

〈논 문〉 SAE NO. 97370068

전기구동 특수차량의 제동 조향 성능 해석

Brake Steering Analysis of Electric-driven Special-purpose Vehicles

박 전 선*, 김 준 영**, 허 건 수***, 장 경 영***, 오 재 응****
K. S. Park, J. Y. Kim, K. S. Huh, K. Y. Jhang, J. E. Oh

ABSTRACT

In this paper, brake steering performance of electric-driven special-purpose vehicles is investigated. A 14 DOF model is developed considering nonlinear characteristics of the suspension and tire. Based on the model, cornering performance is analyzed for brake steering, acceleration steering and pivoting, respectively. Simulation results are obtained based on the developed SIMULINK module. This analysis about the non steady-state cornering performance is particularly important for armored vehicles because the projected route of the vehicle at emergency should be predicted with accuracy.

주요기술용어 : Electric-driven(전기구동), Brake Steering(제동조향), Non Steady State(비정상상태), Pivoting(피보팅), Module(모듈)

1. 서 론

특수한 환경에서 사용되는 차량은 구동성, 조향성 및 안정성이 요구되며 이러한 성능을 만족시키기 위한 장치나 기술이 현재 급속한 발전을 이루고 있다. 그중에서 4WD(Four Wheel Drive) 방식은 전륜과 후륜에 동력을 공급하는

방식으로 미끄러운 노면이나 이면 도로에서 구동성, 주행 안정성, 제동성을 향상시키며, 4WS(Four Wheel Steering)방식은 자동차 선회시 무게중심의 횡미끄럼각(Side Slip Angle)을 최소로 하기 위해 전륜과 후륜을 동시에 조향할 수 있는 방식으로 고속주행시 차선 변경과 선회에 대한 안정성을 높이고, 저속시의 선회나 주차시 회전 반경을 감소시킴으로써 조향성능을 향상시킨다.

본 연구에서 고려하는 특수차량은 군용으로 사용하는 전술차량으로서 구조는 동력원인 전기구동 모터가 4개의 축에 직접 연결되어 동력

* 기아자동차

** 정회원, 한양대 대학원

*** 정회원, 한양대 정밀기계공학과

**** 정회원, 한양대 자동차공학과

을 공급하며 각 바퀴에 조향모터가 있어 독립적으로 조향할 수 있다. 현가 장치는 안정성과 조종성이 우수한 독립 현가식을 사용하였으며, 피보팅(Pivoting)과 같은 특수한 거동을 수행할 수 있도록 특수한 조향 시스템과 현가 시스템을 갖추고 있다.

본 논문에서는 소형 승용차에 비해 축간 거리가 길며 회전 관성 모멘트도 큰 전기구동 특수차량의 조향 성능을 해석하는데 그 목적을 두고 있으며 특히, 차량의 선회시에 감속과 가속을 고려한 비정상상태의 해석을 하고자 한다. 이를 위하여 스프링 질량의 6자유도, 언스프링 질량의 4자유도, 바퀴의 4자유도를 고려한 14자유도의 차량 모델을 유도하고 적절한 변수값들을 대입한 다음 SIMULINK를 사용하여 시뮬레이션을 수행하였다. 또한 일반 승용차량에서는 실현하기 힘든 피보팅(Pivoting) 기능 즉, 차량의 한축을 기준으로 선회하는 기능에 대해 기구학적 고찰과 가능성을 검토해 보고자 한다.

본 논문의 구성은 2절에서 본 연구와 관련된 연구동향을 분석하였고, 3절에서는 본 연구에서 사용된 차량 모델을 제시하고 있다. 4절에서는 제시된 차량 모델을 Simulation tool로 구축하여 다양한 조건에서의 조향 성능을 해석하였고, 마지막 5절에서 결론을 맺고자 한다.

2. 연구 배경

4WD/4WS 차량 시뮬레이션에 관한 국외의 연구 동향으로 Allen 등¹⁾은 단순한 선형 모델과 타이어와 롤링 운동을 고려한 비선형 모델을 제시하고 컴퓨터를 이용한 효과적인 동역학 해석을 위한 수치해석 과정을 제시하였고, Starkey 등²⁾은 차수가 다른 3개의 모델을 이용하여 높은 횡가속도에서는 낮은 차수의 모델이 차량의 응답을 정확히 나타내지 못한다는 것을 보여주었다. 그리고 Jindra³⁾는 3차원 차량 모델과 하이브리드 컴퓨터 시뮬레이션 방법을 주행역학 해석에 적용하였으며, Nalecz 등⁴⁾은 현가장치와 조향장치의 운동학을 고려한 모델을 이용

하여 롤스티어(Roll steer)같은 3차원 운동이 횡방향 하중이동(Lateral weight transfer)에 영향을 주어서 차량의 조향 성능과 안정성에 영향을 미치는 것을 보여주었다. Higasa 등⁷⁾은 전기구동 승용차에 특수한 조향 시스템과 현가 시스템을 장착하여 Point rotation과 Lateral drives와 같은 거동을 위한 컨트롤 유닛(Control unit)을 개발하였다.

한편 국내의 연구동향을 살펴보면, 심정수 등⁸⁾은 여러 가지 4륜조향 알고리즘을 비교 분석하였으며 장진회 등⁹⁾은 실제에 가까운 차량 모델을 유도하고 후륜을 조향하는데 외란에 강인하도록 요우인속도에 비중을 주는 알고리즘을 구성하였다. 강주석 등¹⁰⁾은 17자유도의 차량 모델을 이용해서 선회중 제동을 걸었을 때 차량의 동특성을 해석하였으며 파라미터의 변화의 영향을 알아보기 위한 감도방정식을 유도하여 주요 파라미터에 대한 감도해석을 수행하였다.

본 논문의 저자들은 기 발표된 연구¹¹⁾에서 특수차량을 3자유도로 차량 동역학적 모델링을 한 다음 미세 조향각에 의한 조향 성능 특성에 대하여 발표하였으며, 본 연구에서는 보다 상세한 차량 모델을 유도하여 비정상상태의 조향 특성을 해석하고자 한다.

3. 차량동역학 모델링

본 논문에서 고려하는 차량은 Fig.1과 같이 한 개의 스프링 질량, 두 개의 전륜 언스프링 질량과 두 개의 후륜 언스프링 질량으로 구성된 5개의 강체로 이루어졌으며 전, 후륜 모두 독립 현가장치를 사용하였다. 차량의 자유도는 스프링 질량의 병진운동과 회전운동인 6자유도, 언스프링 질량의 수직운동인 4자유도 그리고 바퀴의 회전운동을 나타내는 4자유도로 총 14자유도로 표현할 수 있다. 운동방정식은 스프링, 언스프링 질량의 운동, 차륜의 회전운동 및 타이어 모델로 나누어 나타내었다.

3.1 스프링, 언스프링 질량의 운동방정식

3차원에서 차량의 운동은 뉴턴과 오일러의 운동방정식에 의해 나타낼 수 있으며 차량의

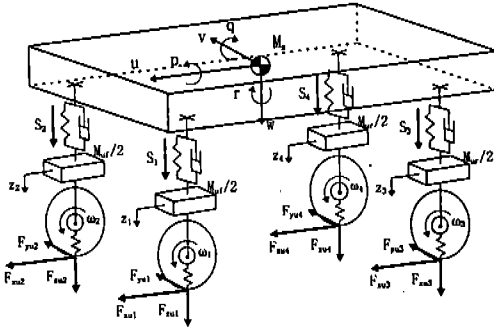


Fig.1 차량 모델

운동시 스프링 질량과 언스프링 질량이 서로 연계(Coupled)되어서 외력과 평형을 이루고 있다. 여기서 외력은 타이어에서 발생하는 힘과 스프링, 언스프링 질량의 중력이동, 현가장치의 반력 등이며 미세한 값들에 의한 영향을 무시하고 유도된 스프링 질량의 운동방정식은 다음과 같다.

$$M\dot{u} + \gamma_2 \dot{q} = M(vr - wq - g\theta) + \sum_{i=1}^4 F_{xui} - D \cos \beta \quad (1)$$

$$M\dot{v} + \gamma_2 \dot{p} + \gamma_1 \dot{r} = M(wp - ur - g\phi) + \sum_{i=1}^4 F_{yui} - D \sin \beta \quad (2)$$

$$M_s \dot{w} = M_s(uq - vp + g) - \sum_{i=1}^4 S_i \quad (3)$$

$$-\gamma_2 \dot{v} + (I_x + I_x') \dot{p} - (I_{xz} + I_{xz}') \dot{r} = \gamma_2(vr - wq - g\phi) + N_{\phi u} \quad (4)$$

$$\gamma_2 \dot{u} + (I_y + I_y') \dot{q} = \gamma_2(vr - wq - g\theta) + N_{\theta u} \quad (5)$$

$$\gamma_1 \dot{v} - (I_{xz} + I_{xz}') \dot{p} - I_{yz}' \dot{q} + (I_z + I_z') \dot{r} = \gamma_1(wp - ur + g\phi) + N_{\psi u} \quad (6)$$

여기에서 u, v, w, p, q, r은 Fig.1에서와 같이 스프링 질량의 운동속도를 각각 나타내고 ϕ, θ, ψ 는 롤, 피치 및 요우잉각을 나타낸다.

D는 공기항력이며 β 는 횡미끄럼각이다. $F_{xui}, F_{yui}, F_{zui}$ 는 각 i축 언스프링 질량에서 발생하는 힘을 타내며 S_i 는 현가장치에 의해 발생하는 힘이다. 그리고 $N_{\phi u}, N_{\theta u}, N_{\psi u}$ 는 타이어 및 현가장치에서 발생하는 힘에 의하여 스프링 질량의 x, y, z축에 작용하는 모멘트이다. 언스프링 질량의 운동 방정식은

$$\begin{aligned} & \frac{M_{uf}}{2} \dot{w} - M_{uf} \frac{T_f}{4} \dot{p} - M_{uf} \frac{l_f}{2} \dot{q} + \frac{M_{uf}}{2} \ddot{z}_1 \\ & = \frac{M_{uf}}{2} (uq - vp + g) + F_{xul} + S_1 \\ & + F_{yul} \tan\left(\frac{2h_{rf}}{T_f}\right) \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} & \frac{M_{uf}}{2} \dot{w} + M_{uf} \frac{T_f}{4} \dot{p} - M_{uf} \frac{l_f}{2} \dot{q} + \frac{M_{uf}}{2} \ddot{z}_2 \\ & = \frac{M_{uf}}{2} (uq - vp + g) + F_{xul} + S_2 \\ & + F_{yul} \tan\left(\frac{2h_{rf}}{T_f}\right) \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} & \frac{M_{ur}}{2} \dot{w} - M_{ur} \frac{T_r}{4} \dot{p} + M_{ur} \frac{l_r}{2} \dot{q} + \frac{M_{ur}}{2} \ddot{z}_3 \\ & = \frac{M_{ur}}{2} (uq - vp + g) + F_{xur} + S_3 \\ & + F_{yur} \tan\left(\frac{2h_{rr}}{T_r}\right) \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} & \frac{M_{ur}}{2} \dot{w} + M_{ur} \frac{T_r}{4} \dot{p} + M_{ur} \frac{l_r}{2} \dot{q} + \frac{M_{ur}}{2} \ddot{z}_4 \\ & = \frac{M_{ur}}{2} (uq - vp + g) + F_{xur} + S_4 \\ & + F_{yur} \tan\left(\frac{2h_{rr}}{T_r}\right) \end{aligned} \quad (10)$$

으로 표현되며, 여기에서

$$M = M_s + M_{uf} + M_{ur}$$

$$I_x' = M_{uf} Z_f^2 + M_{ur} Z_r^2$$

$$I_y' = I_x'$$

$$I'_z = M_{uf}[l_f^2 + (T_f/2)^2] + M_{ur}[l_r^2 + (T_r/2)^2] \quad (11)$$

$$I'_{xz} = M_{uf}l_f Z_f - M_{ur}l_r Z_r$$

$$\gamma_1 = M_{uf}l_f - M_{ur}l_r$$

$$\gamma_2 = M_{uf}Z_f + M_{ur}Z_r$$

을 나타낸다. M_{uf} , M_{ur} 은 전륜과 후륜 언스프링 질량을 각각 의미하고 z_i 는 언스프링 질량의 수직운동을 나타내며 l_i , l_r 는 스프링 질량의 무게 중심에서 앞 뒤 차축까지의 거리이다. T_i , T_r 은 앞 뒤 차축의 윤거(Tread)이며 Z_i , Z_r 은 스프링 질량의 무게 중심에서 언스프링 질량의 무게 중심까지 수직 거리를 나타내며 h_{rf} , h_{rr} 은 전, 후륜에서 노면에서 물축까지의 거리를 나타낸다.

3.2 차륜의 회전운동

차량이 감, 가속될때 차륜에는 Fig.2와 같이 제동 토크 또는 구동 토크가 걸리게 되며 유도된 운동방정식은 다음과 같다.

$$\dot{\omega} = \frac{1}{I_\omega} (T_m - hF_c - T_b) \quad (12)$$

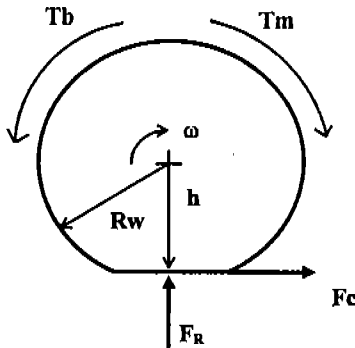


Fig.2 바퀴의 운동

$$\begin{aligned} \text{여기서 } I_\omega &= I_i + n^2 I_m \text{ 구동시} \\ &= I_i \text{ 비구동시} \end{aligned}$$

여기에서 I_ω 는 구동부의 등가관성이며 I_m 은 모터의 관성 I_i 는 타이어의 관성이고, T_m 은 모터에서 발생하는 토크이고, T_b 는 제동 토크이며, F_c 는 타이어에서 발생하는 종방향 힘이고, n 은 기어비이다.

3.3 타이어 모델

타이어는 차량 시스템의 비선형을 증가시키는 가장 복잡한 인자들중 하나이며 타이어에서 발생한 힘이 차체의 운동을 야기시키므로 차량의 주행 궤적을 예측하는데 있어서 대단히 중요하다. 또한 타이어는 차체의 하중을 지지하고 구동, 제동, 조향에 필요한 힘을 발생하여 불규칙한 노면으로부터의 충격을 흡수하는 기능도 하고 있다. 타이어에 작용하는 수직방향의 힘은

$$\begin{aligned} F_R &= K_r(R_w - h) \text{ for } R_w - h > 0 \\ &= 0 \text{ for } R_w - h \leq 0 \end{aligned} \quad (13)$$

식으로 나타낼 수 있으며, 타이어에서 발생하는 종방향 및 횡방향 힘은 Dugoff⁶⁾에 근거하여 다음과 같이

$$F_c = \frac{C_i \cdot i_s}{1 - i_s} f(s) \quad (14)$$

$$F_s = \frac{C_\alpha \tan \alpha}{1 - i_s} f(s) \quad (15)$$

$$f(S) = \begin{cases} S(2-S) & \text{if } S < 1 \\ 1 & \text{if } S > 1 \end{cases} \quad (16)$$

$$S = \frac{\mu F_R [1 - \epsilon_r U_i \sqrt{i_s^2 + \tan^2 \alpha}] (1 - i_s)}{2\sqrt{C_i^2 i_s^2 + C_\alpha^2 \tan^2 \alpha}} \quad (17)$$

로 표현된다. 여기서 C_a 는 타이어 코너링강성 (Cornering stiffness), C_l 는 타이어 직진강성 (Longitudinal stiffness), K_t 는 타이어 수직강성 (Vertical stiffness)을 나타내며 i_s 는 미끄럼율 (Slip ratio), α 는 미끄럼각(Slip angle), U_r 는 바퀴의 주행속도를 나타낸다. 이때 타이어의 지표면을 기준으로 한 정확한 주행속도를 계산하기 위해서 차량의 축에 대한 바퀴의 회전속도로부터 스프링질량과 언스프링질량의 기하학적 관계가 활용되었다.

4. 시뮬레이션

앞의 3절에서 얻어진 14개의 운동방정식과 현가장치, 타이어의 모델 등을 토대로 MATLAB의 SIMULINK를 사용하여 시뮬레이션 하였으며 그 Flowchart는 Fig.3과 같다. Fig.3에서 STEER, DRIVE 및 BRAKE 블럭은 본 모델의 입력을 나타내는 조향각과 모터 토오크 그리고 제동 토오크를 나타낸다. TIRE 블럭에서는 타이어에서 발생하는 힘을 계산하게 되고 WHEEL 블럭은 구동 토오크, 제동 토오크 및 타이어의 종방향 힘이 입력이 되어 바퀴의 각속도를 계산하게 된다. SPRUNG블럭은 스프링 질량의 운동을 나타내며 타이어와 현가장치에서 발생하는 힘이 입력이 되어 차량의 속도, 가속도 및 변위를 계산하며 UNSPRUNG 블럭은 언스

프링 질량의 상하운동을 계산하게 된다. 그리고 마지막으로 SUSPENSION 블럭은 스프링 질량과 언스프링 질량의 상대적 변위와 속도가 입력이 되어 현가장치에서 발생하는 힘을 계산하게 된다.

본 논문에서 모델링된 전기구동 특수차량은 각바퀴에 30hp 모터가 장착되었으며 선정된 모터의 토오크 특성은 0~2400rpm에서는 일정한 토오크를 발생하고 2400rpm이후에는 모터 각속도에 반비례한다고 가정하였으며 구동 바퀴와 5 : 1의 기어비를 가지고 있다.

지금까지 제안되어온 4륜조향 시스템에서는 후륜조향각을 전륜조향각, 차량주행속도 그리고 요우잉속도의 함수로 표현하는 알고리즘이 가장 일반화되어 있으나 본 논문에서는 전, 후 조향각을 독립적으로 주어서 후륜의 다양한 조

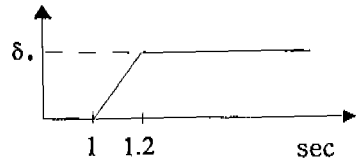


Fig.4 Steering Input 특성

Table 1 Vehicle Parameters

M_s	3860.8(kg)
M_{uf}	569.6(kg)
M_{ur}	569.6(kg)
I_x	3618.53(kg·m ²)
I_y	12306.3(kg·m ²)
I_z	14478(kg·m ²)
l_l, l_r	2(m)
T_f, T_r	3(m)
Z_r, Z_r	0.75(m)
K_t	682960(N/m)
C_i	168118.2(N/unitskid)
C_a	-112078(N/rad)
K_l, K_r	178532(N/m)
C_l, C_r	3525(N·s/m)
h_{rl}, h_{rr}	0.65, 0.81(m)

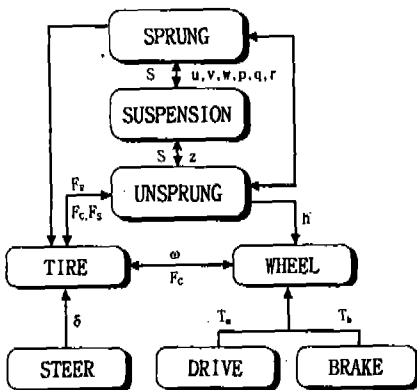
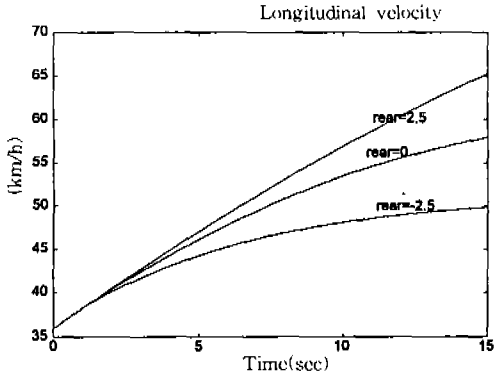
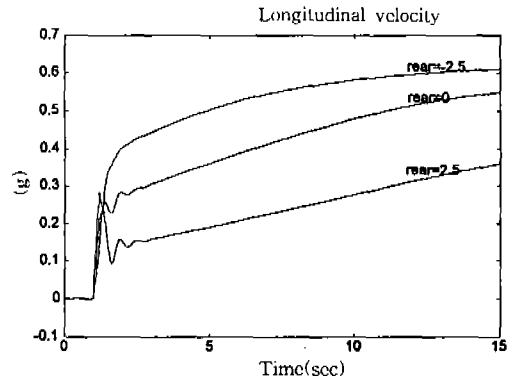


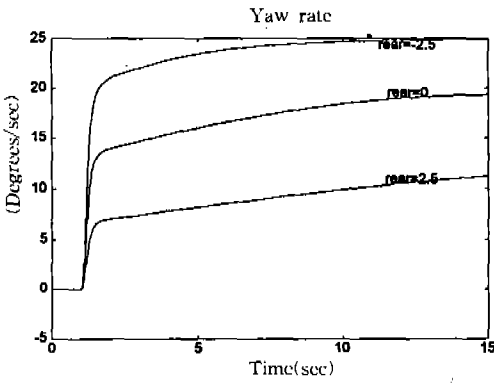
Fig.3 Flowchart



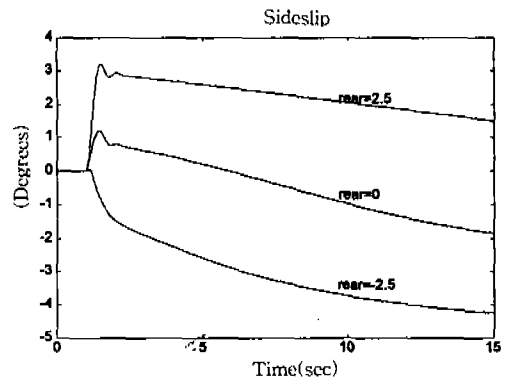
(a) Longitudinal velocity



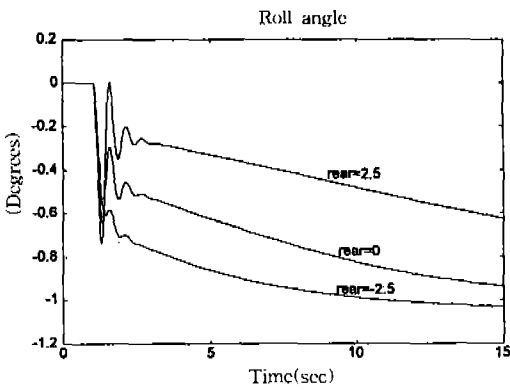
(b) Lateral acceleration



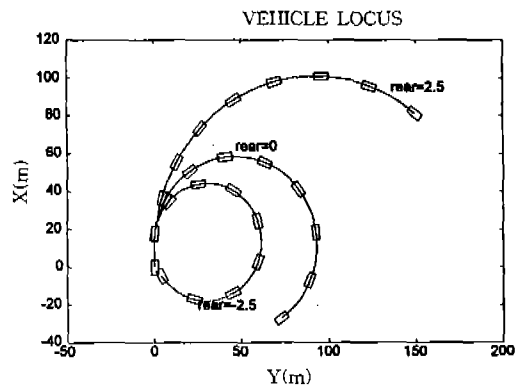
(c) Yaw rate



(d) Sideslip angle

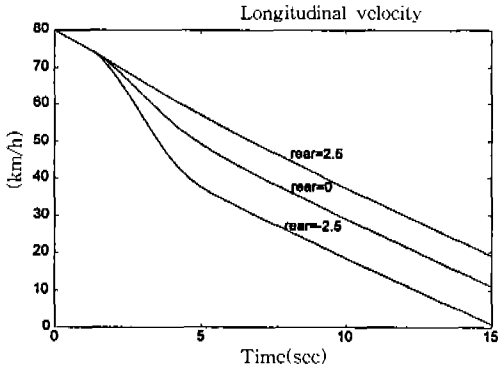


(e) Roll angle

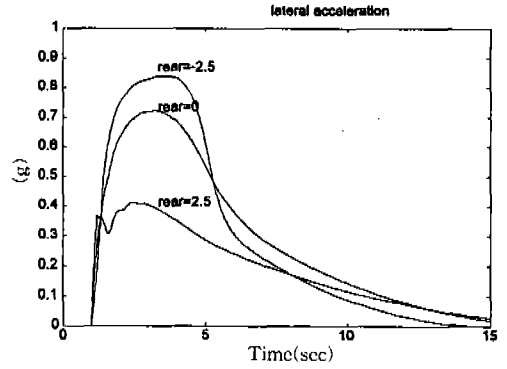


(f) Vehicle locus

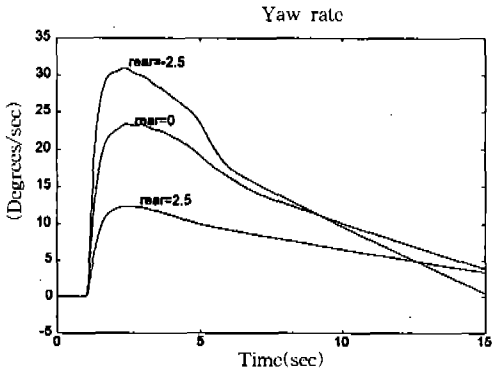
Fig.5 가속회전시 동특성



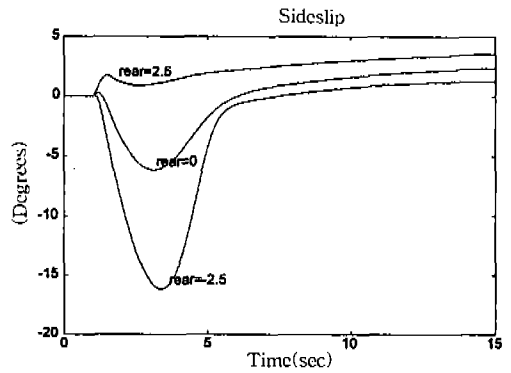
(a) Longitudinal velocity



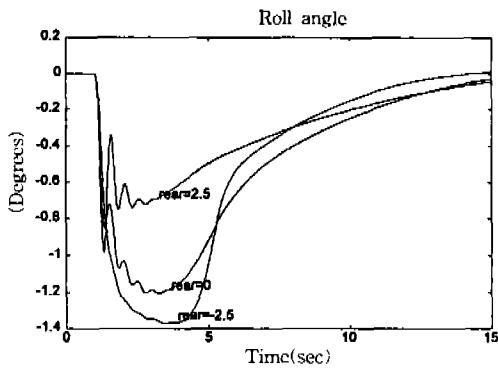
(b) Lateral acceleration



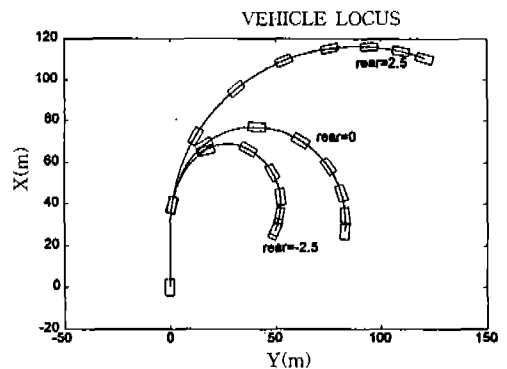
(c) Yaw rate



(d) Sideslip angle

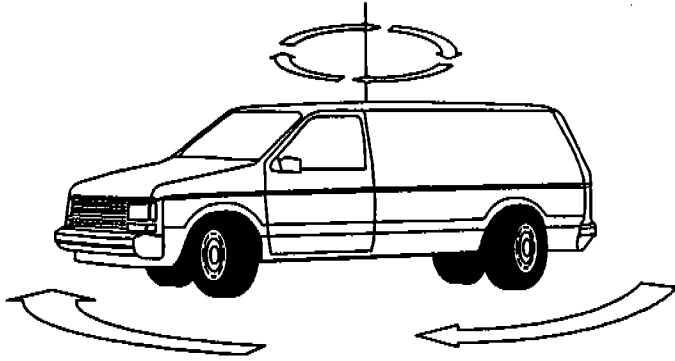


(e) Roll angle

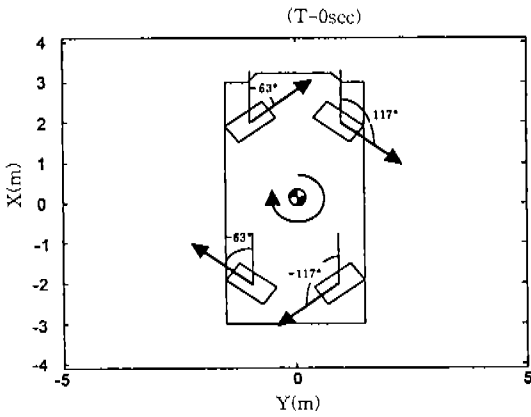


(f) Vehicle locus

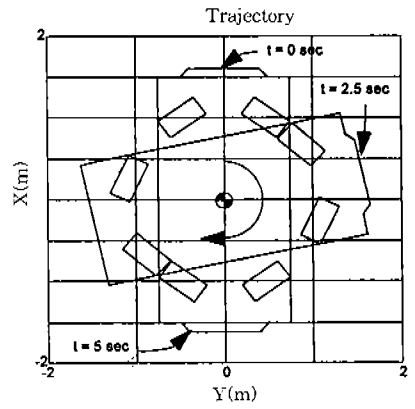
Fig.6 감속회전시 동특성



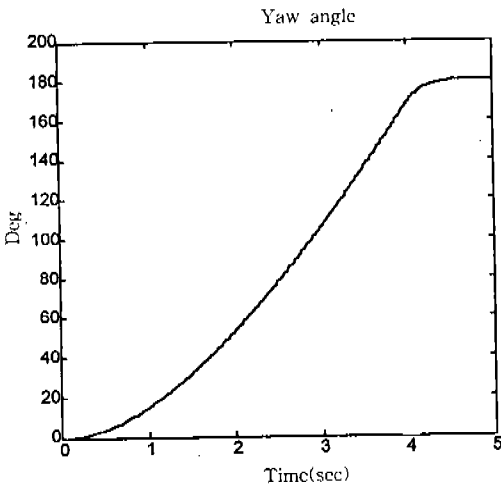
(a) Pivoting vehicle



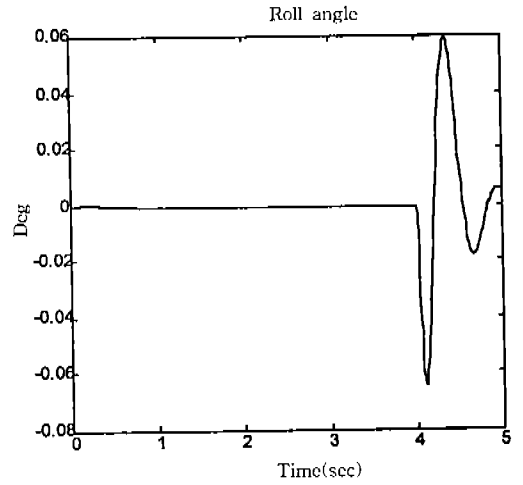
(b) Initial condition(t=0sec)



(c) Pivoting locus(t=2.5, 5sec)



(d) Yaw angle



(e) roll angle

Fig.7 피보팅 특성

항입력이 전체 차량성능에 미치는 영향을 알아보고자 하였으며 후륜을 조향하는 작동기의 시간지연(Time delay)현상은 고려하지 않았다. 수치계산에 필요한 차량 파라미터는 Table 1에 나타내었고 작동된 전륜 및 후륜조향각 입력은 Fig.4와 같이 가정하였다. 본 논문에서 제시하는 시뮬레이션 결과는 가속회전시와 감속회전시의 횡가속도, 요우잉속도, 횡미끄러짐각, 롤링각 등에 대해서 특성을 비교하였으며 피보팅(Pivoting)시의 조향각, 요우잉 각 등에 대해서도 검토하였다.

4.1 가속회전시 동특성

차량이 가속이 되면서 조향이 이루어지는 경우의 조향 성능을 해석하기 위해 초기속도 36 m/h에서 구동모터가 가속되며 1초후에 전륜은 5° , 후륜은 각각 2.5° , 0° , -2.5° 로 조향되는 경우에 대해서 시뮬레이션을 하였다. Fig.5에서 보면 후륜 조향각이 전륜과 반대방향인 경우 2WS와 비교해 보면 진행속도의 증가율이 감소하고 횡가속도, 요우잉속도, 롤링각은 증가함을 보이며 후륜 조향각이 전륜과 같은 방향인 경우에는 반대현상을 볼 수 있다. 특히, 조향이 시작되면서 횡가속도의 변화가 심한 것을 볼 수 있는데(Fig.5(b)) 이것은 현가장치에 의해 차량이 롤링하면서 나타난 현상이라 할 수 있다. 또한, 후륜이 같은 방향인 경우 횡가속도가 0.6g에 달하며 롤링각이 1° 정도를 나타내는데(Fig.5(e)) 이것은 현가장치의 강성에 의한 영향이라 볼 수 있다.

4.2 감속회전시 동특성

여기서는 차량이 감속하면서 조향이 이루어지는 경우 그 특성을 해석하였다. 차량이 80 km/h의 속도로 달리다가 모터에서 발생하는 구동 토크의 공급을 끊고 각 바퀴의 브레이크 시스템에 의한 제동 토크가 각각 600Nm 씩 가해진다고 가정하고 1초후에 전륜을 5° , 후륜을 각각 2.5° , 0° , -2.5° 의 세가지 경우로 조향하는 감속회전 시뮬레이션 결과를 Fig.6에 보여주고 있다. 주행 속도는 세 경우 모두 제동 토크가 가해진 후 15초만에 0~20km/h로

감소하였고(Fig.6(a)) 후륜조향각이 전륜과 반대인 경우가 가장 크게 감소하였다. 후륜 조향각이 반대인 경우, 급격한 회전은 할 수 있으나(Fig.6(f)) 횡가속도가 롤오버(Rollover)가 일어날 정도로 크므로(Fig.6(b)) 안정성에 문제가 생기며 횡미끄러짐각도 급격히 증가하여(Fig.6(d)) 차량은 스펀아웃(Spinout)을 경험하게 된다.

4.3 피보팅 특성

본 논문에서 고려하는 대상차량은 특수목적 차량이므로 승용차와는 다른 부가적인 기능을 요구하고 있다. 그중에서도 Fig.7(a)에서와 같이 차체의 기하학적 중심점을 기준으로하여 회전하는 피보팅(Pivoting)기능에 대해 검토해 보았다.

Fig.7(b)는 초기 정지상태의 조향각과 구동 토크의 방향을 보여주고 있다. 초기 상태의 조향각은 전륜 좌측 63° , 전륜 우측 117° , 후륜 좌측 -63° , 후륜 우측 -117° 로 고정하고 5초 동안 차량을 180° 회전시키기 위해 초기 구동 토크는 240Nm를 4초동안 가했으며 4초부터는 2280Nm의 큰 제동 토크를 가하여 차량을 급정지 시켰다. 이때 직진속도와 횡속도는 0으로 유지되고, 롤링각은 가속시에는 거의 발생하지 않지만 차체가 갑자기 정지함에 따라 약간 진동함을 확인할 수 있으며(Fig.7(e)), Fig.7(c), (d)에서 보듯이 차량은 5초 동안 180° 를 회전하게 된다.

본 논문에서 고려된 피보팅 기능은 상당히 큰 조향각을 주어야 하므로 구조적으로 특수한 조향 장치와 현가 장치를 필요로 하며 각축에 모터가 장착된 전기구동 차량에서는 설계가 가능할 것으로 예상된다.

5. 결 론

본 연구는 전기구동 특수차량의 감속회전시나 가속회전시의 동특성을 해석하기 위해서 현가장치와 타이어를 고려한 14자유도 모델을 제시하였고 시뮬레이션을 위해 전, 후조향각, 구동 토크 및 제동 토크를 입력으로 하는 Simulation tool을 개발하였다.

모델 검증을 위해 3자유도 모델¹¹⁾ 및 8자유도 모델¹²⁾과 비교 검토하였으며 조향각이 작은 경우 비슷한 결과를 얻었으나 조향각이 클 경우 많은 차이를 나타냈는데 이는 현가장치나 타이어가 조향에 큰 영향을 미치고 있음을 나타낸다.

감, 가속 회전시 전반적으로 후륜 조향각에 따라 차량에 민감한 반응을 보이는데 전륜 조향각과 반대인 경우 선회 반경은 작아졌으나 횡가속도나 요우잉속도가 증가하며, 특히 감속시 안정성에 문제가 생길 수가 있다. 그러나 현가 장치의 강성이 큰 특수차량이므로 큰 횡가속도에서 롤링각이 작은값을 나타냄을 볼 수 있다. 그리고 차량의 기하학적 중심점을 기준으로 하는 특수한 조향각을 주어 차량의 한축을 기준으로 회전하는 피보팅에 대해 검토하였으며 전기구동 차량은 현가 장치나 조향 장치의 구조를 변경함으로 설계될 수 있다.

앞으로의 과제는 험지구동이나 이면도로의 주행등 차량의 다양한 기능을 해석할 수 있도록 좀 더 상세한 차량 거동 모델링과 그 검증을 수행하는 것이다.

후 기

본 연구는 국방과학연구소의 지원(과제번호 TRC-409-940898)에 의해 수행되었으며 관계자 여러분께 감사드립니다.

참 고 문 헌

1. R. Wade Allen, Theodore J. Rosenthal and Henry T. Szostak, "Steady State and Transient Analysis of Ground Vehicle Handling" SAE Technical Paper Series, 870495, 1987.
2. D. E. Smith and J. M. Starkey, "Effects of Model Complexity on the Performance of Automated Vehicle Steering Controllers

- : Model Development, Validation and comparison", Vehicle System Dynamics, pp. 163~181, 1995.
3. F. Jindra, "Mathematical Model of Four-Wheeled Vehicle for Hybrid Computer Vehicle Handling Program", 1976.
 4. A. G. Nalecz and A. C. Bindemann, "Handling Properties of Four Wheel Steering Vehicles", SAE Technical Paper Series, 890080, 1989.
 5. X. Xia and E. H. Law, "Response of Four-Wheel-Steering Vehicles to Combined Steering and Braking Inputs", ASME Advanced Automotive Technologies, Vol. 13, December 10~15, pp. 107~127, 1989.
 6. J. W. Wong, "Theory of Ground Vehicles", John Wiley & Sons, 1979.
 7. H. Nasu and H. Higasa, "Development of yonden electric vehicle PIVOT", JSAE, Review 16, pp. 77~82, 1995.
 8. 김정수, 허승진, 유영면, "4륜 조향시스템 차량의 주행역학적 특성에 미치는 영향", 자동차공학회지, Vol. 12, No. 3, 1990.
 9. 장진희, 김상현, 한창수, "후륜 조향 동역학 모델 및 제어 로직 개발" 제3회 G7차세대 자동차 workshop, pp. 508~517, 1995.
 10. 강주석, 윤중락, 민현기, 이장무, "선회중 제동을 고려한 차량의 동특성 연구", 한국자동차공학회논문집, 제3권, 제3호, pp. 109~118, 1995.
 11. 김준영, 계경태, 박건선, 허건수, 장경영, 오재용, "4WD/4WS 전기 구동 차량의 동역학적 성능 해석", 한국자동차공학회논문집, 제4권, 제2호, pp. 209~220, 1996.
 12. 계경태, 김준영, 허건수, "4륜구동조향 차량의 선회 성능 해석을 위한 Simulation Tool 개발", 한국자동차공학회, 춘계학술대회, 96-380021, pp. 167~174, 1996.