การวิเคราะห์เสถียรภาพการเลี้ยวโค้งของรถบัสไฟฟ้าประเภทพื้นต่ำ ด้วยวิธีการจำลองทางพลศาสตร์การเคลื่อนที่แบบมัลติบอดี้

นายเอกลักษณ์ พรมภักดี

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมการผลิต

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ปีการศึกษา 2560

THE CORNERING PERFORMANCE ANALYSIS OF LOW FLOOR ELECTRIC BUS USING MULTIBODY DYNAMIC SIMULATION

Ekalak Prompakdee

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

Suranaree University of Technology

Academic Year 2017

การวิเคราะห์เสถียรภาพการเลี้ยวโค้งของรถบัสไฟฟ้าประเภทพื้นต่ำ ด้วยวิธีการจำลองทางพลศาสตร์การเคลื่อนที่แบบมัลติบอดี้

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี อนุมัติให้นับวิทยานิพนธ์ฉบับนี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญามหาบัณฑิต

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์

(อ. ดร.วรรณวนัช บุ่งสุด)
ประธานกรรมการ

(ผศ. ดร.สุภกิจ รูปขันธ์)
กรรมการ (อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์)

(อ. ดร.สมศักดิ์ ศิวดำรงพงศ์)
กรรมการ

(นายเสฏฐวรรธ สุจริตภวัตสกุล)
กรรมการ

(ศ. ดร.สันติ แม้นศิริ)
รองอธิการบดีฝ่ายวิชาการ
และพัฒนาความเป็นสากล

(รศ. ร.อ. ดร.กนต์ธร ชำนิประศาสน์)
คณบดีสำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

เอกลักษณ์ พรมภักดี : การวิเคราะห์เสถียรภาพการเลี้ยวโค้งของรถบัสไฟฟ้าประเภทพื้นต่ำด้วยวิธีการจำลองทางพลศาสตร์การเคลื่อนที่แบบมัลติบอดี้ (THE CORNERING PERFORMANCE ANALYSIS OF LOW FLOOR ELECTRIC BUS USING MULTIBODY DYNAMIC SIMULATION) อาจารย์ที่ปรึกษา : ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.สุภกิจ รูปขันธ์, 105 หน้า.

งานวิจัยนี้เป็นการประเมินเสถียรภาพทางพลศาสตร์รถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำในขณะการเลี้ยวโค้ง ด้วยวิธีการจำลองทางพลศาสตร์แบบมัลติบอดี้บนโปรแกรมคอมพิวเตอร์ช่วยในการวิเคราะห์ MSC ADAMS/Car ในการศึกษาได้เริ่มต้นพิจารณาตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำด้วยวิธีการวิเคราะห์บนโปรแกรมคอมพิวเตอร์ร่วมกับการทดสอบจริง จากนั้นได้ทำการสร้างแบบจำลองการเลี้ยวโค้งของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำภายใต้สภาวะรัศมีความโค้งคงที่ เพื่อวิเคราะห์พฤติกรรมทางพลศาสตร์ยานยนต์ขณะการเลี้ยวโค้งของผลกระทบจากการเปลี่ยนแปลงค่าพารามิเตอร์ต่าง ๆ ดังนี้ 1) สัดส่วนการกระจายน้ำหนักในแนวยาวที่เพลาหน้า:หลัง (Front:Rear weight distribution ratio) 2) ค่าสัมประสิทธิ์แรงด้านข้างของล้อหน้า-หลัง (Front-Rear cornering stiffness) และ 3) ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างล้อกับพื้นถนน ท้ายที่สุดได้ทำการทดสอบจริงเพื่อเปรียบเทียบยืนยันกับผลการวิเคราะห์ จากผลการศึกษาพบว่าทุกพารามิเตอร์ล้วนมีผลต่อพฤติกรรมในขณะรถเลี้ยวโค้งและส่งผลให้เกิดการลื่นไถลของล้อหลังมากกว่าล้อหน้าหรือที่เรียกว่า อาการไวโค้ง (Oversteer) ซึ่งเมื่อพิจารณาอัตราการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้ง (Understeer gradient) ที่มีค่าเข้าใกล้ศูนย์หรือสภาวะที่รถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำมีเสถียรภาพการบังคับเลี้ยวที่ดีที่สุด พบว่าที่สัดส่วนการกระจายน้ำหนักในแนวยาวที่เพลาหน้า:หลัง เท่ากับ 50:50 มีค่าอัตราการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้งเท่ากับ -2.49 deg/g และค่าสัมประสิทธิ์แรงด้านข้างของล้อหน้าและหลัง เท่ากับ 3,000 N/deg และ 5,000 N/deg ตามลำดับ มีค่าอัตราการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้งเท่ากับ -0.29 deg/g ในขณะที่ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างล้อกับพื้นถนนเท่ากับ 0.9 มีค่าอัตราของการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้งเท่ากับ -1.31 deg/g โดยเมื่อทำการวิเคราะห์ผลตอบสนองความไว พบว่าค่าสัมประสิทธิ์แรงด้านข้างของล้อเป็นพารามิเตอร์ที่มีความไวต่อสมรรถนะการเลี้ยวโค้งสูงที่สุด นอกจากนี้เมื่อทำการเปรียบเทียบระหว่างการจำลองบนโปรแกรมคอมพิวเตอร์กับการทดสอบจริงผลที่ได้มีค่าใกล้เคียงกัน

สาขาวิชา วิศวกรรมการผลิต

ปีการศึกษา 2560

ลายมือชื่อนักศึกษา ____________

ลายมือชื่ออาจารย์ที่ปรึกษา ____________

EKALAK PROMPAKDEE : THE CORNERING PERFORMANCE ANALYSIS OF LOW FLOOR ELECTRIC BUS USING MULTIBODY DYNAMIC SIMULATION. THESIS ADVISOR : ASST. PROF. SUPAKIT ROOPPAKHUN, Ph.D., 105 PP.

LOW FLOOR ELECTRIC BUS/ CENTER OF GRAVITY/ FRICTION COEFICIENT/ CORNERING STIFFNESS/ UNDERSTEER GRADIENT

The research is to evaluate the dynamics performance of low-floor electric bus base on cornering condition using multibody dynamic simulation via computer programs (called MSC ADAMS/Car). Firstly, the position of the center gravity was estimated by the method of computer program together with the actual test. Secondly, the three-dimensional (3D) model of low-floor electric bus was simulated under constant cornering conditions. According to the dynamic performance analysis, the total of three effective parameters following as 1) the proportion of front to rear weight distribution ratio 2) the magnitude of front and rear cornering stiffness 3) the friction coefficient between tire and road were then evaluated. Finally, the actual test was performed to compare and verify the simulated results. The results revealed that three parameters were affected to dynamics cornering performance and the low-floor electric bus trend to exhibit sideslip behavior in rear wheel more than front wheel or called oversteer phenomena. According to the optimal understeer gradient value, the 50:50 proportion of front to rear weight distribution ratio displayed value of -2.49 deg/g. The magnitude of front and rear cornering stiffness were 3,000 N/deg and 5,000 N/deg exhibited the low valuable of understeer gradient as -0.29 deg/g. In addition, the value of the maximum friction coefficient between tire and road were 0.9

shown that high cornering performance as -1.31 deg/g. For the sensitivity analysis among parametric, the magnitude of cornering stiffness was importance parameter affect to the response of dynamics performance under cornering condition, especially in the magnitude of front cornering stiffness. Moreover, the comparison results between acute testing and simulation display in the same trend.

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

School of Manufacturing Engineering　　Student's Signature____________

Academic Year 2017　　Advisor's Signature____________

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้จะสำเร็จลุล่วงไม่ได้ หากไม่ได้รับความกรุณาจากผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.สุภกิจ รูปขันธ์ ซึ่งเป็นอาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ของผู้วิจัย ที่ได้ประสิทธิ์ประสาทวิชาความรู้ คอยให้คำปรึกษาชี้แนะแนวทางในการทำวิจัย อีกทั้งยังเป็นแบบอย่างที่ดีให้แก่ผู้วิจัยในด้านความมีระเบียบวินัย และการดำรงชีวิต ซึ่งผู้วิจัยจะนำไปใช้ในการทำงานต่อไป ผู้วิจัยขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูงในความเมตตาของท่าน

ขอขอบคุณ บริษัท อู่เชิดชัยอุตสาหกรรม จำกัด และคุณสุรวุฒิ เชิดชัย กรรมการผู้จัดการบริษัท ที่ให้ความอนุเคราะห์ทั้งสถานที่และข้อมูลในการทำวิจัย

ขอขอบคุณ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี และขอขอบคุณ บุคลากรศูนย์เครื่องมือวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยี ที่ให้ความรู้ทางด้านการใช้เครื่องมือตลอดจนอำนวยความสะดวกในการใช้เครื่องมือเป็นอย่างดี

ขอขอบคุณ สาขาวิศวกรรมการผลิต ที่กรุณาให้ข้อมูลข่าวสารตลอดจนอำนวยความสะดวกต่าง ๆ ในการศึกษาครั้งนี้

ขอขอบคุณ คณะกรรมการสอบทุกท่าน ที่กรุณาให้คำแนะนำต่าง ๆ ในการทำวิจัย

ขอขอบคุณอาจารย์ ดร.สมศักดิ์ ศิวดำรงพงศ์ ที่กรุณาให้ทุนการศึกษาในการศึกษาครั้งนี้

ขอขอบคุณ คุณเสฏฐวรรธ สุจริตภวัตสกุล ที่กรุณาให้คำปรึกษาเรื่องการใช้โปรแกรม MSC ADAM/Car และชี้แนะแนวทางการแก้ไขปัญหา

ขอขอบคุณ คุณยุพาภรณ์ จอมศรีกระยอม ที่กรุณาเป็นกำลังใจและชี้แนะแนวทางการแก้ไขปัญหาต่าง ๆ

สุดท้ายนี้ ขอกราบขอบพระคุณพ่อแสงจันทร์ - คุณแม่อรุณ พรมภักดี ที่ให้การเลี้ยงดู อบรมและส่งเสริมการศึกษา เป็นกำลังใจและให้การช่วยเหลือเป็นอย่างดีตลอดมาจนประสบความสำเร็จในการทำวิทยานิพนธ์เล่มนี้

เอกลักษณ์ พรมภักดี

สารบัญ

หน้า

บทคัดย่อ (ภาษาไทย)........ ก
บทคัดย่อ (ภาษาอังกฤษ)........ ข
กิตติกรรมประกาศ........ ง
สารบัญ .... จ
สารบัญตาราง .... ซ
สารบัญรูป .... ฌ
คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ .... ฐ

บทที่

1 บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา 1
1.2 วัตถุประสงค์การวิจัย 3
1.3 ขอบเขตของการวิจัย 3
1.4 วิธีดำเนินการศึกษาวิจัย........ 4
1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ........ 5

2 ปริทัศน์วรรณกรรมและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

2.1 มาตรฐานรถโดยสารในประเทศไทย........ 6
2.1.1 กฎหมาย กฎระเบียบและข้อบังคับที่เกี่ยวข้องกับรถโดยสารประจำทาง........ 6
2.1.2 การจำแนกประเภทมาตรฐานรถโดยสารประจำทางในประเทศไทย 7
2.2 รถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ........ 9
2.3 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง 12
2.3.1 ระบบพิกัดแกนอ้างอิงแบบจำลองการศึกษาพลศาสตร์........ 12
2.3.2 พารามิเตอร์ที่เกี่ยวข้องในวิจัยนี้ 15
2.3.3 พลศาสตร์การเลี้ยวโค้ง 20
2.4 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง........ 26

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

3 ขั้นตอนการดำเนินงานวิจัย
3.1 กล่าวนำ 29
3.2 การประเมินตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ....30
3.2.1 การประเมินตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ 30
3.2.2 การประเมินตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงด้วยวิธีการทดสอบ 34
3.3 การวิเคราะห์แบบจำลองการเลี้ยวโค้งของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ....36
3.3.1 แบบจำลองในการวิเคราะห์เลี้ยวโค้งของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ....37
3.3.2 กำหนดค่าพารามิเตอร์ 37
3.3.3 กำหนดเงื่อนไขขอบเขตการวิเคราะห์ 38
3.3.4 การแสดงผล....39
3.4 การตรวจสอบความถูกต้องของโปรแกรมช่วยวิเคราะห์ทางพลศาสตร์ยานยนต์.....39
3.4.1 เครื่องมือในการทดสอบการเลี้ยวโค้งของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ....40
3.4.2 โปรแกรมวัดค่าจากการทดสอบ....41
4 ผลการวิจัยและการอภิปรายผล
4.1 กล่าวนำ 43
4.2 ผลการประเมินตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ....44
4.2.1 ผลการประเมินตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ 44
4.2.2 ผลการประเมินตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงด้วยวิธีทดสอบ....46
4.2.3 ผลการเปรียบเทียบตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วง 46
4.3 ผลการจำลองการเลี้ยวโค้งของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ 47
4.3.1 ผลกระทบของตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงต่อสมรรถนะทางพลศาสตร์ยานยนต์....48
4.3.2 ผลกระทบของค่าสัมประสิทธิ์แรงด้านข้างต่อสมรรถนะทางพลศาสตร์ยานยนต์....52

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

4.3.3 ผลกระทบของค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างพื้นล้อกับพื้นถนนต่อสมรรถนะทางพลศาสตร์ยานยนต์........56

4.4 การวิเคราะห์ผลตอบสนองความไวต่อค่าระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้ง........59

4.5 แนวทางในการออกแบบพารามิเตอร์เพื่อเพิ่มสมรรถนะค่าระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้ง........60

4.6 การตรวจสอบความถูกต้องของโปรแกรมจำลองทางด้านพลศาสตร์ยานยนต์........62

5 สรุปและข้อเสนอแนะ

5.1 สรุปผลการวิจัย........64

5.2 ข้อเสนอแนะ........65

รายการอ้างอิง........66

ภาคผนวก

ภาคผนวก ก. มาตรฐานรถโดยสารประจำทางในประเทศไทย........69

ภาคผนวก ข. วิธีการคำนวณประเมินตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงด้วยวิธีทดสอบ........75

ภาคผนวก ค. วิธีการทดสอบการเลี้ยวโค้งของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ........78

ภาคผนวก ง. บทความวิชาการที่ได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่ในขณะศึกษา........81

ประวัติผู้เขียน........105

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

สารบัญตาราง

ตารางที่ **หน้า**

2.1 ช่วงของค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานของพื้นถนนแบบต่าง ๆ 28
3.1 แสดงการสร้างแบบจำลองชิ้นส่วนย่อยของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ 30
3.2 แสดงคุณสมบัติของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ....................36
4.1 รายละเอียดแบบจำลองสถานการณ์....................44
4.2 ตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงของชิ้นส่วนย่อยรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ 45
4.3 ค่าน้ำหนักจากการประเมินด้วยวิธีการทดสอบ....................46
4.4 ผลการเปรียบเทียบตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วง 47
4.5 ระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้งที่ค่าสัดส่วนการกระจายน้ำหนักในแนวยาวที่เพลาหน้า:หลังต่าง ๆ 49
4.6 ความเร็วปลอดภัยสูงสุดขณะเลี้ยวโค้งที่ค่าสัดส่วนการกระจายน้ำหนักในแนวยาวที่เพลาหน้า:หลังต่าง ๆ 50
4.7 ระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้งที่ค่าสัมประสิทธิ์แรงด้านข้างของล้อหน้า-หลังต่าง ๆ 53
4.8 ความเร็วปลอดภัยสูงสุดขณะเลี้ยวโค้งที่ค่าสัมประสิทธิ์แรงด้านข้างของล้อหน้า-หลังต่าง ๆ....................54
4.9 ระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้งที่ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างพื้นล้อกับพื้นถนนต่าง ๆ 57
4.10 ความเร็วปลอดภัยสูงสุดที่สามารถเลี้ยวโค้งได้ที่ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างพื้นล้อกับพื้นถนนต่าง ๆ 58

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

สารบัญรูป

รูปที่ **หน้า**

1.1 จำนวนรถใหม่ที่จดทะเบียนตามกฎหมายว่าด้วยการขนส่งทางบกปี พ.ศ. 2554-2559 รวมทั่วประเทศ....... 1
1.2 จำนวนคดีสาเหตุของการเกิดอุบัติเหตุของรถโดยสารขนาดใหญ่ ปี 2558....... 2
2.1 ประเภทของรถโดยสารปรับอากาศ ตามข้อมูลกรมขนส่งทางบก....... 8
2.2 รถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ....... 9
2.3 ลักษณะพื้นของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ....... 10
2.4 ประวัติการเริ่มใช้บริการรถโดยสารพื้นต่ำในต่างประเทศ....... 10
2.5 รายละเอียดอุปกรณ์ส่วนควบของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ....... 11
2.6 แกนอ้างอิงที่ยึดติดไปกับยานยนต์....... 13
2.7 แกนอ้างอิงหลักยานยนต์....... 13
2.8 ตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงตามแนวยาวรถ....... 15
2.9 ตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงตามแนวขวางรถ....... 16
2.10 วิธีการหาระยะแนวดิ่งของจุดศูนย์ถ่วงแบบยกเพลาท้ายขึ้น....... 17
2.11 ความสัมพันธ์ระหว่างแรงด้านข้างกับมุมลื่นไถลด้านข้างของรถ....... 19
2.12 การเลี้ยวรอบจุดศูนย์กลางที่เดียวกัน....... 20
2.13 การเลี้ยวของรถจักรยาน....... 21
2.14 ลักษณะอาการดื้อโค้งและอาการไวโค้ง....... 23
2.15 มุมไถลด้านข้างของล้อที่ความเร็วต่ำ....... 25
2.16 มุมไถลด้านข้างของล้อที่ความเร็วสูง....... 25
3.1 แผนผังแสดงขั้นตอนการดำเนินงานโดยสังเขป....... 29
3.2 แสดงแบบจำลองรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ....... 32
3.3 พิกัดแกนอ้างอิงหลักของแบบจำลองรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ....... 32
3.4 แสดงการกำหนดค่าน้ำหนักของชิ้นส่วนย่อยของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ....... 33
3.5 แสดงค่าตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ....... 33

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่ หน้า

3.6 เครื่องชั่งน้ำหนัก DINI ARGEO รุ่น DFWX 34
3.7 แสดงการวัดค่าน้ำหนักที่เพลาล้อหน้า 35
3.8 แสดงการวัดค่าน้ำหนักที่เพลาล้อหลัง 35
3.9 แสดงขั้นตอนการวิเคราะห์แบบจำลองการเลี้ยวโค้งของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ 36
3.10 แบบจำลองสำหรับการวิเคราะห์การเลี้ยวโค้งของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ 37
3.11 แสดงการปรับค่าพารามิเตอร์ของแบบจำลอง 38
3.12 กำหนดเงื่อนไขขอบเขตการวิเคราะห์ 38
3.13 แสดงค่าผลลัพธ์ทางพลศาสตร์ยานยนต์ 39
3.14 อุปกรณ์วัดค่าพารามิเตอร์ทางพลศาสตร์ยานยนต์ 40
3.15 อุปกรณ์รับสัญญานดาวเทียม 40
3.16 แสดงการเชื่อมต่ออุปกรณ์วัดค่าพารามิเตอร์ทางพลศาสตร์ยานยนต์กับโปรแกรม DEWESoft_X2_SP7 41
3.17 หน้าต่างโปรแกรมการเลือกบันทึกผลค่าพารามิเตอร์จากการทดสอบการเลี้ยวโค้ง 42
4.1 ผลการเปรียบเทียบตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ 46
4.2 ความสัมพันธ์ระหว่างความเร่งด้านข้างกับมุมเลี้ยวที่ล้อหน้าที่ค่าสัดส่วนการกระจายน้ำหนักในแนวยาวที่เพลาหน้า:หลังต่าง ๆ 49
4.3 ความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วกับมุมลื่นไถลด้านข้างที่ค่าสัดส่วนการกระจายน้ำหนักในแนวยาวที่เพลาหน้า:หลังต่าง ๆ 51
4.4 ความสัมพันธ์ระหว่างความเร่งด้านข้างกับมุมเลี้ยวที่ล้อหน้าที่ค่าสัมประสิทธิ์แรงด้านข้างล้อหน้า-หลังต่าง ๆ 52
4.5 ความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วกับมุมลื่นไถลด้านข้างของรถที่ค่าสัมประสิทธิ์แรงด้านข้างของล้อหน้า-หลังต่าง ๆ 55
4.6 ความสัมพันธ์ระหว่างความเร่งด้านข้างกับมุมเลี้ยวที่ล้อหน้าที่ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างพื้นล้อกับพื้นถนนต่าง ๆ 56
4.7 ความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วกับมุมลื่นไถลด้านข้างของรถที่ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างพื้นล้อกับพื้นถนนต่าง ๆ 58

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่ หน้า

4.8 ผลตอบสนองความไวต่อค่าระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้งของพารามิเตอร์ต่าง ๆ 60

4.9 ผลการปรับตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงในแนวยาวต่อการเปลี่ยนแปลงค่ามุมล้อขณะเลี้ยวโค้ง.......61

4.10 ผลของค่าสัมประสิทธิ์แรงด้านข้างของล้อหน้า-หลัง ต่อค่าระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้ง....................61

4.11 ความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วกับความเร่งของการทดสอบเทียบกับแบบจำลองการเลี้ยวโค้งของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ....................62

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ

α_f	=	Slip angle of the front tire
α_r	=	Slip angle of the rear tire
β	=	Side slip angle of vehicle
δ	=	Front wheel steering angle
δ_i	=	Inner radius
δ_o	=	Outside radius
a_y	=	Lateral acceleration at vehicle Center of Gravity
$C_{\alpha f}$	=	Effective cornering stiffness of the front axle
$C_{\alpha r}$	=	Effective cornering stiffness of the rear axle
K	=	Understeer gradient
L	=	Wheelbase
m_f	=	Front axle weight
m_r	=	Rear axle weight
R	=	Turning radius
V	=	Vehicle speed
m	=	Total mass
μ	=	Friction coefficient
F_y	=	The lateral force
F_z	=	The normal force
g	=	Gravitational acceleration

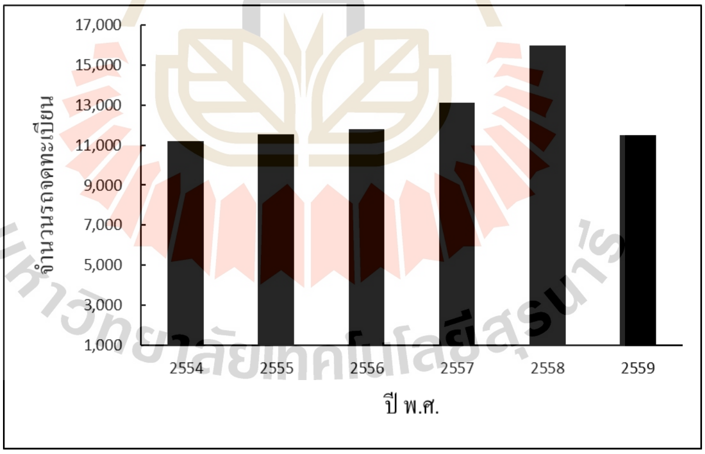
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

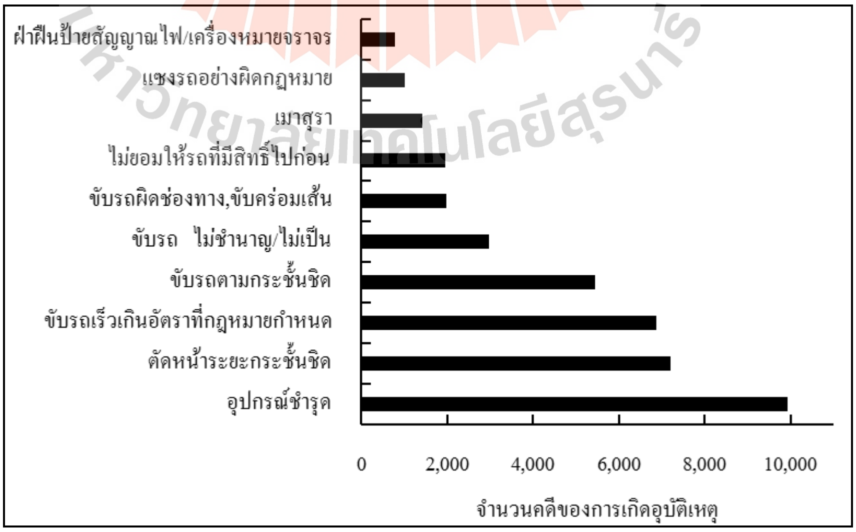
ปัจจุบันราคาน้ำมันที่พุ่งตัวสูงขึ้นซึ่งเป็นปัจจัยหลักในการผลักดันให้ทุกฝ่ายหันมาคำนึงถึงการประหยัดพลังงาน โดยเฉพาะอย่างยิ่งการคมนาคมขนส่งซึ่งเป็นภาคส่วนที่มีการใช้พลังงานถึงร้อยละ 38 จัดว่าเป็นภาคส่วนที่มีการใช้พลังงานสูงเมื่อเทียบกับภาคส่วนอื่น ๆ และการเดินทางหรือการท่องเที่ยวของผู้คนส่วนใหญ่ด้วยบริการรถโดยสารได้มีบทบาทสำคัญอย่างมากด้านการคมนาคมขนส่งทางบก ซึ่งผู้ที่ใช้บริการการขนส่งรถโดยสารกว่า 35 ล้านคนในแต่ละปี เนื่องจากมีราคาที่ถูกและมีความสะดวกสบาย นอกจากนี้การเพิ่มขึ้นของรถใหม่ซึ่งจะดูได้จากสถิติจำนวนรถใหม่ (สำนักสถิติแห่งชาติ, 2559) ที่จดทะเบียนตามกฎหมายว่าด้วยการขนส่งทางบก ปี พ.ศ. 2554 จนถึงปี พ.ศ. 2559 รวมทั่วประเทศ ดังแสดงในรูปที่ 1.1



รูปที่ 1.1 จำนวนรถใหม่ที่จดทะเบียนตามกฎหมายว่าด้วยการขนส่งทางบกปี พ.ศ. 2554-2559 รวมทั่วประเทศ

จากทิศทางแนวโน้มดังกล่าวข้างต้นรัฐบาลจึงได้นำเสนอนโยบายในการสนับสนุนและส่งเสริมทางด้านนวัตกรรมยานยนต์ไฟฟ้า โดยจะเห็นได้จากการจัดกิจกรรมของหน่วยงานหรือโดยกระทรวงต่าง ๆ ที่เกี่ยวข้องไม่ว่าจะเป็น กระทรวงวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยีและภาคส่วน

มหาวิทยาลัยต่าง ๆ ที่มีการวิจัยเกี่ยวกับรถโดยสารไฟฟ้ามากยิ่งขึ้น และความตระหนักทางด้านสิ่งแวดล้อมของทั่วโลกส่งผลต่ออุตสาหกรรมยานยนต์ให้มีการพัฒนาทางด้านการออกแบบและวิจัยเกี่ยวกับรถโดยสารไฟฟ้าแทนที่การใช้น้ำมันเชื้อเพลิง จึงส่งผลให้อุตสาหกรรมรถโดยสารไฟฟ้าภายในประเทศได้กลายเป็นสิ่งสำคัญในการที่จะขับเคลื่อนเศรษฐกิจของประเทศในอนาคต ทั้งนี้การไฟฟ้าส่วนภูมิภาคได้เห็นถึงความสำคัญนี้จึงมีการจัดสรรงบประมาณในการสนับสนุนโดยให้ทุนสนับสนุนแก่มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารีในการออกแบบพัฒนารถโดยสารไฟฟ้าต้นแบบร่วมกับ บริษัท อู่เชิดชัยอุตสาหกรรม จำกัด ซึ่งในงานวิจัยนี้เป็นส่วนหนึ่งในการออกแบบและพัฒนารถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำนี้โดยที่มุ่งเน้นศึกษาถึงเสถียรภาพในการควบคุมการเคลื่อนที่ของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำและการวิเคราะห์ทางด้านพลศาสตร์ยานยนต์ โดยรูปแบบการจัดวางอุปกรณ์ส่วนควบต่าง ๆ ของรถที่มีผลต่อการกระจายน้ำหนักของรถตามแนวยาว ตามแนวขวาง และตามแนวดิ่งของรถโดยสาร ซึ่งอัตราส่วนการกระจายน้ำหนักของรถแต่ละทิศทางล้วนแล้วแต่มีผลต่อเสถียรภาพของรถโดยสาร รวมทั้งสภาพถนนและการยึดเกาะถนนของล้อยางขณะวิ่งล้วนแล้วแต่มีผลต่อความปลอดภัยผู้โดยสารทั้งสิ้น ทั้งนี้หากกล่าวถึงเรื่องของความปลอดภัยและสถิติสาเหตุการเกิดอุบัติเหตุในประเทศไทย จากข้อมูลสถิติการรับแจ้งคดีอุบัติเหตุการจราจรทางบก (กองบังคับการตำรวจจราจร, 2558) เป็นข้อมูลพื้นที่ทั่วราชอาณาจักร ปี 2558 ของรถโดยสารขนาดใหญ่ ดังแสดงในรูปที่ 1.2 จากข้อมูลจำนวนคดีสาเหตุของการเกิดอุบัติเหตุของรถโดยสารขนาดใหญ่ แสดงให้เห็นว่าสาเหตุของการเกิดอุบัติเหตุที่มากสุดจะเกิดจากอุปกรณ์ชำรุดหรือเกี่ยวกับตัวรถ ซึ่งอาจจะรวมถึงปัจจัยตั้งต้นที่เกี่ยวข้องตั้งแต่กระบวนการออกแบบของตัวรถ



รูปที่ 1.2 จำนวนคดีสาเหตุของการเกิดอุบัติเหตุของรถโดยสารขนาดใหญ่ ปี 2558

ดังนั้นวัตถุประสงค์ของงานวิจัยนี้จึงมีขึ้นเพื่อศึกษาถึงผลกระทบของการกระจายน้ำหนักของชิ้นส่วนประกอบย่อยภายในรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ สัมประสิทธิ์แรงด้านข้างของล้อและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างพื้นล้อกับพื้นถนน ที่ส่งผลต่อสมรรถนะการเลี้ยวโค้งของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ โดยการจำลองบนโปรแกรมคอมพิวเตอร์ ซึ่งดำเนินการวิเคราะห์โดยใช้โปรแกรม MSC ADAM/Car ซึ่งจะเป็นประโยชน์ในการพัฒนาการควบคุมรถโดยสารไฟฟ้า ให้มีประสิทธิภาพและสร้างเสถียรภาพการควบคุมการเคลื่อนที่ของรถโดยสารไฟฟ้าให้ดียิ่งขึ้น

1.2 วัตถุประสงค์การวิจัย

งานวิจัยนี้ได้มุ่งเน้นการศึกษาเชิงเปรียบเทียบผลทางด้านพลศาสตร์การเลี้ยวโค้งของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ โดยมีวัตถุประสงค์หลัก ๆ ดังต่อไปนี้

1.2.1 เพื่อศึกษาและรวบรวมข้อมูลในการประเมินตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำด้วยวิธีการจำลองบนโปรแกรมคอมพิวเตอร์และการทดสอบจริง

1.2.2 เพื่อศึกษาถึงผลกระทบของพารามิเตอร์ทางพลศาสตร์ยานยนต์ของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำต่อสมรรถนะการเลี้ยวโค้งโดยการจำลองบนโปรแกรมคอมพิวเตอร์ ดังนี้

1) ตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วง (Center of gravity)

2) ค่าสัมประสิทธิ์แรงด้านข้างของล้อ (Cornering stiffness)

3) ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างพื้นล้อกับพื้นถนน (Friction coefficient)

1.3 ขอบเขตของการวิจัย

1.3.1 สร้างแบบจำลองส่วนประกอบหลักและขนาดมิติของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ

1.3.2 ประเมินตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำโดยการรวบรวมจากข้อมูลส่วนประกอบหลักที่มีภาระน้ำหนักมากกว่า 10% ของน้ำหนักรวม

1.3.3 ศึกษาตัวแปรทางด้านพลศาสตร์ยานยนต์ที่ส่งผลต่อสมรรถนะการเลี้ยวโค้งทั้งสิ้นจำนวน 3 ตัวแปร ดังนี้

1) สัดส่วนการกระจายน้ำหนักเพลาหน้า:หลัง จำนวน 3 รูปแบบ ได้แก่ 50:50, 45:55 และ 40:60

2) ค่าสัมประสิทธิ์แรงด้านข้างของล้อที่ล้อหน้าและล้อหลัง จำนวน 3 ค่า ได้แก่ระหว่าง 3000, 4000 และ 5000 N/deg

3) ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างพื้นล้อกับพื้นถนน จำนวน 3 ค่า ได้แก่ 0.5, 0.7 และ 0.9

1.3.4 วิเคราะห์สมรรถนะด้านยานยนต์ที่ประกอบด้วย

1) รัศมีการเลี้ยว (Ackerman Steer Angle)

2) ระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้ง (Understeer Gradient)

3) ความเร็วสูงสุดขณะเลี้ยวโค้ง (Characteristic Speed)

4) ความเร่งด้านข้าง (Lateral Acceleration)

5) อัตราการเฉ (Yaw Rate)

6) มุมลื่นไถลด้านข้างของรถ (Sideslip Angle)

1.3.5 ทดสอบรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำในสภาวะการเลี้ยวโค้งจริงเพื่อเปรียบเทียบยืนยันผลความถูกต้องกับการวิเคราะห์ในแบบจำลอง

1.4 วิธีดำเนินการศึกษาวิจัย

วิธีการดำเนินงานวิจัยในส่วนของงานวิจัยนี้จะแบ่งออกเป็น 3 ส่วน คือ ระเบียบวิธีวิจัย สถานที่ทำการวิจัย และเครื่องมือที่ใช้ในการวิจัย โดยมีรายละเอียดดังนี้

1.4.1 ระเบียบวิธีวิจัย

ระเบียบวิธีวิจัย จะแบ่งเป็นลำดับขั้นตอนดังนี้

1.4.1.1 ศึกษาปริทัศน์และวรรณกรรมที่เกี่ยวข้อง

1.4.1.2 ศึกษาวิธีการออกแบบและผลิตรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำที่สถานประกอบการณ์

1.4.1.3 สร้างแบบจำลองรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ

1.4.1.4 ประเมินตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ

1.4.1.5 วิเคราะห์ด้านพลศาสตร์การเลี้ยวโค้งของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ

1.4.1.6 ตรวจสอบผลเพื่อยืนยันความถูกต้องของผลการจำลองทางพลศาสตร์การเลี้ยวโค้งของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ

1.4.1.7 วิเคราะห์และสรุปผลการศึกษา

1.4.2 สถานที่ทำการวิจัย

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี และบริษัท อู่เชิดชัยอุตสาหกรรม จำกัด

1.4.3 เครื่องมือที่ใช้ในการวิจัย

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

1.4.3.1 คอมพิวเตอร์สมรรถนะสูง

1.4.3.2 โปรแกรมคอมพิวเตอร์ช่วยในการออกแบบและวิเคราะห์ตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วง ที่เรียกว่า SolidWork 2013

1.4.3.3 โปรแกรมคอมพิวเตอร์ช่วยในการวิเคราะห์จำลองทางพลศาสตร์การเลี้ยวโค้ง ที่เรียกว่า MSC ADAM/Car

1.4.3.4 โปรแกรมสำหรับบันทึกข้อมูล (DeweSoft) และชุดอุปกรณ์การวัดค่าพารามิเตอร์ทางพลศาสตร์ยานยนต์ (Initial Measurement Unit-IMU2)

1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1.5.1 เพิ่มประสิทธิภาพในการออกแบบและผลิตรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำให้มีความปลอดภัยยิ่งขึ้น

1.5.2 เป็นแนวทางในการพัฒนาผู้ประกอบการรถโดยสารในการออกแบบการจัดวางอุปกรณ์ในรถโดยสารให้มีประสิทธิภาพสูงสุดก่อนการนำไปผลิตจริง

1.5.3 เพิ่มศักยภาพทางการแข่งขันในอุตสาหกรรมรถโดยสาร

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

บทที่ 2
ปริทัศน์วรรณกรรมและทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

ในบทนี้จะได้กล่าวถึงมาตรฐานทางกฎหมายตามกฎหมายที่เกี่ยวข้องกับรถโดยสารและการจำแนกประเภทของรถโดยสารในประเทศไทยจำแนกโดยกรมการขนส่งทางบก รวมทั้งงานวิจัยและทฤษฎีที่เกี่ยวข้องตามทฤษฎีทางด้านพลศาสตร์ยานยนต์และวิธีการในการประเมินหาตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงของรถโดยสาร ซึ่งมีวัตถุประสงค์เพื่อที่จะสร้างความรู้ความเข้าใจเกี่ยวกับการศึกษาถึงผลกระทบของตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วง ค่าสัมประสิทธิ์แรงด้านข้างของล้อและค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างพื้นล้อและพื้นถนนของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำต่อสมรรถนะการเลี้ยวโค้ง เพื่อกำหนดเงื่อนไขขอบเขตในการศึกษาครั้งนี้ทั้งรูปแบบการทดสอบและการจำลอง อีกทั้งยังมีการรวบรวมงานวิจัยที่เกี่ยวข้องไว้ เพื่อเป็นเครื่องมือในการกรองปัจจัยต่าง ๆ ที่ส่งผลต่อการศึกษาทางทางด้านพลศาสตร์ยานยนต์ในครั้งนี้

2.1 มาตรฐานรถโดยสารในประเทศไทย

2.1.1 กฎหมาย กฎระเบียบ และข้อบังคับที่เกี่ยวข้องกับรถโดยสารประจำทาง

2.1.1.1 พระราชบัญญัติจราจรทางบก พ.ศ. 2522

พระราชบัญญัติจราจรทางบก พ.ศ. 2522 (ให้ไว้ ณ วันที่ 18 มกราคม พ.ศ. 2522) นี้มีอำนาจบังคับครอบคลุมการเดินรถทุกประเภทรวมทั้งรถโดยสารประจำทางทุกหมวดด้วย ซึ่งอำนาจหน้าที่ในการบังคับใช้โดยตรงอยู่ที่ตำรวจทางหลวงและตำรวจจราจร

2.1.1.2 พระราชบัญญัติการขนส่งทางบก พ.ศ. 2522

พระราชบัญญัติการขนส่งทางบก พ.ศ. 2522 (ให้ไว้ ณ วันที่ 15 มีนาคม พ.ศ. 2522) เป็นกฎหมายที่มีวัตถุประสงค์เพื่อควบคุมกำกับดูแลการประกอบการขนส่ง การรับจัดการขนส่งที่รถใช้ในการขนส่ง ผู้ประจำรถ สถานีขนส่ง และการอื่น ๆ ที่เกี่ยวข้องกับการขนส่งที่มีขึ้นภายในประเทศและระหว่างประเทศให้มีความเรียบร้อย และคุ้มครองผู้ใช้ทางและประชาชนที่เกี่ยวข้องกับการขนส่งทางบก ให้มีสวัสดิภาพในการเดินทางและความปลอดภัยในชีวิตและทรัพย์สิน โดยให้อำนาจหน้าที่แก่กรมการขนส่งทางบก กระทรวงคมนาคม ในการควบคุมกำกับดูแลการขนส่งทางบกโดยยานพาหนะแทบทุกประเภทที่ใช้สำหรับขนส่งทางถนน แต่

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

พระราชบัญญัติการขนส่งทางบกจะยกเว้นไม่ใช้บังคับกับการขนส่งบางประเภทที่อยู่ภายใต้ขอบเขตบังคับใช้พระราชบัญญัติรถยนต์

2.1.1.3 พระราชบัญญัติทางหลวง พ.ศ. 2535

เป็นกฎหมายที่ใช้ในการควบคุมและกำกับการใช้ทาง โดยมีข้อกำหนดเกี่ยวกับความเร็วรถที่ใช้บนทางหลวง เกณฑ์ของน้ำหนักยานพาหนะ และน้ำหนักบรรทุกที่จะนำไปใช้วิ่งบนทางหลวง ซึ่งในส่วนข้อกำหนดเกี่ยวกับน้ำหนักดังกล่าว เป็นไปตามประกาศผู้อำนวยการทางหลวงพิเศษ ผู้อำนวยการทางหลวงแผ่นดิน และผู้อำนวยการทางหลวงสัมปทาน เรื่อง ห้ามใช้ยานพาหนะที่มีน้ำหนักบรรทุกหรือน้ำหนักเพลาลงเกินกว่าที่ได้กำหนดหรือโดยที่ยานพาหนะนั้นอาจทำให้ทางหลวงเสียหาย วิ่งบนทางหลวงพิเศษ ทางหลวงแผ่นดินและทางหลวงสัมปทาน ฉบับลงวันที่ 22 ธันวาคม 2548

2.1.1.4 มาตรฐานด้านสิ่งแวดล้อม

เกี่ยวข้องกับการกำหนดมาตรฐานน้ำมันเชื้อเพลิง และปริมาณของมลพิษที่ปล่อยออกจากรถยนต์ ที่กำหนดให้เครื่องยนต์จะต้องปล่อยไอเสียและมลพิษต่าง ๆ ออกมาไม่เกินค่าที่กำหนด เช่น มาตรฐานยูโร 4 (ECE R83-05 : European Communication Engineer) ซึ่งในปัจจุบันประเทศไทยนิยมอ้างอิงตามมาตรฐานของกลุ่มสหภาพยุโรป ที่เรียกว่า มาตรฐานยูโร ที่ถูกใช้โดยกลุ่มประเทศในทวีปยุโรป โดยกลุ่มประเทศเหล่านี้ได้มีการวางกฎระเบียบต่าง ๆ ที่เกี่ยวข้องกับการป้องกัน และแก้ไขปัญหาด้านสิ่งแวดล้อม ได้เริ่มมีการควบคุมการปล่อยมลพิษจากยานพาหนะอย่างเป็นระบบตั้งแต่ปี พ.ศ. 2535

2.1.1.5 มาตรฐานด้านความปลอดภัยของรถในระบบรถโดยสารประจำทาง

กรมการขนส่งทางบกมีการกำกับดูแลด้านความปลอดภัยของรถในระบบรถโดยสารประจำทางตลอด 4 กระบวนการ ได้แก่ การออกแบบรถ การผลิตรถ การดัดแปลงรถ และการบำรุงรักษาและการใช้งาน อาทิการทดสอบโครงสร้างความแข็งแรงของตัวรถโดยสาร การกำหนดรัศมีวงเลี้ยว การทดสอบที่นั่งและจุดยึดที่นั่งของรถโดยสารประจำทาง การทดสอบการพลิกคว่ำของรถโดยสาร การชนด้านหน้าและด้านหลัง ประตูและทางออกฉุกเฉิน การระบายอากาศ และอุปกรณ์ดับเพลิง เป็นต้น

2.1.2 การจำแนกประเภทมาตรฐานรถโดยสารประจำทางในประเทศไทย

จากข้อมูลกรมขนส่งทางบก รถโดยสารสามารถจำแนกประเภทออกเป็นรถโดยสารสองชั้น รถโดยสารชั้นครึ่ง และรถโดยสารพื้นต่ำ ดังแสดงในรูปที่ 2.1 ซึ่งจากความแตกต่างของประเภทรถโดยสารนี้เอง กรมการขนส่งทางบกจึงได้มีการกำหนดข้อบังคับทางกฎหมายที่เกี่ยวข้องกับความสามารถในการรับน้ำหนักของรถโดยสาร โดยที่รถโดยสารประเภทสองชั้นจะบังคับให้

เพลาท้ายรับภาระน้ำหนักได้ไม่เกิน 16,500 กิโลกรัม และภาระน้ำหนักรวมของโดยสารไม่เกิน 21,500 กิโลกรัม ในขณะที่รถโดยสารประเภทชั้นครึ่งจะอนุญาตให้เพลาท้ายรับภาระได้ไม่เกิน 11,000 กิโลกรัม และภาระน้ำหนักรวมรถโดยสารไม่เกิน 16,500 กิโลกรัม ซึ่งจากข้อกำหนดดังกล่าวส่งผลให้ผู้ประกอบการรถโดยสารจึงจำเป็นต้องพิจารณาในขั้นตอนการออกแบบ เพื่อให้เกิดความปลอดภัยและเป็นไปตามข้อบังคับดังกล่าว ข้อมูลจำนวนรถโดยสารประจำทางจากสำนักจัดระบบการขนส่ง กรมการขนส่งทางบกพบว่า รถโดยสารปรับอากาศมาตรฐาน 1 ,2 และมาตรฐาน 4 ถูกนำมาใช้ในการขนส่งผู้โดยสารอย่างแพร่หลายในประเทศไทย ปัจจุบันความแตกต่างทางกายภาพที่ชัดเจนระหว่างรถโดยสารทั้ง 3 ประเภท คือความสูงของตัวรถ จำนวนเบาะที่นั่งโดยสาร และขนาดของห้องโดยสาร

ก) รถโดยสารสองชั้น ข) รถโดยสารชั้นครึ่ง ค) รถโดยสารพื้นต่ำ

รูปที่ 2.1 ประเภทของรถโดยสารปรับอากาศ ตามข้อมูลกรมขนส่งทางบก

มาตรฐานรถโดยสารประจำทางในประเทศไทย ตามกฎกระทรวงฉบับที่ 4 พ.ศ. 2524 ออกตามความในพระราชบัญญัติการขนส่งทางบก 2522 แบ่งออกเป็น 7 มาตรฐาน ดังนี้

มาตรฐาน 1 รถปรับอากาศพิเศษ (รถโดยสารชั้นเดียว หรือรถโดยสารชั้นครึ่ง)

มาตรฐาน 2 รถปรับอากาศ

มาตรฐาน 3 รถที่ไม่มีเครื่องปรับอากาศ

มาตรฐาน 4 รถสองชั้น

มาตรฐาน 5 รถพ่วง

มาตรฐาน 6 รถกึ่งพ่วง

มาตรฐาน 7 รถโดยสารเฉพาะกิจ

ซึ่งข้อมูลโดยละเอียดของมาตรฐานรถโดยสารประจำทางในประเทศไทย จะแสดงในภาคผนวก ก

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

2.2 รถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ

เป็นรถตามมาตรฐานกรมการขนส่งทางบก มาตรฐาน 2ข ซึ่งรายละเอียดของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำดังนี้ เป็นรถโดยสารปรับอากาศ ที่มีจำนวนที่นั่งเกิน 30 ที่นั่ง โดยไม่กำหนดที่สำหรับผู้โดยสารยืน ไม่มีห้องสุขภัณฑ์ มีความกว้าง/ความยาว/ความสูง ไม่เกิน 2.50/12.00/3.80 เมตร ความสูงภายในห้องโดยสารไม่น้อยกว่า 1.60 เมตร มีประตูทางขึ้นลงอย่างน้อย 1 แต่ไม่เกิน 2 ประตูที่ด้านข้างหรือด้านท้ายของรถและมีประตูฉุกเฉินอย่างน้อย 1 ประตู โดยใช้น้ำหนักบรรทุกเต็มตามกฎหมายที่กรมการขนส่งทางบกกำหนด ซึ่งมีค่าเท่ากับ 18,000 กิโลกรัม ดังแสดงในรูปที่ 2.2

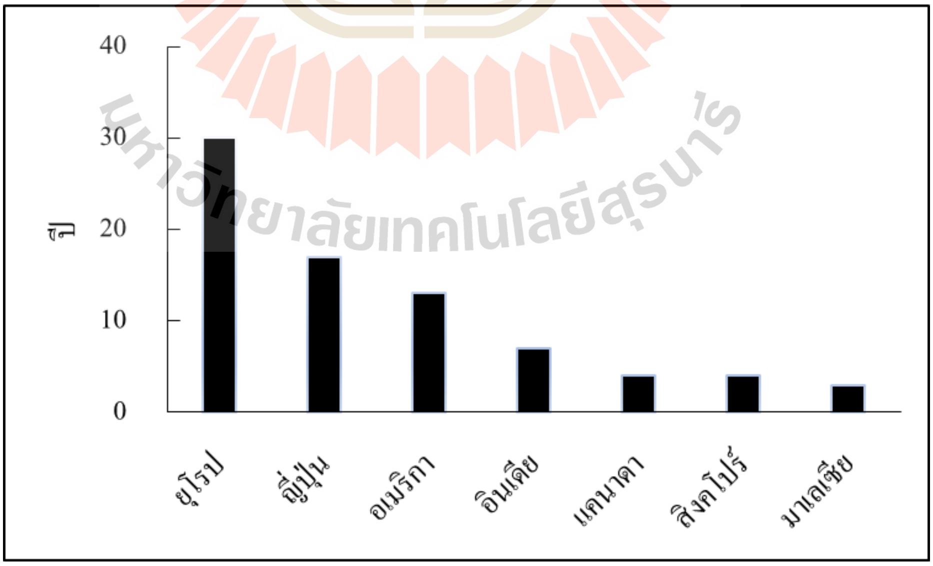
รูปที่ 2.2 รถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

คุณลักษณะเด่นของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ เป็นรถโดยสารที่ไม่มีการปล่อยเสียงและไม่มีการปล่อยมลพิษซึ่งเป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อม พื้นภายในห้องโดยสารจะเป็นระดับเดียวกันทั้งหมด ซึ่งระดับความสูงของพื้นห้องโดยสารไม่เกินกว่า 30 เซนติเมตร เป็นรถที่เหมาะสำหรับใช้ขนส่งผู้โดยสารในเมืองพร้อมทั้งยังเหมาะสำหรับให้ผู้โดยสารที่ใช้รถเข็นสำหรับผู้พิการสามารถเดินทางได้อย่างคล่องตัวมากยิ่งขึ้นด้วยพื้นห้องโดยสารที่ต่ำ ดังแสดงในรูปที่ 2.3

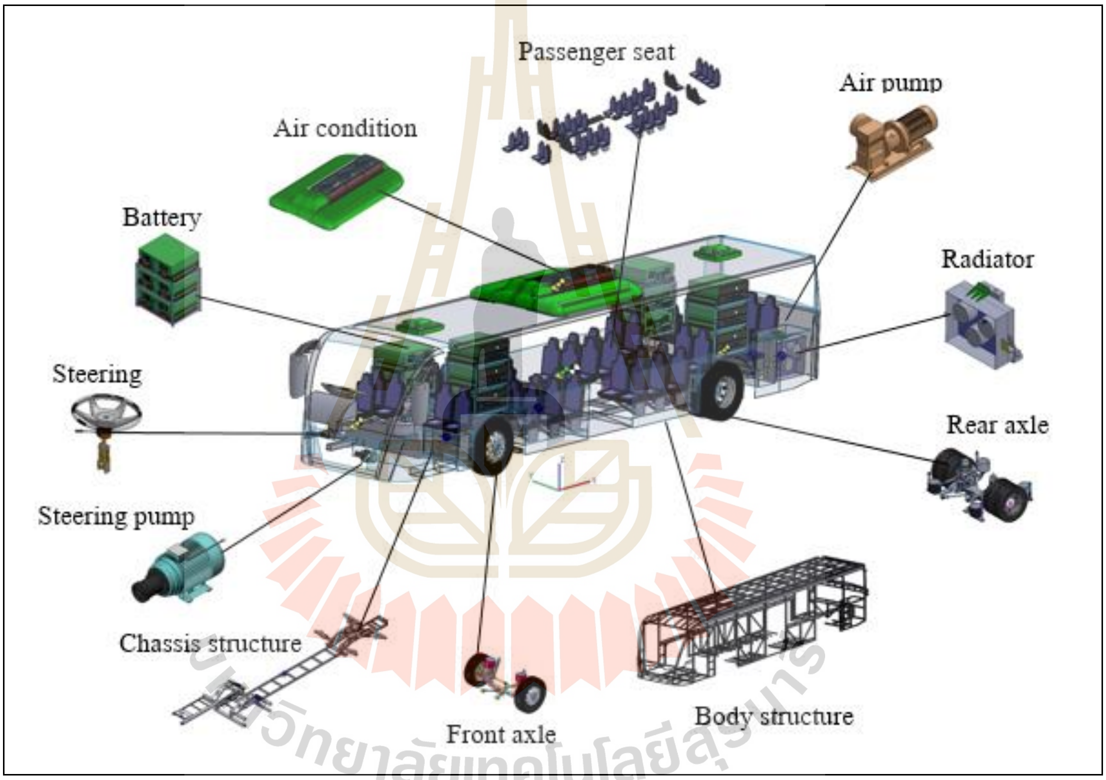
รูปที่ 2.3 ลักษณะพื้นของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ

จากประวัติการเริ่มใช้บริการรถโดยสารพื้นต่ำในต่างประเทศ (APTA Streetcar Subcommittee, 2013) ได้รายงานไว้ว่าประเทศในสหภาพยุโรปนั้นได้ใช้รถโดยสารพื้นต่ำเป็นเวลากว่า 30 ปีมาแล้ว ดังแสดงในรูปที่ 2.4 และในรายงานดังกล่าวยังระบุอีกว่ารถโดยสารพื้นต่ำจะเป็นรถโดยสารแห่งอนาคตเพราะเป็นรถที่ผู้โดยสารทุก ๆ กลุ่มสามารถใช้บริการได้อย่างง่ายดาย สะดวกและปลอดภัย



รูปที่ 2.4 ประวัติการเริ่มใช้บริการรถโดยสารพื้นต่ำในต่างประเทศ
(ที่มา: APTA street Subcommittee 2013 สัญญาจัดซื้อจัดจ้างฉบับที่ 8 ขสมก. 2552)

รถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำเป็นรถโดยสารไฟฟ้าที่ขับเครื่องด้วยมอเตอร์ไฟฟ้าซึ่งมีแบตเตอร์รี่เป็นแหล่งจ่ายพลังงาน ซึ่งมีระบบควบคุมทางไฟฟ้า (Electric Control Unit) ทำหน้าที่ควบคุมการไหลของกระแสไฟฟ้าจากแบตเตอรี่ไปยังมอเตอร์ไฟฟ้า ซึ่งมอเตอร์ไฟฟ้าจะเปลี่ยนพลังงานไฟฟ้าให้เป็นพลังงานกล เพื่อขับเคลื่อนล้อรถผ่านเพลาล้อเพื่อให้สามารถขับเคลื่อนไปได้ ส่วนประกอบหลักของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำประกอบไปด้วย โครงสร้างคัสซี โครงสร้างบอดี้ เพลาล้อหน้า เพลาล้อหลังพร้อมมอเตอร์ไฟฟ้า หม้อน้ำ ปั้มลม ที่นั่งผู้โดยสาร ระบบแอร์คอนดิชั่น แบตเตอร์รี่ และระบบพวงมาลัย ดังแสดงในรูปที่ 2.5



รูปที่ 2.5 รายละเอียดอุปกรณ์ส่วนควบของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ

2.3 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

แบบจำลองพลศาสตร์ยานยนต์ประกอบด้วย 2 แบบ ดังนี้ 1) พลศาสตร์ยานยนต์แบบ 2 มิติ (Bicycle model) 2) พลศาสตร์ยานยนต์แบบ 3 มิติ (Four wheels model) โดยทั้งสองแบบจะมีความแตกต่างกันคือพลศาสตร์ยานยนต์แบบ 2 มิติ จะเป็นการจำลองพลศาสตร์ยานยนต์การเคลื่อนที่ของรถอย่างง่าย ซึ่งจะมีตัวแปรอิสระ (Degree of freedom) 2 ตัวแปร คือ การเคลื่อนที่ด้านข้างและการหมุนของรถรอบแกน Z แต่สำหรับพลศาสตร์ยานยนต์ แบบ 3 มิติ จะเป็นการพิจารณาสมการพลศาสตร์ยานยนต์ที่มีความซับซ้อนมากขึ้น ซึ่งประกอบด้วยการเคลื่อนที่ด้านข้าง การเคลื่อนที่ในแนวดิ่ง การหมุนของรถรอบแกน X (Roll motion) การหมุนรอบแกน Y (Pitch motion) การหมุนรอบแกน Z (Yaw motion) โดยทั้งสองแบบจะพิจารณาในสภาวะที่ยานยนต์เคลื่อนที่ด้วยความเร็วคงที่

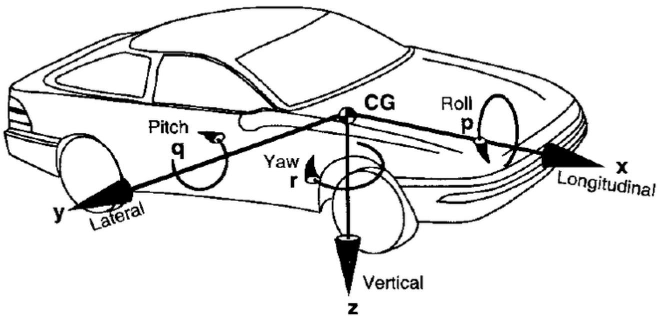
1) การจำลองพลศาสตร์ยานยนต์แบบ 2 มิติ ได้มีการนำไปใช้สำหรับการพัฒนาระบบควบคุมรถในหลายงานวิจัย โดยจะเป็นการจำลองในสภาวะที่ยานยนต์เคลื่อนที่ด้วยความเร็วคงที่และไม่คำนึงถึงการหมุนของยานยนต์รอบแกน X และการหมุนของยานยนต์รอบแกน Y และพิจารณาการเคลื่อนที่และแรงที่เกิดขึ้นที่ล้อด้านซ้ายและขวามีค่าเท่ากัน ดังนั้นจึงสามารถที่จะพิจารณาสถานะต่าง ๆ ที่เกิดขึ้นของล้อด้านซ้ายและล้อด้านขวาให้เหลือเพียงล้อเดียวทำให้เหลือล้อจากเดิม 4 ล้อเหลือเพียง 2 ล้อ

2) สำหรับการคำนวณพลศาสตร์ยานยนต์ 3 มิติ จะมีความซับซ้อนมากกว่าการคำนวณพลศาสตร์ยานยนต์แบบ 2 มิติ เนื่องจากตัวแปรที่พิจารณามีจำนวนมาก เช่น แรงที่เกิดขึ้นที่ล้อทั้งสี่ตำแหน่งและความเร็วของจุดศูนย์กลางของรถ มุมและความเร็วของการเอียงหน้าหลัง มุมและความเร็วของการเอียงซ้ายและขวา โดยเป็นการจำลองในสภาวะที่ยานยนต์เคลื่อนที่ด้วยความเร็วไปข้างหน้าแบบคงที่ แรงที่เกิดขึ้นที่ล้อมีความสัมพันธ์เป็นแบบเชิงเส้นและมีสัญญาณเข้าคือ ความเร็วของยานยนต์และมุมเลี้ยวของล้อหน้า

2.3.1 ระบบพิกัดแกนอ้างอิงแบบจำลองการศึกษาพลศาสตร์

2.3.1.1 แกนอ้างอิงที่ยึดติดไปกับยานยนต์ (Body fixed coordinate)

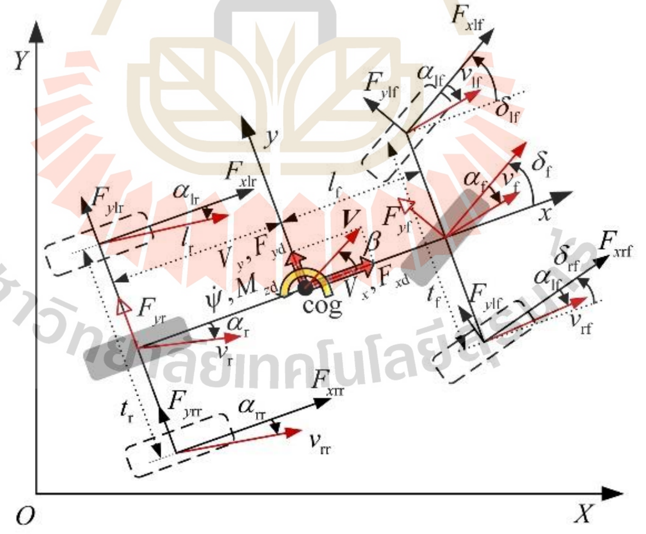
แกนอ้างอิงแบบนี้จะยึดติดไปกับยานยนต์และเคลื่อนที่ไปด้วยกัน ดังแสดงในรูปที่ 2.6 การใช้แกนอ้างอิงแบบนี้จะทำให้แรงต่าง ๆ ที่เกิดขึ้นกับยานยนต์นั้น สามารถคำนวณได้ง่ายขึ้น เช่น การคำนวณแรงที่เกิดขึ้นระหว่างล้อกับพื้นถนนนั้น สามารถคำนวณได้โดยอาศัยมุมเลี้ยวของล้อกับมุมความเร็วล้อ



รูปที่ 2.6 แกนอ้างอิงที่ยึดติดไปกับยานยนต์

2.3.1.2 แกนอ้างอิงหลัก (Global coordinate)

การคำนวณพฤติกรรมของยานยนต์ เช่น ความเร็วด้านข้าง ความเร็วเชิงมุมรอบแกน Z โดยปกติแล้วมักใช้แกนอ้างอิงที่ยึดติดไปกับยานยนต์ แต่สำหรับการพิจารณาเส้นทางการเคลื่อนที่ของยานยนต์แล้วจะใช้แกนอ้างอิงหลัก ดังแสดงในรูปที่ 2.7 เนื่องจากการคำนวณโดยใช้แกนอ้างอิงหลักจะเปรียบเสมือนมีผู้สังเกตการณ์ซึ่งยืนอยู่กับที่คอยสังเกตการณ์เคลื่อนที่ของรถ



รูปที่ 2.7 แกนอ้างอิงหลักยานยนต์

2.3.1.3 ปัจจัยที่เกี่ยวข้องกับพลศาสตร์ยานยนต์

ลักษณะของแรงต่าง ๆ ซึ่งมีผลกระทบต่อการเคลื่อนที่ของรถในขณะที่เคลื่อนที่จะมีแรงต่าง ๆ มากระทำต่อรถในทางตรงกันข้ามกับแรงที่ทำให้รถเคลื่อนที่ ได้แก่

1) แรงเสียดทาน เป็นแรงต้านการเร่งของยานพาหนะเนื่องมาจากความขรุขระของผิวถนน แรงต้านทานเนื่องจากการเคลื่อนที่ เกิดขณะที่รถแล่นไปบนทางราบในแนวตรงด้วยอัตราเร่งคงที่ขณะที่ล้อหมุนไปบนผิวทาง ในสภาพพื้นผิวจราจรปกติ แรงต้านทานเนื่องจากความชัน เกิดเมื่อรถแล่นขึ้นเนินที่มีความลาดชันจะเกิดแรงต้านระหว่างน้ำหนักของตัวรถและความลาดชันของพื้น

2) แรงต้านทานเนื่องจากความโค้งของถนน เมื่อรถแล่นเข้าโค้งจะเปลี่ยนทิศทางการเคลื่อนที่และเกิดมีแรงหนีศูนย์กลางรถมีโอกาสที่จะไถลออกนอกโค้ง หรือบางครั้งอาจพลิกคว่ำด้วยแรงเหวี่ยงจากศูนย์กลางนี้จะทำให้เกิดโมเมนต์พลิกคว่ำ ซึ่งตรงกันข้ามกับโมเมนต์ทรงตัวรถจะคว่ำต่อเมื่อโมเมนต์พลิกคว่ำมากกว่าโมเมนต์ทรงตัว

3) แรงต้านที่ช่วยไม่ให้รถลื่นไถลออกจากผิวทางโค้งคือความฝืดระหว่างล้อกับผิวทางและการสร้างถนนยกระดับช่วยลดปัญหาการไถลออกนอกโค้งและการพลิกคว่ำของรถลงได้ แรงที่กระทำต่อรถยนต์จะสมมุติให้กระทำที่จุดศูนย์ถ่วงของรถ ยกเว้นแรงเสียดทานที่กระทำที่ล้อและผิวถนน แรงเนื่องจากความเสียดทานนี้เองที่ทำให้คนขับสามารถ เริ่มต้น หยุดและขับเคลื่อนรถ

4) แรงต้านทานของอากาศ เกิดจากแรงเสียดทานของตัวถังรถยนต์ขณะเคลื่อนที่ไปในอากาศ ขนาดของแรงต้านขึ้นอยู่กับรูปร่าง พื้นที่หน้าตัดของตัวยานพาหนะและความเร็วขณะขับเคลื่อนที่

2.3.1.4 พลศาสตร์ยานยนต์ตามทิศทางการเคลื่อนที่

1) พลศาสตร์แนวยาว ในส่วนนี้พิจารณาเมื่อรถวิ่งในทิศทางรถเดินหน้าหรือถอยหลังหรือการเคลื่อนที่ตามแนวแกน x ตัวอย่างการศึกษาในหัวข้อนี้เช่น ความเร็วสูงสุดที่รถยนต์สามารถวิ่งได้ในแต่ละสภาพแวดล้อม

2) พลศาสตร์แนวดิ่ง ส่วนนี้พิจารณาการเคลื่อนที่ขึ้นลงของตัวรถยนต์หรือการเคลื่อนที่ตามแนวแกน Z โดยทั่วไปจะเกิดขึ้นเมื่อรถยนต์วิ่งผ่านถนนที่มีความขรุขระต่าง ๆ กันรวมไปถึงการศึกษาการเอียงของตัวรถยนต์

3) พลศาสตร์แนวด้านข้าง ส่วนนี้พิจารณาการเคลื่อนที่หมุนรอบแกน z ที่เกิดขึ้นจากการเลี้ยว ซึ่งตัวแปรที่มีผลโดยตรงต่อพลศาสตร์ด้านข้างมีจำนวนมากและหลากหลายประเภทหากจะจัดหมวดหมู่ตัวแปรดังกล่าวตามแหล่งที่มา สามารถแบ่งได้เป็น 3 หมวดหลัก คือ หนึ่งลักษณะทางกายภาพ เช่น น้ำหนักรวมของตัวรถ โมเมนต์ความเฉื่อย ตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วง ความกว้างของฐานล้อ ระยะเพลาหน้าถึงเพลาหลัง พื้นที่ผิวของรถที่รับแรงปะทะของลมทั้ง ทางด้านหน้าและด้านข้าง และชนิดของยางรถยนต์ที่ใช้ สองสภาพแวดล้อม เช่น ลักษณะของผิวถนน ที่

บ่งบอกถึงค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน ความลาดชัน ความขรุขระหรือความเรียบของถนนที่มีผลต่อการสั่นสะเทือนของรถ และสามระบบต่าง ๆ ของรถยนต์ที่ส่งผลโดยตรงต่อการเคลื่อนที่ เช่น ระบบขับเคลื่อนของรถยนต์ที่แตกต่างกัน ขับเคลื่อนด้วยล้อหน้าล้อหลังหรือขับเคลื่อนสี่ล้อ จะส่งผลให้ความสามารถในการเคลื่อนที่แตกต่างกันไปด้วย ระบบกันสะเทือนเป็นตัวควบคุมการเคลื่อนที่ขึ้นลงของตัวรถ ความหลากหลายของตัวแปรและความซับซ้อน ในความสัมพันธ์ระหว่างตัวแปรด้วยกันเอง ทำให้ต้องมีการสร้างเครื่องมือขึ้นมาเพื่อช่วยในการสร้างความเข้าใจ ของผลกระทบที่เกิดขึ้นกับภาพรวมของพลศาสตร์ จากการเปลี่ยนแปลงค่าตัวแปรต่าง ๆ เพื่อให้สามารถคาดการณ์การเคลื่อนที่ของรถยนต์ได้อย่างแม่นยำมากขึ้น

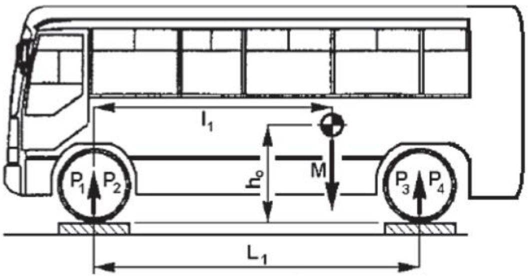
2.3.2 พารามิเตอร์ที่เกี่ยวข้องในงานวิจัยนี้

2.3.2.1 จุดศูนย์ถ่วงของยานยนต์ (Centre gravity of vehicle)

ตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงเป็นปัจจัยสำคัญที่ต้องตระหนักถึงเนื่องจากเป็นปัจจัยที่ส่งผลกระทบต่อความสามารถในการควบคุมการขับขี่โดยตรง โดยเฉพาะอย่างยิ่งยานยนต์ที่มีสมรรถนะสูงเพราะต้องการการทรงตัวที่ดีและในขณะที่ใช้ความเร็วสูงเพื่อความปลอดภัย ความสูงของจุดศูนย์ถ่วงที่น้อยที่สุดเป็นสิ่งที่ต้องการสำหรับการออกแบบยานยนต์ในทุกประเภท ด้วยเหตุผลในด้านการควบคุมรถ การยึดเกาะถนน การเลี้ยวรวมไปถึงการขึ้นทางลาดชัน อย่างไรก็ตามตำแหน่งของจุดศูนย์ถ่วงขึ้นอยู่กับขนาดของภาระการโดยสารและตำแหน่งที่ตั้งของมวลที่บรรทุก ด้วยหลักการทางวิศวกรรมยานยนต์จุดศูนย์ถ่วงสามารถแบ่งออกได้เป็น 3 แนว ตามระบบพิกัดแกนดังนี้

1) ตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงตามแนวยาว

ตำแหน่งตามแนวยาวของจุดศูนย์ถ่วงของรถยนต์จะพิจารณาจากระยะฐานล้อ (Wheel base) โดยมองจากด้านข้างตำแหน่งตามยาวของจุดศูนย์ถ่วงจะอยู่ในแนวระนาบภายใต้ระยะของฐานล้อสำหรับตำแหน่งตามแนวยาวของจุดศูนย์ถ่วง ดังแสดงในรูปที่ 2.8



รูปที่ 2.8 ตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงตามแนวยาวรถ

ซึ่งหาได้ดังสมการ 2.1

$$l1 = \frac{(P_3 + P_4)L_1}{P_{total}} \tag{2.1}$$

โดยที่ P_3 คือ น้ำหนักล้อหลังด้านซ้าย

P_4 คือ น้ำหนักล้อหลังด้านขวา

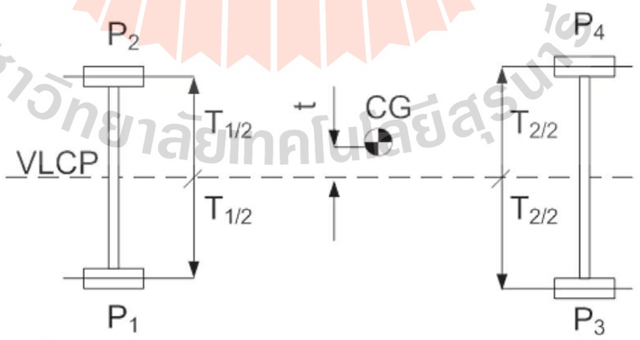
P_{total} คือ น้ำหนักรวม

L_1 คือ ระยะระหว่างล้อหน้ากับล้อหลัง

l_1 คือ ระยะจุดศูนย์ถ่วงจากกึ่งกลางล้อหน้า

2) ตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงตามแนวด้านข้าง

ตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงตามแนวขวางของรถยนต์พิจารณาจากระยะของจุดศูนย์กลางล้อซ้ายถึงจุดศูนย์กลางล้อขวา (Tracking) โดยการมองรถจากด้านหน้าหรือด้านหลังในขณะที่ระยะของจุดศูนย์ถ่วงล้อซ้ายถึงจุดศูนย์ถ่วงล้อขวาของเพลาหน้าและเพลาท้ายของรถยนต์อาจมีค่าไม่เท่ากัน เช่น รถบรรทุก 6 ล้อที่ออกแบบให้มีล้อคู่อยู่ที่เพลาท้าย โดยที่เพลาหลังจะมีค่ามากกว่าเนื่องจากเหตุผลเรื่องรัศมีการเลี้ยว (Turning radius) และการเข้าโค้ง ส่วนในกรณีรถยนต์ 4 ล้อ โดยปกติจะมีค่าเท่ากัน ดังแสดงในรูปที่ 2.9



รูปที่ 2.9 ตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงตามแนวขวางรถ

ซึ่งหาได้ดังสมการ 2.2

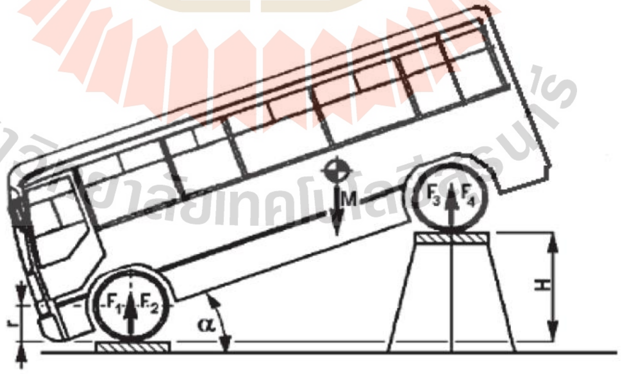
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

$$t = ((P_1 - P_2)\frac{T_1}{2} + (P_3 - P_4)\frac{T_2}{2})(\frac{1}{P_{total}}) \qquad (2.2)$$

โดยที่ P_1 คือ น้ำหนักล้อหน้าด้านซ้าย
P_2 คือ น้ำหนักล้อหน้าด้านขวา
P_3 คือ น้ำหนักล้อหลังด้านซ้าย
P_4 คือ น้ำหนักล้อหลังด้านขวา
P_{total} คือ น้ำหนักรวม
$T_{1/2}$ คือ ระยะกว้างล้อหน้า
$T_{2/2}$ คือ ระยะกว้างล้อหลัง

3) ตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงตามแนวดิ่ง

ตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงตามแนวดิ่งของรถพิจารณาจากระยะที่ล้อสัมผัสกับผิวถนนซึ่งตำแหน่งตามแนวดิ่งถึงจุดศูนย์ถ่วงนี้เป็นตำแหน่งที่พิจารณาได้ยากที่สุดเนื่องจากต้องมาจากการทดสอบเท่านั้นการทดสอบสามารถกระทำได้ 3 วิธี คือวิธีแรกแขวนรถหรือแกว่งรถ วิธีที่สองยกเพลาท้ายขึ้นในแนวดิ่งและวิธีที่สามพลิกคว่ำ ซึ่งในส่วนนี้จะนำเสนอวิธีการยกเพลาด้านหลัง ดังแสดงในรูปที่ 2.10



รูปที่ 2.10 วิธีการหาระยะแนวดิ่งของจุดศูนย์ถ่วงแบบยกเพลาท้ายขึ้น

ซึ่งหาได้ดังสมการ 2.3

$$h = \frac{(Wa - R_4 L_1)\sqrt{L_1^2 - H^2}}{HW} + r \qquad (2.3)$$

โดยที่ W คือ น้ำหนักทั้งหมดของรถ

$a = l_1$ คือ ระยะจุดศูนย์ถ่วงจากกึ่งกลางล้อหน้า

R_4 คือ น้ำหนักรวมของล้อหลัง

L_1 คือ ระยะระหว่างล้อหน้ากับล้อหลัง

H คือ ระยะความสูงขณะยกรถ

r คือ รัศมีของล้อ

4) การประเมินจุดศูนย์ถ่วงในแนวดิ่งโดยใช้หลักการ SSF ในการประเมินตำแหน่งจุดศูนย์ในแนวดิ่งของรถโดยสารจำเป็นที่จะต้องรู้ระยะความกว้างฐานล้อของรถโดยสาร และกำหนดให้ค่า SSF ของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ มีค่าเท่ากับ 1 ถึง 1.3 ซึ่งหาได้ดังสมการ 2.4

$$H_{CG} = \frac{t}{2SSF} \qquad (2.4)$$

โดยที่ t คือ ระยะความกว้างฐานล้อของรถ

H_{cg} คือ ระยะความสูงจุดศูนย์ถ่วง

2.3.2.2 สัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างพื้นล้อกับพื้นถนน

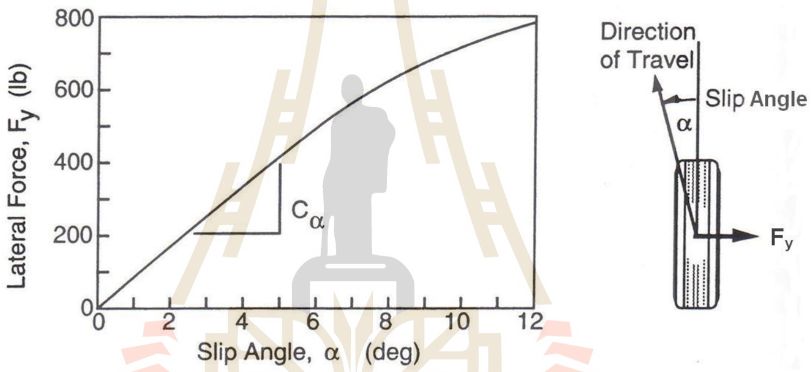
แรงเสียดทาน คือแรงเสียดทานระหว่างผิวสัมผัสระหว่างพื้นล้อกับพื้นถนนที่มีทิศขนานกันและเมื่อมีการสัมผัสที่ผิวจะเกิดการต้านทานการลื่นไถลของพื้นล้อ ซึ่งความเสียดทานมีคุณสมบัติเกิดจากน้ำหนักหรือแรงในแนวตั้งฉากที่กระทำกับพื้นสัมผัสและมีคุณสมบัติในส่วนของการเกิดสัมประสิทธิ์ความเสียดทานและไม่ขึ้นกับความเร็วในการลื่นไถล แรงเสียดทานมี 2 ประเภท ได้แก่ แรงเสียดทานสถิต (Static friction) เป็นแรงเสียดทานที่เกิดขึ้นตั้งแต่วัตถุอยู่นิ่งจนกระทั่งวัตถุเริ่มเคลื่อนที่ แรงเสียดทานจลน์ (Kinetic friction) เป็นแรงเสียดทานที่เกิดขึ้นขณะวัตถุเคลื่อนที่ด้วยความเร็วคงที่ ส่วนสัมประสิทธิ์ของแรงเสียดทาน (Coefficient of friction) เป็นค่าตัวเลขที่แสดงว่าเกิดแรงเสียดทานขึ้นระหว่างผิวสัมผัสระหว่างพื้นล้อกับพื้นถนนมากน้อยเพียงใด ซึ่งหาได้ดังสมการ 2.5

$$\mu = \frac{f}{N} \tag{2.5}$$

โดยที่ μ คือ สัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างพื้นล้อกับพื้นถนน
f คือ สัมประสิทธิ์ของแรงเสียดทาน
N คือ แรงปฏิกิริยาในแนวตั้งฉาก

2.3.2.3 สัมประสิทธิ์แรงด้านข้างของล้อ

สัมประสิทธิ์แรงด้านข้างของล้อ คือ ความสัมพันธ์ระหว่างแรงกระทำด้านข้างที่เกิดขึ้นตอนรถเลี้ยวโค้งกับมุมลื่นไถลของล้อ ดังแสดงในรูปที่ 2.11



รูปที่ 2.11 ความสัมพันธ์ระหว่างแรงด้านข้างกับมุมลื่นไถลด้านข้างของรถ

ภายใต้เงื่อนไขในการเลี้ยวซึ่งความเร่งด้านข้างเกิดจากแรงทางด้านข้างซึ่งจะส่งผลให้เกิดการไถลทางด้านข้างของล้อยางในขณะที่ล้อกำลังกลิ้งหรือเรียกว่ามุมไถล ที่ 5 องศาหรือต่ำกว่านั้นความสัมพันธ์ระหว่างแรงกระทำทางด้านข้างกับมุมไถลจะเป็นแบบเส้นตรง ซึ่งสามารถอธิบายได้ ดังสมการที่ 2.6

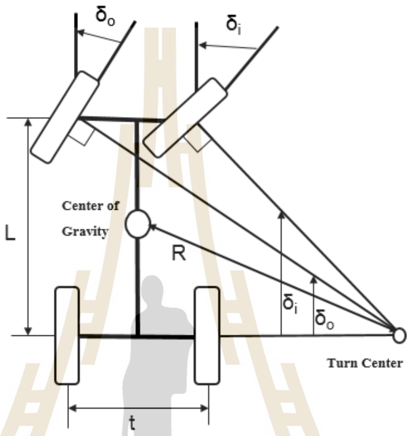
$$F_y = C_\alpha \alpha \tag{2.6}$$

โดยที่ F_y คือ แรงกระทำทางด้านข้าง
C_α คือ ค่าสัมประสิทธิ์แรงด้านข้างของล้อ
α คือ มุมไถลของล้อ

2.3.3 พลศาสตร์การเลี้ยวโค้ง

2.3.3.1 รัศมีการเลี้ยว

มุมเลี้ยวล้อด้านหน้าขวาและซ้ายเลี้ยวเป็นมุมที่เท่ากัน คือ ทั้งสองล้อจะมีรัศมีวงเลี้ยวเท่ากันทำให้ล้อแต่ละข้างหมุนรอบจุดศูนย์กลางต่างกัน เมื่อเป็นเช่นนี้การเลี้ยวโค้งจะไม่ราบเรียบ เนื่องจากการลื่นออกด้านข้างของยางและเพื่อป้องกันปัญหานี้ เมื่อเลี้ยวโค้งล้อด้านในจะมีมุมเลี้ยวมากกว่าล้อด้านนอก เพื่อให้มีจุดศูนย์กลางของรัศมีวงเลี้ยวเดียวกัน ดังแสดงในรูปที่ 2.12



รูปที่ 2.12 การเลี้ยวรอบจุดศูนย์กลางที่เดียวกัน

สมการคำนวณค่ามุมเลี้ยวที่ความเร็วต่ำ ได้ดังสมการที่ 2.7

$$\delta = \frac{L}{R} \tag{2.7}$$

สมการคำนวณค่ามุมเลี้ยวที่ความเร็วสูง ได้ดังสมการที่ 2.8

$$\delta = \frac{L}{R} + \alpha_f - \alpha_r \tag{2.8}$$

โดยที่ δ คือ มุมบิดที่ล้อหน้าของรถ

L คือ ระยะระหว่างล้อหน้ากับล้อหลัง

R คือ รัศมีโค้ง

α_f คือ มุมไถลที่ล้อหน้า

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

α_r คือ มุมไถลที่ล้อหลัง

กลไกการเลี้ยวได้มาจากการประยุกต์ใช้ตามกฎข้อที่ 2 ของนิวตันหรือเรียกว่าสมการเรขาคณิตในการเลี้ยว การวิเคราะห์เพื่อให้ง่ายจึงแสดงยวดยานเป็นแบบจำลองของรถจักรยานหรือแบบจำลอง 2 มิติ ดังแสดงในรูปที่ 2.13 ที่ความเร็วสูงรัศมีการเลี้ยวจะมากกว่าระยะห่างระหว่างล้อหน้ากับล้อหลังของรถมาก ดังนั้นมุมที่เกิดขึ้นจะเป็นมุมที่น้อยมาก เพื่อความสะดวกล้อคู่หน้าของรถสามารถแสดงมุมของการบิดพวงมาลัยได้เป็นล้อเดียวเนื่องจากแรงกระทำของทั้งสองล้อจะมีขนาดเท่ากันและล้อหลังก็ใช้หลักการเช่นเดียวกันกับล้อหน้า ในขณะที่รถเคลื่อนที่ไปข้างหน้าด้วยความเร็วผลรวมของแรงที่กระทำทางด้านข้างของล้อ จะเท่ากับแรงเหวี่ยงที่เกิดจากความเร่งสู่ศูนย์กลาง (Centripetal acceleration) ขณะที่รถกำลังเคลื่อนที่ ได้ดังสมการที่ 2.9

$$\sum F_y = F_{yf} + F_{yr} = Mv^2 / R \tag{2.9}$$

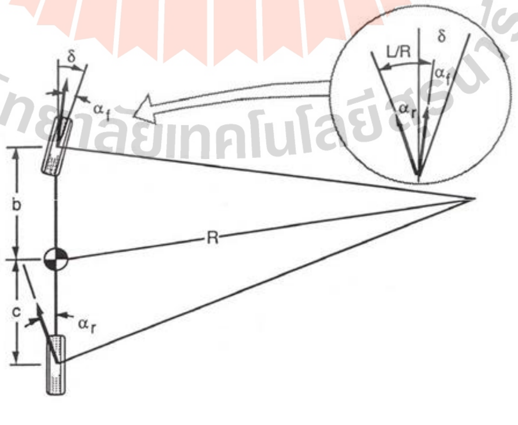
โดยที่ F_{yf} คือ แรงกระทำทางด้านข้างของเพลาหน้า

F_{yr} คือ แรงกระทำทางด้านข้างของเพลาหลัง

M คือ มวลของรถ

v คือ ความเร็วรถ

R คือ รัศมีโค้ง



รูปที่ 2.13 การเลี้ยวของรถจักรยาน

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ซึ่งค่า Mb/L คือ มวลของรถเพียงบางส่วนที่ลงเพลาหลัง แรงกระทำทางด้านข้างที่กระทำกับเพลาหลังขณะวิ่งจะเป็น W_r/g คูณอัตราเร่งด้านข้างและเช่นเดียวกันแรงกระทำทางด้านข้างที่กระทำกับเพลาหน้า F_{yf} จะเป็น W_f/g คูณอัตราเร่งด้านข้าง ซึ่งสามารถหามุมไถลที่ล้อหน้าและล้อหลังได้จากแรงกระทำทางด้านข้าง ได้ดังสมการที่ 2.10 และ 2.11

$$\alpha_f = W_f v^2 / (C_{\alpha f} gR) \tag{2.10}$$

และ

$$\alpha_r = W_r v^2 / (C_{\alpha r} gR) \tag{2.11}$$

และเมื่อนำค่า α_f และ α_r จากสมการที่ 2.10 และสมการที่ 2.11 มาแทนลงในสมการที่ 2.8 จะได้

$$\delta = 57.3\left(\frac{L}{R}\right) + \left(\frac{W_f v^2}{C_{\alpha f} gR} - \frac{W_r v^2}{C_{\alpha r} gR}\right) \tag{2.12}$$

ดังนั้นสามารถหามุมบิดที่ล้อหน้าได้ โดยสมการ 2.13

$$\delta = 57.3\left(\frac{L}{R}\right) + \left(\frac{W_f}{C_{\alpha f}} - \frac{W_r}{C_{\alpha r}}\right)\frac{v^2}{gR} \tag{2.13}$$

โดยที่ δ คือ มุมบิดที่ล้อหน้าของรถ
L คือ ระยะระหว่างล้อหน้ากับล้อหลัง
v คือ ความเร็วรถ
W_f คือ น้ำหนักจากล้อหน้า
W_r คือ น้ำหนักจากล้อหลัง
$C_{\alpha f}$ คือ ค่าสัมประสิทธิ์แรงด้านข้างของล้อหน้า
$C_{\alpha r}$ คือ ค่าสัมประสิทธิ์แรงด้านข้างของล้อหลัง
R คือ รัศมีโค้ง

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

2.3.3.2 ระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้ง

ระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้งหรือที่เรียกว่าค่า K จะเป็นตัวชี้บ่งถึงพฤติกรรมที่เกิดขึ้นของรถ ซึ่งจะได้สมการ 2.14

$$K = \frac{W_f}{C_{\alpha f}} - \frac{W_r}{C_{\alpha r}} \tag{2.14}$$

สามารถแบ่งออกเป็น 3 อาการ ดังนี้

1) การเลี้ยวแบบไม่เสียอาการหรือสมดุลการเลี้ยว (Neutral Steer)

$K = 0$ หรือ $\alpha_f = \alpha_r$

เนื่องจากความเร่งแนวด้านข้างที่ทำให้เกิดแรงกระทำด้านข้างที่กระทำที่จุดศูนย์ถ่วงและเกิดการลื่นไถลของล้อหลังที่ใกล้เคียงกับการลื่นไถลของล้อหน้า

2) อาการดื้อโค้ง (Under Steer)

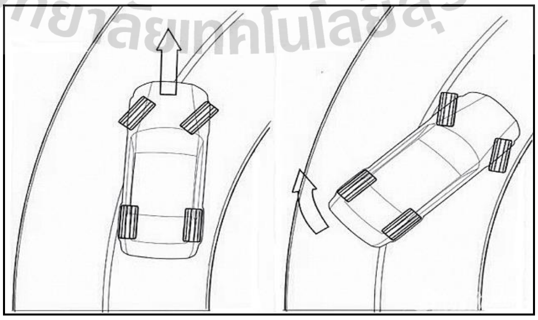
$K > 0$ หรือ $\alpha_f > \alpha_r$

เนื่องจากความเร่งแนวด้านข้างที่ทำให้เกิดแรงกระทำด้านข้างที่กระทำที่จุดศูนย์ถ่วงและเกิดการลื่นไถลของล้อหน้าที่มากกว่าล้อหลัง

3) อาการไวโค้ง (Over Steer)

$K < 0$ หรือ $\alpha_f < \alpha_r$

เนื่องจากความเร่งแนวด้านข้างที่ทำให้เกิดแรงกระทำด้านข้างที่กระทำที่จุดศูนย์ถ่วงและเกิดการลื่นไถลของล้อหลังที่มากกว่าล้อหน้า



รูปที่ 2.14 ลักษณะพฤติกรรมอาการดื้อโค้ง (ซ้าย) และอาการไวโค้ง (ขวา)

2.3.3.3 ความเร่งด้านข้าง

ความเร่งด้านข้างเป็นหนึ่งในตัวแปรของการขับรถ ซึ่งความเร่งด้านข้างตอบสนองต่อการแปลผันตามความเร็วของยานพาหนะซึ่งมีผล ดังสมการที่ 2.16

$$a_y = 57.3V^2 / R \tag{2.16}$$

ซึ่งสามารถหาอัตราส่วนความเร่งด้านข้างต่อมุมเลี้ยว ดังสมการที่ 2.17

$$\frac{a_y}{\delta} = \frac{\frac{V}{57.3Lg}}{1 + \frac{KV^2}{57.3Lg}} \tag{2.17}$$

2.3.3.4 อัตราการเฉ

อัตราการเฉเป็นหนึ่งในตัวแปรของการขับรถ ซึ่งอัตราการเฉตอบสนองต่อการแปลผันตามความเร็วของรถซึ่งมีผล ดังสมการที่ 2.18

$$r = 57.3V / R \tag{2.18}$$

ซึ่งสามารถหาอัตราส่วนอัตราการเฉต่อ มุมเลี้ยว ดังสมการที่ 2.19

$$\frac{r}{\delta} = \frac{V / L}{1 + \frac{KV^2}{57.3Lg}} \tag{2.19}$$

2.3.3.4 การคำนวนความเร็วสูงสุดขณะเลี้ยวโค้ง

จากการพิจารณากลไกการเคลื่อนที่ของยานยนต์ในทางโค้งที่ ทำให้สามารถคำนวณความเร็วสูงสุดที่ไม่ทำให้รถไถลออกนอกโค้ง ดังสมการที่ 2.20

$$v = \sqrt{57.3Lg / K} \tag{2.20}$$

โดยที่ v คือ ความเร็วที่ไม่ทำให้รถไถลออกนอกโค้ง

L คือ ระยะระหว่างล้อหน้ากับล้อหลัง

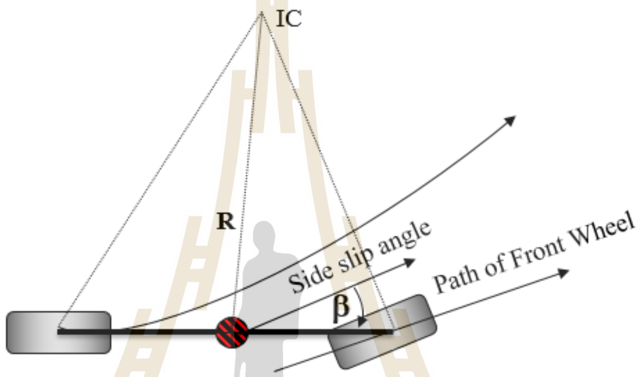
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

g คือ Gravity

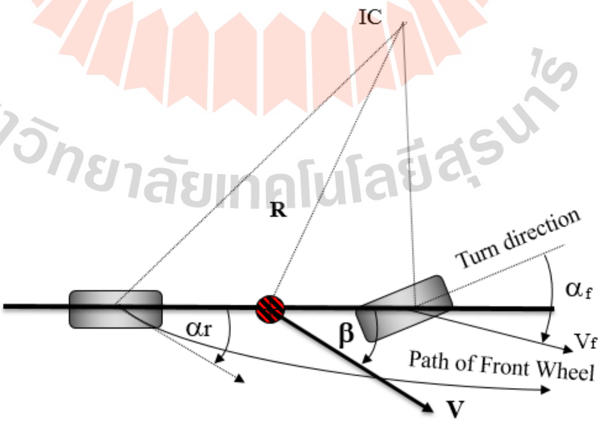
K คือ ระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้ง

2.3.3.5 มุมไถลด้านข้างของล้อ

ในขณะที่รถเคลื่อนที่ไปตามโค้งด้วยความเร็วต่ำจะไม่เกิดมุมไถล ซึ่งแตกต่างกับการที่รถเคลื่อนที่ด้วยความเร็วสูงเนื่องจากจะเกิดมุมลื่นไถลที่ล้อหน้า และเกิดมุมลื่นไถลที่ล้อหลัง ดังแสดงในรูปที่ 2.15 และรูปที่ 2.16



รูปที่ 2.15 มุมไถลด้านข้างของล้อที่ความเร็วต่ำ



รูปที่ 2.16 มุมไถลด้านข้างของล้อที่ความเร็วสูง

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

2.4 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

Nan Yu et al. (2007) ได้ศึกษาเกี่ยวกับการวิเคราะห์พฤติกรรมของรถโดยสารขนาดใหญ่ โดยใช้ชุดเครื่องมือวัดค่าพารามิเตอร์ทางพลศาสตร์ (IMU) โดยทำการทดสอบเข้าโค้งบนถนนแบบแห้งที่ความเร็วไต่ระดับไปจนถึง 32 กิโลเมตรต่อชั่วโมง พบว่าค่า Understeer Gradient ขณะเลี้ยวโค้งมีค่าสูงสุดเท่ากับ 5.1 deg/g และค่าความเร่งสูงสุดจากการทดสอบอยู่ที่ 0.35 g ซึ่งในบทความนี้แนะนำว่าค่าความเร่งปลอดภัยสูงสุดไม่ควรเกินกว่า 0.4 g

Raymond Ghandour et al. (2010) ได้ศึกษาเกี่ยวกับการวิเคราะห์ผลกระทบของพารามิเตอร์ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานพื้นล้อกับพื้นถนน พื้นแบบถนนแห้ง ถนนเปียก ถนนที่มีหิมะปกคลุมและถนนที่มีน้ำแข็งปกคลุม พบว่า พื้นถนนแห้งมีค่า สัมประสิทธิ์ความเสียดทานล้อเท่ากับ 0.9 ถนนเปียก 0.7 ถนนที่มีหิมะปกคลุม 0.2 และถนนที่มีน้ำแข็งปกคลุม 0.05

Goran S.Vorotovic et al. (2013) ได้ศึกษาเกี่ยวกับการวิเคราะห์ผลกระทบของพารามิเตอร์ Cornering Stiffdness ของแบบจำลองของยางรถยนต์ ทั้งขนาดของยางรถยนต์ 14 นิ้ว และ15 นิ้ว รวมทั้งศึกษาลักษณะประเภทของยางรถยนต์แบบ Radial tyres และ Bias ply tyres ซึ่งผลการศึกษาพบว่า ค่า Cornering Stiffdness เป็นตัวแปรที่สำคัญต่อการควบคุมรถทั้งสภาวะปกติและฉุกเฉิน

Santosh Shankara Murthy et al. (2016) ได้ศึกษาเกี่ยวกับการวิเคราะห์ผลกระทบของพารามิเตอร์ต่อพฤติกรรมทางด้านพลศาสตร์ยานยนต์ของรถโดยสารขนาดใหญ่ เช่น ตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วง ระบบช่วงล่าง และตัวแปรที่เกี่ยวกับล้อรถ ต่อพฤติกรรมทางด้านพลศาสตร์ยานยนต์ เช่น การเข้าโค้งที่สภาวะคงตัว การเปลี่ยนเลนขณะวิ่ง ทั้งเลนเดี่ยวและเลนคู่ โดยใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์ช่วยในการวิเคราะห์ MSC ADAMS/Car โดยวิเคราะห์ผลเชิงเปรียบเทียบของค่า Understeer Gradient พบว่าเมื่อติดตั้งเหล็กกันโครงที่เพลาล้อหน้าส่งผลให้ค่า Understeer Gradient มีค่าเพิ่มขึ้นและเมื่อติดตั้งเหล็กกันโครงที่เพลาล้อหลังส่งผลให้ค่า Understeer Gradient มีค่าลดลง

H.Mazumder et al. (2012) ได้ศึกษาเกี่ยวกับการวิเคราะห์ประสิทธิภาพการทำงานของรถไฟฟ้าสำหรับการกระจายมวลที่แตกต่างกัน เพื่อให้แน่ใจว่าการควบคุมมีความปลอดภัย จากการศึกษาพบว่า จุดศูนย์ถ่วงเป็นหนึ่งในตัวแปรสำคัญของคุณสมบัติที่เกี่ยวข้องกับมวลของรถยนต์ในการควบคุมรถยนต์ ตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงในแต่ละทิศทาง ตามแนวยาว ตามแนวขวาง และตามแนวตั้ง ล้วนแล้วแต่มีผลต่อเสถียรภาพของรถยนต์ การเปลี่ยนแปลงตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงขึ้นอยู่กับความแตกต่างกันของการจัดวางตำแหน่งของอุปกรณ์ในยานยนต์ การติดตั้งอุปกรณ์ของรถยนต์ไฟฟ้าและระบบย่อยอื่น ๆ ควรที่จะต้องมีการวิเคราะห์ทั้งแบบสถิตยศาสตร์และแบบไดนามิกศาสตร์ ในบทความนี้การวิเคราะห์ได้ดำเนินการโดยใช้ MATLAB SIMULINK ในการแสดงให้เห็นถึงผลกระทบของตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงต่อการเคลื่อนที่ของรถยนต์

H. H. KIM and J. RYU.)2011) ได้การศึกษาเกี่ยวกับการคำนวนมุมของการลื่นไถลที่เกิดขึ้นของการเคลื่อนที่ด้วยความเร็วแบบต่าง ๆ จากการศึกษา พบว่ามุมของการลื่นไถล ด้วยความเร็วแบบต่าง ๆ มีความจำเป็นในการวางระบบการขับเคลื่อนรถยนต์ให้มีประสิทธิภาพ โดยเฉพาะในสภาวะฉุกเฉินที่รถอาจสูญเสียความมั่นคงได้ การดำเนินงานวิจัยโดยการติดตั้งเซนเซอร์วัดความเร็วของรถยนต์ ในสถานการณ์ต่าง ๆ บนท้องถนน และใช้โปรแกรมช่วยในการคำนวณ CarSim™

J.-S. JO et al. (2007) ได้ศึกษาเกี่ยวกับ ระบบการควบคุมสมรรถนะยานยนต์เพื่อเสริมสร้างความมั่นคงของการเลี้ยวโค้งและการหมุนวงพวงมาลัย โดยการควบคุมเสถียรภาพของยานยนต์สามารถที่จะออกแบบให้มีความปลอดภัยได้เพื่อป้องกันการเกิดอุบัติเหตุ โดยใช้ Yaw rate ควบคุมแรงเบรคแต่ละล้อโดยการกระจายแรงเบรคที่แตกต่างกันตามแต่สถานการ์

กฤษฎา จันทร์แดง. (2551) ได้ศึกษาเกี่ยวกับ การจำลองพลศาสตร์ร่วมกับการจำลองยานพาหนะจริงแบบย่อส่วน โดยการพัฒนายานยนต์ย่อส่วนให้มีพฤติกรรมทางพลศาสตร์สมมูลกับพาหนะจริงของยานยนต์ย่อส่วนนี้ถูกควบคุมด้วยมนุษย์ผ่านจากเครื่องจำลองเสมือนสามมิติ ออกแบบตัวกรองเสมือนจริง โดยมีวัตถุประสงค์หลักเพื่อพัฒนาการควบคุมตรรกะและอัลกอลิทึ่มของเครื่องจำลอง เครื่องจำลองเสมือนจริงในงานวิจัยนี้ สามารถสร้างการเคลื่อนที่สามแนวแกนคือ หมุนในแกน X หมุนในแกน Y และหมุนในแกน Z ตัวแปรทางพลศาสตร์ที่สำคัญคือ ความเร่งเชิงเส้น ความเร็วเชิงมุม มุมเลี้ยวและความเร็วล้อ เป็นต้น ถูกวัดด้วยอุปกรณ์ตรวจวัดและถูกส่งข้อมูลไปยังระบบควบคุมหลัก ตามกระบวนการในตัวกรองเสมือนจริง ซึ่งถูกออกแบบมาบนพื้นฐานของการรับรู้และการตอบสนองของมนุษย์

ทรงวุฒิ มงคลเลิศมณี และคณะ (2556) เสถียรภาพการบังคับยานยนต์และแนวทางการทดสอบ บทความวิชาการนี้มีวัตถุประสงค์ในการนำเสนอถึงปัจจัยหลักที่ส่งผลกระทบต่อเสถียรภาพการบังคับรถยนต์ แนวการทดสอบรวมไปถึงงานวิจัยต่าง ๆ ที่เกี่ยวข้องซึ่งจะเป็นประโยชน์ต่อการพัฒนาประเทศในด้านอุตสาหกรรมยานยนต์ที่มีแนวโน้มเติบโตและแข่งขันสูงขึ้นอย่างต่อเนื่องในอนาคตโดยแนวทางการทดสอบในกรณีของการทดสอบจริงสามารถแบ่งได้เป็น 4 การทดสอบหลัก คือการทดสอบความเร่งด้านข้าง การทดสอบการโคลง การทดสอบแรงเบรก และการทดสอบจุดศูนย์กลางมวลของรถยนต์ซึ่งการทดสอบเหล่านี้สามารถนำมาใช้วิเคราะห์เสถียรภาพของรถยนต์ในกรณีต่าง ๆ ภายใต้การออกแบบรถยนต์และการขับขี่ในสภาวะต่าง ๆ ส่วนการทดสอบด้วยการจำลองทางคณิตศาสตร์และการใช้โปรแกรมสำเร็จรูปควรตระหนักถึงความถูกต้องของสมการคณิตศาสตร์และการจำลองกับการทดสอบ เพื่อลดค่าความคลาดเคลื่อนของผลการทดสอบ

Jaehoon Lee et al. (2008) การสร้างแบบจำลองการเคลื่อนที่ทางด้านยานยนต์เต็มรูปแบบสำหรับการควบคุมแชสซี ส่วนใหญ่รูปแบบของการอ้างอิงสำหรับการควบคุมแชสซีมักจะมีองศาอิสระ (degree of freedom) ต่ำจนเหมือนกับรูปแบบรถจักรยาน อย่างไรก็ตามรูปแบบเหล่านี้รวมถึงค่าที่แตกต่างกันในการเคลื่อนที่ของยานพาหนะ นอกจากนี้ยังไม่ค่อยดีสำหรับองศาอิสระที่สูงมาก ทำให้การวิเคราะห์แบบไดนามิกส์ใช้เวลานาน ดังนั้นผลพัฒนารถเต็มรูปแบบการเคลื่อนที่แบบไดนามิกส์โดยมี 14 องศาอิสระ ของเสรีภาพกับสมการทางทฤษฎีและการทดลอง

ทรงวุฒิ มงคลเลิศมณี และคณะ (2556) การเคลื่อนที่ของรถยนต์ไปตามที่ผู้ขับขี่ต้องการนั้นกล่าวได้ว่าไม่สามารถเลือกไปตามถนนที่ต้องการได้เสมอไป เช่น ในกรณีทำการเบรกหรือเข้าโค้งในขณะที่พื้นถนนลื่นทำให้มีโอกาสที่รถยนต์เกิดปัญหาการควบคุมซึ่งอาจมีความรุนแรงจนเกิดการพลิกคว่ำจากเหตุผลที่กล่าวมาข้างต้นเปิดเผยให้เห็นว่าค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานของพื้นถนนเป็นอีกหนึ่งปัจจัยที่ส่งผลกระทบต่อเสถียรภาพการบังคับยานยนต์ทั้งนี้ช่วงของค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานของพื้นถนน แสดงดังตารางที่ 2.1

ตารางที่ 2.1 ช่วงของค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานของพื้นถนนแบบต่าง ๆ

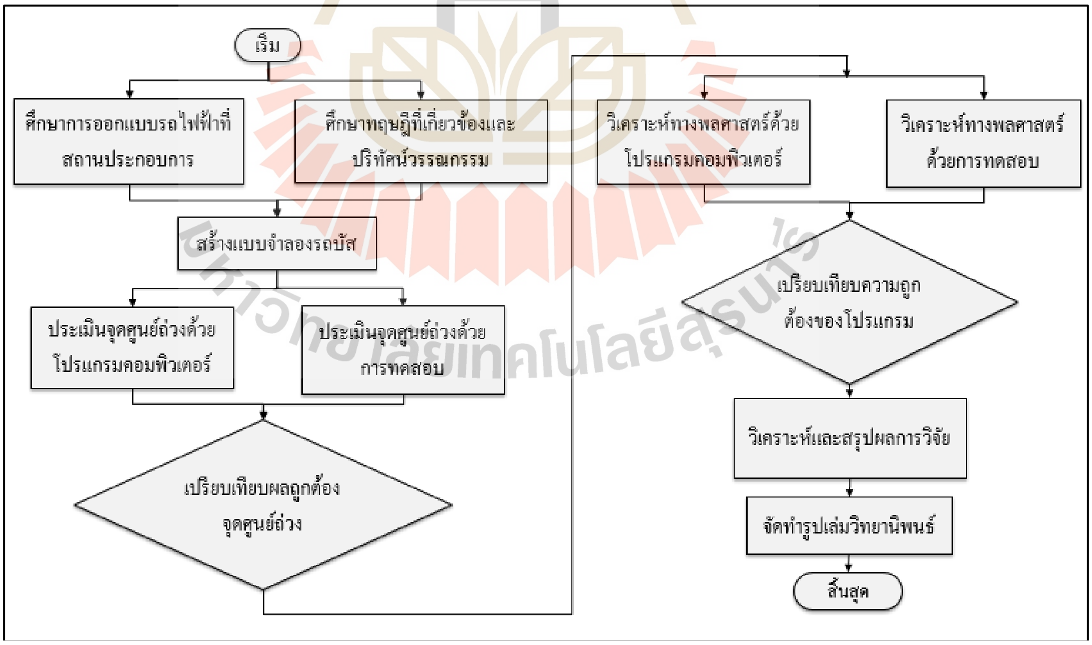
ประเภท	สัมประสิทธิ์ความเสียดทานของพื้นถนน	
	ถนนคอนกรีต	ถนนลาดยาง
พื้นถนนแห้ง	0.76-0.85	0.58-0.62
พื้นถนนเปียก	0.48-0.52	0.38-0.42
พื้นถนนน้ำมัน	0.35-0.40	0.25-0.30

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

บทที่ 3
ขั้นตอนการดำเนินการวิจัย

3.1 กล่าวนำ

ในบทนี้จะได้กล่าวถึงวิธีการในการศึกษาวิจัยเกี่ยวกับรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ โดยการจำลองเพื่อศึกษาพฤติกรรมทางด้านพลศาสตร์การเลี้ยวโค้งของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำด้วยวิธี การเลี้ยวโค้งรัศมีคงที่ (Constant Radius Cornering-CRC) ซึ่งรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำผลิตโดย บริษัท อู่เชิดชัยอุตสาหกรรม จำกัด พร้อมทั้งเสนอแนะแนวทางปรับปรุงการออกแบบให้มีความปลอดภัยมากยิ่งขึ้น โดยใช้โปรแกรม MSC ADAM/Car ช่วยในการวิเคราะห์วิจัยในครั้งนี้ ทั้งนี้ยังมีการตรวจสอบความถูกต้องของโปรแกรมด้วยการนำผลลัพธ์ไปเทียบเคียงแนวโน้มความถูกต้องกับการทดสอบภาคสนามการเลี้ยวโค้งของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ ซึ่งขั้นตอนการดำเนินงานวิจัย ดังแสดงในรูปที่ 3.1



รูปที่ 3.1 แผนผังแสดงขั้นตอนการดำเนินงานโดยสังเขป

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

3.2 การประเมินตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ

การประเมินตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำนั้น ในงานวิจัยนี้ได้แบ่งออกเป็น 2 วิธีด้วยกัน ได้แก่หนึ่งการประเมินตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ ซึ่งเลือกใช้โปรแกรม SolidWork 2013 และสองการประเมินตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำด้วยการทดสอบ ซึ่งมีรายละเอียดดังต่อไปนี้

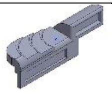
3.2.1 การประเมินตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์

เนื่องจากรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำทำการออกแบบและผลิตที่ บริษัท อู่เชิดชัยอุตสาหกรรม จำกัด ดังนั้นการดำเนินงานเพื่อประเมินตำแหน่งตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ในงานวิจัยนี้ ได้ทำการศึกษาและเก็บข้อมูลของชิ้นส่วนย่อยต่าง ๆ ที่สถานประกอบการเพื่อสร้างแบบจำลองรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ ซึ่งมีรายละเอียดดังต่อไปนี้

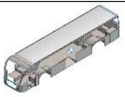
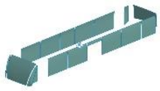
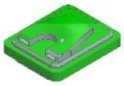
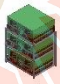
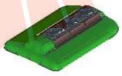
3.2.1.1 แบบจำลองชิ้นส่วนย่อยของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ

จากการศึกษาและเก็บข้อมูลในสถานประกอบการณ์ ในระหว่างนั้นได้ทำการสร้างแบบจำลองชิ้นส่วนย่อยของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำด้วยโปรแกรมช่วยเขียนแบบทางคอมพิวเตอร์ SolidWork 2013 ประกอบไปด้วยชิ้นส่วนจำนวน 22 รายการ ดังแสดงในตารางที่ 3.1

ตารางที่ 3.1 แสดงการสร้างแบบจำลองชิ้นส่วนย่อยของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ

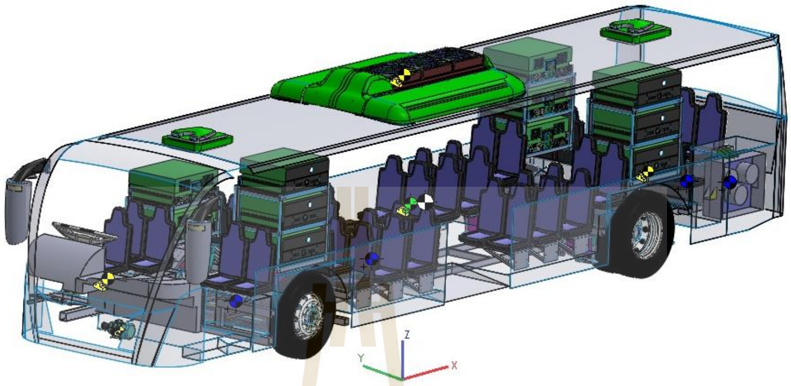
ลำดับ	รายการ	แบบจำลองชิ้นส่วนย่อย	น้ำหนัก (กิโลกรัม)
1	โครงสร้างคัสซี		890
2	เพลาหน้า		635
3	เพลาหลังและมอเตอร์ไฟฟ้า		1,270
4	ระบบพวงมาลัย		220
5	ระบบระบายความร้อน		120
6	โครงสร้างตัวถัง		1,350
7	เก้าอี้		698
8	คอนโซล		220

ตารางที่ 3.1 แสดงการสร้างแบบจำลองชิ้นส่วนย่อยของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ (ต่อ)

ลำดับ	รายการ	แบบจำลองชิ้นส่วนย่อย	น้ำหนัก (กิโลกรัม)
9	หุ้มตัวถัง		1,990
10	กระจก		500
11	อุปกรณ์ควบคุม		220
12	พัดลมดูดอากาศ		35
13	กระจกมองหลัง		20
14	ประตูคนขับ		35
15	ประตูฉุกเฉิน		30
16	ประตูผู้โดยสารหน้า		40
17	ประตูผู้โดยสารหลัง		70
18	ชุดแบตเตอรี่		2,730
19	ระบบแอร์		360
20	ปั้มไฮดรอลิค		55
21	ปั้มลม		65
22	อื่น ๆ	สายไฟ ท่อไฮดรอลิค ท่อลม	500

3.2.1.2 ประกอบชิ้นส่วนย่อยของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ

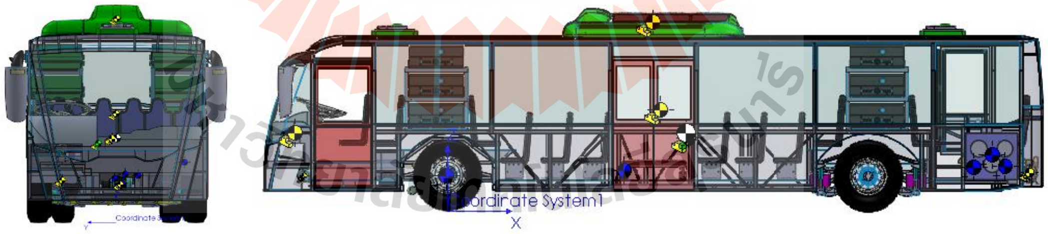
จากการสร้างแบบจำลองชิ้นส่วนย่อยของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ ได้ทำการประกอบชิ้นส่วนย่อยทั้งหมดเข้าด้วยกันด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ ดังแสดงในรูปที่ 3.2



รูปที่ 3.2 แสดงแบบจำลองรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ

3.2.1.3 พิกัดแกนอ้างอิงของแบบจำลองรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ

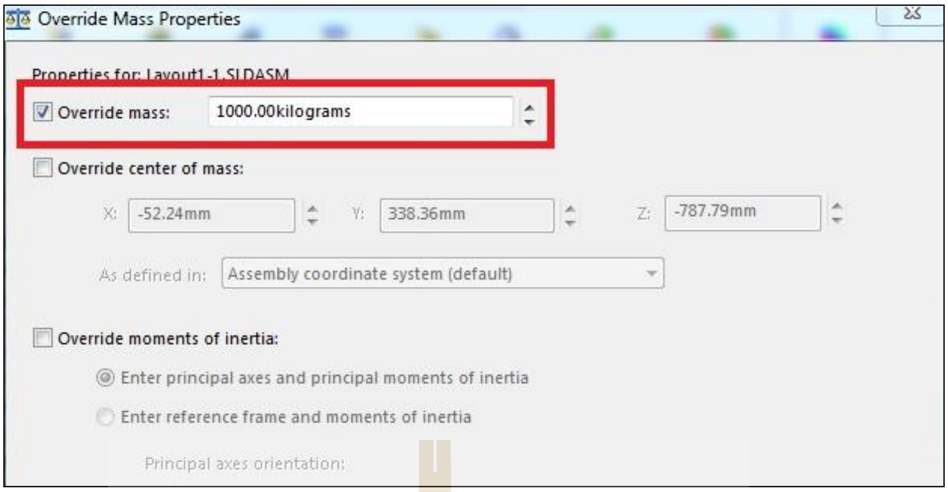
เมื่อทำการประกอบชิ้นส่วนย่อยของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำครบถ้วน จำเป็นต้องกำหนดพิกัดแกนอ้างอิงหลัก ซึ่งเป็นไปตามมาตรฐาน SAE ดังแสดงในรูปที่ 3.3



รูปที่ 3.3 พิกัดแกนอ้างอิงหลักของแบบจำลองรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ

3.2.1.4 กำหนดค่าน้ำหนักของชิ้นส่วนย่อยของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ

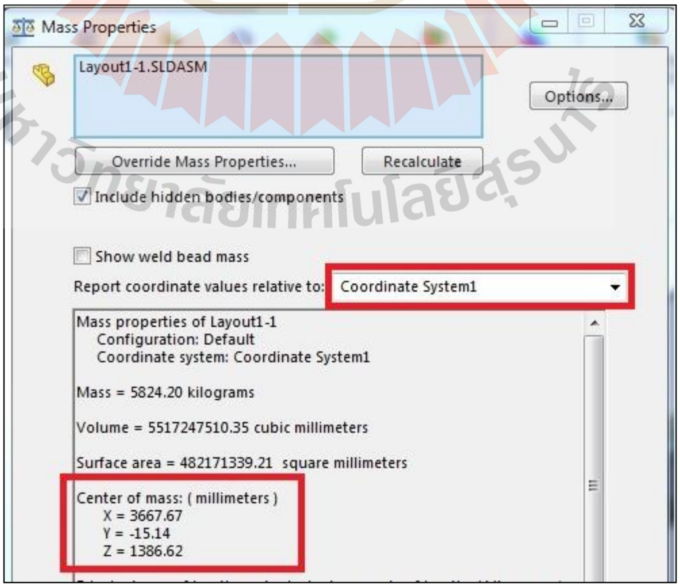
จากข้อมูลค่าน้ำหนักของชิ้นส่วนย่อยของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ ได้นำข้อมูลมาทำการกำหนดค่าน้ำหนักของชิ้นส่วนอุปกรณ์ของรถไฟฟ้าพื้นต่ำในใช้ฟังก์ชั่นคุณสมบัติน้ำหนัก (Mass properties) ดังแสดงในรูปที่ 3.4



รูปที่ 3.4 แสดงการกำหนดค่าน้ำหนักของชิ้นส่วนย่อยของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ

3.2.1.5 ตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ

ในการประเมินจุดศูนย์ถ่วงของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำโดยการใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์ช่วยนั้น สามารถทราบตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงได้จากหน้าต่างคุณสมบัติน้ำหนัก ซึ่งสามารถดูค่าผลลัพธ์ของตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วง ตามแนวยาว ตามแนวขวางและตามแนวดิ่ง ดังแสดงในรูปที่ 3.5



รูปที่ 3.5 แสดงค่าตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ

3.2.2 การประเมินตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงด้วยวิธีการทดสอบ

ในการประเมินตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำด้วยการทดสอบ ในการทดสอบจะทำการวัดน้ำหนักที่เพลาล้อหน้าและเพลาล้อหลังของแต่ละล้อด้วยเครื่องชั่งน้ำหนัก DINI ARGEO รุ่น DFWX พิกัด 10 ตัน ดังแสดงในรูปที่ 3.6 แล้วทำการคำนวณเพื่อประเมินหาตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ ในการประเมินตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงด้วยวิธีคำนวนจำเป็นที่จะต้องทราบคุณสมบัติของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ เช่น ระยะฐานล้อและความกว้างช่วงล้อ ซึ่งวิธีนี้จะทำให้ได้ตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงในแนวยาวและแนวขวางของตัวรถ แต่ความสูงของจุดศูนย์ถ่วงจะทำการคำนวณโดยใช้หลักการ SSF ช่วยในการคำนวณ ซึ่งจะทำให้ได้ค่าความสูงของตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ ซึ่งมีรายละเอียดดังต่อไปนี้

รูปที่ 3.6 เครื่องชั่งน้ำหนัก DINI ARGEO รุ่น DFWX

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

3.2.2.1 การวัดค่าน้ำหนักรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ

ในการวัดค่าน้ำหนักรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ เพื่อทำการคำนวณหาตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงในแนวยาวและแนวขวางของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ ได้ทำการวัดค่าน้ำหนักของรถโดยสารที่เพลาล้อหน้า ดังแสดงในรูปที่ 3.7 และที่เพลาล้อหลัง ดังแสดงในรูปที่ 3.8

รูปที่ 3.7 แสดงการวัดค่าน้ำหนักที่เพลาล้อหน้า

รูปที่ 3.8 แสดงการวัดค่าน้ำหนักที่เพลาล้อหลัง

3.2.2.2 คุณสมบัติของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ

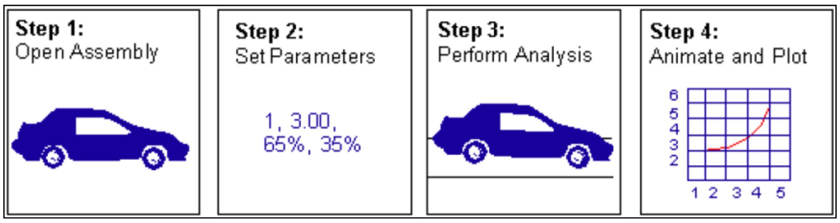
จากการศึกษารถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำที่สถานประกอบการณ์ได้ทราบถึงคุณสมบัติของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ ดังแสดงในตารางที่ 3.2

ตารางที่ 3.2 แสดงคุณสมบัติของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ

แบบ		รายละเอียด
น้ำหนักรวมสูงสุดที่รับได้ (GVW)		18,000 กิโลกรัม
น้ำหนักรวม (Total Weight)		12,570 กิโลกรัม
น้ำหนักลงเพลาหน้า (Front Axle Weight)		5,250 กิโลกรัม
น้ำหนักลงเพลาหลัง (Rear Axle Weight)		6,280 กิโลกรัม
ความยาวรวม (Overall Length)		12 เมตร
ระยะฐานล้อ (Wheelbase)		6.5 เมตร
ระยะกึ่งกลางยาง (Front Track)	หน้า (Front)	2,096 มิลลิเมตร
	หลัง (Rear)	1,800 มิลลิเมตร
ระบบรองรับ	หน้า (Front)/หลัง (Rear)	Air Suspension
ล้อยาง (Tire)		275/70 R22.5

3.3 การวิเคราะห์แบบจำลองการเลี้ยวโค้งของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ

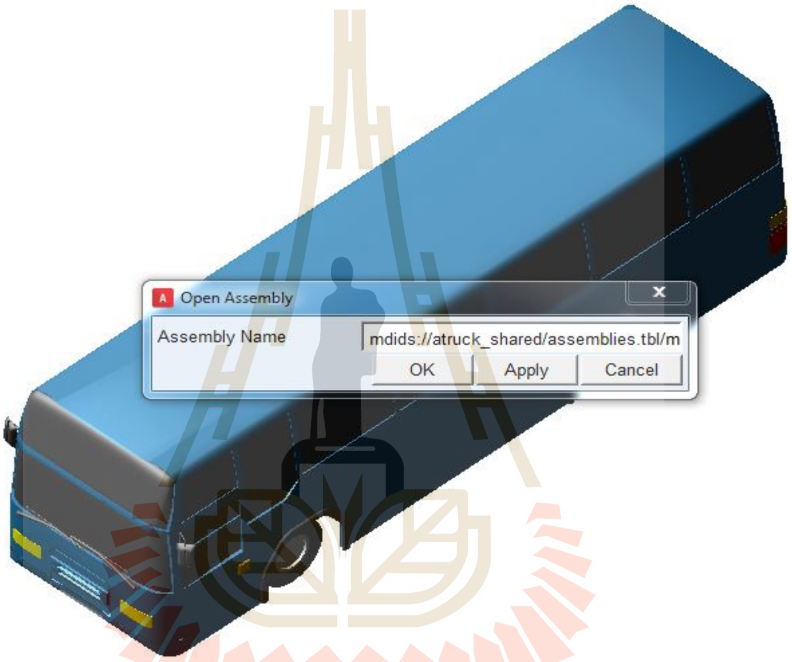
ในการวิเคราะห์แบบจำลองการเลี้ยวโค้งของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ ในงานวิจัยนี้ได้ใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์ MSC ADAM/Car ช่วยในการวิเคราะห์แบบจำลองของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ ซึ่งในการวิเคราะห์การเลี้ยวโค้งของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ช่วยประกอบไปด้วย 4 ขั้นตอนหลัก ดังนี้ แบบจำลองในการวิเคราะห์ กำหนดค่าพารามิเตอร์ กำหนดเงื่อนไขขอบเขตการวิเคราะห์และการแสดงผล ดังแสดงในรูปที่ 3.9



รูปที่ 3.9 แสดงขั้นตอนการวิเคราะห์แบบจำลองการเลี้ยวโค้งของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ

3.3.1 แบบจำลองในการวิเคราะห์เลี้ยวโค้งของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ

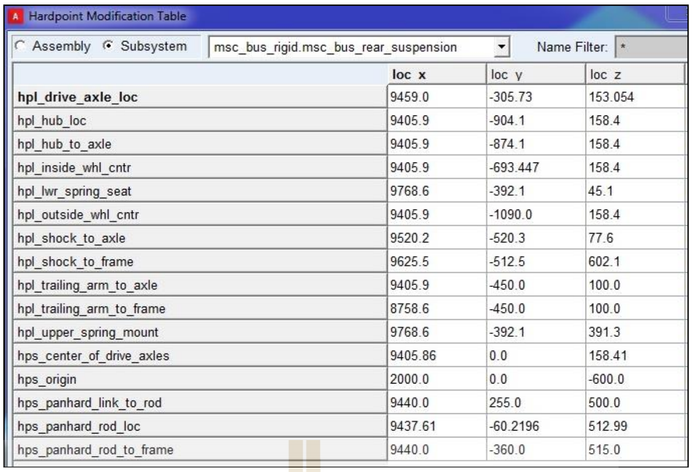
แบบจำลองในการวิเคราะห์การเลี้ยวโค้งของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำในงานวิจัยนี้ จะเป็นรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำจาก บริษัท อู่เชิดชัยอุตสาหกรรม จำกัด ดังนั้นในงานวิจัยนี้จึงเลือกใช้แบบจากโปรแกรมเพื่อช่วยในการวิเคราะห์แบบจำลองการเลี้ยวโค้งของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ โดยเลือกแบบจำลองโครงสร้างรถโดยสารที่เรียกว่า MSC BUS TRUCK ในโปรแกรม MSC ADAM/Car ดังแสดงในรูปที่ 3.10



รูปที่ 3.10 แบบจำลองสำหรับการวิเคราะห์การเลี้ยวโค้งของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ

3.3.2 กำหนดค่าพารามิเตอร์

ในขั้นตอนนี้เป็นการกำหนดค่าพารามิเตอร์เพื่อให้แบบจำลองเป็นไปตามคุณสมบัติของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ ดังตารางที่ 3.2 แสดงคุณสมบัติของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ ซึ่งรายการที่จำเป็นต้องกำหนดค่าพารามิเตอร์ใหม่ มีดังนี้ การปรับระยะฐานล้อ ตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วง น้ำหนักของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ ล้อยางและคุณสมบัติของระบบรองรับ ดังแสดงในรูปที่ 3.11

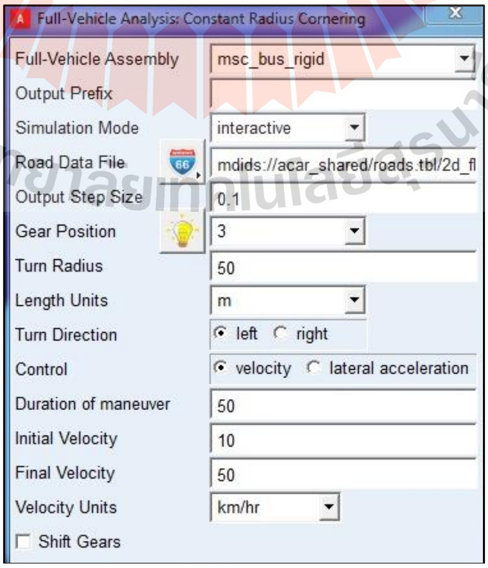


	loc x	loc y	loc z
hpl_drive_axle_loc	9459.0	-305.73	153.054
hpl_hub_loc	9405.9	-904.1	158.4
hpl_hub_to_axle	9405.9	-874.1	158.4
hpl_inside_whl_cntr	9405.9	-693.447	158.4
hpl_lwr_spring_seat	9768.6	-392.1	45.1
hpl_outside_whl_cntr	9405.9	-1090.0	158.4
hpl_shock_to_axle	9520.2	-520.3	77.6
hpl_shock_to_frame	9625.5	-512.5	602.1
hpl_trailing_arm_to_axle	9405.9	-450.0	100.0
hpl_trailing_arm_to_frame	8758.6	-450.0	100.0
hpl_upper_spring_mount	9768.6	-392.1	391.3
hps_center_of_drive_axles	9405.86	0.0	158.41
hps_origin	2000.0	0.0	-600.0
hps_panhard_link_to_rod	9440.0	255.0	500.0
hps_panhard_rod_loc	9437.61	-60.2196	512.99
hps_panhard_rod_to_frame	9440.0	-360.0	515.0

รูปที่ 3.11 แสดงการปรับค่าพารามิเตอร์ของแบบจำลอง

3.3.3 กำหนดเงื่อนไขขอบเขตการวิเคราะห์

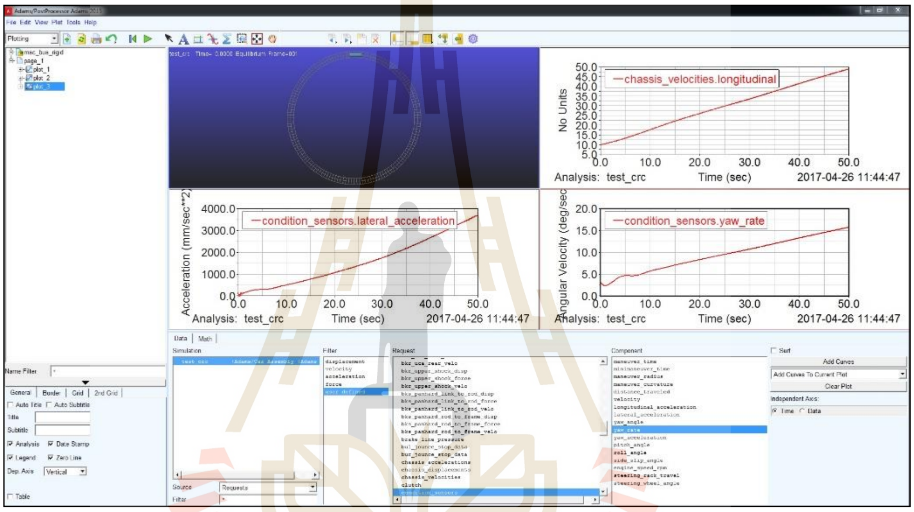
การกำหนดเงื่อนไขขอบเขตการวิเคราะห์ในแบบจำลองรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ ซึ่งในงานวิจัยนี้เป็นการศึกษาการเลี้ยวโค้งแบบรัศมีคงที่ของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำที่รัศมีโค้ง 50 เมตร ที่ความเร็วอยู่ในช่วง 10 กิโลเมตรต่อชั่วโมงจนถึง 50 กิโลเมตรต่อชั่วโมง โดยที่ทำการบันทึกข้อมูลจากการจำลองด้วยโปรแกรมที่ Output step size เท่ากับ 0.1 เป็นเวลา 50 วินาที ซึ่งจะทำให้ได้ข้อมูลจากการจำลองจำนวน 500 ข้อมูล ดังแสดงในรูปที่ 3.12



รูปที่ 3.12 กำหนดเงื่อนไขขอบเขตการวิเคราะห์

3.3.4 การแสดงผล

จากการกำหนดเงื่อนไขขอบเขตการวิเคราะห์ จะเป็นขั้นตอนการประมวลผลด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ ซึ่งขั้นตอนนี้จะเป็นการทำงานของโปรแกรมคอมพิวเตอร์และเมื่อเสร็จสิ้นกระบวนการประมวลผลจะทำให้ได้ค่าผลลัพธ์จากการจำลองการเลี้ยวโค้งของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ ในส่วนนี้สามารถบันทึกผลลัพธ์ตามที่ขอบเขตเงื่อนไขของงานวิจัยที่ศึกษา ซึ่งในงานวิจัยนี้ได้ทำการศึกษาผลลัพธ์ ดังนี้ ความเร็ว ความเร่งด้านข้าง อัตราการเฉ มุมลื่นไถลด้านข้างของรถ มุมลื่นไถลที่ล้อหน้า มุมลื่นไถลที่ล้อหลัง ดังแสดงในรูปที่ 3.13



รูปที่ 3.13 แสดงค่าผลลัพธ์ทางพลศาสตร์ยานยนต์

3.4 การตรวจสอบความถูกต้องของโปรแกรมช่วยวิเคราะห์ทางพลศาสตร์ยานยนต์

ในการวิเคราะห์ปัญหาทางวิศวกรรมด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ จำเป็นต้องตรวจสอบความถูกต้องของค่าผลลัพธ์ที่ได้จากโปรแกรมคอมพิวเตอร์ ซึ่งในการตรวจสอบความถูกต้องของโปรแกรมช่วยวิเคราะห์ทางพลศาสตร์ยานยนต์ ผู้วิจัยได้กำหนดการทดสอบเทียบกับการจำลองที่รัศมีเลี้ยวโค้งคงที่เท่ากับ 20 เมตร โดยเปรียบเทียบค่าความเร่งในแนวด้านข้างขณะที่รถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำเลี้ยวโค้ง ซึ่งวิธีการในการวิเคราะห์ด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์เพื่อนำผลมาเปรียบเทียบกับการทดสอบนั้นจะมีขั้นตอนวิธีการวิเคราะห์ดังที่กล่าวมาแล้วข้างต้นและการทดสอบการเลี้ยวโค้งของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำด้วยชุดทดสอบทางพลศาสตร์ยานยนต์ที่มีชื่อว่า Inertial Measurement Unit (IMU) ดังรายละเอียดต่อไปนี้

3.4.1 เครื่องมือในการทดสอบการเลี้ยวโค้งของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ

ในการทดสอบการเลี้ยวโค้งของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ ประกอบไปด้วยอุปกรณ์เครื่องมือวัดและเซนเซอร์ต่าง ๆ รายละเอียดดังต่อไปนี้

1) อุปกรณ์วัดค่าพารามิเตอร์ทางพลศาสตร์ยานยนต์ (DS-IMU2)

อุปกรณ์วัดค่าพารามิเตอร์ทางพลศาสตร์ยานยนต์จะเป็นอุปกรณ์ที่ประกอบไปด้วยอุปกรณ์รับสัญญานดาวเทียมและเซนเซอร์ต่าง ๆ ในการวัดค่าทางพลศาสตร์ยานยนต์ ซึ่งสามารถรับส่งข้อมูลกับคอมพิวเตอร์ด้วยการเชื่อมต่อด้วย USB ดังแสดงในรูปที่ 3.14

รูปที่ 3.14 อุปกรณ์วัดค่าพารามิเตอร์ทางพลศาสตร์ยานยนต์

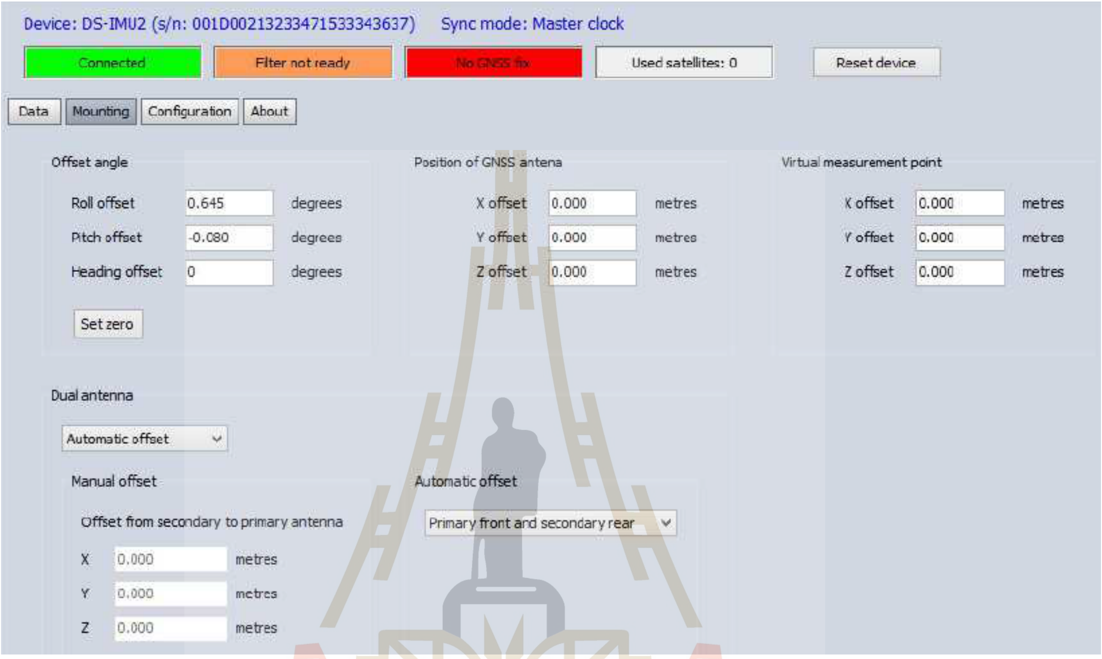
2) อุปกรณ์รับสัญญานดาวเทียม (Antenna)

อุปกรณ์รับสัญญานดาวเทียมจะเป็นอุปกรณ์ที่ชี้บ่งถึงตำแหน่งของรถที่ทำการทดสอบ ซึ่งจะทำการรับส่งข้อมูลกับอุปกรณ์วัดค่าพารามิเตอร์ทางพลศาสตร์ยานยนต์ ด้วยการเชื่อมต่อด้วยสัญญาณไฟฟ้า ดังแสดงในรูปที่ 3.15

รูปที่ 3.15 อุปกรณ์รับสัญญานดาวเทียม

3.4.2 โปรแกรมวัดค่าจากการทดสอบ

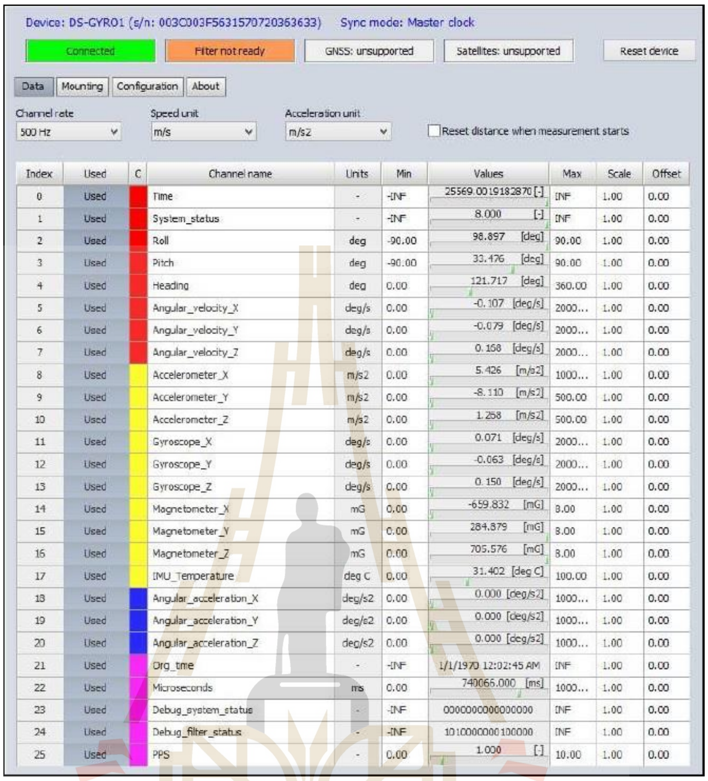
1) เชื่อมต่ออุปกรณ์วัดค่าพารามิเตอร์ทางพลศาสตร์ยานยนต์กับโปรแกรม DEWESoft_X2_SP7 บนคอมพิวเตอร์ด้วย USB และทำการเลือกการแสดงผลจากอุปกรณ์อุปกรณ์วัดค่าพารามิเตอร์ทางพลศาสตร์ยานยนต์ ดังแสดงในรูปที่ 3.16



รูปที่ 3.16 แสดงการเชื่อมต่ออุปกรณ์วัดค่าพารามิเตอร์ทางพลศาสตร์ยานยนต์กับโปรแกรม DEWESoft_X2_SP7

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

2) กำหนดข้อมูลพารามิเตอร์ที่ต้องการจะบันทึกจากการทดสอบการเลี้ยวโค้งของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำด้วยโปรแกรม DEWESoft_X2_SP7 ดังแสดงในรูปที่ 3.17



Index	Used	C	Channel name	Units	Min	Values	Max	Scale	Offset
0	Used		Time	-	-INF	25569.0019182870 [-]	INF	1.00	0.00
1	Used		System_status	-	-INF	8.000 [-]	INF	1.00	0.00
2	Used		Roll	deg	-90.00	98.897 [deg]	90.00	1.00	0.00
3	Used		Pitch	deg	-90.00	33.476 [deg]	90.00	1.00	0.00
4	Used		Heading	deg	0.00	121.717 [deg]	360.00	1.00	0.00
5	Used		Angular_velocity_X	deg/s	0.00	-0.107 [deg/s]	2000...	1.00	0.00
6	Used		Angular_velocity_Y	deg/s	0.00	-0.079 [deg/s]	2000...	1.00	0.00
7	Used		Angular_velocity_Z	deg/s	0.00	0.168 [deg/s]	2000...	1.00	0.00
8	Used		Accelerometer_X	m/s2	0.00	5.426 [m/s2]	1000...	1.00	0.00
9	Used		Accelerometer_Y	m/s2	0.00	-8.110 [m/s2]	500.00	1.00	0.00
10	Used		Accelerometer_Z	m/s2	0.00	1.258 [m/s2]	500.00	1.00	0.00
11	Used		Gyroscope_X	deg/s	0.00	0.071 [deg/s]	2000...	1.00	0.00
12	Used		Gyroscope_Y	deg/s	0.00	-0.063 [deg/s]	2000...	1.00	0.00
13	Used		Gyroscope_Z	deg/s	0.00	0.150 [deg/s]	2000...	1.00	0.00
14	Used		Magnetometer_X	mG	0.00	-659.832 [mG]	8.00	1.00	0.00
15	Used		Magnetometer_Y	mG	0.00	284.879 [mG]	8.00	1.00	0.00
16	Used		Magnetometer_Z	mG	0.00	705.576 [mG]	8.00	1.00	0.00
17	Used		IMU_Temperature	deg C	0.00	31.402 [deg C]	100.00	1.00	0.00
18	Used		Angular_acceleration_X	deg/s2	0.00	0.000 [deg/s2]	1000...	1.00	0.00
19	Used		Angular_acceleration_Y	deg/s2	0.00	0.000 [deg/s2]	1000...	1.00	0.00
20	Used		Angular_acceleration_Z	deg/s2	0.00	0.000 [deg/s2]	1000...	1.00	0.00
21	Used		Org_time	-	-INF	1/1/1970 12:02:45 AM	INF	1.00	0.00
22	Used		Microseconds	ms	0.00	740066.000 [ms]	1000...	1.00	0.00
23	Used		Debug_system_status	-	-INF	0000000000000000	INF	1.00	0.00
24	Used		Debug_filter_status	-	-INF	1010000000100000	INF	1.00	0.00
25	Used		PPS	-	0.00	1.000 [-]	10.00	1.00	0.00

รูปที่ 3.17 หน้าต่างโปรแกรมการเลือกบันทึกผลค่าพารามิเตอร์จากการทดสอบการเลี้ยวโค้ง

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

บทที่ 4
ผลการวิจัยและการอภิปรายผล

4.1 กล่าวนำ

ในบทนี้เป็นการนำเสนอผลการวิจัยการจำลองทางด้านพลศาสตร์การเลี้ยวโค้งของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำภายใต้สภาวะการเลี้ยวโค้งด้วยเงื่อนไขรัศมีความโค้งคงที่ด้วยโปรแกรม MSC ADAM/ Cars ซึ่งผลการศึกษาสามารถแบ่งออกเป็น 3 ส่วน ดังนี้ ส่วนแรกเป็นผลการศึกษาประเมินหาตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำด้วยวิธีการวิเคราะห์บนโปรแกรมคอมพิวเตอร์ช่วยในการออกแบบและการวัดค่าน้ำหนักทดสอบจริงเพื่อประเมินหาตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วง ในขณะที่ส่วนที่สองเป็นผลการศึกษาผลกระทบของพารามิเตอร์ที่มีผลต่อสมรรถนะทางด้านพลศาสตร์ยานยนต์ขณะเลี้ยวโค้งซึ่งประกอบไปด้วย อิทธิพลของสัดส่วนการกระจายน้ำหนักของจุดศูนย์ถ่วง ค่าสัมประสิทธิ์แรงด้านข้างของล้อและค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างพื้นล้อกับพื้นถนน ซึ่งประกอบไปด้วยรายละเอียดแบบจำลองสถานการณ์ (Design Scenario) ทั้งสิ้น จำนวน 13 รูปแบบ ดังแสดงในตารางที่ 4.1 พร้อมทั้งวิเคราะห์ความไวของพารามิเตอร์ที่มีผลต่อสมรรถนะทางพลศาสตร์ยานยนต์ขณะเลี้ยวโค้งและปรับปรุงค่าพารามิเตอร์เพื่อสมรรถนะทางพลศาสตร์ยานยนต์ให้ดียิ่งขึ้น ท้ายที่สุดในส่วนที่สามเป็นการตรวจสอบความถูกต้องของโปรแกรมจำลองทางด้านพลศาสตร์ยานยนต์ โดยจะทำการทดสอบการเลี้ยวโค้งของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำเทียบกับแบบจำลองการเลี้ยวโค้ง ซึ่งมีรายละเอียดผลการศึกษาดังต่อไปนี้

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ตารางที่ 4.1 รายละเอียดแบบจำลองสถานการณ์

สถานการณ์	สัดส่วนการกระจายน้ำหนักในแนวยาวที่เพลาหน้า:หลัง	สัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างพื้นล้อกับพื้นถนน	สัมประสิทธิ์แรงด้านข้างของล้อหน้า-หลัง (N/deg)	
			ล้อหน้า	ล้อหลัง
1	50:50	0.7	4,000	4,000
2	45:55	0.7	4,000	4,000
3	40:60	0.7	4,000	4,000
4	45:55	0.7	3,000	3,000
5	45:55	0.7	3,000	4,000
6	45:55	0.7	3,000	5,000
7	45:55	0.7	4,000	3,000
8	45:55	0.7	4,000	5,000
9	45:55	0.7	5,000	3,000
10	45:55	0.7	5,000	4,000
11	45:55	0.7	5,000	5,000
12	45:55	0.5	4,000	4,000
13	45:55	0.9	4,000	4,000

4.2 ผลการประเมินตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ

4.2.1 ผลการประเมินตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์

ค่าผลลัพธ์การประเมินตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ จากวิธีวิเคราะห์ด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ ซึ่งจะเป็นค่าเทียบตำแหน่งแกนอ้างอิงหลักของยานยนต์และจะได้ค่าตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ ดังนี้

ตามแนวยาว (แกน X) เท่ากับ 3,667 มิลลิเมตร

ตามแนวขวาง (แกน Y) เท่ากับ -15.14 มิลลิเมตร

ตามแนวดิ่ง (แกน Z) เท่ากับ 1,174.6 มิลลิเมตร

ผลตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงจากแบบจำลองรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ ที่กำหนดค่าคุณสมบัติของน้ำหนักของชิ้นส่วนย่อยในหน้าต่างคุณสมบัติน้ำหนักในโปรแกรม SolidWork 2013 สามารถประเมินตำแหน่งของจุดศูนย์ถ่วงของชิ้นส่วนย่อยรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ ดังแสดงในตารางที่ 4.2

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ตารางที่ 4.2 ตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงของชิ้นส่วนย่อยรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ

ลำดับ	รายการ	ตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วง (มิลลิเมตร)			น้ำหนัก	เปอร์เซ็นต์
		แนวยาว	แนวขวาง	แนวดิ่ง	(kg)	น้ำหนัก
1	โครงสร้างคัสซี	2,659.18	23.40	610.45	890	7.4
2	เพลาหน้า	-24.52	-79.50	539.90	635	5.3
3	เพลาหลัง	6,482.87	-14.98	522.57	1,270	10.5
4	ระบบพวงมาลัย	-1,119.11	635.11	638.20	220	1.8
5	ระบบระบายความร้อน	8,409.60	-948.54	837.67	120	1.0
6	โครงสร้างตัวถัง	3,289.42	1.39	1,517.99	1,350	11.2
7	เก้าอี้	3,714.39	242.71	1,096.76	698	5.8
8	คอนโซล	-2362.5	55.08	1,166.68	220	1.8
9	หุ้มตัวถัง	4,331.12	-20.37	699.8	1,990	16.5
10	กระจก	3,156.46	10.33	1,783.59	500	4.1
11	อุปกรณ์ควบคุม	8,603.72	83.37	693.38	220	1.8
12	พัดลมดูดอากาศ	3,404.14	-15.53	2,679.38	35	0.3
13	กระจกมองหลัง	-2,486	-14.18	1,908.95	20	0.2
14	ประตูคนขับ	-1,626.67	1,223.01	1,057.72	35	0.3
15	ประตูฉุกเฉิน	7,969.37	1,202.67	1,418.44	30	0.2
16	ประตูผู้โดยสารหน้า	-1,621.37	-1,255.9	1,040.78	40	0.3
17	ประตูผู้โดยสารหลัง	3,170	-1,254.5	1,031.33	70	0.6
18	ชุดแบตเตอรี่	3,530.7	-91.58	1,828.57	2,730	22.6
19	ระบบแอร์	3,164.01	-12.26	2,834.88	360	3.0
20	ปั๊มไฮดรอลิค	-2,231.26	-63.16	532.42	55	0.5
21	ปั๊มลม	8,983.25	744.97	585.45	65	0.5
22	อื่น ๆ (ระบบท่อต่าง ๆ)	4,331.12	0	699.8	500	4.1
	น้ำหนักรวมรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ				12,053	100

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

4.2.2 ผลการประเมินตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงด้วยวิธีการทดสอบ

ในการประเมินตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำด้วยการทดสอบ การวัดค่าน้ำหนักของแต่ละล้อของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำซึ่งได้ผล ดังแสดงในตารางที่ 4.3

ตารางที่ 4.3 ค่าน้ำหนักจากการประเมินด้วยวิธีการทดสอบ

น้ำหนักที่เพลาล้อหน้า (kg)			น้ำหนักที่เพลาล้อหลัง (kg)			น้ำหนักรวม (kg)	สัดส่วนน้ำหนัก (หน้า-หลัง)
หน้าซ้าย	หน้าขวา	รวม	หลังซ้าย	หลังขวา	รวม		
2,870	2,905	5,775	3,120	3,670	6,790	12,565	46:54

ค่าผลลัพธ์จากการประเมินตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ จากวิธีการทดสอบ ซึ่งจะเป็นค่าเทียบตำแหน่งแกนอ้างอิงหลักของยานยนต์และจะได้ค่าตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ ดังนี้ ซึ่งวิธีการคำนวณแสดงดัง ภาคผนวก ข

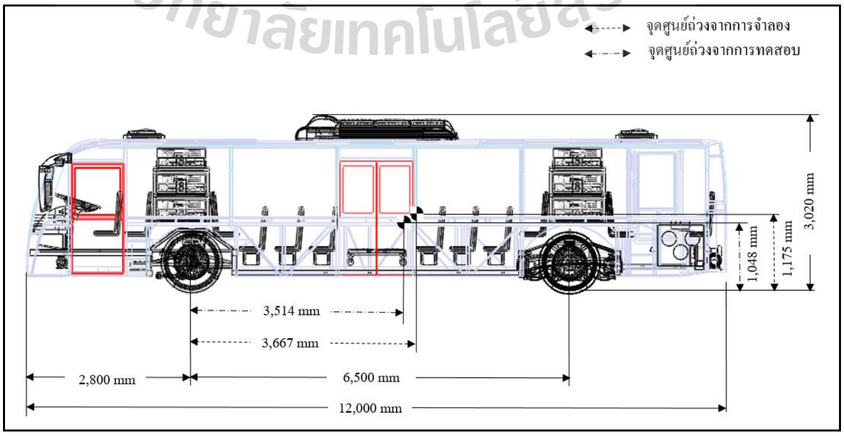
ตามแนวยาว (แกน X) เท่ากับ 3,514 มิลลิเมตร

ตามแนวขวาง (แกน Y) เท่ากับ -42.3 มิลลิเมตร

ตามแนวดิ่ง (แกน Z) เท่ากับ 1,048 มิลลิเมตร

4.2.3 ผลการเปรียบเทียบตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วง

จากผลการประเมินตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ ทั้งวิธีประเมินตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์และวิธีประเมินตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงด้วยการทดสอบซึ่งได้ค่าตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วง ดังแสดงในรูปที่ 4.1



รูปที่ 4.1 ผลการเปรียบเทียบตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ

เพื่อความถูกต้องของผลการศึกษาดังนั้นจึงคำนวนค่าความคลาดเคลื่อนของตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงเปรียบเทียบกับขนาดมิติของตัวรถ (% Error) เมื่อทราบค่าเปอร์เซ็นต์ความคลาดเคลื่อนของตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงเทียบกับขนาดมิติของตัวรถแล้วจึงทำการเปรียบเทียบผลการทดสอบเทียบกับผลการจำลองในแต่ละแนวแกนของตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วง ได้แก่จุดศูนย์ถ่วงตามแนวยาว (X-Ratio) ตามแนวขวาง (Y-Ratio) ตามแนวดิ่ง (Z-Ratio) จากการเปรียบเทียบผลการจำลองเทียบกับผลการทดสอบของตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วง พบว่ารถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำจากการทดสอบมีค่าน้ำหนักรวมที่มากกว่าเท่ากับ 4.25 เปอร์เซ็นต์ ซึ่งมีค่าที่แตกต่างกันไม่มากและค่าความคลาดเคลื่อนสูงสุดของตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงอยู่ในแนวแกนดิ่งมีค่าเท่ากับ 6.56 เปอร์เซ็นต์ ดังแสดงในตารางที่ 4.4 ซึ่งในงานวิจัยนี้ได้ใช้ค่าตำแหน่งจุดศูนย์จากการทดสอบของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำเพื่อวิเคราะห์ให้เห็นถึงพฤติกรรมทางด้านพลศาสตร์ยานยนต์

ตารางที่ 4.4 ผลการเปรียบเทียบตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วง

วิธีการ	X-Ratio	Y-Ratio	Z-Ratio	น้ำหนักรวม (kg)
โปรแกรมคอมพิวเตอร์	0.44	0.99	0.61	12,053
การทดสอบ	0.46	0.98	0.65	12,565
ค่าความคลาดเคลื่อน (%)	4.55	1.02	6.56	4.25

4.3 ผลการจำลองการเลี้ยวโค้งของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ

ในส่วนนี้เป็นการแสดงผลการจำลองการเลี้ยวโค้งของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ ของการศึกษาพารามิเตอร์หลัก 3 ตัวแปร ดังนี้ การกระจายน้ำหนักของจุดศูนย์ถ่วง ค่าสัมประสิทธิ์แรงด้านข้างของล้อ ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างพื้นล้อกับพื้นถนน โดยจะนำเสนอผลการศึกษาดังนี้ รัศมีการเลี้ยว ระดับของการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้ง ความเร็วสูงสุดขณะเลี้ยวโค้ง ความเร่งด้านข้าง อัตราการเฉ และมุมลื่นไถลด้านข้างของรถ ซึ่งผลที่ได้สามารถนำมาอธิบายพฤติกรรมทางด้านพลศาสตร์การเลี้ยวโค้งของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำได้ ซึ่งจะเป็นตัวบ่งชี้ถึงสรรมถนะของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ

ในการวิเคราะห์การจำลองการเลี้ยวโค้งของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ มีความจำเป็นที่ต้องทราบถึงมุมเลี้ยวของล้อหน้าตามรัศมีเลี้ยวโค้งที่ความเร็วต่ำที่ไม่ทำให้รถเกิดการลื่นไถลของล้อเพื่อสามารถนำไปประเมินพฤติกรรมที่ความเร็วสูงของรถต่อไปได้ ซึ่งการเลี้ยวของรถด้วยความเร็วต่ำจะขึ้นอยู่กับมุมบิดที่ล้อหน้าของรถ ระยะห่างระหว่างล้อหน้ากับล้อหลังและรัศมีโค้ง ซึ่งสามารถ

คำนวนมุมเลี้ยวของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำที่ความเร็วต่ำได้ดังทฤษฎีการคำนวนรัศมีการเลี้ยวโค้ง ซึ่งจะทำให้การเลี้ยวโค้งแบบสภาวะคงตัว ดังนี้

$$\delta = 57.3\frac{L}{R} >> (57.3)\frac{6.5m}{50m} >> 7.45 \deg ree$$

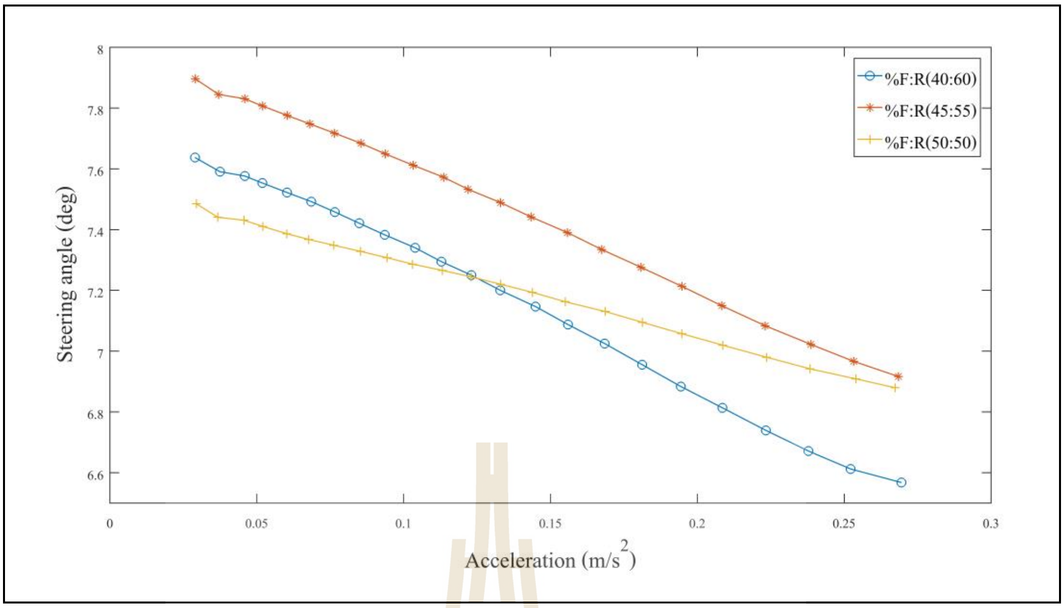
ในขณะที่รถเคลื่อนที่ไปตามโค้งด้วยความเร็วต่ำรัศมีโค้งเท่ากับ 50 เมตร มุมเลี้ยวของล้อหน้ามีค่าเท่ากับ 7.45 องศา ซึ่งจะทำให้พฤติกรรมของรถไม่เกิดการลื่นไถล ในส่วนการเคลื่อนที่ขณะเลี้ยวโค้งที่มีความเร็วสูงขึ้นมาเกี่ยวข้อง ซึ่งจะแสดงรายละเอียดดังต่อไปนี้

4.3.1 ผลกระทบของตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงต่อสมรรถนะทางพลศาสตร์ยานยนต์

จุดศูนย์ถ่วงเป็นหนึ่งในตัวแปรที่มีความสำคัญต่อคุณสมบัติที่เกี่ยวข้องกับพฤติกรรมของรถขณะเลี้ยวโค้ง ซึ่งการเปลี่ยนแปลงตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงขึ้นอยู่กับความแตกต่างกันของการจัดวางตำแหน่งของอุปกรณ์ในรถ ดังนั้นในส่วนนี้จะนำเสนอการวิเคราะห์เชิงเปรียบเทียบผลของตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำจริง ซึ่งได้จากการประเมินตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงด้วยวิธีทดสอบได้สัดส่วนการกระจายน้ำหนักในแนวยาวที่เพลาหน้า:หลัง เท่ากับ 45:55 และทางผู้วิจัยได้ตั้งสมมติฐานในการศึกษาครั้งนี้เพื่อเปรียบเทียบผลกระทบจากสัดส่วนการกระจายน้ำหนักในแนวยาวที่เพลาหน้า:หลังอีกสองตำแหน่ง ได้แก่ 50:50 และ 40:60 ซึ่งมีผลต่อตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงตามยาวของตัวรถ ส่วนตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงตามขวางและตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงตามแนวดิ่งกำหนดให้ใช้ตำแหน่งเดียวกันเพื่อให้ง่ายต่อการเปรียบเทียบผลการวิเคราะห์ทางพลศาสตร์การเลี้ยวโค้งของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ

4.3.1.1 ระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้ง

จากรายละเอียดแบบจำลองสถานการณ์ของการศึกษาเปรียบเทียบตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ โดยการจำลองเลี้ยวโค้งรัศมีคงที่ พบว่าค่ามุมเลี้ยวที่ล้อหน้ามีค่าลดลงขณะที่ความเร่งด้านข้างมีค่าเพิ่มขึ้น ซึ่งค่าระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้งสามารถทราบได้จากความชันของความสัมพันธ์ระหว่างความเร่งด้านข้างกับมุมเลี้ยวที่ล้อหน้า จากผลการจำลองจะเห็นได้ว่าระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้งของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำทั้ง 3 สถานการณ์มีค่าไปในทิศทางเดียวกันโดยมีทิศทางค่ามุมเลี้ยวที่ล้อหน้าลดลงเมื่อค่าความเร่งด้านข้างมีค่าเพิ่มขึ้นและความเร่งด้านข้างจะเพิ่มขึ้นเมื่อความเร็วของรถเพิ่มขึ้น ดังแสดงในรูปที่ 4.2



รูปที่ 4.2 ความสัมพันธ์ระหว่างความเร่งด้านข้างกับมุมเลี้ยวที่ล้อหน้าที่ค่าสัดส่วนการกระจายน้ำหนักในแนวยาวที่เพลาหน้า:หลังต่าง ๆ

จากรูปที่ 4.2 ความสัมพันธ์ระหว่างความเร่งด้านข้างกับมุมเลี้ยวที่ล้อหน้าที่ค่าสัดส่วนการกระจายน้ำหนักในแนวยาวที่เพลาหน้า:หลัง จะได้ค่าระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้ง ดังแสดงในตารางที่ 4.5 จากผลการจำลอง พบว่าค่าระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้งที่มีค่าน้อยที่สุดที่สัดส่วนการกระจายน้ำหนักในแนวยาวที่เพลาหน้า:หลัง เท่ากับ 50:50 มีค่าระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้ง เท่ากับ -2.49 deg/(m/s^2) และค่าระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้งสูงสุดที่สัดส่วนการกระจายน้ำหนักในแนวยาวที่เพลาหน้า:หลัง เท่ากับ 40:60 เท่ากับ -4.66 deg/(m/s^2) ซึ่งจากผลการจำลองทราบได้ว่ารถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำมีพฤติกรรมแบบอาการไวโค้งซึ่งจะส่งผลให้ล้อหลังมีการลื่นไถลที่มากกว่าล้อหน้า

ตารางที่ 4.5 ระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้งที่ค่าสัดส่วนการกระจายน้ำหนักในแนวยาวที่เพลาหน้า:หลังต่าง ๆ

สัดส่วนการกระจายน้ำหนักในแนวยาวที่เพลาหน้า:หลัง (% F:R)	ระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้ง หน่วย deg/(m/s^2)
50:50	-2.49
45:55	-4.22
40:60	-4.66

4.3.1.2 ความเร็วสูงสุดขณะเลี้ยวโค้ง

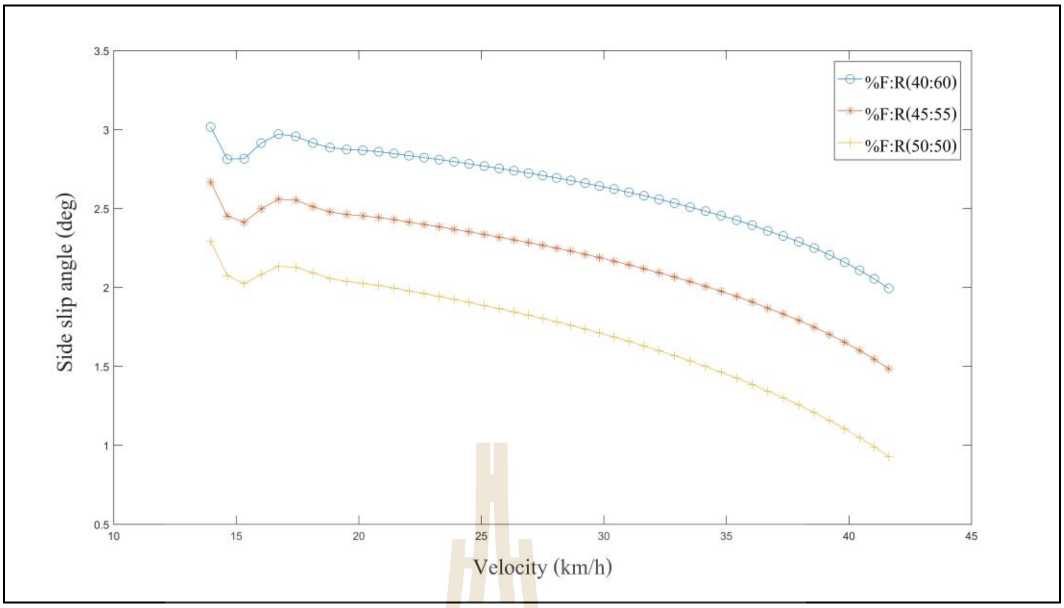
จากระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้งสามารถคำนวณความเร็วสูงสุดขณะเลี้ยวโค้งได้จากสมการที่ 2.20 ซึ่งจะได้ค่าความเร็วสูงสุดขณะเลี้ยวโค้ง ดังแสดงในตารางที่ 4.6 จะเห็นได้ว่าค่าความเร็วสูงสุดขณะเลี้ยวโค้งที่มากสุด ที่สัดส่วนการกระจายน้ำหนักในแนวยาวที่เพลาหน้า:หลัง เท่ากับ 50:50 เท่ากับ 122.4 km/h ซึ่งมีประสิทธิภาพในการควบคุมขณะเลี้ยวโค้งที่ความเร็วสูงดีที่สุดและค่าความเร็วสูงสุดขณะเลี้ยวโค้งที่น้อยที่สุด ที่สัดส่วนการกระจายน้ำหนักในแนวยาวที่เพลาหน้า:หลัง เท่ากับ 40:60 เท่ากับ 89.1 km/h

ตารางที่ 4.6 ความเร็วปลอดภัยสูงสุดขณะเลี้ยวโค้งที่ค่าสัดส่วนการกระจายน้ำหนักในแนวยาวที่เพลาหน้า:หลังต่าง ๆ

สัดส่วนการกระจายน้ำหนักในแนวยาวที่เพลาหน้า:หลัง (% F:R)	ความเร็วปลอดภัยสูงสุดขณะเลี้ยวโค้ง หน่วย km/h
50:50	122.4
45:55	93.9
40:60	89.1

4.3.1.3 มุมลื่นไถลด้านข้างของรถ

จากรายละเอียดแบบจำลองสถานการณ์ของการเปรียบเทียบตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำโดยจำลองการเลี้ยวโค้งรัศมีคงที่ พบว่ามุมลื่นไถลด้านข้างของรถมีค่าลดลงเมื่อความเร็วเพิ่มมากขึ้น ซึ่งส่งผลต่อการบิดตัวรอบแกนดิ่งที่ตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงของรถจะเพิ่มขึ้นตามความเร็วของรถที่เพิ่มขึ้น จากผลการจำลองสามารถทราบได้ว่ามุมลื่นไถลด้านข้างของรถมากสุด ที่สัดส่วนการกระจายน้ำหนักในแนวยาวที่เพลาหน้า:หลัง เท่ากับ 40:60 และค่ามุมลื่นไถลด้านข้างของรถน้อยสุดที่สัดส่วนการกระจายน้ำหนักในแนวยาวที่เพลาหน้า:หลัง เท่ากับ 50:50 ซึ่งจะส่งผลให้พฤติกรรมของรถเกิดการลื่นไถลของล้อหลังมากขึ้นตามค่าความเร็วของรถที่เพิ่มขึ้นและการลื่นไถลของล้อหลังมากกว่าการลื่นไถลของล้อหน้า ดังแสดงในรูปที่ 4.3



รูปที่ 4.3 ความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วกับมุมลื่นไถลด้านข้างที่ค่าสัดส่วนการกระจายน้ำหนักในแนวยาวที่เพลาหน้า:หลังต่าง ๆ

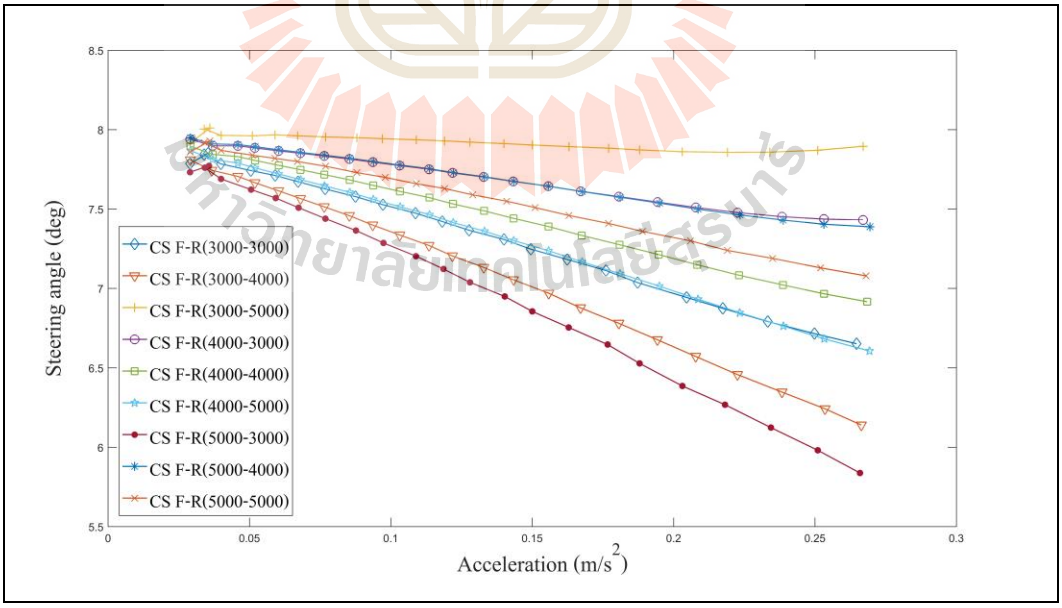
จากผลการจำลองทางพลศาสตร์การเลี้ยวโค้งของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ เป็นการจำลองเชิงเปรียบเทียบให้เห็นถึงอิทธิพลของตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วง ประกอบไปด้วยสัดส่วนการกระจายน้ำหนักในแนวยาวที่เพลาล้อ ด้วยวิธีวิเคราะห์แบบจำลองการเลี้ยวโค้งรัศมีคงที่ รัศมีโค้ง 50 เมตร พบว่าตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำมีผลต่อค่าระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้ง จากผลการจำลองทราบได้ว่าค่าตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงค่อนไปด้านหลังส่งผลให้ค่าระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวมีค่าเพิ่มขึ้น ซึ่งส่งผลให้พฤติกรรมที่เกิดขึ้นง่ายต่อการเกิดอาการไวโค้งได้ง่าย ซึ่งเป็นไปตามหลักการทฤษฎีทางด้านพลศาสตร์ยานยนต์ ดังสมการที่ 2.14 จากบทที่ 2 สรุปได้ว่าจากผลการจำลองค่าระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้งที่สัดส่วนการกระจายน้ำหนักในแนวยาวที่เพลาหน้า:หลัง เท่ากับ 50:50 เป็นสถานการณ์ที่ดีที่สุดของตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วง โดยมีค่าระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้ง เท่ากับ -2.49 deg/(m/s^2) สามารถใช้ความเร็วสูงสุดเลี้ยวโค้งได้ เท่ากับ 122 km/h ซึ่งค่าความเร่งสูงสุดจากการจำลองการเลี้ยวโค้งของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำมีค่า เท่ากับ 0.27 g ที่ความเร็ว เท่ากับ 42 km/h ซึ่งค่าความเร่งมีค่าเพิ่มขึ้นในขณะที่ความเร็วเพิ่มขึ้น เนื่องจากค่าความเร่งแปลผกผันตามความเร็วและอัตราการเฉมีค่าเท่ากับ 13.5 deg/s ที่ความเร็วเท่ากับ 42 km/h เมื่อพิจารณาค่าความเร่งจากการจำลอง พบว่าอยู่ในช่วงที่ปลอดภัยในสภาวะขับขี่ขณะเลี้ยวโค้ง ซึ่งค่าความเร่งสูงสุดของรถโดยสารขนาดกลางในช่วงของค่าที่มีความปลอดภัยในการขับขี่ 0.6-0.8 g (Gillespie T.D., 1994).

4.3.2 ผลกระทบของค่าสัมประสิทธิ์แรงด้านข้างต่อสมรรถนะทางพลศาสตร์ยานยนต์

สัมประสิทธิ์แรงด้านข้างของล้อเป็นหนึ่งในตัวแปรที่มีความสำคัญต่อคุณสมบัติพฤติกรรมของรถขณะเลี้ยวโค้ง ซึ่งในการเคลื่อนที่ขณะเลี้ยวโค้งจะมีแรงในแนวด้านข้างที่ผลักให้รถเลี้ยว แรงในการเลี้ยวจะแปรผันตามมุมลื่นไถลด้านข้างของล้อ สัมประสิทธิ์แรงด้านข้างของล้อคืออัตราส่วนระหว่างแรงด้านข้างในการเลี้ยวโค้งต่อมุมลื่นไถลด้านข้างของล้อซึ่งขึ้นกับหลาย ๆ ปัจจัย เช่น คุณลักษณะของล้อ แรงดันลมยาง น้ำหนักที่กดลงบนล้อ และระบบช่วงล่างของรถ ซึ่งค่าสัมประสิทธิ์แรงด้านข้างของล้อหน้าและล้อหลังจึงเป็นอิสระไม่สัมพันธ์กัน ดังนั้นในส่วนนี้จะนำเสนอการวิเคราะห์เชิงเปรียบเทียบผลของค่าสัมประสิทธิ์แรงด้านข้างของล้อที่มีผลต่อสมรรถนะการเลี้ยวโค้งของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ โดยจะศึกษาค่าสัมประสิทธิ์แรงด้านข้างของล้อทั้งล้อหน้าและล้อหลังอยู่ในช่วง 3,000 4,000 และ 5,000 N/deg ดังรายละเอียดแบบจำลองสถานการณ์

4.3.2.1 ระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้ง

จากการจำลองเลี้ยวโค้งรัศมีคงที่ พบว่าค่ามุมเลี้ยวที่ล้อหน้ามีค่าลดลงขณะที่ความเร่งด้านข้างมีค่าเพิ่มขึ้น ซึ่งค่าระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้งสามารถหาได้จากความชันของความสัมพันธ์ระหว่างความเร่งด้านข้างกับมุมเลี้ยวที่ล้อหน้า จากผลการจำลองค่าระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้งของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำทั้ง 9 สถานการณ์มีค่าไปในทิศทางเดียวกันโดยค่ามุมเลี้ยวที่ล้อหน้าลดลงเมื่อค่าความเร่งด้านข้างมีค่าเพิ่มขึ้น ดังแสดงรูปที่ 4.4



รูปที่ 4.4 ความสัมพันธ์ระหว่างความเร่งด้านข้างกับมุมเลี้ยวที่ล้อหน้าที่ค่าสัมประสิทธิ์แรงด้านข้างล้อหน้า-หลังต่าง ๆ

จากรูปที่ 4.4 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเร่งด้านข้างกับมุมเลี้ยวที่ล้อหน้า จะได้ค่าระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้ง ดังแสดงในตารางที่ 4.7 ซึ่งค่าระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้งที่มีค่าน้อยที่สุดที่ค่าสัมประสิทธิ์แรงด้านข้างของล้อหน้า 3,000 N/deg และล้อหลัง 5,000 N/deg มีค่าระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้ง เท่ากับ -0.29 deg/(m/s^2) และค่าระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้งสูงสุดที่ค่าสัมประสิทธิ์แรงด้านข้างของล้อหน้า 5,000 N/deg และล้อหลัง 3,000 N/deg มีค่าระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้ง เท่ากับ -8.29 deg/(m/s^2) ซึ่งจากผลการจำลองทราบได้ว่าพฤติกรรมของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำจะส่งผลให้ล้อหลังมีการลื่นไถลที่มากกว่าล้อหน้า

ตารางที่ 4.7 ระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้งที่ค่าสัมประสิทธิ์แรงด้านข้างของล้อหน้า-หลังต่าง ๆ

สัมประสิทธิ์แรงด้านข้างของล้อหน้า-หลัง หน่วย N/deg	ระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้ง หน่วย deg/(m/s^2)
3000-3000	-5.09
3000-4000	-2.43
3000-5000	-0.29
4000-3000	-5.31
4000-4000	-4.22
4000-5000	-2.28
5000-3000	-8.29
5000-4000	-7.06
5000-5000	-3.55

4.3.2.2 ความเร็วสูงสุดขณะเลี้ยวโค้ง

จากการจำลองของการเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์แรงด้านข้างของล้อ โดยจำลองการเลี้ยวโค้งรัศมีคงที่ พบว่าระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้งสามารถคำนวนความเร็วสูงสุดขณะเลี้ยวโค้งได้จากสมการ 2.20 ซึ่งจะได้ค่าความเร็วสูงสุดขณะเลี้ยวโค้ง ดังแสดงในตารางที่ 4.8 ซึ่งจะเห็นได้ว่าค่าความเร็วสูงสุดขณะเลี้ยวโค้งที่มากที่สุดที่ค่าสัมประสิทธิ์แรงด้านข้างของล้อหน้า 3,000 N/deg และล้อหลัง 5,000 N/deg มีค่าความเร็วสูงสุดขณะเลี้ยวโค้งมากกว่า 200 km/h ซึ่งมีประสิทธิภาพในการควบคุมขณะเลี้ยวโค้งที่ความเร็วสูงดีที่สุดและค่า

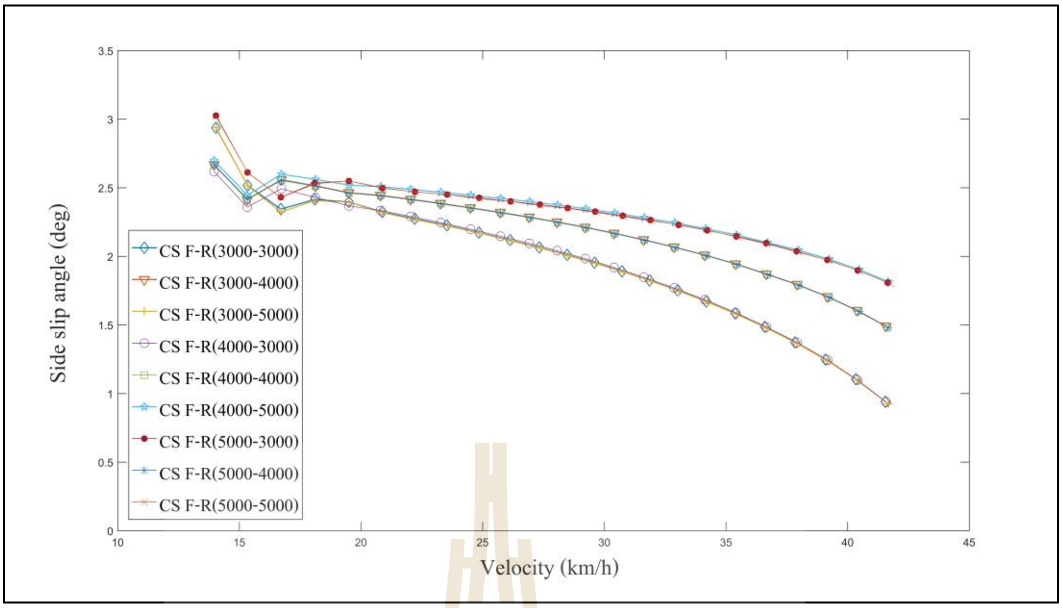
ความเร็วสูงสุดขณะเลี้ยวโค้งที่น้อยที่สุดที่ค่าสัมประสิทธิ์แรงด้านข้างของล้อหน้า 5,000 N/deg และล้อหลัง 3,000 N/deg มีค่าความเร็วสูงสุดขณะเลี้ยวโค้ง เท่ากับ 67 km/h

ตารางที่ 4.8 ความเร็วปลอดภัยสูงสุดขณะเลี้ยวโค้งที่ค่าสัมประสิทธิ์แรงด้านข้างของล้อหน้า-หลังต่าง ๆ

สัมประสิทธิ์แรงด้านข้างของล้อหน้า-หลัง หน่วย N/deg	ความเร็วปลอดภัยสูงสุดขณะเลี้ยวโค้ง หน่วย km/h
3000-3000	85.5
3000-4000	123.7
3000-5000	>200
4000-3000	83.7
4000-4000	93.9
4000-5000	127.7
5000-3000	67
5000-4000	72.6
5000-5000	102.3

4.3.2.3 มุมลื่นไถลด้านข้างของรถ

จากการจำลองของการเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์แรงด้านข้างของล้อของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำโดยการจำลองเลี้ยวโค้งรัศมีคงที่ พบว่ามุมลื่นไถลด้านข้างของรถมีค่าลดลงเมื่อความเร็วเพิ่มมากขึ้น ซึ่งจะส่งผลต่อการบิดตัวรอบแกนดิ่งที่จุดศูนย์ถ่วงของรถจะเพิ่มขึ้นไปตามความเร็วของรถที่เพิ่มขึ้น จากผลการจำลองสามารถทราบได้ว่าค่ามุมลื่นไถลด้านข้างของรถที่มากสุดที่ค่าสัมประสิทธิ์แรงด้านข้างของล้อหน้า 5,000 N/deg และล้อหลัง 3,000 N/deg และค่ามุมลื่นไถลด้านข้างของรถที่น้อยสุดที่ค่าสัมประสิทธิ์แรงด้านข้างของล้อหน้า 3,000 N/deg และล้อหลัง 5,000 N/deg ซึ่งจะส่งผลให้พฤติกรรมเกิดการลื่นไถลของล้อหลังมากขึ้นตามค่าความเร็วของรถที่เพิ่มขึ้นและการลื่นไถลของล้อหลังมากกว่าการลื่นไถลของล้อหน้า ดังแสดงในรูปที่ 4.5



รูปที่ 4.5 ความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วกับมุมลื่นไถลด้านข้างของรถที่ค่าสัมประสิทธิ์แรงด้านข้างของล้อหน้า-หลังต่าง ๆ

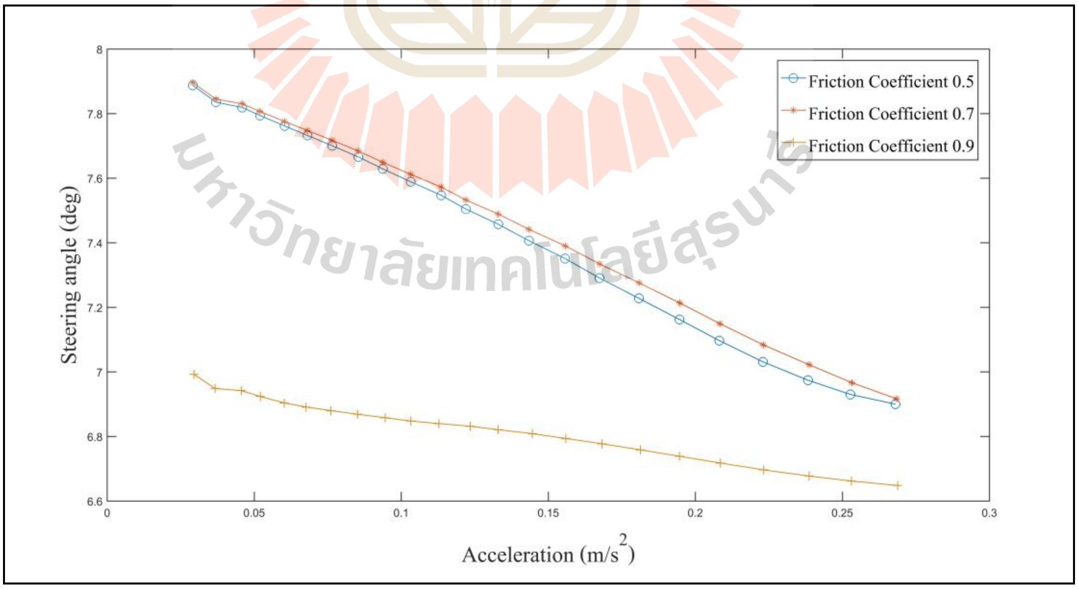
จากผลการจำลองทางพลศาสตร์การเลี้ยวโค้งของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ เป็นการจำลองเชิงเปรียบเทียบให้เห็นถึงผลกระทบของค่าสัมประสิทธิ์แรงด้านข้างของล้อ ตามรายละเอียดแบบจำลองสถานการณ์ที่ศึกษาในงานวิจัยนี้ ประกอบไปด้วยค่าสัมประสิทธิ์แรงด้านข้างของล้อทั้งล้อหน้าและล้อหลัง ด้วยวิธีวิเคราะห์แบบจำลองการเลี้ยวโค้งรัศมีคงที่ รัศมีส่วนโค้ง 50 เมตร พบว่าสัมประสิทธิ์แรงด้านข้างของล้อของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำมีผลต่อค่าระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยว จากผลการจำลองทราบได้ว่าค่าสัมประสิทธิ์แรงด้านข้างของล้อค่อนไปด้านหลังส่งผลให้ค่าระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวมีค่าเพิ่มขึ้น ซึ่งพฤติกรรมที่เกิดขึ้นง่ายต่อการเกิดอาการไวโค้งได้ง่าย ซึ่งเป็นไปตามหลักการทฤษฎีทางด้านพลศาสตร์ยานยนต์ ดังสมการที่ 2.14 จากบทที่ 2 สรุปได้ว่าจากผลการจำลองค่าระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวที่ค่าสัมประสิทธิ์แรงด้านข้างของล้อหน้า 3,000 N/deg และล้อหลัง 5,000 N/deg มีค่าระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้งเท่ากับ -0.29 deg/(m/s^2) สามารถใช้ความเร็วสูงสุดเลี้ยวโค้งได้มากกว่า 200 km/h ที่รัศมีโค้งเท่ากับ 50 เมตร ซึ่งส่งผลให้ความเร่งด้านข้างมีค่าอยู่ที่ 0.27 g ที่ความเร็ว เท่ากับ 42 km/h และอัตราการเฉมีค่า เท่ากับ 13.5 deg/s ที่ความเร็ว เท่ากับ 42 km/h เมื่อพิจารณาค่าความเร่งจากการจำลองพบว่าอยู่ในช่วงที่ปลอดภัยในสภาวะขับขี่ขณะเลี้ยวโค้ง ซึ่งค่าความเร่งสูงสุดรถโดยสารขนาดกลางในช่วงของค่าที่มีความปลอดภัยในการขับขี่ 0.6-0.8 g (Gillespie T.D., 1994).

4.3.3 ผลกระทบของค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างพื้นล้อกับพื้นถนนต่อสมรรถนะทางพลศาสตร์ยานยนต์

ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างพื้นล้อกับพื้นถนน คือแรงต้านทานบริเวณผิวสัมผัสระหว่างล้อและผิวถนนหรือแรงต้านไม่ให้ล้อลื่นไถลไปบนผิวถนนซึ่งเป็นหนึ่งในตัวแปรที่มีความสำคัญต่อคุณสมบัติที่เกี่ยวข้องกับพฤติกรรมของรถ ดังนั้นในส่วนนี้จะนำเสนอผลการวิเคราะห์เชิงเปรียบเทียบของค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างพื้นล้อกับพื้นถนนของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำที่ค่า 0.5 0.7 และ 0.9 ตามรายละเอียดแบบจำลองสถานการณ์ครั้งนี้

4.3.3.1 ระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้ง

จากรายละเอียดแบบจำลองสถานการณ์ของการเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างพื้นล้อกับพื้นถนนของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ โดยการจำลองเลี้ยวโค้งรัศมีคงที่ พบว่าค่ามุมเลี้ยวที่ล้อหน้ามีค่าลดลงขณะที่ความเร่งด้านข้างมีค่าเพิ่มขึ้น ซึ่งค่าระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้งสามารถทราบได้จากความชันของความสัมพันธ์ของมุมเลี้ยวที่ล้อหน้ากับความเร่งด้านข้าง จากผลการจำลองจะเห็นได้ว่าระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้งของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำทั้ง 3 กรณีมีค่าไปในทิศทางเดียวกันโดยมีทิศทางค่ามุมเลี้ยวที่ล้อหน้าลดลงเมื่อค่าความเร่งด้านข้างมีค่าเพิ่มขึ้นและความเร่งด้านข้างจะเพิ่มขึ้นเมื่อความเร็วของรถเพิ่มขึ้น ดังแสดงในรูปที่ 4.6



รูปที่ 4.6 ความสัมพันธ์ระหว่างความเร่งด้านข้างกับมุมเลี้ยวที่ล้อหน้าที่ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างพื้นล้อกับพื้นถนนต่าง ๆ

จากรูปที่ 4.6 กราฟแสดงความสัมพันธ์หว่างความเร่งด้านข้างกับมุมเลี้ยวที่ล้อหน้า จะได้ค่าระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้ง ดังแสดงในตารางที่ 4.9 จากผลการจำลอง พบว่าค่าระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้งที่มีค่าน้อยที่สุดที่ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างพื้นล้อกับพื้นถนน เท่ากับ 0.9 มีค่าระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้งเท่ากับ -1.31 deg/(m/s^2) และค่าระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้งที่มีค่ามากที่สุดที่ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างพื้นล้อกับพื้นถนน เท่ากับ 0.5 มีค่าระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้ง เท่ากับ -4.34 deg/(m/s^2) ซึ่งจากผลการจำลองทราบได้ว่ารถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำมีพฤติกรรมแบบอาการไวโค้งซึ่งจะส่งผลให้ล้อหลังมีการลื่นไถลที่มากกว่าล้อหน้า

ตารางที่ 4.9 ระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้งที่ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างพื้นล้อกับพื้นถนนต่าง ๆ

สัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างพื้นล้อกับพื้นถนน	ระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้ง หน่วย deg/(m/s^2)
0.5	-4.34
0.7	-4.17
0.9	-1.31

4.3.3.2 ความเร็วปลอดภัยสูงสุดที่สามารถเลี้ยวโค้งได้

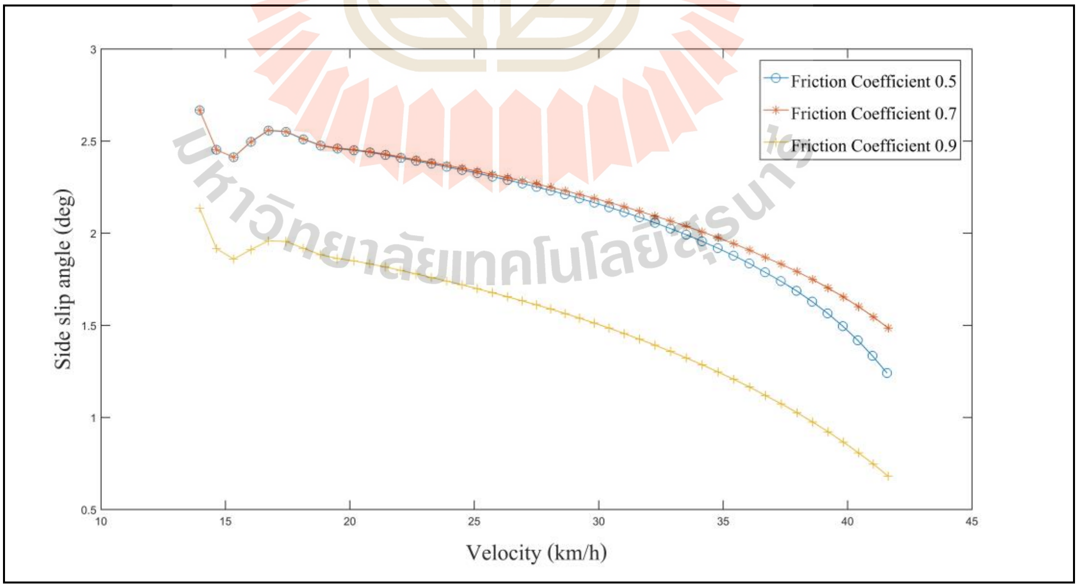
จากการจำลองของการเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างพื้นล้อกับพื้นถนนของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำโดยการเลี้ยวโค้งรัศมีคงที่ พบว่าระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้งสามารถคำนวนความเร็วสูงสุดขณะเลี้ยวโค้งได้ จากสมการ 2.20 ซึ่งจะได้ค่าความเร็วสูงสุดขณะเลี้ยวโค้ง ดังแสดงในตารางที่ 4.10 จะเห็นได้ว่าค่าความเร็วสูงสุดขณะเลี้ยวโค้งที่น้อยที่สุดจะเป็นค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างพื้นล้อกับพื้นถนน เท่ากับ 0.5 มีค่าความเร็วสูงสุดขณะเลี้ยวโค้ง เท่ากับ 92.6 km/h และค่าความเร็วสูงสุดขณะเลี้ยวโค้งที่มากที่สุดที่ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างพื้นล้อกับพื้นถนน เท่ากับ 0.9 มีค่าความเร็วสูงสุดขณะเลี้ยวโค้ง เท่ากับ 169.14 km/h ซึ่งมีประสิทธิภาพในการควบคุมขณะเลี้ยวโค้งที่ความเร็วสูงดีที่สุด

ตารางที่ 4.10 ความเร็วปลอดภัยสูงสุดที่สามารถเลี้ยวโค้งได้ที่ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างพื้นล้อกับพื้นถนนต่าง ๆ

สัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างพื้นล้อกับพื้นถนน	ความเร็วปลอดภัยสูงสุดขณะเลี้ยวโค้ง หน่วย km/h
0.5	92.6
0.7	94.4
0.9	168.5

4.3.3.3 มุมลื่นไถลด้านข้างของรถ

จากรายละเอียดแบบจำลองสถานการณ์ของการเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างพื้นล้อกับพื้นถนนของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำโดยการจำลองเลี้ยวโค้งรัศมีคงที่ พบว่ามุมลื่นไถลด้านข้างของรถมีค่าที่ลดลงเมื่อความเร็วเพิ่มมากขึ้น ซึ่งจะส่งผลต่อการบิดตัวรอบแกนดิ่งที่จุดศูนย์ถ่วงของรถจะเพิ่มขึ้นไปตามความเร็วของรถที่เพิ่มขึ้น ซึ่งพฤติกรรมเช่นนี้ส่งผลต่อการลื่นไถลของล้อหลังจะมีมุมลื่นไถลที่มากขึ้นตามค่าความเร็วของรถที่เพิ่มขึ้นและการลื่นไถลของล้อหลังมากกว่าการลื่นไถลที่ล้อหน้า จากผลการจำลองค่ามุมลื่นไถลด้านข้างของรถน้อยสุดที่ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างพื้นล้อกับพื้นถนน เท่ากับ 0.9 ดังแสดงในรูปที่ 4.7



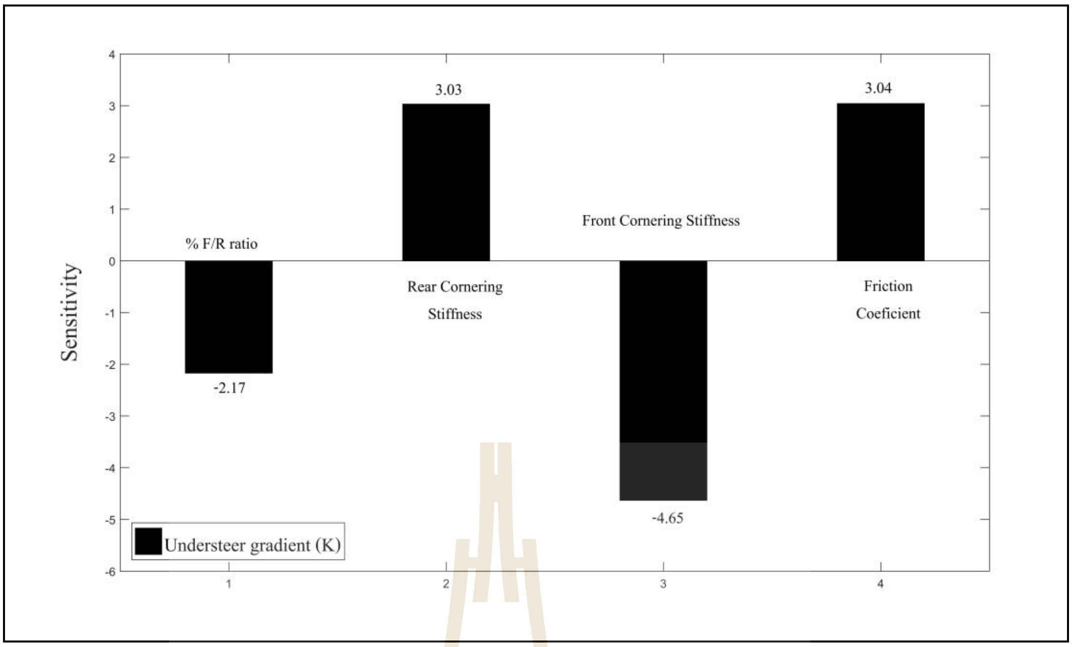
รูปที่ 4.7 ความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วกับมุมลื่นไถลด้านข้างของรถที่ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างพื้นล้อกับพื้นถนนต่าง ๆ

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

จากผลการจำลองทางพลศาสตร์การเลี้ยวโค้งของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ เป็นการจำลองเชิงเปรียบเทียบให้เห็นถึงผลกระทบของค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างพื้นล้อกับพื้นถนนตามรายละเอียดแบบจำลองสถานการณ์ที่จะศึกษาครั้งนี้ ด้วยวิธีวิเคราะห์แบบจำลองการเลี้ยวโค้งรัศมีคงที่ รัศมีส่วนโค้ง 50 เมตร พบว่าค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างพื้นล้อกับพื้นถนนของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำมีผลต่อค่าระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้ง จากผลการจำลองทราบได้ว่าค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างพื้นล้อกับพื้นถนนที่น้อยลงส่งผลให้ค่าระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวมีค่าเพิ่มขึ้น ซึ่งส่งผลให้พฤติกรรมที่เกิดขึ้นง่ายต่อการเกิดอาการไวโค้งได้ง่าย ซึ่งเป็นไปตามหลักการทฤษฎีทางด้านพลศาสตร์ยานยนต์ ดังสมการที่ 2.12 จากบทที่ 2 สรุปได้ว่าจากผลการจำลองค่าระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้งของค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างพื้นล้อกับพื้นถนนของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ เท่ากับ 0.9 เป็นสถานการณ์ที่ดีที่สุดมีค่าระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้ง เท่ากับ -1.31 deg/(m/s^2) สามารถใช้ความเร็วสูงสุดขณะเลี้ยวโค้งได้ เท่ากับ 168.5 km/h ที่รัศมีโค้ง เท่ากับ 50 เมตร ซึ่งส่งผลให้ความเร่งด้านข้างมีค่าอยู่ที่ 0.27 g ที่ความเร็ว เท่ากับ 42 km/h และอัตราการเฉมีค่า เท่ากับ 13.5 deg/s ที่ความเร็วเท่ากับ 42 km/h เมื่อพิจารณาค่าความเร่งจากการจำลองพบว่าอยู่ในช่วงที่ปลอดภัยในสภาวะขับขี่ขณะเลี้ยวโค้ง ซึ่งค่าความเร่งสูงสุดของรถโดยสารขนาดกลางในช่วงของค่าที่มีความปลอดภัยในการขับขี่ เท่ากับ 0.6-0.8 g (Gillespie T.D., 1994).

4.4 การวิเคราะห์ผลตอบสนองความไวต่อค่าระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้ง

จากการศึกษาการจำลองทางด้านพลศาสตร์การเลี้ยวโค้งของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ โดยในส่วนนี้ได้แสดงผลตอบสนองความไวของพารามิเตอร์ทางด้านพลศาสตร์ยานยนต์จำนวน 3 พารามิเตอร์ด้วยกัน ได้แก่ สัดส่วนการกระจายน้ำหนักในแนวยาวที่เพลาหน้า:หลัง ค่าสัมประสิทธิ์แรงด้านข้างของล้อ ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างพื้นล้อกับพื้นถนนต่อสมรรถนะทางด้านพลศาสตร์การเลี้ยวโค้งขอรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ โดยจะใช้ผลของค่าระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้งเป็นเกณฑ์ในการวิเคราะห์เปรียบเทียบความไวของพารามิเตอร์ ซึ่งจะได้ผลตอบสนองความไวของพารามิเตอร์ทางด้านพลศาสตร์ยานยนต์ ดังแสดงในรูปที่ 4.8



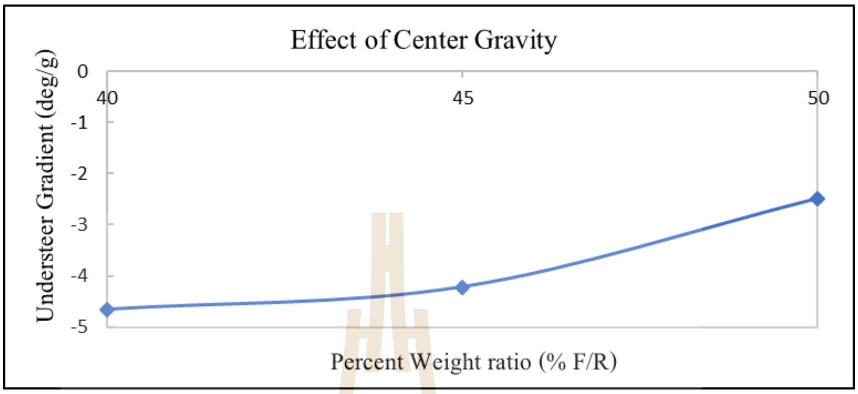
รูปที่ 4.8 ผลตอบสนองความไวต่อค่าระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้ง ของพารามิเตอร์ต่าง ๆ

จากรูปที่ 4.8 ผลตอบสนองความไวของพารามิเตอร์ทางด้านพลศาสตร์ยานยนต์ต่อระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้ง จะเห็นได้ว่าค่าสัมประสิทธิ์แรงด้านข้างของล้อที่ล้อหน้าเพิ่มขึ้นส่งผลให้ค่าระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้งมีค่าที่เพิ่มขึ้นในทิศทางที่เป็นลบมากสุด ดังนั้นจึงสรุปได้ว่าค่าสัมประสิทธิ์แรงด้านข้างของล้อที่ล้อหน้ามีผลต่อค่าระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้งมากที่สุด เท่ากับ 4.65

4.5 แนวทางในการออกแบบพารามิเตอร์เพื่อเพิ่มสมรรถนะค่าระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้ง

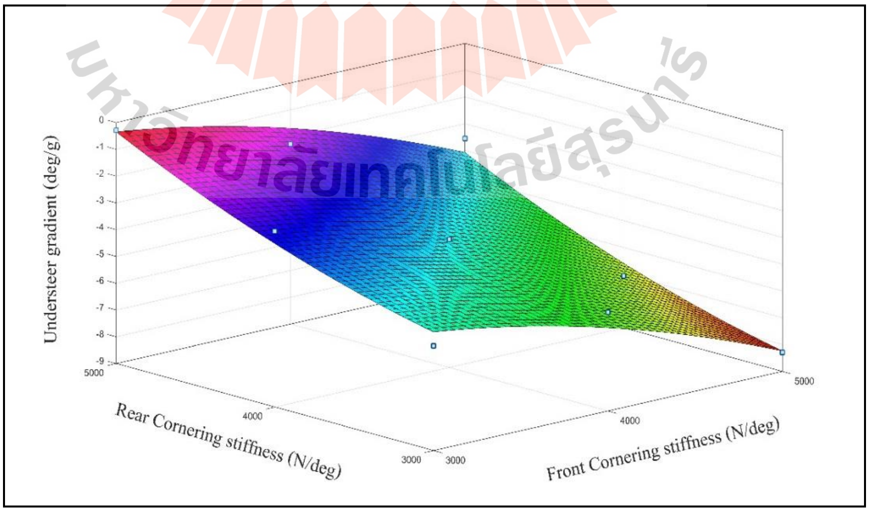
จากผลการวิเคราะห์ผลการตอบสนองความไวต่อค่าระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้งของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ จะเห็นว่าทุกพารามิเตอร์ล้วนแล้วแต่มีผลต่อสมรรถนะในการเลี้ยวโค้งของรถทั้งสิ้น ซึ่งค่าที่มีผลตอบสนองความไวต่อค่าระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้งมากที่สุดจะเป็นค่าสัมประสิทธิ์แรงด้านข้างของล้อและรองลงมาจะเป็นค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างพื้นล้อกับพื้นถนนและค่าตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงของรถ ดังนั้นในส่วนนี้เป็นการแสดงให้เห็นถึงค่าการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้งซึ่งเป็นค่าที่ชี้บ่งถึงสมรรถนะของรถที่เกิดจากผลการปรับเปลี่ยนค่าพารามิเตอร์ โดยจะไม่พิจารณาค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างพื้นล้อกับพื้น

ถนนเพราะไม่ใช่พารามิเตอร์ของรถโดยตรง ดังนั้นเมื่อพิจารณาค่าตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงของรถที่ค่อนมาทางด้านหน้าส่งผลให้ค่าระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้งมีค่าที่ลดลงและเข้าใกล้ค่าศูนย์ยิ่งขึ้น ซึ่งส่งผลให้สมรรถนะในการเลี้ยวโค้งของรถดียิ่งขึ้น ดังแสดงในรูปที่ 4.9



รูปที่ 4.9 ผลการปรับตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงในแนวยาวต่อการเปลี่ยนแปลงค่ามุมล้อขณะเลี้ยวโค้ง

ส่วนค่าสัมประสิทธิ์แรงด้านข้างของล้อเมื่อค่าสัมประสิทธิ์แรงด้านข้างของล้อเพิ่มขึ้นที่ล้อหน้าส่งผลให้ค่าระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้งมีค่าที่เพิ่มขึ้นในทิศทางลบและสัมประสิทธิ์แรงด้านข้างของล้อเพิ่มขึ้นที่ล้อหลังส่งผลให้ค่าระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้งมีค่าที่ลดลงซึ่งมีค่าที่เข้าใกล้ค่าศูนย์ส่งผลให้สมรรถนะในการเลี้ยวโค้งที่ดียิ่งขึ้น



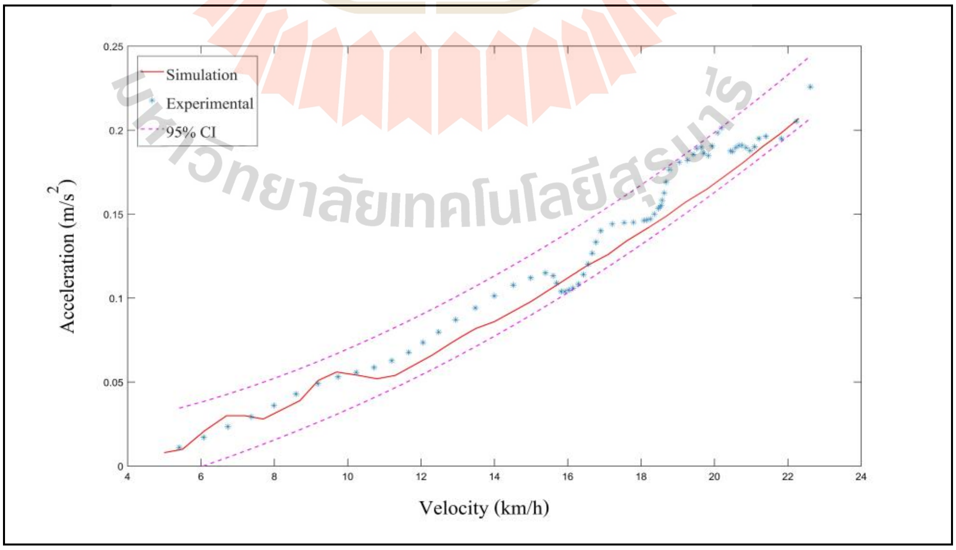
รูปที่ 4.10 ผลของค่าสัมประสิทธิ์แรงด้านข้างของล้อหน้า-หลัง ต่อค่าระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้ง

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

จากรูปที่ 4.10 แสดงอิทธิพลของค่าสัมประสิทธิ์แรงด้านข้างของล้อทั้งอิทธิพลของล้อหน้าและล้อหลัง ซึ่งแสดงให้เห็นถึงแนวโน้มในการปรับค่าสัมประสิทธิ์แรงด้านข้างของล้อในการออกแบบรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำเพื่อสมรรถนะทางพลศาสตร์ยานยนต์ที่ดียิ่งขึ้น โดยการกำหนดค่าสัมประสิทธิ์แรงด้านข้างของล้อ ล้อหน้าเท่ากับ 3,000 N/deg ล้อหลังเท่ากับ 5,000 N/deg พบว่าค่าระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้งมีค่าต่ำสุดหรือเข้าใกล้พฤติกรรมสมดุลการเลี้ยว มีค่าเท่ากับ -0.29 deg/(m/s^2) ส่งผลให้สมรรถนะของรถบัสไฟฟ้าพื้นต่ำมีสมรรถนะในการเลี้ยวโค้งที่ดียิ่งขึ้น

4.6 การตรวจสอบความถูกต้องของโปรแกรมจำลองทางด้านพลศาสตร์ยานยนต์

ในการศึกษาทางด้านพลศาสตร์ยานยนต์ที่ต้องใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์ช่วยในการจำลองเพื่อให้มั่นใจว่าผลที่ได้จากการจำลองมีความถูกต้องและน่าเชื่อถือ ดังนั้นจึงจำเป็นที่จะต้องตรวจสอบความถูกต้องของโปรแกรมจำลองทางด้านพลศาสตร์ยานยนต์ของการเลี้ยวโค้งของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ โดยเปรียบเทียบผลการจำลองด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ MSC ADAM/ Cars กับผลการทดสอบด้วยอุปกรณ์วัดค่าพารามิเตอร์ทางด้านพลศาสตร์ยานยนต์ที่ชื่อ Inertial Measurement Unit (IMU) ซึ่งในส่วนนี้สามารถทราบได้ว่าในการจำลองมีคลาดเคลื่อนไปกี่เปอร์เซ็นต์ โดยเกณฑ์การทดสอบเชิงเปรียบเทียบทำโดยการเลี้ยวโค้งรัศมีคงที่ 20 เมตรและเปรียบเทียบค่าความเร่งในแนวด้านข้าง ดังแสดงในรูปที่ 4.11



มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

รูปที่ 4.11 ความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วกับความเร่งของการทดสอบเทียบกับแบบจำลองการเลี้ยวโค้งของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ

จากรูปที่ 4.11 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเร่งกับความเร็วของการทดสอบเทียบกับแบบจำลองการเลี้ยวโค้งของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ จะเห็นได้ว่าค่าแนวโน้มของความเร่งของการจำลองและความเร่งของการทดสอบแสดงให้เห็นถึงพฤติกรรมการเปลี่ยนแปลงความเร่งจาก 0 g ถึงค่าความเร่งสูงสุดจากการทดสอบอยู่ที่ 0.2 g พบว่าผลของค่าความเร่งที่ได้จากการจำลองมีค่าที่น้อยกว่าค่าความเร่งที่ได้จากการทดสอบซึ่งมีค่าแตกต่างไม่มาก ทั้งนี้ผลที่เกิดขึ้นแสดงแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกัน ซึ่งค่าแนวโน้มของความเร่งมีทิศทางและค่าที่เพิ่มขึ้นในขณะที่ความเร็วของรถเพิ่มขึ้น เนื่องจากว่าค่าความเร่งแปลผันตามความเร็วและจากความสัมพันธ์นี้สามารถหาค่าเปอร์เซ็นต์ความคลาดเคลื่อนของการจำลองเทียบกับการทดสอบ พบว่าค่าเปอร์เซ็นต์ความคลาดเคลื่อนในช่วงเริ่มต้นตลอดจนถึงความเร็วที่สูงสุดมีค่าที่แตกต่างกันไม่มาก โดยค่าเปอร์เซ็นต์ความคลาดเคลื่อนสูงสุดเท่ากับ 20 เปอร์เซ็นต์ และช่วงความเร็วเริ่มต้นจะมีค่าเปอร์เซ็นต์ความคลาดเคลื่อนที่น้อยกว่าช่วงความเร็วที่สูงขึ้นเล็กน้อย ที่เป็นเช่นนี้เนื่องจากว่าที่ช่วงความเร็วที่สูงขึ้นในการทดสอบรถมีปัจจัยที่มาเกี่ยวข้องหลายอย่างเช่นแรงสั่นสะเทือนของตัวรถและเนื่องจากมีตัวแปรหลายตัวแปรที่ไม่สามารถควบคุมได้เหมือนการทดสอบในห้องแลปอย่างเช่นการปรับตั้งค่าของระบบช่วงล่าง ระบบรองรับน้ำหนัก แรงดันลมยาง และอื่น ๆ ทั้งนี้จากผลการตรวจสอบความถูกต้องของโปรแกรมจำลองทางพลศาสตร์ยานยนต์จึงสรุปได้ว่าค่าจากผลการจำลองมีค่าอยู่ในช่วงระดับความเชื่อมั่นที่ 95 เปอร์เซ็นต์

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

บทที่ 5
สรุปและข้อเสนอแนะ

5.1 สรุปผลการวิจัย

จากการดำเนินงานวิจัยเรื่องการวิเคราะห์เสถียรภาพการเลี้ยวโค้งของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำด้วยวิธีจำลองทางพลศาสตร์การเคลื่อนที่แบบมัลติบอดี้ ผลจากการวิจัยสามารถสรุปได้ ดังนี้

5.1.1 ผลการประเมินตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำด้วยวิธีการคำนวณโดยโปรแกรมคอมพิวเตอร์และวิธีการทดสอบ พบว่าวิธีการคำนวณโดยโปรแกรมคอมพิวเตอร์มีค่าใกล้เคียงกับวิธีการทดสอบ โดยที่มีค่าเปอร์เซ็นต์ความคลาดเคลื่อนของตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงเทียบกับขนาดมิติตัวรถในแนวยาว แนวขวางและแนวดิ่ง เท่ากับ 4.55% 1.02% และ 6.56% ตามลำดับ รวมไปถึงค่าเปอร์เซ็นต์ความคลาดเคลื่อนของน้ำหนักรวมตัวรถจากวิธีการคำนวณโดยโปรแกรมคอมพิวเตอร์เทียบกับวิธีการทดสอบ มีค่าเท่ากับ 4.25%

5.1.2 ในการศึกษาถึงอิทธิพลของสัดส่วนการกระจายน้ำหนักในแนวยาว พบว่าค่าสัดส่วนการกระจายน้ำหนักที่ค่อนไปด้านหน้าส่งผลให้ระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้งมีค่าลดลงและทำให้สมรรถนะของรถในขณะที่เลี้ยวโค้งดียิ่งขึ้นเนื่องจากลดพฤติกรรมการไวโค้ง ทั้งนี้การกระจายน้ำหนักในสัดส่วนล้อหน้าต่อล้อหลังเท่ากับ 50:50 จะส่งผลให้รถมีสมรรถนะในขณะที่เลี้ยวโค้งที่ดีและมีความเร็วสูงสุดได้เท่ากับ 122 กิโลเมตรต่อชั่วโมง ที่รัศมีโค้งเท่ากับ 50 เมตร

5.1.3 ในการศึกษาถึงอิทธิพลของค่าสัมประสิทธิ์แรงด้านข้าง พบว่าการลดค่าสัมประสิทธิ์แรงด้านข้างที่ล้อหน้าและการเพิ่มสัมประสิทธิ์แรงด้านข้างที่ล้อหลังจะมีแนวโน้มส่งผลให้ค่าระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้งลดลงและส่งผลให้มีสมรรถนะในขณะที่เลี้ยวโค้งดีขึ้น หรือเป็นการลดพฤติกรรมการไวโค้ง โดยที่ในสภาวะค่าสัมประสิทธิ์แรงด้านข้างที่ล้อหน้าและล้อหลังเท่ากับ 3000 N/deg และ 5000 N/deg ตามลำดับ จะส่งผลให้มีสมรรถนะดีสุด และมีค่าความเร็วสูงสุดขณะเลี้ยวโค้งได้มากกว่า 200 กิโลเมตรต่อชั่วโมง ที่รัศมีโค้งเท่ากับ 50 เมตร

5.1.4 ในการศึกษาถึงอิทธิพลค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างพื้นล้อกับพื้นถนน พบว่าเมื่อค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างพื้นล้อกับพื้นถนนเพิ่มมากขึ้นส่งผลให้ค่าระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้งมีค่าที่ลดลงและส่งผลให้สมรรถนะของรถดียิ่งขึ้นหรือเป็นการลดพฤติกรรมไวโค้ง โดยที่เมื่อค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างพื้นล้อกับพื้นถนนเท่ากับ 0.9

จะส่งผลให้รถมีสมรรถนะการเลี้ยวโค้งที่ดีสุด ซึ่งสามารถมีความเร็วสูงสุดขณะเลี้ยวโค้งได้เท่ากับ 168 กิโลเมตรต่อชั่วโมง ที่รัศมีโค้งเท่ากับ 50 เมตร

5.1.5 ในการวิเคราะห์พารามิเตอร์เพื่อเพิ่มสมรรถนะทางพลศาสตร์ยานยนต์ในขณะเลี้ยวโค้ง ด้วยการกำหนดค่าสัมประสิทธิ์แรงด้านข้างที่ล้อหน้าและล้อหลัง เท่ากับ 3000 N/deg และ 5000 N/deg ตามลำดับ พบว่ามีค่าระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้งมีค่าเท่ากับ -0.29 deg/g ส่งผลให้สมรรถนะของรถบัสไฟฟ้าพื้นต่ำมีสมรรถนะในการเลี้ยวโค้งที่ดีโดยมีพฤติกรรมเข้าใกล้สมดุลการเลี้ยวที่สุด (Neutral steer) รวมไปถึงเมื่อพิจารณาผลตอบสนองความไวของพารามิเตอร์ทางด้านพลศาสตร์ยานยนต์ต่อระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้ง พบว่าค่าสัมประสิทธิ์แรงด้านข้างของล้อที่ล้อหน้าเป็นผลที่ทำให้เกิดการเปลี่ยนแปลงค่าระดับการเปลี่ยนแปลงมุมล้อขณะเลี้ยวโค้งมากที่สุด

5.1.6 เมื่อเปรียบเทียบผลการจำลองบนโปรแกรมคอมพิวเตอร์กับผลการทดสอบจริง พบว่าที่สภาวะความเร็วในช่วง 5 ถึง 20 กิโลเมตรต่อชั่วโมง ค่าความเร่งที่ได้จากการจำลองบนโปรแกรมคอมพิวเตอร์มีแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกันกับการทดสอบจริง โดยมีค่าเปอร์เซ็นต์ความคลาดเคลื่อนสูงสุดอยู่ที่ประมาณ 20%

5.2 ข้อเสนอแนะ

5.2.1 ในกรณีที่ไม่สามารถทำการทดสอบรถโดยสารจริงได้ของการวิเคราะห์ตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงรถโดยสารทั่วไป สามารถหาได้จากการวิเคราะห์ตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ ซึ่งให้ผลลัพธ์ที่ใกล้เคียงสมจริง เพื่อการวิเคราะห์ในระเบียบวิธีอื่น ๆ ที่จำเป็นต้องทราบตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วง

5.2.2 การจำลองทางด้านพลศาสตร์ยานยนต์สามารถแสดงให้เห็นถึงพฤติกรรมของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำได้จริง จึงควรมีการพิจารณาขยายผลหรือศึกษารถโดยสารรุ่นอื่น ๆ เพื่อเปรียบเทียบให้เห็นถึงพฤติกรรมของรถโดยสารแต่ละชนิด

5.2.3 การจำลองทางด้านพลศาสตร์ยานยนต์เป็นพื้นฐานในการที่จะเข้าใจถึงพฤติกรรมของรถจึงควรศึกษาควบคู่ไปกับการทดสอบรถจริงเพื่อให้เข้าใจถึงพฤติกรรมอย่างแท้จริงและสามารถนำผลการทดสอบจริงไปอ้างอิงกับงานวิจัยต่อ ๆ ไปได้

5.2.4 ในขั้นตอนการออกแบบรถโดยสารควรคำนึงถึงการกระจายน้ำหนัก เพราะเป็นตัวแปรที่สำคัญต่อพฤติกรรมทางด้านพลศาสตร์ยานยนต์

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

รายการอ้างอิง

กฤษณ์ เจ็ดวรรณะ และคณะ (2554). **ลักษณะการชนและปัจจัยที่เกี่ยวข้องกับอุบัติเหตุของรถโดยสารประจำทางขนาดใหญ่ระหว่างจังหวัดประเภทรุนแรง.** รายงานการวิจัยฉบับสมบูรณ์. มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร.

กฤษฎา จันทร์แดง (2551). **การจำลองพลศาสตร์ยานยนต์ร่วมกับยานพาหนะจริงแบบย่อส่วน.** วิทยานิพนธ์ตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตร์มหาบัณฑิต, สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล, ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล, คณะวิศวกรรมศาตร์, จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย.

ทรงวุฒิ มงคลเลิศมณี, กุลยศ สุวันทโรจน์ และศุภชัย หลักคำ (2560). **เสถียรภาพการบังคับยานยนต์และแนวทางการทดสอบ.** วารสารวิจัยและพัฒนา มจธ. ปีที่ 36, ฉบับที่ 3 กรกฎาคม-กันยายน 2560. : 381-393.

ภานุวัฒน์ จารุภัทรากร และคณะ (2553). **โครงการพัฒนาระบบช่วงล่างเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพในการควบคุมรถ Student Formula.** โครงงานทางวิศวกรรมเครื่องกล, ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล, คณะวิศวกรรมศาสตร์, จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย.

วิทยา วัณณสุโภประสิทธิ์ และปริญญา วัฒนนุกูลชัย (2551). **ค่าพารามิเตอร์สำหรับพาหนะจริงแบบย่อส่วนในการจำลองพลศาสตร์.** การประชุมสัมมนาวิชาการสมาคมวิศวกรรมยานยนต์ครั้งที่ 4, 3 เมษายน 2551.

Beshahwires Ayalew, Nan Yu, Saravanan Muthiah and Bohdan T. Kulakowski (2004). **A Study of Combined Braking and Cornering Performance of A Transit Bus Using Validated Computer Simulation.** Proceeding of IMECE04, 2004 ASME International Mechanical Engineering congress and exposition.

Christian Lundquist, Thomas Schon (2009). **Recursive Identification of Cornering Stiffness Parameters for an Enhanced Single Track Model. Proceedings of the 15th IFAC Symposiumon System Identification.** Vol. 15: Part 1.

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

C. Canudas-de-Wit. P. Tsiotras and E. Velenis (2003). **Dynamic Friction Models for Longitudinal Road/Tire Interaction.** International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility. Vol. 39.

Ekalak Prompakdee, Pornporm Boonporm, Supakit Rooppakhun (2016). **The Influence of Weight Distribution on the Handling Characteristics of Intercity Bus under Steady State Vehicle Cornering Condition.** International Conference on Trends in Technology and Engineering.

Goran S. Vorotovic, Branislav B. Rakicevic, Sasa R. Mitic and Dragan D. Stamenkovic (2013). **Determination of Cornering Stiffness Through Integration of A Mathematical Model and Real Vehicle Exploitation Parameters.** FME Transaction 41, 66-71.

Guillaume Baffet, Ali Charara and Daniel Lechner (2008). **Estimation of tire-Road Forces and Vehicle Sideslip Angle.** Advances in Robotics, Automation and Control. I-Tech, Vienna, Austria.

Gillespie, T., (1992). **Fundamental of Vehicle Dynamics.** Warrendale, Society of Automotive Engineering, Inc., 1992, ISBN 978-1-56091-199-9.

H. Mazumdera, M.M.Al Emran Hassana, M.Ektesabia and A.Kapoora (2012). **Performance analysis of EV for different mass distributions to ensure safe handling.** Advances in Energy Engineering (ICAEE 2011). Energy Procedia 14 (2012): 949-954.

H. H. KIM and J. RYU (2011). **Sideslip Angle Estimation Considering Short-Duration Longitudinal Velocity Variation.** International Journal of Automotive Technology. Vol. 12, No. 4: 545-553.

Hewson, P. (2005). **Method for estimating tyre cornering stiffness from basic tyre information.** Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D Journal of Automobile Engineering. 219 (12) : 1407-1412.

Jadav Chetan S.1 and Patel Priyal R (2012). **Parametric Analysis of Four Wheel Vehicle Using Adams/Car.** International Journal of Computational Engineering Research. Vol. 2: 263-268.

J.-S. JO1, S.-H. YOU, J. Y. JOENG, K. I. LEE and K. YI (2008). **Vehicle Stability Control System for Enhancing Stability, Lateral Stability, And Roll Stability.** International Journal of Automotive Technology. Vol. 9: 571-576.

Jacob Svendenius (2007). **Tire Modeling and Friction Estimation.** Department of Automatic Control Lund University. Sweden.

J. Christian Gerdes and Paul Yih, Krishna Satyan (2002). **Safety Performance and Robustness of Heavy Vehicle AVCS.** California PATH Program Year One Report for MOU 390.

Neha Ravi Dixit (2009). **Evaluation of Vehicle Understeer Gradient Definitions.** Thesis Presented in Partial Fulfillment of the Requirements for the Degree. Master of Science in the Graduate School of the Ohio State University. The Ohio State University.

Nan Yu, Saravanan Muthiah and Bohdan T. Kulakowski (2007). **ANALYSIS OF STEADY-STATE HANDLING BEHAVIOR OF A TRANSIT BUS.** Int. J. Vehicle System Modeling and Testting, Volume 2, Number 2/2007.

Nicholas D. Smith (2004). **Understanding Parameters Influencing Tire Modeling.** Department of Mechanical Engineering, Colorado State University.

Raymond Ghandour, Alessandro Victorino, Moustapha Doumiati and Ali Charara (2010). **Tire/road friction coefficient estimation applied to road safety.** 18th Mediterranean Conference on Control & Automation Congress: 1485-1490.

Santosh Shankara Murthy, Monish M. H. Gowda and Hima Kiran Venna (2016). **Evaluation of Handling Characteristics of an Intercity Bus by Multi-Body Dynamic Simulations.** SAE international.

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ภาคผนวก ก

มาตรฐานรถโดยสารประจำทางในประเทศไทย ตามกฎกระทรวงฉบับที่ 4 (พ.ศ.2524) ออกตามความในพระราชบัญญัติการขนส่งทางบก พ.ศ. 2522

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ตารางที่ ก.1 มาตรฐานรถโดยสารประจำทางในประเทศไทย ตามกฎกระทรวงฉบับที่ 4

ประเภท (มาตรฐาน)	ปรับอากาศพิเศษ	ปรับอากาศ	ไม่มีเครื่องปรับอากาศ	ที่ยืน	ที่เตรียมอาหาร/เครื่องดื่ม	ที่เก็บสัมภาระ อุปกรณ์ให้เสียง	ห้องสุขภัณฑ์	อื่นๆ	รูป
1 ก	✓	-	-	-	✓	✓	✓	ห้องผู้โดยสารแยกจากห้องผู้ขับรถ จัดวางที่นั่งผู้โดยสารขนานกับความกว้างของตัวรถ ไม่เกินแถวละ 3 ที่นั่ง	
1 ข	✓	-	-	-	✓	✓	✓	-	
1ชนิดพิเศษ	✓	-	-	-	✓	✓	✓	จำนวนที่นั่งไม่เกิน 32 ที่นั่ง	
2 ก	-	✓	-	-	-	ε	-	ที่นั่งผู้โดยสาร 30 ที่นั่ง	
2 ข	-	✓	-	-	ε	ε	-	ที่นั่งผู้โดยสารเกิน 30 ที่นั่ง	

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ตารางที่ ก.1 มาตรฐานรถโดยสารประจำทางในประเทศไทย ตามกฎกระทรวงฉบับที่ 4 (ต่อ)

ประเภท (มาตรฐาน)	ปรับอากาศพิเศษ	ปรับอากาศ	ไม่มีเครื่องปรับอากาศ	ที่ยืน	ที่เตรียมอาหาร/เครื่องดื่ม	ที่เก็บสัมภาระอุปกรณ์ให้เสียง	ห้องสุขภัณฑ์	อื่นๆ	รูป
2 ค	-	✓	-	-	-	ε	-	ที่นั่งผู้โดยสาร 21-30 ที่นั่ง	
2 ง	-	✓	-	-	-	ε	-	ที่นั่งผู้โดยสาร 21-30 ที่นั่ง	
2จ	-	✓	-	-	-	ε	-	ที่นั่งผู้โดยสารไม่เกิน 20 ที่นั่ง	
3 ก	-	-	✓	✓	-	-	-	ที่นั่งผู้โดยสารเกิน 30 ที่นั่ง	
3 ข	-	-	✓	-	-	✓	-	ที่นั่งผู้โดยสารเกิน 30 ที่นั่ง	
3 ค	-	-	✓	✓	-	-	-	ที่นั่งผู้โดยสาร 21-30 ที่นั่ง	

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ตารางที่ ก.1 มาตรฐานรถโดยสารประจำทางในประเทศไทย ตามกฎกระทรวงฉบับที่ 4 (ต่อ)

ประเภท (มาตรฐาน)	ปรับอากาศพิเศษ	ปรับอากาศ	ไม่มีเครื่องปรับอากาศ	ที่ยืน	ที่เตรียมอาหาร/เครื่องดื่ม	ที่เก็บสัมภาระอุปกรณ์ให้เสียง	ห้องสุขภัณฑ์	อื่นๆ	รูป
3 ง	-	-	✓	✓	-	✓	-	ที่นั่งผู้โดยสาร 21-30 ที่นั่ง	
3 จ	-	-	✓	ε	-	ε	-	ที่นั่งผู้โดยสาร 13-24 ที่นั่ง	
3 ฉ	-	-	✓	ε	-	✓	-	ที่นั่งผู้โดยสารไม่เกิน 12 ที่นั่ง	
4 ก	✓	-	-	-	✓	✓	✓	รถสองชั้น	
4 ข	-	✓	-	-	✓	✓	✓	รถสองชั้น	
4 จ	-	-	✓	-	-	-	-	รถสองชั้น ชั้นล่างมีพื้นที่ให้ผู้โดยสารยืน	

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ตารางที่ ก.1 มาตรฐานรถโดยสารประจำทางในประเทศไทย ตามกฎกระทรวงฉบับที่ 4 (ต่อ)

ประเภท (มาตรฐาน)	ปรับอากาศพิเศษ	ปรับอากาศ	ไม่มีเครื่องปรับอากาศ	ที่ยืน	ที่เตรียมอาหาร/เครื่องดื่ม	ที่เก็บสัมภาระ อุปกรณ์ให้เสียง	ห้องสุขภัณฑ์	อื่นๆ	รูป
4 ฉ	-	-	✓	-	-	✓	-	รถสองชั้น	
5 ก	-	✓	-	ε	ε	ε	ε	รถพ่วงปรับอากาศ	
5 ข	-	-	✓	ε	ε	ε	ε	รถพ่วงไม่มีเครื่องปรับอากาศ	
6 ก	-	✓	-	ε	ε	ε	ε	รถโดยสารกึ่งพ่วงมีเครื่องปรับอากาศ	
6 ข	-	-	✓	ε	ε	ε	ε	รถโดยสารกึ่งพ่วงไม่มีเครื่องปรับอากาศ	

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ตารางที่ ก.1 มาตรฐานรถโดยสารประจำทางในประเทศไทย ตามกฎกระทรวงฉบับที่ 4 (ต่อ)

ประเภท (มาตรฐาน)	ปรับอากาศพิเศษ	ปรับอากาศ	ไม่มีเครื่องปรับอากาศ	ที่ยืน	ที่เตรียมอาหาร/เครื่องดื่ม	ที่เก็บสัมภาระ อุปกรณ์ให้เสียง	ห้องสุขภัณฑ์	อื่นๆ	รูป
7	-	-	-	-	-	-	-	รถโดยสารเฉพาะกิจ เพื่อใช้ในกิจการใดโดยเฉพาะ เช่น รถพยาบาล รถถ่ายทอดวิทยุหรือโทรทัศน์ รถบริการไปรษณีย์ รถบริการธนาคาร	

หมายเหตุ ✓ หมายถึง มี

ε หมายถึง มีหรือไม่มีก็ได้

\- หมายถึง ไม่มี

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ภาคผนวก ข

วิธีการคำนวณประเมินตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงด้วยวิธีทดสอบ

วิธีการคำนวณประเมินตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงด้วยวิธีการทดสอบ

1) ตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงตามแนวยาว

จากการประเมินน้ำหนักที่เพลาหน้าและเพลาหลังของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ แล้วประเมินตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำด้วยวิธีคำนวณ ซึ่งวิธีนี้จะทำให้ได้ตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงในแนวยาวจากระยะกึ่งกลางเพลาหน้าถึงระยะจุดศูนย์ถ่วงในแนวยาว ซึ่งจะได้ระยะจุดศูนย์ถ่วงในแนวยาวเท่ากับ 3,514 มิลลิเมตร

$$C.G_x = \frac{(W_r x WB)}{W_t}$$

$$C.G_x = \frac{(6795kg x 6500mm)}{12570kg}$$

$$C.G_x = 3514mm$$

2) ตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงตามแนวด้านข้าง

ตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงตามแนวขวางพิจารณาจากระยะของจุดศูนย์กลางระหว่างล้อซ้ายถึงจุดศูนย์กลางล้อขวา ซึ่งตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงตามแนวขวางสามารถหาได้ด้วยวิธีคำนวณ โดยได้ค่าเท่ากับ -41.2 มิลลิเมตร

$$t = ((P_1 - P_2)\frac{T_1}{2} + (P_3 - P_4)\frac{T_2}{2})(\frac{1}{P_{total}})$$

$$t = ((2870 - 2905)\frac{2096}{2} + (3675 - 3120)(\frac{1800}{2})(\frac{1}{12565}))$$

$$t = -42.3mm$$

3) การประเมินจุดศูนย์ถ่วงในแนวดิ่ง

ในการประเมินตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงในแนวดิ่งของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ จำเป็นที่จะต้องรู้ระยะฐานล้อของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ ซึ่งจากคุณสมบัติของของเพลาล้อของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำมีระยะความกว้างช่วงล้อเท่ากับ 2,096 มิลลิเมตร และกำหนดให้ค่า SSF ของรถ

โดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำเท่ากับ 1 ซึ่งจะสามารถคำนวนความสูงของจุดศูนย์ถ่วงรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำได้เท่ากับ 1,048 มิลลิเมตร

$$SSF = t / 2H_{CG}$$

กำหนดให้ $SSF = 1$, $1 = \frac{2096}{2H_{CG}}$

$$H_{CG} = \frac{2096}{2} = 1048\,mm$$

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ภาคผนวก ค

วิธีการทดสอบการเลี้ยวโค้งของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

วิธีการทดสอบการเลี้ยวโค้งของรถบัสไฟฟ้าพื้นต่ำ

1) ติดตั้งอุปกรณ์วัดค่าพารามิเตอร์ทางพลศาสตร์ยานยนต์ (DS-IMU2) ยึดด้วยสกรูเข้ากับแท่นยึดที่ตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงของรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำและปรับตั้งระดับองศาการเอียงด้วยระดับน้ำดิจิตอล พร้อมทั้งเชื่อมต่อสายสัญญาณอุปกรณ์รับสัญญาณดาวเทียม (Antenna) เชื่อมต่อเข้ากับอุปกรณ์วัดค่าพารามิเตอร์ทางพลศาสตร์ยานยนต์ แสดงดังรูปที่ ค.1

รูปที่ ค.1 แสดงการติดตั้งติดตั้งอุปกรณ์วัดค่าพารามิเตอร์ทางพลศาสตร์ยานยนต์

2) ติดตั้งอุปกรณ์รับสัญญาณดาวเทียมด้วยฐานแม่เหล็กบนหลังคาของรถบัสตามแนวยาวของตัวรถ จำนวน 2 จุดห่างกันไม่น้อยกว่า 5 เมตรตามแนวยาวพร้อมทั้งเชื่อมต่อสายสัญญาณอุปกรณ์รับสัญญาณดาวเทียม แสดงดังรูปที่ ค.2

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

รูปที่ ค.2 แสดงการติดตั้งอุปกรณ์รับสัญญาณดาวเทียม

3) ชุดคอมพิวเตอร์ในการอ่านค่าจากการทดสอบทางพลศาสตร์ยานยนต์ ซึ่งติดตั้งโปรแกรม DEWESoft_X2_SP7 พร้อมทั้งจอแสดงผลที่ใช้สำหรับแสดงผลจากอุปกรณ์วัดค่าพารามิเตอร์ทางพลศาสตร์ยานยนต์ แสดงดังรูป ค.3

รูปที่ ค.3 ชุดคอมพิวเตอร์ที่ใช้ในการอ่านค่าการทดสอบ

4) พื้นที่ทดสอบรถโดยสารไฟฟ้าพื้นต่ำ แบบรัศมีคงที่ โดยการจัดวางเส้นทางโดยใช้กรวยเป็นตัวกำหนดเส้นทาง รัศมีโค้ง 20 เมตร แสดงดังรูปที่ ค.4

รูปที่ ค.4 พื้นที่การทดสอบรถบัสไฟฟ้าประเภทพื้นต่ำ

ภาคผนวก ง

บทความวิชาการที่ได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่ในขณะศึกษา

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

รายชื่อบทความวิชาการที่ได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่ในขณะศึกษา

Prompakdee, E., Boonporm, P., and Rooppakhun, S., (2017). **The Evaluation of Cornering Behavior of Low Floor Electric Bus due to Mass Distribution and Friction Coefficient.** Institute of Industrial Applications Engineer, Japan; DOI :10.12792/iciae2017.046.

Prompakdee, E., Boonporm, P., and Rooppakhun, S., (2016). **The Influence of Weight Distribution on the Handling Characteristics of Inter City Bus under Steady State Vehicle Cornering Condition.** MATEC Web of Conferences 81, 04014 (2016), Switzerland; DOI 10.1051/matecconf/20168104014.

เอกลักษณ์ พรมภักดี, จักรี วิชัยระหัต, สุภกิจ รูปขันธ์., (2557). **การวิเคราะห์ความแข็งแรงของโครงฐานรถโดยสารประเภทสองชั้นด้วยระเบียบวิธีไฟไนเอลิเมนต์.** การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 28 (ME - NETT'28) 15 - 17 ตุลาคม 2557 จ.ขอนแก่น

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

MATEC Web of Conferences **81**, 04014 (2016) DOI: 10.1051/matecconf/20168104014
ICTTE 2016

The Influence of Weight Distribution on the Handling Characteristics of Intercity Bus under Steady State Vehicle Cornering Condition

Ekalak Prompakdee[1], Pornporm Boonporm[2] and Supakit Rooppakhun[2]

[1]*School of Manufacturing Engineering, Institute of Engineering, Suranaree University of Technology, Nakhonratchasima, 30000 Thailand.*
[2]*School of Mechanical Engineering, Institute of Engineering, Suranaree University of Technology, Nakhonratchasima, 30000 Thailand.*

Abstract. The vehicle cornering behavior is an important performance in handling stability especially for the intercity bus. Accordingly, one of the significant parameters concerns the weight distribution which is affected by the center of gravity (CG). In this paper, the effect of weight distribution while varying the turning radius is compared and it should be expressed, and interpreted by understeer gradient which is influenced by the location of CG. The characteristic of intercity bus was modeled and evaluated using the multi-body dynamic analysis software. The analysis has been conducted under steady state cornering based on a total of three configurations, with front/rear axle weight in percent, as 40/60, 45/55, and 50/50. The results stated that the magnitude of weight distribution on front axle of bus in a range of 40% to 50% caused the incremental value of understeer gradient and it was also increased as three times in each turning radius since the difference lateral slip angles between front and rear are expanded.

1 Introduction

Nowadays, travelling by means of intercity bus in Thailand plays an extremely important role. From the department of land transport statistics, there are more than 35 million passengers for the intercity bus passenger [1]. Consequently, the number of intercity bus accidents should be taken into consideration and the root causes came from its yaw stability during cornering. It required both static and dynamic tests for this safety issue [2]. The static stability test related the vehicle's rollover resistance is a calculation of the center of gravity that affects from the significant parameters of vehicle weight distribution such as the position of engine, transmission, axle and other component [3, 4]. In case of dynamics, the subject deals with the study of vehicle response related to driver input, ability of the vehicle to stabilize its motion against external disturbances and ride characteristics of vehicle [5-7]. The vehicle handling performance including the stability control were the crucial factors involved to the standard tests consisted of lateral acceleration, roll moment, braking performance, and CG position [8, 9].

Generally, the most autonomies safety systems such as antilock braking, traction control and stability control have been introduced in passenger vehicles but in such systems like heavy vehicle (e.g., truck and bus) requires a sound knowledge of the steering response characteristics under both steady-state and transient conditions as well as handling performance [10]. However, the research related to the study of dynamics response during cornering of the heavy vehicle.

Therefore, the study aimed to evaluate the handling characteristics of a typical intercity bus under steady-state cornering condition. Using the multi-body dynamic model and simulation, the effect of weight distribution including various turning radius of intercity bus to handling characteristics (e.g. lateral acceleration, slip angle, and understeer gradient) were conducted. The understeer gradient can be evaluated by operating the vehicle around a constant radius turn and observing steering angle versus lateral acceleration.

2 Steady state vehicle cornering

The well-known bicycle model is considered in order to identify the relationship among the various parameters like lateral, longitudinal as well as yaw dynamics. In figure 1, X-Y earth fixed coordinate frame is defined in direction like east and north and x-y-z rotating frame at the vehicle's center of gravity. Assuming plane kinematics, the rotation angle about vertical axis, called yaw angle (ψ), is taken into account.

To define the relationship between the fix frame X-Y and the rotating frame x-y, the acceleration analysis is perform. Let $r = -R\hat{j}$, the acceleration of rigid body is defined as

$$\vec{a} = \dot{\psi}\hat{k}x(\dot{\psi}\hat{k}x(-R\hat{j})) + \ddot{\psi}\hat{k}x(-R\hat{j}) + 2\dot{\psi}\hat{k}x(-\dot{R}\hat{j}) + \ddot{x}\hat{i} + \ddot{y}\hat{j} \quad (1)$$

So that the lateral acceleration is

$$\vec{a}_y = \dot{\psi}^2 R + \ddot{y} \quad (2)$$

© The Authors, published by EDP Sciences. This is an open access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution License 4.0 (http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/).

MATEC Web of Conferences **81**, 04014 (2016) DOI: 10.1051/matecconf/20168104014
ICTTE 2016

The term $\ddot{y}$ is interesting because it shows the vehicle slip so that side slip behavior cannot be negligible

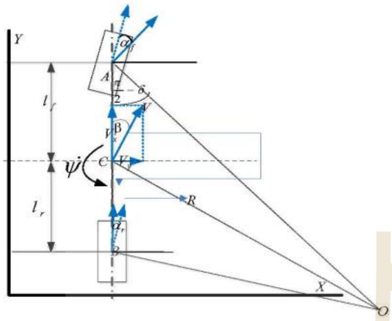


Figure 1. Steady state vehicle cornering condition.

Steady state cornering is the practical test in order to verify the handling characteristics. The aim of this test is to determine the understeer gradient of difference configuration of weigh transfer. The front and rear wheel slip angle denote by α_f and α_r, respectively as shown in figure 1. The instantaneous turn center O of the vehicle is the point at which the two lines perpendicular to the velocities of the two wheels meet. Under the assumption that the road radius is much larger than the wheel base of the vehicle. From the geometry, we have the relationship of the steering angle δ that can be approximated as

$$\delta - \alpha_f - \alpha_r \approx \frac{L}{R} \tag{3}$$

Consider the dynamics equations, α_f and α_r are related to the forces acted on tired and the small slip is assumed so that the lateral tired force is proportional to its slip angle with the constant called cornering stiffness for front C_f and rear C_r

The steady state steering angle in equation 3 can be rewritten to

$$\delta = \frac{L}{R} + \alpha_f - \alpha_r = \frac{L}{R} + \left(\frac{m_f}{2C_f} - \frac{m_r}{2C_r}\right)\frac{V_x^2}{R} \tag{4}$$

or

$$\delta = \frac{L}{R} + K_v a_y \tag{5}$$

In this case of understeer, the understeer gradient K_v should greater than zero due to a larger slip angle at the front tires compared to the rear tires. The relationship between weight transfer and wheel slip angle is interpreted in following equation 6.

$$\frac{m_f}{C_f} > \frac{m_r}{C_r} \Rightarrow \alpha_f > \alpha_r \tag{6}$$

3 Multi-body dynamic simulation

The basic information required to understand multi-body dynamic simulation is its mathematical formulation. It also explains how lateral forces are generated while a vehicle turning, and their relation with the slip angle and lateral acceleration as well as understeer gradient. The intercity bus model is used to conduct for estimating vehicle handling characteristic as shown in Figure 2.

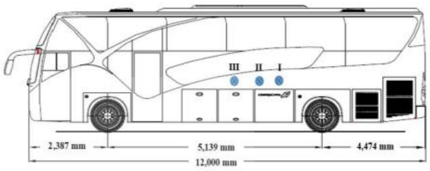


Figure 2. Location of Center of Gravity (CG.)

Table 1. Specification of intercity bus

Parameters		Bus model
Gross Vehicle Weight		1,8000 kg
Overall Length		12,000 mm
Wheelbase		5,139 mm
Track Width	*Front*	2,120 mm
	Rear	1,780 mm
Suspension	*Front*	Coil Spring
	Rear	Coil Spring
Front Axle		Double wishbone
Rear Axle		Rigid axle
Tires		318/80 R22.5

3.1 The virtual intercity bus model

According to the virtual model of intercity bus model, the multi-body dynamic model has been carried in MSC ADAMS/Truck tool (MSC software). Table 1 showed the specificaiton of intercity bus model. The virtual model consised of sub-system as following: chassis body, powertrain, steering system, anti-roll bar, wheel model, front and rear suspension system. Table II display the weight distribution of intercity bus model and the distance of CG position from front axle in this study.

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

MATEC Web of Conferences **81**, 04014 (2016) DOI: 10.1051/matecconf/20168104014
ICTTE 2016

Table 2. The weight distribution of an intercity bus model

Layout	Distance from front axle	% WD (F/R)
I	3,083 mm	40/60
II	2,826 mm	45/55
III	2,570 mm	50/50

3.2 Steady state cornering condition

The vehicle dynamic test under steady state condition was virtually simulated on a total of nine conditions. A three constant cornering radius consisted of 50-m, 75-m, and 100-m was performed in each difference weight distribution. For the test, the vehicle models were maneuvered on the test track at initial longitudinal velocity 12 km/h for left turn. The data were carried out by 0.1 interval time up to 30 km/h under 50 seconds on the flat track.

4 Results and discussion

According to the result, the firstly is investigated the lateral translation or lateral slip $\ddot{y}$ explained in equation 2. Normally, the lateral acceleration rises related the curvilinear motion, because of the change in direction in vehicle rotating frame which should have the value as $\dot{\psi} x(\dot{\psi} xr)$. However, the side slip phenomena occur and lead to instability in the real environment. Figure 3 show the value of lateral slip acceleration $\ddot{y}$ form each layout model, and the result also show that the increased vehicle speed of the bus have the more lateral slip acceleration is arise. Consequently, the bus speed in range of 12 - 30 km/h is taken into consideration.

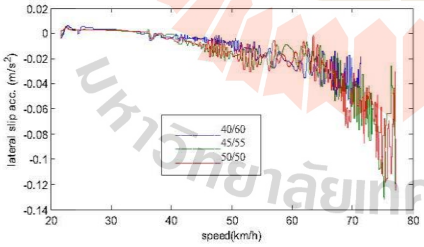


Figure 3. The relationship between lateral slip acceleration and the vehicle speed.

Lateral acceleration versus front wheel side slip is depicted in figure 4. Following equation 4 and 5 the relationship between the steering angle and lateral acceleration is stated and it is shown that the slope of the graph the understeer gradient. But in our cases, constant steering angle input is deployed for three layouts with 75 meter constant turning radius. The steering angle and wheel slip angle are associated and can be approximate via the bicycle model from figure 1 by assuming small rear wheel slip evidenced in figure 5. The slopes of these are summarized in table 3.

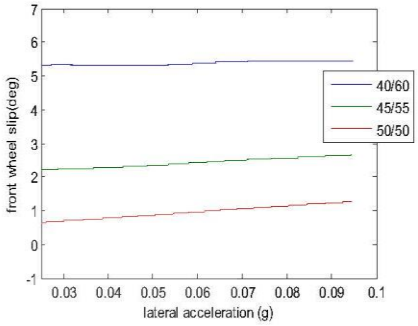


Figure 4. Front wheel slip angle versus lateral acceleration.

Table 3. Understeer gradient of each layout in various turning radius condition

Layout	% WD (F/R)	Understeer Gradient (deg/g)		
		50 m	*75 m*	*100 m*
I	40/60	2.73	2.72	2.83
II	45/55	6.65	6.73	6.93
III	50/50	9.2	9.04	8.98

Table 3 displayed the comparison of weight distribution effective between the various turn radiuses. Clearly, the increase in weight distribution on front axle disclosed the increasing of understeer characteristic. Regarding the magnitude of understeer gradient, the result is closely agree with the N. Yu., et al., [10] which reported the steady state handling behavior of transit bus experimentally. The study revealed that the understeer gradient for the bus left turn was experimentally determined to be 5.1 deg/g. Generally, the understeer gradient of a specific vehicle depend on the several of parameters such as suspension spring stiffness, steering ratio, and wheel alignment conditions, and weight distribution, etc.

In addition, the theoretically understeer gradient is directly proportion to the weight on front axle. That is, the understeer gradient increases with the increase in weight on the front axle. Therefore, with the increase in weight on rear axle, the result exhibit tendency to oversteer behavior [11, 12]. The trends of study results hold well when compared with the theoretical predictions. Thus, the conclusion can be draw that obtained result are reliable.

Figure 5 showed the comparison of the front slip angle and rear slip angle to confirm the understeer characteristics in each configuration referred to equation

MATEC Web of Conferences **81**, 04014 (2016) DOI: 10.1051/matecconf/20168104014
ICTTE 2016

6. The variation of slip angle of front and rear wheel seems to be the same over the speed range. The slip angle of front wheel increases when the weight distribution is increased toward the front axle

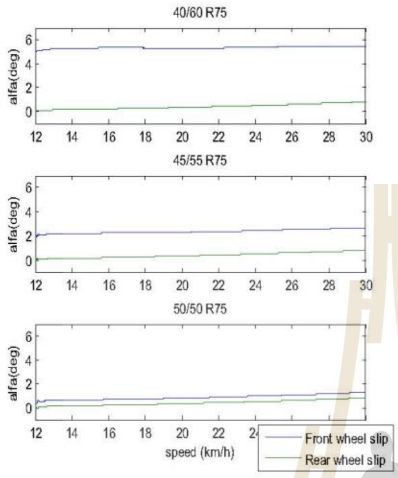


Figure 5. The comparison between front and rear slip in some cases as mentioned.

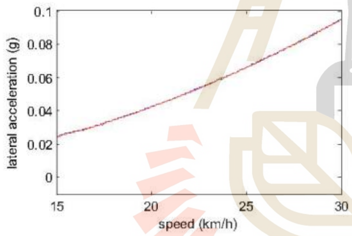


Figure 6. Lateral acceleration determination

One another important parameter ensuring safety during cornering is lateral acceleration as shown in Figure 6 for the worst case. This value is not exceed the threshold value of the heavy duty truck and bus which is approximately less than 0.2g for the heavy duty truck mentioned as our experience. Although this threshold seems to be subjectivity, we did perform the experiment in the passenger car and light pick up as reported in [13]. In our simulation range with maximum speed 30 km/h during cornering, these values are far from the threshold.

Yaw rate evaluation should be mentioned although it does not show directly the handling stability; it played the important in stability control issue. We tried to compare the rate for the layout I by varying the turning radius. The yaw rate signal just slightly exceeds the desire yaw rate which can be derived from lateral acceleration and the velocity as

$$\psi_{des} = \frac{a_y}{\sqrt{v_x^2 + v_y^2}} \qquad (7)$$

We found that yaw rate increases when the radius is smaller and it will increase when it drives faster. The error between simulated and desired one is raised concerning the faster speed. The results from other two cases are in the same trend.

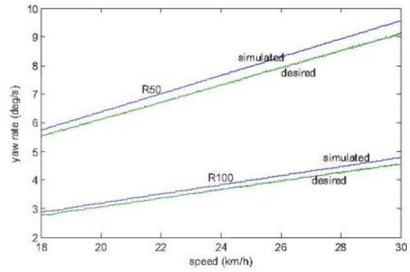


Figure 7. Desired yaw rate and simulated yaw rate in layout 40/60 by varying the turning radius

Theoretically, in curvilinear translation motion the vehicle speed should be in the tangent direction of the travel path or vehicle longitudinal direction, but actually lateral velocity occurs because of side slip. It is obviously that the vehicle moves in an undesired mode. The side slip angle (β) is defined as equation 8.

$$\beta = \tan^{-1}\frac{V_y}{V_x} = \sin^{-1}\frac{V_y}{\sqrt{V_x^2 + V_y^2}} = \sin^{-1}\frac{V_y}{V} \approx \frac{V_y}{V} \qquad (8)$$

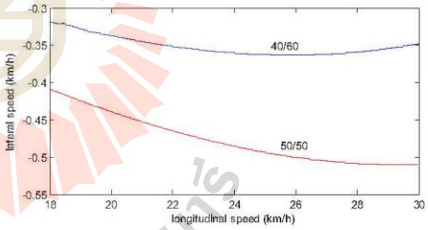


Figure 8. Bus speed in longitudinal and lateral direction using R100.

In our cases of low velocity, mentioned in figure 8 in layout I and III with turning radius 100 m. The lateral speed is near to zero compare to longitudinal one, then the vehicle speed is estimated as the longitudinal speed. In the graph, we can point to side slip angle that layout I has this value less than layout III, consequently, it can be interpreted that model III tends to have more understeer gradient than model I. So that, it is the same way as reported in table 3.

5 Conclusion

Applying the multi-body dynamic simulation, the effect of weight distribution in each layout with three different turning radiuses to evaluate the vehicle handling characteristic of intercity bus was performed. As the results, the magnitude of understeer gradient increased approximately three times when the weight distribution is increased towards front axle. The variation of slip angle of front and rear tires is responsible for the variation of understeer gradient.

Acknowledgment

The authors would like to acknowledge Suranaree University of Technology, and also thank National Metal and Materials Center for the sincere support among the research activities of this article.

References

1. Declare of Department of Land Transport of Thailand, *The Government Gazette*, **129**, 27 (2012)
2. L. Mai, P. Sweatman, *Australian Road Research Board*, (Rept. No. AIR323-2, 1984)
3. A. Reński, Proc. 24th *International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles* (Gothenburg, Sweden, 2015)
4. L. Prochowski, K. Zielonka, A. Muszyński, J. K Power and Trans, **19**, 3 (2012)
5. S. Murthy, M. Gowda, H. Venna, *SAE Technical Paper* (2016)
6. B. Ayalew, N. Yu, S. Muthiah, B. T. Kulakowski, ASME Int. Mech. Eng Con and Exp, (2004)
7. J. S. Jo, S. H. You, J. Y. Joeng, K. I. Lee, K. Yi, Int. J. of Auto. Tech **9**, 5 (2008)
8. H. H. Kim, J. Ryu, Int. J. of Auto. Tech **12**, 4 (2011)
9. M. Sherman, G. Myers, *SAE Technical Paper* (2000)
10. N. Yu, S. Muthiah, B. Kulakowski. *9th International Symposium on Heavy Vehicle Weights and Dimensions* (2006)
11. D. Vilela, R. S. Barbosa, J. of the Braz. Soc. of Mech. Sci. and Eng., **33** **4**, (2011)
12. T. D. Gillespie, *Fundamentals of vehicle dynamics, Society of Automotive Engineers* (1992)
13. P. Boonporm, *Int. C on Science Ecology and Technology I*, (Vienna, Austria, 2015)

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

The Evaluation of Cornering Behavior of Low Floor Electric Bus: the Effected to Mass Distribution and Friction Coefficient

Ekalak Prompakdee[a], Pornporm Boonporm[b], Supakit Rooppakhun[b,*]

[a]School of Manufacturing Engineering, Institute of Engineering, Suranaree University of Technology, Nakhonratchasima, 30000 Thailand.
[b]School of Machanical Engineering, Institute of Engineering, Suranaree University of Technology, Nakhonratchasima, 30000 Thailand.

*Corresponding Author: supakit@sut.ac.th

Abstract

The Low Floor electric bus, which had been promoted by the Government of Thailand, boost design technologies and research in the automotive industry. In order to fulfill the safety requirements regulated by the Department of Land Transport of Thailand, it must undergo both static and dynamic analysis. The vehicle dynamic cornering behavior plays an important role to demonstrate handling stability especially for active safety. In this paper, we study effect of the parameters of weight distribution and the road friction coefficient, which were indicated in terms of understeer gradient. The analysis had been conducted by ADAM CARS based on the vehicle's multi-body model. The analysis was applied under steady state cornering conditions based on three front to rear weight distribution configurations in percent of 50/50, 45/55 and 40/60, and a lateral tire road friction coefficient of 0.5, 0.7 and 0.9. The results show that the greater the friction coefficient between road and tire, the better handling behavior. The trends are in the same fashion when the three weight distributions are varied and the 40/60 configuration has the smallest understeer gradient. But in the real design we should consider other behavior like ride performance and static analysis, so that the configuration of 45/55 is chosen in our real design.

Keywords: *Center of Gravity, Cornering Dynamic, Low Floor Electric Bus, Understeer gradient, Bus handling.*

1. Notation

In this paper, the following notation is used throughout:

α_f = Slip angle of the front tire
α_r = Slip angle of the rear tire
β = Side slip angle of vehicle
δ = Front wheel steering angle
a_y = Lateral acceleration at vehicle C.G.
C_f = Effective cornering stiffness of the Front axle
C_r = Effective cornering stiffness of the rear axle
K = Understeer gradient
L = Wheelbase
m_f = Front axle weight
m_r = Rear axle weight
R = Turning radius
V = Vehicle speed
m = Total mass
μ = Friction coefficient
F_y = The lateral force
F_z = The normal force
g = Gravitational acceleration
ψ = Yaw angle
$\dot{\psi}$ = Yaw rate
$\ddot{y}$ = Lateral slip acceleration

DOI: 10.12792/iciae2017.046

© 2017 The Institute of Industrial Applications Engineers, Japan.

2. Introduction

Concerning mass transportation, a number of countries have researched and developed a bus industry. So do Thailand, domestic electric buses are promoted for design and development tasks in order to achieve the main goals like performance as well as safety issues.

Referring to the statistics from the Department of Transport of Thailand, there are approximately 80,000 busses per year which have registered to serve more than 35 million passengers traveling by bus. Consequently, traffic accidents are occurred by evaluating damage and dead about 600 million baht [1]. For this reason, in the bus design process, both static and dynamic behaviors analysis is required to indicate the safety of the bus. The static stability test relates to the vehicle's resistance to rollover, which involves a pose of center of gravity.

The parameters of vehicle weight distribution can be designed and calculated via the position of battery, air condition, axle and other component. In the case of vehicle dynamics, the subject deals with the study of vehicle response related to driver input, ability of the vehicle to stabilize its motion against external disturbances for purpose of handling characteristics, especially cornering dynamic characteristic[2] (e.g., lateral acceleration, side slip angle, Yaw rate and understeer gradient) [3, 4].

This study is aimed at evaluating the cornering dynamic characteristics of the Low Floor Electric bus under the effect of mass distribution. The analysis had been applied by ADAM CARS [5] based vehicle multi-body model under thee steady state cornering conditions. Three possible configurations front/rear axle weight distribution (in percent) of 50/50, 45/55 and 40/60 are taken into account as well as the variation of the friction coefficient in the wet to dry road condition of 0.5, 0.7 and 0.9. The handling characteristics are mainly determined from understeer gradient wheel slip angle and yaw rate. [7, 8] The understeer gradient could be evaluated by operating the vehicle around a constant radius turn by observing steering angle versus lateral acceleration.

3. Problem Definition

The evaluation of the cornering dynamic behavior of buses [9] plays an important role to make it capable of operating in the most of road condition safely. So that there are the cooperation between bus manufacturer Cherdchai industrial co.ltd and Suranaree University of Technology for design and development of electric bus in the theme of weight distribution during steady state condition.

4. Steady State Vehicle Cornering Condition

To explain the cornering characteristic, a simple bicycle model is considered in order to identify the kinematics characteristics among the parameters like lateral, longitudinal as well as yaw dynamics. In figure 1, X-Y reference coordinate frame is defined using compass directions (e.g. east and north) and an x-y rotating frame at the vehicle's center of gravity in longitudinal and lateral dynamics respectively. In plane kinematics, one of the rotation angle about z-axis, called yaw angle (ψ), was taken into account.

To define the relationship between the fixed frame X-Y and the rotating frame x-y, the acceleration analysis was perform. The acceleration of the vehicle in global coordinate frame is defined as

$$\vec{a} = \dot{\psi} x \dot{\psi} xr + \ddot{\psi} xr + 2\dot{\psi} xr + \ddot{x} + \ddot{y} \qquad (1)$$

And the lateral acceleration is

$$a_y = \dot{\psi}^2 R + \ddot{y} \qquad (2)$$

The term $\ddot{y}$ is interesting because it shows that the vehicle slip behavior and it cannot be negligible in some case of operation as discuss later.

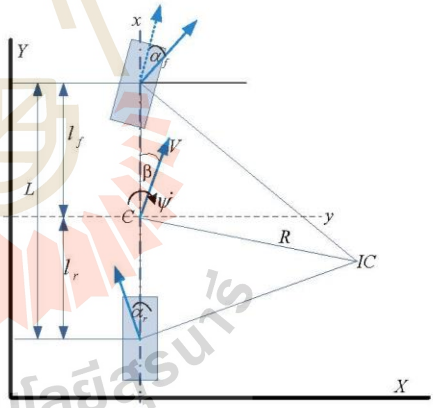


Fig. 1. Steady state vehicle cornering condition.

Steady state cornering is implemented to verify the handling characteristic which is aimed at understeer gradient. As shown in figure 1, the front and rear wheel slip angle, denoted by α_f and α_r respectively, are defined as the angle between the longitudinal axis of the wheel and the

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

velocity vector. The instantaneous turn centre IC of the vehicle is the point at which the two lines perpendicular to the velocities of the two wheels meet. It is assumed throughout that the road radius is much larger than the wheel base of the vehicle. From this geometry, we approximate a kinematics relationship for the wheel steering angle δ as:

$$\delta - \alpha_f + \alpha_r \approx \frac{L}{R} \quad (3)$$

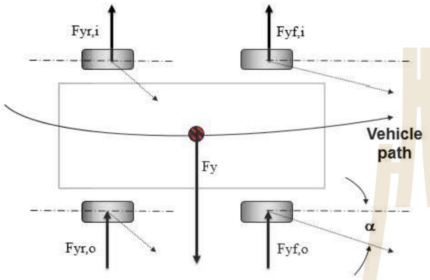


Fig. 2. Lateral Force acting on the vehicle and the components of friction force at each wheels [12].

$$F_y = m\frac{V_x^{\,2}}{R} = ma_y \quad (4)$$

Considering the dynamics model of the vehicle mentioned in figure 2, there are lateral forces acted on the tires due to the centripetal action during cornering following equation 4 so that the wheel side slip angle, α_f and α_r are varied to the lateral tries force. Assuming the small slip condition, the lateral tire force is proportional to its slip angle with the constant called cornering stiffness and they are denoted for the front and rear as C_f and C_r respectively.

The steady state steering angle in equation 3 then can be rewritten as:

$$\delta = \frac{L}{R} + \alpha_f - \alpha_r = \frac{L}{R} + \left(\frac{m_f}{2C_f} - \frac{m_r}{2C_r}\right)\frac{V_x^2}{R} \quad (5)$$

Or equivalently:

$$\delta = \frac{L}{R} + Ka_y \quad (6)$$

Where K is understeer gradient, In case of understeer K should greater than zero due to a larger slip angle at the front tires compared to the rear tires. The relationship between weight transfer and wheel slip angle is interpreted in following equation 7.

$$\frac{m_f}{C_f} > \frac{m_r}{C_r} \Rightarrow \alpha_f > \alpha_r \quad (7)$$

The coefficient of friction is concerned the contact surface between tire and ground. The faster the vehicle negotiates a bend, the higher the coefficient of friction used to prevent the undesired understeer behavior.

5. Multi-Body Dynamic Simulation

A multi body dynamic (MBD) system is a simulation modeling method, consisting of solid bodies, or links, that are connected to each other by joints that restrict their relative motion. Motion analysis is important because product design frequently requires an understanding of how multiple moving parts interact with each other and their environment. From automobiles and aircraft to washing machines and assembly lines moving parts generate loads that were often difficult to predict. Complex mechanical assemblies present design challenges that require a dynamic system level analysis to be met.

To study the cornering dynamic behavior of buses under steady state and transient state conditions, multi-body model of the bus had been built in MSC ADAMS CARS software tool. The multi-body bus model was built based on the specification in Table 1.

Table 1. Specification of Low Floor Electric Bus.

Parameters		Bus Model
GVW		18,000 kg.
Total Weight		12,530 kg.
Front Axle Weight		5,750 kg.
Rear Axle Weight		6,780 kg.
Overall Length		12 m.
Wheelbase		6.5 m.
Track Width	Front	2,096 mm.
	Rear	1,800 mm.
Suspension	Front	Air Suspension
	Rear	Air Suspension
Tires		275/70 R22.5

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

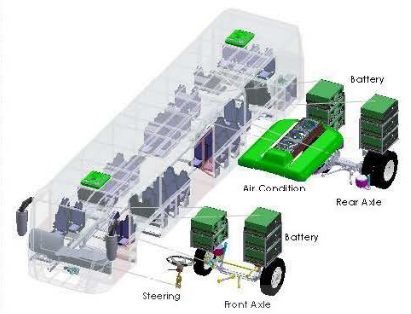


Fig. 3. Low Floor Electric Bus model.

5.1 The Virtual Low Floor Electric Bus

According to the virtual model of the Low Floor Electric bus model, the multi-body dynamic modelling had been carried out in MSC ADAMS/Truck tool (MSC software). The virtual model consisted of the sub-systems in the Low Floor Electric bus specification, with the center of gravity from experiments shown in figure 4.

Fig. 4. Experimental of Center of Gravity (CG.)

From the experiment realting to the center of gravity, the front axle weight was found to be 5,750 kg, and the rear axle weight was 6,780 kg, giving the weight distribution %(F/R) of 45/55. For the height of center of gravity, it was necessary to use the static stability factor (SSF), which is an at rest calculation of the roll-over resistance based on exterior dimension of vehicle. The SSF formula is

$$SSF = t/2h \qquad (8)$$

Where t is the track width of the vehicle (mm), and h is the height of center of gravity (mm). The SSF of pick-up trucks, vans and buses will be in the range of 1 to 1.3. For the purpose of calculations herein, it is assumed to be 1.

$$SSF = \frac{t}{2h} >> 1 = \frac{2096}{2h}$$

$$h = \frac{2096}{2} >> 1048\,mm$$

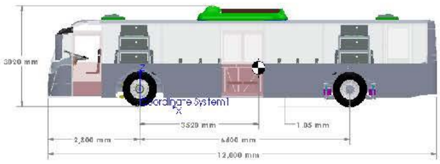


Fig. 5. Location of Center of Gravity (CG.)

Table 2. show the weight distribution of Low Floor Electric bus model and the distance of CG position from front axle in this study.

Table 2. The Weight Distribution of Low Floor Electric Bus.

Layout	Distant form Front axle	% WD (F/R)
CG.1	3250 mm.	50/50
CG.2	3520 mm.	45/55
CG.3	3900 mm.	40/60

The basic information required to understand multi-body dynamic simulation is its mathematical formulation. It explains how lateral forces are generated while a vehicle is turning, and their relation with the slip angle and lateral acceleration, as well as understeer gradient. The Low Floor Electric bus model was used to estimate vehicle handling characteristics required for the model.

5.2 Simulation condition

The vehicle dynamic test under steady state condition was simulated virtually on a constant radius cornering test. The aim of this test was to assess the lateral acceleration, side slip angle, Yaw rate and understeer gradient of different configurations of virtual model. The characteristics of the test vehicle were investigated in a total of nine conditions: three friction coefficients (0.5, 0.7, and 0.9) [11] at each of three different weight distributions (front/rear axle weight in percent, as 55/45, 50/50 and 45/55). For the test, the vehicle models were maneuvered on the test track at initial longitudinal velocity 10 km/h for left turn. The data were carried out by 0.1 interval time up to 45 km/h under 50 seconds on the flat track.

5.3 Lateral Friction Coefficient

The lateral coefficient of friction relates to the ease with which a vehicle will skid on a road. It is the ratio between the lateral force and the normal force acting on the contact point, given by:

$$\mu = \frac{F_y}{F_z} \qquad (9)$$

The maximum lateral friction coefficient is related to the maximum forces that the tires can provide. It corresponds to the value where the lateral force reaches saturation and there is a risk of an exit route. Maximum friction was largely related to road conditions and effects between the tire and the road. It was an indication of road status and possible loss of adhesion. This parameter cannot be measured by conventional sensors, so it requires an estimation technique for its estimation based on available measurements and tire/road interaction models. The true values of friction coefficient used by the simulator in the generation of the dynamic parameters, for a dry road the maximum friction coefficient is 0.9 and wet road the maximum friction coefficient is 0.6 [11].

6. Results and Discussion

Under steady state cornering investigation, the lateral acceleration consists of two components as described in equation (2) it was evidenced that the lateral acceleration yaw rate and vehicle speed can be measured and calculated. Both were not equal because of the lateral slip acceleration cannot be measured directly, but by comparison. Its value occurs and leads to instability in the real world. Figure 6 demonstrates the components among them. From each test condition, the result show that the more increase of bus speed, the more gap between them or slip accelerations were raised and there were in the same fashion.

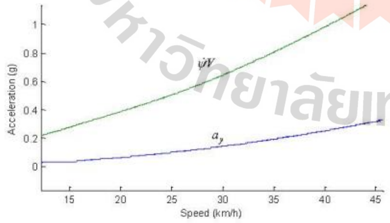


Fig. 6. Components of acceleration

In relation to the friction coefficient and slip, the lateral force at each wheels determines the cornering behavior as discussed in section 4. It was known that the lateral force was roughly dependent on the square of vehicle speed, but the friction forces at each wheel increased unfortunately not at the same rate as the lateral force. It caused the bigger side slip angle at wheel unequally because of the tire contact geometry. Figure 7 shown the relationship between the lateral forces in term of wheel side slip angle in case mentioned below. The slopes of these graphs

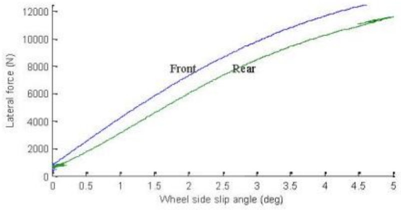


Fig. 7. The relationship between lateral force and wheel side slip in the case of 45/55 weight distribution and friction coefficient 0.5

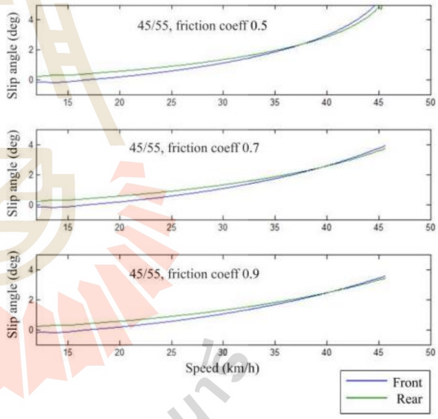


Fig.8 Comparison of front and rear wheel side slip angle in term of speed for the 45/55 weight distribution model with various friction coefficient.

Side slip plays an important role in understanding the cornering behavior. We investigate and found out the difference between them in order to calculate the understeer gradient. At lower speeds, during the turn the direction of the wheel side slips are shown in figure 9(a). They were in the opposite direction, and from the kinematics analysis the

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

velocity vector of the vehicle makes it behave like understeer. In contrast, in figure 9(b) at higher speed, the rear wheel slip was in the same direction as rear wheel slip angle, causing the bus to also understeer with higher understeer gradient.

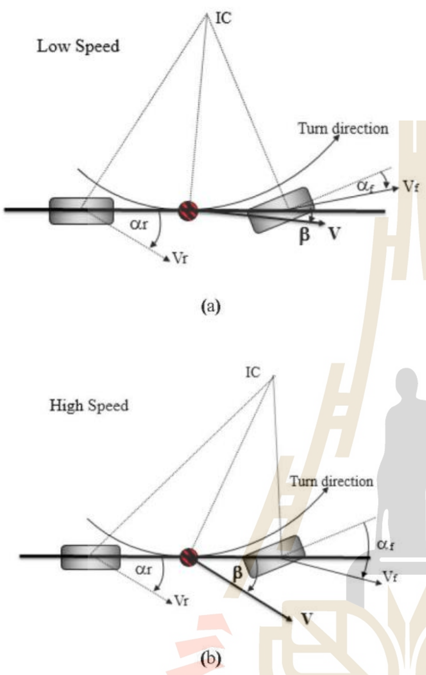


Fig. 9. Front and rear side slip during (a) lower speed 10-30 km/h and (b) higher speed 30-45 km/h

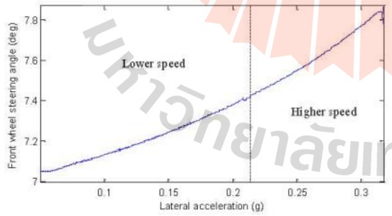


Fig. 10 The relationship between front wheel steering angle and the lateral acceleration.

Based on the result of steady state vehicle dynamic test, the understeer gradient by varying CG and friction coefficient were evaluated. Understeer gradients were derived from equation (5) by evaluating the slope of the graph (in figure 10.) between front wheel steering angle versus lateral acceleration. The trend seems to be nonlinear but it was approximated as bilinear curve during low speed and high speed criteria, as stated in table 3 and 4.

Both table 3 and 4 displayed the comparison of weight distribution and friction coefficient .The decrease in weight distribution F/R ratio as 50/50 45/55 and 40/60 affect minor change in understeer gradient. Unlike the variation of friction coefficient, it was obviously shown the better handling behavior. By the way all values are acceptable based on our experience of handling behavior.

Table 3. Understeer gradient of each layout in fiction condition at velocity 10-30 k/h.

Layout	%WD	Understeer Gradient (deg/g)		
	(F/R)	0.5	0.7	0.9
CG.1	50/50	2.12	1.97	1.92
CG.2	45/55	2.05	1.94	1.85
CG.3	40/60	1.74	1.51	1.48

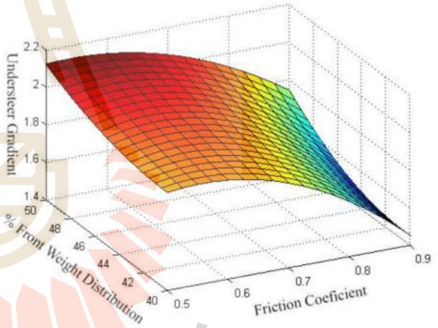


Fig. 11 The relationship between understeer gradient and friction and the weight ratio at velocity 10-30 km/h.

Table 4. Understeer gradient of each layout in fiction condition at velocity 30-45 k/h.

Layout	%WD	Understeer Gradient (deg/g)		
	(F/R)	0.5	0.7	0.9
CG.1	50/50	3.24	2.42	2.20
CG.2	45/55	3.14	2.38	2.18
CG.3	40/60	2.74	1.86	1.62

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

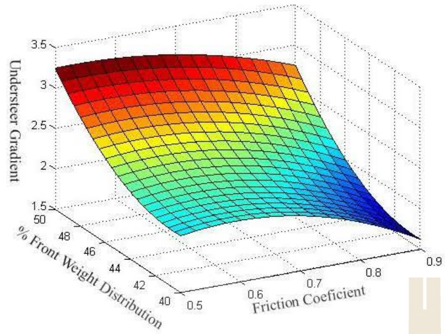


Fig. 12 The relationship between understeer gradient and friction and the weight ratio at velocity 30-45 km/h.

7. Conclusion

Considering the multi-body dynamic simulation, we studied the effect of weight distribution and friction coefficient in steady state cornering condition. The vehicle handling characteristic of Low floor electric bus was performed via understeer gradient. The effect of various friction coefficients are significantly in the same pattern when varying the weight transfer configuration. The greater value of the coefficient leads the bus better handling. The weight distribution in format 40/60 seems to be the best understeer gradient in compare to three models. But in the real design we choose the 45/55 because of compromising other condition like ride performance. In this study, the center of gravity at low speed and higher speeds was not over than the value from literature review. So that for propose in bus design process should be realized require to know the weight of bus component and design to get the highest balance of the bus.

Acknowledgment

The authors would like to acknowledge Suranaree University of Technology, National Metal and Materials Center for the sincere and also thank Cherdchai Industrial ltd. for support among the research activities of this article

References

(1) Transport Statistics Sub-Division, Planning Division : http://apps.dlt.go.th/statistics_web/statistics.html, Retrieved on November 30, 2016
(2) Gillespie TD : "Fundamentals of vehicle dynamics SAE", Warrendale, 1992
(3) H. H. Kim and J. Ryu : "Sideslip Angle Estimation Considering Short-duration Longitudinal Velocity Variation", Int. J. of Auto. Tech., vol. 12(4), pp.545-553, July 2011
(4) M. Sherman and G. Myers : "Vehicle Dynamics Simulation for Handling Optimization of Heavy Trucks," SAE Technical Paper 2000-01-3437, Dec. 2000, doi:10.4271/2000-01-3437
(5) S. Murthy, M. Gowda and H. Venna : "Evaluation of Handling Characteristics of an Intercity Bus by Multi-Body Dynamic Simulations", SAE Technical Paper 2016-28-0178, 2016, doi:10.4271/2016-28-0178
(6) H. Mazumder, M.M.AI Emran, M. Ekterabi and A. Kapoor : "Effect of mass distribution on cornering dynamic of retrofitted EV", Energy Procedia 14, 2012
(7) J. S. Jo, S. H. You, J. Y. Joeng, K. I. Lee and K. Yi : "Vehicle Stability Control System for Enhancing Steerabilty Lateral Stability and Roll Stability," Int. J. of Auto. Tech, vol. 9(5), pp.571-576, October 2008
(8) N. Yu, S. Muthiah and B. Kulakowski : "Analysis Of Steady-State Handling Behavior Of A Transit Bus", 9th International Symposium on Heavy Vehicle Weights and Dimensions, 2006
(9) M. Sherman and G. Myers : "Vehicle Dynamics Simulation for Handling Optimization of Heavy Trucks", SAE paper 2000
(10) A. Reński : "Investigation of the Influence of the Centre of Gravity Position on the Course of Vehicle Rollover", Proc. 24th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles (ESV), Gothenburg, Sweden on June 8-11, 2015
(11) R. Ghandour, A. Victorino, M. Doumiati and A. Charara : "Tire/Road friction coefficient estimation applied to road safety", Conference 2010
(12) J. Reimpell and H. Stoll : "The Automotive Chassis: Engineering Procicples", Arnold 1996

AMM-225

[7] สมเกียรติ จงประสิทธิ์, ศักรินทร์ ชูดวง. การออกแบบและพัฒนามาตรฐานในการผลิตรถโดยสาร 2 ชั้น. การประชุมวิชาการทางวิศวกรรมศาสตร์มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์ ครั้งที่ 5; 2550.

[8] D. Shinabuth et al. Finite Element Analysis of an Electric Bus Body Structure in Real Driving Conditions, paper presented in The 3rd TSME International Conference on Mechanical Engineering 2012, Chiang Rai, Thailand.

[9] Tushar, M., Patel, Dr. M. G. Bhatt, and Harshad K. Patel. Analysis and validation of Eicher 11.10 chassis frame using Ansys, International Journal of Emerging Trends & Technology in Computer Science (IJETTCS), Volume 2, March-April 2013, pp.85-88.

[10] G., Majumder, K., Kumar. Deflection and Stress Analysis of Simply Supported Beam and its Validation Using ANSYS, International Journal of Machanical Engineering and Computer Applications, Volume 1, October 2013, pp.17-20.

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 28 ME NETT28
15-17 ตุลาคม 2557 จังหวัดขอนแก่น

AMM-225

การวิเคราะห์ความแข็งแรงของโครงฐานรถโดยสารประเภทสองชั้น ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์

The Strength Analysis of Double-decker Bus Chassis Frame Using Finite Element Method

เอกลักษณ์ พรมภักดี[1], จักรี วิชัยระหัด[1,2] และ สุภกิจ รูปขันธ์[3]*

[1] สาขาวิชาวิศวกรรมการผลิต สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี อ.เมือง จ.นครราชสีมา 30000
[2] สาขาวิชาวิศวกรรมการผลิต โครงการจัดตั้งคณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยราชภัฏชัยภูมิ อ.เมือง จ.ชัยภูมิ 36000
[3] สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี อ.เมือง จ.นครราชสีมา 30000
*ติดต่อ: Email: Supakit@sut.ac.th, เบอร์โทรศัพท์ 0-4422-4252, เบอร์โทรสาร 0-4422-4613

บทคัดย่อ

ปัจจุบันการเดินทางหรือการท่องเที่ยวของผู้คนส่วนใหญ่ด้วยบริการรถโดยสารได้มีบทบาทสำคัญอย่างมากด้านการคมนาคมขนส่งทางบก เนื่องจากมีราคาที่ถูกและมีความสะดวกสบาย จึงส่งผลให้อุตสาหกรรมรถโดยสารได้กลายเป็นสิ่งสำคัญในการขับเคลื่อนเศรษฐกิจของประเทศ ทั้งนี้โครงฐานหรือแชสซีเป็นส่วนประกอบหนึ่งของโครงสร้างหลักของรถโดยสารที่จำเป็นต้องมีความแข็งแรงเพียงพอเพื่อรองรับน้ำหนักและส่วนประกอบต่างๆ และเพื่อความปลอดภัยของผู้โดยสาร ตลอดจนเป็นไปตามข้อบังคับของกรมขนส่งทางบก ในงานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อทำการศึกษาเชิงเปรียบเทียบความแข็งแรงของโครงฐานรถโดยสารสองชั้นระหว่างโครงฐานรถโดยสารที่ผลิตในประเทศยุโรป (Model A) กับโครงฐานรถโดยสารซึ่งพัฒนาขึ้นโดยบริษัทอู่เชิดชัย อุตสาหกรรม จำกัด (Model B) ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ โดยที่ทำการศึกษาด้วยการสร้างแบบจำลองโครงฐานรถโดยสารสองชั้นด้วยเอลิเมนต์ประเภทพื้นผิว 3 มิติ บนโปรแกรมคอมพิวเตอร์ช่วยในการวิเคราะห์ และพิจารณาภายใต้สมมติฐานภาระแบบสถิตยศาสตร์และวัสดุมีสมบัติทางกลแบบยืดหยุ่นเชิงเส้น ผลการศึกษาพบว่าในสภาวะภาระใช้งานเดียวกันโครงฐานรถโดยสารสองชั้น Model A และ Model B มีค่าความเค้นเสียหายสูงสุดเกิดขึ้นที่บริเวณโครงสร้างที่เชื่อมต่อระหว่างส่วนกลางกับส่วนหลัง โดยมีค่าเท่ากับ 247.34 MPa และ 274.14 MPa ตามลำดับ และค่าความปลอดภัยภายใต้เงื่อนไขทฤษฎีพลังงานการเปลี่ยนรูปมีค่าเท่ากับ 2.2 และ 2.0 ตามลำดับ อย่างไรก็ตามค่าความแข็งตึงต่อน้ำหนักของโครงฐานรถโดยสาร Model B (เท่ากับ 0.73 N/mm-kg) จะมีค่ามากกว่าโครงฐานรถโดยสาร Model A (เท่ากับ 0.41 N/mm-kg) นอกจากนี้หากพิจารณาภาระน้ำหนักที่กระจายลงบนเพลาล้อหน้า-หลัง พบว่าโครงสร้างฐานทั้งสองเป็นไปตามข้อกำหนดของกรมขนส่งทางบก

คำหลัก: รถโดยสารสองชั้น, การวิเคราะห์ความแข็งแรง, โครงฐาน, ระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์,

Abstract

Since people want to travel from one place to another, bus is one among the important road transportation due to its low cost compared to any other. Bus industries have become a key factor to drive the economic growth in Thailand. Regarding the bus design process, the structural analysis of chassis is taken into account carefully because it concerns the passenger safety. Usually, the chassis

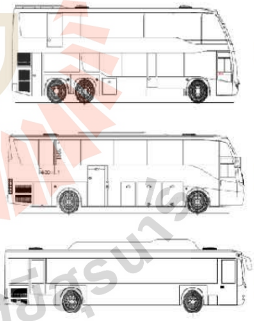
AMM-225

which is used in bus assembly process in Thailand have to meet the legislation administered by the department of land transportation. This regulation will increase passenger confidence during the use of bus transport. According to understand the structural strength behavior, the knowledge on computer-aided engineering design was employed in this research to evaluate the double-decker bus chassis which was made by European bus manufacturer (Model A) and national bus manufacturer (Model B). The chassis was modeled with three-dimensional surface elements using computer-aided engineering software. The assumption of this study based on linearly static load including its mechanical property was considered with linear isotropic elastic material. Regarding the comparison, the similar payload condition was applied to evaluate the strength behavior of such two chassis model. The results showed that the magnitude of maximum stress of the Model A- and Model B-chassis was found on the region connected between the central and rear compartment (drop frame area) as following 247.34 MPa and 274.14 MPa, respectively. According to the distortion energy theory, the calculated factor of safety of Model A- and Model B-chassis revealed as 2.2 and 2.0, respectively. However, the structural stiffness per weight ratio of Model B-chassis (0.73 N/mm-kg) discovered higher than Model B-chassis (0.41 N/mm-kg). In addition, the load distribution on the front and rear wheel axles of both models was below the specification prescribed by the standard of the department of land transportation.

Keywords: Double-decker Bus, Strength Analysis, Chassis frame, Finite Element Method.

1.บทนำ

ปัจจุบันรถโดยสารเป็นยานพาหนะที่มีบทบาทสำคัญอย่างมากต่อการคมนาคมขนส่ง การท่องเที่ยว และส่งผลต่อการขับเคลื่อนเศรษฐกิจของประเทศ ทั้งนี้โครงฐานหรือแชสซีเป็นหนึ่งในส่วนประกอบของโครงสร้างหลักรถโดยสารที่สำคัญและต้องมีความแข็งแรงเพียงพอต่อภาระน้ำหนักและส่วนประกอบต่าง ๆ ไม่ว่าจะเป็น น้ำหนักผู้โดยสาร น้ำหนักโครงสร้างตัวถัง น้ำหนักเครื่องยนต์ น้ำหนักระบบส่งกำลัง [1,2] โดยที่ลักษณะของโครงฐานรถแต่ละประเภทก็จะมีรูปร่างที่แตกต่างกันไป จากข้อมูลกรมขนส่งทางบก [3] รถโดยสารสามารถจำแนกประเภทออกเป็น รถโดยสารสองชั้น รถโดยสารชั้นครึ่ง และรถโดยสารพื้นต่ำ (ดังแสดงในรูปที่ 1) ทั้งนี้ปัจจุบันพบว่ารถโดยสารที่มีการใช้งานอย่างแพร่หลายในประเทศคือรถโดยสารสองชั้นและรถโดยสารชั้นครึ่ง โดยที่ความแตกต่างของโครงฐานระหว่างรถโดยสารทั้งสองประเภทก็คือจำนวนเพลาล้อหลัง ซึ่งจะบ่งบอกความสามารถในการรับน้ำหนัก ทั้งนี้รถโดยสารสองชั้นจะมีจำนวนสองเพลา ในขณะที่รถโดยสารชั้นครึ่งจะมีจำนวนเพลาท้ายเพียงเพลาเดียว



(ก)
(ข)
(ค)

รูปที่ 1 การจำแนกประเภทของรถโดยสาร [3]
(ก) รถโดยสารสองชั้น
(ข) รถโดยสารชั้นครึ่ง
(ค) รถโดยสารพื้นต่ำ

AMM-225

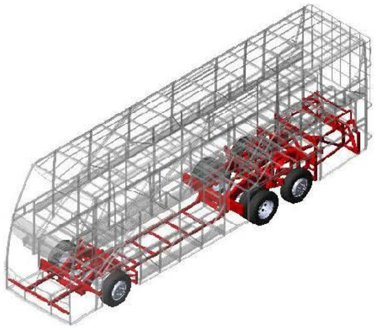
ซึ่งจากความแตกต่างของประเภทรถโดยสารนี้เอง กรมการขนส่งทางบกจึงได้มีการกำหนดข้อบังคับทางกฎหมายของเกี่ยวกับความสามารถในการรับน้ำหนักของรถโดยสาร โดยที่รถโดยสารประเภทสองชั้นจะบังคับให้เพลาท้ายรับภาระน้ำหนักได้ไม่เกิน 16,500 kg และภาระรวมของโดยสารไม่เกิน 21,500 kg ในขณะที่รถโดยสารประเภทชั้นครึ่งจะอนุญาตให้เพลาท้ายรับภาระได้ไม่เกิน 11,000 kg และภาระรวมรถโดยสารไม่เกิน 15,000 kg [3] ซึ่งจากข้อกำหนดดังกล่าวส่งผลให้ผู้ประกอบการรถโดยสารจึงจำเป็นต้องพิจารณาในขั้นตอนการออกแบบ เพื่อให้เกิดความปลอดภัยและเป็นไปตามขอบังคับดังกล่าว

ในวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อทำการศึกษาและวิเคราะห์ความแข็งแรงโครงฐานรถโดยสารประเภทสองชั้นในเชิงเปรียบเทียบระหว่างโครงฐานรถจากประเทศทางยุโรป (Model A) และโครงฐานรถที่ผลิตขึ้นในประเทศ (Model B) ด้วยการใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์ช่วยในการวิเคราะห์ทางวิศวกรรม โดยที่จะพิจารณาถึงค่าความเค้นเสียหายสูงสุด ค่าความปลอดภัย และค่าความแข็งตึงของโครงสร้างต่อน้ำหนัก และท้ายสุดได้ทำการศึกษาเปรียบเทียบกับข้อมูลข้อบังคับของทางกรมการขนส่งทางบก

2. วัสดุและวิธีการ

2.1 แบบจำลองโครงฐาน

โครงสร้างหลักรถโดยสารสามารถแบ่งส่วนประกอบหลักออกเป็น 2 ส่วน (ดังแสดงในรูปที่ 2) ได้แก่ 1) โครงฐานหรือแชสซี และ 2) โครงสร้างตัวถัง ซึ่งโดยทั่วไปโครงฐานรถโดยสารจะเป็นโครงสร้างที่สามารถขับเคลื่อนได้โดยประกอบไปด้วยส่วนต่างๆ ได้แก่ เครื่องยนต์ ระบบส่งกำลัง ล้อ เพลา ระบบบังคับเลี้ยว และอุปกรณ์ส่วนควบของโครงฐาน ในขณะที่โครงสร้างตัวถังซึ่งวางอยู่บนโครงฐาน จะเป็นโครงสร้างสำหรับห้องโดยสาร ห้องคนขับ ระบบปรับอากาศ ห้องน้ำ สิ่งอำนวยความสะดวกต่างๆและอุปกรณ์อื่นๆ

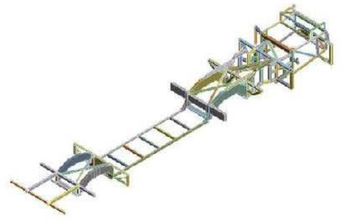


รูปที่ 2 ส่วนประกอบโครงสร้างหลักของรถโดยสาร โครงฐาน (สีแดง) และโครงสร้างตัวถัง (สีดำ)

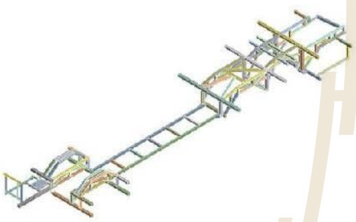
ในการศึกษานี้ได้ทำการสร้างแบบจำลองโครงฐานของรถโดยสารสองชั้นด้วยเอลิเมนต์ประเภทพื้นผิวบนระนาบ 3 มิติ โดยที่ประกอบไปด้วยแบบจำลองโครงฐานรถจากประเทศทางยุโรป (Model A) และแบบจำลองโครงฐานรถที่ผลิตขึ้นในประเทศ (Model B) ด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ช่วยในการออกแบบ ดังแสดงในรูปที่ 3 โดยที่ตารางที่ 1 แสดงข้อมูลในเชิงการเปรียบเทียบระหว่างโครงฐานรถโดยสารสองชั้นระหว่าง Model A และ Model B

ทั้งนี้แบบจำลองโครงฐานดังกล่าวประกอบไปด้วยโครงสร้างเหล็กที่มีลักษณะหน้าตัดรูปทรงสี่เหลี่ยมแผ่นบางหลายๆ ขนาด โดยที่ข้อมูลของขนาดหน้าตัดแผ่นบางและความหนาของโครงฐานรถจากประเทศทางยุโรป (Model A) และโครงฐานรถที่ผลิตขึ้นในประเทศ (Model B) ได้จากการรวบรวมที่ บริษัท อู่เชิดชัยอุตสาหกรรม จำกัด ซึ่งสามารถแสดงได้ตามรูปที่ 4 (ตารางที่ 2) และรูปที่ 5 (ตารางที่ 3) ตามลำดับ

AMM-225



(ก)

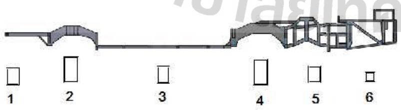


(ข)

รูปที่ 3 แบบจำลองโครงฐานรถโดยสารสองชั้น
(ก) โครงฐานรถจากประเทศทางยุโรป (Model A)
(ข) โครงฐานรถที่ผลิตขึ้นในประเทศ (Model B)

ตารางที่ 1 การเปรียบเทียบข้อมูลโครงฐาน Model A) และโครงฐาน Model B

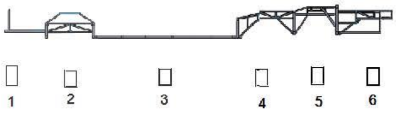
ข้อมูล	Model A	Model B
ความกว้าง (mm)	2,270	2,350
ความยาว (mm)	11,690	11,752
ระยะยื่นหน้า (mm)	2,013.5	1,945
ระยะฐานล้อ (mm)	6,300	6,750
ระยะห่างล้อคู่ท้าย (mm)	1,400	1,500
ระยะยื่นท้าย (mm)	3,370	3,112
น้ำหนักโครงฐาน (kg)	1,241.2	917.5



รูปที่ 4 รูปร่างหน้าตัดแผ่นบางโครงฐาน Model A

ตารางที่ 2 ข้อมูลขนาดหน้าตัดโครงฐาน Model A

ชนิดของหน้าตัด	ขนาดหน้าตัด (mm)	ความหนา (mm)
ทรงสี่เหลี่ยมรูปที่ 1	80 × 100	4
ทรงสี่เหลี่ยมรูปที่ 2	80 × 270	4
ทรงสี่เหลี่ยมรูปที่ 3	40 × 80	4
ทรงสี่เหลี่ยมรูปที่ 4	80 × 270	4
ทรงสี่เหลี่ยมรูปที่ 5	80 × 40	4
ทรงสี่เหลี่ยมรูปที่ 6	40 × 40	2



รูปที่ 5 รูปร่างหน้าตัดแผ่นบางโครงฐาน Model B

ตารางที่ 3 ข้อมูลขนาดหน้าตัดโครงฐาน Model B

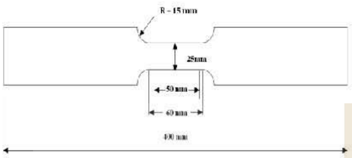
ชนิดของหน้าตัด	ขนาดหน้าตัด (mm)	ความหนา (mm)
ทรงสี่เหลี่ยมรูปที่ 1	80 x 80	4
ทรงสี่เหลี่ยมรูปที่ 2	80 x 40	4
ทรงสี่เหลี่ยมรูปที่ 3	80 × 40	4
ทรงสี่เหลี่ยมรูปที่ 4	80 × 40	4
ทรงสี่เหลี่ยมรูปที่ 5	80 × 40	4
ทรงสี่เหลี่ยมรูปที่ 6	80 × 40	4

2.2 สมบัติวัสดุ

สำหรับการกำหนดสมบัติวัสดุทางกลของแบบจำลองได้พิจารณาภายใต้สมมติฐานในช่วงพฤติกรรมยืดหยุ่นเชิงเส้นและมีคุณสมบัติเท่ากันทุกทิศทาง โดยที่วัสดุเหล็กของโครงฐานทั้งสองคือ สแตนเลส เกรด RST4003 ทั้งนี้ในการศึกษาได้พิจารณาข้อมูลสมบัติทางกลวัสดุซึ่งได้จากการทดสอบตามมาตรฐาน [5] โดยมีรูปร่างและขนาดของชิ้นทดสอบสามารถแสดงได้ตามรูป 6(ก) และทำการทดสอบด้วยอุปกรณ์การทดสอบแรงดึงมาตรฐานยี่ห้อ Shimadzu รุ่น UH200k ด้วยอัตรา

AMM-225

การภาระเท่ากับ 0.5 mm/min (รูปที่ 6 (ข)) ซึ่งรายละเอียดข้อมูลสมบัติทางกลที่ได้สามารถแสดงได้ในตารางที่ 4



(ก)

(ข)

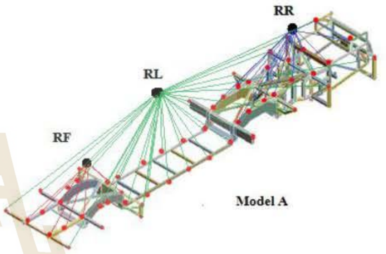
รูปที่ 6 การทดสอบสมบัติวัสดุ
(ก) ขนาดและรูปร่างของชิ้นทดสอบสมบัติทางกล
(ข อุปกรณ์ทดสอบมาตรฐานยี่ห้อ Shimadzu รุ่น UH200k

ตารางที่ 4 ข้อมูลสมบัติทางกลของวัสดุ RST4003

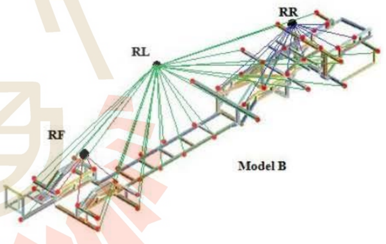
Tensile Strength (MPa)	541
Yield Strength (MPa)	539
Young' Modulus (GPa)	193
Poisson's ratio	0.26

2.3 เงื่อนไขการวิเคราะห์

ในการศึกษานี้ได้พิจารณาสมมติฐานกำหนดให้รอยเชื่อมของโครงสร้างทั้งหมดมีลักษณะเป็นแบบยึดแน่นสมบูรณ์หรือไม่มีการเสียรูปเนื่องจากอิทธิพลของรอยเชื่อม รวมทั้งพิจารณาให้การกำหนดจุดรองรับของแบบจำลองโครงฐานเป็นในรูปแบบพฤติกรรมคล้ายโครงสร้างคานมีการรองรับแบบอย่างง่าย โดยการกำหนดจุดรองรับ ณ ตำแหน่งเพลาล้อทั้งสาม หรือที่จุดกึ่งกลางของซุ้มล้อทั้งหมด 8 จุด



(ก)



(ข)

รูปที่ 7 การกำหนดภาระบนแบบจำลองโครงฐาน
(ก) แบบจำลองโครงฐาน Model A
(ข) แบบจำลองโครงฐาน Model B

ในขณะที่ข้อมูลภาระที่กำหนดในแบบจำลองโครงฐานได้มาจากการรวบรวมข้อมูลที่ บริษัท อู่เชิดชัย อุตสาหกรรม จำกัด ซึ่งรายละเอียดข้อมูลน้ำหนักของส่วนประกอบต่างๆ โดยสามารถแยกออกเป็น 3 ส่วน ได้แก่ ภาระส่วนหน้า (RF), ภาระส่วนท้าย (RR) และภาระตลอดความยาว (RL) โดยที่กำหนดใน

รูปแบบภาระกระจายสม่ำเสมอตลอดความยาวดังแสดงในรูปที่ 7 และมีรายละเอียดตามตารางที่ 5

ตารางที่ 5 ภาระที่กำหนดในแบบจำลอง

ภาระ	รายละเอียด	(N)
ภาระส่วนหน้า (RF)	คนขับ, ที่นั่งคนขับ, ชุดคอนโซล, ชุดพวงมาลัย, อุปกรณ์ต่างๆ	30,825.5
ภาระส่วนหลัง (RR)	เครื่องยนต์, เกียร์, อุปกรณ์ส่วนควบของเครื่องยนต์, ระบบท่อต่างๆ	41,517
ภาระตลอดความยาว (RL)	โครงสร้างตัวถัง,ที่นั่งผู้โดยสาร, แอร์, ถังน้ำมัน, อุปกรณ์อื่นๆ	124,247.7

2.4 การวิเคราะห์ความแข็งแรงของโครงสร้าง

ในการวิเคราะห์แข็งแรงของโครงฐานรถโดยสารนั้นได้พิจารณาพารามิเตอร์ที่สำคัญ 2 ส่วน ได้แก่ ค่าความปลอดภัยซึ่งได้จากการพิจารณาค่าความเค้นเสียหายสูงสุดภายใต้ทฤษฎีพลังงานการเปลี่ยนรูป และเป็นไปตามสมการที่ (1)

$$(\sigma_1-\sigma_2)^2+(\sigma_2-\sigma_3)^2+(\sigma_3-\sigma_1)^2=2\sigma_y^2 \quad (1)$$

โดยที่

σ_1, σ_2, และ σ_3 คือ ค่าความเค้นหลัก

σ_y คือ ค่าความเค้นครากของวัสดุ

ในขณะที่ค่าความแข็งตึงของโครงสร้างต่อน้ำหนักภายใต้ภาระกระทำ ซึ่งสามารถพิจารณาได้ตามสมการที่ (2)

$$\text{Stiffness per weight} = \frac{k}{w} \quad (2)$$

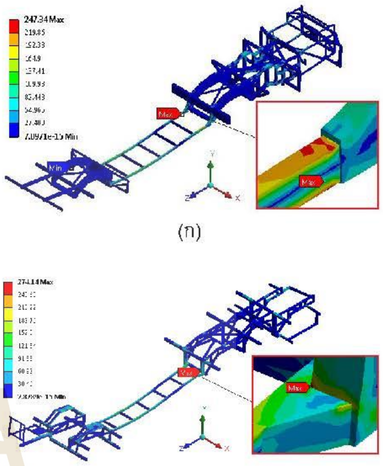
โดยที่

k คือ ค่าความแข็งตึงของโครงสร้าง

w คือ น้ำหนักโครงสร้าง

3. ผลการศึกษาและการวิเคราะห์

3.1 ความเค้นเสียหายสูงสุด



(ก) (ข)

รูปที่ 8 ผลการวิเคราะห์การกระจายความเค้น
(ก) แบบจำลองโครงฐาน Model A
(ข) แบบจำลองโครงฐาน Model B

รูปที่ 8 แสดงผลการกระจายความเค้นบนโครงฐานของรถโดยสาร Model A และ Model B ซึ่งจะพบว่าค่าความเค้นเสียหายสูงสุดบนแบบจำลองโครงฐาน Model A มีค่าเท่ากับ 247.34 MPa และเกิดขึ้นในช่วงโครงสร้างห้องโดยสารด้านหลังบริเวณจุดเชื่อมต่อระหว่างส่วนกลางและส่วนหลังของโครงฐาน (Drop Frame) ในขณะที่ค่าความเค้นสูงสุดสำหรับโครงฐานรถ Model B มีค่าเท่ากับ 274.14 MPa และเกิดขึ้นบริเวณจุดเชื่อมต่อระหว่างส่วนกลางกับส่วนหลังของโครงฐานเช่นเดียวกันกับแบบจำลองโครงฐาน Model A ทั้งนี้เนื่องจากบริเวณจุดเชื่อมต่อดังกล่าวอยู่ใกล้ตำแหน่งจุดรองรับหรือซุ้มล้อ และเป็นตำแหน่งที่มีค่าโมเมนต์ดัดสูงสุด อย่างไรก็ตามค่าความเค้น

AMM-225

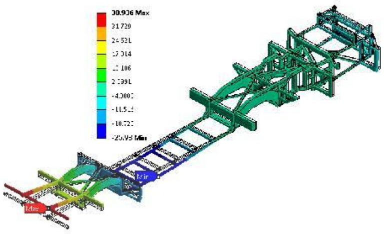
เสียหายสูงสุดที่เกิดขึ้นบนโครงฐานทั้งสองจะมีค่าไม่เกินค่าความเค้นครากของวัสดุ

นอกจากนี้หากพิจารณาค่าความปลอดภัยภายใต้เกณฑ์ความเค้นเสียหายสูงสุดตามสมการที่ (1) พบว่าแบบจำลองโครงฐาน Model A และแบบจำลองโครงฐาน Model B มีค่าความปลอดภัยเท่ากับ 2.2 และ 2.0 ตามลำดับ ทั้งนี้โดยทั่วไปแล้วค่าความปลอดภัยของโครงสร้างยานยนต์ภายใต้การพิจารณาปัจจัยทางพลวัตร่วมด้วยควรจะที่ค่ามากกว่า 5 ขึ้นไป [2] อย่างไรก็ตามในการศึกษานี้เป็นพิจารณาให้ภาระรวมทั้งหมดของส่วนประกอบต่างๆ กระทำต่อโครงฐาน ซึ่งโดยทั่วไปแล้วส่วนประกอบหลักของรถโดยสารยังประกอบไปด้วยโครงสร้างตัวถังด้วย

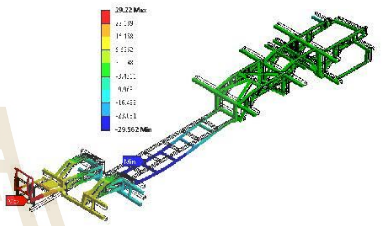
3.2 การเสียรูปสูงสุด

รูปที่ 9 แสดงผลการวิเคราะห์การเสียรูปในทิศทางที่ภาระกระทำ ซึ่งจะพบว่าค่าระยะการเสียรูปสูงสุดในทิศทางภาระกระทำสำหรับแบบจำลองโครงฐานรถโดยสาร Model A มีค่าเท่ากับ 38.9 มม. และเกิดขึ้นบริเวณโครงสร้างส่วนหน้าของโครงฐาน ในขณะที่ระยะการเสียรูปสูงสุดของโครงฐานรถโดยสาร Model B มีค่าเท่ากับ 29.6 มม. และเกิดขึ้นที่โครงสร้างส่วนกลางของโครงฐาน ณ บริเวณตำแหน่งใกล้กับเพลาล้อหน้า ทั้งนี้จะพบว่าลักษณะของการเสียรูปของโครงฐานทั้งสองแบบมีความแตกต่างกันเนื่องจากโครงฐานรถโดยสารแต่ละแบบมีระยะยื่นหน้าและระยะฐานล้อ รวมทั้งระยะยื่นท้ายที่แตกต่างกัน

อย่างไรก็ตามจากผลการวิเคราะห์จะพบว่าค่าระยะการเสียรูปของทั้งสองแบบจำลองจะมีค่าค่อนข้างสูง เนื่องจากในการศึกษาครั้งนี้เป็นพิจารณาระยะการเสียรูปของส่วนประกอบหลักรถเพียงแค่โครงฐานเท่านั้น ซึ่งโดยทั่วไปแล้วความต้านทานในการเสียรูปของโครงสร้างหลักนั้นจำเป็นต้องพิจารณาส่วนประกอบของโครงสร้างถังร่วมด้วย [4]



(ก)



(ข)

รูปที่ 9 ผลการวิเคราะห์ระยะการเสียรูปสูงสุด
(ก) แบบจำลองโครงฐาน Model A
(ข) แบบจำลองโครงฐานModel B

3.3 ค่าความแข็งตึงของโครงสร้างต่อน้ำหนัก

โดยทั่วไปแล้วในการออกแบบโครงสร้างใดๆ นั้นจำเป็นต้องพิจารณาถึงค่าความแข็งตึงหรือความต้านทานในการเสียรูป รวมทั้งต้องคำนึงน้ำหนักของโครงสร้างร่วมด้วย กล่าวคือจะต้องพิจารณาให้โครงสร้างมีค่าความแข็งตึงที่สูงในขณะที่ต้องมีน้ำหนักที่เบา ทั้งนี้จากสมการที่ (2) เมื่อทำการวิเคราะห์ค่าความแข็งตึงต่อน้ำหนักโครงฐานทั้งสองแบบจำลอง พบว่าแบบจำลองโครงฐาน Model A มีค่าเท่ากับ 0.41 N/mm-kg ในขณะที่แบบจำลองโครงฐาน Model B มีค่าเท่ากับ 0.73 N/mm-kg โดยที่เมื่อเปรียบเทียบผลวิเคราะห์ข้อมูล

AMM-225

ของโครงฐานรถโดยสารทั้งสองแบบสามารถแสดงได้ตามตารางที่ 6

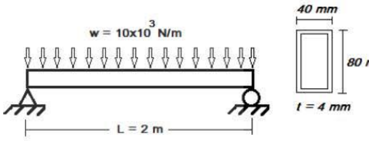
ตารางที่ 6 การเปรียบเทียบข้อมูลการวิเคราะห์และข้อบังคับของกรมขนส่งทางบก

ข้อมูลการวิเคราะห์	Model A	Model B	ข้อบังคับ
ค่าความเค้นสูงสุด(MPa)	247.34	274.14	-
การเสียรูปสูงสุด (mm)	38.9	29.22	-
ค่าความแข็งตึงต่อน้ำหนัก (N/mm-kg)	0.41	0.73	-
ค่าความปลอดภัย	2.2	2.0	≥ 2
การรับภาระรวม (kg)	19,827.9	19,827.9	< 21,500
น้ำหนักที่เพลาหน้า (kg)	5,059.3	5,059.3	< 7,000
น้ำหนักที่เพลาคู่ท้าย (kg)	14,768.6	14,768.6	< 16,500

ซึ่งจากข้อมูลการเปรียบเทียบน้ำหนัก (ตารางที่ 1) จะพบว่าโครงฐานรถโดยสาร Model B จะมีน้ำหนักที่เบากว่าโครงฐานโดยสาร Model A ประมาณ 35% รวมทั้งโครงฐานรถโดยสาร Model B มีค่าความแข็งตึงของโครงสร้างต่อน้ำหนักหรือความสามารถในการต้านทานการเสียรูปต่อภาระกระทำสูงกว่าโครงฐานรถโดยสาร Model A อย่างไรก็ตามหากพิจารณาถึงค่าความเค้นเสียหายสูงสุดที่เกิดขึ้นภายใต้ภาระกระทำ พบว่าโครงฐานรถโดยสาร Model B จะมีค่าสูงกว่าโครงฐานรถโดยสาร Model A ซึ่งจะส่งผลให้ค่าความปลอดภัยมีค่าที่ต่ำกว่า อย่างไรก็ตามหากพิจารณาตามข้อบังคับของกรมขนส่งทางบก ในการเปรียบเทียบความสามารถในการรับภาระรวม น้ำหนักที่เพลาล้อหน้าและเพลาล้อคู่ท้าย (ตารางที่ 6) พบว่ายังคงอยู่ภายใต้ข้อบังคับของโครงฐานทั้งสองแบบ

3.4 การศึกษายืนยันผลความถูกต้อง

เพื่อเป็นการยืนยันผลความถูกต้องของการวิเคราะห์บนโปรแกรมคอมพิวเตอร์นั้น[10] ในการศึกษาครั้งนี้ได้ทำการเปรียบเทียบผลของระยะการเสียรูปและค่าความเค้นที่ได้จากวิธีการวิเคราะห์ด้วยแบบจำลองทางคอมพิวเตอร์กับผลคำนวณในทางทฤษฎีในกรณีของโครงสร้างคานหน้าตัดรูปทรงกล่องสี่เหลี่ยม ซึ่งมีการการรองรับแบบรองรับอย่างง่ายและอยู่ภายใต้ภาระกระทำแบบสม่ำเสมอตลอดความยาว (รูปที่ 10) โดยที่ความสัมพันธ์ของระยะการเสียรูปที่ตำแหน่งระยะความยาวคานใดๆ และค่าความเค้นดัดสูงสุดสามารถแสดงได้ตามสมการที่ (3) และสมการที่ (4) ตามลำดับ



รูปที่ 10 โครงสร้างคานซึ่งรองรับอย่างง่ายและอยู่ภายใต้ภาระกระทำแบบสม่ำเสมอตลอดความยาว

$$\delta = \frac{wx}{24EI}(x^3 - 2Lx^2 + L^3) \qquad (3)$$

โดยที่

x คือ ระยะตำแหน่งความยาวคาน (mm)

w คือ ภาระต่อหน่วยความยาว (N/mm)

L คือ ความยาวคาน (mm)

E คือ โมดูลัสความยืดหยุ่น (N/mm^2)

I คือ ค่าโมเมนต์ความเฉื่อย (mm^4)

$$\sigma_{max} = \frac{M(x)}{S} \qquad (4)$$

โดยที่

$M(x)$ คือ ค่าโมเมนต์ดัดบนหน้าตัดที่ระยะความยาวคานใดๆ (N-mm)

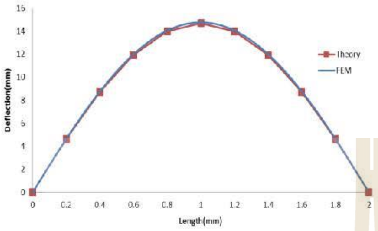
S คือ ค่าโมดูลัสของหน้าตัดคาน (mm^3)

โดยที่ผลการเปรียบเทียบระยะการเสียรูปและค่าความเค้นดัดสูงสุดที่ตำแหน่งความยาวคานใดๆ ระหว่างการคำนวณในทางทฤษฎีและการวิเคราะห์

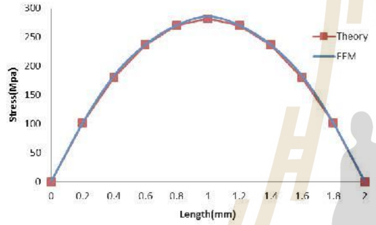
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

AMM-225

ด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์สามารถแสดงได้ตามรูปที่ 11(ก) และรูปที่ 11(ข) ตามลำดับ



(ก)



(ข)

รูปที่ 11 การเปรียบเทียบยืนยันความถูกต้อง
(ก) ระยะการเสียรูปตำแหน่งความยาวคานใดๆ
(ข) ความเค้นดัดสูงสุดที่ตำแหน่งหน้าตัดใดๆ

4. สรุปผล

ในการศึกษาครั้งนี้เป็นวิเคราะห์เชิงเปรียบเทียบระหว่างความแข็งแรงของโครงฐานรถโดยสารจากประเทศทางยุโรป (Model A) และโครงฐานรถโดยสารที่ผลิตขึ้นในประเทศ (Model B) ด้วยการใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์ช่วยในการวิเคราะห์ทางวิศวกรรม ซึ่งจากผลการวิเคราะห์พบว่าภายใต้เกณฑ์ความเค้นเสียหายของวัสดุโครงฐานโดยสาร Model A มีค่าความปลอดภัยสูงกว่าโครงฐานโดยสาร Model B อย่างไรก็ตามหากพิจารณาค่าความแข็งตึงของโครงสร้างต่อน้ำหนักจะพบว่าโครงฐานรถโดยสาร Model B มีค่าสูงกว่าโครงฐานรถโดยสาร Model A ซึ่งเมื่อเปรียบเทียบข้อมูลผลการวิเคราะห์แบบจำลองโครงฐานทั้งสองพบว่า การรับภาระรวม น้ำหนักที่เพลาหน้าและเพลาคู่ท้าย ตลอดจนค่าความปลอดภัยเป็นไปตามข้อบังคับของทางกรมการขนส่งทางบก

5. กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบพระคุณวิศวกรฝ่ายออกแบบและพัฒนา บริษัท อู่เชิดชัย อุตสาหกรรม จำกัด ที่อนุเคราะห์ข้อมูลสำหรับงานวิจัย และเจ้าหน้าที่ศูนย์เครื่องมือวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยี มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี ที่อำนวยความสะดวกเครื่องมือใช้ในงานวิจัยนี้

6. เอกสารอ้างอิง

[1] Donald, E.M. (2011). Fundamentals of Automobile Body Structure Design, ISBN: 0768021693, SAE International.

[2] Jason, C.B., John Robertson, A. and Stan. (2002). T. S. Motor Vehicle Structures Concepts and Fundamentals, ISBN: 07506-5134-2, Butterworth-Heinemann, Oxford.

[3] กฎกระทรวงฉบับที่ 60 ออกตามความในพระราชบัญญัติการขนส่งทางบก พ.ศ. 2552, (2552, 18 พฤษภาคม). ราชกิจจานุเบกษา. เล่ม 126 ตอนที่ 31ก., (พ.ศ. 2552) หน้า 32-54.

[4] Kurdi, O., Abd. Rahman, R., and Tamin, M. N. Stress analysis of heavy duty truck chassis using finite element, paper presented in The 2nd Regional Conference on Vehicle Engineering & Technology 2008, Kuala Lumpur, Malaysia.

[5] มาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรม สมอ. 2140-2546 (พ.ศ. 2546)

[6] Documentation ANSYS Workbench User's Guide Release 14, ANSYS Inc.

ประวัติผู้เขียน

นายเอกลักษณ์ พรมภักดี เกิดเมื่อวันที่ 17 สิงหาคม พ.ศ. 2529 ที่จังหวัดมหาสารคาม เริ่มการศึกษาระดับประถมศึกษาชั้นปีที่ 1-6 ที่โรงเรียนเมืองวาปีปทุม อำเภอวาปีปทุม จังหวัดมหาสารคาม ระดับมัธยมศึกษาชั้นปีที่ 1-6 ที่โรงเรียนวาปีปทุม อำเภอวาปีปทุม จังหวัดมหาสารคาม สำเร็จการศึกษาระดับปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต (วิศวกรรมยานยนต์) จากมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี อำเภอเมืองนครราชสีมา จังหวัดนครราชสีมา เมื่อปี พ.ศ. 2552 และได้เข้าทำงานใน บริษัท อู่เชิยชัยอุตสาหกรรม จำกัด จากนั้นเข้าศึกษาต่อในระดับปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมการผลิต ณ สถาบันการศึกษาเดิม โดยได้รับทุนการศึกษาจากกองทุนสนับสนุนการวิจัยและพัฒนาสถาบันมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี ขณะที่ศึกษาต่อในระดับมหาบัณฑิตนั้น ได้มีประสบการณ์เป็นพนักงานของ บริษัท เชิดชัยอุตสาหกรรม จำกัด ในตำแหน่ง หัวหน้าวิศวกร ฝ่ายออกแบบและพัฒนาเป็นเวลา 7 ปี โดยในขณะที่ศึกษามีผลงานวิชาการที่ได้รับการเผยแพร่ 3 บทความ มีรายละเอียดดังปรากฏในภาคผนวก ง.

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี