

ระบบควบคุมทางพลศาสตร์ของยานยนต์สำหรับการเคลื่อนที่แบบไถลในสภาวะคงตัว

นายธนพีร์ ชัยเชาวรัตน์

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ปีการศึกษา 2555

ลิขสิทธิ์ของจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

บทคัดย่อและแฟ้มข้อมูลฉบับเต็มของวิทยานิพนธ์ตั้งแต่ปีการศึกษา 2554 ที่ให้บริการในคลังปัญญาจุฬาฯ (CUIR)

เป็นแฟ้มข้อมูลของนิสิตเจ้าของวิทยานิพนธ์ที่ส่งผ่านทางบัณฑิตวิทยาลัย

The abstract and full text of theses from the academic year 2011 in Chulalongkorn University Intellectual Repository (CUIR)

are the thesis authors' files submitted through the Graduate School.

DYNAMIC CONTROL FOR STEADY STATE DRIFTING OF VEHICLE

Mr. Ronnapee Chaichaowarat

A Thesis Submitted in Partial Fulfillment of the Requirements
for the Degree of Master of Engineering Program in Mechanical Engineering

Department of Mechanical Engineering

Faculty of Engineering

Chulalongkorn University

Academic Year 2012

Copyright of Chulalongkorn University

หัวข้อวิทยานิพนธ์

ระบบควบคุมทางพลศาสตร์ของยานยนต์

สำหรับการเคลื่อนที่แบบไถลในสภาวะคงตัว

โดย

นายธนพีร์ ชัยเชาวรัตน์

สาขาวิชา

วิศวกรรมเครื่องกล

อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก

ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.วิทยา วัฒนสุโขประสิทธิ์

คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย อนุมัติให้บัณฑิตวิทยาลัย
เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิทยาศาสตรบัณฑิต

.....คณบดีคณะวิศวกรรมศาสตร์
(รองศาสตราจารย์ ดร.บุญสม เลิศศิริวงษ์)

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์

.....ประธานกรรมการ
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.สันหยศ จันทรานุกวัฒน์)

.....อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.วิทยา วัฒนสุโขประสิทธิ์)

.....กรรมการ
(อาจารย์ ดร.นิกสิทธิ์ นุ่มวงษ์)

.....กรรมการภายนอกมหาวิทยาลัย
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.พรชัย นิเวศน์รังสรรค์)

รณพีร์ ชัยเชาวรัตน์ : ระบบควบคุมทางพลศาสตร์ของยานยนต์สำหรับการเคลื่อนที่แบบ
ไถลในสภาวะคงตัว. (DYNAMIC CONTROL FOR STEADY STATE DRIFTING OF
VEHICLE) อ.ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก : ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.วิทยา
วัฒนสุโกประสิทธิ์, 145 หน้า.

การครีฟเป็นเทคนิคการเข้าโค้งด้วยมุมไถลค่ามากในลักษณะโอเวอร์สตีร์ซึ่งเป็นที่นิยม
เพราะทำให้ผู้ขับขี่มั่นใจได้ว่ารถจะไม่เกิดอาการตื้อโค้ง อย่างไรก็ตามในขณะที่ครีฟนั้นล้อหลังเกิด
การไถลแบบผสมและแรงเสียดทานมีลักษณะไม่เป็นเชิงเส้นซึ่งต้องอาศัยความชำนาญในการ
ควบคุม ในงานวิจัยนี้ได้ศึกษาพฤติกรรมทางพลศาสตร์และได้ออกแบบระบบควบคุมการครีฟใน
สภาวะคงตัวของรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลังโดยการจำลองบนคอมพิวเตอร์ ด้วยแบบจำลองทาง
พลศาสตร์ของยานพาหนะแบบสองล้อ และใช้สูตรเมจิกร่วมกับแบบจำลองที่ปรับปรุงแล้วของ
นิโคลัสและคอมสตอกในการประมาณค่าแรงเสียดทานที่ผิวยาง ชุดคำสั่งโปรแกรมคอมพิวเตอร์ที่
พัฒนาขึ้นจากสมการการเคลื่อนที่ซึ่งพิสูจน์จากกรอบอ้างอิงที่ติดกับตัวรถ ภายใต้สมมติฐานคือไม่
คำนึงถึงแรงเสียดทานในทิศการถ่วงซึ่งเกิดขึ้นที่ล้อหน้า สามารถคำนวณหาอัตราเร็วที่เหมาะสม
และสัญญาณควบคุมแบบวงจรมืดของการขับที่สอดคล้อง ได้แก่ มุมเลี้ยวล้อหน้าและอัตราครีฟ
ไถลของล้อหลัง สำหรับเงื่อนไขการเข้าโค้งในสภาวะคงตัวที่กำหนด คือ รัศมีความโค้งและมุมไถล
ของรถ จากการจำลองบนโปรแกรมแมทแล็บ พบว่าระบบควบคุมป้อนกลับตัวแปรสถานะแบบ
ออกพิติมัลสำหรับการครีฟในสภาวะคงตัว ภายใต้ข้อจำกัดของสัญญาณควบคุม ซึ่งพัฒนาจาก
แบบจำลองทางพลศาสตร์ในรูปแบบของปริภูมิสถานะที่พิสูจน์จากกรอบอ้างอิงในทิศขนานและตั้ง
ฉากกับความเร็ว สามารถควบคุมให้ รัศมีความโค้ง มุมไถล และอัตราเร็วในการเข้าโค้ง ลู่เข้าสู่ค่า
ในสภาวะคงตัวที่ต้องการได้เสมอ

ภาควิชา.....วิศวกรรมเครื่องกล.....ลายมือชื่อนิสิต.....
สาขาวิชา.....วิศวกรรมเครื่องกล.....ลายมือชื่อ อ.ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก.....
ปีการศึกษา.....2555.....

5570342021 : MAJOR MECHANICAL ENGINEERING

KEYWORDS : DRIFTING / VEHICLE DYNAMICS / AUTOMOTIVE CONTROL / SINGLE TRACK VEHICEL MODEL / DYNAMIC SIMULATION

RONNAPEE CHAICHAOWARAT : DYNAMIC CONTROL FOR STEADY STATE DRIFTING OF VEHICLE. ADVISOR : ASST. PROF. WITAYA WANNASUPHOPRASIT, Ph.D., 145 pp.

Drifting, the oversteer cornering technique with large angle of sideslip, is frequently used in order to ensure that the vehicle will not be understeer. However, expert driving skill is required for drifting because rear tires encounter with combined slip over the linear region of the slip-tire friction characteristic, which is difficult to control. In this work, steady state drifting, with constant radius of curvature, sideslip and cornering speed, was studied first. The steady state drifting controller for RWD vehicle was developed via computational simulation. Complexity of full scaled vehicle was simplified by the single track vehicle model. In addition, BNP magic formula, along with MNC model, was used to estimate tire frictions. The computer program was developed, based on EOMs derived via the body-fixed coordinate and by assuming no frictions applied to the front wheels, in order to calculate a suitable cornering speed and corresponding open-loop driving control inputs, steering angle and rear slip ratio, for a given steady state cornering condition, radius of curvature and vehicle sideslip. The optimal controller with constrained input was developed, based on the state space description EOMs derived via n-t coordinate, for steady state drifting. According to the simulation results via MATLAB, any disturbance due to initial condition could be eliminated by the developed controller.

Department : Mechanical Engineering Student's Signature.....

Field of Study : Mechanical Engineering Advisor's Signature.....

Academic Year : 2012

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์เล่มนี้สำเร็จลุล่วงได้ด้วยดี จากความอนุเคราะห์และการสนับสนุนส่งเสริมของท่านผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.วิทยา วัฒนสุโขประสิทธิ์ ข้าพเจ้าขอขอบพระคุณอาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ผู้ให้ความเมตตากรุณา ให้การอบรมสั่งสอนทั้งในด้านวิชาการและจริยธรรมอันดีงาม ซึ่งล้วนเป็นประโยชน์ต่อการดำเนินชีวิตต่อไปในภายภาคหน้า

ขอขอบพระคุณ ศ.ดร.วิบูลย์ แสงวีระพันธุ์ศิริ ผศ.ดร.สันหุต จันทรานุกวัฒน์ อ.ดร. นกสิทธิ์ นุ่มวงษ์ ผศ.ฉัตรชัย หงษ์อุเทน คณะจารย์ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลผู้ให้คำแนะนำในการทำวิจัย รวมทั้งบุคลากรผู้ให้ความเอื้อเฟื้อในการทำวิจัยจนสำเร็จสมบูรณ์

ขอขอบพระคุณโครงการพัฒนาอัจฉริยภาพทางวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยีสำหรับเด็กและเยาวชน (JSTP) โดยสำนักงานพัฒนาวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยีแห่งชาติ ที่เสริมสร้างคุณลักษณะที่ดีของนักวิจัยและให้ทุนสนับสนุนการทำวิจัยในบางส่วน

ขอขอบพระคุณท่านประธานกรรมการและกรรมการสอบวิทยานิพนธ์ทุกท่านที่ได้สละเวลาเพื่อตรวจทานงานวิจัยครั้งนี้

ผลสัมฤทธิ์จากวิทยานิพนธ์เล่มนี้ ขอมอบทดแทนพระคุณอันยิ่งใหญ่ของบิดา-มารดา คุณรักเกียรติ-คุณวรรณีย์ ชัยเชาวรัตน์ ขอมอบแทนพระคุณของครู อาจารย์ ผู้ประสิทธิ์ประสาทวิชาตลอดจนผู้มีพระคุณทุกท่าน

ขอขอบคุณกำลังใจจากครอบครัวและผู้ที่เกี่ยวข้อง ขอขอบคุณเพื่อนนิสิต รุ่นพี่-รุ่นน้อง ที่ได้ร่วมกันให้ข้อคิดเห็นและข้อเสนอแนะต่างๆ ข้าพเจ้าหวังเป็นอย่างยิ่งว่าท่านผู้สนใจจะได้รับประโยชน์จากการศึกษาวิทยานิพนธ์เล่มนี้

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย.....	ง
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	จ
กิตติกรรมประกาศ.....	ฉ
สารบัญ.....	ช
สารบัญตาราง.....	ฑ
สารบัญรูป.....	ฒ
คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ.....	ณ
บทที่ 1 บทนำ.....	1
1.1 ที่มาและความสำคัญของวิทยานิพนธ์.....	1
1.2 วัตถุประสงค์ของวิทยานิพนธ์.....	3
1.3 ขอบเขตของวิทยานิพนธ์.....	4
1.4 ขั้นตอนการดำเนินงานโดยสรุป.....	4
1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	5
บทที่ 2 ปริทัศน์วรรณกรรม.....	7
2.1 กลุ่มงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับพลศาสตร์การเคลื่อนที่แบบโกลของรถยนต์.....	7
2.1.1 การศึกษาพลศาสตร์การเคลื่อนที่แบบโกลของรถยนต์ด้วยการ ทดสอบขับขึ้นในลักษณะดริฟแล้วเก็บข้อมูล.....	8
2.1.2 การพัฒนาแบบจำลองทางพลศาสตร์อย่างง่ายสำหรับอธิบาย การเคลื่อนที่แบบโกล และออกแบบระบบควบคุมการเคลื่อนที่แบบโกล ในสภาวะคงตัว.....	12
2.2 กลุ่มงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการทดสอบยาง และแบบจำลองสำหรับประมาณ ค่าแรงเสียดทานที่ผิวยาง.....	22
2.3 กลุ่มงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับพารามิเตอร์จำลอง และการประยุกต์ใช้ทฤษฎี ความคล้าย.....	26

	หน้า
บทที่ 3 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง.....	28
3.1 แบบจำลองทางพลศาสตร์ของยานพาหนะแบบสองล้อ (Single Track Vehicle Model).....	28
3.1.1 สมการการเคลื่อนที่.....	29
3.1.1.1 สมการการเคลื่อนที่ พิสูจน์จากกรอบอ้างอิงซึ่งถูกติดไว้กับยานพาหนะ.....	29
3.1.1.2 สมการการเคลื่อนที่ พิสูจน์จากกรอบอ้างอิงตามทิศทางของความเร็ว.....	31
3.1.2 การคำนวณค่าภาระในแนวตั้ง.....	34
3.1.3 การคำนวณความเร็วและค่าการไถล ณ ตำแหน่งต่างๆ ของยานพาหนะ.....	34
3.2 แบบจำลองสำหรับประมาณค่าแรงเสียดทานที่ผิวยาง.....	36
3.2.1 สูตรเมจิกและการกำหนดค่าพารามิเตอร์ (BNP Magic Formula).....	36
3.2.1.1 สูตรเมจิกซึ่งมีความสัมพันธ์แบบไซน์.....	36
3.2.1.2 สูตรเมจิกซึ่งมีความสัมพันธ์แบบโคไซน์.....	37
3.2.2 การประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกร่วมกับวงกลมแรงเสียดทาน (BNP Magic Formula and Friction Circle).....	38
3.2.3 การประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกร่วมกับแบบจำลองที่ปรับปรุงแล้วของนิโคลัสและคอมสตอก (BNP-MNC Tire Friction Model).....	42
3.2.4 การประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกแบบกึ่งประจักษ์สำหรับการไถลแบบผสม (The Semi-Empirical, Combined-Slip Pacejka Magic Formula).....	48
บทที่ 4 การเข้าโค้งในสภาวะคงตัวของรถยนต์.....	52
4.1 โปรแกรมคอมพิวเตอร์สำหรับคำนวณค่าสัญญาณควบคุมแบบวงจรเปิดของการขับซึ่งสอดคล้องกับเงื่อนไขสภาวะคงตัวที่กำหนด.....	52
4.2 ผลการจำลองการเข้าโค้งด้วยมุมไถลค่าต่างๆ.....	58
บทที่ 5 การพัฒนาระบบควบคุมป้อนกลับตัวแปรสถานะแบบออปติมัลสำหรับการดริฟในสภาวะคงตัวของรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลัง.....	62
5.1 แบบจำลองทางพลศาสตร์ในรูปแบบของปริภูมิสถานะ.....	62

	หน้า
5.2 ระบบเชิงเส้นคงค่าแบบเหมาะสมที่สุดตามสมการกำลังสอง สำหรับการเข้าโค้งในสภาวะคงตัว.....	68
บทที่ 6 ผลการจำลองการรถไฟในสภาวะคงตัวของรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลัง.....	72
6.1 ผลการจำลองในกรณีที่มีรัศมีความโค้งที่สภาวะเริ่มต้นเบี่ยงเบนไปจาก ค่ารัศมีความโค้งในสภาวะคงตัวที่ต้องการ.....	73
6.1.1 กรณีที่มีรัศมีความโค้งที่สภาวะเริ่มต้นมากกว่ารัศมีความโค้ง ในสภาวะคงตัวที่ต้องการ.....	73
6.1.2 กรณีที่มีรัศมีความโค้งที่สภาวะเริ่มต้นน้อยกว่ารัศมีความโค้ง ในสภาวะคงตัวที่ต้องการ.....	76
6.2 ผลการจำลองในกรณีที่มุมไถลของรถที่สภาวะเริ่มต้นเบี่ยงเบนไปจากมุมไถล ของรถในสภาวะคงตัวที่ต้องการ.....	79
6.2.1 กรณีที่มุมไถลของรถที่สภาวะเริ่มต้นมากกว่ามุมไถลของรถในสภาวะ คงตัวที่ต้องการ.....	79
6.2.2 กรณีที่มุมไถลของรถที่สภาวะเริ่มต้นน้อยกว่ามุมไถลของรถในสภาวะ คงตัวที่ต้องการ.....	82
6.3 ผลการจำลองในกรณีที่อัตราเร็วในการเคลื่อนที่ที่สภาวะเริ่มต้นเบี่ยงเบนไป จากอัตราเร็วในการเคลื่อนที่ในสภาวะคงตัวที่ต้องการ.....	85
6.3.1 กรณีที่อัตราเร็วในการเคลื่อนที่ที่สภาวะเริ่มต้นมากกว่าอัตราเร็วในการ เคลื่อนที่ในสภาวะคงตัวที่ต้องการ.....	85
6.3.2 กรณีที่อัตราเร็วในการเคลื่อนที่ที่สภาวะเริ่มต้นน้อยกว่าอัตราเร็วในการ เคลื่อนที่ในสภาวะคงตัวที่ต้องการ.....	88
บทที่ 7 การออกแบบและพัฒนาเครื่องทดสอบยางชนิดดรัม สำหรับยางของพาหนะ จำลองมาตรฐาน 1:10.....	91
7.1 การออกแบบเครื่องทดสอบยางชนิดดรัม.....	91
7.1.1 แนวคิดของการออกแบบ.....	91
7.1.2 รายละเอียดของการออกแบบ.....	92
7.1.2.1 การออกแบบคัปปลิ่งและเพลาลูกข้อต่อ.....	92
7.1.2.2 การออกแบบชิ้นส่วนรองรับมอเตอร์สำหรับขับล้อ.....	92

	หน้า
7.1.2.3 การออกแบบชิ้นส่วนรองรับเซ็นเซอร์วัดแรง	93
7.1.2.4 การออกแบบแผ่นหลักสำหรับยึดอุปกรณ์	94
7.1.2.5 การออกแบบระบบรองรับสลิงของน้ำหนักถ่วง	95
7.2 เครื่องทดสอบยางชนิดดรัมสำหรับยางของพาหนะจำลองมาตราส่วน 1:10	98
7.2.1 ฮาร์ดแวร์	98
7.2.1.1 โครงสร้างและชิ้นส่วน	98
7.2.1.2 ชุดอุปกรณ์สำหรับถ่วงน้ำหนัก	98
7.2.1.3 อุปกรณ์สำหรับจ่ายไฟ	99
7.2.1.4 เซ็นเซอร์และฮาร์ดแวร์ระบบรับข้อมูล (Data Acquisition Hardware)	100
7.2.1.4.1 ATI Gamma Force Transducer & NI DAQ Card ..	100
7.2.1.4.2 โรตารีเอ็นโค้ดเดอร์ & Sensoray 626	101
7.2.2 ซอฟต์แวร์	101
7.2.2.1 ซอฟต์แวร์สำหรับอ่านค่ามุมเฉลี่ยของล้อทดสอบ	101
7.2.2.2 ซอฟต์แวร์สำหรับอ่านและบันทึกค่าแรงที่วัดได้	102
บทที่ 8 แบบจำลองสำหรับประมาณค่าแรงเสียดทานที่ผิวยางของพาหนะจำลอง มาตราส่วน 1:10	103
8.1 ผลการทดสอบยาง และการกำหนดค่าพารามิเตอร์ของสูตรเมจิก	103
8.1.1 การทดสอบยางในกรณีที่เกิดการไถลเฉพาะในทิศการกลิ้ง	103
8.1.1.1 ความสัมพันธ์ระหว่างแรงในทิศการกลิ้งกับอัตราการไถล เมื่อมุมไถลเป็นศูนย์	103
8.1.1.2 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศการกลิ้ง กับอัตราการไถลเมื่อมุมไถลเป็นศูนย์ของยางพาหนะจำลอง มาตราส่วน 1:10 เทียบกับยางรถยนต์จริง	104
8.1.2 การทดสอบยางในกรณีที่เกิดการไถลเฉพาะด้านข้าง	105
8.1.2.1 ความสัมพันธ์ระหว่างแรงด้านข้างกับมุมไถลเมื่ออัตราการไถล เป็นศูนย์	105

	หน้า
8.1.2.2 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานด้านข้าง กับมุมไถลเมื่ออัตราการไถลเป็นศูนย์ของยางพาหนะจำลอง มาตราส่วน 1:10 เทียบกับยางรถยนต์จริง.....	106
8.1.3 สรุปผลการทดสอบยางของพาหนะจำลองมาตราส่วน 1:10	108
8.2 การประมาณค่าแรงเสียดทานที่ผิวยางของพาหนะจำลองมาตราส่วน 1:10 ด้วยสูตรเมจิกร่วมกับแบบจำลองที่ปรับปรุงแล้วของนิโคลัสและคอมสตอก.....	109
บทที่ 9 สรุปและข้อเสนอแนะ.....	114
รายการอ้างอิง.....	116
ภาคผนวก.....	120
ภาคผนวก ก. ชุดคำสั่งโปรแกรมคอมพิวเตอร์สำหรับคำนวณค่าสัญญาณควบคุม แบบวงจรเปิดของการขับเคลื่อนล้อคู่กับเงื่อนไขสภาวะคงตัว ที่กำหนด.....	121
ก.1 ชุดคำสั่งหลัก.....	121
ก.2 ชุดคำสั่งสำหรับคำนวณค่าแรงเสียดทานด้านข้างสูงสุดของล้อหน้า (fcal_FywfMax).....	124
ก.3 ชุดคำสั่งสำหรับคำนวณค่าแรงเสียดทานด้านข้างของล้อหน้าซึ่งสัมพันธ์ กับมุมไถล (fcal_Fywf).....	125
ก.4 ชุดคำสั่งสำหรับคำนวณค่าแรงเสียดทานในทิศการถลันของล้อหลังซึ่ง สัมพันธ์กับอัตราการไถล (fcal_Fxr).....	126
ก.5 ชุดคำสั่งสำหรับคำนวณค่าแรงเสียดทานด้านข้างของล้อหลังซึ่งสัมพันธ์ กับอัตราการไถล (fcal_Fyr).....	127
ภาคผนวก ข. ตัวอย่างชุดคำสั่งโปรแกรมคอมพิวเตอร์และผลลัพธ์การคำนวณ ในการพัฒนาระบบควบคุมป้อนกลับตัวแปรสถานะแบบออฟติมัล สำหรับการขับขี่ในสภาวะคงตัวของรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลัง.....	128
ข.1 ตัวอย่างชุดคำสั่งโปรแกรมคอมพิวเตอร์สำหรับคำนวณองค์ประกอบของ เมทริกซ์จาโคเบียนในแบบจำลองทางพลศาสตร์บริภูมิสถานะ.....	128
ข.2 ตัวอย่างชุดคำสั่งโปรแกรมคอมพิวเตอร์และผลลัพธ์การคำนวณ ในการออกแบบค่าอัตราการขยายของระบบควบคุม.....	129

ภาคผนวก ค. ตัวอย่างชุดคำสั่งโปรแกรมคอมพิวเตอร์สำหรับจำลองการเคลื่อนที่ ของระบบควบคุมการดริฟในสภาวะคงตัว.....	132
ค.1 ตัวอย่างการพัฒนาโปรแกรมบน MATLAB Simulink.....	132
ค.2 ตัวอย่างชุดคำสั่งโปรแกรมคอมพิวเตอร์สำหรับเขียนกราฟของตัวแปร สถานะและสัญญาณควบคุมการขับเคลื่อน.....	134
ค.3 ตัวอย่างชุดคำสั่งสำหรับการจำลองการเคลื่อนที่บนระนาบ X-Y บนหน้าต่างคำสั่ง (Command window).....	134
ค.4 ตัวอย่างชุดคำสั่งสำหรับการจำลองการเคลื่อนที่บนระนาบ X-Y ซึ่งเขียนเป็นฟังก์ชัน (Simulation).....	135
ภาคผนวก ง. ภาพเขียนแบบทางกลสำหรับสิ่งผลิตชิ้นส่วนของเครื่องทดสอบยาง ชนิดดรัมสำหรับยางของพาหนะจำลองมาตราส่วน 1:10.....	137
ง.1 การออกแบบคัปปลิงและเพลลาขับเคลื่อน.....	137
ง.1.1 Coupling.....	137
ง.2 การออกแบบชิ้นส่วนรองรับมอเตอร์สำหรับขับเคลื่อน.....	138
ง.2.1 Housing S.....	138
ง.2.2 Housing U.....	138
ง.3 การออกแบบชิ้นส่วนรองรับ ATI Gamma Force Transducer.....	139
ง.3.1 Housing H.....	139
ง.3.2 Shaft.....	139
ง.4 การออกแบบแผ่นหลักสำหรับยึดอุปกรณ์.....	140
ง.4.1 Main Plate.....	140
ง.4.2 Encoder Mounting.....	140
ง.4.3 Sling Guide.....	141
ง.4.4 Align Plate.....	141
ง.5 การออกแบบระบบรองรับสลิงของน้ำหนักถ่วง.....	142
ง.5.1 Pulley Housing Bottom.....	142
ง.5.2 Pulley Housing Side.....	142
ง.5.3 Pulley Shaft.....	143

	หน้า
ง.5.4 Pulley.....	143
ภาคผนวก จ. ตัวอย่างการกำหนดค่าพารามิเตอร์ของสูตรเมจิกจากผลการทดสอบ	
อย่างพาหนะจำลองมาตราส่วน 1:10.....	144
จ.1 การกำหนดค่าพารามิเตอร์ของสูตรสำหรับความสัมพันธ์ระหว่าง	
แรงต้านข้างกับมุมไถล.....	144
ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์.....	145

สารบัญตาราง

	หน้า
ตารางที่ 3.1 ค่าพารามิเตอร์ของสูตรเมจิกสำหรับประมาณค่าสัมประสิทธิ์ แรงเสียดทานสุทธิ [18].....	39
ตารางที่ 3.2 ค่าพารามิเตอร์ของสูตรเมจิกที่ได้จากผลการทดสอบยาง P225/60R16 [25] สำหรับความสัมพันธ์ระหว่างแรงในทิศทางรถลึ่กับอัตราการใช้ $F_x(k)$ และความสัมพันธ์ระหว่างแรงด้านข้างกับมุมไถล $F_y(\alpha)$	43
ตารางที่ 4.1 ค่าพารามิเตอร์ของรถยนต์ที่ใช้ในโปรแกรมคอมพิวเตอร์สำหรับคำนวณ ค่าสัญญาณควบคุมแบบวงจรมีเปิดของการขับขี่ซึ่งสอดคล้องกับเงื่อนไข สภาวะคงตัวที่กำหนด.....	54

สารบัญรูป

	หน้า
รูปที่ 2.1 รถยนต์ทดสอบในขณะดริฟและแผนผังของสนามทดสอบ [14].....	8
รูปที่ 2.2 แบบโครงสร้างของข่ายงานสำหรับการประมาณค่ามุมไถลของรถจากข้อมูล ความเร่งที่วัดได้ [14].....	9
รูปที่ 2.3 รถยนต์ทดสอบ Subaru Impreza WRX STI รุ่นปี 2004 [11].....	10
รูปที่ 2.4 อุปกรณ์ที่ติดตั้งบนรถยนต์ทดสอบ [11].....	10
รูปที่ 2.5 แผนภาพอย่างง่ายสำหรับอธิบายเทคนิคการใช้เบรกมือ [12].....	11
รูปที่ 2.6 แผนภาพอย่างง่ายสำหรับอธิบายเทคนิคการเลียบบแบบเพนคูล์ม [12].....	12
รูปที่ 2.7 แผนภาพจำลองเส้นทางการเข้าโค้งของรถยนต์ [10].....	13
รูปที่ 2.8 ผลการจำลองระบบควบคุมการดริฟในสภาวะคงตัวที่ได้พัฒนาขึ้น [18].....	16
รูปที่ 2.9 รถยนต์ทดสอบสำหรับเก็บข้อมูลระหว่างการดริฟในสภาวะคงตัวบนพื้นดิน [20]	17
รูปที่ 2.10 ข้อมูลที่วัดได้จากการทดสอบดริฟ [20].....	18
รูปที่ 2.11 แผนภาพจำลองการดริฟในสภาวะคงตัวภายใต้ระบบควบคุมที่ได้พัฒนาขึ้น [21].....	19
รูปที่ 2.12 ผลการจำลองระบบควบคุมการดริฟในสภาวะคงตัวที่ได้พัฒนาขึ้น [21].....	20
รูปที่ 2.13 กราฟเปรียบเทียบอัตราเร็วในการเข้าโค้งซึ่งสอดคล้องกับมุมไถล [13].....	21
รูปที่ 2.14 ตัวอย่างของการประมาณค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานสุทธิด้วยสูตรเมจิก ซึ่งกำหนดค่าพารามิเตอร์จากผลการทดสอบยาง P225/60R16 [25].....	24
รูปที่ 2.15 ตัวอย่างของวงรีของแรงเสียดทานซึ่งเปลี่ยนแปลงตามขนาดของมุมไถล [24]....	24
รูปที่ 3.1 แบบจำลองทางพลศาสตร์ของยานพาหนะแบบสองล้อสำหรับการเข้าโค้ง ในสภาวะคงตัว.....	28
รูปที่ 3.2 กราฟของสูตรเมจิกซึ่งมีความสัมพันธ์เป็นแบบไซน์ [17].....	37
รูปที่ 3.3 กราฟของสูตรเมจิกซึ่งมีความสัมพันธ์เป็นแบบโคไซน์ [17].....	37
รูปที่ 3.4 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศการลัดกับมุมไถล จากการประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกร่วมกับวงกลมแรงเสียดทาน....	40
รูปที่ 3.5 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศด้านข้างกับมุมไถล จากการประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกร่วมกับวงกลมแรงเสียดทาน....	40

รูปที่ 3.6	ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศทางลึ้กับอัตราการไถลจากการประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกร่วมกับวงกลมแรงเสียดทาน	41
รูปที่ 3.7	ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศด้านข้างกับอัตราการไถลจากการประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกร่วมกับวงกลมแรงเสียดทาน	41
รูปที่ 3.8	กราฟความสัมพันธ์ระหว่างแรงในทิศทางลึ้กับอัตราการไถล $F_x(k)$ จากผลการทดสอบยาง P225/60R16 ในงานวิจัย [25]	44
รูปที่ 3.9	กราฟความสัมพันธ์ระหว่างแรงด้านข้างกับมุมไถล $F_y(\alpha)$ จากผลการทดสอบยาง P225/60R16 ในงานวิจัย [25]	44
รูปที่ 3.10	ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศทางลึ้กับมุมไถลจากการประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกร่วมกับแบบจำลองที่ปรับปรุงแล้วของนิโคลัสและคอมสตอก	45
รูปที่ 3.11	ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศด้านข้างกับมุมไถลจากการประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกร่วมกับแบบจำลองที่ปรับปรุงแล้วของนิโคลัสและคอมสตอก	45
รูปที่ 3.12	ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศทางลึ้กับอัตราการไถลจากการประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกร่วมกับแบบจำลองที่ปรับปรุงแล้วของนิโคลัสและคอมสตอก	46
รูปที่ 3.13	ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศด้านข้างกับอัตราการไถลจากการประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกร่วมกับแบบจำลองที่ปรับปรุงแล้วของนิโคลัสและคอมสตอก	46
รูปที่ 3.14	ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศทางลึ้กับมุมไถลและอัตราการไถล จากการประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกร่วมกับแบบจำลองที่ปรับปรุงแล้วของนิโคลัสและคอมสตอก	47
รูปที่ 3.15	ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานด้านข้างกับมุมไถลและอัตราการไถลจากการประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกร่วมกับแบบจำลองที่ปรับปรุงแล้วของนิโคลัสและคอมสตอก	47

	หน้า
รูปที่ 3.16 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศการลื่นกับมุมไถลจากการประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกแบบกึ่งประจักษ์สำหรับการไถลแบบผสม.....	49
รูปที่ 3.17 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศการลื่นกับอัตราการไถลจากการประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกแบบกึ่งประจักษ์สำหรับการไถลแบบผสม.....	50
รูปที่ 3.18 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานด้านข้างกับมุมไถลจากการประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกแบบกึ่งประจักษ์สำหรับการไถลแบบผสม.....	50
รูปที่ 3.19 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานด้านข้างกับอัตราการไถลจากการประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกแบบกึ่งประจักษ์สำหรับการไถลแบบผสม.....	51
รูปที่ 4.1 ฝั่งงานของโปรแกรมคอมพิวเตอร์สำหรับคำนวณค่าสัญญาณควบคุมแบบวงจรเปิดของการขับเคลื่อนซึ่งสอดคล้องกับเงื่อนไขสมภาวะคงตัวที่กำหนด.....	53
รูปที่ 4.2 ตัวอย่างการแสดงผลพีชของการคำนวณด้วยชุดคำสั่งโปรแกรมคอมพิวเตอร์ที่พัฒนาขึ้น.....	57
รูปที่ 4.3 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างมุมเลี้ยวล้อหน้ากับมุมไถลของรถ จากผลการจำลองการเข้าโค้งในสมภาวะคงตัว.....	59
รูปที่ 4.4 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างอัตราเร็วในการเข้าโค้งกับมุมไถลของรถ จากผลการจำลองการเข้าโค้งในสมภาวะคงตัว.....	60
รูปที่ 4.5 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไถลของล้อหลังกับมุมไถลของรถ จากผลการจำลองการเข้าโค้งในสมภาวะคงตัว.....	61
รูปที่ 5.1 ตัวอย่างผลลัพธ์ของการคำนวณซึ่งแสดงในหน้าต่างคำสั่ง.....	64
รูปที่ 5.2 ตัวอย่างผลลัพธ์ของการคำนวณซึ่งแสดงในพื้นที่ทำงาน.....	65
รูปที่ 5.3 ชุดคำสั่งและผลลัพธ์ของค่าแรงด้านข้างล้อหน้าที่มุมไถลต่างกัน.....	66
รูปที่ 5.4 ค่าแรงเสียดทานในทิศการลื่นและค่าแรงเสียดทานด้านข้างของล้อหลังในหน้าต่างแก้ไขตัวแปร.....	66
รูปที่ 5.5 เมทริกซ์จาโคเบียนในแบบจำลองทางพลศาสตร์ปริภูมิสถานะ.....	68

รูปที่ 6.1	กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงของความแตกต่างระหว่างค่าตัวแปรสถานะ ที่เวลาต่างๆ ในกรณีที่มีรัศมีความโค้งที่สภาวะเริ่มต้นมากกว่ารัศมีความโค้ง ในสภาวะคงตัวที่ต้องการ.....	73
รูปที่ 6.2	กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงของสัญญาณควบคุมการขับเคลื่อนที่เวลาต่างๆ ในกรณี ที่มีรัศมีความโค้งที่สภาวะเริ่มต้นมากกว่ารัศมีความโค้งในสภาวะคงตัวที่ต้องการ	74
รูปที่ 6.3	เส้นทางการเคลื่อนที่ของรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลัง ในขณะที่รีพบนระนาบ X-Y ในกรณีที่มีรัศมีความโค้งที่สภาวะเริ่มต้นมากกว่ารัศมีความโค้งในสภาวะคงตัวที่ ต้องการ.....	75
รูปที่ 6.4	กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงของความแตกต่างระหว่างค่าตัวแปรสถานะ ที่เวลาต่างๆ ในกรณีที่มีรัศมีความโค้งที่สภาวะเริ่มต้นน้อยกว่ารัศมีความโค้ง ในสภาวะคงตัวที่ต้องการ.....	76
รูปที่ 6.5	กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงของสัญญาณควบคุมการขับเคลื่อนที่เวลาต่างๆ ในกรณี ที่มีรัศมีความโค้งที่สภาวะเริ่มต้นน้อยกว่ารัศมีความโค้งในสภาวะคงตัวที่ต้องการ	77
รูปที่ 6.6	เส้นทางการเคลื่อนที่ของรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลัง ในขณะที่รีพบนระนาบ X-Y ในกรณีที่มีรัศมีความโค้งที่สภาวะเริ่มต้นน้อยกว่ารัศมีความโค้งในสภาวะคงตัวที่ ต้องการ.....	78
รูปที่ 6.7	กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงของความแตกต่างระหว่างค่าตัวแปรสถานะ ที่เวลาต่างๆ ในกรณีที่มุมไถลของรถที่สภาวะเริ่มต้นมากกว่ามุมไถลของรถ ในสภาวะคงตัวที่ต้องการ.....	79
รูปที่ 6.8	กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงของสัญญาณควบคุมการขับเคลื่อนที่เวลาต่างๆ ในกรณี ที่มุมไถลของรถที่สภาวะเริ่มต้นมากกว่ามุมไถลของรถในสภาวะคงตัวที่ต้องการ	80
รูปที่ 6.9	เส้นทางการเคลื่อนที่ของรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลัง ในขณะที่รีพบนระนาบ X-Y ในกรณีที่มุมไถลของรถที่สภาวะเริ่มต้นมากกว่ามุมไถลของรถในสภาวะคงตัวที่ ต้องการ.....	81
รูปที่ 6.10	กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงของความแตกต่างระหว่างค่าตัวแปรสถานะ ที่เวลาต่างๆ ในกรณีที่มุมไถลของรถที่สภาวะเริ่มต้นน้อยกว่ามุมไถลของรถ ในสภาวะคงตัวที่ต้องการ.....	82

	หน้า
รูปที่ 6.11 กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงของสัญญาณควบคุมการขับเคลื่อนที่เวลาต่างๆ ในกรณี ที่มุมไถลของรถที่สภาวะเริ่มต้นน้อยกว่ามุมไถลของรถในสภาวะคงตัวที่ต้องการ	83
รูปที่ 6.12 เส้นทางการเคลื่อนที่ของรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลัง ในขณะที่รีพบนระนาบ X-Y ในกรณีที่มุมไถลของรถที่สภาวะเริ่มต้นน้อยกว่ามุมไถลของรถในสภาวะคงตัวที่ ต้องการ.....	84
รูปที่ 6.13 กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงของความแตกต่างระหว่างค่าตัวแปรสถานะ ที่เวลาต่างๆ ในกรณีที่อัตราเร็วในการเคลื่อนที่ที่สภาวะเริ่มต้นมากกว่าอัตราเร็ว ในสภาวะคงตัวที่ต้องการ.....	85
รูปที่ 6.14 กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงของสัญญาณควบคุมการขับเคลื่อนที่เวลาต่างๆ ในกรณีที่ ที่อัตราเร็วในการเคลื่อนที่ที่สภาวะเริ่มต้นมากกว่าอัตราเร็วในสภาวะคงตัว ที่ต้องการ.....	86
รูปที่ 6.15 เส้นทางการเคลื่อนที่ของรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลัง ในขณะที่รีพบนระนาบ X-Y ในกรณีที่อัตราเร็วในการเคลื่อนที่ที่สภาวะเริ่มต้นมากกว่าอัตราเร็วในสภาวะ คงตัวที่ต้องการ.....	87
รูปที่ 6.16 กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงของความแตกต่างระหว่างค่าตัวแปรสถานะ ที่เวลาต่างๆ ในกรณีที่อัตราเร็วในการเคลื่อนที่ที่สภาวะเริ่มต้นน้อยกว่าอัตราเร็ว ในสภาวะคงตัวที่ต้องการ.....	88
รูปที่ 6.17 กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงของสัญญาณควบคุมการขับเคลื่อนที่เวลาต่างๆ ในกรณีที่ ที่อัตราเร็วในการเคลื่อนที่ที่สภาวะเริ่มต้นน้อยกว่าอัตราเร็วในสภาวะคงตัว ที่ต้องการ.....	89
รูปที่ 6.18 เส้นทางการเคลื่อนที่ของรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลัง ในขณะที่รีพบนระนาบ X-Y ในกรณีที่อัตราเร็วในการเคลื่อนที่ที่สภาวะเริ่มต้นน้อยกว่าอัตราเร็วในสภาวะ คงตัวที่ต้องการ.....	90
รูปที่ 7.1 แนวคิดของการออกแบบเครื่องทดสอบยางชนิดครีมสำหรับยางของพาหนะ จำลอง.....	92
รูปที่ 7.2 การออกแบบคัปปลิงและเพลลาขับเคลื่อนทดสอบ.....	93
รูปที่ 7.3 การออกแบบชิ้นส่วนรองรับมอเตอร์สำหรับขับเคลื่อน.....	93
รูปที่ 7.4 ชิ้นส่วนรองรับเซ็นเซอร์วัดแรง รุ่น ATI Gamma.....	94

	หน้า
รูปที่ 7.5 แผ่นหลักสำหรับยึดอุปกรณ์.....	95
รูปที่ 7.6 ระบบรอกกรองรับสลิงของน้ำหนักถ่วง.....	96
รูปที่ 7.7 เครื่องทดสอบยางชนิดดรัมสำหรับยางของพาหนะจำลองมาตราส่วน 1:10 ใน CATIA.....	97
รูปที่ 7.8 เครื่องทดสอบยางชนิดดรัมสำหรับยางของพาหนะจำลองมาตราส่วน 1:10.....	99
รูปที่ 7.9 อุปกรณ์จ่ายไฟที่ใช้ในเครื่องทดสอบยาง.....	100
รูปที่ 7.10 เซ็นเซอร์วัดแรง ATI Gamma F/T Transducer.....	100
รูปที่ 7.11 โรตารีเอ็นโค้ดเดอร์ ของ Electronic GmbH รุ่น D78647.....	101
รูปที่ 7.12 การแสดงค่ามุมเดียว บน MATLAB Simulink Real-Time Workshop.....	102
รูปที่ 7.13 การแสดงผลของ ATI DAQ F/T Demo.....	102
รูปที่ 8.1 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างแรงในทิศการกิ้งกับอัตราการไถล ในกรณีที่ยางเกิดการไถลในทิศการกิ้ง.....	104
รูปที่ 8.2 กราฟแสดงค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศการกิ้งจากสมการประมาณ ค่าแรงเสียดทานของยางรถยนต์จริงและยางพาหนะจำลอง ซึ่งสัมพันธ์กับ อัตราการไถล.....	105
รูปที่ 8.3 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างแรงด้านข้างกับมุมไถล ในกรณีที่ยางเกิดการไถลเฉพาะด้านข้าง.....	106
รูปที่ 8.4 กราฟแสดงค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานด้านข้างจากสมการประมาณค่าแรง เสียดทานของยางรถยนต์จริงและยางพาหนะจำลอง ซึ่งสัมพันธ์กับมุมไถล.....	107
รูปที่ 8.5 ความสัมพันธ์ระหว่างแรงเสียดทานในทิศการกิ้งกับมุมไถล จากการประมาณ ค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกร่วมกับแบบจำลองที่ปรับปรุงแล้วของนิโคลัส และคอมสตอก.....	110
รูปที่ 8.6 ความสัมพันธ์ระหว่างแรงเสียดทานในทิศด้านข้างกับมุม จากการประมาณ ค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกร่วมกับแบบจำลองที่ปรับปรุงแล้วของนิโคลัส และคอมสตอก.....	110
รูปที่ 8.7 ความสัมพันธ์ระหว่างแรงเสียดทานในทิศการกิ้งกับอัตราการไถล จากการ ประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกร่วมกับแบบจำลองที่ปรับปรุงแล้ว ของนิโคลัสและคอมสตอก.....	111

รูปที่ 8.8	ความสัมพันธ์ระหว่างแรงเสียดทานในทิศทางข้างกับอัตราการไถล จากการประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกร่วมกับแบบจำลองที่ปรับปรุงแล้วของนิโคลัสและคอมสตอก.....	111
รูปที่ 8.9	ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศทางกึ่งกับมุมไถลและอัตราการไถล จากการประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกร่วมกับแบบจำลองที่ปรับปรุงแล้วของนิโคลัสและคอมสตอก.....	112
รูปที่ 8.10	ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานด้านข้างกับมุมไถลและอัตราการไถล จากการประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกร่วมกับแบบจำลองที่ปรับปรุงแล้วของนิโคลัสและคอมสตอก.....	113
รูปที่ ค.1	การเขียนบล็อกบน MATLAB Simulink.....	132
รูปที่ ค.2	การกำหนดพารามิเตอร์ของบล็อก State-space.....	133
รูปที่ ค.3	การกำหนดพารามิเตอร์ของบล็อก Gain.....	133

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ

- AWD – รถยนต์ขับเคลื่อนสี่ล้อ (All Wheel drive)
- RWD – รถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลัง (Rear wheel drive)
- BNP – สูตรเมจิก (Bakker-Nyborg-Pacejka Magic formula) [17]
- MNC – แบบจำลองที่ปรับปรุงแล้วของนิโคลัสและคอมสตอก
(Modified Nicolas-Comstock equations) [24]
- EOMs – สมการการเคลื่อนที่ (Equations of motion)
- ICZV – จุดศูนย์กลางความโค้งชั่วขณะ (Instantaneous center zero velocity)

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ที่มาและความสำคัญของวิทยานิพนธ์

การคมนาคมขนส่งทางบกได้ถูกพัฒนาอย่างต่อเนื่องเพื่อรองรับสภาพการขยายตัวของสังคมในปัจจุบัน เส้นทางถนนซึ่งเชื่อมถึงกันนับเป็นโครงข่ายสำคัญที่เข้าถึงชุมชนและครอบคลุมการสัญจรแทบทั้งหมด ถนนหนทางถูกพัฒนาขึ้นให้มีความนุ่มนวล เพื่อเพิ่มความสะดวกสบาย ในขณะที่เดียวกันยังสามารถย่นระยะเวลาในการเดินทาง ดังสังเกตได้จาก ทางพิเศษรูปแบบต่างๆ ซึ่งเอื้อต่อการขับขี่ที่ความเร็วสูง ตามขีดจำกัดที่สมรรถนะของรถยนต์แต่ละคันก็ว่าได้

เพื่อเพิ่มความปลอดภัยในการใช้รถใช้ถนน ระบบควบคุมเสถียรภาพในการขับขี่ (Active stability control system) รูปแบบต่างๆ ได้ถูกพัฒนาขึ้นและติดตั้งในรถยนต์นั่งทั่วไป เพื่อให้ผู้ขับขี่ยังสามารถควบคุมรถได้แม้ในกรณีฉุกเฉิน ระบบที่มีอยู่ในปัจจุบัน ไม่ว่าจะเป็น ระบบควบคุมมุมเลี้ยวอัตโนมัติ (Active steering) [1], [2] ระบบกระจายแรงเบรกแบบอิสระ (Differential braking, Independent braking control) [3] ระบบควบคุมรถแบบบูรณาการ (Integrated chassis control) [4], [5], [6] ซึ่งผสานเทคโนโลยีความปลอดภัยที่กล่าวมาเบื้องต้นเข้ากับระบบควบคุมช่วงล่างอัตโนมัติ (Active suspension) ให้สามารถทำงานร่วมกันได้อย่างลงตัว รวมไปถึงระบบควบคุมแรงบิดล้อแบบอิสระ (Independent wheel torque control) สำหรับรถยนต์ไฟฟ้า และรถยนต์ไฮบริด [7], [8] นั้น ล้วนถูกพัฒนาขึ้นบนพื้นฐานของแบบจำลองทางพลศาสตร์อย่างง่ายสำหรับการเข้าโค้งในสภาวะคงตัวด้วยมุมไถลค่าน้อย [9] ซึ่งมุ่งเน้นไปที่พฤติกรรมของรถในสภาวะที่เกิดการไถลเพียงเล็กน้อย ภายใต้ข้อจำกัดของยางเฉพาะในช่วงที่แรงเสียดทานมีลักษณะเป็นเชิงเส้น สำหรับสภาพถนนที่มีแรงเสียดทานน้อยกว่าปกติ ซึ่งรถสามารถเกิดการไถลได้โดยง่าย เช่น ถนนเปียกชื้นมีฟิล์มน้ำปกคลุม (Aquaplaning) ทางฝุ่น และผิวหิมะปกคลุม นั้น การพัฒนาองค์ความรู้ทางด้านวิศวกรรมจากภาคการศึกษา อาทิ พลศาสตร์ยานยนต์ ระบบควบคุมอัตโนมัติ รวมทั้งเทคโนโลยียานยนต์จากภาคอุตสาหกรรม ล้วนมีแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกัน คือ หลีกเลี่ยงการไถล หรือยอมให้เกิดการไถลน้อยที่สุด เพื่อควบคุมให้แรงเสียดทานที่ผิวสัมผัสระหว่างยางกับพื้นถนนยังคงอยู่ในช่วงความสัมพันธ์แบบเชิงเส้น ดังสามารถสังเกตได้จากระบบความปลอดภัยพื้นฐานของรถยนต์นั่ง อาทิ ระบบเบรกป้องกันล้อล็อก (Anti-Lock Braking System: ABS) และระบบป้องกันล้อหมุนฟรี (Traction Control System: TCS) ทั้งนี้ การควบคุมรถในสภาวะนอกเหนือขีดจำกัดของแรงเสียดทานในช่วงความสัมพันธ์แบบเชิงเส้น ซึ่งต้องอาศัยทั้ง

สมรรถนะในการควบคุมที่ดีของรถ และทักษะความชำนาญของผู้ขับขี่ อาจมีความจำเป็นอย่างหลีกเลี่ยงมิได้ในกรณีฉุกเฉิน การศึกษาพลศาสตร์ของรถในสภาวะที่เกิดการลื่นไถล ถือเป็น การสร้างองค์ความรู้ในแขนงใหม่ ซึ่งเริ่มได้รับความสนใจจากภาคการศึกษา

การดริฟ (Drifting) หรือการเข้าโค้งในลักษณะโอเวอร์สตีร์ด้วยมุมไถล (Sideslip) ค่อนข้างมาก เป็นรูปแบบหนึ่งของการแข่งขันรถยนต์ทางเรียบซึ่งกำลังเป็นที่นิยมอย่างแพร่หลายในปัจจุบัน นอกจากนี้ยังสามารถพบเห็นได้บ่อยครั้งในการเข้าโค้งแคบหรือโค้งที่มีรัศมีความโค้งน้อย โดยนักแข่งแรลลี่ผู้มีความชำนาญ อย่างไรก็ตามการ ดริฟไม่ใช่พฤติกรรมที่พบเห็นได้โดยทั่วไป เพราะในระหว่างดริฟนั้นรถมีเสถียรภาพต่ำและเสียสมดุลง่าย อีกทั้งล้อหลังเกิดการไถลแบบผสม (Combined slip) ทั้งในทิศการถลันและทิศด้านข้าง ด้วยอัตราไถล (Slip ratio) และมุมไถล (Slip angle) ของล้อค่ามาก ซึ่งแรงเสียดทานที่เกิดขึ้นระหว่างผิวสัมผัสของยางกับพื้นถนนอยู่นอกเหนือขอบเขตของการประมาณด้วยความสัมพันธ์แบบเชิงเส้น ทำให้การควบคุมรถทำได้ยาก แม้ว่าการดริฟต้องอาศัยทักษะและความชำนาญของผู้ขับขี่ในการควบคุมการไถลของล้อทั้งสิ้นให้เหมาะสม เพื่อประคองค่ามุมไถลและทิศทางการเคลื่อนที่ของรถดังที่ต้องการ แต่การเข้าโค้งโดยการดริฟช่วยให้ผู้ขับขี่มั่นใจได้ว่ารถจะไม่เกิดอาการดีดโค้ง อีกทั้งรถยังสามารถกลับสู่แนวตรงเพื่อออกจากโค้งได้เร็วกว่าการขับขี่แบบปกติ ดังได้กล่าวไว้ใน [10], [11], [12] นอกจากนี้ หากสนใจเฉพาะแรงเสียดทานที่ผิวสัมผัสระหว่างยางกับพื้นถนน ซึ่งเป็นแรงเข้าสู่ศูนย์กลางที่เกิดขึ้นในระหว่างการเข้าโค้ง เมื่อเปรียบเทียบความเร็วสูงสุดที่รถสามารถเข้าโค้งได้ด้วยมุมไถลค่าต่างๆ ในสภาวะคงตัว [13] พบว่าการดริฟสามารถสร้างแรงเสียดทานที่ผิวยางในทิศเข้าสู่ศูนย์กลางได้มากกว่า นั่นคือสามารถเข้าโค้งได้ด้วยความเร็วที่สูงกว่าการขับขี่แบบปกติในบางกรณี จากข้อได้เปรียบของการดริฟดังที่ได้กล่าวมาแล้วนั้น การศึกษาพลศาสตร์การดริฟและพัฒนาระบบควบคุมการดริฟเป็นหัวข้องานวิจัยที่น่าสนใจและมีความสำคัญ

งานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการดริฟในช่วงทศวรรษที่ผ่านมาแสดงให้เห็นถึงความตระหนักในความสำคัญของพลศาสตร์ยานพาหนะในขณะเคลื่อนที่แบบไถล การเข้าใจพฤติกรรมของรถขณะกำลังไถลนั้น สามารถนำไปสู่การพัฒนาระบบควบคุมการเคลื่อนที่ของรถในสภาวะที่เกิดการลื่นไถล แม้ในปัจจุบันองค์ความรู้เกี่ยวกับพฤติกรรมรถไถลของรถจะมีมากขึ้นแล้วก็ตาม แต่การพัฒนาระบบควบคุมรถในสภาวะลื่นไถลซึ่งเป็นเรื่องที่ทำทายนั้นมีงานวิจัยที่เกี่ยวข้องไม่มากนัก อย่างไรก็ตาม การดริฟต้องอาศัยความชำนาญในการขับขี่ ดังนั้นการศึกษาดังกล่าวและการพัฒนาระบบควบคุมการดริฟโดยการจำลองบนคอมพิวเตอร์หรือโดยการทดสอบกับพาหนะจำลอง

(Scaled vehicle) ซึ่งถูกพัฒนาให้มีความสมมูลกับรถยนต์จริงตามทฤษฎีความคล้าย (Similarity law) จึงเป็นแนวทางที่เหมาะสม ทั้งด้วยเหตุผลด้านความปลอดภัยและความสะดวกในการทำวิจัย

การศึกษากลศาสตร์และการพัฒนาระบบควบคุมการดริฟต์โดยการทดสอบกับพาหนะจำลองนั้นต้องอาศัยแบบจำลองสำหรับประมาณค่าแรงเสียดทานที่มีความแม่นยำมากในระดับหนึ่ง ดังได้กล่าวไว้ในตอนต้นว่าในขณะที่ดริฟต์นั้นล้อหลังเกิดการไถลแบบผสมทั้งในทิศทางรถตั้งและทิศด้านข้าง ด้วยอัตราการใช้ไถลและมุมไถลของล้อค่ามาก ทำให้แรงเสียดทานที่เกิดขึ้นระหว่างผิวสัมผัสของยางกับพื้นถนนอยู่นอกเหนือขอบเขตของการประมาณด้วยความสัมพันธ์แบบเชิงเส้น ดังนั้นจึงต้องทำการทดสอบยางของพาหนะจำลองเพื่อหาความสัมพันธ์ระหว่างแรงเสียดทานที่ผิวยางกับสภาพการไถลและพัฒนาแบบจำลองสำหรับประมาณค่าแรงเสียดทานที่ผิวยาง จากอดีตจนถึงปัจจุบันมีการเสนอแบบจำลองสำหรับประมาณค่าแรงเสียดทานหลายรูปแบบ ซึ่งสูตรเมจิก (Magic formula) เป็นแบบจำลองที่ได้รับการยอมรับอย่างแพร่หลาย และสามารถกำหนดค่าพารามิเตอร์ได้จากผลการทดสอบยางด้วยเครื่องทดสอบยางชนิดดรัม (Drum tire test)

โดยสรุปแล้วนั้น งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์หลักคือ การพัฒนาแบบจำลองทางพลศาสตร์ของยานพาหนะแบบสองล้อสำหรับอธิบายการเข้าโค้งในสภาวะคงตัวของรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลัง การพัฒนาโปรแกรมคอมพิวเตอร์สำหรับคำนวณค่าสัญญาณควบคุมแบบวงจรมีการเปิดของการขับซึ่งสอดคล้องกับเงื่อนไขการเข้าโค้งในสภาวะคงตัวที่กำหนด การพัฒนาระบบควบคุมป้องกันล้อกลับตัวแปรสภาวะแบบออปติมัลสำหรับควบคุมการดริฟต์ในสภาวะคงตัว ซึ่งนำไปสู่การพัฒนาแบบจำลองแบบออปติมัลสำหรับการดริฟต์ในโค้งรูปแบบต่างๆ ของถนนจริง และระบบช่วยดริฟต์แบบอัตโนมัติในกรณีฉุกเฉินซึ่งต้องการแรงเข้าสู่ศูนย์กลางสูงกว่าปกติสำหรับรถยนต์ทั่วไปในอนาคต นอกจากนี้ยังมีวัตถุประสงค์เพื่อพัฒนาเครื่องทดสอบยางชนิดดรัมสำหรับทดสอบยางของพาหนะจำลองมาตราส่วน 1:10 ที่สภาพการไถลต่างๆ เพื่อกำหนดค่าพารามิเตอร์ของสูตรเมจิกสำหรับใช้ประมาณค่าแรงเสียดทานที่ผิวยาง ซึ่งเป็นปัจจัยสำคัญในการศึกษาพลศาสตร์การดริฟต์ของรถยนต์จริงจากการทดสอบด้วยพาหนะจำลอง

1.2 วัตถุประสงค์ของวิทยานิพนธ์

1. พัฒนาแบบจำลองทางพลศาสตร์ของยานพาหนะแบบสองล้อสำหรับอธิบายการเข้าโค้งในสภาวะคงตัวของรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลังจากกรอบอ้างอิงที่ติดกับตัวรถ เพื่อพัฒนาโปรแกรมคอมพิวเตอร์สำหรับคำนวณค่าสัญญาณควบคุมแบบวงจรมีการเปิดของการขับซึ่งสอดคล้องกับเงื่อนไขการเข้าโค้งในสภาวะคงตัวที่กำหนด

2. พัฒนาแบบจำลองทางพลศาสตร์ของยานพาหนะแบบสองล้อในรูปแบบของปริภูมิสถานะจากกรอบอ้างอิงในทิศขนานและตั้งฉากกับความเร็ว เพื่อพัฒนาระบบควบคุมป้อนกลับตัวแปรสถานะแบบ ออปติมัลสำหรับการดริฟในสภาวะคงตัวของรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลัง และจำลองการเคลื่อนที่แบบไถลบนโปรแกรม MATLAB
3. พัฒนาเครื่องทดสอบยางชนิดดรัมสำหรับยางของพาหนะจำลองมาตราส่วน 1:10 และทดสอบยางที่สภาพการไถลต่างๆ เพื่อกำหนดค่าพารามิเตอร์ของสูตรเมจิกสำหรับใช้ประมาณค่าแรงเสียดทานที่ผิวยาง

1.3 ขอบเขตของวิทยานิพนธ์

1. ในการพัฒนาโปรแกรมคอมพิวเตอร์สำหรับคำนวณค่าสัญญาณควบคุมแบบวงจรเปิดของการขับที่ ซึ่งสอดคล้องกับเงื่อนไขการเข้าโค้งในสภาวะคงตัวที่กำหนด เพื่อศึกษาการเข้าโค้งในสภาวะคงตัวของรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลังนั้น ได้ใช้แบบจำลองทางพลศาสตร์ของยานพาหนะแบบสองล้อจากกรอบอ้างอิงที่ติดกับตัวรถ และการประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกร่วมกับแบบจำลองที่ปรับปรุงแล้วของนิโคลัสและคอมสตอก โดยค่าพารามิเตอร์ของสูตรเมจิกนั้นอ้างอิงจากงานวิจัย [25]
2. ในการพัฒนาระบบควบคุมป้อนกลับตัวแปรสถานะแบบออปติมัลสำหรับควบคุมการดริฟในสภาวะคงตัวของรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลังนั้น ได้ใช้แบบจำลองทางพลศาสตร์ในรูปแบบของปริภูมิสถานะซึ่งได้จากการประมาณให้เป็นเชิงเส้นของแบบจำลองทางพลศาสตร์ของยานพาหนะแบบสองล้อจากกรอบอ้างอิงในทิศขนานและตั้งฉากกับความเร็ว และการประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกร่วมกับแบบจำลองที่ปรับปรุงแล้วของนิโคลัสและคอมสตอก โดยค่าพารามิเตอร์ของสูตรเมจิกนั้นอ้างอิงจากงานวิจัย [25]

1.4 ขั้นตอนการดำเนินงานโดยสรุป

1. พัฒนาแบบจำลองทางพลศาสตร์ของยานพาหนะแบบสองล้อสำหรับอธิบายการเข้าโค้งในสภาวะคงตัวของรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลังจากกรอบอ้างอิงที่ติดกับตัวรถ โดยประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกร่วมกับแบบจำลองที่ปรับปรุงแล้วของนิโคลัสและคอมสตอก ซึ่งค่าพารามิเตอร์ของสูตรเมจิกนั้นอ้างอิงจากงานวิจัย [25]
2. พัฒนาโปรแกรมคอมพิวเตอร์สำหรับคำนวณค่าสัญญาณควบคุมแบบวงจรเปิดของการขับสำหรับรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลัง ได้แก่ มุมเลี้ยวล้อหน้าและอัตราการใช้ของล้อหลัง ซึ่งสอดคล้องกับอัตราเร็วในการเข้าโค้งที่เหมาะสม เมื่อกำหนดเงื่อนไขของการเข้าโค้งใน

สภาวะคงตัว คือ รัศมีมีความโค้งและมุมโกล โดยใช้แบบจำลองทางพลศาสตร์ของยานพาหนะที่พัฒนาขึ้นในข้อ 1

3. จำลองการเข้าโค้งด้วยมุมโกลค่าต่างๆ และเปรียบเทียบอัตราเร็วในการเข้าโค้ง
4. พัฒนาแบบจำลองทางพลศาสตร์ของยานพาหนะแบบสองล้อสำหรับอธิบายการเข้าโค้งในสภาวะคงตัวของรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลังจากกรอบอ้างอิงในทิศขนานและตั้งฉากกับความเร็ว โดยประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกร่วมกับแบบจำลองที่ปรับปรุงแล้วของนิโคลัสและคอมสตอก ซึ่งค่าพารามิเตอร์ของสูตรเมจิกนั้นอ้างอิงจากงานวิจัย [25]
5. ทำการประมาณแบบจำลองทางพลศาสตร์ของยานพาหนะที่พัฒนาขึ้นในข้อ 4 ให้เป็นเชิงเส้น เพื่อให้ได้แบบจำลองทางพลศาสตร์ในรูปแบบของปริภูมิสถานะ
6. พัฒนาระบบควบคุมป้อนกลับตัวแปรสถานะแบบออปติมัลสำหรับการดริฟในสภาวะคงตัวของรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลัง
7. จำลองการเคลื่อนที่แบบโกลด้วยระบบควบคุมการดริฟในสภาวะคงตัว บนโปรแกรม MATLAB
8. ออกแบบและสร้างชุดอุปกรณ์ทดสอบยางชนิดดรัมสำหรับยางของพาหนะจำลองมาตราส่วน 1:10
9. ทดสอบยางของพาหนะจำลองมาตราส่วน 1:10 ควบคุมสภาพการโกลโดยปรับค่ามุมโกล ตั้งแต่ 0 ถึง 90 องศา และปรับค่าอัตราการโกล ตั้งแต่ 0 ถึง 1 จากนั้นวัดค่าแรงเสียดทานที่ผิวสัมผัสระหว่างยางกับพื้นถนน ทั้งแรงด้านข้างและแรงในทิศการกลิ้ง ซึ่งสอดคล้องกับสภาพการโกล
10. กำหนดค่าพารามิเตอร์ของสูตรเมจิกสำหรับยางของพาหนะจำลองมาตราส่วน 1:10 จากผลการทดสอบยาง

1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับจากการทำวิทยานิพนธ์นี้คือ

1. มีต้นแบบของชุดอุปกรณ์ทดสอบยางชนิดดรัม สำหรับยางของพาหนะจำลองมาตราส่วน 1:10
2. มีสูตรเมจิกสำหรับประมาณค่าแรงเสียดทานที่ผิวยางของพาหนะจำลองมาตราส่วน 1:10
3. มีชุดคำสั่งของโปรแกรมคอมพิวเตอร์สำหรับคำนวณค่าสัญญาณควบคุมแบบวงจรมืดของการขับสี่ ซึ่งสอดคล้องกับเงื่อนไขการเข้าโค้งในสภาวะคงตัวที่กำหนด
4. เข้าใจพฤติกรรมทางพลศาสตร์ของรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลังขณะดริฟในสภาวะคงตัว

5. สามารถพัฒนาไปสู่ ความเข้าใจในพฤติกรรมทางพลศาสตร์ของรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลัง ขณะเคลื่อนที่แบบไถลในรูปแบบอื่นซึ่งมีความซับซ้อนมากขึ้น
6. มีตัวอย่างของระบบควบคุมป้องกันล้อดับแปรสถานะแบบออฟติมัลสำหรับควบคุมการดริฟในสภาวะคงตัวของรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลัง ซึ่งผ่านการทดสอบจากการจำลองบนคอมพิวเตอร์
7. สามารถพัฒนาไปสู่ระบบควบคุมป้องกันล้อดับแปรสถานะแบบออฟติมัลสำหรับควบคุมการดริฟในสภาวะคงตัวของพาหนะจำลองขับเคลื่อนล้อหลัง มาตรฐานส่วน 1:10 ซึ่งทดสอบได้จริง
8. สามารถพัฒนาไปสู่ระบบควบคุมป้องกันล้อดับแปรสถานะแบบออฟติมัลสำหรับควบคุมการดริฟในสภาวะคงตัวของรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลัง ซึ่งทดสอบได้จริง
9. สามารถพัฒนาไปสู่ระบบควบคุมป้องกันล้อดับแปรสถานะแบบออฟติมัลสำหรับควบคุมการไถลของรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลัง สำหรับการไถลรูปแบบอื่นซึ่งมีความซับซ้อนมากยิ่งขึ้น
10. เป็นจุดเริ่มต้นของการพัฒนาระบบควบคุมการไถลแบบอัตโนมัติในรถยนต์จริง

บทที่ 2

ปริทัศน์วรรณกรรม

จากการศึกษางานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับพลศาสตร์และการควบคุมทางพลศาสตร์ของยานยนต์ในช่วงทศวรรษที่ผ่านมา พบว่างานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับพลศาสตร์การเคลื่อนที่แบบไถลหรือการดริฟของรถยนต์เริ่มได้รับความสนใจในวงการวิชาการ สะท้อนให้เห็นถึงความตระหนักในความสำคัญของการเข้าใจพฤติกรรมของรถในสภาวะที่เกิดการลื่นไถลซึ่งแรงเสียดทานที่เกิดขึ้นนั้นอยู่นอกเหนือขีดจำกัดของความสัมพันธ์เชิงเส้น ทั้งนี้ สามารถจำแนกงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการพัฒนาระบบควบคุมทางพลศาสตร์ของยานยนต์สำหรับการเคลื่อนที่แบบไถลในสภาวะคงตัวเป็นกลุ่มย่อยได้ดังต่อไปนี้

1. กลุ่มงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับพลศาสตร์การเคลื่อนที่แบบไถลของรถยนต์ (Drifting Dynamic) อาทิ การทดสอบขับขีในลักษณะดริฟแล้วเก็บข้อมูล การพัฒนาแบบจำลองทางพลศาสตร์อย่างง่ายสำหรับอธิบายการเคลื่อนที่แบบไถล และการออกแบบระบบควบคุมการเคลื่อนที่แบบไถล
2. กลุ่มงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการทดสอบยาง (Tire Test) และแบบจำลองสำหรับประมาณค่าแรงเสียดทานที่ผิวยาง (Tire Friction Model)
3. กลุ่มงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับพาหนะจำลอง (Scaled Vehicle) และการประยุกต์ใช้ทฤษฎีความคล้าย (Similarity Law)

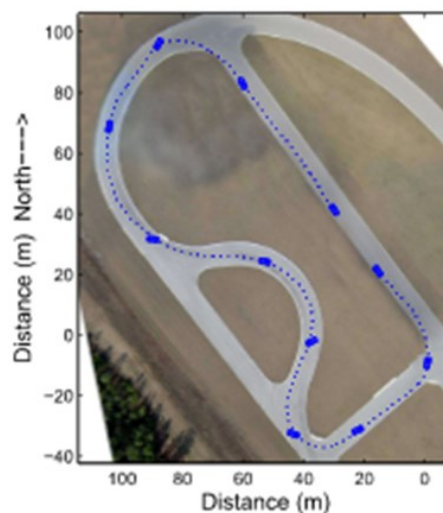
ซึ่งในบทนี้ จะกล่าวถึงรายละเอียดของการทบทวนวรรณกรรมตามกลุ่มงานวิจัยซึ่งได้จำแนกไว้ในเบื้องต้น

2.1 กลุ่มงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับพลศาสตร์การเคลื่อนที่แบบไถลของรถยนต์

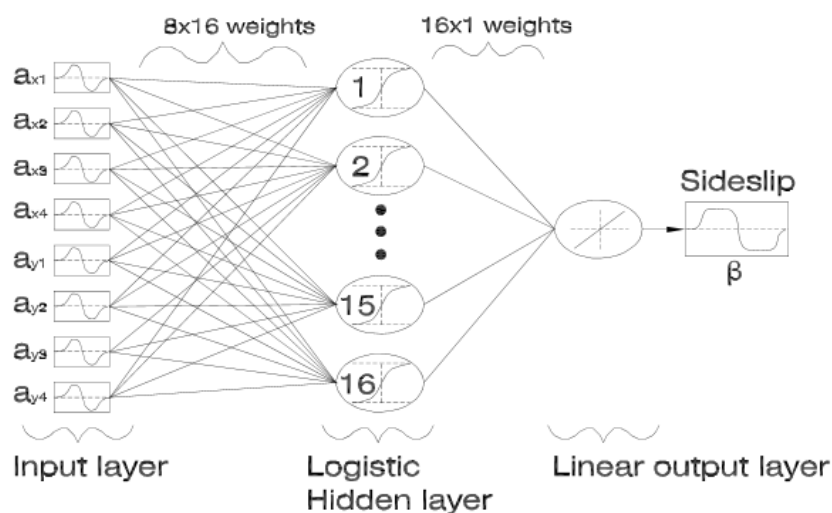
กลุ่มงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับพลศาสตร์การเคลื่อนที่แบบไถลของรถยนต์ (Drifting Dynamic) นั้น ประกอบด้วย การศึกษาพลศาสตร์การเคลื่อนที่แบบไถลของรถยนต์ด้วยการทดสอบขับขีในลักษณะดริฟแล้วเก็บข้อมูล การพัฒนาแบบจำลองทางพลศาสตร์อย่างง่ายสำหรับอธิบายการเคลื่อนที่แบบไถลและออกแบบระบบควบคุมการเคลื่อนที่แบบไถลในสภาวะคงตัว ซึ่งสามารถสรุปสาระสำคัญของงานวิจัยพอสังเขป ได้ดังต่อไปนี้

2.1.1 การศึกษาพลศาสตร์การเคลื่อนที่แบบโกลของรถยนต์ด้วยการทดสอบขับขึ้นในลักษณะดริฟแล้วเก็บข้อมูล

งานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการศึกษาพลศาสตร์การเคลื่อนที่แบบโกลของรถยนต์ด้วยการทดสอบขับขึ้นในลักษณะดริฟแล้วเก็บข้อมูล ซึ่งได้รับการตีพิมพ์ครั้งแรกนั้น คืองานวิจัย “On the Dynamics of Automobile Drifting (2006)” [14] พัฒนาโดย M. Abdulrahim จาก University of Florida ในงานวิจัยนี้ได้ทำการทดสอบขับขึ้นในลักษณะดริฟบนผิวถนนลาดยางในสนามแข่ง ด้วยรถยนต์ทดสอบซึ่งติดตั้งเซ็นเซอร์วัดความเร่งจัดเรียงเป็นแถว (Accelerometer array) ณ ตำแหน่งต่างๆ ของรถ โดยข้อมูลความเร่ง ค่าอัตราเร่งเชิงมุมและอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้ง ที่วัดได้ขณะทำการทดสอบนั้น ใช้ในการประมาณค่าตัวแปรสถานะที่สำคัญ คือ ค่ามุมโกลของรถยนต์ผ่านระบบโครงข่ายประสาท (Neural network) โดยมีวัตถุประสงค์เพื่อเตรียมการศึกษามลของการปรับแต่งช่วงล่างซึ่งมีต่อสมรรถนะในการดริฟ ภาพของรถยนต์ทดสอบในขณะดริฟและแผนผังของสนามทดสอบนั้น ได้แสดงในรูปที่ 2.1 และแบบโครงสร้างของข่ายงาน (Topology) สำหรับการประมาณค่ามุมโกลของรถจากข้อมูลความเร่งที่วัดได้นั้น ได้แสดงในรูปที่ 2.2



รูปที่ 2.1 รถยนต์ทดสอบในขณะดริฟและแผนผังของสนามทดสอบ [14]

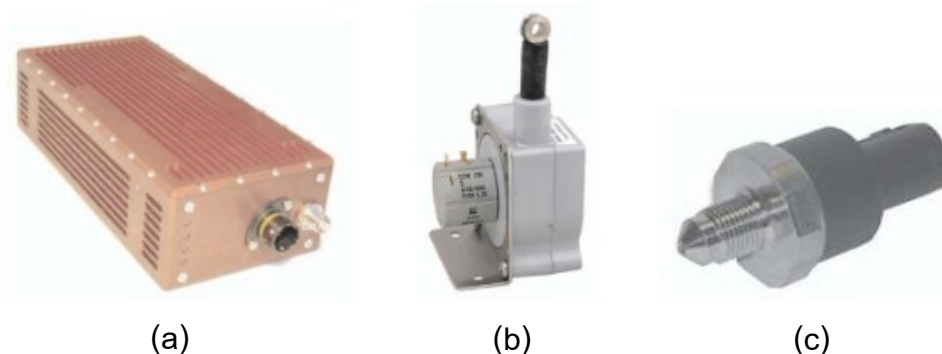


รูปที่ 2.2 แบบโครงสร้างของข่ายงานสำหรับการประมาณค่ามุมไถลของรถ
จากข้อมูลความเร่งที่วัดได้ [14]

ต่อมาที่มวิจัยซึ่งนำโดย E. Velenis จาก Brunel University, UK ในความร่วมมือของ P. Tsiotras จาก Georgia Institute of Technology และ J. Lu จาก Ford Motor Company ได้เสนองานวิจัย “Aggressive Maneuvers on Loose Surfaces: Data Analysis and Input Parameterization (2007)” [11] ซึ่งมีวัตถุประสงค์หลักคือการอธิบายเทคนิคการขับที่ใช้ในการแข่งขันแรลลี่ทางฝุ่นโดยอาศัยการวิเคราะห์ทางคณิตศาสตร์ ในขั้นแรกนั้นมุ่งเน้นไปที่เทคนิคการใช้เบรกมือหรือ Trail-Braking (TB) และเทคนิคการเลี้ยวแบบเพนดูลัม Pendulum-Turn (PT) ซึ่งพบได้บ่อยครั้ง ในงานวิจัย ได้เก็บข้อมูลจากการทดสอบขับเข้าโค้ง 90 องศา โดยนักขับแรลลี่ผู้มีความชำนาญ สำหรับรถยนต์ที่ใช้ในการทดสอบ คือ Subaru Impreza WRX STI รุ่นปี 2004 ดังแสดงในรูปที่ 2.3 ซึ่งเป็นรถยนต์ที่มีระบบขับเคลื่อนแบบสี่ล้อ (AWD) กำลังสูงสุด 340 แรงม้า และได้ทำการติดตั้งอุปกรณ์วัดความเฉื่อย (Inertial measurement unit) ของ Oxford Technical Solutions รุ่น RT3000 ซึ่งทำงานร่วมกับโมดูลจีพีเอส (GPS module) สำหรับวัดค่าความเร่งเชิงเส้น 3 ทิศทาง และอัตราการหมุนรอบแกน 3 แกน โดยข้อมูลที่วัดได้จะถูกบันทึกไว้ที่คอมพิวเตอร์ PC โดยตรง นอกจากนี้ ได้ทำการติดตั้ง String potentiometer สำหรับวัดค่ามุมเลี้ยวและตำแหน่งคันเร่ง และติดตั้ง Pressure transducer สำหรับวัดค่าแรงดันน้ำมันเบรก ซึ่งข้อมูลที่วัดนั้นจะถูกบันทึกด้วย DL2 Data logger ภาพของอุปกรณ์ที่ติดตั้งบนรถยนต์ทดสอบนั้นได้แสดงในรูปที่ 2.4 โดยค่าตัวแปรสถานะที่บันทึกได้ในระหว่างการทดสอบนั้นถูกใช้ในการวิเคราะห์พฤติกรรมทางพลศาสตร์ของรถยนต์ เพื่อจำลองการขับด้วยเทคนิคทั้งสอง ซึ่งได้อธิบายรายละเอียดไว้ใน [12]



รูปที่ 2.3 รถยนต์ทดสอบ Subaru Impreza WRX STI รุ่นปี 2004 [11]



(a)

(b)

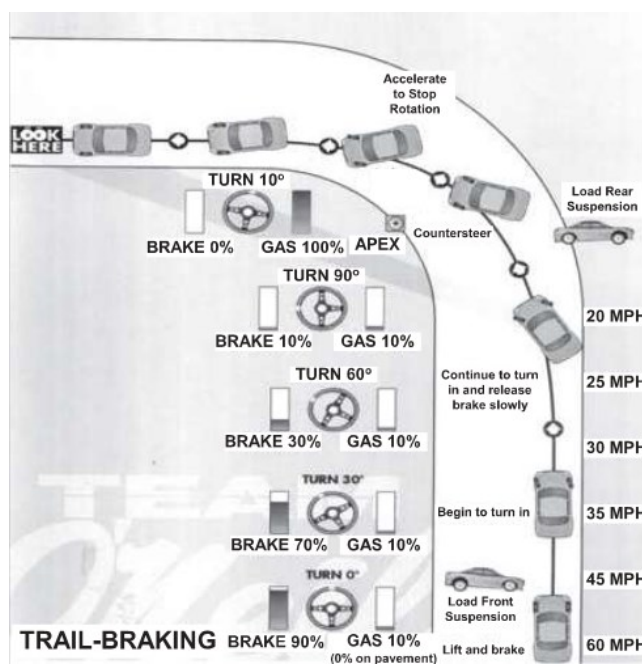
(c)

รูปที่ 2.4 อุปกรณ์ที่ติดตั้งบนรถยนต์ทดสอบ [11] ซึ่งได้แก่

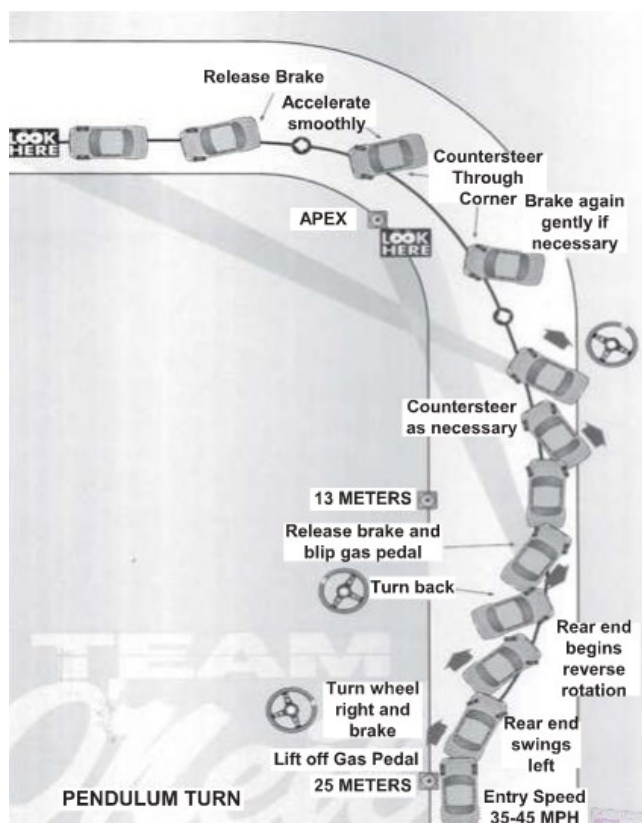
- (a) อุปกรณ์วัดความเฉื่อย RT3000 พร้อมโมดูลจีพีเอส
- (b) String potentiometer สำหรับวัดค่ามุมเลี้ยวและตำแหน่งคันเร่ง
- (c) Pressure transducer สำหรับวัดค่าแรงดันน้ำมันเบรก

สำหรับงานวิจัย “Modeling Aggressive Maneuvers on Loose Surfaces: The Cases of Trail-Braking and Pendulum-Turn” [12] ซึ่งเป็นงานวิจัยต่อเนื่องของทีมวิจัยเดียวกันกับ [11] นั้น ได้อธิบายผลการจำลองการดริฟผ่านโค้ง 90 องศา ด้วยเทคนิคการใช้เบรกมือ (TB) และการเลี้ยวแบบเพนดูลัม (PT) โดยอาศัยแบบจำลองทางพลศาสตร์อันดับต่ำสำหรับพาหนะ (Low-order vehicle model) ไว้ดังนี้ เทคนิคการใช้เบรกมือ ดังแสดงในรูปที่ 2.5 นั้น มักใช้ในการเข้าโค้งเดี่ยวเมื่อความเร็วเข้าสู่โค้งมีค่าสูง ซึ่งแรงเบรกต้องกระทำอย่างต่อเนื่องแม้การหักเลี้ยวเกิดขึ้นแล้วก็ตาม เทคนิคนี้เริ่มต้นจากการเบรกในขณะที่ล้อคู่หน้ายังคงตั้งตรงก่อนเข้าสู่โค้ง ซึ่งแรงเสียดทาน

สูงสุดถูกใช้เพื่อลดความเร็วของรถยนต์ ในช่วงนี้น้ำหนักของรถกระจายมาสู่ล้อหน้ามากขึ้นแล้ว และยางคู่หน้าสามารถสร้างแรงเสียดทานได้มากขึ้น จากนั้นเริ่มหักพวงมาลัยเข้าสู่โค้ง พร้อมกับ คลายเบรกเพื่อให้ยางสามารถสร้างแรงเสียดทานในทิศด้านข้างสำหรับการเลี้ยว รถจะเกิดการ หมุนรอบแกนในแนวตั้ง ทันทีที่ผ่านจุด Apex หัวรถจะวางตัวในทิศทางออกจากโค้ง เพื่อหยุดการ หมุนของรถ ผู้ขับขี่ต้องทำการ Counter-steer และทำการเร่งส่งเพื่อให้น้ำหนักของรถกระจาย กลับไปที่ล้อหลังซึ่งต้านการหมุน แม้ว่าเทคนิคการใช้เบรกมือจะไม่ใช้รูปแบบการขับขี่ให้ผ่านโค้ง ด้วยเวลาน้อยที่สุด (Minimum-time solution) แต่เป็นเทคนิคที่ทำให้รถกลับสู่การควบคุมในแนว ตรงได้เร็วที่สุด เพื่อเตรียมพร้อมกับสภาพทางที่ไม่สามารถคาดเดาในการแข่งขันแรลลี่ สำหรับ เทคนิคการเลี้ยวแบบเพนดูลัมนั้น ดังแสดงในรูปที่ 2.6 นั้น ใช้เมื่อรถเข้าสู่โค้งด้วยความเร็วสูงที่ซีก ของถนนด้านในของโค้ง และไม่มีเวลาเพียงพอให้ผู้ขับขี่ย้ายตำแหน่งรถไปที่ขอบถนนด้านตรงข้าม โค้งเพื่อใช้เทคนิคเบรกมือ เทคนิคการเลี้ยวแบบเพนดูลัมเริ่มต้นจากการผ่อนคันเร่งซึ่งทำให้น้ำหนัก รถกระจายมาสู่ล้อคู่หน้า แล้วจึงหักเลี้ยวออกไปสู่ด้านนอกโค้ง จากนั้นทำการเบรกเพื่อลดแรงกดที่ ล้อหลังซึ่งส่งผลให้รถหมุนออกนอกโค้งด้วยอัตราเร็วเชิงมุมที่สูงขึ้น ในทางกลับกันนั้น ทันทีที่ผู้ขับขี่ หักพวงมาลัยกลับเข้าสู่โค้ง รถก็หมุนกลับเข้าในโค้งอย่างรวดเร็วเช่นกัน และท้ายที่สุด ผู้ขับขี่ต้อง ทำการ Counter-steer และเร่งส่งเช่นเดียวกับที่เกิดขึ้นในการใช้เทคนิคเบรกมือ สำหรับเทคนิคการ ใช้เบรกมือในโค้งลักษณะอื่น เช่น โค้ง 60 องศา 135 องศา หรือแม้กระทั่ง U-Turn 180 องศา ได้ แสดงรายละเอียดไว้ใน [15] และ [16]



รูปที่ 2.5 แผนภาพอย่างง่ายสำหรับอธิบายเทคนิคการใช้เบรกมือ [12]



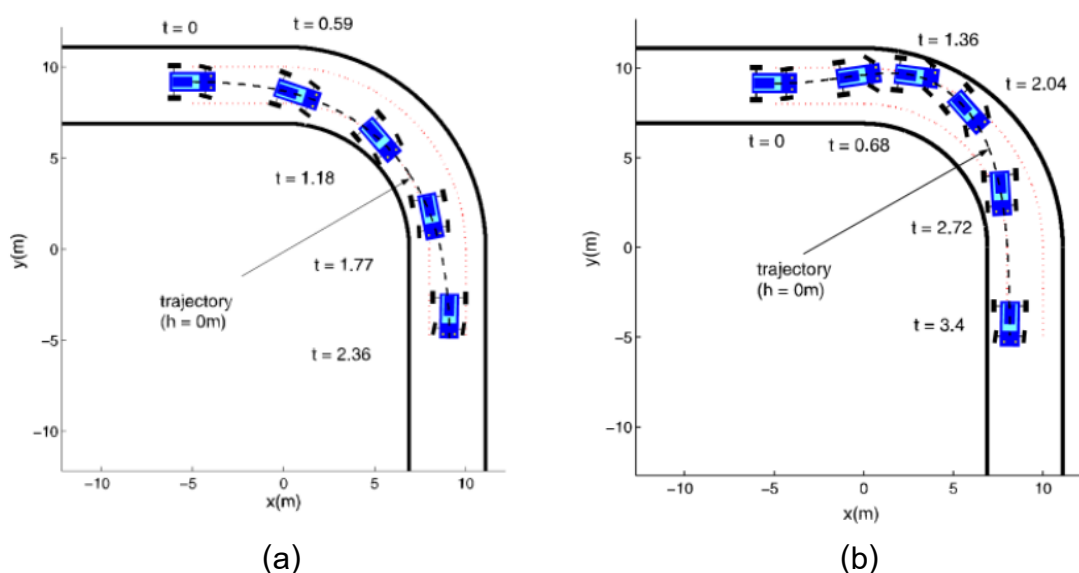
รูปที่ 2.6 แผนภาพอย่างง่ายสำหรับอธิบายเทคนิคการเลี้ยวแบบเพนดูลัม [12]

แม้ในปัจจุบันองค์ความรู้เกี่ยวกับพฤติกรรมรถไถลของรถจะมีมากขึ้นแล้วก็ตาม แต่การพัฒนากระบวนการควบคุมรถในสภาวะลื่นไถลซึ่งเป็นเรื่องที่ทำทายนั้นมีงานวิจัยที่เกี่ยวข้องไม่มากนักสามารถสรุปสาระสำคัญของงานวิจัยเหล่านั้นได้ดังต่อไปนี้

2.1.2 การพัฒนาแบบจำลองทางพลศาสตร์อย่างง่ายสำหรับอธิบายการเคลื่อนที่แบบไถลและออกแบบระบบควบคุมการเคลื่อนที่แบบไถลในสภาวะคงตัว

งานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการพัฒนาแบบจำลองทางพลศาสตร์อย่างง่ายสำหรับอธิบายการเคลื่อนที่แบบไถล ซึ่งได้รับการตีพิมพ์ครั้งแรกนั้น คืองานวิจัย “Minimum time vs maximum exit velocity path optimization during cornering (2005)” [10] พัฒนาโดย E. Velenis จาก Brunel University, UK ในความร่วมมือของ P. Tsiotras จาก Georgia Institute of Technology ในงานวิจัยนี้ได้ศึกษาและเปรียบเทียบรูปแบบการเข้าโค้ง 90 องศา ระหว่างเส้นทางที่ใช้ระยะเวลาน้อยที่สุด (Minimum time path) ดังแสดงในรูปที่ 2.7 (a) กับเส้นทางที่ให้ความเร็วตอนออกจากโค้งมากที่สุด (Maximum exit velocity path) ดังแสดงในรูปที่ 2.7 (b) โดยอาศัยการคำนวณเชิงเลขและจำลองการเคลื่อนที่บนคอมพิวเตอร์ โดยใช้แบบจำลองทางพลศาสตร์ของยานพาหนะ

แบบสองล้อ (Single track model / Bicycle model) ภายใต้สมมติฐานคือไม่มีการกระจายน้ำหนักในทิศด้านข้าง ซึ่งทำให้พาดหน้าล้อถูกจำลองให้มีความซับซ้อนน้อยลงเหลือเพียงสองล้อหน้า-หลัง และใช้สูตรเมจิก [17] ในการประมาณค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานสุทธิ (Total friction coefficient) ร่วมกับวงกลมแรงเสียดทาน (Friction circle) ในการประมาณค่าแรงเสียดทานที่ผิวยางซึ่งเป็นปัจจัยสำคัญที่ส่งผลต่อพฤติกรรมทางพลศาสตร์ของรถ ภายใต้สมมติฐานของแรงเสียดทานแบบสมมาตรซึ่งไม่ขึ้นกับทิศทาง (Isotropic tire characteristic) ทั้งในทิศการกลิ้งและทิศด้านข้าง โดยค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศการกลิ้ง (Longitudinal tire friction coefficient) และค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานทิศทาง (Lateral tire friction coefficient) นั้น เป็นสัดส่วนโดยตรงกับ อัตราส่วนของอัตราการไถลในแต่ละทิศทาง (Slip ratio in x - y direction) ต่ออัตราการไถลรวม (Total slip ratio) และสำหรับค่าแรงเสียดทานในแต่ละทิศทางนั้น สามารถคำนวณได้จากผลคูณของสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานกับค่าภาระในแนวตั้ง (Tire normal force) บนพื้นฐานของการประมาณความสัมพันธ์ระหว่างแรงเสียดทานกับภาระในแนวตั้งเป็นเชิงเส้น จากผลการจำลองพบว่า หากเทียบกับการเข้าโค้งด้วยวิธีปกติแล้วนั้น การดริฟไม่ใช่วิธีการเข้าโค้งที่ใช้ระยะเวลาสั้นที่สุด อย่างไรก็ตาม การเข้าโค้งโดยการ ดริฟทำให้รถกลับสู่แนวตรงเพื่อออกจากโค้งได้เร็วกว่า ซึ่งเป็นสิ่งที่ต้องการในการแข่งแรลลี เพราะคนขับสามารถเตรียมพร้อมกับสภาพทางที่ไม่คุ้นเคย



รูปที่ 2.7 แผนภาพจำลองเส้นทางของการเข้าโค้งของรถยนต์ [10]

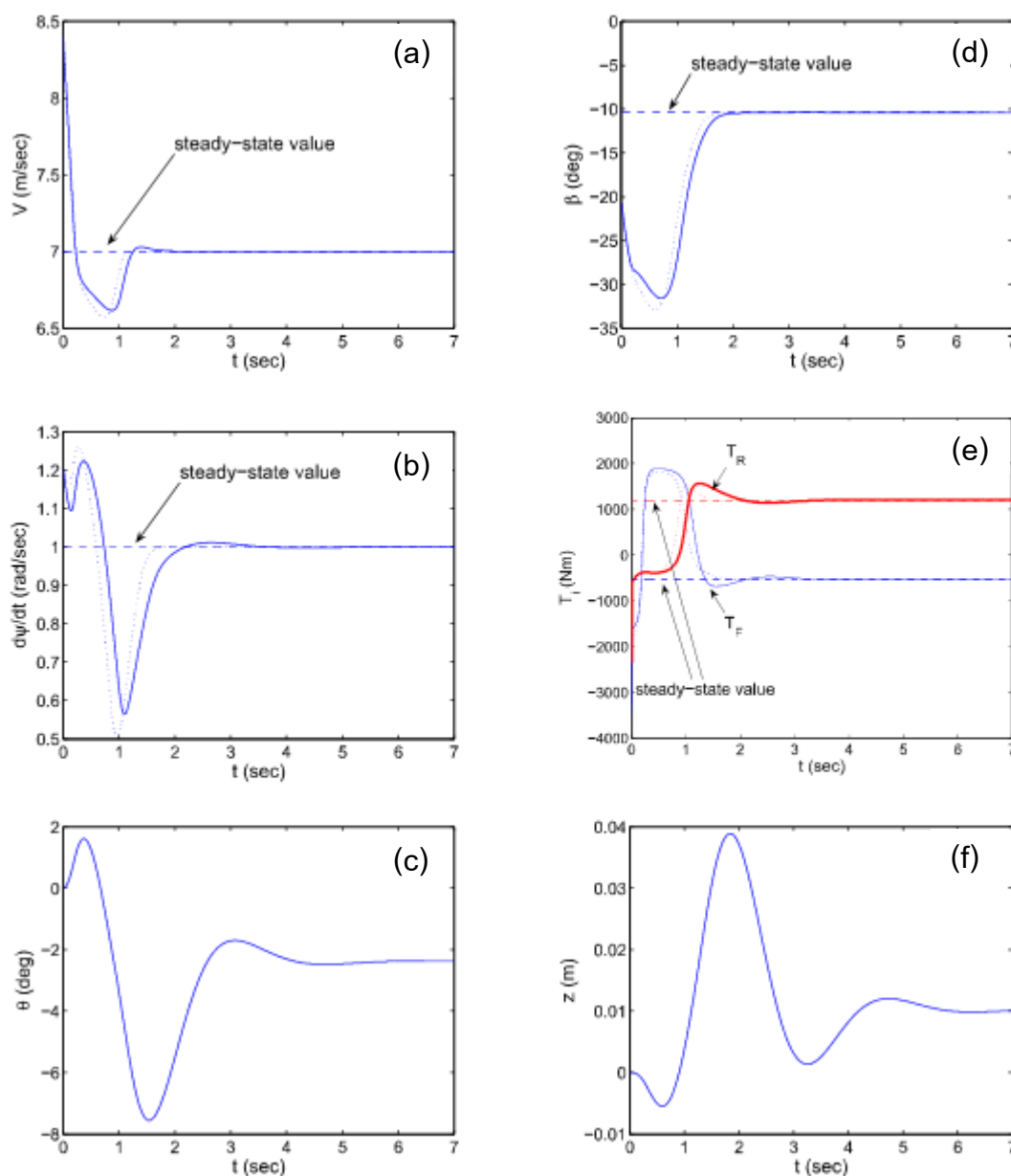
(a) เส้นทางที่ใช้ระยะเวลาน้อยที่สุด

(b) เส้นทางที่ให้ความเร็วตอนออกจากโค้งมากที่สุด

สำหรับงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการออกแบบระบบควบคุมการเคลื่อนที่แบบไถล ซึ่งได้รับการตีพิมพ์ครั้งแรกนั้น คืองานวิจัย “On the steady-state cornering equilibria for wheeled vehicle with drift (2009)” [18] พัฒนาโดย E. Velenis จาก Brunel University, UK ในความร่วมมือของ E. Frazzoli จาก Massachusetts Institute of Technology และ P. Tsiotras จาก Georgia Institute of Technology ในงานวิจัยนี้ได้พัฒนาระบบควบคุมแบบออปติมัลสำหรับการขับขี่ในสภาวะคงตัวของรถยนต์ขับเคลื่อนสี่ล้อ (AWD) โดยการจำลองบนคอมพิวเตอร์ โดยใช้แบบจำลองทางพลศาสตร์ของยานพาหนะแบบสองล้อ และวิธีการประมาณค่าแรงเสียดทานที่ผิวยางด้วยสูตรเมจิก [17] ร่วมกับวงกลมแรงเสียดทาน เช่นเดียวกับที่ใช้ในงานวิจัย [10] ในส่วนของการคำนวณค่าสัญญาณควบคุมแบบวงจรมืดของการขับขี่ (Open-loop driving control inputs) ซึ่งสอดคล้องกับเงื่อนไขสภาวะคงตัวที่กำหนดให้ นั้น ได้กำหนดมุมเลี้ยวของล้อหน้าให้คงที่ เพื่อสามารถคำนวณค่าอัตราการไถลของล้อหน้าและล้อหลังได้โดยตรง ไม่ต้องอาศัยการคำนวณซ้ำๆ โดยคอมพิวเตอร์ ซึ่งผลลัพธ์ที่ได้นั้นต้องได้รับการพิจารณาในภายหลังว่าสามารถเกิดขึ้นได้กับพาหนะที่มีรูปแบบการขับเคลื่อนในลักษณะใดตามหลักในการพิจารณา ดังต่อไปนี้ หากอัตราการไถลล้อหน้ามีค่าเป็นบวกแต่ล้อหลังเป็นติดลบนั้น สามารถเกิดขึ้นได้เฉพาะในรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหน้า (FWD) ในทางกลับกัน หากอัตราการไถลล้อหลังมีค่าเป็นบวกแต่ล้อหน้ามีค่าเป็นลบนั้น สามารถเกิดขึ้นได้เฉพาะในรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลัง (RWD) และหากอัตราการไถลล้อหน้า-หลังล้วนมีค่าเป็นบวก สามารถเกิดขึ้นได้เฉพาะในรถยนต์ขับเคลื่อน 4 ล้อ (AWD) อย่างไรก็ตาม ผลลัพธ์ที่ได้แทบทั้งหมดนั้นล้วนเกิดขึ้นได้ยากในทางปฏิบัติ ยกตัวอย่างเช่น กรณีที่ผลลัพธ์แสดงค่าอัตราการไถลเป็นบวกทั้งล้อหน้าและล้อหลังนั้น ต้องอาศัยระบบส่งกำลังที่สามารถ กระจายแรงบิดสู่ล้อคู่หน้าและล้อคู่หลังได้อย่างอิสระ (Independent torque distribution) หรือในกรณีของรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลัง ที่ผลลัพธ์แสดงค่าอัตราการไถลเป็นลบที่ล้อหน้า ในขณะที่เดียวกัน ต้องการค่าอัตราการไถลเป็นบวกที่ล้อหลังนั้น ในทางปฏิบัติต้องใช้เทคนิคเท้าซ้ายเหยียบเบรก (Left-foot-braking) ในขณะที่เท้าขวาควบคุมคันเร่ง ดังนั้นการคำนวณค่าสัญญาณควบคุมของการขับขี่ที่สามารถกระทำได้ในทางปฏิบัติจึงเป็นแนวทางที่เหมาะสมกว่า ในงานวิจัยนี้ การคำนวณค่าสัญญาณควบคุมแบบวงจรมืดของการขับขี่นั้น มีวัตถุประสงค์เพื่อใช้เป็นค่าอ้างอิงสำหรับระบบควบคุม การขับขี่ในสภาวะคงตัว ซึ่งรัศมีความโค้ง ความเร็ว และมุมไถล มีค่าคงที่ โดยควบคุมแรงบิดของล้อหน้า-หลัง เพื่อสร้างอัตราการไถลที่เหมาะสม และกำหนดให้มุมเลี้ยวของล้อหน้าไม่มีการเปลี่ยนแปลง ซึ่งในส่วนของงานพัฒนาระบบควบคุมป้อนกลับตัวแปรสถานะแบบออปติมัลสำหรับการขับขี่ในสภาวะคงตัว ภายใต้ข้อจำกัดของสัญญาณควบคุมนั้น ได้ทำการ

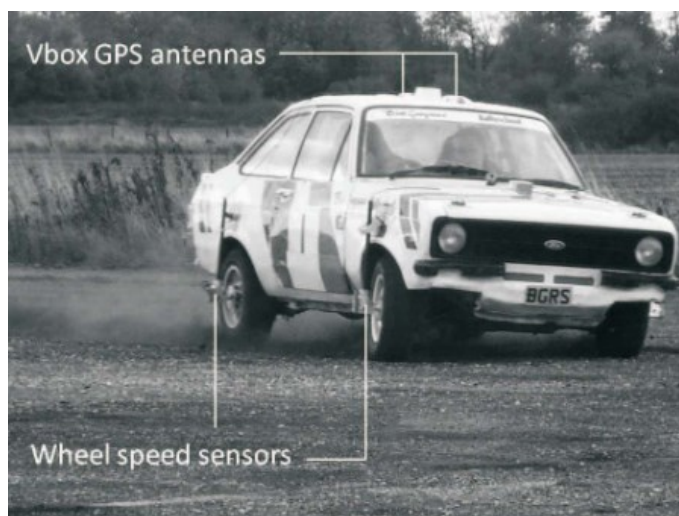
ประมาณแบบจำลองทางพลศาสตร์ของยานพาหนะซึ่งได้จากกรอบอ้างอิงในทิศทางแนวนอนและตั้งฉากกับความเร็ว และแบบจำลองสำหรับประมาณค่าแรงเสียดทานที่ผิวยาง ให้อยู่ในรูปแบบความสัมพันธ์เชิงเส้น (Linearization) ในช่วงรอบๆ สถานะสมดุลของการเคลื่อนที่และค่าอ้างอิงของสัญญาณขาเข้า (Reference input) เพื่อเขียนแบบจำลองทางพลศาสตร์ในรูปแบบของปริภูมิสถานะ (State space description) ซึ่งใช้ในการออกแบบตัวควบคุมค่ากำลังสองแบบเชิงเส้นที่เหมาะสมที่สุด (Linear quadratics optimal regulator) สำหรับระบบควบคุมแบบป้อนกลับตัวแปรสถานะ (State variable feedback controller) เพื่อลด Quadratic cost ของ Algebraic Riccati Equation [19] โดยผลการจำลองระบบควบคุมการดริฟในสภาวะคงตัวที่ได้พัฒนาขึ้นนั้น ได้แสดงในรูปที่ 2.8 อย่างไรก็ตาม การพัฒนาระบบควบคุมการดริฟในงานวิจัย [18] ซึ่งกำหนดให้มุมเลี้ยวมีค่าคงที่ และควบคุมเฉพาะอัตราการไถลของล้อหน้า-หลัง นั้น ยังมีข้อจำกัดในแง่ของการนำไปใช้เพื่อควบคุมรถยนต์จริง เพราะเป็นแบบจำลองที่พัฒนามาจากพื้นฐานของรถยนต์ขับเคลื่อน 4 ล้อ ซึ่งต้องใช้ระบบส่งกำลังที่สามารถปรับอัตราการกระจายแรงบิดสู่ล้อหน้า-หลัง ได้อย่างอิสระ หรือมีเช่นนั้นก็ต้องมีระบบเบรกซึ่งสามารถกระจายแรงเบรกได้อย่างอิสระ ยกตัวอย่างเช่น การดัดแปลงให้เบรกเท้า (Main Brake) ทำงานเฉพาะล้อหน้า และเบรกมือ (Trailing Brake) ทำงานเฉพาะล้อหลัง เป็นต้น

สำหรับขั้นตอนวิธีการคำนวณค่าสัญญาณควบคุมของการขับซึ่งสอดคล้องกับเงื่อนไขของการเข้าโค้งในสภาวะคงตัวที่กำหนด โดยไม่ต้องกำหนดมุมเลี้ยวของล้อหน้าให้คงที่นั้น ได้ถูกพัฒนาขึ้นในงานวิจัย [13], [20], [21] สำหรับรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลัง (RWD) ภายใต้สมมติฐานคือไม่มีแรงบิดเนื่องจากการเบรกกระทำต่อล้อหน้า และไม่พิจารณาผลของแรงเสียดทานเนื่องจากการลื่นของล้อหน้า ซึ่งงานวิจัย “Stabilization of steady-state drifting for a RWD vehicle (2010)” [20] และงานวิจัย “Steady-state drifting stabilization of RWD vehicles (2011)” [21] โดย E. Velenis จาก Brunel University, UK ในความร่วมมือของ D. Katzourakis และ R. Happee จาก Technical University of Delft, Netherlands และ E. Frazzoli จาก Massachusetts Institute of Technology และ P. Tsiotras จาก Georgia Institute of Technology นั้น นับเป็นจุดเริ่มต้นของการออกแบบตัวควบคุมที่เหมาะสมที่สุดสำหรับการดริฟในสภาวะคงตัวของรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลังโดยการจำลองบนคอมพิวเตอร์ ในงานวิจัยทั้งสองนั้น ได้พัฒนารถยนต์ทดสอบ ดังแสดงในรูปที่ 2.9 สำหรับเก็บข้อมูลระหว่างการดริฟในสภาวะคงตัวบนพื้นดิน ด้วยผู้ขับขี่ที่มีความชำนาญ โดยพยายามควบคุมค่ารัศมีความโค้ง ความเร็ว และมุมไถลของรถให้คงที่



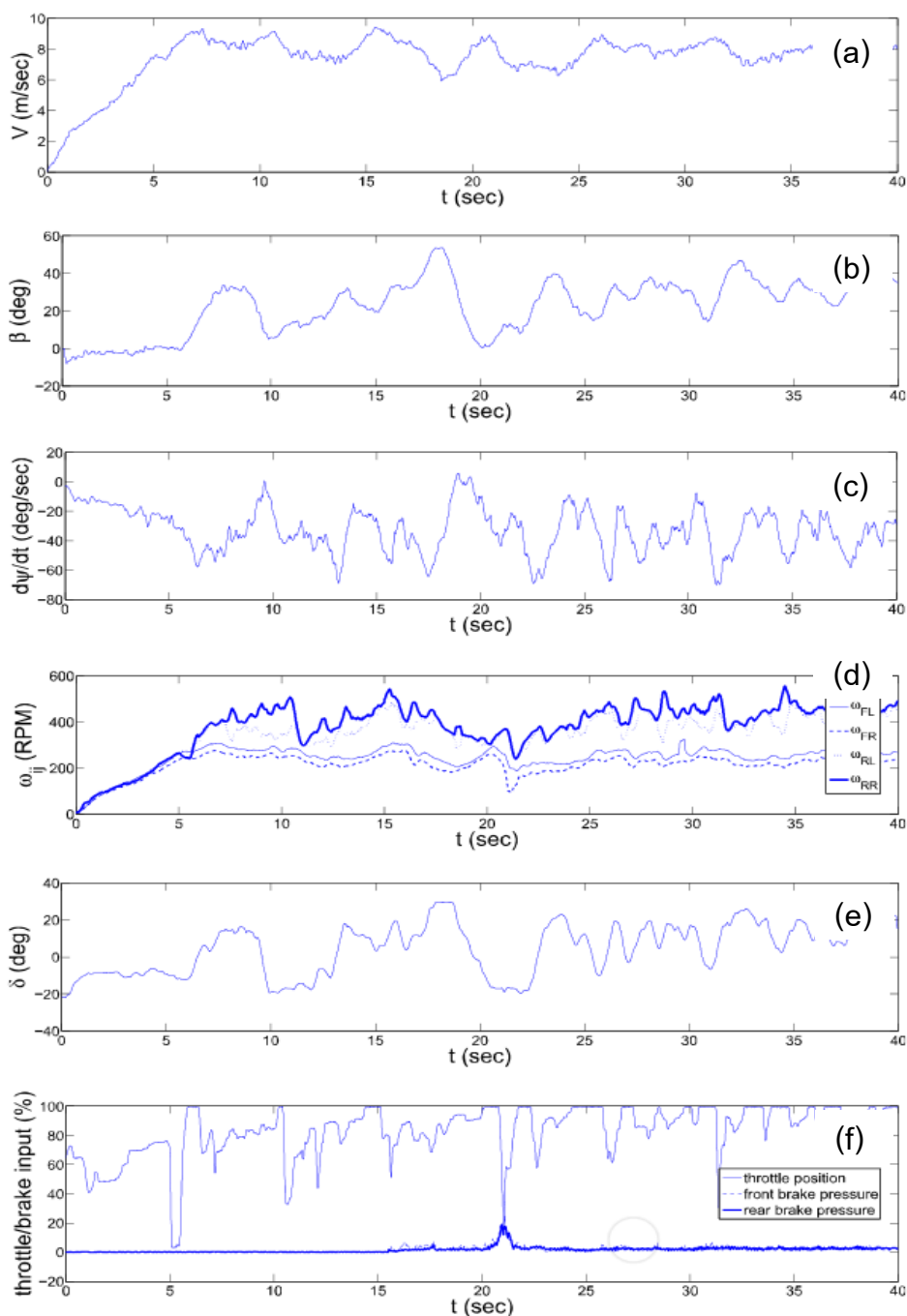
รูปที่ 2.8 ผลการจำลองระบบควบคุมการดริฟในสภาวะคงตัวที่ได้พัฒนาขึ้น [18]

- (a) กราฟแสดงอัตราเร็วในการเข้าโค้ง ในหน่วย เมตร/วินาที
- (b) กราฟแสดงอัตราการหมุนรอบแกนในแนวดิ่ง (Yaw rate) ในหน่วย เรเดียน/วินาที
- (c) กราฟแสดงมุมพิตช์ (Pitch angle) ในหน่วย องศา
- (d) กราฟแสดงมุมไถลของรถ (Sideslip) ในหน่วย องศา
- (e) กราฟแสดงสัญญาณควบคุม ซึ่งได้แก่ แรงบิดล้อหน้า-ล้อหลัง ในหน่วย นิวตันเมตร
- (f) กราฟแสดงระยะกระจัดในแนวดิ่งของศูนย์กลางมวล ในหน่วย เมตร



รูปที่ 2.9 รถยนต์ทดสอบสำหรับเก็บข้อมูลระหว่างการดริฟในสภาวะคงตัวบนพื้นดิน [20]

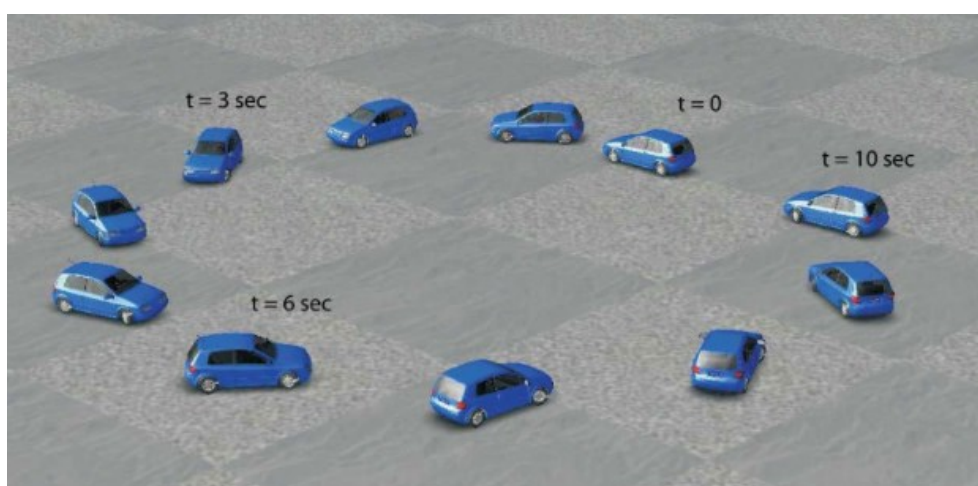
สำหรับอุปกรณ์ที่ติดตั้งเพิ่มเติมรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลังสำหรับใช้เป็นรถทดสอบนั้น ประกอบด้วย VBox twin GPS antenna สำหรับวัดค่าความเร็วและมุมไถลของรถด้วยความถี่ 20 Hz อุปกรณ์วัดความเฉื่อย (Inertial Measurement Unit) ซึ่งติดตั้งที่ตำแหน่งศูนย์กลางมวล สำหรับวัดค่าความเร่งเชิงเส้น 3 ทิศทาง และอัตราการหมุนรอบแกน 3 แกน Optical Encoders ที่ล้อทั้งสี่ สำหรับวัดความเร็วในการหมุนของแต่ละล้อ String Potentiometer สำหรับวัดค่ามุมเลี้ยว Rotational Potentiometer สำหรับวัดตำแหน่งคันเร่ง และ Pressure Sensors สำหรับวัดค่าแรงดันน้ำมันเบรกของล้อคู่หน้า-หลัง ซึ่งข้อมูลที่วัดได้จากอุปกรณ์เหล่านี้จะถูกบันทึกไว้ด้วยความถี่ 100Hz ในระหว่างการทดสอบดริฟ ดังแสดงในรูปที่ 2.10 โดยข้อมูลตัวแปรสถานะที่ได้จากการทดสอบ ใช้สำหรับอธิบายปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นในระหว่างการดริฟ นอกจากนี้ในงานวิจัยทั้งสองยังได้พัฒนาโปรแกรมคอมพิวเตอร์สำหรับคำนวณค่าเพื่อให้ได้ค่าสัญญาณควบคุมของการขับสำหรับรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลังซึ่งไม่มีการเบรกที่ล้อหน้า ซึ่งประกอบด้วย มุมเลี้ยวที่ล้อหน้าและแรงบิดของล้อหลัง โดยการเข้าโค้งของรถยนต์ถูกจำลองด้วยแบบจำลองทางพลศาสตร์ของยานพาหนะแบบสี่ล้อ (Full-car vehicle model) และใช้แบบจำลองสำหรับประมาณค่าแรงเสียดทานที่ผิวยางเช่นเดียวกับที่ใช้ในงานวิจัย [10] และงานวิจัย [18] อย่างไรก็ตาม ยังไม่มีการเปิดเผยรายละเอียดของขั้นตอนวิธีการคำนวณในการตีพิมพ์ สำหรับการพัฒนาระบบควบคุมป้อนกลับตัวแปรสถานะแบบอพติมัลสำหรับการดริฟในสภาวะคงตัว ภายใต้ข้อจำกัดของสัญญาณควบคุมนั้น มีขั้นตอนเช่นเดียวกับในงานวิจัย [18] แต่ใช้สัญญาณควบคุมเป็นค่ามุมเลี้ยวและอัตราการไถลของล้อหลังแทน โดยผลการจำลองระบบควบคุมการดริฟในสภาวะคงตัวที่ได้พัฒนาขึ้นนั้น ได้แสดงในรูปที่ 2.11 และรูปที่ 2.12



รูปที่ 2.10 ข้อมูลที่วัดได้จากการทดสอบดริฟ [20]

- (a) กราฟแสดงอัตราเร็วในการเข้าโค้ง ในหน่วย เมตร/วินาที
- (b) กราฟแสดงมุมไถลของรถ (Sideslip) ในหน่วย องศา
- (c) กราฟแสดงอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้ง (Yaw rate) ในหน่วย องศา/วินาที
- (d) กราฟแสดงอัตราเร็วเชิงมุมในการหมุนของล้อทั้งสิ้น ในหน่วย รอบ/นาที
- (e) กราฟแสดงมุมเลี้ยว ในหน่วย องศา
- (f) กราฟแสดงตำแหน่งคันเร่ง และแรงดันน้ำมันเบรกล้อหน้า-หลัง ในหน่วย เปอร์เซ็นต์

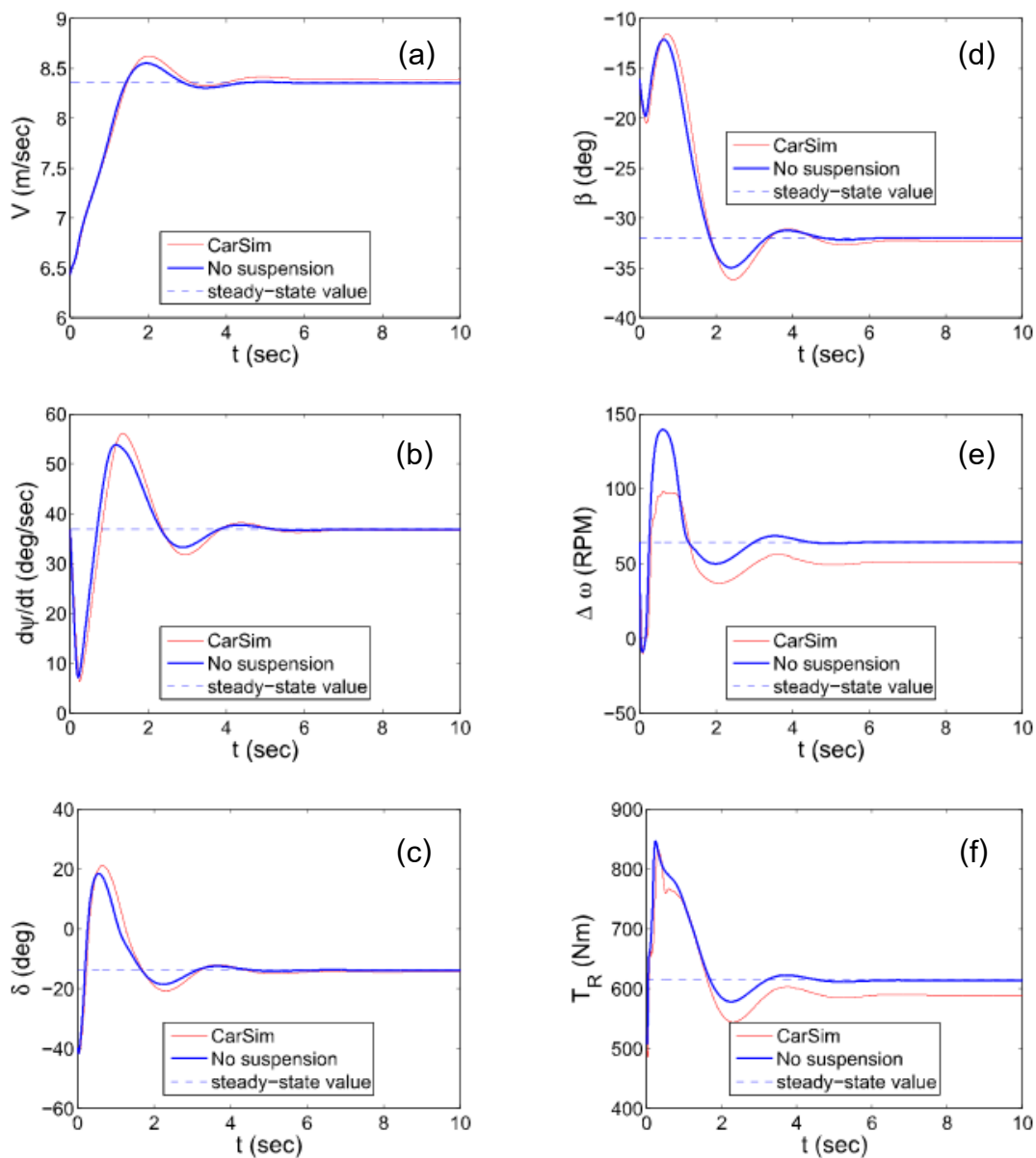
ในขั้นแรกของการศึกษานี้ พิจารณาการกระจายค่าภาระในแนวดิ่งซึ่งกระทำต่อล้อทั้งสี่เป็นแบบสถิต (Static normal load transfer) ร่วมกับแบบจำลองการกระจายแรงบิดผ่านเฟืองท้ายแบบจำกัดการไถล (Limited slip differential) ใน MATLAB CarSim ซึ่งเมื่อเปรียบเทียบผลการจำลองระบบควบคุมการดริฟในสภาวะคงตัวเมื่อค่านิ่งและไม่ค่านิ่งถึงคุณสมบัติของช่วงล่างซึ่งมีต่อการกระจายน้ำหนักนั้น พบว่าให้ผลใกล้เคียงกันมาก นั่นคือระบบควบคุมที่ออกแบบสามารถชดเชยความแตกต่างของระบบช่วงล่างได้ และสามารถควบคุมการดริฟให้เข้าสู่สภาวะคงตัวได้ภายในระยะเวลาจำกัด



รูปที่ 2.11 แผนภาพจำลองการดริฟในสภาวะคงตัวภายใต้ระบบควบคุมที่ได้พัฒนาขึ้น [21]

ในช่วงเวลาใกล้เคียงกันนั้น ข้าพเจ้า นายรณพีร์ ชัยเชาวรัตน์ และ ผศ.ดร. วิทยา วัฒนสุโกประสิทธิ์ ได้เสนองานวิจัย “Two dimensional dynamic model of drifting vehicle (2011)” [13] ในงานวิจัยได้พัฒนาโปรแกรมคอมพิวเตอร์สำหรับการคำนวณค่าเพื่อให้ได้ค่าสัญญาณควบคุมแบบวงจรมีการขับเคลื่อนประกอบด้วย มุมเลี้ยวล้อหน้าและอัตราไถลของล้อหลัง ซึ่งสามารถควบคุมผ่านคันเร่งและเบรกมือ โดยการเข้าโค้งของรถยนต์ถูกจำลองด้วยแบบจำลองทางพลศาสตร์ของยานพาหนะแบบสองล้อซึ่งไม่คำนึงถึงการกระจายน้ำหนักในทิศทางข้างและคุณสมบัติความแข็งแรงของช่วงล่าง ร่วมกับสูตรเมจิกแบบกึ่งประจักษ์สำหรับการไถลแบบผสม (The semi-empirical, combined-slip Pacejka magic formula) [22] สำหรับประมาณค่าแรงเสียดทาน เพราะมีความสมจริงมากกว่าแบบจำลองที่ใช้ในงานวิจัย [10], [18], [20] และ [21] ซึ่งค่าแรงเสียดทานที่ได้จากการประมาณนั้นมีความคลาดเคลื่อนจากความเป็นจริงมากเมื่อเกิดการไถลแบบผสมอย่างรุนแรง อย่างไรก็ตามสูตรเมจิกแบบกึ่งประจักษ์สำหรับการ

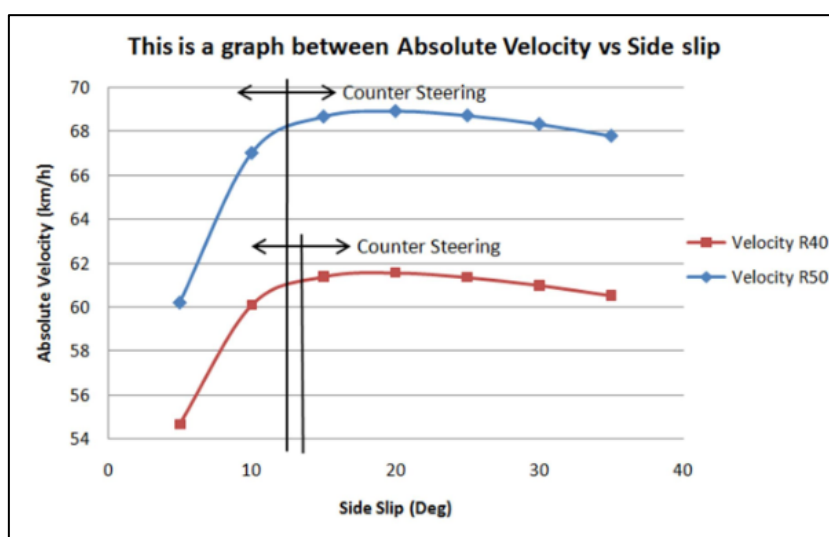
โกลแบบผสมนั้นมีความซับซ้อนและไม่มีรูปแบบสมการชัดเจน ทำให้ต้องอาศัยการคำนวณข้ามบนคอมพิวเตอร์ซึ่งไม่เหมาะสมต่อการประยุกต์ใช้ในระบบควบคุม



รูปที่ 2.12 ผลการจำลองระบบควบคุมการดริฟในสภาวะคงตัวที่ได้พัฒนาขึ้น [21]

- (a) กราฟแสดงอัตราเร็วในการเข้าโค้ง ในหน่วย เมตร/วินาที
- (b) กราฟแสดงอัตราการหมุนรอบแกนในแนวดิ่ง (Yaw rate) ในหน่วย องศา/วินาที
- (c) กราฟแสดงมุมเลี้ยว ในหน่วย องศา
- (d) กราฟแสดงมุมไถลของรถ (Sideslip) ในหน่วย องศา
- (e) กราฟแสดงผลต่างของอัตราเร็วเชิงมุมในการหมุนของล้อหลัง ในหน่วย รอบ/นาที
- (f) กราฟแสดงแรงบิดล้อหลัง ในหน่วย นิวตันเมตร

งานวิจัย [13] ไม่ได้มุ่งเน้นไปที่การพัฒนากระบวนการควบคุมการดริฟ แต่เน้นไปที่การพิจารณาอัตราเร็วสูงสุดในการเข้าโค้งด้วยมุมไถลค่าต่างๆ เพื่อเปรียบเทียบระหว่างการเข้าโค้งโดยวิธีปกติด้วยมุมไถลค่าน้อยกับการเข้าโค้งโดยการดริฟ จากการตั้งข้อกำหนดเพิ่มเติม คือ ไม่มีแรงบิดจากการเบรกเกิดขึ้นที่ล้อหน้าและไม่พิจารณาผลของแรงเสียดทานเนื่องจากการกลิ้งนั้น สามารถพัฒนาโปรแกรมเพื่อคำนวณค่าสัญญาณควบคุมแบบวงจรมืดของการขับซึ่งสอดคล้องกับอัตราเร็วในการเข้าโค้งที่เหมาะสม โดยรถยนต์สามารถรักษาสมดุลการเข้าโค้งในสภาวะคงตัวด้วยค่ารัศมี ความโค้งและมุมไถลของรถที่กำหนด จากการจำลองบนคอมพิวเตอร์ สามารถหารูปแบบการเข้าโค้งซึ่งใช้เวลาน้อยที่สุดสำหรับรัศมีความโค้งคงที่ค่าหนึ่งได้ ซึ่งพบว่า หากสนใจเฉพาะแรงเสียดทานที่ผิวสัมผัสระหว่างยางกับพื้นถนน ซึ่งเป็นแรงเข้าสู่ศูนย์กลางที่เกิดขึ้นในระหว่างการเข้าโค้ง เมื่อเปรียบเทียบความเร็วสูงสุดที่รถสามารถเข้าโค้งได้ด้วยมุมไถลค่าต่างๆ ในสภาวะคงตัว พบว่าการดริฟสามารถสร้างแรงเสียดทานที่ผิวยางในทิศเข้าสู่ศูนย์กลางได้มากกว่า นั่นคือสามารถเข้าโค้งได้ด้วยความเร็วที่สูงกว่าการขับซึ่งแบบปกติในบางกรณี ดังแสดงในรูปที่ 2.13



รูปที่ 2.13 กราฟเปรียบเทียบอัตราเร็วในการเข้าโค้งซึ่งสอดคล้องกับมุมไถล [13]

จากข้อได้เปรียบของการดริฟในแง่ความเร็วในการออกจากโค้ง และการที่รถยนต์สามารถเข้าสู่แนวตรงในการออกจากโค้งได้เร็วกว่า อีกทั้งสามารถสร้างแรงเสียดทานที่ผิวยางในทิศเข้าสู่ศูนย์กลางได้มากกว่าการขับซึ่งแบบปกติในบางกรณี ทำให้การศึกษาพลศาสตร์การดริฟและพัฒนากระบวนการ ควบคุมการดริฟเป็นหัวข้องานวิจัยที่น่าสนใจและมีความสำคัญ อย่างไรก็ตาม ในขณะดริฟนั้นล้อหลังเกิดการไถลแบบผสมทั้งในทิศการกลิ้งและทิศด้านข้าง ด้วยอัตราไถลและมุมไถลของล้อค่ามาก ทำให้แรงเสียดทานที่เกิดขึ้นระหว่างผิวสัมผัสของยางกับพื้นถนนซึ่งเป็น

ปัจจัยหลักที่ส่งผลต่อพลศาสตร์ของยานพาหนะอยู่นอกเหนือขอบเขตของการประมาณด้วยความสัมพันธ์แบบเชิงเส้น ซึ่งการพัฒนาแบบควบคุมการดริฟที่มีประสิทธิภาพนั้น ต้องอาศัยแบบจำลองสำหรับประมาณค่าแรงเสียดทานที่มีความถูกต้องแม่นยำในระดับที่ยอมรับได้

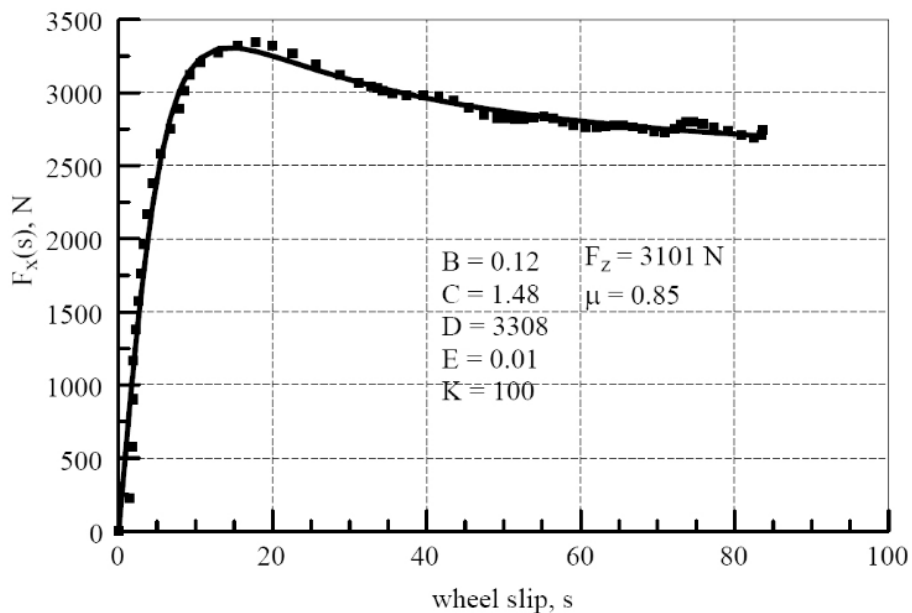
2.2 กลุ่มงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการทดสอบยาง และแบบจำลองสำหรับประมาณค่าแรงเสียดทานที่ผิวยาง

จากอดีตจนถึงปัจจุบัน มีการพัฒนาแบบจำลองสำหรับประมาณค่าแรงเสียดทานที่ผิวยาง (Tire friction model) เรื่อยมา ในยุคแรกๆ นั้น แบบจำลองถูกพัฒนาขึ้นบนสมมติฐานหลักคือสภาพการไถลคงที่ ไม่มีการเปลี่ยนแปลงตามเวลา ซึ่งสามารถกล่าวได้ว่า เป็นการประมาณค่าแรงเสียดทานแบบสถิต (Statics friction) โดยแบบจำลองสำหรับประมาณค่าแรงเสียดทานที่ผิวยางรูปแบบแรกนั้น คือ แบบจำลองแรงเสียดทานคูลอมบ์ (Coulomb friction model) ซึ่งพิจารณาผิวสัมผัสระหว่างยางกับพื้นถนน (Contact patch) เป็นส่วนที่เกาะถนน (Statics region) และส่วนที่เกิดการไถล (Slip region) แล้ววิเคราะห์แรงเสียดทานแยกทีละส่วน แบบจำลองรูปแบบต่อมาคือ แบบจำลองแรงเสียดทานที่ผิวยางแบบบลัช (Brush tire model) ซึ่งเน้นพิจารณาที่การเสียรูปร่าง (Deformation) ของส่วนประกอบเล็กๆ ของยาง ซึ่งถูกจำลองด้วยมวล สปริง และตัวหน่วงต่อกันเป็นระบบ ซึ่งแบบจำลองทั้งสองรูปแบบที่กล่าวมาข้างต้นนั้น มีข้อจำกัดคือ ไม่สามารถใช้ประมาณค่าแรงเสียดทานเมื่อรูปแบบการไถลมีการเปลี่ยนแปลงได้ แบบจำลองเหล่านั้นสามารถใช้ได้เฉพาะในกรณีที่ขนาดการไถลมีค่าไม่เกินขอบเขตที่ใช้จำลองระบบ อีกทั้งไม่สามารถใช้ประมาณค่าแรงเสียดทานในกรณีที่เกิดการไถลแบบผสม (Combine slip) ซึ่งเกิดการไถลทั้งในทิศการกิ้ง (Longitudinal slip) และการไถลในทิศด้านข้าง (Lateral slip) และเนื่องจากเป็นแบบจำลองที่ได้มาจากการวิเคราะห์ทางทฤษฎี ทำให้ไม่สามารถใช้ประมาณค่าแรงเสียดทานของยางรถยนต์จริงซึ่งมีความซับซ้อน ได้แม่นยำนัก

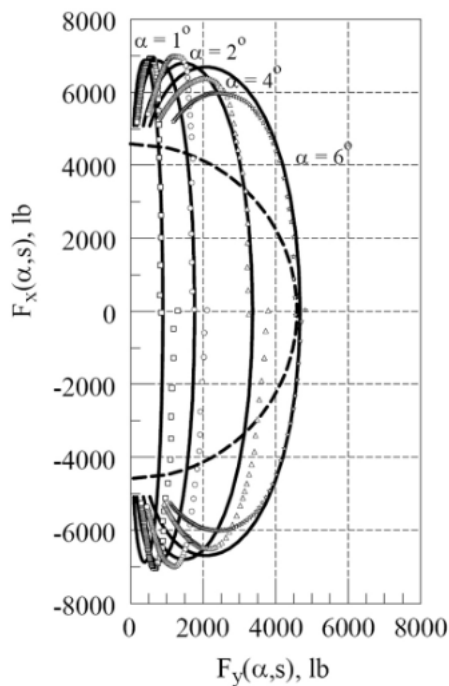
ในปัจจุบัน แบบจำลองสำหรับประมาณค่าแรงเสียดทานที่ผิวยางในรูปแบบสูตรเมจิก (Magic formula tire friction model) [17], [23] ซึ่งพัฒนาโดย E. Bakker, L. Nyborg และ H.B. Pacejka นั้น เป็นแบบจำลองที่อาศัยข้อมูลจากผลการทดสอบยางในการกำหนดค่าพารามิเตอร์ ซึ่งสามารถประมาณค่าแรงเสียดทานได้อย่างแม่นยำ อีกทั้งสามารถลดข้อจำกัดด้านรูปแบบและขนาดของการไถลลงได้มาก จึงได้รับความนิยมอย่างแพร่หลายทั้งในภาคการศึกษาและภาคอุตสาหกรรม สำหรับการประยุกต์ใช้งานโดยทั่วไปซึ่งเกี่ยวข้องกับการไถลแบบผสมทั้งในทิศการกิ้งและทิศด้านข้างนั้น มักใช้สูตรเมจิกในการประมาณค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานสุทธิ

(Total friction coefficient) ในส่วนของการประมาณค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในแต่ละทิศทาง นั้น อาจใช้หลักการของวงกลมแรงเสียดทาน (Friction circle) ภายใต้สมมติฐานของแรงเสียดทานแบบสมมาตรซึ่งไม่ขึ้นกับทิศทาง (Isotropic tire characteristic) ทั้งในทิศทางกึ่งและทิศด้านข้าง ซึ่งเป็นวิธีการประมาณค่าแรงเสียดทานที่ใช้งานวิจัย [10], [18], [20] และ [21] โดยค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศทางกึ่ง (Longitudinal tire friction coefficient) และค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานด้านข้าง (Lateral tire friction coefficient) นั้น เป็นสัดส่วนโดยตรงกับอัตราส่วนของอัตราการไถลในแต่ละทิศทาง (Slip ratio in x - y direction) ต่ออัตราการไถลรวม (Total slip ratio) และสำหรับค่าแรงเสียดทานในแต่ละทิศทางนั้น สามารถคำนวณได้จากผลคูณของสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานกับค่าภาระในแนวตั้ง (Tire normal force) บนพื้นฐานของการประมาณความสัมพันธ์ระหว่างแรงเสียดทานกับภาระในแนวตั้งเป็นเชิงเส้น อย่างไรก็ตาม การประมาณค่าแรงเสียดทานที่ผิวยางโดยใช้วงกลมแรงเสียดทานนั้น ให้ผลการประมาณที่มีความคลาดเคลื่อนค่อนข้างมาก เมื่อเกิดการไถลอย่างรุนแรงหรือเมื่อเกิดการไถลแบบผสม

สำหรับการประมาณค่าแรงเสียดทานที่ผิวยางซึ่งให้ผลการประมาณที่แม่นยำมากขึ้น เมื่อเกิดการไถลอย่างรุนแรงหรือเกิดการไถลแบบผสมนั้น สามารถกระทำโดยใช้สูตรเมจิก [17] ที่ได้จากการทดสอบยางในกรณีที่เกิดการไถลเพียงทิศทางใดทิศทางหนึ่ง (Pure slip) ซึ่งไม่ใช้การไถลแบบผสม (Combined slip) ได้แก่ สูตรเมจิกสำหรับความสัมพันธ์ระหว่างแรงในทิศทางกึ่งกับอัตราการไถล และสูตรเมจิกสำหรับความสัมพันธ์ระหว่างแรงด้านข้างกับมุมไถล ร่วมกับแบบจำลองที่ปรับปรุงแล้วของนิโคลัสและคอมสต็อก [24] ในการประมาณค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในแต่ละทิศทาง ตัวอย่างของการประมาณค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานสุทธิด้วยสูตรเมจิกซึ่งกำหนดค่าพารามิเตอร์จากผลการทดสอบยางของงานวิจัย “Analytical tire forces and moments model with validated data (2007)” [25] โดย M.K. Salaani นั้น ได้แสดงในรูปที่ 2.14 และตัวอย่างของวงรีของแรงเสียดทาน (Tire friction ellipse) ซึ่งเปลี่ยนแปลงตามขนาดของมุมไถล จากงานวิจัย “The tire-force ellipse (friction ellipse) and tire characteristics (2011)” [24] โดย R. Branch และ M. Branch ได้แสดงในรูปที่ 2.15 โดยวงรีของแรงเสียดทานดังกล่าวพัฒนามาจากแบบจำลองแรงเสียดทานในงานวิจัย “Predicting directional behavior of tractor semitrailers when wheel anti-skid brake systems are used (1972)” [26] ซึ่งพัฒนาโดย V.T. Nicolas และ T.R. Comstock



รูปที่ 2.14 ตัวอย่างของการประมาณค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานสุทธิด้วยสูตรเมจิก ซึ่งกำหนดค่าพารามิเตอร์จากผลการทดสอบยาง P225/60R16 [25]



รูปที่ 2.15 ตัวอย่างของวงรีของแรงเสียดทานซึ่งเปลี่ยนแปลงตามขนาดของมุมไถล [24]

นอกจากแบบจำลองสำหรับประมาณค่าแรงเสียดทานที่ผิวยางซึ่งได้กล่าวมาในเบื้องต้นแล้วนั้น ยังมีแบบจำลองอีกรูปแบบหนึ่งซึ่งได้รับความนิยมในงานที่เกี่ยวข้องกับการพัฒนาระบบจำลองการขับขี่เสมือนจริง (Driving simulator) คือ สูตรเมจิกแบบกึ่งประจักษ์สำหรับการไถลแบบ

ผสม (The semi-empirical, combined-slip Pacejka magic formula) [22] ซึ่งให้ผลการประมาณค่าแรงเสียดทานที่ใกล้เคียงกับความเป็นจริง อย่างไรก็ตามสูตรเมจิกแบบกึ่งประจักษ์สำหรับการไถลแบบผสมนั้นมีความซับซ้อนและไม่มีรูปแบบสมการชัดเจน ทำให้ต้องอาศัยการคำนวณซ้ำบนคอมพิวเตอร์ซึ่งไม่เหมาะสมต่อการประยุกต์ใช้ในระบบควบคุม

เมื่อกล่าวถึงการทดสอบยางเพื่อกำหนดค่าพารามิเตอร์ของสูตรเมจิกสำหรับประมาณค่าแรงเสียดทานที่ผิวยางนั้น วิธีการทดสอบยางที่ได้รับความนิยมอย่างแพร่หลายคือ การทดสอบด้วยเครื่องทดสอบยางชนิดดรัม (Drum tire test) ซึ่งเครื่องทดสอบ (Drum tire tester) นั้นประกอบด้วยวงล้อขนาดใหญ่หรือดรัม (Drum) มีเส้นผ่านศูนย์กลางมากกว่าวงล้อที่จะทำการทดสอบประมาณ 3-5 เท่า ถูกขับด้วยต้นกำลัง ในขณะที่ทดสอบยางนั้น ผิวของดรัมซึ่งสัมผัสกับยางที่ทำการทดสอบ ทำหน้าที่ปั่นให้ล้อทดสอบเกิดการหมุน เครื่องทดสอบยางต้องสามารถรับค่าภาระในแนวตั้ง (Vertical load) ค่ามุมไถล (Slip angle) รวมทั้งค่าอัตราไถล (Slip ratio) ที่ต้องการ พร้อมทั้งสามารถวัดและแสดงผลค่าแรงในทิศทางกึ่งและแรงด้านข้าง ในระหว่างการทดสอบได้ จากการสืบค้นงานวิจัยที่มีมาก่อนนั้น มีทั้งการพัฒนาเครื่องทดสอบยางชนิดดรัมสำหรับยางรถยนต์จริงและยางของรถจำลอง (Scaled vehicle) อย่างไรก็ตามเครื่องทดสอบยางชนิดดรัมสำหรับยางของพาหนะจำลองในงานวิจัย [27], [28] และ [29] นั้น ถูกพัฒนาขึ้นเพื่อทำการทดสอบในสภาวะที่เกิดการไถลในทิศทางข้างเพียงเล็กน้อย และไม่สามารถควบคุมอัตราไถลได้

ดังได้กล่าวมาแล้วในตอนต้นว่าการดริฟต์ต้องอาศัยความชำนาญในการขับขี่ ดังนั้น การศึกษาพลศาสตร์และการพัฒนาระบบควบคุมการดริฟต์โดยการจำลองบนคอมพิวเตอร์หรือโดยการทดสอบกับพาหนะจำลอง ซึ่งถูกพัฒนาให้มีความสมมูลกับรถยนต์จริงตามทฤษฎีความคล้ายจึงเป็นแนวทางที่เหมาะสม ทั้งด้วยเหตุผลด้านความปลอดภัยและความสะดวกในการทำวิจัย อย่างไรก็ตาม เพื่อหาแบบจำลองสำหรับประมาณค่าแรงเสียดทานที่ผิวยางของพาหนะจำลองในรูปแบบของสูตรเมจิกนั้น การพัฒนาเครื่องทดสอบยางชนิดดรัมสำหรับยางของพาหนะจำลองซึ่งสามารถควบคุมอัตราไถลได้นั้น เป็นสิ่งจำเป็นในงานวิจัยนี้ ซึ่งสามารถทำได้โดยการติดตั้งต้นกำลังเพิ่มเติมสำหรับขับล้อทดสอบให้สามารถหมุนสัมพันธ์กับดรัม สำหรับงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการพัฒนาพาหนะจำลองและการประยุกต์ใช้ทฤษฎีความคล้ายนั้น ได้แสดงในหัวข้อถัดไป

2.3 กลุ่มงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับพาหนะจำลอง และการประยุกต์ใช้ทฤษฎีความคล้าย

การศึกษาพลศาสตร์และการพัฒนาระบบควบคุมการขับด้วยพาหนะจำลอง (Scaled vehicle) ซึ่งถูกพัฒนาขึ้นให้มีความสมมูลกับรถยนต์จริงตามหลักการแปลงขนาด (Scaling law) นั้น สามารถทำได้โดยการวิเคราะห์พารามิเตอร์ของพาหนะต้นแบบด้วยกระบวนการทางคณิตศาสตร์ เพื่อจัดกลุ่มตัวแปรไร้มิติ (Dimensionless group) ตามทฤษฎีของพาย บังคิงแฮม (Buckingham PI's theorem) เพื่อใช้อ้างอิงในการออกแบบและสร้างพาหนะทดสอบที่มีขนาดเล็กลงแต่คงไว้ซึ่งคุณสมบัติเดิมของพาหนะต้นแบบที่ต้องการศึกษา และจากการประยุกต์กฎความคล้าย (Similarity law) ทำให้ผลการทดสอบด้วยพาหนะจำลองซึ่งมีความสมมูลกับพาหนะจริงต้นแบบที่ใช้อ้างอิงการแปลงขนาดนั้น สามารถอธิบายพฤติกรรมทางพลศาสตร์ของพาหนะจริงในสภาพแวดล้อมที่สอดคล้องกันได้

การพัฒนาแบบจำลองย่อส่วนนั้นเกิดขึ้นครั้งแรกในปี ค.ศ.1950 โดย G.I Taylor ซึ่งได้สร้างแบบจำลองเพื่อพัฒนาประสิทธิภาพของระเบิด นับเป็นจุดเริ่มต้นของการศึกษาด้วยการจำลองย่อส่วน เพราะหลังจากนั้น ได้มีการนำเอาแนวคิดของแบบจำลองย่อส่วนไปประยุกต์ใช้กับการทดลองในสาขาต่างๆ ดังที่พบเห็นกันอยู่อย่างแพร่หลายในปัจจุบัน ตัวอย่างเช่น การสร้างอุโมงค์ลมสำหรับศึกษาพลศาสตร์ของปีกเครื่องบินหรือรูปทรงของพาหนะเพื่อวัตถุประสงค์ในการออกแบบ สำหรับการพัฒนาพาหนะจำลองย่อส่วนนั้นเกิดขึ้นครั้งแรกโดย A. Alleyne ในปี ค.ศ. 1998 ซึ่งเข้ามามีบทบาทในการศึกษาพลศาสตร์ของยานพาหนะจากทั้งในงานวิจัยและภาคอุตสาหกรรมเรื่อยมาจนถึงปัจจุบัน เพราะมีข้อได้เปรียบทั้งในด้านความปลอดภัย ต้นทุนและระยะเวลาในการทดสอบ รวมไปถึงความสะดวกในการทดสอบซ้ำ

ตั้งแต่ปี ค.ศ.1998 ซึ่งเป็นจุดเริ่มต้นของการพัฒนายานพาหนะจำลองแบบย่อส่วนนั้น สามารถแบ่งยานพาหนะย่อส่วนออกเป็น 2 ประเภท ตามรูปแบบการทดสอบทางพลศาสตร์ ประเภทแรกนั้นให้ยานพาหนะวิ่งอยู่บนถนนจำลอง (Treadmill) ซึ่งขับโดยการหมุน ส่งผลให้ล้อของพาหนะจำลองหมุนตามด้วยความเร็วสัมพัทธ์ [30], [31] อีกประเภทคือ พาหนะจำลองที่มีระบบขับเคลื่อนและสามารถแล่นได้เองจากการทำงานของมอเตอร์ขับเคลื่อน [29], [32] โดยทั่วไปแล้วนั้นพาหนะจำลองขนาดเล็กมักมีความได้เปรียบในแง่พื้นที่ทดสอบ อย่างไรก็ตามต้องคำนึงถึงผลกระทบของสิ่งรบกวนซึ่งมีต่อพลศาสตร์ของพาหนะ นอกจากนั้นแล้วขนาดของพาหนะจำลองที่สร้างขึ้นยังเป็นข้อจำกัดสำคัญของการติดตั้งอุปกรณ์ตรวจวัด (Sensor) และระบบประมวลผล

สำหรับพาหนะจำลองขนาดเล็ก เช่น มาตรฐาน 1:10 นั้น อาจมีความจำเป็นต้องส่งสัญญาณ
ออกมาประมวลผลที่อุปกรณ์ภายนอก เป็นต้น

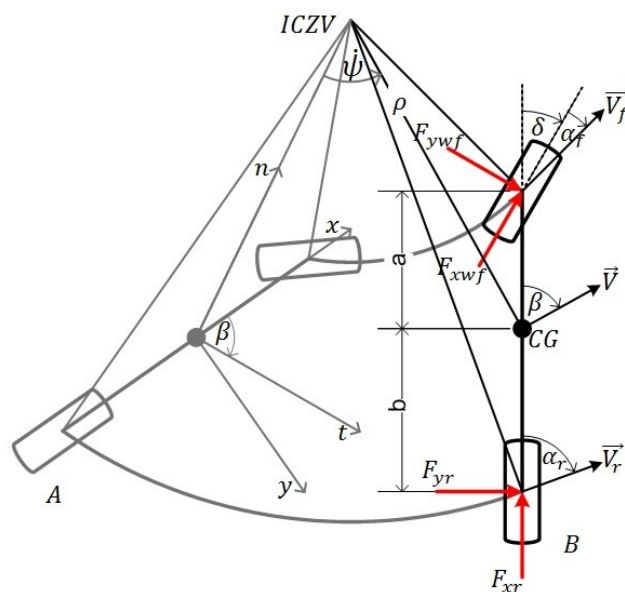
บทที่ 3 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

สำหรับทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับการพัฒนาระบบควบคุมทางพลศาสตร์ของยานยนต์สำหรับการเคลื่อนที่แบบไถลในสภาวะคงตัวนั้น ประกอบด้วย แบบจำลองทางพลศาสตร์ของยานพาหนะแบบสองล้อ (Single track vehicle model) และแบบจำลองสำหรับประมาณค่าแรงเสียดทานที่ผิวยาง ซึ่งจะอธิบายรายละเอียดของทฤษฎีดังกล่าวพอสังเขปในบทนี้

3.1 แบบจำลองทางพลศาสตร์ของยานพาหนะแบบสองล้อ (Single Track Vehicle Model)

เพื่อความสะดวกในการศึกษาพฤติกรรมทางพลศาสตร์และการพัฒนาระบบควบคุมการเคลื่อนที่ของรถยนต์นั้น การเข้าโค้งในสภาวะคงตัวบนพื่นระนาบ ด้วยรัศมีความโค้ง มุมไถล และอัตราเร็วในการเข้าโค้งคงที่ สามารถจำลองได้ด้วยแบบจำลองทางพลศาสตร์สองมิติ ในรูปแบบของแบบจำลองทางพลศาสตร์ของยานพาหนะแบบสองล้อ (Single track vehicle model / Bicycle model) ซึ่งสามารถลดความซับซ้อนของยานพาหนะจริงซึ่งมีสี่ล้อ ให้เหลือเพียงการพิจารณาพลศาสตร์ของยานพาหนะซึ่งมีสองล้อ หน้า-หลัง โดยไม่คำนึงถึงการกระจายน้ำหนักในทิศด้านข้างของรถยนต์

สำหรับนิยามและข้อตกลงด้านเครื่องหมาย (Sign convention) ของสัญลักษณ์ที่ใช้ในแบบจำลองทางพลศาสตร์ของยานพาหนะแบบสองล้อ นั้น สามารถพิจารณาได้จากแผนภาพจำลองการเข้าโค้งในสภาวะคงตัวจากตำแหน่ง A ไปยังตำแหน่ง B ซึ่งแสดงในรูปที่ 3.1



รูปที่ 3.1 แบบจำลองทางพลศาสตร์ของยานพาหนะแบบสองล้อสำหรับการเข้าโค้งในสภาวะคงตัว

พิจารณารูปที่ 3.1 กรอบอ้างอิง $x - y$ นั้น เป็นกรอบอ้างอิงเคลื่อนที่ซึ่งติดไปกับตัวรถ (Body fixed coordinate) ที่ตำแหน่งศูนย์กลางแรงโน้มถ่วง (CG) โดยที่แกน x วางตัวตามแนวยาวของรถและชี้ไปในทิศทางเดียวกับหัวรถเสมอ ในขณะที่แกน y ชี้ไปในทิศด้านข้างทางด้านขวาของรถเสมอ นอกจากนี้ กรอบอ้างอิง $n - t$ ซึ่งมีจุดกำเนิดที่ตำแหน่ง CG เช่นกัน เป็นกรอบอ้างอิงที่มีทิศทางเปลี่ยนแปลงตามทิศของความเร็ว โดยที่แกน n ชี้เข้าหาจุดศูนย์กลางความโค้ง (Instantaneous center zero velocity : ICZV) และตั้งฉากกับทิศทางของความเร็วเสมอ ในขณะที่แกน t นั้น มีทิศทางเดียวกับเวกเตอร์ความเร็วสัมบูรณ์เสมอ ระยะ a และระยะ b เป็นระยะตามแนวยาวของตัวรถซึ่งวัดจากตำแหน่ง CG ไปยังเพลาล้อหน้าและเพลาล้อหลัง ตามลำดับ ความเร็วของรถยนต์ \vec{V} ซึ่งวัดที่ตำแหน่ง CG นั้น ตั้งฉากกับทิศทางของรัศมีความโค้ง ρ ซึ่งวัดจากจุด ICZV ถึงตำแหน่ง CG เสมอ มุมไถล (Sideslip) β นั้น เป็นมุมที่วัดจากทิศทางของหัวรถไปยังทิศทางของความเร็ว โดยมุมไถลมีค่าเป็นบวกในทิศทางตามเข็มนาฬิกา ในทำนองเดียวกัน ทิศทางของความเร็วซึ่งวัดที่ตำแหน่งของเพลาล้อหน้า \vec{V}_f และที่ตำแหน่งของเพลาล้อหลัง \vec{V}_r นั้น ล้วนตั้งฉากกับทิศทางของรัศมีความโค้งซึ่งวัดจากจุด ICZV ถึงตำแหน่งทั้งสอง ตามลำดับ นอกจากนี้แล้ว มุมเลี้ยวที่ล้อหน้า (Steering angle) δ มุมไถลของล้อหน้า (Front wheel slip angle) α_f และ มุมไถลของล้อหลัง (Rear wheel slip angle) α_r ล้วนมีค่าเป็นบวกในทิศทางตามเข็มนาฬิกา ในขณะที่มุมยอร์ (Yaw angle) ψ อัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้ง (Yaw rate) $\dot{\psi}$ และอัตราเร่งเชิงมุมของการหมุนรอบแกนในแนวตั้ง (Yaw acceleration) $\ddot{\psi}$ นั้น มีค่าเป็นบวกในทิศทางทวนเข็มนาฬิกา สำหรับทิศทางที่เป็นบวกของแรงเสียดทานที่ผิวยางและตำแหน่งที่แรงกระทำนั้น ได้แสดงในรูปที่ 3.1 เช่นเดียวกัน

3.1.1 สมการการเคลื่อนที่

สมการการเคลื่อนที่ของยานพาหนะขณะเข้าโค้งในสภาวะคงตัว สามารถพิสูจน์ได้จากการประยุกต์กฎการเคลื่อนที่ข้อสองของนิวตัน (Newton's 2nd law of motion) ประกอบด้วย สมการสมดุลของแรง 2 สมการ และสมการสมดุลของโมเมนต์อีก 1 สมการ ซึ่งสมการการเคลื่อนที่ทั้ง 3 สมการ นั้น สามารถพิสูจน์จากกรอบอ้างอิงซึ่งถูกติดไว้กับยานพาหนะ (Body-fixed frame) หรือพิสูจน์จากกรอบอ้างอิงตามทิศทางของความเร็ว ($n-t$ coordinate) ขึ้นอยู่กับการนำไปประยุกต์ใช้งาน ดังรายละเอียดต่อไปนี้

3.1.1.1 สมการการเคลื่อนที่ พิสูจน์จากกรอบอ้างอิงซึ่งถูกติดไว้กับยานพาหนะ

สมการการเคลื่อนที่ของยานพาหนะขณะเข้าโค้งในสภาวะคงตัว สามารถพิสูจน์ได้จากการประยุกต์กฎการเคลื่อนที่ข้อสองของนิวตัน เทียบกับกรอบอ้างอิง $x - y$ ซึ่งถูกติดไว้กับยานพาหนะ ซึ่งประกอบด้วย สมการสมดุลของแรงในทิศขนานและตั้งฉากกับตัวรถ ดังสมการที่

3.1 และ 3.2 ตามลำดับ และสมการสมดุลของโมเมนต์รอบแกนในแนวตั้งซึ่งผ่านจุด CG ของรถ ดังสมการที่ 3.3

$$F_{xwf}\cos\delta - F_{ywf}\sin\delta + F_{xr} = ma_x \quad (3.1)$$

$$F_{xwf}\sin\delta + F_{ywf}\cos\delta + F_{yr} = ma_y \quad (3.2)$$

$$-(F_{xwf}\sin\delta + F_{ywf}\cos\delta)a + F_{yr}b = I_{CG}\ddot{\psi} \quad (3.3)$$

โดยที่ความเร่งในทิศทางนและตั้งฉากกับตัวรถนั้น สามารถคำนวณได้จากความเร่งในทิศเข้าสู่ ศูนย์กลางและความเร่งในทิศทางของความเร็ว โดยอาศัยการแปลงความสัมพันธ์ของกรอบอ้างอิง (Coordinate transformation) ระหว่างกรอบอ้างอิง $x - y$ และกรอบอ้างอิง $n - t$ ดังแสดงใน สมการที่ 3.4 และ 3.5

$$a_x = a_n\sin\beta + a_t\cos\beta \quad (3.4)$$

$$a_y = -a_n\cos\beta + a_t\sin\beta \quad (3.5)$$

ซึ่งในกรณีเฉพาะสำหรับการเข้าโค้งในสภาวะคงตัวนั้น เนื่องจากอัตราเร็วในการเข้าโค้งมีค่าคงที่ ดังนั้นความเร่งในทิศสัมผัสจึงมีค่าเป็นศูนย์ ดังสมการที่ 3.6 นอกจากนี้ ความเร่งในทิศตั้งฉาก สามารถคำนวณได้จากความเร่งในทิศเข้าสู่ศูนย์กลาง ดังสมการที่ 3.7

$$a_t = \dot{\rho}\dot{\psi} + \rho\ddot{\psi} = 0 \quad (3.6)$$

$$a_n = \rho\dot{\psi}^2 = V_{ss}^2/\rho_{ss} \quad (3.7)$$

จากข้อสมมติ คือ ไม่มีแรงบิดขับเคลื่อนและแรงบิดเนื่องจากการเบรกกระทำที่ล้อหน้า รวมทั้งไม่ พิจารณาผลของแรงเสียดทานเนื่องจากการกลิ้ง (Rolling resistance) นั้น จากสมการที่ 3.1 ถึง สมการที่ 3.7 สามารถเขียนสมการการเคลื่อนที่ของรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลังขณะเข้าโค้งในสภาวะ คงตัว ได้ดังสมการที่ 3.8 ถึงสมการที่ 3.10

$$-F_{ywf}\sin\delta + F_{xr} = \frac{mV_{ss}^2}{\rho_{ss}}\sin\beta_{ss} \quad (3.8)$$

$$F_{ywf}\cos\delta + F_{yr} = -\frac{mV_{ss}^2}{\rho_{ss}}\cos\beta_{ss} \quad (3.9)$$

$$-F_{ywf}\cos\delta a + F_{yr}b = 0 \quad (3.10)$$

สำหรับการพัฒนาชุดคำสั่งโปรแกรมคอมพิวเตอร์ เพื่อคำนวณหาอัตราเร็วในการเข้าโค้งที่ เหมาะสม พร้อมทั้งค่าสัญญาณควบคุมแบบวงจรเปิดของการขับเคลื่อน (Open-loop driving control

inputs) ที่สอดคล้องกัน เมื่อกำหนดค่ารัศมีความโค้งและมุมไถลของรถนั้น สามารถทำได้โดยการจัดรูปสมการการเคลื่อนที่ จากสมการที่ 3.8 ถึงสมการที่ 3.10 ให้อยู่ในรูปของสมการที่ 3.11 ถึงสมการที่ 3.13

$$F_{yw} = \frac{m a_y b}{L \cos \delta} \quad (3.11)$$

$$F_{xr} = m a_x + F_{yw} \sin \delta \quad (3.12)$$

$$F_{yr} = m a_y - F_{yw} \cos \delta \quad (3.13)$$

3.1.1.2 สมการการเคลื่อนที่ พิสูจน์จากกรอบอ้างอิงตามทิศทางของความเร็ว

ในการพัฒนาระบบควบคุมแบบป้อนกลับตัวแปรสถานะ (State variable feedback control) สำหรับการเข้าโค้งในสภาวะคงตัวนั้น ต้องอาศัยสมการการเคลื่อนที่ซึ่งแสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวแปรสถานะ (State variable) และสัญญาณควบคุมการขับเคลื่อน (Driving control input) ซึ่งสามารถพิสูจน์ได้จากกรอบอ้างอิงตามทิศทางของความเร็วจนกระทั่งการเคลื่อนที่ข้อสองของนิวตัน เทียบกับกรอบอ้างอิง $n - t$ ซึ่งมีทิศทางขนานและตั้งฉากกับทิศทางของความเร็วมุมหนึ่ง โดยสมการที่ 3.14 นั้น แสดงสมมูลของแรงในทิศทางขนานกับความเร็วซึ่งสัมพันธ์กับความเร่งในแนวสัมผัส a_t ในทำนองเดียวกัน สมการที่ 3.15 นั้น แสดงสมมูลของแรงในทิศตั้งฉากกับความเร็ว ซึ่งสัมพันธ์กับความเร่งในแนวตั้งฉาก a_n และสำหรับสมการ 3.16 นั้น แสดงสมมูลของโมเมนต์รอบแกนในแนวตั้งซึ่งผ่านจุด CG ของรถ ซึ่งสัมพันธ์กับอัตราเร่งเชิงมุมของการหมุนรอบแกนในแนวตั้ง $\dot{\psi}$ ตามลำดับ

$$\frac{d}{dt} V = \frac{1}{m} [F_{xw} \cos(\delta - \beta) - F_{yw} \sin(\delta - \beta) + F_{xr} \cos \beta + F_{yr} \sin \beta] \quad (3.14)$$

$$\frac{d}{dt} \beta = \frac{1}{mV} [F_{xw} \sin(\delta - \beta) + F_{yw} \cos(\delta - \beta) - F_{xr} \sin \beta + F_{yr} \cos \beta + mV\dot{\psi}] \quad (3.15)$$

$$\frac{d}{dt} \dot{\psi} = \frac{1}{I_{CG}} [-(F_{xw} \sin \delta + F_{yw} \cos \delta) a + F_{yr} b] \quad (3.16)$$

จากความสัมพันธ์ระหว่างค่าอนุพันธ์เทียบเวลาของรัศมีความโค้ง กับค่าอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้งและอัตราเร็วในการเข้าโค้ง ดังแสดงในสมการที่ 3.17 นั้น สมการการเคลื่อนที่ของรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลัง ขณะเข้าโค้งในสภาวะคงตัว โดยไม่มีแรงบิดขับเคลื่อนและแรงบิดเนื่องจากการเบรกกระทำที่ล้อหน้า รวมทั้งไม่พิจารณาผลของแรงเสียดทานเนื่องจากการกลิ้ง สามารถเขียนให้อยู่ในรูปของตัวแปรสถานะและสัญญาณควบคุมการขับเคลื่อนได้ ดังสมการที่ 3.18 ถึงสมการที่ 3.20

$$\frac{d}{dt} \rho = \left(\dot{\psi} \frac{d}{dt} V - V \frac{d}{dt} \dot{\psi} \right) / \dot{\psi}^2 \quad (3.17)$$

$$\begin{aligned}\frac{d}{dt}\rho &= f_1(\rho, \beta, V, \delta, k_r) \\ &= \frac{\rho}{mV} [-F_{ywf} \sin(\delta - \beta) + F_{xr} \cos\beta + F_{yr} \sin\beta] + \frac{\rho^2}{I_{CG}V} [F_{ywf} \cos\delta a - F_{yr} b]\end{aligned}\quad (3.18)$$

$$\begin{aligned}\frac{d}{dt}\beta &= f_2(\rho, \beta, V, \delta, k_r) \\ &= \frac{1}{mV} [F_{ywf} \cos(\delta - \beta) - F_{xr} \sin\beta + F_{yr} \cos\beta + m \frac{V^2}{\rho}]\end{aligned}\quad (3.19)$$

$$\begin{aligned}\frac{d}{dt}V &= f_3(\rho, \beta, V, \delta, k_r) \\ &= \frac{1}{m} [-F_{ywf} \sin(\delta - \beta) + F_{xr} \cos\beta + F_{yr} \sin\beta]\end{aligned}\quad (3.20)$$

ซึ่งสมการการเคลื่อนที่ ในสมการที่ 3.18 ถึงสมการที่ 3.20 นั้น สามารถประมาณให้อยู่ในรูปแบบของความสัมพันธ์เชิงเส้น (Linearize) ในช่วงรอบๆ สมดุลภาวะคงตัวที่ต้องการ ($\rho_{ss}, \beta_{ss}, V_{ss}$) เพื่อเขียนสมการการเคลื่อนที่ในรูปของปริภูมิสถานะ (State space description) ดังสมการที่ 3.21 สำหรับใช้ในการพัฒนาระบบควบคุมแบบป้อนกลับตัวแปรสถานะ ในลำดับต่อไป

$$\frac{d}{dx} \tilde{x} = A_{ss} \tilde{x} + B_{ss} \tilde{u}, \quad \tilde{y} = C \tilde{x} \quad (3.21)$$

เมื่อ \tilde{x} คือ เวกเตอร์แสดงความแตกต่างระหว่างค่าตัวแปรสถานะปัจจุบันกับค่าตัวแปรสถานะที่ต้องการ ดังสมการที่ 3.22 ในทำนองเดียวกัน \tilde{u} คือ เวกเตอร์แสดงความแตกต่างระหว่างสัญญาณควบคุมการขับที่ปัจจุบันกับสัญญาณควบคุมการขับที่ในสภาวะคงตัว ดังสมการที่ 3.23 และ C คือ เมทริกซ์เอกลักษณ์ขนาด 3×3 ดังสมการ 3.24

$$\tilde{x} = \begin{bmatrix} \rho - \rho_{ss} \\ \beta - \beta_{ss} \\ V - V_{ss} \end{bmatrix} \quad (3.22)$$

$$\tilde{u} = \begin{bmatrix} \delta - \delta_{ss} \\ k_r - k_{r_{ss}} \end{bmatrix} \quad (3.23)$$

$$C = I^{3 \times 3} \quad (3.24)$$

โดยที่ A_{ss} และ B_{ss} คือ เมทริกซ์จาโคเบียน ซึ่งได้จากการหาอนุพันธ์ย่อยของสมการการเคลื่อนที่แต่ละสมการเทียบกับตัวแปรสถานะและสัญญาณควบคุมการขับที่ ดังแสดงในสมการที่ 3.25 และ 3.26 ตามลำดับ

$$A_{ss} = \begin{bmatrix} \left. \frac{\partial f_1}{\partial \rho} \right|_{ss} & \left. \frac{\partial f_1}{\partial \beta} \right|_{ss} & \left. \frac{\partial f_1}{\partial V} \right|_{ss} \\ \left. \frac{\partial f_2}{\partial \rho} \right|_{ss} & \left. \frac{\partial f_2}{\partial \beta} \right|_{ss} & \left. \frac{\partial f_2}{\partial V} \right|_{ss} \\ \left. \frac{\partial f_3}{\partial \rho} \right|_{ss} & \left. \frac{\partial f_3}{\partial \beta} \right|_{ss} & \left. \frac{\partial f_3}{\partial V} \right|_{ss} \end{bmatrix} \quad (3.25)$$

$$B_{ss} = \begin{bmatrix} \left. \frac{\partial f_1}{\partial \delta} \right|_{ss} & \left. \frac{\partial f_1}{\partial k_r} \right|_{ss} \\ \left. \frac{\partial f_2}{\partial \delta} \right|_{ss} & \left. \frac{\partial f_2}{\partial k_r} \right|_{ss} \\ \left. \frac{\partial f_3}{\partial \delta} \right|_{ss} & \left. \frac{\partial f_3}{\partial k_r} \right|_{ss} \end{bmatrix} \quad (3.26)$$

โดยการหาอนุพันธ์ย่อยของสมการการเคลื่อนที่แต่ละสมการเทียบกับตัวแปรสถานะนั้น ทำในช่วงรอบๆ สมดุลสถานะคงตัวที่ต้องการ ดังแสดงในสมการที่ 3.27 ถึงสมการที่ 3.35

$$\begin{aligned} \left. \frac{\partial f_1}{\partial \rho} \right|_{ss} &= \frac{1}{mV_{ss}} \left[-F_{yw}f_{ss} \sin(\delta_{ss} - \beta_{ss}) + F_{xr_{ss}} \cos\beta_{ss} + F_{yr_{ss}} \sin\beta_{ss} \right] \\ &\quad + \frac{2\rho_{ss}}{I_{CG}V_{ss}} \left[F_{yw}f_{ss} \cos\delta_{ss} a - F_{yr_{ss}} b \right] \end{aligned} \quad (3.27)$$

$$\left. \frac{\partial f_1}{\partial \beta} \right|_{ss} = \frac{\rho_{ss}}{mV_{ss}} \left[F_{yw}f_{ss} \cos(\delta_{ss} - \beta_{ss}) - F_{xr_{ss}} \sin\beta_{ss} + F_{yr_{ss}} \cos\beta_{ss} \right] \quad (3.28)$$

$$\begin{aligned} \left. \frac{\partial f_1}{\partial V} \right|_{ss} &= -\frac{\rho_{ss}}{mV_{ss}^2} \left[-F_{yw}f_{ss} \sin(\delta_{ss} - \beta_{ss}) + F_{xr_{ss}} \cos\beta_{ss} + F_{yr_{ss}} \sin\beta_{ss} \right] \\ &\quad - \frac{\rho_{ss}^2}{I_{CG}V_{ss}^2} \left[F_{yw}f_{ss} \cos\delta_{ss} a - F_{yr_{ss}} b \right] \end{aligned} \quad (3.29)$$

$$\left. \frac{\partial f_2}{\partial \rho} \right|_{ss} = -\frac{V_{ss}}{\rho_{ss}^2} \quad (3.30)$$

$$\left. \frac{\partial f_2}{\partial \beta} \right|_{ss} = \frac{1}{mV_{ss}} \left[F_{yw}f_{ss} \sin(\delta_{ss} - \beta_{ss}) - F_{xr_{ss}} \cos\beta_{ss} - F_{yr_{ss}} \sin\beta_{ss} \right] \quad (3.31)$$

$$\left. \frac{\partial f_2}{\partial V} \right|_{ss} = \frac{1}{\rho_{ss}} \quad (3.32)$$

$$\left. \frac{\partial f_3}{\partial \rho} \right|_{ss} = 0 \quad (3.33)$$

$$\left. \frac{\partial f_3}{\partial \beta} \right|_{ss} = \frac{1}{m} \left[F_{yw}f_{ss} \cos(\delta_{ss} - \beta_{ss}) - F_{xr_{ss}} \sin\beta_{ss} + F_{yr_{ss}} \cos\beta_{ss} \right] \quad (3.34)$$

$$\left. \frac{\partial f_3}{\partial V} \right|_{ss} = 0 \quad (3.35)$$

และการหาอนุพันธ์ย่อยของสมการการเคลื่อนที่แต่ละสมการเทียบกับสัญญาณควบคุมการขับที่นั้น ทำในช่วงรอบๆ สมดุลสถานะคงตัวที่ต้องการ เช่นเดียวกัน ดังแสดงในสมการที่ 3.36 ถึงสมการที่ 3.41

$$\begin{aligned} \left. \frac{\partial f_1}{\partial \delta} \right|_{ss} &= -\frac{\rho_{ss}}{mV_{ss}} \left[F_{yw}f_{ss} \cos(\delta_{ss} - \beta_{ss}) + C_{yf1_{ss}} \sin(\delta_{ss} - \beta_{ss}) \right] \\ &\quad - \frac{\rho_{ss}^2}{I_{CG}V_{ss}} \left[F_{yw}f_{ss} \sin\delta_{ss} a - C_{yf1_{ss}} \cos\delta_{ss} a \right] \end{aligned} \quad (3.36)$$

$$\left. \frac{\partial f_1}{\partial k_r} \right|_{SS} = \frac{\rho_{SS}}{mV_{SS}} \left[C_{xr1_{SS}} \cos \beta_{SS} + C_{yr1_{SS}} \sin \beta_{SS} \right] - \frac{\rho_{SS}^2}{I_{CG} V_{SS}} C_{yr1_{SS}} b \quad (3.37)$$

$$\left. \frac{\partial f_2}{\partial \delta} \right|_{SS} = \frac{1}{mV_{SS}} \left[-F_{ywf_{SS}} \sin(\delta_{SS} - \beta_{SS}) + C_{yf1_{SS}} \cos(\delta_{SS} - \beta_{SS}) \right] \quad (3.38)$$

$$\left. \frac{\partial f_2}{\partial k_r} \right|_{SS} = \frac{1}{mV_{SS}} \left[-C_{xr1_{SS}} \sin \beta_{SS} + C_{yr1_{SS}} \cos \beta_{SS} \right] \quad (3.39)$$

$$\left. \frac{\partial f_3}{\partial \delta} \right|_{SS} = -\frac{1}{m} \left[F_{ywf_{SS}} \cos(\delta_{SS} - \beta_{SS}) + C_{yf1_{SS}} \sin(\delta_{SS} - \beta_{SS}) \right] \quad (3.40)$$

$$\left. \frac{\partial f_3}{\partial k_r} \right|_{SS} = \frac{1}{m} \left[C_{xr1_{SS}} \cos \beta_{SS} + C_{yr1_{SS}} \sin \beta_{SS} \right] \quad (3.41)$$

เมื่อ $C_{yf0}, C_{yf1}, C_{xr0}, C_{xr1}, C_{yr0}$ และ C_{yr1} เป็นค่าคงที่ ซึ่งใช้ประมาณความสัมพันธ์ระหว่างแรงเสียดทานกับการไหลในรูปแบบสมการเชิงเส้น รอบๆ สมดุลสภาวะคงตัว ดังสมการต่อไปนี้

$$F_{ywf} = C_{yf0} + C_{yf1} \delta \quad (3.42)$$

$$F_{xr} = C_{xr0} + C_{xr1} k_r \quad (3.43)$$

$$F_{yr} = C_{yr0} + C_{yr1} k_r \quad (3.44)$$

3.1.2 การคำนวณค่าภาระในแนวตั้ง

ดังได้กล่าวมาแล้วในตอนต้นว่า เพื่อลดความซับซ้อนของยานพาหนะจริงซึ่งมีสี่ล้อแบบจำลองทางพลศาสตร์ของยานพาหนะแบบสองล้อไม่คำนึงถึงการกระจายน้ำหนักในทิศด้านข้างของรถยนต์ อย่างไรก็ตามยังคงต้องพิจารณาการกระจายน้ำหนักระหว่างล้อหน้า-หลังตามแนวของตัวรถ ซึ่งค่าภาระในแนวตั้งของล้อคู่หน้าและล้อคู่หลังนั้น สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 3.35 และ 3.46 ตามลำดับ

$$F_{zf} = \frac{m}{L} (gb - a_x h) \quad (3.45)$$

$$F_{zr} = \frac{m}{L} (ga + a_x h) \quad (3.46)$$

เมื่อ h คือตำแหน่งของ CG วัดเทียบจากพื้น

3.1.3 การคำนวณความเร็วและค่าการไหล ณ ตำแหน่งต่างๆ ของยานพาหนะ

ความเร็ว ณ ตำแหน่งต่างๆ (Local velocity) ของยานพาหนะ สามารถคำนวณได้โดยอาศัยการวิเคราะห์ทางจลนศาสตร์ ซึ่งความเร็วที่ได้นั้น ใช้ในการคำนวณค่ามุมไถลและอัตราการไถลของล้อหน้าและล้อหลัง สำหรับตัวแปรสถานะ (ρ, β, V) ที่กำหนดให้ใดๆ นั้น สามารถคำนวณอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้งได้ ดังสมการที่ 3.47 นอกจากนั้น สามารถคำนวณค่าความเร็ว

ในทิศขนานและตั้งฉากกับยานพาหนะ ณ ตำแหน่ง CG ได้ ดังสมการที่ 3.48 และ 3.49 ตามลำดับ

$$\dot{\psi} = V/\rho \quad (3.47)$$

$$V_x = V\cos\beta \quad (3.48)$$

$$V_y = V\sin\beta \quad (3.49)$$

สำหรับองค์ประกอบของความเร็วในทิศขนานและตั้งฉากกับยานพาหนะ ซึ่งเกิดขึ้นที่ล้อหน้านั้น สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 3.50 และ 3.51 ตามลำดับ อย่างไรก็ตาม การคำนวณค่ามุมไถลและอัตราการไถลของล้อหน้านั้น ต้องอาศัยองค์ประกอบของความเร็วในทิศขนานและตั้งฉากกับทิศทางการกลิ้งของยาง ดังแสดงในสมการที่ 3.52 และ 3.53 ตามลำดับ

$$V_{xf} = V_x \quad (3.50)$$

$$V_{yf} = V_y - \dot{\psi}a \quad (3.51)$$

$$V_{xwf} = V_{xf}\cos\delta + V_{yf}\sin\delta \quad (3.52)$$

$$V_{ywf} = -V_{xf}\sin\delta + V_{yf}\cos\delta \quad (3.53)$$

ในส่วนของ ค่ามุมไถลของล้อหน้า สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 3.54 หรือ 3.55 และอัตราการไถลของล้อหน้านั้น แสดงในสมการที่ 3.56 เมื่อ ω_f คือ อัตราเร็วเชิงมุมของล้อหน้า และ r_f คือ รัศมีของยางหน้า

$$\alpha_f = \tan^{-1}\left(\frac{V_{ywf}}{V_{xwf}}\right) \quad (3.54)$$

$$\alpha_f = \tan^{-1}\left(\frac{V_{yf}}{V_{xf}}\right) - \delta \quad (3.55)$$

$$k_f = \frac{\omega_f r_f - V_{xwf}}{\omega_f r_f} \quad (3.56)$$

ทำนองเดียวกัน องค์ประกอบของความเร็วล้อหลังในทิศขนานและตั้งฉากกับทิศทางการกลิ้งของยาง ซึ่งสามารถคำนวณได้โดยตรงจากองค์ประกอบของความเร็วในทิศขนานและตั้งฉากกับยานพาหนะนั้น สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 3.57 และ 3.58 ตามลำดับ

$$V_{xr} = V_x \quad (3.57)$$

$$V_{yr} = V_y + \dot{\psi}b \quad (3.58)$$

ในส่วนของ ค่ามุมไถลของล้อหลัง สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 3.59 และอัตราการไถลของล้อหลังนั้น แสดงในสมการที่ 3.60 เมื่อ ω_r คือ อัตราเร็วเชิงมุมของล้อหลัง และ r_r คือรัศมีของยางหลัง

$$\alpha_r = \tan^{-1} \left(\frac{V_{yr}}{V_{xr}} \right) \quad (3.59)$$

$$k_r = \frac{\omega_r r_r - V_{xr}}{\omega_r r_r} \quad (3.60)$$

ค่ามุมไถลและอัตราการไถลของล้อ ซึ่งได้อธิบายในส่วนนี้ นับเป็นข้อมูลสำคัญซึ่งใช้เป็นพื้นฐานในการประมาณค่าแรงเสียดทานที่ผิวยางทั้งในทิศการกลิ้งและทิศด้านข้าง ซึ่งจะอธิบายรายละเอียดในส่วนของแบบจำลองสำหรับประมาณค่าแรงเสียดทานที่ผิวยาง

3.2 แบบจำลองสำหรับประมาณค่าแรงเสียดทานที่ผิวยาง

3.2.1 สูตรเมจิกและการกำหนดค่าพารามิเตอร์ (BNP Magic Formula)

แบบจำลองสำหรับประมาณค่าแรงเสียดทานที่ผิวยางในรูปแบบสูตรเมจิก (Magic formula tire friction model) [17], [23] ซึ่งพัฒนาโดย E. Bakker, L. Nyborg และ H.B. Pacejka นั้น ได้รับความนิยมน้อยกว่าแพร่หลายทั้งในภาคการศึกษาและภาคอุตสาหกรรม เพราะสามารถประมาณค่าแรงเสียดทานได้อย่างแม่นยำ แม้กรณีที่ยางเกิดการไถลแบบผสมทั้งในทิศการกลิ้งและทิศด้านข้าง

สูตรเมจิกเป็นแบบจำลองที่อาศัยข้อมูลจากการทดสอบยางในการกำหนดค่าพารามิเตอร์ซึ่งค่าพารามิเตอร์แต่ละตัวส่งผลต่อลักษณะทางกายภาพของกราฟความสัมพันธ์ระหว่างแรงเสียดทานกับปริมาณการไถล ทำให้สามารถประมาณค่าพารามิเตอร์เหล่านั้นได้โดยคร่าวๆ จากการพิจารณารูปร่างของกราฟที่ได้จากการทดสอบยาง แล้วจึงลองผิดลองถูกเพื่อให้ได้ค่าพารามิเตอร์ที่เหมาะสมที่สุด สูตรเมจิกสำหรับการไถลเพียงทิศทางใดทิศทางหนึ่ง (Pure slip) ซึ่งไม่ใช่การไถลแบบผสม (Combined slip) นั้น ประกอบด้วยสมการความสัมพันธ์ 2 รูปแบบ คือ ความสัมพันธ์แบบไซน์ และความสัมพันธ์แบบโคไซน์ ซึ่งมีรายละเอียดดังต่อไปนี้

3.2.1.1 สูตรเมจิกซึ่งมีความสัมพันธ์แบบไซน์

โดยทั่วไปแล้ว แนวโน้มของแรงด้านข้างซึ่งเปลี่ยนแปลงตามค่ามุมไถลสำหรับอัตราการไถลคงที่ค่าหนึ่ง และแนวโน้มของแรงในทิศการกลิ้งซึ่งเปลี่ยนแปลงตามอัตราการไถลสำหรับมุมไถลคงที่ค่าหนึ่ง มีความสัมพันธ์เป็นแบบไซน์ ดังสมการที่ 3.61 และ 3.62 ตามลำดับ ซึ่งกราฟมีลักษณะดังแสดงในรูปที่ 3.2

$$F_y = D \sin[C \arctan\{B\alpha - E(B\alpha - \arctan B\alpha)\}] \quad (3.61)$$

3.2.2 การประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกร่วมกับวงกลมแรงเสียดทาน (BNP Magic Formula and Friction Circle)

การประมาณค่าแรงเสียดทานที่ผิวยางด้วยสูตรเมจิกร่วมกับวงกลมแรงเสียดทาน (Friction circle) ในกรณีที่ยางเกิดการไถลแบบผสมทั้งในทิศการกลิ้งและทิศด้านข้างนั้น ปรากฏในงานวิจัย [10], [18], [20] และ [21] โดยใช้สูตรเมจิก ซึ่งแสดงในสมการที่ 3.65 ในการประมาณค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานสุทธิ (Total friction coefficient) μ_i ซึ่งสอดคล้องกับค่าการไถลรวม s_i เมื่อตัวห้อย i ที่ปรากฏในสมการนั้น ใช้ระบุว่าการไถลที่พิจารณาเกิดขึ้นที่ล้อหน้าหรือล้อหลัง

$$\mu_i = D \sin(C \arctan(Bs_i) - E[Bs_i - \arctan(Bs_i)]) \quad (3.65)$$

โดยค่าอัตราไถลรวมนั้นสามารถคำนวณจากผลรวมเวกเตอร์ของค่าอัตราไถลในทิศการกลิ้ง s_{xi} และค่าอัตราไถลในทิศด้านข้าง s_{yi} ดังสมการ

$$s_i = \sqrt{s_{xi}^2 + s_{yi}^2} \quad (3.66)$$

เมื่อค่าอัตราไถลในทิศการกลิ้งมีขนาดเท่ากับอัตราไถลของล้อ แต่มีทิศทางตรงกันข้าม ดังแสดงในสมการที่ 3.67 ในขณะที่ค่าอัตราไถลในทิศด้านข้างนั้น สามารถคำนวณได้โดยตรงจากค่ามุมไถลและอัตราไถลของล้อ ดังสมการที่ 3.68 ในกรณีที่อัตราไถลของล้อมีค่าเป็นบวก และสมการที่ 3.69 ในกรณีที่อัตราไถลของล้อมีค่าเป็นลบ ตามลำดับ

$$s_{xi} = -k \quad (3.67)$$

$$s_{yi} = (1 - k)\tan \alpha \quad (3.68)$$

$$s_{yi} = (1 + k)\tan \alpha \quad (3.69)$$

ในส่วนของการประมาณค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในแต่ละทิศทางด้วยหลักการของวงกลมแรงเสียดทาน ภายใต้สมมติฐานของแรงเสียดทานแบบสมมาตรซึ่งไม่ขึ้นกับทิศทาง (Isotropic tire characteristic) ทั้งในทิศการกลิ้งและทิศด้านข้างนั้น ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศการกลิ้ง (Longitudinal tire friction coefficient) μ_{xi} และค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศด้านข้าง (Lateral tire friction coefficient) μ_{yi} เป็นสัดส่วนของค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานสุทธิ μ_i ซึ่งคำนวณจากอัตราส่วนระหว่างอัตราไถลในแต่ละทิศทาง (Slip ratio in x - y direction) ต่ออัตราไถลรวม (Total slip ratio) ดังแสดงในสมการที่ 3.70 และ 3.71 ตามลำดับ

$$\mu_{xi} = -(s_{xi}/s_i) \mu_i \quad (3.70)$$

$$\mu_{yi} = -(s_{yi}/s_i) \mu_i \quad (3.71)$$

และสำหรับค่าแรงเสียดทานในแต่ละทิศทางนั้น สามารถคำนวณได้จากผลคูณของสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานกับค่าภาระในแนวตั้ง (Tire normal force / Tire vertical load) บนพื้นฐานของการประมาณความสัมพันธ์ระหว่างแรงเสียดทานกับภาระในแนวตั้งเป็นเชิงเส้น ดังสมการที่ 3.72 และ 3.73 ตามลำดับ

$$F_{xi} = \mu_{xi} F_{zi} \quad (3.72)$$

$$F_{yi} = \mu_{yi} F_{zi} \quad (3.73)$$

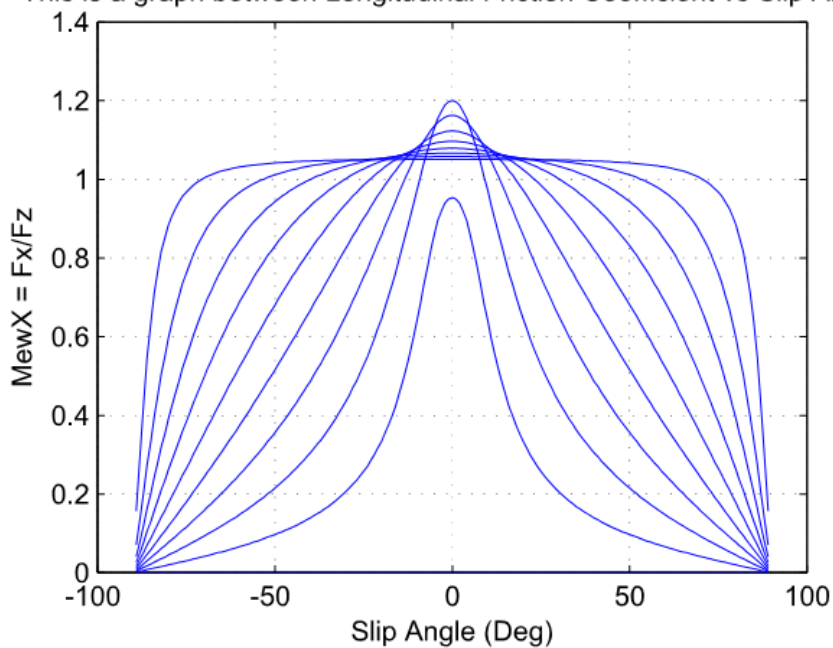
ซึ่งเมื่อพารามิเตอร์ของสูตรเมจิกสำหรับประมาณค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานสุทธิมีค่าดังแสดงในตารางที่ 3.1 นั้น ตัวอย่างของผลการประมาณค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกร่วมกับวงกลมแรงเสียดทาน ซึ่งได้แก่ ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศการลื่นกับมุมไถล ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศด้านข้างกับมุมไถล ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศการลื่นกับอัตราไถล และความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศด้านข้างกับอัตราไถลนั้น ได้แสดงไว้ในรูปที่ 3.4 ถึงรูปที่ 3.7 ตามลำดับ

ตารางที่ 3.1 ค่าพารามิเตอร์ของสูตรเมจิกสำหรับประมาณค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานสุทธิ [18]

พารามิเตอร์	B	C	D	E
ค่าพารามิเตอร์	6.08	1.37	1.2	-3

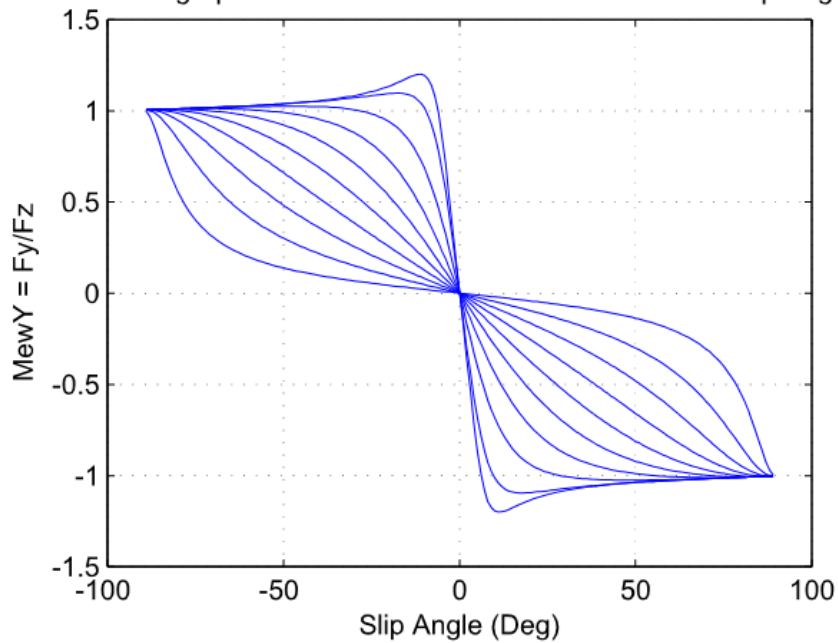
ทั้งนี้ทั้งนั้น การประมาณค่าแรงเสียดทานที่ผิวยางโดยใช้วงกลมแรงเสียดทานนั้น ให้ผลการประมาณที่มีความคลาดเคลื่อนค่อนข้างมาก เมื่อเกิดการไถลอย่างรุนแรงหรือเมื่อเกิดการไถลแบบผสม

This is a graph between Longitudinal Friction Coefficient vs Slip Angle

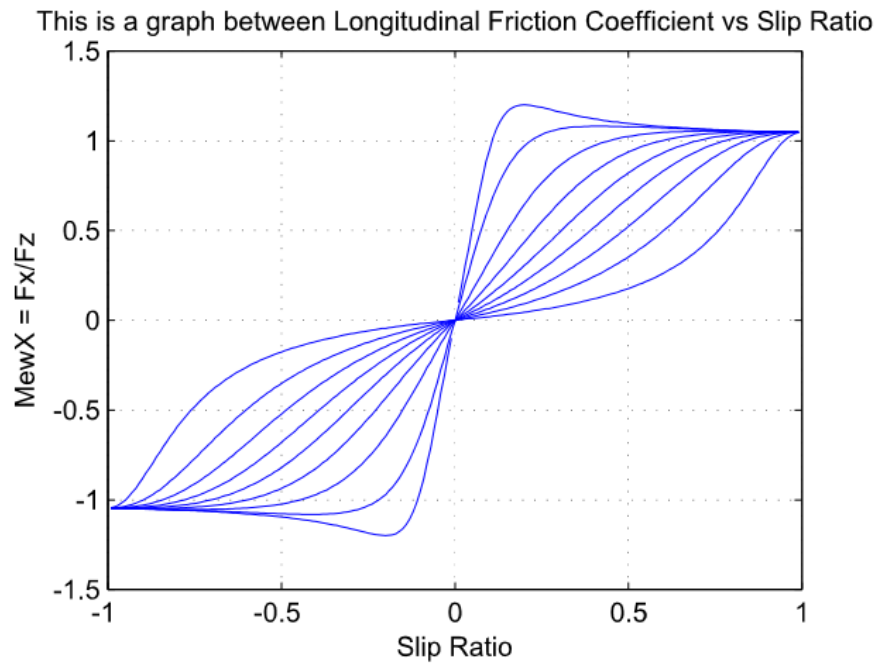


รูปที่ 3.4 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศการลื่นกับมุมไถล
จากการประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกร่วมกับวงกลมแรงเสียดทาน

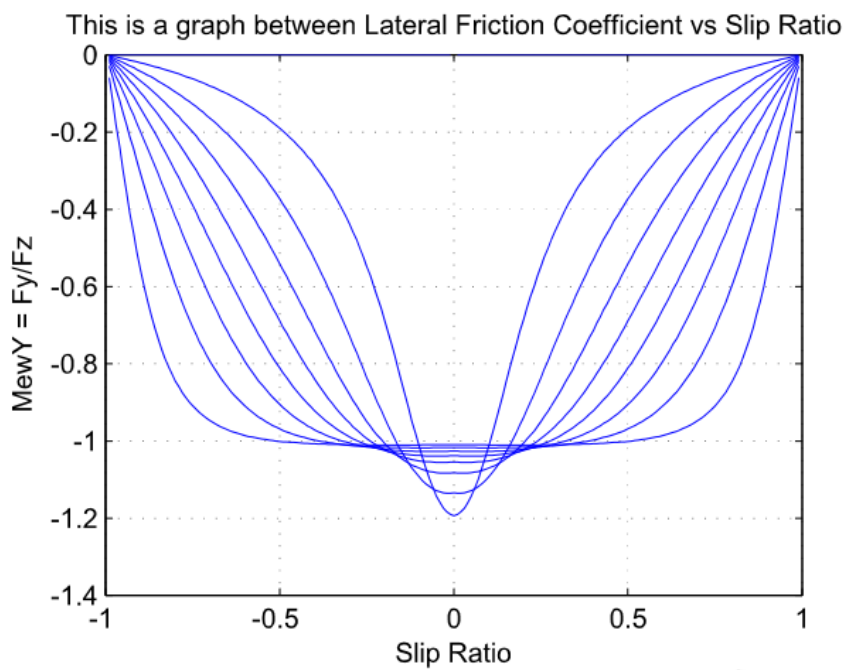
This is a graph between Lateral Friction Coefficient vs Slip Angle



รูปที่ 3.5 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศด้านข้างกับมุมไถล
จากการประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกร่วมกับวงกลมแรงเสียดทาน



รูปที่ 3.6 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศการลื่นกับอัตราการไถลจากการประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกร่วมกับวงกลมแรงเสียดทาน



รูปที่ 3.7 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศด้านข้างกับอัตราการไถลจากการประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกร่วมกับวงกลมแรงเสียดทาน

3.2.3 การประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกร่วมกับแบบจำลองที่ปรับปรุงแล้วของนิโคลัสและคอมสตอก (BNP-MNC Tire Friction Model)

สำหรับการประมาณค่าแรงเสียดทานที่ผิวยางซึ่งให้ผลการประมาณที่แม่นยำมากขึ้น เมื่อเกิดการไถลอย่างรุนแรงหรือเกิดการไถลแบบผสมนั้น สามารถกระทำโดยใช้สูตรเมจิก [17] ที่ได้จากการทดสอบยางในกรณีที่เกิดการไถลเพียงทิศทางใดทิศทางหนึ่ง ซึ่งไม่ใช่การไถลแบบผสม ได้แก่ สูตรเมจิกสำหรับความสัมพันธ์ระหว่างแรงในทิศทางกึ่งกับอัตราไถล $F_x(k)$ และสูตรเมจิกสำหรับความสัมพันธ์ระหว่างแรงด้านข้างกับมุมไถล $F_y(\alpha)$ ร่วมกับแบบจำลองที่ปรับปรุงแล้วของนิโคลัสและคอมสตอก [24] ในการประมาณค่าแรงเสียดทานเมื่อเกิดการไถลแบบผสม โดยแรงเสียดทานในทิศทางกึ่งซึ่งสัมพันธ์กับมุมไถลและอัตราไถลนั้นแสดงในสมการที่ 3.74 และแรงเสียดทานในทิศทางข้างซึ่งสัมพันธ์กับมุมไถลและอัตราไถลนั้นแสดงในสมการที่ 3.75 ตามลำดับ

$$F_x(\alpha, k) = \frac{F_x(k)F_y(\alpha)k}{\sqrt{k^2 F_y^2(\alpha) + F_x^2(k) \tan^2 \alpha}} \times \frac{\sqrt{k^2 C_\alpha^2 + (1-|k|)^2 \cos^2 \alpha F_x^2(k)}}{k C_\alpha} \quad (3.74)$$

$$F_y(\alpha, k) = \frac{F_x(k)F_y(\alpha) \tan \alpha}{\sqrt{k^2 F_y^2(\alpha) + F_x^2(k) \tan^2 \alpha}} \times \frac{\sqrt{(1-|k|)^2 \cos^2 \alpha F_y^2(\alpha) + \sin^2 \alpha C_k^2}}{C_k \sin \alpha} \quad (3.75)$$

เมื่อค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแกร่งของแรงในทิศทางกึ่ง (Traction stiffness coefficient) C_k และค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแกร่งของแรงด้านข้าง (Cornering stiffness coefficient) C_α นั้น คือค่าความชันเริ่มต้นของสูตรเมจิกสำหรับความสัมพันธ์ระหว่างแรงในทิศทางกึ่งกับอัตราไถล $F_x(k)$ และสูตรเมจิกสำหรับความสัมพันธ์ระหว่างแรงด้านข้างกับมุมไถล $F_y(\alpha)$ ตามลำดับ เมื่อพิจารณาสมการที่ 3.74 และสมการที่ 3.75 พจน์แรกของสมการทั้งสองนั้น คือแบบจำลองดั้งเดิมของนิโคลัสและคอมสตอก ส่วนพจน์ที่สองคือตัวคูณปรับแก้ (Correction factor) ซึ่งทำให้รูปร่างของวงรีแรงเสียดทาน (Friction ellipse) สามารถเปลี่ยนแปลงไปตามรูปแบบของการไถล ดังตัวอย่างจากงานวิจัย [24] ซึ่งแสดงในรูปที่ 2.15

เนื่องจากสูตรเมจิกสำหรับความสัมพันธ์ระหว่างแรงในทิศทางกึ่งกับอัตราไถล $F_x(k)$ และสูตรเมจิกสำหรับความสัมพันธ์ระหว่างแรงด้านข้างกับมุมไถล $F_y(\alpha)$ นั้น มีความเป็นอิสระต่อกัน ทำให้จุดเด่นอีกประการของแบบจำลองที่ปรับปรุงแล้วของนิโคลัสและคอมสตอก คือ สามารถใช้ประมาณค่าแรงเสียดทานของยางรถยนต์ทั่วไป ซึ่งคุณสมบัติของแรงเสียดทานเป็นแบบไม่

สมมาตร (Non-isotropic tire characteristic) และขึ้นกับทิศทางการไถล ฟังก์ชันของแรงเสียดทานในรูปแบบสูตรเมจิก (Bakker-Nyborg-Pacejka Magic formula) นั้น แสดงในสมการที่ 3.76

$$F_i(s_i) = D_i \sin[C_i \tan^{-1}(B_i \phi_i)] \quad (3.76)$$

$$\text{เมื่อ} \quad \phi_i = (1 - E_i)K_i s_i + (E_i/B_i) \tan^{-1}(B_i K_i s_i) \quad (3.77)$$

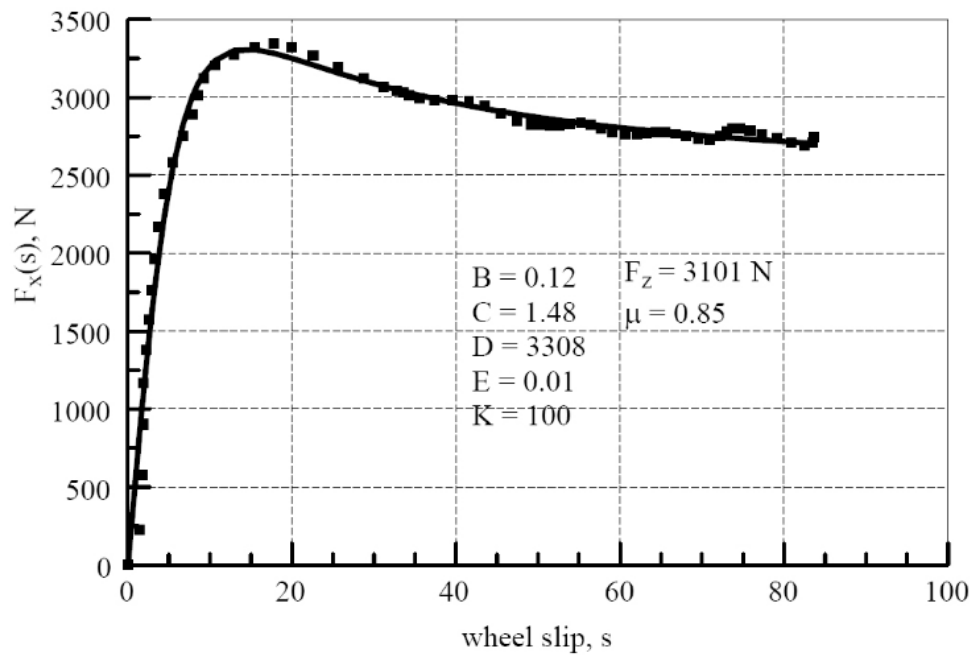
โดยตัวห้อย i ที่ปรากฏในสมการนั้น ใช้ระบุทิศทางของแรงเสียดทานและการไถลที่สนใจ ดังนี้ เมื่อ $i = x$ พิจารณาแรงเสียดทานและการไถลในทิศการกลิ้ง เมื่อ $i = y$ พิจารณาแรงเสียดทานและการไถลในทิศด้านข้าง ดังนั้นการไถลในทิศการกลิ้ง s_x จึงหมายถึงอัตราการไถล k และการไถลในทิศด้านข้าง s_y จึงหมายถึงมุมไถล α สำหรับสัญลักษณ์อื่นที่ปรากฏในสมการ 3.76 และ 3.77 นั้น คือค่าพารามิเตอร์ของสูตรเมจิก

เมื่อใช้ค่าพารามิเตอร์ของสูตรเมจิกที่ได้จากผลการทดสอบยาง P225/60R16 ในงานวิจัย [25] ดังแสดงในตารางที่ 3.2 ซึ่งกำหนดค่าจากกราฟความสัมพันธ์ระหว่างแรงในทิศการกลิ้งกับอัตราการไถล $F_x(k)$ ในรูปที่ 3.8 และกราฟความสัมพันธ์ระหว่างแรงด้านข้างกับมุมไถล $F_y(\alpha)$ ในรูปที่ 3.9 พร้อมทั้งใช้ค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแกร่งของแรงในทิศการกลิ้ง C_k จากค่าความชันเริ่มต้นของสูตรเมจิกสำหรับความสัมพันธ์ระหว่างแรงในทิศการกลิ้งกับอัตราการไถล $F_x(k)$ ซึ่งมีค่าเป็น 58,160 นิวตัน และใช้ค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแกร่งของแรงด้านข้าง C_α จากค่าความชันเริ่มต้นของสูตรเมจิกสำหรับความสัมพันธ์ระหว่างแรงด้านข้างกับมุมไถล $F_y(\alpha)$ ซึ่งมีค่าเป็น 1,205 นิวตันต่อองศา ตัวอย่างของผลการประมาณค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกร่วมกับแบบจำลองที่ปรับปรุงแล้วของนิโคลัสและคอมสตอก ซึ่งได้แก่ ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศการกลิ้งกับมุมไถล ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศด้านข้างกับมุมไถล ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศการกลิ้งกับอัตราการไถล และความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศด้านข้างกับอัตราการไถลนั้น ได้แสดงไว้ในรูปที่ 3.10 ถึงรูปที่ 3.13 ตามลำดับ

ตารางที่ 3.2 ค่าพารามิเตอร์ของสูตรเมจิกที่ได้จากผลการทดสอบยาง P225/60R16 [25]

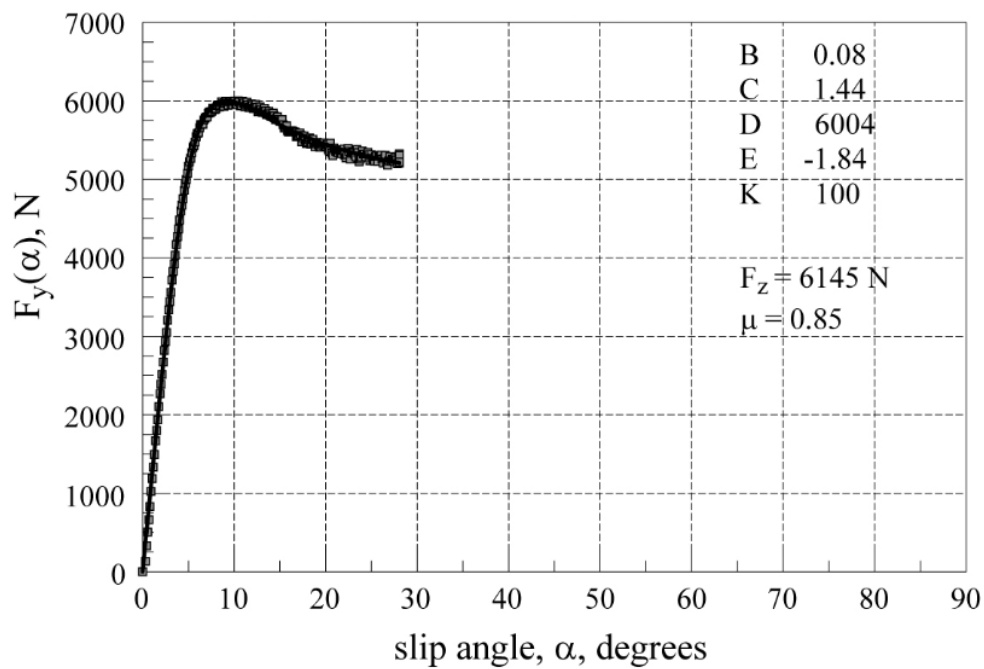
สำหรับความสัมพันธ์ระหว่างแรงในทิศการกลิ้งกับอัตราการไถล $F_x(k)$
และความสัมพันธ์ระหว่างแรงด้านข้างกับมุมไถล $F_y(\alpha)$

พารามิเตอร์	B	C	D	E	K	$F_z(N)$
$F_x(k)$	0.12	1.48	3308	0.01	100	3101
$F_y(\alpha)$	0.08	1.44	6004	-1.84	100	6145



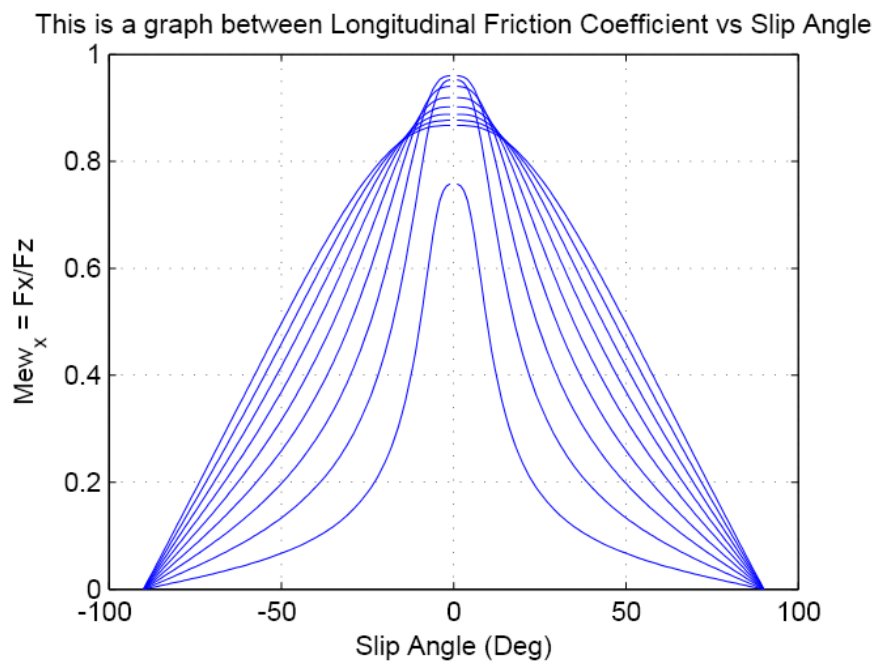
รูปที่ 3.8 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างแรงในทิศทางรถลึ้กับอัตราการไถล $F_x(k)$

จากผลการทดสอบยาง P225/60R16 ในงานวิจัย [25]

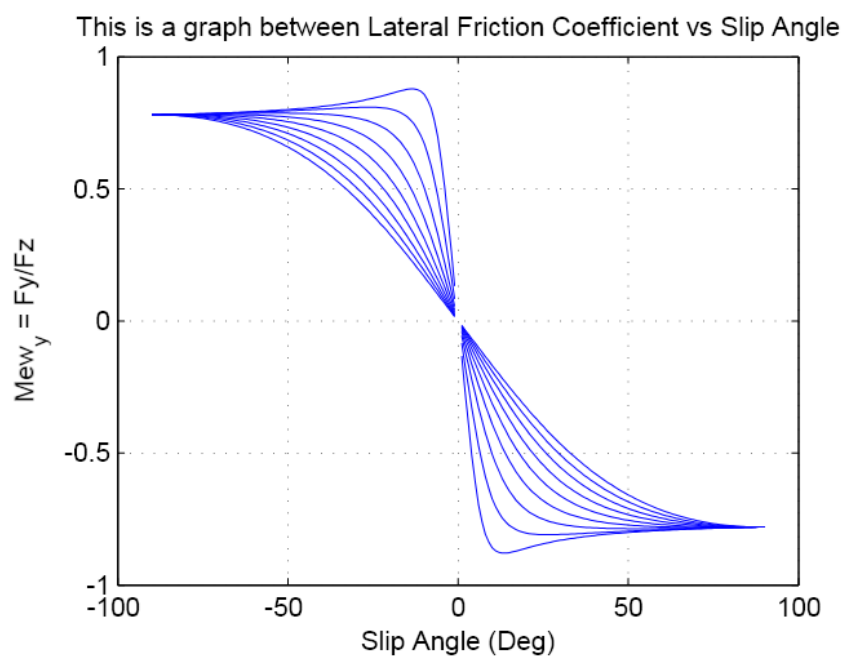


รูปที่ 3.9 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างแรงด้านข้างกับมุมไถล $F_y(\alpha)$

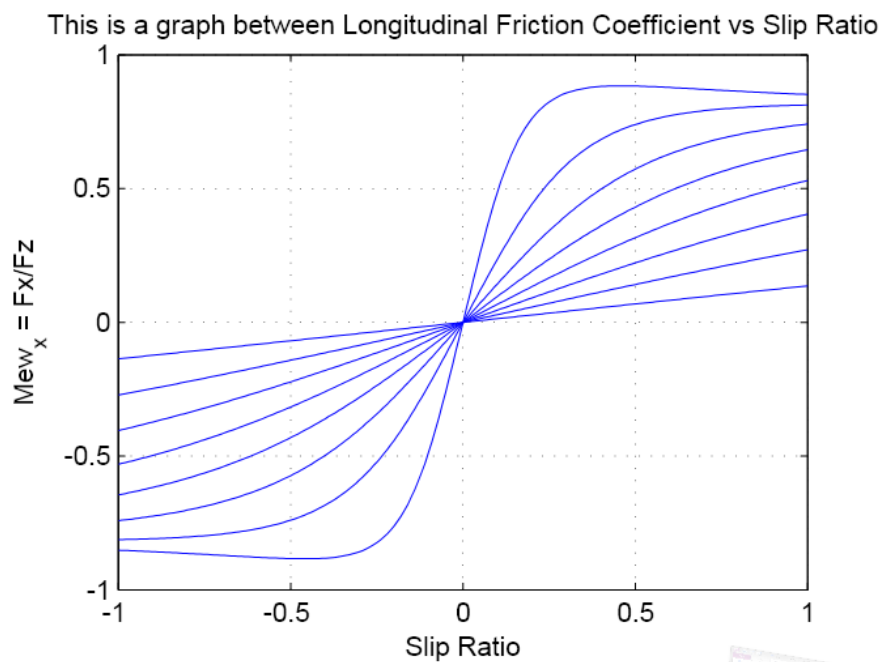
จากผลการทดสอบยาง P225/60R16 ในงานวิจัย [25]



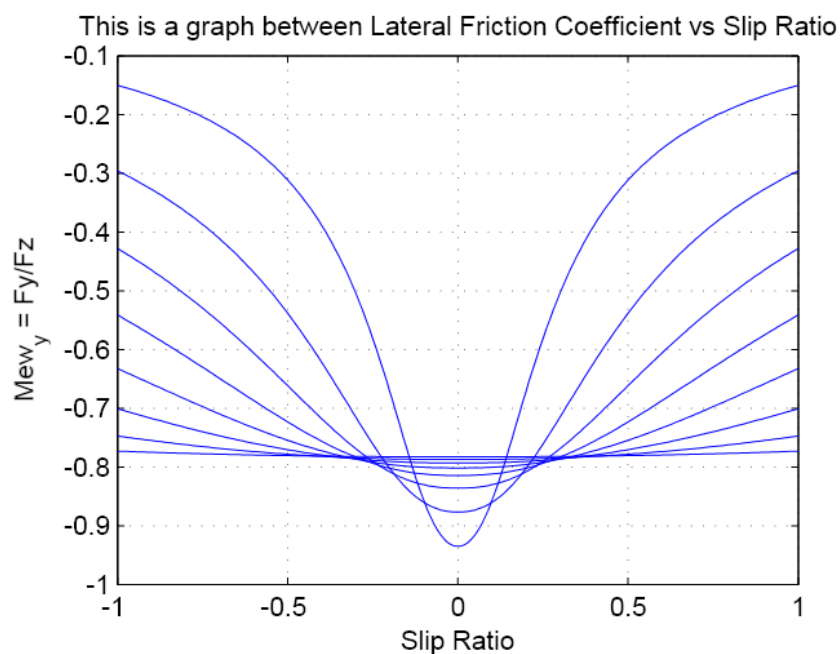
รูปที่ 3.10 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศทางลึ้งกับมุมไถลจากการประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกร่วมกับแบบจำลองที่ปรับปรุงแล้วของนิโคลัสและคอมสตอก



รูปที่ 3.11 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศทางข้างกับมุมไถลจากการประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกร่วมกับแบบจำลองที่ปรับปรุงแล้วของนิโคลัสและคอมสตอก



รูปที่ 3.12 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศการลื่นกับอัตราการไถล
จากการประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกร่วมกับแบบจำลองที่ปรับปรุงแล้ว
ของนิโคลัสและคอมสตอก



รูปที่ 3.13 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศด้านข้างกับอัตราการไถล
จากการประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกร่วมกับแบบจำลองที่ปรับปรุงแล้ว
ของนิโคลัสและคอมสตอก

3.2.4 การประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกแบบกึ่งประจักษ์สำหรับการไถลแบบผสม (The Semi-Empirical, Combined-Slip Pacejka Magic Formula)

นอกจากแบบจำลองสำหรับประมาณค่าแรงเสียดทานที่ผิวยางซึ่งได้กล่าวมาในเบื้องต้นแล้วนั้น ยังมีแบบจำลองอีกรูปแบบหนึ่งซึ่งได้รับความนิยมในงานที่เกี่ยวข้องกับการพัฒนาระบบจำลองการขับขี่เสมือนจริง (Driving simulator) คือ สูตรเมจิกแบบกึ่งประจักษ์สำหรับการไถลแบบผสม (The semi-empirical, combined-slip Pacejka magic formula) [22] ซึ่งให้ผลการประมาณค่าแรงเสียดทานที่ใกล้เคียงกับความเป็นจริง สูตรเมจิกแบบกึ่งประจักษ์สำหรับการไถลแบบผสมนั้น ประกอบด้วยชุดของสมการสำหรับประมาณค่าแรงเสียดทานที่ผิวยาง ซึ่งสัมพันธ์กับค่าภาระในแนวตั้ง มุมไถล และอัตราไถล โดยพารามิเตอร์ทุกตัวที่ปรากฏในชุดสมการล้วนเป็นค่าคงที่ ยกเว้น a_p ซึ่งเป็นฟังก์ชันของ F_x ที่เป็นผลลัพธ์ของการประมาณ ดังนั้นการประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยชุดสมการนี้ จึงต้องอาศัยการคำนวณซ้ำ (Iteration) ด้วยระเบียบขั้นตอนดังต่อไปนี้

คำนวณค่าตัวแปรแต่ละตัวด้วยสมการที่ 3.78 ถึงสมการที่ 3.82 ได้โดยตรง โดยค่าพารามิเตอร์ทางขวามือของสมการนั้นได้มาจากข้อมูลยางและผลการทดสอบยาง

$$a_{p0} = \frac{0.0768\sqrt{F_z F_{zT}}}{T_\omega(T_p+5)} \quad (3.78)$$

$$K_s = \frac{2}{a_{p0}^2} \left(A_0 + A_1 F_z - \frac{A_1}{A_2} F_z^2 \right) \quad (3.79)$$

$$K_c = \frac{2}{a_{p0}^2} F_z (CS/FZ) \quad (3.80)$$

$$K'_c = K_c + (K_s - K_c) \sqrt{\sin^2 \alpha + \kappa^2 \cos^2 \alpha} \quad (3.81)$$

$$\mu = \mu_0 [1 - \sqrt{\sin^2 \alpha + \kappa^2 \cos^2 \alpha}] \quad (3.82)$$

จากนั้นกำหนดค่าเริ่มต้นของ F_x ในสมการ 3.83 และคำนวณวนซ้ำด้วยสมการ 3.79 ถึงสมการ 3.82 จนกระทั่งค่า F_x จากสมการ 3.86 มีค่าลู่เข้า

$$a_p = a_{p0} \left(1 - K_a \frac{F_x}{F_z} \right) \quad (3.83)$$

$$\sigma = \frac{\pi a_p^2}{8 \mu_0 F_z} \sqrt{K_s^2 \tan^2 \alpha + K_c^2 \left(\frac{\kappa}{1-\kappa} \right)^2} \quad (3.84)$$

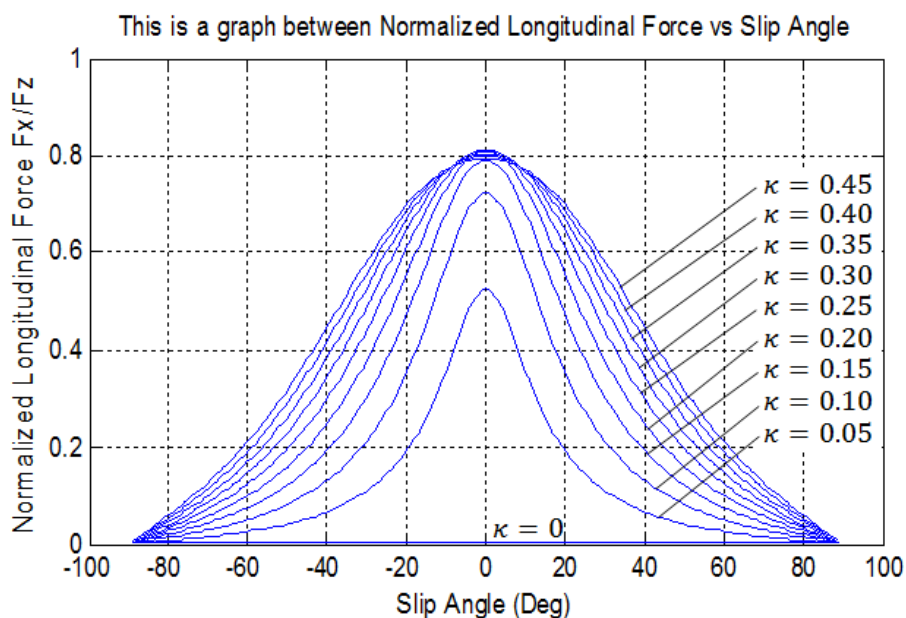
$$f(\sigma) = \frac{C_1 \sigma^3 + C_2 \sigma^2 + (4/\pi) \sigma}{C_1 \sigma^3 + C_3 \sigma^2 + C_4 \sigma + 1} \quad (3.85)$$

$$F_x = \left[\frac{f(\sigma)K'_c \kappa}{\sqrt{K_s^2 \tan^2 \alpha + K_c'^2 \kappa^2}} \right] \mu F_z \tag{3.86}$$

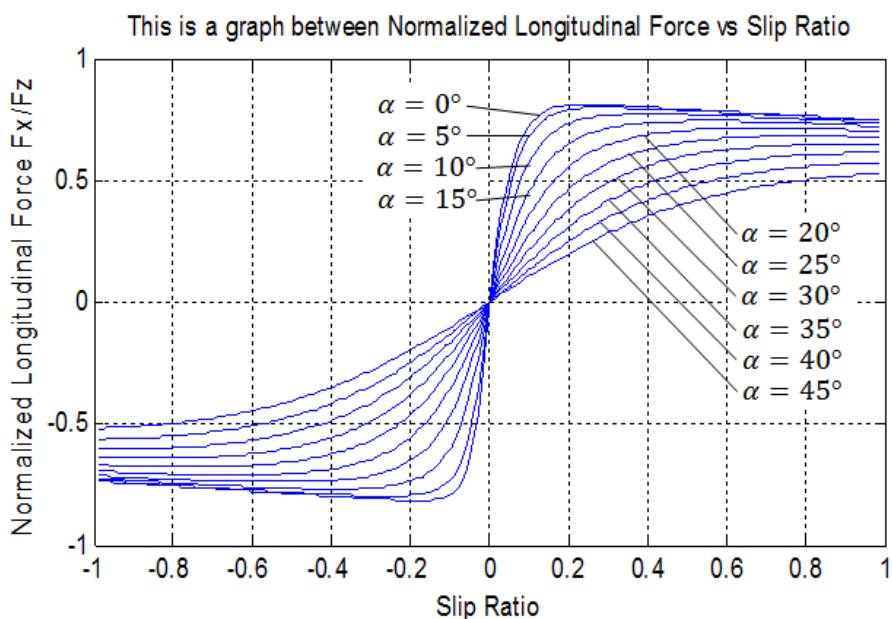
แล้วจึงคำนวณค่า F_y ด้วยสมการ 3.87

$$F_y = \left[\frac{f(\sigma)K_s \tan \alpha}{\sqrt{K_s^2 \tan^2 \alpha + K_c'^2 \kappa^2}} \right] \mu F_z \tag{3.87}$$

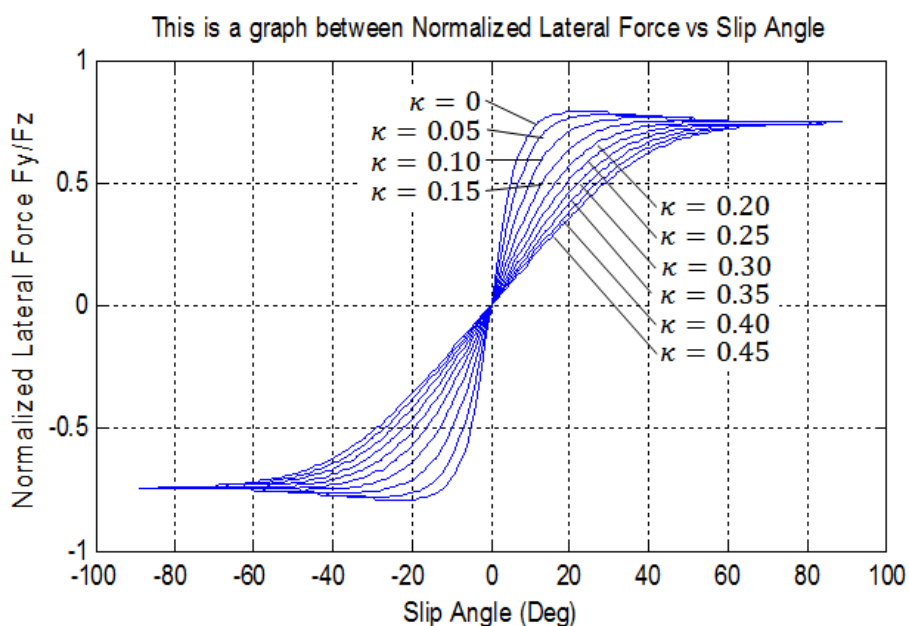
โดยผลการประมาณค่าแรงเสียดทาน ซึ่งถูกแสดงแทนด้วยค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่สัมพันธ์กับสภาพการไถล ได้แสดงในรูปที่ 3.15 ถึงรูปที่ 3.18



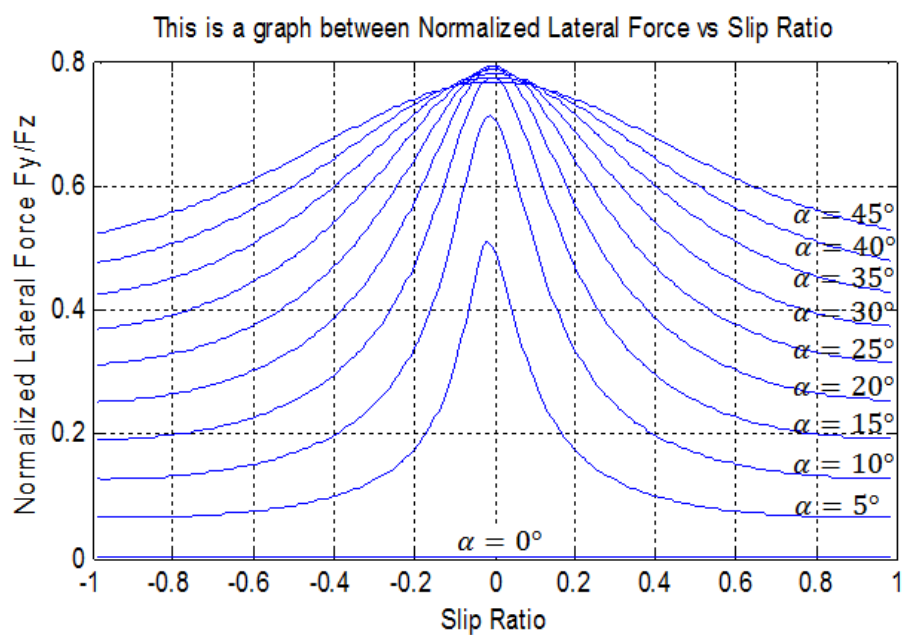
รูปที่ 3.16 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศการลื่นกับมุมไถล จากการประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกแบบกึ่งประจักษ์สำหรับการไถลแบบผสม



รูปที่ 3.17 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศการลื่นกับอัตราการไถล จากการประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกแบบกึ่งประจักษ์สำหรับการไถลแบบผสม



รูปที่ 3.18 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานด้านข้างกับมุมไถล จากการประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกแบบกึ่งประจักษ์สำหรับการไถลแบบผสม



รูปที่ 3.19 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานด้านข้างกับอัตราการไถล
จากการประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกแบบกึ่งประจักษ์สำหรับการไถลแบบผสม

อย่างไรก็ตามสูตรเมจิกแบบกึ่งประจักษ์สำหรับการไถลแบบผสมนั้นมีความซับซ้อนและไม่มีรูปแบบสมการชัดเจน ทำให้ต้องอาศัยการคำนวณซ้ำบนคอมพิวเตอร์ซึ่งไม่เหมาะสมต่อการประยุกต์ใช้ในระบบควบคุม

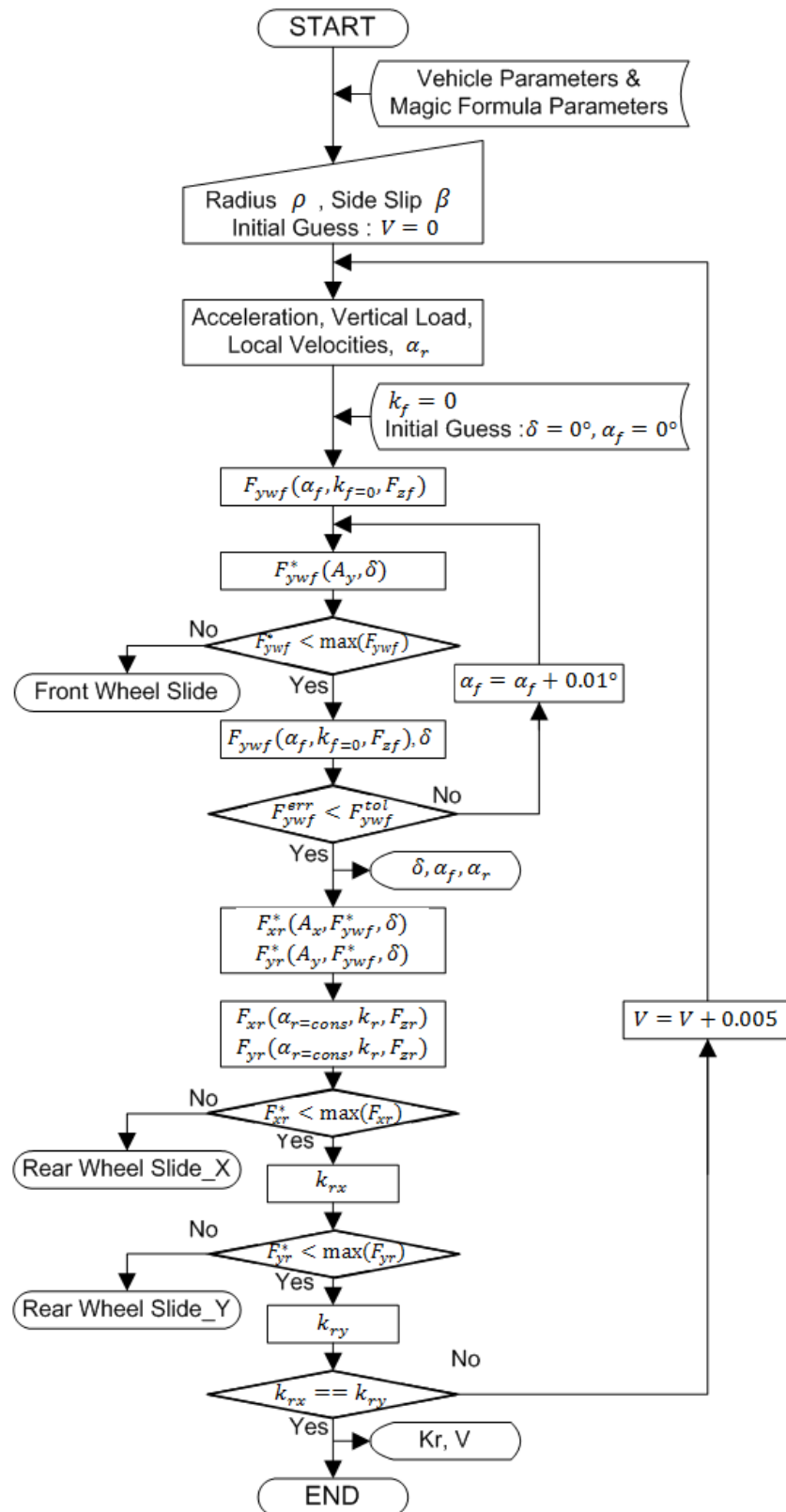
บทที่ 4

การเข้าโค้งในสภาวะคงตัวของรถยนต์

ในงานวิจัยนี้ได้ศึกษาพฤติกรรมทางพลศาสตร์ของรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลังขณะเข้าโค้งในสภาวะคงตัวบนพื้นระนาบ พร้อมทั้งได้พัฒนาระบบควบคุมการดริฟในสภาวะคงตัว โดยอาศัยแบบจำลองทางพลศาสตร์ของยานพาหนะแบบสองล้อ และการประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกร่วมกับแบบจำลองที่ปรับปรุงแล้วของนิโคลัสและคอมสตอก ดังที่ได้กล่าวไว้ในส่วนปริทัศน์วรรณกรรมว่า หากไม่กำหนดมุมเลี้ยวของล้อหน้าให้คงที่ การหาค่าสัญญาณควบคุมแบบวงจรเปิดของการขับสี่สำหรับรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลัง ต้องอาศัยการคำนวณซ้ำโดยคอมพิวเตอร์ ซึ่งการพัฒนาโปรแกรมคอมพิวเตอร์สำหรับคำนวณอัตราเร็วในการเข้าโค้งที่เหมาะสมและสัญญาณควบคุมแบบวงจรเปิดของการขับสี่ที่สอดคล้องสำหรับเงื่อนไขการเข้าโค้งในสภาวะคงตัวที่กำหนด รวมทั้งผลการจำลองการเข้าโค้งเพื่อเปรียบเทียบอัตราเร็วในการเข้าโค้งด้วยมุมไถลค่าต่างๆ นั้น มีรายละเอียดดังต่อไปนี้

4.1 โปรแกรมคอมพิวเตอร์สำหรับคำนวณค่าสัญญาณควบคุมแบบวงจรเปิดของการขับสี่ที่สอดคล้องกับเงื่อนไขสภาวะคงตัวที่กำหนด

โดยอาศัยแบบจำลองทางพลศาสตร์ของยานพาหนะแบบสองล้อ และการประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกร่วมกับแบบจำลองที่ปรับปรุงแล้วของนิโคลัสและคอมสตอก งานวิจัยนี้ได้พัฒนาโปรแกรมคอมพิวเตอร์จากสมการการเคลื่อนที่ซึ่งได้มาจากกรอบอ้างอิงที่ติดกับตัวรถภายใต้สมมติฐานคือไม่คำนึงถึงแรงเสียดทานในทิศการกลิ้งซึ่งเกิดขึ้นที่ล้อหน้า เพื่อคำนวณหาอัตราเร็วที่เหมาะสมและสัญญาณควบคุมแบบวงจรเปิดของการขับสี่ที่สอดคล้อง ได้แก่ มุมเลี้ยวล้อหน้าและอัตราการไถลของล้อหลัง สำหรับเงื่อนไขการเข้าโค้งในสภาวะคงตัวที่กำหนด คือ รัศมี ความโค้งและมุมไถลของรถ สำหรับลำดับขั้นตอนการคำนวณของชุดคำสั่งโปรแกรมคอมพิวเตอร์ที่ได้พัฒนาขึ้นนั้น มีรายละเอียดดังผังงาน (Flow chart) ที่แสดงในรูปที่ 4.1 และมีชุดคำสั่งดังแสดงในภาคผนวก ก



รูปที่ 4.1 ผังงานของโปรแกรมคอมพิวเตอร์สำหรับคำนวณค่าสัมบูรณ์ความควบคุมแบบวงจรมืดของการขับซึ่งสอดคล้องกับเงื่อนไขสมภาวะคงตัวที่กำหนด

จากผังงานแสดงลำดับขั้นตอนการคำนวณของชุดคำสั่งโปรแกรมคอมพิวเตอร์ซึ่งแสดงในรูปที่ 4.1 นั้น ในขั้นแรกโปรแกรมจะทำการกำหนดค่าพารามิเตอร์ที่จำเป็นของรถยนต์ ซึ่งได้แก่มวลของรถ m โมเมนต์ความเฉื่อยรอบแกนในแนวดิ่งซึ่งผ่านจุด CG ของรถ I_{CG} ระยะฐานล้อ L ระยะตามแนวยาวซึ่งวัดจากจุด CG ถึงแกนล้อหน้า a และแกนล้อหลัง b ระยะตามแนวดิ่งซึ่งวัดจากพื้นถึงจุด CG h รัศมีล้อหน้า r_f และรัศมีล้อหลัง r_r รวมทั้งค่าพารามิเตอร์ของสูตรเมจิกสำหรับประมาณค่าแรงเสียดทานที่ผิวยาง B, C, D, E, K ซึ่งค่าพารามิเตอร์ของรถยนต์ที่ใช้ในการคำนวณ ได้แสดงไว้ในตารางที่ 4.1 และในส่วนของแบบจำลองสำหรับประมาณค่าแรงเสียดทานที่ผิวยางนั้น ใช้ค่าพารามิเตอร์เช่นเดียวกับหัวข้อย่อยที่ 3.2.3 ซึ่งแสดงในตารางที่ 3.2

ตารางที่ 4.1 ค่าพารามิเตอร์ของรถยนต์ที่ใช้ในโปรแกรมคอมพิวเตอร์สำหรับคำนวณค่าสัญญาณควบคุมแบบวงจรมีเปิดของการขับซึ่งสอดคล้องกับเงื่อนไขสภาวะคงตัวที่กำหนด

พารามิเตอร์	ค่า	พารามิเตอร์	ค่า
m (kg)	1250	L (m)	2.52
I_{CG}	2500	h (m)	0.28
a (m)	1.13	r_f (m)	0.3
b (m)	1.39	r_r (m)	0.3

จากนั้นผู้ใช้งานต้องป้อนค่ารัศมีความโค้ง ρ มุมไถล β และค่าเริ่มต้นสำหรับการประมาณ (Initial guess) อัตราเร็วในการเข้าโค้ง V เข้าสู่โปรแกรม โปรแกรมจะคำนวณค่าความเร่งในทิศขนานและตั้งฉากกับทิศทางของความเร็ว โดยใช้สมการที่ 3.6 และ 3.7 พร้อมทั้งคำนวณความเร่งในทิศขนานและตั้งฉากกับยานพาหนะ โดยใช้สมการที่ 3.4 และ 3.5 ตามลำดับ

$$a_t = \dot{\rho}\dot{\psi} + \rho\ddot{\psi} = 0 \quad (3.6)$$

$$a_n = \rho\dot{\psi}^2 = V_{ss}^2 / \rho_{ss} \quad (3.7)$$

$$a_x = a_n \sin\beta + a_t \cos\beta \quad (3.4)$$

$$a_y = -a_n \cos\beta + a_t \sin\beta \quad (3.5)$$

โปรแกรมคำนวณค่าภาระในแนวดิ่งของล้อคู่หน้าและล้อคู่หลัง ด้วยสมการ

$$F_{zf} = \frac{m}{L}(gb - a_x h) \quad (3.45)$$

$$F_{zr} = \frac{m}{L}(ga + a_x h) \quad (3.46)$$

แล้วจึงคำนวณอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้ง โดยใช้สมการที่ 3.47 พร้อมทั้งคำนวณค่าความเร็วในทิศขนานและตั้งฉากกับยานพาหนะ ณ ตำแหน่ง CG ด้วยสมการที่ 3.48 และ 3.49 และคำนวณองค์ประกอบของความเร็วในทิศขนานและตั้งฉากกับยานพาหนะ ซึ่งเกิดขึ้นที่ล้อหน้า ด้วยสมการที่ 3.50 ถึง 3.51 และที่ล้อหลังด้วยสมการที่ 3.57 ถึง 3.58 ตามลำดับ ซึ่งมุมไถลของล้อหลังนั้นสามารถคำนวณได้โดยตรงโดยใช้สมการที่ 3.59

$$\dot{\psi} = V/\rho \quad (3.47)$$

$$V_x = V \cos \beta \quad (3.48)$$

$$V_y = V \sin \beta \quad (3.49)$$

$$V_{xf} = V_x \quad (3.50)$$

$$V_{yf} = V_y - \dot{\psi} a \quad (3.51)$$

$$V_{xr} = V_x \quad (3.57)$$

$$V_{yr} = V_y + \dot{\psi} b \quad (3.58)$$

$$\alpha_r = \tan^{-1} \left(\frac{V_{yr}}{V_{xr}} \right) \quad (3.59)$$

เพื่อเริ่มต้นการคำนวณซ้ำ มุมเลี้ยวล้อหน้า δ และ มุมไถลของล้อหน้า α_f ถูกกำหนดให้มีความเริ่มต้นเป็นศูนย์องศา จากนั้นจึงประมาณค่าแรงเสียดทานด้านข้างของล้อหน้า เมื่ออัตราการไถลมีค่าเป็นศูนย์ ซึ่งเป็นฟังก์ชันของมุมไถลและค่าภาระในแนวตั้ง $F_{ywf}(\alpha_f, k_f=0, F_{zf})$ โดยใช้สูตรเมจิกร่วมกับแบบจำลองที่ปรับปรุงแล้วของนิโคลัสและคอมสตอก ในขณะที่เดียวกัน ทำการคำนวณค่าแรงเสียดทานด้านข้างของล้อหน้า $F_{ywf}^*(A_y, \delta)$ โดยตรง ด้วยสมการที่ 3.11 ซึ่งพัฒนามาจากแบบจำลองทางพลศาสตร์ของยานพาหนะ

$$F_{ywf} = \frac{m a_y b}{L \cos \delta} \quad (3.11)$$

จากนั้นจึงเปรียบเทียบค่าแรงเสียดทานด้านข้างของล้อหน้าซึ่งได้จากการคำนวณทั้งสอง ว่าแรงเสียดทานที่น้อยที่สุดจากแบบจำลองทางพลศาสตร์ของยานพาหนะ F_{ywf}^* เมื่อมุมเลี้ยวมีค่าเป็นศูนย์ มีค่าน้อยกว่าค่าแรงเสียดทานสูงสุดที่ยางสามารถสร้างได้จากแบบจำลองสำหรับประมาณค่าแรงเสียดทานที่ผิวยาง F_{ywf} หรือไม่ เพราะหากมีเป็นเช่นนั้นแล้ว แสดงว่าแรงเสียดทาน

ด้านข้างที่ล้อหน้าสามารถสร้างได้นั้นไม่เพียงพอที่จะทำให้ล้อหน้าอยู่ในสมดุลการเข้าโค้งในสภาวะคงตัว ซึ่งส่งผลให้ล้อหน้าไถลออกนอกโค้ง

ในกรณีที่ล้อหน้าไม่ไถลออกนอกโค้งนั้น สามารถหาค่ามุมไถลของล้อหน้าที่เหมาะสมได้จากการคำนวณซ้ำ โดยเพิ่มค่ามุมไถลของล้อหน้า α_f ที่ละ 0.01 องศา จากนั้นคำนวณค่ามุมเลี้ยวล้อหน้าด้วยสมการที่ 3.55

$$\alpha_f = \tan^{-1} \left(\frac{V_{yf}}{V_{xf}} \right) - \delta \quad (3.55)$$

และคำนวณค่าแรงเสียดทานด้านข้างของล้อหน้า $F_{ywf}^*(A_y, \delta)$ ด้วยสมการที่ 3.11 เพื่อเปรียบเทียบกับค่าแรงเสียดทานด้านข้างที่ได้จากสูตรเมจิกร่วมกับแบบจำลองที่ปรับปรุงแล้วของนิโคลัสและคอมสตอก $F_{ywf}(\alpha_f, k_{f=0}, F_{zf})$ ที่ค่ามุมไถลของล้อหน้าค่าเดียวกัน จนกว่าค่าแรงเสียดทานด้านข้างของล้อหน้าที่คำนวณได้จากวิธีทั้งสอง จะมีค่าใกล้เคียงกันภายใต้ขอบเขตความคลาดเคลื่อนที่ยอมรับได้ (Stopping tolerance)

ค่ามุมเลี้ยวล้อหน้าที่ได้นั้น ใช้คำนวณค่าแรงเสียดทานในทิศการกลิ้งของล้อหลัง $F_{xr}^*(A_x, F_{ywf}^*, \delta)$ และค่าแรงเสียดทานด้านข้างของล้อหลัง $F_{yr}^*(A_y, F_{ywf}^*, \delta)$ โดยตรงจากแบบจำลองทางพลศาสตร์ของยานพาหนะ ด้วยสมการที่ 3.12 และ 3.13 ตามลำดับ

$$F_{xr} = ma_x + F_{ywf} \sin \delta \quad (3.12)$$

$$F_{yr} = ma_y - F_{ywf} \cos \delta \quad (3.13)$$

และขณะเดียวกัน จากค่ามุมไถลของล้อหลังซึ่งได้คำนวณไว้ก่อนหน้านี้ สามารถคำนวณค่าแรงเสียดทานจากแบบจำลองสำหรับประมาณค่าแรงเสียดทานที่ผิวยาง ทั้งแรงในทิศการกลิ้ง $F_{xr}(\alpha_{r=cons}, k_r, F_{zr})$ และแรงด้านข้าง $F_{yr}(\alpha_{r=cons}, k_r, F_{zr})$ ซึ่งเมื่อเปรียบเทียบค่าแรงเสียดทานที่ได้จากแบบทางพลศาสตร์ของยานพาหนะกับค่าแรงเสียดทานสูงสุดที่คำนวณได้จากแบบจำลองสำหรับประมาณค่าแรงเสียดทานที่ผิวยางในแต่ละทิศทาง ทำให้ทราบว่ายางหลังสามารถสร้างแรงเสียดทานได้เพียงพอต่อสมดุลการเข้าโค้งในสภาวะคงตัวหรือไม่ และในกรณีที่ยางสามารถสร้างแรงเสียดทานได้เพียงพอต่อสมดุลการเข้าโค้งในสภาวะคงตัว ในทั้งสองทิศทางนั้น ค่าอัตราการไถลของล้อหลังที่สอดคล้องกับค่าแรงในทิศการกลิ้ง k_{rx} และค่าอัตราการไถลของล้อหลังที่สอดคล้องกับค่าแรงด้านข้าง k_{ry} จะถูกคำนวณและเปรียบเทียบกัน ซึ่งค่าอัตราการไถลของล้อหลังที่สามารถเกิดขึ้นได้จริงนั้น จะเกิดขึ้นก็ต่อเมื่ออัตราเร็วในการเข้าโค้งมีค่าเหมาะสม สังเกตได้

จากค่าอัตราการไถลของล้อหลังที่สอดคล้องกับแรงเสียดทานทั้งสองทิศทาง มีค่าเท่ากัน ($k_{rx} = k_{ry}$)

สำหรับตัวอย่างการแสดงผลพีชของการคำนวณด้วยชุดคำสั่งโปรแกรมคอมพิวเตอร์ที่พัฒนาขึ้นนั้น ได้แสดงไว้ในรูปที่ 4.2 เมื่อผู้ใช้งานป้อนค่ารัศมีความโค้ง (Radius of curvature) ในหน่วยเมตร ค่ามุมไถลของรถ (Sideslip) ในหน่วยองศา และค่าเริ่มต้นสำหรับการประมาณอัตราเร็วในการเข้าโค้ง (Initial guess of velocity) ในหน่วยกิโลเมตรต่อชั่วโมง ให้กับโปรแกรม โปรแกรมจะคำนวณหาอัตราเร็วในการเข้าโค้งที่เหมาะสม (Steady state velocity) ในหน่วยกิโลเมตรต่อชั่วโมง และสัญญาณควบคุมแบบวงจรเปิดของการขับที่สอดคล้อง ได้แก่ มุมเลี้ยวล้อหน้า (Steering angle) ซึ่งวัดในหน่วยองศา และอัตราการไถลของล้อหลัง (Suitable slip ratio) นอกจากนี้ยังแสดงผลค่ามุมไถลของล้อหน้า (Front wheel slip angle) และมุมไถลของล้อหลัง (Rear wheel slip angle) ซึ่งวัดในหน่วยองศา แสดงค่าความคลาดเคลื่อนของแรงเสียดทานในทิศการกลิ้งของล้อหลัง (Error of F_{xr}) ซึ่งเทียบเป็นเปอร์เซ็นต์ พร้อมทั้งแสดงค่าอัตราเร็วเชิงมุมในการหมุนของล้อหน้า (Angular speed of front wheel) และอัตราเร็วเชิงมุมของล้อหลัง (Angular speed of rear wheel) ในหน่วยรอบต่อวินาที อีกด้วย

Radius of Curvature (m)	22
Side Slip (deg)	15
Initial Guess of Velocity (km/h)	50
For Steady State Velocity	50.230 km/h
Steering Angle is	4.326 deg
Front Wheel Slip Angle is	7.795 deg
Rear Wheel Slip Angle is	18.436 deg
The Suitable Slip Ratio is	0.169
Error of F_{xr} is	0.457 Percent
Angular Speed of Front Wheel is	434.726 rpm
Angular Speed of Rear Wheel is	516.242 rpm

รูปที่ 4.2 ตัวอย่างการแสดงผลพีชของการคำนวณด้วยชุดคำสั่งโปรแกรมคอมพิวเตอร์ที่พัฒนาขึ้น

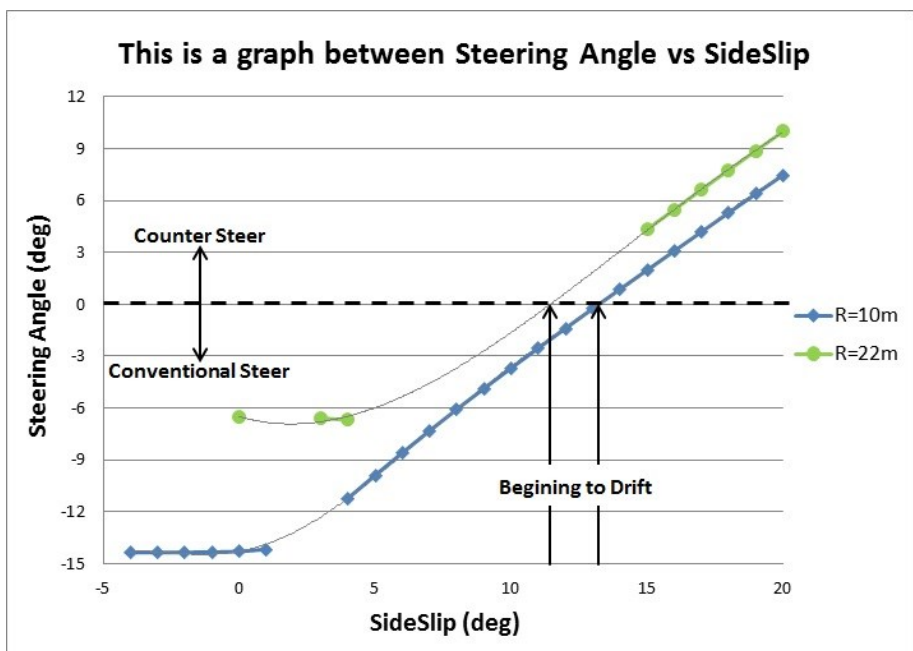
4.2 ผลการจำลองการเข้าโค้งด้วยมุมไถลค่าต่างๆ

จากชุดคำสั่งโปรแกรมคอมพิวเตอร์ที่พัฒนาขึ้นสำหรับคำนวณหาอัตราเร็วในการเข้าโค้งที่เหมาะสมและสัญญาณควบคุมแบบวงจรเปิดของการขับเคลื่อนล้อหลังเมื่อรัศมีความโค้งมีค่าตั้งแต่ 8 เมตร จนถึง 100 เมตร และปรับค่ามุมไถลของรถตั้งแต่ -5 องศา จนถึง 85 องศา สำหรับรัศมีความโค้งแต่ละค่า ได้ผลลัพธ์ของการจำลองการเข้าโค้งเพื่อเปรียบเทียบอัตราเร็วในการเข้าโค้งด้วยมุมไถลค่าต่างๆ ทั้งนี้ผลลัพธ์บางส่วนไม่ถูกนำมาพิจารณาเพราะไม่สามารถเกิดขึ้นได้จริง ซึ่งได้แก่ กลุ่มผลลัพธ์ที่ต้องการอัตราเร็วเชิงมุมของล้อหลังสูงกว่า 5,800 รอบต่ออนาที และกลุ่มผลลัพธ์ที่ต้องการมุมเลี้ยวล้อหน้ามากกว่า 51 องศา

จากการพิจารณาผลลัพธ์ของการจำลองการเข้าโค้งในสภาวะคงตัว เมื่อรัศมีความโค้งมีค่า 10 เมตร และ 22 เมตร พบว่ามีประเด็นที่น่าสนใจ จึงได้นำเสนอเป็นกรณีตัวอย่างสำหรับอภิปรายในส่วนนี้ สำหรับความสัมพันธ์ที่ได้จากผลการจำลองการเข้าโค้งในสภาวะคงตัว ซึ่งแสดงในรูปที่ 4.3 ถึงรูปที่ 4.5 นั้น ข้อมูลดิบที่ได้จากการจำลองเมื่อรัศมีความโค้งมีค่า 10 เมตร ถูกแสดงจุดข้อมูลสี่เหลี่ยมสีน้ำเงิน ในขณะที่ข้อมูลดิบที่ได้จากการจำลองเมื่อรัศมีความโค้งมีค่า 22 เมตร ถูกแสดงด้วยจุดข้อมูลวงกลมสีเขียว ซึ่งสำหรับรัศมีความโค้งทั้งสองค่า เส้นกราฟต่อเนื่องที่เชื่อมระหว่างจุดข้อมูลแสดงให้เห็นว่าผลลัพธ์ในช่วงนั้นสามารถเกิดขึ้นได้ ในทางตรงกันข้ามบริเวณที่เส้นกราฟไม่ต่อเนื่องนั้นแสดงให้เห็นว่าการเข้าโค้งในสภาวะคงตัวไม่สามารถเกิดขึ้นได้ที่เงื่อนไขดังกล่าว สำหรับเส้นแนวโน้ม (Trend line) นั้น เป็นเพียงเส้นที่ใช้ประมาณสภาวะคงตัวในอุดมคติ ซึ่งอาจเกิดขึ้นจริงหรือไม่ก็ได้ ในกรณีที่สภาวะคงตัวบนเส้นแนวโน้มไม่สามารถเกิดขึ้นได้จริงนั้น เนื่องจากไม่มีสัญญาณควบคุมแบบวงจรเปิดของการขับเคลื่อนล้อหลังกับการเข้าโค้งในสภาวะคงตัวดังกล่าว

จากความสัมพันธ์ระหว่างมุมเลี้ยวล้อหน้ากับมุมไถลของรถ ที่ได้จากการจำลองการเข้าโค้งในสภาวะคงตัว ดังแสดงในรูปที่ 4.3 ซึ่งแกนนอนแสดงค่ามุมไถลของรถในหน่วยองศา และแกนตั้งแสดงค่ามุมเลี้ยวล้อหน้าในหน่วยองศาเช่นเดียวกัน หากพิจารณากราฟความสัมพันธ์ที่ละเส้น พบว่าเมื่อมุมไถลของรถมีค่าติดลบหรือมีค่าเป็นบวกเพียงเล็กน้อย ($\beta < 10^\circ$) นั้น มุมเลี้ยวที่สอดคล้องมีค่าเป็นลบซึ่งแสดงการเลี้ยวในทิศทางของโค้ง โดยในช่วงแรกที่มุมไถลของรถมีค่าเพิ่มขึ้น มุมเลี้ยวที่สอดคล้องยังคงมีค่าคงที่ไม่เปลี่ยนแปลง จนกระทั่งมุมไถลของรถมีค่ามากพอ มุมเลี้ยวจึงมีขนาดเพิ่มขึ้นเป็นเชิงเส้นตามค่ามุมไถลที่เพิ่มขึ้น สำหรับรัศมีความโค้งทั้งสองค่า การ

เปลี่ยนเครื่องหมายของมุมเลี้ยวจากลบเป็นบวกแสดงการเลี้ยวไปในทิศทางตรงข้ามกับโค้ง (Counter steer) เมื่อมุมไถลของรถมีค่ามากเพียงพอ ตัวอย่างเช่น มุมไถลของรถมีค่ามากกว่า 13 องศา ในกรณีที่มีรัศมีความโค้งมีค่า 10 เมตร และมุมไถลของรถมีค่ามากกว่า 11.5 องศา ในกรณีที่มีรัศมีความโค้งมีค่า 22 เมตร ซึ่งในงานวิจัยนี้ได้กำหนดนิยามของการดริฟจากเครื่องหมายของมุมเลี้ยวไว้ดังนี้ คือ การดริฟเกิดขึ้นเมื่อมุมเลี้ยวมีค่าเป็นบวกซึ่งแสดงการเลี้ยวไปในทิศทางตรงข้ามกับโค้ง และเรียกกรณีที่มีมุมเลี้ยวมีค่าเป็นลบว่าการเลี้ยวแบบปกติ (Conventional steer) และเมื่อพิจารณากราฟความสัมพันธ์ทั้งสองเส้นเปรียบเทียบกันพบว่า ที่มุมไถลค่าเดียวกัน การเข้าโค้งที่มีรัศมีความโค้งน้อยกว่าต้องการมุมเลี้ยวค่าลบที่มีขนาดใหญ่กว่า หรือมุมเลี้ยวค่าบวกที่มีขนาดเล็กกว่าเสมอ

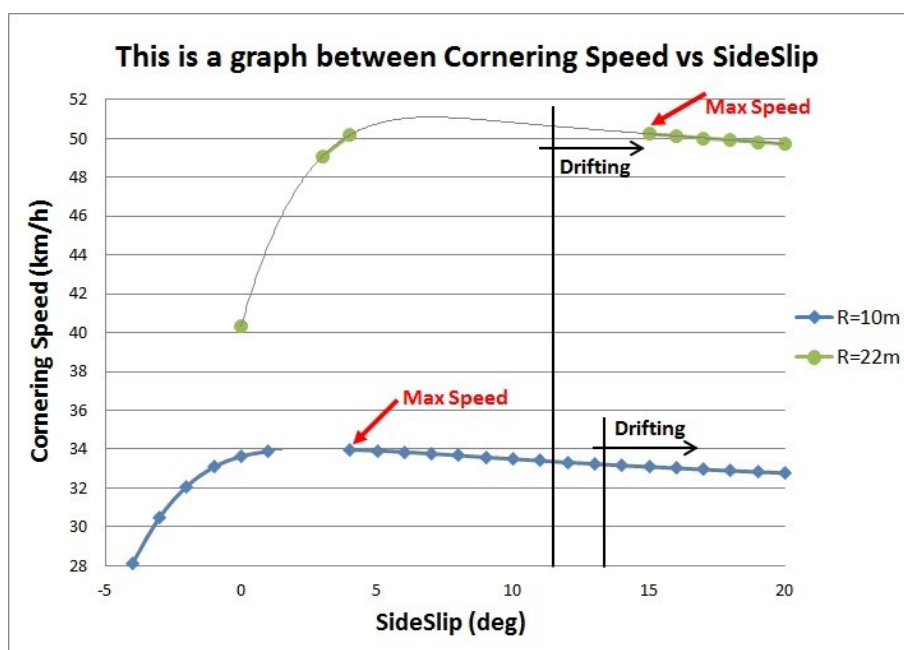


รูปที่ 4.3 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างมุมเลี้ยวล้อหน้ากับมุมไถลของรถ จากผลการจำลองการเข้าโค้งในสภาวะคงตัว

จากความสัมพันธ์ระหว่างอัตราเร็วในการเข้าโค้งกับมุมไถลของรถ ที่ได้จากการจำลองการเข้าโค้งในสภาวะคงตัว ดังแสดงในรูปที่ 4.4 ซึ่งแกนนอนแสดงค่ามุมไถลของรถในหน่วยองศา และแกนตั้งแสดงค่าอัตราเร็วในการเข้าโค้ง ในหน่วยกิโลเมตรต่อชั่วโมง หากพิจารณากราฟความสัมพันธ์ที่ละเส้น พบว่า อัตราเร็วในการเข้าโค้งมีค่าต่ำสุดเมื่อมุมไถลที่รถยังคงสามารถเข้าโค้งในสภาวะคงตัวมีค่าน้อยที่สุด ซึ่งในกรณีที่มีรัศมีความโค้งมีค่า 10 เมตร รถสามารถเข้าโค้งในสภาวะคงตัวด้วยมุมไถลน้อยที่สุด -4 องศา และสำหรับกรณีที่มีรัศมีความโค้งมีค่า 22 เมตร นั้น รถ

สามารถเข้าโค้งในสภาวะคงตัวด้วยมุมไถลน้อยที่สุด 0 องศา ซึ่งเมื่อพิจารณากราฟความสัมพันธ์ทั้งสองเส้นเปรียบเทียบกัน สามารถตั้งข้อสังเกตได้ว่า ยิ่งรัศมีมีความโค้งมีค่ามาก มุมไถลค่าน้อยสุดที่ยังรองรับสมดุลของการเข้าโค้งในสภาวะคงตัว ยิ่งมีค่ามากตาม

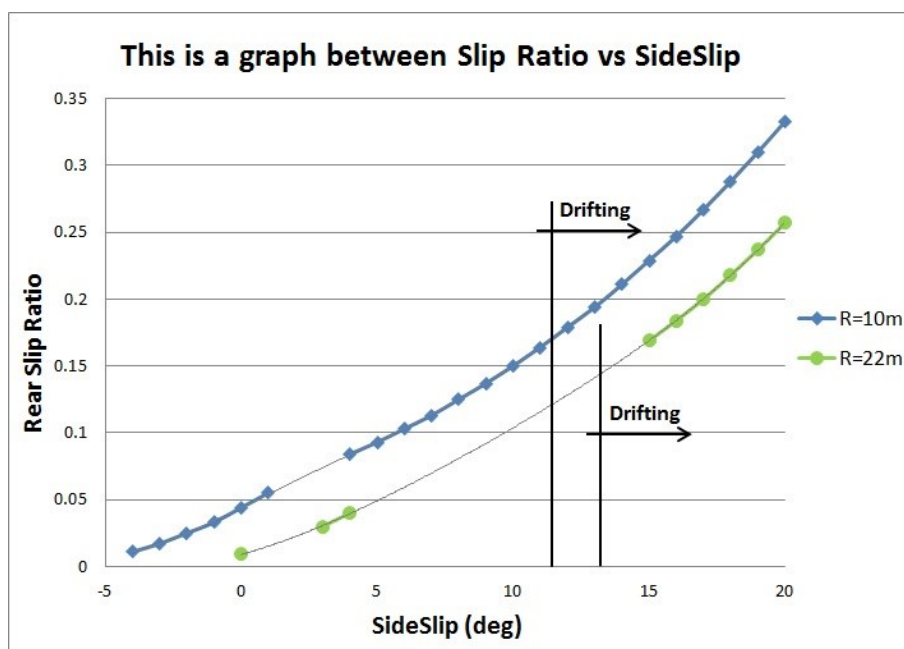
สำหรับอัตราเร็วสูงสุดของการเข้าโค้งในสภาวะคงตัว สามารถเกิดขึ้นที่มุมไถลค่ามากเท่านั้น นอกจากนั้นแล้ว หากพิจารณาเฉพาะเส้นแนวโน้มที่ใช้ประมาณสภาวะคงตัวในอุดมคติ อัตราเร็วสูงสุดเกิดขึ้นเมื่อการเลี้ยวเป็นแบบปกติซึ่งค่ามุมเลี้ยวเป็นลบเท่านั้น อย่างไรก็ตาม หากพิจารณาข้อจำกัดของแรงเสียดทานที่ผิวยางซึ่งสามารถเกิดขึ้นได้จริง การดริฟทำให้สามารถเข้าโค้งในสภาวะคงตัวด้วยอัตราเร็วสูงที่สุดในบางกรณี ยกตัวอย่างเช่น ในกรณีที่รัศมีมีความโค้งมีค่า 10 เมตร รถสามารถเข้าโค้งในสภาวะคงตัวด้วยอัตราเร็วสูงสุด 33.975 กิโลเมตรต่อชั่วโมง ด้วยการเลี้ยวแบบปกติ แต่สำหรับกรณีที่รัศมีมีความโค้งมีค่า 22 เมตร นั้น รถสามารถเข้าโค้งในสภาวะคงตัวด้วยอัตราเร็วสูงสุดถึง 50.23 กิโลเมตรต่อชั่วโมง ด้วยการดริฟ



รูปที่ 4.4 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างอัตราเร็วในการเข้าโค้งกับมุมไถลของรถ
จากผลการจำลองการเข้าโค้งในสภาวะคงตัว

และจากความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไถลของล้อหลังกับมุมไถลของรถ ที่ได้จากการจำลองการเข้าโค้งในสภาวะคงตัว ดังแสดงในรูปที่ 4.5 ซึ่งแกนนอนแสดงค่ามุมไถลของรถในหน่วยองศา และแกนตั้งแสดงค่าอัตราการไถลของล้อหลัง หากพิจารณากราฟความสัมพันธ์ที่ละเส้น พบว่า อัตราการไถลของล้อหลังมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อมุมไถลของรถเพิ่มขึ้น และเมื่อพิจารณากราฟ

ความสัมพันธ์ทั้งสองเส้นเปรียบเทียบกันพบว่า ที่มุมไถลค่าเดียวกัน การเข้าโค้งที่มีรัศมีความโค้งน้อยกว่าต้องการอัตราไถลของล้อหลังมากกว่าเสมอ



รูปที่ 4.5 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างอัตราไถลของล้อหลังกับมุมไถลของรถ
จากผลการจำลองการเข้าโค้งในสภาวะคงตัว

บทที่ 5

การพัฒนาระบบควบคุมป้อนกลับตัวแปรสถานะแบบออปติมัล สำหรับการดริฟในสภาวะคงตัวของรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลัง

สัญญาณควบคุมแบบวงจรมืดของการขับที่คำนวณได้จากชุดคำสั่งโปรแกรมคอมพิวเตอร์ที่พัฒนาขึ้นในหัวข้อ 4.1 นั้น ถูกใช้เป็นค่าสัญญาณอ้างอิงในระบบควบคุมป้อนกลับตัวแปรสถานะแบบออปติมัลสำหรับควบคุมการดริฟในสภาวะคงตัวภายใต้ข้อจำกัดของสัญญาณควบคุม สำหรับการพัฒนาระบบควบคุมจากแบบจำลองทางพลศาสตร์ในรูปแบบของปริภูมิสถานะซึ่งได้จากการอธิบายในทฤษฎีและตั้งฉากกับความเร็วนั้น มีรายละเอียดดังต่อไปนี้

5.1 แบบจำลองทางพลศาสตร์ในรูปแบบของปริภูมิสถานะ

ในการพัฒนาระบบควบคุมป้อนกลับตัวแปรสถานะแบบออปติมัลสำหรับควบคุมการดริฟในสภาวะคงตัวของรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลังนั้น ต้องอาศัยแบบจำลองทางพลศาสตร์ในรูปแบบของปริภูมิสถานะซึ่งแสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวแปรสถานะและสัญญาณควบคุมการขับที่แบบจำลองดังกล่าวสามารถพิสูจน์ได้โดยการประยุกต์กฎการเคลื่อนที่ข้อสองของนิวตันเทียบกรอบอ้างอิงตามทิศทางของความเร็ว ($n - t$) ซึ่งมีทิศทางขนานและตั้งฉากกับทิศทางของความเร็วมุมฉาก ดังรายละเอียดที่ได้แสดงไว้ในหัวข้อย่อยที่ 3.1.1.2

สมการการเคลื่อนที่ของการดริฟในสภาวะคงตัวสามารถเขียนให้อยู่ในรูปแบบของปริภูมิสถานะ ดังสมการที่ 3.21

$$\frac{d}{dx} \tilde{x} = A_{ss} \tilde{x} + B_{ss} \tilde{u}, \quad \tilde{y} = C \tilde{x} \quad (3.21)$$

เมื่อ \tilde{x} คือ เวกเตอร์แสดงความแตกต่างระหว่างค่าตัวแปรสถานะปัจจุบันกับค่าตัวแปรสถานะที่ต้องการ และ \tilde{u} คือ เวกเตอร์แสดงความแตกต่างระหว่างสัญญาณควบคุมการขับปัจจุบันกับสัญญาณควบคุมการขับในสภาวะคงตัว ดังแสดงในสมการที่ 3.22 และ 3.23 ตามลำดับ และ C คือเมทริกซ์เอกลักษณ์ขนาด 3×3

$$\tilde{x} = \begin{bmatrix} \rho - \rho_{ss} \\ \beta - \beta_{ss} \\ V - V_{ss} \end{bmatrix} \quad (3.22)$$

$$\tilde{u} = \begin{bmatrix} \delta - \delta_{ss} \\ k_r - k_{r_{ss}} \end{bmatrix} \quad (3.23)$$

โดยที่ A_{ss} และ B_{ss} คือเมทริกซ์จาโคเบียน ซึ่งได้จากการหาอนุพันธ์ย่อยของสมการการเคลื่อนที่แต่ละสมการเทียบกับตัวแปรสถานะและสัญญาณควบคุมการขับที่ ดังแสดงในสมการที่ 3.25 และ 3.26 ตามลำดับ

$$A_{ss} = \begin{bmatrix} \left. \frac{\partial f_1}{\partial \rho} \right|_{ss} & \left. \frac{\partial f_1}{\partial \beta} \right|_{ss} & \left. \frac{\partial f_1}{\partial V} \right|_{ss} \\ \left. \frac{\partial f_2}{\partial \rho} \right|_{ss} & \left. \frac{\partial f_2}{\partial \beta} \right|_{ss} & \left. \frac{\partial f_2}{\partial V} \right|_{ss} \\ \left. \frac{\partial f_3}{\partial \rho} \right|_{ss} & \left. \frac{\partial f_3}{\partial \beta} \right|_{ss} & \left. \frac{\partial f_3}{\partial V} \right|_{ss} \end{bmatrix} \quad (3.25)$$

$$B_{ss} = \begin{bmatrix} \left. \frac{\partial f_1}{\partial \delta} \right|_{ss} & \left. \frac{\partial f_1}{\partial k_r} \right|_{ss} \\ \left. \frac{\partial f_2}{\partial \delta} \right|_{ss} & \left. \frac{\partial f_2}{\partial k_r} \right|_{ss} \\ \left. \frac{\partial f_3}{\partial \delta} \right|_{ss} & \left. \frac{\partial f_3}{\partial k_r} \right|_{ss} \end{bmatrix} \quad (3.26)$$

เมื่อสมการการเคลื่อนที่ของการดริฟในสภาวะคงตัวทั้ง 3 สมการนั้น มีดังต่อไปนี้

$$\frac{d}{dt} \rho = \frac{\rho}{mV} [-F_{ywf} \sin(\delta - \beta) + F_{xr} \cos \beta + F_{yr} \sin \beta] + \frac{\rho^2}{I_{CG} V} [F_{ywf} \cos \delta a - F_{yr} b] \quad (3.18)$$

$$\frac{d}{dt} \beta = \frac{1}{mV} [F_{ywf} \cos(\delta - \beta) - F_{xr} \sin \beta + F_{yr} \cos \beta + m \frac{V^2}{\rho}] \quad (3.19)$$

$$\frac{d}{dt} V = \frac{1}{m} [-F_{ywf} \sin(\delta - \beta) + F_{xr} \cos \beta + F_{yr} \sin \beta] \quad (3.20)$$

โดยการหาอนุพันธ์ย่อยของสมการการเคลื่อนที่แต่ละสมการเทียบกับตัวแปรสถานะนั้น ทำในช่วงรอบๆ สมดุลสภาวะคงตัวที่ต้องการ ดังแสดงในสมการที่ 3.27 ถึงสมการที่ 3.35 และการหาอนุพันธ์ย่อยของสมการการเคลื่อนที่แต่ละสมการเทียบกับสัญญาณควบคุมการขับขึ้นนั้น ทำในช่วงรอบๆ สมดุลสภาวะคงตัวที่ต้องการ เช่นเดียวกัน ดังแสดงในสมการที่ 3.36 ถึงสมการที่ 3.41

ทั้งนี้ทั้งนั้น เพื่อความสะดวกในการหาอนุพันธ์ย่อย จึงได้ทำการประมาณพจน์ของแรงเสียดทานซึ่งปรากฏในสมการการเคลื่อนที่ ดังสมการที่ 3.18 ถึง 3.20 จากการประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกร่วมกับแบบจำลองที่ปรับปรุงแล้วของนิโคลัสและคอมสตอก ซึ่งเป็นฟังก์ชันประมาณความสัมพันธ์ระหว่างแรงเสียดทานกับการไถลที่ไม่เป็นเชิงเส้น (Nonlinear tire friction function) ให้เป็นฟังก์ชันเชิงเส้นในช่วงรอบๆ สมดุลสภาวะคงตัว ดังสมการที่ 3.42 ถึง 3.44

$$F_{ywf} = C_{yf0} + C_{yf1} \delta \quad (3.42)$$

$$F_{xr} = C_{xr0} + C_{xr1} k_r \quad (3.43)$$

$$F_{yr} = C_{yr0} + C_{yr1}k_r \quad (3.44)$$

ซึ่งตัวอย่างการคำนวณ เพื่อกำหนดค่าคงที่ของ C_{yf0} , C_{yf1} , C_{xr0} , C_{xr1} , C_{yr0} และ C_{yr1} นั้น มีรายละเอียดดังต่อไปนี้

จากโปรแกรมคอมพิวเตอร์สำหรับคำนวณค่าสัญญาณควบคุมแบบวงจรเปิดของการขับสี่ล้อสอดคล้องกับเงื่อนไขสภาวะคงตัวที่กำหนด ซึ่งมีชุดคำสั่งดังแสดงในภาคผนวก ก นั้น ได้ผลลัพธ์ของการคำนวณในหน้าต่างคำสั่ง (Command window) และในพื้นที่ทำงาน (Workspace) ดังแสดงในรูปที่ 5.1 และรูปที่ 5.2 ตามลำดับ

```

Radius of Curvature (m) 22
Side Slip (deg) 15
Initial Guess of Velocity (km/h) 50
For Steady State Velocity      50.230 km/h
Steering Angle is              4.326 deg
Front Wheel Slip Angle is      7.795 deg
Rear Wheel Slip Angle is       18.436 deg
The Suitable Slip Ratio is      0.169
Error of Fxr is                 0.457 Percent
Angular Speed of Front Wheel is 434.726 rpm
Angular Speed of Rear Wheel is  516.242 rpm

```

รูปที่ 5.1 ตัวอย่างผลลัพธ์ของการคำนวณซึ่งแสดงในหน้าต่างคำสั่ง

Name ▲	Value	Min	Max
Alf	0.1360	0.1360	0.1360
Alpha f	7.7950	7.7950	7.7950
Alpha_r	18.4363	18.4363	18.4363
Alr	0.3218	0.3218	0.3218
An	8.8491	8.8491	8.8491
At	0	0	0
Ax	2.2903	2.2903	2.2903
Ay	-8.5476	-8.5476	-8.5476
Beta	0.2618	0.2618	0.2618
Delta	4.3265	4.3265	4.3265
Dta	0.0755	0.0755	0.0755
Fxr	<1x1000 double>	0.1546	4.7743...
Fxr0	2.4170e+03	2.4170...	2.4170...
Fxr_Max	4.7743e+03	4.7743...	4.7743...
Fxr_err	0.4568	0.4568	0.4568
Fxr_tol	2	2	2
Fyr	<1x1000 double>	-5.155...	-1.593...
Fyr0	-4.7910e+03	-4.791...	-4.791...
Fyr_Max	5.1552e+03	5.1552...	5.1552...
Fyr_err	<1x1000 double>	1.8308	3.1979...
Fyr_errmin	1.8308	1.8308	1.8308
Fywf0	-5.9103e+03	-5.910...	-5.910...
Fywf1	-5.8522e+03	-5.852...	-5.852...
Fywf_Max	6.0288e+03	6.0288...	6.0288...
Fywf_a	-5.2402e+03	-5.240...	-5.240...
Fywf_b	-6.0224e+03	-6.022...	-6.022...
Fywf_err	0.9922	0.9922	0.9922
Fywf_tol	1	1	1
Fzf	6.4457e+03	6.4457...	6.4457...
Fzr	5.8168e+03	5.8168...	5.8168...
Iz	2500	2500	2500
Kf	0	0	0
Kr	0.1690	0.1690	0.1690
KrX	0.1690	0.1690	0.1690
KrY	0.1690	0.1690	0.1690
L	2.5200	2.5200	2.5200
Lf	1.1300	1.1300	1.1300
Lr	1.3900	1.3900	1.3900
R	22	22	22
V	13.9542	13.9542	13.9542
Vx	13.4773	13.4773	13.4773
Vxf	13.4773	13.4773	13.4773
Vxr	13.4773	13.4773	13.4773
Vxwf	13.6573	13.6573	13.6573
Vy	3.6112	3.6112	3.6112
Vyf	2.8946	2.8946	2.8946
Vyr	4.4928	4.4928	4.4928
Vywf	1.8696	1.8696	1.8696
Wwf	434.7256	434.72...	434.72...
Wwr	516.2423	516.24...	516.24...
YR	0.6342	0.6342	0.6342
g	9.8100	9.8100	9.8100
h	0.2800	0.2800	0.2800
i	1560	1560	1560
iflag1	1	1	1
iflag2	1	1	1
iflag3	1	1	1
iflag4	1	1	1
iflag5	1	1	1
j	170	170	170
k	170	170	170
m	1250	1250	1250
r	0.3000	0.3000	0.3000
v	1	1	1

รูปที่ 5.2 ตัวอย่างผลลัพธ์ของการคำนวณซึ่งแสดงในพื้นที่ทำงาน

จากชุดคำสั่งและผลลัพธ์ของค่าแรงด้านข้างล้อยหน้าที่ยุ่มไถลต่างกัน ซึ่งแสดงในรูปที่ 5.3 สามารถคำนวณอัตราการเปลี่ยนแปลงค่าแรงด้านข้างของล้อยหน้าเทียบมุ่มไถลได้ ดังสมการที่ 5.1

```
>> Fywf_a = fcal_Fywf(Fzf,Alf-1*(pi/180))
Fywf_b = fcal_Fywf(Fzf,Alf+1*(pi/180))

Fywf_a =

-5.6219e+003

Fywf_b =

-5.9734e+003
```

รูปที่ 5.3 ชุดคำสั่งและผลลัพธ์ของค่าแรงด้านข้างล้อยหน้าที่ยุ่มไถลต่างกัน

$$\frac{\partial F_{ywf}}{\partial \alpha_f} \Big|_{\alpha_f=7.7950^\circ} = \frac{-5973.4 - (-5621.9)}{2^\circ} = -175.75 \text{ N/deg} \quad (5.1)$$

จากค่าแรงเสียดทานในทิศการกลิ้งและค่าแรงเสียดทานด้านข้างของล้อยหลัง ซึ่งสัมพันธ์กับอัตราการไถลของล้อยหลัง ดังแสดงในหน้าต่างแก้ไขตัวแปร (Variable editor) ซึ่งแสดงในรูปที่ 5.4 สามารถคำนวณอัตราการเปลี่ยนแปลงค่าแรงในทิศการกลิ้งและแรงด้านข้างของล้อยหลังเทียบอัตราการไถลได้ ดังสมการที่ 5.2 และ 5.3 ตามลำดับ

Fxr <1x1000 double>											
	165	166	167	168	169	170	171	172	173	174	175
1	2.3673e+03	2.3795e+03	2.3917e+03	2.4039e+03	2.4160e+03	2.4281e+03	2.4401e+03	2.4521e+03	2.4641e+03	2.4760e+03	2.4879e+03
2											

Fyr <1x1000 double>											
	165	166	167	168	169	170	171	172	173	174	175
1	-4.8116e+03	-4.8072e+03	-4.8027e+03	-4.7982e+03	-4.7937e+03	-4.7892e+03	-4.7846e+03	-4.7800e+03	-4.7754e+03	-4.7708e+03	-4.7661e+03
2											

รูปที่ 5.4 ค่าแรงเสียดทานในทิศการกลิ้งและค่าแรงเสียดทานด้านข้างของล้อยหลัง
ในหน้าต่างแก้ไขตัวแปร

$$\frac{\partial F_{xr}}{\partial k_r} \Big|_{k_r=0.1690} = \frac{2487.9 - 2367.3}{0.01} = 12060 \text{ N/-} \quad (5.2)$$

$$\frac{\partial F_{yr}}{\partial k_r} \Big|_{k_r=0.1690} = \frac{-4766.1 - (-4811.6)}{0.01} = 4550 \text{ N/-} \quad (5.3)$$

พิจารณาแรงเสียดทานด้านข้างของล้อหน้า $F_{yw_f}(\rho, \beta, V, \delta, k_r)$ เนื่องจากอัตราการใช้ของล้อหน้ามีค่าเป็นศูนย์ และสมมติให้ค่าภาระในแนวตั้งมีค่าคงที่ในช่วงที่พิจารณา ดังนั้นแรงเสียดทานด้านข้างของล้อหน้า $F_{yw_f}(\alpha_f, k_f=0, F_{zf=const})$ มีค่าดังสมการที่ 5.4

$$F_{yw_f} = F_{yw_f}|_{ss} + \left. \frac{\partial}{\partial \alpha_f} F_{yw_f} \right|_{\alpha_{f0}} (\alpha_f - \alpha_{f0}) \quad (5.4)$$

และจากสมการที่ 3.55

$$\alpha_f = \tan^{-1} \left(\frac{V_{yf}}{V_{xf}} \right) - \delta \quad (3.55)$$

แทนค่าได้

$$F_{yw_f} = -5852.2 + (-175.75)[(12.1216 - \delta) - 7.795]$$

ดังนั้น

$$F_{yw_f} = -6612.6 + 175.75\delta$$

$$C_{yf0} = -6612.6 \text{ N} \text{ และ } C_{yf1} = 175.75 \text{ N/deg}$$

พิจารณาแรงเสียดทานในทิศการกลิ้งของล้อหลัง $F_{xr}(\rho, \beta, V, \delta, k_r)$ สมมติให้มุมไถลและค่าภาระในแนวตั้งของล้อหลังมีค่าคงที่ในช่วงที่พิจารณา ดังนั้นแรงเสียดทานในทิศการกลิ้งของล้อหลัง $F_{xr}(\alpha_r, k_r=const, F_{zr=const})$ มีค่าดังสมการที่ 5.5

$$F_{xr} = F_{xr}|_{ss} + \left. \frac{\partial}{\partial k_r} F_{xr} \right|_{k_{r0}} (k_r - k_{r0}) \quad (5.5)$$

แทนค่าได้

$$F_{xr} = 2428.1 + 12060[k_r - 0.169]$$

ดังนั้น

$$F_{xr} = 389.96 + 12060k_r$$

$$C_{xr0} = 389.96 \text{ N} \text{ และ } C_{xr1} = 12060 \text{ N/—}$$

พิจารณาแรงเสียดทานด้านข้างของล้อหลัง $F_{yr}(\rho, \beta, V, \delta, k_r)$ สมมติให้มุมไถลและค่าภาระในแนวตั้งของล้อหลังมีค่าคงที่ในช่วงที่พิจารณา ดังนั้นแรงเสียดทานด้านข้างของล้อหลัง $F_{yr}(\alpha_r, k_r=const, F_{zr=const})$ มีค่าดังสมการที่ 5.6

$$F_{yr} = F_{yr}|_{ss} + \left. \frac{\partial}{\partial k_r} F_{yr} \right|_{k_{r0}} (k_r - k_{r0}) \quad (5.6)$$

แทนค่าได้

$$F_{yr} = -4789.2 + 4550[k_r - 0.169]$$

ดังนั้น

$$F_{yr} = -5558.1 + 4550k_r$$

$$C_{yr0} = -5558.1 \text{ N} \text{ และ } C_{yr1} = 4550 \text{ N/—}$$

สำหรับตัวอย่างชุดคำสั่งโปรแกรมคอมพิวเตอร์สำหรับคำนวณองค์ประกอบของเมทริกซ์จาโคเบียนในแบบจำลองทางพลศาสตร์ปริภูมิสถานะนั้น แสดงไว้ในภาคผนวก ข.1 ซึ่งได้ผลลัพธ์ดังแสดงในรูปที่ 5.5

A =

$$\begin{bmatrix} -16.7138 & -13.8822 & -0.0643 \\ -0.0288 & -0.0013 & 0.0455 \\ 0 & -8.8044 & 0 \end{bmatrix}$$

B =

$$\begin{bmatrix} 173.9638 & -71.5752 \\ 0.5052 & 0.0730 \\ 6.0929 & 10.2614 \end{bmatrix}$$

รูปที่ 5.5 เมทริกซ์จาโคเบียนในแบบจำลองทางพลศาสตร์ปริภูมิสถานะ

5.2 ระบบเชิงเส้นคงค่าแบบเหมาะสมที่สุดตามสมการกำลังสองสำหรับการเข้าโค้งในสภาวะคงตัว

จากแบบจำลองทางพลศาสตร์ในรูปแบบของปริภูมิสถานะที่พัฒนาขึ้น สามารถพัฒนาระบบควบคุมป้อนกลับตัวแปรสถานะแบบออปติมัลสำหรับควบคุมการตริฟในสภาวะคงตัว ด้วยระบบเชิงเส้นคงค่าแบบเหมาะสมที่สุดตามสมการกำลังสอง (Linear quadratic regulator stabilizing controller) ซึ่งค่าอัตราขยายของระบบควบคุม (Controller gain) ถูกออกแบบเพื่อลดดัชนีประสิทธิภาพตามสมการกำลังสอง (Quadratic performance index) ซึ่งมีรูปแบบดังสมการที่ 5.7 ให้มีค่าน้อยที่สุด

$$J = \frac{1}{2} \int_{t_0}^T \dot{X}^T Q \dot{X} + \tilde{U}^T R \tilde{U} dt \quad (5.7)$$

เมื่อ $Q \geq 0$ เป็นเมทริกซ์ซึ่งมีคุณสมบัติกึ่งเป็นบวกแน่นอน (Semi-positive definite matrix)

และ $R > 0$ เป็นเมทริกซ์ซึ่งมีคุณสมบัติที่เป็นบวกแน่นอน (Positive definite matrix)

โดยหลักในการกำหนดองค์ประกอบของเมทริกซ์ Q และเมทริกซ์ R นั้น แสดงในสมการที่ 5.8 และ 5.9 ตามลำดับ

$$1/Q_{ii} = (t_f - t_0) \times \text{Maximum acceptable value of } [x_i(t)]^2 \quad (5.8)$$

$$1/R_{ii} = (t_f - t_0) \times \text{Maximum acceptable value of } [u_i(t)]^2 \quad (5.9)$$

ตัวอย่างชุดคำสั่งโปรแกรมแมทแลบที่ใช้ในการออกแบบระบบควบคุม พร้อมผลลัพธ์การคำนวณ นั้นแสดงในภาคผนวก ข.2 ซึ่งรายละเอียดของการออกแบบระบบควบคุม มีดังต่อไปนี้

จากองค์ประกอบของเมทริกซ์จาโคเบียนซึ่งแสดงในรูปที่ 5.5 ดังนั้นเมทริกซ์จาโคเบียน A_{ss} และ B_{ss} มีค่าดังสมการต่อไปนี้

$$A_{ss} = \begin{bmatrix} -16.7138 & -13.8822 & -0.0643 \\ -0.0288 & -0.0013 & 0.0455 \\ 0 & -8.8044 & 0 \end{bmatrix} \quad (5.10)$$

$$B_{ss} = \begin{bmatrix} 173.9638 & -71.5752 \\ 0.5052 & 0.0730 \\ 6.0929 & 10.2614 \end{bmatrix} \quad (5.11)$$

จากการแก้สมการ

$$\det(SI - A_{ss}) = 0 \quad (5.12)$$

ได้ค่าลักษณะเฉพาะ (Eigen value) คือ

$$\lambda_1 = -16.7377$$

$$\lambda_2 = 0.0113 + 0.6328i$$

$$\lambda_3 = 0.0113 - 0.6328i$$

และเวกเตอร์ลักษณะเฉพาะ (Eigen vector) ที่สอดคล้อง คือ

$$\vec{V}_1 = \begin{bmatrix} -1.0000 \\ -0.0017 \\ -0.0009 \end{bmatrix}, \quad \vec{V}_2 = \begin{bmatrix} 0.0005 - 0.0594i \\ 0.0013 + 0.0716i \\ -0.9957 \end{bmatrix}, \quad \vec{V}_3 = \begin{bmatrix} 0.0005 + 0.0594i \\ 0.0013 - 0.0716i \\ -0.9957 \end{bmatrix}$$

ดังนั้นเมทริกซ์สำหรับการแปลง (Transformation matrix) ซึ่งได้จากเวกเตอร์ลักษณะเฉพาะทั้งสาม ในกรณีที่มีองค์ประกอบเป็นจำนวนเชิงซ้อนสังยุค คือ

$$T = \begin{bmatrix} -1.0000 & 0.0005 & -0.0594 \\ -0.0017 & -0.0013 & 0.0716 \\ -0.0009 & -0.9957 & 0 \end{bmatrix} \quad (5.13)$$

จากเมทริกซ์การแปลงในสมการที่ 5.13 สามารถแปลงเมทริกซ์จาโคเบียน A_{SS} และ B_{SS} ให้อยู่ใน รูปแบบ แทงมุม (Diagonal form) ได้ดังสมการที่ 5.14 และ 5.15 ตามลำดับ

$$A_{modal} = T^{-1}A_{SS}T = \begin{bmatrix} -16.7377 & 0 & 0 \\ 0 & 0.0013 & 0.6328 \\ 0 & -0.6328 & 0.0013 \end{bmatrix} \quad (5.14)$$

$$B_{modal} = T^{-1}B_{SS} = \begin{bmatrix} -174.1443 & 71.3964 \\ -5.9612 & -10.3709 \\ 2.9810 & 2.9222 \end{bmatrix} \quad (5.15)$$

สามารถตรวจสอบความถูกต้องของการแปลงจากค่าลักษณะเฉพาะที่ได้จากการแก้สมการ

$$\det(SI - A_{modal}) = 0 \quad (5.16)$$

ซึ่งมีค่าเท่ากับกับค่าลักษณะเฉพาะที่ได้จากการแก้สมการที่ 5.12 ทั้งสามค่า

และเมื่อพิจารณาองค์ประกอบของ B_{modal} พบว่า สัญญาณควบคุมของการขับซึ่งได้แก่ มุมเลี้ยวล้อหน้าและอัตราการไถลของล้อหลัง ล้วนส่งผลต่อค่าตัวแปรสถานะของรถยนต์ ขับเคลื่อนล้อหลังในขณะดริฟ ซึ่งได้แก่ รัศมีความโค้ง มุมไถลของรถ และอัตราเร็วในการเข้าโค้ง ตามลำดับ ระบบนี้จึงมีความเป็นไปได้ที่จะออกแบบระบบควบคุมแบบป้อนกลับตัวแปรสถานะ

สำหรับการออกแบบอัตราการขยายของระบบควบคุมเพื่อลดดัชนีประสิทธิภาพตาม สมการกำลังสอง ซึ่งมีรูปแบบดังสมการที่ 5.7 ให้มีค่าน้อยที่สุดนั้น เริ่มต้นด้วยการกำหนด องค์ประกอบของเมทริกซ์ Q ซึ่งมีคุณสมบัติที่เป็นบวกแน่นอน และเมทริกซ์ R ซึ่งมีคุณสมบัติที่เป็นบวกแน่นอน ตามหลักการที่แสดงในสมการที่ 5.8 และ 5.9 ตามลำดับ

หากยอมให้เกิดความคลาดเคลื่อนของรัศมีความโค้งได้เพียง 1 เมตร ยอมให้เกิดความคลาดเคลื่อนของมุมไถลได้เพียง 5 องศา และยอมให้เกิดความคลาดเคลื่อนของอัตราเร็วในการเข้าโค้งได้เพียง 5 กิโลเมตรต่อชั่วโมง จากค่าในสภาวะคงตัวที่ต้องการ ภายในระยะเวลา 0.5 วินาที ดังนั้น

$$Q = \begin{bmatrix} 2 & 0 & 0 \\ 0 & 2 \times [5 \times (\pi/180)]^{-2} & 0 \\ 0 & 0 & 2 \times [5/3.6]^{-2} \end{bmatrix} \quad (5.17)$$

โดยยอมให้มุมเลี้ยวล้อหน้าเพียงเบนได้เพียง 10 องศา และอัตราการไถลล้อหลังเพียงเบนได้เพียง 0.1 จากค่าอ้างอิงสัญญาณควบคุมแบบวงจรเปิดของการขับที่สภาวะคงตัว ภายในระยะเวลา 0.5 วินาที ดังนั้น

$$R = \begin{bmatrix} 2 \times [10 \times (\pi/180)]^{-2} & 0 \\ 0 & 2 \times 0.1^{-2} \end{bmatrix} \quad (5.18)$$

จากการคำนวณค่าอัตราการขยายซึ่งสามารถลดดัชนีประสิทธิภาพตามสมการกำลังสอง ดังสมการที่ 5.7 ให้มีค่าน้อยที่สุด ด้วยคำสั่ง CARE ในโปรแกรมแมทแลบ ได้ผลลัพธ์คือ

$$G = \begin{bmatrix} -0.0898 & -0.8908 & 0.7407 \\ 0.0223 & -0.9429 & -0.0334 \end{bmatrix} \quad (5.19)$$

ซึ่งเป็นค่าอัตราการขยายสำหรับเมทริกซ์เทียงมุม สำหรับค่าอัตราการขยายของระบบดั้งเดิมนั้นสามารถคำนวณได้ดังสมการที่ 5.20

$$K = GT^{-1} = \begin{bmatrix} 0.0711 & 10.4095 & 0.9081 \\ -0.0223 & -0.4854 & 0.9463 \end{bmatrix} \quad (5.20)$$

บทที่ 6

ผลการจำลองการตริฟในสภาวะคงตัวของรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลัง

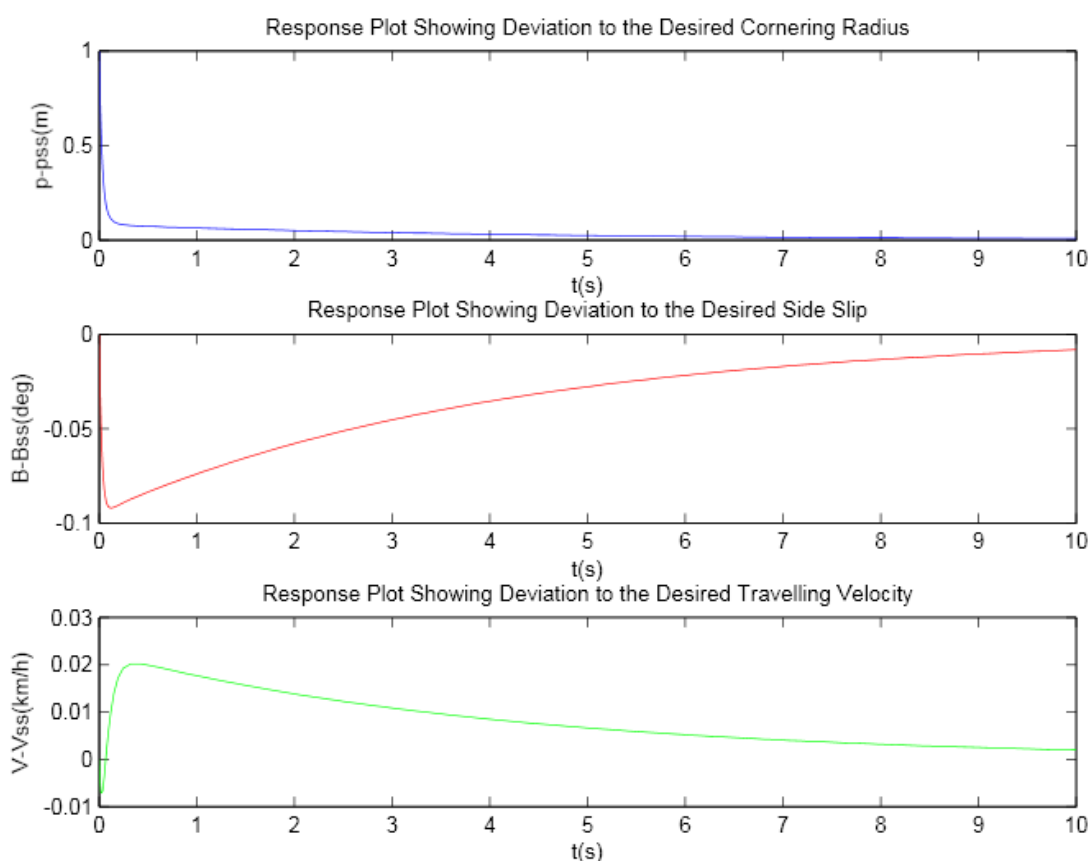
จากค่าอัตราการขยายของระบบควบคุมป้อนกลับตัวแปรสถานะแบบอพติมัลสำหรับการตริฟในสภาวะคงตัว ดั้งขั้นตอนการออกแบบในบทที่ผ่านมาได้จำลองการเคลื่อนที่โดยใช้ MATLAB Simulink เพื่อแสดงการเปลี่ยนแปลงของความแตกต่างระหว่างค่าตัวแปรสถานะที่เวลาต่างๆ กับค่าตัวแปรสถานะในสมดุลสภาวะคงตัวที่ต้องการ ซึ่งค่าตัวแปรสถานะที่สนใจนั้นได้แก่ รัศมีความโค้ง มุมไถลของรถ และอัตราเร็วในการเคลื่อนที่ ตามลำดับ นอกจากนี้ยังได้แสดงการเปลี่ยนแปลงของสัญญาณควบคุมการขับเคลื่อนที่เวลาต่างๆ เทียบกับสัญญาณอ้างอิงที่สภาวะคงตัวอีกด้วย โดยค่าสัญญาณควบคุมการขับเคลื่อนนั้นได้แก่ มุมเลี้ยวล้อหน้า และอัตราการไถลของล้อหลังตามลำดับ สำหรับตัวอย่างการพัฒนาโปรแกรมบน MATLAB Simulink นั้น ได้แสดงไว้ในภาคผนวก ค.1 และตัวอย่างชุดคำสั่งสำหรับเขียนกราฟของตัวแปรสถานะและสัญญาณควบคุมการขับเคลื่อน ได้แสดงไว้ในภาคผนวก ค.2 นอกจากนี้ยังได้พัฒนาโปรแกรมเพื่อจำลองการเคลื่อนที่ของรถบนระนาบ X-Y สำหรับพิจารณาเส้นทางการเคลื่อนที่ (Trajectory) ของรถอีกด้วย โดยรายละเอียดของชุดคำสั่งสำหรับการจำลองการเคลื่อนที่ บนหน้าต่างคำสั่ง (Command window) และชุดคำสั่งซึ่งเขียนเป็นฟังก์ชัน (Simulation) นั้น ได้แสดงไว้ในภาคผนวก ค.3 และ ค.4 ตามลำดับ

สำหรับผลการจำลองการเคลื่อนที่ภายใต้ระบบควบคุมการตริฟในสภาวะคงตัวสำหรับรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลังในช่วงระยะเวลา 10 วินาที เมื่อค่าตัวแปรสถานะเริ่มต้นมีการเบี่ยงเบนไปจากค่าในสภาวะคงตัวที่ต้องการ ซึ่งได้แก่ ผลการจำลองในกรณีที่มีรัศมีความโค้งที่สภาวะเริ่มต้นเบี่ยงเบนไปจากรัศมีความโค้งในสภาวะคงตัวที่ต้องการ ผลการจำลองในกรณีที่มุมไถลของรถที่สภาวะเริ่มต้นเบี่ยงเบนไปจากมุมไถลของรถในสภาวะคงตัวที่ต้องการ และผลการจำลองในกรณีที่อัตราเร็วในการเคลื่อนที่ที่สภาวะเริ่มต้นเบี่ยงเบนไปจากอัตราเร็วในการเคลื่อนที่ในสภาวะคงตัวที่ต้องการนั้น มีรายละเอียดดังต่อไปนี้

6.1 ผลการจำลองในกรณีที่รัศมีความโค้งที่สถานะเริ่มต้นเบี่ยงเบนไปจากรัศมีความโค้งในสถานะคงตัวที่ต้องการ

6.1.1 กรณีที่รัศมีความโค้งที่สถานะเริ่มต้นมากกว่ารัศมีความโค้งในสถานะคงตัวที่ต้องการ

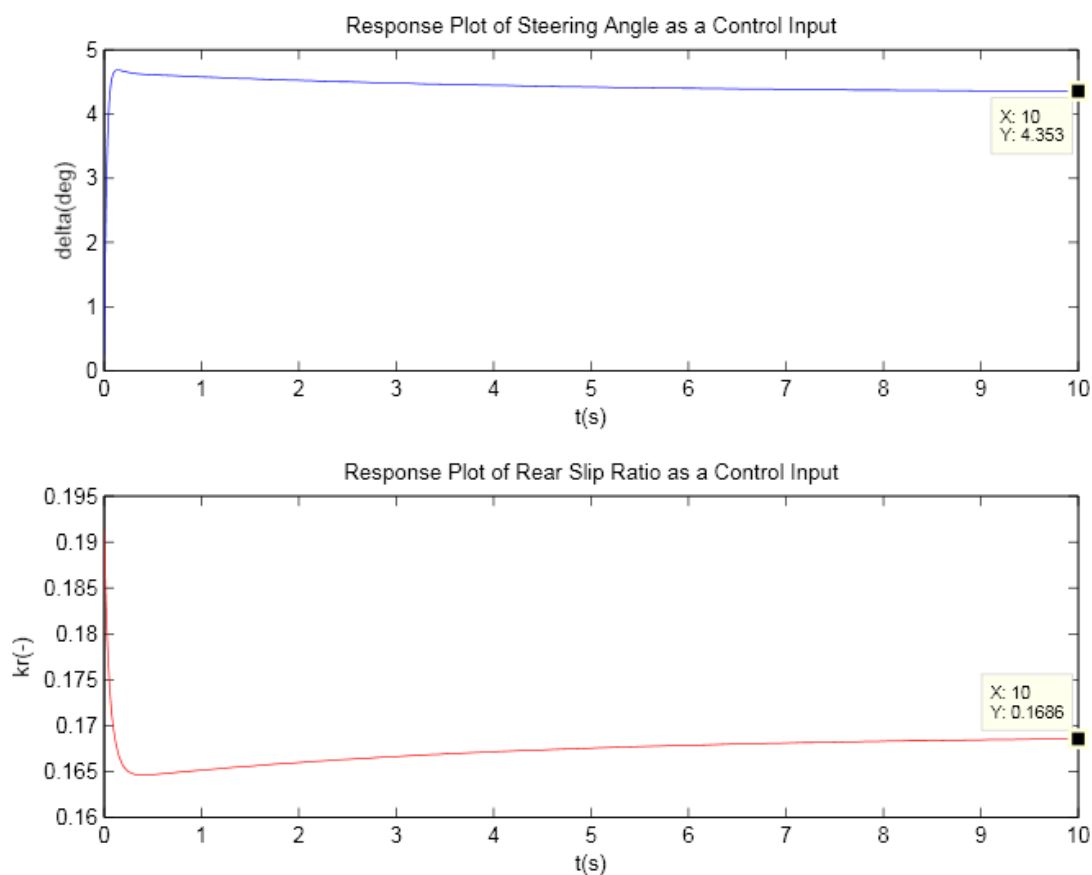
จากกราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงของความแตกต่างระหว่างค่าตัวแปรสถานะที่เวลาต่างๆ กับค่าตัวแปรสถานะในสภาวะคงตัวที่ต้องการ ซึ่งแสดงในรูปที่ 6.1 ซึ่งการเบี่ยงเบนของรัศมีความโค้งมีค่า 1 เมตร ในขณะที่การเบี่ยงเบนของมุมไถลและอัตราเร็วมีค่าเป็นศูนย์นั้น ทันทีที่จำลองการเคลื่อนที่ การเบี่ยงเบนของรัศมีความโค้งลดลงในทันทีและเข้าสู่ศูนย์ ซึ่งส่งผลกระทบต่อมุมไถลและอัตราเร็วในช่วงสั้นๆ อย่างไรก็ตามระบบควบคุมสามารถทำให้ค่าตัวแปรสถานะทั้งสามเข้าสู่ค่าในสภาวะคงตัว



รูปที่ 6.1 กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงของความแตกต่างระหว่างค่าตัวแปรสถานะที่เวลาต่างๆ ในกรณีที่รัศมีความโค้งที่สถานะเริ่มต้นมากกว่ารัศมีความโค้งในสถานะคงตัวที่ต้องการ

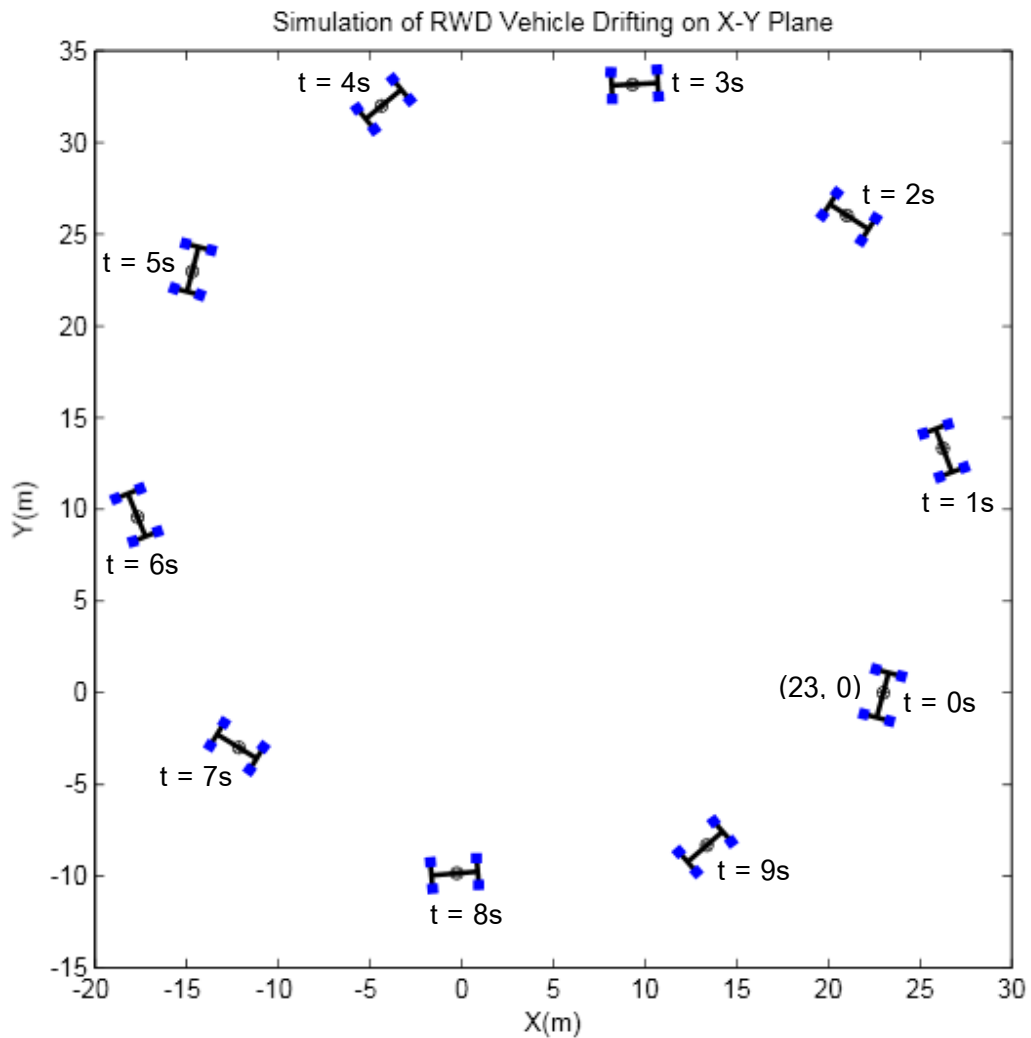
และจากกราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงของสัญญาณควบคุมการขับเคลื่อนที่เวลาต่างๆ เทียบกับสัญญาณอ้างอิงที่สภาวะคงตัว ซึ่งแสดงในรูปที่ 6.2 นั้น ทันทีที่จำลองการเคลื่อนที่ มุมเลี้ยวเบี่ยงเบนไปทางด้านลบจับพยนต์ันแสดงถึงการหักพวงมาลี่ยไปในทิศของการเข้าโค้ง (Conventional steer) เพื่อลดค่ารัศมีความโค้ง จากนั้นมีค่าเป็นบวกเพิ่มขึ้นแสดงการเลี้ยวไปในทิศตรงข้ามโค้งและเข้าสู่ค่ามุมเลี้ยวอ้างอิงในสภาวะคงตัว มีข้อสังเกตคือ มุมเลี้ยวที่ลดลงจับพยนต์ันในช่วงแรกนั้นส่งผลต่อมุมไถลของรถที่เบี่ยงเบนไปทางลบและอัตราเร็วที่เบี่ยงเบนไปทางบวกอย่างจับพยนต์ัน โดยการตอบสนองของความเร็วนั้นเกิดขึ้นช้ากว่า ดังแสดงในรูปที่ 6.1

สำหรับอัตราการไถลล้อยหลังนั้น เบี่ยงเบนไปในทางบวกจับพยนต์ันเพื่อให้ยางสามารถสร้างแรงต้านข้างได้น้อยลงเพื่อชดเชยการลดลงของมุมไถลและเพิ่มค่ามุมไถลให้กลับสู่ค่าในสภาวะคงตัวที่ต้องการ จากนั้นอัตราการไถลมีค่าลดลงและเข้าสู่ค่าอัตราการไถลของล้อยหลังอ้างอิงในสภาวะคงตัว



รูปที่ 6.2 กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงของสัญญาณควบคุมการขับเคลื่อนที่เวลาต่างๆ ในกรณีที่รัศมีความโค้งที่สภาวะเริ่มต้นมากกว่ารัศมีความโค้งในสภาวะคงตัวที่ต้องการ

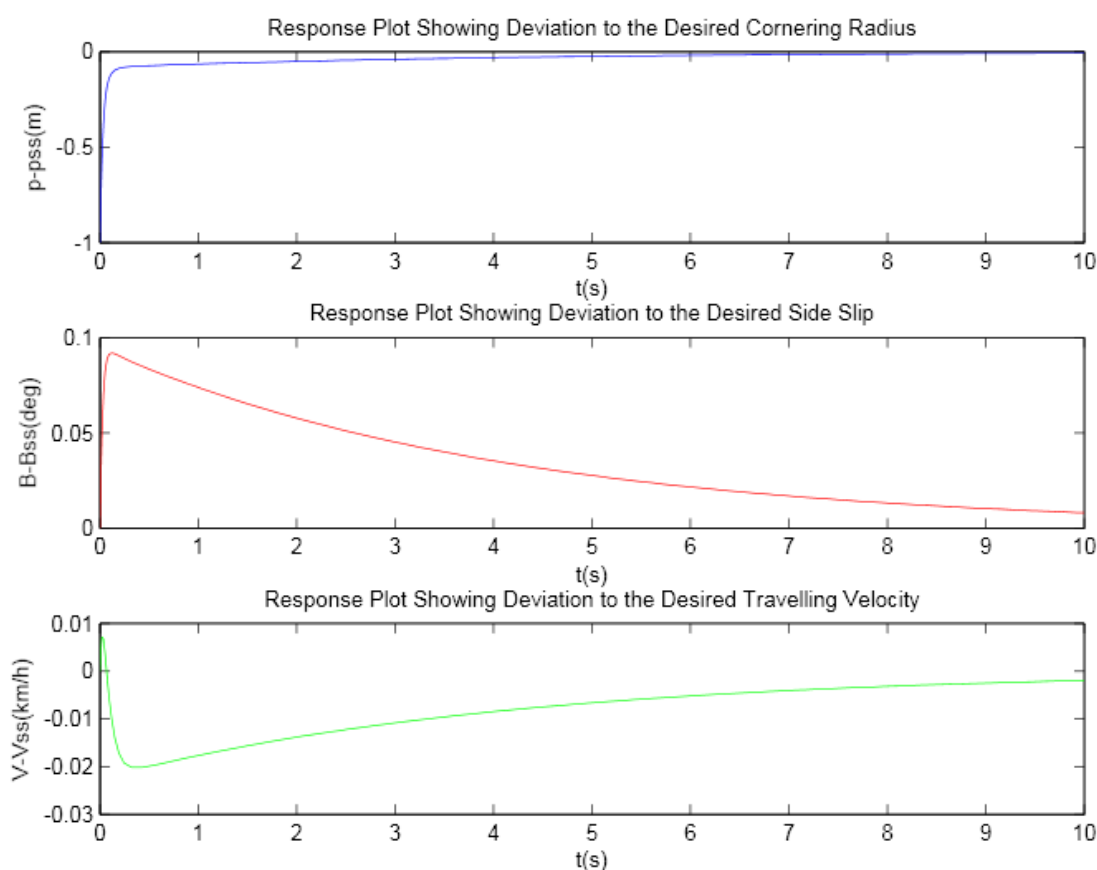
นอกจากนั้นเส้นทางการเคลื่อนที่ของรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลัง ในขณะที่รีพบนระนาบ X-Y ยังได้แสดงไว้ในรูปที่ 6.3 ซึ่งจำลองการเคลื่อนที่ในทุก 1 วินาที โดยรถเริ่มต้นเคลื่อนที่จากตำแหน่ง (23,0)



รูปที่ 6.3 เส้นทางการเคลื่อนที่ของรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลัง ในขณะที่รีพบนระนาบ X-Y ในกรณีที่รัศมีความโค้งที่สภาวะเริ่มต้นมากกว่ารัศมีความโค้งในสภาวะคงตัวที่ต้องการ

6.1.2 กรณีที่รัศมีความโค้งที่สภาวะเริ่มต้นน้อยกว่ารัศมีความโค้งในสภาวะคงตัวที่ต้องการ

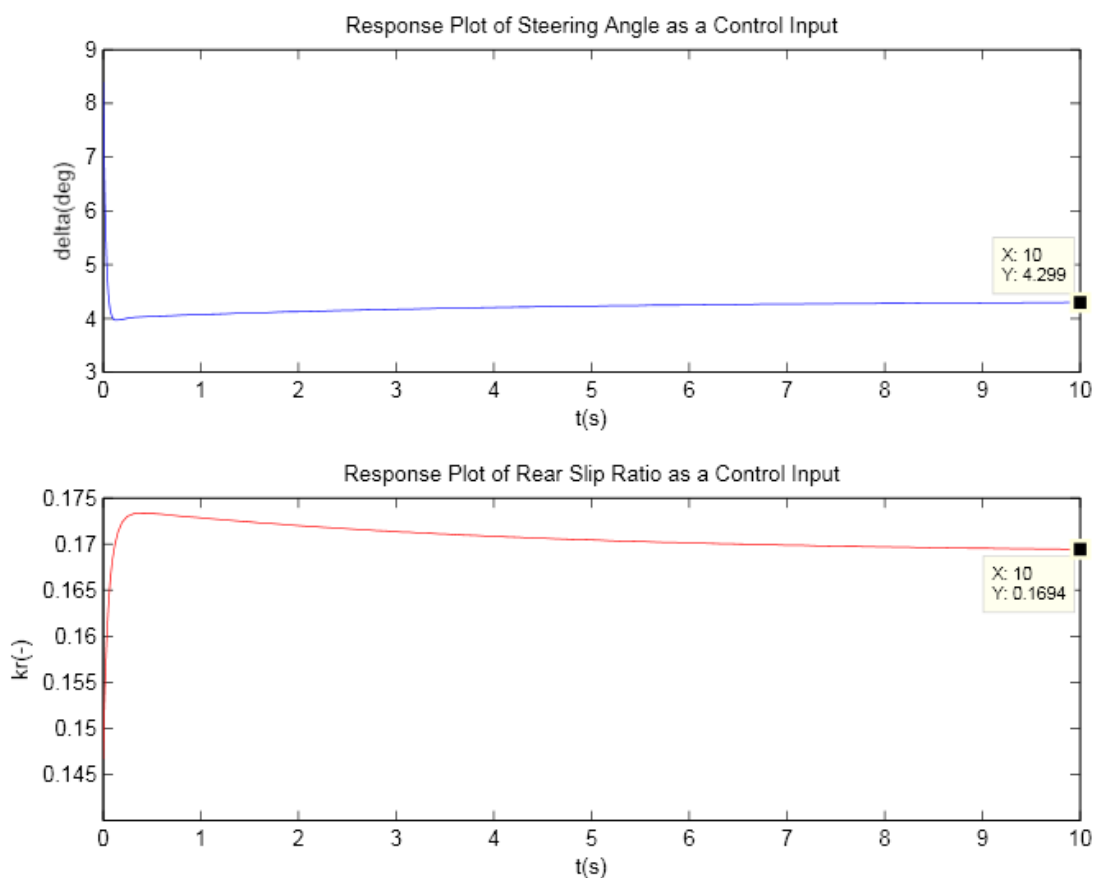
จากกราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงของความแตกต่างระหว่างค่าตัวแปรสถานะที่เวลาต่างๆ กับค่าตัวแปรสถานะในสภาวะคงตัวที่ต้องการ ซึ่งแสดงในรูปที่ 6.4 ซึ่งการเบี่ยงเบนของรัศมีความโค้งมีค่า -1 เมตร ในขณะที่การเบี่ยงเบนของมุมไถลและอัตราเร็วมีค่าเป็นศูนย์นั้น ทันทีที่จำลองการเคลื่อนที่ การเบี่ยงเบนของรัศมีความโค้งมีขนาดลดลงในทันทีและเข้าสู่ศูนย์ ซึ่งส่งผลกระทบต่อมุมไถลและอัตราเร็วในช่วงสั้นๆ อย่างไรก็ตามระบบควบคุมสามารถทำให้ค่าตัวแปรสถานะทั้งสามเข้าสู่ค่าในสภาวะคงตัว



รูปที่ 6.4 กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงของความแตกต่างระหว่างค่าตัวแปรสถานะที่เวลาต่างๆ ในกรณีที่รัศมีความโค้งที่สภาวะเริ่มต้นน้อยกว่ารัศมีความโค้งในสภาวะคงตัวที่ต้องการ

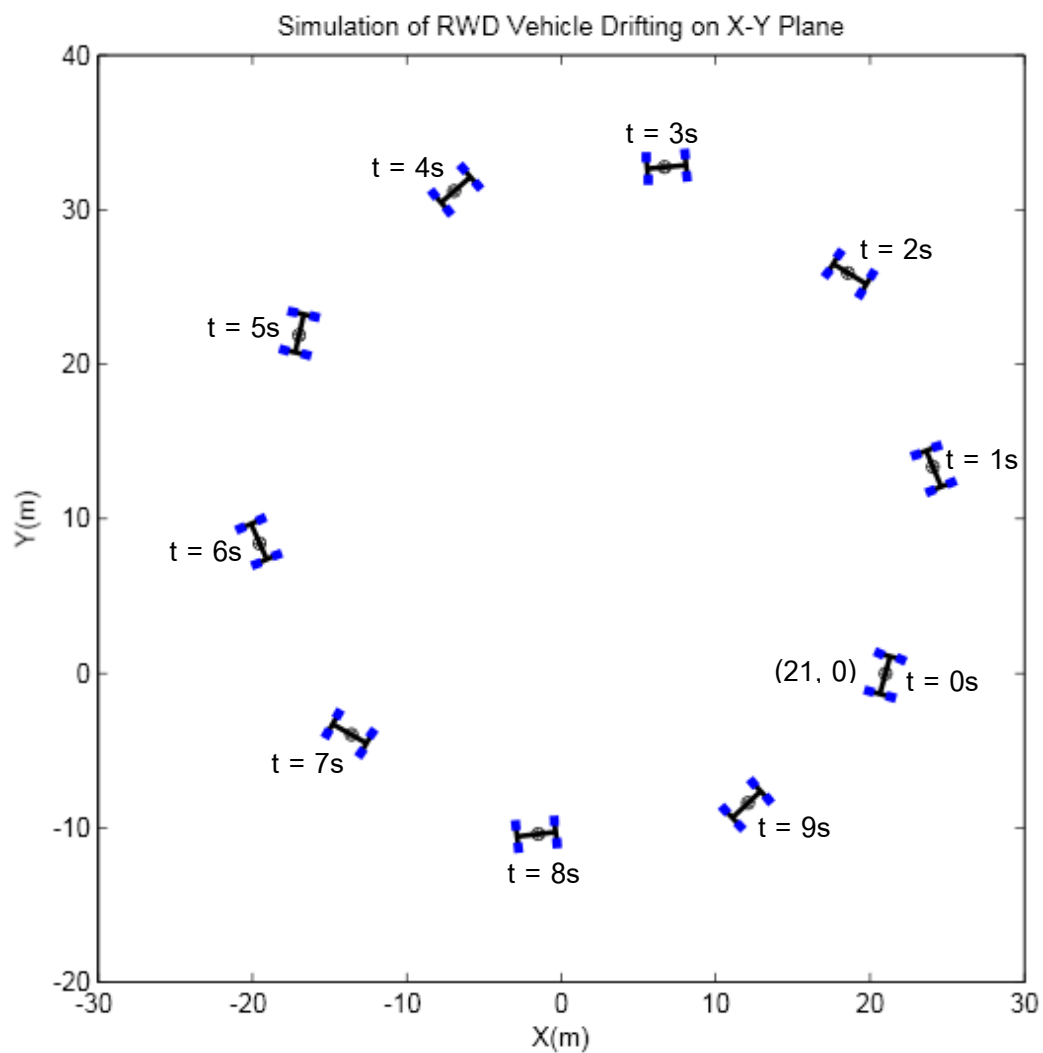
และจากกราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงของสัญญาณควบคุมการขับที่เวลาต่างๆ เทียบกับสัญญาณอ้างอิงที่สภาวะคงตัว ซึ่งแสดงในรูปที่ 6.5 นั้น ทันทีที่จำลองการเคลื่อนที่ มุมเลี้ยวเบี่ยงเบนไปทางด้านบวกขับพลา้นแสดงถึงการหักพวงมาลัยไปในทิศทางตรงข้ามโค้ง (Counter steer) มากขึ้นเพื่อเพิ่มค่ารัศมีความโค้ง จากนั้นมีค่าเป็นบวกลดลงและเข้าสู่ค่ามุมเลี้ยวอ้างอิงในสภาวะคงตัว มีข้อสังเกตคือ มุมเลี้ยวที่เพิ่มขึ้นขับพลา้นในช่วงแรกนั้นส่งผลต่อมุมไถลของรถที่เบี่ยงเบนไปทางบวกและอัตราเร็วที่เบี่ยงเบนไปทางลบอย่างขับพลา้น โดยการตอบสนองของความเร็วนั้นเกิดขึ้นช้ากว่า ดังแสดงในรูปที่ 6.4

สำหรับอัตราการไถลล้อยหลังนั้น เบี่ยงเบนไปในทางลบขับพลา้นเพื่อให้ยางสามารถสร้างแรงต้านข้างได้มากขึ้นเพื่อชดเชยการเพิ่มขึ้นของมุมไถลและลดค่ามุมไถลให้กลับสู่ค่าในสภาวะคงตัวที่ต้องการ จากนั้นอัตราการไถลมีค่าเพิ่มขึ้นและเข้าสู่ค่าอัตราการไถลของล้อยหลังอ้างอิงในสภาวะคงตัว



รูปที่ 6.5 กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงของสัญญาณควบคุมการขับที่เวลาต่างๆ ในกรณีที่รัศมีความโค้งที่สภาวะเริ่มต้นน้อยกว่ารัศมีความโค้งในสภาวะคงตัวที่ต้องการ

นอกจากนั้นเส้นทางการเคลื่อนที่ของรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลัง ในขณะที่ดิฟเฟอเรนเชียล X-Y ยังได้แสดงไว้ในรูปที่ 6.6 ซึ่งจำลองการเคลื่อนที่ในทุก 1 วินาที โดยรถเริ่มต้นเคลื่อนที่จากตำแหน่ง (21,0)

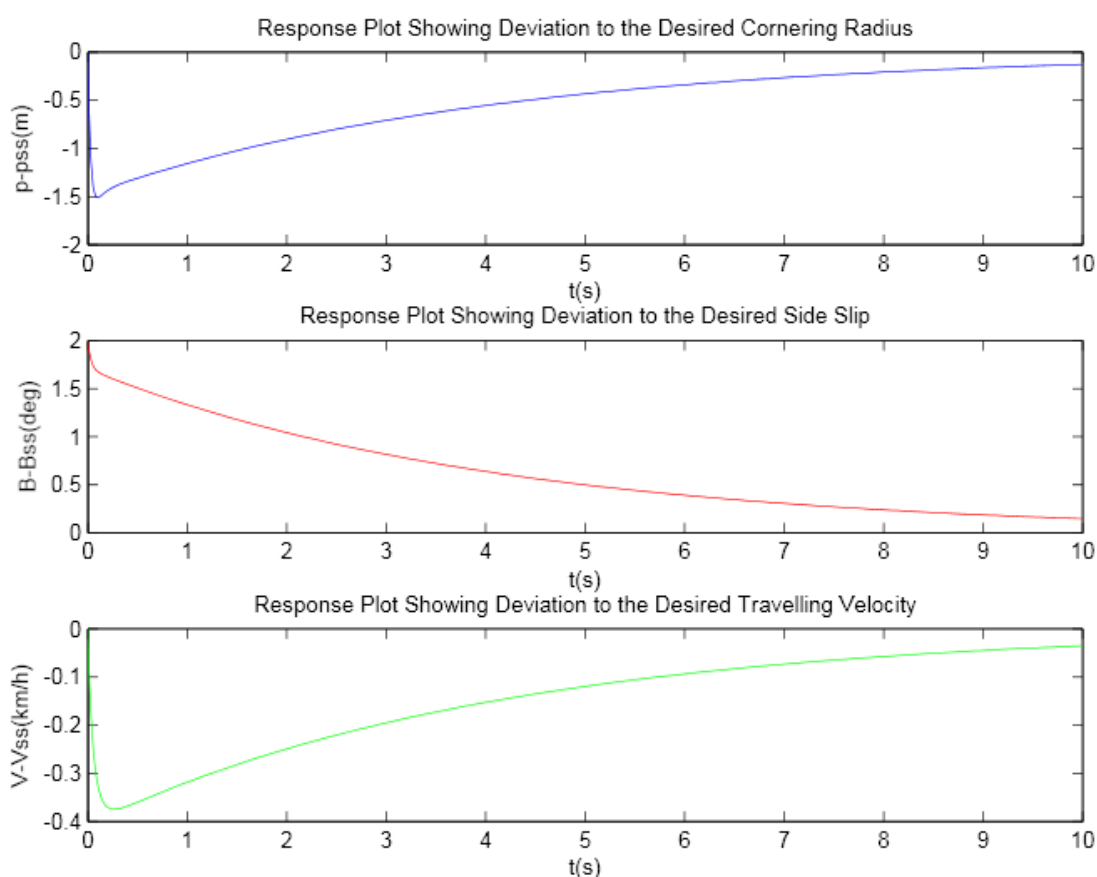


รูปที่ 6.6 เส้นทางการเคลื่อนที่ของรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลัง ในขณะที่ดิฟเฟอเรนเชียล X-Y ในกรณีที่ว่ามีความโค้งที่สภาวะเริ่มต้นน้อยกว่าความโค้งในสภาวะคงตัวที่ต้องการ

6.2 ผลการจำลองในกรณีที่มีมุมไถลของรถที่สภาวะเริ่มต้นเบี่ยงเบนไปจากมุมไถลของรถในสภาวะคงตัวที่ต้องการ

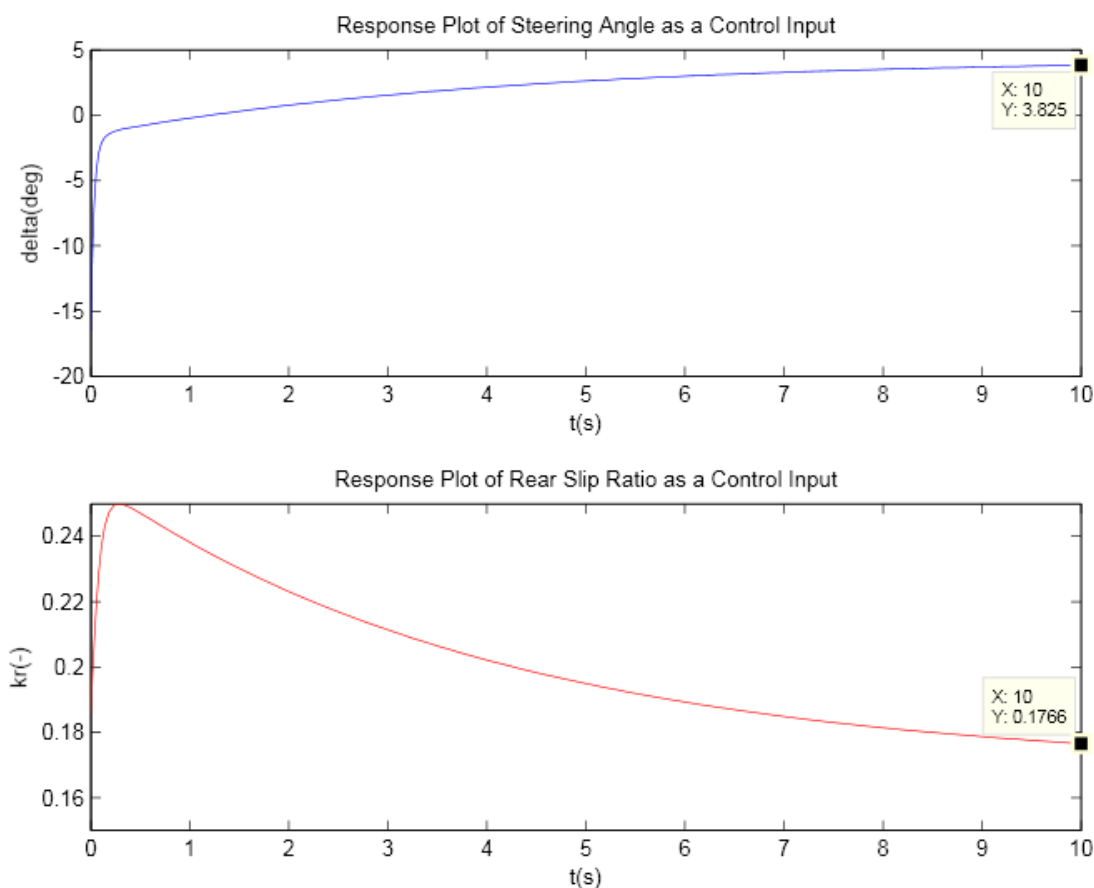
6.2.1 กรณีที่มีมุมไถลของรถที่สภาวะเริ่มต้นมากกว่ามุมไถลของรถในสภาวะคงตัวที่ต้องการ

จากกราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงของความแตกต่างระหว่างค่าตัวแปรสถานะที่เวลาต่างๆ กับค่าตัวแปรสถานะในสภาวะคงตัวที่ต้องการ ซึ่งแสดงในรูปที่ 6.7 ซึ่งการเบี่ยงเบนของมุมไถลมีค่า 2 องศา ในขณะที่การเบี่ยงเบนของรัศมีความโค้งและอัตราเร็วมีค่าเป็นศูนย์นั้น ทั้งนี้ที่จำลองการเคลื่อนที่ การเบี่ยงเบนของมุมไถลค่อยๆ ลดลงและเข้าสู่ศูนย์ ซึ่งส่งผลกระทบต่อรัศมีความโค้งและอัตราเร็วอย่างเห็นได้ชัดในช่วงแรก อย่างไรก็ตามระบบควบคุมสามารถทำให้ค่าตัวแปรสถานะทั้งสามเข้าสู่ค่าในสภาวะคงตัวได้ในที่สุด



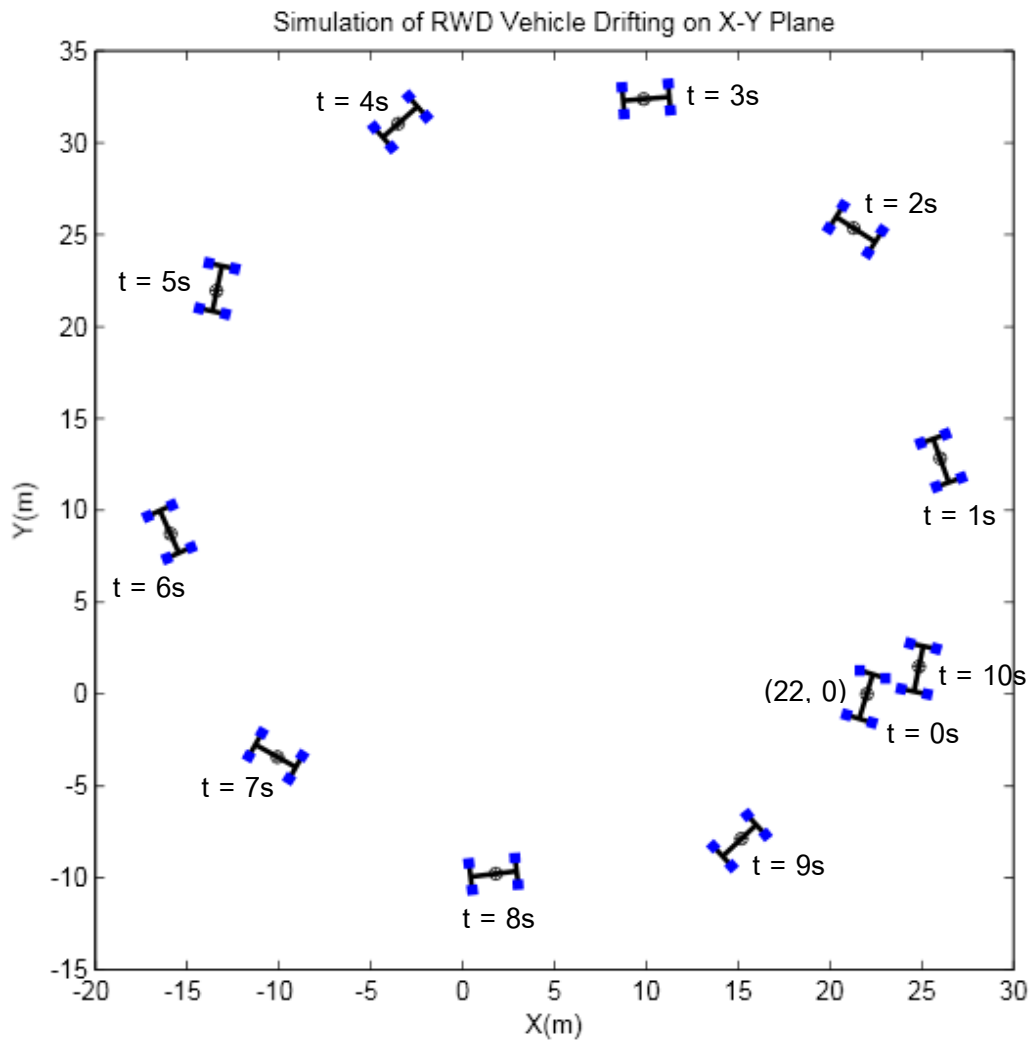
รูปที่ 6.7 กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงของความแตกต่างระหว่างค่าตัวแปรสถานะที่เวลาต่างๆ ในกรณีที่มีมุมไถลของรถที่สภาวะเริ่มต้นมากกว่ามุมไถลของรถในสภาวะคงตัวที่ต้องการ

และจากกราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงของสัญญาณควบคุมการขับเคลื่อนที่เวลาต่างๆ เทียบกับสัญญาณอ้างอิงที่สภาวะคงตัว ซึ่งแสดงในรูปที่ 6.8 นั้น ทันทีที่จำลองการเคลื่อนที่ มุมเลี้ยวเบี่ยงเบนไปทางด้านลบชั่วพริบตาแสดงถึงการหักพวงมาลัยไปในทิศของการเข้าโค้ง (Conventional steer) ซึ่งส่งผลให้รถมีความโค้งเบี่ยงเบนไปทางด้านลบ ดังแสดงในรูปที่ 6.7 จากนั้นมุมเลี้ยวมีค่าเพิ่มขึ้นจนมีค่าเป็นบวกและค่อยๆ ลู่เข้าสู่ค่ามุมเลี้ยวอ้างอิงในสภาวะคงตัว สำหรับอัตราการไถลของล้อหลังนั้นเบี่ยงเบนไปทางด้านบวกเล็กน้อยทันทีที่จำลองการเคลื่อนที่เพื่อให้สอดคล้องกับค่ามุมไถลของรถที่เบี่ยงเบนไปทางด้านบวก จากนั้นอัตราการไถลของล้อหลังถูกควบคุมให้มีค่ามากขึ้นตามเพื่อลดแรงเสียดทานด้านข้างซึ่งเกิดขึ้นที่ล้อหลังเพื่อรองรับมุมเลี้ยวที่เพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วในช่วงแรก และเมื่อมุมเลี้ยวล้อหน้าเริ่มมีค่าเป็นบวกและค่อยๆ ลู่เข้าสู่ค่ามุมเลี้ยวอ้างอิงนั้น อัตราการไถลของล้อหลังจึงเริ่มมีค่าลดลงจนกระทั่งเข้าสู่ค่าอ้างอิงในสภาวะคงตัว เพื่อเพิ่มแรงเสียดทานด้านข้างซึ่งส่งผลให้การเบี่ยงเบนของมุมไถลของรถมีค่าลดลงจนเป็นศูนย์



รูปที่ 6.8 กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงของสัญญาณควบคุมการขับเคลื่อนที่เวลาต่างๆ ในกรณีที่มุมไถลของรถที่สภาวะเริ่มต้นมากกว่ามุมไถลของรถในสภาวะคงตัวที่ต้องการ

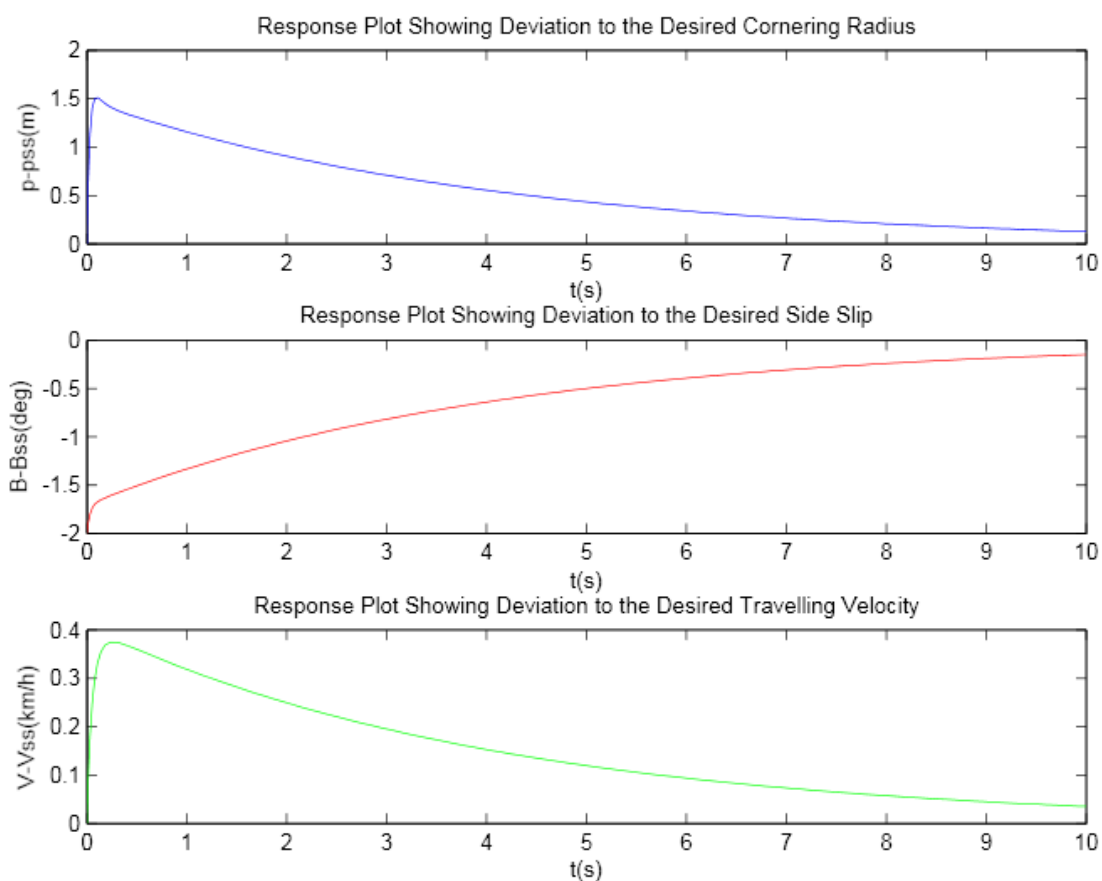
นอกจากนั้นเส้นทางการเคลื่อนที่ของรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลัง ในขณะที่รีพบนระนาบ X-Y ยังได้แสดงไว้ในรูปที่ 6.9 ซึ่งจำลองการเคลื่อนที่ในทุก 1 วินาที โดยรถเริ่มต้นเคลื่อนที่จากตำแหน่ง (22,0)



รูปที่ 6.9 เส้นทางการเคลื่อนที่ของรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลัง ในขณะที่รีพบนระนาบ X-Y ในกรณีที่มุมไถลของรถที่สภาวะเริ่มต้นมากกว่ามุมไถลของรถในสภาวะคงตัวที่ต้องการ

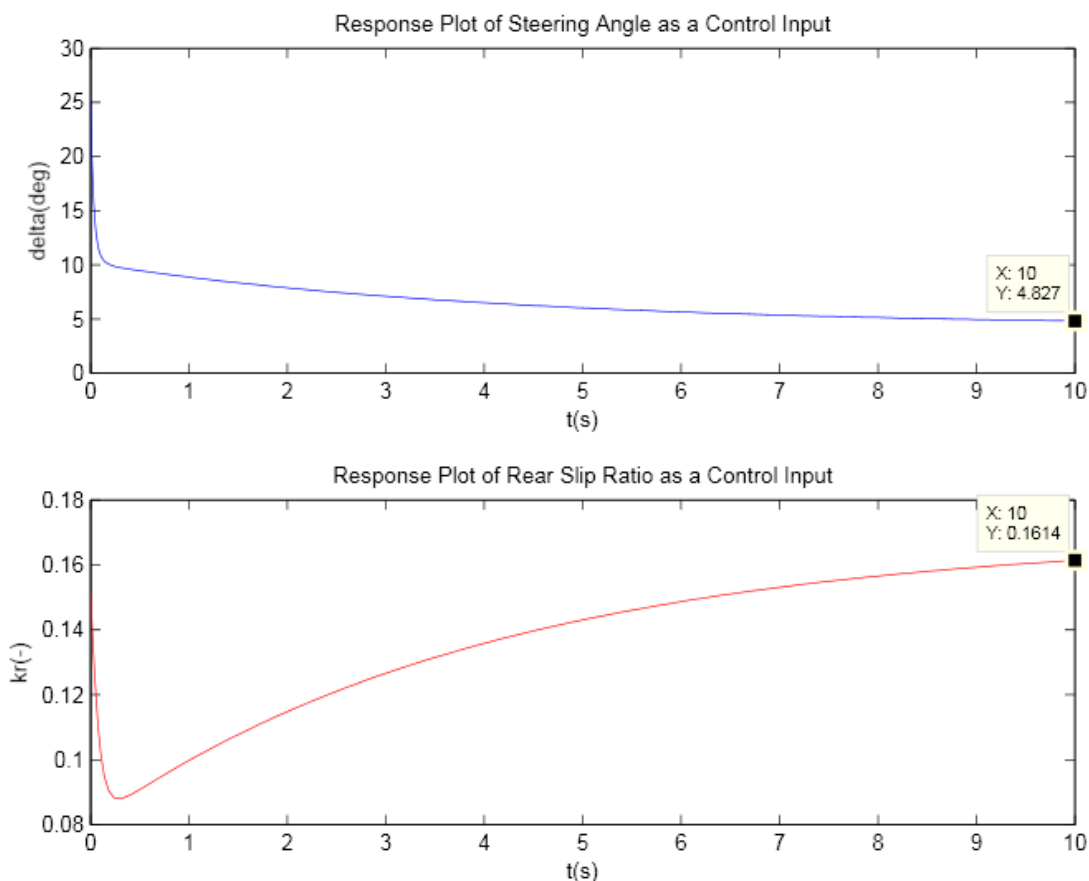
6.2.2 กรณีที่มุมไถลของรถที่สภาวะเริ่มต้นน้อยกว่ามุมไถลของรถในสภาวะคงตัวที่ต้องการ

จากกราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงของความแตกต่างระหว่างค่าตัวแปรสถานะที่เวลาต่างๆ กับค่าตัวแปรสถานะในสภาวะคงตัวที่ต้องการ ซึ่งแสดงในรูปที่ 6.10 ซึ่งการเบี่ยงเบนของมุมไถลมีค่า -2 องศา ในขณะที่การเบี่ยงเบนของรัศมีความโค้งและอัตราเร็วมีค่าเป็นศูนย์นั้น ทั้งนี้ที่จำลองการเคลื่อนที่ การเบี่ยงเบนของมุมไถลค่อยๆ ลดลงและเข้าสู่ศูนย์ ซึ่งส่งผลกระทบต่อรัศมีความโค้งและอัตราเร็วอย่างเห็นได้ชัดในช่วงแรก อย่างไรก็ตามระบบควบคุมสามารถทำให้ค่าตัวแปรสถานะทั้งสามเข้าสู่ค่าในสภาวะคงตัวได้ในที่สุด



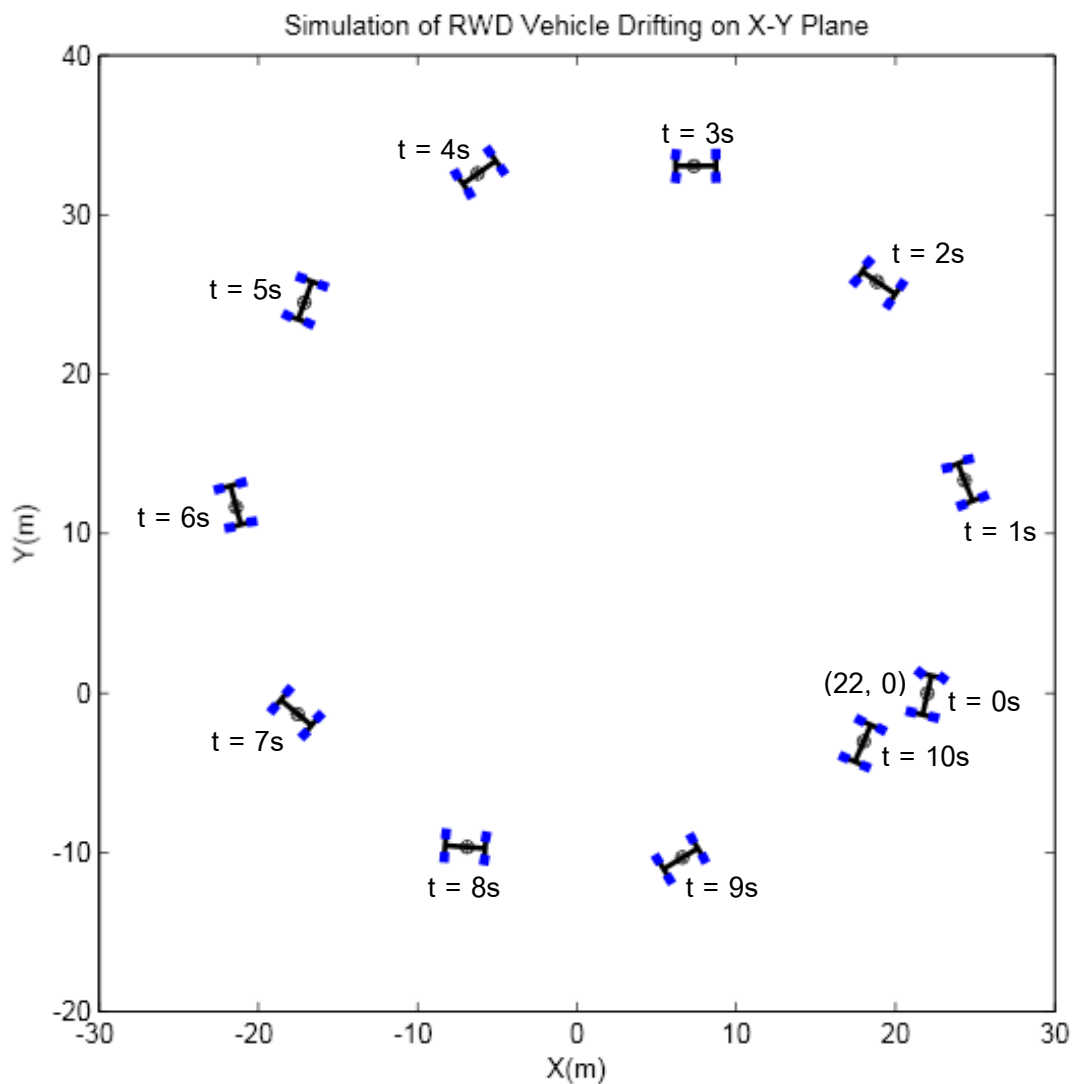
รูปที่ 6.10 กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงของความแตกต่างระหว่างค่าตัวแปรสถานะที่เวลาต่างๆ ในกรณีที่มุมไถลของรถที่สภาวะเริ่มต้นน้อยกว่ามุมไถลของรถในสภาวะคงตัวที่ต้องการ

และจากกราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงของสัญญาณควบคุมการขับเคลื่อนที่เวลาต่างๆ เทียบกับสัญญาณอ้างอิงที่สภาวะคงตัว ซึ่งแสดงในรูปที่ 6.11 นั้น ทันทีที่จำลองการเคลื่อนที่ มุมเลี้ยว เบี่ยงเบนไปทางด้านบวกขับพลา้นแสดงถึงการหักพวงมาลัยไปในทิศทางตรงข้ามโค้ง (Counter steer) ซึ่งส่งผลให้รัศมีความโค้งเบี่ยงเบนไปทางบวก ดังแสดงในรูปที่ 6.10 จากนั้นมุมเลี้ยวมีค่าลดลงและค่อยๆ เข้าสู่ค่ามุมเลี้ยวอ้างอิงในสภาวะคงตัว สำหรับอัตราการไหลของล้อหลังนั้นเบี่ยงเบนไปทางลบเล็กน้อยทันทีที่จำลองการเคลื่อนที่เพื่อให้สอดคล้องกับค่ามุมไหลของรถที่เบี่ยงเบนไปทางลบ จากนั้นอัตราการไหลของล้อหลังถูกควบคุมให้มีค่าลดลงตามเพื่อเพิ่มแรงเสียดทานด้านข้าง ซึ่งเกิดขึ้นที่ล้อหลังเพื่อรองรับมุมเลี้ยวที่ลดลงอย่างรวดเร็วในช่วงแรก และเมื่อมุมเลี้ยวล้อหน้าเริ่มค่อยๆ เข้าสู่ค่ามุมเลี้ยวอ้างอิงนั้น อัตราการไหลของล้อหลังจึงเริ่มมีค่าเพิ่มขึ้นจนกระทั่งเข้าสู่ค่าอ้างอิงในสภาวะคงตัว เพื่อลดแรงเสียดทานด้านข้างซึ่งส่งผลให้มุมไหลของรถมีค่าเพิ่มขึ้น และการเบี่ยงเบนของมุมไหลมีค่าลดลงจนเป็นศูนย์



รูปที่ 6.11 กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงของสัญญาณควบคุมการขับเคลื่อนที่เวลาต่างๆ ในกรณีที่มุมไหลของรถที่สภาวะเริ่มต้นน้อยกว่ามุมไหลของรถในสภาวะคงตัวที่ต้องการ

นอกจากนั้นเส้นทางการเคลื่อนที่ของรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลัง ในขณะที่รีพบนระนาบ X-Y ยังได้แสดงไว้ในรูปที่ 6.12 ซึ่งจำลองการเคลื่อนที่ในทุก 1 วินาที โดยรถเริ่มต้นเคลื่อนที่จากตำแหน่ง (22,0)

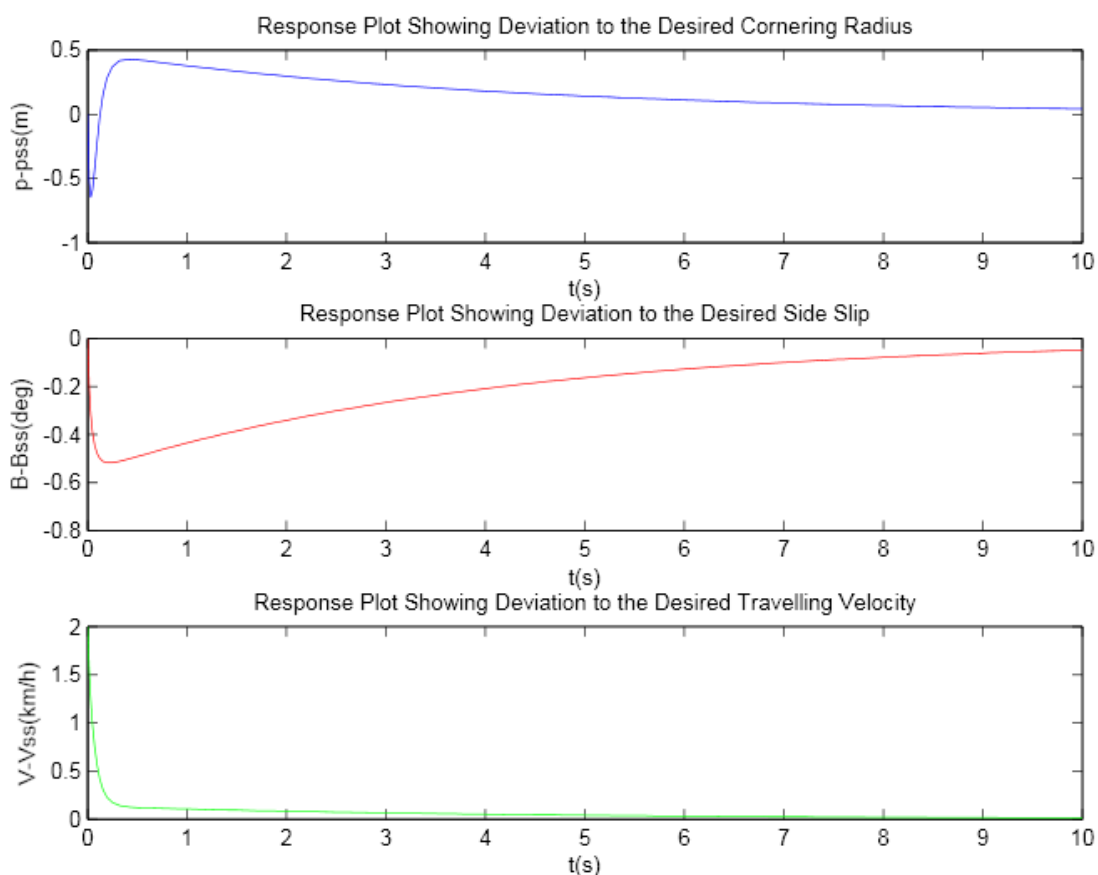


รูปที่ 6.12 เส้นทางการเคลื่อนที่ของรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลัง ในขณะที่รีพบนระนาบ X-Y ในกรณีที่มุมไถลของรถที่สภาวะเริ่มต้นน้อยกว่ามุมไถลของรถในสภาวะคงตัวที่ต้องการ

6.3 ผลการจำลองในกรณีที่อัตราเร็วในการเคลื่อนที่ที่สภาวะเริ่มต้นเบี่ยงเบนไปจากอัตราเร็วในการเคลื่อนที่ในสภาวะคงตัวที่ต้องการ

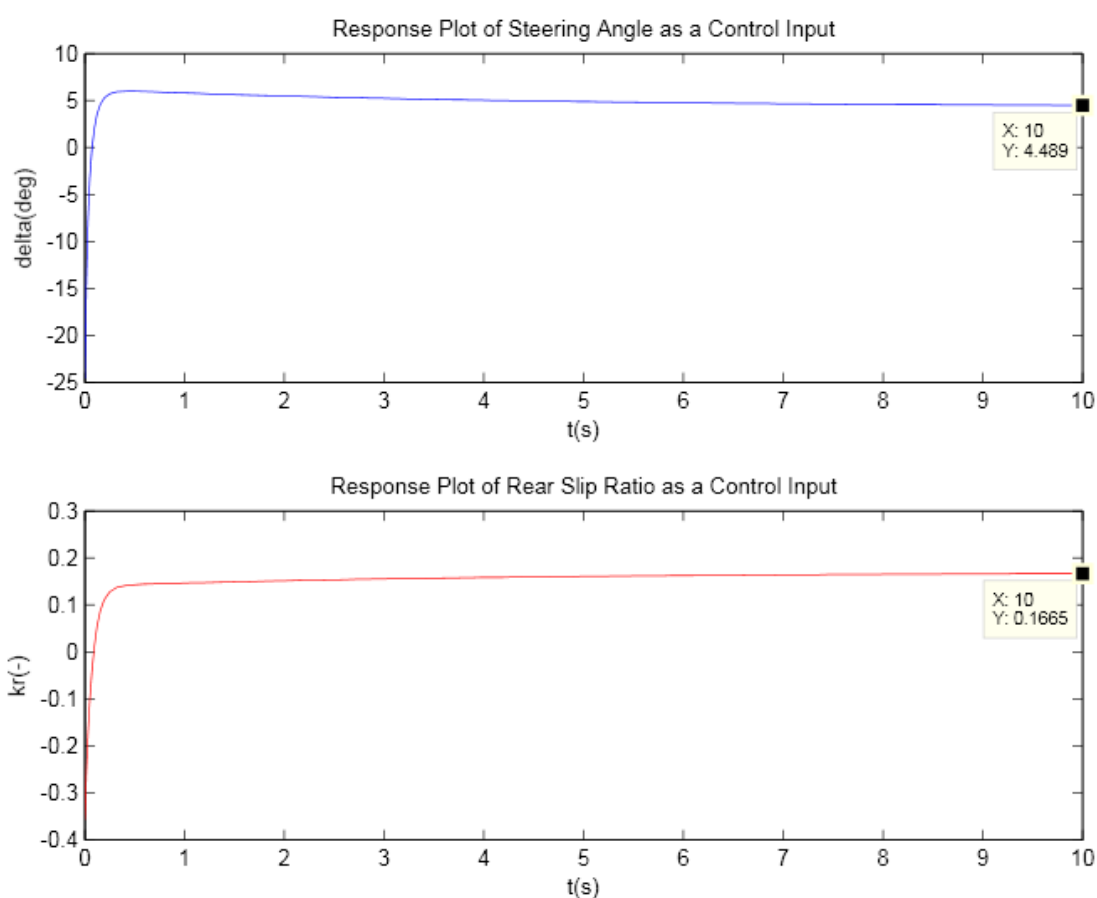
6.3.1 กรณีที่อัตราเร็วในการเคลื่อนที่ที่สภาวะเริ่มต้นมากกว่าอัตราเร็วในการเคลื่อนที่ในสภาวะคงตัวที่ต้องการ

จากกราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงของความแตกต่างระหว่างค่าตัวแปรสถานะที่เวลาต่างๆ กับค่าตัวแปรสถานะในสภาวะคงตัวที่ต้องการ ซึ่งแสดงในรูปที่ 6.13 ซึ่งการเบี่ยงเบนของอัตราเร็วในการเข้าโค้งมีค่า 2 กิโลเมตรต่อชั่วโมง ในขณะที่การเบี่ยงเบนของรัศมีความโค้งและมุมไถลของรถมีค่าเป็นศูนย์นั้น ทันทีที่จำลองการเคลื่อนที่ การเบี่ยงเบนของอัตราเร็วในการเข้าโค้งลดลงในทันทีและเข้าสู่ศูนย์ ซึ่งส่งผลกระทบต่อรัศมีความโค้งและมุมไถลของรถในช่วงสั้นๆ อย่างไรก็ตามระบบควบคุมสามารถทำให้ค่าตัวแปรสถานะทั้งสามเข้าสู่ค่าในสภาวะคงตัว



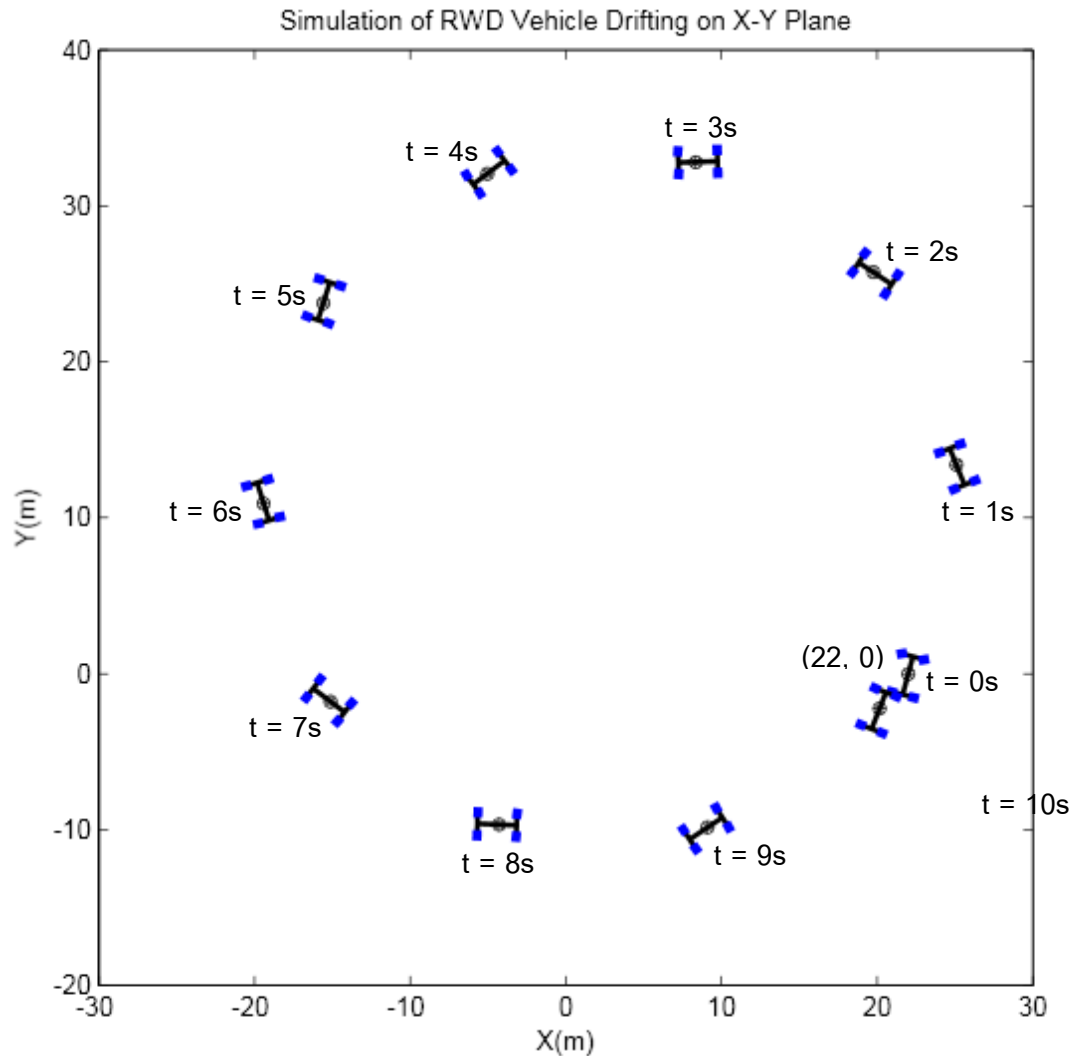
รูปที่ 6.13 กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงของความแตกต่างระหว่างค่าตัวแปรสถานะที่เวลาต่างๆ ในกรณีที่อัตราเร็วในการเคลื่อนที่ที่สภาวะเริ่มต้นมากกว่าอัตราเร็วในสภาวะคงตัวที่ต้องการ

และจากกราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงของสัญญาณควบคุมการขับเคลื่อนที่เวลาต่างๆ เทียบกับสัญญาณอ้างอิงที่สภาวะคงตัว ซึ่งแสดงในรูปที่ 6.14 นั้น ทันทันทีที่จำลองการเคลื่อนที่ อัตราการไถลของล้อหลังถูกควบคุมให้มีค่าติดลบจับพลันเพื่อสร้างแรงต้านในทิศการถลึงเพื่อลดอัตราเร็วในการเข้าโค้ง ซึ่งส่งผลกระทบต่อมุมไถลที่เบี่ยงเบนลดลงในทันทีด้วย และเพื่อระบคองค่ามุมไถลไม่ให้เบี่ยงเบนลดลงมากเกินไป มุมเลี้ยวล้อหน้าต้องมีค่าเป็นลบอย่างจับพลันในช่วงแรก ซึ่งส่งผลกระทบต่อรัศมีความโค้งที่เบี่ยงเบนลดลงดังแสดงในรูปที่ 6.13 จากนั้นทั้งค่ามุมไถลล้อหน้าและอัตราการไถลของล้อหลังมีค่าลู่เข้าสู่ค่าอ้างอิงในสภาวะคงตัว



รูปที่ 6.14 กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงของสัญญาณควบคุมการขับเคลื่อนที่เวลาต่างๆ ในกรณีที่อัตราเร็วในการเคลื่อนที่ที่สภาวะเริ่มต้นมากกว่าอัตราเร็วในสภาวะคงตัวที่ต้องการ

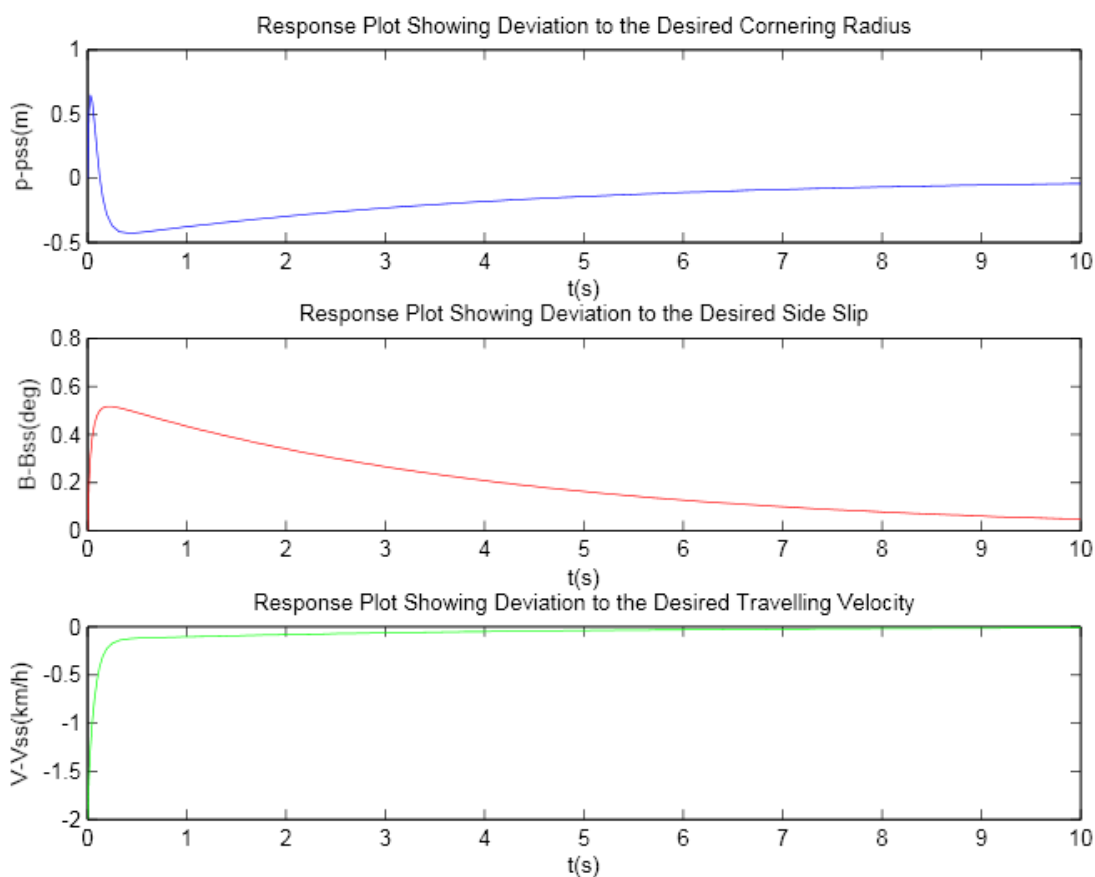
นอกจากนั้นเส้นทางการเคลื่อนที่ของรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลัง ในขณะที่รีพบนระนาบ X-Y ยังได้แสดงไว้ในรูปที่ 6.15 ซึ่งจำลองการเคลื่อนที่ในทุกๆ 1 วินาที โดยรถเริ่มต้นเคลื่อนที่จากตำแหน่ง (22,0)



รูปที่ 6.15 เส้นทางการเคลื่อนที่ของรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลัง ในขณะที่รีพบนระนาบ X-Y ในกรณีที่อัตราเร็วในการเคลื่อนที่ที่สภาวะเริ่มต้นมากกว่าอัตราเร็วในสภาวะคงตัวที่ต้องการ

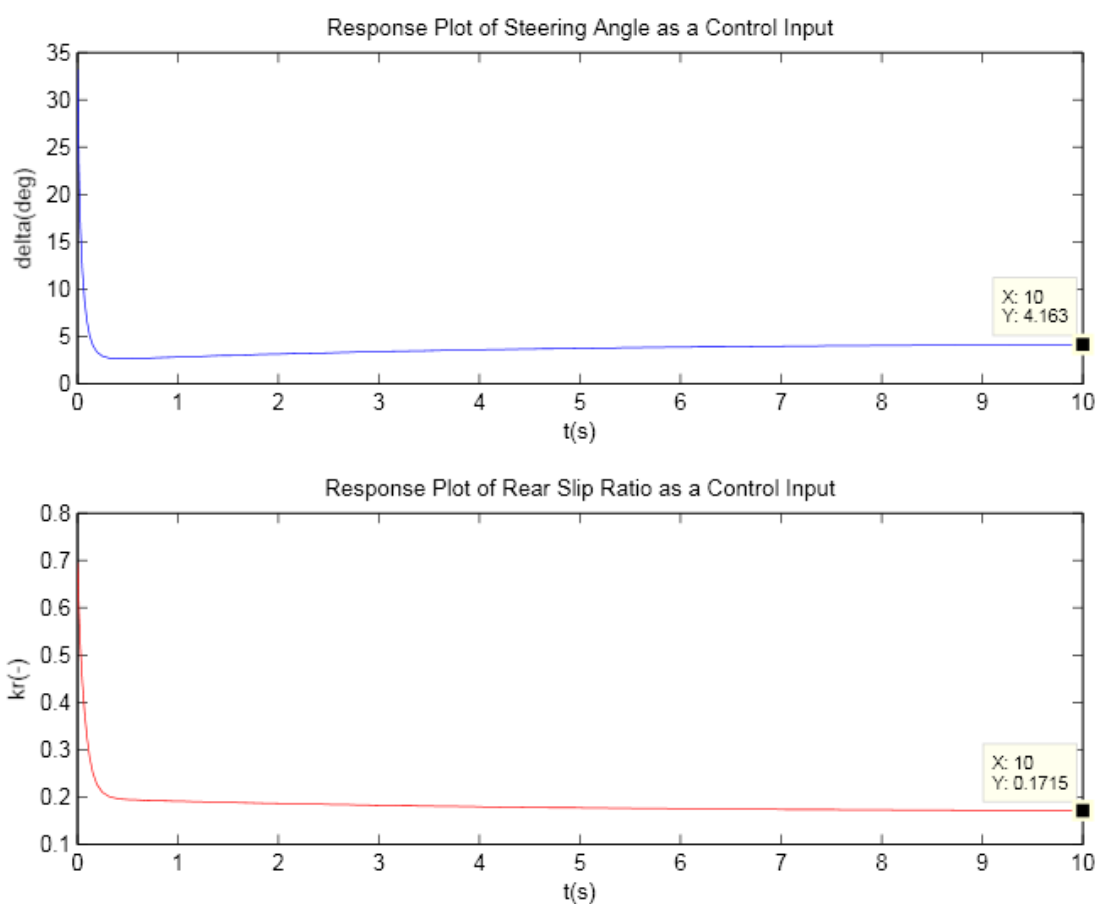
6.3.2 กรณีที่อัตราเร็วในการเคลื่อนที่ที่สภาวะเริ่มต้นน้อยกว่าอัตราเร็วในการเคลื่อนที่ในสภาวะคงตัวที่ต้องการ

จากกราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงของความแตกต่างระหว่างค่าตัวแปรสถานะที่เวลาต่างๆ กับค่าตัวแปรสถานะในสภาวะคงตัวที่ต้องการ ซึ่งแสดงในรูปที่ 6.16 ซึ่งการเบี่ยงเบนของอัตราเร็วในการเข้าโค้งมีค่า -2 กิโลเมตรต่อชั่วโมง ในขณะที่การเบี่ยงเบนของรัศมีความโค้งและมุมไถลของรถมีค่าเป็นศูนย์นั้น ทันทีที่จำลองการเคลื่อนที่ การเบี่ยงเบนของอัตราเร็วในการเข้าโค้งลดลงในทันทีและเข้าสู่ศูนย์ ซึ่งส่งผลกระทบต่อรัศมีความโค้งและมุมไถลของรถในช่วงสั้นๆ อย่างไรก็ตามระบบควบคุมสามารถทำให้ค่าตัวแปรสถานะทั้งสามเข้าสู่ค่าในสภาวะคงตัว



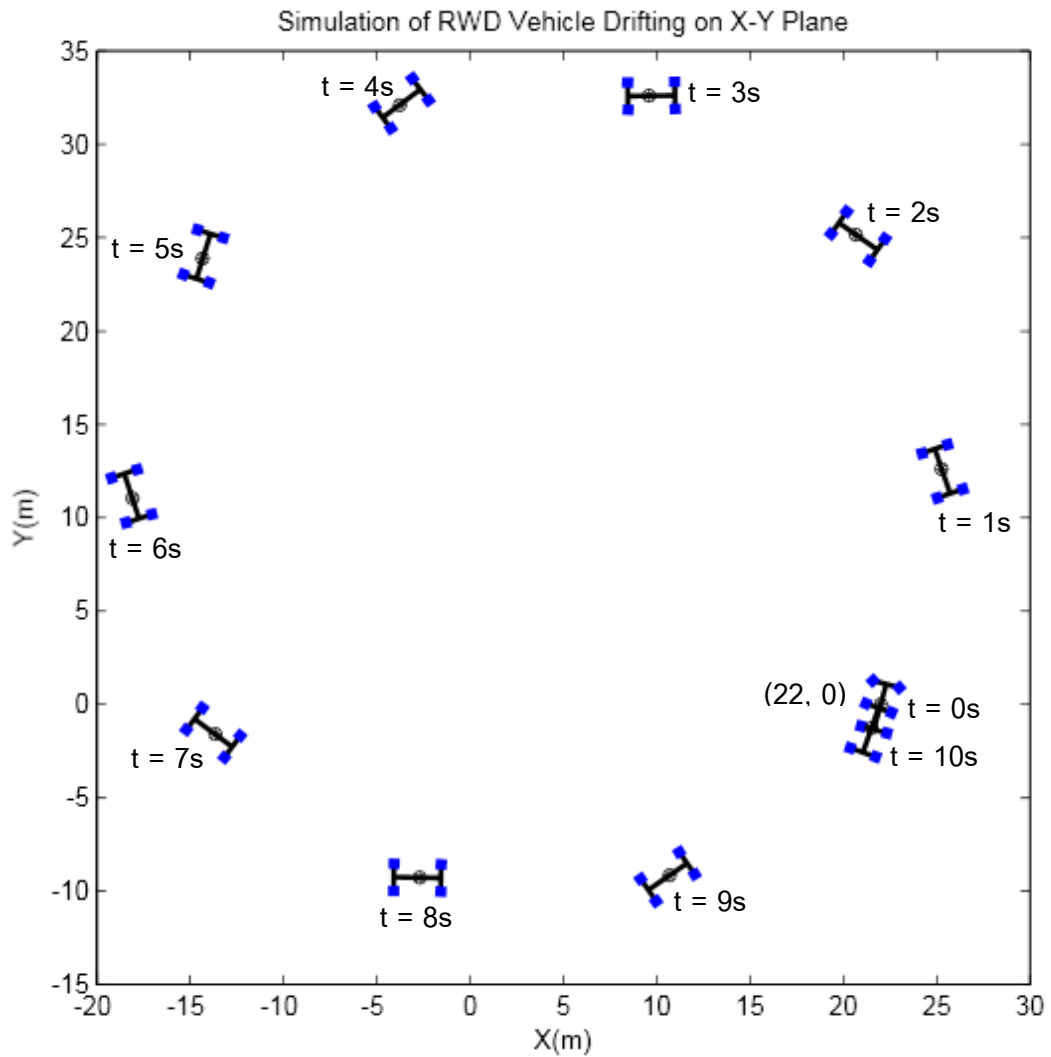
รูปที่ 6.16 กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงของความแตกต่างระหว่างค่าตัวแปรสถานะที่เวลาต่างๆ ในกรณีที่อัตราเร็วในการเคลื่อนที่ที่สภาวะเริ่มต้นน้อยกว่าอัตราเร็วในสภาวะคงตัวที่ต้องการ

และจากกราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงของสัญญาณควบคุมการขับเคลื่อนที่เวลาต่างๆ เทียบกับสัญญาณอ้างอิงที่สภาวะคงตัว ซึ่งแสดงในรูปที่ 6.17 นั้น ทันทันทีที่จำลองการเคลื่อนที่ อัตราการไถลของล้อหลังถูกควบคุมให้มีค่าเป็นบวกมากขึ้นอย่างฉับพลันเพื่อสร้างแรงขับในทิศทางกลับเพื่อเพิ่มอัตราเร็วในการเข้าโค้ง ซึ่งส่งผลกระทบต่อมุมไถลที่เบี่ยงเบนเพิ่มขึ้นในทันทีด้วย และเพื่อประคองค่ามุมไถลไม่ให้เบี่ยงเบนเพิ่มขึ้นมากเกินไป มุมเลี้ยวล้อหน้าต้องมีค่าเป็นบวกอย่างฉับพลันในช่วงแรก ซึ่งส่งผลกระทบต่ออัตราความโค้งที่เบี่ยงเบนเพิ่มขึ้นดังแสดงในรูปที่ 6.16 จากนั้นทั้งค่ามุมไถลล้อหน้าและอัตราการไถลของล้อหลังมีค่าลู่เข้าสู่ค่าอ้างอิงในสภาวะคงตัว



รูปที่ 6.17 กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงของสัญญาณควบคุมการขับเคลื่อนที่เวลาต่างๆ
ในกรณีที่อัตราเร็วในการเคลื่อนที่ที่สภาวะเริ่มต้นน้อยกว่าอัตราเร็วในสภาวะคงตัวที่ต้องการ

นอกจากนั้นเส้นทางการเคลื่อนที่ของรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลัง ในขณะที่รีพบนระนาบ X-Y ยังได้แสดงไว้ในรูปที่ 6.18 ซึ่งจำลองการเคลื่อนที่ในทุก 1 วินาที โดยรถเริ่มต้นเคลื่อนที่จากตำแหน่ง (22,0)



รูปที่ 6.18 เส้นทางการเคลื่อนที่ของรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลัง ในขณะที่รีพบนระนาบ X-Y ในกรณีที่อัตราเร็วในการเคลื่อนที่ที่สภาวะเริ่มต้นน้อยกว่าอัตราเร็วในสภาวะคงตัวที่ต้องการ

บทที่ 7

การออกแบบและพัฒนาเครื่องทดสอบยางชนิดดรัม สำหรับยางของพาหนะจำลองมาตราส่วน 1:10

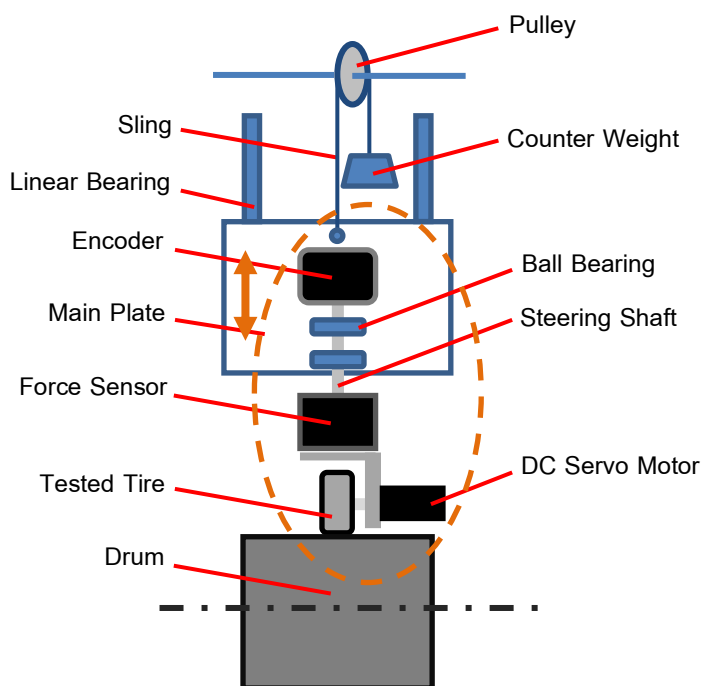
การศึกษากลศาสตร์และการพัฒนาระบบควบคุมการดริฟต์โดยการทดสอบกับพาหนะจำลองนั้นต้องอาศัยแบบจำลองสำหรับประมาณค่าแรงเสียดทานที่มีความแม่นยำมากในระดับหนึ่ง ดังได้กล่าวไว้ในตอนต้นว่าในขณะดริฟต์นั้นล้อหลังเกิดการไถลแบบผสมทั้งในทิศการกลิ้งและทิศด้านข้าง ด้วยอัตราการไถลและมุมไถลของล้อค่ามาก ทำให้แรงเสียดทานที่เกิดขึ้นระหว่างผิวสัมผัสของยางกับพื้นถนนอยู่นอกเหนือขอบเขตของการประมาณด้วยความสัมพันธ์แบบเชิงเส้น จึงต้องทำการทดสอบยางของพาหนะจำลองเพื่อหาความสัมพันธ์ระหว่างแรงเสียดทานที่ผิวยางกับสภาพการไถลและพัฒนาแบบจำลองสำหรับประมาณค่าแรงเสียดทานที่ผิวยาง ซึ่งสูตรเมจิก (Magic formula) เป็นแบบจำลองที่ได้รับการยอมรับอย่างแพร่หลาย และสามารถกำหนดค่าพารามิเตอร์ได้จากผลการทดสอบยางด้วยเครื่องทดสอบยางชนิดดรัม (Drum tire test)

ในงานวิจัยนี้จึงได้ออกแบบและพัฒนาเครื่องทดสอบยางชนิดดรัมสำหรับยางของพาหนะจำลองมาตราส่วน 1:10 ดังรายละเอียดต่อไปนี้

7.1 การออกแบบเครื่องทดสอบยางชนิดดรัม

7.1.1 แนวคิดของการออกแบบ

จากการพิจารณาความเหมาะสมของการออกแบบในประเด็นต่างๆ ทำให้ได้ข้อสรุปสำหรับแนวคิดของการออกแบบ (Conceptual design) เครื่องทดสอบยางชนิดดรัมสำหรับยางของพาหนะจำลอง ดังแสดงในรูปที่ 7.1 คือ ใช้กลไกการปรับค่าภาระในแนวตั้งโดยการถ่วงน้ำหนัก ซึ่งใช้ลวดสลิงแบกรับน้ำหนักของชุดอุปกรณ์แขวนน้ำหนักถ่วงคล้องผ่านรอก และปรับค่าภาระในแนวตั้งโดยการเพิ่ม-ลด น้ำหนักถ่วง ร่วมกับกลไกการปรับค่ามุมไถล โดยปรับมุมด้วยมือ อ่านค่ามุมจากโรตารีเอ็นโค้ดเดอร์ (Rotary encoder) และกำหนดมุมโดยการชั่งน้ำหนัก ร่วมกับการปรับมุมเลี้ยวเพื่อกำหนดมุมไถล และปรับอัตราส่วนความเร็วรอบของมอเตอร์ขับเคลื่อนล้อและขับเคลื่อน เพื่อควบคุมอัตราการไถล และใช้เซ็นเซอร์วัดแรง รุ่น ATI Gamma ในการวัดค่าแรงเสียดทานซึ่งสอดคล้องกับแต่ละสภาพการไถล ทั้งแรงด้านข้างและแรงในทิศการกลิ้ง



รูปที่ 7.1 แนวคิดของการออกแบบเครื่องทดสอบยางชนิดครัมสำหรับยางของพาหนะจำลอง

7.1.2 รายละเอียดของการออกแบบ

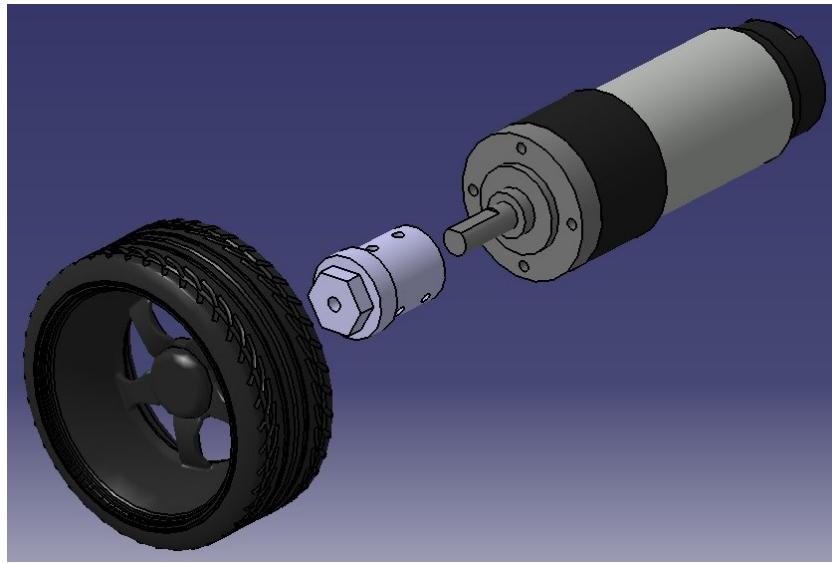
เครื่องทดสอบยางชนิดครัมสำหรับยางของพาหนะจำลองมาตรฐาน 1:10 มีรายละเอียดของการออกแบบกลไกและส่วนประกอบต่างๆ ดังนี้

7.1.2.1 การออกแบบคัปปลิ่งและเพลลาขับเคลื่อนทดสอบ

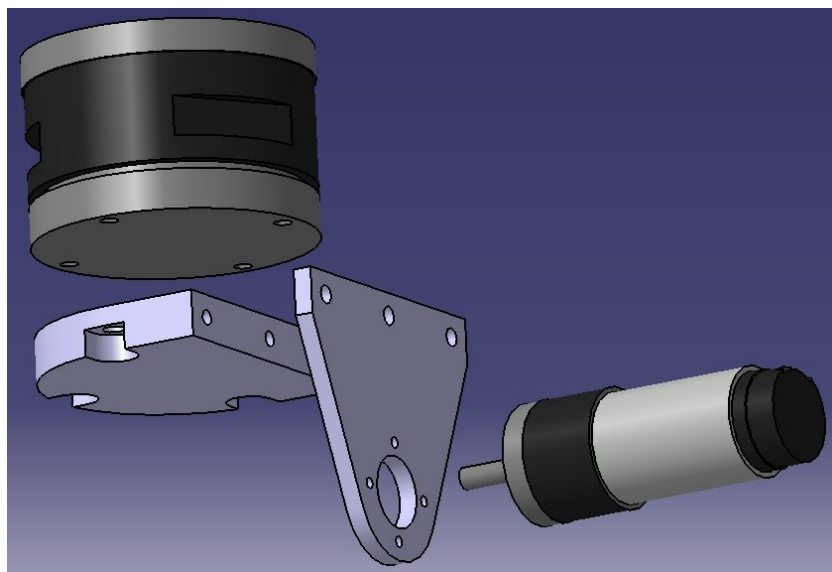
ในการออกแบบนี้ได้ใช้มอเตอร์ต้นกำลังเพื่อขับเคลื่อนทดสอบโดยตรง ดังนั้นคัปปลิ่งอลูมิเนียมที่ออกแบบซึ่งแสดงในรูปที่ 7.2 จึงทำหน้าที่เป็นเพลลาของล้อทดสอบไปในตัว ด้านหนึ่งของคัปปลิ่งสวมเข้ากับเพลลาของมอเตอร์ และขันแน่นด้วยสกรูตัวหนอน (Set screw) ส่วนอีกด้านมีหน้าแปลนเป็นรูป 6 เหลี่ยม สำหรับสวมชนกับดุมล้อ (Hub) ของล้อทดสอบ ยึดติดกันด้วยการขันสกรูที่รูตรงกลางตามแนวแกนหมุน

7.1.2.2 การออกแบบชิ้นส่วนรองรับมอเตอร์สำหรับขับเคลื่อน

ชิ้นส่วนรองรับมอเตอร์สำหรับขับเคลื่อนนั้น ประกอบด้วยชิ้นส่วนที่มาประกอบกัน 2 ชิ้น ดังแสดงในรูปที่ 7.3 โดยชิ้นแรกทำจากแผ่นอลูมิเนียมหนา 12 มิลลิเมตร วางตัวในแนวนอน ยึดติดกับผิวด้านล่างของเซ็นเซอร์วัดแรงด้วยสกรูหัวจม โดยชิ้นส่วนนี้ถูกออกแบบให้ฝังหัวสกรูเมื่อประกอบกับเซ็นเซอร์วัดแรง และชิ้นส่วนอีกชิ้นทำจากแผ่นอลูมิเนียมหนา 5 มิลลิเมตร วางตัวในแนวตั้ง ยึดติดกับชิ้นส่วนชิ้นแรกในลักษณะตั้งฉากกัน ชิ้นส่วนชิ้นนี้ประกอบเข้ากับมอเตอร์ กระแสตรงสำหรับขับเคลื่อน ด้วยสกรูหัวจม และถูกออกแบบให้ฝังหัวสกรูเช่นกัน



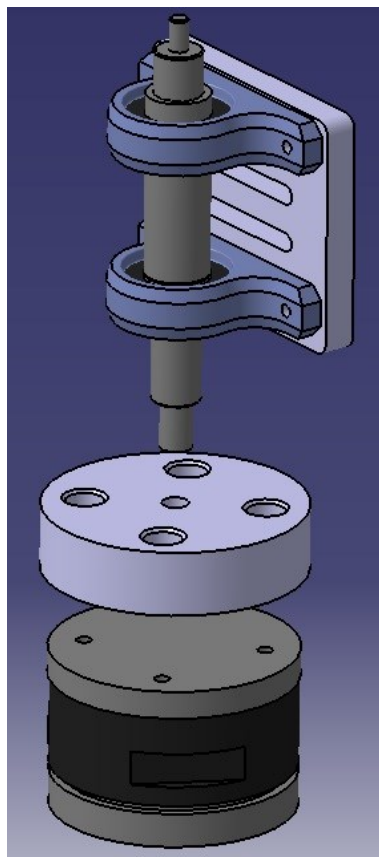
รูปที่ 7.2 การออกแบบคัปปลิ่งและเพลลาขับเคลื่อนล้อ



รูปที่ 7.3 การออกแบบชิ้นส่วนรองรับมอเตอร์สำหรับขับเคลื่อน

7.1.2.3 การออกแบบชิ้นส่วนรองรับเซ็นเซอร์วัดแรง

ชิ้นส่วนรองรับเซ็นเซอร์วัดแรง รุ่น ATI Gamma นั้น ได้แสดงในรูปที่ 7.4 ชิ้นแรกทำจากอลูมิเนียมหนา 20 มิลลิเมตร ยึดติดกับผิวบนของเซ็นเซอร์วัดแรงด้วยสกรูหัวจมซึ่งออกแบบให้ฝังหัว ชิ้นส่วนดังกล่าวถูกเจาะรูทำเกลียว สำหรับเพลารองรับซึ่งวางตัวในแนวตั้งและทำเกลียวที่ปลาย เพลาดังกล่าวนั้นรองรับด้วยชุดตลับลูกปืน

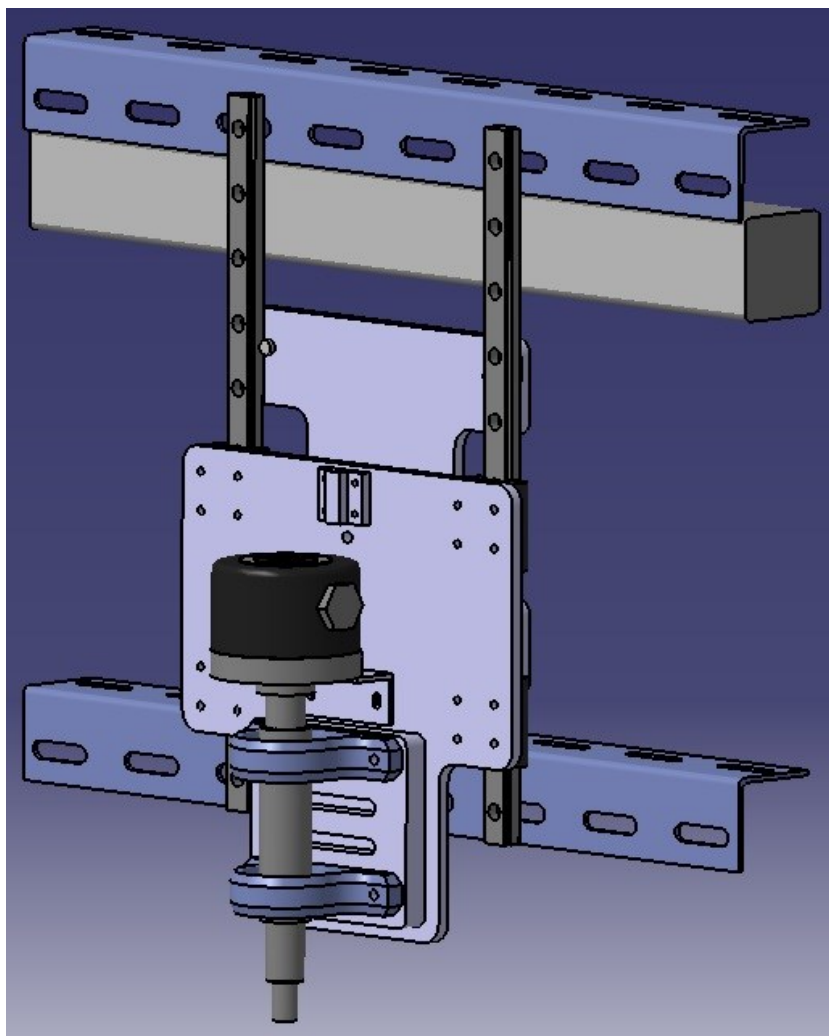


รูปที่ 7.4 ชิ้นส่วนรองรับเซ็นเซอร์วัดแรง รุ่น ATI Gamma

7.1.2.4 การออกแบบแผ่นหลักสำหรับยึดอุปกรณ์

แผ่นหลักสำหรับรองรับชุดอุปกรณ์ทำจากอลูมิเนียมหนา 5 มิลลิเมตร ดังแสดงในรูปที่ 7.5 แผ่นหลักทำหน้าที่ยึดชุดตั้บลูกปืนซึ่งรองรับเซ็นเซอร์วัดแรงและชุดล้อทดสอบทั้งหมด นอกจากนี้ยังทำหน้าที่ยึดเอ็นโค้ดเดอร์สำหรับวัดมุมด้วย ซึ่งเพลาวางตัวในแนวตั้งร่วมศูนย์กับเพลายึดเซ็นเซอร์วัดแรง แผ่นหลักนี้ยึดติดกับส่วนเคลื่อนที่ของลิเนียร์เบริ่ง (Linear bearing) ทำให้สามารถขยับ ขึ้น - ลง ในแนวตั้ง เพื่อชดเชยการเยื้องศูนย์เล็กน้อย ของล้อและดรัมในขณะทดสอบยาง

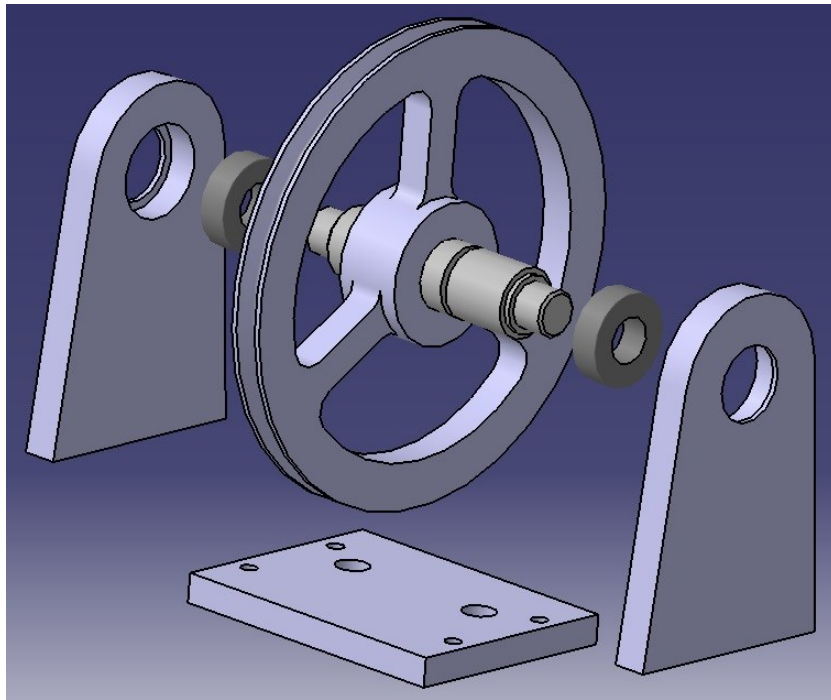
ลิเนียร์เบริ่งทั้งคู่ ถูกยึดให้วางตัวขนานกันในแนวตั้ง โดยวางประกบหมุดข้างอิง (Down pin) ของแผ่นวางแนว (Aligning plate) ด้านหลัง ชุดอุปกรณ์ทั้งหมดถูกรองรับด้วยโครงสร้างเหล็กฉากที่มีอยู่เดิม ด้วยการขันสกรูยึดลิเนียร์เบริ่ง



รูปที่ 7.5 แผ่นหลักสำหรับยึดอุปกรณ์

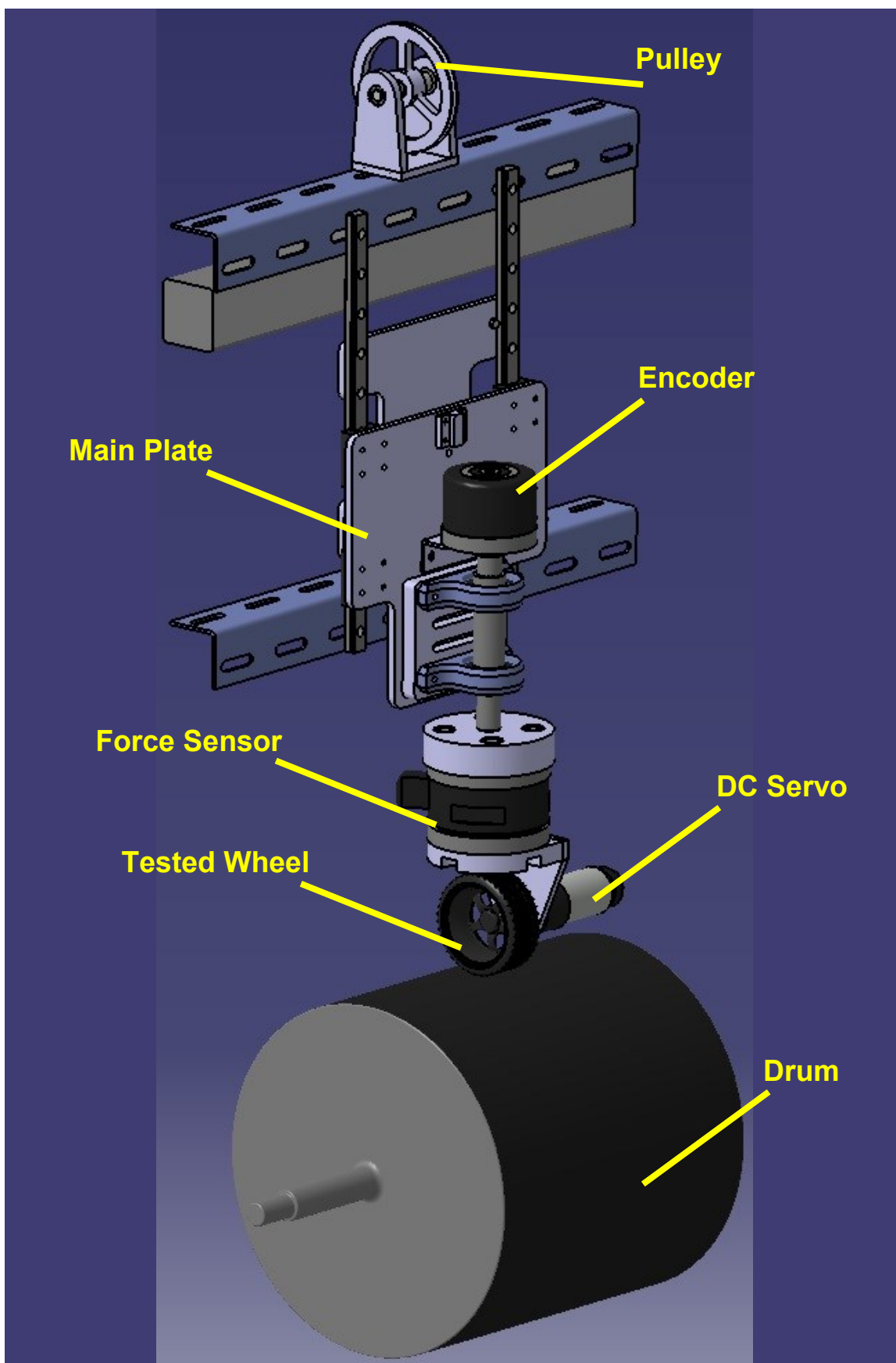
7.1.2.5 การออกแบบระบบรองรับรับสียงของน้ำหนักถ่วง

เพื่อให้ระบบทั้งหมดสามารถเคลื่อนที่ขึ้น – ลง และรักษาค่าภาระในแนวตั้งให้คงที่ได้ เมื่อล้อและดรัมมีการเอียงศูนย์เล็กน้อย การออกแบบได้เลือกใช้การถ่วงน้ำหนัก โดยใช้ลวดสลิงยึดระหว่างน้ำหนักถ่วงกับแผ่นหลักสำหรับยึดอุปกรณ์ โดยคล้องลวดสลิงดังกล่าวผ่านชุดรองรับ ดังแสดงในรูปที่ 7.6 ซึ่งออกแบบให้สามารถรองรับน้ำหนักทั้งหมดของชุดอุปกรณ์ และเป็นรอกมวลเบาที่สามารถหมุนได้คล่อง ประกอบด้วยแผ่นฐาน แผ่นประกบทั้งสองข้าง ตลับลูกปืน เพลา รอก และรอก ตามลำดับ โดยชุดรองรับนี้ถูกติดตั้งบนโครงสร้างเหล็กฉากที่มีอยู่เดิม



รูปที่ 7.6 ระบบรองรับรับสลิงของน้ำหนักถ่วง

สามารถนำกลไกและชิ้นส่วนต่างๆ เหล่านี้ มาประกอบรวมกันเป็นเครื่องทดสอบยางชนิด
 ดรัมสำหรับยางของพาหนะจำลองมาตราส่วน 1:10 ดังภาพจาก CAD ด้วยโปรแกรม CATIA ซึ่ง
 แสดงในรูปที่ 7.7 ซึ่งเมื่อทำการพิจารณาความเหมาะสมของการออกแบบในประเด็นต่างๆ เป็นที่
 เรียบร้อยแล้ว ชิ้นส่วนที่ได้กล่าวมาในข้างต้น ถูกวาดเป็นภาพเขียนแบบทางกล (Mechanical
 Drawing) ดังแสดงในภาคผนวก ง เพื่อสั่งผลิตชิ้นส่วนในลำดับต่อไป



รูปที่ 7.7 เครื่องทดสอบยางชนิดดรัมสำหรับยางของพาหนะจำลองมาตราส่วน 1:10 ใน CATIA

7.2 เครื่องทดสอบยางชนิดดรัมสำหรับยางของพาหนะจำลองมาตราส่วน 1:10

จากการออกแบบที่กล่าวมา ได้พัฒนาเครื่องทดสอบยางชนิดดรัมสำหรับยางของพาหนะจำลองมาตราส่วน 1:10 ซึ่งประกอบด้วยส่วนของฮาร์ดแวร์และส่วนของซอฟต์แวร์ ดังรายละเอียดต่อไปนี้

7.2.1 ฮาร์ดแวร์

ในส่วนของฮาร์ดแวร์นั้น จะกล่าวถึง โครงสร้างและชิ้นส่วนของเครื่องทดสอบยาง ชุดอุปกรณ์สำหรับถ่วงน้ำหนัก อุปกรณ์สำหรับจ่ายไฟ เซ็นเซอร์ที่ใช้ ซึ่งได้แก่ เซ็นเซอร์วัดแรง รุ่น ATI Gamma และโรตารีเอ็นด์โค้ดเดอร์ รวมไปถึงฮาร์ดแวร์ระบบรับข้อมูล (Data Acquisition Hardware) ที่ใช้

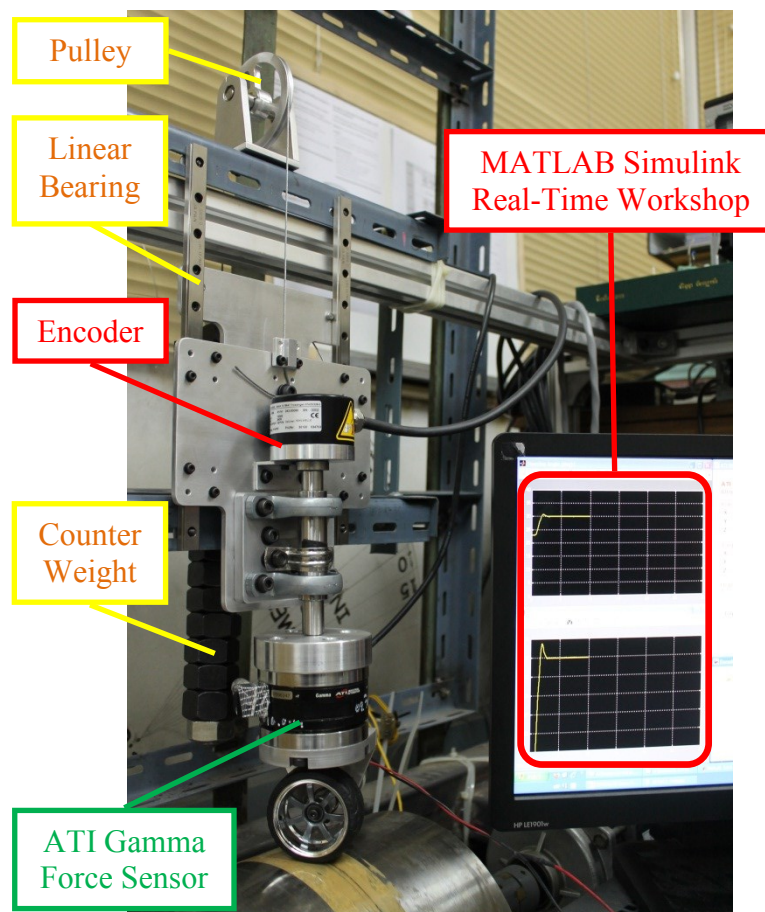
7.2.1.1 โครงสร้างและชิ้นส่วน

เมื่อทำการประกอบชิ้นส่วนที่ได้ทำการออกแบบและสั่งผลิต บนโครงสร้างเหล็กฉากที่มีอยู่เดิม จะได้เครื่องทดสอบยางชนิดดรัมสำหรับยางของพาหนะจำลองมาตราส่วน 1:10 ดังแสดงในรูปที่ 7.8 ซึ่งแสดงตำแหน่งของชิ้นส่วนและอุปกรณ์ต่างๆ ซึ่งสามารถอธิบายคร่าวๆ ได้ดังนี้ ระบบรอกสำหรับรองรับสลิง (Pulley) ทำหน้าที่แบกรับน้ำหนักของชุดอุปกรณ์ทั้งหมด ด้วยลวดสลิงที่มาคล้องผ่าน ปลายด้านหนึ่งของลวดยึดติดกับอุปกรณ์ถ่วงน้ำหนัก (Counter Weight) ซึ่งจะอธิบายรายละเอียดในลำดับต่อไป ส่วนปลายอีกด้านยึดติดกับชุดอุปกรณ์ทดสอบยาง เนื่องจากระบบรอกสามารถหมุนได้รอบแกน ทำให้ชุดอุปกรณ์ทดสอบยางสามารถเคลื่อนที่ขึ้น-ลง ตามแนวของลิเนียร์แบร์ริง เพื่อรักษาค่าภาระในแนวตั้งให้คงที่ แม้เมื่อล้อและดรัมมีการเยื้องศูนย์ ส่วนอุปกรณ์วัดมุม (Encoder) นั้น ติดตั้งในแนวเดียวกับเพลาของรับชุดลิ้นว อยู่ในตำแหน่งที่สามารถวัดค่ามุมลิ้นว สำหรับการแสดงค่ามุมลิ้นวบนจอแสดงผลด้วย MATLAB Simulink Real-Time Workshop นั้น จะกล่าวถึงในลำดับต่อไป อุปกรณ์ที่มีสำคัญมากในลำดับต่อมา คือเซ็นเซอร์วัดแรง (ATI Gamma Force Sensor) ซึ่งรองรับด้วยเพลาของรับชุดลิ้นว และประกอบกับชุดมอเตอร์ขับเคลื่อนทดสอบติดตั้งในแนวซึ่งสอดคล้องกับทิศทางของยาง ทำหน้าที่วัดค่าแรงเสียดทานที่เกิดขึ้น ซึ่งเป็นตัวแปรสำคัญในการทดลอง

7.2.1.2 ชุดอุปกรณ์สำหรับถ่วงน้ำหนัก

อุปกรณ์ถ่วงน้ำหนัก (Counter Weight) มีหน้าที่หลักคือ การควบคุมค่าภาระในแนวตั้งของล้อทดสอบ ตำแหน่งของอุปกรณ์ถ่วงน้ำหนักที่ใช้ในชุดอุปกรณ์ทดสอบยางได้แสดงไว้ในรูปที่ 7.8 น้ำหนักถ่วงประกอบขึ้นจากโบลต์และน๊อตร้อยรวมกันอย่างเป็นระเบียบ การปรับค่าภาระในแนวตั้งสามารถกระทำได้โดยสะดวก ด้วยการ เพิ่ม/ลด จำนวนน๊อต ลวดสลิงที่ใช้แขวนน้ำหนักถ่วงนั้นยึดติดที่ปลายด้านบนของแท่งถ่วงน้ำหนักโดยการพันรอบและขันนอตหนีบให้แน่น การเลือก

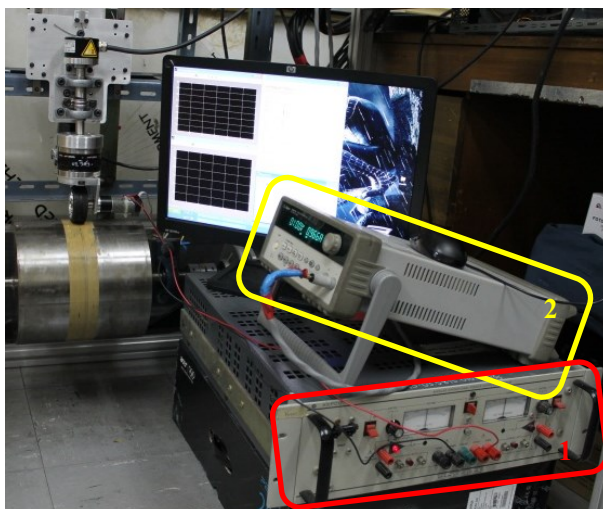
น้ำหนักถ่วงที่เหมาะสมนั้นกระทำโดยการถ่วงน้ำหนัก ประกอบกับการอ่านค่าแรงที่วัดได้จาก อุปกรณ์วัดแรง เมื่อได้ค่าภาระในแนวตั้งที่ต้องการแสดงเป็นน้ำหนักถ่วงที่เหมาะสม



รูปที่ 7.8 เครื่องทดสอบยางชนิดดรัมสำหรับยางของพาหนะจำลองมาตราส่วน 1:10

7.2.1.3 อุปกรณ์สำหรับจ่ายไฟ

ในเครื่องทดสอบยาง ใช้อุปกรณ์สำหรับจ่ายไฟจำนวน 2 ตัว ดังแสดงในรูปที่ 7.9 อุปกรณ์จ่ายไฟตัวแรกสำหรับใช้ขับดรัม คือ KEPCO Power Supply & Amplifier ซึ่งมีพิกัดแรงดัน 50 โวลต์ และพิกัดกระแส 8 แอมแปร์ และอุปกรณ์จ่ายไฟตัวที่สองสำหรับใช้ขับล้อทดสอบ คือ Agilent DC Power Supply E3645A ซึ่งมีพิกัดแรงดัน 35 โวลต์ และพิกัดกระแส 2.2 แอมแปร์



รูปที่ 7.9 อุปกรณ์จ่ายไฟที่ใช้ในเครื่องทดสอบยาง

7.2.1.4 เซ็นเซอร์และฮาร์ดแวร์ระบบรับข้อมูล (Data Acquisition Hardware)

7.2.1.4.1 ATI Gamma Force Transducer & NI DAQ Card

เซ็นเซอร์วัดแรง ATI Gamma Force/Torque Transducer ซึ่งติดตั้งดังแสดงในรูปที่ 7.10 นั้น สามารถวัดค่าแรงได้ใน 3 ทิศทาง และค่าโมเมนต์รอบแกน 3 แกน สำหรับการใช้งานในเครื่องทดสอบยางนี้ใช้ประโยชน์จากการวัดแรงใน 3 ทิศทาง คือ X Y Z เท่านั้น โดยกำหนดให้การวัดแรงในทิศ X วัดค่าแรงเสียดทานในทิศการกลิ้งของล้อ ให้การวัดแรงในทิศ Y วัดค่าแรงเสียดทานด้านข้าง และให้การวัดแรงในทิศ Z วัดค่าภาระในแนวตั้งของล้อทดสอบ

สำหรับฮาร์ดแวร์ระบบรับข้อมูลที่ใช้แปลงสัญญาณจากเซ็นเซอร์ คือ NI DAQ Card



รูปที่ 7.10 เซ็นเซอร์วัดแรง ATI Gamma F/T Transducer

7.2.1.4.2 โรตารีเอ็นโค้ดเดอร์ & Sensoray 626

ใช้โรตารีเอ็นโค้ดเดอร์ ของ Electronic GmbH รุ่น D78647 ความละเอียด 10,000 pulses/rev ซึ่งติดตั้งแสดงในรูปแบบที่ 7.11 ร่วมกับ Sensoray 626 DAQ Card สำหรับวัดค่ามุมเฉลี่ยของชุดล้อทดสอบ



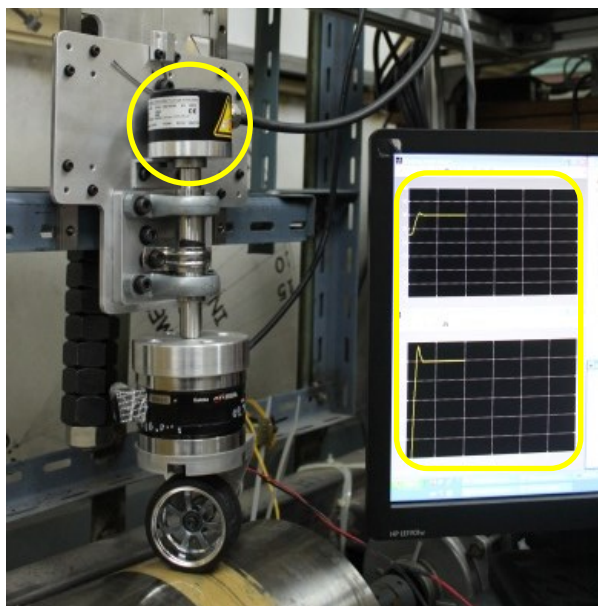
รูปที่ 7.11 โรตารีเอ็นโค้ดเดอร์ ของ Electronic GmbH รุ่น D78647

7.2.2 ซอฟต์แวร์

ในส่วนซอฟต์แวร์นั้น จะกล่าวถึง ซอฟต์แวร์สำหรับอ่านค่ามุมเฉลี่ยของล้อทดสอบ และซอฟต์แวร์สำหรับอ่านและบันทึกค่าแรงที่วัดได้ ดังต่อไปนี้

7.2.2.1 ซอฟต์แวร์สำหรับอ่านค่ามุมเฉลี่ยของล้อทดสอบ

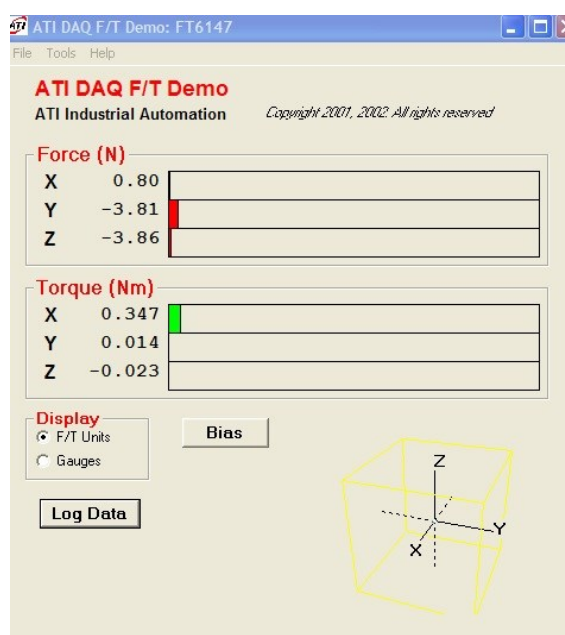
ซอฟต์แวร์ที่ใช้ในการอ่านค่ามุมเฉลี่ยของล้อทดสอบ คือ MATLAB Simulink Real-Time Workshop ซึ่งสามารถเชื่อมต่อกับอุปกรณ์ภายนอกผ่านทาง Sensoray 626 DAQ Card สำหรับเครื่องทดสอบแบบนี้ มุมเฉลี่ยของล้อทดสอบถูกวัดค่าโดยโรตารีเอ็นโค้ดเดอร์ และแสดงค่ามุมแบบ Real-time บน MATLAB Simulink Real-Time Workshop ดังตัวอย่างการแสดงผลค่ามุมในการปรับค่ามุมเฉลี่ยขณะทำการทดสอบจริง ซึ่งได้แสดงในรูปแบบที่ 7.12



รูปที่ 7.12 การแสดงค่ามุลี่ยว บน MATLAB Simulink Real-Time Workshop

7.2.2.2 ซอฟต์แวร์สำหรับอ่านและบันทึกค่าแรงที่วัดได้

ซอฟต์แวร์ที่ใช้แสดงผลและบันทึกค่าแรงเสียดทานที่เกิดขึ้นระหว่างการทดสอบ ทั้งแรงด้านข้าง แรงในทิศการกลิ้ง และค่าภาระในแนวตั้ง คือ ATI DAQ F/T Demo ซึ่งสามารถเชื่อมต่อกับเซ็นเซอร์วัดแรง รุ่น ATI Gamma ผ่านทาง NI DAQ Card ซึ่งตัวอย่างของการแสดงผลขณะทำการทดสอบจริงนั้น ได้แสดงในรูปที่ 7.13 โดยสามารถบันทึกค่าแรงและโมเมนต์ทั้ง 6 แกน เก็บในฐานข้อมูลได้โดยการคลิกที่ปุ่ม “Log Data”



รูปที่ 7.13 การแสดงผลของ ATI DAQ F/T Demo

บทที่ 8

แบบจำลองสำหรับประมาณค่าแรงเสียดทานที่ผิวยาง

ของพาหนะจำลองมาตราส่วน 1:10

ด้วยเครื่องทดสอบยางชนิดดรัมสำหรับยางของพาหนะจำลองมาตราส่วน 1:10 ที่ได้ ออกแบบและพัฒนาขึ้น ในบทที่ 7 นั้น ได้ทดสอบยางในกรณีที่เกิดการไถลเฉพาะด้านข้าง (Pure lateral slip) เพื่อหาความสัมพันธ์ระหว่างแรงด้านข้างกับมุมไถล โดยควบคุมอัตราการไถลให้เป็น ศูนย์ และทดสอบยางในกรณีที่เกิดการไถลเฉพาะในทิศการกลิ้ง (Pure longitudinal slip) เพื่อหา ความสัมพันธ์ระหว่างแรงในทิศการกลิ้งกับอัตราการไถล โดยควบคุมมุมไถลให้เป็นศูนย์ จากนั้น จึงกำหนดค่าพารามิเตอร์ของสูตรเมจิกสำหรับความสัมพันธ์ทั้งสอง ซึ่งตัวอย่างของการกำหนด ค่าพารามิเตอร์ของสูตรเมจิกนั้น แสดงในภาคผนวก จ พร้อมทั้งเปรียบเทียบสัมประสิทธิ์แรงเสียด ทานซึ่งประมาณด้วยสูตรเมจิกที่ได้จากผลการทดสอบยางของรถจำลองกับสูตรเมจิกจากผลการ ทดสอบยางรถยนต์จริง เพื่อวิเคราะห์ความเป็นไปได้ของการศึกษาพลศาสตร์การดริฟของรถยนต์ จริงจากการทดลองด้วยพาหนะจำลองมาตราส่วน 1:10 และท้ายที่สุดนั้น ได้พัฒนาแบบจำลอง สำหรับประมาณค่าแรงเสียดทานที่ผิวยางของพาหนะจำลองด้วยสูตร เมจิกร่วมกับแบบจำลองที่ ปรับปรุงแล้วของนิโคลัสและคอมสตอก ดังรายละเอียดดังต่อไปนี้

8.1 ผลการทดสอบยาง และการกำหนดค่าพารามิเตอร์ของสูตรเมจิก

จากการทดสอบยางของพาหนะจำลองมาตราส่วน 1:10 ทั้งในกรณีที่เกิดการไถลเฉพาะ ด้านข้างเพื่อหาความสัมพันธ์ระหว่างแรงด้านข้างกับมุมไถล และในกรณีที่เกิดการไถลเฉพาะใน ทิศการกลิ้งเพื่อหาความสัมพันธ์ระหว่างแรงในทิศการกลิ้งกับอัตราการไถลนั้น สามารถกำหนด ค่าพารามิเตอร์ของสูตรเมจิกสำหรับความสัมพันธ์ทั้งสอง พร้อมทั้งเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์แรง เสียดทานกับสูตรเมจิกจากผลการทดสอบยางรถยนต์จริง ดังนี้

8.1.1 การทดสอบยางในกรณีที่เกิดการไถลเฉพาะในทิศการกลิ้ง

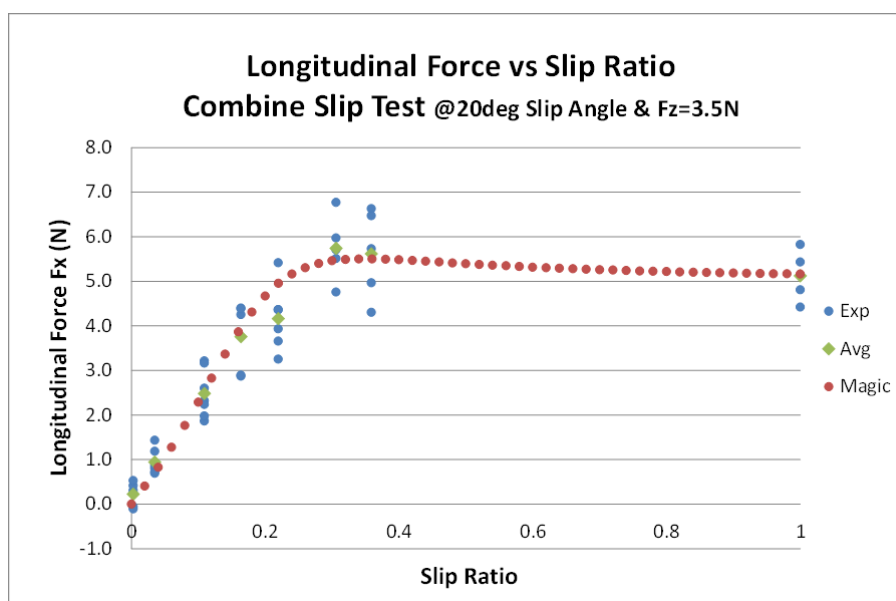
8.1.1.1 ความสัมพันธ์ระหว่างแรงในทิศการกลิ้งกับอัตราการไถลเมื่อมุมไถลเป็นศูนย์

จากการทดสอบยางเพื่อหาความสัมพันธ์ระหว่างแรงในทิศการกลิ้งกับอัตราการไถล ใน กรณีที่ยางเกิดการไถลเฉพาะในทิศการกลิ้ง โดยกำหนดค่ามุมไถลให้เป็นศูนย์นั้น ได้ผลการ ทดสอบยางดังกราฟซึ่งแสดงในรูปที่ 8.1 ซึ่งสามารถอภิปรายผลการทดลองได้ดังนี้ เมื่อพิจารณา ค่าเฉลี่ยของข้อมูล (Avg) พบว่า ที่อัตราการไถลน้อยกว่า 0.3 แรงในทิศการกลิ้งมีแนวโน้มเพิ่มขึ้น ตามค่าอัตราการไถล แต่เมื่ออัตราการไถลมีค่าสูงกว่า 0.3 เรื่อยไปจนกระทั่งอัตราการไถลมีค่าเป็น

หนึ่ง แรงในทิศการกลิ้งมีค่าลดลงเล็กน้อย และเมื่อพิจารณากราฟจากการประมาณด้วย Magic Formula ดังสมการ

$$F_x(k) = 5.5 \sin(1.2736 \arctan(2.8553k + 8.6228[2.8553k - \arctan(2.8553k)])) \quad (8.1)$$

พบว่าเมื่ออัตราการไถลมีค่าน้อยกว่า 0.2 นั้น แรงในทิศการกลิ้งมีความสัมพันธ์แบบเชิงเส้นกับอัตราการไถล และแรงในทิศการกลิ้งมีค่าสูงสุดเมื่ออัตราการไถลมีค่าประมาณ 0.3



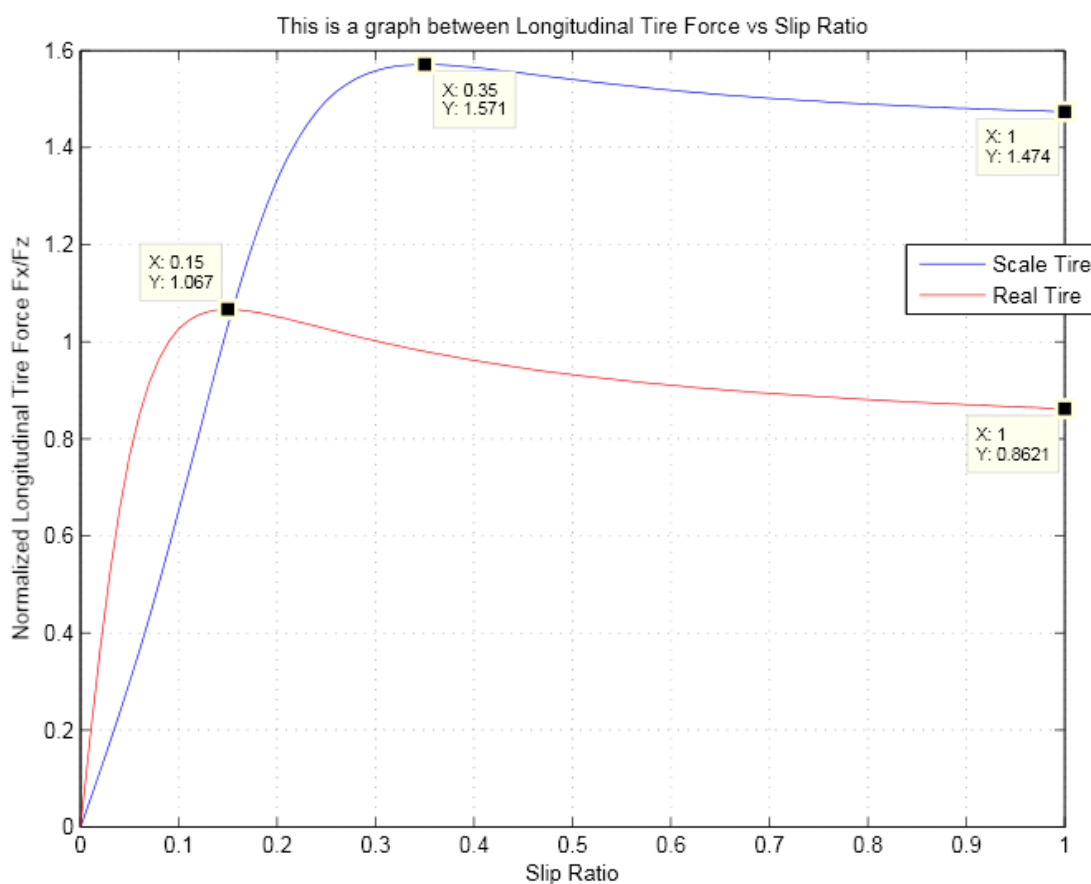
รูปที่ 8.1 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างแรงในทิศการกลิ้งกับอัตราการไถล ในกรณีที่ยางเกิดการไถลในทิศการกลิ้ง

8.1.1.2 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศการกลิ้งกับอัตราการไถล เมื่อมุมไถลเป็นศูนย์ของยางพาหนะจำลองมาตราส่วน 1:10 เทียบกับยางรถยนต์จริง

เมื่อเปรียบเทียบความสัมพันธ์ระหว่างแรงในทิศการกลิ้งกับอัตราการไถล ซึ่งเกิดขึ้นเมื่อมุมไถลมีค่าเป็นศูนย์ จากค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศการกลิ้งของยางรถยนต์จริงและของยางพาหนะจำลองซึ่งได้แสดงไว้ในรูปที่ 8.2 โดยกราฟเส้นสีน้ำเงินแสดงค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศการกลิ้งของยางพาหนะจำลองและกราฟเส้นสีแดงแสดงค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศการกลิ้งของยางรถยนต์จริงนั้น

แนวโน้มของค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานของยางทั้งสองชนิดมีลักษณะคล้ายคลึงกัน โดยสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศการกลิ้งมีค่าเพิ่มขึ้นตามขนาดของมุมไถลและมีความสัมพันธ์แบบ

เชิงเส้นในช่วงแรกๆ จากนั้นอัตราการเพิ่มของค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศการกลิ้งเริ่มลดลง จนกระทั่งถึงค่าสูงสุดที่อัตราการไถล 0.35 สำหรับยางพาหนะจำลอง และที่อัตราการไถล 0.15 สำหรับยางรถยนต์จริง ตามลำดับ และเมื่อพิจารณามุมไถลซึ่งมากกว่ามุมที่ให้ค่าแรงเสียดทาน ด้านข้างสูงสุด สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานของยางทั้งสองชนิดมีค่าลดลงอย่างสม่ำเสมอเมื่ออัตราการไถลเพิ่มขึ้น



รูปที่ 8.2 กราฟแสดงค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศการกลิ้งจากสมการประมาณค่าแรงเสียดทานของยางรถยนต์จริงและยางพาหนะจำลอง ซึ่งสัมพันธ์กับอัตราการไถล

8.1.2 การทดสอบยางในกรณีที่เกิดการไถลเฉพาะด้านข้าง

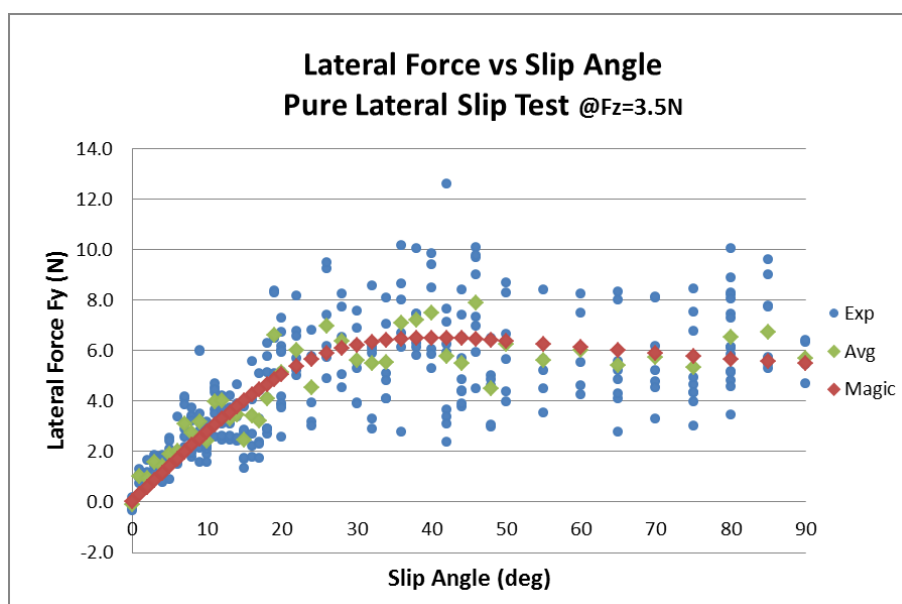
8.1.2.1 ความสัมพันธ์ระหว่างแรงด้านข้างกับมุมไถลเมื่ออัตราการไถลเป็นศูนย์

จากการทดสอบยางเพื่อหาความสัมพันธ์ระหว่างแรงด้านข้างกับมุมไถล ในกรณีที่เกิดการไถลเฉพาะด้านข้าง โดยควบคุมอัตราการไถลให้เป็นศูนย์นั้น ได้ผลการทดสอบยางดังกราฟซึ่งแสดงในรูปที่ 8.3 ซึ่งสามารถอภิปรายผลการทดลองได้ดังนี้ เมื่อพิจารณาค่าเฉลี่ยของข้อมูล (Avg) พบว่า ที่มุมไถลน้อยกว่า 40 องศา แรงด้านข้างมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตามค่ามุมไถล แต่เมื่อมุมไถลเกิน

40 องศา เรื่อยไปจนกระทั่ง 90 องศา แรงด้านข้างมีค่าลดลงเพียงเล็กน้อย และเมื่อพิจารณากราฟจากการประมาณด้วย Magic Formula ดังสมการ

$$F_y(\alpha) = 6.5 \sin(1.58 \arctan(0.0276\alpha + 1.62[0.0276\alpha - \arctan(0.0276\alpha)])) \quad (8.2)$$

พบว่า เมื่อมุมไถลมีค่าน้อยกว่า 20 องศา แรงด้านข้างมีความสัมพันธ์แบบเชิงเส้นกับมุมไถล แรงด้านข้างมีค่าสูงสุดที่มุมไถลประมาณ 40 องศา และเมื่อพิจารณาผลการทดลอง (Exp) พบว่าในช่วงที่แนวโน้มของแรงด้านข้างมีค่าเพิ่มขึ้นตามค่ามุมไถลนั้น การกระจายตัวของข้อมูลซึ่งแสดงถึงความไม่แน่นอน มีค่าเพิ่มขึ้นเช่นกัน การกระจายตัวดังกล่าวเกิดขึ้นสูงมาก ณ มุมไถลที่สร้างแรงด้านข้างสูงสุด ที่มุมไถลมากกว่านั้น แถบของการกระจายตัวมีความกว้างแทบจะคงที่



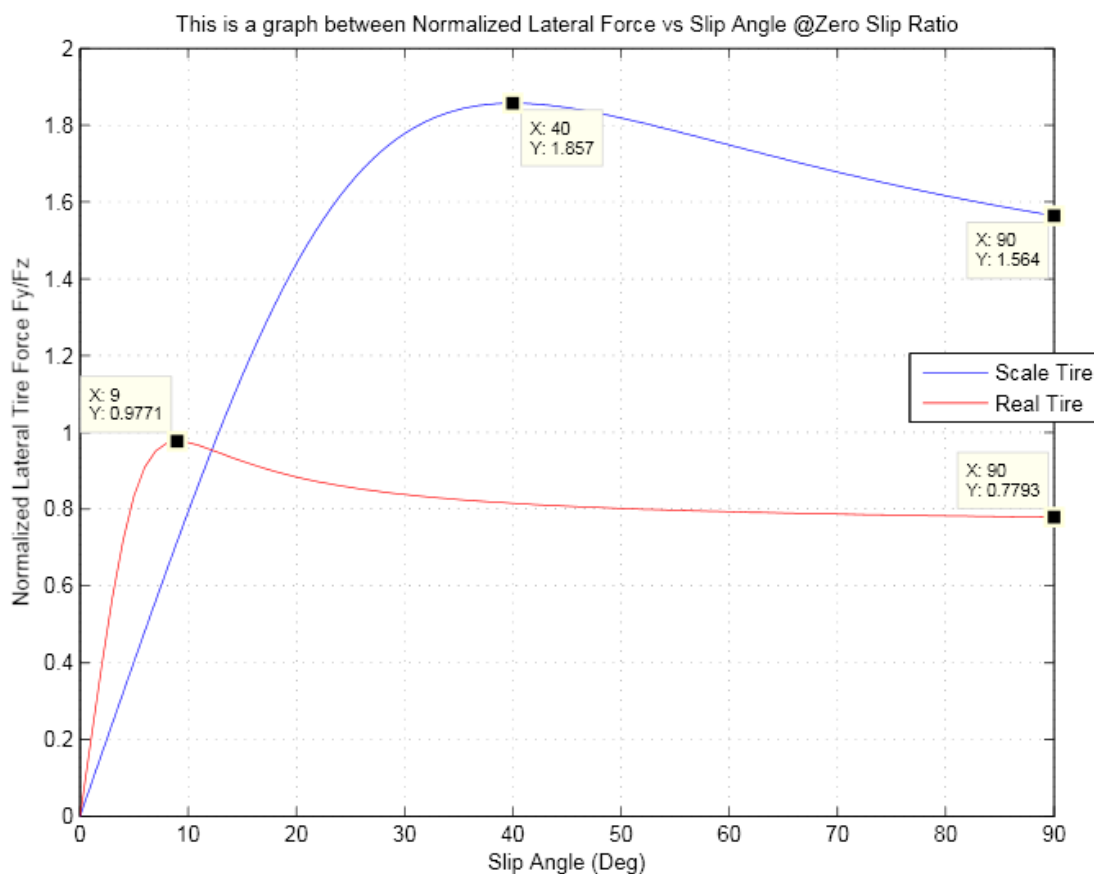
รูปที่ 8.3 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างแรงด้านข้างกับมุมไถล
ในกรณีที่ยางเกิดการไถลเฉพาะด้านข้าง

8.1.2.2 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานด้านข้างกับมุมไถลเมื่ออัตรา การไถลเป็นศูนย์ของยางพาหนะจำลองมาตราส่วน 1:10 เทียบกับยางรถยนต์จริง

เมื่อเปรียบเทียบความสัมพันธ์ระหว่างแรงด้านข้างกับมุมไถล ซึ่งเกิดขึ้นเมื่ออัตราการไถลมีค่าเป็นศูนย์ จากค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานด้านข้างของยางรถยนต์จริงและของยางพาหนะจำลองซึ่งได้แสดงไว้ในรูปที่ 8.4 โดยกราฟเส้นสีน้ำเงินแสดงค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานด้านข้างของยางพาหนะจำลองและกราฟเส้นสีแดงแสดงค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานด้านข้างของยางรถยนต์จริงนั้น

แนวโน้มของค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานของยางทั้งสองชนิดมีลักษณะคล้ายคลึงกัน โดยสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานด้านข้างมีค่าเพิ่มขึ้นตามขนาดของมุมไถลและมีความสัมพันธ์แบบเชิงเส้นในช่วงแรกๆ จากนั้นอัตราการเพิ่มของค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานด้านข้างเริ่มลดลง จนกระทั่งถึงค่าสูงสุดที่มุมไถล 40 องศา สำหรับยางพาหนะจำลอง และที่มุมไถล 9 องศา สำหรับยางรถยนต์จริง ตามลำดับ และเมื่อพิจารณามุมไถลซึ่งมากกว่ามุมที่ให้ค่าแรงเสียดทานด้านข้างสูงสุด พบว่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานมีค่าลดลงเมื่อมุมไถลเพิ่มขึ้น

การลดลงจากค่าสูงสุดของสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานของยางพาหนะจำลองนั้นเกิดขึ้นชัดเจนกว่าของยางรถยนต์จริง ซึ่งสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานด้านข้างมีค่าลดลงเพียงเล็กน้อย และแทบจะคงที่เรื่อยไปจนมุมไถลมีค่า 90 องศา



รูปที่ 8.4 กราฟแสดงค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานด้านข้างจากสมการประมาณค่าแรงเสียดทานของยางรถยนต์จริงและยางพาหนะจำลอง ซึ่งสัมพันธ์กับมุมไถล

8.1.3 สรุปผลการทดสอบยางของพาดนะจำลองมาตราส่วน 1:10

จากการอภิปรายของผลการเปรียบเทียบปริมาณไร้มิติที่คำนวณได้จากสมการประมาณค่าแรงเสียดทานของยางรถยนต์จริงและของยางพาดนะจำลองซึ่งสัมพันธ์กับแต่ละรูปแบบของการไถลนั้น สามารถวิเคราะห์ความเป็นไปได้ของการทำการทดลองด้วยพาดนะจำลองเพื่ออธิบายพลศาสตร์การเคลื่อนที่แบบไถลของรถยนต์จริงได้ในประเด็นต่างๆ ดังต่อไปนี้

แม้ค่าของข้อมูลจะมีความแตกต่างกันอยู่บ้าง แต่แนวโน้มของสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานซึ่งเปลี่ยนแปลงตามสภาพการไถลของยางพาดนะจำลองและยางรถยนต์จริงนั้น มีความคล้ายคลึงกันโดยส่วนมาก แรงเสียดทานในทิศการถลันของยางพาดนะจำลองนั้นมีค่าข้อมูลที่ใกล้เคียงกับค่าของยางรถยนต์จริงมากกว่า

เนื่องจากแนวโน้มของสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานซึ่งเปลี่ยนแปลงตามสภาพการไถลของยางพาดนะจำลองและยางรถยนต์จริงซึ่งมีความคล้ายคลึงกันมากนั้น ทำให้มีความเป็นไปได้ที่จะทำการทดลองด้วยพาดนะจำลองเพื่ออธิบายพลศาสตร์การเคลื่อนที่แบบไถลของรถยนต์จริง เพราะความแตกต่างของค่าข้อมูลตั้งได้กล่าวมาแล้วนั้น สามารถปรับให้มีความใกล้เคียงกันมากขึ้นได้สองแนวทาง

แนวทางแรกคือการกำหนดค่าภาระในแนวตั้ง ซึ่งส่งผลต่อขนาดของค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน ในงานวิจัยที่ผ่านมา ได้เลือกกำหนดค่าภาระในแนวตั้งตามค่าจริงของพาดนะจำลองที่ไม่มีการถ่วงน้ำหนักเพิ่ม ซึ่งแผนการทดลองในอนาคต จำเป็นต้องพิจารณาความคล้ายของพาดนะและรถยนต์จริงซึ่งเป็นต้นแบบ และต้องทำการถ่วงน้ำหนักเพิ่มเพื่อให้สอดคล้องกับทฤษฎีความคล้าย ดังนั้นค่าภาระในแนวตั้งที่เปลี่ยนแปลง อาจช่วยลดความแตกต่างของค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานลงได้อีก

แนวทางต่อมาคือการเลือกชนิดของยางพาดนะจำลอง ซึ่งมีความแตกต่างกันทั้งในด้านรูปร่างและส่วนประกอบของเนื้อยาง ในงานวิจัยที่ผ่านมาได้เลือกใช้ยาง HPI T-Grip Tire ซึ่งเป็นยาง 100% และมีความเหนียวค่อนข้างมาก ส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานของยางพาดนะจำลองมีค่ามากกว่าของยางรถยนต์จริงอย่างเห็นได้ชัด แผนการทดลองในอนาคตคือการเลือกใช้ยางที่มีส่วนผสมของ PVC มากขึ้น ซึ่งจะให้ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานของยางสเกลที่ลดลง

8.2 การประมาณค่าแรงเสียดทานที่ผิวยางของพาหนะจำลองมาตราส่วน 1:10 ด้วยสูตรเมจิกร่วมกับแบบจำลองที่ปรับปรุงแล้วของนิโคลัสและคอมสตอก

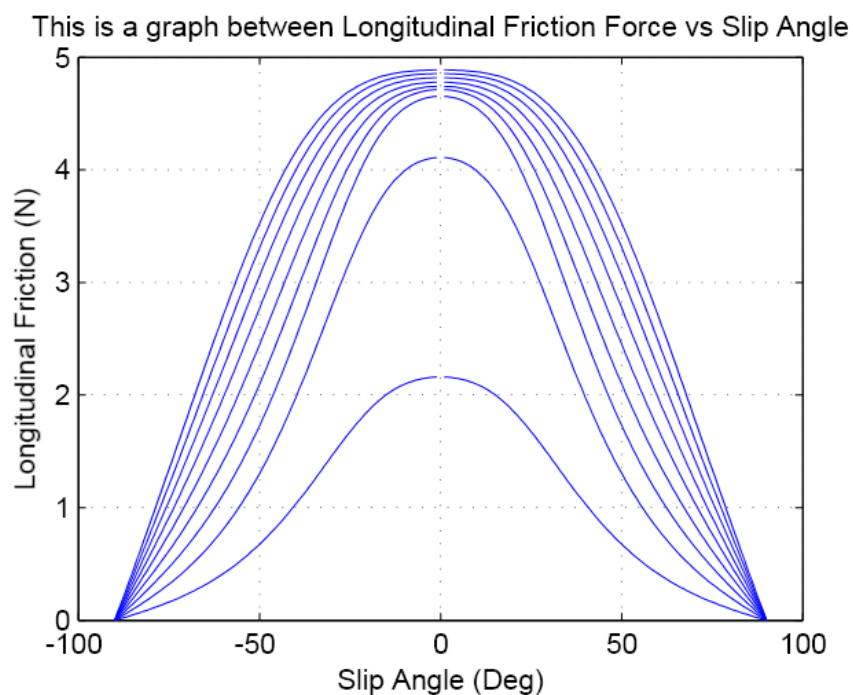
สำหรับการประมาณค่าแรงเสียดทานที่ผิวยางของพาหนะจำลองมาตราส่วน 1:10 เมื่อเกิดการไถลแบบผสมทั้งในทิศการกลิ้งและทิศด้านข้างนั้น สามารถทำได้โดยใช้สูตรเมจิกร่วมกับแบบจำลองที่ปรับปรุงแล้วของนิโคลัสและคอมสตอก (BNP-MNC Tire Friction Model) ซึ่งมีรายละเอียดดังแสดงในหัวข้อย่อยที่ 3.2.3

สูตรเมจิกที่ใช้ในแบบจำลองนั้นได้จากผลการทดสอบยางของพาหนะจำลองมาตราส่วน 1:10 ในกรณีที่เกิดการไถลเพียงทิศทางใดทิศทางหนึ่ง ประกอบด้วย สูตรเมจิกสำหรับความสัมพันธ์ระหว่างแรงในทิศการกลิ้งกับอัตราการไถล $F_x(k)$ ดังสมการที่ 8.1 ซึ่งสัมพันธ์กับความแข็งแกร่งของแรงในทิศการกลิ้ง (Traction stiffness coefficient) C_k มีค่า 22.83 นิวตัน และสูตรเมจิกสำหรับความสัมพันธ์ระหว่างแรงด้านข้างกับมุมไถล $F_y(\alpha)$ ดังสมการที่ 8.2 ซึ่งสัมพันธ์กับความแข็งแกร่งของแรงด้านข้าง (Cornering stiffness coefficient) C_α นั้น มีค่า 0.2776 นิวตันต่อองศา โดยแรงเสียดทานในทิศการกลิ้งซึ่งสัมพันธ์กับมุมไถลและอัตราการไถลนั้นแสดงในสมการที่ 3.74 และแรงเสียดทานในทิศด้านข้างซึ่งสัมพันธ์กับมุมไถลและอัตราการไถลนั้นแสดงในสมการที่ 3.75 ตามลำดับ

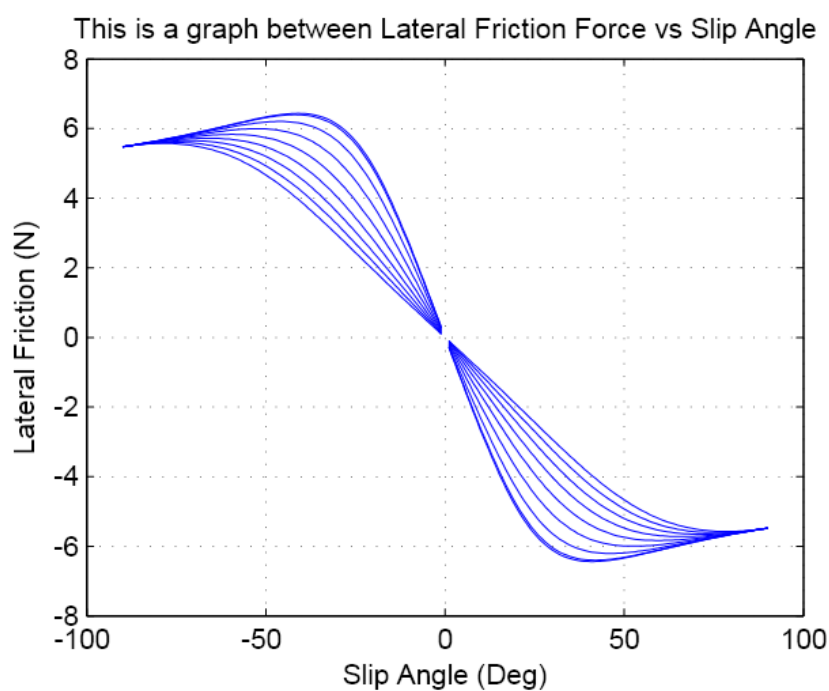
$$F_x(\alpha, k) = \frac{F_x(k)F_y(\alpha)k}{\sqrt{k^2F_y^2(\alpha)+F_x^2(k)\tan^2\alpha}} \times \frac{\sqrt{k^2C_\alpha^2+(1-|k|)^2\cos^2\alpha F_x^2(k)}}{kC_\alpha} \quad (3.74)$$

$$F_y(\alpha, k) = \frac{F_x(k)F_y(\alpha)\tan\alpha}{\sqrt{k^2F_y^2(\alpha)+F_x^2(k)\tan^2\alpha}} \times \frac{\sqrt{(1-|k|)^2\cos^2\alpha F_y^2(\alpha)+\sin^2\alpha C_k^2}}{C_k\sin\alpha} \quad (3.75)$$

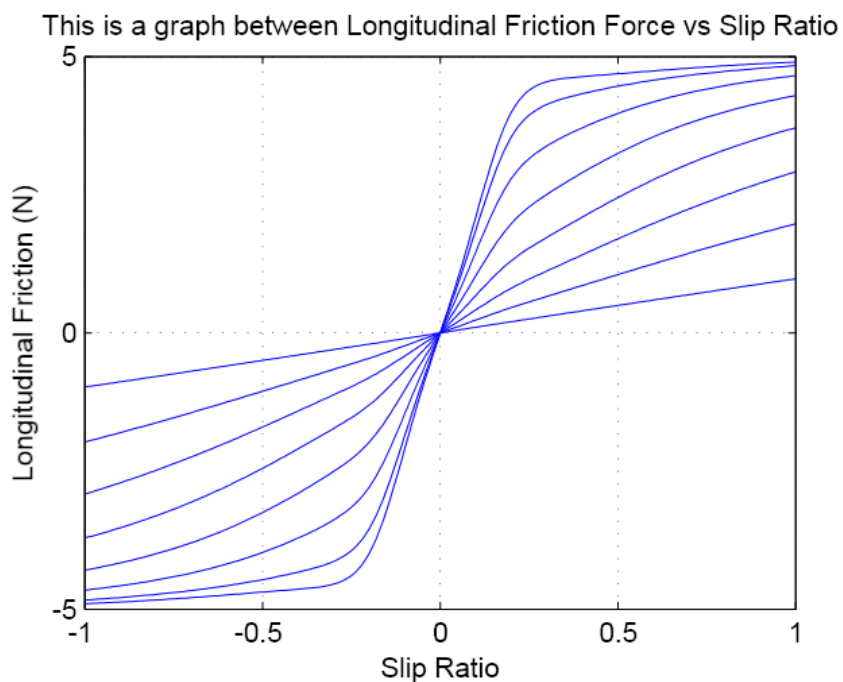
ได้ผลการประมาณค่าแรงเสียดทาน ซึ่งประกอบด้วย ความสัมพันธ์ระหว่างแรงเสียดทานในทิศการกลิ้งกับมุมไถล ความสัมพันธ์ระหว่างแรงเสียดทานในทิศด้านข้างกับมุมไถล ความสัมพันธ์ระหว่างแรงเสียดทานในทิศการกลิ้งกับอัตราการไถล และความสัมพันธ์ระหว่างแรงเสียดทานในทิศด้านข้างกับอัตราการไถลนั้น ได้แสดงไว้ในรูปที่ 8.5 ถึงรูปที่ 8.8 ตามลำดับ



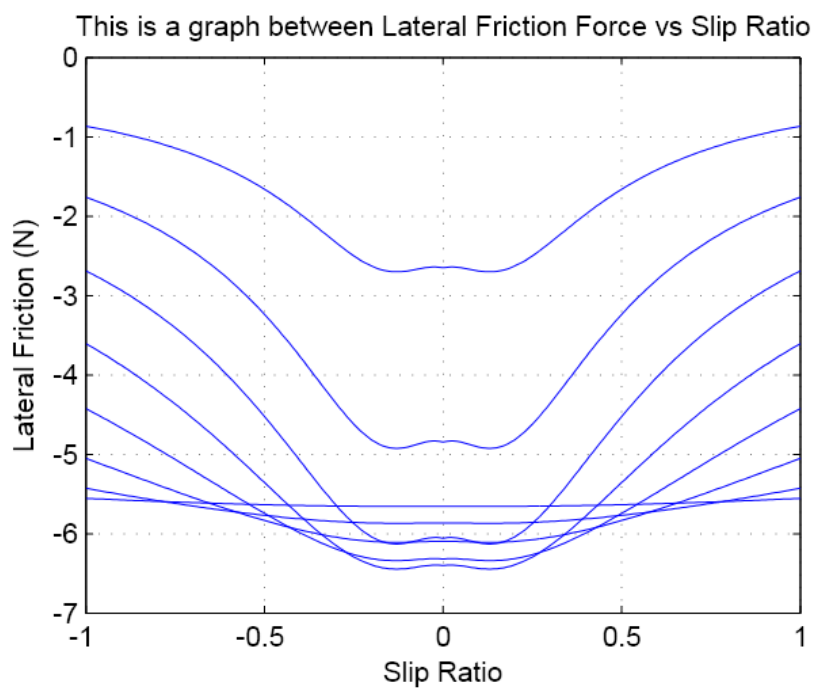
รูปที่ 8.5 ความสัมพันธ์ระหว่างแรงเสียดทานในทิศการลื่นกับมุมไถล จากการประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกร่วมกับแบบจำลองที่ปรับปรุงแล้วของนิโคลัสและคอมสตอก



รูปที่ 8.6 ความสัมพันธ์ระหว่างแรงเสียดทานในทิศด้านข้างกับมุมไถล จากการประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกร่วมกับแบบจำลองที่ปรับปรุงแล้วของนิโคลัสและคอมสตอก

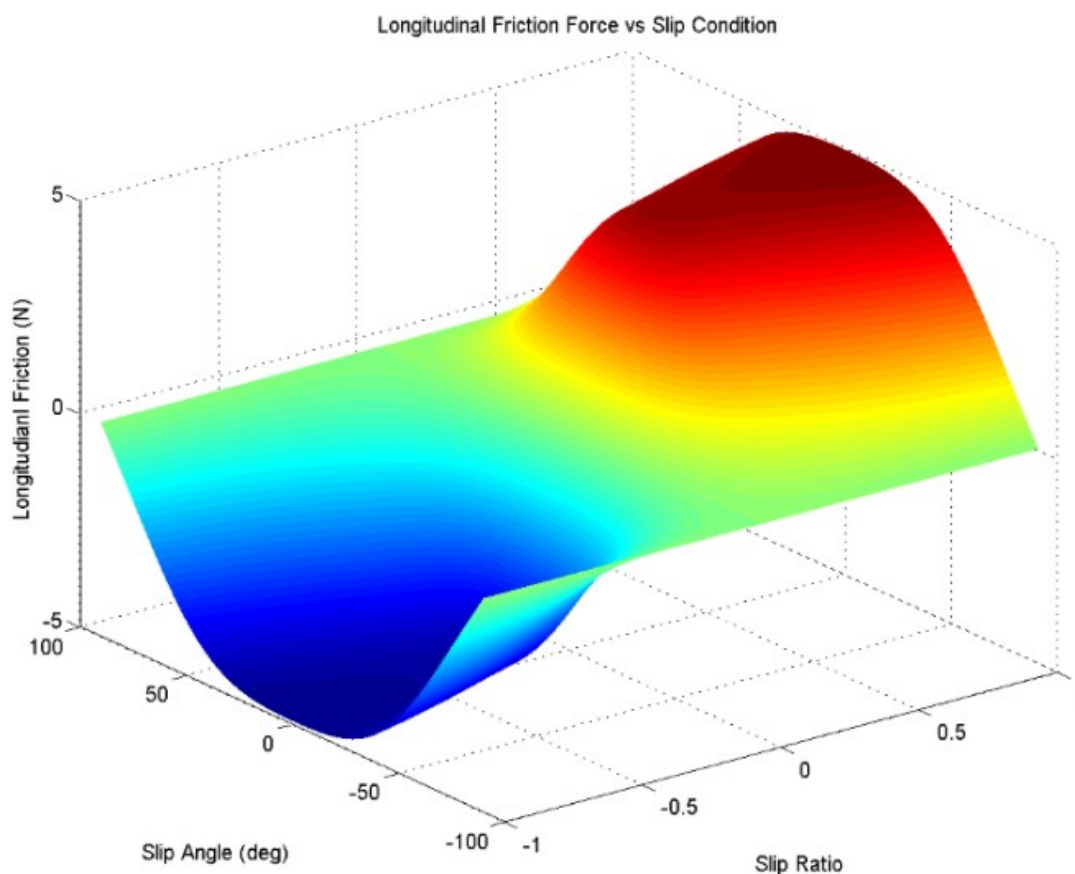


รูปที่ 8.7 ความสัมพันธ์ระหว่างแรงเสียดทานในทิศการกลิ้งกับอัตราการไถล จากการประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกร่วมกับแบบจำลองที่ปรับปรุงแล้วของนิโคลัสและคอมสตอก

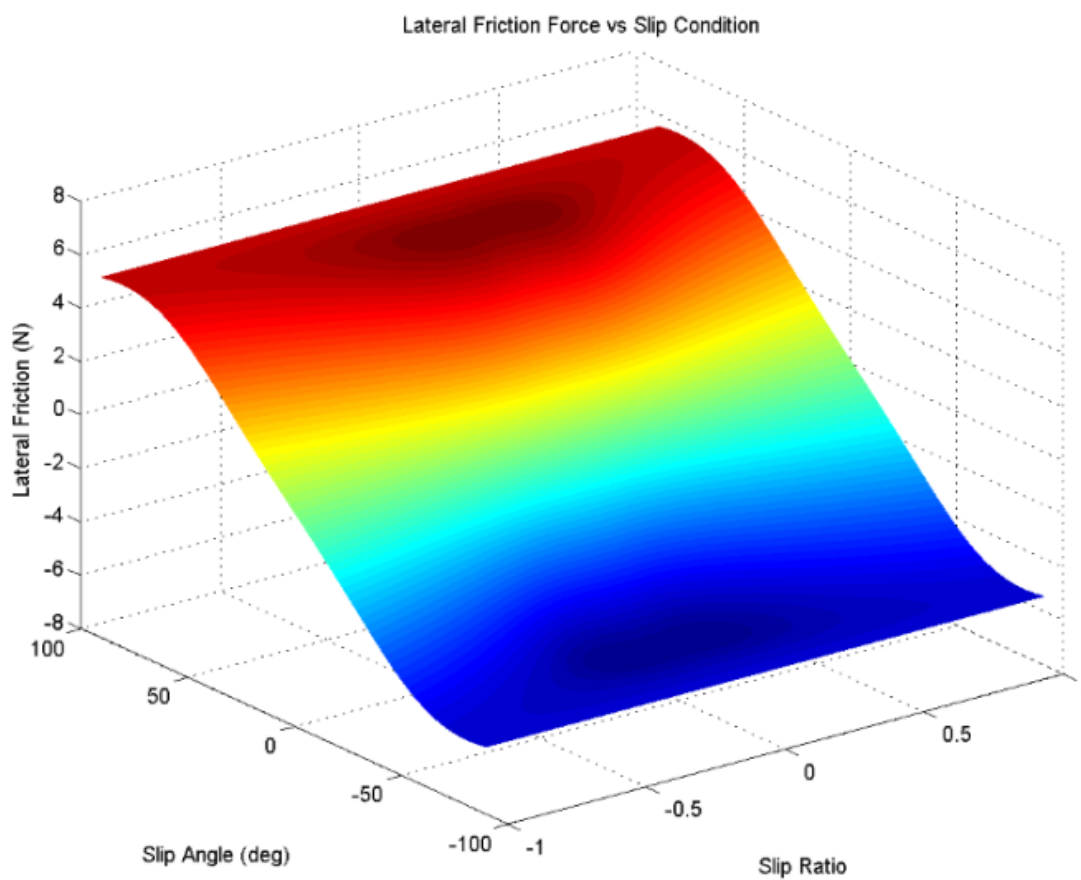


รูปที่ 8.8 ความสัมพันธ์ระหว่างแรงเสียดทานในทิศด้านข้างกับอัตราการไถล จากการประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกร่วมกับแบบจำลองที่ปรับปรุงแล้วของนิโคลัสและคอมสตอก

ทั้งนี้ สามารถแสดงผลการประมาณค่าแรงเสียดทานที่ผิวยางโดยใช้สูตรเมจิกร่วมกับแบบจำลองที่ปรับปรุงแล้วของนิโคลัสและคอมสตอกในรูปแบบของพื้นผิว 3 มิติ โดยแรงเสียดทานในทิศการกลิ้งซึ่งสัมพันธ์กับมุมไถลและอัตราการไถลนั้น แสดงในรูปที่ 8.9 และแรงเสียดทานด้านข้างซึ่งสัมพันธ์กับมุมไถลและอัตราการไถลนั้น แสดงในรูปที่ 8.10 ตามลำดับ



รูปที่ 8.9 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศการกลิ้งกับมุมไถลและอัตราการไถล จากการประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกร่วมกับแบบจำลองที่ปรับปรุงแล้วของนิโคลัสและคอมสตอก



รูปที่ 8.10 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานด้านข้างกับมุมไถลและอัตราไถล
จากการประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกร่วมกับแบบจำลองที่ปรับปรุงแล้ว
ของนิโคลัสและคอมสตอก

บทที่ 9

สรุปและข้อเสนอแนะ

การดริฟเป็นเทคนิคการเข้าโค้งด้วยมุมไถลค่ามากในลักษณะโอเวอร์สตีร์ซึ่งได้รับความนิยมเพราะทำให้ผู้ขับขี่มั่นใจได้ว่ารถจะไม่เกิดอาการดื้อโค้ง อย่างไรก็ตามในขณะที่ดริฟนั้นล้อหลังเกิดการไถลแบบผสมทั้งในทิศการกลิ้งและทิศด้านข้าง อีกทั้งแรงเสียดทานมีลักษณะไม่เป็นเชิงเส้น ทำให้ต้องอาศัยความชำนาญของผู้ขับขี่ในการควบคุมรถ

ในงานวิจัยนี้ได้ศึกษาพฤติกรรมทางพลศาสตร์และได้ออกแบบระบบควบคุมการดริฟในสภาวะคงตัวของรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลังโดยการจำลองบนคอมพิวเตอร์ ด้วยแบบจำลองทางพลศาสตร์ของยานพาหนะแบบสองล้อ และใช้สูตรเมจิกร่วมกับแบบจำลองที่ปรับปรุงแล้วของนิโคลัสและคอมสตอกในการประมาณค่าแรงเสียดทานที่ผิวยาง โดยชุดคำสั่งโปรแกรมคอมพิวเตอร์ที่พัฒนาขึ้นจากสมการการเคลื่อนที่ซึ่งพิสูจน์จากกรอบอ้างอิงที่ติดกับตัวรถ ภายใต้สมมติฐานคือไม่คำนึงถึงแรงเสียดทานในทิศการกลิ้งซึ่งเกิดขึ้นที่ล้อหน้านั้น สามารถคำนวณหาอัตราเร็วที่เหมาะสมและสัญญาณควบคุมแบบวงจรมีการเปิดของการขับขี่ที่สอดคล้อง ได้แก่ มุมเลี้ยวล้อหน้าและอัตราการไถลของล้อหลัง สำหรับเงื่อนไขการเข้าโค้งในสภาวะคงตัวที่กำหนด คือ รัศมีความโค้งและมุมไถลของรถ

สัญญาณควบคุมแบบวงจรมีการเปิดของการขับขี่ที่คำนวณได้นั้นถูกใช้เป็นตัวอ้างอิงของสัญญาณควบคุมในระบบควบคุมป้อนกลับตัวแปรสถานะแบบออปติมัลสำหรับการดริฟในสภาวะคงตัว ที่พัฒนาขึ้น จากแบบจำลองทางพลศาสตร์ในรูปแบบของปริภูมิสถานะที่พิสูจน์จากกรอบอ้างอิงในทิศทางและตั้งฉากกับความเร็ว ภายใต้ข้อจำกัดของสัญญาณควบคุม จากการจำลองการเคลื่อนที่บนโปรแกรมแมทแล็บ พบว่าระบบควบคุมป้อนกลับตัวแปรสถานะแบบออปติมัลสำหรับการดริฟในสภาวะคงตัวสามารถควบคุมให้ รัศมีความโค้ง มุมไถล และอัตราเร็วในการเข้าโค้ง อยู่เข้าสู่ค่าในสภาวะคงตัวที่ต้องการได้เสมอ ซึ่งรูปแบบของสัญญาณควบคุมที่ได้จากการจำลองกล่าว อาจใช้เป็นแนวทางอ้างอิงสำหรับผู้ขับขี่ในการแก้อาการของรถ ซึ่งโดยทั่วไปแล้วกระทำโดยสัญชาตญาณ

จากการจำลองการเคลื่อนที่แบบไถลด้วยระบบควบคุมการดริฟในสภาวะคงตัวบนโปรแกรมแมทแล็บ สำหรับรัศมีความโค้งค่าต่างๆ นั้น เมื่อเปรียบเทียบอัตราเร็วในการเข้าโค้งด้วยมุมไถลที่แตกต่างกันพบว่า โดยส่วนใหญ่แล้วการขับขี่ในรูปแบบปกติสามารถเข้าโค้งด้วยอัตราเร็ว

ที่สูงกว่า อย่างไรก็ตามการเข้าโค้งโดยการดิฟสามารถทำอัตราเร็วได้สูงกว่าในบางกรณี จากข้อ
ได้เปรียบดังกล่าว การศึกษาพลศาสตร์และพัฒนาระบบควบคุมการดิฟในโค้งรูปแบบต่างๆ ของ
ถนนจริง จึงมีความสำคัญ

รายการอ้างอิง

- [1] Ackermann, J. Robust control prevents car skidding. IEEE Control Systems Magazine 17 (1997): 23–31.
- [2] Yoshimoto, K., Tanaka, H., and Kawakami, S. Proposal of driver assistance system for recovering vehicle stability from unstable states by automatic steering. In IEEE International Vehicle Electronics Conference, Changchun, China, 1999.
- [3] Van Zanten, A.T., Erhardt, R., Landesfeind, G., and Pfaff, K. Vehicle stabilization by the vehicle dynamics control system ESP. In IFAC Mechatronic Systems, pp. 95-102. Darmstadt, Germany, 2000.
- [4] Hac, A., and Bodie, M. Improvements in vehicle handling through integrated control of chassis systems. International Journal of Vehicle Design 29, 1.
- [5] Trachtler, A. Integrated vehicle dynamics control using active brake steering and suspension systems. International Journal of Vehicle Design 36, 1 (2004): 1-12.
- [6] Wei, J., Zhuoping, Y., and Lijun, Z. Integrated chassis control system for improving vehicle stability. In IEEE International Conference on Vehicular Electronics and Safety, Shanghai, China, 2006.
- [7] Tahami, F., Kazemi, R., and Farhanghi, S. A novel driver assist stability system for all-wheel-drive electric vehicles. IEEE Transactions on Vehicular Technology 52, 3 (2003): 683–692.
- [8] Kim, D., Hwang, S., and Kim, H. Vehicle stability enhancement of four-wheel-drive hybrid electric vehicle using rear motor control. IEEE Transactions on Vehicular Technology 57, 2 (2008): 727–735.
- [9] Gillespie, T.D. Fundamentals of Vehicle Dynamics. PA USA : Society of Automotive Engineers, Inc., 1992.
- [10] Velenis, E., and Tsiotras, P. Minimum time vs maximum exit velocity path optimization during cornering. In IEEE International Symposium on Industrial Electronics, pp. 355-360, Dubrovnic, Croatia, 2005.

- [11] Velenis, E., Tsiotras, P., and Lu, J. Aggressive maneuvers on loose surfaces: Data analysis and input parameterization. In Mediterranean Conference on Control and Automation, Athens, Greece, 2007.
- [12] Velenis, E., Tsiotras, P., and Lu, J. Modeling aggressive maneuvers on loose surfaces: The cases of trail-braking and pendulum-turn. In European Control Conference, Kos, Greece, 2007.
- [13] Chaichaowarat, R., Wannasuphoprasit, W. Two Dimensional Dynamic Model of Drifting Vehicle. In The 7th International Conference on Automotive Engineering, Bangkok, Thailand, 2011.
- [14] Abdulrahim, M. On the Dynamics of Automobile Drifting. SAE Technical Paper 2006-01-1019, 2006.
- [15] Velenis, E., Tsiotras, P., and Lu, J. Trail-braking driver input parameterization for general corner geometry. In The SAE Motorsports Engineering Conference, Concord, NC, USA, 2008.
- [16] Velenis, E., Tsiotras, P., and Lu, J. Optimality properties and driver input parameterization for trail-braking cornering. European Journal of Control 14, 4 (2008): 308–320.
- [17] Bakker, E., Nyborg, L., and Pacejka, H. B. Tyre Modeling for Use in Vehicle dynamics Studies. SAE Technical Paper 870421, doi: 10.4271/870421, 1987.
- [18] Velenis, E., Frazzoli, E., and Tsiotras, P. On steady-state cornering equilibria for wheeled vehicles with drift. In The 28th Chinese Control Conference, 2009.
- [19] Khalil, H. Nonlinear Systems, 2nd edition. Upper Saddle River, New Jersey: Prentice Hall, 1996.
- [20] Velenis, E., Katzourakis, D., Frazzoli, E., Tsiotras, P. and Happee, R. Stabilization of Steady-State Drifting for a RWD Vehicle. In The 10th International Symposium on Advanced Vehicle Control (AVEC), Loughborough, UK, 2010.
- [21] Velenis, E., Katzourakis, D., Frazzoli, E., Tsiotras, P. and Happee, R. Steady-State Drifting Stabilization of RWD Vehicles. Control Engineering Practice 19, 11 (2011): 1363-1376.

- [22] University at Buffalo. Tire Model in Driving Simulator. [Online]
Available from: <http://code.eng.buffalo.edu/dat/sites/tire/tire.html> [2013,
February 22]
- [23] Pacejka, H.B. Tire and Vehicle Dynamics, ISBN: 0768011264, SAE International,
2002.
- [24] Branch, R., Branch, M. The Tire-Force Ellipse (Friction Ellipse) and Tire
Characteristics. SAE Technical Paper 2011-01-0094, 2011.
- [25] Salaani, M.K. Analytical Tire Forces and Moments Model with Validated Data. SAE
Technical Paper 2007-01-0816, doi: 10.4271/2007-01-0816, 2007.
- [26] Nicolas, V. T., Comstock, T. R. Predicting Directional Behavior of Tractor
Semitrailers When Wheel Anti-Skid Brake Systems Are Used. In ASME Winter
Annual Meeting, WA/Aut, 1972.
- [27] Polley, M., Alleyne, A., and De Vries E. Scaled vehicle tire characteristics:
dimensionless analysis. Taylor and Francis Vehicle System Dynamics 44, 2.
- [28] Wattananukoonchai, P., Prasertmanakit, W., and Wattananukoonchai, P. 3D
Dynamic Model of A Real Scaled Vehicle. In The 6th International Conference
on Automotive Engineering, Bangkok, Thailand, 2010.
- [29] Wannasuphoprasit, W., Wattananukoonchai, P., and Chandang, K. Scaled Vehicle
for Interactive Dynamic Simulation (SIS). In the IEEE International Conference
on Robotics and Biomimetics, Bangkok, Thailand, 2008.
- [30] Brennan, S., Alleyne, A., DePoorter, M. The Illinois Roadway Simulator - A
Hardware-in-the-Loop Testbed for Vehicle Dynamics and Control. In
Proceeding of the American Control Conference, Philadelphia, Pennsylvania,
USA, 1998.
- [31] Richard T., O'Brien Jr. Scale-model vehicle analysis using an off-the-shelf scale-
model testing apparatus. In Proceeding of the American Control Conference,
Boston, Massachusetts, 2004.

- [32] Buning, L., Pauwelussen, J., Terpstra, M., and Teunis, G. Real-time video-based monitoring of vehicle position and orientation within an automated vehicle framework. In AVEC, 2004.

ภาคผนวก

ภาคผนวก ก
ชุดคำสั่งโปรแกรมคอมพิวเตอร์
สำหรับคำนวณค่าสัญญาณควบคุมแบบวงจรเปิดของการขับที่
ซึ่งสอดคล้องกับเงื่อนไขสภาวะคงตัวที่กำหนด

ก.1 ชุดคำสั่งหลัก

```

% PROGRAM for CALCULATION OF INPUT CONDITION (Delta, Wwf, Wwr)-----
% FOR GENERAL GIVEN STEADY STATE TRIPET (R, Beta, V)-----
% -----RONNAPEE---22/2/2013

% STEADY STATE TRIPET (R, V, Beta)
R = input('Radius of Curvature (m)'); % Radius of Curvature(m) ** Fix
Beta = input('Side Slip (deg)'); % Side Slip (Deg) ** Fix
Beta = Beta*(pi/180); % Side Slip (Rad)
V = input('Intitial Guess of Velocity (km/h)'); % Absolute Velocity (km/h)
V = V/3.6; % Absolute Velocity (m/s) ** Run

% VEHICLE PARAMETERS
m =1250; Iz = 2500;
L =2.52; Lf = 1.13; Lr =1.39; h=0.28;
r = 0.3;

% CONSTANT
g = 9.81;

% TORELANCE LIMITS
Fywf_tol = 1; % 2 Percent
Fxr_tol = 2; % 2 Percent

for v = 1:1
    iflag1 = 1;
    iflag2 = 1;
    iflag3 = 1;
    iflag4 = 1;
    iflag5 = 1;

% CALCULATION

% VELOCITY
YR = V/R; % Yaw Rate
Vx = V*cos(Beta); % Velocity Component @ CM
Vy = V*sin(Beta);

Vxf= Vx; % Component of Local Velocity
Vyf= Vy - (YR*Lf); % @ Front Axle
Vxr= Vx;
Vyr= Vy + (YR*Lr); % @ Rear Axle

% ACCELERATION
An = V^2/R; % n-t Coordinate
At = 0; % Steady State **
Ax = An*sin(Beta); % x-y Coordinate
Ay = -An*cos(Beta);

```

```

% VERTICAL LOAD
Fzf = (m/L) * (g*Lr - Ax*h);           % Front Axle
Fzr = (m/L) * (g*Lf + Ax*h);           % Rear Axle

% REAR SLIP ANGLE
Alr = atan(Vyr/Vxr);                   % Radian
Alpha_r = Alr * (180/pi);               % Degree

% ITERATION FOR FINDING: STEERING ANGLE(Dta) & FRONT SLIP ANGLE(Alf)

Kf = 0;                                 % Fxwf=0 --> Zero Slip Ratio
Fywf_Max = fcal_FywfMax(Fzf);           % Tire Model for Maximum Fywf

% Initial Guess
Dta = 0;                                 % Radian
Alf = 0;                                 % Radian

for i=1:18000
    Fywf0 = (m*Ay*Lr)/(cos(Dta)*L);      % Bicycle Model (Fywf<0)

    if abs(Fywf0) > Fywf_Max              % Check Fywf < Maximum Fywf
        fprintf('TOO FAST --> Front Wheel Slide \n');
        iflag1 = 0;
        break
    end

    Alpha_f = Alf * (180/pi);            % Degree
    Fywf1 = fcal_Fywf(Fzf,Alf);          % Tire Model
    Fywf_err= abs((Fywf1-Fywf0)*100/Fywf1);

    Dta = atan(Vyf/Vxf)-Alf;            % Radian
    Delta = Dta * (180/pi);              % Degree

    if Fywf_err < Fywf_tol
        break
    end

    Alf = Alf + 0.005*(pi/180);          % Radian
end
if Fywf_err > Fywf_tol
    fprintf('No Solution for Fywf \n');
    iflag2 = 0;
end

% fprintf('\n%8.3f \n',Delta)
% fprintf('\n%8.3f \n',Alpha_f)
% fprintf('\n%8.3f \n',Alpha_r)

if iflag1*iflag2 == 1

    % ITERATION FOR FINDING: REAR SLIP RATIO(Kr)

    Fxr0 = (m*Ax) + (Fywf0*sin(Dta));    % Bicycle Model
    Fyr0 = (m*Ay) - (Fywf0*cos(Dta));

    Fxr = fcal_Fxr(Fzr,Alr);             % Tire Model
    Fyr = fcal_Fyr(Fzr,Alr);

    Fxr_Max = max(Fxr);                  % Maximum Tire Force
    Fyr_Max = max(abs(Fyr));

```



```

if abs(Fxr0) > Fxr_Max % Check Fxr0 < Maximum Fxr
    fprintf('TOO FAST --> Rear Wheel Slide_X \n');
    iflag3 = 0;
    break
end

if abs(Fyr0) > Fyr_Max % Check Fyr0 < Maximum Fyr
    fprintf('TOO FAST --> Rear Wheel Slide_Y \n');
    iflag4 = 0;
    break
end

if Fyr0 > 0 % Check Fyr0 < 0
    fprintf('Fyr0 > 0 \n');
    iflag5 = 0;
    break
end

if iflag3*iflag4*iflag5 == 1

    Fyr_err = [1:1000];
    for j = 1:1000
        Fyr_err(j) = abs(Fyr(j)-Fyr0);
    end
    Fyr_errmin = min(Fyr_err);

    for j = 1:1000
        if abs(Fyr(j)-Fyr0) == Fyr_errmin
            KrY = 0.001*(j-1); % Check from Kr=0
            break
        end
    end

    KrX = KrY;
    k = (KrX/0.001) + 1; % KrX = 0.001*(k-1)
    Fxr_err = (abs(Fxr(k)-Fxr0)/Fxr0)*100;
    if Fxr_err <= Fxr_tol
        Kr = KrX;
        % VELOCITY COMPONENT AT FRONT WHEEL
        Vxwf = Vxf*cos(Dta) + Vyf*sin(Dta);
        Vywf = -Vxf*sin(Dta) + Vyf*cos(Dta);
        % WHEEL ANGULAR SPEED CALCULATED FROM SLIP RATIO
        Wwf = (Vxwf/r)*(60/(2*pi));
        Wwr = (Vxr/(r*(1-Kr)))*(60/(2*pi));
        fprintf('\n For Steady State Velocity %8.3f km/h',V*3.6)
        fprintf('\n Steering Angle is %8.3f deg',Delta)
        fprintf('\n Front Wheel Slip Angle is %8.3f deg',Alpha_f)
        fprintf('\n Rear Wheel Slip Angle is %8.3f deg',Alpha_r)
        fprintf('\n The Suitable Slip Ratio is %8.3f',Kr)
        fprintf('\n Error of Fxr is %8.3f Percent',Fxr_err)
        fprintf('\n Angular Speed of Front Wheel is %8.3f rpm',Wwf)
        fprintf('\n Angular Speed of Rear Wheel is %8.3f rpm \n',Wwr)
    end
end

end

V = V + 0.005/3.6;
end
%-----
%-----
%-----

```

ก.2 ชุดคำสั่งสำหรับคำนวณค่าแรงเสียดทานด้านข้างสูงสุดของล้อหน้า (fcal_FywfMax)

```

%----- fcal_FywfMax.m -----22/2/2013
function Fywf_Max = Fywfmax(Fzf)           % fcal_FywfMax(Fzf)

Fz_x = 3101;                               % Vertical Load measured in Newton
Fz_y = 6145;

Cs = 581.6/0.01;                           % Traction Stiffness Coefficient

Bx=0.12;   Cx=1.48;   Dx=3308;   % MAGIC FORMULA Parameters for Fx(s)
Ex=0.01;   Kx=100;

By=0.08;   Cy=1.44;   Dy=6004;   % MAGIC FORMULA Parameters for Fy(a)
Ey=-1.84;   Ky=100;

Mew_y = [1:1800];

s = 0.001;                                % Zero Slip Ratio
alpha = 0;                                % Initial Slip Angle (Degree)

for i=1:1800
    a = alpha*pi/180;                     % Slip Angle measured in Radian

    Phi_x = (1-Ex)*Kx*s + (Ex/Bx)*atan(Bx*Kx*s);
    F_x = Dx*sin(Cx*atan(Bx*Phi_x));
    Fx0 = F_x / Fz_x;

    Phi_y = (1-Ey)*Ky*a + (Ey/By)*atan(By*Ky*a);
    F_y = -Dy*sin(Cy*atan(By*Phi_y));
    Fy0 = F_y / Fz_y;

    Fy = Fx0*Fy0*tan(a) / sqrt(s^2*Fy0^2 + Fx0^2*(tan(a))^2);
    Fy = Fy * sqrt((1-abs(s))^2*(cos(a))^2*Fy0^2 + (sin(a))^2*Cs^2);
    Fy = Fy / (Cs*sin(a));
    Mew_y(i) = Fy;

    alpha = alpha + 0.05;                 % Slip Angle measured in Degree
end

Fywf_Max = max(abs(Mew_y)) * Fzf;
%-----

```

ก.3 ชุดคำสั่งสำหรับคำนวณค่าแรงเสียดทานด้านข้างของล้อหน้าซึ่งสัมพันธ์กับมุมไถล
(fcal_Fywf)

```

%----- fcal_Fywf.m -----22/2/2013
function Fywf = Fywf(Fzf,Alf)           % fcal_Fywf(Fzf,Alf)

Fz_x = 3101;                            % Vertical Load measured in Newton
Fz_y = 6145;

Cs = 581.6/0.01;                        % Traction Stiffness Coefficient

Bx=0.12;   Cx=1.48;   Dx=3308;          % MAGIC FORMULA Parameters for Fx(s)
Ex=0.01;   Kx=100;

By=0.08;   Cy=1.44;   Dy=6004;         % MAGIC FORMULA Parameters for Fy(a)
Ey=-1.84;   Ky=100;

s = 0.001;                               % Zero Slip Ratio
a = Alf;                                  % Slip Angle measured in Radian

Phi_x = (1-Ex)*Kx*s + (Ex/Bx)*atan(Bx*Kx*s);
F_x    = Dx*sin(Cx*atan(Bx*Phi_x));
Fx0    = F_x / Fz_x;

Phi_y = (1-Ey)*Ky*a + (Ey/By)*atan(By*Ky*a);
F_y    = -Dy*sin(Cy*atan(By*Phi_y));
Fy0    = F_y / Fz_y;

Fy = Fx0*Fy0*tan(a) / sqrt(s^2*Fy0^2 + Fx0^2*(tan(a))^2);
Fy = Fy * sqrt((1-abs(s))^2*(cos(a))^2*Fy0^2 + (sin(a))^2*Cs^2);
Fy = Fy / (Cs*sin(a));

Mew_y = Fy;
Fywf = Mew_y * Fzf;
%-----

```

ก.4 ชุดคำสั่งสำหรับคำนวณค่าแรงเสียดทานในทิศการกลิ้งของล้อหลังซึ่งสัมพันธ์กับ
อัตราการไถล (fcal_Fxr)

```

%----- fcal_Fxr.m -----22/2/2013
function Fxr = Fxr(Fzr,Alr) % fcal_Fxr(Fzr,Alr)

Fz_x = 3101; % Vertical Load measured in Newton
Fz_y = 6145;

Ca = -1250/(1*pi/180); % Lateral Stiffness Coefficient (N/Rad)

Bx=0.12; Cx=1.48; Dx=3308; % MAGIC FORMULA Parameters for Fx(s)
Ex=0.01; Kx=100;

By=0.08; Cy=1.44; Dy=6004; % MAGIC FORMULA Parameters for Fy(a)
Ey=-1.84; Ky=100;

Mew_x = [1:1000];

s = 0.00001; % Initial Slip Ratio
a = Alr; % Slip Angle measured in Radian

for i=1:1000

    Phi_x = (1-Ex)*Kx*s + (Ex/Bx)*atan(Bx*Kx*s);
    F_x = Dx*sin(Cx*atan(Bx*Phi_x));
    Fx0 = F_x / Fz_x;

    Phi_y = (1-Ey)*Ky*a + (Ey/By)*atan(By*Ky*a);
    F_y = -Dy*sin(Cy*atan(By*Phi_y));
    Fy0 = F_y / Fz_y;

    Fx = Fx0*Fy0*s / sqrt(s^2*Fy0^2 + Fx0^2*(tan(a))^2);
    if a < 0
        Fx = Fx * sqrt(s^2*Ca^2 + (1-abs(s))^2*(cos(a))^2*Fx0^2) / (s*-Ca);
    else
        Fx = Fx * sqrt(s^2*Ca^2 + (1-abs(s))^2*(cos(a))^2*Fx0^2) / (s*Ca);
    end
    Mew_x(i) = Fx;

    s = s + 0.001; % Slip Ratio
end

Fxr = Mew_x * Fzr;
%-----

```

ก.5 ชุดคำสั่งสำหรับคำนวณค่าแรงเสียดทานด้านข้างของล้อหลังซึ่งสัมพันธ์กับอัตราการไถล (fcal_Fyr)

```

%----- fcal_Fyr.m -----22/2/2013
function Fyr = Fyr(Fzr,Alr) % fcal_Fxr(Fzr,Alr)

Fz_x = 3101; % Vertical Load measured in Newton
Fz_y = 6145;

Cs = 581.6/0.01; % Traction Stiffness Coefficient

Bx=0.12; Cx=1.48; Dx=3308; % MAGIC FORMULA Parameters for Fx(s)
Ex=0.01; Kx=100;

By=0.08; Cy=1.44; Dy=6004; % MAGIC FORMULA Parameters for Fy(a)
Ey=-1.84; Ky=100;

Mew_y = [1:1000];

s = 0.00001; % Initial Slip Ratio
a = Alr; % Slip Angle measured in Radian

for i=1:1000

    Phi_x = (1-Ex)*Kx*s + (Ex/Bx)*atan(Bx*Kx*s);
    F_x = Dx*sin(Cx*atan(Bx*Phi_x));
    Fx0 = F_x / Fz_x;

    Phi_y = (1-Ey)*Ky*a + (Ey/By)*atan(By*Ky*a);
    F_y = -Dy*sin(Cy*atan(By*Phi_y));
    Fy0 = F_y / Fz_y;

    Fy = Fx0*Fy0*tan(a) / sqrt(s^2*Fy0^2 + Fx0^2*(tan(a))^2);
    Fy = Fy * sqrt((1-abs(s))^2*(cos(a))^2*Fy0^2 + (sin(a))^2*Cs^2);
    if s < 0
        Fy = Fy / (-Cs*sin(a));
    else
        Fy = Fy / (Cs*sin(a));
    end
    Mew_y(i) = Fy;

    s = s + 0.001; % Slip Ratio
end

Fyr = Mew_y * Fzr;
%-----

```

ภาคผนวก ข

ตัวอย่างชุดคำสั่งโปรแกรมคอมพิวเตอร์และผลลัพธ์การคำนวณ ในการพัฒนาระบบควบคุมป้องกันตัวแปรสถานะแบบอพติมัล สำหรับการขับขี่ในสภาวะคงตัวของรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลัง

ข.1 ตัวอย่างชุดคำสั่งโปรแกรมคอมพิวเตอร์สำหรับคำนวณองค์ประกอบของเมทริกซ์ จาโคเบียนในแบบจำลองทางพลศาสตร์ปริภูมิสถานะ

```
% PROGRAM ---- STATE SPACE DESCRIPTION DESCRIBED STEADY STATE DRIFTING ----
% ---- STATES (p, B, V) & CONTROL INPUTS (d, kr)-----
% -----RONNAPEE---22/2/2013

% STEADY STATE TRIPET (pss, Bss, Vss)
pss = 22; % **Radius of Curvature(m)
Bss1 = 15; % **Side Slip (deg)
Bss = Bss1*(pi/180); % Side Slip (rad)
Vss1 = 50.23; % **Absolute Velocity (km/h)
Vss = Vss1/3.6; % Absolute Velocity (m/s)

% STEADY STATE CONTROL INPUTS (dss, krss)
dss1 = 4.326; % **Steering Angle (deg)
dss = dss1*(pi/180); % Steering Angle (rad)
krss = 0.169; % **Rear Slip Ratio (-)

% TIRE FORCE COEFFICIENTS LINEARIZED AT STEADY STATE
Cyf0 = -6612.6; % Front Lateral Friction Coef0 (N)
Cyf1 = 175.75*(180/pi); % Front Lateral Friction Coef1 (N/rad)
Cxr0 = 389.96; % Rear Longitudinal Friction Coef0 (N)
Cxr1 = 12060.00; % Rear Longitudinal Friction Coef1 (N/-)
Cyr0 = -5558.10; % Rear Lateral Friction Coef0 (N)
Cyr1 = 4550.00; % Rear Lateral Friction Coef1 (N/-)

% STEADY STATE TIRE FORCES
Fywss = Cyf0 + Cyf1*dss; % Front Lateral Friction -5852.2 N
Fxrss = Cxr0 + Cxr1*krss; % Rear Longitudinal Friction 2428.1 N
Fyrss = Cyr0 + Cyr1*krss; % Rear Lateral Friction -4789.2 N

% VEHICLE PARAMETERS
m =1250; Iz = 2500;
L =2.52; Lf = 1.13; Lr =1.39;

% JACOBIAN MATRIX WITH RESPECT TO VEHICLE'S STATES

a11 = (1/(m*Vss))*(-Fywss*sin(dss-Bss) + Fxrss*cos(Bss) + Fyrss*sin(Bss));
a11 = a11 + (2*pss/(Iz*Vss))*(Fywss*cos(dss)*Lf + Fyrss*Lr); % df1/dp
a12 = (Fywss*cos(dss-Bss) - Fxrss*sin(Bss) + Fyrss*cos(Bss));
a12 = a12 * (pss/(m*Vss)); % df1/dB
a13 = -(pss/(m*Vss^2))*(-Fywss*sin(dss-Bss)+Fxrss*cos(Bss)+Fyrss*sin(Bss));
a13 = a13 - (pss^2/(Iz*Vss^2))*(Fywss*cos(dss)*Lf - Fyrss*Lr); % df1/dV

a21 = -(Vss/pss^2); % df2/dp
a22 = (Fywss*sin(dss-Bss)-Fxrss*cos(Bss)-Fyrss*sin(Bss))/(m*Vss); % df2/dB
a23 = 1/pss; % df2/dV
```

```

a31 = 0; % df3/dp
a32 = (Fywfs*cos(dss-Bss) - Fxrss*sin(Bss) + Fyrss*cos(Bss))/m; % df3/dB
a33 = 0; % df3/dV

A = [a11 a12 a13; a21 a22 a23; a31 a32 a33]

% JACOBIAN MATRIX WITH RESPECT TO CONTROL INPUTS

b11 = -(pss/(m*Vss))*(Fywfs*cos(dss-Bss) + Cyf1*sin(dss-Bss)); % df1/dd
b11 = b11 - (pss^2/(Iz*Vss))*(Fywfs*sin(dss)*Lf - Cyf1*cos(dss)*Lf);
b12 = (pss/(m*Vss))*(Cxr1*cos(Bss) + Cyr1*sin(Bss)); % df1/dkr
b12 = b12 - (pss^2/(Iz*Vss))*(Cyr1*Lr);

b21 = (-Fywfs*sin(dss-Bss) + Cyf1*cos(dss-Bss))/(m*Vss); % df2/dd
b22 = (-Cxr1*sin(Bss) + Cyr1*cos(Bss))/(m*Vss); % df2/dkr

b31 = -(Fywfs*cos(dss-Bss) + Cyf1*sin(dss-Bss))/m; % df3/dd
b32 = (Cxr1*cos(Bss) + Cyr1*sin(Bss))/m; % df3/dkr

B = [b11 b12; b21 b22; b31 b32]

```

ข.2 ตัวอย่างชุดคำสั่งโปรแกรมคอมพิวเตอร์และผลลัพธ์การคำนวณ ในการออกแบบค่า อัตราขยายของระบบควบคุม

```

>> % PROGRAM ---- DESIGN QUADRATICS OPTIMAL REGULATOR -----
% ---- STATES (p, B, V) & CONTROL INPUTS (d, kr)-----
% -----RONNAPEE---22/2/2013

A = [a11 a12 a13; a21 a22 a23; a31 a32 a33]
B = [b11 b12; b21 b22; b31 b32]

A =

-16.7138   -13.8822   -0.0643
-0.0288   -0.0013    0.0455
         0    -8.8044         0

B =

173.9638   -71.5752
  0.5052    0.0730
  6.0929   10.2614

>> [VV,DD]=eig(A)

VV =

-1.0000         0.0005 - 0.0594i   0.0005 + 0.0594i
-0.0017         0.0013 + 0.0716i   0.0013 - 0.0716i
-0.0009        -0.9957            -0.9957

DD =

-16.7377         0         0
         0   0.0113 + 0.6328i         0
         0         0   0.0113 - 0.6328i

```

```

>> T = [VV(:,1) real(VV(:,2)) imag(VV(:,2))]

T =

   -1.0000    0.0005   -0.0594
   -0.0017    0.0013    0.0716
   -0.0009   -0.9957     0

>> A1 = inv(T)*A*T

A1 =

  -16.7377    0.0000   -0.0000
    0.0000    0.0113    0.6328
    0.0000   -0.6328    0.0113

>> eig(A1)

ans =

  -16.7377
   0.0113 + 0.6328i
   0.0113 - 0.6328i

>> B1 = inv(T)*B

B1 =

  -174.1443   71.3964
   -5.9612  -10.3709
    2.9810    2.9222

>> Q = [2 0 0; 0 2*(5*pi/180)^-2 0; 0 0 2*(5/3.6)^-2]
R = [2*(10*pi/180)^-2 0; 0 2*0.1^-2]

Q =

   2.0000     0     0
     0 262.6245     0
     0     0  1.0368

R =

   65.6561     0
     0 200.0000

```



```
>> [X, L, G] = CARE(A1,B1,Q,R)
```

```
X =
```

```
    0.0409   -0.0728    0.2674  
   -0.0728   25.0934   26.3052  
    0.2674   26.3052   84.5379
```

```
L =
```

```
  -36.4505  
  -14.4562  
   -0.2452
```

```
G =
```

```
  -0.0898   -0.8908    0.7407  
    0.0223   -0.9429   -0.0334
```

```
>> K = G*inv(T)
```

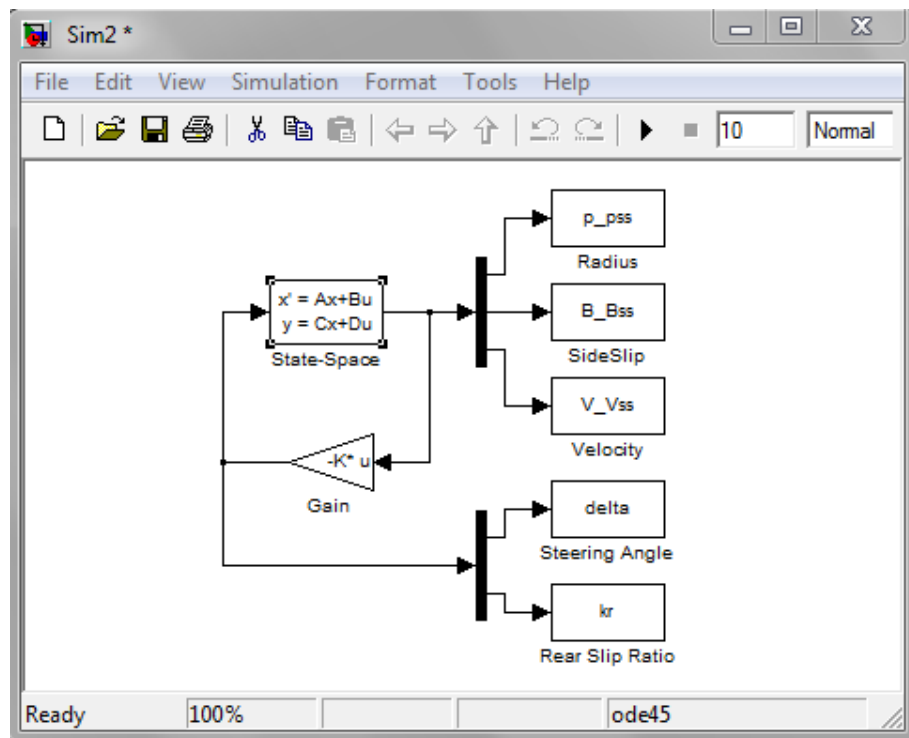
```
K =
```

```
    0.0711   10.4095    0.9081  
   -0.0223   -0.4854    0.9463
```

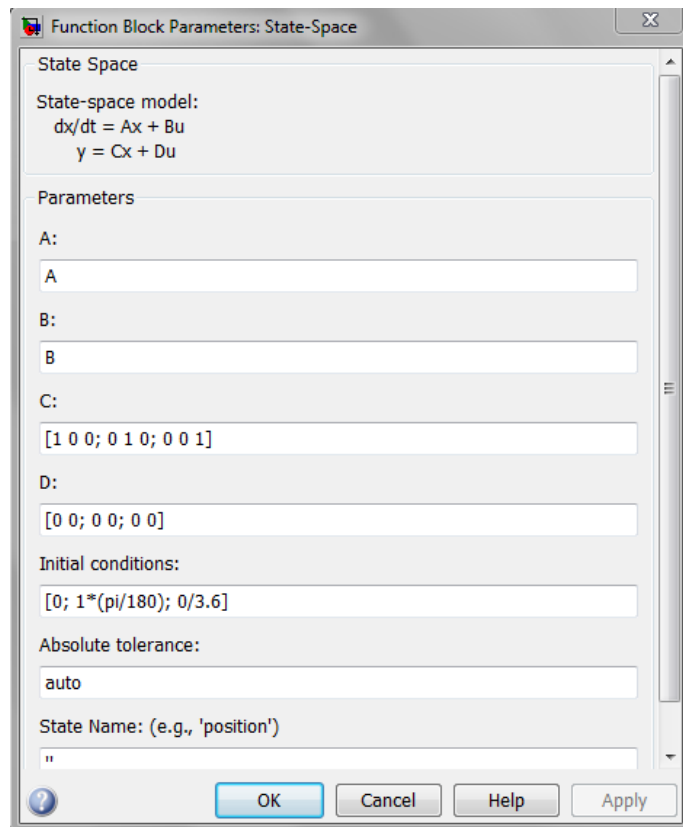
ภาคผนวก ค

ตัวอย่างชุดคำสั่งโปรแกรมคอมพิวเตอร์สำหรับจำลองการเคลื่อนที่ ของระบบควบคุมการดริฟในสภาวะคงตัว

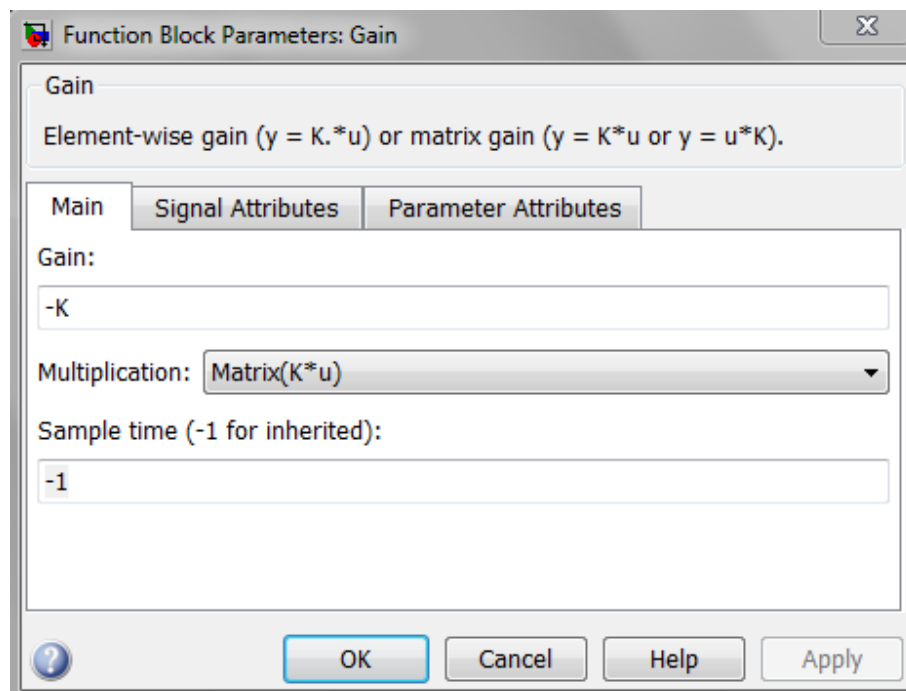
ค.1 ตัวอย่างการพัฒนาโปรแกรมบน MATLAB Simulink



รูปที่ ค.1 การเขียนบล็อกบน MATLAB Simulink



รูปที่ ค.2 การกำหนดพารามิเตอร์ของบล็อก State-space



รูปที่ ค.3 การกำหนดพารามิเตอร์ของบล็อก Gain

ค.2 ตัวอย่างชุดคำสั่งโปรแกรมคอมพิวเตอร์สำหรับเขียนกราฟของตัวแปรสถานะและสัญญาณควบคุมการขับขี่

```

subplot(3,1,1); plot(tout,p_pss,'b');
xlabel('t(s)'); ylabel('p-pss(m)');
title('Response Plot Showing Deviation to the Desired Cornering Radius');
subplot(3,1,2); plot(tout,B_Bss*(180/pi),'r');
xlabel('t(s)'); ylabel('B-Bss(deg)');
title('Response Plot Showing Deviation to the Desired Side Slip');
subplot(3,1,3); plot(tout,V_Vss*3.6,'g');
xlabel('t(s)'); ylabel('V-Vss(km/h)');
title('Response Plot Showing Deviation to the Desired Travelling Velocity');

figure;
subplot(2,1,1); plot(tout,(delta+dss)*(180/pi),'b');
xlabel('t(s)'); ylabel('delta(deg)');
title('Response Plot of Steering Angle as a Control Input');
subplot(2,1,2); plot(tout,kr+krss,'r');
xlabel('t(s)'); ylabel('kr(-)');
title('Response Plot of Rear Slip Ratio as a Control Input');

```

ค.3 ตัวอย่างชุดคำสั่งสำหรับการจำลองการเคลื่อนที่บนระนาบ X-Y บนหน้าต่างคำสั่ง (Command window)

```

X_CG = 1:length(tout);
Y_CG = 1:length(tout);
Yaw = 1:length(tout);

X_CG(1) = pss + p_pss(1);
Y_CG(1) = 0;
Yaw(1) = -Bss - B_Bss(1);
dt = 10/length(tout);

for i = 1:length(tout)-1
    X_CG(i+1) = X_CG(i) - (V_Vss(i)+Vss)*sin(Yaw(i)-(B_Bss(i)+Bss))*dt;
    Y_CG(i+1) = Y_CG(i) + (V_Vss(i)+Vss)*cos(Yaw(i)-(B_Bss(i)+Bss))*dt;
    Yaw(i+1) = Yaw(i) + (V_Vss(i)+Vss)*dt/(p_pss(i)+pss);
end

Simulation(tout,X_CG,Y_CG,Yaw,delta+dss)

```

ค.4 ตัวอย่างชุดคำสั่งสำหรับการจำลองการเคลื่อนที่บนระนาบ X-Y ซึ่งเขียนเป็นฟังก์ชัน (Simulation)

```

% PROGRAM for SIMULATION PLOT of DRIFTING VEHICLE -----RONNAPEE--22/2/2013-
% for Instant CG Position (X,Y) and Yaw Angle (Yaw)-----

function Simulation(t,X,Y,Yaw,delta)

%X=10; Y=10; Yaw=pi/4; delta=pi/8;

lf = 1.13;
lr = 1.39;
W = 1.46;
w = W/2;
rf = 0.3;
rr = 0.3;

for i=1:12:length(t)

    % Local Position
    Xf = X(i) - lf*sin(Yaw(i));           % Front Axle
    Yf = Y(i) + lf*cos(Yaw(i));
    Xr = X(i) + lr*sin(Yaw(i));           % Rear Axle
    Yr = Y(i) - lr*cos(Yaw(i));

    Xfr = Xf + w*cos(Yaw(i));             % Front Right Wheel
    Yfr = Yf + w*sin(Yaw(i));
    Xfr1 = Xfr - rf*sin(Yaw(i)-delta(i));
    Xfr2 = Xfr + rf*sin(Yaw(i)-delta(i));
    Yfr1 = Yfr + rf*cos(Yaw(i)-delta(i));
    Yfr2 = Yfr - rf*cos(Yaw(i)-delta(i));

    Xfl = Xf - w*cos(Yaw(i));             % Front Left Wheel
    Yfl = Yf - w*sin(Yaw(i));
    Xfl1 = Xfl - rf*sin(Yaw(i)-delta(i));
    Xfl2 = Xfl + rf*sin(Yaw(i)-delta(i));
    Yfl1 = Yfl + rf*cos(Yaw(i)-delta(i));
    Yfl2 = Yfl - rf*cos(Yaw(i)-delta(i));

    Xrr = Xr + w*cos(Yaw(i));             % Rear Right Wheel
    Yrr = Yr + w*sin(Yaw(i));
    Xrr1 = Xrr - rr*sin(Yaw(i));
    Xrr2 = Xrr + rr*sin(Yaw(i));
    Yrr1 = Yrr + rr*cos(Yaw(i));
    Yrr2 = Yrr - rr*cos(Yaw(i));

    Xrl = Xr - w*cos(Yaw(i));             % Rear Left Wheel
    Yrl = Yr - w*sin(Yaw(i));
    Xrl1 = Xrl - rr*sin(Yaw(i));
    Xrl2 = Xrl + rr*sin(Yaw(i));
    Yrl1 = Yrl + rr*cos(Yaw(i));
    Yrl2 = Yrl - rr*cos(Yaw(i));

    plot(X(i),Y(i), 'k*',X(i),Y(i), 'ko','MarkerSize',5); hold on % CG
    plot([Xf,Xr],[Yf,Yr], 'k-', 'LineWidth',2); hold on % Longitudinal Axis
    plot([Xfl,Xfr],[Yfl,Yfr], 'k-', 'LineWidth',2); hold on % Front Axle
    plot([Xrl,Xrr],[Yrl,Yrr], 'k-', 'LineWidth',2); hold on % Rear Axle
    plot([Xfr1,Xfr2],[Yfr1,Yfr2], 'b-', 'LineWidth',4); hold on % Front Right Wheel

```

```
plot([Xf11,Xf12],[Yf11,Yf12],'b-','LineWidth',4); hold on % Front Left Wheel
plot([Xrr1,Xrr2],[Yrr1,Yrr2],'b-','LineWidth',4); hold on % Rear Right Wheel
plot([Xrl1,Xrl2],[Yrl1,Yrl2],'b-','LineWidth',4); hold on % Rear Left Wheel

axis auto
axis square

title('Simulation of RWD Vehicle Drifting on X-Y Plane');
xlabel('X(m)'); ylabel('Y(m)');

getframe;

if i~=length(t)
%   clf;
end
end
%-----
```

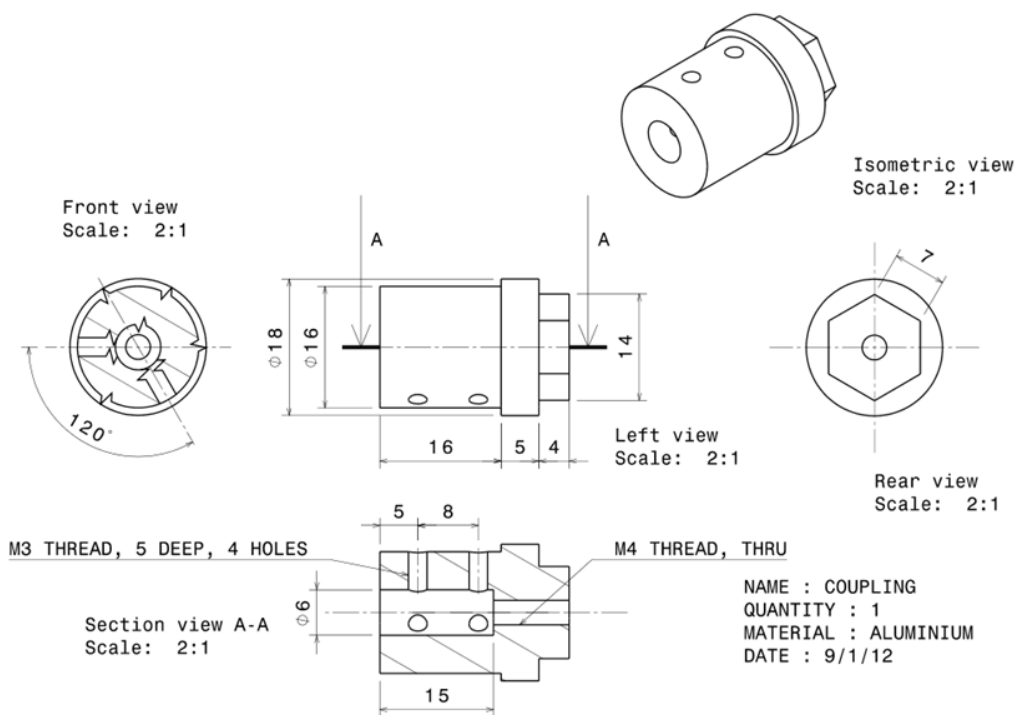
ภาคผนวก ง

ภาพเขียนแบบทางกลสำหรับสั่งผลิตชิ้นส่วน

ของเครื่องทดสอบยางชนิดดรัม สำหรับยางของพาหนะจำลองมาตราส่วน 1:10

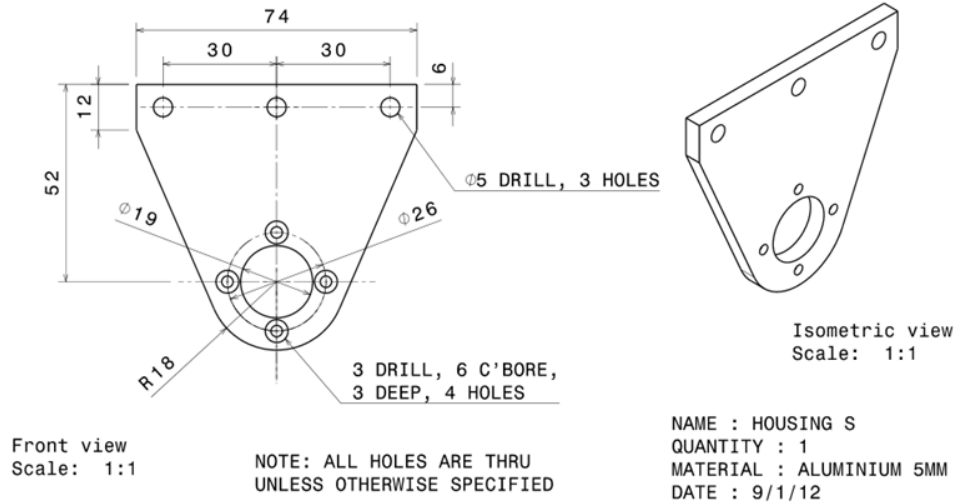
ง.1 การออกแบบคัปปลิ่งและเพลลาขับเคลื่อนทดสอบ

ง.1.1 Coupling

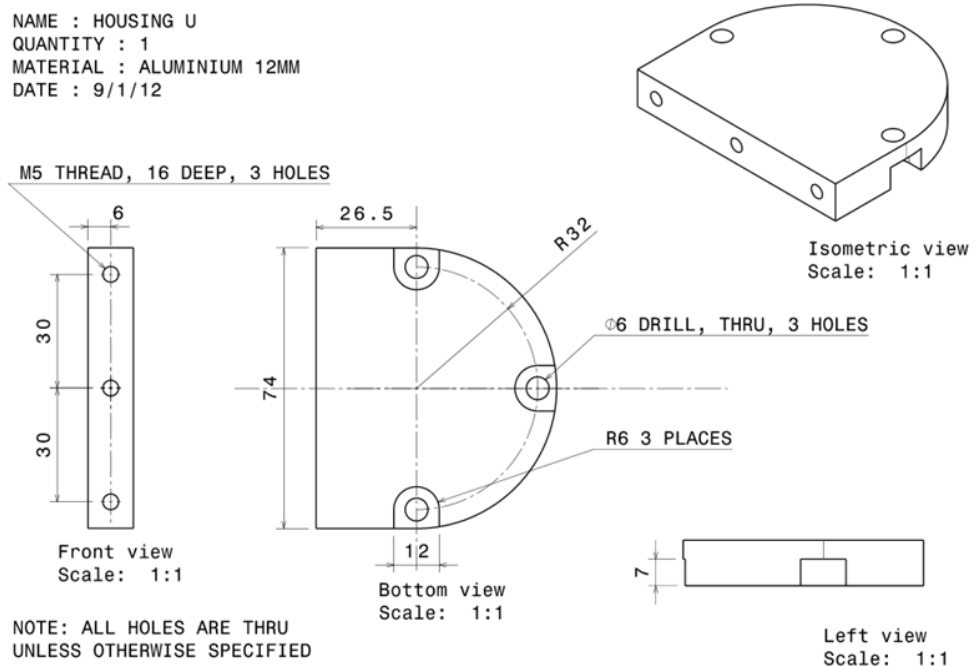


ง.2 การออกแบบชิ้นส่วนรองรับมอเตอร์สำหรับขับล้อ

ง.2.1 Housing S



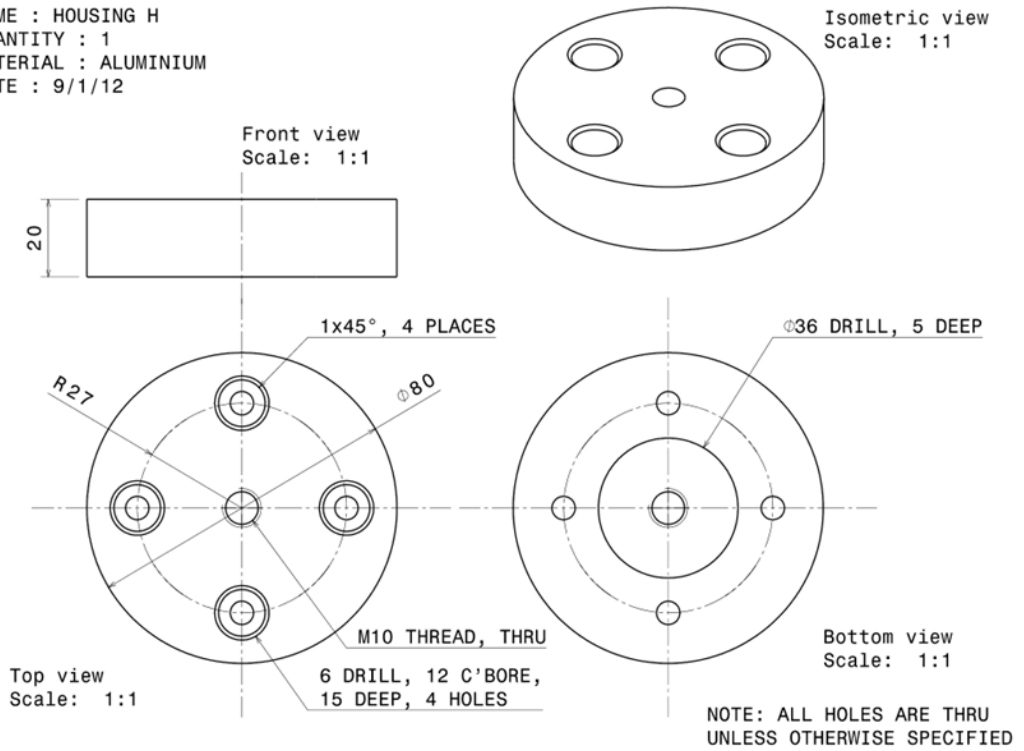
ง.2.2 Housing U



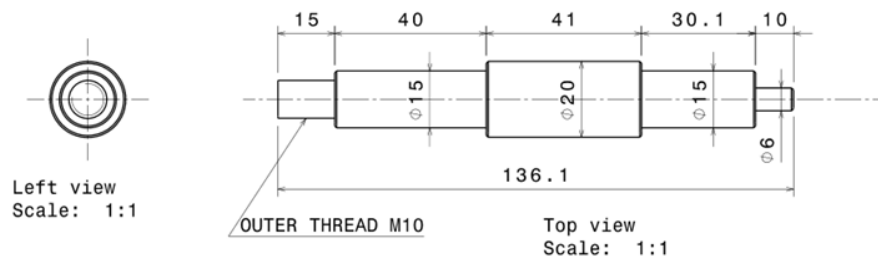
๓.3 การออกแบบชิ้นส่วนรองรับ ATI Gamma Force Transducer

๓.3.1 Housing H

NAME : HOUSING H
 QUANTITY : 1
 MATERIAL : ALUMINIUM
 DATE : 9/1/12



๓.3.2 Shaft

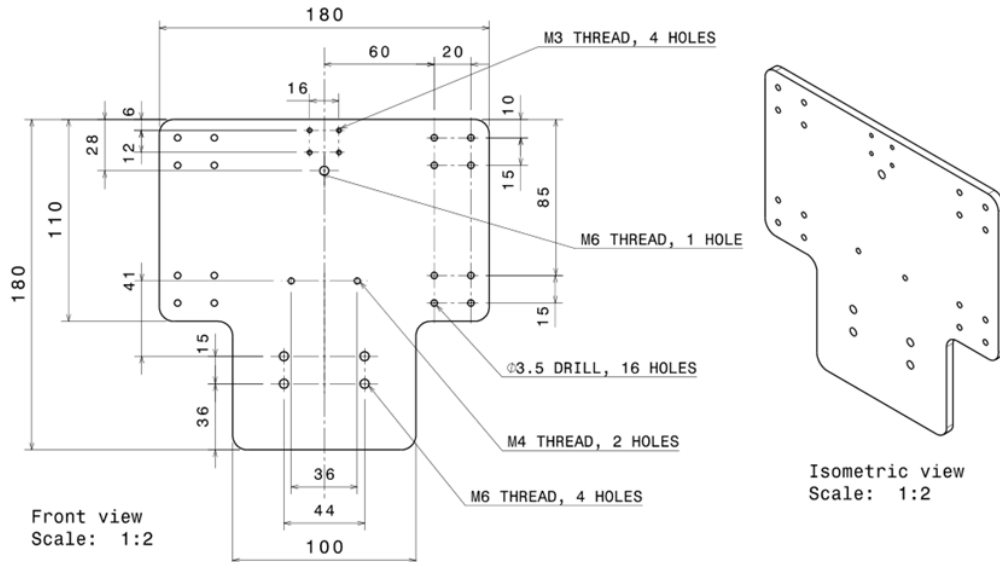


NOTE: ALL CHAMFERS ARE 0.5MM X 0.5MM

NAME : SHAFT
 QUANTITY : 1
 MATERIAL : STAINLESS STEEL
 DATE : 9/1/12

๓.4 การออกแบบแผ่นหลักสำหรับยึดอุปกรณ์

๓.4.1 Main Plate

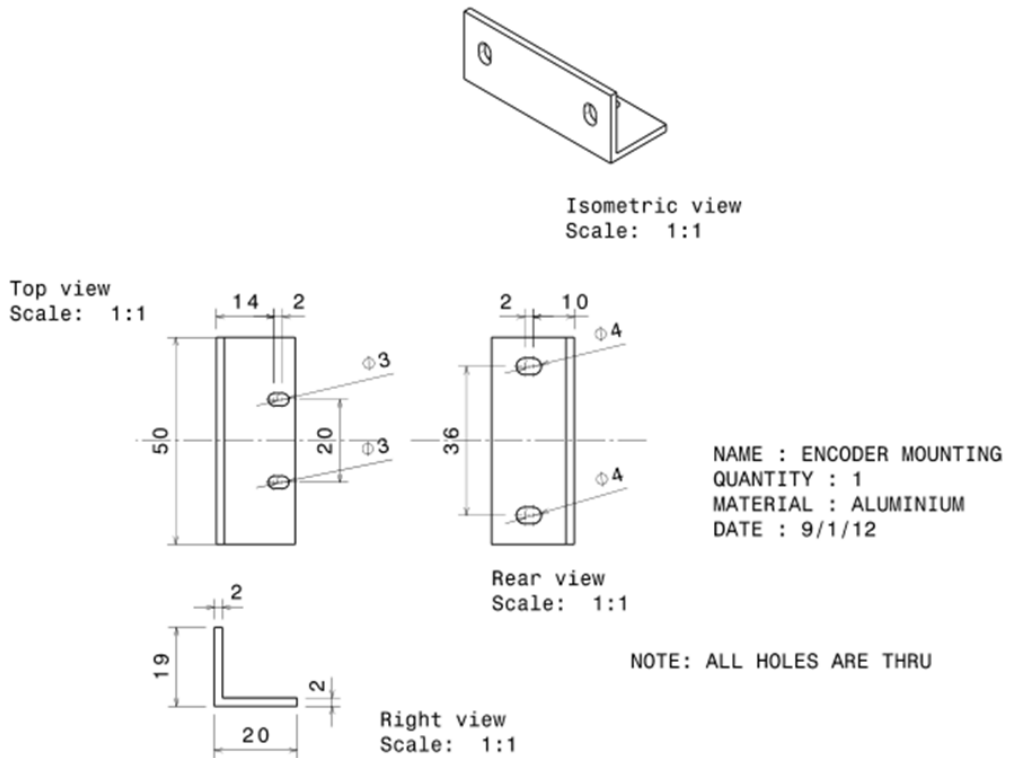


NOTE:

- ALL FILLETS AND ROUNDS ARE 8MM UNLESS OTHERWISE SPECIFIED
- ALL HOLES ARE THRU

NAME : MAIN PLATE
 QUANTITY : 1
 MATERIAL : ALUMINIUM 5MM
 DATE : 9/1/12

๓.4.2 Encoder Mounting

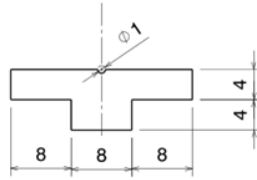


NAME : ENCODER MOUNTING
 QUANTITY : 1
 MATERIAL : ALUMINIUM
 DATE : 9/1/12

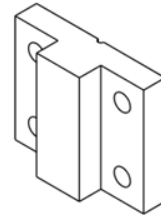
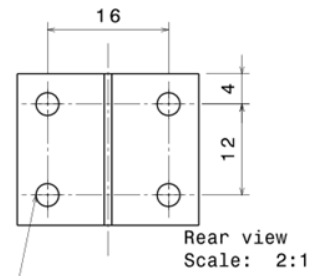
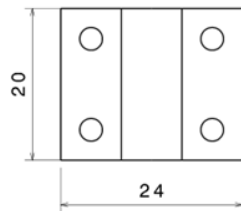
NOTE: ALL HOLES ARE THRU

4.3 Sling Guide

Top view
Scale: 2:1



Front view
Scale: 2:1



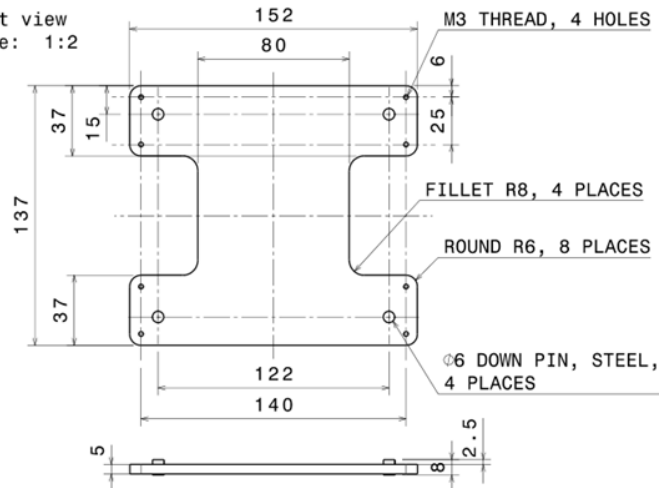
Isometric view
Scale: 2:1

NAME : SLING GUIDE
QUANTITY : 1
MATERIAL : ALUMINIUM
DATE : 9/1/12

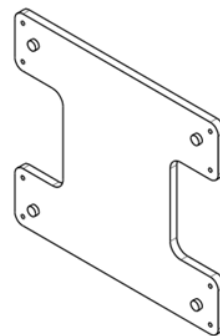
NOTE: ALL HOLES ARE THRU

4.4 Align Plate

Front view
Scale: 1:2



Bottom view
Scale: 1:2



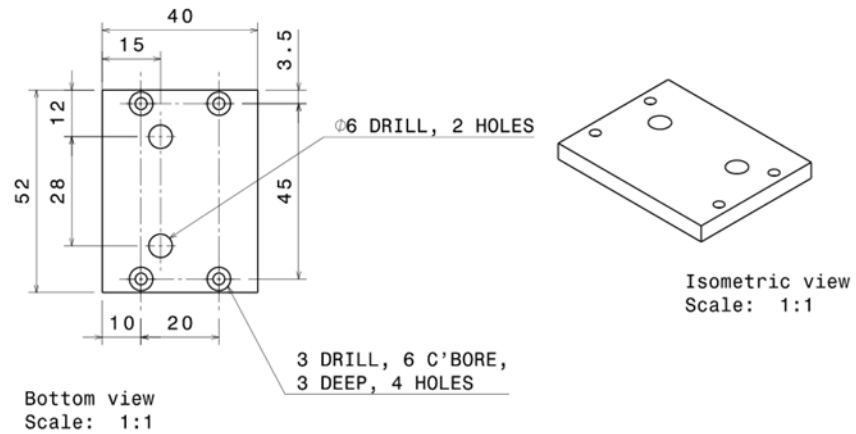
Isometric view
Scale: 1:2

NAME : ALIGN PLATE
QUANTITY : 1
MATERIAL : ALUMINIUM 5MM
DATE : 11/1/12

NOTE: ALL HOLES ARE THRU

๓.5 การออกแบบระบบรองรับสิ่งของน้ำหนักถ่วง

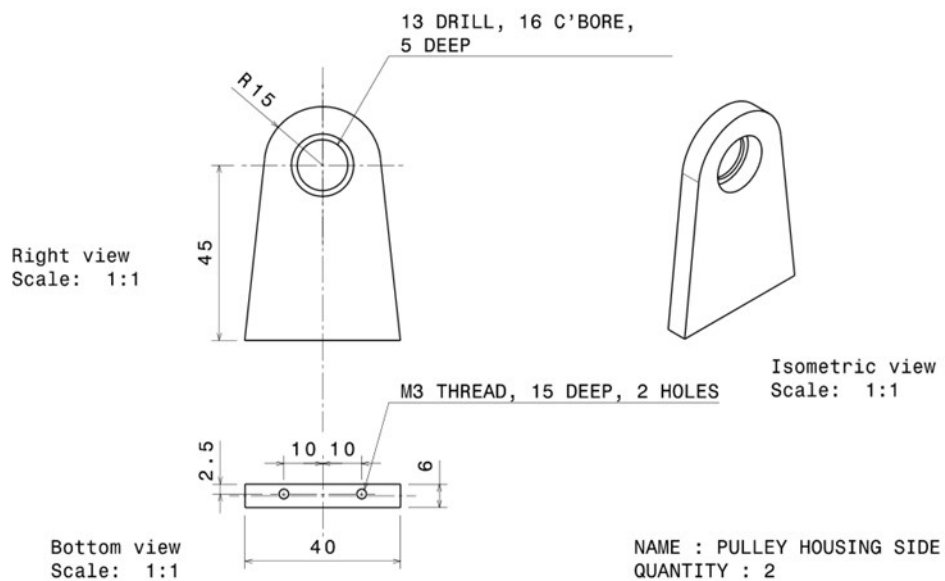
๓.5.1 Pulley Housing Bottom



NOTE: ALL HOLES ARE THRU UNLESS OTHERWISE SPECIFIED

NAME : PULLEY HOUSING BOTTOM
 QUANTITY : 1
 MATERIAL : ALUMINIUM 5MM
 DATE : 10/1/12

๓.5.2 Pulley Housing Side

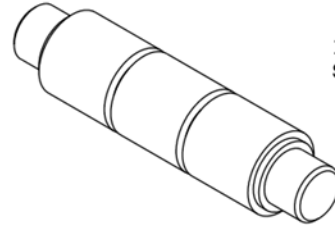


NOTE: ALL HOLES ARE THRU UNLESS OTHERWISE SPECIFIED

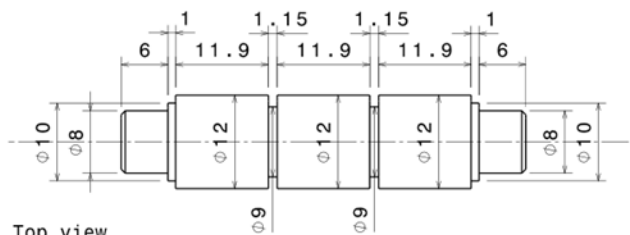
NAME : PULLEY HOUSING SIDE
 QUANTITY : 2
 MATERIAL : ALUMINIUM 6MM
 DATE : 10/1/12

3.5.3 Pulley Housing Bottom

NAME : PULLEY SHAFT
 QUANTITY : 1
 MATERIAL : STAINLESS STEEL
 DATE : 10/1/12



Isometric view
 Scale: 2:1

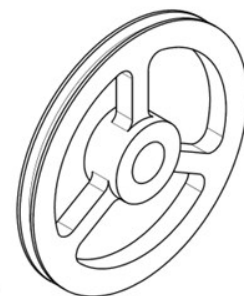


Top view
 Scale: 2:1

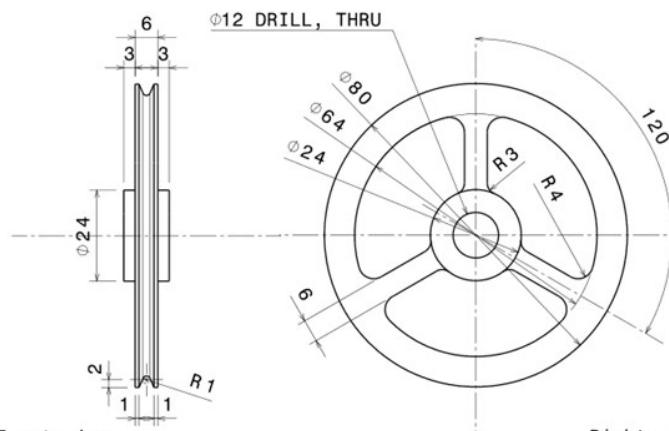
NOTE: ALL CHAMFERS ARE 0.5MM X 0.5MM

3.5.4 Pulley

NAME : PULLEY
 QUANTITY : 1
 MATERIAL : ALUMINIUM
 DATE : 10/1/12



Isometric view
 Scale: 1:1



Front view
 Scale: 1:1

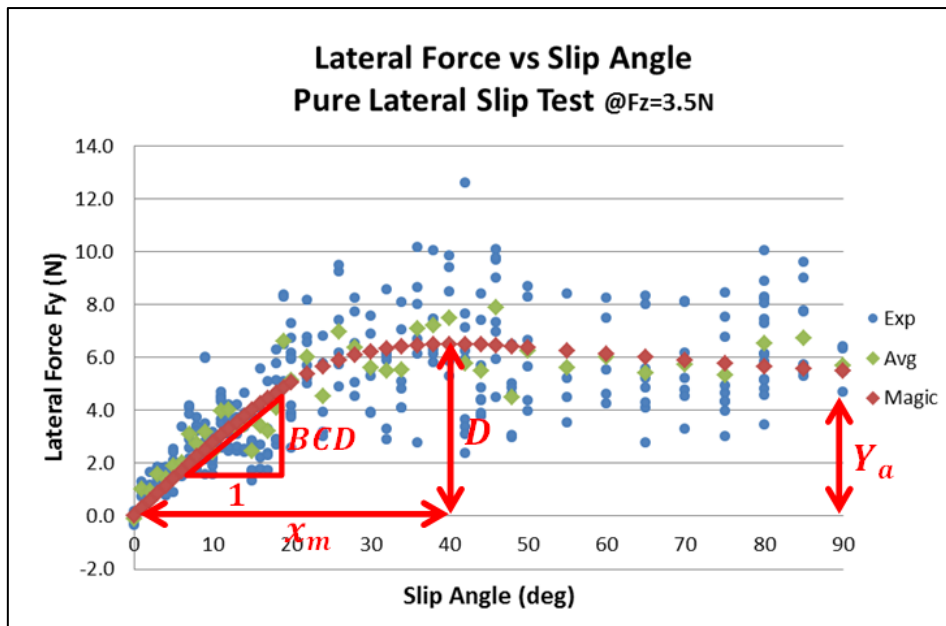
Right view
 Scale: 1:1

ภาคผนวก จ

ตัวอย่างการกำหนดค่าพารามิเตอร์ของสูตรแมจิก

จากผลการทดสอบยางพาหนะจำลองมาตรฐานส่วน 1:10

จ.1 การกำหนดค่าพารามิเตอร์ของสูตรสำหรับความสัมพันธ์ระหว่างแรงต้านข้างกับมุมไถล



Parameter Fitting Procedure

- | | | |
|-------|------------------|---|
| Step1 | Peak Value | $D = 6.5$ |
| Step2 | | $Y_a = 4$ |
| | Shape Factor | $C = 2 - \frac{2}{\pi} \arcsin \frac{Y_a}{D} = 2 - \frac{2}{\pi} \arcsin \frac{4}{6.5} = 1.578$ |
| Step3 | Initial Slope | $BCD = (3.4/12)$ |
| | | $B = \frac{3.4/12}{(1.578)(6.5)} = 0.027623$ |
| Step4 | | $Bx_m = 0.027623 \times 40 = 1.10494$ |
| | Curvature Factor | $E = \frac{Bx_m - \tan(\pi/2C)}{Bx_m - \arctan(Bx_m)} = -1.61992$ |

$$F_y = D \sin(C \arctan(B\alpha - E[B\alpha - \arctan(B\alpha)]))$$

$$F_y = 6.5 \sin(1.58 \arctan(0.0276\alpha + 1.62[0.0276\alpha - \arctan(0.0276\alpha)]))$$

ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์

ข้าพเจ้า นายรณพีร์ ชัยเชาวรัตน์ เกิดเมื่อวันที่ 22 กุมภาพันธ์ พ.ศ. 2532 ที่จังหวัดนครศรีธรรมราช ภูมิลำเนาจังหวัดอุดรธานี สำเร็จการศึกษาปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต เกียรตินิยมอันดับ 1 สาขาวิศวกรรมยานยนต์ จากจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย ในปี พ.ศ. 2555

มีผลงานทางวิชาการที่โดดเด่นในเวทีระดับชาติและนานาชาติอย่างหลากหลาย และได้รับคัดเลือกให้เป็นเยาวชนดีเด่นแห่งชาติสาขาสีงประดิษฐ์และนวัตกรรม ในปี พ.ศ.2553 จากผลงาน “รถต้นแบบสำหรับวัดรัศมีมีความโค้งถนน” ซึ่งได้รับรางวัลชนะเลิศการประกวดโครงงานของนักวิทยาศาสตร์รุ่นเยาว์ ครั้งที่ 10 (YSC 2008) ในประเภทบุคคล จัดโดยศูนย์เทคโนโลยีอิเล็กทรอนิกส์และคอมพิวเตอร์แห่งชาติ (NECTEC) พร้อมเป็นตัวแทนประเทศไทยเข้าร่วมการแข่งขันโครงงานวิทยาศาสตร์ระดับนานาชาติ ในงาน Intel International Science and Engineering Fair (Intel ISEF 2008) ที่ประเทศสหรัฐอเมริกา เคยได้รับรางวัลชนะเลิศสุดยอด BRAND'S GEN ฉลาดคิดแบบคนรุ่นใหม่ ในประเภท Innovation Inventor เคยได้รับเกียรติให้นำเสนอผลงานรับเสด็จสมเด็จพระเทพรัตนราชสุดาฯ สยามบรมราชกุมารี ในการประชุมวิชาการ สวทช. ประจำปี 2551 และเสนอผลงานเป็นโครงการ Highlight ของงานนิทรรศการทางวิศวกรรมครั้งที่ 15 นอกจากนั้นแล้วยังมีผลงานเรื่อง “Drag Coefficient of Different Reference Area Figures of Shapes” ซึ่งได้รับรางวัล Honorable Mentions Diploma จากการแข่งขันโครงงานฟิสิกส์ระดับนานาชาติ First Step to Nobel Prize in Physics ครั้งที่ 15 (2006-2007) ซึ่งจัดโดย Institute of Physics, Polish Academy of Sciences (Warsaw - Poland) ทำให้ได้รับโล่รางวัลเชิดชูเกียรติจากกระทรวงวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยีในฐานะผู้ที่มีผลงานรางวัลทางวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยีระดับนานาชาติ ในปี พ.ศ. 2551 เคยได้รับโล่รางวัลคะแนนสูงสุดอันดับที่ 1 จากการสอบวัดความรู้ Semi Final Test วิชาความถนัดทางวิศวกรรมประจำปีการศึกษา 2550 ในโครงการแนะแนวความถนัดทางวิศวกรรมสู่น้อง ม.ปลาย ครั้งที่ 1 และได้รับโล่รางวัลชนะเลิศ จากงานตอบปัญหาวิชาการทางวิศวกรรม ครั้งที่ 3 จัดโดย ชุมนุมวิชาการ คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย เคยเข้าร่วมการแข่งขันออกแบบและสร้างหุ่นยนต์ระดับประเทศ RDC2010 โดยได้รับรางวัลความคิดสร้างสรรค์ พร้อมได้รับคัดเลือกเป็นตัวแทนเยาวชนไทยเข้าร่วมการแข่งขันออกแบบและสร้างหุ่นยนต์ระดับนานาชาติ IDC2010 ที่สาธารณรัฐประชาชนจีน และเข้ารอบ 4 ทีมสุดท้าย

ปัจจุบันข้าพเจ้าได้รับทุนการศึกษาและทุนวิจัยต่อเนื่องจนจบการศึกษาในระดับปริญญาเอก จากโครงการพัฒนาอัจฉริยภาพทางวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยีสำหรับเด็กและเยาวชน (JSTP) สำนักงานพัฒนาวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยีแห่งชาติ (สวทช.) และมีผลงานวิจัยที่ได้รับการเผยแพร่ดังต่อไปนี้

- Two Dimensional Dynamic Model of Drifting Vehicle, In The 7th International Conference on Automotive Engineering, Bangkok, Thailand, 2011.
- Tire Test for Drifting Dynamics of a Scaled Vehicle, In The 3rd TSME International Conference on Mechanical Engineering, Chiang Rai, Thailand, 2012.
- Dynamics and Simulation of RWD Vehicles Drifting at Steady State using BNP-MNC Tire Model, In The 17th Asia-Pacific Automotive Engineering Conference, Bangkok, Thailand, 2013.
- Optimal Control for Steady State Drifting of RWD Vehicle, In The 7th IFAC Symposium on Advances in Automotive Control, Tokyo, Japan, 2013.