

## 線控四輪轉向系統之車輛操控特性研究

張舜長 蘇育斌

大葉大學機械與自動化工程學系  
51591 彰化縣大村鄉學府路 168 號

### 摘要

本文主要探討線控四輪轉向之操控特性研究，由於沒有轉向機柱結構連結，因此可在控制核心內加入不同的車輛穩定控制策略，而本研究為加入模糊控制器，利用模糊控制法則在非線性控制上的優勢，將橫擺率以及前輪轉角的誤差作為輸入值，進而控制後輪轉角，同時將車輛之重心測滑角及橫擺率降低。本研究軟體模擬使用 CarSim 模擬軟體，藉由與模糊控制器結合，增進 CarSim 軟體在模擬車輛動態上的準確度。

本研究運用 CAN Bus 通訊協定以及分散式架構來建構線控轉向系統實驗平台。利用 LabVIEW 圖控程式來建立控制平台系統的人機介面並包含即時監控功能。依據車速做判斷，達到後輪低速逆相位轉向及高速同相位轉向之控制目標。並於線控實驗平台設計線控轉向之備用系統，利用鋼索以及滾輪機構設計出線控轉向之備用系統。平常線控轉向系統作動時，鋼索與線控轉向系統共同作動，在線控轉向系統喪失轉向功能時，能毫無時間差的介入線控轉向系統做轉向動作，讓駕駛者可以順利將車輛停置路邊等待救援。

**關鍵詞：**線控轉向系統，四輪轉向，備用系統，CarSim，模糊控制器

## Vehicle Handling Characteristics: A Study of Four-wheel Steer-by-wire Systems

SHUN-CHANG CHANG and YU-BIN SU

*Department of Mechanical and Automation Engineering, Da-Yeh University  
168 University Rd., Dacun, Changhua 51591, Taiwan, R.O.C.*

### ABSTRACT

This study focused on the handling characteristics of vehicles with four-wheel steer-by-wire systems. To eliminate several limitations of traditional steering systems, four-wheel steer-by-wire systems can be used to stabilize the handling characteristics of vehicles with better handling strategies for stabilizing vehicles. With this handling strategy combined with a fuzzy controller and having used fuzzy rules that were superior. The input yaw rate and front wheel angle error were used to control rear wheel angle. Simultaneously referencing sideslip angles and yaw rates signal correspondence to the desired setting. This study analyzed the stability of dynamic vehicles primarily using CarSim combined with fuzzy controllers to improve the accuracy of dynamic vehicle imitation from CarSim.

The construction of distributed steer-by-wire system experimental platforms are based on CAN



Bus techniques that use LabVIEW to connect with the steer-by-wire system platform. The controller for the steering motor reaches the second control interface and uses the experimental platform to verify four-wheel steer-by-wire system. At slow speeds, the rear wheels move in the opposite direction of the front wheels; while at high speeds, the rear wheels move in the same direction as the front wheels. This study used cables and wheeling mechanisms in the design and implementation of the backup system. The cables and wheeling mechanisms were also applied to the experimental platform of the steer-by-wire system. The system can intervene to the steer-by-wire system as soon as possible when the steer-by-wire system has failed, because of the connection between cables and wheeling mechanism allowing the driver to pull the vehicle over and wait for rescue on the roadside.

**Key Words:** steer-by-wire system, four-wheel-steering, backup system, fuzzy controller

## 一、前言

車輛上的電子科技可以日新月異來形容，機電整合方面更是往前邁進一大步，也帶動了自動化科技的發展。主被動安全方面各車廠也利用電子科技來取代傳統的機械結構控制。

轉向系統在車輛上所直接影響的就是車輛的行駛穩定性，在近幾年很多車廠以先前四輪轉向為基礎，加入更多電子感知器以及回饋控制，讓車輛在行駛的過程中，能夠更加安全、穩定以及舒適。在轉向系統上，以線控轉向系統（steer-by-wire, SBW）為未來趨勢，由於將轉向機柱結構捨去，擺脫了傳統轉向的受限，在車輛發生意外時，可以確保駕駛者的安全，並在引擎室的空間設計上能夠更富彈性。

## 二、線控四輪轉向系統車輛穩定控制之設計

### （一）線控四輪轉向系統架構

線控四輪轉向系統設計概念，如圖 1 所示。此系統可將之區分成三個子系統：

1. 子系統（一）－控制系統方面：可根據路況及駕駛者需求來控制整車行車穩定性。
2. 子系統（二）－駕駛者與轉向系統之人機介面方面：此子系統提供回饋扭力給駕駛者及車輪轉向角度位置資訊給控制器，以便作回饋修正。此子系統包含轉角位置感知器、扭力感知器及機構以便將扭力回饋給駕駛者。
3. 子系統（三）－車輪與轉向連桿機構：此子系統是根據駕駛者操作之資訊及控制器所下達之命令來控制車輪轉向角位置。藉由此子系統也可以將路況反應給控制器。

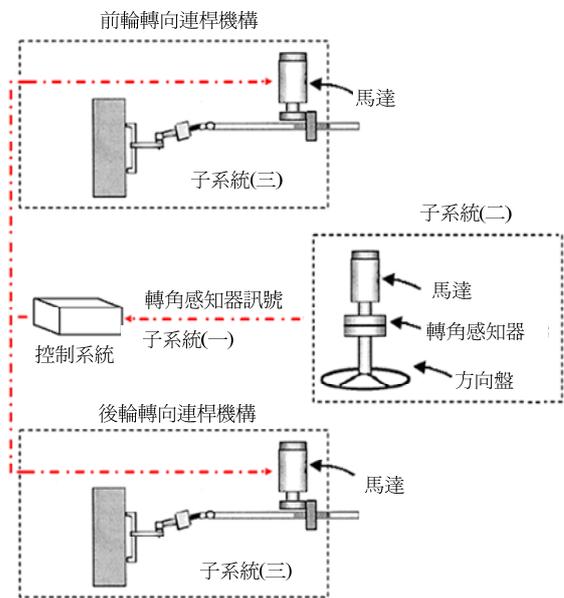


圖 1. 線控四輪轉向系統設計概念

### （二）四輪轉向車輛之轉向原理

四輪轉向的車輛的特性及功用包括：轉彎時的動作過程及時間縮短，可省去車輛因方向改變後，使後輪胎產生橫向力之遲延時間的修正動作，而完成轉彎的動作，故過小彎時，方向盤不需轉太多圈。轉彎時的穩定性高，因輪胎滑動減少，故變換車道時操作容易，車身擺動減少，轉向時輕巧靈活。直線行駛時安定性高，如遇不良路面或橫風吹襲時，安定性較二輪轉向的車輛為高，且輪胎的跳動及擺動不致使方向盤自轉，減少駕駛者的疲勞。有較小的迴轉半徑，在小路或巷道中有較好的迴轉性，且可適應較小的停車空間。後輪轉向時的相位，低速逆相位轉向及高速同相位轉向，如圖 2 及圖 3 所示 [3]，為四輪轉向車輛二自由度的自行車動態模型架構，其代表二自由度的自行車轉向動態模型。當車



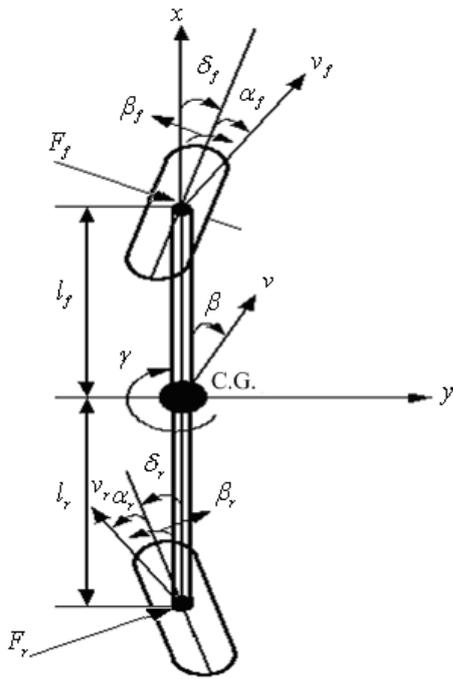


圖 2. 四輪轉向車輛在低速過彎之運動分析 [5]

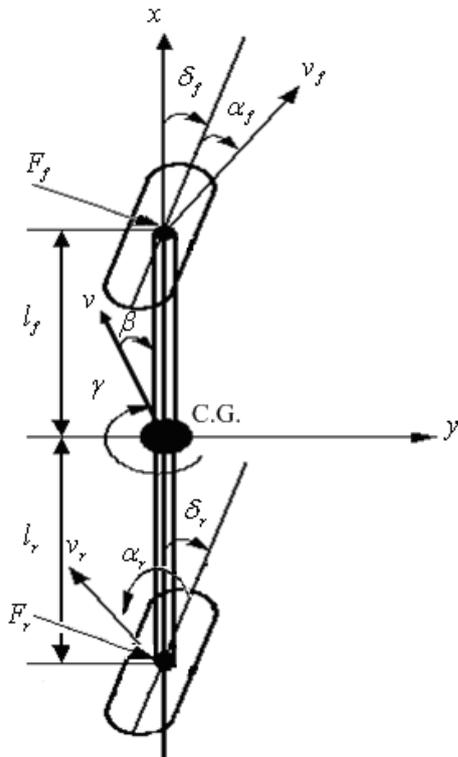


圖 3. 四輪轉向車輛在高速過彎時之情形 [5]

輛轉彎時，根據牛頓第二定律，車輛的側向運動方程式（lateral motion）可表示如下：

$$ma_y = F_f + F_r \quad (1)$$

車輛在一定行駛速度下轉向時，其中車輛之側向加速度為 [5]：

$$a_y = v(\beta + \gamma) \quad (2)$$

將 (2) 式代入 (1) 式表示為：

$$mv(\beta + \gamma) = F_f + F_r \quad (3)$$

其中  $m$  為車輛的重量 (kg)， $\beta$  為車身重心側滑角 (rad)， $v$  為車輛前進速度 (km/h)， $\gamma$  為車輛重心橫擺率 (rad/sec)， $\alpha_f$  為車輛的側向加速度 (km/sec<sup>2</sup>)， $F_f$  和  $F_r$  為前後輪胎之側向力 (N)， $I$  為車輛慣性矩 (kg·m<sup>2</sup>)， $l_f$  和  $l_r$  為車輛重心與前後車軸之間的距離 (m)， $\alpha_f$  和  $\alpha_r$  為前後車輪的側滑角 (rad)， $\delta_f$  和  $\delta_r$  為前後輪轉向角度 (rad)。車輛的橫擺運動方程式 (yaw motion)，可表示如下：

$$I\dot{\gamma} = F_f l_f - F_r l_r \quad (4)$$

前後車輪重心側滑角  $\beta_f$ 、 $\beta_r$ ，可表示如式 (5) [8]：

$$\tan \beta_f = \frac{v \sin \beta + l_f \gamma}{v \cos \beta} \quad (5a)$$

$$\tan \beta_r = \frac{v \sin \beta - l_r \gamma}{v \cos \beta} \quad (5b)$$

當  $\sin \beta$  趨近於 1 時，可求得新的前後輪重心側滑角  $\beta_f$ 、 $\beta_r$ ：

$$\therefore \beta_f \approx \beta + \frac{l_f \gamma}{v} \quad (6a)$$

$$\therefore \beta_r \approx \beta - \frac{l_r \gamma}{v} \quad (6b)$$

前後車輪側滑角  $\alpha_f$ 、 $\alpha_r$ ，表示如下：

$$\alpha_f = \beta + \frac{l_f \gamma}{v} - \delta_f \quad (7a)$$

$$\alpha_r = \beta - \frac{l_r \gamma}{v} - \delta_r \quad (7b)$$



假設前後車輪的轉向剛性 (cornering stiffness) 分別為  $C_f$ 、 $C_r$ ，當重心側滑角  $\beta$  很小且趨近於零，則作用在  $y$  方向之作用力可表示如下：

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

$$F_r = C_r \alpha_r \quad (8b)$$

將 (7a)、(7b)、(8a)、(8b) 式代入 (3)、(4) 式，可表示如下。

側向運動方程式：

$$mv(\dot{\beta} + \gamma) = C_f(\beta + \frac{l_f \gamma}{v} - \delta_f) + C_r(\beta - \frac{l_r \gamma}{v} - \delta_r) \quad (9)$$

橫擺運動方程式：

$$I \dot{\gamma} = l_f C_f(\beta + \frac{l_f \gamma}{v} - \delta_f) - l_r C_r(\beta - \frac{l_r \gamma}{v} - \delta_r) \quad (10)$$

### (三) 車輛穩定操控系統探討與設計

依據本節 (二) 車輛轉向系統動態數學模型的推導，可得到完整的車輛的側向運動方程式及橫擺運動方程式。為了研究方便，本研究將 (9)、(10) 式轉換成爲矩陣形式，其表示方法如下：

$$\dot{x} = Ax + Bu$$

$$A = \begin{bmatrix} \frac{C_f + C_r}{mv} & \frac{C_f l_f - C_r l_r}{mv^2} - 1 \\ \frac{C_f l_f - C_r l_r}{I} & \frac{C_f l_f^2 + C_r l_r^2}{Iv} \end{bmatrix}$$

$$x = \begin{bmatrix} \beta \\ \gamma \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} \frac{-C_f}{mv} & \frac{-C_r}{mv} \\ \frac{-C_f l_f}{I} & \frac{C_r l_r}{I} \end{bmatrix}$$

$$u = \begin{bmatrix} \delta_f \\ \delta_r \end{bmatrix}$$

最後可得到之狀態-空間 (state-space) 方程式：

$$\begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{\gamma} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{C_f + C_r}{mv} & \frac{C_f l_f - C_r l_r}{mv^2} - 1 \\ \frac{C_f l_f - C_r l_r}{I} & \frac{C_f l_f^2 + C_r l_r^2}{Iv} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta \\ \gamma \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{-C_f}{mv} & \frac{-C_r}{mv} \\ \frac{-C_f l_f}{I} & \frac{C_r l_r}{I} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta_f \\ \delta_r \end{bmatrix} \quad (11)$$

將上敘之方程式取拉式轉換 (laplace transform) 與克萊門規則 (Cramer's rule) 的計算，可得到前輪  $\delta_f$ 、後輪  $\delta_r$  轉向角度對重心側滑角  $\beta$ 、橫擺率  $\gamma$  以及側向加速度  $a_y$  之穩態增益，分別表示如下：

$$G_{\delta_f - \beta} = \frac{C_f [vI s - (l_f m v^2 - l_f^2 C_f + l_f l_r C_r + l_f C_f^2 + l_r C_r)]}{\Delta} \quad (12)$$

$$G_{\delta_f - \gamma} = \frac{-v C_f [-l_f m v s + (l_r C_r + l_r C_f)]}{\Delta} \quad (13)$$

$$G_{\delta_f - a_y} = \frac{-v C_f [-v I s^2 + (-l_f^2 C_f + l_f l_r C_r + l_f C_f^2 + l_r C_r^2) s + (l_r C_r + l_f C_r) v]}{\Delta} \quad (14)$$

$$G_{\delta_r - \beta} = \frac{C_r [vI s - (l_r m v^2 - l_f l_r C_f + l_r^2 C_r - l_f C_f^2 - l_r C_r^2)]}{\Delta} \quad (15)$$

$$G_{\delta_r - \gamma} = \frac{-v C_r [l_r m v s + (-l_f C_f - l_r C_f)]}{\Delta} \quad (16)$$

$$G_{\delta_r - a_y} = \frac{-v C_r [-v I s^2 + (l_f l_r C_f + l_r C_r + l_f C_f^2 + l_r C_r^2) s + (-l_f C_f - l_r C_f) v]}{\Delta} \quad (17)$$

其中：

$$\Delta = I m v^2 s^2 - (I C_f + I C_r + m l_f C_f^2 + m l_r C_r^2) v s + [(C_f + C_r)(l_f C_f^2 + l_r C_r^2) - (-l_f C_f + l_r C_r)^2 - (-l_f C_f + l_r C_r) m v^2] \quad (18)$$



將 (18) 式代入 (13) 式可計算出車輛之前輪轉角  $\delta_f$  對橫擺率  $\gamma$  之穩態增益：

$$r_0 = \frac{\gamma}{\delta_f} = \frac{vC_f[-l_f C_f + l_r C_r] + l_f C_f}{C_f(l_f C_f^2 + l_r C_r^2) - (-l_f C_f + l_r C_r)^2 - mv^2(-l_f C_f + l_r C_r)} \quad (19)$$

本研究之前輪轉向之橫擺率穩定操控，其控制架構如圖 4 所示，藉由控制在理想的車輛橫擺率  $\gamma_{est}$ ，間接降低車輛的重心側滑角  $\beta$ 。主要是利用車輛之橫擺率  $\gamma_{out}$  的回饋，與理想的車輛橫擺率  $\gamma_{est}$  其判斷誤差量  $e_1$ 。再將其誤差量轉換成方向盤轉角的補償量  $\delta_e$ ，達到車輛穩定之效果。

其中  $\gamma_{est}$  為理想之車輛橫擺率 (rad/sec)， $\gamma_1$  為方向盤轉角  $\delta_{sw}$  對橫擺率  $\gamma$  之穩態增益， $K_{yaw}$  為比例增益。

$\gamma_{est}$  是透過 Ozler [5] 所提之理想等速圓周運動的橫擺率來代替本研究之理想之車輛橫擺率：

$$\gamma_{est} = \left[ \frac{1}{1 - mv^2(l_f C_f - l_r C_r)/(2l^2 C_f C_r)} \right] \frac{v}{l} \delta_f \quad (20)$$

假設方向盤轉角  $\delta_{sw}$  與輪胎轉角  $\delta_f$  呈固定轉向比率之線性關係，可透過 (19) 式推導出車輛之方向盤轉角對橫擺率之穩態增益：

$$r_1 = \frac{\gamma}{\delta_{sw}} \approx \frac{vC_f[-l_f C_f + l_r C_r] + l_f C_f}{C_f(l_f C_f^2 + l_r C_r^2) - (-l_f C_f + l_r C_r)^2 - mv^2(-l_f C_f + l_r C_r)} r_g \quad (21)$$

將 (20) 式與 (21) 式代入圖 4 的控制方塊圖，並依照理想之車輛橫擺率  $\gamma_{est}$  來控制車輛。其中本研究中的  $K_{yaw}$  主要是加快補償之時間，其  $K_{yaw}$  值為 2。

Li 等人 [4] 將模糊理論應用在橫擺率控制。而本研究透過 MATLAB\Fuzzy Logic Toolbox 控制器去控制後輪轉向。模糊控制器判斷汽車橫擺率誤差值 (yaw rate error) 以

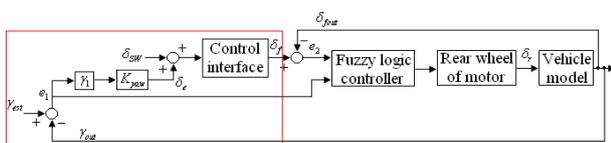


圖 4. 前輪轉向之橫擺率穩定操控

及前輪轉角誤差值 (front wheel angle error) 作為判斷依據，經由模糊化以及解模糊化後計算出後輪轉角值 (rear wheel angle) 送出。

模糊控制器設計步驟如下：

1. 步驟一：訂定模糊規則庫中之輸入變數與輸出變數

輸入變數共有兩個，分別為前輪轉角以及橫擺率值；輸出變數共有一個，為後輪轉角，接著依據輸入與輸出變數之特性訂定其歸屬函數。輸入與輸出歸屬函數如圖 5-7 所示。

輸入變數定義：

$$\text{橫擺率誤差量: } |\gamma_{est} - \gamma_{out}| = e_1$$

$$\text{前輪轉角誤差量: } |\delta_f - \delta_{fout}| = e_2$$

輸出變數定義：

$$\text{後輪轉角: } \theta_{rw}$$

輸出入歸屬函數定義：

$$\text{橫擺率誤差量: } \{\text{NB, NM, NS, ZO, PS, PM, PB}\}$$

$$\text{前輪轉角誤差量: } \{\text{NB, NM, NS, ZO, PS, PM, PB}\}$$

$$\text{後輪轉角: } \{\text{NB, NM, NS, ZO, PS, PM, PB}\}$$

其中：

NB: Negative Big (負大)；

NM: Negative Median (負中)；

NS: Negative Small (負小)；

ZO: Zero (零)；

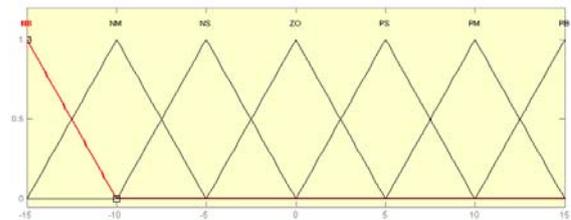


圖 5.  $e_1$  之歸屬函數

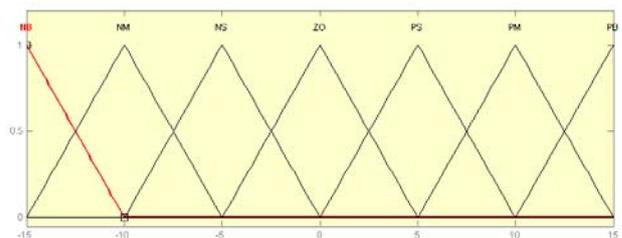


圖 6.  $e_2$  歸屬函數



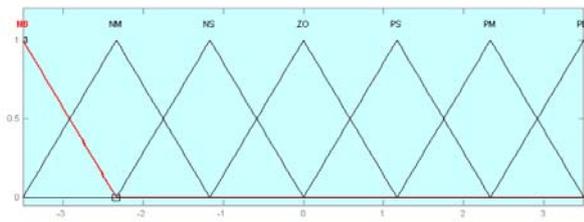


圖 7.  $\theta_w$  歸屬函數

PS: Positive Small (正小);

PM: Positive Median (正中);

PB: Positive Big (正大)

2. 步驟二：列出規則庫所有相關之規則，如表 1 所示。

例如當橫擺率誤差值 (PB) 與前輪轉角誤差值 (NB) 時，則後輪轉角為零 (ZO)。

3. 步驟三：模糊推論法

將變數模糊化，以實際之測量值轉換為主觀之評價，此系統輸入變數為橫擺率變化量、前輪轉角變化量，依據 CarSim 車輛模型送出之數值，轉換為  $e_1$  負大、 $e_1$  負中、 $e_1$  負小、 $e_1$  零、 $e_1$  正小、 $e_1$  正中、 $e_1$  正大、 $e_2$  負大、 $e_2$  負中、 $e_2$  負小、 $e_2$  零、 $e_2$  正小、 $e_2$  正中、 $e_2$  正大等模糊語句。

4. 步驟四：解模糊化

將步驟三之模糊集合作解模糊化，本實驗採用重心法來解模糊化，最後即求出模糊控制曲面圖，如圖 8 所示。

### 三、車輛穩定控制模擬結果分析

根據前節 (三) 所探討出的車輛穩定控制法則，接著再透過 CarSim 模擬測試，並將車輛之煞車系統關閉，純粹探討車輛在轉向且無煞車時之車輛動態。表 2 為模擬車輛參數 [8]。

表 1. 模糊函數規則庫

		$e_1$						
		NB	NM	NS	ZO	PS	PM	PB
$e_2$	NB	PB	PB	PB	PB	PM	PS	ZO
	NM	PB	PB	PM	PM	PM	ZO	NS
	NS	PB	PM	PS	PS	ZO	PS	NM
	ZO	PB	PM	PS	ZO	ZO	NM	NB
	PS	PS	PS	ZO	NS	NS	NS	NM
	PM	PS	ZO	NM	NM	NM	NB	NB
	PB	ZO	NS	NB	NB	NM	NB	NB

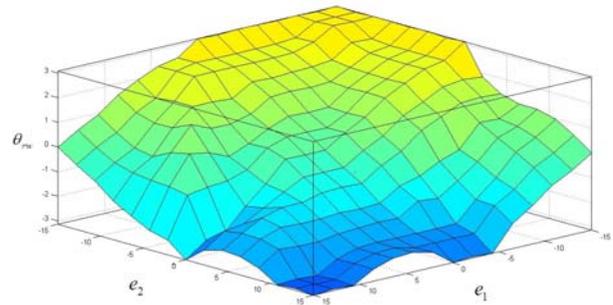


圖 8. 後輪轉角控制曲面圖

表 2. 模擬車輛之參數 [8]

車重 ( $m$ )	1680 kg
車輛慣性矩 ( $I$ )	2980 kg-m <sup>2</sup>
重心高度 ( $h$ )	0.628 m
重心離前軸之距離 ( $l_f$ )	1.196 m
重心離後軸之距離 ( $l_r$ )	1.404 m
輪距 ( $l$ )	1.5 m
軸距 ( $d$ )	2.78 m

在車輛穩定控制模擬測試將分為三種路面模式進行，測試路面以柏油路面、積雪路面與高速閃躲。模擬測試之車輛參數，如表 2 所示，在 CarSim 下設定不同的路面狀況，並與林裕翔 [2] 中之回饋控制之車輛轉向穩定控制系統比較。本研究為了觀察模糊控制器之線控四輪轉向穩定操控系統以及回饋控制之車輛轉向穩定控制系統在轉向時所產生之動態特性，將針對特定路線作測試，如圖 9 所示 [6]。

首先模擬測試路面狀況是要在一般柏油路面下來觀測與分析比較車輛動態。測試路面的摩擦係數為  $\mu = 0.2$ ，以車速 110 km/h (高車速) 定速行駛於柏油路面測試。其模糊控制器之線控四輪轉向穩定操控系統以及回饋控制之車輛轉向穩定控制系統之比較如圖 10 (重心側滑角之比較)、圖 11 所示 (橫擺率之比較)、如圖 12 所示 (路徑追蹤之比較)。其中藍色實線表示為模糊控制器之線控四輪轉向穩定操控系統車輛，綠色虛線為回饋控制之線控四輪轉向穩定控

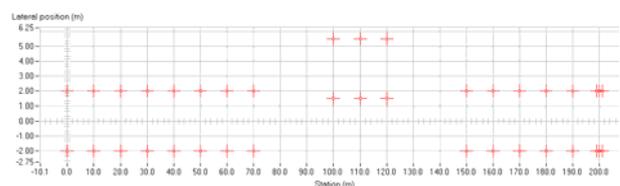


圖 9. 變換車道測試路線 [6]



制的車輛。由圖 10-12 所示，車輛行駛於柏油路面時，面模糊控制器所展現之車輛穩定行為皆比回饋控制器佳。

為了更進一步觀察車輛穩定控制的優劣，本實驗進行第二種路面模擬測試，其測試路線與第一項測試相同如圖 9，不同的地方在於路面狀況是積雪路面，利用積雪使得

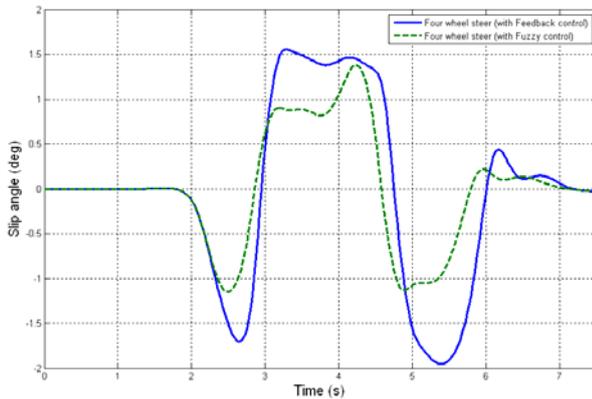


圖 10. 車輛以 110 km/hr 行駛柏油路面之重心側滑角

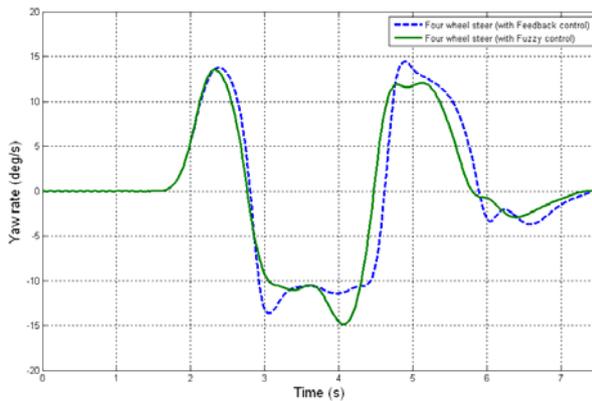


圖 11. 車輛以 110 km/h 行駛於柏油路面之橫擺率

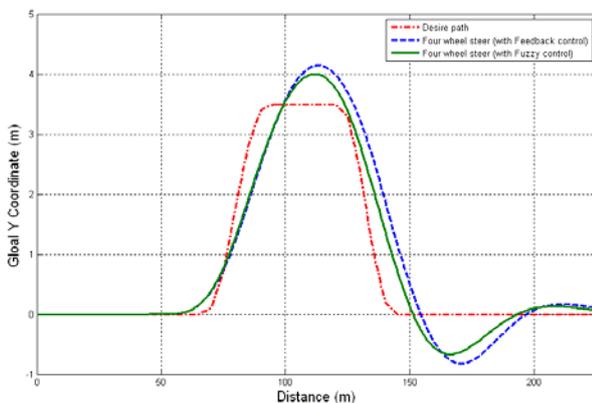


圖 12. 車輛以 110 km/h 行駛於柏油路面之路徑圖

路面狀況變為高低摩擦切換之路面。車輛之速度固定於 65 km/h 行駛並觀測與分析比較車輛動態。測試左側路面中的積雪，其摩擦係數為  $\mu = 0.2$ ，右側為平滑路面，摩擦係數為  $\mu = 0.5$ 。其模糊控制器之線控四輪轉向穩定操控系統以及回饋控制之車輛轉向穩定控制系統比較，如圖 13（重心側滑角之比較）、圖 14 所示（橫擺率之比較）、如圖 15 所示（路徑追蹤之比較）。由圖 13-15 所示，車輛行駛於積雪路面時，模糊控制器所展現之車輛穩定行為皆比回饋控制器優。

由於國內高速公路非常的便捷，可說只要跨縣市就會使用到高速公路，基於此因素，本研究加入第三種測試，模擬車輛在高車速時，隔壁車輛因為道路縮減關係，突然駛入測試車輛道路，模擬車輛在遭遇此緊急狀況時，觀察其車輛動態表現。測試路面狀況為標準路面，其摩擦係數為  $\mu = 0.8$ 。其模糊控制器之線控四輪轉向穩定操控系統以及回饋控制之車輛轉向穩定控制系統之比較如圖 16（重心側滑角之比

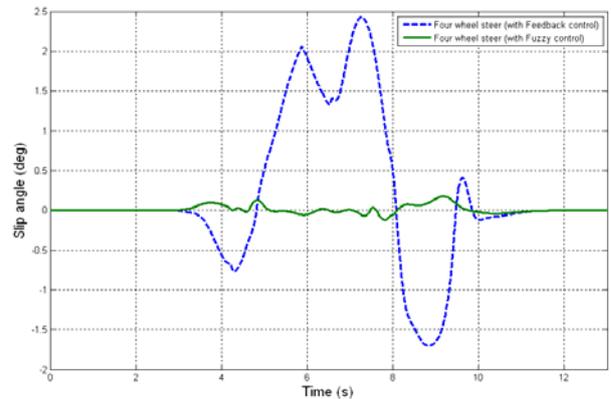


圖 13. 車輛以 65 km/h 行駛於積雪路面之重心側滑角

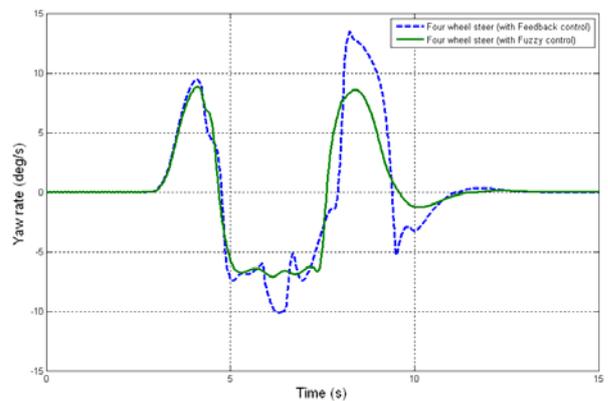


圖 14. 車輛以 65 km/h 行駛於積雪路面之橫擺率



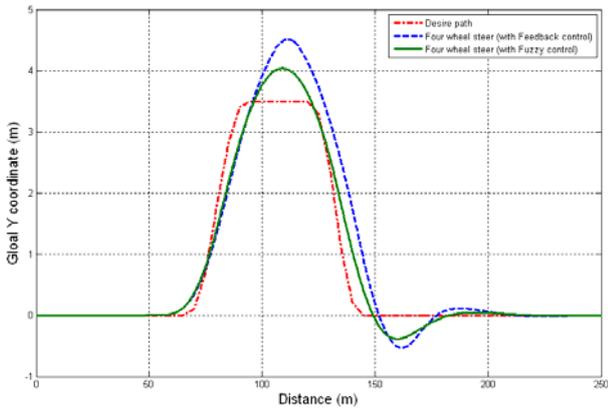


圖 15. 車輛以 65 km/h 行駛於積雪路面之路徑圖

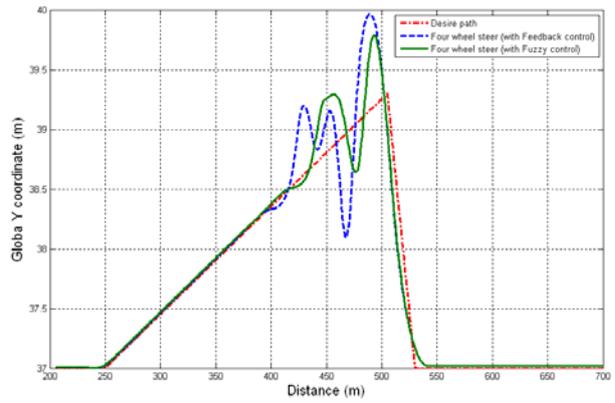


圖 18. 車輛以 125 km/h 高速閃躲車輛之路徑圖

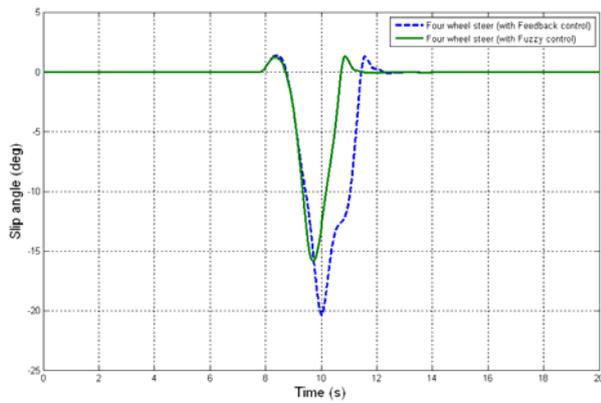


圖 16. 車輛以 125 km/h 高速閃躲車輛之重心側滑角

較)、圖 17 所示 (橫擺率之比較)、如圖 18 所示 (路徑追蹤之比較)。由圖 16-18 所示, 在高速閃躲車輛時, 模糊控制器所展現之車輛穩定行為皆比回饋控制器佳。

觀察模擬結果, 本研究之模糊控制器之線控四輪轉向穩定操控系統確實可以同時讓車輛的重心側滑角  $\beta$  以及車輛

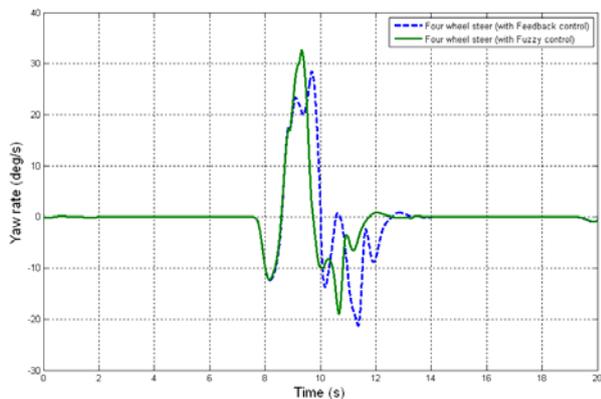


圖 17. 車輛以 125 km/h 高速閃躲車輛之橫擺率

橫擺率  $\gamma$  都有明顯的改善, 可使車輛在低摩擦係數下所產生的重心側滑角  $\beta$  有明顯的減少量。並且也讓車輛在行駛上, 能夠確實的保持在規劃路徑上, 讓將來的智慧型車輛在遇到其他路面狀況時, 能夠有不錯的反應能力。

#### 四、線控轉向實驗平台建構與實驗方法

##### (一) 線控轉向系統平台

本研究之線控轉向系統實驗平台, 如圖 19 所示, 可分別驗證線控前輪轉向與線控後輪轉向, 本節將針對此實驗平台設備的主要功用作簡單介紹。首先為方向盤, 駕駛者主要透過方向盤來輸入轉向角度, 再經由轉角感知器將轉角訊號送至控制器。接下來為力回饋馬達及減速機構, 力回饋馬達主要就是將傳統方向盤力回饋之特性, 呈現在實驗平台上。

而控制器與驅動器, 此部分為線控轉向系統之核心, 主要是控制與接收轉向馬達的回饋及轉角感測器所送出之訊號, 並且在程式中運算, 最後送出命令至轉向馬達。線控轉向系統的轉向馬達與減速機構中, 轉向馬達是車輛轉向的動力源, 本實驗平台在轉向馬達輸出端加入了減速機構, 減速機構的比例為 10:1, 透過此裝置可降低轉向馬達之阻力。而轉向機總成, 這部分是轉向系統中不可或缺的機構, 此機構能與車輪連結, 轉向馬達需透過轉向機總成使車輪轉向。最後部分則是磁粉式煞車器, 由於在實驗平台上沒有路面所產生之負載, 所以透過控制磁粉式煞車器, 使其產生轉向時所需之阻力。

##### (二) 線控四輪轉向系統之前輪轉向控制

本研究於線控轉向系統實驗平台上, 分別位於方向盤後方以及線控轉向系統平台馬達與扭力計之間架設兩顆轉角



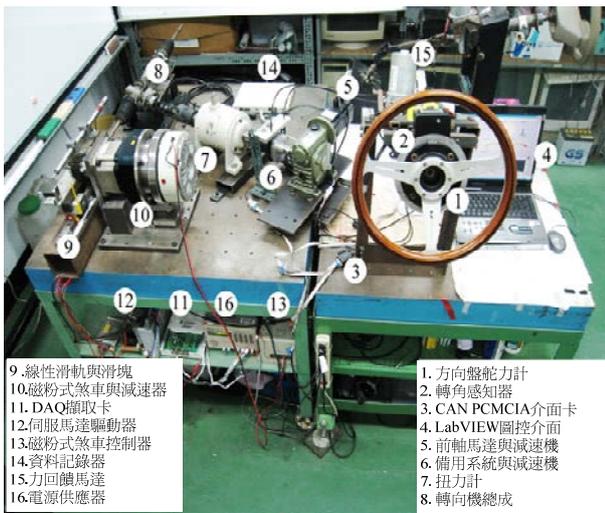


圖 19. 線控轉向系統實驗平台

感知器，將其訊號提供給 LabVIEW 圖控程式作閉迴路控制，利用上下兩顆轉角感知器的相互對應關係，達到線控轉向精準控制。經由林裕翔 [2] 中可得知實際車輛之前輪轉角對應關係。本研究利用此對應關係當作依據參考，來量測第二轉角感知器度數與方向機總成位移關係，利用此對應關係作為線控轉向系統之定位控制目標，於線控轉向實驗平台上，將方向盤正反轉 540 度量測方向盤轉角與前輪轉角對應關係，由圖 20 可知線控轉向系統實驗平台與實際車輛之前輪轉角對應關係非常近似。

### (三) 線控四輪轉向系統之後輪轉向控制

本研究以達到後輪轉向於低車速逆相位轉向與高車速同相位轉向為線控四輪轉向控制之設計目標。為了確認設計之後輪轉向系統所帶來增加車輛操控靈活性與行駛穩定性

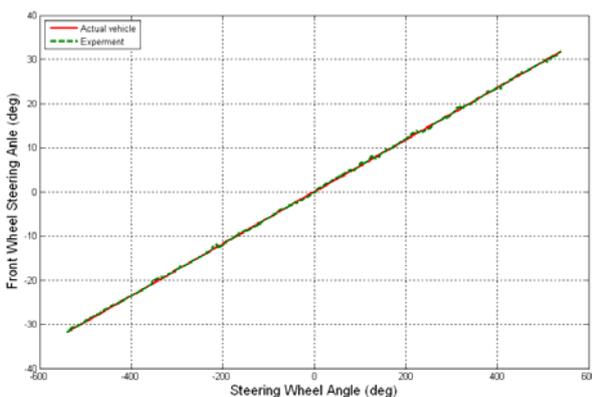


圖 20. 方向盤轉角與前輪轉角對應關係圖

的效果，將於線控轉向系統實驗平台進行低車速及高車速時，線控後輪轉向實驗，觀察線控後輪轉向系統之效益。使用 LabVIEW 圖控程式提供不同車速，讓控制器判斷車速訊，並接收 Bosch LWS3 轉角感知器訊號與線性位移計訊號提供 LabVIEW 圖控程式作閉迴路控制，供應後輪轉角的補償量，實現線控後輪轉向控制。

本研究線控四輪轉向系統之後輪轉向的相位參照雷諾車廠電子式四輪轉向系統 [5]，以車速 0~60 km/h 時為逆相位轉向，並且在前輪轉角到達 12 度時，後輪轉角即為最大角度 3.5 度；車速 60 km/h 附近時為中立狀態，等於 2 WS；車速 60 km/h 以上時為同相位轉向，而最大後輪轉向角為正、負 3.5 度。於實驗平台量測實驗結果與馬自達電子式四輪轉向系統的方向盤轉角對應後輪轉角作驗證。當車速 50 km/h 時後輪逆相位轉向，如圖 21 所示；而當車速 80 km/h 時後輪同相位轉向，如圖 22 所示。由實驗結果可以發現本研究達到線控後輪轉向於低車速逆相位轉向與高車速同相位轉向控制之設計目標。

### (四) 線控四輪轉向系統之備用系統測試

本研究所建構之備用為鋼索結構，所以鋼索的抗拉性非常重要，經由吳承諭 [1] 所量測到的扭力值換算下來，其所需之拉力為 21 kgf，而本研究為保險起見，將拉力提高至 40 kgf，如鋼索之拉力可承受拉力 40 kgf，則達到本研究所要求之拉力值。拉力試驗曲線圖，如圖 23 所示。

本研究已實現線控轉向之備用系統於實驗平台，本小節將會參考吳承諭 [1] 中之扭力值，來進行測試，其測試分成兩種，第一種為行進間之扭力值測試，第二種為引擎靜止時之扭力值測試。

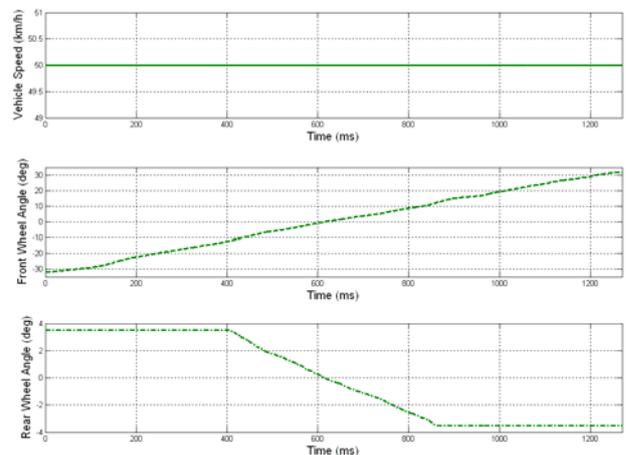


圖 21. 車速 50 km/h 時後輪逆相位轉向



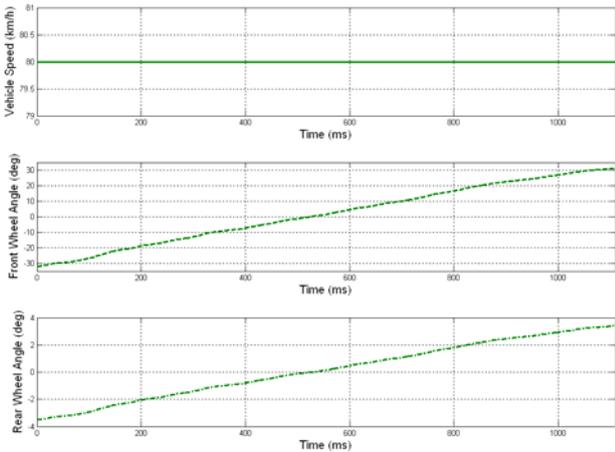


圖 22. 車速 80 km/h 時後輪同相位轉向

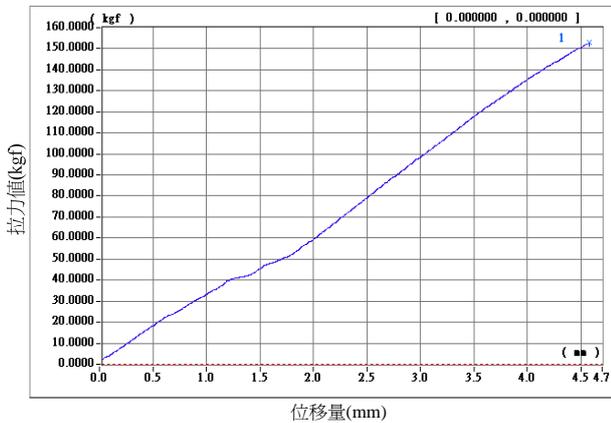


圖 23. 拉力試驗曲線圖

第一種測試為行進間測試，此種測試是當駕駛者在線控轉向系統失效時，備用系統是否可以替代線控轉向系統，繼續使車輛進行轉向動作，其行進間扭力值為 25 N·m，並於平台量測之扭力值，如圖 24 所示。

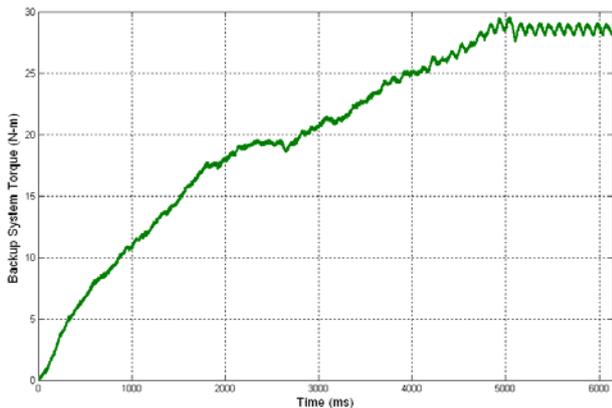


圖 24. 備用系統扭力量測值 (需超過 25 N·m)

本研究除了行進間扭力值測試外，並進一步測試當引擎為靜止時，此備用系統是否依然可以驅使轉向輪轉向，而此時之轉向系統狀態等同於無動力轉向系統。扭力值為參考吳承諭 [1] 中之原地轉向扭力值，其原地轉向扭力值為 38 N·m，如圖 25 所示。

### 五、結論

線控四輪轉向系統由於是透過轉角感知器的回饋以及車輛穩定控制器去驅動前後轉向馬達以完成四輪轉向，使車輛達到行駛穩定。對於線控四輪轉向系統之車輛穩定操控方面得到以下之結論：

1. 依車輛動態模擬分析的基礎並加上模糊控制器，建立出模糊控制器之線控四輪轉向穩定操控系統，利用模糊控制法則在非線性控制上的優勢，並與車輛模型與 CarSim 做結合，進而使車輛之重心側滑角  $\beta$  與橫擺率  $\gamma$  降低。最後透過三種路面的模擬測試，可驗證本研究所設計之模糊控制器車輛穩定操控可以有效地降低車輛之重心側滑角  $\beta$  及車輛橫擺率  $\gamma$ 。
2. 線用分散式架構以及 CAN Bus 通訊協定技術去建構線控轉向系統實驗平台，並且利用磁粉式煞車加上減速機當作負載系統，可模擬出實車轉向時所需的扭力值。並且利用轉角感知器提供轉角訊號給 LabVIEW 圖控程式處理，並將訊號送出驅使伺服馬達做轉向動作，並利用轉角感知器內部的轉角轉速功能提供方向盤轉動響應快慢之改變，達到低車速轉向靈敏，高車速操控穩定的功能。
3. 線控四輪轉向控制實現於目前建構的線控轉向系統實驗平台，可分別驗證線控前輪轉向與線控後輪轉向，並且

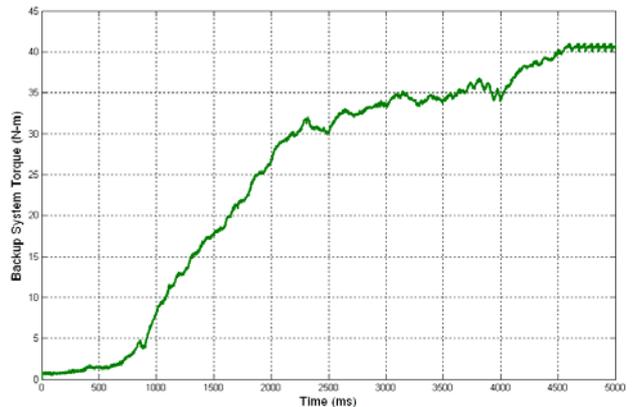


圖 25. 備用系統扭力量測值 (需超過 38 N·m)



利用第二顆轉角感知器做閉迴路控制，可依據車速判斷，達成後輪低車速逆相位轉向及高車速同相位轉向之控制目標。並於線控轉向實驗平台上建構備用系統，係利用鋼索傳遞動力，並以上下兩滾輪機構所建構而成，而此備用系統是跟著線控轉向系統一起作動，所以可充當方向盤定位機構，在車輛熄火後，不會因為駕駛者轉動方向盤而造成方向盤與轉向機總成無回正情形發生，同時可以改善線控轉向系統故障後之問題。

### 參考文獻

1. 吳承諭 (民 97)，車輛具有線控轉向系統之四輪轉向研究與發展，私立大葉大學車輛工程研究所碩士論文。
2. 林裕翔 (民 98)，線控四輪轉向系統之車輛穩定控制研究，私立大葉大學車輛工程研究所碩士論文。
3. 張竣凱 (民 95)，線控轉向系統動態分析之研究，私立大葉大學車輛工程研究所碩士論文。
4. Li, Q., G. Shi, Y. Lin and J. Wei (2010) Yaw rate control of active front steering based on fuzzy-logic controller. 2010 Second International Workshop on Education Technology and Computer Science (ETCS), Wuhan, Hubei, China.
5. Ozler, L. (2008) *Renault Laguna GT: Intense Pleasure and Absolute Efficacy*, March 25, 2008, Retrieved from <http://www.dexiger.com/news/14121>
6. Rivers, R. W. (2006) *Evidence in Traffic Crash Investigation and Reconstruction*, Charles C Thomas Publisher Ltd., Springfield, IL.
7. Wong, J. Y. (2001) *Theory of Ground Vehicles*, 3rd ed., John Wiley & Sons, New York, NY.
8. You, S. S. and S. K. Jeong (2002) Controller design and analysis for automatic steering of passenger cars. *IEEE, Mechatronics*, 12, 427-446.

收件：99.10.10 修正：99.11.15 接受：99.12.01

