

國立臺灣大學工學院機械工程學研究所

博士論文

Department of Mechanical Engineering
College of Engineering

National Taiwan University
Ph.D. Thesis



具離心力調變功能之機械式防鎖死煞車系統設計與分析

Design and Analysis of a Novel Mechanical Antilock Braking
System with a Centrifugal Force Adjusting Function

楊正平

Cheng-Ping Yang

指導教授：劉霆 博士

Advisor: Tyng Liu, Ph.D.

中華民國 104 年 6 月

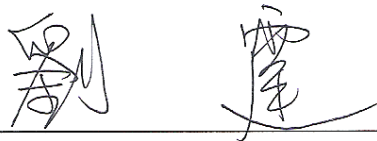
June, 2015

國立臺灣大學博士學位論文 口試委員會審定書

具離心力調變功能之機械式防鎖死煞車系統設計與分析
Design and Analysis of a Novel Mechanical Antilock Braking System
with a Centrifugal Force Adjusting Function

本論文係楊正平君 (f99522613) 在國立臺灣大學機械工程學系完成博士學位論文，於民國 104 年 06 月 26 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：



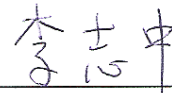
(簽名)

(指導教授)

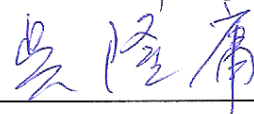
尤正吉



李志中



吳隆庸



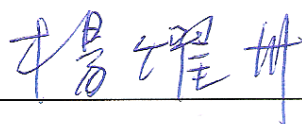
郭進星



劉霆



系主任



(簽名)

誌謝



就讀研究所這五年當中，有達成目標的喜悅與成就感，同時也有遭遇難解問題的挫折，然而很感謝身邊有許多貴人相助，帶領著我渡過求學生涯。

首先要感謝我的恩師劉霆教授，指引我研究的方向，並能在百忙之餘抽空關心我的研究進度，給予許多寶貴的建議。感謝口試委員：尤教授、李教授、吳教授及郭教授的指導，使我的論文更加完善。另外感謝實驗室一起奮鬥的同學們，特別是明憲學弟，協助我完成實驗平台的建立，我們也共同參與了校園創意實現補助計畫，設計了屬於我們自己的創新產品，獲得了不少成就。謝謝專題生禹軒同學幫忙架設實驗器材與協助每次實驗的進行。謝謝昉昉、品翰、柏宇、柏亨學長，以及目前同樣就讀博士班的柏蒼、聰賢、羿名、彥菘及昱帆學長，不吝分享自己的研究經驗，增進了我對專業知識的廣度與深度。謝謝同屆進入研究所的博仁、振達及芳明，在每次遇到課業或研究上的難題時都能互相討論，共同解決問題，非常懷念當年一起修課，熬夜趕作業、準備考試，還有玩樂、團練的日子。謝謝先予、嘉維、柏緯、傳榮、牧民、芳儀、彥翔、應向、昱儒、祭清、淵堯、亮雄、鼎翔等學弟們的幫助，讓我的研究進行更加順利。謝謝巨獅創意公司楊泰和先生提供許多的建議，並給予我們在國際自行車展展出研究成果的機會。最後，最要感謝我的父母及所有家人們，在這漫長的求學期間不斷給我鼓勵與支持，讓我可以平穩地完成我的研究。

仍有許多伴隨在我生活中的朋友們，謝謝你們！讓我在求學旅途中不會感到寂寞。在此向所有關心我的人致上最誠摯的謝意，謹獻此論文並希望與你們共享這份喜悅。

具離心力調變功能之機械式防鎖死煞車系統設計與分析

楊正平



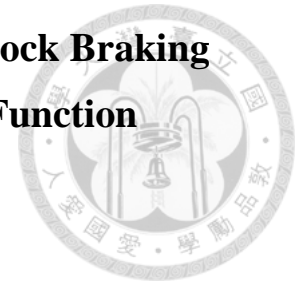
摘要

本研究藉由發展一種新概念之機械式防鎖死煞車系統，建立一套完整的設計方法與流程。從基礎的理論模型建立、系統概念設計，進而透過數值程式模擬及實驗分析其特性與效能。本研究提出之系統使用一離心式離合器構成一組具有隨轉速自動調變輸出扭力之離心煞車裝置，作為本系統之核心元件。研究首先展開文獻搜索，探討各型式防鎖死煞車系統之原理並加以分類。其次，建立完整之理論基礎，包括離心式離合器之力學模型、車輪模型及滑差模型等。接著，依循設計方法及步驟，設定本系統之設計要求與目標並提出系統之概念設計架構。隨後發展一套數值程式進行模擬，藉由模擬結果得知該系統之操作特性，並透過參數調變分析取得該系統較佳之設計參數，再分別對本系統與一般煞車系統或傳統防鎖死煞車系統進行煞車效能比較。此外，本研究根據系統之設計架構建立一組實驗平台進行數據量測。由實驗結果與模擬結果相較驗證數值程式之合理性以及該系統之可行性探討。最後透過整車系統模擬，分析調變關鍵參數對於整車煞車動態之影響，並討論本系統裝載於整車模型在不同路面或不同坡度角之煞車效能與適用性。藉由建立完整的分析與設計方法，期望有助於其他機械式力學可調控系統之發展與研究。

關鍵詞：離心煞車裝置、離心式離合器、機械式防鎖死煞車系統、煞車效能

Design and Analysis of a Novel Mechanical Antilock Braking System with a Centrifugal Force Adjusting Function

Yang, Cheng-Ping



Abstract

The purpose of this study is to develop the design and analysis methods for developing a new type of mechanical antilock braking system with a centrifugal force adjusting function. In this study, we take the centrifugal clutch as the core item of the centrifugal braking system which can automatically adjust the torque with its rotational speed, and we have established basic models, developed conceptual designs, performed numerical analysis and experiments for the complete system. First, we take literature review for the principle of antilock braking systems and make classification for them. Second, the basic model such as mechanical model of centrifugal clutch, wheel model, and skid model are established. Then, through the design method, the requirement and target of the system are set up, and the structure of conceptual design is established. After developing the numerical method to simulate the system and establish an experiment platform for physical experiments, we can use the numerical and experimental results to analyze and compare traditional braking system and the traditional antilock braking system. Finally, the kinetic effects of different design parameters are derived by using the whole vehicle simulation program. Also, the braking performance and applicability with whole vehicle model are discussed in different road surface conditions and different slopes. It is hoped that the complete analysis and design method developed here will be helpful for the research in mechanical system with power or force adjustment.

Keywords: centrifugal braking device, centrifugal clutch, mechanical antilock braking system, braking performance

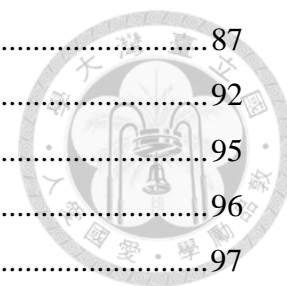
目錄



口試委員會審定書.....	I
誌謝.....	II
摘要.....	III
Abstract.....	IV
圖目錄.....	VIII
表目錄.....	XI
第一章 緒論.....	1
1-1 前言.....	1
1-2 防鎖死煞車系統文獻回顧.....	2
1-3 防鎖死煞車系統分類.....	12
1-4 研究目的與方法.....	15
1-5 論文架構.....	16
第二章 理論基礎.....	18
2-1 離心式離合器之組成與分類.....	18
2-2 離心式離合器之力學模型.....	19
2-2-1 摩擦塊分離旋轉方向.....	20
2-2-2 摩擦塊閉合旋轉方向.....	22
2-2-3 摩擦塊接合轉速.....	23
2-3 車輪力學模型.....	24
2-4 滑差模型.....	25
2-5 煞車效率.....	27
2-6 整車動態力學模型.....	28
2-7 小結.....	30
第三章 系統概念設計.....	31
3-1 設計方法與步驟.....	31
3-2 系統設計要求與目標.....	32
3-3 離心式離合器之特性分析.....	32
3-4 離心防鎖死煞車系統之設計與配置.....	36
3-5 離心防鎖死煞車系統模型.....	39
3-5-1 摩擦係數變化.....	39
3-5-2 車輪之煞車扭力.....	44

3-6	小結	45
第四章	系統特性模擬與分析	46
4-1	數值程式架構與分析方法	46
4-2	數值程式模擬流程	46
4-3	假設條件與參數設定	48
4-4	參數調變分析	49
4-4-1	調變煞車液壓增壓比	50
4-4-2	調變齒輪箱增速比	52
4-5	煞車效能模擬結果	56
4-6	煞車效能比較	62
4-6-1	重煞車操作力作用	62
4-6-2	輕煞車操作力作用	66
4-6-3	系統原理差異討論	68
4-7	小結	69
第五章	實驗驗證與分析	70
5-1	實驗動機與目的	70
5-2	實驗平台建立	70
5-2-1	實驗設計	71
5-2-2	實驗模式	72
5-3	實驗平台系統配置	72
5-3-1	防鎖死系統	74
5-3-2	煞車零組件系統	74
5-3-3	慣性飛輪與傳動系統	75
5-3-4	數據量測系統	76
5-4	實驗規劃	77
5-4-1	實驗方法與流程	78
5-4-2	實驗項目	79
5-4-3	實驗條件	79
5-4-4	實驗步驟	80
5-5	實驗結果	82
5-5-1	自由旋轉之阻抗扭力	82
5-5-2	車輪與滾輪間之摩擦係數	83
5-5-3	一般煞車系統之實驗結果	85

5-5-4 離心防鎖死煞車系統之實驗結果	87
5-6 實驗討論	92
5-7 實車構型概念設計	95
5-8 小結	96
第六章 整車系統模擬與評估	97
6-1 模擬條件與設定	97
6-2 模擬結果與分析	98
6-2-1 前輪模組	99
6-2-2 後輪模組	100
6-2-3 二輪模組	101
6-3 整車系統參數調變影響	102
6-4 整車煞車效能分析	105
6-4-1 路面狀況差異	105
6-4-2 坡度影響	108
6-5 小結	111
第七章 結論與建議	112
7-1 結論	112
7-2 展望與建議	114
參考文獻	115



圖目錄



圖 1-1 電子液壓防鎖死煞車系統之增壓過程[11]	3
圖 1-2 電子液壓防鎖死煞車系統之 (a)恆壓過程 (b)減壓過程[11]	4
圖 1-3 機械式液壓防鎖死裝置—ABS 未作動階段[11]	4
圖 1-4 機械式液壓防鎖死裝置—ABS 作動階段[11]	5
圖 1-5 機械式液壓防鎖死裝置—ABS 停止而回復階段[11]	5
圖 1-6 楔型機構煞車系統[12]	6
圖 1-7 磁流變液防鎖死煞車系統[13]	7
圖 1-8 油壓式容積調變液壓控制系統[14]	8
圖 1-9 行星齒輪組防鎖死煞車系統[15]	8
圖 1-10 防鎖死煞車結構 (SABS) [16]	9
圖 1-11 兩輪車車輪煞車順序控制裝置 (BiABS) 作動示意圖[18]	10
圖 1-12 自行車用之防鎖死煞車裝置作動示意圖[19]	11
圖 1-13 煞車之點煞結構[20]	12
圖 2-1 離心式離合器主要構件之組成	20
圖 2-2 離心式離合器摩擦塊力學模型之一[24]	21
圖 2-3 離心式離合器摩擦塊力學模型之二[24]	23
圖 2-4 車輪力學模型示意圖	25
圖 2-5 車輪滑差與摩擦係數對應關係圖	27
圖 2-6 二輪機車於煞車作用時之力學圖	28
圖 3-1 摩擦塊分離(自減力)旋轉方向轉速與扭力關係	34
圖 3-2 摩擦塊閉合(自添力)旋轉方向轉速與扭力關係	35
圖 3-3 離心煞車裝置 (CBD) 示意圖	36
圖 3-4 離心防鎖死煞車系統 (C-ABS) 組成關係圖	38
圖 3-5 離心防鎖死煞車系統 (C-ABS) 架構示意圖	39
圖 3-6 系統能量傳遞與外力作用示意圖	40
圖 3-7 摩擦係數隨溫度變化之趨勢迴歸分析[30]	41
圖 3-8 摩擦力與摩擦速度影響之效應分類	42
圖 3-9 摩擦力隨摩擦速度變化之模型[31]	43
圖 3-10 摩擦力於低速摩擦狀態下之變化[32]	43
圖 3-11 摩擦力於高速摩擦狀態下之變化[33]	44
圖 4-1 數值程式模擬流程圖	47

圖 4-2 調變煞車液壓增壓比 P_1 對整車煞車力之影響.....	50
圖 4-3 調變煞車液壓增壓比 P_1 對煞車距離之影響.....	51
圖 4-4 調變煞車液壓增壓比 P_1 對車輪滑差之影響.....	52
圖 4-5 調變齒輪箱增速比 K 對整車煞車力之影響.....	53
圖 4-6 調變齒輪箱增速比 K 對煞車距離之影響.....	54
圖 4-7 調變齒輪箱增速比 K 對車輪滑差之影響.....	55
圖 4-8 離合器之溫度變化.....	57
圖 4-9 離合器摩擦塊之摩擦係數變化.....	57
圖 4-10 兩組煞車之煞車扭力變化.....	58
圖 4-11 車輪之煞車扭力變化.....	59
圖 4-12 整車之煞車力變化.....	59
圖 4-13 乾燥柏油路面之輪速與車速及煞車距離之變化.....	60
圖 4-14 濕滑柏油路面之輪速與車速及煞車距離之變化.....	60
圖 4-15 車輪滑差之變化.....	61
圖 4-16 煞車效率之變化.....	62
圖 4-17 C-ABS 與一般煞車系統之煞車扭力比較.....	63
圖 4-18 C-ABS 與一般煞車系統之滑差比較.....	64
圖 4-19 C-ABS 與一般煞車系統之輪速與車速比較.....	65
圖 4-20 C-ABS 與一般煞車系統之輪速與車速比較.....	66
圖 4-21 輪速與車速關係於 10N 煞車操作力作用之比較.....	67
圖 4-22 煞車效能於 10N 煞車操作力作用之比較.....	67
圖 4-23 輪速與車速關係於 20N 煞車操作力作用之比較.....	68
圖 4-24 煞車效能於 20N 煞車操作力作用之比較.....	68
圖 4-25 防鎖死煞車系統作動原理之比較.....	69
圖 5-1 實驗設計之 C-ABS 結構.....	71
圖 5-2 模擬與實驗設計方式之差異.....	72
圖 5-3 實驗測試平台配置示意圖.....	73
圖 5-4 實驗測試平台實拍照.....	74
圖 5-5 實驗流程圖.....	79
圖 5-6 滾輪於自由旋轉時之角速度變化.....	83
圖 5-7 車輪於近乎鎖死狀態時之滾輪角速度變化.....	84
圖 5-8 車輪於完全鎖死狀態時之滾輪角速度變化.....	85
圖 5-9 一般煞車系統車輪與滾輪之速度變化—90.3 N 煞車操作力.....	86

圖 5-10 一般煞車系統車輪與滾輪之滑差變化—90.3 N 煞車操作力	86
圖 5-11 一般煞車系統車輪與滾輪之速度變化—117.7 N 煞車操作力	87
圖 5-12 一般煞車系統車輪與滾輪之滑差變化—117.7 N 煞車操作力	87
圖 5-13 C-ABS 車輪與滾輪之速度變化—441.5 N 煞車操作力	88
圖 5-14 C-ABS 車輪與滾輪之滑差變化—441.5 N 煞車操作力	89
圖 5-15 C-ABS 車輪與滾輪之速度變化—392.4 N 煞車操作力	90
圖 5-16 C-ABS 車輪與滾輪之滑差變化—392.4 N 煞車操作力	90
圖 5-17 C-ABS 車輪與滾輪之速度變化—343.4 N 煞車操作力	91
圖 5-18 C-ABS 車輪與滾輪之滑差變化—343.4 N 煞車操作力	91
圖 5-19 C-ABS 車輪與滾輪之速度變化—19.6 N 煞車操作力	92
圖 5-20 C-ABS 車輪與滾輪之滑差變化—19.6 N 煞車操作力	92
圖 5-21 經參數變更輪速與車速變化之模擬結果	94
圖 5-22 經參數變更滑差變化之模擬結果	94
圖 5-23 C-ABS 實車構型之概念設計爆炸圖	95
圖 5-24 C-ABS 實車構型之概念設計組立圖	96
圖 6-1 C-ABS 裝配於車輛前輪之車輪角速度變化	99
圖 6-2 C-ABS 裝配於車輛前輪之滑差值變化	100
圖 6-3 C-ABS 裝配於車輛後輪之車輪角速度變化	100
圖 6-4 C-ABS 裝配於車輛後輪之滑差值變化	101
圖 6-5 C-ABS 同時裝配於車輛前後輪之車輪角速度變化	102
圖 6-6 C-ABS 同時裝配於車輛前後輪之滑差值變化	102
圖 6-7 參數調變模擬之滑差值變化	103
圖 6-8 參數調變模擬之整車煞車力變化	104
圖 6-9 車輛前後輪滑差值於不同路面之變化	105
圖 6-10 車輛前後輪正向力於不同路面之變化	106
圖 6-11 整車煞車力於不同路面之變化	107
圖 6-12 煞車減速度於不同路面之變化	107
圖 6-13 煞車效率於不同路面之比較	108
圖 6-14 煞車距離於不同路面之比較	108
圖 6-15 車輛後輪滑差值於乾燥路面不同坡度角之差異	109
圖 6-16 車輛煞車距離於乾燥路面不同坡度角之差異	110
圖 6-17 車輛前輪滑差值於濕滑路面不同坡度角之差異	110
圖 6-18 車輛煞車距離於濕滑路面不同坡度角之差異	111

表目錄



表 1-1 ABS 四大單元分類總表	13
表 1-2 文獻搜索之各型式 ABS 分類表	14
表 3-1 模擬之離心式離合器參數表[24]	33
表 4-1 數值模擬程式參數表	48
表 4-2 C-ABS 之設計參數表	55
表 5-1 三相感應馬達規格	76
表 5-2 光學式轉速計產品規格	77
表 5-3 轉速運算器產品規格	77
表 5-4 數據記錄器產品規格	77
表 5-5 數值程式參數變更	94
表 6-1 整車系統模擬參數表	98
表 6-2 模擬調變參數	103
表 6-3 C-ABS 裝載整車系統之設計參數	104

符號表



A_f	車身前視面積
A_s	離心煞車裝置(CBD)表面積
a	煞車作用造成之車輛減速度
b	離心式離合器摩擦塊之摩擦材料厚度
C_D	空氣力學阻力係數
C_p	CBD 之材料比熱
d	車輪滾動阻力導致的正向力偏移距
E_v	車輛之動能
E_w	車輪之旋轉動能
F_b	車輛之煞車力
F_{bf}	車輛前輪之煞車力
F_{bk}	實驗平台車輪於完全鎖死狀態之煞車力
F_{br}	車輛後輪之煞車力
F_{bs}	實驗平台車輪與滾輪間為最大靜摩擦作用之煞車力
F_{clu}	離心式離合器摩擦塊之離心力
F_o	駕駛者施予之煞車操作力
F_{rbr}	離心式離合器橡膠襯套之摩擦力
F_{spr}	離心式離合器摩擦塊間連接之彈簧力
f_r	車輪滾動阻力係數
g	重力加速度
h	車輛質心與地面之高度
h_a	空氣熱傳係數
I_f	慣性飛輪之轉動慣量
I_w	車輪之轉動慣量
K	齒輪箱增速比
k	離心式離合器摩擦塊間連接之彈簧彈性係數
L_1	前輪軸至車輛質心距
L_2	後輪軸至車輛質心距
L_r	煞車拉桿之槓桿比

M	整車質量
M_n	離心式離合器摩擦塊垂直接觸面方向受力產生之力矩
M_t	離心式離合器摩擦塊水平接觸面方向受力產生之力矩
m	離心式離合器摩擦塊之質量
m_c	CBD 質量
N	車輪之正向力
N_f	車輛前輪之正向力
N_r	車輛後輪之正向力
n	離心式離合器摩擦塊之個數
P_1	第一組煞車之液壓增壓比
P_2	第二組煞車之液壓增壓比
p	離心式離合器摩擦塊之單位面積壓力
p_m	離心式離合器摩擦塊之單位面積壓力極大值
Q	離心防鎖死煞車系統(C-ABS)作動產生之熱能
Q_{abs}	離心式離合器摩擦塊吸收之熱能
Q_{loss}	CBD 表面散失之熱能
\dot{Q}_{conv}	空氣熱傳流量
R_a	車身行進之空氣阻力
R_d	煞車碟盤有效半徑
R_f	慣性飛輪半徑
R_{rf}	車輛前輪之滾動阻力
R_{rr}	車輛後輪之滾動阻力
R_w	車輪半徑
s	車輪之滑差值
s_p	輪胎與路面摩擦係數於極大值時之滑差值
r	離心式離合器摩擦塊接觸面至旋轉中心距
r_{cm}	離心式離合器摩擦塊質心至旋轉中心距
T_1	第一組煞車輸出之扭力
T_2	第二組煞車輸出之扭力
T_b	輸入車輪之煞車扭力
T_{bs}	實驗平台車輪之最大煞車扭力
T_{bk}	實驗平台車輪於完全鎖死狀態之煞車力
T_{CBD}	CBD 輸出之扭力





T_r	車輪於實驗平台旋轉之阻抗扭力
\bar{T}	CBD 之整體溫度
\bar{T}_s	CBD 之表面溫度
\bar{T}_∞	環境溫度
V	車輛速度
α_f	滾輪之角加速度
α_w	車輪之角加速度
$\bar{\alpha}_f$	慣性飛輪軸之平均角加速度
η_b	煞車效率
ρ	空氣密度
μ	離心式離合器摩擦塊與煞車外盤之摩擦係數
μ_l	車輪完全鎖死狀態時輪胎與路面之摩擦係數
μ_d	煞車碟盤與煞車卡鉗來令片之摩擦係數
μ_g	輪胎與路面之摩擦係數
μ_{gf}	前輪輪胎與路面之摩擦係數
μ_{gr}	後輪輪胎與路面之摩擦係數
μ_p	路面提供輪胎之最大摩擦係數
$\mu_{s \max}$	實驗平台車輪與滾輪之最大靜摩擦係數
μ_k	實驗平台車輪與滾輪之動摩擦係數
ω_0	離心式離合器接合瞬間之角速度
ω_l	離心式離合器之角速度
ω_f	慣性飛輪之角速度
ω_w	車輪之角速度
θ_c	離心式離合器摩擦塊距離轉軸之角度
θ_m	離心式離合器摩擦塊於單位壓力極大值之對應角度
θ_g	坡度角
ΔS_0	離心式離合器摩擦塊間連接之彈簧預張量
ΔS	離心式離合器摩擦塊間連接之彈簧額外伸張量
$\Delta \omega$	單位時間離心式離合器摩擦塊之轉速變化

第一章 緒論



1-1 前言

煞車於車輛系統中為非常重要的一環，近年來的研究，更是著重於防鎖死煞車系統 ABS (Anti-lock Braking System)。車輛於行進間難免遭遇不可預期之突發狀況，使駕駛者不自主地過度操作煞車，即施加過大的煞車操作力於煞車踏板或拉桿，導致輸入至車輪之煞車扭力超過極限而造成車輪鎖死。然而車輪鎖死對於車輛在行進過程中相當危險，不僅使得整車之煞車力減弱而導致煞車距離增加，甚至失去對車輛的操控性。因此，現今的汽車或其他重型車輛大多加裝 ABS 提高煞車之安全性。

ABS 最早起源於鐵道車輛，由於金屬軌道與車輪間摩擦係數低，使得煞車過程中容易造成車輪鎖死。為了解決此問題，J. F. Francis 於 1908 年發明了機械式防鎖死機構，此裝置除了有效防止車輪鎖死外，同時縮短了煞車距離。逐漸地，人們發現防鎖死系統對於車輛安全的重要性，許多公司開始投入發展汽車的 ABS。在 1936 年時，德國 Robert Bosch 公司以一款電子液壓防鎖死系統取得專利。接著到 1945 年，各國除了發展汽車 ABS 之外，並著手進行其他種類交通工具的 ABS 研究，包含飛機、重型車輛及三輪車。直至今日，各公司仍持續研究開發較理想的系統，以提升 ABS 之穩定性及安全性。近年來，隨著二輪車輛的使用量擴增，對於駕駛者的安全意識抬頭。根據我國交通部統計資料，2013 年度交通事故嚴重傷亡人數總計 2704 人，其中機車與自行車人數共包含 1213 人，為所有車種傷亡人數之冠，佔有高達 45% 之傷亡比例。另外在瑞典國家道路管理局在 2009 年的研究報告指出，裝配有 ABS 之機車可減少 38% 的受傷事故，以及 48% 的嚴重傷亡事故。由此可知，發展適合於二輪車輛之 ABS 將越來越受到重視。搜尋國內外與機車防鎖死煞車系統之相關文獻[1-4]，其中包含對於機車裝配 ABS

之煞車效能模擬與分析，以及實驗結果之研究，另外有關機車 ABS 控制方面之研究文獻[5-7]，其中討論不同的控制策略，在防鎖死功能及煞車效能上的變化。

就目前而言，關於 ABS 之研究多半為探討現今廣泛使用之電子式液壓防鎖死煞車系統，該系統利用裝配於車輪端之輪速感知器，傳遞車輪轉速訊號於系統之中控電腦，再由電腦判斷並控制煞車液壓調控系統，如電磁閥等設備，調變輸出之煞車力。然而，如此之操作原理及方式有兩個缺點：一、煞車力為不連續性作用，造成車輛制動效率降低。二、使用設備多且複雜，成本較高。因此，本研究欲發展一種新概念之機械式 ABS，利用具有轉速回饋，同時調變輸出扭力功能之離心式機械元件，達到煞車防鎖死之功效。本系統不僅能改善煞車力輸出不連續的問題，並且藉著完全機械式之構造，降低系統成本、減少空間需求，並增加系統可靠度。類似的概念包含部分煞車裝置之專利書[8-10]，然而，該裝置存在有轉速低使得煞車力不足，甚至失去煞車力的問題，此為發展本研究系統需改善的部分。另外，除了上述之系統，其他型式之 ABS 文獻及專利資料也相當多，本文將於 1-2 文獻回顧部分挑選較具代表性之系統或裝置做討論與分析。

本研究不僅提供一個創新概念的思維，並可藉由一系列的設計評估、模擬與實驗，發展出理想的系統。另外藉此研究，建立一套對於新系統之設計方法及完整的設計流程。

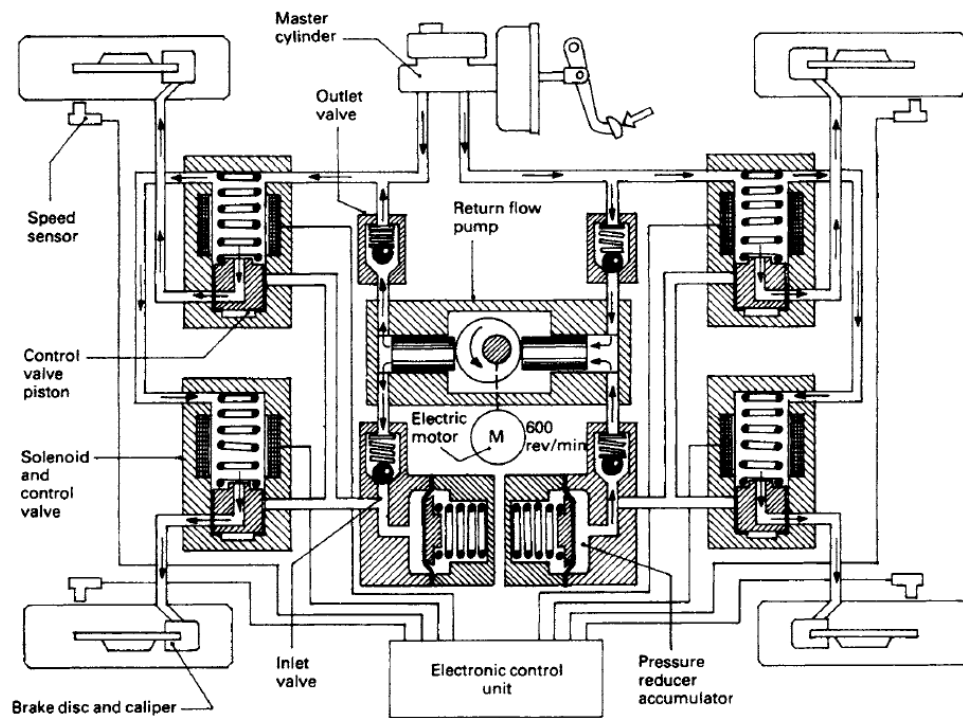
1-2 防鎖死煞車系統文獻回顧

搜尋關於 ABS 之相關文獻，包含部分公司的產品或專利，每種系統各有不同的操作原理及策略。以下就針對幾個較為常見，或具有代表性意義的裝置與系統做介紹。其中包括裝載於四輪車輛及二輪車輛之系統，二輪車輛又可分為機車與自行車。

A. 電子式液壓防鎖死煞車系統

此為 Bosch 公司開發出一種適用於汽車之 ABS [11]，此類系統為目前汽車使用最普遍的方式，該系統安裝一控制電腦，並於四輪上裝配輪速感知器，測量

車輪之轉速作為是否作動 ABS 之參考指標。另外控制電磁閥之開閉調節煞車液壓，調變輸出到車輪之煞車扭力。圖 1-1 為該系統於煞車增壓過程之狀況，駕駛者踩下煞車踏板之力道經倍力器放大後，透過煞車油將力量傳遞至煞車卡鉗，卡鉗上之摩擦塊受壓而推擠碟盤產生煞車力，使車輛獲得制動力。



(a) Pressure increasing position

圖 1-1 電子液壓防鎖死煞車系統之增壓過程[11]

圖 1-2 分別為該系統之恆壓過程與減壓過程。如圖 1-2 (a)，當 ABS 開始作動時，電磁閥受控制向上壓縮，使原來自煞車總泵傳來之煞車油被阻斷，此時車輪端之液壓管路容積固定，以致於維持固定之煞車壓力。然而，若車輪依然趨向鎖死，此時電腦將控制電磁閥持續向上壓縮，如圖 1-2 (b)所示，打開回流通道使煞車油流向儲存槽，煞車力因而降低。

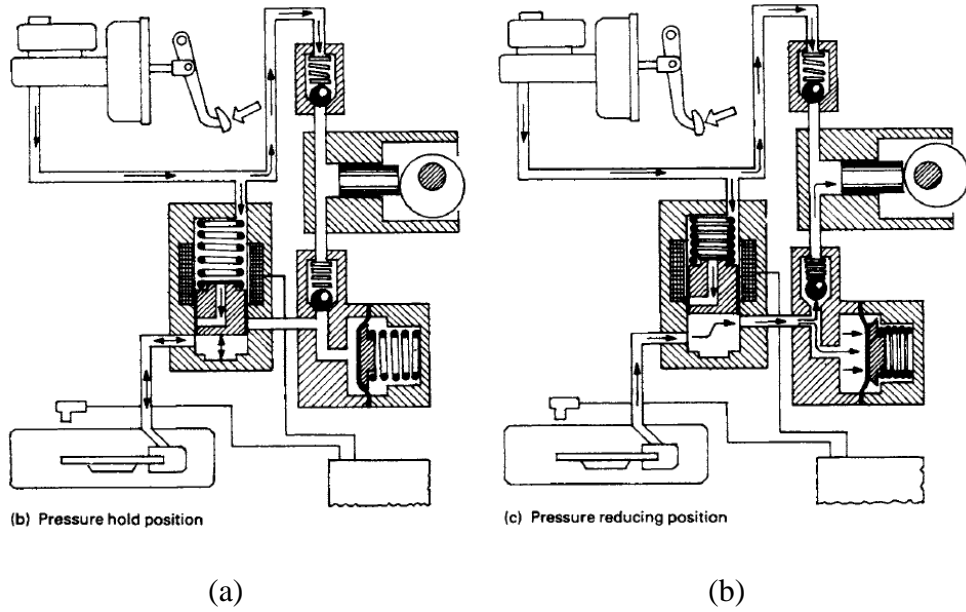


圖 1-2 電子液壓防鎖死煞車系統之 (a)恆壓過程 (b)減壓過程[11]

B. 機械式液壓防鎖死裝置

英國 Lucas Girling 公司設計之機械式防鎖死系統[11]，與前述之系統最大的差異在於其防鎖死系統是否作動之檢測機制為機械式構造。作動方式如圖 1-3 至圖 1-5 所示，當車輪轉速快速下降時，裝置內部之離合器提供向外的摩擦力不足以帶動飛輪，造成飛輪與車輪軸產生相對運動，此時，滾珠受傾斜角度之珠槽影響將飛輪向左推移，進而打開卸壓閥與低壓儲油槽，使煞車端分泵液壓下降。

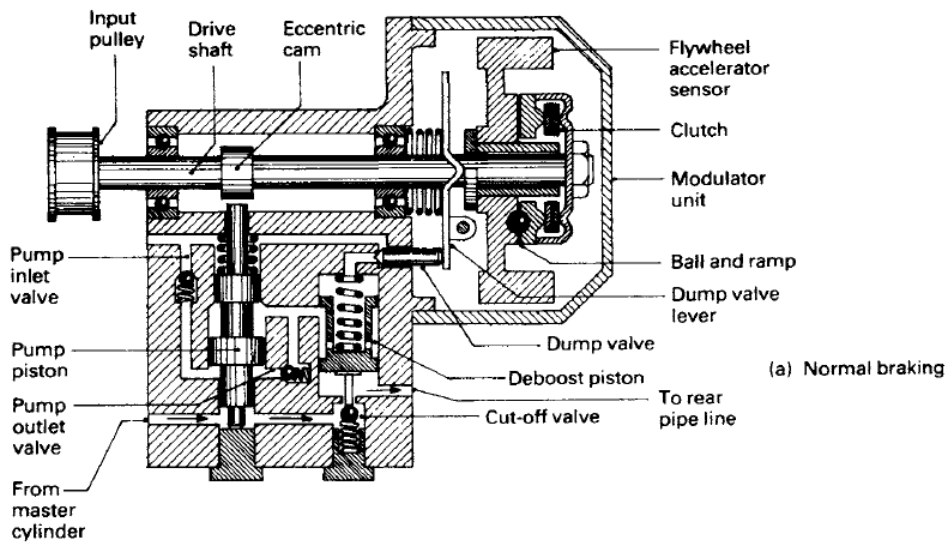


圖 1-3 機械式液壓防鎖死裝置—ABS 未作動階段[11]

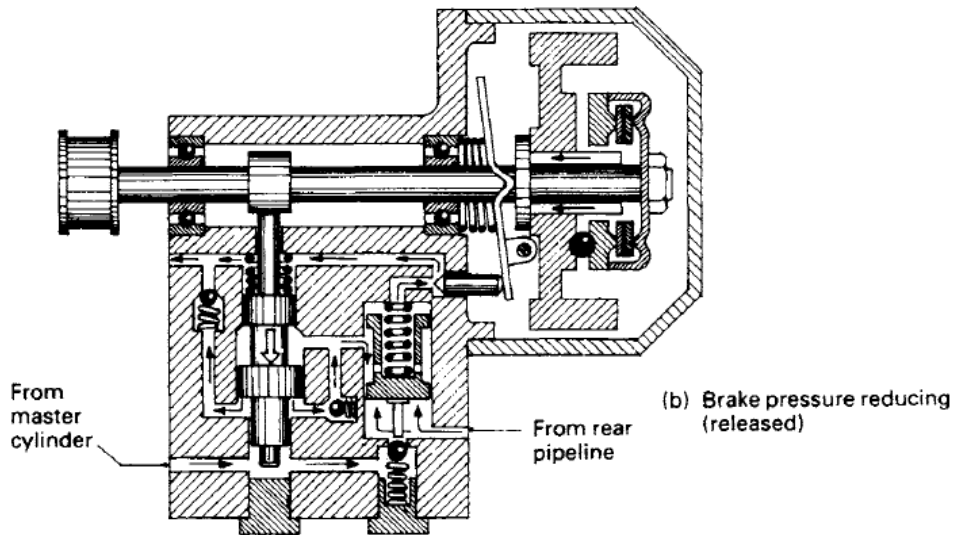


圖 1-4 機械式液壓防鎖死裝置—ABS 作動階段[11]

然而，當車輪轉速回升與飛輪轉速相近後，恢復彈簧使兩者重新接合，卸壓閥回復，而此時回油泵仍持續泵油，將卸壓活塞下推並再次打開截斷閥，此時分泵壓力與總泵壓力相等，系統恢復 ABS 作動前之狀態。

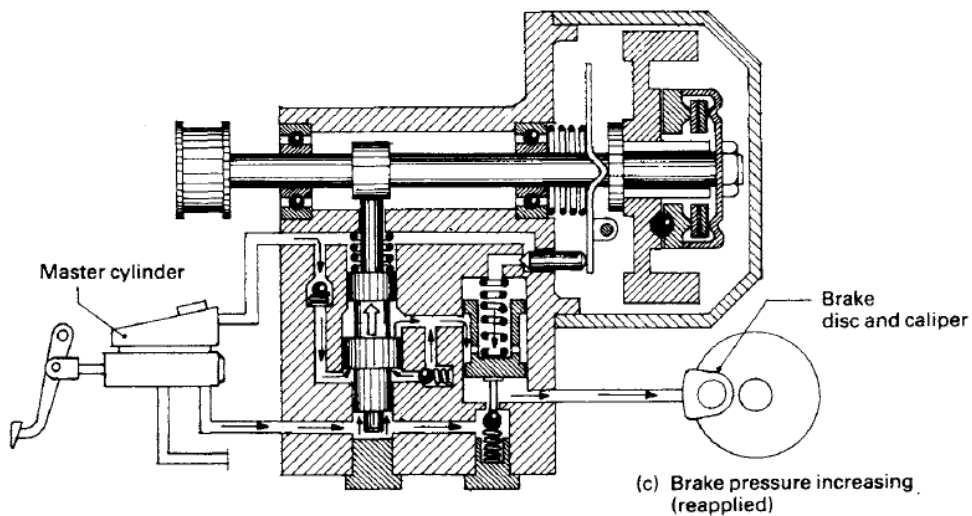


圖 1-5 機械式液壓防鎖死裝置—ABS 停止而回復階段[11]

C. 楔型機構煞車系統

圖 1-6 為 Siemens 公司於 2006 年發展之煞車裝置[12]，相較於傳統液壓式煞車系統截然不同，其大多使用電子元件及馬達，另包括一斜面機構。基本構造不同使其 ABS 之操作模式也有所不同，雖然判定 ABS 是否作動同樣藉由輪速感知

器及電腦，然而調變煞車力之機制則改由馬達直接控制，系統可直接控制輸入該馬達之電壓與電流改變煞車力道。因此，該系統不需額外液壓設備，煞車力之傳遞不再透過液壓油，而是藉由駕駛者踩壓踏板之角度，經運算後轉為電子訊號輸出至控制馬達，進而調變其煞車力。

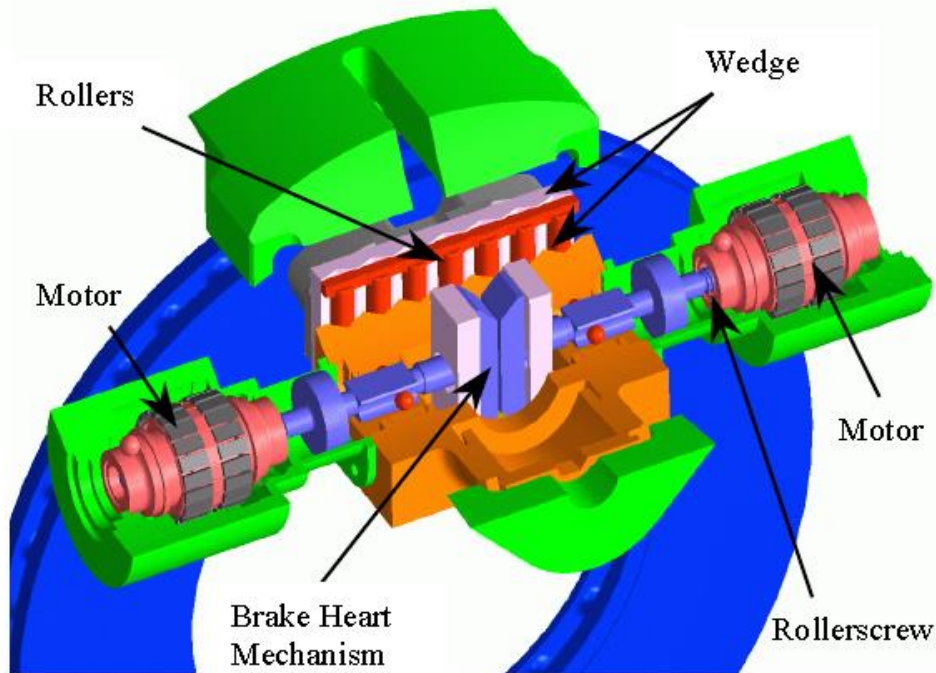


圖 1-6 楔型機構煞車系統[12]

D. 磁流變液防鎖死煞車系統

圖 1-7 為 S.-B. Choi 等人提出之磁流變液防鎖死煞車系統[13]。該系統包含兩條管路，其一為一般煞車之油路，另外則是控制迴路。該控制迴路中裝載一種可控之液體，稱為磁流變液，系統可藉由改變電流造成磁場的變化控制該液體之黏滯性，間接控制兩管路共同之活塞位移，進而改變輸出至車輪之煞車力。

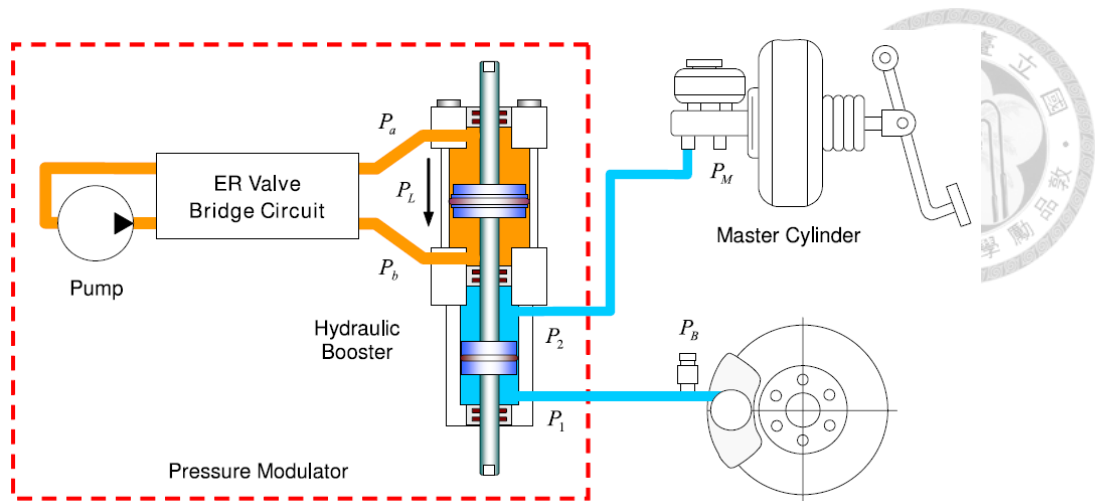
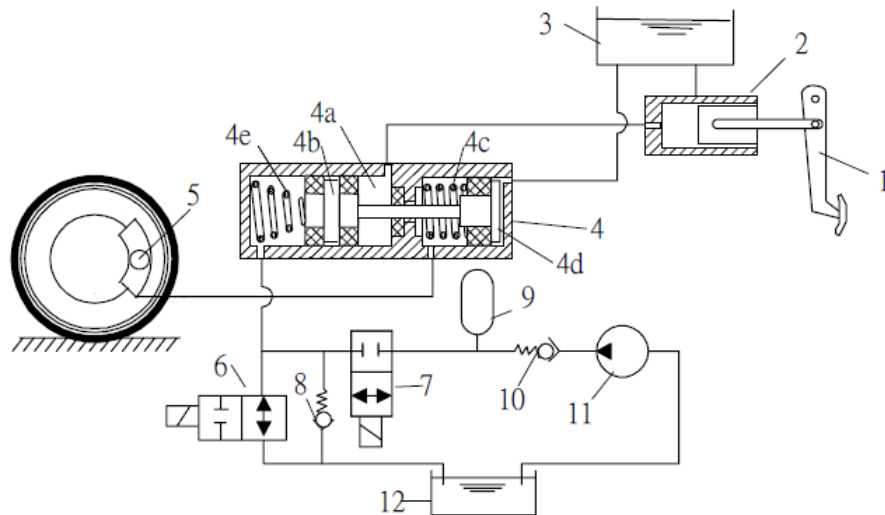


圖 1-7 磁流變液防鎖死煞車系統[13]

E. 油壓式容積調變液壓控制系統

此類系統利用改變液壓槽之容積，達到調變輸出煞車力之功能。圖 1-8 為一種容積調變式之煞車系統構造[14]，其操作方式藉由另一組液壓系統控制主系統液壓槽之容積變化。當 ABS 未作動時，由煞車總泵傳來之液壓注入 4a 前油室，推動活塞 4b 向左移動，使得煞車壓力室 4c 容積減小而增加煞車液壓。而當車輪趨向鎖死時，系統控制洩壓電磁閥 6，使切斷背壓室 4e 之流出管道而造成活塞無法移動，此時 4c 之容積得以維持固定，煞車力不再增加。隨後系統亦激磁增壓電磁閥 7，使油室 4e 壓力上升而驅使活塞軸向右移動，此時煞車壓力室 4c 之容積增加因而降低輸出至車輪端之煞車力。



- | | | |
|--------|----------|---------|
| 1 剎車踏板 | 4c 剎車壓力室 | 8 止逆閥 |
| 2 剎車總泵 | 4d 回油室 | 9 高壓蓄壓器 |
| 3 儲油槽 | 4e 背壓室 | 10 止逆閥 |
| 4 調壓單元 | 5 剎車分泵 | 11 油泵 |
| 4a 前油室 | 6 洩壓電磁閥 | 12 儲油槽 |
| 4b 活塞 | 7 增壓電磁閥 | |

圖 1-8 油壓式容積調變液壓控制系統[14]

F. 行星齒輪組防鎖死煞車系統

圖 1-9 為 T. Wakabayashi 等人發展之行星齒輪組防鎖死煞車系統[15]。類似於上述之楔型機構煞車系統，利用馬達控制輸出之煞車力。煞車力之傳遞亦不透過液壓油路，而是單純由鋼線傳遞。當 ABS 作動時，防鎖死馬達啟動，驅使行星齒輪帶動傳動盤而拉動傳動鋼線，使輸出至車輪端之煞車力下降而達到車輪防鎖死功能。

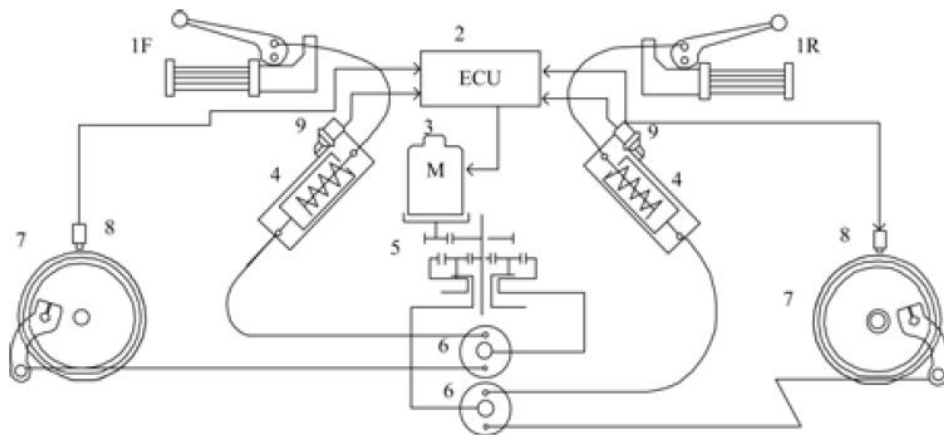


圖 1-9 行星齒輪組防鎖死煞車系統[15]

G. 防鎖死煞車結構

上述之各系統裝置皆適用於汽車或機車，其中多使用電子設備並搭配液壓系統做為力的傳遞介質。然而，對於自行車來說，加上電子設備與液壓系統顯然不符成本，因此，科權公司於 2008 年發展一種專為自行車設計之防鎖死裝置(SABS) [16]，以機械式構造達到 ABS 之功能。如圖 1-10 所示，該裝置之作動原理與一般熟知的 ABS 有所不同，並非透過頻率式的增壓與減壓控制煞車力，而是藉由機構限制最大煞車力使車輪免於鎖死。關於此裝置詳細的作動方式及原理，完整之力學模型建立以及相關的模擬與分析，可參考我們在 2013 年發表之研究[17]。

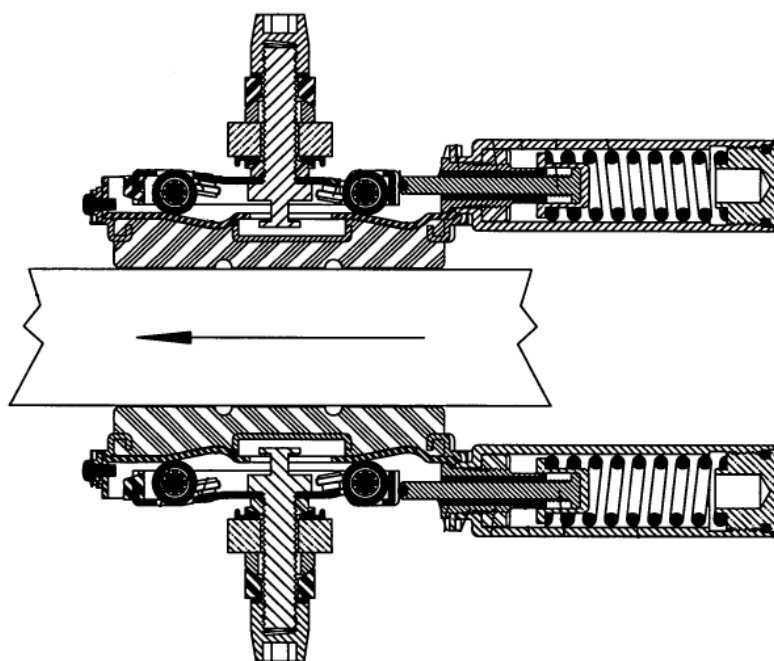


圖 1-10 防鎖死煞車結構 (SABS) [16]

H. 兩輪車車輪煞車順序控制裝置

呂春明等人於 2011 年設計此裝置其產品名稱為 BiABS [18]，圖 1-11 為裝置本體於 ABS 作動前後之示意圖。裝置初始型態如圖 1-11 (a)所示，上方兩條煞車線分別連接左右煞車拉桿，下方兩條煞車線左側連接前輪煞車，而右側連接後輪煞車。當煞車作用時，如圖 1-11 (b)，煞車線向上拉動連接滑塊，驅動其拉動下方之煞車線，此時裝置內部之防鎖死彈簧限制傳遞至前輪之煞車力，故能達到防

止車輪鎖死的功能。此外，受到防鎖死彈簧之影響，延遲煞車力傳遞至前輪的時間，使造成車輛前、後輪有煞車作用順序之效果。

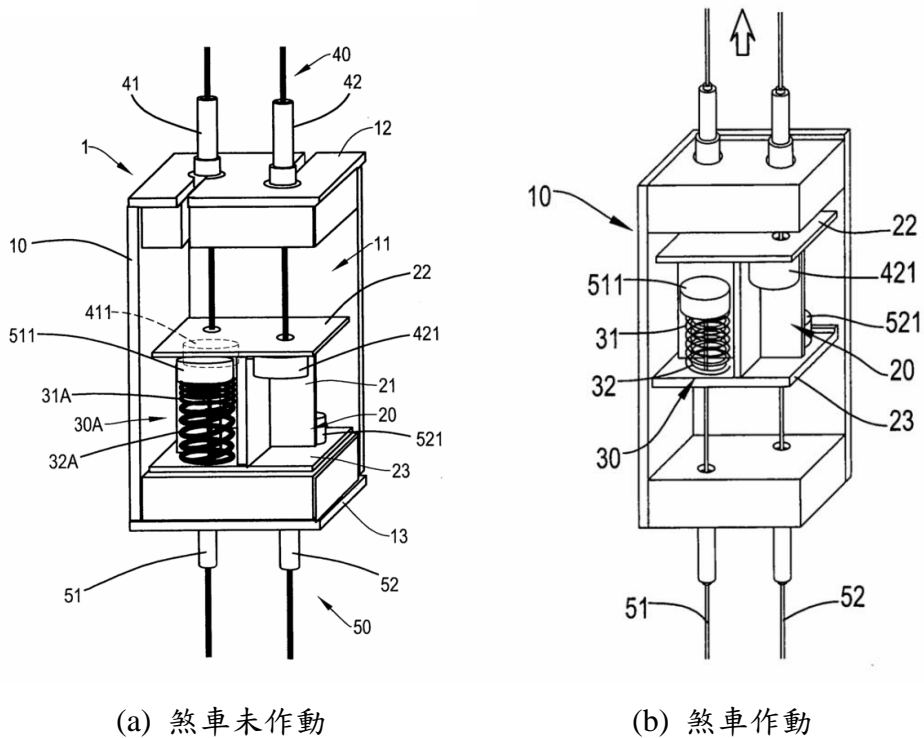
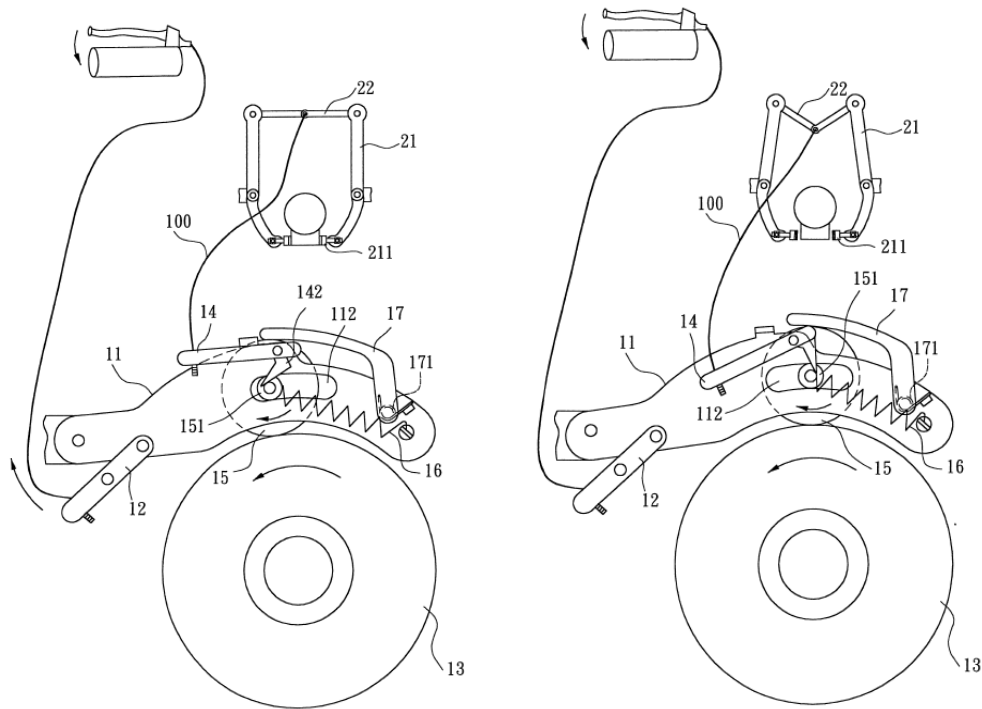


圖 1-11 兩輪車車輪煞車順序控制裝置 (BiABS) 作動示意圖[18]

I. 自行車用之防鎖死煞車裝置

徐正會等人於 2002 年設計一種適用於自行車之防鎖死煞車裝置[19]，然而與上述兩種系統，SABS 與 BiABS，差異在於 ABS 是否作動不取決於煞車力，而是利用車輪之轉速。圖 1-12 為該裝置之作動示意圖，圖中煞車拉桿與車輪端煞車器間連接一機構，下方主動輪與車輪同軸，故其轉速同等於車輪轉速。圖 1-12 (a)顯示為駕駛者按下煞車拉桿後，煞車線拉動壓桿進而傳遞至煞車端連桿產生煞車力，若此時車輪轉速不高，則車輪即可煞停。然而，若車輪轉速較快時，如圖 1-12 (b)，被動輪受主動輪的牽引向左方移動，並滑至撥爪內側扣住第二拉桿，當車輪即將鎖死之時，主動輪轉速快速降低，而被動輪則受彈簧的恢復力向右拉回，同時推動第二拉桿將煞車端連桿下拉並放鬆煞車力道，此時主動輪重新

開始旋轉，裝置回復至 ABS 未作動前的階段，如此重複之動作使車輪達到防鎖死之功能。



(a) 按壓煞車而ABS未作動

(b) ABS作動狀態

- | | | | |
|-------|--------|---------|--------|
| 11 壓桿 | 13 主動輪 | 14 第二拉桿 | 15 被動輪 |
| 16 彈簧 | 22 連桿 | 142 撥爪 | |

圖 1-12 自行車用之防鎖死煞車裝置作動示意圖[19]

J. 煞車之點煞結構

黃俊宏於2006年設計一種碟式煞車防鎖死之裝置[20]，有別於其他防鎖死系統，該裝置並無判斷ABS是否作動之機制，即煞車過程中其防鎖死之功能將持續作動直到車輛煞停為止。如圖1-13所示，該碟盤上設計多個凸點，當碟盤隨車輪旋轉時，此凸點將推動卡鉗內部之滾珠來回振動，使得控制煞車油之閥門產生間歇性開闔，導致煞車液壓之變化，煞車力因此不會瞬間激增以致於車輪鎖死。

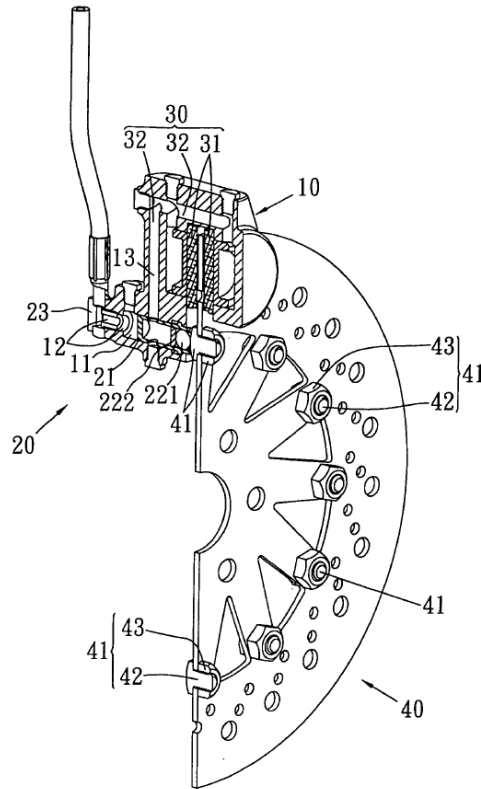


圖 1-13 煞車之點煞結構[20]

1-3 防鎖死煞車系統分類

在搜尋 ABS 相關文獻時，發現少有文獻將防鎖死煞車系統或其裝置做分類討論。一般而言僅著重於系統作動 ABS 之機制，以及煞車力之傳遞方式。例如我們最熟知的 ABS，如 1-2 論及 Bosch 之防鎖死煞車系統，使用液壓系統並搭配電子設備（控制電腦、輪速感知器等）。然而，如此粗略之分類無法深入辨別各種 ABS 在其原理或機構設計上之差異，因此，本研究將針對 ABS 之操作模式或作動原理，以及煞車力之傳遞方式與其機構做出較完整的分類。另外，透過此分類方法，將本文 1-2 文獻回顧之系統與裝置做進一步分析及整理。

依 ABS 之作動策略及煞車力之傳遞方式可分為四大單元：決策單元、決策目標、煞車力調節單元及煞車力傳遞單元。詳細說明如下：

1. 決策單元：即便裝有防鎖死煞車系統之車輛於一般正常情況操作煞車時，ABS 並非隨時處於作動狀態，而是經由接收某種信號，傳達給系統中之決策中樞，進而判定 ABS 是否作動，此決策之裝置即可稱為決策單元。
2. 決策目標：所謂決策目標即為判斷煞車過程中，滿足何種預設之情況時需作動 ABS。量測車輪轉速藉以推算車輪是否趨向鎖死，為目前使用最普遍之決策目標。另外，也有針對煞車造成的慣性力作為判斷之依據，當煞車力超過某一設定值後隨即作動 ABS。
3. 煞車力調節單元：此單元之功能在於調節操作端傳遞至車輪端之煞車力增加、維持或降低，以一般多數小客車使用之 ABS 為例，煞車力調節單元主要為電磁控制系統，利用控制電磁閥門之開閉，改變煞車液壓的大小。
4. 煞車力傳遞單元：煞車力傳遞單元即為該煞車系統使用何種介質，傳遞駕駛者之操作力至車輪端進行煞車。最普遍的方式為液壓式系統，透過煞車油傳遞煞車力，亦可藉由液壓原理放大輸入至車輪之煞車力。此外還包括機構式與電子式。

藉由以上建立之四大單元之分類方法，可將各種型式之 ABS 依此分類項目進行分析。依其系統之操作方式或機構元件可整理並歸納一分類總表如表 1-1 所示。其中，分類名稱後方之括弧內文字為該分類之代號。

表 1-1 ABS 四大單元分類總表

決策單元	決策目標	煞車力調節	煞車力傳遞
電子式(E)	輪轉速(V)	電磁式(EM)	液壓式(H)
機械式(M)	煞車力(F)	機構式(M)	機構式(M)
無決策單元(N)		電機式(E)	電子式(E)

普遍使用之決策單元可分為電子式系統與機械式系統，而決策目標則分為量測與判斷車輪轉速之變化及煞車力之大小兩種。此外，也包括無決策單元之系統，其提供之 ABS 功能為持續性作用並無判斷機制。煞車力調節單元及煞車力傳遞

單元使用方式較多，調節部分最常見以電磁閥為主要控制元件調節煞車力，另外包含以鋼線或連桿等機構方式直接進行調節。煞車力之傳遞有透過液壓系統、連桿機構或電子設備等方式，前兩者傳遞力的方式較為直接，後者使用導線傳遞駕駛者操作煞車之訊號，進而控制馬達施予車輪煞車力。

以下就本文 1-2 論及各種型式之 ABS 進行分析與分類，藉此了解不同 ABS 之間的相通性與差異性，結果如表 1-2 所示。其中，左側之字母代號對應本文 1-2 文獻回顧之系統或裝置，上方則是四大單元之分類項目。

表 1-2 文獻搜索之各型式 ABS 分類表

項 目	決策單元		決策目標		煞車力調節			煞車力傳遞		
	E	M	V	F	EM	M	E	H	M	E
A	●		●		●			●		
B		●	●			●		●		
C	●		●				●			●
D	●		●		●			●		
E	●		●		●			●		
F	●		●				●		●	
G		●		●		●			●	
H		●		●		●			●	
I		●	●			●			●	
J						●		●		

表 1-2 中，A 至 F 為應用於汽車或機車之系統，依表顯示其決策單元多為電子式系統，然而，自行車使用之決策單元則為機械式，如系統 G 至 I。煞車力傳遞部分亦有相同之趨勢，汽機車多為液壓式系統，而自行車則為機構式裝置。由此可知，較大型車輛裝載之 ABS 系統較為複雜，而自行車之 ABS 則較為單一，意謂純機械式裝置可能較適合作為輕型車輛 ABS 之設計方式。表中呈現大部分系統皆以車輪轉速為決策目標，僅有少數系統使用煞車力作為判斷依據，故可推斷車輪轉速變化為煞車過程中較重要的指標，可直接反應車輪是否即將鎖死。


藉由對目前文獻之研究與分類，得知各種系統對於不同車輛之匹配，並可從不同角度思考每種系統其各單元之組成，所具有的效益與價值。換言之，在我們發展新概念 ABS 之時，即可從中獲得一些想法，思考系統之可行性以及各單元彼此的連結關係。

1-4 研究目的與方法

由於 ABS 在車輛的應用上已經是不可或缺，即使是輕型車輛，包含機車與自行車，也逐漸受到重視。然而，以目前廣為使用的電子式 ABS，對於輕型車輛而言成本高、空間需求大，因此在輕型車輛的使用上並不普及，本研究欲對此問題探討理想的解決方法。藉由廣泛搜索相關文獻以及發明專利，並深入研究與分析各種系統之特性及其優缺點，試圖發展一種新概念之機械式 ABS，不需複雜的電子設備，並具有隨轉速調變煞車力之功能，可簡單適用於輕型二輪車輛。此外，本研究提出一套完整的設計流程與方法，從最初的文獻回顧、創新概念設計，接著建立相關系統之理論模型，討論參數調變之影響及分析模擬結果，到最後的實驗驗證與整車系統之模擬與評估。

本研究過程分為以下幾個階段：

1. 文獻搜索與研究：搜索煞車系統、ABS 以及摩擦力等相關文獻，並將各型式之 ABS 加以整理與分類。
2. 聚焦二輪車輛之機械式 ABS 並深入探討：對於二輪車輛之機械式系統做概略分析，包含一系列機車及自行車之 ABS 相關文獻與專利。
3. 針對一種機械式 ABS 裝置進行分析討論：選擇以科權公司開發之 SABS 作為分析對象，由於該裝置已在市場上販售，為深入了解其操作原理與特性，特別對此裝置進行完整的模擬與分析，此部分之研究可參考我們在 2013 年發表之文章[17]。

- 
4. 提出新概念 ABS 之設計構想：透過文獻研究，以及對 SABS 裝置之分析，歸納適合於二輪輕型車輛之 ABS。經過創新發想與設計，提出一種新概念之機械式防鎖死煞車系統。
 5. 建立系統模型與模擬分析：包括建立系統之理論模型，編寫數值程式進行模擬，同時藉由參數調變分析取得系統設計參數，並將此系統與一般煞車系統或傳統 ABS 做比較，討論其可行性及優劣。
 6. 實作與實驗驗證：依概念設計之架構建立一組實驗測試平台，規劃實驗方法、項目與流程，用以驗證數值模擬程式之合理性。另外提出一種適合裝載於實車之系統構型，作為未來將該系統予以實現之目標。
 7. 整車系統模擬與評估：建立整車之力學模型，並針對本研究提出之 ABS 進行整車煞車效能模擬與分析。另外討論系統關鍵參數調變之影響，以及煞車過程對於整車之動態變化。

1-5 論文架構

本文之各章節重點分述如下：

第一章 緒論：

研究背景、ABS 發展與文獻回顧、多型式 ABS 之研究與分類、本研究之目的與方法。

第二章 理論基礎：

離心式離合器之力學模型、車輪力學模型、滑差模型、煞車效率、整車動態力學模型。

第三章 系統概念設計：

設計方法與步驟、系統設計要求與目標、離心式離合器之特性分析、新概念之防鎖死煞車系統設計與配置、新系統之理論模型。

第四章 系統特性模擬與分析：

數值程式模擬方法與流程、模擬結果與參數調變分析、煞車效能比較。

第五章 實驗驗證與分析：

實驗平台建立、實驗方法與流程規劃、實驗結果分析與討論、實車構型之概念設計。

第六章 整車系統模擬與評估：

模擬條件與設定、參數調變影響、煞車效能比較與分析。

第七章 結論與建議：

研究成果與結論、新系統之優劣討論、未來展望。



第二章 理論基礎



本研究試圖發展一種新概念之機械式 ABS，其具有轉速回饋與調變輸出扭力之功能以達到煞車防鎖死效果。基於此，本研究發想使用離心式離合器作為本系統之核心元件，其相關之組成與類型，以及力學模型之建立與理論推導皆於本章討論。此外，相關之煞車系統模型，包括：車輪之力學模型、滑差模型、煞車效率定義以及整車系統之動態力學模型等，亦於本章說明之。藉由該模型之建立，可得車輛於煞車過程中，車身與車輪受力或速度變化之表示式，作為進一步編寫數值程式及模擬分析之基礎。本章將於各小節詳述該模型之建立方法，並推導其必要之力學方程式與數學關係式。

2-1 離心式離合器之組成與分類

離心式離合器是一種常見的傳動元件，可依輸入件的轉速決定該動力是否傳遞至輸出件。其構成元件主要為[21]：

1. 輸入件 (input member)：該元件連接動力來源之轉子，一般為引擎或馬達，將其動力傳遞至離心式離合器中。
2. 離心件 (centrifugal member)：該元件連接於輸入件上，隨輸入件之轉速不同，產生離心力的變化，同時造成離心件的位移或型態上的改變。
3. 輸出件 (output member)：該元件與離心件為可差動之連接關係，一般而言，在輸入件轉速不高的情況下，離心件與輸出件為分離狀態，即動力無法傳遞；反之，當輸入件轉速升高，離心件即可與輸出件接觸，並藉由摩擦力傳遞動力至輸出件。

離心式離合器有許多不同型式，主要差異在離心件之設計，可簡單分為以下幾種類型[22]：

1. 連桿式：此型式離合器之離心件與輸入件之間使用桿件連接，輸入件旋轉同時帶動離心件，使離心件產生離心力而抵抗彈簧的束縛，向外與輸出件接合

並傳遞扭力。目前一般市售無段自動變速機車所使用之離心式離合器多為此種類型。

2. 滑塊式：外型上與連桿式離心離合器相近，差異在於其離心件與輸入件之機構連接方式為滑動對，使得當輸入件旋轉時，該離心件可徑向滑動，產生離心力作用於輸出件。
3. 球體式：此型式之離心件為一球體結構，設置於輸入件外側之球槽，當輸入件旋轉時，此離心球體向外推壓摩擦環，使其與輸出件接觸並傳遞扭力。
4. 撓性式：有別於上述之剛性離心件，此類型之離心件設計為撓性式。常見為一種撓性鋼帶，其外側覆蓋摩擦材質，鋼帶一端連接輸入件可隨之轉動。當轉速上升足以使鋼帶產生形變，此時鋼帶將與外側輸出件接觸並傳遞扭力。
5. 流體式：此類型離心件為流體或具有流體性質之物件，通常選用質量較大的水銀或鋼粉。以水銀作為離心件之離合器其輸入件具有一水銀儲存槽，槽頂位置設計一摩擦塊受彈簧束縛，當輸入件旋轉時，水銀產生離心作用向外推壓摩擦塊，使其與外側輸出件摩擦。

此外，仍有多種不同設計之離心式離合器，其形態與機構各有所不同[23]。由於連桿式離心離合器為目前車輛上最廣為使用的傳動元件，與車輛設計配置的相容性也較高，故本研究將以此類型之離心式離合器作為分析及設計的對象。

2-2 離心式離合器之力學模型

本研究探討之離心式離合器為一般自動變速機車所使用，其零組件包含：一、輸入件，可接受來自驅動軸之動力。二、離心件，為一弧形摩擦塊，其中一端以銷固定於輸入件，另一端可於本體旋轉達某特定轉速後，受離心現象而向外分離。其外側貼覆摩擦材料，可與外側輸出件產生摩擦作用而傳遞扭力。此構型具有三組摩擦塊，以環狀對稱方式置於離合器中。三、輸出件，為一碗型離合器鼓，其徑向內側部分為光滑圓環面，可與摩擦塊接觸摩擦，而中心設有一軸孔可輸出動力。四、彈性件，為一拉伸彈簧，兩端分別連接兩組摩擦塊。其功能在於提供摩

擦塊向外分離的束縛，只有當摩擦塊產生的離心力足以克服彈簧之拉力時，摩擦塊才可產生徑向的位移。該離心式離合器主要構件之組成圖，可參考圖 2-1。

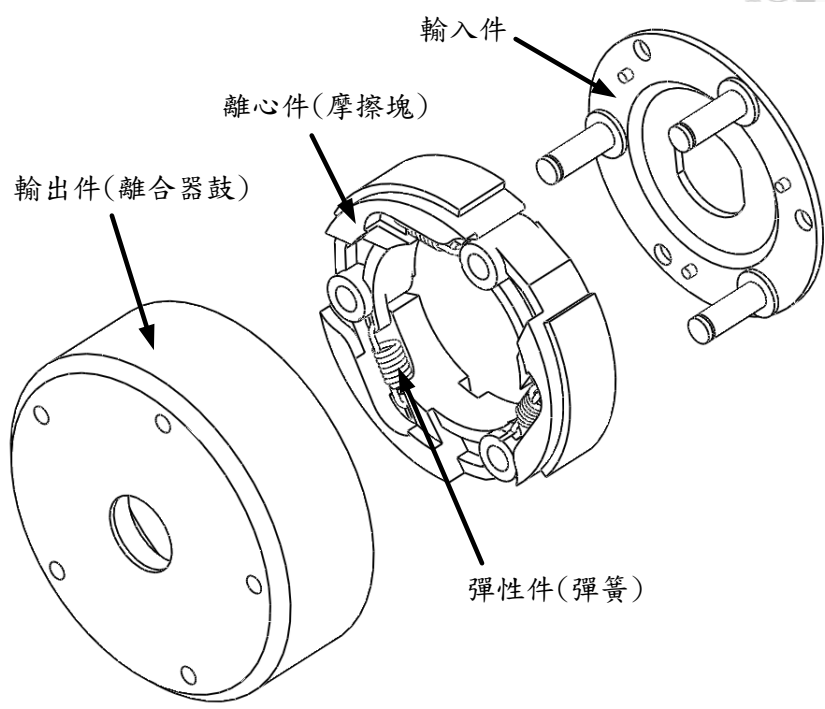


圖 2-1 離心式離合器主要構件之組成

有鑑於該型式之離心式離合器其摩擦塊與輸入件的連接方式，當此離心式離合器操作於不同旋轉方向時，將有不同的特性與性能。其旋轉方向可定義為相同於摩擦塊之分離方向，以及相同於摩擦塊之閉合方向，其各自之力學模型建立將於以下小節進行討論。

2-2-1 摩擦塊分離旋轉方向

以單一摩擦塊分析離合器順摩擦塊分離旋轉方向時之受力情形，如圖 2-2 所示（依圖示為逆時針旋轉方向）。其中包含摩擦塊受旋轉產生之離心力 F_{clu} ，摩擦塊間連接彈簧之彈簧力 F_{spr} ，橡膠襯套之摩擦力 F_{rbr} ，煞車塊受離合器鼓之正向力 dN 及與其造成之摩擦力 μdN 。 μ 為摩擦塊外側之摩擦材料與離合器鼓之間的摩擦係數。

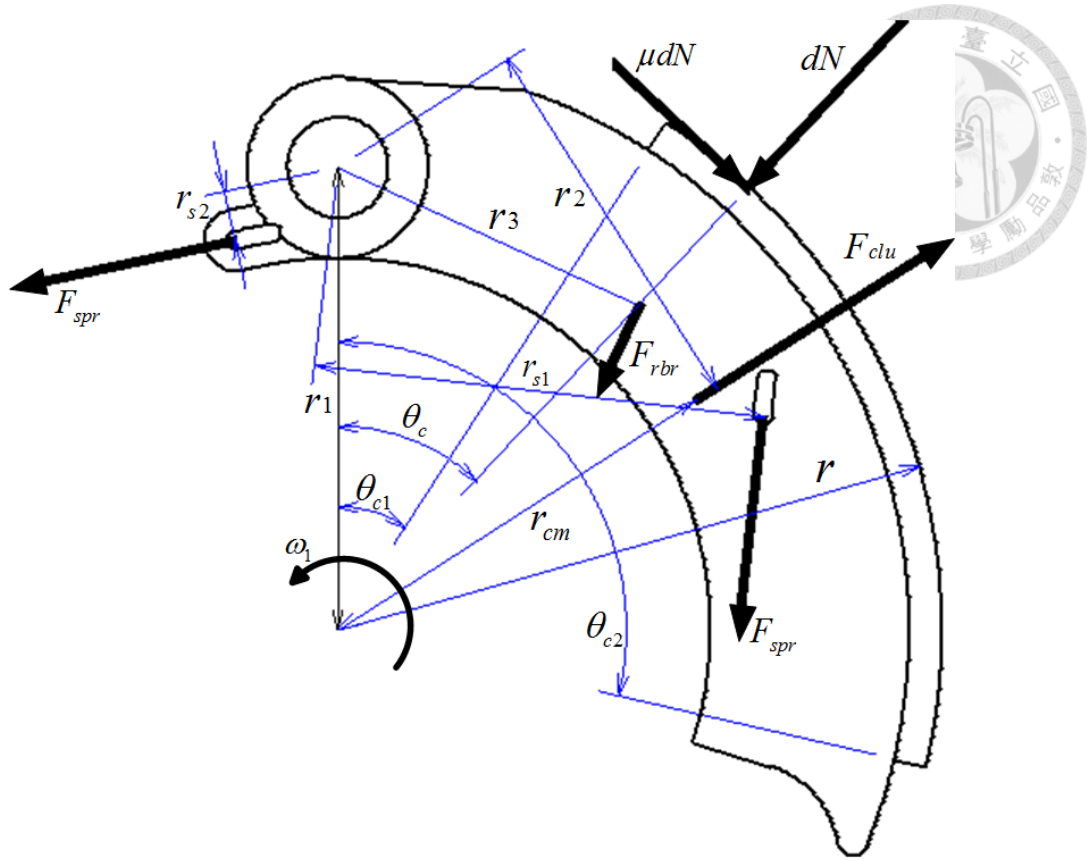


圖 2-2 離心式離合器摩擦塊力學模型之一[24]

當離合器受到輸入軸的驅動力開始旋轉時，其旋轉之角速度定義為 ω_1 ，於摩擦塊質心位置將產生一離心力為

$$F_{clu} = m\omega_1^2 r_{cm} \quad (1)$$

其中，摩擦塊的質量為 m ，摩擦塊質心位置到旋轉中心的距離為 r_{cm} 。已知彈簧彈性係數 k ，彈簧設定之預張量 ΔS_0 ，當摩擦塊向外接觸離合器鼓時造成彈簧額外的形變量為 ΔS ，幾何上詳細推導過程可參考王昉暉之研究[24]。則彈簧之作用力可表示為

$$F_{spr} = k(\Delta S_0 + \Delta S) \quad (2)$$

假設作用於摩擦塊上距離轉軸角度 θ_c 之單位面積壓力為 p ，則此壓力大小會與至轉軸之垂直距離成正比[24]，其關係式為

$$\frac{p}{\sin \theta_c} = \frac{p_m}{\sin \theta_m} \quad (3)$$

其中 p_m 與 θ_m 分別為作用於摩擦塊上之最大壓力與所對應之角度。當摩擦塊上之摩擦材料終端位置角度 $\theta_{c2} < 90^\circ$ 時， $\theta_m = \theta_{c2}$ ；當 $\theta_{c2} > 90^\circ$ 時， $\theta_m = 90^\circ$ 。則摩擦塊受到之正向力可表示為

$$dN = pbr \cdot d\theta_c = \frac{p_m br \sin \theta_c d\theta_c}{\sin \theta_m} \quad (4)$$

其中 b 為摩擦材料之寬， r 為離合器旋轉中心到摩擦塊外側接觸面之距離。

由摩擦塊上所有受力情形可列出對於轉軸處之力矩平衡式為

$$F_{clu} \cdot r_2 - F_{spr} r_{s1} - F_{spr} r_{s2} - F_{rbr} r_3 - M_n - M_t = 0 \quad (5)$$

其中， M_n 與 M_t 分別為摩擦塊與離合器鼓接觸產生對於轉軸垂直方向與切線方向之力矩，代入摩擦材料起始端角度與結束端角度，可展開積分式為

$$M_n = \int dN \cdot r_1 \sin \theta_c = \frac{p_m br_1 r}{\sin \theta_m} \int_{\theta_{c1}}^{\theta_{c2}} \sin^2 \theta_c d\theta_c \quad (6)$$

$$M_t = \int \mu dN (r - r_1 \cos \theta_c) = \frac{\mu p_m br}{\sin \theta_m} \int_{\theta_{c1}}^{\theta_{c2}} \sin \theta_c (r - r_1 \cos \theta_c) d\theta_c \quad (7)$$

將式(4)、(6)與(7)分別代入式(5)運算，即可導出摩擦塊於分離旋轉方向之最大壓力為

$$p_{m, outward} = \frac{\left[m\omega_1^2 r_{cm} r_2 - F_{spr} (r_{s1} + r_{s2}) - F_{rbr} r_3 \right] \sin \theta_m}{br \int_{\theta_{c1}}^{\theta_{c2}} \left[r_1 \sin^2 \theta_c + \mu \sin \theta_c (r - r_1 \cos \theta_c) \right] d\theta_c} \quad (8)$$

經整理後可推導出摩擦塊之傳遞扭力 $T_{clu, outward}$ ，如式(9)。其中 n 為此離心式離合器中摩擦塊的數量。

$$T_{clu, outward} = n \int \mu r dN = \frac{n \mu p_{m, outward} br^2}{\sin \theta_m} \int_{\theta_{c1}}^{\theta_{c2}} \sin \theta_c d\theta_c \quad (9)$$

2-2-2 摩擦塊閉合旋轉方向

接著分析離合器順摩擦塊閉合旋轉方向時之受力情形，如圖 2-3（依圖示為順時針旋轉方向）。

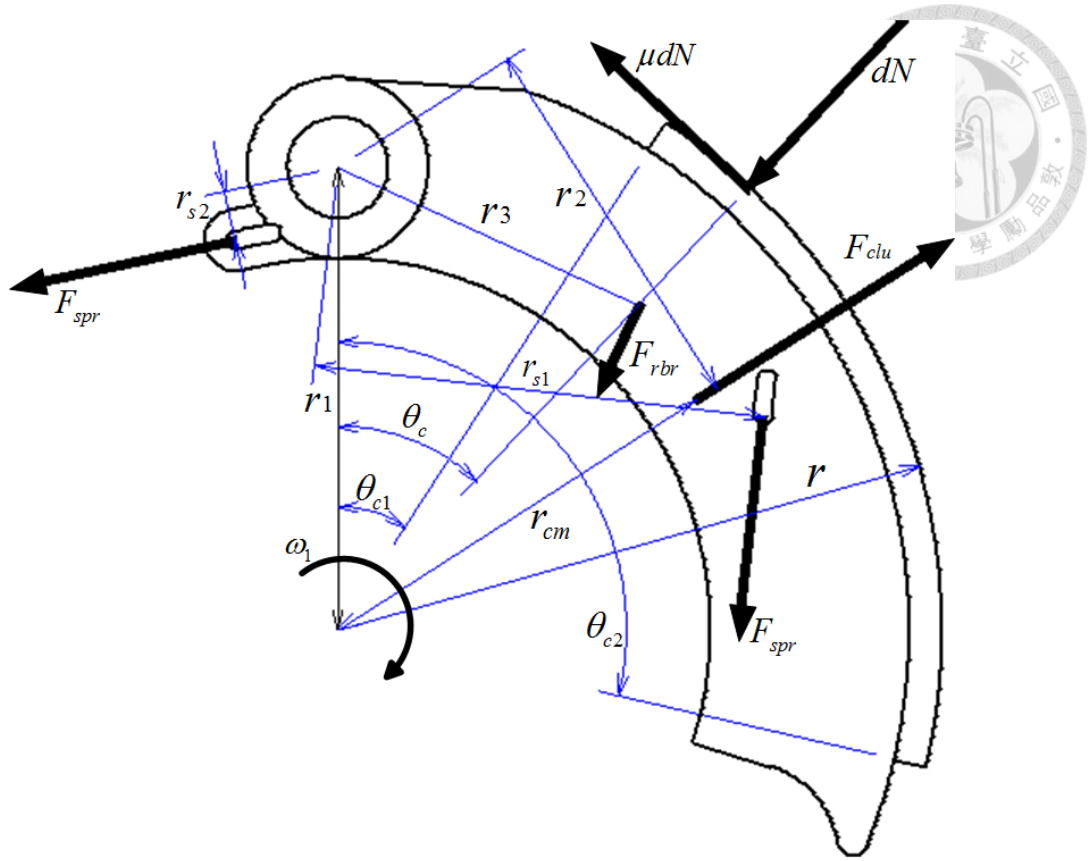


圖 2-3 離心式離合器摩擦塊力學模型之二[24]

此狀態摩擦塊受離合器鼓之切線方向摩擦力 μdN 與上述分析之方向相反，故摩擦塊之力矩平衡式則表示為

$$F_{clu} \cdot r_2 - F_{spr} r_{s1} - F_{spr} r_{s2} - F_{rbr} r_3 - M_n + M_t = 0 \quad (10)$$

同理可求得摩擦塊於閉合旋轉方向之最大壓力及摩擦塊之傳遞扭力如式(11)、(12)。

$$p_{m, inward} = \frac{[m\omega_1^2 r_{cm} r_2 - F_{spr} (r_{s1} + r_{s2}) - F_{rbr} r_3] \sin \theta_m}{br \int_{\theta_{c1}}^{\theta_{c2}} [r_1 \sin^2 \theta_c - \mu \sin \theta_c (r - r_1 \cos \theta_c)] d\theta_c} \quad (11)$$

$$T_{clu, inward} = n \int \mu r dN = \frac{n \mu p_{m, inward} b r^2}{\sin \theta_m} \int_{\theta_{c1}}^{\theta_{c2}} \sin \theta_c d\theta_c \quad (12)$$

2-2-3 摩擦塊接合轉速

另外討論摩擦塊與離合器鼓於接觸瞬間時之轉速關係。此時，兩者間尚未產生作用力，故摩擦塊對於轉軸處的力矩平衡式為

$$F_{clu, 0} \cdot r_2 - F_{spr} r_{s1} - F_{spr} r_{s2} - F_{rbr} r_3 = 0 \quad (13)$$

其中， $F_{clu,0}$ 為離合器在摩擦塊接合轉速 ω_0 時之離心力，其力學式可表示為

$$F_{clu,0} = m\omega_0^2 r_{cm} \quad (14)$$

經整理後可導出摩擦塊於接合瞬間之角速度為

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{F_{spr}(r_{s1} + r_{s2}) + F_{rbr}r_3}{mr_{cm}r_2}} \quad (15)$$

2-3 車輪力學模型

本研究為配合實驗需求，在建立車輪力學模型階段時，便假設以一慣性飛輪等效於真實車輛行駛於地面之動態。由於設定之慣性飛輪用以模擬車輛運動時的動能，故可以能量守恆式推導飛輪應具有之轉動慣量，如式(16)、(17)。其中 M 為整車之質量； V 為車輛運動之車速； I_f 、 ω_f 為慣性飛輪之轉動慣量與角速度； R_f 為慣性飛輪之半徑。

$$\frac{1}{2}MV^2 = \frac{1}{2}I_f\omega_f^2 \quad (16)$$

$$I_f = MR_f^2 \quad (17)$$

圖 2-4 顯示為單一車輪於慣性飛輪上之動態受力情形。當煞車作用時，車輪上產生煞車扭力 T_b ，煞車力 F_b ，另外，受輪胎滾動形變造成的滾動阻力，可視為正向力 N 作用位置相較於車輪中心向前偏移距離 d ，使得正向力造成一滾阻之力矩，而此 d 之值為車輪半徑 R_w 與滾阻係數 f_r 之乘積[25]。則車輪之力矩方程式可表示為

$$F_bR_w - T_b - Nd = I_w\alpha_w \quad (18)$$

其中， I_w 為車輪之轉動慣量， α_w 為車輪之角加速度。同理推得慣性飛輪之力矩方程式為

$$F_bR_f + Nd = I_f\alpha_f \quad (19)$$

其中， I_f 、 α_f 分別為慣性飛輪之半徑、轉動慣量與角加速度。利用上述推導車輪與飛輪之動態方程式，可透過本研究建立之數值模擬程式運算，求得車輪與飛

輪之角加速度及角速度隨時間的變化，以了解車輛於煞車過程中之動態，此部分將於第四章模擬分析詳加說明。

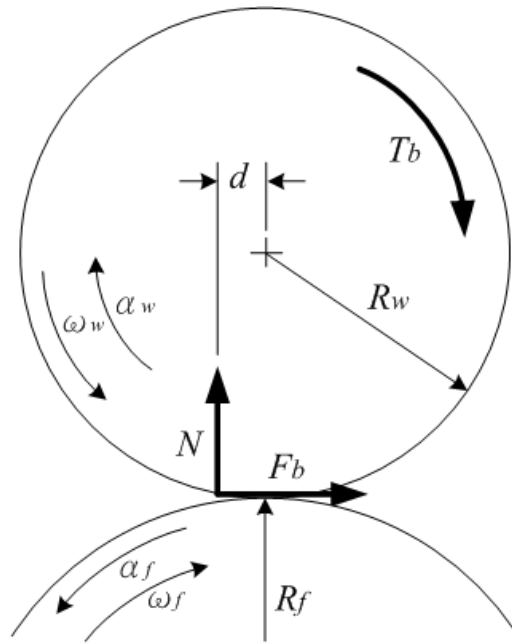


圖 2-4 車輪力學模型示意圖

2-4 滑差模型

假設在理想情況且不受外力作用時，車輪與地面間為純滾動關係，此時車輪之切線速度可直接推得車輛之車速。然而當煞車作用時，車輪之切線速度與車輛行進之車速產生差異，此差值關係可定義為滑差 S (Skid)，表示方法如式(20)。

$$s = \frac{V - \omega_w R_w}{V} \times 100\% \quad (20)$$

其中，車輪角速度 ω_w 與車輪半徑 R_w 的乘積可得車輪之切線速度。當無滑差作用時，即滑差值為 0%，表示車輪與地面為純滾動無打滑之情形；而當滑差值為 100%，表示在仍有車速的情況下車輪已停止轉動，即車輪已完全鎖死。由於我們假設以慣性飛輪等效於真實車輛之運動情形，因此，飛輪表面之切線速度即可模擬車輛運動之車速，則滑差公式可改寫為

$$s = \frac{\omega_f R_f - \omega_w R_w}{\omega_f R_f} \times 100\% \quad (21)$$

探討滑差與摩擦係數關係的文獻與模型不少，本研究參考 Kiencke 與 Daiss 所提出之滑差模型作為依據[26]。此滑差模型可表示在某種路面下，輪胎與該路面之滑差與摩擦係數的對應關係，如式(22)。

$$\mu_s(s) = \frac{as}{b + cs + s^2} \quad (22)$$

其中，相關參數定義為

$$\begin{cases} a = \frac{\mu_p \mu_1}{\mu_p - \mu_1} (1 - s_p)^2 \\ b = s_p^2 \\ c = \frac{\mu_1(1 + s_p^2) - 2\mu_p s_p}{\mu_p - \mu_1} \end{cases} \quad (23)$$

其中， μ_p 為摩擦係數峰值，即該路面可提供輪胎之最大摩擦係數； s_p 為摩擦係數於峰值時之滑差值； μ_1 為滑差等於 100% 時之摩擦係數。本研究使用之參數值參考 *Theory of Ground Vehicles* 書中之參數表[27]，作為之後模擬分析之設定參數。其中，選擇路面包含乾燥柏油路面及濕滑柏油路面，其數據分別為：一、乾燥路面 $(s_p, \mu_p, \mu_1) = 0.2, 0.85, 0.75$ 。二、濕滑路面 $(s_p, \mu_p, \mu_1) = 0.2, 0.6, 0.5$ 。根據式(22)、(23)及上述之參數，可利用 Matlab 程式繪製摩擦係數與滑差之對應關係，如圖 2-5 所示。圖中粗線與細線分別為乾燥與濕滑柏油路面之摩擦係數曲線，另外，兩虛線間的範圍為最大摩擦力區間，其滑差值約為 10% 至 30%，在此區間範圍車輛將具有最佳的煞車效能。反之，若滑差小於 10%，將使得煞車力不足，效率不高；若滑差大於 30%，則車輛進入不穩定狀態，容易造成車輪鎖死而失控。因此，在進行調變 C-ABS 相關設計參數時，必須控制車輛在煞車過程中，其車輪之滑差於此最佳範圍。

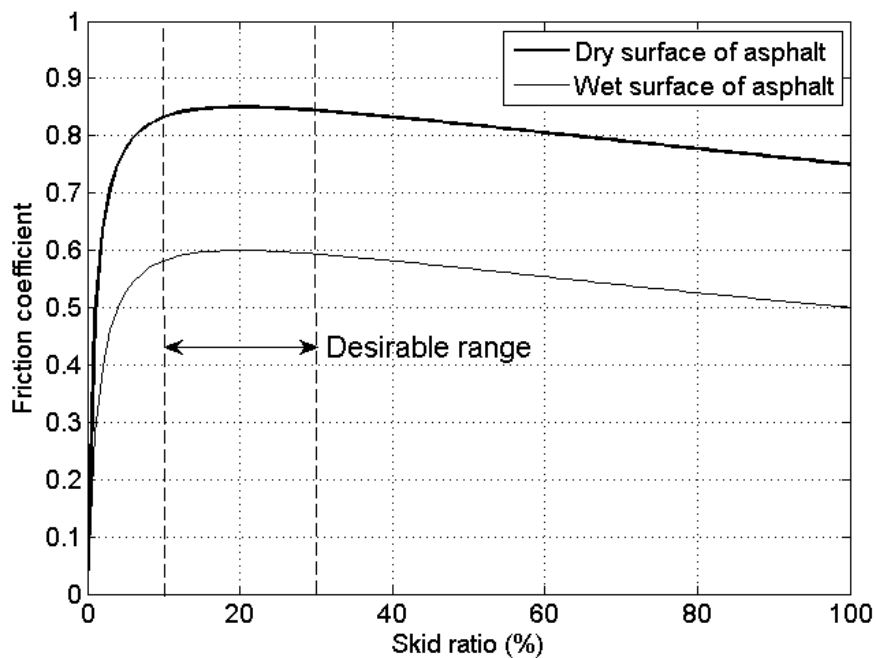


圖 2-5 車輪滑差與摩擦係數對應關係圖

2-5 煞車效率

煞車效率為一種衡量車輛於某種路面下之煞車使用率，由於不同路面具有不同的摩擦係數曲線，可提供整車之最大煞車力也不同，因此，藉由計算煞車效率即可了解車輛於該路面使用煞車的程。煞車效率 η_b 定義在煞車過程中，車輛獲得之煞車力與地面可提供之最大煞車力之比值[27]，其式表示為

$$\eta_b = \frac{a/g}{\mu_p + f_r} \quad (24)$$

其中， a 為煞車作用造成之車輛減速度； g 為重力加速度； (a/g) 之值表示單位重力車輛產生之減速度比例； μ_p 與 f_r 如前所述分別為路面可提供之最大靜摩擦係數及車輪之滾阻係數。該式之計算結果位於 0 至 1 區間，若值為 0，表示煞車未作用，或車輛毫無煞車力產生；若值為 1，表示煞車作用於極限狀態，假使此時再施予額外的煞車扭力於車輪，則地面將無法提供額外的煞車力促使車輪旋轉，以致於車輪產生鎖死情形。

2-6 整車動態力學模型

當二輪車輛於煞車作用時，前、後車輪與地面之接觸面將產生煞車力，此外亦包括輪胎滾動造成的滾動阻力，以及車輪與地面之正向力。另外，車輛行進間車身前視面積造成的空氣阻力，定義作用於車輛質心處，且作用力方向為平行地面。圖 2-6 表示為二輪車輛在一具有坡度之路面作用煞車之動態力學圖。

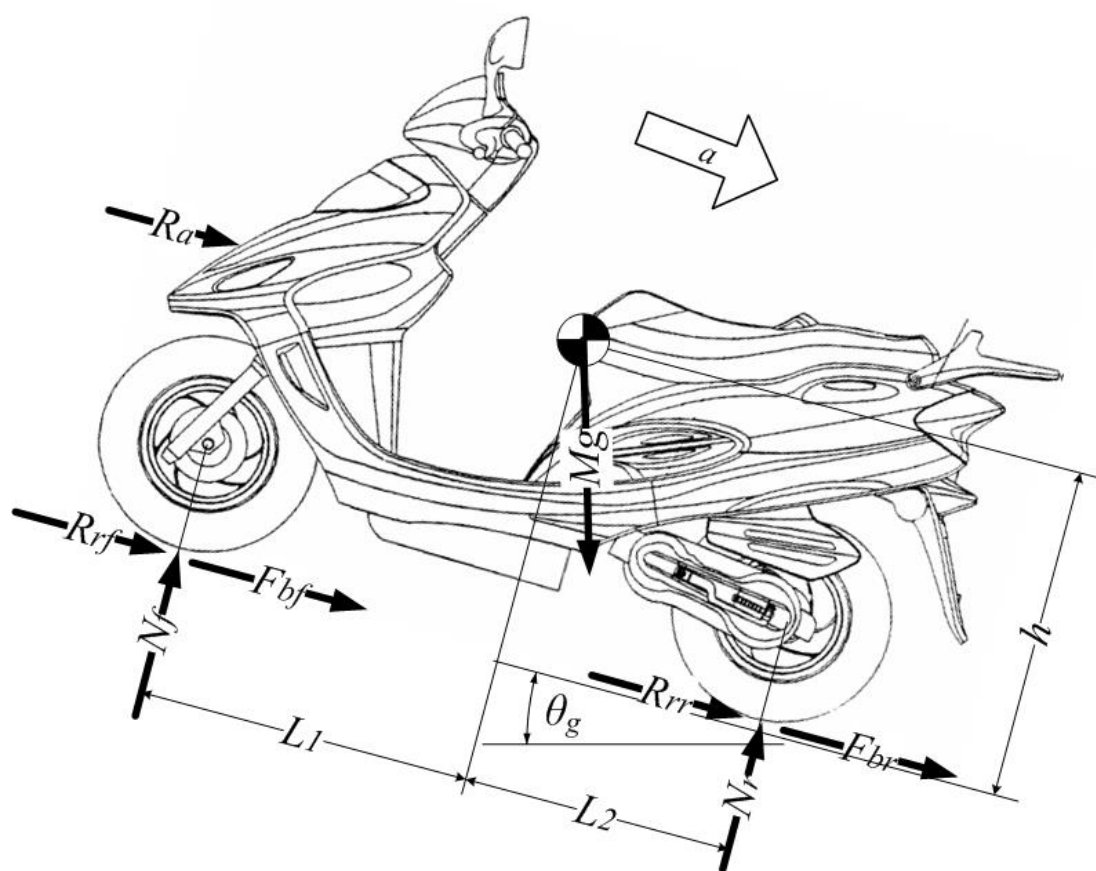


圖 2-6 二輪機車於煞車作用時之力學圖

其中，車輛前、後輪之作用力分別具有滾動阻力 R_{rf} 與 R_{rr} ，正向力 N_f 與 N_r ，以及煞車作用時產生之煞車力 F_{bf} 與 F_{br} 。車身前方受一空氣阻力 R_a ，車輛質心處具有一整車重力 Mg 。受以上作用力之影響，使車輛產生一向後方之加速度 a ，即整車煞車之減速度。另外，圖中標示之符號 L_1 、 L_2 分別表示前輪軸及後輪軸

至車輛質心之距離； h 為車輛質心與地面之高度； θ_g 為地面與水平方向所夾之角度，即坡度角。

車輛之受力情形，可使用力矩平衡式及力平衡式求取必要之參數。首先列出以前輪為支點之力矩平衡式，如式(25)所示。

$$R_a h + Mg \cos \theta_g \cdot L_1 + Mg \sin \theta_g \cdot h - Ma h - N_r(L_1 + L_2) = 0 \quad (25)$$

其次列出車輛之力平衡式為

$$\begin{cases} R_a + R_{rf} + R_{rr} + F_{bf} + F_{br} + Mg \sin \theta_g - Ma = 0 \\ N_f + N_r - Mg \cos \theta_g = 0 \end{cases} \quad (26)$$

其中分為與車輛運動方向平行與垂直兩式。而空氣阻力 R_a 與環境之空氣密度 ρ 、空氣力學阻力係數 C_D 及車身前視面積 A_f 有關，並且與車輛運動速度成平方比，其方程式表示為

$$R_a = \frac{1}{2} \rho C_D A_f V^2 \quad (27)$$

另外，前、後輪滾動阻力 R_{rf} 與 R_{rr} 可表示為各自車輪與地面之正向力與滾阻係數之乘積，如式(28)。

$$\begin{cases} R_{rf} = N_f \cdot f_f \\ R_{rr} = N_r \cdot f_r \end{cases} \quad (28)$$

而前、後輪之煞車力 F_{bf} 與 F_{br} 則可表示如式(29)，其中 μ_{gf} 與 μ_{gr} 分別為前、後輪與地面接觸之摩擦係數。

$$\begin{cases} F_{bf} = \mu_{gf} \cdot N_f \\ F_{br} = \mu_{gr} \cdot N_r \end{cases} \quad (29)$$

由上述之各式，即可推導出作用於後輪之正向力 N_r 為

$$N_r = \frac{Mg \cos \theta_g (L_1 - h\mu_{gf} - hf_r)}{L_1 + L_2 + h(\mu_{gr} - \mu_{gf})} \quad (30)$$

藉由取得後輪之正向力值，再代入式(26)中即可求得前輪之正向力，同時其餘之參數亦可隨之求得。

2-7 小結

本章建立各元件或系統之理論基礎，其中包含：一、離心式離合器力學模型。推導該元件於不同旋轉方向可傳遞之扭力關係式。二、車輪力學模型。在煞車過程中車輪受到一煞車扭力作用，同時產生地面對車輪之煞車力，藉由轉動力學式即可求得車輪之角速度或受力等變化。三、車輪滑差模型。當煞車作用時，車輪與地面產生滑差現象，本研究參考 Kiencke 與 Daiss 所提出之滑差模型作為依據，求得滑差值對應摩擦係數之關係式，進而得知車輪受力之狀況。四、煞車效率。參考 *Theory of Ground Vehicles* 書中煞車效率之定義，做為本研究於模擬階段評估該煞車系統優劣之依據。五、整車動態力學模型。建立整車之自由體圖，加入影響整車動態之因素，如車輛重心轉移、車身前視面積造成之空氣阻力等，進而推導必要之力學方程式。

第三章 系統概念設計



本章節將探討本研究所提出新概念之機械式防鎖死煞車系統之設計方法。首先，設定系統之設計要求與目標，依此條件提出系統之概念及系統選用之核心元件—離心式離合器。其次，承接第二章對離心式離合器建立之力學模型，進一步分析該元件在不同操作模式下之特性與效能表現。接著，搭配離心式離合器與其他必要之元件，建立離心防鎖死煞車系統之架構，再根據此配置方式建立該系統之理論模型，分析系統作用時產生摩擦係數之變化以及煞車力的傳遞關係。

3-1 設計方法與步驟

本研究欲設計一種具離心力調變功能之機械式防鎖死煞車系統，其設計方法與步驟為：

1. 發現問題與探究解決方法：由文獻回顧各型式之防鎖死煞車系統，以及其他應用離心式元件之煞車裝置，探討其優缺點，並就缺點部分思考改善方式，進而此提出本系統之概念構想。
2. 設定系統設計要求與目標：對於欲建立之系統，設定其功能需求、條件限制以及達到之效能要求等。依循設定完成之設計要求與目標，即可進一步提出系統之概念，包括所使用之元件、系統連結關係與架構等。
3. 選擇合適之機械元件與探討其使用方法：依系統之設計要求選用適當之機械元件，然而，該元件在不同的操作模式下可能有相異之特性，故需對此元件進行基本的特性分析，選擇最適當的操作模式應用於本系統。
4. 建立系統架構與配置：幾種不同的機械元件可因不同的組成及連結關係產生不同的效果，藉由系統之設計要求與規範，建立合理之系統架構。
5. 建立系統作動之理論基礎：繼完成之系統架構，建立系統之力學模型或其他參數之影響關係。藉此理論之基礎，即可在下一階段透過數值程式模擬該系統之操作特性。

3-2 系統設計要求與目標

本研究發展之 ABS，其設計要求與目標主要有以下三項：

1. 完全機械式系統：本研究最初的構想，欲發展一種完全機械式之系統，免去任何電子設備，以達到降低系統複雜度及減少成本之目的，使其適用於輕型之二輪車輛。
2. 系統具有啟動 ABS 之判斷機制：各型式之防鎖死煞車系統啟動 ABS 之策略有所不同，如本文 1-3 討論之系統決策目標，可分為判斷煞車力與判斷車輪轉速兩種。此外，尚有一種為無決策機制，該系統隨時處於 ABS 作動狀態。
3. 系統具有隨轉速調節煞車力之功能：有別於一般煞車系統，防鎖死煞車系統必須在車輪即將發生鎖死或有鎖死傾向之前發揮作用，透過調變施予車輪之煞車扭力而避免其鎖死。如本文 1-3 討論之煞車力調節單元，依操作原理有多種不同的分類，機構設計上也有不同的型式。

綜合以上三項系統設計要求，本研究發想使用一種機械元件，同時具有轉速回饋機制以及隨轉速調變輸出扭力之特性，而離心式離合器正好符合該設計需求。因此，藉此元件作為本研究提出新概念之機械式防鎖死煞車系統之核心元件，將車輪轉速變化回饋於煞車系統，達到調變煞車力之目的。由於該系統利用旋轉產生的離心力變化調節輸出之煞車力，故本系統可命名為離心防鎖死煞車系統，（Centrifugal Antilock Braking System），簡稱為 C-ABS。以下承接離心式離合器之理論模型與力學關係式，進而分析該元件之特性。

3-3 離心式離合器之特性分析

離心式離合器操作於不同旋轉方向有不同的輸出扭力對應轉速之關係。藉由理論推導而得之數學式，可透過 Matlab 程式繪製其性能曲線，進而分析離心式離合器於不同旋轉方向之操作效能。本研究模擬選用之離心式離合器相關參數如表 3-1。

表 3-1 模擬之離心式離合器參數表[24]

參數列	數值
摩擦材料起始位置與鉸銷夾角 θ_{c1}	33°
摩擦材料終端位置與鉸銷夾角 θ_{c2}	93°
彈簧彈性係數 k (N/mm)	33
彈簧預拉量 ΔS_0 (mm)	4.5
彈簧彈力至鉸銷之垂直距離 r_{s1} (mm)	50.655
彈簧彈力至鉸銷之垂直距離 r_{s2} (mm)	0.877
摩擦塊質量 m (g)	302.6
摩擦塊質心至離合器中心之距離 r_{cm} (mm)	46.696
離心力至鉸銷之垂直距離 r_2 (mm)	39.516
摩擦材料終端位置與離合器鼓間隙 x (mm)	0.5
橡膠襯套之摩擦力 F_{rbr} (N) [28]	9.064
橡膠襯套摩擦力至鉸銷之垂直距離 r_3 (mm)	55
鉸銷至離合器中心距離 r_1 (mm)	46
摩擦材料寬度 b (mm)	23
離合器半徑 r (mm)	72.5
主動件慣性矩 I_{1o} (kg-mm ²)	3413
離合器鼓慣性矩 I_{2o} (kg-mm ²)	5574
摩擦塊數 n	3

首先討論摩擦塊分離旋轉方向，由式(5)可知 $F_{clu}r_2 - F_{spr}r_{s1} - F_{spr}r_{s2} - F_{rbr}r_3$ 恆大於正向力產生之力矩 M_n ，此現象稱之為自減力 (self-deenergizing) 效應[29]。圖 3-1 為此離心式離合器轉速與輸出扭力之模擬結果。圖中粗線表示摩擦塊與離合器鼓之間為靜摩擦作用，即兩者間為等轉速旋轉，無相對運動，並且是為最大靜摩擦之扭力曲線；細線表示摩擦塊與離合器鼓之間為動摩擦作用關係之扭力曲線，即兩者間為相互滑動狀態。由模擬結果可看出此離心式離合器大約在 1200rpm 以前無扭力輸出，即摩擦塊尚未接觸離合器鼓，然而，超過此轉速後，離合器傳遞之扭力，最大靜摩擦及動摩擦扭力皆快速上升。

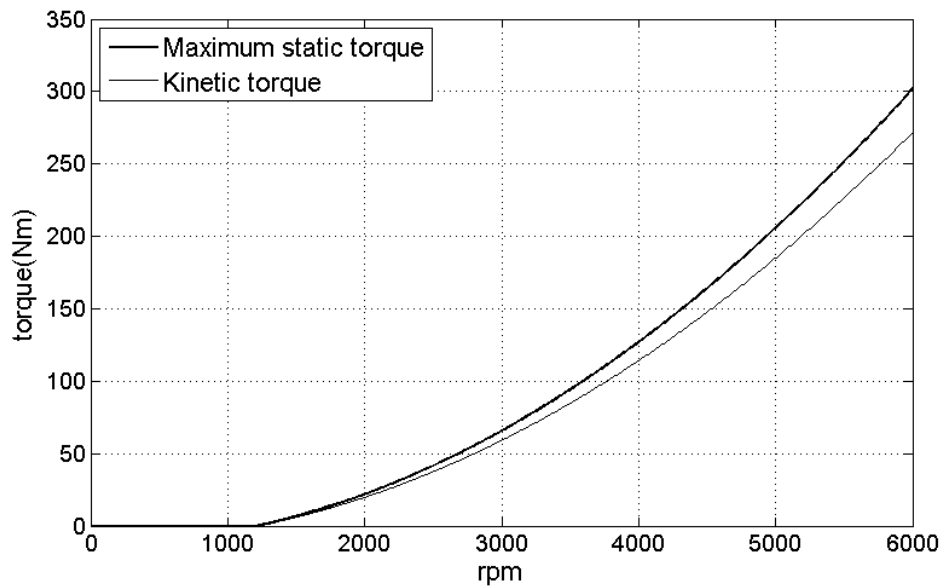


圖 3-1 摩擦塊分離(自減力)旋轉方向轉速與扭力關係

另外討論摩擦塊閉合旋轉方向，由式(10)可知 $F_{clu}r_2 - F_{spr}r_{s1} - F_{spr}r_{s2} - F_{rbr}r_3$ 恆小於正向力產生之力矩 M_n ，此現象稱之為自添力 (self-energizing) 效應[29]。然而，當離心式離合器之幾何尺寸或摩擦係數影響使得 $M_n - M_t \leq 0$ 時，則表示 $F_{clu}r_2 - F_{spr}r_{s1} - F_{spr}r_{s2} - F_{rbr}r_3 \leq 0$ ，此為不合理之情形，即發生自鎖 (self-locking)。此現象將導致離合器功能失效，同時也容易造成零件受損。圖 3-2 顯示該離合器於自添力旋轉方向的扭力輸出性能曲線。由模擬結果可知，不同的旋轉方向不影響離心式離合器之接合轉速，然而自添力旋轉方向將大幅提升離合器之輸出扭力值，此外，可傳遞之最大靜摩擦扭力與動摩擦扭力的差值也較大。

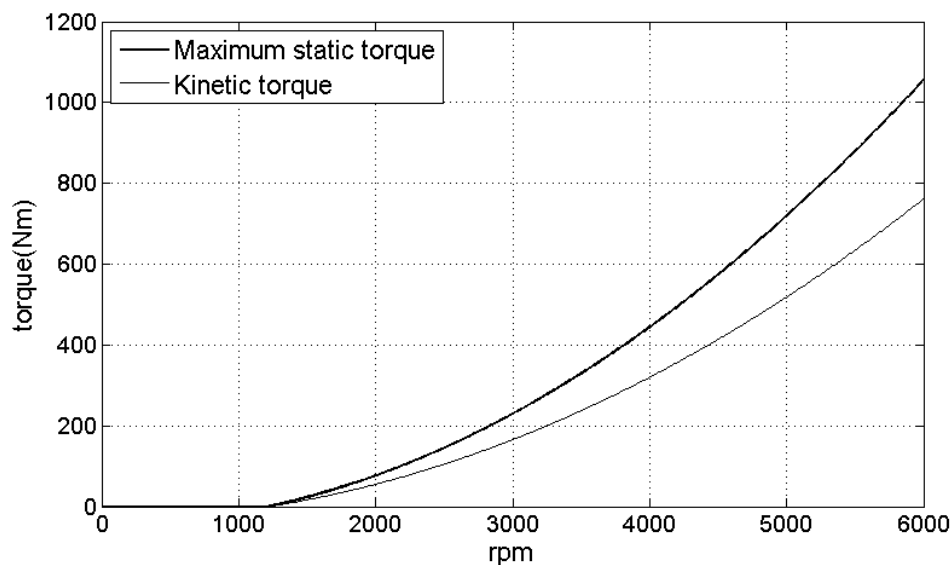


圖 3-2 摩擦塊閉合(自添力)旋轉方向轉速與扭力關係

由離心式離合器於兩種旋轉方向之模擬結果可歸納以下特性與差異：

1. 離心式離合器之接合轉速與其旋轉方向無關。由圖 3-1 與圖 3-2，大約於 1200rpm 時，離心式離合器之摩擦塊將與離合器鼓接觸並開始傳遞扭力，而在此之前皆無扭力輸出。
2. 離心式離合器之最大靜摩擦扭力與動摩擦扭力皆隨轉速上升而增加。
3. 離心式離合器於自添力旋轉方向之輸出扭力高於自減力旋轉方向之輸出扭力。由圖 3-1 及圖 3-2，比較兩者於相同轉速時，自添力旋轉方向之最大靜摩擦扭力與動摩擦扭力皆高於自減力旋轉方向，並且在轉速越高時差異越為明顯。
4. 離心式離合器於不同旋轉方向，其最大靜摩擦與動摩擦之扭力差值不同。由圖 3-1、3-2 所示，比較在相同轉速時，自添力旋轉方向之兩曲線差值大於自減力旋轉方向，並且在轉速越高時差異越為明顯。

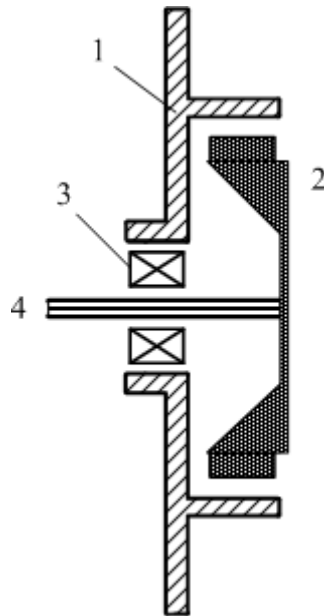
由以上的分析結果，可判定適合於本研究之防鎖死煞車系統之離心式離合器，其旋轉方向應選擇自減力旋轉方向。其主因為：一、自添力旋轉方向受到離合器內部零件幾何尺寸的影響，可能造成自鎖現象而使得裝置失效或機件受損的情形。

二、自添力旋轉方向之最大靜摩擦與動摩擦扭力差值過大，若煞車系統在動靜摩擦區間震盪，則有大幅度的輸出扭力變化，此並非良好之設計。



3-4 離心防鎖死煞車系統之設計與配置

縱使離心式離合器具有隨轉速調變輸出扭力之特性，然而如何應用於煞車，使建構成一防鎖死煞車系統，仍需搭配其他必要之元件。此外，該元件之間必須有合適之連結方式，才得以使系統發揮煞車防鎖死功能。本研究設計以一離心式離合器，搭配一煞車外盤及一滾珠軸承，構成一組離心煞車裝置（Centrifugal Braking Device），簡稱為 CBD，以作為 C-ABS 之核心裝置。該裝置構型可參考示意圖 3-3。



1 煞車外盤 2 離心式離合器 3 滾珠軸承 4 傳動軸

圖 3-3 離心煞車裝置 (CBD) 示意圖

該裝置之設計構想為透過傳動軸的轉速決定離心式離合器的接合狀況及可傳遞之扭力值，因此，當煞車外盤接收外來之扭力時，無法直接傳遞該扭力進入傳動軸，必須經由離心式離合器間接傳遞。由於離合器可傳遞之扭力隨轉速上升而增加，轉速下降則扭力降低，即該裝置可透過轉速自動調節輸入至輸出的扭力

值。我們可將此 CBD 之傳動軸連接至車輪端，而煞車外盤連接煞車卡鉗，達到煞車扭力可調變之功能。然而，單就此 CBD 裝配於車輛，則會產生兩個問題：

1. 車輪轉速不高，不足以使 CBD 之離心式離合器接合而產生效果。由圖 3-1 之模擬結果顯示，離心式離合器之接合轉速約為 1200 rpm，若換算一般 12 吋之車輪於時速 60 公里之轉速尚未及 700 rpm，無法使 CBD 產生作用。因此，CBD 之傳動軸於連接車輪端之前，必須加以增速，使其中之離心式離合器達到理想的轉速作用範圍，故可使用簡單的齒輪組達到此需求。
2. 車輪轉速漸慢以致於 CBD 之離心式離合器分離後，車輛將失去煞車力。雖然離心式離合器於接合狀態時可隨轉速自動調變傳遞之扭力，然而當轉速低於其接合轉速後，離合器之摩擦塊不再與煞車外盤接觸，此時傳遞至車輪之煞車扭力遭切斷，使得車輛失去煞車。為解決此問題，本系統需搭配另一組煞車，即利用原車之煞車，可在 CBD 失效後持續提供車輛之煞車力。當然，此組煞車在作用力的參數設計上必須有所調整，兩組煞車間輸出比例之關係將為本文後半部討論的重點。

透過各元件裝置的整合，以及上述系統具有的缺失與解決方法，可設計出 C-ABS 之系統組成關係，如圖 3-4 所示。相較於一般煞車系統，虛線部分為本系統額外加入之元件，從該圖中可清楚了解系統各元件間之連接關係，亦可知其力的傳遞方式。

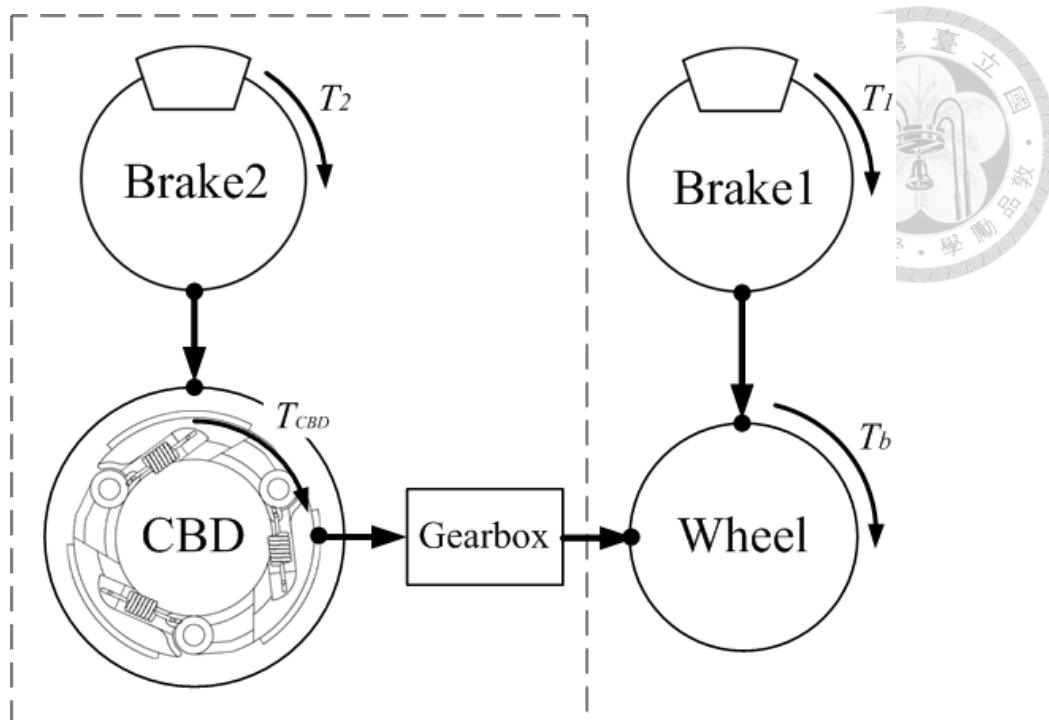


圖 3-4 離心防鎖死煞車系統 (C-ABS) 組成關係圖

C-ABS 使用之元件與裝置包含：兩組煞車、一組 CBD 與一組增速齒輪箱。第一組煞車為原車之煞車系統，第二組為作用於 CBD 之煞車。增速齒輪組功能為提高離合器之轉速，同時在煞車作用時增加對車輪之煞車扭力。當駕駛者操作煞車時，煞車扭力同時從兩組煞車端進入，第一組煞車扭力 T_1 直接輸入車輪，而第二組煞車扭力 T_2 則先輸入至 CBD 之煞車外盤，再透過離心式離合器之摩擦塊傳遞扭力 T_{CBD} ，此扭力即為第二章理論基礎所推導離心式離合器之輸出扭力 T_{clu} ，扭力經增速齒輪箱放大後進入車輪，最終車輪可得總煞車扭力 T_b 。當過大的煞車扭力輸入造成車輪轉速快速下降時，離心式離合器摩擦塊向外接合之摩擦力不足，摩擦塊將開始打滑，由原來的靜摩擦轉變為滑動摩擦，使得傳遞至車輪的煞車扭力降低，輸入到車輪的總煞車扭力也隨之降低。直到離合器轉速降至最低接合轉速時，其摩擦塊將與煞車外盤分離，此時第二組煞車將不再傳遞煞車扭力進入車輪，僅透過第一組煞車持續作用煞車扭力於車輪。

根據 C-ABS 之組成關係圖，再依空間及各組件適當之連結關係，可建立系統之架構圖，如圖 3-5 所示。

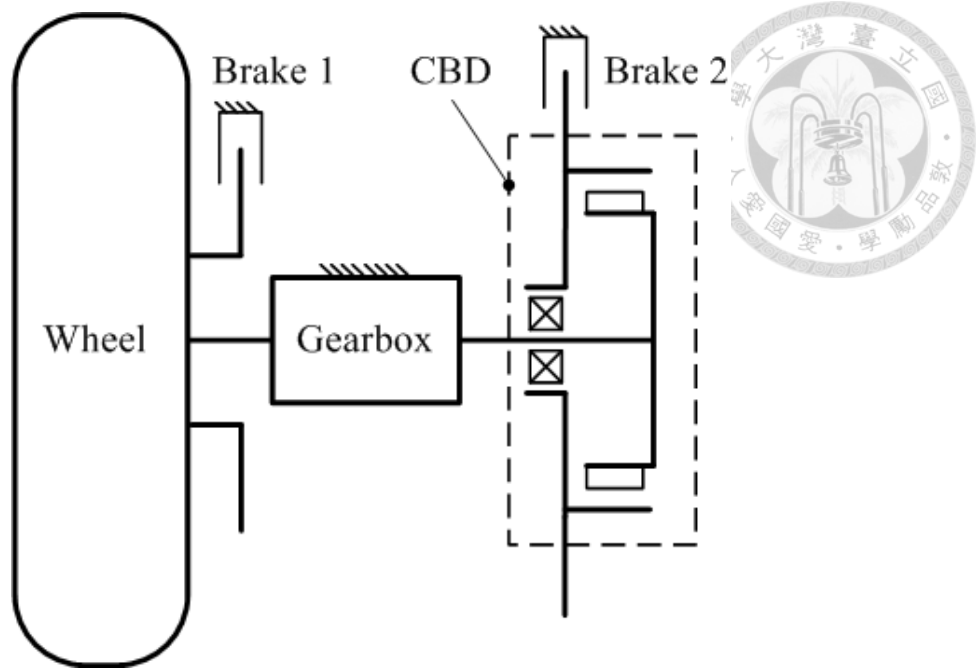


圖 3-5 離心防鎖死煞車系統 (C-ABS) 架構示意圖

3-5 離心防鎖死煞車系統模型

繼完成之 C-ABS 系統架構，接著便建立該系統之理論模型，包含系統作動時，離心式離合器摩擦塊之摩擦係數變化及車輪獲得煞車扭力之關係，推導必要之數學式。藉此得之理論基礎，即可在下一階段透過數值模擬做進一步的分析。

3-5-1 摩擦係數變化

一般而言，兩物件相互接觸產生相對摩擦作用，其摩擦係數受接觸面材料影響最大，然而，接觸面之表面溫度或兩者相對滑動速度也會對摩擦係數產生影響。由於煞車過程中，CBD 之離心式離合器摩擦塊與煞車外盤間具有高速相對滑動之摩擦作用，同時具有一段接觸摩擦時間，必然造成兩者表面溫度上升，因此，必須建立一個適當的模型來描述此摩擦係數之變化。

1. 溫度影響

首先探討摩擦塊之摩擦係數受表面溫度之影響。當 CBD 之離心式離合器摩擦塊在高速旋轉下與煞車外盤發生滑動摩擦時，作用期間產生之熱能使得摩擦塊

與煞車外盤的表面溫度皆上升，我們可利用能量守恆方程式，計算每個瞬間的摩擦作用轉換為多少熱能。推導能量守恆式之系統示意圖可參考圖 3-6。

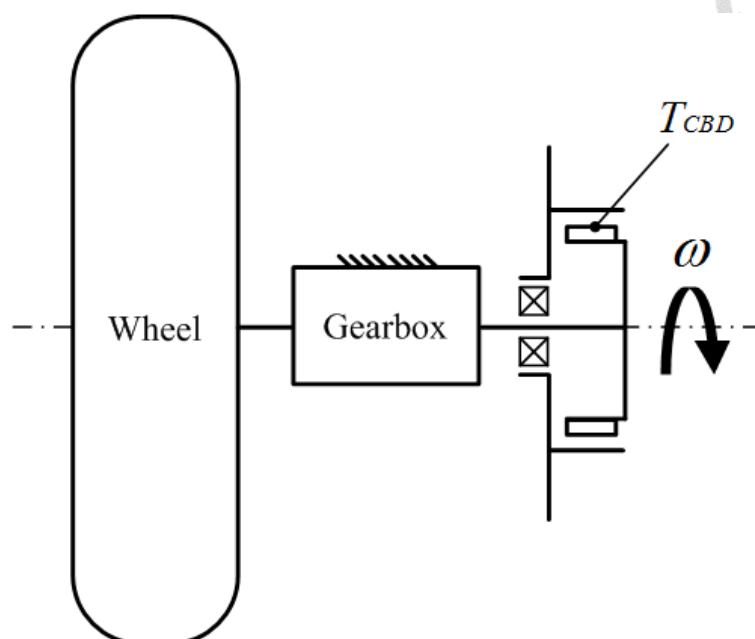


圖 3-6 系統能量傳遞與外力作用示意圖

為了避免模型過於複雜，需提出幾個假設條件：一、忽略 CBD 轉動動能之變化，原因為其質量相對於整體煞車系統較小可忽略。二、忽略輪胎與地面間滑差造成的能量損耗，假設煞車時車輪與地面產生的摩擦熱能微小可忽略。三、假設所有能量傳遞皆無損失，且軸承處無能量損耗。此能量守恆式可表示為

$$E_{v0} + E_{w0} - T_{CBD} \cdot \Delta\omega \cdot dt = E_v + E_w + Q \quad (31)$$

其中 E_{v0} 與 E_{w0} 分別為前一時刻車輛前進之動能與車輪之旋轉動能； $\Delta\omega$ 為單位時間離心式離合器摩擦塊之轉速變化； E_v 與 E_w 分別為下一時刻車輛前進之動能與車輪之旋轉動能； Q 為整系統產生之熱能。其各參數之關係式為

$$\begin{cases} E_v = \frac{1}{2} MV^2 \\ E_w = \frac{1}{2} I_w \omega_w^2 \\ \Delta\omega = K \omega_{w0} - K \omega_w \\ Q = Q_{abs} + Q_{loss} \end{cases} \quad (32)$$

其中， M 為整車質量； V 為車速； I_w 為車輪之轉動慣量； ω_{w0} 與 ω_w 分別為車輪前一時刻與下一時刻之旋轉角速度。整系統產生之熱能包含離合器摩擦塊所吸收之熱能 Q_{abs} 以及散失於空氣中之熱能 Q_{loss} ，其式可依熱學與熱傳學公式表示為

$$\begin{cases} Q_{abs} = m_c C_p \Delta \bar{T} = m_c C_p (\bar{T} - \bar{T}_0) \\ Q_{loss} = \dot{Q}_{conv} \cdot dt = h_a A_s (\bar{T}_s - \bar{T}_\infty) dt \end{cases} \quad (33)$$

其中， m_c 與 C_p 分別為 CBD 之質量與比熱；散失的熱能為空氣熱傳流量 \dot{Q}_{conv} 與單位時間 dt 的乘積； h_a 為空氣熱傳係數； A_s 為 CBD 之表面積； \bar{T} 、 \bar{T}_s 分別為 CBD 整體溫度與表面溫度； \bar{T}_∞ 為環境溫度。假設 CBD 受熱均勻，其表面溫度變化等於整體之溫度變化，即 $\bar{T}_s = \bar{T}$ 。環境溫度設定為 $25^\circ C$ ，同時等於 CBD 之初始溫度，即 $\bar{T}_0 = \bar{T}_\infty = 25^\circ C$ 。由式(31)至式(33)，即可推得每一瞬間之 CBD 溫度。

F. Huang 等人於實驗中得到離合器摩擦塊之摩擦係數變化數據[30]，如圖 3-7，在摩擦塊表面溫度於 $250^\circ C$ 以下時，動摩擦係數與溫度呈正相關緩慢增加。然而，超過此溫度後，其摩擦係數驟降，產生的摩擦力也將大幅降低。其數據可透過趨勢分析將參數資料分為三段線性迴歸線表示，則 CBD 離心式離合器摩擦塊之摩擦係數對應溫度的關係函數即可表示如式(34)。

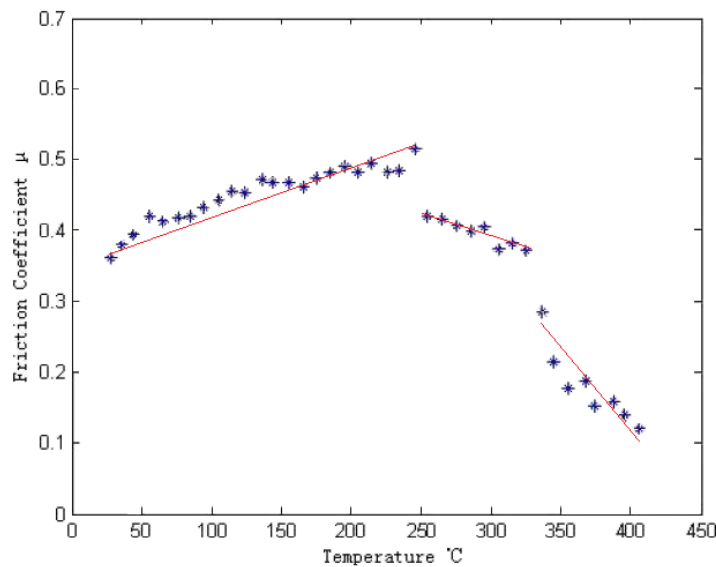


圖 3-7 摩擦係數隨溫度變化之趨勢迴歸分析[30]



$$\mu(\bar{T}) = \begin{cases} \frac{1}{1500}\bar{T} + \frac{1}{3} & \text{if } \bar{T} \leq 250 \\ -\frac{1}{1600}\bar{T} + \frac{89}{160} & \text{if } 250 < \bar{T} \leq 330 \\ -\frac{1}{480}\bar{T} + \frac{15}{16} & \text{if } \bar{T} \geq 330 \end{cases} \quad (34)$$

2. 摩擦速度之影響

由摩擦學相關文獻中可知，兩物件相互作用產生的摩擦力受其相對速度影響。其中影響摩擦力之特性可歸納為：庫倫效應（Coulomb effect）、Stribeck 效應（Stribeck effect）、黏滯效應（Viscous effect），如圖 3-8 所示。

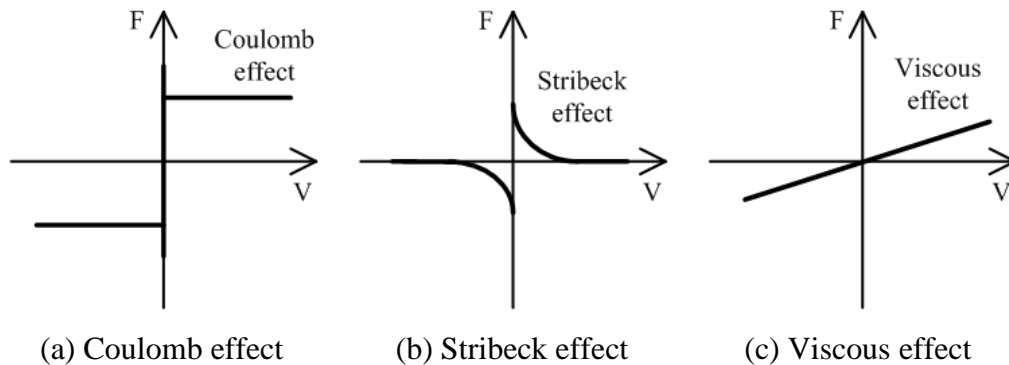


圖 3-8 摩擦力與摩擦速度影響之效應分類

C. Makkar 等人在其研究中也將上述之各效應合成為單一摩擦力模型，如圖 3-9 所示[31]。由圖中可觀察當摩擦速度為零時，存在一摩擦力最大值，即最大靜摩擦力，然而當速度增加，摩擦力則開始降低，此為受到 Stribeck 效應之影響。當兩物件相對摩擦作用達某速度後，摩擦力不再降低，反而緩慢增加，此為庫倫效應與黏滯效應合成之結果。

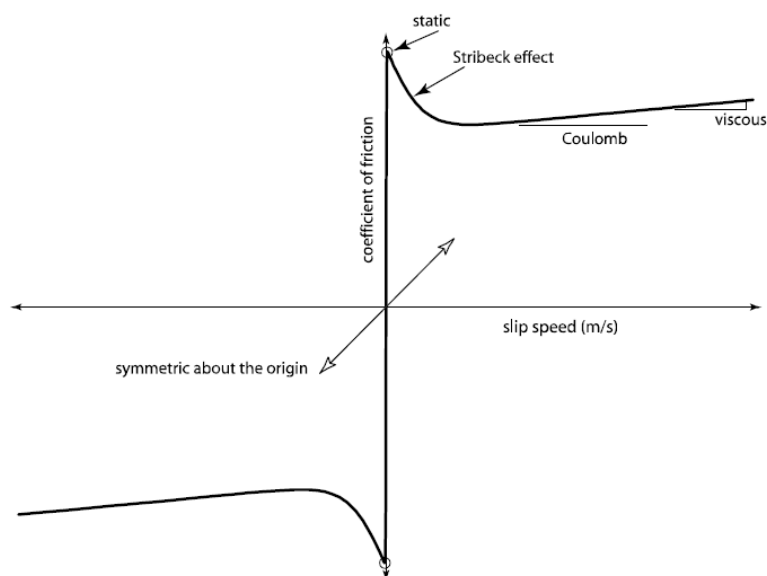


圖 3-9 摩擦力隨摩擦速度變化之模型[31]

參考 B. Armstrong-Hélouvry 著作之摩擦力文獻[32]，Stribeck 效應及黏滯效應的影響主要發生在低速情況下，如圖 3-10 所示。另外由 J. Amin 等人的摩擦力實驗[33]，得知在高轉速摩擦的狀態下，摩擦力曲線趨向水平，即黏滯效應現象較不明顯，如圖 3-11 所示。

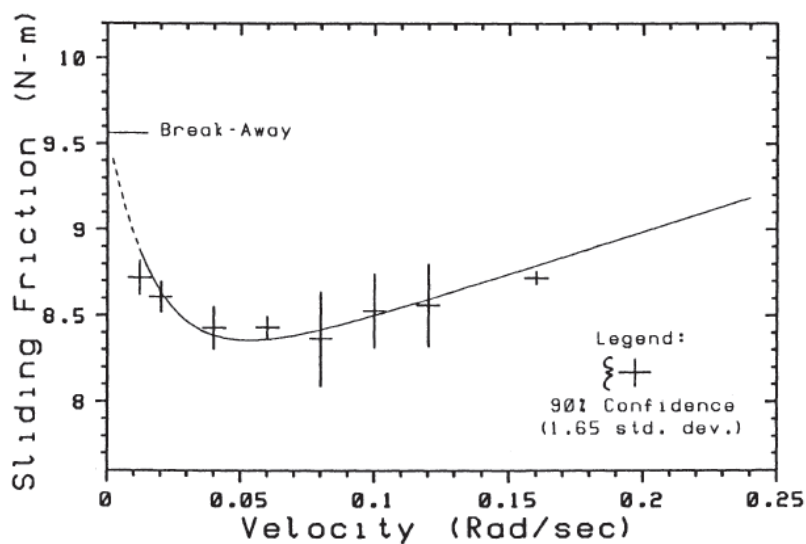


圖 3-10 摩擦力於低速摩擦狀態下之變化[32]

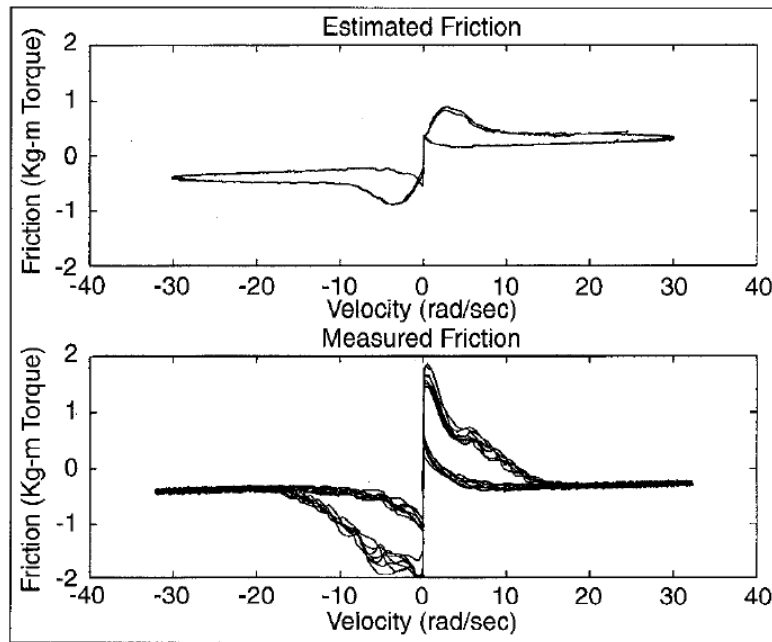


圖 3-11 摩擦力於高速摩擦狀態下之變化[33]

由於本研究使用 CBD 於煞車系統操作轉速高，因此可忽略摩擦塊與煞車外盤間產生黏滯效應與 Stribeck 效應的影響，簡化該摩擦係數模型而僅使用庫倫摩擦模型，如圖 3-8 (a)。當摩擦速度為零時，定義為靜摩擦作用，此時摩擦塊與煞車外盤間具有一最大靜摩擦係數；而摩擦速度不為零時，定義為動摩擦作用，具有一動摩擦係數。

3-5-2 車輪之煞車扭力

本系統設計兩組煞車共同連接單一煞車拉桿，因此，當駕駛者按壓煞車拉桿時，作用力經由煞車總泵推壓煞車油，並分別傳遞至兩組煞車卡鉗，使卡鉗內活塞得一推力作用於煞車碟盤，產生煞車扭力。其中，煞車拉桿具有一固定槓桿比，可放大作用於煞車總泵活塞之推力。由於煞車總泵活塞與煞車卡鉗活塞口徑不同，故藉由煞車油傳遞壓力時可使煞車力有放大的效果，即巴斯卡原理。C-ABS 產生煞車扭力 T_1 與 T_2 分別作用於第一組煞車碟盤及第二組煞車 CBD 之煞車外盤，其式分別為

$$T_1 = 2L_r P_1 F_o \mu_d R_{d1} \quad (35)$$

$$T_2 = 2L_r P_2 F_o \mu_d R_{d2} \quad (36)$$

其中， L_r 為煞車拉桿之槓桿比； P_1 、 P_2 分別為第一組及第二組之煞車液壓增壓比； F_o 為駕駛者之操作力； μ_d 為煞車來令片與碟盤之摩擦係數， R_{d1} 、 R_{d2} 為煞車碟盤之有效半徑。由於煞車卡鉗內之來令片是以成對方式夾持煞車碟盤，因此產生於碟盤上之摩擦力數量為二，如式(35)、(36)所示。

由於第二組煞車並非直接連接車輪，而是透過 CBD 傳遞煞車扭力，因此，該煞車扭力 T_2 輸入至 CBD 之煞車外盤後，依其轉速自動調節傳遞煞車扭力之特性，隨後輸出扭力 T_{CBD} 。由兩組煞車各別產生之扭力作用，搭配 C-ABS 設計之增速齒輪箱，可得車輪獲得之總煞車扭力 T_b 為

$$T_b = K \cdot T_{CBD} + T_1 \quad (37)$$

其中， K 為增速齒輪箱之增速比。而 T_{CBD} 之值則由第二組煞車輸入之扭力 T_2 與離心式離合器可傳遞之最大扭力 T_{CBDs} 相較判斷，假使第二組煞車輸入之扭力不超過離心式離合器可傳遞之最大扭力時，即 $T_2 \leq T_{CBDs}$ ，則該扭力輸出為 T_2 ，即 $T_{CBD} = T_2$ ；若第二組煞車輸入之扭力大於離心式離合器可傳遞之最大扭力時，即 $T_2 > T_{CBDs}$ ，則該扭力輸出轉變為離心式離合器之摩擦塊為滑動狀態之扭力 T_{CBDk} ，即 $T_{CBD} = T_{CBDk}$ 。

3-6 小結

本章首先設定系統之設計要求與目標，基於此而提出使用離心式離合器作為提供本系統轉速回饋與調變輸出扭力之核心元件，隨後承接第二章已建立之離心式離合器力學模型，進一步探討其不同旋轉方向產生相異之特性。其次，搭配其他必要之元件，包含煞車外盤、軸承及傳動軸，組成具有判斷車輪轉速以及依轉速自動調變輸出扭力功能之核心裝置 CBD。接著，建立 C-ABS 之概念設計架構與配置，討論各元件或裝置之連結關係與力的傳遞方式。最後，根據建構完成之系統架構，探討 C-ABS 作動之理論基礎，包括 CBD 之離心式離合器摩擦塊之摩擦係數變化及作用力的傳遞關係。

第四章 系統特性模擬與分析



欲了解 C-ABS 之操作特性與效能，本研究建立一套數值程式模擬該系統並加以分析。首先由理論推導而得之力學方程式或關係式，經整理後編寫於 Matlab 程式。其次，建立程式流程圖，依邏輯加入判別式與迴圈功能。接著設定各項參數值，並可透過調變系統之關鍵設計參數，得知該參數之影響變化。最後，依模擬結果繪製圖表，其中包含車輛之煞車力變化、車速與輪速變化以及滑差變化等。顯示 C-ABS 於煞車過程中，是否具有煞車防鎖死之功能，並可比較其煞車效能與一般煞車系統（即未裝配 ABS 之煞車系統）或傳統電子式 ABS 之差異。

4-1 數值程式架構與分析方法

模擬對象設定為一台 125c.c. 之速克達機車，本階段僅模擬單一車輪作用煞車之情形。該模擬車輛從預設之初速，立即施加極大的煞車操作力於煞車拉桿，並維持此操作力作用，直到車輛速度降至零為止。模擬數據可得煞車過程中之飛輪轉速、車輪轉速、車輪所受的煞車扭力等隨時間的變化，再經簡單的計算可得車輪與飛輪間的滑差值，判斷是否產生車輪鎖死的現象。另外，利用此模擬程式，調變部分關鍵之設計參數以提升該系統之煞車效能，並降低車輪與飛輪間的滑差值。經過參數調變與趨勢分析，可得一組較佳的設計參數，作為之後實驗測試零件之規格依據。

4-2 數值程式模擬流程

此數值程式之模擬流程圖如圖 4-1 所示。執行程式的同時代入初始參數值，包括給定之車輛初速，即慣性飛輪之轉速。首先，程式將判斷此飛輪是否已停止旋轉，若為是則結束程式；否則往下進行。接著，程式將計算兩組煞車產生之煞車扭力 T_1 與 T_2 ，並判斷 CBD 之離心式離合器是否為接合狀態。若該離合器為接合狀態，程式隨即判斷第二組煞車之煞車扭力是否超過 CBD 可傳遞之最大靜摩擦扭力，若為是，則表示 CBD 之離合器與煞車外盤呈現打滑狀態，其間產生滑

動摩擦，則透過動摩擦作用傳遞煞車扭力；若為否，則表示 CBD 足以傳遞第二組煞車輸入之煞車扭力，此時 CBD 將完全傳遞該扭力至增速齒輪組。最後，計算車輪獲得總煞車扭力 T_b ，同時求得車輪與飛輪角加速度、角速度與滑差等相關數據。重複以上之流程，直至飛輪轉速趨近於零則停止。

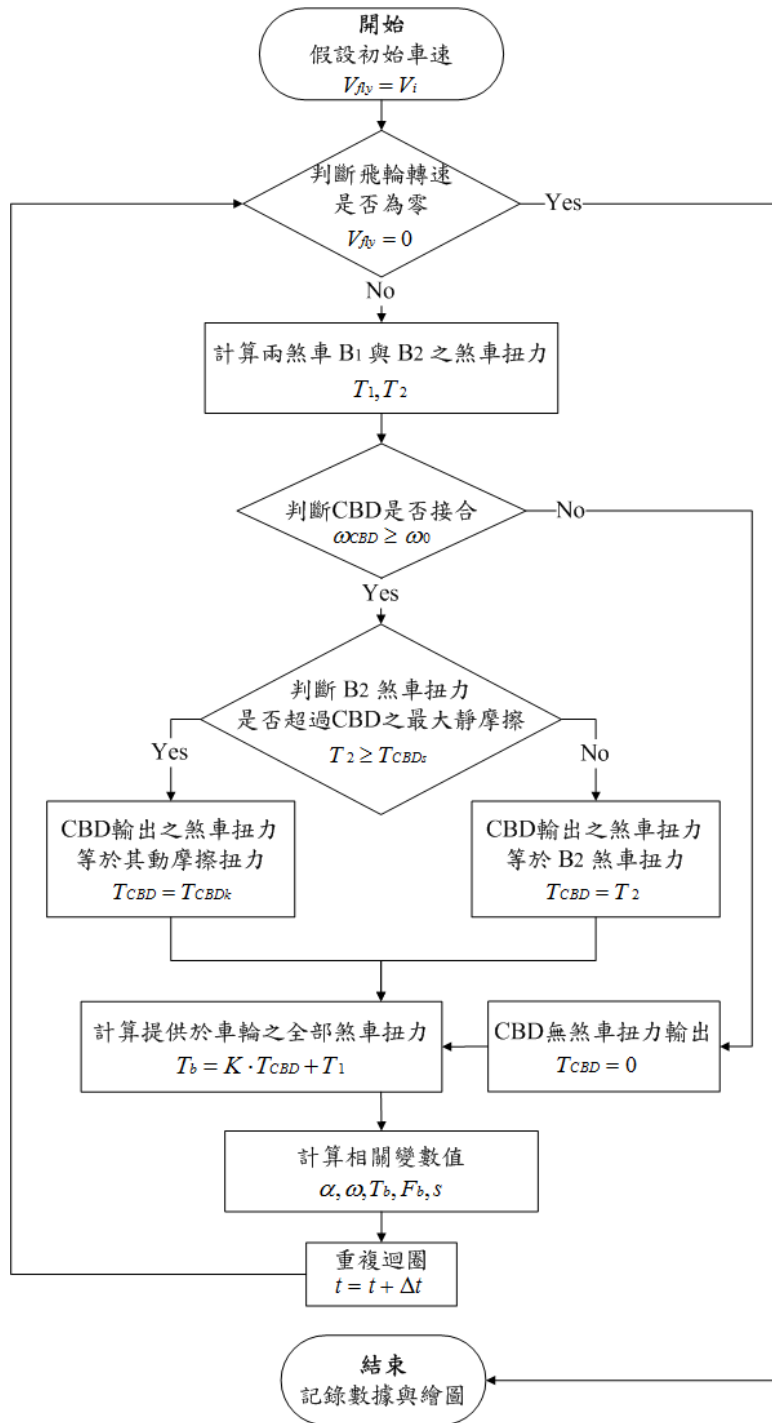


圖 4-1 數值程式模擬流程圖



4-3 假設條件與參數設定

欲使本研究之數值程式有較佳的模擬結果，即變化趨勢較為顯著、易觀察，並且避免系統模型於分析時過於複雜，在此階段之模擬需給予幾項假設條件：

1. 忽略煞車液壓油傳遞壓力時產生的遲滯現象。
2. 忽略包含增速齒輪箱及其他傳動元件之能量損耗。
3. 假設煞車操作力為線性趨勢增加，並於達到極限值後維持該值不變。

數值模擬程式之參數設定可分為三個部分：一、原車數據。設定之車款為光陽 Racing125 機車，其相關數據參數可經查詢或實際量測而得。二、煞車系統參數設定。此部分包含 C-ABS 各項零組件規格，其中，CBD 之離合器重量由實際量測而得，而煞車卡鉗來令片與離合器摩擦塊之摩擦係數可由 J. E. Shigley 與 C. R. Mischke 等人之研究文獻中取得[34]。另外，假設該離合器材料組成皆為鋼材，則其比熱可查表而得[35]。三、程式操作參數設定。設定之參數包含車輛之初速、環境溫度與動態時間間距等。此外，駕駛者施予煞車拉桿之最大煞車操作力值可參考 S. G. Haidar, D. Kumar 與 R. S. Bassi 等人於 2004 年著作之握力相關研究[36]，推得平均一般成年男性可作用最大之握力約為 460N，因此，本研究程式中之煞車操作力極限值則以此作為設定。其餘數據資料可參考表 4-1。

表 4-1 數值模擬程式參數表

參數列	數值
1. 原車數據 (光陽 Racing125)	
車重(kgw)	113
駕駛者重(kgw)	70
車輪半徑(m)	0.2435
車輪轉動慣量(kg·m ²)	0.112
碟煞有效半徑(m)	0.0871
煞車拉桿槓桿比	3.125
煞車液壓增壓比	8
2. 煞車系統參數設定	

CBD 離合器重(kgw)	1.36
煞車卡鉗來令片摩擦係數[34]	0.31
CBD 離合器摩擦塊-靜摩擦係數[34]	0.41*
CBD 離合器摩擦塊-動摩擦係數[34]	0.35($\bar{T} = 25^\circ$)
CBD 離合器比熱[35]	502
CBD 離合器表面積(m^2)	0.0363
空氣熱傳係數($W/m^2 \cdot ^\circ C$) [35]	200
輪胎滾阻係數[27]	0.013
慣性飛輪半徑(m)	0.25
慣性飛輪轉動慣量($kg \cdot m^2$)	11.4375
3. 程式操作參數設定	
初始車速(km/h)	60
環境氣溫($^\circ C$)	25
動態時間間距(s)	0.00001
操作力極限值(N) [36]	460

4-4 參數調變分析

由模擬結果可得車輛在煞車作用時的動態變化。由於 C-ABS 之各項設計參數會影響整車的煞車效能，因此在模擬過程中，可透過調變部分關鍵參數得知其影響之趨勢，並求得一組較佳的參數值。模擬分析設定之路面分為乾燥柏油路面與濕滑柏油路面，所得之結果亦同時考慮在兩種路面上的作用情形。因此，經模擬結果而選用之較佳參數值，必須在此兩種操作環境下，皆可發揮防鎖死之功效，並且具有最高煞車效能之數據。而該組設計參數是否為理想的檢驗方式包含三項設定目標：一、提供整車最大煞車力。二、車輛煞停距離最短。三、滑差值不超過 30%。

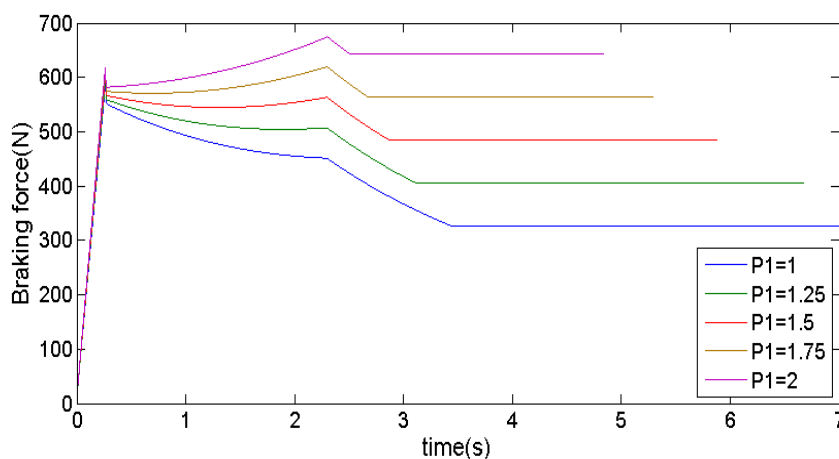
分析調變之參數包含：第一組煞車(B_1)之液壓增壓比 P_1 、第二組煞車(B_2)之液壓增壓比 P_2 、齒輪箱增速比 K 、煞車碟盤有效半徑 R_{d1} 、 R_{d2} 。經分析後發現，調變參數 P_2 對系統效能影響不大，而調變參數 R_{d1} 的結果與調變參數 P_1 之變

化趨勢相同。因此，模擬時，參數 P_2 可設定為原車之液壓增壓比，而參數 R_{d1} 則可藉由調變參數 P_1 達到相同的變化趨勢與結果。同理，參數 R_{d2} 亦可直接設定為原車碟盤之有效半徑。總結而得參數 P_1 與 K 為本系統之關鍵設計參數，其各別之影響分別於 4-4-1 及 4-4-2 進行討論。

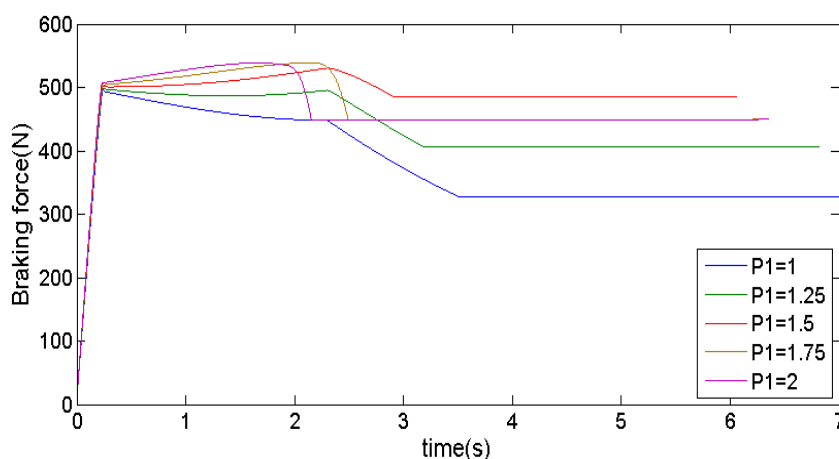


4-4-1 調變煞車液壓增壓比

圖 4-2 為調變煞車液壓增壓比 P_1 對整車煞車力之變化圖。圖 4-2 (a) 為乾燥柏油路面之煞車力變化，從圖中可看出當液壓增壓比提高時，整車獲得較大的煞車力。然而，當模擬於濕滑柏油路面時，如圖 4-2 (b)，增壓比為 1.75、2 之煞車力曲線明顯有驟降的現象，可判斷此時已經發生車輪鎖死情形。



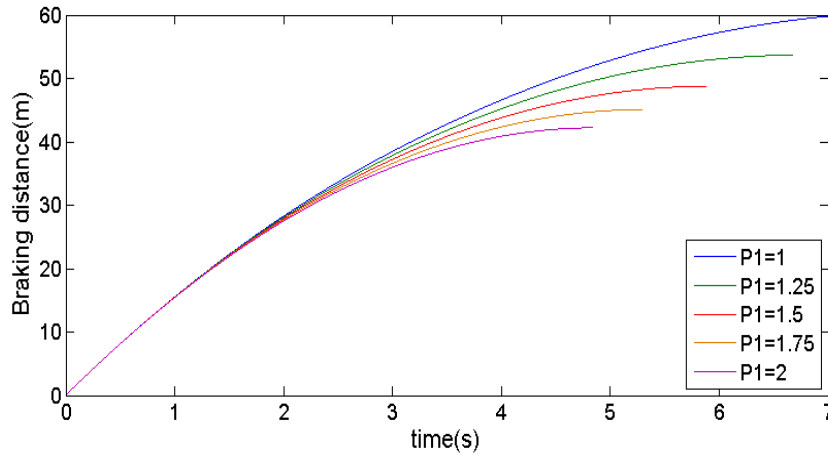
(a) 乾燥柏油路面



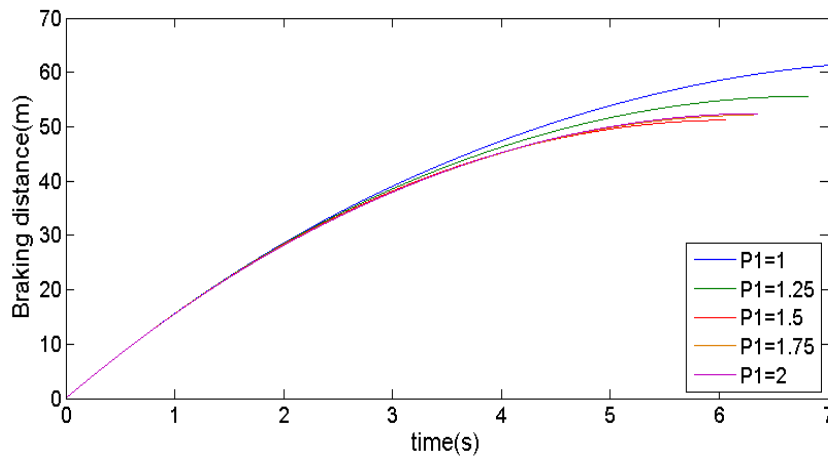
(b) 濕滑柏油路面

圖 4-2 調變煞車液壓增壓比 P_1 對整車煞車力之影響

接著討論調變煞車液壓增壓比 P_1 對煞車距離之影響。由圖 4-3 可知不論在乾燥或濕滑柏油路面，增加液壓增壓比皆可使煞車距離縮短。然而，車輪是否因煞車造成鎖死的現象由此圖無法判別，需另外分析車輪之滑差變化。



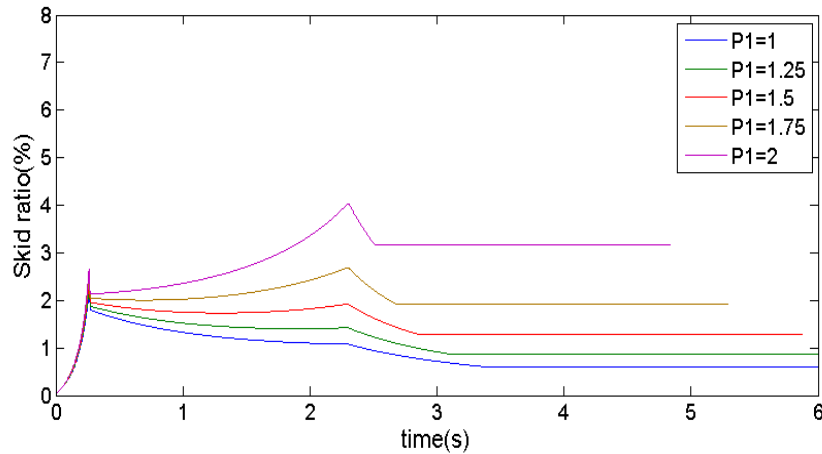
(a) 乾燥柏油路面



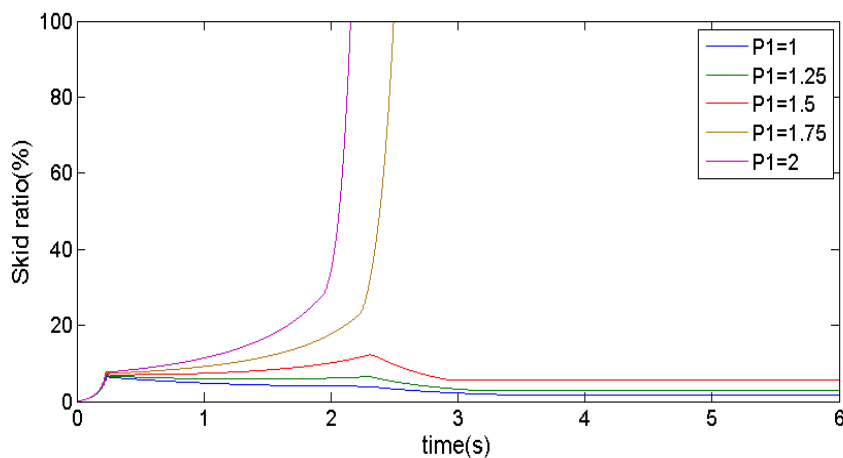
(b) 濕滑柏油路面

圖 4-3 調變煞車液壓增壓比 P_1 對煞車距離之影響

圖 4-4 為調變參數 P_1 對車輪滑差之影響。從圖 4-4 (a)可看出液壓增壓比愈大，造成車輪之滑差愈大，但在整個煞車過程中，滑差值皆低於 10%，並無造成車輪鎖死的現象。然而，在濕滑柏油路面時，如圖 4-4 (b)所示，增壓比為 1.75、2 之滑差曲線快速上升，且其值最終達 100%，顯示車輛在仍有速度的情況下車輪已停止轉動，即車輪發生鎖死情形。



(a) 乾燥柏油路面



(b) 濕滑柏油路面

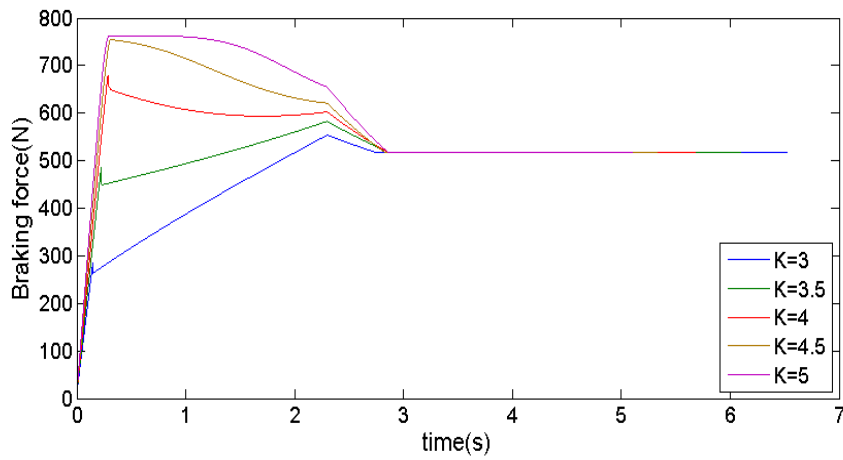
圖 4-4 調變煞車液壓增壓比 P_1 對車輪滑差之影響

由以上模擬與分析之結果，可推得煞車液壓增壓比 P_1 之設計範圍介於 1.5 至 1.75 之間具有最佳的煞車效能，並且於乾燥或濕滑柏油路面之操作環境下，仍可發揮煞車防鎖死之功能。

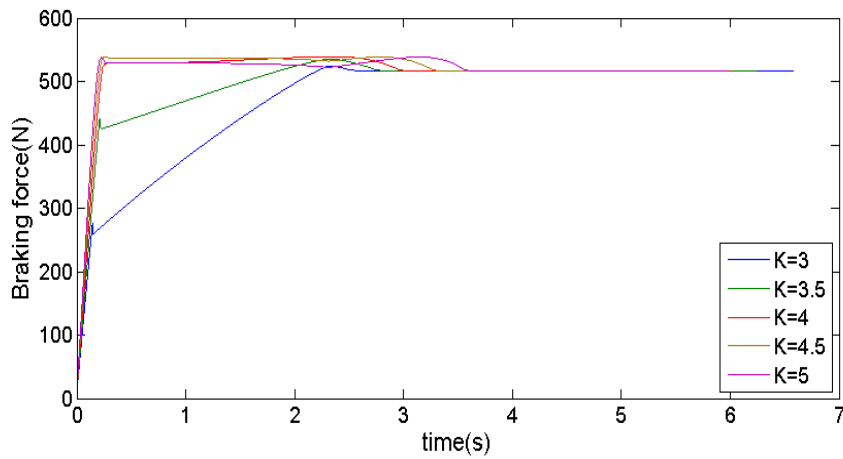
4-4-2 調變齒輪箱增速比

設定參數範圍由 3 到 5，每增加 0.5 單位繪製一條曲線。圖 4-5 為調變齒輪箱增速比 K 對整車煞車力之變化圖。從圖中可看出不論在乾燥或濕滑柏油路面，當齒輪箱增速比提高時，在煞車作用初期，可獲得較大的煞車力。另外，不論此參數值設定為何，煞車力曲線最終將收斂至一固定值，由此可判斷曲線的收斂點即為 CBD 內之離心式離合器因轉速低於接合轉速而不再傳遞煞車扭力至車輪，

僅由第一組煞車持續提供車輛固定之煞車力。因此，調變齒輪箱增速比僅能控制 CBD，即第二組煞車對煞車效能之影響。



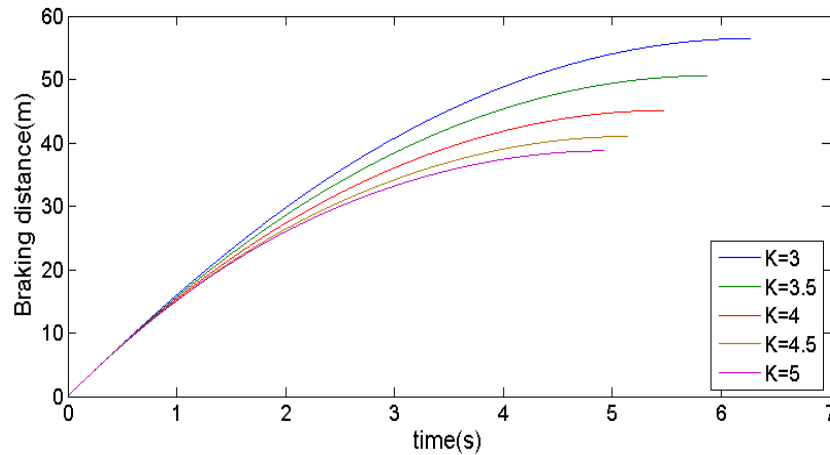
(a) 乾燥柏油路面



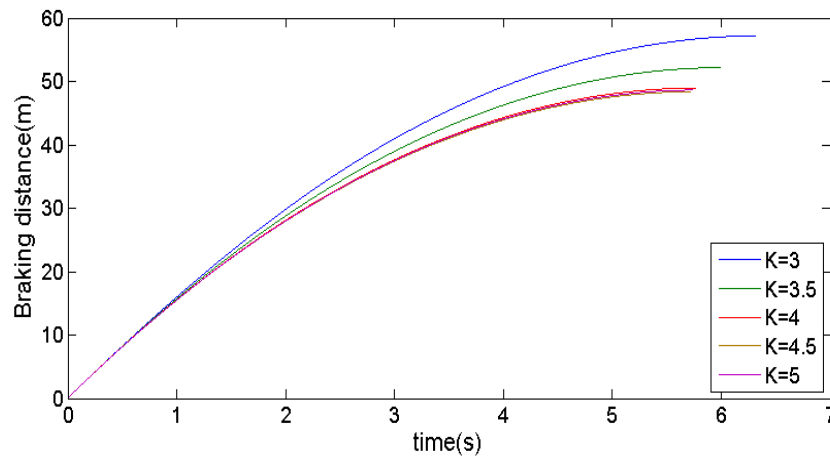
(b) 濕滑柏油路面

圖 4-5 調變齒輪箱增速比 K 對整車煞車力之影響

圖 4-6 為調變齒輪箱增速比對煞車距離之影響。從圖中可得知不論在乾燥或濕滑柏油路面，增加齒輪箱增速比皆可縮短煞車距離。



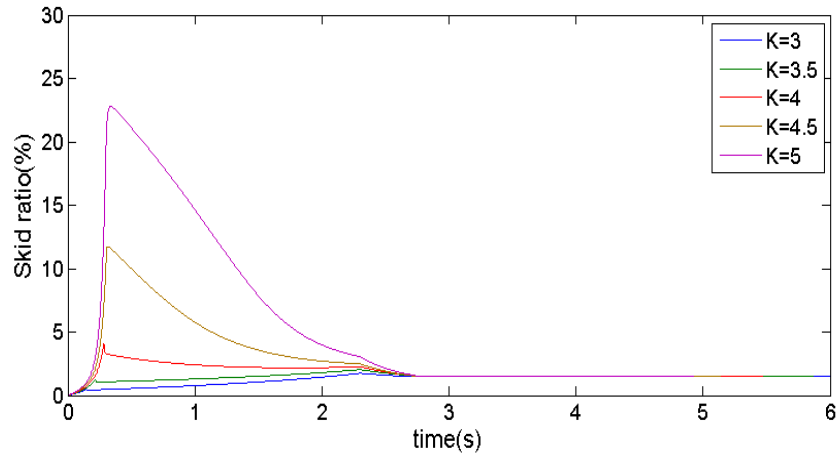
(a) 乾燥柏油路面



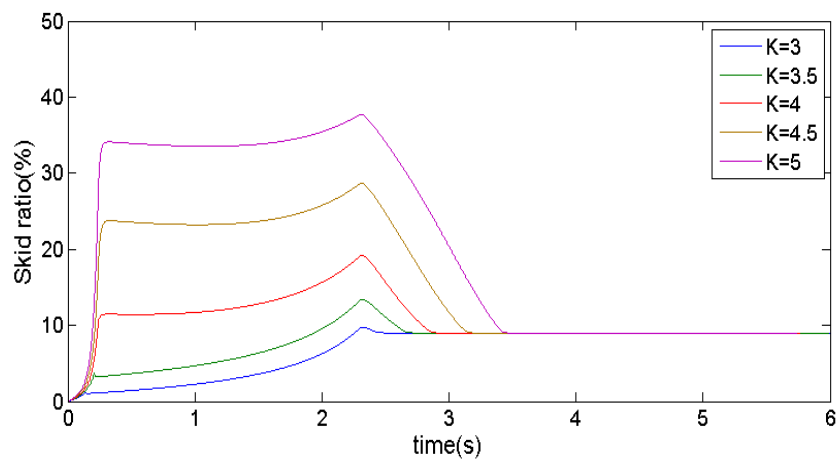
(b) 濕滑柏油路面

圖 4-6 調變齒輪箱增速比 K 對煞車距離之影響

圖 4-7 為調變齒輪箱增速比對滑差之影響。不論路面狀況，提高齒輪增速比皆使得滑差值增加。由本文 2-4 論述之滑差模型可知，最佳的煞車操作區間介於滑差值為 10% 至 30%，而當參數 K 設定為 5，在濕滑柏油路面作用煞車時，如圖 4-7 (b) 所示，滑差值已超過 30%，容易造成車輪鎖死的危險。因此，必須調控參數 K 使其滑差得以控制於最佳範圍內，避免煞車作用期間可能造成車輪鎖死及車輛失控的情形。



(a) 乾燥柏油路面



(b) 濕滑柏油路面

圖 4-7 調變齒輪箱增速比 K 對車輪滑差之影響

由以上分析結果，可推得齒輪箱增速比 K 之設計參數值應低於 4.5 將有較佳的安全性。透過分析調變參數 P_1 及參數 K 之模擬結果與趨勢，進而以該程式求得一組設計參數，使得 C-ABS 有較佳的煞車效能，同時在乾燥或濕滑柏油路面皆具有煞車防鎖死之功能。求得之較佳參數值如表 4-2 所示。

表 4-2 C-ABS 之設計參數表

參數列	數值
液壓增壓比 P_1	1.6
液壓增壓比 P_2	8
齒輪箱增速比 K	3.8
碟盤有效半徑 R_{d1}, R_{d2}	0.0871 (m)

由於本研究著重於新系統之概念設計與其可行性及基本特性之分析，故並無特別以最佳化方式取得該 C-ABS 之設計參數。由程式模擬而得較佳之關鍵設計參數，以及模擬所使用之目標車種相關參數，可作為後續架設實驗平台之依據。

4-5 煞車效能模擬結果

將參數調變分析後而得之較佳設計參數值代入本研究之數值程式進行模擬，模擬條件設定為裝配有 C-ABS 之目標車輛行駛於乾燥或濕滑柏油路面，由設定之初始速度立即作用一極大煞車操作力於單一煞車拉桿，使其單一車輪產生煞車力。模擬結果包含在煞車過程中 CBD 離心式離合器之溫度變化及其摩擦塊之摩擦係數變化，車輪之煞車扭力與整車之煞車力變化，輪速與車速之變化，車輪滑差變化，以及煞車效率等。以下就各種模擬結果進行討論與分析：

1. CBD 離合器之溫度與摩擦係數

圖 4-8 為煞車過程中 CBD 離心式離合器之溫度變化，粗線及細線分別為車輛於乾燥或濕滑柏油路面之模擬結果。圖中顯示當煞車從零秒開始作用時，由 CBD 煞車外盤接收之煞車扭力尚未超過可傳遞之最大靜摩擦扭力，故離合器與煞車外盤為同步旋轉並未打滑。然而，從 A 點開始，離合器的溫度快速上升至 B 點而停止，可推測該期間離合器摩擦塊與煞車外盤呈現打滑狀態，此時煞車外盤遭卡鉗輸入過大的扭力而鎖定，離合器摩擦塊則持續與煞車外盤接觸並提供一煞車扭力於車輪。隨後，車速降低以致於離合器轉速不足，使得摩擦塊與煞車外盤分離，其兩者間不再具有摩擦作用，因此，離合器溫度緩緩下降，如圖中 B 至 C 階段。最後車輛煞停，模擬於 C 點結束。

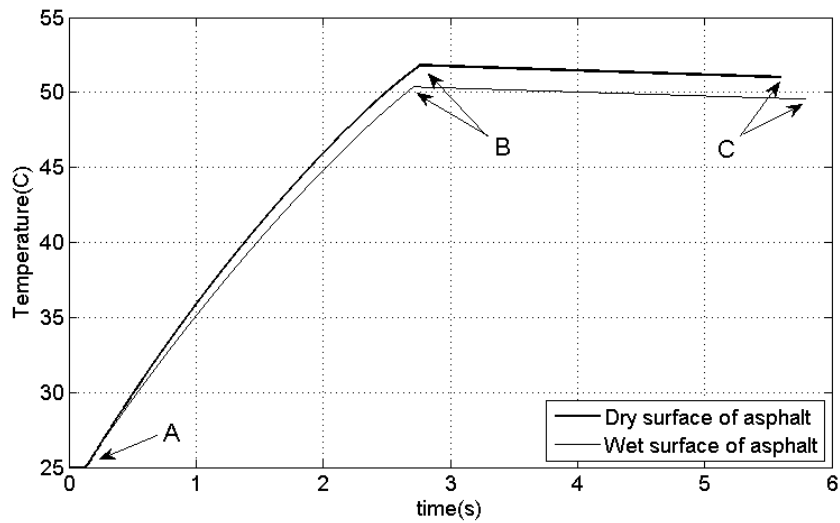
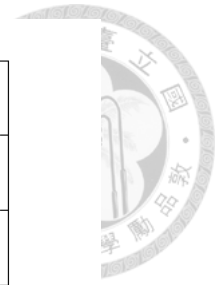


圖 4-8 離合器之溫度變化

圖 4-9 為離心式離合器摩擦塊之摩擦係數變化。由本文 3-5-1 所討論之摩擦係數模型可知，摩擦塊表面溫度會影響摩擦係數，故透過理論推導，由式(34)取得溫度與摩擦係數之對應關係，並代入程式模擬煞車過程中其值之變化。圖中 A、B 與 C 點所表示之意義與圖 4-8 相同。

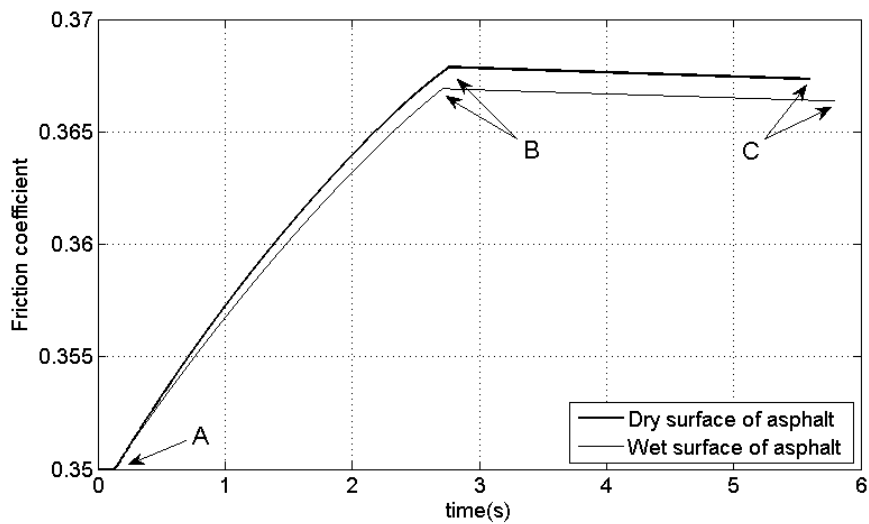


圖 4-9 離合器摩擦塊之摩擦係數變化

2. 煞車扭力分配

圖 4-10 為煞車作用後，第一組煞車與第二組煞車對車輪造成之煞車扭力。由於第一組煞車直接連接車輪，使其煞車扭力隨駕駛者施予之煞車操作力線性增加，並於最終達到一固定值。另外，第二組煞車受 CBD 之離心式離合器影響，傳遞至車輪的煞車扭力由車輪轉速所決定。因此，觀察圖中虛線部分之扭力變化，起初該扭力值呈線性增加，然而約在 0.2 秒時，離心式離合器之摩擦塊與 CBD 之煞車外盤發生打滑，接著，該煞車扭力則隨車輪轉速下降而降低，最後在離心式離合器分離之後便不再有扭力輸出。

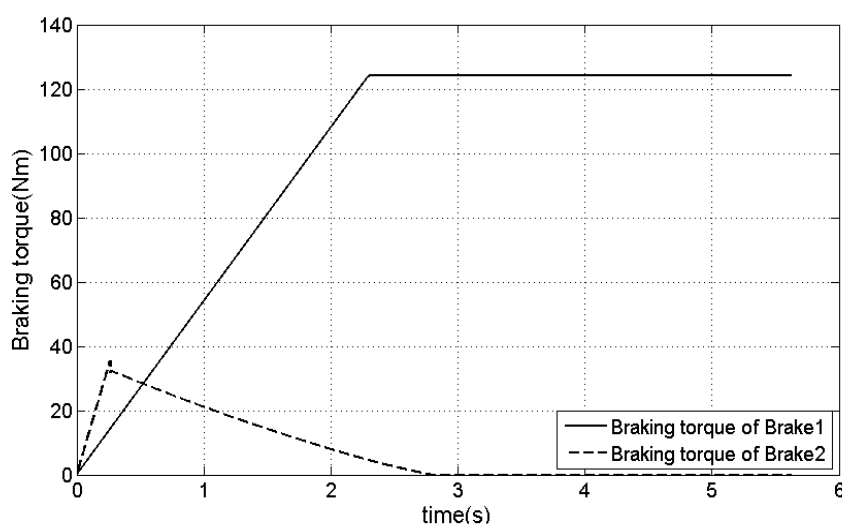


圖 4-10 兩組煞車之煞車扭力變化

3. 車輪煞車扭力與整車煞車力

圖 4-11、4-12 分別表示車輪受到的煞車扭力及整車獲得的煞車力變化。當煞車作用時，煞車扭力與煞車力皆快速增加，然而當車速降低，離合器轉速因而下降使得摩擦塊之離心力減小，此時 C-ABS 第二組煞車輸出之扭力也降低，造成車輪之總煞車扭力明顯下降，如圖所示 A 點至 B 點區間。隨後離合器轉速不足使得摩擦塊與煞車外盤分離，因此至 B 點後，車輪之煞車扭力與整車之煞車力僅由第一組煞車提供。

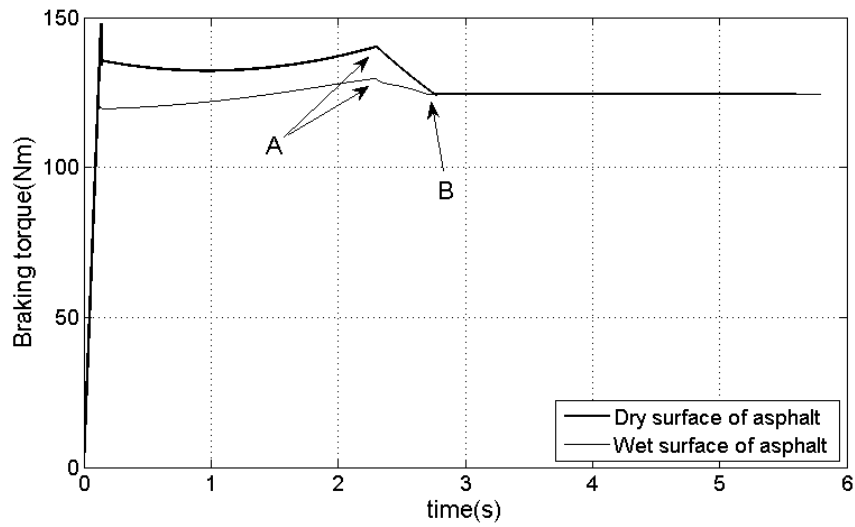
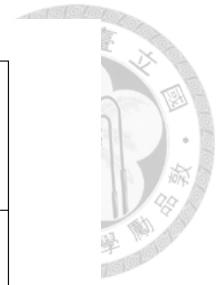


圖 4-11 車輪之煞車扭力變化

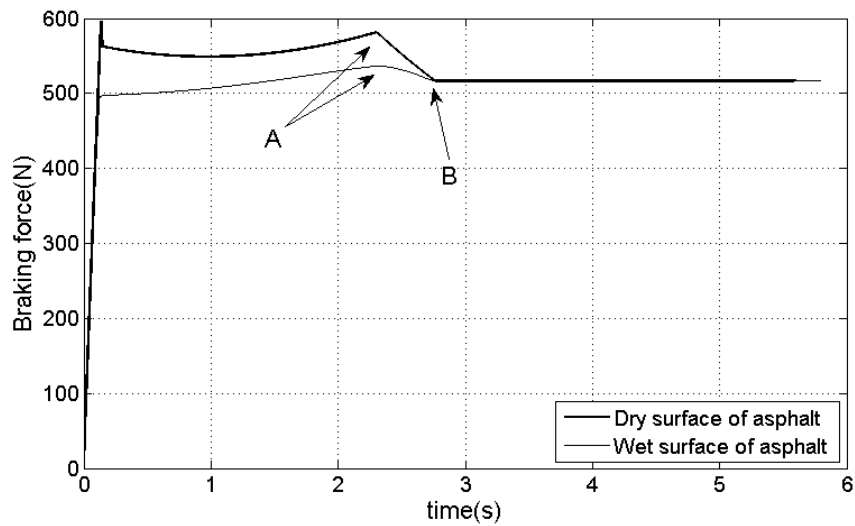


圖 4-12 整車之煞車力變化

4. 輪速與車速及煞車距離

圖 4-13、4-14 分別表示模擬於乾燥或濕滑柏油路面之情形，其中左側縱軸顯示為輪速或車速，右側縱軸顯示車輛之煞車距離。由圖 4-13，可知系統於乾燥柏油路面作用時，其輪速與車速皆呈穩定斜率之下降趨勢，並且兩者間並無顯著差異。車輛之煞停距離約 46.6 公尺，共費時約 5.6 秒。

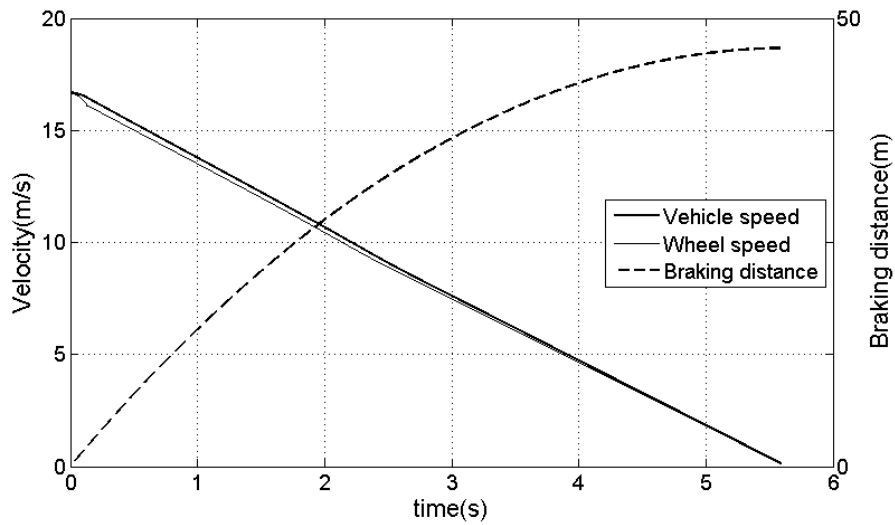


圖 4-13 乾燥柏油路面之輪速與車速及煞車距離之變化

另外，模擬於濕滑柏油路面時，輪速於煞車作用初期立即產生驟降情形，然而受到防鎖死系統之影響，輪速不再驟降反而維持穩定的下降斜率，最後與車速收斂。於此期間車輪並未鎖死，避免導致車輛失控。車輛之煞停距離約為 49.3 公尺，較乾燥柏油路面略為增加，共費時約 5.8 秒。

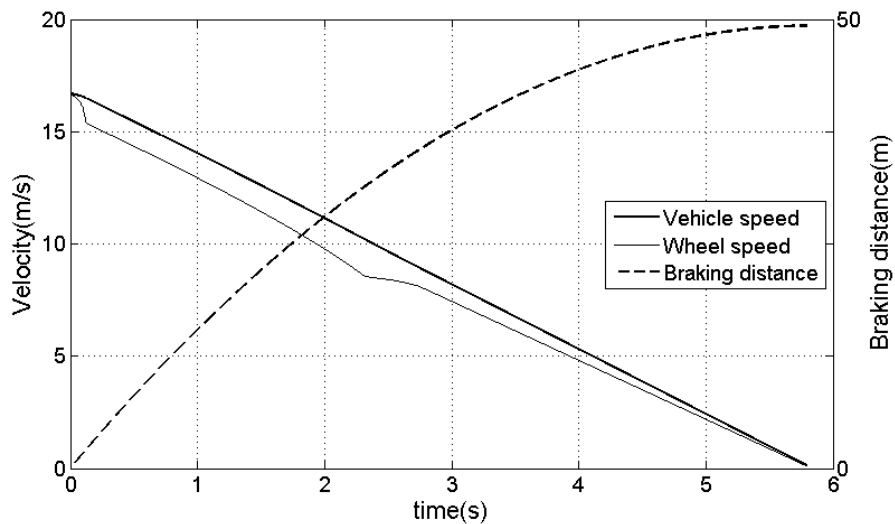


圖 4-14 濕滑柏油路面之輪速與車速及煞車距離之變化

5. 滑差值

圖 4-15 顯示在乾燥或濕滑柏油路面作用煞車之滑差變化。由模擬結果可知，該防鎖死煞車系統不論在何種路面下操作，其車輪滑差皆於 30% 以下，即車輪控

制於穩定區間，使其保有操控性，不致於發生車輪鎖死情形。圖中 A 點表示 CBD 內之離合器摩擦塊與煞車外盤分離的瞬間，使得第二組煞車無法再傳遞煞車扭力至車輪，僅由第一組煞車持續提供車輪之煞車扭力。

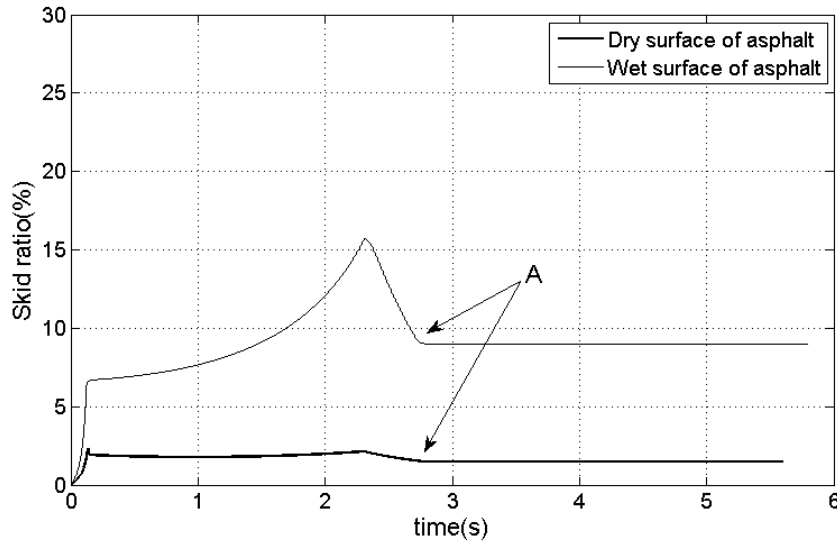


圖 4-15 車輪滑差之變化

6. 煞車效率

圖 4-16 為該系統於乾燥或濕滑柏油路面之煞車效率變化。由圖可知，C-ABS 於乾燥柏油路面之煞車效率較濕滑路面差，平均約維持七成的煞車使用率。反觀於濕滑柏油路面，皆有高於九成之煞車使用率。因此，該系統雖在乾燥路面略為損失部分煞車力，卻可在濕滑路面發揮較佳的煞車性能。圖中 A 點同樣表示為 CBD 內之離合器摩擦塊與煞車外盤分離的瞬間，其後由第一組煞車提供固定之煞車扭力於車輪，故使得煞車效率亦為恆定。

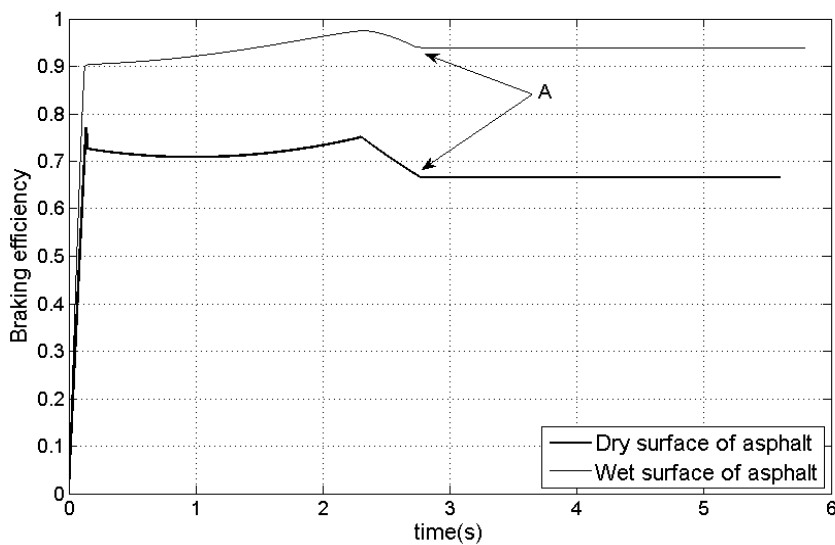


圖 4-16 煞車效率之變化

4-6 煞車效能比較

本研究對此 C-ABS 與一般煞車系統進行煞車效能比較。其中可分為兩種操作模式：

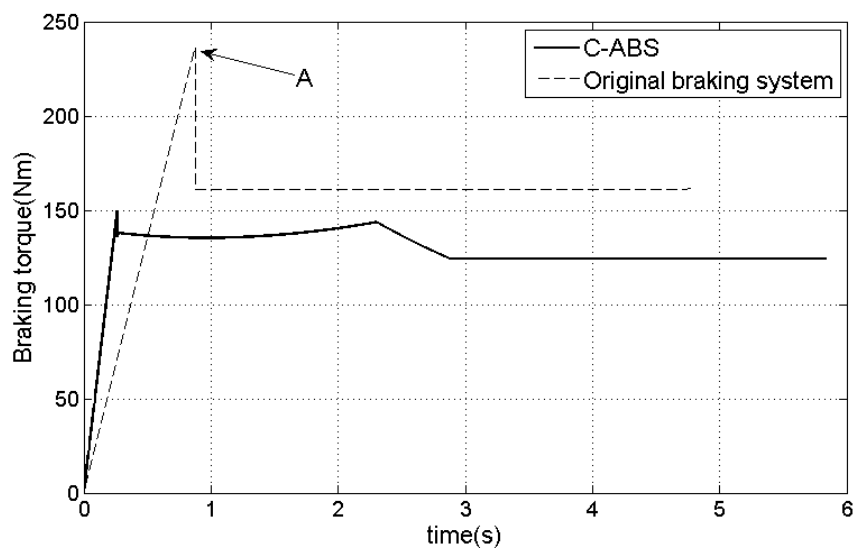
1. 重煞車操作力作用：如同本文 4-5 所討論之模擬結果，由初始設定之車速立即施予極大的煞車操作力於煞車拉桿，此最大煞車操作力設定為 460N。
2. 輕煞車操作力作用：模擬駕駛者於正常情況下操作煞車，模擬之操作力分別設定為 10N 與 20N。

以上第一種模式同時討論於乾燥及濕滑柏油路面作用之情形，第二種模式僅討論於乾燥柏油路面作用之情形，其原因為較輕的作用力在兩種路面之煞車效能差異不大，因此於本文僅提供在乾燥路面之模擬結果。最後，本節亦討論 C-ABS 與傳統電子液壓式 ABS 之操作原理的不同，造成系統作動時之差異。

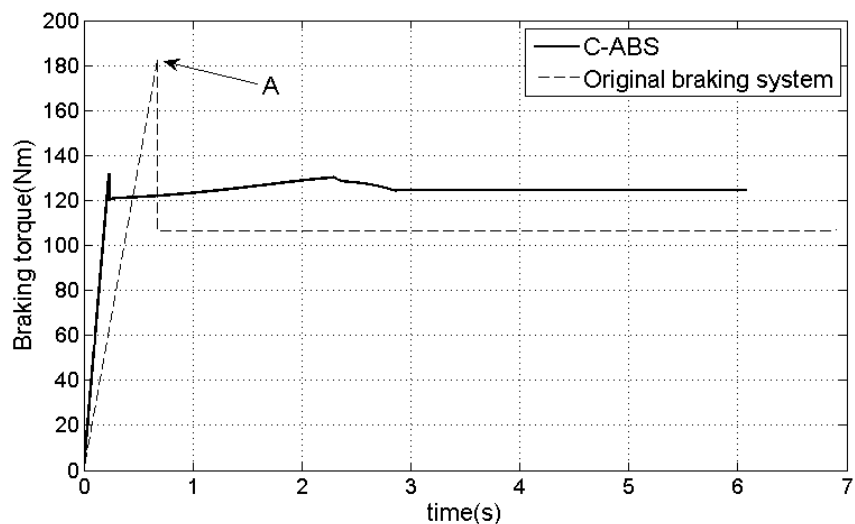
4-6-1 重煞車操作力作用

圖 4-17 為作用於乾、溼柏油路面下，車輪之煞車扭力性能比較。實線與虛線分別表示 C-ABS 與一般煞車系統之性能曲線。由於 C-ABS 配有增速齒輪組，使得第二組煞車輸入至車輪之煞車扭力被放大，以致於煞車扭力在上升階段的斜

率大於一般煞車系統，即煞車扭力增加較快。由圖 4-17 (a)可知，在乾燥柏油路面時，一般煞車系統之煞車扭力平均高於 C-ABS。然而，於濕滑柏油路面作用時，如圖 4-17 (b)，C-ABS 之煞車扭力則大於一般煞車系統。此外，不論在何種路面操作煞車，一般煞車系統之煞車扭力皆發生於高點驟降的狀況，如圖中 A 點，此現象可判斷為在該點發生車輪鎖死，造成煞車扭力瞬間下降。



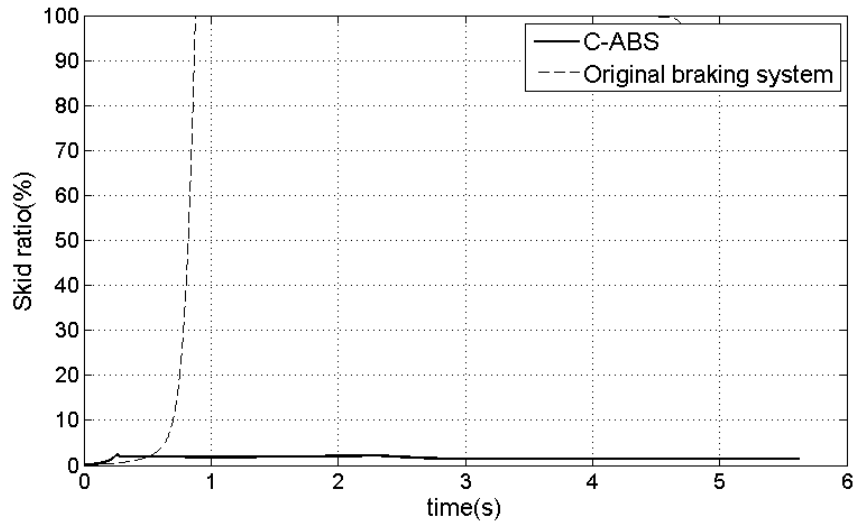
(a) 乾燥柏油路面



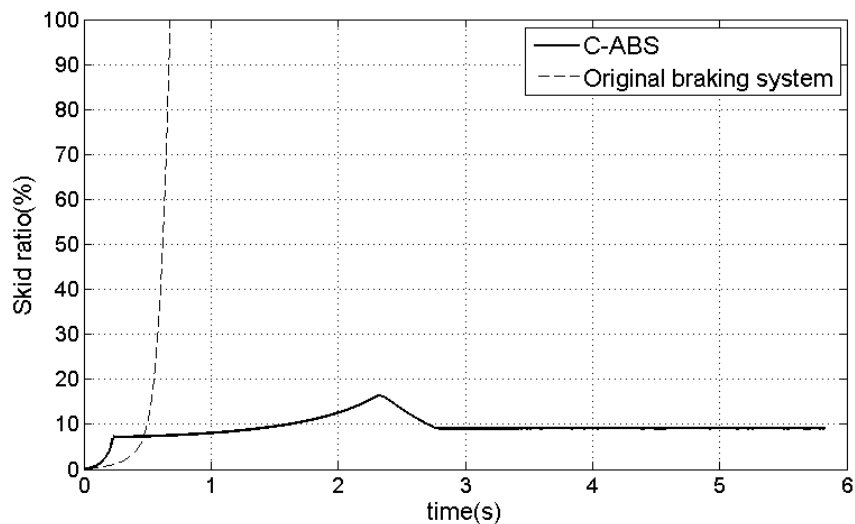
(b) 濕滑柏油路面

圖 4-17 C-ABS 與一般煞車系統之煞車扭力比較

圖 4-18 表示兩系統於不同路面在煞車過程中滑差值之變化，由此模擬結果可清楚判斷車輪是否發生鎖死。模擬結果顯示不論在乾燥或濕滑柏油路面操作煞車，皆使得一般煞車系統之滑差值在極短的時間達到 100%，即車輪發生鎖死現象。然而，當 C-ABS 作用於乾燥路面時，僅有不到 10% 的滑差；另外在濕滑路面之最大滑差值也不超過 20%，皆使得車輛維持在穩定且安全的操作範圍。



(a) 乾燥柏油路面

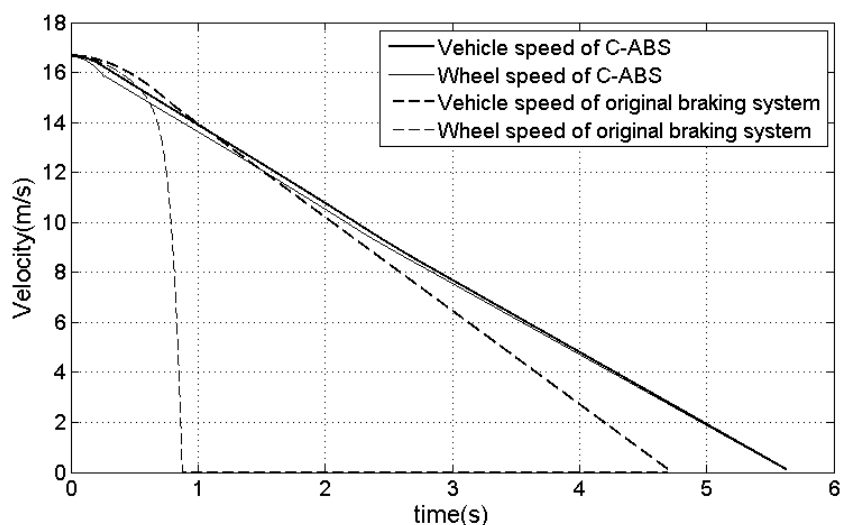


(b) 濕滑柏油路面

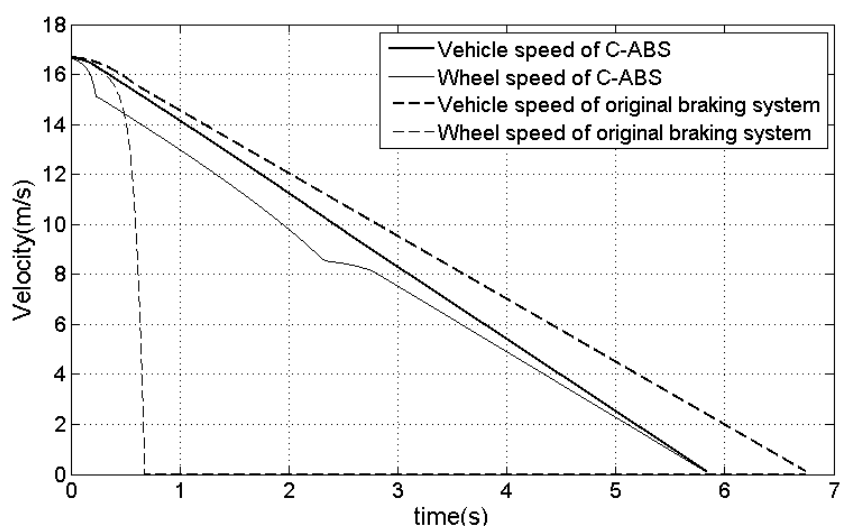
圖 4-18 C-ABS 與一般煞車系統之滑差比較

由輪速與車速的關係圖更能清楚比較兩者之煞車效能，從圖 4-19 (a)，可發現一般煞車系統之煞停時間較短，似乎有較佳的煞車性能。然而，觀察一般煞車

系統之車輪速度於煞車作用不久後迅速降至為 0，表示該期間車輪已完全鎖死，如此將使得車輛失去操控性，尤其對於二輪車輛易造成車身傾倒或翻覆的危險。反觀 C-ABS，其輪速與車速則是呈現穩定下降趨勢，使得車輛於煞車作用期間，仍可保有良好的操控性。此外，作用於濕滑柏油路面亦是如此，如圖 4-19 (b)。再者，於濕滑柏油路面下，C-ABS 之煞停時間少於一般煞車系統，顯然在較差的路面狀況下，本系統不僅使煞車系統更安全，同時具有較佳之煞車效能。



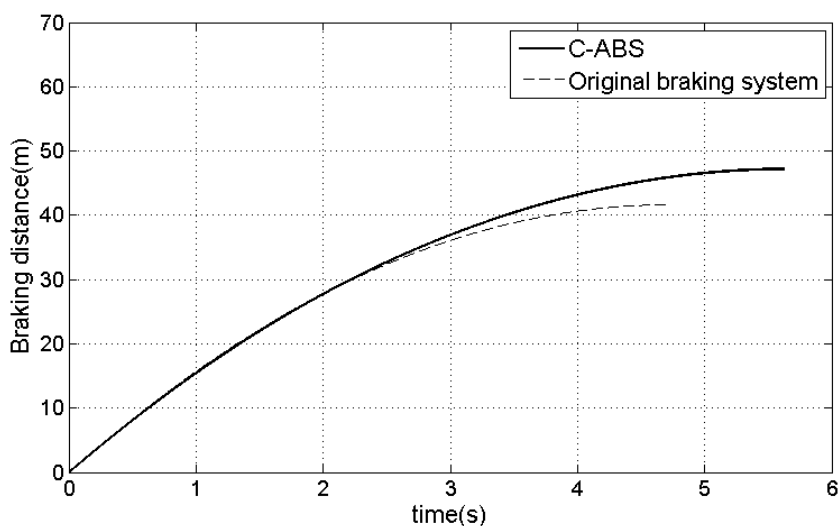
(a) 乾燥柏油路面



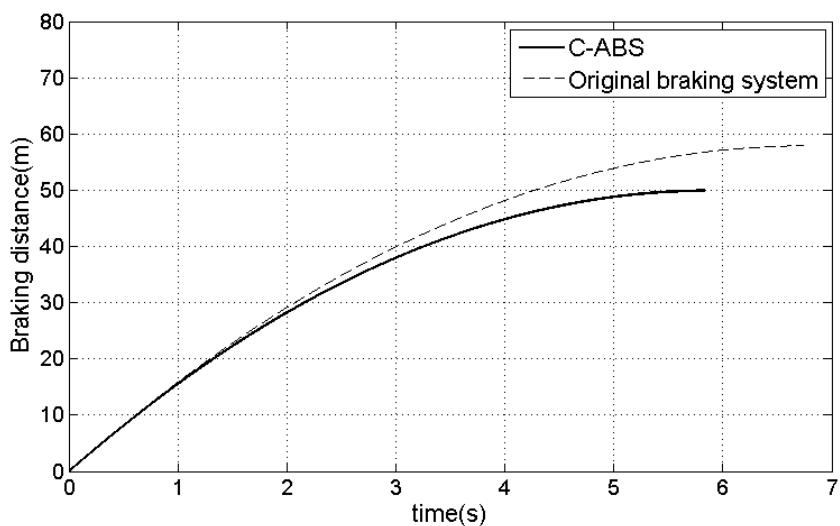
(b) 濕滑柏油路面

圖 4-19 C-ABS 與一般煞車系統之輪速與車速比較

最後比較兩系統之煞車距離關係，如圖 4-20。由於煞車距離與車輛煞停時間呈正相關，因此，在乾燥柏油路面，一般煞車系統所需之煞停時間及煞車距離皆較短。然而，如上述之分析，車輪鎖死使車輛失去操控性更加危險，雖然 C-ABS 在乾燥路面需增加些許煞車距離，卻能使車輛於煞車期間維持穩定。



(a) 乾燥柏油路面



(b) 濕滑柏油路面

圖 4-20 C-ABS 與一般煞車系統之輪速與車速比較

4-6-2 輕煞車操作力作用

輕煞車操作力模擬駕駛者於一般行車狀態使用煞車的情形。由於模擬結果顯示不論在乾燥或濕滑柏油路面，其模擬結果差異不大，因此，本文僅呈現在乾燥

柏油路面之模擬圖，而此煞車操作力於程式中分別設定為 10N 及 20N。圖 4-21 為施予 10N 煞車操作力之兩系統輪速與車速關係圖，由圖可發現裝配 C-ABS 之車輛車速下降較快，縮短煞車時間。其原因為 C-ABS 之第二組煞車搭配有增速齒輪箱，使得煞車操作力輸入至車輪之扭力被放大，因此對車輛產生較大的制動效果。另從煞車效率來看，如圖 4-22，C-ABS 之煞車效率亦高於一般煞車系統。

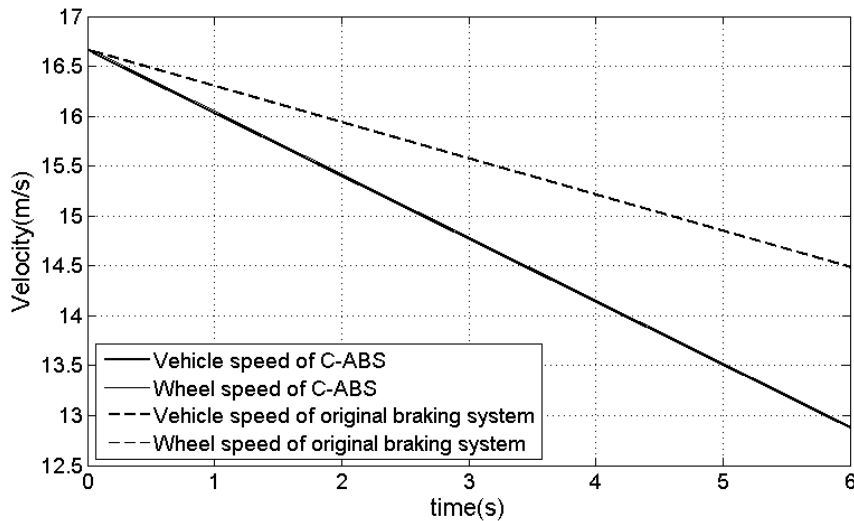


圖 4-21 輪速與車速關係於 10N 煞車操作力作用之比較

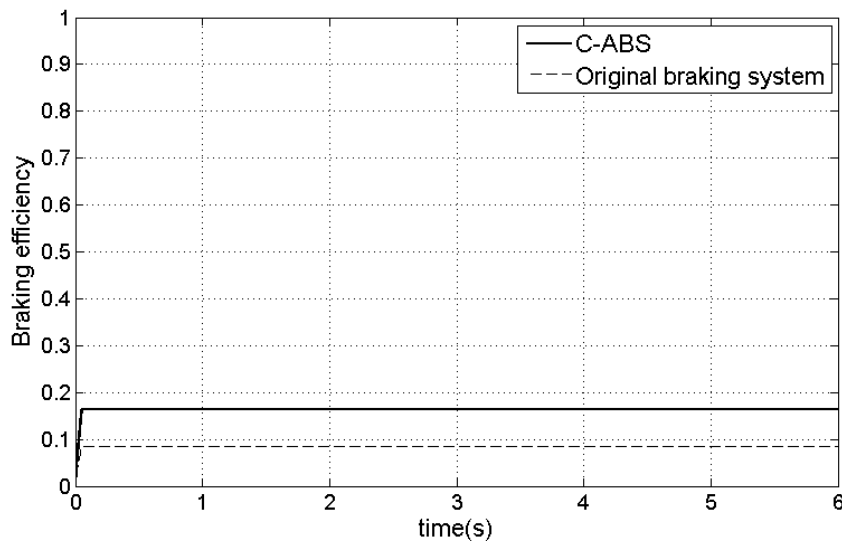


圖 4-22 煞車效能於 10N 煞車操作力作用之比較

以下為設定 20N 煞車操作力之煞車效能比較。圖 4-23 顯示 C-ABS 可使車速下降較快，產生較佳的制動效果。圖 4-24 為煞車效率之比較，圖中 C-ABS 煞車

約作用 4 秒後，煞車效率有明顯下降的趨勢，可推測此時 CBD 之離合器轉速下降導致可傳遞之扭力降低，故使得整車煞車力減少。此狀況可能使駕駛者感到煞車力不足，然而僅需增加對煞車拉桿之作用力，即可提高整車之煞車力。

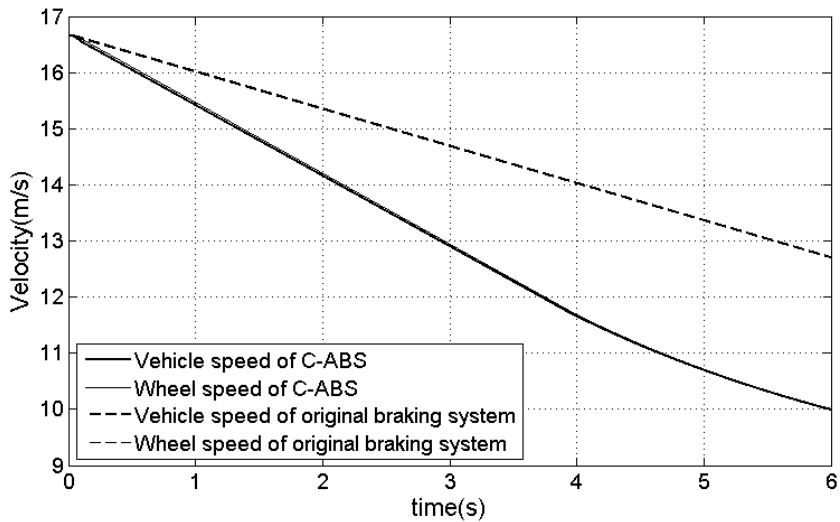


圖 4-23 輪速與車速關係於 20N 煞車操作力作用之比較

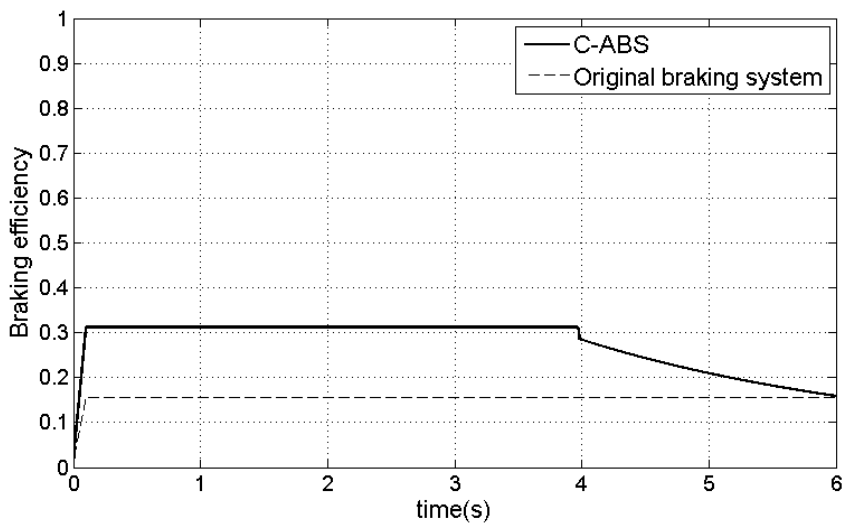
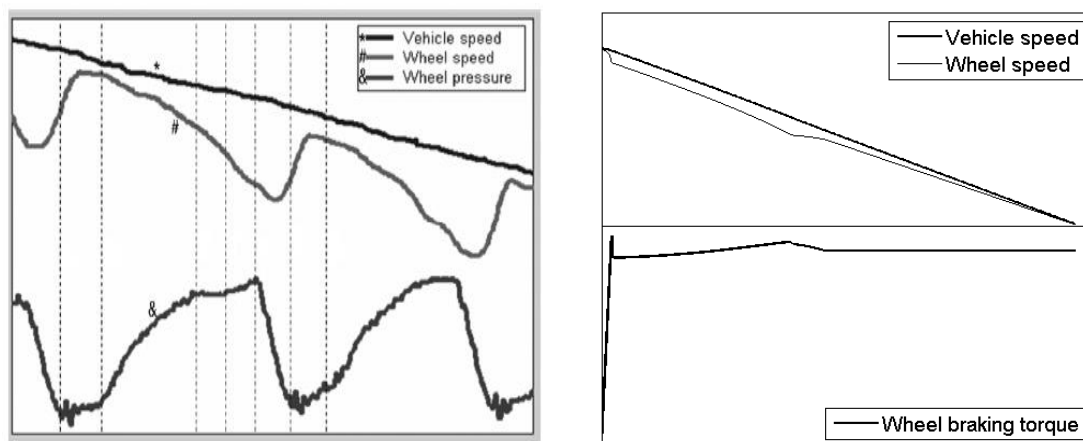


圖 4-24 煞車效能於 20N 煞車操作力作用之比較

4-6-3 系統原理差異討論

從模擬結果可得知 C-ABS 確實具有煞車防鎖死之功能，然而其作動原理與傳統電子式 ABS 不同。如圖 4-25 (a)，傳統上利用電子感測車輪轉速，並及時調整煞車液壓，以控制輸入至車輪之煞車扭力。因此，車輛所得煞車力為不連續之

變化，除了使車身產生振動及頓挫感，在煞車減壓的過程中，也損失部分之煞車力。反觀 C-ABS，如圖 4-25 (b)，該系統在作動過程中，煞車扭力變化不大，使得車輛之煞車力為連續性的作用，不易產生車身振動。此外，由於沒有減壓過程，車輪之煞車扭力不會下降，因此避免整車之煞車力造成損失。



(a) 傳統電子式 ABS [37]

(b) C-ABS

圖 4-25 防鎖死煞車系統作動原理之比較

4-7 小結

本章完整介紹本研究發展之數值程式與模擬結果分析。首先說明該程式之模擬方法及程式執行流程，透過數值方法模擬車輛於暫態煞車過程中之各項數據變化。其次，設定該數值程式之必要參數值，包含原車數據、煞車系統參數及程式模擬參數等。接著，隨著不同設定之路面條件執行煞車效能模擬，其中分別討論系統之關鍵設計參數：液壓增壓比與齒輪箱增速比，經調變後對於車輪受力、滑差及煞車效能等影響，並藉此取得一組較佳之參數值。最後，對於 C-ABS 與一般煞車系統或傳統電子式 ABS 相互比較。比較於一般煞車系統，討論乾燥與濕滑路面煞車效能之差異，模擬結果顯示 C-ABS 能有效防止受到過大的煞車操作力時，造成車輪鎖死之情形，另外在濕滑路面有較佳的煞車效率。另外比較 C-ABS 與傳統電子式 ABS 之作動原理差異，可得本系統具有煞車力輸出連續性之特性，故不易產生振動或車身頓挫之情形。

第五章 實驗驗證與分析



藉由數值模擬分析，對於 C-ABS 之操作特性及煞車效能有基本的了解，另外也透過參數調變分析取得系統較佳之設計。本研究欲搭配概念設計之架構與模擬分析而得之設計參數，將 C-ABS 予以實現，建立一組實驗測試平台可實際量測該系統之煞車效能。於本章節首先說明本實驗平台之建立方法，其次討論實驗執行之相關規劃，如實驗項目、實驗條件及流程與步驟等。接著分析實驗結果，包含對不同系統之結果進行深入探討與比較。最後提出一種適用於實車構型之概念設計，作為未來實現於實車之參考目標。

5-1 實驗動機與目的

本研究提出新概念之 C-ABS，經程式模擬具有良好的煞車效能，然而，真實運作的情形卻不得而知。因此，為了驗證編寫之數值模擬程式是否具合理性，本研究欲建立一組動態實驗測試平台，進行實際數據量測與分析。由實驗可測得模擬整車運動之滾輪轉速及車輪轉速，藉由數據分析可得輪胎與滾輪間之摩擦係數，以及車輪與滾輪之滑差變化，藉此評估該系統之可行性，並探討其煞車效能。

5-2 實驗平台建立

實驗平台根據系統概念設計架構而設計，利用電腦 3D 繪圖軟體 Solidworks 進行繪製。設計過程中考慮各零組件之受力情形，透過簡單的應力分析調整各零件之尺寸及材質。另外，藉由軸承壽命公式以及程式軟體 Kisssoft 分析軸承之強度與使用壽命，決定平台上各軸承之選用。設計完成之零組件製成工程圖委外加工，其餘煞車零件，例如煞車碟盤、煞車卡鉗及煞車油管等，以及動力傳動元件，如馬達與連軸器，皆向一般機車材料行或設備廠商採購。備齊所有材料後進行實驗平台組立，並裝配實驗量測儀器，如轉速感知器、轉速計與數據記錄器。

5-2-1 實驗設計

圖 5-1 為實驗設計之 C-ABS 結構，圖中所標示之各零組件同時為 C-ABS 之核心元件，包括兩組煞車、增速齒輪箱及 CBD。

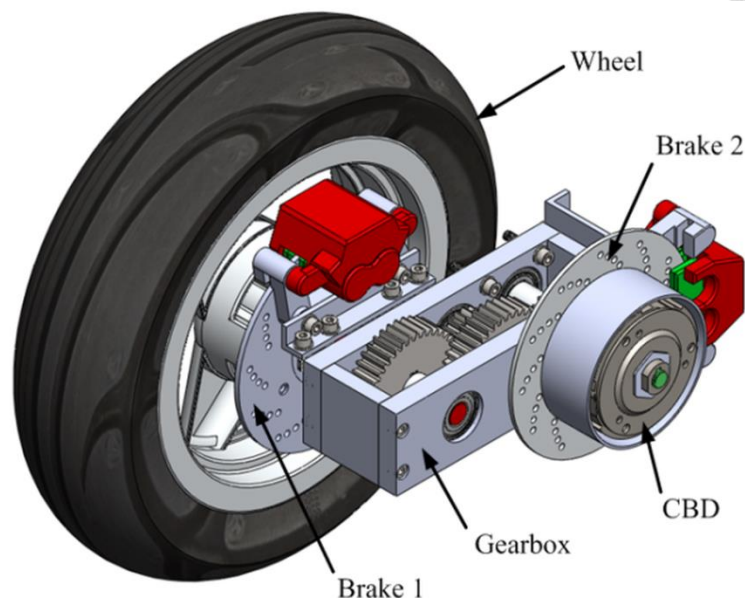
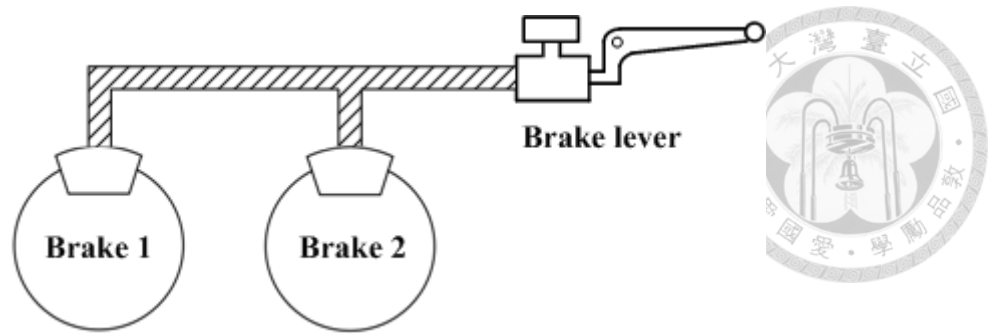


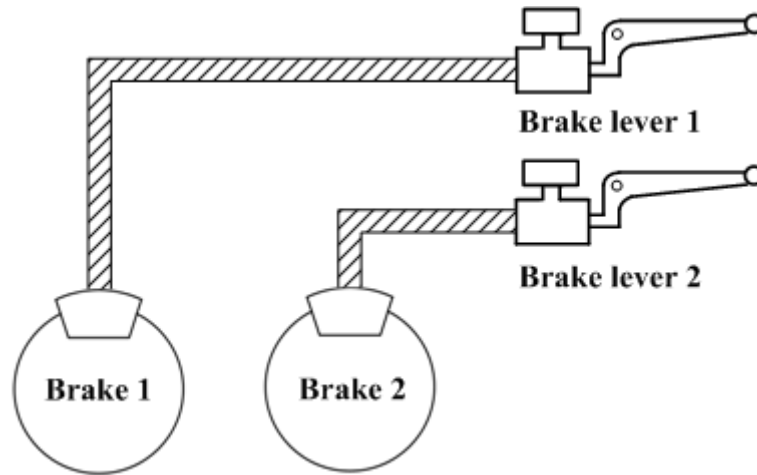
圖 5-1 實驗設計之 C-ABS 結構

由於受到實驗設備限制，本實驗與模擬程式具有部分差異：

1. 模擬程式假設駕駛者操作單一煞車拉桿，此操作力經由煞車液壓管路一分為二，分別作用於兩組煞車卡鉗。然而目前市售之煞車油管並無此設計，因此，為使實驗能順利進行，我們必須以兩組煞車油管及兩組煞車拉桿取代之，可參考圖 5-2 (a)及 5-2 (b)。
2. 市售之煞車總泵及煞車卡鉗具有固定活塞口徑，使得煞車液壓比例無法調整，然而由模擬結果得知煞車液壓增壓比為重要設計參數，因此，在實驗中可藉由調變施予煞車拉桿之作用力，達到等效於改變液壓增壓比之目的。
3. 實驗中 CBD 之離合器選用與模擬程式不同，故可能造成實驗結果與模擬結果之差異，然而不影響整體煞車效能之趨勢。



(a) 數值程式之設計



(b) 實驗之設計

圖 5-2 模擬與實驗設計方式之差異

5-2-2 實驗模式

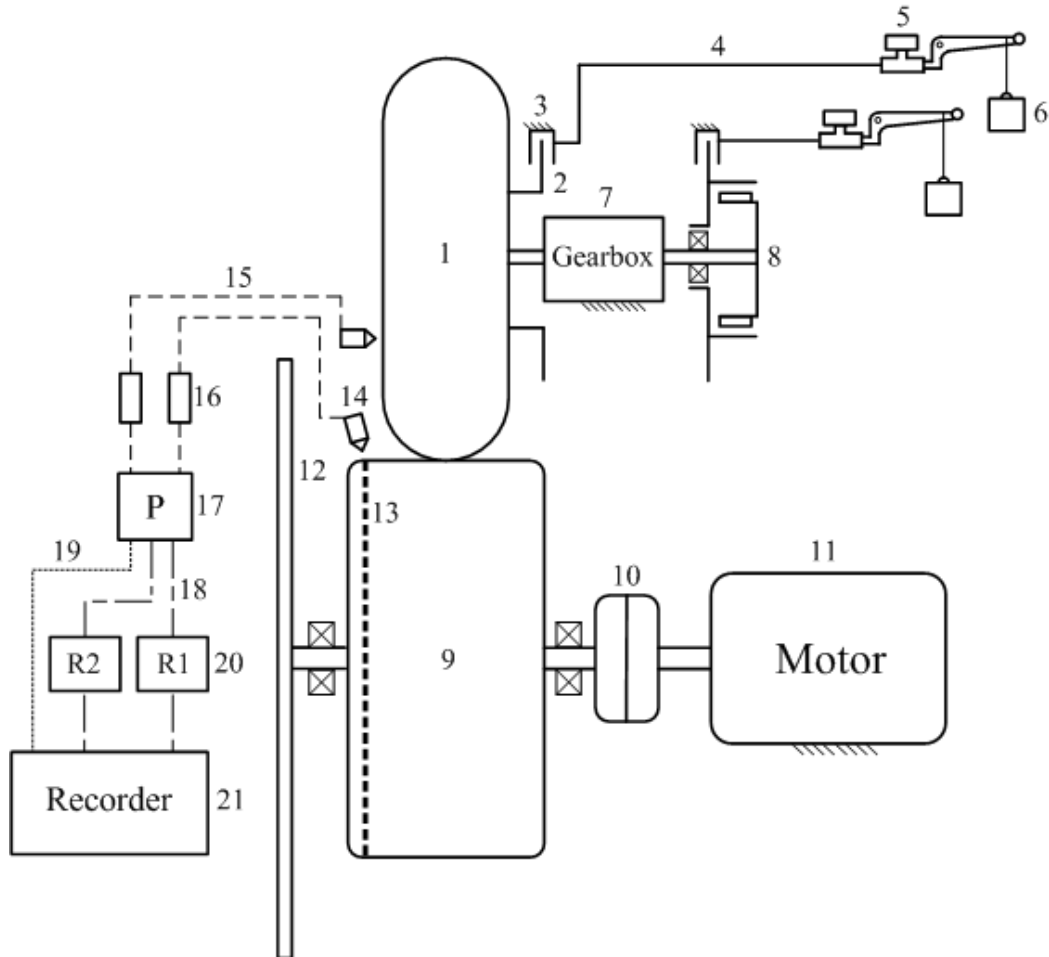
實驗模式可分為兩種：

1. 單獨施力於第一組煞車拉桿：由於實驗設計之兩組煞車有其各自之輸入端，因此，若僅施加煞車操作力於第一組煞車拉桿，則車輪僅受到第一組煞車產生之煞車扭力，如此便能呈現有如一般煞車系統之實驗結果。
2. 同時施力於第一組與第二組煞車拉桿：此模式則可呈現C-ABS之實驗結果，模擬駕駛者施予之煞車操作力同時輸入兩組煞車。

5-3 實驗平台系統配置

圖 5-3 及 5-4 分別為本研究實驗平台之配置示意圖與組立完成之實拍照。根據數值模擬程式之架構，本實驗亦為單輪之測試平台，車輪端裝配 C-ABS，下

方以滾輪連接慣性飛輪模擬真實車輛之動態，利用量測儀器測量車輪及滾輪的轉速關係。該實驗平台依其功能或組件連接關係可分為四大系統，包括：一、防鎖死系統。二、煞車零組件系統。三、慣性飛輪與傳動系統。四、數據量測系統。本文將於以下章節討論各系統之組成及主要零件、設備之參數規格。



- | | | |
|------------|------------|-----------|
| 1. 車輪 | 2. 煞車碟盤 | 3. 煞車卡鉗 |
| 4. 煞車油管 | 5. 煞車總泵與拉桿 | 6. 壓重塊 |
| 7. 齒輪箱 | 8. 離心煞車裝置 | 9. 滾輪 |
| 10. 連軸器 | 11. 三相感應馬達 | 12. 慣性飛輪 |
| 13. 轉速感應貼條 | 14. 轉速計量測頭 | 15. 光纖訊號線 |
| 16. 轉速計主機 | 17. 電源供應器 | 18. 轉速訊號線 |
| 19. 圈數訊號線 | 20. 轉速運算器 | 21. 數據記錄器 |

圖 5-3 實驗測試平台配置示意圖

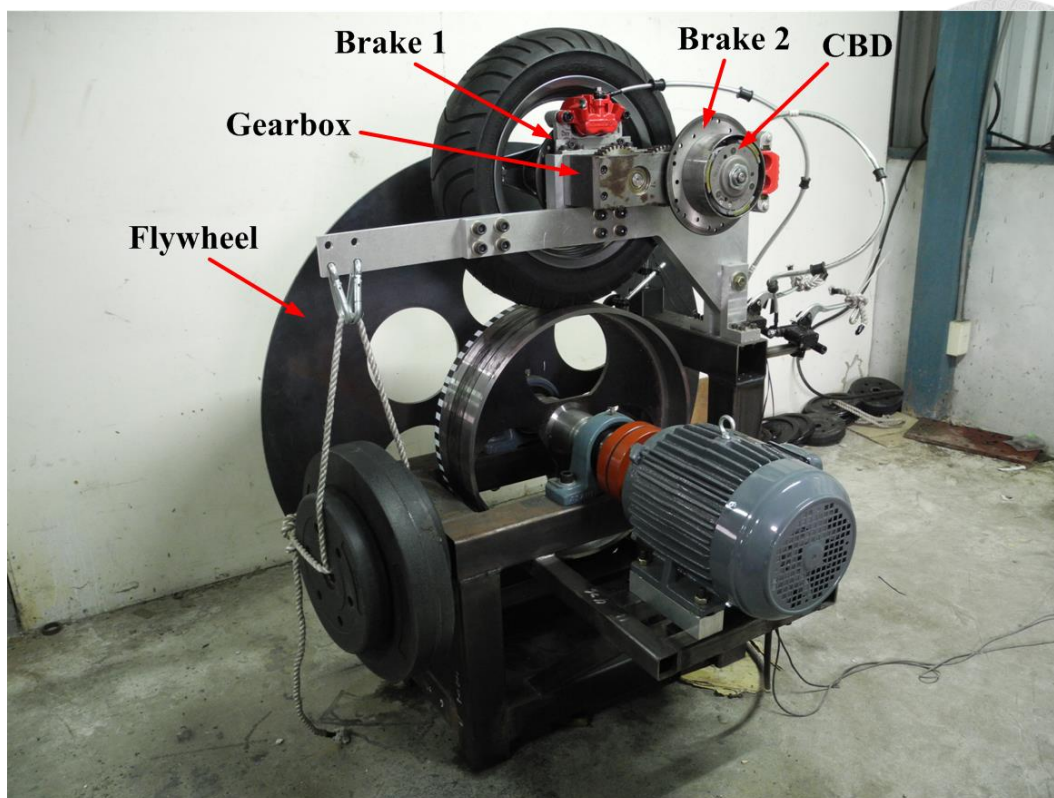


圖 5-4 實驗測試平台實拍照

5-3-1 防鎖死系統

本系統包含一組 CBD 及一組增速齒輪箱，CBD 之離心式離合器選用光陽 Racing125 車型之零件，與模擬階段選用之離合器不同。由於離合器隨轉速改變輸出之扭力，藉由程式模擬結果可知，具有較佳煞車效能之轉速範圍為車輪轉速的 3.8 倍，因此，實驗上需設計一機構使輸入至 CBD 的轉速增加。由於設計之實驗平台相較於真實車輛較無空間上的限制，故我們選用最簡單的齒輪箱結構，以兩組齒輪對達到增速之目的。然而，若將來欲發展實車之零組件，則需另外設計齒輪組的排列方式，以克服空間上的限制。

5-3-2 煞車零組件系統

煞車系統包含兩組煞車拉桿與煞車總泵、兩組煞車油管及兩組煞車卡鉗，該零組件皆選用光陽 Racing125 之車型。在模擬階段，已藉由調變兩組煞車之液壓增壓比，取得 C-ABS 較佳的煞車效能。然而，實驗中使用的煞車總泵、卡鉗及油管皆為規格商品，其液壓增壓比固定而不易調整，因此，為使實驗容易進行，

我們利用調整作用於煞車拉桿之操作力取代本應調變之液壓增壓比，如本文 5-2-1 所述。舉例來說，模擬得第一組煞車較佳之液壓增壓比為 1.6，並假設駕駛者之操作力為 10N，則傳遞至煞車碟盤上之正向力即為 16N。而本實驗所使用的煞車裝置其總泵與卡鉗端之間液壓增壓比為 8，經計算後可知，我們僅需施予 2N 之操作力於煞車拉桿即可對該煞車碟盤產生相同的正向力，如此便可等效於模擬給定之條件。

5-3-3 慣性飛輪與傳動系統

此部分組件包含一車輪、一滾輪及一慣性飛輪，另加上驅動車輪之馬達及連軸器。該車輪亦選用光陽 Racing125 之輪框，直徑為 12 吋；輪胎選用品牌為瑪吉斯 (Maxxis)，規格為 120/70/12。連軸器選用一般撓性連軸器，配合設計之驅動軸加工其軸徑與長度。馬達為 2 馬力之三相馬達，詳細規格如表 5-1。

如本文 2-3 論及之車輪力學模型，為使實驗可等效於真實車輛之動態，由能量守恆式導出此慣性輪組，包括滾輪、慣性飛輪、連軸器及馬達所需之轉動慣量，計算後得此慣性飛輪軸之總轉動慣量為 11.4375 kgm^2 。此外，真實車輛總重包含車身重及駕駛者重，故於實驗中需安裝配重塊使車輪與滾輪間產生相符之正向力，如圖 5-4，自車輪端延伸一負重架於其末端裝置配重塊。如同數值程式之設定，實驗為單輪之煞車效能測試，因此配重塊產生之正向力設定為實車總重的一半。

傳動系統中馬達的功能為提供車輪達到設定之初速，接著切斷馬達電源，隨即進行煞車動作並量測數據。為了避免驅動裝置在煞車實驗中造成額外之阻力，本實驗選用三相感應馬達，其特性為當馬達未通電時，其旋轉不會產生阻抗。傳動方式由馬達經連軸器直接驅動慣性輪組，再透過滾輪帶動車輪旋轉。

表 5-1 三相感應馬達規格

項目	規格說明
型號	FUKUTA - AEEF
馬力	2 HP
輸出功率	1.5 kW
極數	8 poles
最高轉速	850 rpm
使用電壓	AC 220
重量	40 kg

5-3-4 數據量測系統

本實驗量測之數據分別為車輪轉速與滾輪轉速，所需之設備包含：兩組光學式轉速計、電源供應器、轉速運算器及數據記錄器。其中，各設備連接方式如圖 5-3。首先，分別將轉速感應貼條黏於車輪邊框及滾輪平面，此感應貼條設定為 60 組黑白相間之連續色塊，目的為使該光學式轉速計接收反射光時能辨別明顯的感光差異。接著將該轉速計架設於實驗平台機架，感測頭分別對準車輪與滾輪之轉速感應貼條，調整適當高度並設定轉速計參數使其可準確辨別感應貼條。轉速計後方連接電源供應器，並將擷取之訊號分別傳給轉速運算器及數據記錄器。轉速運算器可將轉速計所測得之脈衝電壓訊號計算為轉速（rpm）訊號傳出至數據記錄器，因此，實驗中可分別得到車輪及滾輪之轉速值。數據記錄器接收轉速計之脈衝訊號可計算出車輪與滾輪之旋轉圈數，另外由轉速運算器傳來之轉速訊號則可隨時間記錄，並能及時繪製圖表或做後續數據處理的工作。表 5-2、5-3 及 5-4 分別列出該數據量測設備之產品型號及規格。

表 5-2 光學式轉速計產品規格

項目	規格說明
型號	FN11N
反應時間	50 μ s
使用電源	DC 12-24 V
量測方式	光學非接觸式

表 5-3 轉速運算器產品規格

項目	規格說明
型號	DC5H
反應時間	7 kHz
解析度	15 Bits
使用電源	AC 110 V
量測訊號	脈衝訊號

表 5-4 數據記錄器產品規格

項目	規格說明
型號	GRAPHTEC - GL220
頻道數	10 CH/ 4 脈衝
最高擷取速率	100 Hz
脈衝擷取速率	50 kHz
量測項目	電壓/溫度/脈衝/邏輯
連線介面	USB
記憶體容量	2 GB

5-4 實驗規劃

執行實驗前必須建立完善的實驗規劃書，內容包含研擬實驗方法及實驗進行之流程與步驟，確認實驗項目以及必要的實驗控制條件。事先擬定規劃除了能使

我們更清楚確認實驗內容，依循既定之步驟以減少錯誤的可能性外，更重要是透過固定的操作模式，維持每次實驗的一致性。



5-4-1 實驗方法與流程

本實驗為模擬真實車輛行進間作用煞車之煞車效能，首先需裝置一配重塊於實驗之負重架，使車輪與滾輪間具有適當之正向力。接著，檢查實驗控制條件是否符合規範並確認實驗項目，依該實驗項目之需求設定欲施予煞車拉桿之操作力，即吊掛不同重量之壓重塊於煞車拉桿（壓重塊之單位為公斤重，然而為符合力的標準單位之定義，本文將公斤重轉為牛頓表示），然而此時壓重塊受到下方基座支撐而尚未實際作用。隨後開啟數據量測裝置並啟動馬達，馬達驅動慣性飛輪軸旋轉同時帶動車輪。由於本實驗馬達之功能僅為提供該系統一初始速度，因此，當車輪達到設定之轉速時，隨即切斷馬達電源，使 CBD、車輪與慣性飛輪等系統皆為自由旋轉。因受到實驗平台旋轉阻抗的影響，車輪轉速逐漸降低。當其轉速達一設定值時，立即施加煞車操作力於煞車拉桿，即釋放壓重塊基座支撐，此時車輪將產生煞車扭力促使車輪及滾輪轉速下降。最後，至各系統皆停止後結束該次實驗，儲存記錄之數據以利接下來數據的處理與分析。

圖 5-5 為實驗流程圖，每次實驗進行的流程依序為：

1. 確認實驗條件：其中包括檢查實驗條件及調整實驗的配置以符合該次實驗項目之需求。
2. 啟動系統裝置：包含開啟數據量測系統裝置，並啟動馬達使實驗系統達到設定之轉速，隨後切斷馬達電源。
3. 執行煞車操作：依該次實驗預先配置適當重量之壓重塊，當車輪符合既定轉速的瞬間釋放，施予煞車拉桿作用力，使實驗系統產生煞車作用。
4. 數據擷取分析：實驗過程中記錄之數據可取出至電腦進行後續處理，並能透過處理軟體繪製相關圖表以利於分析其煞車效能。

待完成該組實驗項目後，則實驗程序重新回到確認實驗條件的部分，變更相關之實驗條件與配置，準備執行下一組實驗。

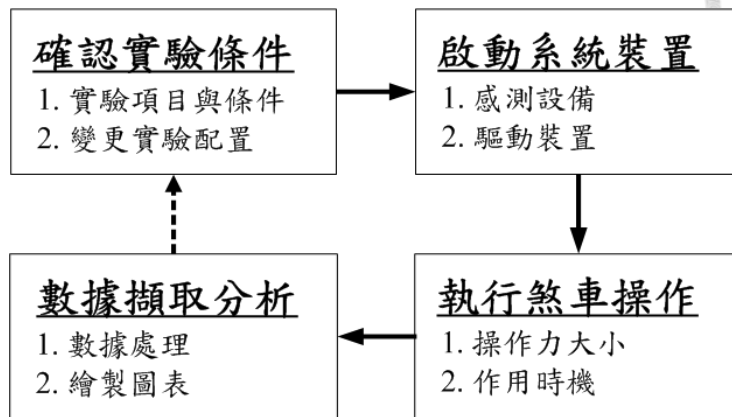


圖 5-5 實驗流程圖

5-4-2 實驗項目

本實驗主要探討一般煞車系統與 C-ABS 之煞車效能比較。藉由量測煞車過程之車輪及滾輪轉速變化，得知煞車效能優劣以及是否發生車輪鎖死之情形。此外，透過車輪轉速與滾輪轉速兩者之數據資料，進而推算輪速與車速之關係，間接求得車輪與滾輪間之滑差值，亦可推得兩者間之摩擦係數。

實驗項目包含基本性能之量測以及原煞車系統與 C-ABS 作用之數據，條列項目如下：

1. 車輪於高速自由運轉中所受到之阻抗扭力。
2. 車輪與滾輪間之靜摩擦係數。
3. 車輪與滾輪間之動摩擦係數。
4. 一般煞車系統施予重煞車操作力之結果。
5. C-ABS 施予重煞車操作力之結果。
6. C-ABS 施予輕煞車操作力之結果。

5-4-3 實驗條件

實驗上必須定義操作變因與控制變因兩大影響因素，操作變因為本實驗待測試之項目，透過調整部分參數求得實驗結果；控制變因為實驗過程中需固定之限

制條件，目的為使每次執行實驗之條件或環境維持一致，減少其他非主要調控之因素影響實驗結果。本實驗之控制變因為：

1. 車輪胎壓：車輪胎壓影響煞車效能甚大，當胎壓不足時，輪胎的形變量增加以致於滾動阻力上升，使得車輪不論於自由旋轉或煞車作用時，皆有較快停止之趨勢。為控制該滾阻維持恆定不影響實驗結果，我們設定一合理之固定胎壓為 32 psi，於每次實驗前作確認。
2. 熱胎步驟：輪胎材質受到溫度影響而有不同之特性，一般來說胎面溫度高時，輪胎與滾輪接觸面產生黏滯性而有較高的摩擦係數。因此，為降低每次實驗胎面溫度之差異，特別於實驗開始前執行熱胎步驟。首先啟動馬達加速車輪，接著關閉馬達使車輪自由旋轉，直至車輪轉速漸慢後輕壓煞車拉桿使其停止。該動作重複兩次，即可完成熱胎步驟。
3. 溫度與濕度範圍：設定溫、濕度範圍主要為避免實驗於極端環境下操作而影響實驗結果之準確性。本實驗設定之溫度範圍為 20°C 至 30°C，據每次實驗之記錄，溫度平均皆在 28°C 左右；濕度範圍介於 50% 至 80%，實驗普遍濕度落在 60% 至 70% 範圍之內。

5-4-4 實驗步驟

為使各項實驗維持一致性，實驗進行前需規劃固定之實驗步驟，依據不同的待測項目，擬定相異之步驟。各實驗項目之實驗步驟如下：

1. 車輪於高速自由運轉中所受到之阻抗扭力：
 - (1) 啟動馬達。
 - (2) 車輪轉速達 750 rpm 時，切斷馬達電源。
 - (3) 車輪轉速降為 650 rpm 時，結束量測。
2. 車輪與滾輪間之靜摩擦係數：
 - (1) 啟動馬達。
 - (2) 車輪轉速達 600 rpm 時，切斷馬達電源。



- (3) 施予第一組煞車拉桿 68.7 N 操作力，並於每次實驗增加額外 2 N，直到車輪產生鎖死現象時，記錄下該實驗所施予之操作力。
3. 車輪與滾輪間之動摩擦係數：
 - (1) 啟動馬達。
 - (2) 車輪轉速達 400 rpm 時，切斷馬達電源。
 - (3) 施予第一組煞車拉桿一重煞車操作力使車輪產生完全鎖死打滑之情形，至滾輪停止後結束量測。
4. 一般煞車系統施予重煞車操作力之結果：
 - (1) 啟動馬達。
 - (2) 車輪轉速達 750 rpm 時，切斷馬達電源。
 - (3) 待車輪轉速達 700 rpm 時，立即施予第一組煞車拉桿一煞車操作力，至滾輪停止後結束量測。
 - (4) 重複進行不同煞車操作力作用之實驗。
5. C-ABS 施予重煞車操作力之結果：
 - (1) 啟動馬達。
 - (2) 車輪轉速達 750 rpm 時，切斷馬達電源。
 - (3) 待車輪轉速達 700 rpm 時，立即施予第一組及第二組煞車拉桿一煞車操作力，至滾輪停止後結束量測。
 - (4) 重複進行不同煞車操作力作用之實驗。
6. C-ABS 施予輕煞車操作力之結果：
 - (1) 啟動馬達。
 - (2) 車輪轉速達 750 rpm 時，切斷馬達電源。
 - (3) 待車輪轉速達 700 rpm 時，立即施予第一組及第二組煞車拉桿一煞車操作力，至滾輪停止後結束量測。
 - (4) 重複進行不同煞車操作力作用之實驗。



5-5 實驗結果

依循實驗項目之規劃，可測得輪胎與滾輪間之摩擦係數，另外包含一般煞車系統施予重煞車操作力之影響，以及 C-ABS 作用不同煞車操作力之結果。藉由量測而得車輪與滾輪轉速之數據資料，經處理後可繪製煞車過程中輪速及車速之變化，同時也可得知兩者間的滑差關係。

5-5-1 自由旋轉之阻抗扭力

當馬達驅動實驗平台系統達設定之轉速後切斷電源，此時，車輪與滾輪於自由旋轉過程中必然產生阻力使其轉速逐漸下降，此部分之影響可等同於真實車輛傳動系統之能量損耗，以及輪胎運動時產生的滾動阻力。然而，本實驗受到量測設備限制，無法直接測得自由旋轉時之阻抗扭力，因此，我們可藉由取得轉速數據後，經過處理間接求得該阻抗扭力。計算所使用之力學方程式為

$$T_r = I_f \cdot \bar{\alpha}_f \quad (38)$$

其中，滾輪所受到之阻抗扭力 T_r 等於慣性飛輪軸之總轉動慣量 I_f 與該軸旋轉平均角加速度 $\bar{\alpha}_f$ 之乘積。由於本實驗之量測設備僅可測得滾輪之轉速，換算後可得其角速度，然而無法直接取得角加速度之數據。因此，該平均角加速度 $\bar{\alpha}_f$ 可由前後兩角速度之差值除此區間經歷之時間，如式(39)。

$$\bar{\alpha}_f = \frac{\Delta\omega_f}{\Delta t} \quad (39)$$

圖 5-6 為本實驗平台自由旋轉時滾輪之角速度變化。由量測數據可計算滾輪於此區間範圍之平均角加速度為 $-0.970 \text{ (rad/s}^2\text{)}$ ，再代入慣性飛輪軸整體之轉動慣量 ($I_f = 11.4375$) 於式(38)，即可求得滾輪於自由旋轉時產生的阻抗扭力 T_r 為 -11.094 (Nm) 。

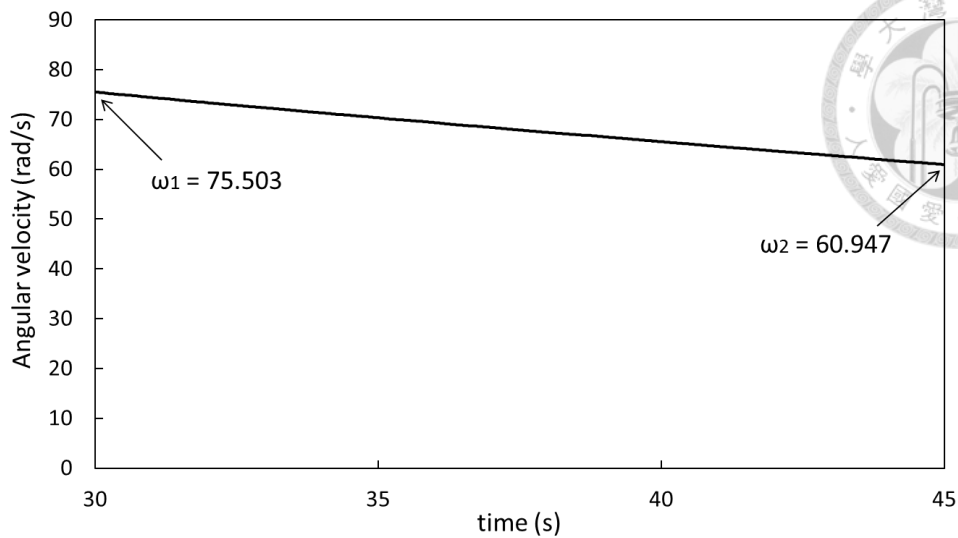


圖 5-6 滾輪於自由旋轉時之角速度變化

5-5-2 車輪與滾輪間之摩擦係數

本實驗設計一車輪與一鋼材滾輪接觸產生摩擦作用，其間之摩擦係數顯然不同於車輪與地面之數值，也可能與本研究模擬程式設定之摩擦係數有所差異。因此，透過前述幾個實驗流程與步驟，將數據處理計算後可間接求得該實驗車輪與滾輪間之最大靜摩擦係數及動摩擦係數。如式(40)，當煞車作用時，滾輪同時受到煞車扭力 T_b 及阻抗扭力 T_r 。由於阻抗扭力已從實驗中得知，故藉由量測煞車作用過程中滾輪角速度的變化即可間接求得其平均角加速度，進而求得該作用期間之平均煞車扭力 \bar{T}_b 。

$$\bar{T}_b = I_f \bar{\alpha}_f - T_r \quad (40)$$

首先推算車輪與滾輪間之最大靜摩擦係數 $\mu_{s \max}$ ，其計算式可表示為

$$\mu_{s \max} = \frac{F_{bs}}{N} = \frac{T_{bs}/R_f}{N} \quad (41)$$

其中， F_{bs} 為車輪與滾輪間因煞車作用產生之煞車力； N 為兩者間之正向力，實際量測得該正向力約為 995.7 (N)； T_{bs} 為作用於車輪之最大煞車扭力，即此煞車扭力為一臨界值，若再增加此力則導致車輪鎖死； R_f 為滾輪之半徑。由該計算式可知，只需求得最大煞車扭力值，即可推算最大靜摩擦係數。而此最大煞車扭力則需經由多次實驗，逐漸增加吊掛於煞車拉桿之壓重塊，直至車輪近乎鎖死的

狀態所取得之滾輪角速度變化，再由式(40)求得該扭力值。圖 5-7 即為車輪受到最大煞車扭力時，滾輪之角速度變化。圖中第 0 秒開始作用煞車，但由於煞車作用初期，壓重塊於下墜狀態使得作用力尚未穩定，因此，我們選取第 0.5 秒與第 3.5 秒之瞬時角速度計算該期間之平均角加速度。計算後之平均角加速度為 $-22.026 \text{ (rad/s}^2\text{)}$ ，代入式(40)與(41)分別求得最大煞車扭力 T_{bs} 為 240.828 (Nm) ，最大煞車力 F_{bs} 為 963.31 (N) ，最大靜摩擦係數 $\mu_{s \max}$ 則可求得約為 0.97。

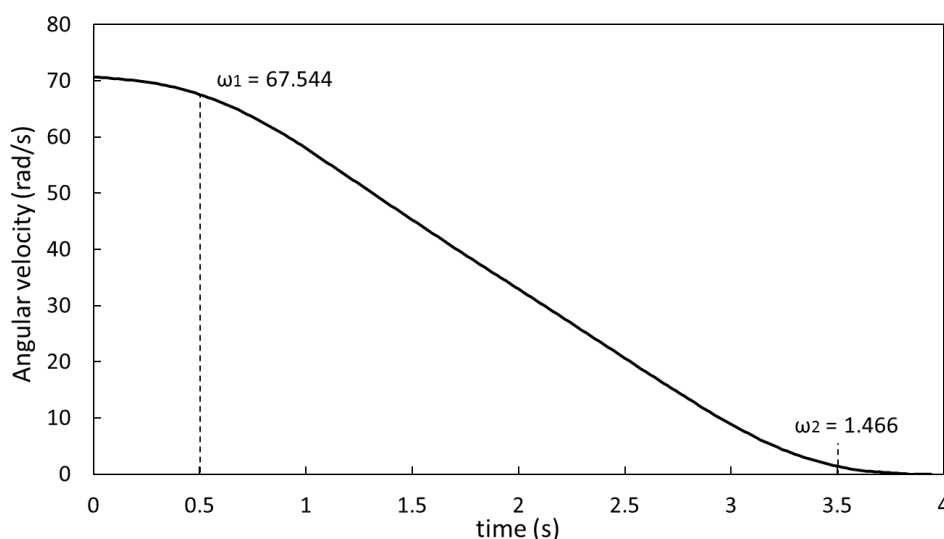


圖 5-7 車輪於近乎鎖死狀態時之滾輪角速度變化

接著為推算動摩擦係數之實驗，求得方式與上述求取最大靜摩擦係數之方法大致相同，其計算式可表示為

$$\mu_k = \frac{F_{bk}}{N} = \frac{T_{bk}/R_f}{N} \quad (42)$$

其中， F_{bk} 及 T_{bk} 分別為車輪與滾輪間為動摩擦作用時之煞車力及煞車扭力，顧名思義，實驗時必須增加吊掛於煞車拉桿之壓重塊，使作用於車輪之煞車扭力超過最大靜摩擦之臨界值，達到車輪完全鎖死之狀態。此時測得滾輪之角速度變化如圖 5-8，同樣選取第 0.5 秒與第 3.5 秒之角速度數據代入式(39)中求得之平均角加速度為 $-18.780 \text{ (rad/s}^2\text{)}$ 。另外再代入式(40)與(42)分別求得煞車扭力 T_{bk} 為 203.703 (Nm) ，煞車力 F_{bk} 為 814.810 (N) ，而動摩擦係數 μ_k 亦可求得約為 0.82。

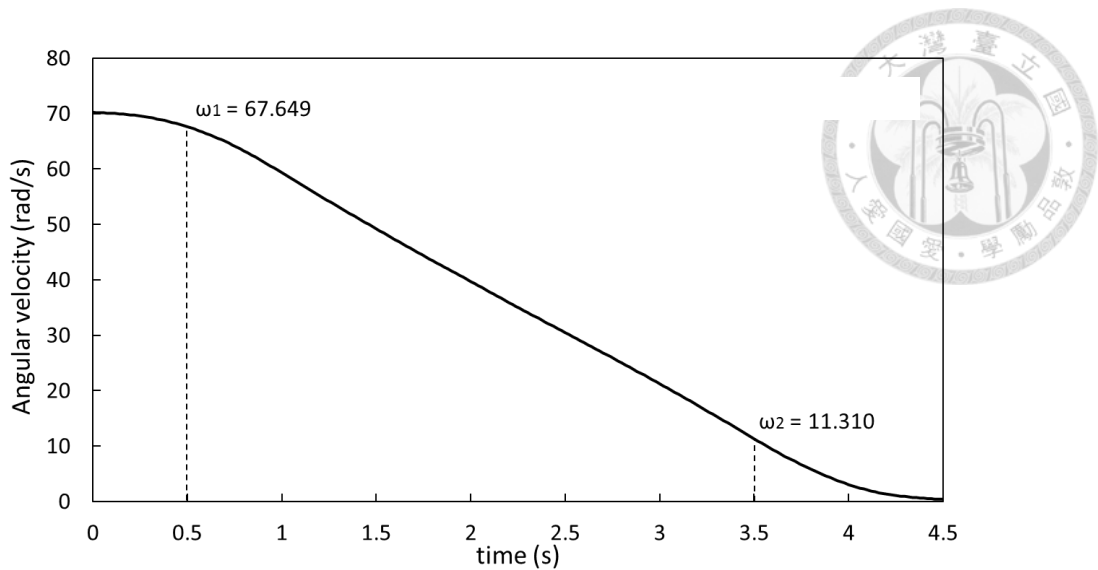


圖 5-8 車輪於完全鎖死狀態時之滾輪角速度變化

5-5-3 一般煞車系統之實驗結果

本實驗項目討論一般煞車系統施予重煞車操作力影響其煞車效能，實驗中依次增加吊掛於煞車拉桿之壓重塊重量。圖 5-9、5-10 為壓重塊重量達 90.3 N 時車輪與滾輪之速度變化及滑差變化。由圖 5-9 可知車輪速度在煞車力開始作用後快速下降，但尚未降至 0 以前其速度又反轉提升，隨後再度下降至停止旋轉。如此劇烈之變化可判斷此時車輪受到的煞車扭力已達臨界值，即上述之最大煞車扭力，假使再額外增加煞車操作力則導致車輪鎖死。因此，由此實驗可得知，一般煞車系統在受到駕駛者施予超過 90.3 N 之煞車操作力時，將造成車輪鎖死，使得車輛發生失控、打滑翻覆的危險。然而，由於本實驗為單輪之測試平台，車輪與滾輪間之正向力為一固定值，並無類似真實車輛在煞車期間產生車身重量向前轉移之現象，因此，實驗結果之數據無法精確顯示真實車輛之狀態，但可作為相較於 C-ABS 煞車效能之參考。

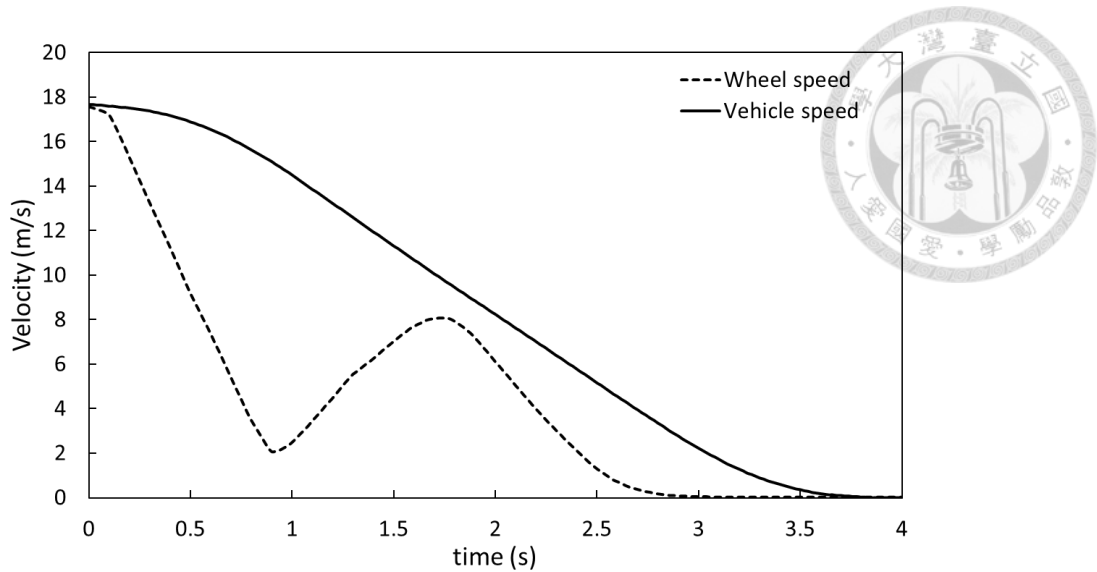


圖 5-9 一般煞車系統車輪與滾輪之速度變化—90.3 N 煞車操作力

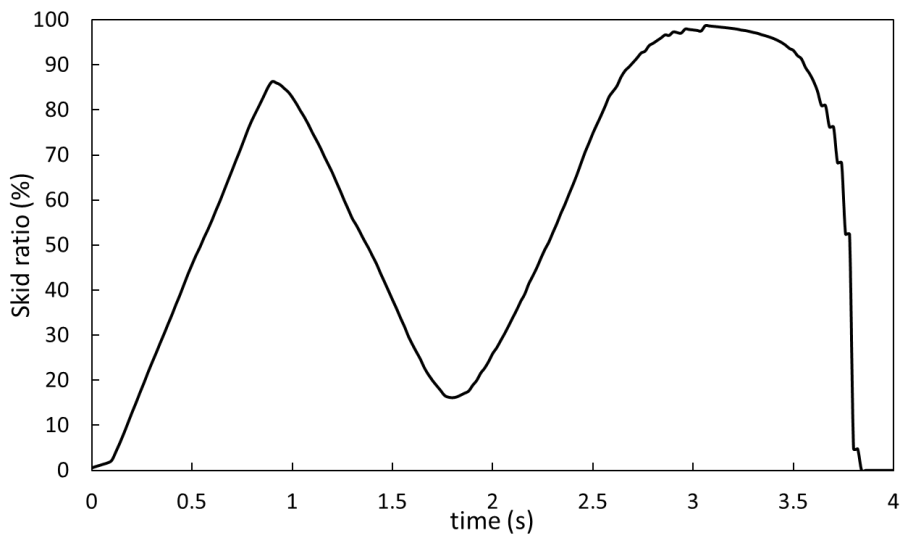


圖 5-10 一般煞車系統車輪與滾輪之滑差變化—90.3 N 煞車操作力

圖 5-11、5-12 分別為壓重塊重量增加到 117.7 N 時之車輪與滾輪速度及滑差變化。由於壓重塊重量超過 90.3 N 將造成車輪鎖死，實驗以 117.7 N 之作用力施予煞車拉桿則可明顯看出此現象。如圖 5-11，自然車作用開始車輪速度急速下降，最後速度降至 0 並持續到實驗結束，另外由圖 5-12 亦可看出車輪與滾輪之滑差值大約在 1.4 秒之後達 100%，即車輪呈完全鎖死之狀態。然而該圖中滑差於末端有下降趨勢，此為滾輪速度降低後造成滑差計算上的誤差，故可忽略此現象。

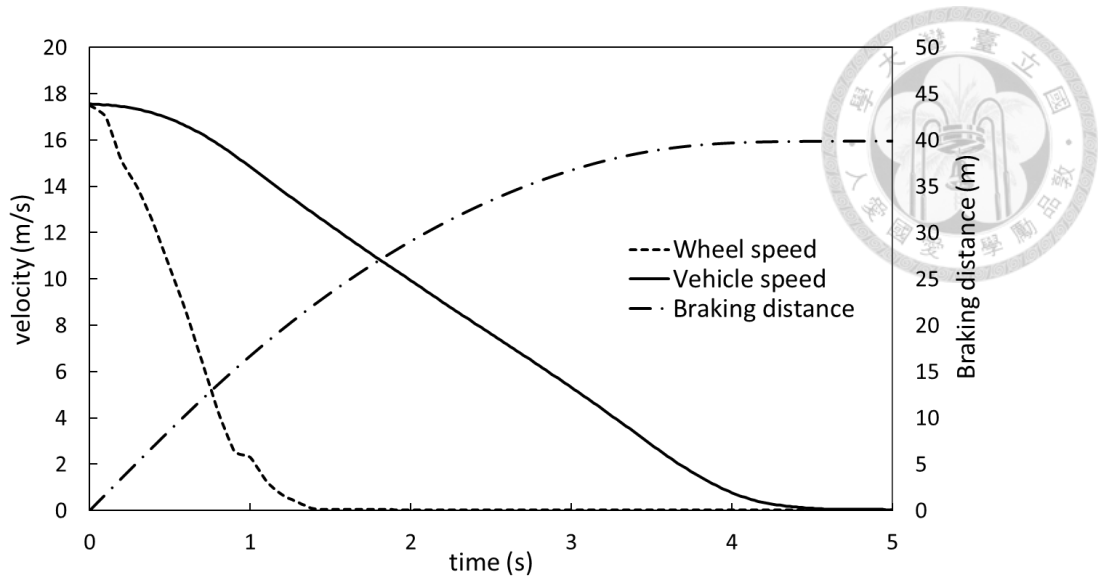


圖 5-11 一般煞車系統車輪與滾輪之速度變化—117.7 N 煞車操作力

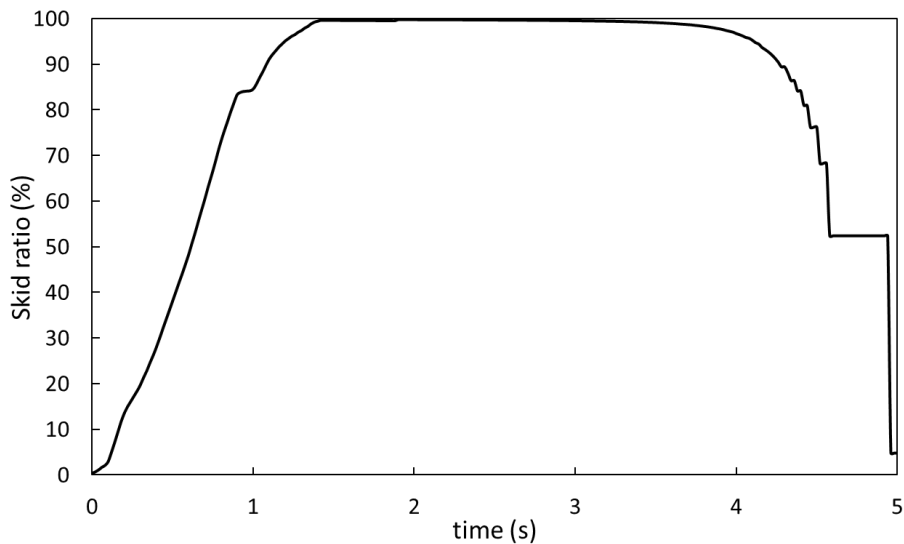


圖 5-12 一般煞車系統車輪與滾輪之滑差變化—117.7 N 煞車操作力

5-5-4 離心防鎖死煞車系統之實驗結果

本實驗測試 C-ABS 之煞車效能，如同第四章數值模擬分析可分為重煞車操作力作用及輕煞車操作力作用。實驗中重煞車操作力之上限設定為 441.5 N，接近模擬階段設定之最大煞車操作力 460 N，另外由實驗發現改變該操作力之值對於系統影響甚大，故本章節亦討論其餘兩個不同強度之煞車操作力之實驗結果。而輕煞車操作力以 19.6 N 之實驗結果作為代表，此因較輕之操作力作用獲得之實驗結果差異不大。

1. 重煞車操作力

首先討論作用 441.5 N 煞車操作力之實驗。由本章節 5-2-1 所述，經計算等效於施予第一煞車拉桿及第二煞車拉桿之壓重塊重量分別為 88.3 N 與 220.7 N，其實驗結果如圖 5-13 及 5-14。圖 5-13 中車輪速度快速下降，雖在煞車作用後 1 秒附近短暫止住下降趨勢，但最後速度仍降至 0。由圖 5-14 顯示之滑差變化更能清楚看出車輪於 1.5 秒之後呈現完全鎖死之狀態。

從該實驗結果可得知，即便給予大致相同之煞車操作力，C-ABS 之煞車效能於數值模擬程式與實驗之結果卻有極大的差異。模擬結果顯示當駕駛者施加 460 N 之煞車操作力仍可避免車輪發生鎖死現象，然而實驗結果則不然，可能原因包括：一、實驗中 CBD 內之離合器與模擬程式設定之離合器不同。二、車輪與滾輪間之摩擦係數不同於模擬程式之設定。三、煞車卡鉗來令片之摩擦係數不同於模擬程式之設定。除以上三項原因之外，其他例如實驗平台運轉時產生額外的能量損耗亦可能造成影響。

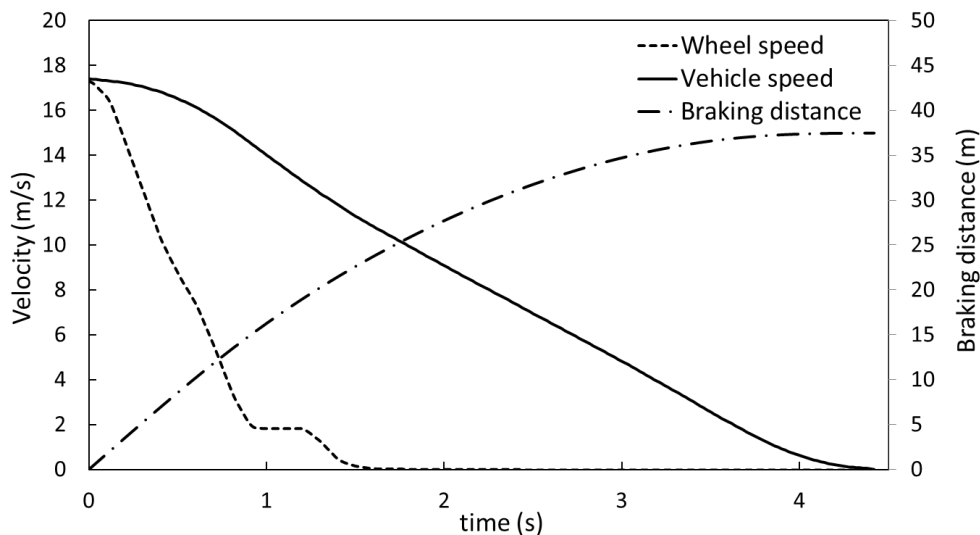


圖 5-13 C-ABS 車輪與滾輪之速度變化—441.5 N 煞車操作力

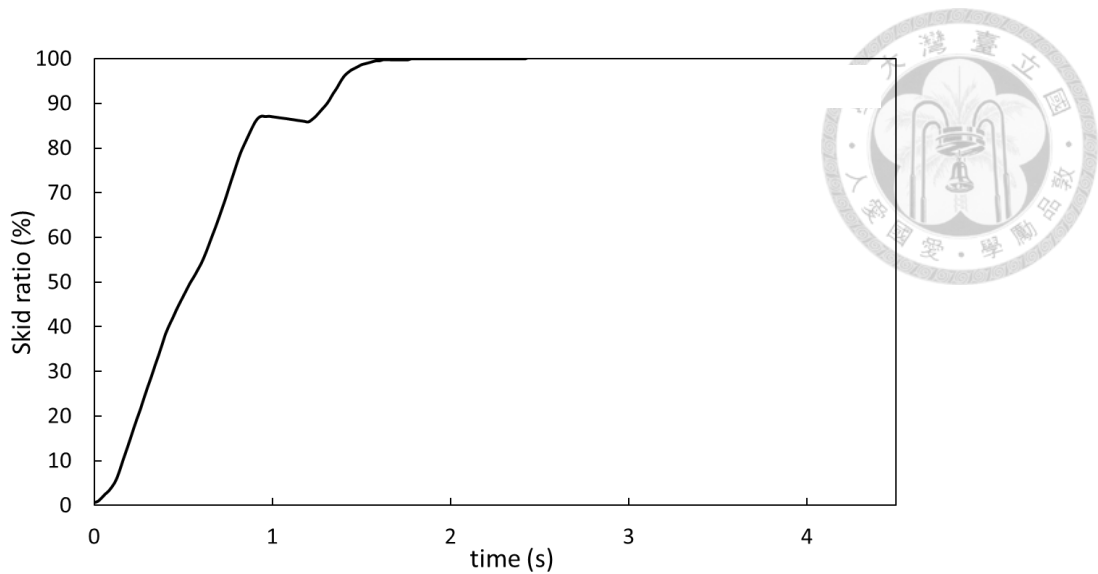


圖 5-14 C-ABS 車輪與滾輪之滑差變化—441.5 N 煞車操作力

由於作用 441.5 N 煞車操作力之結果不如預期，C-ABS 並無發揮其防鎖死之功能，因此，我們將煞車操作力調整為 392.4 N，即吊掛於第一與第二煞車拉桿之壓重塊重量分別為 78.5 N 及 196.2 N，實驗結果如圖 5-15 與 5-16。由圖 5-15 可明顯看出車輪速度於初期快速下降，然而卻在大約 1 秒時止住下降趨勢，並且具有小幅度的回升，接著便呈現平穩的下降直至系統停止。換言之，C-ABS 發揮其防鎖死之功能，避免車輪在煞車過程中發生鎖死。另外，觀察圖 5-15 中之煞車距離曲線，至滾輪煞停後總煞車距離約為 35 m，相較於一般煞車系統於車輪完全鎖死狀態之煞車距離縮短不少，如圖 5-11，煞車距離約為 40 m。然而，由圖 5-16 顯示之滑差值變化可知，煞車過程中之滑差值已明顯超過 30%，回顧本文 2-4 所述，該情況已造成車輪進入不穩定狀態，即便車輪尚未完全鎖死，但容易發生車輪打滑而失控的情形。

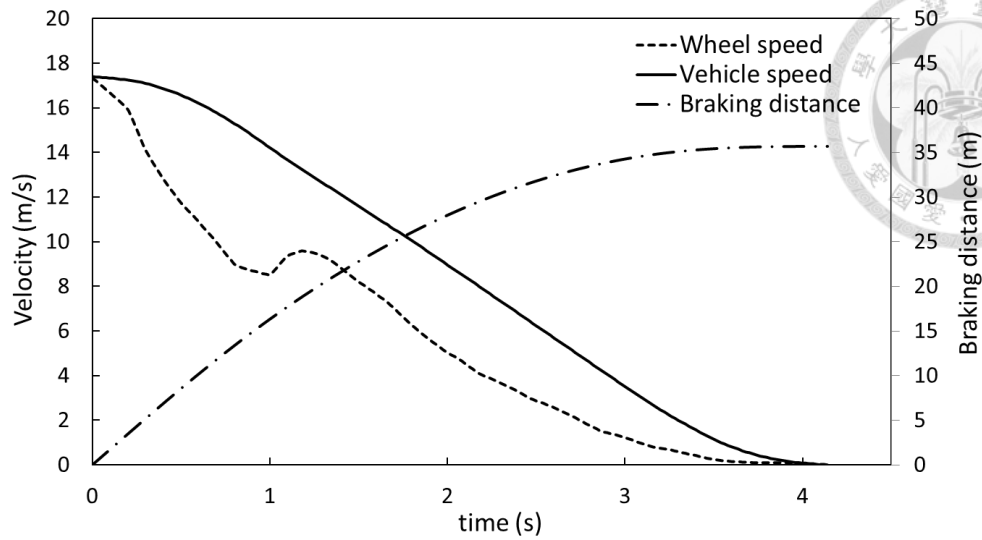


圖 5-15 C-ABS 車輪與滾輪之速度變化—392.4 N 煞車操作力

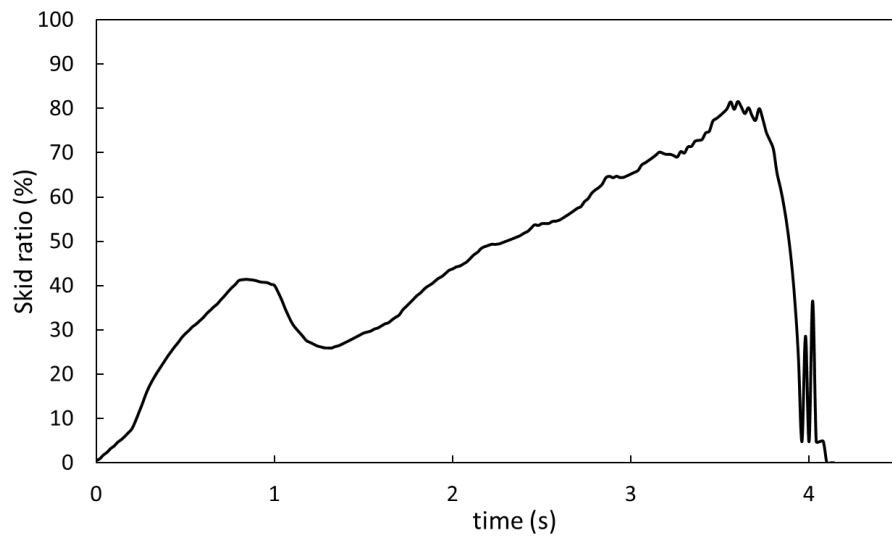


圖 5-16 C-ABS 車輪與滾輪之滑差變化—392.4 N 煞車操作力

接著，我們將煞車操作力調降至 343.4 N 再次進行實驗，此時吊掛於第一與第二煞車拉桿之壓重塊重量分別為 68.7 N 及 171.7 N，實驗結果如圖 5-17、5-18 所示。由圖 5-17 顯示車輪速度於煞車作用初期逐漸拉開與滾輪之速度差，然而很快地該差距逐漸縮小，最後車輪與滾輪大約同時停止。該實驗結果之趨勢如同本文 4-5，圖 4-13，對於 C-ABS 進行數值模擬之結果，該車輪與滾輪速度之關係及變化皆有相似之趨勢與特性，本章將於最後實驗討論的部分再詳加探討與分

析。另外觀察滑差值之變化，如圖 5-18 顯示在整個煞車過程期間滑差值皆未曾超過 30%，表示於該期間車輪狀態穩定，仍保有良好的可控性。

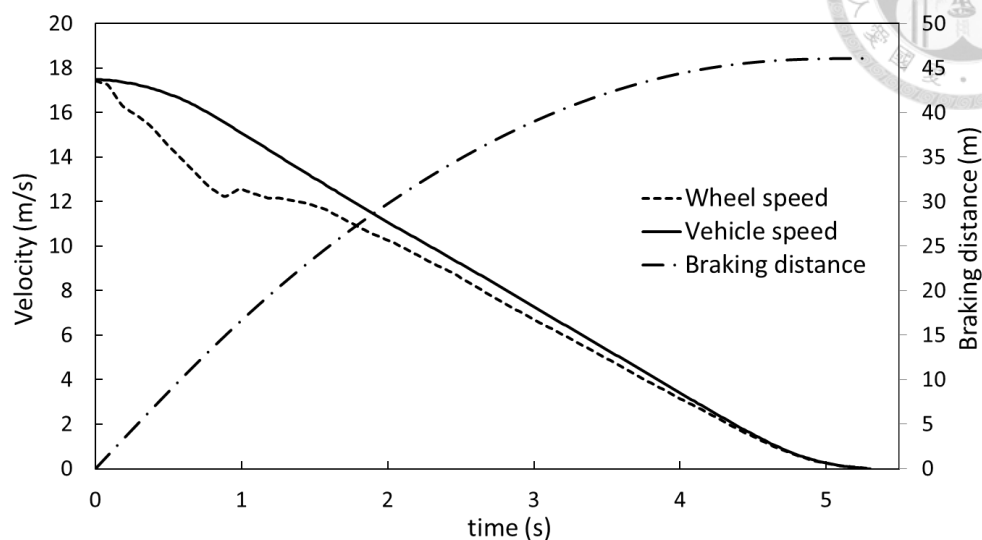


圖 5-17 C-ABS 車輪與滾輪之速度變化—343.4 N 煞車操作力

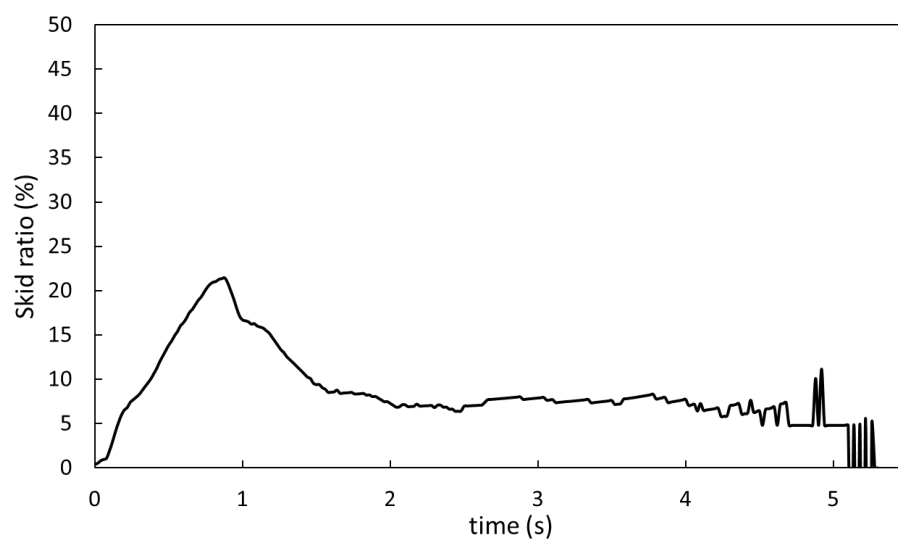


圖 5-18 C-ABS 車輪與滾輪之滑差變化—343.4 N 煞車操作力

2. 輕煞車操作力

經過多次實驗並分析其結果可得知，在煞車操作力不大時，即駕駛者一般正常情況下操作煞車，大約 19.6 N 以下之作用力，不論是車輪與滾輪速度之趨勢，或滑差值之變化皆無太大的差異。因此，本文在此僅提供煞車操作力為 19.6 N 之實驗結果。由圖 5-19 可看出車輪及滾輪速度在煞車力作用後皆緩步下降，並

且幾乎沒有產生速度差。圖 5-20 顯示滑差值皆維持在 1% 以下振盪，表示車輪與滾輪間具有微小之煞車力作用。

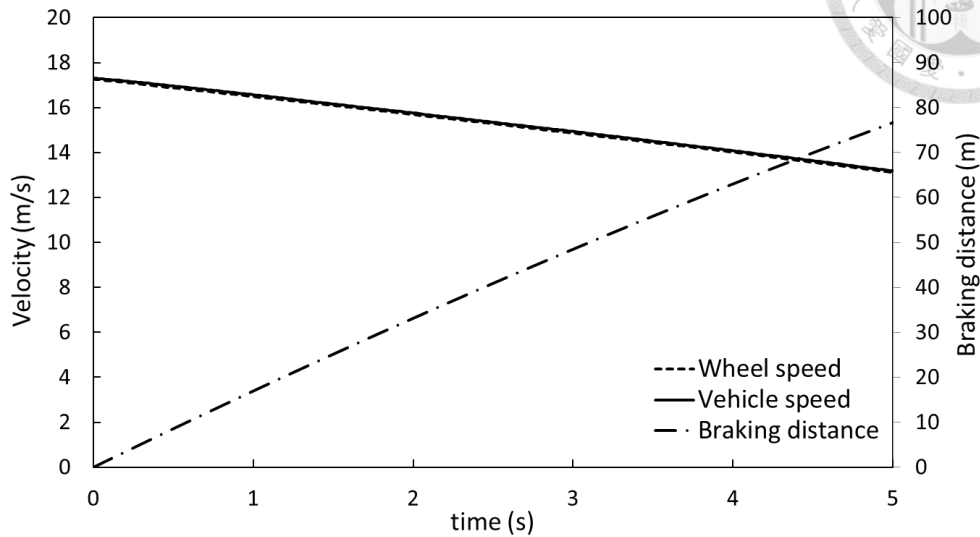


圖 5-19 C-ABS 車輪與滾輪之速度變化—19.6 N 煞車操作力

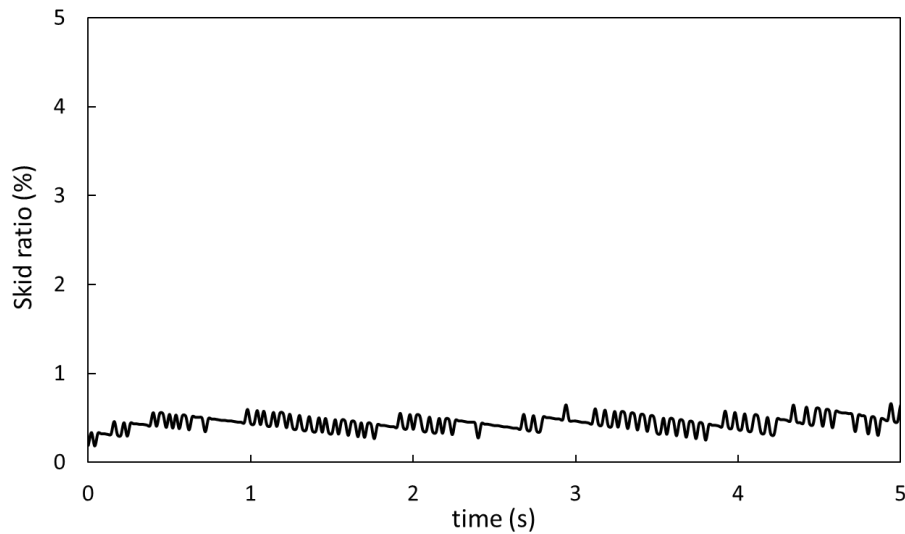


圖 5-20 C-ABS 車輪與滾輪之滑差變化—19.6 N 煞車操作力

5-6 實驗討論

藉由幾個實驗項目，可得知一般煞車系統及 C-ABS 在不同煞車操作力作用下之煞車效能表現。由本研究之實驗結果，可歸納出以下幾項結論：

1. C-ABS 具有煞車防鎖死之功能：一般煞車系統在施予 90.3 N 時，車輪已處於即將鎖死之狀態，而當實驗以 117.7 N 之煞車操作力作用於煞車拉桿時，

車輪鎖死的現象更加明顯。反觀 C-ABS 之實驗結果，如圖 5-17、5-18 所示，即使煞車操作力已遠超過一般煞車系統達車輪鎖死之極限，C-ABS 仍能有效避免車輪鎖死。

2. C-ABS 仍有最大煞車操作力之限制：雖然 C-ABS 在接收到極大的煞車操作力時，可避免車輪發生鎖死，然而此操作力仍有最大值之限制，一旦輸入之煞車操作力超過此限制，系統依然會失效。如圖 5-13 與 5-14，實驗中將煞車操作力設定為 441.5 N 時，車輪速度驟降而停止，滑差值亦上升到 100%，表示車輪呈現完全鎖死狀態。此原因源自於 C-ABS 之設計，該系統之兩組煞車於煞車過程中同時作用，對於第二組煞車而言，當煞車扭力輸入過大時，導致車輪轉速快速下降，此時 CBD 之離合器將與煞車外盤分離，透過第二組煞車傳遞之煞車扭力則因此切斷。然而，第一組煞車直接連接車輪，即便設計時已調整其液壓增壓比以符合一般需求，然而當施予之煞車操作力超過原先設計之安全範圍，該系統仍可能失去防鎖死之功效。
3. 實驗與數值模擬結果之差異：兩者主要的差異為 C-ABS 作用重煞車操作力時之煞車效能表現。比較本文 4-5 之圖 4-12 至 4-14 與本章節之圖 5-13 與 5-14，數值模擬結果顯示在乾燥及濕滑路面，C-ABS 皆有煞車防鎖死之功能，然而，實驗上以大致相同之煞車操作力作用，結果卻顯示車輪發生鎖死情形。此差異可能來自於兩者選用不同離合器之故，造成第二組煞車產生的煞車扭力不同。或者，車輪與滾輪間之摩擦係數與模擬程式之設定不同而影響整體之煞車效能，也可能是受到煞車卡鉗來令片之摩擦係數與程式設定不同或實驗平台運轉時產生的能量損耗而導致此差異。為此差異我們欲將實驗取得之摩擦係數數據代入數值程式重新計算，另外調整程式中包含離心式離合器之彈簧參數與煞車卡鉗來令片之摩擦係數。變更後參數值如表 5-5 所示，代入該參數值重新以數值程式模擬施加煞車操作力 343.4 N，所得之輪速與車速變化如圖 5-21，滑差變化如圖 5-22。由此兩者之模擬結果比較圖 5-17、5-18，

可發現模擬結果與實驗結果相似性高，特別是輪速變化及滑差變化之轉折時間點大致相同，車輛之煞停時間也相近，因此，藉此實驗確實驗證本研究之數值模擬程式具有相當之合理性。



表 5-5 數值程式參數變更

參數列	原設定	變更後
車輪與滾輪之摩擦係數	$s_p=0.2$ $\mu_p=0.85$ $\mu_l=0.75$	$s_p=0.35$ $\mu_p=0.96$ $\mu_l=0.82$
離心式離合器彈簧彈性係數	$k=33$	$k=16$
煞車卡鉗來令片摩擦係數	$\mu_d=0.31$	$\mu_d=0.45$

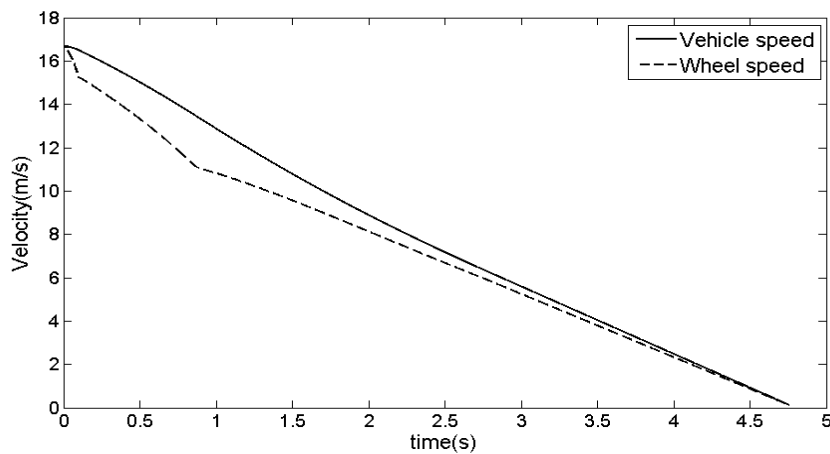


圖 5-21 參數變更後之輪速與車速變化模擬結果

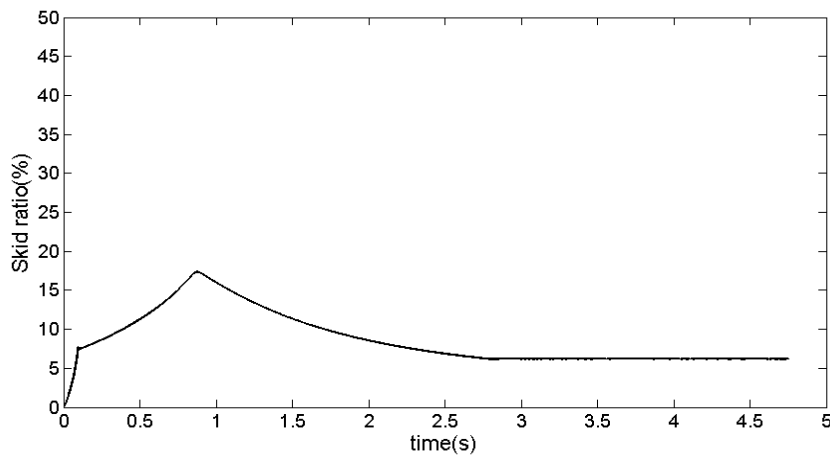


圖 5-22 參數變更後之滑差變化模擬結果

5-7 實車構型概念設計

實驗設計之 C-ABS 其系統架構與配置為考量成本較低、組裝容易以及便於實驗進行各項數據之量測，然而，如此之設計方式並不適合裝配於實車。欲將 C-ABS 裝載於實車最重要的因素是必須克服空間上之限制，由於該系統具有兩組煞車、CBD 及增速齒輪組，故裝配於實車之空間配置或各零件之連接方式需有所調整。圖 5-23 為本研究對於 C-ABS 實車構型之概念設計爆炸圖，選用機車之後輪模組呈現。系統組成元件與實驗平台之設計相同，然而最主要的差異為原來使用齒輪箱之結構，變更為一對正齒輪搭配一環型內齒輪，該環形內齒輪裝置於車輪輪圈之邊框，透過車輪旋轉即可提升連接 CBD 離合器軸之轉速以達成增速之目的。

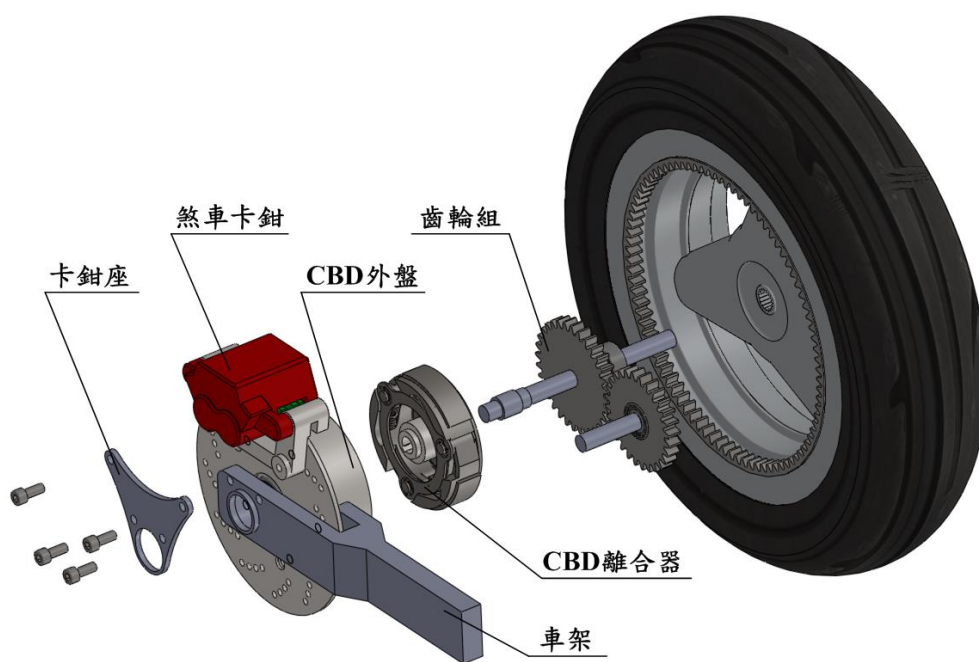


圖 5-23 C-ABS 實車構型之概念設計爆炸圖

圖 5-24 為 C-ABS 實車構型之概念設計組立完成圖。圖面顯示部分為第二組煞車及增速齒輪組等元件，車輪之另一側為第一組煞車元件，包含煞車碟盤與卡鉗，其裝配位置與原車系統相同。增速齒輪組之設計方式有效減少系統之空間需求，使車架得以貼近車輪，避免影響車輛行進間之動態。然而，此概念設計僅提

出系統連結方式之構想，若實際裝載於車輛則必須考慮系統防塵、防水等問題。另外，各零組件之強度需求及耐用性，涉及材料選用與尺寸規格等，仍需進一步設計與規劃。

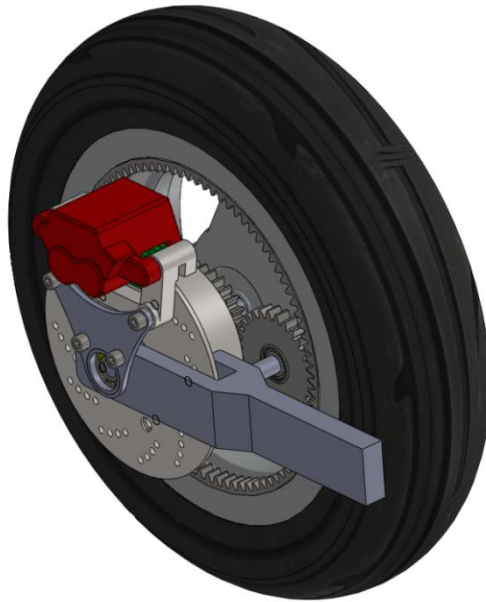


圖 5-24 C-ABS 實車構型之概念設計組立圖

5-8 小結

本章闡述 C-ABS 實驗平台之建立方式、實驗方法、流程規劃以及實驗結果之分析。由第三章論及之系統架構，進而發展為一組實驗測試平台。其中，可依組成元件或功能分為四大系統：防鎖死系統、煞車零組件系統、慣性飛輪與傳動系統及數據量測系統。繼完成實驗平台之組立，接著規劃實驗方法與擬定實驗流程，實驗執行前必須確認實驗條件是否符合規範，並根據不同的實驗項目調整相關之操作或控制變因，再依預先設定之實驗步驟進行。由實驗結果分析可歸納幾項結論：一、C-ABS 確實具有在煞車過程中防止車輪鎖死之功能。二、C-ABS 仍有最大煞車操作力之限制，假使超過此限制則可能導致系統失效。三、實驗與數值模擬結果呈現相同趨勢，然而具有部分數據上之差異。另外，本章節最後提出一種 C-ABS 實車構型之概念設計，有別於實驗之設計，此構型大幅減少整個系統之空間需求，以符合實車之配置。

第六章 整車系統模擬與評估



前兩章探討之內容分別為 C-ABS 裝配於單輪呈現之數值模擬結果及實驗結果，然而，本研究設定的分析對象為二輪機車，因此 C-ABS 裝載於整車系統呈現之煞車效能與對車輛動態之影響亦不可忽略。於本章節將對於裝載 C-ABS 之整車動態進行模擬分析與討論，其中考慮煞車過程前、後輪之煞車力變化，以及包含滾動阻力、空氣阻力及路面坡度對於煞車效能之影響。首先，必須建立整車之力學模型，此部分已呈現於本文第二章之理論基礎。接著，討論 C-ABS 裝載整車相異之模組形式，例如將系統裝配於前輪或後輪產生之差異。隨後分別就不同的模組進行模擬，比較並分析其煞車效能。另外亦可透過調變 C-ABS 之設計參數，達到最適合整車煞車效能之設計。最後，比較系統於不同路面之煞車效能，並分析該系統作用之坡度角極限。

6-1 模擬條件與設定

模擬整車系統之程式與本文第四章所使用之數值模擬程式大致相同，差異部分僅在於本程式建構較完整的整車模型，考慮前、後輪煞車力的作用，以及煞車減速度造成前、後輪正向力之改變，此外也加入車輛行進中空氣阻力之影響。

整車系統模擬使用之目標車型同樣為光陽 Racing125 機車，程式之參數設定可分為兩部分：

1. C-ABS 之設計參數與煞車系統零組件之尺寸規格：此部分參數選用與單輪之模擬相同，參數表可參考本文 4-3 之表 4-1。
2. 整車系統相關尺寸規格：包含前、後輪半徑與其軸至車輛質心距等，以及空氣阻力方程式之相關參數，詳細數據如表 6-1。

表 6-1 整車系統模擬參數表

參數列	數值
前輪半徑(m)	0.2294
後輪半徑(m)	0.2435
前輪軸至車輛質心距(m)	0.704
後輪軸至車輛質心距(m)	0.58
車輛質心與地面之高度(m)	0.795
前輪碟盤有效半徑(m)	0.1068
後輪碟盤有效半徑(m)	0.0871
空氣密度(kg/m^3)	1.167
空氣力學阻力係數與前視面積之乘積(m^2) [25]	0.6

C-ABS 裝載整車有多種相異之模組，包含單獨裝配於前輪、後輪，或者兩輪同時裝配。因此，整車系統之模擬將分別討論以上三種模組，以相同於第四章之模擬方法進行整車的數值模擬分析，觀察在煞車過程中，整車之動態變化及煞車效能。此部分之模擬僅討論駕駛者施予重煞車操作力之結果，目的在於評估 C-ABS 對於整車提供之穩定性及安全性。由於整車系統對於車輛之動態具有較多的影響因素，然而本模擬之目的為了解 C-ABS 裝載整車之煞車效能趨勢，因此為使模擬結果易於觀察與分析，我們簡化了整車之系統模型，並給予以下之假設條件：

1. 忽略車身懸吊系統於煞車過程中之影響。
2. 忽略駕駛者於煞車過程中之動態影響整車重心位置之變化。
3. 忽略車輛傳動系統提供額外之抵抗力。
4. 假設車身於煞車過程中無側傾現象。

6-2 模擬結果與分析

本章節將針對 C-ABS 分別裝配於車輛前輪、後輪，以及前後兩輪同時裝配之模擬結果進行探討。此外，藉由調變 C-ABS 之關鍵設計參數以提升整車之煞

車效能。接著，透過模擬取得 C-ABS 於整車系統較佳的配置方式及設計參數後，即可完整分析其作用於乾燥或濕滑路面之煞車效能，包含整車之煞車力、煞車效率及煞車減速度等。最後，討論車輛於不同路面坡度作用煞車之結果，特別是在下坡情況，車輛能維持穩定之極限坡度角。



6-2-1 前輪模組

圖 6-1、6-2 為模擬於乾燥柏油路面，C-ABS 裝配於車輛前輪之車輪角速度變化與滑差值變化，圖中實線與虛線分別表示為車輛前輪及後輪。由圖 6-1，可觀察當煞車作用後，裝配有 C-ABS 之前輪角速度穩定下降，而後輪角速度則快速下墜，未及 0.5 秒其角速度已降至 0。

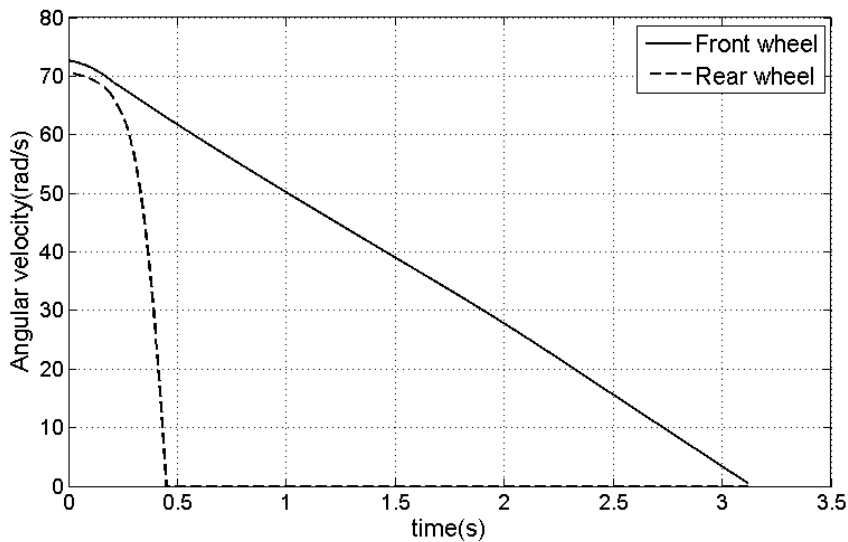


圖 6-1 C-ABS 裝配於車輛前輪之車輪角速度變化

又如圖 6-2 所示，車輛後輪之滑差值迅速增至 100%，顯示後輪已發生鎖死之情況。由此兩圖可推斷 C-ABS 僅裝配於車輛前輪為不洽當之設計，即使有效避免前輪發生鎖死，然而後輪鎖死依然造成危險。

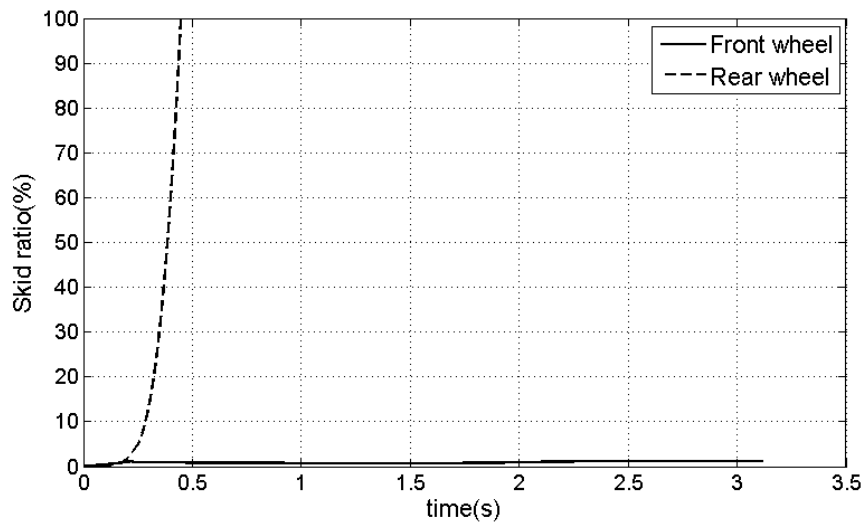
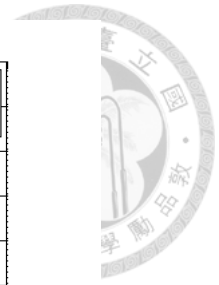


圖 6-2 C-ABS 裝配於車輛前輪之滑差值變化

6-2-2 後輪模組

圖 6-3、6-4 為模擬於乾燥柏油路面，C-ABS 裝配於車輛後輪之車輪角速度變化與滑差值變化。由圖 6-3 可看出煞車作用初期前、後輪之角速度皆為穩定下降，然而約在 0.7 秒之後，後輪角速度開始驟降，隨後在 1 秒左右，前輪角速度同樣發生驟降情形。

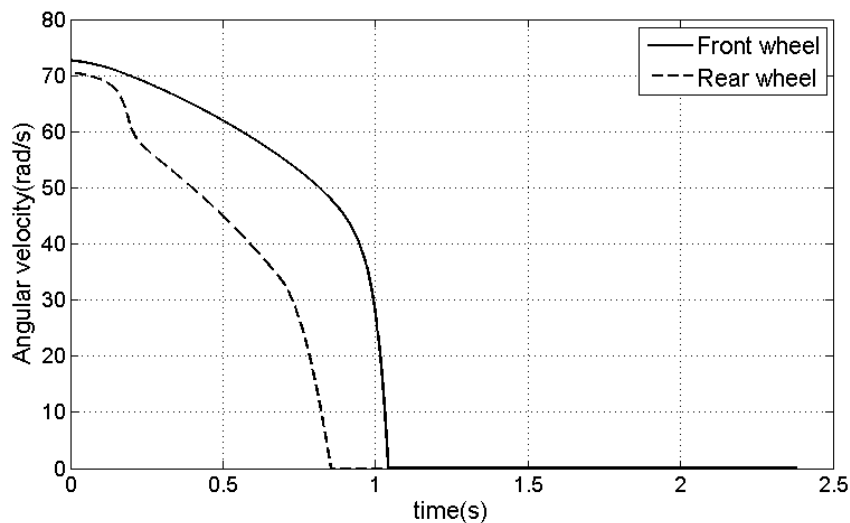


圖 6-3 C-ABS 裝配於車輛後輪之車輪角速度變化

另從圖 6-4 亦可明顯看出車輛前、後輪皆產生鎖死情況。因此，若 C-ABS 僅裝配於後輪，則前輪失去防鎖死系統之保護，終究前輪發生鎖死。另外後輪雖

有裝配本系統，但受到煞車時車輛重心前置的影響，使得後輪正向力減小，以致於煞車扭力過大而鎖死車輪。欲解決此問題，則需透過調整 C-ABS 之設計參數以達到適合裝配於後輪之設計。

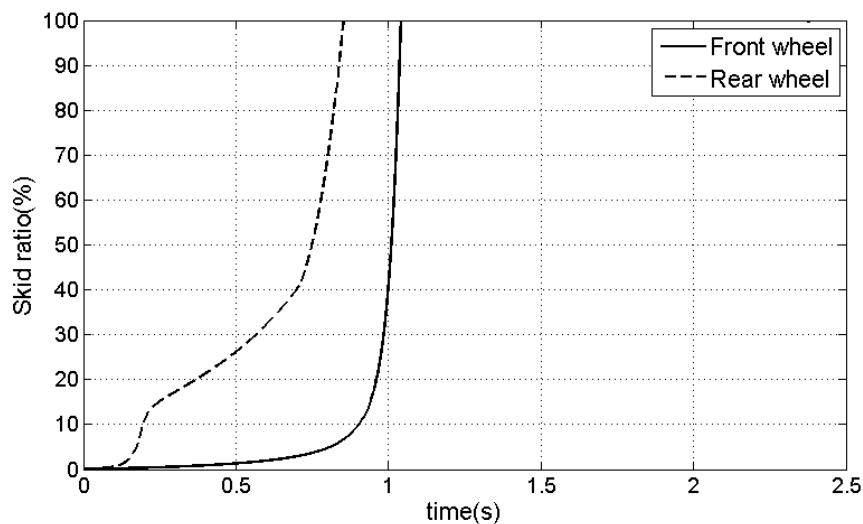


圖 6-4 C-ABS 裝配於車輛後輪之滑差值變化

6-2-3 二輪模組

圖 6-5、6-6 為模擬於乾燥柏油路面，C-ABS 同時裝配於車輛前、後輪之車輪角速度變化與滑差值變化。由此兩圖可得知在煞車過程中，車輛前輪角速度得以穩定下降，而後輪發生鎖死之情形亦往後延遲，與圖 6-1 比較可得知。因此，C-ABS 同時裝配於車輛前後二輪之模組為整車系統最佳之設計方式，然而後輪依然發生鎖死情形則需進一步藉由參數調變分析而加以改善。

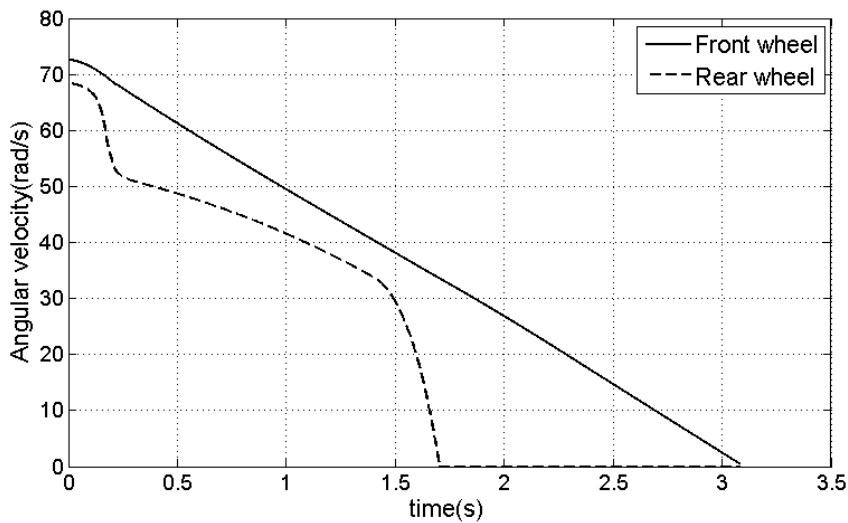
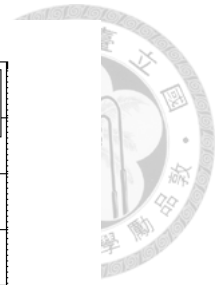


圖 6-5 C-ABS 同時裝配於車輛前後輪之車輪角速度變化

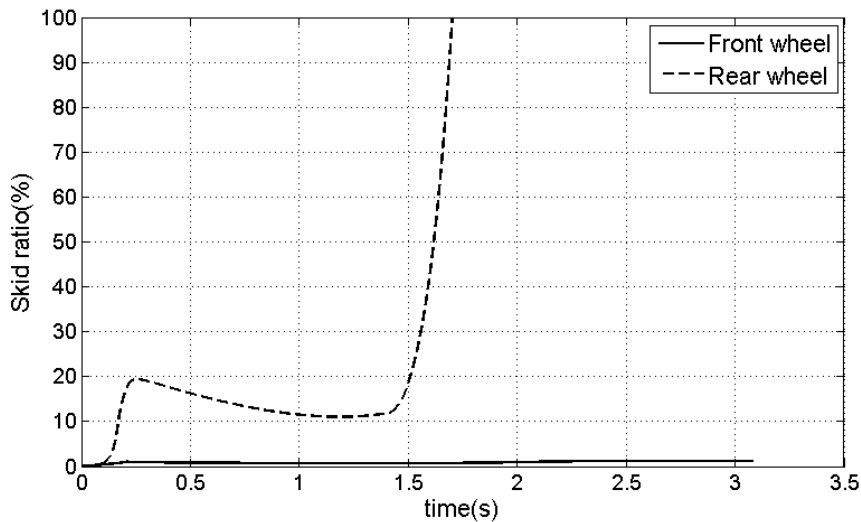


圖 6-6 C-ABS 同時裝配於車輛前後輪之滑差值變化

6-3 整車系統參數調變影響

由於整車系統於煞車過程中造成車輛重心前置之影響，導致車輛前、後輪之正向力改變。因此，裝配於前輪或後輪之 C-ABS 應有不同的設計參數，才能使整車具有較佳之煞車效能。藉由調變 C-ABS 之關鍵設計參數：第一組煞車之液壓增壓比 P_1 ，可使得煞車效能產生最顯著之變化。煞車過程造成車輛重心前置之影響使得前輪之正向力增加，而後輪降低。故此階段我們設定前輪之液壓增壓比為 30% 之增加幅度；後輪則設定為 20% 之降低幅度。換言之，每次模擬將前

輪之 P_1 值額外增加 30%，同時額外降低 20% 之後輪 P_1 值。模擬調變參數值如表 6-2，表中 I 值表示為原設定 C-ABS 之 P_1 參數值，即為 1.6。

表 6-2 模擬調變參數

參數列	模擬次序				
	A	B	C	D	E
前輪 P_1 ($I+30\%$)	1.6	2.08	2.56	3.04	3.52
後輪 P_1 ($I-20\%$)	1.6	1.28	0.96	0.64	0.32

模擬結果如圖 6-7 與 6-8，分別為滑差值與整車煞車力之參數調變結果。圖中實線與虛線分別表示前輪及後輪之滑差值，曲線 A 到 E 為表 6-2 設定參數之模擬結果。由圖可判斷降低後輪之 P_1 值可使該車輪鎖死之時間向後延遲，另外，增加前輪之 P_1 值則使得該車輪滑差值增加，甚至在 E 組參數之模擬結果顯示前輪已發生鎖死情形，如圖中著色部分曲線。其次觀察整車煞車力變化經參數調變後之模擬結果，由圖 6-8 可看出調變參數使得整車煞車力有逐漸上升之趨勢，即車輛因此而獲得較大的煞車減速度，提升整體之煞車效能。然而，E 組參數之曲線於大約 2.1 秒時突然下墜，與圖 6-7 相較觀察，可判斷為前輪鎖死而導致整車之煞車力驟降。

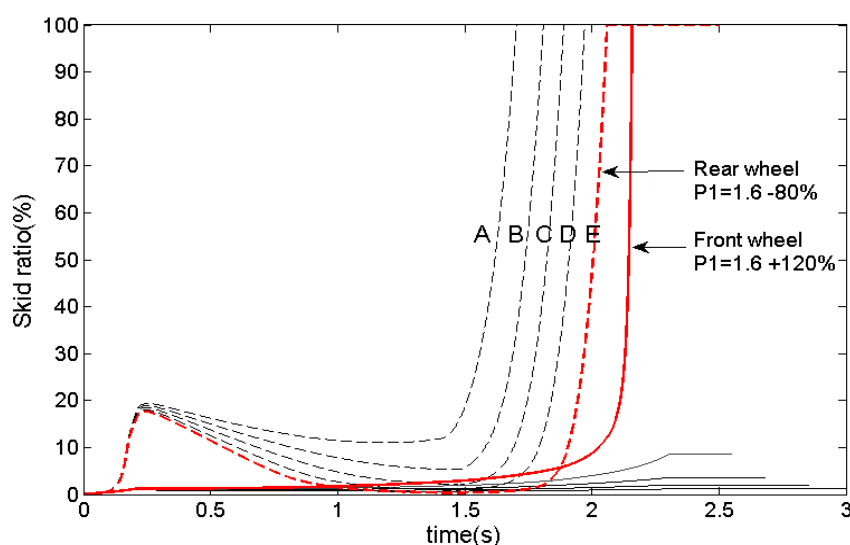


圖 6-7 參數調變模擬之滑差值變化

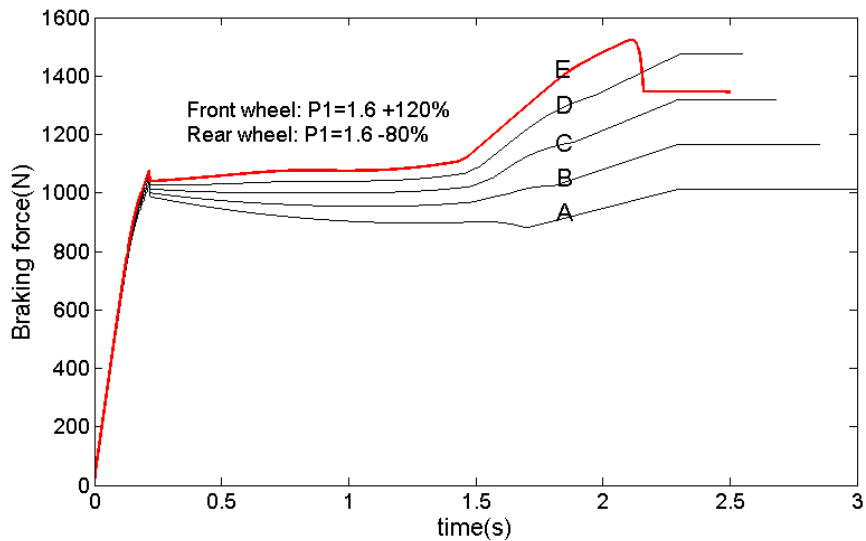


圖 6-8 參數調變模擬之整車煞車力變化

藉此模擬結果可得以下之結論：一、裝配於後輪之 C-ABS 其液壓增壓比 P_1 需調降使其小於原單輪系統之設計。二、裝配於前輪之 C-ABS 其液壓增壓比 P_1 需調增，然而增加幅度不可過大，否則將導致車輪鎖死。

由上述之分析，可透過模擬程式進一步搜尋較適當之設計參數值。如同第四章所述，本研究為新概念之機械式防鎖死煞車系統之設計，目的在於了解其可行性與操作特性，因此，參數之最佳化並非本文探討之重點，故在此僅藉由微幅調整該設計參數，以求得對於整車系統較佳煞車效能之值。經模擬取得較佳之設計參數如表 6-3 所示。

表 6-3 C-ABS 裝載整車系統之設計參數

設計參數		乾燥路面	濕滑路面
前輪液壓增壓比	P_1	2.6	1.8
	P_2	8	8
後輪液壓增壓比	P_1	0.3	0.4
	P_2	8	8

由表 6-3 可知整車系統在乾燥或濕滑柏油路面，C-ABS 表現較佳性能之設計參數值不盡相同。於乾燥柏油路面時，前輪之液壓增壓比 P_1 可提高至 2.6，後輪

則需降至 0.3，然而在濕滑柏油路面，前輪之液壓增壓比 P_1 僅可些微增加至 1.8，而後輪降低為 0.4。倘若以乾燥柏油路面之設計作用煞車於濕滑路面，則導致前輪發生鎖死。因此，為使本系統同時適用於乾燥及濕滑柏油路面，不使車輛於煞車過程中發生危險，應使用濕滑柏油路面之參數值作為整車系統之設計。如此之設計方式對於整車在乾燥或濕滑柏油路面煞車效能之差異，則由本文 6-4 之模擬結果進行討論與分析。

6-4 整車煞車效能分析

6-4-1 路面狀況差異

圖 6-9 至圖 6-14 為使用濕滑柏油路面之設計參數值，即前輪之 P_1 值為 1.8，後輪之 P_1 值為 0.4，模擬整車於乾燥或濕滑柏油路面作用煞車之結果。其中實線、虛線分別表示煞車作用於乾燥柏油路面及濕滑柏油路面，另外，圖 6-9 與 6-10，其粗線部分表示為前輪，細線表示為後輪。

首先為車輛前、後輪於乾燥或濕滑路面作用煞車之滑差值變化，如圖 6-9。由圖可得知不論在何種路面後輪之滑差值皆較大，然而其最大值卻未及 30%，意謂後輪仍於穩定區間並具有良好之車身操控性。另外，此圖也顯示車輛於濕滑路面作用煞車時，造成前後兩輪之滑差值皆大於乾燥路面。

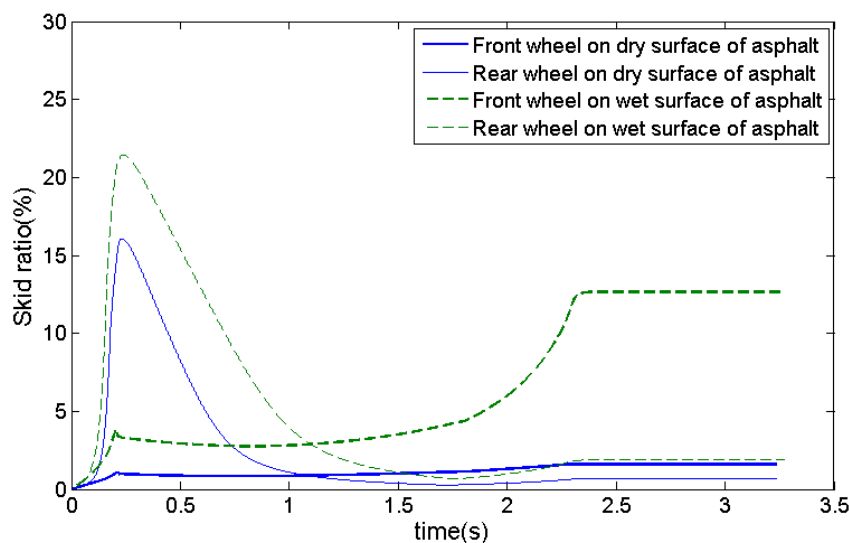


圖 6-9 車輛前後輪滑差值於不同路面之變化

接著分析車輛前、後輪之正向力變化，如圖 6-10 所示，當煞車開始作用後，前輪之正向力快速增加，相反地後輪之正向力減小，此原因為車輛煞車造成一相反於車輛運動方向之加速度，產生一慣性力使得整車重量向前偏移，導致前輪之正向力增加。假使後輪之正向力降至 0 N，則可推斷後輪即將離地而造成車身翻覆，如圖 6-10，顯示本系統之設計在乾燥及濕滑柏油路面皆無此情況發生。

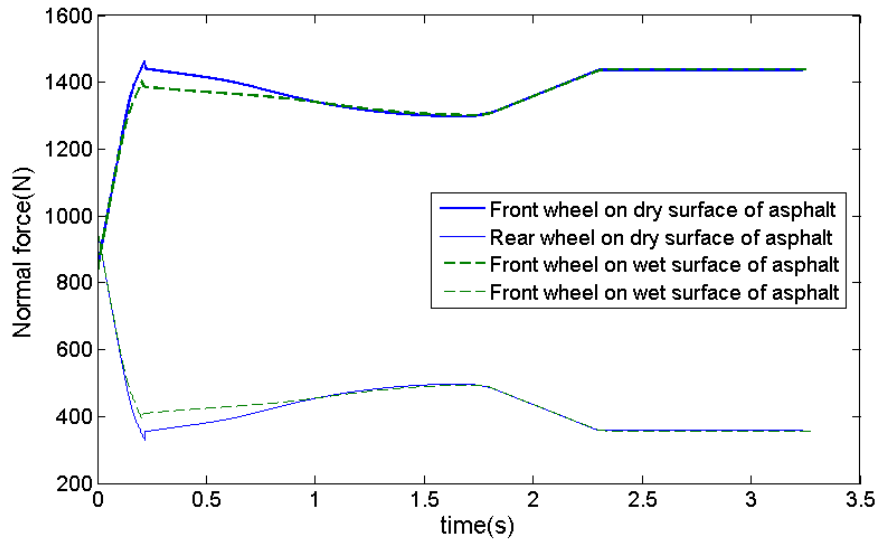


圖 6-10 車輛前後輪正向力於不同路面之變化

圖 6-11 為煞車作用於乾燥與濕滑柏油路面之整車煞車力變化，此煞車力為前輪及後輪各別煞車力之總和。由圖可看出系統於乾燥柏油路面操作時，整車之煞車力於煞車作用初期略大於在濕滑路面之煞車力，其原因為乾燥路面之摩擦係數較大，使煞車作用時產生較大的煞車減速度，因此隨即增加前輪之正向力，而整車之煞車力主要為前輪所提供，故整車之煞車力為此而增加。然而，車輪轉速下降至 CBD 離合器分離後，不同路面產生之煞車力最終則趨於一致。

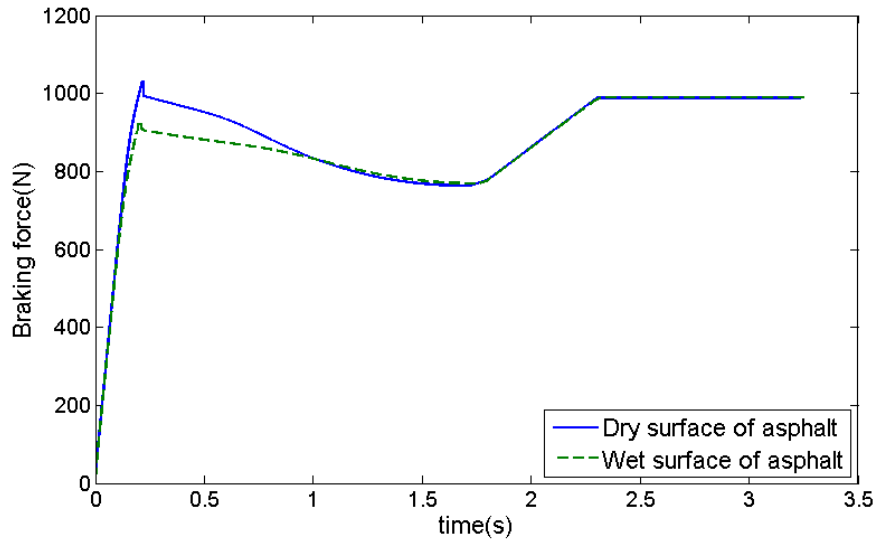


圖 6-11 整車煞車力於不同路面之變化

圖 6-12 為煞車作用於乾燥與濕滑柏油路面之煞車減速度變化，相較於圖 6-11，整車煞車力較大時對應較大之煞車減速度。然而，此減速度不僅由煞車力所造成，另外包含車輪之滾動阻力及車身受到空氣阻力之影響。

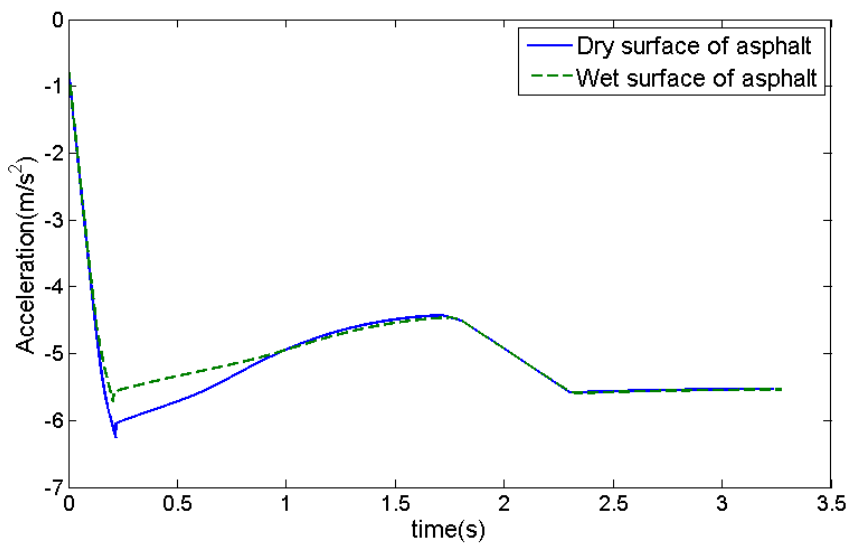


圖 6-12 煞車減速度於不同路面之變化

圖 6-13、6-14 分別表示於乾燥及濕滑柏油路面，整車之煞車效率與煞車距離之比較。由圖 6-13 顯示之模擬結果可知，煞車作用於濕滑柏油路面之煞車效率較高，此因乾燥路面之摩擦係數較濕滑路面大，使得乾燥路面可提供之最大煞車力也較大，然而，C-ABS 以適合於濕滑柏油路面之設計參數作為整車系統之

設定，故乾燥路面所得之煞車效率不如於濕滑路面。另外，圖 6-14 顯示於不同路面模擬之煞車距離差異不大，此因系統產生之總煞車力相近之緣故。車輛約在煞車作用 3.3 秒後煞停，而煞車距離約為 28 公尺。

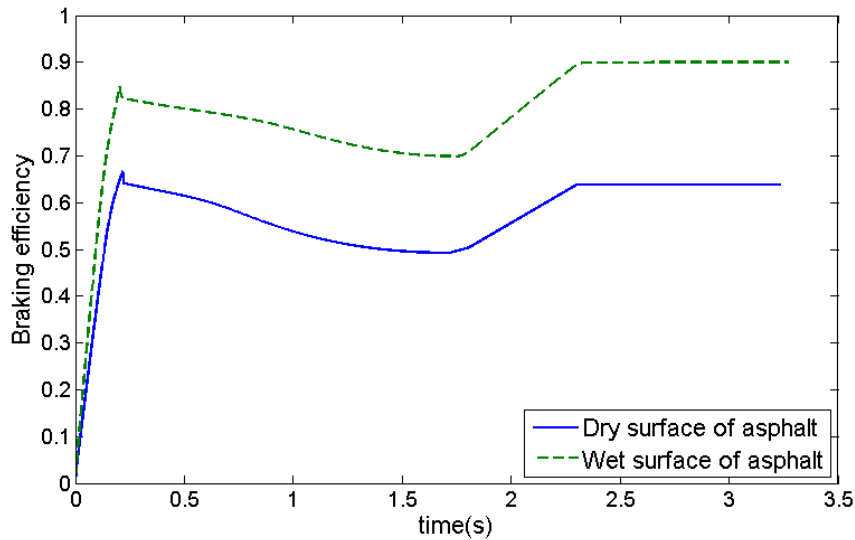


圖 6-13 煞車效率於不同路面之比較

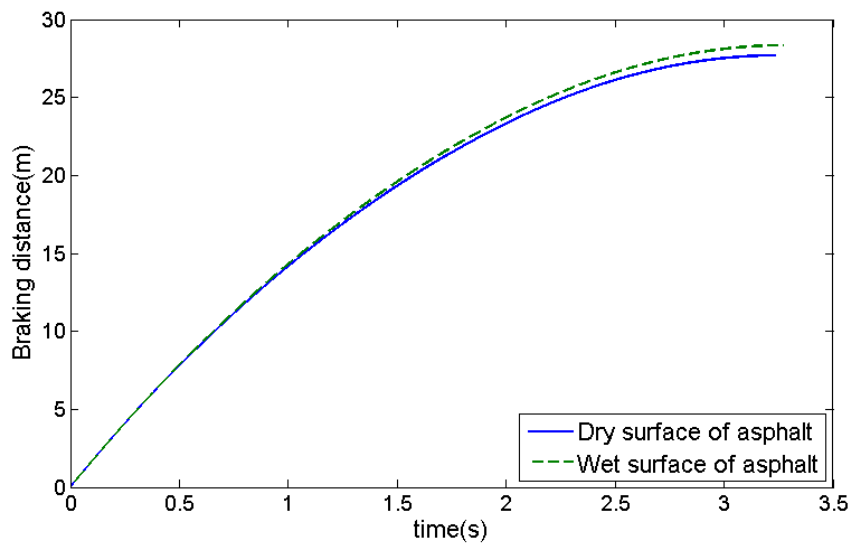


圖 6-14 煞車距離於不同路面之比較

6-4-2 坡度影響

路面坡度為影響煞車效能之重要因素，對於車輛前進方向可分為上坡與下坡，由圖 2-5 定義路面之坡度角以 θ_g 表示，當 θ_g 為正值時，表示車輛行駛於上坡路面； θ_g 為負值時，表示車輛行駛於下坡路面。由於車輛於下坡路面操作煞車時，

車重造成整車額外之下滑力，使得車身重心前置問題加劇，亦可能造成煞車距離增加而有安全上之疑慮。因此，本階段模擬僅討論車輛於下坡路面作用煞車之情形，模擬裝配 C-ABS 之車輛於乾燥或濕滑柏油路面可容許之最大下坡坡度角，同時模擬該坡度角所需之煞車距離。

圖 6-15、6-16 顯示車輛於乾燥柏油路面之不同坡度角作用煞車之模擬結果，其中，模擬坡度角從 0 度開始，逐次減少 5 度。圖 6-15 顯示為不同坡度角，車輛後輪之滑差值變化，結果顯示當坡度角降低至 -25 度時，車輛後輪之滑差值將超過 30%，並且持續增加最後達 100%，即後輪完全鎖死。經過進一步模擬與分析，可得在不使後輪發生鎖死情形之最大下坡坡度角為 -23 度，即為本系統於乾燥柏油路面之極限坡度。

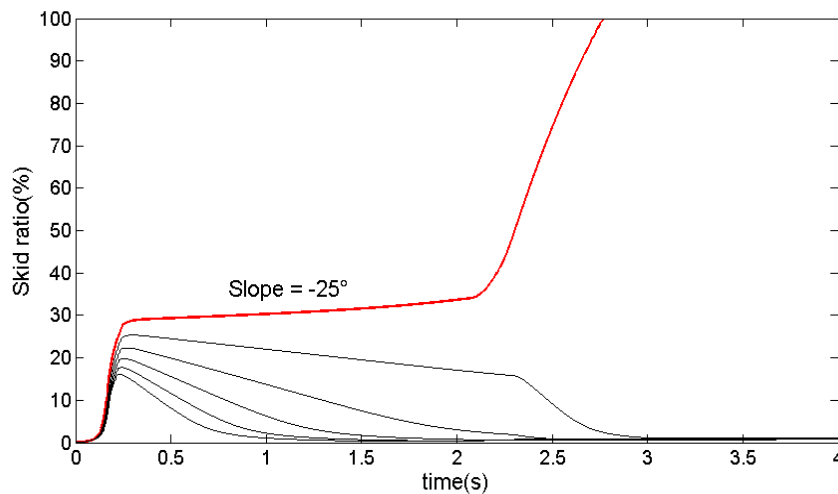


圖 6-15 車輛後輪滑差值於乾燥路面不同坡度角之差異

另外，討論車輛於乾燥路面不同坡度角對煞車距離之影響。如圖 6-16，隨著下坡愈陡，車輛所需之煞車距離愈長，同樣所需之煞停時間也隨之增加。

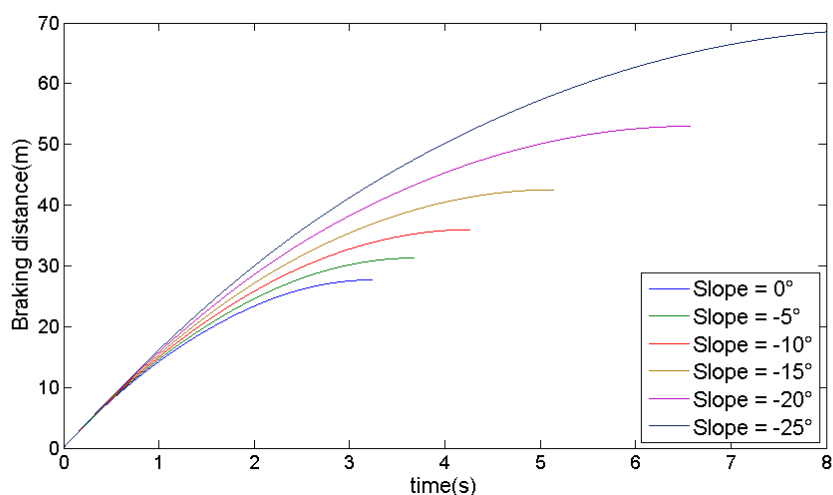


圖 6-16 車輛煞車距離於乾燥路面不同坡度角之差異

接著為車輛於濕滑柏油路面之不同坡度角作用煞車之模擬結果，相同於乾燥路面之模擬，坡度角由 0 度逐次減少 5 度而繪製曲線。圖 6-17 顯示為車輛前輪於濕滑柏油路面不同坡度角之滑差值差異。其中，當坡度角降至-15 度時，車輛前輪之滑差值最終達 100%，即前輪完全鎖死。進而模擬得該路面狀態可容許之最大下坡坡度角為-11 度，與在乾燥路面模擬之最大坡度角-23 度相差甚大。

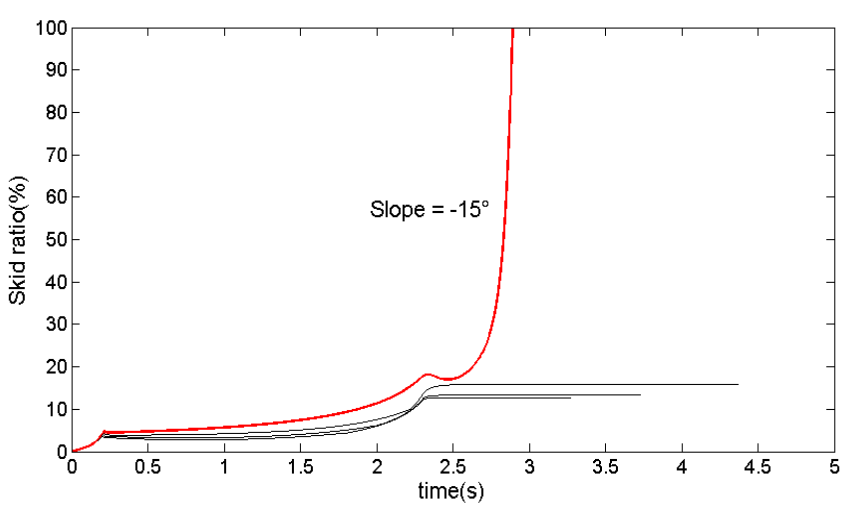


圖 6-17 車輛前輪滑差值於濕滑路面不同坡度角之差異

圖 6-18 為車輛煞車距離於濕滑柏油路面不同坡度角之模擬結果。其中，當坡度角為-15 度時，整車之煞車距離與煞停時間皆大幅增加，搭配圖 6-17 觀察可推論為車輛前輪發生鎖死之故。

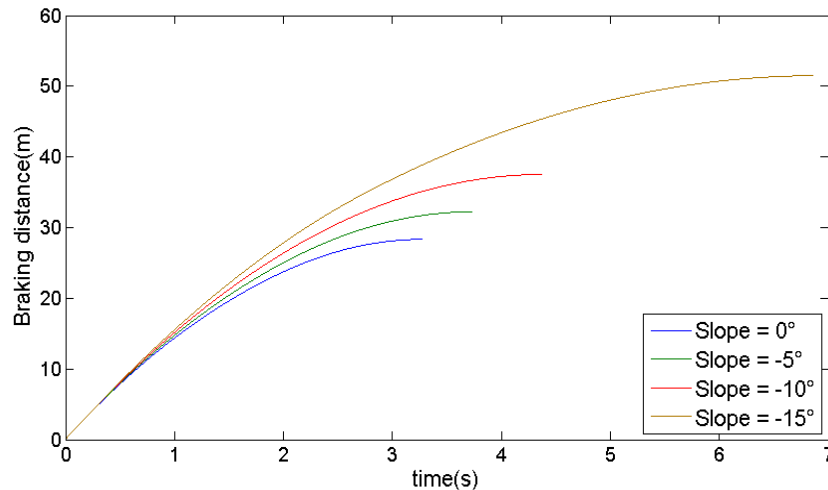


圖 6-18 車輛煞車距離於濕滑路面不同坡度角之差異

6-5 小結

本章討論 C-ABS 裝載於整車系統之煞車效能分析。首先討論整車模擬需建立之假設條件及相關參數之設定。接著透過模擬結果分析 C-ABS 裝配於整車之理想模組，此外，藉由各別調變前、後輪系統之關鍵設計參數，得知該參數對整車煞車效能之影響。模擬結果顯示裝配於前輪之 C-ABS，其第一組煞車之液壓增壓比應略為調高，而後輪部分則應降低。雖然車輛於乾燥柏油路面系統可有較大的調整空間，然而若以在乾燥路面之設計作用於濕滑路面，則可能造成系統防鎖死功能失效，因此，以濕滑柏油路面之設計參數值為整車系統之設定為較佳的選擇。最後，分析 C-ABS 裝載於整車系統於乾燥或濕滑柏油路面之煞車效能表現，包括煞車過程產生車身重心的偏移、車輪滑差與煞車效率等。另外，也包含在兩種路面，該系統可容許最大下坡坡度角之極限。

第七章 結論與建議



7-1 結論

本研究以設計一種新概念之防鎖死煞車系統為目標，完整建立一套設計方法與設計流程。自系統之理論基礎、概念設計之發展、系統架構之建立，到利用數值程式模擬分析其特性、實作與實驗之驗證以及整車效能之評估。本研究進行步驟首先為相關文獻搜索，研究並歸納防鎖死煞車系統之分類。其次，藉由建立完整之煞車系統模型，發展一套數值模擬程式，由模擬分析得知該系統之操作特性，並透過調變關鍵設計參數了解其對於系統煞車效能之影響。接著，根據概念設計之系統架構建立一組實驗測試平台，規劃實驗項目及實驗進行流程與方法，由實驗結果分析得知本系統實際作動之效能，並可相較於數值模擬結果驗證該程式之合理性。最後，模擬分析該系統裝載於整車之煞車效能，討論不同配置模組之差異，以及調變車輛前、後輪系統設計參數之影響，進而得知整車系統於煞車過程中之動態變化。經統整後將本研究成果與結論條列如下：

1. 提出一套新系統之設計方法與設計流程：本研究藉由發展一種新概念之防鎖死煞車系統，完整建立一套新系統之設計方法與設計流程。依循本文對新系統之設計方法，可逐步從概念構想，延伸到建立系統之架構，進而討論其細部之設計，最後發展為實體並透過實驗予以驗證。
2. 提出一種 ABS 之分類規則：任何型式之 ABS 在其操作原理及機構元件組成上，皆可以此四大單元作出分類：決策單元、決策目標、煞車力調節單元及煞車力傳遞單元。透過該分類原則，可清楚了解不同型式 ABS 之間的差異，另外，亦可藉此分析該系統具有之特性以及適合裝載於何種車輛。
3. 提出一種新概念之 ABS：本研究發想使用離心式離合器作為系統判斷轉速之回饋機制，利用此元件之優點包括：一、完全機械式系統，無須加裝任何電子設備，即可達到車輪轉速回饋之功能。二、具有隨轉速調變輸出扭力之

特性，故此元件不僅為系統中的決策單元，同時為一種自主性之煞車力調節單元。另外，搭配其他必要元件，如：CBD、增速齒輪組及煞車套件等，共同組成一防鎖死煞車系統，定義本系統名稱為 C-ABS。

4. 建立數值分析方法與模擬結果討論：本研究建立之數值程式可模擬車輛於直線行進間作用煞車之結果，透過調變不同的煞車操作力或系統其他設計參數，可得車輛在暫態過程中的煞車力變化、滑差變化、車速與輪速變化等。模擬結果顯示 C-ABS 確實能發揮防鎖死功能，此外，該系統於煞車過程中具有煞車力連續之特性，除了可提高煞車的使用效率外，亦可減少如電子式 ABS 作動時產生的振動以及車身頓挫。
5. 建立實驗平台與實驗結果分析：依據概念設計之系統架構以及數值模擬取得較佳之設計參數值，實際建立一組實驗測試平台，可量測車輪及模擬車輛動態之滾輪轉速變化，進而得知系統之煞車效能。欲取得不同條件之實驗結果，本研究擬定一套實驗方法，同時根據實驗項目規劃適當的實驗步驟。實驗結果顯示該系統之煞車效能趨勢與數值模擬之結果大致相同，表示本實驗建立之數值程式獲得驗證並具有合理性。然而細節部分之數據略有出入，如此差異可歸因於選用離心式離合器之參數不同，以及實驗與模擬對於輪胎接觸面摩擦係數之差異等因素。
6. 提出實車構型之概念設計：本研究自提出系統之創新概念，進而發展系統結構之設計，並實現於實驗平台。最終亦提出適用於實際車輛之系統構型，此設計不僅保有系統防鎖死之功能，同時減低裝載車輛之空間需求。
7. 取得 C-ABS 裝載整車之理想模組與效能分析：分別討論 C-ABS 裝載整車系統之不同模組，由模擬結果可知，該系統同時裝配於車輛前後二輪為最佳之設計。藉由分別調變前、後輪系統之關鍵設計參數，取得較佳之參數值，可提供整車較理想之煞車效能。此外，由模擬得知整車系統於不同路面坡度之

差異，模擬結果顯示該系統於乾燥路面煞車距離較短，並且可容許的下坡坡度角較大。

8. C-ABS 之可行性與優劣勢分析：經過數值模擬以及實驗測試結果，可對於本系統歸納出以下結論：一、C-ABS 確實具有煞車防鎖死之功能，可避免因施予過度的煞車操作力導致車輪鎖死，並且在路面環境較差的情況下，更能有效提升煞車效能。二、C-ABS 為完全機械式系統，經過適當的設計，包含空間配置與設計參數調整，即可適用於輕型二輪車輛。三、C-ABS 仍有操作範圍之限制，假使施予之煞車操作力超過其設定之極限，依然可能發生車輪鎖死現象。因此，該系統設定之範圍限制必須就駕駛者使用習慣，以及路面環境做部分調整。四、C-ABS 在極為惡劣之路面作用恐失去防鎖死功能，例如作用於結冰路面，由於路面摩擦係數過低，縱使調降第一組煞車之液壓增壓比，仍無法避免其煞車力超過路面可提供最大靜摩擦力之可能性。因此，類似的操作環境應儘量避免，以維持系統之良好效能。


7-2 展望與建議

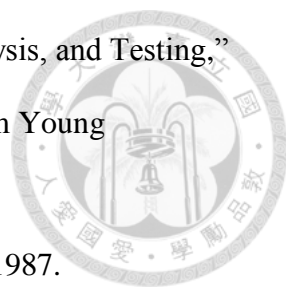
由於本研究首度提出一種以離心式離合器作為轉速回饋功能之機械式 ABS，故較著重於該系統之可行性與基本操作特性之探討，因此，提升系統效能或系統關鍵設計參數之最佳化將是未來持續發展的目標。例如系統架構部分，目前僅討論一組 CBD 搭配兩組煞車之模組，然而，增加 CBD 之數量並且調變其離心式離合器之參數值，則可使得車輪轉速在多個不同的區段皆有煞車扭力之變化，藉此可進階調控多組系統間之匹配以提升整車之煞車效能。此外，在實車系統建立與測試方面為另一個發展目標。包含如何設計理想裝載於實車之構型，討論其空間配置、材料選用及系統耐用性等，同時也需加入成本考量。測試部分除了現階段單純分析轉速變化之外，必須加以討論受力之變化，再者，測試多種相異摩擦係數之路面，使本系統在操作上能有更多的參考指標，展現更完整的效能結果。


參考文獻



- [1] Miennert, R. J., "Antilock Brake System Application to a Motorcycle Front Wheel," SAE Paper No. 740630, 1974.
- [2] Cart, J., "An Anti-lock Braking System for Motorcycles," IMechE Conference Publications (Institution of Mechanical Engineers), pp. 127-138, 1985.
- [3] Zellner, J. W., "An Analytical Approach to Antilock Brake System Design," SAE Paper No. 840249, 1984.
- [4] Masaie, K., Takushi, M., Keishin, T., Hiroshi, I., Tatsuo, H., and Wasaku H., "Combination of Antilock Brake System (ABS) and Combined Brake System (CBS) for Motorcycles," SAE Special Publications, No. 1142, pp. 59, 1996.
- [5] 陸振原, "機車液壓防鎖死煞車模組設計與系統控制之研究," 國立成功大學機械工程學系, 博士論文, 2005.
- [6] Mirzaeinejad, H, and Mirzaei, M, "A New Approach for Modelling and Control of Two-wheel Anti-lock Brake Systems," Journal of Multi-body Dynamics, Vol. 225, 2011.
- [7] Huang, C.-K., and Shih, M.-C., "Design of a Hydraulic Anti-lock Braking System (ABS) for a Motorcycle," J. Mech. Sci. Technol., 24(5), pp. 1141-1149, 2010.
- [8] Swift, D. P., LaCroix, T. R., and Bullock, W. E., "Centrifugal Shopping Cart Brake," U.S. Patent No. 5,607,030, 1997.
- [9] Kidd, M. T., and Cline, G. L., "Centrifugal Brakes for Wheels," U.S. Patent No. 7,464,797 B2, 2008.
- [10] Ferdman, L., "Wheel Speed Regulator," U. S. Patent No. 0025984 A1, 2013.

- 
- [11] Heisler, H., *Advanced Vehicle Technology*, 2nd ed., Elsevier Ltd., London, ON, p. 450-509, 2002.
- [12] Ho, L. M., Roberts, R., Hartmann, H., and Gombert, B., “The Electronic Wedge brake—EWB,” Siemens AG, Siemens VDO Automotive, SAE Technical Paper No. 2006-01-3196, 2006.
- [13] Choi, S.-B., Sung, K.-G., Cho, M.-S., and Lee, Y.-S. “The Braking Performance of a Vehicle Anti-lock Brake System Featuring an Electro-rheological Valve Pressure Modulator,” Department of Mechanical Engineering, Inha University, Incheon, Korea, 402-751, 2007.
- [14] 吳銘欽, “汽車防鎖死剎車系統控制之研究,” 國立成功大學機械工程學系, 博士論文, 2002.
- [15] Wakabayashi, T., Matsuto, T., Tani, K., and Ohta, A., “Development of Motor Actuated Antilock Brake System for Light Weight Motorcycle,” *JSAE Rev.*, Vol. 19, No. 4, pp. 373-377, 1998.
- [16] 黃潭城, “防鎖死煞車結構,” 中華民國專利, No. I329714, 2009.
- [17] Yang, C.-P., and Liu, T., “Analysis of a New Mechanical Anti-lock Brake System for Two-wheeled Vehicle,” *Appl. Mech. Mater.*, Vol. 437, pp. 313-320, 2013.
- [18] 呂春明, 呂怡緯, 呂怡新, “兩輪車車輪煞車順序控制裝置,” 中華民國專利, No. M402254, 2011.
- [19] 徐正會, 古文琦, 洪偉家, “自行車用之防鎖死煞車裝置,” 中華民國專利, No. 91218938, 2002.
- [20] 黃俊宏, “煞車之點煞結構,” 中華民國專利, No. 97140450, 2006.
- [21] Goodling, E. C. Jr., “Fighting High Energy Costs With Centrifugal Clutches,” *Mach. Des.*, Vol. 46, No. 23, pp. 119-124, 1974.

- 
- [22] Crane, N. B., “Compliant Centrifugal Clutches: Design, Analysis, and Testing,” M.S. Thesis, Department of Mechanical Engineering, Brigham Young University, Provo, Utah., 1999.
- [23] 李宗良, 林永立編譯, *現代機構百科*, 全華圖書, 新北市, 1987.
- [24] 王昉暉, “混合動力機車使用一離心式離合器之可行性探討,” 國立臺灣大學機械工程學系, 碩士論文, 2011.
- [25] Cossalter, V., *Motorcycle Dynamics*, 2nd ed., Race Dynamics, Greendale, WI, 2006.
- [26] Kiencke, U., and Daiss, A., “Estimation of Tyre Friction for Enhanced ABS-systems,” *JSAE Rev.*, 16(2), pp. 221-221(1), 1994.
- [27] Wong, J. Y., *Theory of Ground Vehicles*, 4th ed., Wiley, Ottawa, ON, p. 27, 2008.
- [28] 秦龍, “機械虛擬原型之設計與應用,” 國立臺灣大學機械工程學系, 碩士論文, 2005.
- [29] Shigley, J. E., and Mischke, C. R., *Mechanical Engineering Design*, 6th ed., McGraw-Hill, New York, ON, p. 993-1007, 2001.
- [30] Huang, F., Mo, Y.-M., and Lv, J.-C., “Study on Heat Fading of Phenolic Resin Friction Material for Micro-automobile Clutch,” *Proceedings of the IEEE International Conference on Measuring Technology and Mechatronics Automation (ICMTMA)*, Vol. 3, pp. 596-599, 2010.
- [31] Makkar, C., Dixon, W. E., Sawyer, W. G., and Hu, G., “A New Continuously Differentiable Friction Model for Control Systems Design,” *International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics*, Monterey, California, USA, 24-28 July, 2005.

- 
- [32] Armstrong-Hélouvry, B., *Control of Machines with Friction*, Kluwer Academic Publishers, Norwell, Massachusetts, 1991.
- [33] Amin, J., Friedland B., and Harnoy, A., “Implementation of a Friction Estimation and Compensation Technique,” International Conference on Control Applications, Dearborn, MI, 15-18 September, 1996.
- [34] Shigley, J. E., and Mischke, C. R., *Standard Handbook of Machine Design*, 2ed ed., McGraw Hill, New York, 1996.
- [35] Çengel, Y. A., *Heat Transfer*, 2nd ed., McGraw-Hill, New York, 2004.
- [36] Haidar, S. G., Kumar, D., Bassi, R. S., and Deshmukh, S. C., “Average Versus Maximum Grip Strength: Which is More Consistent?,” *J. Hand Surg. Br. Eur.*, 29(1), pp. 82-84, 2004.
- [37] Choi, S. B., “Antilock Brake System with a Continuous Wheel Slip Control to Maximize the Braking Performance and the Ride Quality,” *IEEE T. Contr. Syst. T.*, 16(5), pp. 996-1003, 2008.

簡歷



姓名：楊正平

戶籍：桃園市八德區

生日：1988 年 2 月 4 日

學歷：

2006–2007 國立交通大學機械工程系

2007–2010 國立臺灣大學機械工程系

2010–2011 國立臺灣大學機械工程研究所設計組碩士班

2011–2015 國立臺灣大學機械工程研究所設計組博士班

通訊地址：桃園市八德區高城一街 32 號

電話：0927230359

Email：f99522613@ntu.edu.tw

著作



(I) 論文

1. Yang, C.-P., Yang, M.-S., and Liu, T., "Design and Analysis of a Novel Centrifugal Braking Device for a Mechanical Antilock Braking System," ASME J. Mech. Des., 137(6), 065002, 2015. (SCI)
2. Yang, C.-P., and Liu, T., "Analysis of a New Mechanical Anti-lock Brake System for Two-wheeled Vehicles," Appl. Mech. Mater., Vol. 437, pp. 313-320, 2013. (EI)
3. Chen, Y.-F., Yang, C.-P., Chen, I.-M., and Liu, T., "Systematic Modeling Technique by using Function Power Graph on the Centrifugal Anti-lock Braking System Simulation," JSAE Small Engine Technology Conference, Osaka, Japan, 17-19 November, 2015.
4. 楊正平, 劉霆, "二輪輕型車輛之煞車防鎖死系統分析," 中華民國機構與機器原理學會會刊, 24(3), 2013.

(II) 專利

1. 中華民國發明專利, 第 103130910 號申請案, 「具離心力調變功能之扭力釋放裝置」, 民國 103 年 9 月 5 日。(審查中)