

การวิเคราะห์การเคลื่อนที่ของฐานขับเคลื่อนบนระนาบที่มีการไหลของล้อ

นายรณพีร์ ชัยเชาวรัตน์

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย  
CHULALONGKORN UNIVERSITY

บทคัดย่อและแฟ้มข้อมูลฉบับเต็มของวิทยานิพนธ์ตั้งแต่ปีการศึกษา 2554 ที่ให้บริการในคลังปัญญาจุฬาฯ (CUIR)  
เป็นแฟ้มข้อมูลของนิสิตเจ้าของวิทยานิพนธ์ ที่ส่งผ่านทางบัณฑิตวิทยาลัย

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 University Graduate School.

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรดุษฎีบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ปีการศึกษา 2557

ลิขสิทธิ์ของจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

## MOTION ANALYSIS OF A PLANAR MOBILE PLATFORM WITH WHEEL SLIP

Mr. Ronnapee Chaichaowarat



A Dissertation Submitted in Partial Fulfillment of the Requirements  
for the Degree of Doctor of Philosophy Program in Mechanical Engineering

Department of Mechanical Engineering

Faculty of Engineering

Chulalongkorn University

Academic Year 2014

Copyright of Chulalongkorn University

|                                 |  |
|---------------------------------|--|
| หัวข้อวิทยานิพนธ์               | การวิเคราะห์การเคลื่อนที่ของฐานขับเคลื่อนบนระนาบที่มี<br>การไหลของลื่น |
| โดย                             | นายรณพีร์ ชัยเชาวรัตน์   |
| สาขาวิชา                        | วิศวกรรมเครื่องกล  |
| อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก | ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.วิทยา วัฒนสุโขประสิทธิ์                          |

---

คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย อนุมัติให้วิทยานิพนธ์ฉบับนี้เป็นส่วน  
หนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาตรีบัณฑิต

.....คณบดีคณะวิศวกรรมศาสตร์  
(ศาสตราจารย์ ดร.บัณฑิต เอื้ออาภรณ์)

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์

.....ประธานกรรมการ  
(รองศาสตราจารย์ ดร.รัชทิน จันทร์เจริญ)  
.....อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก  
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.วิทยา วัฒนสุโขประสิทธิ์)

.....กรรมการ  
(อาจารย์ ดร.นภสิทธิ์ นุ่มวงษ์)

.....กรรมการ  
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.สัมพันธ์ จันทรานุกวัฒน์)

.....กรรมการภายนอกมหาวิทยาลัย  
(อาจารย์ ดร.พงศกร บำรุงไทย)

รณพีร์ ชัยเขาวรัตน์ : การวิเคราะห์การเคลื่อนที่ของฐานขับเคลื่อนบนระนาบที่มีการไถลของล้อ (MOTION ANALYSIS OF A PLANAR MOBILE PLATFORM WITH WHEEL SLIP) อ.ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก: ผศ. ดร.วิทยา วัฒนสุโกประสิทธิ์, 146 หน้า.

รถยนต์และหุ่นยนต์เคลื่อนที่ด้วยล้อคือตัวอย่างของฐานขับเคลื่อนบนระนาบที่ใช้ในงานในชีวิตประจำวัน องค์ความรู้ที่เกี่ยวข้องกับพลศาสตร์และระบบควบคุมการเคลื่อนที่ของรถยนต์ นิยมพัฒนาบนพื้นฐานของแบบจำลองทางพลศาสตร์อย่างง่าย ภายใต้การไถลของยางในช่วงที่แรงเสียดทานสามารถประมาณค่าได้ด้วยความสัมพันธ์แบบเชิงเส้น ในทำนองเดียวกัน หุ่นยนต์เคลื่อนที่บนระนาบส่วนใหญ่ล้วนพัฒนามาจากทฤษฎีของการเคลื่อนที่ด้วยความเร็วต่ำซึ่งไม่คำนึงถึงผลของการไถล อย่างไรก็ตาม เพื่อพัฒนาขีดความสามารถของระบบควบคุมการเคลื่อนที่ให้ครอบคลุมการประยุกต์ใช้งานในสภาพการไถลที่หลากหลาย งานวิจัยนี้ได้พัฒนาแบบจำลองทางพลศาสตร์และเทคนิคการประมาณค่าตัวแปรสถานะสำหรับฐานขับเคลื่อนด้วยล้อในกรณีทั่วไป ซึ่งรองรับการไถลของล้อในทุกสภาวะ โดยใช้ผลเฉลยในรูปแบบปิดที่ได้จากการวิเคราะห์ทางจลศาสตร์ สามารถประมาณค่าอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้งของฐานขับเคลื่อนและค่ามุมไถลของล้อเดี่ยวที่ไม่ถูกจำกัดการกลิ้งได้ จากข้อมูลมุมเลี้ยว ความเร็วรอบล้อ และความเร่งบนระนาบการเคลื่อนที่ ซึ่งสามารถวัดค่าด้วยอุปกรณ์ที่ติดตั้งบนฐานขับเคลื่อนทั้งสิ้น ค่าตัวแปรสำคัญที่ได้มาในข้างต้นนั้นนำไปสู่การประมาณค่าตัวแปรสถานะสำหรับอธิบายการเคลื่อนที่ของฐานขับเคลื่อนบนระนาบ ซึ่งได้แก่ อัตราเร็ว มุมไถลของฐานขับเคลื่อน และรัศมีความโค้ง ในเบื้องต้นได้ตรวจสอบความถูกต้องของเทคนิคการประมาณค่าตัวแปรโดยอาศัยการจำลองบนคอมพิวเตอร์ ประกอบกับการทดลองจริงด้วยฐานขับเคลื่อนต้นแบบซึ่งเป็นพาหนะจำลองย่อส่วนขับเคลื่อนล้อหลัง โดยควบคุมให้เคลื่อนที่แบบสุ่มบนพื้นผิวที่กำหนด จากนั้นเปรียบเทียบค่าตัวแปรสถานะในระหว่างการเคลื่อนที่ซึ่งประมาณด้วยเทคนิคที่พัฒนาขึ้น กับค่าอ้างอิงที่ได้จากการวัดด้วยอุปกรณ์วัดความเฉื่อยโดยตรงและค่าอ้างอิงที่ได้จากระบบระบุตำแหน่งด้วยภาพถ่าย นอกจากนี้แล้ว ในงานวิจัยยังได้ศึกษาการไถลของฐานขับเคลื่อนต้นแบบ โดยทำนายการเคลื่อนที่ด้วยแบบจำลองทางพลศาสตร์ที่พัฒนาขึ้น ร่วมกับตัวแปรสถานะที่ประมาณค่าได้ในข้างต้น และแบบจำลองสำหรับประมาณค่าแรงเสียดทานที่ผิวยางซึ่งได้จากผลการทดสอบยาง แล้วเปรียบเทียบกับค่าอ้างอิงที่ได้จากระบบระบุตำแหน่งด้วยภาพถ่าย งานวิจัยนี้สร้างองค์ความรู้พื้นฐานที่สามารถต่อยอดไปสู่การพัฒนากระบวนการเคลื่อนที่ของฐานขับเคลื่อนบนระนาบรูปแบบใดๆ ในสภาวะที่มีการไถลของล้อ

ภาควิชา วิศวกรรมเครื่องกล

ลายมือชื่อนิสิต .....

สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล

ลายมือชื่อ อ.ที่ปรึกษาหลัก .....

ปีการศึกษา 2557



# # 5671425721 : MAJOR MECHANICAL ENGINEERING

KEYWORDS: WHEELED MOBILE PLATFORM / PLANAR MOBILE ROBOT / VEHICLE STATE ESTIMATION / WHEEL SLIP / DRIFTING DYNAMICS / SCALED VEHICLE / WHEEL SLIP ANGLE / VEHICLE SIDESLIP / YAW RATE

RONNAPEE CHAICHAOWARAT: MOTION ANALYSIS OF A PLANAR MOBILE PLATFORM WITH WHEEL SLIP. ADVISOR: ASST. PROF. WITAYA WANNASUPHOPRASIT, Ph.D., 146 pp.

Various types of planar mobile platform are widely being used in a large variety of daily life applications e.g. automobile and wheeled mobile robot. Vehicle dynamics and control are generally developed based on simple vehicle models limited by tire slip within linear tire slip-friction characteristic. Likewise, wheeled mobile robots are frequently developed based on an assumption of low speed motion where effects of wheel slip can be neglected. In order to extend the performance of platform motion control systems, dynamic model and state estimation methodology of general planar mobile platform have been developed covering entire wheel slip condition. By using the kinematics-based analytical closed-form solution, platform yaw rate and individual free-rolling wheel slip angle can be estimated from the considered wheel steering angle, differential wheel speeds and magnitudes of platform acceleration on the plane of motion, which can be completely measured by installed on-platform sensors. The obtained information of yaw rate and wheel slip angle can be directly used to estimate all state variables i.e. platform speed, sideslip and radius of curvature via kinematic relation. The proposed state estimation methodology was primarily verified by computational simulation. In addition, experiment had been done on the mobile platform prototype, developed as a scaled rear-wheel-drive vehicle. The testing platform was controlled to maneuver by random motion on the controlled friction area. The kinematics-based estimated yaw rate, individual wheel slip angles and all state variables were verified by comparing with the inertial-measurement-unit based reference and the global positioning reference using a set of vision recorders. Drifting dynamics of the platform was also considered in this study. The platform motion can be predicted by the estimated wheel slip angle and information of all state variables via the developed dynamic model, along with the tire friction model obtained from experimental results. The predict motion was compared with the vision based reference eventually. This research can be applied to the development of motion control system for general planar mobile platform with wheel slip.

Department: Mechanical Engineering

Student's Signature .....

Field of Study: Mechanical Engineering

Advisor's Signature .....

Academic Year: 2014

## กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์เล่มนี้สำเร็จลุล่วงได้ด้วยดี จากความอนุเคราะห์และการสนับสนุนส่งเสริมของท่านผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.วิทยา วัฒนสุโกประสิทธิ์ ข้าพเจ้าขอขอบพระคุณอาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ผู้ให้ความเมตตากรุณา ให้การอบรมสั่งสอนทั้งในด้านวิชาการและจริยธรรมอันดีงาม ซึ่งล้วนเป็นประโยชน์ต่อการดำเนินชีวิตต่อไปในภายภาคหน้า

ขอขอบพระคุณศาสตราจารย์ ดร.วิบูลย์ แสงวีระพันธุ์ศิริ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. สัณหพศ จันทรานุกวัฒน์ อาจารย์ ดร.นักสิทธิ์ นุ่มวงษ์ คณะอาจารย์ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล ผู้ให้คำแนะนำในการทำวิจัย รวมทั้งบุคลากรผู้ให้ความเอื้อเฟื้อในการทำวิจัยจนสำเร็จสมบูรณ์

ขอขอบพระคุณโครงการพัฒนาอัจฉริยภาพทางวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยีสำหรับเด็กและเยาวชน (JSTP) โดยสำนักงานพัฒนาวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยีแห่งชาติ ที่เสริมสร้างคุณลักษณะที่ดีของนักวิจัยและให้ทุนสนับสนุนการทำวิจัย

ขอขอบพระคุณท่านประธานกรรมการ รองศาสตราจารย์ ดร.รัชทิน จันท์เจริญ ท่านกรรมการผู้ทรงคุณวุฒิภายนอกมหาวิทยาลัย อาจารย์ ดร.พงศกร บำรุงไทย ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.มานพ วงศ์สายสุวรรณ และกรรมการสอบวิทยานิพนธ์ทุกท่านที่ได้สละเวลาเพื่อตรวจทานงานวิจัยครั้งนี้

ผลสัมฤทธิ์จากวิทยานิพนธ์เล่มนี้ ขอมอบทดแทนพระคุณอันยิ่งใหญ่ของบิดา-มารดา คุณรักเกียรติ-คุณวรรณี ชัยเขาวรัตน์ ขอมอบทดแทนพระคุณของครู อาจารย์ ผู้ประสิทธิ์ประสาทวิชา ตลอดจนผู้มีพระคุณทุกท่าน

ขอขอบคุณ คุณทัตพร สุนทรโลหะนะกุล ผู้เสนอแนวคิดในการพิสูจน์ผลเฉลยรูปแบบปิด ขอขอบคุณ คุณอานันท์ สุตาพันธ์ และศูนย์หุ่นยนต์ระดับภูมิภาค (Regional Center of Robotics) ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล ที่สนับสนุนการใช้งานระบบระบุตำแหน่งด้วยกล้องวิดีโอแบบทีกภาพ ขอขอบคุณ คุณเรวณี ชัยเขาวรัตน์ ผู้ให้คำแนะนำในการเตรียมเล่มวิทยานิพนธ์

ขอขอบคุณกำลังใจจากครอบครัวและผู้ที่เกี่ยวข้อง ขอขอบคุณเพื่อนนิสิต รุ่นพี่-รุ่นน้อง ที่ได้ร่วมกันให้ข้อคิดเห็นและข้อเสนอแนะต่างๆ ข้าพเจ้าหวังเป็นอย่างยิ่งว่าท่านผู้สนใจจะได้รับประโยชน์จากการศึกษาวิทยานิพนธ์เล่มนี้

## สารบัญ

หน้า

|  |    |
|--|----|
| บทคัดย่อภาษาไทย.....   | ง  |
| บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....  | จ  |
| กิตติกรรมประกาศ.....   | ฉ  |
| สารบัญ.....  | ช  |
| สารบัญรูป .....  | ฎ  |
| สารบัญตาราง.....   | ด  |
| บทที่ 1 บทนำ .....   | 18 |
| 1.1 ที่มาและความสำคัญของวิทยานิพนธ์.....   | 18 |
| 1.2 วัตถุประสงค์ของวิทยานิพนธ์ .....   | 20 |
| 1.3 ขอบเขตของวิทยานิพนธ์ .....   | 21 |
| 1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....   | 22 |
| บทที่ 2 ปรีทัศน์วรรณกรรม .....   | 23 |
| 2.1 กลุ่มงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับพลศาสตร์และการไหลของหุ่นยนต์ขับเคลื่อนด้วยล้อ .....   | 23 |
| 2.1.1 งานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับพลศาสตร์และการไหลของหุ่นยนต์นอนไฮโดรโนมิก.....   | 23 |
| 2.1.2 งานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับพลศาสตร์และการไหลของหุ่นยนต์ไฮโดรโนมิก .....   | 26 |
| 2.2 กลุ่มงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับพลศาสตร์และระบบควบคุมการเคลื่อนที่แบบไหลของรถยนต์....   | 31 |
| 2.2.1 งานวิจัยที่ศึกษาพลศาสตร์การเคลื่อนที่แบบไหลของรถยนต์โดยการทดสอบซ้ำซ้ำในลักษณะดริฟแล้วเก็บข้อมูล .....                              | 31 |
| 2.2.2 งานวิจัยที่พัฒนาแบบจำลองทางพลศาสตร์อย่างง่ายสำหรับอธิบายการเคลื่อนที่แบบไหลและออกแบบระบบควบคุมการเคลื่อนที่แบบไหลในสภาวะคงตัว..... | 35 |
| 2.2.3 การวิเคราะห์แบบจำลองทางพลศาสตร์ของของยานพาหนะแบบสองล้อ .....   | 45 |
| 2.2.3.1 สมการการเคลื่อนที่ พิสูจน์จากกรอบอ้างอิงซึ่งผูกติดไว้กับยานพาหนะ .....   | 46 |
| 2.2.3.2 สมการการเคลื่อนที่ พิสูจน์จากกรอบอ้างอิงตามทิศทางของความเร็ว .....   | 47 |

|   |    |
|---|----|
| 2.2.3.3 การคำนวณค่าภาระในแนวตั้ง .....  | 50 |
| 2.2.3.4 การคำนวณความเร็วและค่าการไหล ณ ตำแหน่งต่างๆ ของยานพาหนะ.....  | 50 |
| 2.3 กลุ่มงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการประมาณค่าตัวแปรสถานะสำหรับการเคลื่อนที่ของรถยนต์ ..                       | 52 |
| 2.3.1 งานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการประมาณค่าอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้ง .....                                   | 52 |
| 2.3.2 งานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการประมาณค่ามุมไหลของรถยนต์.....  | 58 |
| 2.4 กลุ่มงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการทดสอบยาง และแบบจำลองสำหรับประมาณค่าแรงเสียดทานที่ผิวยาง.....              | 61 |
| 2.4.1 สูตรเมจิกและการกำหนดค่าพารามิเตอร์ .....  | 62 |
| 2.4.1.1 สูตรเมจิกซึ่งมีความสัมพันธ์แบบไซน์ .....  | 62 |
| 2.4.1.2 สูตรเมจิกซึ่งมีความสัมพันธ์แบบโคไซน์.....   | 63 |
| 2.4.2 การประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกร่วมกับวงกลมแรงเสียดทาน.....  | 64 |
| 2.4.3 การประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกร่วมกับแบบจำลองที่ปรับปรุงแล้วของนิโคลัสและคอมสตอก.....             | 67 |
| 2.4.4 การทดสอบยางของพาหนะจำลองเพื่อกำหนดค่าพารามิเตอร์ของสูตรเมจิก .....                                      | 74 |
| บทที่ 3 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้องและการจำลองเบื้องต้น.....   | 76 |
| 3.1 แบบจำลองทางพลศาสตร์ในรูปทั่วไปสำหรับอธิบายการเคลื่อนที่ของฐานขับเคลื่อนบนระนาบที่มีการไหลของล้อ .....     | 76 |
| 3.2 ผลเฉลยรูปแบบปิดสำหรับประมาณค่ามุมไหลของล้อเดี่ยวกลิ้งอิสระ ของฐานขับเคลื่อนบนระนาบที่มีการไหลของล้อ ..... | 78 |
| 3.2.1 การหาผลเฉลยรูปแบบปิดสำหรับประมาณค่ามุมไหลของล้อเดี่ยวกลิ้งอิสระ .....                                   | 78 |
| 3.2.2 การจำลองบนคอมพิวเตอร์เพื่อตรวจสอบความถูกต้องของผลเฉลยรูปแบบปิดที่พัฒนาขึ้น .....                        | 81 |
| 3.3 การประมาณค่าตัวแปรสถานะสำหรับการเคลื่อนที่ของฐานขับเคลื่อนบนระนาบ .....                                   | 85 |

|   |     |
|---|-----|
| 3.4 การประมาณค่ามุมไถลและอัตราการไถลของล้อเดี่ยวใดๆ จากค่ามุมไถลของล้อเดี่ยวกลิ้งอิสระ .....                                  | 86  |
| 3.5 ผลเฉลยรูปแบบปิดสำหรับประมาณค่าอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้ง จากผลต่างของความเร็วล้อ .....                                   | 87  |
| 3.5.1 การหาผลเฉลยรูปแบบปิดสำหรับประมาณค่าอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้ง จากผลต่างของความเร็วล้อ .....                            | 87  |
| 3.5.2 การจำลองบนคอมพิวเตอร์เพื่อตรวจสอบความถูกต้องของผลเฉลยรูปแบบปิดที่พัฒนาขึ้น .....  | 91  |
| บทที่ 4 การพัฒนาต้นแบบของฐานขับเคลื่อนบนรถจักรยาน .....   | 93  |
| 4.1 แผนผังแสดงอุปกรณ์และการเชื่อมต่อวงจรของทั้งระบบ .....   | 95  |
| 4.2 อุปกรณ์พื้นฐานสำหรับการควบคุมด้วยมือ .....  | 97  |
| 4.2.1 อุปกรณ์ควบคุมจากระยะไกล .....   | 98  |
| 4.2.2 ภาครับสัญญาณ .....  | 98  |
| 4.2.3 มอเตอร์กระแสตรงและวงจรควบคุมความเร็วรอบ .....   | 99  |
| 4.2.4 เซอร์โวมอเตอร์สำหรับบังคับเลี้ยว .....  | 100 |
| 4.2.5 แบตเตอรี่ .....   | 101 |
| 4.3 การติดตั้งอุปกรณ์สำหรับวัดความเร็วรอบของล้อ .....   | 101 |
| 4.3.1 อุปกรณ์วัดความเร็วรอบของล้อหน้า .....   | 101 |
| 4.3.1.1 การออกแบบชิ้นส่วนสำหรับรองรับการติดตั้ง .....   | 103 |
| 4.3.1.2 การขึ้นรูปชิ้นส่วนต้นแบบสำหรับรองรับการติดตั้ง .....  | 104 |
| 4.3.2 อุปกรณ์วัดความเร็วรอบของล้อหลัง .....   | 106 |
| 4.4 ไมโครคอนโทรลเลอร์สำหรับรับคำสั่งสัญญาณป้อนกลับจากเซ็นเซอร์ และส่งสัญญาณควบคุมอุปกรณ์ที่ติดตั้งบนต้นแบบฐานขับเคลื่อน ..... | 108 |
| 4.5 วงจรวัดความเร่งเชิงเส้นและอัตราการหมุน .....  | 112 |

|  |     |
|--|-----|
| 4.6 โมดูลสัญญาณไร้สาย .....  | 113 |
| 4.7 วงจรที่พัฒนาขึ้นเพื่อรองรับการเชื่อมต่อของอุปกรณ์และสวิตช์ปรับโหมดการทำงานเพื่อ<br>สร้างทางเลือกของการพัฒนาระบบควบคุมแบบอัตโนมัติที่ผสมผสานการทำงานร่วมกับการ<br>บังคับด้วยมือ ..... | 115 |
| 4.8 อุปกรณ์รองรับการตรวจวัดตำแหน่งปัจจุบันด้วยเทคนิคประมวลผลภาพถ่าย .....  | 117 |
| บทที่ 5 การทดลองและผลการทดลอง .....  | 118 |
| 5.1 การทดลอง.....  | 118 |
| 5.2 ผลการทดลอง.....  | 121 |
| 5.2.1 ผลการทดลองประมาณค่าอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้ง .....   | 126 |
| 5.2.2 ผลการทดลองประมาณค่ามุมไถลของล้อ .....  | 127 |
| 5.2.3 ผลการทดลองประมาณค่าตัวแปรสถานะสำหรับการเคลื่อนที่ของฐานขับเคลื่อนบน<br>ระนาบ .....   | 130 |
| บทที่ 6 สรุปผลและข้อเสนอแนะ .....  | 132 |
| 6.1 สรุปผลการทำวิทยานิพนธ์ .....   | 132 |
| 6.2 ข้อเสนอแนะ .....   | 134 |
| รายการอ้างอิง .....  | 135 |
| ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์ .....   | 146 |

## สารบัญรูป

หน้า

|  |    |
|--|----|
| รูปที่ 2.1 ตัวอย่างของหุ่นยนต์ขับเคลื่อนแบบดิฟเฟอเรนเชียล (differential drive) [37] .....                | 24 |
| รูปที่ 2.2 ตัวอย่างของหุ่นยนต์ที่มีระบบเลี้ยวแบบรอกยนต์ (Ackermann steering) [38] .....                  | 24 |
| รูปที่ 2.3 แผนภาพวัตถุเสรีของหุ่นยนต์น็อนโฮโลโนมิกสำหรับการวิเคราะห์ใน [26].....                         | 25 |
| รูปที่ 2.4 ภาพจำลองอย่างง่ายของหุ่นยนต์น็อนโฮโลโนมิกสำหรับการวิเคราะห์ใน [27] .....                      | 25 |
| รูปที่ 2.5 ภาพจำลองอย่างง่ายแสดงการไหลของหุ่นยนต์น็อนโฮโลโนมิกซึ่งใช้วิเคราะห์ใน [30].....               | 26 |
| รูปที่ 2.6 ฐานหุ่นยนต์โนมาดิค (Nomadic XR4000) [19].....   | 27 |
| รูปที่ 2.7 ล้อเอนกประสงค์แบบตั้งฉากจากงานวิจัย [21].....   | 27 |
| รูปที่ 2.8 ภาพจำลองอย่างง่ายของหุ่นยนต์สำหรับการวิเคราะห์ใน [39].....                                    | 28 |
| รูปที่ 2.9 ภาพจำลองอย่างง่ายของชุดล้อสำหรับการวิเคราะห์ใน [39].....                                      | 28 |
| รูปที่ 2.10 ตัวอย่างล้อออมนีไดเร็คชั่นแนลและล้อเมคานัม .....   | 28 |
| รูปที่ 2.11 ต้นแบบหุ่นยนต์ที่ใช้ล้อแคสเตอร์ขับเคลื่อนแบบปรับมุมเลี้ยวได้ [41].....                       | 29 |
| รูปที่ 2.12 ภาพจำลองอย่างง่ายของชุดล้อแคสเตอร์ขับเคลื่อนแบบปรับมุมเลี้ยวได้ [41].....                    | 29 |
| รูปที่ 2.13 ภาพจำลองอย่างง่ายของหุ่นยนต์สำหรับการวิเคราะห์ใน [41].....                                   | 29 |
| รูปที่ 2.14 ต้นแบบหุ่นยนต์ที่ใช้ล้อแคสเตอร์ขับเคลื่อนแบบปรับมุมเลี้ยวได้ [42, 43] .....                  | 30 |
| รูปที่ 2.15 ภาพจำลองอย่างง่ายของหุ่นยนต์สำหรับการวิเคราะห์ใน [42, 43].....                               | 30 |
| รูปที่ 2.16 ต้นแบบหุ่นยนต์ที่ใช้ล้อออมนีไดเร็คชั่นแนล [46] .....   | 30 |
| รูปที่ 2.17 ภาพจำลองอย่างง่ายของหุ่นยนต์สำหรับการวิเคราะห์ใน [46].....                                   | 31 |
| รูปที่ 2.18 รถยนต์ทดสอบในขณะดริฟและแผนผังของสนามทดสอบ [12] .....   | 32 |
| รูปที่ 2.19 แบบโครงสร้างของข่ายงานสำหรับการประมาณค่ามุมไถลของรถ จากข้อมูลความเร่ง<br>ที่วัดได้ [12]..... | 32 |
| รูปที่ 2.20 รถยนต์ทดสอบ Subaru Impreza WRX STI รุ่นปี 2004 ใน [47] .....                                 | 33 |
| รูปที่ 2.21 อุปกรณ์ที่ติดตั้งบนรถยนต์ทดสอบ ใน [47] .....   | 33 |

|             |  |    |
|-------------|--|----|
| รูปที่ 2.22 | แผนภาพอย่างง่ายสำหรับอธิบายเทคนิคการใช้เบรกมือ [13] .....  | 34 |
| รูปที่ 2.23 | แผนภาพอย่างง่ายสำหรับอธิบายเทคนิคการเลี้ยวแบบเพนดูลัม [13].....  | 35 |
| รูปที่ 2.24 | แผนภาพจำลองเส้นทางการเข้าโค้งของรถยนต์ [10].....   | 36 |
| รูปที่ 2.25 | รถยนต์ทดสอบสำหรับเก็บข้อมูลระหว่างการดริฟในสภาวะคงตัวบนพื้นดิน [17, 51] .....  | 39 |
| รูปที่ 2.26 | กราฟเปรียบเทียบอัตราเร็วในการเข้าโค้งซึ่งสอดคล้องกับมุมไถล [11].....   | 41 |
| รูปที่ 2.27 | แผนภาพวัตถุเสรีสำหรับแบบจำลองทางพลศาสตร์ของยานพาหนะสองล้อ [11, 15] .....   | 42 |
| รูปที่ 2.28 | ตัวอย่างการแสดงผลลัพธ์ของชุดคำสั่งโปรแกรมที่พัฒนาขึ้นใน [15].....  | 42 |
| รูปที่ 2.29 | ผังงานของชุดคำสั่งโปรแกรมที่พัฒนาขึ้นใน [15].....  | 43 |
| รูปที่ 2.30 | ผลการจำลองระบบควบคุมการเคลื่อนที่แบบไถลในสภาวะคงตัว [18].....  | 44 |
| รูปที่ 2.31 | ผลการระบุตำแหน่งในการทดลองและค่าความผิดพลาดของเซ็นเซอร์ [54] .....   | 53 |
| รูปที่ 2.32 | ความคลาดเคลื่อนของการประมาณค่าอัตราเร็วของล้อ [64].....  | 56 |
| รูปที่ 2.33 | แผนภาพจำลองสำหรับการวิเคราะห์ทางจลศาสตร์ใน [67].....   | 57 |
| รูปที่ 2.34 | ผลการประมาณค่าอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้งจากการทดลอง [67] .....  | 57 |
| รูปที่ 2.35 | กราฟของสูตรเมจิกซึ่งมีความสัมพันธ์เป็นแบบไซน์ [49].....  | 63 |
| รูปที่ 2.36 | กราฟของสูตรเมจิกซึ่งมีความสัมพันธ์เป็นแบบโคไซน์ [49].....  | 63 |
| รูปที่ 2.37 | ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศการลัดกับมุมไถล จากการ<br>ประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกร่วมกับวงกลมแรงเสียดทาน .....    | 65 |
| รูปที่ 2.38 | ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศด้านข้างกับมุมไถล จากการ<br>ประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกร่วมกับวงกลมแรงเสียดทาน .....  | 66 |
| รูปที่ 2.39 | ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศการลัดกับอัตราไถล จาก<br>การประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกร่วมกับวงกลมแรงเสียดทาน.....   | 66 |
| รูปที่ 2.40 | ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศด้านข้างกับอัตราไถล จาก<br>การประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกร่วมกับวงกลมแรงเสียดทาน..... | 67 |
| รูปที่ 2.41 | ตัวอย่างของวงรีของแรงเสียดทานซึ่งเปลี่ยนแปลงตามขนาดของมุมไถล [53] .....  | 68 |



|  |    |
|--|----|
| รูปที่ 2.42 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างแรงในทิศการลึ่กับอัตราการไถล $F_x(k)$ จากผลการทดสอบยาง P225/60R16 ในงานวิจัย [108] .....  | 70 |
| รูปที่ 2.43 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างแรงด้านข้างกับมุมไถล $F_y(\alpha)$ จากผลการทดสอบยาง P225/60R16 ในงานวิจัย [108].....  | 70 |
| รูปที่ 2.44 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศการลึ่กับมุมไถล จากการประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกร่วมกับแบบจำลองที่ปรับปรุงแล้ว ของนิโคลัสและคอมสตอก .....                | 71 |
| รูปที่ 2.45 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศด้านข้างกับมุมไถล จากการประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกร่วมกับแบบจำลองที่ปรับปรุงแล้ว ของนิโคลัสและคอมสตอก .....              | 71 |
| รูปที่ 2.46 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศการลึ่กับอัตราการไถล จากการประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกร่วมกับแบบจำลองที่ปรับปรุงแล้ว ของนิโคลัสและคอมสตอก .....           | 72 |
| รูปที่ 2.47 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศด้านข้างกับอัตราการไถล จากการประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกร่วมกับแบบจำลองที่ปรับปรุงแล้ว ของนิโคลัสและคอมสตอก .....         | 72 |
| รูปที่ 2.48 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศการลึ่กับมุมไถล และอัตราการไถล จากการประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกร่วมกับแบบจำลอง ที่ปรับปรุงแล้วของนิโคลัสและคอมสตอก ..... | 73 |
| รูปที่ 2.49 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานด้านข้างกับมุมไถล และอัตราการไถล จากการประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกร่วมกับแบบจำลอง ที่ปรับปรุงแล้วของนิโคลัสและคอมสตอก .....    | 73 |
| รูปที่ 2.50 เครื่องทดสอบยางชนิดดรัมที่พัฒนาขึ้นในงานวิจัย [36].....  | 74 |
| รูปที่ 2.51 ตัวอย่างผลการทดสอบยางของพาหนะจำลองมาตราส่วน 1:10 ในงานวิจัย [36].....  | 75 |
| รูปที่ 2.52 ผลลัพธ์การประมาณประมาณค่าแรงเสียดทานสำหรับยางของพาหนะจำลอง มาตราส่วน 1:10 ด้วยแบบจำลองที่พัฒนาขึ้นในงานวิจัย [36] .....  | 75 |

|   |     |
|---|-----|
| รูปที่ 3.1 ภาพจำลองอย่างง่ายแสดงการเคลื่อนที่ของฐานขับเคลื่อนบนระนาบที่มีการไหลของล้อยู่  | 77  |
| รูปที่ 3.2 รัศมีความโค้ง อัตราเร็ว มุมไถลของรถ และมุมเลี้ยวล้อหน้า ที่จำลองบน Matlab  | 83  |
| รูปที่ 3.3 เส้นทางการเคลื่อนที่แบบไถลของรถยนต์ที่จำลองบนโปรแกรม Matlab  | 83  |
| รูปที่ 3.4 ค่าอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้ง ค่าความเร่ง และค่าอัตราเร็วในทิศการกลิ้งของล้อหน้าทั้งสองข้าง ซึ่งคำนวณจากความสัมพันธ์ทางจลศาสตร์                                 | 84  |
| รูปที่ 3.5 ค่ามุมไถลของล้อหน้าซ้ายและขวาซึ่งประมาณโดยใช้ผลเฉลยในรูปแบบปิดที่พัฒนาขึ้น   | 85  |
| รูปที่ 3.6 ภาพจำลองอย่างง่ายแสดงการเคลื่อนที่ของรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลัง   | 88  |
| รูปที่ 3.7 ค่าอัตราเร็วในทิศการกลิ้งของล้อหน้าทั้งสองข้าง ซึ่งคำนวณจากความสัมพันธ์ทางจลศาสตร์และค่าอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้งซึ่งประมาณโดยใช้ผลเฉลยในรูปแบบปิดที่พัฒนาขึ้น | 92  |
| รูปที่ 4.1 ต้นแบบของฐานขับเคลื่อนบนระนาบที่พัฒนาขึ้น  | 93  |
| รูปที่ 4.2 ภาพถ่ายจากด้านบนและด้านข้างของต้นแบบฐานขับเคลื่อนบนระนาบที่พัฒนาขึ้น   | 94  |
| รูปที่ 4.3 แผนผังแสดงรายละเอียดการเชื่อมต่อวงจรของทั้งระบบ  | 96  |
| รูปที่ 4.4 แผนผังแสดงรายละเอียดการเชื่อมอุปกรณ์พื้นฐานสำหรับการควบคุมด้วยมือ  | 97  |
| รูปที่ 4.5 อุปกรณ์ควบคุมจากระยะไกล รุ่น Futaba 4PK-2.4G Super   | 98  |
| รูปที่ 4.6 วงจรภาครับสัญญาณ รุ่น Futaba R164FF  | 98  |
| รูปที่ 4.7 มอเตอร์กระแสตรงและวงจรควบคุมความเร็วรอบ รุ่น Vortex Experience   | 99  |
| รูปที่ 4.8 เซอร์โวมอเตอร์ รุ่น Futaba S3003   | 100 |
| รูปที่ 4.9 แบตเตอรี่ลิเทียมโพลิเมอร์ แบบ 2 เซลล์  | 101 |
| รูปที่ 4.10 เ็นโค้ดเดอร์ รุ่น US Digital EM1-1-1250 และแผ่นงาน รุ่น US Digital Disk-1   | 102 |
| รูปที่ 4.11 ข้อกำหนด ระยะตั้งฉากจากแนวของจุดยึดเอ็นโค้ดเดอร์ทั้งสองถึงแกนหมุน   | 103 |
| รูปที่ 4.12 ข้อกำหนด ระยะระหว่างแผ่นงานถึงหัวอ่านของเอ็นโค้ดเดอร์   | 103 |
| รูปที่ 4.13 ชิ้นส่วนรองรับการหมุนของล้อหน้า (upright front)   | 104 |

|  |     |
|--|-----|
| รูปที่ 4.14 ชิ้นส่วนต้นแบบที่ขึ้นรูปด้วยการพิมพ์สามมิติ .....  | 105 |
| รูปที่ 4.15 การประกอบชิ้นส่วนต้นแบบเข้ากับเอ็นโค้ดเดอร์ US Digital EM1-1-1250 .....  | 105 |
| รูปที่ 4.16 การประกอบชิ้นส่วนต้นแบบกับแผ่นจาน US Digital Disk-1 และล้อมาตราส่วน 1:10. ....   | 105 |
| รูปที่ 4.17 การประกอบชิ้นส่วนต้นแบบและติดตั้งเอ็นโค้ดเดอร์ในตำแหน่งที่ใช้งานจริง .....   | 105 |
| รูปที่ 4.18 เอ็นโค้ดเดอร์ รุ่น US Digital E4P ซึ่งติดตั้งที่เพลาส่งกำลังก่อนเข้าเฟืองท้าย.....   | 106 |
| รูปที่ 4.19 เอ็นโค้ดเดอร์ รุ่น US Digital E4P 0.64”-300 (single-ended).....  | 107 |
| รูปที่ 4.20 วงจรไมโครคอนโทรลเลอร์ รุ่น Arduino Mega 2560 ADK ซึ่งติดตั้งบนฐาน<br>ขับเคลื่อน .....  | 109 |
| รูปที่ 4.21 วงจรไมโครคอนโทรลเลอร์ Arduino Mega 2560 ADK.....   | 110 |
| รูปที่ 4.22 การเชื่อมต่อของวงจรไมโครคอนโทรลเลอร์ Arduino Mega 2560 ADK.....  | 111 |
| รูปที่ 4.23 วงจรวัดความเร่งเชิงเส้นและอัตราการหมุน รุ่น ArduIMU+ V3 บนรถยนต์ต้นแบบ ....  | 112 |
| รูปที่ 4.24 วงจรวัดความเร่งเชิงเส้นและอัตราการหมุน รุ่น DIYDrones ArduIMU+ V3.....   | 113 |
| รูปที่ 4.25 โมดูลสัญญาณไร้สาย รุ่น XBee Pro 60mW wire antenna .....  | 114 |
| รูปที่ 4.26 โมดูลสัญญาณไร้สาย รุ่น XBee Pro 60mW wire antenna .....  | 114 |
| รูปที่ 4.27 วงจรรองรับโมดูลไร้สาย รุ่น ThaiEasyElec BlueBee Dongle.....  | 115 |
| รูปที่ 4.28 วงจรที่พัฒนาขึ้นเพื่อรองรับการเชื่อมต่อของอุปกรณ์และสวิตช์ปรับโหมดการทำงาน....   | 116 |
| รูปที่ 4.29 การเชื่อมต่อของวงจรที่พัฒนาขึ้นและสวิตช์ปรับโหมดการทำงาน .....   | 117 |
| รูปที่ 4.30 วัตถุประสงค์อันแสงบนต้นแบบฐานขับเคลื่อนเพื่อรองรับการระบุตำแหน่งด้วยภาพ .....  | 117 |
| รูปที่ 5.1 การทดลองเพื่อตรวจสอบผลเฉลยรูปแบบปิดด้วยต้นแบบของฐานขับเคลื่อนบนระนาบ ..   | 118 |
| รูปที่ 5.2 กล้องวิดีโอบันทึกภาพ OptiTrack-Flex3 สำหรับระบุตำแหน่งและทิศทาง ของฐาน<br>ขับเคลื่อนซึ่งเคลื่อนที่บนระนาบในพื้นที่ทดสอบ ..... | 119 |
| รูปที่ 5.3 ตัวอย่างการแสดงผลของซอฟต์แวร์ OptiTrack-Tracking Tools.....   | 119 |
| รูปที่ 5.4 ตัวอย่างการแสดงผลของโปรแกรม X-CTU .....   | 120 |

|  |     |
|--|-----|
| รูปที่ 5.5 เส้นทางการเคลื่อนที่แบบสุ่มของฐานขับเคลื่อนบนระนาบ .....  | 121 |
| รูปที่ 5.6 ค่ามุมเฉลี่ยวอล์ทหน้าและค่ามุมไถลของฐานขับเคลื่อนซึ่งเปลี่ยนแปลงตามเวลา.....  | 122 |
| รูปที่ 5.7 ค่าอัตราเร็วในทิศการกลิ้งของล้อหน้าซ้าย-ขวา ซึ่งเปลี่ยนแปลงตามเวลา .....  | 124 |
| รูปที่ 5.8 ค่าความเร่งเชิงเส้นในทิศทางตามยาวและตามขวางของฐานขับเคลื่อน.....  | 125 |
| รูปที่ 5.9 ค่าอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้งซึ่งประมาณโดยใช้ผลเฉลยในรูปแบบปิด<br>เปรียบเทียบกับกับค่าอ้างอิงจากการระบุตำแหน่งและค่าอ้างอิงซึ่งวัดได้จากอุปกรณ์<br>วัดความเฉื่อย.....      | 127 |
| รูปที่ 5.10 ค่ามุมไถลของล้อเดี่ยวกลิ้งอิสระซึ่งประมาณโดยใช้ผลเฉลยในรูปแบบปิด เปรียบเทียบ<br>กับกับค่าอ้างอิงจากการระบุตำแหน่งด้วยกล้องบันทึกภาพ.....                                   | 128 |
| รูปที่ 5.11 ค่าตัวแปรสถานะสำหรับการเคลื่อนที่ของฐานขับเคลื่อนบนระนาบ ซึ่งคำนวณจากค่า<br>มุมไถลของล้อหน้าซ้าย เปรียบเทียบกับกับค่าอ้างอิงจากการระบุตำแหน่งด้วยกล้อง<br>บันทึกภาพ.....   | 130 |
| รูปที่ 5.12 ค่าตัวแปรสถานะสำหรับการเคลื่อนที่ของฐานขับเคลื่อนบนระนาบ ซึ่งคำนวณจากค่า<br>มุมไถลของล้อหน้าขวา เปรียบเทียบกับกับกับค่าอ้างอิงจากการระบุตำแหน่งด้วยกล้อง<br>บันทึกภาพ..... | 131 |

## สารบัญตาราง

หน้า

|   |    |
|---|----|
| ตารางที่ 2.1 ค่าพารามิเตอร์ของสูตรเมจิกสำหรับประมาณค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานสุทธิ [49].. | 65 |
| ตารางที่ 2.2 ค่าพารามิเตอร์ของสูตรเมจิกที่ได้จากผลการทดสอบยาง P225/60R16 [108].....       | 70 |
| ตารางที่ 3.1 ค่าพารามิเตอร์ของของตัวอย่างรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลังที่ใช้ในการจำลอง.....     | 84 |
| ตารางที่ 4.1 ค่าพารามิเตอร์ของฐานขับเคลื่อนบนระนาบที่พัฒนาขึ้น .....                      | 94 |



## บทที่ 1

### บทนำ

#### 1.1 ที่มาและความสำคัญของวิทยานิพนธ์

ในชีวิตประจำวัน การลำเลียง ขนส่งและคมนาคมทางภาคพื้นดินล้วนอาศัยการประยุกต์ใช้งานของฐานขับเคลื่อนบนระนาบแทบทั้งสิ้น ดังปรากฏในรูปแบบของรถยนต์ที่ใช้งานทั่วไปบนท้องถนน หรือหุ่นยนต์ขับเคลื่อนด้วยล้อ (wheeled mobile robot - WMR) ซึ่งถูกพัฒนาขึ้นเพื่อประยุกต์ใช้งานในกิจกรรมต่างๆ อย่างหลากหลาย ทั้งในโรงงานอุตสาหกรรม การขนส่ง การสำรวจทรัพยากร การสำรวจอวกาศ หรือแม้กระทั่งกิจกรรมเพื่อความบันเทิงก็ตาม

เพื่อเพิ่มความปลอดภัยในการใช้รถใช้ถนน ระบบควบคุมเสถียรภาพของการขับขี่ (active stability control system) รูปแบบต่างๆ ไม่ว่าจะเป็น ระบบควบคุมมุมเลี้ยวอัตโนมัติ (active steering) [1, 2] ระบบกระจายแรงเบรกแบบอิสระ (differential braking, independent braking control) [3] ระบบควบคุมรถแบบบูรณาการ (integrated chassis control) [4-6] ซึ่งผสมผสานเทคโนโลยีความปลอดภัยที่กล่าวมาเบื้องต้นเข้ากับระบบควบคุมช่วงล่างอัตโนมัติ (active suspension) ให้สามารถทำงานร่วมกันได้อย่างลงตัว รวมไปถึงระบบควบคุมแรงบิดล้อแบบอิสระ (independent wheel torque control) สำหรับรถยนต์ไฟฟ้าและรถยนต์ไฮบริด [7, 8] นั้น ได้ถูกพัฒนาขึ้นอย่างต่อเนื่องและติดตั้งเป็นระบบพื้นฐานของรถยนต์นั่งทั่วไป ทำให้ผู้ขับขี่สามารถควบคุมรถได้แม้ในกรณีฉุกเฉิน ในอดีตนั้น องค์ความรู้ที่เกี่ยวข้องกับพลศาสตร์และระบบควบคุมการเคลื่อนที่ของฐานขับเคลื่อนบนระนาบในรูปแบบรถยนต์ ล้วนถูกพัฒนาขึ้นบนพื้นฐานของแบบจำลองทางพลศาสตร์อย่างง่ายสำหรับการเข้าใจในสภาวะคงตัวด้วยมุมไถลค่าน้อย [9] ซึ่งมุ่งเน้นไปที่พฤติกรรมของรถภายใต้การไถลของยางในช่วงที่แรงเสียดทานสามารถประมาณค่าได้ด้วยความสัมพันธ์แบบเชิงเส้นเท่านั้น แม้สภาพถนนที่มีแรงเสียดทานน้อยกว่าปกติ ซึ่งรถสามารถเกิดการไถลได้โดยง่าย เช่น ถนนเปียกที่มีฟิล์มน้ำปกคลุม (aquaplaning) ทางฝุ่น และทางหิมะ การพัฒนาองค์ความรู้ทางวิศวกรรมจากภาคการศึกษา ทั้งพลศาสตร์ยานยนต์ ระบบควบคุมอัตโนมัติ และเทคโนโลยียานยนต์จากภาคอุตสาหกรรม ล้วนมีแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกัน คือ หลีกเลี่ยงการไถลหรือยอมให้เกิดการไถลน้อยที่สุด เพื่อจำกัดให้แรงเสียดทานที่ผิวสัมผัสระหว่างยางกับพื้นถนนยังคงอยู่ในช่วงความสัมพันธ์แบบเชิงเส้นซึ่งง่ายต่อการควบคุมรถ สังเกตได้จากระบบความปลอดภัยพื้นฐานของรถยนต์นั่ง อาทิ ระบบเบรกป้องกันล้อล็อก (Anti-Lock Braking System: ABS) และระบบป้องกันล้อหมุนฟรี (Traction Control System: TCS) เป็นต้น

อย่างไรก็ตาม การควบคุมรถในสภาวะนอกเหนือขีดจำกัดของแรงเสียดทานแบบเชิงเส้น รวมไปถึงกรณีของการไถลแบบผสม (combined slip) ทั้งในทิศการถลึงและทิศด้านข้างของยางด้วย อัตราการไถล (slip ratio) และมุมไถล (slip angle) ค่ามาก เช่น ระหว่างการดริฟ (drifting) เพื่อเข้าโค้งในลักษณะโอเวอร์สตีร์ด้วยมุมไถลของรถ (sideslip) ค่ามาก ซึ่งเป็นสภาวะที่รถมีเสถียรภาพต่ำ เสี่ยงล้มได้ง่าย และยากต่อการควบคุม จึงต้องอาศัยทั้งสมรรถนะการควบคุมของรถและทักษะความชำนาญของผู้ขับขี่ เพื่อควบคุมการไถลของล้อทั้งสิ้นให้เหมาะสม จึงจะสามารถประคองค่ามุมไถลและทิศทางการเคลื่อนที่ของรถให้เป็นไปตามที่ต้องการได้นั้น อาจมีความจำเป็นอย่างหลีกเลี่ยงไม่ได้ หรือมีความได้เปรียบเหนือการเข้าโค้งด้วยมุมไถลค่าน้อยในบางกรณี ดังที่ได้กล่าวไว้ใน [10, 11] ในทศวรรษหลัง นักวิจัยเริ่มตระหนักถึงความสำคัญดังกล่าว ทำให้การศึกษาพลศาสตร์ของรถในสภาวะที่เกิดการลื่นไถล เป็นการสร้างองค์ความรู้แขนงใหม่ซึ่งเริ่มได้รับความสนใจจากทั้งภาคการศึกษาและภาคอุตสาหกรรม [12-15] รวมทั้งมีการเสนอแนวคิดเบื้องต้นของการพัฒนาระบบควบคุมการเคลื่อนที่แบบไถลในสภาวะคงตัวสำหรับรถยนต์ [16-18] อีกด้วย

สำหรับฐานขับเคลื่อนบนระนาบในรูปแบบของหุ่นยนต์ขับเคลื่อนด้วยล้อ ทั้งประเภทที่มีการเคลื่อนที่แบบนอนโฮโลโนมิก (non-holonomic WMR) เช่น หุ่นยนต์ที่มีระบบเลี้ยวแบบรถยนต์ (car-like / Ackermann steering) [1] และ หุ่นยนต์ขับเคลื่อนแบบดิฟเฟอเรนเชียล (differential drive) ซึ่งเป็นที่นิยมเพราะใช้กลไกการขับเคลื่อนที่เรียบง่ายไม่ซับซ้อน และประเภทที่รองรับการเคลื่อนที่แบบโฮโลโนมิก (holonomic WMR) ซึ่งมีอิสระในการเคลื่อนที่บนพื้นราบไปยังตำแหน่งที่ต้องการในทิศทางที่กำหนด เพราะมีจำนวนองศาอิสระของหุ่นยนต์ (degree of freedom) เท่ากับจำนวนพิกัดของระบบอ้างอิง (system coordinate) เช่น ฐานหุ่นยนต์สแตนฟอร์ด (Stanford robotic platform) และฐานหุ่นยนต์โนมาดิก (Nomadic XR4000) [19] ซึ่งพัฒนามาจากแนวคิดของหุ่นยนต์ขับเคลื่อนด้วยล้อแคสเตอร์แบบปรับมุมเลี้ยวได้ (powered caster vehicle - PCV) [20] โดยใช้ชุดล้อเอนกประสงค์แบบตั้งฉาก (orthogonal universal-wheel assembly) [21] จำนวนสามล้อ รวมทั้งฐานหุ่นยนต์อื่นๆ ที่ใช้ล้อออมินิไดเร็กชันแนล (omnidirectional wheel) [22, 23] ล้อเอนกประสงค์คู่ (double universal wheel) [24] หรือล้อเมคานัม (Mecanum wheel) [25] ซึ่งถูกพัฒนาขึ้นในระยะหลังให้เอื้อต่อการนำไปใช้งานที่หลากหลาย ในลักษณะของการนำฐานหุ่นยนต์แบบโฮโลโนมิก (holonomic mobile robot base) ไปประกอบกับแขนกลเพื่อทำหน้าที่เฉพาะอย่าง เช่น การประกอบชิ้นงาน และการตรวจสอบชิ้นงาน ในพื้นที่อันตราย ซึ่งล้วนตอบโจทยความต้องการของทางภาคอุตสาหกรรมได้เป็นอย่างดีนั้น ล้วนพัฒนามาจากทฤษฎีของการเคลื่อนที่ด้วยความเร็วต่ำซึ่งไม่คำนึงถึงผลของการไถลแทบทั้งสิ้น

อย่างไรก็ตาม ระบบควบคุมการเคลื่อนที่ของหุ่นยนต์ซึ่งพัฒนาขึ้นเรื่อยมา พบอุปสรรคสำคัญประการหนึ่งคือการไถล (slipping / skidding) ซึ่งเกิดขึ้นที่หน้าสัมผัสระหว่างล้อของหุ่นยนต์กับ

พื้นผิวที่รองรับการทำงาน เมื่อหุ่นยนต์เคลื่อนที่ด้วยความเร็วสูง มีการเบรกหรือเร่งความเร็วกะทันหัน รวมไปถึงการเลี้ยวที่รุนแรง ทำให้เกิดความผิดพลาดของการระบุตำแหน่ง (localization / dead-reckoning) ลดเสถียรภาพของการควบคุม เกิดการสูญเสียพลังงานที่ใช้ขับเคลื่อนหุ่นยนต์ และเกิดการสึกหรอในสวนประกอบ เช่น ยาง เป็นต้น จึงมีการพัฒนางานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการไหลของหุ่นยนต์ขับเคลื่อนด้วยล้อซึ่งเคลื่อนที่แบบนอนโฮโลโนมิก (non-holonomic WMR) เกิดขึ้นมากมาย ทั้งในลักษณะ ระบบตรวจจับและจำกัดการไหลของหุ่นยนต์โดยใช้แบบจำลองการไหล [26-28] การระบุตำแหน่งของหุ่นยนต์ขณะไหล [29, 30] และการควบคุมหุ่นยนต์โดยพิจารณาการไหลเป็นสิ่งรบกวน (disturbance) [31-35] แต่งานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการไหลของหุ่นยนต์ขับเคลื่อนด้วยล้อซึ่งเคลื่อนที่แบบโฮโลโนมิก (holonomic WMR) นั้น ยังมีอยู่อย่างจำกัด

การต่อยอดองค์ความรู้ทางพลศาสตร์และการพัฒนาระบบควบคุมการเคลื่อนที่แบบไหลสำหรับรถยนต์หรือสำหรับหุ่นยนต์ขับเคลื่อนด้วยล้อประเภทนอนโฮโลโนมิก รวมไปถึงการเริ่มต้นศึกษาเพื่อพัฒนาพลศาสตร์การไหลของหุ่นยนต์ขับเคลื่อนด้วยล้อประเภทโฮโลโนมิก เพื่อลดข้อจำกัดของการประยุกต์ใช้งานซึ่งต้องคำนึงถึงอุปสรรคเนื่องจากการไหลที่อาจเกิดขึ้นเมื่อหุ่นยนต์เคลื่อนที่ด้วยความเร็วสูง มีการเบรกหรือเร่งความเร็วกะทันหัน และการเลี้ยวที่รุนแรงนั้น ล้วนเป็นแนวทางการทำวิจัยที่น่าสนใจ อย่างไรก็ตาม เพื่อให้เกิดประโยชน์สูงสุดในแง่ของการต่อยอดวิทยาการงานวิจัยนี้จึงมุ่งเน้นไปที่การพัฒนาแบบจำลองทางพลศาสตร์และเทคนิคการประมาณค่าตัวแปรสถานะสำหรับฐานขับเคลื่อนด้วยล้อในกรณีทั่วไป (general wheeled mobile platform) ซึ่งไม่จำกัดจำนวน ตำแหน่งและทิศทางการวางตัวของล้อ ให้สามารถรองรับการไหลของล้อในทุกสภาวะ และสามารถเพิ่มเงื่อนไขสำหรับกรณีเฉพาะ (special case) ที่สนใจได้ในภายหลัง ซึ่งเป็นการพัฒนาขีดความสามารถของระบบควบคุมการเคลื่อนที่แบบอัตโนมัติสำหรับฐานขับเคลื่อนบนระนาบขนิดใดๆ ทั้งที่อยู่ในรูปแบบของรถยนต์หรือหุ่นยนต์ขับเคลื่อนด้วยล้อประเภทต่างๆ ให้ครอบคลุมการประยุกต์ใช้งานในกรณีที่มีการไหลของล้อเกิดขึ้นอย่างหลีกเลี่ยงไม่ได้ ด้วยสภาพการไหลที่หลากหลาย

## 1.2 วัตถุประสงค์ของวิทยานิพนธ์

1. ศึกษางานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการเคลื่อนที่ของฐานขับเคลื่อนบนระนาบรูปแบบต่างๆ ที่มีการไหลของล้อ ทั้งหุ่นยนต์ขับเคลื่อนด้วยล้อและรถยนต์
2. พัฒนาแบบจำลองทางพลศาสตร์ในรูปแบบทั่วไปสำหรับอธิบายการเคลื่อนที่ของฐานขับเคลื่อนบนระนาบที่มีการไหลของล้อ
3. พัฒนารูปแบบประมาณค่าตัวแปรสถานะสำหรับการเคลื่อนที่ของฐานขับเคลื่อนบนระนาบที่มีการไหลของล้อ โดยอาศัยอุปกรณ์ที่สามารถติดตั้งบนฐานขับเคลื่อน



4. พัฒนาด้านแบบของฐานขับเคลื่อนบนระนาบซึ่งสามารถควบคุมมุมเลี้ยวและการขับเคลื่อนล้อเพื่อรองรับการทดสอบแบบจำลองทางพลศาสตร์ การประมาณค่าตัวแปรสถานะ และระบบควบคุมทางพลศาสตร์

### 1.3 ขอบเขตของวิทยานิพนธ์

1. ศึกษางานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการเคลื่อนที่ของฐานขับเคลื่อนบนระนาบ (planar mobile platform) รูปแบบต่างๆ ที่มีการไถลของล้อ ทั้งหุ่นยนต์ขับเคลื่อนด้วยล้อ (wheeled mobile robot) และรถยนต์
2. วิเคราะห์แรงเสียดทานซึ่งเกิดขึ้นที่ผิวสัมผัสระหว่างยางกับพื้นผิวรองรับการทำงานของฐานขับเคลื่อนบนระนาบ เพื่อพัฒนาแบบจำลองทางพลศาสตร์ (dynamic model) ในรูปทั่วไปสำหรับอธิบายการเคลื่อนที่ของฐานขับเคลื่อนบนระนาบชนิดใดๆ ที่มีการไถลของล้อ
3. วิเคราะห์ความสัมพันธ์เชิงจลศาสตร์ เพื่อหาผลเฉลยรูปแบบปิด (kinematics-based analytical closed-form solution) สำหรับประมาณค่าตัวแปรสถานะ (state variable) ของฐานขับเคลื่อนบนระนาบที่มีการไถลของล้อ ซึ่งประกอบด้วย มุมไถลของตัวฐานขับเคลื่อน (body sideslip) รัศมีความโค้ง (radius of curvature) และอัตราเร็วในการเคลื่อนที่ (platform speed) โดยอาศัยค่ามุมเลี้ยวของล้อ (steering angle) ค่าความเร่งเชิงเส้น (linear acceleration) ค่าอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้ง (yaw rate) และค่าอัตราเร็วในการหมุนของแต่ละล้อ (wheel rotational speed) ซึ่งสามารถวัดได้จากอุปกรณ์ที่ติดตั้งบนฐานขับเคลื่อน (on-board sensors)
4. ตรวจสอบความถูกต้องของผลเฉลยรูปแบบปิดที่พัฒนาขึ้น โดยการจำลองบนคอมพิวเตอร์ด้วยโปรแกรม Matlab
5. พัฒนาด้านแบบของฐานขับเคลื่อนบนระนาบซึ่งสามารถควบคุมมุมเลี้ยวและการขับเคลื่อนล้อเพื่อรองรับการทดสอบแบบจำลองทางพลศาสตร์ การประมาณค่าตัวแปรสถานะ และระบบควบคุมทางพลศาสตร์ โดยใช้ล้อและยางของพาหนะจำลองมาตราส่วน 1:10 ที่สามารถประมาณค่าแรงเสียดทานซึ่งเกิดจากการไถลแบบผสม (combined slip) ได้จากสูตรเมจิก (Bakker-Nyborg-Pacejka Magic formula) ร่วมกับแบบจำลองที่ปรับปรุงแล้วของนิโคลัสและคอมสต็อก (modified Nicolas-Comstock tire model) ซึ่งค่าพารามิเตอร์ของสูตรเมจิกสำหรับประมาณค่าแรงเสียดทานจากการไถลในทิศเดียว (pure slip) นั้น ได้มาจากการทดสอบยาง ด้วยเครื่องทดสอบยางชนิดดรัมและวิธีการกำหนดค่าพารามิเตอร์ที่พัฒนาขึ้นในงานวิจัย [36]

5. ทำการทดลองเพื่อตรวจสอบความถูกต้องของผลเฉลยรูปแบบปิดสำหรับประมาณค่าตัวแปรสถานะของฐานขับเคลื่อนบนระนาบที่มีการไหลของล้อ โดยใช้ต้นแบบของฐานขับเคลื่อนบนระนาบ ร่วมกับระบบระบุตำแหน่งผ่านกล้องวิดีโอบันทึกภาพ
6. วิเคราะห์ผลการทดลอง อภิปรายและสรุปผล

#### 1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1. สามารถพัฒนาแบบจำลองทางพลศาสตร์สำหรับอธิบายการเคลื่อนที่ของฐานขับเคลื่อนบนระนาบที่มีการไหลของล้อในรูปแบบที่สนใจ ซึ่งสามารถประยุกต์ใช้กับหุ่นยนต์ขับเคลื่อนด้วยล้อหรือรถยนต์ทั่วไปที่มีลักษณะการขับเคลื่อนในรูปแบบเดียวกัน
2. สามารถพัฒนาต้นแบบของฐานขับเคลื่อนบนระนาบซึ่งมีการควบคุมมุมเลี้ยวและรูปแบบการขับเคลื่อนล้อที่เอื้อต่อการทดสอบแบบจำลองทางพลศาสตร์ การประมาณค่าตัวแปรสถานะ และระบบควบคุมทางพลศาสตร์ ของงานวิจัยต่อยอดในอนาคต
3. สามารถพัฒนาแนวคิดและวิธีประมาณค่าตัวแปรสถานะสำหรับการเคลื่อนที่ของฐานขับเคลื่อนบนระนาบที่มีการไหลของล้อ โดยอาศัยอุปกรณ์ที่สามารถติดตั้งบนฐานขับเคลื่อนซึ่งผ่านการทดสอบโดยการจำลองบนคอมพิวเตอร์และการทดลองด้วยฐานขับเคลื่อนต้นแบบแล้วในปัจจุบัน
4. สามารถสร้างองค์ความรู้พื้นฐานของการพัฒนาแบบจำลองทางพลศาสตร์และการประมาณค่าตัวแปรสถานะ ซึ่งนำไปสู่การพัฒนากระบวนการเคลื่อนที่แบบไหลในกรณีทั่วไป เพื่อประยุกต์ใช้งานในกรณีเฉพาะรูปแบบต่างๆ ของหุ่นยนต์ขับเคลื่อนด้วยล้อทั้งประเภทโฮโลโนมิก (holonomic WMR) และประเภทนอนโฮโลโนมิก (non-holonomic WMR) รวมไปถึงการประยุกต์ใช้งานในรถยนต์ ได้ในอนาคต

## บทที่ 2

### ปริทัศน์วรรณกรรม

จากการศึกษางานวิจัยที่มีมาก่อนนั้น วิทยานิพนธ์นี้ได้จำแนกงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการเคลื่อนที่ของฐานขับเคลื่อนบนระนาบ (planar mobile platform) รูปแบบต่างๆ ที่มีการไหลของล้อเป็นกลุ่มย่อย ดังต่อไปนี้

1. กลุ่มงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับพลศาสตร์และการไหลของหุ่นยนต์ขับเคลื่อนด้วยล้อ (wheeled mobile robot - WMR) รูปแบบต่างๆ ซึ่งแบ่งเป็นประเภท หุ่นยนต์โฮโลโนมิก (holonomic WMR) และหุ่นยนต์นอนโฮโลโนมิก (nonholonomic WMR)
2. กลุ่มงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับพลศาสตร์และระบบควบคุมการเคลื่อนที่แบบไหลของรถยนต์ (vehicle drifting)
3. กลุ่มงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการประมาณค่าตัวแปรสถานะสำหรับการเคลื่อนที่ของรถยนต์ (vehicle state estimation)
4. กลุ่มงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการทดสอบยาง (tire test) และแบบจำลองสำหรับประมาณค่าแรงเสียดทานที่ผิวยาง (tire friction model)

ซึ่งในบทนี้จะกล่าวถึงรายละเอียดของการทบทวนวรรณกรรม ตามกลุ่มงานวิจัยซึ่งได้จำแนกไว้ในเบื้องต้น

#### 2.1 กลุ่มงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับพลศาสตร์และการไหลของหุ่นยนต์ขับเคลื่อนด้วยล้อ

##### 2.1.1 งานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับพลศาสตร์และการไหลของหุ่นยนต์นอนโฮโลโนมิก

ตั้งแต่อดีตจนถึงปัจจุบัน มีการวิจัยและพัฒนาหุ่นยนต์ขับเคลื่อนด้วยล้อ (wheeled mobile robot - WMR) เพื่อประยุกต์ใช้งานในกิจกรรมต่างๆ อย่างหลากหลาย ทั้งในโรงงานอุตสาหกรรม การขนส่ง การสำรวจทรัพยากร การสำรวจอวกาศ หรือแม้กระทั่งกิจกรรมเพื่อความบันเทิงก็ตาม หุ่นยนต์ขับเคลื่อนด้วยล้อที่ได้รับความนิยมโดยทั่วไปนั้นเป็นหุ่นยนต์ประเภทนอนโฮโลโนมิก (non-holonomic) ซึ่งใช้กลไกการขับเคลื่อนที่เรียบง่ายไม่ซับซ้อน เช่น หุ่นยนต์ขับเคลื่อนแบบดิฟเฟอเรนเชียล (differential drive) ดังตัวอย่างที่แสดงในรูปที่ 2.1 และหุ่นยนต์ที่มีระบบเลี้ยวแบบรถยนต์ (car-like / Ackermann steering) [1] ดังตัวอย่างที่แสดงในรูปที่ 2.2 อย่างไรก็ตามกลไกการขับเคลื่อนเหล่านี้ทำให้หุ่นยนต์นอนโฮโลโนมิกมีข้อจำกัดในการเคลื่อนที่ คือไม่สามารถไปยังตำแหน่งใดๆ บนระนาบด้วยทิศทางวางตัว (orientation) ที่ต้องการได้โดยอิสระ



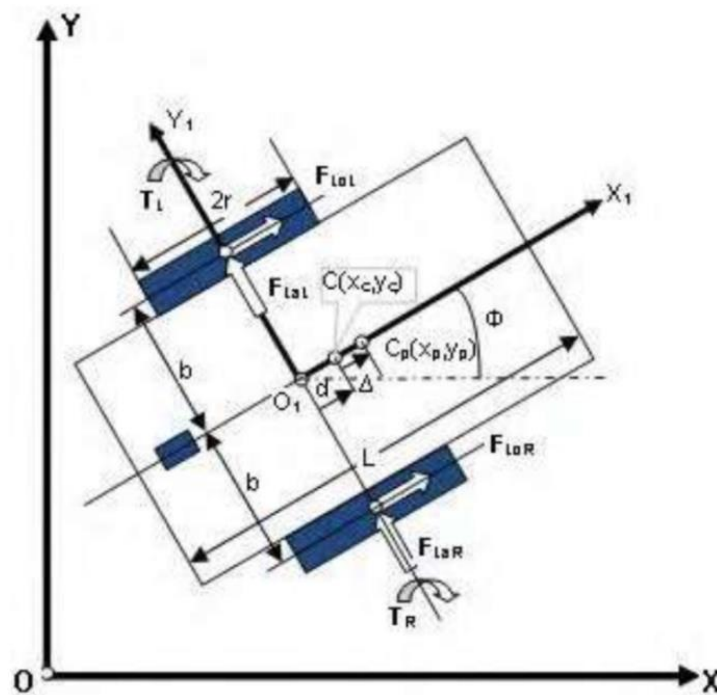
รูปที่ 2.1 ตัวอย่างของหุ่นยนต์ขับเคลื่อนแบบดิฟเฟอเรนเชียล (differential drive) [37]



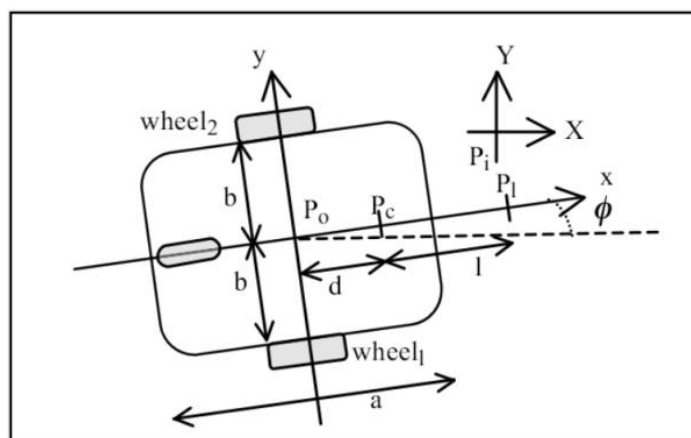
รูปที่ 2.2 ตัวอย่างของหุ่นยนต์ที่มีระบบเลี้ยวแบบรถยนต์ (Ackermann steering) [38]

จากการต่อยอดเทคโนโลยีของหุ่นยนต์ประเภทนี้เรื่อยมานั้น พบอุปสรรคสำคัญประการหนึ่งคือการไถล (slipping / skidding) ซึ่งเกิดขึ้นที่หน้าสัมผัสระหว่างล้อของหุ่นยนต์กับพื้นผิวที่รองรับการทำงาน เมื่อหุ่นยนต์เคลื่อนที่ด้วยความเร็วสูง มีการเบรกหรือเร่งความเร็วกะทันหัน รวมไปถึงการเลี้ยวที่รุนแรง ทำให้เกิดความผิดพลาดของการระบุตำแหน่ง (localization / dead-reckoning) ลดเสถียรภาพของการควบคุม เกิดการสูญเสียพลังงานที่ใช้ขับเคลื่อนหุ่นยนต์และเกิดการสึกหรอในส่วนประกอบ เช่น ยาง เป็นต้น จึงมีการพัฒนางานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการไถลของหุ่นยนต์เคลื่อนที่ด้วยล้อซึ่งเคลื่อนที่แบบนอนโฮโลโนมิก (non-holonomic WMR) เกิดขึ้นมากมาย ตัวอย่างงานวิจัยใน

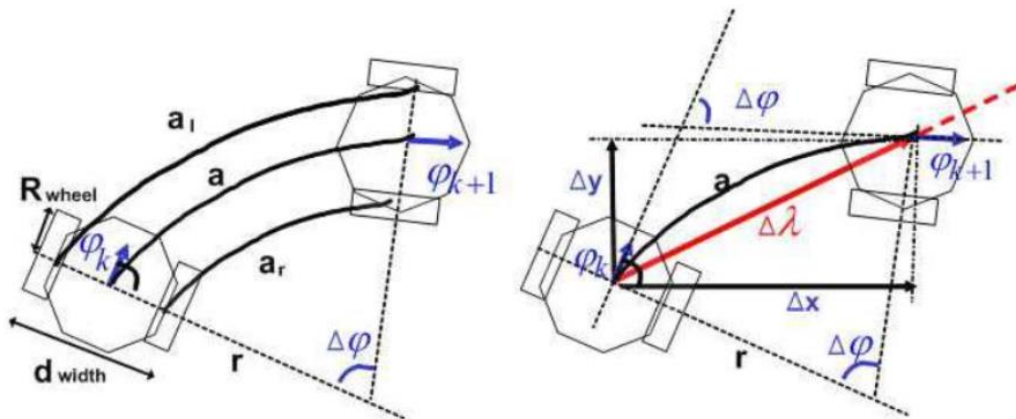
ลักษณะระบบตรวจจับและจำกัดการไถลของหุ่นยนต์โดยใช้แบบจำลองการไถลนั้นปรากฏใน [26] ซึ่งวิเคราะห์โดยใช้แผนภาพวัตถุเสรี (free body diagram) ในรูปที่ 2.3 เช่นเดียวกับงานวิจัย [27] ซึ่งวิเคราะห์โดยใช้ภาพจำลองอย่างง่ายในรูปที่ 2.4 และงานวิจัย [28] เป็นต้น ตัวอย่างงานวิจัยที่สนใจการระบุตำแหน่งของหุ่นยนต์ขณะไถลคืองานวิจัย [29] และงานวิจัย [30] ซึ่งทำนายการไถลโดยวิเคราะห์ภาพจำลองอย่างง่ายดังรูปที่ 2.5 นอกจากนี้แล้วยังมีแนวคิดของการควบคุมหุ่นยนต์โดยพิจารณาการไถลเป็นสิ่งรบกวน (disturbance) ดังที่ปรากฏในงานวิจัย [31-35] เป็นต้น



รูปที่ 2.3 แผนภาพวัตถุเสรีของหุ่นยนต์น็อนโฮโลโนมิกสำหรับการวิเคราะห์ใน [26]



รูปที่ 2.4 ภาพจำลองอย่างง่ายของหุ่นยนต์น็อนโฮโลโนมิกสำหรับการวิเคราะห์ใน [27]



รูปที่ 2.5 ภาพจำลองอย่างง่ายแสดงการไถลของหุ่นยนต์ล้อไฮโโลโนมิกซึ่งใช้วิเคราะห์ใน [30]

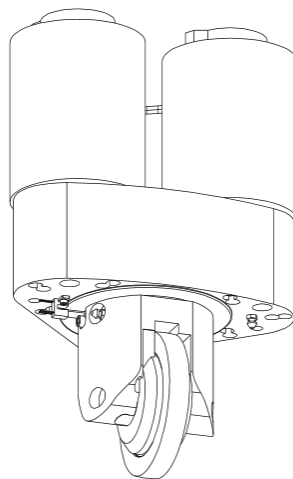
### 2.1.2 งานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับพลศาสตร์และการไถลของหุ่นยนต์ไฮโโลโนมิก

ในช่วงทศวรรษที่ผ่านมา การพัฒนาหุ่นยนต์ขับเคลื่อนด้วยล้อที่สามารถเคลื่อนที่ได้แบบไฮโโลโนมิก (holonomic WMR) ซึ่งมีจำนวนองศาอิสระของหุ่นยนต์ (degree of freedom) เท่ากับจำนวนพิกัดสำหรับอธิบายระบบ (system coordinate) นั้น เป็นสาขาหนึ่งของงานวิจัยที่มีการพัฒนาอย่างต่อเนื่อง อาจเป็นเพราะอิสระในการเคลื่อนที่บนพื้นราบของหุ่นยนต์ประเภทนี้ไปยังตำแหน่งที่ต้องการในทิศทางที่กำหนด ทำให้เอื้อต่อการนำไปประยุกต์ใช้งานในรูปแบบที่หลากหลาย ลักษณะที่พบเห็นได้โดยทั่วไปนั้นคือการนำฐานหุ่นยนต์แบบไฮโโลโนมิก (holonomic mobile robot base) ไปประกอบกับแขนกลเพื่อทำหน้าที่เฉพาะอย่าง ไม่ว่าจะเป็น การประกอบชิ้นงาน การตรวจสอบชิ้นงาน รวมไปถึงการทำงานในพื้นที่อันตราย ซึ่งล้วนตอบโจทย์ความต้องการของทางภาคอุตสาหกรรมได้เป็นอย่างดี ตัวอย่างของฐานหุ่นยนต์แบบไฮโโลโนมิกซึ่งพัฒนาขึ้นในยุคแรกๆ เช่น ฐานหุ่นยนต์สแตนฟอร์ด (Stanford robotic platform) และฐานหุ่นยนต์โนมาดิก (Nomadic XR4000) [19] ในรูปที่ 2.6 ที่พัฒนามาจากแนวคิดของหุ่นยนต์ขับเคลื่อนด้วยล้อแคสเตอร์แบบปรับมุมเลี้ยวได้ (powered caster vehicle - PCV) [20] โดยใช้ชุดล้อเอนกประสงค์แบบตั้งฉาก (orthogonal universal-wheel assembly) [21] ดังรูปที่ 2.7 จำนวนสามล้อ ซึ่งในภายหลังนั้นได้มีการพัฒนาแบบจำลองและระบบควบคุมทางพลศาสตร์ของฐานหุ่นยนต์โนมาดิกในงานวิจัย [39, 40] ซึ่งมีแผนภาพจำลองอย่างง่ายของหุ่นยนต์สำหรับการวิเคราะห์ในงานวิจัย ดังรูปที่ 2.8 และแผนภาพจำลองอย่างง่ายของชุดล้อ ดังรูปที่ 2.9 ตามลำดับ และนอกเหนือจากที่ได้กล่าวมาในข้างต้นนั้น ยังมีการพัฒนากลไกของล้อรูปแบบต่างๆ ซึ่งสามารถรองรับการเคลื่อนที่ของหุ่นยนต์แบบไฮโโลโนมิก เช่น ล้ออสมนิโตเร็คชั่นแนล (omnidirectional wheel) [22, 23] ล้อเอนกประสงค์คู่ (double universal wheel) [24] และล้อเมคานัม (Mecanum wheel) [25] ซึ่งถูกพัฒนาขึ้นในระยะหลังให้เอื้อต่อการนำไปใช้งานที่หลากหลาย ในลักษณะของการนำฐานหุ่นยนต์แบบไฮโโลโนมิก (holonomic

mobile robot base) ไปประกอบกับแขนกลเพื่อทำหน้าที่เฉพาะอย่าง เช่น การประกอบชิ้นงาน และการตรวจสอบชิ้นงาน ในพื้นที่อันตราย ซึ่งล้วนตอบโจทย์ความต้องการของทางภาคอุตสาหกรรม ได้เป็นอย่างดี ตัวอย่างของล้อออมนีไดเร็คชั่นแนลและล้อเมคานัมที่แสดงไว้ในรูปที่ 2.10

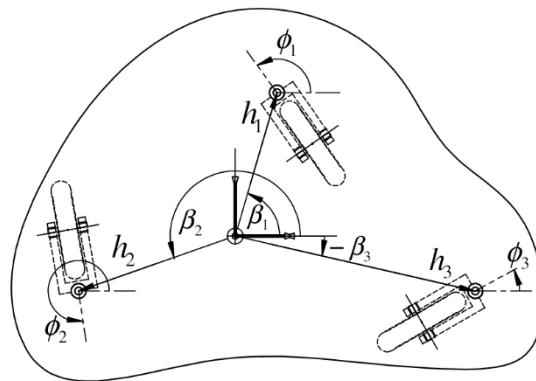


รูปที่ 2.6 ฐานหุ่นยนต์โนมาดิค (Nomadic XR4000) [19]

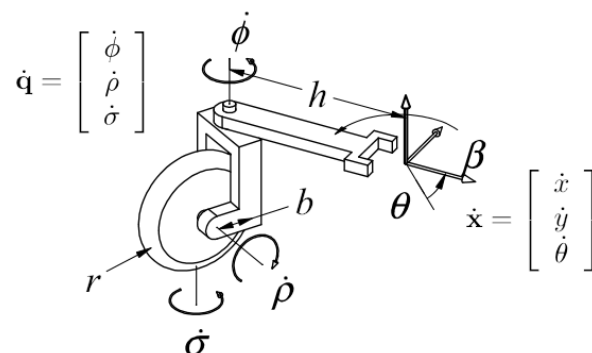


รูปที่ 2.7 ล้อเอนกประสงค์แบบตั้งฉากจากงานวิจัย [21]





รูปที่ 2.8 ภาพจำลองอย่างง่ายของหุ่นยนต์สำหรับการวิเคราะห์ใน [39]



รูปที่ 2.9 ภาพจำลองอย่างง่ายของชุดล้อสำหรับการวิเคราะห์ใน [39]



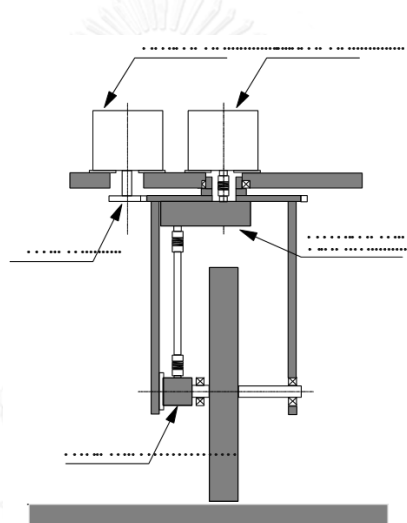
รูปที่ 2.10 ตัวอย่างล้ออิมินิไดเร็คชันแนลและล้อเมคานัม

อย่างไรก็ตาม งานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับพลศาสตร์และการควบคุมของหุ่นยนต์ที่ใช้ล้อแคสเตอร์ขับเคลื่อนแบบปรับมุมเลี้ยวได้ เช่น [41] ซึ่งพัฒนาต้นแบบของหุ่นยนต์ดังแสดงในรูปที่ 2.11 ด้วยชุดล้อดังภาพจำลองอย่างง่ายในรูปที่ 2.12 และมีภาพจำลองสำหรับการวิเคราะห์ดังรูปที่ 2.13 งานวิจัย [42, 43] ซึ่งพัฒนาต้นแบบของหุ่นยนต์ดังแสดงในรูปที่ 2.14 ด้วยภาพจำลองสำหรับการวิเคราะห์ดังรูปที่ 2.15 รวมทั้งงานวิจัย [44] และ [45] นั้น ล้วนพัฒนามาจากทฤษฎีของการเคลื่อนที่ด้วยความเร็วต่ำซึ่งไม่คำนึงถึงผลของการไถลแทบทั้งสิ้น ยังไม่พบการวิเคราะห์แบบจำลองการไถลที่ความเร็วสูง สำหรับการวิเคราะห์การไถลของล้ออิมินิไดเร็คชันแนลนั้นปรากฏในงานวิจัย [46] ซึ่งพัฒนาต้นแบบของหุ่นยนต์ดังแสดงในรูปที่ 2.16 ด้วยภาพจำลองสำหรับการวิเคราะห์ดังรูปที่ 2.17

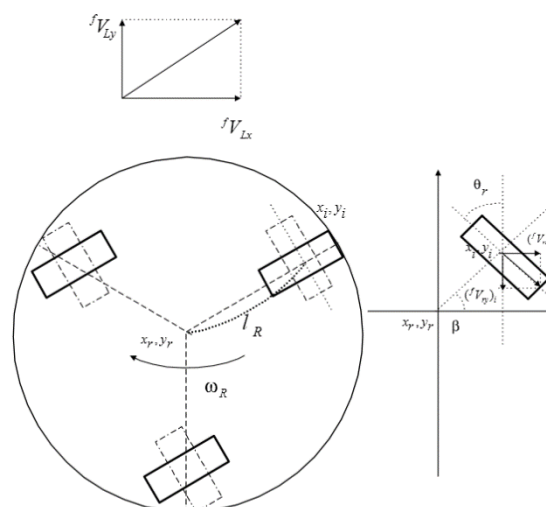




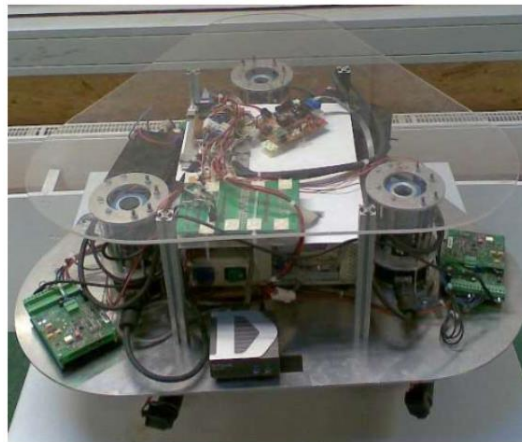
รูปที่ 2.11 ต้นแบบหุ่นยนต์ที่ใช้ล้อแคสเตอร์ขับเคลื่อนแบบปรับมุมเลี้ยวได้ [41]



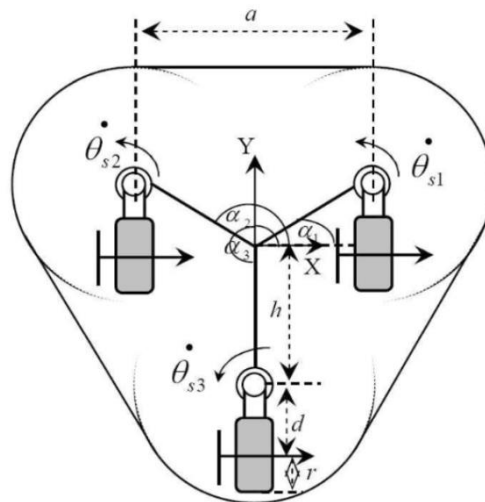
รูปที่ 2.12 ภาพจำลองอย่างง่ายของชุดล้อแคสเตอร์ขับเคลื่อนแบบปรับมุมเลี้ยวได้ [41]



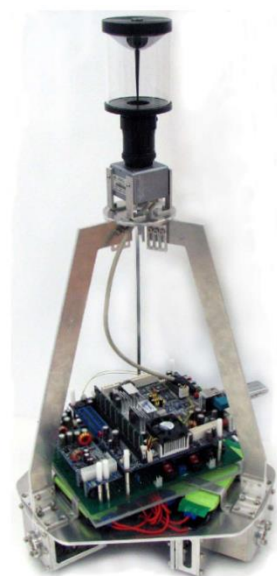
รูปที่ 2.13 ภาพจำลองอย่างง่ายของหุ่นยนต์สำหรับการวิเคราะห์ใน [41]



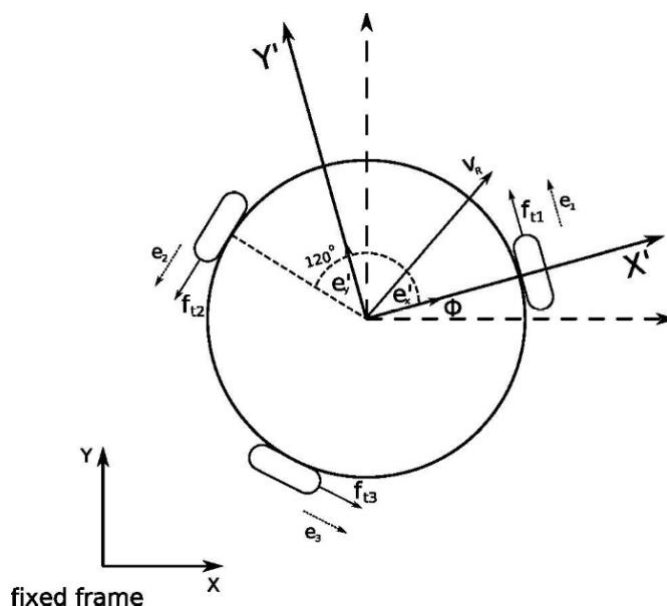
รูปที่ 2.14 ต้นแบบหุ่นยนต์ที่ใช้ล้อแคสเตอร์ขับเคลื่อนแบบปรับมุมเลี้ยวได้ [42, 43]



รูปที่ 2.15 ภาพจำลองอย่างง่ายของหุ่นยนต์สำหรับการวิเคราะห์ใน [42, 43]



รูปที่ 2.16 ต้นแบบหุ่นยนต์ที่ใช้ล้อออมินิไดเร็คชั่นแนล [46]



รูปที่ 2.17 ภาพจำลองอย่างง่ายของหุ่นยนต์สำหรับการวิเคราะห์ใน [46]

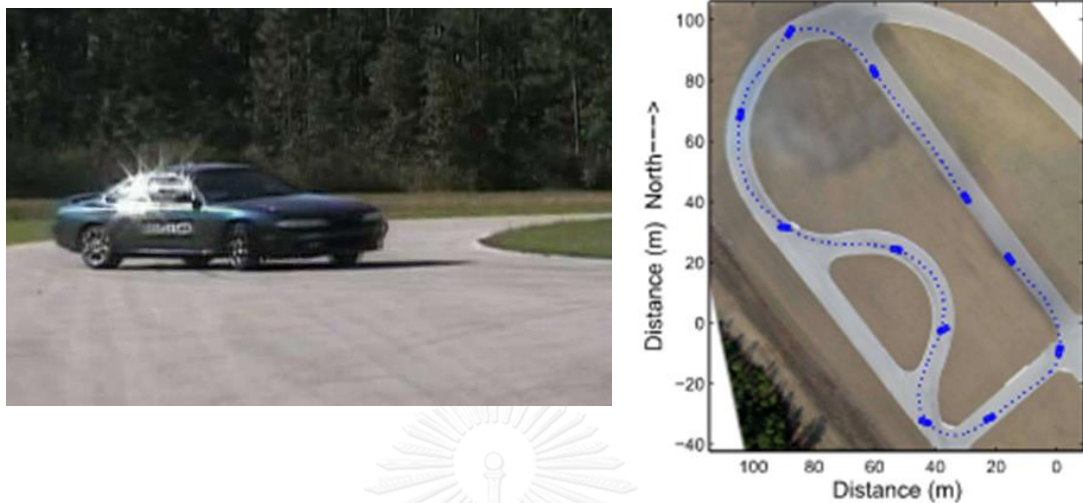
## 2.2 กลุ่มงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับพลศาสตร์และระบบควบคุมการเคลื่อนที่แบบไถลของรถยนต์

วิทยานิพนธ์นี้ได้จำแนกงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับพลศาสตร์และระบบควบคุมการเคลื่อนที่แบบไถลของรถยนต์ (vehicle drifting) เป็นกลุ่มย่อยดังต่อไปนี้ กลุ่มงานวิจัยที่ศึกษาพลศาสตร์การเคลื่อนที่แบบไถลของรถยนต์โดยการทดสอบขับซีในลักษณะดริฟแล้วเก็บข้อมูล กลุ่มงานวิจัยที่พัฒนาแบบจำลองทางพลศาสตร์อย่างง่ายสำหรับอธิบายการเคลื่อนที่แบบไถลและออกแบบระบบควบคุมการเคลื่อนที่แบบไถลในสถานะคงตัว ซึ่งสามารถสรุปสาระสำคัญของงานวิจัยพอสังเขป ได้ดังต่อไปนี้

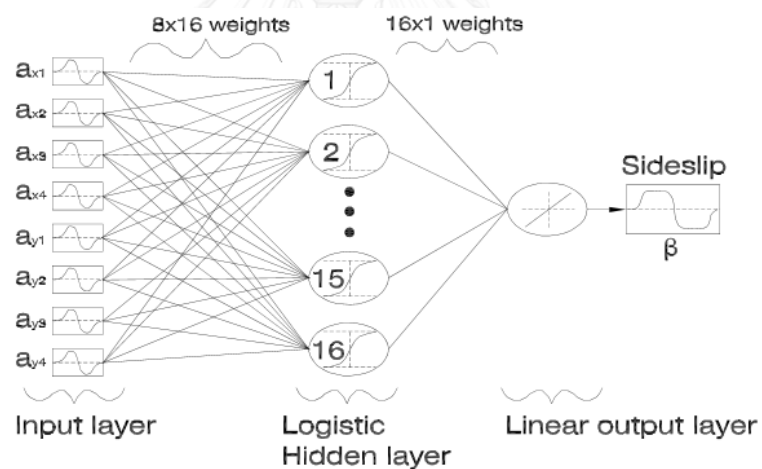
### 2.2.1 งานวิจัยที่ศึกษาพลศาสตร์การเคลื่อนที่แบบไถลของรถยนต์โดยการทดสอบขับซีในลักษณะดริฟแล้วเก็บข้อมูล

งานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการศึกษาพลศาสตร์การเคลื่อนที่แบบไถลของรถยนต์ด้วยการทดสอบขับซีในลักษณะดริฟแล้วเก็บข้อมูล ซึ่งได้รับการตีพิมพ์ครั้งแรกนั้น คืองานวิจัย “On the Dynamics of Automobile Drifting (2006)” [12] พัฒนาโดย M. Abdulrahim จาก University of Florida ในงานวิจัยนี้ได้ทำการทดสอบขับซีในลักษณะดริฟบนผิวถนนลาดยางในสนามแข่ง ด้วยรถยนต์ทดสอบซึ่งติดตั้งเซ็นเซอร์วัดความเร่งจัดเรียงเป็นแถว (accelerometer array) ณ ตำแหน่งต่างๆ ของรถ โดยข้อมูลความเร่ง ค่าอัตราเร่งเชิงมุมและอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้ง ที่วัดได้ขณะทำการทดสอบนั้น ใช้ในการประมาณค่าตัวแปรสถานะที่สำคัญ คือ ค่ามุมไถลของรถยนต์ ผ่านระบบนิวรัลเน็ตเวิร์ก (neural network) โดยมีวัตถุประสงค์เพื่อเตรียมการศึกษาผลของการปรับแต่งช่วงล่างซึ่งมีต่อสมรรถนะในการดริฟ ภาพของรถยนต์ทดสอบในขณะดริฟและแผนผังของสนามทดสอบ

นั้น ได้แสดงในรูปที่ 2.18 และแบบโครงสร้างของข่ายงาน (topology) สำหรับการประมาณค่ามุมไถลของรถจากข้อมูลความเร่งที่วัดได้นั้น ได้แสดงในรูปที่ 2.19



รูปที่ 2.18 รถยนต์ทดสอบในขณะดริฟและแผนผังของสนามทดสอบ [12]



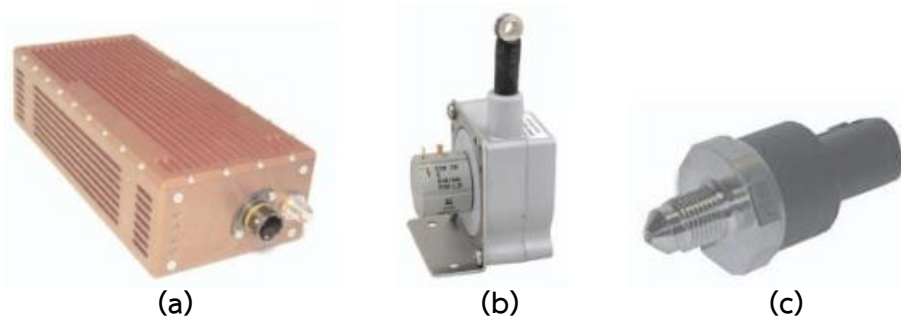
รูปที่ 2.19 แบบโครงสร้างของข่ายงานสำหรับการประมาณค่ามุมไถลของรถจากข้อมูลความเร่งที่วัดได้ [12]

ต่อมาทีมีวิจัยซึ่งนำโดย 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)” [47] ซึ่งมีวัตถุประสงค์หลักคือการอธิบายเทคนิคการขับซี้ที่ใช้ในการแข่งขันแรลลี่ทางฝุ่นโดยอาศัยการวิเคราะห์ทางคณิตศาสตร์ ในขั้นแรกนั้นมุ่งเน้นไปที่เทคนิคการใช้เบรกมือหรือ Trail-Braking (TB) และเทคนิคการเลี้ยวแบบเพนดูลัม Pendulum-Turn (PT) ซึ่งพบ

ได้บ่อยครั้ง ในงานวิจัย ได้เก็บข้อมูลจากการทดสอบขับที่เข้าโค้ง 90 องศา โดยนักขับแรลลี่ผู้มีความชำนาญ สำหรับรถยนต์ที่ใช้ในการทดสอบ คือ Subaru Impreza WRX STI รุ่นปี 2004 ดังแสดงในรูปที่ 2.20 ซึ่งเป็นรถยนต์ที่มีระบบขับเคลื่อนแบบสี่ล้อ (AWD) กำลังสูงสุด 340 แรงม้า และได้ทำการติดตั้งอุปกรณ์วัดความเฉื่อย (inertial measurement unit) ของ Oxford Technical Solutions รุ่น RT3000 ซึ่งทำงานร่วมกับโมดูลจีพีเอส (GPS module) สำหรับวัดค่าความเร็วเชิงเส้น 3 ทิศทาง และอัตราการหมุนรอบแกน 3 แกน โดยข้อมูลที่วัดได้จะถูกบันทึกไว้ที่คอมพิวเตอร์ PC โดยตรง นอกจากนี้ ได้ทำการติดตั้ง String potentiometer สำหรับวัดค่ามุมเลี้ยวและตำแหน่งคันเร่ง และติดตั้ง Pressure transducer สำหรับวัดค่าแรงดันน้ำมันเบรก ซึ่งข้อมูลที่วัดนั้นจะถูกบันทึกด้วย DL2 Data logger ภาพของอุปกรณ์ที่ติดตั้งบนรถยนต์ทดสอบนั้นได้แสดงในรูปที่ 2.21 โดยค่าตัวแปรสถานะที่บันทึกได้ในระหว่างการทดสอบนั้นถูกใช้ในการวิเคราะห์พฤติกรรมทางพลศาสตร์ของรถยนต์ เพื่อจำลองการขับขี่ด้วยเทคนิคทั้งสอง ซึ่งได้อธิบายรายละเอียดไว้ในงานวิจัย [13]



รูปที่ 2.20 รถยนต์ทดสอบ Subaru Impreza WRX STI รุ่นปี 2004 ใน [47]



(a)

(b)

(c)

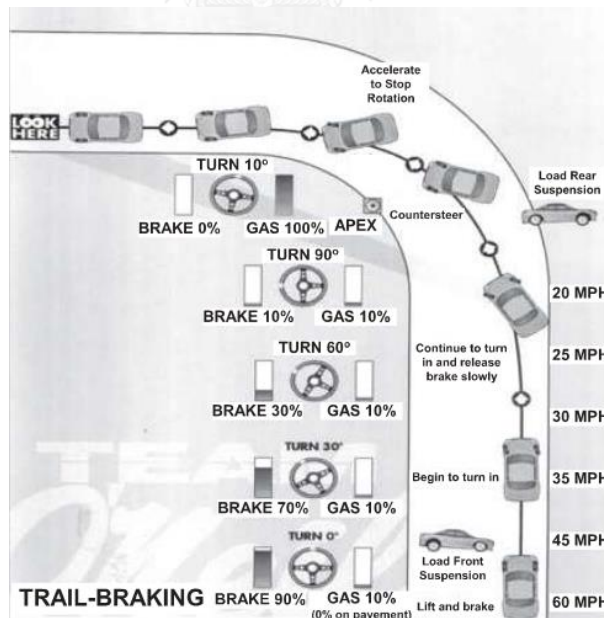
รูปที่ 2.21 อุปกรณ์ที่ติดตั้งบนรถยนต์ทดสอบ ใน [47]

(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” [13] ซึ่งเป็นงานวิจัยต่อเนื่องจาก [47] นั้น ได้อธิบายผลการจำลองการดริฟต์ผ่านโค้ง 90 องศา ด้วยเทคนิคการใช้เบรกมือ (TB) และการเลี้ยวแบบเพนดูลัม (PT) โดยอาศัยแบบจำลองทางพลศาสตร์อันดับต่ำสำหรับพาหนะ (low-order vehicle model) ไว้ดังนี้ เทคนิคการใช้เบรกมือ ดังแสดงในรูปที่ 2.22 นั้น มักใช้ในการเข้าโค้งเดี่ยวเมื่อความเร็วเข้าสู่โค้งมีค่าสูง ซึ่งแรงเบรกต้องกระทำอย่างต่อเนื่องแม้กระทั่งการหักเลี้ยวเกิดขึ้นแล้วก็ตาม เทคนิคนี้เริ่มต้นจากการเบรกในขณะที่ล้อคู่หน้ายังคงตั้งตรงก่อนเข้าสู่โค้ง ซึ่งแรงเสียดทานสูงสุดถูกใช้เพื่อลดความเร็วของรถยนต์ ในช่วงนี้น้ำหนักของรถกระจายมาสู่ล้อหน้ามากขึ้นแล้วและยางคู่หน้าสามารถสร้างแรงเสียดทานได้มากขึ้น จากนั้นเริ่มหักพวงมาลัยเข้าสู่โค้ง พร้อมๆ กับคลายเบรกเพื่อให้ยางสามารถสร้างแรงเสียดทานในทิศด้านข้างสำหรับการเลี้ยว รถจะเกิดการหมุนรอบแกนในแนวตั้ง ทันทีที่ผ่านจุด Apex หัวรถจะวางตัวในทิศทางออกจากโค้ง เพื่อหยุดการหมุนของรถ ผู้ขับขี่ต้องทำการ Counter-steer และทำการเร่งส่งเพื่อให้น้ำหนักของรถกระจายกลับไปทีล้อหลังซึ่งต้านการหมุน แม้ว่าเทคนิคการใช้เบรกมือจะไม่ใช่วิธีแบบการขับขี่ให้ผ่านโค้งด้วยเวลาน้อยที่สุด (minimum-time solution) แต่เป็นเทคนิคที่ทำให้รถกลับสู่การควบคุมในแนวตรงได้เร็วที่สุด เพื่อเตรียมพร้อมทั้งสภาพทางที่ไม่สามารถคาดเดาในการแข่งขันแรลลี่

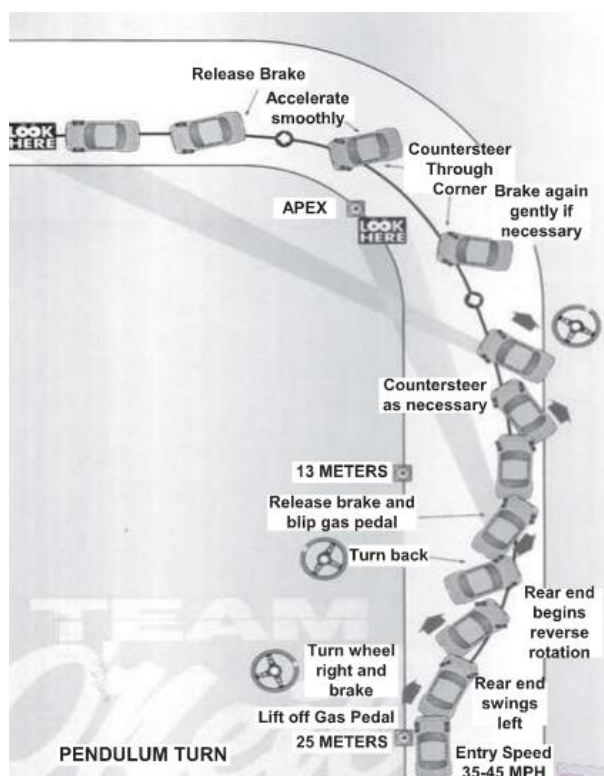


รูปที่ 2.22 แผนภาพอย่างง่ายสำหรับอธิบายเทคนิคการใช้เบรกมือ [13]

สำหรับเทคนิคการเลี้ยวแบบเพนดูลัมนั้น ดังแสดงในรูปที่ 2.23 นั้น ใช้เมื่อรถเข้าสู่โค้งด้วยความเร็วสูงที่ซีกของถนนด้านในของโค้ง และไม่มีเวลาเพียงพอให้ผู้ขับขี่ย้ายตำแหน่งรถไปที่ขอบถนนด้านตรงข้ามโค้งเพื่อใช้เทคนิคเบรกมือ เทคนิคการเลี้ยวแบบเพนดูลัมเริ่มต้นจากการผ่อนคันเร่งซึ่งทำให้



น้ำหนักรถกระจายมาสู่ล้อคู่หน้า แล้วจึงหักเลี้ยวออกไปสู่ด้านนอกโค้ง จากนั้นทำการเบรกเพื่อลดแรงกดที่ล้อหลังซึ่งส่งผลให้รถหมุนออกนอกโค้งด้วยอัตราเร็วเชิงมุมที่สูงขึ้น ในทางกลับกันนั้น ทันทีที่ผู้ขับขี่หักพวงมาลัยกลับเข้าสู่โค้ง รถก็หมุนกลับเข้าในโค้งอย่างรวดเร็วเช่นกัน และท้ายที่สุด ผู้ขับขี่ต้องทำการ Counter-steer และเร่งส่งเช่นเดียวกับที่เกิดขึ้นในการใช้เทคนิคเบรกมือ สำหรับเทคนิคการใช้เบรกมือในโค้งลักษณะอื่น เช่น โค้ง 60 องศา 135 องศา หรือแม้กระทั่ง U-Turn 180 องศา ได้แสดงรายละเอียดไว้ใน [14] และ [48]



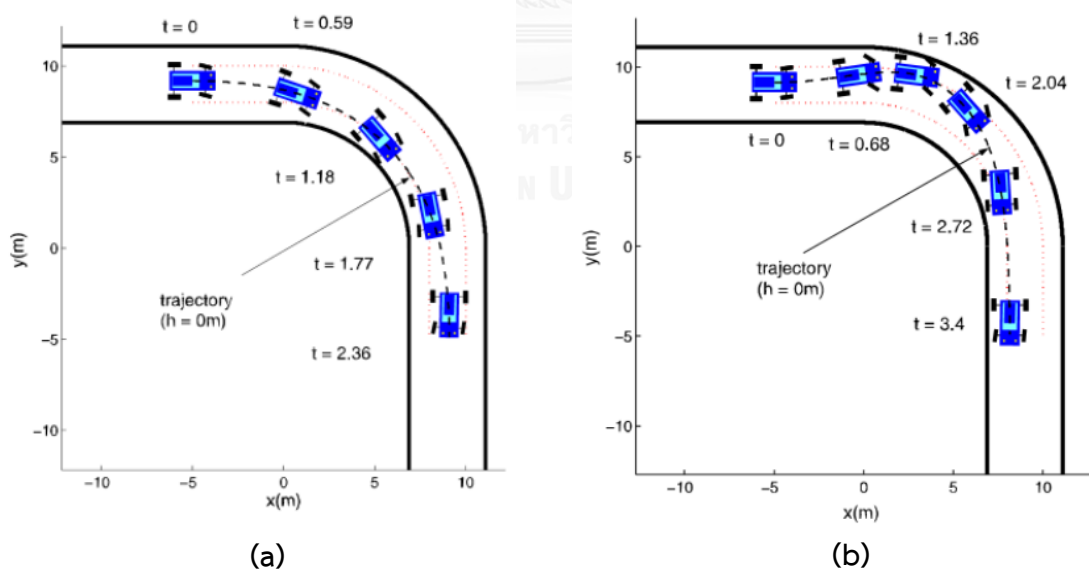
รูปที่ 2.23 แผนภาพอย่างง่ายสำหรับอธิบายเทคนิคการเลี้ยวแบบเพนดูลัม [13]

2.2.2 งานวิจัยที่พัฒนาแบบจำลองทางพลศาสตร์อย่างง่ายสำหรับอธิบายการเคลื่อนที่แบบไถลและออกแบระบบควบคุมการเคลื่อนที่แบบไถลในสภาวะคงตัว

แม้ในปัจจุบันองค์ความรู้เกี่ยวกับพฤติกรรมรถไถลของรถจะมีมากขึ้นแล้วก็ตาม แต่การพัฒนากระบวนการควบคุมรถในสภาวะสั่นไถลซึ่งเป็นเรื่องที่ทำทายนั้นมีงานวิจัยที่เกี่ยวข้องไม่มากนักสามารถสรุปสาระสำคัญของงานวิจัยเหล่านั้นได้ดังต่อไปนี้

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

ในงานวิจัยนี้ ได้ศึกษาและเปรียบเทียบรูปแบบการเข้าโค้ง 90 องศา ระหว่างเส้นทางที่ใช้ระยะเวลาน้อยที่สุด (minimum time path) ดังแสดงในรูปที่ 2.24 (a) กับเส้นทางที่ให้ความเร็วตอนออกจากโค้งมากที่สุด (maximum exit velocity path) ดังแสดงในรูปที่ 2.24 (b) โดยอาศัยการคำนวณเชิงเลขและจำลองการเคลื่อนที่บนคอมพิวเตอร์ โดยใช้แบบจำลองทางพลศาสตร์ของยานพาหนะแบบสองล้อ (single track model / bicycle model) ภายใต้สมมติฐานคือไม่มีการกระจายน้ำหนักในทิศด้านข้าง ซึ่งทำให้พาหนะสี่ล้อถูกจำลองให้มีความซับซ้อนน้อยลงเหลือเพียงสองล้อ หน้า-หลัง และใช้สูตรเมจิก [49] ในการประมาณค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานสุทธิ (total friction coefficient) ร่วมกับวงกลมแรงเสียดทาน (friction circle) ในการประมาณค่าแรงเสียดทานที่ผิวยางซึ่งเป็นปัจจัยสำคัญที่ส่งผลต่อพฤติกรรมทางพลศาสตร์ของรถ ภายใต้สมมติฐานของแรงเสียดทานแบบสมมาตรซึ่งไม่ขึ้นกับทิศทาง (isotropic tire characteristic) ทั้งในทิศการกลิ้งและทิศด้านข้าง โดยค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศการกลิ้ง (longitudinal tire friction coefficient) และค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศด้านข้าง (lateral tire friction coefficient) นั้น เป็นสัดส่วนโดยตรงกับอัตราส่วนของอัตราการไถลในแต่ละทิศทาง (slip ratio in x - y direction) ต่ออัตราการไถลรวม (total slip ratio) และสำหรับค่าแรงเสียดทานในแต่ละทิศทางนั้น สามารถคำนวณได้จากผลคูณของสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานกับค่าภาระในแนวตั้ง (tire normal force) บนพื้นฐานของการประมาณความสัมพันธ์ระหว่างแรงเสียดทานกับภาระในแนวตั้งเป็นเชิงเส้น



รูปที่ 2.24 แผนภาพจำลองเส้นทางเข้าโค้งของรถยนต์ [10]

(a) เส้นทางที่ใช้ระยะเวลาน้อยที่สุด

(b) เส้นทางที่ให้ความเร็วตอนออกจากโค้งมากที่สุด

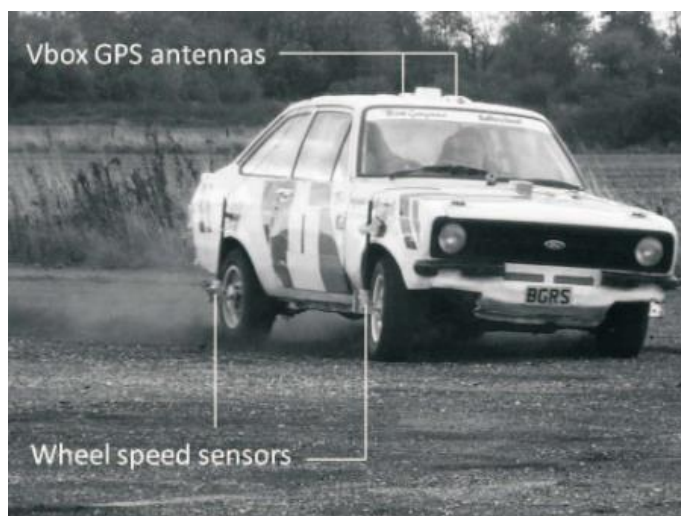


จากผลการจำลองพบว่า หากเทียบกับการเข้าโค้งด้วยวิธีปกติแล้วนั้น การดริฟไม่ใช่วิธีการเข้าโค้งที่ใช้ระยะเวลาสั้นที่สุด อย่างไรก็ตาม การเข้าโค้งโดยการ ดริฟทำให้รถกลับสู่แนวตรงเพื่อออกจากโค้งได้เร็วกว่า ซึ่งเป็นสิ่งที่ต้องการในการแข่งแรลลี่ เพราะคนขับสามารถเตรียมพร้อมกับสภาพทางที่ไม่คุ้นเคย

สำหรับงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการออกแบบระบบควบคุมการเคลื่อนที่แบบไถล ซึ่งได้รับการตีพิมพ์ครั้งแรกนั้น คืองานวิจัย “On the steady-state cornering equilibria for wheeled vehicle with drift (2009)” [16] พัฒนาโดย E. Velenis จาก Brunel University, UK ในความร่วมมือของ E. Frazzoli จาก Massachusetts Institute of Technology และ P. Tsiotras จาก Georgia Institute of Technology ในงานวิจัยนี้ได้พัฒนาระบบควบคุมแบบออปติมัลสำหรับการดริฟในสภาวะคงตัวของรถยนต์ขับเคลื่อนสี่ล้อ (AWD) โดยการจำลองบนคอมพิวเตอร์ โดยใช้แบบจำลองทางพลศาสตร์ของยานพาหนะแบบสองล้อ และวิธีการประมาณค่าแรงเสียดทานที่ผิวยางด้วยสูตรเมจิก [49] ร่วมกับวงกลมแรงเสียดทาน เช่นเดียวกับที่ใช้ในงานวิจัย [10] ในส่วนของการคำนวณค่าสัญญาณควบคุมแบบวงจรมืดของการขับสี่ (open-loop driving control inputs) ซึ่งสอดคล้องกับเงื่อนไขสภาวะคงตัวที่กำหนดให้ นั้น ได้กำหนดมุมเอียงของล้อหน้าให้คงที่ เพื่อสามารถคำนวณค่าอัตราการไถลของล้อหน้าและล้อหลังได้โดยตรง ไม่ต้องอาศัยการคำนวณซ้ำโดยคอมพิวเตอร์ ซึ่งผลลัพธ์ที่ได้นั้นต้องได้รับการพิจารณาในภายหลังว่าสามารถเกิดขึ้นได้กับพาหนะที่มีรูปแบบการขับเคลื่อนในลักษณะใดตามหลักในการพิจารณา ดังต่อไปนี้ หากอัตราการไถลล้อหน้ามีค่าเป็นบวกแต่ล้อหลังเป็นติดลบนั้น สามารถเกิดขึ้นได้เฉพาะในรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหน้า (FWD) ในทางกลับกัน หากอัตราการไถลล้อหลังมีค่าเป็นบวกแต่ล้อหน้ามีค่าเป็นลบนั้น สามารถเกิดขึ้นได้เฉพาะในรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลัง (RWD) และหากอัตราการไถลล้อหน้า-หลัง ล้วนมีค่าเป็นบวก สามารถเกิดขึ้นได้เฉพาะในรถยนต์ขับเคลื่อน 4 ล้อ (AWD) อย่างไรก็ตาม ผลลัพธ์ที่ได้แทบทั้งหมดนั้นล้วนเกิดขึ้นได้ยากในทางปฏิบัติ ยกตัวอย่างเช่น กรณีที่ผลลัพธ์แสดงค่าอัตราการไถลเป็นบวกทั้งล้อหน้าและล้อหลังนั้น ต้องอาศัยระบบส่งกำลังที่สามารถ กระจายแรงบิดสู่ล้อคู่หน้าและล้อคู่หลังได้อย่างอิสระ (independent wheel torque distribution) หรือในกรณีของรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลัง ที่ผลลัพธ์แสดงค่าอัตราการไถลเป็นลบที่ล้อหน้า ในขณะที่เดียวกันต้องการค่าอัตราการไถลเป็นบวกที่ล้อหลังนั้น ในทางปฏิบัติต้องใช้เทคนิคเท้าซ้ายเหยียบเบรก (left-foot-braking) ในขณะที่เท้าขวาควบคุมคันเร่ง ดังนั้นการคำนวณค่าสัญญาณควบคุมของการขับสี่ที่สามารถกระทำได้ในทางปฏิบัติจึงเป็นแนวทางที่เหมาะสมกว่า ในงานวิจัยนี้ การคำนวณค่าสัญญาณควบคุมแบบวงจรมืดของการขับสี่นั้น มีวัตถุประสงค์เพื่อใช้เป็นค่าอ้างอิงสำหรับระบบควบคุม การดริฟในสภาวะคงตัว ซึ่งรัศมีมีความโค้ง ความเร็ว และมุมไถล มีค่าคงที่ โดยควบคุมแรงบิดของล้อหน้า-หลัง เพื่อสร้างอัตราการไถลที่เหมาะสม และกำหนดให้มุมเอียงของล้อหน้าไม่มีการเปลี่ยนแปลง ซึ่งในส่วนของการพัฒนาระบบ

ควบคุมป้อนกลับตัวแปรสถานะแบบอพติมัลสำหรับการดริฟในสภาวะคงตัว ภายใต้ข้อจำกัดของสัญญาณควบคุมนั้น ได้ทำการประมาณแบบจำลองทางพลศาสตร์ของยานพาหนะซึ่งได้จากกรอบอ้างอิงในทิศทางและตั้งฉากกับความเร็ว และแบบจำลองสำหรับประมาณค่าแรงเสียดทานที่ผิวยางให้อยู่ในรูปแบบความสัมพันธ์เชิงเส้น (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 [50] อย่างไรก็ตาม การพัฒนาระบบควบคุมการดริฟในงานวิจัย [16] 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 [11, 15, 18] และ [17, 51] สำหรับรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลัง (RWD) ภายใต้สมมติฐานคือไม่มีแรงบิดเนื่องจากการเบรกกระทำต่อล้อหน้า และไม่พิจารณาผลของแรงเสียดทานเนื่องจากการกลิ้งของล้อหน้า ซึ่งงานวิจัย “Stabilization of steady-state drifting for a RWD vehicle (2010)” [51] และงานวิจัย “Steady-state drifting stabilization of RWD vehicles (2011)” [17] 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 2.25 สำหรับเก็บข้อมูลระหว่างการดริฟในสภาวะคงตัวบนพื้นดิน ด้วยผู้ขับที่มีความชำนาญ โดยพยายามควบคุมค่ารัศมีความโค้ง ความเร็ว และมุมไถลของรถให้คงที่

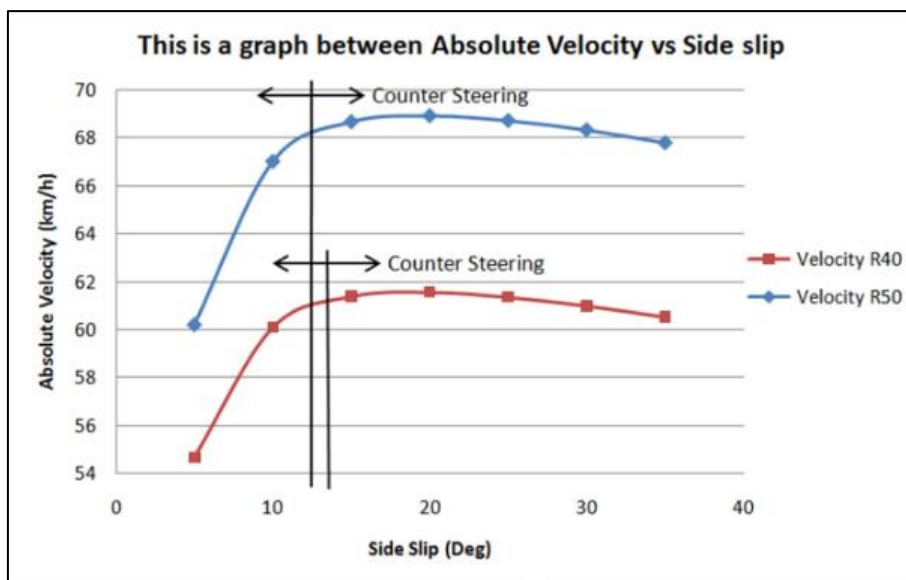


รูปที่ 2.25 รถยนต์ทดสอบสำหรับเก็บข้อมูลระหว่างการขับขี่ในสภาวะคงตัวบนพื้นดิน [17, 51]

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 ในระหว่างการทดสอบขับขี่ โดยข้อมูลตัวแปรสถานะที่ได้จากการทดสอบ ใช้สำหรับอธิบายปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นในระหว่างการขับขี่ นอกจากนี้ในงานวิจัยทั้งสองยังได้พัฒนาโปรแกรมคอมพิวเตอร์สำหรับคำนวณซ้ำเพื่อให้ได้ค่าสัญญาณควบคุมของการขับขี่สำหรับรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลังซึ่งไม่มีการเบรกที่ล้อหน้า ซึ่งประกอบด้วย มุมเลี้ยวที่ล้อหน้าและแรงบิดของล้อหลัง โดยการเข้าโค้งของรถยนต์ถูกจำลองด้วยแบบจำลองทางพลศาสตร์ของยานพาหนะแบบสี่ล้อ (full-car vehicle model) และใช้แบบจำลองสำหรับประมาณค่าแรงเสียดทานที่ผิวยางเช่นเดียวกับที่ใช้ในงานวิจัย [10] และงานวิจัย [16] อย่างไรก็ตาม ยังไม่มีการเปิดเผยรายละเอียดของขั้นตอนวิธีการคำนวณในการตีพิมพ์ สำหรับการพัฒนาระบบควบคุมป้อนกลับตัวแปรสถานะแบบออปติมัลสำหรับการขับขี่ในสภาวะคงตัว ภายใต้ข้อจำกัดของสัญญาณควบคุมนั้น มีขั้นตอนเช่นเดียวกับในงานวิจัย [16] แต่ใช้สัญญาณควบคุมเป็นค่ามุมเลี้ยวและอัตราการไถลของล้อหลังแทน ในขั้นแรกของการศึกษานั้น พิจารณาการกระจายค่าภาระในแนวตั้งซึ่งกระทำต่อล้อทั้งสี่เป็นแบบสถิต (static normal load transfer) ร่วมกับแบบจำลองการกระจายแรงบิดผ่านเฟืองท้ายแบบจำกัดการไถล (limited slip differential) ใน MATLAB CarSim ซึ่งเมื่อเปรียบเทียบผลการจำลองระบบควบคุมการขับขี่ใน

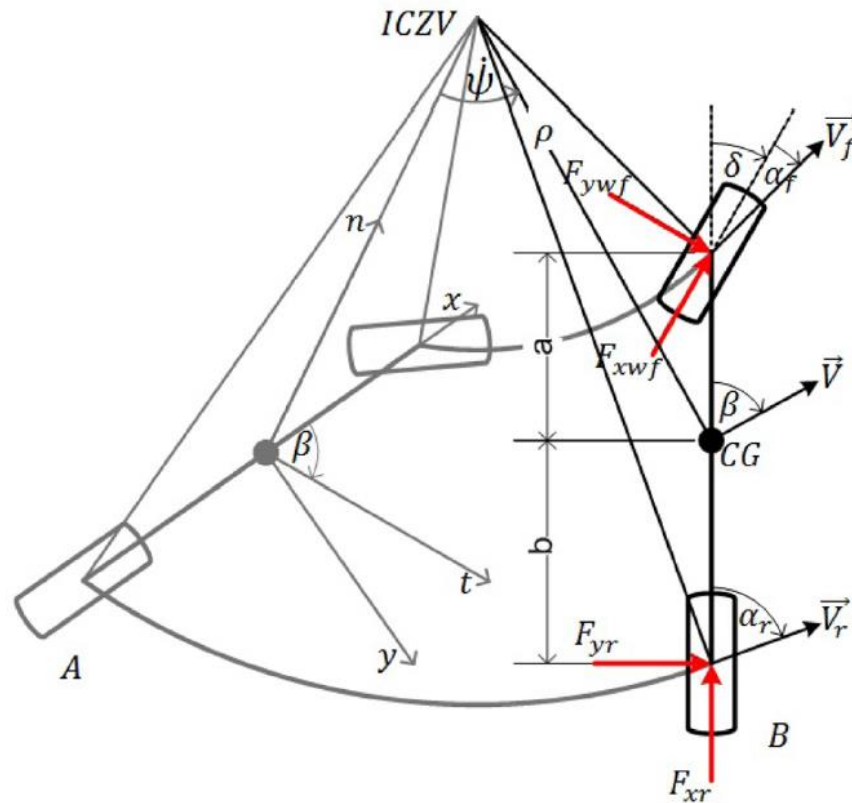
สภาวะคงตัวเมื่อค่านิ่งและไม่ค่านิ่งถึงคุณสมบัติของช่วงล่างซึ่งมีต่อการกระจายน้ำหนักนั้น พบว่าให้ผลใกล้เคียงกันมาก นั่นคือระบบควบคุมที่ออกแบบสามารถชดเชยความแตกต่างของระบบช่วงล่างได้ และสามารถควบคุมการดริฟให้เข้าสู่สภาวะคงตัวได้ภายในระยะเวลาจำกัด

ในช่วงเวลาใกล้เคียงกันนั้น ข้าพเจ้า นายรณพีร์ ชัยเชาวรัตน์ และ ผศ.ดร.วิทยา วัฒนสุโขประสิทธิ์ ได้เสนองานวิจัย “Two dimensional dynamic model of drifting vehicle (2011)” [11] ในงานวิจัยได้พัฒนาโปรแกรมคอมพิวเตอร์สำหรับการคำนวณซ้ำเพื่อให้ได้ค่าสัญญาณควบคุมแบบวงจรเปิดของการขับซี (open-loop driving control inputs) อันประกอบด้วย มุมเลี้ยว ล้อหน้าและอัตราการไถลของล้อหลัง ซึ่งสามารถควบคุมผ่านคันเร่งและเบรกมือ โดยการเข้าโค้งของรถยนต์ถูกจำลองด้วยแบบจำลองทางพลศาสตร์ของยานพาหนะแบบสองล้อซึ่งไม่คำนึงถึงการกระจายน้ำหนักในทิศด้านข้างและคุณสมบัติความแข็งแรงของช่วงล่าง ร่วมกับสูตรเมจิกแบบกึ่งประจักษ์สำหรับการไถลแบบผสม (The semi-empirical, combined-slip Pacejka magic formula) [52] สำหรับประมาณค่าแรงเสียดทาน เพราะมีความสมจริงมากกว่าแบบจำลองที่ใช้ในงานวิจัย [10] [16] และ [17, 51] ซึ่งค่าแรงเสียดทานที่ได้จากการประมาณนั้นมีความคลาดเคลื่อนจากความเป็นจริงมากเมื่อเกิดการไถลแบบผสมอย่างรุนแรง อย่างไรก็ตามสูตรเมจิกแบบกึ่งประจักษ์สำหรับการไถลแบบผสมนั้นมีความซับซ้อนและไม่มีรูปแบบสมการชัดเจน ทำให้ต้องอาศัยการคำนวณซ้ำบนคอมพิวเตอร์ซึ่งไม่เหมาะสมต่อการประยุกต์ใช้ในระบบควบคุม งานวิจัย [11] นั้น ไม่ได้มุ่งเน้นไปที่การพัฒนาระบบควบคุมการดริฟ แต่เน้นไปที่การพิจารณาอัตราเร็วสูงสุดในการเข้าโค้งด้วยมุมไถลค่าต่างๆ เพื่อเปรียบเทียบระหว่างการเข้าโค้งโดยวิธีปกติด้วยมุมไถลค่าน้อยกับการเข้าโค้งโดยการดริฟจากการตั้งข้อกำหนดเพิ่มเติม คือ ไม่มีแรงบิดจากการเบรกเกิดขึ้นที่ล้อหน้าและไม่พิจารณาผลของแรงเสียดทานเนื่องจากการกลิ้งนั้น สามารถพัฒนาโปรแกรมเพื่อคำนวณค่าสัญญาณควบคุมแบบวงจรเปิดของการขับซี ซึ่งสอดคล้องกับอัตราเร็วในการเข้าโค้งที่เหมาะสม โดยรถยนต์สามารถรักษาสมดุลการเข้าโค้งในสภาวะคงตัวด้วยคาร์ซีความโค้งและมุมไถลของรถที่กำหนด จากการจำลองบนคอมพิวเตอร์ สามารถหารูปแบบการเข้าโค้งซึ่งใช้เวลาน้อยที่สุดสำหรับรัศมีความโค้งคงที่ค่าหนึ่งได้ ซึ่งพบว่า หากสนใจเฉพาะแรงเสียดทานที่ผิวสัมผัสระหว่างยางกับพื้นถนน ซึ่งเป็นแรงเข้าสู่ศูนย์กลางที่เกิดขึ้นในระหว่างการเข้าโค้ง เมื่อเปรียบเทียบความเร็วสูงสุดที่รถสามารถเข้าโค้งได้ด้วยมุมไถลค่าต่างๆ ในสภาวะคงตัว พบว่าการดริฟสามารถสร้างแรงเสียดทานที่ผิวยางในทิศเข้าสู่ศูนย์กลางได้มากกว่า นั่นคือสามารถเข้าโค้งได้ด้วยความเร็วที่สูงกว่าการขับซีแบบปกติในบางกรณี ดังกราฟเปรียบเทียบอัตราเร็วในการเข้าโค้งซึ่งสอดคล้องกับมุมไถล ซึ่งแสดงในรูปที่ 2.26



รูปที่ 2.26 กราฟเปรียบเทียบอัตราเร็วในการเข้าโค้งซึ่งสอดคล้องกับมุมไถล [11]

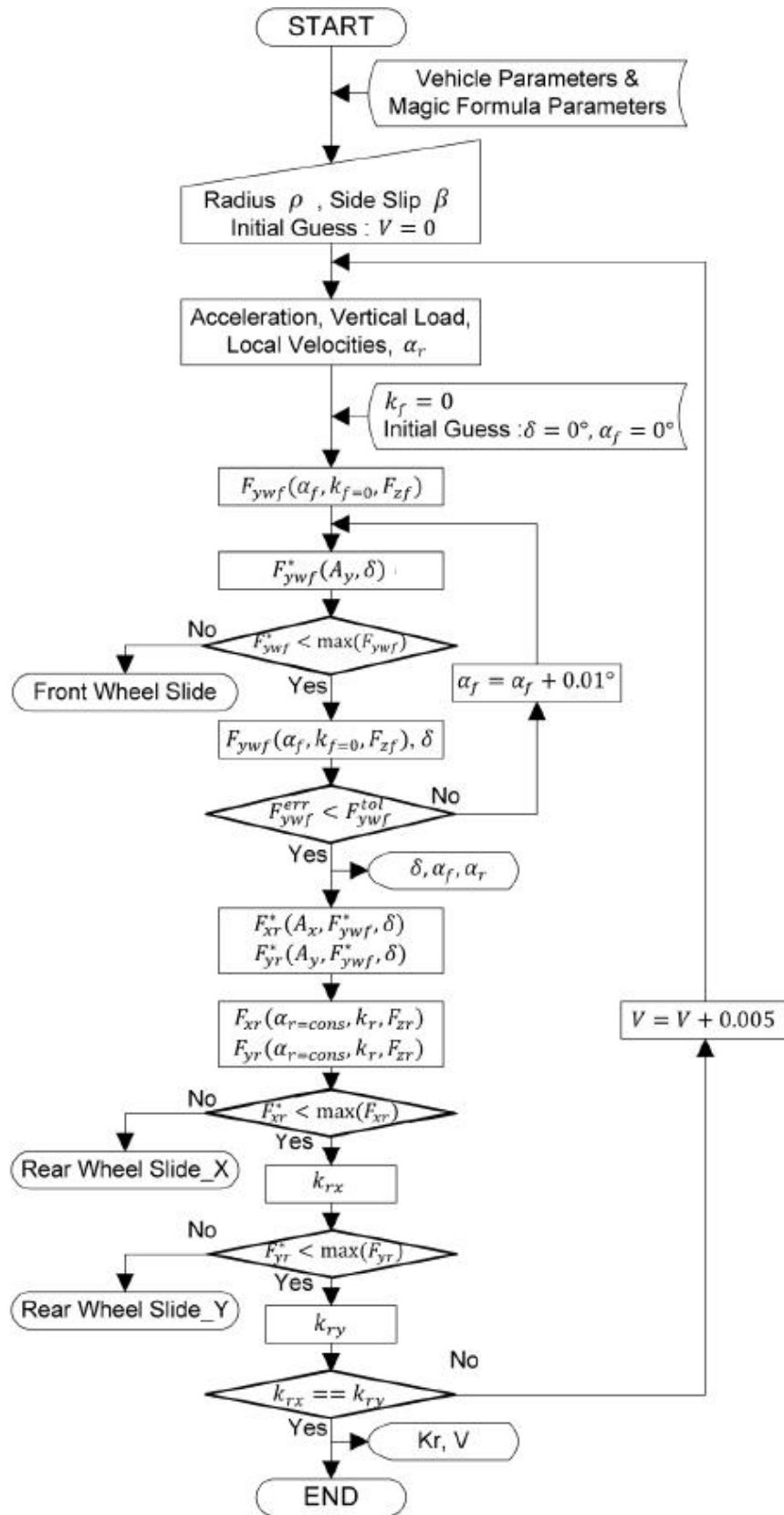
จากข้อได้เปรียบของการดริฟในแง่ความเร็วในการออกจากโค้ง และการที่รถยนต์สามารถเข้าสู่แนวตรงในการออกจากโค้งได้เร็วกว่า [10] อีกทั้งสามารถสร้างแรงเสียดทานที่ผิวยางในทิศเข้าสู่ศูนย์กลางได้มากกว่าการขับซีแบบปกติในบางกรณี [11] ทำให้การศึกษาพลศาสตร์และพัฒนาระบบควบคุมการดริฟเป็นหัวข้องานวิจัยที่น่าสนใจ ด้วยตระหนักถึงความสำคัญดังกล่าว ข้าพเจ้า นายธรรมพีร์ ชัยเชาวรัตน์ และ ผศ.ดร.วิทยา วัฒนสุโกประสิทธิ์ ได้ต่อยอดแนวคิดการพัฒนาโปรแกรมคอมพิวเตอร์สำหรับคำนวณค่าสัญญาณควบคุมแบบวงจรมเปิดของการขับซีจากงานวิจัย [11] โดยพัฒนาวิธีการประมาณค่าแรงเสียดทานที่ผิวยางให้รองรับการประมาณที่การไถลแบบผสมอย่างรุนแรงได้แม่นยำมากขึ้น ซึ่งในงานวิจัย “Dynamics and simulation of RWD vehicle drifting at steady state using BNP-MNC tire model (2013)” [15] นั้น ได้เลือกใช้สูตรเมจิก [49] ในการสร้างฟังก์ชันสำหรับประมาณค่าแรงเสียดทานจากการไถลในทิศทางเดียว (pure slip friction function) ร่วมกับแบบจำลองที่ปรับปรุงแล้วของนิโคลัสและคอมสตอก [53] ในการประมาณค่าการไถลแบบผสม การวิเคราะห์แบบจำลองทางพลศาสตร์ของยานพาหนะแบบสองล้อนั้น ใช้แผนภาพวัตถุเสรีซึ่งแสดงในรูปที่ 2.27 ชุดคำสั่งโปรแกรมคอมพิวเตอร์สำหรับคำนวณค่าสัญญาณควบคุมแบบวงจรมเปิดของการขับซี ได้แก่ มุมเลี้ยวล้อหน้าและอัตราการไถลของล้อหลังที่พัฒนาขึ้นนั้น มีตัวอย่างการแสดงผลดังรูปที่ 2.28 และมีผังงาน (flow chart) แสดงกระบวนการคำนวณดังรูปที่ 2.29 ตามลำดับ ทั้งนี้ทั้งนี้งานวิจัย [15] ยังคงพิจารณาเพียงพลศาสตร์ของการเคลื่อนที่แบบไถลเช่นเดียวกับงานวิจัย [11]



รูปที่ 2.27 แผนภาพวัตถุเสรีสำหรับแบบจำลองทางพลศาสตร์ของยานพาหนะสองล้อ [11, 15]

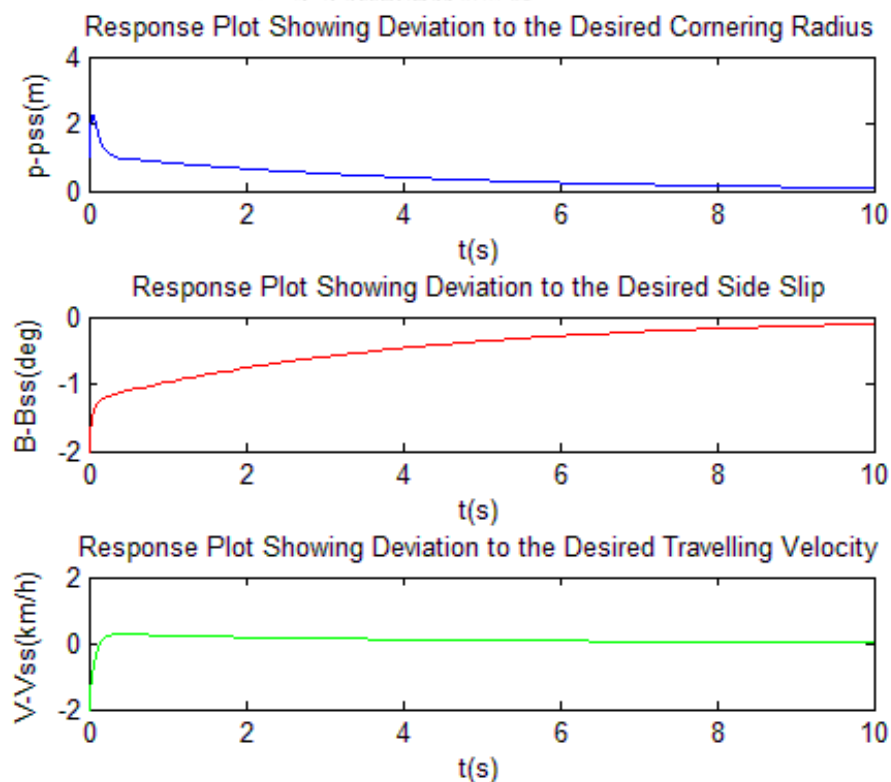
|                                   |               |
|-----------------------------------|---------------|
| Radius of Curvature (m)           | 22            |
| Side Slip (deg)                   | 15            |
| Intitial Guess of Velocity (km/h) | 50            |
| For Steady State Velocity         | 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 2.28 ตัวอย่างการแสดงผลลัพธ์ของชุดคำสั่งโปรแกรมที่พัฒนาขึ้นใน [15]



รูปที่ 2.29 ผังงานของชุดคำสั่งโปรแกรมที่พัฒนาขึ้นใน [15]

สำหรับแนวคิดของการพัฒนาระบบควบคุมการเคลื่อนที่แบบไถลในสภาวะคงตัว โดยใช้สูตรเมจิก [49] ร่วมกับแบบจำลองที่ปรับปรุงแล้วของนิโคลัสและคอมสตอก [53] ในการประมาณค่าการไถลแบบผสมนั้น ได้นำเสนอในงานวิจัย “Optimal control for steady state drifting of RWD vehicle (2013)” [18] ในเวลาต่อมา การหาค่าสัญญาณควบคุมแบบวงจรเปิดของการขับขึ้นนั้น ใช้ชุดคำสั่งโปรแกรมที่พัฒนาขึ้นในงานวิจัย [15] ซึ่งพิจารณาพลศาสตร์ของยานพาหนะแบบสองล้อเทียบแก่อ้างอิงในทิศทางและตั้งฉากกับตัวรถ ( $x - y$  coordinate) แต่สำหรับการออกแบบระบบควบคุมป้อนกลับตัวแปรสถานะ (state variable feedback control) นั้น ใช้แบบจำลองทางพลศาสตร์ในรูปแบบปริภูมิสถานะ (state space dynamic model) ซึ่งพิสูจน์เทียบแก่อ้างอิงตามทิศทางของเวกเตอร์ความเร็ว ( $n - t$  coordinate) การหาค่าอัตราขยายของตัวควบคุม (controller gain) ที่เหมาะสมนั้น ใช้วิธีการออกแบบตัวควบคุมแบบออปติมัล Linear quadratic optimal regulator ซึ่งจากการจำลองบนคอมพิวเตอร์พบว่าระบบควบคุมที่ออกแบบขึ้นนั้น สามารถลดทอนค่าเบี่ยงเบนเริ่มต้นของตัวแปรสถานะ ซึ่งได้แก่ รัศมีความโค้ง มุมไถลของรถ และอัตราเร็วในการเคลื่อนที่ ให้เข้าสู่ค่าอ้างอิงสภาวะคงตัวได้ในที่สุด ดังตัวอย่างผลการจำลองระบบควบคุมในรูปแบบที่ 2.30



รูปที่ 2.30 ผลการจำลองระบบควบคุมการเคลื่อนที่แบบไถลในสภาวะคงตัว [18]



### 2.2.3 การวิเคราะห์แบบจำลองทางพลศาสตร์ของของยานพาหนะแบบสองล้อ

แบบจำลองทางพลศาสตร์ของยานพาหนะแบบสองล้อ (single track vehicle model / bicycle model) สำหรับอธิบายการเคลื่อนที่แบบไถลและออกแบบระบบควบคุมการเคลื่อนที่แบบไถลในสภาวะคงตัว ซึ่งได้วิเคราะห์ในงานวิจัย [11, 15] และ [18] นั้น ให้แนวคิดพื้นฐานที่สำคัญต่อการพัฒนาแบบจำลองทางพลศาสตร์สำหรับฐานขับเคลื่อนบนระนาบซึ่งมีการไถลของล้อในงานวิจัยนี้ ดังนั้น ในหัวข้อนี้จะกล่าวถึงรายละเอียดการวิเคราะห์แบบจำลองดังกล่าว พอสังเขป

แบบจำลองทางพลศาสตร์ของยานพาหนะแบบสองล้อ นั้นเป็นแบบจำลองทางพลศาสตร์สองมิติ ซึ่งลดความซับซ้อนของรถยนต์จริงที่มีสี่ล้อให้เหลือเพียงการพิจารณาพลศาสตร์ของพาหนะสองล้อ หน้า-หลัง โดยไม่คำนึงถึงผลของการกระจายน้ำหนักในทิศทางข้างของรถยนต์ การกำหนดนิยามและข้อตกลงด้านเครื่องหมาย (sign convention) ของสัญลักษณ์ที่ใช้ในแบบจำลองทางพลศาสตร์ของยานพาหนะแบบสองล้อ นั้น สามารถพิจารณาได้จากแผนภาพแผนภาพวัตถุเสรีจำลองการเข้าโค้งจากตำแหน่ง A ไปยังตำแหน่ง B ซึ่งแสดงไว้ก่อนหน้า ในรูปที่ 2.27

พิจารณารูปที่ 2.27 กรอบอ้างอิง  $x - y$  นั้น เป็นกรอบอ้างอิงเคลื่อนที่ซึ่งติดไปกับตัวรถ (body fixed coordinate) ที่ตำแหน่งศูนย์กลางแรงโน้มถ่วง (CG) โดยที่แกน  $x$  วางตัวตามแนวยาวของรถและชี้ไปในทิศทางเดียวกับหัวรถเสมอ ในขณะที่แกน  $y$  ชี้ไปในทิศทางข้างทางด้านขวาของรถเสมอ 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  $V$  ซึ่งวัดที่ตำแหน่ง CG นั้น ตั้งฉากกับทิศทางของรัศมีความโค้ง  $\rho$  ซึ่งวัดจากจุด ICZV ถึงตำแหน่ง CG เสมอ มุมไถล (sideslip)  $\beta$  นั้น เป็นมุมที่วัดจากทิศทางของหัวรถไปยังทิศทางของความเร็ว โดยมุมไถลมีค่าเป็นบวกในทิศทางตามเข็มนาฬิกา ในทำนองเดียวกัน ทิศทางของความเร็วซึ่งวัดที่ตำแหน่งของเพลาล้อหน้า  $V_f$  และที่ตำแหน่งของเพลาล้อหลัง  $V_r$  นั้น ล้วนตั้งฉากกับทิศทางของรัศมีความโค้งซึ่งวัดจากจุด ICZV ถึงตำแหน่งทั้งสอง ตามลำดับ นอกจากนี้แล้ว มุมเลี้ยวที่ล้อหน้า (steering angle)  $\delta$  มุมไถลของล้อหน้า (front wheel slip angle)  $\alpha_f$  และ มุมไถลของล้อหลัง (rear wheel slip angle)  $\alpha_r$  ล้วนมีค่าเป็นบวกในทิศทางตามเข็มนาฬิกา ในขณะที่มุมยอร์ (yaw angle)  $\psi$  อัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้ง (yaw rate)  $\dot{\psi}$  และอัตราเร่งเชิงมุมของการหมุนรอบแกนในแนวตั้ง (yaw acceleration)  $\ddot{\psi}$  นั้น มีค่าเป็นบวกในทิศทางทวนเข็มนาฬิกา สำหรับทิศทางที่เป็นบวกของแรงเสียดทานที่ผิวยางและตำแหน่งที่แรงกระทำนั้น ได้แสดงไว้ในรูปเช่นกัน

### 2.2.3.1 สมการการเคลื่อนที่ พิสูจน์จากกรอบอ้างอิงซึ่งถูกติดไว้กับยานพาหนะ

สำหรับแบบจำลองทางพลศาสตร์ของของยานพาหนะแบบสองล้อ สมการการเคลื่อนที่ซึ่งประกอบด้วย สมการสมดุลของแรงในทิศทางแนวนอนและตั้งฉากกับตัวรถ ดังสมการที่ 2.1 และ 2.2 ตามลำดับ และสมการสมดุลของโมเมนต์รอบแกนในแนวตั้งซึ่งผ่านจุด CG ของรถ ดังสมการที่ 2.3 นั้น สามารถพิสูจน์ได้จากการประยุกต์กฎการเคลื่อนที่ข้อสองของนิวตัน (Newton's 2<sup>nd</sup> law of motion) เทียบกับกรอบอ้างอิง  $x - y$  ซึ่งถูกติดไว้กับยานพาหนะ (body-fixed coordinate)

$$F_{xwf} \cos \delta - F_{ywf} \sin \delta + F_{xr} = ma_x \quad (2.1)$$

$$F_{xwf} \sin \delta + F_{ywf} \cos \delta + F_{yr} = ma_y \quad (2.2)$$

$$-(F_{xwf} \sin \delta + F_{ywf} \cos \delta) a + F_{yr} b = I_{CG} \ddot{\psi} \quad (2.3)$$

โดยที่ความเร่งในทิศทางแนวนอนและตั้งฉากกับตัวรถนั้น สามารถคำนวณได้จากความเร่งในทิศเข้าสู่ศูนย์กลางและความเร่งในทิศทางของความเร็ว โดยอาศัยการแปลงความสัมพันธ์ของกรอบอ้างอิง (coordinate transformation) ระหว่างกรอบอ้างอิง  $x - y$  และกรอบอ้างอิง  $n - t$  ดังแสดงในสมการที่ 2.4 และ 2.5

$$a_x = a_n \sin \beta + a_t \cos \beta \quad (2.4)$$

$$a_y = -a_n \cos \beta + a_t \sin \beta \quad (2.5)$$

ซึ่งในกรณีเฉพาะสำหรับการเข้าโค้งในสภาวะคงตัวนั้น เนื่องจากอัตราเร็วในการเข้าโค้งมีค่าคงที่ ดังนั้นความเร่งในทิศสัมผัสจึงมีค่าเป็นศูนย์ ดังสมการที่ 2.6 นอกจากนี้ ความเร่งในทิศตั้งฉากสามารถคำนวณได้จากความเร่งในทิศเข้าสู่ศูนย์กลาง ดังสมการที่ 2.7

$$a_t = \dot{\rho} \dot{\psi} + \rho \ddot{\psi} = 0 \quad (2.6)$$

$$a_n = \rho \dot{\psi}^2 = V_{ss}^2 / \rho_{ss} \quad (2.7)$$

จากข้อสมมติ คือ ไม่มีแรงบิดขับเคลื่อนและแรงบิดเนื่องจากการเบรกระงับที่ล้อหน้า รวมทั้งไม่พิจารณาผลของแรงเสียดทานเนื่องจากการกลิ้ง (rolling resistance) นั้น จากสมการที่ 2.1 ถึงสมการที่ 2.7 สามารถเขียนสมการการเคลื่อนที่ของรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลังขณะเข้าโค้งในสภาวะคงตัว ได้ดังสมการที่ 2.8 ถึงสมการที่ 2.10

$$-F_{ywf} \sin \delta + F_{xr} = \frac{mV_{ss}^2}{\rho_{ss}} \sin \beta_{ss} \quad (2.8)$$

$$F_{ywf} \cos \delta + F_{yr} = -\frac{mV_{ss}^2}{\rho_{ss}} \cos \beta_{ss} \quad (2.9)$$

$$-F_{ywf} \cos \delta a + F_{yr} b = 0 \quad (2.10)$$

สำหรับการพัฒนาชุดคำสั่งโปรแกรมคอมพิวเตอร์ในงานวิจัย [11, 15] และ [18] เพื่อคำนวณหาอัตราเร็วในการเข้าโค้งที่เหมาะสม พร้อมทั้งค่าสัญญาณควบคุมแบบวงจรถัดของการขับซี (open-loop driving control inputs) ที่สอดคล้องกัน เมื่อกำหนดค่ารัศมีความโค้งและมุมไถลของรถนั้น สามารถทำได้โดยการจัดรูปสมการการเคลื่อนที่ จากสมการที่ 2.8 ถึงสมการที่ 2.10 ให้อยู่ในรูปของสมการที่ 2.11 ถึงสมการที่ 2.13 ตามลำดับ

$$F_{yw_f} = \frac{ma_y b}{L \cos \delta} \quad (2.11)$$

$$F_{xr} = ma_x + F_{yw_f} \sin \delta \quad (2.12)$$

$$F_{yr} = ma_y - F_{yw_f} \cos \delta \quad (2.13)$$

### 2.2.3.2 สมการการเคลื่อนที่ พิสูจน์จากกรอบอ้างอิงตามทิศทางของความเร็ว

ในส่วนของการพัฒนาระบบควบคุมแบบป้อนกลับตัวแปรสถานะ (state variable feedback control) สำหรับการเข้าโค้งในสภาวะคงตัวนั้น ต้องอาศัยสมการการเคลื่อนที่ในรูปแบบของปริภูมิสถานะซึ่งแสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวแปรสถานะ (state variables) และสัญญาณควบคุมการขับซี (driving control inputs) สมการในรูปแบบดังกล่าวสามารถพิสูจน์ได้จากกรอบอ้างอิงตามทิศทางของความเร็ว (n-t coordinate) โดยการประยุกต์กฎการเคลื่อนที่ข้อสองของนิวตัน เทียบกับกรอบอ้างอิง  $n - t$  ซึ่งมีทิศทางขนานและตั้งฉากกับทิศทางของความเร็วมุมศูนย์ โดยสมการที่ 2.14 นั้น แสดงสมมูลของแรงในทิศทางขนานกับความเร็ว ซึ่งสัมพันธ์กับความเร่งในแนวสัมผัส  $a_t$  ในทำนองเดียวกัน สมการที่ 2.15 นั้น แสดงสมมูลของแรงในทิศตั้งฉากกับความเร็ว ซึ่งสัมพันธ์กับความเร่งในแนวตั้งฉาก  $a_n$  และสำหรับสมการ 2.16 นั้น แสดงสมมูลของโมเมนต์รอบแกนในแนวตั้ง ซึ่งผ่านจุด CG ของรถ ซึ่งสัมพันธ์กับอัตราเร่งเชิงมุมของการหมุนรอบแกนในแนวตั้ง  $\dot{\psi}$  ตามลำดับ

$$\frac{d}{dt} V = \frac{1}{m} [F_{xw_f} \cos(\delta - \beta) - F_{yw_f} \sin(\delta - \beta) + F_{xr} \cos \beta + F_{yr} \sin \beta] \quad (2.14)$$

$$\frac{d}{dt} \beta = \frac{1}{mV} [F_{xw_f} \sin(\delta - \beta) + F_{yw_f} \cos(\delta - \beta) - F_{xr} \sin \beta + F_{yr} \cos \beta + mV \dot{\psi}] \quad (2.15)$$

$$\frac{d}{dt} \dot{\psi} = \frac{1}{I_{CG}} [-(F_{xw_f} \sin \delta + F_{yw_f} \cos \delta) a + F_{yr} b] \quad (2.16)$$

จากความสัมพันธ์ระหว่างค่าอนุพันธ์เทียบเวลาของรัศมีความโค้ง กับค่าอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้งและอัตราเร็วในการเข้าโค้ง ดังแสดงในสมการที่ 2.17 นั้น สมการการเคลื่อนที่ของรถยนต์ ขับเคลื่อนล้อหลัง ขณะเข้าโค้งในสภาวะคงตัว โดยไม่มีแรงบิดขับเคลื่อนและแรงบิดเนื่องจากการเบรกกระทำที่ล้อหน้า รวมทั้งไม่พิจารณาผลของแรงเสียดทานเนื่องจากการกลิ้ง สามารถเขียนให้อยู่ในรูปของตัวแปรสถานะและสัญญาณควบคุมการขับซีได้ ดังสมการที่ 2.18 ถึงสมการที่ 2.20

$$\frac{d}{dt}\rho = \left(\psi \frac{d}{dt}V - V \frac{d}{dt}\psi\right) / \psi^2 \quad (2.17)$$

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt}\rho &= f_1(\rho, \beta, V, \delta, k_r) \\ &= \frac{\rho}{mV} [-F_{yw}f \sin(\delta - \beta) + F_{xr} \cos\beta + F_{yr} \sin\beta] + \frac{\rho^2}{I_{CG}V} [F_{yw}f \cos\delta a - F_{yr}b] \end{aligned} \quad (2.18)$$

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt}\beta &= f_2(\rho, \beta, V, \delta, k_r) \\ &= \frac{1}{mV} [F_{yw}f \cos(\delta - \beta) - F_{xr} \sin\beta + F_{yr} \cos\beta + m \frac{V^2}{\rho}] \end{aligned} \quad (2.19)$$

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt}V &= f_3(\rho, \beta, V, \delta, k_r) \\ &= \frac{1}{m} [-F_{yw}f \sin(\delta - \beta) + F_{xr} \cos\beta + F_{yr} \sin\beta] \end{aligned} \quad (2.20)$$

ซึ่งสมการการเคลื่อนที่ ในสมการที่ 2.18 ถึงสมการที่ 2.20 นั้น สามารถประมาณให้อยู่ในรูปแบบของความสัมพันธ์เชิงเส้น (linearize) ในช่วงรอบๆ สมดุลสถานะคงตัวที่ต้องการ ( $\rho_{ss}, \beta_{ss}, V_{ss}$ ) เพื่อเขียนสมการการเคลื่อนที่ในรูปของปริภูมิสถานะ (state space description) ดังสมการที่ 2.21 สำหรับใช้ในการพัฒนาระบบควบคุมแบบป้อนกลับตัวแปรสถานะ ในลำดับต่อไป

$$\frac{d}{dx}\tilde{x} = A_{ss}\tilde{x} + B_{ss}\tilde{u}, \quad \tilde{y} = C\tilde{x} \quad (2.21)$$

เมื่อ  $\tilde{x}$  คือ เวกเตอร์แสดงความแตกต่างระหว่างค่าตัวแปรสถานะปัจจุบันกับค่าตัวแปรสถานะที่ต้องการ ดังสมการที่ 2.22 ในทำนองเดียวกัน  $\tilde{u}$  คือ เวกเตอร์แสดงความแตกต่างระหว่างสัญญาณควบคุมการขับเคลื่อนปัจจุบันกับสัญญาณควบคุมการขับเคลื่อนสถานะคงตัว ดังสมการที่ 2.23 และ  $C$  คือ เมทริกซ์เอกลักษณ์ขนาด  $3 \times 3$  ดังสมการ 2.24

$$\tilde{x} = \begin{bmatrix} \rho - \rho_{ss} \\ \beta - \beta_{ss} \\ V - V_{ss} \end{bmatrix} \quad (2.22)$$

$$\tilde{u} = \begin{bmatrix} \delta - \delta_{ss} \\ k_r - k_{r,ss} \end{bmatrix} \quad (2.23)$$

$$C = I^{3 \times 3} \quad (2.24)$$

โดยที่  $A_{ss}$  และ  $B_{ss}$  คือเมทริกซ์จาโคเบียน ซึ่งได้จากการหาอนุพันธ์ย่อยของสมการการเคลื่อนที่แต่ละสมการเทียบกับตัวแปรสถานะและสัญญาณควบคุมการขับเคลื่อน ดังแสดงในสมการที่ 2.25 และ 2.26 ตามลำดับ

$$A_{ss} = \begin{bmatrix} \left. \frac{\partial f_1}{\partial \rho} \right|_{ss} & \left. \frac{\partial f_1}{\partial \beta} \right|_{ss} & \left. \frac{\partial f_1}{\partial V} \right|_{ss} \\ \left. \frac{\partial f_2}{\partial \rho} \right|_{ss} & \left. \frac{\partial f_2}{\partial \beta} \right|_{ss} & \left. \frac{\partial f_2}{\partial V} \right|_{ss} \\ \left. \frac{\partial f_3}{\partial \rho} \right|_{ss} & \left. \frac{\partial f_3}{\partial \beta} \right|_{ss} & \left. \frac{\partial f_3}{\partial V} \right|_{ss} \end{bmatrix} \quad (2.25)$$

$$B_{ss} = \begin{bmatrix} \left. \frac{\partial f_1}{\partial \delta} \right|_{ss} & \left. \frac{\partial f_1}{\partial k_r} \right|_{ss} \\ \left. \frac{\partial f_2}{\partial \delta} \right|_{ss} & \left. \frac{\partial f_2}{\partial k_r} \right|_{ss} \\ \left. \frac{\partial f_3}{\partial \delta} \right|_{ss} & \left. \frac{\partial f_3}{\partial k_r} \right|_{ss} \end{bmatrix} \quad (2.26)$$

โดยการหาอนุพันธ์ย่อยของสมการการเคลื่อนที่แต่ละสมการเทียบกับตัวแปรสถานะนั้น ทำในช่วงรอบๆ สมดุลสถานะคงตัวที่ต้องการ ดังแสดงในสมการที่ 2.27 ถึงสมการที่ 2.35

$$\begin{aligned} \left. \frac{\partial f_1}{\partial \rho} \right|_{ss} &= \frac{1}{mV_{ss}} \left[ -F_{yw}f_{ss} \sin(\delta_{ss} - \beta_{ss}) + F_{xr_{ss}} \cos\beta_{ss} + F_{yr_{ss}} \sin\beta_{ss} \right] \\ &\quad + \frac{2\rho_{ss}}{I_{CG}V_{ss}} \left[ F_{yw}f_{ss} \cos\delta_{ss} a - F_{yr_{ss}} b \right] \end{aligned} \quad (2.27)$$

$$\left. \frac{\partial f_1}{\partial \beta} \right|_{ss} = \frac{\rho_{ss}}{mV_{ss}} \left[ F_{yw}f_{ss} \cos(\delta_{ss} - \beta_{ss}) - F_{xr_{ss}} \sin\beta_{ss} + F_{yr_{ss}} \cos\beta_{ss} \right] \quad (2.28)$$

$$\begin{aligned} \left. \frac{\partial f_1}{\partial V} \right|_{ss} &= -\frac{\rho_{ss}}{mV_{ss}^2} \left[ -F_{yw}f_{ss} \sin(\delta_{ss} - \beta_{ss}) + F_{xr_{ss}} \cos\beta_{ss} + F_{yr_{ss}} \sin\beta_{ss} \right] \\ &\quad - \frac{\rho_{ss}^2}{I_{CG}V_{ss}^2} \left[ F_{yw}f_{ss} \cos\delta_{ss} a - F_{yr_{ss}} b \right] \end{aligned} \quad (2.29)$$

$$\left. \frac{\partial f_2}{\partial \rho} \right|_{ss} = -\frac{V_{ss}}{\rho_{ss}^2} \quad (2.30)$$

$$\left. \frac{\partial f_2}{\partial \beta} \right|_{ss} = \frac{1}{mV_{ss}} \left[ F_{yw}f_{ss} \sin(\delta_{ss} - \beta_{ss}) - F_{xr_{ss}} \cos\beta_{ss} - F_{yr_{ss}} \sin\beta_{ss} \right] \quad (2.31)$$

$$\left. \frac{\partial f_2}{\partial V} \right|_{ss} = \frac{1}{\rho_{ss}} \quad (2.32)$$

$$\left. \frac{\partial f_3}{\partial \rho} \right|_{ss} = 0 \quad (2.33)$$

$$\left. \frac{\partial f_3}{\partial \beta} \right|_{ss} = \frac{1}{m} \left[ F_{yw}f_{ss} \cos(\delta_{ss} - \beta_{ss}) - F_{xr_{ss}} \sin\beta_{ss} + F_{yr_{ss}} \cos\beta_{ss} \right] \quad (2.34)$$

$$\left. \frac{\partial f_3}{\partial V} \right|_{ss} = 0 \quad (2.35)$$

และการหาอนุพันธ์ย่อยของสมการการเคลื่อนที่แต่ละสมการเทียบกับสัญญาณควบคุมการขับเคลื่อน ทำในช่วงรอบๆ สมดุลสถานะคงตัวที่ต้องการ เช่นเดียวกัน ดังแสดงในสมการที่ 2.36 ถึงสมการที่ 2.41

$$\begin{aligned} \left. \frac{\partial f_1}{\partial \delta} \right|_{ss} &= -\frac{\rho_{ss}}{mV_{ss}} \left[ F_{yw}f_{ss} \cos(\delta_{ss} - \beta_{ss}) + C_{yf1_{ss}} \sin(\delta_{ss} - \beta_{ss}) \right] \\ &\quad - \frac{\rho_{ss}^2}{I_{CG}V_{ss}} \left[ F_{yw}f_{ss} \sin\delta_{ss} a - C_{yf1_{ss}} \cos\delta_{ss} a \right] \end{aligned} \quad (2.36)$$

$$\left. \frac{\partial f_1}{\partial k_r} \right|_{ss} = \frac{\rho_{ss}}{mV_{ss}} \left[ C_{xr1_{ss}} \cos\beta_{ss} + C_{yr1_{ss}} \sin\beta_{ss} \right] - \frac{\rho_{ss}^2}{I_{CG}V_{ss}} C_{yr1_{ss}} b \quad (2.37)$$

$$\left. \frac{\partial f_2}{\partial \delta} \right|_{ss} = \frac{1}{mV_{ss}} \left[ -F_{yw}f_{ss} \sin(\delta_{ss} - \beta_{ss}) + C_{yf1_{ss}} \cos(\delta_{ss} - \beta_{ss}) \right] \quad (2.38)$$

$$\left. \frac{\partial f_2}{\partial k_r} \right|_{SS} = \frac{1}{mV_{SS}} \left[ -C_{xr1_{SS}} \sin \beta_{SS} + C_{yr1_{SS}} \cos \beta_{SS} \right] \quad (2.39)$$

$$\left. \frac{\partial f_3}{\partial \delta} \right|_{SS} = -\frac{1}{m} \left[ F_{ywf_{SS}} \cos(\delta_{SS} - \beta_{SS}) + C_{yf1_{SS}} \sin(\delta_{SS} - \beta_{SS}) \right] \quad (2.40)$$

$$\left. \frac{\partial f_3}{\partial k_r} \right|_{SS} = \frac{1}{m} \left[ C_{xr1_{SS}} \cos \beta_{SS} + C_{yr1_{SS}} \sin \beta_{SS} \right] \quad (2.41)$$

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

$$F_{ywf} = C_{yf0} + C_{yf1} \delta \quad (2.42)$$

$$F_{xr} = C_{xr0} + C_{xr1} k_r \quad (2.43)$$

$$F_{yr} = C_{yr0} + C_{yr1} k_r \quad (2.44)$$

### 2.2.3.3 การคำนวณค่าภาระในแนวตั้ง

ดังได้กล่าวมาแล้วในตอนต้นว่า เพื่อลดความซับซ้อนของยานพาหนะจริงซึ่งมีสี่ล้อแบบจำลองทางพลศาสตร์ของยานพาหนะแบบสองล้อไม่คำนึงถึงการกระจายน้ำหนักในทิศด้านข้างของรถยนต์ อย่างไรก็ตามยังคงต้องพิจารณาการกระจายน้ำหนักระหว่างล้อหน้า-หลัง ตามแนวของตัวรถ ซึ่งค่าภาระในแนวตั้งของล้อคู่หน้าและล้อคู่หลังนั้น สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.45 และ 2.46 ตามลำดับ

$$F_{zf} = \frac{m}{L} (gb - a_x h) \quad (2.45)$$

$$F_{zr} = \frac{m}{L} (ga + a_x h) \quad (2.46)$$

เมื่อ  $h$  คือตำแหน่งของ CG วัดเทียบจากพื้น

### 2.2.3.4 การคำนวณความเร็วและค่าการไถล ณ ตำแหน่งต่างๆ ของยานพาหนะ

ความเร็ว ณ ตำแหน่งต่างๆ (local velocity) ของยานพาหนะ สามารถคำนวณได้โดยอาศัยการวิเคราะห์ทางจลนศาสตร์ ซึ่งความเร็วที่ได้นั้น ใช้ในการคำนวณค่ามุมไถลและอัตราการไถลของล้อหน้าและล้อหลัง สำหรับตัวแปรสถานะ  $(\rho, \beta, V)$  ที่กำหนดให้ใดๆ นั้น สามารถคำนวณอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้งได้ ดังสมการที่ 2.47 นอกจากนี้ สามารถคำนวณค่าความเร็วในทิศขนานและตั้งฉากกับยานพาหนะ ณ ตำแหน่ง CG ได้ ดังสมการที่ 2.48 และ 2.49 ตามลำดับ

$$\dot{\psi} = V/\rho \quad (2.47)$$

$$V_x = V \cos \beta \quad (2.48)$$

$$V_y = V \sin \beta \quad (2.49)$$

สำหรับองค์ประกอบของความเร็วในทิศขนานและตั้งฉากกับยานพาหนะ ซึ่งเกิดขึ้นที่ล้อยหน้านั้น สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.50 และ 2.51 ตามลำดับ อย่างไรก็ตาม การคำนวณค่ามุมไถลและ อัตราการไถลของล้อยหน้านั้น ต้องอาศัยองค์ประกอบของความเร็วในทิศขนานและตั้งฉากกับทิศทางการกลิ้งของยาง ดังแสดงในสมการที่ 2.52 และ 2.53 ตามลำดับ

$$V_{xf} = V_x \quad (2.50)$$

$$V_{yf} = V_y - \dot{\psi}a \quad (2.51)$$

$$V_{xwf} = V_{xf} \cos \delta + V_{yf} \sin \delta \quad (2.52)$$

$$V_{ywf} = -V_{xf} \sin \delta + V_{yf} \cos \delta \quad (2.53)$$

ในส่วนของ ค่ามุมไถลของล้อหน้า สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.54 หรือ 2.55 และอัตราการไถลของล้อยหน้านั้น แสดงในสมการที่ 2.56 เมื่อ  $\omega_f$  คือ อัตราเร็วเชิงมุมของล้อหน้า และ  $r_f$  คือรัศมีของยางหน้า

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

$$\alpha_f = \tan^{-1} \left( \frac{V_{yf}}{V_{xf}} \right) - \delta \quad (2.55)$$

$$k_f = \frac{\omega_f r_f - V_{xwf}}{\omega_f r_f} \quad (2.56)$$

ทำนองเดียวกัน องค์ประกอบของความเร็วล้อหลังในทิศขนานและตั้งฉากกับทิศทางการกลิ้งของยาง ซึ่งสามารถคำนวณได้โดยตรงจากองค์ประกอบของความเร็วในทิศขนานและตั้งฉากกับยานพาหนะนั้น สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.57 และ 2.58 ตามลำดับ

$$V_{xr} = V_x \quad (2.57)$$

$$V_{yr} = V_y + \dot{\psi}b \quad (2.58)$$

ในส่วนของ ค่ามุมไถลของล้อหลัง สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.59 และอัตราการไถลของล้อหลังนั้น แสดงในสมการที่ 2.60 เมื่อ  $\omega_r$  คือ อัตราเร็วเชิงมุมของล้อหลัง และ  $r_r$  คือรัศมีของยางหลัง

$$\alpha_r = \tan^{-1} \left( \frac{V_{yr}}{V_{xr}} \right) \quad (2.59)$$

$$k_r = \frac{\omega_r r_r - V_{xr}}{\omega_r r_r} \quad (2.60)$$

ค่ามุมไถลและอัตราการไถลของล้อ ซึ่งได้อธิบายในส่วนนี้ นับเป็นข้อมูลสำคัญซึ่งใช้เป็นพื้นฐานในการประมาณค่าแรงเสียดทานที่ผิวยางทั้งในทิศการกลิ้งและทิศด้านข้าง ซึ่งจะอธิบายรายละเอียดในส่วนของการจำลองสำหรับประมาณค่าแรงเสียดทานที่ผิวยาง

## 2.3 กลุ่มงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการประมาณค่าตัวแปรสถานะสำหรับการเคลื่อนที่ของรถยนต์

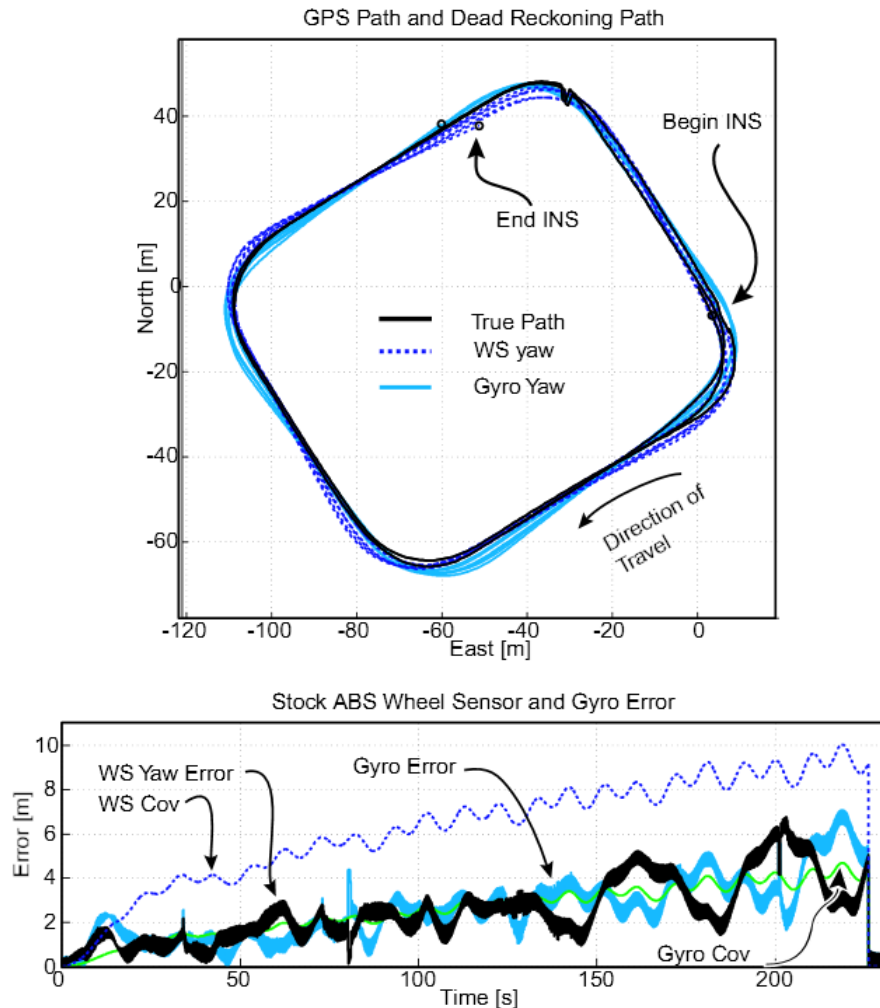
จากการศึกษาวิจัยที่มีมาก่อนนั้น กลุ่มงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการประมาณค่าตัวแปรสถานะสำหรับการเคลื่อนที่ของรถยนต์ (vehicle state estimation) แบ่งออกเป็น งานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการประมาณค่าอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้ง (yaw rate estimation) และงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการประมาณค่ามุมไถลของรถยนต์ (vehicle sideslip estimation) ซึ่งมีรายละเอียดของการทบทวนวรรณกรรม ดังต่อไปนี้

### 2.3.1 งานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการประมาณค่าอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้ง

โดยทั่วไปนั้น การประมาณค่าอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้งที่แม่นยำสามารถทำได้โดยอาศัยข้อมูลตำแหน่งและทิศทางจากระบบระบุพิกัดผ่านดาวเทียม (global position system - GPS) ของระบบนำทางในรถยนต์ (automotive navigation system) ร่วมกับค่าสัญญาณที่วัดได้จากเซ็นเซอร์ที่ติดตั้งบนตัวรถ (on-vehicle sensor) อาทิ เซ็นเซอร์วัดค่ามุมเลี้ยว (steering angle sensor) เซ็นเซอร์วัดความเร็วรอบล้อ (factory ABS wheel-speed sensor) และเซ็นเซอร์วัดความเฉื่อย (inertial measurement unit - IMU) ที่ประกอบด้วย เซ็นเซอร์วัดความเร่ง (accelerometer) และเซ็นเซอร์วัดอัตราการหมุน (rate gyroscope) ดังปรากฏในงานวิจัย [54-56] ซึ่งในทางปฏิบัตินั้น ข้อมูลจากเซ็นเซอร์ที่ติดตั้งบนตัวรถช่วยเพิ่มความแม่นยำให้การประมาณด้วยระบบระบุพิกัดผ่านดาวเทียมเพียงเล็กน้อย อย่างไรก็ตามการประมาณค่าอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้งโดยอาศัยข้อมูลจากเซ็นเซอร์บนตัวรถมีความจำเป็นมากในกรณีที่สัญญาณจากระบบระบุพิกัดมีความบกพร่องหรือขาดหาย เช่น เมื่อรถแล่นผ่านซอกระหว่างตึกสูง รถอยู่ได้ร่มเงาต้นไม้ใหญ่ รถอยู่ในโครงสร้างลานจอดรถ หรือแม้กระทั่งอยู่ใต้สะพาน เป็นต้น สำหรับวิธีการประมาณค่าอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้งที่นำเสนอในงานวิจัย [54] นั้น ได้พัฒนาขึ้นบนพื้นฐานของการพิจารณาให้รถไม่มีการไถลในทิศด้านข้าง (no sideslip) โดยประมาณค่ารัศมีล้อจากอัตราส่วนของความเร็วที่วัดด้วยระบบระบุพิกัด (GPS velocity) กับความเร็วรอบล้อ ในช่วงเวลาที่สามารระบุพิกัดของรถผ่านระบบดาวเทียมได้ จากนั้นใช้ค่ารัศมีล้อที่ได้ในการประมาณค่าอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้งและทิศทางของรถเมื่อไม่สามารถระบุพิกัดผ่านระบบดาวเทียม ในงานวิจัยยังมุ่งเน้นอภิปรายเกี่ยวกับค่าความผิดพลาดที่เกิดจากเซ็นเซอร์วัดความเร็วรอบล้อ และสรุปว่าอยู่ในรูปแบบสุ่ม (white noise)



สำหรับผลการระบุตำแหน่งในการทดลองซึ่งเปรียบเทียบกับค่าอ้างอิง พร้อมทั้งกราฟแสดงค่าความผิดพลาดของเซ็นเซอร์นั้น ได้แสดงไว้ในรูปที่ 2.31



รูปที่ 2.31 ผลการระบุตำแหน่งในการทดลองและค่าความผิดพลาดของเซ็นเซอร์ [54]

แม้ว่าการระบุพิกัดผ่านดาวเทียมนั้นไม่สามารถทำได้ในรถยนต์ทั่วไปที่ไม่ได้ติดตั้งระบบนำทาง การวัดค่าอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้งของรถยนต์สามารถทำได้โดยตรงด้วยเซ็นเซอร์วัดอัตราการหมุน (micro electro mechanical – MEMs gyroscope) อย่างไรก็ตามเซ็นเซอร์ที่มีความถูกต้องและแม่นยำสูงยังคงมีราคาแพงมากในปัจจุบัน ในขณะที่เซ็นเซอร์ซึ่งแพร่หลายในท้องตลาดมักเกิดความคลาดเคลื่อนเนื่องจากสัญญาณรบกวน (noise signal) และมีการสะสมความผิดพลาดของการวัด (drift) ในขณะใช้งาน งานวิจัยซึ่งมุ่งเน้นพัฒนาการประยุกต์ใช้งานเซ็นเซอร์ชนิดอื่นๆ ซึ่งติดตั้งเป็นอุปกรณ์มาตรฐานของรถยนต์ทั่วไปหรือสามารถติดตั้งเพิ่มเติมได้สะดวก (on-vehicle sensor) อาทิ เซ็นเซอร์วัดความเร็วล้อ เซ็นเซอร์วัดมุมเลี้ยว และเซ็นเซอร์วัดความเร่ง

เพื่อให้สามารถประมาณค่าอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้งได้อย่างแม่นยำและทดแทนการใช้งานเซ็นเซอร์วัดอัตราการหมุนคุณภาพสูงที่มีราคาแพง จึงได้รับความสนใจอย่างแพร่หลายเพื่อตอบสนองความต้องการของภาคอุตสาหกรรมในการลดต้นทุนของอุปกรณ์ประมาณค่าอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้งสำหรับระบบความปลอดภัยล่วงหน้าที่มีในรถยนต์ผลิตรุ่นใหม่

แนวคิดพื้นฐานสำหรับการประมาณค่าอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้งโดยใช้เซ็นเซอร์ที่ติดตั้งบนรถยนต์นั้นสามารถจำแนกได้เป็นสองกลุ่ม คือ การประมาณบนพื้นฐานของแบบจำลองทางพลศาสตร์ (model-based method) และ การประมาณด้วยความสัมพันธ์เชิงจลศาสตร์ (kinematics-based method) ซึ่งกลุ่มแรกนั้นพัฒนาโดยอาศัยแบบจำลองทางพลศาสตร์อย่างง่ายของพาหนะ (simple vehicle model) และแบบจำลองสำหรับประมาณค่าแรงเสียดทานที่ผิวยาง (tire friction model) จึงทำให้สิ่งรบกวนจากสภาวะแวดล้อม (environmental change) และความไม่แน่นอนของแบบจำลอง (model uncertainty) เช่น ลม ความลาดเอียงของถนน หรือแม้กระทั่งรูปแบบการขับขี่ที่รุนแรง ส่งผลโดยตรงกับความถูกต้องแม่นยำของการประมาณ ในขณะที่ความผิดพลาดของการประมาณด้วยความสัมพันธ์เชิงจลศาสตร์นั้นมีสาเหตุจากความคลาดเคลื่อนของเซ็นเซอร์โดยตรง

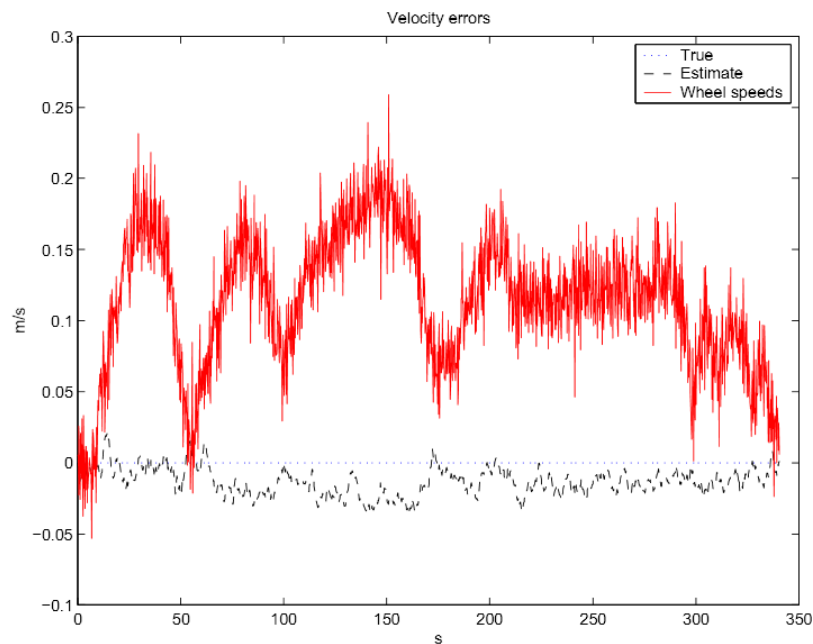
มีงานวิจัยจำนวนหนึ่งพัฒนาวิธีประมาณค่าอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้งของรถยนต์โดยอาศัยข้อได้เปรียบของแนวคิดพื้นฐานทั้งสองกลุ่ม งานวิจัยแรกที่เผยแพร่คือ [57] นั้น ใช้ความสัมพันธ์เชิงจลศาสตร์ซึ่งถูกนำเสนอไว้ในงานวิจัย [58] ร่วมกับการประมาณด้วยแบบจำลองทางพลศาสตร์เชิงเส้นของยานพาหนะ (linear vehicle model) โดยการประมาณค่าอัตราการหมุนด้วยความสัมพันธ์เชิงจลศาสตร์นั้นใช้ข้อมูลความเร่งด้านข้าง (lateral acceleration) จากเซ็นเซอร์สองตัวซึ่งติดตั้งไว้ที่ตำแหน่งด้านซ้ายและด้านขวาของจุดศูนย์กลางความโน้มถ่วง (CG) ของรถ ในขณะที่การประมาณด้วยแบบจำลองนั้นใช้ค่ามุมเลี้ยวที่วัดได้ร่วมกับค่าความเร่งด้านข้าง ณ ตำแหน่งใดๆ นอกจากนั้นแล้วยังได้พัฒนาตัวกรองคาลมาน (Kalman filter) สำหรับลดผลกระทบจากสัญญาณรบกวนของเซ็นเซอร์ ซึ่งผลลัพธ์การประมาณนั้นเป็นที่น่าพอใจทั้งการจำลองบนคอมพิวเตอร์ในสถานะที่เป็นเชิงเส้นและไม่เป็นเชิงเส้นและการทดสอบในรถยนต์จริง และได้ทำการจดสิทธิบัตร [59] ในที่สุด

นอกเหนือจากการใช้ความสัมพันธ์เชิงจลศาสตร์ร่วมกับแบบจำลองทางพลศาสตร์ของรถยนต์แล้วนั้น มีงานวิจัยจำนวนหนึ่งที่นำเสนอแนวคิดของการพัฒนาตัวสังเกตแบบไม่เชิงเส้น (nonlinear observer) สำหรับการประมาณค่าอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้ง งานวิจัยแรกที่เผยแพร่คือ [60] นั้น อาศัยการวัดค่ามุมเลี้ยว ความเร็วรอบล้อ และความเร่งด้านข้าง ในการคำนวณค่าอัตราการหมุนรอบแกนเบื้องต้นจำนวนสองค่า สอดคล้องกับความเร็วยรอบล้อ และความเร่งด้านข้าง ตามลำดับ จากนั้นป้อนกลับค่าเฉลี่ยถ่วงน้ำหนัก (weighted average) ของค่าเบื้องต้นทั้งสองเข้าสู่ตัวสังเกต

แบบไม่เชิงเส้น ซึ่งค่าพารามิเตอร์ของตัวสังเกตนั้นขึ้นอยู่กับสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานระหว่างยางกับพื้นถนน (tire-road friction coefficient) ในงานวิจัยได้ประเมินความสามารถของการประมาณค่าอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้ง รวมทั้งความเร็วด้านข้าง (lateral velocity) และมุมไถล (sideslip) ของรถยนต์ จากการทดสอบด้วยรถยนต์จริงที่สภาวะการขับขึ้นและพื้นผิวถนนทดสอบรูปแบบต่างๆ งานวิจัย [61] ได้นำเสนอการพัฒนาตัวสังเกตแบบไม่เชิงเส้นสำหรับประมาณค่าอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้งและค่ามุมไถลของรถยนต์โดยอาศัยการประมาณค่าความเร็วของรถจากอัตราเร็วเทียบเท่าของล้อ (equivalent wheel speed) ตัวสังเกตนั้นพัฒนามาจากแบบจำลองทางพลศาสตร์เชิงเส้นของยานพาหนะแบบสองล้อ (linear bicycle model) อย่างไรก็ตามได้แทนองค์ประกอบของเมทริกซ์ในแบบจำลองด้วยความสัมพันธ์ไม่เป็นเชิงเส้นสำหรับการประมาณค่าความเร็ว สำหรับการประมาณค่าอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้งที่ใช้ป้อนกลับเข้าสู่ตัวสังเกตนั้นใช้วิธีการที่เสนอไว้ในงานวิจัย [57] ค่าของเวกเตอร์กำลังขยาย (gain vector) ที่เหมาะสมสำหรับขดเชยความผิดพลาดของตัวสังเกต (observation error dynamic) นั้นคำนวณจากฟังก์ชันเลียปูนอฟ (Lyapunov function) นอกจากนี้ งานวิจัย [62] ได้พัฒนาตัวประมาณค่าตัวแปรสถานะ (state estimator) จากแบบจำลองทางพลศาสตร์ของยานพาหนะแบบสองล้อ (bicycle model) ซึ่งไม่คำนึงถึงผลจากการโคลงด้านข้างของรถ (vehicle roll) และความลาดเอียงของถนน (super-elevation) เพื่อเพิ่มความน่าเชื่อถือของการประมาณค่าอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้งด้วยความสัมพันธ์เชิงจลศาสตร์จากการวัดค่าความเร่งด้านข้างหลายตำแหน่ง ที่ได้นำเสนอไว้ในงานวิจัย [58] และ [63] ซึ่งมีโอกาสเกิดความผิดพลาดของการประมาณได้ง่ายเพราะไวต่อสัญญาณรบกวนของเซ็นเซอร์ (measurement noise) วิธีการนี้สามารถขดเชยความผิดพลาดของการประมาณซึ่งมีสาเหตุจากความลาดเอียงของถนน โดยใช้ข้อมูลความเร่งด้านข้างจากเซ็นเซอร์สองตัวซึ่งติดตั้งไว้ตามเส้นกึ่งกลางตามแนวยาวของรถ (vehicle longitudinal centerline) ที่ตำแหน่งด้านหน้าและด้านหลังของจุดศูนย์กลางความโน้มถ่วง ในงานวิจัยได้เลือกใช้การคงค่าอันดับศูนย์ (zero order hold) สำหรับการออกแบบตัวสังเกตแบบเวลาไม่ต่อเนื่อง (discrete time state observer)

ดังได้กล่าวมาแล้วในเบื้องต้นว่า เซ็นเซอร์ราคาปานกลางที่แพร่หลายในท้องตลาดมักเกิดความคลาดเคลื่อนเนื่องจากสัญญาณรบกวนและมีการสะสมความผิดพลาดของการวัดในขณะที่ใช้งาน จึงเกิดแนวคิดของการพัฒนาตัวกรองเข้าสู่ค่ากลาง (centralized filter) ในรูปแบบของตัวกรองคาลมานสำหรับประมาณค่าอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้งในงานวิจัย [64] ซึ่งสามารถประมาณค่าอัตราการหมุนรอบแกนและค่าความเร็วของรถยนต์ได้อย่างแม่นยำโดยไม่จำเป็นต้องทราบข้อมูลรัศมีล้อและยาง หรือแม้กระทั่งกรณีที่ล้อเกิดการไถลในทิศการเคลื่อนที่ตาม นอกจากนี้ยังสามารถคำนวณการไถลด้านข้าง (lateral slip) และแรงเสียดทาน (tire friction) ได้จากค่าอัตราการหมุนรอบแกนใน

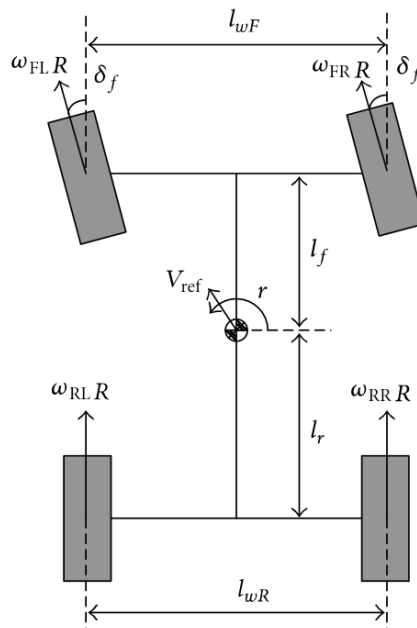
แนวคิดที่ประมาณได้ในขั้นต้นอีกด้วย งานวิจัยนี้ให้ความสำคัญกับการประมาณค่ารัศมีพลวัตของยาง และได้แสดงความคลาดเคลื่อนของการประมาณค่าอัตราเร็วของล้อ ดังรูปที่ 2.32 ทำนองเดียวกันนั้น งานวิจัย [65] ได้พัฒนาโปรแกรมคอมพิวเตอร์บนพื้นฐานของตัวกรองคาลมาน (Kalman filter-base soft sensor) และแบบจำลองทางพลศาสตร์ของยานพาหนะแบบสององศาอิสระ (two degree-of-freedom vehicle model) สำหรับประมาณค่าอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้งจากค่าความเร่งด้านข้างและมุมเลี้ยวที่วัดได้ นอกจากนี้ งานวิจัย [66] ได้เสนอวิธีการออกแบบตัวกรองออปติมัลสำหรับระบบเชิงเส้นที่พารามิเตอร์มีการเปลี่ยนแปลง (optimal SM-LPV filter) ซึ่งสามารถประมาณค่าอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้งได้โดยตรง ไม่ต้องอาศัยแบบจำลองทางพลศาสตร์ของยานพาหนะ ใช้เพียงข้อมูลความเร่งด้านข้าง ความเร็วในทิศขนานตัวรถ (longitudinal velocity) และมุมเลี้ยวที่สามารถวัดได้เท่านั้น



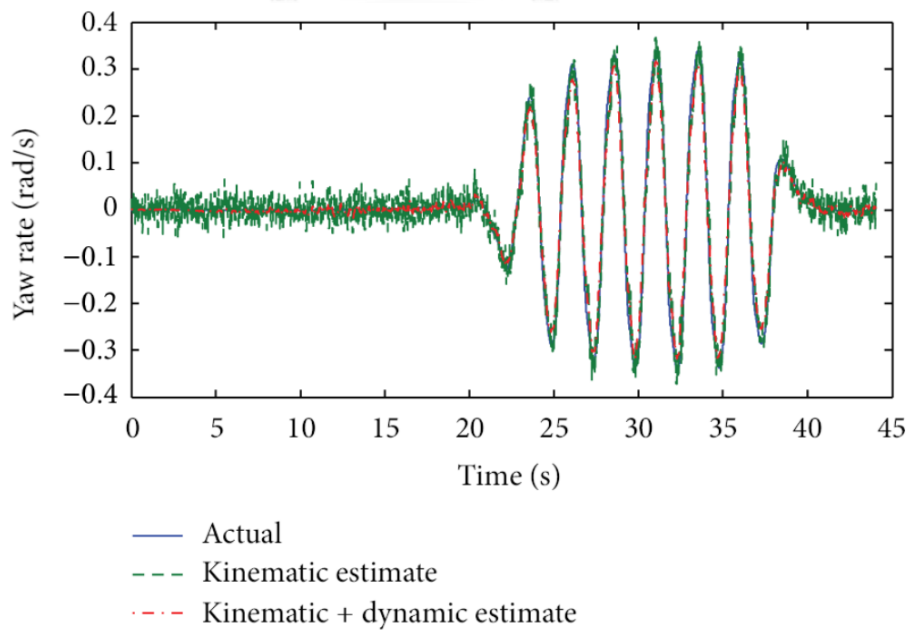
รูปที่ 2.32 ความคลาดเคลื่อนของการประมาณค่าอัตราเร็วของล้อ [64]

ในระยะหลัง มีแนวโน้มของงานวิจัยที่พัฒนาขั้นตอนวิธีและโปรแกรมคอมพิวเตอร์เพื่อใช้งานเซ็นเซอร์หลายชนิดร่วมกัน (virtual sensor) ในการประมาณค่าอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้ง ดังเช่นงานวิจัย [67] ซึ่งประมาณด้วยความสัมพันธ์เชิงจลศาสตร์จากข้อมูลความเร็วรอบล้อ (wheel speeds) รัศมีพลวัตของยาง (dynamic tire radius) และมุมเลี้ยวที่สามารถวัดได้ แผนภาพจำลองสำหรับการวิเคราะห์ทางจลศาสตร์ และผลการประมาณค่าอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้งจากการทดลองนั้น แสดงในรูปที่ 2.33 และ 2.34 ตามลำดับ อย่างไรก็ตามในงานวิจัย [68] และ [69] ได้แสดงความคลาดเคลื่อนของการประมาณค่าอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้งซึ่งเกิดจากผลกระทบ

ของสัญญาณรบกวนในการวัดความเร็วรอบล้อ ดังนั้นงานวิจัย [67] จึงได้พัฒนาตัวกรองคาลมาน สำหรับการประมาณความเร็ว (velocity-scheduled Kalman filter) จากแบบจำลองทางพลศาสตร์ ของยานพาหนะแบบสองล้อที่ประมาณเป็นเชิงเส้นแล้ว (linearized single-track vehicle model) เพื่อเป็นส่วนประกอบของขั้นตอนวิธีการประมาณค่า



รูปที่ 2.33 แผนภาพจำลองสำหรับการวิเคราะห์ทางจลศาสตร์ใน [67]



รูปที่ 2.34 ผลการประมาณค่าอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้งจากการทดลอง [67]

### 2.3.2 งานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการประมาณค่ามุมไถลของรถยนต์

แม้ว่าส่วนหนึ่งของระบบอัตโนมัติสำหรับควบคุมการเคลื่อนที่เพื่อเพิ่มความปลอดภัยในรถยนต์จะมุ่งเน้นไปที่การประมาณค่าอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้ง หลายระบบเช่นกันที่อาศัยสัญญาณป้อนกลับของมุมไถลในการกำหนดเงื่อนไขของการควบคุม เช่นในงานวิจัย [70-72] โดยเฉพาะอย่างยิ่งในระบบควบคุมมุมไถลของล้อ (slip angle control) ไม่ให้มีค่ามากเกินไป [73] ซึ่งเป็นระบบที่มีความจำเป็นมากในสภาพถนนที่มีแรงเสียดทานต่ำ เพราะเมื่อมุมไถลมีค่ามากเกินไปนั้นจะสามารถสร้างแรงต้านข้างได้น้อยลง มุมไถลของรถยนต์ (vehicle sideslip) นั้นคือมุมที่ทิศทางของเวกเตอร์ความเร็ว ณ ตำแหน่งศูนย์กลางแรงโน้มถ่วง (center of gravity - CG) ทำกับแกนตามยาวของรถ (longitudinal axis) ในขณะที่มุมไถลของล้อและยาง (wheel/tire slip angle) คือมุมระหว่างทิศทางของเวกเตอร์ความเร็วล้อกับทิศทางกึ่งกลางของล้อ [74] ค่ามุมไถลที่ถูกต้องแม่นยำและสามารถวัดค่าได้ในทันที (real-time) นั้นมีความสำคัญเพราะนำไปสู่การคำนวณค่าตัวแปรสถานะอื่นๆ ที่ยังไม่ทราบค่า ซึ่งใช้อธิบายการเคลื่อนที่ของรถยนต์ที่สนใจได้ เช่น รัศมีความโค้ง (radius of curvature) และ ขนาดของความเร็วในการเข้าโค้ง (cornering speed) เป็นต้น แม้ว่าค่ามุมไถลของรถที่แม่นยำจะสามารถวัดได้โดยตรงด้วยเซ็นเซอร์วัดความเร็วสัมบูรณ์ซึ่งใช้คลื่นแสงหรือคลื่นเสียงความถี่สูง (optical or supersonic wave speed-over-ground sensor) ก็ตาม อุปกรณ์ดังกล่าวมีราคาสูงมากจึงไม่เหมาะกับการนำมาใช้งานในระบบอัตโนมัติของรถยนต์ทั่วไป

จากข้อจำกัดของเทคโนโลยีที่มีในปัจจุบันซึ่งอุปกรณ์ที่สามารถวัดค่ามุมไถลได้โดยตรงนั้นยังคงมีราคาสูงเกินไป จึงทำให้ขั้นตอนวิธีประมาณค่ามุมไถลของรถยนต์โดยผสมผสานข้อมูลตำแหน่งและทิศทางที่ได้จากระบบระบุพิกัดผ่านดาวเทียมแบบสองเสาอากาศ (two-antenna GPS) ร่วมกับค่าสัญญาณที่วัดได้จากเซ็นเซอร์ที่ติดตั้งบนตัวรถนั้นถูกพัฒนาขึ้นอย่างต่อเนื่องจนเป็นที่ยอมรับในปัจจุบัน ดังเช่นในงานวิจัย [75] ซึ่งประมาณค่ามุมไถลของรถยนต์จากความแตกต่างระหว่างทิศทางที่วัดด้วยระบบระบุตำแหน่งกับทิศทางที่ได้จากการหาปริพันธ์ของค่าอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้งซึ่งวัดด้วยเซ็นเซอร์วัดอัตราการหมุน (yaw gyroscope) โดยอาศัยตัวกรองคาลมานแบบจลศาสตร์ (kinematic Kalman filter) จากการต่อยอดงานวิจัย [75] ร่วมกับการพัฒนาตัวกรองคาลมานบนพื้นฐานของแบบจำลองทางพลศาสตร์ซึ่งทราบค่าพารามิเตอร์ที่แน่นอน (model-based Kalman filter with correctly identified vehicle model parameters) ในงานวิจัย [76] นั้น ทำให้สามารถประมาณค่าตัวแปรอื่นๆ นอกเหนือจากมุมไถลของรถยนต์ ได้แก่ อัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้ง และ ค่าอัตราส่วนระหว่างแรงต้านข้างต่อมุมไถลของล้อ (cornering stiffness) ได้จากการวัดค่ามุมเอียงและทิศทางจากระบบระบุพิกัด แม้ว่าการกระจายน้ำหนัก (weight distribution) และ ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานระหว่างยางกับถนน (tire friction coefficient) จะมีการเปลี่ยนแปลง

ตลอดเวลาที่ตาม นอกจากนั้นยังสามารถต่อยอดงานวิจัยเพื่อประมาณค่าพารามิเตอร์ของการหมุนรอบแกนตามยาวของรถ (vehicle roll parameters) ในงานวิจัย [77] และสามารถประยุกต์ใช้ในระบบควบคุมเสถียรภาพขณะขับขี่ (ESP) ในงานวิจัย [78] ตามลำดับ ในระยะหลัง มีการนำเสนอเทคนิคการประมาณค่ามุมไถลของรถยนต์โดยใช้การระบุพิกัดผ่านดาวเทียม (GPS) ร่วมกับตัวสังเกตซึ่งพัฒนาจากแบบจำลองทางพลศาสตร์ (model-based observer) ดังเช่นงานวิจัย [79] ซึ่งใช้การระบุตำแหน่งเพื่อประมาณค่าความไม่เที่ยงตรงของเซ็นเซอร์วัดอัตราการหมุน (gyro bias) ในขณะที่ยานวิ่งทางตรง จากนั้นประมาณค่ามุมไถลในขั้นต้นด้วยการเปรียบเทียบทิศทางที่วัดจากระบบระบุตำแหน่งกับทิศทางที่ได้จากการหาปริพันธ์ของค่าอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้ง เพื่อป้อนเข้าสู่ตัวสังเกตเชิงเส้น (linear observer) ที่พัฒนาขึ้น ซึ่งมีตัวแปรสถานะคือ ทิศทางการเคลื่อนที่ของรถ (vehicle heading) และความไม่เที่ยงตรงของเซ็นเซอร์ (gyro bias) เมื่อสัญญาณขาเข้าของระบบคือ อัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้งที่สามารถวัดค่าได้ ท้ายที่สุดมีการพัฒนาเทคนิคประมาณค่ามุมไถลที่แม่นยำด้วยความถี่สูง (high update rate) อีกทั้งสามารถประมาณค่าตัวแปรสำคัญอื่นๆ ได้ อย่างหลากหลาย อาทิ มุมไถลของล้อและยาง พร้อมทั้งตำแหน่งของรถยนต์ [80] ซึ่งสามารถจัดการกับผลกระทบเนื่องจากการโคลงของรถ (vehicle roll) และความเอียงของถนน (road slant) โดยใช้ค่ามุมไถลของรถที่ประมาณได้จากตัวกรองคาลมานแบบจลศาสตร์ (kinematic Kalman filter) ในการประมาณค่าอัตราส่วนระหว่างแรงต้านข้างต่อมุมไถลของล้อ พร้อมทั้งค่าพารามิเตอร์ของแบบจำลองทางพลศาสตร์ของยานพาหนะแบบสองล้อ (bicycle model parameters) ด้วยขั้นตอนวิธีย่อย (separated algorithm) ที่พัฒนาขึ้น

ดังได้กล่าวมาแล้วในเบื้องต้นว่าการระบุพิกัดผ่านดาวเทียมนั้นไม่สามารถทำได้ในรถยนต์ทั่วไปที่ไม่ได้ติดตั้งระบบนำทาง จึงทำงานวิจัยซึ่งมุ่งเน้นพัฒนาการประยุกต์ใช้งานเซ็นเซอร์ชนิดอื่นๆ ที่ติดตั้งเป็นอุปกรณ์มาตรฐานของรถยนต์ทั่วไปหรือสามารถติดตั้งเพิ่มเติมได้สะดวก อาทิ เซ็นเซอร์วัดค่ามุมเลี้ยว เซ็นเซอร์วัดความเร็วรอบล้อ และเซ็นเซอร์วัดความเฉื่อย (IMU) ให้สามารถประมาณค่ามุมไถลของรถยนต์ได้อย่างแม่นยำในทันทีทันใดได้รับความสนใจอย่างแพร่หลายเพื่อตอบสนองความต้องการของภาคอุตสาหกรรมในการลดต้นทุนของอุปกรณ์ประมาณค่ามุมไถลสำหรับการนำมาใช้งานในระบบอัตโนมัติของรถยนต์ทั่วไป ในทำนองเดียวกับการประมาณค่าอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้ง แนวคิดพื้นฐานสำหรับการประมาณค่ามุมไถลของรถยนต์โดยใช้เซ็นเซอร์ที่ติดตั้งบนตัวรถนั้นสามารถจำแนกได้เป็นสองกลุ่มคือ การประมาณด้วยความสัมพันธ์เชิงจลศาสตร์ (kinematics-based method) และ การประมาณบนพื้นฐานของแบบจำลองทางพลศาสตร์ (model-based method)

การประมาณค่ามุมไถลของรถยนต์ด้วยความสัมพันธ์เชิงจลศาสตร์หรือการประมาณด้วยการหาปริพันธ์ (integration method) จากค่าอนุพันธ์เทียบเวลาอันดับหนึ่ง (first time derivative)

ของมุมไถลซึ่งสามารถเขียนให้อยู่ในรูปความสัมพันธ์ทางจลศาสตร์ระหว่างอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้ง ความเร่งด้านข้าง และขนาดของความเร็วในทิศของรถ (longitudinal speed) ดังงานวิจัย [73, 81-84] โดยทั่วไปแล้วนั้นการประมาณด้วยความสัมพันธ์เชิงจลศาสตร์สามารถให้ผลการประมาณที่ถูกต้องแม่นยำแม้ค่าพารามิเตอร์ของแบบจำลองจะมีความคลาดเคลื่อน (inaccurate model parameters) แม้มีรูปแบบการขับที่ซับซ้อน (extreme maneuver) หรือแม้คุณสมบัติของแรงเสียดทานระหว่างยางกับผิวถนน (tire friction characteristic) จะเปลี่ยนแปลงเนื่องจากสภาพถนนก็ตาม อย่างไรก็ตาม อย่างไรก็ตามการประมาณด้วยวิธีนี้มักเกิดการสะสมความคลาดเคลื่อน (accumulated error or drift) จากการหาปริพันธ์ของสัญญาณรบกวน (noise signal) หรือความไม่เที่ยงตรงของเซ็นเซอร์ (bias sensing error) นอกจากนี้ การโคลงของรถ (vehicle roll) และความเอียงของถนน (road bank) สามารถส่งผลต่อความถูกต้องแม่นยำของการประมาณด้วยเช่นกัน

สำหรับการประมาณค่ามุมไถลของรถยนต์บนพื้นฐานของแบบจำลองทางพลศาสตร์นั้นอาศัยการทำงานของตัวสังเกต (observer) รูปแบบต่างๆ ที่พัฒนาขึ้น ดังเช่นงานวิจัย [85, 86] จึงให้ผลการประมาณที่ถูกต้องแม่นยำแม้มีสัญญาณรบกวนหรือความไม่เที่ยงตรงของเซ็นเซอร์ รวมทั้งในกรณีที่เกิดการโคลงหรือถนนมีความลาดเอียงด้วยก็ตาม อย่างไรก็ตามคุณภาพของการประมาณด้วยวิธีนี้ขึ้นอยู่กับความถูกต้องของแบบจำลองทางพลศาสตร์ของพาหนะ (simple vehicle model) และแบบจำลองสำหรับประมาณค่าแรงเสียดทานที่ผิวยาง (tire friction model) นั่นคือ ความไม่แน่นอนของแบบจำลอง (model uncertainty) รูปแบบการขับที่รุนแรง (extreme maneuver) รวมไปถึงจนถึงสิ่งรบกวนจากสภาพแวดล้อม (environmental change) มีผลโดยตรงต่อความถูกต้องแม่นยำของการประมาณ เนื่องจากงานวิจัยส่วนใหญ่นำเสนอการพัฒนาตัวสังเกตของตัวแปรสถานะแบบเชิงเส้น (linear state observer) หรือตัวกรองคาลมาน [87-89] ซึ่งสามารถประมาณค่ามุมไถลได้อย่างแม่นยำภายใต้รูปแบบการขับที่ปกติเมื่อพฤติกรรมของยางที่สัมผัสกับพื้นถนนอยู่ในช่วงความสัมพันธ์แบบเชิงเส้น (linear slip-friction characteristic) แต่มีข้อจำกัดเมื่อเกิดการไถลอย่างรุนแรง (skidding) หรือเมื่อมุมไถลมีค่ามาก จึงเกิดแนวคิดของการพัฒนาตัวสังเกตบนพื้นฐานของแบบจำลองทางพลศาสตร์ของยานพาหนะแบบไม่เชิงเส้น (nonlinear vehicle model) อาทิ ตัวสังเกตแบบไม่เชิงเส้น (nonlinear observer) [60, 90-93] ตัวกรองคาลมานขยายผล (extended Kalman filter) [94] ตัวสังเกตลู่นเบอร์เกอร์ขยายผล (extended Luenberger) และตัวสังเกตปรับเปลี่ยนรูปแบบได้ (sliding-mode or adaptive observer) ซึ่งสามารถรับมือกับปัญหาอันเนื่องมาจากความไม่เป็นเชิงเส้นของแรงเสียดทานที่ผิวยาง อย่างไรก็ตามตัวสังเกตเหล่านี้ล้วนซับซ้อนเกินไปเมื่อพิจารณาในแง่ของการนำมาประยุกต์ใช้งานในระบบควบคุมจริง รวมทั้งยังไม่สามารถรับมือกับความผิดพลาดของค่าพารามิเตอร์ในแบบจำลองทางพลศาสตร์



จากความท้าทายในการประมาณค่ามุมไถลภายใต้ผลกระทบของความลาดเอียงพื้นถนนและพฤติกรรมที่ไม่เป็นเชิงเส้นของยาง ทำให้เกิดการพัฒนารูปแบบการประมาณค่ามุมไถลซึ่งผสมผสานจุดเด่นของการประมาณด้วยความสัมพันธ์เชิงจลศาสตร์ร่วมกับแบบจำลองทางพลศาสตร์ (combined method) ดังงานวิจัย [95-103] ตามลำดับ นอกจากนี้ยังมีการพัฒนาขั้นตอนวิธี (direct virtual sensor - DVS) บนแนวคิดของการประมาณแบบสองกระบวนการ (two-step procedure) ซึ่งประกอบด้วย การกำหนดค่าพารามิเตอร์ของแบบจำลองทางพลศาสตร์โดยอาศัยข้อมูลที่วัดได้จากเซ็นเซอร์ที่ติดตั้งบนตัวรถ และการปรับค่าคงที่ของตัวสังเกตให้สอดคล้องกับแบบจำลองทางพลศาสตร์ที่ประมาณไว้ก่อนหน้านี้ ดังงานวิจัย [104, 105] สำหรับการประมาณค่ามุมไถลของรถยนต์ทั่วไป

## 2.4 กลุ่มงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการทดสอบยาง และแบบจำลองสำหรับประมาณค่าแรงเสียดทานที่ผิวยาง

เนื่องจากแรงเสียดทานที่ผิวสัมผัสระหว่างยางกับพื้นผิวรองรับการเคลื่อนที่ คือหัวใจสำคัญของพลศาสตร์การเคลื่อนที่สำหรับฐานขับเคลื่อนบนระนาบทุกประเภท เพื่อให้การศึกษาและวิเคราะห์พลศาสตร์ของฐานขับเคลื่อนสามารถครอบคลุมการไถลในลักษณะทั่วไป การเลือกใช้แบบจำลองสำหรับประมาณค่าแรงเสียดทานที่ผิวยางซึ่งมีความแม่นยำในทุกสภาวะการไถลจึงมีความจำเป็นอย่างหลีกเลี่ยงมิได้

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 แบบจำลองรูปแบบต่อมา คือ แบบจำลองแรงเสียดทานที่ผิวยางแบบบลัช (brush tire model) ซึ่งเน้นพิจารณาที่การเสีรูปร่าง (deformation) ของส่วนประกอบเล็กๆ ของยาง ซึ่งถูกจำลองด้วยมวล สปริง และตัวหน่วง ต่อกันเป็นระบบ ซึ่งแบบจำลองทั้งสองรูปแบบที่กล่าวมาข้างต้นนั้น มีข้อจำกัดคือ ไม่สามารถใช้ประมาณค่าแรงเสียดทานเมื่อรูปแบบการไถลมีการเปลี่ยนแปลงได้ แบบจำลองเหล่านั้นสามารถใช้ได้เฉพาะในกรณีที่ขนาดการไถลมีค่าไม่เกินขอบเขตที่ใช้จำลองระบบ อีกทั้งไม่สามารถใช้ประมาณค่าแรงเสียดทานในกรณีที่เกิดการไถลแบบผสม (combine slip) ซึ่งเกิดการไถลทั้งในทิศการกลิ้ง (longitudinal slip) และการไถลในทิศด้านข้าง (lateral slip) ขึ้นในเวลาเดียวกัน และเนื่องจากเป็นแบบจำลองที่ได้มาจากการ

วิเคราะห์ทางทฤษฎี ทำให้ไม่สามารถใช้ประมาณค่าแรงเสียดทานของยางรถยนต์จริงซึ่งมีความซับซ้อน ได้แม่นยำนัก

#### 2.4.1 สูตรเมจิกและการกำหนดค่าพารามิเตอร์

แบบจำลองสำหรับประมาณค่าแรงเสียดทานที่ผิวยางซึ่งพัฒนาโดย E. Bakker, L. Nyborg และ H.B. Pacejka หรือสูตรเมจิก (BNP Magic formula tire friction model) [49, 106] นั้น เป็นแบบจำลองที่อาศัยข้อมูลจากผลการทดสอบยางในการกำหนดค่าพารามิเตอร์ ซึ่งสามารถประมาณค่าแรงเสียดทานที่เกิดจากการไถลของยางในทิศทางเดียว (pure slip) ได้อย่างแม่นยำแม้มีการไถลเกิดขึ้นอย่างรุนแรง จึงได้รับความนิยมอย่างแพร่หลายทั้งในภาคการศึกษาและภาคอุตสาหกรรม

ค่าพารามิเตอร์แต่ละตัวของสูตรเมจิก ส่งผลต่อลักษณะทางกายภาพของกราฟความสัมพันธ์ระหว่างแรงเสียดทานกับปริมาณการไถล การกำหนดค่าพารามิเตอร์สามารถทำได้เบื้องต้นจากการพิจารณารูปร่างของกราฟซึ่งได้จากผลการทดสอบยาง แล้วจึงลองผิดลองถูกเพื่อให้ได้ค่าพารามิเตอร์ที่เหมาะสมที่สุด สูตรเมจิกประกอบด้วยสมการความสัมพันธ์ 2 รูปแบบ คือ ความสัมพันธ์แบบไซน์และความสัมพันธ์แบบโคไซน์ ซึ่งมีรายละเอียดดังต่อไปนี้

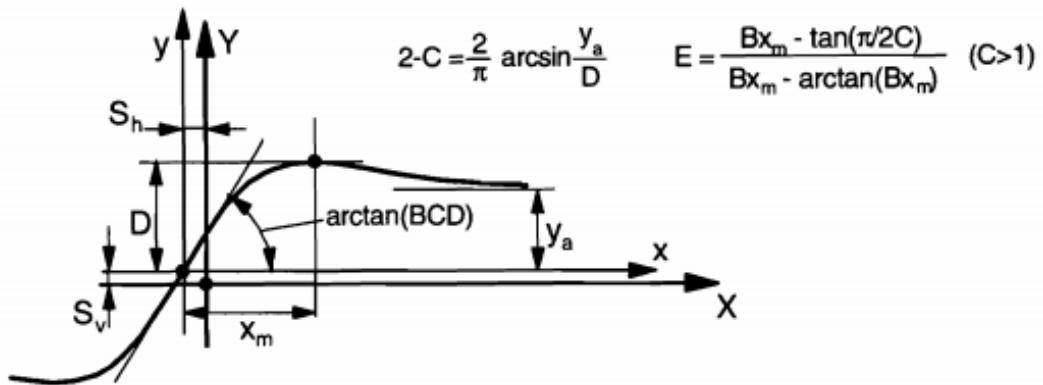
##### 2.4.1.1 สูตรเมจิกซึ่งมีความสัมพันธ์แบบไซน์

โดยทั่วไปแล้ว แนวโน้มของแรงต้านข้างซึ่งเปลี่ยนแปลงตามค่ามุมไถลสำหรับอัตราการไถลคงที่ค่าหนึ่ง และแนวโน้มของแรงในทิศการลื่นซึ่งเปลี่ยนแปลงตามอัตราการไถลสำหรับมุมไถลคงที่ค่าหนึ่ง มีความสัมพันธ์เป็นแบบไซน์ ดังสมการที่ 2.61 และ 2.62 ตามลำดับ ซึ่งกราฟมีลักษณะดังแสดงในรูปที่ 2.35

$$F_y = D \sin[C \arctan\{B\alpha - E(B\alpha - \arctan B\alpha)\}] \quad (2.61)$$

$$F_x = D \sin[C \arctan\{Bk - E(Bk - \arctan Bk)\}] \quad (2.62)$$

- เมื่อ  $B$  คือ ตัวคูณความแข็งเกร็ง (stiffness factor)  
 $C$  คือ ตัวคูณของรูปทรง (shape factor)  
 $D$  คือ ตัวคูณของค่ายอด (peak factor)  
 และ  $E$  คือ ตัวคูณความโค้ง (curvature factor)



รูปที่ 2.35 กราฟของสูตรเมจิกซึ่งมีความสัมพันธ์เป็นแบบไซน์ [49]

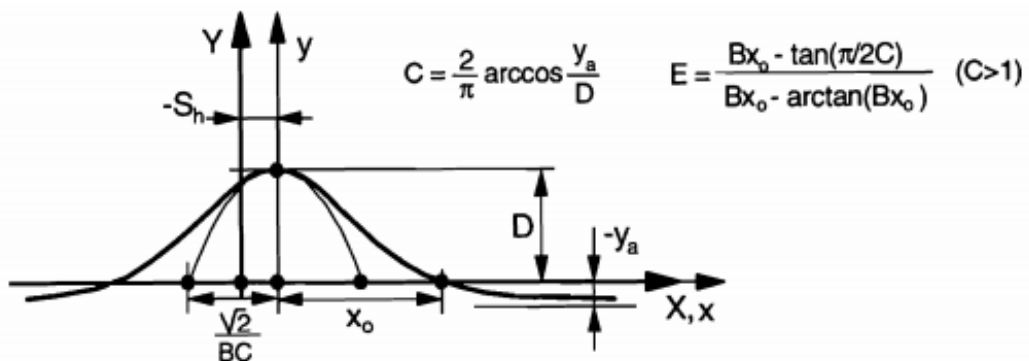
#### 2.4.1.2 สูตรเมจิกซึ่งมีความสัมพันธ์แบบโคไซน์

โดยทั่วไปแล้ว แนวโน้มของแรงต้านข้างซึ่งเปลี่ยนแปลงตามอัตราการไหลสำหรับมุมไหลคงที่ค่าหนึ่ง และแนวโน้มของแรงในทิศการกลิ้งซึ่งเปลี่ยนแปลงตามค่ามุมไหลสำหรับอัตราการไหลคงที่ค่าหนึ่ง มีความสัมพันธ์เป็นแบบโคไซน์ ดังสมการที่ 2.63 และ 2.64 ตามลำดับ ซึ่งกราฟมีลักษณะดังแสดงในรูปที่ 2.36

$$F_y = D \cos[C \arctan(Bk)] \quad (2.63)$$

$$F_x = D \cos[C \arctan(B\alpha)] \quad (2.64)$$

- เมื่อ  $B$  คือ ตัวคูณความแข็งเกร็ง (stiffness factor)  
 $C$  คือ ตัวคูณของรูปทรง (shape factor)  
 $D$  คือ ตัวคูณของค่ายอด (peak factor)  
 และ  $E$  คือ ตัวคูณความโค้ง (curvature factor)



รูปที่ 2.36 กราฟของสูตรเมจิกซึ่งมีความสัมพันธ์เป็นแบบโคไซน์ [49]

#### 2.4.2 การประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกร่วมกับวงกลมแรงเสียดทาน

งานวิจัย [10] [16] และ [17, 51] นั้น ใช้สูตรเมจิกร่วมกับวงกลมแรงเสียดทาน (BNP Magic formula and friction circle) ประมาณค่าแรงเสียดทานที่ผิวยางในกรณีที่ยางเกิดการไถลแบบผสม ทั้งในทิศการกลิ้งและทิศด้านข้าง โดยใช้สูตรเมจิกในสมการที่ 2.65 ประมาณค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานสุทธิ (total friction coefficient)  $\mu_i$  ซึ่งสอดคล้องกับค่าการไถลรวม  $s_i$  เมื่อตัวห้อย  $i$  ที่ปรากฏในสมการนั้น ใช้ระบุว่าการไถลที่พิจารณาเกิดขึ้นที่ล้อหน้าหรือล้อหลัง

$$\mu_i = D \sin(C \arctan(Bs_i) - E[Bs_i - \arctan(Bs_i)]) \quad (2.65)$$

โดยค่าอัตราการไถลรวมนั้นสามารถคำนวณจากผลรวมเวกเตอร์ของค่าอัตราการไถลในทิศการกลิ้ง  $s_{xi}$  และค่าอัตราการไถลในทิศด้านข้าง  $s_{yi}$  ดังสมการ

$$s_i = \sqrt{s_{xi}^2 + s_{yi}^2} \quad (2.66)$$

เมื่อค่าอัตราการไถลในทิศการกลิ้งมีขนาดเท่ากับอัตราการไถลของล้อ แต่มีทิศทางตรงกันข้าม ดังแสดงในสมการที่ 3.67 ในขณะที่ค่าอัตราการไถลในทิศด้านข้างนั้น สามารถคำนวณได้โดยตรงจากค่ามุมไถลและอัตราการไถลของล้อ ดังสมการที่ 3.68 ในกรณีที่อัตราการไถลของล้อมีค่าเป็นบวก และสมการที่ 3.69 ในกรณีที่อัตราการไถลของล้อมีค่าเป็นลบ ตามลำดับ

$$s_{xi} = -k \quad (2.67)$$

$$s_{yi} = (1 - k)\tan \alpha \quad (2.68)$$

$$s_{yi} = (1 + k)\tan \alpha \quad (2.69)$$

และใช้หลักการของวงกลมแรงเสียดทาน (friction circle) ในการประมาณค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในแต่ละทิศทาง ภายใต้สมมติฐานของแรงเสียดทานแบบสมมาตรไม่ขึ้นกับทิศทาง (Isotropic tire characteristic) ทั้งในทิศการกลิ้งและทิศด้านข้าง ซึ่งค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศการกลิ้ง (longitudinal tire friction coefficient)  $\mu_{xi}$  และค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานทิศด้านข้าง (lateral tire friction coefficient)  $\mu_{yi}$  นั้น เป็นสัดส่วนของค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานสุทธิ  $\mu_i$  ซึ่งคำนวณจากอัตราส่วนระหว่างอัตราการไถลในแต่ละทิศทาง (slip ratio in x - y direction) ต่ออัตราการไถลรวม (total slip ratio) ดังแสดงในสมการที่ 2.70 และ 2.71

$$\mu_{xi} = -(s_{xi}/s_i) \mu_i \quad (2.70)$$

$$\mu_{yi} = -(s_{yi}/s_i) \mu_i \quad (2.71)$$

และสำหรับค่าแรงเสียดทานในแต่ละทิศทางนั้น สามารถคำนวณได้จากผลคูณของสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานกับค่าภาระในแนวตั้ง (tire normal force / tire vertical load) บนพื้นฐานของการประมาณความสัมพันธ์ระหว่างแรงเสียดทานกับภาระในแนวตั้งเป็นเชิงเส้น ดังสมการที่ 2.72 และ 2.73 ตามลำดับ

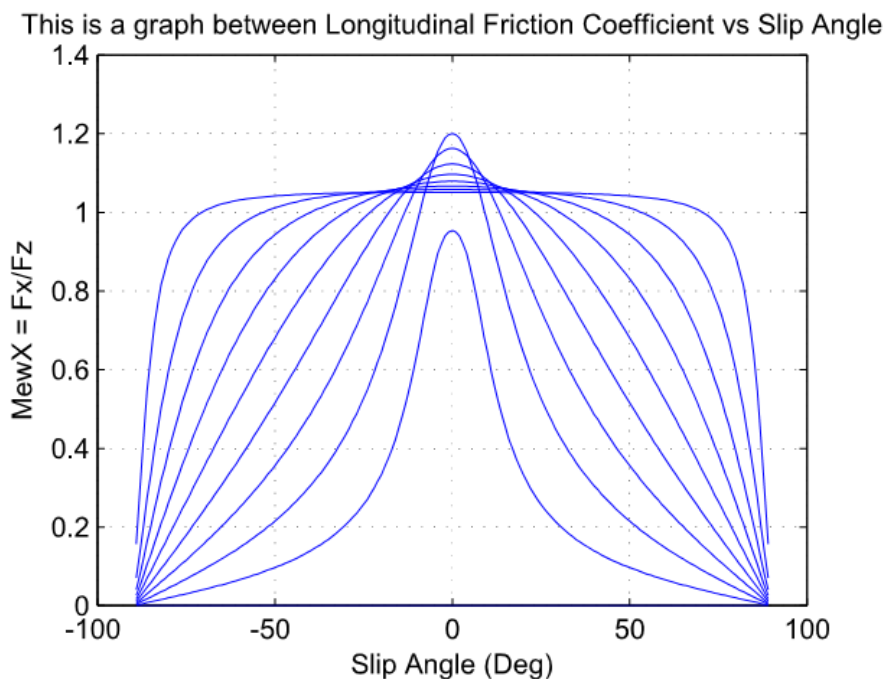
$$F_{xi} = \mu_{xi} F_{zi} \quad (2.72)$$

$$F_{yi} = \mu_{yi} F_{zi} \quad (2.73)$$

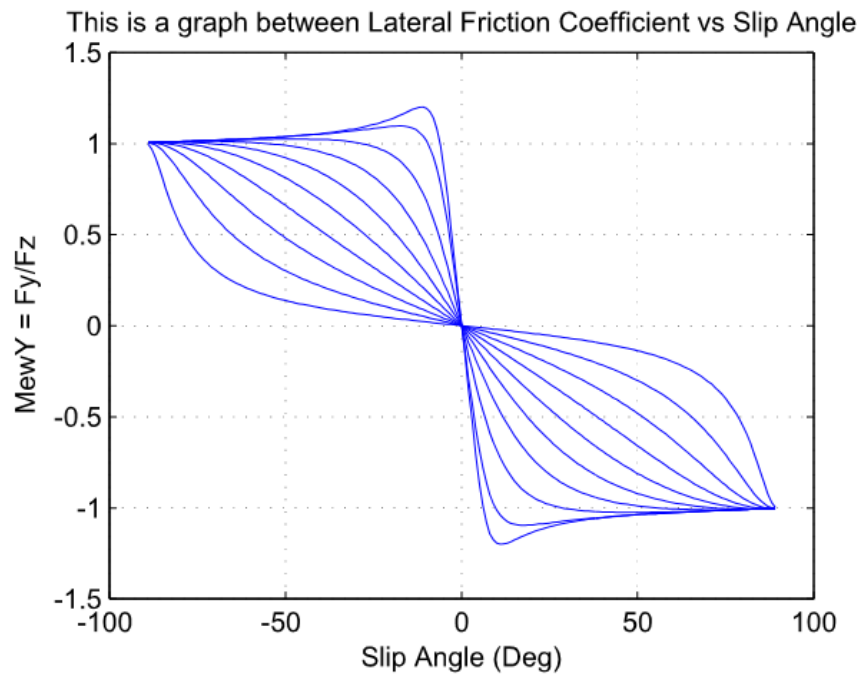
เมื่อใช้ค่าพารามิเตอร์ของสูตรเมจิกสำหรับประมาณค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานสุทธิดังตารางที่ 2.1 ตัวอย่างการประมาณค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกร่วมกับวงกลมแรงเสียดทาน ซึ่งได้แก่ ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศการลื่นกับมุมไถล ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศด้านข้างกับมุมไถล ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศการลื่นกับอัตราการใช้ไถล และความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศด้านข้างกับอัตราการใช้ไถลนั้น ได้แสดงไว้ในรูปที่ 2.37 ถึงรูปที่ 2.40 ตามลำดับ

ตารางที่ 2.1 ค่าพารามิเตอร์ของสูตรเมจิกสำหรับประมาณค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานสุทธิ [49]

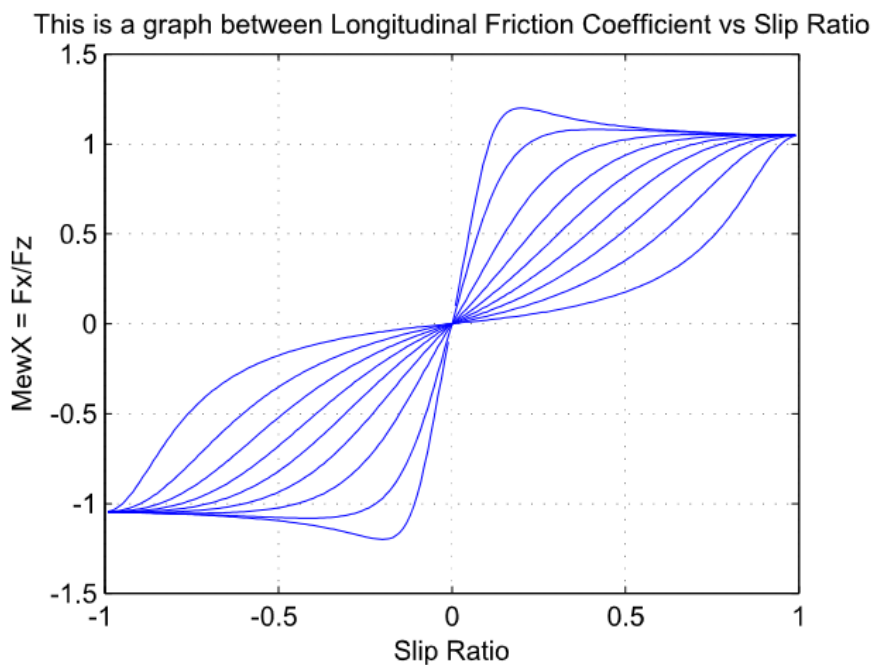
| พารามิเตอร์    | B    | C    | D   | E  |
|----------------|------|------|-----|----|
| ค่าพารามิเตอร์ | 6.08 | 1.37 | 1.2 | -3 |



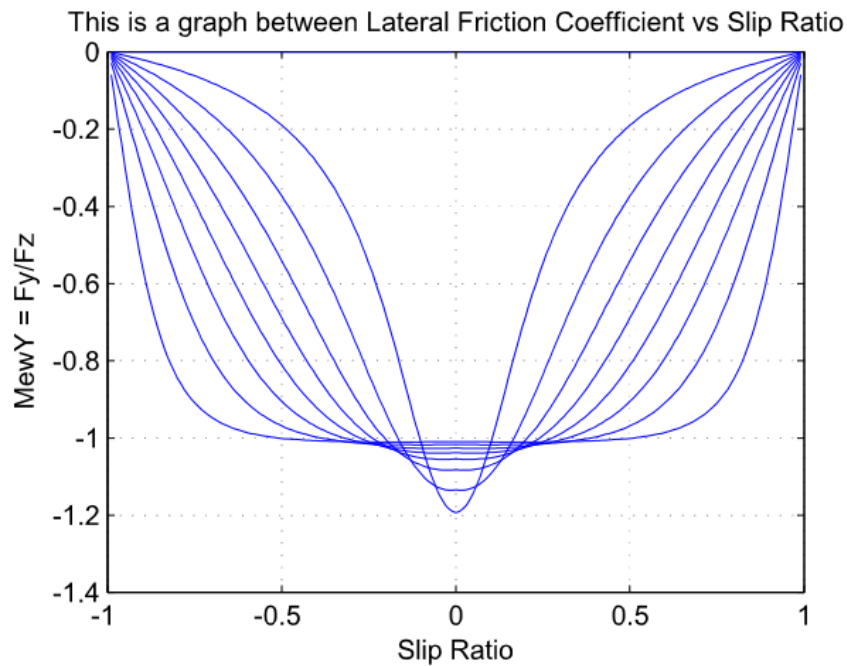
รูปที่ 2.37 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศการลื่นกับมุมไถล จากการประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกร่วมกับวงกลมแรงเสียดทาน



รูปที่ 2.38 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศด้านข้างกับมุมไถลจากการประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกพร้อมกับวงกลมแรงเสียดทาน



รูปที่ 2.39 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศการกลิ้งกับอัตราไถลจากการประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกพร้อมกับวงกลมแรงเสียดทาน



รูปที่ 2.40 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศด้านข้างกับอัตราการไถลจากการประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกร่วมกับวงกลมแรงเสียดทาน

ทั้งนี้ทั้งนั้น การประมาณค่าแรงเสียดทานที่ผิวยางโดยใช้วงกลมแรงเสียดทานนั้น ให้ผลการประมาณที่มีความคลาดเคลื่อนค่อนข้างมาก เมื่อเกิดการไถลอย่างรุนแรงหรือเมื่อเกิดการไถลแบบผสม

#### 2.4.3 การประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกร่วมกับแบบจำลองที่ปรับปรุงแล้วของนิโคลัสและคอมสตอก

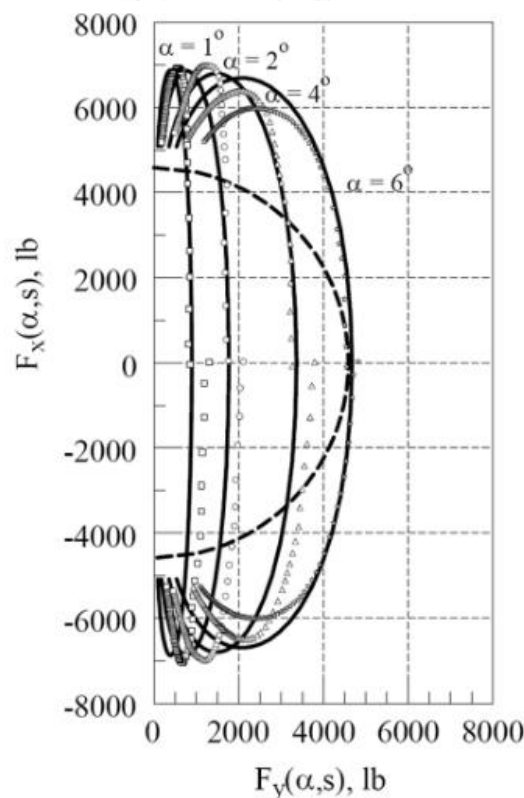
ในกรณีที่ยางเกิดการไถลอย่างรุนแรงหรือการไถลแบบผสมนั้น สามารถประมาณค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในแต่ละทิศทางได้แม่นยำขึ้น โดยใช้สูตรเมจิก (BNP Magic formula) [49] ซึ่งกำหนดค่าพารามิเตอร์จากผลการทดสอบในกรณีที่ยางเกิดการไถลแบบทิศทางเดียว (pure slip) ไม่มีการไถลแบบผสม ได้แก่ สูตรเมจิกสำหรับความสัมพันธ์ระหว่างแรงในทิศการกลิ้งกับอัตราการไถล  $F_x(k)$  และสูตรเมจิกสำหรับความสัมพันธ์ระหว่างแรงด้านข้างกับมุมไถล  $F_y(\alpha)$  ร่วมกับแบบจำลองที่ปรับปรุงแล้วของนิโคลัสและคอมสตอก (modified Nicolas-Comstock tire model) [53] แรงเสียดทานในทิศการกลิ้งซึ่งสัมพันธ์กับมุมไถลและอัตราการไถลนั้นเป็นดังสมการที่ 2.74 และแรงเสียดทานในทิศด้านข้างซึ่งสัมพันธ์กับมุมไถลและอัตราการไถลนั้นแสดงในสมการที่ 2.75 ตามลำดับ

$$F_x(\alpha, k) = \frac{F_x(k)F_y(\alpha)k}{\sqrt{k^2 F_y^2(\alpha) + F_x^2(k) \tan^2 \alpha}} \times \frac{\sqrt{k^2 C_\alpha^2 + (1-|k|)^2 \cos^2 \alpha F_x^2(k)}}{k C_\alpha} \quad (2.74)$$

$$F_y(\alpha, k) = \frac{F_x(k)F_y(\alpha) \tan \alpha}{\sqrt{k^2 F_y^2(\alpha) + F_x^2(k) \tan^2 \alpha}} \times \frac{\sqrt{(1-|k|)^2 \cos^2 \alpha F_y^2(\alpha) + \sin^2 \alpha C_k^2}}{C_k \sin \alpha} \quad (2.75)$$

เมื่อค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งเกร็งของแรงในทิศการกลิ้ง (traction stiffness coefficient)  $C_k$  และค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งเกร็งของแรงด้านข้าง (cornering stiffness coefficient)  $C_\alpha$  นั้น คือค่าความชันเริ่มต้นของสูตรเมจิกสำหรับความสัมพันธ์ระหว่างแรงในทิศการกลิ้งกับอัตราการใช้  $F_x(k)$  และสูตรเมจิกสำหรับความสัมพันธ์ระหว่างแรงด้านข้างกับมุมไถล  $F_y(\alpha)$  ตามลำดับ

พิจารณาสมการที่ 2.74 และสมการที่ 2.75 พจน์แรกของสมการทั้งสองนั้น คือแบบจำลองดั้งเดิมของนิโคลัสและคอมสต็อก ส่วนพจน์ที่สองคือตัวคูณปรับแก้ (correction factor) ซึ่งทำให้รูปร่างของวงรีแรงเสียดทาน (tire friction ellipse) สามารถเปลี่ยนแปลงไปตามรูปแบบของการไถล ดังตัวอย่างจากงานวิจัย “The tire-force ellipse (friction ellipse) and tire characteristics (2011)” [53] โดย R. Branch และ M. Branch ซึ่งแสดงในรูปที่ 2.41 โดยวงรีของแรงเสียดทานดังกล่าวนี้ พัฒนามาจากแบบจำลองแรงเสียดทานในงานวิจัย “Predicting directional behavior of tractor semitrailers when wheel anti-skid brake systems are used (1972)” [107] ซึ่งพัฒนาโดย V.T. Nicolas และ T.R. Comstock



รูปที่ 2.41 ตัวอย่างของวงรีของแรงเสียดทานซึ่งเปลี่ยนแปลงตามขนาดของมุมไถล [53]



เนื่องจากสูตรเมจิกสำหรับความสัมพันธ์ระหว่างแรงในทิศการกลิ้งกับอัตราการไถล  $F_x(k)$  และสูตรเมจิกสำหรับความสัมพันธ์ระหว่างแรงด้านข้างกับมุมไถล  $F_y(\alpha)$  นั้น มีความเป็นอิสระต่อกัน ทำให้จุดเด่นอีกประการของแบบจำลองที่ปรับปรุงแล้วของนิโคลัสและคอมสตอก คือ สามารถใช้ประมาณค่าแรงเสียดทานของยางรถยนต์ทั่วไป ซึ่งคุณสมบัติของแรงเสียดทานเป็นแบบไม่สมมาตร (non-isotropic tire characteristic) และขึ้นกับทิศทางการไถล ฟังก์ชันของแรงเสียดทานในรูปแบบสูตรเมจิก (Bakker-Nyborg-Pacejka Magic formula) นั้น แสดงในสมการที่ 2.76

$$F_i(s_i) = D_i \sin[C_i \tan^{-1}(B_i \phi_i)] \quad (2.76)$$

$$\text{เมื่อ} \quad \phi_i = (1 - E_i)K_i s_i + (E_i/B_i) \tan^{-1}(B_i K_i s_i) \quad (2.77)$$

โดยตัวห้อย  $i$  ที่ปรากฏในสมการนั้น ใช้ระบุทิศทางของแรงเสียดทานและการไถลที่สนใจ ดังนี้ เมื่อ  $i = x$  พิจารณาแรงเสียดทานและการไถลในทิศการกลิ้ง เมื่อ  $i = y$  พิจารณาแรงเสียดทานและการไถลในทิศด้านข้าง ดังนั้นการไถลในทิศการกลิ้ง  $s_x$  จึงหมายถึงอัตราการไถล  $k$  และการไถลในทิศด้านข้าง  $s_y$  จึงหมายถึงมุมไถล  $\alpha$  สำหรับสัญลักษณ์อื่นที่ปรากฏในสมการ 2.76 และ 2.77 นั้น คือ ค่าพารามิเตอร์ของสูตรเมจิก

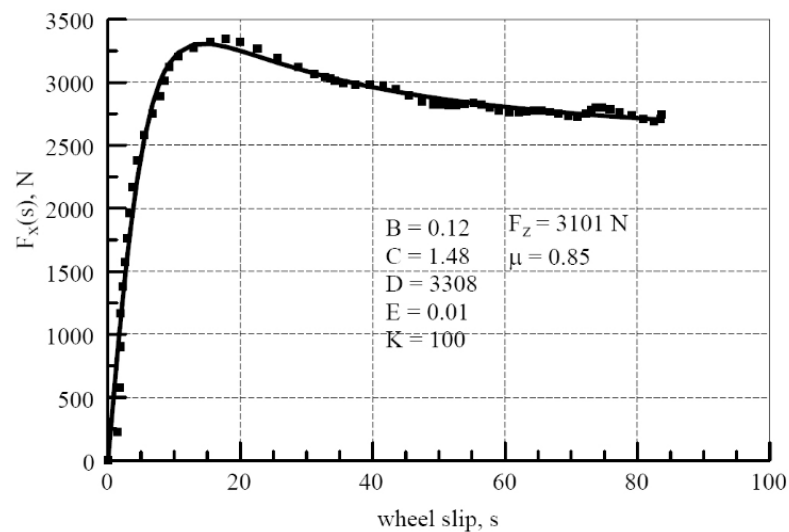
เมื่อใช้ค่าพารามิเตอร์ของสูตรเมจิกที่ได้จากผลการทดสอบยาง P225/60R16 ในงานวิจัย “Analytical tire forces and moments model with validated data (2007)” [108] โดย M.K. Salaani ดังแสดงในตารางที่ 2.2 ซึ่งกำหนดค่าจากกราฟความสัมพันธ์ระหว่างแรงในทิศการกลิ้งกับอัตราการไถล  $F_x(k)$  ในรูปที่ 2.42 และกราฟความสัมพันธ์ระหว่างแรงด้านข้างกับมุมไถล  $F_y(\alpha)$  ในรูปที่ 2.43 พร้อมทั้งใช้ค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแกร่งของแรงในทิศการกลิ้ง  $C_k$  จากค่าความชันเริ่มต้นของสูตรเมจิกสำหรับความสัมพันธ์ระหว่างแรงในทิศการกลิ้งกับอัตราการไถล  $F_x(k)$  ซึ่งมีค่าเป็น 58,160 นิวตัน และใช้ค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแกร่งของแรงด้านข้าง  $C_\alpha$  จากค่าความชันเริ่มต้นของสูตรเมจิกสำหรับความสัมพันธ์ระหว่างแรงด้านข้างกับมุมไถล  $F_y(\alpha)$  ซึ่งมีค่าเป็น 1,205 นิวตันต่อองศา สามารถแสดงตัวอย่างของผลการประมาณค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิก ร่วมกับแบบจำลองที่ปรับปรุงแล้วของนิโคลัสและคอมสตอก ซึ่งได้แก่ ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศการกลิ้งกับมุมไถล ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศด้านข้างกับมุมไถล ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศการกลิ้งกับอัตราการไถล และความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศด้านข้างกับอัตราการไถลนั้น ได้ตั้งรูปที่ 2.44 ถึงรูปที่ 2.47 ตามลำดับ รวมทั้งสามารถแสดงผลการประมาณค่าแรงเสียดทานที่ผิวยางโดยใช้สูตรเมจิกร่วมกับแบบจำลองที่ปรับปรุงแล้วของนิโคลัสและคอมสตอกในรูปแบบของพื้นผิวสามมิติ โดยแรงเสียดทานในทิศการกลิ้งซึ่งสัมพันธ์กับมุมไถลและอัตราการไถลนั้น แสดงในรูปที่ 2.48 และแรงเสียดทานด้านข้างซึ่งสัมพันธ์กับมุมไถลและอัตราการไถลนั้น แสดงในรูปที่ 2.49 ตามลำดับ

ตารางที่ 2.2 ค่าพารามิเตอร์ของสูตรแมจิกที่ได้จากผลการทดสอบยาง P225/60R16 [108]

สำหรับความสัมพันธ์ระหว่างแรงในทิศการลื่นกับอัตราการไถล  $F_x(k)$

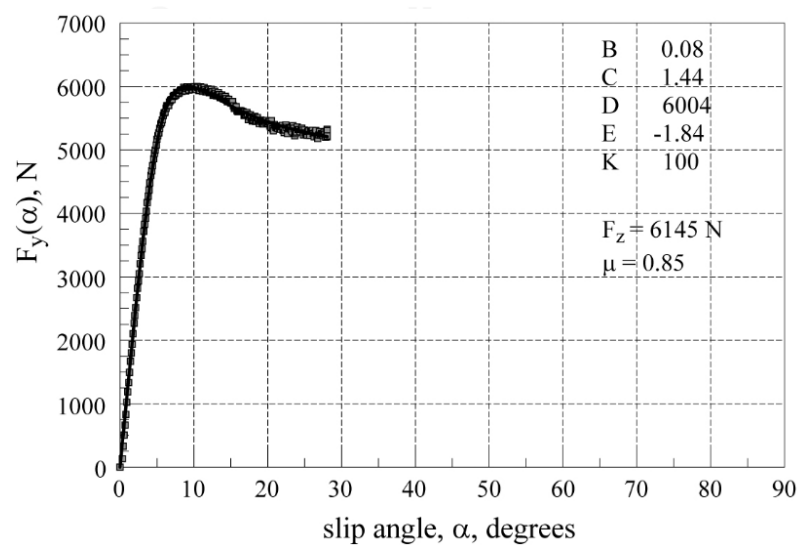
และความสัมพันธ์ระหว่างแรงต้านข้างกับมุมไถล  $F_y(\alpha)$

| 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 2.42 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างแรงในทิศการลื่นกับอัตราการไถล  $F_x(k)$

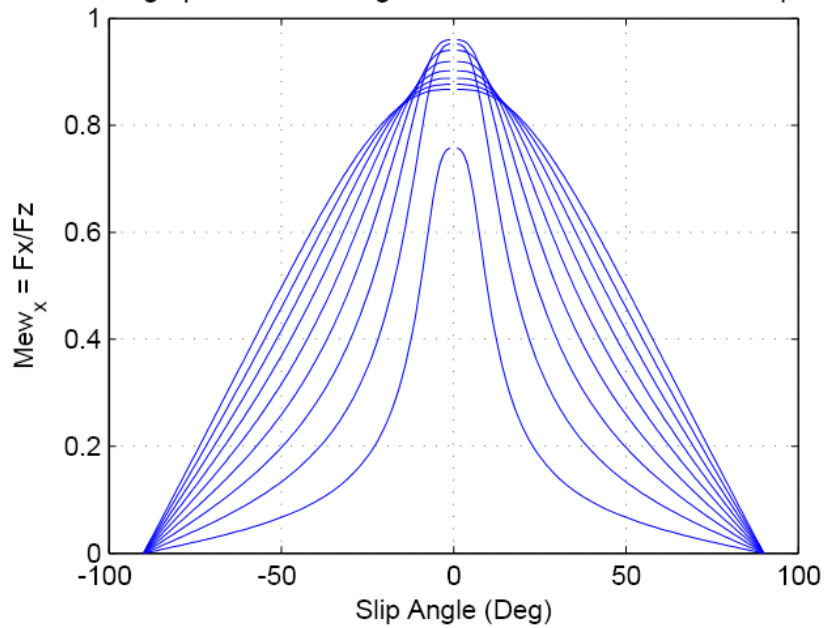
จากผลการทดสอบยาง P225/60R16 ในงานวิจัย [108]



รูปที่ 2.43 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างแรงต้านข้างกับมุมไถล  $F_y(\alpha)$

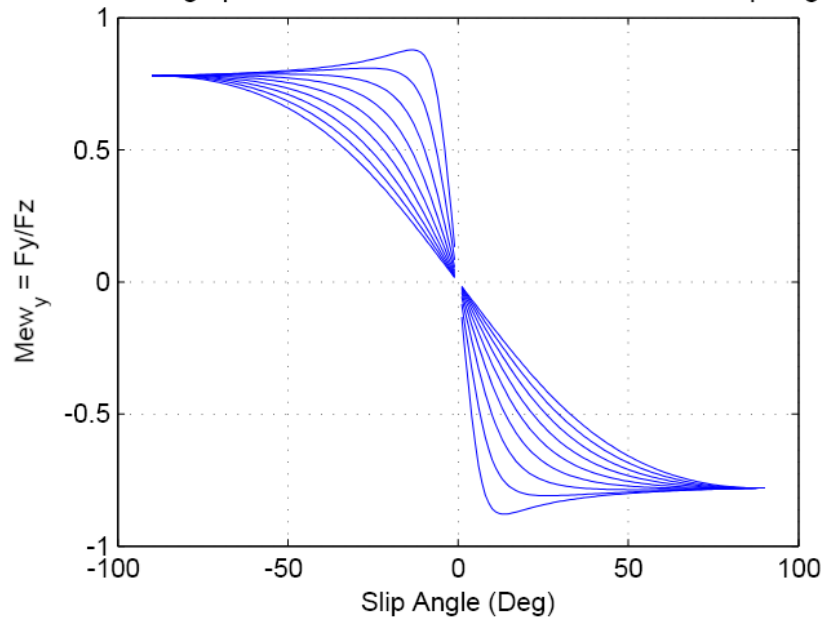
จากผลการทดสอบยาง P225/60R16 ในงานวิจัย [108]

This is a graph between Longitudinal Friction Coefficient vs Slip Angle



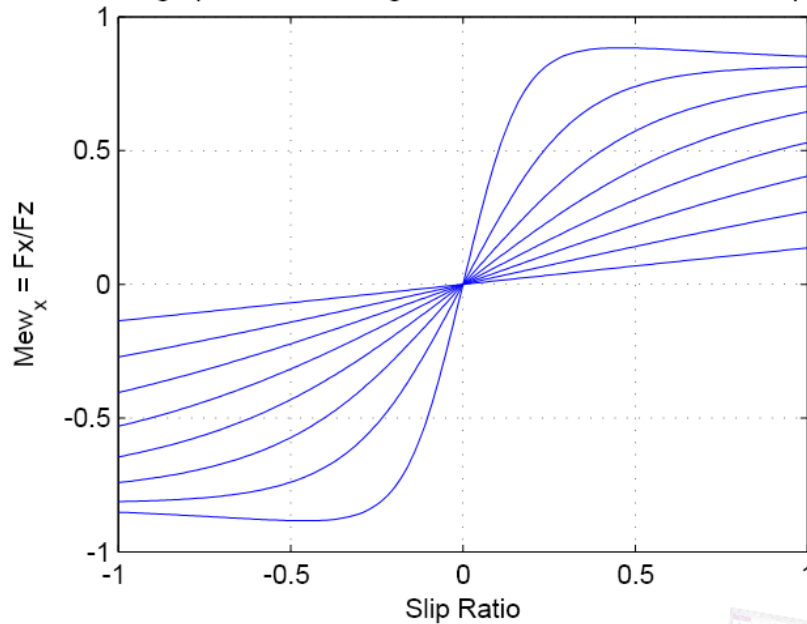
รูปที่ 2.44 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศการกลิ้งกับมุมไถลจากการประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกร่วมกับแบบจำลองที่ปรับปรุงแล้วของนิโคลัสและคอมสตอก

This is a graph between Lateral Friction Coefficient vs Slip Angle



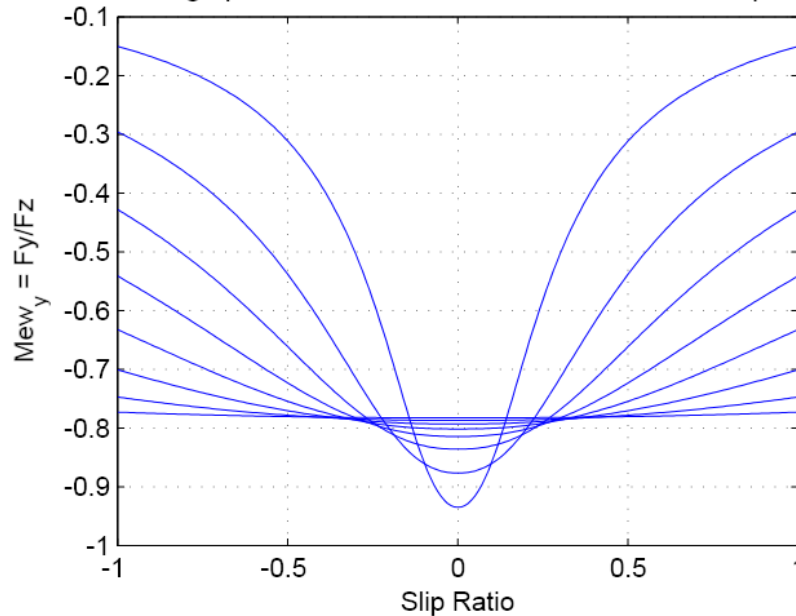
รูปที่ 2.45 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศด้านข้างกับมุมไถลจากการประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกร่วมกับแบบจำลองที่ปรับปรุงแล้วของนิโคลัสและคอมสตอก

This is a graph between Longitudinal Friction Coefficient vs Slip Ratio

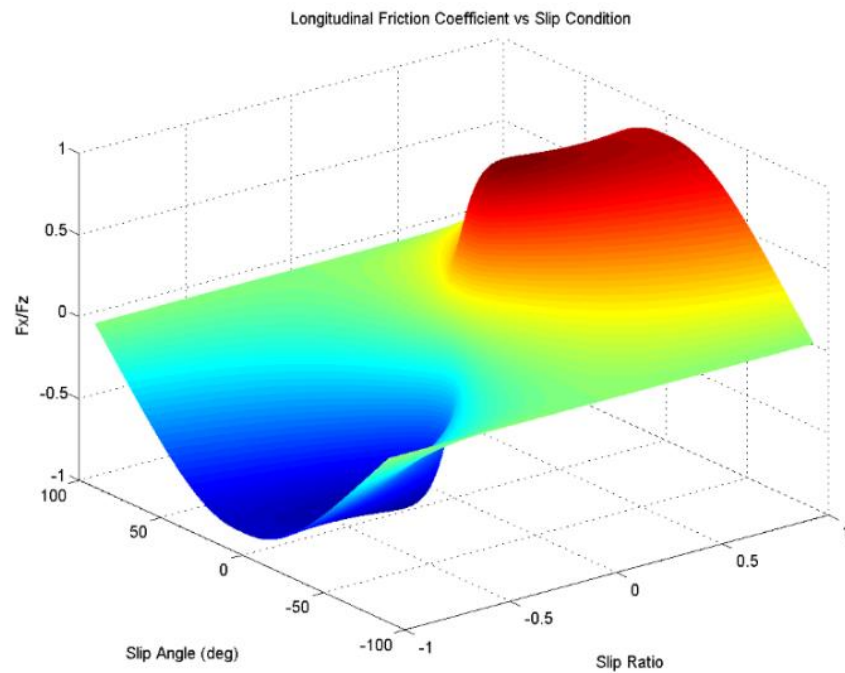


รูปที่ 2.46 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศการลื่นกับอัตราการไถ  
จากการประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกร่วมกับแบบจำลองที่ปรับปรุงแล้ว  
ของนิโคลัสและคอมสตอก

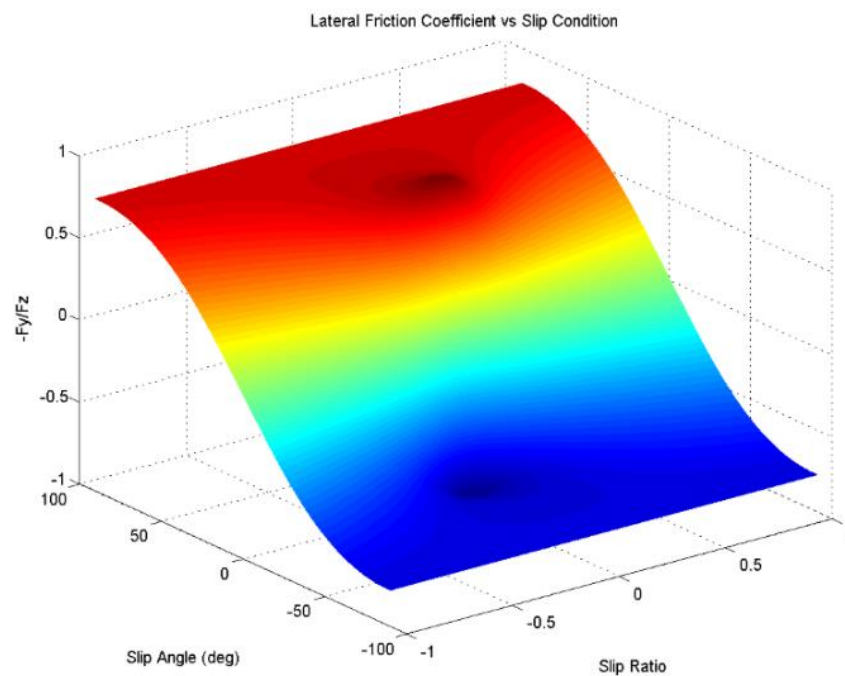
This is a graph between Lateral Friction Coefficient vs Slip Ratio



รูปที่ 2.47 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศด้านข้างกับอัตราการไถ  
จากการประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกร่วมกับแบบจำลองที่ปรับปรุงแล้ว  
ของนิโคลัสและคอมสตอก



รูปที่ 2.48 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในทิศการลื่นกับมุมไถล และอัตราการไถล จากการประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกร่วมกับแบบจำลอง ที่ปรับปรุงแล้วของนิโคลัสและคอมสตอก

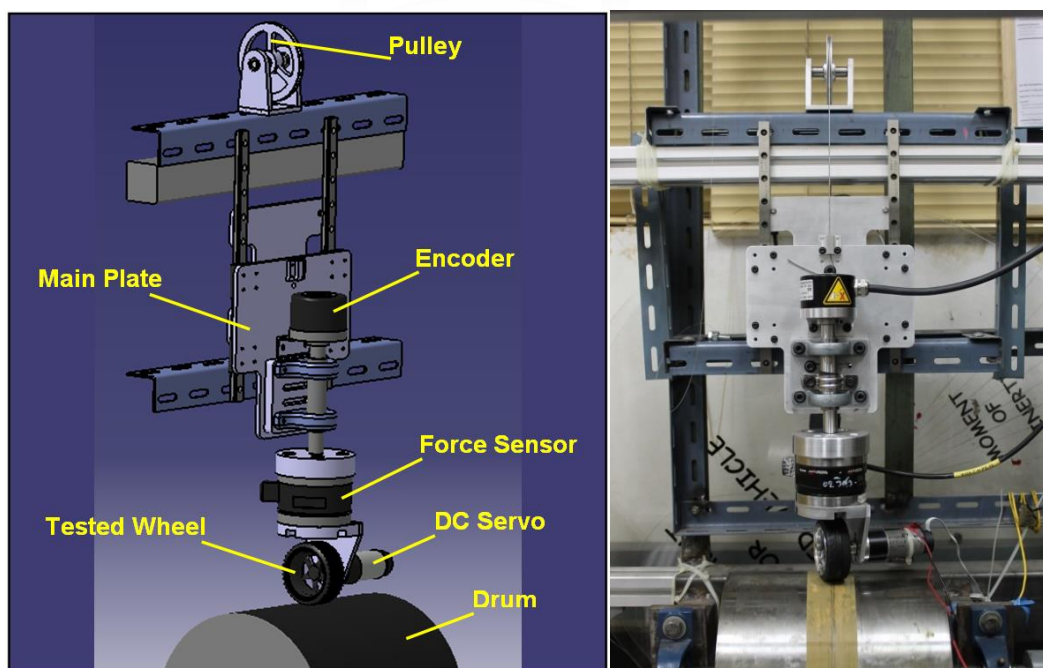


รูปที่ 2.49 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานด้านข้างกับมุมไถล และอัตราการไถล จากการประมาณค่าแรงเสียดทานด้วยสูตรเมจิกร่วมกับแบบจำลอง ที่ปรับปรุงแล้วของนิโคลัสและคอมสตอก

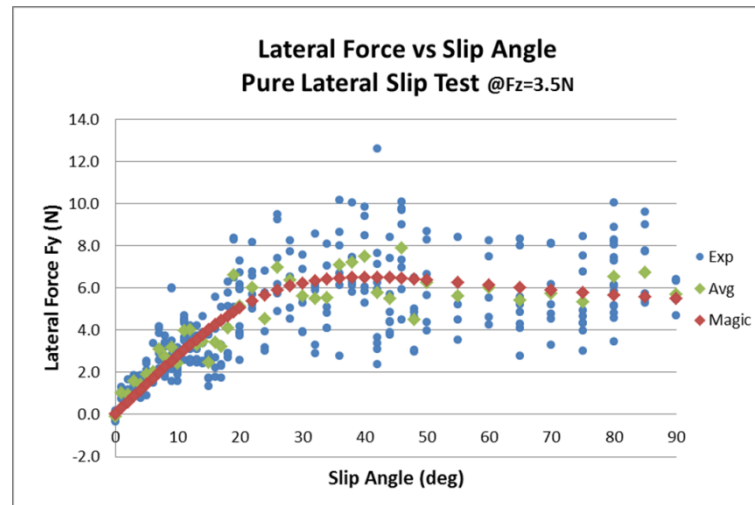
#### 2.4.4 การทดสอบยางของพาหนะจำลองเพื่อกำหนดค่าพารามิเตอร์ของสูตรเมจิก

เมื่อก้าวถึงการทดสอบยางเพื่อกำหนดค่าพารามิเตอร์ของสูตรเมจิกสำหรับประมาณค่าแรงเสียดทานที่ผิวยางนั้น วิธีการทดสอบยางที่ได้รับความนิยมอย่างแพร่หลายคือ การทดสอบด้วยเครื่องทดสอบยางชนิดดรัม (drum tire test) ซึ่งเครื่องทดสอบ (drum tire tester) นั้น ประกอบด้วยวงล้อขนาดใหญ่หรือดรัม (drum) มีเส้นผ่านศูนย์กลางมากกว่าวงล้อที่จะทำการทดสอบประมาณ 3-5 เท่าและถูกขับเคลื่อนกำลัง ในขณะที่ทดสอบยางนั้นผิวของดรัมซึ่งสัมผัสกับยางที่ทำการทดสอบเพื่อป้อนให้ล้อทดสอบเกิดการหมุน เครื่องทดสอบยางต้องสามารถปรับค่าภาระในแนวตั้ง (vertical load) ค่ามุมไถล (slip angle) รวมทั้งค่าอัตราไถล (slip ratio) ที่ต้องการ พร้อมทั้งสามารถวัดและแสดงผลค่าแรงในทิศการถลึงและแรงต้านข้าง ในระหว่างการทดสอบได้ จากการสืบค้นงานวิจัยที่มีมาก่อนนั้น มีทั้งการพัฒนาเครื่องทดสอบยางชนิดดรัมสำหรับยางรถยนต์จริงและยางของรถจำลอง (scaled vehicle) เครื่องทดสอบยางชนิดดรัมสำหรับยางของพาหนะจำลองในงานวิจัย [109-111] นั้น ถูกพัฒนาขึ้นเพื่อทำการทดสอบในสภาวะที่เกิดการไถลในทิศต้านข้างเพียงเล็กน้อย และไม่สามารถควบคุมอัตราไถลได้

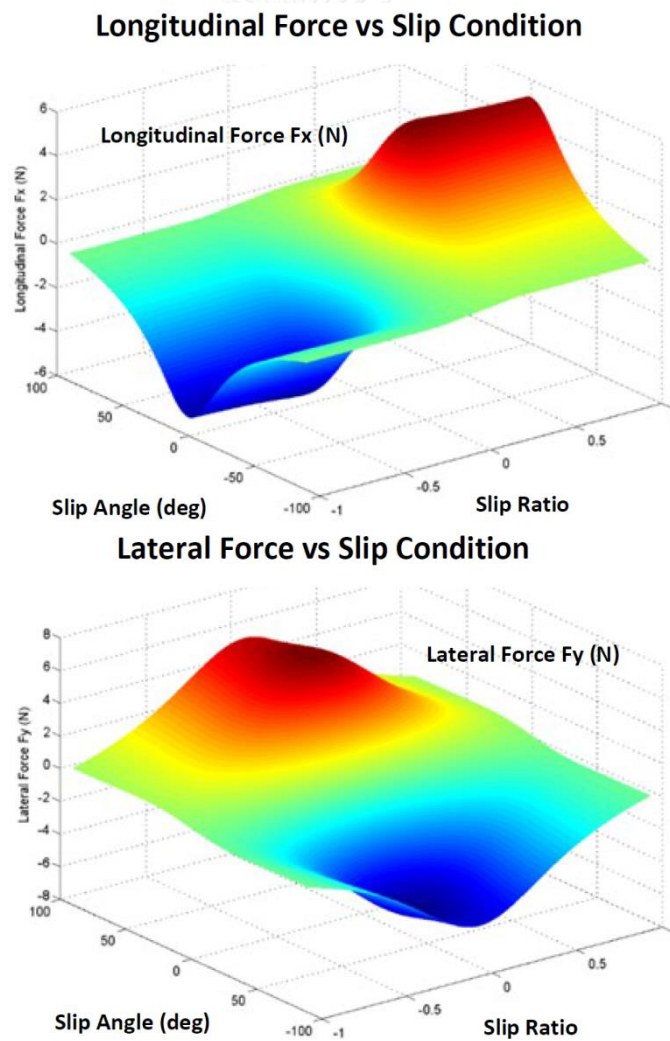
อย่างไรก็ตามข้าพเจ้า นายธนพีร์ ชัยเขาวรัตน์ และ ผศ.ดร.วิทยา วัฒนสุโขประสิทธิ์ ได้พัฒนาเครื่องทดสอบยางชนิดดรัมสำหรับยางของพาหนะจำลองมาตราส่วน 1:10 ซึ่งสามารถกำหนดค่ามุมไถลและอัตราไถลของล้อระหว่างการทดสอบยาง [36] ดังแสดงในรูปที่ 2.50 และได้ทำการทดสอบยางในเบื้องต้นเพื่อพัฒนาแบบจำลองสำหรับประมาณค่าแรงเสียดทาน ได้ผลการทดสอบยางดังตัวอย่างในรูปที่ 2.51 และมีผลลัพธ์ของการประมาณด้วยแบบจำลองดังรูปที่ 2.52



รูปที่ 2.50 เครื่องทดสอบยางชนิดดรัมที่พัฒนาขึ้นในงานวิจัย [36]



รูปที่ 2.51 ตัวอย่างผลการทดสอบยางของพาหนะจำลองมาตราส่วน 1:10 ในงานวิจัย [36]



รูปที่ 2.52 ผลลัพธ์การประมาณประมาณค่าแรงเสียดทานสำหรับยางของพาหนะจำลอง  
มาตราส่วน 1:10 ด้วยแบบจำลองที่พัฒนาขึ้นในงานวิจัย [36]



### บทที่ 3

## ทฤษฎีที่เกี่ยวข้องและการจำลองเบื้องต้น

ในบทนี้ จะกล่าวถึงแนวคิดของการพัฒนาแบบจำลองทางพลศาสตร์ในรูปทั่วไปสำหรับอธิบายการเคลื่อนที่ของฐานขับเคลื่อนบนระนาบที่มีการไถลของล้อ แนวคิดการหาผลเฉลยรูปแบบปิด (kinematics-based analytical closed-form solution) สำหรับประมาณค่ามุมไถลของล้อเดี่ยวกลิ้งอิสระ (individual wheel slip angle of free rolling wheel) แนวคิดการประมาณค่าตัวแปรสถานะสำหรับการเคลื่อนที่แบบไถลของฐานขับเคลื่อนบนระนาบ ซึ่งประกอบด้วย มุมไถลของตัวฐานขับเคลื่อน (body sideslip) รัศมีความโค้ง (radius of curvature) และอัตราเร็วในการเคลื่อนที่ (platform speed) โดยอาศัยความสัมพันธ์เชิงจลศาสตร์ แนวคิดการประมาณค่ามุมไถลและอัตราการไถลของล้อเดี่ยวใดๆ จากค่ามุมไถลของล้อเดี่ยวที่ไม่ถูกจำกัดการกลิ้ง และแนวคิดการหาผลเฉลยรูปแบบปิดสำหรับประมาณค่าอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้งจากผลต่างของความเร็วล้อ พร้อมทั้งการจำลองบนคอมพิวเตอร์เพื่อตรวจสอบความถูกต้องของผลเฉลยรูปแบบปิดที่พัฒนาขึ้นในเบื้องต้น

### 3.1 แบบจำลองทางพลศาสตร์ในรูปทั่วไปสำหรับอธิบายการเคลื่อนที่ของฐานขับเคลื่อนบนระนาบที่มีการไถลของล้อ

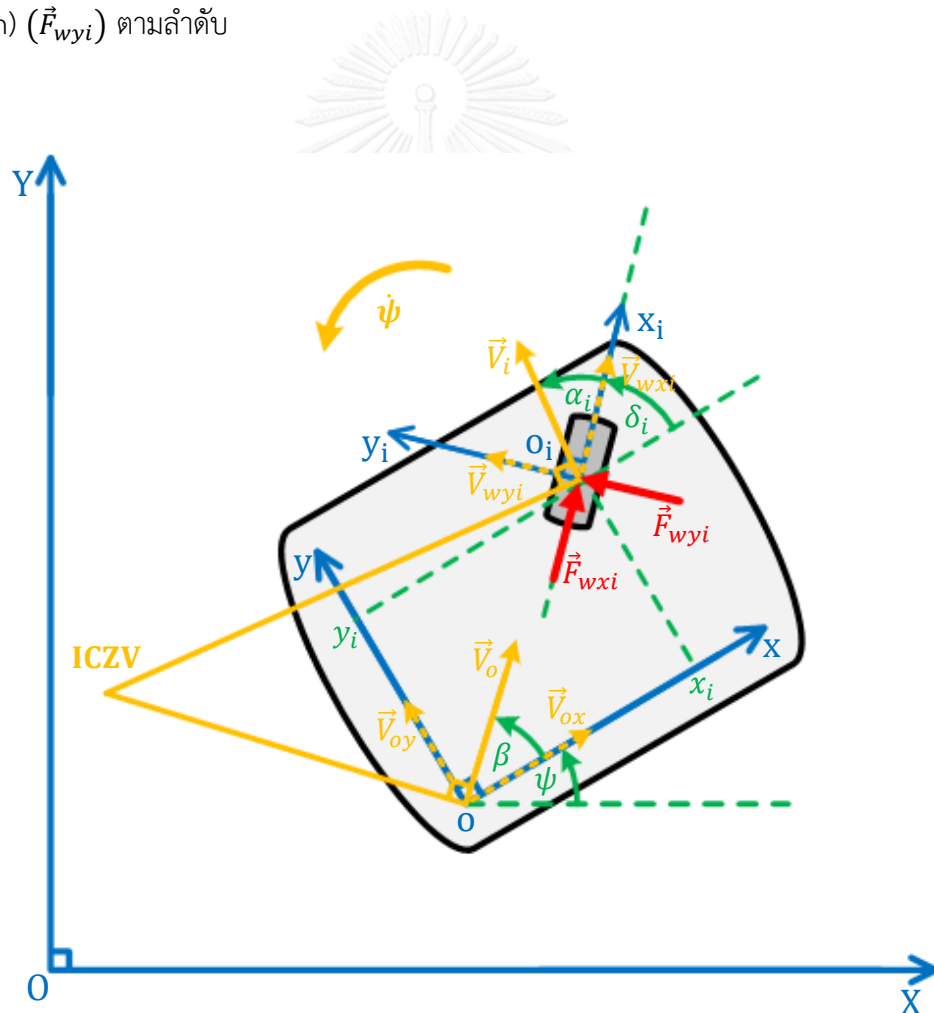
สามารถพัฒนาแบบจำลองทางพลศาสตร์ในรูปทั่วไปสำหรับอธิบายการเคลื่อนที่ของฐานขับเคลื่อนบนระนาบซึ่งมีจำนวนล้อใดๆ และมีการไถลของล้อ จากการวิเคราะห์แรงเสียดทานโดยใช้แผนภาพจำลองอย่างง่าย (schematic) ซึ่งระบุความหมายของสัญลักษณ์ ดังแสดงในรูปที่ 3.1

พิจารณาภาพจำลองอย่างง่ายแสดงการเคลื่อนที่ของฐานขับเคลื่อนบนระนาบที่มีการไถลของล้อ ในรูปที่ 3.1 การระบุตำแหน่งของฐานขับเคลื่อนเทียบแกนอ้างอิง  $X - Y$  และการระบุทิศทางของฐานขับเคลื่อนด้วยมุมยอร์ว ( $\psi$ ) ซึ่งวัดเทียบแกน  $X$  ในทิศทวนเข็มนาฬิกานั้น ใช้สามองศาอิสระ (3 degrees of freedom - 3DOFs) จากรูป ฐานขับเคลื่อนที่พิจารณามีการเคลื่อนที่รอบจุดศูนย์กลางความโค้งชั่วขณะ (instantaneous center zero velocity - ICZV) ด้วยอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้ง (yaw rate) ( $\dot{\psi}$ ) ซึ่งมีค่าเป็นบวกในทิศทวนเข็มนาฬิกาเช่นเดียวกัน สำหรับแกนอ้างอิงซึ่งติดกับฐานขับเคลื่อน (body-fixed coordinate) นั้น ใช้แกน  $x - y$  ซึ่งมีจุด  $o$  เป็นจุดกำเนิด มุมไถลของฐานขับเคลื่อน (body sideslip) ( $\beta$ ) เป็นมุมที่วัดจากแกนตามยาว (longitudinal axis) หรือแกน  $x$  ของฐานขับเคลื่อน ไปยังทิศทางของเวกเตอร์ความเร็ว ณ จุดกำเนิด ( $\vec{V}_o$ ) ในทิศทวนเข็มนาฬิกา ตำแหน่งเทียบจุดกำเนิด  $o$  ของล้อใดๆ ที่พิจารณานั้น ถูกระบุด้วยระยะตามแนวยาว (longitudinal distance) ( $x_i$ ) และระยะตามแนวขวาง (lateral distance) ( $y_i$ ) มุมเลี้ยวของล้อที่



สนใจ (steering angle) ( $\delta_i$ ) นั้น วัดจากแกน x ในทิศทวนเข็มนาฬิกา แกนอ้างอิงของล้อที่สนใจ  $x_i - y_i$  มีจุดกำเนิด  $o_i$  ที่ตำแหน่งสัมผัสพื้น (ground contact point) ของล้อนั้น มุมไถลของล้อเดี่ยวที่พิจารณา (individual wheel slip angle) ( $\alpha_i$ ) นั้นวัดจากทิศทางการกลิ้งของล้อหรือ  $x_i$  ไปยังทิศทางของเวกเตอร์ความเร็วล้อ ( $\vec{V}_i$ ) ในทิศทวนเข็มนาฬิกา เวกเตอร์ความเร็วล้อที่พิจารณา ( $\vec{V}_i$ ) มีองค์ประกอบของความเร็วในทิศขนานกับการกลิ้งของล้อ (longitudinal velocity) ( $\vec{V}_{wxi}$ ) และมีองค์ประกอบของความเร็วในทิศตั้งฉากกับการกลิ้งของล้อ (lateral velocity) ( $\vec{V}_{wyi}$ ) ตามลำดับ

นอกจากนั้นแล้ว รูปที่ 3.1 ยังแสดงทิศทางที่เป็นบวกของแรงเสียดทาน (tire friction) ที่ผิวสัมผัสระหว่างยางกับพื้นผิวรองรับการเคลื่อนที่ของล้อที่สนใจ ซึ่งประกอบด้วย แรงในทิศขนานกับการกลิ้งของล้อ (longitudinal friction) ( $\vec{F}_{wxi}$ ) และแรงในทิศตั้งฉากกับการกลิ้งของล้อ (lateral friction) ( $\vec{F}_{wyi}$ ) ตามลำดับ



รูปที่ 3.1 ภาพจำลองอย่างง่ายแสดงการเคลื่อนที่ของฐานขับเคลื่อนบนระนาบที่มีการไถลของล้อ

สำหรับฐานขับเคลื่อนบนระนาบที่มีจำนวนล้อใดๆ จากการวิเคราะห์แรงเสียดทานโดยใช้ภาพจำลองอย่างง่ายแสดงการเคลื่อนที่ของฐานขับเคลื่อนบนระนาบที่มีการไถลของล้อในรูปที่ 3.1 นั้นสามารถเขียนสมการสมดุลของแรงและสมการสมดุลของโมเมนต์รอบจุดกำเนิด  $o$  ของกรอบอ้างอิง  $x - y$  ซึ่งติดกับฐานขับเคลื่อน จากกฎการเคลื่อนที่ข้อที่สองของนิวตัน (Newton's 2<sup>nd</sup> Law of motion) ได้ตั้งสมการที่ 3.1 ถึงสมการที่ 3.3 เมื่อ  $n$  คือจำนวนล้อของฐานขับเคลื่อน

$$\sum_{i=1}^n [F_{wxi} \cos \delta_i - F_{wyi} \sin \delta_i] = M\ddot{x} \quad (3.1)$$

$$\sum_{i=1}^n [F_{wxi} \sin \delta_i + F_{wyi} \cos \delta_i] = M\ddot{y} \quad (3.2)$$

$$\sum_{i=1}^n [(F_{wxi} \sin \delta_i + F_{wyi} \cos \delta_i)x_i - (F_{wxi} \cos \delta_i - F_{wyi} \sin \delta_i)y_i] = I_o\ddot{\psi} \quad (3.3)$$

พจน์ของแรงเสียดทานที่ปรากฏในสมการนั้น ขึ้นอยู่กับแบบจำลองสำหรับประมาณค่าแรงเสียดทานที่เลือกใช้ ซึ่งรูปแบบทั่วไปของฟังก์ชันประมาณค่าแรงเสียดทาน (tire slip - friction function) ในทิศการกลิ้งและในทิศด้านข้างของล้อนั้น เป็นดังสมการที่ 3.4 และ 3.5 ตามลำดับ

$$F_{wxi} = f_x(k_i, \alpha_i) \quad (3.4)$$

$$F_{wyi} = f_y(k_i, \alpha_i) \quad (3.5)$$

จากรูปแบบทั่วไปของฟังก์ชันประมาณค่าแรงเสียดทาน การประมาณค่าแรงเสียดทานที่ผิวสัมผัสระหว่างยางกับพื้นผิวรองรับการเคลื่อนที่ ทั้งแรงในทิศขนานกับการกลิ้งของล้อและแรงในทิศตั้งฉากกับการกลิ้งของล้อ ล้วนจำเป็นต้องใช้ค่ามุมไถลของล้อ (wheel slip angle) ( $\alpha_i$ ) และค่าอัตราไถลของล้อ (wheel slip ratio) ( $k_i$ ) ซึ่งแนวทางการประมาณค่าตัวแปรสำคัญดังกล่าว คือเนื้อหาหลักที่จะกล่าวโดยละเอียดต่อไปในบทนี้

## 3.2 ผลเฉลยรูปแบบปิดสำหรับประมาณค่ามุมไถลของล้อเดี่ยวกลิ้งอิสระ ของฐานขับเคลื่อนบนระนาบที่มีการไถลของล้อ

### 3.2.1 การหาผลเฉลยรูปแบบปิดสำหรับประมาณค่ามุมไถลของล้อเดี่ยวกลิ้งอิสระ

การหาผลเฉลยรูปแบบปิดสำหรับประมาณค่ามุมไถลของล้อเดี่ยวกลิ้งอิสระ ของฐานขับเคลื่อนบนระนาบที่มีการไถลของล้อนั้น มีที่มาจากทฤษฎีเชิงจลศาสตร์ โดยใช้ภาพจำลองอย่างง่ายแสดงการเคลื่อนที่ของฐานขับเคลื่อนบนระนาบที่มีการไถลของล้อดังแสดงในรูปที่ 3.1 เพื่อหาความสัมพันธ์ระหว่างมุมไถลของล้อเกี่ยวกับตัวแปรอื่นซึ่งสามารถวัดค่าได้จากอุปกรณ์ที่ติดตั้งบนฐานขับเคลื่อน (on-board sensors) อาทิ มุมเลี้ยวของล้อ (steering angle) ความเร่งเชิงเส้น

(linear acceleration) อัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้ง (yaw rate) และอัตราเร็วในการหมุนของแต่ละล้อ (wheel rotational speed) มีรายละเอียดของการวิเคราะห์ดังต่อไปนี้

การหาผลเฉลยรูปแบบปิดสำหรับประมาณค่ามุมไถลของล้อเดี่ยวกึ่งอิสระนั้น เริ่มต้นที่การพิจารณาเวกเตอร์ความเร็วของฐานขับเคลื่อนบนระนาบ ณ จุดกำเนิด  $o$  ของกรอบอ้างอิง  $x - y$  ซึ่งติดกับฐานขับเคลื่อน ขนาดขององค์ประกอบความเร็ว (magnitude of velocity component) ในทิศทางตามยาว (longitudinal) และทิศทางตามขวาง (lateral) ของฐานขับเคลื่อนนั้น สามารถเขียนให้อยู่ในรูปของอัตราเร็วในการเคลื่อนที่และมุมไถลของฐานขับเคลื่อน ดังสมการที่ 3.6 และ 3.7 ตามลำดับ

$$V_{ox} = |\vec{V}_o| \cos \beta \quad (3.6)$$

$$V_{oy} = |\vec{V}_o| \sin \beta \quad (3.7)$$

ขนาดความเร็วของล้อเดี่ยวที่สนใจนั้น สามารถพิจารณาในรูปความสัมพันธ์ของอัตราเร็วในการหมุนของล้อ ( $V_{wxi}$ ) ซึ่งสามารถวัดค่าได้ และมุมไถลของล้อ ( $\alpha_i$ ) ซึ่งยังไม่ทราบค่า ดังสมการที่ 3.8 จากขนาดความเร็วของล้อที่ได้นั้น สามารถเขียนเวกเตอร์ความเร็วของล้อเดี่ยวที่สนใจได้ ดังสมการที่ 3.9

$$|\vec{V}_i| = V_{wxi} / \cos \alpha_i \quad (3.8)$$

$$\vec{V}_i = |\vec{V}_i| \cos(\delta_i + \alpha_i) \hat{i} + |\vec{V}_i| \sin(\delta_i + \alpha_i) \hat{j} \quad (3.9)$$

จากความเร็วสัมพัทธ์ซึ่งแสดงในสมการที่ 3.10 นั้น เวกเตอร์ความเร็วของฐานขับเคลื่อนสามารถเขียนในรูปของเวกเตอร์ความเร็วล้อเดี่ยวและความเร็วสัมพัทธ์ระหว่างแกนอ้างอิงของฐานขับเคลื่อน ( $x - y$ ) เทียบกับแกนอ้างอิงของล้อเดี่ยวที่สนใจ ( $x_i - y_i$ ) ได้ดังสมการที่ 3.11 ซึ่งสามารถแปลงเป็นสมการที่ 3.12 ได้ โดยการแทนสมการที่ 3.8 ลงในสมการที่ 3.9 จากนั้นแทนสมการ 3.9 ที่จัดรูปแล้วลงในสมการที่ 3.11 ตามลำดับ

$$\vec{V}_o = \vec{V}_i + \dot{\psi} \times \vec{r}_{oo_i} \quad (3.10)$$

$$\vec{V}_o = \vec{V}_i + (\dot{\psi} \hat{k}) \times (-x_i \hat{i} - y_i \hat{j}) \quad (3.11)$$

$$\vec{V}_o = \left[ \frac{V_{wxi}}{\cos \alpha_i} \cos(\delta_i + \alpha_i) + y_i \dot{\psi} \right] \hat{i} + \left[ \frac{V_{wxi}}{\cos \alpha_i} \sin(\delta_i + \alpha_i) - x_i \dot{\psi} \right] \hat{j} \quad (3.12)$$

จากเวกเตอร์ความเร็วของฐานขับเคลื่อนในสมการที่ 3.12 นั้น สามารถเขียนขนาดองค์ประกอบความเร็วฐานขับเคลื่อนในทิศทางตามยาวและทิศทางตามขวางได้ ในรูปความสัมพันธ์ของอัตราเร็วใน

การหมุนของล้อและมุมเลี้ยวซึ่งสามารถวัดค่าได้ และมุมไถลของล้อซึ่งยังไม่ทราบค่า ดังสมการที่ 3.13 และ 3.14 ตามลำดับ

$$V_{ox} = \frac{V_{wxi}}{\cos \alpha_i} \cos(\delta_i + \alpha_i) + y_i \dot{\psi} \quad (3.13)$$

$$V_{oy} = \frac{V_{wxi}}{\cos \alpha_i} \sin(\delta_i + \alpha_i) - x_i \dot{\psi} \quad (3.14)$$

กำลังสองของขนาดความเร็วฐานขับเคลื่อน ซึ่งเป็นผลรวมของกำลังสองของขนาดองค์ประกอบความเร็วดังสมการที่ 3.15 นั้น สามารถแทนค่าขนาดองค์ประกอบความเร็วฐานขับเคลื่อนในทิศทางตามยาวและทิศทางตามขวางจากสมการที่ 3.13 และ 3.14 เพื่อจัดรูปได้ดังสมการที่ 3.16 ตามลำดับ

$$|\vec{V}_o|^2 = V_{ox}^2 + V_{oy}^2 \quad (3.15)$$

$$|\vec{V}_o|^2 = V_{wxi}^2 \tan^2 \alpha_i - 2V_{wxi} \dot{\psi} (y_i \sin \delta_i + x_i \cos \delta_i) \tan \alpha_i + 2V_{wxi} \dot{\psi} (y_i \cos \delta_i - x_i \sin \delta_i) + (x_i^2 + y_i^2) \dot{\psi}^2 + V_{wxi}^2 \quad (3.16)$$

พิจารณาความสัมพันธ์ระหว่างกรอบอ้างอิงที่ติดกับฐานขับเคลื่อน (body-fixed coordinate) (x - y) และกรอบอ้างอิงตามทิศทางของเวกเตอร์ความเร็ว (normal-tangential coordinate) (n - t) สามารถเขียนความเร่งเข้าสู่ศูนย์กลาง (normal acceleration) ได้จากความเร่งตามยาว (longitudinal acceleration) และความเร่งตามขวาง (lateral acceleration) ซึ่งสัมพันธ์กันด้วยมุมไถลของตัวฐานขับเคลื่อน (sideslip) ดังสมการที่ 3.17 เมื่อประมาณให้อัตราการเปลี่ยนแปลงมุมไถลของตัวฐานขับเคลื่อนมีค่าน้อยมากๆ ( $\beta \approx 0$ ) สามารถเขียนความเร่งเข้าสู่ศูนย์กลางในรูปความสัมพันธ์ของรัศมีความโค้งชั่วขณะ (radius of curvature,  $\rho$ ) กับอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้ง (yaw rate) ได้ ดังสมการที่ 3.18

$$a_n = -a_x \sin \beta + a_y \cos \beta \quad (3.17)$$

$$a_n \cong \rho \dot{\psi}^2 \quad (3.18)$$

เมื่อแทนค่าสมการที่ 3.18 ในฝั่งซ้ายของสมการที่ 3.17 และแทนค่าฟังก์ชันตรีโกณมิติในขวาของสมการที่ 3.17 ด้วยผลลัพธ์จากการแทนค่าสมการที่ 3.13 ลงในสมการที่ 3.6 และผลลัพธ์จากการแทนค่าสมการที่ 3.14 ลงในสมการที่ 3.7 นั้น สามารถเขียนความสัมพันธ์ได้ดังสมการที่ 3.19 ซึ่งจัดรูปได้ดังสมการที่ 3.20 ตามลำดับ

$$\rho \dot{\psi}^2 = -a_x \left[ \frac{\frac{V_{wxi}}{\cos \alpha_i} \sin(\delta_i + \alpha_i) - x_i \dot{\psi}}{|\vec{V}_o|} \right] + a_y \left[ \frac{\frac{V_{wxi}}{\cos \alpha_i} \cos(\delta_i + \alpha_i) + y_i \dot{\psi}}{|\vec{V}_o|} \right] \quad (3.19)$$

$$|\vec{V}_o|^2 \dot{\psi} = V_{wxi}(-a_x \sin \delta_i + a_y \cos \delta_i) - V_{wxi}(a_x \cos \delta_i + a_y \sin \delta_i) \tan \alpha_i + (a_x x_i + a_y y_i) \dot{\psi} \quad (3.20)$$

โดยการคูณค่าอัตราความหมุนรอบแกนในแนวตั้ง ( $\dot{\psi}$ ) ตลอดทั้งสมการที่ 3.16 นั้น สามารถนำสมการผลลัพธ์มาเทียบเท่ากับสมการที่ 3.20 ได้ ซึ่งจากสมการเทียบเท่านี้ สามารถจัดรูปเป็นสมการกำลังสองของ  $\tan \alpha_i$  ดังสมการที่ 3.21 ซึ่งมีค่าสัมประสิทธิ์ของแต่ละพจน์ ดังแสดงในสมการที่ 3.22 ถึง 3.24 ตามลำดับ

$$A_i \tan^2 \alpha_i + B_i \tan \alpha_i + C_i = 0 \quad (3.21)$$

$$A_i = V_{wxi}^2 \dot{\psi} \quad (3.22)$$

$$B_i = V_{wxi}(a_x \cos \delta_i + a_y \sin \delta_i) - 2V_{wxi} \dot{\psi}^2 (y_i \sin \delta_i + x_i \cos \delta_i) \quad (3.23)$$

$$C_i = V_{wxi}(a_x \sin \delta_i - a_y \cos \delta_i) + 2V_{wxi} \dot{\psi}^2 (y_i \cos \delta_i - x_i \sin \delta_i) + (x_i^2 + y_i^2) \dot{\psi}^3 + (V_{wxi}^2 - a_x x_i - a_y y_i) \dot{\psi} \quad (3.24)$$

ทั้งนี้ทั้งนั้น สามารถหาผลเฉลยของสมการที่ 3.21 ซึ่งเป็นสมการกำลังสองได้ โดยใช้สมการ 3.25 ซึ่งเป็นสมการผลเฉลย และค่ามุมไถลของล้อเดี่ยวที่พิจารณาสามารถคำนวณได้จากฟังก์ชันผกผันของแทนเจนต์ (arctan) ดังสมการที่ 3.26 ในที่สุด

$$\tan \alpha_i = \frac{-B_i \pm \sqrt{B_i^2 - 4A_i C_i}}{2A_i} \quad (3.25)$$

$$\alpha_i = \tan^{-1} \left( \frac{-B_i \pm \sqrt{B_i^2 - 4A_i C_i}}{2A_i} \right) \quad (3.26)$$

### 3.2.2 การจำลองบนคอมพิวเตอร์เพื่อตรวจสอบความถูกต้องของผลเฉลยรูปแบบปิดที่พัฒนาขึ้น

เพื่อตรวจสอบความถูกต้องของผลเฉลยรูปแบบปิดที่พัฒนาขึ้นนั้น ขั้นตอนได้จำลองการเคลื่อนที่ของฐานขับเคลื่อนบนระนาบในกรณีเฉพาะของรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลัง (RWD vehicle) บนคอมพิวเตอร์ด้วยโปรแกรม Matlab

ผลเฉลยรูปแบบปิดสำหรับประมาณค่ามุมไถลของล้อหน้าทั้งสองของรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลังซึ่งเป็นล้อกลิ้งอิสระ ในกรณีที่ไม่มีการเบรกล้อหน้า (no braking torque applied to the front wheels) และไม่คำนึงถึงแรงเสียดทานการกลิ้งที่ล้อหน้า (neglect front wheel rolling resistance) นั้น มุมไถลของล้อหน้าซ้ายสามารถประมาณค่าได้ด้วยสมการที่ 3.27 ซึ่งมีค่าสัมประสิทธิ์ของแต่ละพจน์ ดังแสดงในสมการที่ 3.28 ถึง 3.30 ตามลำดับ ในทำนองเดียวกัน มุมไถล

ของล้อยหน้าขวาสามารถประมาณค่าได้ด้วยสมการที่ 3.31 ซึ่งมีค่าสัมประสิทธิ์ของแต่ละพจน์ ดังแสดงในสมการที่ 3.32 ถึง 3.34 ตามลำดับ

$$\alpha_{fl} = \tan^{-1} \left( \frac{-B_l \pm \sqrt{B_l^2 - 4A_l C_l}}{2A_l} \right) \quad (3.27)$$

$$A_l = V_{fwxl}^2 \dot{\psi} \quad (3.28)$$

$$B_l = V_{fwxl} [\dot{\psi}^2 (2L_f \cos \delta - W \sin \delta) - (a_x \cos \delta + a_y \sin \delta)] \quad (3.29)$$

$$C_l = V_{fwxl} [\dot{\psi}^2 (2L_f \sin \delta + W \cos \delta) - (a_x \sin \delta - a_y \cos \delta)] \\ + \left( L_f^2 + \frac{W^2}{4} \right) \dot{\psi}^3 + \left( V_{fwxl}^2 - a_x L_f + a_y \frac{W}{2} \right) \dot{\psi} \quad (3.30)$$

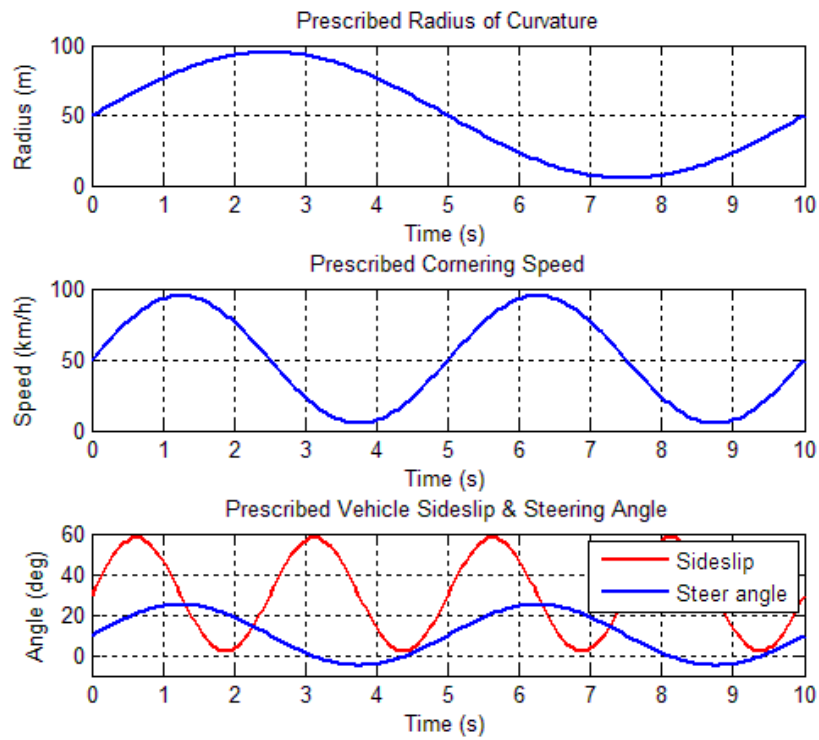
$$\alpha_{fr} = \tan^{-1} \left( \frac{-B_r \pm \sqrt{B_r^2 - 4A_r C_r}}{2A_r} \right) \quad (3.31)$$

$$A_r = V_{fwxr}^2 \dot{\psi} \quad (3.32)$$

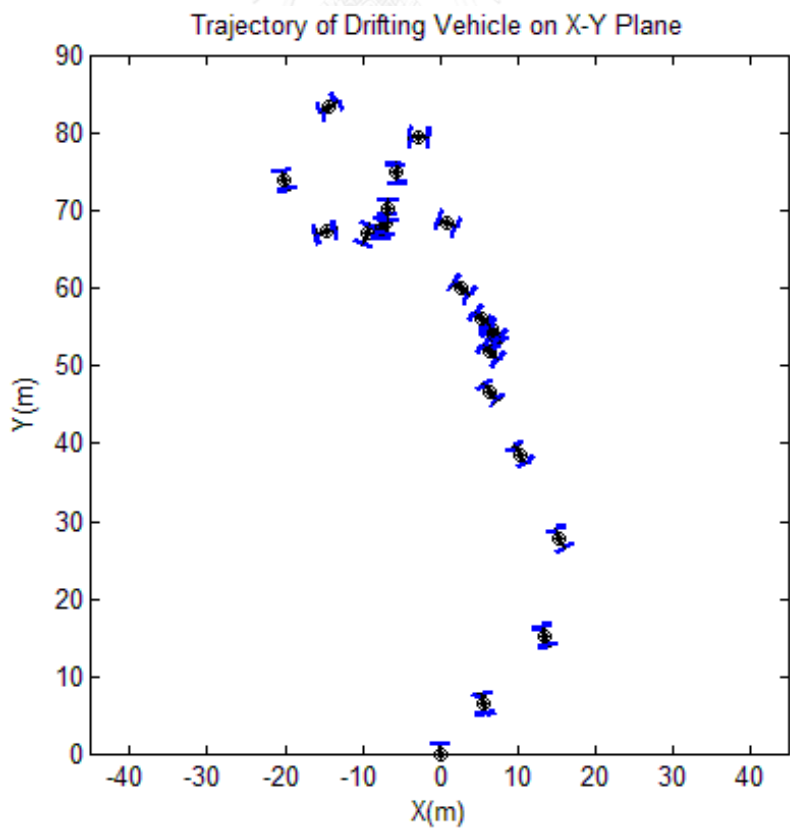
$$B_r = V_{fwxr} [\dot{\psi}^2 (2L_f \cos \delta + W \sin \delta) - (a_x \cos \delta + a_y \sin \delta)] \quad (3.33)$$

$$C_r = V_{fwxr} [\dot{\psi}^2 (2L_f \sin \delta - W \cos \delta) - (a_x \sin \delta - a_y \cos \delta)] \\ + \left( L_f^2 + \frac{W^2}{4} \right) \dot{\psi}^3 + \left( V_{fwxr}^2 - a_x L_f - a_y \frac{W}{2} \right) \dot{\psi} \quad (3.34)$$

ได้จำลองการเคลื่อนที่แบบสุ่มของรถยนต์เพื่อประมาณค่ามุมไถลของล้อที่เวลาต่างๆ บนคอมพิวเตอร์ด้วยโปรแกรม Matlab โดยสมมติให้รัศมีความโค้ง อัตราเร็วในการเคลื่อนที่ มุมไถลของรถ และมุมเลี้ยวล้อหน้า มีการเปลี่ยนแปลงตามเวลาดังกราฟที่แสดงในรูปที่ 3.2 จากฟังก์ชันกำหนด (prescribed function) สำหรับระยะเวลาจำลองการเคลื่อนที่ 10 วินาที รัศมีความโค้ง (radius of curvature) มีค่าตั้งแต่ 5 เมตร จนถึง 95 เมตร อัตราเร็วในการเคลื่อนที่ของรถ (cornering speed) มีค่าตั้งแต่ 5 กิโลเมตรต่อชั่วโมง จนถึง 95 กิโลเมตรต่อชั่วโมง มุมไถลของรถ (sideslip) มีค่าตั้งแต่ 2 องศา จนถึง 58 องศา ในทิศทางตามเข็มนาฬิกา และมุมเลี้ยวล้อหน้า (steering angle) มีค่าตั้งแต่ 5 องศา ในทิศทางทวนเข็มนาฬิกา จนถึง 25 องศา ในทิศทางตามเข็มนาฬิกา เพื่อให้เกิดการเคลื่อนที่แบบสุ่มสำหรับทดสอบการประมาณค่า ฟังก์ชันกำหนดจึงใช้ความถี่ของการเปลี่ยนแปลงค่าที่แตกต่างกัน ดังสามารถจำลองเส้นทางการเคลื่อนที่ (trajectory) แบบไถลของรถยนต์ได้ ในรูปที่ 3.3



รูปที่ 3.2 รัศมีความโค้ง อัตราเร็ว มุมไถลของรถ และมุมเลี้ยวล้อหน้า ที่จำลองบน Matlab

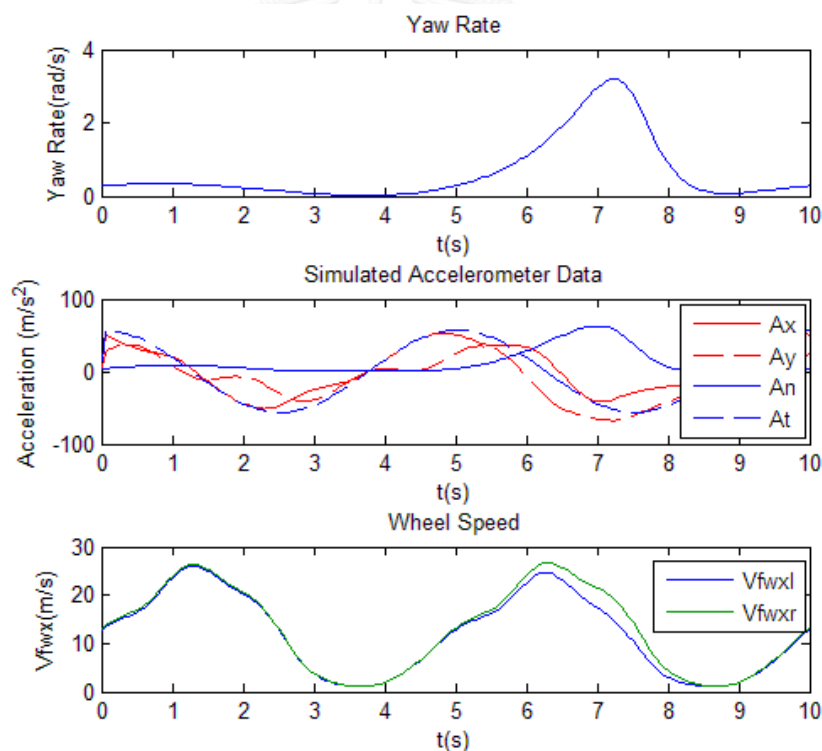


รูปที่ 3.3 เส้นทางการเคลื่อนที่แบบไถลของรถยนต์ที่จำลองบนโปรแกรม Matlab

จากฟังก์ชันกำหนดและค่าพารามิเตอร์ของตัวอย่างรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลังซึ่งแสดงในตารางที่ 3.1 นั้น สามารถคำนวณค่าอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้ง (yaw rate) ค่าความเร่งในทิศทางขนานกับตัวรถ (longitudinal acceleration) ค่าความเร่งด้านข้าง (lateral acceleration) ค่าความเร่งในทิศขนาน (tangential acceleration) และค่าความเร่งในทิศตั้งฉาก (normal acceleration) กับทิศทางของความเร็ว รวมทั้งค่าอัตราเร็วในทิศการกลิ้งของล้อหน้าทั้งสองข้าง (front wheel rolling speeds) ซึ่งมีการเปลี่ยนแปลงตามเวลา ดังกราฟที่แสดงในรูปที่ 3.4 ได้โดยตรงจากความสัมพันธ์ทางจลศาสตร์

ตารางที่ 3.1 ค่าพารามิเตอร์ของของตัวอย่างรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลังที่ใช้ในการจำลอง

| พารามิเตอร์    | $L_f$ (m) | $L_r$ (m) | $W$ (m) |
|----------------|-----------|-----------|---------|
| ค่าพารามิเตอร์ | 1.13      | 1.39      | 1.46    |

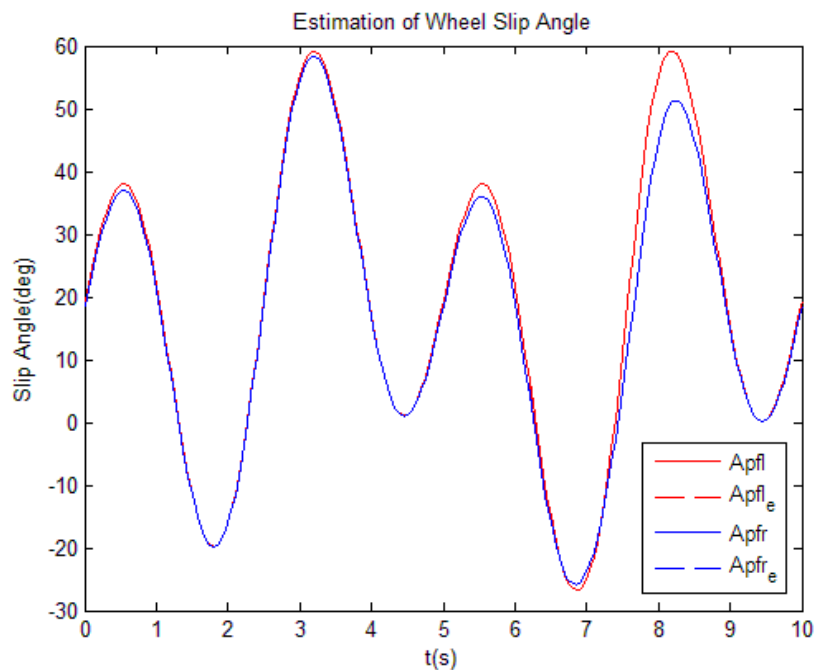


รูปที่ 3.4 ค่าอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้ง ค่าความเร่ง และค่าอัตราเร็วในทิศการกลิ้งของล้อหน้าทั้งสองข้าง ซึ่งคำนวณจากความสัมพันธ์ทางจลศาสตร์

สำหรับการทดลองจริงนั้น ค่าอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้ง ค่าความเร่งในทิศขนานกับตัวรถ ค่าความเร่งด้านข้าง และค่าอัตราเร็วในทิศการกลิ้งของล้อหน้าทั้งสองข้าง สามารถวัดได้ด้วยเซ็นเซอร์ที่ติดตั้งบนรถยนต์ทดสอบทั้งสิ้น ซึ่งมุมไถลของล้อหน้าทั้งล้อซ้ายและล้อขวาสามารถ



ประมาณได้จากข้อมูลที่วัดค่าได้เหล่านี้ โดยใช้ผลเฉลยแบบปิดที่พัฒนาขึ้นดังสมการที่ 3.27 และสมการที่ 3.31 ตามลำดับ ผลการจำลองประมาณค่ามุมไถลของล้อหน้าเปรียบเทียบกับค่าทางทฤษฎีนั้น เป็นดังกราฟในรูปที่ 3.5 ซึ่งผลเฉลยรูปแบบปิดที่พัฒนาขึ้นสามารถประมาณค่ามุมไถลของล้อเดี่ยวกิ่งอิสระได้อย่างสมบูรณ์ เมื่อค่าตัวแปรจากเซ็นเซอร์ที่ติดตั้งบนรถยนต์ทดสอบ ซึ่งใช้ในการคำนวณมีความแม่นยำ



รูปที่ 3.5 ค่ามุมไถลของล้อหน้าซ้ายและขวาซึ่งประมาณโดยใช้ผลเฉลยในรูปแบบปิดที่พัฒนาขึ้นเปรียบเทียบกับค่าทางทฤษฎี

### 3.3 การประมาณค่าตัวแปรสถานะสำหรับการเคลื่อนที่ของฐานขับเคลื่อนบนระนาบ

จากค่ามุมไถลของล้อเดี่ยวกิ่งอิสระซึ่งประมาณได้ในข้างต้นนั้น สามารถคำนวณค่าตัวแปรสถานะสำหรับการเคลื่อนที่ของฐานขับเคลื่อนบนระนาบ ซึ่งประกอบด้วย มุมไถลของตัวฐานขับเคลื่อน (body sideslip) รัศมีความโค้ง (radius of curvature) และอัตราเร็วในการเคลื่อนที่ (platform speed) ได้โดยตรง โดยอาศัยความสัมพันธ์เชิงกลศาสตร์

อัตราเร็วในการเคลื่อนที่ของฐานขับเคลื่อนบนระนาบนั้น สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 3.35 โดยใช้ข้อบังคับประกอบของขนาดความเร็วฐานขับเคลื่อนในทิศทางตามยาวและทิศทางตามขวางจากสมการที่ 3.13 และ 3.14 ซึ่งแทนค่าอัตราเร็วในการหมุนของล้อ ( $V_{wxi}$ ) และมุมเลี้ยวที่วัดได้ ( $\delta_i$ ) พร้อมทั้งค่ามุมไถลของล้อ ( $\alpha_i$ ) ที่ประมาณได้ในข้างต้น

$$|\vec{V}_0| = \sqrt{V_{0x}^2 + V_{0y}^2} \quad (3.35)$$

มุมไถลของตัวฐานขับเคลื่อนนั้น สามารถคำนวณจากสมการที่ 3.36 โดยใช้องค์ประกอบของขนาดความเร็วฐานขับเคลื่อนในทิศทางตามยาวและทิศทางตามขวางจากสมการที่ 3.13 และ 3.14 ซึ่งแทนค่าอัตราเร็วในการหมุนของล้อและมุมไถลพร้อมทั้งค่ามุมไถลของล้อที่ประมาณได้ในข้างต้น

$$\beta = \tan^{-1} \left( \frac{V_{0y}}{V_{0x}} \right) \quad (3.36)$$

เมื่อประมาณให้อัตราการเปลี่ยนแปลงมุมไถลของตัวฐานขับเคลื่อนมีค่าน้อยมากๆ ( $\dot{\beta} \approx 0$ ) รัศมีความโค้งของการเคลื่อนที่นั้น สามารถประมาณได้ดังสมการที่ 3.37 โดยใช้ค่าอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้ง (yaw rate) และค่าอัตราเร็วในการเคลื่อนที่ของฐานขับเคลื่อนบนระนาบ ( $|\vec{V}_0|$ ) ซึ่งคำนวณได้ในข้างต้น

$$\rho \cong \frac{|\vec{V}_0|}{\dot{\psi}} \quad (3.37)$$

นอกจากนั้น เวกเตอร์ความเร็วของล้อเดี่ยวกลิ้งอิสระซึ่งพิจารณาในข้างต้น สามารถคำนวณได้โดยการแทนค่ามุมไถลของล้อและอัตราเร็วในการหมุนของล้อลงในสมการที่ 3.8 และสมการที่ 3.9 ตามลำดับ ทำนองเดียวกัน เวกเตอร์ความเร็วของฐานขับเคลื่อนบนระนาบ ณ จุดกำเนิด  $o$  ของกรอบอ้างอิง  $x - y$  ซึ่งติดกับฐานขับเคลื่อน สามารถคำนวณได้โดยการแทนค่ามุมไถลของล้อและอัตราเร็วในการหมุนของล้อลงในสมการที่ 3.12

### 3.4 การประมาณค่ามุมไถลและอัตราการไถลของล้อเดี่ยวใดๆ จากค่ามุมไถลของล้อเดี่ยวกลิ้งอิสระ

จากค่ามุมไถลของล้อเดี่ยวกลิ้งอิสระซึ่งประมาณได้ในข้างต้นนั้น สามารถคำนวณค่าเวกเตอร์ความเร็ว ณ ตำแหน่งต่างๆ ของฐานขับเคลื่อนบนระนาบได้โดยใช้ความสัมพันธ์ทางจลศาสตร์

ในขั้นแรก คำนวณเวกเตอร์ความเร็วของฐานขับเคลื่อนบนระนาบ ณ จุดกำเนิด  $o$  ของกรอบอ้างอิง  $x - y$  ซึ่งติดกับฐานขับเคลื่อน โดยแทนค่ามุมไถลของล้อและอัตราเร็วในการหมุนของล้อลงในสมการที่ 3.12 จากนั้นพิจารณาสมการที่ 3.38 ซึ่งเวกเตอร์ความเร็วของล้อเดี่ยวใดๆ ( $\vec{V}_i$ ) ทั้งที่ถูกจำกัดการกลิ้งหรือไม่ก็ตาม สามารถเขียนในรูปเวกเตอร์ความเร็วของฐานขับเคลื่อน ( $\vec{V}_0$ ) และความเร็วสัมพัทธ์ระหว่างแกนอ้างอิงของล้อเดี่ยวที่สนใจ ( $x_i - y_i$ ) เทียบกับแกนอ้างอิงของฐานขับเคลื่อน ( $x - y$ ) จากสมการที่ 3.38 นั้น สามารถจัดรูปได้ดังสมการที่ 3.39 และ 3.40 ตามลำดับ

$$\vec{V}_i = \vec{V}_0 + \dot{\psi} \times \vec{r}_{oi} \quad (3.38)$$

$$\vec{V}_i = \vec{V}_o + (\psi \hat{k}) \times (x_i \hat{i} + y_i \hat{j}) \quad (3.39)$$

$$\vec{V}_i = [V_{ox} - y_i \psi] \hat{i} + [V_{oy} + x_i \psi] \hat{j} \quad (3.40)$$

ดังนั้น องค์ประกอบของขนาดความเร็วที่ตำแหน่งล้อยใดๆ ในทิศทางตามยาวและทิศทางตามขวางของฐานขับเคลื่อน จึงเป็นดังสมการที่ 3.41 และ 3.42 ตามลำดับ และขนาดความเร็วของล้อยที่ตำแหน่งนั้น เป็นดังสมการที่ 3.43

$$V_{xi} = V_{ox} - y_i \psi \quad (3.41)$$

$$V_{yi} = V_{oy} + x_i \psi \quad (3.42)$$

$$|\vec{V}_i| = \sqrt{V_{xi}^2 + V_{yi}^2} \quad (3.43)$$

ค่ามุมไถลของล้อยเดี่ยวที่สนใจ สามารถคำนวณได้โดยใช้สมการที่ 3.44 ขนาดความเร็วสัมบูรณ์ของฐานขับเคลื่อนในแนว  $x_i$  ตามทิศการกลิ้งของล้อย ( $V_{wxi}$ ) สามารถคำนวณได้โดยใช้สมการที่ 3.45 ดังนั้น อัตราการไถลของล้อยที่สนใจดังกล่าวได้ จึงสามารถคำนวณได้จากข้อมูลรัศมีล้อย ( $r_i$ ) ที่ทราบค่า และอัตราเร็วในการหมุนของล้อย ( $\omega_i$ ) ที่วัดค่าได้ โดยใช้สมการที่ 3.46 เมื่อ  $|\omega_i r_i| \geq |V_{wxi}|$  หรือใช้สมการที่ 3.47 เมื่อ  $|\omega_i r_i| < |V_{wxi}|$  ตามลำดับ

$$\alpha_i = \tan^{-1} \left( \frac{V_{yi}}{V_{xi}} \right) - \delta_i \quad (3.44)$$

$$V_{wxi} = |\vec{V}_i| \cos \alpha_i \quad (3.45)$$

$$k_i = \frac{\omega_i r_i - V_{wxi}}{|\omega_i r_i|} \quad (3.46)$$

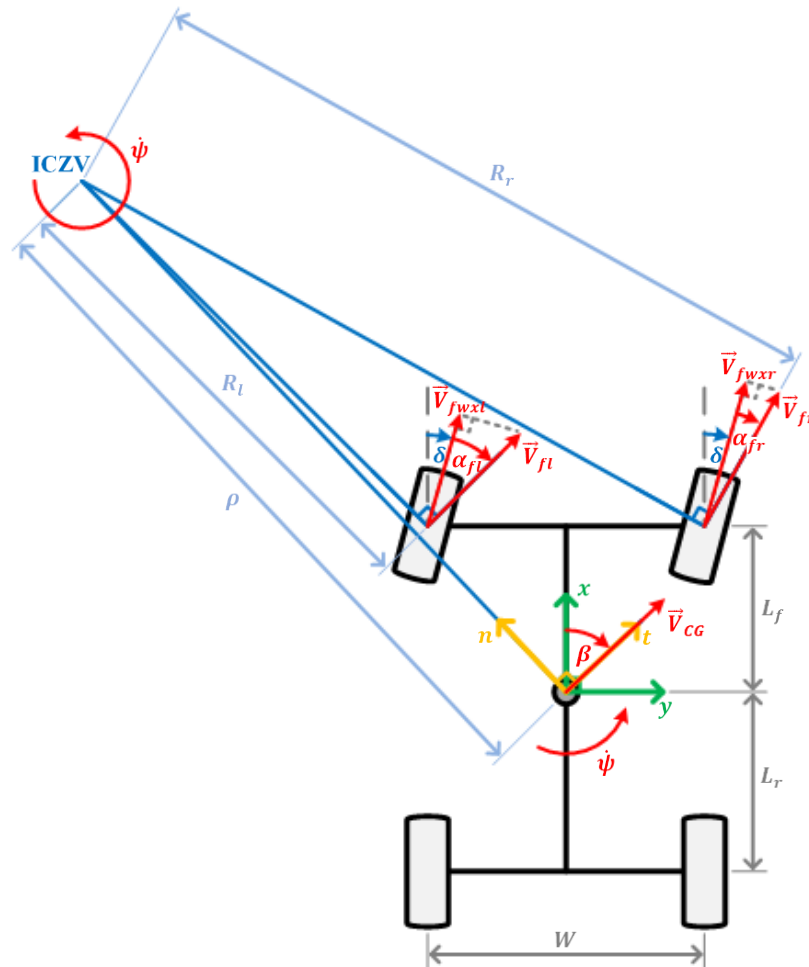
$$k_i = \frac{\omega_i r_i - V_{wxi}}{|V_{wxi}|} \quad (3.47)$$

### 3.5 ผลเฉลยรูปแบบปิดสำหรับประมาณค่าอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้ง จากผลต่างของความเร็วล้อย

3.5.1 การหาผลเฉลยรูปแบบปิดสำหรับประมาณค่าอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้ง จากผลต่างของความเร็วล้อย

การหาผลเฉลยรูปแบบปิดสำหรับประมาณค่าอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้งของฐานขับเคลื่อนบนระนาบที่มีการไถลของล้อยจากผลต่างของความเร็วล้อยนั้น มีที่มาจากทฤษฎีเชิงจลศาสตร์ โดยใช้ภาพจำลองอย่างง่ายแสดงการเคลื่อนที่ของฐานขับเคลื่อนบนระนาบในกรณีเฉพาะของรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลัง ดังแสดงในรูปที่ 3.6 โดยสมมติให้ มุมเลี้ยวของล้อยหน้าทั้งสองมีขนาด

เท่ากัน (equivalent steering angle) ไม่มีแรงบิดเนื่องจากการเบรก (no braking torque applied) กระทำที่ล้อหน้าทั้งสอง ล้อหน้าทั้งสองเป็นล้อกลิ้งอิสระ (free rolling wheel) ไม่มีการไถลในทิศการกลิ้ง (no longitudinal slip) เกิดขึ้นที่ล้อหน้าทั้งสอง และอัตราเร็วในทิศการกลิ้งของล้อหน้าทั้งสองสามารถวัดค่าได้ (front wheel longitudinal speeds can be measured) ตามลำดับ



รูปที่ 3.6 ภาพจำลองอย่างง่ายแสดงการเคลื่อนที่ของรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลัง

จากภาพจำลองอย่างง่ายแสดงการเคลื่อนที่ของรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลัง ในรูปที่ 3.6 รถยนต์ที่พิจารณามีการเคลื่อนที่รอบจุดศูนย์กลางความโค้งชั่วขณะ (ICZV) ด้วยอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้ง (yaw rate) ( $\dot{\psi}$ ) ซึ่งมีค่าเป็นบวกในทิศทวนเข็มนาฬิกา ในการวิเคราะห์ ใช้แกน  $x - y$  เป็นแกนอ้างอิงซึ่งติดไปกับตัวรถยนต์ (body-fixed coordinate) มีจุดกำเนิดที่ตำแหน่งศูนย์กลางมวล (CG) ของรถ แกน  $x$  วางตัวในแนวแกนตามยาว (longitudinal axis) และชี้ไปยังทิศทางหน้ารถ แกน  $y$  วางตัวตั้งฉากในแนวแกนตามขวาง (lateral axis) มีทิศทางดังแสดงในรูป รวมทั้งใช้แกน  $n - t$  ซึ่งเป็นแกนอ้างอิงตามทิศทางของเวกเตอร์ความเร็ว (normal-tangential

coordinate) มีจุดกำเนิดที่ตำแหน่งศูนย์กลางมวล (CG) ของรถเช่นเดียวกัน โดยที่แกน  $t$  มีทิศทางเปลี่ยนแปลงตามทิศของเวกเตอร์ความเร็ว (tangential) ในขณะที่แกน  $n$  มีทิศตั้งฉากกับเวกเตอร์ความเร็ว (normal) และชี้เข้าหาจุดศูนย์กลางความโค้งชั่วขณะ รถยนต์มีระยะห่างตามแนวยาว (longitudinal distance) จากจุดศูนย์กลางมวลถึงเพลาล้อหน้า ( $L_f$ ) มีระยะห่างตามแนวยาวจากจุดศูนย์กลางมวลถึงเพลาล้อหลัง ( $L_r$ ) และมีความกว้างของฐานล้อ (track width) ( $W$ ) ดังรูป

จุดต่างๆ ของรถยนต์ที่พิจารณามีการเคลื่อนที่รอบจุดศูนย์กลางความโค้งชั่วขณะ (ICZV) ด้วยรัศมีความโค้งที่แตกต่างกัน ได้แก่ รัศมีความโค้งของจุดศูนย์กลางมวล ( $\rho$ ) รัศมีความโค้งของล้อหน้าซ้าย ( $R_l$ ) และรัศมีความโค้งของล้อหน้าขวา ( $R_r$ ) ดังแสดงในรูป เวกเตอร์ความเร็วของรถที่ตำแหน่งต่างๆ ตั้งฉากกับแนวรัศมีความโค้งของจุดนั้น มุมไถลของรถ (sideslip) ( $\beta$ ) เป็นมุมที่วัดจากแกนตามยาวหรือแกน  $x$  ไปยังทิศทางของเวกเตอร์ความเร็ว ณ จุดศูนย์กลางมวล ( $\vec{V}_{CG}$ ) ในทิศตามเข็มนาฬิกา เมื่อรถยนต์ที่พิจารณามีมุมเลี้ยวล้อหน้า (steering angle) ( $\delta$ ) จะได้ว่า ที่ตำแหน่งล้อหน้าซ้าย มีมุมไถลของล้อหน้าซ้าย (front left wheel slip angle) ( $\alpha_{fl}$ ) ซึ่งวัดจากแนวการกลิ้งของล้อไปยังทิศทางของเวกเตอร์ความเร็วที่ตำแหน่งล้อหน้าซ้าย ( $\vec{V}_{fl}$ ) ในทิศตามเข็มนาฬิกา ในทำนองเดียวกัน ที่ตำแหน่งล้อหน้าขวา มีมุมไถลของล้อหน้าขวา (front right wheel slip angle) ( $\alpha_{fr}$ ) ซึ่งวัดจากแนวการกลิ้งของล้อไปยังทิศทางของเวกเตอร์ความเร็วที่ตำแหน่งล้อหน้าขวา ( $\vec{V}_{fr}$ ) ในทิศตามเข็มนาฬิกา ขนาดขององค์ประกอบความเร็วในทิศการกลิ้งของล้อหน้าซ้าย (front left wheel rolling speed) ( $V_{fwxl}$ ) และของล้อหน้าขวา (front right wheel rolling speed) ( $V_{fwxr}$ ) นั้น สามารถคำนวณได้จากค่าความเร็วรอบล้อที่วัดได้

การหาผลเฉลยรูปแบบปิดสำหรับประมาณค่าอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้ง จากผลต่างของอัตราเร็วในการหมุนของล้อกลิ้งอิสระ (differential free rolling wheel rotational speed) นั้น เริ่มต้นที่การพิจารณาขนาดความเร็วของล้อแต่ละข้าง ในรูปความสัมพันธ์ของอัตราเร็วในการหมุนของล้อ ( $V_{wxi}$ ) ซึ่งสามารถวัดค่าได้ และมุมไถลของล้อ ( $\alpha_i$ ) ซึ่งยังไม่ทราบค่า ดังสมการที่ 3.48 สำหรับล้อหน้าซ้าย และสมการที่ 3.49 สำหรับล้อหน้าขวา ตามลำดับ

$$|\vec{V}_{fl}| = V_{fwxl} / \cos \alpha_{fl} \quad (3.48)$$

$$|\vec{V}_{fr}| = V_{fwxr} / \cos \alpha_{fr} \quad (3.49)$$

จากขนาดความเร็วของล้อที่ได้นั้น สามารถเขียนเวกเตอร์ความเร็วของล้อเดี่ยวที่สนใจได้ ดังสมการที่ 3.50 สำหรับล้อหน้าซ้าย และสมการที่ 3.51 สำหรับล้อหน้าขวา ตามลำดับ

$$\vec{V}_{fl} = |\vec{V}_{fl}| \cos(\delta + \alpha_{fl}) \hat{i} + |\vec{V}_{fl}| \sin(\delta + \alpha_{fl}) \hat{j} \quad (3.50)$$

$$\vec{V}_{fr} = |\vec{V}_{fr}| \cos(\delta + \alpha_{fr}) \hat{i} + |\vec{V}_{fr}| \sin(\delta + \alpha_{fr}) \hat{j} \quad (3.51)$$

จากเวกเตอร์ความเร็วของล้อหน้าในสมการที่ 3.50 และสมการที่ 3.51 นั้น สามารถเขียนขนาดองค์ประกอบความเร็วของล้อหน้าซ้ายในทิศขนานตัวรถ (longitudinal velocity) และทิศด้านข้าง (lateral velocity) ได้ดังสมการที่ 3.52 และ 3.53 ตามลำดับ และสามารถเขียนขนาดองค์ประกอบความเร็วของล้อหน้าขวาในทิศขนานตัวรถและทิศด้านข้าง ได้ดังสมการที่ 3.54 และ 3.55 ตามลำดับ

$$V_{flx} = |\vec{V}_{fl}| \cos(\delta + \alpha_{fl}) \quad (3.52)$$

$$V_{fly} = |\vec{V}_{fl}| \sin(\delta + \alpha_{fl}) \quad (3.53)$$

$$V_{frx} = |\vec{V}_{fr}| \cos(\delta + \alpha_{fr}) \quad (3.54)$$

$$V_{fry} = |\vec{V}_{fr}| \sin(\delta + \alpha_{fr}) \quad (3.55)$$

จากความเร็วสัมพัทธ์ซึ่งแสดงในสมการที่ 3.56 นั้น เวกเตอร์ความเร็วล้อหน้าขวาสามารถเขียนในรูปของเวกเตอร์ความเร็วล้อหน้าซ้ายและความเร็วสัมพัทธ์ระหว่างล้อทั้งสองได้ ดังสมการที่ 3.57

$$\vec{V}_{fr} = \vec{V}_{fl} + \psi(-\hat{k}) \times W \hat{j} \quad (3.56)$$

$$V_{frx} \hat{i} + V_{fry} \hat{j} = (V_{flx} + \psi W) \hat{i} + V_{fly} \hat{j} \quad (3.57)$$

ดังนั้นสามารถเขียนองค์ประกอบความเร็วของล้อหน้าขวาในทิศขนานตัวรถและทิศด้านข้าง ซึ่งสัมพันธ์กับองค์ประกอบความเร็วของล้อหน้าซ้ายและค่าอัตราการหมุนรอบแกนแนวตั้ง ได้ดังสมการที่ 3.58 และสมการที่ 3.59 ตามลำดับ

$$V_{frx} = V_{flx} + \psi W \quad (3.58)$$

$$V_{fry} = V_{fly} \quad (3.59)$$

จากสมการที่ 3.58 นั้น สามารถแปลงเป็นสมการที่ 3.60 ได้ โดยการแทนฝั่งซ้ายของสมการที่ 3.58 ด้วยสมการที่ 3.54 ซึ่งแทนค่าแล้วด้วยสมการที่ 3.49 และแทนฝั่งขวาของสมการที่ 3.58 ด้วยสมการที่ 3.52 ซึ่งแทนค่าแล้วด้วยสมการที่ 3.48 ตามลำดับ ในทำนองเดียวกัน สำหรับสมการที่ 3.59 นั้น สามารถแปลงเป็นสมการที่ 3.61 ได้ โดยการแทนฝั่งซ้ายของสมการที่ 3.59 ด้วยสมการที่ 3.55 ซึ่งแทนค่าแล้วด้วยสมการที่ 3.49 และแทนฝั่งขวาของสมการที่ 3.59 ด้วยสมการที่ 3.53 ซึ่งแทนค่าแล้วด้วยสมการที่ 3.48 ตามลำดับ

$$\frac{V_{fwxr}}{\cos \alpha_{fr}} \cos(\delta + \alpha_{fr}) = \frac{V_{fwxl}}{\cos \alpha_{fl}} \cos(\delta + \alpha_{fl}) + \psi W \quad (3.60)$$

$$\frac{V_{fwxr}}{\cos \alpha_{fr}} \sin(\delta + \alpha_{fr}) = \frac{V_{fwxl}}{\cos \alpha_{fl}} \sin(\delta + \alpha_{fl}) \quad (3.61)$$

ซึ่งสามารถจัดรูปสมการที่ 3.60 ได้ตั้งสมการที่ 3.62 และ 3.63 ตามลำดับ

$$\begin{aligned} \frac{V_{fwxr}}{\cos \alpha_{fr}} \cos \delta \cos \alpha_{fr} - \frac{V_{fwxr}}{\cos \alpha_{fr}} \sin \delta \sin \alpha_{fr} \\ = \frac{V_{fwxl}}{\cos \alpha_{fl}} \cos \delta \cos \alpha_{fl} - \frac{V_{fwxl}}{\cos \alpha_{fl}} \sin \delta \sin \alpha_{fl} + \psi W \end{aligned} \quad (3.62)$$

$$V_{fwxr} \cos \delta - V_{fwxr} \sin \delta \tan \alpha_{fr} = V_{fwxl} \cos \delta - V_{fwxl} \sin \delta \tan \alpha_{fl} + \psi W \quad (3.63)$$

และสามารถจัดรูปสมการที่ 3.61 ได้ตั้งสมการที่ 3.64 และ 3.65 ตามลำดับ

$$\begin{aligned} \frac{V_{fwxr}}{\cos \alpha_{fr}} \sin \delta \cos \alpha_{fr} + \frac{V_{fwxr}}{\cos \alpha_{fr}} \sin \alpha_{fr} \cos \delta \\ = \frac{V_{fwxl}}{\cos \alpha_{fl}} \sin \delta \cos \alpha_{fl} + \frac{V_{fwxl}}{\cos \alpha_{fl}} \sin \alpha_{fl} \cos \delta \end{aligned} \quad (3.64)$$

$$V_{fwxr} \sin \delta + V_{fwxr} \cos \delta \tan \alpha_{fr} = V_{fwxl} \sin \delta + V_{fwxl} \cos \delta \tan \alpha_{fl} \quad (3.65)$$

โดยการคูณค่า  $\tan \delta$  ตลอดทั้งสมการที่ 3.65 แล้วนำสมการผลลัพธ์ไปบวกกับสมการที่ 3.63 นั้น ได้ผลตั้งสมการที่ 3.66 ซึ่งสามารถจัดรูปได้ตั้งสมการที่ 3.67 และจัดรูปต่อได้ผลเฉลยรูปแบบปิด สำหรับประมาณค่าอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้งจากผลต่างของความเร็วล้อ ดังสมการที่ 3.68 ในที่สุด

$$0 = (V_{fwxl} - V_{fwxr})(\cos \delta + \sin \delta \tan \delta) + \psi W \quad (3.66)$$

$$\psi = \frac{(V_{fwxr} - V_{fwxl})(\cos \delta + \sin \delta \tan \delta)}{W} \quad (3.67)$$

$$\psi = \frac{V_{fwxr} - V_{fwxl}}{W \cos \delta} \quad (3.68)$$

### 3.5.2 การจำลองบนคอมพิวเตอร์เพื่อตรวจสอบความถูกต้องของผลเฉลยรูปแบบปิดที่พัฒนาขึ้น

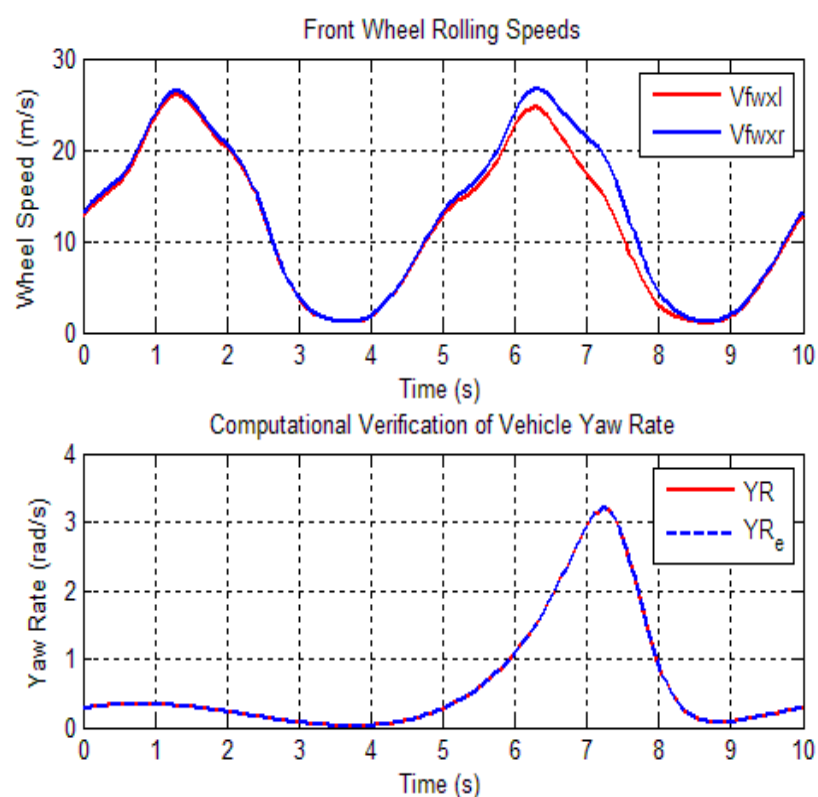
เพื่อตรวจสอบความถูกต้องของผลเฉลยรูปแบบปิดที่พัฒนาขึ้นนั้น ขั้นตอนได้จำลองการเคลื่อนที่ของฐานขับเคลื่อนบนระนาบในกรณีเฉพาะของรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลัง (RWD vehicle) บนคอมพิวเตอร์ด้วยโปรแกรม Matlab

จากผลเฉลยรูปแบบปิดสำหรับประมาณค่าอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้งของรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลัง ในกรณีที่ไม่มีเบรกที่ล้อหน้า (no braking torque applied to the front

wheels) และไม่คำนึงถึงแรงเสียดทานการกลิ้งที่ล้อหน้า (neglect front wheel rolling resistance) ซึ่งวิเคราะห์ที่ได้ดังสมการที่ 3.68 นั้น ได้จำลองการเคลื่อนที่แบบสุ่มของรถยนต์เพื่อประมาณค่าอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้ง บนคอมพิวเตอร์ด้วยโปรแกรม Matlab โดยสมมติให้รัศมีความโค้ง อัตราเร็วในการเคลื่อนที่ มุมไถลของรถ และมุมเลี้ยวล้อหน้า มีฟังก์ชันกำหนด (prescribed function) และมีการเปลี่ยนแปลงตามเวลาดังกราฟที่แสดงในรูปที่ 3.2 ซึ่งสามารถจำลองเส้นทางการเคลื่อนที่ (trajectory) แบบไถลของรถยนต์ได้ ดังรูปที่ 3.3

จากฟังก์ชันกำหนดและค่าพารามิเตอร์ของตัวอย่างรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลังซึ่งแสดงในตารางที่ 3.1 สามารถคำนวณค่าอัตราเร็วในทิศการกลิ้งของล้อหน้าทั้งสองข้าง (front wheel rolling speeds) ซึ่งมีการเปลี่ยนแปลงตามเวลาโดยใช้ความสัมพันธ์ทางจลศาสตร์ ได้ดังกราฟแรกของรูปที่ 3.7 และสามารถประมาณค่าอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้งของรถยนต์จากผลเฉลยรูปแบบปิดที่พัฒนาขึ้น ดังสมการที่ 3.68 ได้ผลเปรียบเทียบกับค่าทางทฤษฎีดังแสดงในกราฟที่สองของรูปที่ 3.7

ซึ่งผลเฉลยรูปแบบปิดที่พัฒนาขึ้นสามารถประมาณค่าอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้งได้อย่างสมบูรณ์ เมื่อค่าอัตราเร็วในการกลิ้งของล้อจากเซ็นเซอร์ที่ติดตั้งบนรถยนต์ทดสอบซึ่งใช้ในการคำนวณมีความแม่นยำ



รูปที่ 3.7 ค่าอัตราเร็วในทิศการกลิ้งของล้อหน้าทั้งสองข้าง ซึ่งคำนวณจากความสัมพันธ์ทางจลศาสตร์ และค่าอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้งซึ่งประมาณโดยใช้ผลเฉลยในรูปแบบปิดที่พัฒนาขึ้น



## บทที่ 4

### การพัฒนาต้นแบบของฐานขับเคลื่อนบนระนาบ

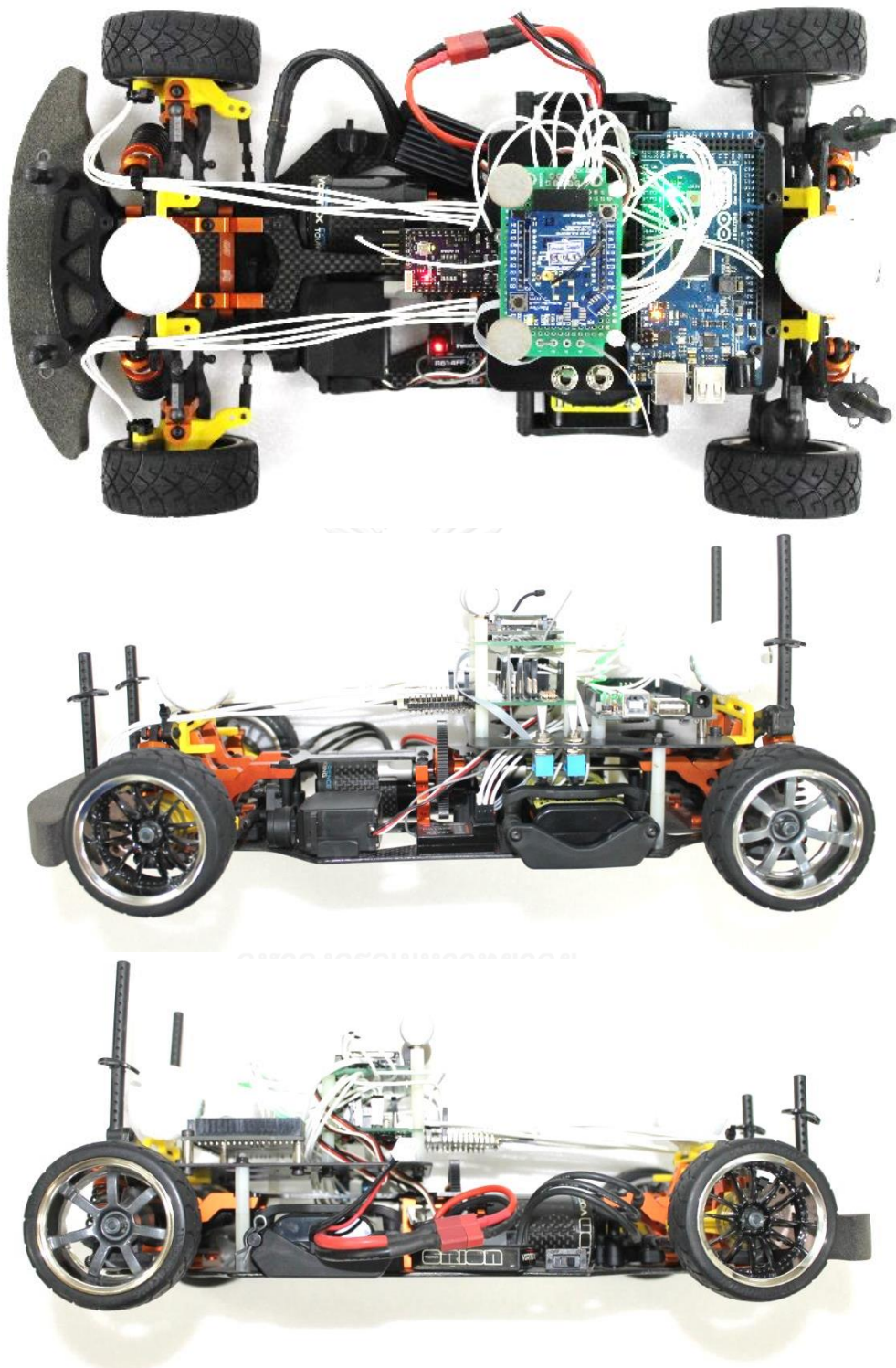
ในงานวิจัย ได้พัฒนาต้นแบบของฐานขับเคลื่อนบนระนาบซึ่งสามารถควบคุมมุมเลี้ยวและการขับเคลื่อนล้อ เพื่อรองรับการทดสอบแบบจำลองทางพลศาสตร์ การทดสอบเทคนิคประมาณค่าตัวแปรสถานะ และการทดสอบระบบควบคุมทางพลศาสตร์

โดยต้นแบบของฐานขับเคลื่อนบนระนาบถูกพัฒนาขึ้นบนพื้นฐานของพาหนะจำลองขับเคลื่อนล้อหลัง มาตรฐาน 1:10 ให้สามารถวัดค่าตัวแปรที่จำเป็นขณะวิ่งทดสอบ ซึ่งได้แก่ ค่ามุมเลี้ยวของล้อหน้า (steering angle) ค่าความเร่งเชิงเส้น (linear acceleration) ทั้งความเร่งในทิศทางขนานกับตัวรถ (longitudinal acceleration) และความเร่งด้านข้าง (lateral acceleration) ค่าอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้ง (yaw rate) และค่าอัตราเร็วในการหมุนของแต่ละล้อ (wheel rotational speed) ได้จากอุปกรณ์ที่ติดตั้งบนฐานขับเคลื่อน (on-board sensors) จากนั้นส่งข้อมูลดังกล่าวให้คอมพิวเตอร์ประมวลผล รวมทั้งสามารถควบคุมมุมเลี้ยวล้อหน้าและความเร็วรอบของล้อหลังตามสัญญาณควบคุมที่ได้รับจากรีโมทคอนโทรลหรือคอมพิวเตอร์

ต้นแบบของฐานขับเคลื่อนบนระนาบที่พัฒนาขึ้นในงานวิจัยนี้มีลักษณะดังแสดงในรูปที่ 4.1 มีภาพถ่ายจากด้านบนและด้านข้างดังแสดงในรูปที่ 4.2 และมีค่าพารามิเตอร์ดังตารางที่ 4.1



รูปที่ 4.1 ต้นแบบของฐานขับเคลื่อนบนระนาบที่พัฒนาขึ้น



รูปที่ 4.2 ภาพถ่ายจากด้านบนและด้านข้างของต้นแบบฐานขับเคลื่อนบนระนาบที่พัฒนาขึ้น  
ตารางที่ 4.1 ค่าพารามิเตอร์ของฐานขับเคลื่อนบนระนาบที่พัฒนาขึ้น

| พารามิเตอร์    | $L_f$ (cm) | $L_r$ (cm) | $W$ (cm) | $R_w$ (cm) |
|----------------|------------|------------|----------|------------|
| ค่าพารามิเตอร์ | 13.25      | 12.25      | 16.2     | 3.25       |

#### 4.1 แผนผังแสดงอุปกรณ์และการเชื่อมต่อวงจรของทั้งระบบ

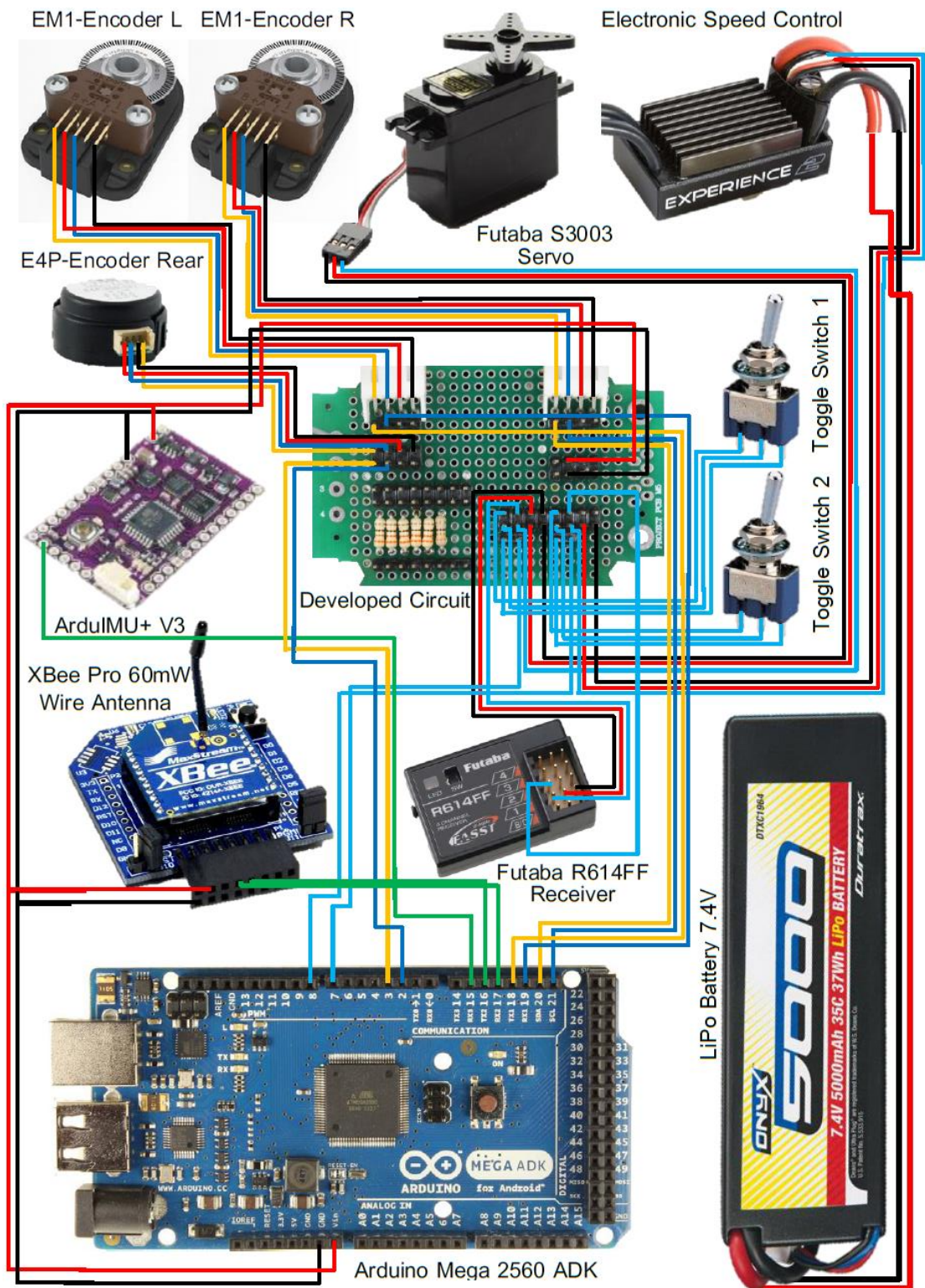
ดังได้กล่าวมาแล้วในตอนต้นถึงข้อจำเป็นพื้นฐานของการพัฒนาต้นแบบฐานขับเคลื่อนบนระบบให้สามารถวัดค่าตัวแปรที่จำเป็นในขณะวิ่งทดสอบ และสามารถตอบสนองสัญญาณควบคุมการเคลื่อนที่ได้ นั่น ในส่วนนี้จะกล่าวถึงภาพรวมของอุปกรณ์ที่ติดตั้งบนต้นแบบฐานขับเคลื่อน โดยอธิบายแผนผังแสดงรายละเอียดการเชื่อมต่อวงจรของทั้งระบบ (Whole system schematic) ดังรูปที่ 4.3 ซึ่งรายละเอียดของแต่ละอุปกรณ์นั้นจะอธิบายเพิ่มเติมในภายหลัง

อุปกรณ์ที่ติดตั้งบนต้นแบบฐานขับเคลื่อนนั้น ประกอบด้วย วงจรไมโครคอนโทรลเลอร์ (Arduino Mega 2560 ADK) วงจรภาครับสัญญาณ (Futaba R164FF receiver) มอเตอร์กระแสตรงแบบไม่มีแปรงถ่านและวงจรควบคุมความเร็วรอบ (electronic speed control) เซอร์โวมอเตอร์สำหรับบังคับเลี้ยว (Futaba S3003 servo) โมดูลสัญญาณไร้สาย (XBee Pro 60mW wire antenna) วงจรวัดความเร่งเชิงเส้นและอัตราการหมุน (ArduIMU+ V3) อุปกรณ์วัดความเร็วรอบของล้อหน้า (EM1-Encoder L&R) อุปกรณ์วัดความเร็วรอบของล้อหลัง (E4P-Encoder rear) วงจรที่พัฒนาขึ้นเพื่อรองรับการเชื่อมต่อของอุปกรณ์ (developed circuit) สวิตช์ปรับโหมดการทำงาน (toggle switch) จำนวน 2 ตัว และแบตเตอรี่ลิเทียมโพลิเมอร์ (LiPo Battery 7.4V)

พิจารณาแผนภาพแสดงรายละเอียดการเชื่อมต่อวงจร ดังแสดงในรูปที่ 4.3 เส้นสีดำแสดงสายไฟที่มีศักย์ไฟฟ้าอ้างอิงเป็นศูนย์ (GND) เส้นสีแดงแสดงสายไฟที่มีศักย์ไฟฟ้า 5 โวลต์ (+5V) ยกเว้นเส้นสีแดงขนาดใหญ่จากแบตเตอรี่ที่มีศักย์ไฟฟ้า 7.4 โวลต์ (+7.4V) เส้นสีฟ้าแสดงสายสัญญาณความกว้างพัลส์ (PWM) สำหรับควบคุมการทำงานของเซอร์โวมอเตอร์และวงจรควบคุมความเร็วรอบ เส้นสีน้ำเงินและสีเหลืองที่ต่อกับอุปกรณ์วัดความเร็วรอบเป็นสายสัญญาณ A และ B ของเอ็นโค้ดเดอร์ตามลำดับ เส้นสีเขียวที่ต่อระหว่างวงจรไมโครคอนโทรลเลอร์กับโมดูลสัญญาณไร้สายและวงจรวัดความเร่งและอัตราการหมุนนั้นเป็นสายสัญญาณอนุกรม (Rx/Tx)

จากแผนภาพดังกล่าวนี้ ไฟฟ้ากระแสตรงขนาด 7.4 โวลต์ จากแบตเตอรี่ลิเทียมโพลิเมอร์ (LiPo) ถูกป้อนเข้าสู่วงจรควบคุมความเร็วรอบเพื่อใช้ขับมอเตอร์กระแสตรงแบบไม่มีแปรงถ่าน อย่างไรก็ตาม วงจรดังกล่าวสามารถแปลงไฟ 7.4 โวลต์ ให้เป็นไฟเลี้ยงวงจร 5 โวลต์ ซึ่งเป็นขนาดของไฟเลี้ยงวงจรที่ใช้เท่ากันทั้งระบบ ดังนั้นเมื่อต่อสายไฟเลี้ยงเส้นสีแดงและสายกราวด์สีดำจาก electronic speed control เข้ากับวงจร developed circuit ทำให้สามารถโยกสายไฟเลี้ยงวงจรขนาด 5 โวลต์ ไปยังวงจรไมโครคอนโทรลเลอร์ วงจรภาครับสัญญาณ เซอร์โวมอเตอร์ โมดูลสัญญาณไร้สาย วงจรวัดความเร่งเชิงเส้นและอัตราการหมุน และเอ็นโค้ดเดอร์ทั้ง 3 ตัว ตามลำดับ

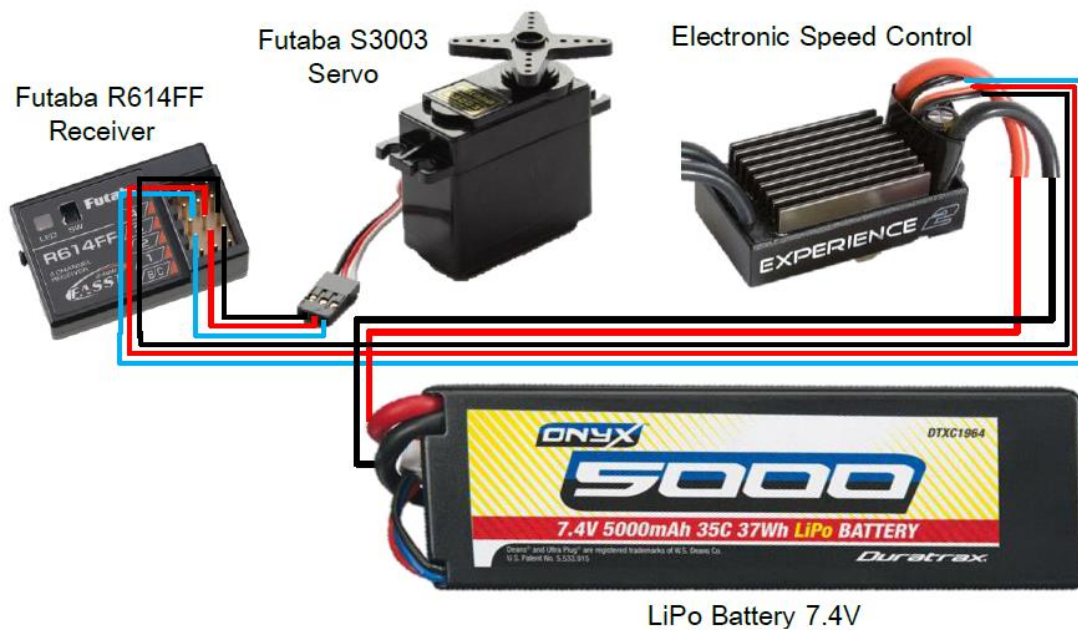




รูปที่ 4.3 แผนผังแสดงรายละเอียดการเชื่อมต่อวงจรของทั้งระบบ

#### 4.2 อุปกรณ์พื้นฐานสำหรับการควบคุมด้วยมือ

โดยทั่วไปแล้ว อุปกรณ์พื้นฐานสำหรับการควบคุมด้วยมือ (manual control) ของรถยนต์จำลองบังคับวิทยุมาตราส่วน 1:10 (1:10<sup>th</sup> scaled radio control vehicle) นั้น ประกอบด้วย อุปกรณ์ควบคุมจากระยะไกล และอุปกรณ์ที่ติดตั้งบนตัวรถ ซึ่งได้แก่ ภาครับสัญญาณ มอเตอร์ กระแสตรงและวงจรควบคุมความเร็วรอบ เซอร์โวมอเตอร์สำหรับบังคับเลี้ยว และแบตเตอรี่ ดังแผนผังแสดงรายละเอียดการเชื่อมต่ออุปกรณ์พื้นฐานสำหรับการควบคุมด้วยมือ ในรูปที่ 4.4



รูปที่ 4.4 แผนผังแสดงรายละเอียดการเชื่อมต่ออุปกรณ์พื้นฐานสำหรับการควบคุมด้วยมือ

จากแผนภาพแสดงรายละเอียดการเชื่อมต่อวงจร ในรูปที่ 5.4 เส้นสีดำแสดงสายไฟที่มีศักย์ไฟฟ้าอ้างอิงเป็นศูนย์ (GND) เส้นสีแดงแสดงสายไฟที่มีศักย์ไฟฟ้า 5 โวลต์ (+5V) ยกเว้นเส้นสีแดงขนาดใหญ่จากแบตเตอรี่ที่มีศักย์ไฟฟ้า 7.4 โวลต์ (+7.4V) เส้นสีฟ้าแสดงสายสัญญาณ PWM สำหรับควบคุมการทำงานของเซอร์โวมอเตอร์และวงจรควบคุมความเร็วรอบ ไฟฟ้ากระแสตรงขนาด 7.4 โวลต์ จากแบตเตอรี่ลิเทียมโพลิเมอร์ ถูกป้อนเข้าสู่วงจรควบคุมความเร็วรอบเพื่อใช้ขับมอเตอร์กระแสตรงแบบไม่มีแปรงถ่าน วงจรควบคุมความเร็วรอบสามารถแปลงไฟ 7.4 โวลต์ ให้เป็นไฟเลี้ยงวงจร 5 โวลต์ และจ่ายเป็นไฟเลี้ยงวงจรให้กับภาครับสัญญาณและเซอร์โวมอเตอร์ตามลำดับรายละเอียดของอุปกรณ์พื้นฐานสำหรับการควบคุมด้วยมือ มีดังต่อไปนี้

#### 4.2.1 อุปกรณ์ควบคุมจากระยะไกล

อุปกรณ์ควบคุมจากระยะไกล (radio control transmitter) ที่ใช้ในงานวิจัยนี้ คือรุ่น Futaba 4PK-2.4G Super ซึ่งเป็นรีโมทคอนโทรลชนิด 4 ช่องสัญญาณ (channel) ทำงานที่คลื่นความถี่ 2.4 กิกะเฮิรตซ์ (GHz) ดังแสดงในรูปที่ 4.5



รูปที่ 4.5 อุปกรณ์ควบคุมจากระยะไกล รุ่น Futaba 4PK-2.4G Super

#### 4.2.2 ภาครับสัญญาณ

วงจรภาครับสัญญาณ (radio control receiver) ที่ติดตั้งบนต้นแบบฐานขับเคลื่อนบนระนาบ คือรุ่น Futaba R164FF ซึ่งเป็นภาครับสัญญาณชนิด 4 ช่องสัญญาณ (channel) ทำงานที่คลื่นความถี่ 2.4 กิกะเฮิรตซ์ (GHz) ดังแสดงในรูปที่ 4.6



รูปที่ 4.6 วงจรภาครับสัญญาณ รุ่น Futaba R164FF

#### 4.2.3 มอเตอร์กระแสตรงและวงจรควบคุมความเร็วรอบ

มอเตอร์กระแสตรงและวงจรควบคุมความเร็วรอบที่ติดตั้งบนต้นแบบฐานขับเคลื่อนบนระนาบ คือรุ่น Vortex Experience โดยมอเตอร์กระแสตรงเป็นชนิดไม่มีแปรงถ่าน (brushless DC motor) ปลอกมอเตอร์ทำจากวัสดุคาร์บอนไฟเบอร์แท้เพื่อควบคุมสนามแม่เหล็ก ปิดชั่วคราวทำด้วยแผ่นอลูมิเนียมเคลือบ (anodized aluminum) ดังแสดงในรูปที่ 4.7 สำหรับวงจรควบคุมความเร็วรอบนั้นมีระบบควบคุมคันเร่งแบบเชิงเส้น หรือ SLD (super linear drive)



รูปที่ 4.7 มอเตอร์กระแสตรงและวงจรควบคุมความเร็วรอบ รุ่น Vortex Experience

ข้อมูลทางเทคนิคของมอเตอร์ รุ่น Vortex Experience มีดังต่อไปนี้

|   |       |                    |
|---|-------|--------------------|
| ความต้านทาน (resistance)                      | 0.021 | โอห์ม              |
| กระแสต่ำสุดสำหรับขับ (current draw)           | 2.1   | แอมแปร์            |
| สมรรถนะมอเตอร์ (turns)                        | 14    |                    |
| สมรรถนะมอเตอร์ (Kv rating)                    | 2990  | รอบต่อนาที / โวลต์ |
| ประสิทธิภาพสูงสุด (max efficiency)            | 84.9  | เปอร์เซ็นต์        |
| ที่กระแส 27.7แอมแปร์ กำลังไฟฟ้า 185 วัตต์     |       |                    |
| กระแสต่อเนื่องสูงสุด (max continuous current) | 30    | แอมแปร์            |
| กระแสสูงสุด (max current)                     | 60    | แอมแปร์            |

ซึ่งได้ประสิทธิภาพ 80 เปอร์เซ็นต์ และกำลังไฟฟ้า 3800 วัตต์



ข้อมูลทางเทคนิคของวงจรควบคุมความเร็วรอบ รุ่น Vortex Experience มีดังต่อไปนี้

|   |   |         |
|---|---|---------|
| ขนาด (กว้าง x ยาว x สูง)                          | 20 มิลลิเมตร x 34 มิลลิเมตร x 6 มิลลิเมตร |         |
| น้ำหนัก   | 42  | กรัม    |
| ความต่างศักย์ไฟเลี้ยงวงจร                         |   |         |
| จากแบตเตอรี่ NiCd/NiMH                            | 6   | เซลล์   |
| หรือ จากแบตเตอรี่ LiPo                            | 2   | เซลล์   |
| จ่ายกระแสต่อเนื่องสูงสุด (max continuous current) | 40  | แอมแปร์ |

#### 4.2.4 เซอร์โวมอเตอร์สำหรับบังคับเลี้ยว

เซอร์โวมอเตอร์สำหรับบังคับเลี้ยว ที่ติดตั้งบนต้นแบบฐานขับเคลื่อนบนระนาบ คือรุ่น Futaba S3003 ดังแสดงในรูปที่ 4.8 การควบคุมตำแหน่งของเซอร์โวมอเตอร์ทำได้โดยการกำหนดความกว้างพัลส์ของสัญญาณ (PWM)



รูปที่ 4.8 เซอร์โวมอเตอร์ รุ่น Futaba S3003

ข้อมูลทางเทคนิคของเซอร์โวมอเตอร์ รุ่น Futaba S3003 มีดังต่อไปนี้

|                                       |  |                    |
|---------------------------------------|--|--------------------|
| ขนาด (กว้าง x ยาว x สูง)              | 20.1 มิลลิเมตร x 39.9 มิลลิเมตร x 36.1 มิลลิเมตร |                    |
| น้ำหนัก                               | 37   | กรัม               |
| พิสัยการหมุน (rotational range)       | 60   | องศา               |
| แรงบิด (torque) ที่ไฟเลี้ยง 4.8 โวลต์ | 3.17   | กิโลกรัม-เซนติเมตร |
| ที่ไฟเลี้ยง 6 โวลต์                   | 4.10   | กิโลกรัม-เซนติเมตร |



|   |          |             |
|---|----------|-------------|
| เวลาที่ใช้ในการหมุน 60 องศา ที่ไฟเลี้ยง 4.8 โวลต์ | 0.23     | วินาที      |
| ที่ไฟเลี้ยง 6 โวลต์                               | 0.19     | วินาที      |
| วัฏจักรสัญญาณควบคุม (pulse cycle)                 | 30       | มิลลิวินาที |
| ความกว้างพัลส์สัญญาณควบคุม (pulse width)          | 500-3000 | ไมโครวินาที |

#### 4.2.5 แบตเตอรี่

แบตเตอรี่ของต้นแบบฐานขับเคลื่อนบนระนาบ ที่ใช้ในงานวิจัยนี้ เป็นแบตเตอรี่ลิเทียมโพลิเมอร์ (LiPo) แบบ 2 เซลล์ จ่ายไฟฟ้ากระแสตรง 7.4 โวลต์ ดังแสดงในรูปที่ 4.9



รูปที่ 4.9 แบตเตอรี่ลิเทียมโพลิเมอร์ แบบ 2 เซลล์

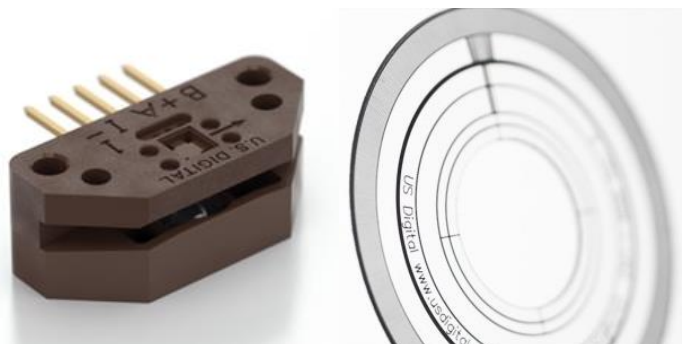
### 4.3 การติดตั้งอุปกรณ์สำหรับวัดความเร็วรอบของล้อ

ในหัวข้อนี้จะกล่าวถึงรายละเอียดการพัฒนาพาหนะจำลองมาตราส่วน 1:10 ให้สามารถตรวจวัดความเร็วรอบของล้อทั้งสี่ เพื่อรองรับการทดสอบแบบจำลองทางพลศาสตร์ การทดสอบเทคนิคประมาณค่าตัวแปรสถานะ และการทดสอบระบบควบคุมทางพลศาสตร์ โดยแยกอธิบายในส่วนของ อุปกรณ์วัดความเร็วรอบของล้อหน้า และอุปกรณ์วัดความเร็วรอบของล้อหลัง ตามลำดับ

#### 4.3.1 อุปกรณ์วัดความเร็วรอบของล้อหน้า

เนื่องจากพาหนะจำลองมาตราส่วน 1:10 ที่พัฒนาขึ้นในงานวิจัยนี้ มีระบบขับเคลื่อนแบบสองล้อหลัง ซึ่งล้อหน้าทั้งสองไม่ถูกขับเคลื่อนและหมุนได้โดยอิสระต่อกัน การวัดความเร็วรอบของล้อหน้าจึงจำเป็นต้องติดตั้งเอ็นโค้ดเดอร์ที่ล้อหน้าแต่ละข้างแยกกัน จำนวน 2 ตัว

เอ็นโค้ดเดอร์สำหรับวัดความเร็วรอบของล้อหน้าที่ใช้ในพาหนะจำลองมาตราส่วน 1:10 คือ รุ่น US Digital EM1-1-1250 ทำงานร่วมกับแผ่นจาน US Digital Disk-1 ดังแสดงในรูปที่ 4.10 โดยเอ็นโค้ดเดอร์มีความละเอียด 1250 ไซเคิลต่อการหมุน (CPR) และแผ่นจานมีความยาวเส้นผ่านศูนย์กลาง 1 นิ้ว



รูปที่ 4.10 เอ็นโค้ดเดอร์ รุ่น US Digital EM1-1-1250 และแผ่นจาน รุ่น US Digital Disk-1

ข้อมูลทางเทคนิคของเอ็นโค้ดเดอร์ รุ่น US Digital EM1-1-1250 มีดังต่อไปนี้

ข้อมูลจำเพาะทางไฟฟ้า (electrical specifications)

|   |      |                     |
|---|------|---------------------|
| ไฟเลี้ยงวงจร (supply voltage)                   |      | 4.5-5.5 โวลต์       |
| กระแสเลี้ยงวงจร (supply current)                |      | 50-62 มิลลิแอมแปร์  |
| สัญญาณขาออกค่าต่ำ (low-level output)            | 0.05 | โวลต์               |
| สัญญาณขาออกค่าสูง (high-level output)           |      | 4.8 โวลต์           |
| ค่ากระแสขาออกต่อขา (output current per channel) |      | -8 – 8 มิลลิแอมแปร์ |
| เวลาขาขึ้นของสัญญาณขาออก (output rising time)   |      | 110 นาโนวินาที      |

เงื่อนไขการทำงาน (operating conditions)

|  |                       |              |
|--|-----------------------|--------------|
| ความถี่สัญญาณขาออก (A/B output frequency) สูงสุด | 300                   | กิโลเฮิร์ตซ์ |
| ความเร็วรอบของแผ่นจาน (disk RPM) สูงสุด          | $18 \times 10^6$ /CPR | รอบต่อนาที   |

ขาสัญญาณขาออก (pin-outs)

- ขา 1 ศักย์อ้างอิงศูนย์ (ground)
- ขา 2 ดัชนีบอกทิศทาง (index)
- ขา 3 สัญญาณขาออก ช่อง A (A channel)
- ขา 4 ไฟเลี้ยง (+5VDC power)
- ขา 5 สัญญาณขาออก ช่อง B (B channel)

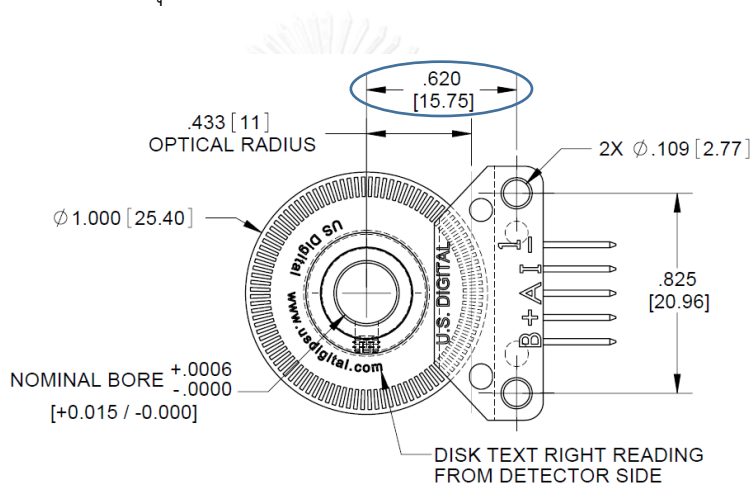
ข้อมูลทางเทคนิคของแผ่นจาน รุ่น US Digital Disk-1 มีดังต่อไปนี้

|                   |       |                     |
|-------------------|-------|---------------------|
| เส้นผ่านศูนย์กลาง | 1     | นิ้ว                |
| ความหนา           | 0.007 | นิ้ว                |
| ความละเอียด (CPR) | 1250  | ไซเคิลต่อรอบการหมุน |
| ความละเอียด (PPR) | 5000  | พัลส์ต่อรอบการหมุน  |

#### 4.3.1.1 การออกแบบชิ้นส่วนสำหรับรองรับการติดตั้ง

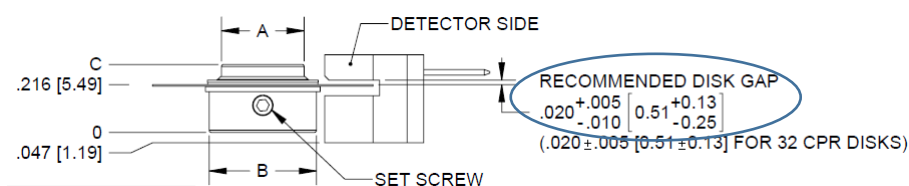
เพื่อรองรับการติดตั้งเอ็นโค้ดเดอร์ US Digital EM1-1-1250 และแผ่นจาน US Digital Disk-1 ที่ล้อหน้าแต่ละข้างของพาหนะจำลองมาตราส่วน 1:10 นั้น จำเป็นต้องดัดแปลงชิ้นส่วนที่มีอยู่เดิม ได้แก่ ดัดแปลงชิ้นส่วนรองรับการหมุนของล้อหน้า (upright front) ให้สามารถติดตั้งเอ็นโค้ดเดอร์ในตำแหน่งที่เหมาะสม และเพิ่มชิ้นส่วนสำหรับกำหนดระยะห่าง (spacer) ระหว่างแผ่นจานกับหัวอ่านค่าแสงของเอ็นโค้ดเดอร์ โดยมีรายละเอียดและข้อกำหนดของการดัดแปลง ดังต่อไปนี้

การดัดแปลงชิ้นส่วนรองรับการหมุนของล้อหน้า (upright front) ให้สามารถติดตั้งเอ็นโค้ดเดอร์ในตำแหน่งที่เหมาะสมนั้น กระทำภายใต้ข้อกำหนดคือ ระยะตั้งฉากจากแนวของจุดยึดเอ็นโค้ดเดอร์ทั้งสอง ถึงแกนหมุนของล้อและแผ่นจานมีค่า 15.75 มิลลิเมตร ดังแสดงในรูปที่ 4.11



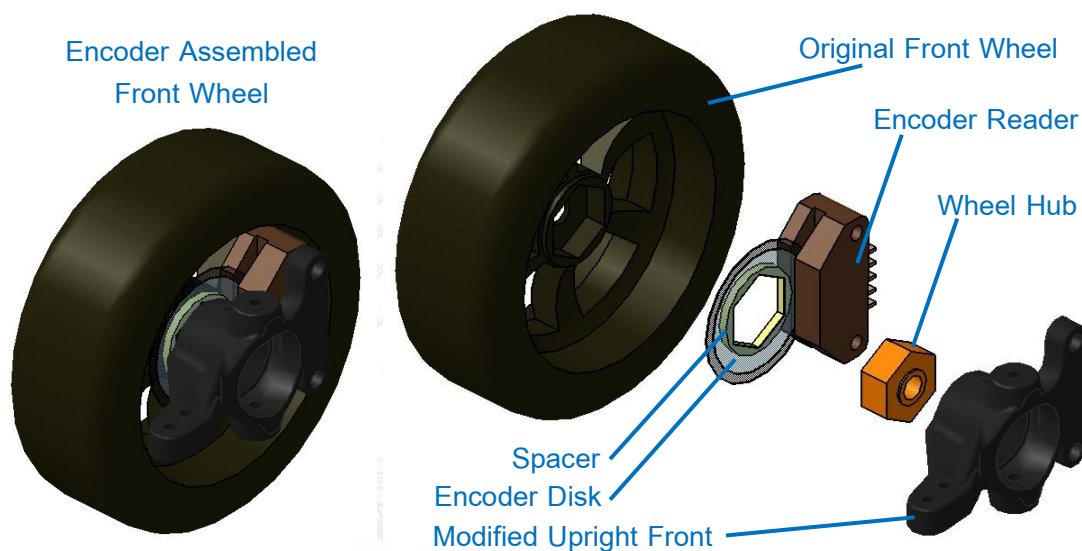
รูปที่ 4.11 ข้อกำหนด ระยะตั้งฉากจากแนวของจุดยึดเอ็นโค้ดเดอร์ทั้งสองถึงแกนหมุน

ในส่วนของ ชิ้นส่วนสำหรับกำหนดระยะห่าง (spacer) ระหว่างแผ่นจานกับหัวอ่านค่าแสงของเอ็นโค้ดเดอร์ซึ่งเป็นระยะในทิศทางตามแนวแกนหมุนของล้อให้เหมาะสมต่อการอ่านค่า นั้น กระทำภายใต้ข้อกำหนดคือ ระยะระหว่างแผ่นจานถึงหัวอ่านของเอ็นโค้ดเดอร์ (recommended disk gap) มีค่า 0.51 มิลลิเมตร ดังแสดงในรูปที่ 4.12



รูปที่ 4.12 ข้อกำหนด ระยะระหว่างแผ่นจานถึงหัวอ่านของเอ็นโค้ดเดอร์

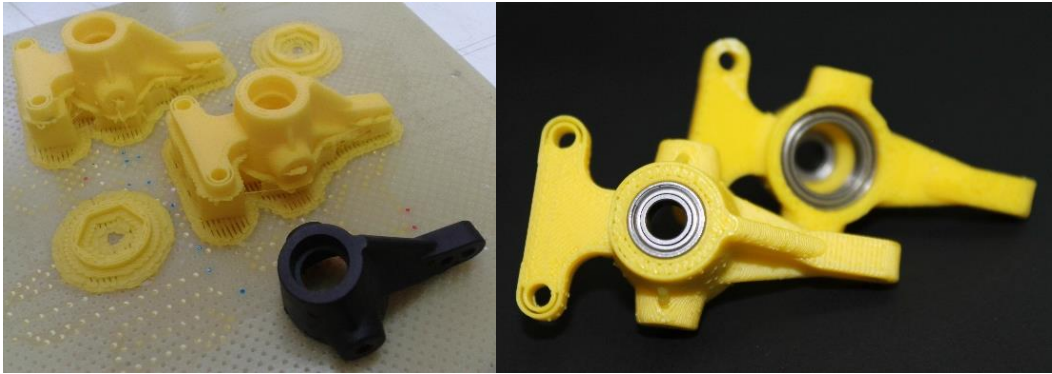
ในงานวิจัยนี้ ได้ออกแบบชิ้นส่วนสำหรับกำหนดระยะห่างของแผ่นจาน และออกแบบชิ้นส่วนรองรับการหมุนของล้อหน้าขึ้นมาใหม่ โดยชิ้นส่วนที่พัฒนาขึ้นนั้น ยังคงมีหน้าที่หลักคือรองรับการหมุนของล้อหน้าเช่นเดียวกับชิ้นส่วนเดิม ซึ่งในการออกแบบครั้งนี้ ได้คงรูปร่างเดิมไว้ให้มากที่สุดนั้นหมายถึง ขนาดของตลับลูกปืนรองรับการหมุน ตำแหน่งของจุดยึดสตรัทหัวกลม (ball stud) สำหรับคันชักเลี้ยว ไม่มีการเปลี่ยนแปลง ใดๆก็ตาม ได้ออกแบบจุดยึดที่จำเป็นสำหรับการติดตั้งเอ็นโค้ดเดอร์ ซึ่งจากข้อกำหนดของการออกแบบที่กล่าวมาแล้วในช่วงต้นนั้น จำเป็นต้องตัดเนื้อชิ้นส่วนเดิมออกบางส่วน จึงจะสามารถวางเอ็นโค้ดเดอร์ลงในตำแหน่งที่เหมาะสมได้ การออกแบบโดยละเอียดนั้นทำด้วยโปรแกรม CATIA ได้ผลลัพธ์ของการออกแบบดังแสดงในรูปที่ 4.13



รูปที่ 4.13 ชิ้นส่วนรองรับการหมุนของล้อหน้า (upright front) และชิ้นส่วนสำหรับกำหนดระยะห่างของแผ่นจาน (spacer) ที่ออกแบบอย่างละเอียดด้วยโปรแกรม CATIA

#### 4.3.1.2 การขึ้นรูปชิ้นส่วนต้นแบบสำหรับรองรับการติดตั้ง

จากการออกแบบภายใต้ข้อกำหนดที่ได้อธิบายในหัวข้อที่ผ่านมา ได้ทำการขึ้นรูปชิ้นงานต้นแบบด้วยวัสดุพลาสติก โดยอาศัยเทคโนโลยีการพิมพ์สามมิติ (3D printing) ประกอบด้วย ต้นแบบชิ้นส่วนรองรับการหมุนของล้อหน้า และต้นแบบชิ้นส่วนกำหนดระยะห่างของแผ่นจาน ดังแสดงในรูปที่ 4.14 ซึ่งสามารถประกอบเอ็นโค้ดเดอร์ US Digital EM1-1-1250 ได้ดังรูปที่ 4.15 และประกอบเข้ากับล้อของพาหนะจำลองมาตราส่วน 1:10 พร้อมด้วยแผ่นจาน US Digital Disk-1 ได้ดังรูปที่ 4.16 สำหรับการติดตั้งเอ็นโค้ดเดอร์ในตำแหน่งที่ใช้งานจริงนั้น ได้แสดงในรูปที่ 4.17



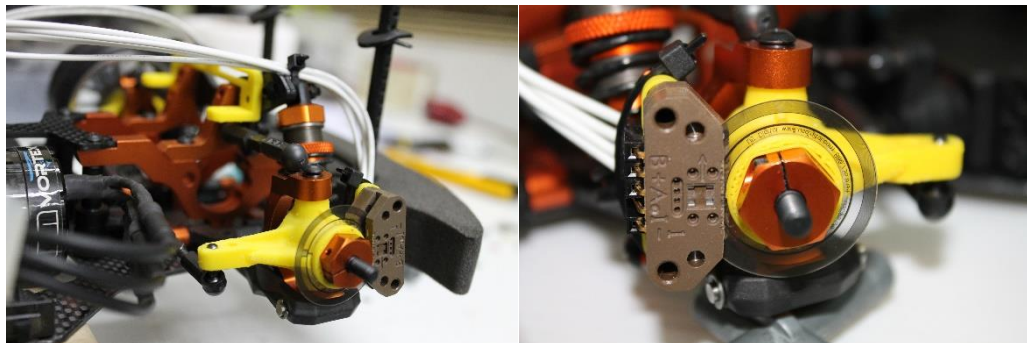
รูปที่ 4.14 ชิ้นส่วนต้นแบบที่ขึ้นรูปด้วยการพิมพ์สามมิติ



รูปที่ 4.15 การประกอบชิ้นส่วนต้นแบบเข้ากับเซ็นเซอร์ US Digital EM1-1-1250



รูปที่ 4.16 การประกอบชิ้นส่วนต้นแบบกับแผ่นจาน US Digital Disk-1 และล้อมาตรฐาน 1:10

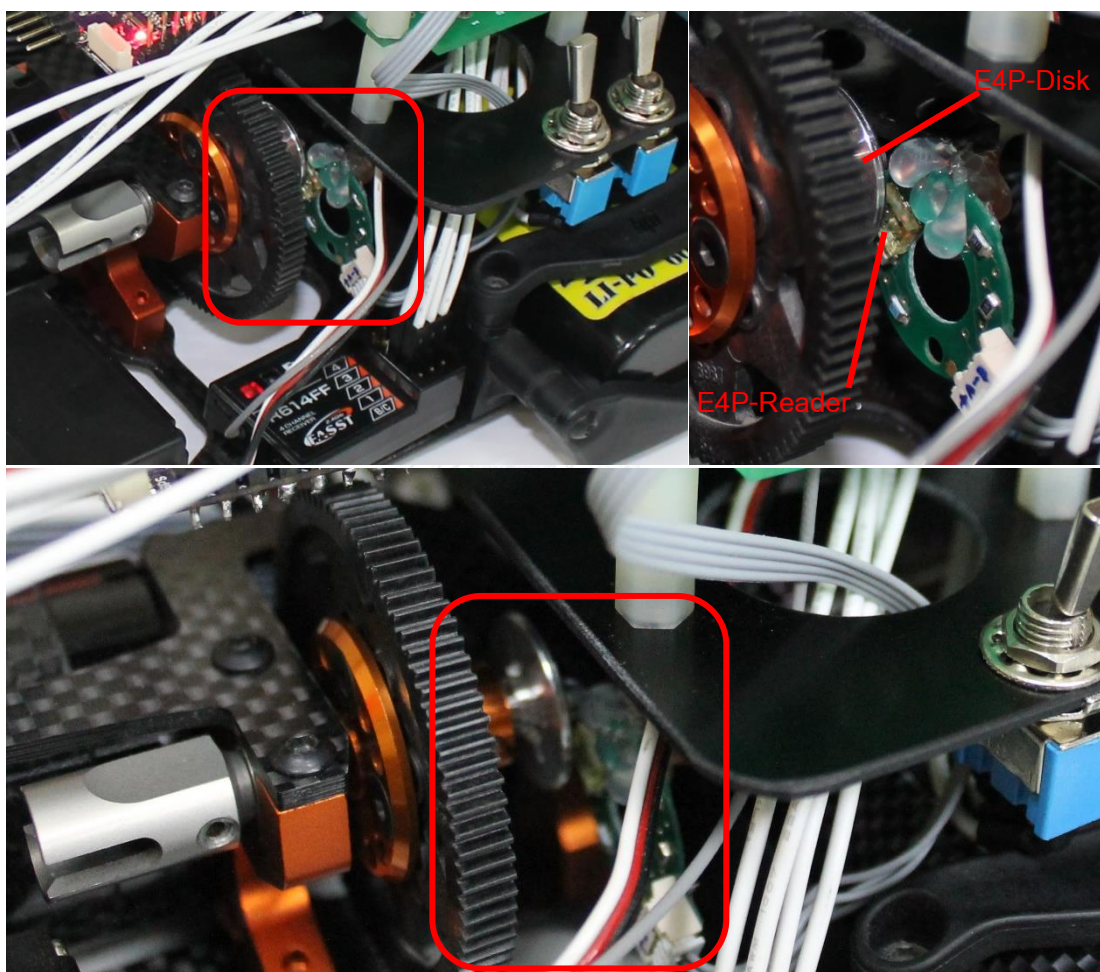


รูปที่ 4.17 การประกอบชิ้นส่วนต้นแบบและติดตั้งเซ็นเซอร์ในตำแหน่งที่ใช้งานจริง



#### 4.3.2 อุปกรณ์วัดความเร็วรอบของล้อหลัง

เนื่องจากพาหนะจำลองมาตรฐานส่วน 1:10 ที่ใช้ตัดแปลงในงานวิจัยนี้ มีระบบขับเคลื่อนแบบสองล้อหลัง โดยที่เฟืองท้ายถูกล็อกไว้ (locked differential) เพื่อให้เพลาสับล้อทั้งสองข้างมีความเร็วรอบเท่ากันตลอดเวลา ดังนั้นการติดตั้งเซ็นโค้ดเดอร์ตัวเดียวจึงเพียงพอสำหรับการวัดความเร็วรอบของล้อหลัง ซึ่งในงานวิจัยนี้ได้ติดตั้งเซ็นโค้ดเดอร์รุ่น US Digital E4P 0.64"-300 (Single-ended) ไว้ที่เพลาส่งกำลังก่อนเข้าเฟืองท้าย ดังแสดงในรูปที่ 4.18



รูปที่ 4.18 เซ็นโค้ดเดอร์ รุ่น US Digital E4P ซึ่งติดตั้งที่เพลาส่งกำลังก่อนเข้าเฟืองท้าย

เซ็นโค้ดเดอร์รุ่น US Digital E4P 0.64"-300 (single-ended) ที่ติดตั้งเพื่อวัดความเร็วรอบของเพลาส่งกำลังก่อนเข้าเฟืองท้าย มีรูปร่างก่อนการตัดแปลง ดังแสดงในรูปที่ 4.19 โดยเซ็นโค้ดเดอร์มีความละเอียด 300 ไซเคิลต่อรอบการหมุน (CPR)



รูปที่ 4.19 เอ็นโค้ดเดอร์ รุ่น US Digital E4P 0.64"-300 (single-ended)

ข้อมูลทางเทคนิคของเอ็นโค้ดเดอร์ รุ่น US Digital E4P 0.64"-300 (single-ended) มีดังต่อไปนี้  
ข้อมูลจำเพาะทางไฟฟ้า (electrical specifications)

|  |                    |
|--|--------------------|
| ไฟเลี้ยงวงจร (supply voltage)                    | 4.5-5.5 โวลต์      |
| กระแสเลี้ยงวงจร (supply current)                 | 21-27 มิลลิแอมแปร์ |
| สัญญาณขาออกค่าต่ำสูงสุด (Max. low-level output)  | 0.4 โวลต์          |
| สัญญาณขาออกค่าสูงต่ำสุด (Min. high-level output) | 2.4 โวลต์          |
| เวลาขาขึ้นของสัญญาณขาออก (output rising time)    | 500 นาโนวินาที     |
| เวลาขาลงของสัญญาณขาออก (output falling time)     | 100 นาโนวินาที     |

ขาสัญญาณขาออก (pin-outs)

- ขา 1 ไฟเลี้ยง (+5VDC power)
- ขา 2 สัญญาณขาออก ช่อง A (A channel)
- ขา 3 ศักย์อ้างอิงศูนย์ (Ground)
- ขา 4 สัญญาณขาออก ช่อง B (B channel)

ข้อมูลทางเทคนิคของแผ่นจาน มีดังต่อไปนี้

|                   |      |                     |
|-------------------|------|---------------------|
| ความละเอียด (CPR) | 300  | ไซเคิลต่อรอบการหมุน |
| ความละเอียด (PPR) | 1200 | พัลส์ต่อรอบการหมุน  |

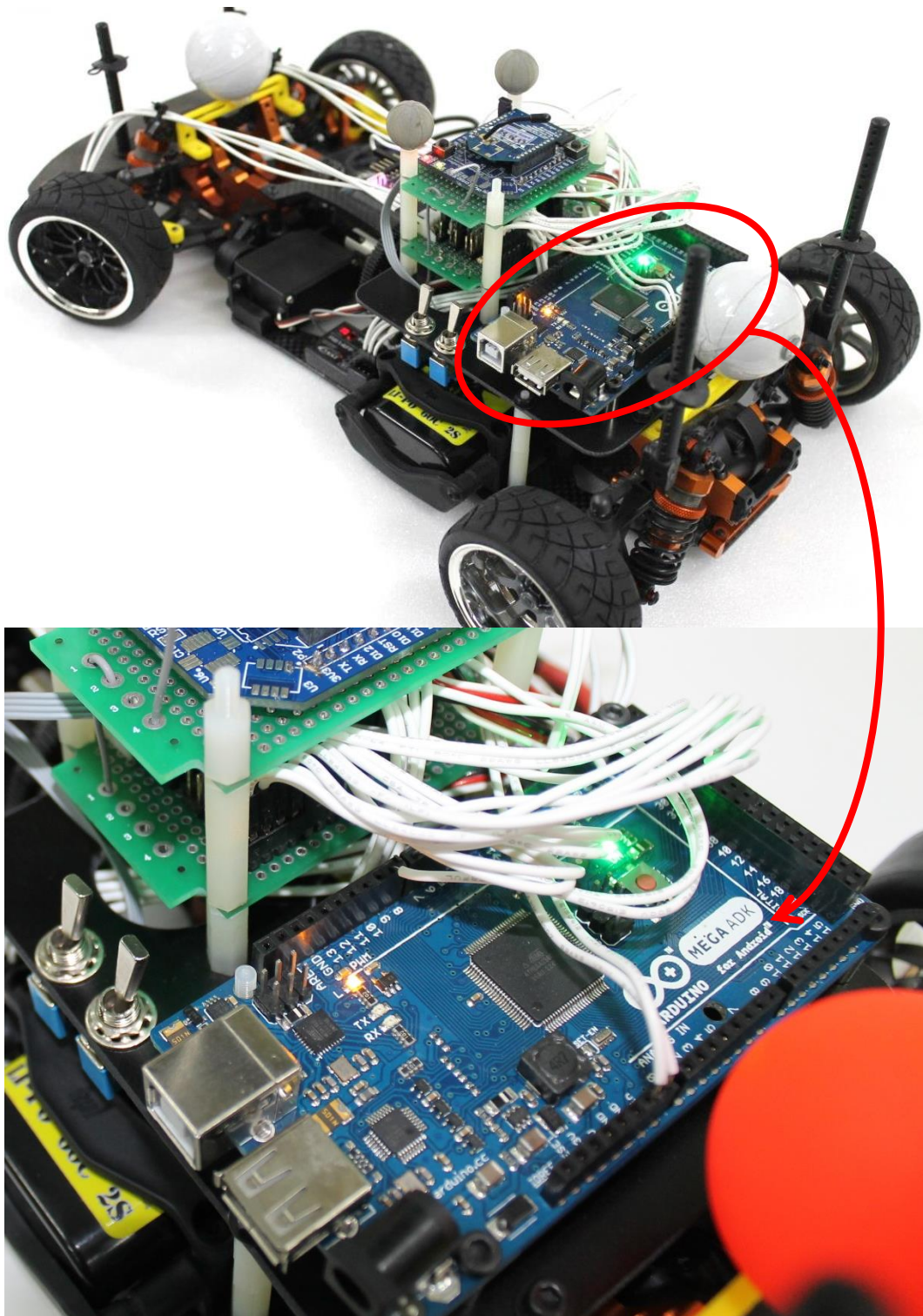
#### 4.4 ไมโครคอนโทรลเลอร์สำหรับรับคำสั่งสัญญาณป้อนกลับจากเซ็นเซอร์ และส่งสัญญาณควบคุมอุปกรณ์ที่ติดตั้งบนต้นแบบฐานขับเคลื่อน

ในงานวิจัยนี้ได้ติดตั้งวงจรไมโครคอนโทรลเลอร์ รุ่น Arduino Mega 2560 ADK บนต้นแบบฐานขับเคลื่อน ดังแสดงในรูปที่ 4.20 ให้ทำหน้าที่รับคำสั่งสัญญาณป้อนกลับจากวงจรวัดความเร่งเชิงเส้นและอัตราการหมุน (ArduIMU+ V3) จากเอ็นโค้ดเดอร์วัดความเร็วรอบของล้อหน้า (US Digital EM1-1-1250) และจากเอ็นโค้ดเดอร์วัดความเร็วรอบของล้อหลัง (US Digital E4P 0.64"-300) แล้วส่งเป็นชุดข้อมูลอนุกรม (serial data) ของสัญญาณป้อนกลับ ผ่านโมดูลสัญญาณไร้สาย (XBee Pro 60mW wire antenna) ให้คอมพิวเตอร์นำไปประมวลผล รวมทั้งทำหน้าที่รับชุดข้อมูลอนุกรมของคำสั่งสัญญาณควบคุม ซึ่งได้แก่ มุมเลี้ยวล้อหน้า (steering angle) และความเร็วรอบของล้อหลัง (rear wheel speed) ที่ประมวลผลแล้วโดยคอมพิวเตอร์ จากนั้นสร้างสัญญาณความกว้างพัลส์ (PWM) ที่สอดคล้อง สำหรับวงจรควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์กระแสตรง (electronic speed control) และเซอร์โวมอเตอร์สำหรับบังคับเลี้ยว (Futaba S3003 servo) ในกรณีของการควบคุมการเคลื่อนที่แบบอัตโนมัติ

ข้อมูลทางเทคนิคของวงจรไมโครคอนโทรลเลอร์ Arduino Mega 2560 ADK มีดังต่อไปนี้

|  |            |              |
|--|------------|--------------|
| ไมโครคอนโทรลเลอร์  | Atmega2560 |              |
| ศักย์ไฟฟ้าขณะทำงาน (operating voltage)                     | 5          | โวลต์        |
| ไฟเลี้ยงวงจรที่แนะนำ (recommended input voltage)           | 7-12       | โวลต์        |
| จำนวนขาสัญญาณดิจิทัล (digital I/O pin)                     | 54         | ขา           |
| จำนวนขาที่สร้างสัญญาณความกว้างพัลส์ 8 บิต (8-bit PWM)      | 15         | ขา           |
| จำนวนขาสัญญาณอะนาล็อก (analog input pin)                   | 16         | ขา           |
| ช่องทางรับ-ส่ง ข้อมูลแบบอนุกรม (UART)                      | 4          | ช่องทาง      |
| กระแสที่จ่ายได้จากขาสัญญาณดิจิทัล (DC current per I/O pin) | 40         | มิลลิแอมแปร์ |
| กระแสที่จ่ายได้จากขาไฟ 3.3 โวลต์ (DC current for 3.3V pin) | 50         | มิลลิแอมแปร์ |
| หน่วยความจำแฟลช (flash memory)                             | 256        | กิโลไบต์     |
| หน่วยความจำแฟลชสำหรับการบูท (bootloader)                   | 8          | กิโลไบต์     |
| หน่วยความจำชั่วคราวสถิต (SRAM)                             | 8          | กิโลไบต์     |
| หน่วยความจำแบบอ่านอย่างเดียว (EEPROM)                      | 4          | กิโลไบต์     |
| ความถี่สัญญาณเวลา (clock speed)                            | 16         | เมกะเฮิร์ตซ์ |

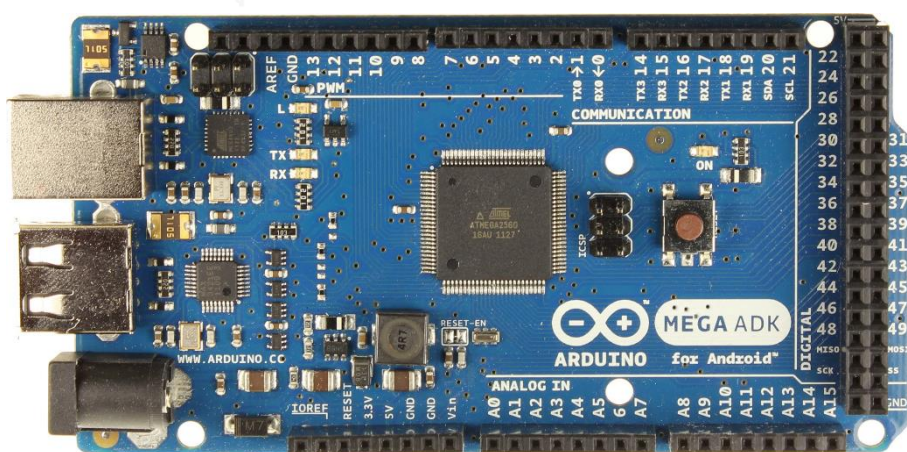




รูปที่ 4.20 วงจรไมโครคอนโทรลเลอร์ รุ่น Arduino Mega 2560 ADK ซึ่งติดตั้งบนฐานขับเคลื่อน

พิจารณาวงจรไมโครคอนโทรลเลอร์ Arduino Mega 2560 ADK ในรูปที่ 4.21 สามารถแจกแจงหน้าที่ของขาสัญญาณดิจิทัล (digital I/O) ได้ดังนี้

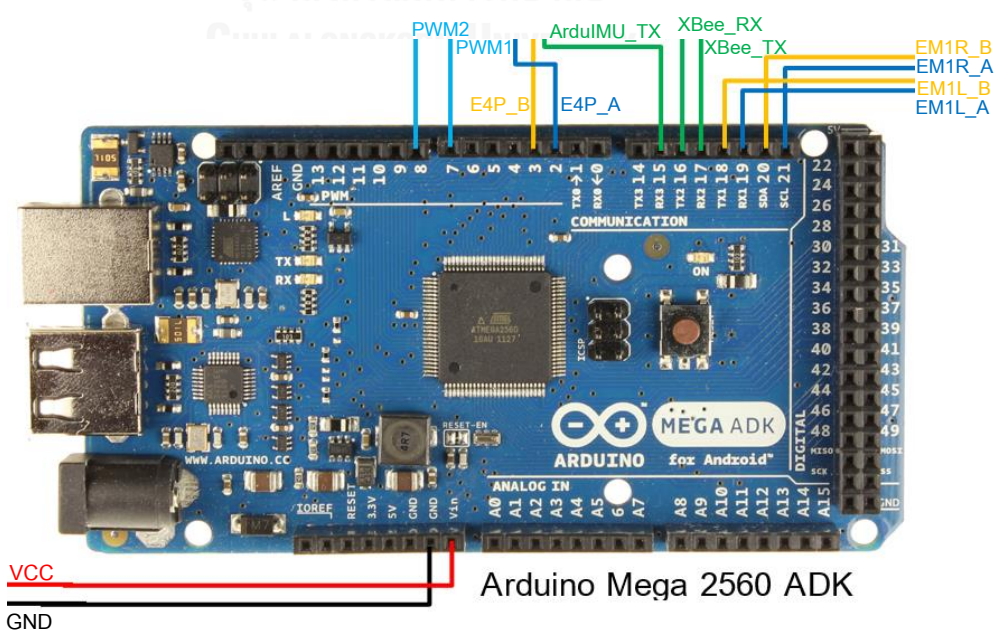
|  |                |
|--|----------------|
| ขารับข้อมูลแบบอนุกรม ช่อง 0 (Serial-RX0)       | ขา 0           |
| ขาส่งข้อมูลแบบอนุกรม ช่อง 0 (Serial-TX0)       | ขา 1           |
| ขารับข้อมูลแบบอนุกรม ช่อง 1 (Serial-RX1)       | ขา 19          |
| ขาส่งข้อมูลแบบอนุกรม ช่อง 1 (Serial-TX1)       | ขา 18          |
| ขารับข้อมูลแบบอนุกรม ช่อง 2 (Serial-RX2)       | ขา 17          |
| ขาส่งข้อมูลแบบอนุกรม ช่อง 2 (Serial-TX2)       | ขา 16          |
| ขารับข้อมูลแบบอนุกรม ช่อง 3 (Serial-RX3)       | ขา 15          |
| ขาส่งข้อมูลแบบอนุกรม ช่อง 3 (Serial-TX3)       | ขา 14          |
| ขาอินเทอร์รัพท์สัญญาณภายนอกที่ 0 (Interrupt 0) | ขา 2           |
| ขาอินเทอร์รัพท์สัญญาณภายนอกที่ 1 (Interrupt 1) | ขา 3           |
| ขาอินเทอร์รัพท์สัญญาณภายนอกที่ 2 (Interrupt 2) | ขา 21          |
| ขาอินเทอร์รัพท์สัญญาณภายนอกที่ 3 (Interrupt 3) | ขา 20          |
| ขาอินเทอร์รัพท์สัญญาณภายนอกที่ 4 (Interrupt 4) | ขา 19          |
| ขาอินเทอร์รัพท์สัญญาณภายนอกที่ 5 (Interrupt 5) | ขา 18          |
| ขาสร้างสัญญาณความกว้างพัลส์ 8 บิต (8-bit PWM)  | ขา 2-13, 44-46 |



รูปที่ 4.21 วงจรไมโครคอนโทรลเลอร์ Arduino Mega 2560 ADK

จากแผนผังแสดงรายละเอียดการเชื่อมต่อวงจรของทั้งระบบ ในรูปที่ 4.3 นั้น หากพิจารณาเพียงส่วนประกอบย่อยซึ่งแสดงเฉพาะการเชื่อมต่อของวงจรไมโครคอนโทรลเลอร์ Arduino Mega 2560 ADK ดังรูปที่ 4.22 สามารถแจกแจงหน้าที่ของขาที่ใช้งาน ได้ดังต่อไปนี้

- ขา GND           ต่อกับศักย์ไฟฟ้าอ้างอิงเป็นศูนย์ (Ground)
- ขา Vin           ต่อกับไฟเลี้ยงวงจร 5 โวลต์
- ขา 17 (RX2)     ต่อกับขาส่งข้อมูลแบบอนุกรมของโมดูลสัญญาณไร้สาย (XBee\_TX)
- ขา 16 (TX2)     ต่อกับขารับข้อมูลแบบอนุกรมของโมดูลสัญญาณไร้สาย (XBee\_RX)
- ขา 15 (RX3)     ต่อกับขาส่งข้อมูลแบบอนุกรมของวงจรวัดความเร่งเชิงเส้นและ  
อัตราการหมุน (ArduIMU+ V3\_TX)
- ขา 2 (Int0)      ต่อกับสัญญาณขาออก A ของเอ็นโค้ดเดอร์ US Digital E4P (E4P\_A)
- ขา 3 (Int1)      ต่อกับสัญญาณขาออก B ของเอ็นโค้ดเดอร์ US Digital E4P (E4P\_B)
- ขา 21(Int2)     ต่อกับสัญญาณขาออก A ของเอ็นโค้ดเดอร์ US Digital EM1 (EM1R\_A)
- ขา 20(Int3)     ต่อกับสัญญาณขาออก B ของเอ็นโค้ดเดอร์ US Digital EM1 (EM1R\_B)
- ขา 19(Int4)     ต่อกับสัญญาณขาออก A ของเอ็นโค้ดเดอร์ US Digital EM1 (EM1L\_A)
- ขา 18(Int5)     ต่อกับสัญญาณขาออก B ของเอ็นโค้ดเดอร์ US Digital EM1 (EM1L\_B)
- ขา 7 (PWM1)    ส่งสัญญาณความกว้างพัลส์ไปยังเซอร์โวมอเตอร์บังคับเปลี่ยน
- ขา 8 (PWM2)    ส่งสัญญาณความกว้างพัลส์ไปยังวงจรควบคุมความเร็วรอบมอเตอร์

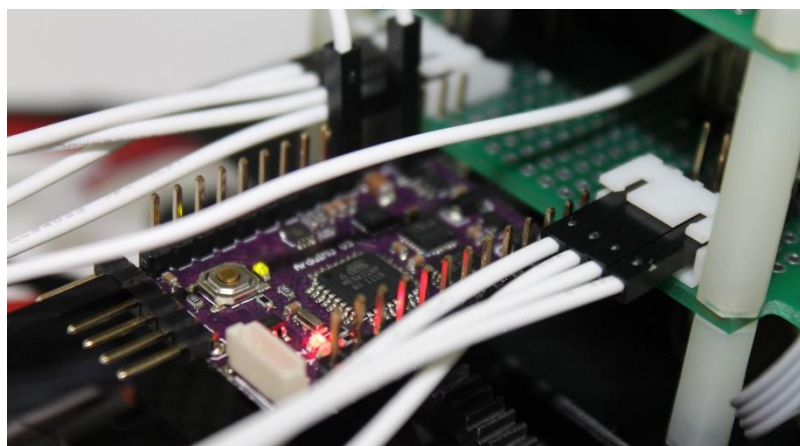


รูปที่ 4.22 การเชื่อมต่อของวงจรไมโครคอนโทรลเลอร์ Arduino Mega 2560 ADK



#### 4.5 วงจรวัดความเร่งเชิงเส้นและอัตราการหมุน

ในงานวิจัยนี้ ได้ติดตั้งวงจรวัดความเร่งเชิงเส้นและอัตราการหมุน รุ่น DIYDrones ArduIMU+ V3 ต้นแบบฐานขับเคลื่อน ดังแสดงในรูปที่ 4.23 สำหรับวัดค่าความเร่งเชิงเส้นสามทิศทาง และวัดค่าอัตราการหมุนรอบแกนอ้างอิงที่ติดกับตัวรถสามแกน โดยความเร่งเชิงเส้นสามทิศทาง นั้นประกอบด้วย ความเร่งในทิศทางตามแนวยาวของตัวรถ (longitudinal acceleration) ความเร่งด้านข้าง (lateral acceleration) และความเร่งในแนวตั้ง (vertical acceleration) อัตราการหมุนรอบแกนอ้างอิงที่ติดกับตัวรถสามแกน ได้แก่ อัตราการหมุนรอบแกนตามแนวยาวของตัวรถ (roll rate) อัตราการหมุนรอบแกนในทิศด้านข้าง (pitch rate) และอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้ง (yaw rate) ตามลำดับ

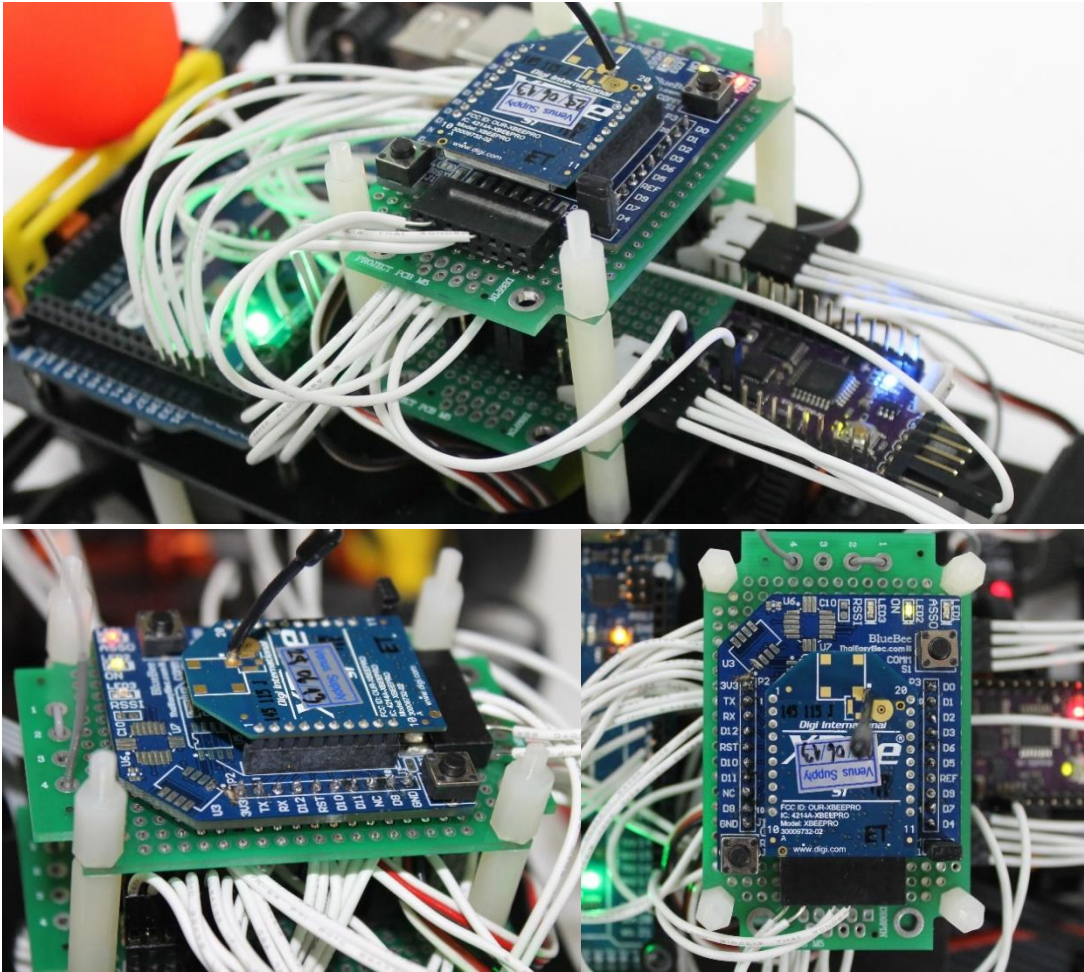


รูปที่ 4.23 วงจรวัดความเร่งเชิงเส้นและอัตราการหมุน รุ่น ArduIMU+ V3 บนรถยนต์ต้นแบบ

ข้อมูลทางเทคนิคของวงจรวัดความเร่งเชิงเส้นและอัตราการหมุน รุ่น DIYDrones ArduIMU+ V3 ซึ่งแสดงในรูปที่ 4.24 นั้น มีดังต่อไปนี้

|   |  |
|---|--|
| ไมโครโปรเซสเซอร์  | Atmega328                                  |
| อุปกรณ์วัดความเร่งและไจโรสโคป (accelerometer & gyroscope) | MPU-6000                                   |
| อุปกรณ์วัดสนามแม่เหล็ก (magnetometer)                     | HMC-5883L                                  |
| ขนาด (กว้าง x ยาว)  | 38.1 มิลลิเมตร x 25.4 มิลลิเมตร            |
| ความไวของไจโรสโคป (gyro sensitivity)                      | 131 LSBs/dps                               |
| สำหรับพิสัย (full-scale range)                            | $\pm 250, \pm 500, \pm 1000, \pm 2000$ dps |
| พิสัยของอุปกรณ์วัดความเร่ง (full-scale range)             | $\pm 2g, \pm 4g, \pm 8g, \pm 16$ g         |
| ไฟเลี้ยงวงจรที่แนะนำ (input voltage)                      | 5 โวลต์                                    |
| จำนวนขาสัญญาณอะนาล็อก (analog input pin)                  | 6 ขา                                       |
| ช่องทางรับ-ส่ง ข้อมูลแบบอนุกรม (UART)                     | 1 ช่องทาง                                  |





รูปที่ 4.25 โมดูลสัญญาณไร้สาย รุ่น XBee Pro 60mW wire antenna  
และวงจรรองรับ รุ่น ThaiEasyElec BlueBee Dongle ซึ่งติดตั้งบนรถยนต์ต้นแบบ



รูปที่ 4.26 โมดูลสัญญาณไร้สาย รุ่น XBee Pro 60mW wire antenna



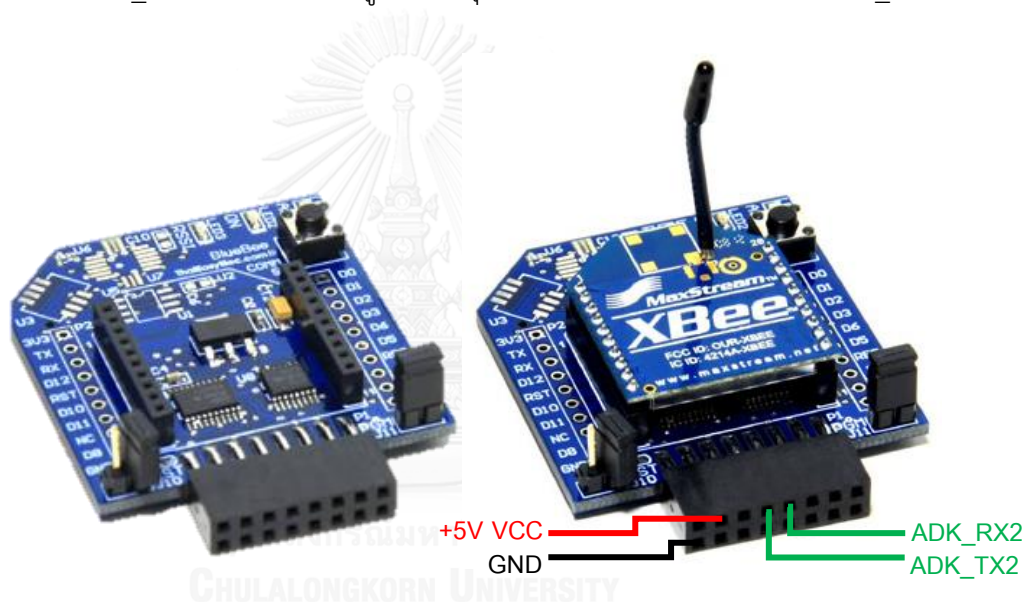
สำหรับวงจรรองรับโมดูลไร้สาย (breadboard) รุ่น ThaiEasyElec BlueBee Dongle ที่ติดตั้งบนต้นแบบฐานขับเคลื่อนนั้น แสดงไว้ในรูปที่ 4.27 ด้านซ้าย จากแผนผังแสดงรายละเอียดการเชื่อมต่อของวงจรของทั้งระบบ ในรูปที่ 4.3 นั้น หากพิจารณาเพียงส่วนประกอบย่อยซึ่งแสดงเฉพาะการเชื่อมต่อของวงจรรองรับโมดูลไร้สาย รุ่น ThaiEasyElec BlueBee Dongle ดังแสดงในรูปที่ 4.27 ด้านขวา สามารถแจกแจงหน้าที่ของขาที่ใช้งาน ได้ดังต่อไปนี้

ขา 2 (GND)      ต่อกับศักย์ไฟฟ้าอ้างอิงเป็นศูนย์ (Ground)

ขา 3 (VCC)      ต่อกับไฟเลี้ยงวงจร 5 โวลต์

ขา 7 (XBee\_TX)   ต่อกับขาส่งข้อมูลแบบอนุกรมของไมโครคอนโทรลเลอร์ (ADK\_RX2)

ขา 9 (XBee\_RX)   ต่อกับขารับข้อมูลแบบอนุกรมของไมโครคอนโทรลเลอร์ (ADK\_TX2)

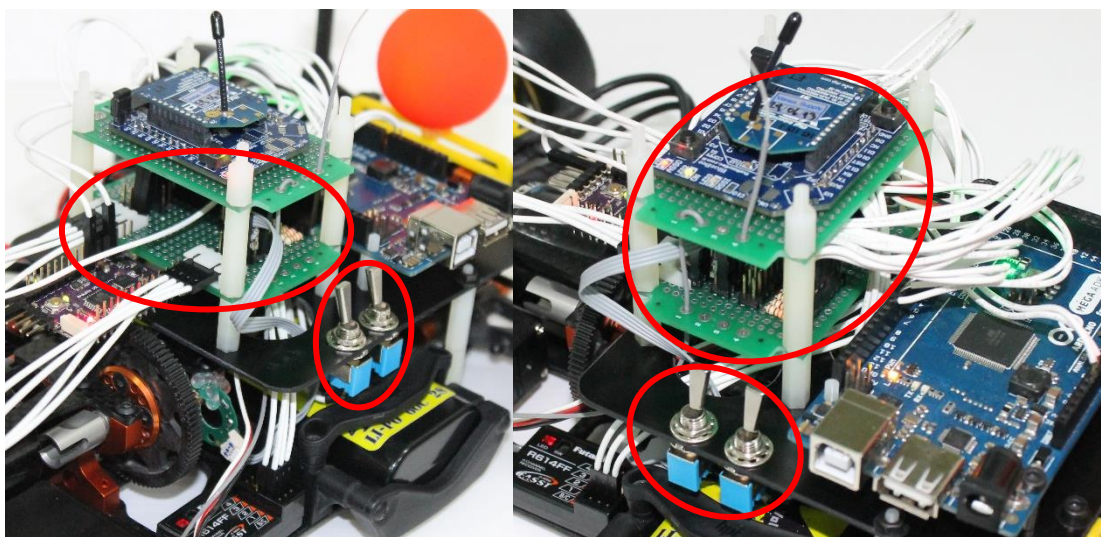


รูปที่ 4.27 วงจรรองรับโมดูลไร้สาย รุ่น ThaiEasyElec BlueBee Dongle

#### 4.7 วงจรที่พัฒนาขึ้นเพื่อรองรับการเชื่อมต่อของอุปกรณ์และสวิตช์ปรับโหมดการทำงานเพื่อสร้างทางเลือกของการพัฒนาระบบควบคุมแบบอัตโนมัติที่ผสมการทำงานร่วมกับการบังคับด้วยมือ

ดังที่ได้กล่าวไว้ในตอนต้นว่า วงจรไมโครคอนโทรลเลอร์ รุ่น Arduino Mega 2560 ADK ซึ่งติดตั้งบนต้นแบบฐานขับเคลื่อน ทำหน้าที่รับคำสั่งสัญญาณป้อนกลับจากวงจรวัดความเร่งเชิงเส้นและอัตราการหมุน (ArduIMU+ V3) ค่าเอ็นโค้ดเดอร์วัดความเร็วรอบของล้อหน้า (US Digital EM1-1-1250) และค่าเอ็นโค้ดเดอร์วัดความเร็วรอบของล้อหลัง (US Digital E4P 0.64"-300) จากนั้นส่งเป็นชุดข้อมูลอนุกรม (Serial data) ของสัญญาณป้อนกลับ ผ่านโมดูลสัญญาณ ไร้สาย (XBee Pro 60mW wire antenna) ให้คอมพิวเตอร์นำไปประมวลผล รวมทั้งทำหน้าที่รับชุดข้อมูลอนุกรมของคำสั่งสัญญาณควบคุมที่ประมวลผลแล้วโดยคอมพิวเตอร์ และสร้างสัญญาณความกว้างพัลส์ (PWM) ที่

สอคค็อง สำหรั้งวงจรรควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์กระแสตรง (electronic speed control) และเซอร์โวมอเตอร์สำหรับบังคับเลี้ยว (Futaba S3003 servo) ในกรณีของการควบคุมการเคลื่อนที่แบบอัตโนมัติ เพื่อความสะดวกในการเชื่อมต่อสายไฟเลี้ยงอุปกรณ์และสายสัญญาณต่างๆ จึงได้พัฒนาวงจรรองรับการเชื่อมต่อของอุปกรณ์ (developed circuit) พร้อมทั้งติดตั้งสวิตช์ปรับโหมดการทำงาน (toggle switch) จำนวน 2 ตัว เพื่อสร้างทางเลือกของการพัฒนาระบบควบคุมแบบอัตโนมัติที่ผสมผสานการทำงานร่วมกับการบังคับด้วยมือ ดังแสดงในรูปที่ 4.28

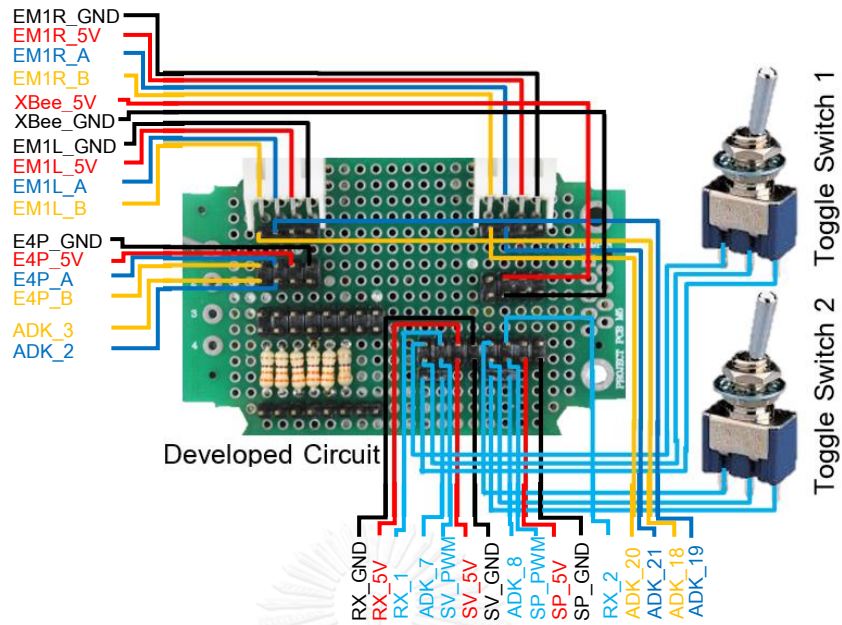


รูปที่ 4.28 วงจรที่พัฒนาขึ้นเพื่อรองรับการเชื่อมต่อของอุปกรณ์และสวิตช์ปรับโหมดการทำงาน ที่ติดตั้งบนต้นแบบฐานขั้วเคลื่อน

สามารถสับสวิตช์แต่ละตัวได้อย่างอิสระเพื่อเลือกสัญญาณควบคุมจากรีโมทคอนโทรลหรือจากไมโครคอนโทรลเลอร์ โดยสวิตช์ตัวแรก (toggle switch 1) ใช้กำหนดสัญญาณควบคุมของช่องสัญญาณที่หนึ่ง (channel 1) ซึ่งควบคุมเซอร์โวมอเตอร์บังคับเลี้ยว (steering servo) และสวิตช์ตัวที่สอง (toggle switch 2) ใช้กำหนดสัญญาณควบคุมของช่องสัญญาณที่สอง (channel 2) ซึ่งควบคุมวงจรรควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์กระแสตรงแบบไม่มีแปรงถ่าน (electronic speed control) ตามลำดับ

จากแผนผังแสดงรายละเอียดการเชื่อมต่อวงจรของทั้งระบบ ในรูปที่ 4.3 นั้น สามารถพิจารณาเพียงส่วนประกอบย่อยซึ่งแสดงเฉพาะวงจรรองรับการเชื่อมต่อของอุปกรณ์ (developed circuit) และสวิตช์ปรับโหมดการทำงาน (toggle switch) จำนวน 2 ตัว ดังรูปที่ 4.29 โดยเส้นสีดำแสดงสายไฟที่มีศักย์ไฟฟ้าอ้างอิงเป็นศูนย์ (GND) เส้นสีแดงแสดงสายไฟที่มีศักย์ไฟฟ้า 5 โวลต์ (+5V) เส้นสีฟ้าแสดงสายสัญญาณความกว้างพัลส์ (PWM) สำหรับควบคุมการทำงานเซอร์โวมอเตอร์และวงจรรควบคุมความเร็วรอบ เส้นสีน้ำเงินและสีเหลืองที่ต่อกับอุปกรณ์วัดความเร็วรอบเป็นสายสัญญาณ A และ B ของเอ็นโค้ดเดอร์ตามลำดับ

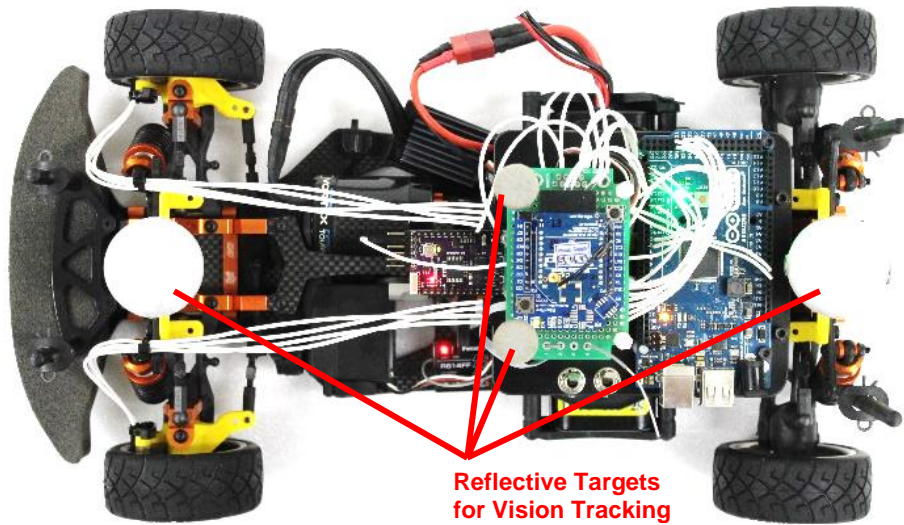




รูปที่ 4.29 การเชื่อมต่อของวงจรที่พัฒนาขึ้นและสวิตช์ปรับโหมดการทำงาน

#### 4.8 อุปกรณ์รองรับการตรวจวัดตำแหน่งปัจจุบันด้วยเทคนิคประมวลผลภาพถ่าย

เพื่อรองรับการระบุตำแหน่งด้วยภาพ (vision global positioning) จากกล้องวิดีโอบันทึกภาพ (video camera recorder) ซึ่งตำแหน่งและทิศทางของฐานขับเคลื่อนซึ่งเคลื่อนที่บนระนาบในพื้นที่ทดสอบ สามารถตรวจจับด้วยกล้อง OptiTrack-Flex3 จำนวน 4 ตัว ทำงานร่วมกับซอฟต์แวร์ OptiTrack-Tracking Tools นั้น ได้ติดตั้งวัตถุสะท้อนแสง (reflective target for vision tracking) บนต้นแบบฐานขับเคลื่อนจำนวน 4 จุด ตามตำแหน่งที่แสดงในรูปที่ 4.30 โดยให้ตำแหน่ง centroid ของวัตถุสะท้อนแสง มีตำแหน่งเดียวกับจุดศูนย์กลางมวลของฐานขับเคลื่อน



รูปที่ 4.30 วัตถุสะท้อนแสงบนต้นแบบฐานขับเคลื่อนเพื่อรองรับการระบุตำแหน่งด้วยภาพ

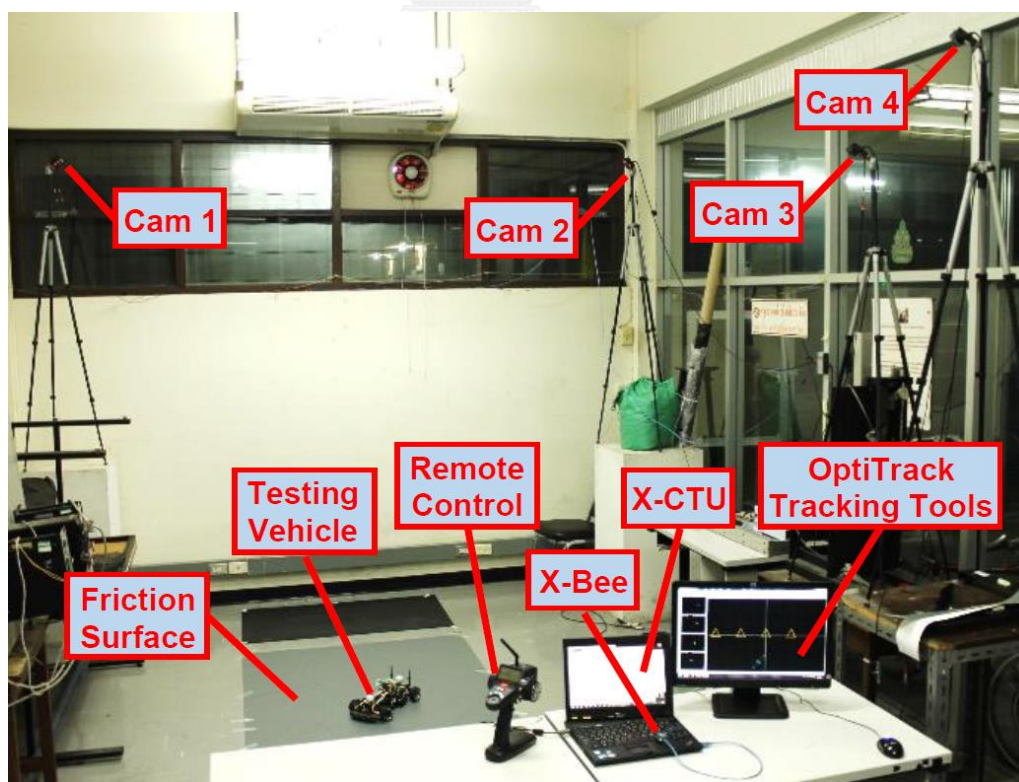
## บทที่ 5

### การทดลองและผลการทดลอง

#### 5.1 การทดลอง

ในงานวิจัย ได้ตรวจสอบผลเฉลยรูปแบบปิดสำหรับประมาณค่าอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้งจากผลต่างของความเร็วล้อ ตรวจสอบผลเฉลยรูปแบบปิดสำหรับประมาณค่ามุมไถลของล้อเดี่ยวกลิ้งอิสระ และตรวจสอบแนวคิดการประมาณค่าตัวแปรสถานะสำหรับการเคลื่อนที่ของฐานขับเคลื่อนบนระนาบ ซึ่งพัฒนาขึ้นดังรายละเอียดที่แสดงในบทที่ 3 โดยการทดลองเบื้องต้นด้วยต้นแบบของฐานขับเคลื่อนบนระนาบซึ่งพัฒนาขึ้นดังรายละเอียดที่แสดงในบทที่ 4

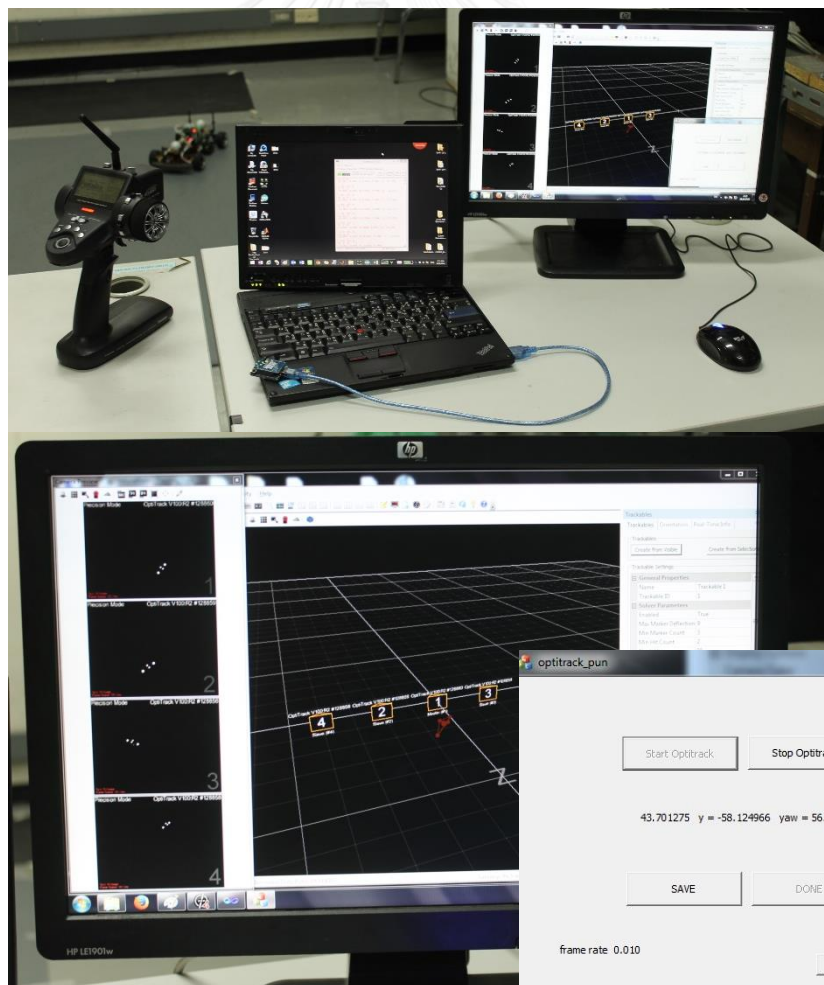
ในการทดลอง ฐานขับเคลื่อนบนระนาบถูกควบคุมผ่านรีโมทคอนโทรลให้เคลื่อนที่แบบสุ่มด้วยค่ามุมไถลที่เปลี่ยนแปลงในช่วงกว้าง (random sideslip motion) บนพื้นผิวรองรับการทดสอบที่จัดเตรียมไว้ ดังภาพการทดลองซึ่งแสดงในรูปที่ 5.1 ในระหว่างการทดลอง ตำแหน่งบนระนาบ (position) และทิศทาง (orientation) ของฐานขับเคลื่อน สามารถระบุจากกล้อง OptiTrack-Flex3 ดังรูปที่ 5.2 จำนวน 4 ตัว ร่วมกับซอฟต์แวร์ OptiTrack-Tracking Tools ซึ่งมีตัวอย่างการแสดงผลบนหน้าจอ ดังรูปที่ 5.3



รูปที่ 5.1 การทดลองเพื่อตรวจสอบผลเฉลยรูปแบบปิดด้วยต้นแบบของฐานขับเคลื่อนบนระนาบ



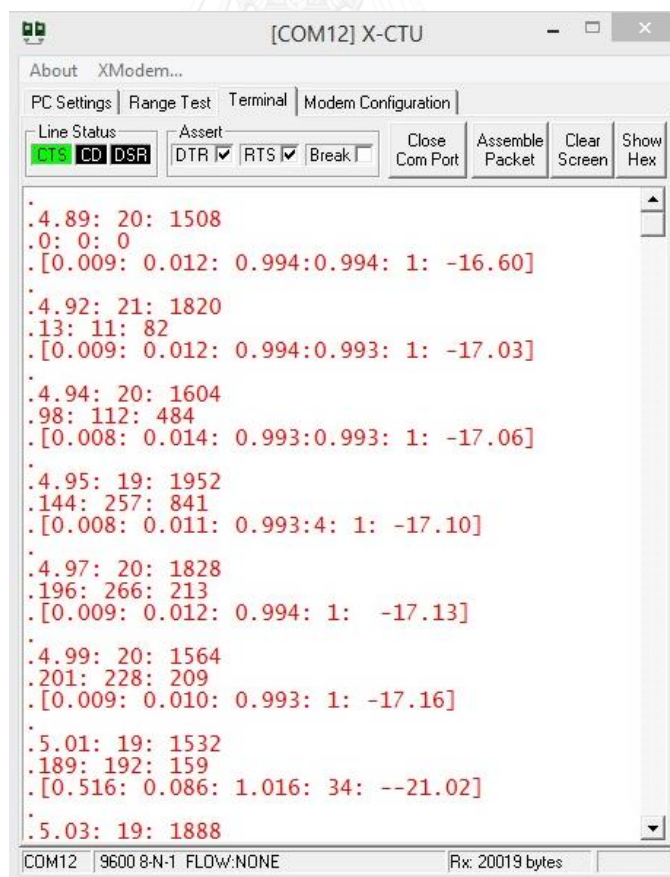
รูปที่ 5.2 กล้องวิดีโอบันทึกภาพ OptiTrack-Flex3 สำหรับระบุตำแหน่งและทิศทางของฐานขับเคลื่อนซึ่งเคลื่อนที่บนระนาบในพื้นที่ทดสอบ



รูปที่ 5.3 ตัวอย่างการแสดงผลของซอฟต์แวร์ OptiTrack-Tracking Tools



นอกจากนั้น ค่าตัวแปรของการเคลื่อนที่ซึ่งวัดได้จากอุปกรณ์ที่ติดตั้งบนฐานขับเคลื่อน ยังถูกส่งมายังเครื่องคอมพิวเตอร์ประมวลผลผ่านทางโมดูลสัญญาณไร้สาย (XBee wireless module) ซึ่งทำงานร่วมกับโปรแกรม X-CTU ดังตัวอย่างการแสดงผลในรูปที่ 5.4 เพื่อบันทึกไว้ในฐานข้อมูล ในบรรทัดแรกของชุดข้อมูลอนุกรม (serial data package) นั้น ประกอบด้วย ค่าเวลาอ้างอิงการทดสอบ (reference experimental time) ในหน่วยวินาที คาบการสุ่มวัดปัจจุบัน (current sampling period) ในหน่วยมิลลิวินาที และค่าความกว้างพัลส์ (PWM) ของสัญญาณเซอร์โวมอเตอร์ บังคับลิ้นในหน่วยไมโครวินาที ตามลำดับ บรรทัดที่สองประกอบด้วย ค่าความเร็วรอบการหมุนของล้อหน้าซ้าย-ขวา และค่าความเร็วรอบการหมุนของเพลาส่งกำลังล้อหลัง ในหน่วยรอบต่อนาที ตามลำดับ และในบรรทัดที่สามนั้น เป็นค่าตัวแปรที่วัดได้จากอุปกรณ์วัดความเฉื่อย (IMU) ซึ่งประกอบด้วย ค่าความเร่งเชิงเส้นในทิศทางตามยาวของฐานขับเคลื่อน (longitudinal acceleration) ค่าความเร่งเชิงเส้นในทิศตามขวาง (lateral acceleration) และค่าความเร่งในแนวตั้ง (vertical acceleration) ซึ่งวัดในหน่วยความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลก (g) รวมทั้งค่าอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้งในหน่วยองศาต่อวินาที และค่ามุมระบุทิศทางของฐานขับเคลื่อนซึ่งวัดรอบแกนในแนวตั้ง (Yaw angle) ในหน่วยองศา ตามลำดับ



The screenshot shows the X-CTU software interface with a terminal window displaying the following data output:

```

[COM12] X-CTU
About XModem...
PC Settings | Range Test | Terminal | Modem Configuration
Line Status: CTS | CD | DSR
Assert: DTR [checked] | RTS [checked] | Break [unchecked]
Buttons: Close Com Port, Assemble Packet, Clear Screen, Show Hex

.4.89: 20: 1508
.0: 0: 0
.[0.009: 0.012: 0.994:0.994: 1: -16.60]
.4.92: 21: 1820
.13: 11: 82
.[0.009: 0.012: 0.994:0.993: 1: -17.03]
.4.94: 20: 1604
.98: 112: 484
.[0.008: 0.014: 0.993:0.993: 1: -17.06]
.4.95: 19: 1952
.144: 257: 841
.[0.008: 0.011: 0.993:4: 1: -17.10]
.4.97: 20: 1828
.196: 266: 213
.[0.009: 0.012: 0.994: 1: -17.13]
.4.99: 20: 1564
.201: 228: 209
.[0.009: 0.010: 0.993: 1: -17.16]
.5.01: 19: 1532
.189: 192: 159
.[0.516: 0.086: 1.016: 34: --21.02]
.5.03: 19: 1888

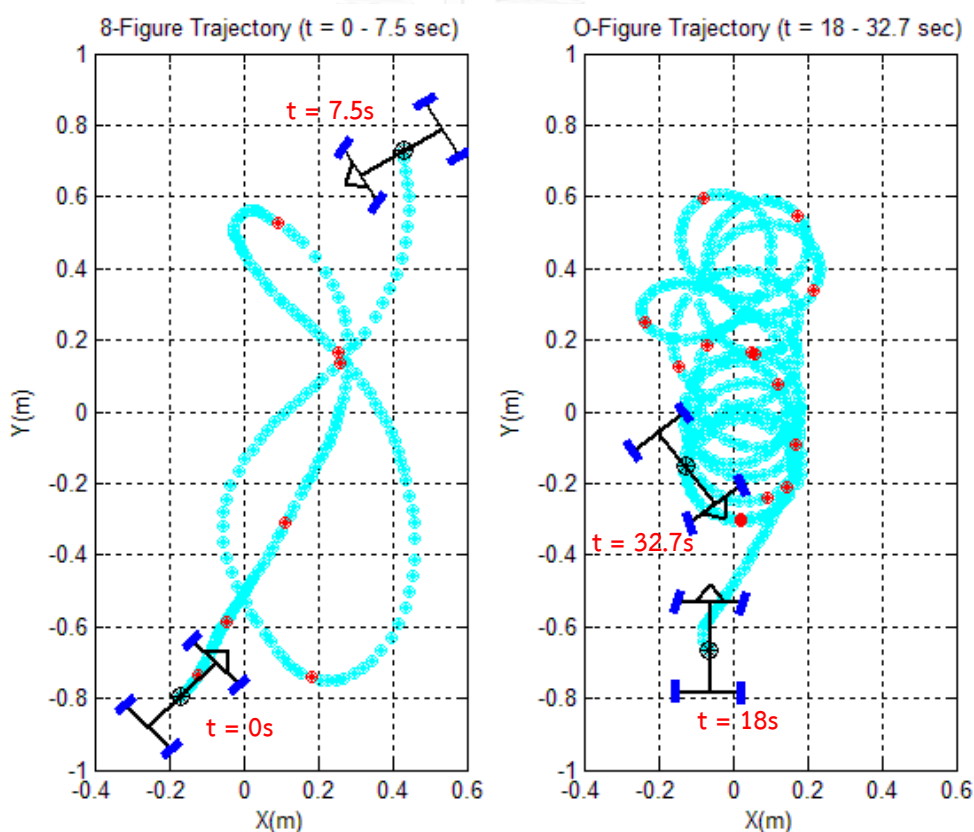
COM12 | 9600 8-N-1 FLOW:NONE | Rx: 20019 bytes

```

รูปที่ 5.4 ตัวอย่างการแสดงผลของโปรแกรม X-CTU

## 5.2 ผลการทดลอง

จากค่าตำแหน่งเทียบแกนอ้างอิง  $X - Y$  และมุมยอร์ว ( $\psi$ ) ระบุทิศทางของฐานขับเคลื่อนบนระนาบ ซึ่งได้จากระบบระบุตำแหน่งด้วยกล้องวิดีโอบันทึกภาพ และค่าพารามิเตอร์ของต้นแบบฐานขับเคลื่อน ซึ่งแสดงในตารางที่ 4.2 สามารถแสดงเส้นทางการเคลื่อนที่ (trajectory) แบบส้อม ของฐานขับเคลื่อนบนระนาบตลอดระยะเวลาการเคลื่อนที่ 40 วินาที ได้ ดังแสดงในรูปที่ 5.5 โดยระยะที่ปรากฏในรูปนั้นมีหน่วยเป็นเมตร ในช่วง 20 วินาทีแรกของการทดสอบนั้น เป็นการเคลื่อนที่ที่รูปเลขแปด (8-figure) ซึ่งมีตัวอย่างเส้นทางการเคลื่อนที่ตั้งแต่เวลาอ้างอิงการทดสอบที่ 0 วินาที จนถึง 7.5 วินาที ดังภาพซ้ายมือของรูปที่ 5.5 และในช่วง 20 วินาทีหลังของการทดสอบนั้น เป็นการเคลื่อนที่รูปโดนัท (O-figure) ซึ่งมีตัวอย่างเส้นทางการเคลื่อนที่ตั้งแต่เวลาอ้างอิงการทดสอบที่ 18 วินาที จนถึง 32.7 วินาที ดังภาพขวามือของรูปที่ 5.5 ตามลำดับ

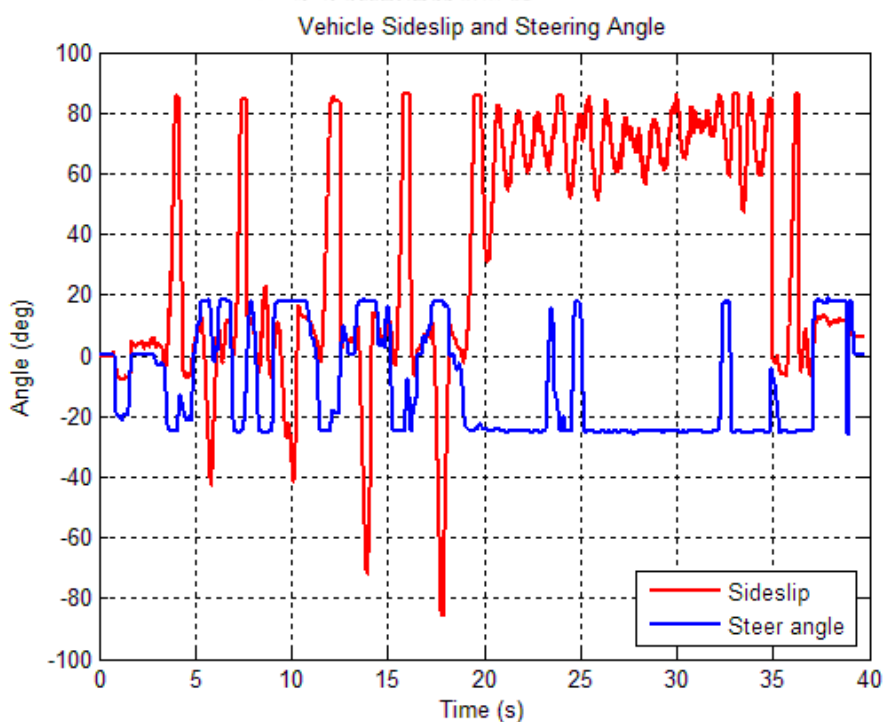


รูปที่ 5.5 เส้นทางการเคลื่อนที่แบบส้อมของฐานขับเคลื่อนบนระนาบ

ในรูปที่ 5.5 จุดสีฟ้าแสดงตำแหน่งของจุดศูนย์กลางมวลของฐานขับเคลื่อน ณ เวลาต่างๆ ซึ่งจุดสีแดงแสดงการเปลี่ยนตำแหน่งในทุกๆ 1 วินาที สำหรับฐานขับเคลื่อนบนระนาบในกรณีเฉพาะของรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลัง ซึ่งแกน  $x$  ของแกนอ้างอิงที่ติดกับฐานขับเคลื่อนวางตัวในแนวแกน

ตามยาว โดยใช้การกำหนดเครื่องหมายของสัญลักษณ์สำหรับกรณีเฉพาะของรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลัง ซึ่งแสดงในรูปที่ 3.6 นั้น พิจารณาฐานขับเคลื่อน ณ เวลาอ้างอิงการทดสอบที่ 7.5 วินาที เป็นตัวอย่างของสภาวะการเคลื่อนที่ซึ่งทิศทางของการเปลี่ยนตำแหน่งเทียบเวลาหรือทิศทางของเวกเตอร์ความเร็วแทบจะตั้งฉากกับแกนตามยาวของฐานขับเคลื่อน ในสภาวะดังกล่าวนี้ ฐานขับเคลื่อนมีมุมไถล (sideslip,  $\beta$ ) เกือบ 90 องศา พิจารณาฐานขับเคลื่อน ณ เวลาอ้างอิงการทดสอบที่ 32.7 วินาที นอกจากจะเป็นสภาวะที่มุมไถลของฐานขับเคลื่อนมีค่ามากแล้ว สำหรับกรณีเฉพาะของรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลังนั้น มุมเลี้ยวของล้อหน้าซึ่งมีค่าเป็นบวกในทิศตามเข็มนาฬิกาเมื่อรถยนต์มีการเคลื่อนที่ในทิศทวนเข็มนาฬิกา คือสภาวะที่เรียกว่าเคาน์เตอร์สตีเยอร์ (counter steering)

ในการทดลอง ค่ามุมเลี้ยวล้อหน้า (steering angle) จากสัญญาณเซอร์โวมอเตอร์บังคับเลี้ยว และค่ามุมไถลของฐานขับเคลื่อนซึ่งคำนวณจากข้อมูลการระบุตำแหน่ง (vision based sideslip) นั้น มีการเปลี่ยนแปลงตามเวลา ดังแสดงในรูปที่ 5.6 โดยมุมเลี้ยวมีค่าระหว่าง 22 องศา ในทิศทวนเข็มนาฬิกา และ 19 องศา ในทิศตามเข็มนาฬิกา ส่วนมุมไถลของฐานขับเคลื่อนมีค่าสูงสุดถึง 88 องศา ทั้งในทิศทวนเข็มนาฬิกาและทิศตามเข็มนาฬิกา



รูปที่ 5.6 ค่ามุมเลี้ยวล้อหน้าและค่ามุมไถลของฐานขับเคลื่อนซึ่งเปลี่ยนแปลงตามเวลา

การเปลี่ยนแปลงค่ามุมเลี้ยวและมุมไถลของฐานขับเคลื่อนนั้นสอดคล้องกับรูปแบบการเคลื่อนที่ ในช่วงเริ่มต้นของการทดสอบที่ความเร็วต่ำมากๆ มุมเลี้ยวถูกควบคุมให้มีค่าเป็นลบด้วยทิศ

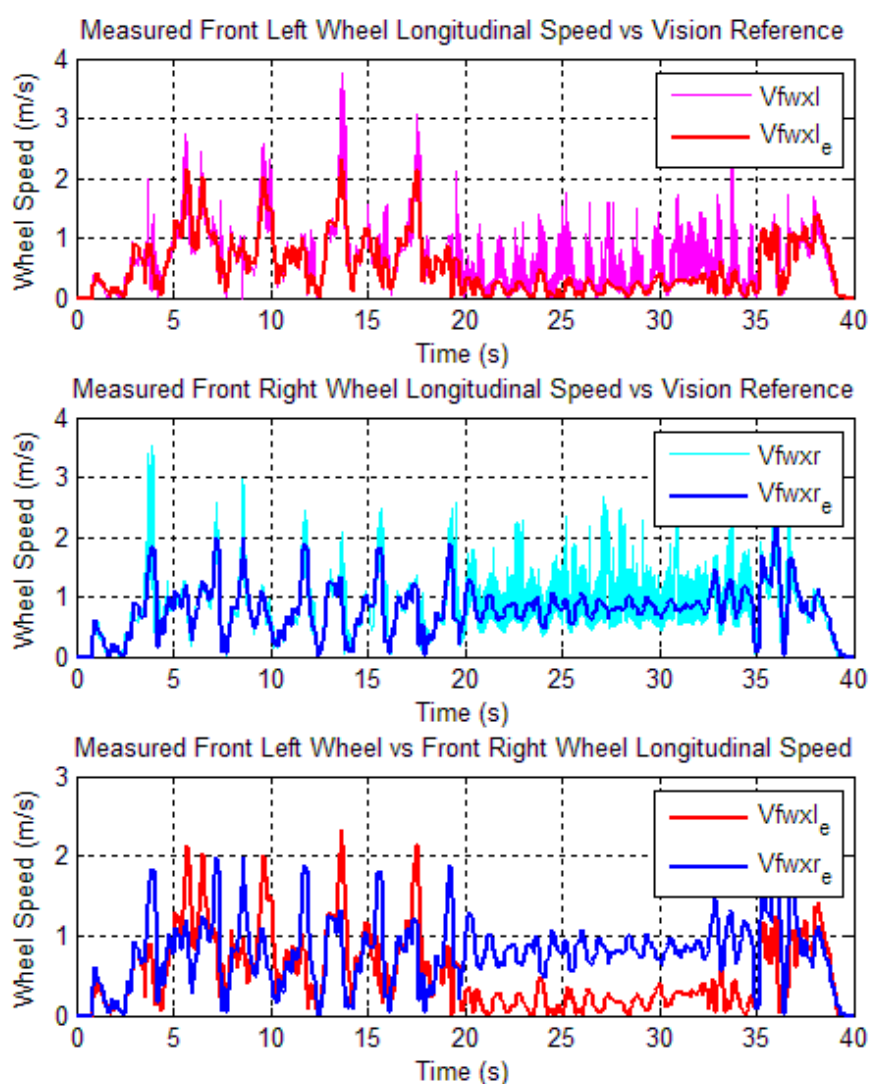
ทวนเข็มนาฬิกา เพื่อนำให้รถเกิดการหมุนรอบแกนในแนวตั้งที่เป็นบวกในทิศทวนเข็มนาฬิกา มุมไถลของรถซึ่งมีการกำหนดเครื่องหมายเช่นเดียวกับมุมเลี้ยวจะมีทิศเดียวกับมุมเลี้ยว ในกรณีของการเลี้ยวด้วยความเร็วที่สูงขึ้นนั้น มุมไถลของรถจะมีทิศตรงข้ามกับมุมเลี้ยว สังเกตได้จากกราฟซึ่งมุมเลี้ยวและมุมไถลมีเครื่องหมายตรงข้ามกัน สำหรับการเคลื่อนที่เป็นรูปเลขแปดในช่วง 0 ถึง 20 วินาทีแรกนั้น มุมเลี้ยวจะมีทิศทวนเข็มนาฬิกาสลับกับตามเข็มนาฬิกา เพื่อสร้างอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้งในทิศซึ่งสอดคล้องกัน และด้วยความเร็วสูง มุมไถลของรถจึงมีทิศตรงข้ามกับมุมเลี้ยวเสมอ สำหรับการเคลื่อนที่วนเป็นรูปโดนัทในทิศทวนเข็มนาฬิกาในช่วง 20 ถึง 40 วินาทีหลังนั้น ด้วยความเร็วสูงจึงทำให้มุมไถลของรถมีทิศตรงข้ามหรือมีค่าบวกในทิศตามเข็มนาฬิกา ส่วนมุมเลี้ยวนั้นโดยปกติจะมีค่าเป็นลบด้วยทิศทวนเข็มนาฬิกา จะมีเพียงบางช่วงเวลาสั้นๆ ซึ่งมุมเลี้ยวมีค่าเป็นบวกด้วยทิศตามเข็มนาฬิกาเพื่อสร้างสถานะแคว้นเตอร์สตีร์

ค่าอัตราเร็วในทิศการกลิ้งของล้อหน้าซ้าย-ขวา ที่คำนวณได้จากค่าความเร็วรอบการหมุนของล้อหน้าซึ่งวัดจากเอ็นโค้ดเดอร์ มีการเปลี่ยนแปลงตามเวลาเทียบกับค่าอ้างอิงซึ่งคำนวณจากข้อมูลการระบุตำแหน่งด้วยกล้องวิดีโอบันทึกภาพ ในหน่วยเมตรต่อวินาที ดังแสดงในรูปที่ 5.7 โดยภาพแรกแสดงอัตราเร็วในทิศการกลิ้งของล้อหน้าซ้าย เปรียบเทียบกันระหว่าง ค่าอ้างอิงอัตราเร็วในทิศการกลิ้งของล้อหน้าซ้าย ( $V_{fwxl}$ ) กับค่าอัตราเร็วในทิศการกลิ้งของล้อหน้าซ้ายจากเอ็นโค้ดเดอร์ ( $V_{fwxl_e}$ ) ภาพที่สองแสดงอัตราเร็วในทิศการกลิ้งของล้อหน้าขวา เปรียบเทียบกันระหว่าง ค่าอ้างอิงอัตราเร็วในทิศการกลิ้งของล้อหน้าขวา ( $V_{fwxr}$ ) กับค่าอัตราเร็วในทิศการกลิ้งของล้อหน้าขวาจากเอ็นโค้ดเดอร์ ( $V_{fwxr_e}$ ) และภาพสุดท้ายนั้นเปรียบเทียบค่าอัตราเร็วในทิศการกลิ้งของล้อหน้าซ้ายจากเอ็นโค้ดเดอร์ ( $V_{fwxl_e}$ ) กับค่าอัตราเร็วในทิศการกลิ้งของล้อหน้าขวาจากเอ็นโค้ดเดอร์ ( $V_{fwxr_e}$ ) ตามลำดับ

จากรูปที่ 5.7 เมื่อพิจารณาภาพแรกและภาพที่สอง ซึ่งเปรียบเทียบค่าอัตราเร็วในทิศการกลิ้งของล้อหน้าจากเอ็นโค้ดเดอร์กับค่าอ้างอิงอัตราเร็วในทิศการกลิ้งของล้อหน้า พบว่าอัตราเร็วในทิศการกลิ้งของล้อหน้าซึ่งคำนวณจากค่าความเร็วรอบการหมุนของล้อ มีค่าใกล้เคียงกับค่าอ้างอิงจากการระบุตำแหน่งด้วยกล้องบันทึกภาพ ดังนั้นการกำหนดสมมติฐานที่ว่า ล้อหน้าทั้งสองเป็นล้อกลิ้งอิสระ (free rolling wheel) และไม่มีการไถลในทิศการกลิ้ง (no longitudinal slip) เกิดขึ้นที่ล้อหน้าทั้งสอง และสมมติฐานที่ว่าอัตราเร็วในทิศการกลิ้งของล้อหน้าทั้งสองสามารถวัดค่าได้ (front wheel longitudinal speeds can be measured) จึงสามารถยอมรับได้ในการทดลองนี้

เมื่อพิจารณาภาพที่สามของรูปที่ 5.7 ซึ่งแสดงค่าอัตราเร็วในทิศการกลิ้งของล้อหน้าซ้ายและค่าอัตราเร็วในทิศการกลิ้งของล้อหน้าขวาเปรียบเทียบกันนั้น พบว่าค่าอัตราเร็วในทิศการกลิ้งของล้อหน้าทั้งสองสอดคล้องกับรูปแบบการเคลื่อนที่ สำหรับกรณีเฉพาะของรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลัง เมื่อรถหมุนรอบแกนในแนวตั้งในทิศทวนเข็มนาฬิกา ( $\psi > 0$ ) นั้น อัตราเร็วในทิศการกลิ้งของล้อหน้า

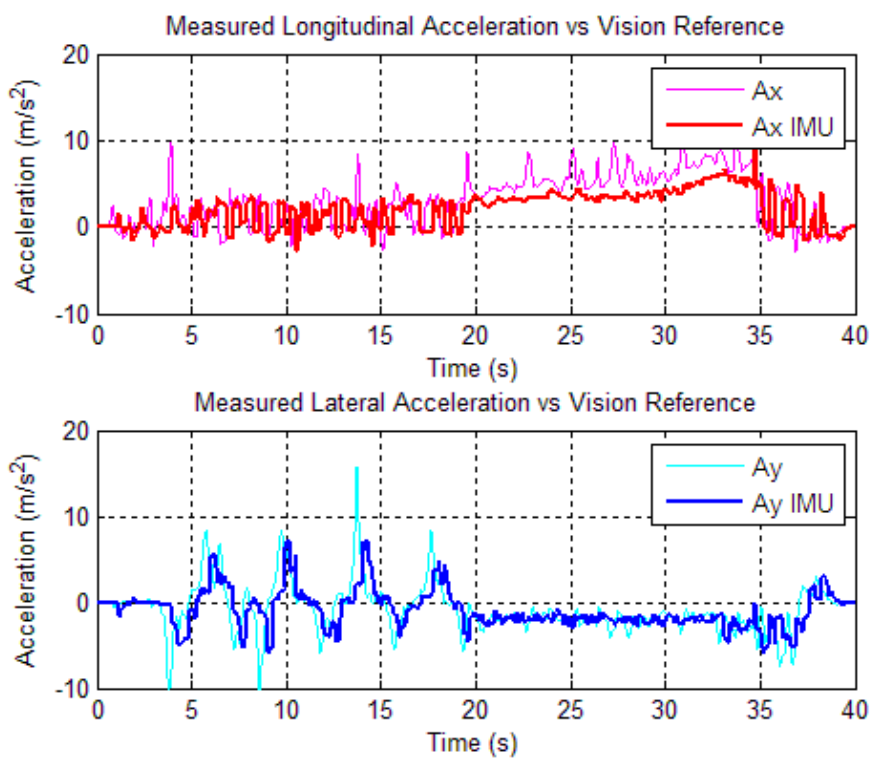
ขวามีค่ามากกว่าอัตราเร็วในทิศการกลิ้งของล้อหน้าซ้าย ในทางกลับกัน เมื่อรถหมุนรอบแกนในแนวตั้งในทิศตามเข็มนาฬิกา ( $\psi < 0$ ) นั้น อัตราเร็วในทิศการกลิ้งของล้อหน้าซ้ายจะมีค่ามากกว่าอัตราเร็วในทิศการกลิ้งของล้อหน้าขวา ดังนั้น ในช่วงเวลาอ้างอิงการทดสอบที่ 0 ถึง 20 วินาที แรก ซึ่งฐานขับเคลื่อนมีการเคลื่อนที่เป็นรูปเลขแปด จึงมีทั้งช่วงที่อัตราเร็วในทิศการกลิ้งของล้อหน้าขวามีค่ามากกว่าอัตราเร็วในทิศการกลิ้งของล้อหน้าซ้าย และช่วงที่อัตราเร็วในทิศการกลิ้งของล้อหน้าซ้ายมีค่ามากกว่าอัตราเร็วในทิศการกลิ้งของล้อหน้าขวา สลับกัน ในขณะที่ ช่วงเวลาอ้างอิงการทดสอบตั้งแต่ 20 ถึง 40 วินาที หลัง ซึ่งฐานขับเคลื่อนมีการเคลื่อนที่วนเป็นรูปโดนัทในทิศทวนเข็มนาฬิกา เท่านั้น จึงมีเฉพาะช่วงที่อัตราเร็วในทิศการกลิ้งของล้อหน้าขวามีค่ามากกว่าอัตราเร็วในทิศการกลิ้งของล้อหน้าซ้าย



รูปที่ 5.7 ค่าอัตราเร็วในทิศการกลิ้งของล้อหน้าซ้าย-ขวา ซึ่งเปลี่ยนแปลงตามเวลา



ค่าความเร่งเชิงเส้นในทิศทางตามยาว (longitudinal acceleration) และตามขวาง (lateral acceleration) ของฐานขับเคลื่อน ซึ่งวัดได้จากอุปกรณ์วัดความเฉื่อย (IMU) มีการเปลี่ยนแปลงตามเวลาเทียบกับค่าอ้างอิงซึ่งคำนวณจากข้อมูลการระบุตำแหน่งด้วยกล้องวิดีโอบันทึกภาพ ในหน่วยเมตรต่อวินาทีกำลังสอง ดังแสดงในรูปที่ 5.8 โดยภาพแรกแสดงความเร่งเชิงเส้นในทิศทางตามยาวเปรียบเทียบกันระหว่าง ค่าอ้างอิงความเร่งเชิงเส้นในทิศทางตามยาว ( $A_x$ ) กับค่าความเร่งเชิงเส้นในทิศทางตามยาวจากอุปกรณ์วัดความเฉื่อย ( $A_x$  IMU) และภาพที่สองแสดงความเร่งเชิงเส้นในทิศทางตามขวาง เปรียบเทียบกันระหว่าง ค่าอ้างอิงความเร่งเชิงเส้นในทิศทางตามขวาง ( $A_y$ ) กับค่าความเร่งเชิงเส้นในทิศทางตามขวางจากอุปกรณ์วัดความเฉื่อย ( $A_y$  IMU) ตามลำดับ



รูปที่ 5.8 ค่าความเร่งเชิงเส้นในทิศทางตามยาวและตามขวางของฐานขับเคลื่อน

จากรูปที่ 5.8 ซึ่งเปรียบเทียบค่าความเร่งเชิงเส้นจากอุปกรณ์วัดความเฉื่อย (IMU) กับค่าอ้างอิงความเร่งเชิงเส้น พบว่าความเร่งเชิงเส้นซึ่งวัดได้โดยตรงจากอุปกรณ์วัดความเฉื่อย มีแนวโน้มการเปลี่ยนแปลงที่ใกล้เคียงกับค่าอ้างอิงจากการระบุตำแหน่งด้วยกล้องบันทึกภาพ ดังนั้นการใช้ค่าความเร่งเชิงเส้นจากอุปกรณ์วัดความเฉื่อยซึ่งสามารถติดตั้งบนฐานขับเคลื่อน ในการประมาณค่ามุมไถลของล้อเดี่ยวกลิ้งอิสระ โดยใช้ผลเฉลยรูปแบบปิดที่พัฒนาขึ้นในงานวิจัยนี้ จึงสามารถยอมรับได้ในการทดลองนี้

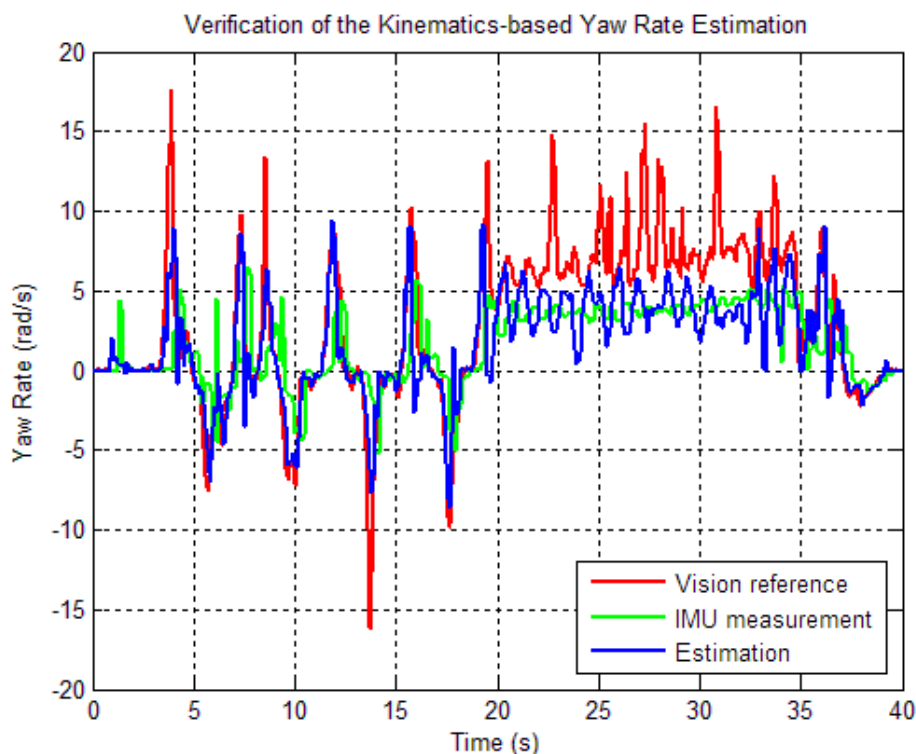
เมื่อพิจารณากราฟของความเร่งเชิงเส้นในทิศทางตามยาวหรือความเร่งในทิศขนานตัวรถ และค่าความเร่งเชิงเส้นในทิศทางตามขวางหรือความเร่งด้านข้างรถ ซึ่งวัดจากอุปกรณ์วัดความเฉื่อย (IMU) พบว่าค่าความเร่งเชิงเส้นทั้งสองสอดคล้องกับรูปแบบการเคลื่อนที่ของฐานขับเคลื่อนบนระนาบ ในช่วงเวลาอ้างอิงการทดสอบที่ 0 ถึง 20 วินาที แรก ซึ่งฐานขับเคลื่อนมีการเคลื่อนที่เป็นรูปเลขแปดนั้น ค่าความเร่งเชิงเส้นในทิศทางตามยาวมีการเปลี่ยนแปลงขนาดและเครื่องหมายในช่วงแคบๆ ระหว่าง -3 ถึง 3 เมตรต่อวินาทีกำลังสอง ส่วนค่าความเร่งเชิงเส้นในทิศทางตามขวางนั้น มีการเปลี่ยนแปลงทั้งขนาดและเครื่องหมายสอดคล้องกับการเคลื่อนที่ซึ่งมีการหมุนรอบแกนในแนวตั้ง ทั้งในทิศทางทวนเข็มนาฬิกาและในทิศทางตามเข็มนาฬิกา สลับกันอย่างชัดเจน สำหรับช่วงเวลาอ้างอิงการทดสอบตั้งแต่ 20 ถึง 40 วินาที หลัง ซึ่งฐานขับเคลื่อนมีการเคลื่อนที่วนเป็นรูปโดนัทในทิศทวนเข็มนาฬิกาด้วยมุมไถลของรถค่ามากในทิศตามเข็มนาฬิกานั้น ความเร่งในทิศตั้งฉาก (normal acceleration) ซึ่งชี้เข้าสู่ศูนย์กลางความโค้งชั่วขณะ (ICZV) มีขนาดขององค์ประกอบซึ่งแตกเข้าแกนตามยาวของรถ มากกว่าขนาดขององค์ประกอบซึ่งแตกเข้าแกนตามขวางของรถอย่างชัดเจน ทำให้ค่าความเร่งเชิงเส้นในทิศขนานตัวรถมีค่าเป็นบวก ขนาดประมาณ 4 ถึง 6 เมตรต่อวินาทีกำลังสอง ในทิศซึ่งชี้ไปทางหน้ารถ ส่วนค่าความเร่งด้านข้างนั้นมีขนาดเพียง 1-2 เมตรต่อวินาทีกำลังสอง ในทิศ  $-y$  อ้างอิงตามรูปที่ 3.6

#### 5.2.1 ผลการทดลองประมาณค่าอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้ง

ค่าอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้งซึ่งประมาณโดยใช้ผลเฉลยในรูปแบบปิดจากการวิเคราะห์ทางจลศาสตร์ ดังสมการที่ 3.68 ด้วยค่ามุมเลี้ยวล้อหน้าซึ่งคำนวณจากความกว้างพัลส์ (PWM) ของสัญญาณเซอร์โวมอเตอร์ และค่าอัตราเร็วในทิศการกลิ้งของล้อหน้าซ้าย-ขวา ซึ่งคำนวณจากค่าความเร็วรอบล้อที่วัดด้วยเอ็นโค้ดเดอร์ มีการเปลี่ยนแปลงตามเวลาเทียบกับค่าอ้างอิงซึ่งวัดได้จากอุปกรณ์วัดความเฉื่อย และค่าอ้างอิงซึ่งคำนวณจากข้อมูลการระบุตำแหน่งด้วยกล้องวีดีโอบันทึกภาพ ในหน่วยเรเดียนต่อวินาที ดังแสดงในรูปที่ 5.9

จากผลการทดลอง พบว่าค่าอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้งซึ่งประมาณโดยใช้ผลเฉลยในรูปแบบปิด (Estimation) มีแนวโน้มการเปลี่ยนแปลงค่าสอดคล้องกับค่าอ้างอิงจากการระบุตำแหน่งด้วยกล้องบันทึกภาพ (Vision reference) และค่าอ้างอิงซึ่งวัดได้จากอุปกรณ์วัดความเฉื่อย (IMU measurement) การประมาณโดยใช้ผลเฉลยในรูปแบบปิดมีความแม่นยำในช่วงของการทดสอบด้วยการเคลื่อนที่เป็นรูปเลขแปดซึ่งมีการเปลี่ยนแปลงทั้งขนาดและทิศทางของอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้ง อย่างไรก็ตาม ค่าอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้งซึ่งได้จากการประมาณโดยตรงนั้น มีสัญญาณรบกวนเนื่องจากการวัดอัตราเร็วเชิงมุมของล้อหน้าด้วยเอ็นโค้ดเดอร์ การ

พัฒนาตัวกรอง (filter) ที่เหมาะสมจึงมีความจำเป็นสำหรับการต่อยอดเทคนิคประมาณค่าเพื่อการประยุกต์ใช้งานจริง



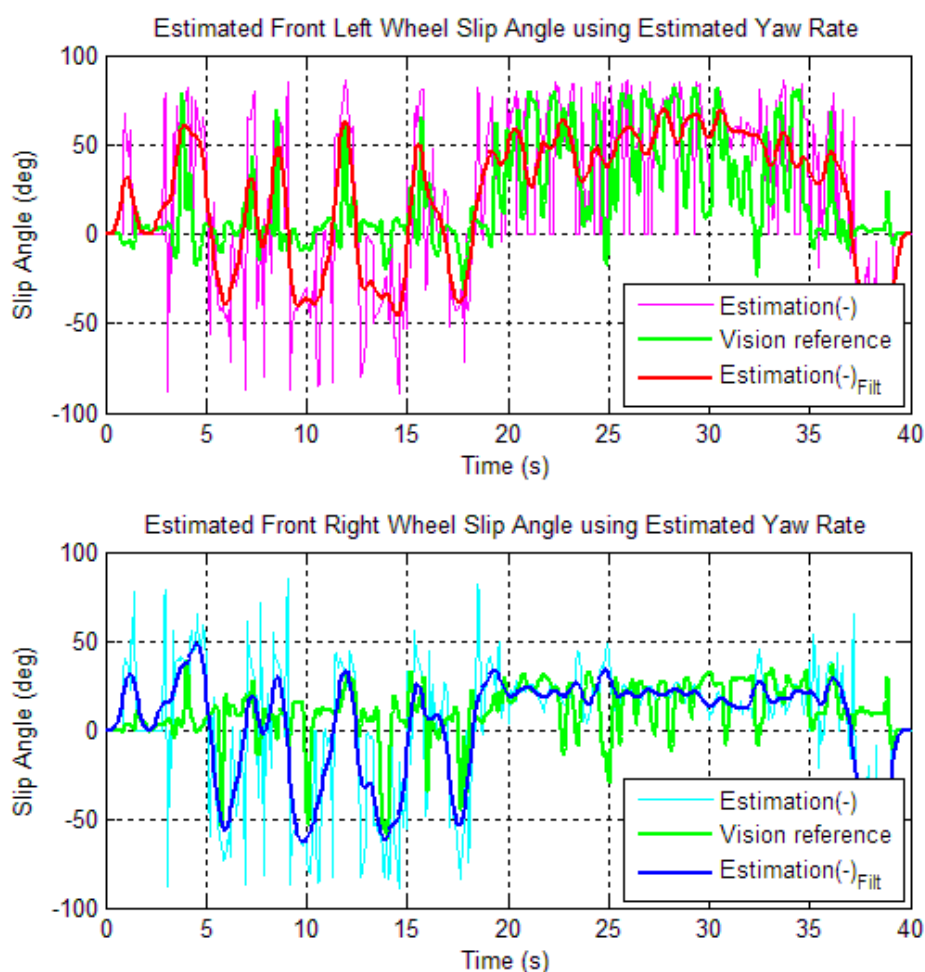
รูปที่ 5.9 ค่าอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้งซึ่งประมาณโดยใช้ผลเฉลยในรูปแบบปิด เปรียบเทียบกับค่าอ้างอิงจากการระบุตำแหน่งและค่าอ้างอิงซึ่งวัดได้จากอุปกรณ์วัดความเฉื่อย

การเปลี่ยนแปลงค่าอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้งนั้นสอดคล้องกับรูปแบบการเคลื่อนที่ของฐานขับเคลื่อน สำหรับการเคลื่อนที่เป็นรูปเลขแปดในช่วง 0 ถึง 20 วินาทีแรก ซึ่งมุมเลี้ยวมีทิศทวนเข็มนาฬิกาสลับกับตามเข็มนาฬิกานั้น ทำให้เกิดการหมุนรอบแกนในแนวตั้งในทิศทางเดียวกัน อย่างไรก็ตาม การกำหนดเครื่องหมายของอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้งนั้นมีทิศตรงกันข้ามกับการกำหนดเครื่องหมายของมุมเลี้ยวและมุมไถลของฐานขับเคลื่อน สังเกตจากการเคลื่อนที่วนเป็นรูปโดนัทในทิศทวนเข็มนาฬิกาในช่วง 20 ถึง 40 วินาทีหลัง ซึ่งมุมเลี้ยวในทิศทวนเข็มนาฬิกานั้นมีค่าเป็นลบ แต่อัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้งมีค่าเป็นบวก

### 5.2.2 ผลการทดลองประมาณค่ามุมไถลของล้อ

ค่ามุมไถลของล้อเดี่ยวกลิ้งอิสระซึ่งประมาณโดยใช้ผลเฉลยในรูปแบบปิดจากการวิเคราะห์ทางจลศาสตร์ ดังสมการที่ 3.27 และสมการที่ 3.31 ด้วยค่ามุมเลี้ยวล้อหน้าซึ่งคำนวณจากความกว้างพัลส์ (PWM) ของสัญญาณเซอร์โวมอเตอร์ ค่าอัตราเร็วในทิศการกลิ้งของล้อหน้าซ้าย-ขวา ซึ่ง

คำนวณจากค่าความเร็วรอบล้อที่วัดด้วยเอ็นโค้ดเดอร์ ค่าความเร่งเชิงเส้นในทิศทางตามยาวและตามขวางของฐานขับเคลื่อนซึ่งวัดได้จากอุปกรณ์วัดความเฉื่อย (IMU) และค่าอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้งซึ่งประมาณโดยใช้ผลเฉลยในรูปแบบปิดจากการวิเคราะห์ทางจลศาสตร์ ดังสมการที่ 3.68 มีการเปลี่ยนแปลงตามเวลาเทียบกับค่าอ้างอิงซึ่งได้จากข้อมูลการระบุตำแหน่งด้วยกล้องวิดีโอ บันทึกภาพ ในหน่วยองศา ดังแสดงในรูปที่ 5.10 โดยภาพแรกแสดงค่ามุมไถลของล้อหน้าซ้าย เปรียบเทียบกันระหว่าง ค่ามุมไถลของล้อหน้าซ้ายซึ่งได้จากการประมาณโดยตรง (Estimation) ค่าอ้างอิงมุมไถลของล้อหน้าซ้าย (Vision reference) และค่ามุมไถลของล้อหน้าซ้ายซึ่งกรองจากค่าที่ประมาณได้ (Estimation<sub>Filt</sub>) ในทำนองเดียวกัน ภาพที่สองแสดงค่ามุมไถลของล้อหน้าขวา เปรียบเทียบกันระหว่าง ค่ามุมไถลของล้อหน้าขวาซึ่งได้จากการประมาณโดยตรง (Estimation) ค่าอ้างอิงมุมไถลของล้อหน้าขวา (Vision reference) และค่ามุมไถลของล้อหน้าขวาซึ่งกรองจากค่าที่ประมาณได้ (Estimation<sub>Filt</sub>) ตามลำดับ



รูปที่ 5.10 ค่ามุมไถลของล้อเดี่ยวกลิ้งอิสระซึ่งประมาณโดยใช้ผลเฉลยในรูปแบบปิด เปรียบเทียบกับกับค่าอ้างอิงจากการระบุตำแหน่งด้วยกล้องบันทึกภาพ

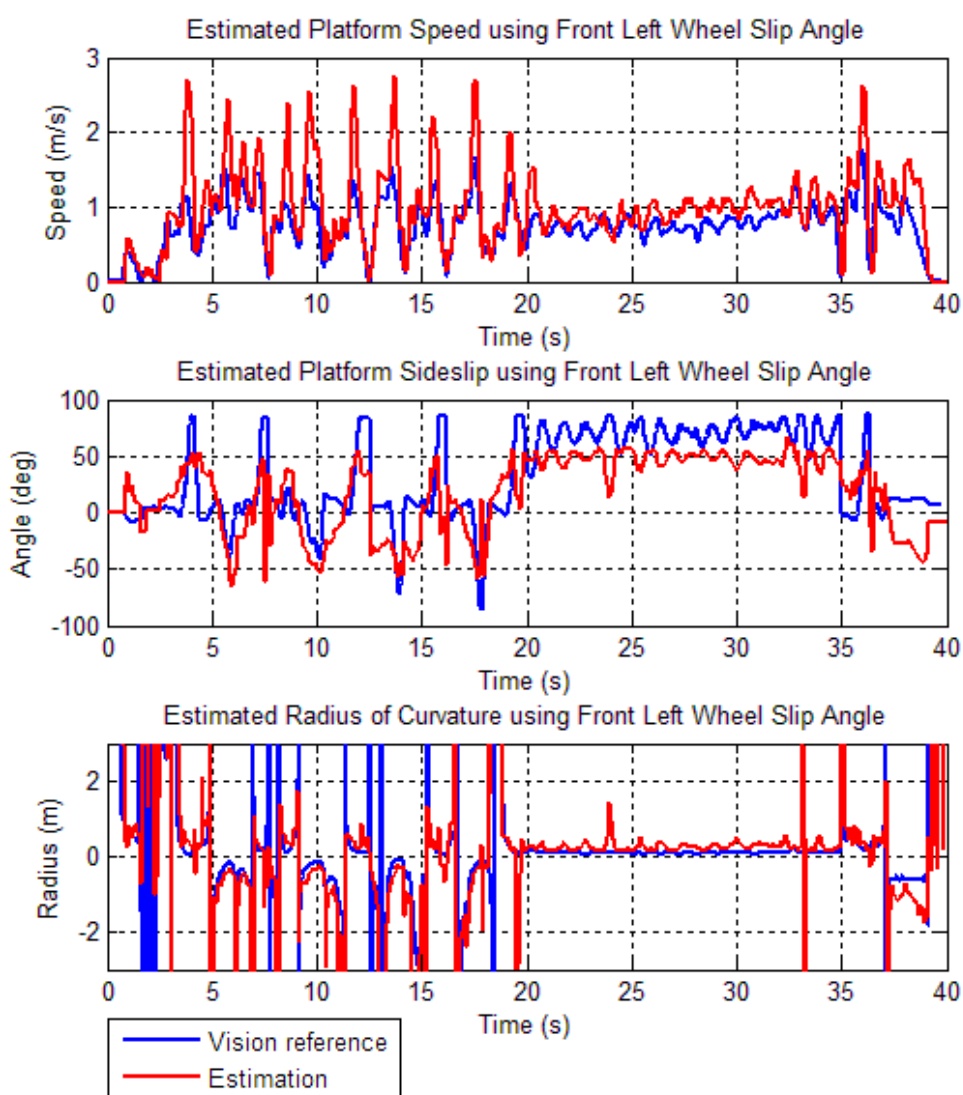
จากผลการทดลอง พบว่าค่ามุมไถลของล้อหน้าซ้ายและล้อหน้าขวาซึ่งกรองจากค่าที่ประมาณได้ ( $Estimation_{Fit}$ ) มีแนวโน้มการเปลี่ยนแปลงทั้งขนาดและทิศทาง สอดคล้องกับค่าอ้างอิงจากการระบุตำแหน่งด้วยกล้องบันทึกภาพ (Vision reference) อย่างไรก็ตาม การพัฒนาตัวกรองที่เหมาะสมมีความจำเป็นสำหรับการต่อยอดเทคนิคประมาณค่าเพื่อการประยุกต์ใช้งานจริง

การเปลี่ยนแปลงค่ามุมไถลของล้อหน้าซ้ายและล้อหน้าขวานั้นสอดคล้องกับรูปแบบการเคลื่อนที่ของฐานขับเคลื่อน สำหรับการเคลื่อนที่เป็นรูปเลขแปดในช่วง 0 ถึง 20 วินาทีแรก ซึ่งมุมไถลของฐานขับเคลื่อนมีทิศทวนเข็มนาฬิกาสลับกับตามเข็มนาฬิกา ดังแสดงในรูปที่ 5.6 นั้น ค่ามุมไถลของล้อหน้ามีการเปลี่ยนแปลงด้วยแนวโน้มเดียวกัน อย่างไรก็ตาม มีความแตกต่างระหว่างค่ามุมไถลของล้อหน้าทั้งสองเกิดขึ้นเล็กน้อย โดย มุมไถลของล้อหน้าซ้ายซึ่งมีค่าเป็นบวกในทิศทางตามเข็มนาฬิกานั้น จะมีขนาดใหญ่กว่าค่ามุมไถลในทิศทางตามเข็มนาฬิกาของล้อหน้าขวา ในกรณีที่ฐานขับเคลื่อนมีอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้งในทิศทวนเข็มนาฬิกาและมีค่ามุมไถลของฐานขับเคลื่อนเป็นบวกในทิศทางตามเข็มนาฬิกา ในทางกลับกัน มุมไถลของล้อหน้าขวาซึ่งมีค่าเป็นลบในทิศทางทวนเข็มนาฬิกานั้น จะมีขนาดใหญ่กว่าค่ามุมไถลในทิศทางทวนเข็มนาฬิกาของล้อหน้าซ้าย ในกรณีที่ฐานขับเคลื่อนมีอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้งในทิศตามเข็มนาฬิกาและมีค่ามุมไถลของฐานขับเคลื่อนเป็นลบในทิศทางทวนเข็มนาฬิกา สำหรับการเคลื่อนที่วนเป็นรูปโหนดในทิศทวนเข็มนาฬิกาในช่วง 20 ถึง 40 วินาทีหลัง ซึ่งอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้งมีค่าเป็นบวก และมุมไถลของฐานขับเคลื่อนมีค่าเป็นบวกในทิศตามเข็มนาฬิกานั้น มุมไถลของล้อหน้าซ้ายและล้อหน้าขวาต่างมีค่าเป็นบวกในทิศทางตามเข็มนาฬิกา โดยค่ามุมไถลของล้อหน้าซ้ายซึ่งมีรัศมีความโค้งสั้นกว่านั้น มีขนาดใหญ่กว่าค่ามุมไถลของล้อหน้าขวาซึ่งมีรัศมีความโค้งยาวกว่า โดยค่ามุมไถลอ้างอิงจากการระบุตำแหน่งด้วยกล้องบันทึกภาพนั้น มีการเปลี่ยนแปลงเป็นค่าลบในทิศทางทวนเข็มนาฬิกา ในช่วงสั้นๆ ที่มุมเลี้ยวล้อหน้ามีการเปลี่ยนแปลงเป็นค่าบวกในทิศตามเข็มนาฬิกาเพื่อเคาน์เตอร์สตีร์ ส่วนค่ามุมไถลของล้อหน้าซึ่งประมาณโดยใช้ผลเฉลยรูปแบบปิดที่พัฒนาขึ้นนั้น ไม่พบการเปลี่ยนแปลงค่าที่ชัดเจน ระหว่างสถานะเคาน์เตอร์สตีร์

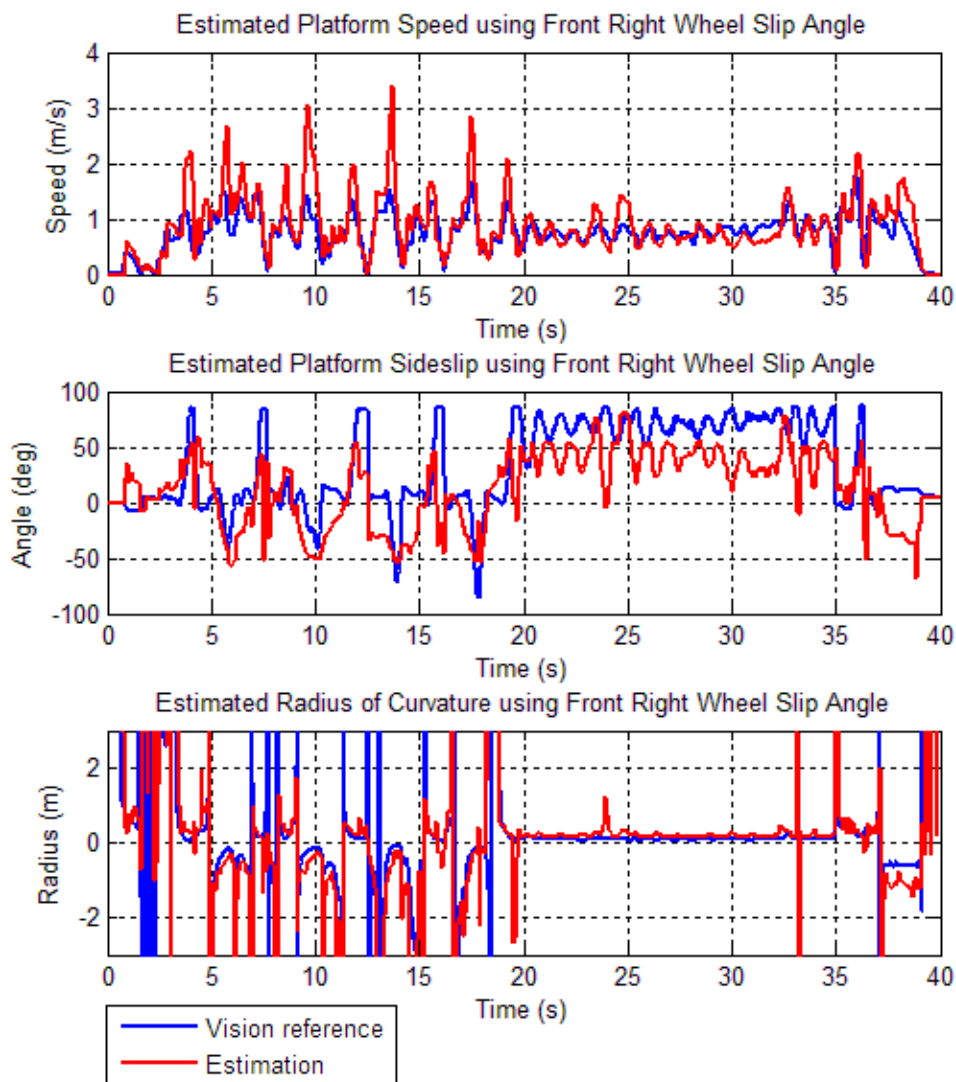
ทำให้เกิดการหมุนรอบแกนในแนวตั้งในทิศทางเดียวกัน อย่างไรก็ตาม การกำหนดเครื่องหมายของอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้งนั้นมีทิศตรงกันข้ามกับการกำหนดเครื่องหมายของมุมเลี้ยวและมุมไถลของฐานขับเคลื่อน สังเกตจากการเคลื่อนที่วนเป็นรูปโหนดในทิศทวนเข็มนาฬิกา ในช่วง 20 ถึง 40 วินาทีหลัง ซึ่งมุมเลี้ยวในทิศทวนเข็มนาฬิกานั้นมีค่าเป็นลบ แต่อัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้งมีค่าเป็นบวก

### 5.2.3 ผลการทดลองประมาณค่าตัวแปรสถานะสำหรับการเคลื่อนที่ของฐานขับเคลื่อนบนระนาบ

จากค่ามุมไถลของล้อเดี่ยวกึ่งอิสระซึ่งประมาณได้ในข้างต้นนั้น โดยอาศัยความสัมพันธ์เชิงจลศาสตร์ สามารถคำนวณค่าอัตราเร็วในการเคลื่อนที่ของฐานขับเคลื่อนบนระนาบได้จากสมการที่ 3.35 สามารถคำนวณค่ามุมไถลของตัวฐานขับเคลื่อนได้จากสมการที่ 3.36 และสามารถประมาณค่ารัศมีความโค้งของการเคลื่อนที่ได้จากสมการที่ 3.37 ตามลำดับ ทั้งนี้ทั้งนั้น สามารถคำนวณค่าตัวแปรสถานะสำหรับการเคลื่อนที่ของฐานขับเคลื่อนบนระนาบได้จากการเลือกใช้ค่ามุมไถลของล้อหน้าซ้ายหรือล้อหน้าขวา ซึ่งให้ผลการประมาณ (Estimation) เปรียบเทียบกับค่าอ้างอิงจากข้อมูลการระบุตำแหน่งด้วยกล้องวิดีโอบันทึกภาพ (Vision reference) ดังแสดงในรูปที่ 5.11 และ 5.12 ตามลำดับ



รูปที่ 5.11 ค่าตัวแปรสถานะสำหรับการเคลื่อนที่ของฐานขับเคลื่อนบนระนาบ ซึ่งคำนวณจากค่ามุมไถลของล้อหน้าซ้าย เปรียบเทียบกับกับค่าอ้างอิงจากการระบุตำแหน่งด้วยกล้องบันทึกภาพ



รูปที่ 5.12 ค่าตัวแปรสถานะสำหรับการเคลื่อนที่ของฐานขับเคลื่อนบนระนาบ ซึ่งคำนวณจากค่ามุมไถลของล้อหน้าขวา เปรียบเทียบกับกับค่าอ้างอิงจากการระบุตำแหน่งด้วยกล้องบันทึกภาพ

จากผลการทดลอง อัตราเร็วในการเคลื่อนที่และรัศมีความโค้งของการเคลื่อนที่นั้นสามารถประมาณค่าได้อย่างแม่นยำ ส่วนค่ามุมไถลของฐานขับเคลื่อนที่ได้จากการประมาณนั้น มีแนวโน้มการเปลี่ยนแปลงที่สอดคล้องกับค่าอ้างอิงจากการระบุตำแหน่งด้วยกล้องบันทึกภาพ อย่างไรก็ตาม การพัฒนาตัวกรองที่เหมาะสมมีความจำเป็นสำหรับการต่อยอดเทคนิคประมาณค่าเพื่อการประยุกต์ใช้งานจริง

## บทที่ 6

### สรุปผลและข้อเสนอแนะ

#### 6.1 สรุปผลการทำวิทยานิพนธ์

ในงานวิจัย ได้พัฒนาต้นแบบของฐานขับเคลื่อนบนระนาบซึ่งสามารถควบคุมมุมเลี้ยวและการขับเคลื่อนล้อ พร้อมทั้งสามารถวัดค่าตัวแปรการเคลื่อนที่ ซึ่งได้แก่ ค่ามุมเลี้ยวของล้อหน้า (steering angle) ค่าความเร่งเชิงเส้น (linear acceleration) ทั้งความเร่งในทิศขนานกับตัวรถ (longitudinal acceleration) และความเร่งด้านข้าง (lateral acceleration) ค่าอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้ง (yaw rate) และค่าอัตราเร็วในการหมุนของแต่ละล้อ (wheel rotational speed) ได้จากอุปกรณ์ที่ติดตั้งบนฐานขับเคลื่อน (on-board sensors) จากนั้นส่งข้อมูลดังกล่าวให้คอมพิวเตอร์ประมวลผล รวมทั้งสามารถควบคุมมุมเลี้ยวล้อหน้าและความเร็วรอบของล้อหลังตามสัญญาณควบคุมที่ได้รับจากรีโมทคอนโทรลหรือคอมพิวเตอร์ เพื่อรองรับการทดสอบแบบจำลองทางพลศาสตร์ การตรวจสอบแนวคิดประมาณค่าตัวแปรสถานะ และการพัฒนาระบบควบคุมทางพลศาสตร์

ในงานวิจัย สามารถพัฒนาแบบจำลองทางพลศาสตร์ในรูปทั่วไปสำหรับอธิบายการเคลื่อนที่ของฐานขับเคลื่อนบนระนาบชนิดใดๆ ที่มีการไหลของล้อ จากการวิเคราะห์แรงเสียดทานซึ่งเกิดขึ้นที่ผิวสัมผัสระหว่างยางกับพื้นผิวรองรับการทำงานของฐานขับเคลื่อนบนระนาบ ได้ตั้งสมการที่ 3.1 ถึงสมการที่ 3.3 สามารถหาผลเฉลยรูปแบบปิดสำหรับประมาณค่ามุมไหลของล้อเดี่ยวถึงอิสระได้ตั้งสมการที่ 3.26 สามารถหาผลเฉลยรูปแบบปิดสำหรับประมาณค่าอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้งจากผลต่างของความเร็วล้อได้ตั้งสมการที่ 3.68 และสามารถพัฒนาแนวคิดการประมาณค่าตัวแปรสถานะสำหรับการเคลื่อนที่ของฐานขับเคลื่อนบนระนาบ ซึ่งประกอบด้วย อัตราเร็วในการเคลื่อนที่รัศมีความโค้งของการเคลื่อนที่ และค่ามุมไหลของฐานขับเคลื่อนที่ ได้ตั้งสมการที่ 3.35 ถึงสมการที่ 3.37 ตามลำดับ ซึ่งจากการจำลองการเคลื่อนที่แบบสุ่มของฐานขับเคลื่อนบนระนาบในกรณีเฉพาะของรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลังบนคอมพิวเตอร์ ด้วยโปรแกรม Matlab โดยสมมติให้รัศมีความโค้งอัตราเร็วในการเคลื่อนที่ มุมไหลของรถ และมุมเลี้ยวล้อหน้า มีการเปลี่ยนแปลงตามฟังก์ชันกำหนด (prescribed function) และประมาณค่าตัวแปรการเคลื่อนที่ต่างๆ โดยใช้ผลเฉลยรูปแบบปิดที่พัฒนาขึ้นนั้น สรุปได้ว่า แนวคิดการประมาณค่าตัวแปรที่พัฒนาขึ้นสามารถประมาณค่าตัวแปรการเคลื่อนที่ของฐานขับเคลื่อนบนระนาบได้อย่างสมบูรณ์ เมื่อค่าตัวแปรที่ใช้ในการประมาณสามารถวัดได้อย่างแม่นยำ



อย่างไรก็ตาม เพื่อเสนอแนวทางเบื้องต้นสำหรับการประยุกต์ใช้งานจริง ได้ทดสอบการประมาณค่าตัวแปรการเคลื่อนที่ โดยใช้ฐานขั้วเคลื่อนต้นแบบที่พัฒนาขึ้น ร่วมกับการระบุตำแหน่งและทิศทางเคลื่อนที่โดยอาศัยกล้องวิดีโอบันทึกภาพ ด้วยการเคลื่อนที่แบบสุ่มเพื่อสร้างมุมโกลของฐานขั้วเคลื่อนที่อย่างหลากหลาย ประกอบด้วย การเคลื่อนที่รูปเลขแปด (8-figure) และการเคลื่อนที่รูปโหนด (O-figure) ตามลำดับ ซึ่งแนวคิดการประมาณค่ามุมโกลของล้อเดี่ยวกลิ้งอิสระและแนวคิดการประมาณค่าตัวแปรสถานะให้ผลการตรวจสอบเบื้องต้นที่น่าพอใจ

จากผลการทดลอง พบว่าค่าอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้งซึ่งประมาณโดยใช้ผลเฉลยในรูปแบบปิด (Estimation) มีแนวโน้มการเปลี่ยนแปลงค่าสอดคล้องกับค่าอ้างอิงจากการระบุตำแหน่งด้วยกล้องบันทึกภาพ (Vision reference) และค่าอ้างอิงซึ่งวัดได้จากอุปกรณ์วัดความเฉื่อย (IMU measurement) การประมาณโดยใช้ผลเฉลยในรูปแบบปิดมีความแม่นยำในช่วงของการทดสอบด้วยการเคลื่อนที่เป็นรูปเลขแปดซึ่งมีการเปลี่ยนแปลงทั้งขนาดและทิศทางของอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้ง อย่างไรก็ตาม ค่าอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้งซึ่งได้จากการประมาณโดยตรงนั้น มีสัญญาณรบกวนเนื่องจากการวัดอัตราเร็วเชิงมุมของล้อหน้าด้วยเอ็นโค้ดเดอร์ การพัฒนาตัวกรอง (filter) ที่เหมาะสมจึงมีความจำเป็นสำหรับการต่อยอดเทคนิคประมาณค่าเพื่อการประยุกต์ใช้งานจริง

จากผลการทดลอง พบว่าค่ามุมโกลของล้อหน้าซ้ายและล้อหน้าขวาซึ่งกรองจากค่าที่ประมาณได้ ( $Estimation_{Filt}$ ) มีแนวโน้มการเปลี่ยนแปลงทั้งขนาดและทิศทาง สอดคล้องกับค่าอ้างอิงจากการระบุตำแหน่งด้วยกล้องบันทึกภาพ (Vision reference) สำหรับการเคลื่อนที่วนเป็นรูปโหนดในทิศทวนเข็มนาฬิกาในช่วง 20 ถึง 40 วินาทีหลัง ซึ่งอัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้งมีค่าเป็นบวก และมุมโกลของฐานขั้วเคลื่อนที่มีค่าเป็นบวกในทิศตามเข็มนาฬิกานั้น มุมโกลของล้อหน้าซ้ายและล้อหน้าขวามีค่าเป็นบวกในทิศทางตามเข็มนาฬิกา โดยค่ามุมโกลของล้อหน้าซ้ายซึ่งมีรัศมีความโค้งสั้นกว่านั้น มีขนาดใหญ่กว่าค่ามุมโกลของล้อหน้าขวาซึ่งมีรัศมีความโค้งยาวกว่า โดยค่ามุมโกลอ้างอิงจากการระบุตำแหน่งด้วยกล้องบันทึกภาพนั้น มีการเปลี่ยนแปลงเป็นค่าลบในทิศทวนเข็มนาฬิกา ในช่วงสั้นๆ ที่มุมเลี้ยวล้อหน้ามีการเปลี่ยนแปลงเป็นค่าบวกในทิศตามเข็มนาฬิกาเพื่อเคาน์เตอร์สตีร์ ส่วนค่ามุมโกลของล้อหน้าซึ่งประมาณโดยใช้ผลเฉลยรูปแบบปิดที่พัฒนาขึ้นนั้น ไม่พบการเปลี่ยนแปลงค่าที่ชัดเจน ระหว่างสภาวะเคาน์เตอร์สตีร์

จากผลการทดลอง อัตราเร็วในการเคลื่อนที่และรัศมีความโค้งของการเคลื่อนที่นั้นสามารถประมาณค่าได้อย่างแม่นยำ ส่วนค่ามุมโกลของฐานขั้วเคลื่อนที่ได้จากการประมาณนั้น มีแนวโน้มการเปลี่ยนแปลงที่สอดคล้องกับค่าอ้างอิงจากการระบุตำแหน่งด้วยกล้องบันทึกภาพ อย่างไรก็ตาม การพัฒนาตัวกรองที่เหมาะสมมีความจำเป็นสำหรับการต่อยอดเทคนิคประมาณค่าเพื่อการประยุกต์ใช้งานจริง

## 6.2 ข้อเสนอแนะ

1. จากแบบจำลองทางพลศาสตร์และเทคนิคการประมาณค่าตัวแปรสถานะสำหรับฐานขับเคลื่อนด้วยล้อในกรณีทั่วไปซึ่งรองรับการไหลของล้อในทุกสภาวะ สามารถเพิ่มเงื่อนไขเพื่อประยุกต์ใช้งานในกรณีเฉพาะของหุ่นยนต์ขับเคลื่อนด้วยล้อทั้งประเภทไฮโลโนมิกและนีออนไฮโลโนมิก รวมไปถึงการประยุกต์ใช้งานในรถยนต์
2. จากค่ามุมไหลของล้อเดี่ยวกลิ้งอิสระที่ประมาณได้นั้น นอกเหนือจากใช้ประมาณค่าตัวแปรสถานะของการเคลื่อนที่แล้ว ยังสามารถใช้เพื่อประมาณค่าเวกเตอร์ความเร็วสัมบูรณ์ของฐานขับเคลื่อนบนระนาบได้โดยตรง
3. การทดลองด้วยรูปแบบการเคลื่อนที่ (pattern) ที่เป็นมาตรฐาน ช่วยให้สามารถวิเคราะห์ข้อบกพร่องและปรับปรุงเทคนิคการประมาณค่าตัวแปรการเคลื่อนที่ของฐานขับเคลื่อนที่มีการไหลของล้อ ให้เอื้อต่อการนำมาประยุกต์ใช้งานจริงมากขึ้น
4. การพัฒนาตัวกรองที่เหมาะสมมีความจำเป็นสำหรับการต่อยอดเทคนิคการประมาณค่าตัวแปรการเคลื่อนที่ของฐานขับเคลื่อน เพื่อการประยุกต์ใช้งานจริง
5. แนวคิดการประมาณค่ามุมไหลของล้อ อัตราการหมุนรอบแกนในแนวตั้ง และตัวแปรสถานะอื่นๆ ที่ได้นำเสนอในงานวิจัยนี้ ต้องอาศัยการพัฒนาต่อยอด เพื่อเป็นทางเลือก เพื่อเป็นส่วนเสริม หรือเพื่อทดแทนระบบที่มีอยู่เดิม
6. องค์ความรู้พื้นฐานของแบบจำลองทางพลศาสตร์และแนวคิดการประมาณค่าตัวแปรการเคลื่อนที่สำหรับฐานขับเคลื่อนบนระนาบที่มีการไหลของล้อ เป็นเพียงองค์ประกอบหนึ่งของการต่อยอดวิทยาการด้านระบบควบคุมการเคลื่อนที่แบบอัตโนมัติสำหรับฐานขับเคลื่อนบนระนาบชนิดต่างๆ ทั้งที่อยู่ในรูปแบบของรถยนต์หรือหุ่นยนต์ขับเคลื่อนด้วยล้อ ให้ครอบคลุมการประยุกต์ใช้งานในกรณีที่มีการไหลของล้อ ด้วยสภาพการไหลที่หลากหลาย เกิดขึ้นอย่างหลีกเลี่ยงไม่ได้

## รายการอ้างอิง

1. Ackermann, J., *Robust control prevents car skidding*, in *IEEE Control Systems Magazine*. 1997. p. 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*. 1999. Changchun, China.
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*. 2000. Darmstadt, Germany.
4. Hac, A., 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*, 2004. **36**(1): p. 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*. 2006. Shanghai, China.
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*, 2003. **52**(3): p. 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*, 2008. **57**(2): p. 727-735.
9. Gillespie, T.D., *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. 1992, PA USA Society of Automotive Engineers, Inc.
10. Velenis, E., Tsiotras, P. *Minimum time vs maximum exit velocity path optimization during cornering*. in *IEEE International Symposium on Industrial Electronics*. 2005. Dubrovnik, Croatia.

11. Chaichaowarat, R., Wannasuphoprasit, W. *Two dimensional dynamic model of drifting vehicle*. in *7th International Conference on Automotive Engineering (ICAE-7)*. 2011. Bangkok, Thailand.
12. Abdulrahim, M., *On the Dynamics of Automobile Drifting*. SAE-Paper 2006-01-1019, 2006.
13. 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*. 2007. Kos, Greece.
14. Velenis, E., Tsiotras, P., and Lu, J. *Trail-braking driver input parameterization for general corner geometry*. in *SAE Motorsports Engineering Conference*. 2008. Concord, NC, USA.
15. Chaichaowarat, R., Wannasuphoprasit, W., *Dynamics and simulation of RWD vehicle drifting at steady state using BNP-MNC tire model*. SAE-International Journal of Transportation Safety, 2013. **1**(1): p. 134-144.
16. Velenis, E., Frazoli, E., Tsiotras, P. *On steady-state cornering equilibria for wheeled vehicles with drift*. in *IEEE Conference*. 2009.
17. Velenis, E., Katzourakis, D., Frazolli, E., Tsiotras, P., Happee, R., *Steady-state drifting stabilization of RWD vehicles*. Control Engineering Practice, 2011. **10**(11): p. 1363-1376.
18. Chaichaowarat, R., Wannasuphoprasit, W. *Optimal control for steady state drifting of RWD vehicle*. in *7th IFAC Symposium on Advances in Automotive Control (IFAC-AAC' 2013)*. 2013. Tokyo, Japan.
19. Khatib, O., Yokoi, K., Brock, O., Chang, K., Casal, A., *Robots in human environments: Basic autonomous capabilities*. International Journal of Robotics Research, 1999. **18**: p. 684-696.
20. Muir, P.F., Neuman, C.P., *Kinematic modeling of wheeled mobile robots*, in *Technical Report CMU-RI-TR-86-12*, C.-M.U. The Robotics Institute, Editor. 1986: Pittsburgh, PA.
21. Pin, F.G., Killough, S.M., *A new family of omnidirectional and holonomic wheeled platforms for mobile robots*. IEEE Transactions on Robotics and Automation, 1994. **10**(4): p. 480-489.

22. La, H.T., *Omnidirectional vehicle*. 1979.
23. Carlisle, B., *An omni-directional mobile robot*, in *Developments in Robotics* (B. Rooks, ed.), I. Publications, Editor. 1983: Kempton, England. p. 79-87.
24. Bradbury, H.M., *Omnidirectional transport device*. 1977.
25. Ilon, B.E., *Directionally state self propelled vehicle*. 1971.
26. Nandy, S., Shome, S.N., Somani, R., Tanmay, T., Chakraborty, G., Kumar, C.S. *Detailed slip dynamics for nonholonomic mobile robotic system*. in *IEEE International Conference on Mechatronics and Automation*. 2011. Beijing, China.
27. Sidek, N., Sarkar, N. *Dynamic modeling and control of nonholonomic mobile robot with lateral slip*. in *IEEE International Conference on Systems*. 2008.
28. Tian, Y., Sarkar, N., *Control of a mobile robot subject to wheel slip*. *Journal of Intelligent and Robotic Systems*, 2014. **74**: p. 915-929.
29. V.D. Hardt, H.J., Wolf, D., Husson, R. *The dead reckoning localization system of the wheeled mobile robot ROMANE*. in *IEEE International Conference on Multisensor Fusion and Integration for Intelligent Systems*. 1996.
30. Cho, B.S., Moon, W.S., Seo, W.J., Baek, K.R., *A dead reckoning localization system for mobile robots using inertial sensors and wheel revolution encoding*. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2011. **25**(11): p. 2907-2917.
31. Yang, J.M., Kim, J.H. *Sliding mode motion control of nonholonomic mobile robots*. in *IEEE International Conference on Robotics and Automation*. 1998. Leuven, Belgium.
32. Coelho, P., Nunes, U., *Path following control of a mobile robots in presence of uncertainties*. *IEEE Transactions on Robotics*, 2005. **21**(2).
33. Kang, H.S., Kim, Y.T., Hyun, C.H., Park, M., *Generalized extended state observer approach to robust tracking control for wheeled mobile robot with skidding and slipping*. *International Journal of Advanced Robotic Systems*, 2013. **10**(155): p. 1-10.

34. Huang, J., Wen, C., Wang, W., Jiang, Z.P., *Adaptive stabilization and tracking control of a nonholonomic mobile robot with input saturation and disturbance*. Systems and Control Letters, 2013. **62**: p. 234-241.
35. Gonzalez, R., Fiacchini, M., Alamo, T., L. Guzman, J., Rodriguez, F., *Adaptive control for a mobile robot under slip conditions using an LMI-based approach*. European Journal of Control, 2010. **2**: p. 122-155.
36. Chaichaowarat, R., Wannasuphoprasit, W. *Tire test for drifting dynamics of a scaled vehicle*. in *3rd TSME International Conference of Mechanical Engineering (TSME-ICoME 2012)*. 2012. Chiang Rai, Thailand.
37. Bonev, B., *PowerBot*, in <http://www.dccia.ua.es/~boyan/imagenes/powerbot.jpg>, powerbot.jpg, Editor. 2014.
38. Armbrust, C., Proetzsch, M., Berns, K., , *Ravon-RobuCarTT*, in [http://merkur.informatik.uni-kl.de/fileadmin/gallery/ravon/20090201\\_ravon\\_birthday\\_05/main//00001\\_February\\_2004.jpg](http://merkur.informatik.uni-kl.de/fileadmin/gallery/ravon/20090201_ravon_birthday_05/main//00001_February_2004.jpg), 00001\_February\_2004.jpg, Editor. 2012.
39. Holmberg, R., Khatib, O. *Development of a holonomic mobile robot for mobile manipulation task*. in *International Conference on Field and Service Robotics*. 1999. Pittsburgh, PA.
40. Holmberg, R., Khatib, O., *Development and control of a holonomic mobile robot for mobile manipulation tasks*. International Journal of Robotics Research, 2000. **19**(11): p. 1066-1074.
41. Kim, D.S., H. Kwon, W., S. Park, H., *Geometric kinematics and application of a mobile robot*. International Journal of Control, Automation, and Systems, 2003. **1**(3): p. 376-384.
42. E. Shenawy, A., Wagner, A., Badreddin, E. *Dynamic model of a holonomic mobile robot with actuated caster wheels*. in *International Conference on Control, Automation, Robotics and Vision*. 2006.
43. E. Shenawy, A., Wagner, A., Kandil, A., Badreddin, E., *Lyapunov stability study for a special actuated holonomic wheeled mobile robot*. IEEE, 2011.

44. Kim, D., Lee, H., Kwon, W. *Geometric kinematics modeling of omni-directional autonomous mobile robot and its application*. in *International Conference on Robotics and Automation*. 2000. San Francisco, CA.
45. Chung, J., Yi, B., Kim, W., Lee, H. *The dynamic modelling and analysis for an omnidirectional mobile robot with three caster wheels*. in *IEEE International Conference on Robotics and Automation*. 2003.
46. Stonier, D., Cho, S.H., Choi, S.L., S. Kuppaswamy, N., Kim, J.H. *Nonlinear slip dynamics for an omniwheel mobile robot platform*. in *International Conference on Robotics and Automation*. 2007. Roma, Italy.
47. Velenis, E., Tsiotras, P., Lu, J. *Aggressive maneuvers on loose surfaces: Data analysis and input parameterization*. in *Mediterranean Conference on Control and Automation*. 2007. Athens, Greece.
48. Velenis, E., Tsiotras, P., Lu, J. , *Optimality properties and driver input parameterization for trail-braking cornering*. *European Journal of Control*, 2008. **14**(4): p. 308-320.
49. Bakker, E., Nyborg, L., Pacejka, H. B., *Tyre Modeling for Use in Vehicle dynamics Studies*. SAE-Paper 870421, 1987.
50. Khalil, H., *Nonlinear Systems*. 2 ed. 1996, Upper Saddle River, New Jersey: Prentice Hall.
51. Velenis, E., Katzourakis, D., Frazzoli, E., Tsiotras, P., Happee, R. *Stabilization of Steady-State Drifting for a RWD Vehicle*. in *10th International Symposium on Advanced Vehicle Control (AVEC)*. 2010. Loughborough, UK.
52. *Tire Model in Driving Simulator*. [cited 2013 Feb 22].
53. Branch, R., Branch, M., *The tire-force ellipse (friction ellipse) and tire characteristics*. SAE-Paper 2011-01-0094, 2011.
54. Carlson, C.R., Gerdes, J.C., Powell, D. *Practical position and yaw rate estimation with GPS and differential wheelspeeds*. in *6th International Symposium of Advanced Vehicle Control (AVEC'02)*. 2002.
55. Rogers, R.M. *Land vehicle navigation filtering for GPS/dead-reckoning system*. in *Institute of Navigation National Technology Meeting*. 1997.



56. Rogers, R.M. *Improved heading using dual speed sensors for angular rate and odometry in land navigation*. in *Institute of Navigation National Technology Meeting*. 1999.
57. Sivashankar, N., Ulsoy, A.G., *Yaw rate estimation for vehicle control applications*. The ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, 1998. 120(2): p. 267-274.
58. Zaremba, A., Stuntz R.M., *Cost effective yaw rate sensing*, in *Technical Memorandum No. SRM-94-16*. 1994, Ford Research Laboratory: Dearborn, MI.
59. Shivashankar, S.N., Ulsoy, G.G., Hrovat, D.D., *Method and apparatus for vehicle yaw rate estimation*. 1996.
60. Hac, A., Simpson, M.D., *Estimation of vehicle side slip angle and yaw rate*. SAE-Paper 2000-01-0696, 2000.
61. Cherouat, H., Braci, M., Diop, S. *Vehicle velocity, side slip angles and yaw rate estimation*. in *IEEE ISIE'2005*. 2005. Dubrovnik, Croatia.
62. Chee, W. *Yaw rate estimation using two 1-axis accelerometers*. in *American Control Conference (ACC'05)*. 2005. Portland OR, USA.
63. Shimada, K., Nakamura, Y., Horikoshi, S., Sugawara, H., Monji, T., *Angular rate detection apparatus of moving body*. 1993.
64. Gustafsson, F., Ahlqvist, S., Forsell, U., Persson, N., *Sensor fusion for accurate computation of yaw rate and absolute velocity*. SAE-Paper 2001-01-1064, 2001.
65. Zenhaj, G. *Soft sensor application yaw rate measurement based on Kalman filter and vehicle dynamics*. in *IEEE Intelligent Transportation Systems*. 2003.
66. Novara, C., Ruiz, F., Milanese, M., *Direct identification of optimal SM-LPV filters and application to vehicle yaw rate estimation*. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2011. 19(1): p. 5-17.
67. Emirler, M.T., et al., *Vehicle yaw rate estimation using a virtual sensor*. International Journal of Vehicular Technology, 2013.
68. Ghoneim, Y.A., Chin Y.K., *Active brake control having yaw rate estimation*. 2001.

69. Venhovens, P.J.T., Naab, K., *Vehicle dynamics estimation using Kalman filters*. *Vehicle System Dynamics*, 1999. **32**(2): p. 171-184.
70. Mammar, S., Koenig, D., *Vehicle handling improvement by active steering*. *Vehicle System Dynamics*, 2002. **38**: p. 211-242.
71. Masato, A., Yoshio, K., Kazuasa, S., Yasuji, S., Yoshimi, F., *Side-slip control to stabilize vehicle lateral motion by direct yaw moment*. *JSAE Review*, 2001. **22**: p. 413-419.
72. Jo, J.S., You, S.H., Joeng, J.Y., Lee, K.Y., Yi, K., *Vehicle stability control system for enhancing steerability lateral stability, and roll stability*. *International Journal of Automotive Technology* 2008. **9**(5): p. 571-576.
73. Van Zanten, A.T., *Bosch ESP systems: 5 years of experience*. *SAE Transactions*, 2000. **109**(7): p. 428-436.
74. Rajamani, R., *Vehicle Dynamics and Control*. 2005, New York: Springer Verlag.
75. Bevely, D.M., et al. *The use of GPS based velocity measurements for improved vehicle state estimation*. in *American Control Conference (ACC'2000)*. 2000. Chicago IL, USA.
76. Bevely, D.M., Sheridan, R., Gerdes, J.C. *Integrating INS sensors with GPS velocity measurements for continuous estimation of vehicle sideslip and tire cornering stiffness*. in *American Control Conference (ACC'01)*. 2001. USA.
77. Ryu, J., Rossetter, E.J., Gerdes, J.C. *Vehicle sideslip and roll parameter estimation using GPS*. in *International Symposium of Advanced Vehicle Control (AVEC'2002)*. 2002.
78. Daily, R., Bevely, D.M., *The use of GPS for vehicle stability control systems*. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 2004. **51**(2): p. 270-277.
79. Anderson, R., Bevely, D.M. *Estimation of slip angles using a model based estimator and GPS*. in *American Control Conference (ACC'04)*. 2004. Boston, Massachusetts, USA.
80. Bevely, D.M., Ryu, J., Gerdes, J.C., *Integrating INS sensors with GPS measurements for continuous estimation of vehicle sideslip, roll, and tire cornering stiffness*. *IEEE Transaction on Intelligent Transportation Systems*, 2006. **7**(4): p. 483-493.

81. Farrelly, J., Wellstead, P., Farrelly, J., Wellstead, P. *Estimation of vehicle lateral velocity*. in *IEEE International Conference on Control Applications*. 1996. Dearborn, MI.
82. Tseng, H.E., Madau, D., Ashrafi, B., Brown, T., Recker, D., *The development of vehicle stability control at Ford*. *IEEE/ASME Transactions of Mechatronics*, 1999. **4**(3): p. 223-234.
83. Park, K., Heo, S.J., Baek, I., *Controller design for improving lateral vehicle dynamic stability*. *JSAE Review*, 2001. **22**: p. 481-486.
84. Chen, B.C., Hsieh, F.C., *Sideslip angle estimation using extended Kalman filter*. *Vehicle System Dynamics*, 2008. **46**(Supplement): p. 353-364.
85. Hiraoka, T., Kumamoto, H., Nishihara, O., *Sideslip angle estimation and active front steering system based on lateral acceleration data at centers of percussion with respect to front/rear wheels*. *JSAE Review*, 2004. **25**: p. 37-42.
86. Stephant, J., Charara, A., Meizel, D., *Virtual sensor: application to vehicle sideslip angle and transversal forces*. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 2004. **51**(2): p. 178-289.
87. Liu, C., Peng, H., *A state and parameter identification scheme for linearly parameterized systems*. *ASME Journal of Dynamic System, Measurement, and Control* 1998. **120**(4): p. 524-528.
88. Zuurbier, J., Bremmer, P. *State estimation for integrated vehicle dynamics control*. in *International Symposium on Advanced Vehicle Control (AVEC'02)*. 2002. Hiroshima, Japan.
89. Wang, W., Yuan, L, Tao, S., Zhang, W., Su, T. *Estimation of vehicle side slip angle in nonlinear condition based on the state feedback observer*. in *IEEE International Conference on Automation and Logistics*. 2010. Hong Kong and Macau.
90. Kiencke, U., Daiss, A. *Observation of lateral vehicle dynamics*. in *International Federation of Automatic Control (IFAC'1996)*. 1996.
91. Hiemer, M., Vietinghoff, A.V., Kiencke, U., *Determination of the vehicle body side slip angle with non-linear observer strategies*. *SAE-Paper 2005-01-0400*, 2005.

92. Milanese, M., Regruto, D., Fortina, A. *Direct virtual sensor (DVS) design in vehicle sideslip angle estimation*. in *American Control Conference (ACC'07)*. 2007. New York City, USA.
93. Phanomchoeng, G., Rajamani, R., Piyabongkarn, D., *Nonlinear observer for bounded Jacobian systems, with applications to automotive slip angle estimation*. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 2011. **56**(5): p. 1163-1170.
94. Zhu, T., Zheng, H. *Vehicle state estimation based on unscented Kalman state estimation*. in *International Symposium on Computational Intelligence and Design*. 2008.
95. Van Zantan, A.T., et al. *Control aspects of the Bosch-VDC*. in *International Symposium on Advanced Vehicle Control (AVEC'96)*. 1996.
96. ---. *Evolution of electronic control systems for improving the vehicle dynamic behavior*. in *International Symposium on Advanced Vehicle Control (AVEC'02)*. 2002.
97. Fukada, Y., *Slip-angle estimation for vehicle stability control*. *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, 1999. **32**(4-5): p. 375-388.
98. Nishio, A., Tozu, K., Yamaguchi, H., Asano, K., Amano, Y., *Development of vehicle stability control system based on vehicle side slip angle estimation*. SAE-Paper 2001-01-0137, 2001.
99. Piyabongkarn, D., Rajamani, R., Grogg, J.A., Lew, J.Y. *Development and experimental evaluation of a slip angle estimator for vehicle stability control*. in *American Control Conference (ACC'06)*. 2006. Minneapolis, Minnesota, USA.
100. Cheli, F., Sabbioni, E., Pesce, M., Melzi, S., *A methodology for vehicle sideslip angle identification: comparison with experimental data*. *Vehicle System Dynamics*, 2007. **45**(6): p. 549-563.
101. Iijima, T., Raksincharoensak, P., Michitsuji, Y., Nagai, M., *Vehicle side slip angle estimation methodology using a drive recorder*. *Journal of Vibration and Control*, 2010. **16**(4): p. 571-583.

102. Shang, M., Chu, L., Guo, J., Fang, Y. *Estimation of vehicle side slip Angle using hybrid observer*. in *Chinese Control Conference (CCC'10)*. 2010. Beijing, Chin.
103. Pi, D.W., Chen, N., Wang, J.X., Zhang, B.J., *Design and evaluation of sideslip angle observer for vehicle stability control*. *International Journal of Automotive Technology*, 2011. **12**(3): p. 391-399.
104. Hsu, K., Milanese, M., Novara, C., Poolla, K. *Nonlinear virtual sensors design from data*. in *IFAC Symposium on System Identification (SYSID'06)*. 2006. Newcastle, Australia.
105. Milanese, M., Novara, C., Hsu, K., Poolla, K. *Filter design from data: direct vs. two-step approaches*. in *American Control Conference (ACC'06)*. 2006. Minneapolis, Minnesota, USA.
106. Pacejka, H.B., *Tire and Vehicle Dynamics*. 2002: SAE International.
107. 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*. 1972. WA/Aut.
108. Salaani, M.K., *Analytical Tire Forces and Moments Model with Validated Data*. SAE-Paper 2007-01-0816, 2007.
109. Polley, M., Alleyne, A., and De Vries E., *Scaled vehicle tire characteristics: dimensionless analysis*. *Vehicle System Dynamics*. **44**(2).
110. Wannasuphoprasit, W., Wattananukoonchai, P., Chandang, K. *Scaled Vehicle for Interactive Dynamic Simulation (SIS)*. in *IEEE International Conference on Robotics and Biomimetics*. 2008. Bangkok, Thailand.
111. Wattananukoonchai, P., Prasertmanakit, W., Wattananukoonchai, P. *3D dynamic model of a real scaled vehicle*. in *6th International Conference on Automotive Engineering*. 2010. Bangkok, Thailand.



ภาคผนวก

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย  
CHULALONGKORN UNIVERSITY

## ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์

ข้าพเจ้า นายณพวีร์ ชัยเชาวรัตน์ เกิดเมื่อวันที่ 22 กุมภาพันธ์ พ.ศ. 2532 ที่จังหวัด นครศรีธรรมราช ภูมิลำเนาจังหวัดอุดรธานี สำเร็จการศึกษาปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต เกียรตินิยมอันดับ 1 สาขาวิศวกรรมยานยนต์ จากจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย ในปี พ.ศ. 2555 สำเร็จการศึกษาปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล จากจุฬาลงกรณ์ มหาวิทยาลัย ในปี พ.ศ. 2556 ได้รับทุนการศึกษาและทุนวิจัยต่อเนื่องจนจบการศึกษาในระดับ ปริญญาเอก จากโครงการพัฒนาอัจฉริยภาพทางวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยีสำหรับเด็กและ เยาวชน (JSTP) สำนักงานพัฒนาวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยีแห่งชาติ (สวทช.) ปัจจุบันได้รับทุน รัฐบาลญี่ปุ่นเพื่อไปศึกษาต่อในสาขา Robotics ที่ Tohoku University

มีผลงานทางวิชาการที่โดดเด่นในเวทีระดับชาติและนานาชาติอย่างหลากหลาย อาทิ ได้รับคัดเลือกให้เป็นเยาวชนดีเด่นแห่งชาติสาขาสิ่งประดิษฐ์และนวัตกรรม ในปี พ.ศ.2553 เป็น ตัวแทนประเทศไทยเข้าร่วมการแข่งขันโครงการวิทยาศาสตร์ระดับนานาชาติ (Intel ISEF 2008) ที่ประเทศสหรัฐอเมริกา ได้รับเกียรติให้นำเสนอผลงานรับเสด็จสมเด็จพระรัตนราชสุตาฯ สยามบรมราชกุมารี ในการประชุมวิชาการ สวทช. ประจำปี 2551 และเสนอผลงานเป็นโครงการ Highlight ของงานนิทรรศการทางวิศวกรรมครั้งที่ 15 ได้รับโล่รางวัลเชิดชูเกียรติจาก กระทรวงวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยีในฐานะผู้ที่มีผลงานรางวัลทางวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยี ระดับนานาชาติ ในปี พ.ศ. 2551 จากรางวัล Honorable Mentions Diploma ในการแข่งขัน โครงการฟิสิกส์ระดับนานาชาติ First Step to Nobel Prize in Physics ครั้งที่ 15 ได้รับรางวัล ชนะเลิศสุดยอด BRAND'S GEN ฉลาดคิดแบบคนรุ่นใหม่ ในประเภท Innovation Inventor ได้รับโล่รางวัลคะแนนสูงสุดอันดับที่ 1 จากการสอบวัดความรู้วิชาความถนัดทางวิศวกรรมใน โครงการแนะแนวความถนัดทางวิศวกรรมสู่น้อง ม.ปลาย ครั้งที่ 1 และได้รับโล่รางวัลชนะเลิศ จากงานตอบปัญหาวิชาการทางวิศวกรรม ครั้งที่ 3 ได้รับคัดเลือกเป็นตัวแทนเยาวชนไทยเข้าร่วม การแข่งขันออกแบบและสร้างหุ่นยนต์ระดับนานาชาติ IDC2010 ที่สาธารณรัฐประชาชนจีน และ เข้าร่วม 4 ทีมสุดท้าย

และมีผลงานวิจัยที่ได้รับการเผยแพร่ดังต่อไปนี้ Two dimensional dynamic model of drifting vehicle (ICAE-7, 2011), Tire test for drifting dynamics of a scaled vehicle (ICAE-8 & TSME ICoME-3, 2012), Dynamics and simulation of RWD vehicles drifting at steady state using BNP-MNC tire model (APAC-17 & SAE Int. J. trans, 2013), Optimal control for steady state drifting of RWD vehicle (IFAC AAC-7, 2013)