

後置電池電動車轉向精準度模擬分析與改善研究

許新村、黃朝琴、吳建勳

財團法人車輛研究測試中心 工程分析中心

Email: hthsu@artc.org.tw

摘要

本研究探討傳統引擎車在將動力系統替換成後置電池式馬達動力系統後，重量與重心變動對於車輛轉向精準度(steering precision)變化之影響，並且利用半車之K&C(Kinematics & Compliance)分析進行前後半車的基本特性改善，進而達到提升車輛之轉向精準度之目的，在分析過程中以步階轉向分析工況(step steer event)求取整車之轉向精準度，本研究最終透過HyperWorks/MotionSolve軟體的分析，更改前懸架的方向機齒條高度與後懸架葉片彈簧的前彈簧眼與後吊耳位置，達到改變前後半車之側傾轉向(roll steer)的特性，使得整車之轉向精準度獲得良好的改善。

關鍵字：電動車、電池、轉向精準度

1. 前言

近年來，隨著油價的高漲與環保意識的抬頭，各國政府與車廠皆致力於電動車輛的開發，而開發全新的電動車並非一件容易的事情，因此最快的方式即是以現有的引擎車輛進行動力系統的替換，將引擎替換為馬達，油箱替換為電池，再加上些微相關控制系統的修改便可以達到完成一部電動車之目的，然而在現階段之電池技術尚未相當成熟下，往往需要安裝大量的電池才能達到電動車輛使用的效益，如此即造成車輛的重量與分佈明顯的改變，而這些改變往往會造成車輛動態性能的明顯變化，可能使得車輛的可預測性和安全性大為下降，駕駛若無法精確的掌握車輛的行駛路徑，過度疲於修正車輛行駛路線，不但會提高操控車輛的困難度，其生命安全也會因此而受到威脅，因此，車輛之操控性能研究改善一直是一個相當受到重視的課題。參考文獻[1]即在於探討當引擎車改成電動車後，其重量增加與重心後移對於整車操控性能之影響，其結果顯示轉向不足梯度(understeer gradient)與側傾增益(roll gradient)都明顯變差，並且嘗試改變車輛參數去調整車輛之動態性能。另外參考文獻[2]也藉由最佳化分析軟體 Hyperstudy 調整車輛之底盤參數並進行多目標函數之最佳化分析修正電動車動態響應特性。本研究將以步階轉向模擬分析探討引擎車輛改變為電動車後，重心後移對車輛轉向精準度的影響，所謂的轉向精準度是指當駕駛者給定方向盤角度輸入之後，車輛可以正確的循著駕駛者希望的路徑

前進的能力。本研究藉由半車 K&C 分析確認懸架之基本特性後，嘗試以前後懸架硬點位置的改變達到改善整車轉向精準度之目的。

2. 模擬工況與評估指標

本研究採用步階轉向分析 (step steer analysis) 模擬工況，來評估車輛於操控過程中因為機構幾何變化所造成之轉向不準確性，與一般標準之步階轉向的差異在於將方向盤輸入時間拉長為0.75秒，得到近乎無overshoot之側向加速度，以確保慣性效應被排除。另用以評估此能力的指標為方向盤轉角修正值 δ (SWA correction)，當方向盤轉角修正值越小，代表車輛越能遵循著駕駛者想要的路徑前進，因此有越好的轉向精準度，其計算公式如下：

$$\delta = \frac{Y_p - Y_{SS}}{Y_{Gain}} \times 100 \quad (1)$$

$$Y_{Gain} = \frac{Y_{SS}}{\theta_{SS}} \times 100 \quad (2)$$

其中

δ ：方向盤轉角修正值(deg)

Y_p ：橫擺角速度之峰值(deg/sec)

Y_{SS} ：橫擺角速度之穩態值(deg/sec)

Y_{Gain} ：橫擺角速度之增益(deg/sec/100deg of SWA)

θ_{SS} ：方向盤輸入角度之穩態值

3. 原引擎車與電動車模擬

3.1 分析模型建立

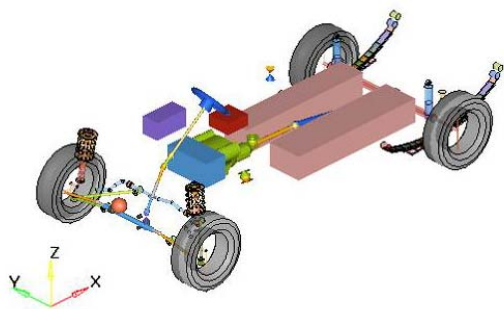
本研究所使用之車輛為前懸吊採用麥花臣(Macpherson)懸架及後懸吊採用葉片彈簧懸架之引擎車，並採用商用分析軟體MotionView做為CAE模型的建立工具，針對前後懸架建立前後半車之分析模型，再連接前後半車模型搭配引擎動力系統與輪胎模型建立起引擎車的整車分析模型，如圖一所示。另外在電動車整車模型的建立部分，只要將引擎系統替換成電動馬達搭配後置式電池模組即可完成，如圖二所示。兩台車之基本懸架參數是相同的，如表二所示，

其主要的差異在於整車重量與重量分佈的改變，當動力系統由引擎系統替換成電動馬達系統時，總重將增加179kg，其中前軸負荷增加55kg而後軸負荷增加124kg，因此整車的重心將會往後移56mm，但是因為電池模組是放在車廂底板的下方，因此整車重心將會下移38mm，如此之差異將會造成車輛動態性能的改變。

轉向精準度的評估分析所採用的步階轉向分析條件如表一所示，車輛以100km/h等速行駛，在0.75秒內將方向盤轉至固定的角度，此轉角可使車輛產生穩態0.3g之側向加速度，並且以MotionSolve進行分析的求解工作，求取方向盤轉角、側向加速度、橫擺角速度隨時間變化等資料，並依照公式(1)即可以取得方向盤轉角修正值 δ ，藉以判定整車轉向精準度的優劣。



圖一 引擎車之整車模型



圖二 電動車之整車模型

表一 步階轉向分析之車輛輸入參數

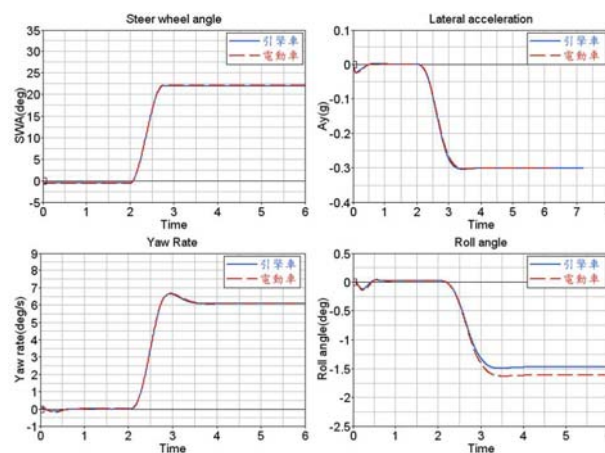
項目	輸入參數
車速(km/h)	100
方向盤開始轉動時間(sec)	2
方向盤結束轉動時間(sec)	2.75
最大之方向盤轉角	使側向加速度之穩態值達0.3g之轉角

表二 引擎車與電動車的車輛參數

項目	引擎車	電動車
軸距(mm)	2610	
前輪距(mm)	1388	
後輪距(mm)	1378	
前彈簧 K 值(N/mm)	27.4	
後彈簧 K 值(N/mm)	48	
總重增加(kg)	-	179
前軸增加(kg)	-	55
後軸增加(kg)	-	124
前軸重比例(%)	47	45
後軸重比例(%)	53	55
重心高(mm)	711	673
重心距前軸距離(mm)	1375	1431

3.2 原況分析結果

圖三為引擎車與電動車之原況分析結果的方向盤轉角(Steer wheel angle)、側向加速度(Lateral acceleration)、橫擺角速度(Yaw rate)與側傾角(Roll angle)隨時間變化歷程，兩者之結果比較整理如表三所示，從結果比較可以得知，電動車需要較大的方向盤轉角才能達到0.3g的穩態側向加速度，而且會產生明顯增大的側傾角，此外，從與方向盤轉向控制較相關的橫擺角速度比較可以發現，電動車的橫擺角速度峰值會些微上升，而橫擺角速度的增益卻是下降的，橫擺角速度的增益是根據公式(2)求得，如此根據公式(1)的計算，電動車的方向盤轉角修正值較引擎車的方向盤轉角修正值增加了0.07度，僅些微的變差，因此可以得知，此車輛的轉向精準度將會因為動力系統的替換所造成的整車條件的改變而降低，因此將會加大駕駛者需要修正駕駛路徑的幅度。



圖三 引擎車與電動車的模擬結果歷程圖

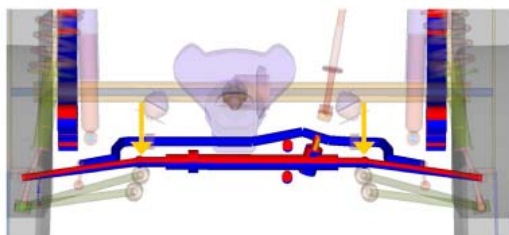
表三 引擎車與電動車的原況模擬結果比較

項目	引擎車	電動車
橫擺角速度峰值: Y_p (deg/sec)	6.64	6.66
橫擺角速度穩態值: Y_{ss} (deg/sec)	6.08	6.08
方向盤轉角: θ_{ss} (deg)	21.95	22.10
橫擺角速度增益: Y_{Gain} (deg/sec/100deg of SWA)	27.68	27.49
$Y_p - Y_{ss}$ (deg/sec)	0.56	0.58
方向盤轉角修正值: δ (deg)	2.04	2.11
側傾角穩態值(deg)	1.474	1.615

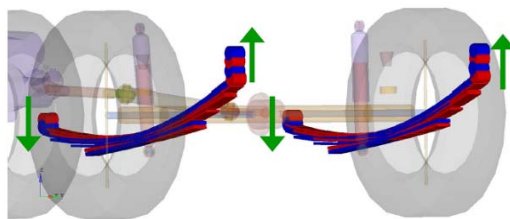
4. 電動車轉向精準度改善分析

4.1 半車模型KC分析

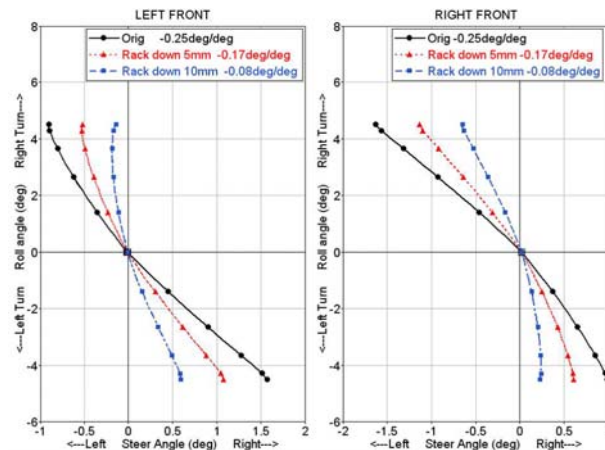
在進行轉向精準度的改善分析之前，首先進行半車模型的KC分析，藉以確認車輛的基本特性。從半車的特性分析結果可以發現，前懸架的側傾轉向(roll steer)約-0.25deg/deg，此值對前懸架而言為轉向不足，如圖六的實線所示，而後懸架的側傾轉向約-0.15deg/deg，此值對後懸架而言為轉向過度，其原因為輪胎的內束與外展在前輪與後輪對車輛的轉向幫助是不同所造成，如圖七的實線所示，推判兩者的搭配關係到轉向精準度的表現，因此接續探討前後懸架的側傾轉向改變對改善電動車輛的轉向精準度的影響。本研究採用將轉向機齒條高度下移的方式改變前懸架的側傾轉向，如圖四所示，紅色為原方向機齒條位置，藍色為改變後位置。從圖六的結果可以看到，當方向機下移5mm時，側傾轉向變成-0.17deg/deg，而下移到10mm時側傾轉向變成-0.08deg/deg，相較於原車之-0.25deg/deg改變過大，因此採用下移5mm的方式進行轉向精準度的探討。另外由於電動車的側傾角明顯變大，因此亦嘗試增加防傾桿的剛性，探討其對於轉向精準度的影響。在後懸架的部份，則在不改變後軸軸心位置設定下，分別將前彈簧眼(front eye)下移與後吊耳(shackle)上移，透過改變後懸架的側視擺動臂(side view swing arm)之幾何位置以改變側傾轉向特性，如圖五所示，紅色為原葉片彈簧位置，藍色為改變後位置。從圖七的結果可以看到，當前彈簧眼下移25mm且後吊耳上移25mm時，則側傾轉向變為-0.11deg/deg，而前彈簧眼與後吊耳移動35mm時，則側傾轉向僅變為-0.10deg/deg，因此採用移動25mm的方式進行轉向精準度的探討。



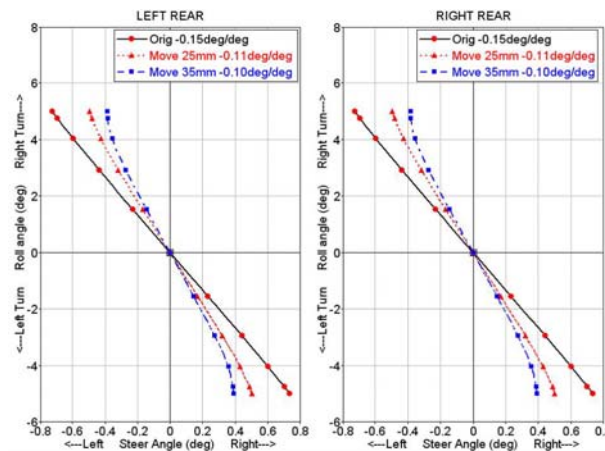
圖四 轉向機齒條下降示意圖



圖五 後葉片彈簧改變示意圖



圖六 前懸架之側傾轉向特性曲線圖

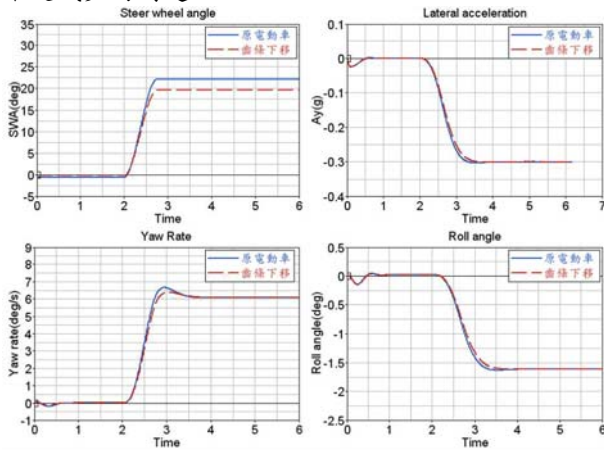


圖七 後懸架之側傾轉向特性曲線圖

4.2 前懸架之方向機齒條下移影響

圖八為將前懸架之方向機齒條下移5mm後與電動車原況的方向盤轉角(Steer wheel angle)、側向加速度(Lateral acceleration)、橫擺角速度(Yaw rate)與側傾角(Roll angle)隨時間變化歷程比較，兩者之結果比較整理如表四所示。從結果比較可以得知，修改後的電動車只需較小的方向盤轉角就能達到0.3g的穩態側向加速度，有轉向不足減少的現象，並造成側傾角有些微變小。此外，從與方向盤轉向控制較相關的橫擺角速度比較可以發現，修改後之電動車的橫擺角速度峰值會明顯下降，而橫擺角速度的增益卻是明顯上升，如此根據公式(1)的計算，修改後之電動車的方向

盤轉角修正值較原電動車的方向盤轉角修正值減少了1.1度，可以得知，方向機齒條的下移可以明顯改善此車輛的轉向精準度，而對於降低側傾角只有輕微的幫助，然而前懸架側傾轉向的減少卻又使得轉向不足減少，因此需要再搭配其他修改來進一步改善轉向不足減少的問題。



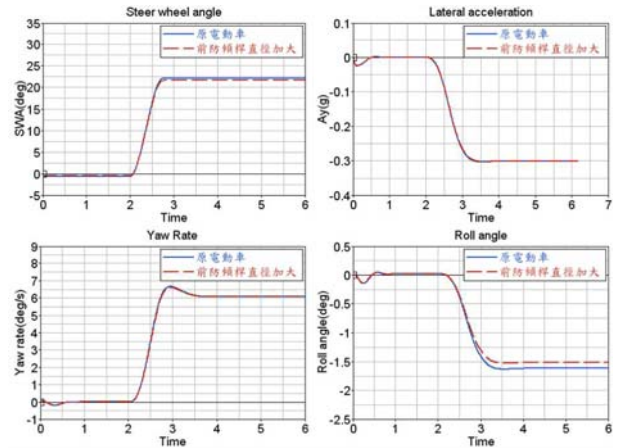
圖八 原電動車與齒條下降模擬結果歷程比較圖

表四 齒條下降與原電動車之模擬結果比較

項目	電動車	修改後
橫擺角速度峰值: Y_p (deg/sec)	6.66	6.39
橫擺角速度穩態值: Y_{SS} (deg/sec)	6.08	6.07
方向盤轉角: θ_{SS} (deg)	22.10	19.57
橫擺角速度增益: Y_{Gain} (deg/sec/100deg of SWA)	27.49	31.03
$Y_p - Y_{SS}$ (deg/sec)	0.58	0.31
方向盤轉角修正值: δ (deg)	2.11	1.01
側傾角穩態值(deg)	1.615	1.609

4.3 前防傾桿剛性增加影響

圖九為將前懸架之防傾桿直徑增加2mm後電動車原況的方向盤轉角(Steer wheel angle)、側向加速度(Lateral acceleration)、橫擺角速度(Yaw rate)與側傾角(Roll angle)隨時間變化歷程比較，兩者之結果比較整理如表五所示。從結果比較可以得知，修改後的電動車需較大的方向盤轉角才能達到0.3g的穩態側向加速度，導致增加轉向不足，且側傾角也會些微變小，此外，從與方向盤轉向控制較相關的橫擺角速度比較可以發現，修改後之電動車的橫擺角速度峰值會些微下降，而橫擺角速度的增益也會些微的上升，根據公式(1)的計算，修改後之電動車的方向盤轉角修正值較原電動車的方向盤轉角修正值減少了0.25度，因此可以得知，前防傾桿的剛性增加僅些微改善此車輛的轉向精準度，但卻可以大為提升防側傾能力。



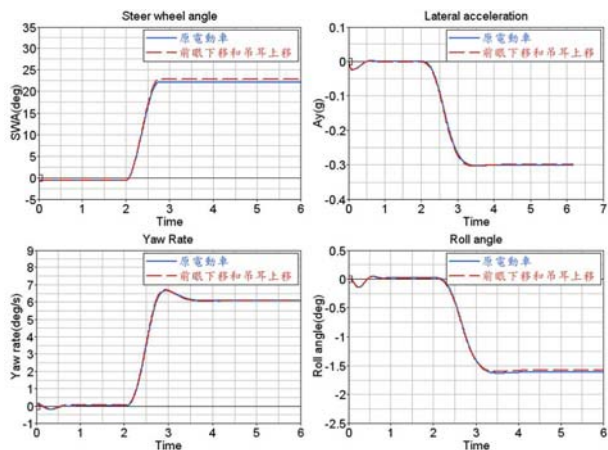
圖九 原電動車與前防傾桿加大模擬結果歷程比較圖

表五 前防傾桿加大與原電動車之模擬結果比較

項目	電動車	修改後
橫擺角速度峰值: Y_p (deg/sec)	6.66	6.60
橫擺角速度穩態值: Y_{SS} (deg/sec)	6.08	6.08
方向盤轉角: θ_{SS} (deg)	22.10	21.60
橫擺角速度增益: Y_{Gain} (deg/sec/100deg of SWA)	27.49	28.13
$Y_p - Y_{SS}$ (deg/sec)	0.58	0.52
方向盤轉角修正值: δ (deg)	2.11	1.86
側傾角穩態值(deg)	1.615	1.513

4.4 後懸架之前彈簧眼與後吊耳移動影響

圖十為將後懸架之前彈簧眼下移25mm與後吊耳上移25mm後電動車原況的方向盤轉角(Steer wheel angle)、側向加速度(Lateral acceleration)、橫擺角速度(Yaw rate)與側傾角(Roll angle)隨時間變化歷程比較，兩者之結果比較整理如表六所示。從結果比較可以得知，修改後的電動車需較大的方向盤轉角才能達到0.3g的穩態側向加速度，導致增加轉向不足，且側傾角也會些微變小，此外，從與方向盤轉向控制較相關的橫擺角速度比較可以發現，修改後之電動車的橫擺角速度峰值會些微上升，而橫擺角速度的增益卻是些微下降的，如此根據公式(1)的計算，修改後之電動車的方向盤轉角修正值較原電動車的方向盤轉角修正值增加了0.23度，因此可以得知，將後懸架之前彈簧眼下移25mm與後吊耳上移25mm後並不能改善轉向精準度，然而後懸架之側傾轉向過度的減少卻又增加車輛的轉向不足特性。



圖十 原電動車與前彈簧眼和後吊耳同時移動模擬結果歷程比較圖

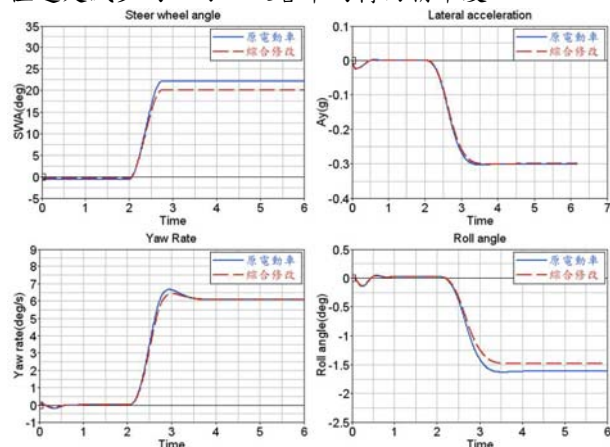
表六 前彈簧眼和後吊耳移動與原電動車之模擬結果比較

項目	電動車	修改後
橫擺角速度峰值: Y_p (deg/sec)	6.66	6.69
橫擺角速度穩態值: Y_{ss} (deg/sec)	6.08	6.07
方向盤轉角: θ_{ss} (deg)	22.10	22.85
橫擺角速度增益: Y_{Gain} (deg/sec/100deg of SWA)	27.49	26.56
$Y_p - Y_{ss}$ (deg/sec)	0.58	0.62
方向盤轉角修正值: δ (deg)	2.11	2.34
側傾角穩態值(deg)	1.615	1.584

4.5 綜合影響

圖十一為綜合4.2~4.4節之三項修改後電動車原況的方向盤轉角(Steer wheel angle)、側向加速度(Lateral acceleration)、橫擺角速度(Yaw rate)與側傾角(Roll angle)隨時間變化歷程比較,兩者之結果比較整理如表七所示。從結果比較可以得知,綜合修改後的電動車只需較小的方向盤轉角就能達到0.3g的穩態側向加速度,導致減少轉向不足,其結果為來自前三項修改的綜合效果,因為齒條下降所產生的轉向不足減少比前彈簧眼下移與後吊耳上移所產生的轉向不足增加大的多,因此整體而言轉向不足還是減少的。而前三項對側傾角的貢獻都是使其變小的,因此綜合修改後可以達到最大的側傾角降幅,而其最大的貢獻為來自防傾桿的剛性增加。此外,從與方向盤轉向控制較相關的橫擺角速度比較可以發現,修改後之電動車的橫擺角速度峰值會明顯下降,而橫擺角速度的增益卻是上升的,如此根據公式(1)的計算,修改後之電動車的方向盤轉角修正值較原電動車的方向盤轉角修正值減少了0.98度,其結果為來自前三項修改的綜合效果,因為齒條下降所產生的方向盤轉角修正值減少比前彈簧眼下移與後吊耳上移所產生的方向盤轉角修正值增加大的多,因此整體而言方向盤轉角修正

值還是減少的,可以改善車的轉向精準度。



圖十一 原電動車與綜合修改模擬結果歷程比較圖

表七 綜合修改後與原電動車之模擬結果比較

項目	電動車	修改後
橫擺角速度峰值: Y_p (deg/sec)	6.66	6.41
橫擺角速度穩態值: Y_{ss} (deg/sec)	6.08	6.07
方向盤轉角: θ_{ss} (deg)	22.10	20.04
橫擺角速度增益: Y_{Gain} (deg/sec/100deg of SWA)	27.49	30.30
$Y_p - Y_{ss}$ (deg/sec)	0.58	0.34
方向盤轉角修正值: δ (deg)	2.11	1.13
側傾角穩態值(deg)	1.615	1.481

5. 結論

本研究採用商用軟體MotionSolve對引擎車模型與其改為電動車之後的模型進行轉向精準度的分析與比較,從分析結果發現轉向精準度將會因為動力系統的替換所造成的重量增加與重心的向後且向下移而降低。另外,從修改參數的探討可以得知,方向機齒條位置的下降對於轉向精準度具有良好的改善效果,但是卻會造成轉向不足特性的減少。前防傾桿剛性的增加對於轉向精準度只有些微的影響,但是卻可以大幅減小穩態側傾角。後懸架之葉片彈簧的前彈簧眼下移與後吊耳的上移對於轉向精準度並無改善效果,但是卻可以有效的增加轉向不足特性,因此最終驗證了藉由前後懸架的側傾轉向的搭配調整,可以達到改善轉向精準度的目的。

6. 參考文獻

- 江承舜, 後置電池式電動車動態性能模擬分析與評估, 中國機械工程學會第二十七屆全國學術研討會論文集, 動力與控制組, BB01-003, 台北, 台灣, 2010。
- Hsin-Tsun Hsu, Christopher Coker and Hubert Huang, "Optimization of an Electric Vehicle Suspension System Using CAE" The 25th World

Battery, Hybrid and Fuel Cell Electric Vehicle Symposium and Exhibition, Vehicles & Transportation system session, topic 31, 2010.

3. Thomas D. Gillespie 著，林筱增譯，車輛運動力學，科技圖書，2008。
4. Altair，"Motionview 10.0 User's Guide," Altair Engineering, Inc., 2010。

Analysis and Improvement of an Electric Vehicle Steering Precision

Hsin-Tsun Hsu, Hubert Huang and Jason Wu
CAE center, Automotive Research & Testing Center

Email: hthsu@artc.org.tw

Abstract

In this paper the steering precision of an electric vehicle (EV) has been investigated. The vehicle suspension system was built using multi-body dynamics (MBD) software, Altair MotionView/MotionSolve. Using the model, the steering precision of a target vehicle with gasoline engine and an electric vehicle with motor and batteries were simulated. The kinematic simulation of the suspension system was also carried out to analyze their roll steer characteristics. This paper mainly focuses on the steering precision characteristic of the vehicle in step steer analysis. By changing the hard point of the suspension, the steering precision of the electric vehicle was improved finally.

Keywords: electric vehicle, battery, steering precision