc_2L*ratio_tc_2L+ratio_y_2L*ratio_y_2L);
    F_y2L = F_n2L_c*mu2L*ratio_y_2L/sqrt(ratio_tc_2L*ratio_tc_2L+ratio_y_2L*ratio_y_2L);
    slip_w2L = 3;
    %t;
else
    slip_w2L = 0;
end

%右後輪
if (F_tc2R_c*F_tc2R_c+F_y2R*F_y2R)>F_n2R_c*mu2R*F_n2R_c*mu2R
    ratio_tc_2R = F_tc2R_c;
    ratio_y_2R = F_y2R;
    F_tc2R_c = F_n2R_c*mu2R*ratio_tc_2R/sqrt(ratio_tc_2R*ratio_tc_2R+ratio_y_2R*ratio_y_2R);
    F_y2R = F_n2R_c*mu2R*ratio_y_2R/sqrt(ratio_tc_2R*ratio_tc_2R+ratio_y_2R*ratio_y_2R);
    slip_w2R = 4;
    %t;
else
    slip_w2R = 0;
end

%% Calculate rolling resistance
% if u_c > 0

```



```

% c_r = 0.0136+0.4*1e-7*(u_c*3.6)^2; %滾動阻力係數
% elseif u_c <= 0
% c_r = 0;
% end
c_r = 0.0136+0.4*1e-7*(u_c*3.6)^2; %滾動阻力係數
R_r1L_c = F_n1L_c*c_r; %左前輪滾動阻力(N)
R_r1R_c = F_n1R_c*c_r; %右前輪滾動阻力(N)
R_r2L_c = F_n2L_c*c_r; %左後輪滾動阻力(N)
R_r2R_c = F_n2R_c*c_r; %右後輪滾動阻力(N)

%% 各輪胎之縱向受力總和（驅動力-滾動阻力）
F_x1L = F_tc1L_c-R_r1L_c; %左前輪總縱向受力(N)
F_x1R = F_tc1R_c-R_r1R_c; %右前輪總縱向受力(N)
F_x2L = F_tc2L_c-R_r2L_c; %左後輪總縱向受力(N)
F_x2R = F_tc2R_c-R_r2R_c; %右後輪總縱向受力(N)

%% Calculate the total/ individual tractive effort and torque
F_totaltc_c = F_tc2L_c + F_tc2R_c + F_tc1L_c + F_tc1R_c; %整車驅動力(N)
F_totaltc_f_c = F_tc1L_c + F_tc1R_c; %前軸總驅動力(N)
F_totaltc_r_c = F_tc2L_c + F_tc2R_c; %後軸總驅動力(N)
T_tc1L_c = F_tc1L_c*r_w; %左前輪驅動力矩(Nm)
T_tc1R_c = F_tc1R_c*r_w; %右前輪驅動力矩(Nm)
T_tc2L_c = F_tc2L_c*r_w; %左後輪驅動力矩(Nm)
T_tc2R_c = F_tc2R_c*r_w; %右後輪驅動力矩(Nm)
T_totaltc_c = F_totaltc_c*r_w; %整車總驅動力矩(Nm)
T_totaltc_f_c = F_totaltc_f_c*r_w; %前軸總驅動力矩(Nm)
T_totaltc_r_c = F_totaltc_r_c*r_w; %後軸總驅動力矩(Nm)

%% 設定引擎動力
if t == t_change
    T_in_c = T_in;
end
%% 驅動方式/傳動系統選擇

%混合動力或扭力導引時，馬達扭力設定
switch HTVD_mode
case 1 %Hybird mode
    if t >= hybrid_time
        T_TM_c = T_TM_change;
    else
        T_TM_c = 0;
    end

case 2 %Torque vectoring mode
    if t >= vectoring_time
        T_TM_c = T_TM_change;
    else
        T_TM_c = 0;
    end
end

switch Drive_type
case 1 %FWD
    switch D_type_f
    case 1 %前OD
        p2_OD_FWD_RWD
        dW_w1L_c = roundn(sol_c(1), dot_precise); %左前輪角加速度(rad/s^2)
        dW_w1R_c = roundn(sol_c(2), dot_precise); %右前輪角加速度(rad/s^2)
        dW_in_f_c = roundn(sol_c(3), dot_precise); %前軸差速器輸入軸角加速度(rad/s^2)
        dW_w2L_c = 0;
        dW_w2R_c = 0;

    case 2 % 前H-TVD
        switch HTVD_mode
        case 1 %Hybrid mode
            p2_HTVD_FWD_RWD_Hybrid_mode

```



```

dW_w1L_c = roundn(sol_c(2),dot_precise); %左前輪角加速度(rad/s^2)
dW_w1R_c = roundn(sol_c(3),dot_precise); %右前輪角加速度(rad/s^2)
dW_TM_c = roundn(sol_c(4),dot_precise); %馬達角加速度(rad/s^2)
dW_in_f_c = roundn(sol_c(1),dot_precise); %前軸差速器輸入軸角加速度(rad/s^2)
dW_w2L_c = 0;
dW_w2R_c = 0;

case 2 %Torque vectoring mode
    if t < vectoring_time
        p2_HTVD_FWD_RWD_I_mode
        dW_w1L_c = roundn(sol_c(2),dot_precise); %左前輪角加速度(rad/s^2)
        dW_w1R_c = roundn(sol_c(3),dot_precise); %右前輪角加速度(rad/s^2)
        dW_in_f_c = roundn(sol_c(1),dot_precise); %前軸差速器輸入軸角加速度(rad/s^2)
        dW_w2L_c = 0;
        dW_w2R_c = 0;

    elseif t >= vectoring_time
        p2_HTVD_FWD_RWD_TV_mode
        dW_w1L_c = roundn(sol_c(2),dot_precise); %左前輪角加速度(rad/s^2)
        dW_w1R_c = roundn(sol_c(3),dot_precise); %右前輪角加速度(rad/s^2)
        dW_TM_c = roundn(sol_c(4),dot_precise); %馬達角加速度(rad/s^2)
        dW_in_f_c = roundn(sol_c(1),dot_precise); %前軸差速器輸入軸角加速度(rad/s^2)
        dW_w2L_c = 0;
        dW_w2R_c = 0;
    end
end
case 3 %前OD+後H-TD
    switch HTVD_mode
        case 1
        case 2
            p2_OD_FWD_RWD
            dW_w1L_c = roundn(sol_c(1),dot_precise); %左前輪角加速度(rad/s^2)
            dW_w1R_c = roundn(sol_c(2),dot_precise); %右前輪角加速度(rad/s^2)
            dW_in_f_c = roundn(sol_c(3),dot_precise); %前軸差速器輸入軸角加速度(rad/s^2)
            T_in_now = T_in_c;
            T_in_c = 0;
            if t < vectoring_time
                p2_HTVD_FWD_RWD_I_mode
                dW_w2L_c = roundn(sol_c(2),dot_precise); %左後輪角加速度(rad/s^2)
                dW_w2R_c = roundn(sol_c(3),dot_precise); %右後輪角加速度(rad/s^2)
                dW_in_r_c = roundn(sol_c(1),dot_precise); %後軸差速器輸入軸角加速度(rad/s^2)

            elseif t >= vectoring_time
                p2_HTVD_FWD_RWD_TV_mode
                dW_w2L_c = roundn(sol_c(2),dot_precise); %左後輪角加速度(rad/s^2)
                dW_w2R_c = roundn(sol_c(3),dot_precise); %右後輪角加速度(rad/s^2)
                dW_TM_c = roundn(sol_c(4),dot_precise); %馬達角加速度(rad/s^2)
                dW_in_r_c = roundn(sol_c(1),dot_precise); %後軸差速器輸入軸角加速度(rad/s^2)
            end
            T_in_c = T_in_now;
        end
    end
end
case 2 %RWD
    switch D_type_r
        case 1 %OD
            p2_OD_FWD_RWD
            dW_w2L_c = roundn(sol_c(1),dot_precise); %左後輪角加速度(rad/s^2)
            dW_w2R_c = roundn(sol_c(2),dot_precise); %右後輪角加速度(rad/s^2)
            dW_in_r_c = roundn(sol_c(3),dot_precise); %後軸差速器輸入軸角加速度(rad/s^2)
            dW_w1L_c = 0;
            dW_w1R_c = 0;

        case 2 % H-TVD
            switch HTVD_mode
                case 1 %Hybrid mode

```



```

p2_HTVD_FWD_RWD_Hybrid_mode
dW_w2L_c = roundn(sol_c(2),dot_precise); %左後輪角加速度(rad/s^2)
dW_w2R_c = roundn(sol_c(3),dot_precise); %右後輪角加速度(rad/s^2)
dW_TM_c = roundn(sol_c(4),dot_precise); %馬達角加速度(rad/s^2)
dW_in_r_c = roundn(sol_c(1),dot_precise); %後軸差速器輸入軸角加速度(rad/s^2)
dW_w1L_c = 0;
dW_w1R_c = 0;

case 2 %Torque vectoring mode
if t < vectoring_time
p2_HTVD_FWD_RWD_I_mode
dW_w2L_c = roundn(sol_c(2),dot_precise); %左後輪角加速度(rad/s^2)
dW_w2R_c = roundn(sol_c(3),dot_precise); %右後輪角加速度(rad/s^2)
dW_in_r_c = roundn(sol_c(1),dot_precise); %後軸差速器輸入軸角加速度(rad/s^2)
dW_w1L_c = 0;
dW_w1R_c = 0;

elseif t >= vectoring_time
p2_HTVD_FWD_RWD_TV_mode
dW_w2L_c = roundn(sol_c(2),dot_precise); %左後輪角加速度(rad/s^2)
dW_w2R_c = roundn(sol_c(3),dot_precise); %右後輪角加速度(rad/s^2)
dW_TM_c = roundn(sol_c(4),dot_precise); %馬達角加速度(rad/s^2)
dW_in_r_c = roundn(sol_c(1),dot_precise); %後軸差速器輸入軸角加速度(rad/s^2)
dW_w1L_c = 0;
dW_w1R_c = 0;
end
end
case 3 %後OD+前H-TD
switch HTVD_mode
case 1
case 2
p2_OD_FWD_RWD
dW_w2L_c = roundn(sol_c(1),dot_precise); %左後輪角加速度(rad/s^2)
dW_w2R_c = roundn(sol_c(2),dot_precise); %右後輪角加速度(rad/s^2)
dW_in_r_c = roundn(sol_c(3),dot_precise); %後軸差速器輸入軸角加速度(rad/s^2)

T_in_now = T_in_c;
T_in_c = 0;
if t < vectoring_time
p2_HTVD_FWD_RWD_I_mode
dW_w1L_c = roundn(sol_c(2),dot_precise); %左前輪角加速度(rad/s^2)
dW_w1R_c = roundn(sol_c(3),dot_precise); %右前輪角加速度(rad/s^2)
dW_in_f_c = roundn(sol_c(1),dot_precise); %前軸差速器輸入軸角加速度(rad/s^2)

elseif t >= vectoring_time
p2_HTVD_FWD_RWD_TV_mode
dW_w1L_c = roundn(sol_c(2),dot_precise); %左前輪角加速度(rad/s^2)
dW_w1R_c = roundn(sol_c(3),dot_precise); %右前輪角加速度(rad/s^2)
dW_TM_c = roundn(sol_c(4),dot_precise); %馬達角加速度(rad/s^2)
dW_in_f_c = roundn(sol_c(1),dot_precise); %前軸差速器輸入軸角加速度(rad/s^2)
end
end
T_in_c = T_in_now;
end
end
case 3 %4WD
switch D_type_c
case 1 %OD
p2_OD_4WD
dW_w1L_c = roundn(sol_c(4),dot_precise); %左前輪角加速度(rad/s^2)
dW_w1R_c = roundn(sol_c(5),dot_precise); %右前輪角加速度(rad/s^2)
dW_w2L_c = roundn(sol_c(6),dot_precise); %左後輪角加速度(rad/s^2)
dW_w2R_c = roundn(sol_c(7),dot_precise); %右後輪角加速度(rad/s^2)
dW_in_c_c = roundn(sol_c(1),dot_precise); %中央差速器輸入軸角加速度(rad/s^2)
dW_in_f_c = roundn(sol_c(2),dot_precise); %前軸差速器輸入軸角加速度(rad/s^2)
dW_in_r_c = roundn(sol_c(3),dot_precise); %後軸差速器輸入軸角加速度(rad/s^2)
T_in_f_c = roundn(sol_c(11),dot_precise); %前軸差速器輸入扭力(Nm)

```



```

T_in_r_c = roundn(sol_c(12), dot_precise); %後軸差速器輸入扭力(Nm)

case 2 % H-TVD
    switch HTVD_mode
    case 1 %Hybrid mode
        p2_HTVD_4WD_Hybrid_mode
        dW_w1L_c = roundn(sol_c(6), dot_precise); %左前輪角加速度(rad/s^2)
        dW_w1R_c = roundn(sol_c(7), dot_precise); %右前輪角加速度(rad/s^2)
        dW_w2L_c = roundn(sol_c(8), dot_precise); %左後輪角加速度(rad/s^2)
        dW_w2R_c = roundn(sol_c(8), dot_precise); %右後輪角加速度(rad/s^2)
        dW_in_c_c = roundn(sol_c(1), dot_precise); %中央差速器輸入軸角加速度(rad/s^2)
        dW_in_f_c = roundn(sol_c(2), dot_precise); %前軸差速器輸入軸角加速度(rad/s^2)
        dW_in_r_c = roundn(sol_c(3), dot_precise); %後軸差速器輸入軸角加速度(rad/s^2)
        dW_TM_c = roundn(sol_c(4), dot_precise); %馬達角加速度(rad/s^2)
        T_in_f_c = roundn(sol_c(17), dot_precise); %前軸差速器輸入扭力(Nm)
        T_in_r_c = roundn(sol_c(18), dot_precise); %後軸差速器輸入扭力(Nm)
    case 2 %Torque vectoring mode
        if t < vectoring_time
            p2_HTVD_4WD_I_mode
            dW_w1L_c = roundn(sol_c(9), dot_precise); %左前輪角加速度(rad/s^2)
            dW_w1R_c = roundn(sol_c(10), dot_precise); %右前輪角加速度(rad/s^2)
            dW_w2L_c = roundn(sol_c(11), dot_precise); %左後輪角加速度(rad/s^2)
            dW_w2R_c = roundn(sol_c(12), dot_precise); %右後輪角加速度(rad/s^2)
            dW_in_c_c = roundn(sol_c(1), dot_precise); %中央差速器輸入軸角加速度(rad/s^2)
            dW_in_f_c = roundn(sol_c(2), dot_precise); %前軸差速器輸入軸角加速度(rad/s^2)
            dW_in_r_c = roundn(sol_c(3), dot_precise); %後軸差速器輸入軸角加速度(rad/s^2)
            T_in_f_c = roundn(sol_c(21), dot_precise); %前軸差速器輸入扭力(Nm)
            T_in_r_c = roundn(sol_c(22), dot_precise); %後軸差速器輸入扭力(Nm)
            dW_TM_c = roundn(sol_c(4), dot_precise); %馬達角加速度(rad/s^2)
        elseif t >= vectoring_time
            p2_HTVD_4WD_TV_mode
            dW_w1L_c = roundn(sol_c(8), dot_precise); %左前輪角加速度(rad/s^2)
            dW_w1R_c = roundn(sol_c(9), dot_precise); %右前輪角加速度(rad/s^2)
            dW_w2L_c = roundn(sol_c(10), dot_precise); %左後輪角加速度(rad/s^2)
            dW_w2R_c = roundn(sol_c(11), dot_precise); %右後輪角加速度(rad/s^2)
            dW_in_c_c = roundn(sol_c(1), dot_precise); %中央差速器輸入軸角加速度(rad/s^2)
            dW_in_f_c = roundn(sol_c(2), dot_precise); %前軸差速器輸入軸角加速度(rad/s^2)
            dW_in_r_c = roundn(sol_c(3), dot_precise); %後軸差速器輸入軸角加速度(rad/s^2)
            T_in_f_c = roundn(sol_c(20), dot_precise); %前軸差速器輸入扭力(Nm)
            T_in_r_c = roundn(sol_c(21), dot_precise); %後軸差速器輸入扭力(Nm)
            dW_TM_c = roundn(sol_c(4), dot_precise); %馬達角加速度(rad/s^2)
        end
    end
end

clear sol_c;

%% 計算下一時刻各輪、差速器輸入軸轉速
switch Drive_type
case 1 %FWD
    switch D_type_f
    case 1 %前OD
        W_in_f_n = W_in_f_c + dW_in_f_c*dt;
        W_w1L_n = W_w1L_c + dW_w1L_c*dt;
        W_w1R_n = W_w1R_c + dW_w1R_c*dt;

        W_w2L_c = v_w2L_c/r_w;
        W_w2R_c = v_w2R_c/r_w;

    case 2 %前H-TVD
        switch HTVD_mode
        case 1 %Hybrid mode
            W_in_f_n = W_in_f_c + dW_in_f_c*dt;
            W_TM_n = W_TM_c + dW_TM_c*dt;
            W_w1L_n = W_w1L_c + dW_w1L_c*dt;

```



```

W_w1R_n = W_w1R_c + dW_w1R_c*dt;

W_w2L_c = v_w2L_c/r_w;
W_w2R_c = v_w2R_c/r_w;

case 2 %Torque vectoring mode
    if t < vectoring_time
        W_in_f_n = W_in_f_c + dW_in_f_c*dt;
        W_w1L_n = W_w1L_c + dW_w1L_c*dt;
        W_w1R_n = W_w1R_c + dW_w1R_c*dt;
        W_TM_c = ((N5+N7_1)*W_in_f_c - N7_1*(W_w1R_c*N9/N8_2*N8_1/N7_2))/N5; %H-TVD馬
        達轉速(rad/s)

        W_w2L_c = v_w2L_c/r_w;
        W_w2R_c = v_w2R_c/r_w;

    elseif t >= vectoring_time
        W_in_f_n = W_in_f_c + dW_in_f_c*dt;
        W_TM_n = W_TM_c + dW_TM_c*dt;
        W_w1L_n = W_w1L_c + dW_w1L_c*dt;
        W_w1R_n = W_w1R_c + dW_w1R_c*dt;

        W_w2L_c = v_w2L_c/r_w;
        W_w2R_c = v_w2R_c/r_w;
    end
end
case 3 %前0D+後H-TD
    W_in_f_n = W_in_f_c + dW_in_f_c*dt;
    W_w1L_n = W_w1L_c + dW_w1L_c*dt;
    W_w1R_n = W_w1R_c + dW_w1R_c*dt;
    switch HTVD_mode
        case 2 %Torque vectoring mode
            if t < vectoring_time
                W_in_r_n = W_in_r_c + dW_in_r_c*dt;
                W_w2L_n = W_w2L_c + dW_w2L_c*dt;
                W_w2R_n = W_w2R_c + dW_w2R_c*dt;
                W_TM_c = ((N5+N7_1)*W_in_r_c - N7_1*(W_w2R_c*N9/N8_2*N8_1/N7_2))/N5; %H-TVD馬
                達轉速(rad/s)

                elseif t >= vectoring_time
                    W_in_r_n = W_in_r_c + dW_in_r_c*dt;
                    W_TM_n = W_TM_c + dW_TM_c*dt;
                    W_w2L_n = W_w2L_c + dW_w2L_c*dt;
                    W_w2R_n = W_w2R_c + dW_w2R_c*dt;
                end
            end
        end
    end
case 2 %RWD
    switch D_type_r
        case 1 %後0D
            W_in_r_n = W_in_r_c + dW_in_r_c*dt;
            W_w2L_n = W_w2L_c + dW_w2L_c*dt;
            W_w2R_n = W_w2R_c + dW_w2R_c*dt;

            W_w1L_c = v_w1L_c/r_w;
            W_w1R_c = v_w1R_c/r_w;

        case 2 %後H-TVD
            switch HTVD_mode
                case 1 %Hybrid mode
                    W_in_r_n = W_in_r_c + dW_in_r_c*dt;
                    W_TM_n = W_TM_c + dW_TM_c*dt;
                    W_w2L_n = W_w2L_c + dW_w2L_c*dt;
                    W_w2R_n = W_w2R_c + dW_w2R_c*dt;

                    W_w1L_c = v_w1L_c/r_w;

```



```

W_w1R_c = v_w1R_c/r_w;

case 2 %TV mode
if t < vectoring_time
W_in_r_n = W_in_r_c + dW_in_r_c*dt;
W_w2L_n = W_w2L_c + dW_w2L_c*dt;
W_w2R_n = W_w2R_c + dW_w2R_c*dt;
W_TM_c = ((N5+N7_1)*W_in_r_c - N7_1*(W_w2R_c*N9/N8_2*N8_1/N7_2))/N5; %H-TVD馬
達轉速(rad/s)

W_w1L_c = v_w1L_c/r_w;
W_w1R_c = v_w1R_c/r_w;
elseif t >= vectoring_time
W_in_r_n = W_in_r_c + dW_in_r_c*dt;
W_TM_n = W_TM_c + dW_TM_c*dt;
W_w2L_n = W_w2L_c + dW_w2L_c*dt;
W_w2R_n = W_w2R_c + dW_w2R_c*dt;

W_w1L_c = v_w1L_c/r_w;
W_w1R_c = v_w1R_c/r_w;
end
end

case 3 %後OD+前H-TD
W_in_r_n = W_in_r_c + dW_in_r_c*dt;
W_w2L_n = W_w2L_c + dW_w2L_c*dt;
W_w2R_n = W_w2R_c + dW_w2R_c*dt;
switch HTVD_mode
case 2 %Torque vectoring mode
if t < vectoring_time
W_in_f_n = W_in_f_c + dW_in_f_c*dt;
W_w1L_n = W_w1L_c + dW_w1L_c*dt;
W_w1R_n = W_w1R_c + dW_w1R_c*dt;
W_TM_c = ((N5+N7_1)*W_in_f_c - N7_1*(W_w1R_c*N9/N8_2*N8_1/N7_2))/N5; %H-TVD馬
達轉速(rad/s)

elseif t >= vectoring_time
W_in_f_n = W_in_f_c + dW_in_f_c*dt;
W_TM_n = W_TM_c + dW_TM_c*dt;
W_w1L_n = W_w1L_c + dW_w1L_c*dt;
W_w1R_n = W_w1R_c + dW_w1R_c*dt;
end
end
end
case 3 %4WD
switch D_type_c
case 1 %OD
W_in_f_n = W_in_f_c + dW_in_f_c*dt;
W_w1L_n = W_w1L_c + dW_w1L_c*dt;
W_w1R_n = W_w1R_c + dW_w1R_c*dt;
W_in_r_n = W_in_r_c + dW_in_r_c*dt;
W_w2L_n = W_w2L_c + dW_w2L_c*dt;
W_w2R_n = W_w2R_c + dW_w2R_c*dt;
W_in_c_n = W_in_c_c + dW_in_c_c*dt;

case 2 % H-TVD
switch HTVD_mode
case 1 %Hybrid mode
W_in_f_n = W_in_f_c + dW_in_f_c*dt;
W_w1L_n = W_w1L_c + dW_w1L_c*dt;
W_w1R_n = W_w1R_c + dW_w1R_c*dt;
W_in_r_n = W_in_r_c + dW_in_r_c*dt;
W_w2L_n = W_w2L_c + dW_w2L_c*dt;
W_w2R_n = W_w2R_c + dW_w2R_c*dt;
W_in_c_n = W_in_c_c + dW_in_c_c*dt;
W_TM_n = W_TM_c + dW_TM_c*dt;

```



```

case 2 %Torque vectoring mode
    if t < vectoring_time
        W_in_f_n = W_in_f_c + dW_in_f_c*dt;
        W_w1L_n = W_w1L_c + dW_w1L_c*dt;
        W_w1R_n = W_w1R_c + dW_w1R_c*dt;
        W_in_r_n = W_in_r_c + dW_in_r_c*dt;
        W_w2L_n = W_w2L_c + dW_w2L_c*dt;
        W_w2R_n = W_w2R_c + dW_w2R_c*dt;
        W_in_c_n = W_in_c_c + dW_in_c_c*dt;
        W_TM_c = ((N5+N7_1)*W_in_c_c - N7_1*(W_in_r_c*N9/N8_2*N8_1/N7_2))/N5; %H-TVD馬
        達轉速(rad/s)

    elseif t >= vectoring_time
        W_in_f_n = W_in_f_c + dW_in_f_c*dt;
        W_w1L_n = W_w1L_c + dW_w1L_c*dt;
        W_w1R_n = W_w1R_c + dW_w1R_c*dt;
        W_in_r_n = W_in_r_c + dW_in_r_c*dt;
        W_w2L_n = W_w2L_c + dW_w2L_c*dt;
        W_w2R_n = W_w2R_c + dW_w2R_c*dt;
        W_in_c_n = W_in_c_c + dW_in_c_c*dt;
        W_TM_n = W_TM_c + dW_TM_c*dt;
    end
end

end

%% Calculate current resistance
R_r_c = m_car*g*c_r; %整車滾動阻力
R_a_c = 1/2*c_d*rho_a*A_f*u_c^2; %空氣阻力
R_total_c = R_r_c + R_a_c; %總阻力

%% =====
% p3_VD.m
% 2018/6/3 created by 林承楷
% 搭配VD_Main.m使用，計算車身動態
% =====

%% 車身側滑角
if u_c == 0
    beta = 0;
else
    beta = atan(v_c/u_c); %vehicle slip angle (rad)
end

%% Vehicle Dynamics
%計算車身縱向加速度(du)、側向加速度(dv)、yaw旋轉角加速度(dr)
du = 1/m_car*( F_x1L*cos(delta_l_c) + F_x1R*cos(delta_r_c) + F_x2L + F_x2R - (F_y1L*sin(delta_l_c) + F_y1R*sin(delta_r_c)) - R_a_c*cos(beta) ) + r_c*v_c;
dv = 1/m_car*( F_y1L*cos(delta_l_c) + F_y1R*cos(delta_r_c) + F_y2L + F_y2R + (F_x1L*sin(delta_l_c) + F_x1R*sin(delta_r_c)) - R_a_c*sin(beta) ) - r_c*u_c;
dr = 1/I_z*( l_a*( F_y1L*cos(delta_l_c) + F_y1R*cos(delta_r_c) ) - l_b*( F_y2L + F_y2R ) + l_a*( F_x1L*sin(delta_l_c) + F_x1R*sin(delta_r_c) ) + ...
    l_d/2*( F_x2R - F_x2L ) + l_d/2*( F_x1R*cos(delta_r_c) - F_x1L*cos(delta_l_c) ) + l_d/2*( F_y1L*sin(delta_l_c) - F_y1R*sin(delta_r_c) ) );

u_n = u_c + (du - r_c*v_c)*dt; %下一時刻車身縱向速度(m/s)
v_n = v_c + (dv + r_c*u_c)*dt; %下一時刻車身側向速度(m/s)
r_n = r_c + dr*dt; %下一時刻車身yaw rate(rad/s)

%% Calculate instant center %參考東原論文p.18
if delta_l_c > 0 %左轉
    oc_l2 = sin(pi/2-alpha_r1)*1/sin(delta_l_c-alpha_f1+alpha_r1);
    oc_anlge1 = pi/2-(delta_l_c-alpha_f1);
    oc_p = [l_a;l_d/2]+oc_l2*[-cos(oc_anlge1);sin(oc_anlge1)];

```



```
R_c = norm(oc_p); %轉向半徑(m)

elseif delta_l_c < 0 %右轉
    oc_l2 = sin(pi/2-(-alpha_rr))*1/sin((-delta_r_c)-(-alpha_fr)+(-alpha_rr));
    oc_anlge1 = pi/2-(delta_r_c-(-alpha_fr));
    oc_p = [l_a;l_d/2]+oc_l2*[-cos(oc_anlge1);sin(oc_anlge1)];
    R_c = norm(oc_p); %轉向半徑(m)

else
    R_c = inf;

end

%% 向心加速度
laternacc(n) = sqrt(u_c*u_c+v_c*v_c)/R_c; %(m/s^2)

%% =====
% p4_Trajectory.m
% 2018/6/3 created by 林承楷
% 搭配VD_Main.m使用，計算車身於參考座標系中的軌跡
% =====

%% Vehicle Trajectory
% v_XYZ_c = [u_c*cos(theta_c)-v_c*sin(theta_c) v_c*cos(theta_c)+u_c*sin(theta_c) 0]; %相對於XYZ參考座標系
% 之速度
% a_XYZ_c = [du*cos(theta_c)-dv*sin(theta_c) dv*cos(theta_c)+du*sin(theta_c) 0]; %相對於XYZ參考座標系之加
% 速度
% theta_n = theta_c + r_c*dt + 0.5*dr*dt*dt; %下一時刻角位移(rad)
% x_n = x_c + v_XYZ_c(1)*dt + 0.5*a_XYZ_c(1)*dt*dt; %下一時刻位移x(m)
% y_n = y_c + v_XYZ_c(2)*dt + 0.5*a_XYZ_c(2)*dt*dt; %下一時刻位移y(m)
% z_n = z_c + v_XYZ_c(3)*dt + 0.5*a_XYZ_c(3)*dt*dt; %下一時刻位移z(m)

theta_n=theta_c+r_c*dt + 0.5*dr*dt*dt;
x_n = x_c + (u_c*cos(theta_c)-v_c*sin(theta_c))*dt + 0.5*((du-v_c*r_c)*cos(theta_c)-
(dv+u_c*r_c)*sin(theta_c))*dt*dt;
y_n = y_c + (u_c*sin(theta_c)+v_c*cos(theta_c))*dt + 0.5*((du-
v_c*r_c)*sin(theta_c)+(dv+u_c*r_c)*cos(theta_c))*dt*dt;

%% =====
% VD_sim_record.m
% 2018/6/3 created by 林承楷
% 搭配VD_Main.m使用，記錄所有模擬資料
% =====

%% Record
sim_time(n) = t; %時間
sim_delta_l(n) = delta_l_c; %左輪轉向角(rad)
sim_delta_r(n) = delta_r_c; %右輪轉向角(rad)
sim_T_in(n) = T_in_c; %輸入扭力
sim_T_TM(n) = T_TM_c; %馬達扭力

if Drive_type == 3
    sim_T_in_f(n) = T_in_f_c;
    sim_T_in_r(n) = T_in_r_c;
end

sim_v_w2L(n) = v_w2L_c; %左後輪速度
sim_v_w2R(n) = v_w2R_c; %右後輪速度

sim_fn1(n)=fn1; %前軸正向力
sim_fn2(n)=fn2; %後軸正向力

sim_F_n_2L(n) = F_n_2L_c; %左後輪正向力
sim_F_n_2R(n) = F_n_2R_c; %右後輪正向力
```



```

sim_F_n1L(n) = F_n1L_c; %左前輪正向力
sim_F_n1R(n) = F_n1R_c; %右前輪正向力

sim_W_w2L(n) = W_w2L_c; %左後輪轉速
sim_W_w2R(n) = W_w2R_c; %右後輪轉速
sim_W_w1L(n) = W_w1L_c; %左前輪轉速
sim_W_w1R(n) = W_w1R_c; %右前輪轉速

sim_W_TM(n) = W_TM_c; %馬達轉速
switch Drive_type
    case 1 %FWD
        sim_W_in_f(n) = W_in_f_c; %前軸差速器輸入軸轉速
    case 2 %RWD
        sim_W_in_r(n) = W_in_r_c; %後軸差速器輸入軸轉速
    case 3 %4WD
        sim_W_in_c(n) = W_in_c_c; %中央差速器輸入軸轉速
end

sim_P_TM(n) = W_TM_c*T_TM_c; %馬達瞬間功率！！

sim_dW_w2L(n) = dW_w2L_c; %左後輪角加速度
sim_dW_w2R(n) = dW_w2R_c; %右後輪角加速度
sim_dW_w1L(n) = dW_w1L_c; %左前輪角加速度
sim_dW_w1R(n) = dW_w1R_c; %右前輪角加速度

sim_i_s2L(n) = i_s_2L_c; %左後輪滑差
sim_i_s2R(n) = i_s_2R_c; %右後輪滑差
sim_i_s1L(n) = i_s_1L_c; %左前輪滑差
sim_i_s1R(n) = i_s_1R_c; %右前輪滑差

sim_alpha_rl(n)=alpha_rl; %左後輪側滑角
sim_alpha_rr(n)=alpha_rr; %右後輪側滑角
sim_alpha_fl(n)=alpha_fl; %左前輪側滑角
sim_alpha_fr(n)=alpha_fr; %右前輪側滑角

sim_slip_w2L(n) = slip_w2L; %是否打滑（打滑=1, else 0）
sim_slip_w2R(n) = slip_w2R; %是否打滑（打滑=1, else 0）
sim_slip_w1L(n) = slip_w1L; %是否打滑（打滑=1, else 0）
sim_slip_w1R(n) = slip_w1R; %是否打滑（打滑=1, else 0）
switch Drive_type
    case 1 %FWD
        switch D_type_f
            case 1 %OD
                sim_W_in_f(n) = W_in_f_c;

            case 2 % H-TVD
                sim_W_in_f(n) = W_in_f_c;
                sim_T_TM(n) = T_TM_c;
                %sim_W_TM(n) = W_TM_c;
        end
    case 2 %RWD
        switch D_type_r
            case 1 %OD
                sim_W_in_r(n) = W_in_r_c;

            case 2 % H-TVD
                sim_W_in_r(n) = W_in_r_c;
                sim_T_TM(n) = T_TM_c;
                %sim_W_TM(n) = W_TM_c;
        end
    case 3 %4WD
        switch D_type_c
            case 1 %OD
                sim_W_in_f(n) = W_in_f_c;
                sim_W_in_r(n) = W_in_r_c;
                sim_W_in_c(n) = W_in_c_c;

```



```
case 2 % H-TVD
    sim_W_in_f(n) = W_in_f_c;
    sim_W_in_r(n) = W_in_r_c;
    sim_W_in_c(n) = W_in_c_c;
    sim_T_TM(n) = T_TM_c;
    sim_T_in_f(n) = T_in_f_c;
    sim_T_in_r(n) = T_in_r_c;
    %sim_W_TM(n) = W_TM_c;
end

%% Tractive effort
sim_F_tclL(n) = F_tclL_c; %左前輪驅動力
sim_F_tclR(n) = F_tclR_c; %右前輪驅動力
sim_F_tc2L(n) = F_tc2L_c; %左後輪驅動力
sim_F_tc2R(n) = F_tc2R_c; %右後輪驅動力

sim_F_totaltc_f(n) = F_totaltc_f_c; %前軸總驅動力
sim_F_totaltc_r(n) = F_totaltc_r_c; %前軸總驅動力
sim_F_totaltc(n) = F_totaltc_c; %整車驅動力

sim_T_totaltc_f(n) = T_totaltc_f_c; %前軸驅動力矩
sim_T_totaltc_r(n) = T_totaltc_r_c; %後軸驅動力矩
sim_T_totaltc(n) = T_totaltc_c; %整車驅動力矩

sim_F_y1L(n)=F_y1L; %左前輪側向力
sim_F_y1R(n)=F_y1R; %右前輪側向力
sim_F_y2L(n)=F_y2L; %左後輪側向力
sim_F_y2R(n)=F_y2R; %右後輪側向力

%% Resistance
sim_R_r1L(n)=R_r1L_c; %左前輪滾動阻力
sim_R_r1R(n)=R_r1R_c; %右前輪滾動阻力
sim_R_r2L(n)=R_r2L_c; %左後輪滾動阻力
sim_R_r2R(n)=R_r2R_c; %右後輪滾動阻力

sim_R_r(n) = R_r_c; %整車滾動阻力
sim_R_a(n) = R_a_c; %空氣阻力
sim_R_total(n) = R_total_c; %總阻力

%% position
sim_x(n)=x_c; %車身位置x
sim_y(n)=y_c; %車身位置y
sim_z(n)=z_c; %車身位置z
sim_theta(n)=theta_c;

%% velocity
sim_u(n) = u_c; %車身縱向速度
sim_v(n) = v_c; %車身側向速度
sim_r(n) = r_c; %車身yaw rate
sim_beta(n) = beta;
sim_R(n) = R_c; %迴轉半徑

%% acceleration
sim_du(n) = du; %車身縱向加速度
sim_dv(n) = dv; %車身側向加速度
sim_dr(n) = dr; %車身yaw rate角加速度

%% 地面摩擦係數
sim_mu1L(n) = mu1L;
sim_mu1R(n) = mu1R;
sim_mu2L(n) = mu2L;
sim_mu2R(n) = mu2R;
```

```

%% =====
% VD_next_step.m
% 2018/6/3 created by 林承楷
% 搭配VD_Main.m使用，更新模擬資料至下一時刻
% =====

% Set Next
switch Drive_type
case 1 %FWD
    switch D_type_f
    case 1 %前OD
        W_in_f_c = W_in_f_n;
        W_w1L_c = W_w1L_n;
        W_w1R_c = W_w1R_n;

    case 2 %前H-TVD
        switch HTVD_mode
        case 1 %Hybrid mode
            W_in_f_c = W_in_f_n;
            W_w1L_c = W_w1L_n;
            W_w1R_c = W_w1R_n;
            W_TM_c = W_TM_n;
        case 2 %TV mode
            if t < vectoring_time
                W_in_f_c = W_in_f_n;
                W_w1L_c = W_w1L_n;
                W_w1R_c = W_w1R_n;

            elseif t >= vectoring_time
                W_in_f_c = W_in_f_n;
                W_w1L_c = W_w1L_n;
                W_w1R_c = W_w1R_n;
                W_TM_c = W_TM_n;
            end
        end
    case 3 %前OD+後H-TD
        W_in_f_c = W_in_f_n;
        W_w1L_c = W_w1L_n;
        W_w1R_c = W_w1R_n;
        switch HTVD_mode
        case 2 %TV mode
            if t < vectoring_time
                W_in_r_c = W_in_r_n;
                W_w2L_c = W_w2L_n;
                W_w2R_c = W_w2R_n;

            elseif t >= vectoring_time
                W_in_r_c = W_in_r_n;
                W_w2L_c = W_w2L_n;
                W_w2R_c = W_w2R_n;
                W_TM_c = W_TM_n;
            end
        end
    end
end

case 2 %RWD
    switch D_type_r
    case 1 %OD
        W_in_r_c = W_in_r_n;
        W_w2L_c = W_w2L_n;
        W_w2R_c = W_w2R_n;

    case 2 % H-TVD
        switch HTVD_mode
        case 1 %Hybrid mode
            W_in_r_c = W_in_r_n;

```





```

W_w2L_c = W_w2L_n;
W_w2R_c = W_w2R_n;
W_TM_c = W_TM_n;

case 2 %TV mode
    if t < vectoring_time
        W_in_r_c = W_in_r_n;
        W_w2L_c = W_w2L_n;
        W_w2R_c = W_w2R_n;

    elseif t >= vectoring_time
        W_in_r_c = W_in_r_n;
        W_w2L_c = W_w2L_n;
        W_w2R_c = W_w2R_n;
        W_TM_c = W_TM_n;
    end
end
case 3 %後OD+前H-TD
    W_in_r_c = W_in_r_n;
    W_w2L_c = W_w2L_n;
    W_w2R_c = W_w2R_n;
    switch HTVD_mode
        case 2 %TV mode
            if t < vectoring_time
                W_in_f_c = W_in_f_n;
                W_w1L_c = W_w1L_n;
                W_w1R_c = W_w1R_n;

            elseif t >= vectoring_time
                W_in_f_c = W_in_f_n;
                W_w1L_c = W_w1L_n;
                W_w1R_c = W_w1R_n;
                W_TM_c = W_TM_n;
            end
        end
    end
end

case 3 %4WD
    switch D_type_c
        case 1 %OD
            W_in_r_c = W_in_r_n;
            W_in_f_c = W_in_f_n;
            W_in_c_c = W_in_c_n;
            W_w2L_c = W_w2L_n;
            W_w2R_c = W_w2R_n;
            W_w1L_c = W_w1L_n;
            W_w1R_c = W_w1R_n;

        case 2 % H-TVD
            switch HTVD_mode
                case 1 %Hybrid mode
                    W_in_r_c = W_in_r_n;
                    W_in_f_c = W_in_f_n;
                    W_in_c_c = W_in_c_n;
                    W_w2L_c = W_w2L_n;
                    W_w2R_c = W_w2R_n;
                    W_w1L_c = W_w1L_n;
                    W_w1R_c = W_w1R_n;
                    W_TM_c = W_TM_n;
                case 2 %TV mode
                    if t < vectoring_time
                        W_in_r_c = W_in_r_n;
                        W_in_f_c = W_in_f_n;
                        W_in_c_c = W_in_c_n;
                        W_w2L_c = W_w2L_n;
                        W_w2R_c = W_w2R_n;
                    end
                end
            end
        end
    end
end

```

```

W_w1L_c = W_w1L_n;
W_w1R_c = W_w1R_n;

elseif t >= vectoring_time
    W_in_r_c = W_in_r_n;
    W_in_f_c = W_in_f_n;
    W_in_c_c = W_in_c_n;
    W_w2L_c = W_w2L_n;
    W_w2R_c = W_w2R_n;
    W_w1L_c = W_w1L_n;
    W_w1R_c = W_w1R_n;
    W_TM_c = W_TM_n;
end

end

end

end

%% Update position
x_c = x_n;
y_c = y_n;
%z_c = z_n;
theta_c = theta_n;

%% Update velocity
u_c = u_n;
v_c = v_n;
r_c = r_n;

%% Set next n
n = n+1;

```

