

การออกแบบระบบควบคุมขับเคลื่อนสี่ล้ออิสระสำหรับรถแข่งไฟฟ้า

Design of Independent Four-wheel Drive Control System

for Formula Student Electric Racecar



ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล หลักสูตรวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ปีการศึกษา 2564

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การออกแบบระบบควบคุมขับเคลื่อนสี่ล้ออิสระสำหรับรถแข่งไฟฟ้า

Design of Independent Four-wheel Drive Control System

for Formula Student Electric Racecar



ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล หลักสูตรวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ปีการศึกษา 2564

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Design of Independent Four-wheel Drive Control System  
for Formula Student Electric Racecar



Thanatip Rassadornvijit

Thanawut Boonket

Sittichok Ketrach

A THESIS SUBMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT  
OF THE REQUIREMENT FOR THE DEGREE OF  
BACHELOR OF ENGINEERING IN MECHANICAL ENGINEERING  
FACULTY OF ENGINEERING  
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

2021

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปริญญาโทปีการศึกษา 2564

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล หลักสูตรวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เรื่อง การออกแบบระบบควบคุมขับเคลื่อนสี่ล้ออิสระสำหรับรถแข่งไฟฟ้า

Design of Independent Four-wheel Drive Control System for Formula Student

Electric Racecar

ผู้จัดทำ

1. นายธนธิป ราชภูริจิตร รหัสประจำตัว 61010464
2. นายธนาวุธ บุญเกตุ รหัสประจำตัว 61010469
3. นายสิทธิโชค เกตุราช รหัสประจำตัว 61011111



อาจารย์ที่ปรึกษา

(ผศ.ดร.อนุนต์ พิณโสภณ)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## การออกแบบระบบควบคุมขับเคลื่อนสี่ล้ออิสระสำหรับรถแข่งไฟฟ้า

นายธนาริป ราชฎรวิจิตร 61010464

นายธนาวุธ บุญเกตุ 61010469

นายสิทธิโชค เกตุราช 61011111

ผศ.ดร.อุนนต์ พิณโสภณ อาจารย์ที่ปรึกษา

ผศ.ดร.ณัฐวุฒิ เตไปวา อาจารย์ที่ปรึกษาร่วม

ปีการศึกษา 2564

### บทคัดย่อ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้ เป็นงานวิจัยที่ศึกษาและออกแบบระบบควบคุมขับเคลื่อนสี่ล้ออิสระที่มีการกระจายแรงบิดสำหรับรถแข่งไฟฟ้า เพื่อช่วยเพิ่มสมรรถนะในการเข้าโค้ง โดยทำการศึกษาพฤติกรรมระหว่างเข้าโค้งของรถยนต์ ในงานวิจัยนี้ได้ศึกษาแบบจำลองเชิงเส้นสองมิติ (Bicycle Model) โดยสร้างแบบจำลองและสิ่งแวดล้อมในการจำลองโดยใช้โปรแกรม MATLAB Simulink โดยมีตัวแปรอินพุตเป็นองศาการหมุนของพวงมาลัย (Steering Angle) และตัวแปรเอาต์พุตเป็นอัตราการหมุนรอบแกน Z และความเร็วด้านข้าง จากนั้นได้ทำการเปรียบเทียบผลการจำลอง โดยใช้ข้อมูลจากงานวิจัยอ้างอิง ที่ตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลองเทียบกับแบบจำลองรถยนต์ย่อบางส่วน ให้ผลสอดคล้องกับงานวิจัยที่อ้างอิง แบบจำลองที่ผ่านการตรวจสอบความถูกต้องได้นำมาใช้ในการออกแบบระบบควบคุม โดยใช้ข้อมูลของรถแข่งไฟฟ้า แบบจำลองได้ถูกปรับแต่ง โดยการเพิ่มตัวแปรอินพุต คือ โมเมนต์หันเหซึ่งเกิดการกระจายแรงบิดที่แตกต่างกันไปแต่ละล้อ โมเมนต์หันเหส่งผลโดยตรงกับอัตราการหมุนรอบแกน Z ตัวควบคุมคอยปรับเพิ่มลด โมเมนต์หันเห เพื่อให้การตอบสนองใกล้เคียงกับค่าอ้างอิง อัตราการหมุนรอบแกนที่สภาวะคงตัวมากที่สุด การออกแบบตัวควบคุมและปรับแต่งใช้โปรแกรม MATLAB ในการออกแบบตัวควบคุมได้มีการเพิ่มเทคนิค Gain-scheduling เพื่อให้ระบบควบคุมสามารถนำงานที่ความเร็วต่างๆของตัวรถได้เป็นอย่างดี ผลลัพธ์ที่ได้จากตัวควบคุมคือ โมเมนต์หันเห ซึ่งจะนำไปคำนวณหาแรงบิดที่แต่ละล้อ ที่จะทำให้รถเข้าโค้งได้ดีขึ้น และไม่มีอาการลื่นไถล จากผลการจำลองเบื้องต้นในโปรแกรม MATLAB สรุปได้ว่า ระบบควบคุมขับเคลื่อนสี่ล้อแบบกระจายแรงบิดสามารถเพิ่มสมรรถนะในการเข้าโค้งของรถแข่งไฟฟ้าได้ โดยสังเกต

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ได้จากรัศมีการเข้าโค้งที่แคบกว่า 1-2 เมตร และมีค่าคลาดเคลื่อนขององศาการหมุนรอบแกน z ที่น้อยกว่ารถที่ไม่มีระบบควบคุมกระจายแรงบิดอยู่ที่ 0.3995 rad และ 0.9091 rad ตามลำดับ นอกจากนี้ยังมีความเร็วในการตอบสนองไวกว่าอยู่ที่ 0.026 วินาที เมื่อสังเกตจากผลการตอบสนองของตัวแปรอินพุต Double Lane Change

คำหลัก : การกระจายแรงบิด, รถแข่งไฟฟ้าสูตรนักศึกษา , ตัวควบคุม PI , แบบจำลองพลศาสตร์ยานยนต์สองมิติ, ระบบขับเคลื่อนสี่ล้อ



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Design of Independent Four-wheel Drive Control System  
for Formula Student Electric Racecar

Thanatip Rassadornvijit 61010464

Thanawut Boonket 61010469

Sittichok Ketrach 61011111

Asst.Prof.Dr.Unnat Pinsopon Advisor

Asst.Prof.Dr.Nattawoot Depaiwa Co-advisor

Year 2021

**ABSTRACT**

This thesis is a research study that studied and designed an independent four-wheel drive control system with torque vectoring for electric racing cars to increase cornering performance, by studied the behavior during the cornering of the car. In this research, a 2DOF linear model (Bicycle Model) was studied. The model and simulation were created by using the MATLAB Simulink. The input variable was the steering angle and the output variables were the yaw rate and the lateral velocity. Then the simulation results were compared by using data from reference research that validates the accuracy of a model against a miniature car model. The results were consistent with the referenced research. A validated model was used in the design of the control system by using the data of electric racing cars. The model has been modified by adding an input variable, the yaw moment, which causes a different torque distribution for each wheel. The yaw moment directly affected the yaw rate. The control adjusted the yaw moment increments so that the response was close to the reference value that was desired yaw rate at steady-state cornering. Control design and tuning was done on MATLAB software. In the controller design, Gain-scheduling has been added to allow the control system to be able to work at various speeds of the car. The result

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

of the controller was the yaw moment, which was used to calculate the torque at each wheel. That made the car better cornering and no slipping. Based on the preliminary simulation results in MATLAB, it was concluded that the Independent four-wheel drive control system with torque vectoring could improve the cornering performance of the electric racing car. This could be observed from a narrower cornering radius about 1-2 meter and the error for the degree of rotation around the z-axis were lower than the car without torque vectoring at 0.3995 rad and 0.9091 rad, respectively. It also had a faster response speed of 0.026 s when observed from the response of the Double Lane Change input.

Keywords: Torque Vectoring, Formula Student Electric, PI controller, 2DOF Vehicle Dynamics Model. Four-wheel drive control system.



## กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์เล่มนี้สำเร็จได้เนื่องจากอาจารย์ที่ปรึกษา ผศ.ดร.อุจน์ต์ พิณโสภณ และ อาจารย์ที่  
ปรึกษาร่วม ผศ.ดร.ณัฐวุฒิ เตไปวา ที่ช่วยให้คำแนะนำแก้ไขปัญหาและให้ความรู้มาโดยตลอด

ขอขอบคุณอาจารย์ประจำภาควิศวกรรมเครื่องกล และ รศ.ดร.วิฑาดา เจษฎารัตนชัย  
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบังที่คอยให้คำปรึกษาและชี้แนะแนวทางใน  
การดำเนินงานวิทยานิพนธ์

ขอขอบคุณเพื่อนๆและพี่ๆในภาควิศวกรรมเครื่องกล สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณ  
ทหารลาดกระบังที่ให้คำปรึกษาและแนะนำข้อมูลต่างๆ

สุดท้ายนี้ข้าพเจ้าขอขอบคุณบิดามารดา ที่คอยสนับสนุนทำให้ข้าพเจ้าทำเล่มวิทยานิพนธ์นี้  
สำเร็จได้อย่างสมบูรณ์ ประโยชน์ต่างๆ ที่ได้จากการศึกษาครั้งนี้ขอมอบให้แก่ผู้มีพระคุณ บุคคลทุกคน  
ที่กล่าวมาข้างต้น

นาย ธนาธิป ราชฎรวจิตร

นาย ธนาวุธ บุญเกตุ

นาย สิทธิโชค เกตุราช

# สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย.....	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	III
กิตติกรรมประกาศ.....	V
สารบัญ.....	VI
สารบัญตาราง.....	IX
สารบัญรูป.....	X
รายการคำย่อและสัญลักษณ์.....	XIV
บทที่ 1 บทนำ.....	1
1.1 ที่มาและความสำคัญ.....	1
1.2 วัตถุประสงค์.....	2
1.3 สมมติฐาน.....	2
1.4 ขอบเขตการวิจัย.....	2
1.5 ขั้นตอนการศึกษา.....	3
1.6 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	3
บทที่ 2 งานวิจัยและทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง.....	4
2.1 บทนำ.....	4
2.2 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	4
2.3 พลศาสตร์ยานยนต์ (Vehicle Dynamics).....	6
2.4 พลศาสตร์ยานยนต์บนระนาบ (Vehicle Planar Dynamics).....	7
2.5 จลนศาสตร์การบังคับเลี้ยว (Steering Kinematics).....	9
2.5.1 Ackerman's Geometry.....	9
2.5.2 มุมไถล (Slip angle).....	11
2.5.3 สัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน (Friction Coefficient).....	12
2.6 แบบจำลองพลศาสตร์ (Dynamic Model).....	12
2.7 แบบจำลองจักรยาน (Bicycle model).....	14

## สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
2.7.1 สมมุติฐาน.....	14
2.7.2 ค่าตัวแปร (Parameter).....	19
2.8 แผนภาพวัตถุอิสระของล้อ (Free Body Diagram of a Wheel).....	20
2.8.1 แรงต้านการหมุนของยาง (Rolling Resistance).....	21
2.8.2 แรงทางอากาศพลศาสตร์ (Aerodynamics Force).....	21
2.8.3 แรงในแนวตั้งและการถ่ายโอนน้ำหนัก (Vertical Force and Weight Transfer).....	22
2.9 ส่วนประกอบของรถยนต์ไฟฟ้าที่เกี่ยวข้องหัวข้อการศึกษา.....	24
2.10 ตัวควบคุม PI, PD, และ PID .....	31
2.11 ระบบควบคุมเสถียรภาพของรถ (Electronic Stability Control).....	35
บทที่ 3 การจำลองผ่านโปรแกรม MATLAB.....	37
3.1 บทนำ.....	37
3.2 การวิเคราะห์ข้อมูลเพื่อสร้างแบบจำลองเชิงเส้นของยาง (Tire Data Analysis).....	38
3.3 แบบจำลองจักรยาน (Linear Bicycle Model).....	41
3.3.1 การตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลอง.....	42
3.3.2 แบบจำลองจักรยานที่มีการเพิ่มโมเมนต์หันเหจากการกระจายแรงบิด.....	46
3.4 การวิเคราะห์คุณลักษณะของมอเตอร์ไฟฟ้า.....	49
3.4.1 มอเตอร์ไฟฟ้ากระแสตรงไร้แปรงถ่าน Brushless DC Motor.....	51
3.4.2 แบบจำลองระหว่างแรงบิดและความเร็วรอบ.....	53
3.5 แบบจำลองแรงในแนวตั้งและการถ่ายโอนน้ำหนัก.....	55
บทที่ 4 การออกแบบระบบควบคุม (Controller Design).....	56
4.1 บทนำ.....	56
4.2 ตัวแปรอ้างอิง (Reference Value).....	59
4.2.1 อัตราการหมุนรอบแกน z ที่สภาวะคงตัว (Desired Yaw Rate).....	60
4.2.2 ขีดจำกัดอัตราการหมุนรอบแกน z ที่สภาวะคงตัว .....	61
4.3 ตัวควบคุม PI.....	62
4.3.1 การปรับแต่งตัวควบคุม PI.....	65

## สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
4.3.2 Gain Scheduling.....	67
4.4 ระบบกระจายแรงบิด (Torque Vectoring).....	72
บทที่ 5 ผลการจำลอง (Simulation).....	75
5.1 บทนำ.....	75
5.2 สถานะการจำลองและตัวแปรอินพุต (Driving Maneuvers).....	75
5.3 ผลการจำลอง (Simulation Result).....	77
บทที่ 6 สรุปผล.....	90
6.1 สรุปผลการวิจัย.....	90
6.2 งานที่เกี่ยวข้องกับการวิจัยในอนาคต.....	91
บรรณานุกรม.....	92

## สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
2.1 ค่าตัวแปรที่ใช้ในการคำนวณ Ackerman's Geometry.....	9
2.2 ค่าคงที่ของยางกับพื้นผิว .....	12
2.3 ตารางแสดงค่าตัวแปรของแผนภาพวัตถุอิสระ.....	13
2.4 ค่าตัวแปรที่ใช้ในแบบจำลองเชิงเส้น.....	19
2.5 ตารางแสดงค่าตัวแปรในแผนภาพวัตถุอิสระ (Free Body Diagram) ของล้อ.....	21
2.6 ค่าของความต้านทานการหมุน.....	21
2.7 ค่าที่ใช้ในการหาแรงของอากาศพลศาสตร์.....	22
2.8 ค่าตัวแปรของการถ่ายโอนน้ำหนัก.....	22
2.9 รายละเอียดมอเตอร์คอนโทรลเลอร์.....	28
3.1 รายละเอียดของมอเตอร์ไฟฟ้ากระแสตรงไร้แปรงถ่าน Reacher D107L165-140-WC.....	47
4.1 การตอบสนองของระบบที่ไม่มีการกระจายแรงบิด.....	63
4.2 ค่าพารามิเตอร์ของระบบที่ต้องการควบคุม.....	64
4.3 Rise Time ของระบบที่มีการกระจายแรงบิด.....	66
4.4 ค่า $K_p$ , $K_i$ ที่ความเร็วต่างๆ.....	67
4.5 ค่าตัวแปรระบบกระจายแรงบิด.....	72

# สารบัญรูปภาพ

รูปที่	หน้า
1.1 รถ formular ของชมรม.....	1
2.1 Vehicle body coordinate frame.....	8
2.2 จุดศูนย์กลางการหมุนชั่วขณะ (IC) ด้วย Ackerman Geometry.....	10
2.3 มุมไถลที่ล้อด้านซ้ายหน้าของตัวรถ. ทำให้วิถีของรถเปลี่ยนไป.....	11
2.4 แผนภาพวัตถุอิสระ free body diagram ของรถ.....	13
2.5 แบบจำลองจักรยาน.....	15
2.6 แสดงค่า Cornering stiffness.....	18
2.7 แผนภาพวัตถุอิสระ (Free Body Diagram) ของล้อที่กำลังหมุน.....	20
2.8 การถ่ายเทน้ำหนักของรถ.....	23
2.9 Electric Powertrain Architecture In-wheel 4WD.....	24
2.10 Accelerator Pedal Position Sensor.....	24
2.11 การเขียนโปรแกรมรับค่าสัญญาณอนาล็อก.....	25
2.12 รูปร่างสัญญาณอนาล็อก ที่ อัตราการสุ่มตัวอย่าง 100 ms.....	25
2.13 Hall Speed Sensor.....	26
2.14 แผ่นโลหะสำหรับ Hall Speed Sensor.....	26
2.15 Invensense MPU6050.....	26
2.16 ตัวอย่างค่าองศาการหมุนและความเร่งในแกนต่างๆที่วัดได้.....	27
2.17 Rotary Encoder LPD3806-360BM-G5-24C.....	27
2.18 ตัวอย่างค่าสัญญาณที่รับได้จาก Rotary Encoder.....	28
2.19 VESC 100V 250A.....	28
2.20 หน้าต่างการทำงานของโปรแกรม VESC Tool.....	30
2.21 STM32F4 Nucleo Board.....	30
2.22 โหมดควบคุมพื้นฐานสามโหมดของการควบคุมที่แสดงในตัวควบคุม PID.....	32

## สารบัญรูปภาพ (ต่อ)

รูปที่	หน้า
2.23 แสดงตารางการใช้ Ziegler-Nichols.....	35
3.1 ขั้นตอนการทำงานวิจัย.....	37
3.2 การทดสอบประสิทธิภาพของยางในแนวด้านข้าง.....	38
3.3 แรงในแนวด้านข้างเทียบกับมุมไถล ที่ ความดันลมยาง 12 psi และมุมเอียง 0 องศา.....	39
3.4 แรงในแนวด้านข้างเทียบกับมุมไถลและเส้นตรงที่ได้จากการทำ Curve Fitting ที่แรงในแนวตั้ง 1100 N.....	39
3.5 แรงในแนวด้านข้างเทียบกับมุมไถลและเส้นตรงที่ได้จากการทำ Curve Fitting.....	40
3.6 ค่า Cornering Stiffness เทียบกับแรงในแนวตั้ง.....	40
3.7 Block Diagram แบบจำลองจักรยาน.....	41
3.8 การตอบสนองของระบบต่อองศาการหมุนของพวงมาลัย 60 deg ที่ความเร็วต่างๆ.....	42
3.9 องศาพวงมาลัย (Steering angle) ที่ใช้เป็น Input.....	44
3.10 พารามิเตอร์ของรถจากงานวิจัยที่นำมาอ้างอิง.....	44
3.11 องศาการหมุนรอบแกน Z (Yaw displacement) ที่ได้จากการจำลองในวิทยานิพนธ์นี้ (เส้นสีแดง) เทียบกับผลจากงานวิจัยอ้างอิงของรถต้นแบบ (เส้นสีน้ำเงิน) .....	45
3.12 พิกัด (x,y) ที่ได้จากแบบจำลองวิทยานิพนธ์นี้เทียบกับวิจัยที่อ้างอิง.....	46
3.13 แผนภาพวัตถุอิสระของแบบจำลองของแบบจำลองเชิงเส้นของรถ.....	47
3.14 การตอบสนองของระบบต่อโมเมนต์หันเห 1 Nm ที่ความเร็วต่างๆ.....	48
3.15 มอเตอร์ไฟฟ้ากระแสตรงไร้แปรงถ่าน Reacher D107L165-140-WC.....	50
3.16 ชุดเฟือง Planetary อัตราทด 9:1.....	50
3.17 VESC 100V 250A.....	51
3.18 Pulse Width Modulation.....	51
3.19 ความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิดและความเร็วรอบ ของมอเตอร์ไฟฟ้ากระแสตรงไร้แปรงถ่าน.....	52
3.20 ความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิดและความเร็วรอบจากข้อมูลของผู้ผลิต.....	52
3.21 ความสัมพันธ์ระหว่างแรงต้านและความเร็วรอบ.....	53
3.22 แบบจำลองมอเตอร์ไฟฟ้า.....	54

## สารบัญรูปภาพ (ต่อ)

รูปที่	หน้า
3.23 ผลการจำลองแรงบิดที่ล้อแต่ละล้อของระบบกระจายแรงบิด.....	54
3.24 แบบจำลองคำนวณแรงในแนวตั้งและการถ่ายโอนน้ำหนัก.....	55
3.25 ผลการจำลองแรงในแนวตั้งและการถ่ายโอนน้ำหนัก.....	55
4.1 โครงสร้างของระบบควบคุมขับเคลื่อนสี่ล้ออิสระของรถแข่งไฟฟ้าด้วยการกระจายแรงบิด.....	57
4.2 การเสียการทรงตัวของรถขณะเข้าโค้ง.....	57
4.3 การลดอาการ Oversteer.....	58
4.4 การลดอาการ Understeer.....	59
4.5 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างมุมบังคับเลี้ยวและความเร็วของตัวรถ.....	61
4.6 ชุดคำสั่ง MATLAB แสดงผลการตอบสนองต่ออินพุตที่เป็นฟังก์ชัน Step .....	62
4.7 เปรียบเทียบอัตราการหมุนรอบแกน z ที่สภาวะคงตัวกับระบบที่ไม่มีการกระจายแรงบิด.....	63
4.8 แสดง Block Diagram ของระบบควบคุมแบบ PI .....	64
4.9 ผลการตอบสนองต่อ Proportional และ Integral Gain ต่างๆ ที่ความเร็ว 10 m/s.....	65
4.10 เปรียบเทียบผลการตอบสนองระหว่างระบบกระจายแรงบิดและไม่มีการกระจายแรงบิด.....	66
4.11 ค่า $K_i$ ถูกปรับแต่งที่ความเร็วต่างๆ.....	67
4.12 ค่า $K_p$ ถูกปรับแต่งที่ความเร็วต่างๆ.....	67
4.13 เปรียบเทียบการปรับค่า Proportional และ Integral gain ที่ความเร็ว 15 m/s.....	68
4.14 ผลการจำลองของตัวควบคุมที่มี ค่าตัวแปรอ้างอิงที่ขีดจำกัดของยาง ที่ 15 m/s.....	69
4.15 เปรียบเทียบผลการตอบสนองของ Double Lane Change ที่ 15 m/s.....	70
4.16 เปรียบเทียบเส้นทางการเคลื่อนที่ของตัวรถของอินพุต Double Lane Change.....	70
4.17 เปรียบเทียบค่าความผิดพลาดของอินพุต Double Lane Change.....	71
4.18 แผนภาพอิสระของระบบกระจายแรงบิด.....	73
4.19 แผนผังลำดับการทำงานของระบบกระจายแรงบิด.....	74
5.1 แผนผังการทำงานของโปรแกรมจำลอง.....	75
5.2 ตัวแปรอินพุตของศกการหมุนของพวงมาลัย.....	76
5.3.1 กราฟแสดงอัตราการหมุนรอบแกน Z (rad/s) กับเวลา (s) ของการทดสอบแบบ Double Lane Change.....	77

## สารบัญรูปภาพ (ต่อ)

รูปที่	หน้า
5.3.2 กราฟความผิดพลาด (rad/s) กับเวลา (s) ของการทดสอบแบบ Double Lane Change.....	78
5.3.3 กราฟโมเมนต์หันเห (Nm) กับเวลา (s) ของการทดสอบแบบ Double Lane Change.....	78
5.3.4 กราฟแรงบิด (Nm) กับเวลา (s) ของการทดสอบแบบ Double Lane Change.....	79
5.3.5 เส้นทางการเคลื่อนที่ของตัวรถของการทดสอบแบบ Double Lane Change.....	79
5.3.6 กราฟอัตราการหมุนรอบแกน Z (rad/s) กับเวลา (s) ของการทดสอบแบบ Single Lane Change.....	80
5.3.7 กราฟความผิดพลาด (rad/s) กับเวลา (s) ของการทดสอบแบบ Single Lane Change.....	81
5.3.8 กราฟโมเมนต์หันเห (Nm) กับเวลา (s) ของการทดสอบแบบ Single Lane Change.....	82
5.3.9 กราฟแรงบิด (Nm) กับเวลา (s) ของการทดสอบแบบ Single Lane Change.....	82
5.3.10 เส้นทางการเคลื่อนที่ของตัวรถของการทดสอบแบบ Single Lane Change.....	83
5.3.11 กราฟอัตราการหมุนรอบแกน Z (rad/s) กับเวลา (s) ของการทดสอบแบบ Sine with Dwell.....	84
5.3.12 กราฟความผิดพลาด (rad/s) กับเวลา (s) ของการทดสอบแบบ Sine with Dwell.....	84
5.3.13 กราฟโมเมนต์หันเห (Nm) กับเวลา (s) ของการทดสอบแบบ Sine with Dwell.....	85
5.3.14 กราฟแรงบิด (Nm) กับเวลา (s) ของการทดสอบแบบ Sine with Dwell .....	85
5.3.15 เส้นทางการเคลื่อนที่ของตัวรถของการทดสอบแบบ Sine with Dwell .....	86
5.3.16 กราฟอัตราการหมุนรอบแกน Z (rad/s) กับเวลา (s) ของการทดสอบแบบ Ramp.....	87
5.3.17 กราฟความผิดพลาด (rad/s) กับเวลา (s) ของการทดสอบแบบ Ramp .....	87
5.3.18 กราฟโมเมนต์หันเห (Nm) กับเวลา (s) ของการทดสอบแบบ Ramp .....	88
5.3.19 กราฟแรงบิด (Nm) กับเวลา (s) ของการทดสอบแบบ Ramp .....	88
5.3.20 เส้นทางการเคลื่อนที่ของตัวรถของการทดสอบแบบ Ramp .....	89

## รายการคำย่อและสัญลักษณ์

$\alpha$  มุมไถล (Slip angle)

$\delta$  มุมบังคับเลี้ยว (Steering angle)

$\delta_l$  มุมบังคับเลี้ยวล้อซ้าย

$\delta_r$  มุมบังคับเลี้ยวล้อขวา

$\dot{\omega}$  ความเร่งเชิงมุมของล้อ

$\dot{\psi}$  อัตราการหมุนรอบแกน z

$\dot{\psi}_{des}$  อัตราการหมุนรอบแกน z ที่สภาวะคงตัว (Desired yaw rate)

$\mu_l$  ค่าสัมประสิทธิ์การยึดเกาะผิวถนนตามยาว (Longitudinal road surface adhesion coefficient)

$\mu_r$  ค่าผลรวมสัมประสิทธิ์การยึดเกาะผิวถนน (Resultant road surface adhesion coefficient)

$\mu_s$  ค่าสัมประสิทธิ์การยึดเกาะผิวถนนด้านข้าง (Lateral road surface adhesion coefficient)

$\omega$  ความเร็วเชิงมุมของล้อ

$a_x$  ความเร่งแนวตามยาวของรถ

$a_y$  การเร่งความเร็วด้านข้างของรถ

$C_{1,2,3}$  ค่าคงที่ของยาง (Tire constant)

$C_{y,f}$  ค่า Cornering stiffness ของแกนล้อหน้า

$C_{y,r}$  ค่า Cornering stiffness ของแกนล้อหลัง

$CG$  จุดศูนย์กลางถ่วง

$F_x$  แรงตามยาวที่กระทำต่อรถ

$F_y$  แรงด้านข้างที่กระทำต่อรถ

$F_z$  แรงแนวตั้ง

$F_{roll}$  แรงต้านการหมุนของล้อ (Wheel's rolling resistance)

$F_{Drag}$  แรงต้านเนื่องจากอากาศ (Drag force)

$F_{Downforce}$  แรงกดเนื่องจากอากาศ (Down force)

$C_D$  ค่าสัมประสิทธิ์แรงต้านเนื่องจากอากาศ (Drag coefficient)

$C_L$  ค่าสัมประสิทธิ์แรงกดเนื่องจากอากาศ (Down force coefficient)

$g$  ความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วง

$b$  ค่า Damping factor

$G_r$  อัตราทดเกียร์ (Gear ratio)

$h_{CG}$  ความสูงของจุดศูนย์กลางถ่วง

$R$  รัศมีวงล้อ

$I_w$  โมเมนต์ความเฉื่อยของล้อรอบแกนหมุน (Moment of inertia of the wheel around the turning axis)

$I_{zz}$  โมเมนต์ความเฉื่อยรอบแกนรถแนวตั้ง (Moment of inertia around the vertical vehicle axis)

$L$  ระยะระหว่างล้อหน้ากับล้อหลังรถ

$l_f$  ระยะจากจุดแกนพลาหน้าถึงจุดศูนย์กลาง

$l_r$  ระยะจากจุดแกนพลาหลังถึงจุดศูนย์กลาง

$m$  มวล

$M_x$  โมเมนต์ตามยาวรอบแกน  $x$

$M_y$  โมเมนต์ด้านข้างรอบแกน  $y$

$M_z$  โมเมนต์ตั้งฉากรอบแกน  $z$

$R_w$  รัศมีของล้อ

$S_s$  การไถลด้านข้างของล้อ (Lateral wheel slip)

$S_l$  การไถลตามยาวของล้อ (Longitudinal wheel slip)

$S_r$  อัตราส่วนการไถลของล้อ (Slip ratio)

$T$  แรงบิด (Torque)

$t_f$  ระยะห่างระหว่างล้อซ้ายกับล้อขวาล้อหน้า

$t_r$  ระยะห่างระหว่างล้อซ้ายกับล้อขวาล้อหลัง

$v_x$  ความเร็วตามยาวของรถ

$v_y$  ความเร็วด้านข้างของรถ

$fl$  ล้อหน้าซ้าย

$fr$  ล้อหน้าขวา

$rl$  ล้อหลังซ้าย

$rr$  ล้อหลังขวา

$x, y, z$  พิกัดคาร์ทีเซียน

$I, B, W$  กรอบอ้างอิง

$v$  ความเร็วเชิงเส้นของล้อ

$PID$  ตัวควบคุม PID (Proportional Integral Derivative)

$TV$  กระจายแรงบิด (Torque Vectoring)

# บทที่ 1

## บทนำ

### 1.1 ที่มาและความสำคัญ

ในทุกวันนี้รถที่ขับเคลื่อนด้วยพลังงานไฟฟ้าเป็นสิ่งใกล้ตัวมากขึ้น เช่น รถจักรยานยนต์ไฟฟ้า ล้อเดี่ยว ขนส่งสาธารณะหรือแม้แต่รถยนต์ไฟฟ้าส่วนบุคคล ปัจจัยที่สนับสนุนให้ตลาดเติบโตอย่างรวดเร็วเป็นผลจากรัฐบาลในหลายประเทศให้การสนับสนุนเพื่อลดการปล่อยก๊าซเรือนกระจก ในรถยนต์ไฟฟ้าขับเคลื่อนมอเตอร์ บริษัทผู้ผลิตมีการวิจัยและพัฒนาการขับเคลื่อนด้วยมอเตอร์ 2,3 หรือ 4 ตัวแทนที่จะเป็นมอเตอร์เพียงตัวเดียว การใช้มอเตอร์ที่มากขึ้นมีข้อดีอยู่หลายประการ เช่น ลดขนาดของกล่องเกียร์เพิ่มพื้นที่ภายในตัวรถ สามารถทำจุดศูนย์ถ่วง (CG) ของรถให้ต่ำลง และมีน้ำหนักที่เบาขึ้น นอกจากนี้ยังสามารถใช้ระบบอิเล็กทรอนิกส์มาพัฒนาสมรรถนะของรถได้



รูปที่ 1.1 : รถ Formula Student ของชมรม

รถแข่งสูตรนักศึกษา (Formula Student) ของทีม Initial ของสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง (รูปที่ 1.1) ในหลายปีที่ผ่านมาเป็นรถยนต์สันดาปภายในซึ่งมีลพิษจากท่อไอเสีย ปัญหาการพัฒนาเพื่อลดน้ำหนักรถทำได้ยากมากขึ้นเนื่องจากชุดส่งกำลัง (Powertrain) ที่มีน้ำหนักมากและเสียพื้นที่ภายในตัวรถจุดศูนย์ถ่วง (CG) ของรถที่ทำให้ต่ำได้ยาก และการตอบสนองของนักขับแต่ละคนไม่เหมือนกันในขณะที่รถเสียการควบคุม เช่น รถไถลเสียการควบคุมเมื่อเข้าโค้ง พวกเราต้องการพัฒนาสิ่งเหล่านี้ด้วยการออกแบบระบบควบคุมขับเคลื่อนสี่ล้ออิสระ ใช้มอเตอร์ 4 ตัว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

(4WD in-wheel) เพื่อปรับปรุงสมรรถนะของรถ ใช้การตอบสนองด้วยระบบอิเล็กทรอนิกส์ torque vectoring (TV) ช่วยในการขับขี่

การแข่งขัน Formula Student (FS) เป็นการแข่งขันด้านวิศวกรรมระดับนานาชาติที่นักศึกษาของมหาวิทยาลัยต่างๆ ได้สร้างแนวคิด ออกแบบและผลิตรถยนต์ขนาดเล็กภายใต้กฎเกณฑ์ข้อบังคับของสมาคมเพื่อแข่งขันกับผลงานสร้างสรรค์ของมหาวิทยาลัยอื่นๆ

### สนามการแข่งขัน

- Skidpad การวิ่งเป็นเลขแปดมีรัศมีคงที่
- Acceleration วิ่งทางตรง 0 - 75 เมตร
- Autocross การวิ่งรอบสนามเป็นระยะทาง 0.8 กม. เพื่อทดสอบสมรรถนะการควบคุมรถ
- Endurance การวิ่งประมาณ 22 กม. เพื่อทดสอบสมรรถนะความทนทานโดยรวมของรถ
- จะมีการเปลี่ยนคนขับเมื่อผ่านไปครึ่งทางการแข่งขันทั้งหมดนี้ถูกจำกัดกำลังไว้ที่ 80 กิโลวัตต์

### 1.2 วัตถุประสงค์

- 1) ศึกษา วิเคราะห์และออกแบบระบบควบคุมขับเคลื่อนสี่ล้ออิสระสำหรับรถแข่งไฟฟ้าสูตรนักศึกษาตามกติกาของสมาคมวิศวกรรมยานยนต์ (SAE) ด้วยโปรแกรม MATLAB Simulink
- 2) เพิ่มสมรรถนะและความเร็วในการเข้าโค้งของรถแข่งไฟฟ้าด้วยระบบกระจายแรงบิด (Torque vectoring: TV)

### 1.3 สมมติฐาน

ระบบควบคุมขับเคลื่อนสี่ล้ออิสระแบบกระจายแรงบิด ( Torque vectoring :TV ) สามารถเพิ่มสมรรถนะในการเข้าโค้งของรถแข่งไฟฟ้าสูตรนักศึกษาในการเข้าโค้งให้ดีกว่าเมื่อเทียบกับระบบที่ไม่ได้ใช้

### 1.4 ขอบเขตการวิจัย

- 1) ศึกษาแบบจำลองจักรยาน (Bicycle model) และออกแบบระบบควบคุมโดยใช้ระบบกระจายแรงบิด (Torque vectoring) ตามกติกาของ Formula Student (SAE)
- 2) ระบบควบคุมที่ออกแบบใช้ได้ที่มีมุมไถล (Slip angle) มีค่าน้อยๆ
- 3) ระบบควบคุมที่ออกแบบรถจะไม่มีอาการตี้อโค้ง (Understeer) หรือไว้อโค้ง (Oversteer)
- 4) วิเคราะห์ ออกแบบและจำลองระบบควบคุมผ่าน MATLAB Simulink

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5) จำลองอินพุตเป็นองศาการหมุนของพวงมาลัย (Steering angle) และโมเมนต์รอบแกน Z (Yaw moment) เพื่อดูผลตอบสนองเอาต์พุตเป็นอัตราการหมุนรอบแกน Z (Yaw rate)

### 1.5 ขั้นตอนการศึกษา

- 1) กำหนดหัวข้อ วัตถุประสงค์ และขอบเขตการวิจัย
- 2) ศึกษาค้นคว้าเอกสารและวิจัยที่เกี่ยวข้อง
- 3) ศึกษาพลศาสตร์ยานยนต์
- 4) ศึกษาทฤษฎีระบบควบคุม PI, PD, PID
- 5) วิเคราะห์และออกแบบระบบควบคุมสี่ล้ออิสระ สร้าง Block Diagram
- 6) จำลองการทำงานของระบบผ่าน Simulink
- 7) วิเคราะห์ผล
- 8) สรุปผล

### 1.6 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

สร้างระบบควบคุมสี่ล้ออิสระ (4WD in-wheel motor) ในรถแข่งสูตรนักศึกษาโดยใช้ (Torque vectoring: TV) สามารถเข้าโค้งได้ด้วยความเร็วที่มากขึ้นและพัฒนาต่อยอดในการแข่งขัน

## บทที่ 2

# งานวิจัยและทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

### 2.1 บทนำ

ในการศึกษาออกแบบและวิเคราะห์แบบจำลองระบบควบคุมขับเคลื่อนสี่ล้อของรถแข่งไฟฟ้านั้น มีความจำเป็นที่ต้องมีความเข้าใจพื้นฐานในพลศาสตร์ยานยนต์ที่เกี่ยวข้องกับการเคลื่อนที่ของตัวรถ การสร้างแบบจำลองที่อธิบายถึงพฤติกรรมของรถยนต์ การวิเคราะห์แรงที่กระทำตัวรถ พฤติกรรมของยางที่มีผลกับตัวรถ พลศาสตร์เกี่ยวกับการเคลื่อนที่ของล้อรถยนต์ ความรู้ทั่วไปเกี่ยวกับรถไฟฟ้า ส่วนประกอบของรถแข่งไฟฟ้า เทคโนโลยีที่สามารถเพิ่มสมรรถนะของรถแข่งไฟฟ้าได้ เช่น ระบบขับเคลื่อนสี่ล้ออิสระ (In-wheel motor electric powertrain) หลักการของระบบควบคุมแรงบิด (Torque Vectoring) และเซนเซอร์ที่จำเป็นต่อการรับรู้พฤติกรรมของรถขณะนั้น ระบบควบคุมแบบพีไอดี (PID Control) ซึ่งใช้ในการออกแบบระบบควบคุมแบบป้อนกลับ (Feedback Control) ซึ่งจะกล่าวในบทนี้

### 2.2 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

Ghosh [5] ได้ทำการวิจัยเกี่ยวกับระบบป้อนกลับของมอเตอร์แบบกระจายแรงบิด (Torque Vectoring) สำหรับการขับเคลื่อนมอเตอร์ 2 ล้อหลังซึ่งศึกษาการปรับปรุงสมรรถนะด้านความคล่องแคล่วในการขับและเบรก โดยใช้ล้อซ้ายและล้อขวาในการเพิ่มสมรรถนะผ่านการควบคุมแรงบิดด้วยคอนโทรลเลอร์

Marques [6] ได้ทำงานวิจัยเกี่ยวกับการออกแบบระบบกระจายแรงบิด (Torque Vectoring) สำหรับระบบขับเคลื่อนสี่ล้อหลังของรถแข่งไฟฟ้าขนาดเล็ก โดยใช้ระบบควบคุมอัตโนมัติแบบ PI เพื่อตรวจสอบการหมุนและการไถลของรถ โดยในขั้นแรกได้ทำการศึกษแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของพลศาสตร์ที่ไม่ใช่ระบบเชิงเส้น (Non-linear model) และแบบจำลองที่เป็นระบบเชิงเส้น (Linear model) โดยสุดท้ายแล้วได้เลือกใช้แบบจำลองที่เป็นระบบเชิงเส้นเพื่อออกแบบระบบควบคุมสำหรับรถ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Yiding, Haobin, Guoqing [7] ได้ทำการศึกษาเกี่ยวกับเทคโนโลยีระบบควบคุมการขับเคลื่อน โดยใช้ระบบอิเล็กทรอนิกส์ (Electronic differential control) โดยสร้างระบบควบคุมการหมุนของตัวรถ (Yaw moment control strategy) โดยออกแบบระบบควบคุมแบบฟัซซีโลจิก (Fuzzy Logic Controller) เพื่อกระจายแรงบิดไปที่ล้อแต่ละด้าน โดยใช้แบบจำลองพลศาสตร์ยานยนต์เชิงเส้นอย่างง่าย เช่น แบบจำลองจักรยาน (Bicycle Model)

Rubin [8] ศึกษาการลดข้อผิดพลาดของอัตราการหมุนรอบแกน  $Z$  (yaw rate) และมุมไถลของตัวรถ (Body slip angle) โดยวิธีการใช้ตัวควบคุมเพียงท้ายแบบแอกทีฟ และใช้ (Non-linear) ในการออกแบบในสภาวะที่เกิดการลื่นไถล

Semenuk [9] ศึกษาการออกแบบพื้นฐานของการกระจายแรงบิด (Torque Vectoring) และระบบที่ช่วยเหลือการขับเคลื่อนพาหนะ (Traction Control System) โดยมีวัตถุประสงค์ของการศึกษา คือ ช่วยผู้ขับขี่ในการบังคับและควบคุมการเลี้ยวของรถและลดเวลาในการวิ่งจนครบรอบ (เวลา/จำนวนรอบ)

Jalali [10] ได้ทำการศึกษาเกี่ยวกับการหาค่าโมเมนต์รอบแกน  $Z$  (yaw moment) เพื่อใช้ในการทำให้รถมีเสถียรภาพและหาแบบจำลองหาค่าโมเมนต์รอบแกน  $Z$  (yaw moment) รอบแกนที่ตั้งฉากกับตัวรถ ในงานนี้ทำการพัฒนาระบบควบคุมแบบกระจายแรงบิด (Torque vectoring control) โดยมีวัตถุประสงค์เพื่อแก้ไขโมเมนต์รอบแกน  $Z$  ผ่านมอเตอร์แต่ละตัวเพื่อให้รถมีเสถียรภาพในการขับขี่จริงแบบสถานการณ์ปกติและแบบเหตุการณ์ฉุกเฉิน

Danielsson [11] ศึกษาและเปรียบเทียบรถไฟฟ้าแบบขับเคลื่อนหลัง (Rear-wheel Drive) กับขับเคลื่อน 4 ล้อ (Four-wheel Drive) เพื่อตรวจสอบความเป็นไปได้ในการใช้เบรครีเจนเนอเรทีฟ (Regenerative braking) กับ การกระจายแรงบิด (Torque Vectoring)

Stoop [12] ศึกษาอัลกอริทึมของระบบควบคุมกระจายแรงบิด (torque vectoring control algorithms) 2 แบบ คือ PID Controller ใช้ Single-track Model ในการออกแบบส่วนที่ตัวคือ LP Controller ใช้ Two-track Model ในการออกแบบและนำทั้ง 2 มาใช้ด้วยกัน โดยนำ PID Controller มาหาค่ามุมหมุนรอบแกน  $Z$  (Yaw moment) เพื่อนำไปออกแบบระบบควบคุม แต่ค่าที่ได้ยังไม่สามารถใช้งานได้จึงต้องนำ LP Controller มาใช้คู่กันเพราะค่าที่ได้จาก PID Controller ไม่คิดค่าแรงเสียดทานของยางและค่าขีดจำกัดของตัวรถ

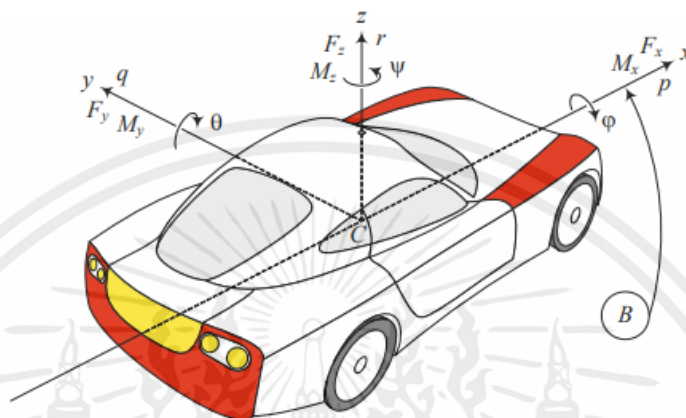
Yihe Gan [14] ศึกษาเพื่อปรับปรุงสมรรถนะของรถไฟฟ้า 4WD โดยใช้มอเตอร์ขับเคลื่อนแบบ In-Wheel ในการขับทั่วไปโดยใช้ระบบกระจายแรงบิด (Torque Vectoring) ในการควบคุม มี 2 ส่วนคือ ส่วนบน upper layer และ lower layer ในส่วนบน คือ ส่วนของอัตราการหมุนรอบแกน Z (yaw rate) จะขึ้นอยู่กับมุมไถลด้านข้างและความเร่งด้านข้าง, ส่วนล่าง คือ ส่วนตรวจสอบสมรรถนะและจำลองด้วย Simulink

### 2.3 พลศาสตร์ยานยนต์ (Vehicle Dynamics)

พลศาสตร์ยานยนต์เป็นการศึกษาเกี่ยวกับการสร้างแบบจำลองที่อธิบายพฤติกรรมในการเคลื่อนที่ของรถยนต์ การสร้างแบบจำลองของรถยนต์เป็นสิ่งที่ยากและท้าทายมาก มีแบบจำลองและแนวทางที่แตกต่างมากมายขึ้นอยู่กับขอบเขตของการศึกษา เช่น Complex Body System (DOF > 20) , Multi Body Model (DOF=14), Vehicle Dynamics Model (DOF=7), แบบจำลองเชิงเส้นหรือแบบจำลองจักรยาน (Linear Bicycle Model, DOF = 2) ซึ่งเป็นแบบจำลองที่ง่ายต่อการศึกษา ยานยนต์โดยทั่วไปที่ศึกษา (Torque vectoring control system) นิยมใช้แบบจำลองจักรยานที่มีตัวแปรที่ใช้อธิบายพฤติกรรมของรถดังนี้ ความเร็วด้านข้าง (แกน  $y$ ) ของรถ (Lateral Velocity) และอัตราการหมุนรอบแกน  $z$  (Yaw rate:  $\dot{\psi}$ ) และอีกแบบจำลองที่มี DOF=7 ที่อธิบายความเร็วตามยาว (แกน  $x$ ) และความเร็วตามด้านข้าง (แกน  $y$ ) ของรถ ( $v_x$  และ  $v_y$  ตามลำดับ) และอัตราการหมุนรอบแกน  $z$  (Yaw rate:  $\dot{\psi}$ ) นอกจากนี้มีความเร็วล้อของล้อ อีก 4 DOF ( $\omega_{fl}$ ,  $\omega_{fr}$ ,  $\omega_{rl}$ ,  $\omega_{rr}$ ) แบบจำลองนี้อาจไม่สามารถอธิบายพฤติกรรมของรถได้ทั้งหมดแต่ก็เพียงพอที่จะอธิบายพฤติกรรมของรถในขอบเขตของการศึกษา คือ พฤติกรรมของรถระหว่างการเลี้ยวได้อย่างมีประสิทธิภาพที่ดี

## 2.4 พลศาสตร์ยานยนต์บนระนาบ (Vehicle Planar Dynamics)

เป็นการศึกษาแบบจำลองพลศาสตร์สำหรับรถยนต์ที่พิจารณารถเป็นวัตถุแข็งเกร็งอยู่บนระนาบการเคลื่อนที่ แบบจำลองระนาบจะใช้ได้เมื่อความเร็วไปข้างหน้าและแนวด้านข้าง และที่สำคัญการเลี้ยวต้องเพียงพอที่จะตรวจสอบพฤติกรรมของรถยนต์ในขณะที่เข้าโค้งได้ Jazar [2]



รูปที่ 2.1: Vehicle body coordinate frame

### กรอบพิกัดรถ (Vehicle Coordinate Frame)

สมการการเคลื่อนที่ในพลศาสตร์สำหรับยานยนต์มักจะแสดงในพิกัดที่อ้างอิงกับตัวรถที่มีจุดศูนย์กลางอยู่ที่จุดศูนย์กลางมวล ดังแสดงในรูปที่ 2.1  $x$  คือแกนตามยาวที่ผ่านจุดศูนย์กลางมวลและพุ่งไปข้างหน้า แกน  $y$  ไปทางด้านข้างทางซ้ายจากมุมมองของคนขับ แกน  $z$  ไปทางทิศด้านบนตรงข้ามกับทิศทางของแรงโน้มถ่วง Rajamani [1]

ในการแสดงทิศทางการหมุนรอบแกนให้ทิศการหมุนทวนเข็มนาฬิกาเป็นบวก ได้แก่ อัตราการหมุนรอบแกน  $x$  (Roll angle), อัตราการหมุนรอบแกน  $y$  (Pitch angle), อัตราการหมุนรอบแกน  $z$  (Yaw angle) โดยแสดง

$$\dot{\theta} = q$$

$$\dot{\phi} = p$$

$$\dot{\psi} = r$$

ผลลัพธ์ของแรงภายนอกและโมเมนต์ที่รถได้รับจากพื้นและสิ่งแวดล้อม ทำให้ระบบแรงของรถ ระบบแรงนี้จะแสดงในกรอบพิกัดของวัตถุ

$${}^B F = F_x i + F_y j + F_z k \quad (2.1)$$

$${}^B M = M_x i + M_y j + M_z k$$

องค์ประกอบแต่ละส่วนของระบบสามมิติแสดงไว้ในรูปที่ 2.1 ซึ่งตัวแปรแต่ละตัวมีรายละเอียด ดังนี้

1.  $F_x$  แรงตามยาว (Longitudinal force) เป็นแรงที่กระทำตามแนวแกน แรงลัพธ์  $F_x > 0$  ถ้ารถมีความเร่ง  $F_x < 0$  ถ้ารถมีการเบรก แรงตามยาวมักถูกเรียกว่าแรงขับหรือแรงฉุด
2.  $F_y$  แรงด้านข้าง (Lateral force) เป็นแรงตั้งฉากกับทั้ง  $F_x$  และ  $F_z$  แรงลัพธ์  $F_y > 0$  เมื่ออยู่ทางซ้ายจากมุมมองของผู้ขับขี่แรงด้านข้างมักเป็นผลมาจากการบังคับเลี้ยวและทำให้เกิดโมเมนต์หันเห (Yaw moment) และการเลี้ยวรถ
3.  $F_z$  (Normal force) เป็นแรงตั้งฉากกับระนาบพื้น แรงลัพธ์  $F_z > 0$  ถ้าแรงขึ้นแรงตั้งฉากเรียกอีกอย่างว่าแรงแนวตั้งหรือภาระของรถ
4.  $M_x$  เป็นโมเมนต์ (Roll moment) ตามยาวรอบแกน  $x$  ผลลัพธ์  $M_x > 0$  ถ้ารถมีแนวโน้มที่หมุนรอบแกน  $x$  โมเมนต์การหมุน (Roll moment)
5.  $M_y$  เป็นโมเมนต์ด้านข้าง (Pitch moment) ของรอบแกน  $y$  ผลลัพธ์  $M_y > 0$  ถ้ารถมีแนวโน้มจะหมุนรอบแกน  $y$  และเคลื่อนที่แบบหน้าทิ่มลง
6.  $M_z$  เป็นโมเมนต์รอบของแกน  $z$  (Yaw moment) ผลลัพธ์  $M_z > 0$  รถเคลื่อนที่ที่หมุนรอบแกน  $z$  โมเมนต์หันเหเรียกอีกอย่างว่าโมเมนต์คั่นตัว (Aligning moment)

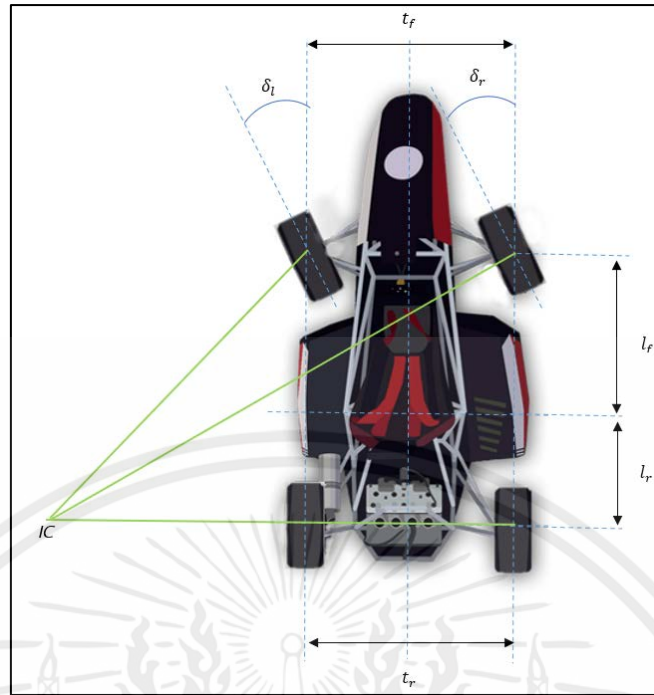
## 2.5 จลนศาสตร์การบังคับเลี้ยว (Steering Kinematics)

### 2.5.1 Ackerman's Geometry

รถยนต์โดยส่วนมากใช้รูปแบบการบังคับเลี้ยว Ackerman ในรูปที่ 2.2 คนขับสามารถป้อนมุมบังคับเลี้ยว  $\delta$  ได้เพียงมุมเดียว จากนั้นมุมนี้จะเปลี่ยนเป็นมุมบังคับเลี้ยวสองมุมสำหรับแต่ละล้อ  $\delta_l$  สำหรับล้อซ้ายและ  $\delta_r$  สำหรับล้อขวา ค่าที่จำเป็นต้องใช้ในเรขาคณิตของ Ackerman ในตารางที่ 2.1 Gillespie [3]

ตัวแปร	สัญลักษณ์	ค่า	หน่วย
มุมบังคับเลี้ยวล้อซ้าย	$\delta_l$	-	[rad]
มุมบังคับเลี้ยวล้อขวา	$\delta_r$	-	[rad]
ระยะห่างระหว่างล้อหน้ากับล้อหลัง	$L$	1.53	[m]
ระยะห่างระหว่างล้อซ้ายกับล้อขวา	$t_f, t_r$	1.19	[m]
รัศมีวงเลี้ยวที่จุดศูนย์กลาง	$R_{CG}$	-	[m]
รัศมีวงเลี้ยวที่ล้อแต่ละล้อตามลำดับ	$R_{fl}, R_{fr}, R_{rl}, R_{rr}$	-	[m]
ระยะจากจุดแกนเพลาหน้าถึงจุดศูนย์กลาง	$l_f$	0.8415	[m]
ระยะจากจุดแกนเพลาหลังถึงจุดศูนย์กลาง	$l_r$	0.6885	[m]
รัศมีล้อ	$R_w$	0.2325	[m]
ความเร็ว	$v$	0,25	[m/s]
ความเร็วเชิงมุมที่ล้อแต่ละล้อตามลำดับ	$\omega_{fl}, \omega_{fr}, \omega_{rl}, \omega_{rr}$	-	[rad/s]

ตารางที่ 2.1 : ค่าตัวแปรที่ใช้ในการคำนวณ Ackerman's Geometry



รูปที่ 2.2 : จุดศูนย์กลางการหมุนชั่วขณะ (IC) ด้วย Ackerman Geometry

$$\delta_l = \tan^{-1}\left(\frac{l}{l \cot(\delta) - \frac{t_f}{2}}\right) \quad (2.2)$$

$$\delta_r = \tan^{-1}\left(\frac{l}{l \cot(\delta) + \frac{t_f}{2}}\right) \quad (2.3)$$

รัศมีวงเลี้ยวสามารถคำนวณได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$R_{fl} = \frac{L}{\sin(\delta_l)}$$

$$R_{fr} = \frac{L}{\sin(\delta_r)} \quad (2.4)$$

$$R_{rl} = \frac{L}{\tan(\delta)} - \frac{t_r}{2}$$

$$R_{rr} = \frac{L}{\tan(\delta)} + \frac{t_r}{2}$$

$$R_{CG} = \sqrt{\left(R_{rl} + \left(\frac{t_r}{2}\right)\right)^2 + (l_r)^2}$$

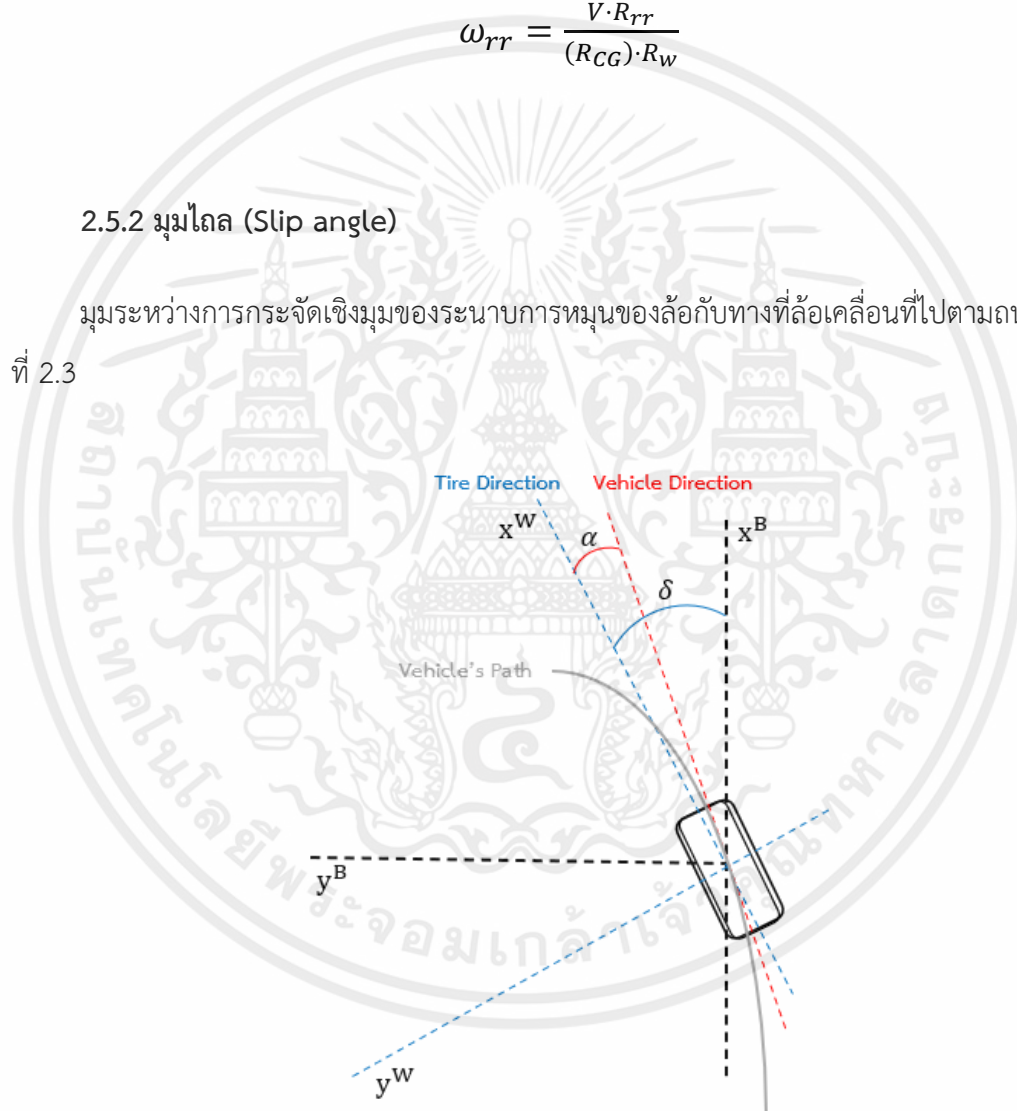
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ความเร็วเชิงมุมแต่ละล้อสามารถคำนวณได้ดังนี้

$$\begin{aligned}\omega_{fl} &= \frac{V \cdot R_{fl}}{(R_{CG}) \cdot R_w} \\ \omega_{fr} &= \frac{V \cdot R_{fr}}{(R_{CG}) \cdot R_w} \\ \omega_{rl} &= \frac{V \cdot R_{rl}}{(R_{CG}) \cdot R_w} \\ \omega_{rr} &= \frac{V \cdot R_{rr}}{(R_{CG}) \cdot R_w}\end{aligned}\quad (2.5)$$

### 2.5.2 มุมไถล (Slip angle)

มุมระหว่างการกระจัดเชิงมุมของระนาบการหมุนของล้อกับทางที่ล้อเคลื่อนที่ไปตามถนนดังรูปที่ 2.3



รูปที่ 2.3 : มุมไถลที่ล้อด้านซ้ายหน้าของตัวรถ ทำให้วิถีของรถเปลี่ยนไป

$$\alpha_{fl} = \delta_l - \tan^{-1} \left( \frac{v_y + \psi R_{fl} \cos \epsilon_{fl}}{v_x - \psi R_{fl} \sin \epsilon_{fl}} \right)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\alpha_{fr} = \delta_r - \tan^{-1} \left( \frac{v_y + \psi R_{fr} \sin \epsilon_{fr}}{v_x + \psi R_{fr} \cos \epsilon_{fr}} \right)$$

$$\alpha_{rl} = - \tan^{-1} \left( \frac{v_y - \psi R_{rl} \sin \epsilon_{rl}}{v_x - \psi R_{rl} \cos \epsilon_{rl}} \right)$$

$$\alpha_{rr} = - \tan^{-1} \left( \frac{v_y - \psi R_{rr} \sin \epsilon_{rr}}{v_x + \psi R_{rr} \sin \epsilon_{rr}} \right)$$
(2.6)

หมายเหตุ มุมไถล (Slip angle) ของล้อหลังไม่มีผลต่อทิศทางของรถ เพราะมีการควบคุมทิศทางแค่ล้อหน้า

### 2.5.3 สัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน (Friction Coefficient)

เนื่องจากการสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานขึ้นอยู่กับสภาพพื้นผิวและคุณสมบัติของยาง เนื่องจากในหัวข้อศึกษานี้ขาดข้อมูลคุณสมบัติของยาง เพื่อที่จะหาสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานโดยไม่คำนึงถึงคุณลักษณะของยางแบบจำลองของ Burkhardt จึงสามารถนำมาใช้ได้ตั้งสมการต่อไปนี้ Kiencke [17]

$$\mu_r(S_r) = C_1(1 - e^{-C_2 S_r}) - C_3 S_r$$
(2.7)

โดยค่าคงที่ ( $C_1, C_2, C_3$ ) จะแตกต่างกันไปตามประเภทของพื้นผิวดังตารางที่ 2.2

	$C_1$	$C_2$	$C_3$
Asphalt, dry	1.2801	23.99	0.52
Asphalt, wet	0.857	33.822	0.347
Concrete, dry	1.1973	25.168	0.5373
Concrete, wet	0.4004	33.7080	0.1204
Snow	0.1946	94.129	0.0646
Ice	0.05	306.39	0

ตารางที่ 2.2 : ค่าคงที่ของยางกับพื้นผิว

### 2.6 แบบจำลองพลศาสตร์ (Dynamic Model)

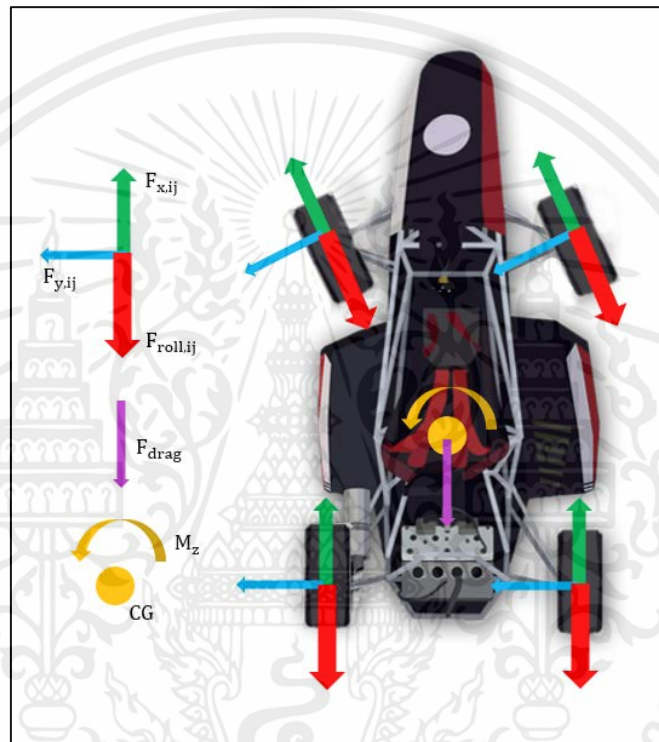
สมการการเคลื่อนที่ของรถสามารถจำลองการเคลื่อนที่ตามแกนยาวและแกนขวางได้โดยสมการ

จะได้จากการสมดุลแรงในแนวแกน  $x, y$  และสมดุลโมเมนต์รอบแกน  $z$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### สมการการเคลื่อนที่ (Equation' s of Motion)

ผลของแรงภายนอกและโมเมนต์ภายนอกที่รถได้รับจากพื้นและสภาพแวดล้อมในรูปที่ 2.4 ซึ่งส่งผลต่อแรงในระบบและค่าตัวแปรต่างๆ ตารางที่ 2.3 แรงตามแกน  $F_x$  คือ ผลของแรงตามแนวแกน  $x$  , โดยค่า  $F_x > 0$  เมื่อรถเร่ง และ  $F_x < 0$  เมื่อรถเบรก ส่วน  $F_y$  แทนแรงตามแกนขวางทั้งหมด ถ้าผลรวมของแรงเป็นบวก คนขับจะเห็นรถเคลื่อนที่ไปทางซ้าย โมเมนต์ ( $M_z$ ) คือ โมเมนต์รอบแกน  $z$  ถ้าผลรวมเป็นบวกรถจะเลี้ยวไปทางซ้ายแต่ถ้าผลรวมเป็นลบรถจะเลี้ยวขวา



รูปที่ 2.4 : แผนภาพวัตถุอิสระ (Free Body Diagram) ของรถ

ตัวแปร	สัญลักษณ์	ค่า	หน่วย
โมเมนต์ความเฉื่อยรอบแกนรถแนวตั้ง	$I_{zz}$	120	$[Kg\,m^2]$
แรงตามยาวที่กระทำต่อรถ	$F_{x,ij}$	-	$[N]$
แรงด้านข้างที่กระทำต่อรถ	$F_{y,ij}$	-	$[N]$
แรงต้านการหมุนของล้อ	$F_{roll,ij}$	-	$[N]$
แรงต้านเนื่องจากอากาศ	$F_{drag}$	-	$[N]$
แรงกดเนื่องจากอากาศ	$F_{Downforce}$	-	$[N]$

ตารางที่ 2.3 : ตารางแสดงค่าตัวแปรของแผนภาพวัตถุอิสระ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\begin{aligned}
\Sigma F_x &= ma_x = \\
&= F_{x,fl} + F_{x,fr} + F_{x,rl} + F_{x,rr} - (F_{xroll,fl} + F_{xroll,fr} + F_{xroll,rl} + F_{xroll,rr}) - F_{drag} \\
\Sigma F_y &= ma_y = \\
&= (F_{y,fl} + F_{y,fr} + F_{y,rl} + F_{y,rr}) - (F_{yroll,fl} + F_{yroll,fr})
\end{aligned} \tag{2.8}$$

$$\begin{aligned}
\Sigma M_z &= I_{zz}\ddot{\psi} = \\
&= t_r(-F_{x,fl} + F_{x,fr} - F_{x,rl} + F_{x,rr}) + l_f(F_{y,fr} - F_{y,fl}) + l_r(F_{y,rr} - F_{y,rl})
\end{aligned}$$

## 2.7 แบบจำลองจักรยาน (Bicycle model)

เพื่อใช้ในการออกแบบระบบควบคุมกระจายแรงบิด เลือกใช้แบบจำลองจักรยานเพื่อความเหมาะสมต่อการคำนวณทางคณิตศาสตร์ จากพลศาสตร์ยานยนต์ที่มีความซับซ้อนหลายองศาอิสระ พิจารณาให้เหลือเพียงพลศาสตร์ด้านข้างของรถเท่านั้น สมการที่ใช้จึงมีเพียง 2 สมการสำหรับอธิบายพฤติกรรมของรถโดยจะมีแกนอ้างอิงคงที่เทียบกับพื้นโลกและแกนอ้างอิงที่ติดไปกับตัวรถซึ่งแกน  $x$  คือแกนตามยาวรถ และแกน  $y$  คือแกนด้านข้างรถ โดยระบบแกนนี้จะมีการติดตามการเคลื่อนที่ของรถไปตลอดเพื่อช่วยในการอ้างอิงถึงแรงต่างๆที่กระทำกับตัวรถที่ตำแหน่งกึ่งกลางของยางล้อ

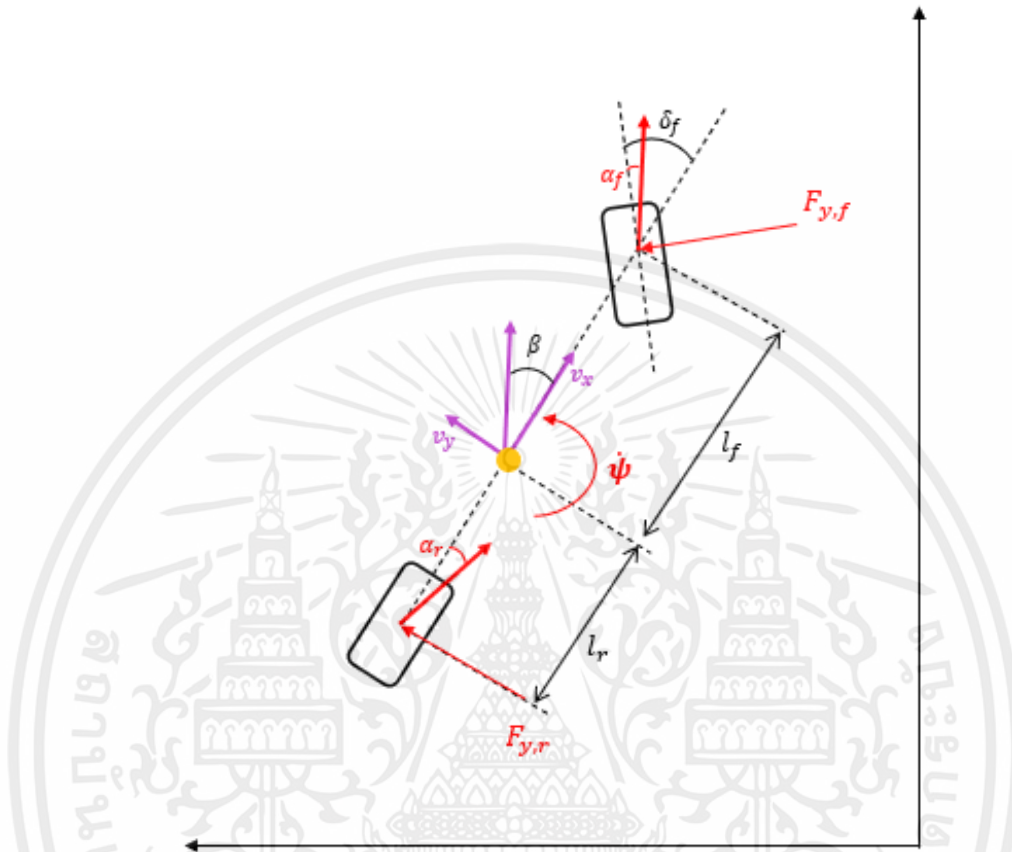
### 2.7.1 สมมติฐาน

สมมติฐานที่ใช้สำหรับแบบจำลองจักรยานนี้มี 6 ข้อดังนี้

1. ไม่พิจารณาการเคลื่อนที่รอบแกนอื่นนอกจากแกน  $z$  และระนาบ
2. มวลของรถอยู่ที่จุดศูนย์กลาง
3. กำหนดให้รถมีสมมาตรซ้ายขวา ยุบรวมล้อซ้ายและขวาเข้าเป็นล้อเดียวกัน
4. ไม่พิจารณาแรงบิดคื่นตัวที่เกิดจากมุมไถลด้านข้าง (Side slip angle)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5. การถ่ายเทน้ำหนักระหว่างแกนล้อหน้าและหลัง มีค่าคงที่
6. แรงตามยาวเป็นศูนย์เนื่องจากกำหนดให้ความเร็วตามยาวเป็นค่าคงที่



รูปที่ 2.5 : แบบจำลองจักรยาน

กำหนดให้ตัวแปรต่างๆ ในรูปที่ 2.5

$l_f$  คือระยะจากจุดแกนเพลาหน้าถึงจุดศูนย์กลาง

$l_r$  คือระยะจากจุดแกนเพลาหลังถึงจุดศูนย์กลาง

$\delta$  คือมุมบังคับเลี้ยว

$\beta$  คือมุมไถลที่จุดศูนย์กลาง

$\alpha_f$  คือมุมไถลของยางหน้า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$\alpha_r$  คือมุมไถลของยางหลัง

$F_{y,f}$  คือแรงด้านข้างที่กระทำต่อรถที่ล้อหน้า

$F_{y,r}$  คือแรงด้านข้างที่กระทำต่อรถที่ล้อหลัง

$v_x$  คือความเร็วตามยาวของรถ

$v_y$  คือความเร็วด้านข้างของรถ

$\dot{\psi}$  คืออัตราการการหมุนรอบแกน  $z$

$R$  คือรัศมีวงเลี้ยว

$L$  คือระยะระหว่างล้อหน้ากับล้อหลังรถ

พิจารณารูปที่ 2.5 จากสมการพลศาสตร์ด้านข้าง

แรงด้านข้าง

$$\sum F_y = ma_y$$

$$m(\dot{v}_y + \dot{\psi}v_x) = F_{y,f} + F_{y,r} \quad (2.9)$$

โมเมนต์ที่เกิดจากแรงด้านข้าง

$$\sum M_z = I_{zz}\ddot{\psi}$$

$$I_{zz}\ddot{\psi} = l_f F_{y,f} - l_r F_{y,r} \quad (2.10)$$

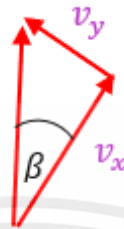
ล้อหลัง

$$\tan(\alpha_r) = -\left(\frac{l_f \dot{\psi} - v_y}{v_x}\right)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\tan(\alpha_r) \approx \alpha_r$$

$$\alpha_r = \frac{v_y}{v_x} - \frac{l_f r}{v_x}$$



$$\tan(\beta) = \frac{v_y}{v_x}$$

$$\alpha_r = \beta - \frac{l_r}{R}$$

ในทำนองเดียวกันล้อหน้า

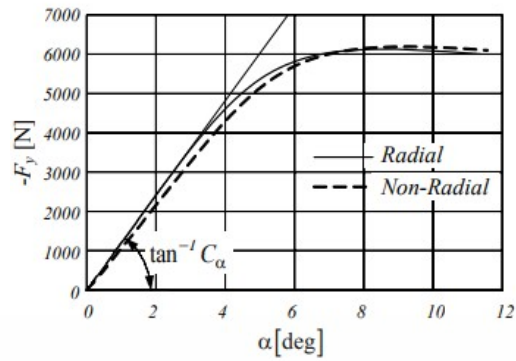
$$\alpha_f = -\left(\delta - \frac{l_f \psi + v_y}{v_x}\right) \quad (2.11)$$

$$\alpha_f = -\left(\delta - \frac{l_f}{R} - \beta\right) \quad (2.12)$$

$$\delta = \left(\frac{L}{R} - \alpha_f + \alpha_r\right) \quad (2.13)$$

### แบบจำลองยาง

แบบจำลองของยางคือการหาความสัมพันธ์เชิงเส้นระหว่างแรงด้านข้างกับมุมไถลของยาง ความชันของความสัมพันธ์เชิงเส้นนี้ที่มุมไถล (slip angle) 0 เรเดียน เรียกว่าค่า Cornering stiffness ของยางในรูปที่ 2.6 ดังนั้นในการหาแรงด้านข้างที่เกิดขึ้น เราจำเป็นต้องทราบมุมไถลของยาง



รูปที่ 2.6 : แสดงค่า Cornering stiffness

$$F_{y,i} = -C_{y,i} \alpha_i$$

เมื่อ  $F_{y,i}$  คือ แรงด้านข้างที่กระทำต่อรถ

$C_{y,i}$  คือ ค่า Cornering stiffness ของแกนล้อ

$\alpha_i$  คือ มุมไถลของยาง

$$F_{y,f} = -C_{y,f} \alpha_f$$

$$F_{y,r} = -C_{y,r} \alpha_r$$

$$\sum F_y = F_{y,f} + F_{y,r}$$

$$\sum F_y = -C_{y,f} \alpha_f - C_{y,r} \alpha_r$$

$$\sum F_y = \left( -\frac{l_f}{v_x} C_{y,f} - \frac{l_r}{v_x} C_{y,r} \right) \psi - (C_{y,f} + C_{y,r}) \beta + C_{y,f} \delta$$

$$\sum M_z = \left( -\frac{l_f^2}{v_x} C_{y,f} - \frac{l_r^2}{v_x} C_{y,r} \right) \psi - (l_f C_{y,f} + l_r C_{y,r}) \beta + l_f C_{y,f} \delta$$

แทนค่ากลับในสมการ (2.10) , (2.11) แล้วเขียนใหม่เป็น

$$\dot{v}_y = \left( \frac{-C_{y,f} - C_{y,r}}{m v_x} \right) v_y + \left( \frac{-l_f C_{y,f} + l_r C_{y,r}}{m v_x} - v_x \right) \psi + \frac{C_{y,f}}{m} \delta \quad (2.14)$$

$$(2.15)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\ddot{\psi} = \left( \frac{-l_f C_{y,f} + l_r C_{y,r}}{I_{zz} v_x} \right) v_y + \left( \frac{-l_f^2 C_{y,f} - l_r^2 C_{y,r}}{I_{zz} v_x} \right) \dot{\psi} + \frac{l_f C_{y,f}}{I_{zz}} \delta$$

แสดงในรูป State space ได้

$$\dot{x} = Ax + Bu_1$$

$$\dot{x} = \begin{bmatrix} \dot{v}_y \\ \dot{\psi} \end{bmatrix}; \quad x = \begin{bmatrix} v_y \\ \psi \end{bmatrix}; \quad u_1 = \delta$$

$$\begin{bmatrix} \dot{v}_y \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{(-C_{y,f} - C_{y,r})}{m v_x} & \frac{(-l_f C_{y,f} + l_r C_{y,r})}{m v_x} - u \\ \frac{(-l_f C_{y,f} + l_r C_{y,r})}{I_{zz} v_x} & \frac{(-l_f^2 C_{y,f} - l_r^2 C_{y,r})}{I_{zz} v_x} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_y \\ \psi \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{C_{y,f}}{m} \\ \frac{l_f C_{y,f}}{I_{zz}} \end{bmatrix} [\delta] \quad (2.16)$$

## 2.7.2 ค่าตัวแปร (Parameter)

ค่าตัวแปรที่ใช้ในแบบจำลองจากรยานนี้ดังตารางที่ 2.4 เป็นข้อมูลที่ได้จากรถแข่งสูตรนักศึกษา

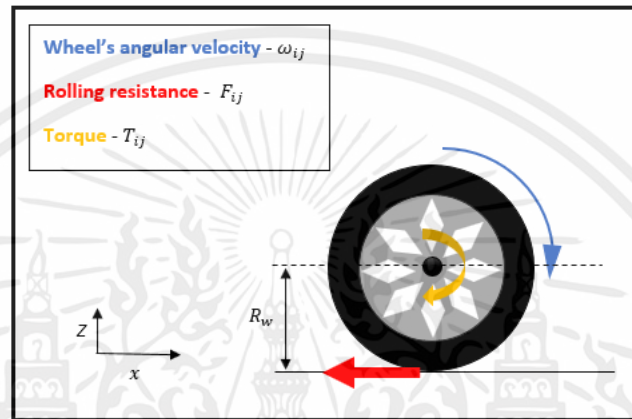
ตัวแปร	สัญลักษณ์	ค่า	หน่วย
อัตราการหมุนรอบแกน z	$\dot{\psi}$	-	$[rads^{-1}]$
ความเร็วตามยาวของรถเป็นค่าคงที่	$v_x$	[0,25]	$[ms^{-1}]$
ค่า Cornering stiffness ของแกนล้อหลัง	$C_{y,r}$	32372	$[Nrad^{-1}]$
ค่า Cornering stiffness ของแกนล้อหน้า	$C_{y,f}$	24694	$[Nrad^{-1}]$
โมเมนต์ความเฉื่อยรอบแกนรถแนวตั้ง	$I_{zz}$	120	$[Kgm^2]$
มวล	$m$	285	$[Kg]$
ระยะจากจุดแกนเพลาล้อหน้าถึงจุดศูนย์กลาง	$l_f$	0.8415	$[m]$
ระยะจากจุดแกนเพลาล้อหลังถึงจุดศูนย์กลาง	$l_r$	0.6885	$[m]$

ตารางที่ 2.4: ค่าตัวแปรที่ใช้ในแบบจำลองเชิงเส้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 2.8 แผนภาพวัตถุอิสระของล้อ (Free Body Diagram of a Wheel)

จากสมดุลแรงบิด (Torque balance) ในรูปที่ 2.7 และค่าตัวแปรที่ใช้ในตารางที่ 2.5 สามารถหาแรงบิดที่ใช้ในการขับเคลื่อน ( $T_{rr}, T_{rl}, T_{fr}, T_{fl}$ ) ของแต่ละล้อได้ตั้งสมการต่อไปนี้อยู่โดยพิจารณาให้รถเคลื่อนที่บนพื้นราบเท่านั้นและไม่พิจารณาแรงต้านการหมุนและแรงต้านอากาศ Kiencke [17]



รูปที่ 2.7 : แผนภาพวัตถุอิสระ (Free Body Diagram) ของล้อที่กำลังหมุน

$$I_w \dot{\omega}_{fl} = T_{fl} - R_w F_{x,fl}$$

$$I_w \dot{\omega}_{fr} = T_{fr} - R_w F_{x,fr}$$

$$I_w \dot{\omega}_{rl} = T_{rl} - R_w F_{x,rl}$$

$$I_w \dot{\omega}_{rr} = T_{rr} - R_w F_{x,rr}$$

(2.18)

ตัวแปร	สัญลักษณ์	ค่า	หน่วย
โมเมนต์ความเฉื่อยของล้อรอบแกนหมุน	$I_w$	0.8	$[Kg m^2]$
รัศมีของล้อ	$R_w$	0.2325	$[m]$
แรงบิด	$T$	-	$[Nm]$
ความเร่งเชิงมุมของล้อ	$\dot{\omega}$	-	$[rads^{-1}]$

ตารางที่ 2.5 : ตารางแสดงค่าตัวแปรในแผนภาพวัตถุอิสระ (Free Body Diagram) ของล้อ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 2.8.1 แรงต้านการหมุนของยาง (Rolling Resistance)

ที่ความเร็วต่ำแรงหลักที่ต้านการเคลื่อนที่ของรถคือแรงต้านการหมุนของยาง ซึ่งเกิดจากการโก่งตัวของยาง Gillespie [3]

$$\begin{aligned}
 F_{roll,fl} &= c_{roll}F_{z,fl}sign(w_{fl}) \\
 F_{roll,fr} &= c_{roll}F_{z,fr}sign(w_{fr}) \\
 F_{roll,rl} &= c_{roll}F_{z,rl}sign(w_{rl}) \\
 F_{roll,rr} &= c_{roll}F_{z,rr}sign(w_{rr})
 \end{aligned}
 \tag{2.19}$$

ค่าความต้านทานการหมุนในตารางที่ 2.6

Road condition	$c_{roll}$
Concrete	0.008-0.1
Asphalt	0.01-0.0125

ตารางที่ 2.6 : ค่าของความต้านทานการหมุน R. N. Jazar [2]

### 2.8.2 แรงทางอากาศพลศาสตร์ (Aerodynamics Force)

เมื่อรถเคลื่อนที่จะเกิดแรงต้านในทิศตรงข้ามและขนานกับทิศทางการเคลื่อนที่ของรถและชิ้นส่วนของรถสามารถสร้างแรงกดที่ล้อทั้งสี่ได้ตั้งสมการและใช้ค่าตัวแปรในตารางที่ 2.7 Gillespie [3]

ตัวแปร	สัญลักษณ์	ค่า	หน่วย
ความหนาแน่นของอากาศ	$\rho$	1.225	$[Kg\,m^{-3}]$
พื้นที่ตั้งฉากกับทิศทางลม	A	1.205	$[m^2]$
สัมประสิทธิ์แรงต้านอากาศ	$C_D$	0.680	-
สัมประสิทธิ์แรงยกอากาศ	$C_L$	1.56	-

ตารางที่ 2.7 : ค่าที่ใช้ในการหาแรงของอากาศพลศาสตร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$F_{Drag} = \frac{1}{2} \rho v^2 C_D A \quad (2.20)$$

$$F_{Downforce} = \frac{1}{2} \rho v^2 C_L A$$

### 2.8.3 แรงในแนวตั้งและการถ่ายโอนน้ำหนัก (Vertical Force and Weight Transfer)

เมื่อรถมีความเร็ว น้ำหนักจะเกิดการถ่ายโอนจากล้อด้านหนึ่งไปยังอีกด้านหนึ่ง โดยมีทิศสวนทางกับความเร่ง เป็นผลมาจากจุดศูนย์ถ่วงที่อยู่สูงจากระนาบอ้างอิงโดยใช้ค่าตัวแปรในตารางที่ 2.8 ในที่นี้จะไม่พิจารณาผลของลักษณะช่วงล่าง รูปที่ 2.8 อธิบายการถ่ายโอนน้ำหนักของรถ Kiencke [17]

ตัวแปร	สัญลักษณ์	ค่า	หน่วย
ระยะจากจุดแกนเพลาหน้าถึงจุดศูนย์กลาง	$l_f$	0.8415	[m]
ระยะระหว่างล้อหน้ากับล้อหลังรถ	L	1.530	[m]
ความสูงของจุดศูนย์ถ่วง	$h_{CG}$	0.250	[m]
ระยะจากจุดแกนเพลาหลังถึงจุดศูนย์กลาง	$l_r$	0.6885	[m]
ระยะห่างระหว่างล้อซ้ายกับล้อขวาล้อหน้า	$t_f$	1.190	[m]
ระยะห่างระหว่างล้อซ้ายกับล้อขวาล้อหลัง	$t_r$	1.190	[m]
มวล	$m$	285	[Kg]
ความเร่งแนวตามยาวของรถ	$a_x$	-	[ms <sup>-2</sup> ]
การเร่งความเร็วด้านข้างของรถ	$a_y$	-	[ms <sup>-2</sup> ]
ความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วง	$g$	9.81	[ms <sup>-2</sup> ]

ตารางที่ 2.8 : ค่าตัวแปรของการถ่ายโอนน้ำหนัก

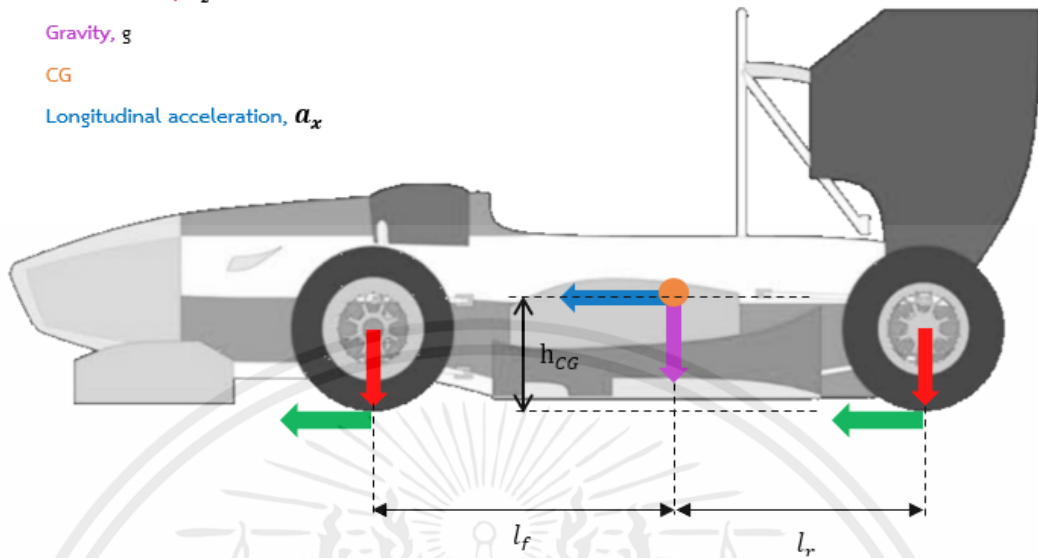
Longitudinal Force,  $F_{w,ij} = F_z * \mu_{ij}$

Vertical Force,  $F_z$

Gravity,  $g$

CG

Longitudinal acceleration,  $a_x$



รูปที่ 2.8 : การถ่ายเทน้ำหนักของรถ

$$F_{z,fl} = m \left( \frac{l_f}{l} g - \frac{h_{CG}}{l} a_x \right) \left( \frac{1}{2} - \frac{h_{CG}}{t_f g} a_y \right) + \frac{1}{4} F_{Downforce}$$

$$F_{z,fr} = m \left( \frac{l_f}{l} g - \frac{h_{CG}}{l} a_x \right) \left( \frac{1}{2} + \frac{h_{CG}}{t_f g} a_y \right) + \frac{1}{4} F_{Downforce}$$

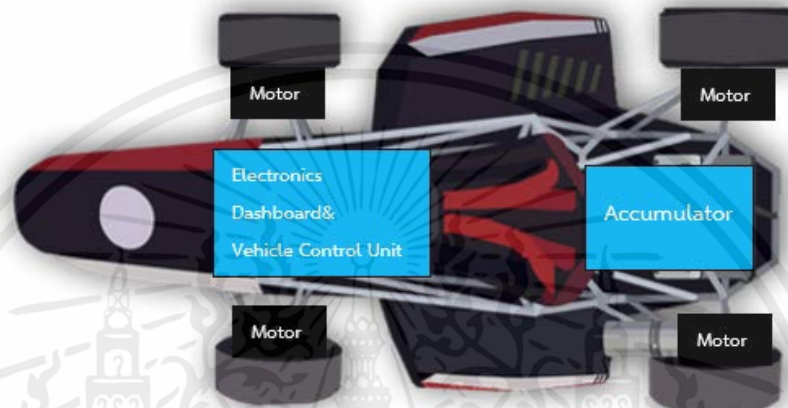
$$F_{z,rl} = m \left( \frac{l_f}{l} g + \frac{h_{CG}}{l} a_x \right) \left( \frac{1}{2} - \frac{h_{CG}}{t_f g} a_y \right) + \frac{1}{4} F_{Downforce}$$

$$F_{z,rr} = m \left( \frac{l_f}{l} g + \frac{h_{CG}}{l} a_x \right) \left( \frac{1}{2} + \frac{h_{CG}}{t_f g} a_y \right) + \frac{1}{4} F_{Downforce}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 2.9 ส่วนประกอบของรถยนต์ไฟฟ้าที่เกี่ยวข้องหัวข้อการศึกษา

ในการพัฒนาระบบควบคุมการขับเคลื่อนจะต้องมีการใช้อุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์และเซนเซอร์ต่างๆเพื่อให้ได้มาซึ่งข้อมูลที่จำเป็นต่อการคำนวณภายในระบบควบคุม



รูปที่ 2.9 Electric Powertrain Architecture In-wheel 4WD

จากรูปที่ 2.9 แสดงถึงโครงสร้างของระบบขับเคลื่อนของรถยนต์ไฟฟ้า ซึ่งประกอบไปด้วยมอเตอร์ไฟฟ้าทั้งหมดสี่ตัวส่งกำลังผ่านชุดเฟืองทดกำลังไปยังล้อแต่ละล้อ

เซนเซอร์ระบุตำแหน่งคันเร่ง (Accelerator Pedal Position Sensor : APPS)



รูปที่ 2.10 Accelerator Pedal Position Sensor

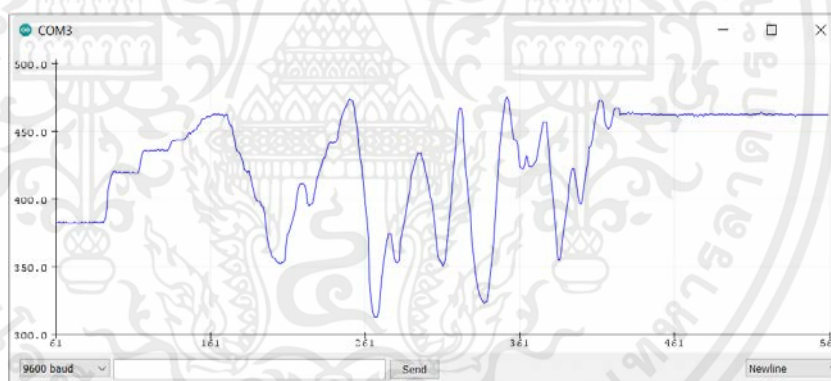
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากรูปที่ 2.10 โดยทั่วไปเซนเซอร์คันเร่งจะให้สัญญาณมาในรูปของสัญญาณอนาล็อก โดยเบื้องต้น ได้ทำการ เขียนโปรแกรมเพื่อรับค่าสัญญาณโดยกำหนดอัตราการสุ่มตัวอย่าง (Sampling Rate) ที่ 100 ms ดังรูปที่ 2.11 โดยสัญญาณที่รับได้แสดงดังรูปที่ 2.12

```
void setup()
{
  Serial.begin(9600);
}

void loop() {
  int sensorValue = analogRead(A0);
  Serial.println(sensorValue);
  delay(100);
}
```

รูปที่ 2.11: การเขียนโปรแกรมรับค่าสัญญาณอนาล็อก



รูปที่ 2.12: รูปร่างสัญญาณอนาล็อก ที่ อัตราการสุ่มตัวอย่าง 100 ms

### เซนเซอร์ระบุตำแหน่งแป้นเบรก (Brake Pedal Position Sensor : BPPS)

เซนเซอร์วัดตำแหน่งแป้นเบรรมีลักษณะเหมือนกับเซนเซอร์คันเร่งโดยจะนำเอาสัญญาณที่ได้ไปใช้ในระบบป้องกันของตัวรถ (Shutdown Circuit) และระบบ Regenerative Braking เพื่อระบุเปอร์เซ็นต์ Reverse Duty Cycle ของการขับมอเตอร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## เซนเซอร์วัดความเร็วการหมุนของล้อ (Hall Speed sensor)



รูปที่ 2.13 : Hall Speed Sensor

เซนเซอร์วัดตำแหน่งการหมุนและความเร็วของมอเตอร์หรือความเร็วล้อ ใช้หลักการการเปลี่ยนแปลงของสนามแม่เหล็ก โดยวัตถุที่วัดจะเป็นลักษณะแผ่นโลหะที่เจาะช่องตามแนวรัศมี ดังรูปที่ 2.14



รูปที่ 2.14 : แผ่นโลหะสำหรับ Hall Speed Sensor

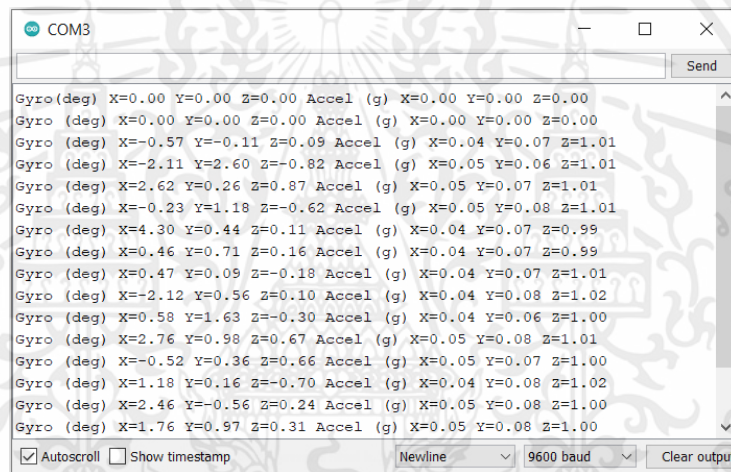
## เซนเซอร์วัดความเร่งและอัตราการหมุนรอบแกน (Inertial Measurement Unit : IMU)



รูปที่ 2.15 : Invensense MPU6050

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภายในชิพวงจรรวม (Integrated Circuit) ขนาดเล็กนี้ประกอบไปด้วยเซนเซอร์ที่สามารถวัดองศาการหมุนของวัตถุในสามแกนได้แก่ แกน Roll, แกน Pitch และแกน Yaw โดยเซนเซอร์ขนาดเล็กนี้เป็นอุปกรณ์ ไมโครเทคโนโลยี (Micro Electro-Mechanical System : MEMS) ที่มีชื่อเรียกว่า Gyroscopic Sensor นอกจากนี้ภายในยังประกอบด้วยเซนเซอร์ที่สามารถวัดความเร่งในหน่วยเทียบกับแรงโน้มถ่วง เรียกว่า Accelerometer โดยสามารถวัดได้ ในทั้งสามแกนและการนำเอาข้อมูลมาใช้นั้นจะต้องใช้การสื่อสารข้อมูลผ่าน I2C Bus โดยเขียนโปรแกรมเพื่อรับค่าดังรูปที่ 2.16



```

COM3
Send
Gyro(deg) X=0.00 Y=0.00 Z=0.00 Accel (g) X=0.00 Y=0.00 Z=0.00
Gyro (deg) X=0.00 Y=0.00 Z=0.00 Accel (g) X=0.00 Y=0.00 Z=0.00
Gyro (deg) X=-0.57 Y=-0.11 Z=0.09 Accel (g) X=0.04 Y=0.07 Z=1.01
Gyro (deg) X=-2.11 Y=2.60 Z=-0.82 Accel (g) X=0.05 Y=0.06 Z=1.01
Gyro (deg) X=2.62 Y=0.26 Z=0.87 Accel (g) X=0.05 Y=0.07 Z=1.01
Gyro (deg) X=-0.23 Y=1.18 Z=-0.62 Accel (g) X=0.05 Y=0.08 Z=1.01
Gyro (deg) X=4.30 Y=0.44 Z=0.11 Accel (g) X=0.04 Y=0.07 Z=0.99
Gyro (deg) X=0.46 Y=0.71 Z=0.16 Accel (g) X=0.04 Y=0.07 Z=0.99
Gyro (deg) X=0.47 Y=0.09 Z=-0.18 Accel (g) X=0.04 Y=0.07 Z=1.01
Gyro (deg) X=-2.12 Y=0.56 Z=0.10 Accel (g) X=0.04 Y=0.08 Z=1.02
Gyro (deg) X=0.58 Y=1.63 Z=-0.30 Accel (g) X=0.04 Y=0.06 Z=1.00
Gyro (deg) X=2.76 Y=0.98 Z=0.67 Accel (g) X=0.05 Y=0.08 Z=1.01
Gyro (deg) X=-0.52 Y=0.36 Z=0.66 Accel (g) X=0.05 Y=0.07 Z=1.00
Gyro (deg) X=1.18 Y=0.16 Z=-0.70 Accel (g) X=0.04 Y=0.08 Z=1.02
Gyro (deg) X=2.46 Y=-0.56 Z=0.24 Accel (g) X=0.05 Y=0.08 Z=1.00
Gyro (deg) X=1.76 Y=0.97 Z=0.31 Accel (g) X=0.05 Y=0.08 Z=1.00
Autoscroll Show timestamp Newline 9600 baud Clear output
  
```

รูปที่ 2.16 : ตัวอย่างค่าองศาการหมุนและความเร่งในแกนต่างๆที่วัดได้

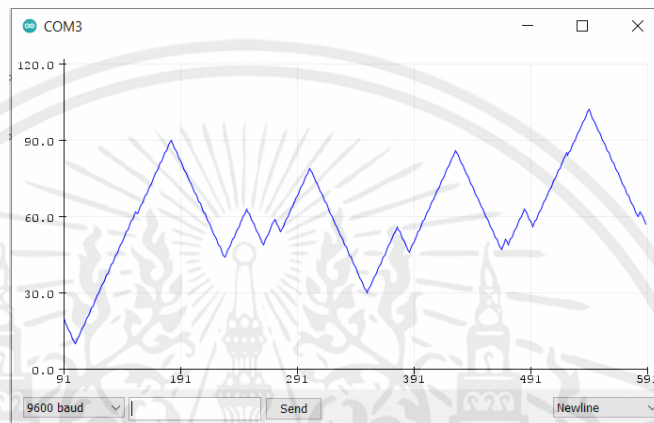
เซนเซอร์วัดองศาการเลี้ยว (Steering Angle Sensor)



รูปที่ 2.17: Rotary Encoder LPD3806-360BM-G5-24C

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากรูปที่ 2.17 เซนเซอร์วัดองศาการเลี้ยว เป็นเซนเซอร์ที่วัดตำแหน่งการหมุนโดยจะรับอินพุตมาจากคนขับและสร้างสัญญาณไฟฟ้าออกมา ให้อุปกรณ์ควบคุมสามารถรับค่าได้ โดยลักษณะของสัญญาณแสดงดังรูปที่ 2.18



รูปที่ 2.18 : ตัวอย่างค่าสัญญาณที่รับได้จาก Rotary Encode

กล่องควบคุมมอเตอร์ (Motor Controller)



รูปที่ 2.19 : VESC 100V 250A

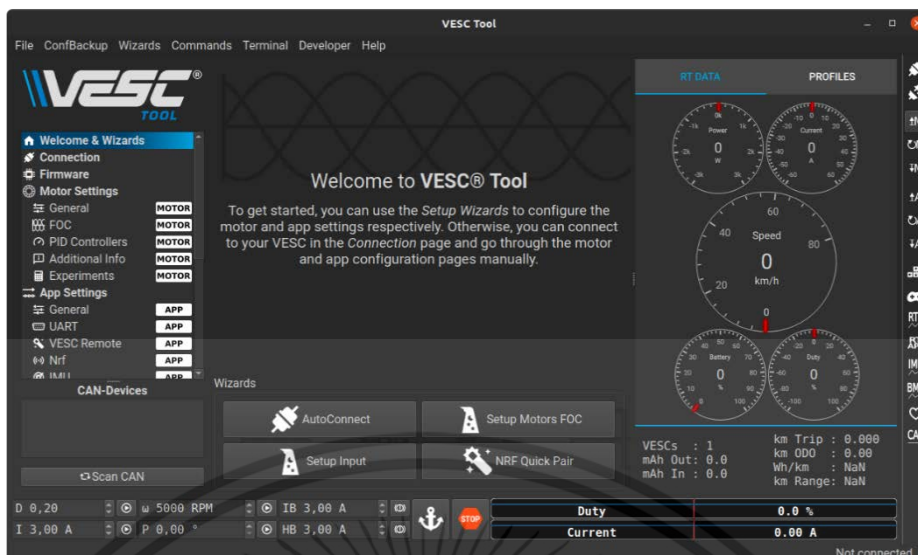
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

มอเตอร์คอนโทรลเลอร์ VESC 100V 250A ดังรูปที่ 2.19 มีรายละเอียดและฟังก์ชันการใช้งานดังนี้

แรงดันขาเข้า (Input Voltage)	14V – 100V
กระแสต่อเนื่อง (Continuous Current)	200A – 250A
กระแสสูงสุด (Peak Current or Inrush Current)	400A
ความเร็วสูงสุด	150k ERPM
ทฤษฎีการควบคุมมอเตอร์	DC, BLDC, FOC (sinusoidal)
Regenerative Braking	
Accurate current and voltage measurement on all motor phases (3x shunts)	
Sensored or sensorless operation + hybrid mode	
Configurable RPM-, current-, voltage- and power limits	
Input source: PPM, Analog, NRF Nyko Kama Nunchuck	
Communication ports: USB, CAN, UART	
Motor revolution, amp hour, watt hour counting	
Real time data analysis and read out via communication ports	

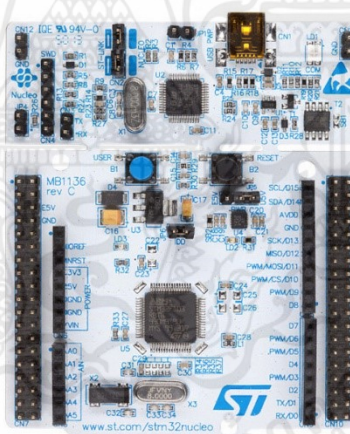
ตารางที่ 2.9 : รายละเอียดมอเตอร์คอนโทรลเลอร์

โดย VESC 100V 250A สามารถใช้งานร่วมกับโปรแกรม VESC Tool ดังรูปที่ 2.20 ที่สามารถปรับค่าการทำงานของมอเตอร์ไฟฟ้า ผ่านอุปกรณ์คอมพิวเตอร์และโทรศัพท์มือถือได้ นอกจากนี้ทั้งอุปกรณ์และโปรแกรมได้รับการเผยแพร่ให้เป็น Open-Source สามารถนำไปพัฒนาต่อได้ ซึ่งเป็นข้อดีสำหรับการพัฒนาการศึกษาเกี่ยวกับการควบคุมแรงบิดของมอเตอร์



รูปที่ 2.20: หน้าต่างการทำงานของโปรแกรม VESC Tool

ระบบประมวลผลกลาง (Vehicle Control Unit : VCU)



รูปที่ 2.21: STM32F4 Nucleo Board

ไมโครคอนโทรลเลอร์ (Microcontroller) ทำหน้าที่ประมวลผลข้อมูลต่างๆ ที่ได้รับมาจากเซนเซอร์ เพื่อสร้างสัญญาณขาออกไปสั่งงานอุปกรณ์อื่นๆอีกที เช่น สร้างสัญญาณ PWM ไปสั่งคอนโทรลเลอร์ให้ขับมอเตอร์ที่เปอร์เซ็นต์ Duty Cycle ต่างๆ สั่งให้มอเตอร์หยุดการทำงาน สั่งสัญญาณไฟกระพริบ ฯลฯ

โดยไมโครคอนโทรลเลอร์ที่เหมาะสมกับการสร้างระบบควบคุมการขับเคลื่อนนี้จะต้องประกอบไปด้วย ฟังก์ชันการใช้งานและการสื่อสารข้อมูลแบบต่างๆดังนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นอนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- Universal Asynchronous Receiver and Transmitter : UART
- Inter Integrate Circuit : I2C
- Serial Peripheral Interface : SPI
- Controller Area Network : CAN Bus
- Analog to Digital Converter : ADC
- Digital to Analog Converter : DAC
- Pulse Width Modulation : PWM
- Pulse Position Modulation : PPM
- Analog and Digital I/O

โดยการพัฒนาโปรแกรมควบคุมสามารถเขียนโปรแกรมบนคอมพิวเตอร์ได้โดยใช้ ภาษา Embedded C คอมไพเลอร์ชุดคำสั่งผ่านโปรแกรมคอมไพเลอร์เช่น Arduino IDE, Keil, Eclipse, GNU C Toolchain

## 2.10 ตัวควบคุม PI, PD, และ PID

### ตัวควบคุม PI

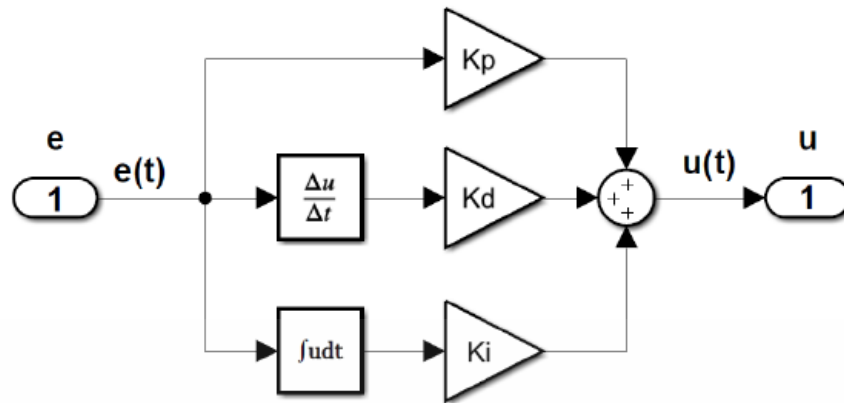
ตัวควบคุม PID เป็นตัวควบคุมเอนกประสงค์ที่รวมโหมดการควบคุมพื้นฐานสามโหมด ได้แก่ โหมดสัดส่วน proportional (P) โหมดอนุพันธ์ derivative (D) และโหมดอินทิกรัล integral (I) ตัวควบคุม PID ในโดเมนเวลาอธิบายโดยความสัมพันธ์

$$u(t) = k_p + k_d \frac{d}{dt} e(t) + k_i \int e(t) dt$$

ตัวควบคุม PID มีฟังก์ชันถ่ายโอน

$$K(s) = k_p + k_d s + \frac{k_i}{s}$$

$\{k_p, k_d, k_i\}$  ในจำนวนนี้ พจน์ตามสัดส่วนทำหน้าที่เป็นค่าตัวคูณของตัวควบคุม พจน์ของอนุพันธ์ ช่วยเร่งการตอบสนองของระบบและปรีพจน์ช่วยลดข้อผิดพลาดในสภาวะคงตัว



รูปที่ 2.22 โหมดควบคุมพื้นฐานสามโหมดของการควบคุมที่แสดงในตัวควบคุม PID

Closed-Loop Characteristic Polynomial

ให้  $G(s) = \frac{n(s)}{d(s)}$  จากนั้น closed-loop characteristic polynomial ที่มีตัวควบคุม PID ในลูปจะได้ดังนี้

$$\Delta s = sd(s) + (k_d s^2 + k_p s + k_i)n(s)$$

อาจมีการเพิ่มตัวกรอง first-order ในตัวควบคุม PID เพื่อลดการรบกวนฟังก์ชันการถ่ายโอนของตัวควบคุมจะเป็น

$$K(s) = k_p + \frac{k_i}{s} + \frac{k_d s}{T_f s + 1}$$

ตัวกรองยังทำให้ฟังก์ชันการถ่ายโอนตัวควบคุมเหมาะสมและด้วยเหตุนี้จึงเกิดขึ้นได้ด้วยการผสมระหว่างตัวกรองความถี่ต่ำและความถี่สูง

วัตถุประสงค์ในการออกแบบระบบควบคุมอาจต้องใช้เพียงชุดย่อยของโหมดตัวควบคุมพื้นฐานสามโหมดเท่านั้น สองตัวเลือกทั่วไป ได้แก่ ตัวควบคุม proportional-derivative (PD) และตัวควบคุม proportional-integral (PI) อธิบายไว้ด้านล่าง

## ตัวควบคุม PD

ตัวควบคุม PD อธิบายโดยฟังก์ชันการถ่ายโอน

$$K(s) = k_p + k_d s = k_d \left( s + \frac{k_p}{k_d} \right)$$

ตัวควบคุม PD จะเพิ่ม single zero ในฟังก์ชันการถ่ายโอนรูป พหุนาม closed-loop characteristic ถูกกำหนดเป็น phase contribution ของตัวควบคุม PD เพิ่มขึ้นจาก  $0^\circ$  ที่ความถี่ต่ำเป็น  $90^\circ$  ที่ความถี่สูง ด้วยเหตุผลในทางปฏิบัติ อาจเพิ่ม pole ที่มีค่าคงที่เวลาสั้นๆ  $T_f$  ลงในตัวควบคุม PD pole ช่วยจำกัด loop gain ความถี่สูง ซึ่งเป็นที่ต้องการสำหรับการปฏิเสธ disturbance ตัวควบคุม PD ที่ดัดแปลงนั้นอธิบายโดยฟังก์ชันการถ่ายโอน

$$K(s) = k_p + \frac{k_d s}{T_f s + 1}$$

ตัวควบคุม PD ที่ดัดแปลงนั้นคล้ายกับตัวควบคุม first-order phase-lead มากใช้ในการทำงานเดียวกัน เพื่อปรับปรุงการตอบสนอง transient ของระบบ

## ตัวควบคุม PI

ตัวควบคุม PI อธิบายโดยฟังก์ชันการถ่ายโอน

$$K(s) = k_p + (k_i/s) = \frac{k_p(s + \frac{k_i}{k_p})}{s}$$

ตัวควบคุม PI จะเพิ่ม pole ที่จุดกำเนิด (an integrator) และ finite zero ให้กับ feedback loop การมีอยู่ของ integrator ในลูประบบจะบังคับให้ข้อผิดพลาดเป็นอินพุตคงที่เพื่อไปที่ zero ในสภาวะคงตัว ดังนั้นตัวควบคุม PI จึงมักใช้ในการออกแบบเซอร์โวกลไกโดยปกติศูนย์ควบคุมจะถูกวางไว้ใกล้กับจุดกำเนิดในระนาบ  $s$  เชิงซ้อน การมีอยู่ของคู่ขั้ว-ศูนย์จะเพิ่มขั้วของระบบแบบวงปิดที่มีค่าคงที่เวลามาก ตำแหน่ง zero สามารถปรับได้เพื่อให้การสนับสนุนของโหมดเข้าในการตอบสนองของระบบโดยรวมยังคงน้อย

โดยปกติตัวควบคุม zero จะถูกวางไว้ใกล้กับจุดกำเนิดในระนาบ  $s$  เชิงซ้อน การมีอยู่ของคู่ pole-zero จะเพิ่ม pole ของระบบ closed-loop ที่มีค่าคงที่เวลามาก ตำแหน่ง zero สามารถปรับได้เพื่อให้การสนับสนุนของโหมตซ้ำในการตอบสนองของระบบโดยรวมยังคงมีน้อย

### ตัวควบคุม PI-PD

ส่วน PD และ PI สามารถรวมกันในตัวควบคุม PI-PD เป็น

$$K(s) = \left(k_p + \frac{k_i}{s}\right)(1 + k_d s)$$

หรือ

$$K(s) = (k_p + k_d s) \left(1 + \frac{k_i}{s}\right)$$

ตัวควบคุม PI-PD จะเพิ่ม zero สองตัวและ pole หนึ่งตัวรวมเข้ากับฟังก์ชันการถ่ายโอนรูป zero จากส่วน PI อาจอยู่ใกล้กับจุดกำเนิด zero จากส่วน PD ถูกวางไว้ในตำแหน่งที่เหมาะสมสำหรับการปรับปรุงการตอบสนอง transient ที่ต้องการตัวควบคุม PI-PD นั้นคล้ายกับตัวควบคุม PID ปกติที่อธิบายโดยฟังก์ชันการถ่ายโอน

$$K(s) = k_p + k_d s + \frac{k_i}{s} = \frac{k_d s^2 + k_p s + k_i}{s}$$

ตัวควบคุม PID ช่วยให้ทั้งระบบมีการตอบสนองแบบ transient และแบบ steady-state นอกจากนี้ยังให้ความเสถียรและความแข็งแกร่งแก่ระบบ closed-loop

### วิธีการปรับแต่งตัวควบคุม PID

#### วิธี Ziegler–Nichols

ดำเนินการโดยการให้ค่า  $K_d$  (Derivative gain) และ  $K_i$  (Integral gain) เป็นศูนย์ก่อน แล้วจึงปรับค่า  $K_p$  (Proportional gain) เพิ่มขึ้นจากศูนย์จนกระทั่งถึงค่าสูงสุดเรียกว่า  $K_u$  (Ultimate gain) โดยที่ระบบยังแกว่งอย่างมีเสถียรภาพอยู่ จากนั้นใช้ค่า  $K_u$  และคาบการแกว่ง  $T_u$  เพื่อหา  $K_p$ ,  $K_i$  และ  $K_d$  โดยขึ้นอยู่กับประเภทของตัวควบคุมและพฤติกรรมที่ต้องการอ้างอิงตามรูปที่ 2.23

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Control Type	$K_P$	$T_i$	$T_d$	$K_I = K_P/T_i$	$K_D = T_d K_P$
PID (classic)	$0.6 K_U$	$T_U/2$	$T_U/8$	$1.2K_U/T_U$	$0.075 K_U T_U$
P	$0.5 K_U$	-	-	-	-
PI	$0.45 K_U$	$T_U/1.2$	-	$0.54K_U/T_U$	-
PD	$0.8 K_U$	-	$T_U/8$	-	$0.1K_U T_U$
Pessen Integration	$0.7 K_U$	$2T_U/5$	$3 T_U/20$	$1.75K_U/T_U$	$0.105 K_U T_U$
Some Overshoot	$K_U/3$	$T_U/2$	$T_U/3$	$(2/3)K_U/T_U$	$(1/9)K_U/T_U$
No Overshoot	$0.2 K_U$	$T_U/2$	$T_U/3$	$(2/5)K_U/T_U$	$(1/15)K_U/T_U$

รูปที่ 2.23 แสดงตารางการใช้วิธี Ziegler–Nichols

การปรับแต่งวิธี Ziegler–Nichols เป็นผลลัพธ์ที่ยอมรับได้สำหรับวัตถุประสงค์บางอย่างแต่ไม่เหมาะสมสำหรับทุกแอปพลิเคชัน

## 2.11 ระบบควบคุมเสถียรภาพของรถ (Electronic Stability Control)

ระบบควบคุมเสถียรภาพของรถ คือระบบที่วัดค่าตัวแปรที่บ่งบอกถึงสถานะของรถขณะนั้น ซึ่งสองตัวแปรที่สามารถวัดได้คือ มุมไถลของรถ (Vehicle slip angle:  $\beta$ ) และอัตราการหมุนรอบแกน z (Yaw rate:  $\dot{\psi}$ ) แล้วนำมาประมวลผลว่ารถมีการทรงตัวที่ดีหรือไม่ จากนั้นจึงสั่งการให้ระบบอื่นทำงานให้การทรงตัวของรถมีความเสถียรมากขึ้น ระบบที่วัดโดยใช้สัญญาณจากอัตราการหมุนรอบแกน z สามารถทำได้ง่ายกว่าและต้นทุนต่ำ ดังนั้นระบบควบคุมเสถียรภาพโดยส่วนมากจึงนิยมวัดอัตราการหมุนรอบแกน z เป็นสัญญาณป้อนกลับ (Yaw rate tracking stability control) โดยหลักการของระบบคือการเพิ่ม-ลดโมเมนต์หันเห ที่ส่งผลโดยตรงต่ออัตราการหมุนรอบแกน z

ระบบควบคุมเสถียรภาพของรถสามารถแบ่งได้ดังนี้ Rajamani [1]

- 1) Differential Braking ใช้ระบบเบรก ABS เพื่อสร้างแรงเบรกที่แตกต่างกันระหว่างล้อแต่ละล้อ เพื่อเพิ่ม-ลดโมเมนต์หันเห
- 2) Steer-by-Wire ปรับแต่งสัญญาณองศาการหมุนของพวงมาลัยให้เหมาะสมทำให้เกิดเสถียรภาพ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- 3) Active Torque Distribution สร้างแรงบิดที่แตกต่างกันระหว่างล้อแต่ละล้อ เพื่อเพิ่ม-ลด โมเมนต์หันเห โดยในรถยนต์สันดาปจะเป็นการปรับอัตราทดของเฟืองท้ายร่วมกับระบบ อิเล็กทรอนิกส์ แต่ในปัจจุบันรถยนต์ไฟฟ้าได้รับความนิยมมากขึ้น ระบบขับเคลื่อนของ รถไฟฟ้าสามารถใช้มอเตอร์ทั้งสี่ล้อควบคุมแยกกันเป็นอิสระ ความสามารถหนึ่งของรถไฟฟ้า คือสามารถสร้างแรงต้านการเคลื่อนที่ (Regenerative Braking) ได้ การนำความสามารถนี้ มาประยุกต์ใช้กับระบบควบคุมเสถียรภาพของรถเรียกว่า ระบบกระจายแรงบิด (Torque Vectoring) โดยจะควบคุมการสร้างแรงบิดและแรงต้านทำให้เกิดการเพิ่ม-ลดโมเมนต์หันเห สร้างเสถียรภาพในการเข้าโค้งของรถ ซึ่งระบบจะตรวจจับอัตราการหมุนรอบแกน  $Z$  ว่ารถ ในขณะนั้นมีอาการดื้อโค้ง (Understeer) หรือไวโค้ง (Oversteer) จากนั้นจึงสั่งการให้ มอเตอร์สร้างแรงบิดและแรงต้านที่เหมาะสม



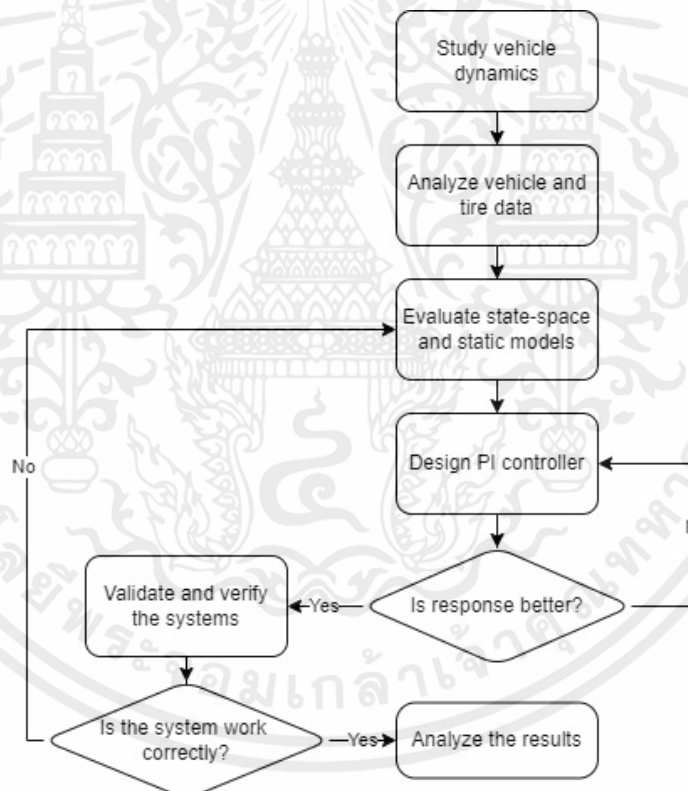
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## บทที่ 3

### การจำลองผ่านโปรแกรม MATLAB

#### 3.1 บทนำ

บทนี้จะกล่าวถึงรายละเอียดที่เกี่ยวข้องกับการวิเคราะห์แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของรถผ่านโปรแกรมจำลอง MATLAB Simulink เพื่อทำความเข้าใจในเรื่องพลศาสตร์ยานยนต์และเรื่องอื่นๆ ที่เกี่ยวข้อง กับหัวข้อการศึกษานี้ ดังที่ได้กล่าวถึงในบทก่อนหน้านี้นี้โดยจะวิเคราะห์แบบจำลองที่ละส่วนก่อนเพื่อให้ง่ายต่อการทำความเข้าใจขอบเขตของการจำลองเพื่อศึกษาพฤติกรรมของรถขณะเลี้ยวเมื่อความเร็วตามยาวของรถ  $v_x$  มีค่าคงที่ โดยในการศึกษามีขั้นตอนดังต่อไปนี้



รูปที่ 3.1 ขั้นตอนการทำงานวิจัย

ลำดับการดำเนินงานในรูปที่ 3.1 เริ่มจากศึกษาพลศาสตร์ยานยนต์ วิเคราะห์ข้อมูลรถและยงาค่า State space และ Static model ออกแบบตัวควบคุม PI ดูการตอบสนองว่าดีขึ้นหรือไม่ ถ้าดีขึ้น Validate และ Verify ระบบพิจารณาว่าระบบทำงานถูกต้องหรือไม่ ถ้าใช้วิเคราะห์ผลลัพธ์ที่ได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 3.2 การวิเคราะห์ข้อมูลเพื่อสร้างแบบจำลองเชิงเส้นของยาง (Tire Data Analysis)

ก่อนการศึกษาแบบจำลองต้องมีข้อมูลค่าตัวแปรพารามิเตอร์ต่างๆ ที่ถูกต้องแม่นยำ เพื่อให้ผลการจำลองออกมาใกล้เคียงความเป็นจริงมากที่สุด โดยในหัวข้อนี้จะเป็นการวิเคราะห์ข้อมูลยางที่ใช้ในรถแข่งไฟฟ้าสูตรนักศึกษา วิธีในการทดสอบประสิทธิภาพ คือ หมุนล้อทดสอบพร้อมกับเพิ่มภาระให้กับล้อและทำการเปลี่ยนมุมล้อไปด้วย ดังรูปที่ 3.2 วิธีการนี้จะทำให้สามารถวัดแรงในแนวด้านข้าง (Lateral Force) ของยางได้



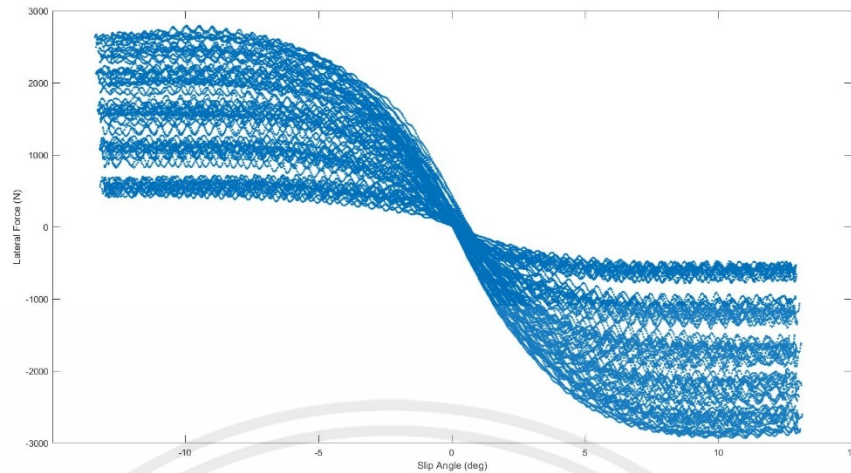
รูปที่ 3.2 : การทดสอบประสิทธิภาพของยางในแนวด้านข้าง

การทดสอบของโดยข้อมูลที่ได้อาจเป็นข้อมูลดิบที่ยังไม่ผ่านการวิเคราะห์ โดยขั้นตอนการวิเคราะห์มีดังนี้

1. แยกข้อมูลจากหลายช่วงการทดสอบออกจากกัน การทดสอบจะแบ่งออกเป็นช่วงตามตัวแปรที่กำหนด โดยจะแบ่งตามแรงในแนวตั้ง (Normal Force:  $F_z$ ), ความดันลมยาง (Tire pressure:  $P$ ), มุมเอียงของยาง (Inclination Angle:  $IA$ ) โดยในการศึกษานี้ใช้มุมในช่วง

$$F_z = 200 - 1000N, P = 12 \text{ psi}, IA = 0$$

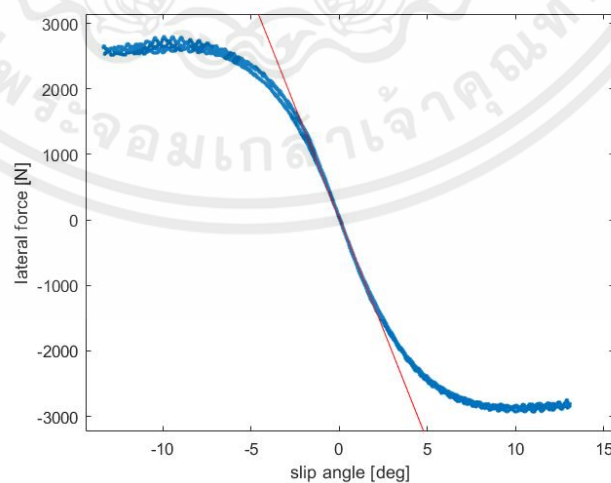
พฤติกรรมของยางขณะเลี้ยวสามารถอธิบายได้ด้วยกราฟความสัมพันธ์ระหว่างแรงในแนวด้านข้าง (Lateral Force) และมุมไถล (Slip Angle) ดังรูปที่ 3.3



รูปที่ 3.3 : แรงในแนวด้านข้างเทียบกับมุมไถล ที่ ความดันลมยาง 12 psi และมุมเอียง 0 องศา

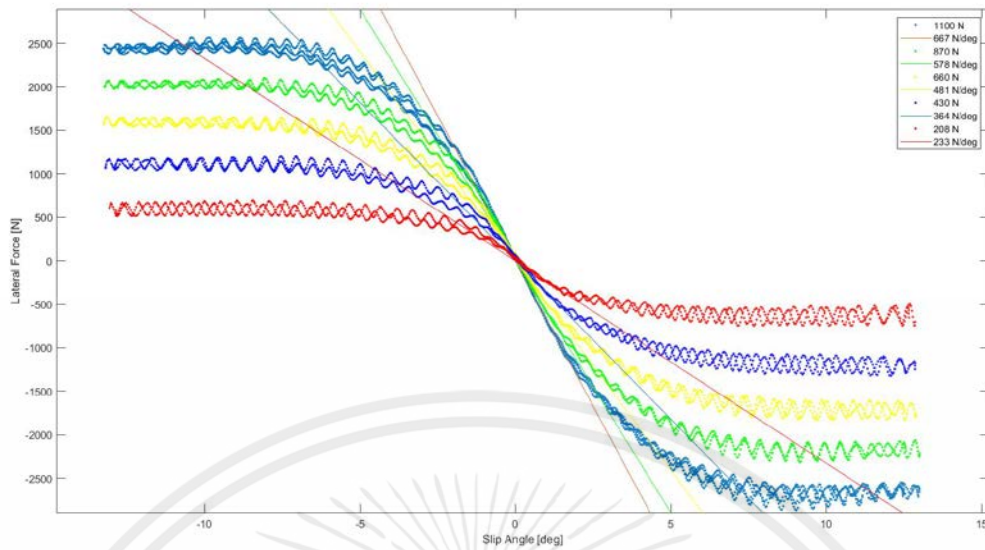
จากรูปที่ 3.3 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างแรงในแนวด้านข้างและมุมไถล โดยจากรูปจะเห็นได้ว่าขนาดของแรงในแนวด้านข้างเพิ่มขึ้นตามมุมไถลที่เพิ่มขึ้น ในช่วง -3 ถึง 3 องศา มีการเปลี่ยนแปลงในรูปเชิงเส้น ซึ่งเราสามารถสร้างแบบจำลองของยาง โดยใช้พหุนามในช่วงเชิงเส้นนี้

2. วิเคราะห์ข้อมูลยางด้วยวิธีการ Curve Fitting ด้วยหลักการ Least Square Method โดยใช้คำสั่ง  $polyfit(x, y, n)$  ในโปรแกรม MATLAB ขอบเขตในการศึกษานี้จำกัดแค่ระบบที่มีความเป็นเชิงเส้น ดังนั้นจึงเลือกใช้ข้อมูลยางในช่วงที่เป็นเชิงเส้นที่มีมุมไถล อยู่ในช่วง -3 ถึง 3 องศา ที่แรงในแนวตั้งต่างกัน



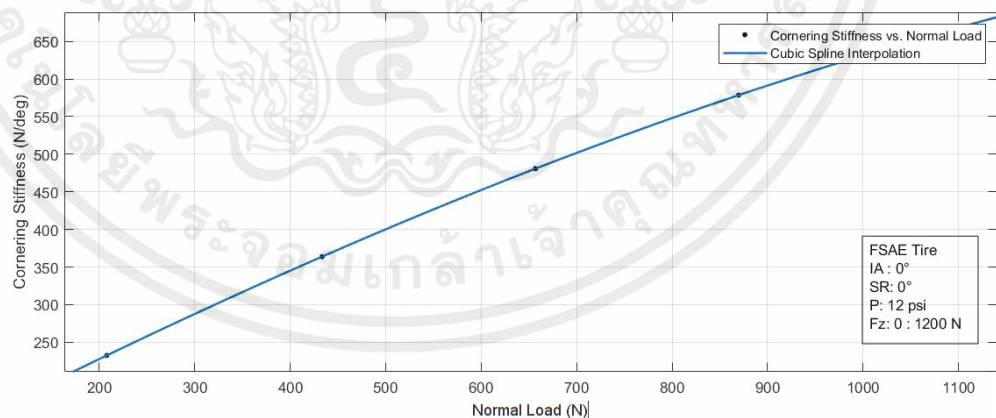
รูปที่ 3.4 : แรงในแนวด้านข้างเทียบกับมุมไถลและเส้นตรงที่ได้จากการทำ Curve Fitting ที่แรงในแนวตั้ง 1100 N

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.5 : แรงในแนวด้านข้างเทียบกับมุมไถลและเส้นตรงที่ได้จากการทำ Curve Fitting

จากรูปที่ 3.4 และ 3.5 ความชันของเส้นตรงก็คือ ค่า Cornering Stiffness ที่อธิบายพฤติกรรมของยางที่ขนาดแรงในแนวตั้งต่างๆ โดยจะนำค่าความชันที่ได้ทุกค่ามาพล็อตเทียบกับแรงในแนวตั้ง และทำการ Curve Fitting อีกครั้งโดยใช้ Cubic Spline Interpolation เพื่อประมาณค่าในช่วงของค่า Cornering Stiffness ดังรูปที่ 3.6



รูปที่ 3.6 : ค่า Cornering Stiffness เทียบกับแรงในแนวตั้ง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 3.3 แบบจำลองจักรยาน (Linear Bicycle Model)

จากสมการ 2.16

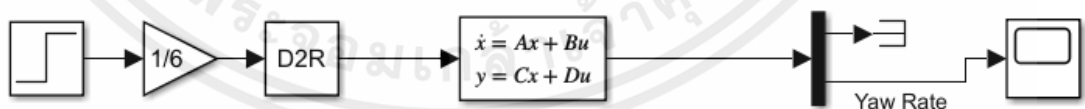
$$\dot{x} = Ax + Bu_1$$

$$\dot{x} = \begin{bmatrix} \dot{v}_y \\ \dot{\psi} \end{bmatrix}; \quad x = \begin{bmatrix} v_y \\ \psi \end{bmatrix}; \quad u_1 = \delta$$

$$\begin{bmatrix} \dot{v}_y \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{C_{y,f} + C_{y,r}}{mv_x} & \frac{-l_f C_{y,f} + l_r C_{y,r}}{mv_x} - v_x \\ \frac{-l_f C_{y,f} + l_r C_{y,r}}{I_{zz} v_x} & \frac{l_f^2 C_{y,f} + l_r^2 C_{y,r}}{I_{zz} v_x} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_y \\ \psi \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{C_{y,f}}{m} \\ \frac{l_f C_{y,f}}{I_{zz}} \end{bmatrix} [\delta]$$

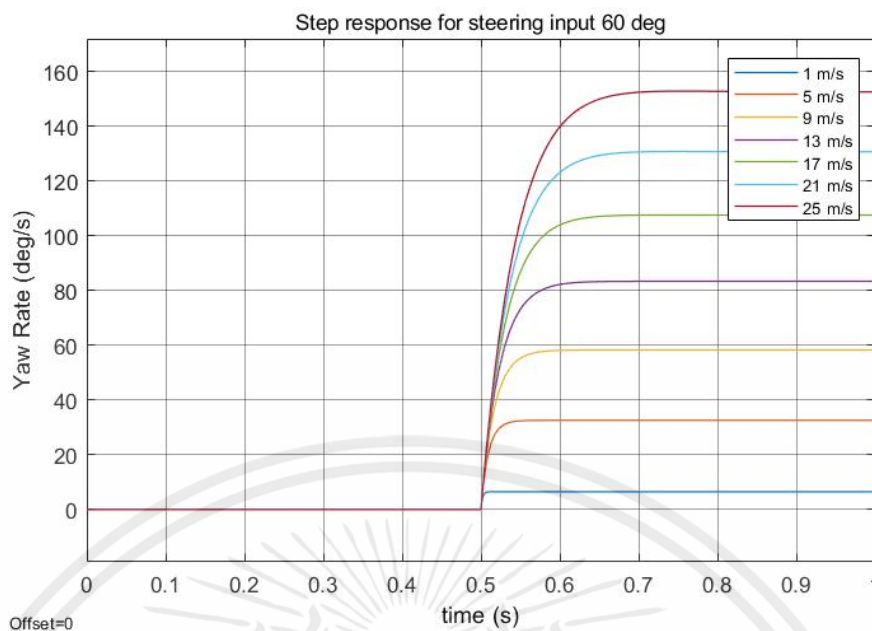
แบบจำลองจักรยานเป็นแบบจำลองที่ใช้ศึกษาพฤติกรรมของรถขณะเลี้ยว โดยแบบจำลองตั้งสมมติฐานดังที่กล่าวไปในบทที่ 2 เพื่อลดความยุ่งยากซับซ้อนของตัวแปร โดยเฉพาะแบบจำลองของยาง ซึ่งแบบจำลองยางที่ซับซ้อนมักจะอยู่ในรูปสมการไม่เชิงเส้น (Nonlinear equation) เช่นแบบจำลองของ Pacejka และ Burkhardt จากหัวข้อก่อนหน้า แบบจำลองยางได้ถูกวิเคราะห์เป็นค่าคงที่ คือ ค่า Cornering Stiffness โดยพารามิเตอร์ที่ใช้ในการสร้างแบบจำลอง มาจากข้อมูลรถแข่งสูตรนักศึกษา

วิเคราะห์แบบจำลองโดยใช้ Block Diagram ในโปรแกรม MATLAB Simulink ดังรูปที่ 3.7 โดยระบบรับอินพุตมาเป็น องศาการหมุนของพวงมาลัย (Steering Wheel Angle) คงที่เท่ากับ 60 องศา ดูการตอบสนองของระบบที่ความเร็ว 1 เมตรต่อวินาที ถึง 25 เมตรต่อวินาที ซึ่งเป็นย่านความเร็วที่ใช้เข้าโค้งในการแข่งขัน เรือโนโซเริ่มต้น (Initial Condition) คือ  $\psi_0 = 0 \text{ deg/s}$



รูปที่ 3.7 : Block Diagram แบบจำลองจักรยาน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.8 : การตอบสนองของระบบต่อองศาการหมุนของพวงมาลัย  $60 \text{ deg}$  ที่ความเร็วต่างๆ

จากรูปที่ 3.8 เห็นได้ว่าเมื่อความเร็วเปลี่ยนแปลงไปขนาดของอัตราการหมุนรอบแกน  $Z$  ก็เปลี่ยนแปลงอย่างเห็นได้ชัดเส้นกราฟแต่ละเส้นแสดงค่าอัตราการหมุนรอบแกน  $Z$  ที่ต่างกันจากความเร็วที่ต่างกัน 1,5,9,13,17,21 และ 25 m/s ตามลำดับ ดังนั้นในการออกแบบระบบควบคุมที่จะกล่าวในบทถัดไป ตัวควบคุมเพียงตัวเดียวอาจจะไม่เพียงพอเมื่อรถมีความเร็วในการเข้าโค้งที่ต่างกัน การตอบสนองมีค่าลู่เข้าสู่ สถานะคงตัว (Steady State) โดยค่าอัตราการหมุนรอบแกน  $Z$  ที่สถานะคงตัวจะถูกใช้เป็นตัวอ้างอิงสำหรับตัวควบคุมด้วย

### 3.3.1 การตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลอง

ตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลองโดยการเปรียบเทียบผลการจำลอง (Simulation result) ผ่าน Simulink กับงานวิจัยที่ได้รับการตีพิมพ์แล้วเพื่อดูลักษณะวิถีการเคลื่อนที่ของรถ

งานวิจัยที่ใช้อ้างอิง: กฤษฎา จันทร์แดง. 2551. การจำลองพลศาสตร์ยานยนต์ร่วมกับยานพาหนะจริงแบบย่อส่วน. กรุงเทพฯ: จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย.

งานวิจัยที่ใช้อ้างอิงนี้ศึกษาและวิเคราะห์การจำลองพลศาสตร์ของพาหนะจริงกับพาหนะย่อส่วน ในอัตราส่วน 1:5 ซึ่งเกี่ยวข้องกับการพัฒนายานยนต์ย่อส่วนให้มีพฤติกรรมทางพลศาสตร์สมมูลกับพาหนะจริง ยานยนต์ย่อส่วนนี้ถูกควบคุมด้วยมนุษย์ผ่านจากเครื่องจำลองเสมือนจริงสามมิติ งานวิจัยที่สำคัญคือการออกแบบตัวกรองเสมือนจริงโดยมีวัตถุประสงค์หลักเพื่อพัฒนาการควบคุม ตรวจจับ

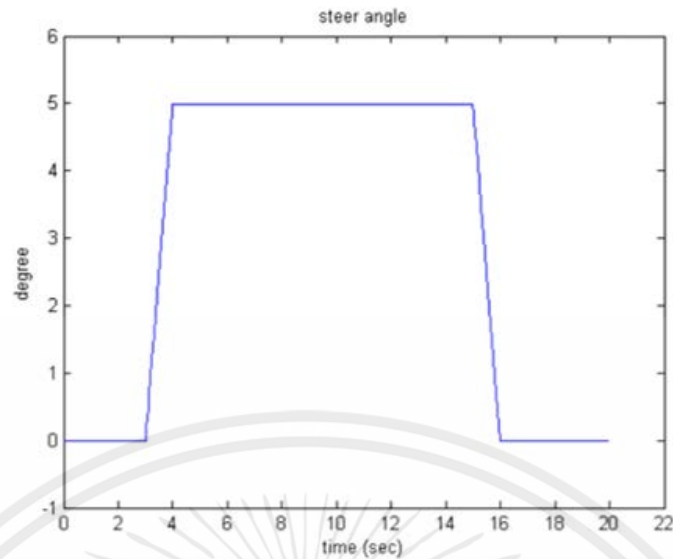
และอัลกอริทึมของเครื่องจำลองเสมือนจริงสามมิติให้เหมือนจริงมากที่สุด เครื่องจำลองเสมือนจริงในงานวิจัยนี้สามารถสร้างการเคลื่อนที่สามแนวแกนคือ หมุนในแกน Pitch หมุนในแกน Roll และขึ้นลงในแนวตั้ง ตัวแปรพลศาสตร์ที่สำคัญของยานพาหนะ เช่น ความเร่งเชิงเส้น ความเร็วเชิงมุม มุมเลี้ยวและความเร็วล้อ เป็นต้น ถูกวัดด้วยอุปกรณ์ตรวจวัดและถูกส่งไปยังระบบควบคุมหลัก ตามกระบวนการในตัวกรองเสมือนจริง ซึ่งถูกออกแบบมาบนพื้นฐานของระบบการรับรู้และการตอบสนองของมนุษย์

มีการดำเนินงานโดยการแบ่งเป็น 2 หัวข้อใหญ่ ประกอบด้วยพลศาสตร์ยานยนต์ (Vehicle dynamics) และระบบควบคุมเครื่องจำลองเสมือนจริง (Simulator control system) โดยในหัวข้อของพลศาสตร์ยานยนต์แบ่งเป็น 2 มิติ (Bicycle model) และ 3 มิติ (Four wheels model) โดยความรู้จากการศึกษาพลศาสตร์ยานยนต์นี้ จะนำไปสู่การสร้างกลุ่มตัวแปรไร้มิติ และสามารถนำพารามิเตอร์ที่ได้ไปออกแบบยานยนต์ย่อยส่วน ในที่นี้สนใจแค่พลศาสตร์ยานยนต์จึงไม่อธิบายหัวข้อระบบควบคุมเครื่องจำลองเสมือนจริง

ผลสรุปที่ได้ในส่วนของหัวข้อพลศาสตร์ยานยนต์ 2 มิติ (Bicycle model) เพื่อความแม่นยำของผลลัพธ์ค่าความเร่งของรถครนวน้อย ในหัวข้อพลศาสตร์ยานยนต์ 3 มิติ (Four wheels model) จากผลการจำลองด้วย MATLAB เพื่อเปรียบเทียบค่าระหว่างรถต้นแบบและรถย่อยส่วนพบว่าการตอบสนองเชิงมุมลักษณะคล้ายกันและมีค่าใกล้เคียงกันด้วย ในการตอบสนองเชิงเส้นพบว่าค่าสถานะลดลงมาเป็นอัตราส่วน 1:5 ตามอัตราการย่อยส่วนของรถ

ขั้นตอนการตรวจสอบความถูกต้อง

1) เตรียมข้อมูล Steering angle ในรูปที่ 3.9 เริ่มต้นรถวิ่งตรง ( $\delta = 0$ ) แล้วหมุนพวงมาลัยเลี้ยวค้างไว้ช่วงหนึ่ง ( $\delta = 5$ ) แล้วจึงคืนกลับมาที่ตำแหน่งเดิม ( $\delta = 0$ ) รถวิ่งตรงและสิ้นสุดที่ 20 วินาที และพารามิเตอร์ในรูปที่ 3.10 ของรถจากงานวิจัยอ้างอิง



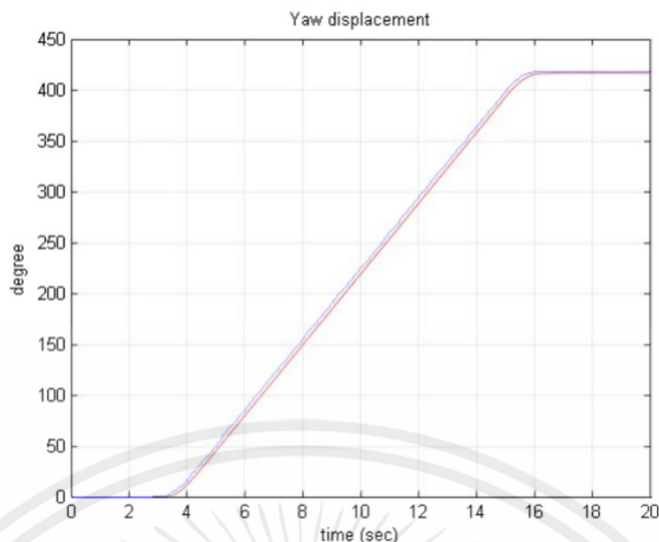
รูปที่ 3.9 : องศาพวงมาลัย (Steering angle) ที่ใช้เป็น Input

parameter	Prototype	Model (scale 1:5)
a	1.25	0.25
b	1	0.2
L	2.25	0.45
m	1100	8.8
Iz	1100	0.352
Cf	60,000	100
Cr	120,000	200
V	20	4

รูปที่ 3.10 : พารามิเตอร์ของรถจากงานวิจัยที่นำมาอ้างอิง

2) จำลองผ่าน MATLAB Simulink ด้วยอินพุตจากงานวิจัยอ้างอิงเทียบกับผลที่จำลองผ่านแบบจำลองจักรยานของปริญญาโทพนธ์นี้โดยใช้ชุดข้อมูลจากตารางที่ 3.10 และได้ผลจากการจำลองออกมาดังรูปที่ 3.11

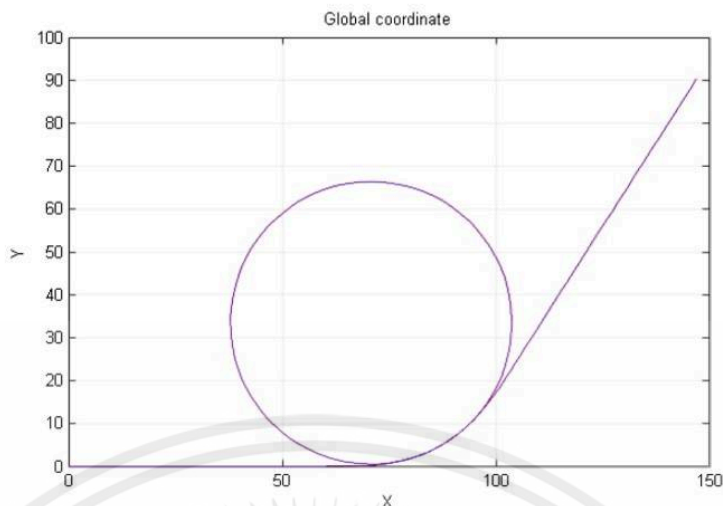
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.11 : องศาการหมุนรอบแกน Z (Yaw displacement) ที่ได้จากการจำลองในวิทยานิพนธ์นี้ (เส้นสีแดง) เทียบกับผลจากงานวิจัยอ้างอิงของรถต้นแบบ (เส้นสีน้ำเงิน)

เริ่มต้น ( $\delta = 0, \psi = 0$ ) เมื่อเพิ่ม ( $\delta = 5$ ) องศาที่ค้างไว้ขณะหนึ่งแต่  $\psi$  เพิ่มขึ้นเรื่อย ๆ ด้วยอัตราคงที่เพราะรถมีความเร็วคงที่ จาก  $0 \text{ deg}$  จนถึงประมาณ  $418 \text{ deg}$  แล้วจึงคืนพวงมาลัยกลับมาที่ตำแหน่งเดิม ( $\delta = 0, \psi = 418$ ) แต่  $\psi$  ยังคงอยู่ที่  $418 \text{ deg}$  เพราะว่าตำแหน่งของรถได้เปลี่ยนไปแล้วจากจุดเริ่มต้น ซึ่งทั้งสองงานวิจัยมีรูปแบบผลลัพธ์เป็นค่าองศาการหมุนรอบแกน Z เหมือนกันในรูปที่ 3.11 จากแบบจำลองคณิตศาสตร์ของแต่ละงานวิจัย โดยมีความค่าผิดพลาดในช่วง 3-16 วินาที มีค่าประมาณ 0.5% เมื่อเทียบกับกราฟที่ได้จากงานวิจัยอ้างอิง

3) เพื่อให้ได้ลักษณะวิถีของรถ แปลงจากองศาการหมุนรอบแกน Z (Yaw displacement) เป็นพิกัดพื้นโลกเพื่อดูเส้นทางการเคลื่อนที่ตามองศาพวงมาลัย (Steering angle) โดยใช้สมการ  $\dot{X} = v_x \cos(\psi) - v_y \sin(\psi)$  และ  $\dot{Y} = v_x \sin(\psi) + v_y \cos(\psi)$  แล้วจึงปริพันธ์เพื่อให้ได้ตำแหน่ง  $(x, y)$  ออกมาในรูปที่ 3.12



รูปที่ 3.12 : พิกัด  $(x, y)$  ที่ได้จากแบบจำลองวิทยานิพนธ์นี้เทียบกับวิจัยที่อ้างอิง

รูปที่ 3.12 กราฟเส้นสีน้ำเงินแสดงพิกัด  $(x, y)$  ของรถจริงของงานวิจัยที่อ้างอิงส่วนกราฟเส้นสีแดงเป็นผลจากการจำลองของงานวิจัยนี้ จากองศาการหมุนรอบแกน  $Z$  (Yaw displacement) ที่ได้จากแบบจำลองเป็นวิธีการเคลื่อนที่คือ เริ่มต้นรถวิ่งด้วยความเร็วคงที่ตรงไปแล้วจึงเลี้ยวเป็นวงกลม 418 deg จากนั้นจึงคืนพวงมาลัยขับตรงต่อไปจนถึงจุดสิ้นสุด

ผลลัพธ์ที่ได้จากการเปรียบเทียบแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของทั้งสองงานวิจัยในรูปที่ 3.14 แบบจำลองจักรยาน (Bicycle model) ที่ได้จากวิทยานิพนธ์นี้สามารถอธิบายพฤติกรรมพลศาสตร์ของรถได้ มีการตอบสนองต่ออินพุตองศาพวงมาลัย (Steering angle) เป็นลักษณะวิธีการเคลื่อนที่ได้จากทั้งสองงานวิจัยมีค่าใกล้เคียงกัน จึงมีความมั่นใจที่จะนำแบบจำลองจักรยาน (Bicycle model) นี้ไปพัฒนาเพิ่มความสามารถด้วยระบบกระจายแรงบิดต่อไป

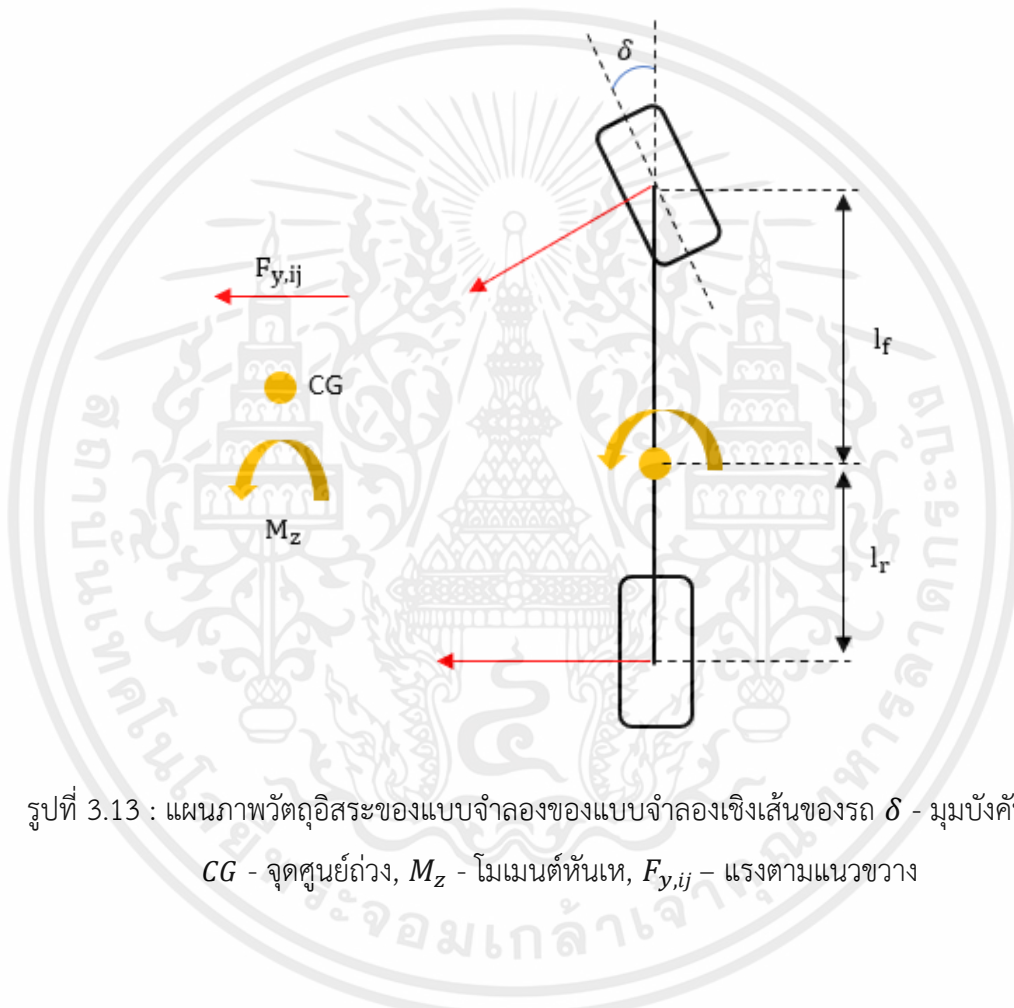
### 3.3.2 แบบจำลองจักรยานที่มีการเพิ่มโมเมนต์หันเหจากการกระจายแรงบิด

แบบจำลองจักรยานที่กล่าวไปข้างต้น ระบบจะตอบสนองต่อการเปลี่ยนแปลงของอัตราการหมุนของพวงมาลัยเท่านั้น แต่ระบบที่มีการกระจายแรงบิดต้องมีการเพิ่มอินพุตขึ้นมาอีกหนึ่งตัวคือ โมเมนต์หันเหดังรูปที่ 3.15 ซึ่งสามารถเขียนในรูปสมการ State Space ได้ดังนี้

$$\dot{x} = Ax + Bu_1 + Eu_2$$

$$\dot{x} = \begin{bmatrix} \dot{v}_y \\ \dot{\psi} \end{bmatrix}; \quad u_1 = \delta; \quad u_2 = M_z$$

$$\begin{bmatrix} \dot{v}_y \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{C_{y,f} + C_{y,r}}{mv_x} & \frac{-l_f C_{y,f} + l_r C_{y,r}}{mv_x} & -v_x \\ \frac{-l_f C_{y,f} + l_r C_{y,r}}{I_{zz} v_x} & \frac{l_f^2 C_{y,f} + l_r^2 C_{y,r}}{I_{zz} v_x} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_y \\ \psi \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{C_{y,f}}{m} \\ \frac{l_f C_{y,f}}{I_{zz}} \end{bmatrix} [\delta] + \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ I_{zz} \end{bmatrix} [M_z]$$



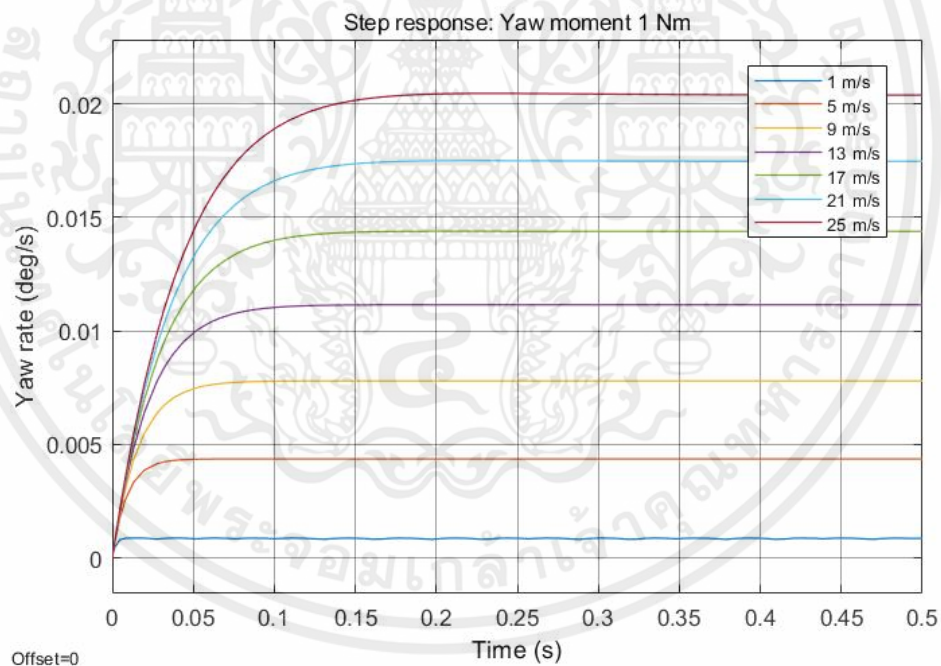
รูปที่ 3.13 : แผนภาพวัตถุอิสระของแบบจำลองของแบบจำลองเชิงเส้นของรถ  $\delta$  - มุมบังคับเลี้ยว, CG - จุดศูนย์กลางถ่วง,  $M_z$  - โมเมนต์หันเห,  $F_{y,ij}$  - แรงตามแนวขวาง

ในการศึกษาระบบควบคุมเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพและรักษาเสถียรภาพในการเข้าโค้ง วิธีการที่เรานำมาปรับใช้คือ การเพิ่ม-ลด อัตราการหมุนรอบแกน  $Z$  โดยการกระจายแรงบิดไปที่ล้อเพื่อสร้างโมเมนต์หันเห ในการประยุกต์หลักการนี้นำมาปรับใช้กับรถแข่งไฟฟ้าสูตรนักศึกษา การใช้มอเตอร์ขับเคลื่อนสี่ล้ออิสระทำให้เราสามารถใช้อัตราของมอเตอร์ไฟฟ้าคือ Regenerative Braking มาช่วยสร้างโมเมนต์หันเหเพิ่มขึ้นได้ โมเมนต์หันเห (Yaw moment) ทำให้อัตราการหมุนรอบแกน  $Z$  เพิ่มขึ้นและช่วยเพิ่มการตอบสนองของรถให้ใกล้เคียงกับอัตราการหมุนรอบแกน  $Z$  ที่สภาวะคงตัว

สามารถแสดงแบบจำลองของรถที่มีการเพิ่ม-ลด อัตราการหมุนรอบแกน  $Z$  โดยการกระจายแรงบิด เพื่อสร้างโมเมนต์หันเหรอบแกน  $Z$  โมเมนต์หันเหที่เพิ่มขึ้นเป็นผลมาจากความแตกต่างระหว่าง แรงบิดล้อซ้าย  $T_{rl}, T_{fl}$  และแรงบิดล้อขวา  $T_{rr}, T_{fr}$  ความแตกต่างนี้คูณด้วยระยะ  $t_r$  รถทำให้เกิด โมเมนต์หันเหเพิ่มมา ถ้าล้อขวามีแรงบิดมากกว่าล้อซ้าย รถจะมีโมเมนต์หันเหเป็นบวกจึงเลี้ยวซ้าย ถ้า เกิดตรงกันข้ามรถจะมีโมเมนต์หันเหเป็นลบ และเลี้ยวไปทางขวา โดยสามารถอธิบายได้ตามสมการ ดังต่อไปนี้

$$M_z = \frac{D_f t_r}{2} (F_{x,fl} + F_{x,fr}) + \frac{D_r t_r}{2} (F_{x,rl} + F_{x,rr})$$

จากสมการ สร้างแบบจำลองผ่านโปรแกรม MATLAB Simulink โดยกำหนดให้อินพุตของ ระบบเป็น โมเมนต์หันเห  $1 Nm$



รูปที่ 3.14 : การตอบสนองของระบบต่อโมเมนต์หันเห  $1 Nm$  ที่ความเร็วต่างๆ

### 3.4 การวิเคราะห์คุณลักษณะของมอเตอร์ไฟฟ้า

มอเตอร์ไฟฟ้า เป็นองค์ประกอบที่สำคัญมากสำหรับยานยนต์ไฟฟ้า ในการที่จะพัฒนาระบบขับเคลื่อนนั้น จะต้องเข้าใจถึง คุณลักษณะของมอเตอร์ไฟฟ้าที่จะนำมาใช้งาน โดยมอเตอร์ไฟฟ้าที่รถแข่งไฟฟ้าสูตรนักศึกษาใช้นั้น คือ มอเตอร์ไฟฟ้ากระแสตรงไร้แปรงถ่าน (Reacher D107L165-140-WC ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 118 มม. ยาว 165 มม.) 4 ตัวถูกติดตั้งอยู่ที่ล้อแต่ละข้าง ซึ่งรายละเอียดของมอเตอร์ไฟฟ้าสามารถแสดงได้ดังตารางดังต่อไปนี้

จำนวนของรอบของขดลวดที่พันอยู่รอบ Stator	3.5T
แรงดันไฟฟ้าที่ใช้ (จำนวนของเซลล์แบตเตอรี่ LiPo)	14-22S, 58.8-92.4V
ความเร็วรอบสูงสุด (RPM)	12936
ค่าคงที่ความเร็วรอบ KV (RPM/V)	140
ค่าคงที่แรงบิด Kt (Nm/A)	0.0779
8.4V กระแสเมื่อไม่มีภาระ (A)	2.8
กำลังสูงสุด (kW)	26.6
กระแสสูงสุด (A)	380
ประสิทธิภาพสูงสุด	90%
แรงบิดสูงสุด (Nm)	29.6
กำลังใช้งาน (kW)	22.3
แรงบิดใช้งาน (Nm)	19.4
น้ำหนัก (kg)	5.3
โครงสร้าง	12N/10P
ขนาด (มม.)	เส้นผ่านศูนย์กลาง 118 มม. ยาว 165 มม.
อุณหภูมิทำงานสูงสุด (100 องศาเซลเซียส)	100
ระบบระบายความร้อน	ระบายความร้อนด้วยน้ำ

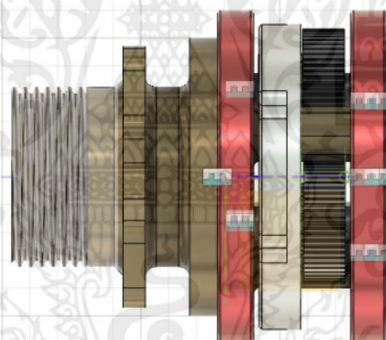
ตารางที่ 3.2 : รายละเอียดของมอเตอร์ไฟฟ้ากระแสตรงไร้แปรงถ่าน Reacher D107L165-140-W

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.15 : มอเตอร์ไฟฟ้ากระแสตรงไร้แปรงถ่าน Reacher D107L165-140-WC

รูปที่ 3.16 คือ มอเตอร์ไฟฟ้าส่งกำลังผ่านชุดเฟือง Planetary เพื่อลดความเร็วรอบของมอเตอร์ลงด้วยอัตราทด 9:1 และส่งผ่านไปยังล้อที่มีรัศมี 232 มม. ชุดเฟืองและขนาดล้อส่งผลให้ความเร็วสูงสุดของรถอยู่ที่ประมาณ 125 กิโลเมตร/ชั่วโมง และมีแรงบิดสูงสุดอยู่ที่ 1065.6 นิวตัน-เมตร



รูปที่ 3.16 : ชุดเฟือง Planetary อัตราทด 9:1

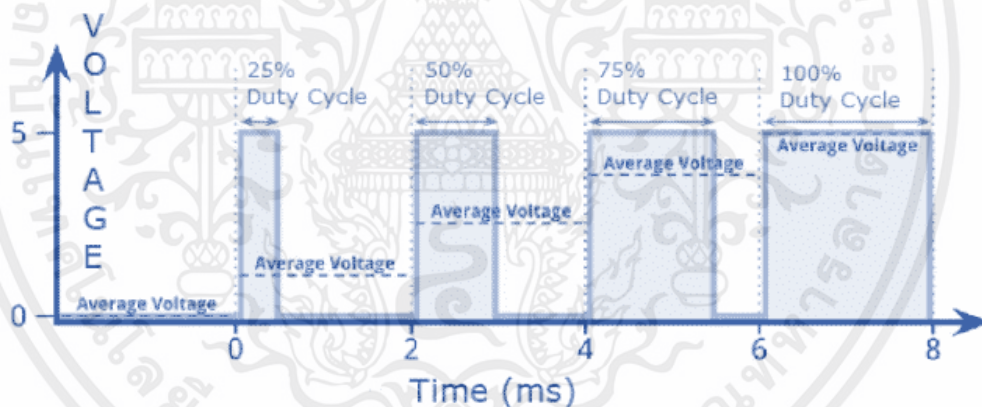
ในการควบคุมความเร็วรอบและแรงบิดของมอเตอร์ไฟฟ้ากระแสตรงไร้แปรงถ่านนั้น จำเป็นจะต้องมีอุปกรณ์ควบคุมความเร็วที่ทำงานด้วยระบบอิเล็กทรอนิกส์ (Electronic Speed Controller) ซึ่งต่อเข้ากับแหล่งจ่ายเพื่อที่จะไปขับมอเตอร์ไฟฟ้า โดยในรถแข่งไฟฟ้าสุตรนักศึกษานั้นใช้คอนโทรลเลอร์ รุ่น VESC 100V 250A ดังรูปที่ 3.17



รูปที่ 3.17 : VESC 100V 250A

### 3.4.1 มอเตอร์ไฟฟ้ากระแสตรงไร้แปรงถ่าน Brushless DC Motor

มอเตอร์กระแสตรงไร้แปรงถ่าน ทำงานได้ด้วยเทคนิค Pulse Width Modulation ที่แบ่งการจ่ายแรงดันออกเป็นช่วงๆ โดยระยะเวลาที่มีการจ่ายแรงดันเป็นช่วงๆนั้นเรียกว่า Duty Cycle ดังรูปที่ 3.18

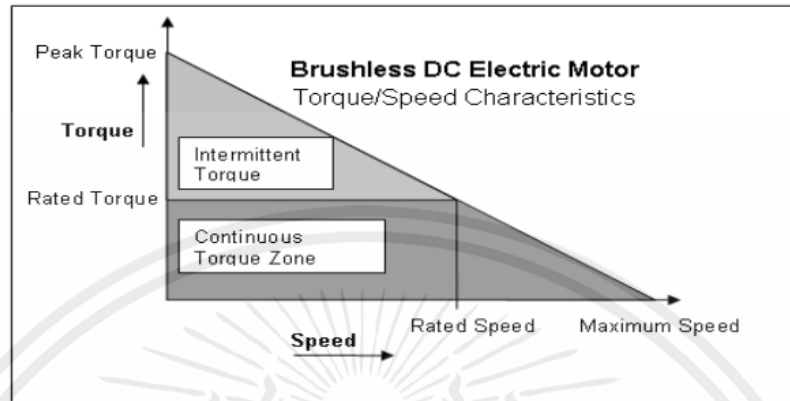


รูปที่ 3.18 : Pulse Width Modulation

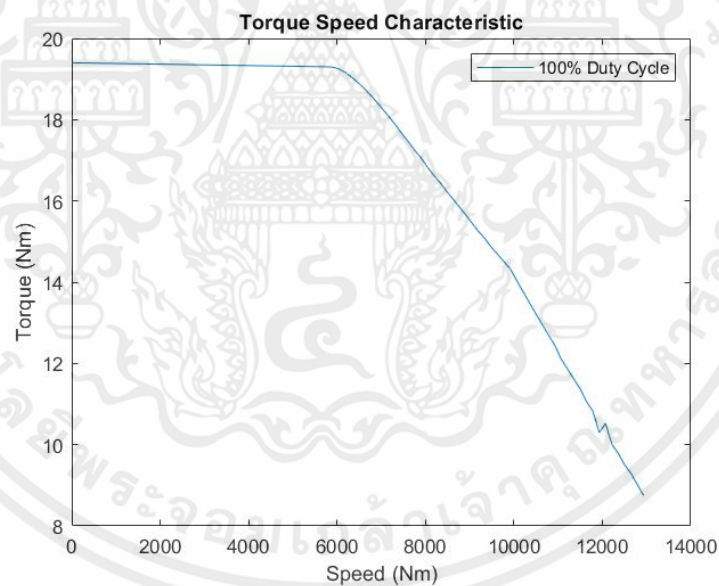
ในการศึกษาคุณลักษณะของมอเตอร์ไฟฟ้า เพื่อนำไปใช้กับระบบควบคุมการขับเคลื่อน จำเป็นจะต้องรู้ความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิดและความเร็วรอบ (Torque – Speed Characteristics) โดยที่เปอร์เซ็นต์ Duty Cycle ที่ต่างกัน ก็จะทำให้ความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิดและความเร็วต่างไปด้วย ซึ่งความสัมพันธ์นี้สามารถหาได้จากการทดลองเพื่อหาคุณลักษณะของมอเตอร์ หรือได้จากการทดสอบของทางผู้ผลิต เพื่อจะได้นำความสัมพันธ์นี้ไปประยุกต์ใช้กับระบบควบคุม เพื่อคำนวณแรงบิดของมอเตอร์ในขณะใช้งาน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยทั่วไปแล้ว ความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิดและความเร็วรอบของมอเตอร์ไฟฟ้ากระแสตรงไร้แปรงถ่าน เป็นไปตามรูปที่ 3.19



รูปที่ 3.19 : ความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิดและความเร็วรอบ ของมอเตอร์ไฟฟ้ากระแสตรงไร้แปรงถ่าน

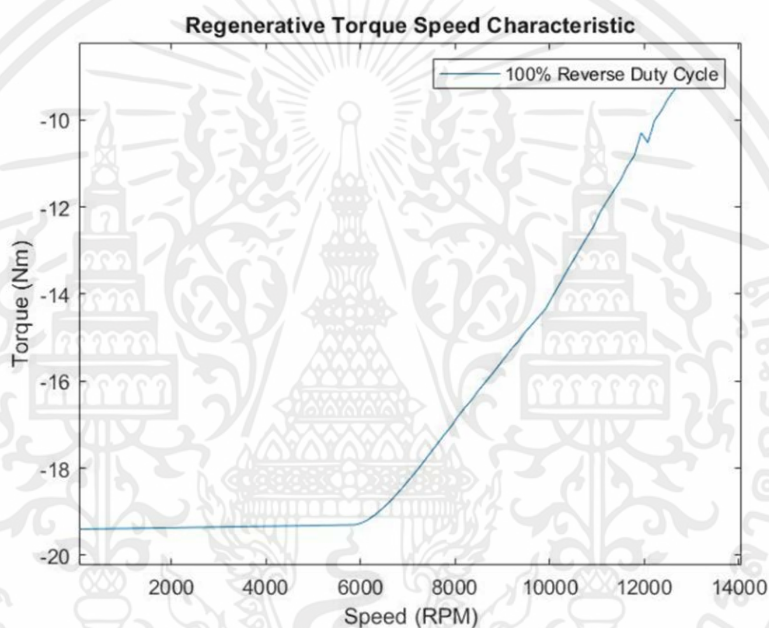


รูปที่ 3.20 : ความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิดและความเร็วรอบจากข้อมูลของผู้ผลิต

จากรูปที่ 3.20 และ 3.21 ความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิดและความเร็วรอบของมอเตอร์ไฟฟ้า จะเห็นได้ว่ามอเตอร์ไฟฟ้ามีแรงบิดที่สูงตั้งแต่เริ่มหมุน ซึ่งเป็นข้อดีของมอเตอร์ไฟฟ้า และเป็นผลดีต่อระบบกระจายแรงบิดซึ่งเป็นหัวข้อสำคัญของงานปริญญาโทฉบับนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

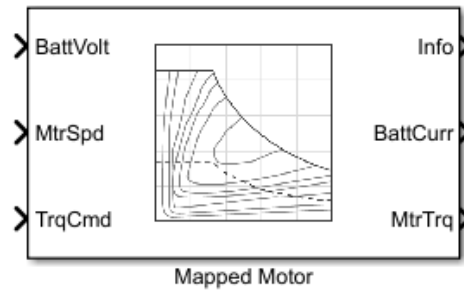
โดยทั่วไปแล้ว มอเตอร์ไฟฟ้าจะมีความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิดและความเร็วรอบอยู่สองแบบ โดยแบบแรกคือ เมื่อมีการจ่ายสัญญาณเพื่อให้มอเตอร์สร้างแรงบิดไปข้างหน้า (Forward Duty Cycle) และแบบที่สองคือ เมื่อมีการการจ่ายสัญญาณเพื่อให้มอเตอร์สร้างแรงบิดหมุนกลับด้าน (Reverse Duty Cycle) ซึ่งแบบที่สองรู้จักในอีกชื่อคือระบบการใช้แรงต้านของมอเตอร์เพื่อนำพลังงานจลน์จากการเคลื่อนที่ของตัวรถกลับไปเป็นพลังงานไฟฟ้าที่ไหลสู่แหล่งกักเก็บพลังงานของตัวรถ (Regenerative Braking) ซึ่งความสัมพันธ์ระหว่างแรงต้านและความเร็วรอบสามารถอธิบายได้ดังรูปที่ 3.21



รูปที่ 3.21 : ความสัมพันธ์ระหว่างแรงต้านและความเร็วรอบ

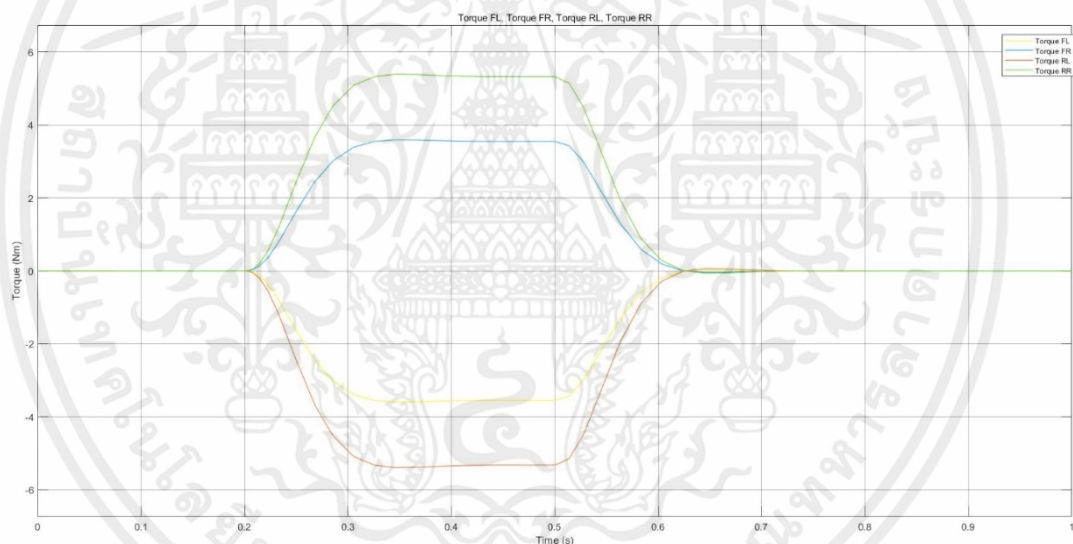
#### 3.4.2 แบบจำลองระหว่างแรงบิดและความเร็วรอบ

เราสามารถจำลองความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิดและความเร็วรอบ ที่ %Duty Cycle ต่างๆ ได้โดยใช้การประมาณค่าในช่วง โดยในโปรแกรม MATLAB Simulink มี Toolbox ดังรูปที่ 3.22 ที่สามารถจำลองมอเตอร์โดยใช้เพียงข้อมูลความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิดและความเร็วรอบที่ 100% Duty Cycle เท่านั้น



รูปที่ 3.22 : แบบจำลองมอเตอร์ไฟฟ้า

ในหัวข้อการศึกษานี้ พิจารณาเพียงแบบจำลองของรถเป็นหลัก ในแบบจำลองของมอเตอร์ไฟฟ้านั้นเป็นแบบจำลองที่ใช้ความสัมพันธ์เชิงสถิต (Static model) เท่านั้น



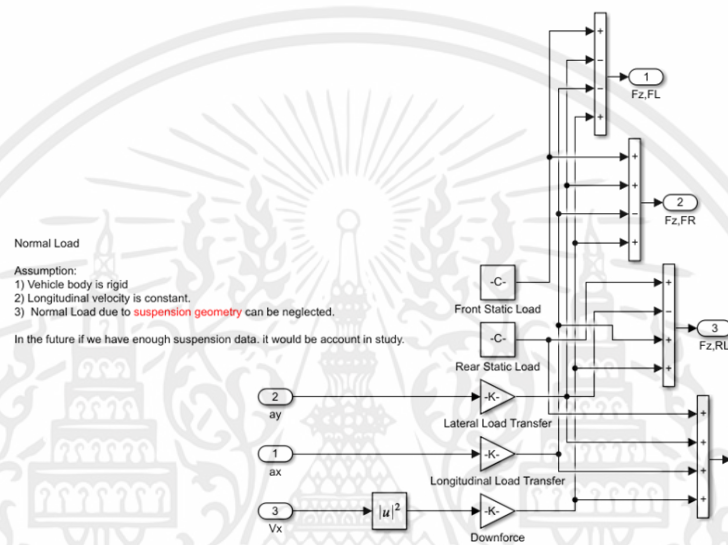
รูปที่ 3.23 ผลการจำลองแรงบิดที่ล้อแต่ละล้อของระบบกระจายแรงบิด

จากรูปที่ 3.23 แสดงถึงแรงบิดที่เกิดจากระบบควบคุมแบบกระจายแรงบิดที่ล้อแต่ละล้อ ซึ่งช่วยสร้างสมรรถนะให้รถขณะเข้าโค้ง

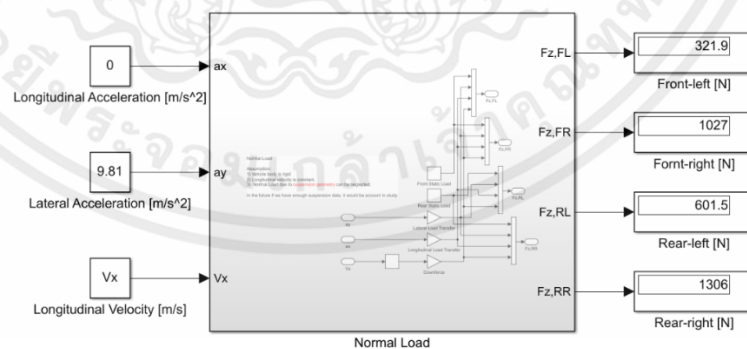
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 3.5 แบบจำลองแรงในแนวตั้งและการถ่ายโอนน้ำหนัก

จากสมการ 2.21 สามารถคำนวณการถ่ายโอนน้ำหนักได้ตั้งผลการจำลองนี้ โดยในการจำลองให้รถเคลื่อนที่ด้วยความเร่งในแนวด้านข้าง (Lateral Acceleration) มีขนาด  $9.81 \text{ ms}^{-2}$  หรือ  $1 G$  ไปทางทิศบวก รูปที่ 3.24 อธิบายการคำนวณที่มาขอแรงตั้งฉากในแต่ละล้อ โดยในการศึกษานี้ได้สมมติให้ความเร็วในแนวแกนตามยาวคงที่ ซึ่งหมายความว่าไม่มีการถ่ายเทน้ำหนักในแนวแกนตามยาว และสมมติให้ผลการตอบสนองของระบบช่วงล่าง ไม่ส่งผลต่อการถ่ายเทน้ำหนักของรถ



รูปที่ 3.24 แบบจำลองคำนวณแรงในแนวตั้งและการถ่ายโอนน้ำหนัก



รูปที่ 3.25 ผลการจำลองแรงในแนวตั้งและการถ่ายโอนน้ำหนัก

แบบจำลองที่คำนวณแรงในแนวตั้งเมื่อรถเคลื่อนที่ในรูปที่ 3.25 สามารถนำไปคำนวณหาขนาดแรงบิดที่เหมาะสมที่ไม่ทำให้เกิดการลื่นไถลในระบบควบคุมที่ออกแบบได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## บทที่ 4

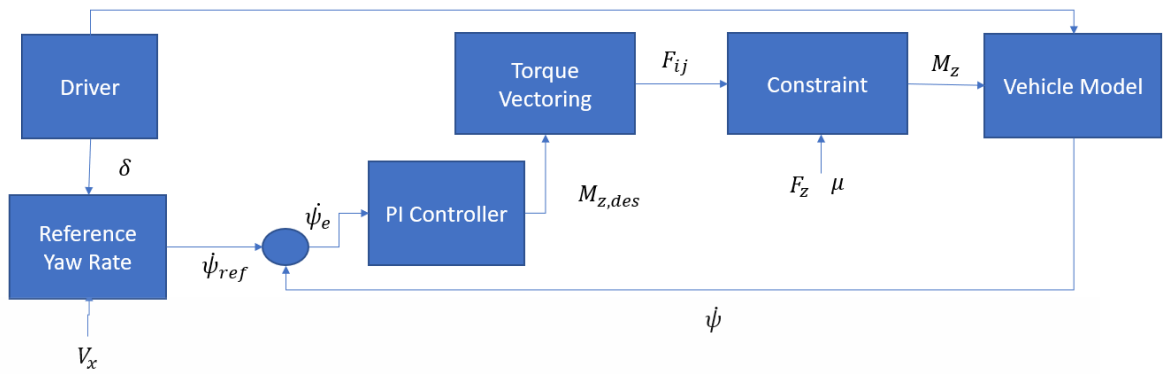
# การออกแบบระบบควบคุม (Controller Design)

### 4.1 บทนำ

การออกแบบระบบควบคุม โดยหลักการแล้วคือการควบคุมให้ได้ค่าผลลัพธ์ในรูปแบบของเอาต์พุตที่ต้องการ โดยการป้อนค่าอินพุตที่เหมาะสมให้กับระบบ โดยในการศึกษานี้จะมุ่งเน้นไปยังการออกแบบระบบควบคุมแบบป้อนกลับ (Feedback Control) โดยใช้ตัวควบคุมแบบพีไอ (PI Controller) เป็นกรณีศึกษา โดยทดลองใช้เทคนิคในการควบคุม เช่น การปรับค่าตัวคูณของตัวควบคุม (Gain-Scheduling) และการกำหนดข้อจำกัดของระบบควบคุม (Constraints) เพื่อให้ระบบควบคุมสามารถทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพเมื่อนำไปประยุกต์ใช้ในการใช้งานจริง เช่น ข้อจำกัดของมอเตอร์และระบบส่งกำลัง (Powertrain Limit), ระบบป้องกันการลื่นไถลเมื่อส่งแรงบิดไปที่ล้อมากเกินไป (Traction Limit)

โดยเป้าหมายของระบบควบคุมการขับเคลื่อนสี่ล้อของรถไฟฟ้าในการศึกษานี้ คือ เพิ่มประสิทธิภาพและรักษาเสถียรภาพในการเลี้ยวของรถแข่งไฟฟ้าสูตรนักศึกษา (Formula Student) โดยใช้เทคนิคกระจายแรงบิด (Torque Vectoring) ระบบควบคุมแบบป้อนกลับจะรับสัญญาณอินพุตจากคนขับ ได้แก่ แรงบิดที่ต้องการให้รถเคลื่อนไปข้างหน้า (Demand torque:  $T_{demand}$ ) แต่ในการศึกษานี้กำหนดให้ค่าตัวแปรดังกล่าวมีค่าเท่ากับศูนย์ เพื่อให้สอดคล้องกับแบบจำลองที่ใช้ทดสอบและองศาการหมุนของพวงมาลัย (Steering wheel angle:  $\delta$ ) โดยตัวแปรอินพุตนี้เป็นตัวแปรที่ไม่สามารถควบคุมได้ (Uncontrollable-variable) ในระบบนี้ตัวแปรที่ต้องการควบคุมคือ อัตราการหมุนรอบแกน  $Z$  (Yaw rate:  $\dot{\psi}$ ) ซึ่งในการนำไปประยุกต์ใช้งานจริงตัวแปรนี้สามารถวัดค่าได้โดยใช้เซนเซอร์วัดความเร็วและอัตราการหมุนของวัตถุ (Inertia Measurement Unit: IMU) โดยค่าตัวแปรที่ใช้อ้างอิง คือ อัตราการหมุนรอบแกน  $Z$  ที่สถานะคงตัว (Desired yaw rate:  $\dot{\psi}_{des}$ ) ซึ่งในรถยนต์ส่วนบุคคล ด้วยประสิทธิภาพและขอบเขตการใช้งาน ทำให้ต้องจำกัดค่าของตัวแปรนี้แต่ในการศึกษานี้ใช้แบบจำลองที่อ้างอิงค่าพารามิเตอร์มาจากรถแข่งไฟฟ้า ขอบเขตค่าของตัวแปรนี้จึงสูงขึ้นอย่างเห็นได้ชัดเมื่อเทียบกับรถยนต์ส่วนบุคคลจากนั้นตัวควบคุมจะทำการปรับแต่งอินพุตโมเมนต์หันเห (Yaw moment:  $M_z$ ) ให้ได้ผลลัพธ์ คือ ตัวแปรเอาต์พุตที่ใกล้เคียงกับค่าที่อ้างอิง ภาพรวมของระบบควบคุมแสดงดังรูปที่ 4.1

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



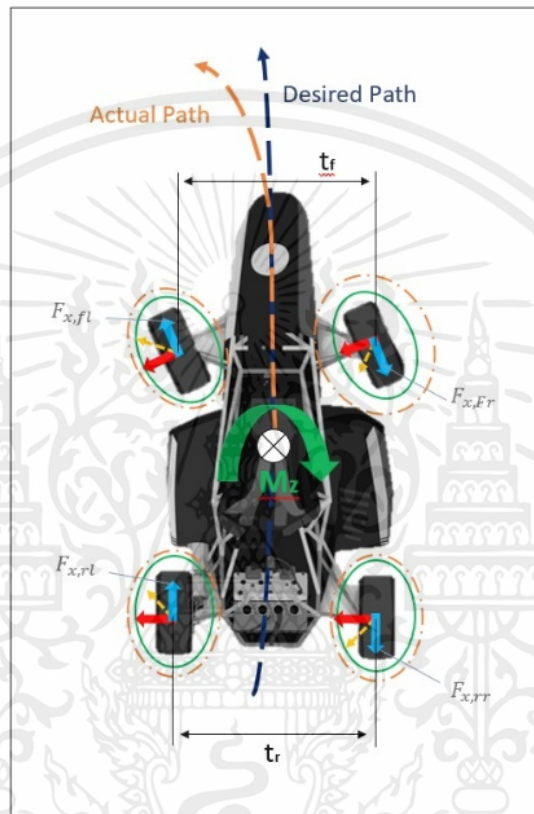
รูปที่ 4.1 : โครงสร้างของระบบควบคุมขับเคลื่อนสี่ล้ออิสระของรถแข่งไฟฟ้าด้วยการกระจายแรงบิด (4WDEV with Torque Control System)

จากรูป 4.1 หลักการของการกระจายแรงบิด (Torque Vectoring) คือ เมื่อระบบควบคุมที่มีสัญญาณป้อนกลับเป็นอัตราการหมุนรอบแกน  $Z$  เมื่อเทียบกับสัญญาณอ้างอิง คือ อัตราการหมุนรอบแกน  $Z$  ที่สภาวะคงตัว ก็จะทำให้รู้ว่าขณะนั้นรถมีอาการดื้อโค้งหรือไวโค้งหรือไม่ ซึ่งเป็นผลมาจากอัตราการหมุนรอบแกน  $Z$  ที่น้อยหรือมากไปตามลำดับ ระบบจะคำนวณโมเมนต์หันเหออกมาจากนั้นจึงไปคำนวณแรงบิดที่กระจายไปแต่ละล้อโดยต้องคำนึงถึงขีดจำกัดของยางและมอเตอร์ไฟฟ้า เมื่อระบบทำงานเสร็จสิ้นอัตราการหมุนรอบแกน  $Z$  ก็จะเข้าใกล้ค่าอ้างอิง ทำให้รถเข้าโค้งได้มีสมรรถนะดีมากขึ้น



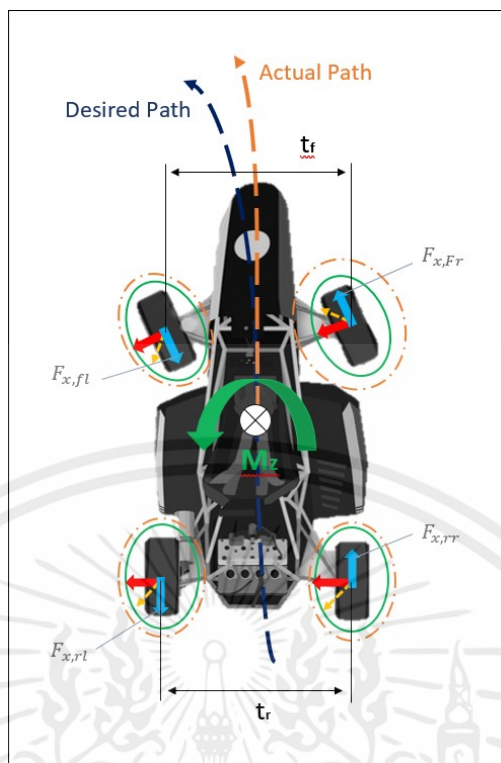
รูปที่ 4.2 : การเสียการทรงตัวของรถขณะเข้าโค้ง

จากรูปที่ 4.2 อธิบายลักษณะการเสียการทรงตัวของรถขณะเข้าโค้ง อากาศตี้อโค้ง (Understeer) หมายถึง อากาศที่รถไม่หักเลี้ยวไปตามโค้ง เกิดขึ้นได้จากการเข้าโค้งด้วยความเร็วสูงเกินไปบน แรงกระทำในแนวตั้งข้างมีค่าน้อยเกินไป อากาศไวโค้ง (Oversteer) หมายถึง อากาศที่รถหักเลี้ยวมากเกินไป ซึ่งเกินขีดจำกัดของยางทำให้รถเกิดอาการหมุนและสิ้นไถล



รูปที่ 4.3 : การลดอาการไวโค้ง Oversteer

จากรูปที่ 4.3 อธิบายวิธีการลดอาการไวโค้ง (Oversteer) ของระบบกระจายแรงบิด (Torque Vectoring) โดยการสร้างโมเมนต์หันเห (Yaw Moment) กลับด้านจากการใช้แรงบิดต้านกลับ (Regenerative Torque) ที่ล้อด้านนอก



รูปที่ 4.4 : การลดอาการดื้อโค้ง (Understeer)

จากรูปที่ 4.4 อธิบายการลดอาการดื้อโค้ง (Understeer) ด้วยระบบกระจายแรงบิด (Torque Vectoring) โดยการเพิ่มแรงบิดที่ล้อด้านนอก ที่มีน้ำหนักกลางที่ล้อเยอะ โดยขนาดของแรงบิดจะถูกควบคุมไม่ให้เกินขีดจำกัดของยาง เพื่อสร้างโมเมนต์หันเหไปทิศทางที่ต้องการเลี้ยว

## 4.2 ตัวแปรอ้างอิง (Reference Value)

ก่อนที่จะทำการออกแบบระบบควบคุม จำเป็นต้องกำหนดตัวแปรอ้างอิง (reference value) ซึ่งในระบบควบคุมที่เกี่ยวกับเสถียรภาพของการเคลื่อนที่ของรถนั้น มีตัวแปรหลายตัวที่ใช้อ้างอิง โดยในการศึกษานี้จะใช้ อัตราการหมุนรอบแกน  $z$  ที่สภาวะคงตัว (Yaw rate:  $\dot{\psi}_{des}$ ) ซึ่งเป็นตัวแปรที่ขึ้นอยู่กับ ความเร็วในแนวตามยาว แกน  $x$  (Longitudinal Velocity:  $v_x$ ), องศาการเลี้ยว (Steering Angle:  $\delta$ ), รัศมีของการเลี้ยว (Turning radius:  $R$ ) และ พารามิเตอร์ของตัวรถ (Vehicle Parameter)

#### 4.2.1 อัตราการหมุนรอบแกน $Z$ ที่สภาวะคงตัว (Desired Yaw Rate)

เป็นค่าที่สมมติว่ารถสามารถเลี้ยวได้อย่างสมดุลที่มีรัศมีวงเลี้ยวเล็กที่สุดตามความเร็วที่กำหนด ซึ่งเป็นการยืนยันว่าถ้าระบบควบคุมสามารถควบคุมให้ตัวแปรที่บ่งบอกถึงสภาวะของรถขณะนั้น นั่นคือ อัตราการหมุนรอบแกน  $Z$  (Yaw rate:  $\dot{\psi}$ ) เข้าใกล้ค่าอ้างอิงได้มาก จะสามารถเพิ่มประสิทธิภาพในการเข้าโค้งของรถได้ เมื่อรถอยู่ในสภาวะคงตัว (Steady State Condition) สามารถอธิบายได้ตามความสัมพันธ์ดังนี้ [1 p. 58]

$$\begin{aligned} \delta_{ss} &= \frac{L}{R} + K_u a_y \\ a_y &= \frac{V_x^2}{R} \\ K_u &= \frac{l_r m}{c_{y,f}(l_f+l_r)} - \frac{l_f m}{c_{y,r}(l_f+l_r)} \end{aligned} \quad (4.1)$$

โดยค่า Understeer Gradient ขึ้นอยู่กับ ค่า Cornering Stiffness ที่ล้อหน้าและหลัง และการกระจายน้ำหนักของรถ (Mass distribution) เป็นค่าที่สามารถปรับแต่งได้ขึ้นอยู่กับความต้องการของผู้ขับขี่

$K_u > 0$  คือ อาการดื้อโค้ง

เนื่องจากความแรงแนวต้านข้างที่ทำให้เกิดแรงกระทำด้านข้างที่กระทำที่จุดศูนย์ถ่วงและเกิดการหมุนลื่นไถลของล้อหน้ามากกว่าล้อหลัง

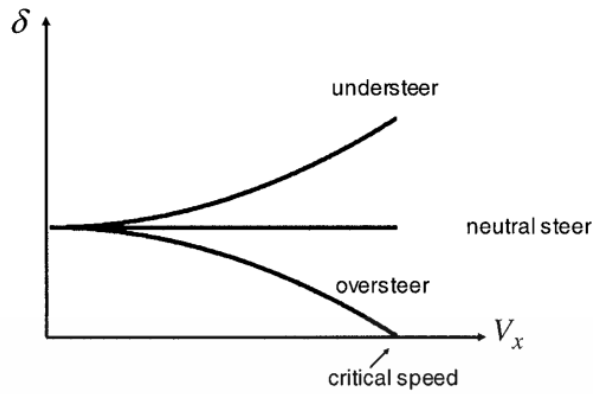
$K_u < 0$  คือ อาการไวโค้ง

เนื่องจากความแรงแนวต้านข้างที่ทำให้เกิดแรงกระทำด้านข้างที่กระทำที่จุดศูนย์ถ่วงและเกิดการหมุนลื่นไถลของล้อหลังมากกว่าล้อหน้า

$K_u = 0$  คือ อาการสมดุลการเลี้ยว

เนื่องจากความแรงแนวต้านข้างที่ทำให้เกิดแรงกระทำด้านข้างที่กระทำที่จุดศูนย์ถ่วงและเกิดการหมุนลื่นไถลของล้อหลังใกล้เคียงล้อหน้า

ความสัมพันธ์ระหว่างมุมบังคับเลี้ยวและความเร็วของตัวรถอธิบายได้ด้วยรูปที่ 4.5



รูปที่ 4.5 : กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างมุมบังคับเลี้ยวและความเร็วของตัวรถ

ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการหมุนรอบแกน  $Z$  ที่สภาวะคงตัว

$$\psi_{des} = \frac{V_x}{R} \quad (4.2)$$

เมื่อรวมสมการ 4.1 กับ 4.2 จะได้ความสัมพันธ์ดังสมการ

$$\psi_{des} = \frac{v_x}{l + K_u v_x^2} \delta$$

#### 4.2.2 ขีดจำกัดอัตราการหมุนรอบแกน $Z$ ที่สภาวะคงตัว (Maximum Desired Yaw Rate)

ในสภาวะการใช้งานจริงของรถ ด้วยเหตุผลในเรื่องของความปลอดภัยและขีดจำกัดด้านประสิทธิภาพของรถ ทำให้ไม่สามารถใช้ค่าอ้างอิงตามข้างต้นได้กับทุกสถานการณ์ ข้อจำกัดที่เห็นได้ชัด คือ สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานระหว่างล้อและพื้นผิว เพื่อให้มั่นใจว่าอย่างจะไม่เกิดการลื่นไถลจึงต้องจำกัดอัตราการหมุนรอบแกน  $Z$  ที่สภาวะคงตัวที่ใช้เป็นค่าอ้างอิงไม่ให้สูงเกินไป สามารถคำนวณได้ดังสมการต่อไปนี้ [1, p. 233]

$$\psi_{upper\_bound} = \frac{0.85\mu g}{v_x}$$

$$\psi_{ref} = \psi_{des} \text{ if } |\psi_{des}| \leq \psi_{upper\_bound}$$

$$\psi_{ref} = \psi_{upper\_bound} \text{sgn}(\psi_{des}) \text{ if } |\psi_{des}| > \psi_{upper\_bound}$$

### 4.3 ตัวควบคุม PI

ตัวควบคุม PI ถูกนำมาใช้เพื่อหาโมเมนต์หันที่เหมาะสมสำหรับเป็นอินพุตของระบบ โดยตัวควบคุมจะรับสัญญาณป้อนกลับจากระบบ เพื่อหาค่าความผิดพลาดเพื่อนำไปคำนวณหาอินพุตที่เหมาะสม

$$e = \psi_{reference} - \psi_{actual}$$

การออกแบบตัวควบคุมจะต้องกำหนดความต้องการ (Performance Requirements) เนื่องจากระบบต้องการตัวควบคุมที่เร็วและแม่นยำ โดยจากการศึกษาพฤติกรรมของระบบที่ความเร็วต่างๆ ที่ตอบสนองต่ออินพุตที่เป็นฟังก์ชัน Step วัดค่าพารามิเตอร์ของระบบโดยใช้ชุดคำสั่งของ MATLAB ได้ดังรูปที่ 4.6

```
>> info = stepinfo(sys)
info =
2x1 struct array with fields:
    RiseTime
    TransientTime
    SettlingTime
    SettlingMin
    SettlingMax
    Overshoot
    Undershoot
    Peak
    PeakTime
```

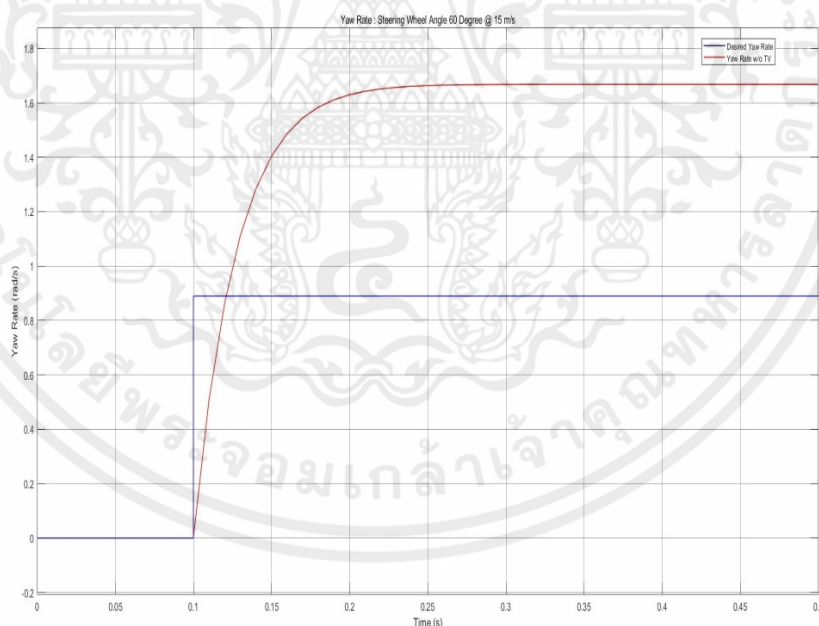
รูปที่ 4.6 ชุดคำสั่ง MATLAB แสดงผลการตอบสนองต่ออินพุตที่เป็นฟังก์ชัน Step

จากชุดคำสั่งที่แสดงดังรูปที่ 4.6 สามารถแสดงผลการตอบสนองของระบบที่ไม่มีการกระจายแรงบิดที่ความเร็ว ได้ผลดังตารางที่ 4.1

Operating Point (m/s)	Rise Time (s)	Settling Time (s)	Overshoot (%)
5	0.0207	0.0368	0
10	0.0405	0.0707	0
15	0.0592	0.1032	0.0051
20	0.0753	0.1279	0.0540
25	0.0889	0.1462	0.1853

ตารางที่ 4.1 การตอบสนองของระบบที่ไม่มีการกระจายแรงบิด

ตัวแปรอินพุตเป็นองศาการหมุนของพวงมาลัย เป็นฟังก์ชัน Step ที่มีขนาดแอมพลิจูด 60 องศา จากตารางที่ 4.1 จะเห็นได้ว่าในแต่ละช่วงความเร็วในการเข้าโค้ง ระบบมีการตอบสนองที่แตกต่างกัน โดยที่ความเร็ว 15 และมีตัวแปรอินพุตเป็นองศาการหมุนของพวงมาลัย 60 องศา จากผลการจำลอง เปรียบเทียบระหว่างการตอบสนองของระบบที่ไม่มีการกระจายแรงบิดและค่าตัวแปรอ้างอิงคืออัตรา การหมุนรอบแกน  $Z$  ที่สภาวะคงตัว หรือขีดจำกัดการหมุนรอบแกน  $Z$  ที่สภาวะคงตัว ดังรูปที่ 4.7



รูปที่ 4.7 เปรียบเทียบอัตราการหมุนรอบแกน  $Z$  ที่สภาวะคงตัวกับระบบที่ไม่มีการกระจายแรงบิด

จากรูปที่ 4.7 แสดงให้เห็นถึงการหักเลี้ยวด้วยมุมที่มากเกินไปจนทำให้เกิดอาการไวโค้ง (Oversteer) หรือเกิดอัตราการหมุนรอบแกน  $Z$  ที่เกินขีดจำกัดของยาง หรือขีดจำกัดอัตราการ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หมุนรอบแกน  $Z$  ที่สภาวะคงตัว (Maximum Desired Yaw Rate) ส่งผลให้รถเสียการควบคุม จากรูปที่ 4.7 จะเห็นได้ว่ามีความผิดพลาดที่สภาวะคงตัว (Steady State Error) เท่ากับ 0.7786 rad/s

โดยจุดประสงค์ของการออกแบบตัวควบคุมของระบบนี้คือ

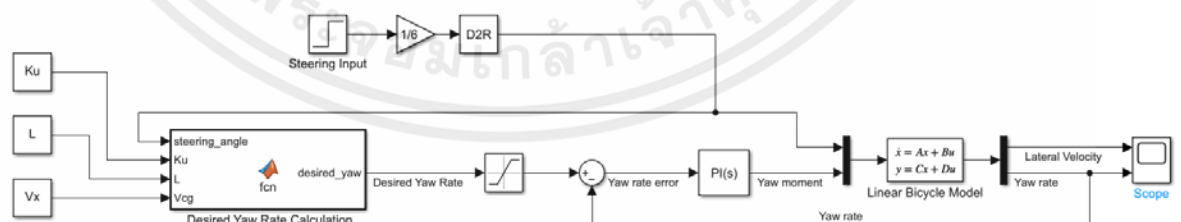
- 1) ลดเวลาในการตอบสนอง (Rise Time)
- 2) ลดค่าความผิดพลาดที่สภาวะคงตัว (Steady State Error)

โดยกำหนดค่าพารามิเตอร์ของระบบที่ถูกควบคุมให้ได้ตามตารางดังต่อไปนี้ ที่ความเร็วต่างๆ

Operating Point (m/s)	Rise Time (s)	Overshoot (%)	Steady State Error (rad/s)
5	< 0.01242	< 20%	0
10	< 0.0243	< 20%	0
15	< 0.03552	< 20%	0
20	< 0.04518	< 20%	0
25	< 0.05334	< 20%	0

ตารางที่ 4.2 ค่าพารามิเตอร์ของระบบที่ต้องการควบคุม

จากตารางที่ 4.2 ได้กำหนดค่าพารามิเตอร์ของระบบ โดยให้นำหนักไปที่การลดเวลาในการตอบสนอง (Rise Time) โดยกำหนดไว้ว่าต้องลดลง 40% และ %Overshoot ไม่เกิน 20% และค่าความผิดพลาดที่สภาวะคงตัวต้องเท่ากับ 0 rad/s



รูปที่ 4.8 : ตัวควบคุม PI

จากรูปที่ 4.8 แสดง Block Diagram ของระบบควบคุมแบบ PI โดยมีอินพุตเป็นฟังก์ชัน Step

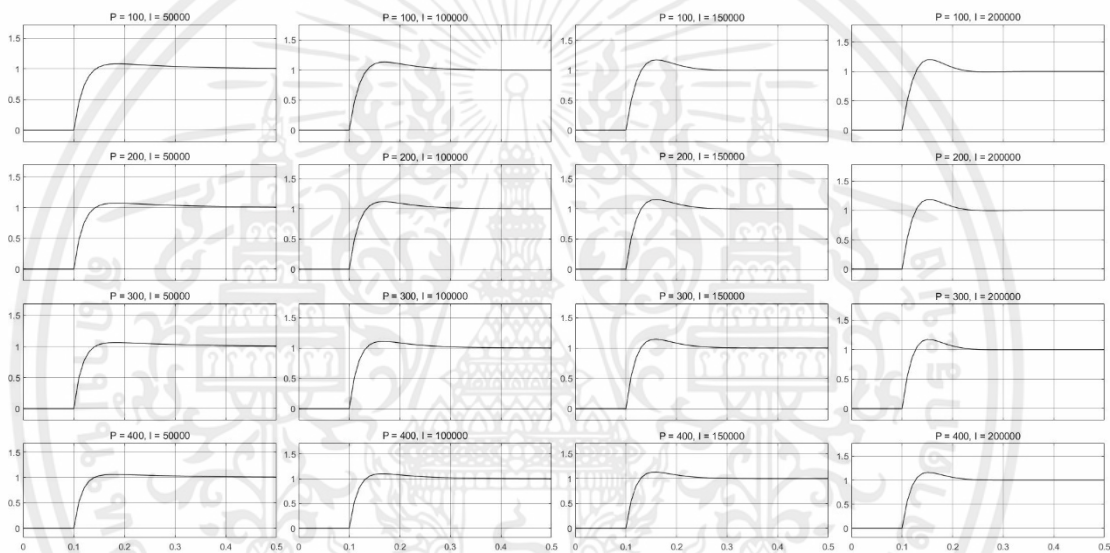
และรูปนี้อธิบายถึงกระบวนการทำงานของระบบควบคุมแบบป้อนกลับ (Feedback control)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 4.3.1 การปรับแต่งตัวควบคุม PI

การปรับแต่งตัวควบคุม PI มีหลายวิธี เช่น Ziegler-Nichols, Trial and Error โดยมีระเบียบวิธีในการปรับแต่งดังนี้

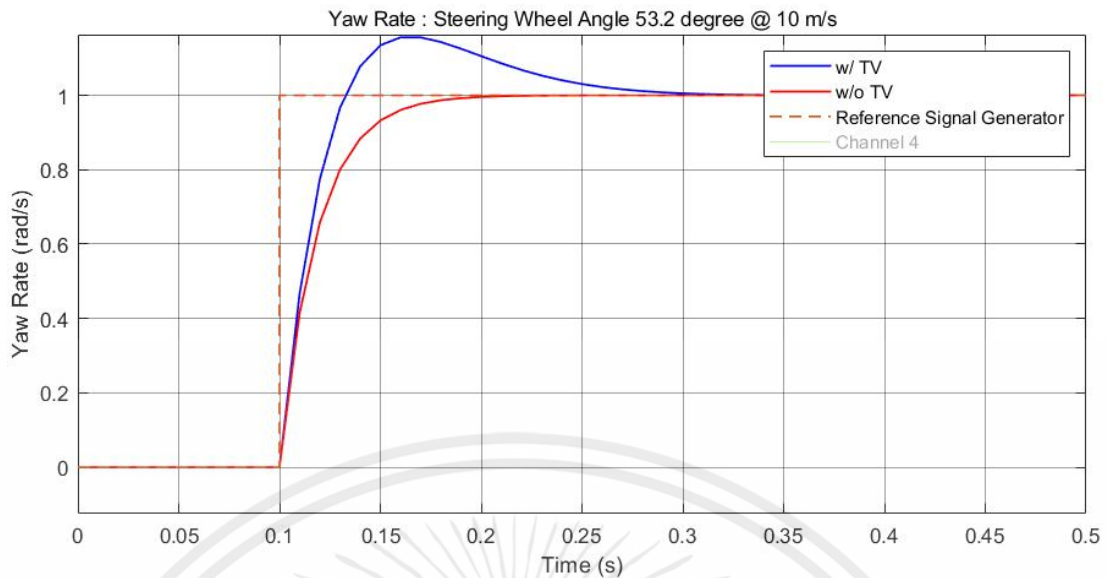
- 1) พล็อตกราฟของ Step response
- 2) ตั้งค่า  $K_i$  เป็นศูนย์
- 3) ปรับค่า  $K_p$  เริ่มต้นที่น้อยๆ
- 4) ปรับค่า  $K_i$  จนได้ %Overshoot และ Rise Time ที่ต้องการ



รูปที่ 4.9 : ผลการตอบสนองต่อ Proportional และ Integral Gain ต่างๆ ที่ความเร็ว 10 m/s

จากรูปที่ 4.9 แสดงให้เห็นถึงการเปลี่ยนแปลงของการตอบสนองต่อการเพิ่มขึ้นของ Proportional และ Integral gain ที่ ความเร็ว 10 m/s และองศาการหมุนของพวงมาลัย 53.2 องศา จากนั้นทำการเลือกผลการตอบสนองที่ใกล้เคียงกับเงื่อนไขที่ได้กำหนดไว้ดังตารางที่ 4.2 โดยการวัดผลการตอบสนองดังนี้

- 1) Rise Time ช่วงเวลาดังแต่ขนาดของการตอบสนอง 10% ถึง 90% ของค่าสุดท้าย
- 2) %Overshoot เปอร์เซนต์ค่าสูงสุดเทียบกับค่าสุดท้าย ไม่เกิน 20%



รูปที่ 4.10 : เปรียบเทียบผลการตอบสนองระหว่างระบบกระจายแรงบิดและไม่มีกระจายแรงบิด

จากรูปที่ 4.10 ทำการวัดค่า Rise Time และ % Overshoot ที่ความเร็ว 10 m/s และทดลองปรับค่า Proportional และ Integral Gain ได้ผลการตอบสนอง Rise Time ดังตารางที่ 4.3

P gain \ I gain	I gain			
	50000	100000	150000	200000
100	0.031086	0.026258	0.023658	0.021592
200	0.030868	0.026095	0.023551	0.021515
300	0.030565	0.025945	0.023415	0.021351
400	0.030226	0.025804	0.023282	0.021210

ตารางที่ 4.3 Rise Time ของระบบที่มีการกระจายแรงบิด

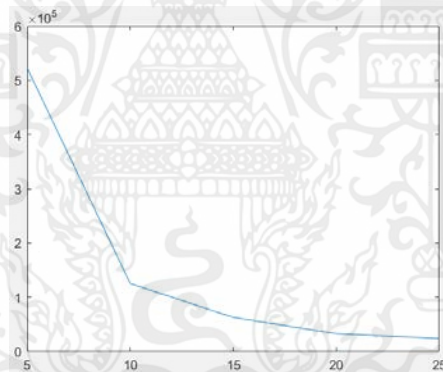
จากตารางที่ 4.3 จะเห็นว่า ค่า Proportional และ Integral Gain ที่ทำให้ระบบมีการตอบสนองใกล้เคียงกับที่ต้องการมากที่สุดอยู่ในช่วง Proportional gain เท่ากับ 300-400 และ Integral gain เท่ากับ 100000 -150000 จากนั้นได้ทดลองปรับค่า Proportional และ Integral gain ที่ความเร็วต่างๆ เพื่อทำ Gain-Scheduling ได้ผลดังตารางที่ 4.4

### 4.3.2 Gain Scheduling

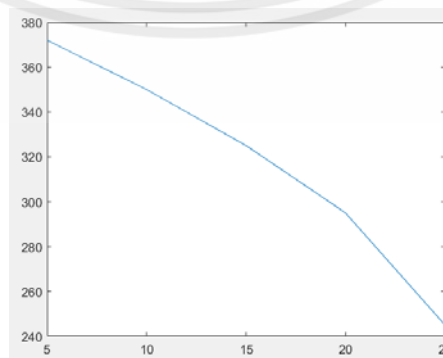
จากรูปที่ 3.7 การตอบสนองของระบบที่ความเร็วต่างๆ (Operating Point) มีความแตกต่างกัน ตัวควบคุมเพียงตัวเดียวอาจไม่สามารถควบคุมระบบได้ทุกย่านความเร็ว ดังนั้นการประยุกต์ใช้เทคนิคในการควบคุมเช่น การปรับตัวควบคุมตามความเร็วต่างๆ จึงเป็นผลดีต่อระบบควบคุมโดยชุดของตัวควบคุมที่ความเร็วต่างๆ แสดงได้ดังตารางที่ 4.4 รูปที่ 4.11 และรูปที่ 4.12

$v_x$ (m/s)	$K_p$	$K_i$	Rise Time	%Overshoot
5	372	522750	0.012366	16.5
10	350	125200	0.024171	15.7
15	325	62575	0.034437	16.5
20	295	32500	0.045083	15.3
25	245	23500	0.053188	16.3

ตารางที่ 4.4 : ค่า  $K_p$ ,  $K_i$  ที่ความเร็วต่างๆ



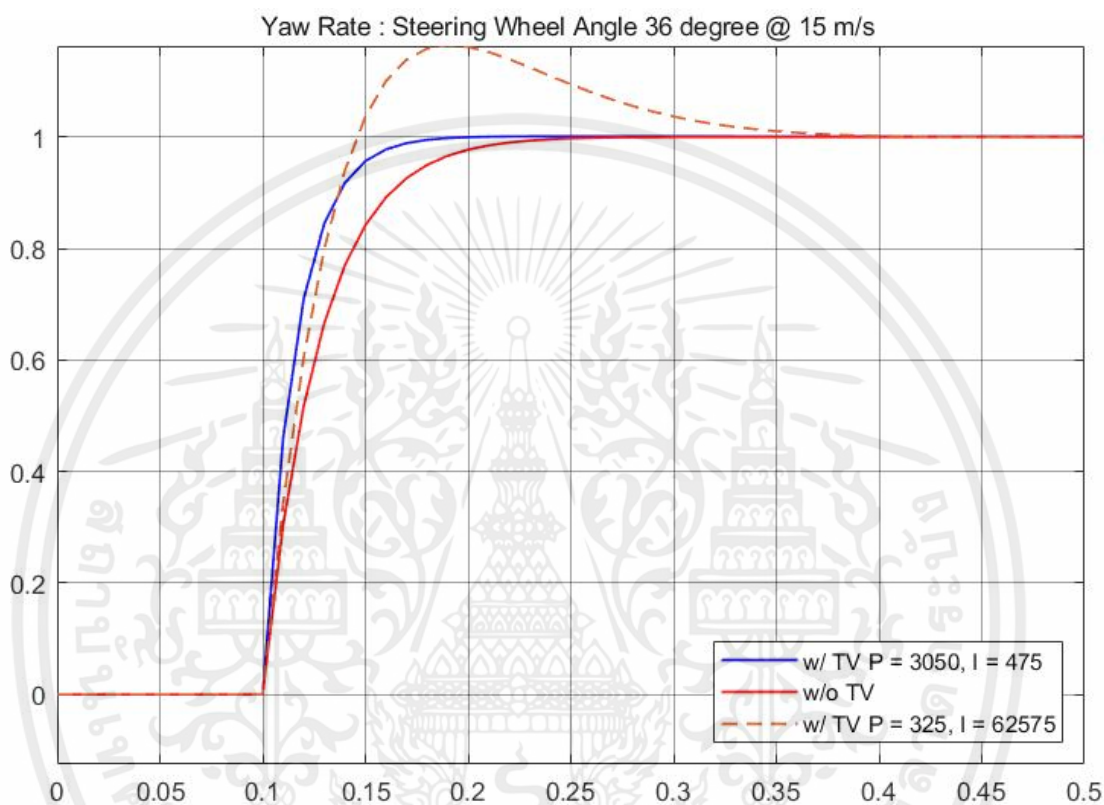
รูปที่ 4.11 : ค่า  $K_i$  ถูกปรับแต่งที่ความเร็วต่างๆ



รูปที่ 4.12 : ค่า  $K_p$  ถูกปรับแต่งที่ความเร็วต่างๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากการทดลองปรับค่า Proportional และ Integral gain ได้ทดลองปรับค่า Proportional gain ให้มีค่ามากกว่า ค่า Integral gain โดยทำการจำลองเปรียบเทียบกับระบบที่ไม่มีการควบคุมการกระจายแรงบิดและการปรับแต่งตัวควบคุมด้วย Proportional gain เท่ากับ 325 และ integral gain เท่ากับ 62575 ด้วยตัวแปรอินพุตเป็นองศาการหมุนของพวงมาลัย เท่ากับ 36 องศา ได้ผลดังรูปที่ 4.13

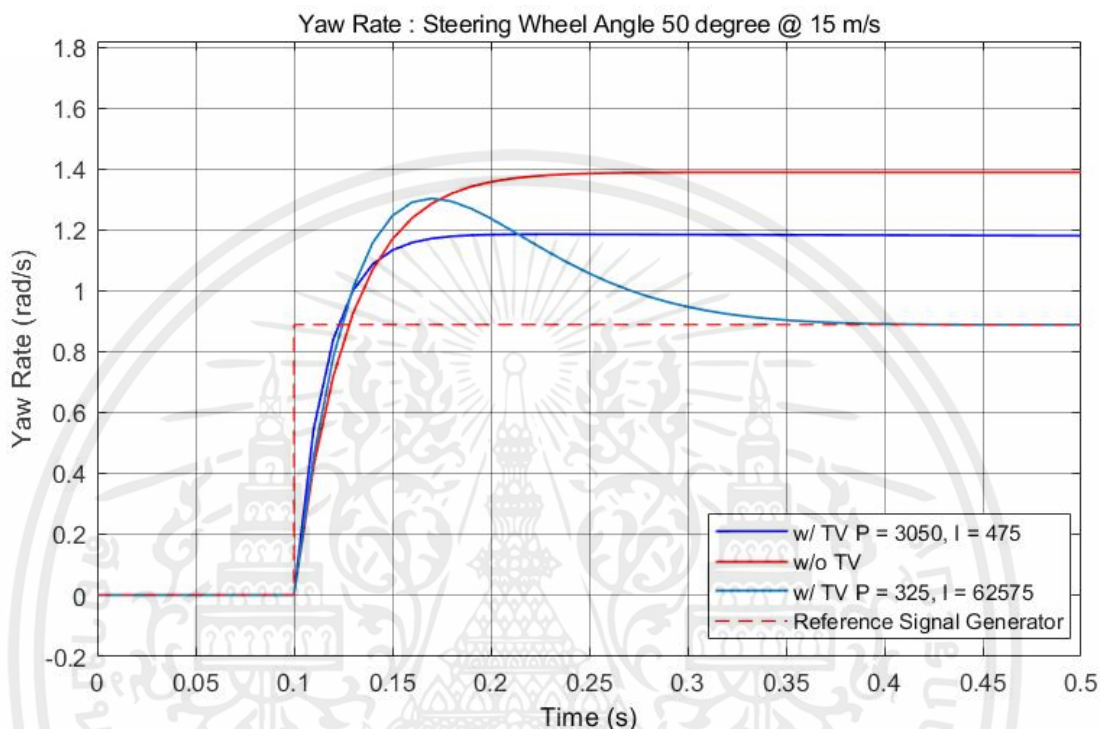


รูปที่ 4.13 : เปรียบเทียบการปรับค่า Proportional และ Integral gain ที่ความเร็ว 15 m/s

จากรูปที่ 4.13 จะเห็นได้ว่า ระบบที่มีการควบคุมการกระจายแรงบิด ที่ Proportional และ Integral gain เท่ากับ 3050 และ 475 ตามลำดับ มีการตอบสนองที่ดีกว่า โดย Rise time เท่ากับ 0.035415 Settling time เท่ากับ 0.059894 และ %Overshoot เท่ากับ 0

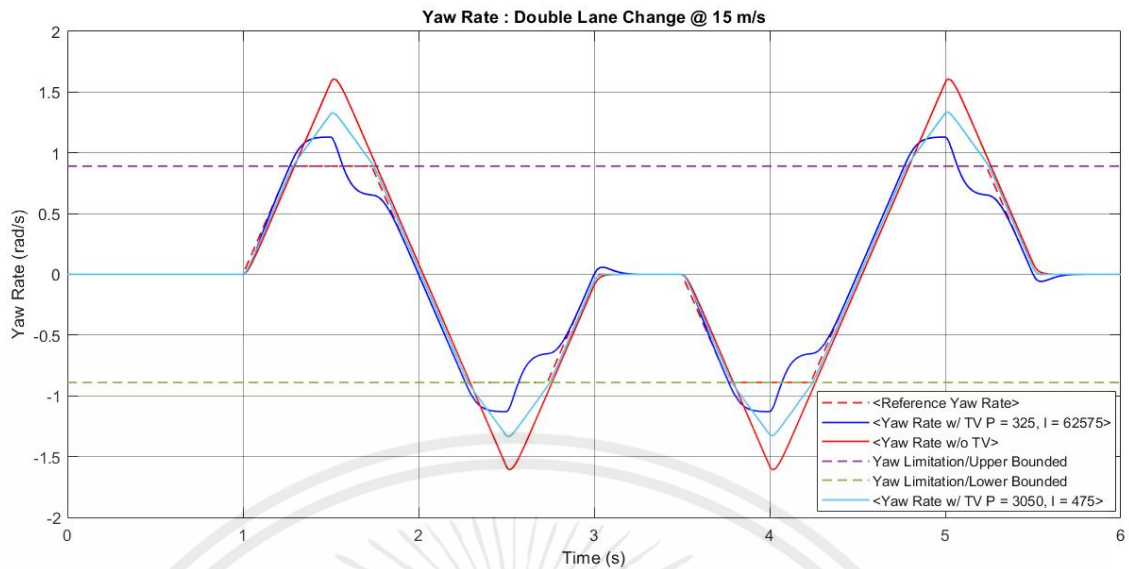
แต่เนื่องจากที่ความเร็ว 15 m/s อัตราการหมุนรอบแกน  $Z$  ที่สภาวะคงตัว ถูกจำกัดไว้ด้วยขีดจำกัดของยาง เพื่อควบคุมการลื่นไถลหรือการเกิดอาการไวโค้ง (Oversteer) โดยค่าตัวแปรอ้างอิงที่ได้จะต้องไม่เกินขีดจำกัดการหมุนรอบแกน  $Z$  ที่สภาวะคงตัว ทำให้เมื่อทำการจำลองที่องศาการหมุนของพวงมาลัยที่เพิ่มขึ้น เท่ากับ 50 องศา ทำให้ตัวควบคุมที่ใช้ Proportional และ Integral

gain เท่ากับ 3050 และ 475 ตามลำดับมีค่าความผิดพลาดที่สภาวะคงตัวมากกว่า ตัวควบคุมที่ใช้ Proportional และ Integral gain เท่ากับ 325 และ 62575 ตามลำดับ โดยได้ผลการจำลองดังรูปที่ 4.14

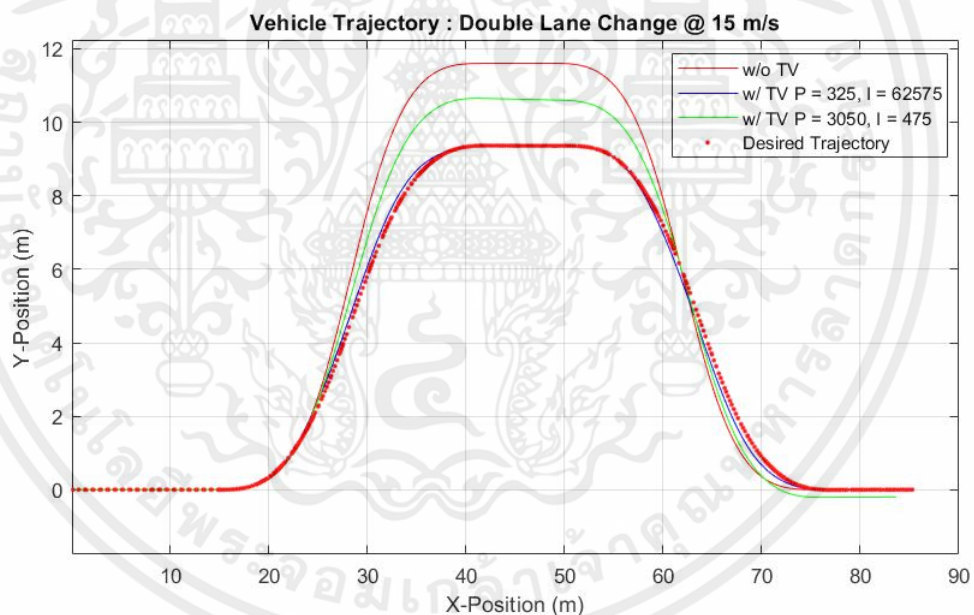


รูปที่ 4.14 : ผลการจำลองของตัวควบคุมที่มี ค่าตัวแปรอ้างอิงที่ขีดจำกัดของยาง ที่ 15 m/s

จากรูปที่ 4.14 จะเห็นได้ว่าตัวควบคุมที่มีค่า Integral gain เท่ากับ 62575 สามารถลดค่าความผิดพลาดที่สภาวะคงตัว (Steady State Error) ได้เหลือเท่ากับ 0 rad/s ดังนั้น ซึ่งสามารถทำการจำลองเพิ่ม โดยกำหนดตัวแปรอินพุตที่ใกล้เคียงกับสถานการณ์จริง เช่น การเปลี่ยนเลนกะทันหัน (Double Lane Change) ที่ความเร็ว 15 m/s และมีองศาการหมุนของพวงมาลัยสูงสุดเท่ากับ 60 องศา ได้ผลการจำลองดังรูปที่ 4.15



รูปที่ 4.15 : เปรียบเทียบผลการตอบสนองของ Double Lane Change ที่ 15 m/s

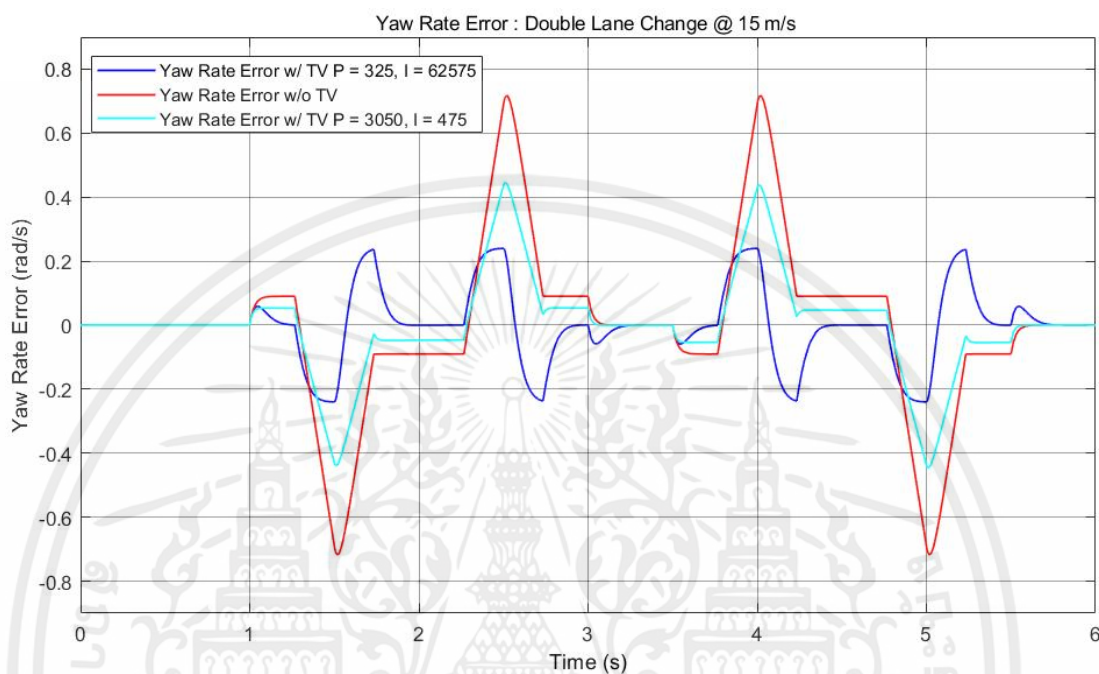


รูปที่ 4.16 : เปรียบเทียบเส้นทางการเคลื่อนที่ของตัวรถของอินพุต Double Lane Change

จากรูปที่ 4.15 และ 4.16 แสดงผลการตอบสนองและเส้นทางการเคลื่อนที่ของตัวรถตามลำดับ จะเห็นว่า ระบบที่มีตัวควบคุมที่มี Proportional และ Integral gain เท่ากับ 325 และ 62575 ตามลำดับมีการตอบสนองที่เร็วและใกล้เคียงกับสัญญาณอ้างอิงมากที่สุด โดยถัดมาเป็น ระบบที่มีตัวควบคุมที่มี Proportional และ Integral gain เท่ากับ 3050 และ 475 และ ระบบที่ไม่มีตัวควบคุม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตามลำดับ และเมื่อสังเกตเส้นทางการเคลื่อนที่ดังรูปที่ 4.16 จะเห็นได้ระบบที่มีตัวควบคุมที่มีค่า Integral gain น้อยและระบบที่ไม่มีตัวควบคุมมีรัศมีการเลี้ยวที่กว้างกว่า 1-2 เมตร และหลุดจากเส้นทางการเคลื่อนที่อ้างอิงออกไปเนื่องจากเกิดอาการไวโค้ง (Oversteer) โดยสามารถวัดค่าความผิดพลาดที่เกิดขึ้นตลอดการเคลื่อนที่เมื่อเทียบกับค่าตัวแปรอ้างอิงได้ดังรูปที่ 4.17



รูปที่ 4.17 : เปรียบเทียบค่าความผิดพลาดของอินพุต Double Lane Change

จากรูปที่ 4.17 ทำการวัดค่าความผิดพลาดทั้งหมดตลอดการเคลื่อนที่ โดยใช้ชุดคำสั่งของ MATLAB เพื่อหาพื้นที่ใต้กราฟได้ดังนี้ ตัวควบคุมที่มี Proportional และ Integral gain เท่ากับ 325 และ 62575 ตามลำดับ วัดค่าความผิดพลาดได้ 0.3995 rad/s ตัวควบคุมที่มี Proportional และ Integral gain เท่ากับ 3050 และ 475 ตามลำดับ วัดค่าความผิดพลาดได้ 0.5387 rad/s ระบบที่ไม่มีตัวควบคุม วัดค่าความผิดพลาดได้ 0.9097 rad/s

ดังนั้นจากการจำลองทั้งหมดจึงสามารถออกแบบตัวควบคุมแบบพีไอ ได้ดังตารางที่ 4.4 ที่แสดงไปข้างต้น

#### 4.4 ระบบกระจายแรงบิด (Torque Vectoring)

ความสัมพันธ์ระหว่างโมเมนต์หันเหและแรงขับที่ล้อทั้งสี่ล้อสามารถอธิบายได้ดังสมการ

$$M_z = \frac{D_f t_r}{2} (F_{x,fl} + F_{x,fr}) + \frac{D_r t_r}{2} (F_{x,rl} + F_{x,rr})$$

เนื่องจากมอเตอร์ส่งกำลังผ่านชุดเฟืองดังนั้นแรงบิดที่มอเตอร์สามารถหาได้จาก

$$T_{fl} = T_{req,fl} - \frac{D_f M_z R_w}{t_r G_r}$$

$$T_{fr} = T_{req,fr} + \frac{D_f M_z R_w}{t_r G_r}$$

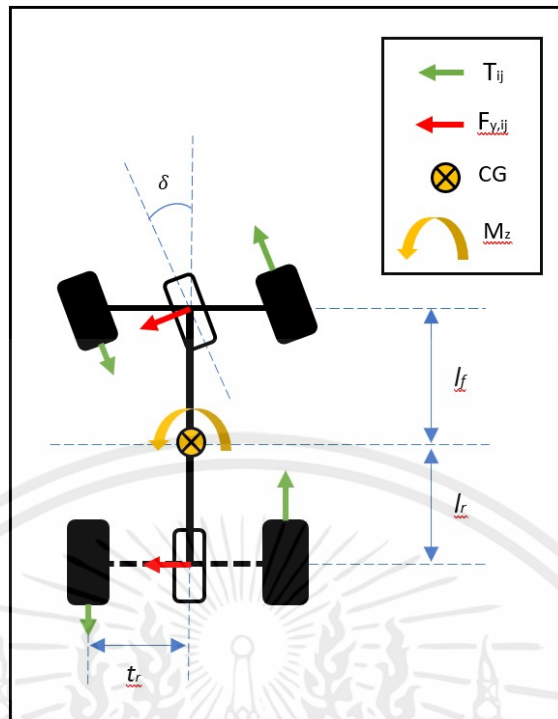
$$T_{rl} = T_{req,rl} - \frac{D_r M_z R_w}{t_r G_r}$$

$$T_{rr} = T_{req,rl} + \frac{D_r M_z R_w}{t_r G_r}$$

สัดส่วนแรงขับระหว่างล้อหน้าและล้อหลังเป็นค่าที่สามารถปรับแต่งได้ตามความต้องการของผู้ขับ ในหัวข้อการศึกษาี้ระบุให้แรงบิดเพื่อเร่งความเร็วไปข้างหน้ามีค่าเท่ากับศูนย์ เนื่องจากแบบจำลองระบุให้ความเร็วในแนวแกนตามยาว

ตัวแปร	สัญลักษณ์	ค่า	หน่วย
สัดส่วนแรงขับล้อหน้าและล้อหลัง	$D_f : D_r$	0.4:0.6	-
แรงบิดเพื่อเร่งความเร็วไปข้างหน้า	$T_{req,ij}$	0	Nm
อัตราทด	$G_r$	9	-

ตารางที่ 4.5 : ค่าตัวแปรระบบกระจายแรงบิด



รูปที่ 4.18 : แผนภาพอิสระของระบบกระจายแรงบิด

จากรูปที่ 4.18 แสดงแผนภาพอิสระของระบบกระจายแรงบิดที่ช่วยเพิ่มลดโมเมนต์หันเหทำให้สมรรถนะในการเข้าโค้งของรถดีขึ้น โมเมนต์หันเหที่ได้จากตัวควบคุม PI ในบางครั้งไม่สามารถใช้ได้เนื่องจากข้อจำกัด (Constraints) ทางกายภาพ ได้แก่ ข้อจำกัดของมอเตอร์และการตอบสนอง ข้อจำกัดของยาง โดยสามารถอธิบายได้ดังสมการดังนี้

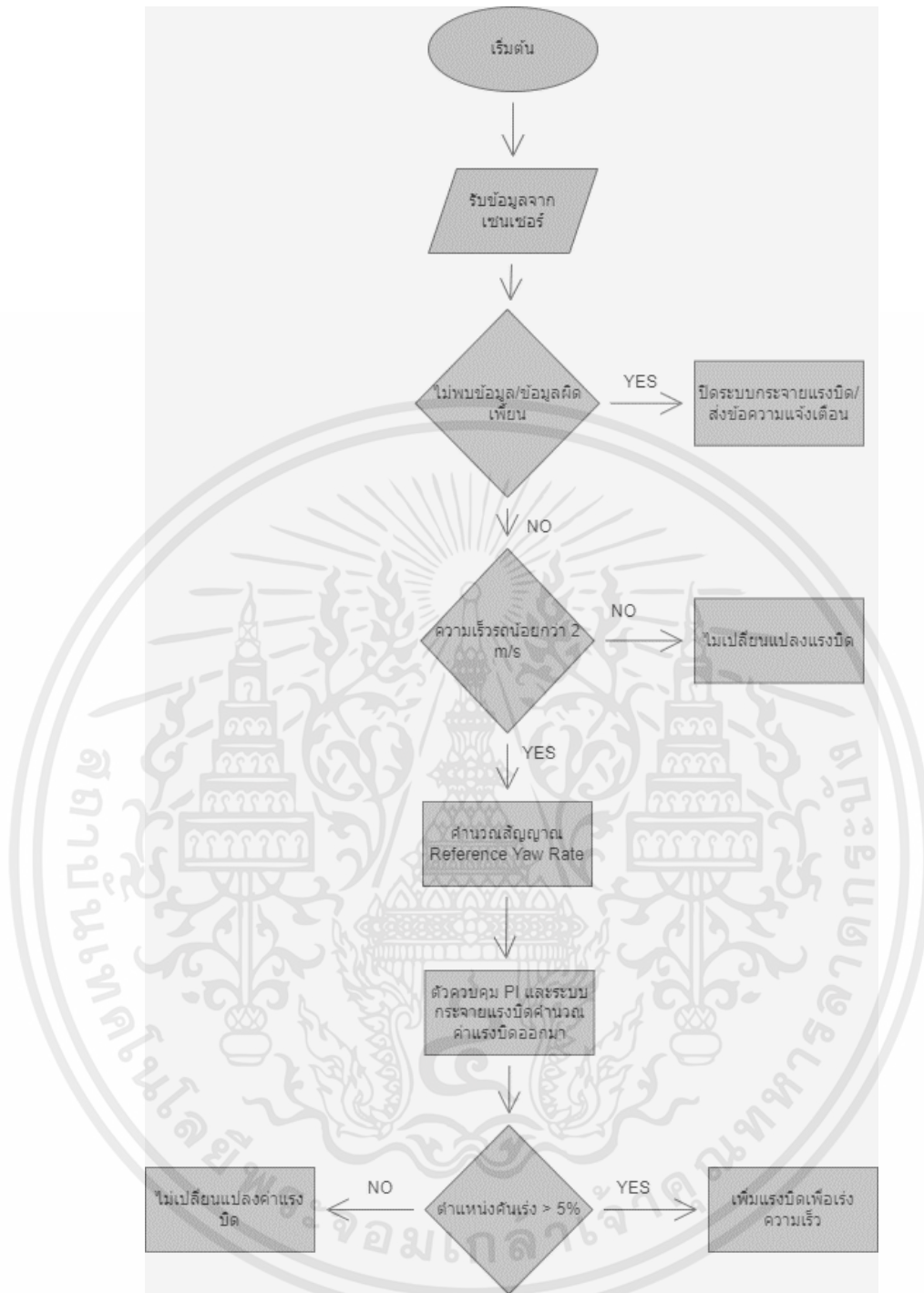
$$|T_{ij}| = \min (T_{m,ij}, T_{max,ij})$$

โดยที่  $T_{m,ij}$  คือแรงบิดสูงสุดที่มอเตอร์สามารถขับออกมาได้  $T_{max,ij}$  คือแรงบิดสูงสุดที่ไม่ทำให้เกิดการลื่นไถลสามารถหาได้จากสมการ

$$|T_{max,ij}| = \mu_{max} F_{z,ij} R_w$$

โดยที่  $\mu_{max} = 1.6$

การระบุเงื่อนไขข้อจำกัดดังนี้ เพื่อให้มั่นใจว่าระบบกระจายแรงบิดจะไม่ส่งผลเสียต่อสมรรถนะของรถ การทำงานของระบบกระจายแรงบิดสามารถอธิบายได้ดังรูปที่ 4.19



รูปที่ 4.19 : แผนผังลำดับการทำงานของระบบกระจายแรงบิด

จากรูปที่ 4.19 แสดงแผนผังการทำงานของระบบกระจายแรงบิด โดยเริ่มจากการรับข้อมูลจากเซนเซอร์ กรองข้อมูลและทำการตัดสินใจว่าจะเปิดระบบกระจายแรงบิดหรือไม่ จากนั้นคำนวณสัญญาณอ้างอิงและค่าแรงบิด จากตัวควบคุม PI และระบบกระจายแรงบิดออกมาและส่งไปยังมอเตอร์แต่ละตัว

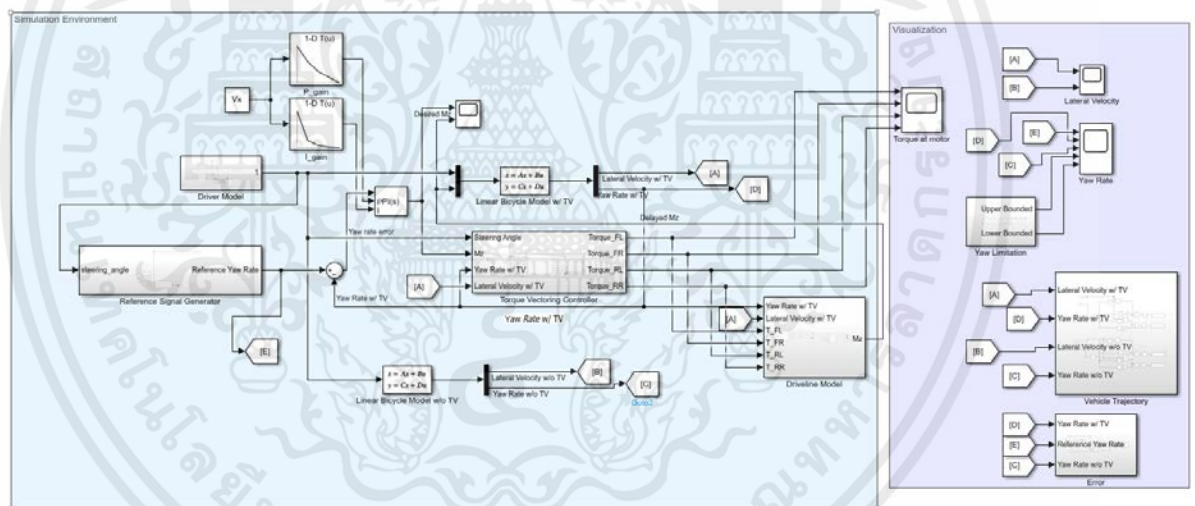
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## บทที่ 5

### ผลการจำลอง (Simulation)

#### 5.1 บทนำ

บทนี้จะกล่าวถึงแผนผังการทำงานของโปรแกรมจำลองโดยภาพรวมในรูปที่ 5.1 ผลการจำลองที่สถานะต่างๆ โดยตัวแปรอินพุตที่ใส่เข้าไปในระบบเพื่อทดสอบ เป็นองศาการหมุนของพวงมาลัยที่ใกล้เคียงกับการทดสอบจริง โดยในหัวข้อการศึกษาี้ จะไม่พิจารณาผลของสัญญาณรบกวน (Disturbance) การจำลองจะมุ่งเน้นไปที่การวิเคราะห์สมรรถนะของรถในขณะที่เข้าโค้ง โดยเทียบระหว่างรถที่ใช้ระบบควบคุมการขับเคลื่อนด้วยการกระจายแรงบิดกับรถที่ไม่ได้ใช้ ซึ่งสามารถวัดได้จากความเร็วในการตอบสนองและเสถียรภาพในการเข้าโค้งเมื่อเทียบกับสัญญาณอ้างอิง

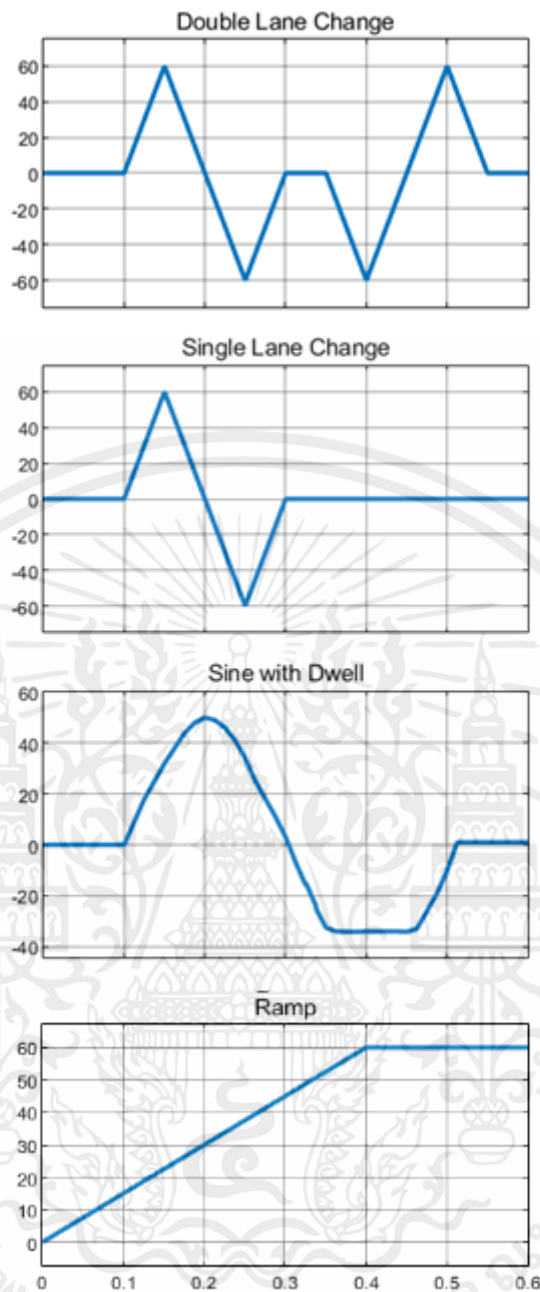


รูปที่ 5.1 : แผนผังการทำงานของโปรแกรมจำลอง

#### 5.2 สถานะการจำลองและตัวแปรอินพุต (Driving Maneuvers)

ค่าตัวแปรที่ใช้ในการจำลองมาจากรถแข่งสูตรนักศึกษา โดยจำลองที่ความเร็วต่างๆ 5-20 m/s ตัวแปรอินพุตองศาการหมุนของพวงมาลัยที่ป้อนให้กับระบบอ้างอิงจากการทดสอบจริง โดยจะกำหนดขนาดแอมพลิจูดและความเร็วในการเข้าโค้งให้เหมาะสมและทำให้ระบบถึงจุดวิกฤติเพื่อวิเคราะห์การตอบสนองของระบบ โดยลักษณะอินพุตที่ป้อนเข้าไปมีรูปแบบดังรูปที่ 5.2

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.2 : ตัวแปรอินพุตของศกการหมุนของพวงมาลัย

หมายเหตุ แกน X ของกราฟ คือ เวลา (s) และแกน Y ของกราฟ คือ องศาการหมุนของพวงมาลัย (Steering Angle)

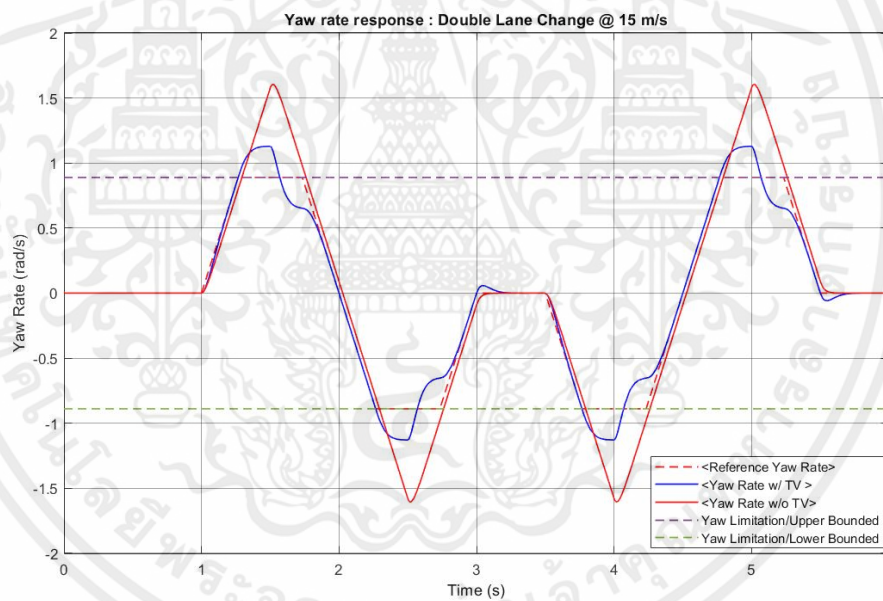
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 5.3 ผลการจำลอง (Simulation Result)

ผลการจำลองเป็นการเปรียบเทียบพฤติกรรมของรถที่มีระบบกระจายแรงบิดและไม่มีระบบกระจายแรงบิด โดยทำการจำลองผ่านโปรแกรม MATLAB Simulink

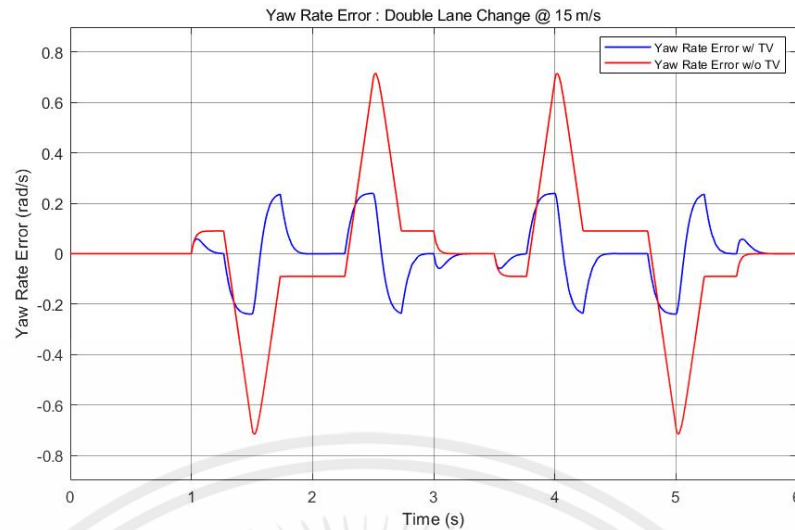
#### Double Lane Change

รถวิ่งมาด้วยความเร็วคงที่ 15 m/s จากนั้นทำการเลี้ยวด้วยองศาการหมุนของพวงมาลัย 60 องศาตามลักษณะอินพุตแบบ Double lane change ในรูปที่ 5.2 จากภาพรถที่มีระบบกระจายแรงบิด (เส้นทึบสีน้ำเงิน) จะมีการตอบสนองที่ไวกว่าและลู่เข้าค่าอัตราการหมุนรอบแกน Z ที่สภาวะคงตัว (เส้นประสีแดง) ได้เร็วกว่าระบบที่ไม่มีการกระจายแรงบิด (เส้นทึบสีแดง) ดังรูปที่ 5.3.1



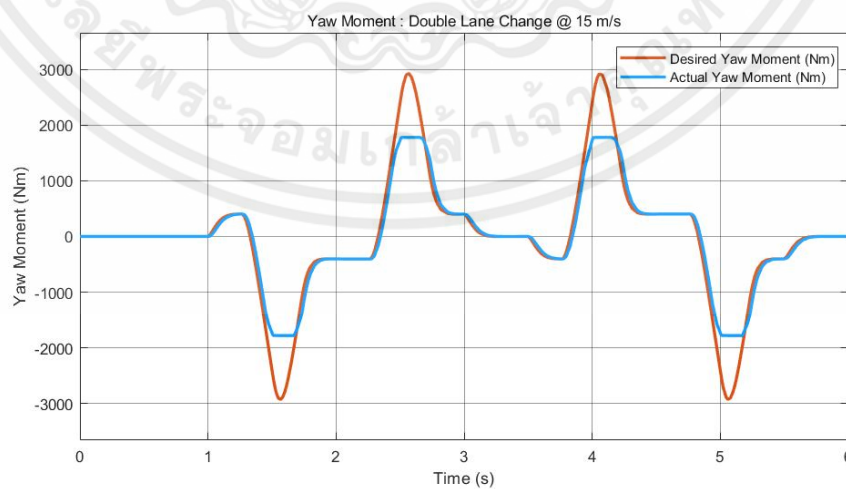
รูปที่ 5.3.1 : กราฟอัตราการหมุนรอบแกน Z (rad/s) กับเวลา (s) ของการทดสอบแบบ Double Lane Change

สังเกตได้จากค่าความผิดพลาดดังรูปที่ 5.3.2 ที่น้อยกว่าโดยเส้นสีน้ำเงินคือระบบกระจายแรงบิด และเส้นสีแดงไม่มีระบบกระจายแรงบิด จะเห็นได้ว่าในจุดที่ค่าความผิดพลาดสูงสุดของระบบที่ไม่มีระบบกระจายแรงบิดจะมีค่า yaw rate error สูงสุดที่ 0.71 rad/s (เส้นสีแดง) แต่ระบบที่มีระบบกระจายแรงบิดจะมีค่า yaw rate error สูงสุดเพียง 0.23 rad/s (เส้นสีน้ำเงิน)



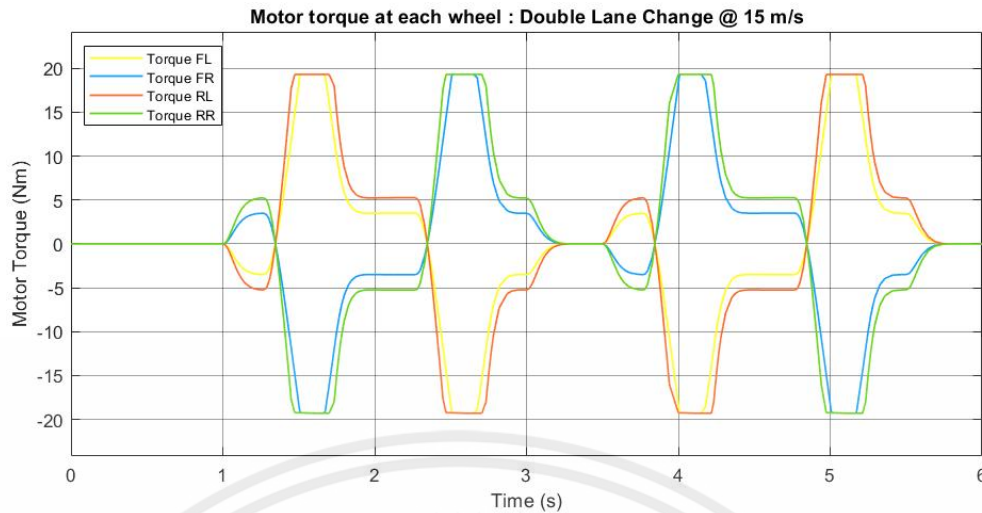
รูปที่ 5.3.2 : กราฟความผิดพลาด (rad/s) กับเวลา (s) ของการทดสอบแบบ Double Lane Change

แรงบิดจะถูกคำนวณจากโมเมนต์หันเหที่คำนวณได้จากตัวควบคุม PI (เส้นสีฟ้า) เทียบกับ Desired yaw moment (เส้นสีส้ม) ดังรูปที่ 5.3.3 และแสดงแรงบิดที่กระจายไปยังล้อแต่ละล้อ ล้อหน้าซ้ายเส้นสีเหลือง ล้อหน้าขวาเส้นสีฟ้า ล้อหลังซ้ายเส้นสีส้ม และล้อหลังขวาเส้นสีเขียว ดังรูปที่ 5.3.4 และแสดงเส้นทางการเคลื่อนที่ของรถเมื่อเทียบกับรถที่มีระบบควบคุมกระจายแรงบิด (เส้นสีน้ำเงิน) และไม่มีการกระจายแรงบิด (เส้นสีแดง) โดยที่ Desired trajectory (เส้นจุดสีแดง) แสดงดังรูปที่ 5.3.5 จะเห็นได้ว่าระบบที่มีระบบกระจายแรงบิด (เส้นสีน้ำเงิน) มีวิธีการเคลื่อนที่ที่ใกล้เคียง Desired trajectory กว่ารถที่ไม่มีระบบควบคุม

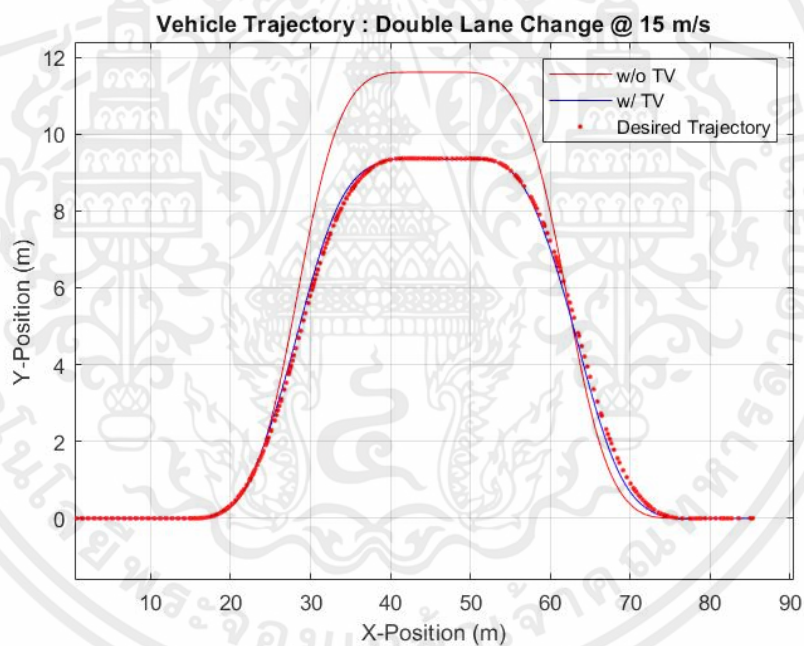


รูปที่ 5.3.3 : กราฟโมเมนต์หันเห (Nm) กับเวลา (s) ของการทดสอบแบบ Double Lane Change

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.3.4 : กราฟแรงบิด (Nm) กับเวลา (s) ของการทดสอบแบบ Double Lane Change



รูปที่ 5.3.5 : เส้นทางการเคลื่อนที่ของตัวรถของการทดสอบแบบ Double Lane Change

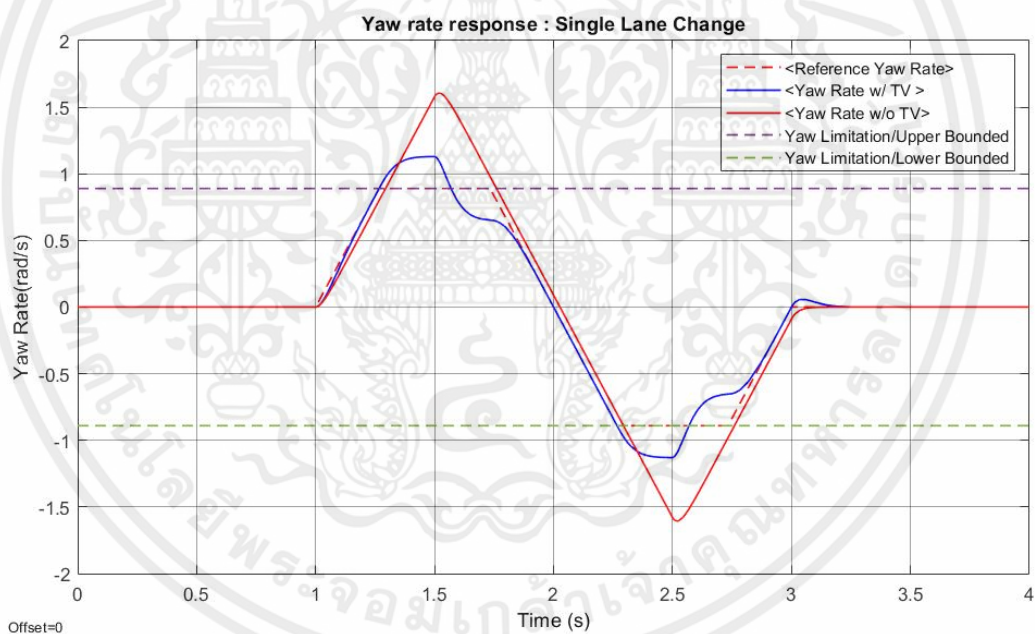
จากรูปที่ 5.3.1 แสดงถึงอัตราการหมุนรอบแกน  $z$  ซึ่งอธิบายว่า รถที่ไม่มีระบบควบคุมเกิดการไถลไคว้และดื้อไคว้ ซึ่งรถที่มีระบบควบคุมกระจายแรงบิด พยายามกระจายแรงบิดไปที่ล้อแต่ละล้อดังรูปที่ 5.3.4 เพื่อลดโมเมนต์หันเห ดังรูปที่ 5.3.3 ซึ่งถูกจำกัดไว้ไม่ให้เกินแรงบิดที่มอเตอร์สามารถจ่ายได้ เพื่อให้การตอบสนองใกล้เคียงกับค่าอ้างอิง ส่งผลให้ค่าความผิดพลาดน้อยกว่า ดังรูปที่ 5.3.2

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

และมีรัศมีการเลี้ยวที่แคบกว่า ดังรูปที่ 5.3.5 ค่าความผิดพลาดทั้งหมดตลอดการเคลื่อนที่ถูกวัดด้วย องศาการหมุนรอบแกน z โดยรถที่มีระบบควบคุมและรถที่ไม่มีระบบควบคุม มีค่าความผิดพลาดจาก องศาการหมุนรอบแกน z ที่คลาดเคลื่อนไปหาได้จากการอินทิเกรตพื้นที่ใต้กราฟ ได้เท่ากับ 0.3995 rad และ 0.9094 rad ตามลำดับจะเห็นได้ว่ารถที่มีระบบควบคุมมีค่าความผิดพลาดที่น้อยกว่ารถที่ไม่มีระบบควบคุม

### Single Lane Change

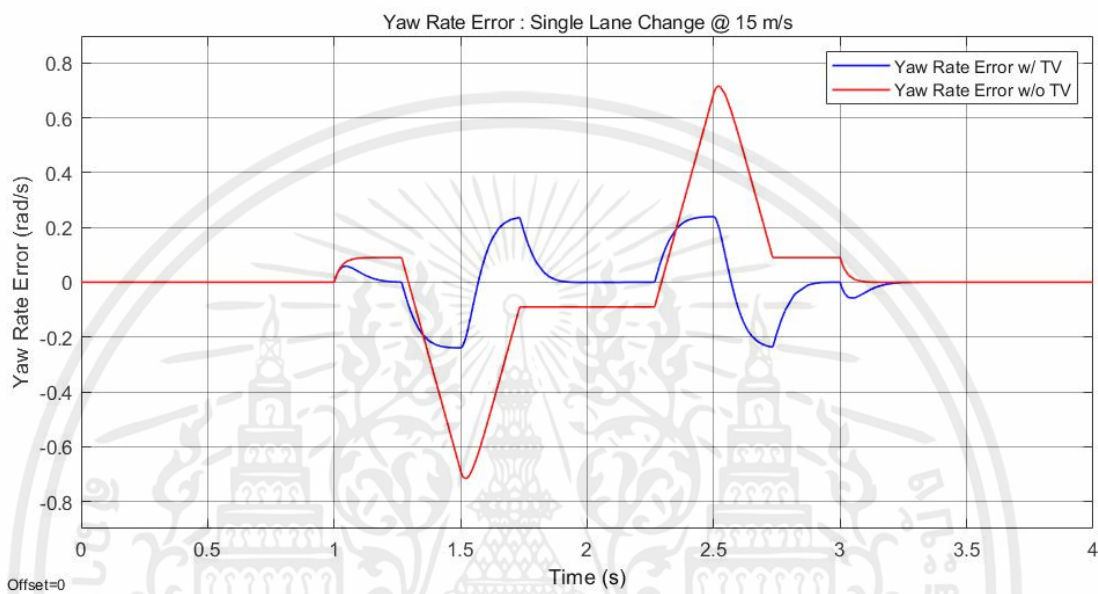
รถวิ่งมาด้วยความเร็วคงที่ 15 m/s จากนั้นหักพวงมาลัยเพื่อเปลี่ยนเลนหรือหลบหลีกสิ่งกีดขวางตามลักษณะอินพุตแบบ Single lane change ในรูปที่ 5.2 จากภาพรถที่มีระบบกระจายแรงบิด (เส้นทึบสีน้ำเงิน) จะมีการตอบสนองที่ไวกว่าและลู่เข้าค่าอัตราการหมุนรอบแกน Z ที่สภาวะคงตัว (เส้นประสีแดง) ได้เร็วกว่าระบบที่ไม่มีการกระจายแรงบิด (เส้นทึบสีแดง) ดังรูปที่ 5.3.6



รูปที่ 5.3.6 : กราฟอัตราการหมุนรอบแกน Z (rad/s) กับเวลา (s) ของการทดสอบแบบ Single Lane Change

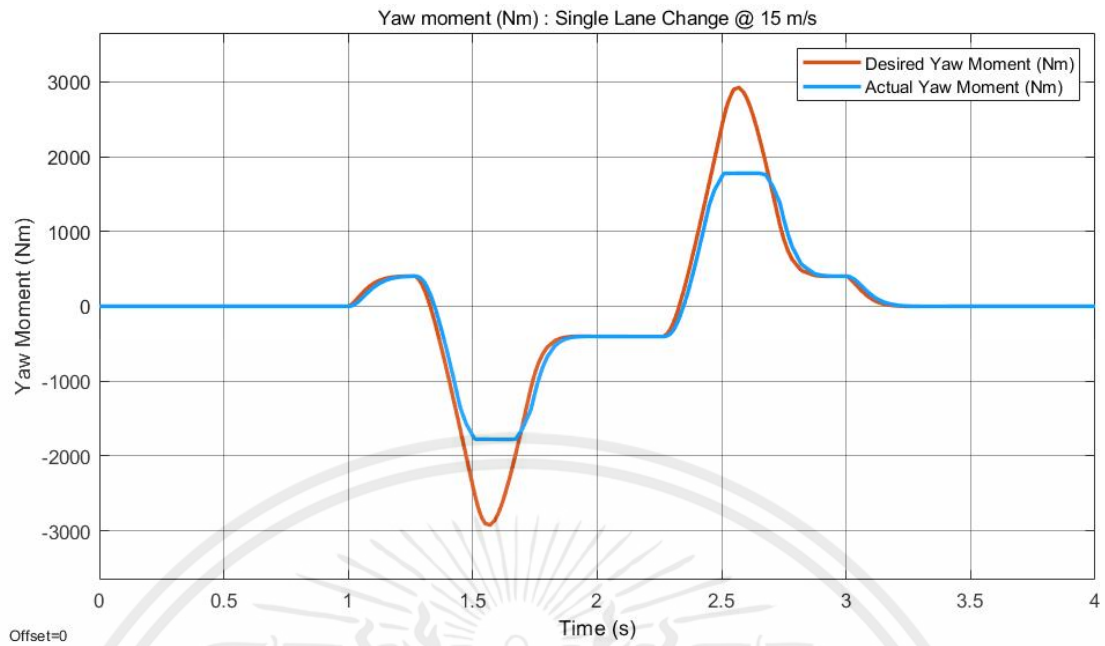
สังเกตได้จากค่าความผิดพลาดดังรูปที่ 5.3.7 ที่น้อยกว่าโดยเส้นสีน้ำเงินคือระบบกระจายแรงบิด และเส้นสีแดงไม่มีระบบกระจายแรงบิด จะเห็นได้ว่าในจุดที่ค่าความผิดพลาดสูงสุดที่ไม่มีระบบกระจายแรงบิดจะมีค่า yaw rate error สูงสุดที่ 0.71 rad/s (เส้นสีแดง) แต่ระบบที่มีระบบ

กระจายแรงบิดจะมีค่า yaw rate error สูงสุดเพียง 0.23 rad/s (เส้นสีน้ำเงิน) และ องศาการหมุนรอบแกน Z ที่คาดเคลื่อนตลอดการเคลื่อนที่ของรถที่มีระบบควบคุมกระจายแรงบิดและรถที่ไม่มีระบบควบคุมกระจายแรงบิดหาได้จากการอินทิเกรตพื้นที่ใต้กราฟ ได้เท่ากับ 0.1999 rad และ 0.4548 rad ตามลำดับ

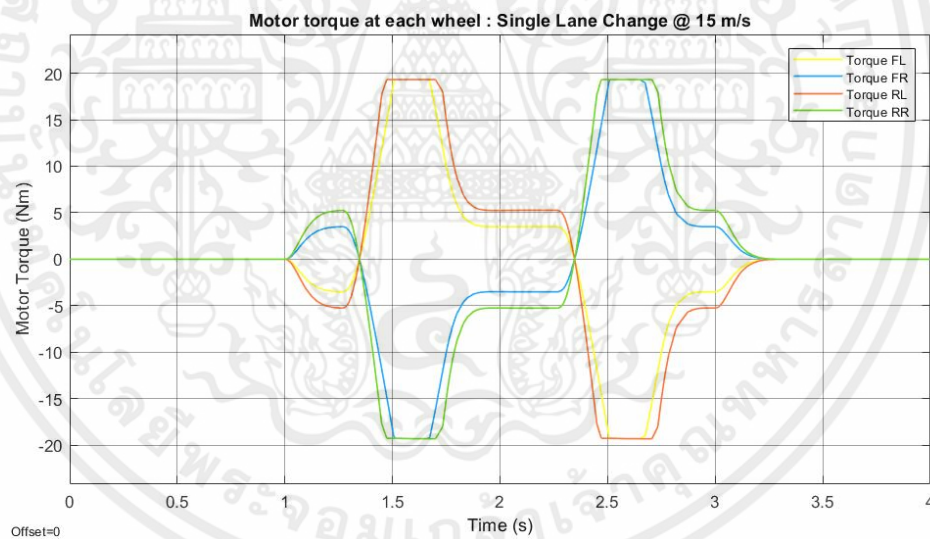


รูปที่ 5.3.7 : กราฟความผิดพลาด (rad/s) กับเวลา (s) ของการทดสอบแบบ Single Lane Change

แรงบิดจะถูกคำนวณจากโมเมนต์หันเหที่คำนวณได้จากตัวควบคุม PI (เส้นสีฟ้า) เทียบกับ Desired yaw moment (เส้นสีส้ม) ดังรูปที่ 5.3.8 และแสดงแรงบิดที่กระจายไปยังล้อแต่ละล้อ ล้อหน้าซ้ายเส้นสีเหลือง ล้อหน้าขวาเส้นสีฟ้า ล้อหลังซ้ายเส้นสีส้ม และล้อหลังขวาเส้นสีเขียว ดังรูปที่ 5.3.9 และแสดงเส้นทางการเคลื่อนที่ของรถเมื่อเทียบกับรถที่มีระบบควบคุมกระจายแรงบิด (เส้นสีน้ำเงิน) และไม่มีการกระจายแรงบิด (เส้นสีแดง) โดยที่ Desired trajectory (เส้นจุดสีแดง) แสดงดังรูปที่ 5.3.10 จะเห็นได้ว่าระบบที่มีระบบกระจายแรงบิด (เส้นสีน้ำเงิน) มีวิถีการเคลื่อนที่ใกล้เคียงกับ Desired trajectory กว่ารถที่ไม่มีระบบควบคุม



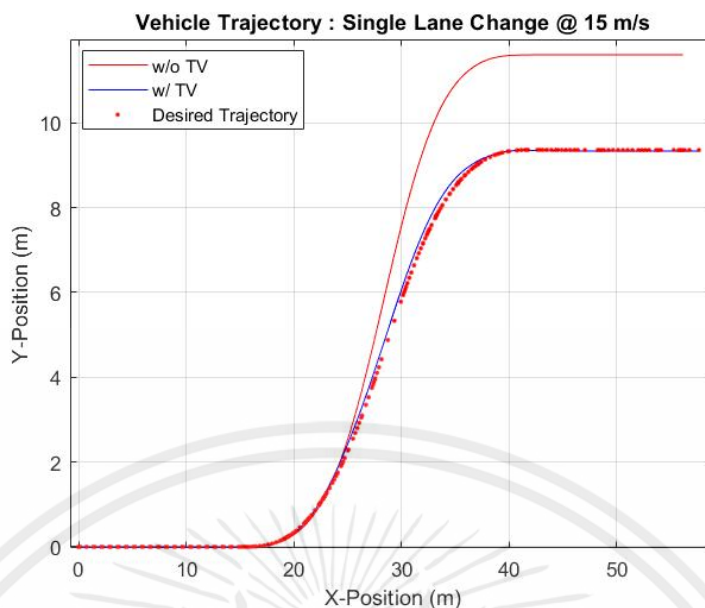
รูปที่ 5.3.8 : กราฟโมเมนต์หันเห (Nm) กับเวลา (s) ของการทดสอบแบบ Single Lane Change



รูปที่ 5.3.9 : กราฟแสดงแรงบิด (Nm) กับเวลา (s) ของการทดสอบแบบ Single Lane Change

จากรูปที่ 5.3.8 และ 5.3.9 โมเมนต์หันเหและแรงบิดถูกจำกัดไม่ให้เกินขีดจำกัดของมอเตอร์ และพิจารณาถึงความล่าช้าในการตอบสนองของมอเตอร์ด้วย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

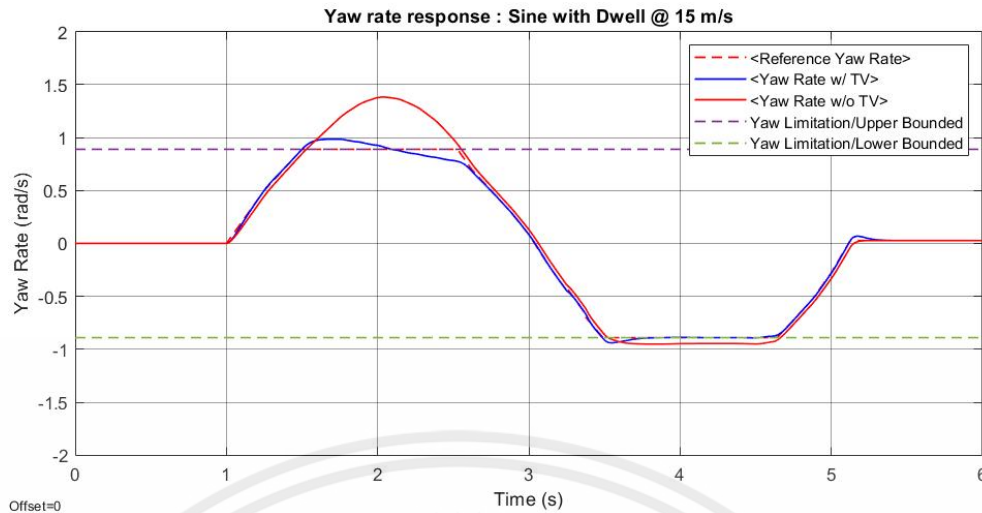


รูปที่ 5.3.10 เส้นทางเคลื่อนที่ของตัวรถ ของการทดสอบแบบ Single Lane Change

จากรูปที่ 5.3.10 จะเห็นได้ว่ารถที่มีระบบควบคุมกระจายแรงบิดมีรัศมีการเลี้ยวที่แคบและใกล้เคียงกับค่าอ้างอิงกว่า รถที่ไม่มีระบบควบคุมกระจายแรงบิด

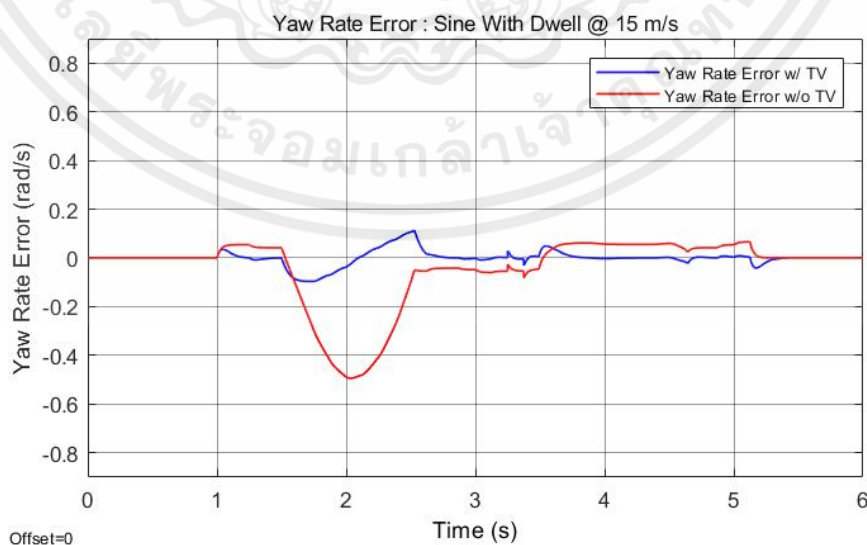
#### Sine with Dwell

รถวิ่งมาด้วยความเร็วคงที่ 15 m/s จากนั้นทำการเลี้ยว องศาตามลักษณะอินพุตแบบ Sine with Dwell ในรูปที่ 5.2 จากภาพรถที่มีระบบกระจายแรงบิด (เส้นทึบสีน้ำเงิน) จะมีการตอบสนองที่ไวกว่าและลู่เข้าค่าอัตราการหมุนรอบแกน  $Z$  ที่สภาวะคงตัว (เส้นประสีแดง) ได้เร็วกว่าระบบที่ไม่มี การกระจายแรงบิด (เส้นทึบสีแดง) ดังรูปที่ 5.3.11



รูปที่ 5.3.11 กราฟอัตราการหมุนรอบแกน Z (rad/s) กับเวลา (s) ของการทดสอบแบบ Sine with Dwell

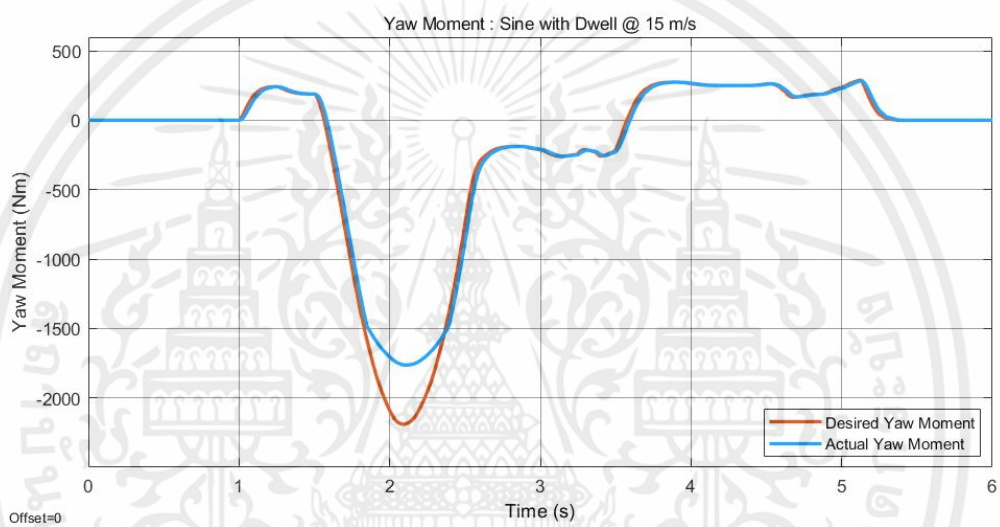
สังเกตได้จากค่าความผิดพลาดดังรูปที่ 5.3. โดยเส้นสีน้ำเงินคือมีระบบกระจายแรงบิด และเส้นสีแดงไม่มีระบบกระจายแรงบิด จะเห็นว่าจุดที่ค่าความผิดพลาดสูงสุดของระบบที่ไม่มีระบบกระจายแรงบิดจะมีค่า yaw rate error สูงสุดที่ 0.5 rad/s (เส้นสีแดง) แต่ระบบที่มีระบบกระจายแรงบิดจะมีค่า yaw rate error สูงสุดเพียง 0.1 rad/s (เส้นสีน้ำเงิน) และรถที่มีระบบควบคุมการกระจายแรงบิด มีค่าความผิดพลาดน้อยกว่ารถที่ไม่มีระบบควบคุมการกระจายแรงบิดสามารถวัดองศาการหมุนรอบแกน z ที่คลาดเคลื่อนตลอดการเคลื่อนที่หาได้จากการอินทิเกรตพื้นที่ใต้กราฟ ได้เท่ากับ 0.0946 rad และ 0.4796 rad ตามลำดับ



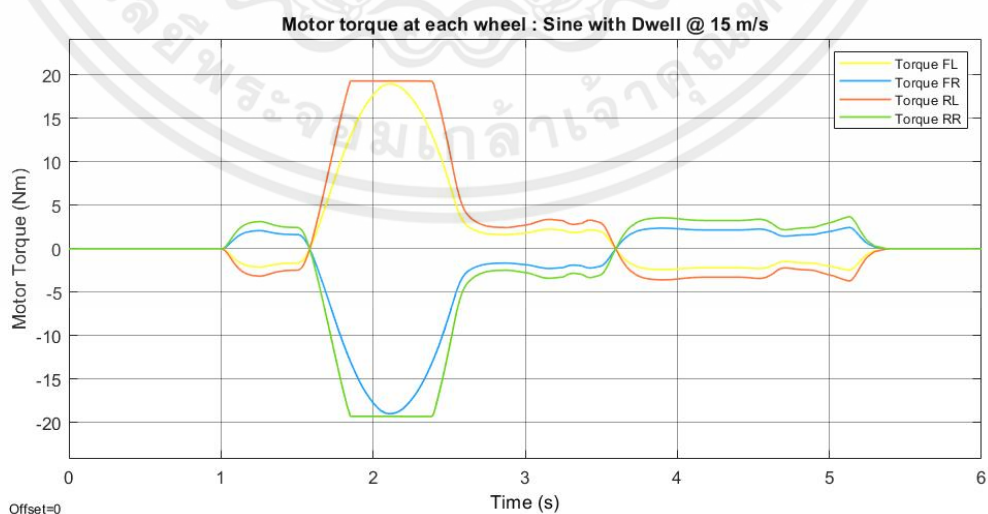
รูปที่ 5.3.12 : กราฟความผิดพลาด (rad/s) กับเวลา (s) ของการทดสอบแบบ Sine with Dwell

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แรงบิดจะถูกคำนวณจากโมเมนต์หันเหที่คำนวณได้จากตัวควบคุม PI (เส้นสีฟ้า) เทียบกับ Desired yaw moment (เส้นสีส้ม) ดังรูปที่ 5.3.13 และแสดงแรงบิดที่กระจายไปยังล้อแต่ละล้อ ล้อหน้าซ้ายเส้นสีเหลือง ล้อหน้าขวาเส้นสีฟ้า ล้อหลังซ้ายเส้นสีส้ม และล้อหลังขวาเส้นสีเขียว ดังรูปที่ 5.3.14 และแสดงเส้นทางการเคลื่อนที่ของรถเมื่อเทียบกับรถที่มีระบบควบคุมกระจายแรงบิด (เส้นสีน้ำเงิน) และไม่มีการกระจายแรงบิด (เส้นสีแดง) โดยที่ Desired trajectory (เส้นจุดสีแดง) แสดงดังรูปที่ 5.3.15 จะเห็นได้ว่าระบบที่มีระบบกระจายแรงบิด (เส้นสีน้ำเงิน) มีวิธีการเคลื่อนที่ที่ใกล้เคียงกับ Desired trajectory กว่ารถที่ไม่มีระบบควบคุม



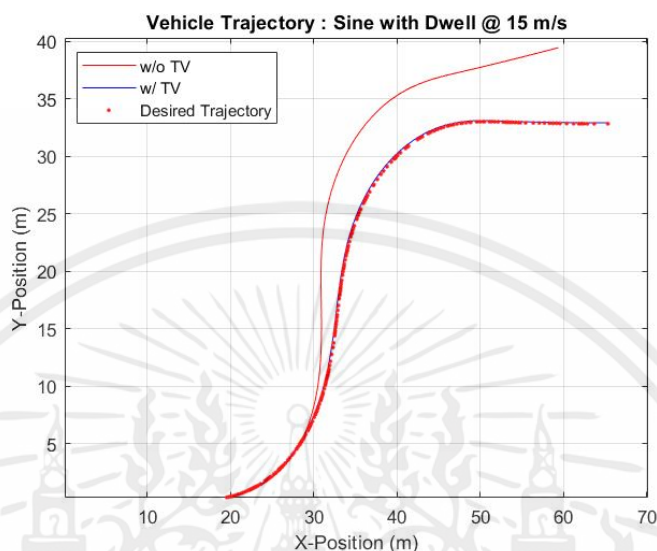
รูปที่ 5.3.13 : กราฟแสดงแรงบิด (Nm) กับเวลา (s) ของการทดสอบแบบ Sine with Dwell



รูปที่ 5.3.14 : กราฟแสดงแรงบิด (Nm) กับเวลา (s) ของการทดสอบแบบ Sine with Dwell

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากรูปที่ 5.3.13 และ 5.3.14 แรงบิดถูกคำนวณจากโมเมนต์หันเห และถูกจำกัดด้วยขีดจำกัดของมอเตอร์ไฟฟ้า และพิจารณาถึงความล่าช้าในการตอบสนองของมอเตอร์ไฟฟ้าดังรูปที่ 5.3.13

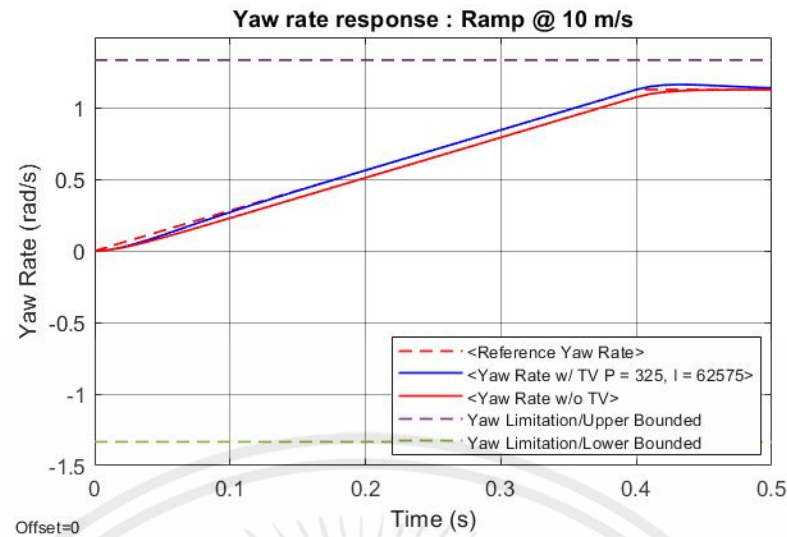


รูปที่ 5.3.15 : เส้นทางการเคลื่อนที่ของตัวรถ ของการทดสอบแบบ Sine with Dwell

จากรูปที่ 5.3.15 จะเห็นได้ว่ารถที่มีระบบควบคุมการกระจายแรงบิด มีรัศมีการเลี้ยวที่แคบและใกล้เคียงกับเส้นทางอ้างอิงกว่ารถที่ไม่มีระบบควบคุมการกระจายแรงบิด

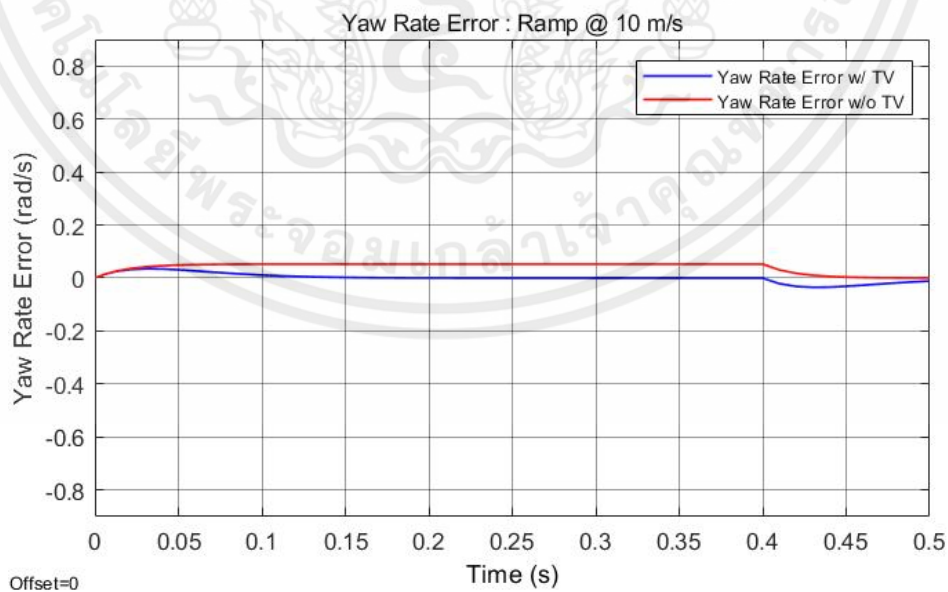
## Ramp

รถวิ่งมาด้วยความคงที่ 10 m/s ค่อยๆเพิ่มองศาการหมุนของพวงมาลัยไปจนถึง 60 องศา ตามลักษณะอินพุตแบบ Ramp ในรูปที่ 5.2 จากภาพรถที่มีระบบกระจายแรงบิด (เส้นทึบสีน้ำเงิน) จะมีการตอบสนองที่ไวกว่าและลู่เข้าค่าอัตราการหมุนรอบแกน  $Z$  ที่สภาวะคงตัว (เส้นประสีแดง) ได้เร็วกว่าระบบที่ไม่มีกระจายแรงบิด (เส้นทึบสีแดง) ดังรูปที่ 5.3.16



รูปที่ 5.3.16 กราฟอัตราการหมุนรอบแกน Z (rad/s) กับเวลา (s) ของการทดสอบแบบ Ramp

สังเกตได้จากค่าความผิดพลาดดังรูปที่ 5.3.17 โดยเส้นสีน้ำเงินคือระบบกระจายแรงบิดและเส้นสีแดงไม่มีระบบกระจายแรงบิด จะเห็นได้ว่าจุดที่ค่าความผิดพลาดสูงสุดของระบบทั้งที่ไม่มีและมีระบบกระจายแรงบิดมีค่า yaw rate error 0.05 rad/s และ รถที่มีระบบควบคุมการกระจายแรงบิดมีการตอบสนองที่รวดเร็วกว่ารถที่ไม่มีระบบควบคุม โดยที่องศาการหมุนรอบแกน z ที่คลาดเคลื่อนจากค่าอ้างอิงของรถที่มีระบบควบคุมและไม่มีระบบควบคุมที่หาได้จากการอินทิเกรตพื้นที่ใต้กราฟเท่ากับ 0.0055 rad และ 0.0210 rad ตามลำดับ

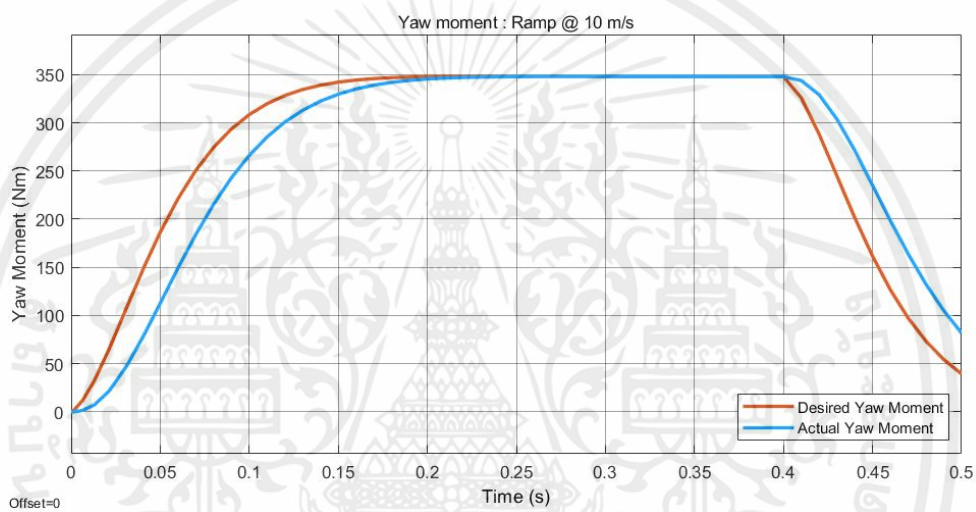


รูปที่ 5.3.17 กราฟความผิดพลาด (rad/s) กับเวลา (s) ของการทดสอบแบบ

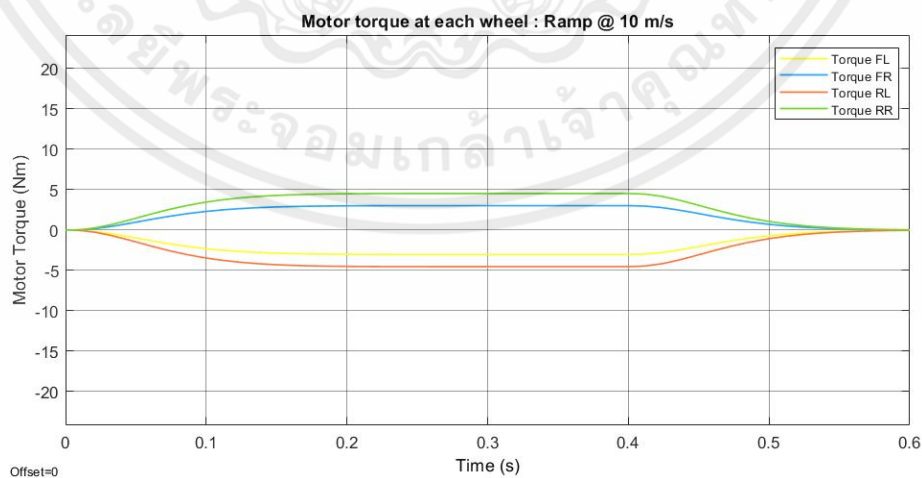
Ramp

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แรงบิดจะถูกคำนวณจากโมเมนต์หันเหที่คำนวณได้จากตัวควบคุม PI (เส้นสีฟ้า) เทียบกับ Desired yaw moment (เส้นสีส้ม) ดังรูปที่ 5.3.18 และแสดงแรงบิดที่กระจายไปยังล้อแต่ละล้อ ล้อหน้าซ้ายเส้นสีเหลือง ล้อหน้าขวาเส้นสีฟ้า ล้อหลังซ้ายเส้นสีส้ม และล้อหลังขวาเส้นสีเขียว ดังรูปที่ 5.3.19 และแสดงเส้นทางการเคลื่อนที่ของรถเมื่อเทียบกับรถที่มีระบบควบคุมกระจายแรงบิด (เส้นสีน้ำเงิน) และไม่มีการกระจายแรงบิด (เส้นสีแดง) โดยที่ Desired trajectory (เส้นสีเขียว) แสดงดังรูปที่ 5.3.20 จะเห็นได้ว่าระบบที่มีระบบกระจายแรงบิด (เส้นสีน้ำเงิน) มีวิถีการเคลื่อนที่ที่ใกล้เคียงกับ Desired trajectory กว่ารถที่ไม่มีระบบควบคุม

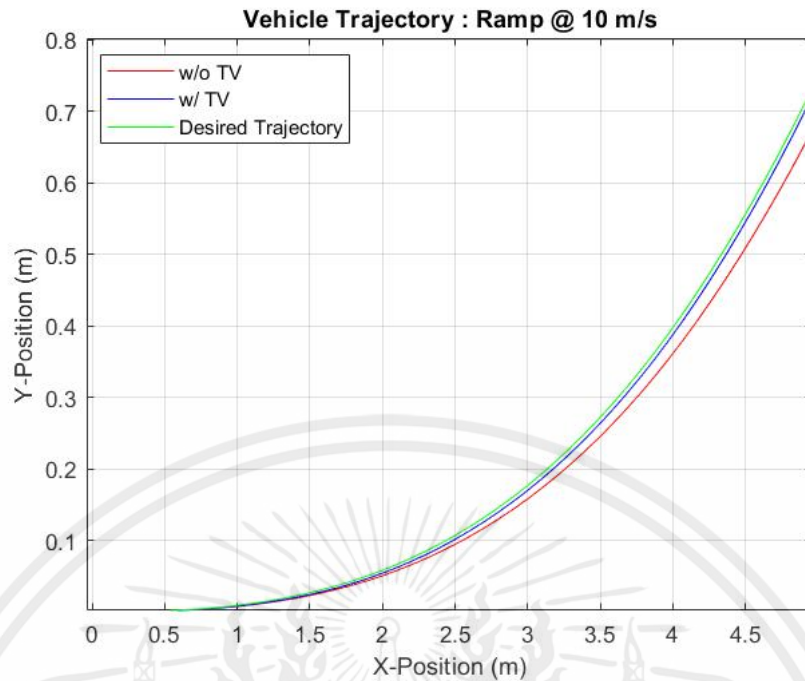


รูปที่ 5.3.18 กราฟโมเมนต์หันเห (Nm) กับเวลา (s) ของการทดสอบแบบ Ramp



รูปที่ 5.3.19 : กราฟแสดงแรงบิด (Nm) กับเวลา (s) ของการทดสอบแบบ Ramp

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.3.20 เส้นทางการเคลื่อนที่ของตัวรถ ของการทดสอบแบบ Ramp

จากผลการจำลองสามารถสรุปได้ว่า ระบบควบคุมการกระจายแรงบิดสามารถช่วยให้รถเข้าโค้งได้เร็วขึ้นและมีเสถียรภาพมากยิ่งขึ้น โดยจะเห็นได้ดังตัวอย่างผลการตอบสนองของตัวแปรอินพุตแบบ Double Lane Change ที่มีค่าองศาการหมุนรอบแกน  $z$  ที่คลาดเคลื่อนเท่ากับ  $0.3995$  rad ซึ่งน้อยกว่า รถที่ไม่มีระบบควบคุมการกระจายแรงบิดเท่ากับ  $0.9094$  rad และในช่วงที่มีการเริ่มเปลี่ยนแปลงอัตราการหมุนรอบแกน  $z$  รถที่มีระบบควบคุมมีการตอบสนองที่เร็วกว่าเมื่อเทียบอัตราการหมุนรอบแกน  $z$  ที่เท่ากัน อยู่  $0.026$  วินาที

## บทที่ 6

### สรุปผล

#### 6.1 สรุปผลการวิจัย

จากผลการจำลองในบทก่อนหน้าและวัตถุประสงค์ของการวิจัยในการ ศึกษาและออกแบบระบบควบคุมขับเคลื่อนสี่ล้ออิสระและเพิ่มสมรรถนะในการเข้าโค้งของรถแข่งไฟฟ้าด้วยระบบกระจายแรงบิด (Torque Vectoring) จากการศึกษาพลศาสตร์ยานยนต์พบว่า พฤติกรรมของรถในขณะเข้าโค้งขึ้นอยู่กับหลายปัจจัย การสร้างแบบจำลองที่แม่นยำมากพอที่จะอธิบายพฤติกรรมของรถนั้นเป็นกระบวนการที่ต้องอาศัยเวลาและความรู้ความเข้าใจในพลศาสตร์ยานยนต์เป็นอย่างดี การเริ่มจากแบบจำลองที่ง่ายจึงเป็นทางเลือกที่ดี แต่ก็มีข้อจำกัดในเรื่องของขอบเขตการใช้งานของแบบจำลอง เช่น แบบจำลองจกรยานนั้น นิยามไว้ว่าสามารถใช้ได้เมื่อมุมไถล (Slip angle) มีค่าน้อยๆเท่านั้น และสามารถใช้อธิบายพฤติกรรมของรถขณะเข้าโค้งได้ เมื่อมีความเร็วต่ำ (Low-speed Turning)

การออกแบบระบบควบคุมที่ใช้สถานะของรถเป็นตัวแปรที่ใช้ในการควบคุม การปรับแต่งตัวควบคุมให้เหมาะสมกับระบบและการตอบสนองของระบบนั้นเป็นสิ่งที่ยากและต้องการการลองผิดลองถูกอยู่บ่อยครั้งจึงจะหาจุดที่เหมาะสมกับระบบได้ การใช้ซอฟต์แวร์เช่น MATLAB: Control System Toolbox ช่วยลดเวลาในการออกแบบตัวควบคุมได้เป็นอย่างมาก

เพื่อให้บรรลุจุดประสงค์ของการวิจัยและพิสูจน์สมมติฐานที่ว่า ระบบควบคุมขับเคลื่อนสี่ล้ออิสระแบบกระจายแรงบิด (Torque vectoring) สามารถเพิ่มประสิทธิภาพในการเข้าโค้งของรถแข่งไฟฟ้าสูตรนักศึกษาในการเข้าโค้งให้ดีกว่าเมื่อเทียบกับระบบที่ไม่ได้มีการกระจายแรงบิด ตัวควบคุมพีไอได้ถูกออกแบบและทดสอบผ่านการจำลองในโปรแกรม MATLAB Simulink และพบว่าที่ความเร็วและปัจจัยอื่นๆที่ใกล้เคียงกันรถที่มีระบบควบคุมแบบกระจายแรงบิดจะมีสมรรถนะในการเข้าโค้งดีกว่าหรือสามารถเข้าโค้งแคบกว่ารถที่ไม่มีการใช้ระบบควบคุมแบบกระจายแรงบิดอธิบายได้ดังรูปที่ 5.3.5 และจากผลการจำลองในบทก่อนหน้าชี้ให้เห็นว่าระบบควบคุมมีความแม่นยำเพียงพอเมื่อเทียบกับสัญญาณอ้างอิง ตัวอย่างเช่นผลการตอบสนองต่ออินพุต Double Lane Change รถที่มีระบบควบคุมการกระจายแรงบิดมีค่าองศาการหมุนรอบแกน z คลาดเคลื่อนน้อยกว่ารถที่ไม่มีระบบควบคุม เท่ากับ 0.3995 rad และ 0.9094 rad ตามลำดับ นอกจากนี้รถที่มีระบบควบคุมยังมีการตอบสนองที่เร็วกว่าอยู่ 0.026 วินาที ในขณะที่รถเริ่มมีการเปลี่ยนแปลงอัตราการหมุนรอบแกน z

ในระบบควบคุมการกระจายแรงบิดนั้น การกำหนดข้อจำกัดถือเป็นเรื่องที่สำคัญมากเพราะนอกจากที่จะทำให้ระบบทำงานได้อย่างสมบูรณ์แล้ว ยังสามารถประยุกต์ใช้ทฤษฎีการเพิ่มประสิทธิภาพ (Optimization Method) ได้อีกด้วย เช่นในแง่ของการ การจัดการพลังงาน ชีตจำกัดด้านสมรรถนะโดยรวมของรถ

การจำลองผ่านโปรแกรมคอมพิวเตอร์สามารถชี้ให้เห็นความแตกต่างระหว่างรถที่มีระบบควบคุมการกระจายแรงบิดและที่ไม่มีได้ก็จริง แต่การทดสอบโดยการทดลองวิ่งจริงก็ยังมีเพื่อยืนยันผลผลของการออกแบบระบบควบคุมและอีกอย่างหนึ่งเพื่อเป็นปรับแต่งโดยละเอียดอีกครั้งก่อนการนำไปใช้งานจริง

## 6.2 งานที่เกี่ยวข้องกับการวิจัยในอนาคต

- 1) เขียนโปรแกรมชุดคำสั่งระบบควบคุมบนไมโครคอนโทรลเลอร์ รับสัญญาณจากเซนเซอร์เพื่อที่จะนำไปควบคุมมอเตอร์ไฟฟ้า
- 2) ทดสอบโปรแกรมที่เขียนบนไมโครคอนโทรลเลอร์โดยการทดสอบวิ่งจริงในสนามที่กำหนด
- 3) พัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของพลศาสตร์ยานยนต์ให้มีความซับซ้อนมากยิ่งขึ้นเพื่อใช้ปรับแต่งระบบควบคุม
- 4) พัฒนาชุดคำสั่งสำหรับจัดการข้อมูลจากเซนเซอร์ ทั้งการเก็บข้อมูล การกรองข้อมูลและการส่งข้อมูลในรูปชุดข้อมูลต่างๆ

## เอกสารอ้างอิง

- [1] R. Rajamani. Vehicle Dynamics and Control, Mechanical Engineering Series. Springer, 1st edition, 2005. ISBN 978-0387263960.
- [2] R. N. Jazar. Vehicle Dynamics: Theory and Application. Springer, 2nd edition 2014. ISBN:978-1-4614-8544-5.
- [3] T. D. Gillespie. Fundamentals of Vehicle Dynamics. Society of Automotive Engineers, 1st edition, 1992. ISBN 978-1560911999.
- [4] W. F. Milliken, D. L. Milliken. Race Car Vehicle Dynamics. ISBN 1-56091-526-9
- [5] J. Ghosh, A. Tonoli, and N. Amati. A torque vectoring strategy for improving the performance of a rear wheel drive electric vehicle. 2015 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC), pages 1–6, Oct 2015.
- [6] João Pedro Marques Antunes. Torque Vectoring for a Formula Student Prototype. Master of Science. Mechanical Engineering. TECNICO LISBOA, 2017.
- [7] Yiding Hua, Haobin Jiang, Guoqing Geng. Electronic Differential Control of 2WD Electric Vehicle Considering Steering Stability. School of Automotive and Traffic Engineering. Jiangsu University. 2013.
- [8] Daniel Rubin, Shai Arogeti. Vehicle Yaw Stability Control Using Rear Active Differential via Sliding Mode Control Methods. Mediterranean Conference on Control & Automation (MED) Platania-Chania, Crete, Greece, June 25-28, 2013.
- [9] Matti Semenuk. Torque Vectoring Development for Formula Student Vehicle. Bachelor of Engineering Automotive Engineering. Helsinki Metropolia University of Applied Sciences. 2021.
- [10] Kiumars Jalali, Thomas Uchida, Steve Lambert, John McPhee. Development of an Advanced Torque Vectoring Control System for an Electric Vehicle with In-wheel Motors using Soft Computing Techniques. University of Waterloo. 2013.
- [11] Oskar Danielsson, Isak Jonsson, Erik Hansson, Felix Mannerhagen, Patrik Molander, Niklas Olofsson, Jens Pettersson, Adam Pluto, Gunnar Sahlin. Design of electrical powertrain for Chalmers Formula Student with focus on 4WD versus RWD and

regenerative braking. Bachelor's thesis in Applied Mechanics. Division of Vehicle Engineering and Autonomous Systems CHALMERS UNIVERSITY OF TECHNOLOGY Goteborg, Sweden 2013.

[12] Anton Stoop. Design and Implementation of Torque Vectoring for the Forze Racing Car. Faculty of Mechanical, Maritime and Materials Engineering (3mE) · Delft University of Technology.

[13] Matteo Kevin Ghezzi. Control of a Four In-Wheel Motor Drive Electric Vehicle. School of Industrial Engineering of Barcelona. Polytechnic University of Catalonia, UPC. September 2017.

[14] Yihe Gan , Lu Xiong , Yuan Feng , Felix Martinez. A Torque Vectoring Control System for Maneuverability Improvement of 4WD EV. College of Automotive Studies & Clean Energy Automotive Engineering Center Tongji University Shanghai, 201804, China. Faculty of Mechanical Engineering University of Stuttgart Stuttgart, 70174, Germany.

[15] Sirish Srinivasan, Sebastian Nicolas Giles, Alexander Liniger. A Holistic Motion Planning and Control Solution to Challenge a Professional Racecar Driver.

[16] Surajed Sookchaiyaporn. Tire-suspension-steering Hardware-In-The-Loop for Vehicle Dynamics Simulation. Master of Engineering Program in Mechanical Engineering. Department of Engineering. Faculty of Engineering. Chulalongkorn University.

[17] Uwe Kiencke, Lars Nielsen. Automotive Control Systems For Engine, Driveline, and Vehicle-Springer (2005). ISBN 3-540-23139-0 UNIVERSITY OF TEXAS AT ARLINGTON. 2016.