한국군사과학기술학회지 제13권 제6호, pp. 958~966, 2010년 12월

학술논문 지상무기 부문

6WD/6WS 차량의 통합운동제어에 관한 기초적 연구

A Fundamental Study on Integrated Dynamic Control of 6WD/6WS Vehicle

김 영 렬* **박 영 원***
Young-Ryul Kim Young-Won Park

Abstract

In this paper, we have proposed a integrated dynamic control architecture in 6WD(wheel drive)/6WS(wheel steering) vehicle for military applications. Since 6WD/6WS vehicle has inherent redundancy, the input variables to make any desired vehicle motion can not be determined uniquely. Therefore, optimal distribution method of tire forces is introduced, which is based on workload of each tire. Simulation result shows that this is effective for the energy minimization and dynamic performance enhancement. We also suggest how the integrated control with any failure mode should be reconstructed.

Keywords : 6WD/6WS(6륜 구동/6륜 조향), TCS(구동력 제어), DYC(직접 요모멘트 제어), Tire Workload(타이어 부하율), Failure Mode(고장 모드)

1. 서 론

차량의 운동 성능 향상을 위해 내연기관차량을 중심으로 다양한 운동제어시스템이 개발 되어 왔다. 즉, TCS, ABS와 같이 차량 주행 중 타이어의 종방향 슬립을 제어 하는 것과 VDC와 같이 차량 선회시 안정성 제어가 있다. 한편으로, 4WD, 4WS와 같이 제어 입력의 수를 을 최대화 하여 차량운동 성능의 향상을 꾀하고 있다. 최근에는 친환경차량의 개발에 맞추어 인휠모터를 탑재한 차량의 연구가 진행되고 있어 한 층 더 차량 운동 성능 향상이 기대되고 있다. 인휠 모터는 별도의 제어시스템을 추가 하지 않고도 TCS, ABS 및 VDC 기능을 수행 할 수 있을 뿐 만 아니라 내연기관 차량 대비 높은 제어성을 가지고 있다. 즉, 지령 토크에 대한 응답 속도가 내연기관에 비해 수백 배가 빠르고, 지령토크를 정확히 구현 할 수 있다는 특징을 가지고 있기 때문이다.

6WD 차량은 생존성을 위해 고 기동성을 요구하는 군용차량을 중심으로 개발되고 있으며 이와 함께 6WS 차량이 연구되고 있다. 6WD/6WS 차량은 고 기동성을 꾀 할 뿐만 아니라 일부 차륜의 고장시에도 대처할 수 있는 많은 Redundancy를 보유하는 것을 특징으로 하고 있다. 따라서, 6WD/6WS 차량의 운동제어 측면에서 보면 목표로 하는 차량 운동을 만족시키기 위한 제어 입력들의 값이 유일하게 결정 되어 지지 않는다.

† 2010년 7월 2일 접수~2010년 10월 22일 게재승인
* 아주대학교(Ajou University) 시스템공학과
책임저자 : 김영렬(yrk_1234@naver.com)

4WD/4WS 차량에 대한 선회 운동제어 아키텍쳐가 발표된[1,2] 바 있으며, 이것은 타이어의 마찰원에 기반을 두고 각륜의 수직하중에 따라 구동력과 조향각을 각각 독립적으로 제어 하였다. 6WD/6WS 차량에 대해서도 다양한 연구가[3,4] 있으며, 여기에서는 각륜의 구동력만을 독립 제어하거나 좌우륜을 동일하게 제어하는 등 6WD/6WS의 모든 요소를 독립적으로 제어 하지 않았다.

본 연구에서는 6WD/6WS 차량에 대해 각 타이어의 구동력과 조향각 제어를 독립적으로 제어하며, 각 타이어의 수직하중에 기반을 둔 최적 분배 제어 및 각 륜의 슬립제어에 대한 통합 운동제어를 제안 하였다. 특히, 각 륜의 고장에 따른 최적분배 제어의 재구성에 대한 알고리즘을 논 하였다. 제안된 통합 주행 제어 알고리즘에 대해서는 Matlab/Simulink 및 TruckSim으로 이루어진 co-Simulator를 통하여 그 유효성을 검증 하였다.

2. 차량 및 목표 운동 모델

가. 차량 선회운동 제어 모델

6WD/6WS 차량에 있어서 운전자의 조향 입력, δ_h에 대한 차량의 선회운동 모델은 차량의 횡 미끄럼각과 요율을 상태변수로 하는 2자유도 선형 평면 운동 모델을 이용하였으며 이에 대한 운동 모델과 운동 방정식은 다음과 같다[3,5].

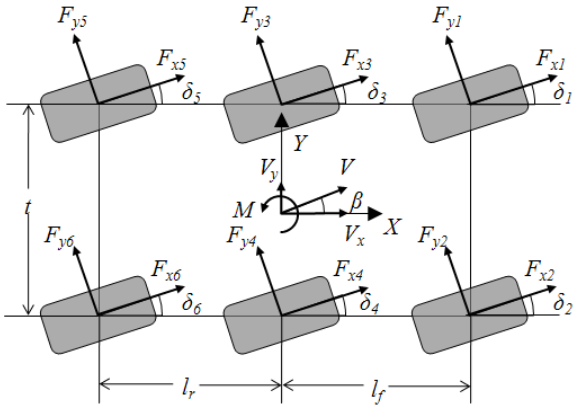


Fig. 1. 6WD/6WS 차량 운동 제어 모델

$$m V_x(\dot{\beta}+\gamma) = F_{y1}+F_{y2}+F_{y3}+F_{y4}+F_{y5}+F_{y6} \tag{1}$$

$$I_Z\dot{\gamma} = \frac{t}{2}(F_{x2}+F_{x4}+F_{x6}-F_{x1}-F_{x3}-F_{x5})+ l_f(F_{y1}+F_{y2})-l_r(F_{y5}+F_{y6}) = M_z+M_t \tag{2}$$

여기서, m은 차량 질량, V_x는 차량 종속도, β는 차량 횡 미끄럼각, I_Z는 관성모멘트, γ는 요율을 나타내며, F_{xi}, F_{yi}(i=1, 2…6)은 각각 타이어에 작용하는 종방향 힘과 횡력을 나타낸다. l_f, l_r은 차량의 무게중심이 중륜의 중심 위치에 있다는 가정 하에 각각 전륜과 후륜의 무게중심과의 거리이다. 또한, 식 (2)에서 요 모멘트는 각 타이어의 종방향 구동력차에 의한 Direct 요 모멘트(M_z)과 선회시 타이어에서 발생하는 선회 횡력에 의한 모멘트(M_t)로 구성된다.

타이어의 횡력은 타이어의 미끄럼각이 작다는 가정하에 선형 모델을 이용하여 다음과 정의 할 수 있다[5].

$$F_y = C\alpha \tag{3}$$

$$F_{yi} = C_f(\delta_i-\beta-\frac{l_f\gamma}{V_x}) \quad \text{for} \quad i=1,2 \tag{4}$$

$$F_{yi} = C_m(\delta_i-\beta) \quad \text{for} \quad i=3,4 \tag{5}$$

$$F_{yi} = C_r(\delta_i-\beta+\frac{l_r\gamma}{V_x}) \quad \text{for} \quad i=5,6 \tag{6}$$

여기서 F_y는 타이어의 횡력, C는 타이어 코너링 파워(Corning Power), α는 타이어 횡 미끄럼각, δ는 바퀴의 조향각을 나타내며, 아래첨자 f, m, r은 각각 전륜, 중륜 후륜을 나타낸다.

한편으로, 차량 선회운동에 대한 상태 변수 β, γ에 대한 제어 목표는 운전자로 부터의 조향입력 δ_h에 대해 β_{des}는 '0'으로 두고, γ_{des}는 전륜 조향 차량의 정상원 선회시 정상상태 응답 특성을 갖는 것으로 한다[6~9].

$$\gamma_{des} = \left[\frac{1}{1-\dfrac{m V_x^2(l_rC_r-l_fC_f)}{2l^2C_fC_r}}\right]\frac{V_x}{l}\delta_h \tag{7}$$

여기서, $l = l_f + l_r$ 이다.

나. 차륜 슬립 제어 모델

6WD 차량에 있어서 운전자의 가감속 페달입력에 대한 목표 차량 종방향 운동의 힘은 다음과 같이 각륜의 종방향의 힘의 합으로 정의 된다.

$$F_{x,des} = \sum_{i=1}^{6} F_{xi} \tag{8}$$

한편, 차량 종방향운동에 대하여 ABS(Antilock Brake Sytem) 및 TCS(Traction Control System)는 제동 및 구동시 타이어의 슬립을 억누르는 제어를 의미하며, 이로써 차량이 노면에 대한 종방향 힘과 및 횡방향 힘을 확보하여 차량의 안정성을 개선하고자 하는 것이다. 아래의 Fig. 2는 타이어의 슬립율과 타이어의 종방향 구동력(Driving Force) 및 횡방향 횡력(Side Force)을 나타내고 있다[10]. 슬립률(Slip Ratio)은 다음과 같이 차량 속도와 휠의 속도의 관계로 정의 된다.

$$\lambda = \frac{|V_w - V|}{\max(V_w, V)} \tag{9}$$

여기서, λ는 슬립률, V_w는 차륜의 선속도, V는 차량 속도이다.

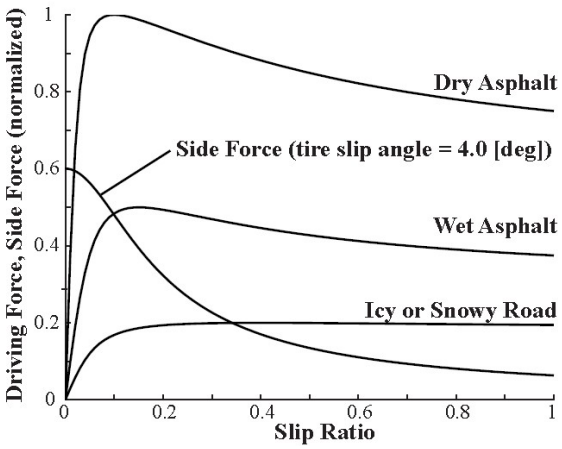


Fig. 2. 타이어의 슬립율에 따른 종 · 횡방향 힘

Fig. 2로부터 타이어의 횡력은 슬립률이 "0"일 때 가장 크며 슬립률의 증가와 함께 급격히 감소함을 알 수 있다. 차량의 슬립으로 인하여 타이어의 횡력을 잃었을 때 차량에서는 심각한 문제가 발생한다. 즉, 전륜구동차는 Drift-out 될 것이고 후륜구동차는 스핀 될 것이다. 사륜구동차에서는 둘 다 발생 할 것이다. 이러한 슬립률의 증가는 구동력에 있어서도 감소를 가져온다.

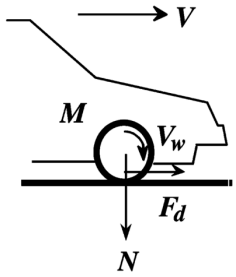


Fig. 3. 차륜 모델

차륜의 휠 슬립제어를 위한 모델 및 운동 방정식은 다음과 같다.

$$J_w \dot{w} = T_m - rF_d \tag{10}$$

$$F_d = \mu(\lambda) N = M\dot{V} \tag{11}$$

여기서, J_w는 휠의 회전 관성 모멘트, T_m은 모터의 구동 토오크, F_d는 노면으로 받는 구동력, μ는 타이어와 노면의 마찰계수, N은 차륜의 수직 항력이다.

상기 식 (10)로부터 구동력 F_d는 관측(Observer) 될 수 있으며, 식 (14)로부터 차속 역시 다음과 같이 관측 될 수 있다.

$$\hat{V} = \frac{1}{M}\int \hat{F}_d \, dt \tag{12}$$

따라서, 관측된 차량 속도로부터 슬립률 역시 관측 될 수 있게 된다. 통상적으로 차륜 슬립제어를 위한 목표 슬립률(λ^*)은 Fig. 2를 근거로 0.2로 한다[10,11]. 결국, 차륜 슬립제어는 목표 슬립률을 추종하기 위한 구동 모터의 토크(T_m)제어로 귀결된다.

3. 차량 통합 운동제어 알고리즘

운전자의 조향 입력과 가감속 페달 입력에 대해서

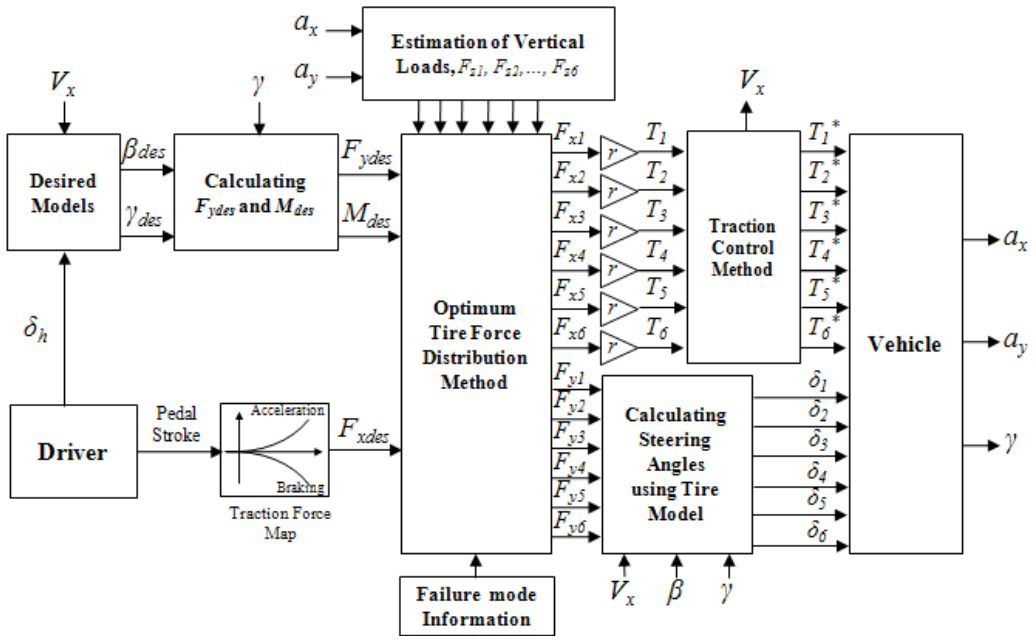


Fig. 4. 6WD/6WS 차량의 통합운동제어 아키텍쳐

앞 절에서 논의 한 차량 모델에서의 차량 종방향 힘, 횡력 및 선회 요모멘트는 각각 식 (8), (1) 및 (2)로 표현 된다. 이들을 구현시키기 위한 각 타이어의 조향각 및 구동/제동력을 결정하는 것에 대해서는 별도의 최적 타이어 힘분배 알고리즘(TDL : Tire Force Distribution Law)이 필요하다. 이하에서는 본 논문에서 제안 하는 6WD/6WS 차량의 통합제어 알고리즘을 먼저 소개하고 이에 포함되어 있는 각각의 개별 제어 알고리즘에 대해 논 하였다.

가. 통합제어 알고리즘

운전자의 입력에 대한 6WD/6WS 차량에 대한 선회운동 제어, 차륜 슬립제어 및 타이어의 힘분배를 포함하는 통합운동제어 알고리즘의 아키텍쳐는 Fig. 3과 같다. 즉, 차량의 가감속 페달 입력에 대해 목표 종방향 힘을 $F_{x,des}$, 목표 차량 선회운동 제어를 위한 횡력과 모멘트를 각각 $F_{y,des}$, M_{des}로 할 때, 타이어 힘분배 알고리즘에 의해 각 타이어의 횡력과 구동/제동력이 도출된다. 횡력에 대해서는 식 (3)~(6)로부터 각 타이어의 조향각(δ_i, $i=1,2,..6$)이 결정되고, 구동/제동력에 대해서는 차륜 슬립제어 알고리즘에 의해 최종적인 구동/제동력 (T_i^*, $i=1,2,...6$)이 결정된다.

나. 차량 선회운동제어 알고리즘

상기 2절 가에서 논의 된 목표 횡 미끄럼각과 요율을 제어하기 위한 목표 횡력은 식 (1)로부터 직접 얻을 수 있으며, 목표 요 모멘트에 대해서는 식 (2)와 함께 다음의 간단한 PID 제어를 구성 하는 것으로 얻을 수 있다[8]. 식 (2)에서는 횡력에 의한 요 모멘트와 종방향 힘에 의한 Direct Yaw Moment가 모두 포함되어 있다.

$$M_{des} = K_p e + K_i \int e\,dt + K_d \frac{d}{dt} e \tag{13}$$

여기서, $e = \gamma_{des} - \gamma$이고, K_p, K_i, K_d는 각각 비례, 적분, 미분 게인(Gain)이다.

다. 차륜 슬립제어 알고리즘

상기 2절 나에서 논의 된 차륜 슬립제어는 Fig. 5로 나타낼 수 있는데, 이것은 전형적인 레귤레이터(Regulator) 제어 구조이다. 즉, 목표 슬립률(λ^*) 제어를 위해 DFO(Driving Force Observer)로부터[11] 구동력(F_d)과 차량 속도(V)를 관측하고, 이로부터 목표 차륜 속도 (V_w^*)를 제어 한다. 제어기 $C(s)$는 PI제어기로

구성 하였다.

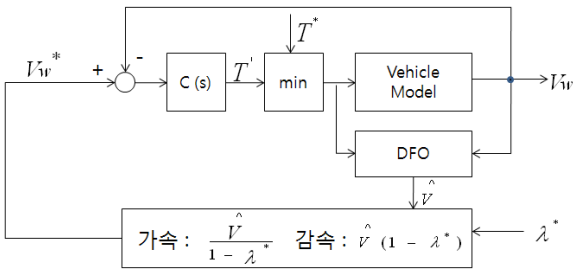


Fig. 5. DFO에 의한 차륜 슬립제어 알고리즘

라. 타이어힘 최적 분배 알고리즘

식 (8), (1) 및 (2)에 의해 정의 된 $F_{x,des}$, $F_{y,des}$, M_{des}를 만족하기 위한 6개의 타이어에 생성될 종방향 및 횡방향 힘, $F_{xi}, F_{yi}(i=1,2...6)$는 많은 조합을 가지므로 다음과 같이 어떤 목적 함수를 정의하여 최적화 방법에 의해 구한다.

Fig. 6의 타이어의 마찰 원(Friction Circle)의 개념에 기반을 둔 타이어의 부하율(Workload)을 정의 하면 다음과 같다[2].

$$\eta = \frac{\sqrt{F_x^2 + F_y^2}}{\mu F_z} \tag{14}$$

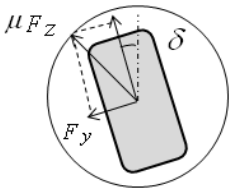


Fig. 6. 타이어 마찰원

즉, 타이의의 노면 마찰력은 노면과의 마찰계수와 수직하중의 크기에 의해 결정되는데, 이의크기에 따라 타이어의의 종방향 힘과 횡방향의 힘의 벡터 합의 크기가 제한된다.

$$\sqrt{F_x^2 + F_y^2} \le \mu F_z \tag{15}$$

한편, 타이어의 부하율 정의로부터 타이어의 최적 힘 분배의 원리는 부하율의 최소화가 바람직함을 알 수 있다. 이에 따라, 각 타이어에 작용하는 마찰계수, 종방향 힘, 횡방향 힘 및 수직방향 힘을 각각 μi, F_{xi}, F_{yi}, F_{zi}라고 할 때, 아래와 같은 소위 가중 최소자승 목적 함수(Cost Function) J를 정의 할 수 있으며, 이를 최소화 시키는 각 타이어의 종 방향, 횡 방향 힘을 구한다[2].

$$J = \sum_{i=1}^{6}\left(\frac{F_{xi}^2 + F_{yi}^2}{F_{zi}^2}\right) \tag{16}$$

한편으로, 각 타이어의 수직하중은 차량의 종가속도 및 횡가속도인 a_x, a_y로부터 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\begin{aligned}
F_{z1} &= \frac{1}{2}\frac{l_f}{l}mg - \rho_f a_y m\frac{h_g}{t} - a_x m\frac{h_g}{t}\\
F_{z2} &= \frac{1}{2}\frac{l_f}{l}mg + \rho_f a_y m\frac{h_g}{t} - a_x m\frac{h_g}{t}\\
F_{z3} &= -\rho_m a_y m\frac{h_g}{t} - a_x m\frac{h_g}{t}\\
F_{z4} &= \rho_m a_y m\frac{h_g}{t} - a_x m\frac{h_g}{t}\\
F_{z5} &= \frac{1}{2}\frac{l_r}{l}mg - \rho_r a_y m\frac{h_g}{t} + a_x m\frac{h_g}{t}\\
F_{z6} &= \frac{1}{2}\frac{l_r}{l}mg + \rho_r a_y m\frac{h_g}{t} + a_x m\frac{h_g}{t}
\end{aligned} \tag{17}$$

여기서, ρ_f, ρ_m, ρ_r은 각각 전륜, 중륜, 후륜의 롤 강성(Rolling Stiffness), hg는 지면에서부터 차량의 무게중심까지 높이 이다.

상기 정의된 목적함수를 이루는 설계변수인 각 타이어의 힘들은 다음과 같이 3개의 구속조건 만족해야 한다.

$$\begin{aligned}
&F_{y,des} = \sum_{i=1}^{6} F_{yi}, \quad F_{x,des} = \sum_{i=1}^{6} F_{x,i}\\
&M_{des} = \frac{t}{2}(F_{x2} + F_{x4} + F_{x6} - F_{x1} - F_{x3} - F_{x5})\\
&\qquad + l_f(F_{y1} + F_{y2}) - l_r(F_{y5} + F_{y6})
\end{aligned} \tag{18}$$

위 구속조건을 행렬로 나타내면 다음과 같다.

$$Ax = b \tag{19}$$

여기서,

$$A=\begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ \frac{-t}{2} & \frac{t}{2} & \frac{-t}{2} & \frac{t}{2} & \frac{-t}{2} & \frac{t}{2} & l_f & l_f & 0 & 0 & -l_r & -l_r \end{bmatrix}$$

$$x=\left[F_{x1}\ F_{x2}\ F_{x3}\ F_{x4}\ F_{x5}\ F_{x6}\ F_{y1}\ F_{y2}\ F_{y3}\ F_{y4}\ F_{y5}\ F_{y6}\right]^T$$

$$b=\left[F_{x,des}\ F_{y,des}\ M_{des}\right]^T$$

또한, 상기 목적 함수를 벡터와 행렬을 이용하여 표현하면 다음과 같다.

$$J=x^T Wx \tag{20}$$

이때, 행렬 W는 다음과 같이 된다.

$$W=diag(F_{z1}^{-2},F_{z2}^{-2},..,F_{z6}^{-2},F_{z1}^{-2},F_{z1}^{-2},..,F_{z6}^{-2}) \tag{21}$$

본 최적화 문제는 구속조건 식 (19)가 제한 함수(Constrained Function)가 되는 제한 최적화 문제로서제한 함수를 목적함수에 편입시킨 Lagrangian 목적함수는 다음과 같이 정의 할 수 있다.

$$L(x,\psi)=\frac{1}{2}x^T Wx+\psi^T(b-Ax) \tag{22}$$

여기서, ψ는 Lagrange Multiplier 이다

결국, Lagrangian 목적함수를 최소화 하기위한 x는 다음과 같이 정리 될 수 있다[2].

$$x_{opt}=W^{-1}A^T(AW^{-1}A^T)^{-1}b \tag{23}$$

마. 타이어힘 균등 분배 알고리즘

차량의 각각 좌측륜과 우측륜에 있어서 모든 전륜, 중륜, 후륜즉에 동일한 타이어 종방향 힘을 분배하는 것을 타이어 균등 분배로 정의 한다[12]. 즉, 다음의 식과 같이 된다.

$$F_{x1}=F_{x3}=F_{x5}=F_{xl}\ ,F_{x2}=F_{x4}=F_{x6}=F_{xr} \tag{24}$$

이에 따라, 상기 종방향 힘에 의한 요 모멘트는 식 (2)로부터 다음과 같이 된다.

$$M_z=3F_{xr}\frac{t}{2}-3F_{xl}\frac{t}{2} \tag{25}$$

따라서, 균등 분배에 있어서 종방향 힘은 식 (8), (25)로부터 다음과 같이 결정 된다.

$$F_{xr}=\frac{1}{6}F_{x,des}+\frac{1}{3t}(M_{des}-M_t) \tag{26}$$
$$F_{xl}=\frac{1}{6}F_{x,des}-\frac{1}{3t}(M_{des}-M_t)$$

4. 차량 고장 모드에서의 알고리즘

6WD/6WS 차량은 6개의 인휠구동 모터시스템 및 6개의 액티브(Active) 조향시스템으로 총 12개의 액추에이터로 이루어져 있으나 피격 또는 고장에 의해 액추에이터의 수가 변경 되었을 때, Fig. 4의 통합제어에 나타낸 바와 같이 Failure Mode Information이 전달되어 타이어의 힘 분배 알고리즘은 목표 차량 운동 성능을 만족시키기 위해 재구성되어 져야 한다. 본 논문에서는 고장모드를 정의하고 이에 따른 통합제어 알고리즘의 재구성과 적용을 다음과 같이 제안 한다.

가. 6WD/6WS 차량의 고장모드 정의

각각 6개의 액추에이터에 대해서 Table 1에서와 같이 각각 7개의 고장 모드로 나눌 수 있기 때문에 다음과 고장모드 인덱스(Index)를 이용하여 정의 한다.

$$F_{ij}\quad (i=1,2,..,6\ ,\ j=1,2,..,6) \tag{27}$$

Table 1. 고장 모드의 인덱스

i, j	전륜	중륜	후륜
0	ok	ok	ok
1	fail	ok	ok
2	ok	fail	ok
3	ok	ok	fail
4	fail	fail	ok
5	ok	fail	fail
6	fail	ok	fail

여기서, i, j는 각각 인휠 구동시스템의 고장 모드 및 조향 시스템의 고장모드로 고장모드의 경우의 수는 총 49개가 된다. 한편, 위의 고장모드 정의는 좌우륜 각각의 고장에 대해서는 정의 하지 않는 것이 된다.

나. 고장모드에서의 통합제어 알고리즘 제안

고장 모드에 대한 통합제어 알고리즘의 재구성에 대해서는 Fig. 7에 제안 한 것 과 같다. 즉, 목표로 하는 차량 운동을 만족시키기 위한 힘과 모멘트에 대하여 고장 모드가 입력되면 고장모드의 인덱스 j에는 관계없이, i에 따라 타이어 힘분배 알고리즘은 Active한 종방향 힘 변수만으로 식 (16)의 목적함수와 식 (19)의 구속 방정식 재구성 하여 최적 설계를 수행한다.

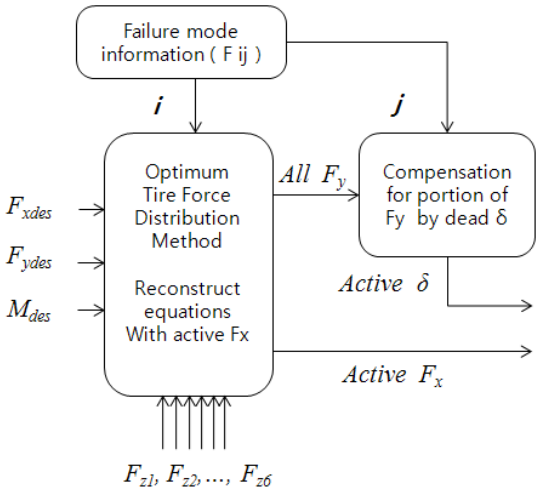


Fig. 7. 고장모드에 대한 통합제어의 재구성

최적설계의 결과는 Fig. 7에 나타낸 것과 같이 Active한 구동력 변수와 모든 횡력에 대한 것이 되며, 이때 고장모드의 인덱스 j에 따라 고장난 조향시스템의 조향각 의 횡력 기여분을 Active한 횡력 변수의 조향각으로 전환 보상 한다.

예를 들어, 고장모드의 인덱스 j가 1일 때는 Table 1로부터 전륜 조향시스템의 고장 모드인 경우로, 이때 고장으로 인한 횡력 보상 값은 식 (4)로부터 다음과 같이 된다.

$$F_{yi,comp} = C_f \delta_i \quad \text{for} \quad i = 1,2 \tag{27}$$

5. 시뮬레이션 및 결과 분석

제안된 통합제어 알고리즘의 유효성을 검증하기위하여 co-Simulatior를 구성하여 시뮬레이션을 수행 하였다. 대상 차량은 8톤급의 6WD/6WS 차량으로서 차량 모델은 TruckSim에서 제공하는 데이터베이스를 이용하였다.

가. co-Simulator의 구성

제안된 통합제어 알고리즘의 유효성을 검증하기위해 Fig. 8과 같이 TruckSim과 Matlab/Simulink 기반의 co-Simulator를 개발 하였다.

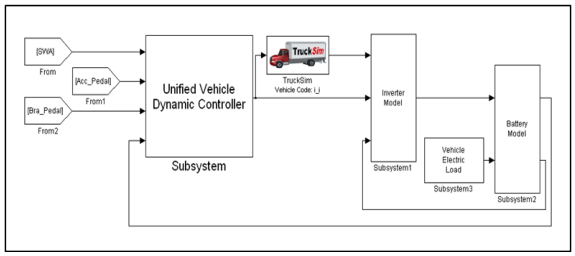


Fig. 8. co-Simulator based on TruckSim

나. 시뮬레이션 및 통합제어 효과 분석

제안된 통합제어는 차량 선회제어, 차륜 슬립 제어 및 최적타이어 힘분배 제어를 포함 있기 때문에 이의 효과는 다양한 주행 조건에서 차량의 한계 선회성능의 향상과 사용 에너지 최소화로 나타날 것으로 예측할 수 있다. 여기에서는, 최적타이어 힘분배의 에너지 효과를 검증하기위한 시뮬레이션으로서 Fig. 9와 같은 주행 Profile에 대해 균등타이어 힘분배 방법과 비교하였다.

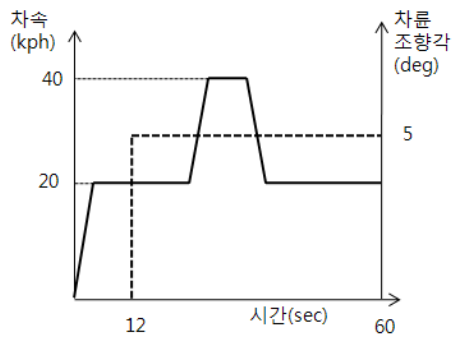


Fig. 9. 주행 Profile

주행 Profile에 대해서 Fig. 10에 나타난 것 처럼 최적분배 및 균등분배가 유사한 주행궤적을 보임으로써 공정한 비교임을 알 수 있다.

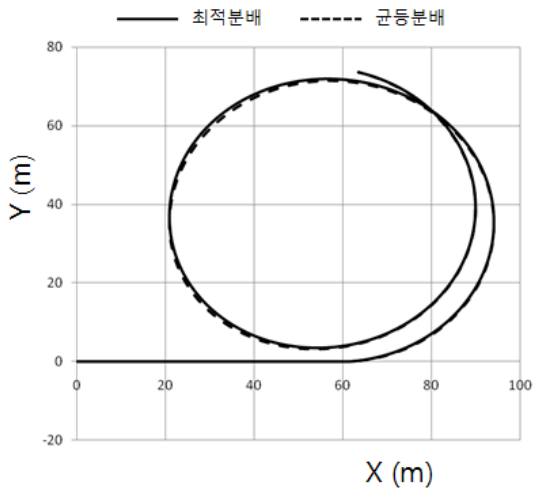


Fig. 10. Vehicle Trajectories

Fig. 11과 Fig. 12는 각각 균등 분배시 및 최적 분배시의 각륜의 부하율을 나타내고 있다.

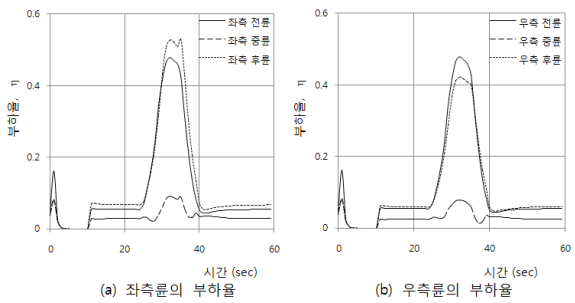


Fig. 11. 균등분배시 각 차륜의 부하율

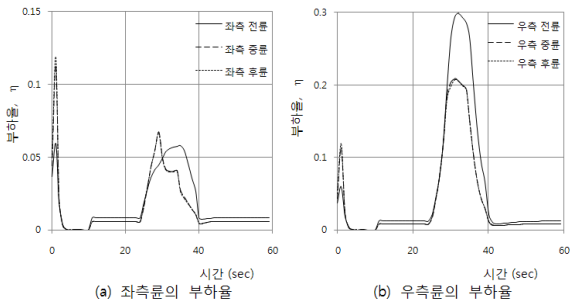


Fig. 12. 최적분배시 각 차륜의 부하율

균등 분배시는 각륜의 부하율이 등가화 되지 않고 있음을 알 수 있고, 좌측 후륜이 가장 큰 부하율을 보이고 있는데, 이것은 선회시 내륜으로 수직하중이 작아졌음에도 하중분배가 균등하게 된 결과이다. 제안된 통합제어의 최적분배에서의 각 차륜의 부하율은 평준화를 이루고 있음을 알 수 있다. 결국, 이들 부하율의 합인 목적함수를 비교하면 Fig. 13이 되며, 역시 최적분배시의 효과를 확인 할 수 있다.

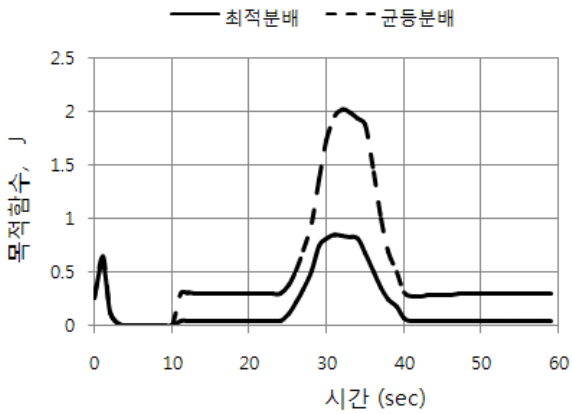


Fig. 13. 목적함수, J 비교

6. 결 론

본 논문에서는 6WD/6WS 차량에 대해 운전자 입력에 대한 목표 차량 운동과 이에 따른 차량 종방향 힘, 횡력 그리고 모멘트에 대하여 최적타이어 분배를 통한 각 차륜의 종방향 힘과 조향각을 결정하는 알고리즘을 제안 하였고, 종방향 힘은 다시 차륜 슬립제어 를 통해 재설정되는 일련의 통합제어 알고리즘을 제시하였다. 한편으로 고장모드를 정의하고 고장모드에서의 통합제어 알고리즘의 재구성과 적용에 대해서도 논 하였다. 통합제어의 효과는 차량의 한계 운동성능의 향상과 사용에너지 최소화에 있으며 본 논문에서는 시뮬레이션을 통하여 에너지 최소화 효과를 파악하였다. 향후, 통합제어의 한계운동성능 향상 효과에 대해 다양한 주행 환경하에서의 시뮬레이션을 통해 규명하고자 하며, 고장모드에 대해서도 고장 모드 별 주행 가능 한계에 대해 고찰 하고자 한다.

Reference

[1] Ossama Mokhiamar, Masato Abe, “Simultaneous Optimal Distribution of Lateral Tire Forces for the Model Following Control”, Journal of Dynamic Syatems, Mesurement, and Control, Vol. 126, pp. 753～763. 2004. 12.

[2] N. Ando, H. Fujimoto, “Fundamental Study of Yaw-rate Control for Four Wheel Independent Drive Electric Vehicle with Driving/Braking Force Distribution of In-Wheel Motors”, IEE of Japan Technical Meeting Record, IIC-09-023, pp. 13～18, 2009.

[3] 조완기, 안상준, 이교일, 이경수, “슬라이딩모드 컨트롤을 이용한 6WS/6WD 차량의 안정성 향상에 관한 연구”, 한국자동차공학회 춘계 학술대회, pp. 859～864, 2006.

[4] 강주용, 김원균, 정성용, 이종석, 이경수, “6륜 독립 구동 로봇 차량의 Skid Steering 기반 주행제어 알고리즘 개발”, 한국자동차공학회 춘계 학술대회, 2009.

[5] 安部正人, “自動車의 運動과 制御”, 山海堂, 2008.

[6] M. Shino, M. Nagai, “Enhancing Handling and Stability of Small-Scale Electric Vehicle with Individual Wheel Torque Control”, JSAE, Vol. 34, No. 4, pp. 169～174, 2003. 10.

[7] 안상준, 이경수, 이교일, 김태진, “6륜차량의 선회시 목표 모델 및 조향각 제어 기법에 관한 연구”, 한국자동차공학회 춘계 학술대회, pp. 801～811, 2007.

[8] H. Sasaki, M. Abe, “A Fundamental Study on Skid-steering Vehicle Dynamics”, JSAE, Vol. 36, No. 1, pp. 229～234, 2005. 1

[9] H. Sasaki, M. Abe, “Study on Maneuverability Improvement of Skid Steer Vehicle”, JSAE, Vol. 36, No. 3, pp. 109～114, 2005. 5.

[10] Y. Hori, “Future Vehicle Driven by Electricity and Control”, IEEE Transactions on Industrial Electronics, Vol. 51, No. 5, pp. 954～962, 2004. 10.

[11] T. Suzuki, H. Fujimoto, “Proposal of Slip Ratio Estimation Method without Detection of Vehicle Speed for Electric Vehicle on Deceleration”, VT-07-24, 2007.

[12] N. Ando, H. Fujimoto, “Fundamental Study of Integrated Control for Active Front/Rear Steering and Driving/Braking Force Distribution Based on Least Squares solution for Electric Vehicle”, IIC-08-139, pp. 35～40, 2008.