



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

공학박사학위논문

횡방향 휠하중 기반의 차량 안정성
제어에 관한 연구

A Study on a Vehicle Stability Control based
on Wheel Lateral Force

2014 년 8 월

서울대학교 대학원

기계항공공학부

정 창 현

횡방향 휠하중 기반의 차량 안정성 제어에 관한 연구

A Study on a Vehicle Stability Control based
on Wheel Lateral Force

지도교수 김 윤 영

이 논문을 공학박사학위논문으로 제출함

2014 년 5 월

서울대학교 대학원

기계항공공학부

정 창 현

정창현의 박사학위논문을 인준함

2014 년 6 월

위 원 장 _____ (인)

부 위 원 장 _____ (인)

위 원 _____ (인)

위 원 _____ (인)

위 원 _____ (인)

국문초록

횡방향 휠하중 기반의 차량 안정성 제어에 관한 연구

차량의 자세 안정성 제어 시스템인 ESC(Electronic Stability Control)는 지능형자동차(Intelligent Vehicle)에서도 가장 핵심적인 주행 안전 시스템으로 미국, 유럽 등 선진국 뿐 아니라 국내에서도 안전규제에 따라 신차부터 단계적으로 적용되고 있다. 차량 내 센서 정보로부터 차량의 자세 안정성을 판단하고 브레이크와 엔진 토크 제어를 통해 미끄러짐을 억제하며 선회 주행 시 안정성을 확보하는 ESC 시스템은 주행 중 극한 위험 상황 하에서 사고 회피와 차량의 안정적인 주행을 보조한다. 이를 위해서 관련 센서 부품의 기민한 반응과 제어기 및 액추에이터의 정확한 동작이 필수적이다. 현재 상용화된 ESC 시스템은 운전자의 조향입력과 차량의 속도, 바디 거동 정보로부터 차량의 자세를 예측하는데 이에 따른 계산 시간, 서스펜션 반응에 따른 지연시간 등이 수반되는 한계가 있으

며, 차세대 ESC 기술로서 차량의 자세와 직결되는 휠하중(wheel force)을 직접 측정하여 차량 자세제어에 반영하는 연구가 진행되고 있다.

본 연구에서는 상용 ESC 시스템에서 사용하는 차량 바디 거동 정보인 요율(yaw rate) 기반 제어와 향후 개발이 예상되는 휠하중 정보 기반 제어의 반응시간 차이와 그에 따른 성능을 비교하고 분석하였다. 이를 위하여 대상차량에 대한 고정도의 차량 동역학모델을 개발하고, 요율 제어 ESC와 휠하중 제어 ESC 간소 알고리즘을 제안하여 해석적 분석(S/W simulation)을 수행하였다. 또한 RCP(Rapid Control Prototyping) 플랫폼 기반의 시험 차량을 개발해 실차시험을 수행함으로써 상기 알고리즘의 효과를 검증하였다. 그리고 요율 제어 ESC와 휠하중 제어 ESC의 성능 차이를 좀 더 보기위해 기존의 ESC 표준 시험 모드에 기반한 최악 상황 시험 시나리오를 제안하여 ESC 알고리즘의 효과를 평가했다.

본 연구의 주요 결과는 다음과 같다.

첫째로 현재 상용 ESC 시스템에 일반화된 요율 제어 ESC는 구조적으로 센서 정보를 취득하는 반응시간 지연이 반드시 수반됨에 따라 성능을 향상시키는데 한계가 있으며, 반면 휠하중 기반 제어 ESC는 요율 제어 ESC와 비교하여 상대적으로 응답시간이 매우 빠르면서 차량 자세 안정성 제어 측면에서도 우수함을 해석적 분석 방법과 실차 시험 방법을 통해 정량적으로 확인하였다.

둘째로 휠하중 기반 제어 ESC는 보다 빠른 제어 개입으로 자세 안정성을 복원시키는 과정에서 제동력 개입이 크게 줄어들며 이러한 결과로

주행중 NVH(Noise, Vibration and Harshness) 특성도 향상되며 ESC 작동 중에 운전자가 느낄 수 있는 불쾌감을 줄여줄 수 있음을 확인할 수 있었다. 또한 최근 고급차량을 중심으로 ADAS(Advanced Driver Assistance System) 장착이 확대됨에 따라 ESC 시스템에 보다 높은 내구수명을 요구하는 상황에서, 제동력 개입을 줄여줄 가능성이 높은 횡방향 휠하중 제어 ESC 개발의 필요성이 증대하는 것과는 부합한다.

마지막으로 기존의 ESC 시스템뿐만 아니라 향후 개발될 차세대 ESC나 통합새시제어(UCC, Unified Chassis Control)처럼 점점 고도화되는 능동 새시 제어시스템의 효과를 평가하기 적합한 새로운 성능 지표로서 경로 이탈 거리(path departure distance)와 요각(yaw angle)을 제안하였다. 그리고 이들 성능 지표로 비교해봤을 때 횡방향 휠하중 제어 ESC는 보다 더 최악의 주행상황에서 차량의 자세제어 성능 향상 정도가 보다 크다는 사실을 확인하였다.

주요어 : 차량 자세 안정성, 과대조향, 부족조향, 요율, 횡방향 휠하중, 차량 동역학모델, 최악 상황 시나리오, 성능 지표, 경로 이탈 거리, 요각

학 번 : 2005-30242

목 차

국문초록	i
List of Tables	vii
List of Figures	ix
Nomenclature	xvii
제1장 서론	1
1.1 연구 배경	1
1.2 선행 연구 및 동향	10
1.2.1 차량 자세 안정성 제어 기술	10
1.2.2 차량 자세 안정성 센싱 기술	26
1.3 연구 목적	35
1.4 연구 요약	37
제2장 차량 동역학 해석	39
2.1 차량 동역학 모델	39
2.1.1 차량 동역학모델 개발	39
2.1.2 차량 동역학모델 검증	44
2.2 차량 동적 안정성 평가	46
2.2.1 차량 동적 안정성 평가 방법	46

2.2.2	차량 동적 안정성 해석 평가	50
2.3	고찰	56
제3장	해석 기반 차량 자세제어 알고리즘 효과 분석	58
3.1	차량 바디 자세정보 기반 제어 알고리즘	58
3.2	차량 바디 자세정보 기반 제어 응답 해석	62
3.2.1	요율 제어에 따른 차량 자세제어 효과	62
3.2.2	시간 지연에 따른 차량 자세제어 효과	67
3.3	횡방향 휠하중 정보 기반 제어 알고리즘	75
3.4	횡방향 휠하중 정보 기반 제어 응답 해석	83
3.5	자세제어를 위한 주요 변수 분석	90
3.6	고찰	97
제4장	실차기반 자세제어 알고리즘 효과 분석	101
4.1	알고리즘 구현용 시험 차량 개발	101
4.2	차량 거동 평가 실차시험	111
4.3	알고리즘에 따른 차량 거동 특성 분석	117
4.4	고찰	127
제5장	최악상황 시나리오 생성 및 알고리즘 평가	129
5.1	해석기반 최악상황 시나리오 생성	129
5.1.1	최악상황 도출을 위한 프로시저	130
5.1.2	최악상황 주행 시나리오 도출	136

5.2	최악상황 시나리오에 따른 알고리즘 평가	138
5.3	차량 자세 안정성 평가 지표	143
5.4	고찰	154
제6장	결론 및 향후 연구 과제	156
	Bibliography	159
	Abstract	165
	Appendix	168
	감사의 글	188

List of Tables

Table 1.1	Effectiveness of ESC by Crash Type and Vehicle Type	20
Tabel 1.2	ESC sensor and its function in conventional ESC system	26
Table 1.3	Vehicle information applicable to active safety system	27
Table 1.4	Load sensor specification	32
Table 2.1	Vehicle dynamic model verification : coefficient of correlation	45
Table 2.2	Vehicle test maneuver, performance index and criteria for intelligent chassis control system evaluation	47
Table 2.3	Vehicle model simulation results analysis for the sine with dwell maneuver	55
Table 3.1	ESC simulation results analysis for the yaw rate control	66
Table 3.2	ESC simulation results analysis for the yaw rate control with time delay	73
Table 3.3	ESC simulation results of the two control algorithm	86
Table 3.4	ESC parameters used in analysis	90
Table 3.5	Brake input comparison between yaw rate control and wheel force control	96
Table 4.1	CAN protocol design(Auto Box -> ECU) : 0x3A0	104
Table 4.2	CAN protocol design(HCU -> Auto Box) : 0x2A1	104
Table 4.3	Test equipment specifications	112
Table 4.4	ESC intervention and brake pressure results according to the control methods	122
Table 4.5	Common ESC hydraulic specification(Source : Daimler	

	Chrysler Common ESP Hydraulic Specification)	123
Table 4.6	Yaw rate results according to the control methods	125
Table 4.7	Lateral acceleration according to the control methods	126
Table 5.1	ESC simulation results for the worst case scenario	140
Table 5.2	Path departure distance results for the worst case scenario	148
Table 5.3	Yaw angle results for the worst case scenario	149
Table 5.4	Path departure distance results for the sine with dwell maneuver	151
Table 5.5	Yaw angle results for the sine with dwell maneuver	152
Table A1	Target vehicle specification	169
Table A2	Instrumentation for target vehicle dynamic characteristics during the vehicle driving test evaluation and measured signals	180
Table A3	Target vehicle dynamic characteristics evaluation items ..	181

List of Figures

Figure 1.1	Conventional ESC (Electronic Stability Control) system	3
Figure 1.2	The operational principle of conventional ESC system	4
Figure 1.3	Yaw rate control in conventional ESC system for preventing unstable vehicle condition	5
Figure 1.4	Example of time delay due to body behavior measurement method	7
Figure 1.5	Detection time comparison of the wheel force sensor and yaw rate sensor	7
Figure 1.6	Sprung mass and unsprung mass in vehicle dynamics	8
Figure 1.7	Lateral dynamic response on passenger car (on upper without ESC, at lower with ESC)	14
Figure 1.8	Vehicle tracking during right-left cornering sequence (on left without ESC, at right with ESC)	15
Figure 1.9	Dynamic response curves during a right-left cornering sequence	16
Figure 1.10	Lane change during panic stop(left figure) and curves for dynamic response parameters(right figure)	17
Figure 1.11	Unified Chassis Control(UCC) system technical roadmap in Europe(from Froust & Sullivan report)	24
Figure 1.12	Unified Chassis Control(UCC) Algorithm example	25
Figure 1.13	Comparison of sensor response	28
Figure 1.14	Basic schema of intelligent tire	29
Figure 1.15	Tire Force Sensing Hun Unit (JTEKT)	30

Figure 1.16	Load Sensor Integrated Hub Bearing(Left) and Load detection scheme(right)	31
Figure 1.17	Bearing types for load sensor-integrated hub bearing	31
Figure 1.18	Multi-sensor Hub Unit (NSK)	33
Figure 1.19	High responsive grip force in the lateral direction(NSK)	33
Figure 1.20	Wheel Bearing with Integrated Sensors (FAG)	34
Figure 2.1	Modeling process of vehicle dynamics with high accuracy	41
Figure 2.2	Vehicle test for dynamic performance analysis	42
Figure 2.3	Verification of the vehicle dynamic model with test data	43
Figure 2.4	Vehicle dynamic model verification result with respect to Step Steer Input(80km/h)	45
Figure 2.5	Vehicle dynamic model verification result with respect to Lane Change Input(100km/h)	45
Figure 2.6	Steering input in Sin with Dwell Maneuver	48
Figure 2.7	Trajectory of the vehicle in steady state cornering simulation	50
Figure 2.8	Lateral acceleration and steering wheel angle in steady state cornering simulation	51
Figure 2.9	Steering wheel angle input profile according to the sine with dwell maneuver	53
Figure 2.10	Lateral displacement of the vehicle mass center according to the sine with dwell maneuver	53
Figure 2.11	Sideslip angle according to the sine with dwell maneuver	54
Figure 2.12	Yaw rate according to the sine with dwell maneuver	54
Figure 3.1	ESC algorithm employing vehicle yaw rate	60
Figure 3.2	ESC Simulink model developed to simulate the developed	

	yaw rate information based control algorithm	61
Figure 3.3	Yaw rate controller in ESC Simulink model	61
Figure 3.4	Steering wheel angle input profile according to the sine with dwell maneuver for yaw rate control	64
Figure 3.5	Analysis results according to the yaw rate control (1) : lateral displacement of the vehicle mass center	64
Figure 3.6	Analysis results according to the yaw rate control (2) : side slip angle	65
Figure 3.7	Analysis results according to the yaw rate control (3) : yaw rate	65
Figure 3.8	Response characteristics of yaw rate and lateral wheel force obtained from the vehicle dynamics analysis results applied with sine with dwell maneuver	68
Figure 3.9	Modified ESC Simulink model to simulate the yaw rate information delay	69
Figure 3.10	Steering wheel angle input profile according to the sine with dwell maneuver for the yaw rate control	70
Figure 3.11	Analysis results according to the yaw rate control with time delay (1) : lateral displacement of the vehicle mass center	70
Figure 3.12	Analysis results according to the yaw rate control with time delay (2) : side slip angle	71
Figure 3.13	Analysis results according to the yaw rate control with time delay (3) : yaw rate	71
Figure 3.14	ESC simulation results analysis for the yaw rate control with time delay	74
Figure 3.15	Tire cornering force properties	75

Figure 3.16	Cornering of a bicycle model	76
Figure 3.17	Change of steer angle with speed	79
Figure 3.18	ESC algorithm employing lateral wheel force	81
Figure 3.19	ESC Simulink model developed to simulate the developed lateral wheel force information based control algorithm ..	82
Figure 3.20	Lateral wheel force controller in ESC Simulink model	82
Figure 3.21	Steering wheel angle input profile according to the sine with dwell maneuver	84
Figure 3.22	Comparison of analysis results according to sine with dwell maneuver (1) : lateral displacement of the vehicle mass center	85
Figure 3.23	Comparison of analysis results according to sine with dwell maneuver (2) : side slip angle	85
Figure 3.24	Comparison of analysis results according to sine with dwell maneuver (3) : yaw rate	86
Figure 3.25	ESC simulation results of the two control algorithm	87
Figure 3.26	Brake pressure result from yaw rate control according to sine with dwell maneuver	89
Figure 3.27	Brake pressure result from wheel lateral force control according to sine with dwell maneuver	89
Figure 3.28	Relationship between yaw rate difference and slip angle difference in sin with dwell maneuver	91
Figure 3.29	Vehicle slip angles according to the P-gain values in yaw rate control	94
Figure 3.30	Maximum vehicle slip angles according to the P-gain values in yaw rate control	94
Figure 3.31	Vehicle slip angles according to the P-gain values in	

	wheel lateral force control	95
Figure 3.32	Maximum vehicle slip angles according to the P-gain values in wheel lateral force control	95
Figure 4.1	Conventional ESC system scheme	102
Figure 4.2	New ESC system scheme developed to evaluate the ESC algorithm	103
Figure 4.3	Test vehicle settings for the ESC algorithm vehicle performance evaluation	105
Figure 4.4	Data flowchart for the ESC algorithm vehicle performance evaluation	106
Figure 4.5	Yaw rate control vehicle evaluation ESC model	108
Figure 4.6	Lateral wheel force control vehicle evaluation ESC model(1/2)	109
Figure 4.7	Lateral wheel force control vehicle evaluation ESC model(2/2)	110
Figure 4.8	Steering robot was used to have steering input R&R(Repeatability and Reproducibility)	112
Figure 4.9	GPS/RTK for measuring exact vehicle speed and position(Base on left figure, equipped test vehicle on right figure)	113
Figure 4.10	Vehicle test results under ‘no control’ vehicle condition	114
Figure 4.11	Vehicle test results under ‘yaw rate control’ vehicle condition	115
Figure 4.12	Vehicle test results under ‘lateral wheel force control’ vehicle condition	116
Figure 4.13	Consistent steering input for vehicle evaluation test was	

	done by steering robot	118
Figure 4.14	Vehicle speed deceleration	118
Figure 4.15	Response characteristics of yaw rate and lateral wheel force on front wheel obtained from the vehicle evaluation test applied with sine with dwell maneuver and lateral wheel force control	119
Figure 4.16	Brake pressure due to yaw rate control	121
Figure 4.17	Brake pressure due to lateral wheel force control	121
Figure 4.18	Resulting yaw behavior according to the control methods	125
Figure 4.19	Resulting lateral acceleration behavior according to the control methods	126
Figure 5.1	Worst case scenario development process	131
Figure 5.2	Optimization algorithm flow chart for worst case development	134
Figure 5.3	Worst Case evaluation process using PS method	135
Figure 5.4	Derivation of worst case driving scenario for NHTSA sine with dwell steering input (1/2 : simulation model)	136
Figure 5.5	Derivation of the worst case driving scenario for NHTSA sine with dwell steering input (2/2 : results)	137
Figure 5.6	Comparison of analysis results according to the worst case steering input (1) : lateral displacement of the vehicle mass center	139
Figure 5.7	Comparison of analysis results according to the worst case steering input (2) : side slip angle	139
Figure 5.8	Comparison of analysis results according to the worst case steering input (3) : yaw rate	140

Figure 5.9	Brake pressure result from yaw rate control according to the worst case steering input	142
Figure 5.10	Brake pressure result from wheel lateral force control according to the worst case steering input	142
Figure 5.11	ESC performance index criterion for sine with dwell maneuver and simulation results	145
Figure 5.12	Path departure distance	147
Figure 5.13	Comparison of analysis results according to the worst case steering input (4) : path departure distance	147
Figure 5.14	Comparison of analysis results according to the worst case steering input (5) : yaw angle	149
Figure 5.15	Comparison of analysis results according to the sine with dwell maneuver : path departure distance	151
Figure 5.16	Comparison of analysis results according to the sine with dwell maneuver : yaw angle	152
Figure 5.17	Comparison of new performance index according to the sin with dwell maneuver and worst case	153
Figure A1	Target vehicle(2.2L diesel, FF type driveline, 5AT)	169
Figure A2	Scanning work of the 3D hard-point for the vehicle suspension system(upper figure) and scanning results(lower figure)	170
Figure A3	Suspension components test(from left : damper, bush, spring)	171
Figure A4	Front suspension system modeling (Macpherson strut type)	171
Figure A5	Rear suspension system modeling(Multi link type)	172
Figure A6	Basic full car modeling (SW : ADAMS.Car)	172

Figure A7	Longitudinal vehicle dynamic model	173
Figure A8	Measurement of the relation between steering wheel angle and wheel steer angle	174
Figure A9	Input data for vehicle modeling with CarSim SW (1/3) ...	176
Figure A10	Input data for vehicle modeling with CarSim SW (2/3) ...	177
Figure A11	Input data for vehicle modeling with CarSim SW (3/3) ...	178
Figure A12	Vehicle driving test device installation for dynamic characteristics evaluation of the target vehicle	181
Figure A13	Vehicle test at proving ground	182
Figure A14	Vehicle test data	182
Figure A15	Vehicle dynamic model verification result with respect to Pulse Steer Input(80km/h)	184
Figure A16	Vehicle dynamic model verification result with respect to Step Steer Input(80km/h)	185
Figure A17	Vehicle dynamic model verification result with respect to Lane Change Input(100km/h)	186
Figure A18	Vehicle dynamic model verification result with respect to Slalom Input(80km/h)	187

Nomenclature

W	: Vehicle weight
$W_{f_{plane}}$: Dynamic weight on front wheel at plane
$W_{f_{slope}}$: Dynamic weight on front wheel at slope
L	: Wheelbase
θ	: Slope angle
$a_{yC.G.}$: Lateral acceleration at vehicle C.G.(Center of Gravity)
γ	: Yaw rate
γ_{peak}	: Peak yaw rate
t_0	: Time to steering stop
δ	: Steering angle
V	: Vehicle speed
g	: Acceleration of gravity
K	: Understeer gradient
$\gamma_{desired}$: Desired yaw rate
$\gamma_{measured}$: Measured yaw rate
F_y	: Lateral force
α	: Slip angle
C_α	: Cornering stiffness
CC_α	: Cornering coefficient
F_z	: Vertical force
F_{yf}	: Lateral force on front wheel

F_{yr} : Lateral force on rear wheel
 R : Cornering radius
 α_f : Slip angle on front wheel
 α_r : Slip angle on rear wheel
 W_f : Dynamic weight on front wheel
 W_r : Dynamic weight on rear wheel
 $C_{\alpha f}$: Cornering stiffness on front wheel
 $C_{\alpha r}$: Cornering stiffness on rear wheel
 a_y : Lateral acceleration
 x : State variable
 u : Design variable
 t : Time
 k : Iteration number
 L : Cost function
 Δ : Gradient of input
 t_n : Time step
 β_n : Final iteration number in each time step
 β : Sideslip angle

제 1 장

서 론

1.1 연구 배경

자동차가 증가하면서 더불어 교통사고의 증가도 이어지고 있으며 이에 인명과 재산의 경제적 손실은 물론 사회적 손실이 막대한 교통사고를 줄이기 위한 많은 연구가 진행되고 있다. 이에 따라 미래형 자동차 분야로 지능형 안전 자동차가 부각되고 있으며 수동적인 자동차 제어기술에서 최신의 전자기술, IT 기술을 접목한 능동적인 제어기술을 기반으로 한 차세대 지능형자동차(Intelligent Vehicle)가 개발되고 있다.^[1] 지능형 안전 자동차는 교통사고의 회피와 사고 후 운전자 및 보행자의 상해 최소화역할을 담당하게 되는데 미국 도로교통안전국(NHTSA)^[2] 통계에 따르면 지능형 능동안전시스템에 의해 교통사고 발생율은 사상 사고의 43%, 단독 충돌 사고의 56%, 단독 전복 사고의 80% 정도가 감소하는 것으로 알려져 있다.

최근 미국, 유럽 등 선진국뿐 아니라 국내 안전규제에 따라 신차부터 단계적으로 의무 적용되고 있는 ESC(Electronic Stability Control) 시스템

은 지능형 자동차 기술에서 가장 핵심적인 주행 안전 시스템으로, 각종 센서 신호 정보로부터 도로와 주행 환경을 분석하여 차량이 좌우로 미끄러지는 것을 방지할 수 있도록, ABS(Anti-lock Brake System)와 TCS(Traction Control System)를 이용하여 각 바퀴의 제동력과 구동력을 개별적으로 제어하는 시스템이다.^[3] 2004년 미국 도로교통안전국(NHTSA)이 발표한 자료에는 ESC가 교통사고를 35% 낮추는 것으로 나타났고, 특히 SUV에서는 ESC가 없는 차보다 사고율이 67% 낮은 것으로 발표되었다. 또한 미국 보험협회 부설 도로안전연구소(IIHS)^[4]에서는 2006년에 발표한 자료에서 ESC가 미국에서 연간 발생하는 교통사고를 최대 1만 건까지 예방할 수 있다고 밝혔다. 이에 따라 미국에서는 2012년형 모델부터 모든 승용차에 ESC가 기본으로 장착되기 시작했고, 유럽에서도 2012년부터 모든 승용차에 ESC를 의무적으로 장착하도록 법제화했다.

Figure 1.1과 1.2는 ESC 시스템 구성요소와 작동원리를 보여준다. ESC 시스템은 주행 및 차량 상태를 측정하는 각종 센서들(휠속도 센서, 요율(yaw rate) 및 횡가속도 센서, 조향각 센서)과 이로부터 얻어진 정보로부터 최적의 주행 조건을 판단하는 ECU(Electronic Control Unit) 등 제어부, 제어부의 명령을 수행하는 HCU(Hydraulic Control Unit), ABS(Anti-lock Braking System), TCS(Traction Control System) 액츄에이터로 구성되어 있다. 차량은 일반상태에서는 운전자의 조향 조작에 따라 선회하지만, 노면상태의 급변이나 장애물 회피 등의 응급 상황에서의 급작스런 조작에 의해 전륜의 미끄러짐이나 후륜의 미끄러짐에 이를 경우가 있다. 전륜의 미끄럼각(wheel slip angle)이 후륜의 미끄럼각보다 큰

경우를 부족조향(understeer), 작은 경우를 과대조향(oversteer)이라 한다. ESC 시스템은 차량 거동을 각종 센서로 검지해서 자동 가압에 의한 브레이크 제어와 엔진 토크 제어를 통해 횡방향 미끄러짐을 억제하고, 선회 시의 차량 안정성을 확보한다. 따라서 극한 상황 하에서 사고 회피와 차량의 안정적인 주행을 위해서는 ESC 시스템 센서 부품의 기민한 반응과 제어기 및 액추에이터의 정확한 동작이 필수적이다.

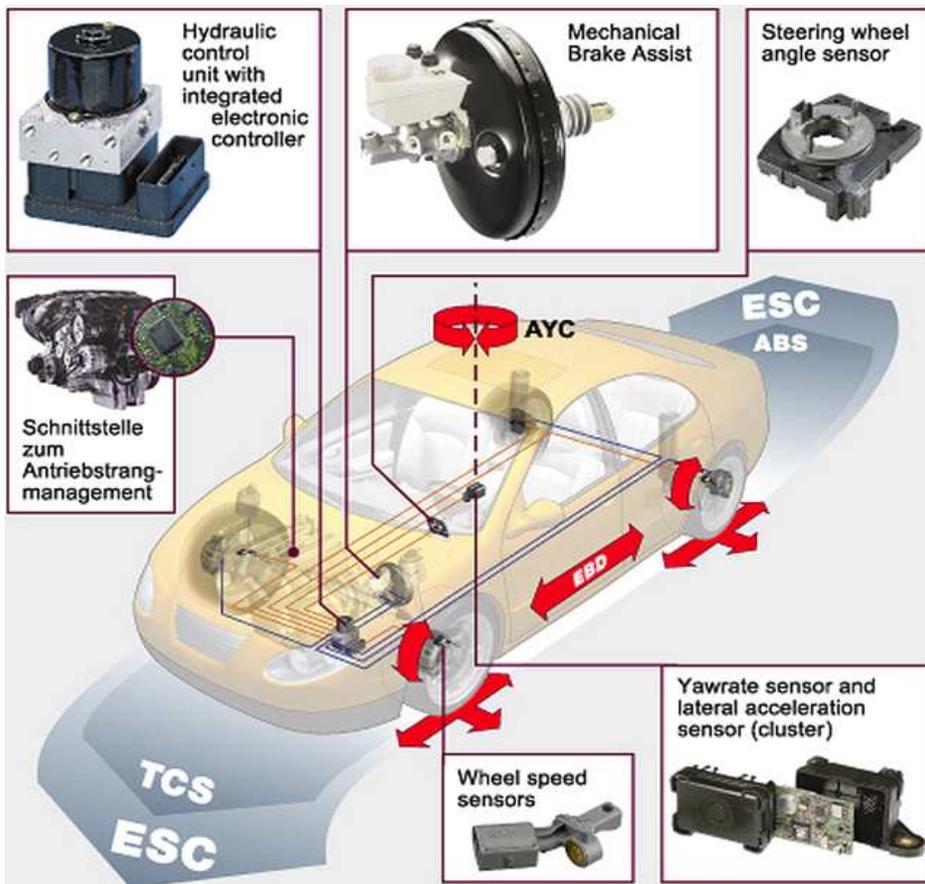


Figure 1.1 Conventional ESC(Electronic Stability Control) system

Figure source : internet(Star Tech Media)

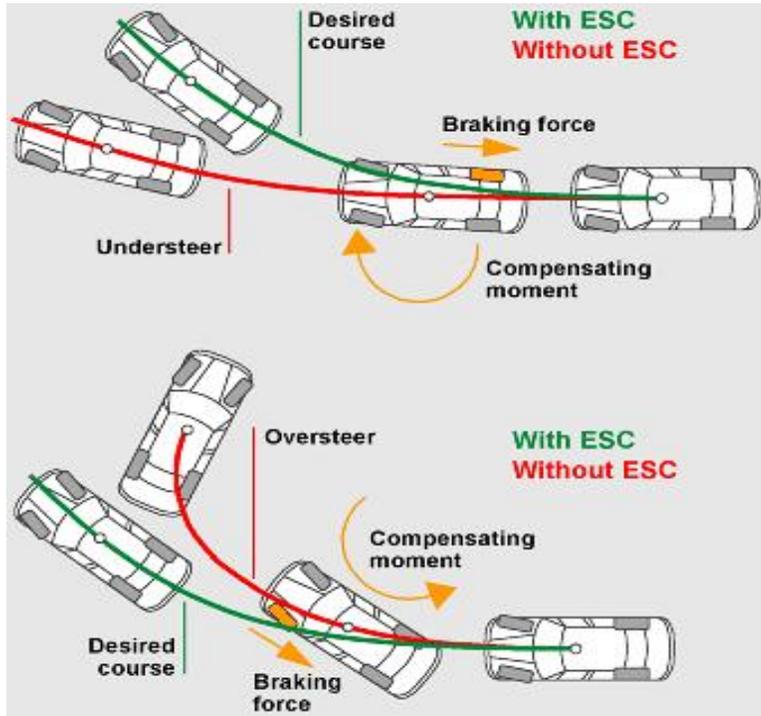


Figure 1.2 The operational principle of conventional ESC system

Figure source : internet(Star Tech Media)

Figure 1.3은 현재 상용화된 ESC 시스템에서 일반적으로 적용되고 있는 요율(yaw rate) 제어 원리를 보여준다. 주행 중에 차량의 속도와 그때의 조향각에 따라 기대되는 요율(desired yaw rate)과 실제 센서에서 관측되는 요율(measured yaw rate)을 비교하고, 두 요율 차이에 따른 요보상 모멘트를 제어한다. 여기서 판별 기준(threshold)은 차량의 동적 안정성을 판단하는 기준으로, 판별 기준의 크기는 차량의 선회 성능

(Cornering performance)과 밀접한 관계를 가지며 ESC 시스템이 적용되는 차량이 추구하는 동적특성에 따라 전략적으로 결정될 수 있다.

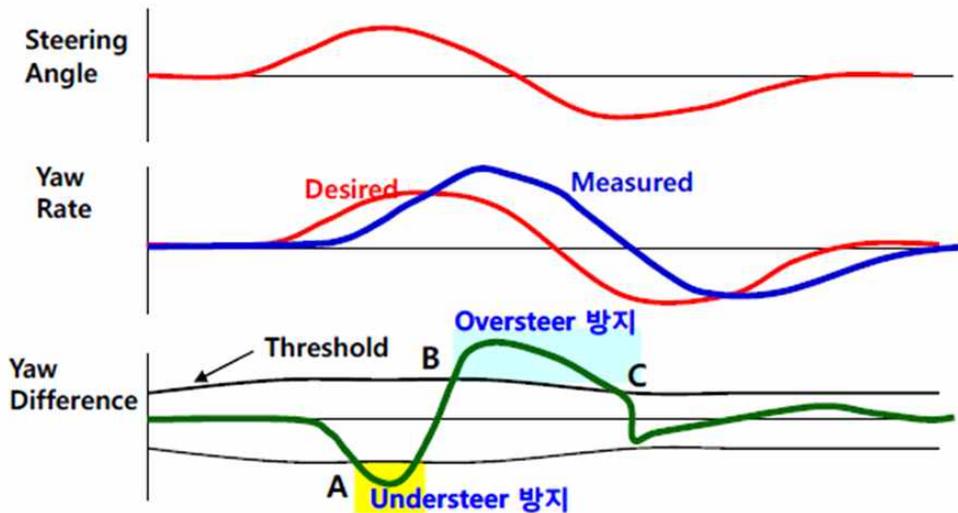


Figure 1.3 Yaw rate control in conventional ESC system for preventing unstable vehicle condition

ESC 시스템에서 차량의 안정적 자세 제어를 위해서는 휠하중(wheel force)과 노면의 마찰계수, 조향각속도(steering angle speed), 휠속도(wheel speed) 등이 필요하지만 현재 휠속도와 조향각속도를 제외한 제어 필수 요소는 직접 측정할 수 있는 센서가 없으며, 휠하중 정보를 사용하려면 차량 중심에 위치한 횡가속도 센서(lateral acceleration sensor)와 요율 센서(yaw rate sensor)에서 측정한 신호를 적분기 등 추정 알고리즘을 이용하여 추정한 휠하중 예측값을 사용해야한다. 추정 알고리즘

을 통한 휠하중의 예측 계산을 위하여 약 150msec의 시간이 지연 될 수 있는데 이와 같은 시간 지연은 예를 들면 100km/h 속도에서 이상 상황이 발생한 이후 약 4.2m 이동구간 동안 아무런 제어 조치가 없는 주행을 유발하게 됨에 따라 치명적인 문제를 일으킬 수도 있다. 그리고 계산 시간에 따른 지연과는 별개로 차량 중심의 거동을 표현하는 횡가속도와 요율은 서스펜션 스프링 상부질량(sprung mass)의 거동특성이므로 서스펜션 스프링 하부 질량(unsprung mass)에 위치한 휠하중 변화와는 비선형 요소인 서스펜션 거동에 따른 시간 지연(time delay)이 있다.(Figure 1.5 ~ 1.6 참조)

혈중 알콜 농도에 따른 신체반응속도에 관한 연구에 따르면 혈액 중 알콜 농도가 증가함에 따라 운전자의 제동 반응시간이 길어지며, 혈중 농도 0.16%와 0.10%에서 음주 전과 비교하여 각각 60msec와 40msec 반응이 늦어지는 것으로 확인되었다.^[5] 휠하중 센서를 사용함으로써 기대되는 보다 빠른 상황 판단은 매우 급박한 순간에서 사고 회피를 위하여 매우 중요한 시간인 것으로 판단할 수 있고 사고 예방 효과도 그만큼 클 것이다. 따라서 고속 주행 등 극한 조건 하에서의 사고 회피를 위하여 매우 높은 수준의 기민성이 요구되는 ESC 시스템에서 직접적인 휠하중 측정을 위하여 많은 연구가 수행되고 있다.

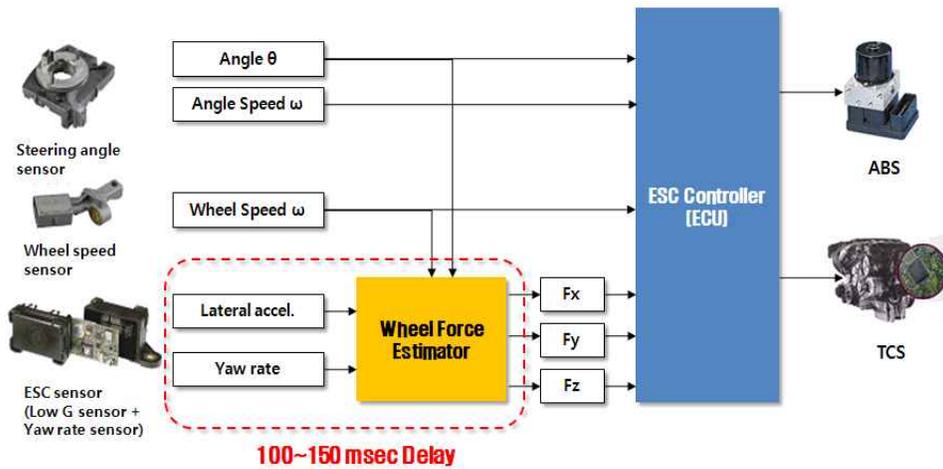


Figure 1.4 Example of time delay due to body behavior measurement method

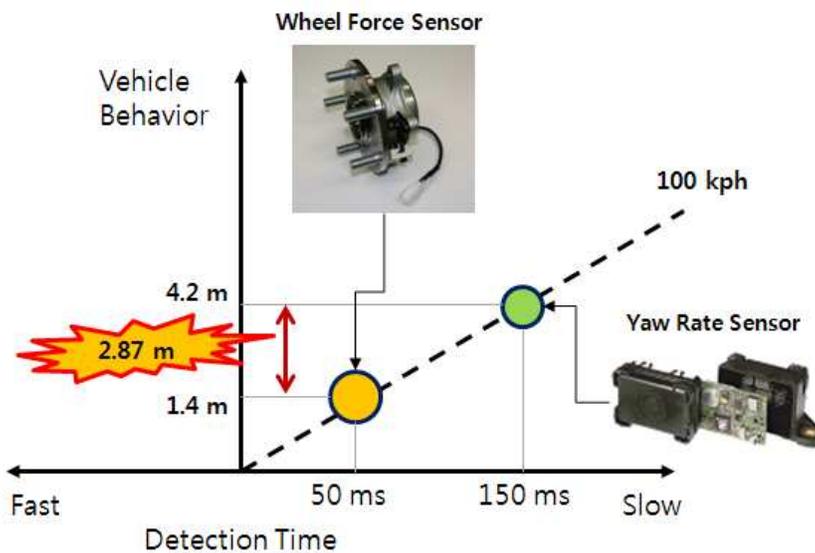


Figure 1.5 Detection time comparison of the wheel force sensor and yaw rate sensor

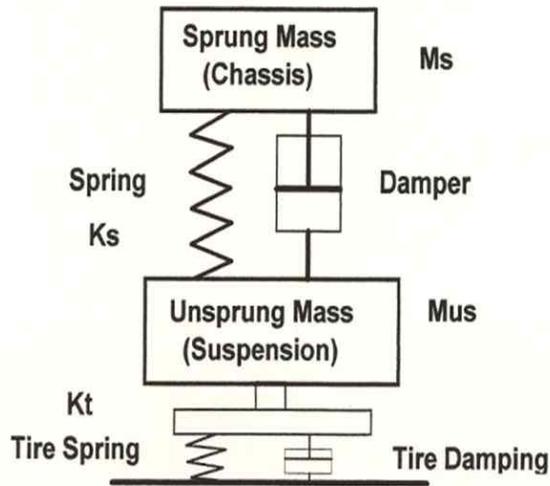


Figure 1.6 Sprung mass and unsprung mass in vehicle dynamics

차량 거동을 알기 위해 차량 중심에서 측정하는 횡가속도 및 요율 정보를 이용하는 기존 ESC의 필연적인 시간 지연을 극복하고, ESC의 반응 시간을 줄여 사고회피 성능과 차량 자세안정성을 높이기 위한 방안으로, 다양한 휠하중 측정 기술이 개발되고 있다.

지능형 타이어(Intelligent Tire) 기술은 휠하중 발생에 따른 타이어의 변형을 접촉식/비접촉식 센서를 이용하여 측정하는 기술로 주행 중의 타이어 변형에 따른 휠 하중 예측값 이외에도 타이어 온도, 공기압 등의 다양한 정보까지 얻을 수 있으나 구조가 매우 복잡하고 원격 무전원 구동 원리의 센서 신뢰성을 확보하는 등의 기술적 난이도가 매우 높다. 유럽에서는 미쉐린 등을 중심으로 연구가 15년 이상 진행되고 있으나 국내

에서는 이제 초기 연구로 시제품을 제작하여 개념을 구현하는 단계에 머물러 있는 상황이다.

휠 베어링의 변형을 측정하여 휠하중을 예측하는 방법은 휠 베어링의 고정부에서 하중을 측정하기 때문에 지능형 타이어(Intelligent Tire) 기술에 비하여 구조가 비교적 간단하고 측정 하중의 정밀도(precision)가 매우 높은 장점이 있어 일본의 JTEKT, NTN, 독일의 FAG 등 선진 휠 베어링 업체에 의해 개발이 되어 상용화를 위한 연구가 상당부분 진행되고 있는데 제품 단가가 높고 내구 수명이 비교적 짧은 등의 해결해야 할 과제가 아직 남아있다.^[6-7]

한편 휠속도 센서(wheel speed sensor)에 가속도센서를 내장한 형태의 복합 센서(integrated wheel speed sensors with built-in acceleration sensors)를 적용하여 각각의 바퀴 휠속도와 가속도 정보를 받고 이를 융합한 휠하중 예측 기술도 독일의 Bosch와 국내의 휠베어링 전문업체인 일진 등에서 활발히 연구되고 있다.^[8]

이미 주행 중 극한 위험 상황에서도 차량의 안정성을 유지하고 사고회피를 돕는 지능형 안전 자동차의 핵심 기술로 인정받는 ESC 시스템은 휠하중 예측 지연에 따른 제어 응답 한계를 극복하기 위해 상기와 같이 다양한 연구가 진행되고 있으며 머지않아 기술적 성과를 이룰 것이고, ESC는 차량의 안전을 보장하는 최우선의 시스템으로서의 지위를 더욱 굳건히 유지하고 차량 안정성을 보장하는 안전수준도 한단계 도약할 것으로 예상해볼 수 있다.

1.2 선행 연구 및 동향

1.2.1 차량 자세 안정성 제어 기술

차량 자세 안정성 제어 기술인 ESC(Electronic Stability Control)는 달리고 있는 자동차의 속도와 회전, 미끄러짐 등을 수십 분의 1초 단위로 계산하여 실제 값과 운전자가 의도한 값을 비교, 계산하여 차이가 나는 경우, 브레이크와 엔진출력 등을 운전자가 의도한 만큼 제어할 수 있도록 스스로 개입해 사고를 미연에 방지하는 기술이다. 기존의 수동안전(passive safety) 장치로 사고가 난 이후에 운전자를 보호하는 안전벨트, 에어백 등과는 달리 능동안전(active safety) 장치의 범주에 들어가며 사고를 미연에 예방하는 기술로, 기존의 ABS(Anti-lock Break System)와 TCS(Tracking Control System) 기술을 융합한 지능형 안전 자동차의 집약기술이라고 볼 수 있다.

차량 자세 안정성 제어 기술은 첨단 전자기술과 차량 제어기술이 융합된 고난이도 기술인만큼 그 역사는 자동차 내연기관의 역사에 비해 그리 길지는 않은 편이다. 1987년 메르세데스 벤츠와 BMW는 최초의 TCS(Traction Control System)를 개발하여 소개했다. 하지만 현재의 ESC와는 달리, 스티어링 휠의 조향각을 입력받아 도움을 주는 방식은 아니고 트랙션 제어만이 가능했다. 그리고 1992년 BMW는 사용자가 가속 페달을 밟고 있더라도 안정성 유지를 위해 엔진 토크를 강제로 하락시키는

기술을 발표했으나 역시 현재의 ESC와는 거리가 있었다. 메르세데스 벤츠는 보쉬(Bosch)와 협력하여 1987년부터 1992년까지 ‘Elektronisches Stabilitäts Programm’ 영어로는 ‘Electronic Stability Program’ 을 진행하였고, 결국 1995년, 메르세데스 벤츠와 보쉬의 합작으로 메르세데스 벤츠 S클래스(W140) 모델에 세계 최초로 ESP(Electronic Stability Program)가 탑재되었다. ESP가 메르세데스 벤츠와 보쉬의 프로젝트 명이라면 이후 완성차 혹은 부품 회사마다 VDC(Vehicle Dynamic Control System), ESC(Electronic Stability Control System), StabiliTrak, AdvanceTrac, VDIM(Vehicle Dynamics Integrated Management System), VSA(Vehicle Stability Assist System), DSC(Dynamic Stability Control System), DSTC(Dynamic Stability and Traction Control), VSC(Vehicle Stability Control), VSE(Vehicle Stability Enhancement), PSM(Porsche Stability Management) 등 다양한 명칭을 사용하고 있다. 이중 ESC(Electronic Stability Control) 라는 명칭이 널리 통용되고 있으며 본 연구에서는 ESC로 용어를 통일하여 사용하였다.

ESC 시스템이 실제로 어떻게 기능함으로써 운전자를 돕고 차량의 자세안정성을 확보하는지 보쉬에서 제공하는 자료를 살펴보겠다. Figure 1.7~1.10은 ESC의 다양한 기능을 보여주고 있다.^[9] Figure 1.7은 ESC가 차량의 경로 추종성능과 자세 안정성을 유지하도록 돕는 기능을 보여주는 그림으로, 곡선로 선회 시 ESC 시스템의 장착 여부에 따른 차량 횡방향 거동의 차이를 보여준다. ESC가 없는 경우 곡선로에 진입하면서 운전자의 조향입력에 따른 횡방향 힘이 생성되고(Phase 1) 점차 불안정

성이 증가한다.(Phase 2) 지나친 회전(spin)으로 역조향(countersteer) 상태(Phase 3)로 진입하고 차량은 결국 운전자의 제어 범위를 벗어난다.(Phase 4) ESC가 있는 상황에서도 운전자의 조향입력에 따라 횡방향 힘이 생성되고(Phase 1) 차량의 불안정성이 나타나자 ESC가 개입하게 된다. 차량이 과대조향의 거동을 보일 때 앞쪽 우측(선회 시 바깥쪽) 바퀴에 제동력을 주어(Phase 2) 차량을 부족조향 상태로 유지하고(Phase 3), 차량이 반대방향으로 불안정한 거동을 보일 때 앞의 좌측(선회 시 안쪽) 바퀴에 제동력을 주어(Phase 4) 차량의 거동을 운전자의 제어 하에 유지하고 차량의 안정성을 유지한다.

Figure 1.8~1.9는 우향 코너링과 좌향 코너링을 연속해서 수행하는 경우로 이때 노면의 마찰계수는 $\mu=1$ 이고, 운전자의 제동 입력은 없는 상태이며 코너 진입속도는 $144km/h$ 이다. ESC가 없는 경우 우향 코너 진입(Phase 1)에 따른 갑작스런 조향 입력으로 차량 전륜 측에는 횡방향 하중이 후륜측보다 먼저 생성되고 차량은 시계방향의 요(yaw) 회전 거동이 나타난다.(Phase 2) 이어지는 좌향 코너링(Phase 3)에 따른 운전자의 역방향 조향(countersteer) 입력에 차량은 반응하지 못하고 운전자의 제어 범위를 벗어난다.(Phase 4) ESC가 있는 차량의 경우에는 차량의 불안정성을 막기 위해 운전자의 제동 입력 없이 ESC에 의한 능동 제동(active braking)이 작동한다.(Phase 2) 이러한 능동 제동은 차량의 횡방향 미끄러짐 각(sideslip angle)을 제한함으로써 코너 안쪽으로의 과한 요 회전을 줄여준다. 이어지는 좌향 코너링에 따라 역방향 조향 입력에 따라 요 거동 및 요율은 방향이 바뀌고(Phase 3) 차량의 안정성을 유지한다. ESC의

능동 제동 개입으로 차량은 운전자가 의도한 조향 입력각에 따라 경로를 유지하면서 안정적인 주행을 유지할 수 있게 된다.

Figure 1.10은 주행 중 갑작스럽게 마주친 전방 장애물을 피하여 차선을 급변경하는 경우에 ESC 시스템 장착 여부에 따른 차량의 거동과 이때 동특성 변수들의 차이를 보여준다. 이때 노면의 상태는 마찰계수 $\mu=0.15$ 로 미끄러운 상태이고, 운전자가 위험상황에 직면할 때의 차량 속도는 50km/h 이다. ESC가 없는 차량에서는 운전자의 처음 조향입력(Phase 1)에 반응하여 차량 옆 미끄럼각과 요율이 증가하고 이에 따라 운전자는 역방향 조향입력을 할 수밖에 없으며(Phase 2) 차량은 다시 반대방향으로 옆 미끄럼각이 발생한다.(Phase 3) 운전자는 다시 두 번째 역방향 조향 입력을 주어야 하며, 차량을 안정화시키면서 멈추는데 높은 운전 능력이 필요하다. ESC가 있는 차량에서는 요율과 옆 미끄럼각을 줄여주어 항상 차량이 안정한 상태로 유지한다. 따라서 운전자는 예측 못한 불안정한 상황에 직면하지 않고 차량이 원하는 경로를 유지하는데 집중할 수 있다. ESC의 도움으로 운전자는 두 번에 걸쳐 요구되는 역방향 조향과 같이 복잡한 운전 상황을 피하면서도 또한 짧은 제동거리의 효과도 얻는다.

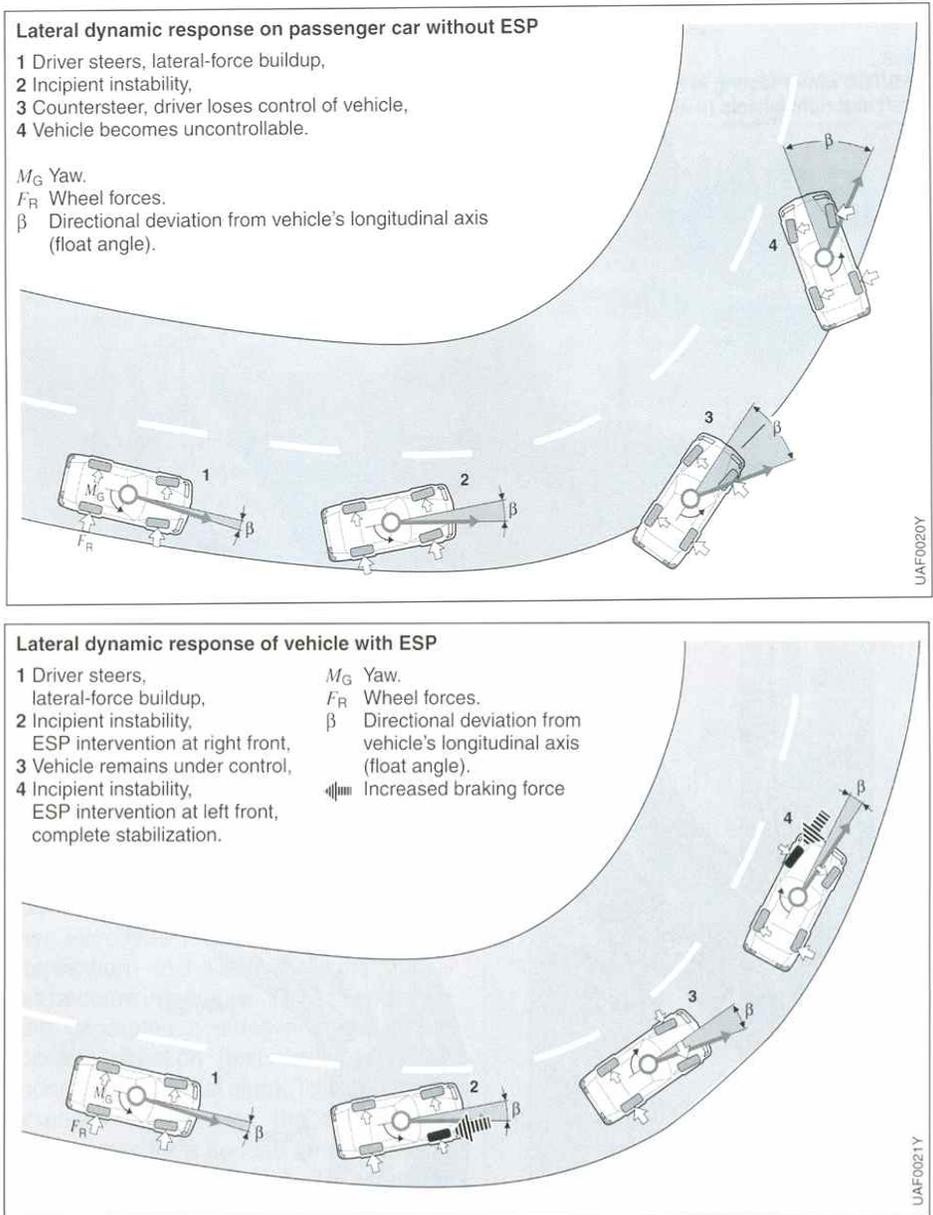


Figure 1.7 Lateral dynamic response on passenger car (on upper without ESC, at lower with ESC)
 [Figure from BOSCH Technical Instruction]

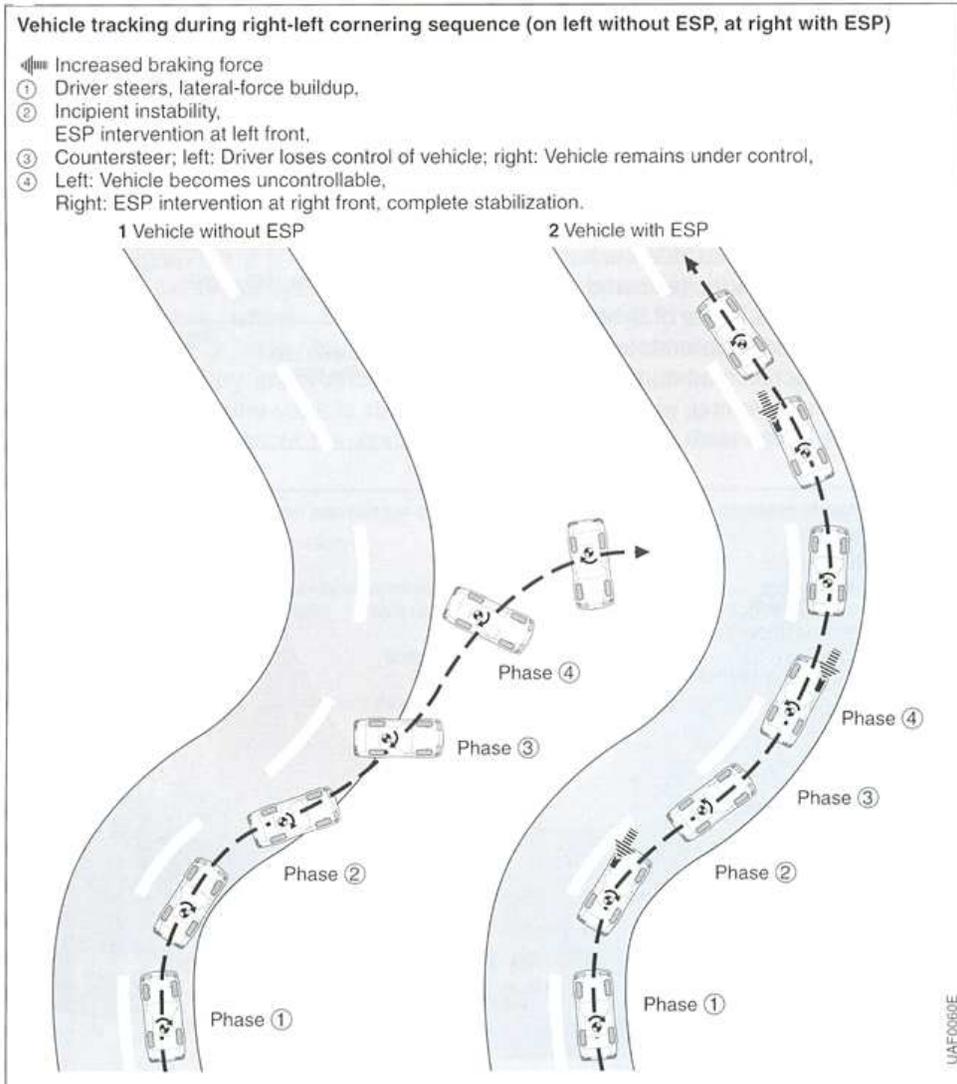


Figure 1.8 Vehicle tracking during right-left cornering sequence (on left without ESC, at right with ESC)

[Figure from BOSCH Technical Instruction]

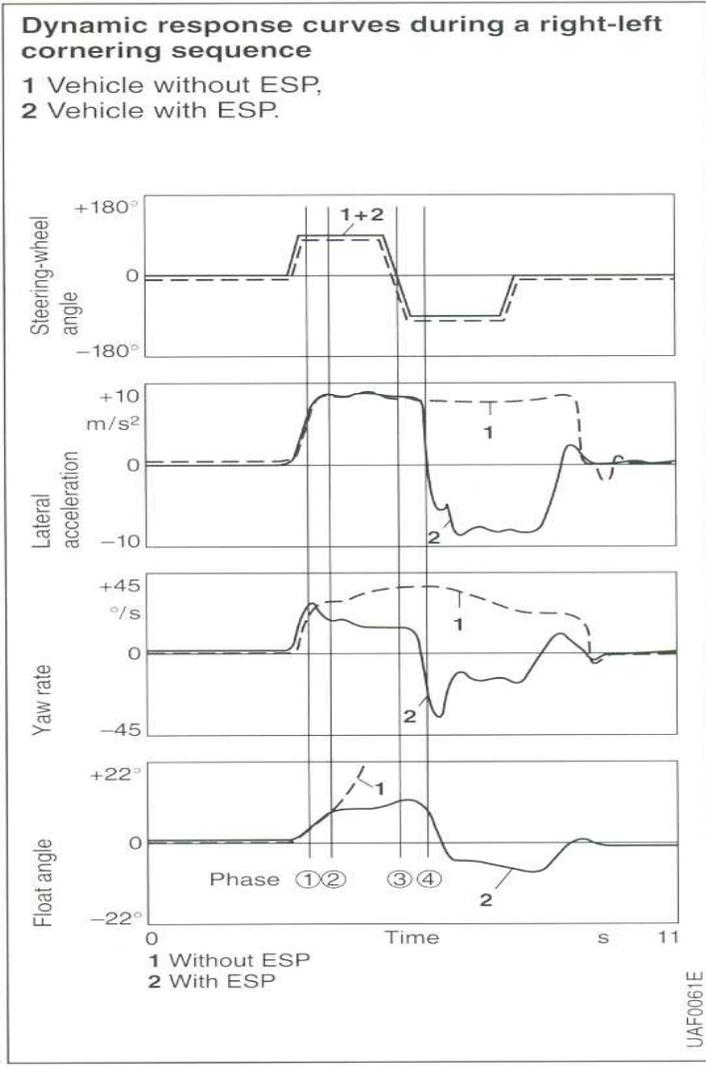


Figure 1.9 Dynamic response curves during a right-left cornering sequence
 [Figure from BOSCH Technical Instruction]

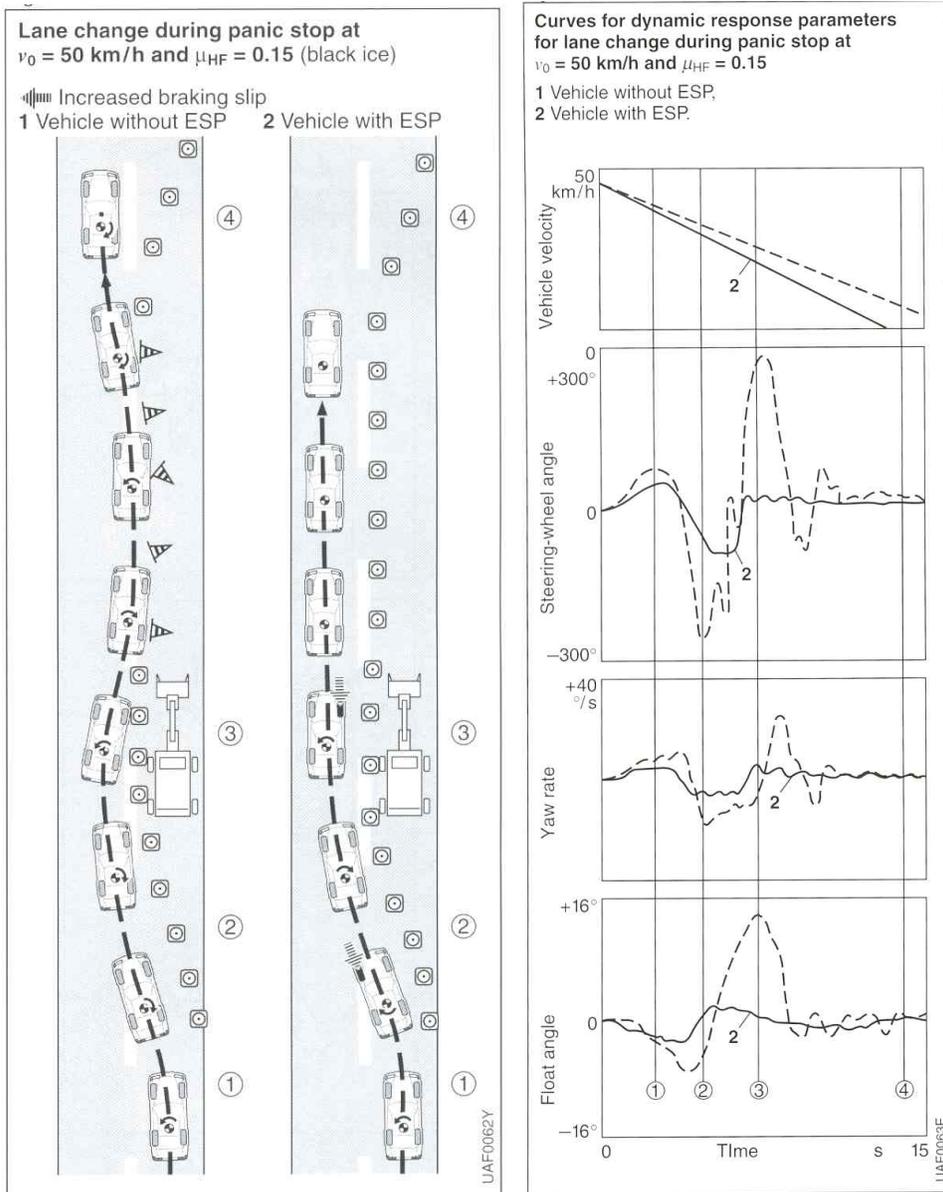


Figure 1.10 Lane change during panic stop(left figure) and curves for dynamic response parameters(right figure)
[Figure from BOSCH Technical Instruction]

Bosch의 ESC 시스템이 최초로 상용화가 된 이후에도 시스템에 대한 고도화를 위한 다양한 연구가 계속 이어졌으며, 지속적으로 차량 자세 안정성 제어 기술을 개발하고 효과를 검증하였다. 일반적으로 ESC 시스템으로 인해 승용 차량의 자세 안정성 측면에서 얻어지는 장점은 다음과 같다.^[10-11]

첫째로 가혹한 제동(full braking)이나 일상의 제동, 타행(coasting), 가속, 엔진 구동, 하중 이동(load shift)과 같은 차량의 주행 전 영역에서 자세 안정성과 경로 추종 성능이 향상된다.

둘째로 운전자의 과격한 조향 패턴이나 갑작스런 위기상황, 정신적 공황상태의 긴급 조향 등의 경우에도 차량의 자세 안정성을 높여주며 차량의 회전(spin) 발생 확률을 현격하게 낮춰준다.

셋째로 일반 운전자에게 운전 한계상황일수 있을 때도 능동 제동 개입을 통해 핸들링(handling) 거동을 향상시킴으로써 차량의 거동은 예측 가능한 범위에 머물며 운전자는 교통상황에 보다 집중할 수 있게 도와준다.

넷째로 타이어와 노면 사이의 마찰계수에 대한 예측을 통해 차량의 구동력과 제동거리 단축 성능을 높여준다.

이후로도 Bosch에서는 이어지는 연구에서 ESC 시스템이 승용차량 뿐 아니라 SUV(Sports Utility Vehicle)나 소형 트럭의 전복(Rollover) 방지 효과가 있으며, 4륜구동 시스템에 적용하면 요(yaw) 제어 및 횡가속도 제어에 보다 효과가 있음을 보여주는 연구도 발표하였다.^[12]

한편 ESC 시스템이 차량의 충돌사고 예방에 큰 효과가 있음이 알려진 이후 각 나라마다 ESC 시스템의 사고 예방 효과에 관한 많은 연구가 이루어졌으며 이는 ESC 시스템이 각 국가별 신차 안전법규에 따라 의무 장착을 시행하는 배경이 되었다.

Table 1.1은 NHTSA^[2] 연구보고서의 결과로 ESC 시스템이 충돌사고 유형과 차량 종류에 따라 얼마만큼 사고를 방지하는 효과를 갖는지를 보여주고 있다. 일반 승용차의 치명적인 충돌사고를 예로 들면, 단일 충돌사고를 35% 줄여주고, 전복사고의 위험을 69% 줄여주며, 다중사고의 위험을 19% 줄여주고, 모든 심각한 충돌사고에 14% 예방 효과가 있다고 한다.^[3] 그 외에도 독일에서는 ESC 시스템이 차량의 미끄러짐 사고(skidding crashes)의 80%를 방지하며 모든 종류의 심각한 교통사고의 35%를 예방하는 효과가 있다고 보고했다.^[13] 스웨덴에서는 ESC 시스템이 후방 충돌을 포함한 모든 인명 상해 사고의 16.7%를 예방하고 심각하고 치명적인 충돌사고의 21.6%를 방지하는 효과가 있다고 보고했다.^[14] 일본에서는 단일 충돌사고(single-vehicle crashes)의 35%, 치명적인 단일 충돌사고의 50%를 예방하며, 정면충돌(head-on crashes)의 30%, 치명적인 정면충돌의 40%를 예방하는 것으로 보고했다.^[15] 그 외에도 미국의 미시간대학교 연구에 따르면 ESC 시스템은 치명적인 단일 SUV 충돌사고의 50%, 단일 승용차 충돌사고의 30%를 줄여주며, 비치명적인 SUV 충돌사고의 70%, 승용차 충돌사고의 55%를 줄여준다고 한다.^[16] 그 외에도 ESC 효과에 관한 많은 연구 자료들이 있어 그 효과에 대해선 거의 이견이 없는 듯하다.^[17-20]

Table 1.1 Effectiveness of ESC by Crash Type and Vehicle Type

Fatal Crashes		PCs	LTVs	
Single Vehicle Excluding Pedestrians, Bicyclist, and Animal	35%	(20 ~ 51)	67%	(55 ~ 78)
Rollover	69%	(52 ~ 87)	88%	(81 ~ 95)
Culpable MultiVehicle	19%*	(-2 ~ 39)	38%	(16 ~ 60)
All Fatal Crashes	14%	(3 ~ 25)	29%	(21 ~ 38)
All Crash Severity Levels		PCs	LTVs	
Single Vehicle Excluding Pedestrians, Bicyclist, and Animal	34%	(20 ~ 46)	59%	(47 ~ 68)
Rollover	71%	(60 ~ 78)	84%	(75 ~ 90)
Culpable MultiVehicle	11%*	(4 ~ 18)	16%	(7 ~ 24)
All Crashes	8%	(5 ~ 11)	13%	(9 ~ 16)

*not statistically significant

PC: passenger cars, LTV: light trucks and vans

Note: numbers in parentheses represent the 90 percent confidence bounds for the mean

우리나라의 ESC 관련 연구는 국내 최초이자 세계 4번째로 자동차 부품 전문기업인 (주)만도에서 ABS, TCS, ESC를 국산화한 2000년대 중반을 전후하여 본격적으로 많은 연구가 이루어졌다. 우선 차량의 자세 안정성

을 확보하기 위한 요 모멘트 보상 원리로서 제동력 최적 분배 제어와 관련된 연구가 많았다. D. S. Kim과 I. Y. Hwang은 차량 안정성을 향상시키면서도 불필요한 작동을 피하는 ESC 제어 강건성(Robustness)과 고장 진단(Fault diagnosis)에 관한 연구를 진행하였다.^[21] 조준상, 정태영 등은 요율(Yaw rate) 제어의 관점에서 차량의 조향성능, 횡방향 및 롤방향 안정성 향상을 위하여 그에 따른 각각의 목표 요율의 적절한 선정을 통하여 조합하고, 최적 제어론 결정에 기반한 각 바퀴에서의 제동압력 분배 전략을 제시하였다.^[22-24] J. H. Song 등은 전차량(Full-car) 모델과 운전자 모델을 이용한 시뮬레이션 해석을 통해 다양한 노면조건과 주행조건 테스트 방법에서 TCS(Traction Control System)와 요 모션 제어를 통해 차량의 종방향과 횡방향 안정성을 높이는 방안을 연구했다.^[25] 이신애 등은 ESC 시스템에서 노면 한계 상황에서 차량의 안정성과 조정성을 확보하기 위한 보상 선회 모멘트를 계산하고, 보상 선회 모멘트를 수직력, 노면, 바퀴의 슬립각에 따라 포화되는 타이어 힘에 따라 각 바퀴에 필요한 최적 제어량을 만족시키기 위한 최적 제동력을 분배하는 방법에 대해 연구했다.^[26]

한편 차량 내 관성센서의 위치가 ESC 성능에 미치는 영향에 대한 연구도 있었다. 이종일 등은 차량 거동 추정을 위한 관성센서의 위치에 따른 ESC 성능변화에 관한 연구를 통해 차량의 동적 거동을 판단하기 위한 요율(yaw rate) 센서와 차량이 주행하고 있는 노면의 조건을 간접적으로 판단할 수 있는 횡가속도 센서의 편차에 따른 ESC 성능변화를 분석하였고 이를 통해 대칭방향 조건의 센서 위치 및 차량 무게중심(CG)에

근접한 위치에 센서 장착이 요구됨을 보였다.^[27]

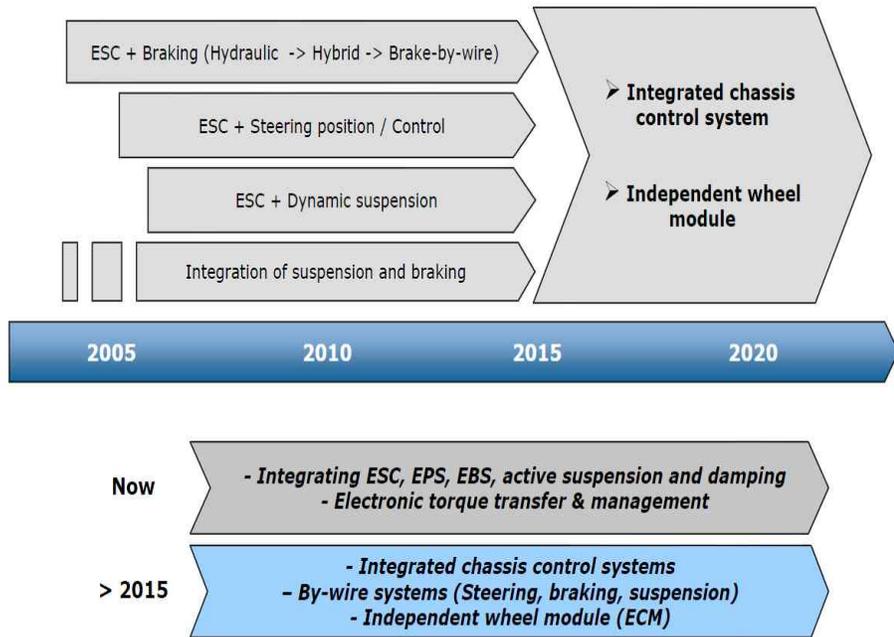
그 외에도 ESC 시스템을 바탕으로 추가적인 성능향상을 이룰 수 있는 브레이크 토크 벡터링(Brake Torque Vectoring), 최악 부족조향 제어(Extreme Understeer Control) 등의 부가 기능들을 사용하여 전륜구동 차량의 부족조향 상황에서 ESC 시스템을 이용한 차량 동특성 제어에 관한 연구, 드라이빙 시뮬레이터를 이용한 ESC 평가, 바디 모션 센서의 Fail safe 연구 등도 진행되었다. ^[28-31]

상기 기술된 연구를 포함하여 기존의 ESC 연구에서는 차량의 요율을 이용한 피드백 제어를 이용하는 연구가 주를 이루었으며 또한 차량의 상태를 추정하기 위하여 차량 모델과 타이어 모델을 이용하는 방식의 연구가 진행되었다.^[32-33] 하지만 이러한 연구들은 차량이 이미 높은 비선형성을 가지는 상태로 진입한 이후에 제어량을 조절하게 되므로 부드러운 제어가 어려운 단점이 있다. 또한 타이어 모델을 구성함에 있어서 노면이나 차량 상태에 따라 타이어 힘이 가지는 많은 비선형성을 무시하게 되므로 차량의 주행상황에서 원하는 목표 요 모멘트를 생성하거나 거동을 제어하는데 있어서 한계가 있다. 이러한 배경에서 휠하중에 기반한 ESC 연구도 일부에서 진행되었다. 허현동 등은 타이어 힘에 기반하여 각 바퀴의 브레이크를 독립적으로 제어하는 ESC를 제안하였는데 상위레벨 제어기에서 추정된 타이어 힘을 직접 이용해서 횡방향 모델을 단순화하고, 하위레벨 제어기에서는 상위제어기에서 계산된 제어입력 추종을 위한 최적 브레이크압 분배를 구현하였다.^[34-36] 김일환 등은 휠 허브 내장형의

가속도계 신호를 이용하여 차체의 미끄럼각(sideslip angle)을 구하고 전, 후륜의 미끄럼각(slip angle)을 추정하여 ESC 성능평가지표를 바탕으로 각 바퀴의 미끄럼각 제어를 통해 차량의 종방향 및 횡방향 응답 특성을 시뮬레이션을 통해 고찰하였다.^[37] 정태영 등은 미끄럼각에 기반한 차량 안정성 제어를 위한 threshold에 대해 고찰하고 가상 주행시험 환경에서의 ESC 제어 및 평가 방법에 대하여 제안하였다.^[38-39]

최근에는 ESC의 장착증가율에 발맞추어 ESC를 기본으로 하여 조향, 현가 시스템과 통합된 통합샴시시스템의 연구가 확대되고 있다. 이에 따른 선진 부품 업체들의 개발동향을 살펴보면 독일의 Bosch사에서는 VDM(Vehicle Dynamics Management) 시스템이라는 명칭으로 ESP(Electronic Stability Program), AFS(Active Front Steer), CDC(Continuous Damping Control)시스템의 통합제어를 위한 연구가 진행되고 있으며 BMW차량에 장착하여 이미 상용화된 제품을 출시하였다. TRW사는 IVCS(Integrated Vehicle Control System)라는 명칭으로 ESC시스템을 중심으로 한 개별 샴시시스템의 통합에 관한 연구를 진행 중이다. TEVES사는 GCC(Global Chassis Control)이라는 명칭으로 통합 샴시 제어 연구를 진행 중에 있다. 이와 더불어 완성차 업체들도 통합샴시 제어시스템에 대한 연구를 진행하고 있는데 대표적으로 GM(General Motors)의 ICC(Integrated Chassis Control), Toyota의 VDIM(Vehicle Dynamics Integrated Management), Ford의 IVDC(Integrated Vehicle Dynamics Control) 시스템을 들 수 있다. 이러한 통합 샴시제어 시스템

연구동향의 공통점은 현재까지 차량의 동적 거동에 가장 큰 영향을 미치는 ESC시스템에 그 기반을 두고 있다는 것이다.



Key: EPS – Electric Power Steering, ECM – Electric Corner Module

Source: Frost & Sullivan

Figure 1.11 Unified Chassis Control(UCC) system technical roadmap in Europe(from Froust & Sullivan report)

정명철 등은 타이어의 공기압 변화에 따른 횡적 거동특성을 향상시키기 위한 UCC system으로 ESC시스템을 기반으로 하여 AFS(Active Front Steering), EAS(Electronic Air Suspension)을 통합한 보다 향상된 UCC system을 제안하고 타이어의 공기압이 ESC성능에 미치는 현상에 초점을 두어 UCC system의 횡적 성능 향상을 위한 제안을 하였다.^[40] 한편 ESC

와 앞바퀴 능동조향(AFS, Active Front Steer) 같은 개별 제어시스템들의 통합에 관한 연구가 활발히 진행되고 있는데 Bilin Aksun Guvenc 등은 차량의 안정성 향상을 위해 각 바퀴의 브레이크와 앞 바퀴의 능동 조향의 통합에 관한 연구를 수행하였다.^[41] 조완기 등은 AFS와 ESC의 최적 통합 방법에 대한 연구를 하면서 새시 제어에 중요한 변수이나 센서로 측정 불가능한 각 바퀴 타이어의 힘을 추정하는 기법을 제안하였다.^[42]

그 외에도 차량 안정성과 조종성 향상을 위한 통합 샤시 제어 알고리즘 개발^[43], 고장 안전 기능을 가지는 통합 샤시 제어기의 최적화 연구 등이 지속적으로 이어졌다.^[44]

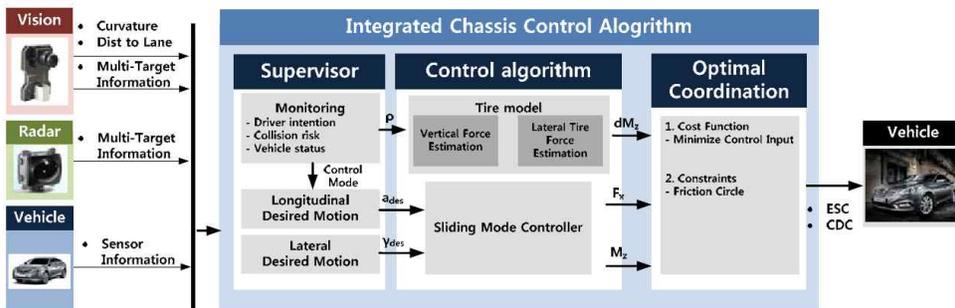


Figure 1.12 Unified Chassis Control(UCC) Algorithm example
 (Source : Development of an Integrated Chassis Control Systems For Vehicle Stability and Handling ^[38])

1.2.2 차량 자세 안정성 센싱 기술

현재 국내·외에 상용화되어 차량에 적용되고 있는 ESC 시스템에는 휠속도 센서(wheel speed sensor)와 조향각 센서(steering angle sensor), 요율 센서(yaw rate sensor), 횡가속도 센서(lateral G-sensor), 브레이크 압력센서(brake pressure sensor) 등이 적용되어 있다. 이들 센서의 형상 및 주요 기능은 아래 Table 1.2와 같다. ESC 시스템이 주행 중 극한 상황 하에서 사고 회피와 차량의 안정적인 주행을 위한 궁극적인 최상위 안전시스템이므로 이들 센서 부품의 기민한 반응과 신호의 신뢰성은 매우 중요하다.

Table 1.2 ESC sensor and its function in conventional ESC system

Item	Figure	Function
Wheel speed sensor (active type)		<ul style="list-style-type: none"> Wheel speed measurement Wheel slip & vehicle reference speed estimation
Steering angle sensor (absolute angle)		<ul style="list-style-type: none"> Driver's steering intention detection Desired yaw rate calculation
Yaw rate & lateral G-sensor		<ul style="list-style-type: none"> Vehicle yaw rate measurement Road surface estimation Desired yaw rate modification Longitudinal G-sensor is integrated
Pressure sensor		<ul style="list-style-type: none"> Driver's braking intention detection Road surface estimation

Table 1.3은 ESC 시스템에 필요한 차량용 센서(휠속도 센서, 조향각 센서, 요율 센서, 가속도 센서, 다중 하중 센서)의 장착 위치와 반응시간 등의 특징을 보여준다. 현재의 상용화된 ESC 시스템은 앞의 연구 배경 및 목적에서도 언급했듯이 차량 바디(body)의 거동 즉 차량 중심부의 가속도와 요율(yaw rate)을 측정하여 휠하중을 계산하는 제어방식을 채택하고 있어 작동 시간 지연과 휠 하중의 계산에 의한 추정에 의해 결정되기 때문에 휠하중의 응답성에 대한 문제점(Figure 1.13 참조)이 부각되고 있다. 따라서 아래와 같이 휠하중을 직접 측정할 수 있는 센서에 대한 연구 개발이 활발히 진행되고 있다.

Table 1.3 Vehicle information applicable to active safety system
(From NTN Technical Review^[7])

Characteristic to be detected	Sensor	Mounting location	Response for change detection
Vehicle velocity	ABS sensor (wheel speed sensor)	Hub bearing(axle)	Real time
Steering angle	Angle sensor	Steering system	Real time
Angular velocity	Yaw rate sensor	Onboard(sprung)	Minor delay
Acceleration	G sensor	Onboard(sprung)	Minor delay
Tire load (change in μ)	Multi axis load sensor	Hub bearing (unsprung)	Real time

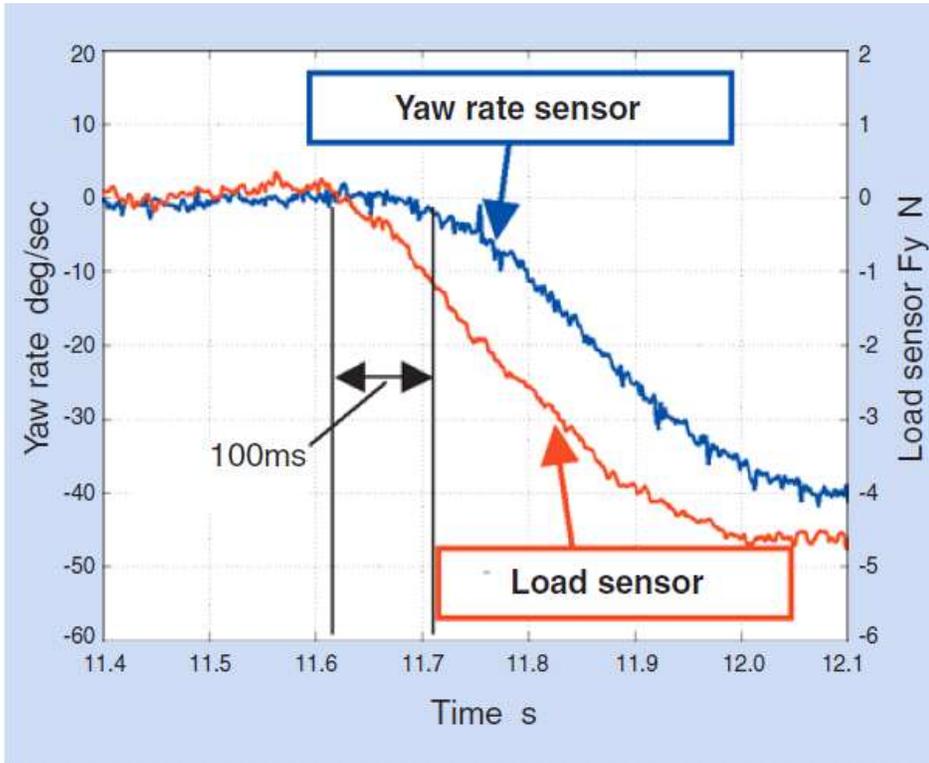


Figure 1.13 Comparison of sensor response
 (From NTN Technical Review^[7])

현재 타이어의 변형을 측정함으로써 휠 하중을 직접 측정할 수 있는 인텔리전트 타이어 기술을 국내 완성차업체와 타이어업체, 대학이 공동으로 개발하고 있다. 이 기술은 휠 하중 이외에 타이어의 압력, 온도 등 주행 안전에 지대한 역할을 하는 타이어에 대한 각종 정보를 측정할 수 있는 다기능 센서이다. 아직까지 세계적으로도 상용화까지는 많은 시간이 소요될 것으로 판단되며 따라서 휠 하중을 직접 측정하여 제어의 기

민성과 정확성을 확보하기 위해서는 가장 상용화에 가까운 허브 베어링 일체형 하중 측정 센서의 개발이 시급한 실정이다.

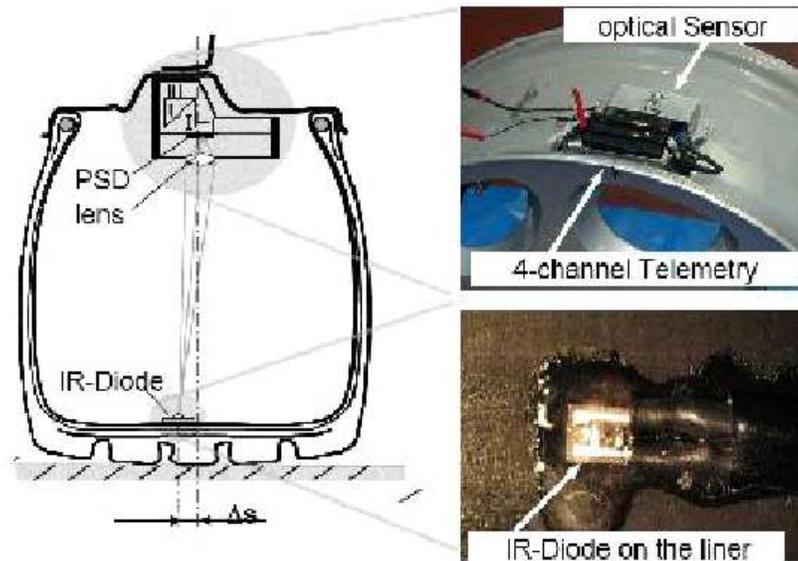


Figure 1.14 Basic schema of intelligent tire

일본의 자동차부품 전문업체인 JTEKT 에서는 차량 주행 시 노면으로부터 발생하는 하중을 실시간으로 측정할 수 있는 허브 유닛을 개발하였는데 이를 위해 3축 축하중(Axial Force)과 2축 샤프트 회전 모멘트를 직접 측정하는 기술을 확보하였다. 개발된 기술은 차량의 동적 안정성 제어 시스템인 ABS, ESC 등에 적용 가능하고 또한 전기 제어 스티어링(Electric Power Steering)과 토크 제어 커플링(Torque Controlled Couplings)에도 적용되어 높은 정밀도, 뛰어난 반응성 등으로 차량 주행 안정성을 높일 수 있다고 한다.

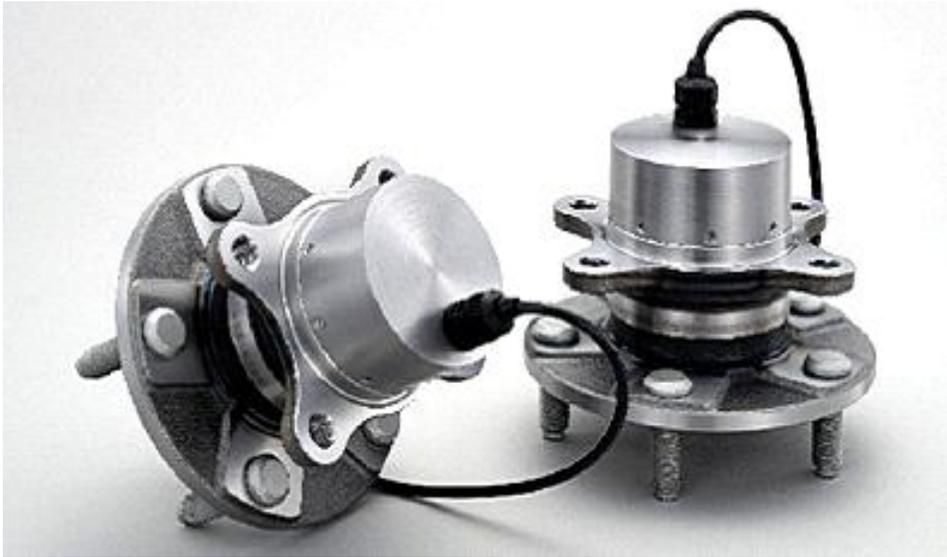


Figure 1.15 Tire Force Sensing Hub Unit (JTEKT)

일본의 베어링 전문업체인 NTN에서는 허브의 외측 링에 센서를 장착하여 차량 주행 시 발생하는 스트레인 데이터를 감지할 수 있는 지능형 허브 베어링 시스템을 개발하였다. NTN에 따르면 차량의 안정성을 제어하기 위해서 기존에는 차체 바디에 센서를 부착함에 따라 시속 60km/hr 주행시 약 3.3m 주행거리에 상당하는 0.15~0.2초 정도의 응답시간 지연 현상이 발생되었지만, 허브 베어링에 센서를 부착하는 방식으로 변경함에 따라 응답시간을 획기적으로 줄였다. 또한, -4kN ~ 10kN 범위까지 하중을 감지할 수 있으며 차량 0.6G 선회시 Full Scale 대비 $\pm 3\%$ 오차 범위 내에 있다.

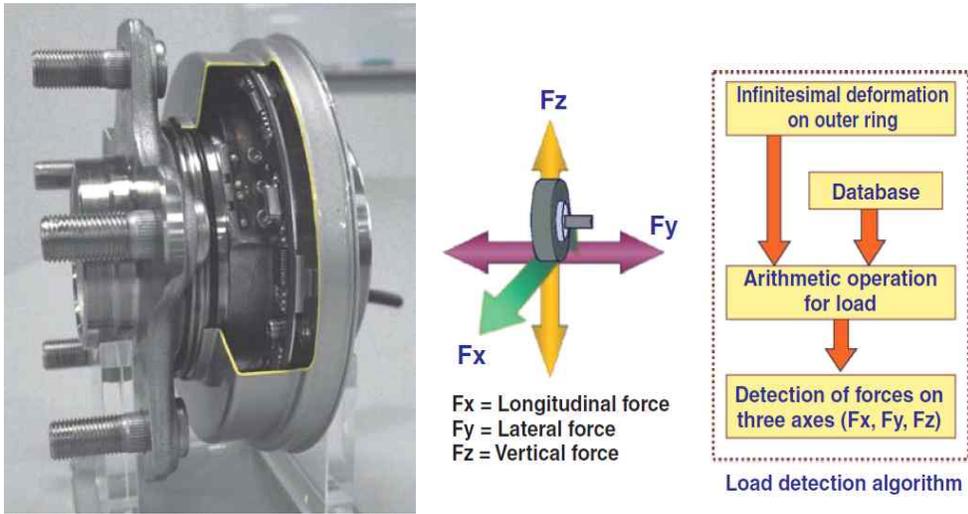


Figure 1.16 Load Sensor Integrated Hub Bearing(Left) and Load detection scheme(right)

(From NTN Technical Review^[7])

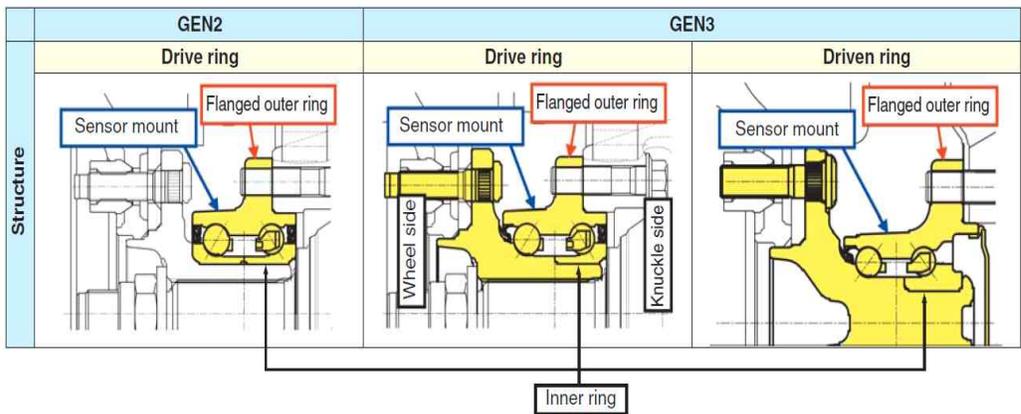


Figure 1.17 Bearing types for load sensor-integrated hub bearing

(From NTN Technical Review^[7])

Table 1.4 Load sensor specification
 (From NTN Technical Review^[7])

Characteristic		Value
Detection load		Longitudinal force : Fx
		Lateral force : Fy
		Vertical force : Fz
Detectable load range	Fx	±10kN
	Fy	-4 ~ 10kN
	Fz	0 ~ 10kN
Targeted estimation accuracy	Fx	±5% Full scale(±1kN)
	Fy	±5% Full scale(±0.7kN)
	Fz	±5% Full scale(±0.5kN)
Sampling frequency		300Hz
Response		30ms max
Subject of comparison for accuracy		Six-component force transducer

일본의 또 다른 베어링 전문업체인 NSK에서도 횡가속도를 측정할 수 있는 다중 센서 허브 유닛을 개발하였는데 자사 센서의 장점으로 요율 센서보다 100 ~ 150 msec 빠른 응답성을 홍보했다.(Figure 1.18 ~ 1.19 참조)



Figure 1.18 Multi-sensor Hub Unit (NSK)

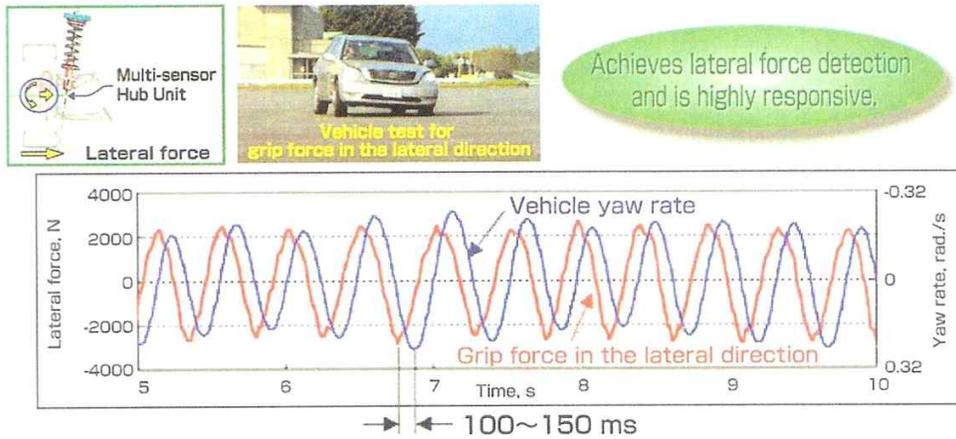


Figure 1.19 High responsive grip force in the lateral direction(NSK)

독일의 베어링 전문업체 FAG는 휠하중과 제동력을 측정할 수 있는 휠 베어링을 개발하여 제품화하였다. 측정된 데이터는 능동형 샤시시스템 제어뿐만 아니라 ABS, ESP 제어 시스템에도 동시에 연계하여 사용가능하다. 기존의 Tapered Roller Bearing 방식이 아닌 Four-row Angular Contact Ball Bearing 방식의 베어링을 개발함으로써 연료 소비와 배기가스를 상당히 줄일 수 있는 것으로 알려졌다.



Figure 1.20 Wheel Bearing with Integrated Sensors (FAG)

1.3 연구 목적

ESC(Electronic Stability Control) 시스템은 지능형 자동차에서 가장 핵심적인 역할을 하는 주행 안전 시스템으로 미국, 유럽 등 선진국 뿐 아니라 국내에서도 안전규제에 따라 신차부터 단계적으로 의무 적용되고 있으며, ESC 시스템이 사고 예방 및 승객 안전 확보에 효과적임은 이미 많은 연구에 의해 검증된 사실이다. 현재 상용화된 ESC 시스템은 차량 바디의 거동 특성인 요율(yaw rate), 횡방향 가속도 정보 등에 기반하여 차량의 자세 안정성을 판단하도록 개발되었다.

최근 센서 및 무선통신 기술의 발전으로 주행 중 차량 휠이 받는 하중을 직접 측정하는 연구가 활발히 진행 중인데 아직까지 기술적 난이도, 가격 경쟁력, 내구성 확보 등의 난제가 남아 있으나 그간 다른 분야의 많은 기술개발 사례들을 볼 때 조만간 문제점들을 극복하고 상용화가 가능할 것으로 여겨진다.

이미 상용화된 요율 정보 기반의 ESC 기술이 많은 연구자들에 의해 최적화되고 완성단계에 이르렀으나 근본적으로 제어의 기준이 되는 요율 정보 취득에 있어 필수적으로 따르는 시간지연 특성의 한계를 갖고 있기에 새로운 접근 방법이 필요한 시기로 판단되며, 위에 기술한 휠 하중 센서 정보를 ESC에 적용할 수 있다는 기대가 커지면서 관련 연구가 시작단계에 있다.

본 연구에서는 기존 ESC 시스템에서 사용하는 차량 바디의 요율 정보

기반 제어와 향후 차세대 ESC 시스템으로 주목받는 횡방향 휠하중 정보 기반 제어의 반응시간 차이와 그에 따라 야기되는 성능을 비교하여 분석함으로써 횡방향 휠하중 정보기반 제어의 효과를 정량적으로 보여주고자 한다. 횡방향 휠하중 정보의 빠른 반응성은 결과적으로 보다 민첩한 자세 안정화도 기대되며, 부수적으로 얻는 다른 효과도 살펴보고자 한다.

휠하중 정보 기반의 ESC 관련 연구는 아직까지 간단한 차량모델을 이용한 해석에 머무르고 있으나 본 연구에서는 대상차량(Target Vehicle)을 선정하여 고정도 차량모델을 개발하고 해석에 적용함으로써 ESC 성능 향상 효과를 정량적으로 분석하고자 하며 또한 RCP(Rapid Control Prototyping) 기반의 시험차량을 개발하여 해석 결과에 대한 실차 검증 시험을 수행하고자 한다. 그리고 상기 분석 결과로부터 횡방향 휠하중 기반의 ESC에 기대되는 다양한 성능 향상과 이를 활용할 수 있는 다양한 적용기술도 검토해보고자 한다.

1.4 연구 요약

본 연구는 차량동역학 해석 부분과 해석 기반 차량 자세제어 알고리즘 분석 부분, 그리고 실차기반 자세제어 알고리즘 효과 분석으로 크게 세 부분으로 구성되어 있다.

첫 번째 차량동역학 해석 부분에서는 고정도 차량 동역학모델 개발을 위한 프로세스를 검토하고 이어서 대상 차량에 대한 차량 동역학 모델링, 대상차량에 대한 정밀 실차시험, 시험데이터에 근거한 차량 동역학 모델의 신뢰성 검증을 수행하였다. 그리고 널리 인정된 ESC 시험 모드(평가방법)를 살펴보고 그에 따라 개발한 차량 동역학모델에 대한 동적 안정성 해석을 통해 대상차량의 동적 안정성을 평가하였다.

두 번째 해석 기반 차량 자세제어 알고리즘 분석 부분에서는 먼저 차량 바디 자세정보인 요율에 기반한 차량 ESC 간소 알고리즘을 제시하고 이를 앞서 개발한 차량 동역학모델에 적용함으로써 차량의 제어 응답 특성을 분석하였다. 또한 횡방향 휠하중 정보에 기반한 차량 ESC 간소 알고리즘을 제시하고 이를 마찬가지로 차량 동역학모델에 적용함으로써 차량의 제어 응답 특성을 분석하였다. 그리고 차량의 바디 자세정보에 기반한 차량 자세제어와 횡방향 휠하중 정보에 기반한 차량 자세제어의 차량 응답특성을 비교하였다.

세 번째로 대상차량에 적용할 수 있는 차량 ESC 제어기를 RCP(Rapid

Control Prototyping) 플랫폼으로 개조한 시험차량에 적용하여 각각의 알고리즘에 따른 차량 거동 특성을 실차시험을 통해 평가 및 분석하였다.

마지막으로 요율 제어 ESC와 휠하중 제어 ESC의 성능 차이를 좀 더 보기위해 기존의 ESC 시험 모드에 기반한 최악 상황 시험 시나리오를 제안하여 ESC 알고리즘의 효과를 평가했다. 그리고 해석 결과에 기반하여 ESC를 포함한 능동 차체 제어시스템 평가용 성능지표를 새롭게 제시하였다.

제 2 장

차량 동역학 해석

차량의 동적 거동 해석에 사용할 목적으로 고정도 차량 동역학모델 (vehicle dynamic model) 개발을 위한 프로세스를 검토하고, 이에 따라 대상 차량에 대한 차량 동역학 모델링, 대상차량에 대한 정밀 실차시험, 시험데이터에 근거한 차량 동역학모델의 신뢰성 검증을 수행하였다. 그리고 차량의 동적 안정성 평가를 위해 NHTSA에서 제안한 Sine with dwell maneuver에 따른 평가 방법을 검토하고, 상기의 개발된 차량 동역학모델에 적용하여 해석을 수행하였다.

2.1 차량 동역학 모델

2.1.1 차량 동역학모델 개발

차량의 동적 거동 특성을 분석하고 본 연구에서 개발하는 알고리즘의 효용성을 검증하는데 사용할 목적으로, 대상차량을 선정하고 실차 상관성을 확보한 차량 동역학모델을 개발하였다. 고정도 차량 동역학모델을

개발하기 위해서 아래와 같은 3단계의 과정을 수행하였다.

첫번째는 대상차량에 대한 1차 차량동역학 모델링 과정이다. 완성차에서 제공하는 제원표에 대한 분석을 통해 차량의 기본적인 크기, 무게, 성능 관련 주요 데이터를 확인하였다. 이어서 차량의 동역학 특성에 큰 영향을 미치는 현가시스템(suspension)의 하드포인트를 3차원 측정 하는데 이때는 다관절 로봇 형태의 3차원 측정기를 이용하였다. 그리고 현가시스템의 스프링, 댐퍼, 부쉬 등 주요 부품에 대한 단품 특성시험을 통해 각각의 특성 데이터를 확보하였다. 제원표와 3차원 측정, 단품 특성 시험 데이터로부터 현가시스템 모델을 만드는데 이때 모델링 도구로는 다물체 동역학(MBD, multi body dynamics) 소프트웨어로 널리 정확성과 신뢰성을 인정받고 있는 ADAMS.Car^[45]를 이용하였다. 현가시스템 모델을 이용한 반차량(half-car) 시뮬레이션을 통해 차량동역학 모델에서 가장 중요한 변수 중 하나인 현가시스템의 K&C(Kinematic & Compliance) 데이터를 추출하였다. 현가시스템 뿐 아니라 구동시스템을 포함한 전차량(full-car) 동역학모델링은 실시간 시뮬레이션용 차량동역학 소프트웨어로서 27 자유도로 구성된 CarSim^[46]에서 이루어졌다. 이때 구동시스템 모델링에 필수적인 엔진의 토크 맵과 변속기 맵은 제원표 분석값을 기초로 추정된 간이 모델을 입력하였으며 이후에 구동시스템 특성 평가 실차시험을 통해 보다 정교한 모델로 고도화하였다. Figure 2.1은 차량동역학 모델링 과정을 보여준다.

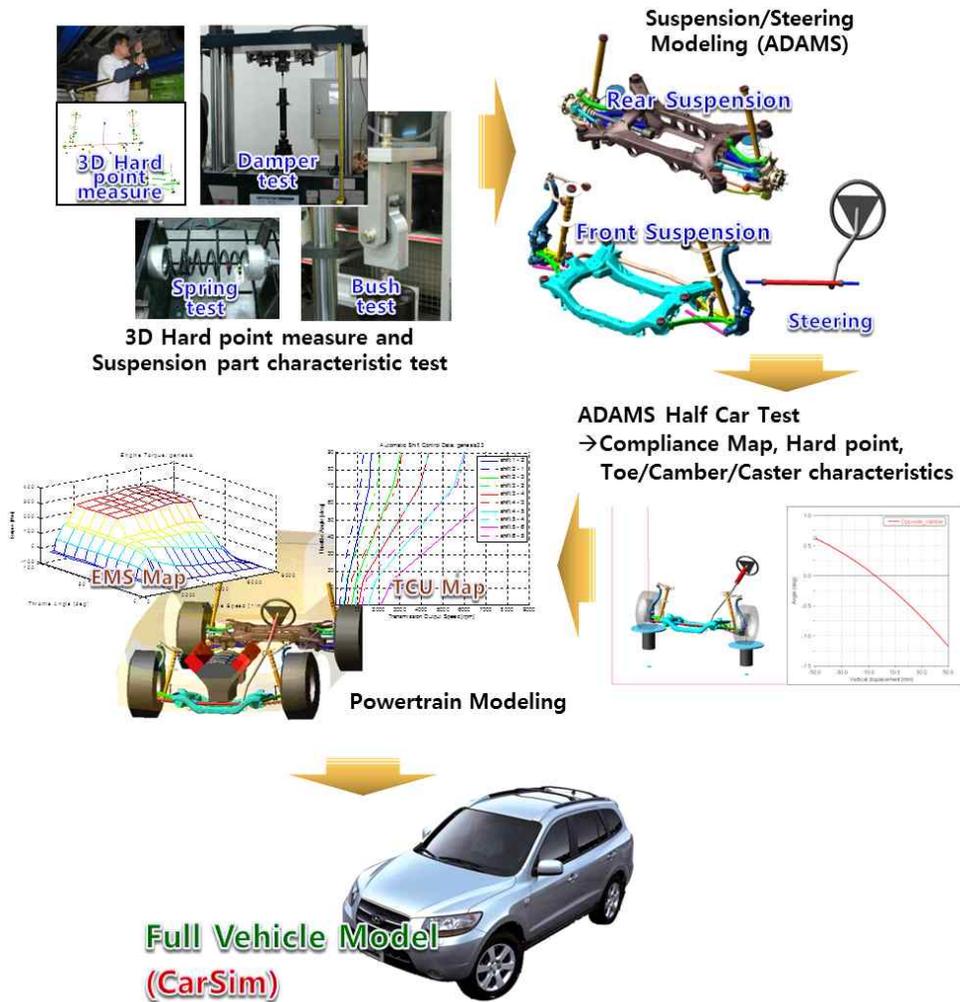


Figure 2.1 Modeling process of vehicle dynamics with high accuracy
 (Procedure: Measurement of 3D hard point of the vehicle and suspension component characteristics test → suspension and steering system partial modeling → Vehicle K&C data acquisition through Half Car Test simulation → EMS and TCU Map modeling → full vehicle modeling)

차량 동역학모델을 개발하기 위한 두 번째 단계는 대상차량에 대한 정밀한 실차시험 과정이다. 정밀한 계측장비를 장착한 차량에 대하여 종방향 구동성능과 제동성능, 횡방향 선회력, 슬라롬(slalom) 등의 시험을 통해 차량 모델을 튜닝하고, 또한 완성된 차량모델의 신뢰성을 확인하는데 필요한 데이터를 확보하였다.

Device	Position	Measured signal	channel.
W.F.T.	Front / Rear 4 Wheel	Wheel Force (Fx,Fy,Fz,Mx,My,Mz,V)	28
Brake pressure	Front / Rear 4 Wheel	Brake Pressure	4
Steering Wheel Sensor	Steering Wheel	Torque, Angle	2
Gyro-Platform (RT-3000)	Vehicle center	3-axis Acc, yaw_vel', roll, pitch Angle	6
GPS	Vehicle center	Velocity (longtudinal, lateral)	2
Strain gauge	F/R spring 4 corner	Load	4
	F/R damper 4 corner	Load	4
Accelerometer	Strut top mount 4 corner	3-axis acceleration	12
DAQ 장비 (SOMAT)	Back seat	NVH : 2000Hz, R & H : 200Hz	-

분류	시험 코스	시험 방법
종방향	구, 제동시험	0.1G ~ 급가속(0.1G 단계별 증가) Throttle off
		0.2G ~ 급제동(0.1G 단계별 증가) 80KPH, 조향각(0.4g)
Open loop	Impulse Input Step Input (J-turn)	80KPH, 조향각(0.4g), 3회
	Steady-State (L-turn) Sine Wave	10, 20, 30, 40KPH 60KPH, 60 deg, (0.5, 1.0Hz)
Closed loop	Single Lane Change	80 KPH
	Double Lane Change	80 KPH

Figure 2.2 Vehicle test for dynamic performance analysis

차량 동역학모델 개발 세 번째 단계는 실차시험을 통해 얻은 데이터로부터 차량모델에 적용된 간이 구동시스템 모델의 정밀도를 높이고, 전차

량(full-car) 모델에 대한 시뮬레이션과 실차 시험 데이터의 비교 분석을 통해 차량모델을 튜닝하고 검증하는 과정이 따른다.

Handling 해석 및 모델 검증 (J-turn)

Figure 2.3 Verification of the vehicle dynamic model with test data

차량동역학 해석 모델로 선정한 대상차량은 국내 H사의 SUV(Sports Utility Vehicle) 차량으로 전륜 구동(front wheel drive), 5단 자동변속기 차량이다. 최대 7인승의 4기통 2.2L 디젤 엔진 차량으로 최고출력 158ps/4,000rpm, 최대토크 36kgm/2,000rpm의 성능을 낸다. 현가시스템은 전륜은 맥퍼슨 스트럿(Macpherson strut), 후륜은 멀티링크(Multi link) 방식이다.

2.1.2 차량 동역학모델 검증

앞에서 개발한 차량 동역학모델의 정밀도 및 신뢰성을 확인하기 위하여 실차 주행시험과 동일한 시험 조건에서 Pulse Steer, Step Steer, Lane Change, Slalom 입력을 넣어 해석을 수행하였다. 이 결과를 실차 주행시험 결과와 비교 평가하여 차량 동역학모델을 검증하였다.

Figure 2.4 ~ 2.5는 차량 동역학모델의 동적 특성 검증을 위한 CarSim 모델 해석 입력데이터(Step Steer, Lane Change)와 그에 따른 해석결과를 실차시험 결과와 비교하여 보여주고 있다. 대상차량 동특성 해석 결과와 실차 동특성 시험 결과를 비교해본 결과 해석 결과는 실제 차량의 동특성을 대체로 잘 반영하고 있음을 알 수 있었으며, 과도응답 및 정상상태 응답 모두 시험 차량의 응답특성과 대체로 일치하는 경향을 나타내고 있음을 알 수 있었다. Table 2.1은 해석 결과와 실차시험 결과의 상관도를 보여주는데 본 연구에서 특히 관심 높은 요율의 정확도가 90%를 상회하였다. 최근 자동차에 다양하게 적용되고 있는 전자제어 시스템의 평가를 위해 완성차와 시스템 개발 부품회사에서는 다양한 시뮬레이션 기술개발이 활발하게 진행되고 있는데 이때 사용하는 차량 동역학모델의 정확도가 대략 80~95% 수준임을 고려할 때 본 연구에서 활용하는 차량 동역학모델은 적절한 수준의 정확도를 확보했다고 판단할 수 있다.^[47] 차량모델 개발에 관한 보다 자세한 내용은 부록에 실었다.

Table 2.1 Vehicle dynamic model verification : coefficient of correlation(r)

$$r^2 = \frac{\Sigma(\hat{y}_i - \bar{y})^2}{\Sigma(y_i - \bar{y})^2} = 1 - \frac{\Sigma e_i^2}{\Sigma(y_i - \bar{y})^2} = 1 - \frac{SSE}{SST}$$

Maneuver	Step steer(80km/h)		Lane change(100km/h)	
	Yaw rate	Roll angle	Yaw rate	Roll angle
r [%]	98.24	84.64	94.98	94.05

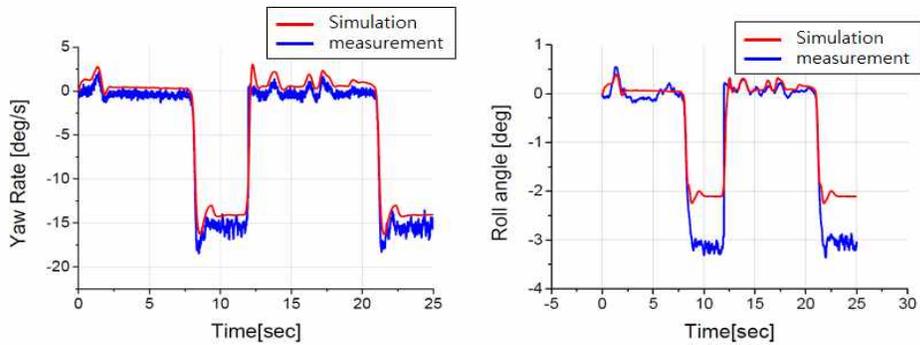


Figure 2.4 Vehicle dynamic model verification result with respect to Step Steer Input(80km/h)

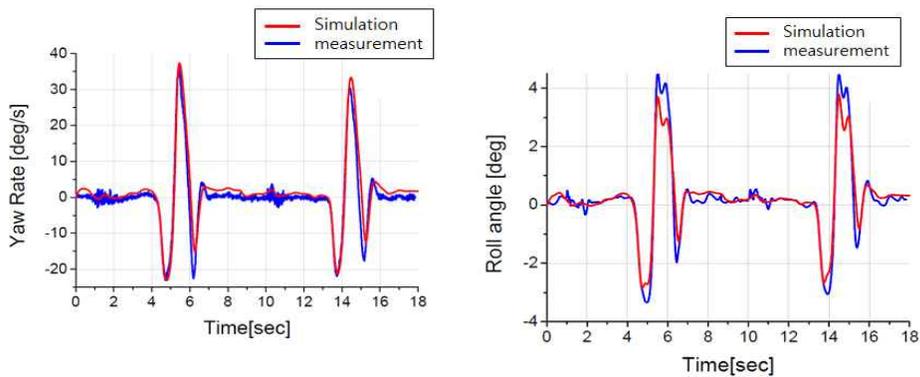


Figure 2.5 Vehicle dynamic model verification result with respect to Lane Change Input(100km/h)

2.2 차량 동적 안정성 평가

2.2.1 차량 동적 안정성 평가 방법

차량의 동적 응답특성을 분석하기 위하여 2.1절에서 개발하고 검증한 차량 동역학모델을 활용하며 이때 차량의 동적 안정성을 평가하는 시험 방법(vehicle test maneuver)으로는 NHTSA의 Sine with dwell maneuver에 따랐다. 능동제어가 적용된 지능형 새시 시스템의 성능평가를 위하여 다양한 시험방법이 개발되고 있는데(Table 2.2 참조) 그중 Sine with dwell maneuver는 NHTSA에서 수년간의 연구 끝에 개발한 ESC성능 검증 시험법으로, 일반 운전자가 일상 주행 상황에서 발생할 수 있는 긴급 상황에서 장애물을 피하는 조향 입력을 재현할 수 있는 대표적인 시험방법으로 북미의 FMVSS 126와 유럽의 ECE R13H에 명시되어있다.^[48-49]

Sine with dwell maneuver에 따르면 차량을 80km/h 혹은 80km/h를 약간 초과하는 속도로 조향이나 제동 없이 타력주행(coasting)을 시킨 후 Figure 2.6과 같이 조향 로봇(steering robot)을 이용하여 조향 제어를 한다. 이때 조향 속도(steering frequency)는 0.7Hz로 고정하고, 최대 조향각(highest steering wheel angle, δ)은 270° 와 $6.5 \times \delta_{0.3g}$ 중 큰 값으로 한다. 여기서 $\delta_{0.3g}$ 는 SIS(Slowly Increasing Steer) 시험을 통해 횡가속도가 0.3g에 도달할 때의 조향각을 구한다.

Table 2.2 Vehicle test maneuver, performance index and criteria for intelligent chassis control system evaluation(source : KATECH Report for UCC test)

Chassis system	Test Maneuver	Performance index	Criteria
Common Test	High-g swept steer	Understeer gradient	5.67 deg/g (± 2 deg/s)
	Step input	Yaw rate response time	≤ 180 ms
	Braking in turn	Peak yaw rate Delta	3.5 deg/s
ESC (Electronic Stability Control)	Sine With Dwell	Lateral displacement(Responsiveness)	≥ 1.83 m @ 1.07sec after steering input
		yaw rate ratio(Stability)	$\leq 35\%$ @ 1.0sec after steering input finish $\leq 20\%$ @ 1.75sec after steering input finish
	Fish hook	Wheel lift	50mm lift from road surface on two wheel
CDC (Continuous Damping Control)	Bump Passing	Max. pitch angle, pitch rate	Comparison with target vehicle
	Single Sine Wave	Max. Roll angle	Comparison with target vehicle
EPS (Electric Power Steering)	Catch Up	Max/Min Steering wheel motor torque	Comparison with target vehicle
	Successive Steering Torque	Max/Min Steering wheel motor torque	Comparison with target vehicle
UCC (Unified Chassis Control)	Split-mu Braking	Max. yaw angle, yaw rate	Comparison with target vehicle
	Split-mu Accelerating	Max. yaw angle, yaw rate	Comparison with target vehicle
	Single Sine Wave	Max Steering wheel motor torque	Comparison with target vehicle

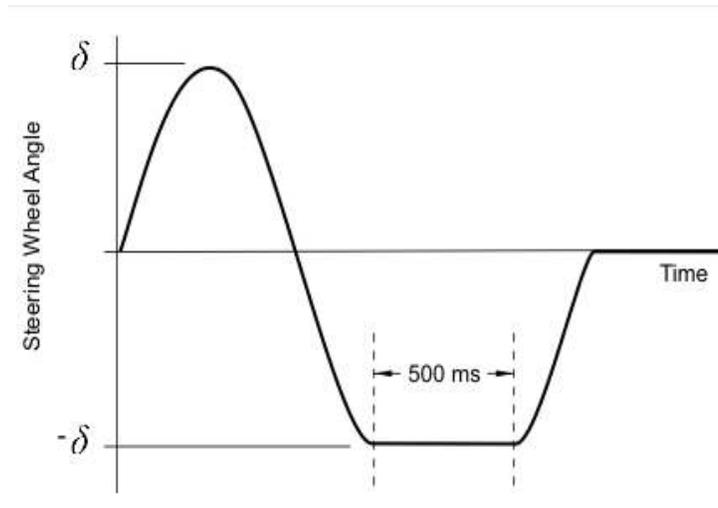


Figure 2.6 Steering input in Sin with Dwell
Maneuver

Sine with dwell maneuver는 아래의 식(2-1), (2-2)와 같이 부족조향 (understeer) 특성을 판단하는 Responsiveness Criterion과 과대조향 (oversteer) 특성을 판단하는 Lateral Stability Criterion이 있으며, ESC는 이러한 판별 요구에 대하여 성능지표가 모든 기준을 만족하여야 한다.

Responsiveness criterion(understeer 특성) :

$$Lateral\ displacement = \iint_0^{1.07} a_{yC.G.}(t)dt \geq 1.83 [m] \quad (2-1)$$

여기서 $a_{yC.G.}$ 는 차량 무게중심의 횡가속도(lateral acceleration)를 나타낸다. 차량 무게중심의 횡방향 변위가 조향입력 1.07초 후에 1.83m(6ft)

이상이어야 하며, 그렇지 못할 때 차량은 시험에 불합격 처리된다. 이는 조향입력 1.07초 후에 횡방향 변위가 1.83m(6ft) 이상이 되어 장애물을 충분히 피할수 있는가를 판단하기 위한 것으로, 여기서 1.07초는 3/4 sinusoidal 조향입력이 진행되고 dwell 구간이 시작되기 직전의 순간이며 1.83m(6ft)는 차선평의 1/2값과 관련있다.

Lateral Stability criterion(oversteer 특성) :

$$\frac{\gamma(t_0 + 1.00)}{\gamma_{peak}} \times 100 \leq 35\%, \quad \frac{\gamma(t_0 + 1.75)}{\gamma_{peak}} \times 100 \leq 20\% \quad (2-2)$$

여기서 γ , γ_{peak} , t_0 는 각각 요율(yaw rate), 최대요율(peak yaw rate), 조향 입력 종료 시간(time to steering stop)을 나타낸다. 조향 입력이 끝난 후 1초가 된 순간의 요율과 시험 중에 얻어지는 최대요율의 비는 35%와 같거나 작아야 한다. 만일 35% 보다 크면 차량은 시험에 불합격 처리된다. 조향 입력이 끝난 후 1.75초가 된 순간의 요율과 최대요율의 비는 20%와 같거나 작아야 한다. 만일 20% 보다 크면 차량은 시험에 불합격 처리된다. 이는 조향입력 후 1.0초와 1.75초의 요율비(yaw rate ratio)를 제한함으로써 차량이 스피나아웃(spin-out) 되지 않고 자세 안정성을 유지하고 있는지 확인하기 위한 기준이다.

2.2.2 차량 동적 안정성 해석 평가

Sine with dwell maneuver에 적용할 최대조향각(highest steering wheel angle, δ)을 구하기 위해 정상상태에서 원선회(steady state cornering) 해석을 수행하였다. 정상 원선회 해석은 정지 상태에서 속도를 초당 4km/h의 기울기로 증가시키면서 주어진 원형 주행코스를 회전하는 방법을 사용하였다. 정상 원선회 해석을 통해 횡가속도에 대한 조향입력각을 분석할 수 있으며 0.3g 횡가속도에 대응하는 조향입력값으로 35.5°를 해석을 통해 구했다.(Figure 2.7 ~ 2.8 참조) 따라서 sine with dwell maneuver에 사용할 최대조향각 δ 는 270°와 $6.5 \times \delta_{0.3g}$ (=230.75°) 중 큰값으로 결정하므로 여기서는 $\delta=270^\circ$ 로 결정하였다.

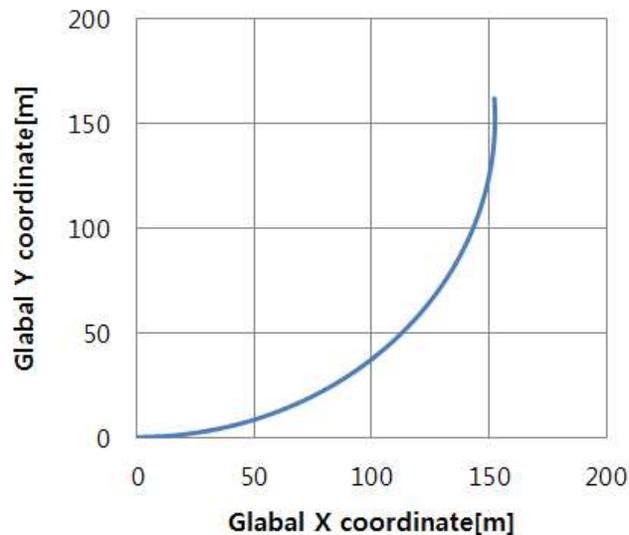


Figure 2.7 Trajectory of the vehicle in steady state cornering simulation

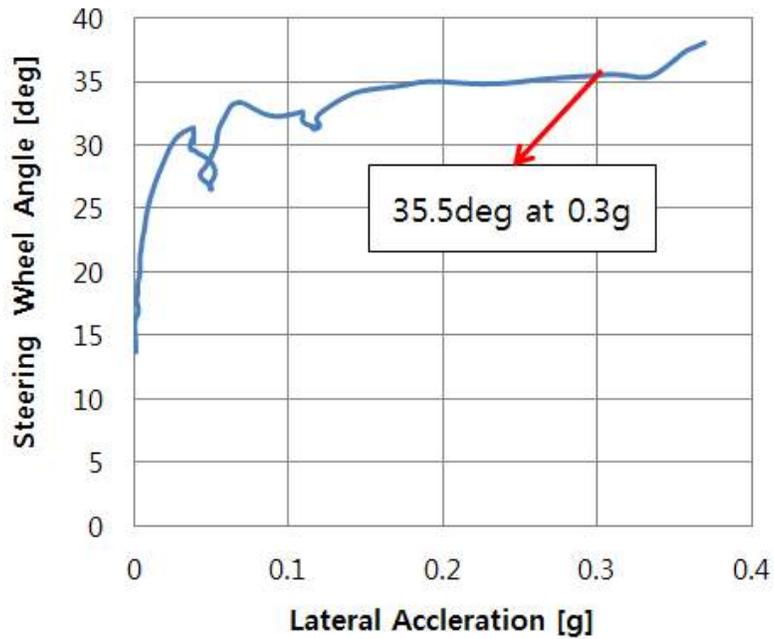


Figure 2.8 Lateral acceleration and steering wheel angle in steady state cornering simulation

Figure 2.9는 sine with dwell maneuver에 사용된 조향 입력을, Figure 2.10 ~ 2.12는 이에 따른 차량 거동 해석 결과로서 차량 질량중심의 횡방향 변위값, 차량 바디의 옆 미끄럼각(vehicle slip angle 혹은 sideslip angle), 차량 바디의 요율(yaw rate)에 대하여 보여준다. 그리고 Table 2.3은 ESC 성능지표에 대한 해석 결과를 보여준다.

차량의 옆 미끄럼각(Figure 2.11 참조)은 최대 180°, 최소 -180°로 나타났으며 이는 차량의 거동이 운전자의 통제를 완전히 벗어났음을 짐작

케 한다. 차량의 부족조향 특성을 평가하는 횡방향 변위(lateral displacement)는 조향입력 1.07초 후에 횡방향 변위가 1.83m(6ft) 이상이 되어 장애물을 충분히 피할수 있는가를 판단하기 위한 것으로, 이는 해석 결과에서 차량이 아직 안정성을 잃기 전의 상태로 3.63을 얻어 조건을 만족했다. 하지만 조향 입력이 끝난 후 1초가 된 순간의 요율(yaw rate)과 전 해석 영역 중에 얻어지는 최대요율의 비(yaw rate ratio)는 35%와 같거나 작아야 하는데 해석 결과 99.7%로 매우 크게 나왔다.(기준 불만족) 또한 조향 입력이 끝난 후 1.75초가 된 순간의 요율과 최대요율의 비는 20%와 같거나 작아야 하는데 해석 결과 82.1%로 기준을 크게 벗어났다.(기준 불만족) 이는 조향입력 1.0초 후와 1.75초 후의 요율비를 제한하여 자세 안정성을 확보하기 위한 최소한의 기준을 충족하지 못하는 결과로 이는 일반적인 차량이 별도의 ESC 도움 없이는 sine with dwell maneuver를 만족시키기가 매우 어려움을 짐작케 한다.

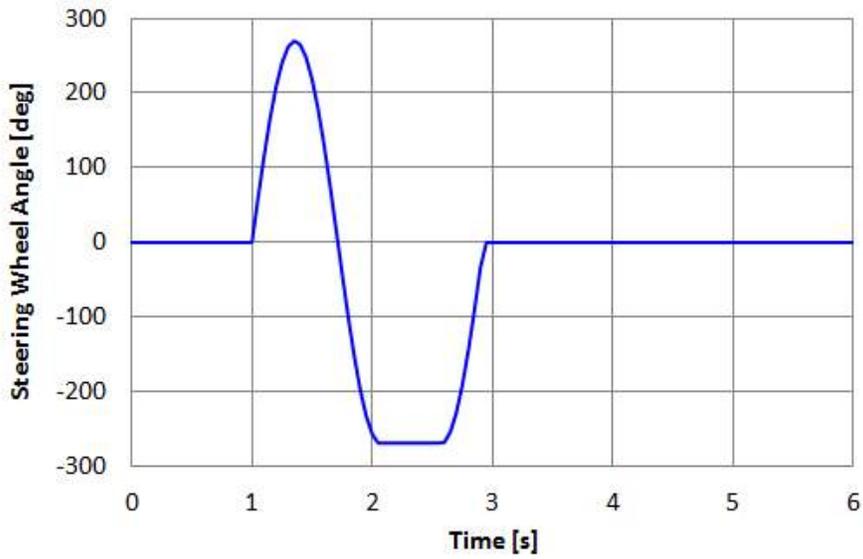


Figure 2.9 Steering wheel angle input profile according to the sine with dwell maneuver

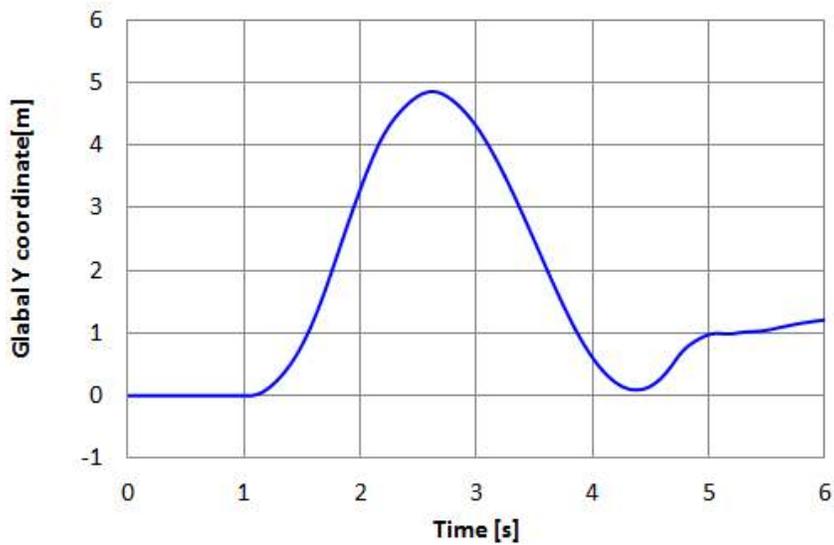


Figure 2.10 Lateral displacement of the vehicle mass center according to the sine with dwell maneuver

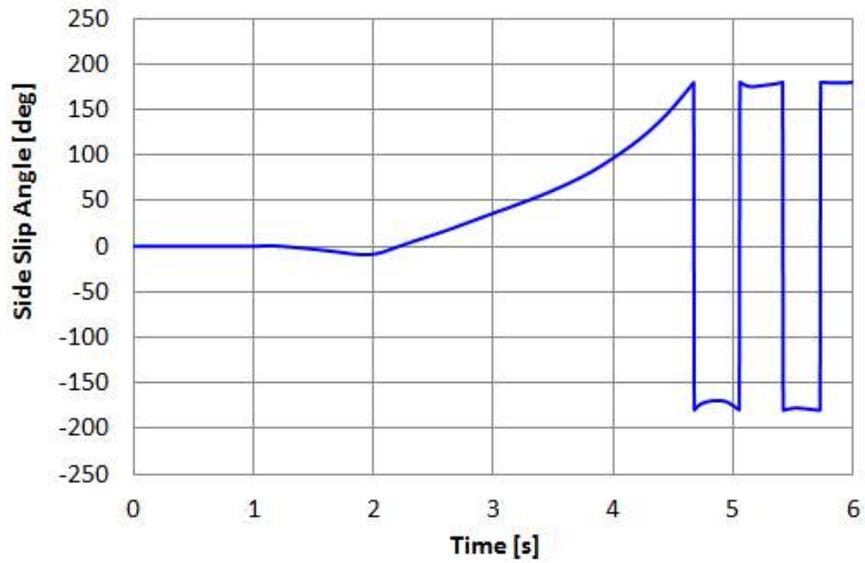


Figure 2.11 Sideslip angle according to the sine with dwell maneuver

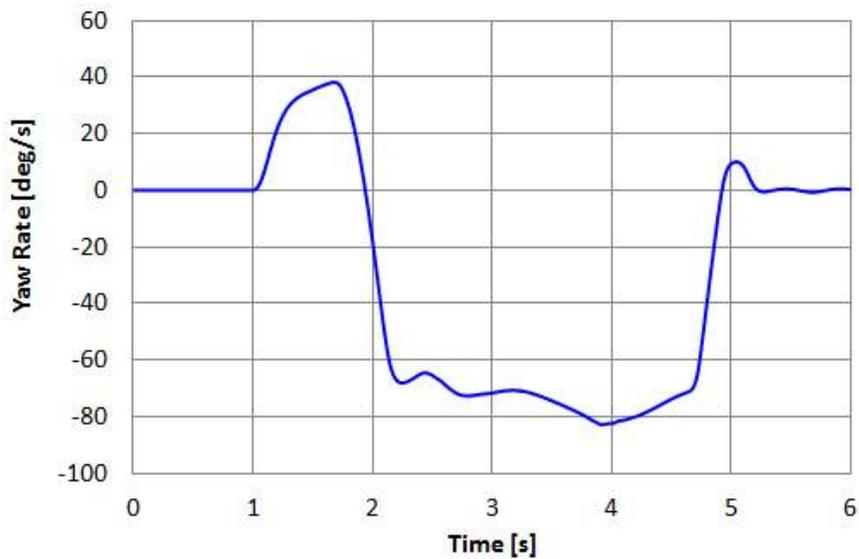


Figure 2.12 Yaw rate according to the sine with dwell maneuver

Table 2.3 Vehicle model simulation results analysis for the sine with dwell maneuver

Performance Index	Requirements	Results	Remark
lateral displacement at 1.07 sec [Global Y coordinate, m]	≥ 1.83	3.63	Pass
yaw rate ratio at ' $t_0 + 1.0$ ' [%]	≤ 35	99.7	Fail
yaw rate ratio at ' $t_0 + 1.75$ ' [%]	≤ 20	82.1	Fail

2.3 고찰

이장에서는 차량의 동적 거동 해석에 사용할 목적으로 고정도 차량 동역학모델 개발을 위한 프로세스 (차량 모델링 → 실차 시험 → 모델 검증)를 검토하고, 이에 따라 대상 차량에 대한 차량 동역학 모델링, 대상 차량에 대한 정밀 실차시험, 시험데이터에 근거한 차량 동역학모델의 신뢰성 검증을 수행하였다. 본문에는 요약 결과를 기술하고 보다 자세한 내용은 부록에 실었다. 그리고 차량의 동적 안정성 평가를 위해 NHTSA에서 제안한 Sine with dwell maneuver에 따른 평가 방법을 검토하고, 상기의 개발된 차량 동역학모델에 적용하여 해석을 수행하였다. 이장의 주요 연구 결과는 다음과 같다.

- 국내 H사의 SUV를 대상차량으로 선정하고 제원 분석, 차량 3차원 계측, 단품 특성 시험을 통해 확보한 데이터로부터 차량 동역학 모델링을 수행했다. 이때 차량 모델링에는 상용 소프트웨어인 ADAMS.CAR와 CarSim을 이용했다.
- 대상차량에 대한 J-turn, Lane change, Slalom 등 동특성 평가 실차시험을 실시하고 시험 결과로부터 차량 동역학모델을 보완하고 동특성 정밀도에 대한 신뢰성을 검증하였다.
- 차량 동적 안정성 평가 방법으로 미국 NHTSA에서 제안한 Sine with

dwell maneuver를 고찰하여 해석 평가에 활용하였다.

- 앞에서 개발한 대상 차량 동역학모델에 대한 차량 동적 안정성 평가 해석을 수행한 결과로부터 대상 차량은 자세제어 시스템(ESC)이 적용되지 않은 상태에서 차량의 미끄럼각, 요율 변화 특성 등을 볼 때 동적 안정성 평가 요구사항에 부적격한 것으로 판단할 수 있다.

제 3 장

해석 기반 차량 자세제어 알고리즘

효과 분석

횡방향 휠하중(lateral wheel force) 정보에 기반한 ESC 시스템이 갖는 차량 자세제어 효과를 분석하기 위해서 기존의 차량 바디(body)의 자세 정보인 요율을 이용하는 ESC 알고리즘과 횡방향 휠하중을 이용하는 ESC 알고리즘을 간소 모델로 개발하였다. 차량의 자세제어를 위하여 ESC 시스템은 엔진의 토크 제어와 브레이크 제어를 모두 사용할 수 있으나 본 연구에서는 브레이크 제어만을 고려했다. 그리고 각각의 ESC 알고리즘에 따른 차량의 자세제어 응답특성을 비교 분석하였다.

3.1 차량 바디 자세정보 기반 제어 알고리즘

기존 차량 바디의 자세정보인 요율을 이용한 ESC 알고리즘은 Figure 3.1과 같이 조향각(steering angle)과 휠속도(wheel speed) 즉 차속을 입력

받아 이때 기대 요율(desired yaw rate)을 계산한다. 그리고 요율 센서에서 측정된 요율 값과 비교하여 차이의 크기만큼 브레이크에 작용할 브레이크 압력의 크기를 결정한다. 측정된 요율이 기대 요율 보다 크면 과대 조향(oversteer)으로 판단하여 바깥쪽 바퀴를 제동함으로써 보상 모멘트를 발생시켜 차량의 자세를 유지하고, 측정된 요율이 기대요율 보다 작으면 부족조향(understeer)으로 판단하여 안쪽 바퀴를 제동함으로써 마찬가지로 차량의 자세를 유지한다. 조향각과 휠속도로부터 기대 요율(yaw rate, r)은 다음 식으로부터 얻어진다. [50-51]

$$\frac{r}{\delta} = \frac{V/L}{1 + \frac{KV^2}{57.3Lg}} \quad (3-1)$$

여기서 δ 는 조향각, V 는 차속, L 은 윤거(wheelbase), g 는 중력가속도를 나타내며 K 는 부족조향구배(understeer gradient)로 뒤의 3.3절 휠하중 정보기반 제어에서 추가 기술하였다.

요율 정보기반 제어알고리즘을 제2장에서 개발한 차량 동역학모델에 적용하여 시뮬레이션 분석을 수행하기 위해 Figure 3.2 ~ 3.3과 같은 Simulink 모델을 개발하였다. 차량 동역학모델에서 조향각, 차속을 입력받아 기대 요율을 계산하고, 기대요율과 측정된 요율과의 차이를 판별 기준(threshold, 여기서는 0.0752deg/s)과 비교하여 ESC 개입 여부를 결정한다. 요율 차이가 판별 기준보다 크면, 요율 차이에 대하여 P-게인값(=401.08)을 적용하고 전륜과 후륜의 브레이크 압력비를 1 : 0.6의 비율로 출력하여 차량 동역학모델로 입력하는 블록으로 구성되어있다. 여기서

사용한 판별 기준값과 P-게인값에 대해서는 뒤의 3.5절에서 기술하였다.

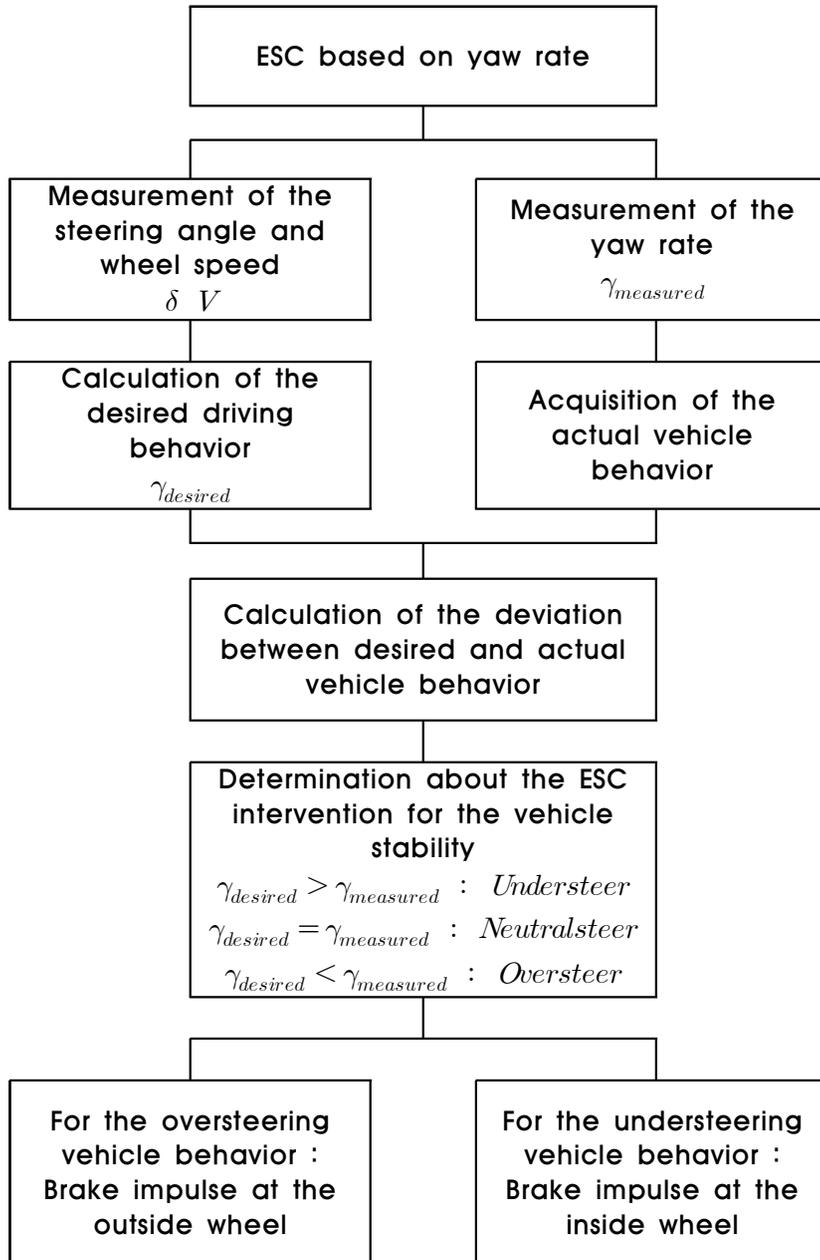


Figure 3.1 ESC algorithm employing vehicle yaw rate

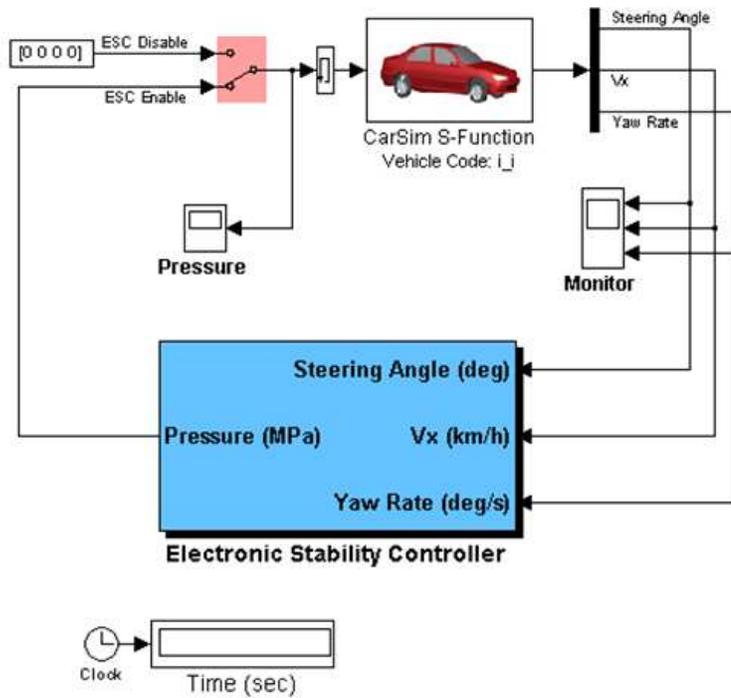


Figure 3.2 ESC Simulink model developed to simulate the developed yaw rate information based control algorithm

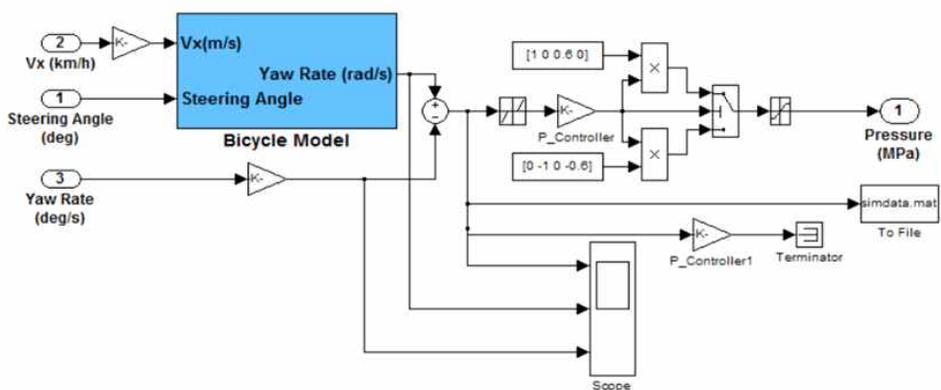


Figure 3.3 Yaw rate controller in ESC Simulink model

3.2 차량 바디 자세정보 기반 제어 응답 해석

3.2.1 요율 제어에 따른 차량 자세제어 효과

앞 절에서 제안한 차량 바디의 자세정보인 요율을 이용하는 ESC 알고리즘이 차량의 자세제어에 어떠한 영향을 미치는지 분석하기 위하여 제2장에서 개발한 고정도 차량 동역학모델에 알고리즘을 적용하고 sine with dwell maneuver로 해석을 수행하였다.

Figure 3.4는 sine with dwell maneuver에 사용된 조향 입력값을 보여준다. 이때 최대 조향각은 2.2.2절과 마찬가지로 270° 를 적용하였다. Figure 3.5 ~ 3.7은 sine with dwell maneuver에 따른 요율 제어 해석 결과로서 차량 질량중심의 횡방향 변위값, 차량 바디의 미끄럼각(sideslip angle), 차량 바디의 요율에 대하여 보여준다. 요율 제어의 영향으로 차량 거동 안정성이 향상된 것을 보기위해 2.2.2절의 ESC가 적용되지 않은 차량의 거동에 대한 해석결과도 함께 도시하였다. Figure 3.5에서 차량의 횡방향 변위값 즉 시간에 따른 차량 궤적은 요율 제어가 적용되었을 때 조향 입력과 상응하는 변위 이동의 결과를 보여준다. Figure 3.6 차량의 미끄럼각을 살펴보면, ESC 제어가 없었을 때 미끄럼각이 최대/최소 $\pm 180^\circ$ 로 반복되어 나타나 차량의 거동이 운전자의 통제를 완전히 벗어났던 것과 비교하여, ESC 제어가 작용함으로써 미끄럼각이 최대 5°

이내로 나타나며 이로서 차량이 안정적으로 제어되고 차량의 거동이 확연히 개선된 것을 보여준다. Figure 3.7 요율 변화 추세를 보아도 요율 제어가 적용되었을 때 빠르게 안정화됨을 알 수 있다.

Table 3.1은 요율 제어가 적용되었을 때의 ESC 평가 성능지표에 대한 해석 결과를 보여준다. 차량의 부족조향 특성을 평가하는 횡방향 변위는 조향입력 1.07초 후에 횡방향 변위가 1.83m(6ft) 이상이 되어 장애물을 충분히 피할수 있는가를 판단하기 위한 것으로 해석결과 2.80을 얻어 조건을 만족했다. 조향 입력이 끝난 후 1초가 된 순간의 요율과 시험 중에 얻어지는 최대 요율의 비는 35%와 같거나 작아야 하는데 해석 결과 0.362로 작게 나왔다. 조향 입력이 끝난 후 1.75초가 된 순간의 요율과 최대 요율의 비는 20%와 같거나 작아야 하는데 해석 결과 0.038로 작게 나타났다. 이는 조향입력 1.0초 후와 1.75초 후의 요율비를 제한하여 자세 안정성 확보 여부를 판단하기 위한 기준을 충분히 만족하는 결과로 요율을 기반으로 하는 차량 자세제어가 매우 효과적임을 보여주는 결과이다.

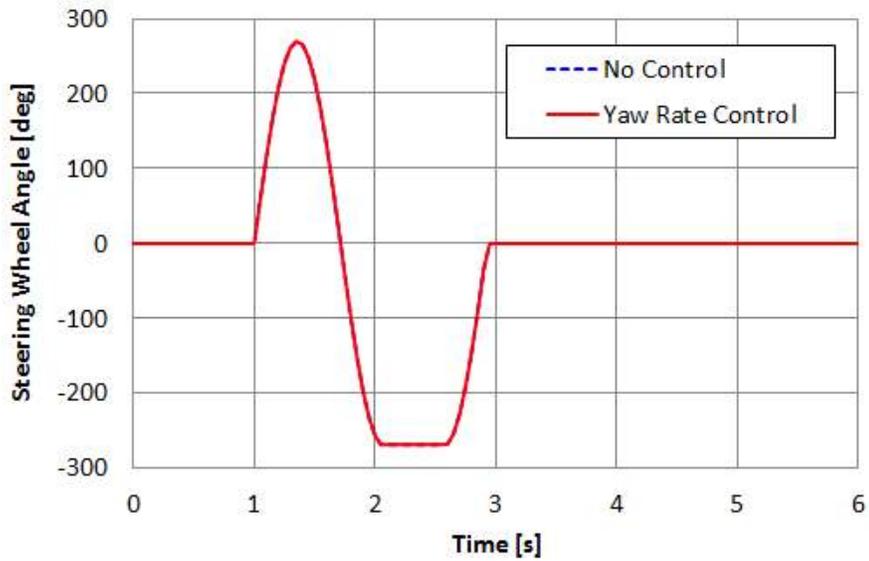


Figure 3.4 Steering wheel angle input profile according to the sine with dwell maneuver for yaw rate control

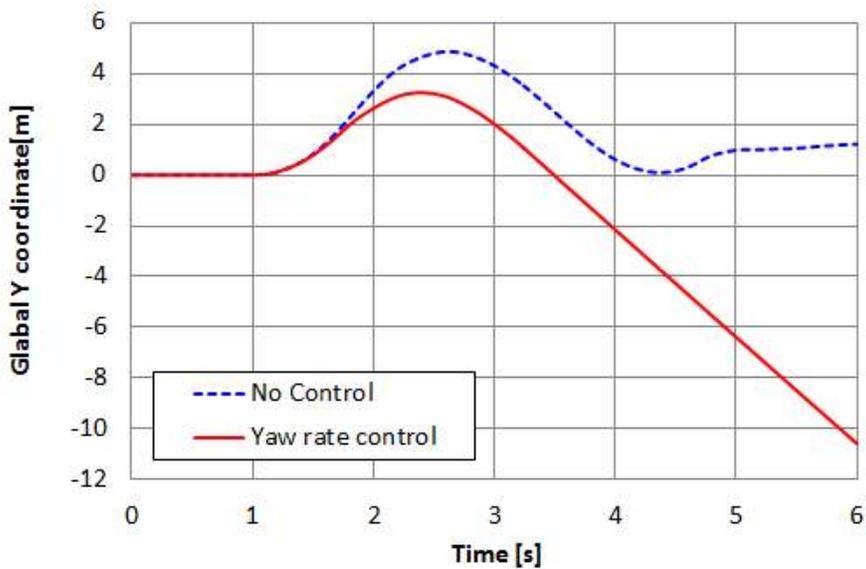


Figure 3.5 Analysis results according to the yaw rate control (1)
: lateral displacement of the vehicle mass center

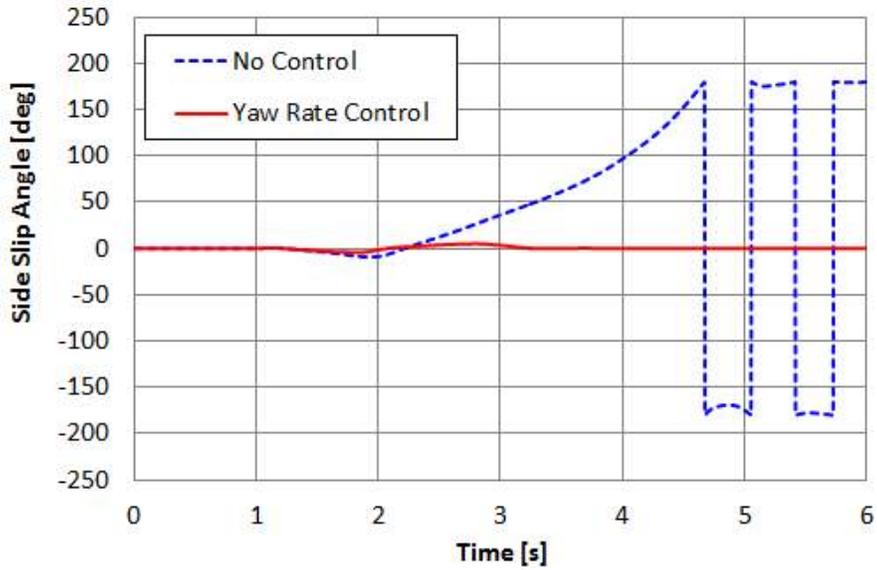


Figure 3.6 Analysis results according to the yaw rate control (2)
: sideslip angle

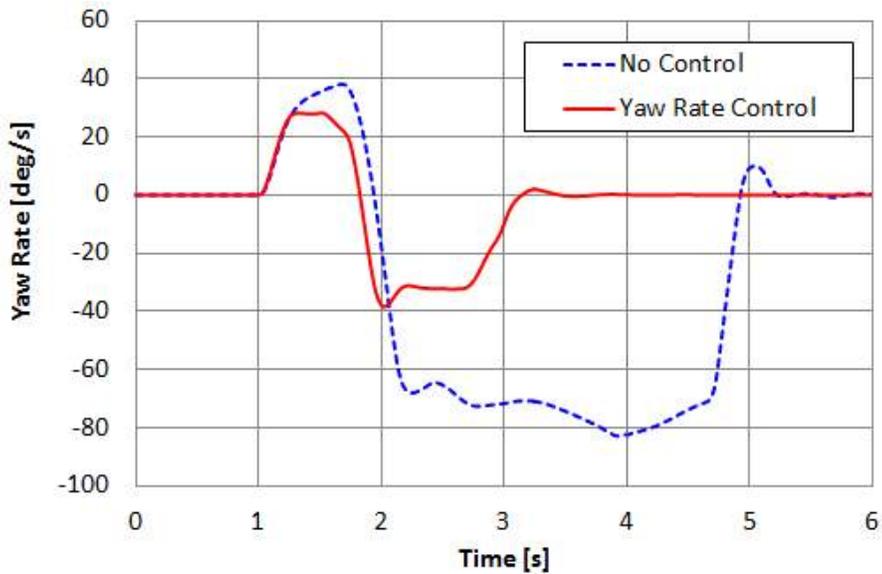


Figure 3.7 Analysis results according to the yaw rate control (3)
: yaw rate

Table 3.1 ESC simulation results analysis for the yaw rate control

Performance Index	Requirements	Results	Remark
lateral displacement at 1.07 sec [Global Y coordinate, m]	≥ 1.83	2.80	Pass
yaw rate ratio at ' $t_0 + 1.0$ ' [%]	≤ 35	0.362	Pass
yaw rate ratio at ' $t_0 + 1.75$ ' [%]	≤ 20	0.038	Pass

3.2.2 시간 지연에 따른 차량 자세제어 효과

앞의 3.1절에서는 차량의 바디 자세정보인 요율을 차량의 자세제어에 이용하였는데 요율 변화가 차량의 휠에서 받는 하중의 결과로서 나타나는 반응이라고 할 때 휠하중과 요율변화 사이의 반응시간 차이에 대한 분석을 통해 요율 기반 제어와 휠하중 기반 제어의 근본적인 한계 및 차이점을 검토하였다.

Figure 3.8은 Sine with dwell maneuver를 적용하여 차량의 동적거동을 해석하였을 때 요율과 횡방향 휠하중(전륜 기준)의 변화를 분석한 결과이다. 1/2 sinusoidal 조향입력 구간에서 횡방향 휠하중은 요율보다 약 0 ~ 0.15초 빠른 응답을 보임을 확인할 수 있다. 이러한 결과로부터 횡방향 휠하중을 이용하여 차량제어를 할 경우 요율을 이용한 차량제어와 비교하여 좀 더 빠른 차량의 자세제어가 가능할 것으로 예상할 수 있다. 이는 제1장에서 언급했듯이 계산시간에 따른 지연과는 별개로 차량 중심의 거동을 표현하는 요율은 서스펜션 스프링 상부질량의 거동특성이므로 서스펜션 스프링 하부 질량에 위치한 휠가속도 변화와는 서스펜션 거동에 따른 비선형적인 지연이 있으므로 반응시간에 있어서 시간 차이가 존재함을 보여주는 중요한 결과다.

본 절에서는 요율 정보를 얻기까지 걸리는 시간이 차량의 서스펜션 구조나 차량 질량 중심의 위치 등에 따라 차량마다 달라질 수 있음을 고려해서, 요율 정보 지연이 차량 자세제어에 미치는 효과를 분석해보고자 한다.

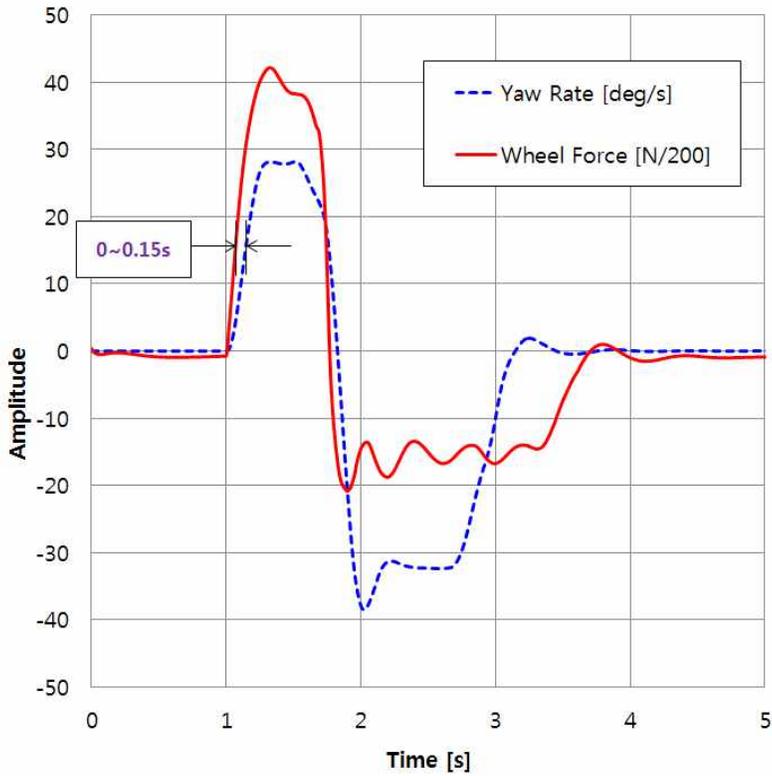


Figure 3.8 Response characteristics of yaw rate and lateral wheel force obtained from the vehicle dynamics analysis results applied with sine with dwell maneuver

요율 신호의 시간 지연 효과를 분석하기 위해 Figure 3.9의 제어모델에서 요율 입력라인에 시간 지연 블록을 추가하여 제어모델을 재구성하였다.(Figure 3.9의 붉은 점선 안) 요율 정보의 지연은 0 ~ 0.2sec 사이로 가정하고 0.05sec 간격으로 구간을 나눠 해석을 수행하였다.

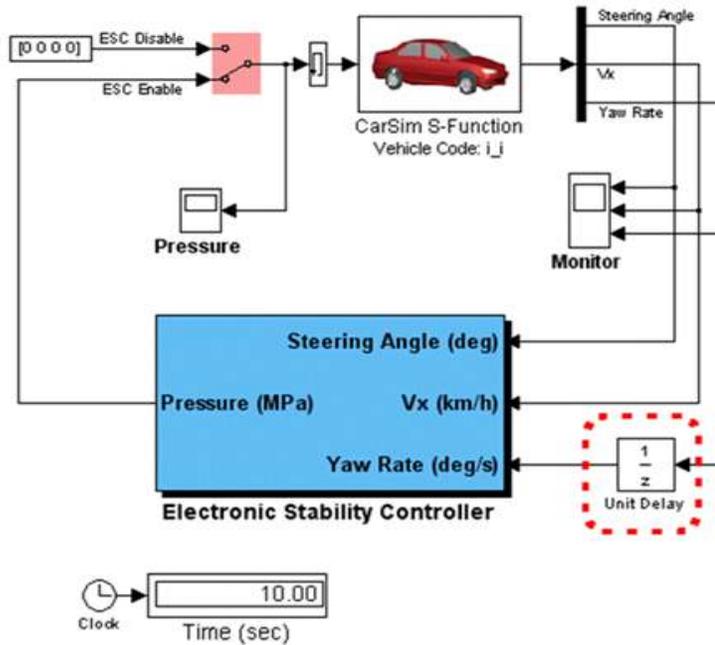


Figure 3.9 Modified ESC Simulink model to simulate the yaw rate information delay

Figure 3.10은 본 해석을 위해 사용한 조향 입력값으로 앞에서와 마찬가지로 Sine with dwell maneuver에 따랐다. Figure 3.11 ~ 3.13은 시간 지연에 따른 요율 제어 해석 결과로서 차량 질량중심의 횡방향 변위값, 차량 바디의 미끄럼각, 차량 바디의 요율에 대하여 각각 보여준다.

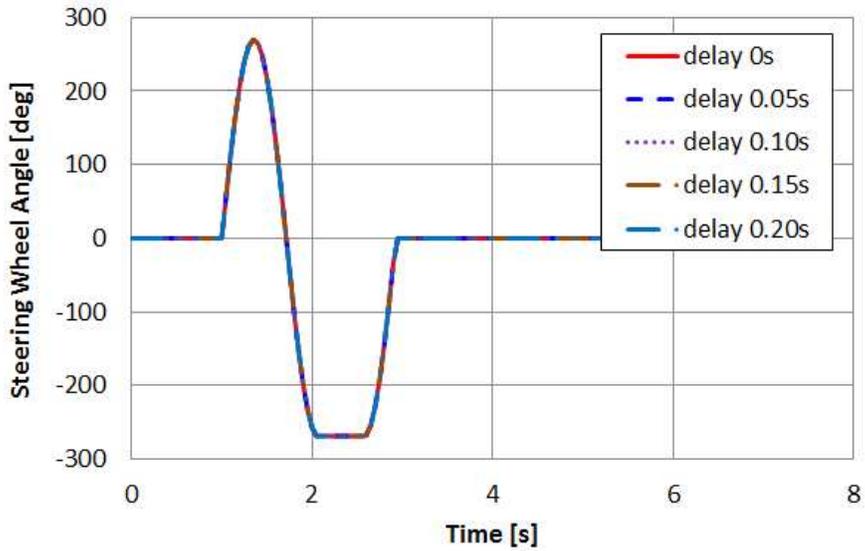


Figure 3.10 Steering wheel angle input profile according to the sine with dwell maneuver for the yaw rate control

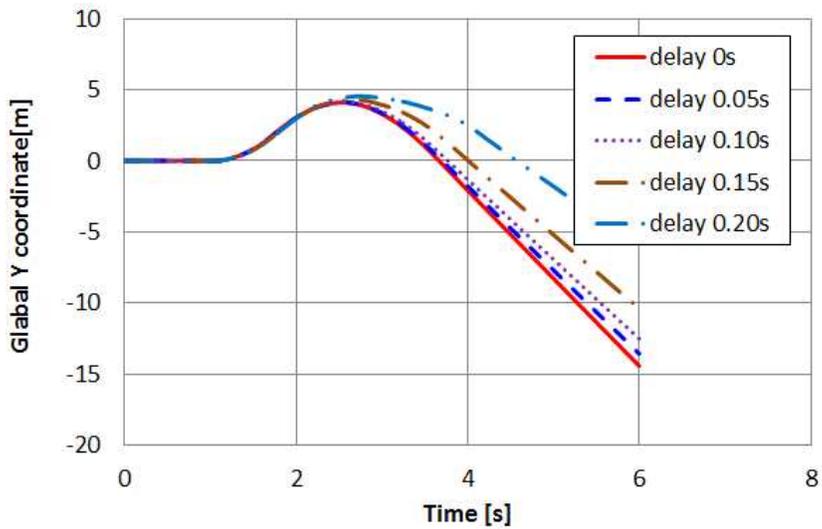


Figure 3.11 Analysis results according to the yaw rate control with time delay (1) : lateral displacement of the vehicle mass center

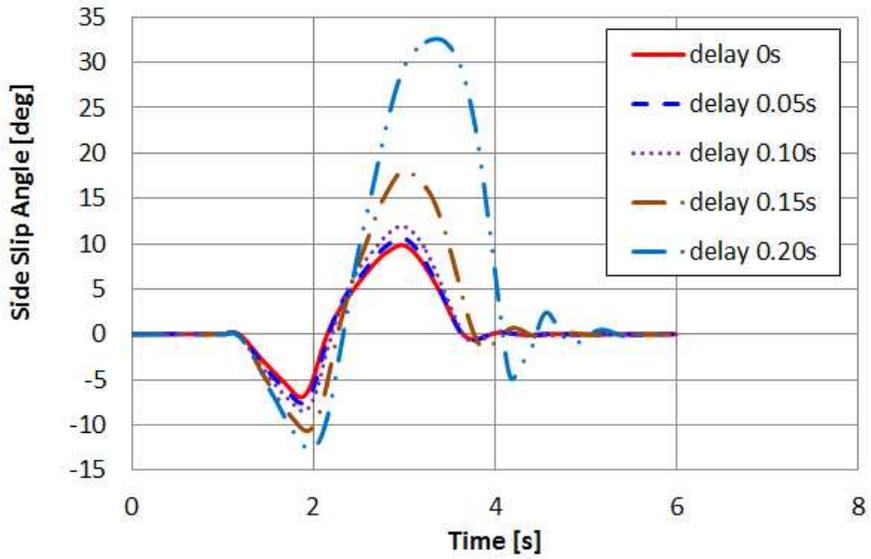


Figure 3.12 Analysis results according to the yaw rate control with time delay (2) : side slip angle

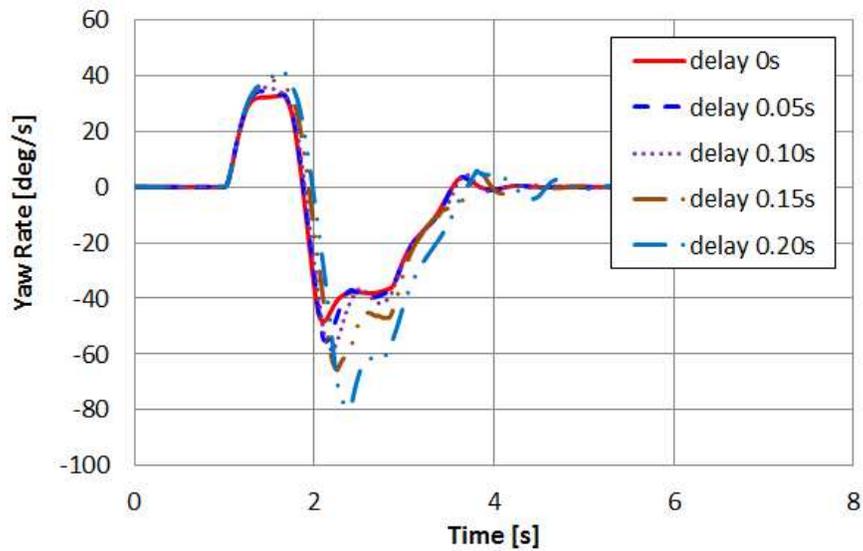


Figure 3.13 Analysis results according to the yaw rate control with time delay (3) : yaw rate

Figure 3.11에서 차량의 횡방향 변위값 즉 시간에 따른 차량 궤적은 시간 지연이 클수록 경로 추종 성능이 떨어지는 결과를 보여준다. 특히 시간 지연이 커질수록 차이도 크게 증가하는 추세를 보였다. Figure 3.12 차량의 미끄럼각 역시 시간 지연이 클수록 최대 미끄럼각이 크게 증가하고 안정화에 필요한 시간도 증가하는 추세를 보였다. Figure 3.13의 요율 변화 추세를 보아도 시간 지연이 클수록 최대 요율값도 크게 증가하며 안정화되는데 시간이 많이 소요되는 것을 알 수 있다.

Table 3.2와 Figure 3.14는 요율 제어 시 시간 지연에 따른 ESC 성능 지표 해석 결과를 보여준다. 차량의 부족조향 특성을 평가하는 횡방향 변위는 조향입력 1.07초 후에 횡방향 변위가 1.83m(6ft) 이상이 되어 장애물을 충분히 피할 수 있는가를 판단하기 위한 것으로 해석결과 시간 지연에 관계없이 대략 3.2 ~ 3.3m의 결과를 얻어 조건을 만족했다. 조향 입력이 끝난 후 1초가 된 순간의 요율과 시험 중에 얻어지는 최대 요율의 비는 35%와 같거나 작아야 하는데 해석 결과 대략 1.48 ~ 5.4%로 작게 나왔다. 조향 입력이 끝난 후 1.75초가 된 순간의 요율과 최대 요율의 비는 20%와 같거나 작아야 하는데 해석 결과 대략 0.06 ~ 3.34%로 작게 나타났다.

상기 결과를 볼 때 요율 기반 제어를 적용했을 때 발생할 수 있는 시간 지연의 효과는 분명 차량의 경로 추종성이나 자세 안정성 측면에서 부정적인 영향을 미칠 수 있으나, 그 효과가 ESC 성능지표 요구조건으로 판단할 때 부적합함을 보일 수준은 아니라는 것을 예상해 볼 수 있다.

Table 3.2 ESC simulation results analysis for the yaw rate control with time delay

Performance Index	Requirements	Time delay					Remark
		0	0.05	0.10	0.15	0.20	
lateral displacement at 1.07 sec [Global Y coordinate, m]	≥ 1.83	3.31	3.31	3.27	3.26	3.31	All passed
yaw rate ratio at ' $t_0 + 1.0$ ' [%]	≤ 35	1.88	1.92	2.67	1.48	5.4	All passed
yaw rate ratio at ' $t_0 + 1.75$ ' [%]	≤ 20	0.08	0.06	0.10	0.60	3.34	All passed

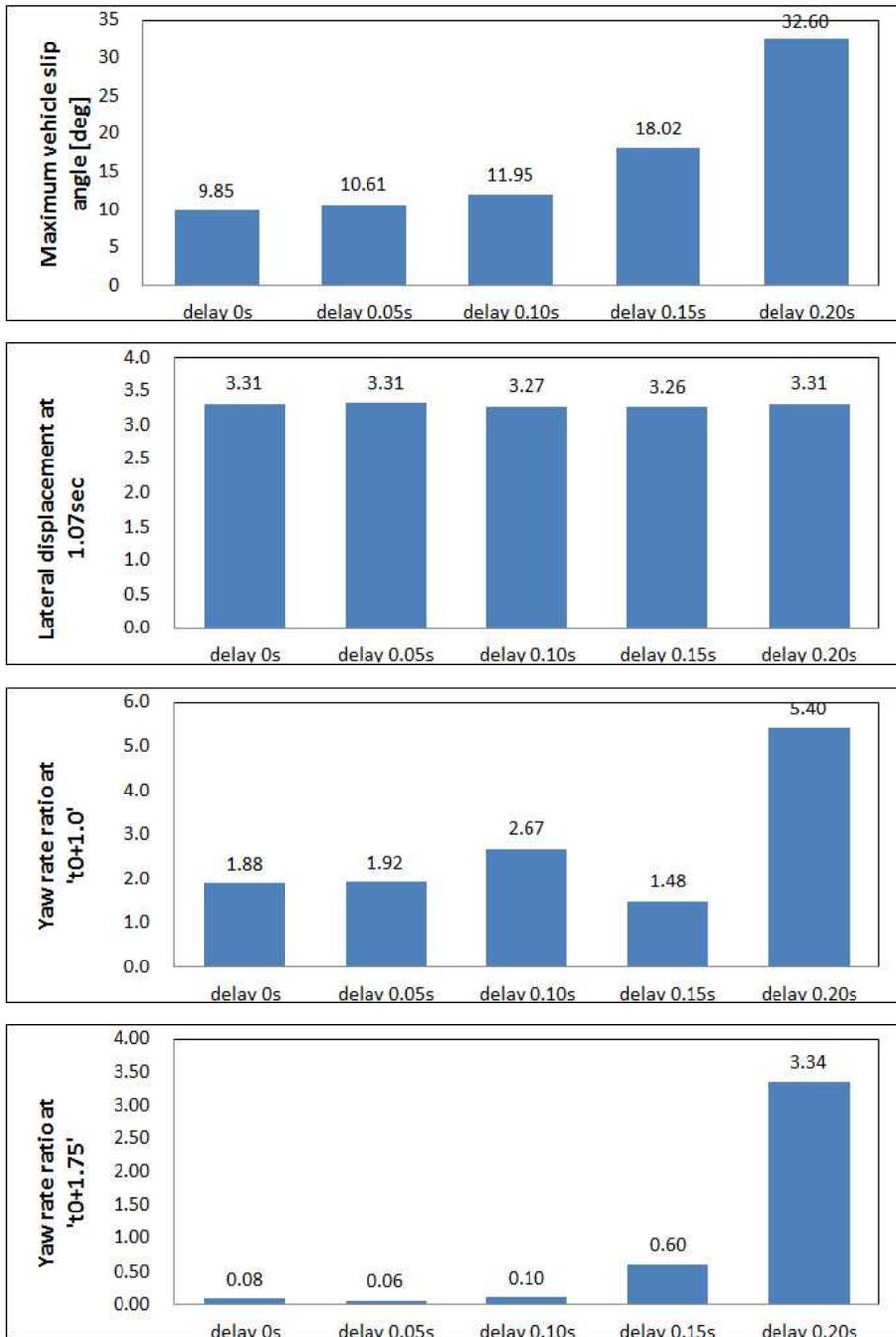


Figure 3.14 ESC simulation results analysis for the yaw rate control with time delay

3.3 횡하중 정보 기반 제어 알고리즘

선회 조건에서 타이어에 횡방향 하중이 발생되며 타이어는 굴러가면서 횡방향 미끄럼이 나타나는데 전진방향(direction of heading)과 진행방향(direction of travel) 사이의 각도는 미끄럼각(slip angle) α 로 알려져 있다. 횡하중(Lateral force)은 선회력(cornering force)이라고도 부르는데 미끄럼각이 작을때(5° 이하)는 Figure 3.15에서 보듯이 아래의 선형관계로 표현된다.(본 3.3절의 수식은 “Fundamentals of Vehicle Dynamics”^[51]에서 관련 수식을 요약한 것임을 미리 밝혀둠)

$$F_y = C_\alpha \alpha \quad (3-2)$$

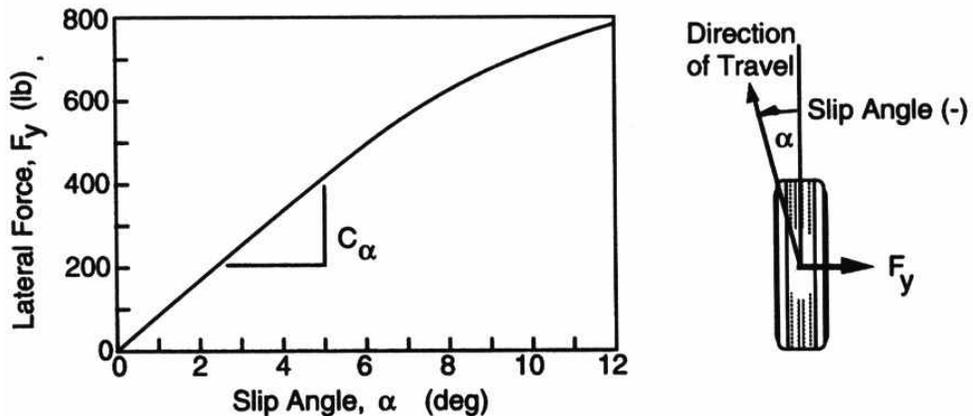


Figure 3.15 Tire cornering force properties

(Figure source : Fundamentals of vehicle dynamics – Thomas D. Gillespie)

여기서 비례상수 C_α 는 코너링 강성(cornering stiffness)으로 타이어 크기와 형태(라디얼(radial), 바이어스 플라이(bias-ply) 구조), 플라이 수, 코드(cord) 각, 횡폭 그리고 트레드가 중요한 변수이다. 주어진 타이어에서는 하중, 공기압력이 주요 변수이며 차량 속도는 타이어에서 발생하는 선회력에 크게 영향을 미치지 않는다.

타이어 선회력은 수직력에 크게 좌우되므로 타이어 코너링 특성은 코너링강성을 수직하중으로 나눈 코너링 계수(CC_α , cornering coefficient)로 아래와 같이 나타내는데 하중이 작을 때 가장 크며, 100% 규격하중에서 대략 0.2 범위에 있다.

$$CC_\alpha = \frac{\text{Cornering Stiffness}}{\text{Vertical Load}} = \frac{C_\alpha}{F_z} \quad (3-3)$$

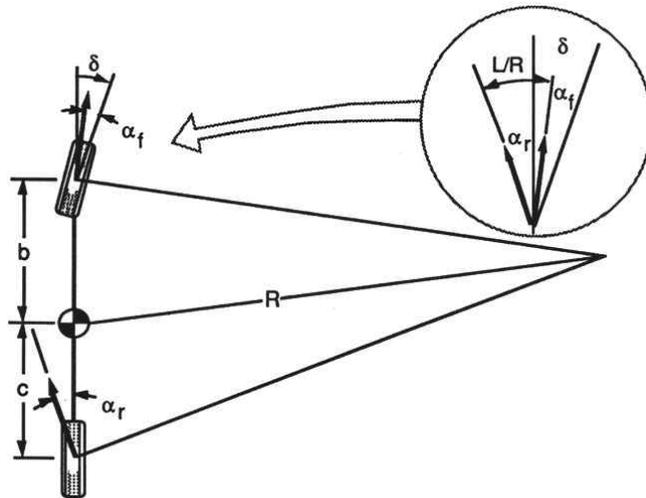


Figure 3.16 Cornering of a bicycle model
(Figure source : Fundamentals of vehicle dynamics
- Thomas D. Gillespie)

고속 선회에서 선회 반경은 차량의 축거보다 훨씬 크므로 작은 조향각을 가정하면 전륜의 내측과 외측 조향각의 차이는 무시할 수 있고 동일한 선회력을 갖는데 이와 같은 가정은 후륜에서도 성립한다.(자전거 모델, Figure 3.16 참조)

속도 V 로 전진하는 차량에 대하여 타이어에 작용하는 횡방향 힘의 합은 차량이 받는 구심력과 같으며, 전륜과 후륜의 횡력에 의한 모멘트 합은 0이다.

$$\Sigma F_y = F_{yf} + F_{yr} = WV^2/R \quad (3-4)$$

$$F_{yf}b - F_{yr}c = 0 \quad (3-5)$$

여기서

F_{yf} = 전륜차축에서의 횡력

F_{yr} = 후륜차축에서의 횡력

W = 차량의 질량

V = 전진 속도(ft/sec)

R = 선회 반경(ft)

요구되는 횡력을 알고 있을 때 전륜과 후륜의 미끄럼각은 다음과 같다.

$$\alpha_f = \frac{W_f V^2}{C_{\alpha f} g R}, \quad \alpha_r = \frac{W_r V^2}{C_{\alpha r} g R} \quad (3-6, 3-7)$$

선회 시 기하학적 관계를 고찰함으로써 다음의 수식이 유도된다.

$$\delta = 57.3 \frac{L}{R} + \alpha_f - \alpha_r = 57.3 \frac{L}{R} + \left(\frac{W_f}{C_{\alpha_f}} - \frac{W_r}{C_{\alpha_r}} \right) \frac{V^2}{gR} \quad (3-8)$$

여기서

δ = 전륜의 조향각(deg)

L = 축거(ft)

g = 중력가속도 = 32.2ft/sec²

W_f, W_r = 전륜과 후륜 차축에서의 하중(lb)

$C_{\alpha_f}, C_{\alpha_r}$ = 전륜과 후륜 타이어의 코너링 강성(lb_y/deg)

상기 식을 간단히 표현하면 다음과 같다.

$$\delta = 57.3L/R + Ka_y \quad (3-9)$$

여기서 K 를 부족조향 구배(understeer gradient)라 부르며 아래의 세가지 가능성이 존재한다.

- 중립조향(Neutral steer) :

$$\frac{W_f}{C_{\alpha_f}} = \frac{W_r}{C_{\alpha_r}} \Rightarrow K=0 \Rightarrow \alpha_f = \alpha_r \quad (3-10)$$

- 부족조향(Under steer) :

$$\frac{W_f}{C_{\alpha_f}} > \frac{W_r}{C_{\alpha_r}} \Rightarrow K > 0 \Rightarrow \alpha_f > \alpha_r \quad (3-11)$$

- 과도조향(Over steer) :

$$\frac{W_f}{C_{\alpha f}} < \frac{W_r}{C_{\alpha r}} \Rightarrow K < 0 \Rightarrow \alpha_f < \alpha_r \quad (3-12)$$

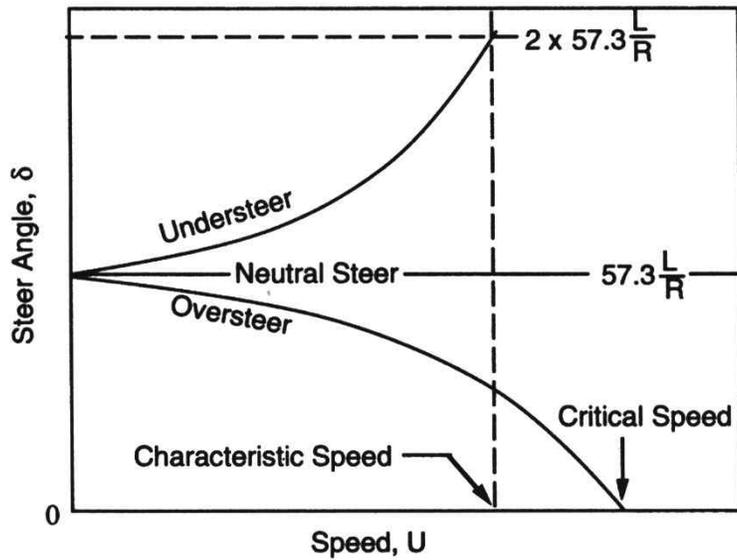


Figure 3.17 Change of steer angle with speed
 (Figure source : Fundamentals of vehicle dynamics -
 Thomas D. Gillespie)

횡방향 휠하중을 이용한 신개념 ESC 알고리즘은 Figure 3.18과 같이 각 바퀴의 횡방향 휠하중을 측정하고, 수직하중과 미끄럼각 사이의 관계식으로부터 각 바퀴의 미끄럼각을 계산한다. 그리고 앞바퀴와 뒷바퀴의 미끄럼각 차이의 크기에 비례하여 브레이크 압력을 결정한다. 앞바퀴의 미끄럼각이 뒷바퀴의 미끄럼각보다 작으면 과도조향(oversteer)으로 판단하여 바깥쪽 바퀴를 제동함으로써 보상모멘트를 발생시켜 차량의 자세를

유지하고, 앞바퀴의 미끄럼각이 뒷바퀴의 미끄럼각보다 크면 부족조향 (understeer)으로 판단하여 안쪽 바퀴를 제동함으로써 마찬가지로 차량의 자세를 유지한다.

개발된 횡방향 휠하중 제어알고리즘을 시뮬레이션하기 위해 Figure 3.19 ~ 3.20과 같이 Simulink 모델을 개발하였다. 차량 동역학모델은 제2장에서 개발한 모델을 사용하며 이로부터 각 4바퀴의 횡방향 휠하중을 입력받아 앞바퀴와 뒷바퀴의 미끄럼각을 계산하고 앞, 뒷바퀴 미끄럼각 차이를 판별 기준(threshold, 여기서는 0.1503deg)와 비교하여 ESC 개입 여부를 결정한다. 미끄럼각 차이가 판별 기준보다 크면, 미끄럼각 차이에 대하여 P-게인값(=6.5)을 적용하고 전륜과 후륜의 브레이크 압력비를 1 : 0.6의 비율로 출력하여 차량 동역학모델로 입력하는 블록으로 구성되어있다. 여기서 사용한 판별 기준값과 P-게인값에 대해서는 뒤의 3.5절에서 기술하였다.

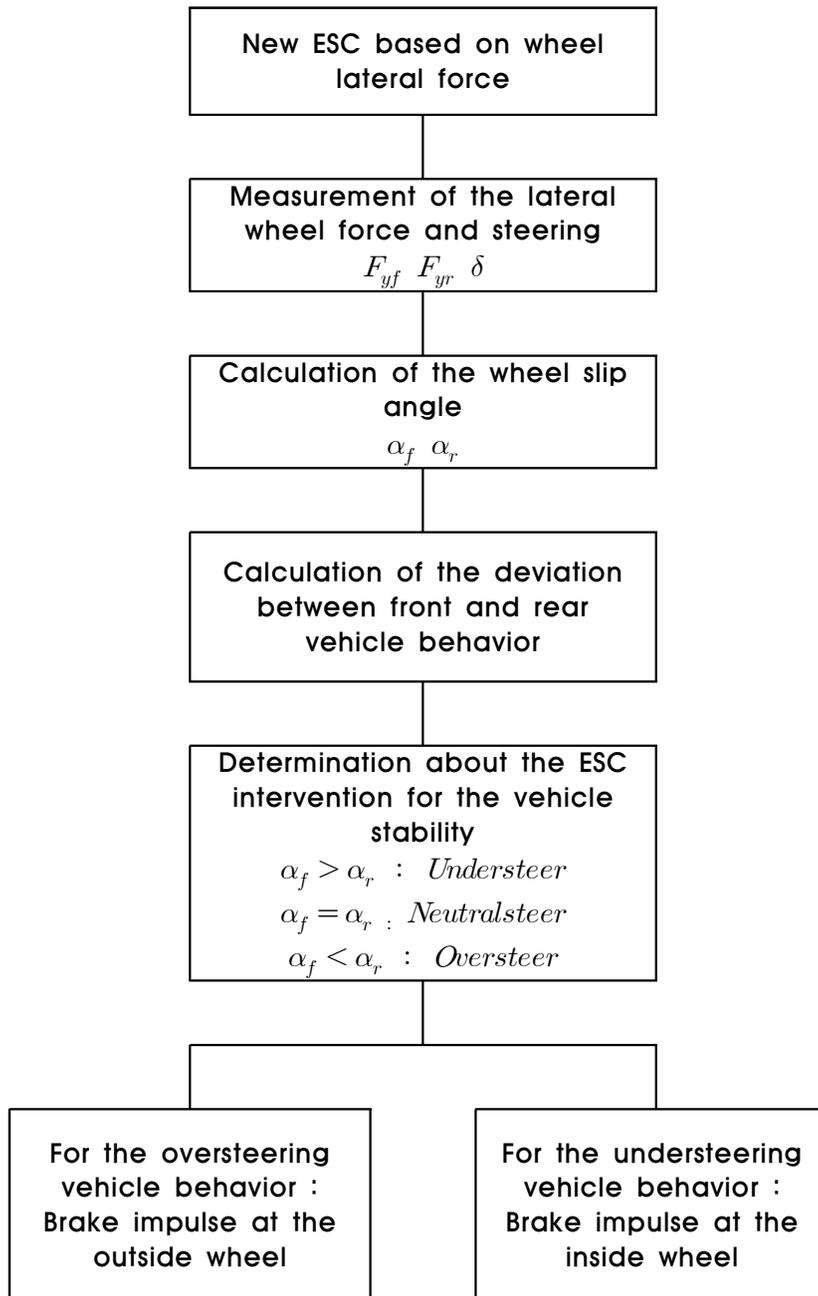


Figure 3.18 New ESC algorithm employing lateral wheel force

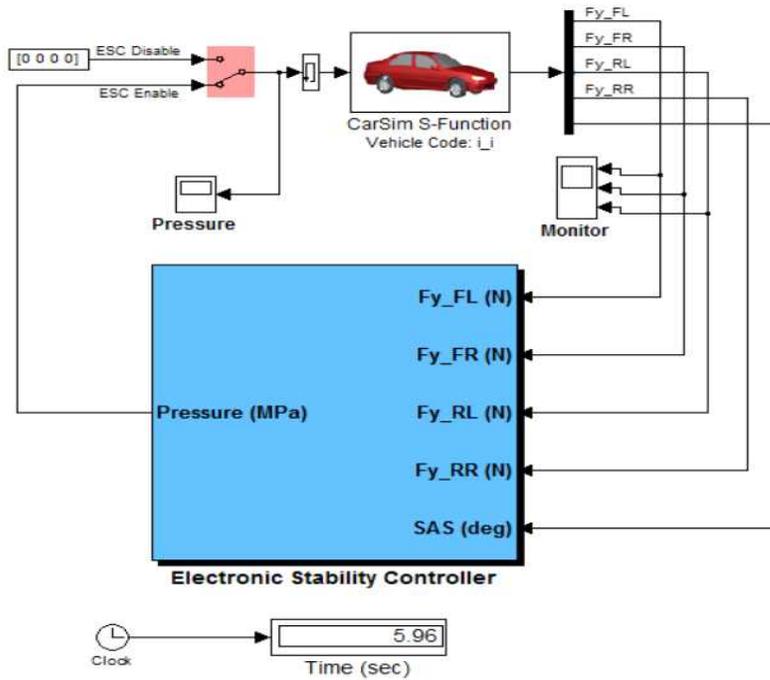


Figure 3.19 ESC Simulink model developed to simulate the developed wheel lateral force information based control algorithm

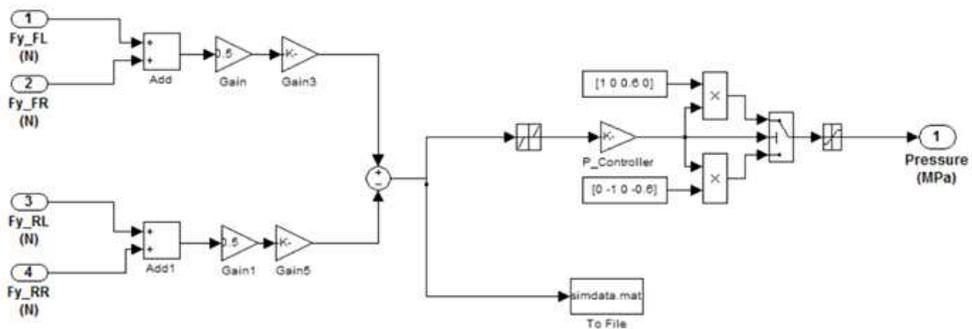


Figure 3.20 Wheel lateral force controller in ESC Simulink model

3.4 횡방향 정보 기반 제어 응답 해석

앞 절에서 개발한 횡방향 횡하중 정보를 이용하는 ESC 알고리즘이 차량의 자세제어에 어떠한 영향을 미치는지 분석하기 위하여 제2장에서 개발한 고정도 차량 동역학모델에 알고리즘을 적용하고 sine with dwell maneuver로 해석을 수행하였다.

Figure 3.21은 sine with dwell maneuver에 사용된 조향 입력을 보여준다. 이때 최대조향각은 앞에서와 마찬가지로 270° 를 적용하였다. Figure 3.22 ~ 3.24는 sine with dwell maneuver에 따른 횡방향 횡하중 제어 해석 결과로서 차량 질량중심의 횡방향 변위값, 차량 바디의 미끄럼각, 차량 바디의 요율에 대하여 보여준다. 횡방향 횡하중 제어의 영향으로 차량 거동 안정성이 향상된 수준을 비교하여 보기 위해 3.2.1절의 요율 제어에 따른 해석결과도 함께 도시하였다. Figure 3.22에서의 차량의 횡방향 변위값은 조향입력이 시작된 직후부터 종료될 때까지 횡방향 횡하중 제어가 요율 제어보다 조금 크게 나타났다. Figure 3.23 차량의 미끄럼각을 볼 때 횡방향 횡하중 제어가 요율 제어보다 조향입력에 따라 좀더 빠르게 반응하며 조향입력이 종료된 후 보다 빨리 안정화되는 경향을 보인다. 또한 Figure 3.24의 요율 변화 추세에서는 횡방향 횡하중 제어에서 요율이 더 크게 나타나는 구간도 있으나 보다 빠르게 안정화됨을 알 수 있다.

Table 3.3은 ESC 성능지수 평가를 위한 비교 데이터를 보여준다. 요율

제어를 기준으로 볼 때 횡방향 휠하중 제어를 통해 차량의 부족조향 특성을 평가하는 횡방향 변위는 6.8% 향상되었다. 조향 종료 후 1초에서 요율의 비(yaw rate ratio)는 7.7% 증가했으나, 조향 종료 후 1.75초에서 요율의 비는 92.1% 감소하여 성능이 향상되었음을 보였다. 물론 모든 항목에서 ESC 성능지수 평가의 요구조건은 만족하는 결과이다.

결론적으로 횡방향 휠하중 기반 ESC는 반응속도는 물론 차량의 거동 특성을 대표하는 성능지표가 요율 기반 ESC 보다 우수한 것으로 나타났다. 그리고 이는 어디까지나 두 ESC 제어에 대한 상대적 비교일 뿐 ESC 성능지표에 대한 요구 조건을 모두 충분히 만족한다.

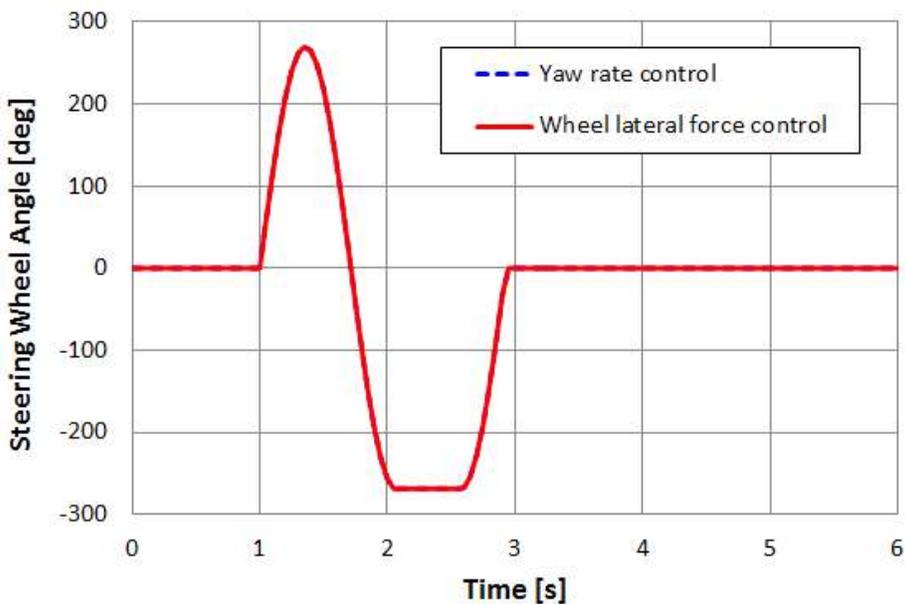


Figure 3.21 Steering wheel angle input profile according to the sine with dwell maneuver

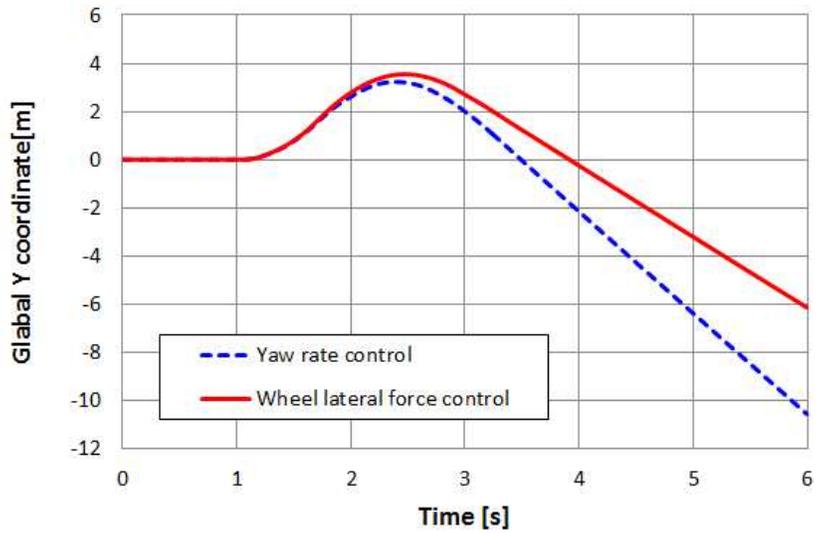


Figure 3.22 Comparison of analysis results according to sine with dwell maneuver (1) : lateral displacement of the vehicle mass center

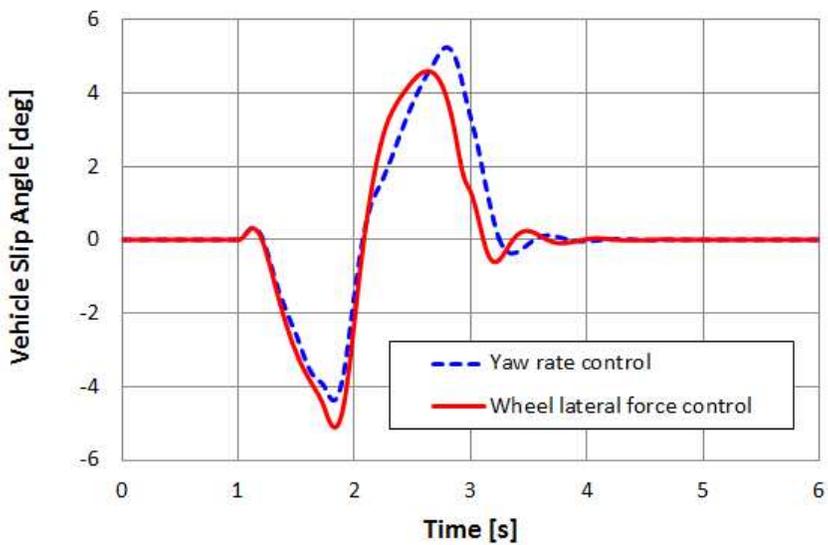


Figure 3.23 Comparison of analysis results according to sine with dwell maneuver (2) : side slip angle

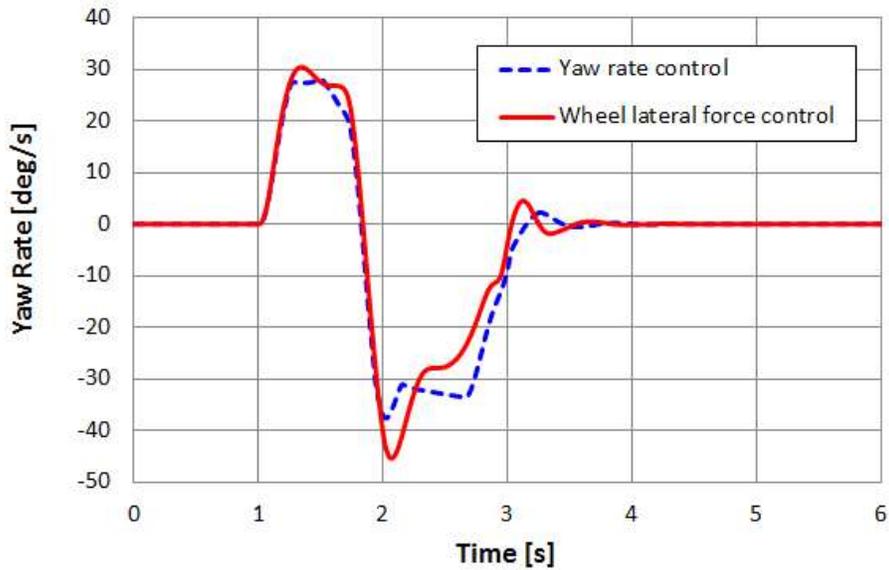


Figure 3.24 Comparison of analysis results according to sine with dwell maneuver (3) : yaw rate

Table 3.3 ESC simulation results of the two control algorithm

Performance Index	requirements	Results		
		yaw rate control (a)	wheel lateral force control (b)	comparison ((b)-(a))/(a) × 100
lateral displacement at 1.07 sec [Global Y coordinate, m]	≥ 1.83	2.80	2.99	6.8
yaw rate ratio at ' $t_0 + 1.0$ ' [%]	≤ 35	0.362	0.39	7.7
yaw rate ratio at ' $t_0 + 1.75$ ' [%]	≤ 20	0.038	0.003	-92.1

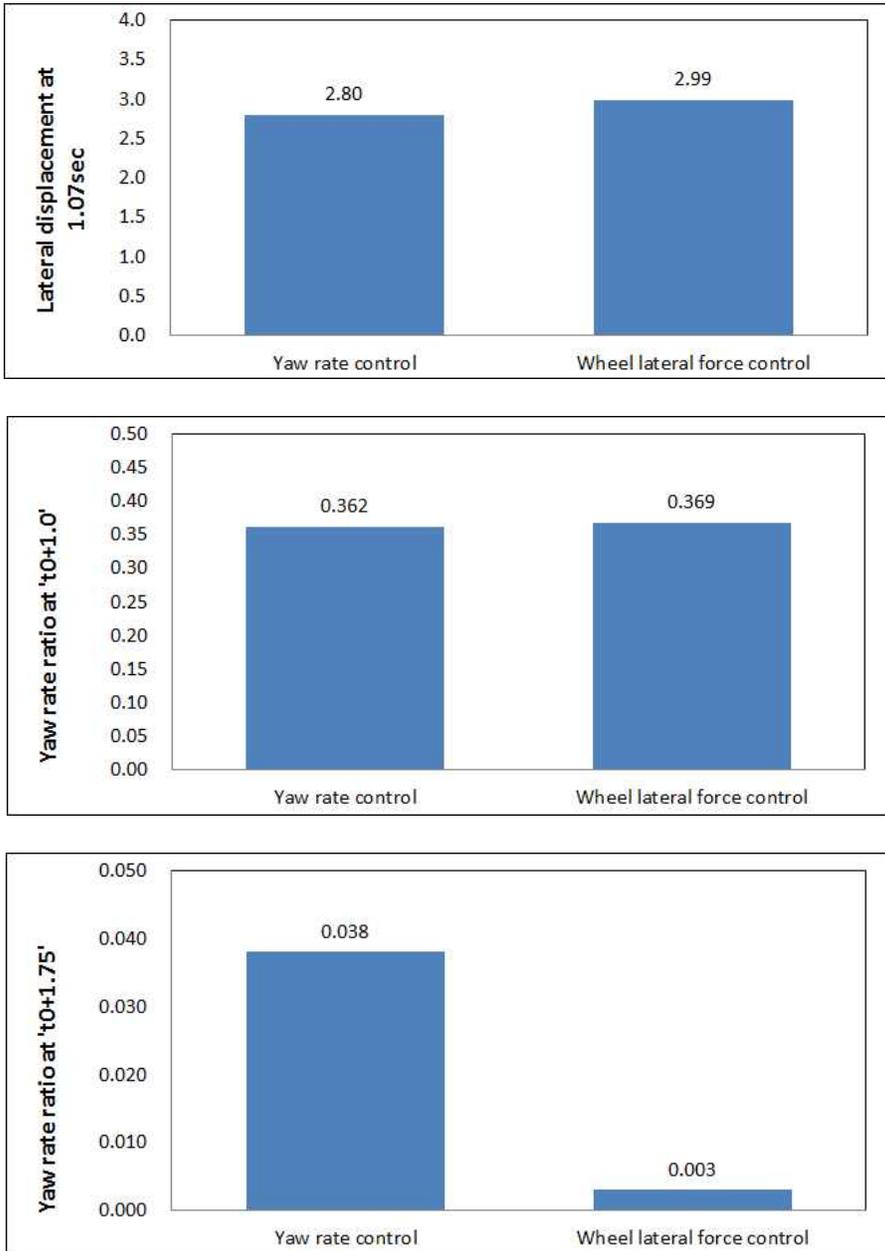


Figure 3.25 ESC simulation results of the two control algorithm

앞에서 각 제어 알고리즘에 따른 차량의 자세 제어 효과를 보기 위해 ESC 성능지표에 대한 요구 조건 충족여부를 살펴봤다. 여기에 추가적으로 각 제어 알고리즘 적용 시 Sine with dwell maneuver에 따른 ESC 개입 특성을 비교할 목적으로 브레이크 압력의 변화를 Figure 3.26 ~ 3.27에 보였다. 먼저 조향입력에 따라 ESC가 개입하여 최초로 브레이크가 작동하는 시점을 보면 요율 제어에서 1.09초, 횡방향 휠하중 제어에서 1.02초로 횡방향 휠하중 제어가 대략 0.07초 먼저 작동하기 시작했음을 확인할 수 있었다. 그리고 3/4 sinusoidal 조향입력이 있기까지(그래프에서 대략 1 ~ 2초 구간) ESC 개입에 따른 브레이크 압력 변화 패턴은 두 제어에서 유사하게 나타났다. 하지만 이후의 dwell 구간(이 구간에서 ESC가 없는 차량은 스피나아웃(spin-out)이 발생하는 극악한 조건임)에서는 요율 제어의 경우 브레이크 압력이 시스템이 허용하는 최대 수준에 머무는 시간이 2회 나타남을 보였다.

상기의 브레이크 압력 변화 패턴에 대한 검토로부터 요율 제어와 횡방향 휠하중 제어의 자세 안정성 제어에서 성능 차이가 발생하는 것은 보다 극악 조건에서임을 짐작케 한다. 결과적으로 횡방향 휠하중 제어는 보다 적은 브레이크 압력으로 요율 제어보다 향상된 안정성 제어 효과를 얻은 것으로 판단할 수 있다.

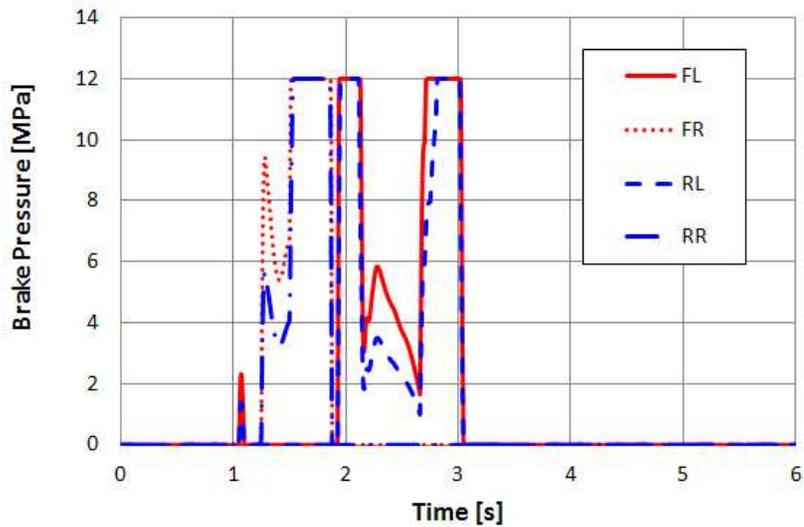


Figure 3.26 Brake pressure result from yaw rate control according to sine with dwell maneuver

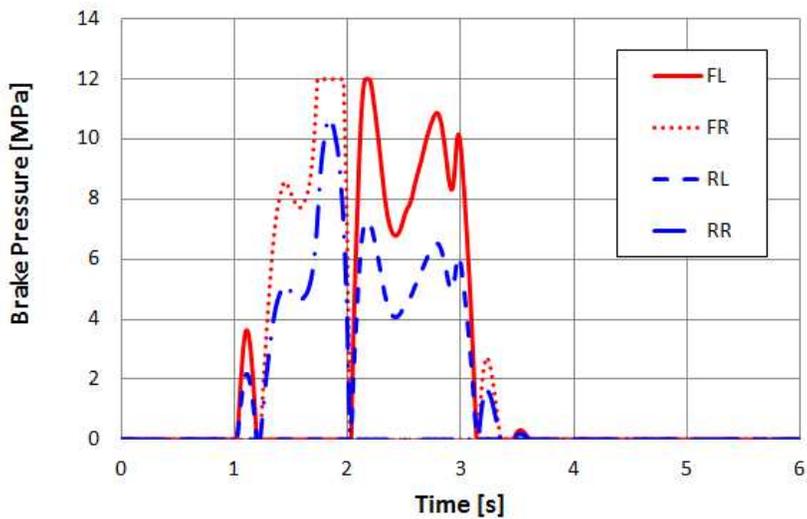


Figure 3.27 Brake pressure result from wheel lateral force control according to sine with dwell maneuver

3.5 자세제어를 위한 주요 변수 분석

주행 중의 차량의 자세 안정성을 판단하기 위하여 요율 제어에서는 차량의 속도와 조향각에 따라 기대되는 요율(desired yaw rate)과 실제 차량 바디에 부착된 센서에서 관측되는 요율(measured yaw rate)을 비교하고, 두 요율 차이를 판별 기준(threshold)과 비교하여 동적 안정성을 판단한다.(Figure 1.3 참조) 횡방향 휠하중 제어에서는 앞바퀴와 뒷바퀴의 미끄럼각 차이를 판별 기준과 비교하여 동적 안정성을 판단하는데 두 제어에 사용되는 판별 기준은 단위와 크기가 다른 물리량이다. Figure 3.28에 요율 제어를 적용한 Sine with dwell maneuver에서 발생하는 요율 차이와 미끄럼각 차이를 도시하였는데, 미끄럼각 차이의 1/2과 요율 차이가 유사한 크기와 패턴을 보여주고 있다. 본 연구에서 요율 차이에 따른 차량의 자세 안정성 판별 기준으로 요율 차이 최대값의 5%(=0.0752deg/s)로 정했다. 그리고 미끄럼각 차이에 따른 차량의 자세 안정성의 판별 기준은 요율 차이 판별 기준의 2배(=0.1503deg)로 정했다.

아래 Table 3.4는 본 연구에 사용한 주요 변수들을 보여준다.

Table 3.4 ESC parameters used in analysis

Parameter	Yaw rate control	Wheel lateral force control
Threshold	0.0752deg/s	0.1503deg
P-gain	401.08	6.5

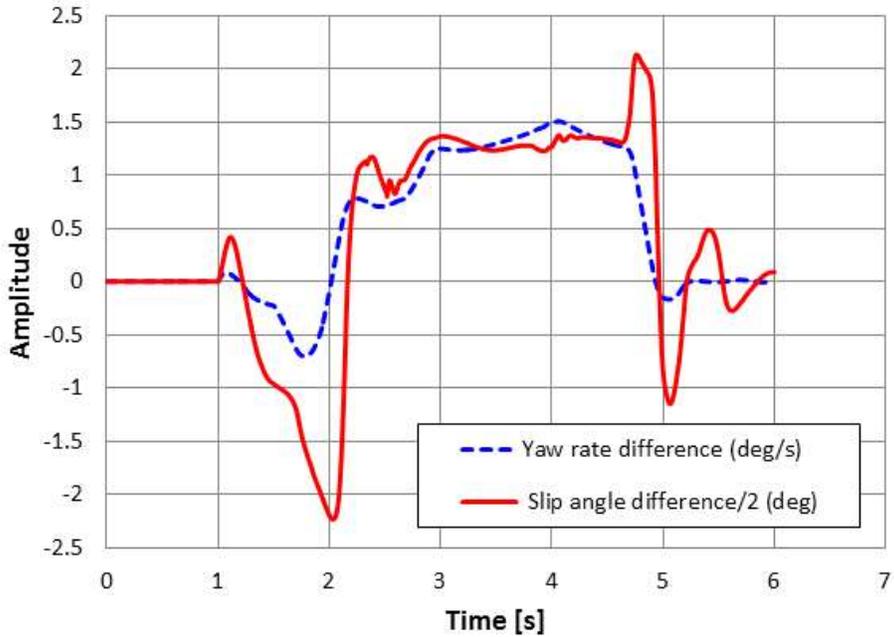


Figure 3.28 Relationship between yaw rate difference and slip angle difference in sine with dwell maneuver

요율 제어와 횡방향 휠하중 제어에 의한 차량의 거동 안정성을 분석함에 있어 공통적으로 비례제어를 사용하였는데 이때 사용한 P 게인값을 결정한 과정과 결과가 적절한지 검토할 필요가 있다.

Figure 3.29 ~ 3.30은 Sine with dwell maneuver에서 ESC로 요율 제어를 적용했을 때 P 게인값의 변화에 따른 차량의 옆 미끄럼각의 변화 추세를 보여준다. 그림에서 P 게인값이 증가할수록 옆 미끄럼각이 줄어들며 대략 400 이상의 P 게인값에서는 최대 옆 미끄럼각의 감소 기울기가 줄면서 수렴하는 경향을 읽을 수 있다. Figure 3.31 ~ 3.32는 Sine with

dwel maneuver에서 ESC로 횡방향 휠하중 제어를 적용했을 때 P 게인값의 변화에 따른 차량의 옆 미끄럼각의 변화 추세를 보여준다. 요율 제어와 마찬가지로 여기서도 P 게인값이 증가할수록 옆 미끄럼각이 줄어들며, 대략 6 이상의 P 게인값에서 최대 옆 미끄럼각의 감소 기울기가 줄면서 수렴하는 경향을 읽을 수 있다.

상기의 결과로부터 요율 제어와 횡방향 휠하중 제어에 의한 차량의 안정성 해석 결과가 그때 적용한 P 게인값에 크게 영향을 받는다고 판단할 수 있고, 때문에 두 제어에 의한 차량 안정성 효과를 비교하기 위해서는 조건의 적합성을 반드시 검토할 필요가 있다.

두 제어에 의한 효과를 비교 분석하기에 공정하면서 적합한 P 게인값을 결정하기 위해 아래 두가지를 고려했다.

첫째로 P 게인값이 증가할수록 차량의 옆 미끄럼각은 감소하지만 감소율이 점차 줄어 수렴해가는 경향을 보이며, 제어 비용 등을 고려하여 추세곡선에서 변곡점 부근의 P 게인값을 우선 대상으로 한다.

둘째로 ESC가 작동함에 따른 브레이크 작동을 비교하여 두 제어에 의한 브레이크 입력 에너지를 동등하게 갖는 P 게인값을 선정한다. 브레이크 입력 에너지는 아래의 식으로 정의하였다.

$$\sum \int (P_{Brake})dt \quad (3-13)$$

여기서 P_{Brake} 는 ESC 작동 중의 브레이크 압력이다. Sine with dwell maneuver에서 요율 제어와 횡방향 휠하중 제어에 의한 브레이크 압력 변화를 보여주는 Figure 3.26과 3.27에서, 브레이크 입력 에너지로 정의한 상기의 식은 각 바퀴에 대한 브레이크 압력선도의 면적을 의미한다. Table 3.5는 앞의 3.1 ~ 3.4절에서 요율 제어와 횡방향 휠하중 제어에 사용한 각각의 P 게인값을 적용했을 때 브레이크 입력 에너지를 비교한 것으로 네 바퀴에 작용하는 브레이크 입력 에너지의 합이 거의 일치(차이 0.003% 이내)함을 보여준다.

결과적으로 3.1 ~ 3.2절의 요율 제어에 사용했던 P 게인값(=401.08)과 3.3 ~ 3.4절의 횡방향 휠하중 제어에 사용한 P 게인값(=6.5)은 각각의 ESC 제어 알고리즘의 성능을 비교하기에 비용적 측면과 공정성을 고려하여 적합하게 결정되었다고 판단된다.

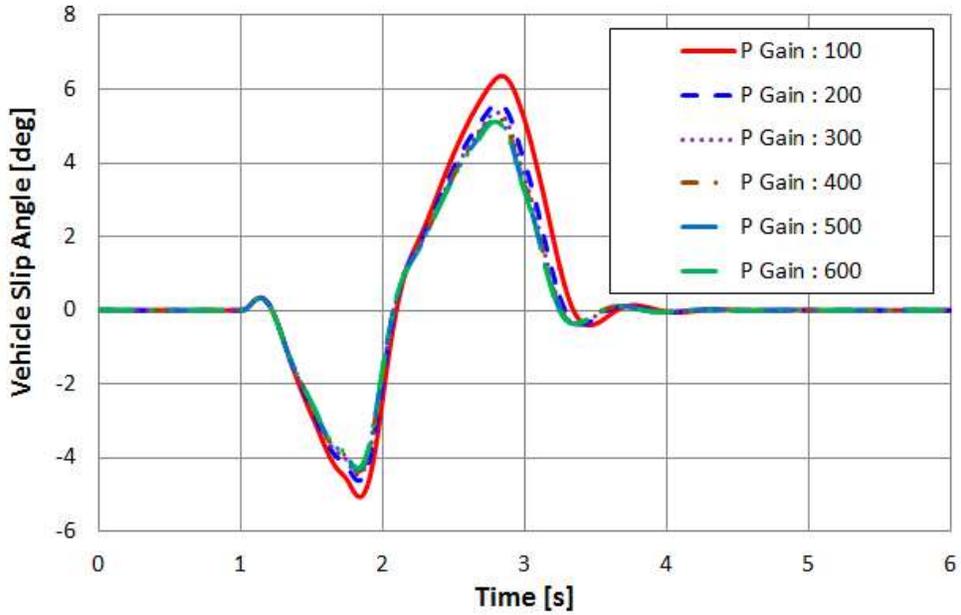


Figure 3.29 Vehicle slip angles according to the P-gain values in yaw rate control

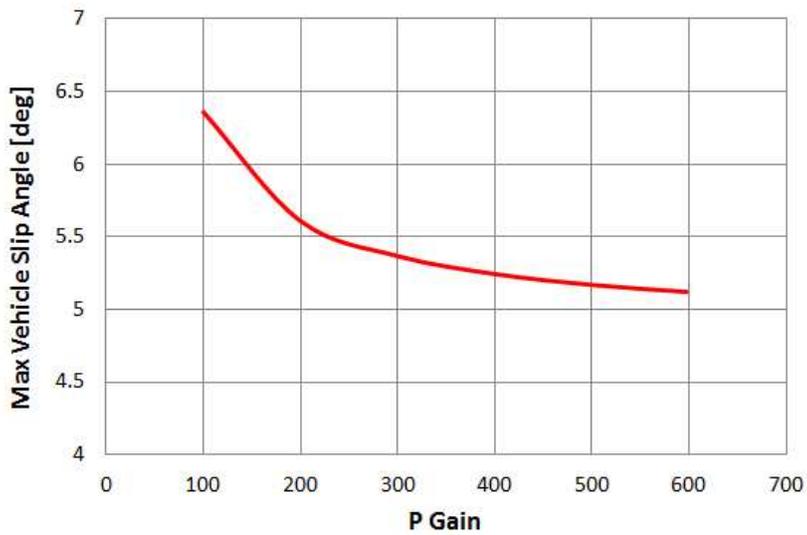


Figure 3.30 Maximum vehicle slip angles according to the P-gain values in yaw rate control

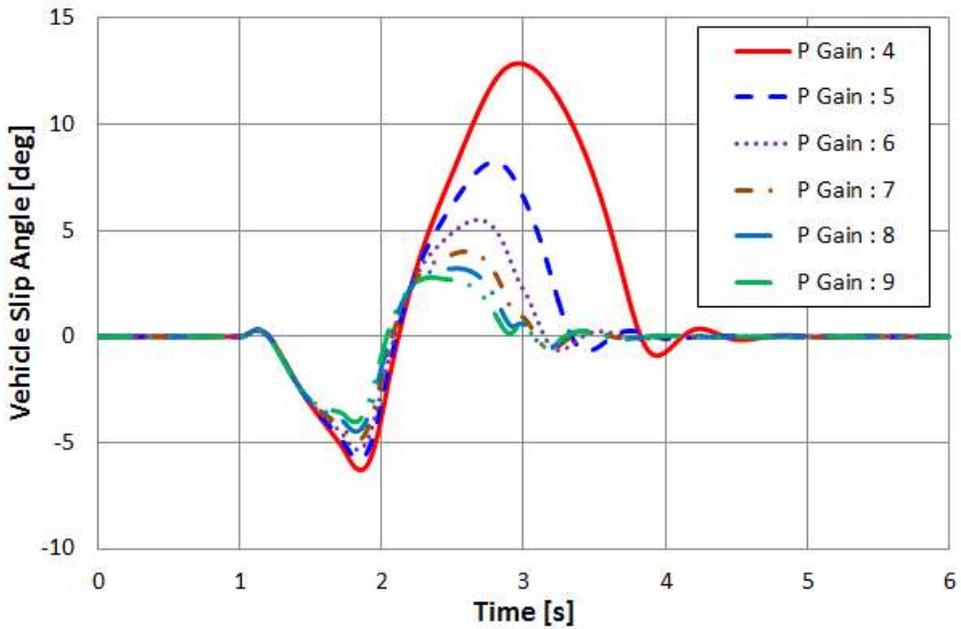


Figure 3.31 Vehicle slip angles according to the P-gain values in wheel lateral force control

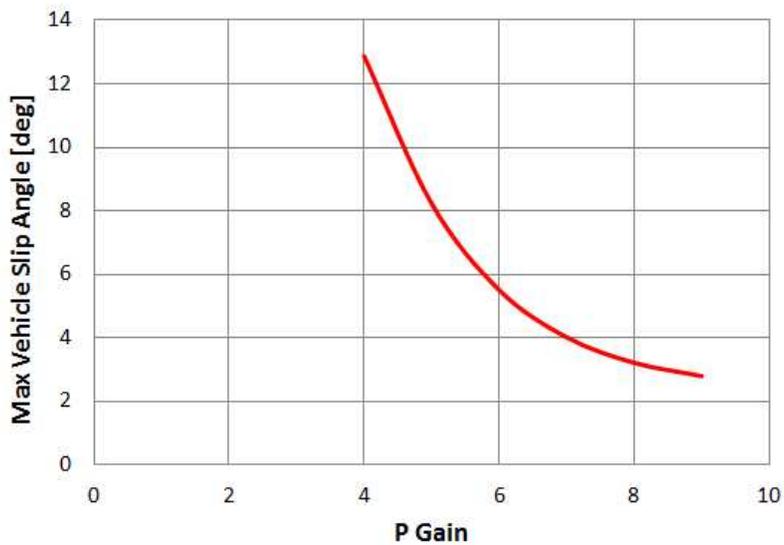


Figure 3.32 Maximum vehicle slip angles according to the P-gain values in wheel lateral force control

Table 3.5 Brake input comparison between yaw rate control and wheel force control

Wheel	Yaw rate control (P-gain=401.08)	Wheel lateral force control (P-gain=6.5)
FL	8.955404192	9.888290409
FR	6.117731137	7.151154511
RL	7.405784986	5.934561038
RR	5.333514643	4.837770934
Total	27.81243496	27.81177689

3.6 고찰

이장에서는 먼저 차량 바디 자세정보(요율)에 기반한 차량 자세제어 알고리즘을 제시하고 이를 제2장에서 개발한 차량 동역학모델에 적용함으로써 차량의 제어 응답 특성을 분석하였다. 또한 횡방향 휠하중 정보에 기반한 차량 자세제어 알고리즘을 제시하고 이를 마찬가지로 차량 동역학모델에 적용함으로써 차량의 제어 응답 특성을 분석하였다. 차량의 자세제어를 위하여 ESC 시스템은 엔진의 토크 제어와 브레이크 제어를 모두 사용할 수 있으나 본 연구에서는 브레이크 제어만을 고려했다. 그리고 요율 제어와 횡방향 휠하중 제어의 응답특성을 비교 분석하였다. 이장의 주요 연구 결과는 다음과 같다.

- 차량 바디의 자세정보인 요율을 이용하는 ESC 알고리즘을 간소 모델로 제안하였다. 여기서는 조향각과 차속에 따른 기대 요율과 실제 차량 바디의 요율을 비교하여 차량의 자세(과대조향 혹은 부족조향)를 판단한다. 선회 시 과대조향으로 판단되면 바깥쪽 바퀴를 제동하고 부족조향으로 판단될 때는 안쪽 바퀴를 제동하여 보상 모멘트를 생성시킴으로써 차량의 자세를 유지한다.
- 요율 기반 ESC 알고리즘을 제2장에서 개발한 차량 동역학모델에 적용하여 차량 자세 안정성 평가(Sine with dwell maneuver) 해석을 수행하였다. 제2장의 ESC가 적용되지 않았을 때의 해석결과와 비교했을 때

차량의 주행 쾌적 추종성능이나 옆 미끄럼각 감소, 요율 안정화 경향 등에서 확연히 향상된 동적 특성을 확인할 수 있었다. 또한 ESC 성능 지표에 대한 요구 기준도 충분히 만족하는 결과를 보였으며 따라서 요율을 기반으로 하는 차량 자세제어가 매우 효과적임을 확인하였다.

- 한편 요율 변화가 차량의 휠에서 받는 하중의 결과로서 나타나는 반응이라고 할 때 휠하중과 요율변화 사이의 반응시간에 대한 분석을 통해 1/2 sinusoidal 조향입력 구간에서 횡방향 휠하중은 요율보다 약 0~0.15 초 빠른 응답 특성을 확인할 수 있었다. 이러한 결과로부터 횡방향 휠하중을 이용하여 차량제어를 할 경우 요율을 이용한 차량제어와 비교하여 좀 더 빠른 차량자세제어가 가능할 것으로 예상할 수 있었다.
- 요율 정보의 취득에 인위적으로 0 ~ 0.2 초의 시간지연을 주었을 때 차량 거동특성의 경향을 분석한 결과, 시간 지연이 커질수록 차량의 미끄럼각이 커지고 경로 추종 성능이 떨어지는 추세를 보였으나 ESC 성능지표에 대한 요구기준을 모두 만족하는 것을 확인할 수 있었다. 이는 요율 기반 제어를 적용했을 때 발생할 수 있는 시간 지연의 효과는 자세 안정성 측면에서 부정적인 영향을 미치지만 현재 ESC 평가 기준으로 판단했을 때 심각한 영향은 없다는 반증이기도 하다.
- 차량의 횡방향 휠하중을 이용하는 ESC 알고리즘을 간소 모델로 제안하였다. 앞바퀴의 미끄럼각이 뒷바퀴의 미끄럼각보다 작으면 과대조향으로 판단하여 바깥쪽 바퀴를 제동하고, 앞바퀴의 미끄럼각이 뒷바퀴

의 미끄럼각보다 크면 부족조향으로 판단하여 안쪽 바퀴를 제동하여 보상 모멘트를 생성시킴으로써 차량의 자세를 유지한다.

- 횡방향 휠하중 기반 ESC 알고리즘을 마찬가지로 차량 동역학모델에 적용하여 차량 자세 안정성 평가 해석을 수행하고 동일한 조건에서의 요율 기반 ESC 해석결과와 비교하였다. 결과적으로 횡방향 휠하중 제어 ESC가 횡방향 변위와 요 안정화 속도 등 성능지표에서 요율 제어 ESC보다 우수한 것으로 나타났다. 추가적으로 ESC 개입에 따른 브레이크 압력 변화를 비교한 결과에서 횡방향 휠하중 제어는 대략 0.07초 빠르게 브레이크가 작동하며, 상대적으로 작은 브레이크 압력으로 요율 제어보다 향상된 안정성 제어 효과를 얻은 것으로 판단할 수 있었다.
- ESC 제어기의 성능에 큰 영향을 미칠 수 있는 판별 기준(threshold)과 비례제어 게인값에 대하여 결정 과정과 결과의 적절성을 검토하였다. 요율 제어와 횡방향 휠하중 제어에 사용하는 판별 기준은 단위와 크기가 다르지만 패턴의 유사성 등을 고려하여 상응하는 값을 결정하였다. 그리고 비례제어 게인값도 각각의 ESC 제어 알고리즘의 성능을 비교하기에 비용적 측면과 공정성을 고려하여 적합하게 결정되었음을 확인하였다.
- 상기와 같이 횡방향 휠하중 기반 ESC는 반응속도는 물론 거동 특성을 평가하는 성능지표 분석 데이터들이 요율 기반 ESC 보다 우수한 것으로

로 나타났는데 이는 어디까지나 상대적인 비교일 뿐 두가지 ESC 모두 평가 요구 조건을 충분히 만족했다. 이는 횡방향 휠하중 제어 ESC 구현에 필요한 센서가 고가임을 고려할 때 상대적으로 시스템의 가격 부담이 적게 작용하는 고급 차량이나 고성능 스포츠카 등에 우선 적용이 가능하고, 대량 생산 및 기술 고도화로 생산원가가 내려간다면 일반 차량으로 적용이 확대될 가능성이 높다고 보여진다.

제 4 장

실차기반 자세제어 알고리즘 효과 분석

제3장에서 제안한 ESC 알고리즘을 구현하기 위해 RCP(Rapid Control Prototyping) 플랫폼 기반으로 대상차량을 개조하였다. 그리고 개조된 차량의 실차 시험을 통해 각각의 차량 자세제어 알고리즘의 효과를 다양한 측면에서 비교 분석하였다.

4.1 알고리즘 구현용 시험 차량 개발

대상차량에 적용되어 있는 상용 ESC 시스템은 Figure 4.1과 같이 도식적으로 나타낼 수 있다. 상용 ESC의 HCU(hydraulic control unit)는 ECU(Electronic Control Unit)와 일체형의 구조를 갖고 있으며, 차량 바디의 거동을 나타내는 요율(Yaw rate) 센서와 가속도 센서의 정보 그리고 휠 속도센서 정보, 조향각 센서 정보를 받아 주행상황과 차량의 자세 안정성을 판단하고 이에 따른 필요한 브레이크 압력을 제어함으로써 차량의 자세 안정성을 유지한다.

횡방향 휠하중을 이용한 ESC 알고리즘의 성능을 실차 상태에서 평가하기 위해 Figure 4.2와 같이 대상 차량을 RCP(Rapid Control

Prototyping) 플랫폼으로 개조하였다. 대상 차량에 장착된 상용 ESC의 HCU(hydraulic control unit)에서 기존 상위제어기의 연결을 차단하고 MicroAutoBox로 연결되도록 하는 Gateway와, MicroAutoBox의 제어명령에 따라 차량의 브레이크 압력을 변화시킬 수 있도록 HCU를 별도로 제작하여 개조차량에 적용하였다. HCU와 MicroAutoBox의 통신은 CAN(controller area network)을 이용하고, MicroAutoBox에서 각 바퀴의 브레이크 압력신호를 주고 HCU에서 각 바퀴 휠 속도신호를 받도록 설계하였다. 실차 상태에서 휠하중을 실시간으로 취득하기 위해서 추가로 WFT(Wheel Force Transducer)를 각 바퀴에 설치하였다.

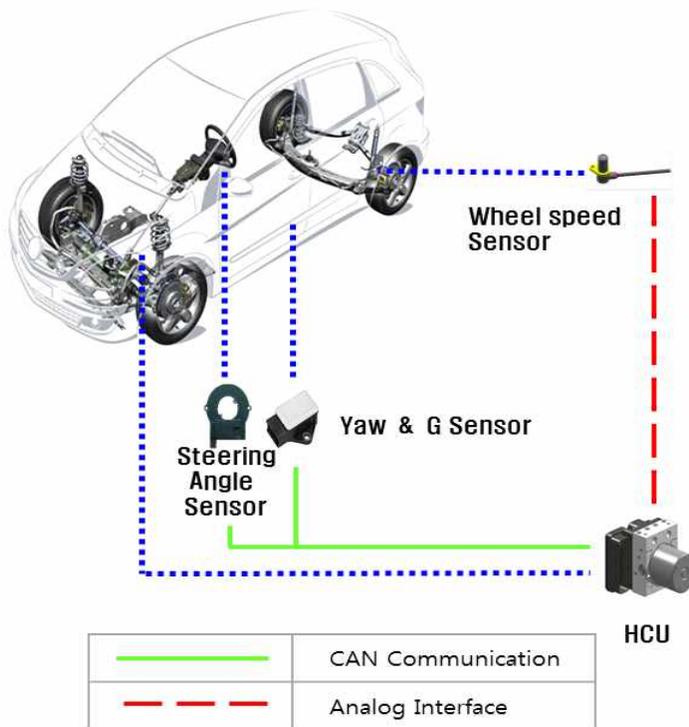


Figure 4.1 Conventional ESC system scheme

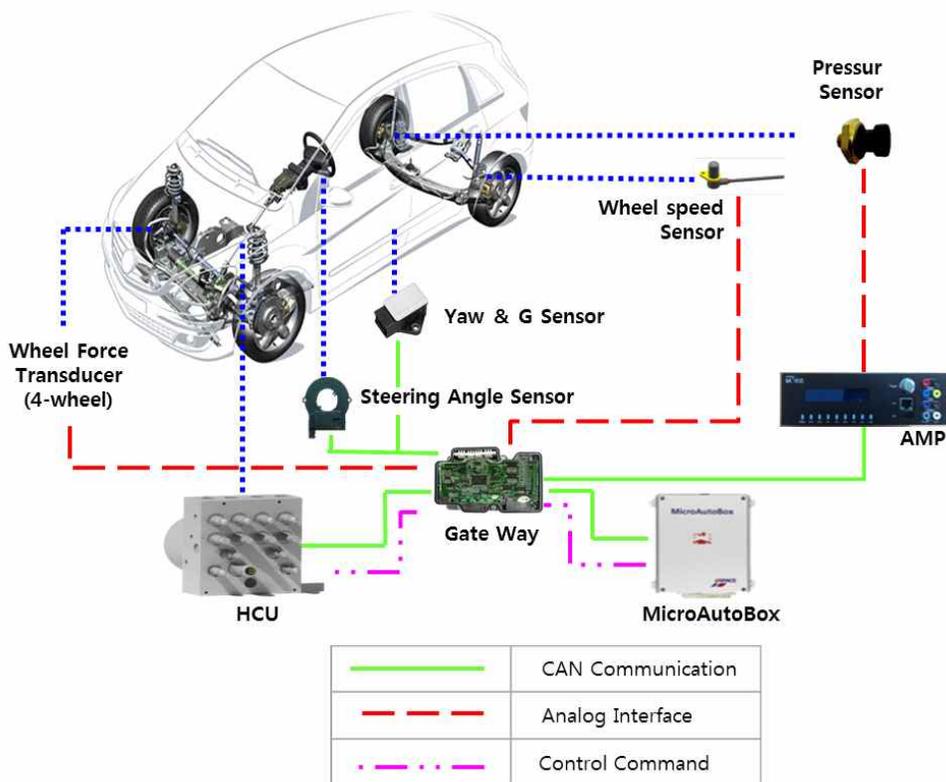


Figure 4.2 New ESC system scheme based on RCP platform developed to evaluate the ESC algorithm

Table 4.1 ~ 4.2는 HCU와 MicroAutoBox의 CAN 통신 설계 결과를 보여주는데 MicroAutoBox에서 ECU로 각 바퀴 브레이크 압력신호를 주고, HCU에서 각 바퀴 휠 속도신호를 넘기도록 설계되었다. Figure 4.3은 실제 개조된 시험차량을 보여준다.

Table 4.1 CAN protocol design(Auto Box -> ECU) : 0x3A0

	7	6	5	4	3	2	1	0
56	Control Mode		RR_TgPrs (High)					
48	RR_TgPrs (Low)							
40	RL_TgPrs (High)							
32	RL_TgPrs (Low)							
24	FR_TgPrs (High)							
16	FR_TgPrs (Low)							
8	FL_TgPrs (High)							
0	FL_TgPrs (Low)							

Table 4.2 CAN protocol design(HCU -> Auto Box) : 0x2A1

	7	6	5	4	3	2	1	0
56	WHEEL_RR_SPD (HIGH)							
48	WHEEL_RR_SPD (LOW)							
40	WHEEL_RL_SPD (HIGH)							
32	WHEEL_RL_SPD (LOW)							
24	WHEEL_FR_SPD (HIGH)							
16	WHEEL_FR_SPD (LOW)							
8	WHEEL_FL_SPD (HIGH)							
0	WHEEL_FL_SPD (LOW)							

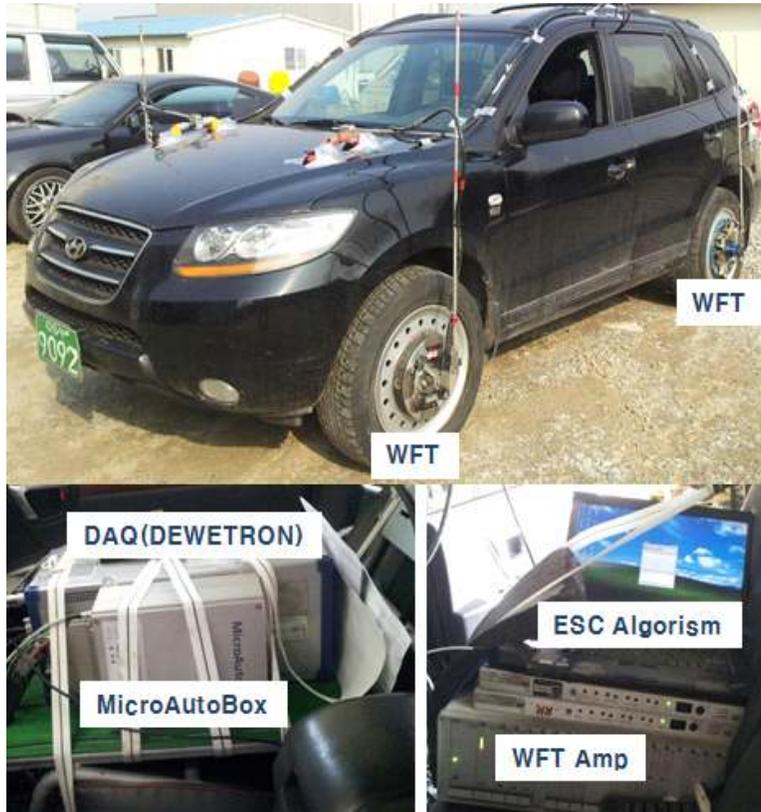


Figure 4.3 Test vehicle settings for the ESC algorithm vehicle performance evaluation

Figure 4.4는 개조된 시험차량에서의 데이터 연결 관계를 도시화하여 보여주고 있다. WFT에서 각 바퀴의 횡방향 휠하중을 측정하여 데이터수집장치(DAQ)에 전달하고 동시에 Y케이블을 통해 동시에 MicroAutoBox에 Analog로 전달된다. 각 바퀴에서 측정된 브레이크 압력은 Analog로 DAQ에 연결되어 HCU가 제대로 작동하는지 모니터링한다. 차량 CAN에서는 휠속도(wheel speed)와 조향각(steering angle), 요율(Yaw rate) 데이터를 DAQ와 MicroAutoBox에 전달하여 기존 요율 제어를 위한 알고리즘 구현

에 사용된다. MicroAutoBox에서는 각 바퀴의 브레이크 압력을 계산하여 HCU에 전달하고 HCU로부터 휠속도 신호를 CAN 통신으로 입력받는다.

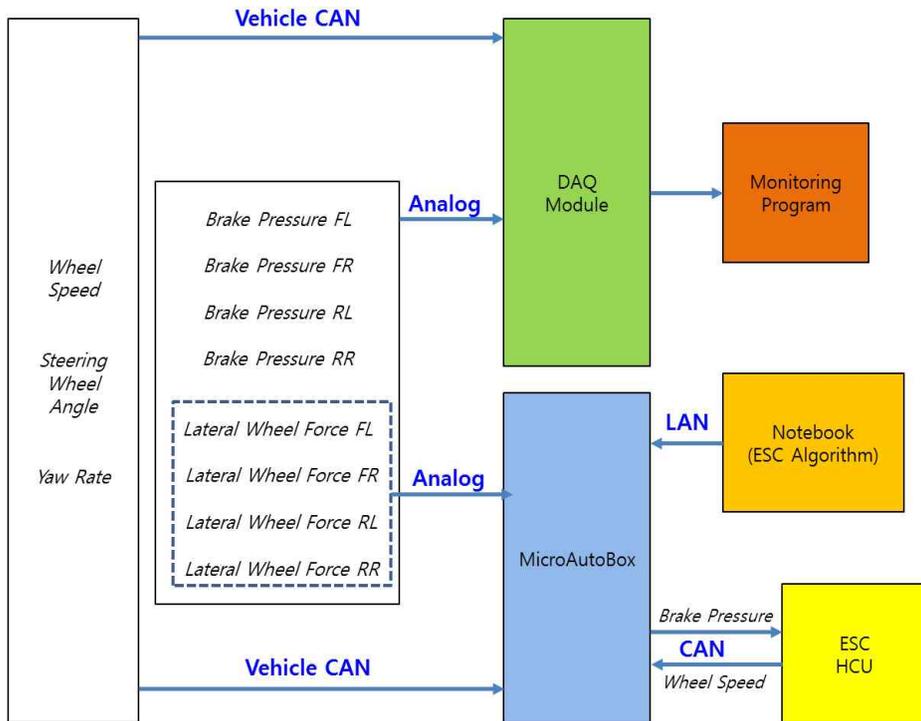


Figure 4.4 Data flowchart for the ESC algorithm test vehicle

Figure 4.5는 요율 제어 알고리즘의 실차 평가를 위한 ESC Simulink 모델을 보여준다. 차량에서 휠속도와 조향각을 입력받아 기대 요율(desired yaw rate)을 계산하고, 차량에서 측정된 요율과의 차이에 대하여 P 게인 값을 적용한다. 요율값의 차이가 threshold 보다 값이 클 경우 전륜과 후륜의 브레이크 압력비를 1 : 0.6의 비율로 출력하여 CAN통신을 통해 HCU로 전달한다.

Figure 3.4는 횡방향 휠하중 제어 실차 평가를 위한 ESC Simulink 모델을 보여준다. WFT에서 각 바퀴의 횡방향 휠하중을 측정하여 제어로직에 입력하고 횡방향 휠하중으로부터 미끄럼각(slip angle)을 계산하고 앞/뒤 바퀴의 차이에 대하여 P 게인값을 적용한다. 미끄럼각의 차이가 threshold 보다 값이 클 경우 전륜과 후륜의 비를 1:0.6의 비율로 브레이크 압력을 출력하여 CAN통신을 통해 HCU로 전달한다. 특히 실차에서는 노이즈를 고려하여 횡방향 휠하중에 절대값을 취하고 좌우바퀴의 값의 평균을 취하였다. 좌회전 및 우회전상태를 판단하기 위해 추가적으로 조향각 신호를 이용하여 방향성을 결정하였다.

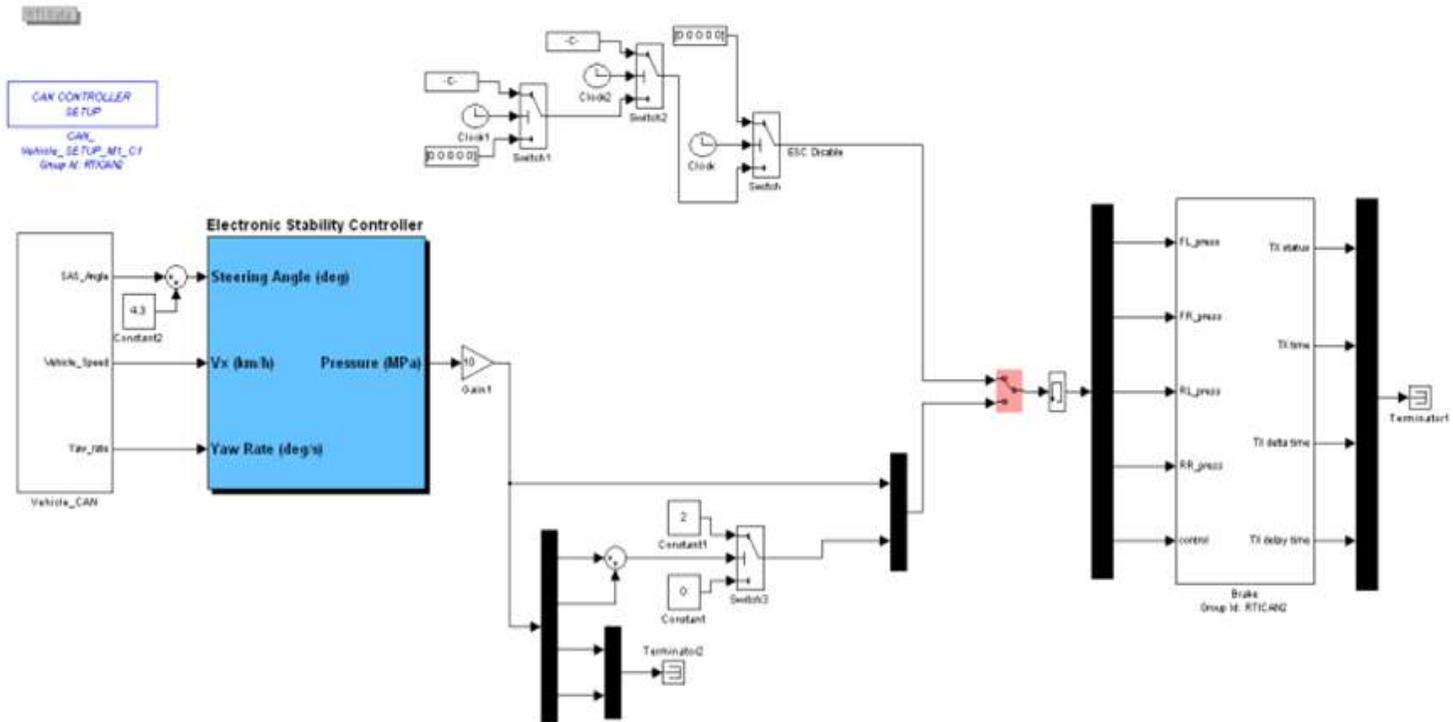


Figure 4.5 ESC model for the yaw rate control vehicle evaluation

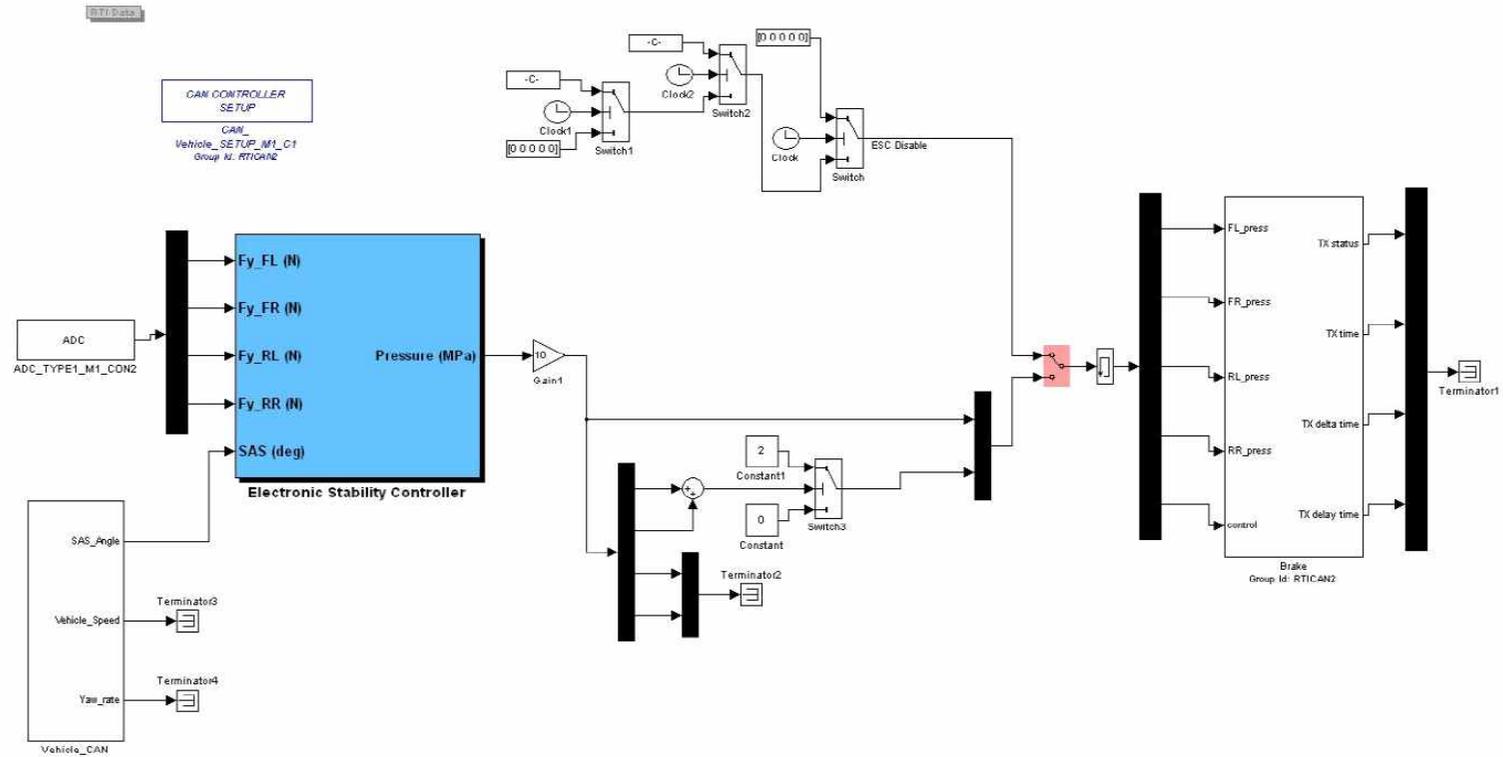


Figure 4.6 ESC model for the lateral wheel force control vehicle evaluation (1/2)

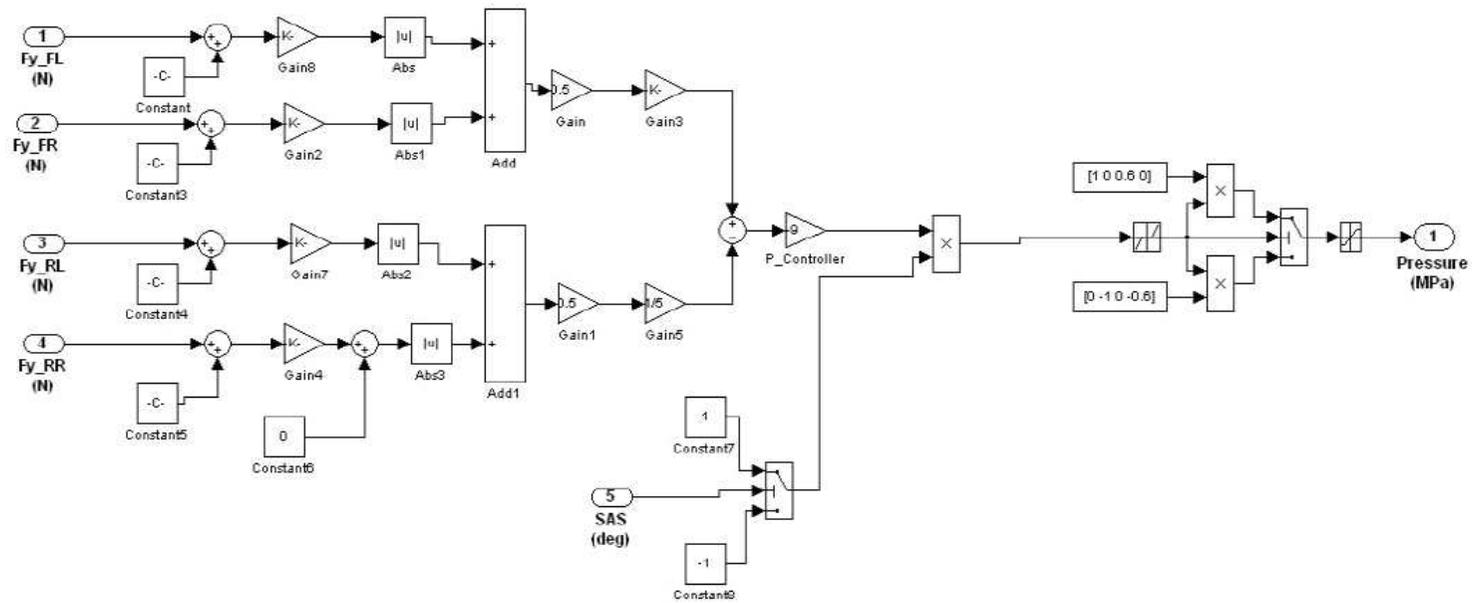


Figure 4.7 ESC model for the lateral wheel force control vehicle evaluation (2/2)

4.2 차량 거동 평가 실차시험

4.1절의 RCP(Rapid Control Prototyping) 플랫폼으로 개조한 시험 차량으로 요율 제어 알고리즘과 횡방향 휠하중 제어 알고리즘을 각각 적용하여 자세 안정성 평가 실차 시험을 수행하였다. 실차 시험 수행 중 차량의 거동 및 ECU에서 발생하는 여러 가지 신호를 계측하기 위해 계측장비를 설치하였는데 이는 2.1.1절의 대상차량 실차시험과 유사하다. Sine with dwell maneuver을 사용하되 실차시험을 수행함에 있어서 주행시험장의 폭 및 안전성을 고려하여 80km/h의 속도로 주행하면서 횡가속도가 0.3g 되는 조향각의 2.5배가 되는 조향각을 요율 제어와 횡방향 휠하중 제어 조건에서 최대 조향각으로 입력하였다. 이때 반복되는 매 시험에서의 오차를 없애기 위하여 조향로봇(steering robot)을 사용하여 조향입력값의 R&R(Repeatability and Reproducibility) 신뢰성을 확보하였다.

Table 4.3은 주요 시험장비의 규격을 보여주고, Figure 4.8은 조향로봇을 설치한 모습을, Figure 4.9는 차량의 정확한 속도 및 위치 정보 계측을 위해 DGPS/RTK 장비를 설치한 모습을 보여준다. 실차시험은 대구경북자동차부품진흥재단의 지능형자동차부품시험장에서 실시하였다.

Table 4.3 Test equipment specifications

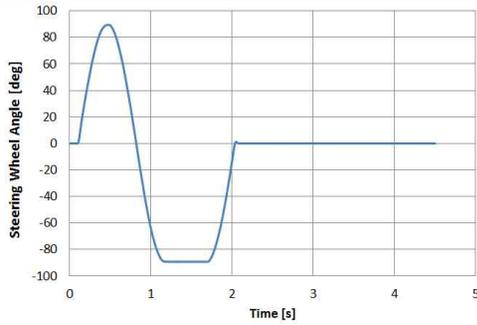
Equipment	Model	Specification	Maker
DAQ Module	DEWE-501	8ch analog 8ch bridge 2ch CAN	Dewetron
GPS	FLEXG2-V2	Reacquisition : 20Hz, Accuracy : 1cm +1ppm	NovAtel
MicroAutoBox	1401/1505/1507	4CAN, 2RS232, 16ADC, 8DAC	dSPACE
Brake pressure Sensor	PGM200KE	20 MPa	KYOWA
Wheel Force Transducer	Swift 6J15	X,Y,Z $\pm 23\text{KN}$	MTS
Steering robot	SR60	Max Torque 70Nm Torque knee point 60Nm at 1500° /s Max Speed 2500° /s at up to 30Nm Motor Mass 9kg	AB Dynamics
Monitoring S/W	DEWESoft	Ver 7.0.3	Dewetron



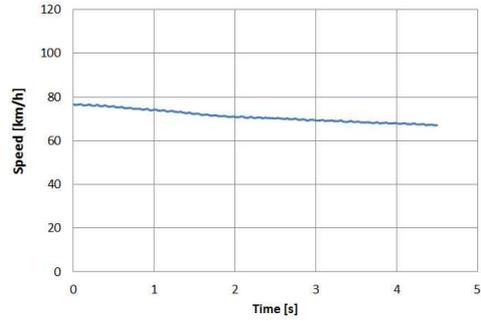


Figure 4.9 GPS/RTK for measuring exact vehicle speed and position(Base on left figure, equipped test vehicle on right figure)

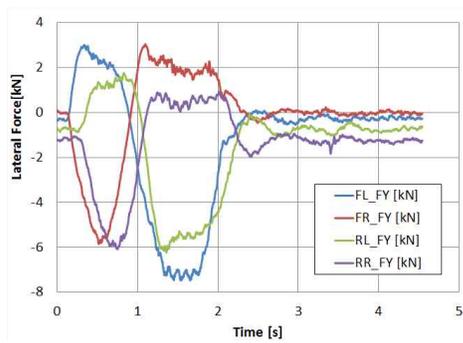
Figure 4.10 ~ 4.12는 ESC 제어가 없는 시험차량, 요율 제어를 적용한 시험차량, 횡방향 휠하중 제어를 적용한 시험차량의 실차시험 결과를 순서대로 보여준다. 각각의 경우에 대한 조향입력 프로파일, 차량 속도, 횡방향 휠하중, 제동 압력 분포, 횡가속도에 대한 결과를 분석하였다.



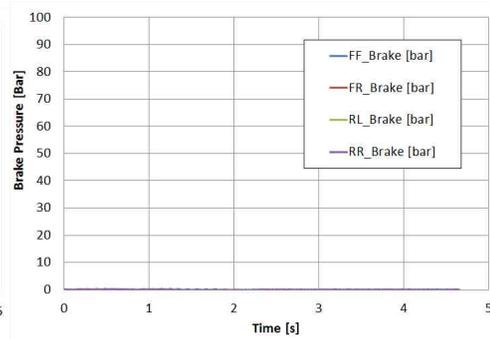
(a)



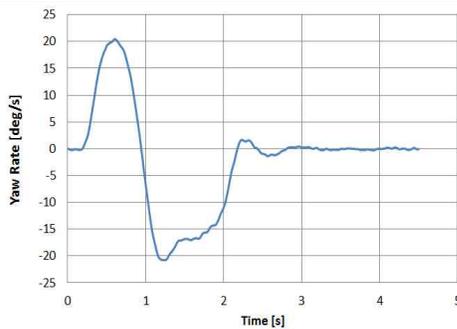
(b)



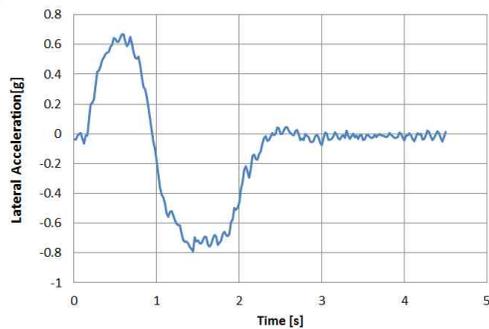
(c)



(d)



(e)

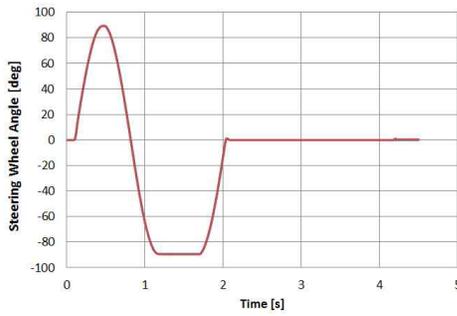


(f)

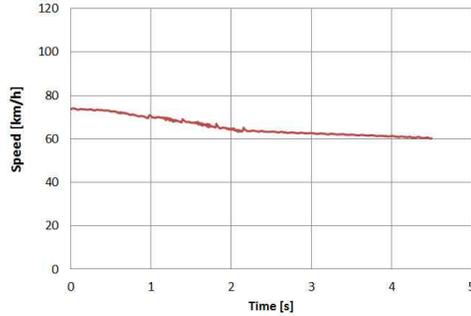
Figure 4.10 Vehicle test results under ‘no control’ vehicle condition

(a) Steering input (b) Vehicle speed (c) Lateral wheel force

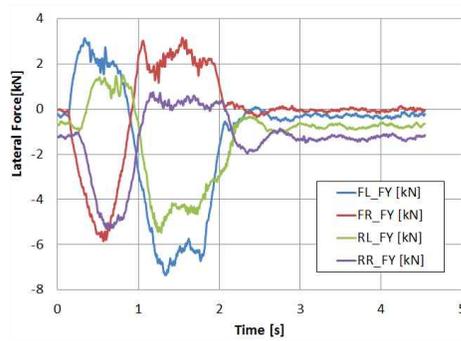
(d) Brake pressure (e) Yaw rate (f) lateral acceleration



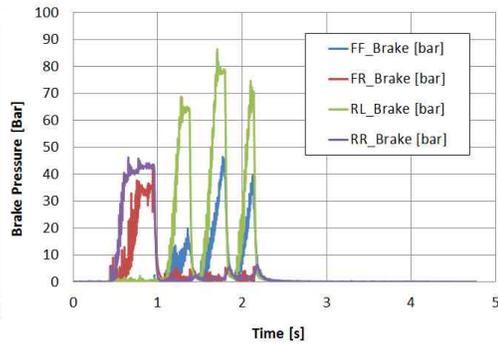
(a)



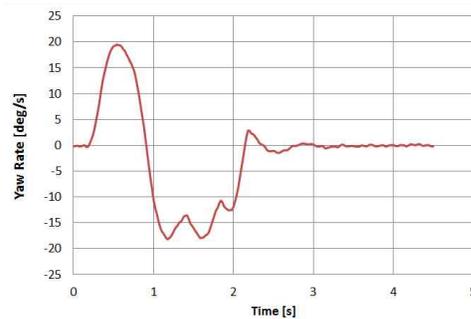
(b)



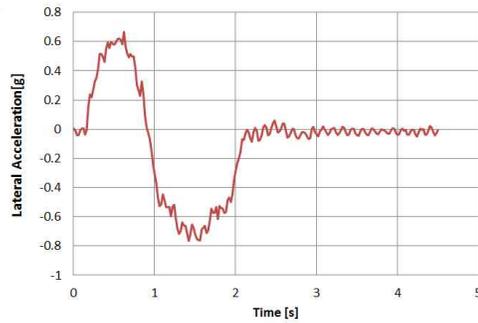
(c)



(d)

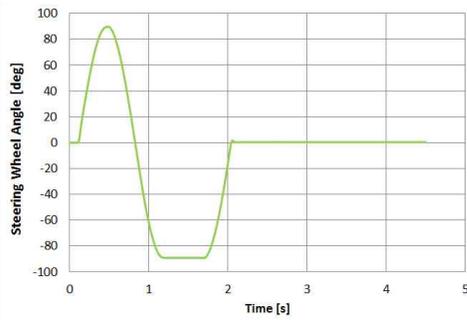


(e)

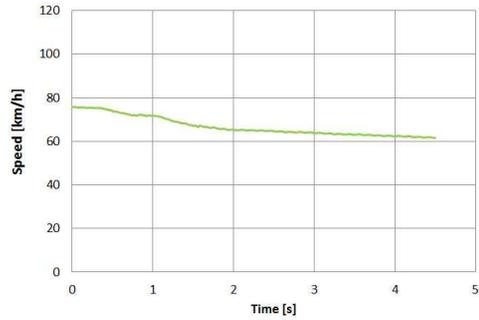


(f)

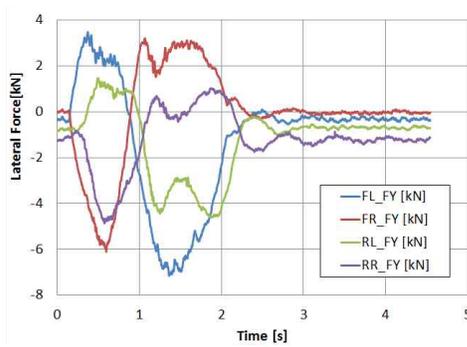
Figure 4.11 Vehicle test results under ‘yaw rate control’ vehicle condition : (a) Steering input (b) Vehicle speed (c) Lateral wheel force (d) Brake pressure (e) Yaw rate (f) lateral acceleration



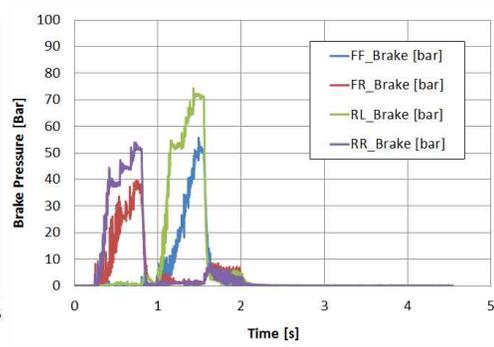
(a)



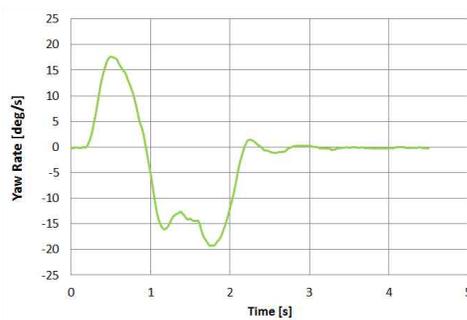
(b)



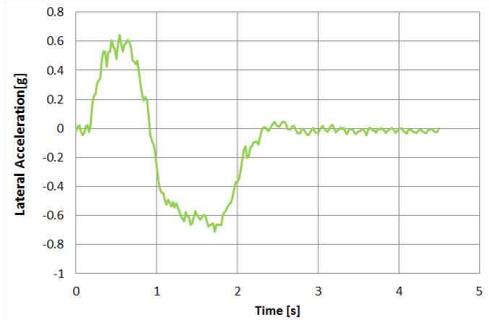
(c)



(d)



(e)



(f)

Figure 4.12 Vehicle test results under ‘wheel lateral force control’ vehicle condition : (a) Steering input (b) Vehicle speed (c) Lateral wheel force (d) Brake pressure (e) Yaw rate (f) lateral acceleration

4.3 알고리즘에 따른 차량 거동 특성 분석

요율 제어기와 횡방향 휠하중 제어기가 실차에서 어떻게 효과를 발휘하는지 보기 위해 실차 시험 결과를 비교 분석하였다. Figure 4.13은 실차시험을 수행함에 있어서 실제 사용한 조향 입력값으로 앞절에서 언급했듯이 주행시험장 및 안전성을 고려하여 80km/h의 속도로 주행하면서 횡가속도 0.3g가 되는 조향각의 2.5배가 되는 조향각을 요율 제어와 횡방향 휠하중 제어 조건에서 적용하였다. 이때 반복되는 매 시험에서의 오차를 없애기 위하여 조향로봇(steering robot)을 사용하여 조향 입력값의 R&R(Repeatability and Reproducibility) 신뢰성을 확보하였다.

Figure 4.14는 차량의 속도 변화를 보여준다. 차량에 자세제어가 적용되지 않았을 때는 순수 타력에 의한 종방향 주행과 주행저항에 따른 자연스런 속도 감소가 나타난다. 하지만 요율 제어나 횡방향 휠하중 제어가 적용될 때는 자세 제어를 위해 제동력이 자동 개입(intervention)하므로 제어가 없을때보다 상대적으로 속도가 좀더 감소하며 두 가지 자세 제어 방법에 따라서는 속도 상에 큰 차이는 보이지 않는다.

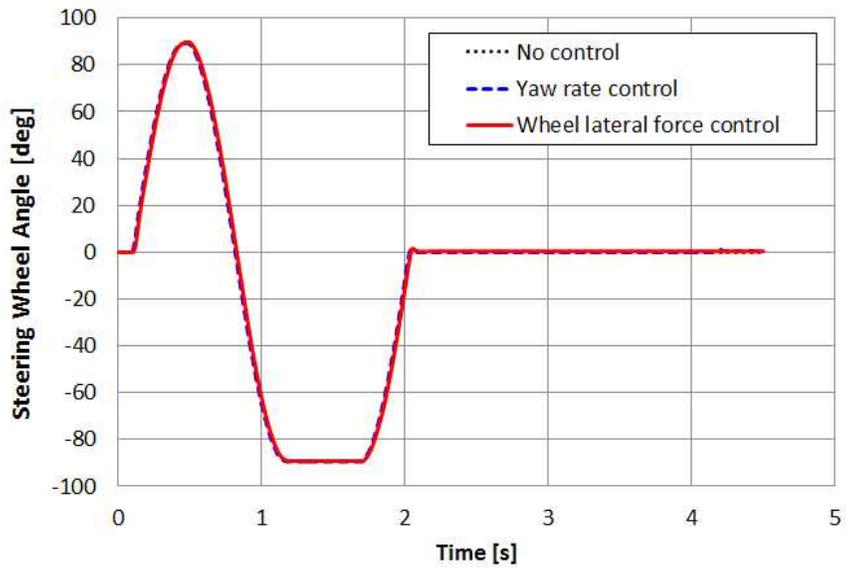


Figure 4.13 Consistent steering input for vehicle evaluation test was done by steering robot

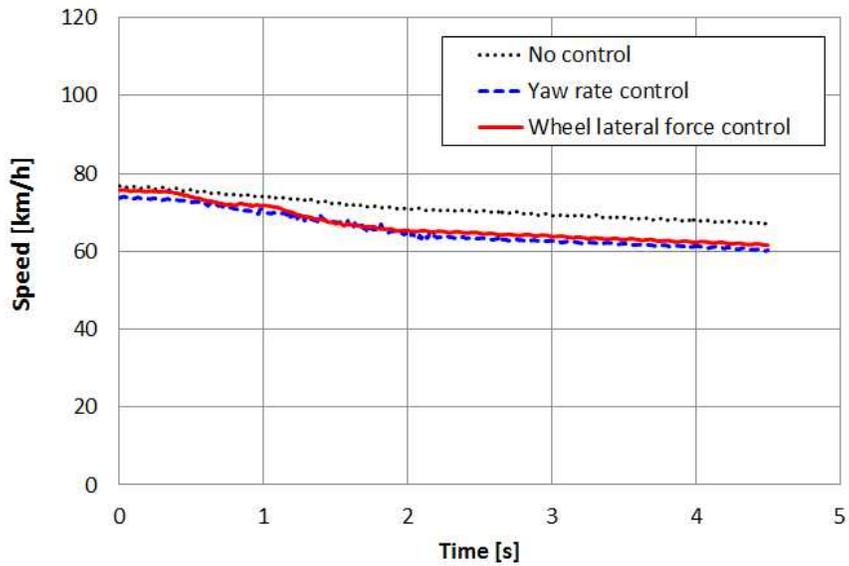


Figure 4.15는 횡방향 휠하중 제어를 적용한 시험차량의 동적거동에서 요율과 횡방향 휠하중(좌측 전륜 기준)의 변화를 분석한 결과이다. Sine with dwell maneuver 초기 반응을 보면 횡방향 휠하중은 요율보다 대략 0.1초 이상 빠른 응답을 나타내었으며 이는 3.2.2절 해석을 통한 반응시간 예측 결과와 경향이 동일한 것으로 판단할 수 있다.

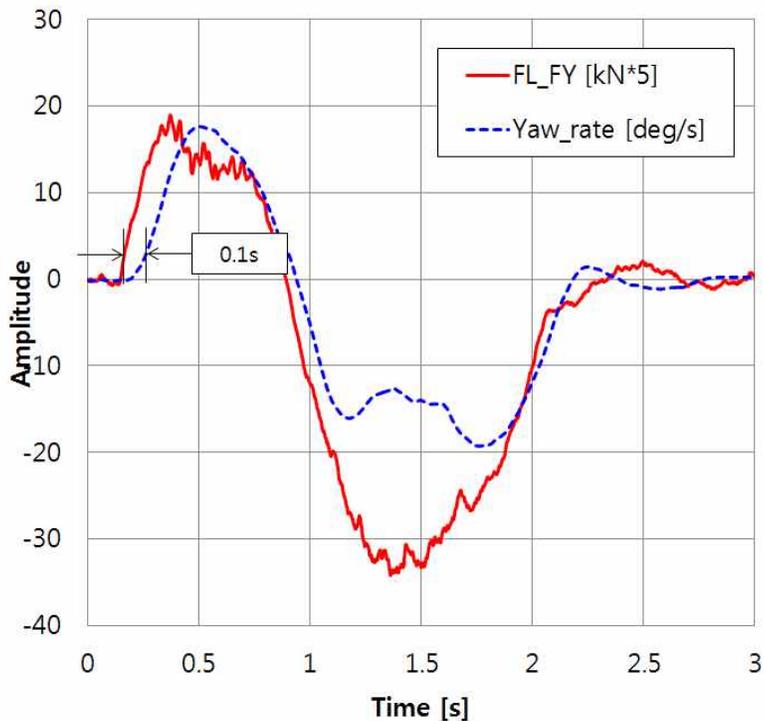


Figure 4.15 Response characteristics of yaw rate and wheel lateral force on front wheel obtained from the vehicle evaluation test applied with sine with dwell maneuver and lateral wheel force control

Figure 4.16과 4.17은 각각 요율 제어 및 횡방향 휠하중 제어에 따라 자동으로 자세 제어를 위한 제동 개입이 발생하고 그에 따른 브레이크 압력 변화를 보여준다. 여기서 주목할 만한 결과는 우선 최초의 브레이크 압력발생 시점(ESC 개입 시점)으로 이는 ESC 시스템의 반응속도 차이를 나타낸다. 결과적으로 요율 제어에 비하여 횡방향 휠하중 제어는 반응시간이 약 0.13초 빠른 것으로 나타났는데 이는 Figure 4.15에서 살펴본 0.1초 이상 빠른 횡방향 휠하중 정보에 기반한 차량 자세 판단 및 제동 제어의 결과로 쉽게 예측할 수 있다. 또 다른 중요한 결과로 브레이크 작동 빈도(ESC 개입 횟수) 측면을 보면 요율 제어는 횡방향 휠하중 제어보다 제동력 작동 횟수가 두배나 많았다. 3/4 Sinusoidal 조향입력 구간에서는 두 제어 모두 우측 제동 입력을 통해 시계방향 보상 모멘트를 발생시킨다. 이어지는 대략 1.2 ~ 1.8 초 동안 조향입력 변화를 멈추고 유지하는 구간(dwelling)에서 Figure 4.15에서 보듯이 출렁이는 요율 신호에 기반한 ESC 제어는 반시계방향 보상 모멘트를 발생시키기 위해 세 번의 좌측 제동 입력을 주고 있다.(Figure 4.16) 반면에 휠하중에 기반한 제어는 한번의 좌측 제동 입력을 통해 빠르게 자세를 안정화시킨다.(Figure 4.17) 이렇듯 요율 제어에서 높은 제동입력 빈도 수는 NVH(Noise, Vibration and Harshness) 측면에서도 횡방향 휠하중 제어에 비하여 불리할 것으로 보인다. ESC가 안전을 위하여 자동으로 제동력 개입을 하지만 운전자는 의도하지 않은 제동력으로 인한 진동으로 불쾌감을 느낄 수 있어 자동 제동 개입은 최소한으로 하는 것이 좋다.

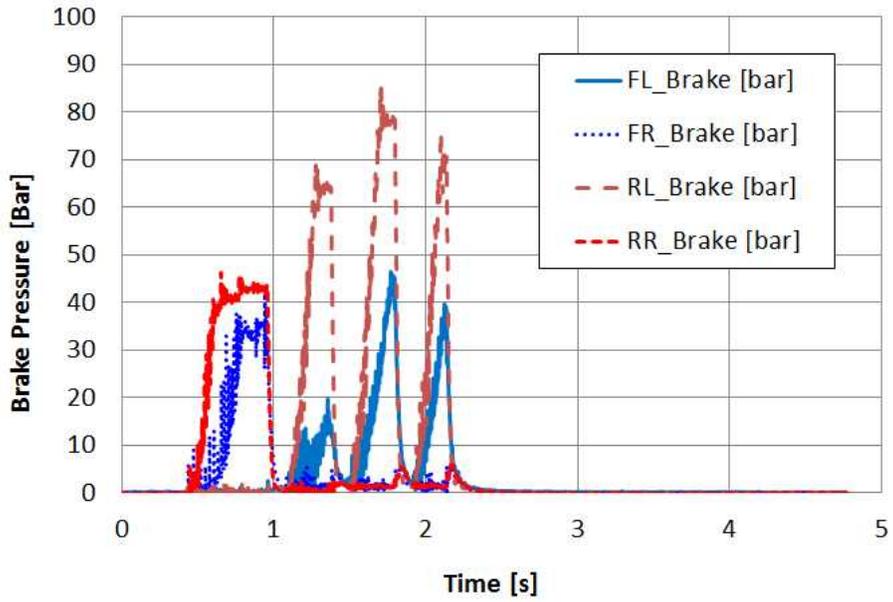
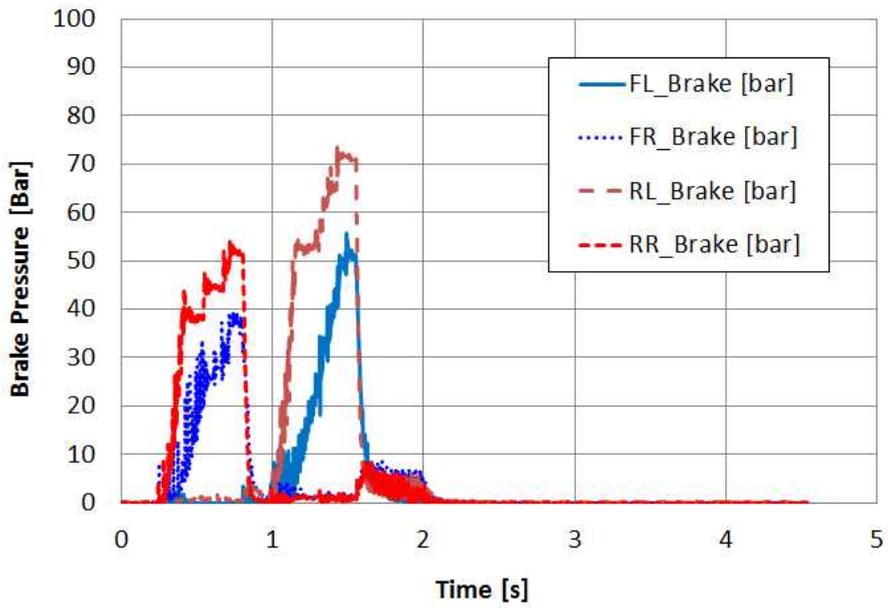


Figure 4.16 Brake pressure due to yaw rate control



최근 ESC 시스템이 다양한 첨단운전자지원시스템(ADAS, Advanced Driver Assistance System)의 근간이 되는 위치에 있으며, 적응형 순항시스템(ACC, Adaptive Cruise Control)과 Stop & Go 시스템, 자동긴급제동시스템(AEB, Automatic Emergency Braking) 등과 연동하여 작동함에 따라 ESC의 작동 신뢰성 및 내구성에 대한 요구가 점점 커지고 있는 시점에서 볼 때, 횡방향 휠하중 제어를 통해 제동압력을 낮추고 작동 빈도를 줄일 수 있는 가능성은 ESC 시스템의 내구성에도 바람직한 결과로 판단된다.(Table 4.4 참조) Table 4.5는 일반적인 ESC 유압 작동부에 대한 내구시험 규격의 예로 유압 크기나 횡수, 시간 등이 기타의 자동차 새시 부품 내구 규격(대체로 100만회 이상의 무한수명을 목표로 설계)과 많은 차이를 보인다. 따라서 자세 제어를 위한 제동 개입 횡수는 한정된 내구 수명을 갖는 ESC 시스템의 내구 신뢰도와도 밀접한 연관 효과를 고려해야 할 것으로 판단된다.

Table 4.4 ESC intervention and brake pressure results according to the control methods

Performance	Yaw rate control (a)	Wheel lateral force control (b)	comparison $((b)-(a))/(a) \times 100$
ESC intervention frequency [times]	4	2	-50.0

Table 4.5 Common ESC hydraulic specification(Source : Daimler Chrysler Common ESP Hydraulic Specification)

Module	Friction coefficient [μ]	Frequency	Brake master cylinder pressure [bar]	Control time [s]	Total control time [s]
ESP_VA1	0.4	600	0	7.2	4320
ESP_TA1	1.0	200	10-50	0.5	100
ESP_TA2	1.0	200	10-50	0.5	100
ESP_TA3	1.0	20	20-110	0.5	10
ESP_TA4	1.0	20	20-110	0.5	10
Total		1040			4540=1.26h

Sine with dwell maneuver에 따른 실차 시험에서 주행속도는 80km/h를 지켰으나 앞에서도 언급한 바와 같이 주행시험장 및 안전성 등을 고려하여, 최대 조향각을 횡가속도 0.3g가 되는 조향각의 2.5배가 되는 조향각으로 사용하였다. 이렇게 완화된 Modified sine with dwell maneuver에 따른 실차시험 결과는 ESC 성능지표에 따라 분석하지 않고 차량의 동적 거동을 대표하는 최대 효율, 효율의 비, 최대·최소 횡가속도 등 특성값을 상대 비교하여 제어 효과를 분석 하였다.

Figure 4.18과 Table 4.6은 각각의 제어 방법에 따른 차량의 효율 변화

를 보여준다. 1/2 Sinusoidal 조향입력 동안의 최대 요율을 보면 아무런 제어가 없을 때 20.45deg/s, 요율 제어에서 19.5deg/s, 횡방향 휠하중 제어에서 17.65deg/s로 나타나 횡방향 휠하중 제어가 요율 제어보다 대략 9.5% 향상된 것으로 나타났다. 조향입력 종료 후 1초 시점에서 요율 비가 아무런 제어가 없을 때 1.20%, 요율 제어에서 0.63%, 횡방향 휠하중 제어에서 0.03%로 나타나 횡방향 휠하중 제어가 요율 제어보다 대략 95.2% 향상된 결과로 나타났다.

Figure 4.19와 Table 4.7은 각각의 제어 방법에 따른 차량의 횡가속도 변화를 보여준다. 조향입력 동안의 최대 횡가속도를 보면 아무런 제어가 없을 때와 요율 제어에서 0.67g, 횡방향 휠하중 제어에서 0.64g로 나타나 횡방향 휠하중 제어가 요율 제어보다 대략 4.5% 향상된 효과가 나타났다. 최소 횡가속도는 아무런 제어가 없을 때 -0.79g, 요율 제어에서 -0.76g, 횡방향 휠하중 제어에서 -0.71g로 나타나 횡방향 휠하중 제어가 요율 제어보다 대략 6.6% 향상된 효과가 나타났다.

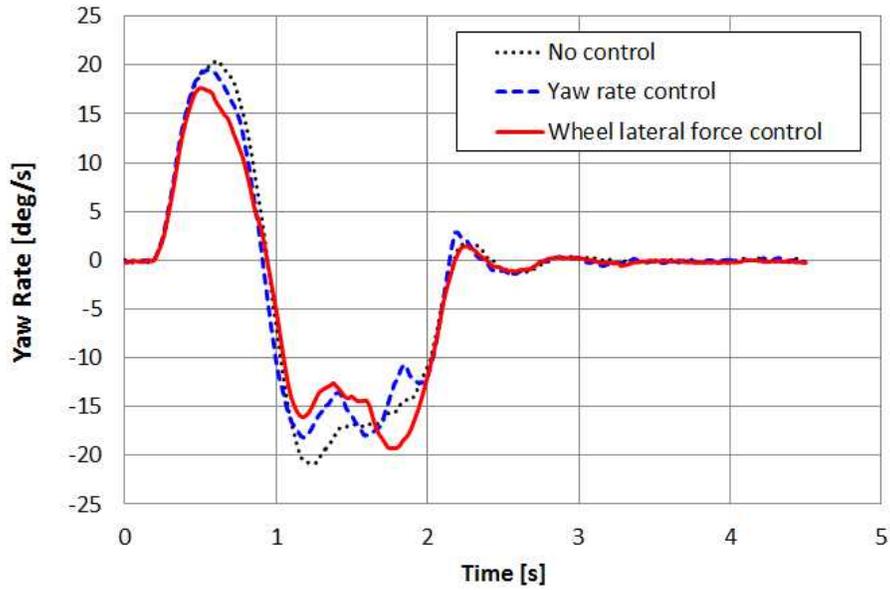


Figure 4.18 Resulting yaw behavior according to the control methods

Table 4.6 Yaw rate results according to the control methods

Performance	No control	Yaw rate control (a)	Wheel lateral force control (b)	comparison $\frac{(b)-(a)}{(a)} \times 100$
Maximum Yaw rate in initial half sine input[deg/s]	20.45	19.50	17.65	-9.5
yaw rate ratio at ' $t_0 + 1.0$ ' [%]	1.20	0.63	0.03	-95.2

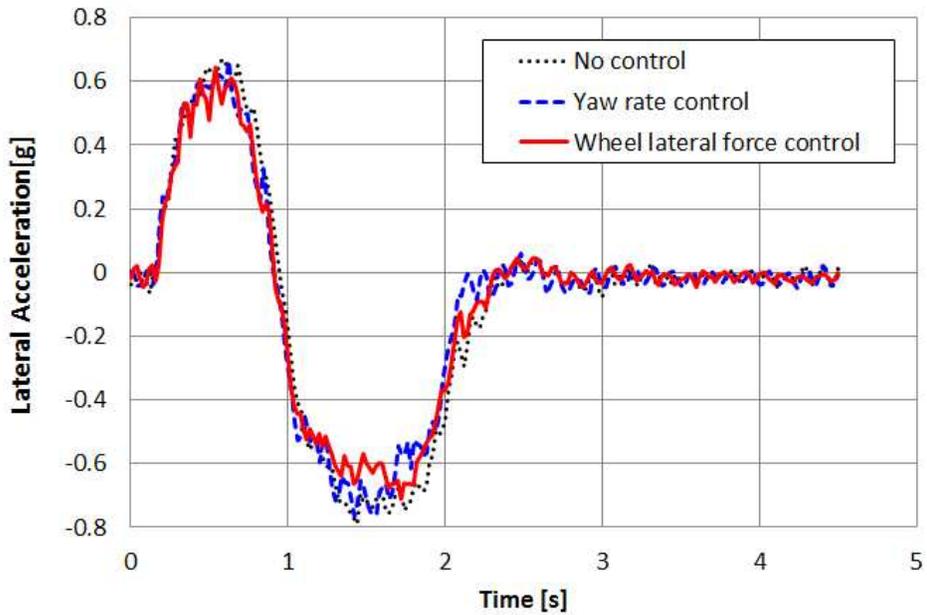


Figure 4.19 Resulting lateral acceleration behavior according to the control methods

Table 4.7 Lateral acceleration according to the control methods

Performance	No control	Yaw rate control (a)	Wheel lateral force control (b)	comparison $\frac{(b)-(a)}{(a)} \times 100$
Maximum lateral acceleration [g]	0.67	0.67	0.64	-4.5
Minimum lateral acceleration [g]	-0.79	-0.76	-0.71	-6.6

4.4 고찰

이장에서는 3장에서 제안한 ESC 알고리즘을 구현하기 위해 RCP(Rapid Control Prototyping) 플랫폼 기반으로 대상차량을 개조하였다. 그리고 개조된 차량의 실차 시험을 통해 각각의 차량 자세제어 알고리즘의 효과를 비교 분석하였다. 실차시험 결과로부터 요율 제어가 횡방향 휠하중 제어보다 약 0.13초 늦게 ESC 개입이 일어남을 확인하였으며 또한 NVH 특성도 불리함을 보였다. 제어 방법에 따른 차량의 요율 변화와 횡가속도 결과 역시 횡방향 휠하중 제어가 요율 제어보다 향상된 결과를 보였다. 이장의 주요 연구 결과는 다음과 같다.

- 차량 자세제어 알고리즘의 실차 성능을 확인하기 위하여 대상차량을 RCP(Rapid Control Prototyping) 플랫폼으로 개조하였다. 차량에 장착된 상용 ESC의 HCU에서 기존 상위제어기의 연결을 차단하고 MicroAutoBox로 연결되도록 하는 Gateway와, MicroAutoBox의 제어명령에 따라 차량의 브레이크 압력을 변화시킬 수 있도록 HCU를 별도로 제작하여 개조차량에 적용하였다. HCU와 MicroAutoBox의 통신은 CAN을 이용하고, MicroAutoBox에서 각 바퀴의 브레이크 압력신호를 주고 HCU에서 각 바퀴 휠 속도신호를 받도록 설계하였다. 실차 상태에서 휠하중을 실시간으로 취득하기 위해서 추가로 WFT(Wheel Force Transducer)를 각 바퀴에 설치하였다.

- 실차시험을 수행함에 있어서 주행시험장 및 안전성을 고려하여 80km/h의 속도로 주행시 횡가속도 0.3g가 되는 조향각의 2.5배가 되는 조향각을 Sine with dwell maneuver의 최대 조향 입력값으로 사용했고 조향로봇을 사용하여 시험에서 반복되는 조향 입력값의 R&R 신뢰성을 확보하였다.
- Sine with dwell maneuver 초기 반응을 보면 횡방향 휠하중은 요율보다 0.1초 이상 빠른 응답을 나타내었으며 이로 인해 자세제어를 위한 제동 제어의 개입 시기가 약 0.13초 빨라지는 결과를 확인하였다.
- 브레이크 작동 빈도 즉 ESC 개입 횟수를 보면 요율 제어는 횡방향 휠하중 제어보다 두배나 많았고 브레이크 최대 압력도 다소 높은 것을 확인하였으며 이는 차량의 NVH 측면에서도 횡방향 휠하중 제어에 비하여 불리할 것으로 보인다. ESC가 안전을 위하여 자동으로 제동력 개입을 하지만 운전자는 의도하지 않은 제동력으로 인한 진동으로 불쾌감을 느낄 수 있어 자동 제동 개입은 최소한으로 하는 것이 좋다. 또한 한정된 내구 수명을 갖는 ESC 유압 작동부 내구성 측면 등에서도 불리한 조건으로 작용할 것으로 판단했다.
- 제어 방법에 따른 차량의 요율 및 횡가속도 변화에 대한 시험결과 역시 횡방향 휠하중 제어가 요율 제어보다 자세 안정성 제어 효과가 우수함을 확인하였다.

제5장

최악 상황 시나리오 생성 및

알고리즘 평가

최악 주행 상황 시나리오를 도출하여 ESC 알고리즘의 성능을 비교 분석하였다. 이를 위하여 최악 주행 상황에 대한 정의로부터 목적함수를 결정하고, 제2장에서 개발한 차량모델과 제3장에서 제시한 ESC 알고리즘 그리고 sine with dwell maneuver를 기준으로 한 최악 주행 상황 시나리오를 도출하였다. 최악 상황 시나리오를 적용하여 요율 제어와 횡방향 휠하중 제어의 효과를 비교 평가하고 더불어 새로운 성능지표를 제안하였다.

5.1 해석 기반 최악 상황 시나리오 생성

차량의 고성능화가 진행됨에 따라 안전에 대한 요구가 증가하면서 차량 주행제어 시스템은 날로 발전하고 있다. 이에 따라 차량 주행제어 시스템을 평가하는 여러 가지 시험 시나리오들이 개발되고 있다. 차량 시

시스템이 다양한 외란에 노출되어 있음에도 불구하고 차량제어시스템의 성능평가 시나리오를 최악조건(worst case)으로 만드는 외란에 대한 연구는 많지 않은 실정이다.^[52] 차량주행 제어 시스템의 안전성과 신뢰성을 평가하기 위한 기존 방식들은 주로 경험과 법규에 의존하는 방법들이 대부분이고 시험평가 시나리오를 만들기 위한 체계적인 방법과 고찰이 부족한 실정으로, 실제 일어날 수 있는 차량의 다양한 최악 주행 상황을 예측하기란 어려운 일이다.^[53] 그러므로 가능한 최악 주행상황을 체계적으로 파악할 수 있는 프로시저를 개발하여 차량 주행제어 시스템 개발에 적용하는 것은 좋은 대안이 될 수 있다.^[54] 본 연구에서는 앞의 제3장과 제4장에서 평가에 활용했던 기존의 평가 방법인 Sine with dwell maneuver를 기준값(Reference value)으로 하여 대상차량에 대한 차량동역학 시뮬레이션과 최적화 기법이 포함된 프로시저를 통해 또 다른 최악 주행 상황 시나리오(worst case scenario)를 탐색하였고 도출된 최악 상황 시나리오를 기반으로 요율 기반 ESC와 횡방향 휠하중 기반의 ESC를 평가하였다.

5.1.1 최악 상황 도출을 위한 프로시저

Figure 5.1은 본 연구에서 사용된 최악의 주행상황을 도출하기 위한 프로시저의 기본적인 개념도를 보여 주고 있다.^[55-56] 각 시간 스텝에서 차량 주행 중의 최악 상황을 최적화기법을 통해 도출하여 그 값들을 시간영역(time-domain)상에서 연결하는 프로세스로 최악 주행상황 시나리

오를 도출하였다.

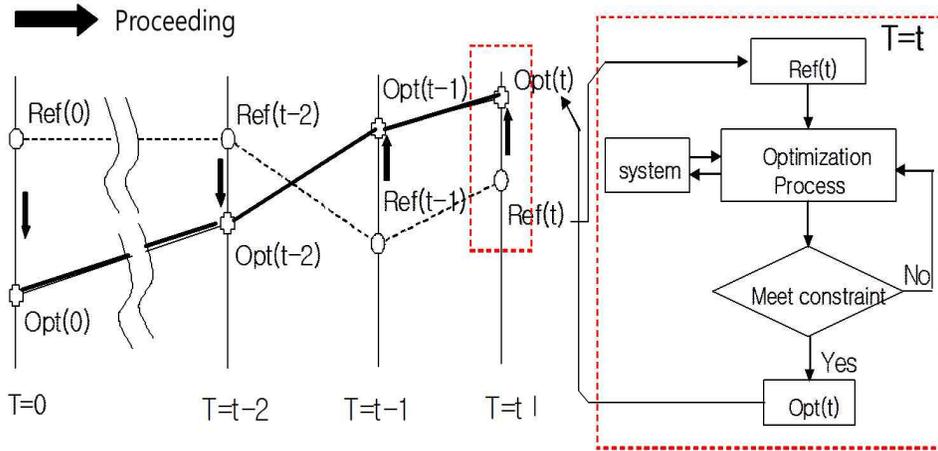


Figure 5.1 Worst case scenario development process

식 (5-2)와 같이 주어진 비선형 차량 시스템의 각 시간 스텝에서 초기 값을 기준으로 하여 식 (5-1)의 목적함수와 식 (5-3)의 제한조건을 정식화한다. 조향 각이나 브레이크 압력과 같은 입력 변수는 식 (5-4)와 같이 설계 파라미터로 설정할 수 있다.

$$\text{Maximize } L(x_{t,k}, u_{t,k}) \quad (5-1)$$

$$\dot{x}_{t,k} = F(x_{t,k}, u_{t,k}) \quad (5-2)$$

$$u_{t,k,\min} \leq u_{t,k} \leq u_{t,k,\max} \quad \text{and} \quad \Delta u_{t,k,\min} \leq \Delta u_{t,k} \leq \Delta u_{t,k,\max} \quad (5-3)$$

$$(5-4)$$

x : state variable
 u : design variable
 t : time
 k : iteration number
 L : cost function(roll angle, side slip angle, delta yaw rate)
 Δ : gradient of input
 t_n : time step
 β_n : final iteration number in each time step

운전자의 의도는 조향 입력으로 표현되는데 이것은 차량에서 기준 요율(reference yaw rate)로 표현된다. 또한 차량의 횡방향 안정성은 차량의 미끄럼각(sideslip angle)으로 표현된다. 따라서 횡방향 안정성 관점에서 차량 시스템이 최악의 상황을 보이는 것은 기준 요율로부터 최대한 벗어나면서 미끄럼각이 최대한 커질 때이다. 이러한 사실을 고려해서 최대화되어야 할 목적함수로서 기준 요율과 실제 요율의 차이의 제곱과 실제 미끄럼각의 제곱을 이용하였다.^[57]

$$\begin{aligned}
 & \text{minimize } L(\delta(t_i)) & (5-5) \\
 & = \frac{C_1}{(\gamma(\delta(t_i)) - \gamma_{ref}(\delta(t_i)))^2 + \beta(\delta(t_i))^2}
 \end{aligned}$$

subject to

$$\delta_{\min} \leq \delta(t_i) \leq \delta_{\max} \quad \text{and} \quad \left| \frac{\delta(t_{i+1} + t_i) - \delta(t_i)}{t_i} \right| \leq 1400 \text{ deg/sec}$$

(5-6)

여기서 $C1=2,000$, $\delta(t_i)$, $\gamma(t_i)$, $\gamma_{ref}(t_i)$, $\beta(t_i)$, $t(t_i)$ 는 각각 조향 입력, 요율, 기준요율, 미끄럼각, 시간 간격을 나타낸다.

실제 요율이 기준 요율과 차이가 크고 미끄럼각이 커질수록 목적함수 값 $L(\delta)$ 은 작아지게 된다. 따라서 $L(\delta)$ 를 가장 작게 하는 조향 입력을 구하게 되면 이 입력은 차량의 상황을 최악으로 하는 조향이 된다. 물리적으로 의미 있는 조향 입력의 탐색을 위하여 식(5-6)과 같이 조향입력의 최대값과 최소값을 설정하고, 조향입력의 각속도를 제한하는 조건을 포함시켰다.(약 1400 deg/sec) 따라서 횡방향 관점의 최악상황을 구하는 식(5-5), (5-6)는 최적화 문제로 정의되고 이를 해결하기 위해 제2장에서 개발 및 검증된 차량 동역학모델(S/W: CARSIM)을 기반으로 한 동역학 시뮬레이션과 Matlab / Simulink 최적화 알고리즘을 이용하였다.^[58]

Figure 5.2에 표현된 최적화 프로시저는 각 시간 간격(0,...,i-1, i, i+1,...,N)에서 기준 조향입력(기준 입력 예,NHTSA J-Turn, Fish-hook, Sine with dwell)을 초기값으로 최적화를 수행하여 최악상황을 재현하는 조향입력을 연속적으로 구하는 과정을 보여준다.

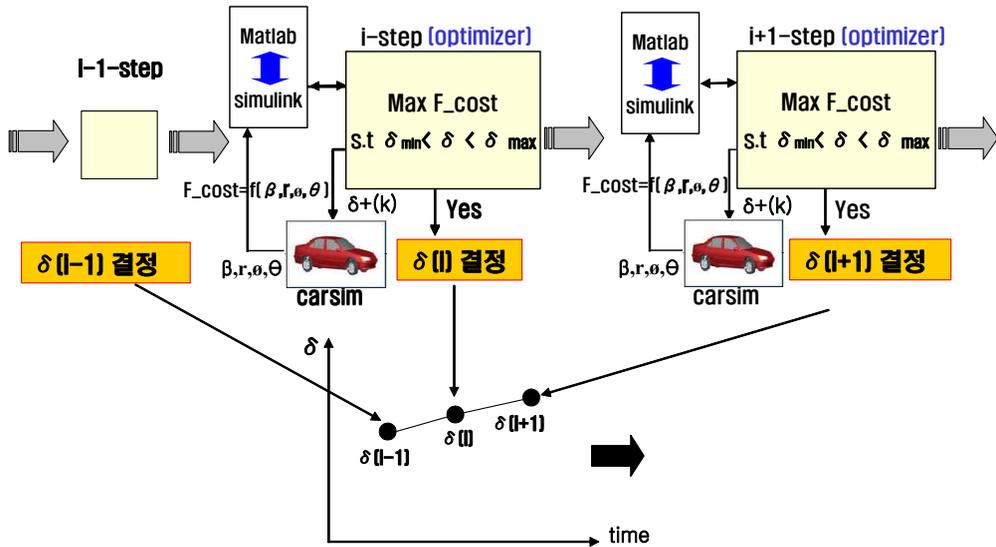


Figure 5.2 Optimization algorithm flow chart for worst case development

최적화 방법에는 결정론적인 방법(Deterministic method)과 통계적인 방법(Stochastic method)이 있다. 결정론적인 방법은 기울기 정보를 사용하는 방법으로 수렴 속도가 빠르지만 일반적으로 전역(global) 최적해를 구할 수 있는 가능성이 통계적인 방법보다는 적다. 통계적인 방법은 통계기법을 사용하는 방법으로 수렴속도는 느리지만, 전역 최적해를 구할 가능성이 상당히 크다. 결정론적인 방법의 예는 linear programming, quadratic programming 등 대부분의 최적화 알고리즘이고, 통계적인 방법은 유전자 알고리즘(Genetic algorithm), PS(Pattern Search) 알고리즘 등이 있다.

본 연구에서는 PS(Pattern Search) 알고리즘을 이용하여 식(5-5), (5-6)

을 해결하고 최악상황을 도출하였다. PS 최적화 알고리즘 기법은 미분값을 이용하지 않고 경험과 임의성에 근거한 규칙에 의해 최적해를 단계적으로 향상시켜 나가는 통계적인 방법으로써 메쉬 지점들(mesh points)에서 목적함수를 평가한다. Figure 5.3은 PS 방법을 이용한 최악 주행상황 도출 프로시저의 기본적인 개념도를 보여주고 있다. 각 시간 step에 대해 메쉬(mesh)를 나누고 그 메쉬 안의 초기값 보다 더 작은 값을 탐색하여 초기값 보다 최적화된 값을 찾는다. 이러한 방식으로 iteration하여 최적화된 값을 각 시간 스텝에서 찾아낸다.

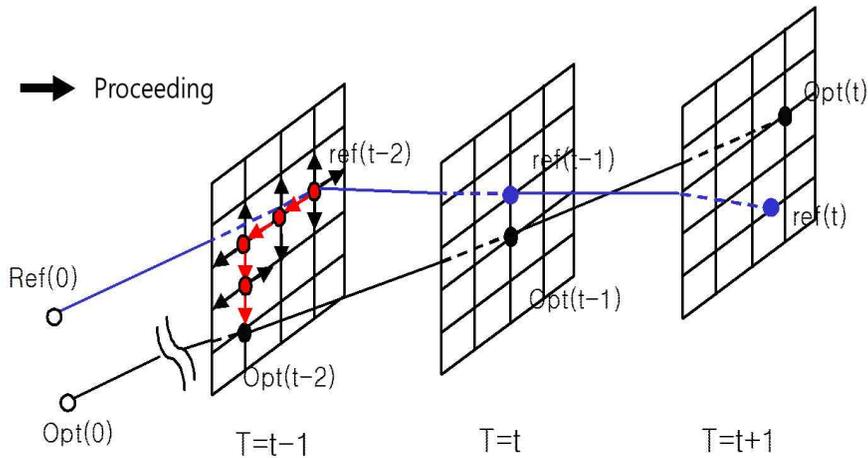


Figure 5.3 Worst Case evaluation process using PS(Pattern Search) method

5.1.2 최악상황 주행 시나리오 도출

본 연구에서는 앞의 제3장과 제4장에서 평가에 활용했던 기존의 평가 방법인 Sine with dwell을 기준값(Reference value)으로 하여 대상차량에 대한 차량동역학 시뮬레이션과 최적화 기법, 그리고 ESC 알고리즘이 포함된 프로시저를 통해 최악 주행 상황 시나리오를 탐색하였으며(Figure 5.4 참조) 도출된 최악 상황 시나리오(Figure 5.5 참조)는 다음절에서 요율 기반 ESC와 횡방향 휠하중 기반의 ESC를 평가하는데 활용하였다.

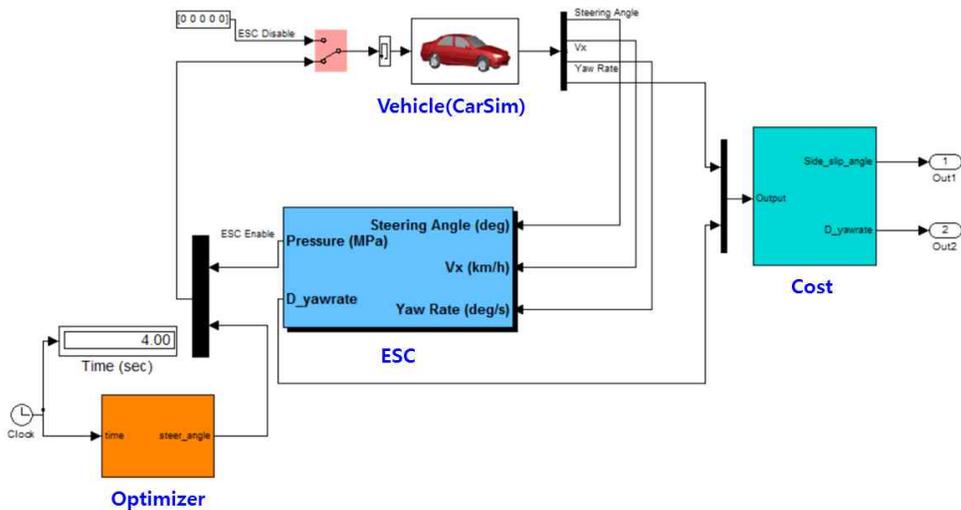


Figure 5.4 Derivation of worst case driving scenario for NHTSA sine with dwell steering input (1/2 : simulation model)

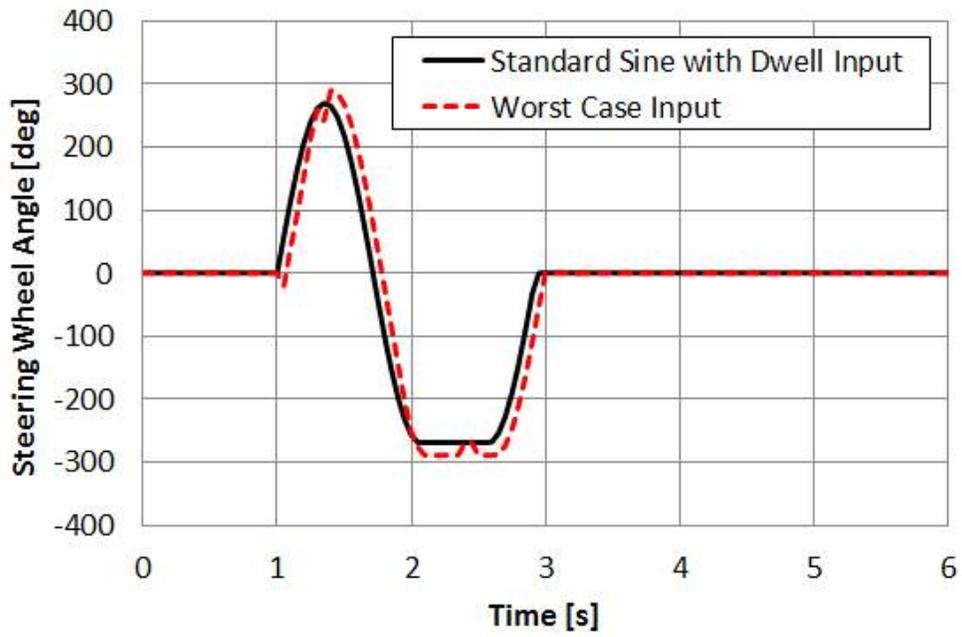


Figure 5.5 Derivation of the worst case driving scenario for NHTSA sine with dwell steering input (2/2 : results)

5.2 최악상황 시나리오에 따른 알고리즘 평가

최악상황 시나리오를 적용했을 때 요율 정보를 이용하는 ESC와 횡방향 휠하중 정보를 이용하는 ESC 알고리즘이 차량의 자세제어에 어떠한 영향을 미치는지 분석하였다. 이를 위해서 제2장에서 개발한 고정도 차량 동역학모델을 이용하고 제3장에서 제시한 ESC 알고리즘을 적용하여 해석을 수행하였다.

Figure 5.6 ~ 5.8은 최악상황 시나리오에 따른 해석 결과로서 차량 질량중심의 횡방향 변위값, 차량 바디의 미끄럼각, 차량 바디의 요율에 대하여 보여준다. Figure 5.6에서의 차량의 횡방향 변위값과 Figure 5.7 차량의 미끄럼각을 볼 때 최악 상황에서도 횡방향 휠하중 제어가 요율 제어보다 조향입력에 따른 차량 조종성이 뛰어난 것을 알 수 있다. 또한 Figure 5.8의 요율 변화 추세를 보아도 횡방향 휠하중 제어가 적용되었을 때 최대/최소 요율값이 작고 요 거동이 보다 빠르게 안정화됨을 알 수 있다.

Table 5.1은 최악상황 시나리오에 대한 주요 ESC 성능지표 결과 데이터를 보여준다. 요율 제어를 기준으로 볼 때 횡방향 휠하중 제어를 통해 조향 종료 후 1초에서 요율의 비(yaw rate ratio)는 99.6%, 조향 종료 후 1.75초에서 요율의 비는 99.1% 성능 향상을 나타냈다. 다만 조향입력 1.07초에서의 횡방향 변위가 반대로 14% 저하된 결과를 보였다.

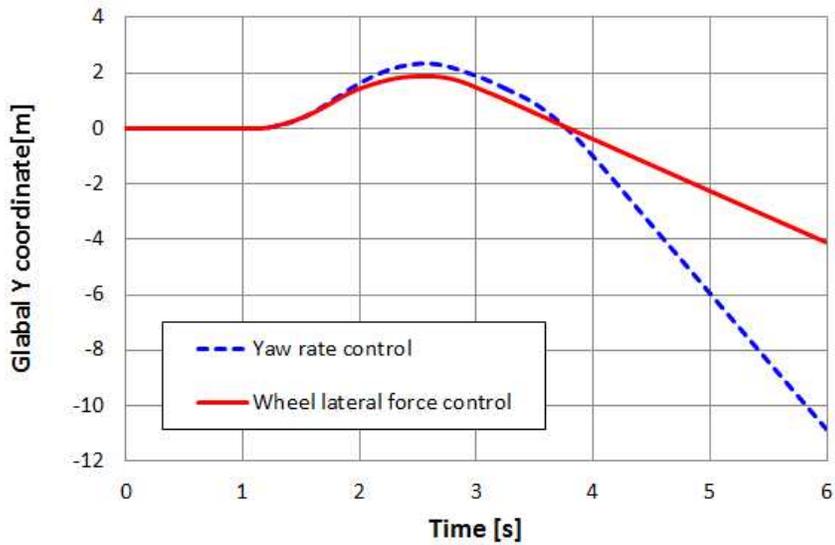


Figure 5.6 Comparison of analysis results according to the worst case steering input (1) : lateral displacement of the vehicle mass center

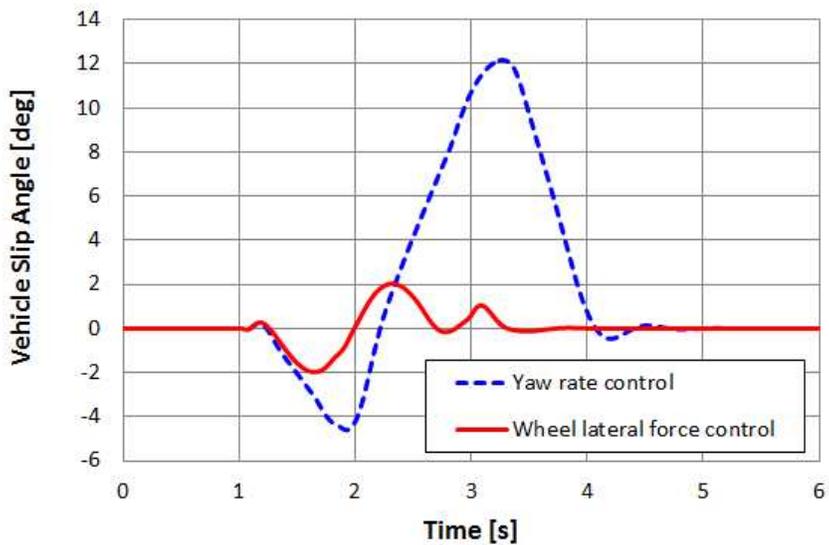


Figure 5.7 Comparison of analysis results according to the worst case steering input (2) : side slip angle

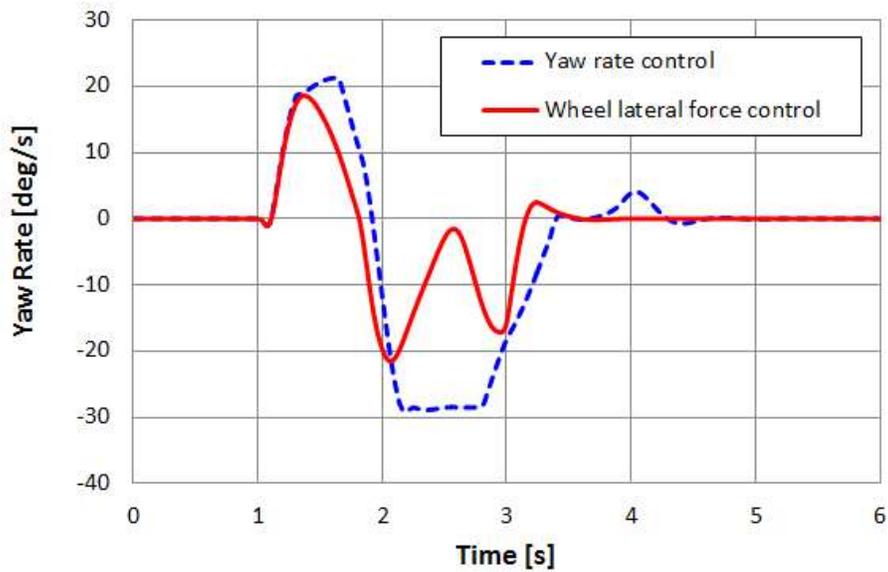


Figure 5.8 Comparison of analysis results according to the worst case steering input (3) : yaw rate

Table 5.1 ESC simulation results for the worst case scenario

Performance Index	requirements	Results		
		yaw rate control (a)	wheel lateral force control (b)	comparison ((b)-(a))/(a) × 100
lateral displacement at 1.07 sec [Global Y coordinate, m]	≥ 1.83	1.79	1.54	-14.0
yaw rate ratio at 't ₀ +1.0' [%]	≤ 35	10.33	0.04	-99.6
yaw rate ratio at ' , ' [%]	≤ 20	0.539	0.005	-99.1

앞에서 최악상황 시나리오에 따른 해석 결과로부터 ESC 성능지표에 대한 요구 조건 충족여부를 살펴봤다. 여기에 추가적으로 각 제어 알고리즘 적용 시 ESC 개입 특성을 비교할 목적으로 브레이크 압력의 변화를 Figure 5.9 ~ 5.10에 보였다. 먼저 조향입력에 따라 ESC가 개입하여 최초로 브레이크가 작동하는 시점은 거의 동일한 것으로 보이나 브레이크 작동 압력이 크게 차이가 남을 확인할 수 있었다. 요율 제어의 경우 브레이크 압력이 시스템이 허용하는 최대 수준에 머무는 시간이 3회 나타난 반면 횡방향 활하중 제어에서는 요율 제어와 비교하여 대략 2/3 이하 수준의 낮은 브레이크 압력이 작동하였다. 결과적으로 횡방향 활하중 제어는 보다 작은 브레이크 압력으로 요율 제어보다 향상된 안정성 제어 효과를 얻은 것으로 판단할 수 있다.

상기의 브레이크 압력 변화 패턴에 대한 검토 결과와 3.4절에서 Sine with dwell maneuver에 대한 해석 결과인 Figure 3.26 ~ 3.27을 비교해 보면, 요율 제어와 횡방향 활하중 제어의 자세 안정성 제어에서 성능 차이가 최악상황 시나리오에서 보다 크게 나타남을 알 수 있다.

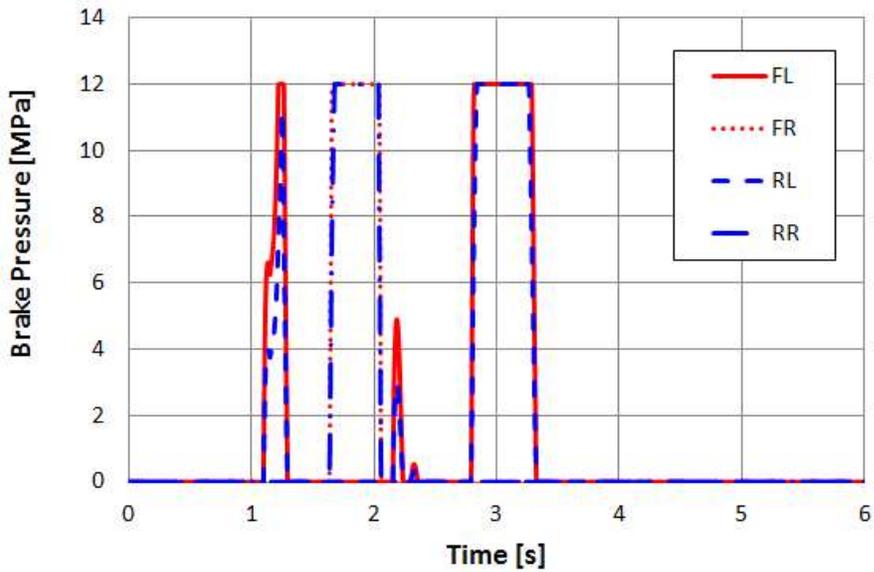


Figure 5.9 Brake pressure result from yaw rate control according to the worst case steering input

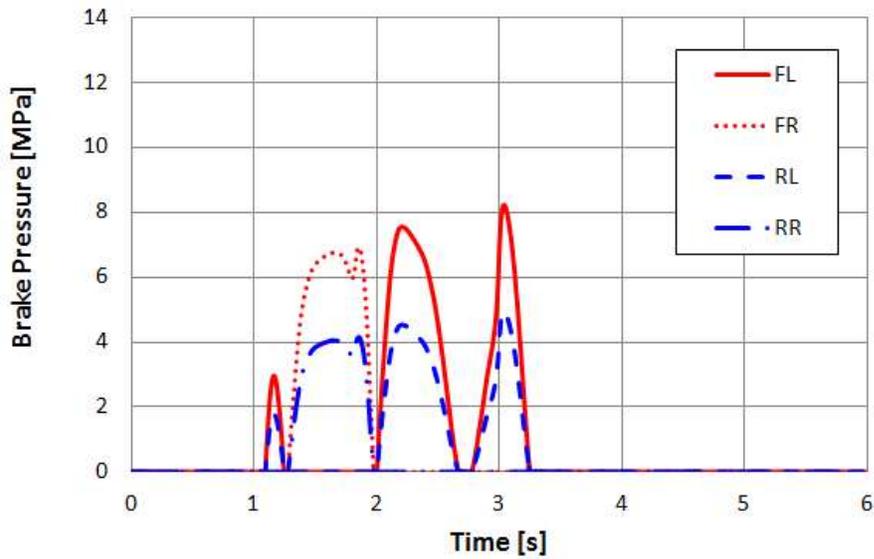


Figure 5.10 Brake pressure result from wheel lateral force control according to the worst case steering input

5.3 차량 자세 안정성 평가 지표

앞 절에서 최악상황 시나리오에 따른 각각의 ESC 알고리즘의 효과를 살펴보았다. 성능 평가 기준으로 최악상황 시나리오의 기준 조향입력인 sine with dwell의 성능 평가지표인 횡방향 변위와 요율의 비를 사용하였는데 여기서 요율의 비에 해당하는 허용범위는 합부 판정을 받을 요율 제어 및 횡방향 휠하중 제어의 결과가 분포하는 수준과 너무 큰 차이가 있어 비교의 의미에 의문이 든다. 이 부분을 좀 더 검토하기 위해 아래의 Figure 5.11을 보면 보다 명확해진다. 애초에 ESC 장착차량과 비장착차량을 구분하면서 차량의 자세안정성 확보를 위해 필요한 최소한의 요구 조건으로 개발된 sine with dwell maneuver의 성능평가 지표는 본 연구에서 다루고 있는 요율 제어와 횡방향 휠하중 제어의 성능비교에 사용하기에는 다소 무리가 있다고 판단된다. 그리고 이들 성능 지표는 특정 순간에서의 기준값 만족 여부로 합부 판정을 하는데 이런 이유로 평가 중간의 횡방향 변위나 요율의 변화 추이와 같은 전체 추세 특성은 반영되지 않는 한계가 있다.

□ Sine with dwell maneuver에 따른 성능 지표

- Responsiveness criterion(understeer 특성) :

$$Lateral\ displacement = \iint_0^{1.07} a_{yC.G.}(t)dt \geq 1.83 [m] \quad (2-1)$$

- Lateral Stability criterion(oversteer 특성) :

$$\frac{\gamma(t_0 + 1.00)}{\gamma_{peak}} \times 100 \leq 35\%, \quad \frac{\gamma(t_0 + 1.75)}{\gamma_{peak}} \times 100 \leq 20\% \quad (2-2)$$

본 연구에서는 위의 성능지표 외에도 차량의 동적 거동 특성을 표현하는 정량적 값으로 최대 차량의 미끄럼각(maximum vehicle slip angle, maximum sideslip angle), 최대 요율(maximum yaw rate), 최대 / 최소 횡가속도(maximum / minimum lateral acceleration) 등을 사용하였다. 이러한 특성값을 통해 성능이나 효과를 어느정도 나타낼 수 있었으나 이들 역시 sine with dwell의 성능 지표와 마찬가지로 어느 순간 일시적으로 보여지는 특성값으로 차량 거동의 변화 추이를 보여주는 대표값으로 보기에는 한계가 있다.

이상과 같은 검토 결과를 정리해보건대 Sine with dwell maneuver에 따른 성능 지표나 기타 특성값만으로 기존 요율 제어 기반의 ESC와 보다 고도화된 ESC에 대한 연구 그리고 점차 복잡해지고 정교한 차시 제어 기술이 융합되고 있는 UCC(Unified Chassis Control) 등의 성능 평가에는 한계가 있을 것으로 여겨지며 새로운 성능 지표의 개발이 필요한 것으로 판단된다.

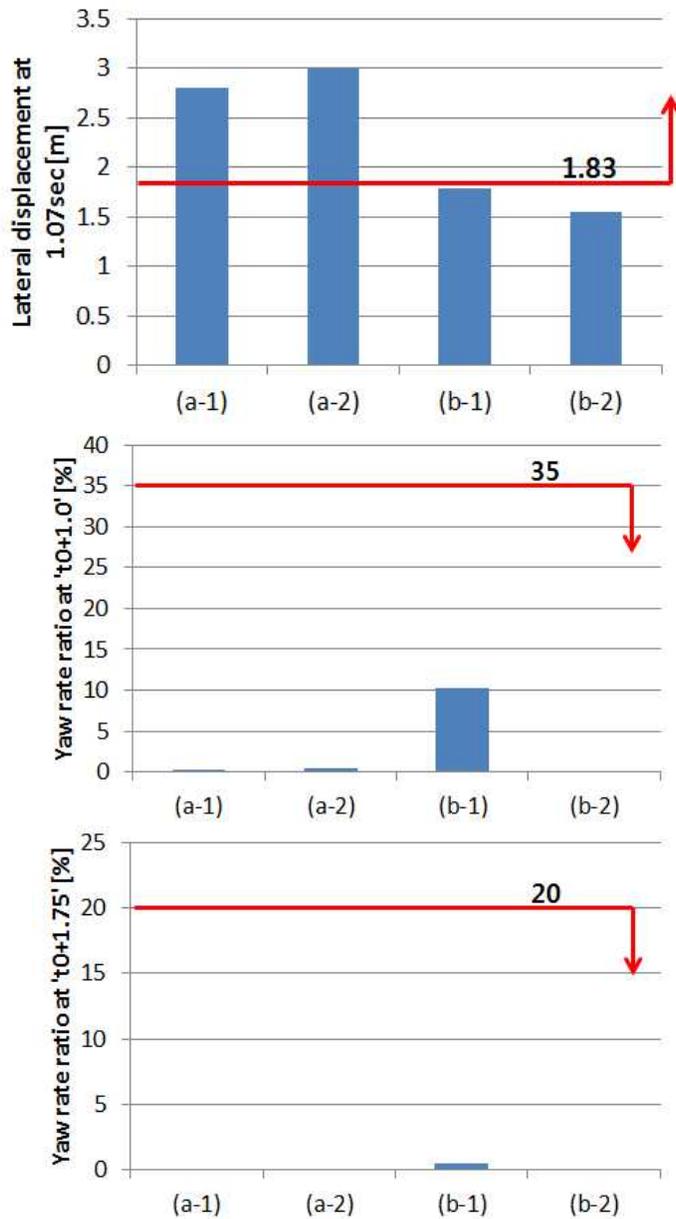


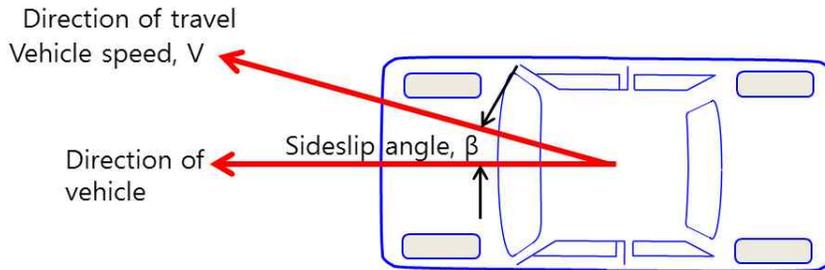
Figure 5.11 ESC performance index criterion for sine with dwell maneuver and simulation results

- (a-1) Yaw rate control for sine with dwell
- (a-2) Lateral wheel force control for sine with dwell
- (b-1) Yaw rate control for worst case scenario
- (b-2) Lateral wheel force control for worst case scenario

Figure 5.12는 차량이 주행하려던 경로와 실제 주행한 경로 사이의 거리를 의미하는 경로 이탈 거리의 개념을 보여주고 있다. 차량의 길이방향 축과 진행방향 사이의 각도인 차량 미끄럼각(sideslip angle)의 sine 함수값에 그 순간 차량의 속도와 시간을 곱하여 경로 이탈 거리 식을 아래와 같이 가정했다.

$$Path\ departure\ distance = \int_0^t \sin(\beta) V dt \quad (5-1)$$

경로 이탈 거리는 매순간 차량의 미끄럼각 상태 정보로부터 실제 차량이 주행 경로에서 점차 벗어나거나 거리가 좁혀지는 경향을 포함한 데이터로 변환된 것이다. Figure 5.13은 (5-1)의 식을 이용하여 Figure 5.7의 차량 옆 미끄럼각으로부터 경로 이탈 거리를 구하여 도시한 것이다. 이를 통해 각각의 제어에 따라 차량이 의도하던 주행경로에서 얼마나 벗어났는지 직관적으로 알 수 있다. 그리고 Table 5.2의 경로 이탈 거리는 (maneuver가 끝난 후의 최종 이탈 거리) Figure 5.13의 도시 결과의 한 점(point) 값이라도 차량의 전체 거동 특성을 대변하는 중요 성능 지표로 활용 가능하다. 횡방향 휠하중 제어를 통해 차량의 주행 경로 추종성이 97.7% 향상되었다고 말할 수 있다.



$$\Delta(\text{Path departure distance}) = V dt \sin(\beta)$$

Figure 5.12 Path departure distance

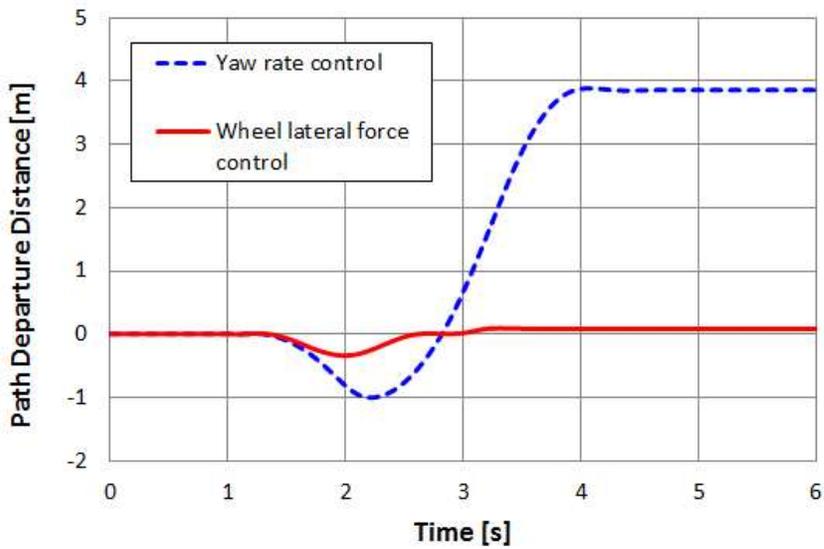


Figure 5.13 Comparison of analysis results according to the worst case steering input (4) : path departure distance

Table 5.2 Path departure distance results for the worst case scenario

Performance Index	Results		
	yaw rate control (a)	wheel force control (b)	comparison $((b)-(a))/(a) \times 100$
path departure distance [m]	3.89	0.09	-97.7

같은 맥락에서 매 순간의 동적 특성값인 요율(yaw rate)도 시간에 따라 적분함으로써 차량의 거동 특성을 대변하는 요각(yaw angle)으로 표현할 수 있다.(Figure 5.14 참조) 그리고 경로 이탈 거리와 마찬가지로 Table 5.3의 요각(manuever가 끝난 후의 최종 이탈 거리) 역시 차량의 전체 동적 거동 특성을 대변하는 중요 성능 지표로 활용 가능하다. 횡방향 휠하중 제어를 통해 차량의 요각 유지 성능이 32.9% 향상되었다고 말할 수 있다.

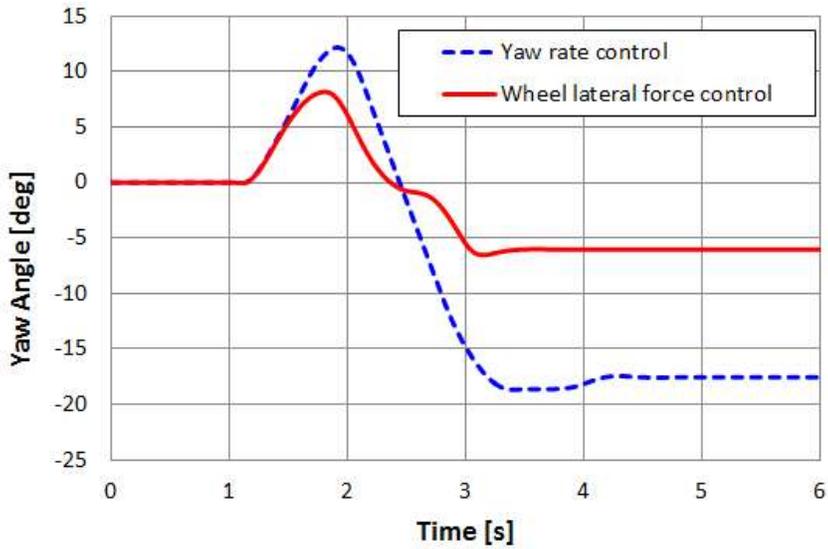


Figure 5.14 Comparison of analysis results according to the worst case steering input (5) : yaw angle

Table 5.3 Yaw angle results for the worst case scenario

Performance Index	Results		
	yaw rate control (a)	wheel force control (b)	comparison $((b)-(a))/(a) \times 100$
yaw angle [deg]	12.18	8.17	-32.9

제3장에서 해석적으로 sine with dwell maneuver를 기준으로 ESC 알고리즘의 성능을 평가한 결과에 본 절에서 새롭게 제안한 성능지표인 경로 이탈 거리와 요각에 대한 분석 결과를 추가하면 다음과 같다.

Figure 5.15와 Table 5.4는 경로 이탈 거리 측면에서 횡방향 휠하중 제어가 64.2% 성능이 향상되었음을 보여준다. Figure 5.16과 Table 5.5는 요각 측면에서 횡방향 휠하중 제어가 28.9% 향상된 것을 보여준다.

여기서 알 수 있는 또 다른 결과는 sine with dwell maneuver에서 보여지는 횡방향 휠하중 제어 ESC의 성능 향상보다 sine with dwell maneuver를 기준으로 추출한 최악조건에서 횡방향 휠하중 제어 ESC의 성능 향상이 보다 더 두드러진다는 점이다.(Figure 5.17 참조)

이상의 분석 결과로부터 아래와 같은 성능 지표를 제안한다.

□ Sine with dwell maneuver에 따른 새로운 성능 지표

- 경로 추종 성능 : 경로 이탈 거리
- 횡방향 자세 안정 성능 : 요각

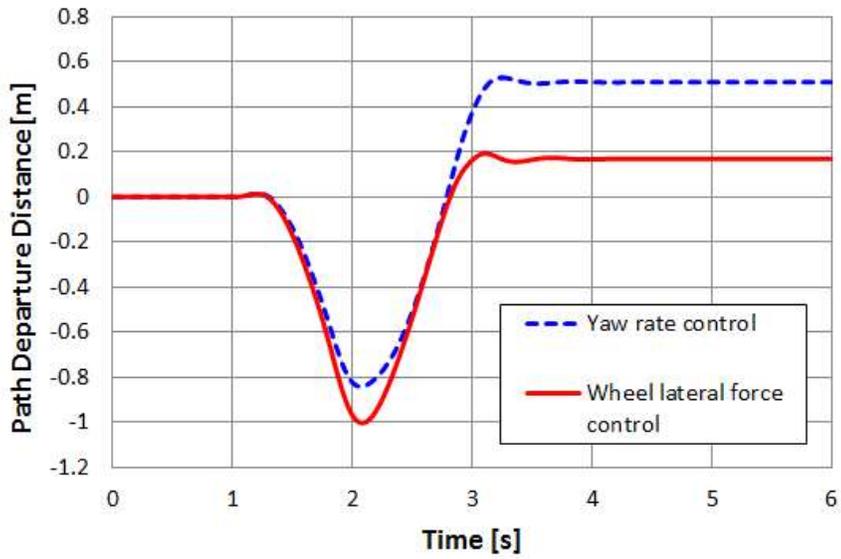


Figure 5.15 Comparison of analysis results according to the sine with dwell maneuver : path departure distance

Table 5.4 Path departure distance results for the sine with dwell maneuver

Performance Index	Results		
	yaw rate control	wheel force control	comparison
	(a)	(b)	$\frac{(b)-(a)}{(a)} \times 100$
path departure distance [m]	0.53	0.19	-64.2

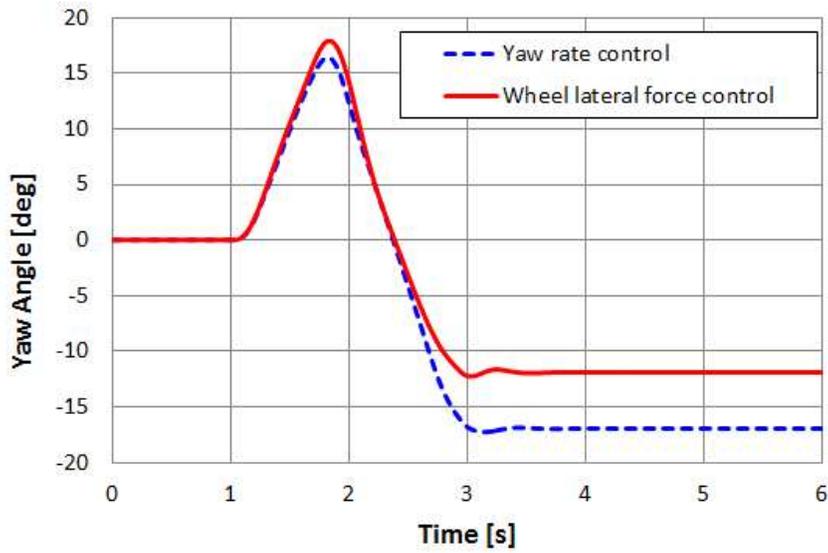


Figure 5.16 Comparison of analysis results according to the sine with dwell maneuver : yaw angle

Table 5.5 Yaw angle results for the sine with dwell maneuver

Performance Index	Results		
	yaw rate control (a)	wheel force control (b)	comparison $((b)-(a))/(a) \times 100$
yaw angle [deg]	17.25	12.26	-28.9

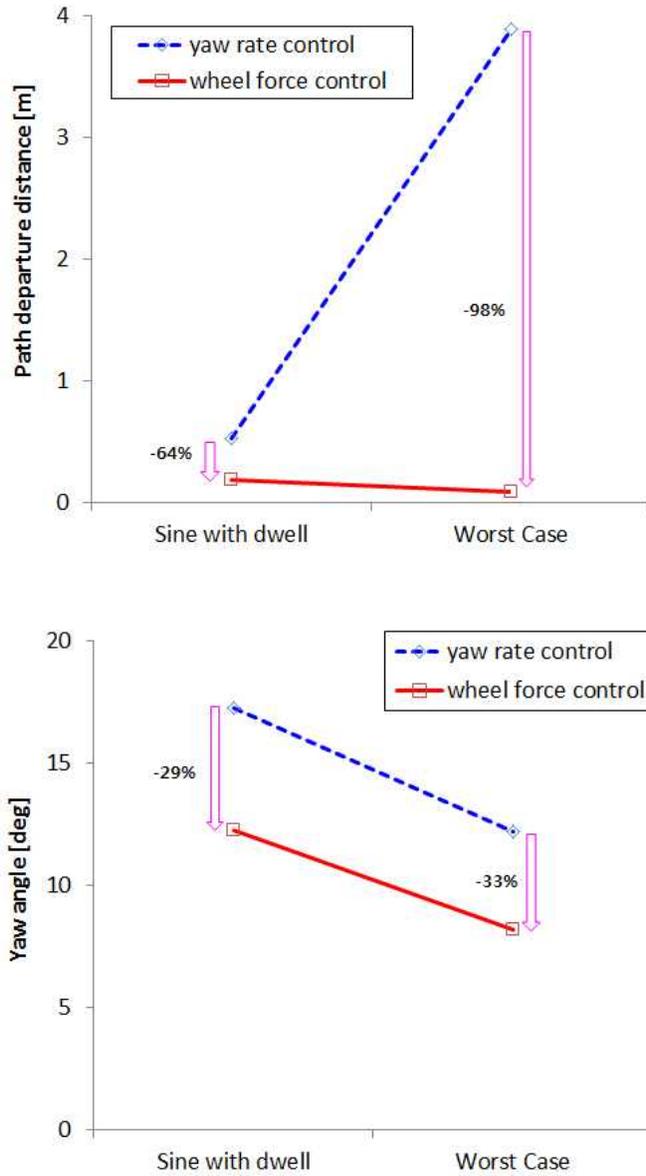


Figure 5.17 Comparison of new performance index according to the sin with dwell maneuver and worst case

5.4 고찰

이장에서는 최악 주행상황 시나리오를 도출하여 ESC 알고리즘의 성능을 비교 분석하였다. 이를 위하여 최악 주행상황에 대한 정의로부터 목적함수를 결정하고, 제2장에서 개발한 차량모델을 기반으로 제3장에서 제시한 ESC 알고리즘과 NHTSA sine with dwell maneuver를 기준으로 한 최악 주행상황 시나리오를 도출하였다. 최악상황 시나리오를 적용하여 요율 제어와 횡방향 휠하중 제어의 효과를 비교 평가하고 더불어 새로운 성능 지표를 제안하였다. 이장의 주요 연구 결과는 다음과 같다.

- 운전자의 의도에 따른 기준 요율과 실제 요율 차이의 제곱과 차량 미끄럼각의 제곱의 합을 최대화하는 조건으로 최악 주행상황을 정의하고, 최적화 기법으로 목적함수를 결정하였으며, 물리적 의미를 부여하여 조향 입력의 최대/최소값과 조향입력 각속도를 제한하였다. 그리고 차량 동역학모델을 기반으로 한 동역학 시뮬레이션과 Matlab / Simulink 최적화 알고리즘(PS, Pattern Search)을 이용하여 sine with dwell maneuver를 기준으로 한 최악 주행상황 시나리오를 도출하였다.
- 최악상황 시나리오를 적용했을 때 요율 정보를 이용하는 ESC와 횡방향 휠하중 정보를 이용하는 ESC 알고리즘이 차량의 자세제어에 어떠한 영향을 미치는지 분석하였다. 요율 제어를 기준으로 볼 때 횡방향 휠하중 제어를 통해 성능지표 요율의 비는 99% 이상 성능 향상을 나

타냈고 횡방향 변위는 반대로 14% 저하된 결과를 보였다. 추가적으로 ESC 개입에 따른 브레이크 압력 변화를 비교한 결과에서 횡방향 활하중 제어는 요율 제어와 비교하여 2/3 수준의 낮은 브레이크 압력으로 요율 제어보다 향상된 안정성 제어 효과를 얻은 것으로 판단할 수 있었다.

- Sine with dwell maneuver에 따른 성능 지표인 횡방향 변위와 요율의 비로는 기존 요율 제어 기반의 ESC와 보다 고도화된 ESC, UCC(Unified Chassis Control) 등의 성능 평가에 한계가 있을 것으로 판단하고 새로운 성능 지표로 경로 이탈 거리와 요각을 제안하였다. 새로운 성능 지표를 기준으로 횡방향 활하중 제어는 요율 제어와 비교하여 경로 추종 성능이 약 98%, 횡방향 자세 안정 성능이 33% 향상되었음을 보였다. 그리고 새로 제안한 성능 지표로 비교해봤을 때 횡방향 활하중 제어 ESC는 요율 제어 ESC와 비교하여 최악 조건에서 자세 제어 성능 향상이 보다 크게 나타난다는 사실을 확인하였다.

제 6 장

결론 및 향후 연구 과제

본 연구에서는 상용 ESC 시스템에서 사용하는 차량 바디 거동 정보인 요율 기반 제어와 향후 개발이 예상되는 횡방향 휠하중 정보 기반 제어의 반응시간 차이와 그에 따른 성능을 비교하여 분석하였다. 이를 위하여 대상차량에 대한 고정도의 차량 동역학모델을 개발하고 요율 제어 ESC와 횡방향 휠하중 제어 ESC의 간소 알고리즘을 제안하고 해석적 분석(S/W simulation)을 수행하였다. 또한 RCP(Rapid Control Prototyping) 플랫폼 기반의 시험 차량을 개발해 실차시험을 수행함으로써 상기 알고리즘의 효과를 검증하였다. 그리고 요율 제어 ESC와 휠하중 제어 ESC의 성능 차이를 좀 더 보기위해 기존의 ESC 시험 모드에 기반한 최악 상황 시험 시나리오를 제안하여 ESC 알고리즘의 효과를 평가했다.

본 연구의 주요 결과는 다음과 같다.

첫째로 현재 상용 ESC 시스템에 일반화된 요율 제어 ESC는 구조적으로 센서 정보를 취득하는 반응시간 지연이 반드시 수반됨에 따라 성능을 향상시키는데 한계가 있으며, 반면 휠하중 기반 제어 ESC는 요율 제어 ESC와 비교하여 상대적으로 응답시간이 매우 빠르면서 차량 자세 안정성 제어 측면에서도 우수함을 해석적 분석 방법과 실차 시험 방법을 통

해 정량적으로 확인하였다.

둘째로 휠하중 기반 제어 ESC는 보다 빠른 제어 개입으로 자세 안정성을 복원시키는 과정에서 제동력 개입이 크게 줄어들며 부가적으로 NVH(Noise, Vibration and Harshness) 특성도 향상되고 운전자가 느낄 수 있는 불쾌감을 줄여줄 수 있음을 확인할 수 있었다. 이는 최근 고급차량을 중심으로 ADAS(Advanced Driver Assistance System) 장착이 확대됨에 따라 ESC 시스템의 역할이 커지고 있고 이에 보다 높은 내구수명을 요구하는 상황에서, 자세제어 성능과 내구 성능을 동시에 향상시킬 수 있는 측면에서 휠하중 제어 ESC 개발의 필요성과도 부합한다.

셋째로 기존의 ESC 시스템뿐만 아니라 향후 개발될 차세대 ESC나 통합새시제어(UCC, Unified Chassis Control)처럼 점점 고도화되는 능동 새시 제어시스템의 효과를 평가하기 적합한 새로운 성능 지표로서 경로 이탈 거리(path departure distance)와 요각(yaw angle)을 제안하였다. 그리고 이들 성능 지표로 비교해봤을 때 횡방향 휠하중 제어 ESC는 보다 더 최악의 주행상황에서 차량의 자세제어 성능 향상이 보다 크게 나타난다는 사실을 확인하였다.

본 연구에서는 횡방향 휠하중 제어 ESC가 갖는 차량의 자세제어 성능 측면을 정량적으로 분석하여 보여줬지만 휠하중 정보를 제어에 직접 사용할 수 있는 분야는 ESC 외에도 다양하게 존재하다. 우선 ESC는 연구서두에서도 언급한 것처럼 각종 지능형 안전 시스템(Intelligent safety

system), 통합채시제어(UCC, Unified Chassis Control) 시스템, 운전자지원 시스템(ADAS, Advanced Driver Assistance System) 등의 중심에 위치하고 최상위 안전 시스템으로, 기술의 고도화에 따른 파급효과가 매우 크다는데 이견이 없다. 그리고 본 연구에서도 수차례 확인한 사실로 휠하중 제어 ESC는 기존 상용화된 ESC보다 0.1초 내외의 빠른 반응속도를 갖는데 이러한 특성이, 혈중 알콜 농도가 0.10%(만취상태)인 운전자의 제동 반응시간이 음주 전과 비교하여 대략 0.04초 늦어진다는 연구결과를 인용하지 않아도 모두가 중요성을 충분히 인식할 것이라 판단된다.

마지막으로 휠하중을 이용한 채시 제어기술로 새로운 아이디어를 제안하고 연구를 마무리하고자 한다.

기존의 ABS(Anti-lock Braking System)는 휠의 회전을 휠속도 센서로부터 받고 이를 차속과 비교하여 타이어와 노면 사이의 미끄러짐을 판단하는데 이 과정에서 간헐적인 제동력 개입으로 인해 운전자에게 불안감을 유발하는 진동과 도로 노면에 점선 모양의 스키드 마크를 발생시키며 타이어 마찰음이 발생하는 현상이 나타난다. 하지만 실시간 휠에 작용하는 하중을 이용하여 제동력을 타이어 마찰력의 한계 범위 내에서 제어를 한다면 기존 ABS에서와 같은 간헐적인 제동력이 아닌 연속적인(continuous) 제동력 인가가 가능할 것이고 앞에서 언급한 ABS의 단점들이 모두 해결이 가능할 것이며 최적의 제동력 제어를 통해 제동거리 단축도 이를 것으로 예상할 수 있다.

Bibliography

- [1] Korea Institute for advancement of Technology (KIAT), Industry fundamental technology roadmap, 2012
- [2] National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA), <http://www.nhtsa.gov>
- [3] NHTSA FMVSS No. 126 Electronic Stability Control Systems, NHTSA Final Regulatory Impact Analysis, 2007
- [4] Insurance Institute for Highway Safety(IIHS), <http://www.iihs.org/>
- [5] Chul Hyun Nam, “A Study on Speed and Changes of Physical Reaction due to Alcohol Intake”, Korean journal of preventive medicine, Vol. 25, No. 2, pp. 141-147, 1992
- [6] Norimatsu T., Nishikawa K., “Development of Multi Axis Load Sensor Intergrated Hub Bearing”, Journal of the Society of Automotive Engineers of Japan, Vol. 64, pp. 104-105, 2010
- [7] Kentaro NISHIKAWA, “Hub Bearing with Integrated Multi-axis Load Sensor”, NTN Technical Review No. 79, pp. 58-63, 2011
- [8] Seungguan Kee, Ilhwan Kim and Seung-Jin Heo, “Improvement of the ESP control algorithm using the embedded accelerometers in the wheel hub bearing”, KSAE08-S0141, 2008
- [9] Vehicle safety systems for passenger cars : ESP Electronic Stability Program, Technical Instruction, Bosch, 1999
- [10] Anton T. Van Zanten, Rainer Erhardt, Georg Pfaff, Friedrich Kosf, Uwe Hartmann, Thomas Ehret, “Control Aspects of the Bosch-VDC”, International Symposium on Advanced Vehicle Control, AVEC, 1996
- [11] A. T. Van Zanten, “Bosch ESP System : 5 Years of Experience”, Proc. of the Automotive Dynamics & Stability Conference, SAE 2000-01-1633, 2000

- [12] E. K. Liebemann, “Safety and Performance Enhancement : The Bosch Electronic Stability Control (ESP)” , SAE 2004-21-0060, 2004
- [13] Rieger G., Scheef J., Becker H., Stanzel M., Zobel R., “Active Safety Systems Change Accident Environment of Vehicles Significantly – A Challenge for Vehicle Design” , Proc. of the 19 th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicle, Paper Number 050052, NHTSA, 2005
- [14] Lie A., Tingvall C., Krafft M., Kullgren A., “The Effectiveness of ESC (Electronic Stability Control) in Reducing Real Life Crashes and Injuries” , Proc. of the 19 th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicle, Paper Number 050135, NHTSA, 2005
- [15] Aga M., Okada A., “Analysis of Vehicle Stability Control (VSC)’ s Effectiveness from Accident Data” , Proc. of the 18 th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicle, paper Number 541, NHTSA, 2003
- [16] Green P., Woodroffe J., “The Effect of Electronic Stability Control on Motor Vehicle Crash Prevention” , UMTRI200612, Transportation Research Institute, University of Michigan, 2006
- [17] Farmer C., “Effect of Electronic Stability Control on Automobile Crash Risk” , Traffic Injury Prevention, 5:317325, 2004
- [18] Bosch, “10 Years of ESP® from Bosch: More Driving Safety with the Electronic Stability Program” , <http://www.boschpress.de>, February 2005
- [19] Papelis Y. E., Brown T., Watson G. S., Holz D., and Pan W., “Study of ESC Assisted Driver Performance Using a Driver Simulator,” University of Iowa, March 2004
- [20] Mazzae E. N., Papelis Y. E., Watson G. S., and Ahmad O., “The Effectiveness of ESC and Related Telltales : NADS Wet Pavement Study,” DOT HS 809 978, December 2005
- [21] D. S. Kim and I. Y. Hwang, “Control Philosophy and Robustness of Electronic Stability Program for the Enhancement of Vehicle

- Stability” , International Journal of Automotive Technology, Vol. 7, No. 2, pp. 201-208, 2006
- [22] Joon-Sang Jo, Sung-Ho Kim, Seung-Han You, Ji Yoel Joeng, Sanho Lee and Kyo-Il Lee, “A Study on Vehicle Stability Improvement Based on Yaw Rate Control” , KSAE06-F0124, 2006
- [23] Joon-Sang Jo, Seung-Han You, Ji Yoel Joeng, Kyo Il Lee, Kyongsu Yi, “Vehicle Satability Control System for Enhancing Steerability, Lateral Stability and Roll Stability” , International Journal of Automotive Technology, Vol. 9, No. 5, pp. 571-576, 2008
- [24] Kyongsu Yi, Taeyoung Chung, Jeongtae Kim and Jangmoo Lee, “An Investigation into Differential Braking Strategies for Vehicle Stability Control” , Proc. of the Institution of Mechanical Engineers Part D: Journal of Automobile Engineering, Vol.217, pp. 1081-1093, 2003
- [25] J. H. Song, H. S. Kim and B. S. Kim, “Vehicle Longitudinal and Lateral Stability Enhancement using a TCS and Yaw Motion Controller” , International Journal of Automotive Technology, Vol. 8, No. 1, pp. 49-57, 2007
- [26] Shinnae Lee, ByungHak Kwak, “Yaw moment distribution based on optimal distribution method on ESC system” , KSAE-A0374, 2008
- [27] Jongil Lee, Seungkyu Oh, Jihoon Roh, Kangwon Lee, Yongwoo Kim, Hyoungsoo Kimm, Indong Kim, Jinhee Jang, “A effect study of sensor position variation for electric stability control” , KSAE10-B0123, 2010
- [28] Jongil Lee, Inyong Kim, Hyoungchan Koo1, Hyoungsoo Kim, Youngwoo Kim, Seungkyu Oh1, Jihoon Roh1, Dongpil Yoon, Kangwon Lee, Donghwan Park and Wonwook Kim, “A Study on Brake Torque Vectoring System for Improving Handling Performance of Passenger Vehicle” , Proc. of Conference of KSAE, pp. 887-892, 2011
- [29] Kangwon Lee, Donghwan Park, Youngwoo Kim, Jongil Lee, Wonwook Kim and Hyoungchan Koo, “A study for Vehicle

- Dynamics Control for Understeer Condition” , Proc. of Conference of KSAE, pp. 644-649, 2012
- [30] Taeyoung Chung, Kyongsu Yi, Jungtae Kim, “Human-in-the-loop Evaluation of a Vehicle Stability Controller using a Vehicle Simulator” , International Journal of Automotive Technology, Vol.5, No. 2 pp. 109-114, 2004
- [31] Kyongsu Yi, and Kyongchan Min, “Motion Sensor Fault Detection and Failsafe Logic for Vehicle Stability Control” , KSME IJ, Vol.18, No.11, pp. 1963-1970, 2004
- [32] E. Esmailzadeh, A. Goodarzi, G. R. Vossoughi, “Optimal yaw moment control law for improved vehicle handling” , Mechatronics, pp. 659-675, 2003
- [33] Wanki Cho, Jangyeol Yoon, Seongin Yim, Bongyeong Koo, Kyongsu Yi, “Estimation of Tire Forces for Application to Vehicle Stability Control” , IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2009
- [34] Hyundong Heo, Taehoon Hwang, Kyongsu Yi, “Optimal Brake Force Distribution Algorithm using Individual Tire Force for Vehicle Lateral Stability” , Proc. of Conference of KSAE, pp.1454-1459, 2010
- [35] Hyun Dong Her, Kyong Su Yi, Tae Hoon Hwang, “Vehicle Stability Control Algorithm using Tire Force Information” , KSME11DC086, 2011
- [36] Taehun Hwang, Taeyoung Chung, Kyu Hoon Lee, Eun Young You, Tae-Jung Yeo, “A Development of Vehicle Dynamic Controller based on Tire Forces” , Proc. of Conference of KSAE, pp.1313-1315, 2010
- [37] Seungguan Kee, Ilhwan Kim and Seung-Jin Heo, “Improvement of the ESP control algorithm using the embedded accelerometers in the wheel hub bearing” , KSAE08-S0141, 2008
- [38] Taeyoung, Chung and Kyongsu, Yi, “Side slip angle based control threshold of vehicle stability control system” , Journal of Mechanical Science and Technology, Vol 19, No. 4, 2005

- [39] Taeyoung, Chung, Kyongsu, Yi, “Design and Evaluation of Side Slip Angle-Based Vehicle Stability Control Scheme on a Virtual Test Track”, IEEE Transaction on Control Systems Technology, Vol. 14, No. 2, pp. 224-234, 2006
- [40] Myungchul Jung, Jinhyun Ahn, Jinhee Jang and Indong Kim, “Proposal for Improvement of UCC System Considering Tire Pressure”, KSAE09-A0192, 2009
- [41] Bilin Aksun Guvenc, Tankut Acarman, Levent. “Coordination of steering and individual wheel braking actuated vehicle yaw stability control”, Intelligent Vehicle Symposium, Proceedings. IEEE, pp. 288-293, 2003
- [42] Wanki Cho, Jangyeol Yoon, Taeyoung Chung, Kyongsu Yi, “Unified Chassis Control for Improvement of Vehicle Lateral Stability/Maneuverability Including Tire Force Estimator”, KSAE08-A0190, 2008
- [43] Hyundong Her, Kyongsu Yi, “Development of an Integrated Chassis Control Systems For Vehicle Stability and Handling”, Proc. of Conference of KSAE, pp. 693-698, 2012
- [44] Seongjin Yim, “Optimization on an Integrated Chassis Controller with Fail Safety”, Proc. of Conference of KSAE, pp. 608-610, 2012
- [45] ADAMS User Manual, <http://www.mscsoftware.com>
- [46] CARSIM User Manual, <http://www.carsim.com>
- [47] Taeyun Koo, Jongchul Han, Mingyu Jang, Sane Chang, “A Validation Study of a Driving Simulator for Testing of Driver Assistance Systems”, KSAE13-B0154, 2013
- [48] Daeyi Jung, Dohyun Jung, Kihyun Moon, Changhyun Jeong, Kihan Noh and Hyungjeen Choi, “Worst Case Scenario Generation on Vehicle Dynamic Stability and Its Application”, Korean Society of Automotive Engineering, Vol. 16, No. 6, pp.1-9, 2008
- [49] Myungchul Jung, Jinhyun Ahn, Jinhee Jang and Indong Kim, “Proposal for Improvement of UCC System Considering Tire

Pressure” , KSAE09-A0192, 2009

- [50] Rajesh Rajamani, Vehicle Dynamics and Control. Springer, 2006
- [51] Thomas D. Gillespie, Fundamentals of Vehicle Dynamics. Society of Automotive Engineers, 1992
- [52] W. Ma and H. Peng, “A Worst-Case Evaluation Method for Dynamic Systems,” ASME J. Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol. 121, No. 2, pp. 191-199, 1999
- [53] A. Y. Ungoren and H. Peng, “Evaluation of Vehicle Dynamic Control for Rollover Prevention,” Int. J. Automotive Technology, Vol. 5, No. 2, pp. 115-122, 2004
- [54] T. J. Wielenga, “A Method for Reducing Onroad Rollovers - Anti-rollover Braking,” SAE 1999-01-0123, 1999.
- [55] M. Athans and P. L. Falb, Optimal Control, McGraw-Hill, New York, 1966.
- [56] S. K. Agrawal and B. C. Fabien, Optimization of Dynamic Systems, Kluwer Academic Publishers, Netherlands, 1999.
- [57] S. J. Yim, Y. J. Park and Y. S. Park, “Worst-Case Evaluation for Vehicle Dynamics Controller Systems“, Korean Society of Automotive Engineering, 2004
- [58] Daeyi Jung, Dohyun Jung, Kihyun Moon, Changhyun Jeong, Kihan Noh and Hyungjeen Choi, “Worst Case Scenario Generation on Vehicle Dynamic Stability and Its Application“, Korean Society of Automotive Engineering, Vol. 16, No. 6, pp. 1-9, 2008

Abstract

A Study on a Vehicle Stability Control based on Wheel Lateral Force

Chang Hyun Jeong

School of Mechanical and Aerospace Engineering

The Graduate School

Seoul National University

As strengthening safety regulations in most advanced countries, new cars have being required to equip ESC, Electronic Stability Control, system which is being regarded as the most essential device for driving safety, recently. ESC system that secures cornering stability of a vehicle by wheel slip control based on torque managements of both engine and brake systems provides drivers with safer driving conditions such as avoiding an accident in extremely dangerous situations. Therefore, not only sensitive responses of vehicle sensors for accurate judgments of vehicle status but also precise controls of actuators for ensuring vehicle stability are required. Most commercialized ESC systems have limitations in extreme conditions because of structural delays of calculation and responses caused by conventional estimating mechanism of vehicle status based on vehicle

speed, yaw rate, and steering input, etc. There have been several studies to develop an advanced ESC system based on a direct measuring technology of wheel forces in accordance with the increased interests in overcoming the limitations.

In this study, performances of an advanced ESC system based on wheel force measurement and the conventional ESC system based on yaw rate are compared in response time differences. Simple algorithms for those systems are also suggested and analyzed with a development of a precise analytical model of a target vehicle in vehicle dynamic simulation environments. Effectiveness of the suggested system and algorithm are verified with a vehicle test based on a rapid control prototyping platform. To examine the performance differences in detail, an extremely worst test scenario based on a conventional test mode for ESC system is suggested. Then, the effectiveness of the suggested algorithm is evaluated and verified as well.

Main contributions of this study may be summarized as follows.

Firstly, it is quantitatively verified by analytic methods and vehicle tests that response time and performance of the suggested ESC system employing wheel force measurement technology are superior to the conventional ESC system limited in improving performances due to a fundamental sensing mechanism of vehicle yaw information including structural delay from wheel dynamics to the yaw rate sensor that may cause a lagged response.

Secondly, characteristics of NVH, Noise, Vibration and Harshness, are improved by a marked decrease in activating rates of

brake control as the suggested ESC system stabilize the vehicle more quickly. This improvement not only make drivers' unpleasant feeling better, but also meet the higher requirements of durability of ESC system as increasing demands of ADAS, Advanced Driver Assistance System, for premium vehicles.

Finally, a path departure distance and yaw angle are suggested as novel performance indexes for evaluation of active chassis control systems being advanced more and more such as a unified chassis control and next generation electronic stability control, etc., as well as the suggested ESC system employing wheel force measuring technology. As analyzing both systems with respect to the suggested performance indexes, the stabilizing performance of the suggested ESC system is remarkably improved in the extremely dangerous driving conditions.

Key words: vehicle stability, over-steer, under-steer, yaw rate, wheel lateral force, performance index, path departure distance

Student Number : 2005-30242

Appendix

차량 동역학 모델 개발

1. 차량 동역학 모델링

차량동역학 해석 모델로 선정한 대상차량은 국내 H사의 SUV(Sports utility vehicle, Figure A1 참조)차량으로 전륜 구동(Front wheel drive), 5단 자동변속기 차량이다. 차량의 종방향 특성을 크게 좌우하는 구동시스템(powertrain)에 대한 기초 모델링과 전차량 모델링에 필요한 주요 치수를 확인하기 위하여 차량의 제원 분석을 수행하였다. 대상차량은 최대 7인승의 4기통 2.2L 디젤 엔진 차량으로 최고출력 158ps/4,000rpm, 최대토크 36kgm/2,000rpm의 성능을 낸다. 현가시스템은 전륜은 맥퍼슨 스트럿(Macpherson strut), 후륜은 멀티링크(Multi link) 방식이다.(Table A1 참조)

제원분석에 이어 차량의 횡방향 동특성에 큰 영향을 미치는 현가시스템(suspension) 모델링을 진행하였다. 하드포인트 3차원 측정을 하는데 이때는 다관절 로봇 형태의 3차원 측정기를 이용했다. Figure A2는 대상차량 현가시스템의 기구학 모델링에 필요한 하드포인트 측정 작업을 수행하고 이로부터 3D model 데이터를 추출해내는 과정을 보여준다.



Figure A1. Target vehicle(2.2L diesel engine, FF type driveline, 5AT)

Table A1. Target vehicle specification

Item	Specification
Length (mm)	4,675
Width (mm)	1,890
Height (mm)	1,725(1,795)
Tread - front (mm)	1,615
Tread - rear (mm)	1,620
Wheelbase (mm)	2,700
Weight (kg)	1,815
Engine type	2.2L VGT 4cylinder diesel,
Engine volume (cc)	2,188
Maximum power (ps/rpm)	158/ 4,000
Maximum torque (kg *m/rpm)	36 / 2,000
Drive type	FF
Transmission	5 AT

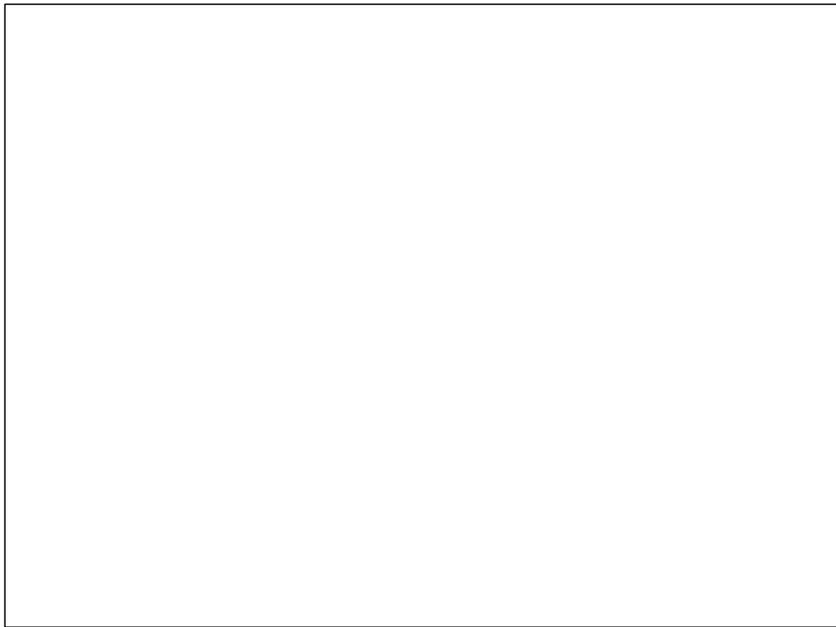
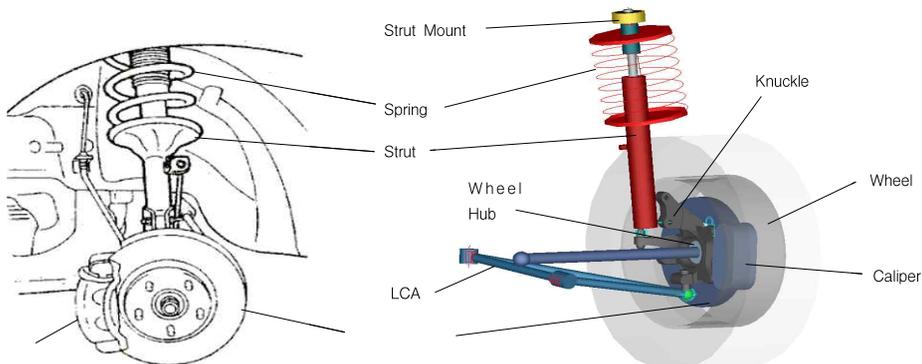


Figure A2. Scanning work of the 3D hard-point for the vehicle suspension system(upper figure) and scanning results(lower figure)

현가시스템에 들어가는 각 부품들의 특성은 이후 만들어질 차량의 동특성에 영향을 미치므로 각 부품별 특성 시험을 수행하여 모델에 반영하였다. Figure A3은 댐퍼 및 부시, 스프링의 특성 시험 장면을 보여준다. 위의 하드포인트 측정결과와 각 부품별 특성을 반영하여 Figure A4 ~ A5와 같이 전륜과 후륜에 대한 현가시스템 부분 모델을 개발하였으며, Figure A6은 전륜과 후륜 현가시스템을 결합한 기초적인 전차량(full-car) 모델을 보여준다.



Figure A3. Suspension components test(from left : damper, bush, spring)



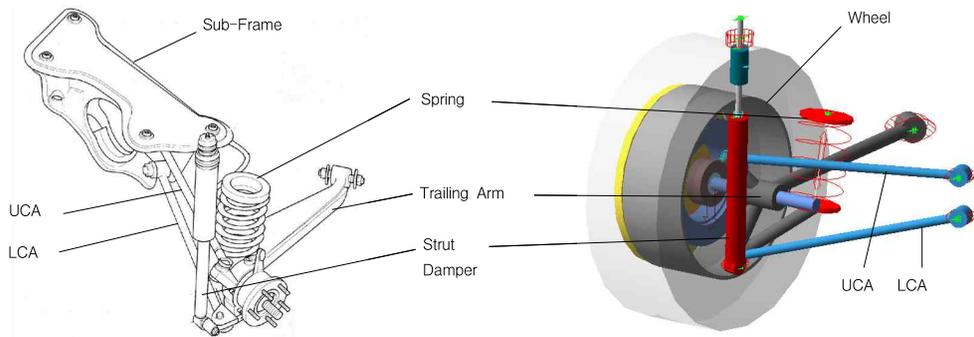


Figure A5. Rear suspension system modeling(Multi link type)

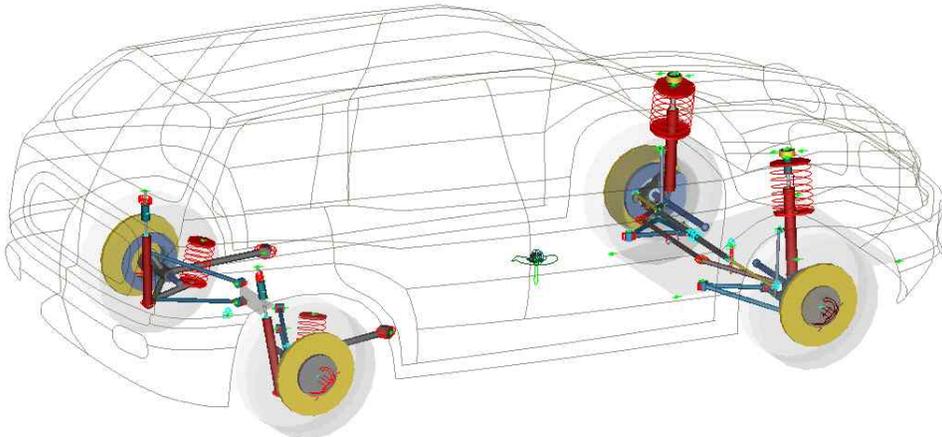


Figure A6. Basic full car modeling (SW : ADAMS.Car)

현가시스템과 더불어 차량의 무게 중심 위치는 차량 동역학모델에서 매우 중요한 변수로서 평판형 저울 4개를 이용하여 평지와 경사지에서 네 바퀴에 걸리는 하중을 측정하고 다음의 수식을 이용하여 무게 중심의 위치(, ,)를 계산하였다.

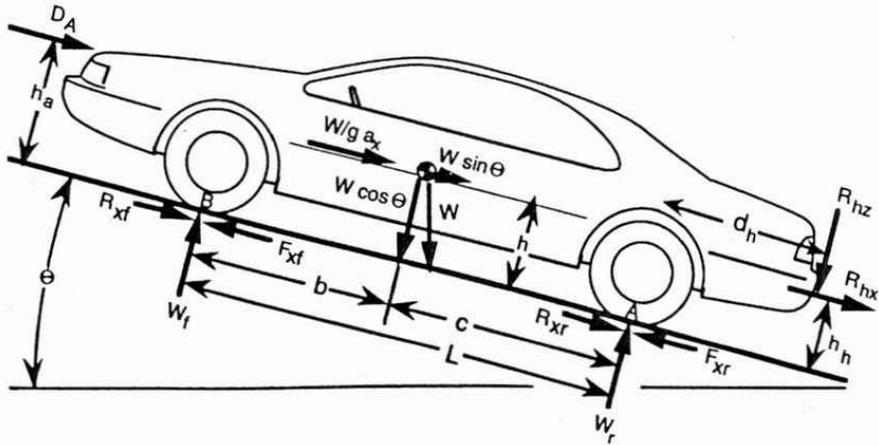


Figure A7. Longitudinal vehicle dynamic model

$$W_{f_{plane}} = W \frac{c}{L} \quad (A-1)$$

$$W_{f_{slope}} = \frac{W(c \cos \theta + h \sin \theta)}{L} \quad (A-2)$$

여기서 W 는 차량 무게, $W_{f_{plane}}$ 와 $W_{f_{slope}}$ 는 각각 평지와 경사에서 전륜에 걸리는 수직하중, L 은 축거(wheelbase), θ 는 경사각을 의미한다.

조향휠의 각도와 타이어휠의 각도관계를 측정하기 위해 Figure A8과 같이 턴테이블을 설치하여 조향각 센서에서 신호를 받아 60도씩 조향휠을 움직이면서 타이어휠의 각도를 측정하였고 이로부터 조향시스템의 기구학 모델링을 하였다.

Left

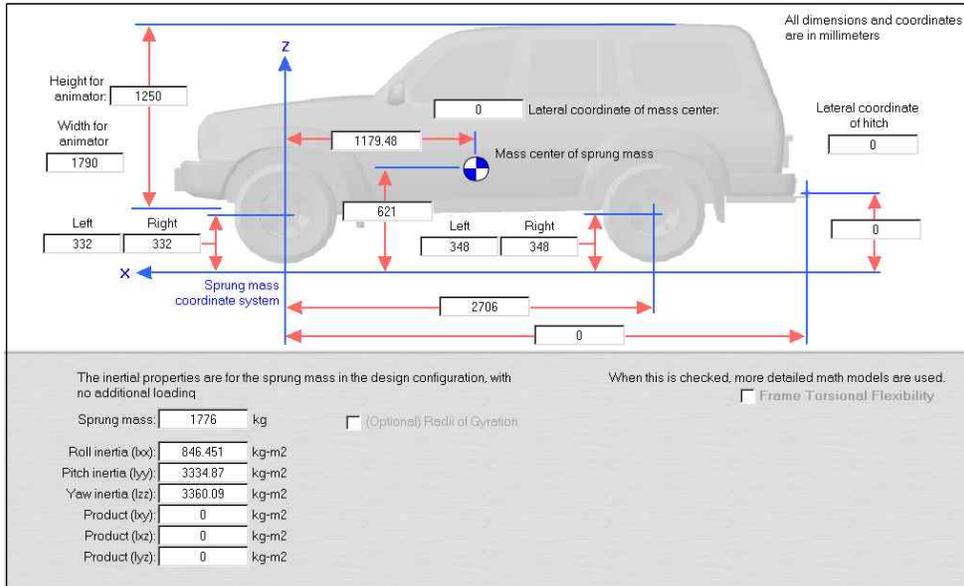
Right

Figure A8. Measurement of the relation between steering wheel angle and wheel steer angle

제원표와 3차원 측정, 단품 특성시험 데이터로부터 ADAMS.Car SW를 이용하여 전륜과 후륜의 현가시스템과 조향시스템 모델을 개발하였다. 그리고 현가시스템 모델을 이용한 반차량(half-car) 시뮬레이션을 통해 차량동역학 모델에서 가장 중요한 변수 중 하나인 현가시스템의 K&C(Kinematic & Compliance) 데이터를 추출하였다. 현가시스템 뿐 아니라 구동시스템을 포함한 전차량(full-car) 동역학모델링은 CarSim SW 틀에서 이루어졌다. 이때 구동시스템 모델링에 필수적인 엔진의 토크 맵과 변속기 맵은 제원표 분석값을 기초로 추정된 간이 모델을 입력하였으며 이후에 구동시스템 특성 평가 실차시험을 통해 보다 정교한 모델로

고도화했다. 대상차량은 5단 자동변속기가 적용되며 변속기 기어비와 실차시험에서 WOT(Wide Open Throttle)로 가속한 데이터를 이용하여 해석모델의 변속맵을 보완했다.

Figure A9 ~ A11은 CarSim SW 툴로 모델링된 차량모델의 입력값을 보여준다.



Kinematics

Nominal steering gear ratios
Front: 16.47 deg/(deg or mm)
Rear: 16.47 deg/(deg or mm)

Rear steering: Steer Gain vs. Speed
No Rear Steering

Road-Wheel Steer vs. Geared-Down Input Steer

Right front wheel: Steering kinematics
Linear

Left front wheel: Steering kinematics
Linear

Right rear wheel: Steering kinematics
Linear

Left rear wheel: Steering kinematics
Linear

Compliance

Front compliance: Steering compliance
SUV - 0.002 deg/N-m

Rear compliance: Steering compliance
SUV - 0.002 deg/N-m

Speed-Sensitive Ground-Friction Steer Torque

Right front wheel
Left front wheel

Right rear wheel
Left rear wheel

The steering of the wheels is determined by properties of both the steering system and the suspension. This library assembles the properties of the steering system.

Nonlinear functions combine with nominal gear ratios to define the kinematical relationship between the steering wheel angle from the driver and the road wheels.

Compliance effects are defined by nonlinear torque (at the kingpin) vs. steer tables.

The kingpin geometry for each wheel affects the total torque around the kingpin (steering axis). This torque causes compliance steer and also determines the torque felt by the driver at the steering wheel.

Kingpin lateral offset: Positive when the wheel center is outboard of the kingpin axis at the wheel center height.

Side view offset: Positive when the wheel center is rearward of the kingpin axis at the wheel center height.

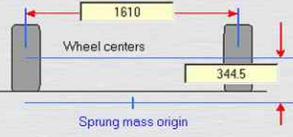
Compliance effects are reduced below this speed to prevent numerical instabilities:
Front: 1.5 km/h, Rear: 1.5 km/h

Kingpin Geometry

Steering wheel torque: 1/20

	Left-Front	Right-Front	Left-Rear	Right-Rear	
Lateral offset @ center:	73.62	73.62	100	100	mm
Kingpin inclination:	13.03	13.03	8	8	deg
X coord. of KP @ center:	-1	-1	0	0	mm
Caster angle:	4.714	4.714	1	1	deg

Figure A9. Input data for vehicle modeling with CarSim SW (1/3)

Mass and Inertia		Kinematics Based on Jounce	
Unsprung mass (both sides): <input type="text" value="132.6"/> kg		Specify jounce at design load: <input type="text" value="10"/> mm (Left) <input type="text" value="10"/> mm (Right)	
Spin inertia for each wheel: Left: <input type="text" value="9"/> kg-m ² Right: <input type="text" value="9"/> kg-m ²		Wheel Dive Movement Due to Jounce Left wheel dive (caster change): Dive table <input type="text" value="CM Front Spin angle Ver.1.0 Analysis"/> Right wheel dive (caster change): Dive table <input type="text" value="CM Front Spin angle Ver.1.0 Analysis"/> Left wheel X: Longitudinal Movement <input type="text" value="CM Front Longitudinal Ver.1.0 Analysis"/> Right wheel X: Longitudinal Movement <input type="text" value="CM Front Longitudinal Ver.1.0 Analysis"/>	
 <p>Dimensions are in millimeters.</p> <p>Lateral coordinate of suspension center: <input type="text" value="0"/> mm</p> <p>Note: No roll center location is specified because the location and movement of the roll center are implied by the kinematic data.</p>		Wheel Roll Movement Due to Jounce Left wheel camber: Camber <input type="text" value="CM Front Camber Ver.1.0 Analysis"/> Right wheel camber: Camber <input type="text" value="CM Front Camber Ver.1.0 Analysis"/> Left wheel lateral (+Y): Lateral Movement <input type="text" value="CM Front Lateral Ver.1.0 Analysis"/> Right wheel lateral (+Y): Lateral Movement <input type="text" value="CM Front Lateral Ver.1.0 Analysis"/>	
Static Alignment Settings Camber: Left <input type="text" value="-0.5"/> deg Right <input type="text" value="-0.5"/> deg Toe: Left <input type="text" value="0"/> deg Right <input type="text" value="0"/> deg		Toe (Steer) Due to Jounce Left wheel toe: Toe <input type="text" value="CM Front Toe Ver.1.0 Analysis"/> Right wheel toe: Toe <input type="text" value="CM Front Toe Ver.1.0 Analysis"/>	

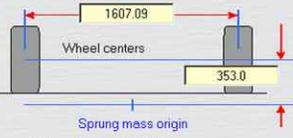
Mass and Inertia		Kinematics Based on Jounce	
Unsprung mass (both sides): <input type="text" value="128.6"/> kg		Specify jounce at design load: <input type="text" value="10"/> mm (Left) <input type="text" value="10"/> mm (Right)	
Spin inertia for each wheel: Left: <input type="text" value=".9"/> kg-m ² Right: <input type="text" value=".9"/> kg-m ²		Wheel Dive Movement Due to Jounce Left wheel dive (caster change): Dive table <input type="text" value="CM Rear Spin angle Ver.1.0 Analysis"/> Right wheel dive (caster change): Dive table <input type="text" value="CM Rear Spin angle Ver.1.0 Analysis"/> Left wheel X: Longitudinal Movement <input type="text" value="CM Rear Longitudinal Ver.1.0 Analysis"/> Right wheel X: Longitudinal Movement <input type="text" value="CM Rear Longitudinal Ver.1.0 Analysis"/>	
 <p>Dimensions are in millimeters.</p> <p>Lateral coordinate of suspension center: <input type="text" value="0"/> mm</p> <p>Note: No roll center location is specified because the location and movement of the roll center are implied by the kinematic data.</p>		Wheel Roll Movement Due to Jounce Left wheel camber: Camber <input type="text" value="CM Rear Camber Ver.1.0 Analysis"/> Right wheel camber: Camber <input type="text" value="CM Rear Camber Ver.1.0 Analysis"/> Left wheel lateral (+Y): Lateral Movement <input type="text" value="CM Rear Lateral Ver.1.0 Analysis"/> Right wheel lateral (+Y): Lateral Movement <input type="text" value="CM Rear Lateral Ver.1.0 Analysis"/>	
Static Alignment Settings Camber: Left <input type="text" value="-1.0"/> deg Right <input type="text" value="-1.0"/> deg Toe: Left <input type="text" value="0.1"/> deg Right <input type="text" value="0.1"/> deg		Toe (Steer) Due to Jounce Left wheel toe: Toe <input type="text" value="CM Rear Toe Ver.1.0 Analysis"/> Right wheel toe: Toe <input type="text" value="CM Rear Toe Ver.1.0 Analysis"/>	

Figure A10. Input data for vehicle modeling with CarSim SW (2/3)

Vertical Force Use tire force table

Effective rolling radius: mm

Spring rate: N/mm

Maximum allowed force: N

Tire vertical force is proportional to the tire radial deflection, and characterized by a spring rate. The effective rolling radius relates forward speed to angular spin.

Animator Settings

Tire width: mm

Use custom animator description

Animator: STL Group

Small SUV

The animator description should be for a wheel on the left-hand side of the vehicle. (It is automatically flipped when used on the right-hand side.)

Rolling Resistance

$F_{x_rr} = F_z * R_{r_surf} * (R_{r_c} + R_{r_v} * V_x)$

R_{r_c} : -

R_{r_v} : h/km

The X, Y, Z axes define the tire/ground coordinate system

Shear Forces and Moments

Model Option: Internal Tire Model

Longitudinal force: Tire: Fx
CM 235/65R17 Fx

Lateral force: Tire: Fy
CM 235/65R17 Fy

Aligning moment: Tire: Mz
CM 235/56R17 Mz

Camber thrust
Constant @ -60

Dynamic Properties

Tire spin moment of inertia (added to the spin inertia of the wheel): kg-m2

Tire Lag

Tire force or moment

L for Fx: mm

L for Fy and Mz: mm

The models use modified equations to simulate tire lag at speeds below this threshold.

Cut-off speed: km/h

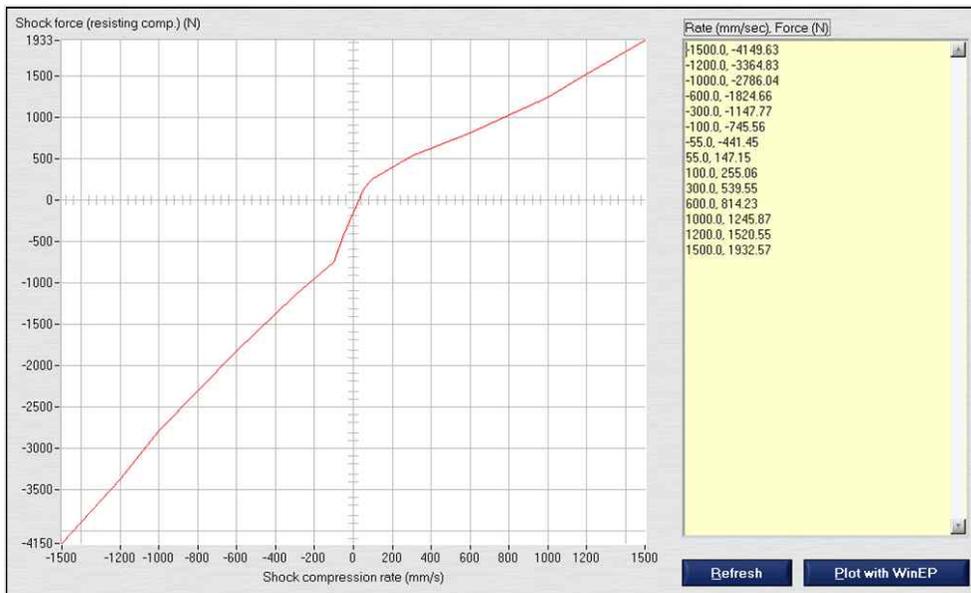


Figure A11. Input data for vehicle modeling with CarSim SW (3/3)

2. 대상차량 실차시험

차량 동역학 전용 S/W를 이용하여 1차 완성한 차량 동역학모델의 튜닝 기준 데이터로 활용하면서 완성된 차량 동역학모델의 정밀도를 검증하기 위해 대상 차량에 대한 실차 주행시험을 실시하였다. 실차 주행시험에서는 차량 모델을 검증하기 위한 일반적인 R&H 차량 거동시험을 수행하였고 이때 시험조건은 각종 주행 성능시험 규격에 따랐다.

실차 시험 수행 중 차량의 거동 및 ECU에서 발생하는 여러 가지 신호를 계측하기 위해 총 62개의 신호를 측정하였다. WFT(Wheel Force Transducer)를 통해 차량의 네 휠에서 받는 6축(Fx, Fy, Fz, Mx, My, Mz) 하중과 속도를 계측하고, 브레이크 제어 압력을 별도의 압력센서를 통해 계측하였다. 자이로 플랫폼(gyro-platform) 장비를 이용하여 차량 중심에서의 3축 방향 가속도와 요율(yaw rate), 롤각(roll angle), 피칭각(pitching angle)을 계측하였다. 그밖에도 조향각 센서, GPS(Global Positioning Sensor), 스트레인게이지, 가속도 센서 등을 설치하여 차량의 동적거동 특성을 계측할 수 있도록 하였다. Table A2는 주요 측정 신호 및 센서 특성을, Figure A12는 시험차량에 설치한 측정 센서 및 데이터 획득 장치 설치 예를 보여주고 있다.

Table A3은 대상차량 동특성 시험 평가 항목들을 보여주고 있다. 차량의 횡방향 특성을 보기위한 시험으로 J-turn, Lane-change, Slalom 등을 진행하였다.

Figure A13은 준비를 마친 대상차량으로 동특성 시험을 수행하는 모습

을 보여준다. 실차시험은 자동차부품연구원의 부품성능 시험로(proving ground)에서 실시하였다. Figure A14는 결과 데이터 예를 보여준다.

Table A2. Instrumentation for target vehicle dynamic characteristics during the vehicle driving test evaluation and measured signals

Equipment	Position	Signal	ch.
WFT.	Front/Rear 4 Whee	Wheel Force (Fx,Fy,Fz,Mx,My,Mz,V)	28
Brake pressure	Front/Rear 4 Whee	Brake pressure	4
Steering Wheel Sensor	Steering Wheel	Torque, Angle	2
Gyro-Platform (RT-3000)	Vehicle center	3-axis Acc., yaw rate, roll angle, pitching angle	6
GPS	Vehicle center	Velocity (longtudinal, lateral)	2
Strain gauge	Front/Rear spring 4 coner	axial load	4
	Front/Rear damper 4 coner	axial load	4
Accelerometer	Strut top mount 4 coner	3-axis acceleration	12
DAQ (SOMAT)	Rear seat	NVH : 2000Hz R &H : 200Hz	-
Total			62 ch.

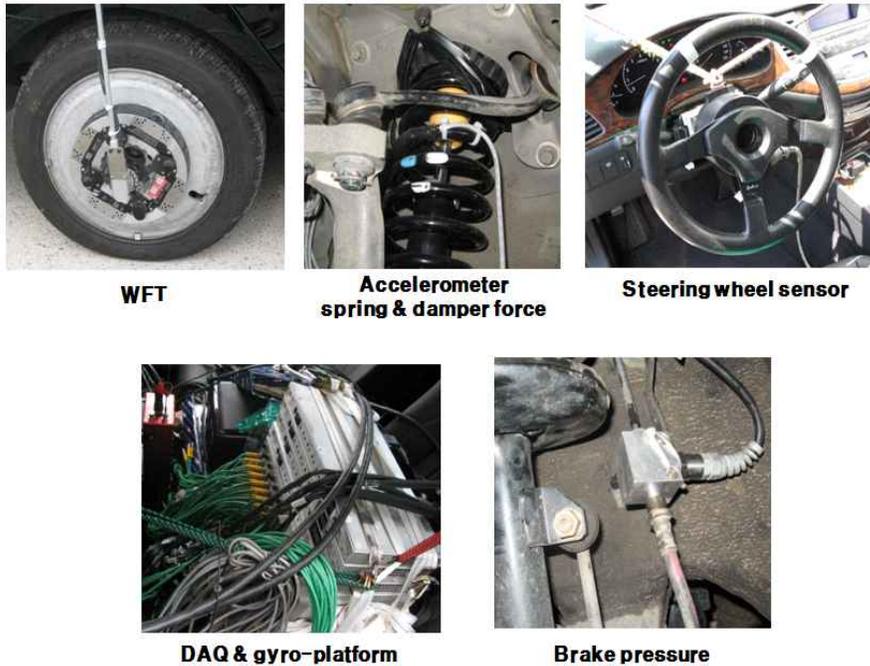


Figure A12 Vehicle driving test device installation for dynamic characteristics evaluation of the target vehicle

Table A3 Target vehicle dynamic characteristics evaluation items

Evaluation items		Procedure
Open loop	Impulse Input	80km/h, Steering(0.4g)
	Step Input (J-turn)	80km/h, Steering(0.4g)
	Slalom	80km/h
	Sine Wave	60km/h, 60 deg (0.5, 1.0Hz)
Closed loop	Single Lane Change	80 km/h



Figure A13 Vehicle test at proving ground

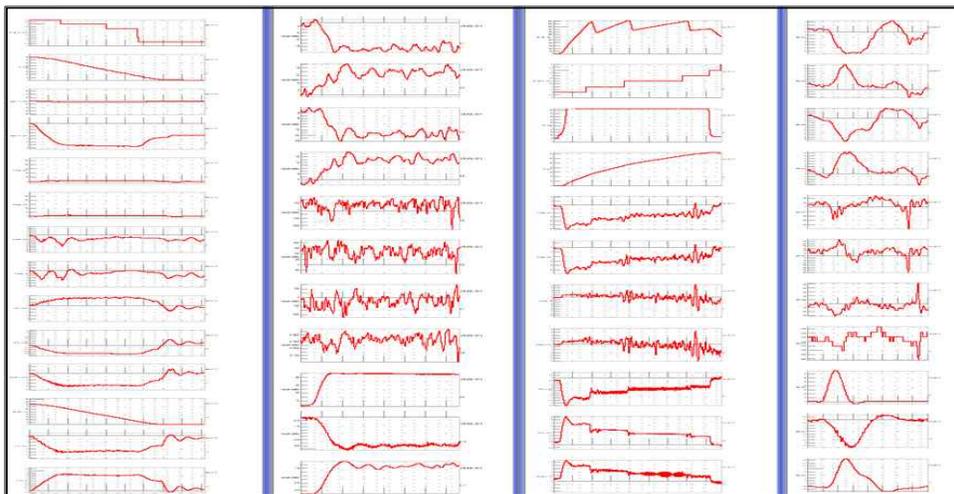
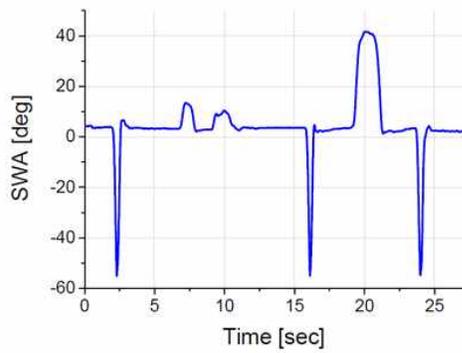


Figure A14. Vehicle test data

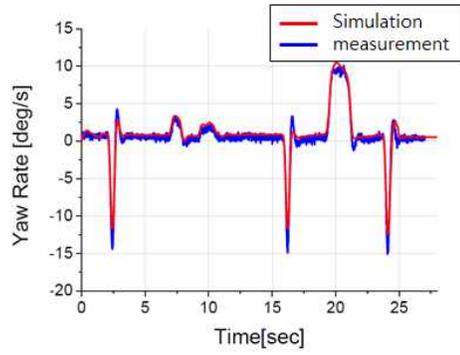
3. 차량 동역학모델의 검증

앞에서 개발한 차량 동역학모델의 정밀도 및 신뢰성을 확인하기 위하여 실차 주행시험과 동일한 시험 조건에서 Pulse Steer, Step Steer, Lane Change, Slalom 입력을 넣어 해석을 수행하였다. 이 결과를 실차 주행시험 결과와 비교 평가하여 차량 동역학모델을 검증하였다.

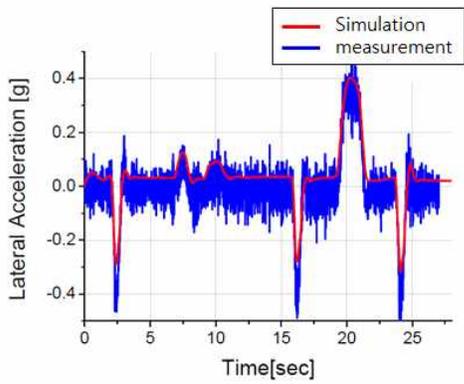
Figure A15는 차량 동역학모델의 동적 특성 검증을 위한 CarSim 모델 해석 입력데이터(Pulse Steer, Step Steer, Lane Change, Slalom)와 그에 따른 해석결과를 실차시험 결과와 비교하여 보여주고 있다. 대상차량 동특성 해석 결과와 실차 동특성 시험 결과를 비교해본 결과 해석 결과는 실제 차량의 동특성을 대체로 잘 반영하고 있음을 알 수 있었으며, 과도 응답 및 정상상태 응답 모두 시험 차량의 응답특성과 대체로 일치하는 경향을 나타내고 있음을 알 수 있었다.



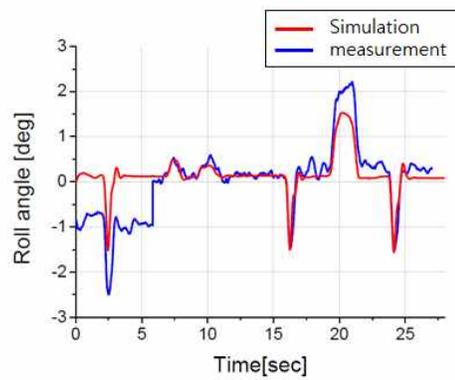
(a)



(b)



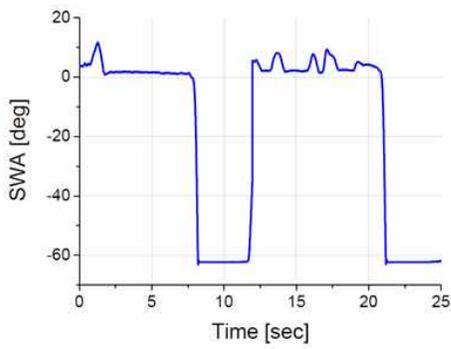
(c)



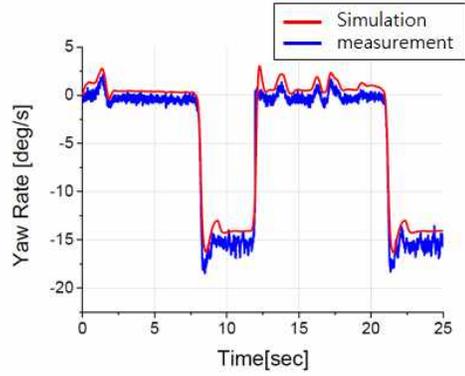
(d)

Figure A15. Vehicle dynamic model verification result with respect to Pulse Steer Input(80km/h)

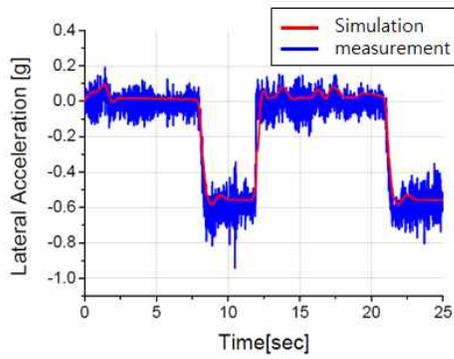
(a)Steering input (b)Yaw rate (c)Lateral acceleration (d)Roll angle



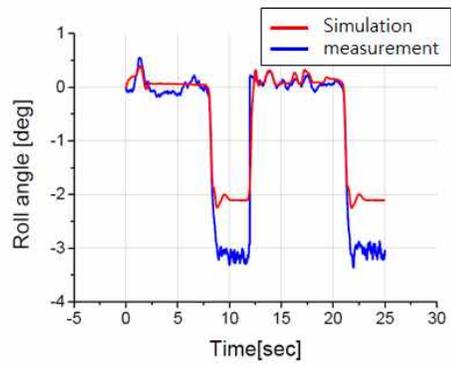
(a)



(b)



(c)



(d)

Figure A16. Vehicle dynamic model verification result with respect to Step Steer Input(80km/h)

(a)Steering input (b)Yaw rate (c)Lateral acceleration (d)Roll angle

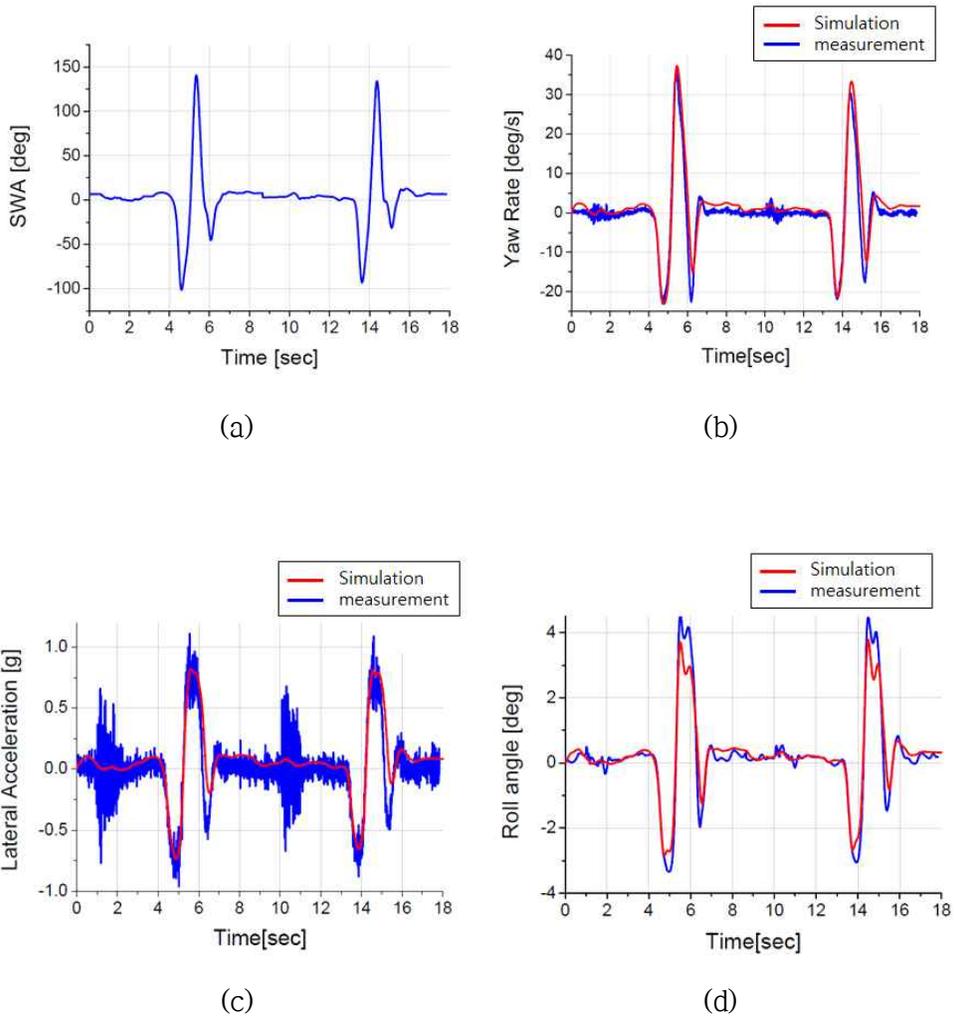


Figure A17. Vehicle dynamic model verification result with respect to Lane Change Input(100km/h)

(a)Steering input (b)Yaw rate (c)Lateral acceleration (d)Roll angle

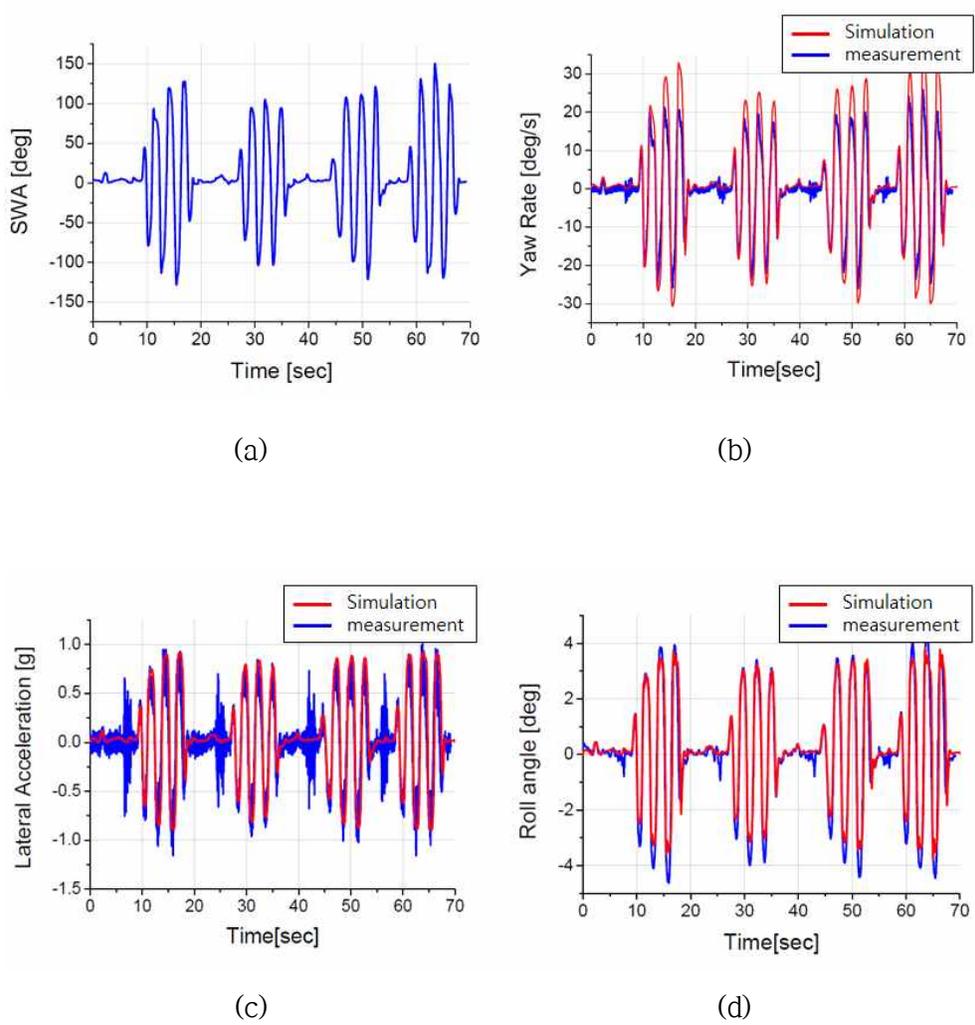


Figure A18. Vehicle dynamic model verification result with respect to Slalom Input(80km/h)

(a)Steering input (b)Yaw rate (c)Lateral acceleration (d)Roll angle