Transactions of KSAE, Vol. 32, No. 2, pp.227-232 (February, 2024)

Check for updates

Copyright © 2024 KSAE / 219-08
pISSN 1225-6382 / eISSN 2234-0149
DOI http://dx.doi.org/10.7467/KSAE.2024.32.2.227

차량 선회 성능 향상을 위한 트윈 클러치 액슬의 토크 벡터링 제어 로직에 관한 연구

백 인 섭[1)] · 임 원 식[*2)]

서울과학기술대학교 자동차공학과[1)] · 서울과학기술대학교 기계자동차공학과[2)]

A Study on the Torque Vectoring Control Logic of Twin Clutch Axle to Improve Vehicle Cornering Performance

Insub Baek[1)] · Wonsik Lim[*2)]

[1)]*Department of Automotive Engineering, Seoul National University of Science and Technology, Seoul 01811, Korea*
[2)]*Department of Mechanical and Automotive Engineering, Seoul National University of Science and Technology, Seoul 01811, Korea*
(Received 28 November 2023 / Revised 9 January 2024 / Accepted 18 January 2024)

Abstract : This paper is a study on the torque vectoring control logic of a twin-clutch axle system that replaces the existing differential system. This system controls the pressure of the torque vectoring clutch to control the driving torque of each wheel and generate yaw motion to improve cornering performance or vehicle stability as desired by the driver. To make this possible, the controller needs to perform appropriate calculations. The proposed control logic is composed of a combination of open-loop control and closed-loop control to improve control accuracy, stability, and responsiveness. Additionally, to ensure stability under various driving conditions, a reference yaw rate considering tire slip angles was calculated. To evaluate the performance of the proposed logic, simulations were performed and the results were analyzed.

Key words : Torque vectoring(토크 벡터링), Vehicle dynamic control(차량 동역학 제어), Cornering performance(선회 성능), Clutch control(클러치 제어), Driving stability(차량 주행 안정성), Electric vehicle(전기 자동차)

Nomenclature

a_x, a_y	: longitudinal & lateral acceleration, m/s^2
I_z	: vehicle yaw inertia, kg・m^2
$l_{f,r}$	: distance from C.G to front, rear axle, m
$t_{f,r}$	: track width of front, rear axle, m
R_t	: effective radius of tire, m
h_{CG}	: height of C.G, m
I_M	: equivalent rotational inertia of motor, kg・m^2
I_{TM}	: equivalent rotational inertia of transmission, kg・m^2
$I_{RL,RR}$	: rear left, right shaft rotational inertia, kg・m^2
ω_M	: motor angular velocity, rad/s
ω_{TM}	: transmission angular velocity, rad/s
$\omega_{RL,RR}$	: rear left & right shaft angular velocity, rad/s
r_R	: reduction gear ratio
$r_{G1,G2}$	: gear ratio of gear step 1 & 2
$T_{C1,C2}$	: transfer torque of step 1, step 2 clutch, N・m
$T_{CL,CR}$	: transfer torque of left, right clutch, N・m
$F_{xRL,xRR}$	: longitudinal force of rear left, right wheel, N
$P_{CL,CR}$	: piston pressure of left, right clutch, N/m^2
δ	: front steering angle, rad
$\alpha_{f,r}$	: slip angle of front, rear tire, rad
β	: vehicle side slip angle, rad
γ	: yaw rate, rad/s
V_x, V_y	: longitudinal & lateral velocity, m/s
m	: vehicle mass, kg

*Corresponding author, E-mail: limws@seoultech.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.

1. 서 론

전자제어 시스템이 차량에 도입된 이래로 차량의 선회 성능을 향상하고자 토크 벡터링 방식과 제어에 관한 연구가 이어지고 있다.

제동 방식은 별도의 동력 분배 장치가 필요하지 않다는 장점이 있다. 그러나 가속 상황에서 제어할 경우, 제동력에 의해 총구동력이 감소하므로 구동 성능과 효율이 떨어져 주로 제동 상황에만 유효한 방식이다.

독립 모터 구동 방식은 좌우 모터를 독립적으로 제어할 수 있어 제어 영역이 넓고 큰 요 모멘트를 발생시킬 수 있다. 그러나 각 모터 성능에 의해 토크 벡터링 제어 성능이 제한되는 단점이 있고, 단가 측면에서도 불리하다. 특히 차동장치의 부재로 인해 차량 안정성 확보를 위한 Fail-safe 기술을 더욱 요구한다.

토크 벡터링 디퍼렌셜은 차동장치에 의해 안정성이 확보되어 있으나, 구조가 복잡하고 설계 및 제어 시 클러치의 불연속적인 동력 전달 특성, 발열 및 내구성을 고려해야 한다.

GKN, Magna 등은 차동장치를 제거하고 좌우 구동축에 위치한 한 쌍의 클러치를 이용해 차동 기능과 토크 분배를 하는 시스템(Torque Vectoring Twin Clutch Axle, TVTCA)을 양산하고 있다. 이 방식은 타력 주행 시 동력을 차단해 무부하 손실 토크를 줄이는 역할도 할 수 있어 AWD 차량의 주행 효율을 향상할 수 있다.[1)]

본 연구에서는 TVTCA 시스템이 탑재된 실차 제어기 개발을 위해 시스템 분석 및 모델링을 진행하고, 제어기를 구성하여 MATLAB/Simulink와 CarSim을 연동한 가상 환경에서 시뮬레이션을 수행하고 성능을 평가하였다.

2. 차량 시스템 모델링

2.1 차량 제원 및 파워트레인 구조

연구대상 차량의 외형, 제원 그리고 파워트레인 개략도는 각각 Photo. 1, Table 1, Fig. 1에 나타나 있다. 해당 차량에는 변속 시스템이 존재하지만, 본 연구에서는 변속

Photo. 1 Appearance of developing vehicle

Table 1 Vehicle specification and performance

Parameter (Notation)	Value (Units)
Vehicle mass (m)	2,060 [kg]
Yaw moment inertia of vehicle (I_z)	3,548 [kg · m^2]
Distance from C.G to front axle (l_f)	1.297 [m]
Distance from C.G to rear axle (l_r)	1.377 [m]
Track width of front axle (t_f)	1.595 [m]
Track width of rear axle (t_r)	1.620 [m]
Effective radius of tire (R_t)	0.38 [m]
Height of C.G (h_{CG})	0.71 [m]
Rated torque	210 [N · m]
Max speed	10,000 [RPM]
Rated power	80 [kW]

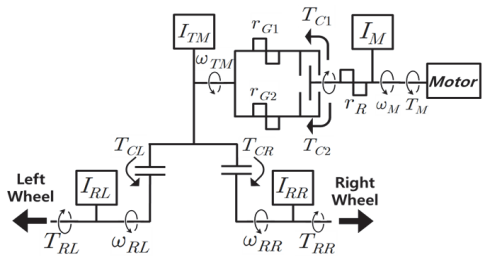

Fig. 1 Schematic diagram of powertrain system

단수를 고정한 상태에서 토크 벡터링 제어 성능을 확인했다.

2.2 구동시스템 모델링

파워트레인 시스템의 마찰 및 유체 저항은 상대적으로 작아 무시할 수 있다고 가정하였다. 이때 시스템의 운동방정식은 식 (1) ~ (4)와 같이 표현될 수 있다.

$$I_M\dot{\omega}_M = T_M - \frac{T_{C1}+T_{C2}}{r_R} \tag{1}$$

$$I_{TM}\dot{\omega}_{TM} = r_{G1}T_{C1} + r_{G2}T_{C2} - T_{CL} - T_{CR} \tag{2}$$

$$I_{RL}\dot{\omega}_{RL} = T_{CL} - F_{xRL}R_t \tag{3}$$

$$I_{RR}\dot{\omega}_{RR} = T_{CR} - F_{xRR}R_t \tag{4}$$

여기서 $T_{Ci}\,(i=1,2,L,R)$은 클러치 전달 토크를 의미하며, 슬립 시 클러치의 전달 토크는 식 (5)와 같이 표현될 수 있다.

$$T_C = \mu_k P A_P R_e N_s \, sign(\omega_{in} - \omega_{out}) \ \ (unlocked) \tag{5}$$

여기서 μ_k는 동마찰계수, P는 피스톤 압력, A_P는 압력 작용 면적, R_e는 유효 마찰 반경, N_s는 마찰면 개수를 의미한다.

3. 토크 벡터링 제어기 설계

3.1 제어 컨셉

기존 연구[2,3]에서는 토크 벡터링 제어를 위해 타이어 선회 강성 계수 값을 필요로 하는 수식을 사용해 목표 요 속도를 도출했다. 그러나 타이어 선회 강성 계수는 노면 상태와 수직력 변화 등 주행 과정에서 실시간으로 변하므로 기존 목표 요 속도 수식을 사용할 경우, 다양한 주행 상황에서 최대의 선회 성능이 발휘하거나 주행 안정성을 확보하는 것이 어렵다. 이러한 문제를 해결하고자 차량 거동 특성을 고려한 목표 요 속도 도출 알고리즘을 제안하였다.

또, 제어의 속응성과 정확성을 향상하기 위해 Open-loop control과 Closed-loop control의 병렬 구조로 제어기를 구성하였다. 제어기의 전체적인 모습은 Fig. 2와 같다.

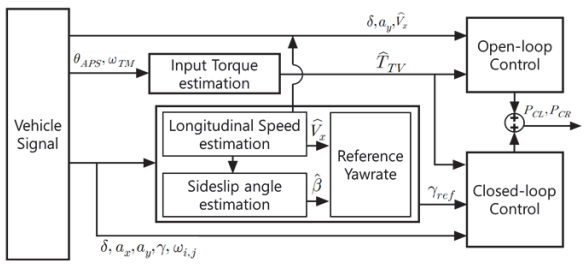

Fig. 2 Block diagram of torque vectoring controller

3.2 Open-loop Controller 설계

3.2.1 토크 벡터링 액슬의 가용 토크 추정

식 (1) ~ (5)에서 확인했듯 TVTCA 시스템은 클러치 슬립이 발생하는 상황에서 클러치 압력 제어를 통해 직접적으로 구동 토크를 제어할 수 있는 방식이다. 그러므로 클러치 슬립을 발생시키기 위해 클러치 입력축에 작용하는 토크를 파악하여 슬립이 발생하도록 압력 제어를 하여 구동 토크 분배 제어를 해야 한다.

모터 추정 토크와 기어비만으로는 파워트레인을 구성하는 회전체에서 발생하는 관성 토크를 고려하지 못하므로 정확한 구동 토크 제어가 어렵다. 따라서 2.2절의 수식으로 좌우 토크 벡터링 클러치가 전달하는 토크의 총합(T_{TV})을 추정하고자 한다. T_{TV}는 아래와 같이 표현할 수 있다.

$$T_{TV} = T_{CL} + T_{CR} \tag{6}$$

본 연구에서는 고정단 상황에서 토크 벡터링 성능을 확인하기 위해 식 (1), (2)와 기어비 관계를 이용해 식 (7)과 같이 단수별로 T_{TV}를 계산할 수 있다. 해당 식은 모터가 성능 곡선대로 토크를 발생시키고 다른 저항력 및 손실이 없는 이상적인 상황을 가정했을 때 유도되는 식이다.

$$T_{TV} = \begin{cases} r_R r_{G1} T_M - ((r_R r_{G1})^2 I_M + I_{TM})\dot{\omega}_{TM} & (Gear\ step1) \\ r_R r_{G2} T_M - ((r_R r_{G2})^2 I_M + I_{TM})\dot{\omega}_{TM} & (Gear\ step2) \end{cases} \tag{7}$$

3.2.2 Open-loop Control Logic

Open-loop control은 저속과 중고속 영역에 대응하기 위해 두 개의 2-D Lookup table로 구성되어 있다. 저속에서는 운전자 조향각과 T_{TV}를 입력받고, 중고속 영역에서는 조향각 대신 횡가속도 값을 입력받아 클러치의 압력을 결정한다. 각 Lookup table의 데이터는 Steady-state 선회 상태를 유지할 수 있도록 시뮬레이션을 반복하여 적정한 압력 범위를 찾고, 차량 주행 안정성을 고려하여 입력하였다.

3.3 Closed-loop Controller 설계

기존 연구[4,5]에서는 Single track model을 이용해 목표 요 속도를 구했다. 그러나 평면 차량 모델과 마찬가지로 주행 상황에 따라 바뀔 수 있는 파라미터가 포함되어 있어 다양한 주행 환경에 대응하지 못하는 한계점이 있다.

본 연구에서는 사이드 슬립각을 추정하는 연구[6-8]를 바탕으로 후륜의 슬립각이 과도하지 않도록 목표 요 속도를 제한하는 로직을 구성했다.

3.3.1 차량의 종방향 속도 추정

사이드 슬립각을 추정하기 위해서는 차량의 종방향 속도가 필요하다. 노면과 타이어 사이에는 슬립이 발생하므로 각 휠의 선속도를 구해 평균을 내면 오차가 크다. 따라서 기존 연구[9]를 참고해 차속 추정 알고리즘을 구현했다. 먼저 기구학적인 관계를 이용해 각 휠 속도로부터 구한 차량의 종방향 속도는 다음과 같다.

$$V_{x,ij} = \begin{cases} \omega_{iL} R_t \cos(\delta_{iL}) - \dfrac{t_i}{2}\gamma & (\text{for } Left\ wheel) \\ \omega_{iR} R_t \cos(\delta_{iR}) + \dfrac{t_i}{2}\gamma & (\text{for } Right\ wheel) \end{cases} \tag{8}$$
$$where\ i = Front, Rear\ wheel$$
$$j = Left, Right\ wheel$$

가속도 값으로부터 특정 바퀴의 슬립율이 높은 경우

를 생각할 수 있다. 차속 추정 수식은 다음과 같다.

$$\hat{V}_x = K_1 W_{mean}(V_{x,ij}) + K_2 \min(V_{x,ij}) + K_3 \max(V_{x,ij}) \quad (9)$$

기존 연구에서는 가속도 값에 따라 수식을 다르게 적용했다. 하지만 수식이 전환될 때마다 불연속에 의해 차속의 미분량이 증가하여 W_{mean}의 추정성능이 떨어졌다. 이를 보완하기 위해 가속도에 대한 Lookup table 함수인 K_1, K_2, K_3를 시뮬레이션을 통해 설정했다. W_{mean} 함수는 다음과 같다.

$$W_{mean} = \frac{\sum W_{ij} V_{x,ij}}{\sum W_{ij}} \quad (10)$$

$$W_{ij} = e^{-\frac{1}{2}\left(\frac{(\frac{d\hat{V}_{x,t-1}}{dt} - \frac{dV_{x,ij}}{dt})^2}{\sigma_{w1}^2} + \frac{(\hat{V}_{x,t-1} - V_{x,ij})^2}{\sigma_{w2}^2}\right)} \quad (11)$$

W_{ij}는 특정 휠로부터 구한 차속($V_{x,ij}$)과 이전 타임 스텝에서 추정한 차속($\hat{V}_{x,t-1}$)의 차이, 그리고 각각을 미분한 가속도의 차이를 계산해 각 차이가 클수록 값이 감소한다. 급격한 구동, 제동 토크로 인해 일부 휠에서 슬립이 발생하는 상황에서 W_{mean}은 $V_{x,ij}$를 평균으로 낸 경우보다 높은 정확도로 차속을 추정할 수 있다.

3.3.2 차체 사이드 슬립각 추정

평면 위에서 운동하는 차량의 종/횡방향 운동 방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{bmatrix} \dot{V}_x(t) \\ \dot{V}_y(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & \gamma(t) \\ -\gamma(t) & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} V_x(t) \\ V_y(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} a_x(t) \\ a_y(t) \end{bmatrix} \quad (12)$$

a_x, a_y, γ는 차량의 센서로 계측 가능한 값이며, 식 (9)에서 구한 $\hat{V}_x$를 대입하면 특정 위치에서의 추정 횡속도 미분량을 구할 수 있다. 외란과 센서의 편차 및 노이즈가 추정 결과에 큰 영향을 주지 않는 상황에서 추정 차체 사이드 슬립각을 식 (13)과 같이 구할 수 있다. 그러나 a_x, a_y는 차체에서 계측한 가속도 값이므로 오차가 누적되어 실제 값과 차이가 발생하게 된다. 따라서 차량 계측값을 이용해 차량이 한동안 횡 슬립 없이 직진하는 경우라 판단하면 적분치를 초기화한다.

$$\hat{\beta} = tan^{-1}\left(\frac{\hat{V}_{y,C}}{\hat{V}_{x,C}}\right) = \frac{\int (a_{y,C} - \gamma \hat{V}_x) dt}{\hat{V}_x} \quad (13)$$

3.3.3 목표 요 속도 도출 및 Closed-loop Control Logic

Fig. 3은 평면 위의 차량이 I.C.R(Instantaneous Center of Rotation)을 기준으로 선회하는 모습이다.

원심력이 작아 타이어 슬립각(α)이 0에 가까운 저속 선회 상황에서는 A.C.R(Ackermann Center of Rotation)을 중심으로 선회가 이뤄진다. 여기서 속도나 조향각이 증가하면 전/후 차축 중심에서의 슬립각(α_f, α_r)이 증가해 선회에 필요한 횡력을 발생시킨다. 이 경우 A.C.R에서 I.C.R로 선회 중심이 이동하면서 β도 변하게 된다. 이것을 식 (14)와 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{cases} \alpha_f = \delta_f - \beta - \dfrac{l_f \gamma}{V_x} \\ \alpha_r = -\beta + \dfrac{l_r \gamma}{V_x} \end{cases} \quad (14)$$

계속해서 원심력이 증가하면 타이어 슬립각이 증가해도 횡력이 증가하지 않는 시점에 도달한다. 이 상황에서는 요구 구심력에 대응하지 못해 오버스티어나 언더스티어가 발생해 차량이 운전자의 의지대로 움직이지 못하게 된다. 따라서 이런 현상을 방지하기 위해 슬립각과 횡력이 비례하는 영역에서 주행하도록 구동 토크를 분배해야 한다. 식 (15), (16)와 같이 전/후륜 타이어 성능 데이터로부터 최대 허용 슬립각을 차량 계측 및 추정값을 대입하여 목표 요 속도를 설정하고 해당 범위를 넘지 않도록 제어한다.

$$\begin{cases} \gamma_{\alpha_f limit} = \dfrac{V_x}{l_f}(\delta_f - \beta - \alpha_{f,max}) \\ \gamma_{\alpha_r limit} = \dfrac{V_x}{l_r}(\beta + \alpha_{r,max}) \end{cases} \quad (15)$$

$$\gamma_{ref} = \max(\min(\gamma_{Upperbound}, \gamma_{Neutral}), \gamma_{lowerbound}) \quad (16)$$

이렇게 구한 γ_{ref}와 요 속도(γ_m)의 차이를 오차로 정의

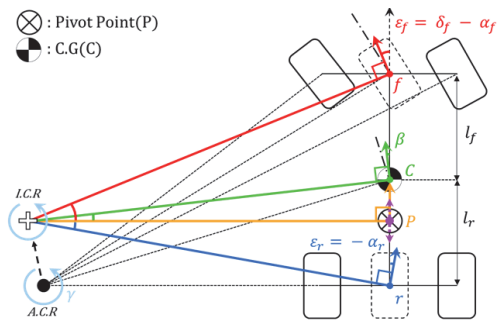

Fig. 3 Block diagram of torque vectoring controller

하여 PID controller(Closed-loop controller)에 입력시키고, 출력된 값을 Open-loop controller의 출력값과 합산시켜 클러치 압력을 결정하였다.

4. 시뮬레이션 평가

TVTCA의 제어 성능을 확인하기 위해 동일 주행 조건에서 차동장치 장착 차량(Diff)과 시뮬레이션 결과를 비교했다. 노면 마찰계수는 0.85로 설정했다.

4.1 일정 반경 가속 선회 시나리오

반경이 50 m인 주행 경로를 추종하며 가속하는 상황으로, 증가하는 요구 구심력에 차량이 대응할 수 있는지 확인할 수 있다. 시뮬레이션 결과는 Figs. 4, 5와 Table 2에 나타나있다. 제어 시 안정 영역에서 최대속도는 71.86 km/h로 1.24 km/h 증가하고 최대 횡가속도는 0.76 g로 약 0.02 g 증가한 것을 확인했다. 그리고 0.6 g의 횡가속도를

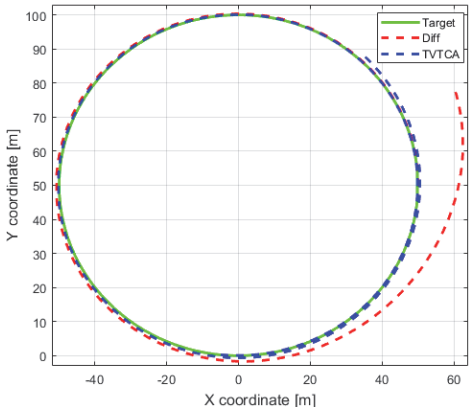

Fig. 4 Scenario 1: vehicle trajectory

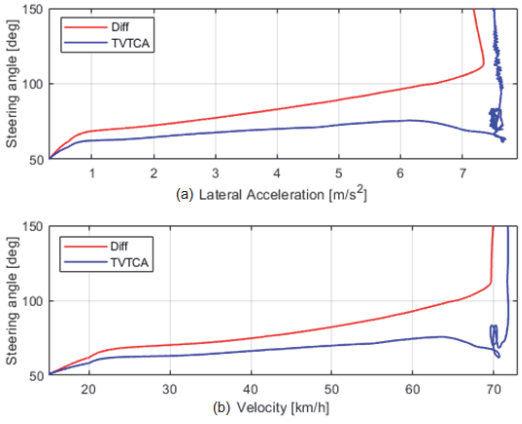

Fig. 5 Scenario 1: (a) lateral Acceleration vs steering angle (b) velocity vs steering angle

Table 2 Scenario 1: simulation result(at stable state)

Max. value	Diff	TVTCA
Velocity [km/h]	70.62	71.86 (+ 1.24, 1.7 %)
Lateral acceleration [g]	0.74	0.76 (+ 0.02, 2.7 %)
Steering angle [deg] @ a_y = 0.6g	95.6	75.2 (- 20.4, 21 %)

발생시키기 위한 조향각이 Diff 대비 75.2도로 20.4도가 줄어들었다. 이것은 토크 벡터링 제어로 전륜의 횡력 부담 감소 및 운전자의 조작 부담이 감소한 것을 보여준다.

이후 TVTCA 차량은 0.78 g일 때 최대 횡가속도에 도달하고 이내 0.75 g에 수렴한다. 이것은 후륜 슬립각이 과도하게 증가하는 상황을 파악하고 목표 요 속도를 제한해 주행 안정성을 확보하도록 제어되었기 때문이다.

4.2 슬라럼 시나리오

과도상태 선회 성능을 확인하기 위해 위와 같은 슬라럼 경로(Fig. 6)를 약 50 km/h의 속도로 통과하는 시뮬레이션을 진행했다. 시뮬레이션 결과는 Fig. 7, Fig. 8과 Table 3에 나타나있다. 동일 조향 입력 대비 요 속도가 증가하여 시나리오 1과 마찬가지로 운전자의 조향각 입력이 감소했다. 또, 일반 차량보다 α_f은 감소, α_r은 증가해 전륜의 횡력 부담이 감소한 것을 확인할 수 있다.

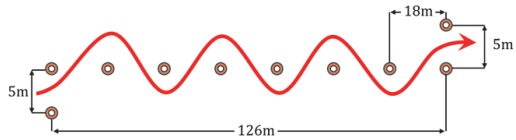

Fig. 6 Slalom test track

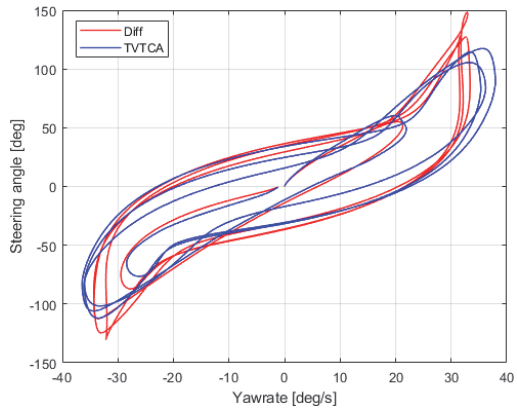

Fig. 7 Scenario 2: yaw rate vs steering angle

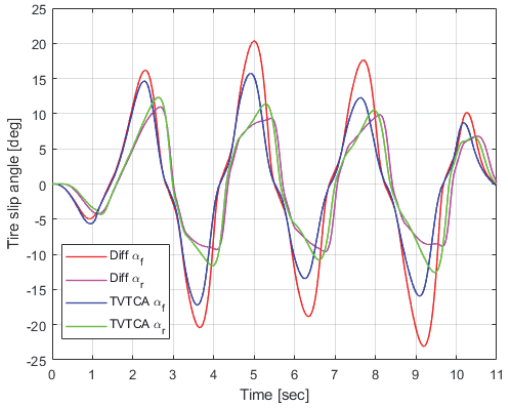

Fig. 8 Scenario 2: tire slip angle

Table 3 Scenario 2: simulation result

Max. value	Diff	TVTCA
Max Yaw rate [deg/s]	34.34	37.96 (+3.62, 11 %)
Max front slip angle [deg]	23.04	17.19 (-5.85, 25 %)
Max rear slip angle [deg]	10.96	12.56 (+1.60, 15 %)

5. 결 론

본 연구에서는 TVTCA를 장착한 차량의 선회 성능을 향상하기 위해 파워트레인 시스템을 분석하고 토크 벡터링 제어 로직을 개발하고 시뮬레이션을 통해 제어 성능을 확인하였다. 연구 결과는 다음과 같다.

1) TVTCA 시스템의 운동방정식을 정리하여 시스템 작동 특성을 분석하고 차량 시스템 모델링을 진행해 시뮬레이터를 구성하였다.
2) 차동장치 장착 차량 대비 조향각이 21 % 감소, 요 속도가 11 % 증가, 최대 횡가속도가 0.01 ~ 0.02 g 증가해 선회 성능이 향상되었음을 확인했다.
3) 제안한 목표 요 속도 알고리즘을 이용해 제어할 경우, 선회 성능 향상 및 과도한 제어로 인한 오버스티어를 방지할 수 있음을 확인했다.

본 연구에서는 시뮬레이션 환경에서 TVTCA 시스템과 제안된 제어 로직을 적용한 결과 선회 성능이 향상되었음을 확인하였다. 해당 연구내용을 바탕으로 실차 시험을 진행하고 보완하여 각종 불확실성이 존재하는 주행 상황에서도 목표 경로를 추종할 수 있는 실차 제어 로직 개발 연구가 이뤄지고, TVTCA 시스템의 에너지 손실을 최소화하는 방법에 관한 연구로 이어진다면 해당 시스템의 기술적인 완성도가 향상될 것으로 기대된다.

후 기

본 연구는 산업통상자원부(한국산업기술진흥원)에서 시행한 월드클래스플러스프로젝트지원(R&D)의 결과임.

References

1) S. H. Park, Y. C. Park, H. S. Lee, I. H. Jang and H. Kang, “A Study on the Test of Twin Clutch System for Axles,” KSAE Annual Conference Proceedings, pp.15-22, 2021.
2) K. S. Oh, K. W. Park, J. S. Lee and J. M. Yun, “Model-Predictive-Control Based Rear Wheel Torque Vectoring Algorithm for 4WD Vehicle to Improve Driving Stability,” Transactions of KSAE, Vol.26, No.6, pp.755-763, 2018.
3) J. Y. Park, J. W. Lee and S. J. Heo, “Study on Control Algorithm Development of Front Wheel Driven Dual Motor Torque Vectoring System and Handling Performance Evaluation,” Transactions of KSAE, Vol.27, No.4, pp.301-308, 2019.
4) J. H. Yi, K. H. Lee, I. H. Kim, D. W. Jeong and S. J. Heo, “A Study of Torque Vectoring Application in Electric Vehicle for Driving Stability Performance Evaluation,” Transactions of KSAE, Vol.22, No.3, pp.250-256, 2014.
5) S. W. Han, J. M. Cho, J. G. Yang, Y. H. Song and K. S. Huh, “Development of Unified Chassis Control System for Vehicle Stability with Active Suspension and Torque Vectoring,” KSAE Spring Conference Proceedings, pp.387-389, 2019.
6) S. H. Lee, Y. S. Son, C. M. Kang and C. C. Chung, “Slip Angle Estimation: Development and Experimental Evaluation,” IFAC Proceedings Volumes, Vol.46, No.10, pp.286-291, 2013.
7) H. H. Kim, J. Ryu, “Sideslip Angle Estimation Considering Short-Duration Longitudinal Velocity Variation,” Int. J. Automotive Technology, Vol.12, No.4, pp.545-553, 2011.
8) S. K. Kim, J. I. Park and S. H. Lee, “A Development of Evasive Steering Assist Control System Based on Vehicle Side-slip Angle Estimation,” Transactions of KSAE, Vol.28, No.9, pp.653-658, 2020.
9) D. Selmanaj, M. Corno, G. Panzani and S. M. Savaresi, “Robust Vehicle Sideslip Estimation Based on Kinematic Considerations,” IFAC-PapersOnLine, Vol.50, No.1, pp.14855-14860, 2017.