

ระบบจำลองพลศาสตร์ยานยนต์ร่วมกับระบบล้อ ระบบรองรับและระบบบังคับเดี่ยวจริง



นายสุรเชษฐ์ สุขไชยพร

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ปีการศึกษา 2552

ลิขสิทธิ์ของจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

TIRE-SUSPENSION-STEERING HARDWARE-IN-THE-LOOP
FOR VEHICLE DYNAMICS SIMULATION

Mr. Surajed Sookchaiyaporn



ศูนย์วิทยทรัพยากร

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

Department of Mechanical Engineering

Faculty of Engineering

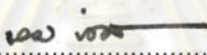
Chulalongkorn University

Academic Year 2009

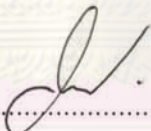
Copyright of Chulalongkorn University

หัวข้อวิทยานิพนธ์ ระบบจำลองพลศาสตร์ยานยนต์ร่วมกับระบบล้อ
ระบบรองรับและระบบบังคับเลี้ยวจริง
โดย นายสุรเจษฎ์ สุขไชยพร
สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล
อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ศุภวุฒิ จันทร์านุวัฒน์
อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ร่วม อาจารย์ ดร.นักสิทธิ์ นุ่มวงษ์

คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย อนุมัติให้รับวิทยานิพนธ์ฉบับนี้เป็น
ส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาโทบัณฑิต


..... คณบดีคณะวิศวกรรมศาสตร์
(รองศาสตราจารย์ ดร.บุญสม เลิศศิริวงศ์)

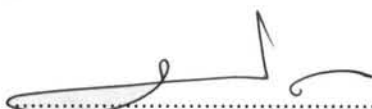
คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์


..... ประธานกรรมการ
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.วิทยา วันณสุโกประสิทธิ์)


..... อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ศุภวุฒิ จันทร์านุวัฒน์)


..... อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ร่วม
(อาจารย์ ดร.นักสิทธิ์ นุ่มวงษ์)


..... กรรมการ
(รองศาสตราจารย์ ดร.รัชทิน จันทร์เจริญ)


..... กรรมการภายนอกมหาวิทยาลัย
(รองศาสตราจารย์ ดร.ประกอบ สุรวุฒินาวรรณ)

สุรเชษฐ์ สุไชยพร : ระบบจำลองพลศาสตร์ยานยนต์ร่วมกับระบบล้อ ระบบรองรับและระบบบังคับเลี้ยวจริง. (TIRE-SUSPENSION-STEERING HARDWARE-IN-THE-LOOP FOR VEHICLE DYNAMICS SIMULATION) อ. ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก : ผศ.ดร.ศุภวดี จันทรานูวัฒน์, อ. ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ร่วม : ดร.นักสิทธิ์ นุ่มวงษ์, 205 หน้า.

ปัจจุบันการพัฒนาระบบช่วงล่างยานยนต์จะมุ่งเน้นไปทางด้านความสะดวกสบายและความปลอดภัยเป็นหลัก การพัฒนาดังกล่าวจำเป็นต้องมีความเข้าใจในการสร้างแรงจากยาง และทำนายผลที่แรงนั้นมีต่อการเคลื่อนที่ของตัวรถ วิทยานิพนธ์ฉบับนี้มีจุดประสงค์เพื่อนำเสนอชุดทดสอบที่ใช้ในการตรวจวัดและทำนายผลของแรงดังกล่าวด้วยระเบียบวิธีแบบ Hardware-in-the-Loop (HIL) ชุดทดสอบ HIL นี้มีหลักพื้นฐานคือการใช้แบบจำลองพลศาสตร์ยานยนต์แบบสองล้อ (แบบจำลองจักรยาน) จำลองการเคลื่อนที่ของตัวรถโดยแทนล้อหน้าของรถในแบบจำลองนั้นด้วยล้อทดสอบและระบบช่วงล่างจริงจากรถยนต์นั่งส่วนบุคคล ล้อทดสอบดังกล่าวจะวิ่งอยู่บนล้อจำลองพื้นถนนที่สามารถควบคุมอัตราเร็วและมุมการวางตัวได้ ค่าสถานะของตัวรถในแบบจำลองจักรยานจะใช้ในการควบคุมล้อทดสอบและล้อจำลองพื้นถนนนี้ แรงที่เกิดจากมุมไถลระหว่างล้อทดสอบและล้อจำลองพื้นถนนจะถูกป้อนกลับเข้าสู่แบบจำลองจักรยาน ส่งผลให้การเคลื่อนที่ของตัวรถในแบบจำลองดังกล่าวมีความสมจริงมากขึ้น ซึ่งชุดทดสอบ HIL ที่จัดสร้างขึ้นประกอบไปด้วย ระบบกันสะเทือนแบบแมคเฟอร์สัน สตรีท, ระบบบังคับเลี้ยว รวมไปถึงระบบขับเคลื่อนล้อหน้าซ้ายของรถนิสสัน รุ่น B10 ยางที่ใช้มีเส้นผ่านศูนย์กลาง 580 มิลลิเมตร และล้อจำลองพื้นถนนมีเส้นผ่านศูนย์กลาง 600 มิลลิเมตร โดยจากการทดสอบการทำงานพบว่า ชุดทดสอบ HIL นี้สามารถสร้างมุมเลี้ยวให้กับล้อทดสอบและมุมการวางตัวของล้อจำลองพื้นถนนได้ในช่วง -5 องศาถึง 8 องศา, มุมไถลสูงสุดมีค่า +/- 3 องศา, อัตราเร็วสูงสุดของล้อทดสอบมีค่าประมาณ 3.7 รอบ/วินาที (24.2 กิโลเมตร/ชั่วโมง) ที่มุมไถลเป็น 0 องศา และ 2.6 รอบ/วินาที (17.1 กิโลเมตร/ชั่วโมง) เมื่อมุมไถลมีค่าสูงสุด ผลจากการใช้ชุดทดสอบ HIL ทดสอบลักษณะต่างๆทางด้านพลศาสตร์ยานยนต์พบว่า แรงด้านข้างที่กระทำต่อล้อทดสอบมีความไม่เป็นเชิงเส้นสูงและค่าสัมประสิทธิ์แรงด้านข้างของระบบล้อทดสอบมีค่าประมาณ 1.250 นิวตัน/องศา นอกจากนี้ ในการทดสอบการเลี้ยวโค้งที่สภาวะคงตัวพบว่า รถยนต์ที่มีระบบช่วงล่างลักษณะนี้จะดีไค้งมากกว่าผลที่ได้จากการคำนวณด้วยแบบจำลองจักรยานเพียงอย่างเดียว ในการทดสอบการตอบสนองต่อสัญญาณการเลี้ยวแบบกะทันหันแสดงให้เห็นว่าความไม่เป็นเชิงเส้นและช่วงเวลาดำเนินการของการสร้างแรงจากยางส่งผลให้เกิดการสั่นแกว่งของการเคลื่อนที่ของตัวรถในช่วงก่อนเข้าสู่สภาวะคงตัว ซึ่งการสั่นแกว่งดังกล่าวจะมีแนวโน้มลดลงเมื่ออัตราเร็วตามแนวแกนของตัวรถในแบบจำลองมีค่าสูงขึ้น ซึ่งผลการตอบสนองต่างๆเหล่านี้ไม่สามารถพบได้จากการใช้แบบจำลองจักรยานเพียงอย่างเดียว

ภาควิชา : วิศวกรรมเครื่องกล
สาขาวิชา : วิศวกรรมเครื่องกล
ปีการศึกษา :2552.....

ลายมือชื่อนิสิต :
ลายมือชื่อ อ.ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก :
ลายมือชื่อ อ.ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ร่วม :

5070496521 : MAJOR MECHANICAL ENGINEERING

KEYWORDS : HARDWARE-IN-THE-LOOP / SUSPENSION / STEERING / VEHICLE

SURAJED SOOKCHAIYAPORN : TIRE-SUSPENSION-STEERING HARDWARE-IN-THE-LOOP FOR VEHICLE DYNAMICS SIMULATION. THESIS ADVISOR : ASST. PROF. SUPAVUT CHANTRANUWATHANA, Ph.D., THESIS CO-ADVISOR : NUKSIT NOOMWONGS, Ph.D., 205 pp.

Now a day, the developments of automotive systems are focused on safety and comfort. Therefore, understandings of tire force generation and accurate prediction of its effects on vehicle motion are necessary. This thesis reports a Hardware-In-the-Loop (HIL) system used for measuring and predicting effects of such force. The system simulates vehicle motion by replacing the front wheel of a bicycle model with a real wheel, suspension, and steering system. The wheel is running on a rotating drum whose speed and orientation can be controlled. States of vehicle in the model are used to control this wheel-drum system. Tire force due to slip angle between the wheel and the drum is sent back to the bicycle model to make simulation of the motion of the vehicle more realistic. HIL test rig consists of a front wheel, suspension, and steering system from the left side of Nissan Sunny B10. The diameter of the wheel is 580 mm. while the diameter of the drum is 600 mm. Testing of the HIL system shows that the steering angle of the wheel and the drum can be adjusted between -5 to 8 degrees. Maximum slip angle is in the range of +/-3 degrees. The maximum speed of wheel is 3.7 rev/s (24.2 km/h) at zero slip angle and 2.6 rev/s (17.1 km/h) while slip angle is maximum. Using the HIL system for vehicle dynamic testing shows nonlinear results of lateral tire force generation and the cornering stiffness of this wheel system which is about 1,250 N/degree. Moreover, the skidpad test shows that the HIL system predicts the car to be more understeer compared to the result predicted only with the model. Step response testing also shows significant delay and oscillation of angular velocity of the car. With only the model, these responses would not be apparent to the designer.

Department : Mechanical Engineering
Field of Study : Mechanical Engineering
Academic Year : 2009

Student's Signature :
Advisor's Signature :
Co-Advisor's Signature :

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยความช่วยเหลืออย่างดียิ่งของผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ศุภวุฒิ จันทร์พานุวัฒน์ อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ และอาจารย์ ดร.นภสิทธิ์ นุ่มวงษ์ อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ร่วม ท่านทั้งสองได้กรุณาสละเวลาอันมีค่าของท่านเพื่อให้คำแนะนำและข้อคิดเห็นต่างๆ ที่เป็นประโยชน์อย่างสูง พร้อมทั้งจัดหาทุนและอุปกรณ์ที่ใช้ในการทำวิทยานิพนธ์มาให้โดยตลอด ขอขอบคุณรองศาสตราจารย์ ดร.รัชทิน จันทรเจริญ ที่ให้คำปรึกษาทางด้านการเขียนโปรแกรม NI LabVIEW®. ขอขอบคุณผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.วิทยา วัฒนสุโขประสิทธิ์ สำหรับคำแนะนำในการเลือกใช้อุปกรณ์ต่างๆ ขอขอบคุณศูนย์เทคโนโลยีโลหะและวัสดุแห่งชาติที่ให้ทุนสนับสนุนงานวิจัยชิ้นนี้ ขอขอบคุณบริษัท เอส เค เอฟ (ประเทศไทย) จำกัด ที่สนับสนุนอุปกรณ์ประกอบการทำวิจัย และขอขอบคุณภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัยเป็นอย่างสูง ที่ให้ทุนสนับสนุนแก่ผู้วิจัยในการนำเสนอผลงานการวิจัยที่เมืองฮานอย ประเทศเวียดนาม

ผู้วิจัยขอขอบคุณคุณครูโรงเรียนโรจนวิทย์ มาลาเปียง คุณครูโรงเรียนจ่าการบุญ อาจารย์โรงเรียนพิษณุโลกพิทยาคม อาจารย์และครูปฏิบัติการณ์ในจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัยทุกท่าน ที่กรุณาประสิทธิ์ประสาทวิชาความรู้จนผู้วิจัยสามารถทำวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ให้สำเร็จลงได้ ผู้วิจัยขอขอบคุณเพื่อนนิสิตมหบัณฑิตทุกท่าน โดยเฉพาะนายกมล จิ่งเสถียรทรัพย์ นายธนะชัย วิจารณ์ศิลป์ และพี่จารุบุตร คณะนั้ย ที่มีส่วนร่วมในงานวิจัยนี้ประสบความสำเร็จไปได้ด้วยดี

สุดท้ายนี้ ผู้วิจัยจะไม่สามารถทำวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ให้สำเร็จลุล่วงลงได้ หากปราศจากการสนับสนุนส่งเสริมจากบิดามารดาในทุกๆด้าน ไม่ว่าจะเป็นการสละเวลาดูแลห่วงใย สนับสนุนทุนทรัพย์ให้ผู้วิจัยได้มีโอกาสศึกษาหาความรู้ ให้คำแนะนำในการแก้ปัญหา รวมทั้งกำลังใจและความอบอุ่นที่มีให้ผู้วิจัยเสมอมา ผู้วิจัยจึงใคร่ขอกราบขอบพระคุณบิดา-มารดาไว้ในโอกาสนี้

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย	ง
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	จ
กิตติกรรมประกาศ	ฉ
สารบัญ	ช
สารบัญตาราง	ฎ
สารบัญรูปภาพ	ฏ
บทที่ 1 บทนำ	1
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา	1
1.2 การพัฒนา Hardware-In-the-Loop ที่ใช้ทดสอบระบบรองรับและระบบบังคับขับเคลื่อน ในเวลาเดียวกัน	2
1.3 วัตถุประสงค์	3
1.4 ขอบเขตของการวิจัย	4
1.5 วิธีการดำเนินงานวิจัย	4
1.6 ประโยชน์ที่ได้รับ	4
บทที่ 2 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	5
2.1 ที่มาและความสำคัญของการใช้วิธีทดสอบแบบ Hardware-In-the-Loop	5
2.2 วิธีทดสอบแบบ Hardware-In-the-Loop กับงานวิจัยทางด้านยานยนต์	7
2.2.1 งานวิจัยทางด้านยานยนต์ที่ใช้วิธีทดสอบแบบ HIL ที่เกี่ยวข้องกับ การตรวจวัดแรงที่ล้อ	10
2.2.1.1 การเสียบรูปของยางในแนวระนาบ	11
2.2.1.2 การเสียบรูปของยางในแนวขวาง	13
2.2.1.3 วิธีการต่างๆในการวัดแรงเสียดระหว่างยางและพื้น	15

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
บทที่ 3 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่ใช้ในการออกแบบอุปกรณ์ HIL	19
3.1 แบบจำลองพลศาสตร์ยานยนต์สองล้อ	19
3.2 การประยุกต์แบบจำลองจักรยานเข้ากับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ ของชุดทดสอบ HIL	23
3.2.1 หลักการทำงานของชุดทดสอบ HIL	23
3.2.2 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อใช้ในการกำหนดขนาดอุปกรณ์ ของชุดทดสอบ HIL	24
3.2.2.1 แบบจำลองจักรยาน	24
3.2.2.2 แบบจำลองชุดทดสอบ HIL	25
3.2.3 ผลการจำลองการเคลื่อนที่ในรูปแบบต่างๆ.....	31
3.2.3.1 จำลองการเคลื่อนที่ด้วยการเลียวโดยไม่มีภาระเร่ง.....	32
3.2.3.2 จำลองการเคลื่อนที่ด้วยการเร่งในระหว่างการเลียว	35
3.2.4 สรุปผลการจำลองการเคลื่อนที่	39
บทที่ 4 การออกแบบโครงสร้างทดสอบและการจัดวางระบบควบคุม	40
4.1 การออกแบบโครงสร้างทดสอบ HIL	40
4.1.1 โครงสร้างระบบช่วงล่าง ระบบขับเคลื่อนและล้อทดสอบ	41
4.1.1.1 โครงสร้างช่วงล่างและระบบขับเคลื่อน	41
4.1.1.2 โครงสร้างหัวต่อแกนล้อทดสอบ	42
4.1.2 ชุดจำลองมวลรถและจับยึดระบบรองรับ	46
4.1.3 โครงสร้างหลัก	49
4.1.4 โครงสร้างระบบล้อจำลองพื้นถนน.....	54
4.1.4.1 โครงสร้างล้อจำลองพื้นถนน.....	56
4.1.4.2 โครงสร้างระบบควบคุมอัตราเร็วเชิงมุมของล้อจำลองพื้นถนน	60

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

4.1.4.3	โครงสร้างระบบปรับมุมการวางตัวของล้อจำลองพื้นถนน.....	63
4.1.4.4	โครงสร้างระบบปรับตำแหน่งล้อจำลองพื้นถนน.....	66
4.2	ระบบควบคุมชุดทดสอบ HIL.....	68
4.2.1	ระบบควบคุมความเร็วล้อทดสอบ.....	72
4.2.2	ระบบควบคุมมุมเลี้ยวของล้อทดสอบ.....	74
4.2.3	ระบบควบคุมความเร็วเชิงมุมล้อจำลองพื้นถนน.....	75
4.2.4	ระบบควบคุมมุมการวางตัวของล้อจำลองพื้นถนน.....	76
4.2.5	ระบบควบคุมตำแหน่งของล้อจำลองพื้นถนน.....	77
บทที่ 5	การทดสอบระบบโดยรวม การนำไปใช้งานและการวิเคราะห์ผลการทดลอง....	78
5.1	การเทียบมาตรฐานและการปรับแต่งค่าเกณฑ์ของแต่ละแกนการเคลื่อนที่.....	78
5.1.1	ระบบควบคุมการเคลื่อนที่เชิงเส้นของล้อจำลองพื้นถนน.....	79
5.1.2	ระบบควบคุมมุมการวางตัวของล้อจำลองพื้นถนน.....	80
5.1.3	ระบบควบคุมมุมเลี้ยวของล้อทดสอบ.....	82
5.1.4	ระบบควบคุมอัตราเร็วเชิงมุมของล้อทดสอบ.....	83
5.1.5	ระบบควบคุมอัตราเร็วเชิงมุมของล้อจำลองพื้นถนน.....	84
5.2	การทดสอบการทำงานร่วมกันของโครงสร้างทดสอบ HIL กับระบบประมวลผล และควบคุม.....	87
5.3	การใช้ชุดทดสอบ HIL กับงานวิจัยระบบช่วงล่างยานยนต์.....	89
5.3.1	การทดสอบหาค่าสัมประสิทธิ์แรงต้านข้างของระบบล้อ.....	89
5.3.2	การทดสอบการวิ่งเป็นวงกลมแบบมีแรงบ่อนกลับ.....	90
5.3.3	การทดสอบการตอบสนองเมื่อมีมุมเลี้ยวแบบขั้นและมีการบ่อนกลับ แรงต้านข้าง.....	94
บทที่ 6	บทสรุป.....	106
6.1	บทสรุป.....	106
6.2	งานวิจัยต่อเนื่องและข้อเสนอแนะ.....	108

6.3 การเผยแพร่ผลงานการวิจัย	108
6.3.1 การประชุมระดับนานาชาติ	109
6.3.2 การประชุมระดับชาติ.....	109
รายการอ้างอิง.....	110
ภาคผนวก	113
ภาคผนวก ก. ตัวอย่างแบบโครงสร้างที่ใช้ในการผลิต.....	114
ภาคผนวก ข. รายละเอียดอุปกรณ์ต่างๆที่ใช้ในชุดทดสอบ HIL	146
ภาคผนวก ค. โปรแกรมจำลองการทำงานของชุดทดสอบ HIL.....	159
ภาคผนวก ง. วิธีการสั่งงานโปรแกรมควบคุมชุดทดสอบ HIL.....	168
ภาคผนวก จ. ตัวอย่างตารางบันทึกผลการทดสอบ	173
ภาคผนวก ฉ. การเปรียบเทียบผลการคำนวณ.....	178
ภาคผนวก ช. บทความที่ได้รับการตีพิมพ์.....	183
ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์	205

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

สารบัญตาราง

	หน้า
ตารางที่ 2-1 ค่าพารามิเตอร์ต่างๆสำหรับสมการที่ (2-4)	12
ตารางที่ 3-1 ข้อกำหนดและพารามิเตอร์ต่างๆในการจำลองการเคลื่อนที่.....	31
ตารางที่ 4-1 ค่าการรับแรงในแนวแกนต่างๆของอุปกรณ์วัดแรง	43
ตารางที่ 5-1 ผลการตอบสนองของระบบต่างๆในการควบคุมแบบ PID	85
ตารางที่ 5-2 ผลการตอบสนองของแรงด้านข้างที่เกิดขึ้นจริงและผลที่ได้จาก แบบจำลอง	99
ตารางที่ ๗-1 รายละเอียดทางเทคนิคของอุปกรณ์วัดแรง	150
ตารางที่ ๘-1 ผลการจำลองการเคลื่อนที่ของรถยนต์ในแบบจำลองจักรยาน ด้วยโปรแกรม Simulink.....	175
ตารางที่ ๘-2 ผลการทดสอบด้วยชุดทดสอบ HIL	177

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

สารบัญรูปลูกภาพ

	หน้า
รูปที่ 1-1 แผนภาพการทำงานของระบบ HIL	2
รูปที่ 2-1 แผนภาพวิธีการทดสอบแบบ HIL.....	6
รูปที่ 2-2 การพัฒนาระบบช่วยเหลือด้านความปลอดภัยจากอดีตถึงปัจจุบัน.....	8
รูปที่ 2-3 แผนภาพ V-Diagram.....	9
รูปที่ 2-4 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าใช้จ่ายในแต่ละขั้นตอนของการพัฒนา	10
รูปที่ 2-5 แรงขับ F_{xvi} ที่เกิดจากการเสียรูปของยาง.....	11
รูปที่ 2-6 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน μ_i และอัตราการไถล λ_i	12
รูปที่ 2-7 การเสียรูปของยางในแนวขวางเมื่อเกิดการเลี้ยว.....	13
รูปที่ 2-8 การเกิดมุมไถล (slip angle - α)	13
รูปที่ 2-9 ลักษณะแรงด้านข้างที่กระทำกับยางรถยนต์นั่งส่วนบุคคล (155 R 13).....	14
รูปที่ 2-10 ลักษณะการทดสอบยางบนพื้นผิวเรียบ	15
รูปที่ 2-11 ลักษณะการทดสอบยางบนพื้นผิวโค้ง	16
รูปที่ 2-12 ชุดอุปกรณ์ตรวจวัดแรงที่เกิดจากการเลี้ยวของยาง	17
รูปที่ 2-13 แผนภาพการทดสอบการตรวจวัดแรงที่ล้อ	17
รูปที่ 3-1 แบบจำลองจักรยาน	20
รูปที่ 3-2 แบบจำลองสามมิติแสดงหลักการเบื้องต้นของชุดทดสอบ HIL	24
รูปที่ 3-3 ผังการคำนวณขนาดมอเตอร์ด้วยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์.....	25
รูปที่ 3-4 แรงที่กระทำต่อล้อทดสอบ	26
รูปที่ 3-5 แรงที่กระทำต่อล้อจำลองพื้นถนน	27
รูปที่ 3-6 ความสัมพันธ์ของมวลเฉื่อยเชิงเส้นและมวลเฉื่อยเชิงมุม	29
รูปที่ 3-7 ลักษณะโปรแกรม Simulink สำหรับการคำนวณ	30
รูปที่ 3-8 การเคลื่อนที่ของตัวรถในกรณีแรก	32
รูปที่ 3-9 อัตราเร็วเชิงมุมของล้อขับเคลื่อนในกรณีแรก.....	33
รูปที่ 3-10 อัตราเร็วเชิงมุมล้อจำลองพื้นถนนในกรณีแรก	33
รูปที่ 3-11 มุมเลี้ยวและมุมไถลที่เกิดขึ้นในกรณีแรก	34
รูปที่ 3-12 แรงบิดและกำลังงานที่ล้อทดสอบในกรณีแรก	34
รูปที่ 3-13 แรงบิดและกำลังงานที่ล้อจำลองพื้นถนนในกรณีแรก.....	35

สารบัญรูปร่างภาพ (ต่อ)

	หน้า
รูปที่ 3-14 แรงที่กระทำต่อล้อทดสอบในกรณีแรก.....	35
รูปที่ 3-15 การเคลื่อนที่ของตัวรถในกรณีที่สอง	36
รูปที่ 3-16 อัตราเร็วเชิงมุมของล้อขับเคลื่อนในกรณีที่สอง	36
รูปที่ 3-17 อัตราเร็วเชิงมุมล้อจำลองพื้นถนนในกรณีที่สอง.....	37
รูปที่ 3-18 มุมเลี้ยวและมุมไถลที่เกิดขึ้นในกรณีที่สอง	37
รูปที่ 3-19 แรงบิดและกำลังงานที่ล้อทดสอบในกรณีที่สอง.....	38
รูปที่ 3-20 แรงบิดและกำลังงานที่ล้อจำลองพื้นถนนในกรณีที่สอง	38
รูปที่ 3-21 แรงที่กระทำต่อล้อทดสอบในกรณีที่สอง	38
รูปที่ 4-1 แบบจำลองสามมิติของโครงสร้างทดสอบ HIL	40
รูปที่ 4-2 ระบบขับเคลื่อนล้อทดสอบและระบบบังคับเลี้ยว.....	41
รูปที่ 4-3 อุปกรณ์วัดแรง (F/T Transducer)	43
รูปที่ 4-4 หัวต่อแกนล้อที่ติดตั้งอุปกรณ์วัดแรงและเพลลาขับที่ปรับแก้แล้ว	44
รูปที่ 4-5 เพลลาขับและกระทะล้อหลังปรับระยะเหลืออม	45
รูปที่ 4-6 แรงสูงสุดที่กระทำต่อล้อทดสอบ	45
รูปที่ 4-7 ชุดจำลองมวลรถและจับยึดระบบรองรับ	46
รูปที่ 4-8 แรงที่กระทำต่อโครงสร้างจำลองมวลรถ.....	47
รูปที่ 4-9 โครงสร้างหลัก	49
รูปที่ 4-10 แรงและแรงบิดที่กระทำต่อราวเหล็ก.....	51
รูปที่ 4-11 ภาวะที่กระทำต่อเหล็ก I-beam.....	53
รูปที่ 4-12 ระบบล้อจำลองพื้นถนน.....	55
รูปที่ 4-13 ล้อจำลองพื้นถนน	56
รูปที่ 4-14 ภาวะที่กระทำต่อล้อจำลองพื้นถนน.....	58
รูปที่ 4-15 โครงสร้างระบบควบคุมอัตราเร็วเชิงมุมของล้อจำลองพื้นถนน	60
รูปที่ 4-16 มวลเฉื่อยสมมูล	61
รูปที่ 4-17 โครงสร้างระบบปรับมุมการวางตัวของล้อจำลองพื้นถนน	63
รูปที่ 4-18 แรงที่กระทำต่อรางลูกปืนโค้ง.....	64
รูปที่ 4-19 โครงสร้างระบบปรับตำแหน่งล้อจำลองพื้นถนน	66

สารบัญรูปภาพ (ต่อ)

	หน้า
รูปที่ 4-20 แรงที่กระทำต่อลูกปืนเชิงเส้นแนวราบ	67
รูปที่ 4-21 ชุดทดสอบ HIL	68
รูปที่ 4-22 ระบบควบคุมหลักของชุดทดสอบ HIL.....	69
รูปที่ 4-23 ลักษณะโปรแกรมควบคุมที่เขียนด้วย NI LabVIEW®.....	70
รูปที่ 4-24 โปรแกรมบันทึกข้อมูลบนเครื่องคอมพิวเตอร์ NI PXI Controller	70
รูปที่ 4-25 อุปกรณ์ในระบบขับเคลื่อนล้อทดสอบ	72
รูปที่ 4-26 การควบคุมมอเตอร์ขับเคลื่อนล้อทดสอบ.....	73
รูปที่ 4-27 วงจร hall sensor.....	73
รูปที่ 4-28 อุปกรณ์ในระบบควบคุมมุมเลี้ยวของล้อทดสอบ	74
รูปที่ 4-29 การควบคุมมอเตอร์บังคับเลี้ยวล้อทดสอบ	74
รูปที่ 4-30 อุปกรณ์ในระบบควบคุมความเร็วเชิงมุมล้อจำลองพื้นถนน	75
รูปที่ 4-31 อุปกรณ์ในระบบควบคุมมุมการวางตัวของล้อจำลองพื้นถนน	76
รูปที่ 4-32 การควบคุมมอเตอร์บังคับมุมเลี้ยวล้อจำลองพื้นถนน.....	76
รูปที่ 4-33 ตำแหน่งติดตั้ง limit switch.....	77
รูปที่ 4-34 อุปกรณ์ในระบบควบคุมตำแหน่งของล้อจำลองพื้นถนน.....	77
รูปที่ 5-1 มาตรฐานการเคลื่อนที่เชิงเส้นของล้อจำลองพื้นถนน	79
รูปที่ 5-2 ผลการตอบสนองของระบบควบคุมตำแหน่งเชิงเส้นของล้อจำลองพื้นถนน	80
รูปที่ 5-3 มาตรฐานองศาการวางตัวของล้อจำลองพื้นถนน	80
รูปที่ 5-4 ความสัมพันธ์ระหว่างระยะการเคลื่อนที่ของตัวขับเคลื่อนและมุมการวางตัว ของล้อจำลองพื้นถนน	81
รูปที่ 5-5 ผลการตอบสนองของระบบควบคุมมุมการวางตัวของล้อจำลองพื้นถนน	81
รูปที่ 5-6 ความสัมพันธ์ระหว่างตำแหน่งเชิงมุมของมอเตอร์และมุมเลี้ยวล้อทดสอบ	82
รูปที่ 5-7 ผลการตอบสนองของระบบควบคุมมุมบิดเลี้ยวของล้อทดสอบ	83
รูปที่ 5-8 ผลการตอบสนองของระบบควบคุมอัตราเร็วล้อทดสอบ	84
รูปที่ 5-9 ผลการตอบสนองของระบบควบคุมอัตราเร็วล้อทดสอบ	85
รูปที่ 5-10 ตำแหน่งการเคลื่อนที่ของตัวรถตามแบบจำลองการเปลี่ยนแปลง.....	87
รูปที่ 5-11 ค่าคำสั่งการเปลี่ยนแปลงและผลการเคลื่อนที่ที่วัดได้จากอุปกรณ์ HIL	88

สารบัญญรูปภาพ (ต่อ)

	หน้า
รูปที่ 5-12 แรงด้านข้างจากแบบจำลองและจากอุปกรณ์ HIL ในการเปลี่ยนเลน.....	88
รูปที่ 5-13 แรงด้านข้างที่เกิดขึ้นและมุมไถลที่อัตราเร็วล้อทดสอบต่างๆ	90
รูปที่ 5-14 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราเร่งด้านข้างและมุมเอียง ที่อัตราเร็ว 15 เมตร/วินาที.....	92
รูปที่ 5-15 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราเร่งด้านข้างและมุมเอียง ที่อัตราเร็ว 20 เมตร/วินาที.....	92
รูปที่ 5-16 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราเร่งด้านข้างและมุมเอียง ที่อัตราเร็ว 25 เมตร/วินาที.....	93
รูปที่ 5-17 ความสัมพันธ์ระหว่างความเร่งด้านข้างและมุมเอียงตามทฤษฎี.....	94
รูปที่ 5-18 มุมเอียงของล้อทดสอบต่อสัญญาณควบคุมแบบขั้น.....	95
รูปที่ 5-19 มุมไถลที่เกิดขึ้นที่อัตราเร็วของรถค่าต่างๆ.....	96
รูปที่ 5-20 แรงด้านข้างที่เกิดขึ้นที่อัตราเร็วของรถค่าต่างๆ.....	96
รูปที่ 5-21 อัตราเร็วเชิงมุมของตัวรถที่อัตราเร็วต่างๆ	97
รูปที่ 5-22 แรงด้านข้างที่เกิดขึ้นเมื่อมีมุมไถลแบบขั้น.....	98
รูปที่ 5-23 แบบจำลองการสร้างแรงด้านข้างที่พัฒนาขึ้น	98
รูปที่ 5-24 เปรียบเทียบแรงที่เกิดขึ้นจริงและผลที่ได้จากแบบจำลองต่างๆ.....	99
รูปที่ 5-25 มุมเอียงแบบขั้นในแบบจำลองจักรยาน.....	100
รูปที่ 5-26 มุมไถลที่เกิดขึ้นจากการใช้ฟังก์ชันถ่ายโอนรูปแบบต่างๆ ในการสร้างแรงด้านข้าง.....	101
รูปที่ 5-27 แรงด้านข้างที่เกิดขึ้นจากการใช้ฟังก์ชันถ่ายโอนรูปแบบต่างๆ	102
รูปที่ 5-28 อัตราเร็วเชิงมุมของตัวรถที่เกิดขึ้นจากการใช้ฟังก์ชันถ่ายโอนรูปแบบต่างๆ ในการสร้างแรงด้านข้าง.....	103
รูปที่ 5-29 มุมไถลที่เกิดขึ้นแสดงภาวะความไม่เสถียร.....	104
รูปที่ ข-1 มอเตอร์ขับเคลื่อนล้อทดสอบและล้อจำลองพื้นถนน	147
รูปที่ ข-2 ชุดควบคุมมุมการวางตัวและตำแหน่งล้อจำลองพื้นถนน.....	147
รูปที่ ข-3 มอเตอร์ควบคุมมุมเอียงของล้อทดสอบ.....	148
รูปที่ ข-4 เฟืองทดส่งกำลังขับเคลื่อนล้อทดสอบ	149

สารบัญรูปรภาพ (ต่อ)

	หน้า
รูปที่ ข-5 เฟืองทดในระบบควบคุมมุมเลี้ยวล้อทดสอบ	149
รูปที่ ข-6 อุปกรณ์ตรวจวัดแรง	150
รูปที่ ข-7 เอนโคเดอรวัดอัตราเร็วของล้อจำลองพื้นถนน	151
รูปที่ ข-8 ชุดลูกปืนเชิงเส้นแนวตั้ง	151
รูปที่ ข-9 ชุดลูกปืนเชิงเส้นแนวราบ	152
รูปที่ ข-10 ชุดลูกปืนโค้ง.....	153
รูปที่ ข-11 Timing pulley	153
รูปที่ ข-12 สายพาน timing.....	154
รูปที่ ข-13 contactor กระแสตรง.....	154
รูปที่ ข-14 แบตเตอรี่	155
รูปที่ ข-15 อุปกรณ์ขยายสัญญาณ Accelus	155
รูปที่ ข-16 อุปกรณ์ขยายสัญญาณ MillipaK.....	156
รูปที่ ค-1 แบบจำลองจักรยาน	161
รูปที่ ค-2 แบบจำลองการสร้างแรงในแนวระนาบของล้อ	162
รูปที่ ค-3 แบบจำลองการเกิดอัตราไถล	163
รูปที่ ค-4 แบบจำลองชุดทดสอบ HIL	164
รูปที่ ค-5 แบบจำลองการสร้างแรงในแนวระนาบของล้อทดสอบ HIL	165
รูปที่ ค-6 แบบจำลองการสร้างแรงบิดให้กับล้อจำลองพื้นถนน HIL	165
รูปที่ ค-7 แบบจำลองการสร้างแรงแนวระนาบของล้อจำลองพื้นถนน HIL.....	166
รูปที่ ค-8 การตั้งค่าการประมวลผลของโปรแกรม Simulink	167
รูปที่ ง-1 โปรแกรมควบคุมบนเครื่อง NI PXI Controller	169
รูปที่ ง-2 โปรแกรมควบคุมที่แสดงบนคอมพิวเตอร์ notebook.....	170
รูปที่ ง-3 โปรแกรมควบคุมหลักของชุดทดสอบ HIL.....	171
รูปที่ ฉ-1 มุมเลี้ยวของล้อที่ทุกอัตราเร็ว.....	179
รูปที่ ฉ-2 มุมไถลที่อัตราเร็วมีค่าเป็น 15 เมตร/วินาที.....	179
รูปที่ ฉ-3 มุมไถลที่อัตราเร็วมีค่าเป็น 20 เมตร/วินาที.....	180
รูปที่ ฉ-4 มุมไถลที่อัตราเร็วมีค่าเป็น 25 เมตร/วินาที.....	180

สารบัญรูปร่างภาพ (ต่อ)

	หน้า
รูปที่ ฉ-5 แรงด้านข้างที่อัตราเร็วมีค่าเป็น 15 เมตร/วินาที.....	180
รูปที่ ฉ-6 แรงด้านข้างที่อัตราเร็วมีค่าเป็น 20 เมตร/วินาที.....	181
รูปที่ ฉ-7 แรงด้านข้างที่อัตราเร็วมีค่าเป็น 25 เมตร/วินาที.....	181
รูปที่ ฉ-8 อัตราเร็วเชิงมุมของตัวรถที่อัตราเร็วมีค่าเป็น 15 เมตร/วินาที	181
รูปที่ ฉ-9 อัตราเร็วเชิงมุมของตัวรถที่อัตราเร็วมีค่าเป็น 20 เมตร/วินาที	182
รูปที่ ฉ-10 อัตราเร็วเชิงมุมของตัวรถที่อัตราเร็วมีค่าเป็น 25 เมตร/วินาที	182



ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

บทที่ 1

บทนำ

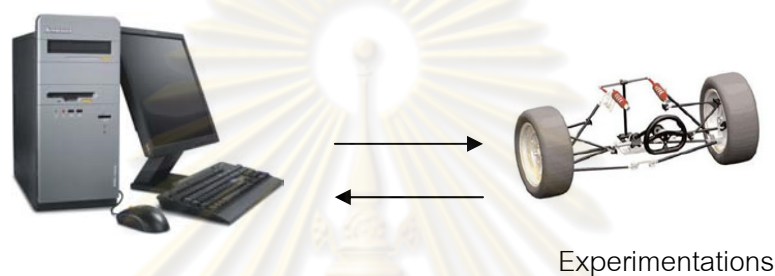
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

ปัจจุบันรถยนต์นั่งส่วนบุคคลเปรียบเสมือนปัจจัยที่ห้าของมนุษย์ เนื่องจากการดำเนินกิจกรรมในชีวิตประจำวันจำเป็นต้องเกี่ยวข้องกับการเดินทางอยู่เสมอ ถึงแม้วิธีในการเดินทางจะมีหลากหลาย แต่ทางเลือกที่สะดวก รวดเร็ว และเป็นที่ยอมรับทางหนึ่งคือการใช้รถยนต์เป็นพาหนะ ในแต่ละปีมีปริมาณรถยนต์ที่นำมาใช้งานมากขึ้นเรื่อยๆ เป็นผลให้อัตราการบาดเจ็บหรือเสียชีวิตจากการเกิดอุบัติเหตุทางรถยนต์มากขึ้นตาม[1] การเกิดอุบัติเหตุแต่ละครั้งนำมาซึ่งความสูญเสียที่มีอาจประเมินค่าไม่ได้ ดังนั้นความสะดวกสบายและความปลอดภัยในการเดินทางด้วยรถยนต์เป็นสิ่งที่การพัฒนายานยนต์ควรให้ความสำคัญเป็นอันดับแรกๆ

ความสะดวกสบายและความปลอดภัยของรถยนต์นั้นขึ้นอยู่กับระบบช่วงล่างเป็นอย่างมาก[2][3][4][5] เนื่องจากความขรุขระของพื้นถนนจะถูกดูดซับโดยระบบรองรับ (suspensions system) และการยึดเกาะพื้นผิวถนนจะขึ้นอยู่กับความสามารถของระบบรองรับและประสิทธิภาพของระบบบังคับเลี้ยวเป็นหลัก ดังนั้นการพัฒนารถยนต์ทางด้านความสะดวกสบายและความปลอดภัยจึงมุ่งเน้นไปที่การพัฒนาระบบช่วงล่างเป็นสำคัญ ซึ่งหนึ่งในแนวทางที่เป็นที่ยอมรับในปัจจุบันคือการใช้วิธีสร้างอุปกรณ์จำลองบางส่วนของช่วงล่างรถยนต์แล้วนำมาประกอบกับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ เพื่อทดสอบให้ได้มาซึ่งผลลัพธ์ที่ต้องการ แนวทางดังกล่าวถูกเรียกว่า Hardware-In-the-Loop [6][7]

Hardware-In-the-Loop (HIL) เป็นแนวทางการทดสอบอุปกรณ์หรือระบบย่อยของอุปกรณ์ที่ทำงานประสานกันโดยมีหลักการคือการนำระบบย่อยดังกล่าวมาทำงานประสานกับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ในคอมพิวเตอร์ โดยแบบจำลองในคอมพิวเตอร์จะทำหน้าที่สร้างหรือเติมส่วนอื่นๆของอุปกรณ์ในระบบใหญ่ให้สมบูรณ์ ซึ่งลักษณะการทำงานแสดงได้ดังรูปที่ 1-1 และในการใช้งานจริงดังเช่นการทดสอบระบบเบรกกันล้อล็อก (Antilock Brake System – ABS) อาจใช้อุปกรณ์จริงเป็นชุดล้อ มอเตอร์ขับเคลื่อน และชุดสร้างแรงเบรก ส่วนแบบจำลองทางคอมพิวเตอร์อาจใช้สร้างสัญญาณควบคุมการสร้างแรงเบรกเพื่อตรวจสอบสนองของอัตราเร็วของล้อเมื่อระบบเบรกทำงาน เป็นต้น ข้อดีของการทดสอบแบบ HIL นี้คือ ผู้ทดสอบไม่จำเป็นต้องสร้างระบบจริงทั้งหมดเพื่อทำการทดสอบลักษณะของระบบย่อยเพียงบางประการ ดังเช่นการทดสอบระบบเบรก

ABS แบบ HIL นั้นไม่จำเป็นต้องใช้รถยนต์จริงเพื่อทำการทดสอบระบบเบรกเพียงระบบเดียว อีกทั้งการทดสอบแบบ HIL นี้สามารถทำได้ในห้องปฏิบัติการ ทำให้การควบคุมสิ่งแวดล้อมหรือตัวแปรอื่นๆที่ส่งผลกระทบต่อระบบที่ต้องการทดสอบทำได้อย่างมีประสิทธิภาพมากขึ้น รวมถึงการทดสอบซ้ำที่เงื่อนไขเดิมจะสามารถทำได้ง่ายและสะดวกกว่าการทดสอบระบบจริงทั้งระบบมาก จากข้อดีดังกล่าวส่งผลให้การทดสอบระบบด้วยวิธี HIL ได้รับความนิยมอย่างกว้างขวาง ซึ่งการทดสอบระบบยานยนต์ส่วนใหญ่ก็ใช้วิธีทดสอบนี้เช่นกัน[3][4][8][9]



รูปที่ 1-1 แผนภาพการทำงานของระบบ HIL

การทดสอบระบบรองรับของรถยนต์ด้วยวิธี HIL ตั้งแต่อดีตถึงปัจจุบันจะมุ่งเน้นไปที่การตรวจวัดแรงที่เกิดขึ้นระหว่างล้อกับพื้นผิวสัมผัส เนื่องจากแรงดังกล่าวถือเป็นปัจจัยสำคัญที่ส่งผลโดยตรงต่อการเคลื่อนที่ของตัวรถ ไม่ว่าจะเป็นการสั่นสะเทือนในแนวดิ่งที่เป็นดัชนีชี้วัดทางด้านความสะดกสบาย[3][8][10] หรือการเคลื่อนที่ในแนวราบที่บ่งชี้ถึงความปลอดภัยของรถยนต์คันนั้น[11][12][13][14] โดยวิธีที่ใช้ทดสอบแรงดังกล่าวนี้มักแบ่งเป็น 2 แนวทางระหว่างการสร้างอุปกรณ์จำลองระบบรองรับ กับการสร้างอุปกรณ์จำลองระบบบังคับเลี้ยว เพียงอย่างเดียว โดยอย่างใดอย่างหนึ่งซึ่งผลที่ได้จากการทดสอบ ไม่ว่าจะเป็น แรง ความเร็ว หรือความเร่ง ยังไม่อาจทำนายค่าดังกล่าวที่เกิดขึ้นจริงได้อย่างสมบูรณ์นัก เนื่องจากในความเป็นจริง แรงที่ระบบรองรับดูดซับไว้ จะส่งผลถึงระบบบังคับเลี้ยวตลอดเวลา หรือในทางกลับกัน[11][14][15] จากปัญหาที่เกิดขึ้นนำไปสู่ความพยายามในการพัฒนาวิธีการสร้างอุปกรณ์จำลองที่สามารถตรวจวัดแรงที่เกิดขึ้นที่ล้อในระบบที่ประกอบด้วยระบบรองรับและระบบบังคับเลี้ยวในเวลาเดียวกันได้ ซึ่งการตอบโจทยดังกล่าวถือเป็นจุดมุ่งหมายหลักของงานวิจัยฉบับนี้

1.2 การพัฒนา Hardware-In-the-Loop ที่ใช้ทดสอบระบบรองรับและระบบบังคับเลี้ยวในเวลาเดียวกัน

งานวิจัยนี้ได้ศึกษาการสร้างอุปกรณ์จำลองระบบช่วงล่างของยานยนต์เพื่อทำการตรวจวัดแรงที่เกิดขึ้นกับล้อทดสอบ โดยแนวคิดหลักคือการสร้างอุปกรณ์ที่มีระบบบังคับเลี้ยวและ

ระบบรองรับการสั่นสะเทือนในเวลาเดียวกันแล้วตรวจวัดแรงที่ล้นที่เกิดขึ้นขณะเลี้ยวบนพื้นผิวที่มีอุปสรรคเลียนแบบพื้นผิวถนน โดยอุปกรณ์ที่ใช้ (hardware) จะใช้ส่วนของโครงสร้างระบบรองรับและระบบบังคับเลี้ยวจริงจากยานยนต์ขนาดเล็ก เนื่องจากการตรวจวัดแรงที่ล้นจากระบบจำลองนั้น หากระบบจำลองยังมีความใกล้เคียงกับระบบจริง ผลที่ได้จากการทดสอบก็就会有ความถูกต้องมากขึ้น อีกทั้งการทดสอบด้วยโครงสร้างขนาดจริงน่าจะให้ผลที่น่าเชื่อถือกว่าการใช้โครงสร้างย่อยส่วน และในส่วนของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์บนคอมพิวเตอร์ (software) จะจำลองการเลี้ยวของรถยนต์จริงด้วยแบบจำลองพลศาสตร์ยานยนต์สองล้อ (แบบจำลองจักรยาน) เพื่อสร้างสัญญาณควบคุมการเลี้ยวที่เกิดขึ้นบนอุปกรณ์ทดสอบเพื่อให้ได้มุมไถล (slip angle) ขณะเกิดการเลี้ยวเป็นไปอย่างถูกต้อง แล้วตรวจวัดแรงที่เกิดขึ้นกับล้อทดสอบที่วิ่งอยู่บนลูกกลิ้งที่มีพื้นผิวเป็นอุปสรรคเลียนแบบพื้นผิวถนน

แรงที่เกิดขึ้นกับล้อทดสอบที่ตรวจวัดได้อย่างถูกต้องจะสามารถนำไปวิเคราะห์เพื่อนำผลที่ได้ไปพัฒนาระบบรองรับและบังคับเลี้ยวให้มีประสิทธิภาพที่สูงขึ้นได้อย่างสะดวกและรวดเร็ว เนื่องจากการทดสอบด้วยวิธี HIL ทำให้สามารถปรับปรุงเปลี่ยนแปลงอุปกรณ์ต่างๆในระบบได้ง่ายกว่าการทดสอบกับรถยนต์จริง ซึ่งในความเป็นจริงการเปลี่ยนระบบรองรับในรถยนต์จริงนั้นแทบเป็นไปได้ไม่ได้อีกเนื่องจากข้อจำกัดทางโครงสร้างของรถยนต์แต่ละคันจะถูกออกแบบมาสำหรับระบบรองรับเพียงระบบเดียว ดังนั้นการออกแบบในเบื้องต้นนี้ จึงออกแบบให้อุปกรณ์ดังกล่าวรองรับการเปลี่ยนระบบกันสะเทือนได้ เพื่อประโยชน์ในการทดสอบระบบรองรับที่หลากหลาย เป็นผลให้สามารถเปรียบเทียบแรงที่ล้นที่เกิดขึ้นที่ล้อเมื่อใช้ระบบรองรับต่างๆกันได้ ทำให้การพัฒนาของรถยนต์มีประสิทธิภาพสูงขึ้น

1.3 วัตถุประสงค์

1. ศึกษาและนำเสนอวิธีพัฒนาการตรวจวัดแรงที่กระทำต่อล้อรถ ด้วยหลักการของ Hardware-In-the-Loop ในการทดสอบระบบรองรับและบังคับเลี้ยวจริงของยานยนต์ขนาดเล็ก
2. สร้างชุดทดสอบและตรวจวัดแรงที่ล้นด้วยหลักการของ Hardware-In-the-Loop ในการทดสอบระบบรองรับและบังคับเลี้ยวจริงของยานยนต์ขนาดเล็ก

1.4 ขอบเขตของการวิจัย

1. สร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่สามารถจำลองมุมเลี้ยวของรถยนต์ได้ตั้งแต่ -10 องศา ถึง 10 องศา และมีอัตราเร็วไม่เกิน 50 กิโลเมตร/ชั่วโมง
2. สร้างชุดทดสอบการตรวจวัดแรงที่ล้อด้วยหลักการของ Hardware-In-the-Loop โดยใช้ โครงสร้างจริงของระบบขับเคลื่อนล้อหน้า ระบบรองรับแบบแมคเฟอร์สัน สตรัท (McPherson Strut) และระบบบังคับเลี้ยวแบบ แรค แอนด์ พีนีเยน (rack and pinion)

1.5 วิธีการดำเนินงานวิจัย

1. ศึกษาการใช้วิธี Hardware-In-the-Loop เกี่ยวกับการทดสอบระบบรองรับยานยนต์จาก งานวิจัยที่ผ่านมา
2. ศึกษาหลักการเลี้ยวของรถยนต์เพื่อสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่เหมาะสม
3. ออกแบบหลักการการทำงาน การจัดวางอุปกรณ์ และสร้างแบบจำลอง 3 มิติ ในเครื่อง คอมพิวเตอร์
4. สร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่เหมาะสม เพื่อคำนวณขนาดอุปกรณ์ต้นกำลัง ระยะ การทำงานของตัวตรวจวัด และความแข็งแรงของวัสดุที่ใช้ทำโครงสร้าง
5. สร้างชุดทดสอบ HIL ที่ได้ออกแบบไว้
6. ตรวจวัดแรงที่เกิดขึ้นที่ล้อจากชุดทดสอบแล้วเปรียบเทียบกับผลที่ได้จากงานวิจัยอื่นที่มี เงื่อนไขการทดสอบใกล้เคียงกัน เพื่อวิเคราะห์ความสามารถในการนำไปประยุกต์ใช้

1.6 ประโยชน์ที่ได้รับ

1. ชุดทดสอบ HIL ที่สร้างขึ้น สามารถใช้ทดสอบคุณสมบัติช่วงล่างยานยนต์ที่มีระบบรองรับ แบบแมคเฟอร์สัน สตรัท และระบบเลี้ยวแบบแรค แอนด์ พีนีเยน ได้เช่น ลักษณะการสร้าง แรงจากยาง และสัมประสิทธิ์แรงต้านข้างของระบบล้อ เป็นต้น
2. ทำนายการเคลื่อนที่ของรถยนต์ที่ใช้ระบบรองรับและบังคับเลี้ยวดังกล่าวได้ ซึ่งผลที่ได้ นำไปสู่การพัฒนาาระบบช่วงล่างยานยนต์ในลำดับต่อไป

บทที่ 2

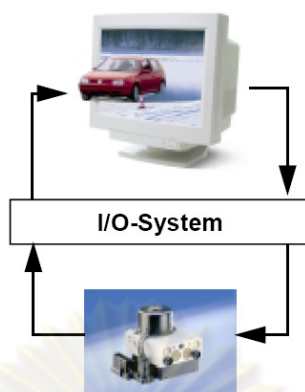
งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

จุดประสงค์หลักของงานวิจัยฉบับนี้คือการสร้างระบบจำลองพลศาสตร์ยานยนต์ โดยมีจุดเด่นอยู่ที่การรวมเอาระบบรองรับและระบบบังคับเลี้ยวจากยานยนต์ขนาดเล็กมาทดสอบร่วมกับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ในคอมพิวเตอร์ด้วยวิธีการที่เรียกว่า Hardware-In-the-Loop (HIL) ซึ่งขอบเขตของงานวิจัยนี้คือการสร้างชุดอุปกรณ์ที่มีล้อขับเคลื่อนและบังคับเลี้ยวเป็นล้อทดสอบเพื่อใช้ในการตรวจวัดแรงที่ล้อดังกล่าว ดังนั้นในบทนี้จะเป็นการทบทวนงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการพัฒนาวิธีต่างๆในการตรวจวัดแรงที่กระทำต่อล้อ โดยเน้นไปที่กลุ่มวิจัยที่ใช้หลักการของ Hardware-In-the-Loop

2.1 ที่มาและความสำคัญของการใช้วิธีทดสอบแบบ Hardware-In-the-Loop

ในปัจจุบันการผลิตชิ้นส่วนหรือสร้างระบบใดๆขึ้นมาให้เกิดความน่าเชื่อถือขึ้นนั้น การทดสอบอุปกรณ์หรือระบบเป็นสิ่งสำคัญมาก การทดสอบดังกล่าวจะเป็นการสร้างเหตุการณ์สิ่งแวดล้อมจำลองขึ้น แล้วดูการตอบสนองของระบบหรืออุปกรณ์เหล่านั้น ว่าเป็นไปตามที่ต้องการหรือไม่ ซึ่งวิธีการที่สำคัญที่สุดในการออกแบบและทดสอบในลักษณะนี้คือการใช้การทดสอบแบบ Hardware-In-the-Loop (HIL) [6]

การทดสอบแบบ HIL ได้รับความนิยมนอย่างสูงและถูกนำไปใช้ในขั้นตอนการออกแบบและพัฒนางานในหลายด้าน[16] เช่น การวิเคราะห์เสถียรภาพของระบบที่มีมอเตอร์ไฟฟ้ากระแสตรงเป็นต้นกำลัง[17] การพัฒนาระบบควบคุมมอเตอร์กระแสตรงแบบ fuzzy[18] การพัฒนาระบบบังคับเลี้ยวแบบ steer-by-wire[19] รวมไปถึงการพัฒนาระบบต่างๆในยานยนต์แทบทุกระบบล้วนมีขั้นตอนของการใช้ HIL ในระหว่างการพัฒนาทั้งสิ้น ทั้งนี้เนื่องมาจาก HIL เป็นวิธีการทดสอบในลักษณะเวลาจริง (real-time testing) บนอุปกรณ์ (hardware) จริงที่นำมาแทนที่แบบจำลองทางคณิตศาสตร์บางส่วน[4] โดยแผนภาพการทดสอบด้วยวิธีการของ HIL สามารถแสดงได้ดังรูปที่ 2-1



รูปที่ 2-1 แผนภาพวิธีการทดสอบแบบ HIL [6]

จากรูปที่ 2-1 จะเห็นว่า การทดสอบแบบ HIL นั้นสามารถนำอุปกรณ์เฉพาะชิ้นที่สนใจมาทดสอบได้ โดยอุปกรณ์หรือระบบอื่นที่เกี่ยวข้องนั้นจะทดแทนด้วยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์บนคอมพิวเตอร์แทน[4][6][8][20] ซึ่งการทดสอบลักษณะนี้มีข้อได้เปรียบ เสียเปรียบจากการทดสอบแบบเดิมหลายประการดังนี้

ข้อดีของการใช้ HIL เมื่อเปรียบเทียบกับวิธีการทดสอบแบบเก่าคือ

1. สำหรับการทดสอบบางอย่าง ถ้าใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ จะต้องใช้แบบจำลองที่มีความถูกต้องสูง จำเป็นต้องใช้ตัวแปรจำนวนมาก ทำให้การเขียนโปรแกรมมีความยากลำบากและใช้เวลาในการคำนวณมาก[2] ดังนั้นถ้าใช้อุปกรณ์จริงทดแทนแบบจำลองดังกล่าวในส่วนนี้ได้ ก็จะทำให้ได้ความถูกต้อง แม่นยำที่สูงขึ้นและลดระยะเวลาในการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์นั้นลงได้
2. ในการทดสอบแบบเก่านั้น ในบางกรณี เช่นการทดสอบระบบเบรกเพียงระบบเดียว จำเป็นต้องใช้รถยนต์ทั้งคัน เพื่อทำการทดสอบดังกล่าว ซึ่งจะเห็นว่า การทดสอบในลักษณะนี้จะสิ้นเปลืองทั้งค่าใช้จ่ายและเวลาเป็นอย่างมาก แต่การทดสอบแบบ HIL นั้นจะสามารถแยกระบบที่สนใจเพียงระบบเดียว (ในกรณีนี้คือระบบเบรก) มาทำการทดสอบได้ ทำให้การทดสอบสามารถทำได้ง่ายขึ้น สะดวกขึ้น และประหยัดทั้งเวลาและค่าใช้จ่าย [2][9][21][23]
3. สามารถทดสอบซ้ำได้ง่ายและปลอดภัยขึ้น[9] เนื่องจากการแยกระบบที่สนใจมาทดสอบเพียงระบบเดียว (ดังอธิบายในข้อ 2) จะสามารถลดหรือขจัดผลกระทบที่เกิดขึ้นจากระบบอื่นที่ไม่สนใจลงได้ ส่งผลให้การควบคุมตัวแปรต่างๆทำได้ดีขึ้น และทดสอบซ้ำได้ง่ายขึ้น

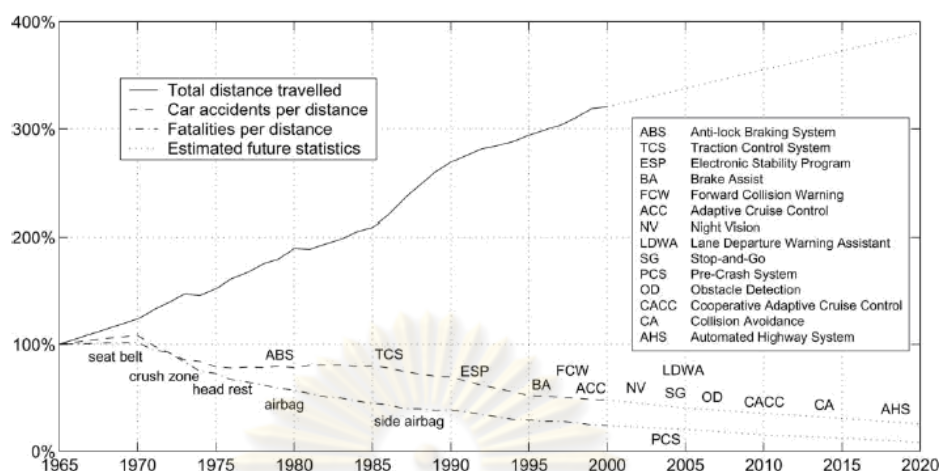
ข้อเสียเปรียบของการใช้ HIL เมื่อเปรียบเทียบกับวิธีการทดสอบเก่า

1. ในการทดสอบแบบ HIL จำเป็นต้องใช้งบประมาณจำนวนหนึ่งในการสร้างอุปกรณ์จริงขึ้นมา ซึ่งหากเปรียบเทียบกับการวิจัยโดยใช้การคำนวณผ่านแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพียงอย่างเดียวจะพบว่า HIL มีค่าใช้จ่ายที่สูงกว่า

งานวิจัยทางด้านยานยนต์ที่ผ่านมาที่ใช้ HIL ในการพัฒนาจนประสบความสำเร็จมีอยู่มากมาย ดังเช่น การพัฒนาระบบ semi-active สำหรับช่วงล่างแบบแมคเฟอร์สัน ที่ใช้อุปกรณ์ทดสอบเป็น Continuous Variable Damper (CVD) และระบบรองรับเป็นแบบจำลองในคอมพิวเตอร์[4] การพัฒนาดังกล่าวก่อให้เกิดแนวทางในการควบคุมระบบ CVD ที่มีความก้าวหน้าอย่างมาก นอกจากนี้ งานวิจัยทางด้านการพัฒนา CVD ยังมีอีกลักษณะหนึ่งคือ การใช้ CVD เป็นอุปกรณ์ที่ถูกทดสอบ และใช้แบบจำลองตัวรถแบบหนึ่งในสี่ (quarter car) เป็นแบบจำลองทางคอมพิวเตอร์เพื่อดูการตอบสนองของ CVD อีกด้วย[8] ซึ่งผลที่ได้พบว่า การใช้ CVD ทำให้ความแรงที่ตัวรถลดลงอย่างมากและตัวรถเข้าสู่สถานะคงที่ได้เร็วขึ้น เป็นต้น

2.2 วิธีทดสอบแบบ Hardware-In-the-Loop กับงานวิจัยทางด้านยานยนต์

จากอดีตถึงปัจจุบัน จะพบว่าจำนวนรถยนต์ที่ใช้กันมีมากขึ้นอย่างต่อเนื่อง[1] ส่งผลให้โอกาสในการเกิดอุบัติเหตุมีมากตามไปด้วย จากปัญหาดังกล่าวนำไปสู่ความพยายามในการลดการสูญเสียโดยการพัฒนาระบบช่วยเหลือและช่วยควบคุมยานยนต์ต่างๆ ทั้งระบบแบบ passive ที่เป็นระบบช่วยเหลือเมื่อเกิดอุบัติเหตุขึ้น เช่น เข็มขัดนิรภัย ถุงลมนิรภัย ฯลฯ และระบบ active ที่จะช่วยในการหลีกเลี่ยง หรือลดอันตรายก่อนเกิดอุบัติเหตุ เช่น ระบบป้องกันการชนด้านหน้า ระบบช่วยเตือนการเบี่ยงเลน ฯลฯ เป็นต้น ซึ่งขั้นตอนการพัฒนาช่วยเหลือต่างๆ รวมไปถึงอัตราการเกิดอุบัติเหตุต่อระยะทางรวมของการเดินทางด้วยยานยนต์ในประเทศในกลุ่มยุโรป (EU) สามารถแสดงได้ดังรูปที่ 2-2 ดังนี้



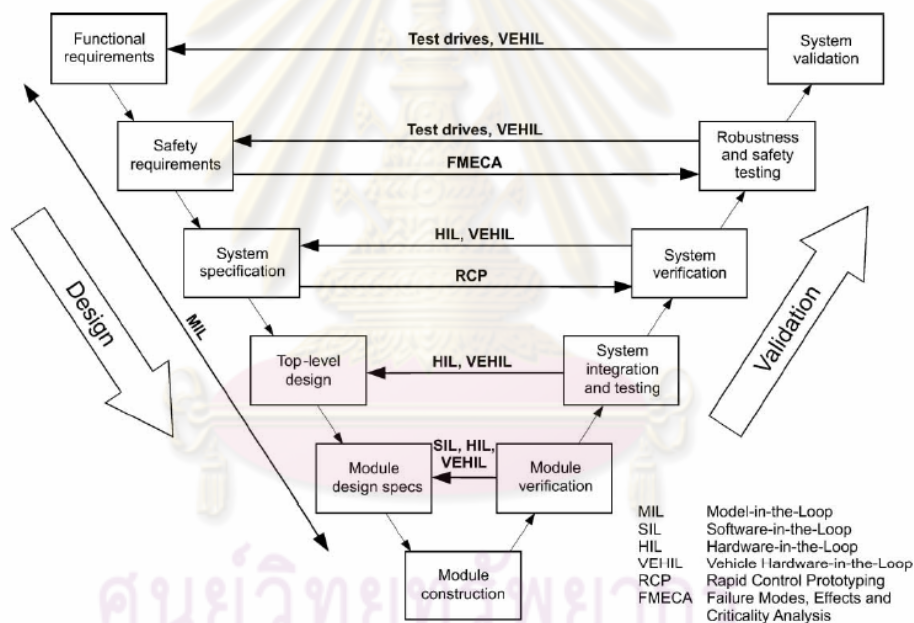
รูปที่ 2-2 การพัฒนาระบบช่วยเหลือด้านความปลอดภัยจากอดีตถึงปัจจุบัน [3]

จากรูปที่ 2-2 จะเห็นว่าระบบช่วยเหลือต่างๆแบบ active มีส่วนช่วยในการลดอัตราการเกิดอุบัติเหตุต่อระยะการเดินทางอย่างเห็นได้ชัด ในขณะที่ระบบ passive มีส่วนในการช่วยลดความเสียหายหลังเกิดอุบัติเหตุ ดังนั้นแนวทางในการพัฒนายานยนต์ในปัจจุบันจึงเน้นไปที่ระบบ active เป็นส่วนใหญ่

ระดับการพัฒนาระบบช่วยเหลือผู้ขับขี่ล่วงหน้า (Advance Driver Assistance Systems - ADASs) มีดังนี้

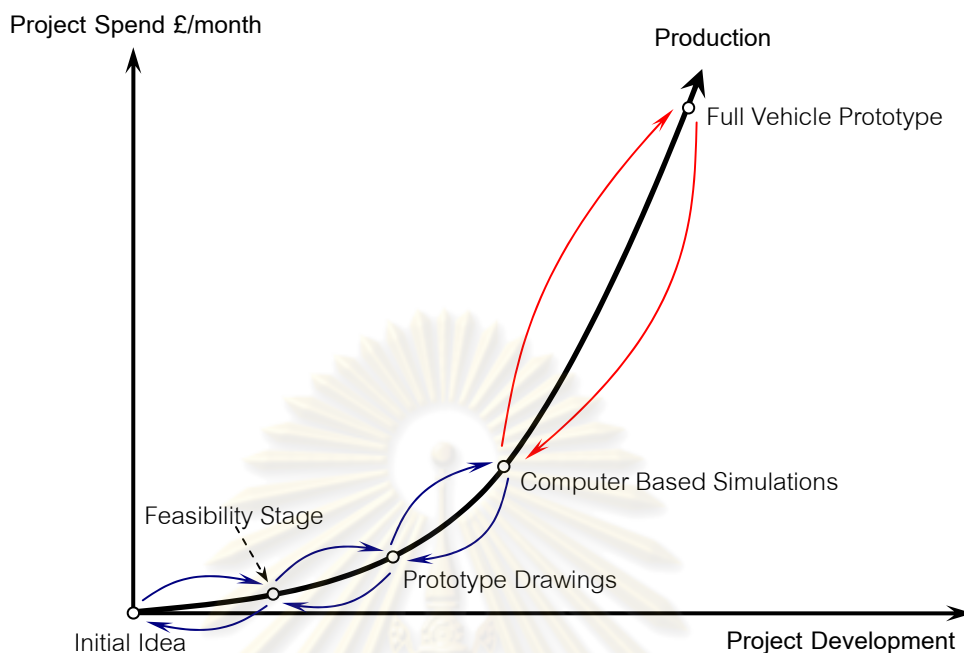
- ระบบแจ้งข้อมูลแก่ผู้ขับขี่ ช่วยให้ผู้ขับขี่สามารถตัดสินใจหรือเฝ้าระวังได้ดีขึ้น
- ระบบเตือนภัยล่วงหน้า เช่น ระบบเตือนการออกนอกเลน (Lane Departure Warning - LDW) ระบบเตือนการชนทางด้านหน้า (Forward Collision Warning - FCW) ช่วยให้ผู้ขับขี่สามารถเลือกวิธีการหลีกเลี่ยงอันตรายที่เหมาะสม หรือแม้กระทั่งช่วยหลีกเลี่ยงอันตรายดังกล่าวได้อย่างอัตโนมัติ
 - ระบบ Intervening ช่วยในการควบคุมยานยนต์ เช่นระบบ Adaptive Cruise Control (ACC) จะมีหลักการทำงานคือการตรวจจับอัตราเร็วรถคันหน้า หากรถคันหน้ามีอัตราเร็วที่ช้า ระบบจะทำการปรับลดความเร็วของยานยนต์ให้เพื่อลดอันตรายที่อาจเกิดขึ้น
 - ระบบ Integrated Safety มีลักษณะการรวมเอาหลักการของ passive safety และ active safety บางส่วนเข้าด้วยกัน เช่นระบบป้องกันการชนล่วงหน้า (Pre-Crash) จะทำงานในลักษณะหากตรวจพบโอกาสเกิดการชน ระบบเบรกจะทำงานโดยอัตโนมัติ เข็มขัดนิรภัยจะรัดแน่นขึ้น เป็นต้น
 - ระบบแบบ fully automated ช่วยในการควบคุมยานยนต์แบบไร้คนขับซึ่งปัจจุบันกำลังอยู่ระหว่างการพัฒนาและวิจัย[3]

การพัฒนา ระบบ active ต่างๆ นั้น จะมีขั้นตอนเริ่มตั้งแต่แนวคิดเบื้องต้นในการออกแบบ ว่าต้องการให้ระบบดังกล่าวมีหน้าที่การทำงานอย่างไร จากนั้นจะเริ่มเข้าสู่กระบวนการในการ ออกแบบว่าระบบนั้นต้องมีรูปร่าง ลักษณะอย่างไร มีอุปกรณ์อะไรบ้าง ทำที่สุดของกระบวนการ ออกแบบคือการสร้างอุปกรณ์หรือระบบต้นแบบนั้น เมื่อเสร็จสิ้นกระบวนการในการสร้างต้นแบบ แล้ว จะเริ่มเข้าสู่กระบวนการในการทดสอบต้นแบบที่ได้มาว่าสอดคล้องกับสิ่งที่ต้องการมากน้อย เพียงใด ซึ่งในกระบวนการนี้จะมีการทดสอบด้วยวิธี HIL อยู่เสมอ นอกเหนือจากการทดสอบ อุปกรณ์ด้วยวิธี HIL แล้ว อาจมีการนำระบบหรืออุปกรณ์ดังกล่าวประกอบเข้ากับยานยนต์จริงเพื่อ ทำการทดสอบการทำงานของระบบอีกด้วย ซึ่งวิธีการดังกล่าวเรียกว่า Vehicle-Hardware-In-the- Loop (VEHIL) [3][9] จากวิธีการและขั้นตอนการพัฒนาที่กล่าวมาทั้งหมด สามารถสรุปเป็น แผนภาพวี (V-Diagram) ได้ดังรูปที่ 2-3 ดังนี้



รูปที่ 2-3 แผนภาพ V-Diagram [3]

จากรูปที่ 2-3 จะเห็นว่าการปรับแก้อุปกรณ์แต่ละชั้นด้วยวิธี HIL ก่อนที่จะผ่านการทดสอบสู่ขั้นตอนต่อไปนั้น จะส่งผลให้การทดสอบและพัฒนาที่มีประสิทธิภาพที่สูงขึ้น เนื่องจากการตรวจสอบหน้าที่การทำงานของอุปกรณ์ชิ้นใดชิ้นหนึ่งนั้น ทำได้ง่ายและประหยัดกว่าการปรับแก้ระบบทั้งหมดพร้อมๆกัน[21] ซึ่งแผนภาพแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าใช้จ่ายและความก้าวหน้าในการพัฒนาสามารถแสดงได้ดังรูปที่ 2-4 ดังนี้



รูปที่ 2-4 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าใช้จ่ายในแต่ละขั้นตอนของการพัฒนา [21]

จากรูปที่ 2-4 จะเห็นว่า การพัฒนาในช่วงต้น (การพัฒนาตั้งแต่เริ่มออกแบบจนถึงการตรวจสอบด้วยการจำลองในคอมพิวเตอร์) จะมีค่าใช้จ่ายที่น้อยกว่าการทดสอบยานยนต์จริงทั้งคันอย่างเห็นได้ชัด ดังนั้นการทดสอบอุปกรณ์เฉพาะชิ้นที่สนใจก่อนที่จะทดสอบระบบรวมทั้งหมด จะช่วยลดค่าใช้จ่ายและระยะเวลาลงได้

2.2.1 งานวิจัยทางด้านยานยนต์ที่ใช้วิธีทดสอบแบบ HIL ที่เกี่ยวข้องกับการตรวจวัดแรงที่ล้อ

งานวิจัยทางด้านยานยนต์ที่เกี่ยวข้องกับการตรวจวัดแรงที่ล้อในอดีตที่ผ่านมามีอยู่มากมาย ไม่ว่าจะเป็นการตรวจวัดแรงระหว่างล้อและพื้นโดยตรงจากการใช้ HIL [3][11][12][14] หรือ การใช้แบบจำลองของยางค่านวณแรงเร่งแรงเบรกที่เกิดขึ้น[5][13] ซึ่งผลจากการทำวิจัยดังกล่าวได้ข้อสรุปว่า สภาพพลศาสตร์ยานยนต์นั้นขึ้นอยู่กับแรงที่ล้อเป็นอย่างมาก และโดยทั่วไปการเริ่มศึกษาเกี่ยวกับการตรวจวัดแรงที่ล้อนั้นจำเป็นต้องศึกษาการสร้างแบบจำลองของล้อและยางก่อน ซึ่งในหัวข้อนี้จะกล่าวถึงงานวิจัยต่างๆที่ได้สร้างแบบจำลองของยางและทำการทดสอบจนได้ข้อสรุปมาแล้วว่าแบบจำลองและวิธีทดสอบเหล่านั้นเพียงพอหรือเหมาะสมต่อการใช้งาน ดังนี้

จากการทำวิจัยในอดีตพบว่า การเกิดแรงจากยางนั้นสามารถแบ่งออกได้เป็น 2 ประเภท คือ แรงในแนวระนาบของยาง ที่ส่งผลต่อการเร่งหรือเบรก และแรงในแนวขวางซึ่งมีผลต่อการเกิดการเลี้ยว[5][14][22] เนื่องจากยางเป็นวัสดุยืดหยุ่นที่จะสร้างแรงได้เมื่อเกิดการเสียดรูป การเกิดแรง

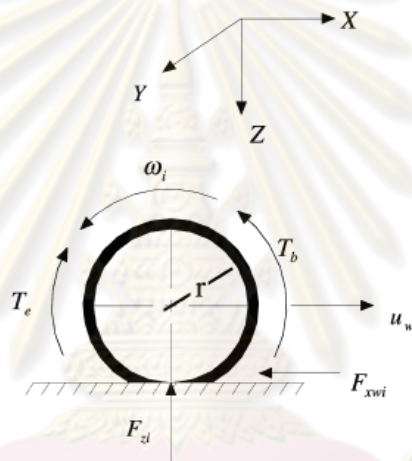
ทั้งสองแบบจำเป็นต้องเกิดจากการเสียรูปของยางทั้งจากแนวระนาบและแนวขวางด้วย ซึ่งการวิเคราะห์หัตถลักษณะของการเสียรูปของยางแบ่งได้เป็น 2 กรณี ดังนี้

2.2.1.1 การเสียรูปของยางในแนวระนาบ

การเสียรูปของยางในแนวระนาบ (ดังรูปที่ 2-5) จะขึ้นอยู่กับอัตราการไถลของหน้ายางและพื้นถนน ส่งผลให้เกิดแรงขับที่กระทำกับหน้ายาง [5][11][12][22][23] โดยแรงขับดังกล่าวจะขึ้นอยู่กับสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานและแรงกดในแนวตั้งตามสมการที่ (2-1) [12]

$$F_{xwi} = \mu_i F_{zwi} \quad (2-1)$$

เมื่อ F_{xwi} คือแรงขับในแนวระนาบ และ F_{zwi} เป็นแรงกดในแนวตั้ง



รูปที่ 2-5 แรงขับ F_{xwi} ที่เกิดจากการเสียรูปของยาง [5]

ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน μ_i (เมื่อ i คือดัชนีบ่งชี้ล้อหน้า, หลัง) ขึ้นอยู่กับอัตราการไถล (slip ratio - λ_i) ซึ่งนิยามให้มีความสัมพันธ์กับอัตราเร็วศูนย์กลางล้อกับอัตราเร็วเชิงมุมของล้อ ดังสมการที่ (2-2) [12]

$$\lambda_i = \frac{V_i - \omega_i r_i}{\max(V, \omega_i r_i)}, \quad i = f, r \quad (2-2)$$

เมื่อ V_i คืออัตราเร็วศูนย์กลางล้อ

ω_i คืออัตราเร็วเชิงมุมของล้อ

และ r_i คือรัศมีล้อที่ใช้ในการกลิ้ง (ระยะจากศูนย์กลางล้อถึงผิวถนน ณ จุดสัมผัส)

หรืออีกนัยหนึ่งที่นิยามไว้อย่างละเอียดขึ้นคือการพิจารณาผลของการเร่งและเบรก ซึ่งค่า λ_i จะแสดงได้ดังสมการ (2-3) ดังนี้ [5]

$$\text{Drive slip : } \lambda_i = \frac{(u_{wi} - r_i \omega_i)}{u_{wi}} \quad , \quad \text{Brake slip : } \lambda_i = \frac{(u_{wi} - r_i \omega_i)}{r_i \omega_i} \quad (2-3)$$

เมื่อ u_{wi} คืออัตราเร็วศูนย์กลางล้อ (เทียบเท่ากับ V_i)

ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน μ_i และอัตราการไถล λ_i แสดงได้ดังสมการที่ (2-4) ดังนี้ [12]

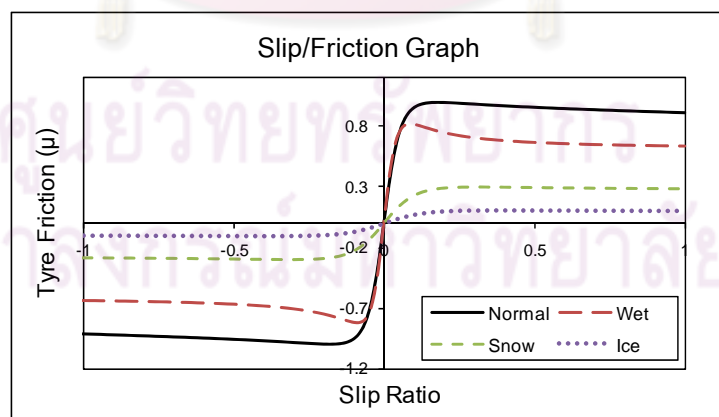
$$\mu_i(\lambda_i) = D \sin(C \arctan(B \lambda_i - E(B \lambda_i - \arctan(B \lambda_i)))) \quad , \quad i = f, r \quad (2-4)$$

โดยมีพารามิเตอร์ต่างๆแสดงได้ดังตารางที่ 2-1

ตารางที่ 2-1 ค่าพารามิเตอร์ต่างๆสำหรับสมการที่ (2-4) [12][15]

Pacejka Coefficients				
Surface	<i>B</i>	<i>C</i>	<i>D</i>	<i>E</i>
Dry Tarmac	10	1.9	1	0.97
Wet Tarmac	12	2.3	0.82	1
Snow	5	2	0.3	1
Ice	4	2	0.1	1

ผลจากการใช้ค่าพารามิเตอร์ต่างๆจากตารางที่ 2-1 สามารถแสดงลักษณะของความสัมพัทธ์ระหว่างแรงเสียดทานในระนาบการหมุนของล้อและอัตราการไถลได้ดังรูปที่ 2-6 ดังนี้



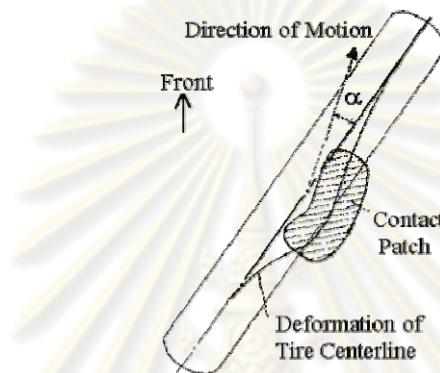
รูปที่ 2-6 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน μ_i และอัตราการไถล λ_i [12]

จากรูปที่ 2-6 จะเห็นว่า นอกจากค่าอัตราการไถลแล้ว ค่า μ_i ยังขึ้นกับลักษณะพื้นผิวถนนที่สัมผัสอย่างมากอีกด้วย ซึ่งในทางปฏิบัติ การวัดค่าพารามิเตอร์ของถนนเพื่อนำมาใช้กับ

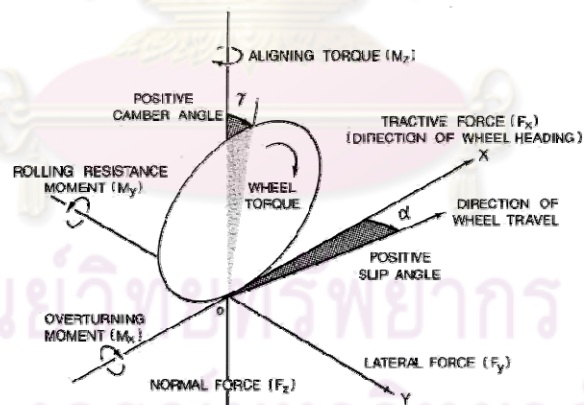
สมการที่ (2-4) นั้นทำได้ยาก ดังนั้นจะเห็นว่า การสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่ใช้อธิบาย การเกิดแรงในแนวระนาบการหมุนของล้อให้ถูกต้องสมบูรณ์นั้นมีความยุ่งยากซับซ้อนสูง

2.2.1.2 การเสียรูปของยางในแนวขวาง

การเสียรูปของยางในแนวขวาง (ดังรูปที่ 2-7) จะขึ้นอยู่กับมุมการไถลของหน้ายางและพื้น ถนน (รูปที่ 2-8) ส่งผลให้เกิดแรงด้านข้างที่กระทำกับหน้ายาง[5][11][22][23] โดยแรงดังกล่าวจะ ขึ้นอยู่กับมุมการไถลและแรงกดในแนวตั้งซึ่งส่งผลให้เกิดการเลี้ยวที่ล้อตามลำดับ

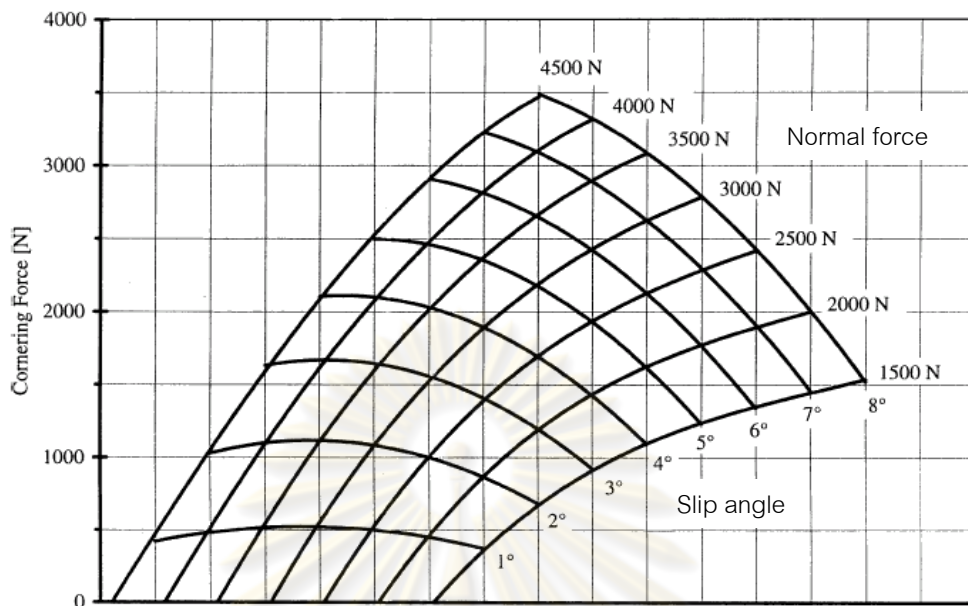


รูปที่ 2-7 การเสียรูปของยางในแนวขวางเมื่อเกิดการเลี้ยว [14]



รูปที่ 2-8 การเกิดมุมไถล (slip angle - α) [14]

ความสัมพันธ์ระหว่างแรงด้านข้าง มุมไถล และแรงกดในแนวตั้งแสดงได้ดังรูปที่ 2-9 ดังนี้



รูปที่ 2-9 ลักษณะแรงด้านข้างที่กระทำกับยางรถยนต์นั่งส่วนบุคคล (155 R 13) [14]

จากรูปที่ 2-9 จะเห็นว่าแรงด้านข้างที่เกิดขึ้นถึงแม้ว่าจะมีลักษณะที่ซับซ้อนแต่หากพิจารณาในช่วงที่มุมไถลมีค่าไม่เกิน 2 องศาที่แรงกดบนผิวยางคงที่ค่าหนึ่ง จะพบว่าความสัมพันธ์ระหว่างมุมไถลและแรงด้านข้างที่เกิดขึ้นมีลักษณะค่อนข้างเป็นเชิงเส้น ซึ่งผลดังกล่าวสามารถใช้ในการสร้างสมการแสดงความสัมพันธ์ระหว่างมุมไถลและแรงด้านข้างอย่างง่ายได้ดังสมการที่ (2-5) [22][23] สมการอย่างง่ายนี้จะนำมาใช้ในการคำนวณทางคณิตศาสตร์ในขั้นตอนต่อไป

$$F_{ywi} = C_{\alpha i} \cdot \alpha_i \quad (2-5)$$

เมื่อ F_{ywi} คือแรงด้านข้างที่ล้อ

$C_{\alpha i}$ คือสัมประสิทธิ์การเกิดแรงด้านข้าง

และ α_i คือมุมไถล

ซึ่งมุมไถล α_i มีความสัมพันธ์กับมุมเลี้ยว δ_i ดังสมการที่ (2-6) [5] ดังนี้

$$\alpha_i = \arctan(v_i / u_i) - \delta_i \quad (2-6)$$

เมื่อ v_i คืออัตราเร็วศูนย์กลางล้อในแนวตั้งฉากตัวรถ

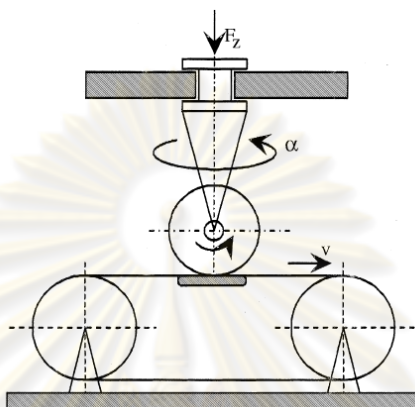
u_i คืออัตราเร็วศูนย์กลางล้อในแนวขนานตัวรถ

นอกเหนือจากการศึกษาแบบจำลองของยางแล้ว ขั้นตอนต่อมาจะเป็นการศึกษาเกี่ยวกับวิธีการและรายละเอียดในการออกแบบอุปกรณ์ตรวจวัดแรงดังกล่าวจากกลุ่มวิจัยอื่นในอดีต ดังนี้

2.2.1.3 วิธีการต่างๆในการตรวจวัดแรงเสียดระหว่างยางและพื้น

งานวิจัยในอดีตที่ผ่านมาได้เสนอแนวทางในการทดสอบยางอยู่มากมาย ซึ่งแต่ละวิธีการจะมีข้อดีข้อเสียแตกต่างกันไป โดยวิธีที่เป็นที่นิยมอย่างกว้างขวางจะมีอยู่ 2 แนวทางดังนี้ [14]

1. การทดสอบยางบนพื้นเรียบ (flat surface tire testing machines)

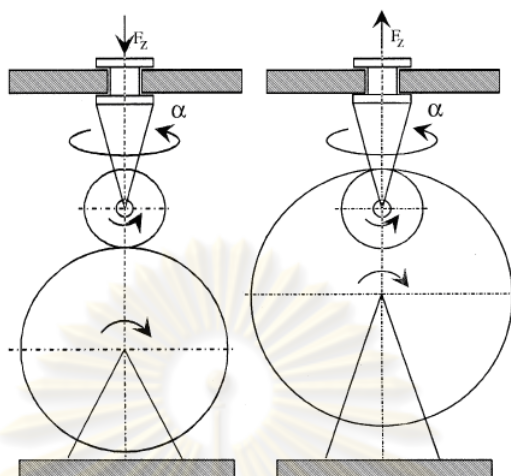


รูปที่ 2-10 ลักษณะการทดสอบยางบนพื้นผิวเรียบ [14]

การทดสอบวิธีนี้มีหลักการคือการใช้พื้นสายพานผิวเรียบเคลื่อนที่สัมผัสกับยาง ดังรูปที่ 2-10 เนื่องจากแรงกดแนวตั้งจากยางมีค่ามากเป็นผลให้จำเป็นต้องใช้สายพานที่มีความแข็งแรงสูงและมีลูกปืนรองรับ การทดสอบด้วยวิธีนี้ในบางห้องวิจัย สามารถทำความเร็วของสายพานได้ถึง 250 กิโลเมตรต่อชั่วโมง อีกทั้งการเคลือบผิวสายพานและการควบคุมอุณหภูมิสามารถจำลองสภาพถนนจริงได้อีกด้วย อย่างไรก็ตามอุปกรณ์ที่ใช้ทดสอบด้วยวิธีนี้มีความซับซ้อนและราคาสูง ทำให้การทดสอบยางด้วยวิธีนี้มิใช่เฉพาะในศูนย์ทดสอบและมหาวิทยาลัยที่ทำการทดสอบประสิทธิภาพการเสียดของยางบนสภาพแวดล้อมจริงที่มีทุนวิจัยสนับสนุนมากเพียงพอ

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

2. การทดสอบยางบนผิวโค้ง (drum type tire testing machines)

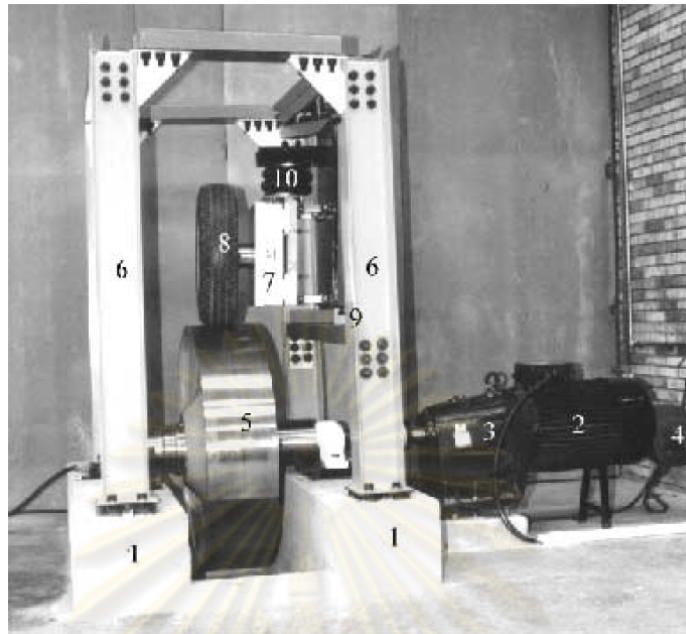


รูปที่ 2-11 ลักษณะการทดสอบยางบนพื้นผิวโค้ง [14]

การทดสอบด้วยวิธีนี้จะใช้ผิวโค้งของล้อจำลองพื้นถนน (drum) มาแทนที่สายพานแบบเรียบที่มีความซับซ้อนสูง การทดสอบแบ่งได้เป็น 2 ลักษณะคือ ยางสัมผัสบนผิวนอกของล้อจำลองพื้นถนน หรือ ยางสัมผัสที่ผิวด้านใน ดังรูปที่ 2-11 แต่เนื่องจากพื้นผิวสัมผัสเป็นผิวโค้ง ส่งผลให้แรงดันที่หน้าสัมผัส (contact patch) แตกต่างจากการทดสอบบนพื้นผิวเรียบ ซึ่งผลที่ได้จากการทดสอบอาจไม่สามารถทำนายถึงพฤติกรรมของยางบนผิวเรียบได้อย่างถูกต้องนัก อย่างไรก็ตาม เนื่องจากการทดสอบลักษณะนี้ค่อนข้างเรียบง่ายและราคาไม่สูงมาก วิธีนี้จึงได้รับความนิยมค่อนข้างสูงจากทั้งศูนย์วิจัยและห้องวิจัยในมหาวิทยาลัยต่างๆ

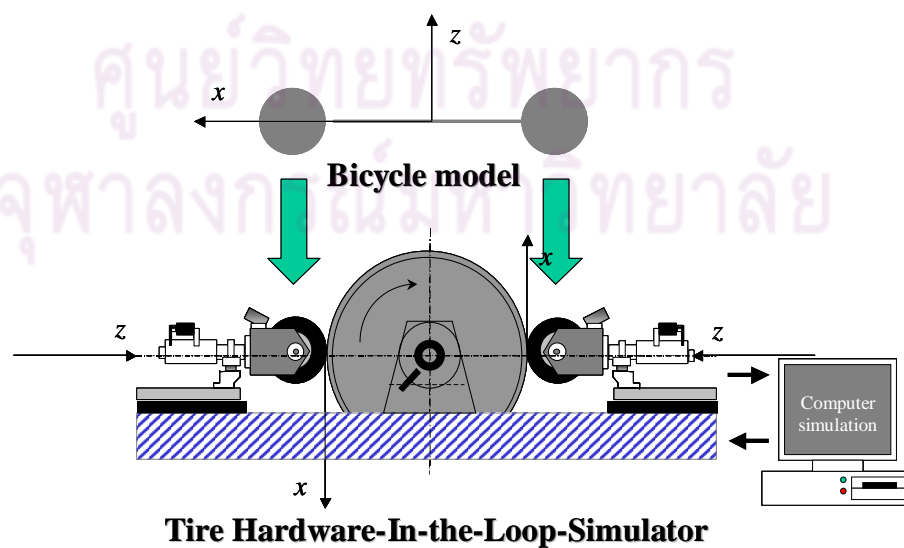
ผู้ทำวิจัย Ergin Tonuk และ Unlusoy Y.S. [14] ได้เลือกวิธีทดสอบแบบผิวโค้งโดยให้เหตุผลว่า ถึงแม้การทดสอบด้วยวิธีนี้อาจมีข้อเสียอยู่บ้าง แต่อย่างไรก็ตาม หากสามารถสร้างแบบจำลองของยางที่ภาวะในแนวตั้งหลายๆค่า มุมไถลต่างๆ และที่ความดันยางที่ค่าต่างๆ ได้ อย่างถูกต้องแล้ว แบบจำลองดังกล่าวจะสามารถใช้ทำนายลักษณะของยางที่สภาพพื้นผิวนถนนต่างๆได้เช่นกัน

ในงานวิจัยนี้ ([14]) ใช้ระบบรองรับแบบลมอัดเพื่อใช้ในการสร้างภาวะแนวตั้งให้กับยาง ดังรูปที่ 2-12 เนื่องจากระบบลมอัดสามารถควบคุมค่าการเปลี่ยนภาวะแนวตั้งได้อย่างสะดวกและรวดเร็ว แต่ข้อด้อยของการใช้วิธีนี้คือภาวะในแนวตั้งที่สร้างขึ้นอาจไม่สามารถเลียนแบบสภาวะธรรมชาติของแรงกดในแนวตั้งที่เกิดขึ้นจากการใช้ชุดกันสะเทือนจริงได้อย่างถูกต้อง



รูปที่ 2-12 ชุดอุปกรณ์ตรวจวัดแรงที่เกิดจากการไถของยาง [14]

นอกจาก Ergin Tonuk and Unlusoy Y.S. [14] ที่ทำการทดสอบลักษณะของยางเพียงล้อเดียวแล้ว Noomwongs N., Yoshida H., Nagai M., Kobayashi K. และ Yokoi T. [23] ยังได้ทำการทดสอบแรงที่เกิดขึ้นระหว่างผิวสัมผัสของยางที่วิ่งอยู่บนล้อจำลองพื้นถนนอีกด้วย ซึ่งการทดสอบของกลุ่มวิจัยนี้ ได้เสนอแนวทางในการตรวจวัดแรงที่ล้อด้วยวิธี HIL ที่มีอุปกรณ์จริงเป็นล้อทดสอบ 2 ล้อเพื่อใช้ทดสอบร่วมกับแบบจำลองจักรยาน (bicycle model) ที่คำนึงถึงผลของการถ่ายโอนมวลเนื่องจากความเร่งหรือเบรก (weigh transfer) ร่วมด้วย โดยรูปที่ 2-13 แสดงแผนภาพการทดสอบด้วยวิธีการดังกล่าว



รูปที่ 2-13 แผนภาพการทดสอบการตรวจวัดแรงที่ล้อ [23]

จากรูปที่ 2-13 จะเห็นว่าการทดสอบจะใช้แบบจำลองจักรยานในคอมพิวเตอร์เพื่อสร้างสัญญาณควบคุมแรงกดในแนวตั้งจากล้อเข้าสู่ล้อจำลองพื้นถนน โดยล้อด้านหนึ่งสามารถบังคับเลี้ยวได้เพื่อจำลองการสร้างมุมเลี้ยวของล้อหน้า ซึ่งผลที่ได้จากงานวิจัยนี้คือแนวทางใหม่ในการตรวจวัดแรงที่ล้อที่มีความถูกต้องมากยิ่งขึ้น รวมถึงการวิเคราะห์แรงดังกล่าวสามารถใช้ทดสอบความเสถียรภาพของระบบบังคับเลี้ยวและขีดจำกัดของการสร้างแรงของยางได้

บทสรุปจากการศึกษางานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

จากการศึกษางานวิจัยในอดีตจะเห็นว่าการพัฒนาระบบรองรับยานยนต์มีมาอย่างต่อเนื่องและหลากหลายวิธีการ แต่แนวทางในอดีตที่มีการทำวิจัยส่วนใหญ่จะแบ่งการทดสอบออกเป็นชุดทดสอบที่ควบคุมการสร้างภาระในแนวตั้งเพื่อตรวจวัดแรงจากล้อเพียงอย่างเดียว หรือวิธีการพัฒนาระบบกันสะเทือนอย่างใดอย่างหนึ่ง ซึ่งแนวทางในการพัฒนาอุปกรณ์ตรวจวัดแรงที่ล้อที่ยังไม่มีการทำวิจัยในปัจจุบันคือการพัฒนาการสร้างภาระในแนวตั้ง การสร้างมุมไถล และ อัตราการไถล ให้ถูกต้องไปพร้อมๆกัน เนื่องจากตัวแปรเหล่านี้ล้วนมีผลกับแรงระหว่างล้อและพื้นที่ต้องการตรวจวัดเป็นอย่างมาก ซึ่งแนวคิดเบื้องต้นในการพัฒนาอาจทำได้โดยพัฒนาอุปกรณ์สร้างภาระแนวตั้งให้ส่งผ่านระบบกันสะเทือนจริง เปลี่ยนระบบบังคับเลี้ยวเป็นระบบจริง เป็นต้น แนวทางการพัฒนาเหล่านี้จะให้ผลการตรวจวัดแรงได้อย่างถูกต้องมากยิ่งขึ้น และในงานวิจัยนี้ ผู้วิจัยได้เลือกออกแบบชุดทดสอบเป็นล้อทดสอบวิ่งบนล้อจำลองพื้นถนนในลักษณะคล้ายกับชุดทดสอบของ Ergin Tonuk และ Unlusoy Y.S. [14] เนื่องจากวิธีทดสอบดังกล่าวมีความซับซ้อนและค่าใช้จ่ายต่ำกว่าการทดสอบบนสายพานเรียบ อีกทั้งผลการทดสอบนั้นก็มีความถูกต้องในระดับที่ยอมรับได้[14][23]

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

บทที่ 3

แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่ใช้ในการออกแบบอุปกรณ์ HIL

การศึกษาวิเคราะห์ลักษณะการเคลื่อนที่ของรถขณะเลี้ยวโค้งจะช่วยในการออกแบบอุปกรณ์ทดสอบระบบรองรับและบังคับเลี้ยวให้สามารถจำลองการเลี้ยวของล้อทดสอบได้ใกล้เคียงกับสภาวะที่เกิดขึ้นจริงมากยิ่งขึ้น โดยแบบจำลองยานยนต์ที่เหมาะสมกับการเริ่มศึกษาคือแบบจำลองพลศาสตร์ยานยนต์สองล้อ (แบบจำลองจักรยาน – bicycle model) ซึ่งในส่วนแรกของบทนี้จะกล่าวถึงรายละเอียดของแบบจำลองดังกล่าว และในส่วนหลังจะอธิบายถึงการประยุกต์ใช้แบบจำลองจักรยานนี้ในการออกแบบชุดทดสอบ HIL เป็นลำดับต่อไป

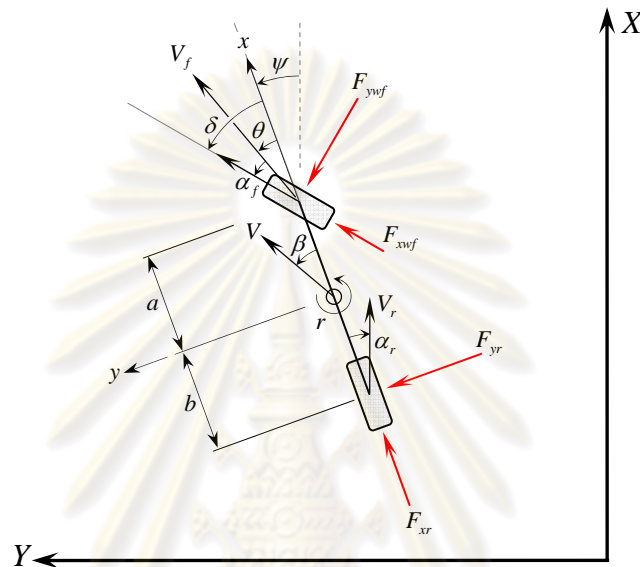
3.1 แบบจำลองพลศาสตร์ยานยนต์สองล้อ

ในการใช้งานแบบจำลองพลศาสตร์ยานยนต์สองล้อ (แบบจำลองจักรยาน) เพื่อใช้ในการออกแบบชุดทดสอบ HIL นั้น ผู้วิจัยได้ทำการปรับแก้ในแบบจำลองดังกล่าวเพื่อให้เหมาะสมกับลักษณะการคำนวณทางคณิตศาสตร์ โดยคงหลักการและรายละเอียดต่างๆ ของแบบจำลองไว้ตามที่ปรากฏในเอกสารอ้างอิง [22] ทุกประการ

แบบจำลองจักรยานดังแสดงในรูปที่ 3-1 คือ แบบจำลองที่กำหนดให้รถมีเพียง 2 ล้อ คือ ล้อหน้าและล้อหลังเพื่อลดผลของการถ่ายเทน้ำหนักด้านข้างขณะเลี้ยว โดยต้องอยู่ภายใต้ข้อจำกัดที่ว่า ทั้งมุมบิดและค่ามุมไถลด้านข้างล้อ (tire side slip angle) ของล้อซ้ายและขวาจะต้องมีค่าใกล้เคียงกันมาก โดยจะเกิดขึ้นได้เมื่อรัศมีการเลี้ยวใหญ่เทียบกับระยะระหว่างแกนล้อหน้าและหลังของรถ ($a + b$) ระบบแกนอ้างอิงที่ใช้มี 2 ระบบคือ แกนอ้างอิงหลักที่อยู่กับที่เทียบกับโลก (แกน X, Y) เป็นแกนที่ใช้ในการบอกพิกัดสัมบูรณ์ของรถ อีกระบบคือแกนอ้างอิงที่ติดไปกับตัวรถ ซึ่งคือ แกน x : ตามแนวยาวของตัวรถ และแกน y : ตั้งฉากกับตัวรถ โดยระบบแกนนี้จะมีทิศทางเปลี่ยนไปตลอดเวลาตามการเคลื่อนที่ของรถ มีไว้เพื่อช่วยในการอ้างอิงถึงแรงต่างๆที่กระทำต่อตัวรถเมื่อรถเคลื่อนที่ไป มุมที่ตัวรถกระทำกับแนวแกนอ้างอิงหลักคือ ψ (yaw angle) แรงกระทำต่อรถเมื่อมองจากทางด้านบน ประกอบด้วยแรงตามแนวการวางตัวของล้อรถซึ่งเกิดจากแรงเสียดทานที่พื้นกระทำต่อตัวรถ และเมื่อรถเลี้ยวเข้าโค้งจะมีแรงตั้งฉากกับแนวการวางตัวของล้อกระทำกับยางล้อ เพื่อลดความซับซ้อนของระบบ แบบจำลองนี้จึงกำหนดให้แรงดังกล่าวกระทำที่จุดกึ่งกลางของยางล้อ ซึ่งจะทำให้ไม่มีผลของโมเมนต์คีนตัว (self aligning moment) กระทำกับล้อในแบบจำลองนี้

แบบจำลองจักรยานที่ใช้ในงานวิจัยนี้มีสมมุติฐานดังนี้

1. พลศาสตร์ของยานยนต์มีความสมมาตรกันระหว่างด้านซ้ายและขวา
2. รัศมีการเลี้ยวมีค่ามากเทียบกับระยะฐานล้อ ($a + b$)
3. แรงที่เกิดขึ้นที่ล้อมีลักษณะเป็นเชิงเส้นสัมพันธ์กับมุมไถลที่ล้อนั้น



รูปที่ 3-1 แบบจำลองจักรยาน

กำหนดให้ตัวแปรต่างๆในรูปที่ 3-1 มีความหมายดังต่อไปนี้

- a คือ ระยะห่างระหว่างศูนย์กลางมวลของรถยนต์กับตำแหน่งของล้อหน้า
- b คือ ระยะห่างระหว่างศูนย์กลางมวลของรถยนต์กับตำแหน่งของล้อหลัง
- δ คือ มุมเลี้ยวของล้อหน้า
- β คือ มุมไถลที่ศูนย์กลางมวลของรถยนต์
- α_f คือ มุมไถลด้านข้างที่ล้อหน้า
- α_r คือ มุมไถลด้านข้างที่ล้อหลัง
- V_f คือ ทิศทางความเร็วของล้อหน้า
- V_r คือ ทิศทางความเร็วของล้อหลัง
- F_{ywf} คือ แรงที่กระทำด้านข้าง (lateral force) ของล้อหน้า
- F_{yr} คือ แรงที่กระทำด้านข้างของล้อหลัง
- F_{xwf} คือ แรงที่กระทำในแนวตามยาว (longitudinal force) ของล้อหน้า
- F_{xr} คือ แรงที่กระทำในแนวตามยาวของล้อหลัง
- r คือ อัตราเร็วเชิงมุมของตัวรถ (yaw rate)

ψ คือ มุมที่ตัวรถกระทำกับแนวแกนอ้างอิงหลัก (yaw angle)

V คือ ความเร็วของศูนย์กลางมวลรถยนต์ สามารถแยกพิจารณาได้ดังนี้

อัตราเร็วรถตามแกน x คือ $V \cos(\beta) = u$

อัตราเร็วรถตามแกน y คือ $V \sin(\beta) = v$

พิจารณารูปที่ 3-1 เพื่อเขียนสมการการเคลื่อนที่

กำหนดให้รถมีมวล m และโมเมนต์ความเฉื่อยรอบศูนย์กลางมวลคือ I_z

คิดผลของแรงตามแกน x (แนวตามยาวของตัวรถ)

$$\sum F_x = ma_x;$$

$$a_x = \dot{u} - rv$$

$$F_{xwf} \cos \delta - F_{ywf} \sin \delta + F_{xr} = m(\dot{u} - rv) \quad (3-1)$$

คิดผลของแรงตามแกน y (แนวตั้งฉากกับความยาวของรถ)

$$\sum F_y = ma_y;$$

$$a_y = \dot{v} + ru$$

$$F_{xwf} \sin \delta + F_{ywf} \cos \delta + F_{yr} = m(\dot{v} + ru) \quad (3-2)$$

คิดผลของโมเมนต์รอบจุดศูนย์กลางของรถ

$$\sum M_z = I_z \dot{r};$$

$$(F_{xwf} \sin \delta)a + (F_{ywf} \cos \delta)a - F_{yr}b = I_z \dot{r} \quad (3-3)$$

จากสมการ (3-1), (3-2) และ (3-3) จะได้

$$\dot{u} = rv + \frac{1}{m}(F_{xwf} \cos \delta - F_{ywf} \sin \delta + F_{xr}) \quad (3-4)$$

$$\dot{v} = -ru + \frac{1}{m}(F_{xwf} \sin \delta + F_{ywf} \cos \delta + F_{yr}) \quad (3-5)$$

$$\dot{r} = \frac{1}{I_z}(a \cdot F_{xwf} \sin \delta + a \cdot F_{ywf} \cos \delta - b \cdot F_{yr}) \quad (3-6)$$

และหากพิจารณาล้อหน้า จะพบว่า

$$V_f = u\hat{n}_x + (r \cdot a + v)\hat{n}_y$$

ดังนั้น

$$\theta = \arctan\left(\frac{r \cdot a + v}{u}\right) \quad (3-7)$$

และจะเห็นว่า $\alpha_f = \delta - \theta$

ดังนั้น

$$\alpha_f = \delta - \arctan\left(\frac{r \cdot a + v}{u}\right) \quad (3-8)$$

ในหลักการเดียวกัน การพิจารณาความเร็วล้อหลังจะพบว่า

$$V_r = u\hat{n}_x + (v - b \cdot r)\hat{n}_y$$

ดังนั้น

$$\alpha_r = \arctan\left(\frac{b \cdot r - v}{u}\right) \quad (3-9)$$

จากสมการ (2-5) แรงเสียดทานข้างที่กระทำต่อล้อทั้งสองคือ

$$F_{ywf} = C_{af} \cdot \alpha_f \quad \text{และ} \quad F_{yrf} = C_{ar} \cdot \alpha_r$$

โดย C_{af}, C_{ar} คือสัมประสิทธิ์แรงต้านข้างของล้อหน้าและหลัง ตามลำดับ

และแรงเสียดทานตามแนวการวางตัวของล้อหน้าคือ

$$F_{xwf} = \mu(\lambda_f) \cdot w_f \quad (3-10)$$

โดย λ_f คืออัตราการไถล

$$\lambda_f = \begin{cases} \frac{|V_f| \cos \alpha_f - r_w \cdot \omega_f}{r_w \cdot \omega_f}, \text{Breaking} \\ \frac{r_w \cdot \omega_f - |V_f| \cos \alpha_f}{|V_f| \cos \alpha_f}, \text{Accelerating} \end{cases} \quad (3-11)$$

โดยที่ r_w คือรัศมีล้อหน้า และ ω_f คืออัตราเร็วเชิงมุมของล้อหน้า

จากนั้นผู้วิจัยจะนำสมการที่ (3-4) ถึง (3-11) ไปใช้ในการเขียนโปรแกรมจำลองลักษณะการเคลื่อนที่แบบต่างๆเพื่อกำหนดขนาดของอุปกรณ์ที่จำเป็นในการสร้างชุดทดสอบ HIL ซึ่งมีรายละเอียดดังหัวข้อถัดไป

3.2 การประยุกต์แบบจำลองจักรยานเข้ากับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของชุดทดสอบ HIL

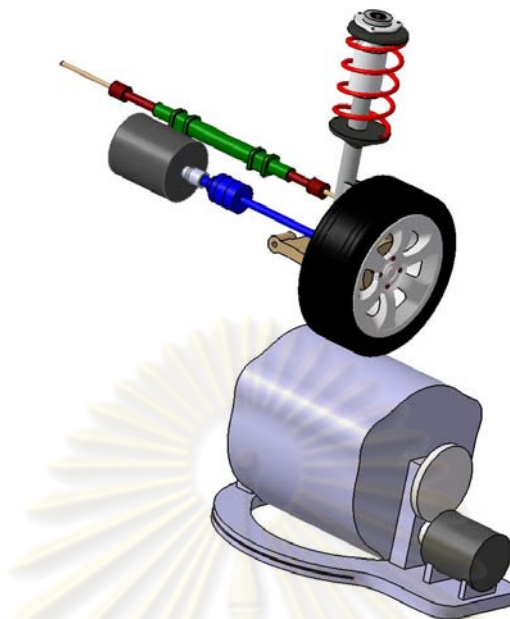
ก่อนการจัดสร้างชุดทดสอบ HIL นั้นจำเป็นอย่างยิ่งที่จะต้องมีการคำนวณขนาดของอุปกรณ์ต้นกำลังรวมไปถึงระยะการทำงานของอุปกรณ์ตรวจวัดต่างๆ เนื่องจากอุปกรณ์ที่ใช้ในงานวิจัยลักษณะนี้มีราคาค่อนข้างสูง ดังนั้นหากเกิดความผิดพลาดในการเลือกอุปกรณ์มาใช้งาน อาจส่งผลให้อุปกรณ์เหล่านั้นทำงานได้ไม่เต็มประสิทธิภาพ หรือแม้กระทั่งไม่สามารถใช้ชุดทดสอบนี้ทำงานได้

ขั้นตอนต่างๆ ในการคำนวณจะเริ่มจากการออกแบบหลักการพื้นฐานของชุดทดสอบ HIL จากนั้นทำการประยุกต์แบบจำลองจักรยานเข้ากับแบบจำลองการทำงานของชุดทดสอบ HIL โดยแบบจำลองจักรยานจะทำหน้าที่คำนวณลักษณะการเคลื่อนที่ของยานยนต์เสมือนจริง และส่งข้อมูลการเคลื่อนที่ไปยังแบบจำลองการทำงานของชุดทดสอบ HIL เพื่อให้ชุดทดสอบนี้สร้างลักษณะการเคลื่อนที่ให้เกิดข้อมูลต่างๆ ตรงกับที่ได้รับมา ซึ่งรายละเอียดของขั้นตอนดังกล่าวแสดงได้ดังหัวข้อต่อไป

3.2.1 หลักการทำงานของชุดทดสอบ HIL

หลักการพื้นฐานของชุดทดสอบ HIL นี้คือการเปลี่ยนการเคลื่อนที่จากล้อรถยนต์ที่วิ่งบนทางเรียบเป็นการวิ่งของล้อทดสอบบนล้อจำลองพื้นถนน จากการศึกษางานวิจัยที่เกี่ยวข้องพบว่าวิธีการที่น่าจะทำให้แรงที่เกิดขึ้นกับล้อทดสอบมีค่าใกล้เคียงกับแรงที่เกิดขึ้นในระหว่างการเคลื่อนที่ของยานยนต์จริง คือการคงลักษณะการเลี้ยวของล้อทดสอบไว้ โดยใช้ระบบรองรับและบังคับเลี้ยวจริงเพื่อรักษาผลของมุม caster , camber รวมไปถึงมุม toe ที่มีต่อผลต่อมุมบิดเลี้ยวของล้อทดสอบ จากนั้นล้อจำลองพื้นถนนจะสร้างมุมไถลและอัตราไถลให้ใกล้เคียงกับสิ่งที่ควรเกิดขึ้นในระหว่างการเคลื่อนที่ของยานยนต์จริง

ในเบื้องต้นนี้ ผู้วิจัยได้วาดแบบจำลองสามมิติขึ้นประกอบการคำนวณขนาดของอุปกรณ์ต่างๆ ที่จำเป็น โดยแบบจำลองดังกล่าวแสดงดังรูปที่ 3-2



รูปที่ 3-2 แบบจำลองสามมิติแสดงหลักการเบื้องต้นของชุดทดสอบ HIL

จากรูปที่ 3-2 จะเห็นว่าชุดทดสอบ HIL จะประกอบไปด้วยระบบรองรับและบังคับเลี้ยว ล้อทดสอบ และระบบบังคับการเคลื่อนที่ของล้อจำลองพื้นถนน ซึ่งระบบล้อทดสอบนั้นเป็นชุดขับ ล้อหน้าซ้ายของรถนิสสัน รุ่น B10 ที่ผู้วิจัยมีอยู่ก่อนแล้ว

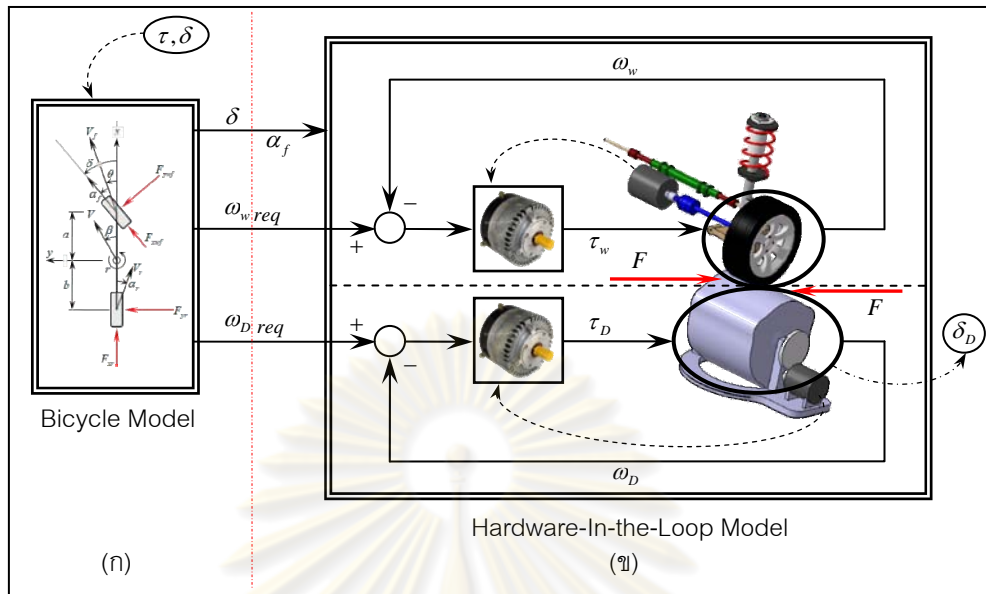
จากหลักการทำงานเบื้องต้นของชุดทดสอบ HIL นี้ นำไปสู่การสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่เหมาะสมได้ โดยมีรายละเอียดดังหัวข้อต่อไป

3.2.2 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อใช้ในการกำหนดขนาดอุปกรณ์ของชุดทดสอบ HIL

แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่ใช้ในการคำนวณเพื่อกำหนดขนาดอุปกรณ์ต่างๆของชุดทดสอบ HIL จะประกอบด้วย 2 ส่วน คือ

3.2.2.1 แบบจำลองจักรยาน

แบบจำลองจักรยานดังรูปที่ 3-3(ก) ใช้ในการคำนวณตำแหน่ง ความเร็ว ความเร่ง อัตราไถล และมุมไถลของยานยนต์ แล้วส่งข้อมูลไปยังแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของชุดทดสอบ HIL โดยมีสัญญาณนำเข้า (input) คือเงื่อนไขในการขับขี่ ซึ่งประกอบด้วยแรงบิดและมุมเลี้ยวของล้อ จากนั้นผลการคำนวณจากแบบจำลองจะให้สัญญาณส่งออก (output) คือมุมเลี้ยวของล้อทดสอบ มุมไถล อัตราเร็วเชิงมุมของล้อทดสอบ และอัตราเร็วของล้อจำลองพื้นถนนที่ต้องการ โดยค่าสัญญาณส่งออกเหล่านี้จะให้เป็นสัญญาณอ้างอิงในการคำนวณมอเตอร์ขับล้อทดสอบและล้อจำลองพื้นถนนด้วยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของชุดทดสอบ HIL ในขั้นตอนที่ต่อไป



รูปที่ 3-3 ผังการคำนวณขนาดมอเตอร์ด้วยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

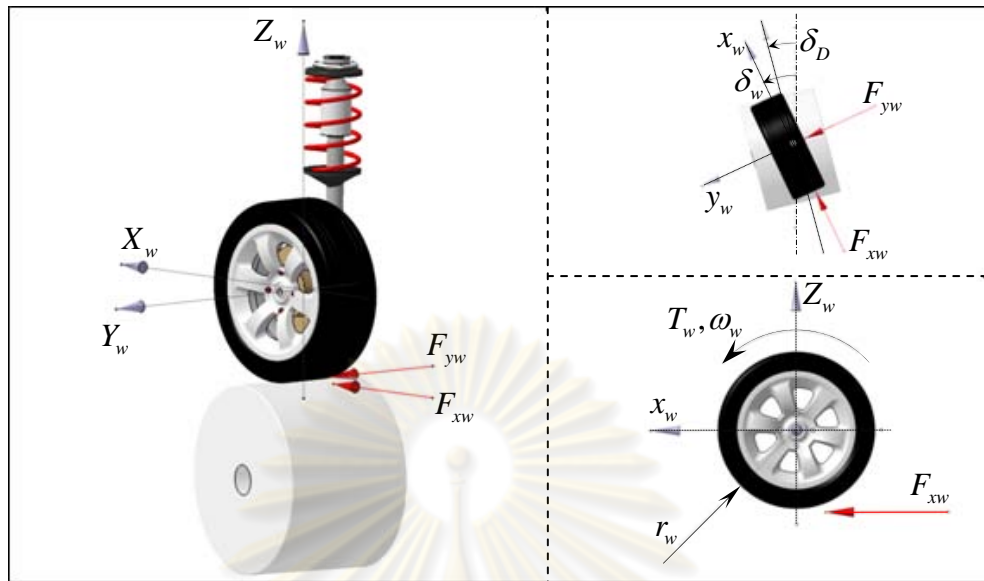
3.2.2.2 แบบจำลองชุดทดสอบ HIL

แบบจำลองชุดทดสอบ HIL ดังรูปที่ 3-3(ข) ประกอบไปด้วยแบบจำลองย่อย 2 ส่วน คือแบบจำลองระบบควบคุมล้อทดสอบ และแบบจำลองระบบควบคุมล้อจำลองพื้นถนน โดยแบบจำลองทั้งสองมีตัวแปรที่ส่งผลซึ่งกันและกันคือแรงที่เกิดขึ้นระหว่างผิวสัมผัส (F) ซึ่งรายละเอียดของแบบจำลองย่อยทั้งสองมีดังนี้

1. แบบจำลองระบบควบคุมล้อทดสอบ

แบบจำลองระบบควบคุมล้อทดสอบจะใช้ในการจำลองการเคลื่อนที่ของล้อทดสอบ ทั้งการเร่ง การเบรก และการบังคับเลี้ยว ซึ่งในการควบคุมนั้นจะใช้ค่าอัตราเร็ว และมุมเลี้ยวของล้อหน้าที่ได้จากแบบจำลองยานยนต์สองล้อเป็นค่าอ้างอิง จากนั้นจึงหาแรงบิดและกำลังงานของมอเตอร์ที่จำเป็นต้องใช้ขับเคลื่อนล้อเพื่อให้อัตราเร็วเชิงมุมของล้อทดสอบใกล้เคียงกับค่าอ้างอิงมากที่สุด โดยจะพิจารณาให้มุมเลี้ยวที่เกิดขึ้นกับล้อทดสอบเหมือนมุมเลี้ยวที่เกิดขึ้นกับล้อหน้าในแบบจำลองจักรยานทุกประการ

ในแบบจำลองนี้ได้พิจารณาให้อุปกรณ์ควบคุม (controller) รับค่าสัญญาณนำเข้าเป็นผลต่างของอัตราเร็วเชิงมุมล้ออ้างอิงกับอัตราเร็วเชิงมุมของล้อทดสอบ แล้วส่งค่าสัญญาณส่งออกเป็นแรงบิดที่ใช้ในการขับเคลื่อนล้อทดสอบในแบบจำลองย่อยนี้ ซึ่งแรงต่างๆที่กระทำต่อล้อทดสอบอันได้แก่ แรงบิดจากมอเตอร์ขับเคลื่อนและแรงปฏิกิริยาจากล้อจำลองพื้นถนน สามารถแสดงรายละเอียดได้ดังรูปที่ 3-4 ดังนี้



รูปที่ 3-4 แรงที่กระทำต่อล้อทดสอบ

พิจารณารูปที่ 3-4 จะพบว่าแรงที่มีผลต่ออัตราเร็วเชิงมุมของล้อทดสอบคือแรงบิดจากมอเตอร์ขับเคลื่อนล้อทดสอบ (T_w) และแรงเสียดทานในระนาบการหมุนของล้อ (F_{xw}) ซึ่งความสัมพันธ์ระหว่างแรงทั้งสองกับอัตราเร็วเชิงมุมของล้อทดสอบแสดงได้ดังสมการที่ (3-12) ดังนี้

$$\begin{aligned}\sum T_w &= I_w \dot{\omega}_w \\ T_w - F_{xw} \cdot r_w &= I_w \dot{\omega}_w \\ \dot{\omega}_w &= \frac{1}{I_w} (T_w - F_{xw} \cdot r_w)\end{aligned}\quad (3-12)$$

โดย

r_w คือ รัศมีล้อทดสอบ

ω_w คือ อัตราเร็วเชิงมุมของล้อทดสอบ

I_w คือ โมเมนต์ความเฉื่อยของล้อทดสอบ

F_{xw} คือ แรงเสียดทานในแนวแกน x_w ของล้อทดสอบ (คำนวณด้วยสมการที่ (2-1))

สมการที่ (3-12) จะให้ผลการคำนวณคือแรงบิดและอัตราเร็วเชิงมุมของล้อทดสอบซึ่งสามารถนำมาใช้คำนวณกำลังงานของมอเตอร์ขับเคลื่อนล้อทดสอบ (P_w) ได้ตามสมการที่ (3-13) ดังนี้

$$P_w = T_w \cdot \omega_w \quad (3-13)$$

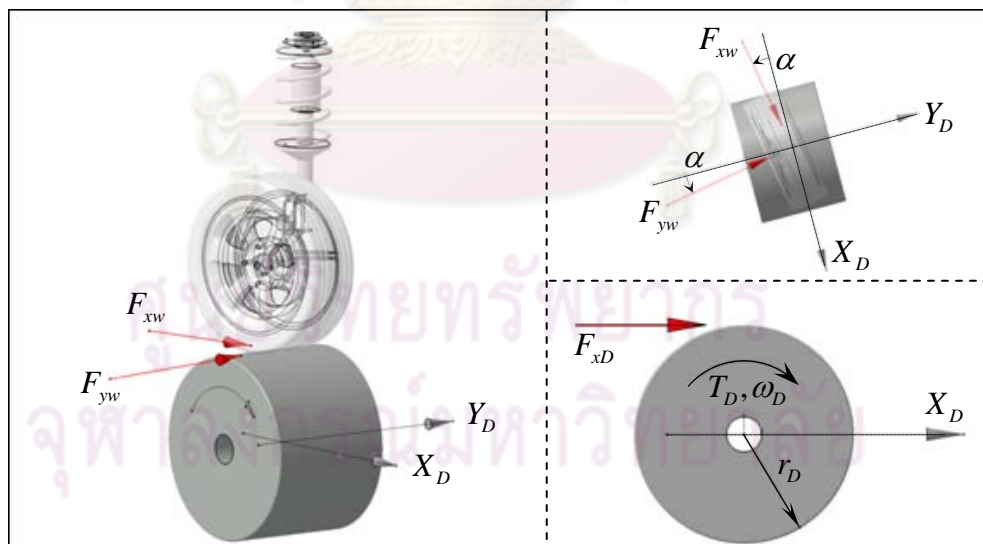
และเนื่องจากแบบจำลองยานยนต์สองล้อได้มีการกำหนดให้แรงกระทำกับล้อทดสอบที่จุดหมุน ดังนั้นจึงไม่เกิดโมเมนต์คืนตัว ส่งผลให้การหาขนาดของมอเตอร์บังคับขับเคลื่อนจำเป็นต้อง

อ้างอิงจากหนังสือกลศาสตร์ยานยนต์ 1 ที่ระบุว่าแรงบิดที่กระทำต่อพวงมาลัยรถยนต์นั่งส่วนบุคคลมีค่าสูงสุดประมาณ 4 นิวตัน-เมตร[24]

2. แบบจำลองระบบควบคุมล้อจำลองพื้นถนน

แบบจำลองระบบควบคุมล้อจำลองพื้นถนนนั้นใช้ในการจำลองการเคลื่อนที่ของล้อจำลองพื้นถนน อันได้แก่ มุมการวางตัวของแกนหมุน (δ_D) และอัตราเร็วเชิงมุมของล้อจำลองพื้นถนน (ω_D) โดยในการควบคุมนั้นจะใช้ค่าอัตราเร็วเชิงเส้นของล้อหน้าในแบบจำลองจักรยานเทียบพื้นถนน (V_f) เป็นอัตราเร็วสมมูลที่ใช้คำนวณอัตราเร็วเชิงมุมอ้างอิงของล้อจำลองพื้นถนน เพื่อใช้ในการหาแรงบิดและกำลังงานของมอเตอร์ที่จำเป็นต้องใช้ขับเคลื่อนล้อจำลองพื้นถนนให้มีอัตราเร็วเชิงมุมใกล้เคียงกับค่าอ้างอิงมากที่สุด และมุมไถลที่ได้จากแบบจำลองจักรยานจะใช้เป็นค่าอ้างอิงเพื่อควบคุมมุมแกนหมุนของล้อจำลองพื้นถนนให้สร้างมุมไถลให้ถูกต้อง

ในแบบจำลองนี้ได้พิจารณาให้อุปกรณ์ควบคุม รับสัญญาณนำเข้าเป็นผลต่างของอัตราเร็วเชิงมุมล้อจำลองพื้นถนนอ้างอิงกับอัตราเร็วเชิงมุมล้อจำลองพื้นถนนและมุมแกนหมุนอ้างอิง แล้วส่งค่าสัญญาณส่งออกเป็นแรงบิดและมุมแกนหมุนที่ใช้ในการขับเคลื่อนล้อจำลองพื้นถนน HIL ซึ่งแรงต่างๆที่กระทำต่อล้อจำลองพื้นถนนอันได้แก่ แรงบิดจากมอเตอร์และแรงปฏิกิริยาจากล้อทดสอบ สามารถแสดงรายละเอียดได้ดังรูปที่ 3-5 ดังนี้



รูปที่ 3-5 แรงที่กระทำต่อล้อจำลองพื้นถนน

พิจารณารูปที่ 3-5 จะพบว่าแรงที่มีผลต่ออัตราเร็วเชิงมุมของล้อจำลองพื้นถนน คือแรงบิดจากมอเตอร์ขับเคลื่อนล้อจำลองพื้นถนน (T_D) แรงเสียดทานจากล้อทดสอบ (F_{xw}) และแรงด้านข้างที่เกิดจากการเลี้ยวของล้อทดสอบ (F_{yw}) ซึ่งความสัมพันธ์ระหว่างอัตราเร็วเชิงมุมและแรงที่กระทำต่อล้อจำลองพื้นถนนแสดงได้ดังสมการที่ (3-14) ดังนี้

พิจารณาแกน X_D

$$\sum F_{x_D} = F_{x_w} \cos(\alpha) - F_{y_w} \sin(\alpha)$$

$$F_{x_D} = F_{x_w} \cos(\alpha) - F_{y_w} \sin(\alpha)$$

และพิจารณาแรงที่ส่งผลต่อการผลหมุนของล้อจำลองพื้นถนน

$$\sum T_D = I_D \dot{\omega}_D$$

$$T_D + F_{x_D} \cdot r_D = I_D \dot{\omega}_D$$

$$\dot{\omega}_D = \frac{1}{I_D} (T_D + F_{x_D} \cdot r_D)$$

$$\dot{\omega}_D = \frac{1}{I_D} \{ T_D + (F_{x_w} \cos(\alpha) - F_{y_w} \sin(\alpha)) \cdot r_D \} \quad (3-14)$$

โดยตัวแปรต่างๆในสมการที่ (3-14) มีดังนี้

α คือ มุมไถลระหว่างล้อทดสอบและล้อจำลองพื้นถนน

r_D คือ รัศมีล้อจำลองพื้นถนน

ω_D คือ อัตราเร็วเชิงมุมของล้อจำลองพื้นถนน

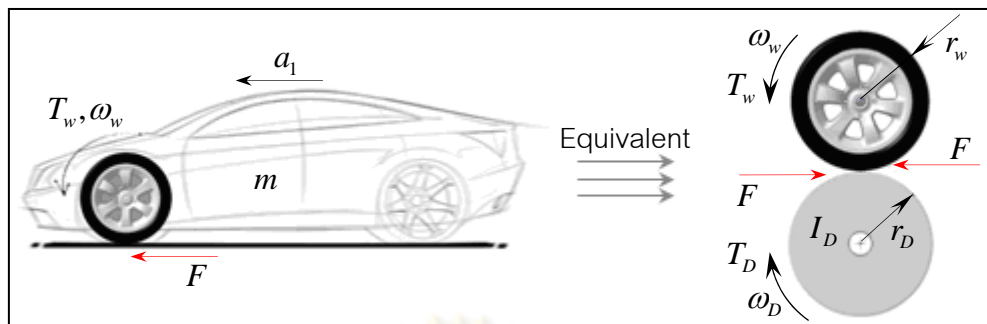
F_{x_D} คือ แรงดัพธ์ตามแกน X_D

I_D คือ โมเมนต์ความเฉื่อยของล้อจำลองพื้นถนน

สมการที่ (3-14) จะให้ผลการคำนวณคือแรงบิดและอัตราเร็วเชิงมุมของล้อจำลองพื้นถนน ซึ่งสามารถนำมาใช้คำนวณกำลังงานของมอเตอร์ขับล้อจำลองพื้นถนน (P_D) ได้ตามสมการที่ (3-15) ดังนี้

$$P_D = T_D \cdot \omega_D \quad (3-15)$$

และเนื่องจากความต้องการให้ล้อจำลองพื้นถนนสามารถสร้างภาระถนน (road load) ให้กับล้อทดสอบได้เพื่อให้ผลของการเร่งและลดความเร็วมีลักษณะเหมือนกับสิ่งที่เกิดขึ้นจริง ส่งผลให้ล้อจำลองพื้นถนนต้องมีค่าโมเมนต์ความเฉื่อย (moment of inertia) เทียบเท่ากับมวลเฉื่อยของรถยนต์เครื่องคัน (เนื่องจากชุดทดสอบ HIL ใช้ล้อขับเพียงล้อเดียว) ซึ่งการคำนวณค่าโมเมนต์ความเฉื่อยดังกล่าวแสดงรายละเอียดได้ดังนี้



รูปที่ 3-6 ความสัมพันธ์ของมวลเฉื่อยเชิงเส้นและมวลเฉื่อยเชิงมุม

ตัวแปรต่างๆในรูปที่ 3-6 มีความหมายดังนี้

m คือมวลของรถครีกัน

a_1 คืออัตราเร่งเชิงเส้นของรถยนต์

F คือแรงเสียดทานระหว่างล้อทดสอบกับผิวสัมผัส

ข้อกำหนดในการคำนวณ

1. ล้อจำลองพื้นถนนต้องมีโมเมนต์ความเฉื่อยเชิงมุมที่สมมูลกับมวลเฉื่อยเชิงเส้นของรถยนต์ครีกัน
2. แรงเสียดทานที่เกิดขึ้นทั้งในการเคลื่อนที่แนวราบและการเคลื่อนที่บนล้อจำลองพื้นถนนมีขนาดเท่ากัน
3. ไม่มีการไถลระหว่างล้อทดสอบและพื้นผิวสัมผัส

พิจารณารูปที่ 3-6 ภายใต้ข้อกำหนดในการคำนวณจะได้

$$\omega_w \cdot r_w = \omega_D \cdot r_D$$

$$\dot{\omega}_D = \frac{\dot{\omega}_w \cdot r_w}{r_D} \quad (3-16)$$

จากกฎการเคลื่อนที่ในแนวราบ

$$F = m \cdot a_1 \quad (3-17)$$

จากการเคลื่อนที่แบบหมุน

$$F \cdot r_D = I_D \cdot \dot{\omega}_D \quad (3-18)$$

จากสมการที่ (3-16), (3-17) และ (3-18) จึงได้

$$m \cdot a_1 \cdot r_D = I_D \cdot \dot{\omega}_w \cdot \frac{r_w}{r_D} \quad \text{โดย } a_1 = \dot{\omega}_w \cdot r_w$$

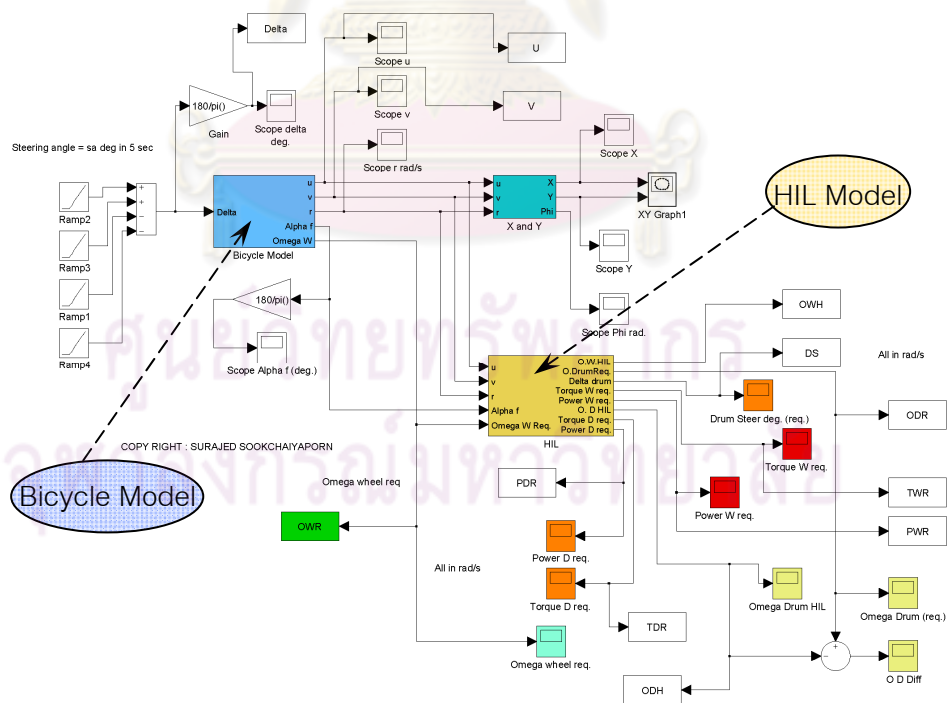
$$m \cdot \dot{\omega}_w \cdot r_w \cdot r_D = I_D \cdot \dot{\omega}_w \cdot \frac{r_w}{r_D}$$

ดังนั้น

$$I_D = m \cdot r_D^2 \tag{3-19}$$

จากการคำนวณจะพบว่า โมเมนต์ความเฉื่อยของล้อจำลองพื้นถนนที่สมมูลกับมวลเฉื่อยเชิงเส้นของรถยนต์ครึ่งคันจะหาได้จากผลคูณระหว่างมวลของรถยนต์กับรัศมีของล้อจำลองพื้นถนนยกกำลังสอง ซึ่งผลที่ได้นี้จะนำไปใช้ในการจำลองการเคลื่อนที่ต่อไป

การจำลองการเคลื่อนที่ของยานยนต์และการทำงานของชุดทดสอบ HIL นั้น ผู้วิจัยเลือกใช้โปรแกรม MATLAB® Simulink ในการคำนวณสมการที่เกี่ยวข้องทั้งหมด ตั้งแต่สมการที่ (3-4) ถึง (3-15) เนื่องจากโปรแกรม Simulink ดังกล่าว เป็นโปรแกรมลักษณะภาษาภาพ (graphical language) ที่ง่ายต่อการทำความเข้าใจและยังสอดคล้องกับโปรแกรม LabVIEWS® ที่เหมาะสำหรับใช้ควบคุมอุปกรณ์ต้นกำลังและรับค่าจากตัวตรวจวัด (sensor) แบบเวลาจริง (real-time control) ได้เป็นอย่างดี ซึ่งลักษณะของโปรแกรม Simulink สำหรับการคำนวณโดยรวมแสดงได้ดังรูปที่ 3-7 ดังนี้



รูปที่ 3-7 ลักษณะโปรแกรม Simulink สำหรับการคำนวณ

ลักษณะโปรแกรมโดยรวมดังรูปที่ 3-7 จะประกอบไปด้วยแบบจำลองย่อยสองส่วนคือ แบบจำลองจักรยาน (Bicycle Model) และแบบจำลองชุดทดสอบ HIL (HIL Model) ทำงานประสานกัน (รายละเอียดของโปรแกรมทั้งหมดแสดงไว้ในภาคผนวก ค.) การใช้งานโปรแกรมดังกล่าวในการจำลองการเคลื่อนที่ของยานยนต์มีรายละเอียดในหัวข้อต่อไป

3.2.3 ผลการจำลองการเคลื่อนที่ในรูปแบบต่างๆ

ในการจำลองการเคลื่อนที่นั้นจะแบ่งออกเป็น 2 กรณี โดยในกรณีแรกคือการวิ่งเดี่ยวโค้ง โดยไม่มีการเร่งที่ล้อทดสอบ กรณีที่สองเป็นการเร่งในระหว่างการวิ่งเดี่ยวโค้ง ซึ่งในการจำลองการเคลื่อนที่ทั้งสองรูปแบบนั้นจะใช้ข้อกำหนดและพารามิเตอร์ต่างๆ ดังตารางที่ 3-1 ดังนี้

ตารางที่ 3-1 ข้อกำหนดและพารามิเตอร์ต่างๆในการจำลองการเคลื่อนที่

พารามิเตอร์	หน่วย	ค่าที่ใช้
1. มวลของรถครึ่งคัน* (m)	กิโลกรัม (kg)	1,526
2. โมเมนต์ความเฉื่อยรอบแกนตั้ง* (I_z)	กิโลกรัม.เมตร ² (kg.m ²)	2,630
3. ระยะศูนย์กลางมวลถึงล้อหน้า* (a)	เมตร (m)	1.10
4. ระยะศูนย์กลางมวลถึงล้อหลัง* (b)	เมตร (m)	1.42
5. Cornering Stiffness ล้อหน้า* (C_{af})	นิวตัน/เรเดียน (N/rad.)	42,000
6. Cornering Stiffness ล้อหลัง* (C_{ar})	นิวตัน/เรเดียน (N/rad.)	64,000
7. ความเร็วต้นของรถ	เมตร/วินาที (m/s)	5
8. ภาระแนวตั้งของล้อหน้า	นิวตัน (N)	4,000
9. ภาระแนวตั้งของล้อหลัง	นิวตัน (N)	3,500
10. รัศมีล้อจำลองพื้นถนน (r_D)	เมตร (m)	0.3
11. โมเมนต์ความเฉื่อยรอบแกนหมุน ของล้อจำลองพื้นถนน	กิโลกรัม.เมตร ² (kg.m ²)	67.5
12. รัศมีล้อทดสอบ (r_w)	เมตร (m)	0.29
13. โมเมนต์ความเฉื่อยรอบแกนหมุน ของล้อทดสอบ	กิโลกรัม.เมตร ² (kg.m ²)	5
14. อัตราการเปลี่ยนมุมเลี้ยว	องศา/วินาที (deg./s)	2

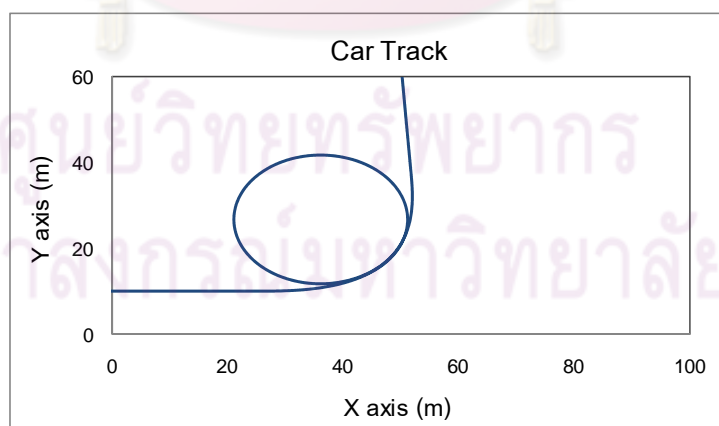
*Noomwongs N., Yoshida H., Nagai M., Kobayashi K., Yokoi T. [23]

เนื่องจากผู้วิจัยไม่สามารถหารายละเอียดของรถนิสสัน รุ่น B10 ได้ครบถ้วน ดังนั้นจึงจำเป็นต้องใช้พารามิเตอร์ที่ใกล้เคียงที่สุดเท่าที่หาได้คือ พารามิเตอร์ของรถนิสสัน สกายไลน์จากเอกสารอ้างอิงที่ [23] พารามิเตอร์ดังกล่าวจะใช้ในการจำลองการเคลื่อนที่ทั้ง 2 รูปแบบ ซึ่งมีรายละเอียดดังนี้

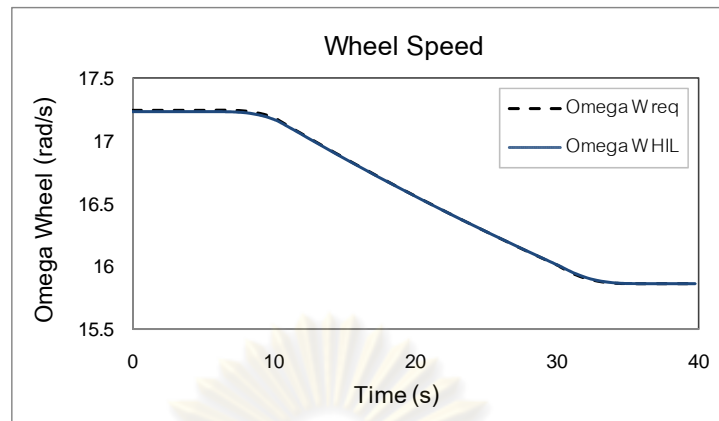
3.2.3.1 จำลองการเคลื่อนที่ด้วยการเลี้ยวโดยไม่มีการเร่ง

ในกรณีแรกจะจำลองการเคลื่อนที่ด้วยการวิ่งตรงความเร็วต้น 5 เมตร/วินาที (18 กิโลเมตร/ชั่วโมง) เป็นเวลา 5 วินาที แล้วเริ่มเลี้ยวซ้ายจนมีมุมเลี้ยวเป็น 10 องศา ภายในเวลา 5 วินาที จากนั้นวิ่งด้วยมุมเลี้ยวคงที่เป็นระยะเวลา 20 วินาที แล้วจึงลดมุมเลี้ยวลงจนเป็น 0 องศา ภายใน 5 วินาที

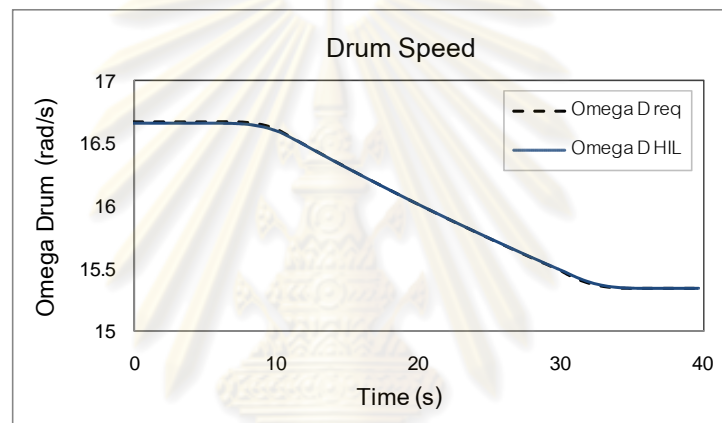
ผลการจำลองการเคลื่อนที่ที่พบว่า การเคลื่อนที่ของตัวรถนั้นเป็นไปตามที่ควร และตรงกับกราฟให้มุมเลี้ยวข้างต้นดังแสดงในรูปที่ 3-8 โดยรูปดังกล่าวแสดงเส้นทางการเคลื่อนที่ของรถที่มีการวิ่งในแนวเส้นตรง จากนั้นเลี้ยวและวิ่งเป็นเส้นตรงอีก จากความเร็วล้อรถที่เกิดขึ้น ชุดทดสอบ HIL จะต้องสร้างความเร็วที่ล้อทดสอบนี้ให้ถูกต้อง ซึ่งจากระบบควบคุมที่ใช้จะได้ผลดังแสดงในรูปที่ 3-9 จากรูปจะเห็นว่าอัตราเร็วเชิงมุมของล้อทดสอบ (เส้นทึบ) ใกล้เคียงกับอัตราเร็วเชิงมุมของล้อขับเคลื่อนจากแบบจำลองจักรยาน (เส้นประ) ซึ่งเป็นไปตามที่ต้องการ จากนั้นเมื่อพิจารณาความเร็วของล้อจำลองพื้นถนนดังในรูปที่ 3-10 จะพบว่าความเร็วของล้อจำลองพื้นถนนก็สามารถทำให้เกิดขึ้นได้ตามต้องการเช่นกัน



รูปที่ 3-8 การเคลื่อนที่ของตัวรถในกรณีแรก



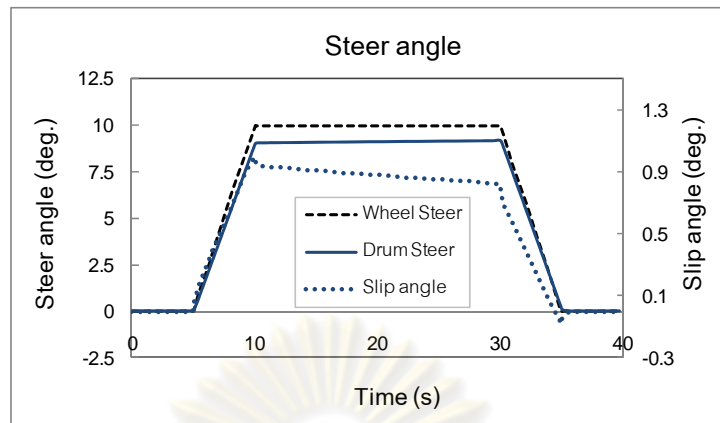
รูปที่ 3-9 อัตราเร็วเชิงมุมของล้อขับเคลื่อนในกรณีแรก



รูปที่ 3-10 อัตราเร็วเชิงมุมล้อจำลองพื้นถนนในกรณีแรก

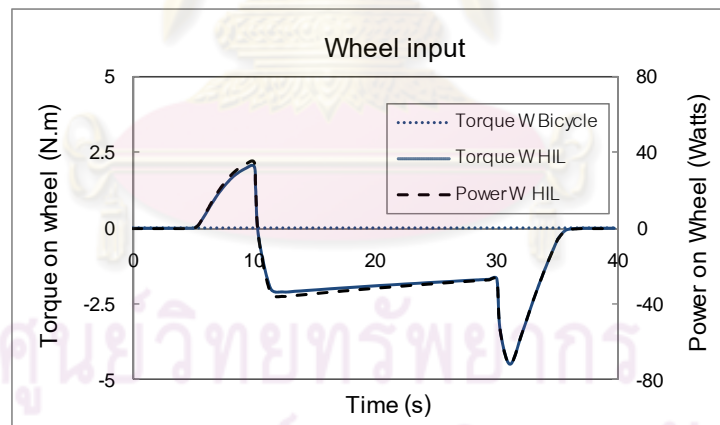
นอกจากนี้ จะพบว่ามุมไถลด้านข้างเป็นไปตามรูปที่ 3-11 ซึ่งสอดคล้องกับในรูปที่ 3-8 คือ มุมไถลที่ถูกต้องจะเกิดขึ้นได้จากการบังคับมุมการวางตัวของล้อจำลองพื้นถนน โดยมุมไถลดังกล่าวจะมีค่ามากขึ้นสัมพันธ์กับความเร่งด้านข้างที่เพิ่มขึ้นตามองศาการเลี้ยวและเปลี่ยนไปตามความเร็วของรถด้วย โดยจากรูปที่ 3-11 จะเห็นว่าล้อจำลองพื้นถนนต้องสร้างมุมการวางตัวได้ไม่น้อยกว่า 9 องศา

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

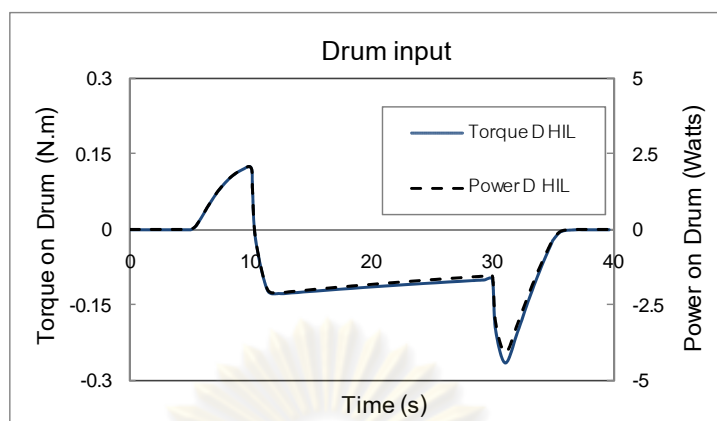


รูปที่ 3-11 มุมเลี้ยวและมุมไถลที่เกิดขึ้นในกรณีแรก

นอกจากนี้ ผลการจำลองการเคลื่อนที่ซึ่งแสดงถึงแรงบิดและกำลังงานของมอเตอร์ที่จำเป็นต้องใช้ในการควบคุมอัตราเร็วของล้อทดสอบและล้อจำลองพื้นถนน ดังรูปที่ 3-12 และรูปที่ 3-13 อีกด้วย ซึ่งจากรูปที่ 3-12 จะเห็นได้ว่าแรงบิดและกำลังงานที่ล้อทดสอบต้องการในการเคลื่อนที่ตามรูปแบบนี้มีค่าสูงสุดประมาณ 5 นิวตัน-เมตร และ 80 วัตต์ตามลำดับ และจากรูปที่ 3-13 จะเห็นว่าแรงบิดและกำลังงานที่ล้อจำลองพื้นถนนต้องการนั้นมีค่าสูงสุดประมาณ 0.3 นิวตัน-เมตรและ 5 วัตต์ ตามลำดับ

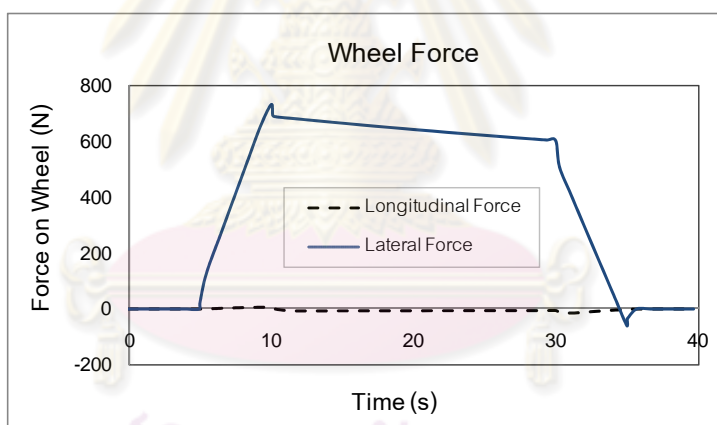


รูปที่ 3-12 แรงบิดและกำลังงานที่ล้อทดสอบในกรณีแรก



รูปที่ 3-13 แรงบิดและกำลังงานที่ล้อจำลองพื้นถนนในกรณีแรก

ผลการคำนวณที่สำคัญอีกประเด็นหนึ่งคือแรงที่เกิดขึ้นกับล้อทดสอบ เนื่องจากแรงดังกล่าวจะถูกนำไปประกอบการพิจารณาอุปกรณ์ตรวจวัดแรง (F/T transducer) ที่จะนำมาใช้ในชุดทดสอบ HIL นี้ โดยแรงที่กระทำกับล้อทดสอบในกรณีนี้มีค่าสูงสุดประมาณ 800 นิวตันดังแสดงในรูปที่ 3-14



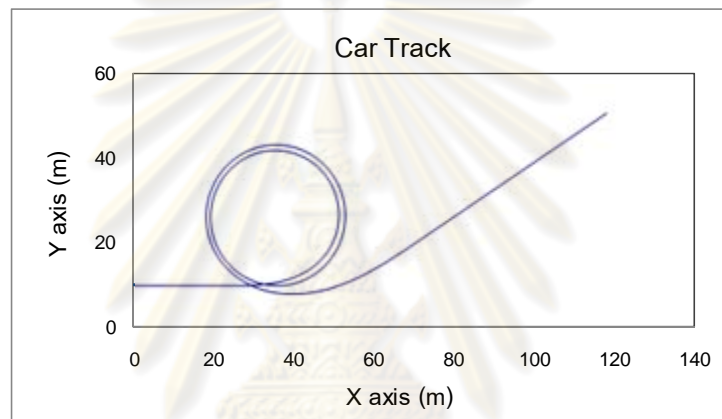
รูปที่ 3-14 แรงที่กระทำต่อล้อทดสอบในกรณีแรก

3.2.3.2 จำลองการเคลื่อนที่ด้วยการเร่งในระหว่างการเล่น

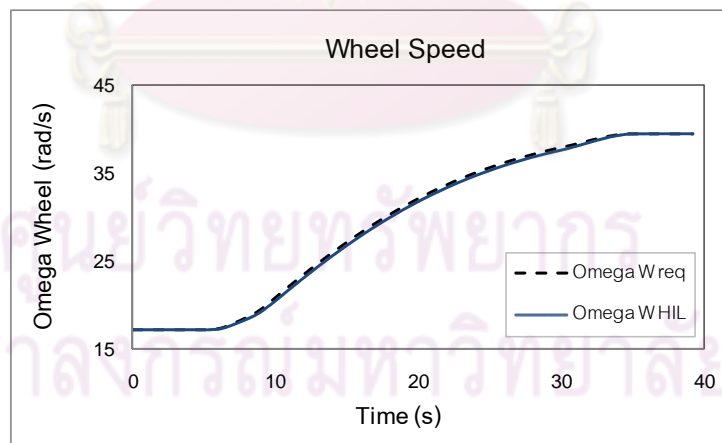
ในกรณีที่สองนี้จะจำลองการเคลื่อนที่ด้วยการวิ่งตรงความเร็วต้น 5 เมตร/วินาที (18 กิโลเมตร/ชั่วโมง) เป็นเวลา 5 วินาที แล้วเริ่มเร่งด้วยแรงบิดที่เพิ่มขึ้นและเดี่ยวจนมีแรงบิดและมุมเดี่ยวเป็น 100 นิวตัน-เมตรและ 10 องศาภายในเวลา 5 วินาทีตามลำดับ จากนั้นวิ่งด้วยแรงบิดและมุมเดี่ยวคงที่เป็นระยะเวลา 20 วินาที แล้วจึงลดแรงบิดและมุมเดี่ยวลงจนเป็น 0 ภายใน 5 วินาที (ตัวอย่างตารางบันทึกผลการทดลองแสดงไว้ในภาคผนวก จ.)

ผลการจำลองการเคลื่อนที่ที่พบว่า การเคลื่อนที่ของตัวรถนั้นเป็นไปตามที่ควร และตรงกับทำให้มุมเดี่ยวข้างต้นดังแสดงในรูปที่ 3-15 โดยรูปดังกล่าวแสดงเส้นทางการเคลื่อนที่ของรถที่มีการวิ่งในแนวเส้นตรง จากนั้นเดี่ยวและวิ่งเป็นเส้นตรงอีกโดยหากสังเกตเส้นทาง

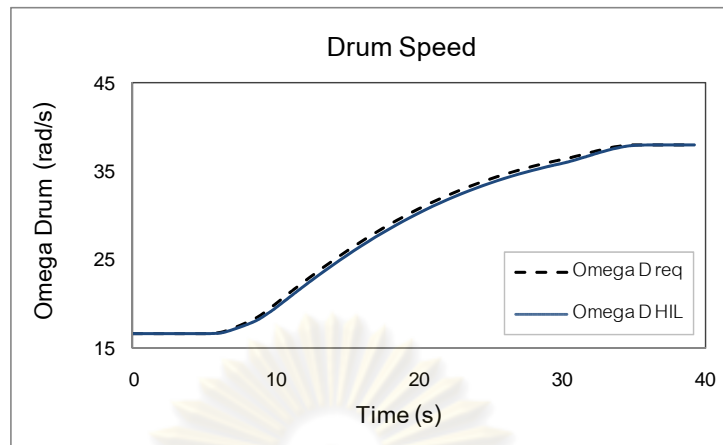
การเคลื่อนที่ในรูปที่ 3-15 นี้ จะพบว่าระยะทางในการเคลื่อนที่ของตัวรถในกรณีนี้มีค่ามากกว่า ระยะทางที่รถเคลื่อนที่ได้ในกรณีไม่มีการเร่ง (รูปที่ 3-8) และจากความเร็วล้อรถที่เกิดขึ้น ชุดทดสอบ HIL จะต้องสร้างความเร็วที่ล้อทดสอบนี้ให้ถูกต้อง ซึ่งจากระบบควบคุมที่ใช้จะได้ผลดัง แสดงในรูปที่ 3-16 โดยจากรูปดังกล่าว จะเห็นว่าอัตราเร็วเชิงมุมของล้อทดสอบ (เส้นทึบ) ใกล้เคียงกับอัตราเร็วเชิงมุมของล้อขับเคลื่อนจากแบบจำลองจักรยาน (เส้นประ) ซึ่งเป็นไปตามที่ ต้องการ จากนั้นเมื่อพิจารณาความเร็วของล้อจำลองพื้นถนนดังในรูปที่ 3-17 จะพบว่าความเร็ว ของล้อจำลองพื้นถนนก็สามารถทำให้เกิดขึ้นได้ตามต้องการจากแบบจำลองจักรยานเช่นกัน



รูปที่ 3-15 การเคลื่อนที่ของตัวรถในกรณีที่สอง

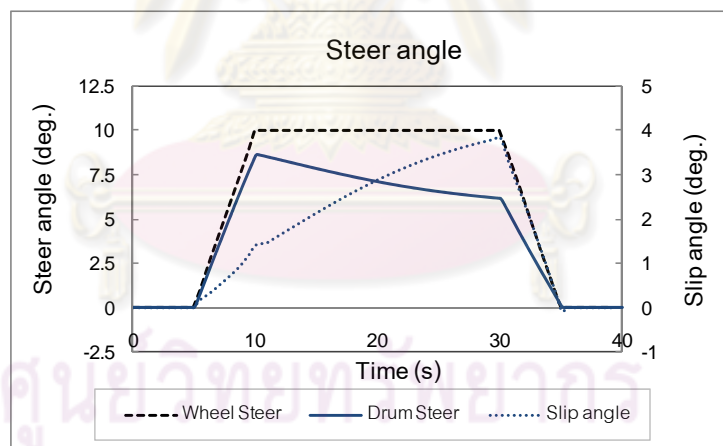


รูปที่ 3-16 อัตราเร็วเชิงมุมของล้อขับเคลื่อนในกรณีที่สอง



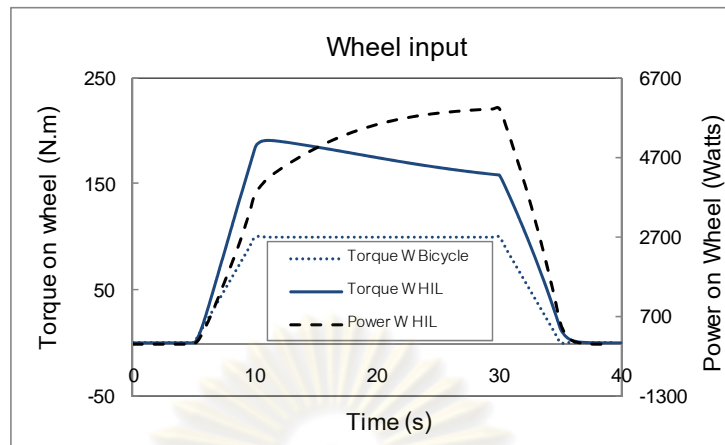
รูปที่ 3-17 อัตราเร็วเชิงมุมล้อจำลองพื้นถนนในกรณีที่สอง

นอกจากนี้ จะพบว่ามุมไถลด้านข้างเป็นไปตามรูปที่ 3-18 ซึ่งสอดคล้องกับในรูปที่ 3-15 คือ มุมไถลที่ถูกต้องจะเกิดขึ้นได้จากการบังคับมุมการวางตัวของล้อจำลองพื้นถนน โดยมุมไถลดังกล่าวจะมีค่ามากขึ้นสัมพันธ์กับความเร่งด้านข้างที่เพิ่มขึ้นตามองศาการเลี้ยว และเปลี่ยนไปตามความเร็วของรถเช่นเดียวกับการจำลองการเคลื่อนที่ในกรณีแรก โดยจากรูปที่ 3-18 จะเห็นว่าในการเคลื่อนที่ที่กรณีนี้ ล้อจำลองพื้นถนนต้องสร้างมุมการวางตัวได้ไม่น้อยกว่า 8 องศา

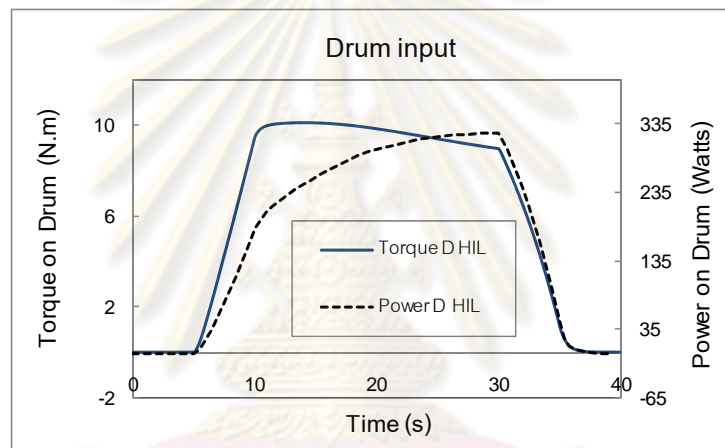


รูปที่ 3-18 มุมเลี้ยวและมุมไถลที่เกิดขึ้นในกรณีที่สอง

นอกจากนี้ ผลการจำลองการเคลื่อนที่ซึ่งแสดงถึงแรงบิดและกำลังงานของมอเตอร์ที่จำเป็นต้องใช้ในการควบคุมอัตราเร็วของล้อทดสอบและล้อจำลองพื้นถนน ดังรูปที่ 3-19 และรูปที่ 3-20 อีกด้วย ซึ่งจากรูปที่ 3-19 จะเห็นได้ว่าแรงบิดและกำลังงานที่ล้อทดสอบต้องการในการเคลื่อนที่ตามรูปแบบนี้มีค่าสูงสุดประมาณ 200 นิวตัน-เมตร และ 6 กิโลวัตต์ตามลำดับ และจากรูปที่ 3-20 จะเห็นว่าแรงบิดและกำลังงานที่ล้อจำลองพื้นถนนต้องการนั้นมีค่าสูงสุดประมาณ 10 นิวตัน-เมตร และ 335 วัตต์ตามลำดับ

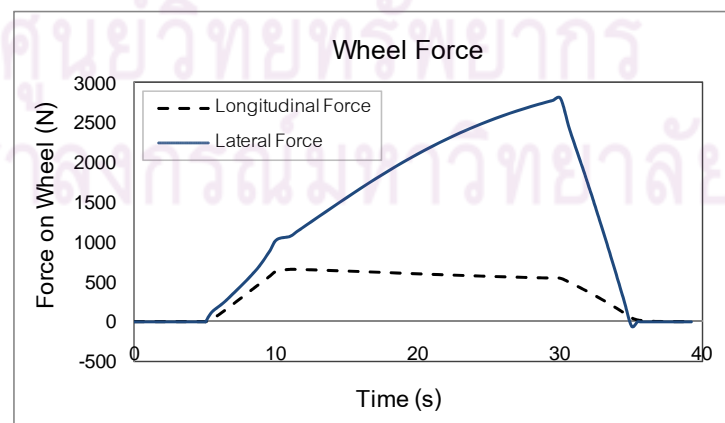


รูปที่ 3-19 แรงบิดและกำลังงานที่ล้อทดสอบในกรณีที่สอง



รูปที่ 3-20 แรงบิดและกำลังงานที่ล้อจำลองพื้นถนนในกรณีที่สอง

ในลักษณะเดียวกับการจำลองการเคลื่อนที่ในหัวข้อที่ผ่านมา จะพบว่าแรงที่กระทำกับล้อทดสอบในการเคลื่อนที่กรณีนี้มีค่าสูงสุดประมาณ 3,000 นิวตันดังแสดงในรูปที่ 3-21



รูปที่ 3-21 แรงที่กระทำต่อล้อทดสอบในกรณีที่สอง

3.2.4 สรุปผลการจำลองการเคลื่อนที่

จากการจำลองการเคลื่อนที่ทั้งหมดสามารถสรุปผลได้ดังนี้

1. มอเตอร์และชุดเฟืองทดขับเคลื่อนล้อทดสอบ
 - สร้างแรงบิดได้ไม่ต่ำกว่า 200 นิวตัน-เมตร
 - มีกำลังงานไม่น้อยกว่า 6 กิโลวัตต์
2. มอเตอร์และชุดเฟืองทดขับเคลื่อนล้อจำลองพื้นถนน
 - สร้างแรงบิดได้ไม่ต่ำกว่า 10 นิวตัน-เมตร
 - มีกำลังงานไม่น้อยกว่า 335 วัตต์
3. แรงสูงสุดที่กระทำต่อล้อทดสอบ
 - แรงแนวตั้งสูงสุด 4000 นิวตัน (น้ำหนักรถที่ถ่ายเทลงล้อหน้า)
 - แรงด้านข้างสูงสุด 3000 นิวตัน
 - แรงในแนวระนาบล้อสูงสุด 800 นิวตัน
4. มุมเอียงของล้อทดสอบและล้อจำลองพื้นถนน
 - มุมเอียงของล้อทดสอบมีค่า +/-10 องศา
 - มุมการวางตัวของล้อจำลองพื้นถนนมีค่าสูงสุด +/-9 องศา
 - มุมไถลสูงสุด +/-4 องศา

ค่าต่างๆที่ได้จากการจำลองการเคลื่อนที่เหล่านี้จะนำไปใช้ในการออกแบบรายละเอียดชุดโครงสร้างและคำนวณขนาดอุปกรณ์ต่างๆในขั้นตอนถัดไป

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

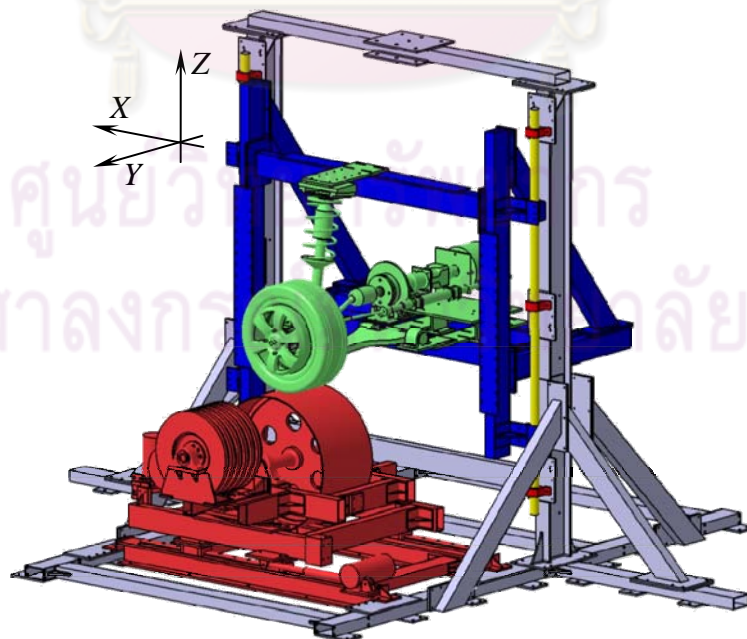
บทที่ 4

การออกแบบโครงสร้างทดสอบและการจัดวางระบบควบคุม

การออกแบบชุดทดสอบ HIL จะแบ่งออกเป็น 2 ส่วนคือ การออกแบบโครงสร้างทดสอบ (test rig) และการวางระบบควบคุมชุดทดสอบนี้ ในการออกแบบโครงสร้างทดสอบจะใช้หลักการทำงานเบื้องต้นรวมไปถึงผลการคำนวณที่ได้ในบทที่ 3 เป็นพื้นฐาน ในขณะที่การวางระบบควบคุมและอุปกรณ์ต้นกำลังรวมถึงอุปกรณ์ตรวจวัดต่างๆจะกระทำภายหลังจากโครงสร้างทดสอบ HIL ได้จัดสร้างขึ้นแล้ว

4.1 การออกแบบโครงสร้างทดสอบ HIL

หลักการที่ใช้ในการออกแบบโครงสร้างทดสอบคือการจำลองมวล $\frac{1}{4}$ ของมวลรถเพื่อสร้างแรงกดผ่านระบบช่วงล่างจากยานยนต์จริงเข้าสู่ล้อทดสอบ โดยล้อทดสอบดังกล่าวจะวิ่งอยู่บนล้อจำลองพื้นถนนที่ควบคุมอัตราเร็วในการหมุนและมุมการวางตัวได้ ซึ่งสิ่งนี้ผู้วิจัยมีอยู่ก่อนแล้วในขั้นตอนแรกของการออกแบบคือชุดช่วงล่างและล้อรถของรถยนต์จริง (นิสสัน รุ่น B10) ส่งผลให้งานหลักที่เหลือจะมุ่งเน้นไปที่การออกแบบโครงสร้างต่างๆที่จะใช้ในการติดตั้งระบบล้อที่มีอยู่และการออกแบบโครงสร้างรองรับล้อจำลองพื้นถนน ลักษณะโดยรวมของโครงสร้างทดสอบ HIL แสดงได้ดังรูปที่ 4-1



รูปที่ 4-1 แบบจำลองสามมิติของโครงสร้างทดสอบ HIL

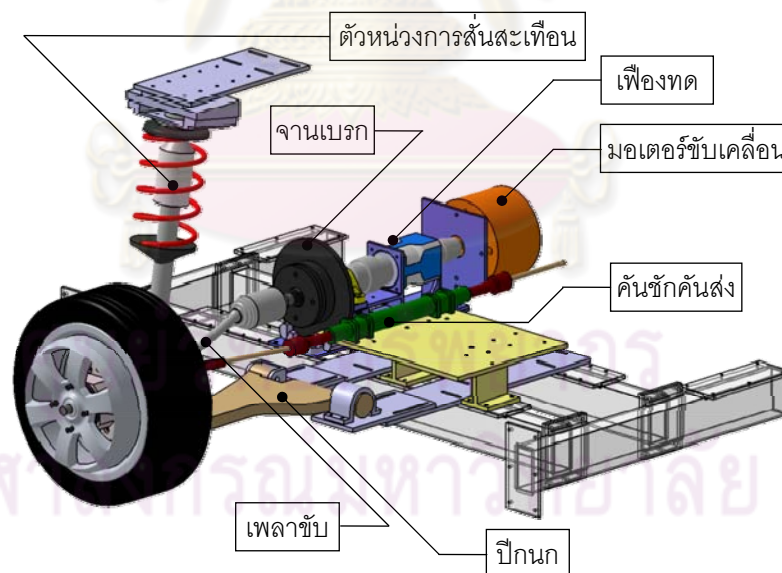
จากรูปที่ 4-1 จะพบว่าโครงสร้างทดสอบ HIL นี้จะประกอบไปด้วยโครงสร้างสำคัญ 4 ส่วนได้แก่ โครงสร้างระบบช่วงล่าง ระบบขับเคลื่อนและล้อทดสอบ, โครงสร้างสำหรับจำลองมวลรถและติดตั้งช่วงล่างจากยานยนต์จริง, โครงสร้างหลักชุดทดสอบ และโครงสร้างระบบล้อจำลองพื้นถนน รายละเอียดของโครงสร้างต่างๆที่ได้ออกแบบและจัดสร้างขึ้นแสดงได้ดังนี้ (ตัวอย่างแบบโครงสร้างที่ใช้ในการผลิตผลิตแสดงไว้ในภาคผนวก ก.)

4.1.1 โครงสร้างระบบช่วงล่าง ระบบขับเคลื่อนและล้อทดสอบ

โครงสร้างชุดนี้ประกอบด้วย 2 โครงสร้างย่อยคือ โครงสร้างระบบช่วงล่างรวมถึงระบบขับเคลื่อน อีกโครงสร้างหนึ่งคือหัวต่อแกนล้อทดสอบ (knuckle) ซึ่งรายละเอียดต่างๆมีดังนี้

4.1.1.1 โครงสร้างช่วงล่างและระบบขับเคลื่อน

โครงสร้างระบบช่วงล่างและระบบขับเคลื่อนจะประกอบไปด้วยตัวหน่วงการสั่นสะเทือน (shock absorber), ปีกนก, คันชักคันส่งและเพลาชับ โดยทั้งหมดเป็นอุปกรณ์จากชุดล้อหน้าซ้ายของรถนิสสัน รุ่น B10 โครงสร้างดังกล่าวจะติดตั้งอยู่บนโครงสร้างชุดจำลองมวลรถเพื่อใช้ในการส่งกำลังให้กับล้อทดสอบ รวมถึงควบคุมมุมเอียงของล้อทดสอบให้เป็นไปตามที่ต้องการ ลักษณะโดยรวมของโครงสร้างชุดนี้แสดงได้ดังรูปที่ 4-2 ดังนี้



รูปที่ 4-2 ระบบขับเคลื่อนล้อทดสอบและระบบบังคับเลี้ยว

ความต้องการในการออกแบบ

1. ส่งกำลังเข้าสู่ล้อทดสอบได้
2. ควบคุมมุมเอียงของล้อทดสอบได้เป็นมุม ± 10 องศา
3. ติดตั้งบนโครงสร้างชุดจำลองมวลรถได้

การออกแบบ

1. ส่วนประกอบของโครงสร้าง

ระบบขับเคลื่อนและบังคับเลี้ยวนี้จะใช้มอเตอร์ไฟฟ้ากระแสตรงเป็นอุปกรณ์ต้นกำลัง โดยในระบบขับเคลื่อนล้อทดสอบจะประกอบไปด้วยมอเตอร์ไฟฟ้าแบบมีแปรงถ่าน ต่อเข้ากับชุดเฟืองทดอัตราทด 1 : 5 แบบ planetary ที่ส่งกำลังเข้าสู่เพลลาขับ และจานเบรกที่ย้ายมาจากตำแหน่งหัวต่อแกนล้อรถยนต์ ส่วนในระบบบังคับเลี้ยวนี้จะใช้มอเตอร์ไฟฟ้ากระแสตรงแบบไร้แปรงถ่าน ส่งกำลังผ่านชุดเฟืองหนอนเข้าขับเคลื่อนระบบเลี้ยวแบบแรค แอนด์ พีเนียน ซึ่งโครงสร้างระบบขับเคลื่อนล้อทดสอบและจุดติดตั้งระบบเลี้ยวแสดงได้ดังรูปที่ 4-2

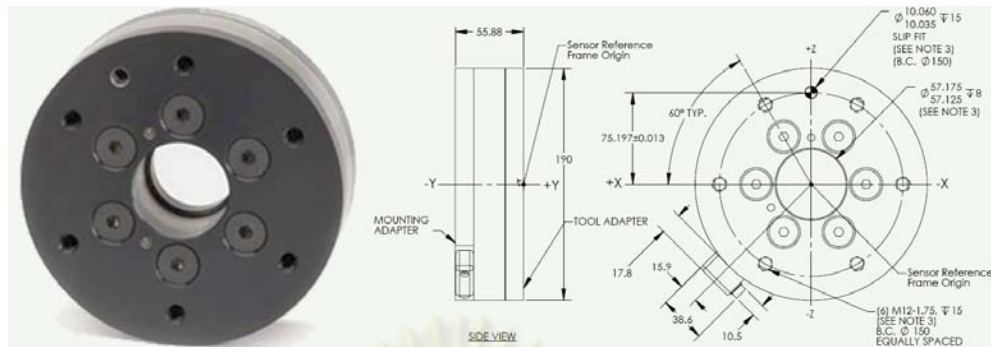
2. การเคลื่อนที่ของโครงสร้าง

โครงสร้างชุดนี้ได้ถูกออกแบบให้ติดตั้งและมีการเคลื่อนที่ไปพร้อมกับชุดจำลองมวลรถเพื่อจำลองลักษณะการเคลื่อนที่ของอุปกรณ์ขับเคลื่อนและบังคับเลี้ยวต่างๆในสภาพการใช้งานจริง

4.1.1.2 โครงสร้างหัวต่อแกนล้อทดสอบ

หัวต่อแกนล้อทดสอบที่ใช้ในงานวิจัยนี้ได้ถูกออกแบบและจัดสร้างขึ้นมาใหม่เพื่อรองรับการติดตั้งอุปกรณ์วัดแรงแบบไม่หมุนไปกับล้อ (non-rotating F/T transducer) เนื่องจากอุปกรณ์วัดแรงที่มีจำหน่ายเพื่อใช้กับล้อรถยนต์โดยตรงนั้นจะเป็นแบบหมุนติดไปกับล้อและมีราคาสูงมาก ดังนั้นแนวทางหนึ่งในการลดค่าใช้จ่ายส่วนนี้คือการใช้อุปกรณ์วัดแรงแบบอยู่นิ่งมาทดแทน อย่างไรก็ตาม ถึงแม้ว่าอุปกรณ์วัดแรงแบบอยู่นิ่งจะมีราคาถูกกว่าแบบหมุน แต่การใช้งานนั้นจำเป็นต้องออกแบบหัวต่อแกนล้อขึ้นมาใหม่โดยแทรกอุปกรณ์วัดแรงไว้ระหว่างโครงสร้างฝั่งชุดลูกปืนกับจุดติดตั้งฝั่งตัวหน่วงการสั่นสะเทือน

จากการคำนวณในบทที่ 3 จะพบว่าแรงที่กระทำต่อล้อทดสอบในแต่ละแกนจะมีค่าไม่เกิน 4,000 นิวตัน ดังนั้นอุปกรณ์วัดแรงที่เหมาะสมที่ผู้วิจัยเลือกมาใช้ทำงานคืออุปกรณ์รุ่น Omega 190 ของบริษัท ATI Industrial Automation โดยอุปกรณ์ดังกล่าวมีจุดเด่นแตกต่างจากอุปกรณ์ตรวจวัดแรงทั่วไปคือมีรูกลวงตลอดความหนา ซึ่งรูกลวงดังกล่าวจะใช้สำหรับให้เพลลาขับลอดผ่านเพื่อส่งกำลังไปยังล้อทดสอบได้ รูปที่ 4-3 และตารางที่ 4-1 จะแสดงลักษณะและคุณสมบัติของอุปกรณ์วัดแรงนี้ตามลำดับ (รายละเอียดของอุปกรณ์นี้แสดงไว้ในภาคผนวก ข.)



รูปที่ 4-3 อุปกรณ์วัดแรง (F/T Transducer)

ตารางที่ 4-1 ค่าการรับแรงในแนวแกนต่างๆของอุปกรณ์วัดแรง

Certificate of Calibration					
Serial Number	:	FT8493			
Model	:	Omega190			
Calibration	:	SI-7200-1400			
Electronics	:	DAQ			
Output Range	:	+/-10 Volts			
Gain Multiplier	:	1			
Rated (Full-Scale) Loads :					
F_x	F_y	F_z	T_x	T_y	T_z
7,200 N	18,000 N	7,200 N	1,400 N.m	1,400 N.m	1,400 N.m
Measurement Uncertainty (95% confidence level, percent of full-scale load) :					
F_x	F_y	F_z	T_x	T_y	T_z
4.25%	4.25%	2.25%	3.25%	3.25%	3.25%

การติดตั้งอุปกรณ์วัดแรงเข้าไประหว่างกระดล้อและหัวต่อแกนล้อ จำเป็นต้องทำการปรับแก้หัวต่อแกนล้อและเพลลาขับให้มีระยะยาวขึ้นเพื่อแทรกอุปกรณ์วัดแรงดังกล่าว โดยพยายามคงจุดยึดและตำแหน่งของทั้งล้อและยางให้มีการเปลี่ยนแปลงน้อยที่สุด เพื่อให้คุณสมบัติการเลี้ยว

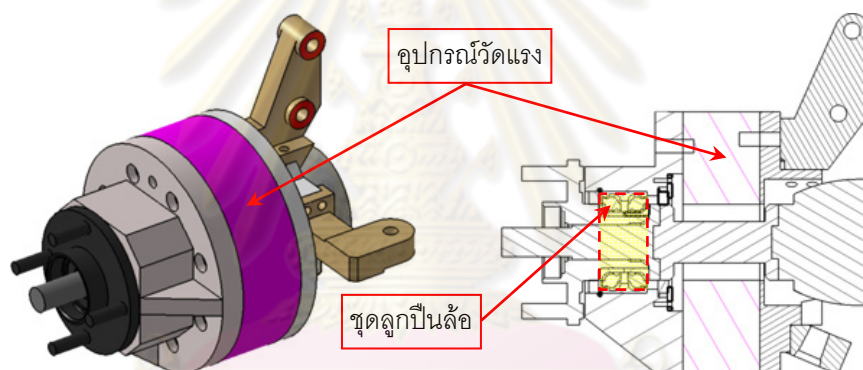
ต่างๆอันได้แก่ รัศมีไกล (scrub radius), มุม caster, มุม camber, มุม toe มีค่าคงเดิมเมื่อเทียบกับโครงสร้างก่อนการติดตั้งอุปกรณ์วัดแรง

ความต้องการในการออกแบบ

1. สามารถติดตั้งอุปกรณ์วัดแรงแบบไม่หมุนเพื่อใช้ในการวัดแรงทั้ง 3 แกนที่กระทำต่อล้อทดสอบได้
2. คงตำแหน่งจุดยึดต่างๆให้มีการเปลี่ยนแปลงน้อยที่สุด
3. ตำแหน่งที่หน้ายางสัมผัสพื้นมีการเปลี่ยนแปลงน้อยที่สุด
4. มวลรวมเมื่อติดตั้งอุปกรณ์วัดแรงแล้วไม่ต่างจากก่อนติดตั้ง

การออกแบบ

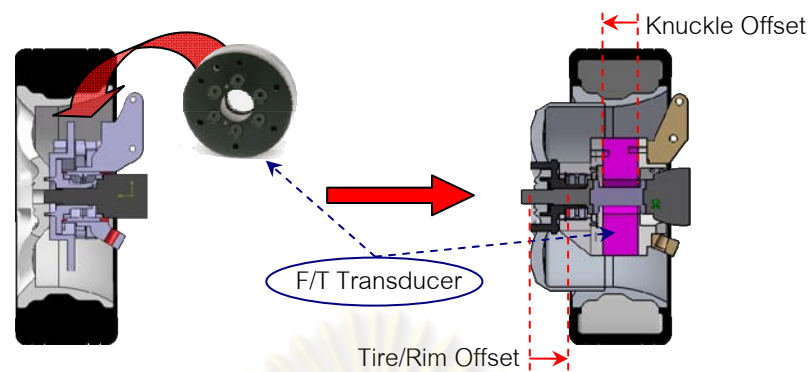
1. ส่วนประกอบของโครงสร้าง



รูปที่ 4-4 หัวต่อแกนล้อที่ติดตั้งอุปกรณ์วัดแรงและเพลลาขับที่ปรับแก้แล้ว

การออกแบบหัวต่อแกนล้อนี้มีจุดประสงค์หลักเพื่อแทรกอุปกรณ์วัดแรงเข้าไประหว่างส่วนของหัวต่อแกนล้อด้านที่ยึดกับตัวชุดขับแรงสั่นสะเทือน และด้านที่ยึดกับชุดลูกปืนของล้อทดสอบ ดังรูปที่ 4-4 เพื่อให้แรงในแกนต่างๆที่เกิดกับล้อทดสอบถูกส่งผ่านอุปกรณ์รับแรงทั้งหมด และวัสดุหลักที่ใช้ทำหัวต่อแกนล้อจะเป็นอลูมิเนียมเพื่อชดเชยน้ำหนักของอุปกรณ์วัดแรงที่เพิ่มขึ้นมา

จากรูปที่ 4-3 จะเห็นว่าอุปกรณ์วัดแรงนี้มีความหนา 55.88 มิลลิเมตร ซึ่งระยะดังกล่าวเป็นระยะที่ต้องยึดเพลลาขับให้ยาวขึ้นเพื่อส่งกำลังไปยังล้อทดสอบได้ การยึดเพลลาขับส่งผลให้ตำแหน่งที่หน้ายางสัมผัสพื้นมีการเปลี่ยนแปลง ซึ่งการปรับแก้ตำแหน่งดังกล่าวทำได้โดยปรับแต่งล้อทดสอบให้มีระยะเหลื่อม (offset) เพิ่มขึ้นเท่ากับระยะยึดของเพลลาขับดังรูปที่ 4-5

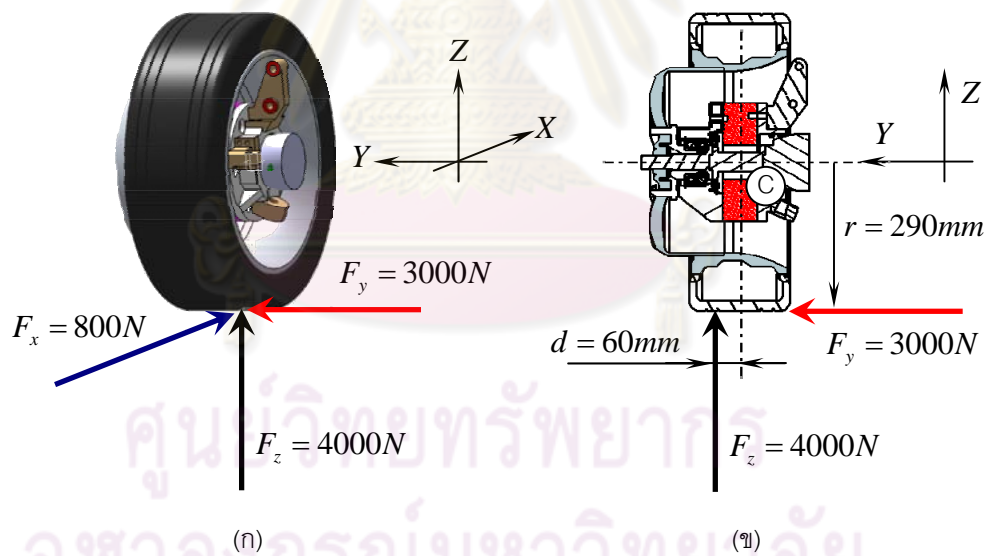


รูปที่ 4-5 เฟลาขับและกระทะล้อหลังปรับระยะเหลื่อม

2. การเคลื่อนที่ของโครงสร้าง

โครงสร้างของหัวต่อแกนล้อนี้จะถูกติดตั้งเข้าไปที่ระบบช่วงล่าง โดยมีเฟลาขับที่ต่อมาจากชุดเกียร์ของมอเตอร์ขับเคลื่อนเพื่อส่งกำลังไปสู่ล้อทดสอบ ซึ่งโครงสร้างหัวต่อแกนล้อนี้จะอยู่นิ่งเทียบกับตำแหน่งของล้อทดสอบและจะไม่หมุนไปกับล้อทดสอบ

3. การคำนวณภาระที่กระทำต่ออุปกรณ์วัดแรง



รูปที่ 4-6 แรงสูงสุดที่กระทำต่อล้อทดสอบ

ข้อมูลแรงที่กระทำต่อล้อทดสอบในบทที่ 3 จะใช้ในการคำนวณภาระสูงสุดที่เกิดขึ้นกับอุปกรณ์วัดแรงนี้ ผลการคำนวณในบทที่ 3 พบว่าแรงขับเคลื่อนสูงสุด (F_x) มีค่า 800 นิวตัน แรงด้านข้างสูงสุด (F_y) มีค่า 3,000 นิวตัน และแรงกดในแนวตั้งสูงสุด (F_z) มีค่า 4,000 นิวตันดังแสดงในรูปที่ 4-6(ก) นอกจากนี้ผู้วิจัยได้สมมติให้แรง F_z มีแนวกระทำเยื้องศูนย์กลางของอุปกรณ์วัดแรงเป็นระยะ 60 มิลลิเมตร (มากกว่าความหนาของอุปกรณ์วัดแรง) ดังรูปที่ 4-6(ข) เพื่อคำนวณแรงบิดที่อาจเกิดขึ้น

พิจารณารูปที่ 4-6(ข) จะเห็นว่าแรงบิดสูงสุดที่อาจเกิดขึ้นกับอุปกรณ์วัดแรงคือแรงบิดรอบแกน X เนื่องจากแรงบิดรอบแกน Y จะส่งผ่านเพลลาขับโดยไม่ส่งผลต่ออุปกรณ์วัดแรง และแรงบิดรอบแกน Z จะเกิดจากแรง F_x ซึ่งมีขนาดน้อยกว่าแรง F_y และ F_z อย่างเห็นได้ชัด ซึ่งการคำนวณแรงบิดที่เกิดจากแรง F_y และ F_z มีรายละเอียดดังนี้

คำนวณแรงบิดรอบจุด C

$$\oplus \sum M_x = F_y \cdot r + F_z \cdot d$$

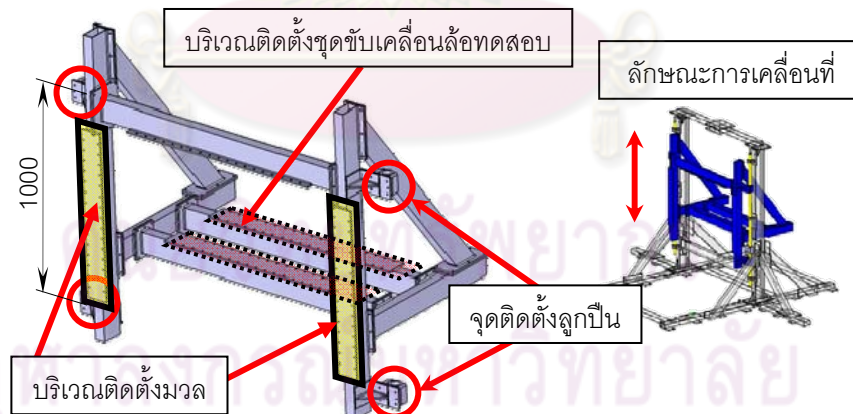
$$M_x = 3000 \times (0.290) + 4000 \times (0.060)$$

$$M_x = 1110 \text{ N.m}$$

ผลการคำนวณพบว่าแรงบิดสูงสุดตามแกน X มีค่า 1,110 นิวตัน-เมตร ซึ่งน้อยกว่าค่าที่อุปกรณ์วัดแรงสามารถตรวจวัดได้ (1,400 นิวตัน-เมตร) ผลที่ได้แสดงให้เห็นว่าอุปกรณ์วัดแรงนี้จะทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพและไม่เกิดความเสียหายแต่อย่างใด

4.1.2 ชุดจำลองมวลรถและจับยึดระบบรองรับ

โครงสร้างสำหรับชุดจำลองมวลรถและจับยึดระบบรองรับจะใช้ในการติดตั้งระบบช่วงล่าง ชุดขับเคลื่อนล้อทดสอบรวมไปถึงมวลถ่วงเพื่อปรับน้ำหนักโครงสร้างนี้ โดยโครงสร้างดังกล่าวจะมีลักษณะคล้ายลิฟต์ที่สามารถเคลื่อนที่ขึ้น-ลง แนวตั้งได้อย่างอิสระ เพื่อจำลองน้ำหนักมวลรถที่ส่งผ่านระบบช่วงล่างเข้าสู่ล้อทดสอบให้มีความใกล้เคียงกับสภาพการใช้งานจริง



รูปที่ 4-7 ชุดจำลองมวลรถและจับยึดระบบรองรับ

ความต้องการในการออกแบบ

1. สามารถติดตั้งระบบช่วงล่างแบบต่างๆ ได้เช่น แมคเฟอร์สัน สตรีท, แหนบ หรือแบบปีกนกอิสระ เป็นต้น
2. เคลื่อนที่ได้อย่างอิสระตามแนวตั้ง
3. สามารถเพิ่มหรือลดมวลถ่วงน้ำหนักได้

การออกแบบ

1. ส่วนประกอบของโครงสร้าง

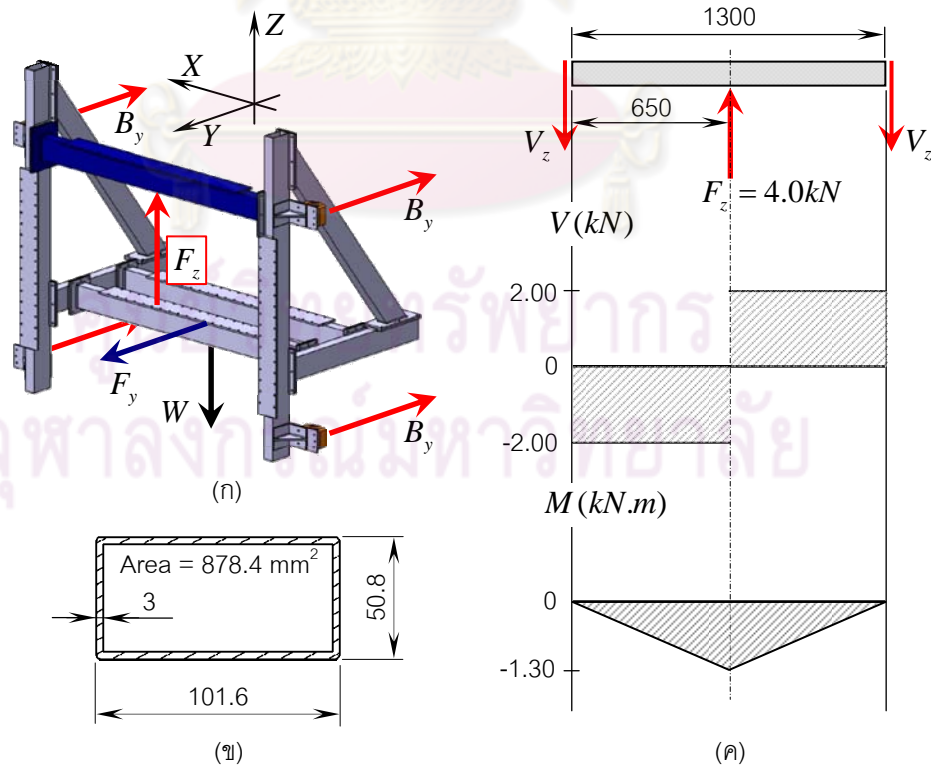
มิติต่างๆของโครงสร้างชุดนี้จะใช้ขนาดของโครงสร้างระบบช่วงล่างและระบบขับเคลื่อน ล้อทดสอบเป็นหลัก ซึ่งจากการเขียนแบบจำลอง 3 มิติพบว่าลักษณะโครงสร้างที่เหมาะสมแสดง ได้ดังรูปที่ 4-7 และวัสดุที่ใช้เป็นโครงหลักคือเหล็กท่อขนาด 4 นิ้ว x 2 นิ้ว หนา 3 มิลลิเมตร

โครงสร้างนี้ถูกออกแบบให้ประกอบขึ้นจากส่วนย่อยหลายๆ ส่วน โดยในจุดเชื่อมต่อใช้ หน้าแปลนความหนา 8 มิลลิเมตรเพื่อขันด้วย bolt และ nut เพื่อเพิ่มความแข็งแรง

2. การเคลื่อนที่ของโครงสร้าง

เพื่อให้โครงสร้างสามารถเคลื่อนที่ได้อย่างอิสระในแนวตั้ง จึงมีการติดตั้งลูกปืนเชิงเส้น (linear bearing) ไว้ในจุดสัมผัสระหว่างโครงสร้างสำหรับติดตั้งระบบรองรับนี้กับเสาของโครงสร้งหลักเสาละ 2 ชุด เมื่อประกอบเข้ากับโครงสร้งหลักแล้ว ชุดจำลองมวลรถและจับยึดระบบรองรับ นี้จะมีระยะเคลื่อนที่แนวตั้งประมาณ 65 เซนติเมตร ซึ่งจุดติดตั้งลูกปืนเชิงเส้นจะแสดงไว้ ดังรูปที่ 4-7

3. การคำนวณภาระที่กระทำต่อโครงสร้าง



รูปที่ 4-8 แรงที่กระทำต่อโครงสร้งจำลองมวลรถ

แนวแรงที่กระทำต่อโครงสร้างจำลองมวลรถแสดงดังรูปที่ 4-8(ก) ในการคำนวณขนาดของโครงสร้างนี้ผู้วิจัยได้กำหนดให้แรงต่างๆมีค่าสูงสุด ได้แก่ น้ำหนักโครงสร้างรวมกับระบบขับเคลื่อนและบังคับเลี้ยว (W) 4,000 นิวตัน และแรงที่เกิดจากล้อทดสอบ (F_y) มีขนาด 3,000 นิวตัน ซึ่งในภาวะสมมูลจะพบว่า แรงที่กระทำกับคานบนของชุดจำลองมวลรถ (F_z) จะมีขนาด 4,000 นิวตัน และมีแรงกระทำต่อลูกปืนเชิงเส้น (B_y) ตัวละ 750 นิวตัน ในเบื้องต้นนี้ผู้วิจัยได้เลือกลูกปืนของบริษัท SKF รุ่น LUCE 40 ที่ทนรับแรงได้สูงสุด 7,800 นิวตัน เป็นหลักในการออกแบบโครงสร้างอื่นที่เกี่ยวข้อง (รายละเอียดของลูกปืนเชิงเส้นแสดงไว้ในภาคผนวก ข.)

จากขนาดของแรงที่กระทำต่อชุดจำลองมวลรถ พบว่าคานบนของโครงสร้างในรูปที่ 4-8(ก) รับแรงกระทำสูงสุด ดังนั้นการคำนวณความแข็งแรงของโครงสร้างจะพิจารณาคานดังกล่าวเป็นหลัก โดยในรูปที่ 4-8(ค) จะแสดงแผนภาพแรงบิด (moment diagram) ที่เกิดขึ้นในคานนี้ (รายละเอียดการสร้างแผนภาพแรงบิดศึกษาเพิ่มเติมได้จากเอกสารอ้างอิงที่ [25]) และแรงบิดสูงสุดนำไปใช้ในการคำนวณดังนี้

ข้อกำหนดในการคำนวณ

1. ระบบอยู่ในภาวะสมมูล
2. เหล็กที่ใช้ทำท่อ มีค่าความเค้นกดยอมรับ (σ_{allow}) 170 MPa และความเค้นเฉือนยอมรับ (τ_{allow}) มีค่าเป็น 100 MPa [25]
3. แรง F_z กระทำที่ระยะกึ่งกลางคาน ส่งผลให้แรงที่ปลายทั้งสองด้าน (V_z) มีขนาดเท่ากัน คือ 1,750 นิวตัน

จากแผนภาพในรูปที่ 4-8(ค) จะพบว่าแรงบิดสูงสุด (M_{max}) ที่เกิดขึ้นในคานมีค่า 1,137.5 นิวตัน-เมตร ซึ่งเมื่อคำนวณผ่านสมการ (4-1) [25] จะได้พื้นที่หน้าตัดของคานที่เหมาะสม (S_{req}) ดังนี้

$$S_{req} = \frac{M_{max}}{\tau_{allow}} \quad (4-1)$$

$$S_{req} = \frac{1300}{170 \cdot 10^6} = 7.65 \times 10^{-6} \text{ ตารางเมตร}$$

พื้นที่หน้าตัดของคานต้องมีขนาดอย่างน้อย 7.65 ตารางมิลลิเมตร ซึ่งพื้นที่หน้าตัดของท่อเหล็ก (A_{beam}) ที่ใช้เป็นโครงสร้างหลักของชุดจำลองมวลรถดังรูปที่ 4-8(ข) นั้นมีค่ามากกว่าอย่างเห็นได้ชัด (พื้นที่หน้าตัดท่อเหล็ก มีขนาด 878.4 ตารางมิลลิเมตร) นอกจากนี้ ค่าความเค้นเฉือนเฉลี่ย (τ_{avg}) ที่เกิดขึ้นในคานสามารถคำนวณได้ผ่านสมการที่ (4-2) [25] ดังนี้

$$\tau_{avg} = \frac{V_{max}}{A_{beam}} \quad (4-2)$$

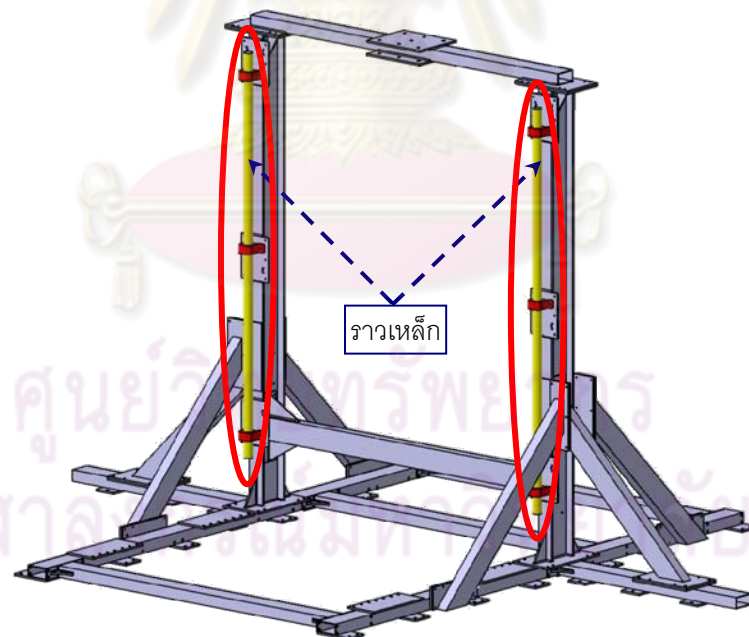
$$\tau_{avg} = \frac{2000}{878.4} = 2.28 \times 10^6 \text{ Pa}$$

ค่าความเค้นเฉือนเฉลี่ยที่ได้จากการคำนวณมีขนาด 2.28 MPa ซึ่งน้อยกว่าค่าความเค้นเฉือนยอมรับเช่นเดียวกัน

ผลการคำนวณทั้งหมดสรุปได้ว่าท่อเหล็กขนาด 4 นิ้ว x 2 นิ้ว ความหนา 3 มิลลิเมตร สามารถใช้เป็นโครงสร้างของชุดจำลองมวลรถนี้ได้ และลูกปืนเชิงเส้นรุ่น LUCE 40 สามารถทนรับแรงได้โดยไม่เกิดความเสียหาย

4.1.3 โครงสร้างหลัก

โครงสร้างหลักเป็นโครงสร้างสำคัญที่ใช้ติดตั้งโครงสร้างชุดจำลองมวลรถไว้ โดยชุดจำลองมวลรถจะเคลื่อนที่ตามแนวดิ่งไปบนราวเหล็ก ดังนั้นโครงสร้างหลักจึงจำเป็นต้องแข็งแรงและรับภาระทั้งหมดที่เกิดขึ้นได้ นอกจากนี้ระบบล้อจำลองพื้นถนนจะติดตั้งอยู่บนฐานของโครงสร้างนี้อีกด้วย ซึ่งลักษณะของโครงสร้างหลักแสดงได้ดังรูปที่ 4-9



รูปที่ 4-9 โครงสร้างหลัก

ความต้องการในการออกแบบ

1. โครงสร้างหลักสามารถติดตั้งและรับภาระจากชุดจำลองมวลรถได้
2. รองรับการจัดตั้งระบบล้อจำลองพื้นถนนได้
3. มีความยืดหยุ่น สามารถปรับระยะจุดยึดบางตำแหน่งเพื่อประโยชน์ในการติดตั้งอุปกรณ์อื่นๆเพิ่มเติมในภายหลังได้

การออกแบบ

1. ส่วนประกอบของโครงสร้าง

ชุดโครงสร้างหลักจะมีส่วนประกอบสำคัญเป็นหลักท่อนขนาด 4 นิ้ว x 2 นิ้ว หนา 3 มิลลิเมตร ซึ่งใช้เป็นวัสดุส่วนใหญ่ในการทำโครงสร้างทุกชุด โดยชุดโครงสร้างหลักจะมีฐานที่ใช้ในการติดตั้งโครงสร้างระบบล้อจำลองพื้นถนน และเสาแนวตั้ง 2 ต้นมีหน้าที่จับยึดราวเหล็กเพื่อใช้รองรับการเคลื่อนที่ของโครงสร้างสำหรับติดตั้งระบบช่วงล่าง โดยลักษณะสำคัญของโครงสร้างนี้คือ เสาแนวตั้งทั้ง 2 ต้นนั้นต้องขนานกันและมีความแข็งแรงเพียงพอเพื่อไม่ให้ราวเหล็ก เกิดการแอ่นตัว ดังนั้นเสาแนวตั้งทั้งสองต้นจึงใช้เหล็กรูปตัว I เป็นวัสดุที่ใช้ทำโครงแทน นอกจากนี้โครงหลักที่เหลือล้วนมีจุดประสงค์เดียวกันคือป้องกันการแอ่นตัวของเสาหลักดังกล่าว

จากรูปที่ 4-9 จะพบว่าโครงสร้างบางส่วนที่ยังไม่ได้กล่าวถึงคือคานด้านบนที่วางพาดระหว่างเสาแนวตั้งทั้งสองต้น คานดังกล่าวจะมีจุดยึดเพื่อใช้ในการรับแรงชั่วคราวช่วงที่มีการประกอบ หรือถอดแยกชุดโครงสร้างสำหรับติดตั้งระบบกันสะเทือน และเนื่องจากโครงสร้างชุดนี้มีขนาดใหญ่ เพื่อความสะดวกในการสร้างจึงจำเป็นต้องใช้การเชื่อมและเสริมความแข็งแรงด้วยเหล็กฉากในบางจุด ในบริเวณที่จำเป็นต้องรับแรงมากรอยเชื่อมโดยตรงอาจมีความแข็งแรงไม่เพียงพอ จึงต้องใช้การเชื่อมหน้าแปลนความหนา 8 มิลลิเมตรแล้วยึดติดกันด้วย bolt และ nut เพื่อเพิ่มความแข็งแรงให้กับโครงสร้างชุดนี้

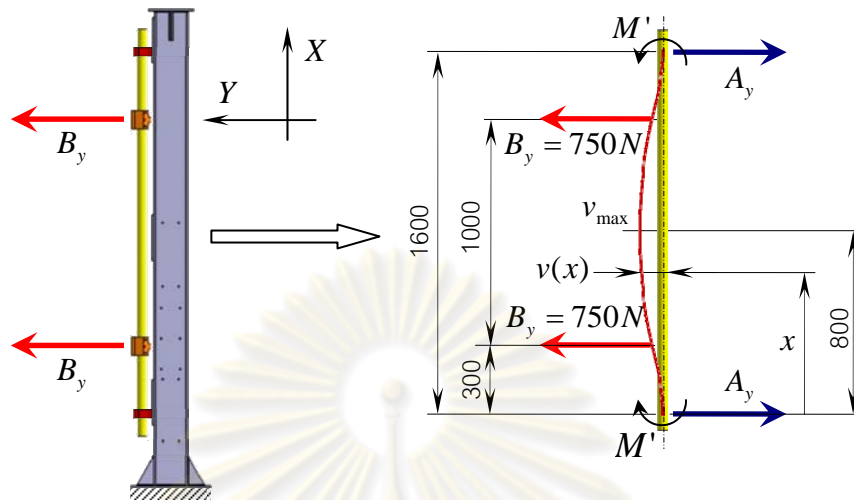
2. การเคลื่อนที่ของโครงสร้าง

ชุดโครงสร้างหลักนั้นถูกออกแบบมาให้วางนิ่งไม่มีการเคลื่อนที่เทียบพื้นโลกแต่อย่างใด

3. การคำนวณความแข็งแรงของโครงสร้าง

การคำนวณความแข็งแรงของโครงสร้างชุดนี้จะแบ่งออกเป็น 2 ส่วนคือ การคำนวณการแอ่นตัวของราวเหล็ก และการคำนวณการแอ่นตัวของเหล็กรูปตัว I โดยรายละเอียดการคำนวณต่างๆมีดังนี้

3.1 การคำนวณการแอ่นตัวของราวเหล็ก



รูปที่ 4-10 แรงและแรงบิดที่กระทำต่อราวเหล็ก

รูปที่ 4-10 แสดงแนวแรงอย่างง่ายที่กระทำต่อราวเหล็กคอมพิวเตอร์เคลื่อนที่ของลูกปืนเชิงเส้น จากรูปที่ 4-10 จะเห็นว่าราวเหล็กนี้รองรับแรงกระทำหลายช่วง ส่งผลให้การคำนวณการแอ่นตัวของราวนี้จะใช้วิธีฟังก์ชันไม่ต่อเนื่อง (discontinuity function [25]) วิธีดังกล่าวมีรายละเอียดดังนี้

ข้อกำหนดในการคำนวณ

1. ระบบอยู่ในภาวะสมดุล
2. จุดรองรับที่ปลายทั้งสองของราวเหล็กเป็นแบบ fix-support มีระยะห่างกัน 1,600 มิลลิเมตร
3. แรงจากลูกปืนเชิงเส้น B_y มีระยะห่างกัน 1,000 มิลลิเมตรและกระทำสมมาตรตามความยาวราวเหล็ก

ที่ภาวะสมดุลจะพบว่า A_y มีขนาด 750 นิวตันและแรงเฉือนภายในราวเหล็ก ($V(x)$) คำนวณได้จากสมการที่ (4-3) [25]

$$\frac{dV(x)}{dx} = -w(x) \quad (4-3)$$

เมื่อ $w(x)$ คือฟังก์ชันภาวะแบบไม่ต่อเนื่องภายในราวเหล็ก โดย

$$w(x) = A_y \langle x-0 \rangle^{-1} - M' \langle x-0 \rangle^{-2} - 750 \langle x-0.3 \rangle^{-1} - 750 \langle x-1.3 \rangle^{-1}$$

ทำการอินทิเกรตสมการ 4.3 จะได้

$$V(x) = -750 \langle x \rangle^0 + M' \langle x \rangle^{-1} + 750 \langle x-0.3 \rangle^0 + 750 \langle x-1.3 \rangle^0$$

และแรงบิดในราวเหล็ก $M(x)$ คำนวณจากสมการ (4-4) [25]

$$\frac{dM(x)}{dx} = V(x) \quad (4-4)$$

ดังนั้น

$$M(x) = -750\langle x \rangle^1 + M'\langle x \rangle^0 + 750\langle x - 0.3 \rangle^1 + 750\langle x - 1.3 \rangle^1$$

จากนั้นคำนวณระยะการโก่งตัว $v(x)$ จากสมการ (4-5) [25]

$$EI \cdot \frac{d^2v(x)}{dx^2} = M(x) \quad (4-5)$$

เมื่อ E คือค่ามอดุลัสของวัสดุ และ I คือโมเมนต์ความเฉื่อยของพื้นที่หน้าตัดราวเหล็ก จากสมการที่ (4-5) ทำการอินทิเกรตครั้งที่ 1 และ 2 จะได้สมการ (4-6) และ (4-7) ดังนี้

$$EI \cdot \frac{dv(x)}{dx} = -375x^2 + Mx + 375\langle x - 0.3 \rangle^2 + 375\langle x - 1.3 \rangle^2 + C_1 \quad (4-6)$$

$$EI \cdot v(x) = -125x^3 + \frac{M}{2}x^2 + 125\langle x - 0.3 \rangle^3 + 125\langle x - 1.3 \rangle^3 + C_1x + C_2 \quad (4-7)$$

ความชันของราวเหล็กที่จุด fix-support จะมีค่าเป็น 0

$$\text{ดังนั้น } \frac{dv(0)}{dx} = 0 \text{ และ } \frac{dv(1.6)}{dx} = 0$$

ใช้เงื่อนไขความชันของราวเหล็กกับสมการที่ (4-6)

จะได้ $C_1 = 0$ และ $M = 182.81$ นิวตัน-เมตร นอกจากนี้ ระยะการแอ่นตัวที่จุด fix-support จะมีค่าเป็น 0 อีกด้วย

$$\text{ดังนั้น } v(0) = 0 \text{ และ } v(1.6) = 0$$

จากสมการที่ (4-7) จะได้ $C_2 = 0$ และความชันรวมถึงระยะแอ่นตัวของราวเหล็กเป็นไปตามสมการที่ (4-8) และ (4-9)

$$\frac{dv(x)}{dx} = \frac{1}{EI} (-375x^2 + 182.81x + 375\langle x - 0.3 \rangle^2 + 375\langle x - 1.3 \rangle^2) \quad (4-8)$$

$$v(x) = \frac{1}{EI} (-125x^3 + 91.405x^2 + 125\langle x - 0.3 \rangle^3 + 125\langle x - 1.3 \rangle^3) \quad (4-9)$$

การคำนวณสมการ (4-8) ด้วยระเบียบวิธีเชิงเลขพบว่ามุมการแอ่นตัวสูงสุดเกิดขึ้นที่ระยะ x เป็น 240 และ 1,360 มิลลิเมตร ระยะดังกล่าวจะใช้ในการคำนวณขนาดราวเหล็กที่เหมาะสม

เนื่องจากมุมการแอ่นตัวที่ลูกปืนเชิงเส้นรุ่น LUCE รับได้สูงสุดคือ +/-0.2 องศา (+/- 3.49 มิลลิเรเดียน) ดังนั้นเมื่อแทนค่ามุมการแอ่นตัวสูงสุดที่ยอมรับได้รวมถึงค่า E เป็น 200 GPa [25]

ลงในสมการ (4-8) และใช้ค่า $x = 0.24$ เมตร จะพบว่าโมเมนต์ความเฉื่อยของพื้นที่หน้าตัดราวเหล็ก (I) ต้องมีค่ามากกว่า 3.19×10^{-8} เมตร⁴

พื้นที่หน้าตัดราวเหล็กที่ใช้กับลูกปืนเชิงเส้นนั้นเป็นวงกลม ค่าโมเมนต์ความเฉื่อยของพื้นที่หน้าตัดจะมีความสัมพันธ์กับรัศมี (r) ดังสมการ (4-10) [25]

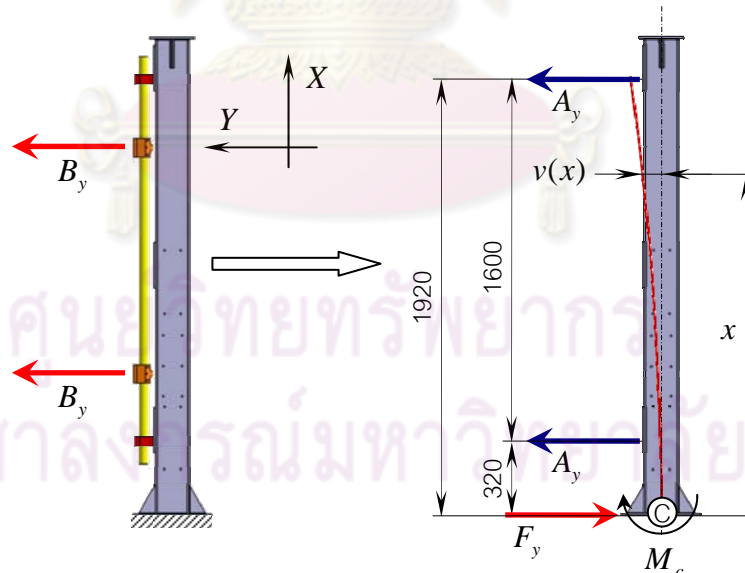
$$I = \frac{\pi r^4}{4} \quad (4-10)$$

แทนค่า $I = 3.19 \times 10^{-8}$ เมตร⁴ ลงในสมการ (4-10) จะได้

$$r = \sqrt[4]{\frac{4 \times 3.19 \times 10^{-8}}{\pi}} = 0.014 \text{ เมตร}$$

ดังนั้นรัศมีราวเหล็กเล็กที่สุดที่สามารถใช้ได้คือ 14 มิลลิเมตร ซึ่งในการใช้งานจริงผู้วิจัยได้เลือกใช้ราวเหล็กรัศมี 20 มิลลิเมตร (I มีค่าเป็น 1.26×10^{-7} เมตร⁴ มุมการแอ่นตัวสูงสุด 0.05 องศาและระยะแอ่นตัวสูงสุด 0.40 มิลลิเมตร) ที่ใช้งานร่วมกับลูกปืนเชิงเส้นรุ่น LUCE 40 นอกจากนี้ผู้วิจัยได้ติดตั้งจุดรองรับเพิ่มเติมที่ตำแหน่งกึ่งกลาง ($x = 800$ มิลลิเมตร) เพื่อเพิ่มความแข็งแรงให้กับราวเหล็กนี้อีกด้วย (รายละเอียดของราวเหล็กนี้แสดงไว้ในภาคผนวก ข.)

3.2 การคำนวณการแอ่นตัวของเหล็ก I-beam



รูปที่ 4-11 ภาระที่กระทำต่อเหล็ก I-beam

แนวแรงอย่างง่ายที่กระทำต่อ I-beam แสดงดังรูปที่ 4-11 โดย A_y คือแรงจากจุดรองรับราวเหล็ก, F_y และ M_c คือแรงปฏิกิริยาจากจุดยึด C ที่กระทำต่อ I-beam ทั้งนี้ผู้วิจัยได้ละทิ้งผลของแรงบิด M' ที่จุดรองรับราวเหล็กเพื่อลดความซับซ้อนในการคำนวณลง

การคำนวณการแอ่นตัวของ I-beam นี้จะใช้วิธีการเดียวกับการคำนวณการแอ่นตัวของ ราวเหล็กทุกประการ โดยรายละเอียดในการคำนวณมีดังนี้

ข้อกำหนดในการคำนวณ

1. ระบบอยู่ในภาวะสมดุล
2. จุดรองรับ I-beam ที่จุด C เป็นแบบ fix-support
3. แรงแยง A_y มีขนาด 750 นิวตันกระทำต่อ I-beam ที่ระยะ 320 มิลลิเมตรและ 1,920 มิลลิเมตร ตามแกน X

ที่ภาวะสมดุลจะพบว่าแรงแยง F_y มีขนาด 1,500 นิวตันและแรงบิด M_c คำนวณจาก

$$M_c = 0.32A_y + 1.92A_y$$

ดังนั้น M_c มีขนาด 1,680 นิวตัน-เมตร

สร้างฟังก์ชันภาวะแบบไม่ต่อเนื่องใน I-beam ด้วยแรงแยง F_y , A_y และแรงบิด M_c จะได้

$$w(x) = F_y \langle x - 0 \rangle^{-1} - M_c \langle x - 0 \rangle^{-2} - A_y \langle x - 0.32 \rangle^{-1}$$

จากนั้นแทนค่า F_y , A_y , M_c ลงใน $w(x)$ แล้วแก้สมการ (4-3), (4-4) และ (4-5) จะได้ ความชันรวมถึงระยะแอ่นตัวของเหล็ก I-beam เป็นไปตามสมการที่ (4-11) และ (4-12) ดังนี้

$$\frac{dv(x)}{dx} = \frac{1}{EI} (-750x^2 + 1680x + 375(x - 0.32)^2) \quad (4-11)$$

$$v(x) = \frac{1}{EI} (-250x^3 + 840x^2 + 125(x - 0.32)^3) \quad (4-12)$$

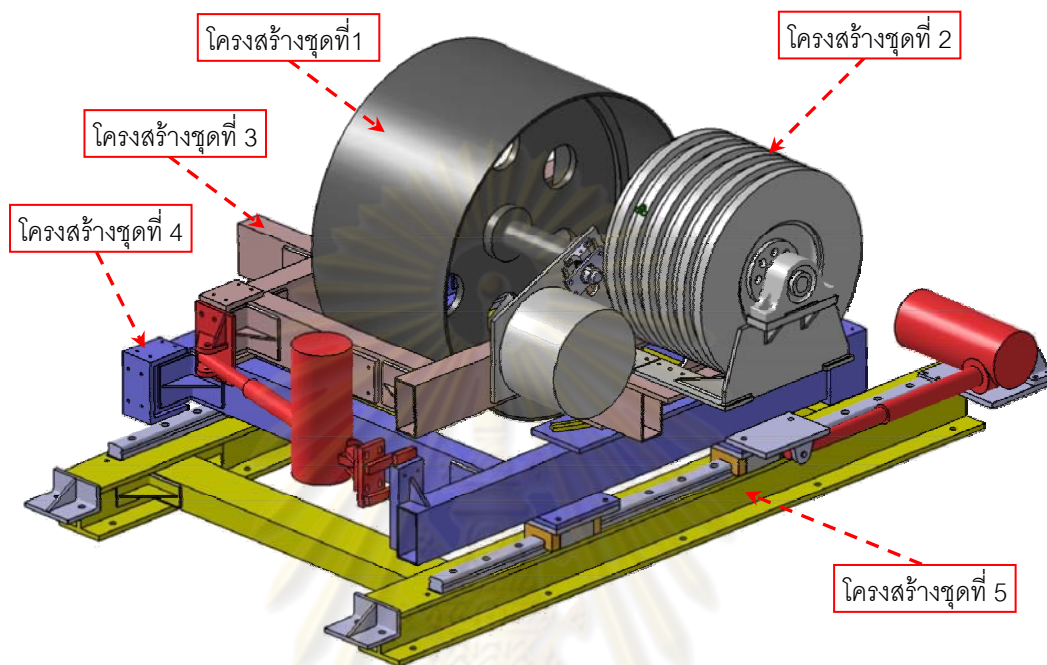
การคำนวณสมการ (4-11) ด้วยระเบียบวิธีเชิงเลขพบว่ามุมการแอ่นตัวสูงสุดมีค่า 0.10 องศา และเกิดขึ้นที่ระยะ x เป็น 1,920 มิลลิเมตร (ค่ามอดูลัส E เป็น 200 GPa และค่าโมเมนต์ ความเฉื่อยของพื้นที่หน้าตัด I เป็น 8.07×10^{-6} เมตร⁴)

นอกจากนี้จะเห็นว่ามุมการแอ่นตัวของราวเหล็กและเหล็ก I-beam รวมกันจะมีค่าไม่เกิน 1.15 องศา ซึ่งมุมแอ่นตัวรวมดังกล่าวยังอยู่ในช่วงที่ลูกปืนเชิงเส้นสามารถทำงานได้โดยไม่เกิดความเสียหาย และในทางปฏิบัติจริงผู้วิจัยได้ติดตั้งโครงสร้างเสริมความแข็งแรงให้กับเหล็ก I-beam เพิ่มเติมดังรูปที่ 4-9

4.1.4 โครงสร้างระบบล้อจำลองพื้นถนน

ระบบล้อจำลองพื้นถนน ถูกออกแบบมาเพื่อใช้ในการปรับมุมการวางตัวและตำแหน่งของ ล้อจำลองพื้นถนน ให้สร้างมุมไถลและจุดสัมผัสที่เกิดขึ้นที่หน้ายางให้ถูกต้อง ซึ่งระบบดังกล่าวจะ ประกอบด้วยโครงสร้างหลัก 5 ส่วน ได้แก่ ล้อจำลองพื้นถนน, โครงสร้างระบบควบคุมอัตราเร็ว

ล้อจำลองพื้นถนน, โครงสร้างระบบปรับมุมการวางตัว, โครงสร้างระบบปรับตำแหน่งเชิงเส้น และ โครงสร้างฐานของระบบล้อจำลองพื้นถนน ซึ่งลักษณะของโครงสร้างทั้งหมด แสดงได้ดังรูปที่ 4-12 ดังนี้

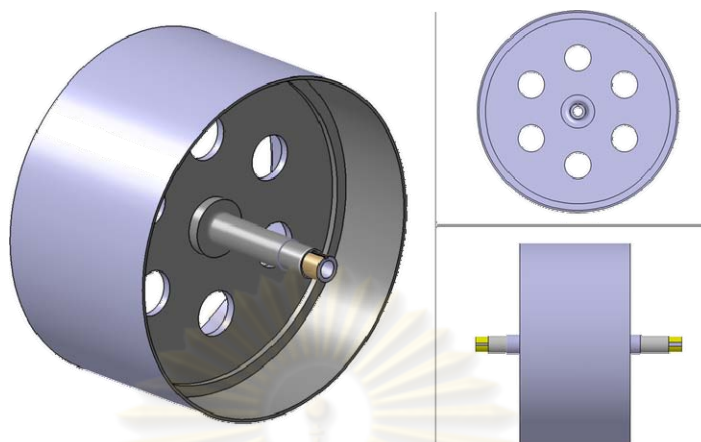


รูปที่ 4-12 ระบบล้อจำลองพื้นถนน

จากรูปที่ 4-12 จะเห็นว่าโครงสร้างชุดที่ 1 คือล้อจำลองพื้นถนน ทำหน้าที่รองรับการเคลื่อนที่ของล้อทดสอบ โครงสร้างชุดที่ 2 จะทำหน้าที่ควบคุมอัตราเร็วเชิงมุมของล้อจำลองพื้นถนน โครงสร้างชุดที่ 3 จะทำหน้าที่ปรับมุมการวางตัวของล้อจำลองพื้นถนน โดยถูกรองรับด้วยโครงสร้างชุดที่ 4 ที่สามารถเคลื่อนที่ในแนวราบได้เพื่อปรับตำแหน่งของล้อจำลองพื้นถนน และโครงสร้างชุดที่ 5 จะเป็นฐานรองรับโครงสร้างทั้งหมด ซึ่งรายละเอียดของโครงสร้างชุดต่างๆมีดังนี้

ศูนย์วิจัยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

4.1.4.1 โครงสร้างล้อจำลองพื้นถนน



รูปที่ 4-13 ล้อจำลองพื้นถนน

ล้อจำลองพื้นถนนดังรูปที่ 4-13 จะมีผิวสัมผัสที่ใช้ในการสร้างอัตราไถลและมุมไถลให้กับล้อทดสอบ แรงปฏิกิริยาที่เกิดขึ้นกับล้อจำลองพื้นถนนจะมีค่าเท่ากับแรงที่เกิดกับล้อทดสอบ ซึ่งระบบรองรับล้อจำลองพื้นถนนต้องสามารถต้านทานแรงดังกล่าวนี้ได้ จากการคำนวณในบทที่ 3 พบว่า แรงกระทำกับล้อทดสอบในแต่ละแกนจะมีค่าสูงสุดไม่เกิน 4,000 นิวตัน

ความต้องการในการออกแบบ

1. ล้อจำลองพื้นถนนต้องสามารถทนรับแรงตามแนวรัศมีได้ไม่ต่ำกว่า 4,000 นิวตัน (แรงกดจากน้ำหนักชุดล้อจำลองมวลรถ) และแรงตามแนวแกน (แรงด้านข้างจากล้อทดสอบ) ได้ไม่ต่ำกว่า 3,000 นิวตัน
2. เส้นผ่านศูนย์กลางของล้อจำลองพื้นถนน ต้องมากกว่าเส้นผ่านศูนย์กลางของล้อทดสอบ
3. ความกว้างของล้อจำลองพื้นถนน ต้องมากกว่าความกว้างของหน้ายางของล้อทดสอบ

การออกแบบ

ข้อกำหนดในการออกแบบขนาดล้อจำลองพื้นถนน คือขนาดของล้อทดสอบซึ่งล้อทดสอบมีขนาดในมิติต่างๆดังนี้

- เส้นผ่านศูนย์กลาง 580 มิลลิเมตร (ยางที่ใช้ : Bridgestone TurunzaER60 175/65 R14 82H)

- ความกว้างหน้ายาง 165 มิลลิเมตร

1. ส่วนประกอบของโครงสร้าง

1.1 ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางล้อจำลองพื้นถนน

เนื่องจากล้อที่ใช้ในการทดสอบรวมขนาดยางแล้วจะมีเส้นผ่านศูนย์กลางประมาณ 580 มิลลิเมตร และขนาดล้อจำลองพื้นถนนที่นำมารองรับการวิ่งของล้อทดสอบควรมีเส้นผ่านศูนย์กลางไม่ต่ำกว่าขนาดของล้อทดสอบ ดังนั้นเพื่อให้สะดวกต่อการสร้าง ในการออกแบบจึงกำหนดให้ล้อจำลองพื้นถนน มีเส้นผ่านศูนย์กลางที่ 600 มิลลิเมตร

1.2 การออกแบบขนาดความกว้างล้อจำลองพื้นถนน

จากขนาดความกว้างหน้ายางของล้อทดสอบจะสามารถนำมาเป็นแนวทางในการกำหนดขนาดความกว้างของล้อจำลองพื้นถนน ได้ โดยกำหนดค่าความเผื่อไว้ที่ 2 เท่าของความกว้างหน้ายางล้อทดสอบ ดังนั้นล้อจำลองพื้นถนนจะมีขนาดความกว้างที่ 330 มิลลิเมตร

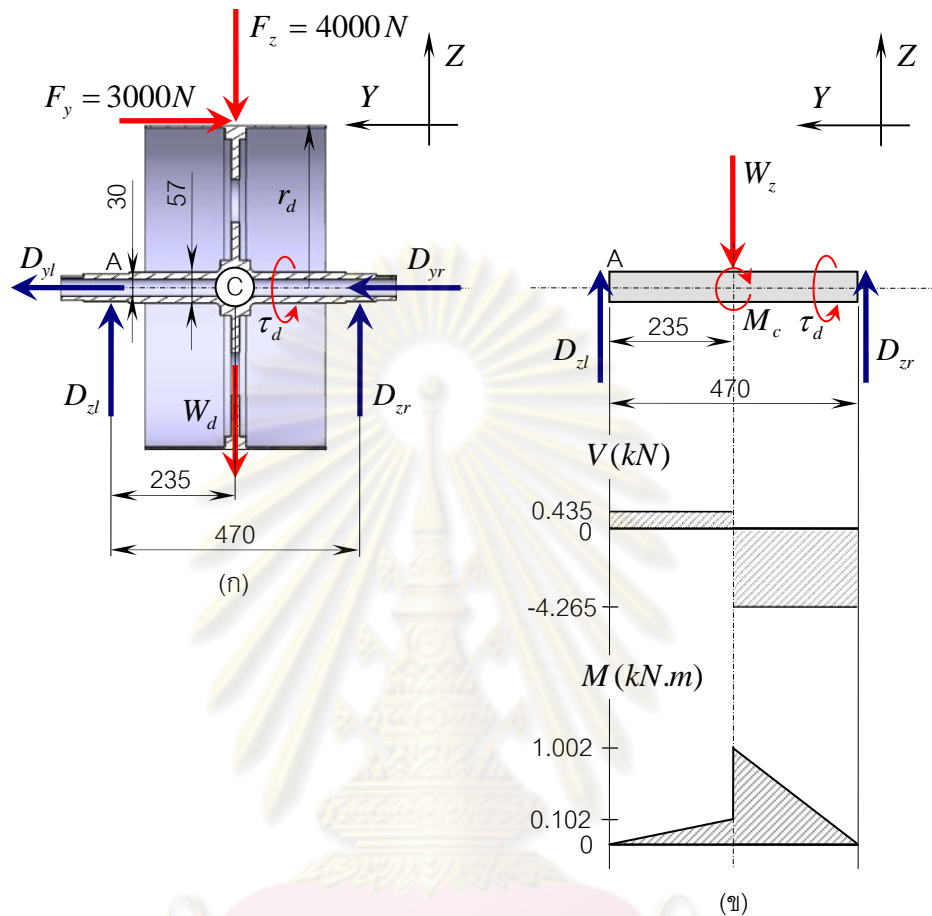
1.3 วัสดุที่ใช้สร้างล้อจำลองพื้นถนน

ล้อจำลองพื้นถนนที่สร้างจะประกอบไปด้วยโครงสร้างหลัก 3 ชั้น คือ เพลากลาง แผ่นจานกลาง และแผ่นเหล็กโค้งเรียบที่ม้วนอยู่โดยรอบ ซึ่งโครงสร้างทั้งสามใช้วัสดุหลักประเภทเดียวกันคือเหล็กเหนียว

2. การเคลื่อนที่ของโครงสร้าง

ล้อจำลองพื้นถนน ได้ถูกออกแบบมาให้สามารถหมุนได้รอบแกนเพลลาโดยการหมุนของล้อจำลองพื้นถนนนั้นจะขึ้นอยู่กับกำลังขับจากมอเตอร์และแรงเสียดทานจากล้อทดสอบ ซึ่งอุปกรณ์ที่รองรับแกนเพลลาของล้อจำลองพื้นถนนจะใช้ลูกปืน (bearing) โดยลูกปืนดังกล่าวต้องสามารถออกแรงป้องกันการเคลื่อนที่ของเพลลาในแนวแกนหมุนได้ ขนาดลูกปืนที่มีจำหน่ายในท้องตลาดที่เหมาะสมมีเส้นผ่านศูนย์กลางอยู่ที่ 50.8 มิลลิเมตร (2 นิ้ว) และสำหรับปลายเพลลาอีกด้านหนึ่งได้ถูกออกแบบให้สามารถเชื่อมต่อกับเพลลาขับของระบบควบคุมอัตราเร็วของล้อจำลองพื้นถนนนี้ได้

3. การคำนวณขนาดเพลของล้อจำลองพื้นถนน



รูปที่ 4-14 ภาวะที่กระทำต่อล้อจำลองพื้นถนน

รูปที่ 4-14(ก) จะแสดงแนวแรงอย่างง่ายที่กระทำต่อล้อจำลองพื้นถนน โดย F_y คือแรงด้านข้างจากล้อทดสอบ มีขนาด 3,000 นิวตัน, F_z คือแรงกดแนวตั้งจากล้อทดสอบ มีขนาด 4,000 นิวตัน, W_d คือน้ำหนักของล้อจำลองพื้นถนนมีค่าประมาณ 700 นิวตัน และแรงบิด τ_d คำนวณจากแรงในแนวระนาบของล้อทดสอบ (F_x ในรูปที่ 4-6(ก)) ตามความสัมพันธ์

$$\tau_d = r_d \cdot F_x \text{ เมื่อ } r_d \text{ คือ รัศมีของล้อจำลองพื้นถนน มีขนาด 300 มิลลิเมตร}$$

ดังนั้น

$$\tau_d = 0.3 \times 800 = 240 \text{ นิวตัน-เมตร}$$

ภาวะต่างๆที่กล่าวมาจะใช้ในการคำนวณแรงลัพท์ที่ถูกปืนรองรับล้อจำลองพื้นถนน โดยในการคำนวณจะมีข้อกำหนดดังนี้

ข้อกำหนดในการคำนวณ

1. ระบบอยู่ในภาวะสมดุล
2. คำนวณแรงบนระนาบ $Y-Z$
3. ไม่คิดผลของแรงกระทำจากสายพาน timing
4. ลูกปืนรองรับเพลามีระยะห่างกัน 470 มิลลิเมตร
5. แรงแງ F_y และ F_z กระทำที่ระยะกึ่งกลางเพลานี้ (235 มิลลิเมตร)
6. ลูกปืนรองรับเพลาดอกแรงตามแนวแกนเท่ากัน ($D_{yr} = D_{yl}$)

พิจารณาสมดุลแรงในแนวแกน Y จะพบว่า D_{yr} และ D_{yl} มีค่าเท่ากันคือ 1,500 นิวตัน

พิจารณาสมดุลแรงบิดรอบจุด A จะพบว่า

$$\begin{aligned} \sum M_A &= 0 \\ F_y \cdot r_d + (F_z + W_d) \cdot (0.235) - D_{zr} \cdot (0.47) &= 0 \end{aligned}$$

จึงได้ D_{zr} มีค่า 4,265 นิวตัน

พิจารณาสมดุลแรงในแนวแกน Z จะได้

$$\begin{aligned} \sum F_Z &= 0 \\ D_{zl} + D_{zr} - F_z - W_d &= 0 \end{aligned}$$

ดังนั้น D_{zl} มีค่า 435 นิวตัน

พิจารณาแรงบิดรอบจุด C ที่เกิดจากแรงแງ F_y จะได้

$$\begin{aligned} M_c &= F_y \cdot r_d \\ \text{จึงได้ } M_c &\text{ มีขนาด 900 นิวตัน-เมตร} \end{aligned}$$

แรงแงและแรงบิดที่ได้จากการคำนวณ นำมาสร้างแผนภาพแรงแงบิดได้ดังรูปที่ 4-14(ข) ในการสร้างแผนภาพแรงแงบิดนี้จะไม่คิดผลของแรงในแนวแกนล้อจำลองพื้นถนน (F_y, D_{yr}, D_{yl}) คงเหลือไว้เพียงแรงบิด M_c ที่เป็นผลมาจากแรงแง F_y โดยแรงบิดสูงสุด (M_{max}) ที่ได้จากแผนภาพนี้มีขนาด 1,002 นิวตัน-เมตร

แรงแงบิดสูงสุด (M_{max}) และแรงแงบิดตามแนวแกน (τ_d) สามารถนำไปใช้ในการคำนวณขนาดเพลานี้ที่เหมาะสมได้ผ่านสมการที่ (4-13) [25] ดังนี้

$$c = \left(\frac{2}{\pi \cdot \tau_{allow}} \sqrt{(M_{max})^2 + (\tau_d)^2} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (4-13)$$

เมื่อ c คือรัศมีเพลานี้ และ τ_{allow} คือความเค้นเฉือนยอมรับ (ความเค้นเฉือนยอมรับสำหรับเหล็กที่ใช้ทำเพลานี้คือ 50 MPa [25])

จึงได้

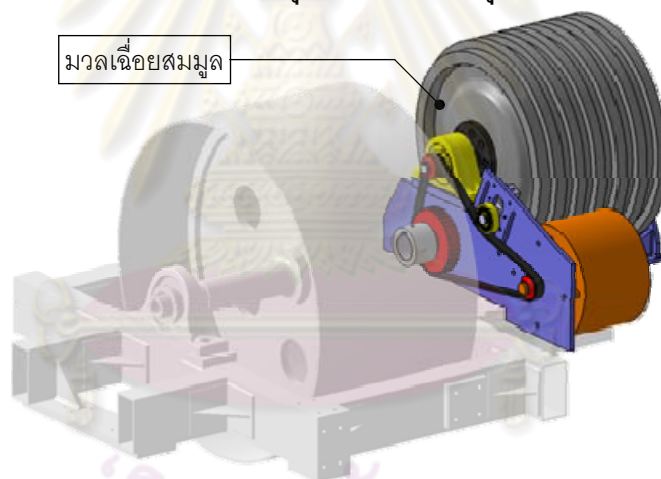
$$c = \left(\frac{2}{\pi \cdot 50 \times 10^6} \sqrt{(1002)^2 + (240)^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$c = 0.02358 \text{ เมตร}$$

ดังนั้นเส้นผ่านศูนย์กลางของเพลลาที่เหมาะสมจะมีขนาด 47.17 มิลลิเมตร (พื้นที่หน้าตัดและโมเมนต์ความเฉื่อยของพื้นที่หน้าตัดมีขนาด 1.75×10^{-3} ตารางเมตรและ 2.43×10^{-7} เมตร⁴ ตามลำดับ)

เพื่อความสะดวกในการติดตั้งเพลลาล้อจำลองพื้นถนนเข้ากับลูกปืนรองรับ ผู้วิจัยได้ใช้เพลากลวงเส้นผ่านศูนย์กลางนอก 57 มิลลิเมตร เส้นผ่านศูนย์กลางใน 30 มิลลิเมตร เพลาดังกล่าวมีพื้นที่หน้าตัด 1.84×10^{-3} ตารางเมตรและโมเมนต์ความเฉื่อยพื้นที่หน้าตัดมีขนาด 4.78×10^{-7} เมตร⁴

4.1.4.2 โครงสร้างระบบควบคุมอัตราเร็วเชิงมุมของล้อจำลองพื้นถนน



รูปที่ 4-15 โครงสร้างระบบควบคุมอัตราเร็วเชิงมุมของล้อจำลองพื้นถนน

โครงสร้างระบบควบคุมอัตราเร็วเชิงมุมของล้อจำลองพื้นถนน (โครงสร้างชุดที่ 2) ดังรูปที่ 4-15 จะทำหน้าที่ควบคุมอัตราเร็วเชิงมุมของล้อจำลองพื้นถนน โดยมีมอเตอร์ไฟฟ้ากระแสตรงเป็นตัวกำลัง และมีมวลเฉื่อยเพื่อช่วยในการคงสภาพการหมุนของล้อจำลองพื้นถนน ทั้งนี้เนื่องจากการเปลี่ยนการเคลื่อนที่ของรถยนต์บนพื้นผิวเรียบมาเป็นการเคลื่อนที่ของล้อทดสอบบนลูกกลิ้งนั้น จำเป็นต้องจำลองสภาพด้านการเคลื่อนที่ (มวลเฉื่อย) ของรถยนต์มาไว้ที่ล้อจำลองพื้นถนนด้วย จากการคำนวณด้วยสมการที่ (3-19) พบว่าล้อจำลองพื้นถนนดังกล่าวต้องมีโมเมนต์ความเฉื่อย 67.5 กิโลกรัม.เมตร² และมีมวลประมาณ 750 กิโลกรัม ดังนั้นวิธีที่จะจำลองมวลเฉื่อยโดยลดมวลของล้อจำลองพื้นถนนลง คือการลดความเร็วรอบจากล้อจำลองพื้นถนนไปสู่มวลเฉื่อย

สมมุติให้มีค่าสูงขึ้น ซึ่งจากการใช้อัตราทดที่มีอัตราส่วนความเร็วมอเตอร์ : มวลเฉื่อยสมมูล : ล้อจำลองพื้นถนนเป็น 3 : 3 : 1 จะพบว่าเมื่อล้อจำลองพื้นถนนมีมวลประมาณ 70 กิโลกรัม มวลเฉื่อยสมมูลที่ใช้จะมีค่าเพียง 150 กิโลกรัมเท่านั้น

ความต้องการในการออกแบบ

โครงสร้างชุดที่ 2 ต้องสามารถควบคุมอัตราเร็วเชิงมุมของล้อจำลองพื้นถนนได้

การออกแบบ

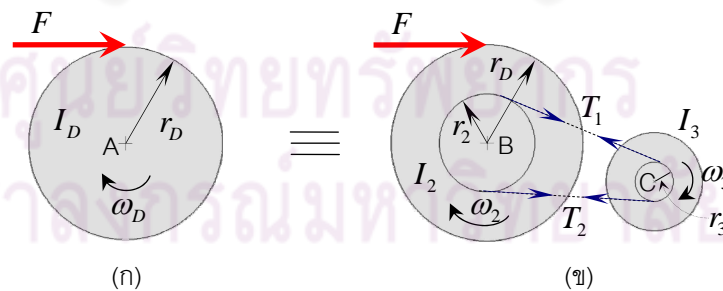
1. ส่วนประกอบโครงสร้างระบบควบคุมอัตราเร็วเชิงมุมของล้อจำลองพื้นถนน

โครงสร้างระบบควบคุมอัตราเร็วเชิงมุมของล้อจำลองพื้นถนน (โครงสร้างชุดที่ 2) จะใช้แผ่นเหล็กขึ้นรูปความหนา 8 มิลลิเมตรเป็นโครงหลักเพื่อใช้รองรับระบบมวลเฉื่อยและมอเตอร์ต้นกำลัง ซึ่งมวลเฉื่อยสมมูลที่ใช้คือล้อตุ้มกำลังของเครื่องยนต์ดีเซลขนาดใหญ่ทั้งหมด 6 แผ่น การส่งกำลังจากมอเตอร์ไปสู่มวลเฉื่อยสมมูลและล้อจำลองพื้นถนนนั้นจะใช้สายพาน timing รุ่น 5GT ความกว้าง 15 มิลลิเมตรเพื่อเสถียรภาพในการส่งกำลังและป้องกันการเกิดการไถล (slip) ระหว่างสายพานและคัมสายพาน

2. การเคลื่อนที่ของโครงสร้าง

โครงสร้างชุดที่ 2 ถูกออกแบบมาให้ยึดติดกับโครงสร้างชุดที่ 3 ซึ่งการเคลื่อนที่ที่เกิดขึ้นจะเป็นการหมุนของมอเตอร์ ระบบส่งถ่ายกำลัง และการหมุนของมวลเฉื่อยสมมูล ซึ่งการเคลื่อนที่ดังกล่าวจะขึ้นอยู่กับอัตราเร็วเชิงมุมอ้างอิงของล้อจำลองพื้นถนนที่เงื่อนไขการทดสอบต่างๆ

3. การคำนวณขนาดมวลเฉื่อยสมมูล



รูปที่ 4-16 มวลเฉื่อยสมมูล

โมเมนต์ความเฉื่อยของล้อจำลองพื้นถนนทางทฤษฎีที่คำนวณได้จากบทที่ 3 นั้นมีค่าสูงมาก (พิจารณารูปที่ 3-6 และรูปที่ 4-16(ก) ประกอบ) จากสมการที่ (3-19) เมื่อใช้มวลรถคัน (m) มีค่า 750 กิโลกรัมและรัศมีล้อจำลองพื้นถนนเป็น 0.3 เมตรจะพบว่าโมเมนต์ความเฉื่อย (I_D) ต้องมีค่าเป็น 67.5 กิโลกรัม.เมตร² ซึ่งล้อจำลองพื้นถนนที่สร้างขึ้นนั้นมีโมเมนต์ความเฉื่อย

(I_2) ประมาณ 6.3 กิโลกรัม.เมตร² ดังนั้นจึงจำเป็นต้องเพิ่มโมเมนต์ความเฉื่อยให้กับล้อจำลองพื้นถนนนี้

การเพิ่มขนาดโมเมนต์ความเฉื่อยให้กับล้อจำลองพื้นถนนทำได้โดยการหดรอบมวลเฉื่อยสมมูล (I_3) ให้มีอัตราเร็วสูงขึ้น ลักษณะการหดรอบมวลเฉื่อยดังกล่าวแสดงดังรูปที่ 4-16(ข) และในการคำนวณขนาดมวลเฉื่อยสมมูลจะใช้ข้อกำหนดดังนี้

ข้อกำหนดในการคำนวณ

1. อัตราเร็วเชิงมุมของล้อจำลองพื้นถนนทางทฤษฎีกับล้อจำลองพื้นถนนที่สร้างขึ้นมีค่าเท่ากันที่ทุกเวลา ($\omega_D = \omega_2$)
2. รัศมีของล้อจำลองพื้นถนนทางทฤษฎีกับล้อจำลองพื้นถนนที่สร้างขึ้นมีค่าเท่ากันที่ 0.3 เมตร
3. อัตราเร็วเชิงมุมของล้อจำลองพื้นถนนที่สร้างขึ้น : อัตราเชิงมุมของมวลเฉื่อยสมมูลมีค่า 1:3 ($r_2 : r_3 = 1 : 3$)

พิจารณาแรงบิดรอบจุด A จะได้

$$\begin{aligned} \oplus \sum M_A &= I_D \cdot \dot{\omega}_D \\ F \cdot r_D &= I_D \cdot \dot{\omega}_D \end{aligned}$$

จึงได้

$$\dot{\omega}_D = \frac{F \cdot r_D}{I_D} \quad (4-14)$$

พิจารณาแรงบิดรอบจุด B จะได้

$$\begin{aligned} \oplus \sum M_B &= I_2 \cdot \dot{\omega}_2 \\ F \cdot r_D + (T_1 - T_2) \cdot r_2 &= I_2 \cdot \dot{\omega}_2 \end{aligned} \quad (4-15)$$

พิจารณาแรงบิดรอบจุด C จะได้

$$\begin{aligned} \oplus \sum M_C &= I_3 \cdot \dot{\omega}_3 \\ (T_2 - T_1) \cdot r_3 &= I_3 \cdot \dot{\omega}_3 \end{aligned} \quad (4-16)$$

จากสมการที่ (4-14), (4-15) และ (4-16) จะได้

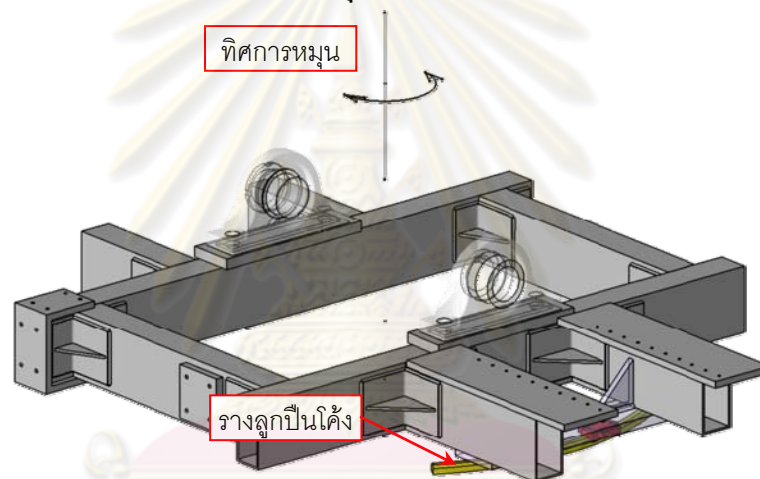
$$I_3 = \frac{(I_D - I_2) \cdot r_3}{3 \cdot r_2}$$

$$I_3 = \frac{(I_D - I_2)}{9} \quad (4-17)$$

แทนค่า $I_D = 67.5$ กิโลกรัม.เมตร² และ $I_2 = 6.3$ กิโลกรัม.เมตร² ลงในสมการที่ (4-17) จะได้ค่า I_3 เป็น 6.8 กิโลกรัม.เมตร²

ในการใช้งานจริงผู้วิจัยได้เลือกใช้ล้อตุนกำลังจากเครื่องยนต์ดีเซลขนาดใหญ่ที่มีโมเมนต์ความเฉื่อยต่อแผ่นประมาณ 1 กิโลกรัม.เมตร² มีมวลแผ่นละ 25 กิโลกรัมทั้งหมด 6 แผ่นเพื่อใช้เป็นมวลเฉื่อยสมมูลนี้ โดยมวลเฉื่อยสมมูลที่สร้างขึ้นจะมีโมเมนต์ความเฉื่อยรวมประมาณ 6 กิโลกรัม.เมตร² และมีมวลรวม 150 กิโลกรัมตามที่ได้กล่าวไว้

4.1.4.3 โครงสร้างระบบปรับมุมการวางตัวของล้อจำลองพื้นถนน



รูปที่ 4-17 โครงสร้างระบบปรับมุมการวางตัวของล้อจำลองพื้นถนน

โครงสร้างระบบปรับมุมการวางตัวของล้อจำลองพื้นถนน (โครงสร้างชุดที่ 3) ดังรูปที่ 4-17 จะทำหน้าที่ในการควบคุมมุมการวางตัวของล้อจำลองพื้นถนน และโครงสร้างชุดที่ 2 ที่ใช้ในการควบคุมอัตราเร็วล้อจำลองพื้นถนนนั้นจะถูกติดตั้งอยู่บนโครงสร้างชุดที่ 3 นี้ด้วย

ความต้องการในการออกแบบ

1. โครงสร้างชุดที่ 3 ต้องสามารถรองรับภาระที่เกิดจากล้อจำลองพื้นถนนได้
2. สามารถปรับมุมการวางตัวของล้อจำลองพื้นถนนได้เป็นมุมไม่น้อยกว่า +/-10 องศา

การออกแบบ

1 ส่วนประกอบของโครงสร้าง

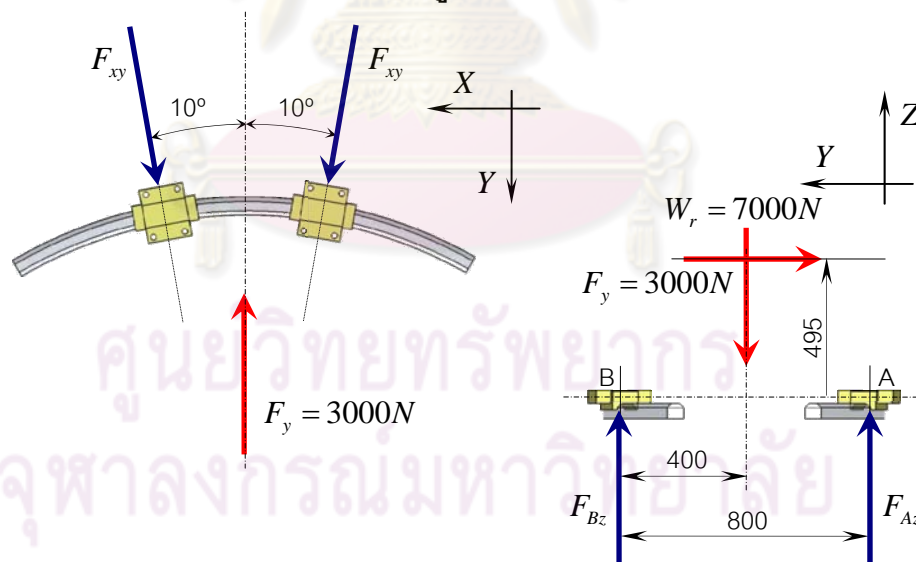
โครงสร้างชุดที่ 3 นี้จะใช้เหล็กท่อขนาด 2 นิ้ว x 4 นิ้ว หนา 3 มิลลิเมตรเป็นวัสดุหลักที่นำมาเชื่อมต่อกันเป็นโครงถักและเพิ่มความแข็งแรงด้วยเหล็กฉากที่ทุกมุมของการเชื่อมต่อ

เช่นเดียวกับโครงสร้างทุกชุดของชุดทดสอบ HIL นอกจากนี้โครงสร้างชุดที่ 3 จะถูกรองรับด้วยรางลูกปืนโค้งของบริษัท THK รุ่น HCR 15A ที่มีเส้นผ่านศูนย์กลาง 800 มิลลิเมตรทนรับแรงสูงสุดในทุกแนวได้ 13.5 กิโลนิวตัน (รายละเอียดของชุดลูกปืนรางโค้งแสดงไว้ในภาคผนวก ข.) รางลูกปืนดังกล่าวจะแบ่งเป็น 2 ส่วน แต่ละส่วนกวาดมุม 60 องศา เนื่องจากในการทดสอบจริงโครงสร้างชุดที่ 3 จะหมุนรอบแกนแนวตั้งในมุมไม่เกิน ± 10 องศา ดังนั้นจึงไม่มีความจำเป็นต้องใช้รางลูกปืนโค้งเต็มวง และในการติดตั้งรางลูกปืนโค้งนั้นจะเลือกติดตั้งฝั่งเดียวกับลูกปืนที่รองรับล้อจำลองพื้นถนน เนื่องจากการติดตั้งในด้านดังกล่าวจะรับภาระในแนวต่างๆจากลูกปืนรองรับล้อจำลองพื้นถนนได้ดีกว่า การประกอบรางลูกปืนโค้งเข้ากับโครงสร้างชุดที่ 3 แสดงได้ดังรูปที่ 4-17

2. การเคลื่อนที่ของโครงสร้าง

การเคลื่อนที่ของโครงสร้างชุดที่ 3 จะใช้มอเตอร์ไฟฟ้ากระแสตรงและเฟืองหนอนเป็นอุปกรณ์ต้นกำลัง ซึ่งโครงสร้างชุดที่ 3 สามารถหมุนรอบแกนในแนวตั้งเป็นมุม ± 10 องศา ลักษณะและทิศทางการหมุนแสดงได้รูปที่ 4-17 เช่นกัน

3. การคำนวณแรงที่กระทำต่อรางลูกปืนโค้ง



รูปที่ 4-18 แรงที่กระทำต่อรางลูกปืนโค้ง

รูปที่ 4-18 จะแสดงแนวแรงอย่างง่ายที่กระทำต่อรางลูกปืนโค้ง ในการคำนวณนี้จะพิจารณาเฉพาะผลของแรงด้านข้างจากล้อทดสอบที่กระทำต่อชุดล้อจำลองพื้นถนน (F_y) และน้ำหนักของโครงสร้างที่กดลงบนลูกปืนรางโค้งนี้ (W_r)

ข้อกำหนดในการคำนวณ

1. โครงสร้างอยู่ในภาวะสมดุล
5. น้ำหนักโครงสร้างที่กดลงบนลูกปืนรางโค้งมีขนาด 7,000 นิวตันและกระทำที่ระยะกึ่งกลางระหว่างลูกปืนทั้งสองราง
6. รางโค้งมีรัศมี 400 มิลลิเมตรและมีลูกปืน 2 ตัวต่อรางโค้ง 1 เส้น
7. ชูตลูกปืนทำมุมห่างกัน 20 องศา
8. ลูกปืนทั้ง 4 ตัวรับแรงในระนาบ $X - Y$ เท่ากัน
9. แรงด้านข้าง (F_y) มีขนาด 3,000 นิวตัน กระทำที่ระยะ 495 มิลลิเมตรเหนือระนาบการเคลื่อนที่ของลูกปืน

พิจารณาสมดุลแรงในระนาบ $X - Y$ จะได้

$$\begin{aligned}\sum F_Y &= 0 \\ 4 \cdot F_{xy} \cdot \cos(10) - F_y &= 0 \\ \text{ดังนั้น } F_{xy} &= 761.57 \text{ นิวตัน}\end{aligned}$$

พิจารณาสมดุลแรงบิดรอบจุด B ในระนาบ $Y - Z$ จะได้

$$\begin{aligned}\oplus \sum M_B &= 0 \\ F_y \times 0.495 + W_r \times 0.4 - F_{Az} \times 0.8 &= 0 \\ \text{จึงได้ } F_{Az} &= 5,356.25 \text{ นิวตัน}\end{aligned}$$

ดังนั้นแรงที่กระทำต่อลูกปืน 1 ตัวบนรางโค้ง A มีขนาด 2,678.12 นิวตัน

พิจารณาสมดุลแรงในระนาบ $Y - Z$ จะพบว่า

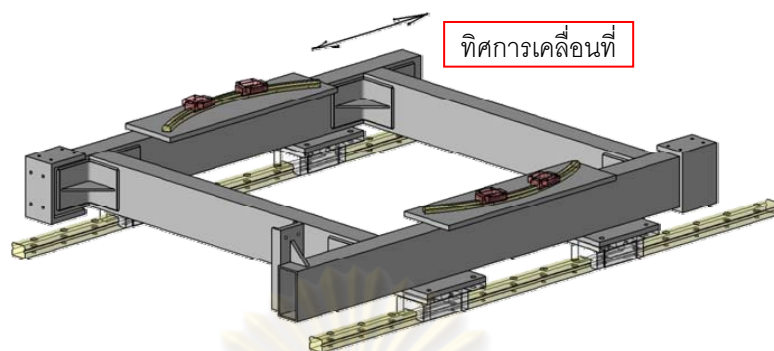
$$\begin{aligned}\sum F_Z &= 0 \\ F_{Bz} + F_{Az} - W_r &= 0\end{aligned}$$

$$\text{ได้ } F_{Bz} = 1643.75 \text{ นิวตัน}$$

ดังนั้นแรงที่กระทำต่อลูกปืน 1 ตัวบนรางโค้ง B มีขนาด 821.88 นิวตัน

จากการคำนวณทั้งหมดจะพบว่า ลูกปืนรางโค้งมีแรงแนวตั้งกระทำสูงสุด 2,678.12 นิวตัน และแรงด้านข้างสูงสุด 821.88 นิวตัน ซึ่งจากคุณสมบัติการรับแรงของลูกปืนรางโค้งที่แสดงในภาคผนวก ข. จะเห็นว่าชุดลูกปืนดังกล่าวสามารถทำงานได้โดยไม่เกิดความเสียหาย

4.1.4.4 โครงสร้างระบบปรับตำแหน่งล้อจำลองพื้นถนน



รูปที่ 4-19 โครงสร้างระบบปรับตำแหน่งล้อจำลองพื้นถนน

จากรูปที่ 4-19 จะเห็นว่ารางลูกปืนโค้งที่กล่าวถึงในหัวข้อที่ผ่านมา จะถูกรองรับโดยโครงสร้างระบบปรับตำแหน่งล้อจำลองพื้นถนน (โครงสร้างชุดที่ 4) ซึ่งโครงสร้างชุดที่ 4 นี้ได้ถูกออกแบบให้สามารถเคลื่อนได้ตามแนวราบเพื่อควบคุมตำแหน่งของล้อจำลองพื้นถนนให้เป็นตามต้องการ

ความต้องการในการออกแบบ

1. โครงสร้างชุดที่ 4 ต้องสามารถรองรับภาระที่เกิดจากโครงสร้างชุดที่ 3 ได้
2. สามารถปรับตำแหน่งของล้อจำลองพื้นถนน ได้เป็นระยะทางเชิงเส้นไม่น้อยกว่า ± 100 มิลลิเมตร
3. มีบริเวณสำหรับติดตั้งอุปกรณ์ต้นกำลังเพื่อใช้ในการควบคุมการเคลื่อนที่ของโครงสร้างชุดที่ 3 และ 4

การออกแบบ

1. ส่วนประกอบของโครงสร้างระบบ

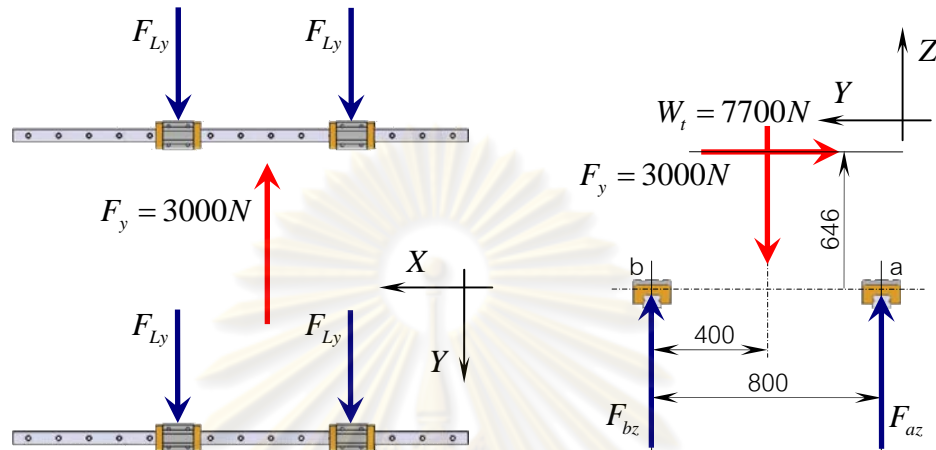
โครงสร้างระบบปรับตำแหน่งล้อจำลองพื้นถนน (โครงสร้างชุดที่ 4) นั้นจะใช้เหล็กท่อขนาด 2 นิ้ว x 4 นิ้ว หนา 3 มิลลิเมตรเป็นวัสดุหลัก ที่นำมาเชื่อมติดกันเป็นโครงถักเช่นเดียวกับโครงสร้างชุดอื่น ส่วนล่างของโครงสร้างชุดนี้จะติดตั้งลูกปืนเชิงเส้นเพื่อรองรับการเคลื่อนที่ในแนวราบ

2. การเคลื่อนที่ของโครงสร้าง

การเคลื่อนที่ของโครงสร้างชุดที่ 4 นั้นจะถูกรองรับด้วยชุดลูกปืนเชิงเส้นแนวราบของบริษัท HIWIN รุ่น HGR35 ที่รับแรงได้สูงสุด 69.16 กิโลนิวตัน (รายละเอียดของลูกปืนเชิงเส้น

แนวราบนี้แสดงไว้ในภาคผนวก ข.) โดยมีระยะเคลื่อนที่อยู่ที่ ± 100 มิลลิเมตร และรูปที่ 4-19 จะแสดงลักษณะของรางลูกปืนตรงที่ประกอบกับส่วนล่างของโครงสร้างชุดนี้

3. การคำนวณแรงที่กระทำต่อลูกปืนเชิงเส้นแนวราบ



รูปที่ 4-20 แรงที่กระทำต่อลูกปืนเชิงเส้นแนวราบ

จากรูปที่ 4-20 จะเห็นว่าแนวแรงที่กระทำต่อลูกปืนเชิงเส้นแนวราบมีลักษณะใกล้เคียงกับแรงที่กระทำต่อชุดลูกปืนรางโค้งเป็นอย่างมาก ดังนั้นการคำนวณขนาดของแรงต่างๆจะมีวิธีการคล้ายกัน ดังนี้

ข้อกำหนดในการคำนวณ

1. โครงสร้างอยู่ในภาวะสมดุล
 2. น้ำหนักโครงสร้างทั้งหมด (W_t) ที่กดลงบนลูกปืนเชิงเส้นแนวราบมีขนาด 7,700 นิวตัน และกระทำที่ระยะกึ่งกลางระหว่างลูกปืนทั้งสองราง
 3. ลูกปืนทั้ง 4 ตัวรับแรงในระนาบ $X-Y$ เท่ากัน
 4. แรงด้านข้าง (F_y) มีขนาด 3,000 นิวตัน กระทำที่ระยะ 646 มิลลิเมตรเหนือระนาบการเคลื่อนที่ของลูกปืน
- พิจารณาสมดุลแรงในระนาบ $X-Y$ จะได้

$$\sum F_Y = 0$$

$$4 \cdot F_{Ly} - F_y = 0$$

$$\text{ดังนั้น } F_{Ly} = 750 \text{ นิวตัน}$$

พิจารณาสมดุลแรงปิดรอบจุด B ในระนาบ $Y-Z$ จะได้

$$\oplus \sum M_B = 0$$

$$F_y \times 0.646 + W_t \times 0.4 - F_{az} \times 0.8 = 0$$

จึงได้ $F_{az} = 6,272.5$ นิวตัน

ดังนั้นแรงที่กระทำต่อลูกปืน 1 ตัวบนราง A มีขนาด 3,136.25 นิวตัน

พิจารณาสมดุลแรงในระนาบ $Y-Z$ จะพบว่า

$$\sum F_z = 0$$

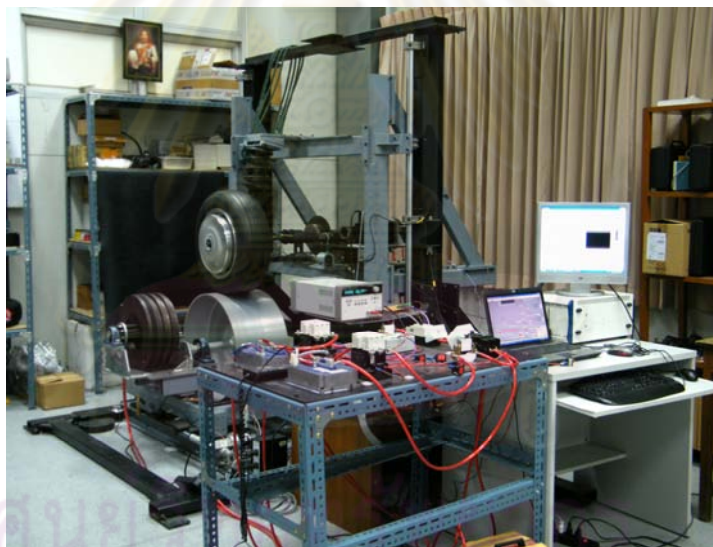
$$F_{bz} + F_{az} - W_t = 0$$

ได้ $F_{bz} = 1,427.5$ นิวตัน

ดังนั้นแรงที่กระทำต่อลูกปืน 1 ตัวบนราง B มีขนาด 713.75 นิวตัน

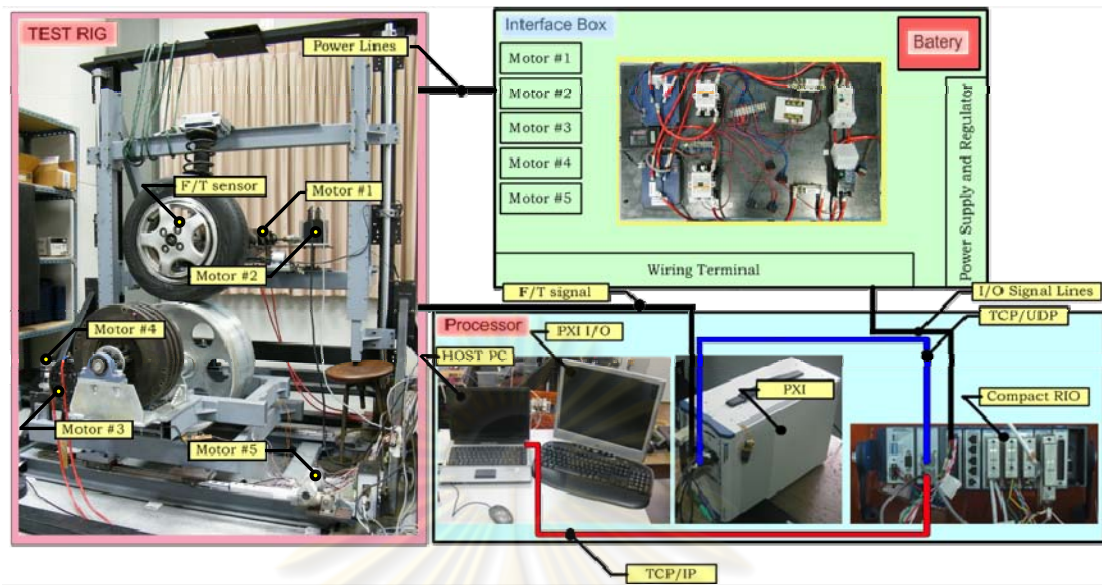
จากการคำนวณทั้งหมดจะพบว่า ลูกปืนเชิงเส้นนี้มีแรงแนวตั้งกระทำสูงสุด 3,136.25 นิวตัน และแรงด้านข้างสูงสุด 750 นิวตัน ซึ่งจากคุณสมบัติการรับแรงของลูกปืนเชิงเส้นแนวราบที่แสดงในภาคผนวก ข. จะเห็นว่าชุดลูกปืนดังกล่าวสามารถทำงานได้โดยไม่เกิดความเสียหาย

4.2 ระบบควบคุมชุดทดสอบ HIL



รูปที่ 4-21 ชุดทดสอบ HIL

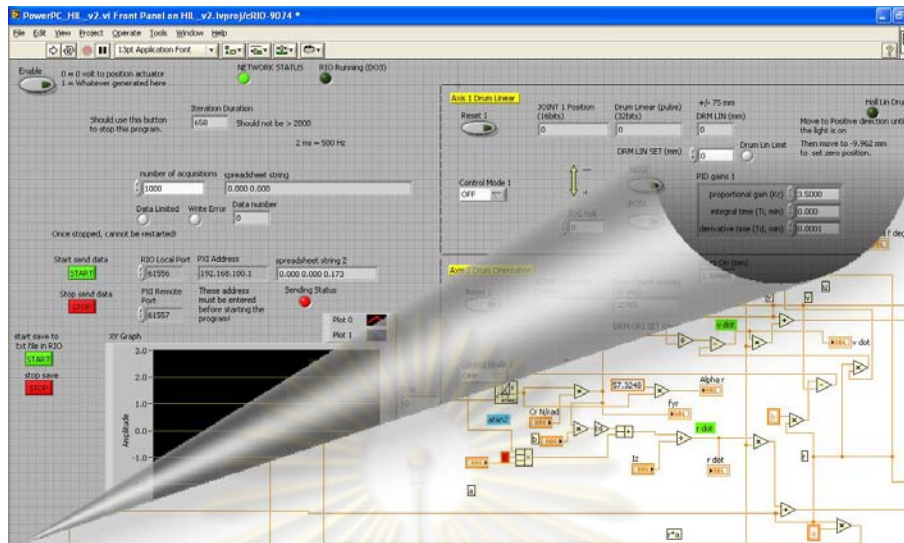
ชุดทดสอบ HIL ที่สร้างขึ้นตามการออกแบบในหัวข้อ 4.1 สามารถแสดงได้ดังรูปที่ 4-21 ซึ่งจะเห็นว่าโครงสร้างทดสอบ HIL ดังกล่าวมีลักษณะเป็นไปตามที่ได้ออกแบบไว้ แต่ระยะการเคลื่อนที่ของโครงสร้างเหล่านั้นจะขึ้นอยู่กับระยะการทำงานของอุปกรณ์ต้นกำลังที่ทำงานสอดคล้องกับอุปกรณ์ตรวจวัดรวมทั้งชุดประมวลผลและอุปกรณ์ควบคุม โดยรายละเอียดของระบบควบคุมหลักชุดทดสอบ HIL แสดงได้ดังรูปที่ 4-22



รูปที่ 4-22 ระบบควบคุมหลักของชุดทดสอบ HIL

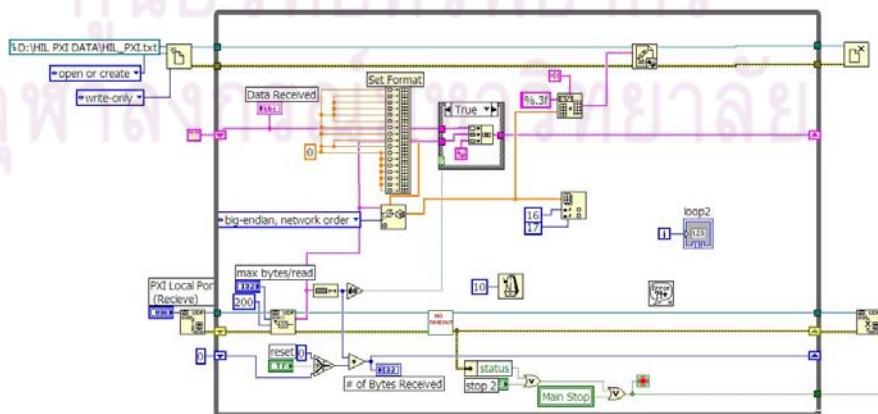
จากรูปที่ 4 22 จะเห็นว่าชุดทดสอบ HIL นี้จะประกอบไปด้วยโครงสร้างทดสอบ (test rig) ที่ทำงานร่วมกับหน่วยประมวลผลและส่วนควบคุม ซึ่งในการควบคุมการทำงานของชุดทดสอบ HIL นี้จะใช้อุปกรณ์ประมวลผล 3 ชุด ได้แก่ NI CompactRIO, NI PXI Controller และคอมพิวเตอร์ notebook โดยโปรแกรมที่ใช้ในการควบคุมมอเตอร์ทั้ง 5 แกน จะทำงานอยู่บน NI CompactRIO และมีหน้าจอแสดงผล รวมไปถึงสื่อสารกับผู้ใช้งาน อยู่บนคอมพิวเตอร์ notebook ซึ่งการปรับค่าพารามิเตอร์และเงื่อนไขต่างๆในการทดสอบ สามารถกระทำผ่านหน้าจอแสดงผลนี้ (รายละเอียดการใช้งานโปรแกรมควบคุมชุดทดสอบ HIL แสดงในภาคผนวก ง.)

ลักษณะของโปรแกรมควบคุมที่กล่าวถึงแสดงได้ดังรูปที่ 4-23 โปรแกรมดังกล่าวพัฒนาขึ้นด้วยภาษา NI LabVIEW[®] เนื่องจากโปรแกรม NI LabVIEW[®] เป็นโปรแกรมประเภทภาษาภาพ (graphical language) ที่มีลักษณะการเขียนโปรแกรมแบบ signal flow ซึ่งเหมาะกับการพัฒนาระบบควบคุมขนาดใหญ่ การพัฒนาและการแก้ไขโปรแกรมทำได้ง่ายและรวดเร็ว อีกทั้งโปรแกรมดังกล่าวยังรองรับการสั่งการอุปกรณ์เชื่อมต่อต่างๆตามมาตรฐานการสื่อสารในภาคอุตสาหกรรมได้อย่างสะดวกและมีประสิทธิภาพ นอกจากนี้ยังช่วยลดงานในการเขียนโปรแกรมในส่วนควบคุมการแสดงผล (Graphic User Interface - GUI) ลงได้อย่างมากอีกด้วย



รูปที่ 4-23 ลักษณะโปรแกรมควบคุมที่เขียนด้วย NI LabVIEW®

การพัฒนาโปรแกรมควบคุมชุดทดสอบ HIL จะกระทำบนเครื่องคอมพิวเตอร์ notebook ที่ติดตั้งระบบปฏิบัติการ Microsoft Windows และโปรแกรม NI LabVIEW® ไว้ จากนั้นจะถ่ายโอนโปรแกรมที่เสร็จสมบูรณ์ไปที่ NI CompactRIO และ NI PXI Controller ผ่านทางสายสื่อสาร TCP/IP สำหรับ NI CompactRIO นั้นจะมีวงจรประมวลผลในลักษณะ sequential logic ติดตั้งอยู่บนหน่วยประมวลผลแบบ FPGA โปรแกรมแบบ sequential logic ดังกล่าวจะใช้ในการรับค่าจากอุปกรณ์ตรวจวัดและส่งคำสั่งไปยังอุปกรณ์ขยายสัญญาณ ในขณะที่การประมวลผลแบบจำลองต่างๆจะกระทำบน Power PC ที่อยู่บน NI CompactRIO นอกจากนี้ NI PXI Controller ที่ติดตั้งระบบปฏิบัติการ Microsoft Windows จะใช้ในการรับสัญญาณจากอุปกรณ์วัดแรงและส่งค่าที่วัดได้ไปยัง CompactRIO รวมไปถึงใช้เก็บข้อมูลการทดสอบทั้งหมดเพื่อนำมาวิเคราะห์ในลำดับต่อไป โดยโปรแกรมบันทึกข้อมูลบนเครื่อง NI PXI Controller แสดงได้ดังรูปที่ 4-24



รูปที่ 4-24 โปรแกรมบันทึกข้อมูลบนเครื่องคอมพิวเตอร์ NI PXI Controller

การสื่อสารในระบบควบคุมชุดทดสอบ HIL จะถูกแบ่งออกเป็น 2 วงเนื่องจากระบบควบคุมนี้มีการเชื่อมต่ออุปกรณ์ประมวลผลหลายตัว โดยผู้วิจัยได้เลือกใช้ NI CompactRIO แบบมีช่องต่อ LAN จำนวน 2 ช่องเพื่อแยกการสื่อสารทั้ง 2 วงให้เป็นอิสระจากกัน และได้กำหนด IP address ของอุปกรณ์ประมวลผลต่าง ๆ ดังนี้

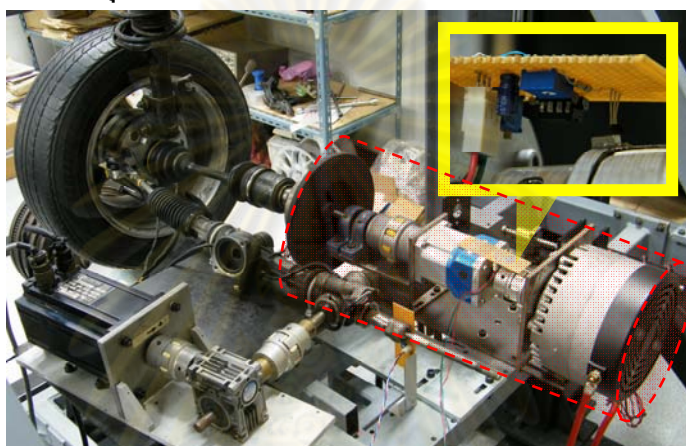
1. NI CompactRIO
 Primary address : 192.168.200.2
 Secondary address : 192.168.100.2
2. NI PXI Controller : 192.168.100.1
3. Notebook : 192.168.200.1

การสื่อสารและถ่ายโอนข้อมูลในวง LAN ระหว่าง Notebook กับ NI CompactRIO จะใช้มาตรฐาน TCP/IP และระหว่าง NI CompactRIO กับ NI PXI Controller จะใช้มาตรฐาน TCP/UDP ซึ่งจากการพัฒนาโปรแกรมและทดสอบการรับส่งข้อมูลให้ได้ความเร็วในการทำงานสูงสุดนั้นพบว่า NI CompactRIO สามารถสร้างสัญญาณควบคุมได้ที่ความเร็ว 2 มิลลิวินาที (500 รอบ/วินาที) ในขณะที่ NI PXI controller ทำการตรวจวัดสัญญาณจากอุปกรณ์วัดแรงด้วยความเร็ว 200 ไมโครวินาที (5,000 ค่า/วินาที) แต่จะเฉลี่ยค่าที่วัดได้ทุกๆ 10 ค่าเพื่อลดผลจากสัญญาณรบกวนก่อนส่งข้อมูลไปสู่ NI CompactRIO หรืออาจกล่าวได้ว่า NI PXI Controller จะส่งค่าแรงที่ตรวจวัดได้ในทุกๆ 2 มิลลิวินาที (500 ค่า/วินาที) และการเก็บข้อมูลบนเครื่อง NI PXI Controller จะทำงานที่ความเร็ว 10 มิลลิวินาที (100 รอบ/วินาที) ทำให้ระบบโดยรวมมีลักษณะการทำงานเป็นแบบ multi-rate ที่มีเสถียรภาพ

เนื่องจากชุดทดสอบ HIL มีการควบคุมมอเตอร์มากถึง 5 แกน การจัดการสายสัญญาณและสายไฟต่างๆจึงจำเป็นต้องใช้กล่องเชื่อมต่อ (interface box) ดังรูปที่ 4-22 เป็นตัวกลางการเชื่อมต่อสายไฟทั้งหมด โดยในกล่องเชื่อมต่อนี้จะมีวงจร power supply และ regulator (แรงดันไฟฟ้า 220 VAC) สำหรับจ่ายพลังงานไฟฟ้าไปที่อุปกรณ์ต่างๆในระบบทั้งหมด (ยกเว้น NI CompactRIO และ NI PXI Controller ซึ่งมี power supply เป็นของตัวเอง) และที่กล่องเชื่อมต่อนี้จะติดตั้งอุปกรณ์ขยายกำลัง (power amplifier) เพื่อให้ควบคุมการจ่ายพลังงานให้มอเตอร์ไว้ภายใน นอกจากนี้ภายในกล่องเชื่อมต่อนี้ยังมีสะพานไฟเชื่อมสายสัญญาณจากอุปกรณ์ตรวจวัดต่างๆไปที่ NI CompactRIO และ NI PXI Controller อีกด้วย อนึ่ง มอเตอร์ควบคุมอัตราเร็ว ล้อทดสอบและล้อจำลองพื้นถนนจะใช้แบตเตอรี่เป็นแหล่งพลังงานเนื่องจากมอเตอร์ทั้งสองมีขนาดใหญ่และต้องการกำลังไฟฟ้าสูงในระยะเวลาสั้นโดยเฉพาะในขณะที่เริ่มทำงาน

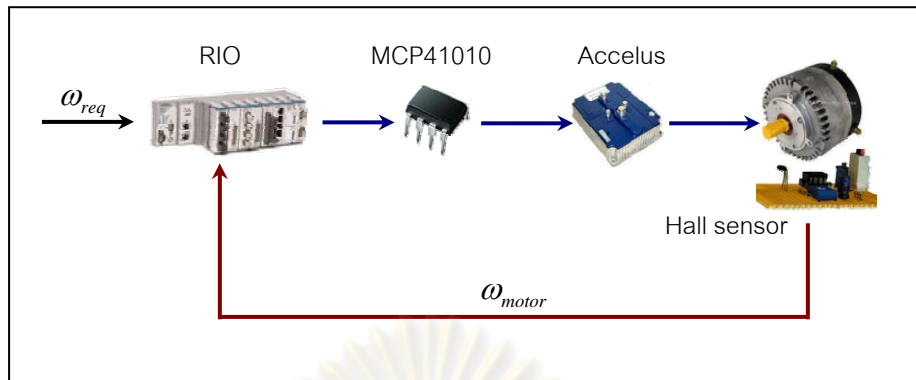
ระบบควบคุมทั้งหมดของชุดทดสอบ HIL นี้จะประกอบไปด้วยระบบควบคุมย่อย 5 แกน ได้แก่ ระบบควบคุมความเร็วล้อทดสอบ, ระบบควบคุมมุมเลี้ยวของล้อทดสอบ, ระบบควบคุมความเร็วเชิงมุมล้อจำลองพื้นถนน, ระบบควบคุมมุมการวางตัวของล้อจำลองพื้นถนน และระบบควบคุมตำแหน่งล้อจำลองพื้นถนน โดยรายละเอียดของอุปกรณ์และการควบคุมระบบย่อยต่างๆมีดังนี้

4.2.1 ระบบควบคุมความเร็วล้อทดสอบ

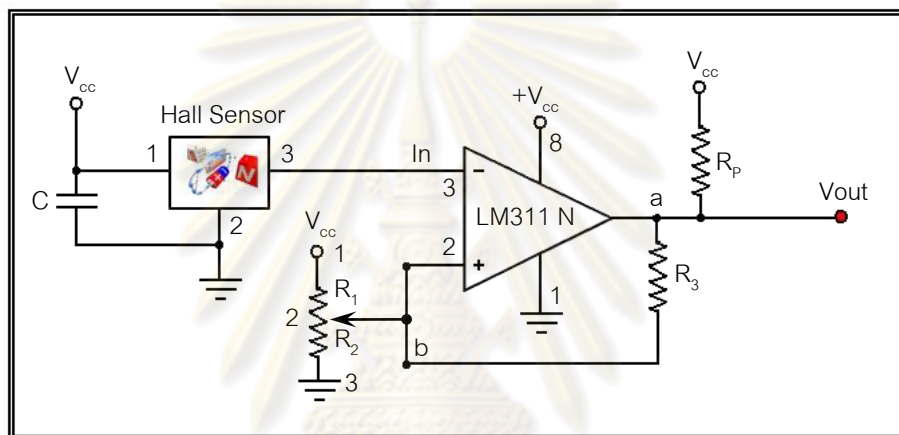


รูปที่ 4-25 อุปกรณ์ในระบบขับเคลื่อนล้อทดสอบ

ระบบควบคุมความเร็วล้อทดสอบ ประกอบด้วยมอเตอร์ไฟฟ้ากระแสตรงบริษัท Mars Electric LLC รุ่น ME0708 ขนาด 4.8 กิโลวัตต์ ความเร็วรอบสูงสุด 3,360 รอบต่อนาที ส่งกำลังผ่านชุดเฟืองทดรุ่น DS090 อัตราทด 1 : 5 เข้าสู่ล้อทดสอบดังรูปที่ 4-25 มอเตอร์ไฟฟ้างกล่าวจะเชื่อมต่อกับอุปกรณ์ขยายสัญญาณ (power amplifier) รุ่น Millipak 4Q Sevcon (รายละเอียดของมอเตอร์, ชุดเฟืองทดและอุปกรณ์ขยายสัญญาณแสดงไว้ในภาคผนวก ข.) และการวัดความเร็วรอบของมอเตอร์จะใช้วงจรตรวจจับตำแหน่งที่สร้างขึ้นเองดังรูปที่ 4-27 วงจรนี้ใช้ hall sensor ร่วมกับแท่งแม่เหล็กและวงจรเปรียบเทียบ (comparator with hysteresis) เพื่อสร้างสัญญาณในรูปของแรงดันไฟฟ้าเมื่อสนามแม่เหล็กที่ผ่าน hall sensor มีความเข้มสูงพอ สัญญาณแรงดันไฟฟ้าจะถูกนับด้วยวงจรมนับแบบ FPGA บน CompactRIO และหารด้วยเวลาจนได้เป็นความเร็วรอบความเร็วที่ได้จะถูกนำไปเปรียบเทียบกับค่าความเร็วที่ต้องการด้วยระบบควบคุมแบบ PID และส่งสัญญาณควบคุมตัวต้านทานปรับค่าได้แบบดิจิทัล (MCP 41010) โดยให้การสื่อสารแบบ SPI จากนั้นอุปกรณ์ขยายสัญญาณจะอ่านค่าความต้านทานนี้แล้วจ่ายกระแสไฟไปควบคุมมอเตอร์ให้เร่งหรือเบรกเพื่อให้มีความเร็วรอบตามต้องการ ซึ่งลักษณะการควบคุมมอเตอร์ขับเคลื่อนล้อทดสอบแสดงได้ดังรูปที่ 4-26



รูปที่ 4-26 การควบคุมมอเตอร์ขับเคลื่อนด้วยฮอลล์

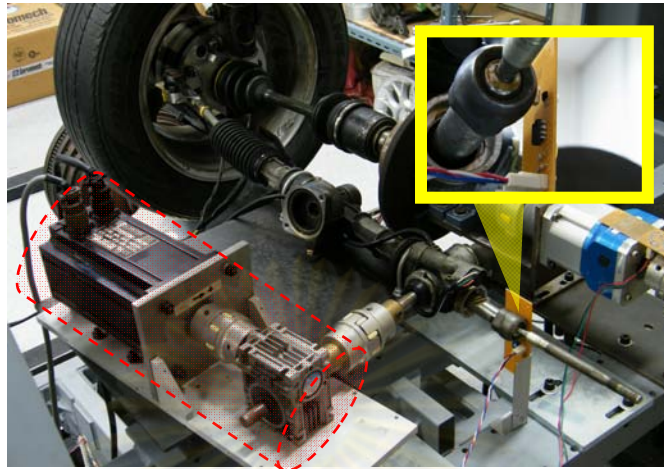


รูปที่ 4-27 วงจร hall sensor

การต่อ hall sensor (A1301) เข้ากับตัว comparator (LM311 N) แสดงดังวงจรในรูปที่ 4-27 วงจรนี้จะใช้ไฟเลี้ยง (V_{cc}) 5 โวลต์, ตัวเก็บประจุ (C) 500 ไมโครฟารัด การปรับค่าขอบเขตการทำงาน (threshold) จนได้สัญญาณขาออก (V_{out}) ที่เหมาะสมพบว่า ตัวต้านทาน R_1 จะมีค่าประมาณ 1,260 โอห์ม, R_2 มีค่าประมาณ 3,740 โอห์ม ในขณะที่ R_3 และ R_p มีค่า 2,600 และ 1,000 โอห์ม ตามลำดับ

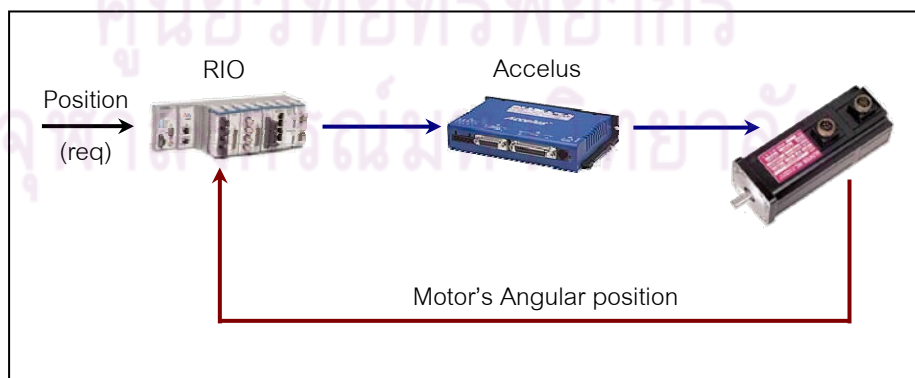
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

4.2.2 ระบบควบคุมมุมเดียวของล้อทดสอบ



รูปที่ 4-28 อุปกรณ์ในระบบควบคุมมุมเดียวของล้อทดสอบ

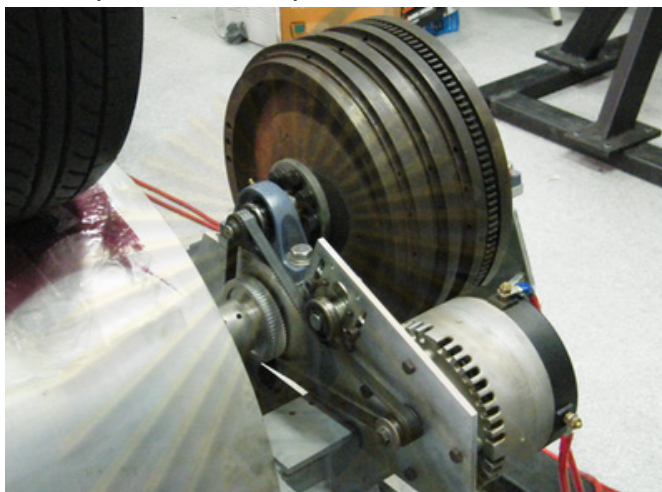
ระบบควบคุมมุมเดียวของล้อทดสอบจะใช้มอเตอร์ไฟฟ้ากระแสตรงแบบไร้แปรงถ่าน บริษัท Glentek รุ่น GMB 4525 ขนาด 1.6 กิโลวัตต์เป็นอุปกรณ์ต้นกำลัง มอเตอร์ดังกล่าวจะส่งกำลังผ่านชุดเฟืองหนอน (worm gear) บริษัท Motovario รุ่น NRV-030 อัตราทด 1:10 เข้าสู่โครงสร้างแรค แอนด์ พีเนียน ดังรูปที่ 4-28 มอเตอร์ไฟฟ้านี้จะเชื่อมต่อกับอุปกรณ์ขยายสัญญาณของบริษัท Copley Controls รุ่น Accelus ASP-090-36 โดยอุปกรณ์ขยายสัญญาณจะรับคำสั่งจาก NI CompactRIO ในรูปของแรงดันไฟฟ้า และการวัดตำแหน่งเชิงมุมของมอเตอร์จะใช้สัญญาณจากเอนโคเดอร์ (encoder) ที่ติดตั้งอยู่ภายในมอเตอร์นี้ ตำแหน่งเชิงมุมของมอเตอร์ที่ได้จะนำมาหาค่ามุมเดียวของล้อทดสอบโดยใช้การคำนวณจากการเทียบมาตรฐาน ซึ่งลักษณะการควบคุมมอเตอร์บังคับเดียวแสดงได้ดังรูปที่ 4-29 (รายละเอียดของอุปกรณ์ที่ใช้ในระบบควบคุมนี้แสดงในภาคผนวก ข.)



รูปที่ 4-29 การควบคุมมอเตอร์บังคับเดียวล้อทดสอบ

นอกจากนี้ผู้วิจัยได้ติดตั้งวงจร hall sensor เพื่อใช้ในการตั้งศูนย์ก่อนเริ่มทำการทดสอบ อีกด้วย (การตั้งศูนย์แสดงในภาคผนวก ง.) ซึ่งวงจร hall sensor นี้เป็นวงจรแบบเดียวกับที่ใช้ในการวัดความเร็วเชิงมุมของล้อทดสอบ โดยลักษณะการติดตั้งวงจรมีดังกล่าวดังแสดงได้ดังรูปที่ 4-28

4.2.3 ระบบควบคุมความเร็วเชิงมุมล้อจำลองพื้นถนน

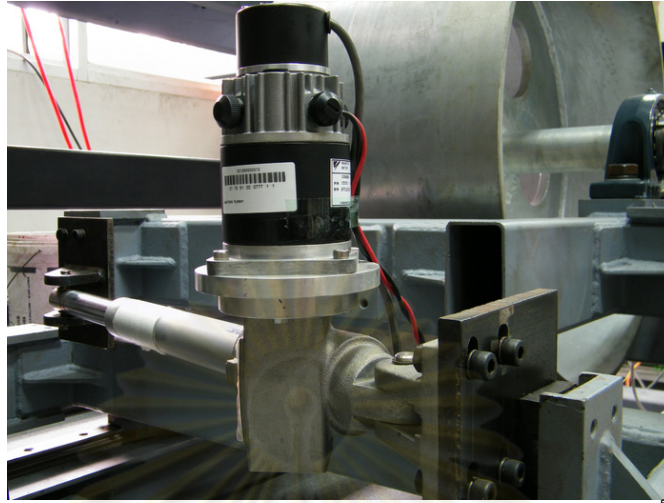


รูปที่ 4-30 อุปกรณ์ในระบบควบคุมความเร็วเชิงมุมล้อจำลองพื้นถนน

ระบบควบคุมความเร็วเชิงมุมล้อจำลองพื้นถนนดังรูปที่ 4-30 จะใช้มอเตอร์ไฟฟ้าและอุปกรณ์ขยายสัญญาณรวมไปถึงการใช้ตัวต้านทานปรับค่าได้แบบดิจิทัลลักษณะเดียวกับที่ใช้ในระบบควบคุมความเร็วล้อทดสอบทุกประการ ยกเว้นการวัดความเร็วของมอเตอร์ต้นกำลังในระบบนี้จะใช้เอนโคเดอร์บริษัท Hontko รุ่น HTR HB 5-1000 ติดตั้งที่แกนของล้อจำลองพื้นถนน ซึ่งมอเตอร์ต้นกำลังจะมีความเร็วรอบเป็น 3 เท่าของความเร็วรอบล้อจำลองพื้นถนนเนื่องจากการทดด้วยสายพาน timing รุ่น 9255M ความกว้างสายพาน 15 มิลลิเมตรตามที่ได้ออกแบบไว้ (รายละเอียดของอุปกรณ์ที่ใช้ในระบบควบคุมนี้แสดงในภาคผนวก ข.)

ศูนย์บริหารทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

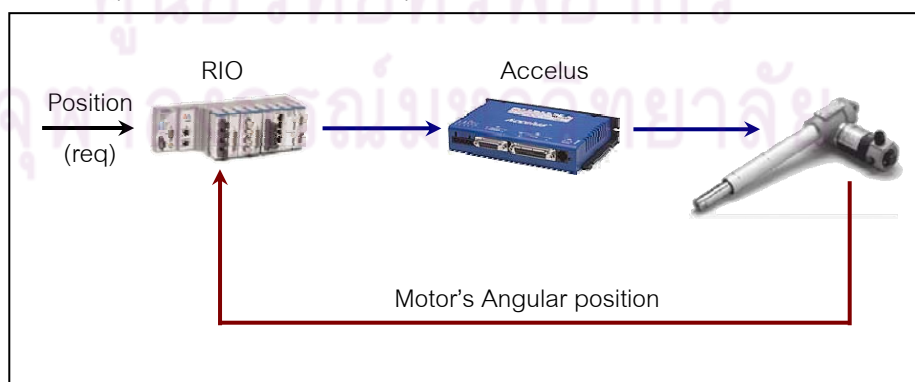
4.2.4 ระบบควบคุมมุมการวางตัวของล้อจำลองพื้นถนน



รูปที่ 4-31 อุปกรณ์ในระบบควบคุมมุมการวางตัวของล้อจำลองพื้นถนน

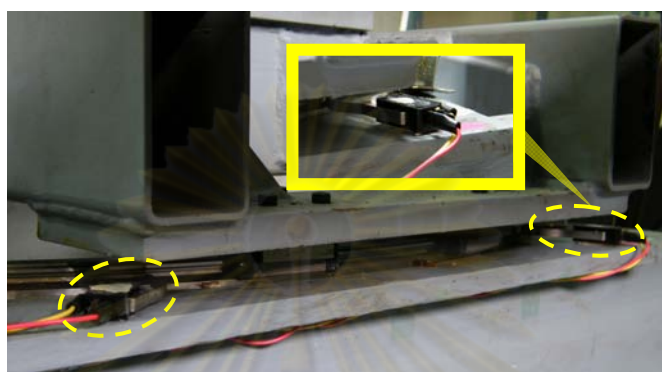
อุปกรณ์ในระบบควบคุมมุมการวางตัวของล้อจำลองพื้นถนนดังรูปที่ 4-31 จะใช้ชุดขับเคลื่อน (linear actuator) ที่ประกอบไปด้วยมอเตอร์ไฟฟ้ากระแสตรงแบบมีแปรงถ่านของบริษัท Yaskawa Minertia Motor รุ่น UGRMEM 04MA ขนาด 200 วัตต์ร่วมกับชุดเฟืองหนอนแบบลูกปืนหมุนวน (ball screw) รุ่น BSA20 RN1 โดยใช้เอนโคเดอร์แบบ incremental ในการวัดตำแหน่งของมอเตอร์ จากนั้นนำตำแหน่งที่ได้มาหาความสัมพันธ์กับมุมการวางตัวของล้อจำลองพื้นถนนเพื่อใช้ในการควบคุมต่อไป

ในระบบควบคุมนี้จะใช้ NI CompactRIO ในการรับสัญญาณตำแหน่งของมอเตอร์และส่งสัญญาณคำสั่งในรูปแบบของแรงดันไฟฟ้าไปที่อุปกรณ์ขยายสัญญาณรุ่น Accelus ASP-090-36 เพื่อจ่ายไฟฟ้ากระแสตรงไปควบคุมมอเตอร์ในรูปแบบ torque mode ดังรูปที่ 4-32 ดังนี้ (รายละเอียดของอุปกรณ์ที่ใช้ในระบบควบคุมนี้แสดงในภาคผนวก ข.)



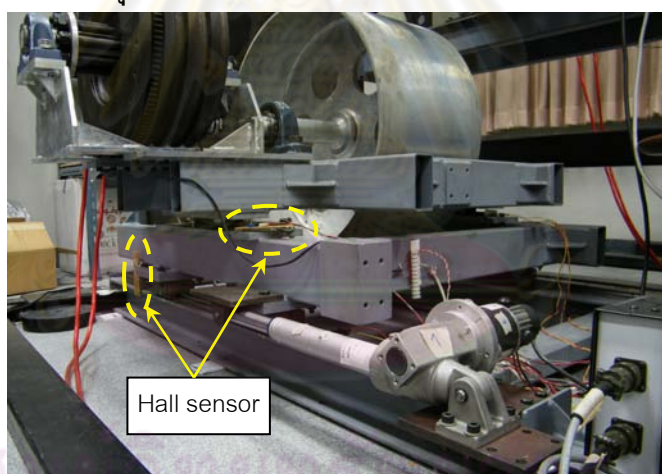
รูปที่ 4-32 การควบคุมมอเตอร์บังคับมุมล้อจำลองพื้นถนน

นอกจากนี้ผู้วิจัยยังได้ติดตั้ง limit switch ดังรูปที่ 4-33 เพื่อใช้ในการป้องกันมิให้ตัวขับเคลื่อนเคลื่อนที่เกินระยะใช้งานอีกด้วย โดย limit switch ดังกล่าวจะทำการเปิดวงจรทันทีที่ actuator เคลื่อนที่ถึงจุดที่ติดตั้ง limit switch ไว้ ส่งผลให้ระบบควบคุมหยุดจ่ายไฟเข้าสู่มอเตอร์ และ actuator หยุดการเคลื่อนที่



รูปที่ 4-33 ตำแหน่งติดตั้ง limit switch

4.2.5 ระบบควบคุมตำแหน่งของล้อจำลองพื้นถนน



รูปที่ 4-34 อุปกรณ์ในระบบควบคุมตำแหน่งของล้อจำลองพื้นถนน

ระบบควบคุมตำแหน่งของล้อจำลองพื้นถนนดังรูปที่ 4-34 จะประกอบด้วยตัวขับเคลื่อนเชิงเส้นและอุปกรณ์ควบคุมลักษณะเดียวกับระบบควบคุมมุมการวางตัวของล้อจำลองพื้นถนนทุกประการ นอกจากนี้ผู้วิจัยได้ติดตั้ง limit switch ไว้ในระบบควบคุมตำแหน่งล้อจำลองพื้นถนน ซึ่ง limit switch ดังกล่าวจะช่วยในการป้องกันมิให้ตัวขับเคลื่อนเคลื่อนที่เกินระยะที่กำหนดไว้ และรูปที่ 4-34 จะแสดงจุดติดตั้ง hall sensor ที่ใช้ในการตั้งศูนย์มุมการวางตัวและตำแหน่งของล้อจำลองพื้นถนน (การตั้งศูนย์แสดงในภาคผนวก ง.) โดยวงจร hall sensor ในรูปเป็นวงจรลักษณะเดียวกับที่ใช้ในการตั้งศูนย์มุมเลี้ยวของล้อทดสอบเช่นกัน

บทที่ 5

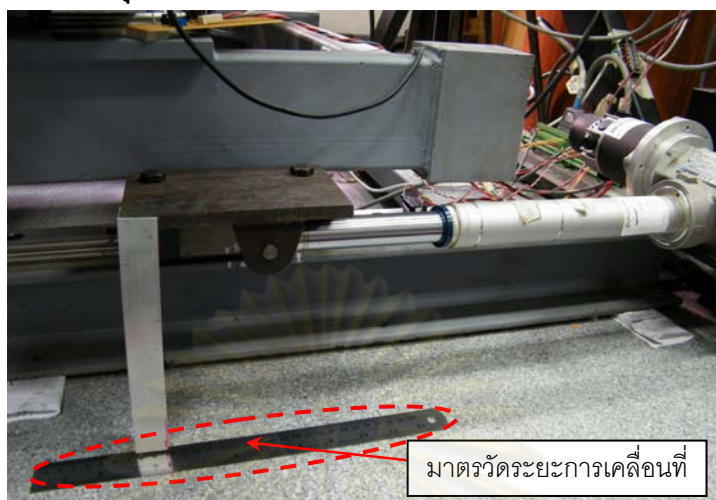
การทดสอบระบบโดยรวม การนำไปใช้งานและการวิเคราะห์ผลการทดลอง

ในบทนี้จะประกอบด้วยเนื้อหา 3 ส่วนหลักได้แก่ การเทียบมาตรฐานและปรับแต่งค่าเกนควบคุมในแต่ละแกน, การทดสอบการทำงานร่วมกันของโครงสร้าง HIL กับระบบประมวลผลควบคุม, และการใช้ชุดทดสอบ HIL กับงานวิจัยระบบช่วงล่างยานยนต์ ในส่วนแรก (การปรับค่าเกนในแต่ละแกน) จะแสดงถึงผลการตอบสนองของอุปกรณ์ควบคุมการเคลื่อนที่แกนต่างๆต่อสัญญาณควบคุมแบบขั้น รวมไปถึงขอบเขตการทำงานของชุดทดสอบ HIL นี้, ส่วนที่สอง (HIL กับระบบประมวลผล) จะแสดงผลการทำงานของชุด HIL ตามค่าสถานะ (states) ที่ได้จากแบบจำลองจักรยานภายใต้เงื่อนไขการเลี้ยวเปลี่ยนเลน และในที่สุดท้าย (การใช้งานชุดทดสอบ HIL) จะแสดงตัวอย่างการใช้ชุด HIL ในการทดสอบการสร้างแรงจายและการทำนายลักษณะการเคลื่อนที่ของยานยนต์เมื่ออยู่ภายใต้การเลี้ยวโค้งแบบต่างๆ โดยรายละเอียดของเนื้อหาหลักทั้ง 3 ส่วนมีดังนี้

5.1 การเทียบมาตรฐานและการปรับแต่งค่าเกนของแต่ละแกนการเคลื่อนที่

ชุดทดสอบ HIL นี้จะประกอบไปด้วยมอเตอร์ควบคุมทั้งหมด 5 แกน โดยมี 2 แกนควบคุมอัตราเร็วเชิงมุม (ของล้อทดสอบและล้อจำลองพื้นถนน) และอีก 3 แกนควบคุมตำแหน่งการเคลื่อนที่ของโครงสร้าง ซึ่งในการควบคุมตำแหน่งการเคลื่อนที่แต่ละแกนให้ถูกต้องนั้นจำเป็นต้องมีการเทียบมาตรฐาน (calibrate) การเคลื่อนที่ในแต่ละแกนก่อน ผลที่ได้จากการเทียบมาตรฐานจะนำไปใช้ปรับแต่งค่าเกน (gain) การควบคุมเพื่อให้การเคลื่อนที่ดังกล่าวเข้าสู่ตำแหน่งที่ต้องการได้อย่างรวดเร็วและแม่นยำ นอกจากนี้ ผลการทดสอบการเคลื่อนที่ในช่วงการเทียบมาตรฐานจะแสดงถึงขอบเขตการทำงานของชุดทดสอบ HIL นี้อีกด้วย โดยรายละเอียดในการเทียบมาตรฐานตำแหน่งและปรับแต่งค่าเกนต่างๆของแกนการเคลื่อนที่ทั้งหมด มีดังนี้

5.1.1 ระบบควบคุมการเคลื่อนที่เชิงเส้นของล้อจำลองพื้นถนน



รูปที่ 5-1 มาตรวัดการเคลื่อนที่เชิงเส้นของล้อจำลองพื้นถนน

อุปกรณ์ที่ใช้ในการขับเคลื่อนโครงสร้างรองรับล้อจำลองพื้นถนน (แกนที่ 1) นั้นแสดงได้ดังรูปที่ 4-34 และในเทียบมาตรฐานการเคลื่อนที่ดังกล่าวทำได้โดยแปลงตำแหน่งการหมุนของมอเตอร์เป็นระยะยัดของตัวขับเคลื่อน ซึ่งรายละเอียดของมอเตอร์และตัวขับเคลื่อนที่เกี่ยวข้องกับการเทียบมาตรฐานตำแหน่งมีดังนี้

1. ตัวขับเคลื่อนมีอัตราทด 1:12.5 มีระยะ pitch 5 มิลลิเมตร โดยมอเตอร์หมุน 1 รอบจะได้ระยะยัดออกมา 0.4 มิลลิเมตร
2. มอเตอร์หมุน 1 รอบ เอนโคเดอร์ ระบุตำแหน่งจะอ่านค่าได้ 8,192 พัลส์

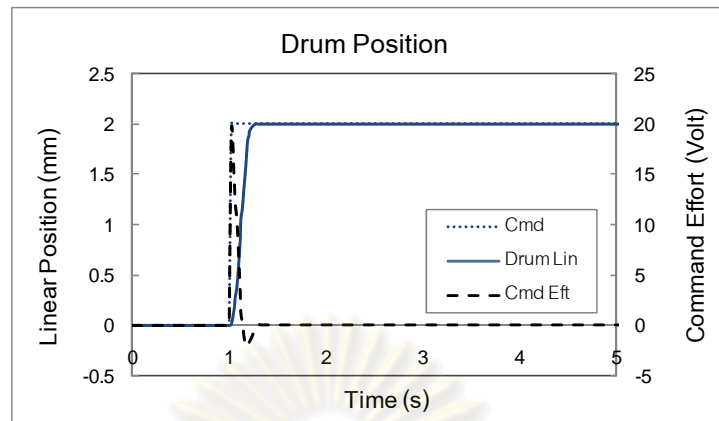
จากข้อมูลข้างต้นสามารถนำมาสร้างความสัมพันธ์ระหว่างจำนวนพัลส์ของเอนโคเดอร์ ระบุตำแหน่งกับระยะยัดได้ ดังนี้

ระยะยัด 0.4 มิลลิเมตร เอนโคเดอร์อ่านค่าได้ 8,192 พัลส์

ระยะยัด 1 มิลลิเมตร เอนโคเดอร์อ่านค่าได้ 20,480 พัลส์

ซึ่งจากการตรวจสอบความสัมพันธ์ดังกล่าวด้วยมาตรวัดระยะการเคลื่อนที่เชิงเส้นดังรูปที่ 5-1 พบว่าอุปกรณ์ควบคุมการเคลื่อนที่ในแกนที่ 1 นี้สามารถทำงานได้อย่างถูกต้องและขอบเขตการเคลื่อนที่ของอุปกรณ์นี้อยู่ที่ +/-93 มิลลิเมตร

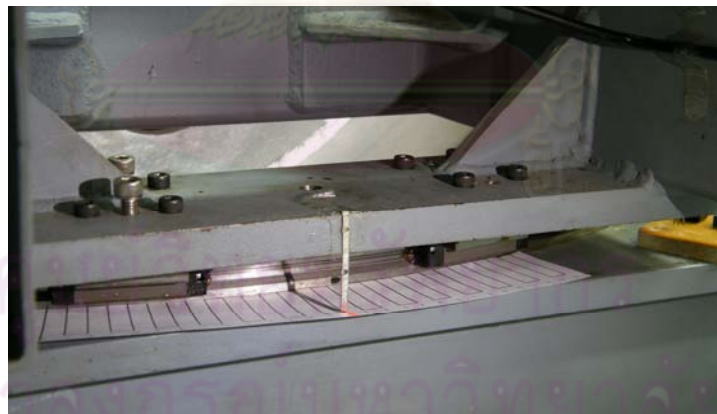
จากนั้นจะเป็นการปรับแต่งค่าเกนแบบ PD ที่ใช้ในการควบคุมมอเตอร์ในแกนที่ 1 โดยค่าเกนที่เหมาะสมกับลักษณะการเคลื่อนที่ในแกนนี้คือ $K_p = 10.0$ และ $K_D = 0.001$ ซึ่งผลควบคุมการเคลื่อนที่ดังกล่าวแสดงได้ดังรูปที่ 5.2



รูปที่ 5-2 ผลการตอบสนองของระบบควบคุมตำแหน่งเชิงเส้นของล้อจำลองพื้นถนน

รูปที่ 5-2 แสดงผลการควบคุมตำแหน่งของล้อจำลองพื้นถนน ให้มีระยะเคลื่อนที่เชิงเส้นเป็น 2 มิลลิเมตรจากจุดหยุดนิ่ง โดยแกนตั้งฝั่งซ้ายแสดงระยะทางเชิงเส้นที่ใช้ประกอบการอธิบายสัญญาณคำสั่งและตำแหน่งการเคลื่อนที่จริงของระบบ ในขณะที่แกนตั้งขวาแสดงระดับแรงดันไฟฟ้าที่จ่ายเข้าสู่มอเตอร์ ซึ่งผลจากการวิเคราะห์ข้อมูลพบว่าการเคลื่อนที่ของแกนที่ 1 นี้มีค่า rise time ประมาณ 0.13 วินาที, ค่า settling time (5%) ประมาณ 0.20 วินาที, ค่า overshoot 0.00% และ steady-state error ที่ประมาณ 0.30%

5.1.2 ระบบควบคุมมุมการวางตัวของล้อจำลองพื้นถนน

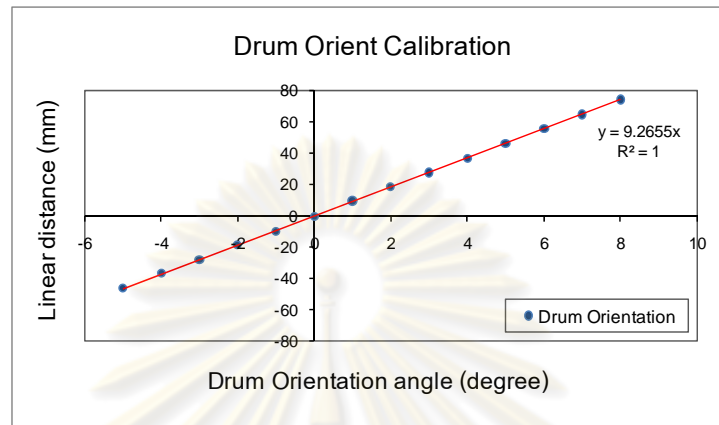


รูปที่ 5-3 มาตรฐานวัดองศาการวางตัวของล้อจำลองพื้นถนน

อุปกรณ์ต้นกำลังของระบบควบคุมมุมการวางตัวของล้อจำลองพื้นถนน (แกนที่ 2) นี้คือชุดมอเตอร์และตัวขับเชิงเส้นเช่นเดียวกับแกนที่ 1 เพียงแต่เปลี่ยนระยะยึดเชิงเส้นมาเป็นการเคลื่อนที่เชิงมุมแทน (ดังรูปที่ 4-31) ในการเทียบมาตรฐานการเคลื่อนที่นั้นสามารถทำได้โดยแปลงการหมุนของมอเตอร์เป็นตำแหน่งเชิงมุมการวางตัวของล้อจำลองพื้นถนน

ในการหาความสัมพันธ์ระหว่างระยะยึดของตัวขับเชิงเส้นกับมุมการวางตัวของล้อจำลองพื้นถนนนั้น ผู้วิจัยได้ติดตั้งมาตรฐานที่ใช้ในการบอกองศาการวางตัวของล้อจำลองพื้นถนนดังแสดงใน

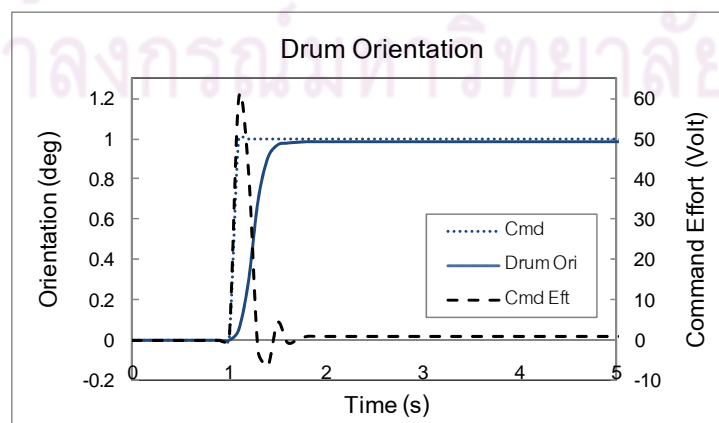
รูปที่ 5-3 แล้วจึงทำการหามุมมอเตอร์พร้อมวัดค่าจำนวนพัลส์จากเอนโคเดอร์ที่มุมการวางตัวต่างๆ ของล้อจำลองพื้นถนน จากนั้นนำข้อมูลที่ได้มาวิเคราะห์หาความสัมพันธ์ โดยระยะการเคลื่อนที่ของตัวขับเคลื่อนและตำแหน่งการวางตัวของล้อจำลองพื้นถนนแสดงได้ดังรูปที่ 5-4 ดังนี้



รูปที่ 5-4 ความสัมพันธ์ระหว่างระยะการเคลื่อนที่ของตัวขับเคลื่อนและมุมการวางตัวของล้อจำลองพื้นถนน

จากรูปที่ 5-4 จะเห็นว่า ความสัมพันธ์ระหว่างระยะการเคลื่อนที่ของตัวขับเคลื่อนและมุมการวางตัวของล้อจำลองพื้นถนนนั้นมีความเป็นเชิงเส้นสูงมาก โดยมีสมการแสดงความสัมพันธ์คือ $y = 9.2655 \cdot x$ เมื่อค่า y คือระยะการเคลื่อนที่ของตัวขับเคลื่อน และค่า x คือมุมการวางตัวของล้อจำลองพื้นถนน ในการแปลงระยะการเคลื่อนที่ของตัวขับเคลื่อนเป็นจำนวนพัลส์ที่วัดจากเอนโคเดอร์นั้นจะใช้ความสัมพันธ์ที่ได้กล่าวถึงในหัวข้อ 5.1.1 และจากการทดสอบพบว่า ด้วยข้อจำกัดทางระยะยัดของตัวขับเคลื่อน (± 93 มิลลิเมตร) ทำให้ระบบนี้สามารถสร้างมุมการวางตัวให้ล้อจำลองพื้นถนนได้อยู่ระหว่าง -5 ถึง 8 องศา

ในการควบคุมมอเตอร์ของแกนที่ 2 นี้ผู้วิจัยใช้การควบคุมแบบ PD โดยพบว่าค่าเกณฑ์ที่เหมาะสมคือ $K_p = 10.0$ และ $K_D = 0.002$ ซึ่งผลควบคุมการเคลื่อนที่ดังกล่าวแสดงได้ดังรูปที่ 5-5

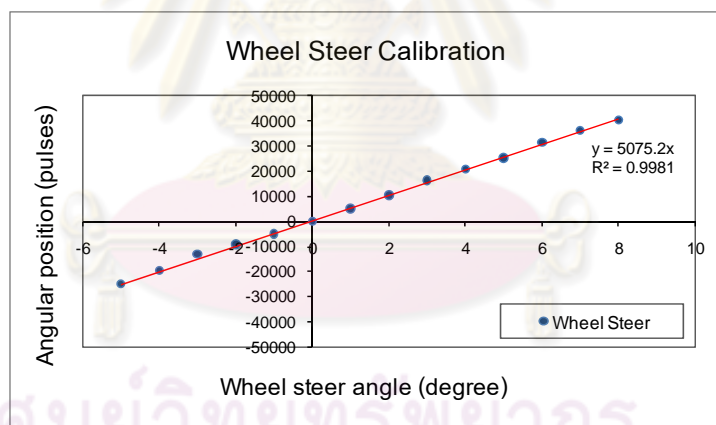


รูปที่ 5-5 ผลการตอบสนองของระบบควบคุมมุมการวางตัวของล้อจำลองพื้นถนน

ในรูปที่ 5-5 จะแสดงผลการควบคุมมุมการวางตัวของล้อจำลองพื้นถนนให้มีมุมการวางตัวเป็น 1 องศาจากจุดหยุดนิ่ง โดยแกนตั้งฝั่งซ้ายแสดงระยะทางเชิงมุมที่ใช้ประกอบการอธิบายสัญญาณคำสั่งและตำแหน่งการเคลื่อนที่เชิงมุมจริงของระบบ ในขณะที่แกนตั้งฝั่งขวาแสดงระดับแรงดันไฟฟ้าที่จ่ายเข้าสู่มอเตอร์ ผลจากการวิเคราะห์ข้อมูลพบว่า การเคลื่อนที่ของแกนที่ 2 นี้มีค่า rise time ประมาณ 0.27 วินาที, ค่า settling time (5%) ประมาณ 0.40 วินาที, ค่า overshoot 0.00% และ steady-state error ที่ประมาณ 1.10%

5.1.3 ระบบควบคุมมุมเลี้ยวของล้อทดสอบ

ระบบควบคุมมุมเลี้ยวของล้อทดสอบ (แกนที่ 3) ประกอบไปด้วยมอเตอร์ไฟฟ้ากระแสตรงแบบไร้แปรงถ่าน ส่งกำลังผ่านระบบเฟืองทดและผ่านระบบเรค แอนด์ พีเอ็นเอ็น ของยานยนต์จริง ดังรูปที่ 4-28 การเทียบมาตรฐานมุมเลี้ยวของล้อทดสอบ ทำได้โดยการปรับมุมการวางตัวของล้อจำลองพื้นถนน แล้วจึงปรับมุมการเลี้ยวของล้อทดสอบตามจนไม่เกิดแรงต้านข้าง มุมเลี้ยวของล้อทดสอบจะมีค่าเท่ากับมุมบิดของล้อจำลองพื้นถนน จากนั้นวัดตำแหน่งเชิงมุมของมอเตอร์และมุมเลี้ยวของล้อทดสอบ ซึ่งผลที่ได้แสดงดังรูปที่ 5-6 ดังนี้



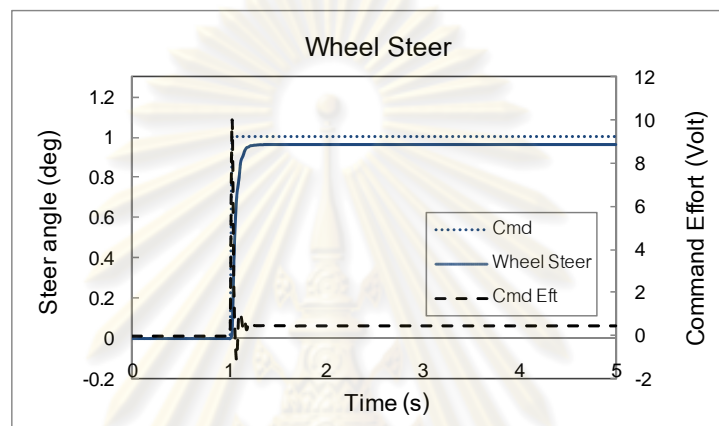
รูปที่ 5-6 ความสัมพันธ์ระหว่างตำแหน่งเชิงมุมของมอเตอร์และมุมเลี้ยวของล้อทดสอบ

จากรูปที่ 5-6 จะเห็นว่าความสัมพันธ์ระหว่างตำแหน่งเชิงมุมของมอเตอร์และมุมเลี้ยวของล้อทดสอบนั้นมีความเป็นเชิงเส้นสูงมาก โดยมีสมการแสดงความสัมพันธ์คือ $y = 5075.2 \cdot x$ โดยค่า y คือตำแหน่งเชิงมุมของมอเตอร์ที่วัดจากเอนโคเดอร์ (พัลส์) และค่า x คือมุมเลี้ยวของล้อทดสอบ (องศา) สืบเนื่องมาจากข้อจำกัดในการสร้างมุมการวางตัวของล้อจำลองพื้นถนน ส่งผลให้การเทียบมาตรฐานมุมเลี้ยวของล้อทดสอบทำได้ในช่วงระยะเดียวกับมุมการวางตัวของล้อจำลองพื้นถนน นั่นคือค่ามุมเลี้ยวตั้งแต่ -5 ถึง 8 องศา

อย่างไรก็ตาม การเทียบมาตรฐานเพื่อหาความสัมพันธ์ระหว่างมุมเลี้ยวของล้อทดสอบและตำแหน่งเชิงมุมของมอเตอร์ด้วยวิธีนี้อาจมีความคลาดเคลื่อนอยู่บ้าง เนื่องจากแรงต้านข้างที่

ตรวจวัดได้จะมีความผันแปรอยู่ และความไม่เป็นเชิงเส้นของการสร้างแรงจากยางอาจก่อให้เกิดภาวะที่แรงด้านข้างเป็นศูนย์แต่มุมเลี้ยวของล้อทดสอบยังไม่ตรงพอดีกับมุมการวางตัวของล้อจำลองพื้นถนนก็เป็นได้

เช่นเดียวกับการควบคุมมอเตอร์ในสองแกนที่กล่าวมา ในการควบคุมมอเตอร์แกนที่ 3 นี้ ผู้วิจัยใช้การควบคุมแบบ PD โดยค่าเกณฑ์ที่เหมาะสมกับลักษณะการเคลื่อนที่ในแกนนี้คือ $K_p = 2.8$ และ $K_D = 0.0006$ ซึ่งผลควบคุมการเคลื่อนที่ดังกล่าวแสดงได้ดังรูปที่ 5-7

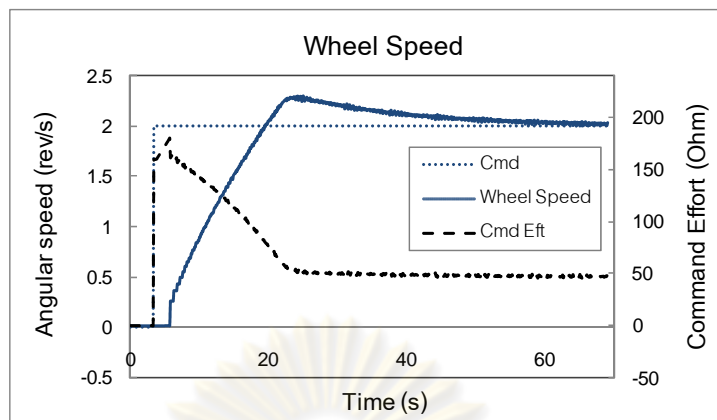


รูปที่ 5-7 ผลการตอบสนองของระบบควบคุมมุมบิดเลี้ยวของล้อทดสอบ

ในรูปที่ 5-7 จะแสดงผลการควบคุมมุมเลี้ยวของล้อทดสอบให้มีค่าเป็น 1 องศาจากจุดหยุดนิ่ง โดยแกนตั้งฝั่งซ้ายแสดงระยะทางเชิงมุมที่ใช้ประกอบการอธิบายสัญญาณคำสั่งและตำแหน่งการเคลื่อนที่เชิงมุมจริงของระบบ ในขณะที่แกนตั้งฝั่งขวาแสดงระดับแรงดันไฟฟ้าที่จ่ายเข้าสู่มอเตอร์ ซึ่งผลจากการวิเคราะห์ข้อมูลพบว่าการเคลื่อนที่ของแกนที่ 2 นี้มีค่า rise time ประมาณ 0.08 วินาที, ค่า settling time (5%) ประมาณ 0.13 วินาที, ค่า overshoot 0.00% และ steady-state error ที่ประมาณ 3.40%

5.1.4 ระบบควบคุมอัตราเร็วเชิงมุมของล้อทดสอบ

ระบบควบคุมอัตราเร็วเชิงมุมของล้อทดสอบ (แกนที่ 4) ดังแสดงในรูปที่ 4-26 จะใช้มอเตอร์ไฟฟ้ากระแสตรงแบบมีแปรงถ่านเป็นต้นกำลัง (รายละเอียดในหัวข้อที่ 4.2.1) จากการปรับค่าเกณฑ์ต่างๆพบว่า ค่าที่เหมาะสมกับการควบคุมระบบนี้คือ $K_p = 80$ และ $K_I = 0.25$ ซึ่งผลการตอบสนองของระบบต่อสัญญาณควบคุมแสดงได้ดังรูปที่ 5-8



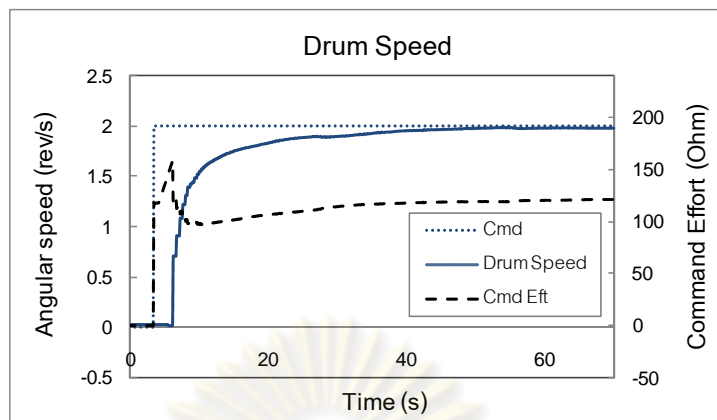
รูปที่ 5-8 ผลการตอบสนองของระบบควบคุมอัตราเร็วล้อทดสอบ

ในรูปที่ 5-8 แสดงผลการควบคุมอัตราเร็วเชิงมุมของล้อทดสอบให้มีค่าเป็น 2 รอบ/วินาที (ประมาณ 13.1 กิโลเมตร/ชั่วโมง) จากจุดหยุดนิ่ง โดยแกนตั้งฝั่งซ้ายแสดงอัตราเร็วเชิงมุมที่ใช้ประกอบการอธิบายสัญญาณคำสั่งและอัตราเร็วจริงของล้อทดสอบ ในขณะที่แกนตั้งฝั่งขวาแสดงระดับความต้านทานที่ถูกอ่านโดยอุปกรณ์ควบคุมมอเตอร์ (motor amplifier) ซึ่งผลจากการวิเคราะห์ข้อมูลพบว่า การตอบสนองของแกนที่ 4 นี้มีค่า rise time ประมาณ 12.09 วินาที, ค่า settling time (5%) ประมาณ 35.90 วินาที, ค่า overshoot 13.09% และ steady-state error ประมาณ 2.00%

นอกจากนี้ผู้วิจัยพบว่าอัตราเร็วของล้อทดสอบมีค่าสูงสุดที่ 3.7 รอบ/วินาที (24.2 กิโลเมตร/ชั่วโมง) เมื่อมุมไถลเป็นศูนย์ และที่มุมไถลสูงสุด (+/-3 องศา) ล้อทดสอบมีอัตราเร็วสูงสุดที่ 2.6 รอบ/วินาที (17.1 กิโลเมตร/ชั่วโมง) ทั้งนี้อาจเนื่องมาจากแรงดันไฟฟ้าที่จ่ายให้กับมอเตอร์มีค่าเพียง 24 โวลต์และแรงเสียดทานในระบบมีค่ามากจึงส่งผลให้อัตราเร็วจริงที่สร้างได้มีค่าต่ำกว่าที่ประเมินไว้ (จากข้อมูลของมอเตอร์ในภาคผนวก ข. พบว่าที่แรงดันไฟฟ้า 24 โวลต์ อัตราเร็วมอเตอร์จะมีค่าสูงสุดประมาณ 5.6 รอบ/วินาที และมอเตอร์นี้รับแรงดันไฟฟ้าได้สูงสุดที่ 48 โวลต์)

5.1.5 ระบบควบคุมอัตราเร็วเชิงมุมของล้อจำลองพื้นถนน

ระบบควบคุมอัตราเร็วเชิงมุมของล้อจำลองพื้นถนน (แกนที่ 5) ดังแสดงในรูปที่ 4-30 จะใช้มอเตอร์ไฟฟ้ากระแสตรงแบบมีแปรงถ่านเช่นเดียวกับมอเตอร์ในแกนที่ 4 (รายละเอียดในหัวข้อที่ 4.2.3) จากการปรับค่าเกณฑ์ต่างๆพบว่า ค่าที่เหมาะสมกับการควบคุมระบบนี้คือ $K_p = 60$ และ $K_i = 0.5$ ซึ่งผลการตอบสนองของระบบต่อสัญญาณควบคุมแสดงได้ดังรูปที่ 5-9



รูปที่ 5-9 ผลการตอบสนองของระบบควบคุมอัตราเร็วล้อทดสอบ

รูปที่ 5-9 แสดงผลการควบคุมอัตราเร็วเชิงมุมของล้อจำลองพื้นถนนให้มีค่าเป็น 2 รอบ/วินาที จากจุดหยุดนิ่ง โดยแกนตั้งฝั่งซ้ายแสดงอัตราเร็วเชิงมุมที่ใช้ประกอบการอธิบายสัญญาณคำสั่งและอัตราเร็วจริงของล้อจำลองพื้นถนน ในขณะที่แกนตั้งฝั่งขวาแสดงระดับความต้านทานที่ถูกอ่านโดยอุปกรณ์ควบคุมมอเตอร์ (motor amplifier) ซึ่งผลจากการวิเคราะห์ข้อมูลระบุว่า การตอบสนองของแกนที่ 5 นี้มีค่า rise time ประมาณ 10.50 วินาที, ค่า settling time (5%) ประมาณ 20.90 วินาที, ค่า overshoot 0.50% และ steady-state error ที่ประมาณ 0.75%

จากการปรับค่าเกณฑ์ที่ใช้ในการควบคุมมอเตอร์ทั้ง 5 แกนดังกล่าว สามารถสรุปผลการตอบสนองของระบบต่างๆ ได้ดังตารางที่ 5-1 ดังนี้

ตารางที่ 5-1 ผลการตอบสนองของระบบต่างๆ ในการควบคุมแบบ PID

เกณฑ์การเคลื่อนที่	t_r (s)	t_s (s)	m_p (%)	e_{ss} (%)
เกณฑ์ที่ 1 (Drm-Lin)	0.13	0.20	0.00	0.30
เกณฑ์ที่ 2 (Drm-Ori)	0.27	0.40	0.00	1.10
เกณฑ์ที่ 3 (Whl-Str)	0.08	0.13	0.00	3.40
เกณฑ์ที่ 4 (Whl-Spd)	12.09	35.90	13.09	2.00
เกณฑ์ที่ 5 (Drm-Spd)	10.50	20.90	0.50	0.75

เมื่อ t_r คือ rise time, t_s คือ settling time,

m_p คือ overshoot และ e_{ss} คือ steady-state error

สรุปขอบเขตการทำงานของชุดทดสอบ HIL*

1. การเคลื่อนที่เชิงเส้นของล้อจำลองพื้นถนน
ระยะเคลื่อนที่จริง +/-93 มิลลิเมตร (+/-100 มิลลิเมตร)
 2. มุมการวางตัวล้อจำลองพื้นถนน
มุมที่สร้างได้ -5 ถึง +8 องศา (+/-9 องศา)
 3. มุมเอียงของล้อทดสอบ
มุมที่สร้างได้ -5 ถึง +8 องศา (+/-10 องศา)
 4. อัตราเร็วล้อทดสอบ
- มุมไถลเป็น 0 องศา
อัตราเร็วสูงสุด 24.2 กิโลเมตร/ชั่วโมง (50 กิโลเมตร/ชั่วโมง)
- มุมไถลสูงสุดที่ +/-3 องศา
อัตราเร็วสูงสุด 17.1 กิโลเมตร/ชั่วโมง (50 กิโลเมตร/ชั่วโมง)
 5. มุมไถล
มุมไถลสูงสุด +/-3 องศา (+/-4 องศา)
- * ค่าในวงเล็บคือค่าที่ใช้ในการออกแบบ

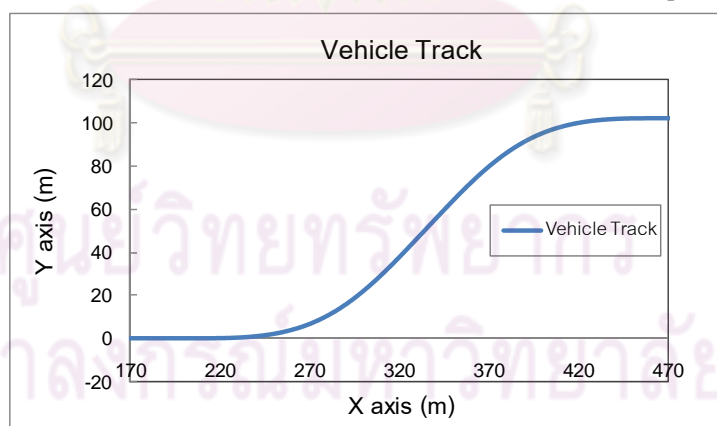
ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

5.2 การทดสอบการทำงานร่วมกันของโครงสร้างทดสอบ HIL กับระบบประมวลผลและควบคุม

การทดสอบรวมทั้งระบบ จัดทำขึ้นเพื่อตรวจสอบการทำงานประสานกันระหว่างชุดโครงสร้าง (hardware) และโปรแกรมควบคุม (software) ในการทดสอบนี้กำหนดให้ยานยนต์ในแบบจำลองจักรยานมีการเลี้ยวเปลี่ยนเลนแล้วส่งสัญญาณควบคุมให้โครงสร้างทดสอบ HIL สร้างมุมเลี้ยวและมุมไถลให้ได้ตามค่าที่เกิดขึ้นในแบบจำลอง

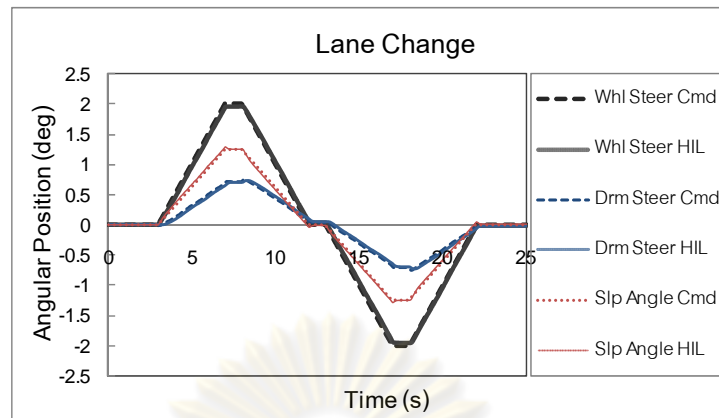
การจำลองการเปลี่ยนเลนนี้กำหนดให้ยานยนต์ในแบบจำลองจักรยานมีค่าพารามิเตอร์ดังตารางที่ 3-1 มีอัตราเร็วในแบบจำลองตามแนวรถคงที่ที่ 15 เมตร/วินาที หรือ 54 กิโลเมตร/ชั่วโมง (เพื่อความปลอดภัย อัตราเร็วจริงที่ใช้ในการขับเคลื่อนล้อทดสอบจะมีอัตราส่วนเป็น 1 ใน 5 ของอัตราเร็วที่ใช้ในแบบจำลอง - ประมาณ 3 เมตร/วินาที) มีการเปลี่ยนค่ามุมเลี้ยวจาก 0 องศาจนมีค่าสูงสุดที่ 2 องศาและต่ำสุดที่ -2 องศา ด้วยอัตราเร็ว 0.5 องศา/วินาที ค่ามุมเลี้ยวของล้อและมุมไถลที่เกิดขึ้นในแบบจำลองจะถูกส่งไปควบคุมมุมเลี้ยวของล้อทดสอบและมุมการวางตัวของล้อจำลองพื้นถนน จากนั้นจึงตรวจวัดแรงต้านข้างที่เกิดขึ้นกับล้อทดสอบ

ผลจากการทดสอบที่ใช้ในการตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลองในเบื้องต้นคือ ตำแหน่งการเคลื่อนที่ของตัวรถในแบบจำลอง ว่ามีแนวโน้มใกล้เคียงกับลักษณะทางธรรมชาติของการขับเคลื่อนหรือไม่ โดยผลการทดสอบดังกล่าวสามารถแสดงได้ดังรูปที่ 5-10 ดังนี้



รูปที่ 5-10 ตำแหน่งการเคลื่อนที่ของตัวรถตามแบบจำลองการเปลี่ยนเลน

จากรูปที่ 5-10 จะแสดงตำแหน่งการเคลื่อนที่ของศูนย์กลางมวลรถยนต์ตามแบบจำลอง ซึ่งผลที่ได้สอดคล้องกับลักษณะการเคลื่อนที่ของตัวรถเมื่อเกิดการเลี้ยวเปลี่ยนเลน และในรูปที่ 5-11 จะแสดงการเปรียบเทียบค่าต่างๆระหว่างค่าที่ตั้งกับผลที่ได้ อันได้แก่ มุมเลี้ยวของล้อทดสอบ มุมการวางตัวของล้อจำลองพื้นถนนและค่ามุมไถล ดังต่อไปนี้



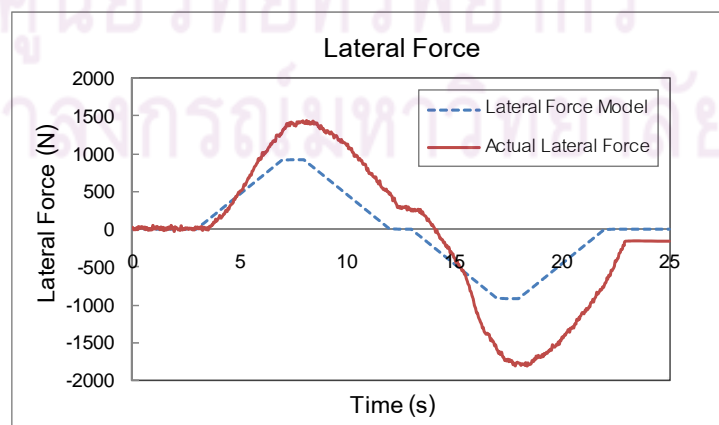
รูปที่ 5-11 ค่าคำสั่งการเปลี่ยนเลนและผลการเคลื่อนที่ที่วัดได้จากอุปกรณ์ HIL

ข้อมูลจากรูปที่ 5-11 สามารถอธิบายในรายละเอียดได้ดังนี้

- เส้น Whl Steer Cmd แสดงค่ามุมเลี้ยวของล้อทดสอบที่ส่งไปควบคุมชุดอุปกรณ์ HIL และเส้น Whl Steer HIL แสดงมุมเลี้ยวที่เกิดขึ้นที่ล้อทดสอบ ซึ่งจะเห็นว่าชุดทดสอบสามารถสร้างมุมเลี้ยวได้ใกล้เคียงกับค่าที่ต้องการ

- เส้น Drm Steer Cmd แสดงค่าคำสั่งมุมการวางตัวของล้อจำลองพื้นถนน และเส้น Drm Steer HIL แสดงมุมการวางตัวที่เกิดขึ้นจริง โดยค่ามุมการวางตัวที่ HIL สร้างได้นั้นมีค่าใกล้เคียงกับคำสั่งที่ส่งไปอย่างมาก ส่งผลให้มุมไถลที่เกิดขึ้นจริงดังแสดงด้วยเส้นสีแดงมีค่าใกล้เคียงกับค่ามุมไถลที่ส่งไปควบคุม (เส้น Slp Angle Cmd) ทั้งนี้เนื่องจากผู้วิจัยได้นำมุมไถลที่ได้จากแบบจำลองมาใช้ในการควบคุมมุมการวางตัวของล้อจำลองพื้นถนนด้วย

ผลที่ได้จากการเปรียบเทียบข้อมูลดังกล่าวช่วยสร้างความเชื่อมั่นว่าชุดอุปกรณ์ HIL นี้สามารถสร้างและควบคุมการเคลื่อนที่ได้ตามค่าคำสั่งที่ต้องการโดยไม่เกิดภาวะไม่เสถียรใดๆขึ้น และแรงต้านข้างที่เกิดขึ้นกับล้อทดสอบสามารถแสดงได้ดังรูปที่ 5-12



รูปที่ 5-12 แรงต้านข้างจากแบบจำลองและค่าที่วัดได้จากอุปกรณ์ HIL ในการเปลี่ยนเลน

จากรูปที่ 5-12 จะสามารถสังเกตเห็นได้ว่า แรงด้านข้างที่ทำนายได้จากแบบจำลอง (เส้น Lateral Force Model) มีลักษณะใกล้เคียงกับแรงด้านข้างจริงที่กระทำต่อล้อทดสอบ แต่จะเห็นว่า ผลจากแบบจำลองยังไม่ดีพอที่จะอธิบายแรงด้านข้างที่เกิดขึ้นจริงได้อย่างสมบูรณ์ เนื่องจากแบบจำลองที่ใช้เป็นแบบจำลองอย่างง่ายที่ละทิ้งผลจากความไม่เป็นเชิงเส้นของตัวแปรต่างๆ อีกทั้งค่าสัมประสิทธิ์แรงด้านข้าง (cornering stiffness - C_{α}, C_{σ}) ที่ใช้ในการคำนวณทางคณิตศาสตร์อาจแตกต่างจากค่าของระบบล้อทดสอบจริง ผลการทดลองนี้อาจแสดงให้เห็นถึงความยากของการสร้างแบบจำลองของยางที่แม่นยำ ซึ่งการใช้อุปกรณ์จริงทดแทนแบบจำลองที่ยุ่งยากดังกล่าว ถือเป็นจุดเด่นของการทดสอบด้วยวิธี HIL ที่สามารถจัดปัญหาการสร้างแบบจำลองที่มีความซับซ้อนนี้ลงได้

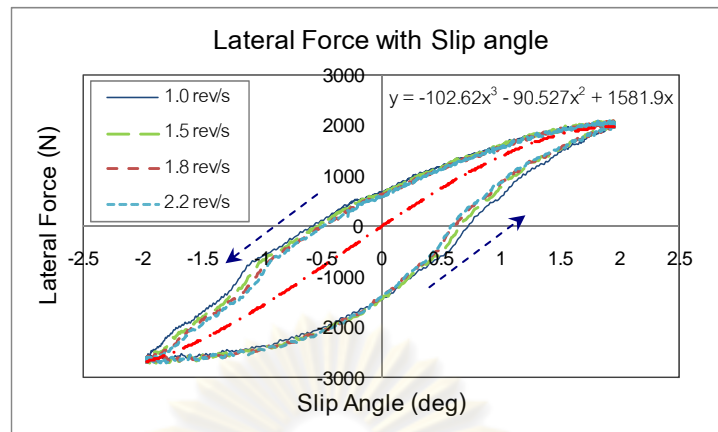
5.3 การใช้ชุดทดสอบ HIL กับงานวิจัยระบบช่วงล่างยานยนต์

การใช้ชุดทดสอบ HIL กับงานวิจัยระบบช่วงล่างยานยนต์นั้นสามารถประยุกต์ใช้ได้หลากหลายขึ้นอยู่กับเงื่อนไขและลักษณะการเคลื่อนที่ของยานยนต์ที่สนใจ ซึ่งในงานวิจัยนี้จะนำเสนอตัวอย่างการใช้งานชุดทดสอบ HIL 3 รูปแบบ ได้แก่ การทดสอบหาค่าสัมประสิทธิ์แรงด้านข้าง, การทดสอบการวิ่งเป็นวงกลมแบบมีแรงป้อนกลับ, และการทดสอบการตอบสนองต่อการเลี้ยวแบบขั้น โดยรายละเอียดของการทดสอบกรณีต่างๆมีดังนี้

5.3.1 การทดสอบหาค่าสัมประสิทธิ์แรงด้านข้างของระบบล้อ

ค่าสัมประสิทธิ์แรงด้านข้าง (C_{α}) เป็นปริมาณที่ใช้บอกความสัมพันธ์ระหว่างแรงด้านข้างที่ยางสร้างขึ้นกับมุมไถลที่เกิดขึ้นที่หน้าสัมผัสระหว่างยางและล้อจำลองพื้นถนน ค่าสัมประสิทธิ์ (C_{α}) ที่วัดได้จะเป็นค่าโดยรวมทั้งระบบช่วงล่าง, ยาง และระบบเลี้ยวของล้อทดสอบไปพร้อมๆกัน

ในการทดลองเพื่อหาค่า C_{α} สามารถทำได้โดยการปรับมุมเลี้ยวของล้อทดสอบที่มุมต่างๆ แล้ววัดค่าแรงด้านข้างที่เกิดจากการไถลของยางบนผิวล้อจำลองพื้นถนนที่อัตราเร็วล้อทดสอบต่างๆกัน โดยในการทดลองนี้มุมไถลที่เกิดขึ้นจะเป็นค่าเดียวกับมุมเลี้ยวของล้อทดสอบโดยมีค่าตั้งแต่ -2 องศา ถึง 2 องศา (เนื่องจากที่มุมไถลมีค่าสูงกว่านี้ อัตราเร็วของล้อทดสอบจะมีค่าน้อยลง และแรงบิดของมอเตอร์ขับเคลื่อนล้อทดสอบจะไม่สามารถเอาชนะแรงต้านได้เมื่อมุมไถลมีค่าเกิน +/-3 องศา) อัตราเร็วเชิงมุมของล้อทดสอบมีค่าต่ำสุดที่ 1 รอบ/วินาที สูงสุดที่ 2.2 รอบ/วินาที แรงกดแนวตั้งที่กระทำต่อล้อทดสอบมีขนาดคงที่ที่ 2,500 นิวตัน และความดันลมยาง 38 ปอนด์/ตารางนิ้ว ซึ่งผลการทดลองดังกล่าวสามารถแสดงได้ดังรูปที่ 5-13 ดังนี้



รูปที่ 5-13 แรงด้านข้างที่เกิดขึ้นและมุมไถลที่อัตราเร็วล้อทดสอบต่างๆ

จากรูปที่ 5-13 จะเห็นว่าแรงด้านข้างที่เกิดขึ้นที่อัตราเร็วต่างๆของล้อทดสอบมีรูปแบบและมีค่าใกล้เคียงกันอย่างมากจนอาจกล่าวได้ว่าแรงด้านข้างที่สถานะคงตัวนั้นไม่มีความสัมพันธ์กับอัตราเร็วล้อทดสอบ ซึ่งข้อสรุปที่ได้เป็นไปตามทฤษฎีที่กล่าวไว้โดย Gillespies D.T. ([26]) อย่างไรก็ตามความสัมพันธ์ระหว่างแรงด้านข้าง (F_y) และมุมไถลนั้นมีแนวโน้มเป็นสมการกำลังสาม นอกจากนี้ยังมีการเรียงตัวของข้อมูลในลักษณะเป็นวง (loop) อีกด้วย ทั้งนี้สาเหตุหลักน่าจะมาจาก hysteresis ของตัวยางล้อรถ รวมไปถึงการให้ตัวได้ (flexible) ของอุปกรณ์ทางกลในระบบรองรับและบังคับเลี้ยวต่างๆ ซึ่งการสร้างแบบจำลองที่สามารถทำนายพฤติกรรมของแรงด้านข้างที่เกิดขึ้นดังกล่าวไม่อาจทำได้โดยง่าย แต่ทว่าในแบบจำลองพลศาสตร์ยานยนต์ทั่วไปมักประมาณความสัมพันธ์ดังกล่าวด้วยสมการเชิงเส้นเพื่อลดความซับซ้อนของการคำนวณ ซึ่งสมการดังกล่าวคือ $y = 1,243.9 \cdot x$ ที่ค่าสหสัมพันธ์ $R^2 = 0.8957$ โดย y คือค่าแรงด้านข้าง (F_y) และ x คือค่ามุมไถล จากความสัมพันธ์นี้จะได้ค่า $C_{af} = 1,250$ นิวตัน/องศา หรือมีค่าประมาณ 71,000 นิวตัน/เรเดียน ซึ่งค่าที่ได้นี้จะนำไปใช้ในการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์แรงด้านข้างของล้อหลังในแบบจำลองจักรยานในหัวข้อต่อไป

5.3.2 การทดสอบการวิ่งเป็นวงกลมแบบมีแรงป้อนกลับ

การทดสอบการวิ่งเป็นวงกลมแบบมีแรงป้อนกลับ (skidpad with force feedback) จะใช้ในการทำนายผลของระบบช่วงล่างที่มีต่อลักษณะการเลี้ยวโค้งของยานยนต์ ในการทดสอบนี้จะใช้ระบบล้อ ระบบกันสะเทือนและระบบเลี้ยว ทดแทนสมการการสร้างแรงอย่างง่าย (สมการที่ (2-5)) ของล้อหน้าในแบบจำลองจักรยาน ซึ่งจะเป็นการทดสอบแบบ Hardware-In-the-Loop อย่างแท้จริง ผลที่ได้จะช่วยให้ผู้พัฒนารถยนต์สามารถปรับแต่งระบบช่วงล่างได้โดยไม่ต้องใช้รถทั้งคัน ซึ่งทำให้ลดจำนวนการทดสอบยานยนต์จริงไปได้

การทดสอบการวิ่งเป็นวงกลมมีการใช้แรงด้านข้างที่วัดได้จริงจากระบบล้อของชุดทดสอบ HIL โดยแรงที่ได้นี้จะนำไปใช้ในการคำนวณค่าสถานะต่างๆของรถด้วยแบบจำลองจากรยาน จากนั้นจึงส่งค่าอัตราเร็วล้อ มุมเลี้ยว มุมไถล ไปควบคุมชุดทดสอบ HIL และนำแรงด้านข้างที่เกิดขึ้นกับล้อทดสอบป้อนกลับเข้ามาในระบบการคำนวณด้วยแบบจำลองจากรยานอีกครั้ง การทดสอบนี้จะสามารถบอกได้ว่า รถยนต์ที่มีพารามิเตอร์ชุดหนึ่ง เมื่อนำไปใช้วิ่งจริง จะเกิดอาการดื้อโค้ง ไวโค้ง (under/oversteer) หรือไม่ อย่างไร เนื่องจากช่วงแรกในการทดสอบ ผู้วิจัยพบว่าที่อัตราเร็วตามแกนของตัวรถในแบบจำลองมีค่าน้อย (น้อยกว่า 10 เมตร/วินาที) สัญญาณรอบกวนที่มีต่อแรงด้านข้างที่ใช้ป้อนกลับ จะส่งผลให้แบบจำลองจากรยานเข้าสู่ภาวะไม่เสถียรในทุกการทดสอบ ดังนั้นผู้วิจัยจึงทำการทดสอบด้วยอัตราเร็วตามแนวแกนของตัวรถในแบบจำลองที่สูงขึ้น ซึ่งอัตราเร็วต่ำสุดที่เหมาะสมต่อการทดสอบคือ 15 เมตร/วินาที (อัตราเร็วเชิงมุมของล้อทดสอบประมาณ 8 รอบ/วินาที) แต่ด้วยเหตุผลทางด้านความปลอดภัยและหลักการพื้นฐานของการสร้างแรงด้านข้างที่กล่าวว่า แรงด้านข้างที่เกิดขึ้นไม่ขึ้นอยู่กับอัตราเร็วในการเคลื่อนที่ (ดังผลที่ได้ใน 5.3.1) ดังนั้นผู้วิจัยจึงทำการปรับลดอัตราเร็วของล้อทดสอบ HIL ลงเหลือเพียง 3 เมตร/วินาที (อัตราเร็วล้อทดสอบ HIL ประมาณ 1.5 รอบ/วินาที) ในขณะที่ยังคงอัตราเร็วของรถในแบบจำลองไว้เช่นเดิม ซึ่งข้อกำหนดต่างๆ ที่ใช้ในการทดสอบมีดังนี้

ข้อกำหนดในการทดสอบวิ่งเป็นวงกลมแบบมีแรงป้อนกลับ

1. แบบจำลองจากรยานจะใช้พารามิเตอร์ที่ให้ผลการเลี้ยวโค้งแบบไม่ดื้อไม่ไวโค้ง (neutralsteer)
2. สัมประสิทธิ์แรงด้านข้าง ($C_{\alpha f}$) ของล้อทดสอบ (ล้อหน้า) มีค่า 71,000 นิวตัน/เรเดียน
3. มวลรถครึ่งคันมีค่า 750 กิโลกรัม และโมเมนต์ตามแกนดิ่งมีค่า 1,315 กิโลกรัม.เมตร²
4. ระยะจากล้อหน้าถึงล้อหลัง (L) มีค่า 2.52 เมตร ($a = 1.1$ เมตรและ $b = 1.42$ เมตร)
5. อัตราเร็วล้อทดสอบ HIL มีค่าประมาณ 1.5 รอบ/วินาที (3 เมตร/วินาที) คงที่ตลอดการทดลอง

จากข้อกำหนดดังกล่าวสามารถนำมาใช้ในการหาค่าสัมประสิทธิ์แรงด้านข้างของล้อหลัง ($C_{\alpha r}$) เพื่อให้ยานยนต์ในแบบจำลองมีการเลี้ยวโค้งแบบไม่ดื้อไม่ไวโค้ง ได้ดังนี้

เนื่องจากรถยนต์ที่มีลักษณะไม่ดื้อไม่ไวโค้ง จะมีความสัมพันธ์ระหว่าง $C_{\alpha f}$ และ $C_{\alpha r}$ ตามสมการที่ 5.1 ([26])

$$\frac{M_f}{C_{\alpha f}} = \frac{M_r}{C_{\alpha r}} \quad (5-1)$$

โดย M_f คืออัตราส่วนมวลที่กระจายตัวลงล้อหน้าและ $M_f = M \cdot (b/L)$

M_r คืออัตราส่วนมวลที่กระจายตัวลงล้อหลังและ $M_r = M \cdot (a/L)$

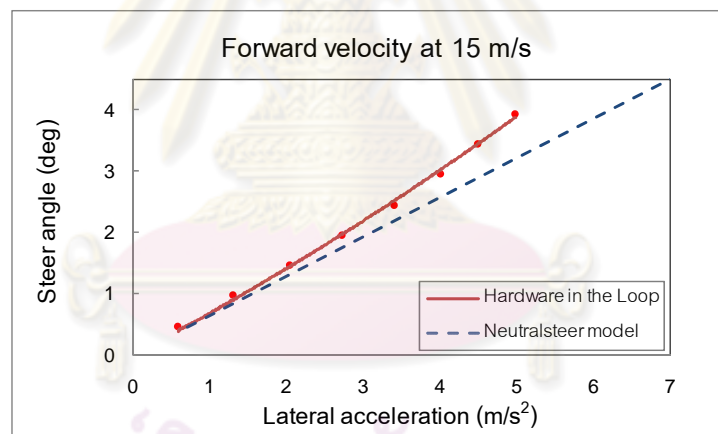
M คือมวลรถครึ่งคัน

$$\text{ดังนั้น } C_{ar} = \frac{M \cdot (a/L)}{M(b/L)} \cdot C_{af}$$

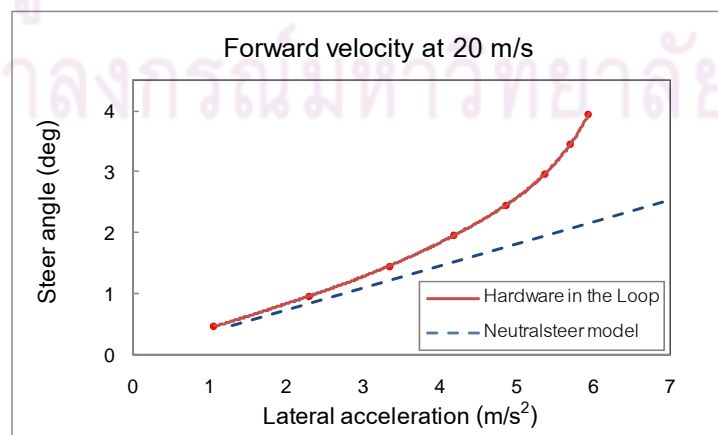
$$C_{ar} = \frac{a}{b} \cdot C_{af} \quad (5-2)$$

จากสมการที่ (5-2) จะได้ C_{ar} มีค่า 55,000 นิวตัน/เรเดียน

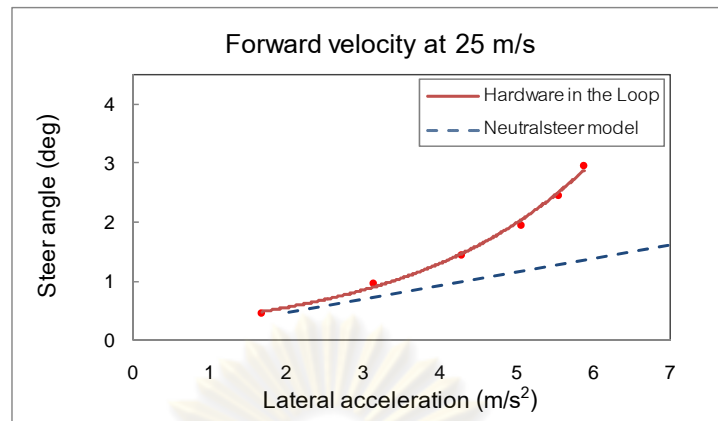
ในการทดสอบนี้ อัตราเร็วตามแนวแกนของรถในแบบจำลองจะมีค่าคงที่ในขณะที่มุมเลี้ยวของล้อทดสอบจะมีการเปลี่ยนค่าตั้งแต่ 0.5 องศาจนถึง 4 องศา นอกจากนี้ผู้วิจัยได้ทำการทดสอบที่อัตราเร็วตามแนวแกนของตัวรถในแบบจำลองจักรยาน 3 ค่าต่าง ๆ กัน โดยอัตราเร็วที่ใช้มีค่าตั้งแต่ 15 เมตร/วินาที, 20 เมตร/วินาที และ 25 เมตร/วินาที ซึ่งผลการทดลองแสดงได้ดังรูปที่ 5-14, รูปที่ 5-15 และรูปที่ 5-16 ดังนี้



รูปที่ 5-14 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราเร่งด้านข้างและมุมเลี้ยวที่อัตราเร็ว 15 เมตร/วินาที



รูปที่ 5-15 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราเร่งด้านข้างและมุมเลี้ยวที่อัตราเร็ว 20 เมตร/วินาที



รูปที่ 5-16 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราเร่งด้านข้างและมุมเลี้ยวที่อัตราเร็ว 25 เมตร/วินาที

ในการทดสอบเพื่อหาความสัมพันธ์ระหว่างอัตราเร่งด้านข้างและมุมเลี้ยวของแบบจำลองรถทดสอบนั้น ทำได้โดยการปรับมุมเลี้ยวของล้อทดสอบ แล้วรอจนการเคลื่อนที่ของตัวรถตามแบบจำลองเข้าสู่ภาวะคงตัว จากนั้นจึงนำอัตราเร็วตามแนวรถและอัตราเร็วเชิงมุมในการเคลื่อนที่มาคำนวณค่าความเร่งด้านข้าง ซึ่งผลการทดสอบที่แสดงดังรูปที่ 5-14 ถึงรูปที่ 5-16 มีรายละเอียดต่างๆ ได้แก่

- เส้น Hardware in the Loop แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเร่งด้านข้างและมุมเลี้ยวที่เกิดขึ้น โดยมีการใช้แรงด้านข้างที่เกิดขึ้นจริงป้อนกลับเข้ามาร่วมคำนวณในแบบจำลองจักรยานด้วย

- เส้น Neutral steer model แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเร่งด้านข้างและมุมเลี้ยวที่เกิดขึ้นโดยคำนวณจากแบบจำลองจักรยานภายใต้เงื่อนไขว่ารถในแบบจำลองนั้นมีลักษณะการเลี้ยวโค้งแบบไม่ตีอ้อมไวกิ่ง โดยความสัมพันธ์ดังกล่าวแสดงได้ดังสมการที่ (5-3) [26]

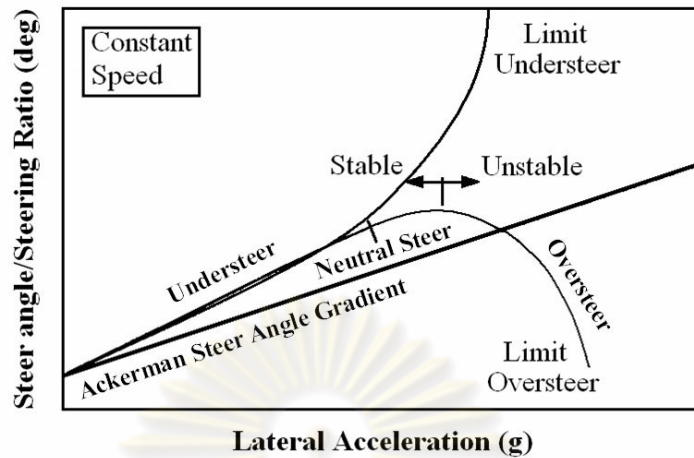
$$\delta = \left(\frac{L}{V^2}\right) \cdot a_y \quad (5-3)$$

โดย δ คือมุมเลี้ยว

V คืออัตราเร็วตามแนวตัวรถ

และ a_y คืออัตราเร่งด้านข้างของรถในแบบจำลอง

ค่าความชันเส้น Neutral steer model ($\frac{L}{V^2}$) ตามสมการที่ (5-3) นี้จะใช้เป็นเกณฑ์การพิจารณาลักษณะการตีอ้อมหรือไวกิ่ง โดยหากความสัมพันธ์ระหว่างความเร่งด้านข้างและมุมเลี้ยวของแบบจำลองรถทดสอบ มีความชันมากกว่าความชันเส้น Neutral steer model นี้แสดงว่าเป็นลักษณะการเข้าโค้งแบบตีอ้อม และหากความสัมพันธ์ดังกล่าวมีความชันน้อยกว่าเส้น Neutral steer model จะแสดงถึงลักษณะการเข้าโค้งแบบไวกิ่งดังรูปที่ 5-17



รูปที่ 5-17 ความสัมพันธ์ระหว่างความเร่งด้านข้างและมุมเลี้ยวตามทฤษฎี [26]

พิจารณาผลการทดสอบจากรูปที่ 5-14 ถึงรูปที่ 5-16 เปรียบเทียบกับลักษณะการเลี้ยวโค้งของรถยนต์โดยทั่วไปในรูปที่ 5-17 จะพบว่า ผลการทดสอบที่ใช้แรงด้านข้างป้อนกลับเข้าสู่แบบจำลองจักรยาน (เส้น Hardware in the Loop) ในทุกรูป จะพบว่ารถยนต์ที่มีพารามิเตอร์ต่างๆ ดังกำหนดไว้ในเบื้องต้นของการทดสอบนี้จะมีลักษณะการเข้าโค้งแบบดื้อโค้ง เนื่องจากกราฟเส้น Hardware in the Loop ในทุกรูปล้วนมีความชันมากกว่าความชันของเส้น Neutral steer model โดยมีแนวโน้มดื้อโค้งมากขึ้นที่ความเร่งด้านข้างมีค่าสูงขึ้น ซึ่งผลเหล่านี้ไม่สามารถพบได้จากการใช้แบบจำลองจักรยานเพียงอย่างเดียว

โดยสรุป ผลจากการทดสอบที่ได้กล่าวมานี้จะมีส่วนช่วยให้ผู้ทดสอบรถสามารถปรับแต่งระบบช่วงล่างและระบบบังคับเลี้ยวได้ เช่นการย้ายตำแหน่งจุดยึดระบบช่วงล่าง รวมไปถึงการปรับค่าความแข็งเกร็งของอุปกรณ์ยึดหยุ่นต่างๆ เพื่อให้รถที่มีพารามิเตอร์ชุดหนึ่งๆ มีลักษณะการเลี้ยวโค้งเป็นไปตามที่ต้องการ

5.3.3 การทดสอบการตอบสนองเมื่อมีมุมเลี้ยวแบบขั้น และการป้อนกลับแรงด้านข้าง

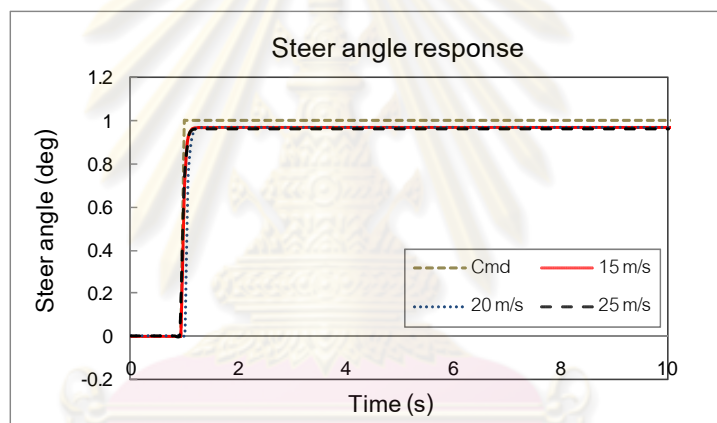
การทดสอบการตอบสนองเมื่อมีมุมเลี้ยวแบบขั้น ที่มีการป้อนกลับแรงด้านข้างมาใช้ในการคำนวณในแบบจำลองจักรยาน (step response with force feedback) นั้นเป็นการใช้ชุดทดสอบ HIL เพื่อทำนายลักษณะการเลี้ยวโค้งของยานยนต์ในแบบจำลองต่อสัญญาณการเลี้ยวที่เกิดขึ้นอย่างกะทันหัน

ในการทดสอบนี้ผู้วิจัยได้ควบคุมอัตราเร็วตามแนวแกนของตัวรถในแบบจำลองให้มีค่าคงที่ จากนั้นจะควบคุมมุมเลี้ยวของล้อให้มีการเปลี่ยนค่าจาก 0 องศา เป็น 1 องศาอย่างกะทันหัน แล้วจึงตรวจวัดค่าสถานะต่างๆ ที่บ่งบอกการตอบสนองของรถยนต์ในแบบจำลอง

นอกจากนี้ผู้วิจัยได้ทำการทดสอบที่อัตราเร็วตามแนวแกนของรถในแบบจำลองต่างๆกัน 3 ค่า ได้แก่ 15 เมตร/วินาที, 20 เมตร/วินาที และ 25 เมตร/วินาที ตามลำดับ เพื่อพิจารณาอิทธิพลของอัตราเร็วตัวรถที่ส่งผลต่อการเลี้ยวโค้งในลักษณะดังกล่าว อนึ่ง ในการทดลองนี้ผู้วิจัยได้ควบคุมอัตราเร็วเชิงมุมจริงของล้อทดสอบ HIL ให้มีค่าประมาณ 1.5 รอบ/วินาที (3 เมตร/วินาที) คงที่ตลอดทุกการทดลองโดยใช้สมมติฐานว่า แรงด้านข้างที่เกิดขึ้นไม่ขึ้นอยู่กับอัตราเร็วของล้อทดสอบ และข้อสรุปต่างๆที่ได้จากผลการทดสอบตั้งอยู่ในขอบเขตของอัตราเร็วที่ใช้ในการทดสอบนี้เท่านั้น

ผลการตอบสนองที่สำคัญอันได้แก่ มุมเลี้ยว มุมไถล แรงด้านข้างที่กระทำต่อล้อทดสอบ รวมไปถึงอัตราเร็วเชิงมุมของตัวรถในแบบจำลอง สามารถแสดงได้ดังนี้ (ตัวอย่างตารางบันทึกผลการทดลองแสดงไว้ในภาคผนวก จ.)

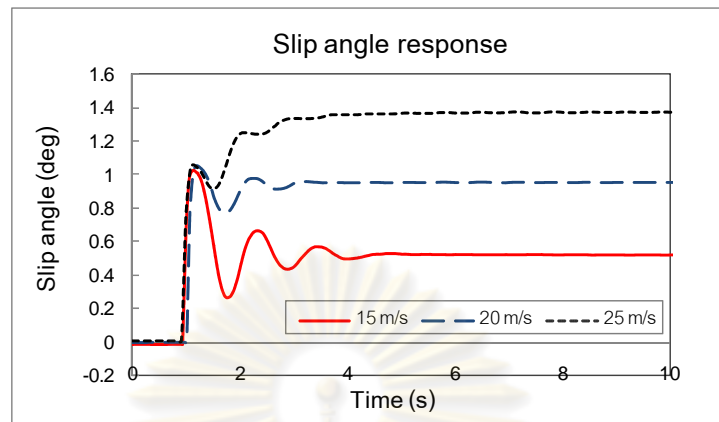
1. มุมเลี้ยวของล้อทดสอบ



รูปที่ 5-18 มุมเลี้ยวของล้อทดสอบต่อสัญญาณควบคุมแบบขั้น

มุมเลี้ยวของล้อทดสอบเป็นตัวแปรต้นที่ส่งผลต่อสถานะต่างๆของรถในแบบจำลองจักรยาน ซึ่งจากรูปที่ 5-18 จะเห็นว่า มุมเลี้ยวของล้อทดสอบที่เกิดขึ้นมีค่าใกล้เคียงกันมากในการทดสอบทั้ง 3 ความเร็ว (เส้น 15 m/s, 20 m/s และ 25 m/s) เนื่องจากอัตราเร็วตามแนวแกนของรถในแบบจำลองไม่มีความสัมพันธ์กับการสร้างมุมเลี้ยวที่ล้อทดสอบแต่อย่างใด ในทางตรงกันข้ามค่ามุมเลี้ยวที่เกิดขึ้นจะขึ้นอยู่กับ การตอบสนองของระบบเลี้ยวเพียงอย่างเดียว นอกจากนี้ มุมเลี้ยวที่เกิดขึ้นยังมีความสอดคล้องกับสัญญาณควบคุม (เส้น Cmd) เป็นอย่างมากอีกด้วย ซึ่งลักษณะการตอบสนองรวมไปถึงความผิดพลาดที่สถานะคงตัวมีรายละเอียดดังแสดงไว้ในหัวข้อ 5.1.3

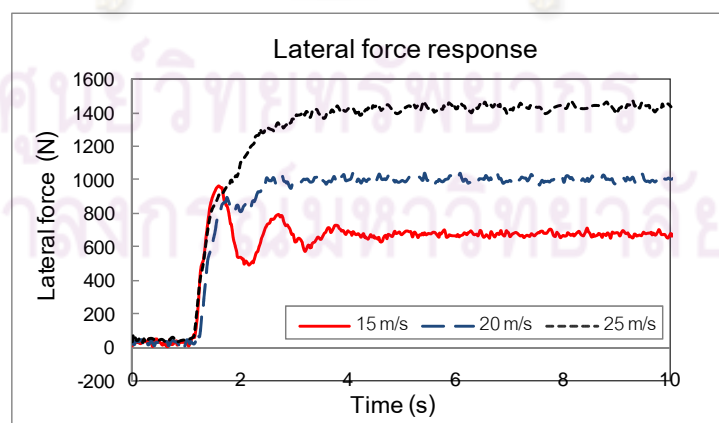
2. มุมไถล



รูปที่ 5-19 มุมไถลที่เกิดขึ้นที่อัตราเร็วของรถค่าต่างๆ

มุมไถลที่เกิดขึ้นในชุดทดสอบ HIL นั้นคือผลต่างระหว่างมุมเลี้ยวของล้อทดสอบ เทียบกับมุมการวางตัวของล้อจำลองพื้นถนน โดยมุมไถลนี้จะส่งผลถึงแรงด้านข้างที่ใช้ในการป้อนกลับเข้าสู่แบบจำลองจักรยาน ซึ่งผลการทดสอบที่อัตราเร็วตามแนวแกนของตัวรถในแบบจำลองมีค่าต่างๆ ดังรูปที่ 5-19 พบว่า ที่อัตราเร็วต่ำ (15 เมตร/วินาที) ค่ามุมไถลที่ได้จากแบบจำลองจักรยานจะมีการสั่นแกว่งค่อนข้างมากเมื่อเทียบกับการทดสอบด้วยอัตราเร็วของตัวรถที่สูงขึ้น (20 เมตร/วินาที และ 25 เมตร/วินาที ตามลำดับ) โดยการสั่นแกว่งของมุมไถลมีแนวโน้มลดลงเมื่ออัตราเร็วตามแนวแกนของตัวรถมีค่าเพิ่มขึ้น ซึ่งการวิเคราะห์หาสาเหตุของปรากฏการณ์ดังกล่าวมีรายละเอียดอยู่ในส่วนท้ายของบทนี้

3. แรงด้านข้างที่เกิดขึ้นกับล้อทดสอบ

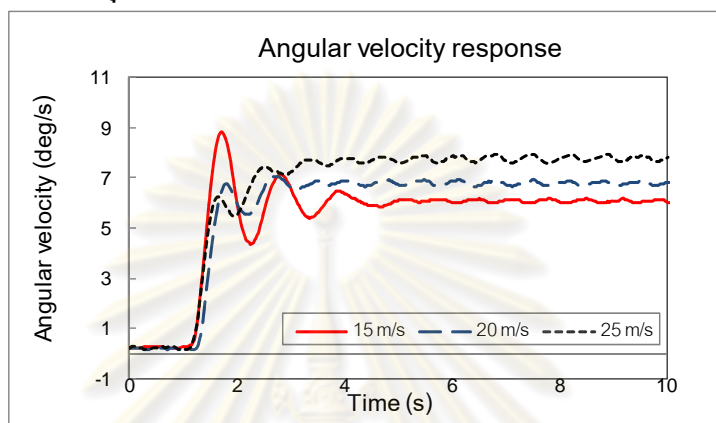


รูปที่ 5-20 แรงด้านข้างที่เกิดขึ้นที่อัตราเร็วของรถค่าต่างๆ

จากรูปที่ 5-20 จะเห็นว่าแรงด้านข้างที่เกิดขึ้นมีลักษณะใกล้เคียงกับมุมไถลที่แสดงไว้ในรูปที่ 5-19 เป็นอย่างมาก กล่าวคือ แรงด้านข้างที่กระทำต่อล้อทดสอบนี้จะมีการสั่นแกว่งก่อนเข้าสู่

สภาวะคงตัวน้อยลงเมื่ออัตราเร็วของรถในแบบจำลองมีค่ามากขึ้น และหากพิจารณาที่สถานะคงตัวจะเห็นว่าเมื่ออัตราเร็วของตัวรถมีค่ามากขึ้น แรงด้านข้างที่กระทำต่อล้อทดสอบจะมีค่ามากขึ้นตามไปด้วย

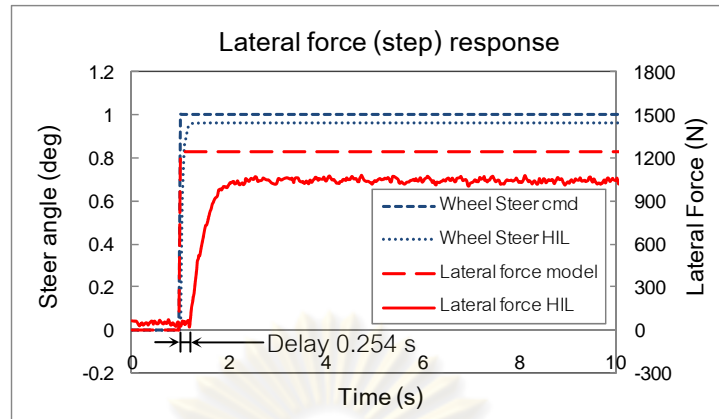
4. อัตราเร็วเชิงมุมของรถในแบบจำลอง



รูปที่ 5-21 อัตราเร็วเชิงมุมของตัวรถที่อัตราเร็วต่างๆ

อัตราเร็วเชิงมุมของตัวรถในแบบจำลองที่เกิดขึ้นจะแสดงถึงความรู้สึกของผู้ขับในการควบคุมรถ โดยหากค่าอัตราเร็วเชิงมุมมีการสั่นแกว่งมาก อาจทำให้ผู้ขับเกิดความรำคาญ และหากมีการหน่วง (delay) ในช่วงแรก จะส่งผลให้รู้สึกว่าการคันนั้นมีการตอบสนองช้า โดยในรูปที่ 5-21 แสดงถึงอัตราเร็วเชิงมุมที่ความเร็วตามแนวแกนของตัวรถมีค่าต่างๆ จะเห็นว่า เมื่ออัตราเร็วตามแนวแกนของตัวรถมีค่ามากขึ้น การตอบสนองของรถในแบบจำลองจะมีแนวโน้มดีขึ้นตามลำดับ

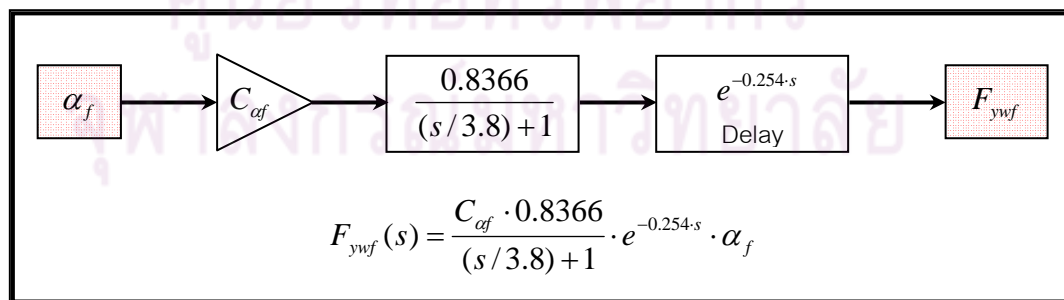
จากผลการทดสอบที่กล่าวมาจะเห็นว่า สถานะต่างๆของรถในแบบจำลองจะมีการสั่นแกว่งก่อนเข้าสู่สภาวะคงตัว โดยการสั่นแกว่งดังกล่าวจะมีแนวโน้มลดลงเมื่ออัตราเร็วตามแนวแกนของรถมีค่าสูงขึ้น ซึ่งสาเหตุของการสั่นแกว่งนี้ผู้วิจัยคาดว่าน่าจะมาจากความไม่เป็นเชิงเส้นของการสร้างแรงจากยาง และในการทดสอบสมมุติฐานนี้ ผู้วิจัยได้ทดสอบการเกิดแรงด้านข้างเมื่อมุมไถลมีค่าแบบขั้น โดยควบคุมให้อัตราเร็วเชิงมุมของล้อทดสอบมีค่า 1.5 รอบ/วินาที คงที่ จากนั้นคุมมุมเลี้ยวของล้อทดสอบให้มีการเปลี่ยนค่าจาก 0 องศาเป็น 1 องศาแบบกะทันหัน ซึ่งผลจากการทดสอบดังกล่าวแสดงได้ดังรูปที่ 5-22 ดังนี้



รูปที่ 5-22 แรงด้านข้างที่เกิดขึ้นเมื่อมีมุมไถลแบบขั้น

พิจารณารูปที่ 5-22 จะเห็นว่า เมื่อมุมไถล (ในกรณีนี้คือมุมเลี้ยวของล้อทดสอบ – เส้น Wheel Steer HIL เนื่องจากไม่มีการปรับมุมการวางตัวของล้อจำลองพื้นถนน) มีการเปลี่ยนค่าแบบขั้น จะก่อให้เกิดแรงด้านข้างที่กระทำต่อล้อทดสอบ (เส้น Lateral force HIL) ซึ่งจะพบว่าการสร้างแรงดังกล่าวจากยางของล้อทดสอบมีลักษณะใกล้เคียงกับผลการตอบสนองของระบบอันดับหนึ่ง (first order system) และที่สภาวะคงตัว แรงที่เกิดขึ้นจริงจะมีค่าประมาณ 83.7% ของค่าที่ได้จากการคำนวณด้วยแบบจำลองเชิงเส้น (เส้น Lateral force model) นอกจากนี้แรงที่เกิดขึ้นยังมีช่วงเวลาดำเนิน (delay) ประมาณ 0.254 วินาทีในช่วงแรกของการสร้างแรงอีกด้วย

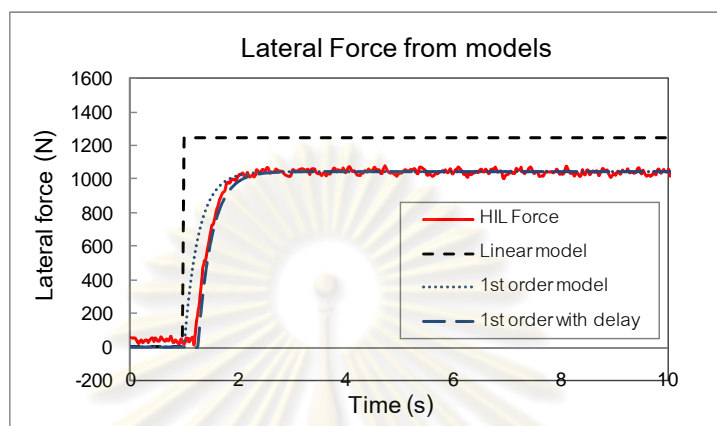
จากผลการทดสอบนี้ได้ให้ข้อสรุปว่า แบบจำลองการสร้างแรงแบบเชิงเส้นตามสมการที่ (2-5) ไม่เพียงพอต่อการอธิบายแรงที่เกิดขึ้นจริงได้ ดังนั้นผู้วิจัยจึงพัฒนาแบบจำลองการสร้างแรงจากยางที่มีความซับซ้อนมากยิ่งขึ้น ด้วยโปรแกรม MATLAB® Simulink เนื่องจากโปรแกรมดังกล่าวสามารถใช้ในการพัฒนาและแก้ไขฟังก์ชันถ่ายโอน (transfer function) ของระบบต่างๆได้อย่างสะดวกรวดเร็ว ซึ่งแบบจำลองการสร้างแรงที่ได้แสดงดังรูปที่ 5-23



รูปที่ 5-23 แบบจำลองการสร้างแรงด้านข้างที่พัฒนาขึ้น

แบบจำลองการเกิดแรงด้านข้างดังรูปที่ 5-23 ประกอบไปด้วยส่วนที่เพิ่มขึ้นจากแบบจำลองเชิงเส้นคือฟังก์ชันถ่ายโอนที่อยู่ในรูปของระบบอันดับหนึ่ง ($\frac{0.8366}{(s/3.8)+1}$)

และช่วงเวลาหน่วง ($e^{-0.254 \cdot s}$) ซึ่งแบบจำลองดังกล่าวให้ผลการตอบสนองที่ใกล้เคียงกับลักษณะของแรงที่เกิดขึ้นจริงเป็นอย่างมาก โดยในรูปที่ 5-24 และตารางที่ 5-2 จะแสดงการเปรียบเทียบลักษณะของแรงที่ได้จากแบบจำลองและแรงที่เกิดขึ้นจริง ดังนี้



รูปที่ 5-24 เปรียบเทียบแรงที่เกิดขึ้นจริงและผลที่ได้จากแบบจำลองต่างๆ

ตารางที่ 5-2 ผลการตอบสนองของแรงด้านข้างที่เกิดขึ้นจริงและผลที่ได้จากแบบจำลอง

การสร้างแรงด้านข้าง	t_r (s)	t_s (s)	m_p (%)	e_{ss} (%)
ชุดทดสอบ HIL	0.5573	1.056	0	16.377
1 st order model	0.5775	0.750	0	16.371
1 st order with delay	0.5797	1.000	0	16.371

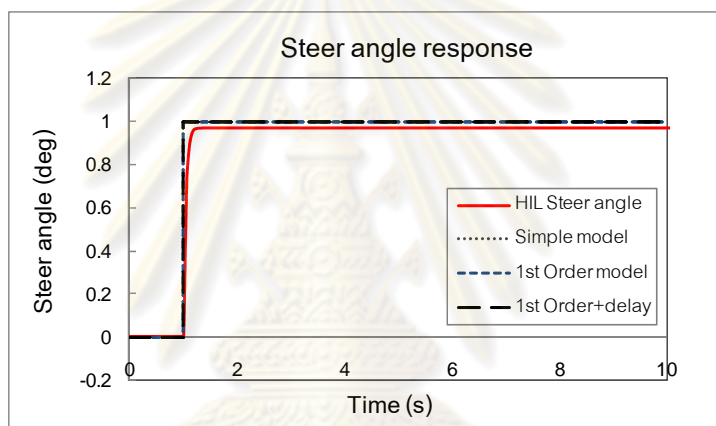
เมื่อ t_r คือ rise time, t_s คือ settling time,

m_p คือ overshoot และ e_{ss} คือ steady-state error

การเปรียบเทียบลักษณะของแรงที่เกิดขึ้นในรูปที่ 5-24 แสดงให้เห็นว่า แบบจำลองที่มีฟังก์ชันถ่ายโอนอันดับหนึ่ง (1st order model) มีแนวโน้มใกล้เคียงกับลักษณะของแรงที่เกิดขึ้นจริง แต่หากรวมผลของเวลาหน่วงเข้าไปด้วยจะพบว่าแบบจำลองที่ได้ (1st order with delay) สามารถทำนายพฤติกรรมของการสร้างแรงจากยางได้ดีขึ้นเป็นอย่างมาก (ดังตารางที่ 5-2) ซึ่งแบบจำลองการสร้างแรงจากยางนี้จะใช้ในการคำนวณร่วมกับแบบจำลองจักรยานในลำดับต่อไป

ในการทดสอบผลของความไม่เป็นเชิงเส้นในการสร้างแรงจากยาง ที่ส่งผลกระทบต่อ การตอบสนองของตัวรถในแบบจำลองจักรยานนั้น ผู้วิจัยได้เลือกใช้โปรแกรม MATLAB® Simulink ที่มีแบบจำลองจักรยานลักษณะเดียวกับแบบจำลองที่เขียนขึ้นด้วยโปรแกรม NI LabVIEW® ทุกประการ (การตั้งค่าการประมวลผลรวมไปถึงผลการคำนวณที่ใช้ในการยืนยันความถูกต้องของแบบจำลองที่เขียนด้วยโปรแกรม Simulink เมื่อเทียบกับผลที่ได้จากแบบจำลองที่เขียนด้วย

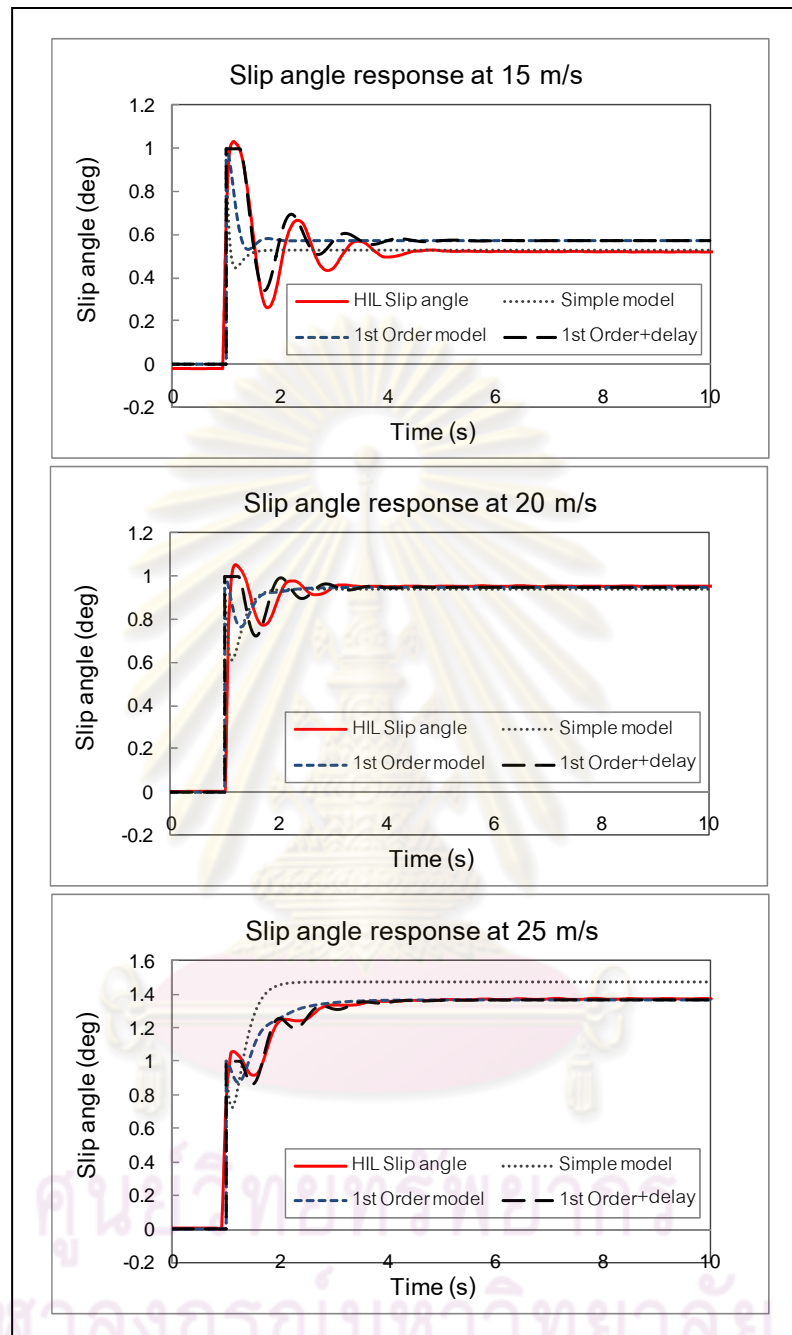
โปรแกรม NI LabVIEW[®] แสดงไว้ในภาคผนวก จ.) จากนั้นทำการทดสอบด้วยเงื่อนไขเดียวกับการทดสอบ step response แบบมีการป้อนกลับแรงด้านข้าง โดยแทนที่การสร้างแรงจากยางของล้อทดสอบด้วยแบบจำลองการสร้างแรงด้านข้างรูปแบบต่างๆ ในการนี้ ผู้วิจัยได้เปรียบเทียบผลการทดสอบระหว่างการตอบสนองของรถในแบบจำลองจักรยานเมื่อใช้ชุดทดสอบ HIL แบบมีแรงป้อนกลับ กับการคำนวณด้วยแบบจำลองจักรยานที่มีแบบจำลองการสร้างแรงด้านข้างรูปแบบต่างๆ อันได้แก่ การสร้างแรงแบบเชิงเส้น (simple model), การสร้างแรงแบบมีฟังก์ชันถ่ายโอนอันดับหนึ่ง (1st order model) และการสร้างแรงแบบมีฟังก์ชันถ่ายโอนอันดับหนึ่งร่วมกับเวลาหน่วง (1st order with delay) ซึ่งผลการตอบสนองที่สำคัญจากการทดสอบที่อัตราเร็วตามแนวแกนของตัวรถในแบบจำลองทั้งสามค่า มีดังนี้



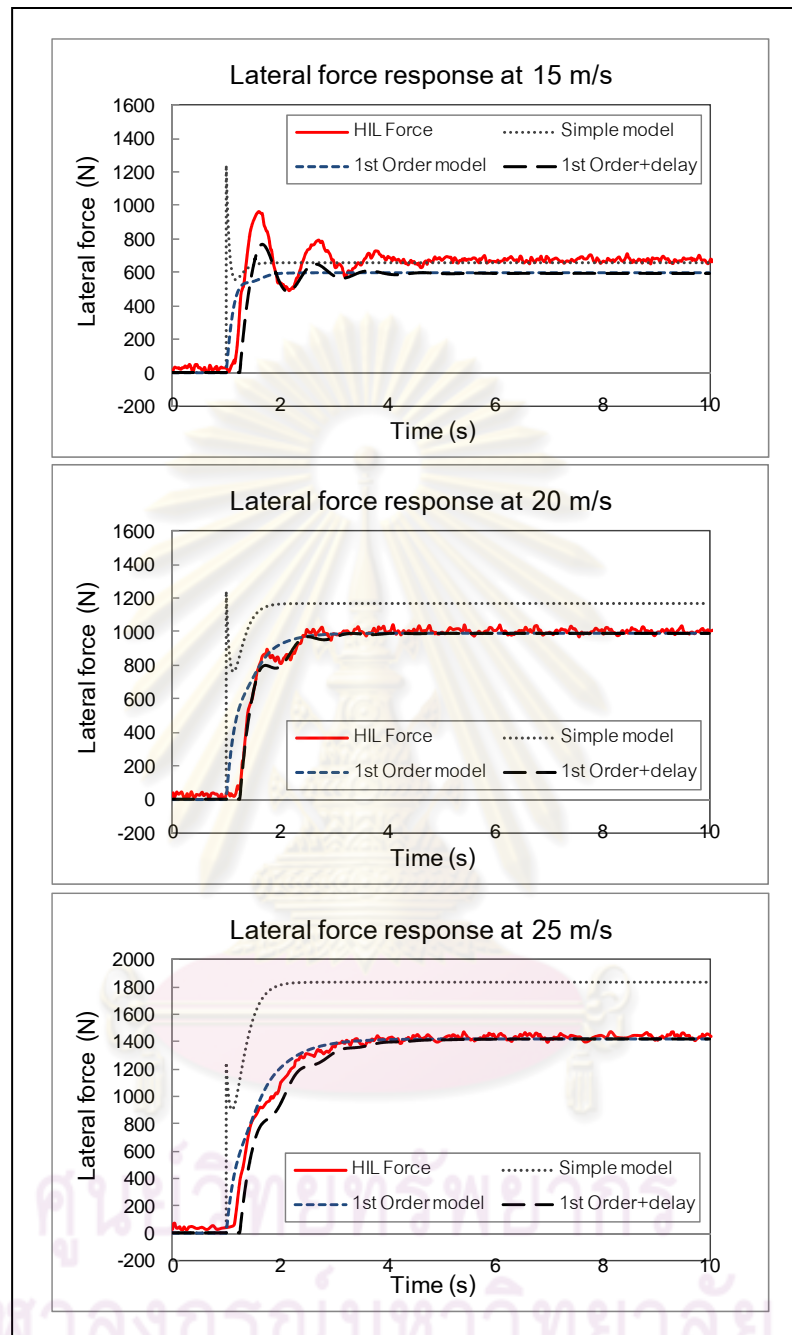
รูปที่ 5-25 มุมเลี้ยวแบบขั้นในแบบจำลองจักรยาน

มุมเลี้ยวของล้อหน้าที่เป็นตัวแปรต้นในแบบจำลองจักรยานจะมีการเปลี่ยนค่าดังรูปที่ 5-25 ลักษณะเดียวกันทุกประการในทุกอัตราเร็วที่ทำการทดสอบ (15 เมตร/วินาที, 20 เมตร/วินาที และ 25 เมตร/วินาที) โดยเส้น HIL Steer angle แสดงมุมเลี้ยวของล้อทดสอบที่เกิดขึ้นจริง เส้น Simple model เส้น 1st Order model และเส้น 1st Order + delay แสดงมุมเลี้ยวในแบบจำลองจักรยานที่มีแบบจำลองการสร้างแรงแบบเชิงเส้น, แบบมีฟังก์ชันถ่ายโอนอันดับหนึ่ง, และแบบมีฟังก์ชันถ่ายโอนอันดับหนึ่งร่วมกับเวลาหน่วงตามลำดับ

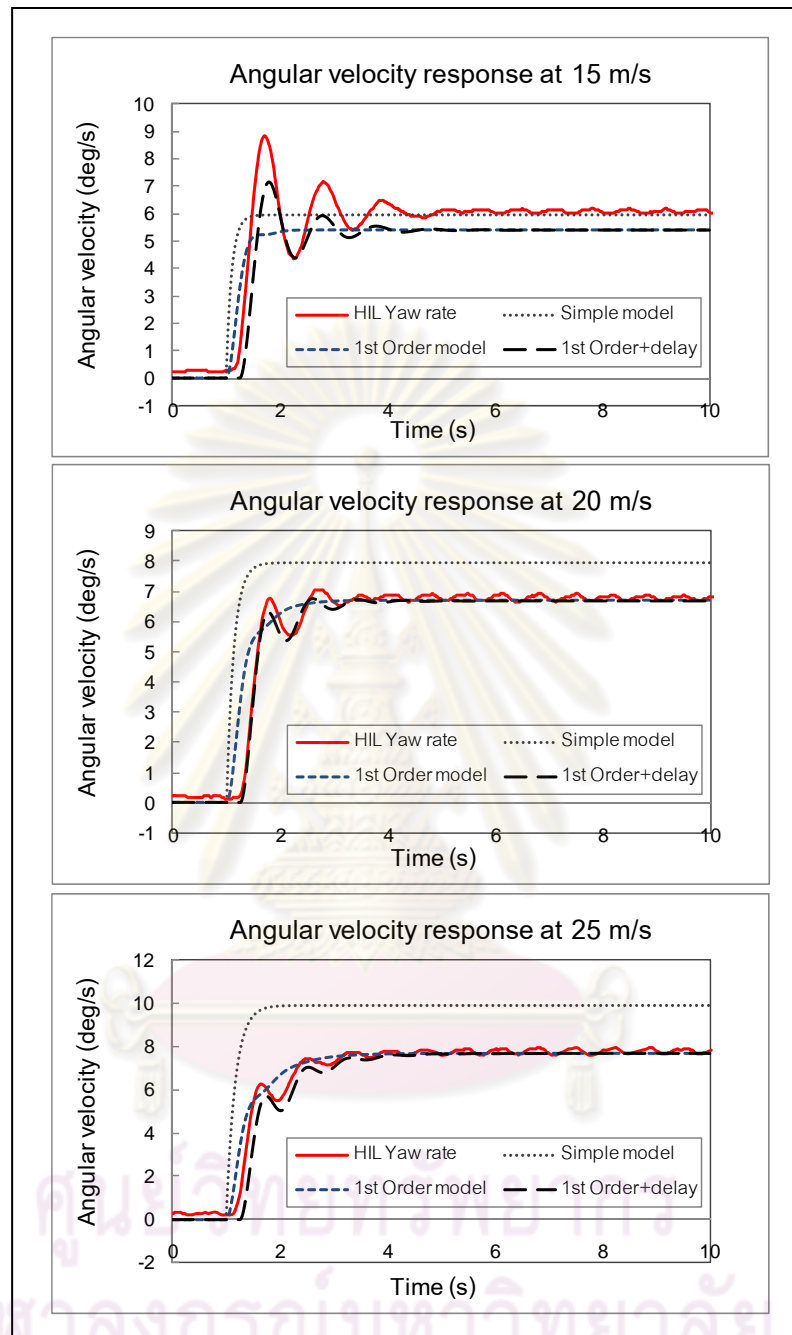
การเปรียบเทียบค่าตัวแปรตามต่างๆ ที่ได้จากการคำนวณแบบจำลองจักรยานอันได้แก่ แรงด้านข้าง มุมไถล และอัตราเร็วเชิงมุมของตัวรถ (yaw rate) ที่อัตราเร็วตามแนวแกนทั้ง 3 ค่า สามารถแสดงได้ในรูปที่ 5-26 ถึงรูปที่ 5-28 ดังนี้



รูปที่ 5-26 มุมไถลที่เกิดขึ้นจากการใช้ฟังก์ชันถ่ายโอนรูปแบบต่างๆในการสร้างแรงต้านข้าง



รูปที่ 5-27 แรงด้านข้างที่เกิดขึ้นจากการใช้ฟังก์ชันถ่ายโอนรูปแบบต่างๆ



รูปที่ 5-28 อัตราเร็วเชิงมุมของตัวรถที่เกิดขึ้นจากการใช้ฟังก์ชันถ่ายโอนรูปแบบต่างๆ

ในการสร้างแรงด้านข้าง

ข้อสรุปต่างๆที่ได้จากการวิเคราะห์ผลการทดสอบในรูปที่ 5-26 ถึงรูปที่ 5-28 มีดังนี้

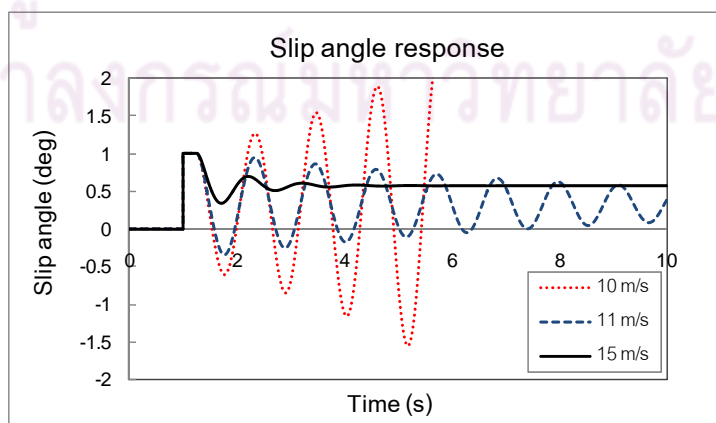
1. แบบจำลองการสร้างแรงด้านข้างแบบเชิงเส้นเพียงอย่างเดียว (เส้น Simple model) ไม่สามารถทำนายลักษณะการตอบสนองของตัวรถในแบบจำลองจักรยานได้อย่างดีพอ โดยเฉพาะในช่วงก่อนเข้าสู่สภาวะคงตัว หากพิจารณารูปที่ 5-28 ที่แสดงถึงอัตราเร็วเชิงมุมของ

ตัวรถจะพบว่า แบบจำลองการสร้างแรงแบบเชิงเส้นดังกล่าว จะให้ข้อสรุปว่ารถที่มีพารามิเตอร์ลักษณะนี้ จะมีการเลี้ยวโค้งที่ดี แต่ในความเป็นจริง หากนำรถที่มีระบบช่วงล่างลักษณะนี้ไปทดสอบน่าจะให้ความรู้สึกในการควบคุมรถที่แย่กว่าที่ทำนายโดยใช้แบบจำลองเพียงอย่างเดียว เนื่องจากผลการทดสอบด้วยอุปกรณ์จริงจะให้ผลที่มีทั้งช่วงเวลาหน่วงที่ทำให้รู้สึกว่ารถมีการตอบสนองช้า และการสั่นแกว่งที่ส่งผลกระทบต่อผู้ขับให้รู้สึกรำคาญ

2. แบบจำลองการสร้างแรงด้านข้างแบบมีฟังก์ชันถ่ายโอนอันดับหนึ่ง (เส้น 1st Order model) ให้ผลการทดสอบที่ใกล้เคียงกับการทดสอบด้วยชุดทดสอบ HIL แบบมีแรงป้อนกลับมากยิ่งขึ้น แต่ผลที่ได้จากแบบจำลองนี้ยังไม่สามารถแสดงการสั่นแกว่งในช่วงก่อนเข้าสู่ภาวะคงตัวได้อย่างชัดเจนนัก

3. แบบจำลองการสร้างแรงด้านข้างแบบมีฟังก์ชันถ่ายโอนอันดับหนึ่งร่วมกับเวลาหน่วง (เส้น 1st Order + delay) เป็นแบบจำลองที่ให้ผลการตอบสนองที่สอดคล้องกับผลจากการทดสอบด้วยชุดทดสอบ HIL แบบมีแรงป้อนกลับมากที่สุด อีกทั้งยังแสดงลักษณะการสั่นแกว่งของค่าสถานะต่างๆ ของรถในแบบจำลองได้เป็นอย่างดี ซึ่งผลที่ได้จากการจำลองการเคลื่อนที่ด้วยแบบจำลองนี้ นำไปสู่ข้อสรุปว่าความไม่เป็นเชิงเส้นและเวลาหน่วงของการสร้างแรงจากยางเป็นสาเหตุหลักของการสั่นแกว่งของค่าต่างๆ ที่เกิดขึ้น

นอกจากนี้ความไม่เป็นเชิงเส้นและเวลาหน่วงในการสร้างแรงจากยางยังเป็นสาเหตุของความไม่เสถียรของแบบจำลองจักรยานที่อัตราเร็วรถมีค่าน้อยอีกด้วย โดยผู้วิจัยได้ใช้แบบจำลองการสร้างแรงด้านข้างแบบมีฟังก์ชันถ่ายโอนอันดับหนึ่งร่วมกับเวลาหน่วงในการหาอัตราเร็วตามแนวแกนที่เหมาะสมต่อการทดสอบและไม่ก่อให้เกิดความไม่เสถียรขึ้น ในรูปที่ 5-29 จะแสดงมุมไถลที่เกิดขึ้นเมื่อมีสัญญาณการเลี้ยวแบบขั้น ที่อัตราเร็วของรถในแบบจำลองมีค่าต่างๆ



รูปที่ 5-29 มุมไถลที่เกิดขึ้นแสดงภาวะความไม่เสถียร

จากรูปที่ 5-29 จะเห็นว่า ที่อัตราเร็วตามแนวแกนของรถในแบบจำลองมีค่า 10 เมตร/วินาที (เส้น 10 m/s) แบบจำลองจักรยานจะเกิดความไม่เสถียรขึ้น คือมุมไถลที่เกิดขึ้นในแบบจำลองจะมีค่าลู่ออกจนเกินระยะทำงานของชุดทดสอบ HIL และเมื่ออัตราเร็วตามแนวแกนมีค่าเพิ่มขึ้นเป็น 11 เมตร/วินาที (เส้น 11 m/s) มุมไถลดังกล่าวจะมีแนวโน้มลู่เข้า แต่มีอัตราการลู่เข้าที่ช้ามาก และอัตราเร็วตามแนวแกนที่เหมาะสมกับการทดสอบการตอบสนองแบบขั้นนี้คืออัตราเร็วที่มีค่ามากกว่าหรือเท่ากับ 15 เมตร/วินาที (เส้น 15 m/s)

อย่างไรก็ตาม การทดสอบการตอบสนองแบบขั้น ที่กล่าวมาทั้งหมดนี้อาจมีความคลาดเคลื่อนอยู่บ้างเนื่องจาก ในการทดสอบนี้ ผู้วิจัยใช้สมมุติฐานว่า แรงต้านข้างที่เกิดขึ้นไม่ขึ้นอยู่กับอัตราเร็วของล้อทดสอบ ซึ่งสมมุติฐานดังกล่าวได้รับการพิสูจน์ว่าเป็นจริงสำหรับสภาวะคงตัวของการเกิดแรงต้านข้าง แต่ในการทดสอบแบบขั้นนี้จะมีผลของการสร้างแรงจากยางในช่วงการเปลี่ยนแปลงมุมไถลด้วย (transient) ในความเป็นจริง ยางรถยนต์ทั่วไปต้องการเวลาในการหมุนประมาณ 1 รอบ แรงที่เกิดขึ้นจึงจะเข้าสู่สภาวะคงตัว[26] นั่นคือ การสร้างแรงจากยางในช่วง transient จะขึ้นอยู่กับอัตราเร็วเชิงมุมของล้อและยางด้วย ซึ่งวิธีการแก้ไขให้ได้ผลการทดสอบที่มีความถูกต้องมากยิ่งขึ้นอาจทำได้โดยการใช้อัตราเร็วของล้อทดสอบมีค่าเท่ากับอัตราเร็วที่ใช้ในแบบจำลองจักรยาน นอกจากนี้ลักษณะการเกิดแรงจากยางในช่วง transient จะทำให้เห็นว่าการสร้างฟังก์ชันถ่ายโอนและเวลาหน่วงให้เหมาะสมกับทุกอัตราเร็วของล้อทดสอบนั้นเป็นเรื่องที่ยุ่งยากมาก ซึ่งวิธีที่ง่ายและให้ผลที่ถูกต้องกว่าคือการทดแทนแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่ซับซ้อนเหล่านั้นด้วยอุปกรณ์จริง วิธีดังกล่าวคือหลักการสำคัญของการทดสอบแบบ Hardware-In-the-Loop.

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

บทที่ 6

บทสรุป

6.1 บทสรุป

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้นำเสนอวิธีการตรวจวัดแรงที่เกิดขึ้นกับล้อทดสอบโดยใช้ระบบรองรับและระบบบังคับเลี้ยวจากรถยนต์นั่งส่วนบุคคลขับเคลื่อนล้อหน้า ที่ทำงานร่วมกับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ในลักษณะของการทดสอบแบบ Hardware-In-the-Loop (HIL) โดยหลักการพื้นฐานของชุดทดสอบ HIL นี้คือการเปลี่ยนการเคลื่อนที่เชิงเส้นของล้อทดสอบบนพื้นถนนมาเป็นการกึ่งบนล้อจำลองพื้นถนนที่สามารถควบคุมอัตราเร็วเชิงมุมและมุมการวางตัวได้ ในขณะที่มุมเลี้ยวของล้อทดสอบดังกล่าวจะถูกควบคุมให้เป็นไปตามเงื่อนไขที่ต้องการ ซึ่งเมื่อเกิดการเลี้ยวขึ้นจะเกิดความแตกต่างระหว่างระนาบการหมุนของล้อทดสอบและล้อจำลองพื้นถนน ความแตกต่างนี้คือมุมไถลที่ก่อให้เกิดแรงต้านข้างที่กระทำต่อล้อทดสอบ แรงที่เกิดขึ้นจะถูกป้อนกลับเข้าสู่แบบจำลองจักรยานเพื่อทำการคำนวณค่าสถานะต่างๆของรถยนต์ในแบบจำลอง ผลการคำนวณที่ได้จะใช้ในการควบคุมมุมการวางตัวของล้อจำลองพื้นถนนเพื่อสร้างมุมไถลที่ถูกต้อง อันจะส่งผลให้ลักษณะการเคลื่อนที่ของยานยนต์ในแบบจำลองมีความสมจริงมากยิ่งขึ้น

ในการออกแบบชุดทดสอบ HIL นี้ ผู้วิจัยได้เลือกใช้โปรแกรม MATLAB® Simulink เพื่อคำนวณขนาดของแรงที่กระทำต่อล้อทดสอบรวมไปถึงระยะการเคลื่อนที่และกำลังงานของอุปกรณ์ต้นกำลังต่างๆ ซึ่งข้อกำหนดที่ใช้ในการคำนวณและการออกแบบจะอ้างอิงจากระบบล้อและช่วงล่างที่ผู้วิจัยมีอยู่ก่อนแล้ว โดยระบบกันสะเทือนแบบแมคเฟอร์สัน สตรีท, ระบบบังคับเลี้ยวรวมไปถึงระบบขับเคลื่อนล้อทดสอบที่ผู้วิจัยได้รับมานั้นเป็นส่วนประกอบของชุดล้อหน้าซ้ายจากรถนิสสัน รุ่น B10 และยางที่ใช้กับล้อทดสอบดังกล่าวคือ ยางจากบริษัท Bridgestone Turanza ER60 175/65R14 82H เส้นผ่านศูนย์กลาง 580 มิลลิเมตร ความดันลมยาง 38 ปอนด์/ตารางนิ้ว ซึ่งล้อจำลองพื้นถนนที่รองรับการเคลื่อนที่ของล้อทดสอบนี้จะมีเส้นผ่านศูนย์กลางที่ 600 มิลลิเมตร

การควบคุมการทำงานของชุดทดสอบ HIL นี้จะประกอบไปด้วยอุปกรณ์ประมวลผล 3 ชุด ได้แก่ คอมพิวเตอร์ notebook ที่ใช้ในการสื่อสารกับผู้ใช้งาน, NI PXI Controller สำหรับการตรวจวัดแรงรวมไปถึงการเก็บข้อมูลการทดสอบ และ NI CompactRIO ที่ใช้ในการประมวลผลคำสั่ง

เพื่อควบคุมการทำงานของมอเตอร์ต่างๆในชุดทดสอบ HIL นี้ ซึ่งโปรแกรมทั้งหมดที่ใช้ในการควบคุมจะพัฒนาขึ้นด้วยโปรแกรม NI LabVIEW® เนื่องจากโปรแกรมหดงกล่าวมีการเขียนด้วยภาษาภาพ (graphical language) ที่เหมาะสำหรับระบบควบคุมขนาดใหญ่ อีกทั้งยังสอดคล้องกับโปรแกรม Simulink ที่ใช้ในการออกแบบอีกด้วย

ผลที่ได้จากการทดสอบการทำงานของระบบ HIL โดยรวมพบว่าอัตราเร็วในการรับส่งข้อมูลรวมไปถึงการประมวลคำสั่งผ่านแบบจำลองจักรยานของ NI CompactRIO สามารถทำงานได้ที่ 500 รอบ/วินาที และการเก็บบันทึกข้อมูลของ NI PXI Controller จะทำงานที่อัตราเร็ว 100 รอบ/วินาที โดยระบบ HIL นี้มีระยะการเคลื่อนที่ของล้อจำลองพื้นถนนในแนวราบอยู่ในช่วง ± 93 มิลลิเมตร สามารถสร้างมุมเลี้ยวให้กับล้อทดสอบและมุมการวางตัวของล้อจำลองพื้นถนนได้ในช่วง -5 องศาถึง 8 องศา, มุมไถลสูงสุดมีค่า ± 3 องศา เนื่องมาจากข้อจำกัดในการสร้างแรงบิดของมอเตอร์ขับเคลื่อนล้อทดสอบ และอัตราเร็วสูงสุดของล้อทดสอบมีค่า 3.7 รอบ/วินาที (24.2 กิโลเมตร/ชั่วโมง) เมื่อมุมไถลเป็น 0 องศา และที่มุมไถลสูงสุด (± 3 องศา) ล้อทดสอบจะมีอัตราเร็วสูงสุดคือ 2.6 รอบ/วินาที (17.1 กิโลเมตร/ชั่วโมง) ที่แรงดันไฟฟ้า 24 โวลต์

การใช้ชุดทดสอบ HIL ในงานวิจัยทางด้านพลศาสตร์ยานยนต์นั้นสามารถทำได้หลากหลายมาก ซึ่งในวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ได้แสดงตัวอย่างการใช้งานใน 3 ประเด็นหลักได้แก่ การทดสอบหาค่าสัมประสิทธิ์แรงต้านข้าง, การทดสอบลักษณะการเลี้ยวโค้งที่สภาวะคงตัว และการทดสอบการตอบสนองต่อสัญญาณการเลี้ยวแบบกะทันหัน โดยการทดสอบใน 2 ประเด็นหลังจะใช้พารามิเตอร์ในแบบจำลองจักรยานที่ให้ผลการเลี้ยวโค้งแบบไม่ดื้อไม่ไวโค้ง และควบคุมอัตราเร็วของล้อทดสอบให้มีค่า 1.5 รอบ/วินาที (10 กิโลเมตร/ชั่วโมง) คงที่ตลอดการทดลอง (อัตราเร็วของรถในแบบจำลองที่ใช้ในการทดสอบมีค่าเป็น 54, 72 และ 90 กิโลเมตร/ชั่วโมง) ซึ่งผลจากการทดสอบพบว่า

1. ค่าสัมประสิทธิ์แรงต้านข้างของระบบล้อทดสอบมีค่าประมาณ 1,250 นิวตัน/องศา โดยแรงต้านข้างที่เกิดขึ้นจริงมีความไม่เป็นเชิงเส้นสูงและมีลักษณะของ hysteresis loop
2. การทดสอบการเลี้ยวโค้งที่สภาวะคงตัวพบว่ารถยนต์ที่มีระบบช่วงล่างลักษณะนี้จะดื้อโค้งมากกว่าผลที่ได้จากการคำนวณด้วยแบบจำลองจักรยานเพียงอย่างเดียว และความดื้อโค้งดังกล่าวจะมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อความเร่งด้านข้างของตัวรถมีค่ามากขึ้น
3. ในการทดสอบการตอบสนองต่อสัญญาณการเลี้ยวแบบกะทันหันแสดงให้เห็นว่าความไม่เป็นเชิงเส้นและช่วงเวลาดำเนินการของการสร้างแรงจากยางส่งผลให้เกิดการสั่นแกว่งของค่าการเคลื่อนที่ของตัวรถในช่วงก่อนเข้าสู่สภาวะคงตัว ซึ่งการสั่นแกว่งดังกล่าวจะมีแนวโน้มลดลงเมื่อ

อัตราเร็วตามแนวแกนของตัวรถในแบบจำลองมีค่าสูงขึ้น นอกจากนี้ผู้วิจัยยังพบว่าความไม่เป็นเชิงเส้นและช่วงเวลาหน่วงของการสร้างแรงจากยางยังส่งผลต่อเสถียรภาพของแบบจำลองจักรยานอีกด้วย โดยหากอัตราเร็วของตัวรถในแบบจำลองมีค่าน้อยกว่า 11 เมตร/วินาที (40 กิโลเมตร/ชั่วโมง) ผลที่ได้จากการคำนวณจะมีค่าลู่ออกเกินระยะเวลาทำงานของชุดทดสอบ HIL นี้

ผลการทดสอบทั้งหมดนี้แสดงถึงความสามารถและประโยชน์ของการใช้อุปกรณ์ HIL ในการทดสอบและตรวจวัดแรงด้านข้างที่เกิดขึ้นภายใต้ลักษณะการเคลื่อนที่แบบต่างๆของรถยนต์ได้ อีกทั้งยังทำนายถึงพฤติกรรมการเลี้ยวโค้งของรถยนต์ที่มีค่าพารามิเตอร์ต่างๆได้อีกด้วย โดยผลเหล่านี้ไม่สามารถพบได้จากการใช้แบบจำลองจักรยานเพียงอย่างเดียว ผลจากการวิเคราะห์ข้อมูลที่ได้ จะสามารถนำมาใช้ในการปรับปรุงและพัฒนาระบบช่วงล่างได้ทันทีก่อนการทดสอบกับยานยนต์จริง ผู้วิจัยคาดหวังว่าชุดทดสอบ HIL นี้จะถูกนำไปใช้ประโยชน์ในการพัฒนาระบบรองรับและบังคับเลี้ยวยานยนต์ได้อย่างกว้างขวางต่อไปในอนาคต

6.2 งานวิจัยต่อเนื่องและข้อเสนอแนะ

ในงานวิจัยฉบับนี้ได้นำเสนอแนวทางในการตรวจวัดแรงที่ล้อด้วยวิธี HIL ที่มีสมมติฐานหลักคือแรงด้านข้างที่เกิดขึ้นไม่ขึ้นอยู่กับอัตราเร็วของล้อทดสอบ ดังนั้นในการทดสอบทั้งหมด ยกเว้นการหาค่าสัมประสิทธิ์แรงด้านข้าง ผู้วิจัยจึงควบคุมให้อัตราเร็วจริงของล้อทดสอบมีค่าที่ 1.5 รอบ/วินาที โดยเปลี่ยนอัตราเร็วของรถในแบบจำลองแทน ซึ่งผลการทดสอบที่เกิดขึ้นอาจมีความคลาดเคลื่อนอยู่บ้าง ดังนั้นในงานวิจัยขั้นต่อไปอาจทำได้โดยใช้อัตราเร็วของล้อทดสอบเท่ากับอัตราเร็วที่ใช้ในแบบจำลองแล้วพิจารณาผลที่เกิดขึ้น นอกจากนี้ ผู้วิจัยในอนาคตอาจทำการศึกษาผลกระทบของมุม caster, มุม camber และมุม toe ที่มีต่อสัมประสิทธิ์แรงด้านข้างและลักษณะทางด้านพลศาสตร์ยานยนต์ รวมไปถึงการศึกษาและเปรียบเทียบกับผลการทดสอบจากรถจริงที่มีพารามิเตอร์เดียวกับที่ใช้ในแบบจำลองจักรยานเพื่อตรวจสอบความถูกต้องของการใช้ชุดทดสอบ HIL นี้

6.3 การเผยแพร่ผลงานการวิจัย

งานวิจัยนี้ได้รับการยอมรับอย่างกว้างขวางทั้งจากในและต่างประเทศ โดยมีบทความที่ได้รับการตีพิมพ์ในหนังสือรวบรวมบทความการประชุมระดับนานาชาติ 2 บทความ และการประชุมระดับชาติ 1 บทความ (บทความฉบับเต็มแสดงไว้ในภาคผนวก ข.) ได้แก่

6.3.1 การประชุมระดับนานาชาติ

1. ชื่อบทความ : Tire-Suspension-Steering Hardware-In-The-Loop for Vehicle Dynamics Simulation
ชื่อการประชุม : The 15th Asia Pacific Automotive Engineering Conference
วันที่ 26-28 ตุลาคม พุทธศักราช 2552 กรุงเทพมหานคร ประเทศเวียดนาม
2. ชื่อบทความ : Tire-Suspension-Steering Hardware-In-the-Loop Simulator
ชื่อการประชุม : 5th National Conference on Automotive Engineering
วันที่ 2 เมษายน พุทธศักราช 2552 กรุงเทพมหานคร ประเทศไทย

6.3.2 การประชุมระดับชาติ

1. ชื่อบทความ : ระบบจำลองพลศาสตร์ยานยนต์ร่วมกับระบบล้อ ระบบรองรับ และระบบบังคับเลี้ยวจริง
ชื่อการประชุม : การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 22
วันที่ 15-17 ตุลาคม พุทธศักราช 2551 กรุงเทพมหานคร ประเทศไทย

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

รายการอ้างอิง

- [1] Organisation Internationale des Constructeurs d'Automobiles. World Motor Vehicle Production [online]. 2007. Available from : <http://oica.net/catagory/production-statistics/> [2008, April 6]
- [2] Misselhorn, W.E., Theron, N.J., and Els, P.S. Investigation of hardware-in-the-loop for use in suspension development. Vehicle System Dynamics 44 (January 2006): 65-81.
- [3] Olaf Gietelink, Jeroen Ploeg, Bart De Schutter, and Michel Verhaegen. Development of advance driver assistance with vehicle hardware-in-the-loop simulations. Vehicle System Dynamics 44 (July 2006): 569-590.
- [4] Hyun-Chul Sohn, Keum-Shik Hong, and Hedrick, K.J. Semi-Active Control of the Macpherson Suspension System : HIL Simulations. Proceedings of the 2000 IEEE International Conference (2000): 982-987.
- [5] Val Mills, Bernard Samuel, and John Wagner. Modeling and Analysis of Automotive Antilock Brake Systems Subject to Vehicle Payload Shifting. Vehicle System Dynamics 37 (2002): 310-428.
- [6] Felix Pfister, Clemeus Reitze, and Alexander Schmidt. Hardware in the loop - The technologie of development and test of vehicle control system. IPG Automotive Engineering Software + Consulting Pmbh, Karlsruhe (2002).
- [7] Wojciech Grega. HIL simulation and its application in control education. Frontiers in Education Conference 2 (1999): 7-12.
- [8] Sung-Ho Hwang, Seung-Jin Heo, Hong-Seok Kim, and Kyo-II Lee. Vehicle Dynamic Analysis and Evaluation of Continuously Controlled Semi-Active Suspensions Using Hardware-in-the-loop Simulation. Vehicle System Dynamics 27 (June 1997): 423-434.
- [9] Dirk, J.V., Albert, and C.M., Jeroen Ploeg. Developing and Testing Intelligent Vehicles. Intelligent Vehicle Symposium, IEEE 2 (2002): 537 – 544.

- [10] Jorge, A.R., Leopoldo, S.V., and Manuel, M. Characterization, Modeling and Simulation of Magnetorheological Damper Behavior under Triangular Excitation. AZojomo 1 (November 2005).
- [11] นกสิทธิ์ นุ่มวงษ์ และ ศุภวุฒิ จันทรานุกัฒน์. Improvement of Driving Simulator Prototype. การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 21 (ตุลาคม 2550).
- [12] Michael Short, Michael, J.P., and Qiang Huang. Simulation of Vehicle Longitudinal Dynamics, Embedded Systems Laboratory University of Leicester. Technical Report ESL_04-01 (October 2004).
- [13] Cheli, F., Concas, A., Giangiulio, E., and Sabbioni, E. A simplified ABS numerical model: Comparison with HIL and full scale experimental tests. Computers & Structures 86 (2008): 1494-1502.
- [14] Ergin Tonuk, and Unlusoy, Y.S. Prediction of automobile tire cornering force characteristics by finite element modeling and analysis. Computers & Structures 79 (May 2001): 1219-1232.
- [15] Pacejka, H. Tyre and Vehicle Dynamics. Butterworth-Heinemann, 2002.
- [16] Darcy Bullock, Brian Johnson, Richard, B.W., Michael Kyte, and Zhen Li. Hardware-in-the-loop simulation. Transportation Research Part C: Emerging Technologies 12 (2004): 73-89.
- [17] Saffet Ayasun, Robert Fischl, Sean Vallieu, Jack Braun, and Dilek adrl. Modeling and stability analysis of a simulation–stimulation interface for hardware-in-the-loop applications. Simulation Modeling Practice and Theory 15 (July 2007): 734-746.
- [18] Stewart, P., Stone, D.A., and Fleming, P.J. Design of robust fuzzy-logic control systems by multi-objective evolutionary methods with hardware in the loop. Engineering Applications of Artificial Intelligence 17 (April 2004): 275-284.

- [19] Tong-Jin Park, Chang-Soo Han, and Sang-Ho Lee. Development of the electronic control unit for the rack-actuating steer-by-wire using the hardware-in-the-loop simulation system. Mechatronics 15 (October 2005): 899-918.
- [20] Oliver Ottgen, and Manfred Hiller. HIL for Quality Assurance of an Active Automotive Safety System. Computational Methods in Applied Sciences 2 (2005): 25-44.
- [21] Faithfull, P.T., Ball R.J., and Jones, R.P. An investigation into the use of hardware-in-the-loop simulation with a scaled Physical prototype as aid to design. Journal of Engineering Design 12 (2001): 231-243.
- [22] ศุภวุฒิ จันทร์นุวัฒน์. เอกสารประกอบการสอนวิชา Automotive Control. คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2548.
- [23] Noomwongs, N., Yoshida, H., Nagai, M., Kobayashi, K., and Yokoi, T. Study on Handling by Using Tire Hardware-In-the-Loop Simulator. Japanese Society of Automotive Engineers, JASE Review 24 (October 2003): 457-464.
- [24] ฉัตรชัย หงส์อุเทน. กลศาสตร์ยานยนต์ I. สำนักพิมพ์จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2539.
- [25] Hibbler, R.C. Mechanics of Materials. Prentice-Hall, Inc., 2003.
- [26] Gillespies, D.T. Fundamental of Vehicle Dynamics. Society of Automotive Engineers, Inc., 1992.



ภาคผนวก

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



ภาคผนวก ก.

ตัวอย่างแบบโครงสร้างที่ใช้ในการผลิต

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ภาคผนวก ก.

ตัวอย่างแบบโครงสร้างที่ใช้ในการผลิต

ตัวอย่างแบบโครงสร้างที่แสดงในส่วนนี้แบ่งเป็น 5 ส่วนย่อย ได้แก่ แบบโครงสร้างหลัก, ชุดจำลองมวลรถและจับยึดระบบช่วงล่าง, โครงสร้างระบบล้อจำลองพื้นถนน, ชุดรองรับระบบกันสะเทือน และคูลล์ทดสอบ โครงสร้างเหล่านี้ผลิตโดยบริษัท Excell Tools จำกัด โทรศัพท์ 0-2758-6317 โทรสาร 0-2758-5806 และบริษัท เอส. เอ็ม. โมเดล เอ็นจิเนียริง จำกัด โทรศัพท์ 0-2574-4651 โทรสาร 0-2574-4652

ตัวอย่างแบบโครงสร้างทั้ง 5 ส่วนมีดังนี้

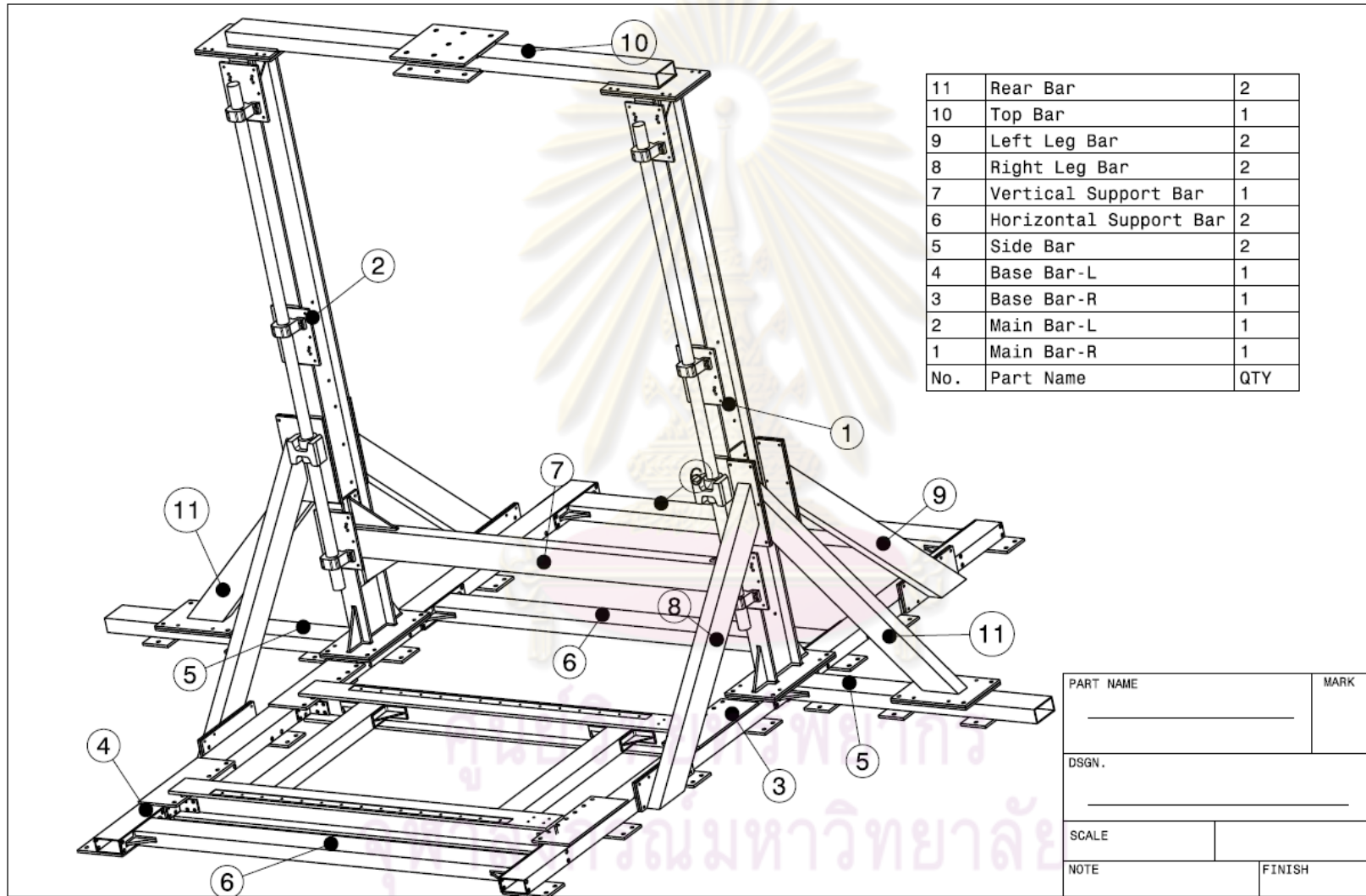


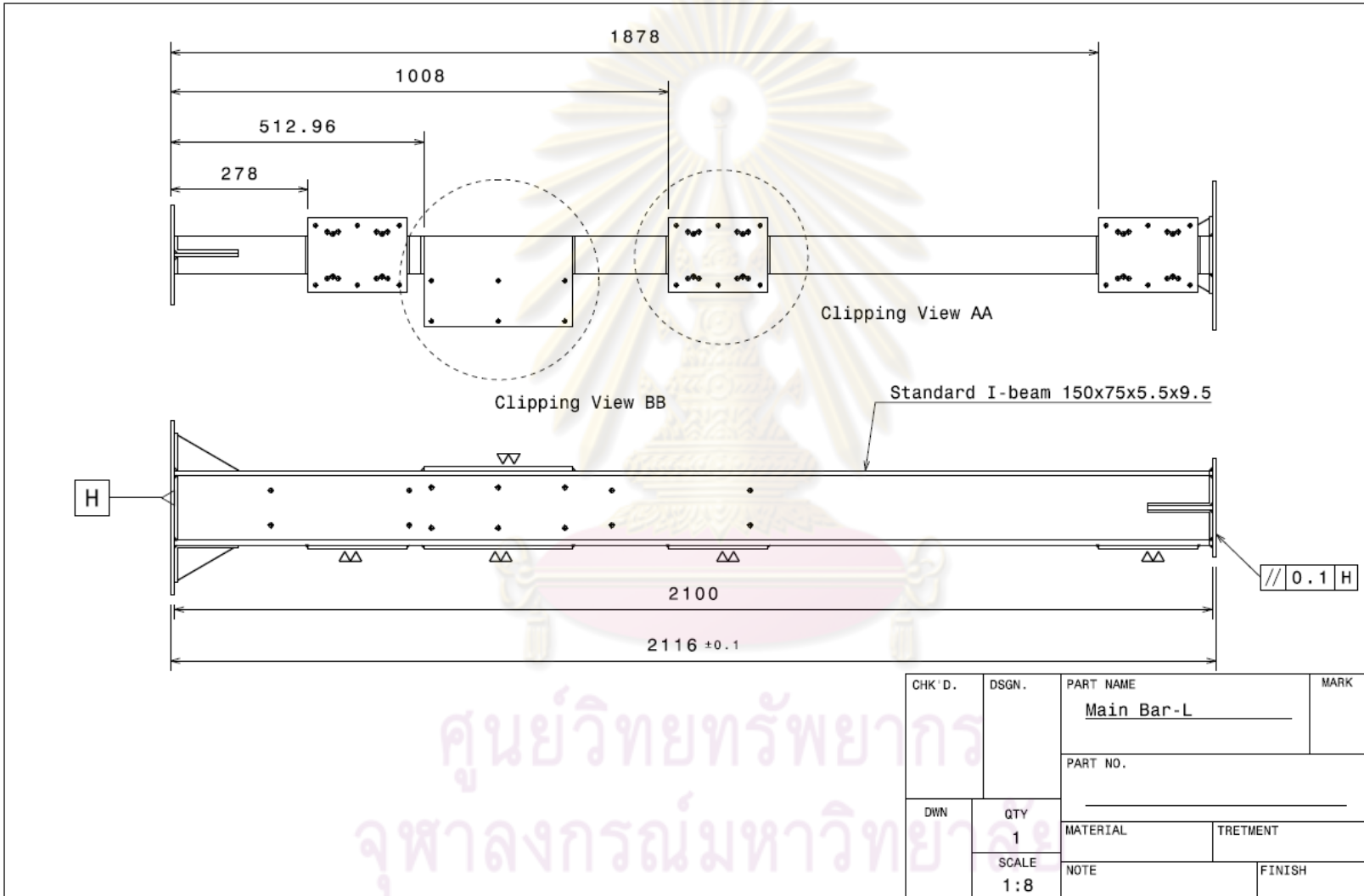
ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

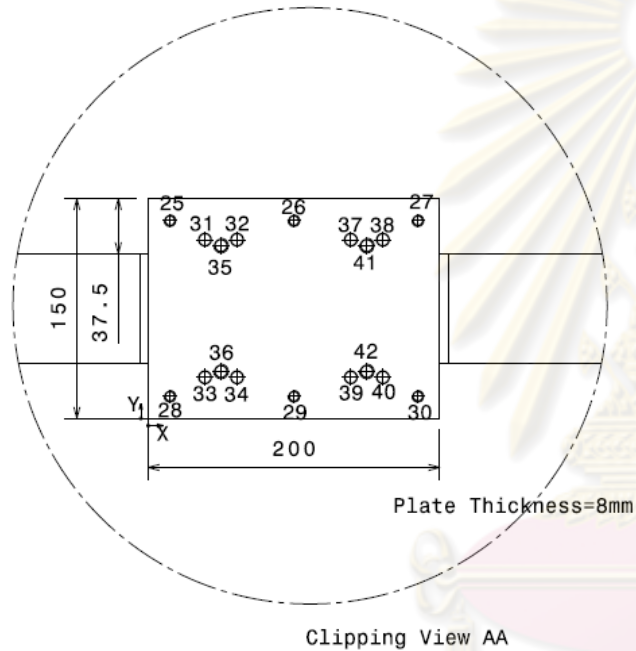
ก.1 แบบโครงสร้างหลัก



ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย





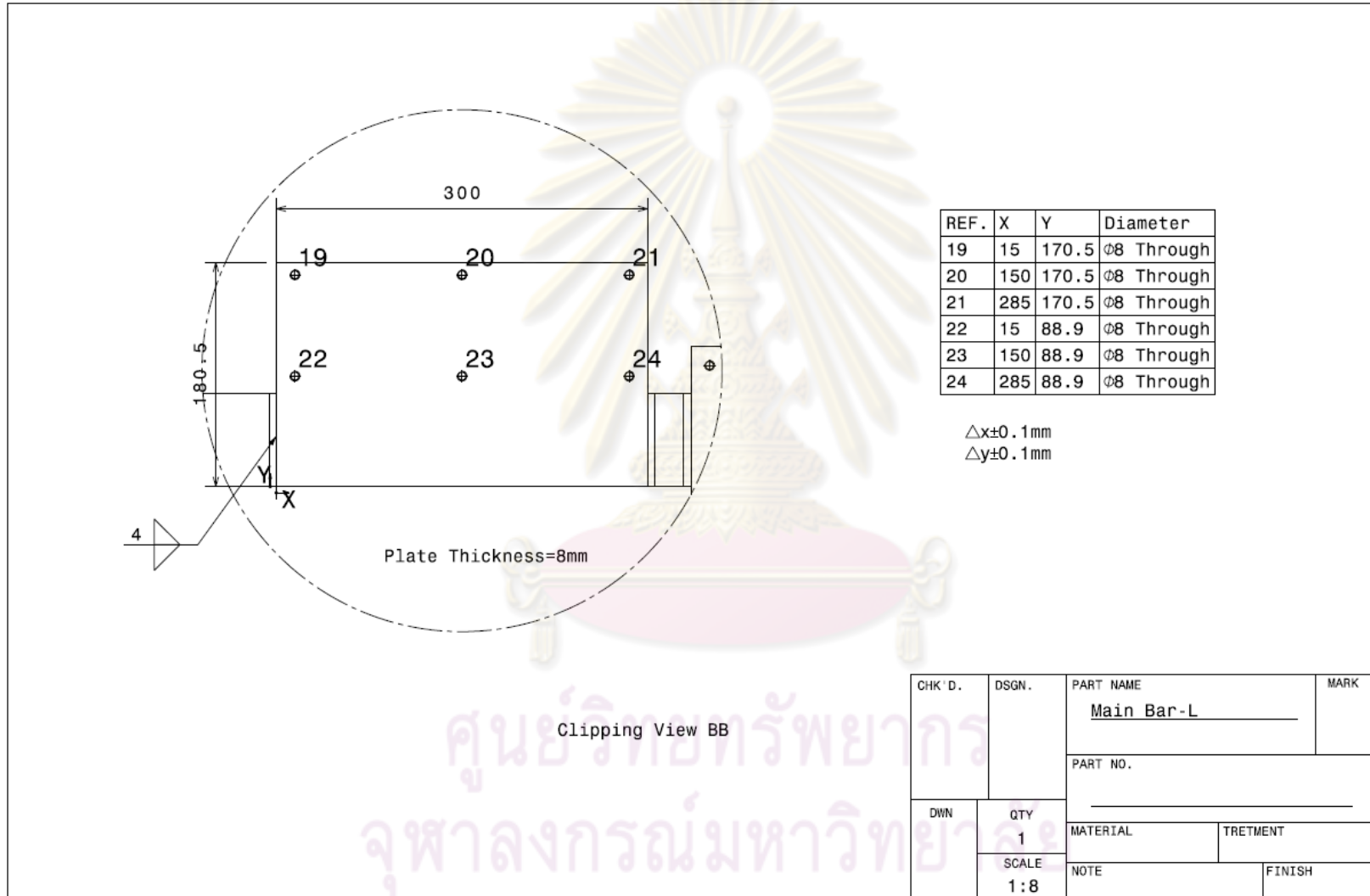


REF.	X	Y	Diameter
25	15	135	M8 Through
26	100	135	M8 Through
27	185	135	M8 Through
28	15	15	M8 Through
29	100	15	M8 Through
30	185	15	M8 Through
31	39	122	$\phi 8.4_0^{0.022}$
32	61	122	$\phi 8.4_0^{0.022}$
33	39	28	$\phi 8.4_0^{0.022}$
34	61	28	$\phi 8.4_0^{0.022}$
35	50	118	M10 Through
36	50	32	M10 Through
37	139	122	$\phi 8.4_0^{0.022}$
38	161	122	$\phi 8.4_0^{0.022}$
39	139	28	$\phi 8.4_0^{0.022}$
40	161	28	$\phi 8.4_0^{0.022}$
41	150	118	M10 Through
42	150	32	M10 Through

$\Delta x \pm 0.1\text{mm}$
 $\Delta y \pm 0.1\text{mm}$

ศูนย์วิทยทรัพยากร
 จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

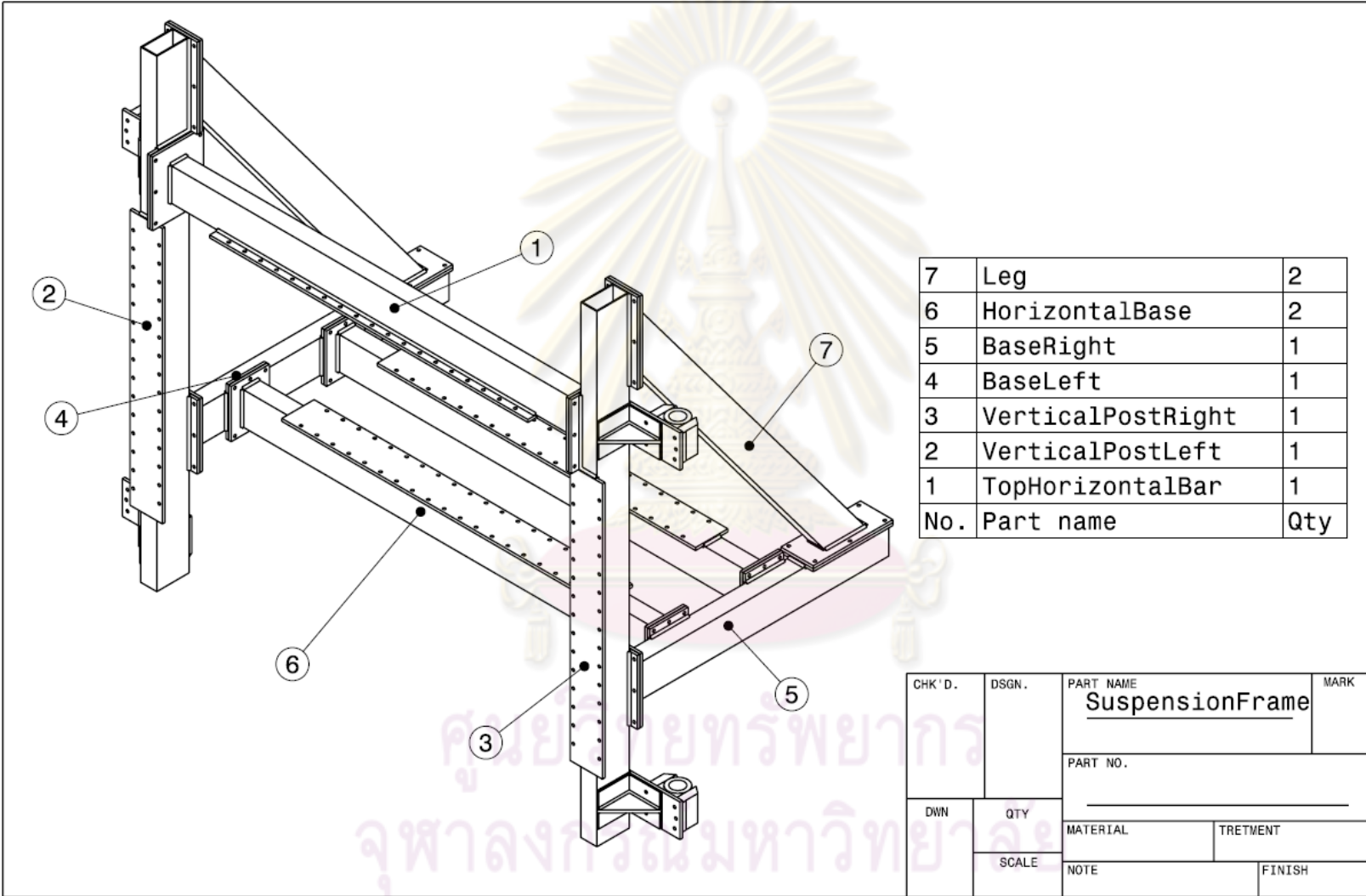
CHK'D.	DSGN.	PART NAME Main Bar-L	MARK
DWN		PART NO.	
QTY 1		MATERIAL	TRETMENT
SCALE 1:8		NOTE	FINISH



ก.2 แบบโครงสร้างชุดจำลองมวลรถและจับยึดช่วงล่าง



ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



ก.3 แบบโครงสร้างระบบล้อจำลองพื้นถนน

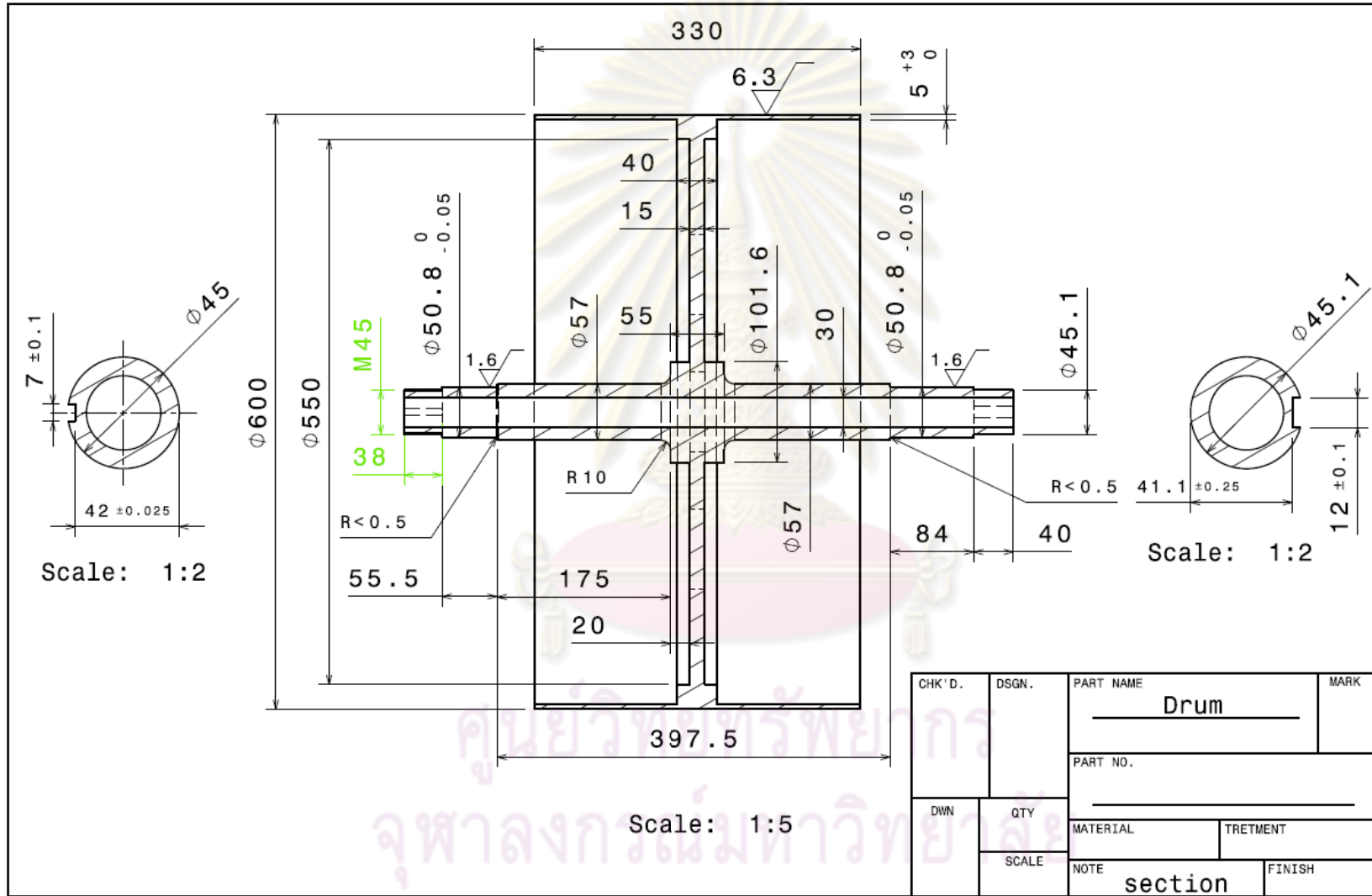


ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ก.3.1 แบบโครงสร้างล้อจำลองพื้นถนน



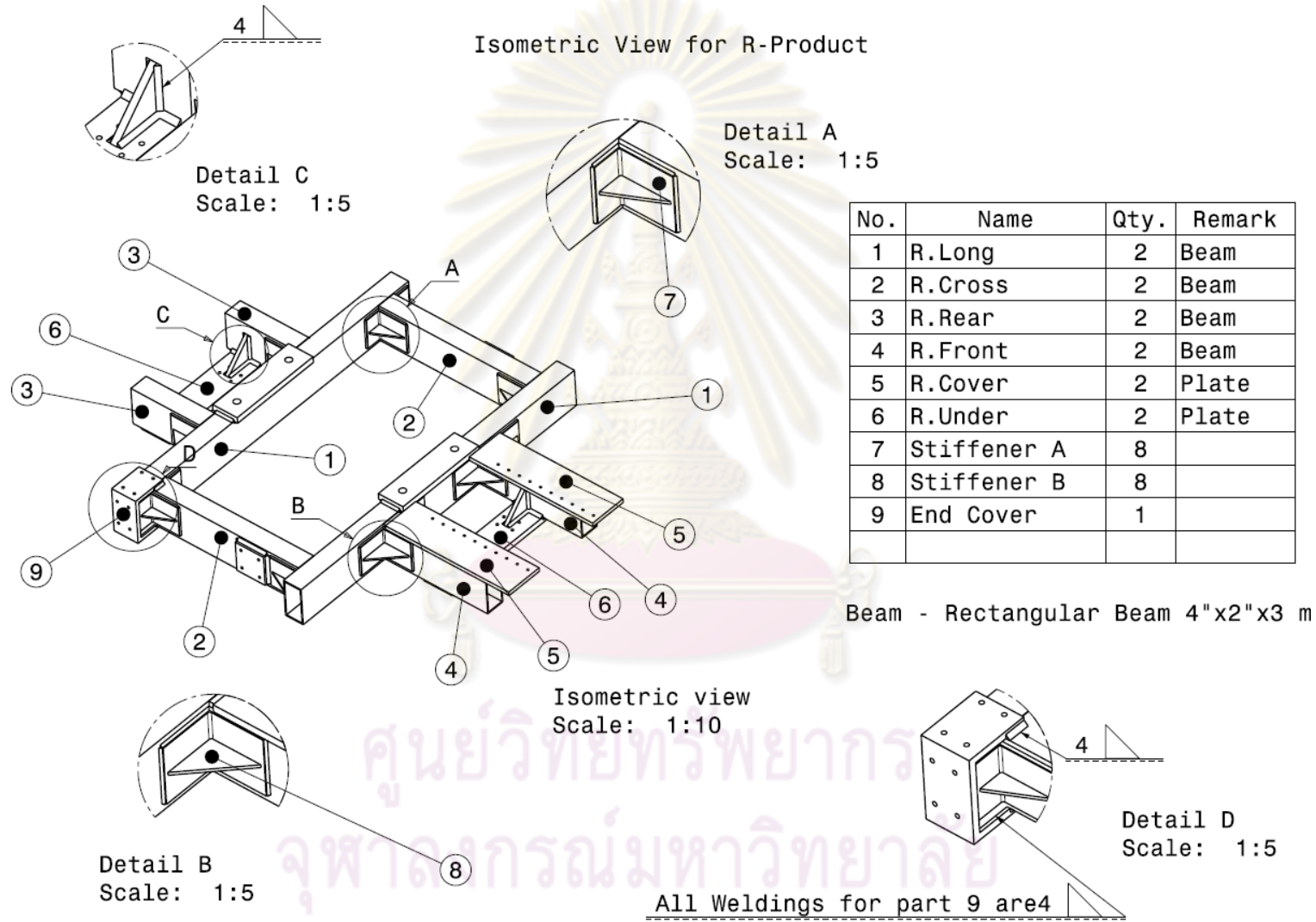
ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

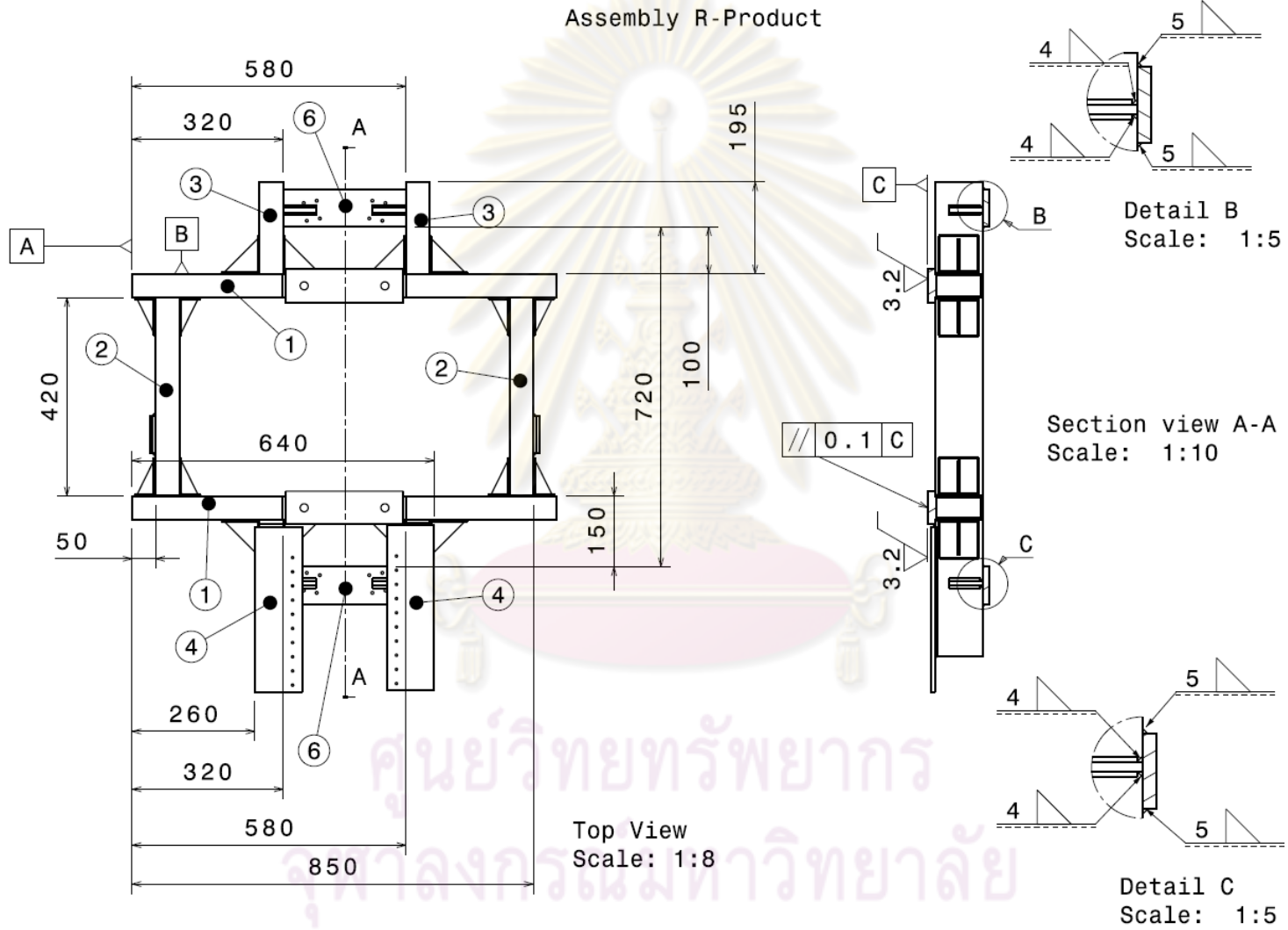


ก.3.2 แบบโครงสร้างชุดปรับมุมการวางตัวของล้อจำลองพื้นถนน



ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



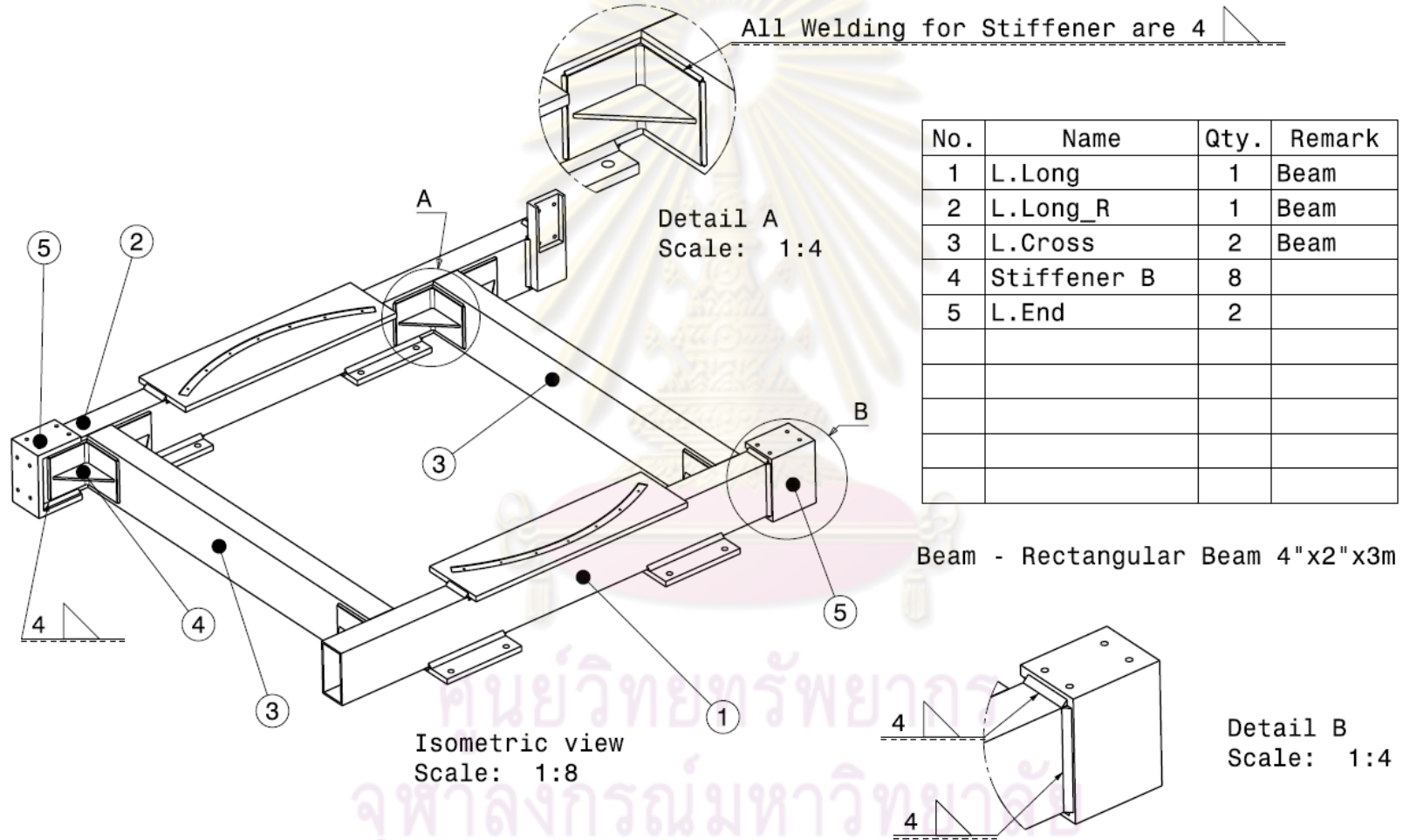


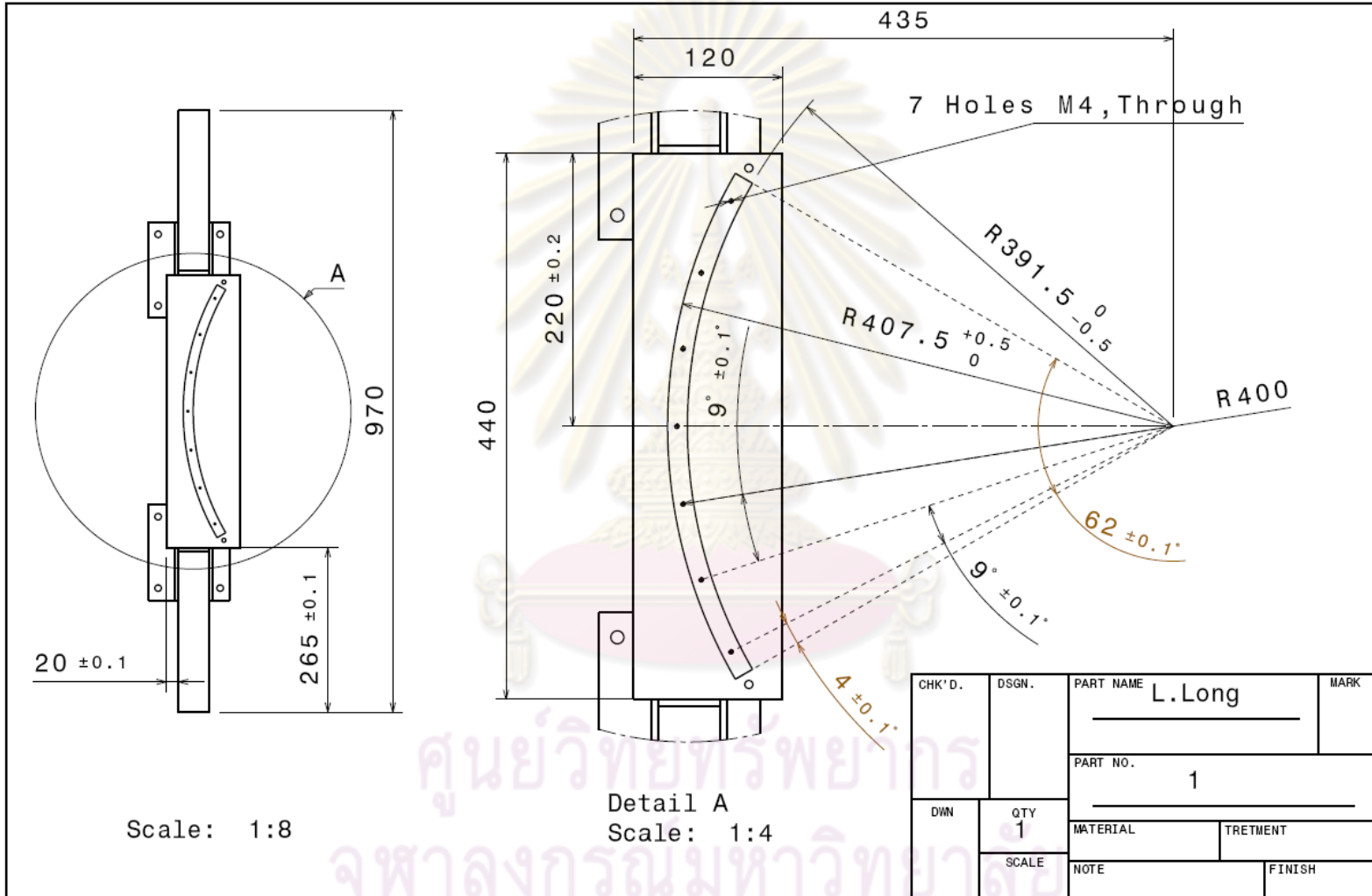
ก.3.3 แบบโครงสร้างชุดปรับมุมตำแหน่งเชิงเส้นของล้อจำลองพื้นถนน



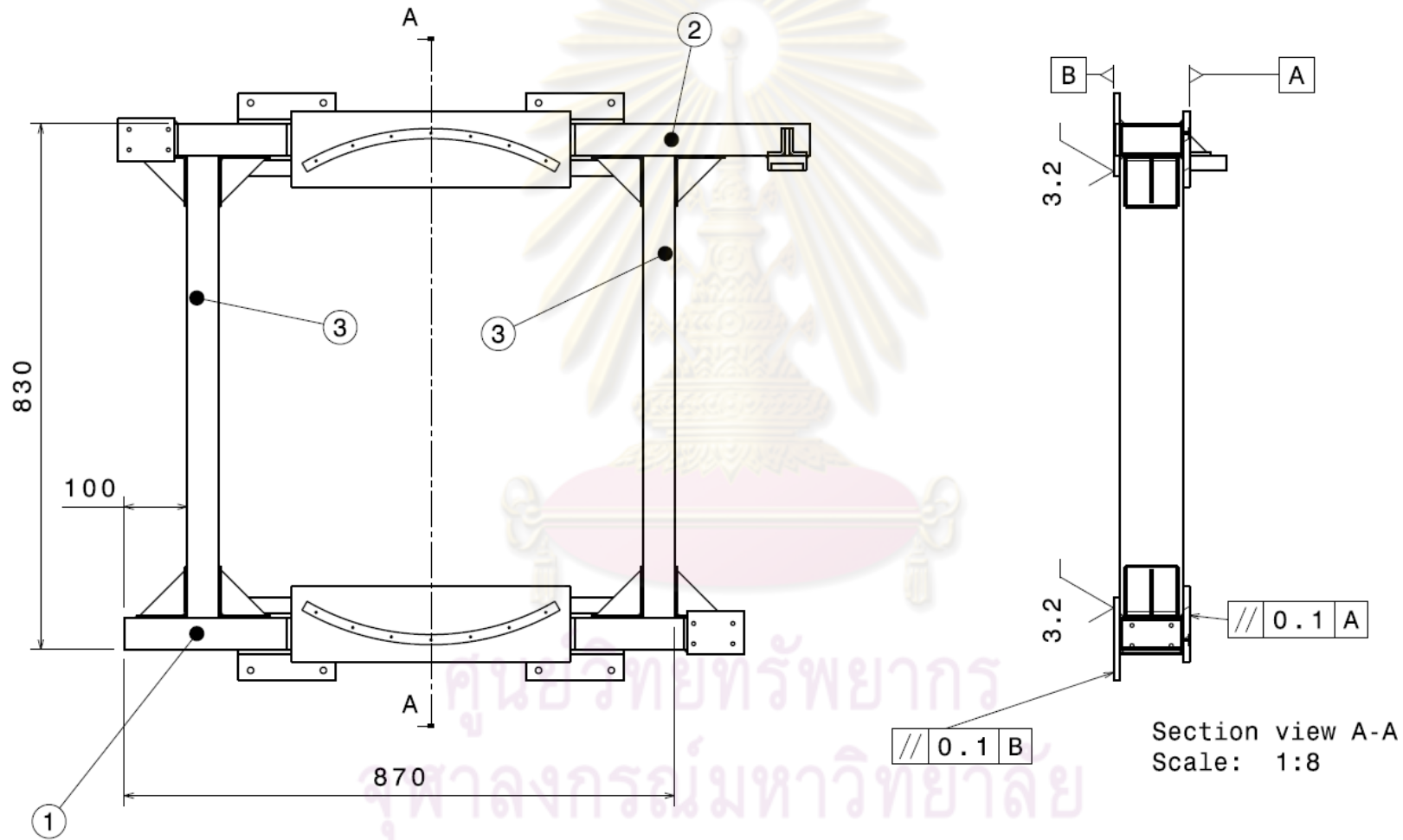
ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

Isometric View for L - Product





Assembly View for L-Product



Scale: 1:8

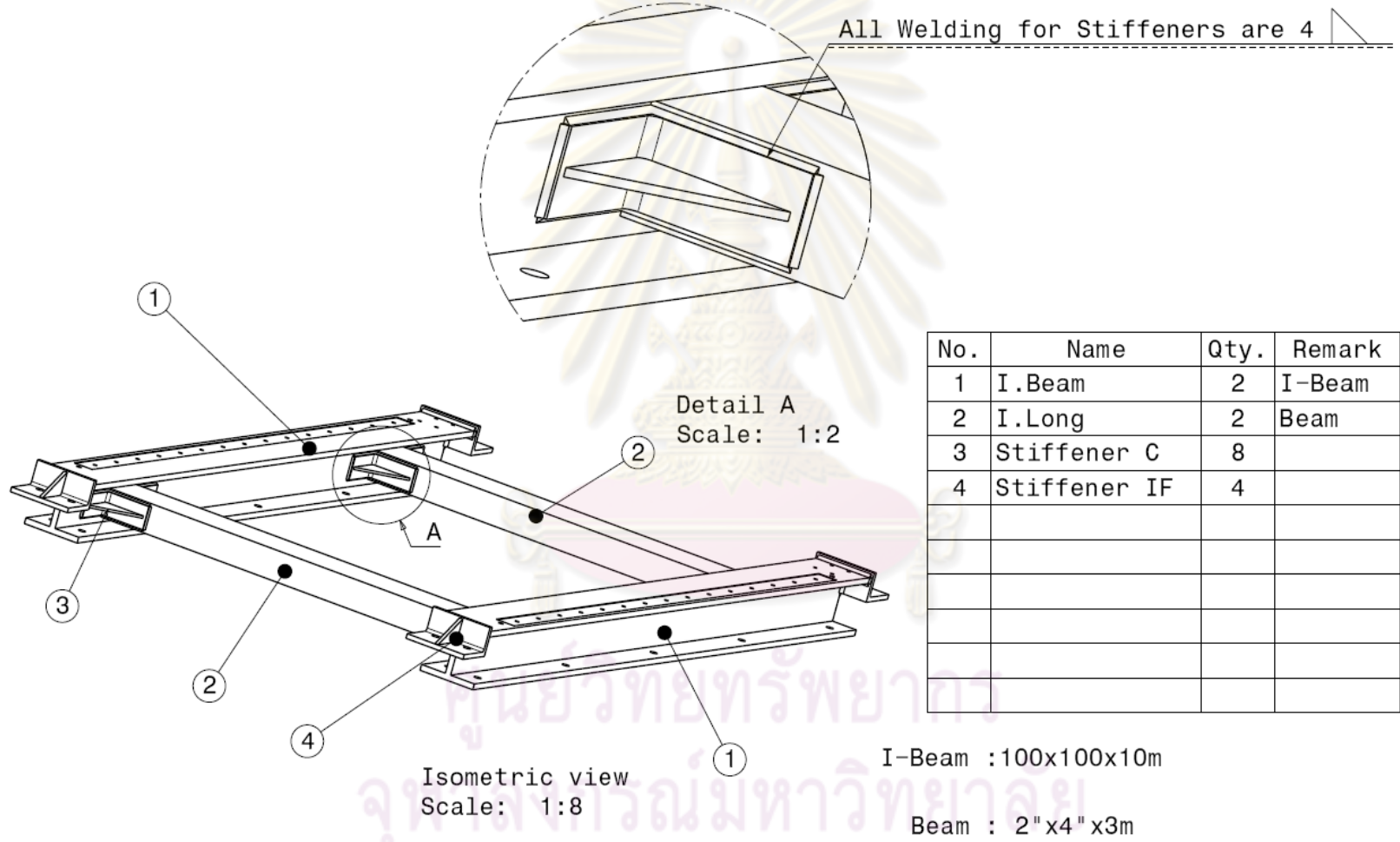
Section view A-A
Scale: 1:8

ก.3.4 แบบโครงสร้างฐานของระบบล้อจำลองพื้นถนน

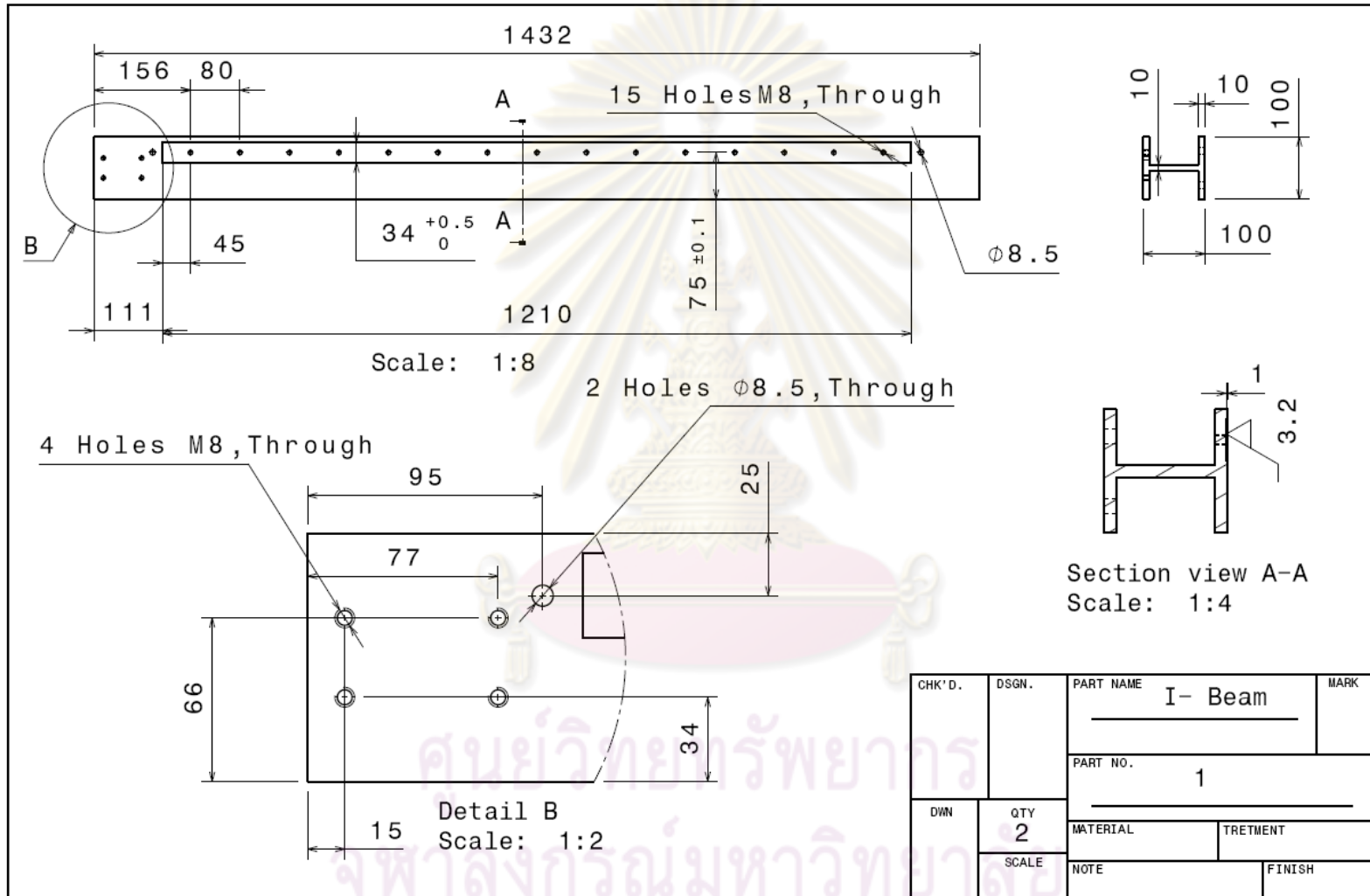


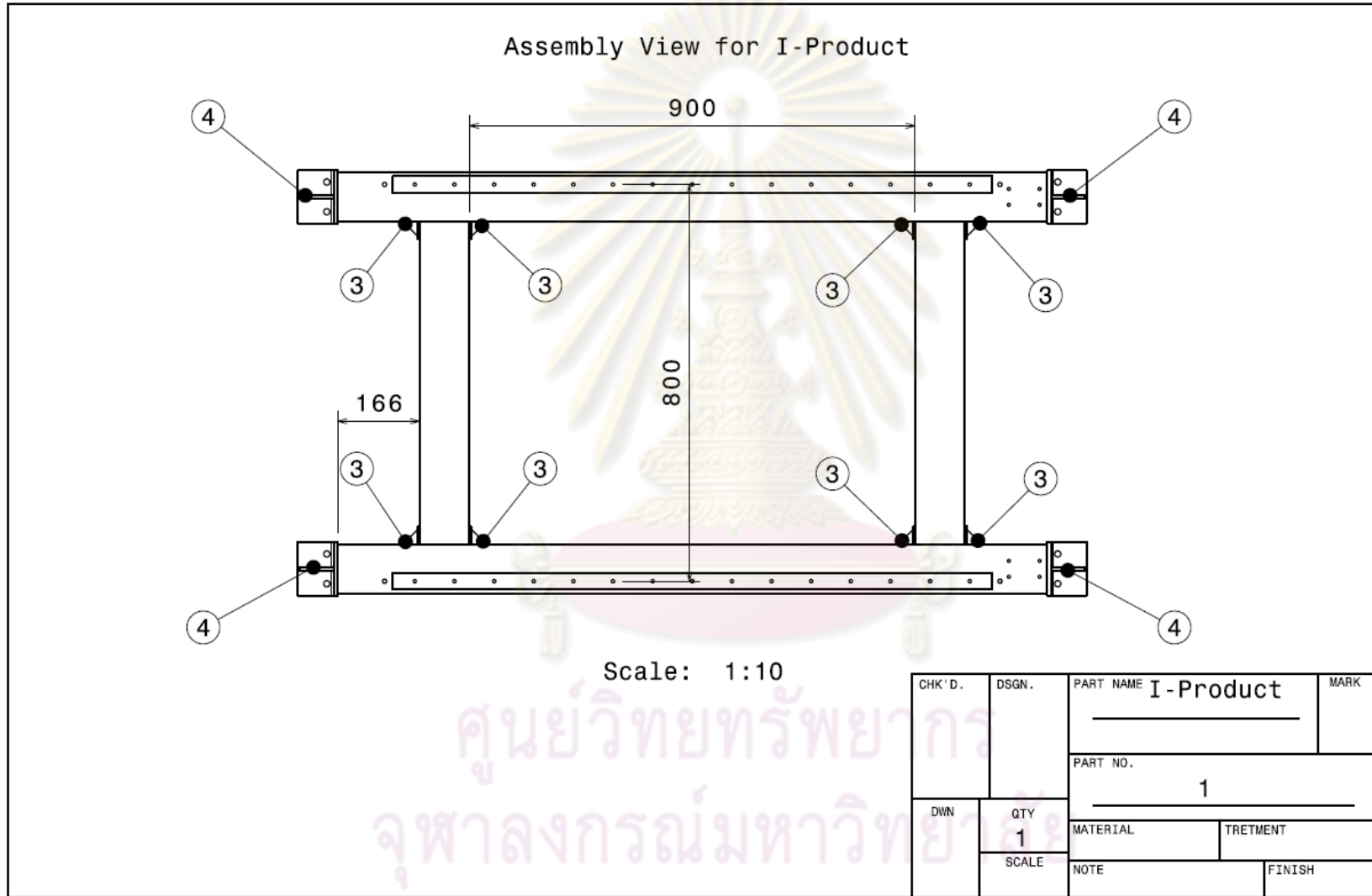
ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

Isometric View for I - Product



No.	Name	Qty.	Remark
1	I.Beam	2	I-Beam
2	I.Long	2	Beam
3	Stiffener C	8	
4	Stiffener IF	4	

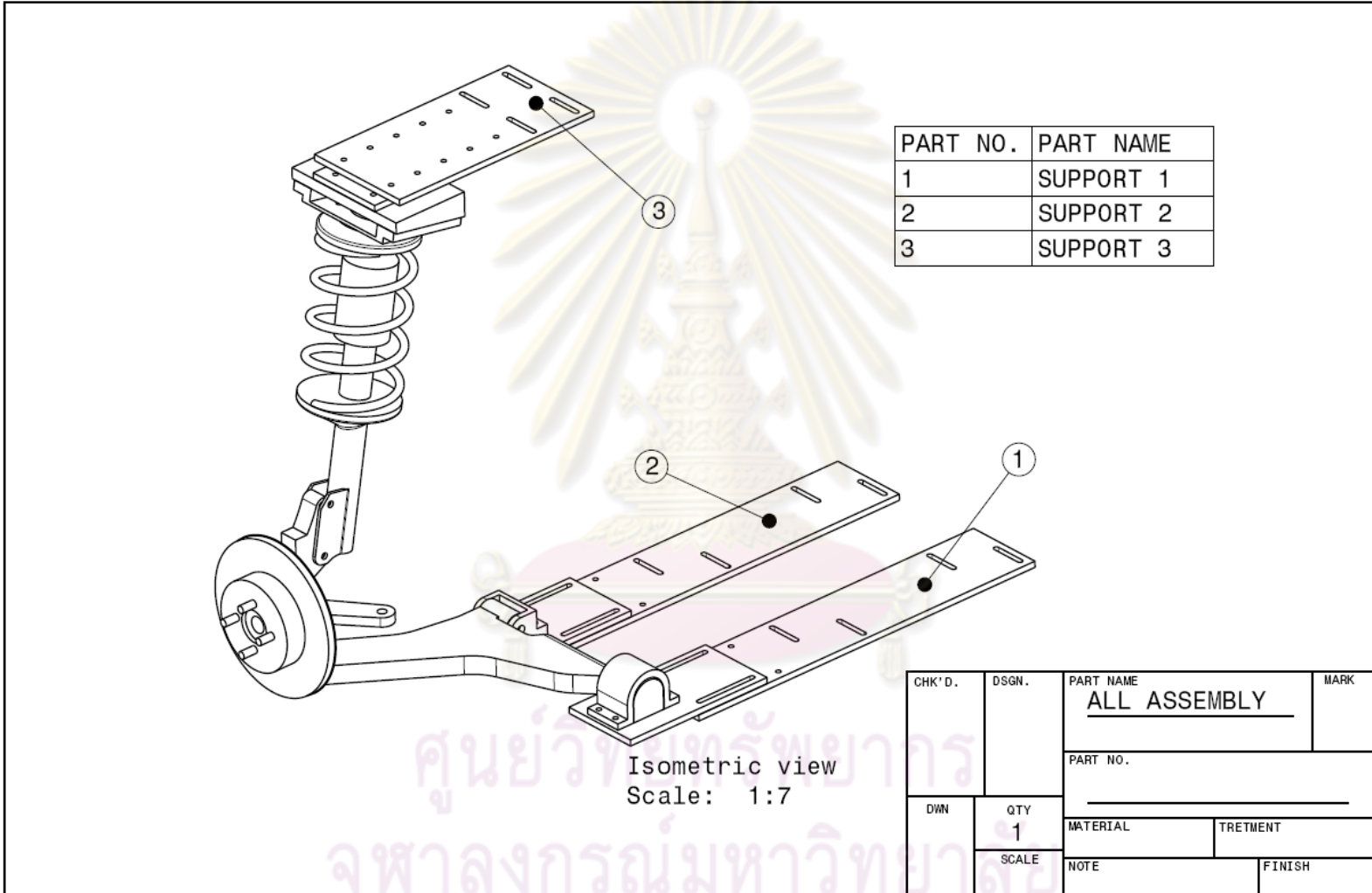


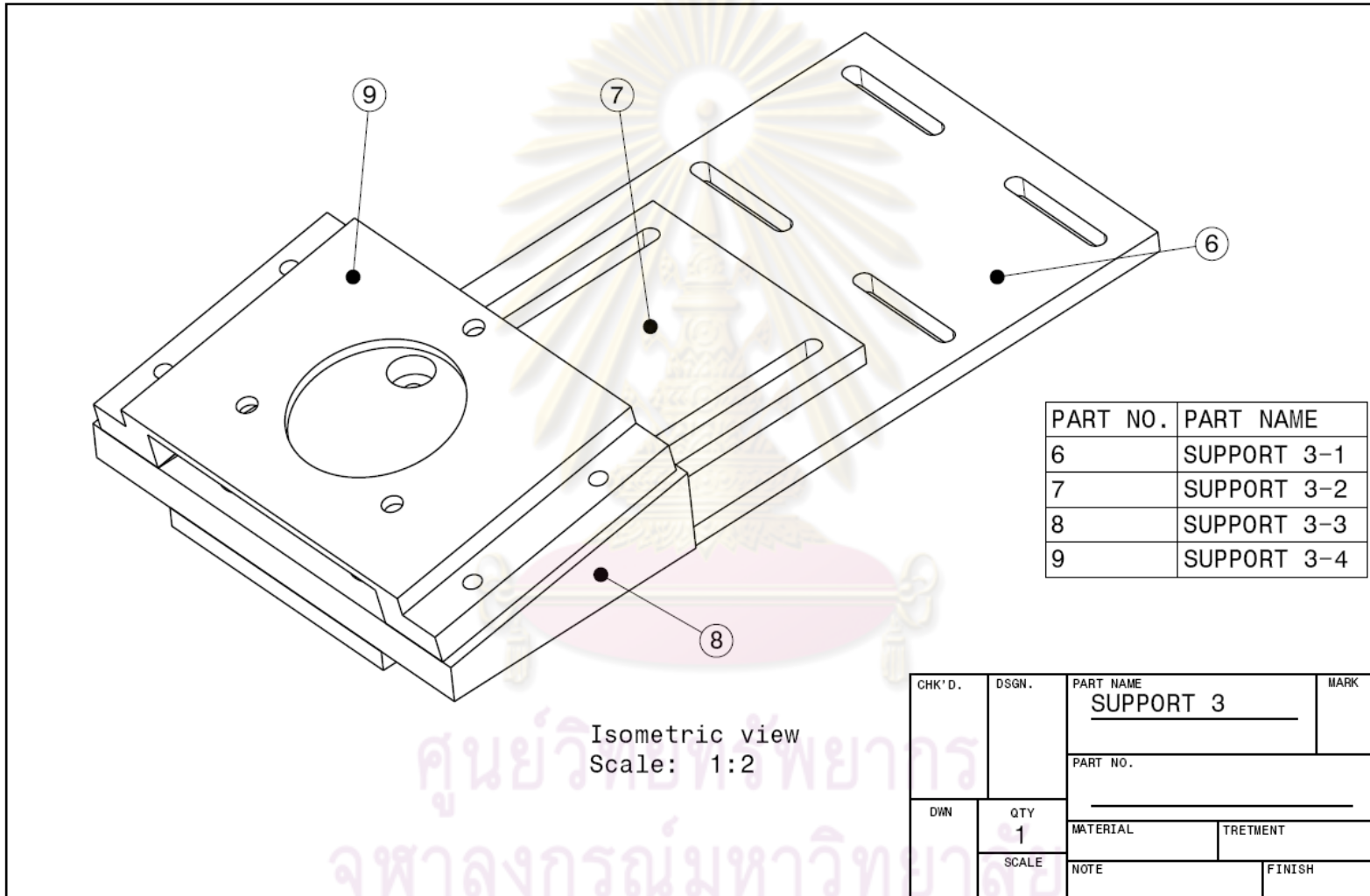


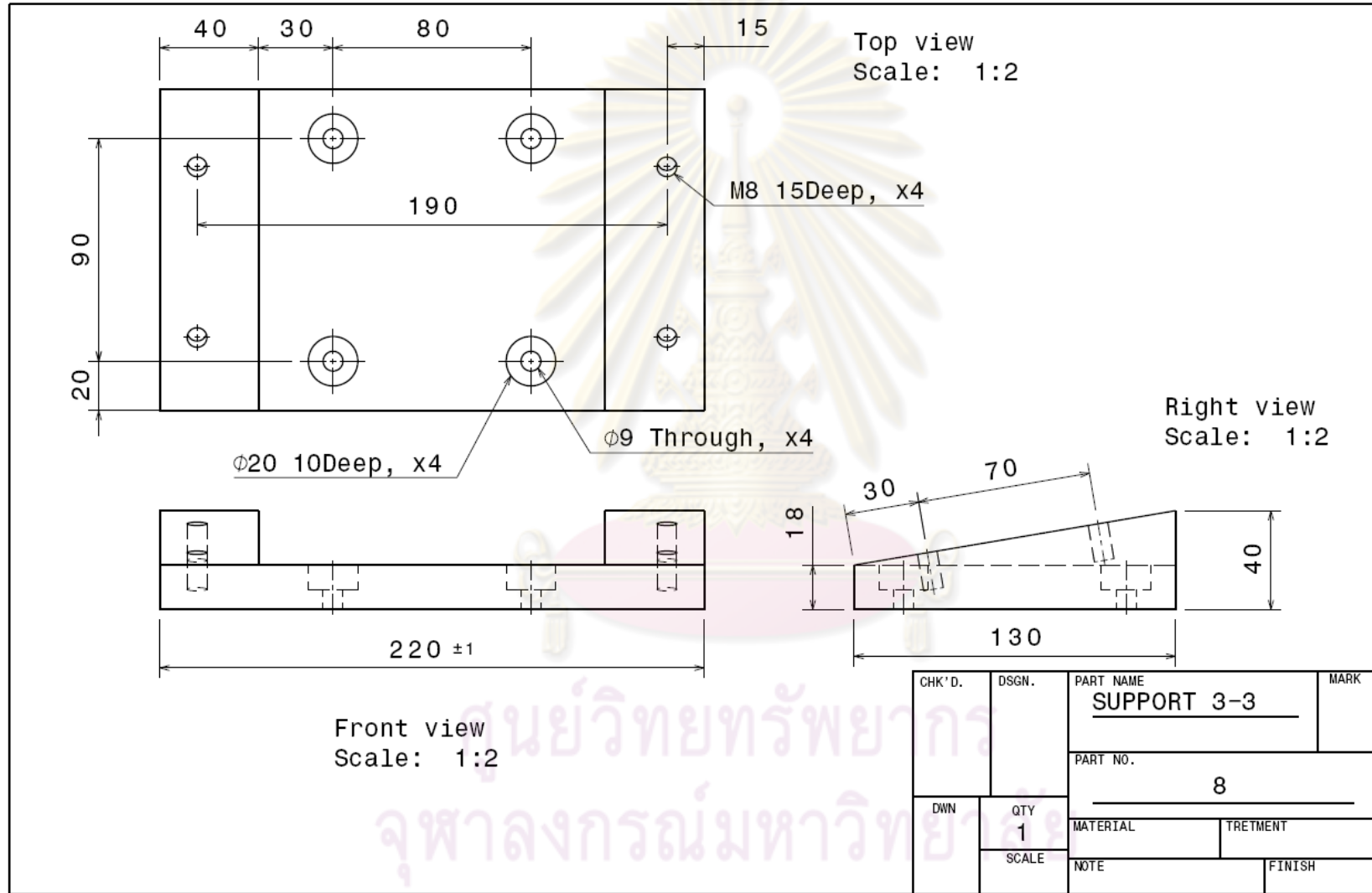
ก.4 แบบโครงสร้างรองรับระบบกันสะเทือน



ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



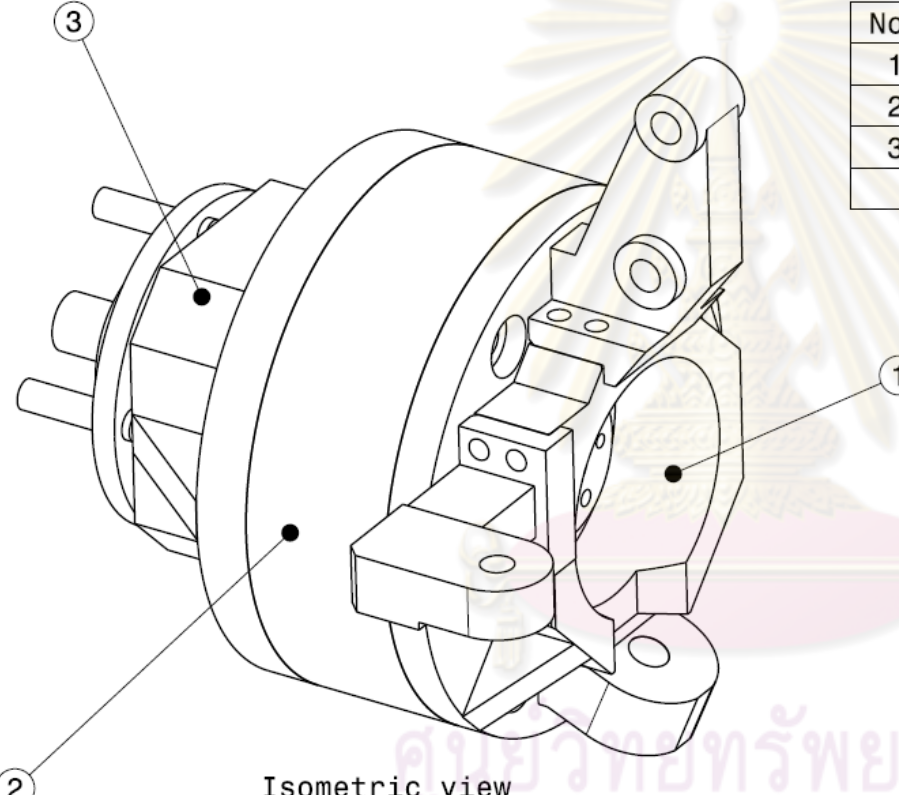




ก.5 แบบโครงสร้างคัมฉัตรทดสอบ



ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



Isometric view
Scale: 1:2

No.	Name	Qty	Remark
1	Mount Knuckle	1	
2	Force sensor	1	
3	Support Knuckle	1	

CHK'D.	DSGN.	PART NAME Knuckle	MARK
		PART NO.	
DWN	QTY 1	MATERIAL	TRETMENT
	SCALE	NOTE	FINISH

Isometric view
Scale: 1:2

No.	Name	Qty	Remark
1	Leg1	1	
2	Leg2	1	
3	Leg3	1	
4	Support Flange	1	

CHK'D.	DSGN.	PART NAME <u>Mount Knuckle</u>	MARK
		PART NO.	
DWN	QTY 1	MATERIAL	TRETMENT
	SCALE	NOTE	FINISH



ภาคผนวก ข.

รายละเอียดอุปกรณ์ต่างๆที่ใช้ในชุดทดสอบ HIL

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ภาคผนวก ข.

รายละเอียดอุปกรณ์ต่างๆที่ใช้ในชุดทดสอบ HIL

1. มอเตอร์ขับเคลื่อนล้อทดสอบและล้อจำลองพื้นถนน



รูปที่ ข-1 มอเตอร์ขับเคลื่อนล้อทดสอบและล้อจำลองพื้นถนน

มอเตอร์ขับเคลื่อนล้อทดสอบและล้อจำลองพื้นถนนดังรูปที่ ข-1 ของบริษัท Mars Electric LLC รุ่น ME0708 เป็นมอเตอร์กระแสตรงแบบมีแปรงถ่าน กำลังงานสูงสุด 15 กิโลวัตต์ (1 นาที) ให้กำลังงานต่อเนื่อง 4.8 กิโลวัตต์ ใช้กับแรงดันไฟฟ้าได้ตั้งแต่ 12 โวลต์ ถึง 48 โวลต์ ทนกระแสสูงสุด 300 แอมแปร์ (1 นาที) กระแสต่อเนื่อง 100 แอมแปร์ อัตราเร็วรอบสูงสุด 3,360 รอบต่อนาทีที่แรงดันไฟ 48 โวลต์ มีเส้นผ่านศูนย์กลาง 20.32 เซนติเมตร ความหนา 13.97 เซนติเมตร (ไม่รวมเพลลา) ขนาดเพลลาที่ 7/8 x 1-5/8 นิ้ว ใช้สลัก 3/16 นิ้ว และน้ำหนักโดยรวม 13.61 กิโลกรัม

ผู้จัดจำหน่าย : บริษัท เซอร์วิโว วิชั่น จำกัด 900/230 สุขุมวิท 103 ถนนสุขุมวิท เขตบางนา กรุงเทพฯ ๙ 10260 โทรศัพท์ 0-2743-2441-2 โทรสาร 0-2749-5833

2. ชุดมอเตอร์ลูกปืนหมุนควบคุมมุมการวางตัวและตำแหน่งของล้อจำลองพื้นถนน



รูปที่ ข-2 ชุดควบคุมมุมการวางตัวและตำแหน่งล้อจำลองพื้นถนน

ชุดมอเตอร์และเฟืองหนอนแบบลูกปืนหมุนวนดังรูปที่ ข-2 นี้ใช้ในการควบคุมมุมการวางตัวและตำแหน่งเชิงเส้นของล้อจำลองพื้นถนน โดยอุปกรณ์ดังกล่าวจะประกอบไปด้วยมอเตอร์กระแสตรงและชุดลูกปืนหมุนวนที่มีรายละเอียดดังนี้

มอเตอร์กระแสตรงที่ใช้เป็นของบริษัท Yaskawa Electric Corporation รุ่น UGRMEM-04 MA ที่ใช้เอนโคเดอร์ของบริษัท Hontko รุ่น HTR-HB 500-2048 PPR เป็นอุปกรณ์ระบุตำแหน่งโดยมอเตอร์ดังกล่าวให้แรงบิดสูงสุด 3.53 นิวตันเมตร แรงบิดต่อเนื่อง 0.706 นิวตันเมตร ทนกระแสสูงสุด 30.1 แอมแปร์ และอัตราเร็วสูงสุด 4,000 รอบต่อนาที

ชุดเฟืองหนอนแบบลูกปืนหมุนวน เป็นของบริษัท Servomech รุ่น BSA20 RN1 C200 ROE มีระยะการเคลื่อนที่ 186 มิลลิเมตร และเส้นผ่านศูนย์กลางเพลลา 25 มิลลิเมตร ทนแรงพลศาสตร์สูงสุด 4,000 นิวตัน แรงสถิตแบบตั้ง 4,000 นิวตันและแบบดัน 6,000 นิวตัน ซึ่งอุปกรณ์ดังกล่าวมีอัตราทดจากมอเตอร์เข้าสู่เพลลา 12.5:1 โดยเพลลาจะมีระยะเคลื่อนที่เชิงเส้น 0.4 มิลลิเมตรต่อการหมุน 1 รอบ

ผู้จัดจำหน่าย : บริษัท เซอร์โว วิชั่น จำกัด 900/230 สุขุมวิท 103 ถนนสุขุมวิท เขตบางนา กรุงเทพฯ ๙ 10260 โทรศัพท์ 0-2743-2441-2 โทรสาร 0-2749-5833

3. มอเตอร์ควบคุมมุมเลี้ยวของล้อทดสอบ



รูปที่ ข-3 มอเตอร์ควบคุมมุมเลี้ยวของล้อทดสอบ

มอเตอร์ควบคุมมุมเลี้ยวล้อทดสอบในรูปที่ ข-3 เป็นมอเตอร์ไฟฟ้ากระแสตรงแบบไร้แปรงถ่าน ของบริษัท Glentek รุ่น GMB 4525-55 ที่ให้กำลังงานต่อเนื่อง 1.6 กิโลวัตต์ มีอัตราเร็วสูงสุด 4,200 รอบต่อนาที แรงบิดสูงสุด 18.63 นิวตันเมตร แรงบิดต่อเนื่อง 6.21 นิวตันเมตร ทนกระแสสูงสุดที่ 26.7 แอมแปร์ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเพลลา 19 มิลลิเมตร และมีน้ำหนัก 8.9 กิโลกรัม

ผู้จัดจำหน่าย : ไม่สามารถระบุได้

4. เฟืองทดในระบบส่งกำลังขับเคลื่อนล้อทดสอบ

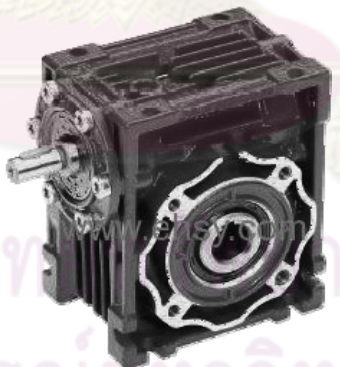


รูปที่ ข-4 เฟืองทดส่งกำลังขับเคลื่อนล้อทดสอบ

เฟืองทดแบบ planetary ดังรูปที่ ข-4 ใช้ในการส่งกำลังจากมอเตอร์เข้าสู่ล้อทดสอบ โดยเฟืองทวดังกล่าวเป็นของบริษัท HPB Motion Control รุ่น DS090 มีอัตราทดรอบด้านรับกำลังต่อด้านส่งกำลังที่ 5:1 ทนแรงบิดสูงสุดที่ 528 นิวตันเมตร แรงบิดต่อเนื่องที่ 176 นิวตันเมตร รับแรงในแนวรัศมีได้ 6,200 นิวตันและแรงแนวแกนได้ 5,200 นิวตัน เพลาฝั่งส่งกำลังรวมถึงเพลาฝั่งรับกำลังมีเส้นผ่านศูนย์กลาง 20 มิลลิเมตรและ 18 มิลลิเมตรตามลำดับ

ผู้จัดจำหน่าย : บริษัท เซอร์วิโว วิชั่น จำกัด 900/230 สุขุมวิท 103 ถนนสุขุมวิท เขตบางนา กรุงเทพฯ ๙ 10260 โทรศัพท์ 0-2743-2441-2 โทรสาร 0-2749-5833

5. เฟืองทดในระบบควบคุมมุมเลี้ยวล้อทดสอบ



รูปที่ ข-5 เฟืองทดในระบบควบคุมมุมเลี้ยวล้อทดสอบ

เฟืองทดแบบ worm gear ในรูปที่ ข-5 ใช้ในการส่งแรงบิดจากมอเตอร์เข้าสู่อุปกรณ์ rack and pinion เพื่อควบคุมมุมเลี้ยวของล้อทดสอบ โดยเฟืองทวดังกล่าวเป็นของบริษัท Motion Technology PTY รุ่น NRV-030 มีอัตราทดรอบจากมอเตอร์ต่อเพลาของ rack and pinion เป็น 10:1

ผู้จัดจำหน่าย : ไม่สามารถระบุได้

6. อุปกรณ์ตรวจวัดแรง



รูปที่ ข-6 อุปกรณ์ตรวจวัดแรง

อุปกรณ์ตรวจวัดแรงแบบ strain gauge ดังรูปที่ ข-6 คืออุปกรณ์รุ่น Omega 190 SI-7200-1400 ของบริษัท ATI Industrial Automation ที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก 190 มิลลิเมตร เส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 57.175 มิลลิเมตร ความหนา 55.88 มิลลิเมตร และมีรายละเอียดทางด้านเทคนิคดังตารางที่ ข-1 ดังนี้

ตารางที่ ข-1 รายละเอียดทางเทคนิคของอุปกรณ์วัดแรง

Axis	F_x (N)	F_y (N)	F_z (N)	T_x (N.m)	T_y (N.m)	T_z (N.m)
Rated (Full-Scale)	7,200	7,200	18,000	1,400	1,400	1,400
Resolution	1 ½	1 ½	3	5/24	5/24	5/36
Single-Axis Overload	± 36,000	± 36,000	± 110,000	± 6,800	± 6,800	± 7,800
Uncertainty (95% Cfd.)	4.25%	4.25%	2.25%	3.25%	3.25%	3.25%

ผู้จัดจำหน่าย : บริษัท เซอร์วิ วิชั่น จำกัด 900/230 สุขุมวิท 103 ถนนสุขุมวิท เขตบางนา
กรุงเทพฯ ๙ 10260 โทรศัพท์ 0-2743-2441-2 โทรสาร 0-2749-5833

7. เอนโคเดอร์วัดอัตราเร็วของล้อจำลองพื้นถนน

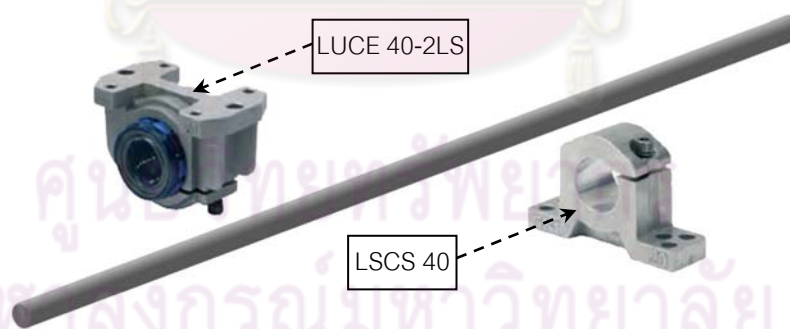


รูปที่ ข-7 เอนโคเดอร์วัดอัตราเร็วของล้อจำลองพื้นถนน

เอนโคเดอร์แบบเพลากลวง (hollow shaft) ดังรูปที่ ข-7 จะใช้วัดตำแหน่งการหมุนของล้อจำลองพื้นถนน จากนั้นสัญญาณที่ได้จะนำมาแปลงเป็นอัตราเร็วรอบด้วยโปรแกรมใน NI CompactRIO โดยเอนโคเดอร์ดังกล่าวเป็นของบริษัท Hontko รุ่น HTR-HB 5-1000 มีการวัดแบบ Incremental ให้สัญญาณการวัดเป็น square wave ความละเอียด 1,000 PPR อัตราเร็วสูงสุดที่อ่านได้ 6,000 รอบ/นาที มีเส้นผ่านศูนย์กลางรูเพลา 5 มิลลิเมตร ทนรับแรงในแนวรัศมี 1 กิโลกรัม และแรงในแนวแกน 0.5 กิโลกรัม

ผู้จัดจำหน่าย : ไม่สามารถระบุได้

8. ชุดลูกปืนเชิงเส้นแนวตั้ง



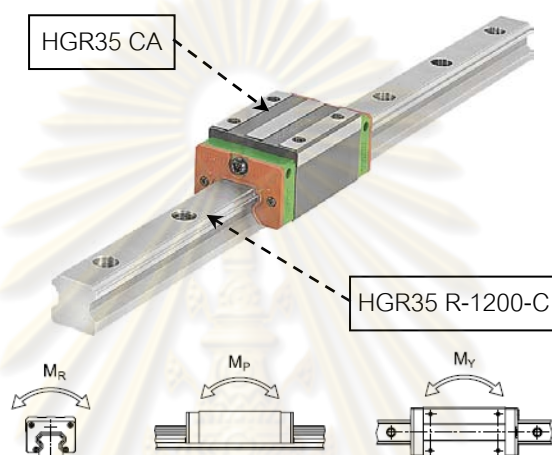
รูปที่ ข-8 ชุดลูกปืนเชิงเส้นแนวตั้ง

ชุดลูกปืนเชิงเส้นดังรูปที่ ข-8 ใช้รองรับการเคลื่อนที่ในแนวตั้งของชุดจำลองมวลรถและจับยึดช่วงล่างรวมไปถึงล้อทดสอบ โดยชุดลูกปืนดังกล่าวเป็นของบริษัท SKF ที่ประกอบไปด้วยเสาเหล็กเหนียวกลมเส้นผ่านศูนย์กลาง 40 มิลลิเมตร ยาว 1,800 มิลลิเมตรจำนวน 2 ต้น (รุ่น SRV.LJM 40-1800 ESSC2), แทนยึดเสาเหล็กรุ่น LSCS 40 จำนวน 6 ตัว (ต้นละ 3 ตัว) และ

ลูกปืนเชิงเส้นรุ่น LUCE 40-2LS จำนวน 4 ตัว (เสาละ 2 ตัว) ซึ่งลูกปืนเชิงเส้นดังกล่าวสามารถทนรับแรงในแนวรัศมีได้สูงสุดตัวละ 7,800 นิวตัน

ผู้จัดจำหน่าย : บริษัท เอส เค เอฟ (ประเทศไทย) จำกัด 70/72 ถนนพระราม 3 ซอยนนทรี เขตยานนาวา กรุงเทพฯ ๙ 10120 โทรศัพท์ 0-2296-9300 โทรสาร 0-2294-6222-3

9. ชุดลูกปืนเชิงเส้นแนวราบ

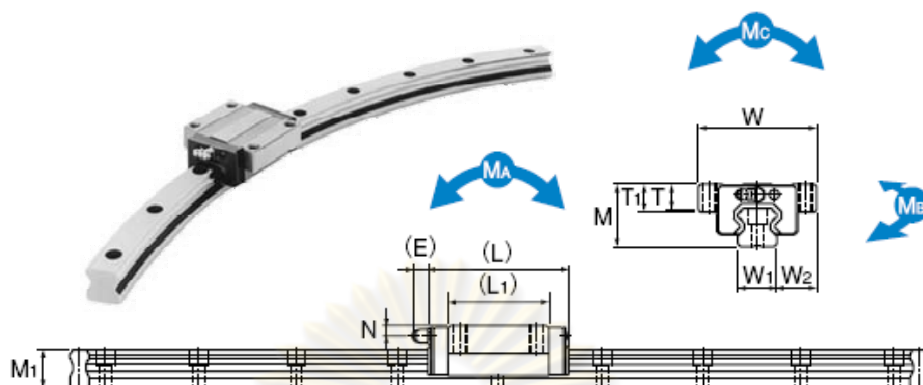


รูปที่ ข-9 ชุดลูกปืนเชิงเส้นแนวราบ

ชุดลูกปืนเชิงเส้นดังรูปที่ ข-9 ใช้รองรับการเคลื่อนที่ในแนวราบของระบบควบคุมตำแหน่ง ล้อจำลองพื้นถนน ชุดลูกปืนดังกล่าวเป็นของบริษัท HIWIN ที่ประกอบไปด้วยรางเหล็กเหนียว ความยาว 1,200 มิลลิเมตร มวล/ความยาว 6.3 กิโลกรัม/เมตร จำนวน 2 ราง (รุ่น HGR35 R-1200-C) และตัวลูกปืนรุ่น HGR35 CA จำนวน 4 ตัว (รางละ 2 ตัว) โดยตัวลูกปืนดังกล่าวสามารถทนรับแรงสูงสุดได้ที่ 69.16 กิโลนิวตัน รับโมเมนต์ (MR) 1.16 กิโลนิวตันเมตร รับโมเมนต์ (MP) และ (MY) ได้เท่ากันที่ 0.81 กิโลนิวตันเมตร

ผู้จัดจำหน่าย : บริษัท เซอร์โว วิชั่น จำกัด 900/230 สุขุมวิท 103 ถนนสุขุมวิท เขตบางนา กรุงเทพฯ ๙ 10260 โทรศัพท์ 0-2743-2441-2 โทรสาร 0-2749-5833

10. ชุดลูกปืนโค้ง

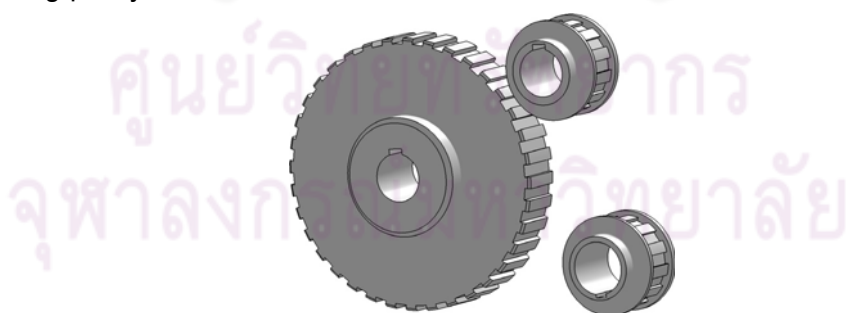


รูปที่ ข-10 ชุดลูกปืนโค้ง

ชุดลูกปืนโค้งดังรูปที่ ข-10 ใช้รองรับการเคลื่อนที่เชิงมุมในแนวระดับของล้อจำลองพื้นถนน ชุดลูกปืนดังกล่าวเป็นของบริษัท THK รุ่น HCR 15A 60/400R ที่ประกอบด้วยรางเหล็กเหนียวโค้งรัศมี 400 มิลลิเมตร (วัดที่แนวกึ่งกลางราง) กวาคมุม 60 องศา จำนวน 2 ราง ที่มาพร้อมกับลูกปืนจำนวน 4 ตัว (รางละ 2 ตัว) โดยลูกปืนแต่ละตัวทนรับแรงสูงสุดในทุกแนวได้ 13.5 กิโลนิวตัน รับโมเมนต์ตามแกนต่างๆ (MA, MB) ได้เท่ากันที่ 0.0805 กิโลนิวตันเมตร และรับโมเมนต์ MC ได้ 0.0844 กิโลนิวตันเมตร

ผู้จัดจำหน่าย : บริษัท เซอร์โว วิชั่น จำกัด 900/230 สุขุมวิท 103 ถนนสุขุมวิท เขตบางนา กรุงเทพฯ ๙ 10260 โทรศัพท์ 0-2743-2441-2 โทรสาร 0-2749-5833

11. Timing pulley



รูปที่ ข-11 Timing pulley

Timing pulley แบบใช้กับสายพานรุ่น 5M หน้ากว้าง 15 มิลลิเมตร ดังรูปที่ ข-11 นี้ใช้ในระบบส่งกำลังและควบคุมอัตราเร็วรอบของล้อจำลองพื้นถนน โดย pulley อลูมิเนียมที่เชื่อมต่อจากเพลลาของล้อจำลองพื้นถนนจะมีจำนวนฟันที่ 72 ฟัน ในขณะที่ pulley เหล็กขนาดเล็กอีก 2 ตัว จะเชื่อมต่ออยู่กับเพลลาของมอเตอร์และเพลลาของมวลเฉื่อย ซึ่ง pulley ทั้งสองจะมีจำนวนฟัน

เท่ากันที่ 24 ฟัน ส่งผลให้อัตราทดรอบจากมอเตอร์เข้าสู่มวลดน้อยและล้อจำลองพื้นถนนมีค่าเป็น 3:3:1

ผู้จัดจำหน่าย : บริษัท วี.เอส.อินดัสเทค (ประเทศไทย) จำกัด 202 /138 หมู่ 1 ต. บางเพรียง อ. บางป่อ สมุทรปราการ 10560 โทรศัพท์ 0-2710-1399 โทรสาร 0-2758-2804

12. สายพาน timing



รูปที่ ข-12 สายพาน timing

สายพาน timing ดังรูปที่ ข-12 จะใช้ร่วมกับ timing pulley เพื่อส่งกำลังจากมอเตอร์เข้าสู่ มวลดน้อยและล้อจำลองพื้นถนน โดยสายพานที่ใช้คือรุ่น 9255M จากบริษัท GATES POWERGRIP HTD ความยาวเส้นรอบวง 925 มิลลิเมตร กว้าง 15 มิลลิเมตร

ผู้จัดจำหน่าย : บริษัท ไทยเลียวบราเดอร์ส จำกัด 629/1 ถนนมหาไชย แขวงสำราญราษฎร์ เขตพระนคร กรุงเทพฯ 10200 โทรศัพท์ 0-2621-0112-4 โทรสาร 0-2225-1746

13. Contactor กระแสตรง



รูปที่ ข-13 contactor กระแสตรง

Contactor กระแสตรง (DC contactor) ของบริษัท Fuji Electric รุ่น SC-N5 [93] ดังรูปที่ ข-13 นี้จะใช้ในระบบควบคุมมอเตอร์ขับเคลื่อนล้อทดสอบและล้อจำลองพื้นถนน โดย contactor ดังกล่าวทำหน้าที่เป็นสวิตช์ที่ใช้ควบคุมการจ่ายกระแสไฟเข้าสู่ amplifier และกระแสไฟสูงสุดที่รับได้คือ 150 แอมแปร์ ที่แรงดันไฟฟ้า 48 โวลต์

ผู้จัดจำหน่าย : บริษัท ไทยธันกันต์ ดิสทริบิวชั่น แอนด์ คอนโทรล จำกัด 529/531 ถนน
 วรจักร แขวงป้อมปราบศัตรูพ่าย เขตป้อมปราบศัตรูพ่าย กรุงเทพฯ 10100 โทรศัพท์ 0-2222-
 6049, 0-2222-6800, 0-2222-6053-4 โทรสาร 0-2222-6801

14. แบตเตอรี่



รูปที่ ข-14 แบตเตอรี่

แบตเตอรี่ดังรูปที่ ข-14 เป็นของบริษัท TAIWAN YUASA BATTERY รุ่น NP26-12B มี
 แรงดันตกคร่อม 12 โวลต์ ความจุ 26 แอมป์ชั่วโมง จ่ายกระแสได้สูงสุด 390 แอมแปร์ (5 นาที)
 แบตเตอรี่ดังกล่าวจะใช้เป็นแหล่งจ่ายพลังงานให้มอเตอร์ขับเคลื่อนทดสอบและล้อจำลองพื้นถนน โดย
 นำแบตเตอรี่มาต่ออนุกรม 2 ลูก เพื่อให้แรงดันไฟฟ้ารวมเป็น 24 โวลต์ แล้วนำชุดอนุกรมมาต่อ
 ขนานกัน 3 ชุดเพื่อให้จ่ายพลังงานได้นานขึ้น

ผู้จัดจำหน่าย : บริษัท ไทยธันกันต์ ดิสทริบิวชั่น แอนด์ คอนโทรล จำกัด 529/531 ถนน
 วรจักร แขวงป้อมปราบศัตรูพ่าย เขตป้อมปราบศัตรูพ่าย กรุงเทพฯ 10100 โทรศัพท์ 0-2222-
 6049, 0-2222-6800, 0-2222-6053-4 โทรสาร 0-2222-6801

15. อุปกรณ์ขยายสัญญาณ Accelus



รูปที่ ข-15 อุปกรณ์ขยายสัญญาณ Accelus

อุปกรณ์ขยายสัญญาณ (amplifier) ในรูปที่ ข-15 จะใช้ควบคุมมอเตอร์ในชุดทดสอบทั้ง 3
 แกน (amplifier 1 ตัวควบคุมมอเตอร์ได้ 1 ตัว) ได้แก่ มอเตอร์ควบคุมมุมเลี้ยวของล้อทดสอบ
 มอเตอร์ควบคุมมุมการวางตัวและมอเตอร์คุมตำแหน่งเชิงเส้นของล้อจำลองพื้นถนน โดยอุปกรณ์

ขยายสัญญาณดังกล่าวเป็นของบริษัท Copley Controls รุ่น ASP-090-36 ที่สามารถใช้ควบคุมมอเตอร์ได้ทั้งแบบมีแปรงถ่าน และแบบไร้แปรงถ่าน ซึ่งระบบการควบคุมสามารถเลือกใช้ได้ระหว่าง analog control และ digital control นอกจากนี้ยังเชื่อมต่อกับมอเตอร์ได้ทั้งแบบ phase U, V, W แบบ hall U, V, W รวมไปถึงแบบ encoder A, /A, B, /B, (X,/X) ได้อีกด้วย

Amplifier รุ่น ASP-090-36 นี้ควบคุมการจ่ายกระแสได้สูงสุด 36 แอมแปร์ (1 วินาที) และจ่ายกระแสต่อเนื่องที่ 12 แอมแปร์ กำลังงานสูงสุด 2.95 กิโลวัตต์ และกำลังงานต่อเนื่อง 1 กิโลวัตต์

ผู้จัดจำหน่าย : บริษัท เซอร์โว วิชั่น จำกัด 900/230 สุขุมวิท 103 ถนนสุขุมวิท เขตบางนา กรุงเทพฯ ๙ 10260 โทรศัพท์ 0-2743-2441-2 โทรสาร 0-2749-5833

16. อุปกรณ์ขยายสัญญาณ MillipaK



รูปที่ ข-16 อุปกรณ์ขยายสัญญาณ MillipaK

อุปกรณ์ขยายสัญญาณ (amplifier) ในรูปที่ ข-16 จะใช้ควบคุมมอเตอร์ขับเคลื่อนและล้อจำลองพื้นถนน (amplifier 1 ตัวควบคุมมอเตอร์ได้ 1 ตัว) โดย amplifier ดังกล่าวเป็นของบริษัท SEVCON รุ่น MillipaK ที่ออกแบบมาเพื่อการควบคุมมอเตอร์กระแสตรงกำลังสูง โดยเฉพาะอย่างยิ่งมอเตอร์ที่เป็นต้นกำลังของรถไฟฟ้าต่างๆ ซึ่งแรงดันไฟในช่วงการทำงานของ MillipaK อยู่ที่ 24 ถึง 48 โวลต์ ทนกระแสสูงสุด 330 แอมแปร์ และอ่านค่าความต้านทานเป็น input เพื่อใช้ในการจ่ายแรงดันไฟฟ้าไปขับเคลื่อนมอเตอร์

ผู้จัดจำหน่าย : บริษัท เซอร์โว วิชั่น จำกัด 900/230 สุขุมวิท 103 ถนนสุขุมวิท เขตบางนา กรุงเทพฯ ๙ 10260 โทรศัพท์ 0-2743-2441-2 โทรสาร 0-2749-583

17. อุปกรณ์อื่นๆ

อุปกรณ์รวมถึงวัสดุอื่นๆที่มีหลากหลายขนาดและยากต่อการกล่าวถึงรายละเอียดในภาคผนวกนี้ เช่น ลูกปืนเพลานขนาดต่างๆ, coupling, ล้อตุนกำลังที่ใช้เป็นมวลเฉื่อย รวมไปถึง bolt และ nut ที่ใช้ในชุดทดสอบ HIL ผู้วิจัยได้จัดซื้อมาจากผู้จัดจำหน่ายต่อไปนี้

17.1 เหล็กท่อและเหล็กแผ่น

ผู้จัดจำหน่าย : บริษัท กิจเจริญ (เจริญเมือง) จำกัด 125,127,129 ถนนเจริญเมือง แขวง รongเมือง เขตปทุมวัน กรุงเทพฯ 10330 โทรศัพท์ 0-2215-2425, 0-2214-3624, 0-2216-6584 โทรสาร 0-2216-6585

17.2 ล้อตุนกำลัง

ผู้จัดจำหน่าย : ห้างหุ้นส่วนจำกัด ช.ถาวรดีเซล 111-113 ถนนพระราม 6 แขวงวังใหม่ เขต ปทุมวัน กรุงเทพฯ 10330 โทรศัพท์ 0-2214-0095, 0-2215-2309 โทรสาร 0-2215-5774

17.3 ลูกปืนเพลาน

ผู้จัดจำหน่าย : บริษัท เดียวไม่ว่สิ่ง จำกัด 638 ถนนเยาวราช แขวงสัมพันธวงศ์ เขต สัมพันธวงศ์ กรุงเทพฯ 10100 โทรศัพท์ 0-2639-4222 โทรสาร 0-2237-5407

17.4 Coupling

ผู้จัดจำหน่าย : บริษัท เวอร์ทัส จำกัด 120 ซ.สมถวิล ถนนตากสิน 44 แขวงบุดโคล เขต ธนบุรี กรุงเทพฯ 10600 โทรศัพท์ 0-2876-2727, 0-2876-2828 โทรสาร 0-2476-1711

17.5 Bolt และ Nut

ผู้จัดจำหน่าย : ห้างหุ้นส่วนจำกัด แพร่พิพัฒน์ยนต์ 953/5 ถนนบรรทัดทอง แขวงวังใหม่ เขตปทุมวัน กรุงเทพฯ 10330 โทรศัพท์ 0-2214-2474, 0-2216-8696 โทรสาร 0-2215-1186

17.6 อุปกรณ์ทางไฟฟ้ากำลัง

ผู้จัดจำหน่าย : บริษัท ไทยธนกันต์ ดิสทริบิวชัน แอนด์ คอนโทรล จำกัด 529/531 ถนนนวมจักร แขวงป้อมปราบศัตรูพ่าย เขตป้อมปราบศัตรูพ่าย กรุงเทพฯ 10100 โทรศัพท์ 0-2222-6049, 0-2222-6800, 0-2222-6053-4 โทรสาร 0-2222-6801

17.7 อุปกรณ์ทางไฟฟ้าสัญญาณ

ผู้จัดจำหน่าย : บริษัท อีเลคทรอนิคส์ ซอร์ซ จำกัด 138 ถนนบ้านหม้อ เขตพระนคร กรุงเทพฯ 10200 โทรศัพท์ 0-2623-8364-6 โทรสาร 0-2225-6986

17.7 ล้อรถพร้อมยาง

ผู้จัดจำหน่าย : บริษัท พี. เอส. ที. ออโต้ เวิลด์ จำกัด 362/65-67 ถนนเจริญเมือง แขวง วังใหม่ เขตปทุมวัน กรุงเทพฯ 10330 โทรศัพท์ 0-2215-1070

17.8 ร้านตัดแปลงล้อรถ

ร้าน สอนมะลิการช่าง 337/6-8 ถนนราชวัตรมีรุณะ แขวงบางปะกอก เขตราชวัตรมีรุณะ
กรุงเทพฯ โทรศัพท์ 0-2427-7479, 0-2427-7703, 0-2427-1708



ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



ภาคผนวก ค.

โปรแกรมจำลองการทำงานของชุดทดสอบ HIL

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ภาคผนวก ค.

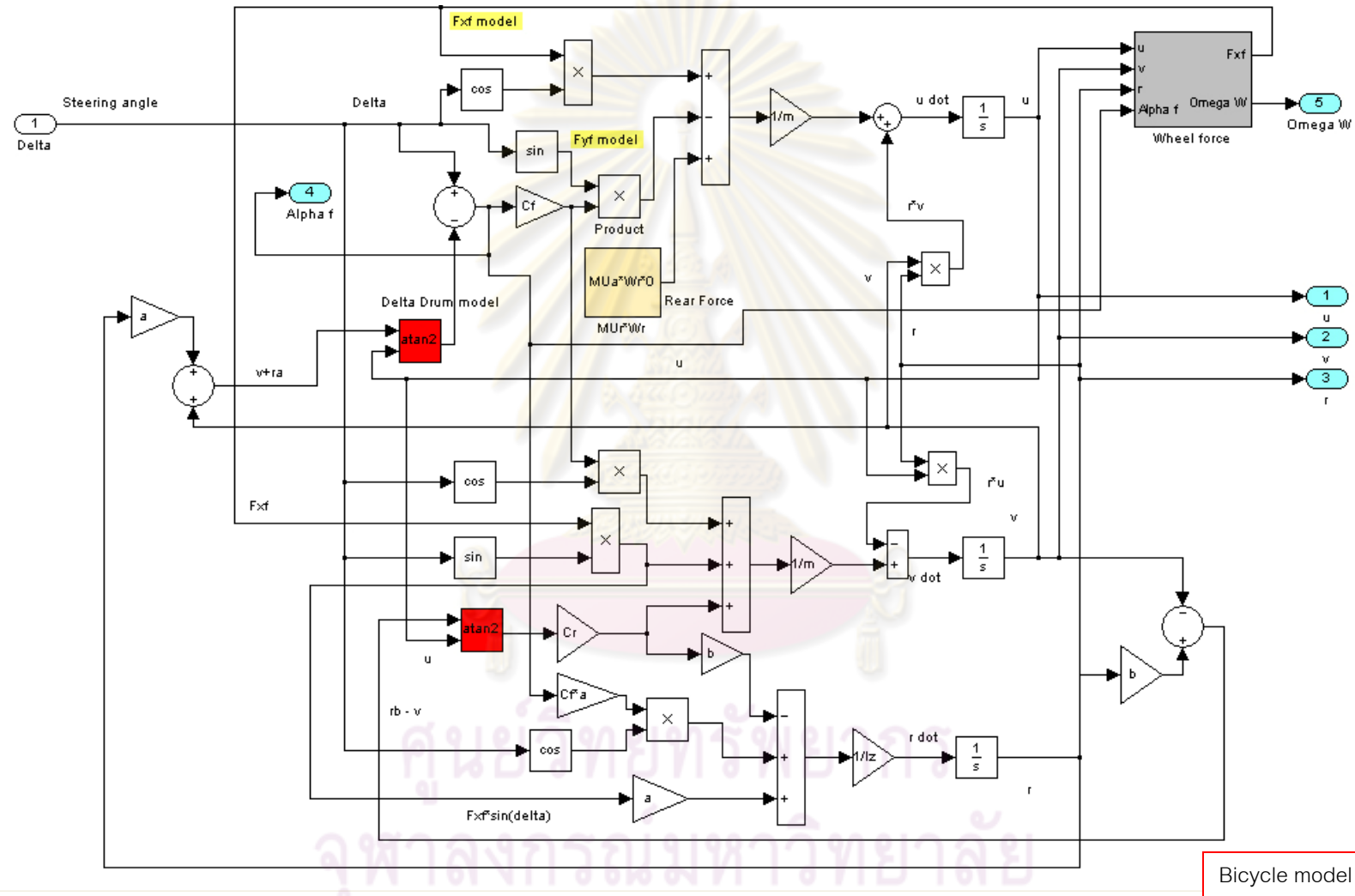
โปรแกรมจำลองการทำงานของชุดทดสอบ HIL

ค.1 แบบจำลองที่เขียนด้วยโปรแกรม MATLAB® Simulink

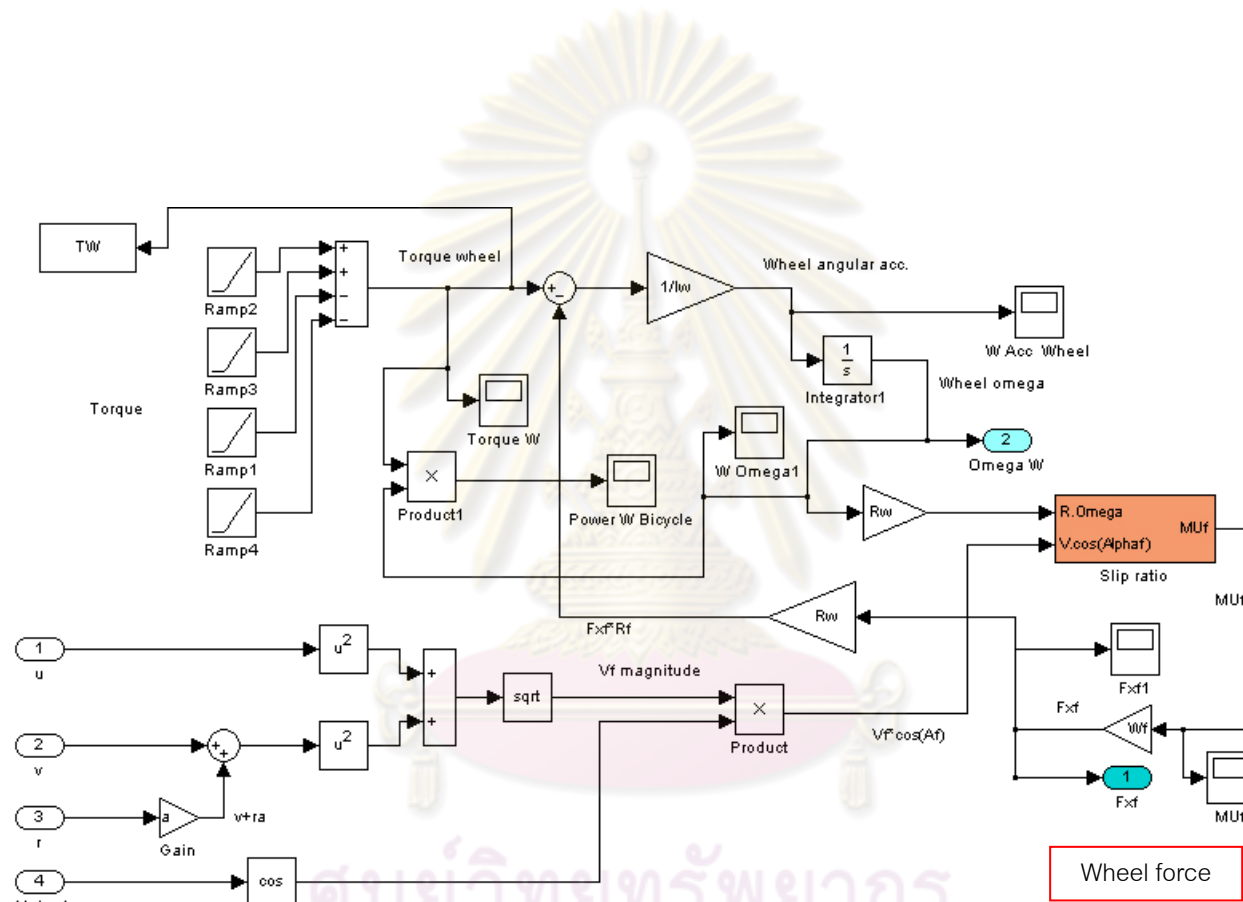
แบบจำลองการทำงานของชุดทดสอบ HIL ที่เขียนขึ้นด้วยโปรแกรม MATLAB® Simulink แสดงได้ดังรูปที่ ค-1 ถึงรูปที่ ค-7 ดังนี้



ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

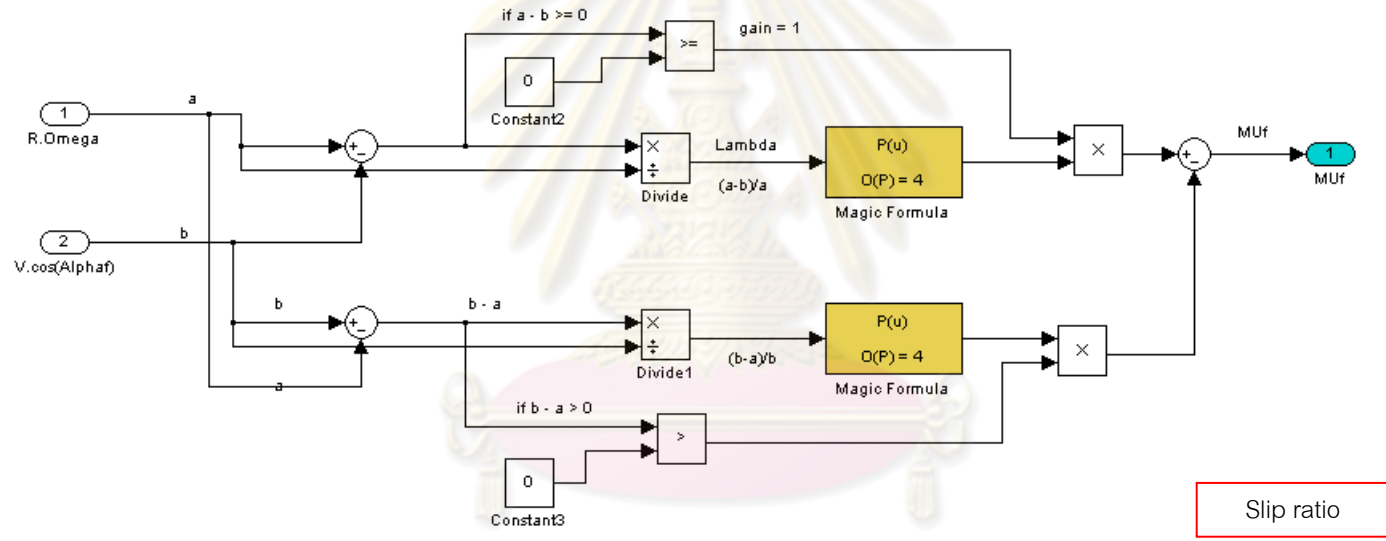


รูปที่ ค-1 แบบจำลองจักรยาน



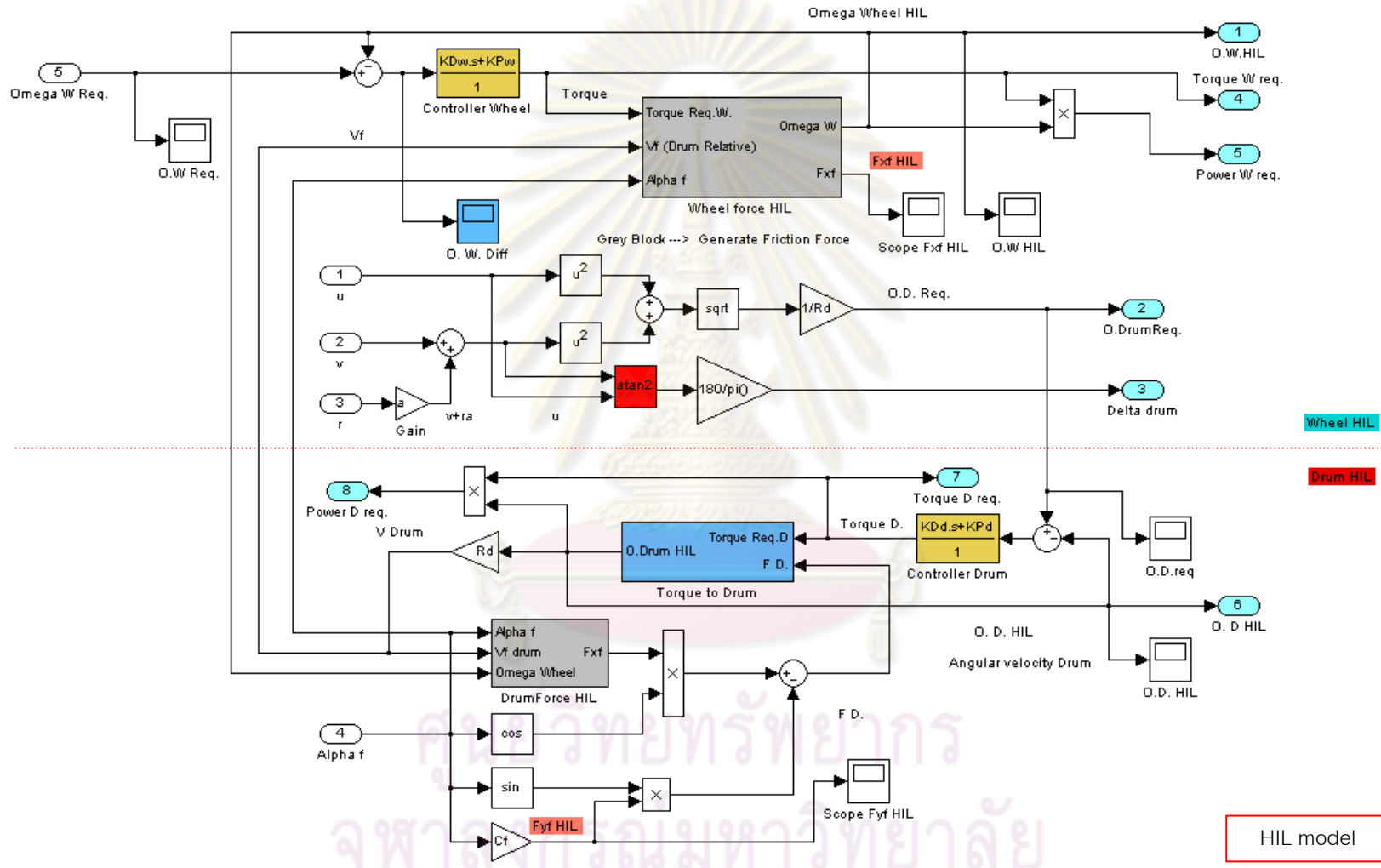
รูปที่ ค-2 แบบจำลองการสร้างแรงในแนวระนาบของล้อ

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

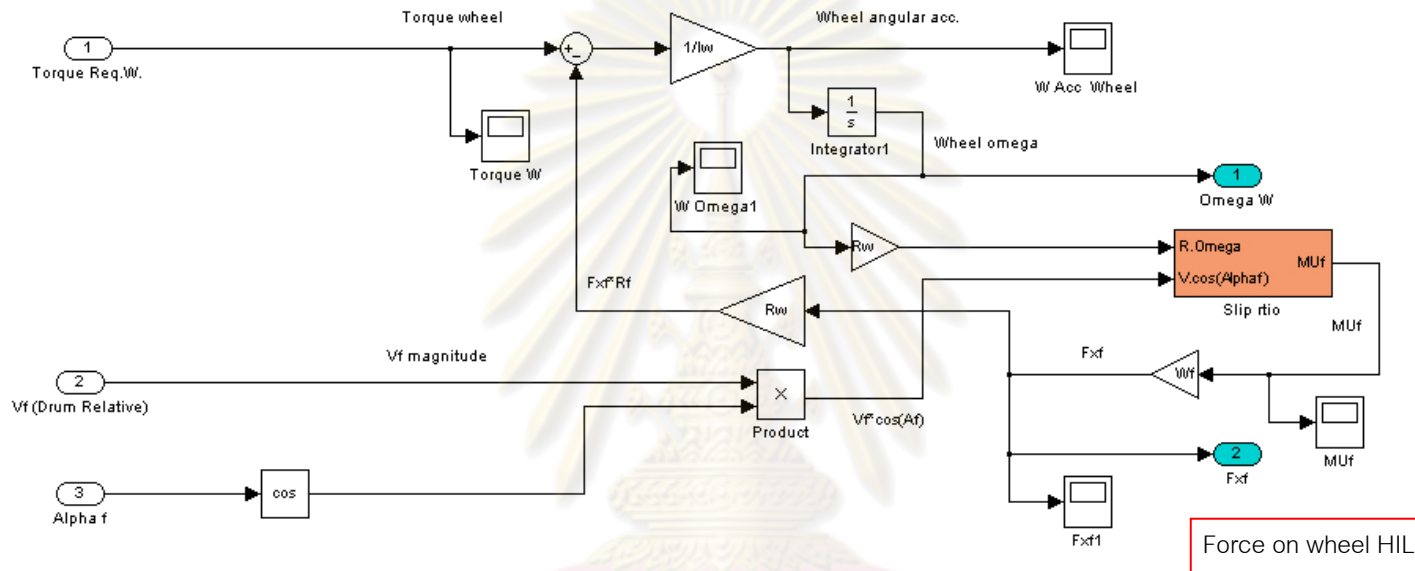


Slip ratio

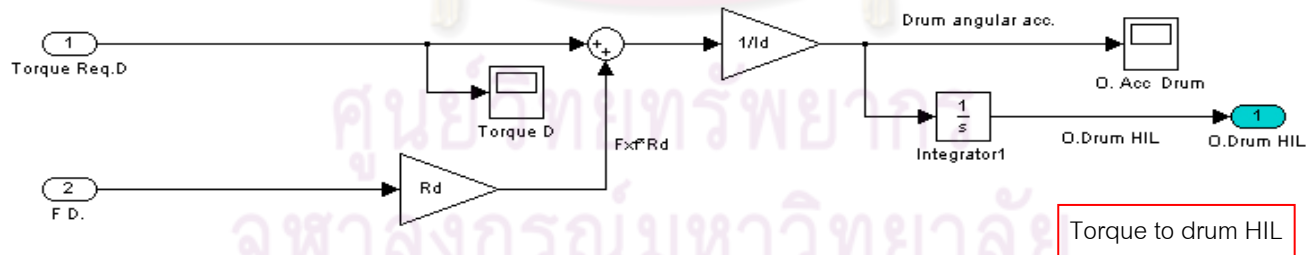
รูปที่ ค-3 แบบจำลองการเกิดอัตราไถล
 ศูนย์วิทยวิศวกรรม
 จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



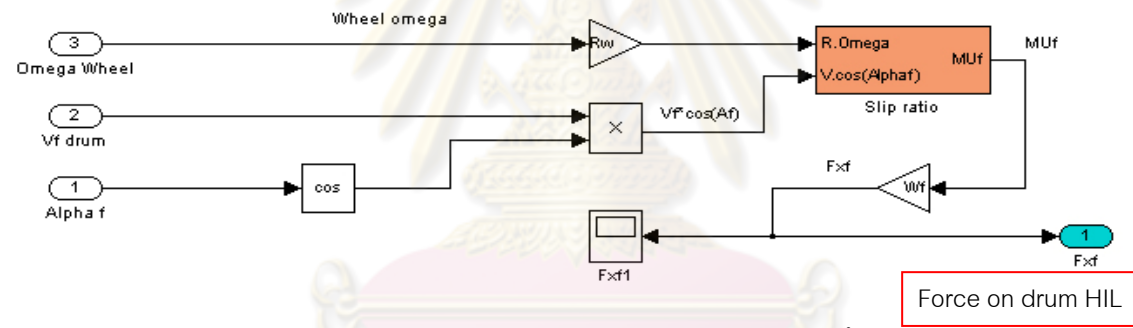
รูปที่ ค-4 แบบจำลองชุดทดสอบ HIL



รูปที่ ค-5 แบบจำลองการสร้างแรงในแนวระนาบของล้อทดสอบ HIL



รูปที่ ค-6 แบบจำลองการสร้างแรงบิดให้กับล้อจำลองพื้นถนน HIL

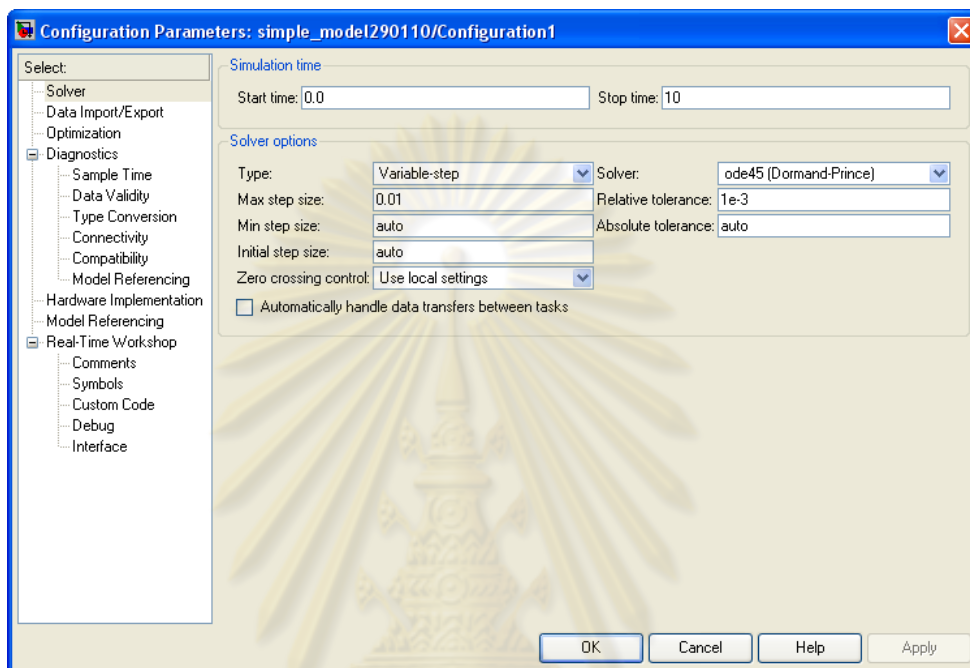


รูปที่ ค-7 แบบจำลองการสร้างแรงแนวระนาบของล้อจำลองพื้นถนน HIL

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ค.2 การตั้งค่าการประมวลผลของโปรแกรม Simulink

การตั้งค่าการประมวลผลของโปรแกรม Simulink ที่ใช้จำลองการทำงานของชุดทดสอบ HIL แสดงได้ดังรูปที่ ค-8



รูปที่ ค-8 การตั้งค่าการประมวลผลของโปรแกรม Simulink

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



ภาคผนวก ง.

วิธีการสั่งงานโปรแกรมควบคุมชุดทดสอบ HIL

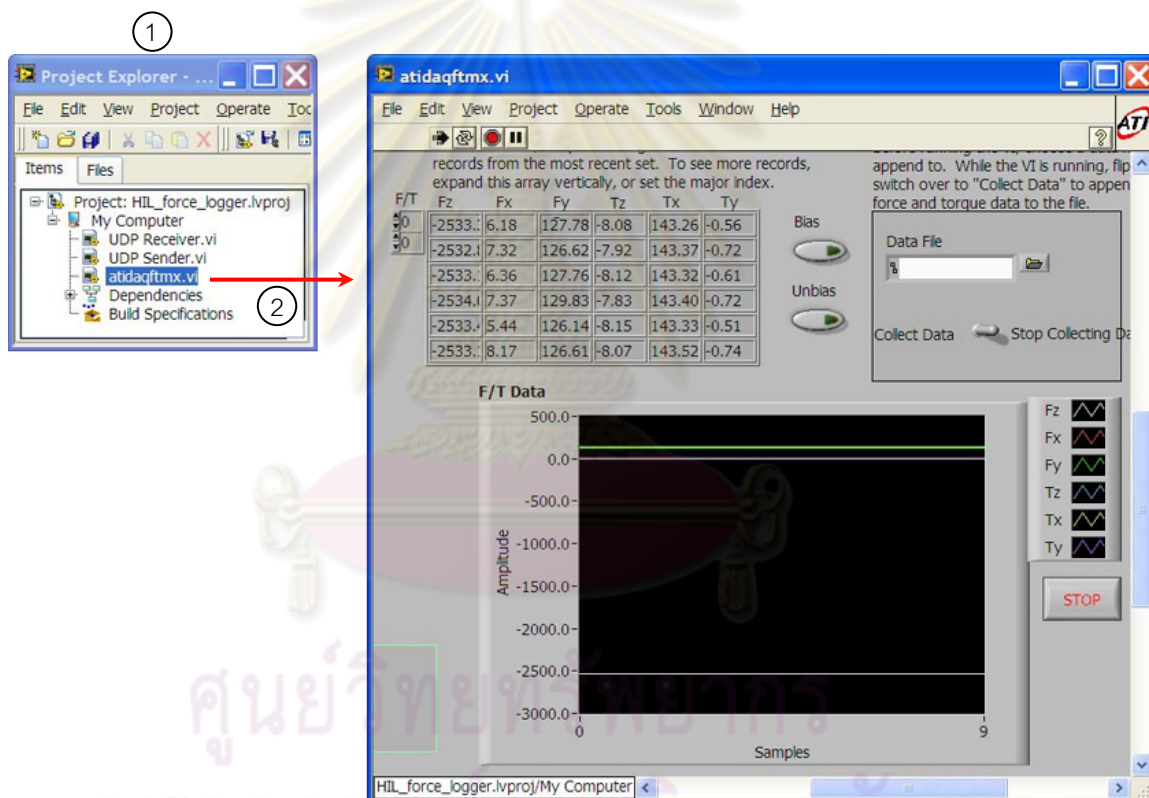
ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ภาคผนวก ง.

วิธีการสั่งงานโปรแกรมควบคุมชุดทดสอบ HIL

การใช้งานระบบ HIL ในการทดสอบต่างๆ จะเริ่มจากการเตรียมอุปกรณ์ทางด้าน hardware ให้พร้อมโดยยังไม่เปิด enable switch ของ amplifier ทั้งหมด แล้วจึงทำการ run โปรแกรมในส่วนของ software ซึ่งขั้นตอนต่างๆในการเริ่มต้นการทำงานของโปรแกรมควบคุมเหล่านี้แสดงในภาคผนวกส่วนนี้

ง.1 การควบคุมโปรแกรมบนเครื่อง NI PXI Controller

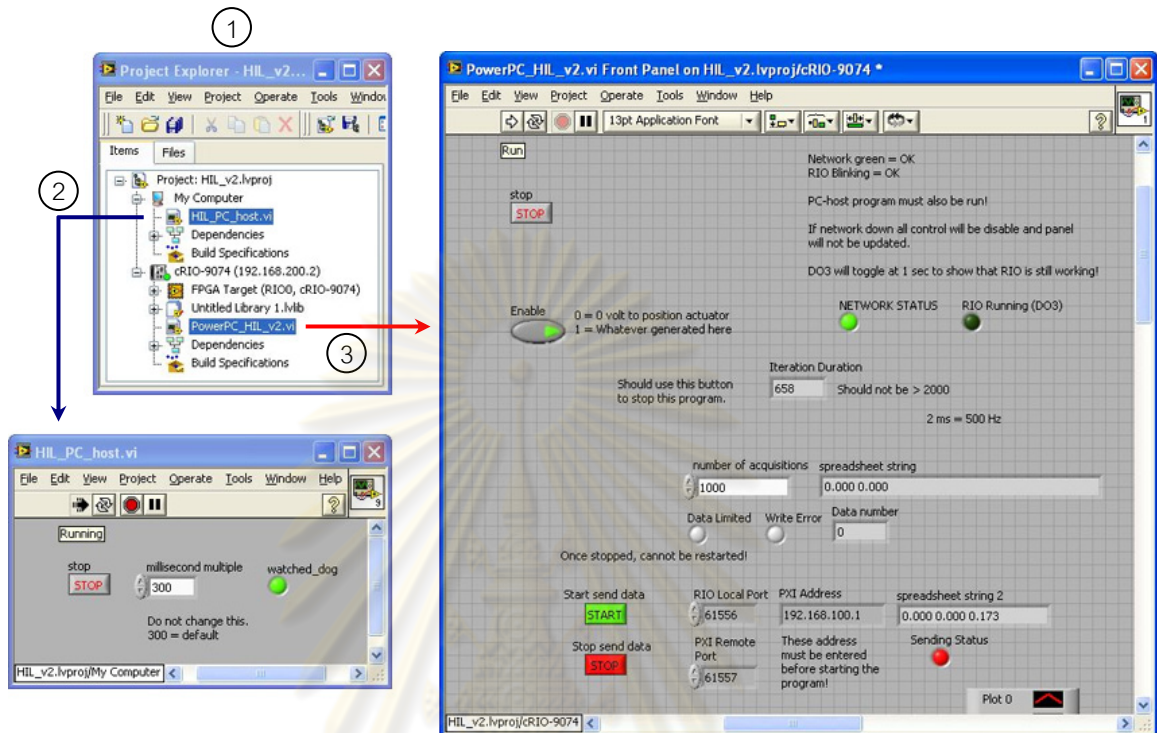


รูปที่ ง-1 โปรแกรมควบคุมบนเครื่อง NI PXI Controller

ขั้นตอนการเปิดโปรแกรมควบคุมในรูปที่ ง-1 มีดังนี้

1. เปิด File : HIL_force_logger.lvproj
2. เปิด File : atidaqftmx.vi แล้วสั่ง run เพื่อตรวจวัดค่าแรงในแกนต่างๆที่กระทำต่อล้อทดสอบ
3. ข้อมูลการทดลองทั้งหมดจะถูกบันทึกไว้ที่ D:\HIL PXI DATA\HIL_PXI.txt

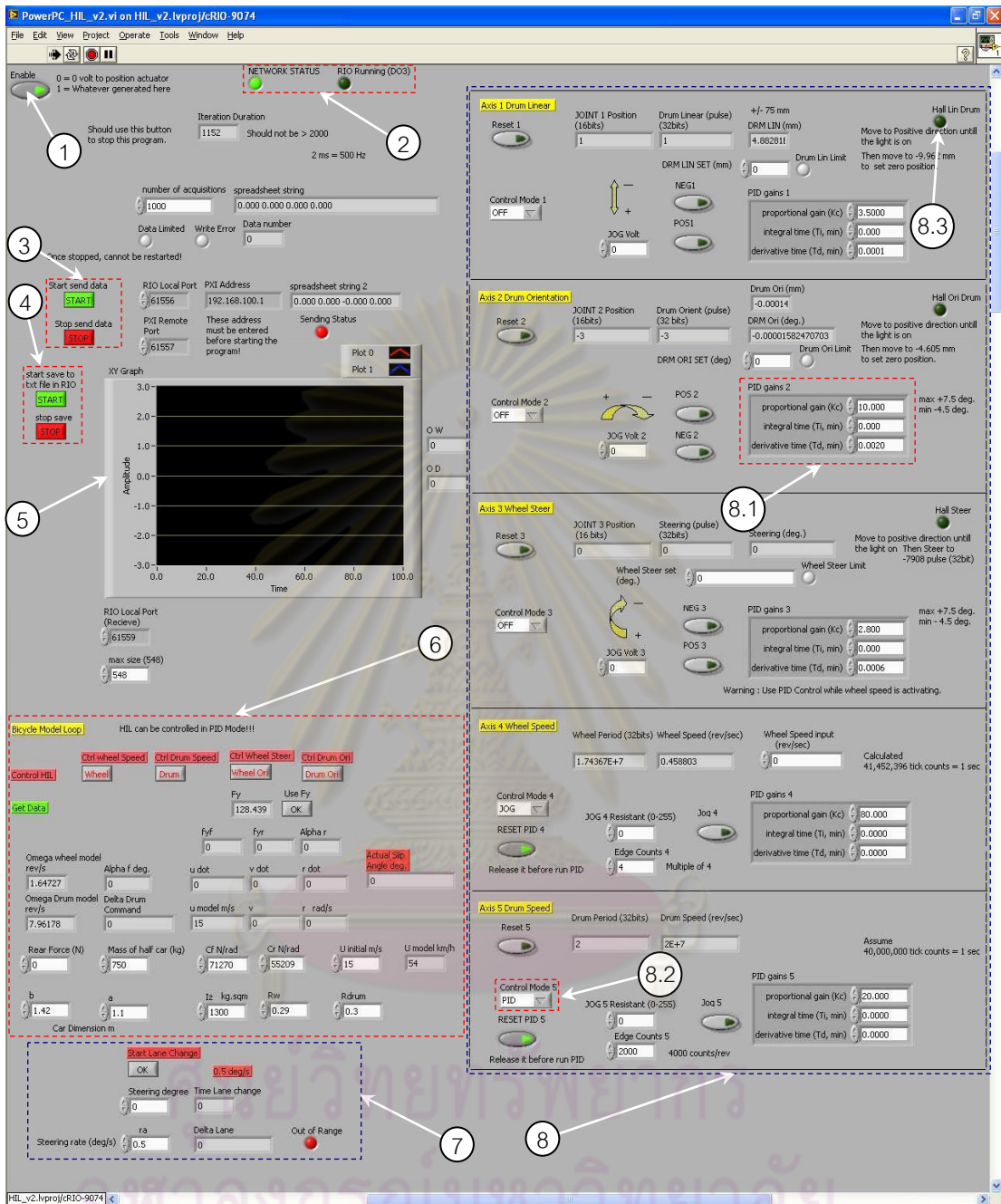
ง.2 การควบคุมโปรแกรมบน CompactRIO ผ่านทาง notebook



รูปที่ ง-2 โปรแกรมควบคุมที่แสดงบนคอมพิวเตอร์ notebook

ขั้นตอนการเปิดโปรแกรมควบคุมในรูปแบบที่ ค 2.มีดังนี้

1. เปิด File : HIL_V2.lvproj บนเครื่องคอมพิวเตอร์ notebook
2. เปิด File : HIL_PC_host.vi เพื่อ run โปรแกรม watched_dog (โปรแกรมที่ใช้ตรวจสอบสถานะการสื่อสารระหว่างเครื่อง Notebook Computer และ NI CompactRIO)
3. เปิด File : PowerPC_HIL_v2.vi เพื่อ run โปรแกรมควบคุมหลักของชุดทดสอบ HIL นี้บนเครื่อง NI CompactRIO
4. เปิด Hardware enable switch ที่ควบคุม amplifier ทั้งหมด
5. ทำการทดสอบตามเงื่อนไขที่ต้องการ โดยผู้ทำการทดลองสามารถปรับเปลี่ยนพารามิเตอร์รวมถึงเงื่อนไขที่ใช้ในการทดสอบได้ ซึ่งรายละเอียดของโปรแกรมควบคุมนี้แสดงดังรูปที่ ง-3



รูปที่ ง-3 โปรแกรมควบคุมหลักของชุดทดสอบ HIL

ในรูปที่ ค 3.แสดงส่วนต่างๆของโปรแกรมควบคุมหลักดังนี้

1. ปุ่ม enable หลักของโปรแกรม หากไม่กดปุ่มนี้จะไม่มีการส่งค่าไปควบคุมมอเตอร์ต่างๆในชุดทดสอบ HIL
2. สถานะการเชื่อมต่อและการทำงานของ NI CompactRIO
3. ส่วนควบคุมการส่งค่าไปยังเครื่อง NI PXI Controller
4. ส่วนควบคุมการบันทึกค่าลงในเครื่อง NI CompactRIO

5. กราฟแสดงผลตัวแปรที่ต้องการศึกษา
6. ส่วนของการปรับพารามิเตอร์รถในแบบจำลองจักรยาน รวมไปถึงปุ่มที่ใช้ควบคุมการป้อนกลับแรงต้านข้างเข้าสู่แบบจำลองจักรยานนี้
7. ส่วนควบคุมเงื่อนไขการเลี้ยงของล้อทดสอบในการเปลี่ยนเลน
8. ส่วนของการควบคุมมอเตอร์ต้นกำลังต่างๆ ซึ่งมีรายละเอียดดังนี้
 - 8.1 ส่วนการควบคุมแบบ PID ที่สามารถปรับค่าเกณฑ์ใช้ในการควบคุมได้
 - 8.2 รูปแบบที่ใช้ในการควบคุม (control mode) จะประกอบด้วย 3 รูปแบบได้แก่ OFF คือไม่มีการควบคุมใดๆ, JOG คือการควบคุมด้วยแรงดันไฟฟ้าหรือความต้านทานโดยไม่มีการป้อนกลับระยะการเคลื่อนที่ และ PID คือการควบคุมด้วยตำแหน่งหรืออัตราเร็วของการเคลื่อนที่
 - 8.3 สัญญาณแสดงตำแหน่งจาก hall sensor ใช้ในการตั้งศูนย์ของระบบควบคุมตำแหน่ง

ง.3 การตั้งศูนย์ของระบบควบคุมการเคลื่อนที่ทั้ง 3 แกน

ระบบควบคุมตำแหน่งที่จำเป็นต้องตั้งศูนย์ก่อนทำการทดสอบได้แก่ ระบบควบคุมตำแหน่งเชิงเส้นของล้อจำลองพื้นถนน, ระบบควบคุมมุมการวางตัวของล้อจำลองพื้นถนน และระบบควบคุมมุมเลี้ยงของล้อทดสอบ โดยรายละเอียดในการตั้งศูนย์มีดังนี้ (พิจารณารูปที่ ค.3 ประกอบ)

1. การตั้งศูนย์ระบบควบคุมตำแหน่งเชิงเส้นของล้อจำลองพื้นถนน

ทำได้โดยการสั่ง JOG ให้ระบบเคลื่อนที่ทางทิศ “+” (ทิศทางเข้าหาผู้ทำการทดสอบ) จนกระทั่งสัญญาณแสดงตำแหน่งจาก hall sensor ติด จากนั้น JOG ระบบไปที่ระยะ -9.962 มิลลิเมตร
2. การตั้งศูนย์ระบบควบคุมมุมการวางตัวของล้อจำลองพื้นถนน

ทำได้โดยการสั่ง JOG ให้ระบบเคลื่อนที่ทางทิศ “+” (ทิศทางทวนเข็มนาฬิกา) จนกระทั่งสัญญาณแสดงตำแหน่งจาก hall sensor ติด จากนั้น JOG ระบบไปที่ระยะ -4.605 มิลลิเมตร
3. การตั้งศูนย์ระบบควบคุมมุมเลี้ยงของล้อทดสอบ

ทำได้โดยการสั่ง JOG ให้ระบบเคลื่อนที่ทางทิศ “+” (ทิศทางทวนเข็มนาฬิกา) จนกระทั่งสัญญาณแสดงตำแหน่งจาก hall sensor ติด จากนั้น JOG ระบบไปที่ระยะ -7,908 พัลส์.



ภาคผนวก จ.

ตัวอย่างตารางบันทึกผลการทดสอบ

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ภาคผนวก จ.

ตัวอย่างตารางบันทึกผลการทดสอบ

จ.1 ผลการจำลองการเคลื่อนที่ของรถยนต์ในแบบจำลองจักรยานที่เขียนด้วยโปรแกรม Simulink

ตารางที่ จ-1 จะแสดงลักษณะการบันทึกผลการจำลองการเคลื่อนที่ของรถยนต์ในแบบจำลองจักรยานโดยใช้โปรแกรม Simulink โดยรูปแบบการบันทึกผลจะเหมือนกันในทุกกรณีที่ทำการศึกษา



ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ จ-1 ผลการจำลองการเคลื่อนที่ของรถยนต์ในแบบจำลองจักรยานด้วยโปรแกรม Simulink

Time s	X	Y	OWR	OWH	Delta W	Delta D	TW	TWR	PWR	TDR	PDR	ODR	ODH	Slip angle	Fx	Fy
0	0	10	17.2414	17.2414	0	0	0	0	0	0	0	16.6667	16.6667	0	0	0
2.9663	14.8313	10	17.2414	17.2414	0	0	0	0	0	0	0	16.6667	16.6667	0	0	0
5.0198	25.0989	10	17.2414	17.2414	0.0396	0.0065	0	0	0.0004	0	0	16.6667	16.6667	0.0331	0	24.25127
6.5055	32.5185	10.2608	17.2424	17.2407	3.011	2.6384	0	0.807	13.9141	0.0491	0.8186	16.668	16.6655	0.3726	2.782759	272.9916
9.2773	45.384	14.745	17.2093	17.2054	8.5547	7.659	0	1.9706	33.9052	0.1196	1.9885	16.6376	16.6316	0.8957	6.795172	656.2495
10.3787	49.0198	18.7619	17.1585	17.1591	10	9.0609	0	-0.2925	-5.0198	-0.0188	-0.3111	16.5885	16.5894	0.9391	-1.00862	688.0473
13.3576	50.0079	32.7714	16.964	16.9682	10	9.0811	0	-2.0824	-35.3337	-0.1257	-2.0618	16.4003	16.4066	0.9189	-7.18069	673.2474
16.3576	39.0721	41.4943	16.7764	16.7804	10	9.1005	0	-1.9974	-33.5165	-0.1201	-1.9479	16.2188	16.2248	0.8995	-6.88759	659.0337
19.3576	25.7969	37.5581	16.5964	16.6003	10	9.1189	0	-1.9173	-31.8271	-0.1148	-1.8426	16.0448	16.0505	0.8811	-6.61138	645.5526
22.3576	21.3487	24.5899	16.4236	16.4273	10	9.1364	0	-1.8425	-30.2681	-0.1099	-1.7459	15.8777	15.8832	0.8636	-6.35345	632.7309
25.3576	29.1564	13.4806	16.2576	16.2611	10	9.153	0	-1.7727	-28.8261	-0.1054	-1.6568	15.7171	15.7223	0.847	-6.11276	620.5687
28.3576	42.6044	13.1592	16.0977	16.1011	10	9.169	0	-1.7073	-27.4895	-0.1011	-1.5745	15.5625	15.5676	0.831	-5.88724	608.846
30.27	49.0543	18.9907	15.9949	16.0015	9.46	8.7662	0	-3.3406	-53.4552	-0.1986	-3.0722	15.4625	15.4724	0.6938	-11.5193	508.3241
33.08	52.0961	31.3922	15.8825	15.887	3.84	3.6099	0	-2.2958	-36.4729	-0.1351	-2.0758	15.3531	15.3598	0.2301	-7.91655	168.5866
35.0219	51.6858	40.314	15.8676	15.8684	0	0.05	0	-0.3573	-5.6698	-0.0209	-0.3203	15.3387	15.3398	-0.05	-1.23207	-36.6333
36.6792	51.1622	47.9224	15.8676	15.8677	0	0	0	-0.005	-0.0801	-0.0003	-0.0045	15.3387	15.3387	0	-0.01724	0
39.6792	50.2147	61.6947	15.8676	15.8676	0	0	0	0	0	0	0	15.3387	15.3387	0	0	0

จ.2 ผลการทดสอบทางด้านพลศาสตร์ยานยนต์แบบมีแรงป้อนกลับด้วยชุดทดสอบ HIL

ตารางที่ จ-2 จะแสดงลักษณะการบันทึกผลการทดสอบการตอบสนองของรถยนต์ในรูปแบบจำลองจักรยานโดยใช้ชุดทดสอบ HIL ซึ่งรูปแบบการบันทึกผลจะเหมือนกันในทุกกรณีที่ทำ การทดสอบ



ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ จ-2 ผลการทดสอบด้วยชุดทดสอบ HIL

Command							HIL							Bicycle Track	
Str W	Str D	F.Slip	Whl Spd	r, rad/s	No use	fyf	Str W	Str D	HIL Slip	Whl Spd	v	fyr	Fy	X	Y
0	0.01	-0.01	2	0.004	-0.01	9.932	0	0.02	-0.02	1.507	-0.001	23.985	9.932	761.006	2.588
0	0.022	-0.022	2	0.005	-0.023	14.587	0	0.02	-0.02	1.512	0	25.81	14.587	769.279	2.925
1	0.77	0.198	2	0.143	-0.127	960.066	0.968	0.576	0.391	1.487	0.053	552.039	960.066	785.01	3.698
1	0.257	0.711	2	0.079	0.073	490.924	0.968	0.347	0.62	1.506	-0.012	458.057	490.924	793.413	4.665
1	0.375	0.593	2	0.094	0.053	618.447	0.968	0.406	0.562	1.498	0.003	483.775	618.447	810.559	8.207
1	0.472	0.496	2	0.112	-0.041	675.568	0.968	0.472	0.496	1.505	0.009	548.632	675.568	819.674	11.016
1	0.451	0.517	2	0.107	0.004	679.186	0.968	0.446	0.522	1.504	0.009	524.297	679.186	843.286	21.693
1	0.442	0.526	2	0.105	0.018	678.044	0.968	0.446	0.521	1.501	0.009	517.704	678.044	857.057	30.602
1	0.439	0.529	2	0.105	0.02	676.125	0.968	0.446	0.522	1.499	0.008	517.531	676.125	864.372	36.341
1	0.45	0.518	2	0.107	-0.019	661.413	0.968	0.449	0.519	1.505	0.009	526.478	661.413	876.959	48.296
1	0.456	0.512	2	0.107	-0.013	672.907	0.968	0.449	0.519	1.502	0.01	525.595	672.907	883.258	55.515
1	0.45	0.518	2	0.106	0.009	681.483	0.968	0.448	0.52	1.506	0.009	520.472	681.483	893.65	70.147
1	0.451	0.517	2	0.106	0.003	677.833	0.968	0.448	0.52	1.501	0.01	518.381	677.833	897.904	77.493
1	0.452	0.516	2	0.106	0.014	686.953	0.968	0.449	0.52	1.499	0.01	520.721	686.953	905.617	94.338
1	0.443	0.525	2	0.106	0.01	674.035	0.968	0.449	0.52	1.505	0.008	522.626	674.035	912.788	120.542
1	0.442	0.526	2	0.106	0.005	669.67	0.968	0.449	0.52	1.5	0.008	523.917	669.67	914.12	130.319



ภาคผนวก จ.

การเปรียบเทียบผลการคำนวณ

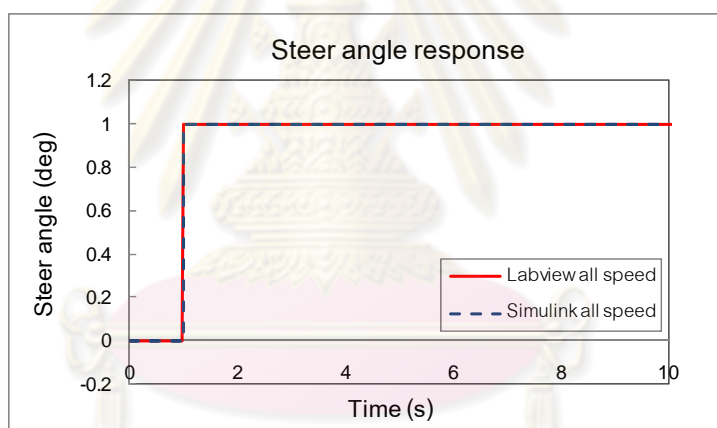
ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ภาคผนวก จ.

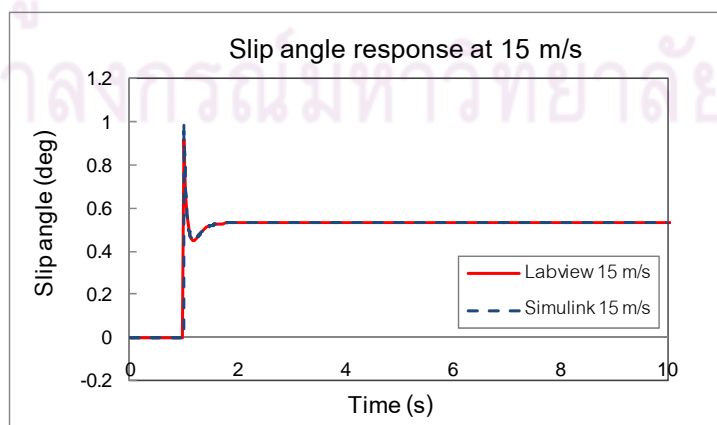
การเปรียบเทียบผลการคำนวณ

ระหว่างโปรแกรม MATLAB® Simulink และโปรแกรม NI LabVIEW®

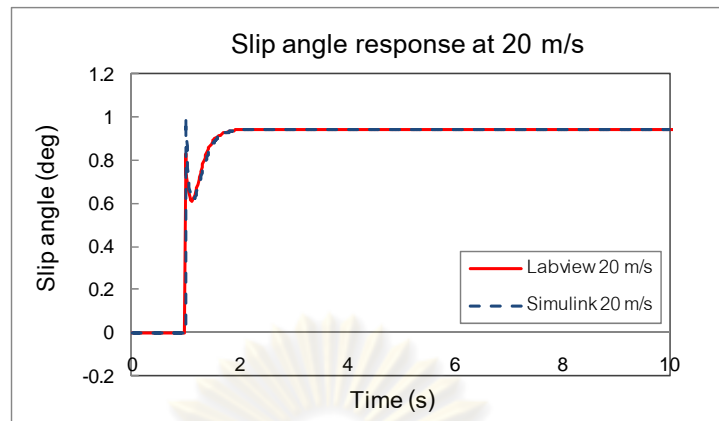
การเปรียบเทียบผลการคำนวณที่ได้จากแบบจำลองที่เขียนด้วยโปรแกรม Simulink และ Labviews® มีจุดประสงค์เพื่อตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลองที่เขียนด้วยโปรแกรม Simulink โดยในการเปรียบเทียบนี้จะกำหนดให้มุมเลี้ยวที่ล้อหน้าของรถยนต์ในแบบจำลองทั้งสองมีการเปลี่ยนค่าจาก 0 องศาเป็น 1 องศา อย่างกะทันหัน (step steering) ในขณะที่อัตราเร็วตามแนวแกนของตัวรถมีค่าคงที่ แล้วดูผลการตอบสนองต่างๆของตัวรถในแบบจำลองที่เกิดขึ้น ในรูปที่ จ-1 ถึงรูปที่ จ-10 จะแสดงผลการเปรียบเทียบการตอบสนองที่อัตราเร็วตามแนวแกนของตัวรถมีค่าเป็น 15, 20 และ 25 เมตร/วินาที



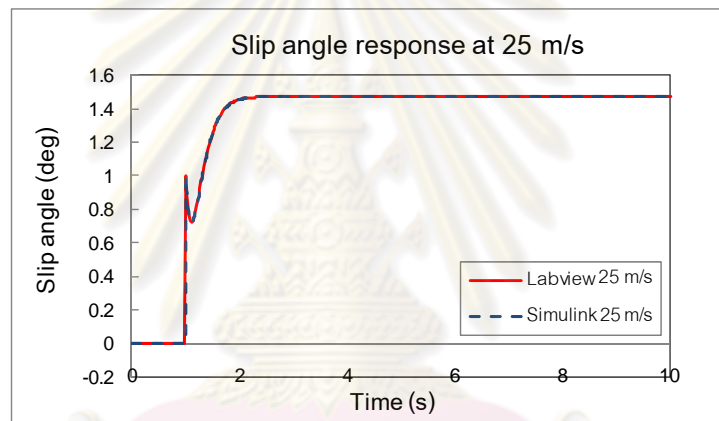
รูปที่ จ-1 มุมเลี้ยวของล้อที่ทุกอัตราเร็ว



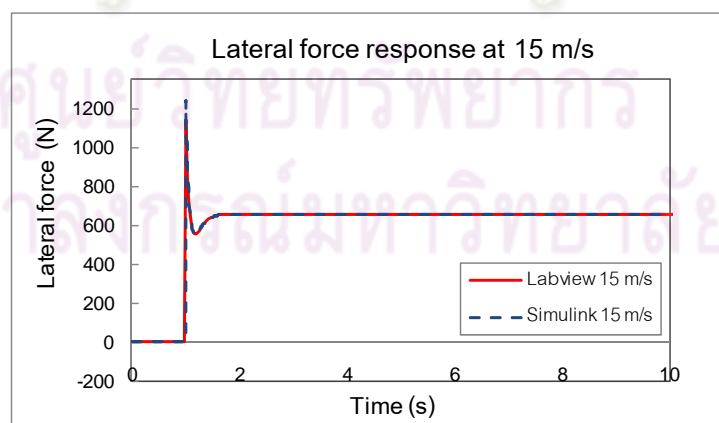
รูปที่ จ-2 มุมไถลที่อัตราเร็วมีค่าเป็น 15 เมตร/วินาที



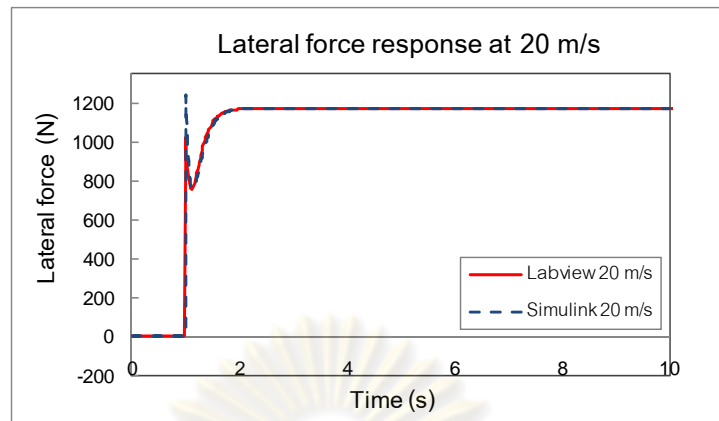
รูปที่ ฉ-3 มุมไถลที่อัตราเร็วมีค่าเป็น 20 เมตร/วินาที



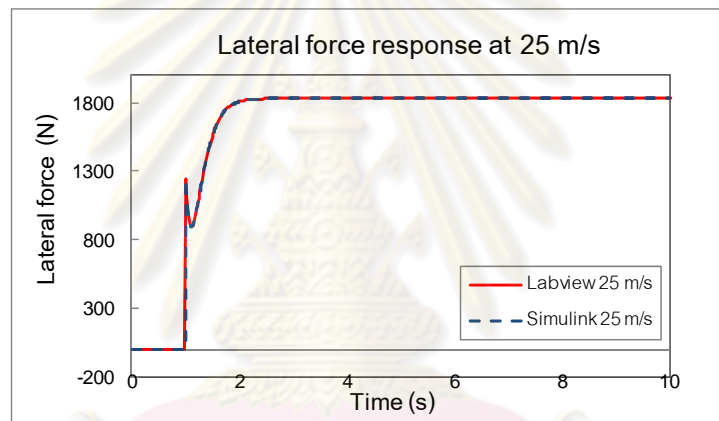
รูปที่ ฉ-4 มุมไถลที่อัตราเร็วมีค่าเป็น 25 เมตร/วินาที



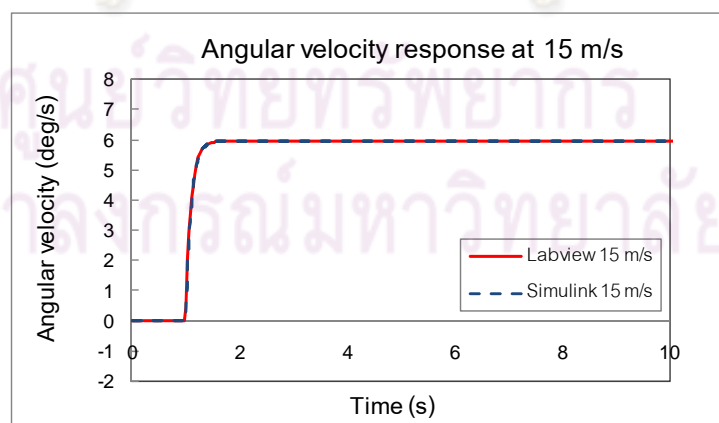
รูปที่ ฉ-5 แรงด้านข้างที่อัตราเร็วมีค่าเป็น 15 เมตร/วินาที



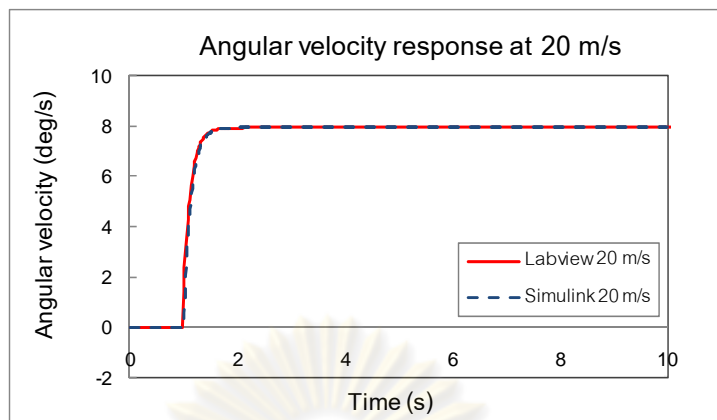
รูปที่ ๖-6 แรงด้านข้างที่อัตราเร็วมีค่าเป็น 20 เมตร/วินาที



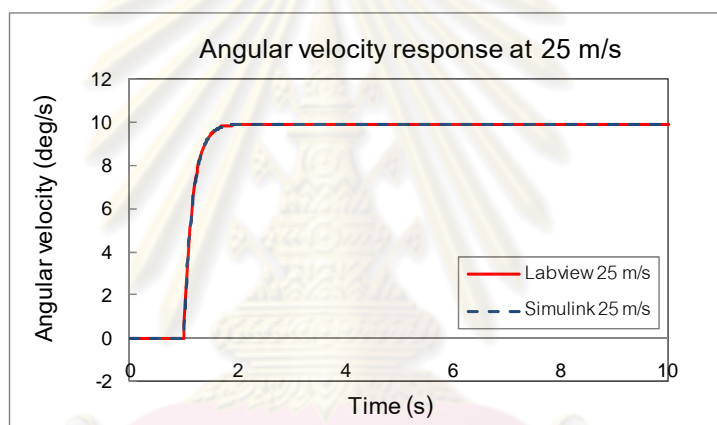
รูปที่ ๖-7 แรงด้านข้างที่อัตราเร็วมีค่าเป็น 25 เมตร/วินาที



รูปที่ ๖-8 อัตราเร็วเชิงมุมของตัวรถที่อัตราเร็วมีค่าเป็น 15 เมตร/วินาที



รูปที่ ๙-9 อัตราเร็วเชิงมุมของตัวรถที่อัตราเร็วมีค่าเป็น 20 เมตร/วินาที



รูปที่ ๙-10 อัตราเร็วเชิงมุมของตัวรถที่อัตราเร็วมีค่าเป็น 25 เมตร/วินาที

จากรูปที่ ๙-1 ถึงรูปที่ ๙-10 จะเห็นว่า ผลการคำนวณที่ได้จากแบบจำลองที่เขียนด้วยโปรแกรม Simulink (เส้นประ) สอดคล้องกับผลที่ได้จากการคำนวณด้วยโปรแกรม LabVIEW[®] (เส้นทึบ) ทุกประการ ซึ่งผลที่ได้นี้ช่วยยืนยันความถูกต้องของการใช้โปรแกรม Simulink ช่วยในการวิเคราะห์ผลการทดสอบจากระบบ HIL ได้เป็นอย่างดี

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



ภาคผนวก ซ.

บทความที่ได้รับการตีพิมพ์

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ภาคผนวก ซ.

บทความที่ได้รับการตีพิมพ์

งานวิจัยนี้มีบทความที่ได้รับการตีพิมพ์ในหนังสือรวบรวมบทความการประชุมทางวิชาการในระดับนานาชาติ 2 บทความ และในระดับชาติ 1 บทความ ซึ่งบทความฉบับเต็มทั้งหมดแสดงได้ดังนี้



ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ซ.1 The 15th Asia Pacific Automotive Engineering Conference

วันที่ 26-28 ตุลาคม พุทธศักราช 2552 กรุงเทพมหานคร ประเทศไทยเวียดนาม



ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

Tire-Suspension-Steering Hardware-In-The-Loop for Vehicle Dynamics Simulation

Surajed Sookchaiyaporn, Nuksit Noomwongs, Rachatin Chanchareon, and Supavut Chantranuwathana*

Chulalongkorn University, Thailand

Abstract

Safety has always been important concern during development of automotive systems. Many required accurate predictions of tire forces. Recently, Hardware-In-the-Loop (HIL) simulators provide ways to accurately measure the actual tire force and its interaction with a newly designed system by incorporating an actual tire during simulations. This paper reports an HIL system that incorporates tire, suspension, and steering system for better inclusion of their interactions and their effects on handling of the vehicle. The system simulates a road surface by using a rotating drum and uses a real suspension together with a steering system where wheel speed, side slip angle, and longitudinal slip angle can be controlled. Design and sizing of the components were done by using results from simulations with a bicycle model and a HIL model. Control system design and tracking performance are also reported. This system was also used to construct a tire model for simulations. In the HIL simulation, simulation models are used for the vehicle body dynamics and the rear tire while the front tire is simulated with the real hardware described. Tire lateral slip angle is controlled on the HIL hardware and the tire force measured is used to simulate vehicle motion. HIL-simulated results are compared to the result from pure bicycle model simulation.

Keywords: Tire, Suspension, Hardware-In-The-Loop, Vehicle dynamics, Simulation

1. INTRODUCTION

Comfort and safety of a vehicle is highly dependent on its suspension [1][2][6]. Prototyping and testing of suspension must be performed with care. To cut cost and testing time, an emerging practice is to build a prototype of a component, and test it in combination with mathematical models of the rest of the vehicle. Testing and tuning can be done earlier in the design process before a full car prototype is available. Such approaches are called "Hardware-in-the-Loop" (HIL) testing [4][8].

Vehicle suspension testing by using HIL method historically often focused on simulating the force between the tire and the road surface with real hardware or focus on testing of each of the suspension and steering components separately. However, accuracy of the results may be improved if more hardware components are used, since in reality suspension and steering components will interact with each other. For example, the force that is absorbed by suspension also affects the steering system [3]. To capture their interaction, a HIL test rig that includes suspension system and steering system is proposed in this work.

This article presents an HIL test rig that can be used to test suspension systems and steering systems of small automobiles. The test rig was designed to test driving conditions with ± 10 degrees of wheel angle and speed of the vehicle model not exceeding 60 km/h while speed of the testing wheel in HIL test rig is currently limited to 10 km/h for safety reason.

2. DESIGN AND CONSTRUCTION OF THE TIRE-SUSPENSION-STEERING HIL TEST RIG

The design process was centered on the available suspension components, measuring devices, and cost. Components sizing and their range of motions were

based on simulation results using the specified speed and steering angle. Significant redesigned of the wheel hub assembly for installing a force measuring device was required because of the prohibitive cost of a wheel hub force sensor.

2.1 Design Requirements

- 1) The system must consist of a real automotive suspension and a steering system.
- 2) The system must be able to simulate motion of a typical small car running speeds up to 60 km/h and ± 10 degree of wheel angle.
- 3) The system must be able to measure tire force.
- 4) The system must be able to control the steering angle.
- 5) The road surface that simulated by using a rotating drum must be able to control the tire slip angle while keeping the position of the tire contact patch in the required range of wheel angles.

2.2 Design Concept

A key feature of the HIL test rig is the road surface drum. To reduce purchasing cost and to keep component construction possible with local supplier, the authors chose to use a relatively small cylindrical road drum as oppose to large cylindrical drum or a flat belt road simulator. The speed of the drum can be controlled to match the speed of a simulated car. Rotational inertia of the drum can be adjusted with inertia disks to simulate running inertia of the vehicle simulated. Timing belt was used to speed up the inertia disks, resulting in lighter inertia disks.

To simulate actual driving conditions, the drum must be able to simulate wheel slip angle accurately allowing correct measurement of the tire force. This called for a drum system that can orient itself relative to the wheel. Furthermore, with an actual steering system installed, the

tire contact patch will also move when the wheel is steered. To keep tire contact patch at the correct location, the road drum must be able to reposition itself; i.e., to follow the tire as it is steered.

The other main part of the test rig is the suspension system. It was designed to be similar to a typical quarter car test rig except that this system also has a steering system, a motor to drive the tire and an inbound brake system. The overall appearance of the HIL system is shown in Figure 1.

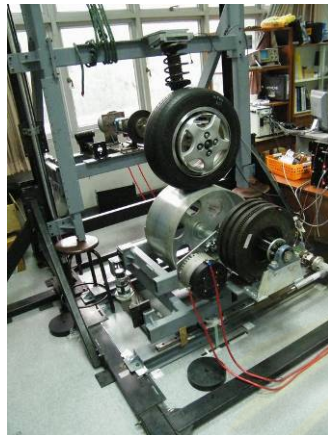


Figure 1. The tire-suspension-steering HIL system

A difficulty in building this system is the cost of a wheel force measurement system. To reduce cost, a non-rotating load cell is used. However, the wheel hub needs to be modified to install a load cell as seen in Figure 1. Increased size of the wheel hub assembly dictates that the brake system must be moved inbound and a special highly positive offset rim must be installed.

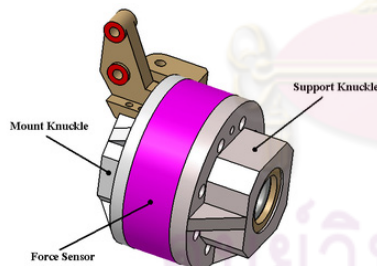


Figure 2. Modified wheel hub

2.3 Mathematical Model

For design and control purpose simulation model is constructed as shown in Figure 3. The model consist of a bicycle model (to the left) with typical parameters of a small car and a model of the HIL need to simulate rolling speed of the drum, slipping ratio of the tire and slip angle. This part of the model will be replaced by the actual hardware in actual experiments.

2.3.1 Bicycle Model

A bicycle model is shown in the left box of Figure 3 and in more details in Figure 4. In a bicycle model, left and right tire are combined together and no roll motion is modeled. Input to the model is the wheel steering angle (δ) and torque applied. An important output is the side slip angle (α_f) needed to be replicated in the HIL hardware. Other outputs include the linear speed (V),

angular speed of the car ($d\beta/dt$) and linear speed of the drive wheel relative to speed of the road (V_f).

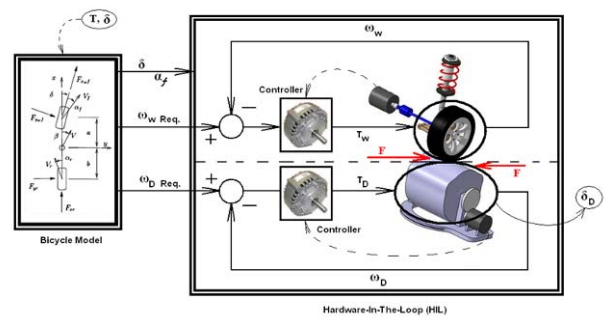


Figure 3. The mathematical model

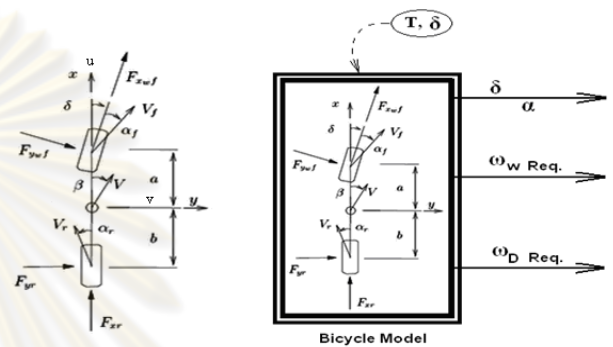


Figure 4. The bicycle model

The state equations of the bicycle model can be written as

$$\begin{aligned} \dot{u} &= r \cdot v + \frac{1}{m} \cdot \{F_{xf} \cdot \cos \delta - F_{yf} \cdot \sin \delta + F_{xr}\} \\ \dot{v} &= -r \cdot u + \frac{1}{m} \cdot \{F_{xf} \cdot \sin \delta + F_{yf} \cdot \cos \delta + F_{xr}\} \\ \dot{r} &= \frac{1}{I_z} \cdot \{a \cdot F_{xf} \cdot \sin \delta + a \cdot F_{yf} \cdot \cos \delta - b \cdot F_{yr}\} \end{aligned}$$

Where u is the longitudinal speed, v is the lateral speed, r is the yaw rate = $\frac{d\beta}{dt}$, m is the mass of the vehicle, F_{xf} are the forces along the wheels for the front wheel (subscript f) and the rear (subscript r), F_{yf} are the lateral forces of the wheels, I_z is the mass moment of inertia of the car, a and b are the distance from the center of mass to the front and rear wheels respectively.

2.3.2 Hardware-In-the-Loop model

A HIL model is shown in the right box in Figure 3. The mathematical model is used during the design process only and must be replaced by the HIL hardware during actual experiments. The model can be divided into 2 parts. The first one is the wheel model and the second one is the drum model. They interact, however, by the friction force (F) that occurs between their surface contacts. Details of the two sub-models are the followings.

Wheel Drive Model

Wheel drive model is used to simulate the rotational motion of the drive wheel during acceleration, braking, and steering. In simulating the control system required,

the reference values are speed and steering angle of the driving wheel in the bicycle model. Torque required by the motor to control wheel velocity can be calculated. Control system for the wheel angle is also simulated too. The desired wheel angle is given by the bicycle model and a control effort based on error between the desired wheel angle and the actual angle is used to calculate torque needed to turn the wheel. Based on a number of driving maneuvers, this torque is used to size the drive motor and the steering motor.

Drum Model

Drum model is used to simulate the motions of the drum, which are the angular speed of the drum, the position of the drum and the orientation of the drum axis. The control system of the drum speed uses the value of the wheel speed (at the hub) relative to the ground (V_f) as a speed reference of the drum. Drum orientation and position are calculated based on the steering geometry to keep the drum position fixed relative to the tire contact patch. Control systems were constructed to simulate the expected responses and their interaction with the control system of the wheel. Force and range of motion are used for sizing of the drum motor, range of motion of the orientation and position of the drum.

2.3.3 Simulation for Design Purpose

Two main driving maneuvers were simulated for the design purpose, one is to accelerate and turn and the other one is to break at high deceleration. In both cases, mass of car was selected at 750 kg (half car) with a moment of inertia of 1,300 kg*m². In the first case, initial speed of the vehicle is 5 m/s. Steering angle is 10 degrees ramped in 5 seconds while turning back 0 degrees after 5 seconds.

From the simulations, it is found that the motor and gear set needed to drive the wheel should capable of generating torque more than 100 N.m and power no less than 3.5 kW. And, motor and transmission needed for the drum drive should be capable of generating more than 12 N.m of torque and than 900 W of power. These results were used to select the motors and the transmissions.

2.4 Control Systems

The control system of the HIL system is shown in Figure 5. To control this system, a CompactRIO and a PXI based PC controller from National Instrument are used. HIL control is done by simulating the movement of automobiles with mathematical modeling on the CompactRIO, then sending that data as a reference value to the PID controller/amplifier for each controlled axis. Tire force is then measured using a force sensor. This force is used to feedback to the mathematical model of the vehicle in place of the usual tire model in the vehicle model.

3. PID TUNING of the HIL system

3.1 PID Tuning of the control loops

Response time of the HIL system is very important factor in obtaining accurate results. There are five closed loop PID controllers for controlling the wheel

steering angle, drum position, drum orientation, wheel speed and drum speed. Only the last two speed control systems are intentionally designed to be slow since faster systems will require much larger motors. As a result, HIL simulation for fast acceleration and deceleration will not be possible with the current system. The other three systems are significantly faster with their time domain characteristics shown in Table 1. Figure 6 shows a step response of the wheel steering control system which is a typical response of the three position control systems.

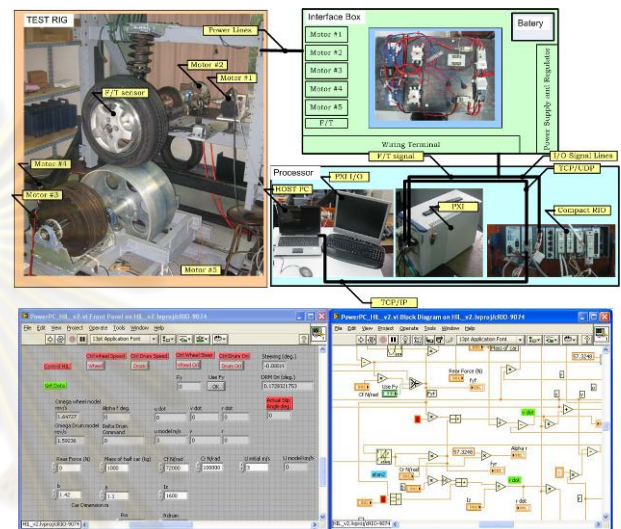


Figure 5. The HIL control system

Table 1. PID tuning results

Axis	Rise Time (s)	Settling Time (s)	Over Shoot (%)	SS error (%)
D.Linear	0.13	4.40	27.39	-5.21
D.Orient	0.27	0.30	0.00	1.11
W.Orient	0.08	0.09	0.00	3.51
W.Speed	12.09	28.20	13.08	-1.96
D.Speed	32.88	45.20	1.10	5.54

Note: D.Linear = drum position, D.Orient = drum orientation, W.Orient = wheel steering angle, W.Speed = wheel rotational speed, D.Speed = drum rotational speed

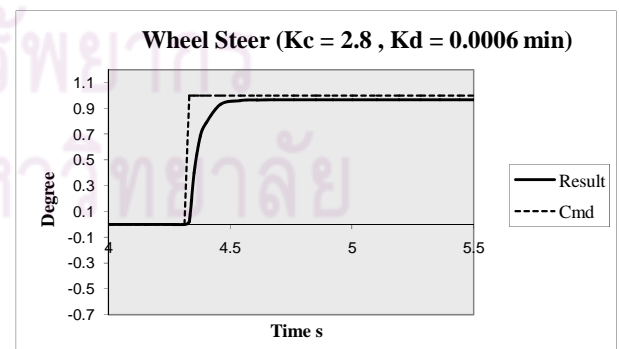


Figure 6. Steering angle step response

3.2 Lane change testing with no force feedback

In this section, the HIL control loops are tested with a realistic situation. A lane change command is used in simulating the response of the bicycle model in real-time. Steering angle and drum orientation (calculate with the slip angle) generated by the model are given to the HIL controllers to follow. This is not a HIL

simulation however, since the tire force measured will not be used in calculation of the bicycle model. The objective of this test is to show how well the HIL system can follow a realistic command.

The vehicle speed is constant at 15 m/s in the model. Position of the car in this lane change maneuver is shown in Figure 7. The required steering angle (at the wheel) is from -2 to 2 degrees with maximum rate of 0.5 degree/s.

Figure 8 shows the two main signals for the HIL control systems to follow: the wheel steering angle and the drum steering angle (orientation), along with the actual values exhibited by the HIL hardware. In the figure, it can be seen that both signals follow their commands rather well. However, improvement can be obtained by retuning the steering angle control system.

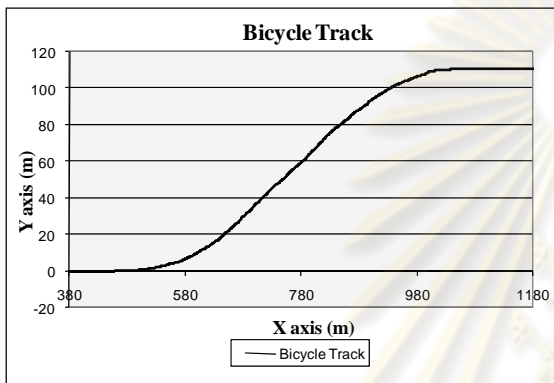


Figure 7. Bicycle track (car position)

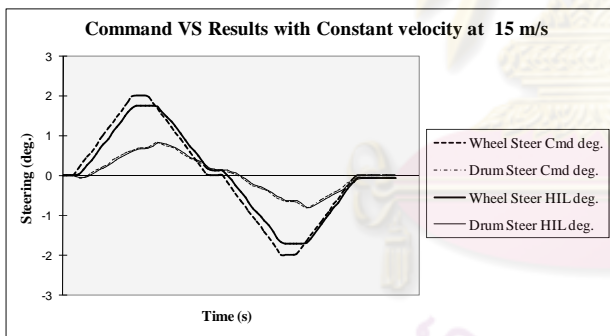


Figure 8. Command and results of lane change testing

4. RESULTS OF THE HIL TESTING

In this section, three usages of the HIL test rig are presented.

4.1 Cornering Stiffness

Tire cornering stiffness (C_{af}) can be measured using the HIL test rig. It can be determined by adjusting the steering angle of the drive wheel and then measuring the side force caused by the slipping of wheel and drum at various steering angles. The results of these experiments can be shown as Figure 9.

In Figure 9, it can be seen that the side force is a slight non-linear function of the slip angle. The figure also shows that the system has a small hysteresis. In using this HIL test rig, this relationship will include the effects of the suspension system and the steering system which will be more accurate for later used compared to that of the tire only.

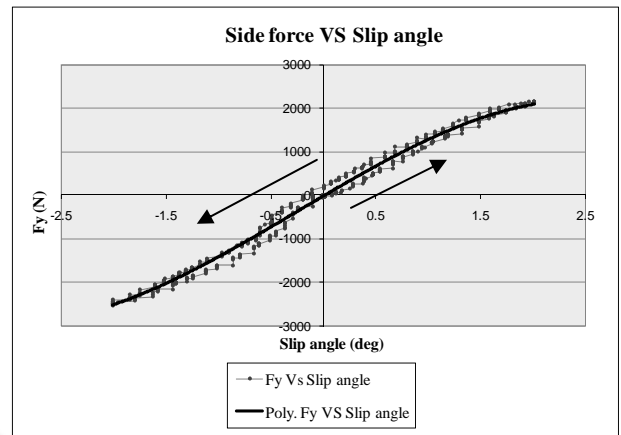


Figure 9. Side force at various slip angles

Based on Figure 9, without considering other factors, the relation between the side forces and the slip angles can be estimated as a linear relationship that the general equation is in the form of $F_y = C_{af} \times \alpha_f$ where F_y is the side force and α_f is the slip angle. Then the C_{af} can be calculated as the slope of F_y , and α_f so the C_{af} is 1243.8 N/deg. or 72000 N/rad.

4.2 Skid pad with lateral force feedback

A skid pad test can be used to determine under/oversteer behavior of a car. In a type of this test, a car is driven at a constant speed and constant steering angle. At steady-state, the car lateral acceleration and the steering angle are recorded for various steering angles. A typical graph is shown in Figure 10. Under/oversteer behavior of a car can be determined by comparing the slope of the graph with that of a neutral steer vehicle. Generally, a car is designed to be slightly understeer but this can usually be obtained only at low lateral acceleration. Large acceleration required larger force to be generated by the tires. This larger force affects the tire, suspension, and steering systems and their influences on tire force generation. Extensive field tests are usually required to adjust under/oversteer behavior of a car. HIL test can help reducing the number of field tests needed. Furthermore, this test can be simulated when only the tire, suspension and steering system are available. Testing and tuning can be started earlier in the product design process.

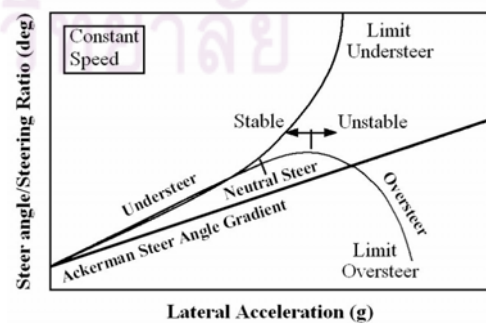


Figure 10. Skid pad of a typical cars [10]

In this work, a skid pad HIL simulation was performed. The speed of the car was chosen at 15 m/s to avoid low speed instability that may occur with the simple bicycle model. For safety reason, however, the

actual drum speed (simulating the vehicle speed) was set at only 20%. It is expected, however, that this will not significantly affect the accuracy of the tire force generated since the tire force is not heavily related the tire rotational speed. The followings are used in this simulation:

- 1) C_{af} is 72000 N/rad (use only when the HIL is not used), C_{ar} is 100000 N/rad
- 2) $m = 1000$ kg (half car), $I_z = 1600$ kg-m²
- 3) $L = a + b = 2.52$ m

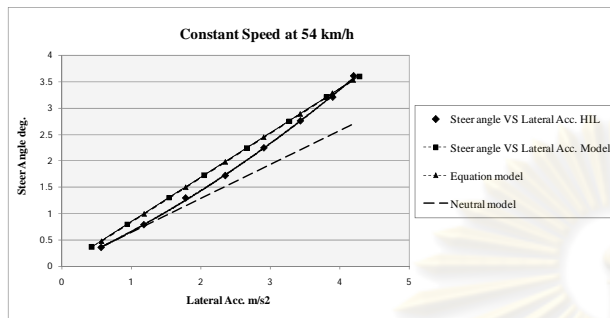


Figure 11 Skid pad results at constant forward speed

With these conditions, the resulting skid pad test is shown in Figure 11. In the figure, the line marked with the triangles is obtained using only calculation based on the bicycle model. Similarly, the line marked with the squares is obtained only by simulating the bicycle model in real-time. These two lines show that the real-time simulation is accurate since these two lines are identical. When this real-time simulation is used with the HIL hardware, the result is shown by the line marked by the diamonds.

From Figure 11, it may be concluded that the tire, suspension, and steering systems, when used together, will make the car slightly more oversteer at low lateral acceleration compared to the result predicted only with the model. On the other hand, at higher acceleration, the system will make the car slightly more understeer. In a real design process, it can be imagine that if these over/understeer behavior are not desirable, the designer may be able to adjust the system well before a full vehicle prototype are available.

4.3 Step response with lateral force feedback

In this test, a step command in steering angle is used. Figure 12-14 show responses of the vehicle both when using only the vehicle model and when HIL was used. In Figure 12, it can be seen that the actual steering of the HIL hardware made about 20% error in steering angle which may contribute to 20% error in tire force measured. This, however, should not contribute to significant time delay. The slip angle generated by the model and needs to be followed by the HIL is shown in Figure 13. A slight delay (~ 0.1 sec) can be seen in this graph.

The most important response in this step steering test is the yaw rate (angular velocity) response shown in Figure 14. From this figure, it can be seen that the HIL simulated result has both significant delay at the beginning of the response and significant oscillation and overshooting. Cars with yaw delay are generally perceived by the driver as being less agile. Oscillation

and overshoot are considered annoying to the driver. With only the model, these two significant drawbacks may not be apparent to the designer. With the HIL simulation, these drawbacks are clear to the designer.

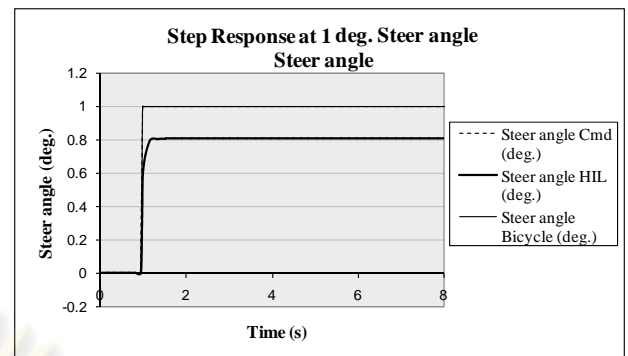


Figure 12. Steering angle

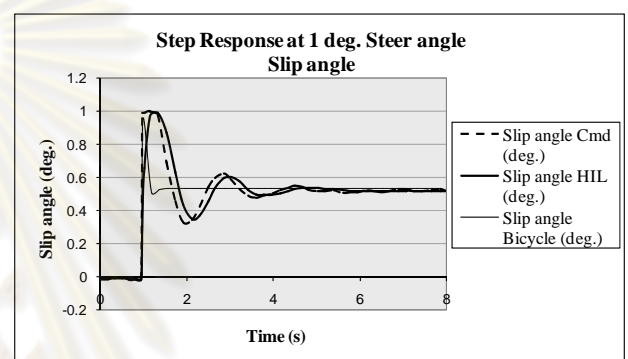


Figure 13. Slip angle

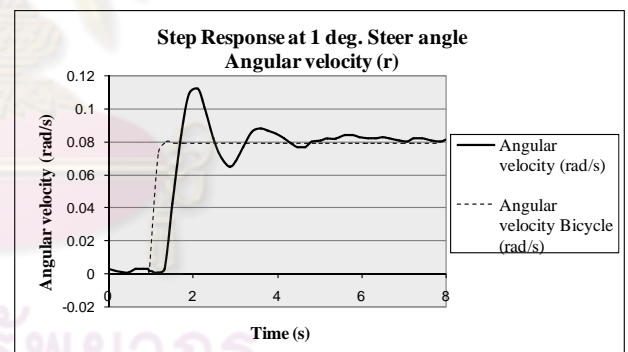


Figure 14. Angular velocity

5. CONCLUSIONS

This paper reports an HIL system that incorporates tire, suspension, and steering system for better inclusion of their interactions and their effects on handling of the vehicle. The design process and the control performance of the HIL system were presented. Two usages of the HIL simulator were presented. HIL tests can help reducing the number of field tests needed. Furthermore, testing and tuning can be started earlier in the product design process.

ACKNOWLEDGEMENT

This work is a part of the project titled "Development of Novel Evaluation Systems for Vehicle Dynamics, Driving, and Components" supported by the National Metal and Materials Technology Center, Thailand.

REFERENCES

1. Misselhorn, W.E., Theron, N.J., and Els., P.S., Investigation of hardware-in-the-loop for use in suspension development, *Vehicle System Dynamics*, January 2006, pp.55-81.
2. Gietelink, O., Ploeg, J., Schutter, B.D., and Verhaegen, M., Development of advance driver assistance with vehicle hardware-in-the-loop simulations, *Vehicle System Dynamics*, July 2006, pp. 569-590.
3. E. Teeraworn, C. Limpipolpibol, T. Lengvilai, N. Noomwongs, S. Chantranuwathana, Development of a Driving Simulator for Steering Force Feedback Study, The 21th Conference of Mechanical Engineering Network of Thailand, 17-19 October 2007, Thailand.
4. Pfister, F., Reitze, C., Schmidt, A., 2002., Hardware in the loop - The technologie of development and test of vehicle control system, IPG Automotive Engineering Software + Consulting Pmbh, Karlsruhe.
5. Short, M., Michael, J.P., and Qiang H., Simulation of Vehicle Longitudinal Dynamics, Embedded Systems Laboratory University pf Leicester, Technical Report ESL 04-01, 11 October 2004.
6. Hyun, C.S., Keum S.H., and Hedrick J.K., Semi-Active Control of the Macpherson Suspension System : HIL Simulations, Proceedings of the 2000 IEEE International Conference, 2000, pp. 982-987.
7. Sung, H.H., Seung J.H., Hong, S.K., and Kyo I.L., Vehicle Dynamic Analysis and Evaluation of Continuously Controlled Semi-Active Suspensions Using Hardware-in-the-loop Simulation, *Vehicle System Dynamics*, Vol. 27, No. 5-6, June 1997, pp. 423-434.
8. Wojciech, G., HIL simulation and its application in control education, *Frontiers in Education Conference*, Vol. 2, Issue: 12B6/7 - 12B612, 1999.
9. Noomwongs, N., Yoshida, H., Nagai, M., Kobayashi, K., and Yokoi, T., Study on Handling by Using Tire Hardware-In-the-Loop Simulator, Japanese Society of Automotive Engineers, *JASE Review*, Vol. 24, No. 4, October 2003, pp. 457-464.
10. Gillespies, T.D., *Fundamental of Vehicle Dynamics*, Society of Automotive Engineering, 1992.



ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ท.2 5th National Conference on Automotive Engineering
วันที่ 2 เมษายน พุทธศักราช 2552 กรุงเทพฯ ประเทศไทย



ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

Tire-Suspension-Steering Hardware-In-the-Loop Simulator

Surajed Sookchaiyaporn, Nuksit Noomwongs, Rachatin Chanchareon, and Supavut Chantranuwathana*

Department of Mechanical Engineering Chulalongkorn University Bangkok 10330

*Email : supavut.c@eng.chula.ac.th

Abstract

Safety has always played a central role in design and development of automobile. Testing and tuning of full car prototypes is necessary. Currently, a number of Hardware-In-the-Loop (HIL) simulators are being used to test actual components in order to reduce testing and tuning of a full car prototype. This paper presents a Hardware-In-the-Loop (HIL) simulator developed at Chulalongkorn University that includes a real tire, a suspension, and a steering system. This simulator can be used to test suspension and steering system and their interactions with simulated vehicles and, possibly, with a human driver on a driving simulator being developed. The HIL simulator simulate a road surface by using a rotating drum that can be turned and moved with the tire to control slip angle of the tire given by a simulated car model. Side force measured is then used by the model to predict vehicle motion. The driving simulator designed is capable of producing pitch and roll motion to simulate longitudinal and lateral acceleration that are given by the car model. In this work, a single-track (bicycle) model is used for the car. Maximum speed of the car was limited to 50 km/h with 10 degree of steering angle. The driving simulator can generate 25 degree of pitch and 30 degree of roll.

1. Introduction

Comfort and safety of a vehicle is highly dependent on its suspension [1][2][6]. Prototyping and testing of suspension must be performed with care. To cut cost and testing time, an emerging practice is to build a prototype of a component, and test it in combination with mathematical model of the rest of the vehicle. Testing and tuning can be done earlier in the design process before a full car prototype is available. Such approaches are called "Hardware-in-the-Loop" (HIL) testing [4][8].

Vehicle suspension testing by using HIL method historically often focused on simulating the force between the tire and the road surface with real hardware or focus on testing of each of the suspension and steering components separately. However, accuracy of the results may be improved if more hardware components are used, since in reality suspension and steering

components will interact with each other. For example, the force that is absorbed by suspension also affects the steering system [3]. To capture their interaction, a HIL test rig that includes suspension system and steering system is proposed in this work. Moreover, the system also includes a driving simulator to allow testing of their interaction with a human driver. This interaction must be evaluated. Some design factors, such as steering feel, are difficult to evaluate objectively. Hence, actual testing with human in the loop must also be performed.

This article presents an HIL test rig that can be used to test suspension systems and steering systems of small automobiles. The test rig was designed to test driving conditions with ± 10 degree of wheel angle and speed not exceeding 50 km/h while the driving simulator was designed to simulate longitudinal and lateral accelerations with ± 25 degree of pitch and ± 30 degree of roll motion. The authors will use this test rig in research works on suspension and steering system including the mechanical designs and control systems.

2. Design and Construction of the Simulator

The test rig is divided into a Tire-Suspension-Steering HIL test rig and a 2-degree of freedom driving simulator.

2.1 Design and Construction of the Tire-Suspension-Steering HIL Test Rig

The design process was centered on the available suspension components, measuring devices, and cost. Components sizing and their range of motions were based simulation results using the specified speed and steering angle. Significant redesigned of the wheel hub assembly was required because of the prohibitive cost of the wheel hub force sensor.

2.1.1 Design Requirements

1. The system must consist of a real automotive suspension and a steering system.
2. The system must be able to simulate motion of a typical small car running speeds up to 50 km/h and ± 10 degree of wheel angle.

3. The system must be able to measure tire force.
4. The system must be able to control the steering angle.
5. The road surface drum must be able to control the tire slip angle while keeping the position of the tire contact patch in the required range of wheel angles.

2.1.2 Design Concept

A key feature of the HIL test rig is the road surface drum. To reduce purchasing cost and to keep component construction possible with local supplier, the authors chose to use a relatively small cylindrical road drum as oppose to large cylindrical drum or a flat belt road simulator. The speed of the drum can be controlled to match the speed of a simulated car. Rotational inertia of the drum can be adjusted with inertia disks to simulate running inertial of the vehicle simulated. Timing belt was used to speed up the inertia disks, allowing the used of light weight disks.

To simulate actual driving condition, the drum must be able to simulate wheel slip angle allowing correct measurement of the tire force. This called for a drum system that can orient itself relative to the wheel. Furthermore, with an actual steering system installed, the tire contact patch will also move when the wheel is steered. To keep tire contact patch at the correct location, the road drum must be able to reposition itself; i.e., to follow the tire as it is steered.

The other main part of the test rig is the suspension system. It was designed to be similar to a typical quarter car test rig except that this system also has a steering system, a motor to drive the tire and an inbound brake system. The overall appearance of the HIL system is shown in Figure 1.

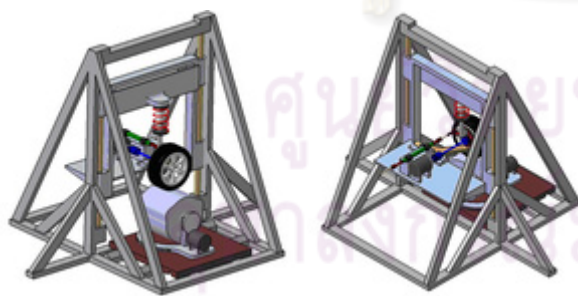


Figure 1. Basic design of the HIL system

The main difficulty in designing this part of the system is the cost of a wheel force measurement system. To reduce cost, a non-rotating load cell is used. However, the wheel hub needs to be modified to install a load cell as seen in Figure 1. Increased size of the wheel hub assembly dictates that the brake is moved inbound and a special highly positive offset rim be installed.

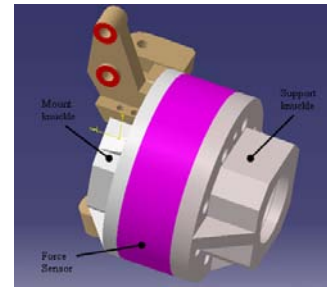


Figure 2. Modified wheel hub

2.1.3 Mathematical Model

For design and control purpose simulation model is constructed as shown in Figure 3. The model consist of a bicycle model (to the left) with typical parameters of small cars and a model of the HIL need to simulate rolling speed of the drum, slipping ratio of the tire and slip angle. This part of the model will be replaced by the actual hardware in actual experiments.

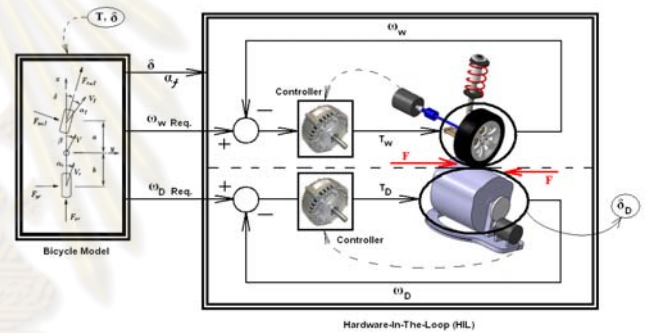


Figure 3. The mathematical model

2.1.3.1 Bicycle Model

Bicycle model in a left box of Figure 3 and in more details in Figure 4. In a bicycle model, left and right tire are combined together and no rolling motion is modeled. Input to the model is the wheel steering angle (δ) and torque applied and important output needed is the side slip angle (α_f) needed to be replicated in the HIL hardware. Other outputs include the linear speed (V), angular speed of the car ($d\beta/dt$) and linear speed of the drive wheel relative to speed of the road (V_r).

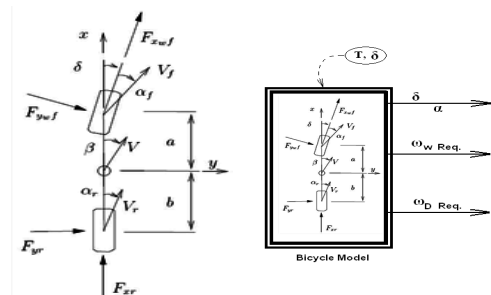


Figure 4. Bicycle model

2.1.3.2 Hardware-In-the-Loop model

HIL model is shown in the right box in Figure 3. The mathematical model is used during design process only and must be replaced by the HIL hardware during actual experiments. The model can be divided into 2 parts. The first one is the wheel model and the second one is the drum model. They interact, however, by friction that occurs between their surface contacts (F). Details of the two sub-models are the followings.

Wheel Drive Model

Wheel drive model is used to simulate the rotational motion of the drive wheel during acceleration, braking, and steering. In simulating the control system required, the reference values are speed and steering angle of the driving wheel in bicycle model. Torque required by the motor to control wheel velocity can be calculated. Control system for the wheel angle is also simulated. The desired wheel angle is given by bicycle model and a control effort based on error between the desired wheel angle and actual angle is used to calculate torque needed to turn the wheel. Based on a number of driving maneuvers, this torque is used to size the drive motor and the steering motor.

Drum Model

Drum model is used to simulate the motions of the drum, which are the angular speed of the drum, the position of the drum and the orientation of the drum axis. The control system of the drum speed uses the value of the wheel speed (at the hub) relative to the ground (V_f) as a speed reference of the drum. Drum orientation and position is calculated based on the steering geometry to keep the drum position fixed relative to the tire contact patch. Control systems are constructed to simulate the expected responses and their interaction with the control system of the wheel. Force and range of motion are used for sizing of the drum motor, range of motion of the orientation and position of the drum.

2.1.3.3 Simulation for Design Purpose

Two main driving maneuvers were simulated for the design purpose, one is to accelerate and turn and the other one is to break at high deceleration. In both cases, mass of car was selected at 750 kg (half car) with a moment of inertia of $1,300 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$. In the first case, initial speed of the vehicle is 5 m/s. Steering angle is 10 degrees ramped in 5 seconds while turning back 0 degrees after 5 seconds.

From the simulations, it is found that motor and gear set needed to drive the wheel should capable of generating torque

more than 100 N.m and power no less than 3.5 kW. And, motor and transmission needed for the drum drive should be capable of generating more than 12 N.m of torque and than 900 W of power. These results were used to select the motors and the transmissions.

2.1.4. Control Systems

Control system of the HIL system is shown in Figure 5. To control this system, CompactRIO and a PXI based PC controller from National Instrument are used. HIL control is done by simulating the movement of automobiles with mathematical modeling on the computer, then sending that data as a reference value to the controller. Tire force is then measured using a force sensor. This force is used in the mathematical model of the vehicle in place of the usual tire model in the vehicle model.

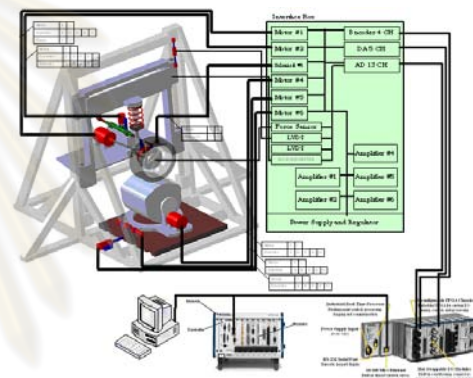


Figure 5. HIL control system

2.2. Design and Construction of the Driving Simulator

A Driving simulator is used to simulate lateral and longitudinal acceleration for the driver. This acceleration will be given by the mathematical model of car. Basic principle of acceleration simulation mechanism is based on usage of gravitational force. Pitching and Rolling of the driver can be used to simulate longitudinal and lateral acceleration respectively.

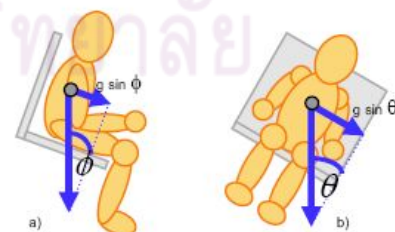


Figure 6. Acceleration simulations principle

From Figure 6 a), it can be seen that the longitudinal acceleration is done by the angle adjustment (Pitch Angle). The magnitude of acceleration is $g \cdot \sin(\phi)$ where ϕ is the pitch angle.

Similarly, in Figure 6 b) lateral acceleration is simulated by rolling the driver and the value of acceleration is $g \cdot \sin(\theta)$ when θ is the roll angle.

2.2.1 Conceptual Design

The device must be able to simulated acceleration in 2 directions by using pitch angle and roll angle to defined motions. The resulting mechanism must have 2 degree of freedoms to be controlled by 2 linear actuators. A central joint to control the center of motion should be closed to the driver head to keep the driver from detecting pitch and roll motions. Range of pitch and roll motions should must be enough to simulate acceleration larger than the minimum threshold of human driver but otherwise as large as possible. By trying a number of mechanisms, a 3-UPU mechanism was selected as shown in Figure 7.

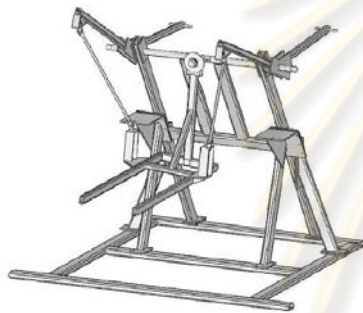


Figure 7. A driving simulator prototype

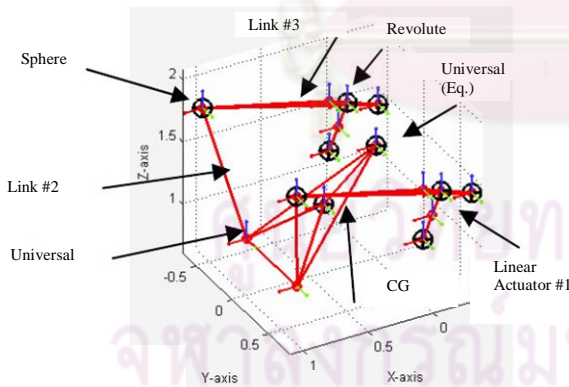


Figure 8. Mechanism of the driving simulator

The kinematics of the mechanism motion was simulated. Kinematics diagram of the model is shown in Figure 8. Mechanism consists of the driver's seat arm device number 1 or number 2 arm linear drive arm and the number 3 on the head a special link that can be rotated around the axis x and y axis with the mobility equivalent to that of the universal joint to allow the pivoting point to locate at the head of the driver.

A number of locations for the two linear actuators are tested. Analysis of forces required by the actuator as functions of pitch and roll angles are shown in Figure 9-11 where pitch angle was limited to ± 25 degree and roll angle to ± 30 degrees.

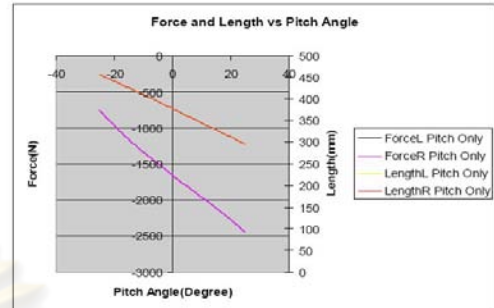


Figure 9. Force and range of drivers, compared with a pitch angle

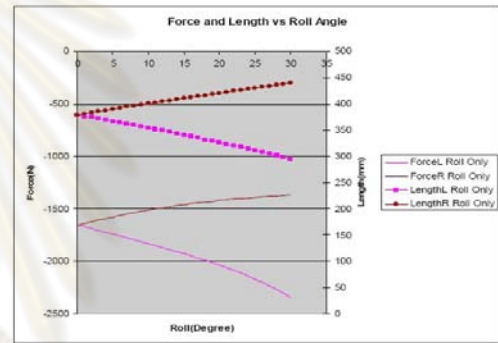


Figure 10. Force and range of the the device driver relative to roll angle

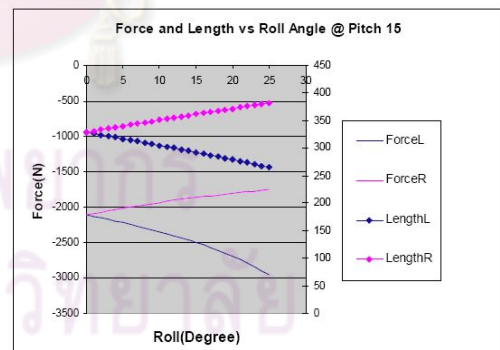


Figure 11. Force and range of the device compared with a roll angle of 15 degrees pitch angle

By changing the location of the actuator and carry out analysis similar to the given figures, a proposed location was found. The required force and torque for the proposed location are shown in Table 1. Based on Table 1, linear actuators are selected with a maximum the dynamic load of 4,000 N and 400 mm of stroke.

Other forces are used for sizing of other components; e.g., structural parts, bearings, and universal joints.

Table 1. Required Force and Torque (Maximum)

Force at the actuator (N)	-2496
Stroke (mm)	361
X Force at the central joint (N)	-314
Y Force at the central joint (N)	-178
Z Force at the central joint (N)	823.5
X Moment at the central joint (N-m)	-32
Y Moment at the central joint (N-m)	120

3. Integration of the HIL System and the Driving Simulator

The HIL system and the driving simulator are shown in Figure 12. The system can be used to test tire, suspension, steering, and related control system. A driver ride on the driving simulation generate driving command are measured and given to a central computer with a vehicle model. The model is simulated based on this input from the driver along with the tire force to be measured from the HIL test rig. Outputs from the vehicle model include longitudinal and lateral acceleration that must be simulated with pitch and roll motion of the driving simulator. Outputs to the HIL include the wheel speed, the road speed, the steering angle and the slip angle. These signals are used as a reference signal for the control system of the HIL system. At the same time, tire forces are measured in the HIL system and feedback to the vehicle simulator.

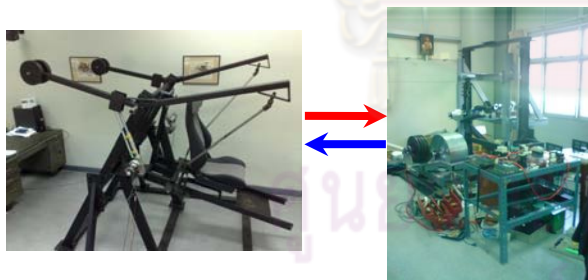


Figure 12. The Tire-Suspension-Steering HIL simulator

4. Conclusion

This paper presents a newly develop Tire-Suspension-Steering HIL simulator with human in the loop driving simulator. The system can be used to test tire, suspension, steering, related control system, and their interaction with the human driver.

Acknowledgement

This work is a part of the project titled "Development of Novel Evaluation Systems for Vehicle Dynamics, Driving, and

Components" supported by the National Metal and Materials Technology Center, Thailand.

References

1. Misselhorn, W.E., Theron, N.J., and Els., P.S., "Investigation of hardware-in-the-loop for use in suspension development," *Vehicle System Dynamics*, January 2006, pp. 5-81.
2. Gietelink, O., Ploeg, J., Schutter, B.D., and Verhaegen, M., "Development of advance driver assistance with vehicle hardware-in-the-loop simulations," *Vehicle System Dynamics*, July 2006, pp. 569-590.
3. E. Teeraworn, C. Limpipolpibol, T. Lengvilai, N. Noomwongs, S. Chantranuwathana, "Development of a Driving Simulator for Steering Force Feedback Study," The 21th Conference of Mechanical Engineering Network of Thailand, 17-19 October 2007, Thailand.
4. Pfister, F., Reitze, C., Schmidt, A., 2002., "Hardware in the loop - The technologie of development and test of vehicle control system," IPG Automotive Engineering Software + Consulting Pmbh, Karlsruhe.
5. Short, M., Michael, J.P., and Qiang H., "Simulation of Vehicle Longitudinal Dynamics," *Embedded Systems Laboratory University pf Leicester*, Technical Report ESL 04-01, 11 October 2004.
6. Hyun, C.S., Keum S.H., and Hedrick J.K., "Semi-Active Control of the Macpherson Suspension System : HIL Simulations," *Proceedings of the 2000 IEEE International Conference*, 2000, pp. 982-987.
7. Sung, H.H., Seung J.H., Hong, S.K., and Kyo I.L., "Vehicle Dynamic Analysis and Evaluation of Continuously Controlled Semi-Active Suspensions Using Hardware-in-the-loop Simulation," *Vehicle System Dynamics*, Vol. 27, No. 5-6, June 1997, pp. 423-434.
8. Wojciech, G., "HIL simulation and its application in control education," *Frontiers in Education Conference*, Vol. 2, Issue: 12B6/7 - 12B612, 1999.
9. Noomwongs, N., Yoshida, H., Nagai, M., Kobayashi, K., and Yokoi, T., "Study on Handling by Using Tire Hardware-In-the-Loop Simulator," *Japanese Society of Automotive Engineers, JASE Review*, Vol. 24, No. 4, October 2003, pp. 457-464.

ช.3 การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 22
วันที่ 15-17 ตุลาคม พุทธศักราช 2551 กรุงเทพฯ ประเทศไทย



ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ระบบจำลองพลศาสตร์ยานยนต์ร่วมกับระบบล้อ ระบบรองรับ และระบบบังคับเลี้ยวจริง

Tire-Suspension-Steering

Hardware-In-The-Loop for Vehicle Dynamic Simulation

สุรเชษฐ์ สุขไชยพร, นักสิทธิ์ นุ่มวงษ์, รัชทิน จันท์เจริญ, และ ศุภวุฒิ จันทรานูวัฒน์*
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย กรุงเทพฯ 10330
โทร 0-8192-34513 *อีเมลล์ supavut.c@eng.chula.ac.th

บทคัดย่อ

ปัจจุบันการพัฒนากระบวนยานยนต์จะต้องคำนึงถึงความปลอดภัยเป็นสิ่งสำคัญ การออกแบบเพื่อความปลอดภัยนั้นมักขึ้นอยู่กับความเข้าใจในแรงที่เกิดขึ้นจากพื้นที่สัมผัสระหว่างยางและผิวถนนแล้วส่งผ่านมาสู่ตัวรถเป็นอย่างมาก [2][7] วิธีการหนึ่งที่ใช้ในการตรวจวัดแรงดังกล่าวและทดสอบผลของแรงนี้ต่อระบบต่างๆ คือการใช้การทดสอบแบบ Hardware-in-the-Loop (HIL) [1][2][6][7] ซึ่งเป็นการสร้างระบบจำลองด้วยอุปกรณ์จริงขึ้น อย่างไรก็ตามงานวิจัยในอดีตที่ผ่านมามักเป็นการทดสอบแยกกันระหว่างแรงที่ส่งผ่านระบบกันสะเทือนและแรงที่เกิดขึ้นจากการเลี้ยว [9] แต่ในการใช้งานจริงการสั่นสะเทือนระหว่างเกิดการเลี้ยวมีโอกาสเกิดขึ้นสูง และแรงที่เกิดจากการเลี้ยวก็ส่งผลต่อความสามารถในการดูดซับแรงสั่นสะเทือนของระบบกันสะเทือนอีกด้วย ดังนั้นบทความนี้จึงมีจุดประสงค์เพื่อนำเสนอการออกแบบอุปกรณ์ทดสอบ HIL นี้ ซึ่งระบบนี้กำลังอยู่ระหว่างการผลิตขึ้นจริง ระบบนี้ใช้ระบบกันสะเทือนและบังคับเลี้ยวจากยานยนต์จริงขนาดเล็กที่สามารถควบคุมความเร็ว มุมไถล และอัตราการไถลระหว่างล้อกับพื้นถนนได้อย่างถูกต้อง เพื่อจำลองลักษณะการเคลื่อนที่ของอุปกรณ์ทดสอบให้ใกล้เคียงกับสภาพการใช้งานจริง การกำหนดขนาดอุปกรณ์ทดสอบและลักษณะอื่นๆในการออกแบบ เช่น ขนาดของมอเตอร์ขับเคลื่อน นั้นมาจากผลการจำลองการใช้งานจริงโดยการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของรถยนต์แบบจักรยาน (Bicycle model) ร่วมกับแบบจำลองของระบบ HIL ที่จะสร้างขึ้น โดยกำหนดให้ความเร็วรถมีค่าสูงสุดไม่เกิน 50 กิโลเมตรต่อชั่วโมง และมีมุมเลี้ยวไม่เกิน 10 องศา

Abstract

Safety has always been an important part during the development of any automotive systems. Evaluations of these systems usually involve accurate predictions of tire forces [2][7]. Recently, Hardware-In-the-Loop (HIL) simulators provide ways to accurately measure actual tire forces and evaluation their interactions with a newly designed system by incorporating an

actual tire [1][2][6][7] during simulations. Existing systems, however, consider suspension and steering system separately while, in reality, both have significant effects on tire force generations. This paper reports a HIL design that incorporates both systems which is also under construction. The system uses a real suspension and a steering system where wheel speed, side slip angle, and longitudinal slip angle can be controlled. Design and sizing of the components were done by using results from simulations with a bicycle model and a HIL model. The system is limited to simulating a car with speed lower than 50 km/h and with steering angle less than 10 degree on smooth road.

1. บทนำ

ความสะดวกสบายและความปลอดภัยของรถยนต์นั้นขึ้นอยู่กับระบบช่วงล่างเป็นอย่างมาก [1][2][6] ดังนั้นการพัฒนารถยนต์ทางด้านความสะดวกสบายและความปลอดภัยจึงมุ่งเน้นไปที่การพัฒนากระบวนช่วงล่างที่สำคัญ ซึ่งหนึ่งในแนวทางที่เป็นที่นิยมในปัจจุบันคือการใช้วิธีสร้างอุปกรณ์จำลองบางส่วนของช่วงล่างรถยนต์แล้วนำมาประกอบกับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ เพื่อทดสอบให้ได้มาซึ่งผลลัพธ์ที่ต้องการ แนวทางดังกล่าวถูกเรียกว่า Hardware-in-the-Loop [4][8]

Hardware-In-the-Loop (HIL) เป็นแนวทางการทดสอบอุปกรณ์หรือระบบย่อยของอุปกรณ์ที่ทำงานประสานกันโดยมีหลักการคือการนำระบบย่อยดังกล่าวมาทำงานประสานกับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ในคอมพิวเตอร์ โดยแบบจำลองในคอมพิวเตอร์จะทำหน้าที่สร้างหรือเติมส่วนอื่นๆของอุปกรณ์ในระบบใหญ่ให้สมบูรณ์ ข้อดีของการทดสอบแบบ HIL นี้คือ ผู้ทดสอบไม่จำเป็นต้องสร้างระบบจริงทั้งหมดเพื่อทำการทดสอบลักษณะของระบบย่อยเพียงบางประการ อีกทั้งการทดสอบแบบ HIL นี้สามารถทำได้ในห้องปฏิบัติการ ทำให้การควบคุมตัวแปรอื่นๆที่ส่งผลกระทบต่อระบบทำได้ง่ายมีประสิทธิภาพมากขึ้น จากข้อดีดังกล่าวส่งผลให้การทดสอบระบบด้วยวิธี HIL ได้รับความนิยมอย่าง

กว้างขวาง ซึ่งการทดสอบระบบยานยนต์ส่วนใหญ่ก็ใช้วิธีทดสอบนี้เช่นกัน [2][6][7]

การทดสอบระบบรองรับของรถยนต์ด้วยวิธี HIL ตั้งแต่อดีตถึงปัจจุบันมักมุ่งเน้นไปที่การตรวจวัดแรงที่เกิดขึ้นระหว่างล้อกับพื้นผิวสัมผัส เนื่องจากแรงดังกล่าวถือเป็นปัจจัยสำคัญที่ส่งผลโดยตรงต่อการเคลื่อนที่ของตัวรถ ไม่ว่าจะเป็นการสั่นสะเทือนในแนวตั้งที่เป็นดัชนีชี้วัดทางด้านความสะดวกสบาย [2][7] หรือการเคลื่อนที่ในแนวราบที่บ่งชี้ถึงความปลอดภัยของรถยนต์คันนั้น [3][5] โดยวิธีที่ใช้ทดสอบแรงดังกล่าวนี้มักแบ่งเป็น 2 แนวทางระหว่างการสร้างอุปกรณ์จำลองระบบรองรับ กับการสร้างอุปกรณ์จำลองระบบบังคับเลี้ยว เพียงอย่างเดียวอย่างใดอย่างหนึ่ง ซึ่งผลที่ได้จากการทดสอบ ไม่ว่าจะเป็น แรง ความเร็ว หรือ ความเร่ง ยังไม่อาจทำนายค่าดังกล่าวที่เกิดขึ้นจริงได้อย่างสมบูรณ์นัก เนื่องจากในความเป็นจริง แรงที่ระบบรองรับดูดซับไว้ จะส่งผลถึงระบบบังคับเลี้ยวตลอดเวลา หรือในทางกลับกัน [3] จากปัญหาที่เกิดขึ้นนำไปสู่ความพยายามในการพัฒนาวิธีการสร้างอุปกรณ์จำลองที่สามารถตรวจวัดแรงที่เกิดขึ้นที่ล้อในระบบที่ประกอบด้วยระบบรองรับและระบบบังคับเลี้ยวในเวลาเดียวกันได้ ซึ่งการตอบโต้ของแรงดังกล่าวถือเป็นจุดมุ่งหมายหลักของงานวิจัยที่ผู้วิจัยกำลังดำเนินงานอยู่

บทความนี้นำเสนอผลการออกแบบระบบ HIL เพื่อให้สามารถใช้ในการทดสอบระบบรองรับและบังคับเลี้ยวจริงของยานยนต์ขนาดเล็ก ตลอดจนทั้งระบบควบคุมต่างๆ ที่เกี่ยวกับ Active safety เช่น ระบบบังคับเลี้ยวแยกส่วนด้วยไฟฟ้า (drive-by-wire) โดยกำหนดให้สามารถจำลองมุมเลี้ยวของรถยนต์ได้ตั้งแต่ -10 องศา ถึง 10 องศา และมีอัตราเร็วไม่เกิน 50 กิโลเมตรต่อชั่วโมง ตลอดจนทั้งสามารถปรับเปลี่ยนอุปกรณ์ต่างๆ ได้โดยสะดวก แต่ในขั้นต้นนี้ใช้ระบบกันสะเทือนแบบแมคเฟอร์สัน สตรัท และระบบบังคับเลี้ยวแบบ แรค แอนด์ ปีเนียน ในการออกแบบ

ระบบ HIL ที่นำเสนอนี้กำลังถูกจัดสร้างขึ้น โดยเมื่อใช้งานแล้วผู้วิจัยคาดว่าจะมีประโยชน์ในการทำงานวิจัยเกี่ยวกับระบบช่วงล่างและบังคับเลี้ยว รวมทั้งการออกแบบอุปกรณ์หรือระบบควบคุมต่างๆ ผู้วิจัยคาดหวังว่าจะสามารถสร้างแนวทางการตรวจวัดแรงที่ล้อได้อย่างถูกต้องมากยิ่งขึ้น และจะสามารถขยายไปสู่การทดสอบระบบรองรับแบบอื่น ๆ ได้ ส่งผลให้การพัฒนาระบบต่างๆ เป็นไปได้อย่างรวดเร็วมากขึ้น

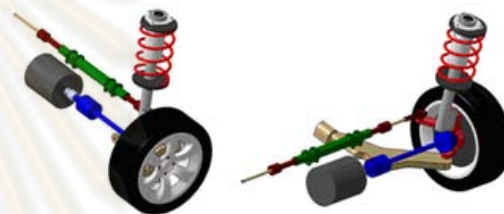
2. การออกแบบอุปกรณ์ต่างๆ

การพัฒนาแนวทางการตรวจวัดแรงจากล้อให้มีความถูกต้องมากยิ่งขึ้นนั้น อาจทำได้โดยการพัฒนาอุปกรณ์ที่ใช้ในการสร้างภาระแนวตั้งและพัฒนาบบบังคับเลี้ยวให้มีสภาพใกล้เคียงกับการใช้งานจริงมากที่สุด โดยในการออกแบบจะเริ่มจากการร่างอุปกรณ์และส่วนประกอบต่างๆ ที่สามารถเคลื่อนที่ได้ตามต้องการ จากนั้นจึงเขียนแบบ 3 มิติขึ้นเพื่อกำหนดขนาดคร่าว ๆ ของส่วนประกอบแต่ละชิ้น จากนั้นจึงใช้การจำลองและคำนวณทางคณิตศาสตร์เพื่อหาระยะและข้อมูลต่างๆ ที่จำเป็นต่อการลงรายละเอียดในการออกแบบ ซึ่งขั้นตอนการออกแบบนี้เบื้องต้นมีดังต่อไปนี้

2.1 ข้อกำหนดในการออกแบบ

1. อุปกรณ์ทดสอบที่จะใช้ในการตรวจวัดแรงจากล้อขับเคลื่อนที่ประกอบด้วยระบบรองรับบังคับเลี้ยวจริงของยานยนต์ขนาดเล็ก โดยใช้แบบจำลองรถยนต์แบบจักรยาน (Bicycle Model) ร่วมในการวิเคราะห์
2. จำลองการเคลื่อนที่ปกติของรถยนต์โดยสารส่วนบุคคลขนาดเล็กที่วิ่งด้วยความเร็วไม่เกิน 50 กิโลเมตรต่อชั่วโมง
3. อุปกรณ์ดังกล่าวต้องสามารถตรวจวิเคราะห์ตัวแปรต่างๆ ได้แก่ มุมเลี้ยว, Slip angle ที่เกิดขึ้นในขณะเลี้ยวและแรงที่เกิดขึ้นที่ผิวสัมผัสระหว่างยางและพื้นได้ใกล้เคียงกับการขับที่จริง
4. ในการใช้งานปกติ ระยะการเคลื่อนที่ในแนวตั้งของตัวรถมีค่าไม่เกิน 50 เซนติเมตร

จากข้อกำหนดในหลายๆ ด้าน ส่งผลให้ระบบรองรับและบังคับเลี้ยวจริงที่ผู้วิจัยสามารถเลือกมาใช้ออกแบบและพัฒนาได้ คือระบบช่วงล่างของรถ Nissan รุ่น B10 ที่ประกอบด้วย ล้อ (กระทะล้อขนาด 13 นิ้ว และรัศมียาง 225 มิลลิเมตร) โช้คอัพ ปีกันก เพลาขับ ชุดคันชักพร้อมมอเตอร์ขับเคลื่อน ดังรูปที่ 1



รูปที่ 1 ระบบช่วงล่างของยานยนต์ขนาดเล็กที่ใช้ในการพัฒนา

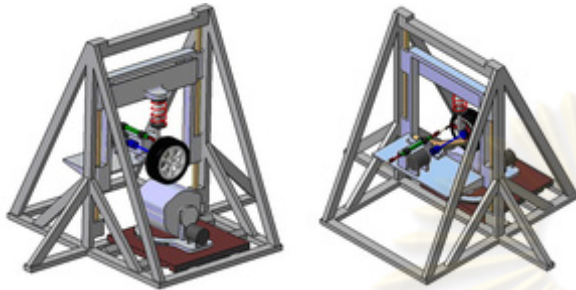
2.2 การออกแบบเบื้องต้น

1. ทำการออกแบบโดยเปลี่ยนการเคลื่อนที่ของรถยนต์จากการวิ่งในแนวราบ เป็นการวิ่งบนล้อจำลองที่ถนนแทน
2. จำลองมวล 1 ในสี่ของรถยนต์เป็นการในแนวตั้งที่ส่งน้ำหนักผ่านระบบรองรับกระทำกับล้อทดสอบ โดยกำหนดให้มวลดังกล่าวมีขนาด 300-400 กิโลกรัม และปรับเปลี่ยนได้
3. ล้อจำลองพื้นถนนต้องสามารถปรับความเร็วในการหมุนได้เพื่อจำลองผลของภาระถนนในการเร่งและเบรก และสามารถจำลองผลของมวลของรถที่มีต่อการเร่งในแนวราบด้วยมวลสมมูลในการหมุนของล้อนี้
4. แกนหมุนของล้อจำลองพื้นถนน ต้องสามารถหมุนได้รอบแกนตั้งเพื่อสร้างมุมสลีปด้านข้างของล้อ (tire side slip angle) ที่ถูกต้องให้กับหน้ายาง ณ จุดสัมผัส เนื่องจากการเคลื่อนที่ของยานยนต์จริงขณะเกิดการเลี้ยว การหมุนของตัวรถจะส่งผลถึงอัตราเร็วของล้อหน้าเทียบกับพื้นสัมผัสด้วย ดังนั้นในการออกแบบจึงจำเป็นต้องคำนึงถึงผลดังกล่าวด้วย ทั้งนี้ผลจากการควบคุมมุมแกนหมุนของล้อจำลองพื้นถนนได้จะทำให้ระบบสามารถสร้างมุมสลีปด้านข้างได้อย่างถูกต้องที่มุมเลี้ยวของล้อถูกต้องด้วยเพื่อรักษาผลของการหมุนล้อ เช่น การเพิ่มหรือลดของมุมแคมเบอร์ (camber gain)
5. ล้อจำลองพื้นถนนทั้งชุดต้องสามารถเคลื่อนที่ได้ในแนวระดับตั้งฉากกับแกนหมุนของเพลาล้อเพื่อให้จุดสัมผัสของหน้ายางอยู่ในจุดต่ำสุดของยางเสมอ ที่ค่ามุมบิดของล้อต่างๆกัน

6. ต้นกำลังที่ใช้ในการขับเคลื่อนทั้งล้อรถและล้อจำลองพื้นถนน ใช้มอเตอร์ไฟฟ้าที่สามารถควบคุมแรงบิดและความเร็วรอบได้

7. ระบบบังคับเลี้ยวจะใช้คันชักคันส่งแบบไฟฟ้าพร้อมมอเตอร์จากยานยนต์จริง

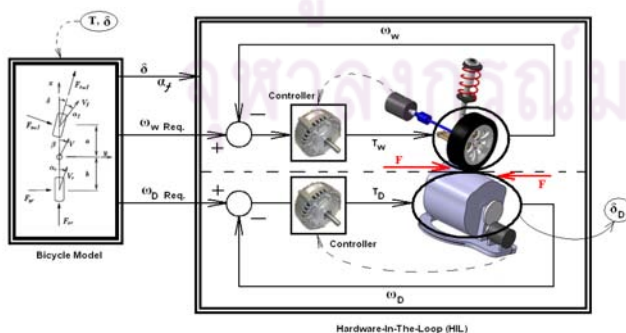
จากการออกแบบด้วยหลักการข้างต้นสามารถนำมาเขียนแบบจำลอง 3 มิติด้วยคอมพิวเตอร์เพื่อพิจารณาความเป็นไปได้ถึงอุปกรณ์ที่ต้องการสร้าง ซึ่งแบบจำลองดังกล่าวสามารถแสดงได้ดังรูปที่ 2



รูปที่ 2 แบบจำลอง 3 มิติเบื้องต้น

3 การกำหนดขนาดของอุปกรณ์ด้วยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

จากขั้นตอนการออกแบบเบื้องต้นทำให้สามารถเขียนแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของชุดทดสอบได้ โดยแบบจำลองดังกล่าวจะใช้สำหรับการคำนวณเพื่อกำหนดขนาดของส่วนประกอบอุปกรณ์ทดสอบอันได้แก่ ระยะการเคลื่อนที่ของล้อจำลองพื้นถนน มุมการหมุนของล้อและล้อจำลองพื้นถนน กำลังงานรวมถึงแรงบิดของมอเตอร์ต้นกำลังที่ใช้ในการควบคุม และ ระยะทำงานของตัวตรวจวัดต่างๆ โดยในการคำนวณจะทำการสร้างแบบจำลอง 2 ชุดดังแสดงในรูปที่ 3 คือ แบบจำลองรถยนต์แบบจักรยาน (Bicycle Model) ที่มีพารามิเตอร์เหมือนยานยนต์จริง และแบบจำลองของชุดอุปกรณ์ทดสอบ (HIL) ที่มีการสร้างอัตราเร็วอัตราไกล มุมเลี้ยวและมุมไถลให้ใกล้เคียงกับค่าที่ได้จากแบบจำลองจักรยานให้มากที่สุด ซึ่งในการใช้งานแบบจำลองทั้งสองเพื่อหาขนาดมอเตอร์นั้นจะทดสอบเงื่อนไขที่ต้องการกำลังมอเตอร์สูงสุดนั้นคือ การเร่งแล้วเลี้ยวโค้งไปพร้อมกัน และการเบรกด้วยความหน่วงสูง โดยรายละเอียดของแบบจำลองแต่ละชุดและการใช้งานแบบจำลองจะกล่าวถึงในลำดับถัดไป

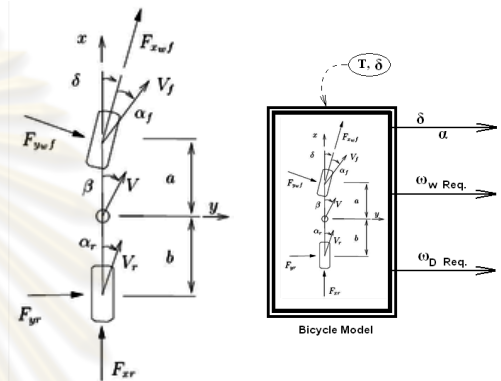


รูปที่ 3 การทำงานของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

3.1 แบบจำลองรถยนต์แบบจักรยาน (Bicycle Model)

แบบจำลองรถยนต์แบบจักรยานแสดงในกล่องด้านซ้ายของรูปที่ 3 และแสดงขยายให้ชัดเจนในรูปที่ 4 แบบจำลองนี้เป็นการจำลองการ

เคลื่อนที่ของรถยนต์ 4 ล้อลงเหลือพิจารณาเพียงแค่ 2 ล้อ ที่มีล้อขับเคลื่อนเป็นล้อหน้า เพื่อลดความยุ่งยากของลักษณะการโคลงของยานยนต์จริง โดยแบบจำลองดังกล่าวจะมีตัวแปรต่างๆเข้ามาเกี่ยวข้อง ได้แก่ ความเร็ว (V), มุมเลี้ยว (δ), มุมไถล (α_f) และแรงเสียดทานต่างๆ ซึ่งในงานวิจัยฉบับนี้ได้กำหนดให้มุมเลี้ยวและแรงบิดที่ล้อขับเคลื่อนเป็นตัวแปรต้น (Input) ของแบบจำลอง แรงบิดที่ล้อขับเคลื่อนทำให้เกิดการไถลขึ้น และแรงเสียดทานที่เกิดจากการไถลนั้นก่อให้เกิดความเร่งของตัวรถนั่นเอง โดยผลที่ได้จากแบบจำลอง (Output) คือ มุมไถล อัตราเร็วเชิงเส้น (V) อัตราเร็วเชิงมุมของตัวรถ ($d\beta/dt$) รวมถึงอัตราเร็วเชิงเส้นของล้อขับเคลื่อน (V_f) ที่มีค่าสมมูลกับอัตราเร็วของล้อจำลองพื้นถนน ที่จำเป็นต้องใช้ในการคำนวณแบบจำลอง HIL ต่อไป



รูปที่ 4 แบบจำลองรถยนต์แบบจักรยาน

3.2 แบบจำลองอุปกรณ์ทดสอบ (HIL)

แบบจำลอง HIL นั้นแสดงในกล่องด้านซ้ายในรูปที่ 3 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่ใช้ในการคำนวณระยะการเคลื่อนที่ของล้อรถ และล้อจำลองพื้นถนน รวมไปถึงขนาดของมอเตอร์ที่ใช้ในการควบคุมด้วยแบบจำลอง HIL ดังกล่าวจะแบ่งเป็นแบบจำลองย่อย 2 ชุด คือ แบบจำลองล้อขับเคลื่อน และแบบจำลองล้อจำลองพื้นถนน โดยแบบจำลองทั้งสองมีตัวแปรที่ส่งผลซึ่งกันและกันและกันคือแรงเสียดทานที่เกิดขึ้นระหว่างผิวสัมผัส (F) ซึ่งรายละเอียดของแบบจำลองย่อยทั้งสองจะกล่าวถึงดังต่อไปนี้

3.2.1 แบบจำลองล้อขับเคลื่อน

แบบจำลองล้อขับเคลื่อนจะใช้ในการจำลองการเคลื่อนที่ของล้อขับเคลื่อนทั้งการเร่ง การเบรก และการบังคับเลี้ยว ซึ่งในการควบคุมนั้นจะใช้ค่าอัตราเร็ว และมุมเลี้ยวของล้อขับเคลื่อนที่ได้จากแบบจำลองจักรยานเป็นค่าอ้างอิง จากนั้นจึงหาแรงบิดและกำลังของมอเตอร์ที่จำเป็นต้องใช้ขับเคลื่อนเพื่อให้อัตราเร็วเชิงมุมของล้อใกล้เคียงกับค่าอ้างอิงมากที่สุด โดยจะพิจารณาให้มุมเลี้ยวที่เกิดขึ้นกับล้อขับเคลื่อนในแบบจำลองจักรยานเหมือนมุมเลี้ยวที่เกิดขึ้นกับล้อทดสอบ HIL ทุกประการ ซึ่งในแบบจำลองนี้ได้พิจารณาให้ตัวควบคุม (controller) รับค่าอินพุตเป็นผลต่างของอัตราเร็วเชิงมุมล้ออ้างอิงกับอัตราเร็วเชิงมุมล้อ HIL แล้วส่งค่าเอาต์พุตเป็นแรงบิดที่ใช้ในการขับเคลื่อนล้อ HIL ในแบบจำลองย่อยนี้

3.2.2 แบบจำลองล้อจำลองพื้นถนน

แบบจำลองล้อจำลองพื้นถนนนั้นใช้ในการจำลองการเคลื่อนที่ของล้อจำลองพื้นถนน อันได้แก่ มุมแกนหมุนและอัตราเร็วเชิงมุมของล้อจำลองพื้นถนน โดยในการควบคุมนั้นจะใช้ค่าอัตราเร็วเชิงเส้นของล้อขับเคลื่อนพื้น (V_f) เป็นอัตราเร็วสมมูลที่ใช้คำนวณอัตราเร็วเชิงมุมอ้างอิงของล้อจำลองพื้นถนน และมุมโกล (α_f) ที่ได้จากแบบจำลองจักษยานเป็นค่าอ้างอิง เพื่อใช้ในการหาแรงบิดและกำลังของมอเตอร์ที่จำเป็นต้องใช้ขับเคลื่อนล้อจำลองพื้นถนนเพื่อให้มีอัตราเร็วเชิงมุมใกล้เคียงกับค่าอ้างอิงมากที่สุด ซึ่งในแบบจำลองนี้ได้พิจารณาให้ตัวควบคุม (controller) รับค่าอินพุตเป็นผลต่างของอัตราเร็วเชิงมุมล้อจำลองพื้นถนนอ้างอิงกับอัตราเร็วเชิงมุมล้อจำลองพื้นถนน HIL แล้วส่งค่าเอาต์พุตเป็นแรงบิดและมุมแกนหมุนที่ใช้ในการขับเคลื่อนล้อจำลองพื้นถนน HIL

ในแบบจำลองนี้ แรงระหว่างล้อรถและล้อจำลองพื้นถนนสามารถคำนวณได้จากอัตราการลื่น (longitudinal slip ratio) ดังแสดงใน [3] ซึ่งแรงนี้จะมีผลรบกวนระบบควบคุมความเร็วของล้อทั้งสอง ดังแสดงเป็นแรง F ในรูปที่ 3 ทำให้ต้องมีระบบควบคุมความเร็วของล้อทั้งสองที่ตีพอเพื่อให้ได้ความเร็วตามที่ได้จากแบบจำลองของรถยนต์

3.3 การจำลองการเคลื่อนที่ในรูปแบบต่าง ๆ

ในการจำลองการเคลื่อนที่นั้นจะแบ่งออกเป็น 2 กรณีคือการเร่งและเลี้ยวโค้งไปพร้อมกัน และการเบรกด้วยความหน่วงสูงโดยในการจำลองการเคลื่อนที่นั้นจะใช้ข้อกำหนดเบื้องต้น ดังนี้

มวลของรถ 750 กิโลกรัม โมเมนต์รอบแกนตั้งมีขนาด 1300 กิโลกรัม.เมตร² ระยะจากศูนย์กลางมวลถึงล้อหน้า 1.1 เมตร ระยะจากศูนย์กลางมวลถึงล้อหลัง 1.42 เมตร Cornering stiffness ของล้อหน้าเป็น 42000 นิวตัน/เรเดียน Cornering stiffness ของล้อหลังเป็น 64000 นิวตัน/เรเดียน ความเร็วต้นของรถมีขนาด 5 เมตร/วินาที ภาระแนวตั้งของล้อหน้ามีค่า 400g นิวตัน ภาระแนวตั้งของล้อหลังมีค่า 350g นิวตัน รัศมี ล้อจำลองพื้นถนน มีขนาด 0.22 เมตร โมเมนต์ความเฉื่อยรอบแกนหมุนของ ล้อจำลองพื้นถนน มีขนาด 67.5 กิโลกรัม.เมตร² รัศมีของล้อทดสอบมีขนาด 0.225 เมตร โมเมนต์ความเฉื่อยรอบแกนหมุนของล้อมีขนาด 5 กิโลกรัม.เมตร² มุมเลี้ยวมีค่าจาก 0 เป็น 10 องศาภายใน 5 วินาที และขณะคืนมุมเลี้ยว มีค่าจาก 10 เป็น 0 องศา ในเวลา 5 วินาที

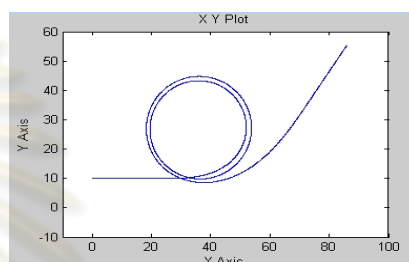
3.3.1 จำลองการเคลื่อนที่ด้วยการเร่งและเลี้ยวพร้อมกัน

ในกรณีแรกจะทำการจำลองการเคลื่อนที่ด้วยการเร่งตรงความเร็วต้น 5 เมตร/วินาทีเป็นเวลา 5 วินาที แล้วเริ่มเร่งด้วยแรงบิดที่เพิ่มขึ้นและเลี้ยวจนมีแรงบิดและมุมเลี้ยวเป็น 100 นิวตันเมตรและ 10 องศาตามลำดับ ภายในเวลา 5 วินาที จากนั้นเร่งด้วยแรงบิดและมุมเลี้ยวคงที่เป็นระยะเวลา 20 วินาที แล้วจึงลดแรงบิดและมุมเลี้ยวจนเป็น 0 ภายใน 5 วินาที

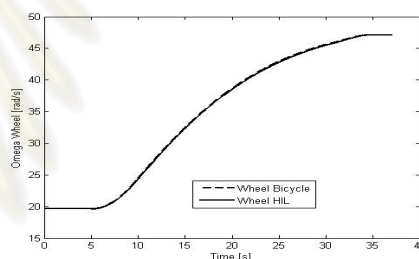
ผลการจำลองการเคลื่อนที่ที่พบว่า การเคลื่อนที่ของตัวรถนั้นเป็นไปตามที่ควร และตรงกับกรณที่ให้มุมเลี้ยวข้างต้นดังแสดงในรูปที่ 5

จากรูปจะเห็นว่า เป็นการเคลื่อนที่ในแนวเส้นตรง จากนั้นเลี้ยวและวิ่งเป็นเส้นตรงอีก

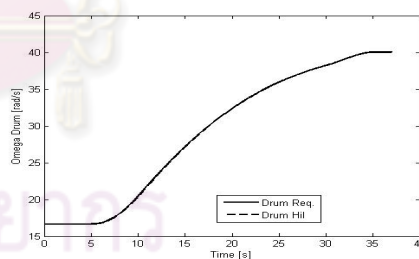
จากความเร็วล้อรถที่เกิดขึ้น ระบบ HIL จะต้องสร้างความเร็วล้อขึ้นให้ถูกต้อง ซึ่งจากระบบควบคุมที่ใช้จะได้ผลดังแสดงในรูปที่ 6 จากรูปที่ 6 จะเห็นว่าอัตราเร็วเชิงมุมของล้อทดสอบ (HIL-เส้นทึบ) ใกล้เคียงกับอัตราเร็วเชิงมุมของล้อขับเคลื่อนจากแบบจำลองรถแบบจักษยาน (เส้นประ) ซึ่งเป็นไปตามที่ต้องการ จากนั้นเมื่อพิจารณาความเร็วของล้อจำลองพื้น ซึ่งจะต้องสร้างความเร็วพื้นให้เท่ากับความเร็วของรถที่ตำแหน่งกึ่งกลางล้อ จะได้ดังในรูปที่ 7 ซึ่งจะพบว่าความเร็วของพื้นจำลองล้อก็สามารถทำให้เกิดขึ้นได้ตามต้องการจากแบบจำลองรถยนต์แบบสองล้อ



รูปที่ 5 การเคลื่อนที่ของตัวรถ



รูปที่ 6 อัตราเร็วเชิงมุมของล้อขับเคลื่อน

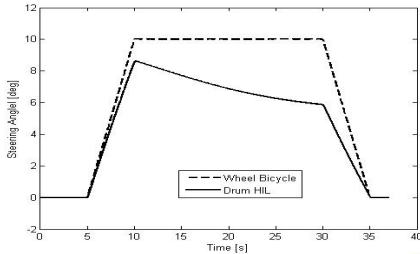


รูปที่ 7 อัตราเร็วเชิงมุมล้อจำลองพื้นถนน

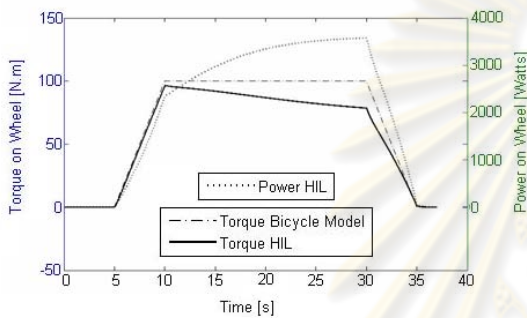
นอกจากนี้ จะพบว่ามุมสลิปด้านข้างเป็นไปตามรูปที่ 8 ซึ่งสอดคล้องกับในรูปที่ 5 คือ มุมสลิปจะเกิดขึ้นได้จากการบังคับมุมของล้อจำลองพื้นถนน โดยจะค่อยๆมากขึ้นตามความเร่งด้านข้างที่จะค่อยๆเพิ่มตามการเลี้ยวและเปลี่ยนไปตามความเร็วของรถด้วย และจากการจำลองนี้จึงพบว่าล้อจำลองพื้นถนนจะต้องสามารถหมุนได้เป็นมุมไม่ต่ำกว่า 10 องศา

นอกจากระยะต่างๆ เราจำเป็นต้องทราบขนาดมอเตอร์ที่จะต้องใช้ในการสร้างความเร็วล้อรถและความเร็วล้อจำลองพื้นถนนด้วย จากการจำลองข้างต้นเราสามารถนำเอาค่าแรงบิดและกำลังงาน ที่ล้อรถและล้อจำลองพื้นถนนมาแสดงได้ดังในรูปที่ 9 และ 10 จากรูปที่ 9 จะเห็นได้ว่าแรงบิดและกำลังงานที่ต้องจ่ายให้กับล้อขับเคลื่อนนั้น

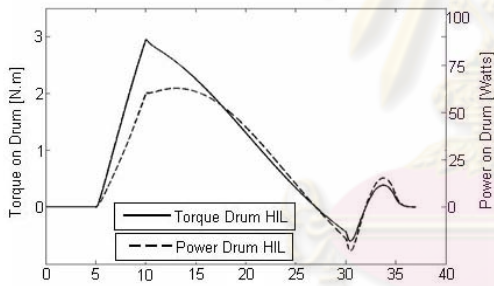
ค่าสูงสุดประมาณ 100 นิวตันเมตร และ 3.5 กิโลวัตต์ตามลำดับ และจากรูปที่ 10 และ 12 จะเห็นว่าแรงบิดและกำลังงานที่ต้องจ่ายให้กับล้อจำลองพื้นถนน HIL นั้นมีค่าสูงสุดประมาณ 3 นิวตันเมตร และ 65 วัตต์ตามลำดับ



รูปที่ 8 มุมเลี้ยวที่เกิดขึ้น



รูปที่ 9 แรงบิดและกำลังงานที่ล้อรถ



รูปที่ 10 แรงบิดและกำลังงานที่ล้อจำลองพื้นถนน

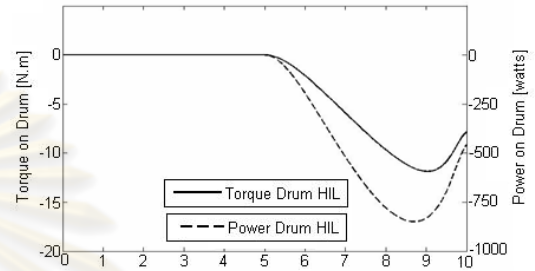
3.3.2 จำลองการเคลื่อนที่ด้วยการเบรก

ในกรณีนี้เป็นการเบรกด้วยความหน่วงสูง โดยเริ่มแรกรถมีความเร็วต้น 28 เมตร/วินาที วิ่งตรงตัวระยะเวลา 5 วินาที จากนั้นเริ่มทำการเบรกจนรถมีความหน่วงประมาณ 0.5g หรือแรงบิดจากการเบรกที่ล้อขับมีค่าประมาณ -1000 นิวตันเมตร จนอัตราเร็วรถเป็น 0 ภายใน 5 วินาที ขณะที่เบรกรถไม่มีความเร่งด้านข้าง (เคลื่อนที่ตรง)

ผลที่ได้จากการจำลองนั้น จะพบว่าค่าความเร็วต่างๆนั้นสอดคล้องกับความเป็นจริง แต่เนื่องจากความจำกัดด้านเนื้อที่ ผู้วิจัยจึงไม่สามารถแสดงผลให้ทราบได้ทุกอย่าง โดยถ้าพิจารณาจากกำลังงานของมอเตอร์ที่ล้อรถจะพบว่าสูงมาก ดังนั้นจำเป็นจะต้องติดตั้งเบรกแทนการสร้างแรงจากมอเตอร์ ซึ่งก็เป็นที่ยกเว้นไว้แล้ว ส่วนแรงบิดและกำลังของล้อจำลองถนนนั้นแสดงในรูปที่ 11 โดยจากรูปจะเห็นว่าแรงบิดและกำลังงานที่ต้องจ่ายให้กับล้อจำลองพื้นถนน HIL นั้นมีค่าสูงสุดประมาณ 12 นิวตันเมตร และ 900 วัตต์ตามลำดับในทิศทางการเคลื่อนที่

3.3.3 สรุปผลการจำลองการเคลื่อนที่

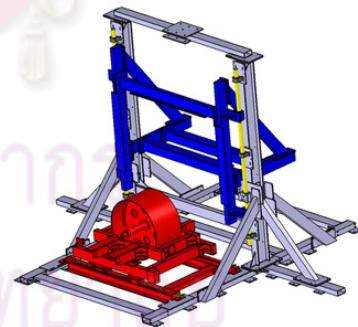
จากการจำลองการเคลื่อนที่ทั้งหมด จะเห็นว่ามอเตอร์และชุดเกียร์ที่ใช้ในการขับล้อทดสอบควรสร้างแรงบิดได้ไม่ต่ำกว่า 100 นิวตันเมตร และมีกำลังงานสูงสุดไม่น้อยกว่า 3.5 กิโลวัตต์ และมอเตอร์พร้อมชุดเกียร์ที่ใช้ในการขับล้อจำลองพื้นถนนควรสร้างแรงบิดได้ไม่ต่ำกว่า 12 นิวตันเมตร มีกำลังงานสูงสุดไม่น้อยกว่า 900 วัตต์ โดยชุดรองรับล้อจำลองพื้นถนน ต้องสามารถสร้างมุมบิดให้กับแกนหมุนของล้อจำลองพื้นถนน ไม่น้อยกว่า 10 องศา ซึ่งค่าต่างๆที่ได้จากการจำลองดังกล่าว จะนำไปใช้ในการออกแบบรายละเอียดในขั้นตอนถัดไป



รูปที่ 11 แรงบิดและกำลังงานที่ล้อจำลองพื้นถนน

4. รายละเอียดโครงสร้างและการควบคุม

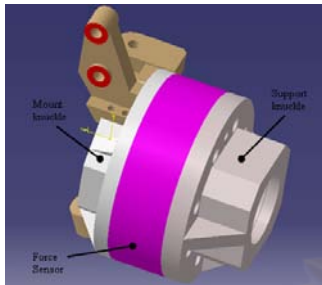
จากผลการจำลองการเคลื่อนที่และข้อกำหนดในการออกแบบต่างๆทำให้สามารถลงรายละเอียดในแบบของอุปกรณ์ทดสอบ HIL เพื่อให้สามารถสั่งผลิตได้ โดยจากการออกแบบทั้งหมด โดยได้ลักษณะของอุปกรณ์ HIL ดังแสดงในรูปที่ 12 ดังนี้ โดยในรูปไม่ได้แสดงส่วนของระบบช่วงล่างและบังคับเลี้ยวซึ่งอยู่ในรูปที่ 1 จากรูปที่ 12 จะเห็นว่า โครงสร้างของ HIL ประกอบไปด้วยโครงสร้างสำคัญ 3 ส่วน คือ โครงสร้างหลัก (สีเทา) โครงสร้างสำหรับติดตั้งระบบกันสะเทือน (สีน้ำเงิน) และโครงสร้างระบบรองรับล้อจำลองพื้นถนน (สีแดง)



รูปที่ 12 โครงสร้างหลัก HIL

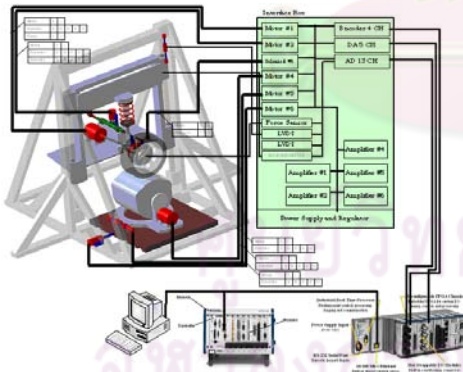
นอกจากนี้ผู้วิจัยจำเป็นต้องมีอุปกรณ์วัดแรงที่ล้อ ซึ่งด้วยข้อจำกัดด้านงบประมาณ ทำให้ไม่สามารถเลือกใช้อุปกรณ์วัดแรงที่ล้อที่ใช้ทั่วไปในงานทดสอบรถได้ โดยอุปกรณ์นี้จะใช้ติดตั้งแทนกระทะล้อ ทำให้มีราคาแพงเพราะเครื่องมือวัดจะต้องหมุนไปกับล้อ จากข้อจำกัดด้านงบประมาณนี้ ทำให้ต้องเลือกใช้อุปกรณ์วัดแรงที่ไม่สามารถหมุนไปกับล้อได้ และด้วยขนาดที่ค่อนข้างใหญ่ทำให้ผู้วิจัยจำเป็นต้องดัดแปลงดุมล้อของล้อทดสอบเพื่อให้ติดตั้งอุปกรณ์วัดแรงได้อย่างเหมาะสมดังรูปที่ 13 ดังรูป ดุมล้อจะถูกแบ่งออกเป็นสองส่วนเพื่อให้

ติดตั้งอุปกรณ์วัดแรงแทรกอยู่ระหว่างคูล้อสองฝั่งเพื่อให้รับแรงทั้งหมดที่เกิดจากล้อทดสอบก่อนเข้าสู่ระบบรองรับอื่นต่อไป ทั้งนี้ผู้วิจัยใช้การย้ายตำแหน่งเบรคออกจากคูล้อเพื่อชดเชยน้ำหนักที่เพิ่มขึ้นจากอุปกรณ์วัดแรง และแก้กระชากโดยยึดระยะออฟเซตเพื่อชดเชยความหนาของอุปกรณ์วัดแรง



รูปที่ 13 โครงสร้างคูล้อ

เมื่อได้ลักษณะต่างๆ และ ขนาดของอุปกรณ์ต่างๆแล้ว ในการทำงานของระบบทั้งหมดจะสามารถแสดงได้อย่างคร่าวๆ ดังแสดงในรูปที่ 14 ในการควบคุมใช้ระบบควบคุม CompactRIO และ PXI ของ National Instrument, และ คอมพิวเตอร์ในการควบคุม การควบคุม HIL นั้นทำได้โดยการจำลองการเคลื่อนที่ของยานยนต์ด้วยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์บนคอมพิวเตอร์ จากนั้นจึงส่งข้อมูลควบคุมไปยังอุปกรณ์ต้นกำลังต่างๆในชุดระบบจริง (hardware) ให้สร้างการเคลื่อนที่ต่างๆตามค่าที่ได้จากแบบจำลองนั้น จากนั้นจึงทำการตรวจวัดแรงที่ได้จากล้อทดสอบด้วยอุปกรณ์รับแรง แรงที่ตรวจวัดได้นี้สามารถนำไปใช้ในแบบจำลองทางคณิตศาสตร์บนคอมพิวเตอร์ ทำให้การจำลองมีการสร้างแรงที่ล้อที่เหมือนจริงมากๆได้



รูปที่ 14 ลักษณะการควบคุม HIL

5. สรุป

งานวิจัยฉบับนี้เป็นการนำเสนอแนวทางในการออกแบบระบบ HIL รูปแบบใหม่ ที่มีระบบรองรับและบังคับลิ้นจากยานยนต์จริงเป็นส่วนประกอบ และสามารถทำงานร่วมกับแบบจำลองการเคลื่อนที่ของยานยนต์บนคอมพิวเตอร์ ชุดทดสอบที่ออกแบบจะสามารถวัดแรงที่เกิดขึ้นที่ล้อขณะลิ้นได้ถูกต้องมากยิ่งขึ้น ซึ่งแรงที่ได้จากการวัดดังกล่าวสามารถนำไปใช้วิเคราะห์เพื่อการพัฒนาของระบบรองรับและบังคับลิ้นได้ รวมทั้งการทดสอบระบบควบคุมแบบต่างๆอีกด้วย นอกจากนี้อุปกรณ์

ดังกล่าวยังได้ถูกออกแบบมาเพื่อรองรับกับการเปลี่ยนระบบกันสะเทือนได้อีกด้วย ทั้งนี้เพื่อความสะดวกในการทดสอบระบบรองรับอื่นๆ

กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยนี้เป็นส่วนหนึ่งของโครงการวิจัยการพัฒนาแบบใหม่ ของระบบประเมินพลศาสตร์ยานยนต์ การขับขี และระบบชิ้นส่วนยานยนต์ ที่ได้รับการสนับสนุนจาก ศูนย์เทคโนโลยีโลหะและวัสดุแห่งชาติ

เอกสารอ้างอิง

- Misselhorn, W.E., Theron, N.J., and Els., P.S., "Investigation of hardware-in-the-loop for use in suspension development," *Vehicle System Dynamics*, January 2006, pp. 5-81.
- Gietelink, O., Ploeg, J., Schutter, B.D., and Verhaegen, M., "Development of advance driver assistance with vehicle hardware-in-the-loop simulations," *Vehicle System Dynamics*, July 2006, pp. 569-590.
- นักสิทธิ์ นุ่มวงษ์ และ ศุภวุฒิ จันทรานูวัฒน์, "Improvement of Driving Simulator Prototype," ในการประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 21, 17-19 ตุลาคม 2550.
- Pfister, F., Reitze, C., Schmidt, A., 2002., "Hardware in the loop - The technologie of development and test of vehicle control system," *IPG Automotive Engineering Software + Consulting Pmbh, Karlsruhe*.
- Short, M., Michael, J.P., and Qiang H., "Simulation of Vehicle Longitudinal Dynamics," *Embedded Systems Laboratory University of Leicester, Technical Report ESL 04-01*, 11 October 2004.
- Hyun, C.S., Keum S.H., and Hedrick J.K., "Semi-Active Control of the Macpherson Suspension System : HIL Simulations," *Proceedings of the 2000 IEEE International Conference*, 2000, pp. 982-987.
- Sung, H.H., Seung J.H., Hong, S.K., and Kyo I.L., "Vehicle Dynamic Analysis and Evaluation of Continuously Controlled Semi-Active Suspensions Using Hardware-in-the-loop Simulation," *Vehicle System Dynamics*, Vol. 27, No. 5-6, June 1997, pp. 423-434.
- Wojciech, G., "HIL simulation and its application in control education," *Frontiers in Education Conference*, Vol. 2, Issue: 12B6/7 - 12B612, 1999.
- Noomwongs, N., Yoshida, H., Nagai, M., Kobayashi, K., and Yokoi, T., "Study on Handling by Using Tire Hardware-In-the-Loop Simulator," *Japanese Society of Automotive Engineers, JASE Review*, Vol. 24, No. 4, October 2003, pp. 457-464.

ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์

นายสุรเชษฐ์ สุขไชยพร เป็นบุตรคนแรกของนายจรูญและนางจรรุภา สุขไชยพร เกิดเมื่อวันที่ 25 เดือน กรกฎาคม พุทธศักราช 2528 ที่โรงพยาบาลพุทธชินราช จังหวัดพิษณุโลก สำเร็จการศึกษาระดับปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิศวกรรมยานยนต์ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย เมื่อปีการศึกษา 2549 และเข้าศึกษาต่อในหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย เมื่อปีการศึกษา 2550



ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย