Transactions of KSAE, Vol. 30, No. 5, pp.405-415 (May, 2022)

Check for updates

Copyright © 2022 KSAE / 198-08
pISSN 1225-6382 / eISSN 2234-0149
DOI http://dx.doi.org/10.7467/KSAE.2022.30.5.405

동역학 분석을 통한 원격주행 6륜 차량의 조향비율 결정

한 규 홍[1,2] · 이 형 철[*2]

국방과학연구소 지상기술연구원[1] · 한양대학교 전기공학과[2]

Determination of Steering Ratio of Remote Driving 6-Wheeled Vehicles Using Dynamic Analysis

Kyuhong Han[1,2] · Hyeongcheol Lee[*2]

[1]*Ground Technology Research Institute, Agency for Defense Development, Yuseong P.O. Box 35, Daejeon 34186, Korea*
[2]*Electrical Engineering Department, Hanyang University, Seoul 04763, Korea*
(Received 3 February 2022 / Revised 24 February 2022 / Accepted 24 February 2022)

Abstract : This paper describes a method of determining the steering ratio of each axle for a remote driving, six-wheeled vehicle in which the first and the third axles are steered. The proposed method involves setting up the target yaw rate of each section regarding vehicle speed, and determining the steering ratio of each axle where the corresponding yaw rate occurs. Single-track vehicle models are used for vehicle dynamic analyses in the determination process of the steering ratio. The single-track models are divided into nonlinear and linear models, depending on whether or not the saturating characteristics of tire forces are reflected. These two types of vehicle models are used together to derive turning characteristics and to determine the steering ratio. After the steering ratio is determined, vehicle dynamic simulations in a steady and transient state are performed, and the results are analyzed to validate whether or not it satisfies the required turning performance.

Key words : Steering ratio(조향비율), 6-wheeled vehicle(6륜 차량), Multi-axle steering(다축조향), Remote driving(원격주행), Vehicle dynamics(차량동역학), Single-track model(단일트랙 모델)

1. 서 론

전륜만 조향되는 기존의 승용차 구조에서 벗어나 핸들링 및 안정성 향상을 목표로 한 후륜조향 연구가 지속적으로 진행되고 있다.[1-4] 4륜 차량에서 후륜조향의 기본 전략은 저속에서는 전륜조향과 반대 방향(역상)으로 조향하고, 고속에서는 같은 방향(동상)으로 조향하는 것이다.

본 연구의 대상차량도 전륜과 후륜을 동시에 조향할 수 있도록 구성된 6륜 차량으로서, 1번째와 3번째 차축에 각각의 전자제어식 조향장치가 적용되어 있다. 하지만 2번째 차축에는 조향장치가 없으므로, 3축 조향은 1축의 역상으로만 동작해야 한다는 것이 특징이다.

다륜 차량의 다축 조향에 대해서는 다음과 같은 연구사례가 일부 존재한다. Huh 등[5]은 6륜 차량을 대상으로 1-2축 조향, 1-3축 조향 등 다양한 조향축 구성에 대한 선회특징을 비교 분석하였다. 하지만 제한적으로 설정한 조향각만을 분석 범위로 삼았다. 김원균 등[6]은 휠 독립구동 모터가 적용된 6륜 차량에 대하여 1-2축 조향과 함께 모터 토크를 이용한 요-모멘트 제어를 수행하였고, 시뮬레이션을 통해 성능을 확인하였다. 하지만 2축은 차량의 기구학적 사양을 근거로 1축 조향 대비 정해진 비율로만 조향한다. 그리고 Ahmed 등[7]은 1-2축이 기계적으로 연결되고, 3-4축은 독립적으로 조향 가능한 8륜 차량에 대하여 SMC(Sliding Mode Control) 기반의 능동 후륜조향 제어 연구를 수행하였다. 이것은 1-2축, 3축과 4축의 조향비율이 각각 피드백 제어로 결정되지만, 기계적으로 연결된 1-2축 조향비율의 영향은 별도로 분석되지 않았다.

기존 연구에서 알 수 있듯이 6륜 이상의 다축 조향 차

*Corresponding author, E-mail: hclee@hanyang.ac.kr
*This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium provided the original work is properly cited.

량은 그 구성에 따라서 상이한 동역학적 특성이 있으며, 목적에 따라 제어하는 방식도 차이를 보인다. 하지만 다축 차량은 그 구성의 다양성 때문에 탐구할 주제가 많음에도 불구하고, 아직까지는 4륜의 승용차만큼 연구사례가 충분하지 않다. 또한 주 조향축 외에 보조로 조향되는 축의 조향비율에 따라 차량의 기본적인 선회특성이 결정되는데, 이러한 보조 조향축의 비율을 결정하기 위한 체계적인 방법에 대해서도 연구사례가 부족한 실정이다.

본 연구를 통해 수행하고자 하는 내용은 1번째와 3번째 축이 조향되는 6륜 차량에 대하여 동역학 분석을 통해 차축 별 조향비율(Steering ratio)을 체계적으로 이끌어내는 것이다. 본 논문에서 조향비율이라고 함은 운전자의 조향휠 입력에 대하여 각 차축의 조향각을 0~100 % 범위로 정형화(Normalization)한 비율이다. 대상차량에서 1축은 항상 조향휠과 동상의 조향비율로 형성되며, 3축은 역상의 조향비율로 설정된다.

본 연구에서 대상으로 하는 차량의 조향비율을 결정함에 있어서 고려해야 할 특수성은 크게 두 가지가 있다. 첫 번째는 선회 반경을 최소화하기 위해 설계된 1-3축 조향 방식이 차량 속도가 높을 때에는 주행 안정성 측면에서 불리하다는 것이다. 이는 Huh 등[5]의 분석 결과에서도 언급했듯이 1, 3번째 차축 조향 방식은 고속에서 요-모멘트가 크게 발생하여 민감한 조향 성능을 보이기 때문이다. 이로 인해 고속에서 3축이 조향되면, 차량이 스핀하거나 전복될 가능성이 커진다. 이와 대비하여 1축만이 조향되는 구성일 때에는 상대적으로 고속에서도 안정적인 주행이 가능하지만, 2, 3번째 차축이 고정되어 있어서 어느 하나의 차축에는 타이어 횡슬립이 많이 발생하게 된다. 때문에 본 연구의 대상차량인 1, 3축 조향 6륜 차량은 차량 속도를 기준으로 3축의 조향비율을 적절하게 설정할 필요가 있다.

대상차량의 두 번째 특수성으로는 운전자 조향휠의 회전범위가 좁은 것을 들 수 있다. 좁은 공간에 배치되는 원격운전석의 제약 때문에 조향휠의 회전범위(약 90~270°)가 일반 승용차의 조작범위(약 540~720°)에 비해 현저히 작다는 것이다. 이는 승용차 운전에 비해 조향감이 민감하다는 의미가 되며, 고속주행일수록 작은 조향휠 조작에도 큰 조향명령이 발생한다. 본 연구의 대상차량은 원격운전석에 의한 제약사항 때문에 선회능력에 있어서 일부 손해를 보더라도, 일정 속도 이상에서는 1축의 조향비율도 함께 감소시켜 고속에서의 민감도 조정이 필요하다.

제안하는 조향비율 결정 방법의 기본 개념은 속도 구간을 나누고 구간 별로 1, 3번째 축의 조향방법을 다르게 하는 것이다. 우선 일정 속도 이하의 저속에서는 1, 3축을 동일비율로 조향하여 최소 회전반경 특성을 유지시킨다. 그리고 속도가 증가함에 따라 3축 조향비율을 줄이고, 더 높은 속도 영역에서는 1축만을 조향하면서도 조향비율을 조정하여 조향감을 둔감하게 만든다. 이러한 조향비율 결정 과정에서 각 차축의 조향비율과 차량 속도에 대한 선회특성 분석을 위해 단일트랙(Single-track) 차량동역학 모델을 사용한다. 4륜 차량에 대한 단일트랙 모델을 확장시켜 다축 형태로 확장시킨 기존의 연구[8]가 있으나, 타이어의 선형 영역만을 고려하였기에 본 논문에서는 연구의 목적에 맞도록 비선형 타이어 모델도 함께 고려하였다.

본 논문은 2장에서 차량 선회특성 분석을 위한 단일트랙 차량동역학 모델에 대하여 서술하고, 이를 이용한 조향비율 결정 방법을 3장에서 서술한다. 4장에서는 결정된 조향비율이 적용된 대상차량의 선회특성을 시뮬레이션 결과를 통해 분석한다.

2. 대상 차량 및 동역학 모델링

본 장에서는 대상차량의 운용환경과 조향시스템에 대하여 설명하고, 동역학 분석을 위한 단일트랙 차량동역학 모델에 대하여 서술한다.

2.1 대상차량 운용환경 및 조향시스템

대상차량은 Fig. 1과 같이 원격으로 주행되는 6륜 차량이며, 휠 허브마다 모터가 장착되어 독립적인 휠 토크 제어가 가능하다. 그리고 별도의 차량에 원격제어 스테이션을 갖고 있으며, 대상차량에서 전송하는 카메라 영상을 기반으로 운용자가 화면을 보면서 운전을 하는 시스템이다. 원격제어 스테이션이 탑재되는 장소 또한 이동식 차량이기 때문에, 좁은 공간에서의 운용성을 고려하여 조향휠 최대 회전각도가 약 90~270°밖에 되지 않아 승용차에 비해 조향감이 민감하다고 느껴질 수 있다.

대상차량의 조향시스템은 Fig. 2와 같이 1, 3축이 모두 조향 가능하도록 되어있으며, 원격주행을 위해 전자제어식 조향작동기가 각 차축에 적용되어 있다. 조향작동

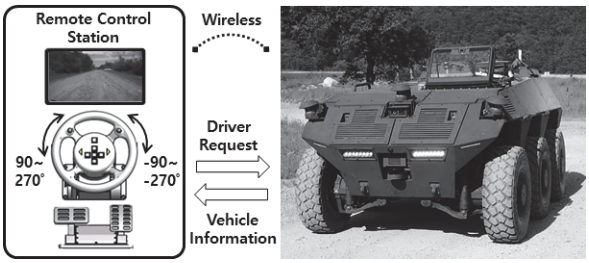

Fig. 1 Target remote driving vehicle

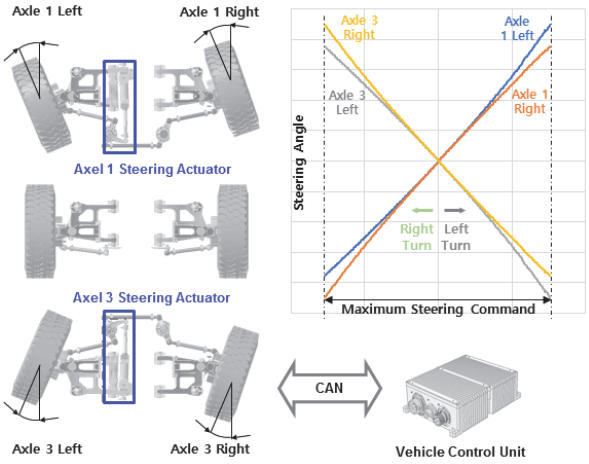

Fig. 2 Steering system configuration and steering angle of the target vehicle

기는 직선 왕복운동으로 움직이는 선형 모터로 구성되어 있으며, 링크 구조의 모멘트 암을 움직여줌으로써 내/외륜 조향각이 형성된다. 조향되는 축의 내/외륜에 대해서는 애커만(Ackermann) 조향각이 형성되도록 기구적으로 설계되어 있으며, 선회 시 내륜의 조향각이 외륜의 조향각에 비해 커진다. 각 차축의 조향작동기는 차량 내에 탑재된 차량제어기(Vehicle control unit)의 명령에 의해 동작하며, 본 논문을 통해 결정된 조향비율이 이 차량제어기의 제어 알고리즘에 반영된다.

2.2 비선형 단일트랙 차량동역학 모델

조향비율 결정 단계 중 차량의 선회특성 분석을 위해 본 연구에서는 단일트랙 차량동역학 모델을 사용하였다. 단일트랙 모델은 좌/우 각각의 상태가 차량 중심축의 거동으로 간소화되었지만, 분석 대상인 무게중심에서의 요속도(Yaw rate)와 횡슬립(Side slip)이 잘 표현되는 단순하면서도 실제상황을 반영하기에 좋은 도구가 된다.[9]

단일트랙 차량동역학 모델은 차량 속도와 조향각에 의한 차축 속도 및 힘의 관계를 표현한 것하며, 이를 Fig. 3에 나타내었다. Fig. 3에서 l_i(i: 각 차축의 순번)는 각 차축에서부터 무게중심까지의 길이를 나타내며, δ_i는 해당 차축의 조향각을 의미한다. 본 논문의 대상차량은 2번째 차축이 조향되지 않지만, 일반화된 모델 도출을 위해 모든 차축이 조향 가능한 것으로 도시하였다. 또한 γ와 β는 각각 무게중심에서 발생하는 요속도와 횡슬립을 의미하며 선회특성을 분석하는데 사용되는 상태변수이다. Fig. 3의 속도 관계 그림에서의 v_x는 종방향 속도를, v_{yi}는 해당 차축에서의 횡방향 속도를 나타낸다. β_i는 차량 중심축과 생기는 차축 별 슬립각을 나타내며, α_i는 각 차축의 타이어 슬립각을 나타낸다. 그리고 Fig. 3의 힘 관계

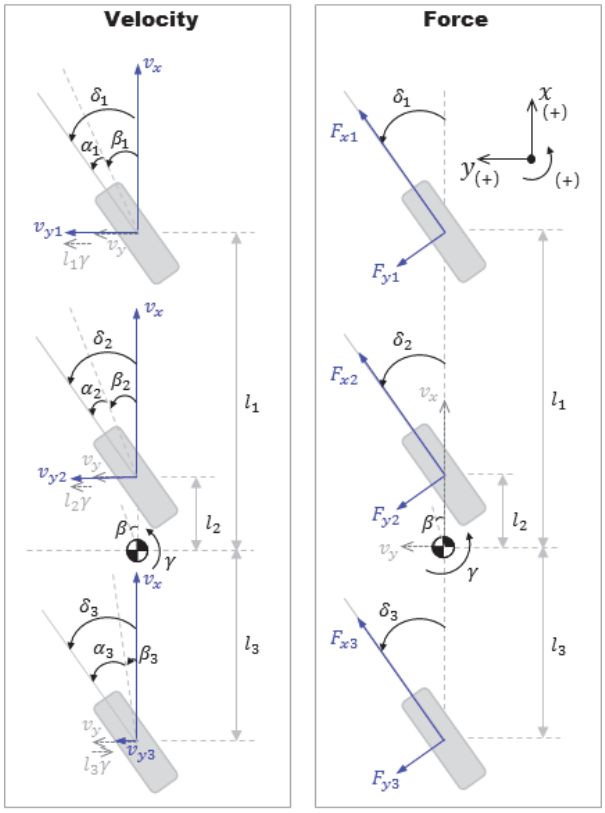

Fig. 3 Diagram of the single-track vehicle dynamics model

그림의 F_{xi}와 F_{yi}는 각각 차축 별 종/횡방향 타이어 힘을 나타낸 것이다.

각 차축의 타이어 횡방향 힘은 타이어 슬립각과 관련되므로, 우선 타이어 슬립각을 차량 무게중심의 속도와 요속도로 표현하면 다음과 같다.

$$\beta_i = \mathrm{atan}\left(\frac{v_y + (k_i) l_i \gamma}{v_x}\right) \tag{1}$$

$$\alpha_i = \delta_i - \beta_i = \delta_i - \mathrm{atan}\left(\frac{v_y + (k_i) l_i \gamma}{v_x}\right) \tag{2}$$

여기서 k_i는 무게중심의 위치와 상관없이 일반화된 모델을 유도하기 위해 삽입된 변수로서, 무게중심을 기준으로 차축이 무게중심보다 앞에 있으면 +1, 무게중심보다 뒤에 있으면 -1이 되어 l_i의 부호가 된다.

식 (2)에서 도출된 타이어 슬립각은 종방향 슬립률(σ_i) 및 수직항력(F_{zi})과 함께 타이어 힘을 계산하는데 사용되며, 본 연구에서는 타이어 힘의 포화를 고려하기 위해 보강된 Dugoff 타이어 모델을 사용하였다. 보강된 Dugoff 타이어 모델은 슬립이 클 때 마찰계수(μ)의 영향이 작아지는 현상 등을 반영하기 위하여 Chen 등[10]과 Bian 등[11]이 제안한 변형된 형태의 Dugoff 모델이다. 본 논문에서

는 두 개의 제안 내용을 조합하여 사용하였으며, 다음과 같이 모델링된다.

$$F_{xi} = 2C_{xi}\frac{\sigma_i}{1+\sigma_i}f(\lambda_i)G_{xi} \tag{3}$$

$$F_{yi} = 2C_{yi}\frac{\tan(\alpha_i)}{1+\sigma_i}f(\lambda_i)G_{yi} \tag{4}$$

$$f(\lambda_i)=\begin{cases}(2-\lambda_i)\lambda_i & \text{if } \lambda_i < 1\\ 1 & \text{if } \lambda_i \geq 1\end{cases} \tag{5}$$

$$G_{xi}=1\ ,\quad G_{yi}=(\mu_i-1.6)\tan(\alpha_i)+0.9 \tag{6}$$

$$\lambda_i = \frac{\mu_i F_{zi}(1+\sigma_i)}{2\sqrt{(C_{xi}\sigma_i)^2+(C_{yi}\tan(\alpha_i))^2}} \tag{7}$$

$$\mu_i = 1+\frac{0.3-\sigma_i}{\sigma_i+3.327\mu_{\max i}^2-2\mu_{\max i}+0.7} \tag{8}$$

여기서 C_{xi}와 C_{yi}는 각각 타이어의 종/횡방향 강성계수(Stiffness)를 나타내며, $\mu_{\max i}$는 최대 마찰계수를 의미한다. 보강된 Dugoff 타이어 모델에서는 G_{xi}, G_{yi}, μ_i를 이용하여 기존 Dugoff 모델의 $f(\lambda_i)$, λ_i를 변형하여 사용한다. 본 논문에서 구성한 Dugoff 타이어 모델과 대상차량에 적용되는 타이어 특성 데이터와의 일치성은 Fig. 4에 도시한 차축 별 종/횡방향 타이어 힘에서 확인할 수 있다. 대상차량의 적용 타이어 특성 데이터는 타이어 제조사의 제공 특성을 활용하여 도시하였다.

차량 무게중심의 속도, 가속도 및 요속도의 관계를 이끌어내기 위해 타이어 힘을 적용하여 차량 좌표계의 x, y축 운동방정식과 모멘트 평형을 표현하면 다음 3개의 식과 같이 표현된다.

$$m(\dot{v}_x - v_y\gamma) = \sum_i F_{xi}\cos(\delta_i) - \sum_i F_{yi}\sin(\delta_i) \tag{9}$$

$$m(\dot{v}_y + v_x\gamma) = \sum_i F_{xi}\sin(\delta_i) + \sum_i F_{yi}\cos(\delta_i) \tag{10}$$

$$I_z\dot{\gamma} = \sum_i (k_i)l_i F_{xi}\sin(\delta_i) + \sum_i (k_i)l_i F_{yi}\cos(\delta_i) \tag{11}$$

본 논문에서는 조향비율 결정을 위하여 동역학 모델의 정상상태 분석을 수행하며, 식 (9)~(11)의 가속도($\dot{v}_x$, $\dot{v}_y$) 및 타이어 힘(F_{xi}, F_{yi})이 정상상태로 수렴될 때의 요속도(γ)와 횡슬립(β)에 초점을 맞춘다.

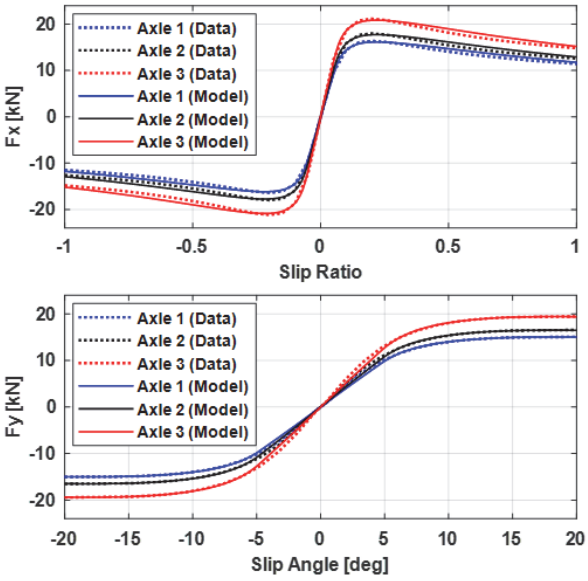

Fig. 4 Tire force of reference data and nonlinear model

2.3 선형 단일트랙 차량동역학 모델

조향비율 결정 단계에서는 비선형 모델 이외에도 조향비율 계산의 용이성을 위해 선형화된 단일트랙 차량 동역학 모델을 사용한다. 선형 모델은 비선형 모델에서 종방향 속도(v_x)가 일정하고 횡슬립(β)이 작으며, 타이어 힘이 차량 좌표계의 y축 방향으로만 작용한다는 가정으로부터 유도할 수 있다. 또한 다음의 식 (12)와 같이 선형으로 표현되는 타이어 슬립이 작은 영역에서의 관계만을 사용한다.

$$F_{yi} = 2C_{yi}\alpha_i \tag{12}$$

종방향 속도(v_x)가 일정하고 F_{yi}가 차량 좌표계의 y축 방향으로만 작용하므로, 비선형 모델 중 식 (9)의 종방향 운동방정식은 무시될 수 있다. 또한 횡슬립이 작다는 가정으로 인해 y축 방향의 가속도 성분은 $\dot{v}_y = v_x\dot{\beta}$가 되어, 식 (10), (11)의 횡방향 운동방정식과 모멘트 평형식은 다음과 같이 선형화된다.

$$mv_x\dot{\beta} + 2\sum_i C_{yi}\beta + \left\{mv_x + \frac{2\sum_i\{(k_i)l_iC_{yi}\}}{v_x}\right\}\gamma = 2\sum_i(C_{yi}\delta_i) \tag{13}$$

$$2\sum_i\{(k_i)l_iC_{yi}\}\beta + I_z\dot{\gamma} + \frac{2\sum_i(l_i^2C_{yi})}{v_x}\gamma = 2\sum_i\{(k_i)l_iC_{yi}\delta_i\} \tag{14}$$

식 (13), (14)의 선형 모델은 식 (15)의 상태방정식으로 표현되고, 행렬의 구성요소는 식 (16)~(21)과 같다.

$$\begin{bmatrix}\dot{\beta}\\ \dot{\gamma}\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}a_{11}\,a_{12}\\ a_{21}\,a_{22}\end{bmatrix}\begin{bmatrix}\beta\\ \gamma\end{bmatrix}+\begin{bmatrix}b_{11}\,b_{12}\,b_{13}\\ b_{21}\,b_{22}\,b_{23}\end{bmatrix}\begin{bmatrix}\delta_1\\ \delta_2\\ \delta_3\end{bmatrix} \tag{15}$$

$$a_{11}=\frac{-2\left(C_{y1}+C_{y2}+C_{y3}\right)}{mv_x} \tag{16}$$

$$a_{12}=\frac{-2\left\{(k_1)l_1C_{y1}+(k_2)l_2C_{y2}+(k_3)l_3C_{y3}\right\}}{mv_x^2}-1 \tag{17}$$

$$a_{21}=\frac{-2\left\{(k_1)l_1C_{y1}+(k_2)l_2C_{y2}+(k_3)l_3C_{y3}\right\}}{I_z} \tag{18}$$

$$a_{22}=\frac{-2\left(l_1^2C_{y1}+l_2^2C_{y2}+l_3^2C_{y3}\right)}{I_zv_x} \tag{19}$$

$$b_{1i}=\frac{2C_{yi}}{mv_x} \tag{20}$$

$$b_{2i}=\frac{2(k_i)l_iC_{yi}}{I_z} \tag{21}$$

유도된 선형 모델을 정상상태에서의 관계식으로 변형하기 위해 우선 식 (15)에 $[\beta\ \dot{\gamma}]^T=[0\ 0]^T$를 적용하여 횡슬립과 요속도의 시간에 대한 변화율이 없는 상태로 만든다. 그리고 2번째 차축은 조향되지 않으므로 $\delta_2=0$을 적용하여 정리하면, 다음과 같이 1, 3축 조향각에 의해 횡슬립(β)과 요속도(γ)를 바로 산출할 수 있는 관계식이 유도된다.

$$\beta=\frac{-a_{22}\left(b_{11}\delta_1+b_{13}\delta_3\right)+a_{12}\left(b_{21}\delta_1+b_{23}\delta_3\right)}{a_{11}a_{22}-a_{12}a_{21}} \tag{22}$$

$$\gamma=\frac{-a_{11}\left(b_{21}\delta_1+b_{23}\delta_3\right)+a_{21}\left(b_{11}\delta_1+b_{13}\delta_3\right)}{a_{11}a_{22}-a_{12}a_{21}} \tag{23}$$

3. 조향비율 결정

본 장에서는 2장에서 도출한 단일트랙 차량동역학 모델을 기반으로 조향비율을 결정하는 방법에 대하여 서술한다. 조향비율의 결정은 속도 구간을 나누기 위해 기준 속도를 결정하는 것에서부터 시작하며, 두 개의 기준 속도를 결정한 후 총 3개의 구간으로 나눈다. 가장 낮은 속도 범위를 갖는 구간 1에서는 최소의 회전반경을 만들기 위해 1, 3축을 동일한 조향비율로 설정한다. 구간 2에서는 1축의 조향비율을 유지하되, 3축의 조향비율을 서서히 감소시킨다. 고속 영역인 구간 3에서는 1축만 조향을 하고, 조향휠에 대한 민감도를 둔감하게 조정할 수 있도록 1축 조향비율을 서서히 감소시킨다. 또한 구간 3에서는 구간 2와의 연속적인 요속도 특성이 되도록 한다.

3.1 기준 속도 결정

대상차량이 운용되는 주요 도로를 바탕으로 주어진 요구 선회특성은 Table 1과 같다. 이는 두 개의 정해진 속도에서의 회전반경으로 주어진다. 속도와 회전반경은 다시 각각의 요구 요속도인 γ_{d1}, γ_{d2}로 환산할 수 있으며, 대상차량이 만족해야 하는 목표 선회특성이 된다.

Table 1 Requirements for turning performance

	Velocity	Turning radius	Desired yaw-rate
Requirement 1	5 km/h	6 m	γ_{d1} : 13.3 deg/s
Requirement 2	50 km/h	75 m	γ_{d2} : 10.6 deg/s

기준 속도 결정 단계에서는 비선형 및 선형 차량동역학 모델을 함께 사용한다. 비선형과 선형 모델을 동시에 분석함으로써 타이어 포화가 만들어내는 선회특성의 격차를 함께 확인할 수 있다. 조향휠과 속도에 따른 선회특성을 2장에서 서술한 비선형 및 선형 모델로 도출하면 Figs. 5, 6과 같다. Fig. 5는 1, 3축 동일 조향비율일 때의 선회특성이며, Fig. 6은 1축만을 조향했을 때의 선회특성을 나타낸 것이다. Figs. 5, 6 모두 대상차량을 이용한 정상 원선회 시험 데이터를 함께 표시하였으며, 15 km/h 이하의 속도에서는 선형, 비선형 모델 모두 실제상황을 잘 표현해준다는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 5의 1, 3축 동일조향의 선회특성을 보면, 일정 속도(예를 들어, 100 % 조향의 경우 20 km/h)까지는 속도 증가에 따라 요속도가 선형적으로 증가하다가 그 이상의 속도에서는 갑작스럽게 줄어든다. 이는 해당 속도에서부터 타이어 힘의 포화가 발생하면서 비선형 특성이 나타나기 때문이다. 그리고 조향휠 인가가 클수록 더 작은 속도에서 타이어 힘의 포화가 발생하는 것을 알 수 있다. 100 % 조향에서의 횡슬립 특성을 보면, 속도 10 km/h까지는 약 -4°의 횡슬립을 보이다가, 20 km/h 부근에서는 급격하게 변하여 약 -20° 수준의 큰 각도를 형성한다. 이것은 회전반경의 최소화를 위해 1, 3축 동일조향이 필요하더라도, 주행 안정성 측면에서 속도 10 km/h 이하에서만 제한적으로 허용해야 한다는 것을 의미한다.

Fig. 6은 1축만 조향했을 때의 선회특성이며, 조향휠 25 %에서는 속도 전구간에서 선형 특성을 보인다. 하지만 조

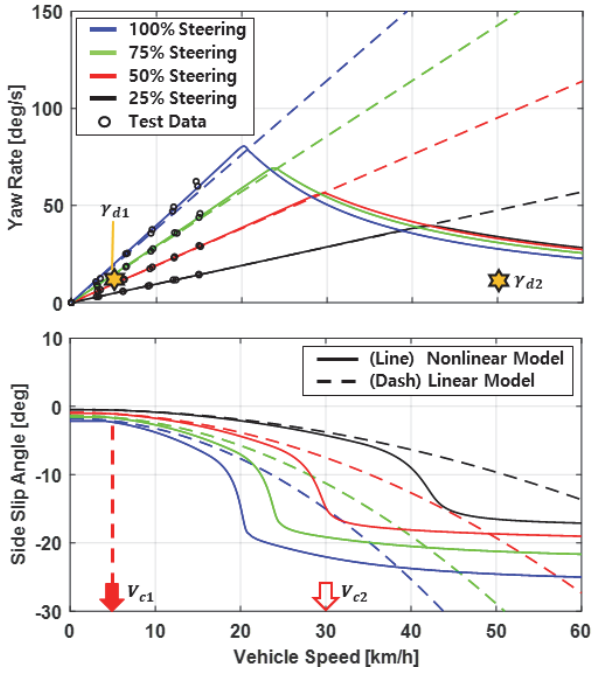

Fig. 5 Turning characteristics when steering the 1st and 3rd axles equally

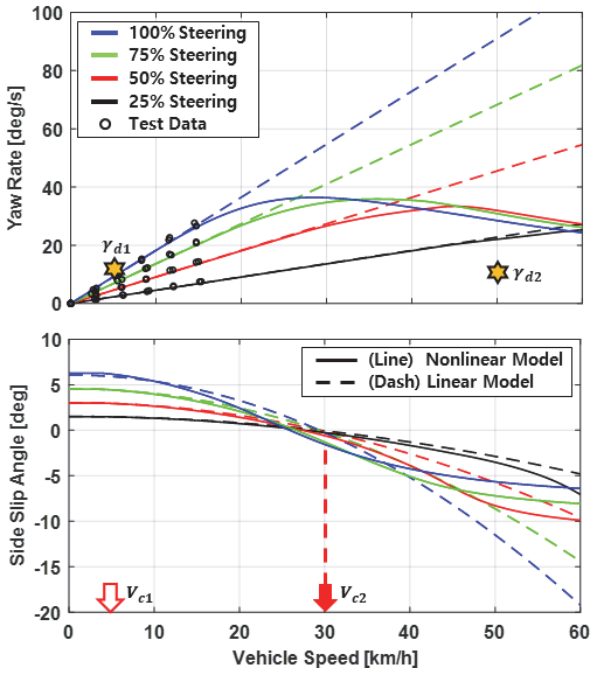

Fig. 6 Turning characteristics when only the 1st axle is steered

향휠이 커질수록 점점 더 낮은 속도에서부터 비선형성이 시작된다. 횡슬립 역시 20 km/h 이상부터 비선형성이 생기는 것을 알 수 있으며, 35 km/h 이상에서는 조향각이 커짐에 따라 횡슬립이 더 줄어드는 경우도 볼 수 있다.

본 논문에서는 기준 속도를 결정하기 위해 Figs. 5, 6에서의 요구 요속도(γ_{d1}, γ_{d2}) 충족여부와 주행 안정성 지표 중 하나인 횡슬립을 이용한다.

우선 구역 1과 2를 구분하는 V_{c1}을 결정하기 위해, Fig. 5와 6 두 개의 결과를 비교하였다. γ_{d1}은 1, 3축을 동일하게 조향할 때에만 만족할 수 있으므로 속도 5 km/h를 구간 1과 2를 구분하는 V_{c1}으로 설정하였다. V_{c1}에서 조향휠 100 %일 때의 횡슬립은 약 -2°이며, V_{c1} 이후의 구간 2에서는 속도가 높아질수록 3축 조향비율을 낮추는 전략을 갖는다.

γ_{d2}는 1축만 25 %로 조향해도 충분히 만족할 수 있는 요구 요속도가 되며, 고속에서는 안정성 측면에서 1축만 조향하는 방법을 사용한다. 구역 2와 3을 구분하는 V_{c2}은 횡슬립이 -2°가 되는 30 km/h를 기준 속도로 정하였다. 횡슬립 -2°는 앞서 V_{c1} 결정 과정에서 확인된 1, 3축 동일조향일 때의 횡슬립이다. 이로 인해 구간 2(V_{c1}에서 V_{c2} 사이)에서는 1, 3축을 동시에 조향하되 3축의 조향비율을 서서히 낮추고, 구간 3(V_{c2} 이상)에서는 1축만을 조향하게 된다. 구간 3에서는 1축만 25 % 조향하더라도 γ_{d2}를 충분히 만족할 수 있기 때문에, 1축 조향비율을 조정하여 조향 민감도를 둔감하게 해줄 수 있는 여유가 존재한다.

3.2 조향비율 결정 방법

조향비율 결정 단계에서는 정상상태에서의 선형 차량 동역학 모델을 사용한다. 정상상태 선형 모델을 사용하는 이유는 주어진 속도와 요속도가 있을 때, 필요한 조향각이 시뮬레이션 없이 산술적으로 구해질 수 있기 때문이다. 그리고 선형 모델을 사용할 수 있는 또 하나의 이유는 속도 별 주로 사용되는 조향휠의 조작범위 때문이다. 저속일 때는 조향휠을 최대범위까지 사용하는 경우가 빈번한 것에 비해 고속에서는 낮은 범위의 조향휠 조작만이 주로 사용된다. 저속은 Fig. 5의 결과처럼 1, 3축 조향의 15 km/h 이하 영역으로 생각할 수 있고, 고속은 1축만 25 % 조향하는 영역을 고려할 수 있는데, 언급된 영역에서는 모두 속도와 요속도의 관계가 선형 특성을 보인다. 이것은 속도 별 조향휠의 주 조작범위가 선형 특성을 보이는 범위에 있기 때문에 선형 모델을 사용해도 합리적인 결과를 이끌어낼 수 있다는 의미가 된다.

본격적으로 조향비율을 결정하기 위해서는 구간 별로 요속도 설정값을 정의해야 한다. 구간 1인 V_{c1}까지는 1, 3축 동일조향 방식이므로 별도의 조향비율 결정 없이 1, 3축 모두 조향휠 입력과 동일한 조향비율을 적용하면 된다.

구간 2에서의 1축 조향비율은 조향휠 입력을 그대로

반영하되, 3축 조향비율을 속도 증가에 따라 작게 만들어 V_{c2}에 도달하면 1축만 조향을 하도록 설정한다. 속도가 증가함에 따라 횡슬립이 급격하게 커지는 1, 3축 조향 방식에서 빠르게 벗어나 1축 조향방식으로 전환하기 위하여, 본 연구에서는 다음과 같이 지수함수를 도입하여 구간 2에서의 요속도 함수를 정의한다.

$$\gamma_{s2}(v)=a\left\{1-e^{-\tau(v-V_{c1})}\right\}+\gamma_{c1} \tag{24}$$

여기서 γ_{c1}은 1, 3축 동일조향 선형 모델의 V_{c1}에서의 요속도이다. $\gamma_{s2}(v)$는 구간 2에서의 속도 별 요속도 설정값이며, a와 τ는 함수의 형태를 결정짓는 계수이다. 구간 1과 2가 연속되는 요속도 변화율이 되도록, 아래의 두 조건을 만족하는 a와 τ를 구하면 구간 2에서의 요속도 설정값인 $\gamma_{s2}(v)$를 얻을 수 있다.

$$\left.\frac{d\gamma_{s1}(v)}{dv}\right|_{v=V_{c1}}=\left.\frac{d\gamma_{s2}(v)}{dv}\right|_{v=V_{c1}}=a\tau \tag{25}$$

$$\gamma_{c2}=a\left\{1-e^{-\tau(V_{c2}-V_{c1})}\right\}+\gamma_{c1} \tag{26}$$

여기서 γ_{c2}은 1축만 조향되는 선형 모델의 V_{c2}에서의 요속도가 된다.

구간 3에서의 요속도 설정값 $\gamma_{s3}(v)$은 구간 2에서의 요속도 변화율을 유지하면서 속도 증가에 대한 선형성을 유지하기 위해, (V_{c2},γ_{c2}) 지점에서의 $\gamma_{s2}(v)$ 기울기와 다음과 같은 1차 다항식으로 구성된 $\gamma_{s3}(v)$의 기울기가 같아지도록 한다.

$$\gamma_{s3}(v)=\left\{\left.\frac{d\gamma_{s2}(v)}{dv}\right|_{v=V_{c2}}\right\}(v-V_{c2})+\gamma_{c2} \tag{27}$$

전체 차량 속도 영역에서 선형 특성을 보이는 조향휠 25 %를 기준으로 이제까지 결정한 요속도 설정값을 도시하면 Fig. 7과 같다.

조향비율 결정의 마지막 단계는 이제까지 정해진 요속도 설정값을 만족하기 위한 각 축의 조향비율을 계산하는 것이다. 구간 2에서 1축 조향비율에 대한 3축 조향비율 $\eta(v)$에 의해 $\delta_3=\eta(v)\delta_1$인 관계를 정의하고, 이를 식 (23)에 대입하면 다음과 같이 요속도 설정값에 대한 3축 조향비율을 계산할 수 있다.

$$\eta(v)=\frac{(a_{21}b_{11}-a_{11}b_{21})-(a_{11}a_{22}-a_{12}a_{21})\dfrac{\gamma_{s2}(v)}{\delta_1}}{a_{21}b_{13}-a_{11}b_{23}} \tag{28}$$

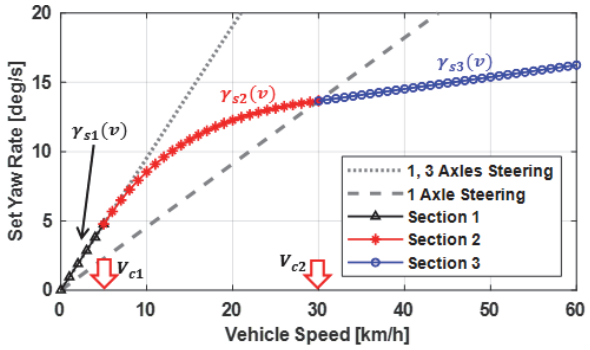

Fig. 7 The yaw rate generated for setting the steering ratio rule

구간 3에서는 속도에 따라 감소하는 1축 조향비율을 결정해야 하며, 식 (23)에 $\delta_1=\epsilon(v)\delta$와 $\delta_3=0$를 대입하면 다음과 같이 조향휠에 대한 1축 조향비율 $\epsilon(v)$을 계산할 수 있다.

$$\epsilon(v)=\frac{a_{11}a_{22}-a_{12}a_{21}}{a_{21}b_{11}-a_{11}b_{21}}\frac{\gamma_{s3}(v)}{\delta} \tag{29}$$

Fig. 8은 차량 속도에 대하여 결정된 1, 3축 조향비율을 표현한 것이다. 결과에서 볼 수 있듯이, 구간 1 (5 km/h 이하)에서는 조향휠 명령에 따라 1, 3축이 동일한 조향비율로 설정된다. 구간 2 (5~30 km/h 사이)에서는 1축은 조향휠에 동일한 조향비율을 유지하지만, 3축은 속도 증가에 따라 비율이 감소된다. 그리고 구간 3 (30 km/h 이상)에서는 1축의 조향비율도 속도 증가에 따라 감소하며, 조향감이 둔감해지는 효과를 가져온다.

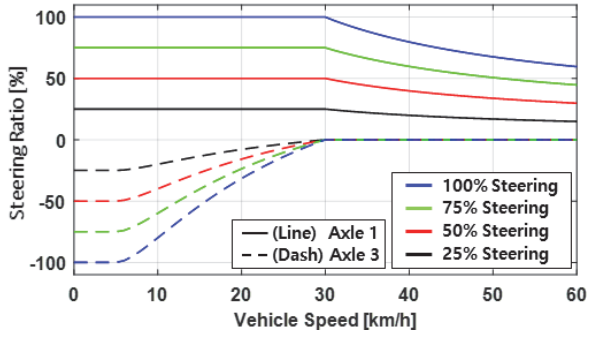

Fig. 8 The determined 1st and 3rd steering ratio

3.3 결정된 조향비율에 대한 선회특성

결정된 조향비율을 적용한 선회특성은 Fig. 9와 같다. 우선 요속도 특성 결과를 보았을 때, 허용 가능한 조향범위에서 요구 요속도 γ_{d1}와 γ_{d2} 모두 만족한다는 것을 보여준다. 또한 40 km/h 이하의 속도까지는 모든 조향휠에

대하여 횡슬립 -5°이내의 각도로 유지되며, 그 이상의 속도에서는 점차 각도가 커진다. 25 % 조향의 경우는 최고 속도에서도 -5°이내의 횡슬립을 보인다.

Fig. 9에서 20 km/h 이하의 저속 영역에서는 선형과 비선형 모델 간의 결과 차이가 작지만, 큰 조향휠 입력일수록 특정 속도에서부터는 비선형적 특성이 강해진다. 이는 Fig. 10에 표현된 횡방향 타이어 힘이 20, 30, 45 km/h 부근에서 포화가 발생하여 변곡점이 생기는 것과 관계가 있으며, 선형 모델에서는 타이어 포화가 반영되지 않기 때문이다.

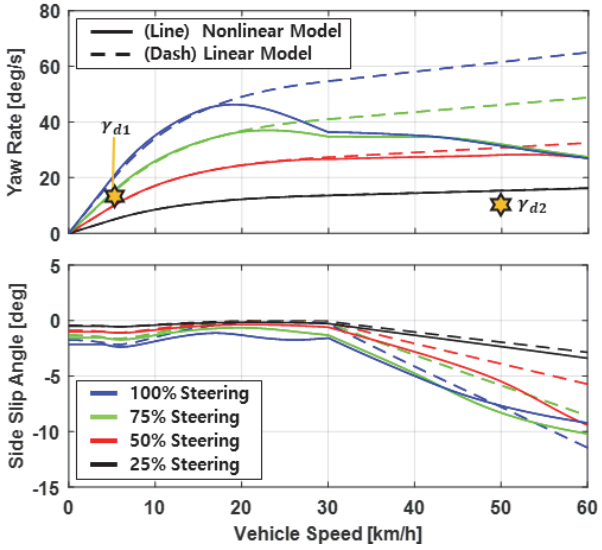

Fig. 9 Turning characteristics with the decided steering ratio

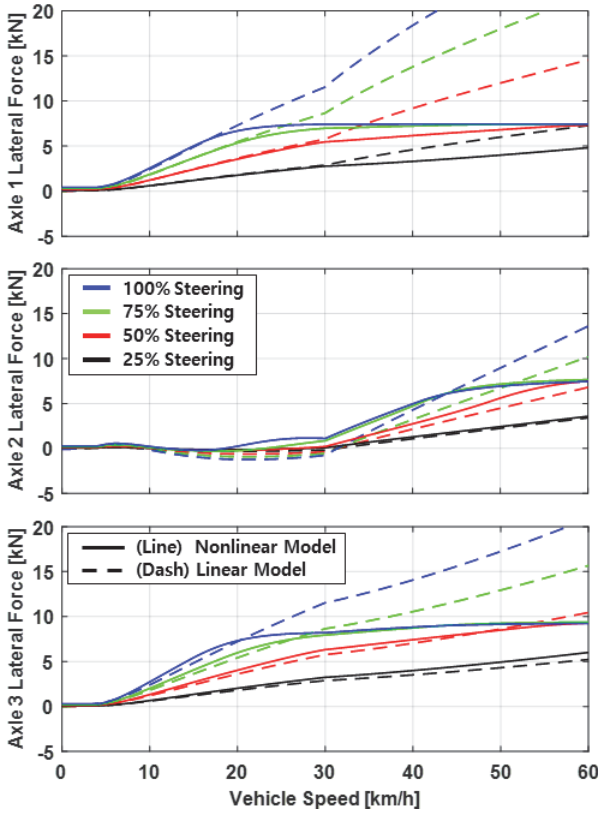

Fig. 10 Lateral force of each axle with the decided steering ratio

4. 시뮬레이션

제안하는 조향비율 결정 방법이 합리적인 결과를 이끌어내는지와 결정된 조향비율이 대상차량에 적합한지를 확인하기 위하여 시뮬레이션을 수행하였다. 시뮬레이션은 정상상태와 과도상태 확인을 위한 시나리오로 수행되었으며, 상용의 차량동역학 시뮬레이션 도구인 TruckSim을 사용하였다. 타이어 모델은 TruckSim 도구가 보유한 테이블 모델을 사용하였으며, Fig. 4의 타이어 데이터를 그대로 적용하였다.

시뮬레이션 수행을 위해 기본적으로 필요한 차량제어 알고리즘 또한 적용되었으며, 기존 연구사례의 방법을 이용하였다. 세부적으로는 김상준 등[12]의 방법으로 속도제어기를 구성하였는데, 이는 모터 토크를 이용한 차속 제어 방법이다. 그리고 요속도 추종을 위해 또 다른 연구사례의 방법을 이용하여 좌/우 토크분배를 수행하였으며,[13] 3.3에서 획득한 조향휠 및 차량속도 별 정상상태의 요속도 특성을 테이블로 구성하여 요구 요속도로 활용하였다.

4.1 정상상태 시뮬레이션

첫 번째 시뮬레이션 시나리오는 정상상태 특성을 확인하는 것이다. ISO 4138 표준의 일정 조향휠 시험 시나리오를 사용하였으며,[14] 조향휠 명령을 유지한 상태에서 차량 속도를 천천히 증가시키는 시나리오이다. 이 시나리오는 정상상태의 특성을 확인하기 위한 것이며, 시뮬레이션 결과를 Fig. 11에 나타내었다. Fig. 11의 조향비율 결과를 통해, 3.2에서 결정된 조향비율이 시뮬레이션에도 동일하게 적용되는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 11의 차량 속도 결과에서 조향휠이 커질수록 도달 가능한 속도가 작아지는 것을 확인할 수 있다. 이는 조향휠이 클수록 횡방향 타이어 힘이 커지며, 상대적으로 종방향 타이어 힘의 포화가 빨리 발생하므로 더 이상의 종방향 가속도를 만들 수 없기 때문이다.

Fig. 11의 요속도와 횡슬립 결과를 보면, 차량동역학 모델을 이용한 3.3에서의 선회특성에 비해 횡슬립이 더 낮은 속도에서 커지고, 비선형성이 더 크게 발생하는 것을 볼 수 있다. 이것은 시뮬레이션에 적용된 차량제어기가 차량 속도와 요속도 추종만을 목적으로 구현되었고,

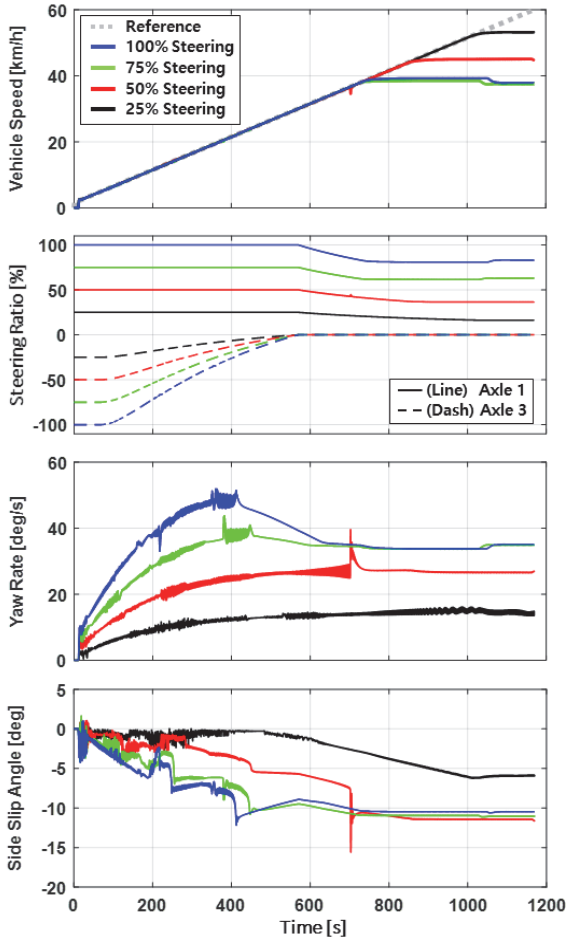

Fig. 11 Steady-state simulation results of the proposed steering control

매 순간 제어에 의해 발생한 각 휠 토크가 선회특성에 영향을 주기 때문이다. 이러한 현상은 Fig. 12에 나타낸 횡방향 타이어 힘을 보면 더욱 명확하게 확인할 수 있는데, 요속도와 횡슬립이 크게 변하는 동작점에서, 타이어 힘의 큰 변화가 동반했다는 것을 알 수 있다. 특히 조향휠 50 %의 700초 부근에서는 요속도에 큰 피크가 발생하였는데, 이는 모터 토크제한에 의해 요속도 추종 제어기에서 갑작스런 좌/우 토크 비율을 조정하느라 타이어 힘의 큰 변화로 생기는 결과라고 볼 수 있다.

4.2 과도상태 시뮬레이션

결정된 조향비율을 적용한 대상차량이 과도상태에서도 적절한 거동을 보이는지를 확인하기 위하여 과도상태 시뮬레이션을 수행하였다. ISO 7401 표준의 스텝(Step) 입력 시나리오를 응용하여, 조향휠과 속도에 대한 스텝 입력을 인가하였다.[15]

과도상태 시나리오는 급변하는 차량 속도 명령과 급격한 조향휠 인가에 대하여, 차량 거동 특성을 확인하기

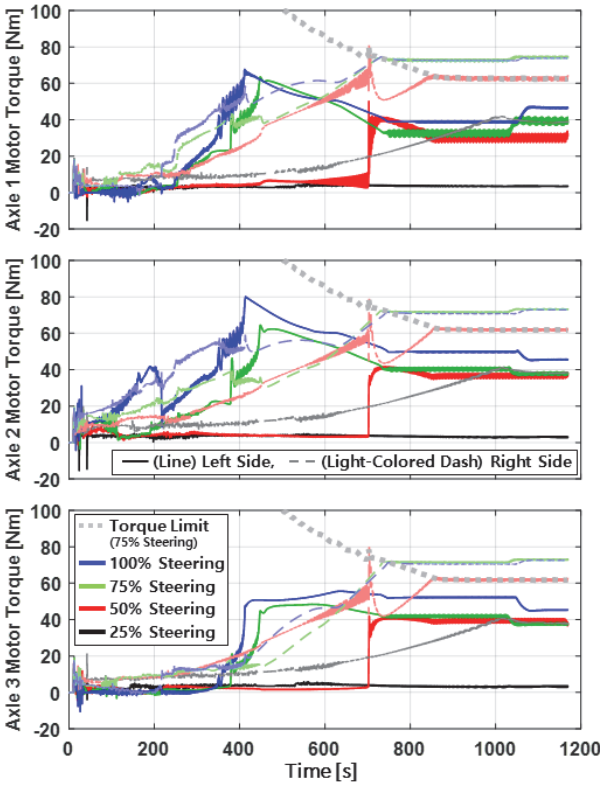

Fig. 12 Motor torque of the steady-state simulation

위해 구성하였다. 세부적으로는 3개의 차량 속도 구간을 설정하고, 한 속도 구간에서 좌조향(+)/중립(0)/우조향(-)을 스텝으로 인가되도록 하였다. 차량 속도 명령을 스텝으로 변화시킬 때에도 좌조향 또는 우조향이 입력된 상태에서 속도 명령이 변화되도록 하였다. 또한 시나리오의 마지막에는 우조향 100 % 상태에서 급제동을 수행하였으며, 이를 연속적으로 적용한 시뮬레이션 결과를 Fig. 13에 나타내었다.

우선 Fig. 13의 차량 속도와 조향비율을 통해 시뮬레이션 시나리오를 함께 가늠할 수 있다. 조향휠 100 %가 인가된 상태에서는 40 km/h에 못 미치는 속도에서 포화되었는데, 이는 Fig. 11의 정상상태 시뮬레이션에서 차속이 포화된 결과와 동일하다. 그리고 결정된 조향비율로 인해 속도가 증가할수록 3축 조향비율이 감소하고, 40 km/h에서는 1축의 조향비율도 감소한 것을 확인할 수 있다.

Fig. 13의 요속도와와 횡슬립 결과를 보면, 한 속도 구간 내에서 조향/중립이 스텝으로 변경되어도 요구하는 차량 속도를 유지하면서 원하는 요속도를 잘 추종하는 것을 알 수 있다. 또한 차량 속도를 스텝으로 변화시킬 때에는 100 %의 최대 조향을 유지한 상태인데, 이때도 역시 차량 속도 명령의 변화를 추종하면서도 요구 요속도를 잘 추종한다.

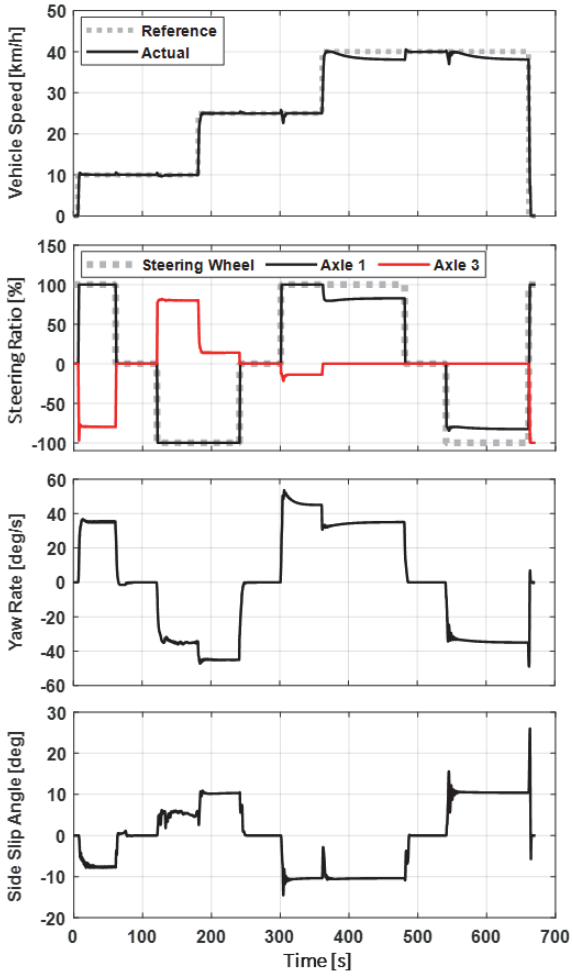

Fig. 13 Transient simulation results of the proposed steering control

5. 결 론

본 논문을 통해 1, 3축이 조향되는 6륜 차량에 대하여 비선형 단일트랙 차량 동역학 모델을 구성하였고, 슬립이 작다는 가정을 통해 선형 모델도 함께 구성하였다. 그리고 차량 모델을 통해 선회특성을 분석함으로써 속도별 1, 3축에 대한 조향비율을 결정하는 절차를 수립하였으며, 결정된 조향비율을 차량 모델에 재적용하여 선회특성을 확인하였다. 마지막으로 상용 시뮬레이션 환경을 통해 결정된 조향비율의 적합성을 확인하였다.

본 논문에서 다룬 대상차량의 1, 3축 조향비율을 결정하는 세부 절차를 요약하면 다음과 같다.

1) 기준 속도 결정 : 요구 요속도 만족 여부와 횡슬립의 크기를 토대로 두 개의 기준 속도를 결정한 후 총 3개의 구간으로 나눈다.
2) 구간 1의 3축 조향비율 결정 : 가장 낮은 속도 범위를 갖는 구간 1에서는 최소 회전반경 유지를 위해 1, 3축을 동일한 조향비율로 설정한다.
3) 구간 2의 3축 조향비율 결정 : 구간 2에서는 1축의 조향비율을 100 %로 유지하되, 3축의 조향비율을 서서히 감소시켜 1-3축 동일조향에서 1축 조향방식으로 전환하기 위한 요속도 함수를 정의한다. 정의된 요속도 함수를 통해 3축의 조향비율을 결정한다.
4) 구간 3의 1축 조향비율 결정 : 고속 영역인 구간 3에서는 1축만 조향을 하고, 조향휠에 대한 민감도를 둔감하게 조정할 수 있도록 1축 조향비율을 서서히 감소시킨다. 구간 2와의 연속적인 요속도 특성이 되도록 요속도 함수를 정의하고, 이를 통해 1축의 조향비율을 결정한다.

시뮬레이션 결과에서 확인할 수 있듯이, 독립구동 차량은 휠 별 토크 제어 성능이 선회 특성에 큰 영향을 미친다. 비록 본 연구는 1, 3축이 조향되는 6륜 차량의 조향비율을 결정하는 내용에 초점을 맞추었지만, 대상차량과 같은 다축 특수 차량의 주행제어를 위한 연구 활동과 실차 검증이 지속적으로 수행될 예정이다.

후 기

이 연구는 2022년도 산업통상자원부 및 산업기술평가관리원(KEIT) 연구비 지원에 의한 연구임('20010132').

References

1) M. H. M. Ariff, H. Zamzuri, M. A. M. Nordin, W. J. Yahya, S. A. Mazlan and M. A. A. Rahman, "Optimal Control Strategy for Low Speed and High Speed Four-Wheel-Active Steering Vehicle," Journal of Mechanical Engineering and Sciences, Vol.8, pp. 1516-1528, 2015.
2) H. E. B. Russell and J. C. Gerdes, "Design of Variable Vehicle Handling Characteristics Using Four-Wheel Steer-by-Wire," IEEE Transactions on Control Systems Technology, Vol.24, No.5, pp.1529-1540, 2016.
3) J. Park and K. Huh, "Rear Wheel Steering Control Algorithm for Improving Vehicle Yaw Response in High Driving Speed," Transactions of KSAE, Vol.28, No.7, pp.453-461, 2020.
4) T. J. Song, H. W. Lee, M. Kim and K. Oh, "A Self-tuning Based Adaptive Model Predictive Control Algorithm for Improving Handling Performance of Four-wheel Independent Steering Vehicles," Transactions of KSAE, Vol.28, No.8, pp.521-533, 2020.
5) K. Huh, K. Kim and J. Hong, "Handling and

Driving Characteristics for Six-wheeled Vehicles," Proceeding of the IMechE Part D, Vol.214, No.2, pp.159-170, 2000.
6) W. G. Kim, J. Y. Kang and K. Yi, "Drive Control System Design for Stability and Maneuverability of a 6WD/6WS Vehicle," Int. J. Automotive Technology, Vol.12, No.1, pp.67-74, 2011.
7) M. Ahmed, M. El-Gindy and H. Lang, "A Novel Adaptive-Rear Axles Steering Controller for an 8×8 Combat Vehicle," Proceeding of the IMechE Part C, Vol.236, No.2, pp.738-751, 2021.
8) D. E. Williams, "Generalised Multi-axle Vehicle Handling," Vehicle System Dynamics, Vol.50, No.1, pp.149-166, 2012.
9) H. Ren, T. Shim, J. Ryu and S. Chen, "Development of Effective Bicycle Model for Wide Ranges of Vehicle Operations," SAE 2014-01-0841, 2014.
10) L. Chen, M. Bian, Y. Luo and K. Li, "Maximum Tire Road Friction Estimation Based on Modified Dugoff Tire Model," International Conference on Mechanical and Automation Engineering, pp.56-61, 2013.
11) M. Bian, L. Chen, Y. Luo and K. Li, "A Dynamic Model for Tire/Road Friction Estimation under Combined Longitudinal/Lateral Slip Situation," SAE 2014-01-0123, 2014.
12) S. Kim, J. S. Bang, S. Kim and H. Lee, "Robust Vehicle Speed Control Using Disturbance Observer in Hybrid Electric Vehicles," Int. J. Automotive Technology, Vol.21, No.4, pp.931-942, 2020.
13) Z. Zhang, X. Ma, C. Liu and S. Wei, "Dual-Steering Mode Based on Direct Yaw Moment Control for Multi-wheel Hub Motor Driven Vehicles: Theoretical Design and Experimental Assessment," Defence Technology, Vol.18, No.1, pp.49-61, 2022.
14) ISO 4138, Passenger Cars – Steady-State Circular Driving Behaviour – Open-Loop Test Methods, 2012.
15) ISO 7401, Road Vehicles – Lateral Transient Response Test Methods – Open-Loop Test Methods, 2011.