การวิเคราะห์การขับขี่และเสถียรภาพของรถ 3 ล้อเครื่อง (ตุ๊กตุ๊ก)

Analysis of Handling and Stability of 3-Wheel Vehicle (Tuk Tuk)

นักสิทธ์ นุ่มวงษ์*, ณัฐพล แก้วทิพย์รักษ์, ปรัชญ์ กิตติพงษ์พัฒนา
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย กรุงเทพ 10330
โทร 0-2218-6636, โทรสาร 0-2252-2889, *อีเมล์ Nuksit.N@eng.chula.ac.th

Nuksit Noomwongs*, Nattapon Kaewtipruk, Pratch Kittipongpattana
Department of Mechanical Engineering, Chulalongkorn University, Bangkok 10330, THAILAND
Tel: 0-2218-6636, Fax: 0-2252-2889, *E-mail: Nuksit.N@eng.chula.ac.th

Keywords: Dynamics of Vehicles, Handling and Stability, 3-Wheel Vehicle Model, Vehicle Simulation

บทคัดย่อ

งานวิจัยในบทความนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาและวิเคราะห์เสถียรภาพในการขับขี่ของรถสามล้อ(ตุ๊กตุ๊ก) เพื่อเสนอแนะวิธีการขับขี่อย่างปลอดภัย รวมถึงวิธีการออกแบบรถตุ๊กตุ๊กให้มีความปลอดภัยในการขับขี่และมีคุณสมบัติทางพลศาสตร์ที่เหมาะสม ในการวิเคราะห์ใช้แบบจำลองรถยนต์แบบสามล้อ (3-Wheel Model) จำลองการเคลื่อนที่ของรถในแนวระนาบ (Plain motion) โดยแบบจำลองนี้ประกอบไปด้วยแบบจำลองพลศาสตร์วัตถุเกร็งของตัวรถ, โมเมนต์ความเฉื่อยของล้อทั้งสาม, การถ่ายแรงกดบนล้อจากความเร่งทั้งในแนวการเคลื่อนที่ และในแนวด้านข้าง, การสลิปของล้อทั้งในแนวการเคลื่อนที่ (Slip ratio) สำหรับการจำลองแรงในแนวการเคลื่อนที่ และในแนวด้านข้าง (Side Slip Angle) สำหรับจำลองแรงด้านข้างที่เกิดจากการเลี้ยว จากนั้นเพิ่มการพิจารณาการโคลง (Roll model) ทำให้แบบจำลองมีความสมจริงมากยิ่งขึ้น แล้วจึงนำไปใช้ในการวิเคราะห์เสถียรภาพของรถในสภาวะการขับขี่ต่างๆด้วยการจำลองในโปรแกรมคอมพิวเตอร์ รวมถึงการวิเคราะห์ผลของตัวแปรต่างๆที่มีต่อเสถียรภาพในการขับขี่เช่น น้ำหนักและตำแหน่งของการบรรทุก, ความเร็วในการขับขี่ เป็นต้น โดยอาศัยการแสดงผลของความสัมพันธ์ระหว่างตัวแปรที่แสดงถึงเสถียรภาพของรถกับเวลา ซึ่งพบว่าการขับขี่ด้วยความเร็วสูงและบรรทุกน้ำหนักมากจะส่งผลให้รถสูญเสียเสถียรภาพในการขับขี่ได้ง่ายกว่าการขับขี่ด้วยความเร็วต่ำ ในส่วนของตัวแปรที่ใช้ในการออก แบบนั้นพบว่าควรออกแบบให้รถมีจุดศูนย์กลางมวลอยู่ต่ำๆและเยื้องไปทางหน้ารถเล็กน้อย มีระยะห่างระหว่างล้อหลังมากๆ ตามความเหมาะสมในการใช้งานและให้แกนการโคลงของรถเข้าใกล้จุดศูนย์กลางมวลของรถให้มากที่สุด

Abstract

This research objective is to study and analyze the handling and stability of 3-wheel vehicle, which is widely known as Tuk Tuk in Thailand. This research aim is to propose suggestion for safety driving and appropriate design of Tuk Tuk to ensure safety. In analysis, the simulation technique was chosen because its flexibility and time/cost saving. Moreover, it is safe to carry out the severe driving condition. The model used is a 3-Wheel vehicle model that consists of a rigid body dynamics of the vehicle body, the rotational model of the wheels (one front and two rear wheel), and weight transfer resulting from acceleration /braking and cornering. Linear tire model including the slip ratio for longitudinal force generation and side slip angle for lateral force generation were implemented. Roll model is also considered in the simulation to improve 3-wheel vehicle model. Several driving conditions such as constant turning, J-turning and lane changing are used to study influence of various factors on Tuk Tuk handling and stability. From the result, the factors such as high speed driving and heavy loading, it trends to reduce stability of vehicle. To design Tuk Tuk properly, the centre of gravity should be located at the low position in the front part of the vehicle. Track should be wide. Their roll axis should be closest to the center of gravity of the vehicle and should not be too high.

1. บทนำ

เนื่องจากปัจจุบันคุณสมบัติในการขับขี่ของรถสามล้อเครื่อง(ตุ๊กตุ๊ก) มีเสถียรภาพค่อนข้างต่ำ ซึ่งอาจสังเกตได้จากตอนที่รถตุ๊กตุ๊กทำการเลี้ยวด้วยความเร็วสูงหรือตอนที่ทำการเบรกกะทันหัน พบว่าโครงรถจะเอียงตัวกับพื้นถนนมากจนอาจเกิดการพลิกคว่ำได้ในบางสภาวะ ดังนั้นจึงควรมีการวิเคราะห์การขับขี่และเสถียรภาพของรถตุ๊กตุ๊กเพื่อนำผลที่ได้ไปปรับปรุงการขับขี่และช่วยในการออกแบบรถตุ๊กตุ๊กให้มีความปลอดภัยในการขับขี่มากยิ่งขึ้น ในงานวิจัยนี้วิธีการวิเคราะห์ที่เลือกใช้เป็นการวิเคราะห์แบบจำลองในโปรแกรมคอมพิวเตอร์ซึ่งสามารถลดค่าใช้จ่ายและยังง่ายต่อการศึกษา และที่สำคัญสามารถวิเคราะห์ได้โดยไม่เกิดอันตรายขึ้น

งานวิจัยนี้วัตถุประสงค์เพื่อศึกษาและวิเคราะห์เสถียรภาพในการขับขี่ของรถสามล้อ(ตุ๊กตุ๊ก) เพื่อเสนอแนะวิธีการขับขี่อย่างปลอดภัย รวมถึงวิธีการออกแบบรถตุ๊กตุ๊กให้มีความปลอดภัยในการขับขี่และมีคุณสมบัติทางพลศาสตร์ที่เหมาะสม โดยอาศัยการศึกษาการสร้างแบบจำลองรถยนต์อย่างง่ายแบบสองล้อ (Bicycle Model) ซึ่งนิยมใช้กันทั่วไปในการวิเคราะห์ และจำลองการเคลื่อนที่ของรถยนต์ในแนวระนาบ โดยแบบจำลองนี้ประกอบไปด้วยแบบจำลองพลศาสตร์วัตถุเกร็งของตัวรถ, โมเมนต์ความเฉื่อยของล้อทั้งสอง, การถ่ายแรงกดบนล้อจากความเร่งทั้งในแนวการเคลื่อนที่ และในแนวด้านข้าง, การสลิปของล้อทั้งในแนวการเคลื่อนที่ (Slip ratio) สำหรับการจำลองแรงในแนวการเคลื่อนที่ และในแนวด้านข้าง (Side Slip Angle) สำหรับจำลองแรงด้านข้างที่เกิดจากการเลี้ยว จากนั้นจึงทำการดัดแปลงให้กลายเป็นแบบจำลองอย่างง่ายของรถสามล้อ (Tree-Wheel Model) และเพิ่มการพิจารณาการโคลง (Roll model) ของรถเข้าไปด้วยทำให้แบบจำลองมีความสมจริงมากยิ่งขึ้น ดังแสดงในรูปที่1 และ 3 แล้วจึงนำไปใช้เป็นเครื่องมือในการวิเคราะห์เสถียรภาพของรถตุ๊กตุ๊กในสภาวะการขับขี่ต่างๆ ด้วยการจำลอง (Simulation) ในโปรแกรมคอมพิวเตอร์ รวมถึงการวิเคราะห์ผลของตัวแปรต่างๆ ที่มีต่อเสถียรภาพในการขับขี่ของรถตุ๊กตุ๊กรถตุ๊กตุ๊ก เช่น น้ำหนักและตำแหน่งของการบรรทุก, ความเร็วในการขับขี่ เป็นต้น โดยอาศัยการแสดงผลในรูปของความสัมพันธ์ระหว่างตัวแปรที่แสดงถึงเสถียรภาพของรถกับเวลา ซึ่งพบว่าการขับขี่ด้วยความเร็วสูงและบรรทุกน้ำหนักมากจะส่งผลให้รถสูญเสียเสถียรภาพในการขับขี่ได้ง่ายกว่าการขับขี่ด้วยความเร็วต่ำ ในส่วนของตัวแปรที่ใช้ในการออกแบบนั้นพบว่าควรออกแบบให้รถมีจุดศูนย์กลางมวลอยู่ต่ำๆ และเยื้องไปทางหน้ารถเล็กน้อย มีระยะห่างระหว่างล้อหลังมากๆ ตามความเหมาะสมในการใช้งาน และให้แกนการโคลงของรถเข้าใกล้จุดศูนย์กลางมวลของรถให้มากที่สุด

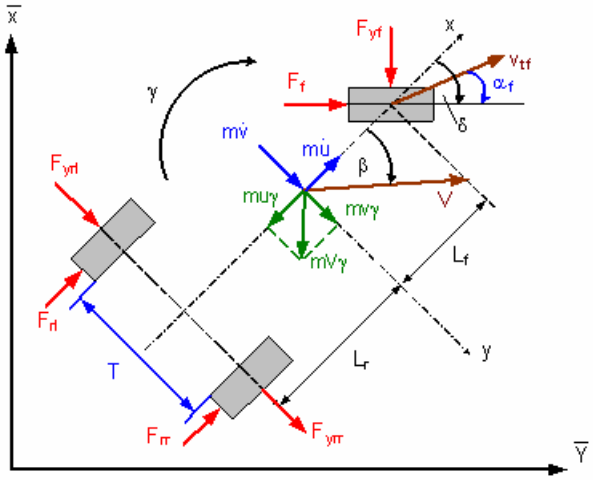
2.การสร้างแบบจำลองยานพาหนะ

การจำลองพฤติกรรมของรถตุ๊กตุ๊กโดยใช้แบบจำลองนั้นสามารถพิจารณาได้จากสมการการเคลื่อนที่อันมีส่วนประกอบของแรงและโมเมนต์ในแนวระนาบที่กระทำกับรถสามล้อในแนวแกนต่างๆ รวมถึงผลจากการโคลงของรถที่มีผลต่อค่าตัวแปรที่แสดงถึงเสถียรภาพของรถ โดยใช้สมมติฐานดังนี้

- จุดศูนย์กลางมวลของรถอยู่ที่ความสูง h ห่างจากผิวถนน
- ระบบที่พิจารณาเป็นแบบเชิงเส้น (linear)
- ไม่พิจารณาแรงเสียดทานอันเนื่องมาจากแรงลมและการกลิ้ง

2.1 แบบจำลองการเคลื่อนที่ในแนวระนาบ (3-wheel model)

ในแนวระนาบสามารถพิจารณาได้จาก Free body diagram ของรถสามล้อ ดังรูปที่ 1



รูปที่ 1 3-Wheel model

ระบบแกนอ้างอิงที่ใช้ในแบบจำลองของสามล้อดังแสดงในรูปที่ 1 มีอยู่2ระบบ ระบบแรกเป็นแกนอ้างอิงหลักที่อยู่กับที่ คือแกน $\overline{X},\overline{Y}$ ซึ่งเป็นแกนที่เทียบกับโลกเป็นแกนที่ใช้ในการบอกพิกัดที่แน่นอนของรถ ส่วนอีกระบบคือ แกนอ้างอิงที่เคลื่อนที่ไปกับรถ คือ แกน X : ตามแนวยาวของตัวรถ ,Y:ตั้งฉากกับตัวรถซึ่งจะมีทิศทางเปลี่ยนไปตลอดเวลา ตามการเคลื่อนที่ของรถ ใช้แกนนี้เพื่อช่วยในการอ้างอิงถึงแรงต่างๆ ที่กระทำต่อตัวรถเมื่อรถเคลื่อนที่ไป

มุมที่ตัวรถกระทำกับแนว แกนอ้างอิง หลักคือ γ (yaw angle)

แรงกระทำต่อรถเมื่อมองจากทางด้านบนประกอบด้วยแรงตามแนวการวางตัวของล้อรถซึ่งเกิดจากแรงเสียดทานที่พื้นกระทำต่อตัวรถจากทั้งสามล้อ (F_f, F_{rr}, F_{rl}) และ เมื่อรถเลี้ยวเข้าโค้ง จะมีแรงตั้งฉากกับแนวการวางตัวของล้อกระทำกับยางล้อ(F_{yf}, F_{yrr}, F_{yrl}) ซึ่งแบบจำลองนี้จะกำหนดให้แรงดังกล่าวกระทำที่จุดกึ่งกลางของยางล้อ (ซึ่งในความเป็นจริงแรงจะไม่กระทำ ณ จุดดังกล่าว) ทำให้ไม่มีโมเมนต์กระทำต่อล้อเมื่อมองจากทางด้านบนของตัวรถ และเมื่อรถเคลื่อนที่ไปข้างหน้าจะเกิดความเร่งเนื่องจากแรงที่กระทำกับรถ

แสดงในรูปที่ 1 ($m\dot{u}, m\dot{v}$) จากรูปที่1 แสดงให้เห็นว่า เมื่อรถเลี้ยวขวา จะเกิดความเร่งในแนวเข้าสู่ศูนย์กลางของการเลี้ยว ในทิศทางที่ชี้เข้าไปในโค้ง ($mV\gamma$) ซึ่งตั้งฉากกับความเร็ว (V)

จากรูป 1 นำมาเขียนสมการการเคลื่อนที่ ได้ดังนี้

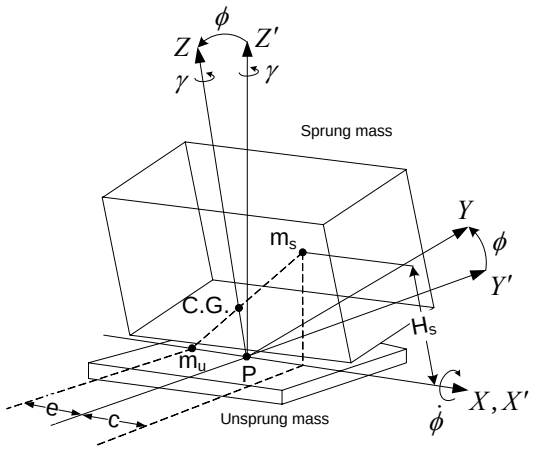
$$-F_{yf}\sin\delta + F_f\cos\delta + F_{rr} + F_{rl} = m\dot{u} - mv\gamma \tag{1}$$

$$F_{yf}\cos\delta + F_f\sin\delta + F_{yrr} + F_{yrl} = m\dot{v} + mu\gamma \tag{2}$$

$$-(F_{yrr}+F_{yrl})L_r + L_f(F_{yf}\cos\delta + F_f\sin\delta) + \frac{T}{2}(F_{rr}-F_{rl}) = I_z\dot{\gamma} \tag{3}$$

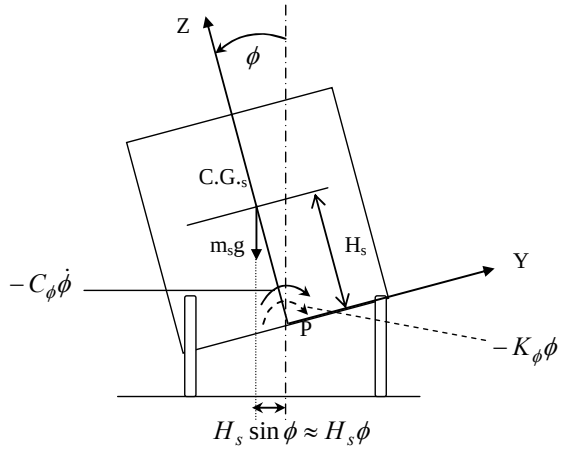
2.2 แบบจำลองการโคลง (Roll model)

แบบจำลองนี้พิจารณาถึงการโคลงของรถขณะทำการเลี้ยวหรือเข้าโค้งด้วยความเร็วซึ่งเกิดขึ้นเนื่องจากรถถูกแรงหนีศูนย์กลางกระทำ ที่จุดC.G.ของรถและแรงเข้าสู่ศูนย์กลางกระทำกับล้อที่พื้นถนน จึงทำให้เกิดโมเมนต์คู่ควบกระทำกับรถส่งผลให้รถเกิดการโคลงขึ้น ซึ่งการโคลงของรถนี้จะเกิดขึ้นรอบแกนการโคลง (Roll axis) ในที่นี่ ได้นำ Roll Motion มาพิจารณาร่วมกับ 3-Wheel Model โดยการพิจารณาคิดตามสมการการเคลื่อนที่เช่นกัน โดยในการ พิจารณา Roll motion นี้จะแยกพิจารณาผลของมวล sprung mass และ unsprung mass ตามรูปที่2 ในสมการการเคลื่อนที่ด้วย



รูปที่ 2 การพิจารณาผลของมวล sprung และ unsprung mass [6]

จาก 3-Wheel Model ในรูปที่1 สามารถเขียนเป็นสมการการเคลื่อนที่ได้ ตามสมการ (1) ถึง (3) เมื่อพิจารณาผลของการโคลงเข้ามาด้วย ทำให้ต้องเพิ่มสมการการเคลื่อนที่เนื่องจากการหมุนรอบแกนXขึ้นด้วย โดยโมเมนต์ในแนวแกน X ที่เพิ่มขึ้นนี้จะพิจารณาเฉพาะแรงจาก Sprung mass ซึ่งหาได้จากรูป 3



รูปที่ 3 Roll Motion (back view) [6]

สมการการเคลื่อนที่ในแนวX, Y และการหมุนรอบแกน Z จะมีการเปลี่ยนแปลงในส่วนด้านขวาของสมการ ซึ่งเป็นผลที่เกิดจากแรงที่กระทำกับรถและผลการโคลงของรถ

- ตามแกน X (แนวตามยาวของรถ)

$$-F_{yf}\sin\delta + F_f\cos\delta + F_{rr} + F_{rl} = m_t(\dot{u} - v\gamma) + m_sH_s\dot{\phi}\gamma - (m_sc - m_ue)\gamma^2 \tag{4}$$

- ตามแกน Y (แนวตามขวางของรถ)

$$F_{yf}\cos\delta + F_f\sin\delta + F_{yrr} + F_{yrl} = m_t(\dot{v} + u\gamma) - m_sH_s\ddot{\phi} + (m_sc - m_ue)\dot{\gamma} \tag{5}$$

- โมเมนต์รอบแกน Z

$$-(F_{yrr}+F_{yrl})L_r + L_f(F_{yf}\cos\delta + F_f\sin\delta) + \frac{T}{2}(F_{rr}-F_{rl}) = (I_{ZZs} + I_{ZZu} + m_sc^2 + m_ue^2)\dot{\gamma} - (I_{XZs} + m_sH_sc)\ddot{\phi} \tag{6}$$

- โมเมนต์รอบแกน X

$$(-K_\phi + m_sgH_s)\phi - C_\phi\phi = (I_{XXs} + m_sH_s^2)\ddot{\phi} - (I_{XZs} + m_sH_sc)\dot{\gamma} - m_sH_s(\dot{v} + u\gamma) \tag{7}$$

โดย $K_\phi = K_{\phi f} + K_{\phi r}$

เมื่อ δ: มุมเลี้ยวของล้อหน้า, ϕ : roll angle, $\dot{\phi}$: roll rate,
γ :yaw rate, T: ระยะระหว่างล้อหลัง (Track)
H_s, H_r: ระยะห่างจากแกนการโคลงของรถกับจุด C.G. ของ Sprung mass และ Unsprung mass ตามลำดับ
c, e: ระยะห่างจากจุด C.G. รวมของรถกับจุด C.G. ของ Sprung

mass และ Unsprung mass ตามลำดับ

$I_{_s}, I_{_u}$: โมเมนต์ความเฉื่อยของตัวรถรอบแกนต่างๆของ Sprung mass และ Unsprung mass ตามลำดับ

K_{ϕ} : ค่าความแข็งรวมของระบบรองรับ (Rolling Stiffness)

$K_{\phi f}, K_{\phi r}$: Front and rear Rolling Stiffness

C_{ϕ} : ค่า damp ของระบบรองรับ

2.3 ความเร็วรถในทิศขนานกับการวางตัวของแนวยาง

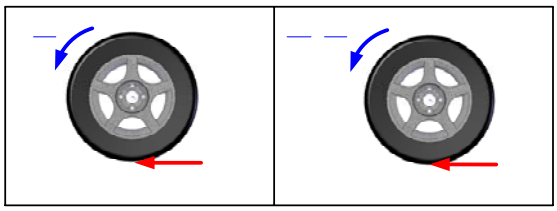
ความเร็วตามแนวของยางที่ล้อหน้าและล้อหลังจะมีค่าไม่เท่ากัน ทั้งนี้เนื่องจากจุดศูนย์ถ่วงของรถมีการหมุนรอบแกนดิ่ง (Z) ด้วยการเปลี่ยนแปลงเชิงมุมเท่ากับ γ โดย α คือ มุมสลิปของล้อ

ล้อหน้า; $$v_{ctf} = \cos\alpha_f \sqrt{u^2 + (v - \gamma L_f)^2} \quad (8)$$

ล้อหลัง; $$v_{ctr} = \cos\alpha_r \sqrt{u^2 + (v - \gamma L_r)^2} \quad (9)$$

2.4 ความเร็วเชิงเส้น และ ความเร็วเชิงมุมของล้อ

เนื่องจากรถในแบบจำลองนี้เป็นรถที่ขับเคลื่อนล้อหลังโมเมนต์เนื่องจากการเหยียบคันเร่ง หรือ โมเมนต์ขับจะกระทำที่ล้อหลังเท่านั้น ซึ่งล้อหลังแท้จริงแล้วมีทั้งหมด2ล้อจึงต้องหาร2เมื่อคิดค่าที่ล้อเพียงล้อเดียวในทำนองเดียวกันโมเมนต์เบรกที่กระทำที่ล้อจะสมมติให้มีการกระจายค่าของโมเมนต์เท่ากันทั้ง 3 ล้อ ทำให้ต้องนำค่าโมเมนต์ จากการเบรกมาหาร 3 เมื่อต้องการคิดค่าที่ล้อเพียงล้อเดียว



รูปที่ 4 Tire Model (Kinetic Tire Model)

จาก Tire Model ในรูปที่4 จะได้ความเร่งเชิงมุมของล้อ ดังสมการ

ความเร็วเชิงมุมของล้อหน้า 1 ล้อ;

$$\dot{\omega}_{wf} = \frac{-\frac{M_b}{3} - F_f r}{I_w} \quad (10)$$

ความเร็วเชิงมุมของล้อหลัง 1 ล้อ;

$$\dot{\omega}_{wr} = \frac{\left(\frac{M_d}{2} - \frac{M_b}{3}\right) - F_r r}{I_w} \quad (11)$$

ความเร็วเชิงเส้นของล้อหน้าและหลัง;

$$v_{w(f,r)} = \omega_{w(f,r)} r \quad (12)$$

เมื่อ

ω_{wf}, ω_{wr}: ความเร็วเชิงมุมของล้อหน้าและหลัง

M_b: โมเมนต์เบรกของรถรวมทุกล้อ, r: รัศมีล้อ

M_d:โมเมนต์ขับเคลื่อนของรถ (กำหนดให้กระทำที่ล้อหลัง)

I_ω: โมเมนต์ความเฉื่อยของล้อรอบแกนล้อ

$V_{w(f,r)}$: ความเร็วเชิงเส้นเนื่องจากการหมุนของล้อหน้าและหลัง

2.5 อัตราส่วนการไถล (Slip Ratio)

ค่าอัตราส่วนการไถลเป็นค่าที่สื่อให้ทราบถึงการเคลื่อนที่สัมพันธ์กันระหว่างล้อรถและตัวรถค่าที่ได้นี้จะนำไปเทียบกับกราฟมาตรฐานที่ขึ้นอยู่กับสภาพถนนเพื่อหา ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานที่ล้อรถยนต์

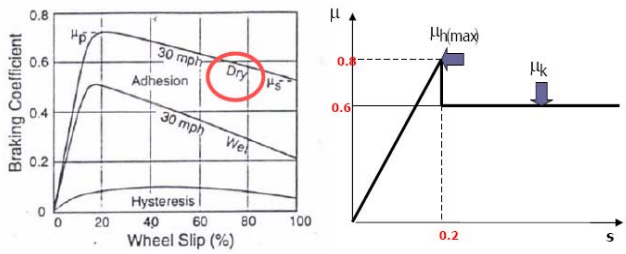
กรณีเบรก $$S_{(f,r)} = \frac{v_{ct(f,r)} - v_{w(f,r)}}{v_{ct(f,r)}} \quad ;[v_{ct(f,r)} > v_{w(f,r)}] \quad (13)$$

กรณีเร่ง $$S_{(f,r)} = \frac{v_{w(f,r)} - v_{ct(f,r)}}{v_{w(f,r)}} \quad ;[v_{ct(f,r)} < v_{w(f,r)}] \quad (14)$$

เมื่อ V_{ct}: ความเร็วเชิงเส้นในทิศขนานกับการวางตัวของแนวยางล้อ

2.6 การหาค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน

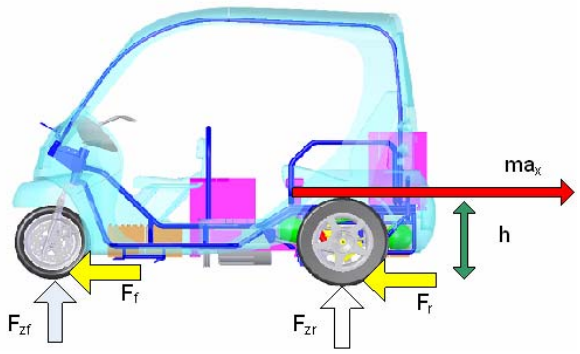
หาได้จากกราฟความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานและ อัตราส่วนการไถล (Slip ratio) ทั้งนี้ถือว่าพื้นถนน เป็นพื้นถนนแห้ง ดังกราฟดังรูปที่ 5



รูปที่ 5 เปรียบเทียบความสัมพันธ์ระหว่าง สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน และค่าอัตราส่วนการสลิป ของจริง และ แบบอย่างง่ายที่ใช้ในแบบจำลอง [7]

2.7 การถ่ายเทโหลดที่ล้อในแนวหน้า-หลัง (Longitudinal Weight Transfer)

แรงกดที่พื้นกระทำต่อล้อหน้าและหลังตามแนวดิ่งเมื่อมองทางด้านข้างของรถ (F_{Zf}, F_{Zr}) จะมีค่าเปลี่ยนแปลงไปเมื่อรถเคลื่อนที่โดยมีความเร่งหรือความหน่วงโดยที่เมื่อรถเร่งความเร็วแรงตามแนวดิ่งของล้อหน้าจะลดลง และของล้อหลังจะเพิ่มขึ้น และในทางกลับกันเมื่อรถเบรก แรงตามแนวดิ่งของล้อหน้าจะเพิ่มขึ้นและของล้อหลังจะลดลง



รูปที่ 6 Longitudinal Weight Transfer (side view)

จากรูป 6 แรงตามแนวดิ่งที่ล้อเมื่อมีการคิดการถ่ายเทโหลด คือ

ล้อหน้า;
$$F_{Zf} = \frac{m}{L}\left(gL_r - a_x h\right)$$

โดย
$$F_f = \mu F_{Zf} \tag{15}$$

ล้อหลัง;
$$F_{Zr} = \frac{m}{2L}\left(gL_f + a_x h\right)$$

โดย
$$F_r = \mu F_{Zr} \tag{16}$$

2.8 Side Weight Transfer

เนื่องจากรถตุ๊กตุ๊กมีล้อหน้าเพียงล้อเดียวจึงไม่มีการถ่ายเทน้ำหนักทางด้านข้างของหน้ารถ($\Delta W_f = 0$) จะพิจารณาเฉพาะการถ่ายเทน้ำหนักทางด้านข้างของล้อหลังเท่านั้น โดยแรงตามแนวดิ่งเมื่อมองทางด้านหลังของรถ F_{Zrr}, F_{Zrl} จะมีค่าเปลี่ยนแปลงไปเมื่อรถเคลื่อนที่ในลักษณะเข้าโค้งแล้วเกิดการโคลงขึ้นโดยเมื่อรถเข้าโค้งความเร็วจะเกิดการถ่ายเทน้ำหนักไปลงยังล้อด้านที่อยู่นอกโค้ง ทำให้แรงตามแนวดิ่งของล้อด้านในโค้งลดลง และล้อด้านนอกโค้งเพิ่มขึ้น ซึ่งพิจารณาเฉพาะแรงที่กระทำในส่วน Unsprung mass ได้จากรูป 7

จากรูป 2.8 นำมาเขียนสมการโมเมนต์รอบจุด Roll center ได้ดังนี้

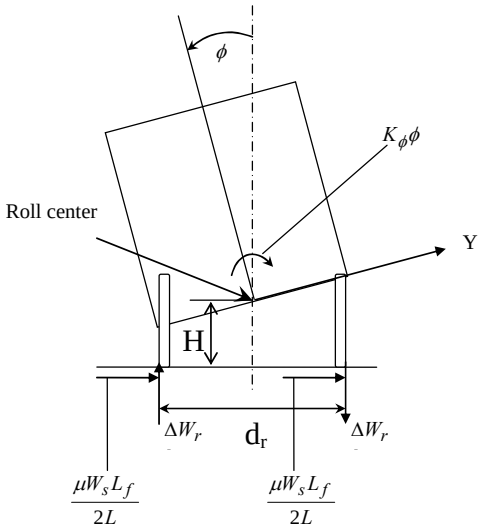
$$\Delta W_r = \frac{1}{d_r}\left[\frac{m_s a_n L_f H_r}{L} + K_{\phi r}\phi\right] \tag{17}$$

เมื่อ a_n: ความเร่งในแนวเข้าสู่ศูนย์กลางโค้ง

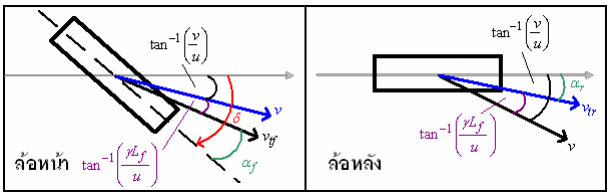
2.9 การหาค่ามุมสลิป (Slip Angle)

พิจารณาจากรูปที่ 8 มุมสลิปของล้อหน้าหาได้จาก;

$$\alpha_f = \delta - \left[\tan^{-1}\left(\frac{\gamma L_f}{u}\right) + \tan^{-1}\left(\frac{v}{u}\right)\right] + \frac{\partial \alpha_f}{\partial \phi}\phi \tag{18}$$



รูปที่ 7 Side Weight Transfer (back view) [6]



รูปที่ 8 ทิศทางความเร็วและค่ามุมต่าง ๆที่ใช้ในการหาค่ามุมสลิป

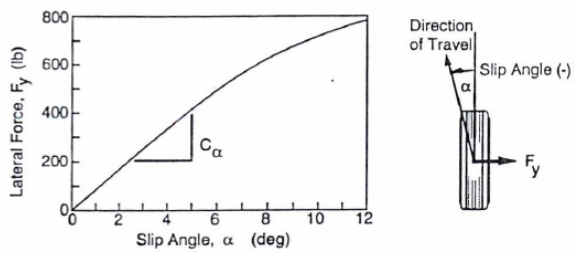
มุมสลิปของล้อหลังหาได้จาก;

$$\alpha_r = -\left[-\tan^{-1}\left(\frac{\gamma L_r}{u}\right) + \tan^{-1}\left(\frac{v}{u}\right)\right] + \frac{\partial \alpha_r}{\partial \phi}\phi \tag{19}$$

เมื่อ $\frac{\partial \alpha_{f,r}}{\partial \phi}$: Front and Rear Roll Steer

โดยพจน์ท้ายสุดของสมการ 18 และ 19 เป็นผลอันเนื่องมาจากการโคลงของรถซึ่งมีผลต่อการเลี้ยว

2.10 Tire Cornering Force



รูปที่ 9 Tire Cornering Force [7]

รูปที่ 9 แสดงความสัมพันธ์ ระหว่างแรงตามแนวขวางของยางขณะเลี้ยว (Cornering force) และมุมสลิป โดยในแบบจำลองจะใช้ความสัมพันธ์แบบเชิงเส้นตรง เพื่อให้ง่ายต่อการคำนวณ โดยค่าคงที่ C_f, C_r (Cornering Stiffness) จะแปรผันตามแรงกดตั้งฉากที่พื้น ของแต่ละล้อ

ล้อหน้า; $$F_{yf} = C_f \alpha_f \quad (20)$$

ล้อหลัง; $$F_{yr} = C_r \alpha_r \quad (21)$$

2.11 โมเมนต์ที่ใช้ในการขับเคลื่อนและเบรก

ในงานวิจัยนี้ต้นกำลังของรถตุ๊กตุ๊กเป็นเครื่องยนต์สันดาปภายในสามารถหาโมเมนต์ในการขับจากการดัดแปลงกราฟสมรรถนะของเครื่องต้นกำลังซึ่งจะแสดงสถานะเมื่อเดินเครื่องเต็มกำลัง (Full load) หากเป็นการเดินเครื่องที่ภาระบางส่วน (Part Load) ต้องคูณค่าโมเมนต์ขับเคลื่อนที่ได้ด้วย $\frac{\%Load}{100}$

$$M_d = \left(\frac{\%Load}{100}\right) \times m \times a \times r \quad (22)$$

สำหรับการเบรกความหน่วงสูงสุด (เหยียบแป้นเบรกมากที่สุด) ที่สามารถให้ได้คือ 1.0g = 9.81 m/s^2 หากเหยียบไม่ Full load ต้องคูณด้วย $\frac{\%Load}{100}$ เช่นเดียวกับค่าโมเมนต์ขับเคลื่อน

3. การทดสอบแบบจำลองและการวิเคราะห์ผล

ในการทดสอบจะนำแบบจำลองที่สร้างขึ้นมาทดสอบโดยวิธีการทาง Simulation ในคอมพิวเตอร์ด้วยโปรแกรม MATLAB/Simulink โดยจะทำในลักษณะ off-line test กล่าวคือจะใส่สัญญาณเข้าเป็นค่าความเร็วต้น มุมเลี้ยว เปอร์เซ็นต์ขับ และ เปอร์เซ็นต์เบรก ซึ่งแบ่งการทดสอบออกเป็น 3 ส่วนใหญ่ดังนี้

3.1 การทดสอบความถูกต้องของแบบจำลอง

เพื่อพิจารณาผลจากแบบจำลองที่สร้างขึ้นว่าถูกต้องตามหลักของกลศาสตร์ยานยนต์

3.2 การทดสอบเสถียรภาพการขับขี่ในสถานการณ์ต่าง ๆ

อาศัยการกำหนดเส้นทางการวิ่งในลักษณะต่างๆ แล้ววิเคราะห์เสถียรภาพของรถตุ๊กตุ๊กจากแบบจำลองที่สร้างขึ้น โดยการเปลี่ยนค่าความเร็วและน้ำหนักบรรทุก

3.3 การทดสอบผลของตัวแปรที่ใช้ในการออกแบบรถ

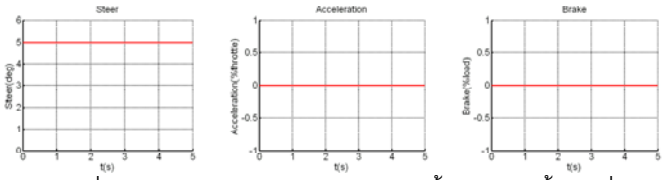
เพื่อวิเคราะห์ผลของตัวแปรต่างๆในการออกแบบที่มีผลต่อเสถียรภาพในการขับขี่

4. ผลการทดสอบ

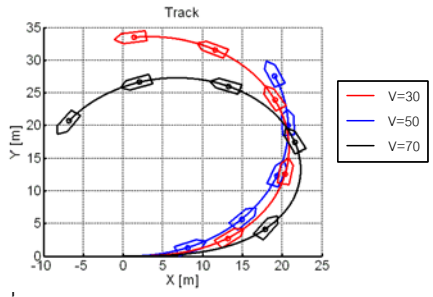
4.1 การทดสอบผลของความเร็วต่อเสถียรภาพในการขับขี่

ในตัวอย่างนี้ ได้ทดสอบการเลี้ยวด้วยมุมเลี้ยวที่ล้อคงที่ 5 องศา แต่เปลี่ยนความเร็วต้น 30, 50 และ 70 กม./ชม. ดังรูปที่ 10

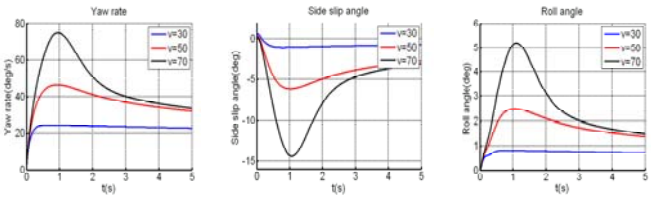
จากรูปที่ 11 การขับขี่ซึ่งมีความเร็วสูงๆ จะมีรัศมีการเลี้ยวโค้งต่ำ และในช่วงแรกของการเลี้ยวจะมีอาการไวโค้งสูง และจากรูปที่ 12 รถที่ขับขี่ด้วยความเร็วมากนั้นจะมี Yaw rate, Side slip angle และ Roll angle มากขึ้น อีกทั้งจากรูปที่ 13 จะพบว่ารถที่ขับด้วยความเร็วสูงจะมีการถ่ายเทน้ำหนักด้านข้างที่ล้อหลังทั้งสองในอัตราที่สูง ซึ่งจากรูปจะเห็นว่ารถที่วิ่งด้วยความเร็ว 70 กม./ชม. เกิดการพลิกคว่ำขึ้นในช่วงวินาทีที่ 1



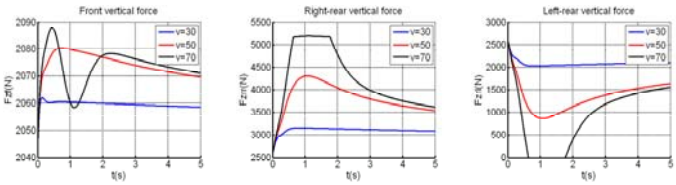
รูปที่ 10 สัญญาณเข้าของการทดสอบการเลี้ยวด้วยมุมเลี้ยวคงที่ (มุมเลี้ยว, ความเร่ง, เบรก) เมื่อเปลี่ยนแปลงความเร็ว



รูปที่ 11 เส้นทางการเดินทางและทิศทางการวางตัวของรถระหว่างการทดสอบ



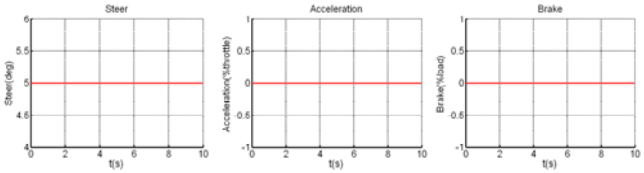
รูปที่ 12 Step Response ของค่า Yaw rate, Side slip angle และ Roll angle ระหว่างการทดสอบ ตามลำดับ



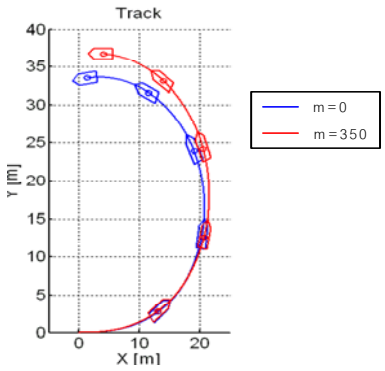
รูปที่ 13 Step Response ของแรงในแนวแกน Z ในการทดสอบของล้อหน้า, ล้อหลังข้างขวา และ ล้อหลังข้างขวา ตามลำดับ

4.2 การทดสอบผลของน้ำหนักบรรทุกต่อเสถียรภาพในการขับขี่

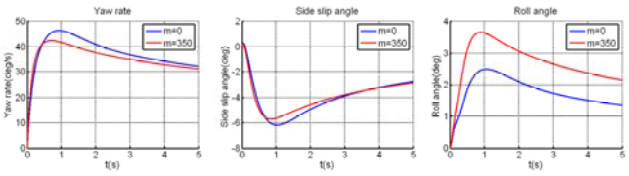
ในการทดสอบจะทำการเปลี่ยนเปรียบเทียบ ระหว่างรถตุ๊กตุ๊กปกติและรถตุ๊กตุ๊กที่ใส่น้ำหนักบรรทุกขนาด 350 กก. ที่ด้านหลังรถ โดยใช้ความเร็วต้น 50 กม/ชม สัญญาณเข้าเป็นมุมเลี้ยวที่ล้อคงที่ 5 องศา ไม่มีทั้งการเร่งและการเบรก ดังรูปที่ 14



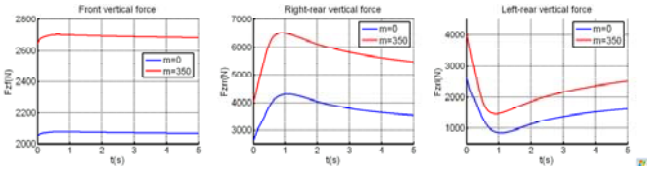
รูปที่ 14 สัญญาณเข้าของการทดสอบการเลี้ยวด้วยมุมเลี้ยวคงที่ (มุมเลี้ยว, ความเร่ง, เบรก) เมื่อเปลี่ยนแปลงน้ำหนักบรรทุก



รูปที่ 15 เส้นทางการเดินทางและทิศทางการวางตัวของรถในการทดสอบการเลี้ยวด้วยมุมเลี้ยวคงที่ (เปลี่ยนแปลงน้ำหนักบรรทุก)



รูปที่ 16 สัญญาณออกค่า Yaw rate, Side slip angle และ Roll angle ในการทดสอบการเลี้ยวด้วยมุมเลี้ยวคงที่ (เปลี่ยนแปลงน้ำหนักบรรทุก)



รูปที่ 17 สัญญาณออกของแรงในแนวแกน Z ในการทดสอบการเลี้ยวด้วยมุมเลี้ยวคงที่ (เปลี่ยนแปลงน้ำหนักบรรทุก)

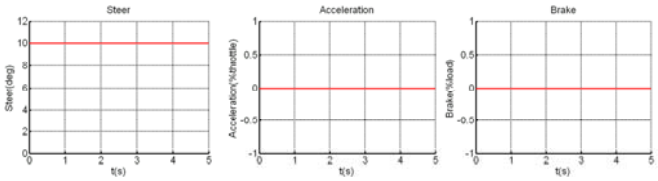
เมื่อใส่สัญญาณเข้าดังรูปที่ 14 พบว่าการตอบสนองของรถในแบบจำลองมีการเคลื่อนที่ในลักษณะการเลี้ยวโค้ง โดยรถที่มีการบรรทุกมวลมากกว่านั้นจะมีรัศมีการเลี้ยวที่มากกว่า รถที่ไม่ได้บรรทุกของเพิ่ม แต่จะไม่ส่งผลต่อการหมุนของรถมากนัก ดังรูปที่ 15

ในส่วนของเสถียรภาพในการขับขี่พิจารณาได้จากรูปที่ 16 พบว่าการขับขี่โดยบรรทุกน้ำหนักเพิ่มข้างหลังนั้นจะทำให้รถมีการโคลงมากขึ้น ซึ่งดูได้จากมุมโคลงที่เพิ่มขึ้นและการถ่ายโอนน้ำหนักด้านข้างของรถพบว่ากราฟมีความชันค่อนข้างมากในช่วงวินาทีแรก เมื่อพิจารณาการวิ่งแล้วรถที่เราบรรทุกน้ำหนักเพิ่มนั้นจะพบว่ารถมีอาการดื้อโค้งมากกว่าเมื่อเทียบกับรถปกติ ซึ่งคนขับจะต้องออกแรงเลี้ยวเพิ่มเพื่อทำให้รถกลับมาในเส้นทางซึ่งอาจส่งผลให้เกิดการโคลงมากขึ้น จนเกิดการพลิกคว่ำได้ในที่สุด

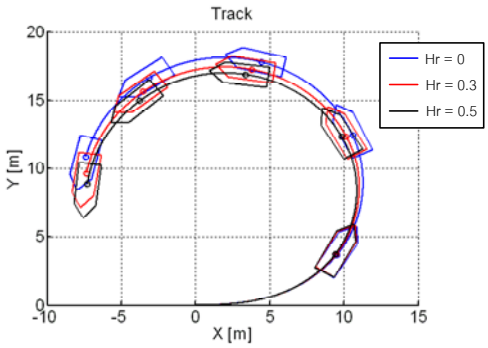
4.3 วิเคราะห์ผลของความสูงของจุด Roll center ล้อหลังจากพื้นถนน

เนื่องจากในแบบจำลองนี้กำหนดให้จุด Roll center ของล้อหน้าอยู่ที่พื้นถนน (ระบบรองรับหน้าเป็นตะเกียบคู่เช่นเดียวกับรถจักรยานยนต์) จึงทำการวิเคราะห์เพียงระบบรองรับของล้อหลังเท่านั้น โดยการเปลี่ยนความสูงของจุด Roll center ล้อหลังจะทำให้แกนการโคลงของรถเปลี่ยนไปซึ่งมีผลต่อการโคลงของรถเช่นกัน

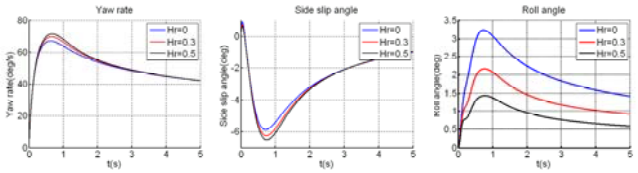
ในการทดสอบจะทำการเปลี่ยนความสูงของจุด Roll center ล้อหลัง (Hr) ทั้งหมด 3 ค่า คือ 0, 0.3 และ 0.5 m ตามลำดับ และใช้สัญญาณเข้าเป็นมุมเลี้ยวคงที่ 10 องศา ไม่มีทั้งการเร่งและการเบรก ดังรูปที่ 18



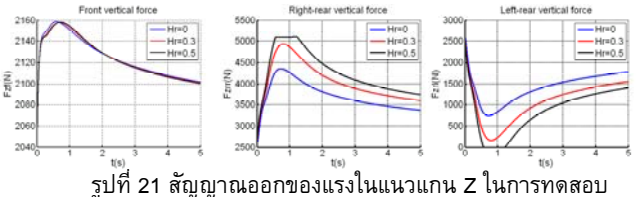
รูปที่ 18 สัญญาณเข้าของการทดสอบผลของความสูงของจุด Roll center ล้อหลัง



รูปที่ 19 เส้นทางการเดินทางและทิศทางการวางตัวของรถในการทดสอบผลของความสูงของจุด Roll center ล้อหลัง



รูปที่ 20 สัญญาณออกค่า Yaw rate, Side slip angle และ Roll angle ในการทดสอบผลของความสูงของจุด Roll center ล้อหลัง



รูปที่ 21 สัญญาณออกของแรงในแนวแกน Z ในการทดสอบผลของความสูงของจุด Roll center ล้อหลัง

เมื่อใส่สัญญาณเข้าดังรูปที่18 พบว่าการตอบสนองของรถในแบบจำลองมีการเคลื่อนที่ในลักษณะการเลี้ยวโค้ง โดยการเปลี่ยนแปลงความสูงของจุด Roll center ล้อหลังให้สูงขึ้น การเลี้ยวจะมีอาการไวโค้งมากกว่ารถที่มีจุด Roll center อยู่ต่ำๆ ดังรูปที่ 19

ในส่วนของเสถียรภาพในการขับขี่พิจารณาได้จากรูปที่ 20 พบว่าเมื่อเพิ่มความสูงของจุด Roll center ล้อหลังจะ ทำให้การหมุนและการดื้อโค้งของตัวรถเปลี่ยนแปลงไปเล็กน้อยในช่วงแรกของการเลี้ยว แต่มีผลต่อค่า Roll angle ค่อนข้างมาก โดยพบว่าเมื่อเพิ่มความสูงของจุด Roll center ล้อหลังจะส่งผลให้ค่า Roll angle มีค่าลดลงตามไปด้วย เหตุผลส่วนหนึ่งอาจเกิดจากการเพิ่มความสูงของจุด Roll center ล้อหลังทำให้แกนการโคลงของรถ (Roll axis) สูงขึ้นจากเดิมและเข้าใกล้กับจุด C.G. ของรถมากขึ้นส่งผลให้ โมเมนต์ที่เกิดจากแรงเข้าสู่ศูนย์กลางในการเลี้ยวมีค่าลดลง (ระยะระหว่างแรงกับจุดหมุนลดลง)การโคลงของรถจึงลดลงตามไปด้วย แต่เมื่อพิจารณาแรงในแนวตั้งฉากของแต่ละล้อในรูปที่ 21 พบว่าเมื่อ เพิ่มความสูงของจุด Roll center ล้อหลังจะส่งผลให้ มีการถ่ายเท น้ำหนักด้านข้างของรถ (แนวแกน Y) สูงขึ้นตามไปด้วย ซึ่งที่ระยะ ความสูงของจุด Roll center ล้อหลัง ประมาณ 0.5 m มีแรงในแนวตั้งฉากกับพื้นที่ล้อหลังด้านซ้ายมีค่าเป็น 0 N ที่วินาทีที่ 0.5 แสดงให้เห็นว่ารถเริ่มจะคว่ำหรืออาจเกิดการพลิกคว่ำได้ เนื่องจาก การถ่ายเทน้ำหนักด้านข้างของรถสูงมากจนทำให้เกิดอันตรายต่อการขับขี่

5. สรุป

พบว่าผลการตอบสนองของการวิ่งทางตรง เลี้ยว เร่ง หรือเบรกนั้นสอดคล้องกับหลักการทางพลศาสตร์ยานยนต์ค่อนข้างมาก ซึ่งสามารถนำไปใช้วิเคราะห์เสถียรภาพในสถานการณ์ต่างๆ ต่อไปได้

ส่วนการทดสอบเสถียรการขับขี่จากสถานการณ์ที่กำหนดนั้น พบว่าการขับขี่ด้วยความเร็วสูงนั้นจะส่งผลอย่างมากกับการหมุนและโคลงของรถซึ่งทำให้รถนั้นมีเสถียรภาพลดลงจนอาจสูญเสีย การควบคุมได้ แต่การเพิ่มน้ำหนักบรรทุกนั้นจะส่งผลโดยตรงกับ การโคลงอย่างมาก ซึ่งการการถ่ายเทแรงทางด้านข้างจะไวเช่นกัน ทำให้รถอาจพลิกคว่ำได้

ในแง่ของการออกแบบนั้น การทดสอบรถโดยการเปลี่ยนค่าพารามิเตอร์ของรถและทดสอบในสถานการณ์ต่างๆนั้นได้ผลคือ การวางมวลไว้ด้านหลังมากๆจะทำให้รถหมุนได้ง่าย เนื่องจากจะเกิดการลื่นไถลจนสูญเสียการควบคุม ส่วนการทำให้มวลมีความสูงเพิ่มขึ้นจะทำให้รถมีการโคลงมากขึ้นเมื่อเข้าโค้งจนอาจเกิดการพลิกคว่ำได้ ซึ่งเราจะลดการโคลงนี้ได้โดย เพิ่มระยะห่างของล้อหลัง หรือเปลี่ยนระบบรองรับให้มีจุด Roll center สูงและเข้าใกล้จุดศูนย์กลางมวลของรถให้มากที่สุด แต่ต้องระวังคือ การเลื่อนตำแหน่ง Roll center นั้นจะมีผลให้การถ่ายเทน้ำหนักในด้านข้างเพิ่มขึ้น

5. เอกสารอ้างอิง

[1] Christopher J. Constantine and E. Harry Law, ‘Concepts in Vehicle Dynamics and Simulation’, SAE1994, 940224 The Effects of Roll Control for Passenger Cars during Emergency Maneuvers.

[2] นักสิทธ์ นุ่มวงษ์, ชุติมา พิชิตพรรณ, วีระชัย สุภัทรวณิช, สัจจะพงษ์ ยงสกุลโรจน์, สาลินี อาชวเมธี และ ศุภวุฒิ จันทรานุวัฒน์, ‘ระบบต้นแบบในการจำลองการขับขี่ยานพาหนะ’, การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่ง ประเทศไทยครั้งที่ 20, 18-20 ตุลาคม 2549 จังหวัดนครราชสีมา

[3] ผศ.ฉัตรชัย หงษ์อุเทน. กลศาสตร์ยานยนต์ 1. สำนักพิมพ์จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2539.

[4] ผศ.ฉัตรชัย หงษ์อุเทน. เอกสารประกอบการสอน วิชากลศาสตร์ยานยนต์ 2. คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2548.

[5] M.D. Artamonov, V.A. Ilarionov, M.M. Morin, ‘Motor Vehicles Fundamentals and Design’, Mir Publishers, 1976.

[6] M. Abe, ‘Vehicle Dynamics and Control (□ □ □ □ □ □ □ □ □ □)’, Sankaido Publication (□ □ □ □), 1992. (In Japanese)

[7] T.D. Gillespie, Fundamentals of Vehicle Dynamics, Society of Automotive Engineering, Inc. 1992.

[8] J.R. Ellis, ‘Vehicle Handling Dynamics’, Mechanical Engineering Publications Limited London, 1993

[9] Giancarlo Genta, ‘Motor Vehicle Dynamics Modeling and Simulation’, World Scientific, 1997.

[10] Hans B. Pacejka, ‘Tyre and Vehicle Dynamics’, Elsevier Butterworth-Heinemann, 2002

[11] Heinz Heisler, ‘Advanced Vehicle Technology Second Edition’, Elsevier Butterworth Heinemann, 2004.