

逢甲大學學生報告 ePaper

煞車動力再生飛輪之控制模型建立與模擬

**THE ESTABLISHMENT OF CONTROL MODULE AND
SIMULATION FOR FLYWHEEL KINETIC ENERGY
RECOVERY SYSTEM**

作者：黃尹宏

系級：航太與系統工程學系四乙

學號：D9875398

開課老師：陳啟川

課程名稱：航太專題(一)

開課系所：航太與系統工程學系

開課學年：100 學年度 第 2 學期



中文摘要

鑒於環保意識的抬頭的提倡及綠能科技的發展，本研究對在 Formula 1 已進入運用階段的科技 KERS Flywheel(Kinetic Energy recovery system by Flywheel，飛輪剎車動力再生系統) 系統做初步的概念分析及介紹，接著探討此系統在控制上應該關注的方向，進而將目標加速度定義為 KERS Flywheel 系統的重要控制參數。

目標加速度是一個為了分析 KERS Flywheel 系統之變速比控制而定義的重要參數，以 KERS Flywheel 系統作為車體的剎車與動力來源時乃需仰賴其變速箱變速比的控制，其變速箱所使用的變速器是目前最先進的 Extroid CVT(又稱 Torotrak)，著眼其變速比變動連續的優點，吾人可將變速比視為一個連續的函數，並以目標加速度做為變速比控制的重要參數，然而，汽車的運作會受到各種阻力干擾，因此阻力的影響必須考量到目標加速度中，將汽車所受到的三大阻力都整合到變速比的控制，以增加控制精度。

最後，以 LabVIEW 創建一個具有剎車及油門參數控制的模擬介面，並以一款市售車(Toyota GT 86) 作為車體的規格，而 KERS Flywheel 則以 FIA(國際汽車聯盟)所制定的規格進行模擬，以驗證變速比控制式的正確性，然而經模擬之後發現變速比的變動並不合理，仔細探究之後發現理論的部分並沒有問題，乃是迭代式過於龐雜使得模擬誤差對結果影響甚鉅，此問題則寄望在未來繼續深入研究時解決，而本研究最終的貢獻乃是控制式的建立。

關鍵字：飛輪剎車動力再生系統、目標加速度、變速比、控制式

Abstract

Whereas the raising consciousness of environmental protection and the development of green technology, this research preliminary analyzes and introduces the KERS Flywheel(Kinetic Energy recovery system by Flywheel) technology which is already applied in Formula 1, and then investigates the main phase of the system that should be focused. Thereby, we can define the Target Acceleration(hereinafter referred to as T.A.) as a controlled parameter for the system of KERS Flywheel.

T.A. is an important parameter which is defined for the analyses of the transmission ratio control of the KERS Flywheel gearbox. The KERS Flywheel, as the source of braking or power, depend on the control of transmission ratio of the gearbox. The transmission of gearbox is using the most advanced CVT(continuously variable transmission) called the Extroid CVT(also known as Torotrak). Based on the advantage of having the continuously variable ratio changing, I considered the transmission ratio(hereinafter referred to as R_t) a continuous function, and the TA, an important parameter of control of R_t , However, there are many types of disturbance by drag when a car is operating, so the effect of them becomes a necessary concern of T.A.. A way to solve this problem is to integrate the three main drag of car into the control of transmission ratio, in order to increase the precision of control.

Finally, in this research I establish a simulate platform with the parameter control of braking and power, and start running, using the KERS Flywheel standardized by FIA and a car specification of Toyota GT86. This helps to confirm the validity of the formula of the R_t control. Nevertheless, the variation of R_t after the simulation is unreasonable. After a bit of reconsiderations, the theory itself is found error-free but the inaccuracy caused by the enormously complex iteration function is a great influence. Thus, I hope to see a solution of this problem by further discussing in the near future. At last, the final contribution of this research is the establishment for the formula of R_t control.

Keyword : KERS Flywheel、Target Acceleration、transmission ratio、formula of control

目錄

章	節	頁	次
第一章	緒論		1
	1.1 研究動機		1
	1.2 研究架構		2
第二章	系統原理		6
	2.1 工作原理		6
	2.1.1 剎車動力再生飛輪簡介		6
	2.1.2 剎車動力再生飛輪之傳動機構		9
	2.1.3 阻力的整合		12
	2.1.3.1 空氣摩擦阻力		12
	2.1.3.2 滾轉阻力		13
	2.1.3.3 內部機械阻力		15
	2.1.4 變速比之基本方程		16
	2.1.5 剎車控制之最佳假設與整合		17
	2.1.6 動力控制之整合		20
	2.1.7 能量消耗估算		22
	2.1.7.1 引擎對車輛所做的功		22
	2.1.7.2 再生飛輪作動煞車時所儲存的能量		24
	2.2 設計簡介		24
第三章	平台與設計		26
	3.1 模擬之基礎概念		26
	3.2 模擬規則與流程		27
	3.2.1 動力再生加速時之數值迭代基本式		27
	3.2.2 剎車動力再生時之數值迭代基本式		29
第四章	實驗與分析		30
	實驗一		30
	實驗二		31
第五章	結論		32
	5.1 模擬結果的合理性		32
	5.2 未來方向與展望		32
	參考文獻		34

圖目錄

圖 1 研究流程圖.....	3
圖 2 KERS FLYWHEEL 飛輪與變速器組件 [6].....	6
圖 3 飛輪結構爆炸圖	8
圖 5 EXTROID CVT	9
圖 4 CVT 履帶夾盤式	9
圖 6 剎車動力再生飛輪傳動流程圖.....	10
圖 7 CRR參考數據.....	12
圖 8 剎車踏板參數-目標減速度	12
圖 9 油門踏板參數-目標加速度	12
圖 10 KERS FLYWHEEL 動力系統概念圖.....	12
圖 11 實驗一結果圖.....	錯誤! 尚未定義書籤。
圖 12 實驗二結果圖.....	錯誤! 尚未定義書籤。
圖 13 實驗二結果圖.....	錯誤! 尚未定義書籤。

表目錄

表 1	車體規格(豐田 GT86)	4
表 2	FIA KERS STANDARD REGULATIONS	7
表 3	REC 、 REG 、 RS 個別變速比範圍	11



第一章 緒論

1.1 研究動機

近年來環保意識抬頭，油價高漲，以及石化燃料之空汙、石油減產等等，能源消耗的最小化已是刻不容緩的議題，因此各大車廠紛紛在近幾年推出許多油電混合車以提高燃油使用效率，然而在電池技術沒有重大突破的情況下，油電混合車仍然需要配備體積龐大的電池系統，電池之單位體積輸出能量仍然和燃油有段差距，所以如何尋求電力系統之更大效能成了油電混合車發展的指標。而綜觀所有交通工具之能源消耗的模式，如風阻消耗、車內用電、怠速、煞車消耗等等，不難發現煞車所消耗的能源最為浪費，且具有一定程度上的節省空間，所謂的煞車動力再生系統便油然而生。有別於傳統煞車將動能轉換成熱能並逸散於大氣之中，其功能簡而言之就是將煞車時耗損的能量儲存起來，再將之利用。

在台灣，煞車再生系統仍停留在研究階段，少數國外車廠卻已經將此技術量產並實際運用於市售車上，且在 F1 方程式賽車領域中，此技術也已經是各大車廠爭相發展的科技，而目前最普遍被接受的煞車動力回收系統(Kinetic Energy Recovery System, KERS, 亦稱為煞車動力再生系統)有兩種，一是在煞車時利用控制系統將馬達轉換成

發電機，讓電流回充至電池，但此種方法所產生的瞬間電壓極大，而現行之電池如鋰電池、鎳氫電池、鉛酸電池等等，其設計考量總是以長時間充電為考量 [1]，所以此系統不論是使用在油電混合車或是全電動車上，都必須經過控制器將其充電電壓降至不會傷害到電池的程度，或者是另外配備一超級電容做為緩衝充電系統，以維持電池壽命。另一方式則是運用一放置在真空中的旋轉飛輪，並利用傳動機構將煞車時的動能轉換為飛輪旋轉的動能，但此一方法飛輪的轉速將可高達約 60,000RPM，而引擎轉速在多數時間皆不到 10,000RPM [2]，如何有效率的控制及整合兩者是一很大的課題。另外有些學者也提出了像是超大橡皮筋、壓縮空氣 [3]、流體動能 [4]等構想，但目前都未進入實用階段。

不論是飛輪式還是電能式，皆需要控制系統以整合其效能至最佳化。本研究希望能夠探討「煞車動力再生飛輪之系統，以下簡稱 KERS Flywheel」，並且推導出控制模型，接著以 LabVIEW 創鍵一模擬平台進行數值模擬，以透過近似於實際使用環境的模擬了解其使用效能，期待在將來有繼續研究的機會下能夠將「電能式再生飛輪系統」之控制模型及模擬一並完成，並將兩者之特性相互比較。

1.2 研究架構

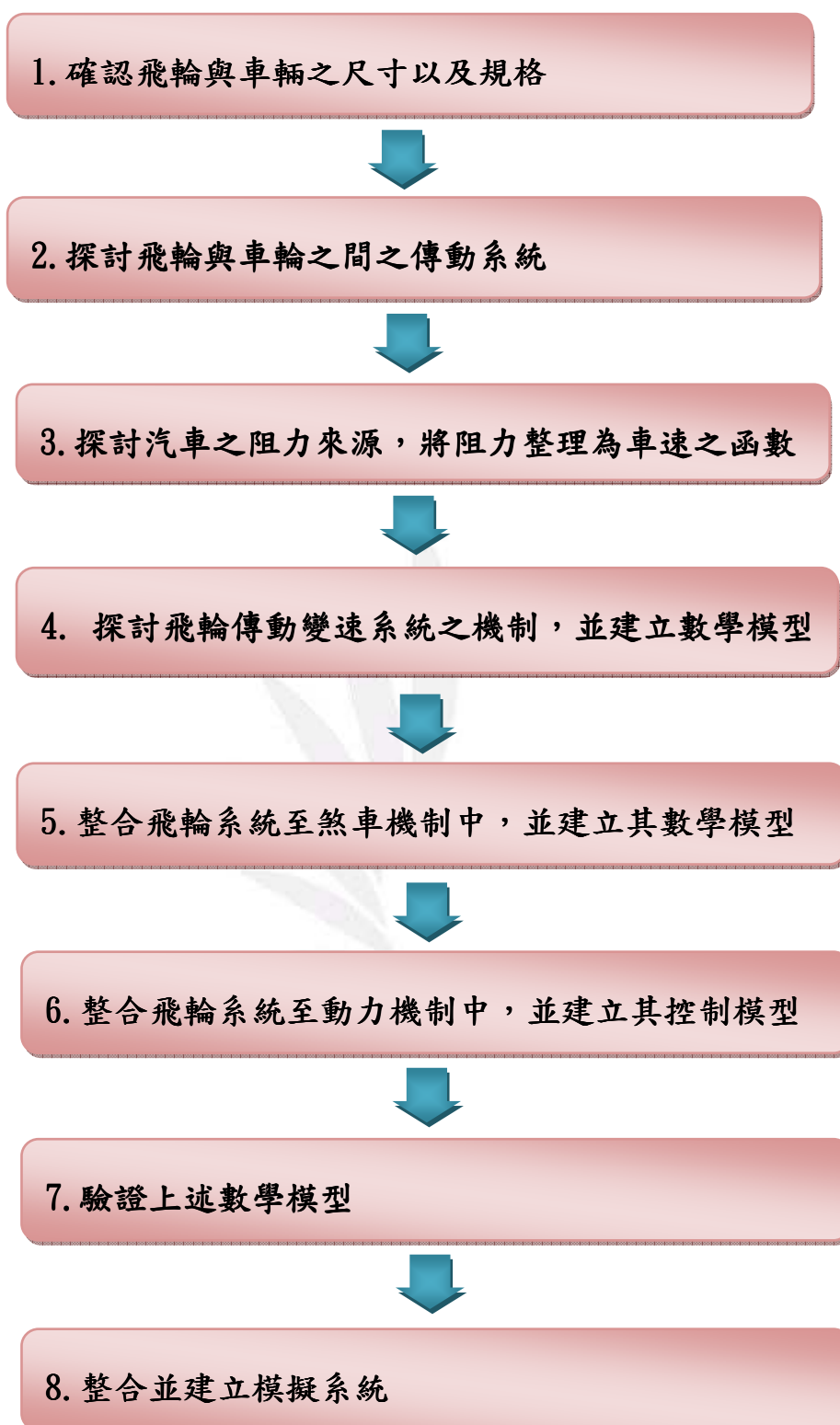



圖 1 研究流程圖

1. 確認模擬尺寸以及規格(車型和其相關規格、最大最小變速比、飛輪相關規格)。由於本論文之研究動機乃是希望透過模擬探究 KERS FLYBRID 於民用車上的實用性，所以配合模擬之車體規格亦選用民用車(下表一)。

表 1 車體規格(豐田 GT86) [5]

Max Power	147 kW (197 hp) at 7000rpm
Max Torque	205 N·m (151 ft·lbf) at 6600rpm
Redline	7400rpm
Max Speed	225km/h
Doors	2
Engine	Subaru Boxer Flat4
Cylinders	4
Engine Capacity	1998cc
Compression Ratio	12.5:1
Fuel System	D-4S DI EFI
Gearbox	6-speed manual/6-speed auto
Wheels	16 inch
Tyres type	205/55R16
Drag Co-efficient	0.27
Frontal area	2.280875m ²
Kerb Weight	1,250 kg (2,658 lb)
Fuel Consumption Combined	
C02 emissions	160g/km

2. 探討飛輪與車輪之間之傳動系統，了解整合兩者轉速之變速系統組合(行星齒輪、碟盤式 CVT、離合器等等)。
 3. 探討汽車之阻力來源，將阻力整理為車速之函數，以便之後整合至模擬系統。
 4. 探討飛輪之傳動變速系統之機制，定義各變數之物理意義，建立飛輪之基本數學模型
 5. 探討一般汽車之剎車機制，並整合飛輪系統至煞車機制中，並建立其數學模型。
 6. 探討一般汽車之動力機制，並整合飛輪系統至動力機制中，並建立其控制模型。
 7. 驗證上述數學模型
 8. 整合並建立模擬系統
 9. 分析與結果討論
- 

第二章 系統原理

2.1 工作原理

2.1.1 剎車動力再生飛輪簡介

以高速旋轉的飛輪作為剎車回收能源的儲能媒介之方法(下圖 2)，最早在 1950 年由美國科學家理查費曼(Richard Phillips Feynmann, 1918-1988)所提出，但由於當時工業技術並未成熟因而沒有實際進行開發，近年來綠能意識抬頭，在 FIA(Federation International de l'Automobile，國際汽車聯盟)的主導之下，輔導 Formula 1(簡稱 F1，1 級方程式賽車)由過往的大馬力、大扭力的研發方向轉而向綠能科技發展，在 F1 的開發之下，此項科技逐漸趨於成熟，各大車廠也盼望能在往後的幾年將此項科技運用在民用車上。



圖 2 KERS Flywheel 飛輪與變速器組件 [6]

在 FIA 所制定的規範之下(下表 2)，強制規定 F1 各大車廠 KERS Flywheel 不得違反表 2 中的任何一項規格，是為了確保各大車廠不會為了過度追求效能的提升，進而做出安全性不佳的設計，另外也是為了讓 KERS Flywheel 的發展更符合一般民用車的使用環境。

表 2 FIA KERS Standard Regulations [7]

Flybrid max power :	60kW
Energy Transfer :	400 kJ per lap
System Weight :	25 kg
Flywheel weight :	5 kg
CVT weight :	5 kg
Flywheel Diameter :	200 mm
Flywheel Length :	100 mm
Flywheel inertia :	0.026kgm^2
Flybrid storage capacity :	586,000J
Flywheel side losses at full speed :	250W

在 KERS Flywheel(下一頁中圖 3 為 KERS Flywheel 爆炸圖)的開發過程，工程師主要面臨的 4 個難題如下：

1. 飛輪的強度

由於飛輪的轉速極高，因此飛輪勢必得擁有極高的抗拉強度，因此，複合材料成得很好的選擇。

2. 安全

從轉盤的旋轉動量式來看($E = I\omega^2$)，旋轉飛輪所儲存的動量與轉速的平方成正比，因此飛輪如果在極高的轉速下發生損壞或者破裂，那勢必會造成車輛的危險，飛輪必須要有一強度夠的外殼包覆，另外就是特殊的感測裝置 [8]，能感測一些飛輪損壞的狀況並迅速關閉系統。

3. 密封

為增加飛輪的使用效率，飛輪的機械損耗必須想辦法降低，因此，裝載飛輪的容器中必須盡可能保持真空，減少飛輪與空氣之間的摩擦。

4. 控制

由於飛輪的轉速極高，如何將其整合致車輛的動力系統中是一大難題，勢必得有一套性能非常優異的變速系統，包括 Extroid CVT(於 2.1.2 會介紹)的使用以及電子控制系統的導入，使得飛輪的控制得以實現。

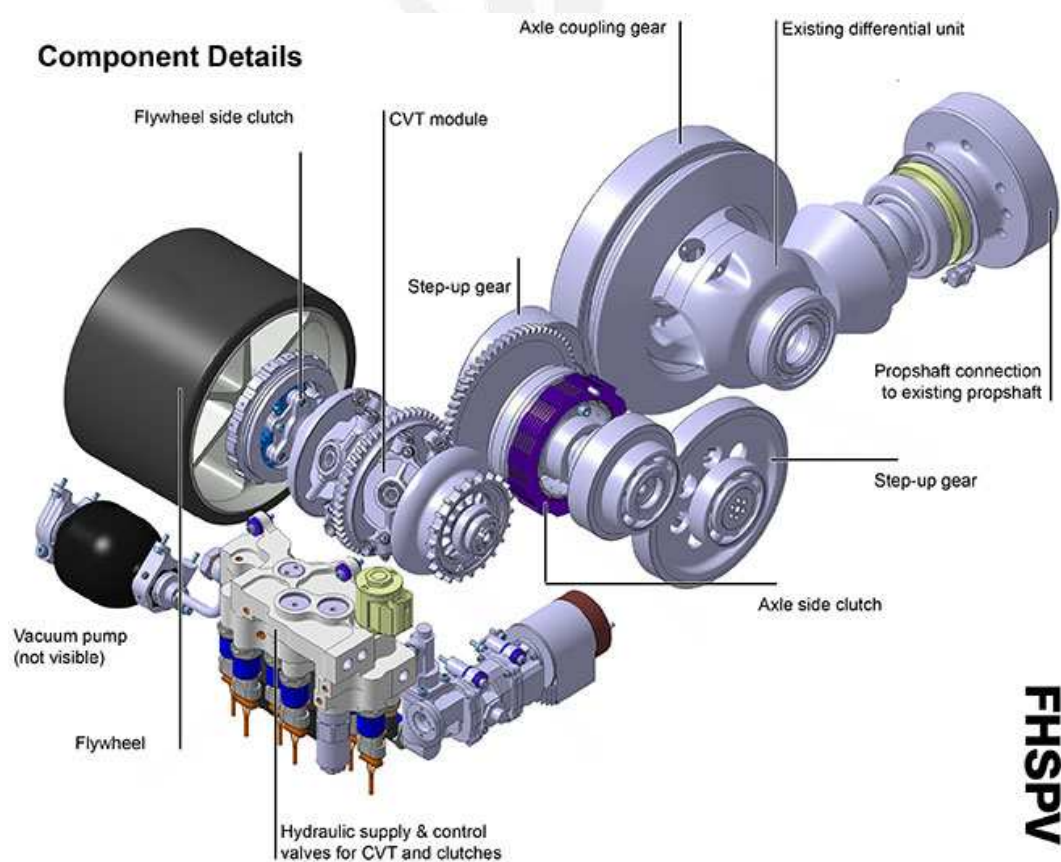


圖 3 飛輪結構爆炸圖 [9]

2.1.2 剎車動力再生飛輪之傳動機構

在了解剎車動力再生飛輪之系統之前，必須先了解飛輪與車輪之間的傳動方式，由於飛輪之轉速可高達 6 萬 5 千 RPM，而車輪之轉速區間約落在 0~1200RPM，其轉速比可高達 260 倍(以車速 20km/h 換算)，因此，如何將飛輪之高轉速傳動至車輪，是工程上的一大難題，傳統的行星齒輪變速機構，其變速比的改變是不連續的，在飛輪高達 6 萬轉的的環境下，變速的瞬間所造成的衝擊可能使得齒輪或離合器受損，使用壽命大大的降低，然而近年來無段式變速器的技術大大的提升與使用的普及，除了傳統的履帶夾盤式外(圖 4)，另外還有 Extroid CVT(圖 5)，Extroid CVT 之最大最小變速比之比值來到了約 6 倍 [10]，且使用上較履帶夾盤式耐用。



圖 4 CVT 履帶夾盤式 [14]

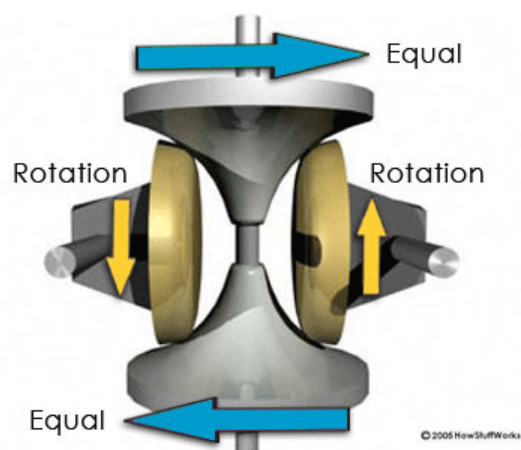


圖 5 Extroid CVT [13]

Extroid CVT，又稱 Torotrak，是一種不倚賴齒輪的傳動機構，和傳統履帶夾盤式 CVT 一樣，具有變速比變化連續的特性，其優點是具有更佳的傳動效率和更大的變速比變化範圍。

目前 KERS Flywheel 於 F1 上所使用的傳動系統多是使用 Extroid CVT(無段式變速系統)與行星齒輪變速器的組合，透過 Extroid CVT 與行星齒輪變速器的組合使用，其最大最小變速比之比值可以達到約 320 倍，且經由電子式的控制，變速過程可以視為連續且平滑的。

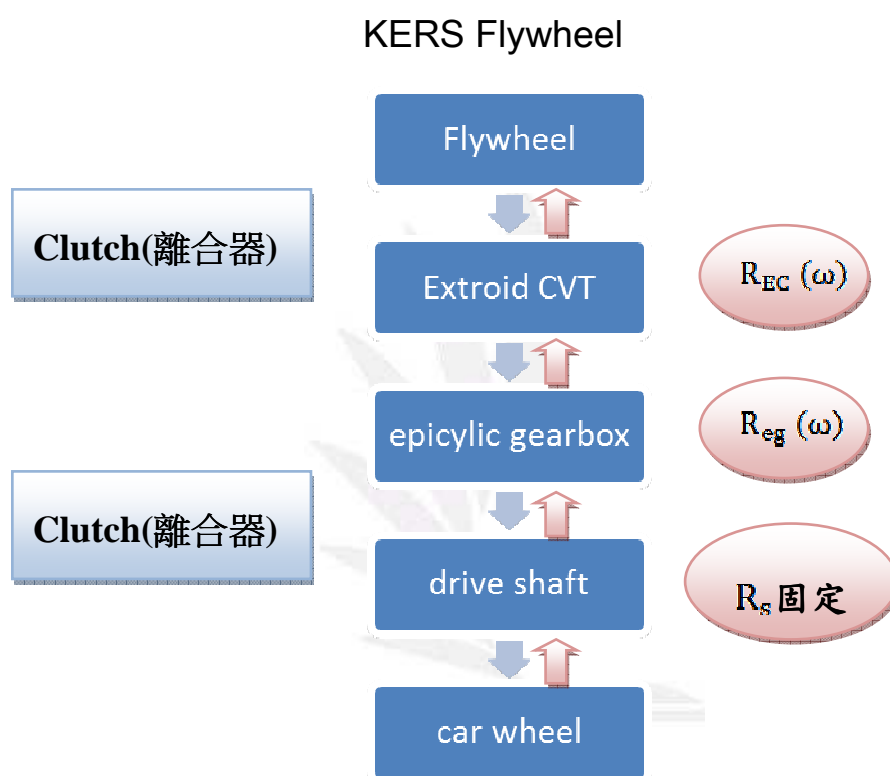


圖 6 煞車動力再生飛輪傳動流程圖

R_{EC} = 無段式變速箱變速比

R_{eg} = 行星齒輪變速箱變速比 R_s = 傳動軸變速比

$$\text{Transmission Ratio} = R_{EC} \times R_{eg} \times R_s$$


R_{EC}	R_{eg}	R_s	總變速比
0.388  2.5774	$\frac{1}{3}$	10	Min(最小變速比)= 1.2933
	1		
	4		
	16		Max(最大變速比)= 412.384

表 3 R_{EC} 、 R_{eg} 、 R_s 個別變速比範圍

Extoid CVT (無段式變速器) 運作方式如圖 5(P9)所示，輸入端與輸出端之夾盤中間夾住一片動力轉盤，透過改變轉盤的角度使得輸出輸入比改變，有別於行星齒輪變速器，其變速比的改變是連續的。

透過行星齒輪以及無段式變速機構之傳動，我們即可以假定變速比之變動為連續性的(忽略離合器作動時短暫的不連續現象)，有此理想假設，在後面的模擬中，將視總變速比唯一連續性的函數。

$$\text{並定義： } \omega_{fw} = \omega_w R_t \quad (2-1)$$

$$\omega_{fw} = \text{飛輪之轉速(radius/s)}$$

$$\omega_w = \text{車輪之轉速(radius/s)}$$

$$R_t = \text{總變速比}$$

2.1.3 阻力的整合

由於在真實的情況中，汽車行駛時的阻力對於動能的消耗非常的快速，因此為了使模擬之結果更趨近於實際情形，汽車行駛時之阻力勢必得整合至模擬流程中。

一般而言汽車行駛之阻力共分為 3 大項 [11]：

1. 空氣摩擦阻力(Air Drag)
2. 滾轉阻力(Rolling resistance)
3. 內部機械阻力

2.1.3.1 空氣摩擦阻力(Air Drag)

由車廠所提共的阻力係數： $C_D = 0.27$

且由基礎阻力係數方程求解總阻力

$$C_D = \frac{D_{\text{air}}}{\frac{1}{2} \rho V^2 S_f}$$

$S_f = \text{frontal area} = 2.280875\text{m}^2$ (車廠提供)

$$D_{\text{air}} = C_D \times \frac{1}{2} \rho V^2 S_f \quad (2-2)$$

$$\frac{1}{2} \rho V^2 = \text{動壓}$$

$$\rho = \text{空氣密度(標準海平面 } 1.225\text{kg/m}^3)$$

$$V = \text{車速}$$

由 2-2 式得知，若假定空氣密度為一不隨時間改變之定值，則可將空氣阻力視為一車速之函數 $D_{\text{air}}(V)$ 。

2.1.3.2 滾轉阻力(Rolling resistance)

滾轉阻力，主要源自於汽車行駛時車輪旋轉且與地面摩擦所造的阻力，此一阻力值目前並無明確解析解，僅能透過實驗將數據表格化，進而將滾轉阻力估算出。

定義：

$$D_{\text{rr}} = W \cdot C_{\text{rr}} \quad (2-3)$$

其中

$$D_{\text{rr}} = \text{滾轉阻力(N)}$$

$$W = \text{車重(kg)}$$

$$C_{\text{rr}} = \text{滾轉阻力係數(m/s}^2)$$

由於滾轉阻力係數 C_{rr} 的部分車廠並無提供滾轉阻力之相關數

據，而在相關文獻中，皆說明滾轉阻力係數於 0~60KM/h 之間大約保持定值 0.02，在車速大於 60Km/h 後，便會急遽上升，故滾轉阻力係數 C_{rr} 將參考相關文獻之平均值作為估算值。以下為阻力係數 C_{rr} 之參考數據 [12]。

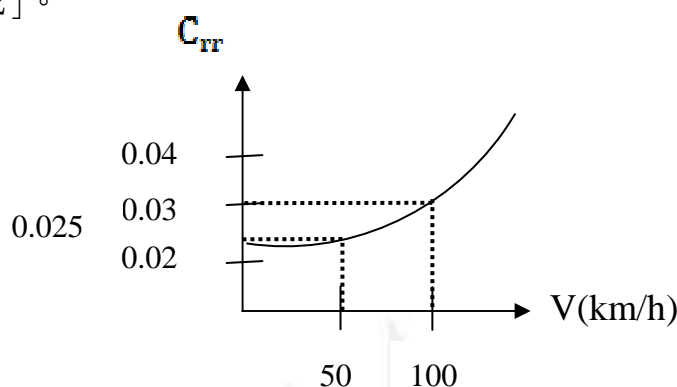


圖 7 C_{rr} 參考數據

為方便模擬，將滾轉阻力係數透過一階近似法化簡為車速之函數：

$$\begin{aligned} C_{rr} &\cong 10^{-4} V \left(\frac{\text{km}}{\text{h}} \right) + 0.02 \\ &= (2.778 \times 10^{-5}) V \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right) + 0.02 \end{aligned}$$

代入式 2-3 得

$$D_{rr} = Mg[(2.778 \times 10^{-5})V + 0.02] \quad (2-4)$$

2.1.3.3 內部機械阻力

車輛內部阻力，目前這個部分並無太多文獻與資料，因次，僅能假設一個車速的衰減率作為參考值。為方便模擬，假設車速因為內部機械阻力影響每 T 秒後車速衰減為 f^T 倍(其中 $0 < f < 1$)，若系統單次計算時間為 Δt ，則系統每秒計算 $\frac{1}{\Delta t}$ 次。

定義：x 為單次計算之衰減率

T 單位為秒，1 秒後之衰減率為 $\Rightarrow f^T = f = x^{\frac{1}{\Delta t}}$

$$\ln f = \frac{1}{\Delta t} \ln x \Rightarrow x = f^{\Delta t}$$

則每次計算車速的減量為：

$$\Delta V = f^{\Delta t} * V - V$$

反推機械內部阻力所造成之加速度

$$a_{inner} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta V}{\Delta t} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{V(f^{\Delta t} - 1)}{\Delta t}$$

以上為不定型極限式 $\left(\frac{0}{0}\right)$ ，使用 L'Hôpital's rule 得下式

$$a_{inner} = V \ln f$$

得內部機械阻力

$$D_1 = M * -a_{inner} = -MV \ln f \quad (2-5)$$

2.1.4 變速比之基本方程

由式 2-1 $\omega_{fw} = \omega_w R_t$

對 ω_{fw} 做微分得

$$\frac{d}{dt} \omega_{fw} = \omega_w \frac{d}{dt} R_t + R_t \frac{d}{dt} \omega_w \quad (2-6)$$

其中

$$\omega_w = \frac{V_c}{r_w}, \quad V_c = \text{車速}, \quad r_w = \text{車輪半徑}$$

由上式(2-6)我們可以瞭解到，飛輪轉速對時間的一次微分(飛輪之角加速度)，除了會讓變速箱變速比 R_t 對時間的變量影響之外，同時也會受到車輪之角加速度影響($\frac{d}{dt} \omega_w$)

整理 2-6 得

$$\frac{d}{dt} \omega_{fw} = \frac{V_c}{r_w} \frac{d}{dt} R_t + \frac{R_t}{r_w} \frac{d}{dt} V_c = \frac{V_c}{r_w} \dot{R}_t + \frac{R_t}{r_w} \dot{V}_c \quad (2-7)$$

其中

$$r_w = \text{車輪半徑} \quad V_c = \text{車速}$$

2.1.5 剎車控制之最佳假設與整合

傳統煞車之系統，存在許多非線性關係且難以預測之狀況，舉例來說，剎車碟盤與剎車皮之間還有車輪與地面之間分別有一組不同的靜摩擦係數與動摩擦係數，即便將剎車踏板之參數與踏板所制動之油壓的關係線性化，仍然無法有效推測剎車踏板之參數與汽車減速度之間的關係，況且，汽車因剎車所產生的減速度與行駛阻力所產生之減速度為同時存在的，因此，汽車行駛時因為剎車所消耗的能量在傳統剎車系統中難以有效地計算出來。

因此，為了方便模擬以及控制方程的推導，將剎車時的減速度量化是必要的，所以，本論文中將假設剎車踏板之參數與車體的總減速度有一線性化的關係，亦即車體在剎車時的總減速度完全可由剎車踏板參數決定，又可稱此減速度為目標減速度(如圖 8)

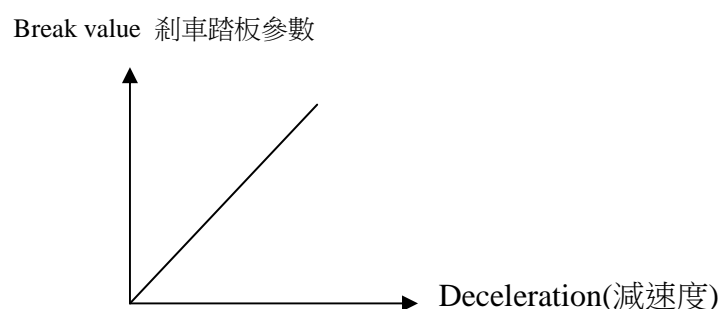


圖 8 剎車踏板參數-目標減速度

定義剎車時車體的總加速度：

$$a_{\text{break}}(\text{目標加速度}) = -C_b(\text{剎車係數}) \cdot B_v(\text{剎車踏板參數}) \quad (2-8)$$

當然，此定義建立在一個理想假設上，也就是剎車踏板參數能夠完全決定車體的減速度，可想而知這個情形是與實際情形不同的，在傳統車輛中，剎車的強度往往取決於駕駛的經驗進而斟酌踩踏煞車踏板的幅度決定剎車強度，即便是近年來防鎖死電子剎車系統的普及(A.B.S. Anti-Lock Brake System)，剎車的強度仍然會因為各大車廠的設定不同而異，但這樣的假設乃是為了方便模擬之計算所設計，一但有了目標減速度，及可將剎車踏板參數視為一控制參數以求得變速比 R_t 之變量。

有了這樣的理想化安排，接著就是將飛輪系統與剎車系統整合，在整合之前，我們必須先了解以飛輪之反作用力剎車與傳統剎車的差別，因剎車動力再生飛輪系統與傳統剎車系統勢必得同時存在，以避免飛輪系統失靈時無煞車可用，兩者的作動乃是透過電腦控制，傳統煞車受限於最大靜摩擦力的限制，故有了 ABS 系統以增加剎車之穩定性與可操控性，而以飛輪作動之煞車乃是透過變速比的改變使得飛輪的轉速上升，因此而有一反作用力讓車速下降，然而，有種情形是危險的，我們可以想像駕駛員在剎車時常常都是憑著以往踩剎車踏板的

感覺進而控制煞車力道，若電腦在交換使用傳動煞車與飛輪煞車時其煞車的反作用力有所不同，這情勢必造成駕駛員的困擾，由此我們可以再度了解到將目標加速度量化(式 2-8)的必要性，此舉可讓我們將目標加速度視為控制目標，以推算出變速比 R_t 之變量。

假設在電腦的控制之下，飛輪系統與傳統煞車系統的交互使用符合式 2-8

根據牛頓第二運動定律導出

$$\frac{dv_c}{dt} = -C_b B_V = \frac{1}{M} \left[-(D_a + D_r + D_{inner}) - \frac{J_{fw} R_t}{r_w} \frac{d}{dt} \omega_{fw} \right] \quad (2-9)$$

其中

D_a = 空氣阻力、 D_r = 滾轉阻力、 D_i = 車輛內部機械阻力

$\frac{J_{fw} R_t}{r_w} \frac{d}{dt} \omega_{fw}$ = 為飛輪之角加速度對車體形成的反作用力

J_{fw} = 飛輪轉動慣量(0.026kg.m²)

R_t = 變速比(式2-1)、 r_w = 車輪半徑、 M = 車體質量

定義：

$$D_{sum} = D_a + D_r + D_{inner}$$

整理得：

$$(-D_{sum} + MC_b B_v) \frac{r_w}{J_{fw} R_t} = \frac{d}{dt} \omega_{fw}$$

並根據式 2-8 之理想假設

$$\frac{dv_c}{dt} = -C_b B_v$$

整合式 2-7 與 2-8 得：

$$(-D_{sum} + MC_b B_v) \frac{r_w^2}{J_{fw} R_t} = v_c \frac{dR_t}{dt} - R_t C_b B_v \quad (2-10)$$

又

$$\frac{dR_t}{dt} \approx \frac{\Delta R_t}{\Delta T}$$

得

$$\Delta R_t = \frac{\Delta T}{v_c R_t} \left[\frac{(-D_{sum} + MC_b B_v) r_w^2}{J_{fw}} + C_b B_v R_t^2 \right] \quad (2-11)$$

2-11 為煞車時 R_t 增量式

2.1.6 動力控制之整合

有了上一節煞車動力之整合的經驗，於動力整合上，一樣的，為了方便計算與模擬，也假設總力(引擎推力、阻力、煞車力)所造成之加速度(目標加速度)與油門踏板之參數成正比關係(下圖 9)。

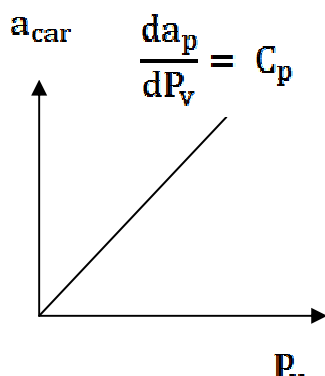


圖 9 油門踏板參數-目標加速度

$$F_{car} = Ma_{car} = MC_p P_v = -D_{sum} - \frac{J_{fw} R_t}{r_w} \frac{d}{dt} \omega_{fw} \quad (2-12)$$

$$\Rightarrow a_{car} = C_p P_v$$

其中

F_{car} = 汽車受到之總力、 a_{car} = 車輛之加速度

C_p = 動力系數、 P_v = 油門踏板參數

$\frac{J_{fw} R_t}{r_w} \frac{d}{dt} \omega_{fw}$ = 為飛輪之角加速度對車體形成的反作用力

因此，根據牛頓第二運動定律並整合 2-7 與 2-12 導出

$$\frac{d}{dt} R_t = \left[(D_{sum} + MC_p P_v) \frac{r_w^2}{J_{fw} R_t} + R_t C_p P_v \right] \cdot \frac{-1}{v_c} \quad (2-13)$$

又

$$\frac{dR_t}{dt} \approx \frac{\Delta R_t}{\Delta T}$$

得加速時 ΔR_t 減量式

$$\Delta R_t = \frac{-\Delta T}{V_c} \left[(D_{sum} + MC_p P_V) \frac{r_w^2}{J_{rw} R_t} + R_t C_p P_V \right] \quad (2-13)$$

2.1.7 能量消耗估算

本次研究所必須關心的能量消耗必須有個 3 部分

1. 引擎對車輛所做的功
2. 再生飛輪做動煞車時所儲存的能量
3. 再生飛輪做動車輛所做的功

2.1.7.1 引擎對車輛所做的功

由於引擎所實際消耗的燃油量雖然可以計算，但耗油量的變因相當廣泛，如：猛加速時耗油量相當大，相對於一般使用情況，所做的功與耗油量的比值則來得小，因此，探討耗油量的意義並不大。

假設汽車是在真空下行駛，沒有任何內外部的阻力，那引擎對車輛做的功顯而易見：

$$P_{engine} = F_{engine} V_c$$

但在實際情形下，車速會受到許多阻力(參閱 2.1.2)的影響而減慢，因此，建立在引擎推力與油門踏板參數線性化的情形下(參閱

2.1.5) 可以得到下式：

$$F_{car} = MC_p P_V = F_{engine} - D_{sum} - MC_b B_V$$

假設部動力輸出與剎車不同時執行，則：

$$F_{car} = F_{engine} - D_{sum} \quad (2-14)$$

得單位時間內總力對車輛所做的功為：

$$\Delta E_{car} = F_{car} V_c \Delta T = (F_{engine} - D_{sum}) * V_c * \Delta T \quad (2-15)$$

然而，引擎之推力實際上所做的功則為：

$$\Delta E_{engine} = F_{engine} \left(\frac{F_{engine}}{m} \Delta T \right) \Delta T \quad (2-16)$$

則

$$E_{engine} = \int_0^t F_{engine} * \int_0^t \frac{F_{engine}}{m} dt dt \quad (2-17)$$

若假設引擎推力與車輛質量不隨時間變化(定值)，則：

$$E_{engine} = \frac{F_{engine}^2 t^2}{2m} \quad (2-18)$$

2.1.7.2 再生飛輪做動煞車時所儲存之能量

由旋轉剛體之動能式：

$$E_{fw} = \frac{1}{2} J_{fw} (\omega_2^2 - \omega_1^2) \quad (2-19)$$

2.2 設計簡介

本研究之目的是打算以數值模擬之方法模擬計算煞車動力再生飛輪之運作情形，以下為真實系統之示意圖：

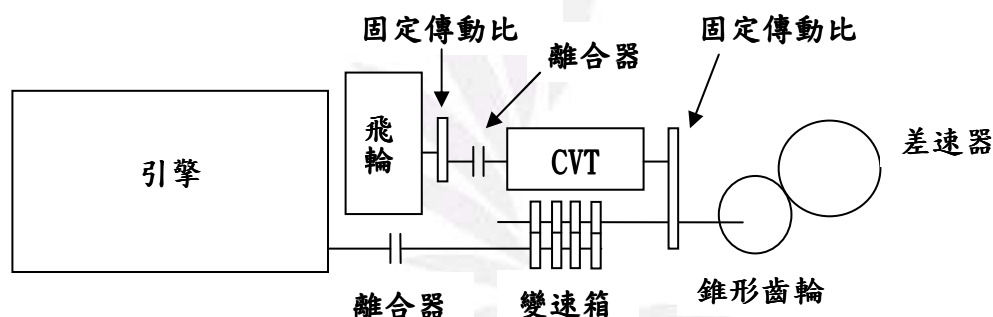


圖 10 KERS Flywheel 動力系統概念圖

於上圖中可觀察到，引擎與 KERS 的動力輸出可以是同時的，但在本研究中為避免引擎與 KERS 同時輸出動力時所造成計算的複雜性，暫且將 KERS 與引擎設定為同一時間僅能有一者對車輛輸出動力，此舉亦提共了飛輪儲能效率計算的方便。而在煞車時，透過離合器的作動，轉換成由車輛輸送動力給飛輪，因此，本次研究所關心的角色有：

1. 飛輪轉速，為車速、車輪半徑、變速比之函數：

$$\omega_{fw} = f(V_c, r_w, R_t)$$

2. 車輛速度(同車輪轉速， $V_c = \omega_w r_w$)，剎車參數(參閱 2.1.4 節)、油門參數(2.1.5 節)、阻力之函數：

$$V_c = f(C_b B_v, C_p P_v)$$

3. 變速比(R_t)
4. 變速比隨時間變化量($\frac{dR_t}{dt}$)



第三章 平台與設計

3.1 模擬之基礎概念

本研究之控制之重心幾乎都專注於變速比 R_t 之控制，亦即 ΔR_t (變速比增量)之值的求解，觀察 2-11(減速時變速比增量)與 2-13(加速時變速比減量)：

$$\Delta R_t = \frac{\Delta T}{v_c R_t} \left[\frac{(D_{sum} + MC_b B_T) r_w^2}{J_{fw}} + C_b B_v R_t^2 \right] \quad (2-11)$$

$$\Delta R_t = \frac{-\Delta T}{v_c} \left[(D_{sum} + MC_p R_v) \frac{r_w^2}{J_{fw} R_t} + R_t C_p R_v \right] \quad (2-13)$$

於 2-11 和 2-13 中可得知，這些參數之方程幾乎都是非線性的，且參數與參數之間幾乎都不獨立，因此，數值模擬之方法在本研究將選擇以數值迭代方法進行，以下為迭代之基礎原理：

第 N 次計算結果之解=第 N+1 次計算之參數

且為精確求解設定模擬時間精度為每秒 100 次運算，即

$$\Delta T = 0.01 \text{ second}$$

例：模擬時間為 10 秒，則計算迭代 1000 次。

3.2 模擬規則與流程

在模擬上，將動力再生加速與剎車動力再生獨立為 2 種模式，亦即剎車與加速不會同時進行，以符合 2-11、2-13 式推導時之條件，因此，以下規則與流程將分別以加速模式及剎車模式訂立

3.2.1 動力再生加速時之數值迭代基本式

車速為目標加速度對時間之積分，並設定起始車速為 0

$$V_c = \int_0^t C_p R_V dt$$

然而，考慮模擬的可記錄性

$$\Delta V_c = C_p R_V \Delta t$$

則， Δt 秒後的車速為現在車速加上 ΔV_c

$$V_{c_{t+\Delta t}} = V_{c_t} + \Delta V_c = V_{c_t} + C_p R_V \Delta t \quad (3-1)$$

接著，將加速時變速比 R_t 的瞬時增量 ΔR_t (3-13 式)展開，請參閱式 2-2、2-4、2-5。

$$\frac{-\Delta t}{V_c} \left[\begin{array}{c} \frac{1}{2} C_D \rho V_c^2 S_f \\ +Mg[(2.778 \times 10^{-5})V_c + 0.02] \\ -MV_c \ln f + MC_p R_V \end{array} \right] \frac{r_w^2}{J_{fw} R_t} + R_t C_p R_V \quad (3-2)$$

變速比的部分

$$R_{t+\Delta t} = R_t + \Delta R_t \quad (3-3)$$

飛輪轉速部分

$$\omega_{fw_{t+\Delta t}} = \omega_{fw} + (\omega_w * \Delta R_t) = \omega_{fw_t} + \left(\frac{V_c}{r_w} * \Delta R_t \right) \quad (3-4)$$



3.2.2 煞車動力再生時之數值迭代基本式

車速部分

$$V_{c_{t+\Delta t}} = V_{c_t} + \Delta V_c = V_{c_t} + C_b B_v \Delta t \quad (3-5)$$

煞車再生時變速比瞬時增量 ΔR_t (3-11 式)展開

$$\frac{\Delta T}{V_c R_t} \left\{ \frac{\Delta R_t = \left(\frac{-\frac{1}{2} C_D \rho V_c^2 S_f - Mg [(2.778 \times 10^{-5}) V_c + 0.02] r_w^2}{+ M V_c \ln f + M C_b B_v} \right) r_w^2}{J_{fw}} + C_b B_v R_t^2 \right\} \quad (3-6)$$

變速比與飛輪轉速部分同 3-3 式與 3-4 式

第四章 實驗與分析

實驗一：

目的：

觀察飛輪轉速增減與車速之間的關係。

步驟：以加速至 75km/h，以 KERS 模式(動力再生模式)剎車做動飛輪至飛輪轉速無法上升，接著不再控制車輛使其滑行緩慢減速，再以飛輪做動力輸出加速

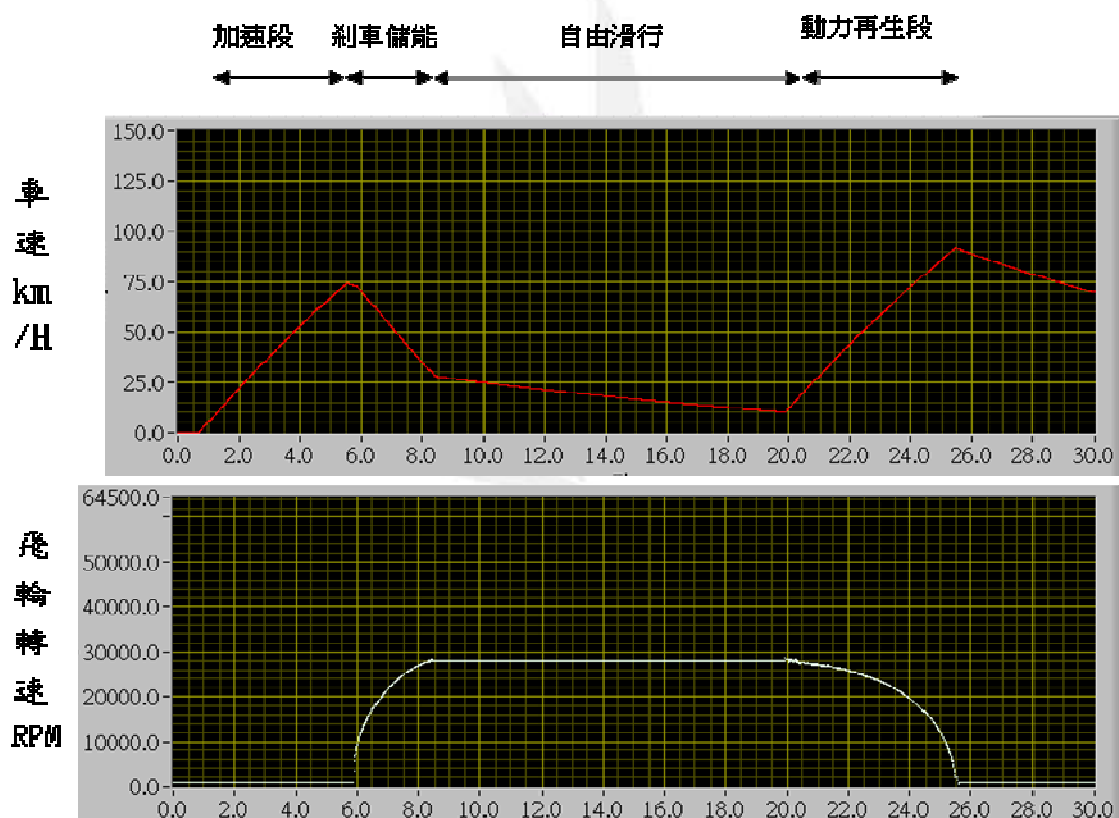


圖 11 實驗一結果圖

分析：

由上圖中可以發現，當車輛以等速度剎車時(動力再生剎車，5.5~8.5 秒)，飛輪轉速的上升由快速上升趨向緩慢上升，可以驗證飛輪所儲存之動能是與飛輪的轉速平方成正比，另外車輛在自由滑行

時(8~20 秒)，車輛的減速度會隨著車速降低而遞減，然而此現象在圖中並不明顯，乃是因為自由滑行初期(圖中 8.5 秒處)車速本來就不快。

實驗二：

目的：

了解變速比的範圍性(參閱 3.2.3 限制條件)於 KERS Flywheel 造成的使用限制。

步驟：

先將車速加速至 110Km/h，接著以 KERS Flywheel 系統剎車儲能至系統自動停止做動為止，接著再以 KERS Flywheel 系統加速至系統自動停止，循環第 2 次。

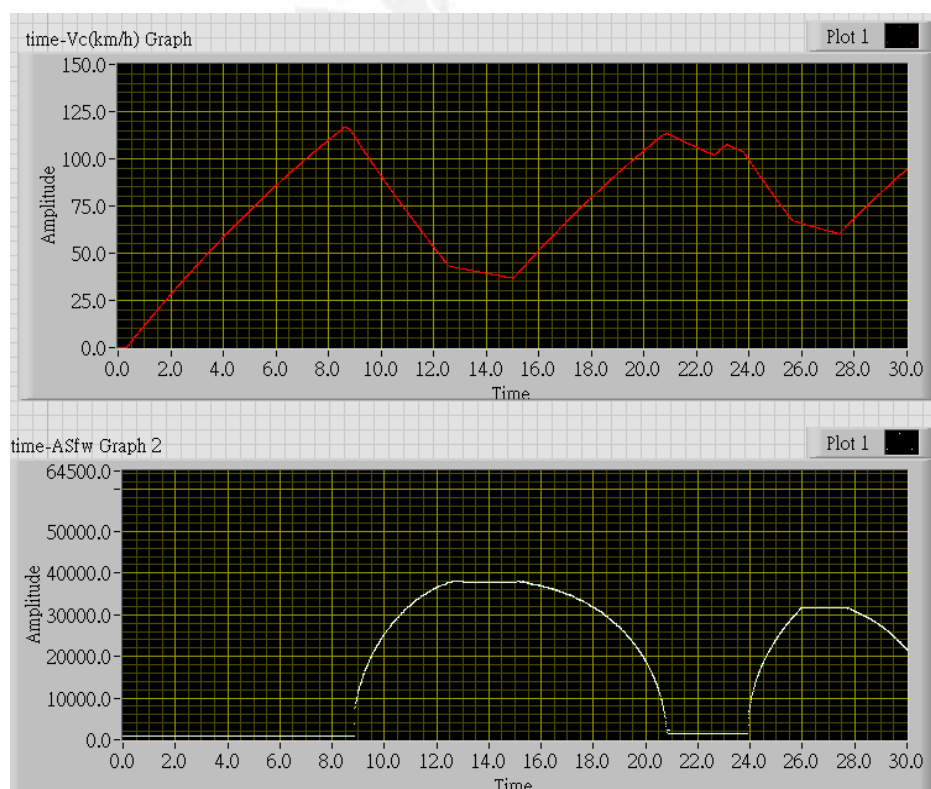


圖 12 實驗二結果圖，紅線為車速對時間圖；白線為飛輪轉速對時間圖

分析(實驗結果為上圖 12)：

從途中可以看到，當車速過低，飛輪轉速過高時，KERS Flywheel 系統就會因為變速箱無法達到運作條件而停止。



第五章 結論

5.1 模擬結果的合理性

在上述 3 組實驗裡，可以看到車速在動力再生後竟然要比剎車前要來的快，以物理常識來判斷，即便模擬環境中沒有任何阻力存在，那麼動力再生後的車速也只是和剎車前一樣，然而本研究模擬時已將車輛行駛時的三大阻力接考慮進去(參閱 2.1.3 阻力的整合)，模擬結果卻仍然不合理。在探究原因和模擬架構後，吾人將希望改善與校正的部分在下文一一列出，並希望在爾後深入研究時接續完成。

1. 迭代方程的簡化：

從迭代方程中最重要兩個 3-2 式與 3-6 式來，雖然控制參數只有 3 個 V_c 、 R_t 、 $C_b B_v$ (剎車)或 $C_p R_v$ (加速)，但從數值分析學的角度來看，每次迭代所造成的 truncation error(截斷誤差)在大量次數的迭代之後可能使得最終迭代值誤差過大，回顧 2.1.2 節所提到的變速比 R_t 變動值 1.423~375.04，或許另一個減少迭代誤差的方法是儘量提高變速比 R_t 的計算精度，但此舉卻會造成電腦負擔，因此在爾後接續研究時，將優先把目標放在 3-2 式與 3-6 式的簡化。

2. 將完整的系統控制流程圖完成：

系統控制流程圖的部分包括剎車與加速時的個別控制程序建立，例如在剎車時可以選擇是否使用 KERS 系統，而在系統模式變換時，迭代方程亦會跟著轉換。

3. 程式撰寫的優化：

本研究係使用 LabVIEW 做為模擬平台，希望在迭代方程簡化及完整的控制流程圖完成之後，將程式撰寫的部分盡量簡化以增加計算精度。

5.2 未來方向與展望

除了 5.1 節所提到的 3 點須在未來作改進之外，吾人亦在本次研究之後對於本研究在未來所有關注的方向有所體悟，本研究一開始所放眼的目標在於建立一個擁有一個人機介面的模擬平台，然而在迭代方程推倒完成之後，漸漸發現模擬這一塊實則不是那麼重要，因為就算在怎麼將真實環境的因素考慮到迭代方程裡(如 2.1.3 阻力整

合)，模擬結果也一定會和實際使用狀況有所差距，因此，就控制學的角度來看(輸入值與輸出值之間的關係)，模擬情形不是至關重要。

再度回顧 3-2 式與 3-6 式迭代方程， ΔR_t 是我們想要求取的應變變因，其可操縱變因有車速 V_c 、變速比 R_t 、目標加速度 ($C_b B_v$ (剎車) 或 $C_p R_v$ (加速))，而再回過頭探討 ΔR_t 的意義，我們知道 ΔR_t 越大對變速箱的負荷就越大，會使的變速箱壽命降低，因此 ΔR_t 必定有一個最佳化的參考值，以在 KERS flywheel 系統之性能與變速箱負荷之間做一個最適切的拿捏。



參考文獻

- [1] H. Hunter, “U-car F1 專欄,” 24 07 2008. . Available:
<http://f1.u-car.com.tw/f1-newsdetail.asp?newsid=1023>.
- [2] B. Howard, “KERS of the hybrid car: Flywheels and ultracapacitors give you a 10-second jolt,” 15 Aug 2011.
- [3] B. Frank E. Lowther, “VEHICLE BRAKING AND KINETIC ENERGY RECOVERY SYSTEM” . N.Y., Unite States 1978.
- [4] C. Brian Moore, “ MOVING FLUID ENERGY RECOVERY SYSTEM” . Unite States 2010.
- [5] Toyota, . Available:
<http://www.tune86.com/toyota-gt-86-technical-specs-info-details>.
- [6] N. Ireson, “Jaguar Testing KERS-Like Flywheel Hybrid For XF,” 17 Sep 2010. . Available:
http://www.motorauthority.com/pictures/1049456_jaguar-testing-kers-like-flywheel-hybrid-for-xf_gallery-1#100322646.

- [7] Douglas Cross, Chris Brockbank, “Mechanical Hybrid system comprising a flywheel and CVT for,” 2008.
- [8] Sam, “Flywheel hybrid systems (KERS),” 24 4 2011. . Available:
<http://www.racecar-engineering.com/articles/fl/flywheel-hybrid-systems-kers/>.
- [9] D. Elsy, “Flywheel hybrid research vehicle delivers up to 22.4% fuel economy improvement in ARTEMIS cycles,” 7 9 2011. . Available:
<http://www.greencarcongress.com/2011/09/fhspv-20110907.html>.
- [10] Hirohisa Tanaka, Nozomi Toyoda, Hisashi Machida, Takashi Imanishi, “Development of a 6 Power-Roller Half-Toroidal CVT” .
- [11] 黃靖雄. 賴瑞海, 現代汽車自動變速箱理論與實際, 正工出版社, 1993. 10.
- [12] 吳明果/編著, 張永瑞/校訂, 自動變速箱原理, 吳明果, 編者, 全威圖書有限公司, 1999. 11.

- [13] C.-H. Yao, “Automotive Transmissions: Efficiently Transferring Power from Engine to Wheels” .
- [14] A. Vyland, “Honda announces development of Continuously Variable Transmission(CVT),” ASIABIZ, 9 4 2012. .
- Available:
- <http://asiabizz.com/11602/honda-announces-development-of-continuously-variable-transmissioncvt/>.

