

電動車輛與內燃機引擎車輛之轉向特性研究

黃德劭¹、賴柔雨¹、廖祐陞²

¹南開科技大學 機械工程系

²南開科技大學 車輛與機電產業碩士班

通訊作者：黃德劭

聯絡地址：542 南投縣草屯鎮中正路 568 號

電子郵件：deshau@nkut.edu.tw

投稿日期：2016 年 4 月

接受日期：2016 年 6 月

摘 要

隨著地球溫室效應日漸嚴重的影響，環保與綠能開發的議題受到世界各國的重視。在交通工具方面，電動車遂成為各車廠積極研究與開發的方向。車輛的轉向系統對於車輛之操控性、安全性及穩定性皆具有決定性影響，本研究運用模擬方法針對電動車輛前輪轉向與不同的四輪轉向關係式，分析轉向操控的特性。此外，並對車輛轉向之橫擺率，以量測儀器實測的數據與模擬結果相互比對。實驗結果得知，所架設之儀器可量測車輛轉向時橫擺率，且與模擬結果具相同趨勢。在應用軟體的模擬方面，從不同轉向關係式模擬結果可獲知：高速時，電動車輛四輪反饋式轉向比四輪前饋式轉向有較小的橫擺率，及較大的重心側滑角偏移量，前輪轉向均不如四輪轉向穩定；低速時，前輪轉向反有較低的橫擺率，而重心側滑角偏移量較大。

關鍵詞：電動車輛轉向系統、前輪轉向、前饋式四輪轉向、反饋式四輪轉向

壹、緒論

一、研究背景

隨著內燃機車輛廢氣排放中的二氧化碳衍生之溫室效應日漸嚴重，與綠能電動車具有駕駛過程低噪音、維修保養簡易、能源效益高與零空氣汙染等優點，使得電動車受到車廠的關注而進行相關研究與開發。Tesla 車廠所研發之純轎跑電動車-Model S，電力系統採用 85kwh 鋰電池模組，重量約為 550 公斤，佔總車重的 26%，配置於車輛底盤藉此降低車輛之重心，後輪驅動搭配 310kw 的電動馬達輸出動力；Nissan 車廠所量產之純電動車 Leaf，電力系統採用 24kwh 鋰電池模組，重量約為 300 公斤，佔總車重的 20%，前輪驅動採用 80kw

的電動馬達；Toyota 車廠與 Tesla 車廠一同合作開發 RAV4 EV，電力系統採用 41.8kwh 鋰電池模組，重量為 384 公斤，佔總重量的 20%，並安裝於底盤後方，動力系統 115kw 的電動馬達，採前輪驅動，使電動車即將成為主要的交通工具。電動車大幅縮小動力系統的使用空間，且降低車輛的重心，使得前後軸重分配不同於內燃機引擎車輛，因而影響車輛的操控性。

車輛轉向系統的目的係將駕駛者所欲車輛之行進方向與行駛軌跡傳遞至輪胎進而表現車輛轉向行為，而轉向對於車輛之操控性、安全性及穩定性皆具有決定性影響。車輛的轉向幾何是依據阿克曼（Ackermann）轉向原理設計，兩前輪中心之延長線會交於後軸中心延長線上之瞬時轉向中心，車輛前輪轉向（Front Wheel Steering, FWS）為現今廣泛所採用



的設計方式。隨著車輛科技的提升，四輪轉向（Four Wheel Steering, 4WS）技術已被用來提高車輛的操縱性。電動車之操控特性依設計不同而異，且行車操控上車輛轉向的穩定性為主要關切的議題，因此需針對電動車輛轉向操控進行研究，作為車輛設計行車操控安全性之參考。

二、文獻回顧

（一）4WS 相關研究

4WS 技術是提高行車操控穩定性的有效方法，因此有許多學者進行 4WS 的相關研究並提出 4WS 的控制策略，M. A. Miller 等人(2004)研究噴水車加入四輪轉向的影響，模擬結果表明加入四輪轉向確實會較前輪轉向減少迴轉半徑以及轉彎半徑。舒進(2002)以二自由度模型進行比例控制的四輪轉向模擬，得到車速 20km/h 時為逆相位，車速 60km/h 時為同相位，因此以此兩種車速的模擬結果與前輪轉向相比，顯示比例控制於車速 60km/h 能較前輪轉向減少橫擺率與重心側滑角。Whitehead (1988)研究四輪轉向之操縱性與高速穩定性指出 4WS 車輛比 FWS 車輛具有較高抗側風穩定性。

車輛的動態行為具有高度的非線性與時變，因此許多學者考慮車輛非線性將現代控制理論應用至 4WS 控制器，讓 4WS 控制器朝向自適應性的方向發展，張云清等人(2007)利用 ADAMS 軟體建立多自由度整車模型，再從 Simulink 中導入模糊控制，分別與前後轉角比例控制以及橫擺率反饋於 4WS 整車模型相比較，模擬結果顯示模糊控制能較佳的改善車輛的操縱性。杜峰等人(2009)以二自由度模型為基礎，建立包含理想跟蹤模型的四輪主動轉向最優控制器，對其進行步階與正弦模擬，結果表明所設計的最優控制器與前輪轉向及比例控制四輪轉向相比，透過狀態反饋與跟蹤模型的修訂降低了車輛橫擺率與減少重心側滑角，藉此提高了車輛操縱穩定性。張舜長與蘇育斌(2010)利用 Carsim 軟體結合模糊控制器，藉以提高 Carsim 軟體模擬車輛動態的精準度，其模糊控制器以橫擺率與前輪轉角誤差為輸入值，進而控制後輪轉角以降低車輛重心側滑角與橫擺率，並完成建立線控四輪轉向平台與備用系統。

（二）電動車轉向控制策略

在電動車轉向的穩定控制策略方面已有許多學者進行研究，如直接橫擺力矩控制（Direct yaw control, DYC）、模型跟蹤控制（Model-following control, MFC）、滑移率控制（Slip ratio control, SRC）或車輛穩定控制（Vehicle stability control, VSC）等，Goodarzi 與 Esmailzadeh (2007)發展電動車動態控制系統可單獨控制每輪循跡性提升車輛操縱性，其控制系

統為多層控制架構，最上層（動態控制器）採用最佳化控制理論計算橫擺力矩與牽引力，中層（牽引力控制）採用模糊循跡控制器作為控制系統的樞紐，管理分配至各馬達之牽引力，最低層（馬達控制器）採用強健滑移模態控制（Sliding mode controller, SMC）架構，模擬結果顯示所提控制系統良好的表現。

S. T. Peng 等人(2004)提出結合輪胎扭矩與轉向的控制架構，以反饋方法抑制輪胎側滑角使 4WS/4WD 車輛能沿所要求路徑行駛。L. Zhang 等人(2009)提出橫擺控制結合主動式前輪轉向提升車輛操縱性與穩定性，主動式前輪轉向控制器採用滑移模型架構提升橫擺率響應，橫擺控制器利用前饋調整側滑角以及橫擺率與側滑角的反饋，使車輛追隨理想動態模型，並利用二自由度車輛模型的開迴路模擬綜合控制系統的操縱性與穩定性，結果顯示橫擺控制器與主動式前輪轉向控制器的結合，可同時控制側滑角度與橫擺率，達到良好的瞬態與穩態響應。

許齡元(2011)利用差動式輪胎力矩控制，使車輛跟隨預設軌跡達到車輛軌跡跟隨系統，控制法則採用階層式控制架構，首先需決定車輛跟隨軌跡之轉向力矩，再透過控制分配決定四顆輪胎各別的輪胎力矩，並整合滑移模態控制方法（SMC）與最佳化問題（optimization problem）確保系統的穩健性與最低輸入控制，而所提的車輛軌跡跟隨系統經由模擬驗證，可以有效調節車輛進行二次車道變換（Double lane change）。

（三）車輛重量改變與重心位置變化對轉向穩定性之影響

電動車之動力系統組成包括大量的電池模組與輪轂馬達，大量的電池模組將增加承載質量，而輪轂馬達則屬於非承載質量，尤其承載質量與非承載質量的比例對車輛的操縱性、穩定性、乘坐舒適性等皆具影響，Anderson 與 Harty (2010)研究採用輪轂馬達之非承載質量對車輛操縱性、乘坐舒適性以及轉向性能之影響，結論指出在轉向性能的主觀感覺較差，而操縱性的主觀則無差異，但使用輪轂馬達會增加車輛之橫擺率。付江華等人(2007)利用 Matlab/Simulink 分析汽車質量與質心位置對四輪轉向汽車操縱穩定性之影響，模擬結果顯示汽車質量增加，橫擺率與側向加速度的穩態值降低、振幅增大、穩定時間延長以及反應時間縮短。而質心向後移，橫擺率與側向加速質穩態值提高、穩定時間縮短以及反應時間延長，質心往前移則相反。

顧君等人(2010)根據燃料電池車的整車質心參數對應傳統車的質心參數，研究縱向質心位置改變對車輛穩定性的影響，模擬結果表明改裝後燃料電池車由原來傳統車的轉向不足特性變為轉向過度特性。江承舜(2010)利用 Carsim 模擬軟



體模擬後置電池式電動車的車輛動態，透過等速法測量穩態轉向特性、步階轉向量測車輛由暫態至穩態的過程，以及正弦波掃描測試量測車輛之暫態特性，將模擬結果與原車相比，轉向不足特性降低與滾動梯度增加較為明顯，且調整前後懸吊彈簧剛性只能改善滾動梯度，對轉向不足特性則無改善。許新村等人(2011)探討傳統引擎車在動力系統替換成後置電池式馬達動力系統後，重量與重心變動對車輛轉向精準度之影響，以步階轉向進行模擬，從分析結果發現轉向精準度會因為動力系統替換所造成的重量增加與重心的向後且向下而降低，並透過前後懸架的側傾調整達到改善轉向精準度的目的。

三、研究動機與目的

車輛之操控性對於車輛安全扮演重要的角色，電動車輛與一般車輛在車體結構設計上並不相同，且電動車輛的發展較晚研究鮮少，因此可針對電動車輛進行車輛動態之研究，另外，將動力系統由內燃機引擎替換為電力系統時，由於電池模組配置於底盤後方，此將改變前後車重配置比例而造成重心位置的轉移，可探討重心位置改變對車輛穩定性之影響程度，而 4WS 技術是提高行車操控穩定性的有效方法，針對電動車輛 4WS 之研究，分析不同轉向關係式對於提升車輛穩定性之程度，有助於駕駛或研發人員了解該車輛之行車操控特性。

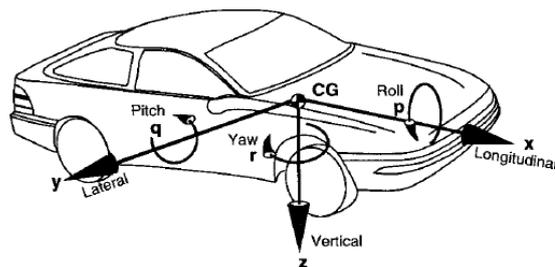
內燃機引擎車輛之前車軸重配置比例較大普遍為轉向不足特性，電動車輛則為後車軸重配置比例較大，本研究透過量測引擎車輛之行車轉向動態與模擬車輛轉向動態了解其行車操控特性表現。此外，4WS 能使轉向更敏捷而提高車輛之機動性，大幅改善車輛穩定的兩項指標：橫擺率與重心側滑角，因此，本研究亦運用 Matlab/Simulink 進行電動車輛與引擎車輛 4WS 模擬，分別以前饋轉向關係式與反饋轉向關係式模擬探討兩者不同轉向關係式對行車操控穩定性之表現與電動車輛 4WS 之表現，作為日後車輛設計改良之參考。

貳、方法

一、四輪轉向數學模式建立

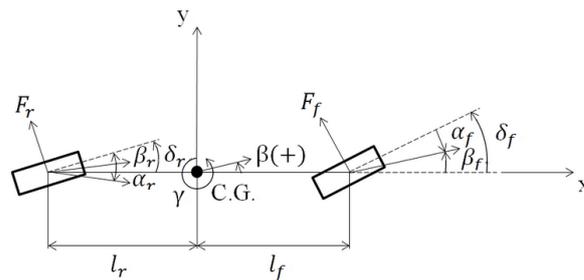
(一) 二自由度自行車模型

車輛轉向時作用於車輛輪胎與車輛重心處的作用力決定車輛動態特性。假設車輛為剛體，質量集中於車輛的重心位置，依 AE(1992)的座標系統定義車輛運動為六個自由度的系統，如圖一。



圖一 SAE (1992)的車輛座標系統

Smith 與 Starkey (1995)研究得知，在正常車速非緊急狀態(低側向加速度)和小轉向角的情況下，自行車模型(Bicycle Model)有較好的精準度與預測車輛轉向的實際物理現象，因此本研究將採用二自由度的自行車模型為基礎，如圖二。本研究車輛狀態時，假設以下條件：(1)不考慮空氣阻力的影響；(2)忽略轉向時內外側輪轉角之差異，前輪轉角輸入為一個常數；(3)忽略輪胎外傾角與回正力；(4)忽略懸吊系統影響效益，並將懸吊系統與車身視為一個剛體；(5)路面施加於輪胎的正向力視為一個常數，不考慮輪胎正向力與荷重引起的輪胎特性變化；(6)不考慮車身側傾(Roll)與俯仰(Pitch)，車輛只作沿 Y 軸側向平移與繞 Z 軸轉動。



圖二 四輪轉向時自行車模型

車輛轉彎時，以牛頓第二運動定律表示沿著 Y 軸作用的力，前後輪胎的側向力所形成的 \$F_x\$ 與 \$F_y\$ 表示如下：

$$F_x = -2F_f \sin \delta_f - 2F_r \sin \delta_r \quad (1)$$

$$F_y = 2F_f \cos \delta_f + 2F_r \cos \delta_r \quad (2)$$

當前後輪轉向角度很小時，\$F_y\$ 可簡化為

$$F_y = 2F_f + 2F_r = ma_y \quad (3)$$

另轉向時車輛側向加速度為

$$a_y = V(\dot{\beta} + \dot{\gamma}) \quad (4)$$



將(4)式代回(3)式可得出

$$2F_f + 2F_r = mV(\dot{\beta} + \gamma) \quad (5)$$

假設車輛速度為一固定常數，由圖二的幾何關係，當 $\beta \rightarrow 0$ 時，可得出

$$\beta_f = \delta_f - \alpha_f, \quad \alpha_f = \delta_f - \beta - \frac{l_f \gamma}{V} \quad (6)$$

$$\beta_r = \delta_r - \alpha_r, \quad \alpha_r = \delta_r - \beta + \frac{l_r \gamma}{V} \quad (7)$$

在側滑角較小時，側向力與側滑角假設為線性關係：

$$F_f = C_f \alpha_f \quad (8)$$

$$F_r = C_r \alpha_r \quad (9)$$

綜合上述之關係式整理後，可得出側向方程式 (Lateral Motion)：

$$mV\dot{\beta} = 2C_f \delta_f + 2C_r \delta_r - 2\beta(C_f + C_r) - \gamma \left(\frac{2(C_{lf} - C_{lr})}{V} + mV \right) \quad (10)$$

當車輛繞著 Z 軸產生橫擺運動時，橫擺的運動平衡可表示為：

$$I\dot{\gamma} = 2F_{lf} - 2F_{lr} \quad (11)$$

將上述之關係式整理後橫擺方程式 (Yaw Motion) 為：

$$I\dot{\gamma} = 2(C_{lf} \delta_f - C_{lr} \delta_r) - 2(C_{lf} C_{lr} l_r) \beta - \left(\frac{2(C_{lf}^2 + C_{lr}^2)}{V} \right) \gamma \quad (12)$$

將車輛之側向方程式與橫擺方程式以狀態空間 (State-Space) 表示為：

$$\dot{X} = AX + BU \quad (13)$$

$$\text{其中 } A = \begin{bmatrix} -\frac{2(C_f + C_r)}{mV} & -\left(\frac{2(C_{lf} - C_{lr})}{mV^2} + 1 \right) \\ -\frac{2(C_{lf} - C_{lr})}{I} & -\frac{2(C_{lf}^2 + C_{lr}^2)}{IV} \end{bmatrix}; \quad X = \begin{bmatrix} \beta \\ \gamma \end{bmatrix};$$

$$B = \begin{bmatrix} \frac{2C_f}{mV} & \frac{2C_r}{mV} \\ \frac{2C_{lf}}{I} & -\frac{2C_{lr}}{I} \end{bmatrix}; \quad U = \begin{bmatrix} \delta_f \\ \delta_r \end{bmatrix}; \quad m \text{ 為車輛的重量 (kg), } \beta \text{ 為重}$$

心側滑角 (rad), V 為車輛行駛速度 (m/s), γ 為車輛重心橫擺率 (rad/sec), I 為車輛慣性力矩 (kg-m²), l_f 、 l_r 為車輛重心至前後軸之間的距離 (m), C_f 、 C_r 為前後輪轉向剛性 (N/rad), δ_f 、 δ_r 為前後輪轉向角度 (rad)。

(二) 前饋式轉向關係式

由於重心側滑角的穩態增益會隨著車速提高而降低，因此在高速時重心側滑角為負值，Sano 等人(1986)提出前饋式轉向關係式，控制目標在於控制重心側滑角趨近為零，而重心側滑角在暫態時不會完全為零。當重心側滑角為零時，得出式 (15) 中後輪隨前輪轉向之比例值 K ，在低速時， K 為負值，代表後輪與前輪呈逆相位轉向，而在高速時， K 為正值，代表後輪與前輪呈同相位轉向。

$$\delta_r = K \delta_f \quad (14)$$

$$K = \frac{\delta_r}{\delta_f} = \frac{-l_r \frac{m l_f V^2}{C_{rl}}}{l_f \frac{m l_r V^2}{C_{fl}}} \quad (15)$$

(三) 反饋式轉向關係式

反饋式轉向關係式之後輪轉向角度藉由車輛狀態變量的反饋有效快速控制額外的干擾。藉由得知車速的變化與橫擺率的反饋控制後輪轉向角度，其中車輛狀態變量的橫擺率係得知車輛的自轉運動，藉此縮小車身方向與行進方向之間的誤差，即使有轉向之外的力（如：側向風）引起車身自轉也可利用轉動後輪抑制自轉運動。Sato 等人(1983)提出反饋式轉向關係式，控制目標在於同時控制重心側滑角接近為零與降低隨車速提升之橫擺率，而增加了橫擺率反饋。在車速極低時，後輪與前輪呈 1:1 逆相位，使後輪與前輪行駛軌跡相同。

$$\delta_r = -C_1 \delta_f + C_2 V \gamma \quad (16)$$

$$C_1 = 1, \quad C_2 = \frac{m l_r}{C_{rl}} + \frac{m l_f}{C_{fl}} \quad (17)$$

二、參數設定與差異性描述

車輛慣性矩與輪胎轉向剛性係數分別參考 Sivaramakrishnan (2008) 及 Wong (2001) 進行評估，車輛模擬之參數如表一。車輛 B (電動車輛) 之車體配置電池組、輪轂馬達與座椅升降機構等重量，因此在總車重方面較車輛 A (引擎車輛) 重，此外，車輛 B 在車重比例配置設計前輪的承載重量約為總車重的 58%，後輪的承載重量約為總車重的 42%；車輛重心位置方面，由於車輛 B 的後軸承載重量較車輛 A 大，因此車輛 B 的重心位置較車輛 A 靠近後軸。

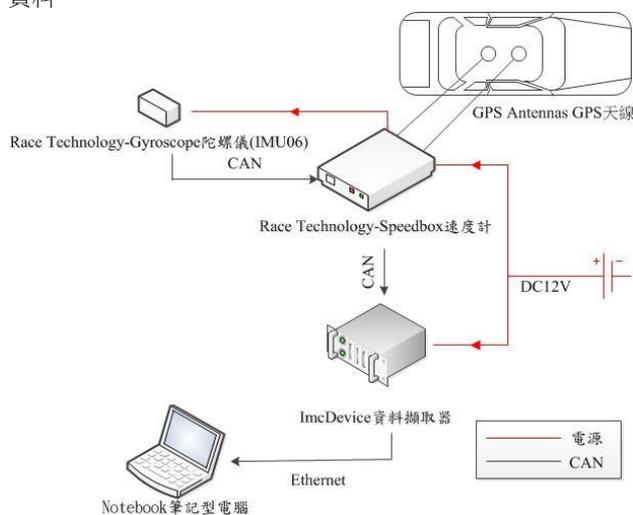


表一 車輛模擬之參數設定

車種	引擎車輛 (車輛 A)	電動車輛 (車輛 B)
車長	4.14 m	4.20 m
車寬	1.57 m	1.66 m
車高	1.95 m	1.80 m
車重比例配置	前：810 Kg (6.0)	前：870 Kg (5.8)
	後：540 Kg (4.0)	後：630 Kg (4.2)
輪胎規格	165/80 R14C	195/55 R15 85V
車重 (m)	1350 Kg	1500 Kg
車輛慣性矩 (I)	2204 Kg·m ²	2395 Kg·m ²
前軸離重心之距離 (lf)	1.040 m	1.075 m
後軸離重心之距離 (lr)	1.570 m	1.485 m
前輪轉向剛性 (Cf)	-21200 N/rad	-27000 N/rad
後輪轉向剛性 (Cr)	-24100 N/rad	-33200 N/rad
軸距 (L)	2.61 m	2.56 m

三、實驗量測設備建立

本車輛轉向穩定性實驗量測設計如圖三所示，儀器設備包含三自由度速度計、六自由度陀螺儀與資料擷取器系統，資料傳輸採用 CAN 訊號，陀螺儀透過 CAN 訊號傳送資料至速度計，速度計亦經由 CAN 訊號輸出至資料擷取器，資料擷取器則利用乙太網連接電腦以便即時觀測擷取數據並儲存資料。



圖三 實驗設備架構圖

(一) 實驗目的

本次實驗目的為量測車輛轉向時之橫擺率，作為車輛轉向穩定性分析參考依據，實驗儀器如下說明：

Race Technology-Speedbox -RTK 速度計：為非接觸式速度感知器，結合 GPS 與慣性感知器，可提供 200Hz 高速測量，並能以 RS232、CAN、數位及類比訊號輸出至資料擷取器，

該儀器可結合兩顆低噪音天線，量測車輛重心側滑角。具有車輛前進方向、傾斜、橫擺和俯仰角度 20Hz 輸出頻率。

Race Technology-Gyroscope 陀螺儀 (IMC06)：提供三軸加速度 (最大 10G) 和三軸角速度 (最大 300 degrees/s) 共六自由度量測，運行中的偏差穩定性為 0.015%/s，而資料傳輸速率可達 100Hz，以 20Hz 測量車輛橫擺與俯仰角度。

ImcDevice 資料擷取器：8 通道的 Imc C-Series 資料擷取器 (CRPL2-DIO-DCB2-8)，其訊號輸入放大器模組內建 6 階反假象濾波器 (Anti-aliasing Filter)，訊號輸入形式包含電壓與電橋 (全橋、半橋、1/4 橋)，而即時訊號分析模組內建數位訊號處理器 (Digital Signal Processor, DSP)，能即時處理數位訊號，並且可遠端監控並單機 (Stand Alone) 存取數據亦或即時 (Real Time) 傳送 8 個以上 50KHz 取樣率之資料作線上顯示或儲存，另有 CAN-BUS 介面模組具備 2 個 CAN-Bus node 可擴充至 128 頻道 (含) 以上，訊號擷取頻道具備同步取樣功能。

(二) 實驗方法

本實驗動態操縱採用 ISO 規範 (1992) J-Turn 模式進行車輛穩定性測試，當於車輛閃避前方障礙物行為，其測試方式為車輛先行駛於直線，讓車速略高於目標值，然後以滑行方式至目標值後轉動等量方向盤。本實驗測試車速範圍為 15km/hr ~20km/hr，以 5km/hr 為一個級距，直到設定之最高車速 (車速誤差超過 5%，本次實驗無效)，且採用兩種轉向角度分別為 10.5°及 22°並以右轉進行，實驗次數為每組 3 次，實驗參數如表二，實車儀器設備架設如圖四。



表二 實驗參數設定

車速範圍	15km/hr~20km/hr
轉向角度	10.5°/22°
胎壓	40 psi
試驗場地	水泥路面
試驗負荷	1670 Kg
試驗環境	風速不大於 5 m/s
溫度	0°C~40°C



圖四 實車儀器設備架設現況

參、結果

本節將針對實驗量測結果與 Simulink 模擬進行比較，並透過 Simulink 模擬方式探討電動車輛與引擎車輛前輪轉向操縱穩定性之差異，及電動車輛加入四輪轉向的動態表現。

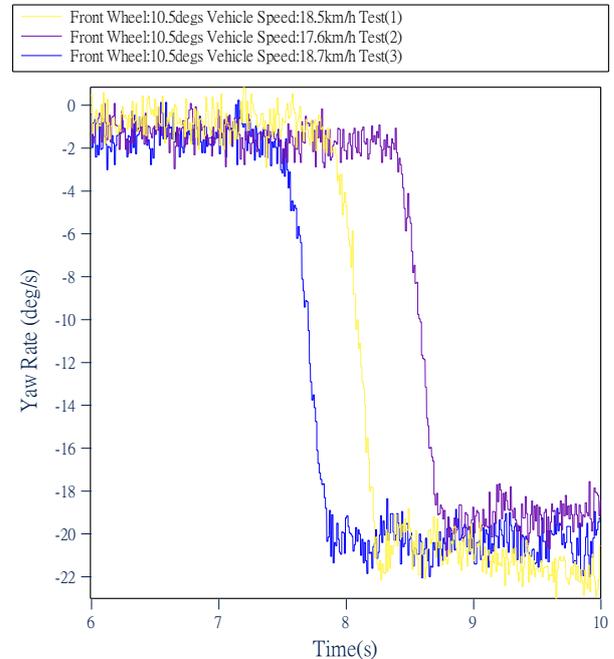
一、前輪轉向實驗與模擬比較

以 2005 年 TEANA 2.3 EX 車型的車輛模擬參數如表三所示，車輛穩定性測試的實車量測數據與模擬結果呈現如圖五~圖十二，。

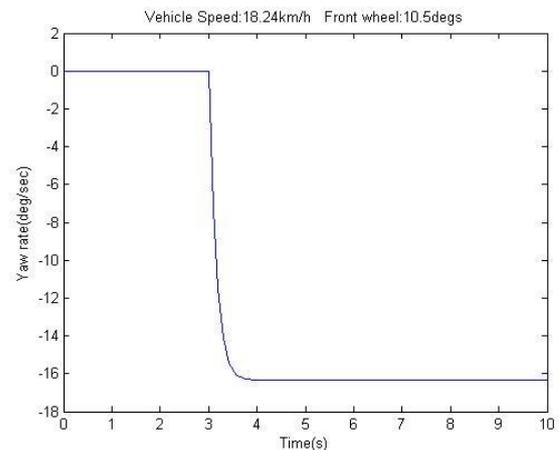
表三 TEANA2.3 EX 車型模擬參數

車長	4.89 m
車寬	1.76 m
車高	1.47 m
車重比例配置	前：963 Kg(6.0)
	後：642 Kg(4.0)
輪胎規格	前：215/55 VR17
	後：215/55 VR17
車重 (m)	1605 Kg
車輛慣性矩 (I)	2966 Kg·m ²
前軸離重心之距離 (lf)	1.11 m
後軸離重心之距離 (lr)	1.66 m
前輪轉向剛性 (Cf)	-25200 N/rad
後輪轉向剛性 (Cr)	-33000 N/rad
軸距 (L)	2.77 m

圖五、六為引擎車輛實測與 Simulink 模擬車速約為 18.2km/h 在前輪轉角 10.5 度的比較。三次實測的橫擺率分別為 -22.2deg/s、-20.0deg/s 及 -20.4deg/s，平均橫擺率為 -20.8deg/s，實驗的平均值標準差為±0.8deg/s，而 Simulink 模擬所得橫擺率為 -16.3deg/s，與平均橫擺率相比的差異約 4.5deg/s，兩者結果具有相同之趨勢。



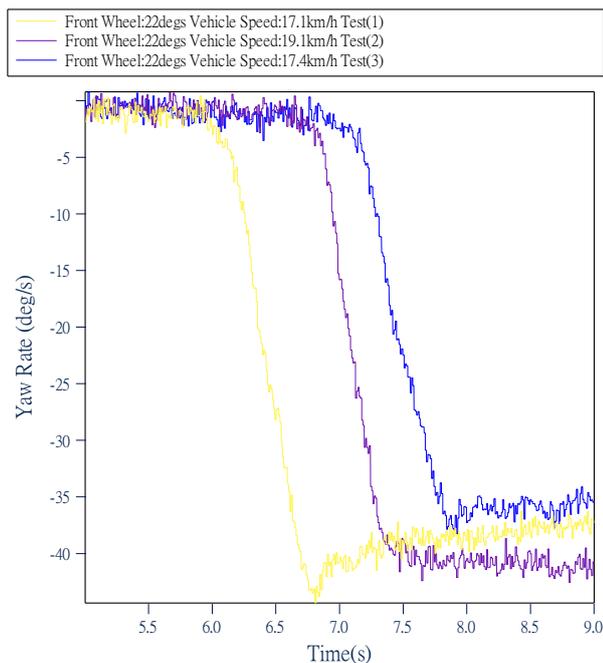
圖五 實車量測數據



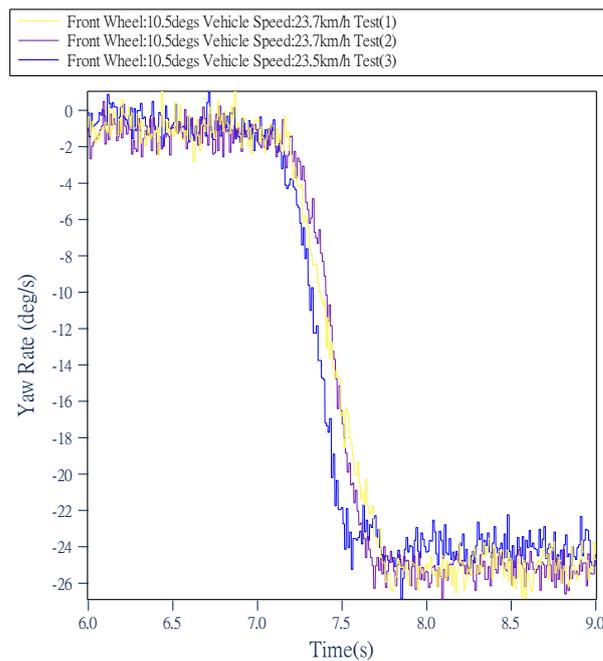
圖六 Simulink 模擬結果

圖七、八為引擎車輛實測與 Simulink 模擬車速約為 17.8km/h 在前輪轉角 22 度的比較。三次實測的橫擺率分別為 -44.4deg/s、-42.2deg/s 及 -37.9deg/s，平均橫擺率為 -41.5deg/s，實驗的平均值標準差為±2.1deg/s，而 Simulink 模擬所得橫擺率為 -33.6deg/s，與平均橫擺率相比的差異約 7.9deg/s。

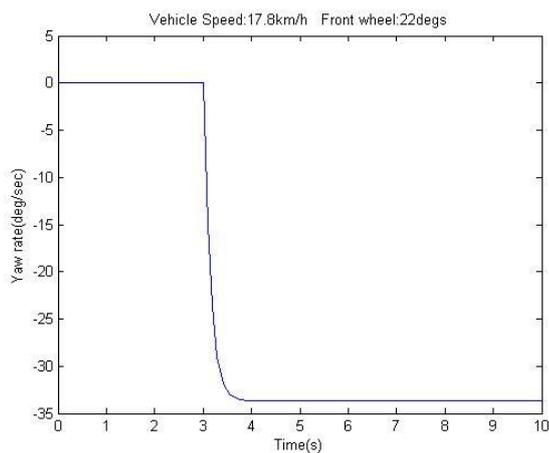




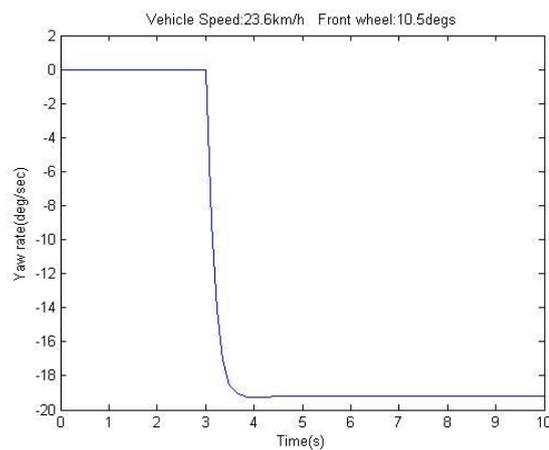
圖七 實車量測數據



圖九 實車量測數據



圖八 Simulink 模擬結果

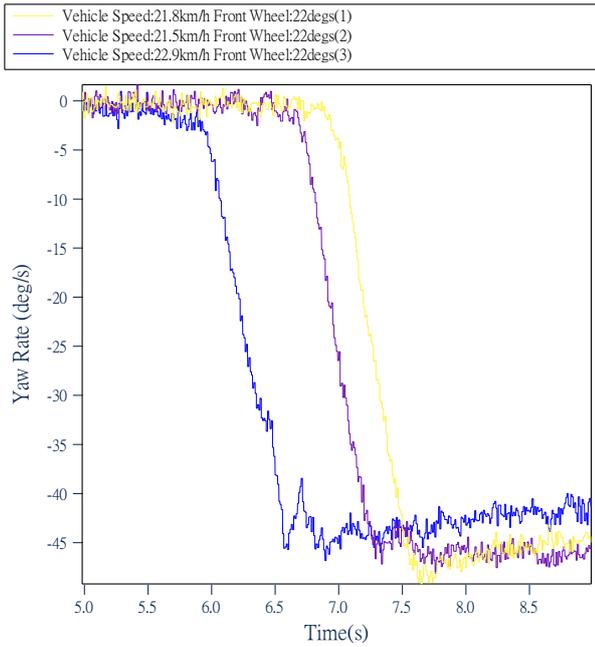


圖十 Simulink 模擬結果

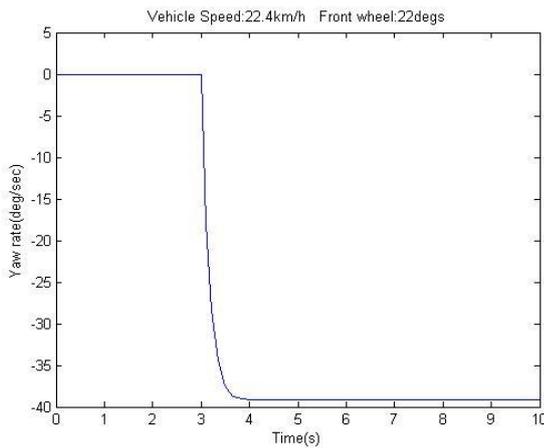
圖九、十為引擎車輛實測與 Simulink 模擬車速約為 23.6km/h 在前輪轉角 10.5 度的比較。三次實測的橫擺率分別為 -26.4deg/s、-26.3deg/s 及 -25.1deg/s，平均橫擺率為 -25.9deg/s，實驗的平均值標準差為±0.6deg/s，而 Simulink 模擬所得橫擺率為-19.2deg/s，與平均橫擺率相比的差異約 6.7deg/s。

圖十一、十二為引擎車輛實測與 Simulink 模擬車速約為 22.4km/h 在前輪轉角 22 度的比較。三次實測的橫擺率分別為 -46.3deg/s、-41.0deg/s 及 -49.1deg/s，平均橫擺率為 -45.4deg/s，實驗的平均值標準差為±3.0deg/s，而 Simulink 模擬所得橫擺率為-39.1deg/s，與平均橫擺率相比的差異約 6.3deg/s。





圖十一 實車量測數據



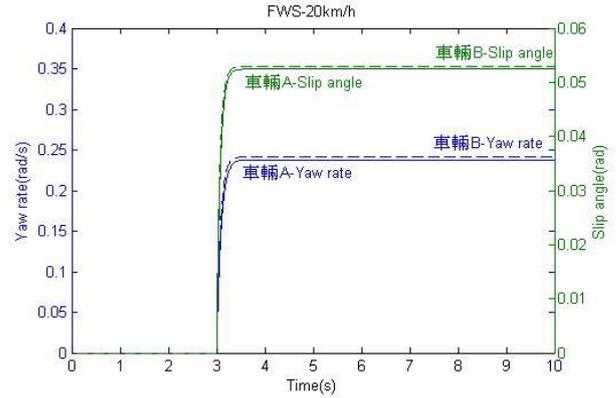
圖十二 Simulink 模擬結果

針對實車量測數據與模擬結果呈現，可得出以下結論：

- 1.當前輪轉角相當時，橫擺率會隨著車速增加而遞增；
- 2.當車速相當時，前輪轉角越大者則橫擺率越高；
- 3.實車量測得結果與模擬具有一致性的趨勢。

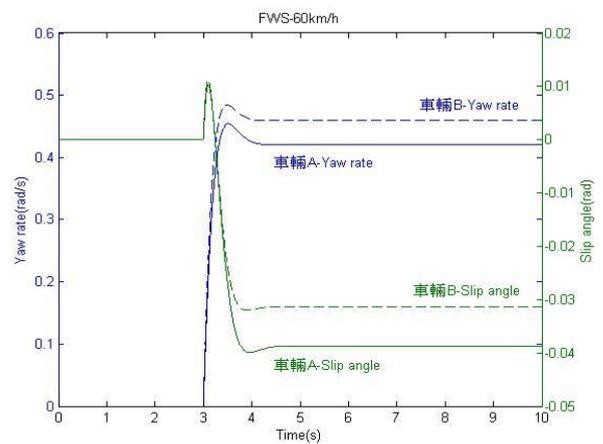
二、電動車輛與引擎車輛轉向模擬分析比較

電動車輛與引擎車輛在車速 20km/h 前輪轉向時的橫擺率與重心側滑表現如圖十三，電動車輛之橫擺率與重心側滑角分別為 0.241rad/sec 與 0.0528rad，引擎車輛之橫擺率與重心側滑角分別為 0.237rad/sec 與 0.0524rad，相比之下，電動車輛的橫擺率與重心側滑角皆高於引擎車輛，而電動車輛與引擎車輛的動態表現皆呈現平穩狀態，且車頭皆朝向曲率中心內側，為車輛轉向過度特性。



圖十三 車速 20km/h 時車輛 A(引擎車輛)與車輛 B(電動車輛)之橫擺率與重心側滑角

電動車輛與引擎車輛在車速 60km/h 前輪轉向時的橫擺率與重心側滑表現如圖十四，電動車輛與引擎車輛之橫擺率皆出現起伏現象，電動車輛從峰值 0.484rad/sec 降至穩態值 0.459rad/sec，引擎車輛從峰值 0.454rad/sec 降至穩態值 0.421rad/sec，電動車輛橫擺率較引擎車輛高 0.038rad/sec，且較引擎車輛提前約 0.1 秒達到穩態，兩者橫擺率皆隨車速提升而升高，以電動車輛之橫擺率提升 0.218rad/sec 較多，另外電動車輛與引擎車輛之重心側滑角分別為 -0.031rad 與 -0.038rad，皆由正值轉為負值，車頭朝向曲率中心外側，為轉向不足特性，以引擎車輛的重心側滑角較大。

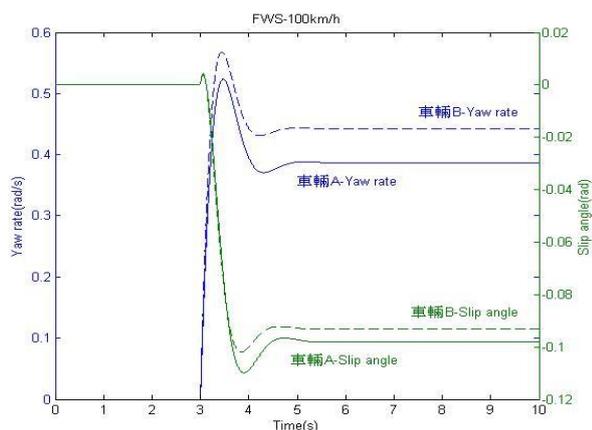


圖十四 車速 60km/h 時車輛 A(引擎車輛)與車輛 B(電動車輛)之橫擺率與重心側滑角

電動車輛與引擎車輛在車速 100km/h 前輪轉向時的橫擺率與重心側滑表現如圖十五，引擎車輛與電動車輛之橫擺率發生兩次震幅現象，電動車輛從 0.567rad/sec 降至 0.431rad/sec 再提升至 0.442rad/sec，引擎車輛從 0.523rad/sec 降至 0.370rad/sec 再提升至 0.386rad/sec，兩者相比，電動車輛的橫擺率高於引擎車輛的橫擺率 0.056rad/sec，其中電動車輛與

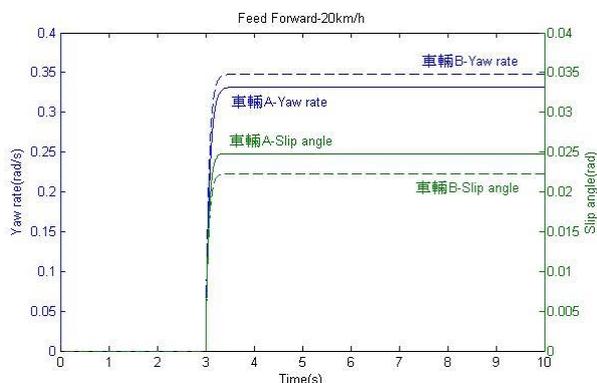


引擎車輛橫擺率皆低於在時速 60km/h 所模擬之橫擺率，而電動車輛的起伏現象持續時間約 1.8 秒即達到穩定，引擎車輛之橫擺率則較晚達到穩態時間約 2 秒，另外電動車輛與引擎車輛之重心側滑角也隨著車速提升而變大且轉為負值並有起伏增大的現象，電動車輛從 0.004rad 降至-0.102rad 再提升至-0.093rad，引擎車輛從 0.003rad 降至-0.109 在提升至-0.098rad，可看出在轉向時電動車輛之重心側滑角較引擎車輛小且比引擎車輛快約 0.2 秒達到穩態，車頭皆朝向曲率中心外側，兩者為轉向不足特性。



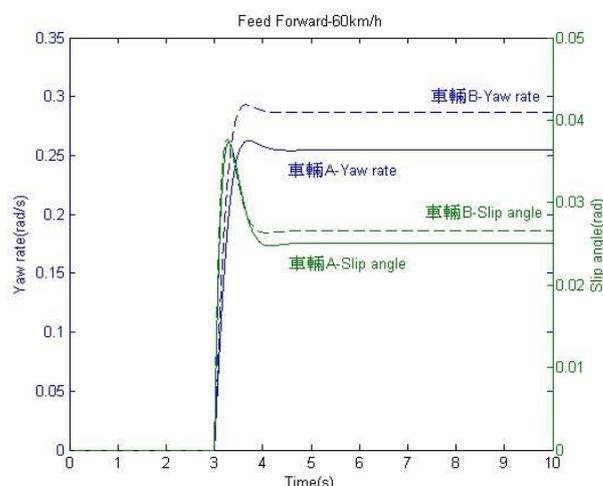
圖十五 車速 100km/h 時車輛 A(引擎車輛)與車輛 B(電動車輛)之橫擺率與重心側滑角

電動車輛前饋式轉向與引擎車輛前饋式轉向在車速 20km/h 轉向時之橫擺率與重心側滑表現如圖十六，電動車輛之橫擺率與重心側滑角分別為 0.347rad/sec 與 0.022rad，引擎車輛之橫擺率與重心側滑角分別為 0.331rad/sec 與 0.024rad，可看出電動車輛之橫擺率高於引擎車輛 橫擺率 0.016rad/sec，而兩者皆處於穩定狀態，重心側滑部分，電動車輛之重心側滑角較引擎車輛小 0.002rad，兩者也處於穩定狀態並為轉向過度特性。



圖十六 車速 20km/h 時車輛 A(引擎車輛)與車輛 B(電動車輛)前饋式轉向之橫擺率與重心側滑角

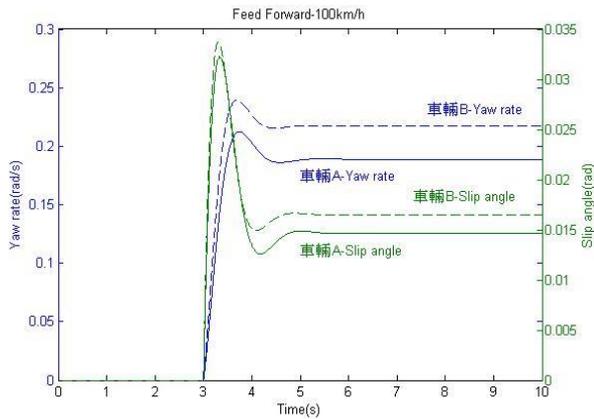
電動車輛前饋式轉向與引擎車輛前饋式轉向在車速 60km/h 之橫擺率與重心側滑表現如圖十七，電動車輛橫擺率從 0.293rad/sec 降至 0.286rad/sec，引擎車輛橫擺率從 0.262rad/sec 降至 0.254rad/sec，兩者開始出現起伏現象，但橫擺率最終能有效獲得降低，而電動車輛較引擎車輛早 0.1 秒達到穩態，引擎車輛則有較低的橫擺率，重心側滑角方面，電動車輛從 0.037rad 降至 0.026rad，引擎車輛從 0.037rad 降至 0.025rad，電動車輛之重心側滑角較引擎車輛高 0.1rad 但發生的起伏現象比引擎車輛提早 0.4 秒達到穩態，兩者皆為轉向過度特性。



圖十七 車速 60km/h 時車輛 A(引擎車輛)與車輛 B(電動車輛)前饋式轉向之橫擺率與重心側滑角

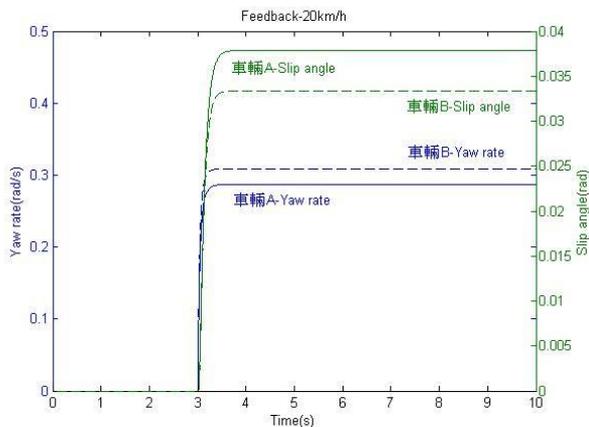
電動車輛前饋式轉向與引擎車輛前饋式轉向 100km/h 橫擺率與重心側滑表現如圖十八，電動車輛從峰值 0.239rad/sec 降至 0.215rad/sec 再升至 0.217rad/sec，引擎車輛從峰值 0.212rad/sec 降至 0.186rad/sec 再升至 0.188rad/sec，可看出電動車輛橫擺率高於引擎車輛橫擺率 0.029rad/sec，但能較引擎車輛提早 0.3 秒達到穩態，而兩者橫擺率持續隨著車速提升而降低。重心側滑角部分，電動車輛從 0.033rad 降至 0.014rad 再上升至 0.016rad，引擎車輛從 0.032rad 降至 0.012rad 再上升至 0.014rad，兩者震幅皆增大，比較之下，電動車輛重心側滑角大於引擎車輛重心側滑角 0.002 rad，而起伏現象比引擎車輛提早 0.2 秒達到穩定狀態，另外兩者重心側滑角隨著車速增加得到降低並為轉向過度特性。





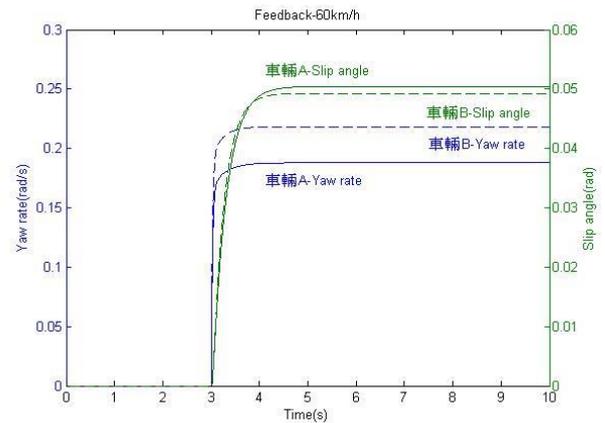
圖十八 車速 100km/h 時車輛 A(引擎車輛)與車輛 B(電動車輛)前饋式轉向之橫擺率與重心側滑角

電動車輛反饋式轉向與引擎車輛反饋式轉向 20km/h 橫擺率與重心側滑表現如圖十九，電動車輛橫擺率與重心側滑角分別為 0.309rad/sec 與 0.033rad，引擎車輛橫擺率與重心側滑角分別為 0.287rad/sec 與 0.037rad，可看出電動車輛橫擺率較引擎車輛橫擺率高 0.022rad/sec，而兩者皆處於穩定狀態，重心側滑部分，電動車輛重心側滑角較引擎車輛重心側滑角低 0.004rad，兩者之重心側滑表現皆呈現穩定狀態並為正值即為轉向過度特性。



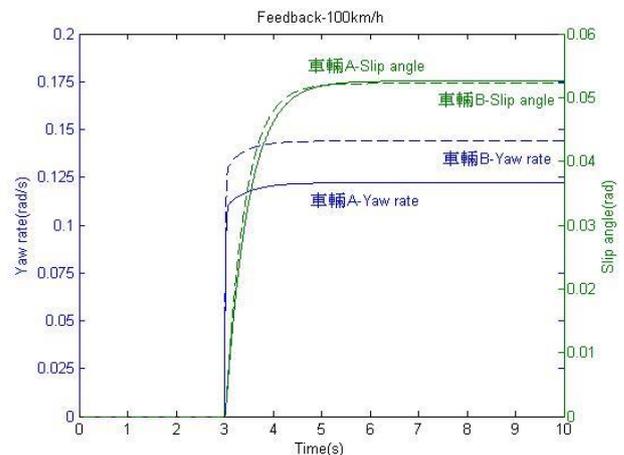
圖十九 車速 20km/h 時車輛 A(引擎車輛)與車輛 B(電動車輛)反饋式轉向之橫擺率與重心側滑角

電動車輛反饋式轉向與引擎車輛反饋式轉向在車速 60km/h 轉向時之橫擺率與重心側滑表現如圖二十，電動車輛橫擺率 0.218rad/sec，引擎車輛橫擺率 0.187rad/sec，電動車輛橫擺率較引擎車輛橫擺率高 0.031 rad/sec，而兩者橫擺率皆低於時速 20km/h 所模擬之橫擺率。重心側滑方面，電動車輛重心側滑角 0.049rad，引擎車輛重心側滑角 0.050rad，電動車輛重心側滑角較引擎車輛重心側滑角小 0.001rad，兩者重心側滑角皆隨車速而升高，並為正值即轉向過度特性。



圖二十 車速 60km/h 時車輛 A(引擎車輛)與車輛 B(電動車輛)反饋式轉向之橫擺率與重心側滑角

電動車輛反饋式轉向與引擎車輛反饋式轉向在車速 100km/h 轉向時之橫擺率與重心側滑表現如圖二十一，電動車輛橫擺率與重心側滑角分別為 0.143rad/sec 與 0.0522rad，引擎車輛橫擺率與重心側滑角分別為 0.122rad/sec 與 0.0525rad，可看出電動車輛橫擺率高於引擎車輛 0.021rad/sec，兩者橫擺率不只能處於穩定狀態也能隨著車速提升而下降，另外重心側滑方面，電動車輛重心側滑角較引擎車輛之重心側滑角低 0.0003rad，而兩者重心側滑角隨著車速提升而變大，側滑角的作用時間也隨著車速增加而增長，其值為正值即轉向過度特性。



圖二十一 車速 100km/h 時車輛 A(引擎車輛)與車輛 B(電動車輛)反饋式轉向之橫擺率與重心側滑角

針對電動車輛與引擎車輛模擬前輪轉向與不同四輪轉向於不同車速之表現可了解前輪轉向模擬低速時，電動車輛的橫擺率與重心側滑角皆高於引擎車輛，而電動車輛與引擎車輛的動態表現皆呈現平穩狀態，且車頭皆朝向曲率中心內側，為車輛轉向過度特性，高速時電動車輛的橫擺率高於引



擎車輛且兩者都產生震幅，而電動車輛之重心側滑角則較引擎車輛小，但兩者重心側滑角皆隨著車速提升而變大且轉為負值並有起伏增大的現象，為轉向不足特性。

四輪轉向以前饋式轉向模擬低速時，電動車輛之橫擺率高於引擎車輛，而兩者皆處於穩定狀態，重心側滑部分，電動車輛之重心側滑角較引擎車輛小，兩者也處於平穩狀態並為轉向過度特性，高速時，電動車輛橫擺率高於引擎車輛，而兩者橫擺率持續隨著車速提升而降低，重心側滑部分，電動車輛重心側滑角大於引擎車輛且兩者震幅皆增大，另外兩者重心側滑角隨著車速增加得到降低並為轉向過度特性。

四輪轉向以反饋式轉向模擬低速時，電動車輛橫擺率較引擎車輛高，兩者皆處於穩定狀態，重心側滑部分，電動車輛重心側滑角較引擎車輛低，兩者之重心側滑表現皆呈現穩定狀態並為正值即為轉向過度特性，高速時，電動車輛橫擺率高於引擎車輛，而兩者橫擺率不只能處於穩定狀態也能隨著車速提升而下降，另外重心側滑方面，電動車輛重心側滑角較引擎車輛低，而兩者重心側滑角隨著車速提升而變大，側滑角的作用時間也隨著車速增加而增長，其值為正值即轉向過度特性。

肆、結論

本論文主要包含福祉電動車輛與實驗設備以及 Matlab/Simulink 環境中的模擬；實驗設備方面，透過高精準度的實驗設備量測車輛轉向時產生的橫擺率與重心側滑角，並與模擬結果相比，以及介紹實驗架構、實驗設備規格與實驗方法；Matlab/Simulink 模擬部分，本研究透過 Matlab/Simulink 模擬軟體建立了二自由度自行車模型，進行電動車輛與引擎車輛的操縱穩定性模擬。此外，由於四輪轉向已被用來有效提高車輛操控之穩定性，因此也建立了前饋轉向關係式與反饋轉向關係式以便分析不同 4WS 關係式之表現與 4WS 電動車輛的動態響應，以下為本論文所完成之研究成果：

1. 將 Matlab/Simulink 模擬所得橫擺率與實驗數據的平均橫擺率相比的誤差介於 4.5deg/s 至 7.9deg/s 之間，推測可能是模擬參數的設定還不夠接近實車的參數，但兩者結果具有一致性的趨勢。在實驗方面平均值標準差介於 0.6deg/s 至 3.0deg/s 範圍內，另外，由實驗數據得知當前輪轉角相當時，橫擺率會隨著車速增加而遞增；當車速相當時，前輪轉角越大者則橫擺率越高。
2. 前輪轉向的電動車輛與引擎車輛，低速時，電動車輛的橫擺率與重心側滑角皆高於引擎車輛，兩者的動態表現呈平穩狀態，且為轉向過度特性，高速時，電動車輛的橫擺率依舊高於引擎車輛且兩者都產生震幅，兩者橫擺率差異由低速時的 0.004 rad/sec 升至高速時的 0.056 rad/sec，而兩者的重心側滑角皆隨著車速提升而變大且轉為負值並有起伏增大的現象，為轉向不足特性，其中電動車輛之重心側滑角在高速時較引擎車輛小，說明電動車輛由於車重較重因此在高速時的穩定性較引擎車輛高。
3. 將電動車輛進行 4WS 模擬，從結果顯示低速時，反饋式橫擺率低於前饋式，而前饋式重心側滑角低於反饋式；高速時，反饋式橫擺率仍舊低於前饋式，而前饋式重心側滑角依然低於反饋式，但前饋式出現兩次震幅現象，反饋式則呈現平穩狀態，整體而言，以反饋式表現最平穩，適合將反饋轉向關係式用於最需要高操縱穩定性的電動車輛。
4. 電動車輛與引擎車輛以四輪轉向，得知由於電動車輛的重心位置較引擎車輛靠近後軸，因此其橫擺率在前輪轉向、前饋式轉向以及反饋式轉向於不同車速下的模擬結果皆大於引擎車輛。然對於電動車四輪轉向降低橫擺率的方式，未來可利用煞車控制或馬達驅動器，控制轉向輪動力輸入模式，以達到電動車輛轉向降低橫擺率的有效控制。

誌謝

本文承蒙科技部「銀髮族福祉行動載具之整合研發計畫」(編號: NSC99-2632-E-252-001-MY3) 經費補助及相關研究人員協助，才得以完成，謹此誌謝。

參考文獻

- 付江華、巢凱年、丁建明(2007)。質心轉移對四輪轉向汽車轉向特性的影響。西華大學學報自然科學版，第4期，17-19。
- 江承舜(2010)。後置電池式電動車動態性能模擬分析與評估。財團法人車輛研究測試中心。
- 杜峰、李倫、魏朗、趙建有(2009)。模型跟蹤主動四輪轉向汽車最優控制研究。拖拉機與農用運輸車，第1期，16-18。
- 許齡元(2011)。車輛動態估測與預測系統。國立交通大學機械工程學系博士論文，新竹市。
- 許新村、黃朝琴、吳建勳(2011)。後置電池電動車轉向精準度模擬分析與改善研究。財團法人車輛研究測試中心。
- 張云清、馬開獻、田強、覃剛、陳立平(2007)。基於ADAMS和MATLAB協同仿真的四輪轉向模糊控制策略研究。計算機集成製造系統，第6期，1234-1240。
- 張舜長、蘇育斌(2010)。線控四輪轉向系統之車輛操控特性研究。科學與工程技術期刊，第4期，67-77。
- 舒進(2002)。比例控制四輪轉向車輛運動特性分析。專用汽



- 車，第3期，16-19。
- 顧君、宁國寶、余卓平(2010)。燃料電池汽車整車縱向質心位置對車輛穩定性的影響。《機械設計》，第6期，22-26。
- Anderson M. and Harty D. (2010). Unsprung Mass with In-Wheel Motors-Myths and Realities. *AVEC 10*, UK.
- Gillespie T. D. (1992). *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. Warrendale, Michigan : Society of Automotive Engineers, Inc.
- Goodarzi. A., and Esmailzadeh E. (2007). Design of a VDC System for All-Wheel Independent Drive Vehicles. *IEEE TRANSACTIONS ON INDUSTRIAL ELECTRONICS*, 12(6), 632-639.
- International Organization for Standardization. (1992). *Road vehicles with two axles-Determination of centre of gravity(ISO 10392 : 1992)*. Vernier, Geneva : Switzerland. International Organization for Standardization.
- Miller M. A., Steward B. L., and Westphalen M. L. (2004). Effects of Multi-Mode Four-Wheel Steering on Ssrayer Machine Performance. *Transactions of the SAE*, 47(2), 385-395.
- Peng S. T., Sheu J. J., and Chang C. C. (2004). On One Approach to Constraining Wheel Slip for the Autonomous Control of a 4WS/4WD Vehicle. *Control Applications*, Taiwan.
- Sano S., Furukawa Y., and Shiraishi S. (1986). Four Wheel Steering System with Rear Wheel Steer Angle Controlled as a Function of Steering Wheel Angle (Rep. No. 860625). Warrendale, Michigan : Society of Automotive Engineers, Inc.
- Sato H., Hirota A., Yanagisawa H., and Fukushima T. (1983). Dynamic Characteristics of a Whole Wheel Steering Vehicle with Yaw Velocity Feedback Rear Wheel Steering (Rep. No. C124/83). Westminster, London : *Institution of Mechanical Engineers*.
- Sivaramakrishnan S. (2008). *Simultaneous Identification of Tire Cornering Stiffness and Vehicle Center of Gravity*. Control, USA.
- Smith D. E. and Starkey J. M. (1995). Effects of Model Complexity on the Performance of Automated Vehicle Steering Controllers : Model Development, Validation and Comparison. *Vehicle System Dynamics : International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, 24(2), 163-181.
- Whitehead J. C. (1988). Four Wheel Steering : Maneuverability and High Speed Stabilization (Rep. No. 880642). Warrendale, Michigan : Society of Automotive Engineers, Inc.
- Wong J. Y. (2001). *Theory of Ground Vehicles. (3rd ed.)*. Ottawa, Canada : John Wiley & Sons, Inc.
- Zhang L. X., Pan F. Q., and Wang F. Y. (2009). *Simulation on Automobile Handling and Stability Based on Combination Control*. Measuring Technology and Mechatronics Automation, China.



Analysis of Steering Characteristics for Electric Vehicle and Combustion Engine Vehicle

De-Shau Huang¹, Jou-Yu Lai¹, Yu-Sheng Liao²

¹ Department of Mechanical Engineering, Nan Kai University of Technology

² Graduate School of Vehicle & Mechatronic Industry, Nan Kai University of Technology

Abstract

Owing to the severe global greenhouse effect, it becomes important issues to protect environment and develop green energy. In the aspect of transportation, all of the automotive companies actively study and develop electric vehicle. Steering control significantly influences the handling, stability, and safety of the automobile. In the study, the steering characteristics of an electric vehicle were analyzed by using front wheel steering and four wheel steering. In addition, the measurement of the yaw rate was conducted when vehicle was steering. Compared with experimental data and simulation, there were the same trend and the results were consistent. From the simulation results for electric vehicle, for the yaw rate of the vehicle, feedback four wheel steering was smaller yaw rate and greater slip angle than forward four wheel steering at high speed. Front wheel steering was less stable than four wheel steering. At low speed, the yaw rate of front wheel steering is a smaller than others, but, the slip angle of four wheel steering higher than that of four wheel steering.

Keywords: steering system of electric vehicle, front wheel steering, feed forward four wheel steering, feed-back four wheel steering

