



การศึกษาเกี่ยวกับอุบัติเหตุการใช้รถพ่วง

THE RESEARCH OF ACCIDENTS FROM THE USES OF TRAILERS AND SEMITRAILERS



ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ปีการศึกษา 2534

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปริญญาโท ประจำปีการศึกษา 2534

ภาควิชา วิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เรื่อง การศึกษาเกี่ยวกับอุบัติเหตุการใช้อุปกรณ์

ผู้จัดทำ

- | | | |
|-----------------|---------------|---------|
| 1. นายชัยปวินท์ | ศิริสุรัตน์ | 31.1060 |
| 2. นายชาราวิตย์ | พงษ์ศิริปรีดา | 31.1111 |
| 3. นายนิพนธ์ | บุญเดชาวัฒน์ | 31.1131 |



..... อาจารย์ที่ปรึกษา

(อ.ชัยชัย นาคนิพนธ์)



..... อาจารย์ที่ปรึกษา

(อ.อรรถสรณ์ สุนทรชาติ)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การศึกษาเกี่ยวกับอุบัติเหตุจากการใช้รถฟ่วง

ชัยวินท์ ศิริคุรุรัตน์

ชาราวิทย์ พงษ์ศิริปรีดา

นิพนธ์ บุญเดชาวัฒน์

อ.ชัชชัย นาคนิพนธ์ อาจารย์ที่ปรึกษา

ปีการศึกษา 2534

บทคัดย่อ

ปัจจุบันสภาพเศรษฐกิจได้เจริญก้าวหน้าอย่างรวดเร็ว จึงส่งผลให้ความจำเป็นในการใช้ยานพาหนะในการขนส่งเพิ่มมากขึ้นด้วย ยานพาหนะต่างๆ จึงควรได้รับการปรับปรุงเปลี่ยนแปลง เพื่อให้เหมาะสมต่อการใช้งานมากขึ้น วิทยานิพนธ์นี้ มีจุดประสงค์เพื่อพัฒนารูปแบบต่างๆ ของรถฟ่วง ซึ่งเป็นยานพาหนะที่สำคัญชนิดหนึ่งในการขนส่งเพื่อให้มีประสิทธิภาพในการขนส่งมากขึ้น ทั้งในด้านความสามารถในการบรรทุก การขึ้นขึ้นท้องถนน ตลอดจนประสิทธิภาพในการใช้งานด้านต่างๆ และเพื่อป้องกันอุบัติเหตุที่อาจเกิดขึ้นได้ การปรับปรุงรูปแบบต่างๆ เหล่านี้ได้มาจากการนำเอาหลักทฤษฎีต่างๆ ทางวิศวกรรม เช่น Strength of Material, Solid, Mechanic, Machine Design และนิยามต่างๆ ทางด้านวิศวกรรมศาสตร์มาช่วยในการออกแบบ โดยพิจารณาถึงสภาพการใช้งานจริง เพื่อให้เกิดประโยชน์สูงสุดในการใช้งาน

The Research of Accidents from the Uses of Trailers and Semitrailers

Chaipawin Sirikururat

Tarawit Pongsiripreeda

Niphon Bundechanan

Associate Professor Thawatchai

Narkphipat.

1991

Abstract

Nowadays the economics grows rapidly, the uses of trucks and trailers become more important. So the transported vehicles should be developed and improved the efficiency. This project has the purpose for improve the characters of the trailer that become the most important in the transportation today to have more efficiency. Not only the load efficiency, the driving but also the other factor that make it safety. The improvement of the characters of the trailer, we base on the Engineering theory such as Strength of Material, Solid Mechanics, Machine Design and the other Engineering Definifions. We stress on the real work on the real road to make the most suitable utilized manner.

สารบัญ

	หน้า
สารบัญ	(ก)
บทที่ 1 บทนำ	1
บทที่ 2 ทฤษฎี และหลักการ	2
บทที่ 3 การคำนวณ	87
บทที่ 4 บทวิจารณ์ และสรุป	124
ภาคผนวก	127
กิตติกรรมประกาศ	137
เอกสารอ้างอิง	138





บทที่ 1

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



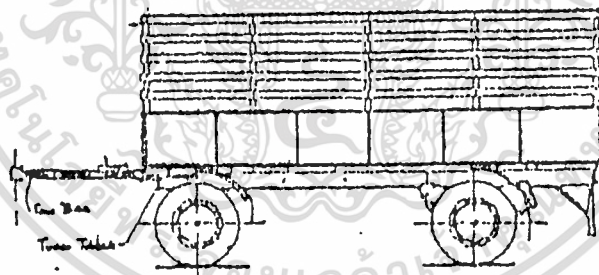
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากข้อมูลสถิติอุบัติเหตุที่เกิดจากการใช้รถพ่วงในปี 2533 ที่รวบรวมจากกรมการขนส่งทางบก พบว่ามีจำนวนมากถึง 54 ราย โดยแบ่งตามกรณีต่างๆ ดังนี้

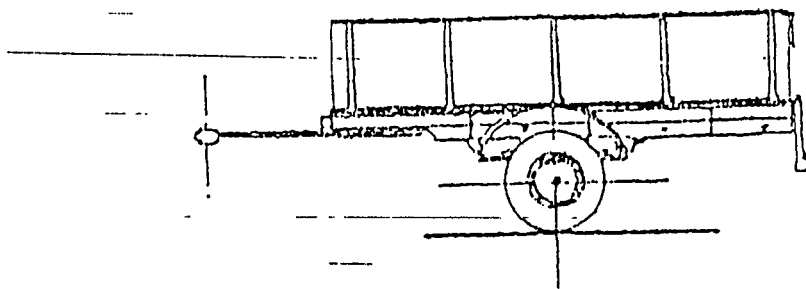
รถพ่วงชนวัตถุสิ่งของ	12 ราย
รถพ่วงชนรถบรรทุก	18 ราย
รถพ่วงชนรถจักรยานยนต์	9 ราย
รถพ่วงชนคน	5 ราย
รถพ่วงพลิกคว่ำ/ตกถนน	10 ราย

ผลจากอุบัติเหตุที่เกิดขึ้นก่อให้เกิดความเสียหายทั้งในด้านทรัพย์สินและความปลอดภัยอย่างมาก ดังนั้นเราจึงควรหาวิธีการที่สามารถป้องกันอุบัติเหตุที่จะเกิดขึ้น เพื่อลดความสูญเสียอันเป็นผลมาจากอุบัติเหตุ ก่อนอื่นเราควรศึกษาถึงลักษณะ , ขนาด, ขนาดพิกัด น้ำหนักตลอดจนกฎหมายที่ควบคุมเกี่ยวกับการใช้รถพ่วง

ตามพระราชบัญญัติการขนส่งทางบก ได้กำหนดนิยามของรถพ่วงไว้ดังนี้
รถพ่วง คือ รถที่ไม่มีแรงขับเคลื่อนในตัวเองจำเป็นต้องใช้รถอื่นลากจูงและน้ำหนักบรรทุกน้ำหนักบรรทุกทั้งหมดลงบนเพลาล้อสมบรณ์ในตัวเอง



รถพ่วง ๑๒ เพลต



รถพ่วง ๖ เพลต

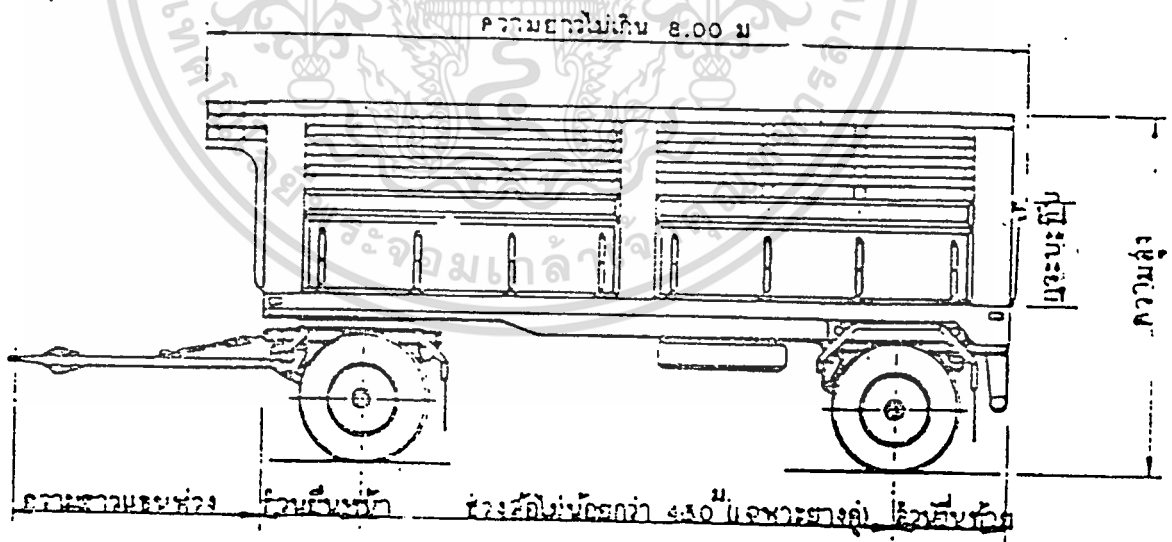
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ขนาดมาตรฐานของรถ ได้กำหนดไว้ดังต่อไปนี้

- ความกว้าง - เมื่อวัดจากส่วนที่กว้างที่สุดของตัวถังรถรวมส่วนประกอบข้างตัวถังที่ยื่นออกจากตัวรถ แต่ไม่รวมกระจกเงาสำหรับมองด้านข้างจะต้องไม่เกิน 2.50 เมตร และตัวถังหรือส่วนประกอบของตัวถังจะยื่นเกินขอบทางด้านนอกของเพลาท้ายได้ไม่เกิน 15 เซนติเมตร
- ความสูง - เมื่อวัดจากพื้นราบถึงส่วนที่สูงที่สุดของรถจะต้องไม่เกิน 3.80 เมตร เว้นแต่รถกระบะบรรทุก หรือรถตู้บรรทุกที่มีความกว้างไม่เกิน 2.30 เมตร ให้มีความสูงได้ไม่เกิน 3 เมตร
- ความยาว - ความยาวของรถที่ใช้ในการขนส่งสัตว์และสิ่งของ เมื่อวัดจากกันชนหน้าถึงส่วนท้ายสุดของรถจะต้องไม่เกิน 8 เมตร

พิกัดน้ำหนัก กรณีสองเพล่าใช้ยางคู่ น้ำหนักรถและน้ำหนักบรรทุกรวมกันไม่เกิน 18,200 กก. น้ำหนักลงเพล่าเพลาละ ไม่เกิน 9,100 กก.

การรักษาความเร็ว บนเส้นทางธรรมดาขับได้ไม่เกิน 40 กม./ชม. ถ้าเป็นไฮเวย์ขับได้ไม่เกิน 60 กม./ชม.



พระราชบัญญัติการขนส่งทางบก ได้กำหนดนิยามรถกึ่งพ่วง (Semitrailer) คือรถที่ไม่มีแรงขับเคลื่อนในตัวเองจำเป็นต้องใช้รถอื่นลากจูง และน้ำหนักกรรวมน้ำหนักบรรทุกบางส่วนเฉลี่ยลงบนเพลาล้อของรถคันลากจูง

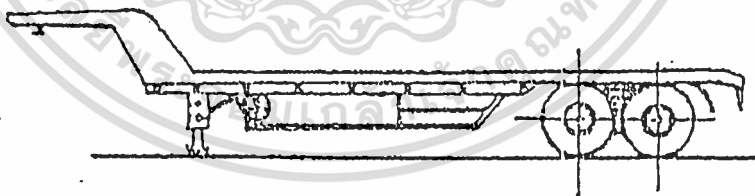
ความกว้างและความสูง - กรณีความกว้างไม่เกิน 2.30 เมตร ความสูงได้ไม่เกิน 3.00 เมตร

- กรณีความกว้างเกิน 2.30 เมตรขึ้นไป แต่ไม่เกิน 2.50 เมตร ความสูงได้ไม่เกิน 3.80 เมตร

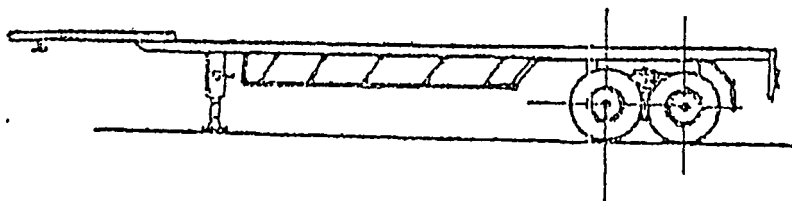
ความยาว - ความยาวจากส่วนหน้าสุดถึงท้ายสุดไม่เกิน 12.50 เมตร

พิกัดน้ำหนัก - รถกึ่งพ่วงชนิดไม่เกิน 2 เพล

1. ชนิดเพลเดี่ยว ใช้ยางเดี่ยว น้ำหนักลงเพลไม่เกิน 6800 กิโลกรัม
2. ชนิดเพลเดี่ยว ใช้ยางคู่ หรือยางเกินกว่าคู่ น้ำหนักลงเพลไม่เกิน 9100 กิโลกรัม
3. ชนิดเพลคู่ (Tandem Axle) ใช้ยางเดี่ยว น้ำหนักลงเพลไม่เกินเพลละ 6100 กิโลกรัม
4. ชนิดเพลคู่ (Tandem Axle) ใช้ยางคู่หรือยางเกินกว่าคู่ น้ำหนักลงเพลไม่เกินเพลละ 8200 กิโลกรัม



รถกึ่งพ่วง



นอกจากลักษณะ , ขนาด , ขนาดการบรรทุกแล้วเรายังต้องพิจารณาลักษณะต่างๆ

ของรถพ่วง เช่น ความแข็งแรงของโครงค้ำซี่ , ระบบข้อต่อ , ระบบการเบรค เป็นต้น ซึ่งลักษณะต่างๆ เหล่านี้มีผลต่อการขับเคลื่อนของรถพ่วงด้วย ซึ่งจะ ได้กล่าวต่อไป

Trailer

Trailer Couplings, Hitches and Safety Chains

1. Scope มาตรฐาน SAE ได้รวมถึงตัวเชื่อมต่อ , ตัวพ่วง และโซ่เชื่อม ที่ใช้ในการเชื่อมรถพ่วงทุกชนิด ที่น้ำหนักรวมไม่เกิน 10,000 ปอนด์ (4540 ก.ก.) จากหัวข้อนี้ยังรวมไปถึง การพ่วงทุกชนิด เช่น เรือพ่วง หรือ ตัวพ่วง หลังรถยนต์เวลาไปเที่ยว ในการประกอบรถพ่วงนี้ ไม่ควรอาศัยเพียงแต่มาตรฐานนี้เพียงอย่างเดียว แต่ควรนำไปประยุกต์ให้เหมาะสมกับการใช้งานนั้นๆ

2. Coupling and Hitch Nomenclature รายละเอียดเหล่านี้สามารถนำไปประยุกต์ใช้ได้กับส่วนอุปกรณ์ต่างๆ ในการพ่วงหรือในการลากจูง

2.1 Hitch ส่วนของอุปกรณ์การพ่วงจะประกอบด้วย ball ที่เอาไว้หนุนแผ่นรอง และส่วนต่างๆ ที่ยื่นไปต่อกับรถลาก

- Weight Distributing Hitch (หรือ Equalizing Hitch) อุปกรณ์ทางกลที่เชื่อมต่อยุทธพ่วงกับรถลาก และโดยวิธีของคานจัดทั้งส่วนของรถพ่วง และรถลาก เมื่อปรับให้เหมาะสม จะเป็นการกระจาย load ไปในแนวตั้งที่ตรงตัวพ่วงระหว่างรถพ่วงและรถลาก

- Weight Carrying Hitch อุปกรณ์ทางกล หรือทางโครงสร้างที่เชื่อมต่อรถพ่วงกับรถลาก และไม่ให้หลักการออกแบบเพื่อกระจาย โหลดที่ตรงตัวเชื่อม Weight Carrying Hitch ถูกออกแบบสำหรับการใช้ bolt เชื่อมโยงส่วนต่างๆ ของรถ ดูได้จาก Table 2.

2.2 Coupling อุปกรณ์ หรือชิ้นส่วนการเชื่อมต่อชิ้นนี้ ในการเชื่อมโยงจริงๆ จะไม่รวมถึงการพ่วงอุปกรณ์การเบรค และส่วนที่ยื่นออกไปของรถพ่วง

3. Trailer Classification

3.1 Class 1 รถพ่วงทุกชนิดที่น้ำหนักรวม (น้ำหนักรถพ่วงและสัมภาระ) ไม่เกิน 2000 ปอนด์ (910 ก.ก.)

3.2 Class 2 รถพ่วงทุกชนิดที่น้ำหนักรวม (น้ำหนักรถพ่วงและสัมภาระ) มากกว่า 2000 ปอนด์ (910 ก.ก.) แต่ไม่เกิน 3500 ปอนด์ (1590 ก.ก.)

3.3 Class 3 รถพ่วงทุกชนิดที่น้ำหนักรวม (น้ำหนักรถพ่วงและสัมภาระ) มากกว่า 3500 ปอนด์ (1590 ก.ก.) แต่ไม่เกิน 5000 ปอนด์ (2270 ก.ก.)

3.4 Class 4 รถพ่วงทุกชนิดที่น้ำหนักรวม (น้ำหนักรถพ่วงและสัมภาระ) มากกว่า 5000 ปอนด์ (2270 ก.ก.) แต่ไม่เกิน 10,000 ปอนด์ (4540 ก.ก.)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาค้นคว้าเท่านั้น เมื่ออนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ หวังสน อื่นๆ ห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงชื่อเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4. Coupling Classification มีการออกแบบ 4 แบบ เพื่อให้ครอบคลุมน้ำหนักของรถพ่วงถึง 10,000 ปอนด์ (4540 ก.ก.) ขนาดของตัวเชื่อมจะต้องขึ้นอยู่กับน้ำหนักรวมของรถพ่วง ดูตาราง 1

4.1 Attachment of Couplings ตัวต่อทุกตัวต้องถูกเชื่อมกับรถพ่วง โดยสลัก หรือยิงตะปู โดยอ้างอิงตาราง 2

4.2 Provision for Safety ตัวเชื่อมทุกๆ แบบ ถูกใช้งานกับอุปกรณ์ที่ผู้คนควบคุม เพื่อป้องกันการเสียหายขณะการทำงาน

4.3 Identification ตัวพ่วงของรถพ่วง ต้องใช้มาตรฐานอย่างต่ำสุดคือในตาราง 1

4.4 Coupling Ratings จะมีมาตรฐานขนาดความแข็งแรงอย่างน้อยที่สุดแสดงไว้ในตาราง 1

4.5 Test Fixture ภาพวาดเบื้องต้นแสดงในรูป 1 สำหรับใช้ในการตัดสินใจหาความสามารถของตัวเชื่อม เพื่อนำไปใช้ในตาราง 1

4.6 Coupling Test Procedure ตัวเชื่อมจะทำงานกับโหลดที่แสดงในตาราง 1 ที่จะไม่มีการ failrer สำหรับคำว่า "failrer" นั้น หมายถึงจุดซึ่งตัวเชื่อมจะไม่สามารถรับ โหลด ได้มากกว่านี้อีกแล้ว

5. Hitch Classification Hitches จะถูกแบ่งแยกโดยน้ำหนักรวมของรถพ่วงที่จะถูกลาก

5.1 Hitch Strength Rating การพ่วงต้องออกแบบให้สามารถรองรับความแข็งแรงได้อย่างน้อยที่สุด ในตาราง 2

5.2 Attachment of Hitch ตัวพ่วงทุกตัว ต้องถูกเชื่อมต่อกับอุปกรณ์ของรถลาก ในลักษณะของโหลดซึ่งแสดงใน ตาราง 2

5.3 Hitch Test Procedure ตัวพ่วงจะถูกติดตั้งบนรถ ตามวิธีการที่ผู้ผลิตตัวพ่วงได้แนะนำไว้ แรงบิดของสลักจะต้องเป็นแรงบิดที่ผู้ผลิตได้แนะนำไว้ ตัวพ่วงจะต้องทำงานร่วมกับโหลด ดังแสดงในตาราง 2

5.4 Hitch Identification จะถูกแสดงมาจากผู้ผลิตเลย

5.5 Ball Ratings จะมีมาตรฐานความแข็งแรงต่ำสุดสำหรับบอลแบ่งตาม Class แสดงในตาราง 1

5.6 Ball Identification เส้นผ่าศูนย์กลางบอล และน้ำหนักรวมของรถพ่วง สำหรับบอลแต่ละขนาด ที่ถูกออกแบบมาจะมีติดฉลากตัวเลข ซึ่งสามารถมองเห็นได้ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมีเหตุเปลี่ยนแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ชัดเจนและง่ายดาย

6. Safety Chain

6.1 Definitions Safety Chain หมายถึงการเชื่อมต่อทุกชนิด (รวมทั้งโซ่และวิธีการเชื่อมโยงอื่นๆ) จากด้านหน้าของรถพ่วงกับด้านหลังของรถลากมักเกิด failure ของตัวเชื่อมรถพ่วง หรือบอล ดังนั้นตัว Hitch จะหมายรวมเป็นส่วนหนึ่งของรถพ่วง และตัว Safety Chain จะพิจารณาเป็นส่วนของรถลาก

6.2 Installations and Connections Safety Chain จะถูกเชื่อมต่อระหว่างรถพ่วงกับรถลาก ซึ่งจะมีที่ว่างสำหรับใช้เวลาเลี้ยวรถ โซ่แต่ละเส้นจะใช้กับโหนดต่ำสุด ดังแสดงในตาราง 3

TABLE 1—STRENGTH RATINGS FOR BALLS AND TRAILER COUPLINGS

Trailer Classification	Trailer Coupling Designation	Nominal Ball Diameter, in (mm) (where ball-type hitch is used)	Minimum Breaking Point Requirements, lb (kN)
Class 1	No. 1	1-7/8 (47.6)	Longitudinal tension: 6000 (26.7) Longitudinal compression: 6000 (26.7) Transverse thrust: 2000 (8.9) Vertical tension: 2500 (11.1) Vertical compression: 2500 (11.1)
Class 2	No. 2	2 (50.8)	Longitudinal tension: 10 500 (46.7) Longitudinal compression: 10 500 (46.7) Transverse thrust: 3000 (13.3) Vertical tension: 4500 (20.0) Vertical compression: 4500 (20.0)
Class 3	No. 3	2 (50.8)	Longitudinal tension: 15 000 (66.7) Longitudinal compression: 15 000 (66.7) Transverse thrust: 4000 (17.8) Vertical tension: 7000 (31.1) Vertical compression: 7000 (31.1)
Class 4	No. 4	Ball and bolt shall be of such size and strength as to conform to the minimum breaking strength requirements of the mating coupling required for the specific load of Class 4 Trailer	Longitudinal tension: Gross trailer weight, lb (N) × 3 Longitudinal compression: Gross trailer weight, lb (N) × 3 Transverse thrust: Gross trailer weight, lb (N) × 1 Vertical tension: Gross trailer weight, lb (N) × 1.3 Vertical compression: Gross trailer weight, lb (N) × 1.3

NOTES:

1. Vertical Tension Load Requirement—The vertical tension load requirement is extremely important because of the mechanics of holding the ball in the socket. On vertical tension (or pull out) testing, the major portion of the tensile load is transferred from the lip of the coupling to the ball clamp and its supporting bolt, rivet, or inclined plane. While relatively little distortion occurs in the coupling housing, the ball clamp is forced back and downward until the final restricting force retaining the ball is lost and pull out occurs. The load at which retention is maintained is highly critical and loss of purchase on the ball occurs suddenly, going from safe retention to complete separation.

2. Coupling versus Hitch Static Bench Test Load Requirements—Coupling strength design criteria are necessarily different than those for hitches and will be greater because of the stresses to which each is subjected. Couplings are welded or bolted to trailer tongues with only the socket and latching mechanism exposed. The coupling socket must take the concentrated dynamic shock load as well as the varying stresses induced from normal trailering, and is the point of highest stress. The coupling housing must also be of sufficient strength to resist crushing or deformation when the socket is free of the ball.

The hitch load is distributed through the hitch components, spring deflections in the towing vehicle, shock absorbers, and the vehicle structure, and is affected by entirely different force distribution than the coupling. Hitches are actually subjected to much lower unit forces than are the coupling and the ball.

3. Dimensional Tolerance on Ball Diameters—The allowable finished dimensional tolerance on all ball diameters shown in this table shall be +0.000 in (0.000 mm) and -0.030 in (0.76 mm). By "diameter" is meant the through dimension taken on any plane passing through the center of the ball on its spherical surface.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาของเอกสารนี้โดยปราศจากขออนุญาตจากเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

TABLE 2—TEST SPECIFICATIONS FOR TRAILER HITCHES, HITCH ATTACHMENTS, AND COUPLING ATTACHMENTS

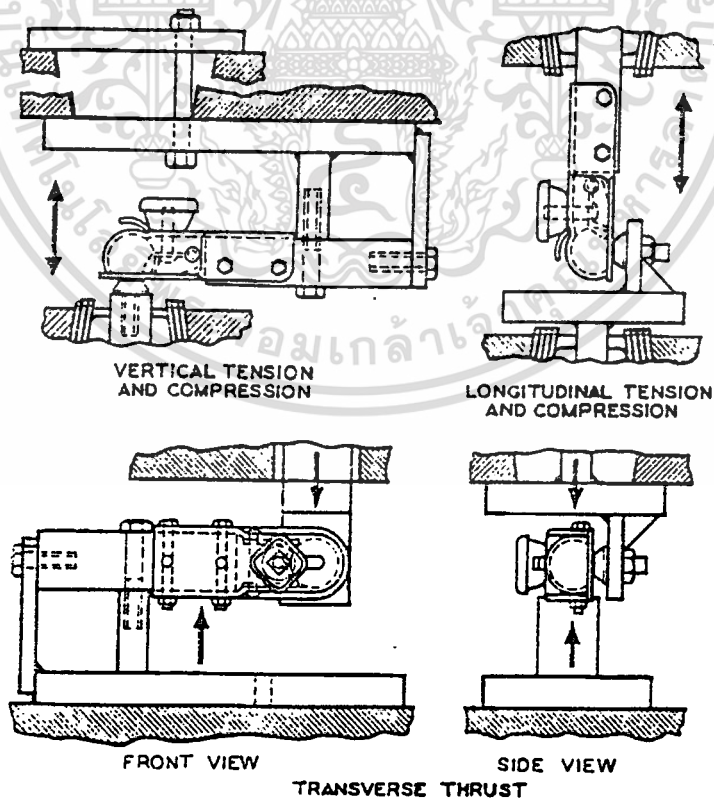
Test Designation	Minimum Static Test Load
Vertical tension and compression	1.5 x gross trailer weight
Reverse thrust	0.5 x gross trailer weight
Diagonal tension and compression	0.5 x gross trailer weight

ตารางที่ 2

TABLE 3—SAFETY CHAINS

Trailer Classification	Chain Specifications
Class 1	Steel Welded Chain or equivalent in strength: 2000 lb (8.9 kN) minimum breaking test load.
Class 2	Steel Welded Chain or equivalent in strength: 1500 lb (15.6 kN) minimum breaking test load.
Class 3	Steel Welded Chain or equivalent in strength: 5000 lb (22.2 kN) minimum breaking test load.
Class 4	The strength rating of each length of safety chain shall be equal in minimum break test load to the gross weight of the trailer including its respective load.

ตารางที่ 3



NOTE: TEST FIXTURE BARS TO BE SOLID AND FIT SNUGLY INSIDE OF HOUSING CHANNELS

FIG. 1—TRAILER COUPLING TEST FIXTURE ARRANGEMENT

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

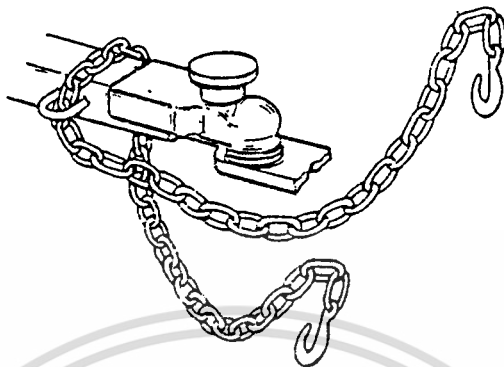


FIG. 2—TYPICAL SINGLE SAFETY CHAIN INSTALLATION



รูปที่ 2

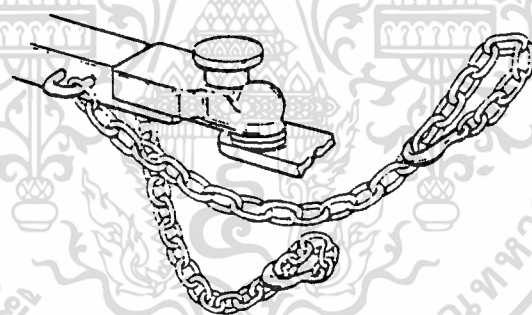


FIG. 3—TYPICAL DOUBLE SAFETY CHAIN INSTALLATION

รูปที่ 3

ตัว Safety Chain จะถูกเชื่อมต่อระหว่างรถลากกับช่วงหน้าของรถพ่วง ในลักษณะของวิธีการเชื่อมต่อ ซึ่งโหนดต่ำสุดแสดงในตาราง 3 เมื่อใช้โซ่ 2 เส้น การเชื่อมต่อควรจะต้องอยู่ด้านตรงข้ามของรถพ่วง (รูป 3) เมื่อผ่านรถลาก โซ่เดี่ยวหรือโซ่คู่จะข้ามหรือโซ่ไว้กัน (รูป 2 , รูป 3)

Safety Chain ไม่ควรต่อกับรถพ่วง โดยโซ่บอล ไม่ทั้งเชื่อมต่อโดยตรงกับบอล และการทำงานบนโซ่ เพื่อลดความแข็งแรง ดังแสดงในตาราง 3

Tire to Body Clearance Check for Recreational Vehicles

1. Scope วัตถุประสงค์ของหัวข้อนี้ คือศึกษารายละเอียดของยาง และล้อ

2. Basic Requirements

2.1 Front Tire to Body Clearance

- Front Non-Driving Axle ระยะระหว่างยางและตัวถังรถ
แนะนำให้มียาระยะประมาณ 0.5 นิ้ว (13 มม) ซึ่งจะอธิบายในหัวข้อ 4.1

- Front Driving Axle ระยะระหว่างยางและตัวถังประมาณ
0.5 นิ้ว (13 มม)

2.2 Rear Tire to Body Clearance

- Rear Non-Driving or Trailer Axle ระยะน้อยสุดคือ
0.5 นิ้ว รายละเอียดอธิบายในหัวข้อ 4.2

- Rear Driving Axle ระยะน้อยสุดที่แนะนำระหว่างยางและตัว
ถังคือ 0.5 นิ้ว รายละเอียดในหัวข้อ 4.2

3. Method of Determining Clearances

3.1 Design Layout

3.2 Vehicle Check

4. Design Check Procedure

4.1 Front Tires

- Independent Front Suspension การวิเคราะห์ระยะ
ระหว่างยางกับตัวถัง จะต้องกระทำภายใต้เงื่อนไขดังนี้ _____

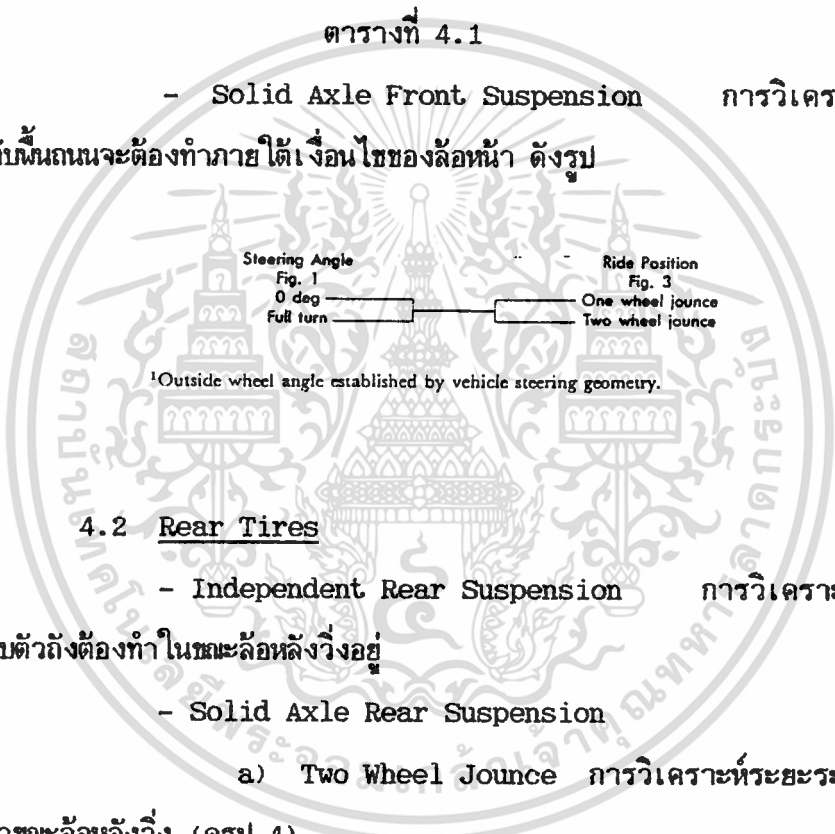
Steering Angle (Inside Wheel) ¹	Ride Position
Fig. 1 0 deg	Fig. 2 Full jounce to full rebound (metal to metal)
10 deg	Full jounce (metal to metal)
20 deg	1/2 Ride jounce bumper compression
Full Turn	1/3 Ride jounce bumper compression

ตารางที่ 4.1

- Solid Axle Front Suspension

การวิเคราะห์ระยะ

ระหว่างยางกับพื้นถนนจะต้องทำภายใต้เงื่อนไขของล้อหน้า ดังรูป



4.2 Rear Tires

- Independent Rear Suspension

การวิเคราะห์ระยะ

ระหว่างยางกับตัวถังต้องทำในขณะล้อหลังวิ่งอยู่

- Solid Axle Rear Suspension

a) Two Wheel Jounce การวิเคราะห์ระยะระหว่างยาง

กับตัวถังต้องทำขณะล้อหลังวิ่ง (ดูรูป 4)

b) One Wheel Jounce การวิเคราะห์ระยะระหว่างยาง

กับตัวถังต้องทำโดยล้อใดๆ อยู่ในตำแหน่งออกแบบ (ดูรูป 5)

c) Alternate Proposal - One Wheel Jounce

การวิเคราะห์ระยะระหว่างล้อและตัวถัง ต้องทำโดยมีมุมเชื่อมโยงที่ 5 องศา ดูรูป 5

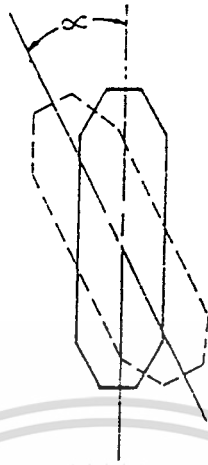


FIG. 1

รูปที่ 1

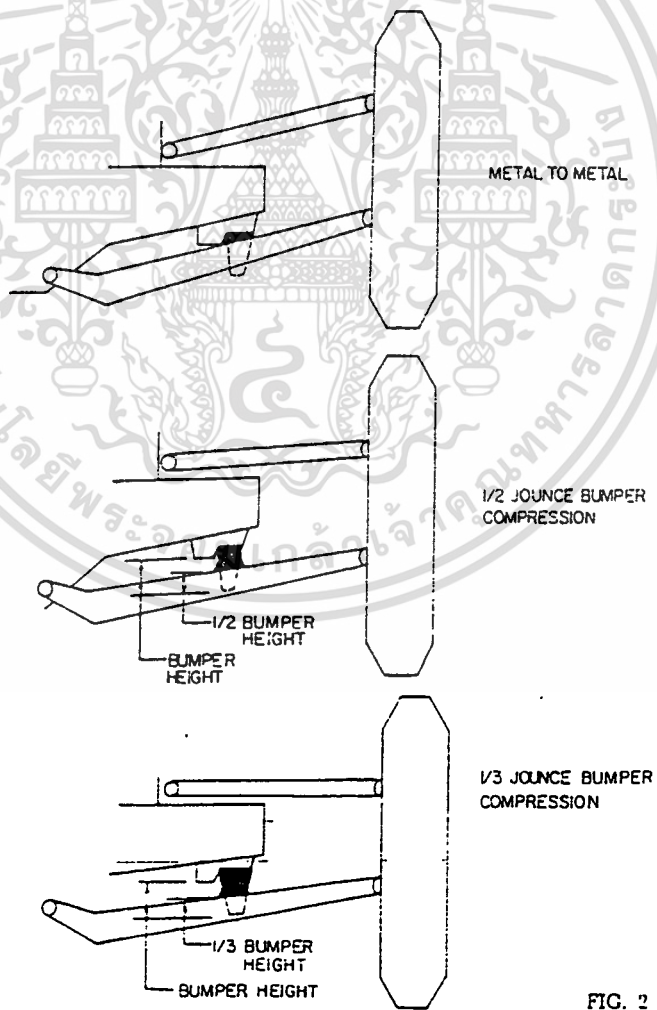


FIG. 2

รูปที่ 2

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

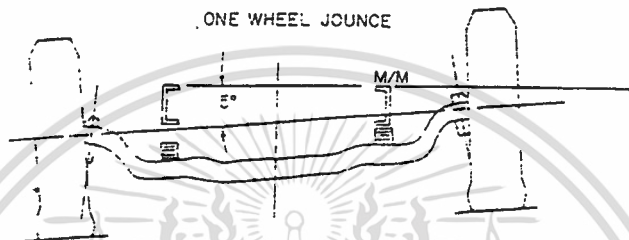
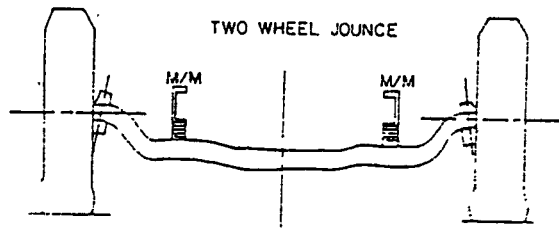


FIG. 3

รูปที่ 3

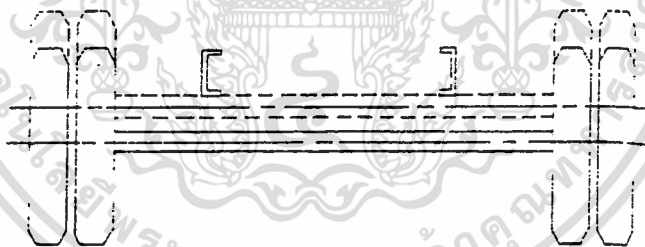


FIG. 4

รูปที่ 4

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

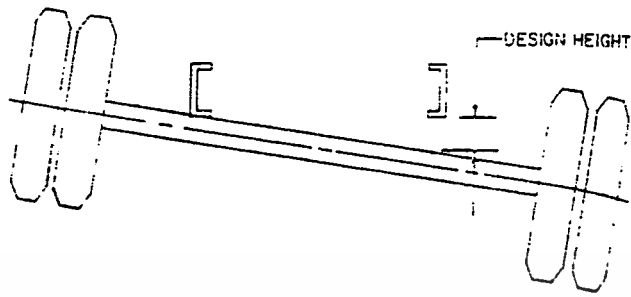
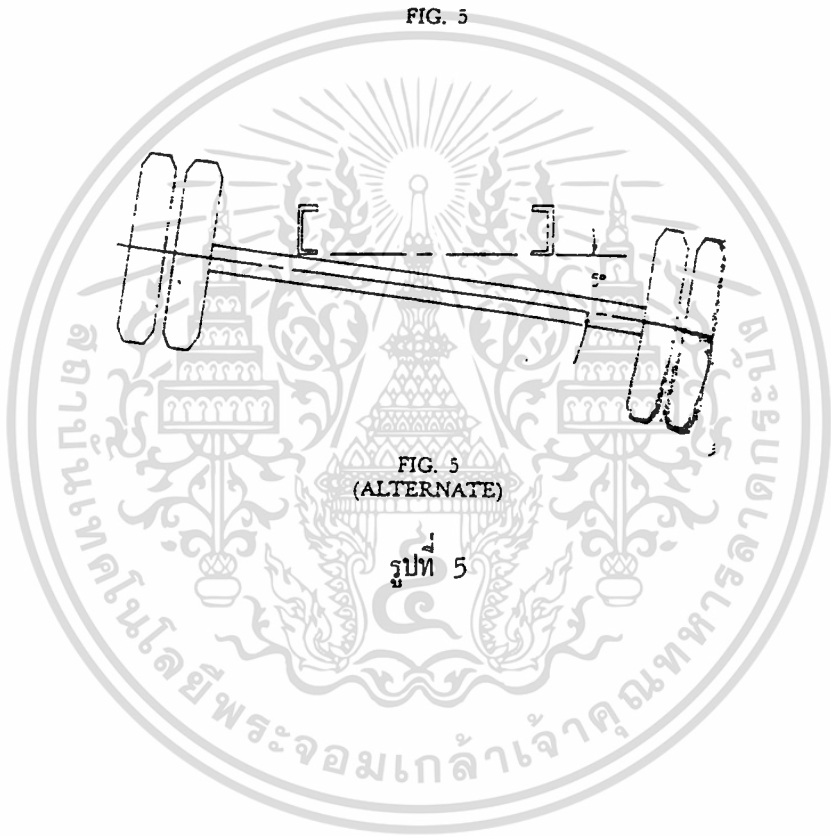


FIG. 5



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Truck and Bus

Nomenclature - Truck, Bus, Trailer - SAE J687C

การแบ่งพวกการขับเคลื่อนและแกนต่างๆ ยานพาหนะอาจมีการจัดแบ่งพวกของแกนมากกว่า 1 แกน ทั้งตอนทำงานอยู่และตอนไม่ทำงาน

เพลาคอนชนิดไม่ติดเครื่องยนต์ เพลากู้ออกแบบเพื่อรองรับชิ้นส่วนของน้ำหนักทรก แต่ไม่ส่งผ่านแรงขับเคลื่อนไปยังล้อ

เพลาคอนชนิดติดเครื่องยนต์ เพลากู้ออกแบบเพื่อรองรับชิ้นส่วนของน้ำหนักทรก และยังส่งผ่านแรงขับเคลื่อนไปยังล้อด้วย

เพลายับค้ำเลี้ยว เป็นตัวควบคุมทิศทางของรถ เพลานี้ใช้ทั้งตอนติดเครื่องยนต์และไม่ติดเครื่องยนต์

เพลาน้ำ-หลัง คือกลุ่มของเพลาดั้งแต่ 2 เพลารขึ้นไปมาเรียงกัน ทั้งเพลายับและเพลายับค้ำเลี้ยวซึ่งศูนย์กลางมักห่างกันมากกว่า 40 นิ้ว

ส่วนประกอบของเพลาล้อ เพลานี้ใช้เพื่อการจัดแบ่งล้อรถ อาจประกอบด้วย

- a) เพลาน้ำหนึ่งพาดขวางรถและเชื่อมที่ปลายของล้อแต่ละด้าน หรือ
- b) เพลาน้ำ 2 อัน อิสระต่อกันวางขวางรถและแต่ละปลายก็เชื่อมกับล้อ

Motor Buses - Motor Types

City Motor Bus เป็นยานพาหนะที่ถูกรออกแบบมาเพื่อบรรทุกผู้โดยสารให้มากๆ ทั้งนั่งและยืน, ใช้ในการเดินทางระยะสั้นๆ , มีการหยุดรับส่งบ่อย และประตูเปิด-ปิดอย่างรวดเร็ว

Intercity Motor Bus เป็นยานพาหนะที่ถูกรออกแบบมาเพื่อการเดินทางไกลๆ รวมทั้งมีที่เก็บสัมภาระด้วย

School Bus เป็นยานพาหนะเพื่อรับส่งนักเรียน ไป-กลับ โรงเรียน

Suburban Motor Bus เป็นยานพาหนะเพื่อการเดินทางระยะปานกลาง มีที่เก็บสัมภาระอยู่ที่เหนือหัว

Trolley Bus เป็นยานพาหนะที่ขับเคลื่อนโดยพลังงานจากสายไฟเหนือรถนั้นๆ

Motor Truck หมายถึงเครื่องยนต์ทุกอย่างที่บรรทุกสัมภาระบนล้อของมัน และถูกรออกแบบเพื่อการขนส่ง และรวมไปถึงการดึงรถพ่วงด้วย

Motor Vehicle หมายถึงอุปกรณ์ใดๆ ที่มีการขับเคลื่อนโดยตัวเอง และมีคนขับคอยควบคุม จะต้องไม่ใช่แรงขับเคลื่อนโดยคน , สัตว์ หรือวิ่งบนรางที่อยู่กับที่

Motor Vehicle Chassis หมายถึงยานพาหนะซึ่งรวมทั้งเครื่องยนต์ , โครง และชิ้นส่วนทางกล แต่ไม่รวมถึงผู้โดยสาร , คนขับ และอุปกรณ์ควบคุมอื่นๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารทูลงานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
Package Delivery Truck เป็นรถบรรทุกที่ถูกรออกแบบมาเพื่อการขนของสัมภาระ ในโรงเก็บสินค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น ยกเว้นที่ให้มีเหตุเปลี่ยนแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการแก้ไข

Truck Tractor ถูกรอกแบบมาเพื่อดึงรถพ่วง รวมทั้งรถกึ่งพ่วง

Motor Trucks or Truck Tractors - Major Types

Cab - Alongside - Engine Motor Truck or Truck Tractor (CAE) คือรถที่ส่วนคนขับและส่วนควบคุมอยู่ด้านข้างของส่วนเครื่องยนต์

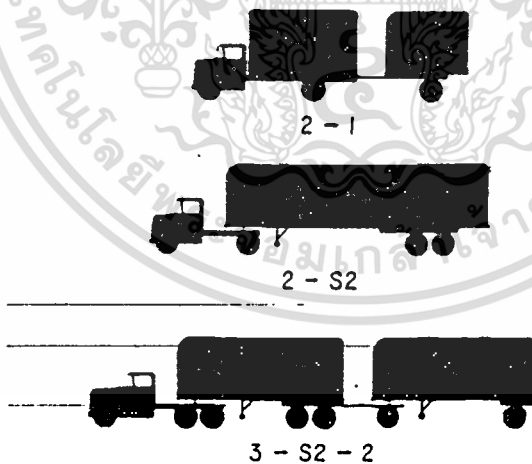
Cab - Behind - Engine Motor Truck or Truck Tractor (CBE) คือรถที่ส่วนคนขับและส่วนควบคุมอยู่ด้านหลังของส่วนเครื่องยนต์

Cab - Over - Engine Motor Truck or Truck Tractor (COE) คือรถที่มีส่วนเครื่องยนต์ทั้งหมดอยู่ภายใต้ส่วนที่มีประทุน

Truck Trailer คือยานพาหนะที่อาจจะไม่มีหรือไม่มีแรงช่วยเหลือ ซึ่งถูกลากโดยรถบรรทุก

รูป 1 แสดงถึงแบบต่างๆ ของรถซึ่งขึ้นอยู่กับการใช้ของระบบหน่วยของจำนวนเพลลา เช่นรถพ่วงหลักแรก หมายถึงจำนวนขับเคลื่อน หลักที่ 2 บอกว่าเป็น Full Trailer ในกรณีที่หลักที่ 2 แต่มี S นำหน้า หมายถึง Semitrailer

- 2 - S2 = รถ 2 เพลลา และกึ่งพ่วง 2 เพลลา
- 2 - 1 = รถ 2 เพลลา และพ่วง 1 เพลลา
- 3 - S2 - 2 = รถ 3 เพลลา , กึ่งพ่วงและพ่วง 2 เพลลา



รูปที่ 1

Truck Trailers - Basic Types

Semitrailer เป็นรถพ่วงที่มีมากกว่าหรือเท่ากับ 1 เพลลา น้ำหนักบรรทุกของตัวพ่วงจะมาแบ่งถ่ายให้ด้วยล้อหลังของรถ Truck (แบบ 2 - S2)

Full Trailer รถพ่วงแบบที่น้ำหนักบรรทุกจะตกลงบนล้อของรถพ่วง ไม่มีการแบ่งน้ำหนักให้กับรถ Truck (แบบ 2-1)

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Balanced Full Trailer เป็นรถพ่วงซึ่งเพลารับน้ำหนักอยู่ที่ตำแหน่งกลางของน้ำหนักบรรทุก
Load - Dividing Dolly เป็นการรวมกันระหว่างรถ Truck Tractor กับรถกึ่งพ่วง เพื่อ
ที่จะลดน้ำหนักบรรทุกกึ่งพ่วงที่ลดลงบนรถ Truck Tractor

Trailer Converter Dolly เป็นรถพ่วงที่มีตั้งแต่ 1 เพลา ทำงานกับล้อที่ 5 และชิ้นส่วน
ต่างๆ เพื่อจะเปลี่ยนจากรถกึ่งพ่วงเป็นรถพ่วง

Pole Trailer เป็นรถพ่วงที่ไม่มีแรงช่วยเหลือ และถูกออกแบบมาเพื่อให้รถบรรทุกลากโดย
เชื่อมต่อโดยวิธีสลัก (Pole) เพื่อการขนส่งสัมภาระที่รูปร่างยาวหรือผิดปกติ

Truck or Trailer Body เป็นโครงสร้างที่ประกอบไปด้วยวัสดุ เพื่อใช้ในการขนส่งบร
ณารถบรรทุกหรือรถพ่วง

Vehicle หมายถึงอุปกรณ์ต่างๆ ที่ถูกเคลื่อนย้ายหรือถูกลากบนทางหลวง ยกเว้นอุปกรณ์ที่ขับ
เคลื่อนด้วยแรงคน , สัตว์ , หรือสิ่งมีชีวิตที่อยู่กับที่

Truck Ability Prediction Procedure

Introduction หัวข้อนี้ได้รับการพัฒนา เพื่อหาวิธีการสำหรับการคาดการณ์ของประสิทธิภาพ
ของรถบรรทุกมันถูกออกแบบมาเพื่อช่วย ใครก็ตามที่มีปัญหาเกี่ยวกับการเลือกรถบรรทุก
ตามคำแนะนำต่อไป นี้ คุณจะสามารเลือกรถบรรทุก ได้อย่างชาญฉลาด โดยปราศ
จากความสับสนกับส่วนประกอบที่ซับซ้อนของมัน จากข้อมูลต่างๆ เราสามารถทำนายได้ว่า

- a) ประสิทธิภาพที่จะได้จากรถบรรทุก จะอยู่ภายใต้เงื่อนไขการทำงานที่กำหนดให้
- b) คุณสมบัติที่ต้องการในรถบรรทุก เพื่อที่จะให้ได้ประสิทธิภาพตามที่ต้องการ จะ
อยู่ภายใต้เงื่อนไขการทำงานที่กำหนดให้

รายงานนี้ประกอบด้วยรูปแบบของเรื่อง และ 10 ตารางข้อมูล การอธิบายเกี่ยวกับ
กับรถบรรทุกที่สมบูรณ์จะอยู่ในรายงาน SAE Technical Report HS-82, รวมทั้งตัวอย่างด้วย

Tubeless Tire Size	Conventional Tire Size	Ply Rating	Tire Factor
6.00-16	6.00-16	6	12.40
6.50-16	6.50-16	6	11.85
7-17.5	7.00-15, 7.00-16	6	11.75
7-17.5	7.00-15, 7.00-16	8	11.75
7-22.5	6.50-20	6	10.15
7-22.5	6.50-20, 7.00-20	8	10.15
8-17.5	7.00-16, 7.50-15 7.50-16	6	11.45
8-17.5	7.00-16, 7.50-15 7.50-16	8	11.45
8-19.5	7.00-17, 7.50-17	6	10.50
8-19.5	7.00-17, 7.50-17	8	10.50
8-22.5	7.50-20	8	9.50
8-22.5	7.50-20	10	9.50
9-22.5	8.25-20	10	9.20
9-22.5	8.25-20	12	9.20
10-22.5	9.00-20	10	8.80
10-22.5	9.00-20	12	8.80
11-22.5	10.00-20	12	8.55
11-22.5	10.00-20	14	8.55
11-24.5	10.00-22	12	8.15
12.00-21	12.00-20	14	8.05
12.00-25	12.00-24	14	7.35
12-22.5	11.00-20	12	8.30
12-22.5	11.00-20	14	8.30
12-24.5	11.00-22	12	7.90
12-24.5	11.00-22	14	7.90
13.00-21	13.00-20	16	7.75
13.00-25	13.00-24	16	7.10
14.00-21	14.00-20	16	7.35
14.00-24	14.00-24	16	6.75

$$\text{Tire Factor} = \frac{168}{\text{Loaded Radius}}$$

ตารางที่ 1

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นอนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

**PROCEDURE FORM FOR DETERMINING GRADE ABILITY
AT A GIVEN ROAD SPEED AND EQUIVALENT ACCELERATION RATE**

Data Pertaining to Vehicle and Conditions of Operation

Item

1. Vehicle identification [Make, model, and type of vehicle(s)]
2. Vehicle overall maximum dimensions (a) Height.....ft (b) Width.....ft
3. Total gross weight in thousand lb
4. Manufacturer's maximum gross vehicle weight rating for power unit in pounds
5. Gear ratios (a) Transmission..... (b) Auxiliary transmission..... (c) Axle.....
(d) Total gear reduction.....
6. Tire size (driving wheels).....
7. Net engine power at sea level (a)hp at (b)rpm engine speed
8. Altitudeft
9. Road surface type and condition

PROCEDURE

Steps	Procedure	Value
1. Apparent road speed in mph ^a	(Item 7b) (Item 5d) × (Tire factor, Table 1)	
2. Net engine hp corrected for altitude	(Altitude factor, Table 2) × (Item 7a)	
3. Rolling resistance hp	(Rolling factor, Table 3) × (Item 3)	
4. Air resistance hp	(Area factor, Table 4) × (Velocity factor, Table 5) × (Altitude factor, Table 6)	
5. Chassis friction hp	(Chassis factor, Table 7)	
6. Level road hp	Sum of values 3, 4, and 5	
7. Reserve hp ^b	(Value 2) minus (Value 6)	
8. Grade resistance hp per 1000 lb weight (Item 3)	(Value 7)	
9. Grade ability on Class I roads (good) ^c	(Value 8) × (Grade factor, Table 8)	
10. Grade deduction for road type and and condition	(Road factor, Table 9)	
11. Net grade ability at apparent road speed ^b	(Value 9) minus (Value 10)	
12. Approximate acceleration rate on level at apparent road speed in mph per sec (total gear reduction less than 10:1)	(0.2) × (Value 11)	

^a Apparent road speed can be attained under given conditions only if sufficient net hp is available.

^b If this value is negative, the net hp is insufficient to attain apparent road speed.

^c Correct value using Table 8A if 20% or above.

Altitude, ft	Altitude Factor	Altitude, ft	Altitude Factor
0	1.00	8,000	0.68
1,000	0.96	9,000	0.64
2,000	0.92	10,000	0.60
3,000	0.88	11,000	0.56
4,000	0.84	12,000	0.52
5,000	0.80	13,000	0.48
6,000	0.76	14,000	0.44
7,000	0.72	15,000	0.40

ตารางที่ 2

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Mph	Rolling Factor	Mph	Rolling Factor	Mph	Rolling Factor	Mph	Rolling Factor	Mph	Rolling Factor	Mph	Rolling Factor	Mph	Rolling Factor	Mph	Rolling Factor
1	0.020	11	0.252	21	0.531	31	0.859	41	1.234	51	1.658	61	2.129	71	
2	0.041	12	0.278	22	0.562	32	0.894	42	1.275	52	1.703	62	2.179	72	
3	0.063	13	0.304	23	0.593	33	0.930	43	1.315	53	1.748	63	2.229	73	
4	0.085	14	0.331	24	0.625	34	0.967	44	1.356	54	1.794	64	2.280	74	
5	0.107	15	0.358	25	0.657	35	1.003	45	1.398	55	1.841	65	2.331	75	
6	0.130	16	0.386	26	0.689	36	1.041	46	1.440	56	1.888	66	2.383	76	
7	0.154	17	0.414	27	0.722	37	1.078	47	1.483	57	1.935	67	2.435	77	
8	0.177	18	0.443	28	0.756	38	1.117	48	1.526	58	1.983	68	2.488	78	
9	0.202	19	0.472	29	0.790	39	1.155	49	1.569	59	2.031	69	2.541	79	
10	0.227	20	0.501	30	0.824	40	1.195	50	1.613	60	2.080	70	2.595	80	

$$\text{Rolling factor} = \frac{(7.6 + 0.09 \text{ mph}) \times \text{mph}}{375}$$

ตารางที่ 3

Maximum Vehicle Height, ft	Max Vehicle Width, ft						
	5	5-1/2	6	6-1/2	7	7-1/2	8
5	0.057	0.062	0.068	0.074	0.079	0.085	0.091
5-1/2	0.063	0.070	0.076	0.082	0.089	0.095	0.101
6	0.070	0.077	0.084	0.091	0.098	0.105	0.112
6-1/2	0.077	0.084	0.092	0.100	0.107	0.115	0.123
7	0.083	0.092	0.100	0.108	0.117	0.125	0.133
7-1/2	0.090	0.099	0.108	0.117	0.126	0.135	0.144
8	0.097	0.106	0.116	0.126	0.135	0.145	0.155
8-1/2	0.103	0.114	0.124	0.134	0.145	0.155	0.165
9	0.110	0.121	0.132	0.143	0.154	0.165	0.176
9-1/2	0.117	0.128	0.140	0.152	0.163	0.175	0.187
10	0.123	0.136	0.148	0.160	0.173	0.185	0.197
10-1/2	0.130	0.143	0.156	0.169	0.182	0.195	0.208
11	0.137	0.150	0.164	0.178	0.191	0.205	0.219
11-1/2	0.143	0.158	0.172	0.186	0.201	0.215	0.229
12	0.150	0.165	0.180	0.195	0.210	0.225	0.240
12-1/2	0.157	0.172	0.188	0.204	0.219	0.235	0.251
13	0.163	0.180	0.196	0.212	0.229	0.245	0.261
13-1/2	0.170	0.187	0.204	0.221	0.238	0.255	0.272

$$\text{Area factor} = \frac{(\text{height} - \frac{3}{4}) \times \text{width}}{375}$$

ตารางที่ 4

Mph	Velocity Factor	Mph	Velocity Factor	Mph	Velocity Factor	Mph	Velocity Factor
1	0.00	21	18.5	41	138	61	454
2	0.02	22	21.3	42	148	62	477
3	0.05	23	24.3	43	159	63	500
4	0.13	24	27.6	44	170	64	524
5	0.25	25	31.3	45	182	65	549
6	0.43	26	35.1	46	195	66	575
7	0.69	27	39.4	47	208	67	601
8	1.02	28	43.9	48	221	68	629
9	1.46	29	48.8	49	235	69	657
10	2.00	30	54.0	50	250	70	686
11	2.66	31	59.6	51	265	71	716
12	3.46	32	65.5	52	281	72	746
13	4.39	33	71.9	53	298	73	778
14	5.49	34	78.6	54	315	74	810
15	6.75	35	85.7	55	333	75	844
16	8.19	36	93.3	56	351	76	878
17	9.83	37	101	57	370	77	913
18	11.7	38	110	58	390	78	949
19	13.7	39	119	59	411	79	986
20	16.0	40	128	60	432	80	1024

$$\text{Velocity factor} = 0.002(\text{mph})^3$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษานานาชาติ ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ตารางที่ 5
 ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Altitude, ft	Altitude Factor
0	1.00
1,000	0.97
2,000	0.94
3,000	0.91
4,000	0.89
5,000	0.86
6,000	0.83
7,000	0.81
8,000	0.78
9,000	0.76
10,000	0.74
11,000	0.71
12,000	0.69
13,000	0.67
14,000	0.65
15,000	0.63

Manufacturers' Max Gross Vehicle Weight Rating of Power Unit	Engine Rpm													
	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400	2600	2800	3000	3200	3400
10,000	2.6	3.0	3.4	3.8	4.2	4.6	5.0	5.4	5.8	6.2	6.6	7.0	7.4	7.8
11,000	2.7	3.2	3.6	4.1	4.5	4.9	5.4	5.8	6.3	6.7	7.1	7.6	8.0	8.5
12,000	2.9	3.4	3.9	4.4	4.8	5.3	5.8	6.3	6.8	7.2	7.7	8.2	8.7	9.2
13,000	3.0	3.6	4.1	4.6	5.1	5.6	6.2	6.7	7.2	7.7	8.2	8.8	9.3	9.8
14,000	3.2	3.8	4.4	4.9	5.5	6.0	6.6	7.2	7.7	8.3	8.8	9.4	10.0	10.5
15,000	3.4	4.0	4.6	5.2	5.8	6.4	7.0	7.6	8.2	8.8	9.4	10.0	10.6	11.2
16,000	3.6	4.2	4.8	5.5	6.1	6.8	7.4	8.0	8.7	9.3	10.0	10.6	11.2	11.9
17,000	3.7	4.4	5.0	5.7	6.4	7.1	7.8	8.4	9.1	9.8	10.6	11.2	11.8	12.5
18,000	3.9	4.6	5.3	6.0	6.8	7.5	8.2	8.9	9.6	10.4	11.1	11.8	12.5	13.2
19,000	4.0	4.8	5.5	6.3	7.1	7.8	8.6	9.3	10.1	10.9	11.6	12.4	13.1	13.9
20,000	4.2	5.0	5.8	6.6	7.4	8.2	9.0	9.8	10.6	11.4	12.2	13.0	13.8	14.6
22,000	4.5	5.4	6.3	7.1	8.0	8.9	9.8	10.7	11.5	12.4	13.2	14.2	15.1	15.9
24,000	4.8	5.8	6.8	7.7	8.7	9.6	10.6	11.6	12.5	13.5	14.4	15.4	16.4	17.3
26,000	5.1	6.2	7.2	8.2	9.3	10.3	11.4	12.4	13.4	14.5	15.5	16.6	17.6	18.6
28,000	5.5	6.6	7.7	8.8	9.9	11.1	12.2	13.3	14.4	15.5	16.7	17.8	18.9	20.0
30,000	5.8	7.0	8.2	9.4	10.5	11.8	13.0	14.2	15.4	16.5	17.8	19.0	20.2	21.3
32,000	6.1	7.4	8.7	10.0	11.2	12.5	13.8	15.1	16.4	17.6	18.9	20.2	21.5	22.7
36,000	6.8	8.2	9.6	11.1	12.5	13.9	15.4	16.8	18.3	19.7	21.2	22.6	24.0	25.5
40,000	7.4	9.0	10.6	12.2	13.8	15.4	17.0	18.6	20.2	21.8	23.4	25.0	26.6	28.2
45,000	8.2	10.0	11.8	13.6	15.4	17.2	19.0	20.8	22.6	24.4	26.2	28.0	29.8	31.6
50,000	9.0	11.0	13.0	15.0	17.0	19.0	21.0	23.0	25.0	27.0	29.0	31.0	33.0	35.0
60,000	10.6	13.0	15.4	17.8	20.2	22.6	25.0	27.4	29.8	32.2	34.6	37.0	39.4	41.8

* These values are tentative and apply only to rear wheel driven vehicles.

ตารางที่ 6

Mph	Grade Factor	Mph	Grade Factor	Mph	Grade Factor	Mph	Grade Factor
1	37.50	21	1.73	41	0.91	61	0.61
2	18.75	22	1.70	42	0.89	62	0.60
3	12.50	23	1.63	43	0.87	63	0.60
4	9.38	24	1.56	44	0.85	64	0.59
5	7.50	25	1.50	45	0.83	65	0.58
6	6.25	26	1.44	46	0.82	66	0.57
7	5.36	27	1.39	47	0.80	67	0.56
8	4.68	28	1.34	48	0.78	68	0.55
9	4.17	29	1.29	49	0.77	69	0.54
10	3.75	30	1.25	50	0.75	70	0.54
11	3.41	31	1.21	51	0.74	71	0.53
12	3.12	32	1.17	52	0.72	72	0.52
13	2.88	33	1.14	53	0.71	73	0.51
14	2.68	34	1.10	54	0.69	74	0.51
15	2.50	35	1.07	55	0.68	75	0.50
16	2.34	36	1.04	56	0.67	76	0.49
17	2.20	37	1.01	57	0.66	77	0.49
18	2.08	38	0.99	58	0.65	78	0.48
19	1.97	39	0.96	59	0.64	79	0.47
20	1.87	40	0.94	60	0.62	80	0.47

$$\text{Grade Factor} = \frac{37.5}{\text{mph}}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานที่ตารางที่ 7 เท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Computed Grade Ability	Corrected Grade Ability	Computed Grade Ability	Corrected Grade Ability
20	20.4	37	39.8
21	21.5	38	41.1
22	22.6	39	42.4
23	23.6	40	43.6
24	24.7	41	45.0
25	25.8	42	46.3
26	26.9	43	47.6
27	28.0	44	49.0
28	29.2	45	50.4
29	30.3	46	51.8
30	31.5	47	53.2
31	32.6	48	54.7
32	33.8	49	56.2
33	35.0	50	57.7
34	36.2	51	59.3
35	37.4	52	60.9
36	38.8		

ตารางที่ 8

Road Class	Road Surface Type	Factor		
		Condition of Surface		
		Good	Fair	Poor
I	Cement concrete	0.0	0.1	0.2
	Brick			
	Asphalt block			
	Asphalt plank			
	Granite block			
	Sheet asphalt			
	Asphaltic concrete			
II	Bituminous macadam (high type)	0.2	0.5	1.0
	Wood block			
	Bituminous macadam (low type)			
	Bituminous (tar)			
III	Oil mats (oiled macadam)	0.5	1.0	1.5
	Treated gravel			
	Sand clay			
	Gravel			
IV	Crushed stone	1.0	1.5	2.5
	Cobbles			
IV	Earth	1.0	1.5	2.5
	Sand			

ตารางที่ 9

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Information Relating to Duty Cycles and Average Power Requirements of Truck and Bus Engine Accessories

1. Introduction เป้าหมายของข้อนี้ก็คือเพื่อจะหาพลังงานเฉลี่ยต่อรอบการทำงานของเครื่องยนต์รถบรรทุก
2. Scope ในหัวข้อนี้จะประกอบไปด้วย : ความเพรสเซอร์เบรคแบบอากาศ, alternator, air conditioning compressors, พัดลมระบายความร้อน และปั๊มบังคับลิ้นชัก
3. Air Brake Compressors รอบการทำงานและงานสำหรับ air compressors สำหรับแบบและเงื่อนไขการทำงานแบบต่างๆ ของรถบรรทุก , รถเมล์ และรถแทรกเตอร์ แสดงดังนี้

Type of Operation	Type Engine	Compressor Intake	% Duty Cycle	Pumping Power (Horsepower) (P)	Unloaded Power (Horsepower) (μ)	Average Power (Horsepower)
Line haul	Gas	NA	10	4	1.5	1.75
	Diesel	NA	10	5	1.7	2.03
	Diesel	Turbocharged	5	8	3.2	3.04
Short haul	Gas	NA	20	4	1.5	2.00
	Diesel	NA	20	5	1.7	2.36
	Diesel	Turbocharged	10	8	3.2	3.78
Local haul	Gas	NA	60	4	1.5	3.00
	Diesel	NA	60	5	1.7	4.08
	Diesel	Turbocharged	30	8	3.2	4.64

ตารางที่ 10

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4. Alternators Chart I แสดงถึงความต้องการกระแสไฟสำหรับอุปกรณ์ไฟฟ้า 12 V. ตามค่าต่างๆ ของผู้ผลิต สำหรับชิ้นส่วนต่างๆ

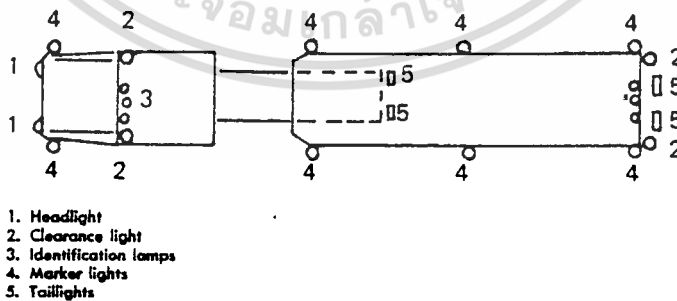
4.1 Chart I

Components	Average Draw Amps
Headlights	
High beam	8.40
Low beam	6.70
High beam indicator	0.12
Stoplights	4.20
Taillights	1.18
Turn signal lights*	4.20
Hazard signal lights*	8.40
Clearance lights—Front	1.18
Identification lights	1.77
Marker lights	0.54
License plate light	0.59
Dome light*	0.97
Parking lights	1.26
Backup lights*	2.10
Instrument lights	0.96
Instruments	1.00
Ignition	2.00
Electric wipers	4.00
Field current (alternator)	
Gas and medium diesel	2.00
Heavy-duty diesel	3.50
Electric fuel pump	2.60
Electric window*	7.00
Radio	2.00
Heater/defroster fan—Truck	10.00
Heater/defroster fan w/air conditioner—Truck	30.00
Bunk heater—Truck	8.00
Condenser fan—Bus	70.00
Air circulation fans—Bus	65.00
* Intermittent operation	
Total load = constant load + 35% (intermittent load)	
	22.67

ตารางที่ 11

ข้อมูลใน Chart I ถูกใช้เพื่อหาค่ากระแสและพลังงานรวม ดังแสดงในตัวอย่าง

ข้อ 4.2 รูปข้างล่างนี้จะแสดงถึง แสงสว่างที่เหมาะสมกว้างกว่า 80 นิ้ว และยาวกว่า 30 ฟุต



รูปที่ 2

4.2 Example ใช้ค่าจาก Chart I ความต้องการพลังงานของตัวกำเนิดไฟฟ้า สำหรับกลางวันและกลางคืน สามารถหาได้จากตารางนี้

	Average Amperage Draw	
	Day	Night
35% X Intermittent load	7.93	7.93
Headlights	0.00	8.40
High beam indicator	0.00	0.12
Taillights (2 sets)	0.00	2.36
Clearance lights (2 sets)	0.00	2.36
Identification lights (2 sets)	0.00	3.54
Marker lights (4 sets)	0.00	2.16
License plate light (2 sets)	0.00	1.18
Instrument lights	0.00	0.96
Instruments	1.00	1.00
Ignition	2.00	2.00
Field current alternator (diesel)	3.50	3.50
Heater defroster fan w/air conditioner	30.00	30.00
Total amperage draw	44.43	65.43

ตารางที่ 12

1. ความสิ้นเปลืองพลังงาน (กลางวัน) = $\frac{\text{Volts} \times \text{Amp.}}{746} = \frac{13.8 \times 44.43}{746} = 0.82 \text{ hp.}$

ให้ประสิทธิภาพของตัวกำเนิดไฟฟ้า = 50% ดังนั้นความสิ้นเปลืองพลังงานทั้งหมด (กลางวัน) = $0.82 + 0.82 = 1.64 \text{ hp.}$

2. ความสิ้นเปลืองพลังงาน (กลางคืน) = $\frac{\text{Volts} \times \text{amp.}}{746} = \frac{13.8 \times 65.43}{746} = 1.21 \text{ hp.}$

ให้ประสิทธิภาพของเครื่องกำเนิดไฟฟ้า = 50% ดังนั้นความสิ้นเปลืองพลังงานไฟฟ้าทั้งหมด (กลางคืน) = $1.21 + 1.21 = 2.42 \text{ hp.}$

5. Air Conditioning Compressor รอบการทำงาน และกำลังม้าสำหรับ air Conditioning Compressor แสดงใน Chart II

5.1 Chart II

	Duty Cycle	hp
Line haul tractors and trucks—Day	50%	3
Line haul tractors and trucks—Night	33%	2
Short haul tractors and trucks—Day	50%	3
Short haul tractors and trucks—Night	30%	2
Local haul tractors and trucks—Day	50%	3
Local haul tractors and trucks—Night	30%	2
Long haul buses—Day	50%	15
Long haul buses—Night	30%	9
Short haul buses—Day	80%	24
Short haul buses—Night	50%	15
Local haul buses—Day	80%	24
Local haul buses—Night	50%	15

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อ ตารางที่ 13 นั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6. Engine Cooling Fan and Drive อุปกรณ์ชิ้นนี้ต้องการพลังงานไปเพื่อกำจัดความร้อนออก ผู้ผลิตเครื่องยนต์มีความต้องการระบายความร้อนของแต่ละคน เพื่อให้เป็นไปตามความต้องการของเครื่องยนต์ พัดลมระบายความร้อนของเครื่องยนต์ต้องการเวลาประมาณ 5% เมื่อทำงานร่วมกับอากาศสมทบ

7. Power Steering Pump เนื่องจากมีมากมายหลายแบบ เขาจึงแนะนำว่าความต้องการพลังงานสามารถหาได้จาก ข้อมูลสำหรับปั๊ม รอบการทำงานของแบบต่างๆ ของการทำงาน แสดงดังนี้

	Duty Cycle
Line haul tractors, trucks, and buses	10%
Short haul tractors, trucks, and buses	20%
Local haul tractors, trucks, and buses	60%
Typical Heavy-Duty Power Steering Pumps:	
Input horsepower at 50 psi is approximately 1 hp	
Input horsepower at 1500 psi is approximately 18 hp	

ตารางที่ 14

8. Total Average Power Consumption ความสิ้นเปลืองพลังงานของอุปกรณ์ขับเคลื่อนเครื่องยนต์ เป็นผลของการคำนวณแยกแต่ละชิ้น

พลังงานเฉลี่ยรวม = air brake compressor (hp.) + ตัวกำเนิดกระแสไฟฟ้า (hp.) + air Conditioning Compressors (hp.) + พัดลมไล่ความร้อนเครื่องยนต์ (hp.) + ปั๊มสำหรับพวงมาลัย (hp.)

SAE Wind Tunnel Test Procedure for Trucks and Buses

1. Introduction การทดลองได้อธิบายเรื่องความลู่ลมของรถบรรทุก โดยการสร้างแบบทดสอบจำลอง เงื่อนไขหลักในการทดลองนี้ คือเราจะคิดที่เงื่อนไขสูงสุด (Max Condition)
2. Objective เพื่อหาค่ามาตรฐานสำหรับรถบรรทุกทุกคัน โดยนำผ่านช่องลมขนาดต่างๆ
3. Scope จะประกอบด้วย การทดสอบรูปแบบการไหลของรถยนต์ โดยใช้ความดันตามพื้นผิว
4. Nomenclature

A = พื้นที่ด้านหน้าทั้งหมดรวมทั้ง ยาง , ล้อ และระบบช่องล่าง

$C_D =$ สัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน $= D/1 V^2 A$

$C_L =$ สัมประสิทธิ์แรงยก $= L/1 V^2 A$

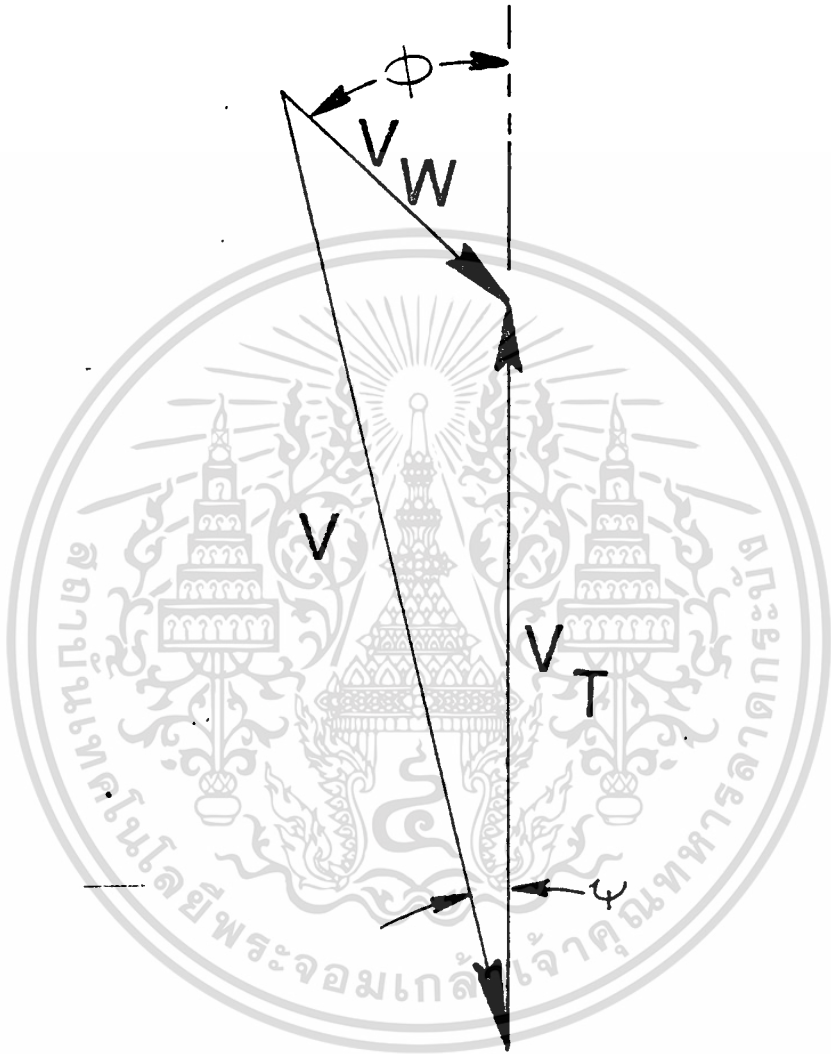
$C_S =$ สัมประสิทธิ์ด้านข้าง $= S/1 V^2 A$

$C_{RM} =$ Rolling moment Coefficient $= RM/1 V^2 AW$

$C_{YM} =$ Yawing moment Coefficient $= YM/1 V^2 AW$

- C_{PM} = Pitching moment Coefficient = $PM/1 V^2AW$
- $\overline{C_D}$ = สัมประสิทธิ์ความเสียดทานลมเฉลี่ย
- D = แรงเสียดทานลมกระทำขนาดก้านแนวยาวของรถ
- \overline{D} = แรงเสียดทานลมเฉลี่ยกระทำในทิศเดียวกับ D
- L = แรงยกของลมทำในแนวตั้งฉากกับพื้น
- PM = pitching moment เนื่องจากแรงลม
- R_o = Reynolds number = V_w
- RM = rolling moment เนื่องจากแรงลม
- S = แรงลมด้านข้าง
- V = ความเร็วกระแสลมอิสระ
- V_T = ความเร็วสัมพันธ์กับผิวถนน
- V_w = ความเร็วลมเฉลี่ย (ดูรูป 3)
- W = ความกว้างสูงสุดของรถ
- W_b = ระยะฐานล้อ
- YM = Yawing moment เนื่องจากแรงลม
- μ = ความหนืดสมบูรณ์ของอากาศ
- ρ = ความหนาแน่นของอากาศ
- Φ = มุมระหว่างแนวลมกับแนวตั้งของรถ (ดูรูป 3)
- ψ = มุมของการ Yaw ของรถ (ดูรูป 3)

VEHICLE
LONGITUDINAL
AXIS



รูปที่ 3

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5. Test Facility Requirement การทดสอบควรทำในอุโมงค์ลม โดยมีอุปกรณ์และคนทดลองที่มีประสบการณ์สูง เพื่อการหาค่าที่ถูกต้องของแรงลมที่กระทำบนผิวรถ

5.1 Ground - Roundary Simulation จากสมมุติฐานนี้ เราควรลดช่องว่างใต้ท้องรถลง

5.2 Wind Runnel Selection and Reynolds Number Capability ขนาดหน้าตัดของอุโมงค์ลม และช่วงความเร็ว สามารถทำได้โดย ค่า Reynold Number ที่เล็กที่สุดที่ยอมรับได้

$$Re_{min} = \frac{\rho V_{\infty}}{\mu} = 0.7 \times 10^6$$

เขาแนะนำว่า ถ้าเป็นไปได้ควรใช้ค่า Reynold Number ค่าที่สูงๆ อุโมงค์ลมควรจะใหญ่พอ สำหรับค่า Reynold Number ที่ต้องการ เขาแนะนำว่าพื้นที่ด้านหน้าที่มีมุม Yaw angle 0° ควรจะไม่เกิน 5% ของพื้นที่ทดสอบ ความสูงของแบบไม่ควรเกิน 0.3 ของความกว้างของอุโมงค์ลม

6. Wind Tunnel Model Requirements แบบจำลอง (Models) จะต้องถูกสร้างอย่างแข็งแรง และขนาดถูกต้อง และมีรายละเอียดเพียงพอที่จะผลิตของจริงๆ ขนาดจริงๆ อีกครั้งขนาดของแบบจำลองต้องถูกเลือกให้คล้องจองกับ ค่า Reynold Number และเงื่อนไขในข้อ 5.1, 5.2

6.1 Model Details เราต้องเอาใจใส่ในเรื่องระบบไฟ , แตร , กระจก, ปล่องไฟขาเข้า-ออก , เครื่องปรับอากาศ ฯลฯ ซึ่งตั้งอยู่ในช่วงการแยกการไหลที่เป็นไปได้ แม้แต่ระบบหล่อเย็นของเครื่องยนต์ก็ต้องทำจำลองขึ้นด้วย ชิ้นส่วนต่างๆ ที่เคลื่อนที่ควรถูกออกแบบเพื่อการใช้สลับกันอย่างถูกต้อง การสร้างแบบจำลองของอุโมงค์ลม ควรจะแข็งแรงเพียงพอสำหรับรถตะกั่วทั้งอันหนึ่งและตะกั่วเคลื่อนที่

6.2 Model Mounting ระบบเชื่อมต่อแบบจำลองจะต้องแข็งแรง ช่องว่างระหว่างล้อข้างกับพื้นถนน จะมีค่าเท่ากับเส้นที่ซึ่งเชื่อมกับแผ่นพื้น

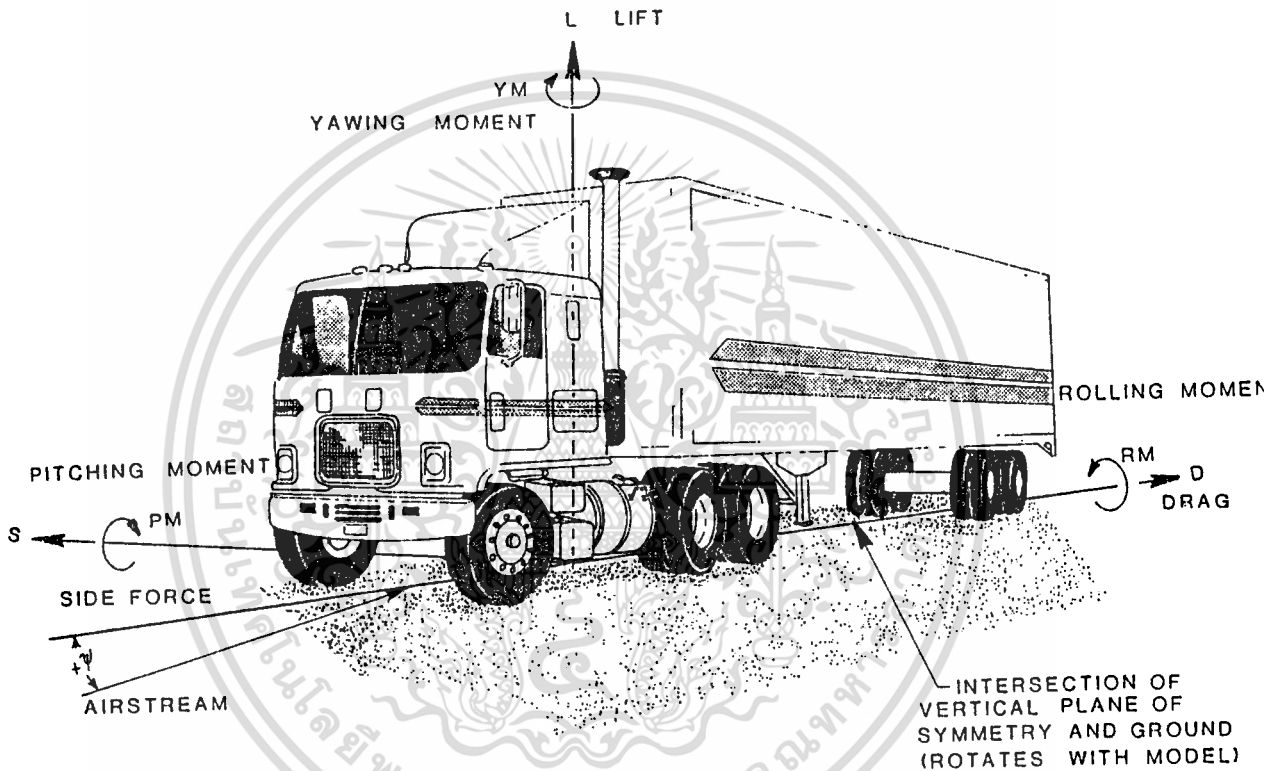
7. Test Procedure ต่อไปนี้ จะเป็นการวัดอุโมงค์ลม ซึ่งสามารถหาข้อมูลทาง aerodynamic และวิธีหาข้อมูลเหล่านี้

7.1 Test Section Flow Calibration ขั้นตอนการวัดต้องทำเหนือพื้นดิน ระดับการหมุนวน , การไหลเชิงมุม , รูปแบบของสนามความเร็วเหนือช่วงที่ทดสอบควรจะวัด

เอกสารนี้เป็นทรัพย์สินที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

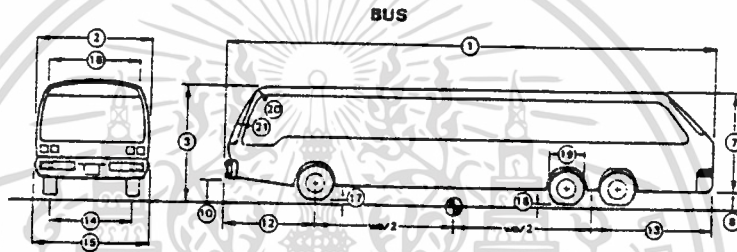
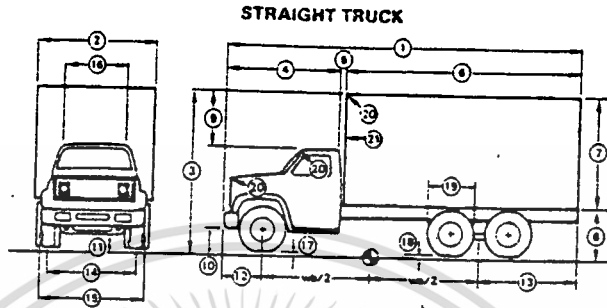
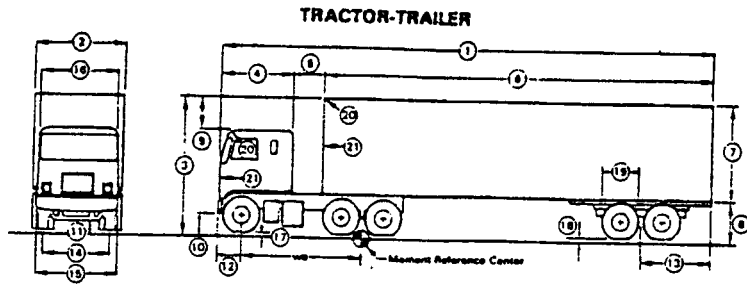
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

7.2 Force and Moment Requirements ความต้องการหลักของการทดสอบ
อุโมงค์ลม คือหาค่าแรงต้านลมตามแนวยาวเป็นฟังก์ชันของมุม Yaw Angle ค่าแรงและโมเมนต์
ควรลดลงโดยสัมพันธ์ซึ่งใช้ระบบพิกัดแกนสมมูล ระบบพิกัดนี้จะประกอบด้วยกลุ่มของแกนติด
อยู่ในยานพาหนะ และหมุนกับมันดังรูปที่ 4



รูปที่ 4

ขอแนะนำว่า จุดโมเมนต์อ้างอิง ซึ่งวางอยู่ตามจุดตัดของแนวตั้งของรถที่สมมาตร
และที่พื้นตำแหน่งตามยาวสำหรับรถบรรทุก ควรจะอยู่ที่กึ่งกลางระหว่างฐานล้อ และสำหรับรถพ่วง
ควรจะอยู่ที่แนวกลางของแกนหลังรถบรรทุก ดังแสดงในรูปที่ 5 เวลาเฉลี่ยสำหรับการวัดตาม
ยาวควรจะถูกใช้เพื่อหาการวัด ซึ่งสามารถทำซ้ำได้ภายใน 1%



- ① Overall Length _____
- ② Overall Width _____
- ③ Overall Front Height _____
- ④ Cab Length _____
- ⑤ Gap Length _____
- ⑥ Trailer/Box Length _____
- ⑦ Rear Body Height _____
- ⑧ Rear Ground Clearance _____
- ⑨ Roof Height Differential _____
- ⑩ Front Ground Clearance _____
- ⑪ Minimum Ground Clearance _____
- ⑫ Front Overhang _____
- ⑬ Rear Overhang _____
- ⑭ Front Track Width _____
- ⑮ Front Bumper Width _____
- ⑯ Roof Width _____
- ⑰ Front Wheel Air Gap _____
- ⑱ Rear Wheel Air Gap _____
- ⑲ Typical Tire Size and Diameter _____
- ⑳ Leading Edge Geometry _____
- ㉑ Front Side Edge Geometry _____
- ㉒ Wheel Base _____
- ㉓ Projected Frontal Area _____

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้สำหรับใช้ภายในเท่านั้น ไม่อนุญาตให้ไปแจ้งประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

7.3 Yaw Angle Simulation การประมาณของผลกระทบของลม ถูกหาได้จาก การหมุนรอบแกนตั้ง สัมพันธ์กับกระแสลมที่เข้ามา ช่วงของมุม Yaw Angle ควรจะมีขนาด - 5° ถึง +20° ค่าที่เพียงพอสำหรับการวิ่งควรจะทำจาก -20° ถึง +20° เพื่อที่จะเช็คถึงข้อมูลที่ไม่สมดุลง่ายที่เป็นไปได้ สืบเนื่องจากการออกแบบที่ไม่สมดุลง่าย มุม Yaw angle ที่เพิ่มขึ้นไม่ควรเกิด 3° ถึง 15° ที่จุด 0° ควรจะเป็นการเริ่ม และจบท้ายของแต่ละการวิ่ง การหาค่าแรงต้านลมเฉลี่ยสามารถหาได้จากสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน อยู่ใน Appendix I

Appendix I สัมประสิทธิ์ความเสียดทานลมสามารถหาโดยใช้ความเร็วลมเฉลี่ยที่อเมริกา สมมุติว่าลมปะทะรถในทุกทิศทางด้วยค่าความน่าจะเป็นต่างๆ กัน ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานลมเฉลี่ยถูกนิยามโดย

$$\bar{C}_D (V_T) = \frac{\bar{D} (V_T)}{\frac{1}{2} \rho V_T^2 A}$$

7.4 Reynold Number Effects ในการวัดแรงและโมเมนต์จะมีผลกระทบเนื่องจากค่า Reynold Number การทดสอบควรจะทำที่มุม 0° ครั้งหนึ่งผลกระทบของ Reynold Number สามารถหาได้ส่วนที่เหลือของการทดสอบ ควรจะถูกทำที่ค่า Reynold number เทียบสัมประสิทธิ์ของแรงและโมเมนต์จะคงที่ ความเร็วทดสอบที่มากที่สุดคือ 300 ft/sec (92 m/s) เพื่อจะหลีกเลี่ยงผลกระทบของการอัดตัว

7.5 Engine Cooling Airflow Effects ผลกระทบของอัตราไหลของอากาศหล่อเย็นเครื่องยนต์ หาได้โดยการทดสอบที่อัตราอากาศไหล 2 ค่า คือ ศูนย์ และค่าสูงสุด เพื่อที่จะใช้สำหรับการทดสอบเส้นฐาน สำหรับการไหลที่ศูนย์ทำโดยการกันทางเข้า ส่วนการไหลที่ค่าสูงสุดก็ทำตรงข้ามกัน

7.6 Wind Tunnel Data Corrections การแก้ไขค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานจะกระทำต่อเมื่อมีการผิดพลาดมากกว่า 1% รูปแบบของการแก้ไขถูกแสดงอยู่ในข้อ 7.9

7.7 Flow Visualization มันมีประโยชน์ แต่ไม่สำคัญ ที่จะต้องมีอุปกรณ์แสดง คิววัน, เชนหินที่ออกจากปล่อง และแผ่นฟิล์มน้ำมัน

7.8 Surface Pressure การวัดกระทำเพื่อหาผลของการปรับปรุงรถ

7.9 Data Presentation ข้อมูลที่เพียงพอจะต้องใช้ในการทดลองอุโมงค์ลม, พื้นผิวการไหล , และเรขาคณิตของแบบจำลอง ข้อมูลทั้งหมดควรจะถูกแสดงเป็นตาราง และในรูปกราฟ

ค่าของ $\bar{C}_D (V_T)$ สามารถประมาณค่าได้ดังนี้

$$\bar{C}_D (V_T) = \frac{1}{6} \sum_{j=1}^6 M(j) C_D (j)$$

ซึ่ง $M(j) = 1 + \frac{(V_w)^2}{V_T^2} + 2 \frac{(V_w)}{V_T} \cos \phi (j)$

$\phi(j) = (j \times 30 \text{ deg}) - 15 \text{ deg}$

$C_D (j) = C_D \phi (j)$

$$\phi (j) = \frac{\tan^{-1} [(V_w/V_T) \sin \phi j]}{[1 + \{V_w/V_T\} \cos \phi j]}$$

ซึ่ง ϕ แสดงในรูปที่ 3

ถ้าใช้วิธีนี้ ค่าของ V_w ให้ใช้ในการคำนวณสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานลมเฉลี่ย และค่าลมเฉลี่ย สำหรับรถที่ 7 mph ให้ใช้ค่าความเร็วลมเฉลี่ยนี้ ตารางต่อไป นี้ ใช้ในการคำนวณ $C_D (V_T)$ ที่ความเร็วรถ 30 mph (48.3 km/h) และ 55 mph (88.5 km/h)

WIND-AVERAGED DRAG COEFFICIENT COMPUTATION CHART

j	$V_T = 30 \text{ mph}$ (48.3 km/h)		$V_T = 55 \text{ mph}$ (88.5 km/h)	
	$\phi(j) (\text{deg})$	M(j)	$\phi(j) (\text{deg})$	M(j)
1	2.8	1.505	1.7	1.262
2	8.1	1.384	4.7	1.196
3	12.0	1.175	6.8	1.082
4	13.5	0.934	7.2	0.950
5	11.2	0.724	5.6	0.836
6	4.5	0.604	2.2	0.770

ตารางที่ 15

ค่า $\phi (j)$ ในตารางเป็นค่าบวกทั้งหมด ถ้าค่า $C_D (\phi)$ ไม่สมมาตรที่ $\phi = 0$ ค่าของ $C_D (j)$ ถูกใช้ในการคำนวณค่า $\bar{C}_D (V_T)$ เป็นค่าเฉลี่ยของ C_D ที่บวกและลบ $\phi (j)$ ถ้าค่าของ $C_D (V_T)$ ถูกแสดงค่าของความเร็วลมเฉลี่ย และค่าของความเร็วรถในการคำนวณ ต้องถูกแสดงออกมา

Certificates of Maximum Net Horse power for Motor Trucks and Truck Tractors

- Gasoline Engine

Gross Horse power (กำลังม้ารวม) เป็นกำลังม้าเบรค หาโดยใช้เครื่องวัด
 เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นอนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 dynamometer
 ไม่ว่าจะพิมพ์ใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Net Horse Power (กำลังม้าสุทธิ) เป็นกำลังม้าเบรค ส่งผ่านไปยังคลัทช์ ซึ่ง
 เป็นอุปกรณ์มาตรฐานในเครื่องยนต์ ซึ่งรวมอยู่ในแบบจำลองของ Chassis ผู้ผลิตอาจหากำลัง
 ม้าสุทธิ โดยการลดความสิ้นเปลืองพลังงานออกจากกำลังม้าเบรครวม หรือการทดสอบโดยตรง

CERTIFICATE OF MAXIMUM NET HORSEPOWER

This is to certify that the truck identified as follows:
 (truck tractor)

MAKE.....
 MODEL.....
 ENGINE MAKE.....
 ENGINE MODEL.....

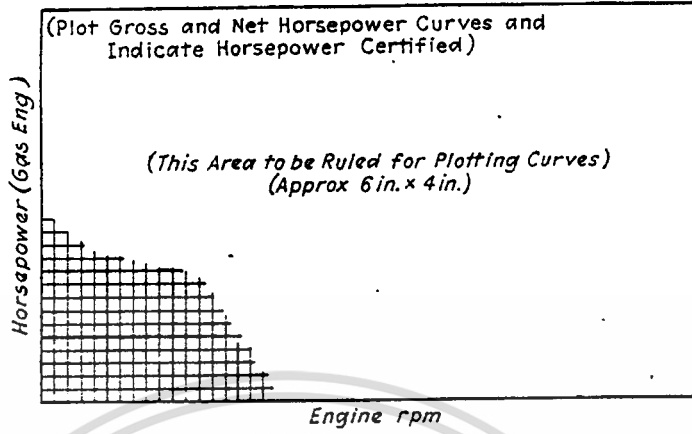
is in proper operating condition and adjustment, has a maximum net brake horsepower not less than.....
 at rpm, after deducting power losses due to power-absorbing accessories checked on supporting data sheet on the back of this certificate.

(Signed).....
 (Title).....
 (Firm).....

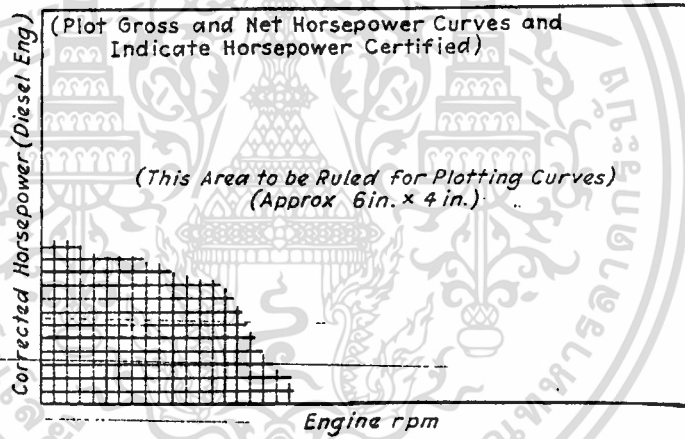
Sworn to and subscribed before me this..... day of..... 19.....
 L. S. Notary Public (County) (State)
 My Commission expires.....

รูปที่ 6

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 7



รูปที่ 8

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

DESCRIPTION OF ENGINE AND EQUIPMENT

- 1. Engine make. in.
- 2. Engine model. in.
- 3. No. of cylinders. in.
- 4. Bore. in, stroke. in.
- 5. Piston displacement. cu in.
- 6. Compression ratio.
- 7. Inlet valve clear dia¹. in.
- 8. Inlet valve lift¹. in.
- 9. Exhaust valve clear dia¹. in.
- 10. Exhaust valve lift¹. in.
- 11. Inlet valve opens¹.
- 12. Inlet valve closes¹.
- 13. Exhaust valve opens¹.
- 14. Exhaust valve closes¹.
- 15. Max spark advance¹. deg
retard. deg

¹If not poppet type, explain below.

.....
.....
.....

POWER ABSORBING ACCESSORIES, EQUIPMENT, AND ATTACHMENTS

In column A, check items which were functioning when gross horsepower was determined. In column B, check all additional items which were functioning when net horsepower was determined. List and check any additional items. For items not used, write "None".

	A	B		A	B
1. Oil pump ¹			10. Air filter		
2. Water pump ²			11. Governor		
3. Fan ¹			12. Generator		
4. Exhaust pipe ¹			13. Vacuum pump		
5. Muffler ¹			14. Compressor		
6. Trail pipe			15.		
7. Fuel pump			16.		
8. Ignition distributor ³			17.		
9. Magneto ¹					

¹ Required.
² Required if watercooled.
³ Either or both.

ตารางที่ 16

เชื้อเพลิงที่ใช้ในการทดสอบกำลังม้าเบรค มีค่าออกแทนเท่ากับ แกสโซลีน

ราคาปกติ

- Diesel Engine

Gross Horse power คือ กำลังม้าเบรคที่ได้ภายใต้เงื่อนไข โดยการใช้ dynamometer ทดสอบของเครื่องยนต์

Net Horse power คือ กำลังม้าเบรคที่ส่งผ่านไปยังคลัทช์ ซึ่งเป็นอุปกรณ์มาตรฐานในเครื่องยนต์ ซึ่งรวมอยู่ในแบบจำลองของแชสซี ผู้ผลิต อาจหากำลังม้าสุทธิโดยการลบ ความสิ้นเปลืองพลังงานออกจาก กำลังม้าเบรครวม หรือทดสอบโดยตรง

Corrected Horse power อาจถูกหาภาษีได้เงื่อนไข ของมาตรฐาน SAE

DESCRIPTION OF ENGINE AND EQUIPMENT

- | | |
|--------------------------|-------------------------------------|
| 1. Engine make..... | 5. Bore in., Stroke in. |
| 2. Engine model..... | 6. Piston displacement.cu in. |
| 3. Cycle strokes..... | 7. Compression ratio..... |
| 4. No. of cylinders..... | |

POWER ABSORBING ACCESSORIES, EQUIPMENT, AND ATTACHMENTS

In column A, check items which were functioning when gross horsepower was determined. In column B, check all additional items which were functioning when net horsepower was determined. List and check any additional items. For items not used, write "None".

	A	B		A	B
1. Lubrication oil pump ¹			9. Air cleaner		
2. Fuel transfer pump.....			10. Governor ¹		
3. Fuel injection equipment ¹			11. Generator		
4. Water pump ²			12. Vacuum pump		
5. Fan ¹			13. Compressor		
6. Exhaust pipe ¹			14.		
7. Muffler ¹			15.		
8. Trail pipe			16.		

¹ Required.
² Required if watercooled.

Fuel used in brake horsepower tests is to have 40 to 60 cetane rating.

ตารางที่ 17

เชื้อเพลิงที่ใช้ในการทดสอบกำลังม้าเบรค มีค่าซีเทน 40-60

Motor Truck Ca Dimensions

ข้อมูลทางพิกัดเหล่านี้ นำมาใช้กับรถบรรทุก 4-6 ล้อ แต่ไม่ใช้กับรถพ่วง

Frame Width ความกว้างภายนอกของโครงรถบรรทุก จะมีขนาด 34 นิ้ว มีระยะเผื่อสูงสุด + 3/4 นิ้ว

Frame Length ระยะจากด้านหลังสุดของตัวครอบ ถึงเส้นศูนย์กลางของเพลาลังของรถบรรทุก 4 ล้อ วัดที่แชสซีซึ่งไม่ได้บรรทุก จะมีขนาด 39, 48, 60, 72, 78, 84, 96, 102, 108, 120, 126, 138, 144, และ 156 นิ้วระยะเผื่อจะมีขนาด + 1 นิ้ว - 0 เพื่อจะหลีกเลี่ยงการแทรกแซงที่เป็นไปได้ระหว่างโครงรอบกับตัวรถ

Turning Ability and off Tracking - Motor Vehicles

1. Scope หัวข้อนี้จะทำการทดสอบความสามารถในการเลี้ยวรถ ---

Turning Ability

2. Definitions

2.1 Turning Center เป็นจุดซึ่งทุกส่วนของรถ จะเกี่ยวข้องกับด้ายโดยการเลี้ยว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าที่วัดมีคังกั ในกรณีของรถพ่วงมันจะเลี้ยวด้วยรัศมี 2 อัน ที่ขนานกัน (ดูรูป 9) ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

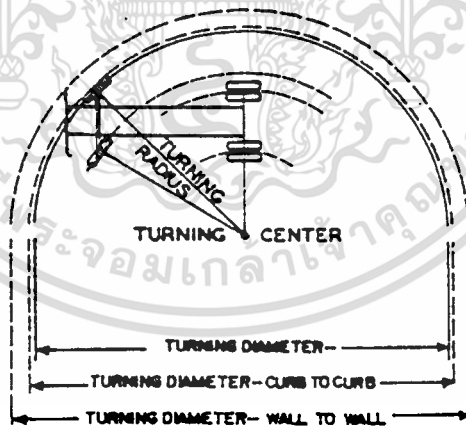
2.2 Turning Track เป็นความกว้างของรัศมีระหว่างรัศมีในสุดกับนอกสุดของ ยางของรถที่เลี้ยวบนพื้นถนน ในกรณีของยางคู่ ศูนย์กลางของพื้นถนนจะอยู่ระหว่างล้อทั้งสองนั้น (ดูรูป 15)

2.3 Turning Radius เป็นระยะทางจากจุดศูนย์กลางการเลี้ยวถึงจุดศูนย์กลาง ยางวงนอกสุด (ดูรูป 9)

2.4 Turning Diameter มีค่าเป็น 2 เท่าของรัศมีการเลี้ยวรถ (ดูรูป 9)

2.5 Turning Diameter - Wall to Wall เป็นเส้นผ่าศูนย์กลางของวงกลมที่เล็กที่สุดซึ่งเกิดกับจุดนอกสุดของรถขณะเลี้ยว ซึ่งมีค่าเท่ากับเส้นผ่านศูนย์กลางการเลี้ยวที่น้อยที่สุด บวกกับสองเท่าของรัศมีการเลี้ยว (ดูรูป 9)

2.6 Turning Diameter - Curb to Curb คือเส้นผ่าศูนย์กลางวงกลมที่เล็ก ที่สุด ภายในวงเลี้ยวของรถที่มีขอบกันสูง 6 นิ้ว ขณะที่รถเลี้ยวแบบหักมุมที่สุด จะมีค่าเท่ากับ เส้นผ่าศูนย์กลางการเลี้ยวบวกกับ สองเท่าของระยะทางบนพื้นราบจากจุดศูนย์กลางลัทธิระหว่าง ยางกับถนนถึงส่วนโค้งของยางขอบนอกสุด (ดูรูป 9)

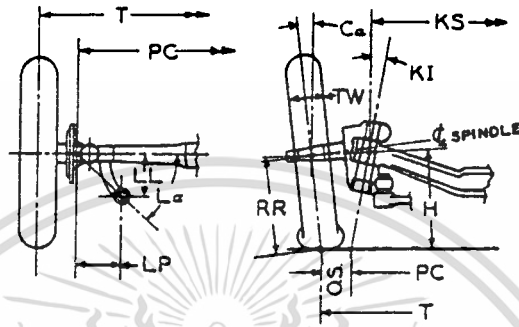


รูปที่ 9

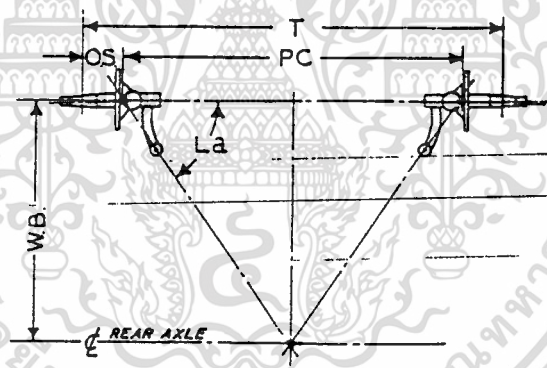
3. Determinations จะขึ้นอยู่กับ ขนาดชนิดของมุมการเลี้ยวอิ่งเดอมัน (ดูรูป 9) สามารถอธิบายได้ดังนี้

- 3.1 ฐานล้อที่ถูกต้องสำหรับรูปแบบของ เพล่าที่กำหนด ให้
- 3.2 เส้นผ่านศูนย์กลางการเลี้ยวกับฐานล้อ และเพล่าหน้าที่กำหนดให้
- 3.3 การเพิ่มขึ้นของระยะจัดของขอบกัน
- 3.4 มุมในการเลี้ยวของฐานล้อที่กำหนดให้

4. Factors of Front Axle Configuration จากระบบการเลี้ยวแบบ Ackerman
สรุปได้ว่าเพลาลើขามีมุมเท่ากับแนวศูนย์กลางของดิสซี ซึ่งจะอยู่บนแนวราบ (ดูรูป 11) เราจะ
สรุปได้จากตัวประกอบต่างๆ ดังแสดงในรูป 10 และ 11



รูปที่ 10

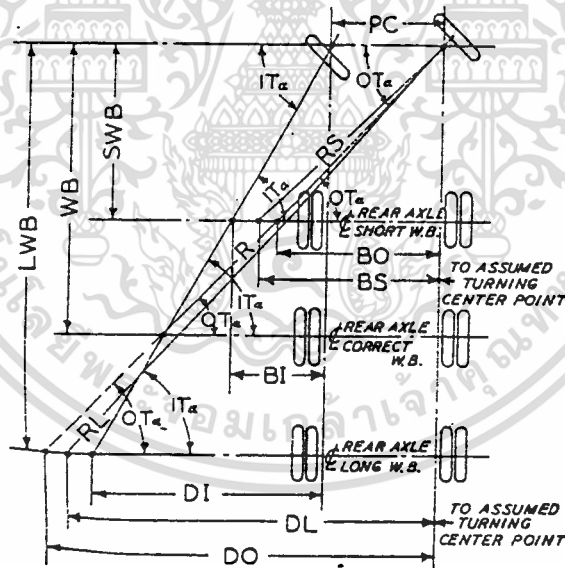


รูปที่ 11

- PC - ระยะทางระหว่างจุดศูนย์กลางของจุดหมุนของข้อต่อ
- T - แนวของยางบนพื้น
- OS - ระยะ Offset
- Ca - มุมแคมเบอร์ของล้อ
- KI - ระยะขจัดของ Kingpin
- - TW - ความกว้างของยาง
- WB - ระยะฐานล้อ
- LL - ความยาวการเลี้ยวรถ
- LP - ตำแหน่งการเลี้ยวรถ

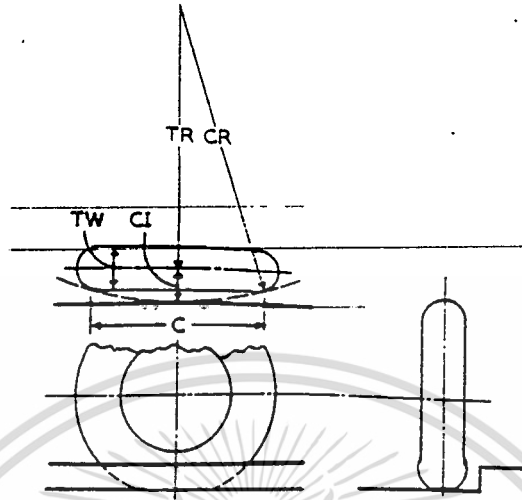
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้ฐานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งยังมีเหตุเปลี่ยนแปลงเนื้อหา และตยยังอ้างอิงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- RR - รัศมีการกลิ้งของยาง
- T_u - มุมการเลี้ยว (ดูรูป 12)
- IT_u - มุมการเลี้ยวด้านใน (ดูรูป 12)
- OT_u - มุมการเลี้ยวด้านนอก (ดูรูป 12)
- H - ความสูงของศูนย์กลางของ Kingpin จากพื้นขณะบรรทุก
- C - ความยาวสัมพันธ์ของข้อกัน (ดูรูป 13)
- TR - รัศมีการเลี้ยว (ดูรูป 9)
- R - รัศมีถึงศูนย์กลางจุดหมุนสำหรับระยะฐานล้อ (รูป 12)
- RS - รัศมีถึงศูนย์กลางจุดหมุนสำหรับระยะสั้นกว่าฐานล้อ (รูป 12)
- RL - รัศมีถึงศูนย์กลางจุดหมุนสำหรับระยะยาวกว่าฐานล้อ (รูป 12)
- CR - รัศมีถึงข้อกัน (รูป 13)
- CI - การเพิ่มของระยะขจัดของข้อกัน (รูป 13)



รูปที่ 12

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 13

5. Formulas

5.1 เพื่อหาระยะฐานล้อที่ถูกต้องสำหรับรูปแบบเพลาน้ำที่กำหนดให้

5.1.1 จากขอบเพลาน้ำ (ดูรูป 10-11) ทำให้เกิด PC และ L_a

5.1.2 $WB = (Pc \times \tan L_a) / 2$

5.2 เพื่อหารัศมีการเลี้ยว โดยระยะฐานล้อ และเพลาน้ำที่กำหนดให้

5.2.1 โดยระยะฐานล้อที่ถูกต้อง

$$TC = 2 \left(\frac{WB}{\sin OT_a} + OS \right)$$

5.2.2 โดยระยะที่สั้นกว่าระยะฐานล้อ

$$TC = \left[\frac{2 \sqrt{4 \overline{SWB}^2 + \left(\frac{SWB}{\tan OT_a} + PC + \frac{SWB}{\tan IT_a} \right)^2}}{2} + OS \right]$$

5.2.3 โดยระยะที่ยาวกว่าระยะฐานล้อ

$$TC = \left[\frac{2 \sqrt{4 \overline{LWB}^2 + \left(\frac{LWB}{\tan OT_a} + PC + \frac{LWB}{\tan IT_a} \right)^2}}{2} + OS \right]$$

6. หาข้อมูลจาก เส้นผ่านศูนย์กลางการเลี้ยวรถที่กำหนดให้ (ดูรูป 12)

6.1 กำหนดจุดศูนย์กลาง (PC), offset (OS), และระยะฐานล้อ (WB), เพื่อที่จะหามุมการเลี้ยว ซึ่งจำเป็นต่อล้อหน้าด้านนอก

$$OTa = \arcsin (WB/ [TC/2] - OS)$$

$$ITa = \operatorname{arccot} (\cot OTa - \frac{PC}{WB})$$

6.2 กำหนดค่า offset (OS), และมุมการเลี้ยว (Ta) ของล้อหน้าด้านนอก เพื่อหาระยะฐานล้อ (ดูรูป 12)

$$WB = \frac{(TC - OS) \sin OTa}{2}$$

7. เพื่อหาค่ามุมการเลี้ยวที่ถูกต้องสำหรับระยะฐานล้อ และจุดศูนย์กลางการเลี้ยวที่กำหนดให้ ระยะฐานล้อที่กำหนดให้ (WB) และจุดศูนย์กลางการเลี้ยว (PC) เพื่อหามุมการเลี้ยวที่ถูกต้อง (La)

$$La = \arctan \frac{(2WB)}{PC}$$

8. เพื่อหาค่า การเพิ่มขึ้นของระยะชัดของขอบกัน ไปยังรัศมีการเลี้ยว (ดูรูป 13)

$$CI = \sqrt{(\frac{TR + TW}{2})^2 + (\frac{C^2}{2})} - TR$$

9. Field Test Procedure การทดสอบทางกายภาพของยานพาหนะ เพื่อจะหารัศมีการเลี้ยวที่แท้จริงจะต้องทำดังนี้

9.1 ตรวจสอบค่ามุมการเลี้ยวและแก๊ว

9.2 ตรวจสอบมุมล้อหน้าให้ตรงตามคำแนะนำของผู้ผลิต

9.3 บรรทุกสัมภาระขึ้นรถจนถึงค่าสูงสุด

9.4 ขับรถบนถนนแห้ง, เรียบ ทำการเลี้ยวทั้งซ้ายและขวา ในเกียร์ต่ำแล้วทำ

เครื่องหมายจะทำให้เกิดวงกลมอย่างน้อย 2 วง แล้วค่อยวัด เราสามารถทำเครื่องหมายแนว

การเลี้ยวของล้อโดยการรูดน้ำที่ข้างก่อนนำไปวิ่ง

9.5 สำหรับเส้นผ่าศูนย์กลางการเลี้ยว วัดจากจุดกลางของยางสัมผัสกับถนน ถึง

จุดผ่านเส้นผ่าศูนย์กลางการเลี้ยว รัศมีการเลี้ยวจะเป็นครึ่งหนึ่งของเส้นผ่าศูนย์กลางการเลี้ยว

9.6 การเพิ่มของขอบกัน

9.7 เส้นผ่าศูนย์กลางการเลี้ยว (Wall to Wall)

10. Graphical Determination จากสูตรทางคณิตศาสตร์ และการทดลองข้างต้นการหาค่าต้องใช้วิธีการทางกราฟ ซึ่งอาจก่อให้เกิดค่าความผิดพลาดขึ้นได้ แต่ไม่มากนัก ดังนั้นเราจึงมาพิจารณาวิธีการทางกราฟ ซึ่งจะช่วยให้หาค่าได้ง่ายและเร็วกว่า

ในรูป 6 จะแสดงตัวแปรต่างๆ และลำดับการทำงานแสดงด้วยตัวเลขที่วงกลมไว้ จากจุดศูนย์กลางการเลี้ยว (PC), ระยะ offset (OS), มุมการเลี้ยววงนอก (OT_u) และ ระยะฐานล้อ (WB)

10.1 วาดเส้นแนวราบแทนเส้นศูนย์กลางตามแนวสวของแชสซี

10.2 วาดเส้นตั้งฉากกับเส้นแรกแทนเส้นศูนย์กลางของเพลาล้อหน้า

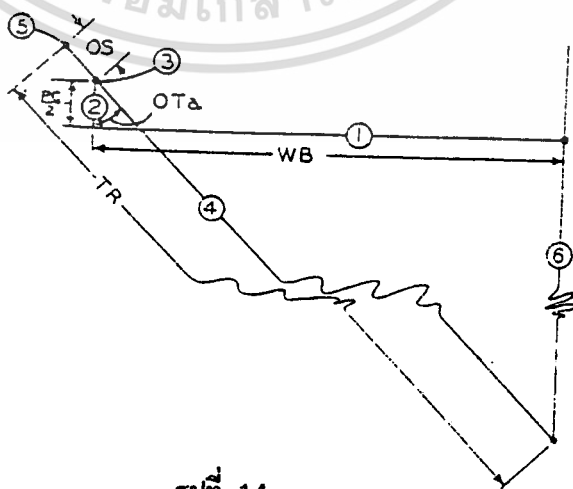
10.3 กำหนดจุดบนเส้นที่ 2 นี้โดยมีระยะห่างจากเส้นแรกครึ่งหนึ่งของระยะ PC

10.4 ลากเส้นจากจุดนี้ด้วยมุม OT_u (มุมเลี้ยวล้อหน้าวงนอกสุด)

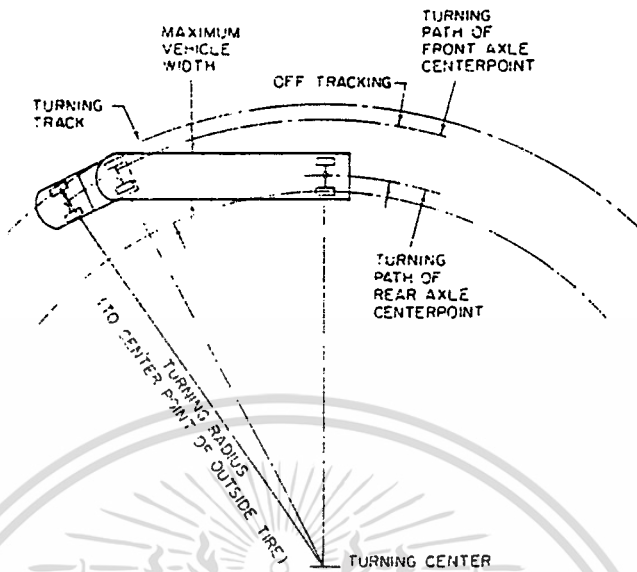
10.5 ต่อเส้นออกไปเหนือจุดหมุนแล้วกำหนดจุดระยะห่างจากจุดหมุน เท่ากับระยะ offset ของยาง (OS)

10.6 หาจุดศูนย์กลางการเลี้ยว (IC) โดยต่อจากเส้นที่ 1 (Chassis) ลงมาจนตัดกับเส้นตนเอง

10.7 หารัศมีการเลี้ยวรถ วัดระยะจากจุดตัดนี้จนถึงแนวทแยงบนสุด



รูปที่ 14



รูปที่ 15

11. Definition

11.1 OFF Tracking เป็นความแตกต่างของรัศมีจากจุดศูนย์กลางเลี้ยวถึงแนวกลางของรถ ที่เพลหน้าและหลังสุดของรถ (ดูรูป 15)

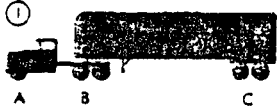



11.2 General ในการทดลองทางฟิสิกส์ ทำได้ 2 วิธี คือ โดยทางคณิตศาสตร์และทางกราฟ ปกติแล้วทั้งวิธีทางคณิตศาสตร์และทางกราฟต่างก็ต้องการความรู้ทางด้านนั้นๆ เป็นอย่างดี อย่างไรก็ตามมันถูกค้นพบว่าทั้ง 2 วิธีนี้มันซับซ้อนเกินไม่ที่จะใช้ เมื่อไม่นานมานี้ได้มีการพัฒนาข้อมูล ซึ่งมีความถูกต้องเพียงพอที่จะใช้在实际ปฏิบัติ สมการที่ใช้ในการคำนวณหาการเลี้ยวสูงสุดถูกใช้ในการหาระยะทางที่ล้นไกล เมื่อรู้รัศมีการเลี้ยวและระยะฐานล้อ

12. Factors of Off Tracking

12.1 ขนาดของการล้นไกล จะแปรเปลี่ยนโดยตรงกับระยะฐานล้อ และแปรผกผันกับรัศมีการเลี้ยวรถพิกัดของการล้นไกล มีผลกระทบเนื่องมาจากจำนวนและตำแหน่งของจุดที่เป็นข้อต่อ และยังมีปัจจัยอื่นในการล้นไกลอีก เช่น รูปแบบการเลี้ยว ความเร็ว ความสามารถการเลี้ยวของรถ และชนิดยาง, ฯลฯ

12.2 Negative Off Tracking เป็นผลเนื่องมาจากการต้านการเคลื่อนที่อย่างปกติของล้อหน้าสุด ซึ่งแยกได้เป็น

- a) เพลหลังของรถลาก
- b) ระบบบังคับเลี้ยว (ตรงที่เป็นจุดข้อต่อ)

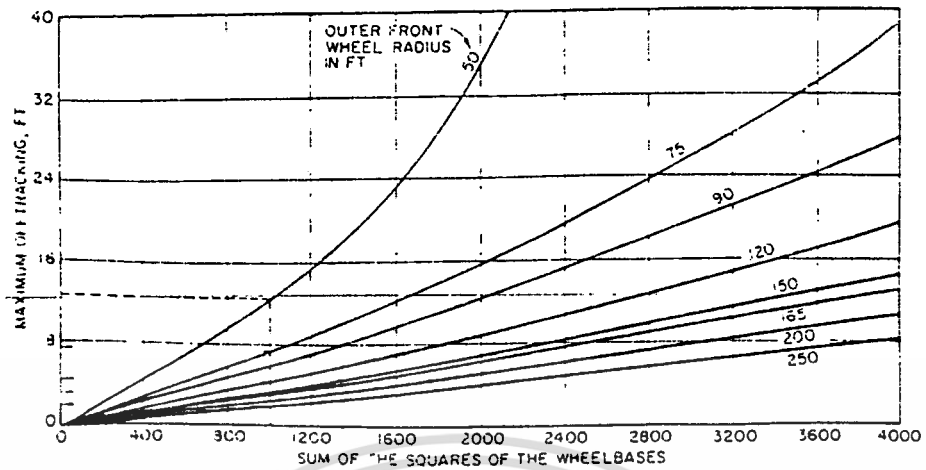
(1) Illustrative Vehicles	(2) Measurement	Wheelbase ^a		(5) Wheel- base Squared	(6) Sum of Squares of Wheel- bases	Maximum Off Tracking (in ft) if Radius of Curve is					
		(3) ft-in	(4) decimal ft			(7) 50 ft	(8) 75 ft	(9) 120 ft	(10) 165 ft	(11) 200 ft	
① 	OAL = 55 ft	AB 3C	17-0 31-2	17.000 31.167	289.00 971.38	1250	16.6	9.5	5.5	3.9	2.5
	OAL = 65 ft	AB 3C CP ^b PD DE	10-0 20-2 -2-6 6-0 21-6	10.000 20.167 -2.500 6.000 21.500	100.00 406.71 -6.25 36.00 462.25						
② 	OAL = 95 ft	AB BC CP ^b PD DE EP ^b PF FG	10-0 20-2 -2-6 6-0 21-6 -2-6 6-0 21-6	10.000 20.167 -2.500 6.000 21.500 -2.500 6.000 21.500	100.00 406.71 -6.25 36.00 462.25 -6.25 36.00 462.25	1491	21.5	11.6	6.7	4.8	3.1
	OAL = 100 ft	AB BC CP ^b PD DE	17-9 33-3 -4-0 7-1 31-10	17.75 33.25 -4.0 7.083 31.833	315.06 1105.56 -16.00 50.17 1013.34						
③ 											
④ 											

^a Wheelbase, rear axle to pintle hook, or pintle hook to front axle or bogie.
^b P denotes pintle hook.
^c This value is beyond Fig. 8 and Table 2. Off track of over 60 ft could be expected, indicating the vehicle is pivoting around the rear axle group rather than making a free roll.

ตารางที่ 18

12.3 Axle Intervals and Hitch Distances สำหรับการหาค่าการลื่นไถล

นั้นต้องรู้ระยะระหว่างเวลา (ระยะฐานล้อ) เฟลาหน้าจะถูกกำหนดด้วยตัว A เฟลาที่ 2 จุด B และที่ 3 จุด C จุด P จะแทนจุดเชื่อมต่อ ดังนั้นระยะทางเพื่อหาการไถลสูงสุดของรถกึ่งพ่วงกับรถพ่วงในเบอร์ 2 ในตาราง 18 เป็นระยะเฟลา AB, BC, DE และจากเฟลาไปยังจุดเชื่อมต่อ CP และจากจุดเชื่อมต่อ ไปถึงเฟลาหลัง PD



รูปที่ 16

12.4 Determination of Off Tracking ตาราง 18 แสดงวิธีการหาการลื่นไถลสูงสุด สำหรับยานพาหนะ 4 แบบ แบบใดแบบหนึ่งใน 4 แบบนี้ สามารถแสดงให้ง่ายเข้าด้วยรูป 8 หรือ อาจใช้ตาราง 19 เพื่อหาค่าการลื่นไถลสูงสุดที่ใกล้เคียงที่สุด สำหรับรถเบอร์ 2 ผลบวกของกำลังสองของระยะฐานล้อ และระยะเชื่อมต้อ เป็น 999 ดังแสดงในแนวตั้งที่ 6 และระยะต่างๆ ในรูปได้แสดงในแนวตั้งที่ 5 ผลกระทบของ Negative Off - Tracking จะเหมือนกันกับที่เกิดโดยตำแหน่งของ Kingpin ในตำแหน่งหน้าของเพลาลังรถบรรทุก ปกติแล้วระยะ Off Set ของ Kingpin จะมีค่า 8-16 นิ้ว และผลของมันในการลื่นไถลมีผลน้อยมาก ในทางปฏิบัติแล้ว อาจสมมติให้ Kingpin อยู่ตรงกลางของเพลาลังรถบรรทุก และไม่มี การลื่นไถลเข้ามาเกี่ยวข้อง ดังนั้นถ้าคิดว่าเป็นการเลี้ยวแบบล้อที่ 5 ของรถกึ่งพ่วง ดังนั้นจุด P ก็จะไม่มาเกี่ยวข้อง ในขณะที่แนวตั้งที่ 3 แสดงถึงระยะฐานล้อหน่วยฟุต, นิ้ว ซึ่งถูกเปลี่ยนเป็นหน่วยฟุตในแนวตั้ง 4 แล้วยกกำลัง 2 แสดงในแนวตั้ง 5 และอ้างอิงไปยังรูป 16 และตาราง 19

$\Sigma(L)^2$	Radius of Curve, ft					
	50	90	120	165	200	250
	Off Tracking, ft					
500	5.80	2.96	2.18	1.56	1.28	1.02
550	6.43	3.26	2.40	1.72	1.41	1.12
600	7.06	3.56	2.62	1.87	1.54	1.22
650	7.71	3.87	2.84	2.03	1.76	1.32
700	8.37	4.17	3.06	2.19	1.79	1.42
750	9.04	4.48	3.28	2.35	1.95	1.52
800	9.72	4.78	3.50	2.50	2.08	1.63
850	10.42	5.09	3.72	2.66	2.21	1.73
900	11.13	5.40	3.95	2.82	2.34	1.82
950	11.85	5.71	4.17	2.98	2.46	1.93
1000	12.59	6.03	4.39	3.14	2.57	2.04
1050	13.35	6.34	4.62	3.30	2.70	2.14
1100	14.13	6.65	4.84	3.45	2.83	2.25
1150	14.92	6.97	5.07	3.61	2.96	2.35
1200	15.74	7.29	5.29	3.77	3.09	2.45

$\Sigma(L)^2$	Radius of Curve, ft					
	50	90	120	165	200	250
	Off Tracking, ft					
1250	16.57	7.60	5.52	3.93	3.22	2.55
1300	17.44	7.92	5.75	4.09	3.34	2.66
1350	18.32	8.24	5.97	4.25	3.47	2.76
1400	19.24	8.57	6.20	4.41	3.60	2.86
1450	20.19	8.89	6.34	4.57	3.73	2.97
1500	21.18	9.21	6.66	4.73	3.86	3.07
1550	22.21	9.54	6.89	4.89	3.99	3.17
1600	23.28	9.87	7.11	5.05	4.13	3.27
1650	24.41	10.20	7.34	5.21	4.26	3.38
1700	25.60	10.52	7.57	5.37	4.39	3.48
1750	26.87	10.86	7.81	5.53	4.52	3.58
1800	28.22	11.19	8.04	5.69	4.65	3.69
1850	29.69	11.53	8.27	5.85	4.78	3.79
1900	31.30	11.86	8.50	6.01	4.91	3.89
1950	33.12	12.20	8.73	6.17	5.04	4.00
2000	35.23	12.54	8.97	6.34	5.17	4.10
2050	37.88	12.88	9.20	6.50	5.30	4.20
2100	42.00	13.23	9.44	6.66	5.43	4.31
2150	—	13.57	9.67	6.82	5.56	4.41
2200	—	13.92	9.91	6.98	5.70	4.51
2250	—	14.26	10.14	7.15	5.83	4.62
2300	—	14.61	10.38	7.31	5.96	4.72
2350	—	14.96	10.62	7.47	6.09	4.82
2400	—	15.32	10.85	7.63	6.22	4.93
2450	—	15.67	11.09	7.80	6.35	5.03
2500	—	16.02	11.33	7.96	6.49	5.13
2550	—	16.39	11.57	8.13	6.62	5.24
2600	—	16.75	11.81	8.29	6.75	5.34
2650	—	17.11	12.05	8.45	6.88	5.45
2700	—	17.47	12.29	8.62	7.02	5.55
2750	—	17.84	12.53	8.78	7.15	5.66
2800	—	18.21	12.77	8.94	7.28	5.76
2850	—	18.58	13.01	9.11	7.42	5.86
2900	—	18.95	13.26	9.27	7.54	5.97
2950	—	19.32	13.50	9.44	7.68	6.07
3000	—	19.70	13.75	9.60	7.81	6.18

* Sum of the squares of wheelbases and hitch distances.

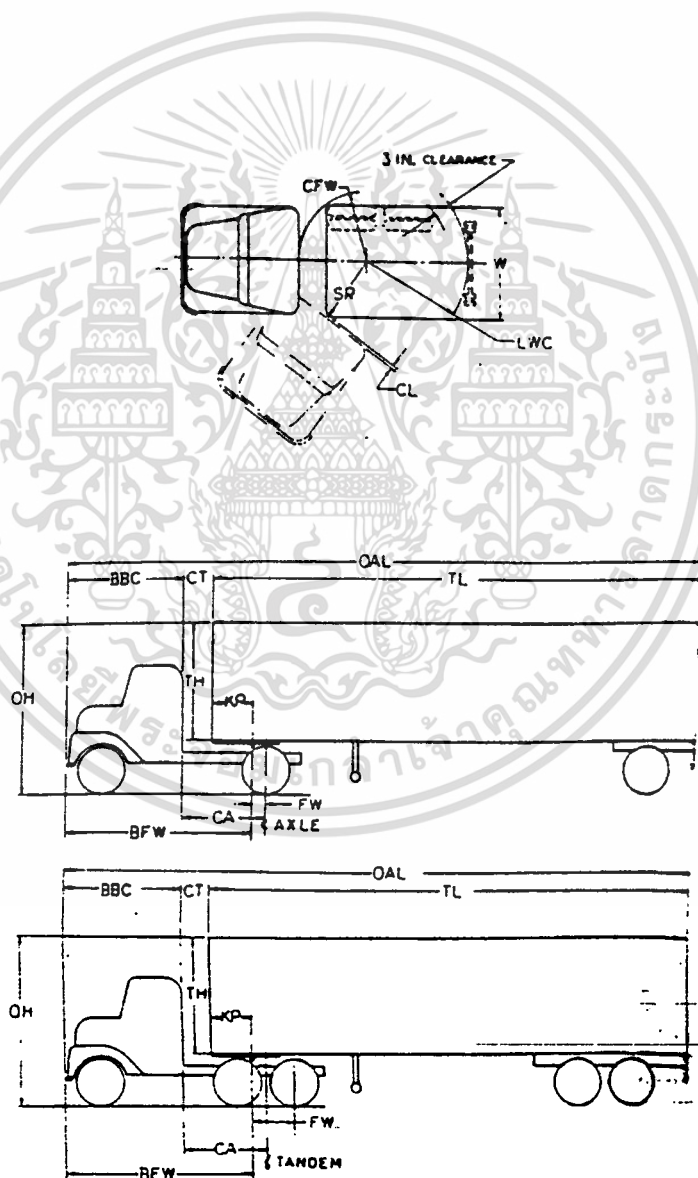
ตารางที่ 19

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ใช้เพื่อการศึกษานี้เท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 13. รูปแบบของการสิ้นไกลของรถถังพวง จะแสดงในรูป 15
 ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Truck Tractor Semitrailer Interchange Coupling Dimensions

รายละเอียดใน SAE Information Report ถูกกำหนดมาเพื่อให้สามารถใช้กับ เครื่องมือได้หลายชิ้น ซึ่งถูกจำกัดด้วยขนาดตามกฎหมาย เช่น มันต้องการระยะชัดของโช้ต่ำสุด 3 นิ้ว และ 4 นิ้ว สำหรับระยะชัดต่ำสุดจากหัวครอบถึงตัวพ่วง

1. ความสูงของตัวพ่วงรถพ่วง , 14 นิ้ว
2. ตำแหน่งการเชื่อมต่อของเบรครถกึ่งพ่วง , คูใน SAE J702
3. ความยาวของท่ออากาศ , 118 นิ้ว



รูปที่ 17

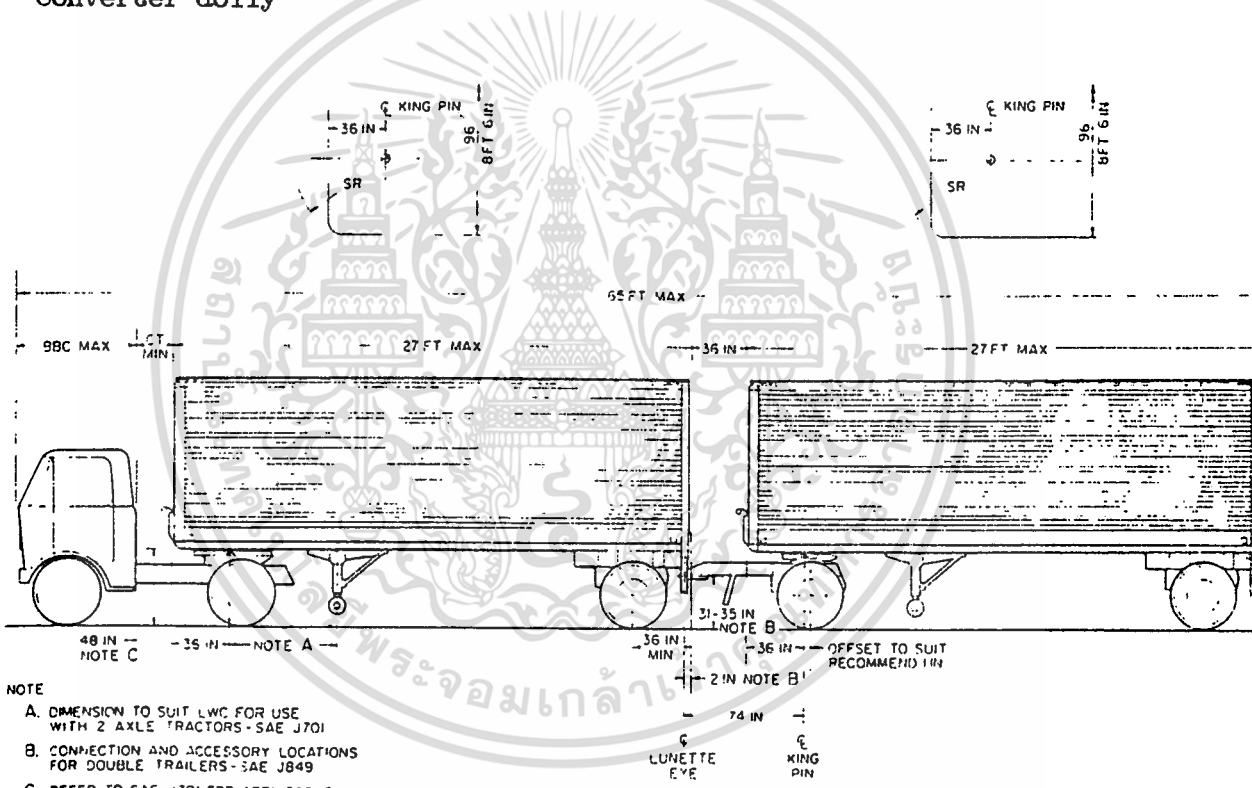
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Tire Size	Height	Tire Size	Height
7.50/20	43	11.00/20	49
8.25/20	44	11.00/22	51
9.00/20	46	11.00/24	53
10.00/20	48	12.00/20	51
10.00/22	49	12.00/24	55
10.00/24	50		

NOTE: 5th wheel height = 48 (10.00 X 20 tires) standard unless otherwise specified.
 * Height can vary by ± 1 in.

ตารางที่ 20

ตาราง 20 และรูป 17 และ 19 แสดงความต้องการพื้นฐาน สำหรับการเปลี่ยนแปลง
 ได้ของอุปกรณ์รถบรรทุกและรถกึ่งพ่วง รูป 18 แสดงการเปลี่ยนแปลงได้ของ doubles
 Converter dolly



- NOTE
- A. DIMENSION TO SUIT LWC FOR USE WITH 2 AXLE TRACTORS - SAE J701
 - B. CONNECTION AND ACCESSORY LOCATIONS FOR DOUBLE TRAILERS - SAE J849
 - C. REFER TO SAE J701 FOR APPLICABLE 5TH WHEEL HEIGHT DEFINITIONS
 - D. EACH TRAILER TO BE EQUIPPED AS LEAD UNIT

Trailer Width, In.	Corner R	SR	CT Min.	BBC Max
96	10 in.	56	24	72
102	10 in.	58-1/2	26-1.2	69-1.2
96	Square	60	28	68
102	Square	62-1/2	30-1/2	65-1/2

รูปที่ 18

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

SYMBOLS FOR TRUCK TRACTOR SEMITRAILER INTERCHANGE COUPLING DIMENSIONS

TRAILER	TRAILER DIMENSIONS	TRACTOR	COMBINATION	
TL	TRAILER LENGTH	CFW	BACK OF CAB TO 5TH WHEEL (64 MIN — 96 IN. WIDTH; 56-1/2 MIN — 102 IN. WIDTH)	
SR*	SWING RADIUS (80 IN. FOR 96 IN. WIDTH; 82-1/2 IN. FOR 102 IN. WIDTH)	BBC	BUMPER TO BACK OF CAB	
KP	FRONT OF TRAILER TO KINGPIN, 36 IN.	BFW	BUMPER TO 5TH WHEEL	
LWC**	KINGPIN TO TRAILER SUPPORT CLEARANCE, 90 IN. (64 IN. FOR SHORT TRAILERS INTENDED FOR USE WITH 2 AXLE TRACTORS); INCLUDES 3 IN. CLEARANCE	FW	KINGPIN TO REAR AXLE	
CA	TRAILER HEIGHT	CA	CAB TO AXLE	
			W	WIDTH
			OAL	OVERALL LENGTH
			OH	OVERALL HEIGHT
			CL	CLEARANCE BETWEEN REAR OF TRAILER CORNER (4 IN. MINIMUM)
			CT	CLEARANCE BETWEEN REAR OF TRAILER FRONT IN STRAIGHT ALIGNMENT

* Maximum dimensions for square front trailer.

3 in. below trailer coupler plate.

** For determining LWC on support mounting structure of frame, top of tire is assumed to be

ตารางที่ 21

สูตรสำหรับหา LWC และความยาวรวมทั้งหมด คือ

$$(FW + R)^2 = (LWC - C)^2 - (W/2)^2$$

ซึ่ง FW = ด้านหน้าของล้อที่ 5

R = รัศมียางเพลาลัง

$$LWC = 90 \text{ นิ้ว}$$

$$= 64 \text{ นิ้ว (รถพ่วงสั้น หรือสำหรับรถบรรทุก 2 เพลลา)}$$

$$W = 96 \text{ นิ้ว}$$

$$= 102 \text{ นิ้ว}$$

$$C = \text{ระยะขจัด} , 3 \text{ นิ้ว}$$

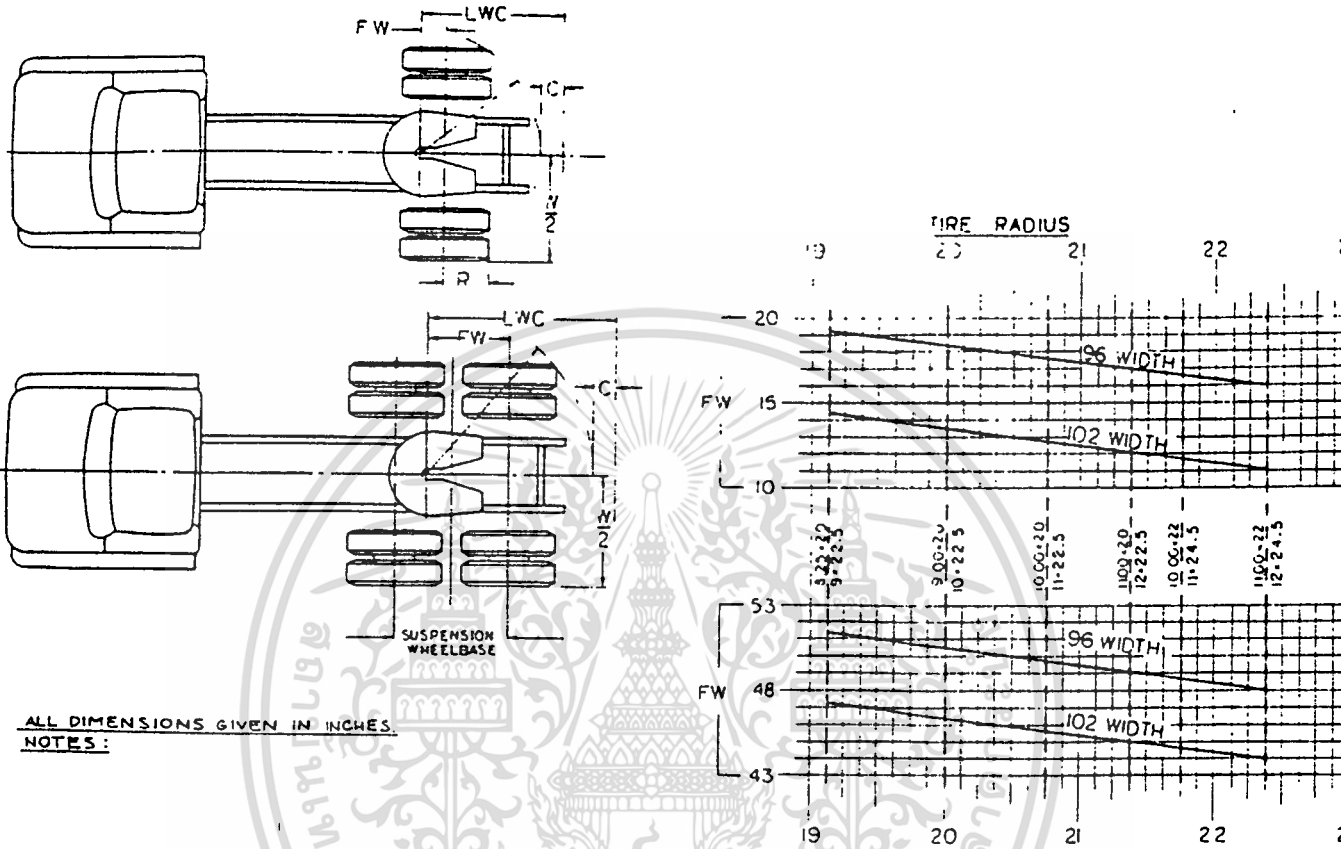
สูตรความยาวรวมทั้งหมด คือ

$$OAL = (TL - KP) + BFW$$

$$OAL = (TL - KP) + (BBC + CFW)$$

$$OAL = TL - TCT + BBC$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



ALL DIMENSIONS GIVEN IN INCHES.

NOTES:

รูปที่ 19

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เสถียรภาพของรถยนต์

ลักษณะของเสถียรภาพตามแนวแกน

การสูญเสียเสถียรภาพ จะเกิดจากรถยนต์ลื่นไถล และก่อให้เกิดอันตรายซึ่งมักเกิดจาก แรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง และแรงโน้มถ่วงของรถในทิศทางตรงข้าม และแรงของลมได้ รวมทั้งการลื่นของล้อจากพื้นถนนหยาบ

เสถียรภาพตามแนวแกนของรถ มีความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วสูงและความชันของถนน ซึ่งสามารถหาได้จาก สภาวะการลื่นไถลของล้อ

V_u = ความเร็วสูงสุดของการเคลื่อนที่เข้าโค้งก่อนจะลื่นไถล (m/s)

V_o = ความเร็วสูงสุดของการเคลื่อนที่เข้าโค้งก่อนการคว่ำ (m/s)

β_u = มุมสูงสุดของความชันของล้อกับการลื่นไถล (องศา)

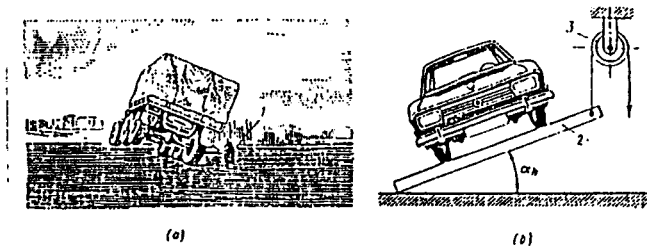
β_o = มุมสูงสุดของความชันของล้อก่อนคว่ำ (องศา)

เมื่อความเร็วสูงสุดถูกหาได้คนขับหมุนพวงมาลัยของรถวิ่งแข่งบนพื้นราบ ดังนั้นรถถูกขับให้วิ่งเร็วที่สุดเท่าที่จะเป็นไปได้ในการเข้าโค้ง

ในการเคลื่อนที่แบบโค้งล้อใน ซึ่งเกี่ยวข้องกับศูนย์กลางในการเลี้ยวแทบจะไม่ได้รับภาระ ซึ่งล้อรอบวงเลี้ยวจะรับภาระจากแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง และเพื่อที่จะหยุดรถตอนทดสอบจากการคว่ำวงล้อนอก ถูกติดกับล้อช่วยด้านหนึ่ง (ดูรูป 1A) ถ้าระหว่างการทดสอบรถสูญเสียเสถียรภาพและจะคว่ำล้อ 1 นี้ จะสัมผัสกับถนนและป้องกันการคว่ำ ในขณะที่ล้อจะลื่นไถล ผู้สังเกตสามารถหาความเร็ว V_u or V_o ด้วยเครื่องมือต่างๆ

การหามุมสูงสุดของวงเวียนรถ รถยนต์ผูกติดบนแกน 2 (รูป 1) ด้านนำยกขึ้นโดยใช้รอก 3 ขณะที่รถเริ่มจะคว่ำ มุมของแกนจะถูกวัด

ระหว่างวิเคราะห์ทางทฤษฎี ของปัจจัยที่จะก่อให้เกิดเสถียรภาพตามแนวแกนของรถ พิกัดของแรงซึ่งก่อให้เกิดรถคว่ำหรือลื่นไถล ควรจะรู้ เมื่อรถเคลื่อนไปบนมุมด้วยแรงหนีศูนย์กลาง เราจะพิจารณารูป 2 เพื่อคำนวณแรงนี้



Testing a motor vehicle for lateral stability (a) on corner; (b) on a hill-side

รูปที่ 1

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เราขอรับว่า รถเป็นแผ่นราบเคลื่อนที่บนพื้นระดับและบางไม่เปลี่ยนรูปร่างในส่วน 1-2 รถอยู่ในท่าเคลื่อนที่แนวเส้นตรงและล้อบังคับเลี้ยวอยู่ในตำแหน่งกลางในส่วนกลาง ในส่วน 2-3 คนขับหมุนล้อและรถเคลื่อนที่ในแนวโค้ง ในส่วน 3-4 ตำแหน่งของล้อบังคับเลี้ยวหมุนเป็นมุม ยึดคงที่ และรัศมี R ของการเคลื่อนที่ก็คงที่ ในส่วน 4-5 คนขับหมุนล้อในทิศทางตรงกันข้ามและ R เพิ่มขึ้น ในส่วน 5-6 รถกลับมาวิ่งในแนวตรง

ระหว่างการเคลื่อนที่เชิงเส้น ระบบส่วนโค้งของรัศมีที่คงที่ แรงที่ศูนย์กลาง (หน่วย N) เช่น

$$P_c = M_{\omega}^2 \rho \tag{1}$$

ซึ่ง M_{ω} = มวลของรถ (kg)

ω = ความเร็วเชิงมุม (rad/s)

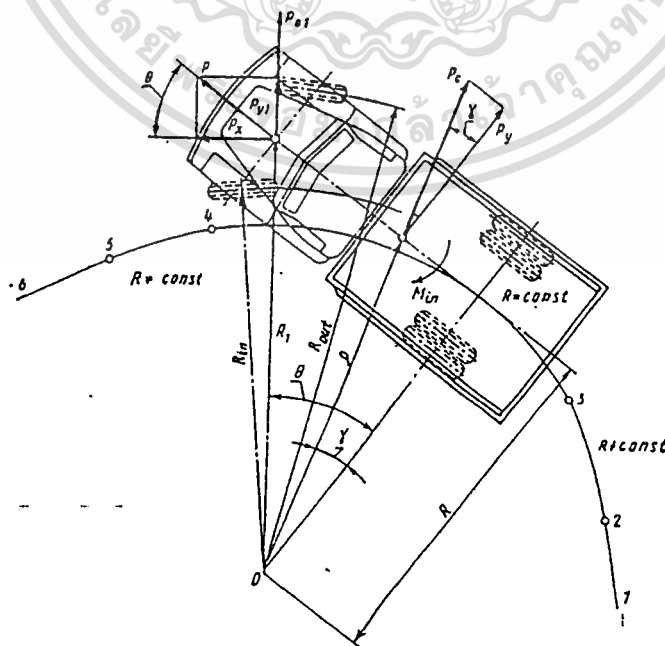
ρ = รัศมีของส่วนโค้งของศูนย์กลางโน้มถ่วงของรถยนต์ (รูป 2) (m)

ในขณะเดียวกัน

$$\omega = \frac{V}{R} ; \rho = \frac{R}{\cos \gamma} ; R = \frac{L}{\tan \theta} \approx \frac{L}{\theta}$$

เมื่อ γ = มุมระหว่างรัศมี และเส้นยืนของแกนของล้อหลัง

θ = มุมระหว่างแกนแนวยาวของรถ และเวกเตอร์ความเร็วของจุดกลางบนแกนหน้า มุมนี้ประมาณเท่ากับ ครึ่งของผลรวมของมุมที่ล้อบังคับเลี้ยวหมุน (ดูรูป 2)



Cornering

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลง **รูปที่ 2** และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การสูญเสียเสถียรภาพ จะอันตรายมากเมื่อรถวิ่งที่ความเร็วสูง และเคลื่อนที่เป็นเชิงเส้น ในกรณีนี้มุม เล็กมาก ดังนั้นจึงต้องให้ $\tan\theta \approx \theta \text{ rad.}$

แรงที่ศูนย์กลาง กระทำบนรถในการเคลื่อนที่เชิงเส้น บนโค้งจะเท่ากับ

$$P_c = \frac{M_u V^2}{R \cos \gamma} \approx \frac{M_u V^2 \theta}{L \cos \gamma} \quad (3)$$

แรงที่ตั้งฉากกับแนวแกนของรถ (N)

$$P_y = P_c \cos \gamma \approx \frac{M_u V^2}{L} \quad (4)$$

ในการเคลื่อนที่เหนือ โค้ง รถจะถูกกระทำโดยแรงที่ก่อให้เกิดโดยการเปลี่ยนแปลงแนวโค้ง แรงนี้คือ

$$P_y = M_u V_b \omega_{s.w} / L \quad (5)$$

เมื่อ b = ระยะจากศูนย์กลางของรถ ไปยังแกนหลัง (m)

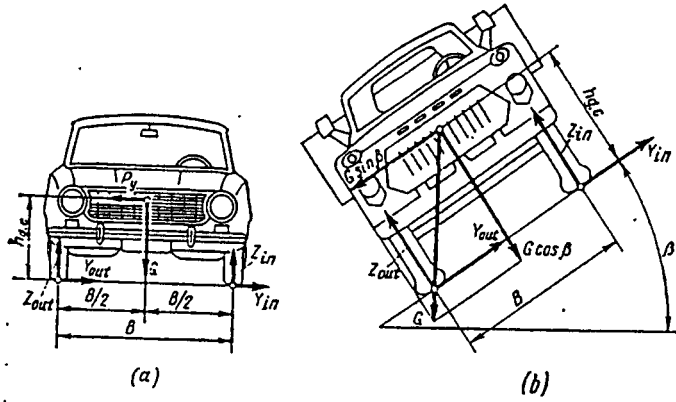
$\omega_{s.w}$ = ความเร็วเชิงมุมของล้อบังคับเลี้ยว (rad/s)

แรงที่ศูนย์กลางทั้งหมด กระทำบนรถขณะที่ล้อบังคับเลี้ยวหมุน คือ

$$P_{tot} = P_y + P'_y = \frac{M_u}{L} (V^2 \theta + V_b \omega_{s.w}) \quad (6)$$

แรง P'_y กระทำบนรถขณะรถเคลื่อนที่แนว โค้ง เป็นสัดส่วนกับความเร็วกำลังสอง และมุม θ แรง P'_y กระทำเมื่อล้อหน้าถูกหมุน และจะเพิ่มขึ้นเมื่อความเร็วเชิงมุมเพิ่มขึ้น และความเร็วของรถเพิ่มขึ้น ขณะที่รถเลี้ยวความเร็ว $\omega_{s.w}$ เป็นบวก และแรง P'_y บวกกับแรง P_y ก่อให้เกิดอันตรายจากการคว่ำ หรือลื่นไถล เมื่อการเลี้ยวเสร็จสิ้นและรถกลับสู่ทางตรงอีกครั้ง ความเร็ว $\omega_{s.w}$ เป็นลบ และอาจจะเร่งความเร็วต่อไปโดยปราศจากการสูญเสียเสถียรภาพ กล่าวได้ว่า แรง P'_y มีผลกระทบต่อเสถียรภาพเพียงชั่วขณะเริ่มเลี้ยว และตอนสุดท้ายเท่านั้น มันถูกวัดเทียบกับกับ แรง P_y ผลกระทบของแรง P'_y ละทิ้งได้เกือบทุกกรณี

การเคลื่อนที่แนว โค้ง จะก่อให้เกิดโมเมนต์ความเฉื่อย กระทำบนระนาบราบ แต่ปกติแล้วผลกระทบของโมเมนต์นี้ ต่อเสถียรภาพมีค่าเล็กน้อยมาก (ดูโมเมนต์ MIN ในรูป 2)



Schemes for calculating
(a) critical speed; (b) critical angle of hill-side

รูปที่ 3

การคำนวณความเร็วสูงสุดของรถ ขณะเกิดการคว่ำ และลื่นไถล (รูป 3a) เมื่อมันเลี้ยวภายใต้แรงกิริยา ของแรงที่ศูนย์ P_y รถอาจคว่ำได้ เมื่อผ่านศูนย์กลางของยางของล้อนอกกับถนน เราเขียนสมการโมเมนต์แรง ได้ดังนี้

$$G \cdot 0.5 B - P_y h_{g.c} = Z_{in} B \quad (7)$$

เมื่อ Z_{in} = ผลรวมของแรงปฏิกิริยาแนวแกนของถนนกระทำบนล้อในของรถ (N) ในขณะที่จะเริ่มคว่ำ ล้อในวงเลี้ยวจะเริ่มลงจากถนน และแรงปฏิกิริยา Z_{in} จะเท่ากับศูนย์ จากนั้น

$$0.5 GB = P_y h_{g.c} \quad (8)$$

แทนค่า P_y จากสูตร (4) ดังนั้นจึงสามารถหา ความเร็ววิกฤตสำหรับการคว่ำ (m/s)

$$V_o = \sqrt{\frac{g_{GL}}{2h_{g.c}} \theta} \approx \sqrt{\frac{g_{BR}}{2h_{g.c}}} \quad (9)$$

การกระทำของแรง P_y อาจจะทำให้ยางลื่น ผลรวมแรงปฏิกิริยา Y_{in} และ Y_{out} ของถนนจะเท่ากัน ในกรณีนี้ผลรวมของแรงจับยึดของล้อทั้งหมด กับถนนเป็น

$$Y_{in} + Y_{out} = \psi_y G ; Y_{in} + Y_{out} = P_y = \frac{M V^2}{L} \sigma / L$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ความเร็ววิกฤตสำหรับเงื่อนไขการลื่นไถล (m/s)

$$V_c = \sqrt{\phi_y g L / \theta} \approx \sqrt{\phi_y g R} \quad (10)$$

โดย $R = L / \theta$

รถยนต์อาจสูญเสียเสถียรภาพในแนวแกนในการวิ่งทางตรง ถ้าคนขับหมุนพวงมาลัยทันทีแม้เพียงเล็กน้อย แรงหนีศูนย์กลางจะเกิดในกรณีนี้ จะถึงค่าของการจับยึดของยางกับถนนเร็วมากอย่างให้เกิดการลื่นไถล

พิจารณาช่วงเวลาระหว่างแรงหนีศูนย์กลางเพิ่มขึ้นถึงพิกัดอันตราย สมมติว่าคนขับหมุนพวงมาลัยด้วยอัตราคงที่ ช่วงเวลานี้การลื่นไถลเกิดขึ้น แรง $P_{tot} = P_{gr}$ หรือ

$$M_{s.w} \omega_{s.w} (V^2 t + V_b) / L = \phi_y G \quad (11)$$

$$\text{ดังนั้นเวลา (sec) ; } t = \frac{1}{\omega_{s.w}} (\frac{\phi_y g_L}{V} - b) \quad (12)$$

ถ้ารถความเร็วสูง และส.ป.ส การจับยึดต่ำ เพียงแต่หมุนพวงมาลัยเล็กน้อย จะก่อให้เกิดการลื่นไถลได้ ในเงื่อนไขเวลาอาจจะน้อยกว่าเวลาปฏิกิริยาของคนขับและเขาไม่สามารถป้องกันอาการลื่นไถลได้

เมื่อรถวิ่งทางชัน อาจจะมีสูญเสียเสถียรภาพ ต่อการกระทำของพิกัดของแรงของศูนย์กลางของรถ เท่ากับ $G \sin \beta$ (รูป 3b) เราเขียนสมการโมเมนต์ของแรงทั้งหมดอ้างอิงแกน ผ่านยางซึ่งสัมผัสศูนย์กลางของล้อนอกกับถนน

$$Z_{in} B + G \sin \beta h_{s.c} = G \cos \beta (0.5 B) \quad (13)$$

ในขณะที่การคว่ำเริ่มต้น แรงปฏิกิริยา $Z_{in} = 0$ ซึ่งมุมวิกฤตบนทางชันสำหรับเงื่อนไขการคว่ำ คือ

$$\beta_0 = \arctan (B / 2h_{s.c}) \quad (14)$$

มุมวิกฤตบนทางชันต่อการลื่นไถล หาได้โดยรวมแรงทั้งหมดบนระนาบของถนน

$$G \sin \beta = Y_{in} + Y_{out} \quad (15)$$

ในขณะที่เดียวกัน เงื่อนไขการเกาะของยางกับถนน ผลรวมของแรงปฏิกิริยา เมื่อ

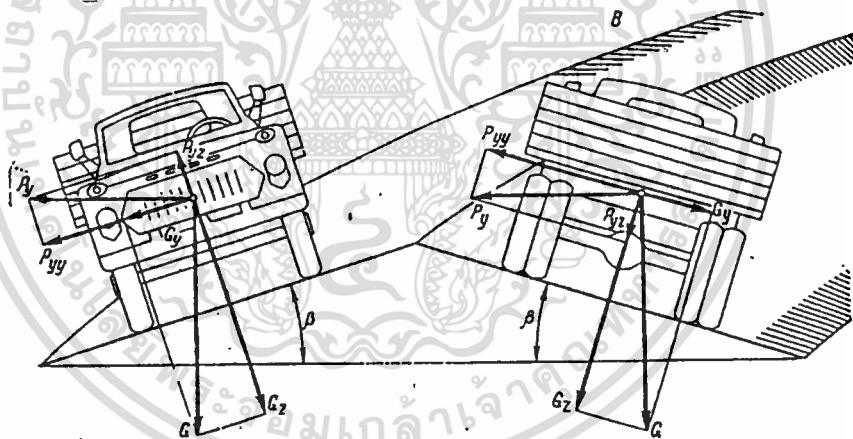
เอกสารนี้สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$Y_{in} + Y_{out} = G \cos \beta \quad (16)$$

ตั้งมุมเอียงของถนนขึ้น ต่อเงื่อนไขการลื่นไถล

$$\beta_u = \arctan \psi \quad (17)$$

การสูญเสียเสถียรภาพอาจเกิดจากการโค้งของถนนหรือการเลี้ยว หรือทั้ง 2 อย่าง รูป 4 แสดงรถ B ซึ่งวิ่งบนขอบในของถนน และรถ A วิ่งที่ขอบนอก ให้เราหาแรง G ในรูปของแรง G_z ตั้งฉากกับถนน และแรง G_y ขนานกับถนน พิกัด P_y ของแรงที่ศูนย์กลางถูกหาโดยทำนองเดียวกันแทนลงใน แรง P_{yz} และ P_{yy} แรง G_y และ P_{yy} ของรถ A ถูกรวมกัน แรง P_{yz} ตรงข้ามกับแรง G_z และจะลดแรงจับยึดถนนของยาง ความเป็นไปได้ที่รถ A จะสูญเสียเสถียรภาพมีมากกว่ารถ B ขณะที่แรง G_y และ P_{yy} ถูกลบ เพราะมันตรงข้ามกัน และแรง G_z และ P_{yz} ถูกรวมกันเพราะมันอยู่ในทิศทางเดียวกัน ดังนั้นการเลี้ยวซ้ายจะอันตรายสำหรับรถขับชิดขวา



Right-hand and left-hand cornering

รูปที่ 4

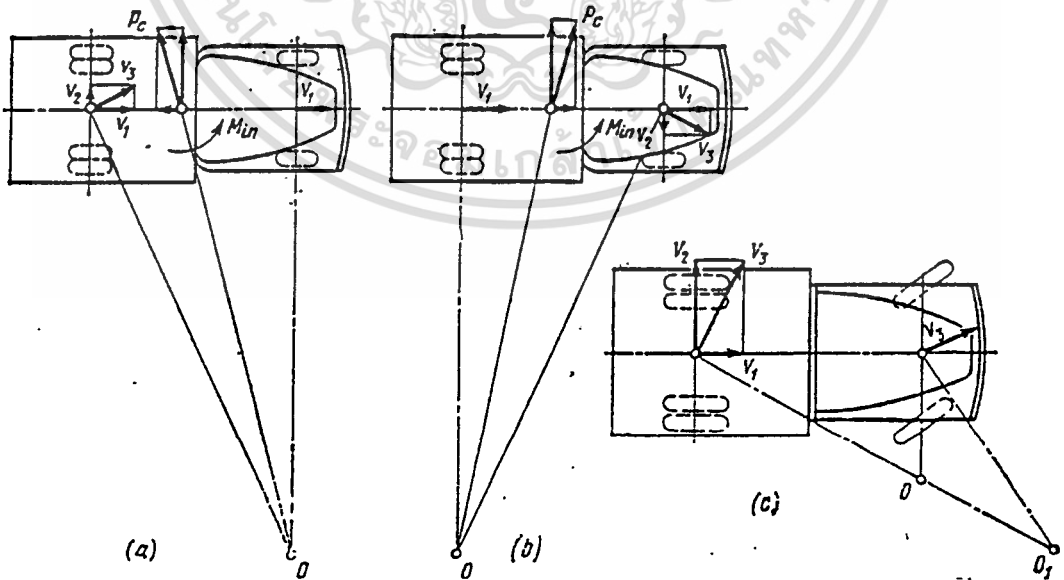
จากสูตร $P_{yz} = \psi_z \sqrt{x^2 + Y^2}$ เงื่อนไขต่อไปสำหรับล้อกลิ้งโดยไม่มีลื่นไถล

$$Y \leq \sqrt{\psi^2 Z^2 - x^2} \quad (18)$$

ยิ่งแรงจับยึดมากเท่าใด แรงปฏิริยาของถนนในแนวแกนยิ่งน้อยลงเท่านั้น ล้อขับเคลื่อนจะเสถียรมากที่สุด ในการกลับรถ ในล้อนี้แรงปฏิริยาในแนวแกน ซึ่งแสดงถึงแรงความฝืดที่ล้อจะเสถียรมากเมื่อเทียบกับแรง Ψ_z ถ้าแรงในแนวแกนถึงพิกัดของแรงจับยึด มันเพียงพอที่จะก่อให้เกิดการลื่นไถลขึ้น

รูป 5a แสดงถึงรถซึ่งล้อหน้า เคลื่อนด้วยความเร็ว V_1 และล้อหลังที่ความเร็ว V_2 ลื่นไถลที่ V_3 เมื่อเกิดลื่นไถล ด้วยเหตุนี้เพลาลังเคลื่อนที่ด้วยความเร็ว V_0 ซึ่งทำให้รถหมุนรอบจุด O พิกัดของแรงหนีศูนย์กลาง P_c ที่เกิดขึ้น กระทำในทิศทาง การลื่นไถลของเพลาลัง การหมุนที่เพิ่มขึ้นก่อให้เกิดแรงหนีศูนย์กลางที่มากขึ้น ด้วยเหตุที่การลื่นไถลที่ล้อหลังจะอันตรายกว่าเกิดที่ล้อหน้า (รูป 5b) เมื่อพิกัดของแรง P_c เกิดในทิศตรงข้ามกับความเร็วลื่นไถล V_3 ซึ่งทำให้หยุดโดยอัตโนมัติ และรถจะไม่สูญเสียเสถียรภาพ แม้เวลาเพียงชั่วครู่ การลื่นไถลของล้อหน้า อาจก่อให้เกิดการสูญเสียเสถียรภาพได้

พิจารณาการลื่นไถลของล้อหลัง ต้องลดความเร็ววงและแรงปฏิริยา โดยปล่อยเบรค หรือหมุนล้อหน้า ในทิศทางที่ลื่นไถล ถ้าล้อหน้าอยู่ในตำแหน่งกลางระหว่างการลื่นไถล และศูนย์กลางการเลี้ยวอยู่ที่จุด O (รูป 5 c) มันจะถูกแทนที่จุด O_1 หลังจากล้อหน้าหมุน ในกรณีที่รัศมีการหมุนจะเพิ่มขึ้น และลดพิกัดของแรงหนีศูนย์กลาง

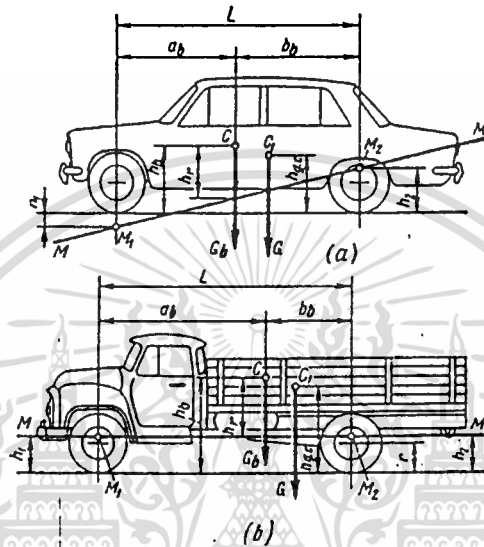


Skidding of motor vehicle axes
(a) rear; (b) front; (c) elimination of skidding

การสูญเสียเสถียรภาพ สามารถป้องกันได้ ถ้าความเร็วของรถถูกลดลง ก่อนที่จะ
เลี้ยว โดยเฉพาะบนถนนที่เปียก และลื่น

2 การโยกตัวในแนวแกน

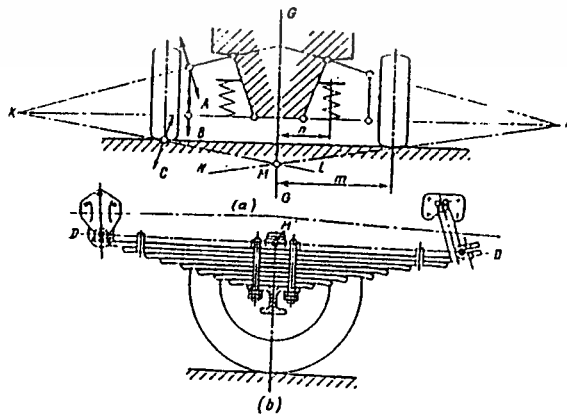
เป็นที่ยอมรับว่าในการหาความเสถียรภาพ เรามถือว่ารถเป็นวัตถุที่ทุกจุดเคลื่อนที่ด้วย
ความเร็วเดียวกัน



Arrangement of the body roll centres and axis
(a) car; (b) truck

รูปที่ 6

ในความจริงแล้ว รถเป็นระบบมวลที่ซับซ้อนมาก จุดศูนย์กลาง C ของมวลเชื่อมสปริง ถูกจัดเรียง
ที่ระยะ a_b จากแกนหน้า (รูป 6) ที่ระยะ b_b จากล้อหลังและที่ความสูง h_b
จากพื้นถนนมันไม่เกี่ยวโยงกับจุดศูนย์กลาง C_1 ของรถ จุด C อยู่เหนือจุด C_1 ดังนั้น
 $h_b > h_{s.c}$ มวลของส่วนที่ใช้สปริงของล้อหน้า มักจะน้อยกว่ามวลที่ล้อหลัง ที่จุด C_1 ถูกแทน
ที่ในภายหลังด้วยจุด C ($b < b_c$)



Determining the roll centre with various types of sus-
pension (a) parallel-arm; (b) leaf-spring

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

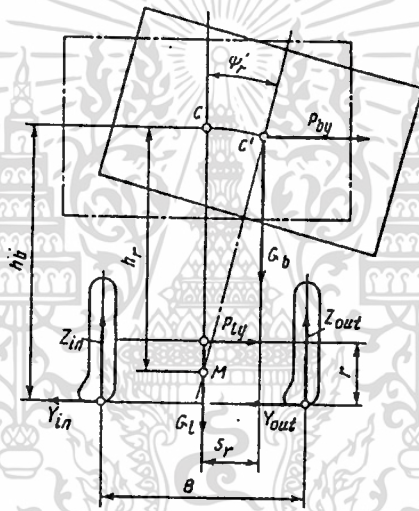
รูปที่ 7

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ศูนย์กลางการโยกตัว (ทั้งหน้าและหลัง) เป็นจุด ซึ่งส่วนของรถผ่านการเคลื่อนที่ของล้อหน้าและหลัง

แกนการโยกตัวเป็นเส้นตรง MM ซึ่งเกี่ยวโยงกับตัวรถขณะเลี้ยว แกนการก้ำจะพาดผ่านศูนย์กลางการโยกตัวของส่วนหน้าและหลังของตัวรถ

เราหาตำแหน่งของศูนย์กลางการโยกตัวในกรณีของระบบกันสะเทือนแบบแบนด์สำหรับจุดหมายนี้ เราพิจารณา 7a ขณะรถอยู่นิ่ง การลื่นขึ้น-ลง ของล้อขวาจะเกิดจุด A และ B (ปลายของแขนบนและล่าง) เพื่อเคลื่อนในทิศทางตั้งฉากกับแขน ศูนย์กลางชั่วคราวของความเร็วของล้ออยู่ที่จุด K ของส่วนตัดของเส้น ซึ่งเป็นส่วนที่ยื่นออกของแขน จุด C ของล้อ ซึ่งสัมผัสถนนเคลื่อนในกรณีนี้ ตั้งฉากกับเส้น KL



Determining the body roll angle

รูปที่ 8

ระบบกันสะเทือน ซึ่งให้ล้อวิ่ง ขนานกันอาจ ใช้แทนกันสะเทือนที่ยาวจำกัด ซึ่งศูนย์กลางการโยกตัวจะอยู่บนผิวถนน

ในรถยนต์ที่มีระบบอิสระล้อหน้าและระบบสปริงที่ล้อหลัง (รูป 6 a) ในรถบรรทุกและรถเมลล์ กับระบบกันสะเทือนแบบสปริง แกนการโยกตัวอยู่ขนานกับถนนประมาณที่ความสูงเท่ากับรัศมีของล้อ (รูป 6b) และ $h_1 \approx h_2$

แรง P_{by} เกี่ยวโยงกับศูนย์กลางของตัวถัง กระทำสัมพันธ์กับแกนการโยกตัวบนแกนก้ำ h_r และเกิดโมเมนต์ ซึ่งทำให้ตัวรถเอียง

แกนการโยกตัว (รูป 6) คือ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$h_r = h_b - [(a_b h_2 - a_b h_1) / L] \quad (19)$$

เมื่อ h_1 และ h_2 = ระยะจากพื้นถนนไปยังศูนย์ล้อหน้าและหลัง ตามลำดับ (m)

เราหามุมการโยกตัว ϕ_r เมื่อรถเลี้ยวบนนั้นระดับ (รูป 8) แรงโน้มถ่วง G_b และแรงหนีศูนย์กลาง P_{by} เกี่ยวข้องกับศูนย์ถ่วงของมวลที่โยงกับสปริง จุดของแรงศูนย์ถ่วง G_1 และแรงหนีศูนย์กลาง P_{by} ของมวลที่ไม่มีสปริง ถูกจัดวางที่ความสูงระดับรัศมีล้อ แรง P_{by} หมุนตัวรถ ซึ่งโยงกับแกนการหมุน ผ่านมุม ϕ_r และจุด C ถูกแทนที่จุด C' ล้อด้านในถูกกระทำโดยแรงปฏิกิริยาของถนน Z_{in} และ Y_{in} และล้อด้านนอก โดยแรง Z_{out} และ Y_{out} มุม ϕ_r ต้องไม่เกิน 10° และด้วยเหตุนี้ อาจสมมติให้ h_b เป็นค่าคงที่

พิจารณาความสมดุลของตัวถัง กระทำโดยแรง G_b , P_{by} และแรงปฏิกิริยาของระบบกันสะเทือนระหว่างการกลิ้ง นำค่าเล็กๆ ของมุม ϕ_r ระยะขจัดของศูนย์ถ่วง (m) คือ

$$S_r = h_r \tan \phi_r \approx h_r \phi_r \tag{20}$$

มุมการกลิ้ง อาจหาจาก

$$\phi_r = \frac{P_{by} h_r / C_{ang.a} - G_b h_r}{S_r} \tag{21}$$

เมื่อ $C_{ang.a}$ เป็นความแข็งเชิงมุมของระบบกันสะเทือน เท่ากับอัตราส่วนของโมเมนต์ ซึ่งทำให้ตัวรถโยกตัว (N.m/rad)

มุมการโยกตัวเพิ่มขึ้น กับแรงที่สูงขึ้น และแทนโยกตัวสูงขึ้น และลดลงเมื่อความแข็งเชิงมุมของระบบกันสะเทือนเพิ่มขึ้น ถ้าระบบสปริงล้อหน้า ถูกแทนที่โดยระบบกันสะเทือนอิสระ แขนการกลิ้งเพิ่มขึ้น (รูป 6a)

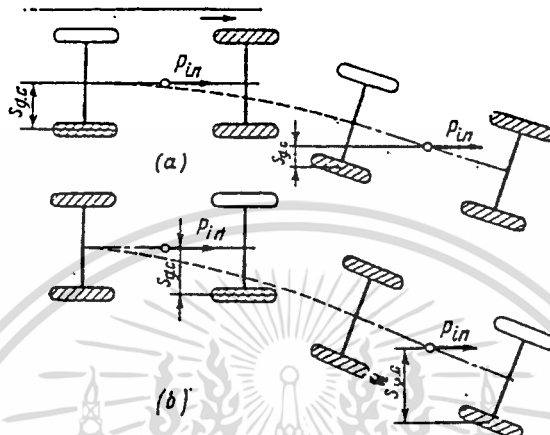
สืบเนื่องจากการโยกตัว จุดศูนย์ถ่วงของรถถูกแทนที่ในทิศทางของปฏิกิริยาของแรง และล้อวงนอกถูกรับภาระเพิ่มขึ้น และล้อวงในจะถูกบรรเทาภาระลง ด้วยเหตุนี้การโยกตัวจะเพิ่มความเป็นไปได้ที่จะทำให้เกิดการคว่ำ ถ้าหาความเร็ว v_0 และมุม β_0 ทำให้โยกค่าของพวกมันประมาณ 10-15% น้อยกว่าที่ได้จากสูตร (9) และ (14)

3 ผลกระทบของปัจจัยการทำงานบนเสถียรภาพตามแนวแกน

การสูญเสียเสถียรภาพตามแนวแกน ถูกค้นพบระหว่างการเบรคเพราะแรงเบรคสูงทำให้ยางสัมผัสถนนมากขึ้น เมื่อล้อล็อกการเคลื่อนที่จะไม่เสถียร

ความเสถียรของรถระหว่างการเบรค สามารถถูกทำให้เสีย โดยแรงเบรคที่ไม่แน่นอน การแผ่กระจายระหว่างหลังขึ้นอยู่กับน้ำมันเบรคหรือการตั้งเบรคที่ผิด การแผ่กระจายที่ไม่ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

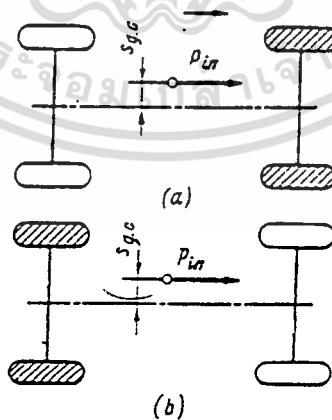
แน่นอนของแรงเบรกในล้อหน้า จะอันตรายกว่าในล้อหลัง ถ้าล้อหลังล้อหนึ่งล้อใด เช่น ล้อขวา (ที่เร่งในรูป 9a) ถูกเบรกและล้อซ้ายไม่เบรก รถจะเบนไปทางขวา ระยะ $S_{g.c.}$ จากศูนย์ถ่วง ไปยังล้อเบรกลดลง ในกรณีนี้โมเมนต์การหมุนเกิดขึ้นโดยแรงเฉื่อย P_{in}



Stability of a motor vehicle when braked:
(a) right-hand rear wheel braked; (b) one of the front brakes faulty

รูปที่ 9

เมื่อล้อหน้าล้อหนึ่งเบรก (รูป 9b) แทน $S_{g.c.}$ เหนือขึ้นระหว่างการเบรก ซึ่งทำให้รถเบนออก ด้วยเหตุนี้ ผลกระทบของเบรกหน้าจะอันตรายกว่าเบรกหลัง ปรัชญาการณเดียวกันนี้ เกิดขึ้นเมื่อเบรกล้อด้านหนึ่งของรถ ส่วนที่สั้น โกลบนถนน และอีกด้านหนึ่ง ผิว สัมประสิทธิ์ ϕ สูง



Stability of a motor vehicle with wrong stowage
(a) front wheels locked; (b) rear wheels locked

รูปที่ 10

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

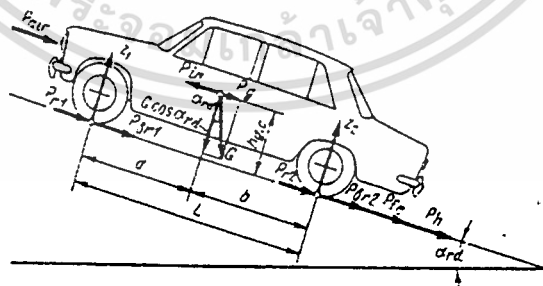
ระหว่างการเบรคเสถียรภาพตามแนวแกน อาจถูกรบกวนเพราะการรักษาการที่ไม่เหมาะสม ถ้าศูนย์ถ่วงของภาระไม่เกี่ยวโยงกันตามแนวยาวของรถ แรงเฉื่อย P_{in} เกิดระหว่างการเบรค ก่อให้เกิดโมเมนต์การหมุนบนแกน $S_{x.c}$ (รูป 10a) ถ้าในกรณีนี้ ล้อหน้าลื่น (ที่แรงในรูป 10 a) แรงของการเกาะติดถนนน้อยกว่าของล้อหลัง ดังนั้นโมเมนต์ P_{in} $S_{x.c}$ หมุนรถขณะเบรคเกี่ยวโยงกับจุดกลางของล้อหลัง ในกรณีนี้แกน $S_{x.c}$ ลดเป็นศูนย์อย่างรวดเร็ว ถ้าล้อหลังลื่น (รูป 10b) รถหมุนสัมพันธ์กับจุดกลางบนล้อหน้าแกน $S_{x.c}$ เพิ่มขึ้น ซึ่งเพิ่มอันตรายจากการลื่นไถลขึ้นอีก

ถ้ารถถูกเบรคด้วยเครื่องยนต์ เชื่อมโยงจากระบบส่งกำลัง เสถียรภาพตามแนวแกนถูกปรับปรุงขึ้น เพราะว่าเกียร์แบ่งแรงเบรคเกิดโดยความเฉื่อยในเครื่องยนต์ และระบบส่งกำลังอย่างเท่ากันระหว่างล้อหลัง จะลดความไม่สมดุลของการแผ่กระจายแรงเบรค ก่อให้เกิดโดยความแตกต่างของโมเมนต์การเบรค หรือสัมประสิทธิ์การจับยึด และลดการลื่นไถลลง

4 เสถียรภาพตามแนวยาว

การสูญเสียเสถียรภาพตามแนวยาว อาจทำให้รถคว่ำ สัมพันธ์กับล้อหน้า หลัง หรือลื่นไถลในแนวยาว รถที่ทันสมัย มีจุดศูนย์ถ่วงต่ำ มักจะเกิดการคว่ำในแนวยาว เฉพาะล้อหลัง อาจลื่นไถล และทำให้รถหมุนกลับ

เมื่อจะหาค่ามุมสูงสุด ซึ่งทำให้รถพ่วงไม่ลื่นไถล เรากลับไปดูรูป (a) แล้วสมมติว่าแรง P_{r1} , P_{r2} , P_{air} , M_r เท่ากับศูนย์ ระหว่างการเคลื่อนที่เชิงเส้นแรง P_{in} จะเท่ากับศูนย์ และแรงปฏิกิริยา



รูป a

$$X_1 = -P_{r1} \quad \text{และ} \quad X_2 = P_c - P_{r2} \quad (22)$$

จากสมมติฐาน แรงปฏิกิริยา $X_1 = 0$ และ X_2 เนื่องจากแรง P_c ซึ่งค่าสูงสุด

ถูกจำกัดโดยการจับยึดของล้อขับเคลื่อน ของรถพ่วง กับถนนเมื่อค่าเท่ากับ ϕ Z_2 แทนค่าโมเมนต์เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า M_r และแรง P_{air} , P_{in} , P_c , P_y , P_{tra} เท่ากับ $G \sin \alpha$ และ $G_{tra} \sin \alpha$ ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และดัดแปลงอย่างถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีกรนำไปใช้

ในสมการ จะได้

$$Z_2 = \frac{G_a \cos \alpha a + G_a \sin \alpha (h_{g.c} - r) + G_{tra} \sin \alpha (h_{tra} - r)}{L - \Psi_x R} \quad (23)$$

ขณะที่การลื่นไถลเริ่มเกิดขึ้น แรงจับยึดของล้อขับเคลื่อนของรถพ่วงกับถนนจะเท่ากับแรงของความต้านทานของรถพ่วง

$$P_{gr} = \Psi_x Z_2 = (G_a + G_{tra}) \sin \alpha \quad (24)$$

แก้สมการ (23) และ (24) เราจะได้มุมวิกฤตที่รถพ่วงวิ่งโดยล้อไม่ลื่นไถล

$$\tan \alpha_{sk} = \frac{\Psi_x G_a}{G_a (L - \Psi_x h_{g.c}) + G_{tra} (L - \Psi_x h_{tra})} \quad (25)$$

เมื่อน้ำหนัก $G_{tra} = 0$ สำหรับรถเครื่องยนต์เดี่ยว

$$\tan \alpha_{sk} = \frac{\Psi_x a}{L - \Psi_x h_{g.c}} \quad (26)$$

มุมวิกฤตขึ้นกับสัมประสิทธิ์การจับยึดที่ $\phi_x = 0.3$ มุมจะไม่เกิน $4-6^\circ$ สำหรับรถพ่วง และ $10-15^\circ$ สำหรับรถขนาด 4×2 สิ่งนี้อธิบายได้ว่าทำไมล้อขับเคลื่อนของรถพ่วงจึงมักลื่นไถลในฤดูหนาว บนทางชัน

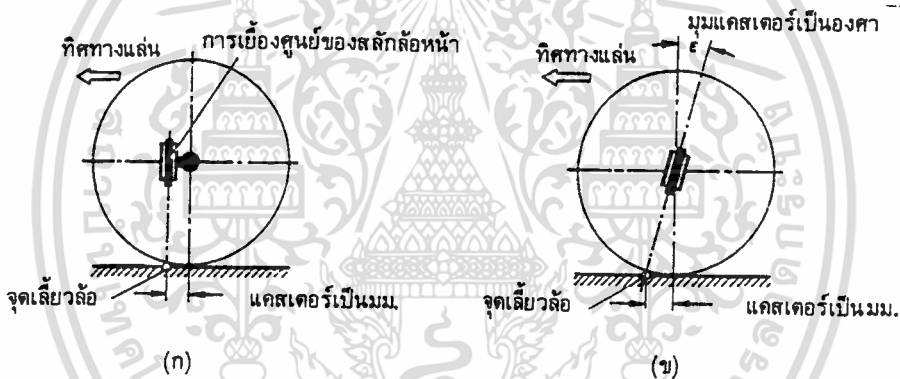
สำหรับขนาด 4×4 และ 6×6 แรง $P_{gr} = \phi_x G_a \cos \alpha$ มุมวิกฤตซึ่งสามารถหาโดยรปปราศจากการลื่นไถล สามารถหาจาก $\tan \alpha = \phi_x$

รถซึ่งขับเคลื่อนทุกล้อ สามารถเป็นทางชันโดยไม่มีสูญเสียเสถียรภาพตามแนวสวาง แม้บนถนนเปียก และลื่น ($\alpha_{sk} = 17-19^\circ$)

มุมแคสเตอร์ (Caster Angle)

รถยนต์จะมีแนวโน้มที่จะแล่นตรงไปข้างหน้า หรือพูดง่าย ๆ ว่า รถยนต์จะแล่นไปในทิศทางตรง. รถจะวิ่งไปโดยไม่ส่ายไปทางซ้ายหรือทางขวาสามารถที่จะปล่อยพวงมาลัยรถได้ถ้ารถแล่นอยู่บนทางเรียบและราบ พร้อมกันนั้นหลังจากการเลี้ยวรถหรือแล่นผ่านทางโค้งรถจะกลับเข้าสู่ทิศทางแล่นตรงไปข้างหน้าเอง ลักษณะเช่นนี้เรียกว่ารถยนต์มีความมั่นคงในทิศทาง หรือเสถียรภาพในทิศทาง (directional stability) มุมล้อหน้ารถยนต์ที่สำคัญที่สุดที่เป็นปัจจัยในการควบคุมทิศทางการเล่นของรถยนต์ให้มีเสถียรภาพในทิศทางอีกมุมหนึ่ง คือ มุมแคสเตอร์

มุมแคสเตอร์ คือมุมระหว่างเส้นผ่าศูนย์กลางล้อที่ตั้งในแนวตั้งตัดกับเส้นศูนย์กลางของแกนเลี้ยวล้อ ซึ่งมีค่าวัดเป็นองศา ลักษณะของแคสเตอร์จะเกิดขึ้นได้ด้วยเหมือนกันคือ การติดตั้งให้แกนเลี้ยวล้อไม่อยู่ที่กลางของเส้นผ่าศูนย์กลางของล้อรถ ซึ่งมีค่าวัดเป็นระยะมิลลิเมตร



แคสเตอร์ของการเอียงสลักล้อหน้าและการเอียงศูนย์ของสลักล้อหน้า

รูป ก) แคสเตอร์จากการเอียงศูนย์ของสลักล้อหน้า

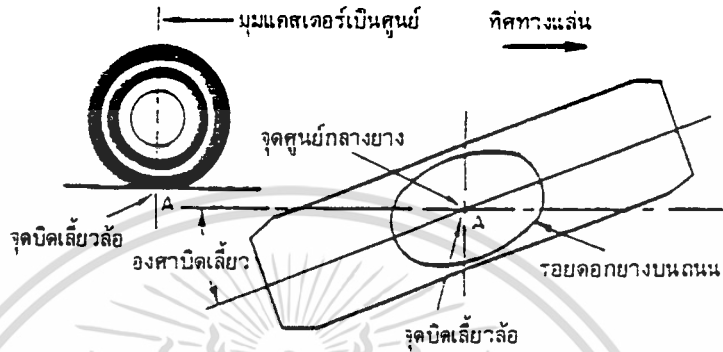
รูป ข) แคสเตอร์จากการเอียงของสลักล้อหน้า

วัตถุประสงค์ของการจัดมุมแคสเตอร์

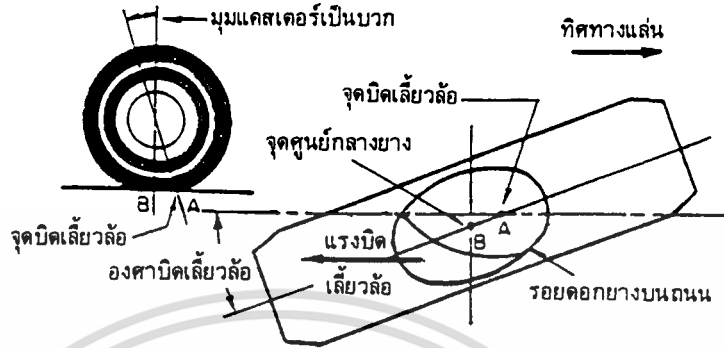
- การทำให้รถแล่นอย่างมีความมั่นคงในทิศทาง (To Obtain Directional Stability of The Car)
- การทำให้ล้อกลับคืนในทิศทางตรงไปข้างหน้าหลังจากการเลี้ยว
- การแก้ไขปัญหาด้านหลังเต่า

ลักษณะของมมแคสเตอร์

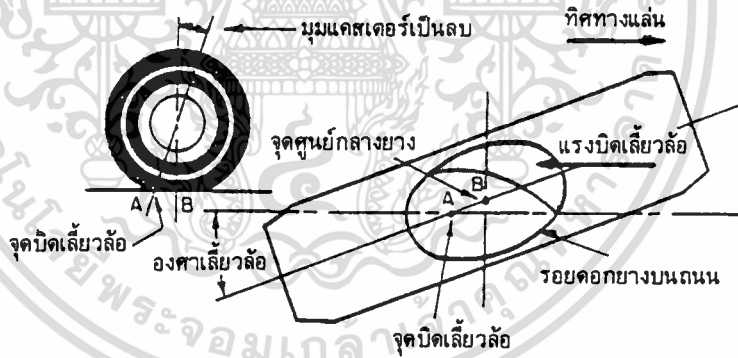
มมแคสเตอร์มีลักษณะเป็นทั้งบวก ศูนย์และลบ ขึ้นอยู่กับการออกแบบรถ ที่จะใช้ตาม ลักษณะหรือแบบของรถ



การทับกันของจุดบิดเลี้ยวล้อกับจุดศูนย์กลางยาง เมื่อแคสเตอร์เป็นศูนย์ขณะรถแล่น



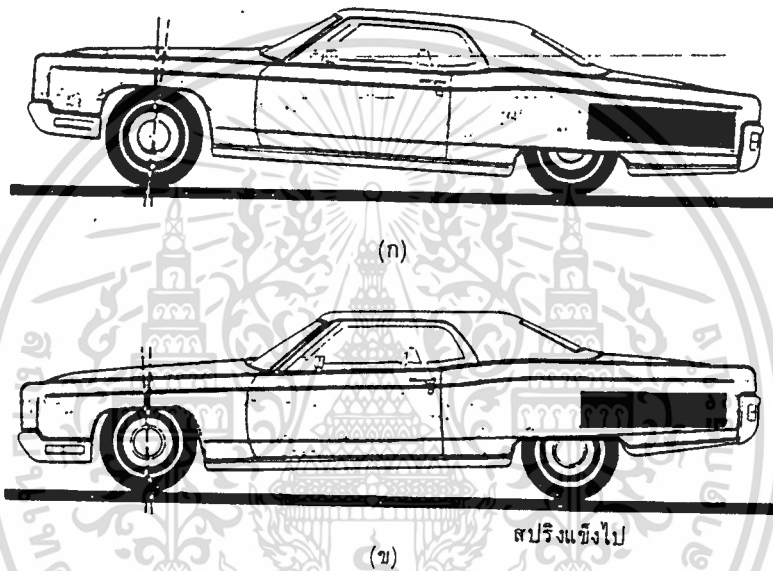
การที่จุดบิดเลี้ยวล้ออยู่ข้างหน้าจุดศูนย์กลางยาง เมื่อแคมเตอร์เป็นบวกขณะรถแล่น



การที่จุดบิดเลี้ยวล้ออยู่ข้างหลังจุดศูนย์กลางยางเมื่อแคมเตอร์เป็นลบ ขณะรถแล่น

ผลของความสูงของรถต่อมมแคมเบอร์

การที่แทนหรือสปริงของรถเกิดชำรุดหรือเสื่อมคุณภาพทำให้ความสูงของรถผิดไป จึงมีผลให้มุมแคสเตอร์เปลี่ยนไปด้วยการที่รถบรรทุกใช้คานหน้าแบบคานแข็ง การเปลี่ยนแปลงความสูงจากการบรรทุก อันเป็นผลให้เกิดเป็นแคสเตอร์ลบขึ้นเพียงชั่วขณะนั้น และทำให้เกิดอันตรายขึ้นได้ ดังนั้นก่อนที่จะทำการตรวจวัดมุมแคสเตอร์จะต้องทำการตรวจปรับความสูงของรถให้อยู่ ตำแหน่งที่ปรกติและถูกต้องเสียก่อน



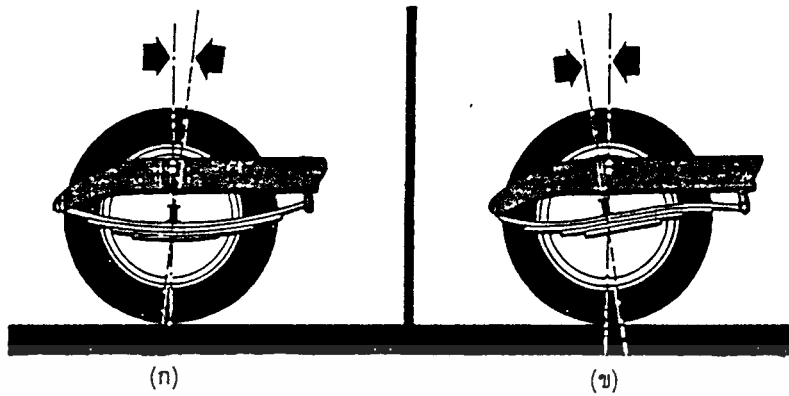
การบรรทุกและความสูงของรถที่มีผลต่อแคสเตอร์

รูป ก) รถบรรทุกของด้านท้ายรถมากไปทำให้แคสเตอร์เป็นบวกขึ้น

รูป ข) รถมีแทนหลังแข็งเกินไปทำให้หน้ารถต่ำเป็นผลให้แคสเตอร์เป็นลบ

ผลของแรงบิดเบรคต่อมมแคสเตอร์

การที่รถยนต์ใช้แทนในระบบแขวนล้อหน้า เมื่อทำการเบรคแต่ละครั้ง แรงบิดเบรคที่เกิดขึ้นเพื่อทำการห้ามล้อให้ล้อหยุดหมุนและการเสียดสีที่กระทำต่อผิวถนนเพื่อทำการหยุดรถ จะมีผลทำให้เพลาล้อหมุนตามไปด้วยแรงเสียดทานของล้อกับผิวถนน เกิดแรงบิดให้เพลาล้อหมุนตามไปและแทนเกิดการอ่อนตัว เป็นผลทำให้มุมแคสเตอร์เปลี่ยนเป็นลบทันทีทันใด และถ้ามีมุมแคสเตอร์ลบมากเกินไปจะเกิดอันตรายอันเป็นสาเหตุให้เกิดอุบัติเหตุ เพราะการบังคับเลี้ยวจะหลุดออกจากควบคุมอย่างสมบูรณ์ ภายใต้อสภาพการขับขี่ที่เปลี่ยนไปขณะนั้น



การเบรครถทำให้เพลาล้อเกิดการบิดตัว มีผลต่อแคนสเตอร์

รูป ก) ขณะรถแล่นปรกติแคนสเตอร์เป็นบวม

รูป ข) ขณะเบรคเพลลาบิดตัวทำให้เหินบดงอ แคนสเตอร์จะกลายเป็นลบ

ผลของมุมแคนสเตอร์ ไม่ถูกต้อง

มุมแคนสเตอร์ของรถยนต์ซึ่งเป็นมุมที่รักษาทิศทางของรถ ให้แล่นตรงอย่างมั่นคง แต่ถ้าเกิดการบกพร่อง หรือผิดพลาดของมุมนี้ขึ้นแล้วจะมีผลต่อการขับขี่แต่การผิดพลาดของมุมแคนสเตอร์ คือ

1. มุมแคนสเตอร์ไม่เท่ากันเป็นสาเหตุให้รถแล่นดิ่งออกไปทางด้านข้างหรือแล่นเฉไทางที่มีแคนสเตอร์เป็นบวมน้อยกว่า
2. มุมแคนสเตอร์น้อยเกินไปเป็นสาเหตุให้รถแล่นหัวรถล่าช้าไปมา หรือเฉไปเฉมาไม่ตรงทิศทาง
3. มุมแคนสเตอร์น้อยเกินไปเป็นสาเหตุให้รถยนต์แล่นไม่มีความมั่นคงในทิศทางที่ความเร็วสูงๆ
4. มุมแคนสเตอร์มากเกินไปเป็นสาเหตุให้พวงมาลัยหนัก
5. มุมแคนสเตอร์มากเกินไปเป็นสาเหตุให้รถไถ่น และกระดอนตามสภาพของถนน

ระบบเบรคของยานพาหนะ

หลักการทั่วไปของระบบเบรค

ระบบบังคับทิศทางและระบบเบรคของยานพาหนะ เป็นสิ่งซึ่งสัมพันธ์กันอย่างแน่นแฟ้น ยิ่งขับรถเร็วขึ้นเท่าไร ยิ่งต้องใช้ความสนใจต่อการขับเคลื่อนและระบบเบรคให้มากขึ้น

ระหว่างการเบรค ความเร็วจะเปลี่ยนพลังงานจลน์ไปเป็นพลังงานความร้อนแผ่กระจายไปในอากาศ การเบรคทำให้เกิดการสูญเสียเพราะว่าพลังงานที่ถูกดูดไปโดยเบรคนั้นไม่สามารถนำไปใช้ประโยชน์ในการเคลื่อนที่ได้อีก ด้วยเหตุนี้เอง การเบรคจึงเป็นการเพิ่มความสิ้นเปลืองของเชื้อเพลิงต่างหลักเสียไม่ได้ ในกรณีเบรคปกติ ความร้อนส่วนใหญ่จะถูกปลดปล่อยจากเบรค เช่น ตัวดรัมกับก้ามปูเบรคหรือกรณีฉุกเฉิน ล้อล้อระหว่างยางกับผิวถนน

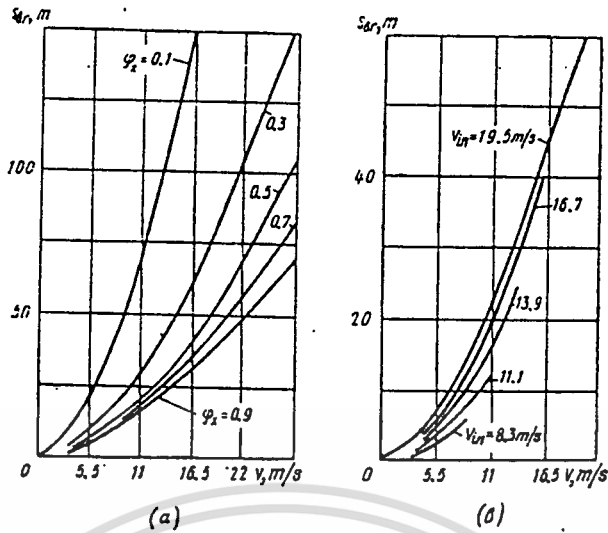
ยานพาหนะสามารถเบรคได้หลายวิธี โดยไม่ใช้เบรค (ปล่อยให้รถแล่นไปเองเรื่อยๆ), ใช้ระบบเบรค หรือใช้ทั้งระบบเบรคและเครื่องยนต์

การคำนวณจากการทดลองคุณสมบัติการเบรคของยานพาหนะ

คุณสมบัติของเบรคสามารถทดสอบ และวัดระยะทาง เวลา อัตราหน่วงเมื่อเบรคเต็มทีและยังวัดแรงในการเบรคอีกด้วย

สำหรับการทดลองในห้อง Lab. ทำด้วยแท่งพิเศษ ประกอบด้วยหลักวัดและแท่งที่มีร่องเรียงบนระดับพื้น เมื่อรถถูกขับบนแท่งด้วยความเร็ว 3-3.5 เมตรต่อวินาทีแล้วถูกเบรคทันที และแท่งถูกแทนที่ในทิศทางของการเคลื่อนที่ภายใต้การกระทำของแรงเฉื่อย แท่งแต่ละอันจะถูกเชื่อมต่อกันโดยวิธีการใช้คันโยกและอุปกรณ์ไฮดรอลิก กับตัววัดของหลักวัด ซึ่งจะเป็นการตัดสินใจในแรงเบรคที่กระทำบนล้อ และคำนวณการแผ่กระจายของแรงเบรคทั้งหมดระหว่างล้อ

การทดสอบบนถนน ถูกกระทำบนถนนส่วนที่แห้ง สะอาด และพื้นผิวแข็ง เมื่อรถบรรทุกน้ำหนักเต็มที ซึ่งแสดงโดยข้อมูลทางเทคนิคของผู้ผลิต และมาตรฐานของโซ่เวียตระหว่างการทดสอบบนถนนคุณสมบัติการเบรคของรถสามารถหาได้ เช่น ลากการใช้เครื่องบันทึก "ระยะทาง-เวลา-ความเร็ว" ต่อกับล้อที่ 5 ผลลัพธ์ตามขบวนการทดสอบจะแสดงโดยการพล็อตกราฟระหว่างระยะการเบรคและเวลา ในความเร็วต่างๆ และสัมพันธ์กับความถี่ต่างๆ



Effect on the braking distance
(a) coefficient of adhesion; (b) initial speed of the vehicle

รูปที่ 1

จากกราฟเราสามารถหาอัตราหน่วง (m/s^2) ในฟังก์ชันของความเร็ว จากสูตร

$$J_{dec} = \Delta v / \Delta t$$

เมื่อ Δv = ความเร็วที่ลดลงในหน่วยเมตร/วินาที ต่อเวลา Δt ในหน่วยวินาที (ช่วง Δt ไม่ควรเกิน 0.1 sec)

รูปที่ 1b แสดงถึงความสัมพันธ์ที่เกี่ยวเนื่องกันระหว่างระยะทางในการเบรค ความเร็วต่างๆ เมื่อรถเบรคบนถนนที่แห้งสนิท กราฟจะแสดงที่ความเร็วต้นต่างๆ กันเมื่อเริ่มเบรค เมื่อความเร็วเริ่มเบรค เพิ่มขึ้น ความสามารถในการเบรคก็ลดลง เนื่องจากการลดลงของสัมประสิทธิ์ความเสียดทานของความถี่ระหว่างพื้นผิวการเบรค เนื่องจากความร้อนที่เกิดขึ้นแนวการเบรค สามารถคำนวณโดยการ ใช้เป็นชนิดพิเศษ ซึ่งจะนำพลังงานบนถนนเมื่อตอนเริ่มเบรค หลังจากรถยนต์หยุด ระยะทางจากจุดสี่ที่ตกลงบนถนนจะถูกวัด และหาระยะทาง การเบรคได้

อัตราการหน่วงในการเบรคสามารถอ่านได้โดยตรงจาก เครื่องวัดความหน่วง

แนวความคิดของการเปลี่ยนความเร็วและความหน่วงในการเบรค สามารถแสดง โดยไดอะแกรม รูป 2 ส่วน t_{cr} ในกราฟคือ เวลาปฏิริยาของคนขับซึ่งตัดสินใจเบรคโดยการ ยกขาจากแป้นคันเร่ง ไปยังแป้นเบรค ระยะเวลานี้จะขึ้นกับความชำนาญ ทักษะและความสามารถ บุคคลซึ่งมักไม่เกิน 0.4 sec ในการคำนวณ เวลา t_{cr} มักจะสมมุติในมีค่าเท่ากับ 0.8 sec ส่วน t_{dr} แสดงถึงระยะเวลาการทำงานของเบรค จากช่วงซึ่งเป็นเบรคถูกเหยียบ จากช่วงซึ่งเป็นเบรคถูกเหยียบ ไปยังจุดที่เกิดการหน่วงระหว่างเวลาของเขา ขึ้นส่วนของเบรคที่เคลื่อนที่

ได้จะเริ่มเคลื่อน ช่วง t_{dr} นี้จะขึ้นกับชนิดของเบรคและอุปกรณ์ทางเทคนิคที่ใช้ มักจะอยู่ภายในค่า เอกสารอ้างอิงเหล่านี้ อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

0.2-0.4 sec สำหรับเบรคไฮดรอลิก และภายใน 0.6-0.8 sec สำหรับเบรคนิวแมติก ส่วน t_{in} คือเวลาอัตราหน่วงเริ่มจากศูนย์ไปยังค่าสูงสุดของมัน

การเพิ่มขึ้นของเวลาของอัตราหน่วง t_{in} จะขึ้นกับประสิทธิภาพของเบรค load ที่บรรทุกชนิด และสภาพของพื้นถนน

ต่อไปนี้จะเป็นค่าของเวลา t_{in} (sec) สำหรับการเบรคฉุกเฉิน (ล้อยล็อก)

- รถยนต์ 0.05 - 0.2
- รถบรรทุก + รถบัส เบรคแบบไฮดรอลิก 0.05 - 0.4
- รถบรรทุก เบรคระบบนิวแมติกมี load มากกว่า 4500 kg 0.15 - 1.2
- Ditto มี load เกิน 4500 kg 0.2 - 1.5
- รถเมล์ เบรคระบบนิวแมติก 7.2 - 1.3

ค่า t_{in} ที่น้อยกว่า จะสำหรับถนนที่มีสัมประสิทธิ์ต่ำ กรณีนี้ไม่พิจารณาผลกระทบจาก load ที่บรรทุก

ส่วน t_{br} แสดงถึงช่วงเวลากการเบรคซึ่งทำการเบรคอย่างเต็มที่ ในส่วนของเวลา $t_r + t_{dr}$ รถยนต์จะเคลื่อนที่ด้วยความเร็วที่ V ส่วนช่วง t_{in} จะมีอัตราหน่วง ระหว่างช่วงเวลา t_{br} อัตราการหน่วงจะเป็นพิกัดที่คงที่ ซึ่งความเร็วจะลดลงตามกฎของเชิงเส้น เพื่อที่จะตรวจสอบผลกระทบของการกระทำของระบบเบรค (เบรคเท้า) การใช้งานจะทำด้วยการเบรคที่เต็มที่เบาที่สุดคือ ระยะการเบรคยาวที่สุด อัตราหน่วงน้อยที่สุด โดยปราศจากภาระ

จากการแนะนำของคณะกรรมการเศรษฐกิจภาคนี้ยุโรป UNO แนะนำ ระยะการเบรคไม่ควรเกินที่หาได้จากสูตรที่กำหนดให้

สำหรับรถยนต์ที่ความเร็วต้น 22.2 m/s และความดัน 500 N เริ่มจากเหยียบแป้นเบรค ระยะการเบรค (m) คือ

$$S_{br} = V^2 / 10$$

สำหรับรถบรรทุกที่มี load เล็กน้อยและปานกลางเบรคด้วยระบบไฮดรอลิก ความเร็วต้น 13.8 m/s และความดันในการเหยียบแป้นเบรค 700 N

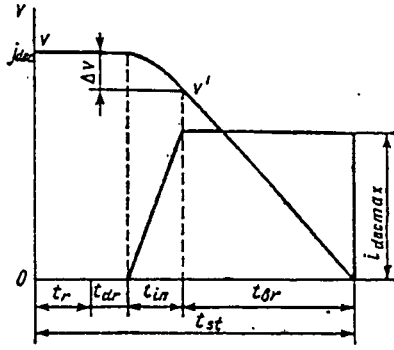
$$S_{br} = 0.54 V + 0.1 V^2$$

สำหรับบรรทุกภาระหนักที่ความเร็วต้น 11.5 m/s -

$$S_{br} = 0.65 + 0.113 V^2$$

บรรทัดฐานเหล่านี้ จะเป็นจริงในกรณีของการเบรคของรถที่ภาระเต็มที่บนถนนราบ

และแห้ง



Braking parameters

รูปที่ 2

แรงเบรคบนล้อ

เมื่อทำการเบรค แรงความเฉื่อยเกิดขึ้นเพื่อเพิ่มความเร็วตามแนว ก่อให้เกิดโมเมนต์ ความเฉื่อย M_{br} ในทิศทางตรงข้ามกับการหมุนของล้อ , ขณะที่แรงเบรค P_{br} เกิดขึ้นระหว่างล้อ และถนน

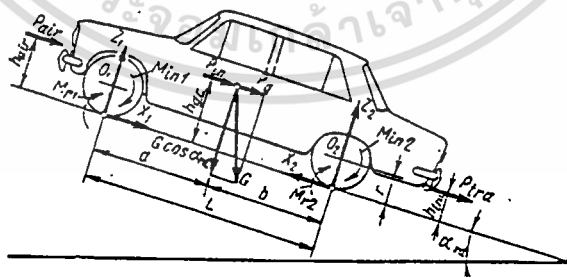
ค่าสูงสุดของแรงเบรค $P_{br \max}$ จะเท่ากับแรงการจับยึดถนนของยาง เมื่อล้อ ทุกล้อของรถถูกใช้งานกับเบรค (Fig 3) ค่าสูงสุดของแรงเบรค (หน่วย N) เป็น

$$P_{br \max} = P_{br1} + P_{br2} = \psi_x Z_1 + \psi_x Z_2 = \psi_x (Z_1 + Z_2)$$

$$\text{แต่ } Z_1 + Z_2 = G_a$$

$$\text{ดังนั้น } P_{br \max} = \psi_x G_a \tag{1}$$

เมื่อค่าสูงสุดของสัมประสิทธิ์ ψ_x อยู่ในช่วง 0.8-0.9 พิกัดของแรงเบรค ระหว่างการเบรคบนถนนแห้งอาจถึง 80-90% ของ แรงดึงดูดของรถ



Forces acting on a vehicle braked when travelling uphill

รูปที่ 3

ระบบเบรคปกติแล้วจะจะถูกออกแบบ ดังเช่นโมเมนต์การเบรค M_{br} หามาได้ ซึ่ง อาจก่อให้เกิดล้อสไลด์ เมื่อรถรับภาระเต็มที่บนถนนแห้งถูกเบรค

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สมการการเคลื่อนที่ของรระหว่างการเบรค

สมการการเคลื่อนที่ของรถยนต์ เมื่อมันวิ่งขึ้นเนิน และถูกเบรค สำหรับจุดนี้เราจะพิจารณา แรงทั้งหมดที่กระทำบนล้อในการเบรค (รูป 3) บนพื้นผิววงกลม

$$P_{br1} + P_{br2} + P_{r1} + P_{r2} + P_g + P_{air} + P_{fe} + P_h - P_{in} = P_{br} + P_{rd} + P_{air} + P_{fe} + P_n - P_{in} = 0 \tag{2}$$

เมื่อ $P_{br} = P_{br1} + P_{br2}$

$$P_{rd} = P_{r1} + P_{r2} + P_g$$

P_{fe} = แรงฟีดของเครื่องยนต์ เนื่องมาจากล้อขับเคลื่อน ; N

ถ้าโมเมนต์ความฝืด M_{fe} ในเครื่องยนต์ รู้ค่าของแรง P_{jo} (N) สามารถหาจาก

สูตร
$$P_{fe} = \frac{(M_{fe})(i_{tr})}{\eta_{rev}} = \frac{(P'_{fe})(i_{tr})}{\eta_{rev}} \tag{3}$$

โมเมนต์ความฝืด (หน่วยนิวตัน-เมตร) ในเครื่องยนต์ 4 จังหวะสามารถหาได้

โดยประมาณ

จากสูตร

เมื่อ
$$P_m = \frac{M_{fe}}{0.8 P_m V_h i_{cy1}}$$
 ความดันเฉลี่ยของการสูญเสียทางกล (N/m^2)

V_h = ปริมาตรของกระบอกสูบที่ทำงาน (m^3)

i_{cy1} = จำนวนกระบอกสูบในเครื่องยนต์

พิจารณาในการเบรคของระบบเบรคเท่านั้น เมื่อแรง $P_{jo} = 0$

สูตร (11.2) จะหาค่าอัตราหน่วง J_{dec} (m/s^2)

$$J_{dec} = \frac{P_{br} + P_{rd} + P_{air} + P_h}{(\delta_{rot.b})(M_a)}$$

เมื่อ M_a = มวลของรถยนต์ (kg)

$\delta_{rot.b}$ = สัมประสิทธิ์ของมวลหมุนระหว่างการเบรคและชลอรถ

จำได้เสมอว่าความเร็วของรถ ลดลงในการเบรค เราอาจจะสมมุติว่า $P_{air} = 0$

เมื่อแรง P_n เล็กมากเมื่อเทียบกับแรง P_{br} มันอาจจะละทิ้งได้ โดยเฉพาะอย่างยิ่งในการเบรคฉุกเฉิน จากนั้นสมมุติฐานที่เราขอมริบทนี้ จะก่อให้เกิดความผิดพลาดเพียงเล็กน้อย เมื่อเปรียบกับการปรับปรุงคุณสมบัติการเบรคของรถ ให้สมการ (2) มาเขียนในรูปต่อไปนี้

$$P_{br} + P_{rd} - P_{in} = 0$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า และจะได้ $\phi_x G_a + \phi G_a - \delta_{rot.b} M_a J_{dec} = 0$ ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากนี้ เราจะได้สมการเคลื่อนที่ของเบรคซึ่งแปลงรูปใหม่บนพื้นถนนที่ไม่ราบดังนี้

$$\psi_x + \psi - \frac{\delta_{rot.b}}{g} J_{dec} = 0 \tag{5}$$

คุณลักษณะของการเบรคของรถยนต์

ลักษณะการใช้งานประกอบด้วย อัตราหน่วงการเบรค J_{dec} (m/s^2) , ระยะเวลาการเบรค t (sec) และระยะทางการเบรค S_{br} (m)

อัตราหน่วงระหว่างการเบรค

แก้สมการ 5 ให้เหลืออัตราหน่วง J_{dec} (m/s^2) จะได้

$$J_{dec} = \frac{(\psi_x + \psi) \cdot g}{\delta_{rot.b}} \tag{6}$$

สัมประสิทธิ์ ψ_x มักจะมากกว่าสัมประสิทธิ์ ψ และดังนั้นค่าของ ψ ในสูตร (6)

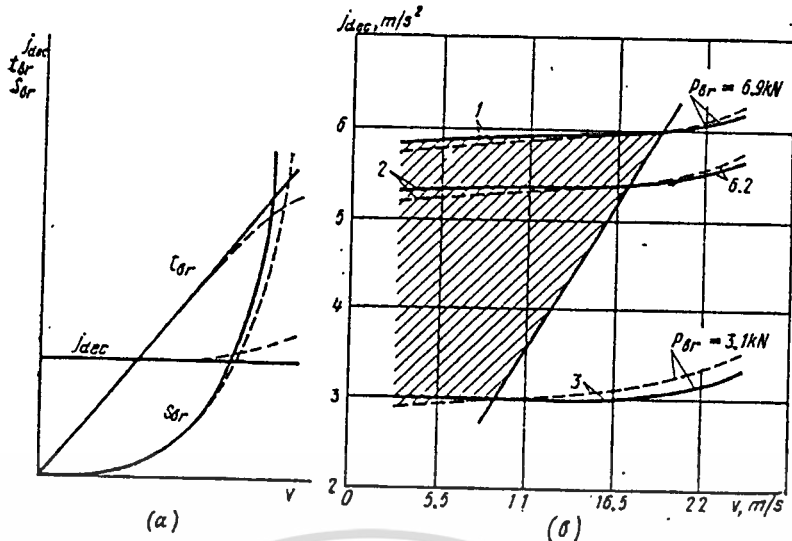
อาจจะละทิ้งได้

ในกรณี

$$J_{dec} = \frac{\psi_x g}{\delta_{rot.b}} \tag{7}$$

ให้สัมประสิทธิ์ $J_{rot.b} = 1$ และอัตราเร่ง $g = 10 m/s^2$ เราอาจจะสมมติให้ ในการเบรคฉุกเฉิน เมื่อค่าของอัตราหน่วงสูงมากๆ จะก่อให้เกิดความรู้สึกไม่สบายต่อผู้โดยสาร และเพิ่มการสึกหรอของเบรคและยาง ด้วยเหตุนี้ การเบรคโดยทั่วๆ ไปจะไม่เกิน $1.5-2.5 m/s^2$

ถ้าสัมประสิทธิ์ ψ_x ไม่เปลี่ยนระหว่างการเบรค อัตราหน่วงจะยังคงคงที่ ไม่ขึ้นกับความเร็วของรถยนต์ (รูป 4a)



Characteristics of braking dynamics
 (a) deceleration, time of motion, and braking distance when braking with the brake system; (b) deceleration with various methods of braking; 1, 2, 3—deceleration curves with various methods of braking; solid lines—braking by the brake system, dash lines—combined braking

รูปที่ 4

เวลาการเบรตสามารถหาได้จากกราฟและการอินทิเกรตวิเคราะห์โค้งของอัตรา

หน่วง $J_{dec} = F(V)$ พลัดจากสมการ (4) หลังจากการหาอัตราหน่วงสำหรับหลายๆ ความเร็วจากกราฟ $J_{dec} = F(V)$ อัตราหน่วงเฉลี่ย จะหาได้จากช่วงความเร็วแต่ละช่วง จากนั้นใช้สูตร $\Delta f_1 = \Delta v_1 / J_m$ หาเวลาที่เพิ่มขึ้น Δt ภายในแต่ละช่วงและรวมกับค่า T ที่หาได้ เพื่อคำนวณหาเวลาการเบรต กราฟของความสัมพันธ์ $t_{br} = F(V)$ แสดงในรูป (4a)

หวนกลับไปดูรูป (2a) เพื่อหาเวลา t_{st} ที่ต้องการ จะหยุดรถอาจเรียกว่าเวลาการหยุดก็ได้ ระหว่างเวลา t_{in} อัตราหน่วงเปลี่ยนตามกฎเชิงเส้น (ใกล้เคียง) มันอาจจะสมมติได้ว่าช่วงเวลา t_{in} รถหน่วงลงประมาณ $0.5 J_{dec \max}$ ในกรณีนี้การเพิ่มขึ้นของความเร็ว (m/s) จะเป็น

$$\Delta V = \frac{J_{dec \max} t_{in}}{2} \tag{8}$$

ถึงอย่างนั้นก็ดี ความเร็ว (m/s) ที่ตอนเริ่มของการเบรตฉุกเฉินด้วยอัตราหน่วง

$$V = V - \Delta V = V - \frac{J_{dec \max} t_{in}}{2} \tag{9}$$

ถ้าการเคลื่อนที่ของรถ ถูกทำให้ช้าลงด้วยอัตราหน่วง $J_{dec \max}$ และหยุดที่ตอนเอกสจขี้องการเบรค ความเร็วลดลงในเทอมของเวลา t_{br} ตามกฎเชิงเส้น จาก V ถึง ศูนย์ จะได้ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$V' = J_{dec \ max} t_{br} \tag{10}$$

แก้สมการนี้ให้ได้ t_{br} (sec) และแทนค่า V ด้วยค่าจาก (9) เราจะได้

$$t_{br} = \frac{V'}{J_{dec \ max}} = \frac{V}{J_{dec \ max}} - \frac{t_{in}}{2} \tag{11}$$

ดังนั้นเวลาการหยุด (sec) เป็น

$$t_{st} = t_r + t_{dr} + t_{in} + t_{br} = t_r + t_{dr} + t_{in}/2 + V/J_{dec \ max} = t_{tot} + V/J_{dec \ max} \tag{12}$$

เมื่อ $t_{tot} = t_r + t_{dr} + t_{in}/2$

ถ้าค่าของแรงเบรคน้อยทั้งหมดของรถถึงค่าสูงสุดของการเกาะยึด อัตราหน่วงสามารถหาจากสูตร (7) ในกรณีนี้ให้สัมประสิทธิ์ $\delta_{rot.b} \approx 1$ และความเที่ยงตรงเพียงพอสำหรับการคำนวณ เราจะได้

$$t_{st} \approx t_{tot} + v/\psi_x g \tag{13}$$

ระยะทางการเบรค สามารถหาได้จากกราฟและการอินทิเกรตวิเคราะห์ได้

$t_{br} = f(v)$ ในหลายๆ ช่วงให้สูตร $\Delta s = v_m \Delta t = (v_m \Delta v)/j_m$ หาระยะทางที่เพิ่มขึ้น Δs ภายในแต่ละช่วงความเร็วในลักษณะเดียวกันรวมเข้าไปกับค่า Δs ที่เพิ่มขึ้น ระยะทางการเบรคทั้งหมด S_{br} ก็จะหาได้ กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง $S_{br} = f(v)$ ซึ่งมีแรง P_r , P_{air} และ P_h แสดงในรูป (4) ด้วยเส้นประ และรวมแรงเหล่านี้ โดยเส้นเต็ม ระยะทางที่ใช้หยุดรถจากการเพิ่มขึ้นของ โมเมนตัม

ก่อนหน้านี้ เราสมมุติว่าเมื่อความเร็วลดลงจาก v เป็น v' รถวิ่งด้วยความหน่วงคงที่ เท่ากับ $0.5 J_{dec \ max}$ จะได้ระยะทาง ดังนี้

$$S_{in} = \frac{v_m \Delta v}{J_m} = \frac{(v + v')(v - v')}{2 \cdot 0.5 J_{dec \ max}} = \frac{v^2 - (v')^2}{J_{dec \ max}} \tag{14}$$

ระหว่างการเบรคอย่างฉุกเฉิน อัตราหน่วงจะเท่ากับ $J_{dec \ max}$ และระยะทางการเบรคเมื่อความเร็วลดลงจาก v' เป็น 0 (m) จะได้

$$S_{br} = \frac{(v')^2}{2 J_{dec \ max}} \tag{15}$$

ค่า S_{br} ที่หาได้ เป็นระยะทางที่รถเคลื่อนระหว่างเวลา t_{br} ด้วยการเบรคเต็มที่ ระยะทางที่หยุด S_{st} (m) จะมากกว่าระยะเบรค S_{br} เพราะรวมระยะทางที่รถเคลื่อนระหว่างเวลาปฏิบัติการของคนขับการทำงานของระบบเบรค และการเพิ่มของอัตราหน่วง

$$S_{st} = V(t_r + t_{dr}) + S_{in} + S_{br} = V(t_r + t_{dr}) + \frac{V^2}{J_{dec \ max}} - \frac{(V')^2}{2 J_{dec \ max}} \tag{16}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์สำหรับครูและเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อครูผู้พิมพ์เอกสารฉบับนี้ไปใช้ในการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งหากมีการนำไปใช้

ใส่ค่าความเร็ว V จากสูตร (9) ใส่สูตร 10 และละทิ้งค่าที่เล็กมากของ t_{in}^2 จะได้

$$S_{st} = Vt_{rot} + \frac{V^2}{2} J_{dec\ max} \quad (17)$$

ถ้าแรงบวกบนล้อรถ ดึงแรงที่ล้อล็อกจากนั้นใช้สมการ (4)

และค่า $P_{J_{st}} = P_n = 0$, ระยะทางการเบรคจะได้เป็น

$$S_{br} = \frac{\delta_{rot,b} M_a (V)^2}{2 [(\phi_x + f)G \cos\alpha + G \sin\alpha + P_{air}]} \approx \frac{\delta_{rot,b} (V)^2}{2\phi_x g}$$

$$\approx \frac{V^2}{2\phi_x g} \quad (18)$$

ระยะทางการเบรคจะเป็นสัดส่วนโดยตรงกับความเร็วกำลัง 2 ที่ตอนเริ่มเบรคจากเหตุผลนี้ เมื่อความเร็วสูงขึ้น ระยะทางการเบรคจะเพิ่มอย่างรวดเร็ว (รูป 4A) ถ้าค่าของ S_{br} รู้ค่า ระยะทางการเบรคก็สามารถหาได้จากสูตร

$$S_{st} = Vt_{sd} + \frac{V^2}{2\phi_x g} \quad (19)$$

ค่าของ t_{st} และ S_{st} สามารถหาได้จากสูตร 12 , 17 ถ้าอัตราหน่วงสูงสุดของรถที่เกิดขึ้นหาได้จากกราฟทดลอง ค่าอัตราหน่วงสูงสุดไม่รู้ค่าค่าของ t_{st} และ S_{st} สามารถหาได้จากสูตร 13 และ 19

การเกิดแรงเบรคระหว่างล้อ

เมื่อรถถูกเบรค แรงเฉื่อย P_{in} เกิดขึ้นที่จุด $h_{z.c}$ (ดูรูป 3) ก่อให้เกิดภาระบนล้อหน้าเพิ่มขึ้นและล้อหลังลดลงดังนั้น ค่าของแรงปฏิกิริยา Z_1 และ Z_2 เกิดขึ้นตามลำดับระหว่างการเบรคที่ภาระต่างกัน G_1 และ G_2 ซึ่งมันจะเกิดขึ้นที่สภาวะสถิตย์ การเปลี่ยนแปลงเหล่านี้ถูกคำนวณ โดยสัมประสิทธิ์ m_{r1} และ m_{r2} ของการเปลี่ยนแปลงในปฏิกิริยา ถ้ารถถูกเบรคบนถนนราบสัมประสิทธิ์ m_{r1} , m_{r2} สามารถคำนวณได้จากสูตร

$$m_{r1} = 1 + (\phi_n h g.e / b), \quad m_{r2} = (1 - \phi_n h g.e / b)$$

ค่าสูงสุดของการเปลี่ยนแปลงปฏิกิริยาสัมประสิทธิ์ m_{r1} , m_{r2} ระหว่างการเบรคจะอยู่ในช่วง 1.5-2 และ 0.5-0.7 ตามลำดับ การหาสัมประสิทธิ์ของ m_{r1} และ m_{r2} เป็นไปได้ที่จะหาค่าของแรงปฏิกิริยาในหน่วยนิวตัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ (Copyright) ของ (มจร.) (มจร.) ที่ให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การเบรคที่สูงสุด จะมั่นใจว่าสูงที่สุดได้เมื่อภาระของรถที่ถูกใช้งานเต็มพิกัด เมื่ออัตราส่วนระหว่างแรงเบรค $P_{br1} : P_{br2}$ เกิดบนล้อหน้าและล้อหลังไม่เปลี่ยนแปลง แรงทั้งหมด P_{br} อาจจะได้จากค่าสูงสุดโดยปราศจากล้ออื่น

สัมประสิทธิ์ β_0 ของการแผ่กระจายแรงเบรคบนล้อหน้าและล้อหลังสามารถหาได้จากสูตร

$$\beta_0 = P_{br1} / P_{br} = 1 - (P_{br2} / P_{br})$$

การแผ่กระจายที่เหมาะสมของแรงเบรคจะเกิดขึ้นเมื่อ ล้อหน้าและล้อหลังถูกล็อคในกรณีที่สัมประสิทธิ์ $\beta_0 = (b + \phi_0 h_g \cdot e) / L$ (20)

ระบบเบรคส่วนใหญ่จะแผ่กระจายแรงเบรคระหว่างล้อบนถนนด้วยค่าของสัมประสิทธิ์

ϕ_0 ต่อมาได้มีการพัฒนาระบบเบรคด้วยการปรับแรงเบรคให้แผ่กระจายสม่ำเสมอ

เมื่อการแผ่กระจายแรงเบรคทั้งหมดแรงจะเปลี่ยนแปลงระหว่างการเบรค โดยทั่วไป เบรคน้อยสุดระยะทาง 20-40% สูงกว่าทางทฤษฎี จากผลการทดลองสูตรจะประกอบด้วยสัมประสิทธิ์ K_{eff} ซึ่งคำนวณจากผลกระทบของการเบรคเต็มพิกัดที่เป็นไปได้จากทฤษฎีสัมประสิทธิ์การเบรค K_{eff} มีค่าเฉลี่ย 1.2 สำหรับรถยนต์ และ 1.4-1.6 สำหรับรถบรรทุกและรถเมล สำหรับในกรณีที่สูตรการออกแบบ มีรูปแบบดังนี้

$$t_{st} = t_{tot} + KeH \left(\frac{V}{\phi_x g} \right) \quad (21)$$

$$S_{br} = KeHv^2 / 2 \phi_x g \quad (22)$$

$$S_{st} = Vt_{tot} + KeH (V^2 / 2 \phi_x g) \quad (23)$$

วิธีการเบรค

วิธีการเชื่อมโยงการเบรคของรถโดยระบบเบรคและเครื่องยนต์

ด้วยวิธีการนี้ช่วงการเบรคบนล้อ จะเกิดจากหม้อลมเบรคเครื่องยนต์ ในกรณีที่มันเป็นคันเร่งถูกปล่อย ก่อนที่จะเหยียบเบรค ความเร็วเชิงมุมของเพลาคือเหวี่ยงเครื่องยนต์ลดลงตามความเร็ว อย่างไรก็ตามล้อขับเคลื่อนจะหมุนเพลาคือเหวี่ยงผ่านระบบส่งกำลัง ก่อให้เกิดแรงบวก P_{F_0} ซึ่งเป็นสัดส่วนกับแรงบิดของเครื่องยนต์ P'_{F_0} และหน่วยรถยนต์ลงความเฉื่อยของล้อต้นกำลังแสดงบนการเบรคของเครื่องยนต์ บางครั้งการหน่วงจากล้อเกินกำลังมีผลมากกว่าผลจากระบบเบรค การพิจารณาอัตราหน่วงในการเบรคโดย $J_{dec.com.br}$ และอัตราหน่วงโดยการบิดเครื่องยนต์ $J_{dec.br}$ สมการ 2 อาจเขียนได้ในรูป

$$J_{dec.com.br} = \frac{1}{\delta} (P_{br} + P_{rd} + P_{air} + P_{F_0} + P_{tr}) / M_u \quad (24)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับ rot ใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ซึ่ง P_{br} = แรงของความผิดในระบบส่งกำลังเมื่อแรงบิดรอส่งผ่าน (n)
 δ_{rot} = สัมประสิทธิ์ซึ่งเกิดจากมวลหมุน
 ระหว่างการเบรคเมื่อเครื่องยนต์บิด $\delta_{rot} = \delta_{rot.b}$ และ

ถูกคำนวณ

$$\text{ในกรณีนี้ } J_{dec.br} = \frac{1}{\delta_{rot.b}} (P_{br} + P_{rd} + P_{air} + P_h) / M_a \quad (25)$$

การเชื่อมโยงกันระหว่างเบรคและเครื่องยนต์จะมีประสิทธิภาพมากกว่าใช้เบรค
 อย่างเดียว

$$J_{dec.com.br} > J_{dec.br}$$

เช่น

$$\frac{P_{br} + P_{rd} + P_{air} + P_{fe} + P_{tr}}{\delta_{rot}} > \frac{P_{br} + P_{rd} + P_{air} + P_h}{\delta_{rot.b}} \quad (26)$$

การเบรคโดยระบบเบรคอย่างเดี่ยวหรือมีเครื่องยนต์หนึ่งด้วย แรงของการเคลื่อน
 ที่ $P_{rd}, P_{air}, P_{tr}, P_h, P_{je}$ และแรงเบรค P_{dr} และสัมประสิทธิ์ $\nu_{rot},$
 $\nu_{rot.b}$

รูป 4b เส้นโค้ง 1, 2, 3 เกี่ยวกับค่าที่แตกต่างกันของแรงเบรค P_{br}

ในรูปแสดงส่วนที่แรเงา ซึ่งการเบรคถูกกำหนดในเงื่อนไขว่าอัตราท่วง $J_{dec.com.br}$
 (เส้นประ) พิสูจน์ว่ามันน้อยกว่าอัตราท่วง $J_{dec.be}$ (เส้นทึบ) ในกรณีการเบรคบนถนนที่
 สัมประสิทธิ์ต่ำ ความเสถียรภาพถูกทำให้ดีขึ้น โดยการแผ่กระจายแรงเบรคของเกียร์ระหว่าง ล้อ
 ขับเคลื่อนของรถยนต์

การออกแบบเบรคชุดใหม่

ในช่วงปีที่ผ่านมา ได้มีการปรับปรุงหลายด้านเพื่อลดอุบัติเหตุลง เช่น อุปกรณ์ป้องกัน
 ล้อล็อก (anti locking devices) จะป้องกันการลื้อลื้อ ตัวกำหนดแรงเบรค ระบบเบรค
 จะต้องมั่นใจว่าใช้แรงเบรคที่มากที่สุดที่เป็นไปได้โดยปราศจากการสูญเสียเสถียรภาพบนสภาพถนน
 และภาวะต่างๆ ซึ่งจะเกิดขึ้นดีที่สุดในเมื่อใช้ อุปกรณ์ป้องกันล้อล็อกๆ จะเกิดขึ้นเมื่อล้อหลังมีแรงเบรค
 กระทำน้อยลง ด้วยเหตุผลนี้เองระบบเบรคไฮโดรลิควงจรรู้ได้ถูกใส่เข้าไปในขบวนการเบรค
 ของล้อหลัง

ความสามารถในการวิ่งบนถนนขรุขระ

รถยนต์ที่นั่นนอกจากจะสามารถวิ่ง ได้ดีบนถนนที่ราบเรียบแล้วนั้น ยังต้องมีความสามารถในการวิ่งบนถนนขรุขระอีกด้วย ความสามารถในการวิ่งบนถนนขรุขระของรถนั้นขึ้นอยู่กับปัจจัยต่างๆ เป็นจำนวนมาก อาทิเช่น รูปทรงของรถคันนั้น การออกแบบชิ้นส่วนต่างๆ ที่เกี่ยวข้องกับ การวิ่งบนถนนขรุขระ (ดีเฟนเชินเชี่ยล เกียร์)

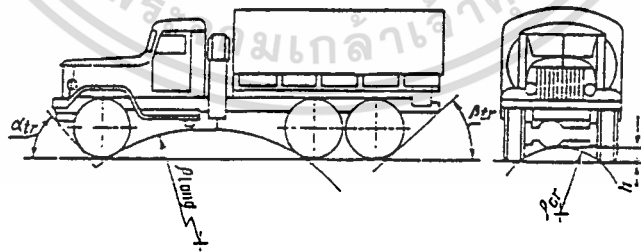
ความสามารถในการวิ่งบนถนนขรุขระของรถนั้น ถูกแบ่งออกเป็น 3 กลุ่ม โดยขึ้นตรงแปรกับอัตราระหว่างจำนวนล้อทั้งหมดของยานพาหนะกับล้อที่ใช้ในการขับเคลื่อน ซึ่งแสดงออกมาในรูป Wheel Formula กฎอันนี้สามารถแบ่งออกได้เป็น 2 ลักษณะ ลักษณะแรกจะใช้จำนวนล้อทั้งหมด ส่วนลักษณะที่สองจะใช้เฉพาะจำนวนล้อที่ใช้ในการขับเคลื่อน จากอัตราส่วนที่ได้กล่าวถึงทำให้สามารถแบ่งแยกลักษณะรถออกได้เป็น 3 กลุ่ม คือ

- กลุ่มแรก ถูกจำกัดอยู่ในขนาด 4 x 2 , 6 x 4 , 6 x 6
- กลุ่มที่สอง " 4 x 4 , 6 x 4 , 6 x 6
- กลุ่มที่สาม " 8 x 8

รถพ่วงมักถูกจัดให้อยู่ในกลุ่มที่สองและกลุ่มที่สาม

ปัจจัยในการวิ่งบนถนนขรุขระของรถพ่วงนั้นมีมากมายหลายประการ จะขอกล่าวเฉพาะปัจจัยที่สำคัญๆ ดังนี้

1. มุมเงยหน้ารถ และหลังรถ ในขณะที่รถพ่วงต้องวิ่งบนถนนขรุขระที่อยู่บนเนิน เพื่อไม่ให้หน้ารถติดเนินขณะวิ่ง



Geometrical characteristics of cross-country ability

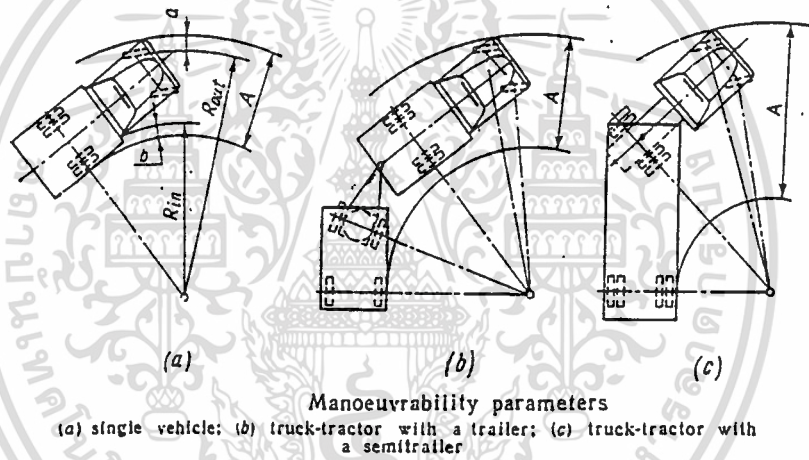
รูปที่ 1

2. รัศมีตามยาว (longitudinal radius) และรัศมีตามขวาง (Cross radius) ซึ่งขึ้นอยู่กับขนาดความยาวระหว่างล้อหน้าถึงล้อหลัง และความกว้างระหว่างล้อด้านซ้าย ถึงด้านขวาตามลำดับ รัศมีนี้จะต้องถูกออกแบบเพื่อป้องกันมิให้ตัวถังรถต้องติดสิ่งกีดขวางทำให้สามารถเคลื่อนที่ผ่านได้

รถพ่วงขนาด 4 x 2	รัศมีตามยาว	2.7 - 5.5 เมตร
รถพ่วงขนาด 4 x 4, 6 x 4, 6 x 6	"	1.9 - 3.6 เมตร

ส่วนรัศมีตามขวางให้ขึ้นอยู่กับกรอกแบบ เพื่อให้เหมาะสมต่อเสถียรภาพในการขับเคลื่อน

3. ขนาดมุมเลี้ยวของรถพ่วง ขนาดของมุมนี้จะขึ้นอยู่กับขนาดความยาวของรถลาก และรถพ่วงตลอดจนความกว้างของตัวรถทั้งสอง และความเร็วที่ใช้ในการวิ่ง



รูปที่ 2

4. ค่า Dynamic Factor สำหรับรถพ่วง คัดจาก

$$D = \frac{G_{dr.w}}{G_a}$$

$G_{dr.w}$ = น้ำหนักของชิ้นส่วนยานพาหนะที่รับโดยล้อขับเคลื่อน ; N

G_a = น้ำหนักทั้งหมดทั้งหมด ; N

D_{max} สำหรับรถพ่วง ประมาณ 0.65 - 0.75

5. รถพ่วง ควรมีระบบกันสะเทือนที่แยกจากกันอย่างอิสระ และมีความสมดุล เพื่อให้สามารถปรับเปลี่ยนศูนย์ล้อได้ เพื่อความเหมาะสมในการขับเคลื่อน และขับเคลื่อน

6. ผลจาก Differential gear design เกิดจากโมเมนต์ และทอร์ค ที่เกิดภายในเกียร์ ดิฟเฟอเรนเชียล ทอร์คที่เกิดบริเวณล้อขับเคลื่อนสามารถหาได้จากสูตร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

$$T_1 = 0.5 (T + M_{Fr, drive})$$

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$T_2 = 0.5 (T - M_{fr, dir})$$

T_1, T_2 = ทอร์คบนล้อขับเคลื่อนที่หมุนช้าและเร็ว ตามลำดับ N.m

$M_{fr, dir}$ = โมเมนต์ของความเสียดทานในดีฟเฟอเรนเชียลเกียร์ N.m

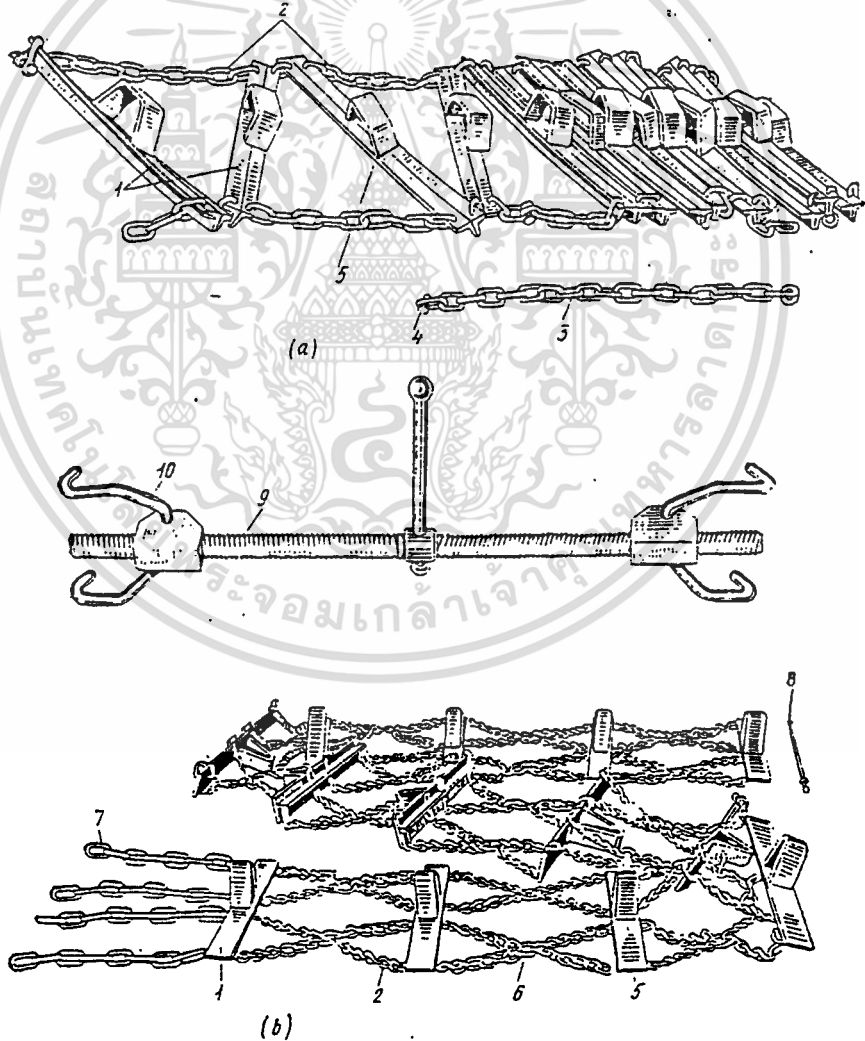
T = ทอร์คบนพินเนียนของเกียร์หลัก

7. ระบบเชื่อมโยง โดยมากแล้วระบบเชื่อมโยงมีไว้เพื่อลากจูงรถพ่วง และเพื่อป้องกันไม่ให้รถพ่วงเคลื่อนตัวออกนอกเส้นทางการเคลื่อนที่ระบบเชื่อมโยงมีหลายแบบ เช่น

7.1 แบบ Twisted Chain

7.2 แบบ Bracelet Type Chain

7.3 แบบ Caterpillar Chain



Track antiskidding chains

(a) bracelet-type chain: (b) caterpillar chain: 1—track shoes; 2—linking chains; 3—fastening chain; 4—bolts with nuts; 5—guiding flange; 6—ring; 7—tensioning chain; 8—pin; 9—tensioner screw; 10—grip

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษานั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
รูปที่ 3
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การทดสอบทางเทคนิคของอุบัติเหตุทางจราจร

รถยนต์ที่วิ่งตามถนนอาจก่อให้เกิดอุบัติเหตุ และทำอันตรายคนเดินถนนได้ จุดมุ่งหมายของการทดสอบนี้ เพื่อที่จะสนับสนุนลักษณะของทุกสภาพของอุบัติเหตุที่เกิดขึ้น ผู้เชี่ยวชาญได้ทำงานเพื่อที่จะหาสาเหตุของอุบัติเหตุที่ก่อให้เกิดผลกระทบของรถยนต์ หาเวลาของการเกิด ความเร็วของการเคลื่อนที่ การเบรคและระยะทางการหยุด เป็นต้น กรณีคนเดินถนนที่ถูกรถชนเป็นอุบัติเหตุที่เกิดขึ้นบ่อย สาเหตุใหญ่อันหนึ่งคือความเร็วของรถ ขณะก่อนเบรค และมักจะเบรคอย่างฉุกเฉินเสมอ ซึ่งได้มีการทำบันทึกต่อไป

ถ้าการลื่นไถลเกิดขึ้นบนถนน ความเร็วต้นของรถยนต์สามารถหาได้ ดังนี้

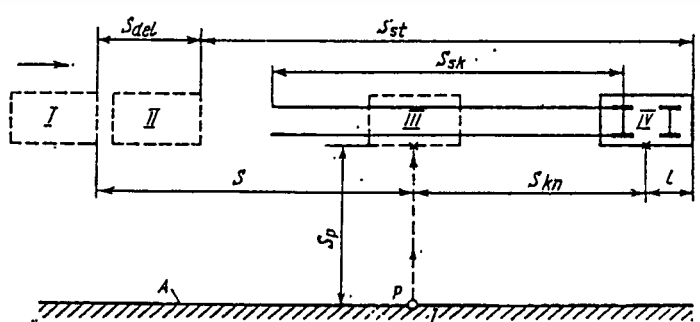
ในการเกิดอุบัติเหตุ ระยะ S_{sk} ที่ร่องรอยโดยขางบนทางเท้าถูกวัดได้ การทดลองถูกแนะนำให้หาค่าของสัมประสิทธิ์การจับยึด ϕ_x หรืออาจหาค่าจากตาราง หลังจากรู้ชนิดและสภาพพื้นถนนจากการตรวจสอบ นำสัมประสิทธิ์ K_{eff} ใช้ในสูตร (7) เพื่อหาค่าอัตราหน่วงสูงสุด ซึ่งเกิดจากการเบรคอย่างฉุกเฉิน อาจจะมีสมมติให้เกิดข้อผิดพลาดเล็กน้อย ซึ่งทางการลื่นไถลบนพื้นถนนเกิดขึ้นเมื่ออัตราหน่วงสูงสุด ในกรณีความเร็วของรถ (m/s) ในขณะการเบรคสามารถหาได้จากสมการกำลังสอง ดังนี้

$$(V^2 / 2 J_{dec\ max}) - 0.5 t_{in} V - S_{st} = 0$$

หาโดยการเชื่อมโยงสูตร (11.9) และ (11.15) และทั้งเทอมที่ประกอบด้วย t_{in}

$$V = 0.5 J_{dec\ max} t_{in} + \sqrt{2 S_{sk} J_{dec\ max}} \quad (27)$$

พิจารณาตัวอย่าง อุบัติเหตุบนท้องถนนเมื่อคนเดินถนนถูกชน (รูป 5) รถเคลื่อนที่เป็นระยะ S_p จากทางเข้าที่ขอบซึ่งคนเดินเท้ายืนอยู่จุด P เมื่อรถและคนห่างกัน S คนเริ่มจะข้ามถนนจากด้านขวาของรถ ในรูป (5) ตำแหน่งของรถและคน ขณะนั้นถูกแสดงไว้ โดยรูป I คนขับเบรครถแต่หนีไม่ทันที่จะชนคน (ตำแหน่ง III) และเคลื่อนในสภาวะเบรค และหยุดในตำแหน่ง (IV)



Position of the pedestrian and motor vehicle in a road accident
A—curb

การวัดที่สถานที่เกิดอุบัติเหตุระยะที่ล้อล้อไกล S_{sk} และ S_p เป็นระยะที่คนเดินถนนเดินอยู่ ผู้เชี่ยวชาญ สมมติว่าระหว่างนั้นคนขับเห็นคนเดินเท้า ซึ่งมีเวลาที่จะป้องกันอุบัติเหตุ ในการทดสอบนี้ เวลาการเดินทางของคนเดินเท้า t_p ถูกเปรียบเทียบกับเวลาเคลื่อนที่ของรถ t_{kn} จากช่วงระยะของอุบัติเหตุที่ชนกัน ถ้าเวลา $t_{pn} > t_p$ คนขับก็ไม่สามารถหลีกเลี่ยงอุบัติเหตุได้ ถ้าเวลา $t_{kn} > t_p$ ก็สามารถป้องกันได้ การคำนวณระหว่างการทดสอบถูกแสดงไว้ดังนี้ ภาพขอบของอุบัติเหตุ จะเป็นส่วนช่วยในการตัดสินใจการเคลื่อนที่ของรถ S_{kn} หลังจากการชน สามารถหาความเร็ว (m/s) ในขณะนั้น

$$V_{kn} = \sqrt{2 S_{kn} J_{dec,max}} \quad (28)$$

เมื่อความเร็วของรถก่อนเบรคถูกคำนวณจากสูตร 27 ระยะของการหยุด S_{st} จากสูตร 19 และเวลา (sec) ของรถก่อนชนคน

$$t_{kn} = t_r + t_{dr} + 0.5 t_{in} + V - (V_{kn}) / J_{dec,max} \quad (29)$$

ในการคำนวณ ความเร็วของคนเดินถนนถือว่าคงที่ จากสมมุติฐานนี้ เวลา (sec) ของการข้ามถนนของคนเดินเท้าจะเป็น

$$t_p = S_p / V_p \quad (30)$$

เงื่อนไขสำหรับการเบรคของรถอาจเขียนได้ดังนี้

$$t_{kn} > t_p \quad (31)$$

ถ้าเงื่อนไขไม่เป็นจริง เช่น เวลา $t_{kn} < t_p$ คนขับจะเข้าไปในปฏิบัติการของเขา รถจะมีเวลาเคลื่อนจากตำแหน่ง I ไป II (รูป 5) ช่วงเวลาการล่าช้า หากจาก

$$t_{del} = t_p - t_{kn} \quad (32)$$

ระหว่างการเคลื่อนของรถ ด้วยความเร็วต้น V จะวิ่งไปเป็นระยะทาง

$$S_{del} = V t_{del} \quad (33)$$

จากรูป (11.5) ระยะทาง S ระหว่างด้านหน้าของรถ และคนเดินเท้า ขณะเริ่มข้ามถนนเป็น

$$S = S_{st} + S_{del} - S_{kn} - l \quad (34)$$

เมื่อ 1 คือระยะจากจุดที่ชน ถึงด้านหน้าของรถ

ถ้าการคำนวณ แสดงว่าระยะทาง S มากกว่าระยะหยุด $S_{\text{หยุด}}$ คนขับจะหยุดรถอย่างฉุกเฉินก่อนการเดินของคน ถ้าระยะ $S < S_{\text{หยุด}}$ คนขับจะชนหลังจากการเบรค เพราะคนเดินถนน เริ่มเดินไกลเกินกว่าที่รถจะหยุดได้

การทดสอบทางเทคนิคนี้ ถูกใช้เพื่อศึกษากรณีเมื่อรถชนวัตถุที่อยู่นิ่ง ผลการทดสอบและรายละเอียดอื่นๆ ถูกใช้ในความต้องการของศาล เพื่อใช้ในการตัดสินคดีอีกด้วย





เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

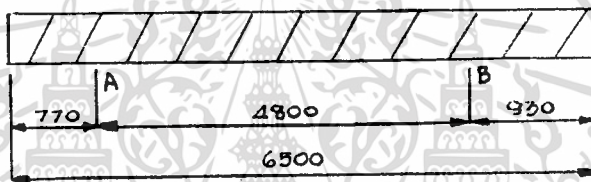
การคำนวณความแข็งแรงของ โครงค้ำซีรตพ่วงกะบะบรรทุก

ตัวอย่าง

กำหนดให้

- นน. ของรถเปล่า = 5,700 kg.
- นน. ชุดช่วงล่างที่ลงเพลาคู่หน้า = 1,510 kg.
- นน. ชุดช่วงล่างที่ลงเพลาคู่หลัง = 1,090 kg.
- นน. ค้ำซีและตัวถัง = 5,700 - 1,510 - 1,090 = 3,100 kg.

$W = 3,100$ (ซึ่งเป็นแรงกระจาย)



Take Moment รอบจุด B;

- นน. ค้ำซีเปล่าที่ลงเพลาคู่หน้า = $\frac{3,100 \times 2.32}{4.8}$
= 1,498 kg.
- นน. ค้ำซีเปล่าที่ลงเพลาคู่ท้าย = 3,100 - 1,498 = 1,602 kg.
- นั่นคือ นน. รถเปล่าที่ลงเพลาคู่หน้า = 1,510 + 1,498 = 3,008 kg.
- นั่นคือ นน. รถเปล่าที่ลงเพลาคู่ท้าย = 1,090 + 1,602 = 2,692 kg.

การคำนวณหา นน. บรรทุก

กำหนด

- นน. ลงเพลาคู่ท้ายไม่เกิน 9,100 kg. (ตามกฎหมาย)
- นน. บรรทุกลงเพลาคู่ท้าย = 9,100 - 2,692

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Take Moment;

$$\text{จะได้ นน. บรรทุกรวม} = \frac{6,408 \times 4.8}{2.48}$$

$$= 12,403 \text{ kg.}$$

$$\text{นน. บรรทุกกลางเพลาหน้า} = 12,403 - 6,408$$

$$= 5,995 \text{ kg.}$$

$$\text{นน. ทั้งหมดที่ลงเพลาหน้า} = 3,008 + 5,995$$

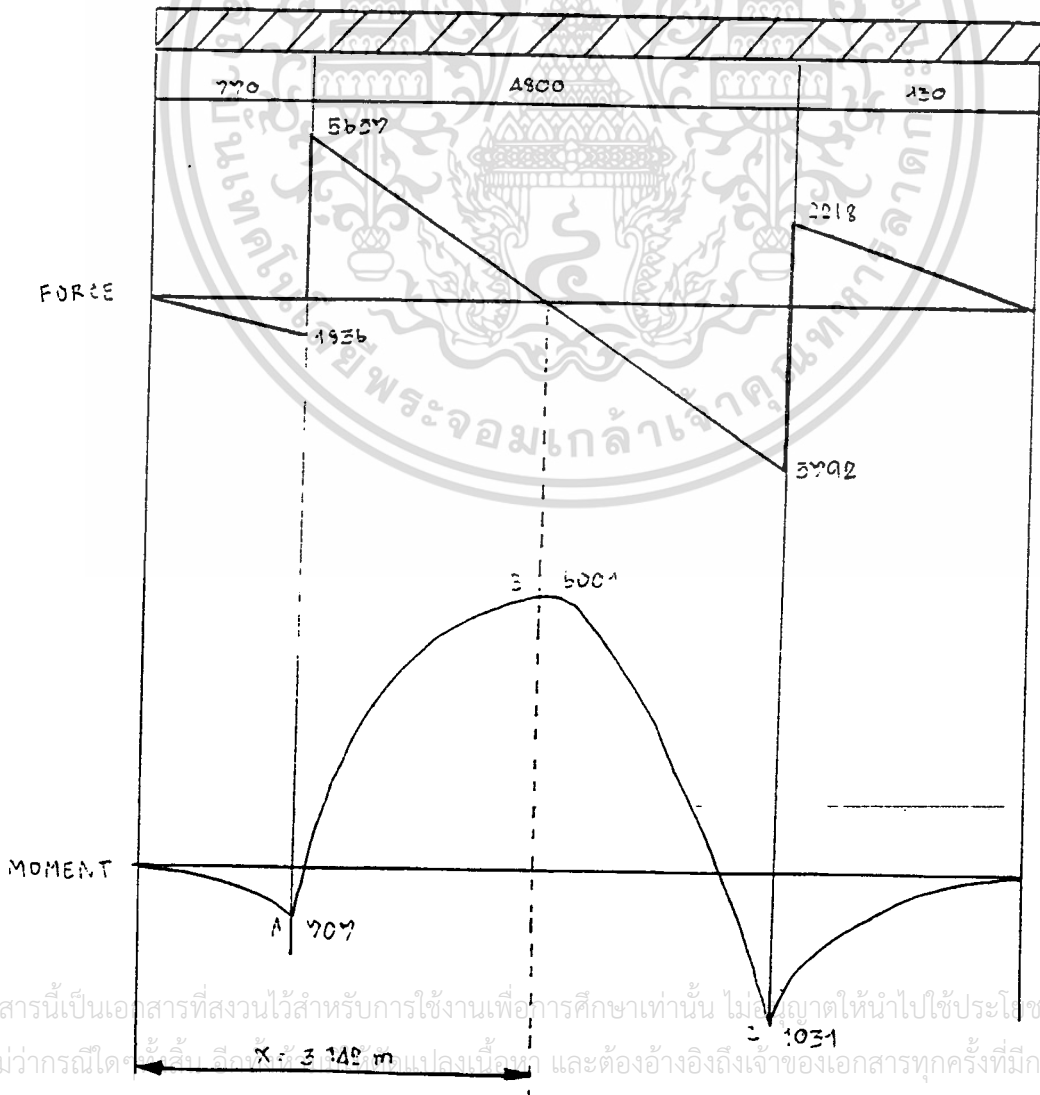
$$= 9,003 \text{ kg.}$$

$$\text{นน. ทั้งหมดที่ลงเพลาท้าย} = 2,692 + 6,408$$

$$= 9,100 \text{ kg.}$$

เอามาเขียน Shear and Bending-Moment Diagrams

$$\text{นน. กระจายรวม} = 3,100 + 12,403 = 15,503 \text{ kg.}$$



Take Moment;

$$\text{นน. ลงเพลาหน้า} = \frac{15,503 \times 2.32}{4.8} = 7,493 \text{ kg.}$$

$$\text{นน. ลงเพลาท้าย} = \frac{15,503 \times 2.48}{4.8} = 8,010 \text{ kg.}$$

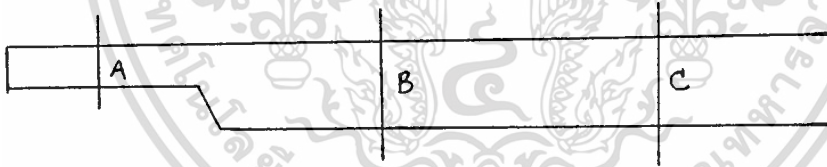
$$\text{ที่ Shear Force} = 0 ; x = \frac{7,493}{2,385} = 3.142 \text{ m.}$$

หา Bending Moment

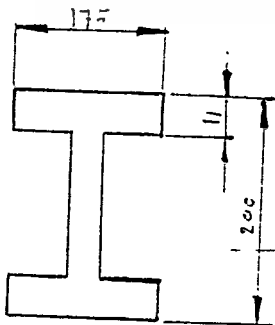
$$M_A = \frac{2385 (0.77)^2}{2} = 707 \text{ kg.m.}$$

$$(M_{\max}) M_B = 7493 (2372) - \frac{2385 (3.142)^2}{2} = 6,001 \text{ kg.m.}$$

$$M_C = \frac{2385 (0.93)^2}{2} = 1,031 \text{ kg.m.}$$



ที่จุด A ขนาดของคัสซ์ตามรูป ($\sigma = \frac{Mc}{I}$)



$$Z_x = \left[\frac{17.5 \times 20^3}{12} - \frac{16.8 \times 17.8^3}{12} \right] \times \frac{1}{10} = 377 \text{ cm}^3$$

$$\sigma_A = \frac{707 \times 100}{2 \times 377} = 94 \text{ kg/cm}^2$$

วัสดุมีค่า Tensile Strength 4,100 kg/cm²

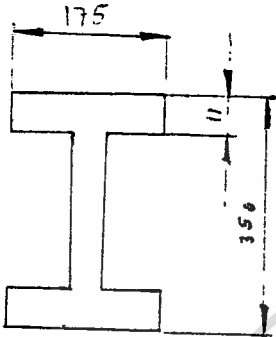
Safety Factor = $\frac{4,100}{94} = 44 > 4$ ยอมรับได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารลิขสิทธิ์สงวนสำหรับการใช้ทางวิชาการเท่านั้น ไม่อนุญาตให้เผยแพร่ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ที่จุด B,C ขนาดของค้ำซี่ตามรูป

$$Z_x = \left[\frac{17.5 \times 35^3}{12} - \frac{16.8 \times 32.8^3}{12} \right] \times \frac{1}{17.5}$$

$$= 750 \text{ cm}^3$$



$$\delta_B = \frac{6001 \times 100}{2 \times 750} = 400 \text{ kg/cm}^2$$

Safety Factor = $\frac{4100}{400} = 10.25 > 4$ **ยอมรับได้**

$$\delta_c = \frac{1,031 \times 100}{2 \times 750} = 69 \text{ kg/cm}^2$$

Safety Factor = $\frac{4,100}{69} = 59 > 4$ **ยอมรับได้**

การหาค่าต่างๆ ในขณะที่เบรครถโดยพิจารณาทั้งระบบ
กำหนดให้

P_{rd} = แรงปฏิกิริยาที่ถนนกระทำกับล้อ

P_{br} = แรงเนื่องจากเบรค

P_{in} = แรงเนื่องจากมวลของรถ

G = แรงเนื่องจาก นน. ของรถ

อักษร tra = trailer หรือตัวพ่วง

t = truck หรือตัวรถ

tt = total

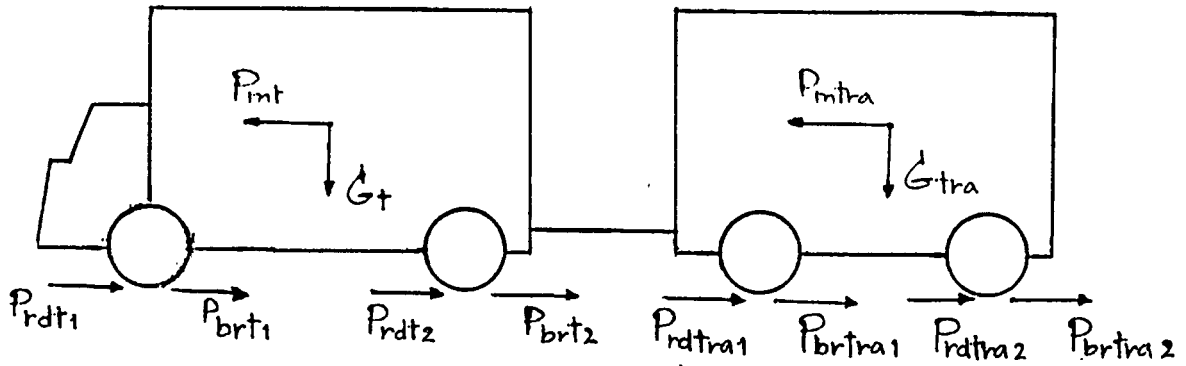
ϕ = สัมประสิทธิ์ความเสียดทานของการเบรค

ψ = สัมประสิทธิ์ความเสียดทานของถนน

δ = สัมประสิทธิ์เนื่องจาก นน. ที่เบรค

a = อัตราเร่ง (ในที่นี้เป็นอัตราหน่วง)

M = มวล



สมดุลแรง

$$P_{brt1} + P_{brt2} + P_{bra1} + P_{bra2} + P_{rdt1} + P_{rdt2} + P_{rdra1} + P_{rdra2} - P_{int} - P_{intra} = 0 \dots*$$

เมื่อพิจารณาจริงๆ จะได้ว่า

$$P_{br} = P_{in} - P_{rd} = \delta_{tt} (M_t + M_{tra}) a_{tt} - \phi_g (M_t + M_{tra})$$

แต่ $P_{br} = \phi_x G_{tt}$

$$\phi_x G_{tt} = a_{tt} \delta_{tt} M_{tt} - \phi G_{tt} \dots**$$

$$a_{tt} = \frac{(\phi + \phi) G_{tt}}{\delta_{tt} M_{tt}}$$

สูตร ** แล้วแต่ที่เราจะนำไปพิจารณาอะไร

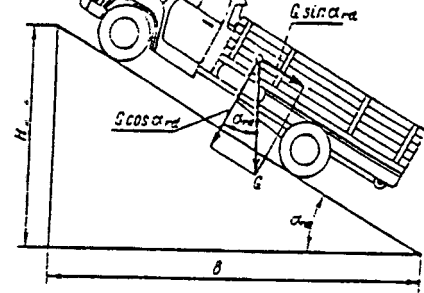
หมายเหตุ

$$\delta_{tt} \approx 1 + 0.05 G_u$$

ค่า δ จะขึ้นอยู่กับ นน. บรรทุก

ในที่นี้ $G_u = G_{tt}$

$G =$ นน. รถเปล่า



$$f = f_{\cos \alpha_{rd}} + \sin \alpha_{rd}$$

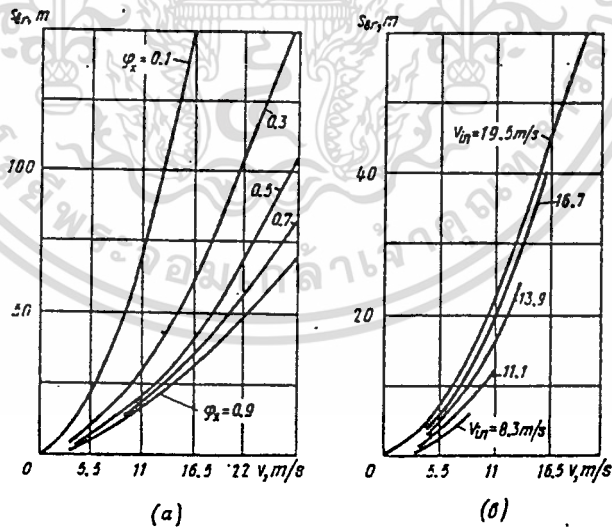
$$f = \frac{0.12}{C_s} + 0.05$$

Force of resistance due to grade
จะเห็นว่าค่า จะขึ้นอยู่กับ
กับชนิดของถนนและ
ความชันของถนน

ตารางค่า C_s

Soil	Relative humidity of Soil		
	0.5 (dry)	0.5-1.0 (flaky)	1.0 (loose)
Sand	0.15-0.5	-	-
Sandy loam	1.0-1.5	0.2-0.6	0.05-0.1
Clayey	1.0-2.0	0.1-0.5	0.05-0.1
Gravel mixture	-	0.5-1.0	-

ϕ_x หาจากกราฟ



Effect on the braking distance
(a) coefficient of adhesion; (b) initial speed of the vehicle

จากกราฟ จะเห็นได้ว่า ถ้าระยะเบรคคงที่ แต่รถมีความเร็วสูง ค่า ϕ_x จะต้อง

สูงด้วยจึงจะหยุดรถได้ในระยะที่ต้องการ

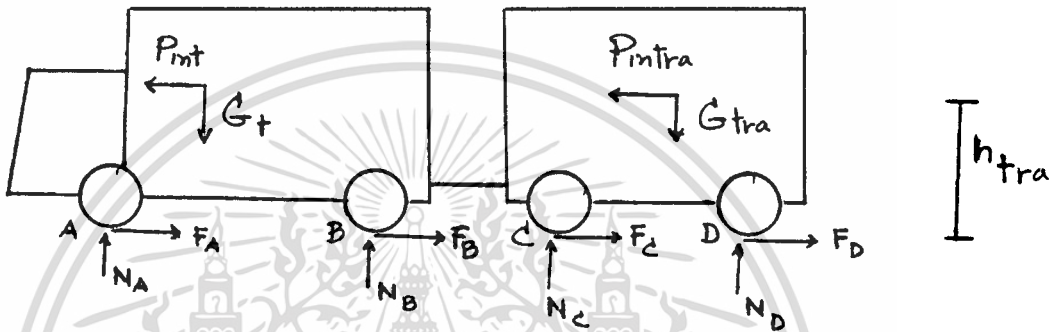
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับใช้ในการศึกษาค้นคว้าเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ซึ่ง ค่า ϕ_x นี้คือสัมประสิทธิ์ของตัวเบรคนั่นเอง
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีกรนำไปใช้

การพิจารณาการเบรคและการเบรคในขณะที่เข้าโค้งโดยพิจารณาทุกล้อ

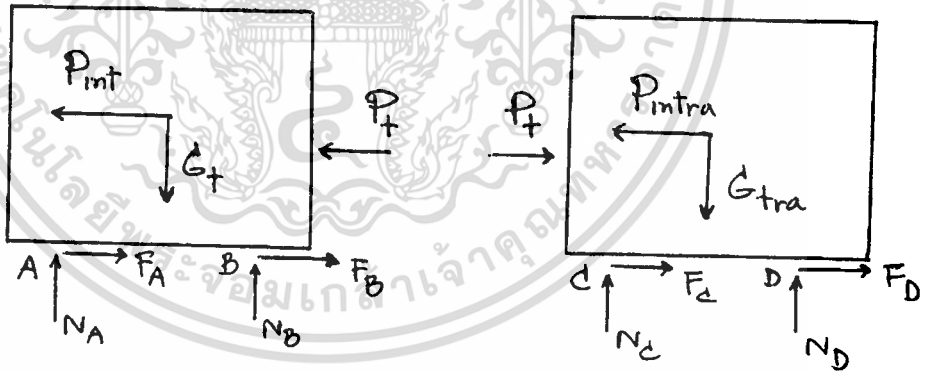
สิ่งที่เราต้องการจะทราบก็คือแรงปฏิกิริยา (N) ของแต่ละล้อในกรณีต่างๆ เพื่อที่จะนำไปคำนวณหา ทอร์กที่ใช้ในการเบรคต่อไป

การเบรคในขณะที่วิ่งทางตรง

1. รถ Full Trailer



แยก Free Body Diagram ได้เป็น



เมื่อ F = แรงเสียดทานที่จุดต่างๆ

N = แรงปฏิกิริยาที่จุดต่างๆ

P_c = แรงดึง

ส่วนที่ 1 ;

$$\Sigma F_x = 0; - P_{int} - P_c + F_A + F_B = 0 \dots (1)$$

$$\Sigma F_y = 0; - G_t + N_A + N_B = 0 \dots (2)$$

$$\Sigma M_A = 0; N_B (a) + P_{int} (ht) - G_t (b) + P_c (h) = 0 \dots (3)$$

$$\Sigma M_B = 0; - N_A (a) + P_{int} (ht) + G_t (a-b) + P_c (h) = 0 \dots (4)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารลิขสิทธิ์สงวนไว้สำหรับใช้งานในเชิงวิชาการเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้เชิงพาณิชย์โดยไม่ได้รับอนุญาต

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จาก $F = \mu_k N$

สมการที่ (1) จะเป็น $- P_{int} - P_t + \mu_k N_A + \mu_k N_B = 0$

$$N_A + N_B = P_{int} + P_t \dots\dots (5)$$

แทนค่าสมการที่ (5) ลงใน (2) จะได้

$$- G_t + P_{int} + P_t = 0$$

$$P_t = \mu_k G_t - P_{int} \dots\dots (6)$$

จะเห็นว่า ค่าของแรง P_t จะขึ้นอยู่กับค่า P_{int} ซึ่งก็ขึ้นอยู่กับอัตราหาง a นั่นเอง
เมื่อเราทราบค่า T แล้ว จากนั้นเอาไปแทนค่าในสมการ (3) และ (4)

จาก (3)
$$N_B = \frac{G_t (b) - P_{int} (h_t) - P_t (h)}{a} \dots\dots (7)$$

จาก (4)
$$N_A = \frac{G_t (a-b) + P_{int} (h_t) + P_t (h)}{a} \dots\dots (8)$$

จาก (7) และ (8) เมื่อมาเปรียบเทียบกับผนังด้วย V คงที่ หรืออยู่กับที่

$$N_B = \frac{G_t (b)}{a}$$

$$N_A = \frac{G_t (a-b)}{a}$$

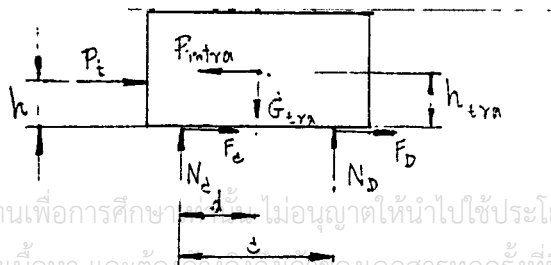
จะเห็นว่าในขณะเบรค แรงปฏิกิริยา N ที่ล้อหน้าจะเพิ่มขึ้น และล้อหลังลดลง และ
ยิ่งถ้าเป็นรถพ่วงจะพบว่า ล้อหน้าจะยังมีแรง N มากขึ้นจากรถลบล้อธรรมดา เนื่องจากจะต้อง
บวกแรง $T(h)/a$ เพิ่มเข้าไปด้วย

เมื่อพิจารณาแต่ละล้อ (ซ้าย-ขวา) ที่ด้านหน้าและด้านหลัง (ให้ตัวอักษร L แทน
ซ้าย R แทนขวา)

$$N_{AL} = N_{AR} = \frac{1}{2a} (G_t (a-b) + P_{int} (h_t) + P_t (h)) \dots (9)$$

$$N_{BL} = N_{BR} = \frac{1}{2a} (G_t (b) - P_{int} (h_t) - P_t (h)) \dots (10)$$

ส่วนที่ 2 ; (ตัวกลาง)



$$\Sigma F_x = 0; \quad - P_{intra} + P_t + F_c + F_D = 0 \quad \dots\dots (11)$$

$$\Sigma F_y = 0; \quad - G_{tra} + N_c + N_D = 0 \quad \dots\dots (12)$$

$$\Sigma M_C = 0; \quad N_D (C) + P_{intra} (h_{tra}) - G_{tra} (d) - P_t (h) \quad \dots\dots (13)$$

$$\Sigma M_D = 0; \quad - N_c (C) + P_{intra} (h_{tra}) + G_{tra} (c-d) - P_t (h) \quad \dots\dots (14)$$

จากสมการ (11);

$$\begin{aligned} - P_{intra} + P_t + \mu_k (N_c + N_D) &= 0 \\ N_c + N_D &= \frac{P_{intra} - P_t}{\mu_k} \quad \dots\dots (15) \end{aligned}$$

แทนค่าสมการ (15) ใน (12) จะได้

$$\begin{aligned} - G_{tra} + \frac{P_{intra} - P_t}{\mu_k} &= 0 \\ P_t &= - \mu_k G_{tra} + P_{intra} \quad \dots\dots (16) \end{aligned}$$

เนื่องจาก P_t จากสมการ (16) จะต้องเท่ากับ P_t ในสมการ (6)

$$\mu_k G_{tra} - P_{intra} = - (\mu_k G_{tra} - P_{intra}) \quad \dots\dots (17)$$

จาก (13);
$$N_D = \frac{G_{tra} (d) - P_{intra} (h_{tra}) + P_t (h)}{C} \quad \dots\dots (18)$$

จาก (14);
$$N_c = \frac{G_{tra} (c-d) + P_{intra} (h_{tra}) - P_t (h)}{C} \quad \dots\dots (19)$$

เมื่อเทียบกับกรณีที่ไม่มีการเบรค

$$N_D = \frac{G_{tra} (d)}{C}$$

$$N_c = \frac{G_{tra} (c-d)}{C}$$

จะเห็นว่า แรงที่ล้อยหน้าในกรณีเบรคจะมากหรือน้อยกว่าในขามปกติ จะต้องพิจารณา 2 ค่าด้วยกันคือ $P_{intra} (h_{tra})$ มากกว่าหรือน้อยกว่า $P_t (h)$ ถ้ามากกว่าจะได้ว่าการเบรคจะทำให้การถ่ายแรงไปข้างหน้า

ถ้าพิจารณาต่อไปอีกจะได้ว่า ค่าของ P_t นั้นขึ้นกับค่า P_{in} ซึ่งขึ้นกับค่า a นั้นเอง

ส่วน P_t แปรผกผันกับ P_{in} และ a นั่นก็คือ ถ้าอัตราท่วงยิ่งมากก็จะยิ่งทำให้ การถ่ายแรงไปข้างหน้ามากขึ้นนั่นเอง
ไม่ว่ากรณีใด ทั้งสิ้น ยี่สิบห้าให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

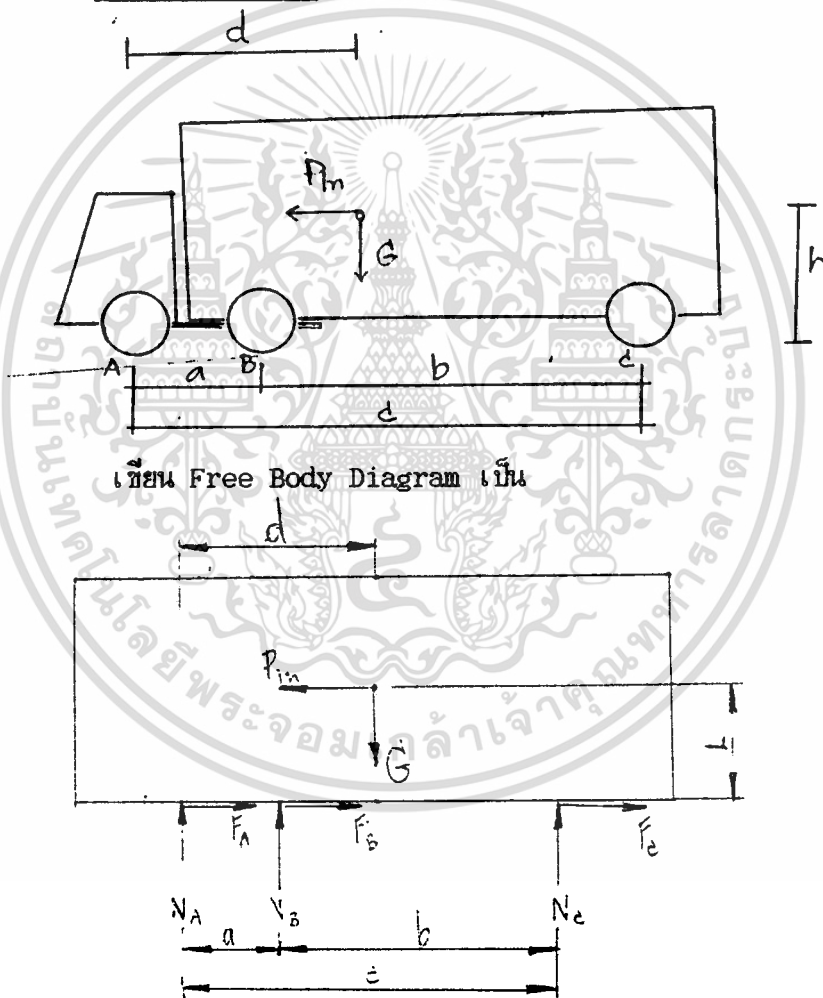
จากสมการที่ (18) กับ (19) จะได้ว่า

$$N_{CL} = N_{CR} = \frac{1}{2C} (G_{tra} (c-d) + P_{intra} (h_{tra}) - P_t (h)) \dots (20)$$

$$N_{DL} = N_{DR} = \frac{1}{2C} (G_{tra} (d) - P_{intra} (h_{tra}) + P_t (h)) \dots (21)$$

สมการที่ (9), (10), (20), (21) เป็นสมการแทนแรงปฏิกิริยา (N) ของล้อต่างๆ ในรถ Full Trailer เมื่อเบรคในขณะวิ่งทางตรง

2. รถ Semitrailer



เขียน Free Body Diagram เป็น

$$\Sigma F_x = 0; \quad - P_{in} + F_A + F_B + F_C = 0 \dots (22)$$

$$\Sigma F_y = 0; \quad - G + N_A + N_B + N_C = 0 \dots (23)$$

$$\Sigma M_A = 0; \quad N_B (a) + N_C (c) + P_{in} (h) - G (d) = 0 \dots (24)$$

$$\Sigma M_B = 0; \quad - N_A (a) + N_C (b) + P_{in} (h) - G (d-a) = 0 \dots (25)$$

$$\Sigma M_C = 0; \quad - N_A (c) - N_B (b) + P_{in} (h) + G (c-d) = 0 \dots (26)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากสมการ (24)

$$N_B (a) + N_C (c) = G (d) - P_{in} (h) = C_1 \dots\dots (27)$$

$$- N_A (a) + N_C (b) = G (d-a) - P_{in} (h) = C_2 \dots\dots (28)$$

$$N_A (c) + N_B (b) = - (G (c-d) + P_{in} (h)) = C_3 \dots\dots (29)$$

แก้สมการหาค่า N_A , N_B , N_C โดยใช้ matrix

$$\begin{pmatrix} 0 & a & c \\ -a & 0 & b \\ c & b & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} N_A \\ N_B \\ N_C \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} C_1 \\ C_2 \\ C_3 \end{pmatrix}$$

$$\left[\begin{array}{ccc|c} -a & 0 & b & C_2 \\ c & b & 0 & C_3 \\ 0 & a & c & C_1 \end{array} \right]$$

1 = 1/-a

$$\left[\begin{array}{ccc|c} 1 & 0 & -b/a & C_2/a \\ c & b & 0 & C_3 \\ 0 & a & c & C_1 \end{array} \right]$$

2 = (2 - c(1))/b

$$\left[\begin{array}{ccc|c} 1 & 0 & -b/a & A_1 \\ 0 & 1 & -cb/b & (C_3 - CA_1)/b \\ 0 & 0 & c+ca & C_1 - aA_2 \end{array} \right]$$

3 = 3/c + ca

$$\left[\begin{array}{ccc|c} 1 & 0 & -b/a & A_1 \\ 0 & 1 & -c & A_2 \\ 0 & 0 & 1 & (C_1 - aA_2)/(c + ca) \end{array} \right]$$

1 = 1 + (b/a)3

2 = 2 + cb

$$\left[\begin{array}{ccc|c} 1 & 0 & 0 & A_1 + \frac{b}{a} A_3 \\ 0 & 1 & 0 & A_2 + CA_3 \\ 0 & 0 & 1 & A_3 \end{array} \right]$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาติให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\begin{aligned} \text{โดยที่ } A_1 &= -c_2/a \\ A_2 &= (c_3 - CA_1)/b \\ A_3 &= (c_1 - aA_2)/(c + ca) \\ N_A &= A_1 + \frac{b}{a} A_3 \\ N_B &= A_2 + CA_3 \\ N_C &= A_3 \end{aligned}$$

$$N_A = A_1 + \frac{b}{a} A_3$$

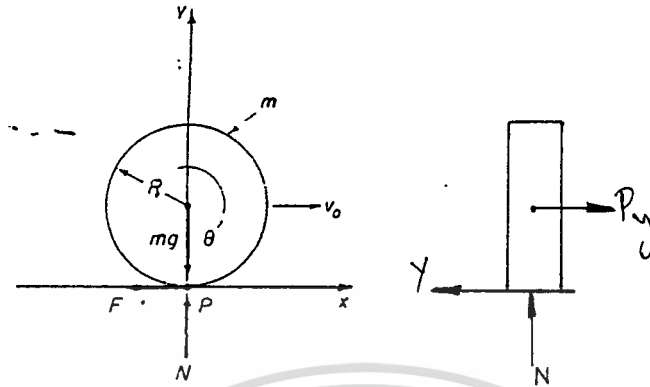
$$\begin{aligned} &= P_{in}(h) - G(d-a) + \frac{b}{ac(1+a)} [G(d) - P_{in}(h) - \frac{a}{b} [P_{in}(h) - G(c-d)]] \\ &\quad - \frac{b}{ac(1+a)} \left[\frac{c}{a} P_{in}(h) - \frac{c}{a} G(d-a) \right] \dots (30) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} N_B &= A_2 + CA_3 \\ &= P_{in}(h) - G(c-d) - \frac{c}{a} P_{in}(h) + \frac{c}{a} G(d-a) \\ &\quad + \frac{1}{(1+a)} [G(d) - P_{in}(h)] - \frac{a}{b(1+a)} [P_{in}(h) - G(c-d) - \frac{c}{a} P_{in}(h) + \frac{c}{a} G(d-a)] \dots (31) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} N_C &= A_3 \\ &= \frac{1}{c(1+a)} [G(d) - P_{in}(h)] \\ &\quad - \frac{a}{bc(1+a)} [P_{in}(h) - G(c-d) - \frac{c}{a} P_{in}(h) + \frac{c}{a} G(d-a)] \dots (32) \end{aligned}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การนิยามาลักษณะเบรคและ/หรือเข้าโค้ง



$$M\ddot{x} = -F + Ma \quad \dots\dots (1)$$

$$J\ddot{\theta} = FR - T + m \quad \dots\dots (2)$$

- โดยที่ M = มวลที่รวมมวลที่ลงเพลลา และมวลของล้อ
 F = แรงเสียดทานระหว่างพื้นถนนกับยาง
 Y = แรงเสียดทานทางด้านข้าง
 J = moment of inertia ของล้อ
 T = ทอร์กของการเบรค
 m = มวลของล้อ
 a = อัตราหน่วง
 α = อัตราหน่วงเชิงมุม
 V_0 = ความเร็ว เริ่มต้น
 ω_0 = ความเร็วเชิงมุม เริ่มต้น
 R = รัศมีของล้อ
 R_c = รัศมีการเลี้ยว
 μ_k = สัมประสิทธิ์ความเสียดทานจลน์ของล้อกับพื้นถนน
 μ_s = สัมประสิทธิ์ความเสียดทานสถิตย์ในแนวเข้าสู่ศูนย์กลาง
 N = แรงปฏิกิริยาที่พื้นกระทำกับล้อ
 P_y = แรงที่ศูนย์กลางที่ล้อนั้น
 Y = แรงเสียดทานทางด้านข้าง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับใช้ทำงานเพื่อการ $\frac{1}{2}$ กษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 จาก (1): $M\ddot{x} = -\mu_k N + Mg$ และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\begin{aligned} \ddot{x} &= \mu_k N + a & (N = Mg) \\ &= \mu_k g + a & \dots\dots (3) \end{aligned}$$

จาก (2); $\frac{1}{2} mR^2 \ddot{\theta} = \mu_k N_R - T + m\alpha$

$$\ddot{\theta} = \frac{2 \mu_k N}{mR} - \frac{2 T}{mR} + \frac{2 \alpha}{R^2} \quad \dots\dots (4)$$

จาก (3); $\dot{x} = (-\mu_k g) dt + a dt$

$$= -\mu_k g t + at + v_0 \quad \dots\dots (5)$$

จาก (4); $\dot{\theta} = \int (2 \mu_k N) dt - \int \frac{2 T}{mR} dt + \int \frac{2 \alpha}{R^2} dt$

$$= \frac{2 \mu_k N t}{mR} - \frac{2 T t}{mR^2} + \frac{2 \alpha}{R^2} t + \omega_0 \quad \dots\dots (6)$$

เราสมมุติว่า ไม่มีการ slide และ โกล ($\dot{x} = R \dot{\theta}$)

เมื่อเบรคจนรถหยุดจะได้ว่า $\dot{x} = 0$; $\dot{\theta} = 0$

จาก (5); $0 = v_0 + at - \mu_k g t$ (7)

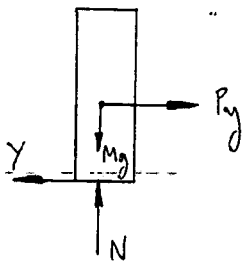
จาก (6); $0 = \frac{2 \mu_k N t}{mR} - \frac{2 T t}{mR^2} + \frac{2 \alpha}{R^2} t$

$$0 = \frac{2 \mu_k N t}{m} - \frac{2 T t}{mR^2} + \frac{2 \alpha}{R} t + \omega_0 R$$

$$R \omega_0 + \frac{2t}{m} (\mu_k N - \frac{T}{R}) + \frac{2 \alpha}{R} t = 0 \quad \dots\dots (8)$$

จาก (5); $x = \int (-\mu_k g t) dt + \int a t dt + \int v_0 dt$

$$x = -\frac{1}{2} \mu_k g t^2 + \frac{1}{2} a t^2 + v_0 t + x_0 \quad \dots\dots (9)$$



แต่ $x_0 = 0$

$$M \ddot{Z} = Y - P_y \quad \dots\dots (10)$$

$$Y = \mu_s M_g$$

$$P_y = (M v_0^2) / R$$

เอกสารนี้จาก (10); ที่สวอนไว้สำหรับใช้ MZ ใช้ = $\mu_s M_g - M v_0^2 / R$ ไม่นอนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จาก (10);

$$P_y = (Mv_o^2)/R$$

$$M\ddot{Z} = \mu_s Mg - Mv_o^2 / R$$

$$\ddot{Z} = \mu_s gt - v_o^2 / R$$

$$\dot{Z} = \int \mu_s g dt - (v_o^2 / R) dt$$

$$Z = \mu_s gt - \frac{v_o^2}{R} t + v_y \quad \dots\dots (11)$$

ให้ $v_y = 0$

ถ้าไม่มีการไถลในแนวด้านข้าง $Z = 0$

จากสมการที่ (11)

$$\mu_s gt = v_o^2 / R$$

$$\mu_s g = v_o^2 / R \quad \dots\dots (12)$$

จากสมการที่ (11)

$$Z = \int \mu_s gt - v_o^2 t / R$$

$$Z = \frac{1}{2} \int \mu_s gt^2 - \frac{v_o^2 t^2}{2R} + Z_o \quad \dots\dots (13)$$

ให้ Z_o ที่จุดเริ่มต้น = 0

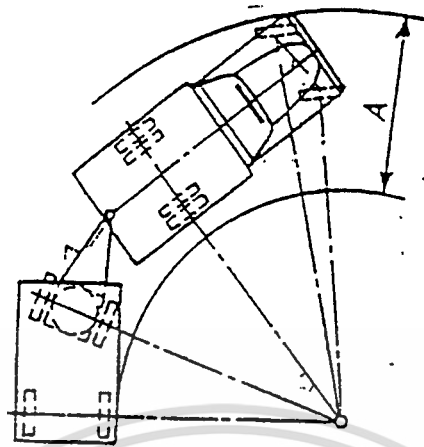
สมการที่ (11) และ (13) เป็นสมการที่แทนความเร็วและระยะทางในการลื่น

ไถลทางด้านข้าง (เห็นศูนย์กลาง) ค่าที่ได้ทั้งสองสมการจะมีค่าเป็นลบเพราะส่วนที่ติดกับแกน Z

จากสมการ (12) ถ้า $v_o^2 / R = \mu_s g$ จะไม่มีการลื่นไถล แต่ถ้า $v_o^2 / R >$

$\mu_s g$ จะเกิดการลื่นไถลหนีออกจากจุดศูนย์กลาง

จากสมการที่ (7) ถ้าเราต้องการให้รถที่วิ่งมาด้วยความเร็ว v_o แล้วสามารถเบรคด้วยความหน่วง a เราก็คะหาเวลา (t) ของการเบรคได้ จากนั้นเราก็คะทำค่า t มาแทนในสมการที่ (8) เราก็คะสามารถคำนวณหาพหุคูณที่ใช้ในการเบรคออกมาได้ ส่วนสมการที่ (9) จะใช้หาระยะในการเบรค



โดยค่าที่เปลี่ยนแปลงไปจะขึ้นอยู่กับค่าของ N , M ($N = Mg$), F , T , J โดยที่สมการ (7) กับ (8) จะมี v_0 , a , t , μ_k , g , ω_0 รวมทั้งค่า x ใน (9) เท่ากันหมดทุกสมการ

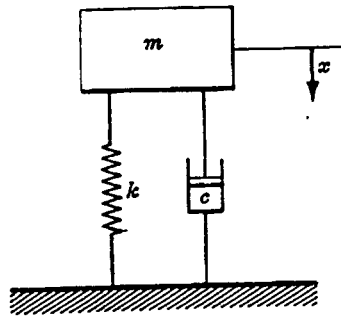
และจากสมการ (8)

$$R \omega_0 + \frac{2t}{m} (\mu_k N - \frac{T}{R}) + \frac{2\alpha}{R} = 0$$

$$\frac{T}{R} - \mu_k N = \frac{m}{2t} (R \omega_0 + \frac{2\alpha}{R}) \quad \dots (14)$$

จากสมการที่ (10) จะเห็นว่าถ้าค่า N ยิ่งสูง ค่าของ T ที่ใช้ในการเบรคจะยิ่ง

มาก



กรณี damper :

$$M\ddot{Y} = KY + C\dot{Y} - Mg$$

$$\ddot{Y} = \frac{KY}{M} + \frac{C\dot{Y}}{M} - g \quad \dots\dots (1)$$

$$\dot{Y} = \int \frac{KY}{M} dt + \int \frac{C\dot{Y}}{M} dt - \int g dt$$

$$Y = \frac{KY}{M} t + \frac{CY}{M} - gt + C_1 \quad \dots\dots (2)$$

$$Y = \int \frac{KY}{M} t dt + \int \frac{CY}{M} dt - \int g t dt + \int C_1 dt$$

$$\therefore Y = \frac{KY}{2M} t^2 + \frac{CYt}{M} - \frac{gt^2}{2} + C_1 t + C_2 \quad \dots\dots (3)$$

จาก (2) ; ให้ $\dot{Y} = 0$ เพราะเป็นจุดที่ระยะขจัดมากที่สุดและน้อยสุด

$$0 = \frac{KY}{M} t + \frac{CY}{M} - gt + C_1$$

$$gt - \frac{KYt}{M} = \frac{CY}{M} + C_1$$

$$t(g - \frac{kY}{M}) = \frac{CY}{M} + C_1$$

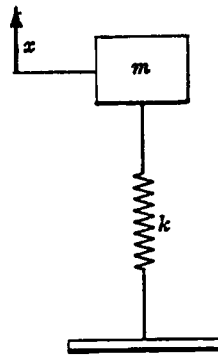
$$\therefore t = \frac{(CY + C_1) / (g - \frac{KY}{M})}{M} \quad \dots\dots (4)$$

นำ (4) ไปแทนใน (3) เพื่อเปรียบเทียบว่า Y กรณีไหนมากกว่ากัน;

$$\therefore Y = \frac{KY}{2M} \left[\frac{(CY + C_1) / (g - \frac{KY}{M})}{M} \right]^2 + \frac{CY}{M} \left[\frac{(CY + C_1) / (g - \frac{KY}{M})}{M} \right]$$

$$- \frac{g}{2} \left[\frac{(CY + C_1) / (g - \frac{KY}{M})}{M} \right]^2 + C_1 \left[\frac{(CY - C_1) / (g - \frac{KY}{M})}{M} \right]$$

$$+ C_2 \quad \dots\dots (5) \text{ (มี damper)}$$



กรณีไม่มี damper

$$M\ddot{Y} = KY - Mg$$

$$\ddot{Y} = \frac{KY}{M} - g \quad \dots\dots (6)$$

$$\dot{Y} = \int \frac{KY}{M} dt - \int g dt$$

$$= \frac{KYt}{M} - gt + C_3 \quad \dots\dots (7)$$

$$Y = \int \frac{KYt}{M} dt - \int g dt + \int C_3 dt$$

$$= \frac{KYt^2}{2M} - \frac{gt}{2} + C_3t + C_4 \quad \dots\dots (8)$$

จาก (7) ; ให้ $\dot{Y} = 0$;

$$0 = \frac{KY}{M} t - gt + C_3$$

$$t(g - \frac{KY}{M}) = C_3$$

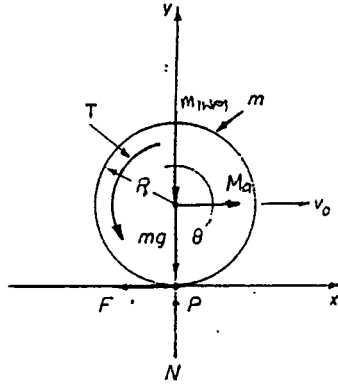
$$\therefore t = [C_3] / (g - \frac{KY}{M}) \quad \dots\dots (9)$$

นำ (9) ไปแทนใน (8) ;

$$\therefore Y = \frac{KY}{2M} [C_3 / (g - \frac{KY}{M})]^2 - \frac{g}{2} [C_3 / (g - \frac{KY}{M})]^2$$

$$+ C_3 [C_3 / (g - \frac{KY}{M})] + C_4 \quad \dots\dots (10) \text{ (ไม่มี damper)}$$

การพิจารณาล้อขณะลื่น



จากที่กล่าวมาแล้วจะได้ว่า

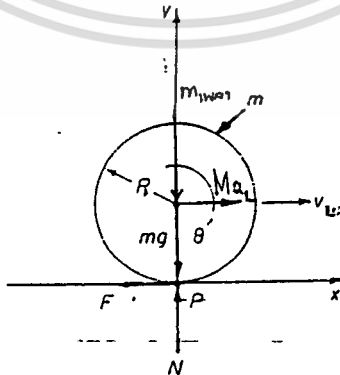
$$\dot{x} = -\mu_k g t + at + v_0 \quad \dots\dots (1)$$

$$= -\frac{2\mu_k N t}{mR} - \frac{2Tt}{mR^2} + \omega_0 \quad \dots\dots (2)$$

ในการเหยียบเบรคแล้วล้อหยุดหมุนจะได้ว่า

$$\theta = -2\mu_k N t - 2Tt + \omega_0 \quad \dots\dots (3)$$

ในกรณีที่เหยียบเบรคอย่างแรง แล้วล้อ Locked ค่าของทอร์กมักจะเป็นค่า ทอร์ก สูงสุดที่มีได้ ดังนั้นเราจึงสมมติค่าทอร์กที่ใช้ในสมการ (3) เป็นค่าทอร์กสูงสุดของเบรค จากสมการ (3) เราได้เวลา (t) ของการหยุดการหมุนของล้อ ($t_{\dot{\theta}} = \theta$) ถ้ารถทั้งคันวิ่งมาด้วยความหน่วง a ในขณะที่เหยียบเบรคล้อทุกล้อจะมีความหน่วง a ด้วย (เมื่อได้ค่า $t_{\dot{\theta}} = 0$ แล้วนำไปแทนใน (1) จะได้ x ณจุดนั้น) พิจารณารูปเมื่อล้อ Locked (ล้อไถลไปเรื่อยๆ)



$$\begin{aligned}
M\ddot{X} &= -F + Ma_L \\
&= -\mu_k N + Ma_L \\
\ddot{X} &= -\mu_k g + a_L \quad \dots\dots (4)
\end{aligned}$$

จาก (4);

$$\begin{aligned}
\dot{X} &= \int (-\mu_k g) dt_L + \int a_L dt_L \\
&= -\mu_k g t_L + a_L t_L + v_L \quad \dots\dots (5)
\end{aligned}$$

เมื่อ v_L = ความเร็วในขณะที่ล้อเริ่มต้น Lock

a_L = ความหน่วงในขณะที่ล้อ Locked

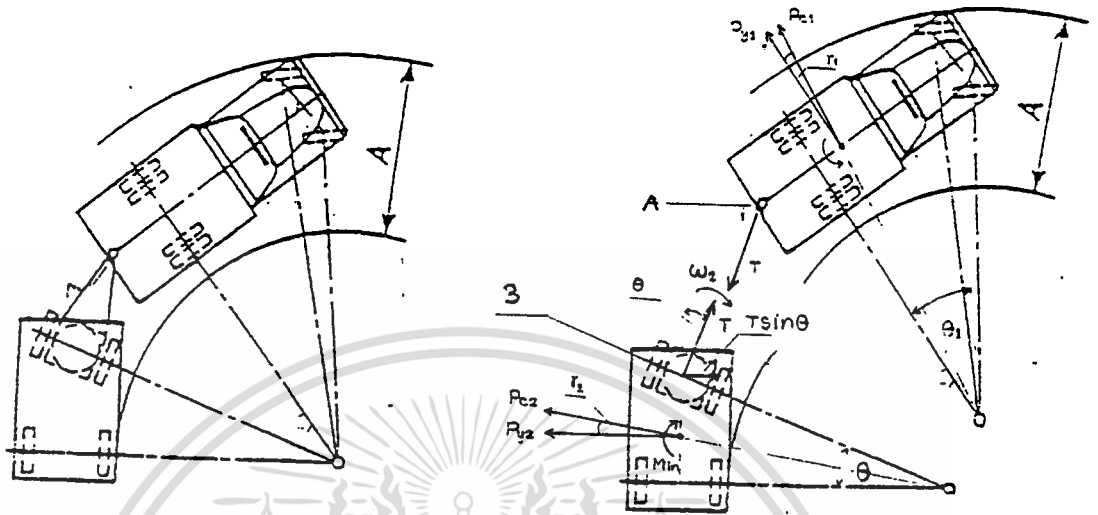
t_L = เวลาหลังจากล้อ Locked

ความเร็ว X ที่ทำได้จะเป็น v_L ในสมการ (5) เราจะได้สมการที่ (5) เป็นสมการที่อธิบายค่าต่างๆ (x , a_L , t) ในกรณีที่ล้อ Locked เช่น เมื่อต้องการทราบว่าจะหยุดในเวลาเท่าไร ก็จะแทนด้วยค่า $x = 0$ และจะต้องรู้ a_L (อัตราหน่วงของรถที่ขณะนั้น) เราก็จะทราบเวลา ซึ่งเวลาทั้งหมดที่เริ่มจากการเหยียบเบรคนั้นจะเท่ากับ เวลาที่หาได้ในช่วงล้อ Locked บวกกับ $t_{\dot{v}=0}$

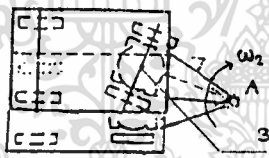
$$t_{total} = t_{L(x=0)} + t_{\dot{v}=0} \quad \dots\dots (6)$$

จากการวิเคราะห์ จะพบว่าถ้าให้ทอร์คทุกล้อเท่ากันหมด ถ้าผู้ขับเหยียบเบรคอย่างแรงล้อใดที่มีแรง N น้อย จะทำให้ล้อนั้นลื่นลือกก่อน

การพิจารณาแรงที่ทำให้เกิดการเสียเสถียรภาพในขณะเข้าโค้ง

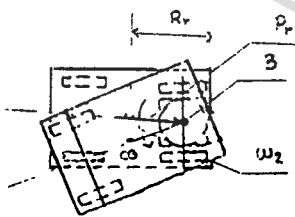


คิดว่าจุดต่ออยู่นิ่ง (สนใจที่จุดต่อ)



ตัวรถ

คิดว่าอยู่กับที่ เทียบกับแกนลาก (มองเมื่อขึ้นบนแกน)



แรงศูนย์กลาง

$$P_r = M_2 (\omega_2)^2 R_r \dots (1)$$

โดยที่

P_r = แรงที่กระทำให้เกิดความเสถียรสมดุล

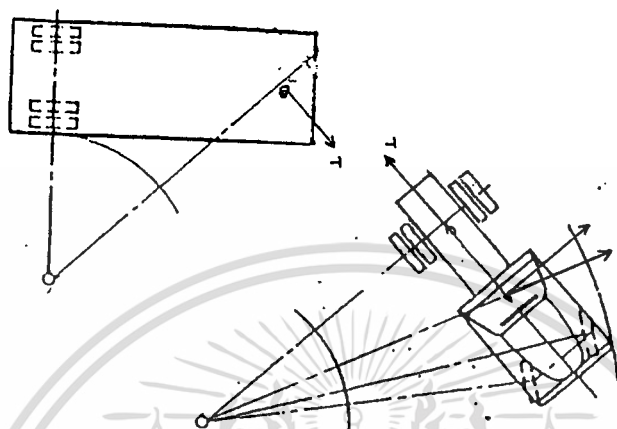
M_2 = มวลของตัวพ่วง

R_r = ระยะระหว่างจุด B ถึงจุด CG ของตัวพ่วง

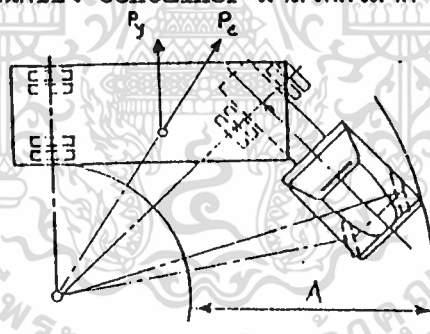
ω_2 = ความเร็วเชิงมุมของข้อต่อ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แรงตัวนี้จะเกิดขึ้นกับรถ Semi-Trailer เช่นกัน แต่เมื่อพิจารณาจากรูปดูแล้ว จะพบว่า รถ Full Trailer จะมีจุดหมุน 2 จุด จะทำให้เกิดการเสีย Stability ง่ายขึ้น



ส่วนหัวเปรียบเสมือนเป็นล้อหน้าของ Container เพราะว่า น้ำหนักของ Container เพราะว่าน้ำหนักของ Container มาลงที่หัวลาก จึงคิดเปรียบเสมือนนั้นเดียวกัน

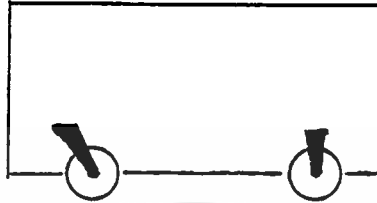


แรง P_1 กระทำกับจุด 2 ตรงจุดพอดีจะทำให้การเคลื่อนที่หลุดจาก Form มีน้อย ส่วนที่จุด 1 จะเกิดโมเมนต์ เนื่องมาจากแรง P_2 ซึ่งถ้ามีค่ามากเกินไปกว่าแรงเสียดทานของยาง แล้วจะทำให้หลุดจาก Form การเข้าโค้งได้ (การส่ายจะเกิดขึ้นมาก) ส่วนรถ Semitrailer นั้น อย่างที่ได้กล่าวมาแล้วว่า แรง P_1 นั้นกระทำตรงจุดพอดี การเคลื่อนที่ผิด Form การเข้าโค้งจะมีน้อย (การส่ายมีน้อย)

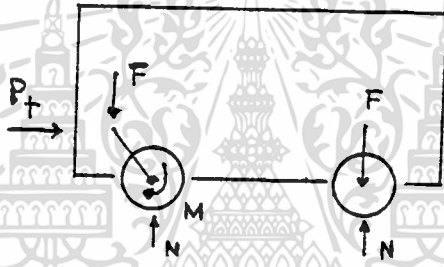
นอกจากแรง P_1 ซึ่งทำให้เกิดการส่ายโดยตรงแล้ว (ขึ้นกับความเร็วในการบิดล้อโดยตรง) ยังมีแรงเหวี่ยง ซึ่งเกิดจากการเข้าโค้งด้วย - เพราะว่าแรงที่เกิดขึ้นหัวลากกับที่เกิดขึ้นที่ตัวพ่วงกระทำต่างแกนกันจะทำให้เกิดการส่ายเช่นกัน

แนวทางแก้ไขปรับปรุงที่พอจะเป็นไปได้

1. ในการแก้ไขการส่ายของรถ Full Trailer จะแก้ไขได้โดย การใส่มุมแคสเตอร์รูป 1 ให้กับล้อหน้าของส่วนที่ถูกลากจูง (ส่วน Trailer)



แต่ก็จะเกิดผลตามมาคือ แรงที่กระทำที่เพลากับแรงปฏิกิริยา N จะทำต่างจุดกัน ทำให้เกิดโมเมนต์ขึ้น ถ้าออกแบบรถให้อยู่ในสมดุลย์จะเกิดโมเมนต์ ดังรูป



และในขณะที่รถวิ่งอยู่แล้วเหยียบเบรค จากที่ได้กล่าวมาแล้วว่าจะเกิดการถ่ายแรงไปที่ล้อหน้ามาก ผลที่เกิดขึ้นคือ รถจะหน้าทิ่ม แต่เหตุการณ์เช่นนี้จะเกิดกับส่วนที่ถูกลากน้อยกว่าส่วนหัว นั่นก็เพราะว่า ในส่วนที่ถูกลากจะมีแรงดึง P_x คอยดันไว้ การหน้าทิ่มจึงลดลง ซึ่งจะต้องแก้ไขโดยสร้างวงจรถ่วงที่สามารถถ่ายแรงไปได้ด้านหลังในขณะที่เบรค ซึ่งอาจใช้วงจรถ่วงอิเล็กทรอนิกส์ หรือทางแมกคานิกส์ก็ได้ แต่เราไม่นิยมใช้กันเพราะค่าใช้จ่ายสูงมาก เราจึงใช้วิธีหนบแข็ง (ไม่มี damper) แทน ซึ่งก็ช่วยลดอาการหน้าทิ่มได้

2. ในกรณีที่แรงปฏิกิริยาที่กระทำต่อล้อไม่เท่ากัน และถ้าทอร์คเบรคที่ถูกส่งไปยังแต่ละล้อมีค่ามากเท่าๆ กัน ล้อใดที่มีแรงปฏิกิริยา (N) น้อยล้อนั้นจะล็อกก่อน ซึ่งอาจจะป้องกันอาการล็อกด้วย

2.1 ติดตั้งระบบเบรค ABS (Antilock Brake System)

2.2 ติดตั้งวงจรถ่วงหรือ sensor วัดแรงปฏิกิริยาของล้อในขณะนั้นๆ แล้วมีการจ่ายทอร์คไปยังแต่ละล้อให้เหมาะสม

2.3 ใส่เหล็กบิด (Torsion Bar) ลงไปที่ระหว่างล้อ

3. ในขณะที่รถเข้าโค้ง แรงปฏิกิริยา (N) จะกระทำที่ด้านนอกของรถมากกว่าด้านใน จะทำให้แทนทดไม่เท่ากัน จะทำให้รถเอียง

การแก้ไข ตามหลักจะต้องทำให้แทนมีค่า K มากๆ แต่ถ้าค่า K มีมากจะทำให้รถ สะเทือนมาก การแก้ไขจึงควรวางใส่เหล็กบิด (Torsion Bar) เพื่อลดการยุบตัวของล้อ ซ้าย-ขวา ที่ไม่สัมพันธ์กัน กล่าวคือ เช่นในกรณีที่มีล้อซ้ายยุบตัวมากกว่าล้อขวา ตัวเหล็กบิดจะคอยดึงให้ล้อ ซ้ายติดถนนในระดับใกล้เคียงกับล้อขวา ซึ่งทำให้ล้อติดกับพื้นถนนตลอดเวลา เป็นการลดการส่าย และการยกตัวของล้อ ซึ่งอาจก่อให้เกิดอุบัติเหตุได้



ข้อแตกต่างที่เห็นเด่นชัดระหว่างรถ Full Trailer กับ Semi Trailer ที่เกี่ยวกับด้านความปลอดภัยคือ

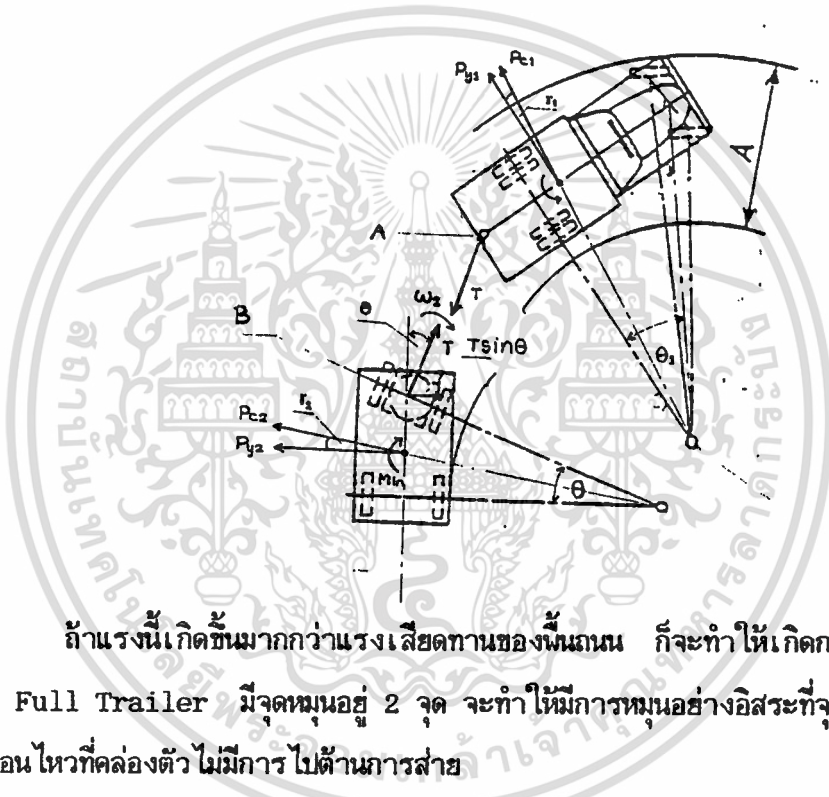
1. ในขณะที่รถเข้าโค้ง รถ Full Trailer จะเกิดการส่าย เนื่องจากแรง

$$P = MW^2 R$$

โดยที่ M = มวลของส่วนที่พ่วง

W = ความเร็วเชิงมุมของการหมุนของส่วนที่พ่วง

R = ความยาวของตัวช้อต่อลากจูง



ถ้าแรงนี้เกิดขึ้นมากกว่าแรงเสียดทานของพื้นถนน ก็จะทำให้เกิดการส่ายขึ้น และการที่รถ Full Trailer มีจุดหมุนอยู่ 2 จุด จะทำให้มีการหมุนอย่างอิสระที่จุด A จึงทำให้มีการเคลื่อนไหวที่คล่องตัว ไม่มีการไปต้านการส่าย

2. ระบบการเชื่อมต่อของรถพ่วง กล่าวคือ

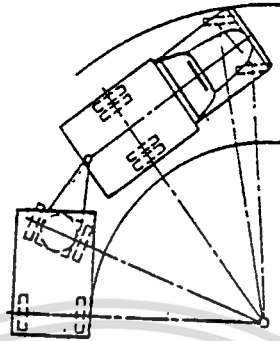
- รถ Full Trailer จะเชื่อมต่อโดยใช้ A-Frame กับตัวลำโพง
- รถ Semi Trailer จะเชื่อมต่อโดยใช้ สลัก Kingpin กับตัวหน้าหัว

ซึ่งลักษณะการเชื่อมต่อของรถ Semi Trailer จะมีคุณสมบัติที่ดีกว่า สามารถลดการส่ายของรถ ก่อให้เกิดเสถียรภาพในการขับขี่

3. ลักษณะรูปทรงของรถ Semi Trailer เมื่อเปรียบเทียบกับรถ Full Trailer พบว่ามีความปลอดภัยมากกว่า เนื่องจากจุด CG อยู่ต่ำกว่า ทำให้ยากต่อการพลิกคว่ำ

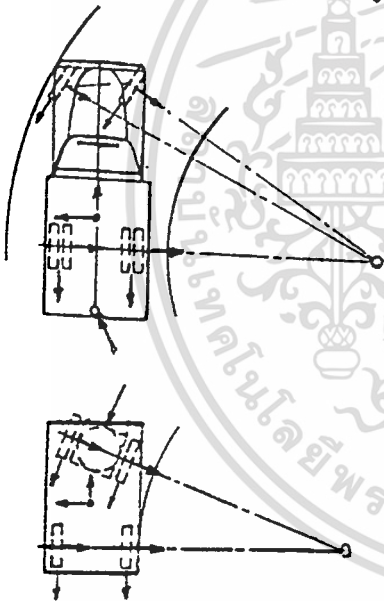
การเบรคในขณะที่เข้าโค้ง

1. รถ Full Trailer



หมายเหตุ i = in
o = out

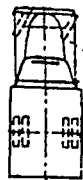
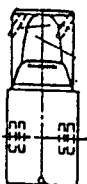
แยก Free Body Diagram



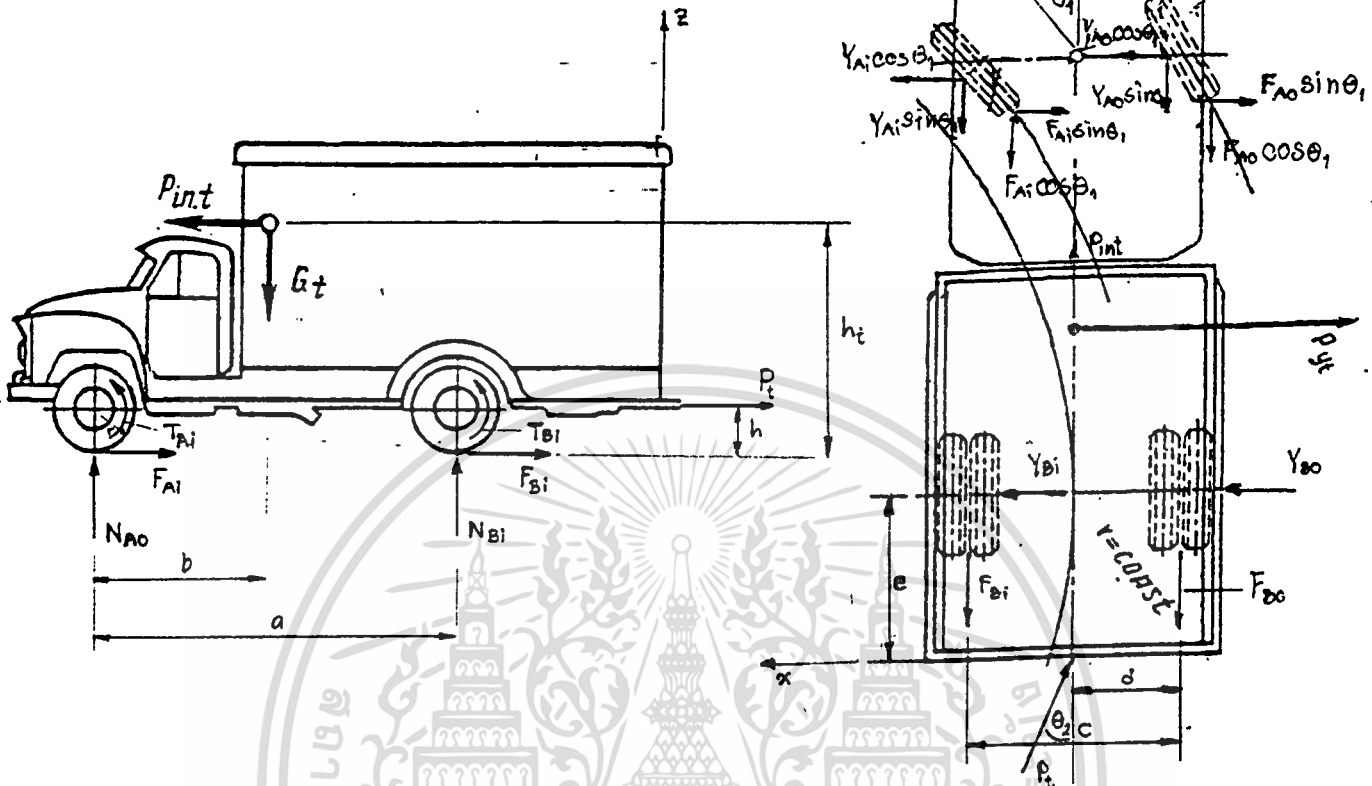
เมื่อรถไม่มีการเบรคหรือการเร่ง แรงเสียดทานที่เกิดขึ้นจะสัมพันธ์กับค่าทอร์คของการขับเคลื่อนที่ล้อ ซึ่งเราจะยังไม่พิจารณา เพราะว่าสิ่งที่เราต้องการในตอนนั้นมีเพียงค่า N ซึ่งเราจะมาพิจารณา

ในกรณีที่ไม่เกิดความเร่งและความหน่วง แสดงว่า ทอร์คที่ใช้ขับรถหัวลากจะเท่ากับ แรงเสียดทานของทั้ง หัวลาก และตัวพ่วง ส่วนแรง P_u จะมีค่าเท่ากับ แรงเสียดทานของตัวพ่วง

แต่เมื่อมีการเบรคเกิดขึ้น แรง P_u จะกระทำกลับทิศกัน ในกรณีแรก



ที่หัวลาก



$$\Sigma F_x = 0 ; \quad - P_{yt} - P_t \sin \theta_2 + Y_{B10} \cos \theta_1 - F_{A10} \sin \theta_1 - (T_{A10} \sin \theta_1) / r \quad \dots\dots (1)$$

$$\Sigma F_y = 0 ; \quad P_{int} + P_t \cos \theta_2 - F_{B10} - F_{A10} \cos \theta_1 - Y_{A10} \sin \theta_1 - (T_{A10} \cos \theta_1) / r \quad \dots\dots (2)$$

$$\Sigma F_z = 0 ; \quad N_{B10} + N_{A10} - G_t = 0 \quad \dots\dots (3)$$

โดยที่ $N_{B10} = N_{B1} + N_{B0}$
 $N_{A10} = N_{o1} + N_{Ao}$

Take moment รวบจุด B0 ;

$$\vec{i} ; \quad - P_{int} (h_t) - P_t \cos \theta_2 (h) + (N_{Ao} + N_{A1}) a - G_t (a-b) + T_{Bo} + T_{B1} = 0 \quad \dots\dots (4)$$

$$\vec{j} ; \quad - P_{yt} (h_t) - P_t \sin \theta_2 (h) - (N_{B1} + N_{A1}) c + G_t (d) = 0 \quad \dots\dots (5)$$

$$\vec{k} ; \quad P_{int} (d) + P_{yt} (a-b) - (F_{B1} + F_{A1} \cos \theta_1 + Y_{A1} \sin \theta_1 + T_{A1} \cos \theta_1) c$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามเผยแพร่ต่อสาธารณะ และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของลิขสิทธิ์ที่มีการนำไปใช้

$$+ T_{A_0} \sin \theta_1) a - P_t \sin \theta_2 (e) + P_t \cos \theta_2 \left(\frac{c}{2} \right) = 0 \quad \dots (6)$$

Take moment รอบจุด BI ;

$$\begin{aligned} \vec{i} ; & - P_{int} (h_c) - P_t \cos \theta_2 (h) + (N_{A_0} + N_{A_1}) a - G_t (a-b) \\ & + T_{B_1} = 0 \quad \dots\dots (7) \end{aligned}$$

$$\vec{j} ; - P_{yt} (h_c) - P_t \sin \theta_2 (h) + (N_{B_0} + N_{A_0}) c - G_t (c-d) = 0 \quad \dots\dots (8)$$

$$\begin{aligned} \vec{k} ; & - P_{int} (c-d) + P_{yt} (a-b) + (F_{B_0} + F_{B_0} + F_{A_0} \cos \theta_1 \\ & + Y_{A_0} \sin \theta_1 + T_{B_0} + T_{A_0} \cos \theta_1) c \\ & + (F_{A_0} \sin \theta_1 + F_{A_1} \sin \theta_1 - Y_{A_1} \cos \theta_1 + T_{A_0} \sin \theta_1) a \\ & - P_t \sin \theta_2 (e) - P_t \cos \theta_2 \left(\frac{c}{2} \right) \quad \dots\dots (9) \end{aligned}$$

Take moment รอบจุด AO

$$\begin{aligned} \vec{i} ; & - P_{int} (h_c) - P_t \cos \theta_2 (h) - (N_{B_0} + N_{B_1}) a + G_t (b) \\ & + T_{A_1} + T_{A_0} = 0 \quad \dots\dots (10) \end{aligned}$$

$$\vec{j} ; - P_{yt} (h_c) - P_t \sin \theta_2 (h) - (N_{B_1} + N_{A_1}) c + G_t (c) = 0 \quad \dots\dots (11)$$

$$\begin{aligned} \vec{k} ; & P_{int} (d) - P_{yt} (b) - (F_{B_1} + F_{A_1} \cos \theta_1 + Y_{A_1} \sin \theta_1 + T_{B_1}/r \\ & + \frac{T_{A_1} \cos \theta_1}{r}) c + (Y_{B_0} + Y_{B_1}) a - P_t \sin \theta_2 (a+e) \\ & + P_t \cos \theta_2 \left(\frac{c}{2} \right) = 0 \quad \dots\dots (12) \end{aligned}$$

Take moment รอบจุด AI

$$\begin{aligned} \vec{i} ; & - P_{int} (h_c) - P_t \cos \theta_2 (h) - (N_{B_0} + N_{B_1}) a + G_t (b) \\ & + T_{A_0} + T_{A_1} = 0 \quad \dots\dots (13) \end{aligned}$$

$$\vec{j} ; - P_{yt} (h_c) - P_t \sin \theta_2 (h) + (N_{B_0} + N_{A_0}) c - G_t (c-d) = 0 \quad \dots\dots (14)$$

$$\begin{aligned} \vec{k} ; & - P_{int} (c-d) - P_{yt} (b) + (F_{B_0} + F_{A_0} \cos \theta_1 + Y_{A_0} \sin \theta_1 \\ & + T_{B_0} + T_{A_0} + T_{A_0} \cos \theta_1) c + (Y_{B_0} + Y_{B_1}) a \\ & - P_t \sin \theta_2 (a+e) - P_t \cos \theta_2 \left(\frac{c}{2} \right) = 0 \quad \dots\dots (15) \end{aligned}$$

แต่ $Y = \mu_s N$

$F = \mu_k N$

เมื่อ $Y =$ แรงเสียดทานในแนวรัศมี

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับใช้ในการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 $F =$ แรงเสียดทานของการเคลื่อนที่
 ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

μ_s = สัมประสิทธิ์ความเสียดทานสถิต

μ_k = สัมประสิทธิ์ความเสียดทานจลน์

จากสมการที่ (6) จะได้

$$P_{int}(d) + P_{yt}(a-b) - \mu_k c (N_{B1} + N_{A1} \cos \theta_1) - \mu_s c N_{A1} \sin \theta_1 + \mu_k a \sin \theta_1 (N_{A0} + N_{A1}) - \mu_s a \cos \theta_1 (N_{A0} + N_{A1}) - \left(\frac{T_{B0}}{r} + \frac{T_{A0}}{r} \cos \theta_1 \right) c = 0 \dots (16)$$

จากสมการที่ (a) จะได้

$$- P_{int}(c-d) + P_{yt}(a-b) + \mu_k c (N_{B0} + N_{A0} \cos \theta_1) + \mu_k c N_{A0} \sin \theta_1 + \mu_k a \sin \theta_1 (N_{A0} + N_{A1}) - \mu_s a \cos \theta_1 (N_{A0} + N_{A1}) + \left(\frac{T_{B0}}{r} + \frac{T_{A0}}{r} \cos \theta_1 \right) c - P_t \sin \theta_2 (e) - P_t \cos \theta_2 \left(\frac{c}{2} \right) + \left(T_{A0} + T_{A1} \right) \frac{a}{r} \sin \theta_1 = 0 \dots (17)$$

สมการที่ (12) จะได้

$$P_{int}(d) - P_{yt}(b) - \mu_k c (N_{B1} + N_{A1} \cos \theta_1) - \mu_s c N_{A1} \sin \theta_1 + T_{B1}(c) + T_{A1} \cos \theta_1 (c) + \mu_s a (N_{B0} + N_{B1}) - P_t \sin \theta_2 (a+e) + P_t \cos \theta_2 \left(\frac{c}{2} \right) = 0 \dots (18)$$

จากสมการที่ (15) จะได้

$$- P_{int}(c-d) - P_{yt}(b) + \mu_k c (N_{B0} + N_{A0} \cos \theta_1) + \mu_k c N_{A0} \sin \theta_1 + T_{B0}(c) + \frac{T_{A0}}{r} \cos \theta_1 (c) + \mu_s a (N_{B0} + N_{B1}) - P_t \sin \theta_2 (a+e) - P_t \cos \theta_2 \left(\frac{c}{2} \right) = 0 \dots (19)$$

จากสมการที่ (16), (17), (18), (19) เราจะเขียนให้อยู่ในรูป N ได้ดังนี้

$$\begin{aligned} & (-\mu_k c \cos \theta_1 - \mu_s c \sin \theta_1 + \mu_k a \sin \theta_1 - \mu_s a \cos \theta_1) N_{A1} - \frac{c}{r} T_{B0} \\ & - \left(\frac{c}{r} \cos \theta_1 \right) T_{A0} + (-\mu_k c) N_{B1} + (\mu_k a \sin \theta_1 - \mu_s a \cos \theta_1) N_{A0} \\ & + \frac{a}{r} \sin \theta_1 (T_{A0} + T_{A1}) - \left(e \sin \theta_2 - \frac{c}{2} \cos \theta_2 \right) P_t = -P_{int}(d) \\ & - P_{yt}(a-b) = C_1 \dots (20) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & (\mu_k c \cos \theta_1 + \mu_s c \sin \theta_1 + \mu_k a \sin \theta_1) N_{A0} + \frac{c}{2} T_{B0} + \left(\frac{c}{r} \cos \theta_1 \right) T_{A0} \\ & + (\mu_k c) N_{B0} + (\mu_k a \sin \theta_1 - \mu_s a \cos \theta_1) N_{A1} + \frac{a}{r} \sin \theta_1 (T_{A0} + T_{A1}) \\ & - \left(e \sin \theta_2 + \frac{c}{2} \cos \theta_2 \right) P_t = P_{int}(c-d) - P_{yt}(a-b) = C_2 \dots (21) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & (-\mu_k c \cos \theta_1 - \mu_s c \sin \theta_1) N_{A1} + (-\mu_k c + \mu_s a) N_{B1} + \mu_s a N_{B0} \\ & + \frac{c}{r} T_{B1} + \left(\frac{c}{r} \cos \theta_1 \right) T_{A1} - c(a+e) \sin \theta_2 - \cos \theta_2 \left(\frac{c}{r} \right) P_t = -P_{int}(d) \\ & + P_{yt}(b) = C_3 \dots (22) \end{aligned}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้เพื่อหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ในการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ห้ามมิให้เผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาตจากเจ้าของลิขสิทธิ์

$$\begin{aligned}
& + \frac{c}{r} T_{Bo} + \left(\frac{c}{r} \cos \theta_1 \right) T_{Bo} - \left((a+e) \sin \theta_2 + \frac{c}{r} \cos \theta_2 \right) P_t = P_{int} (c-d) \\
& + P_{yt} (b) = C_A \quad \dots\dots (23)
\end{aligned}$$

ให้ $A_1 = \mu_k c \cos \theta_1 + \mu_g c \sin \theta_1 \quad \dots\dots (24)$

$$A_2 = \mu_k a \sin \theta_1 - \mu_g a \cos \theta_1 \quad \dots\dots (25)$$

$$A_3 = \mu_k c \quad \dots\dots (26)$$

$$A_4 = \mu_g a \quad \dots\dots (27)$$

$$A_5 = \frac{a}{r} \sin \theta_1 \quad \dots\dots (28)$$

$$A_6 = \frac{c}{r} \quad \dots\dots (29)$$

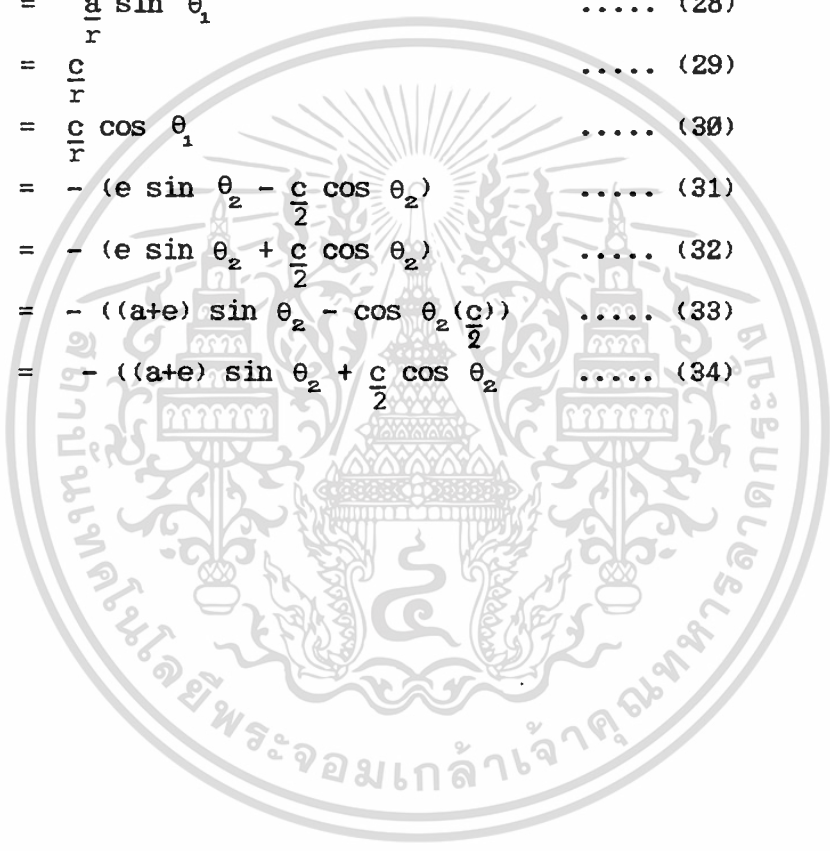
$$A_7 = \frac{c}{r} \cos \theta_1 \quad \dots\dots (30)$$

$$A_r = - \left(e \sin \theta_2 - \frac{c}{2} \cos \theta_2 \right) \quad \dots\dots (31)$$

$$A_e = - \left(e \sin \theta_2 + \frac{c}{2} \cos \theta_2 \right) \quad \dots\dots (32)$$

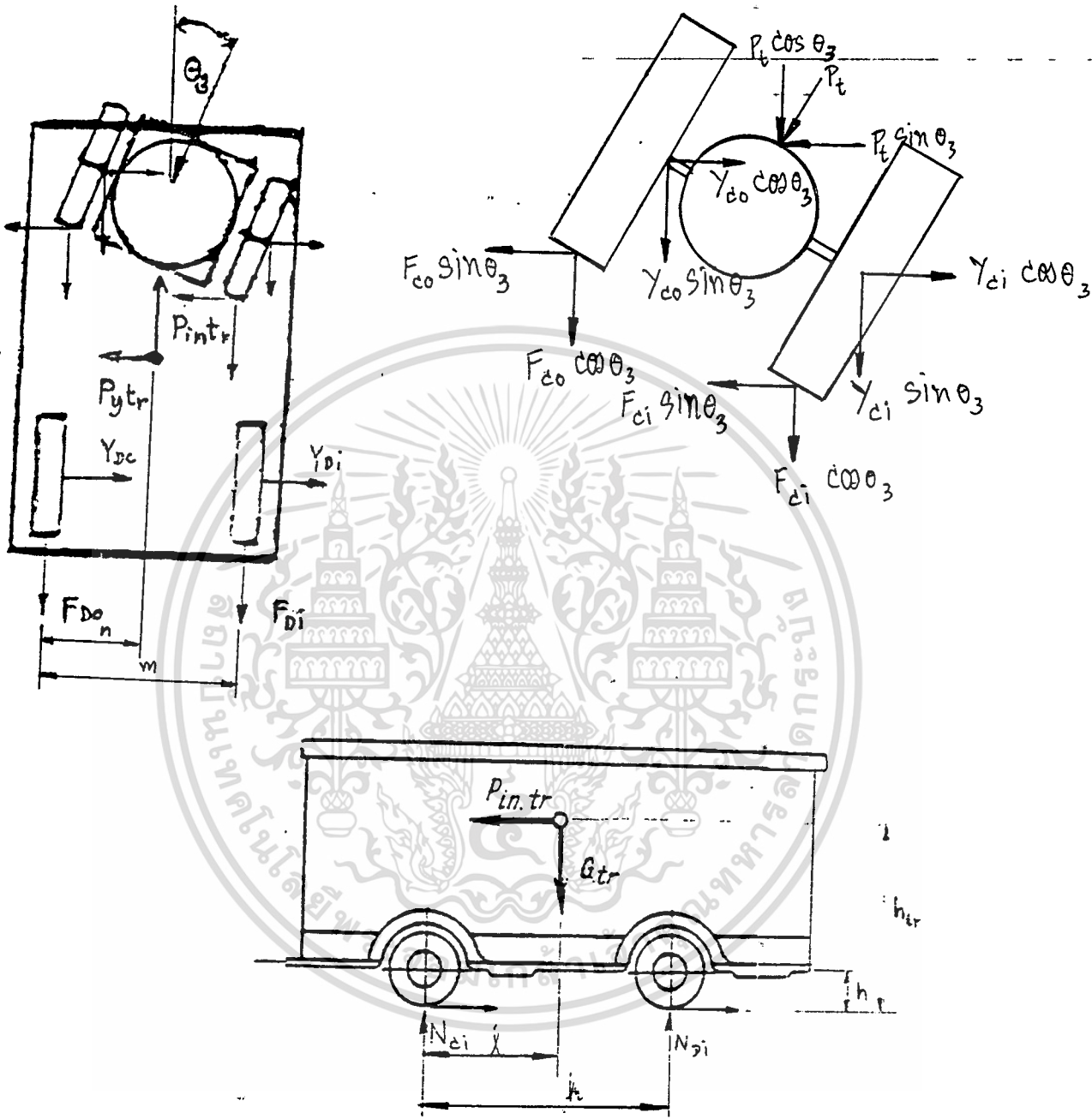
$$A_{10} = - \left((a+e) \sin \theta_2 - \cos \theta_2 \left(\frac{c}{2} \right) \right) \quad \dots\dots (33)$$

$$A_{11} = - \left((a+e) \sin \theta_2 + \frac{c}{2} \cos \theta_2 \right) \quad \dots\dots (34)$$



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ส่วนตัวพ่วง (ถูกลากจูง)



$$\Sigma F_x = 0; \quad - P_{ytr} - P_t \sin \theta_3 + Y_{C10} + Y_{C10} \cos \theta_3 - F_{C10} \sin \theta_3 - T_{C10} \sin \theta_3 \quad \dots (35)$$

$$\Sigma F_y = 0; \quad P_{intr} - P_t \cos \theta_3 - F_{D10} - F_{C10} \cos \theta_3 - Y_{C10} \sin \theta_3 - T_{C10} - T_{C10} \cos \theta_3 \quad \dots (36)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

$$\Sigma F_z = 0; \quad N_{D10} + N_{C10} - G_{tr} = 0 \quad \dots (37)$$

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งยังมีให้ติดต่อขอข้อมูลเพิ่มเติม และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยที่

$$N_{D10} = N_{D1} + N_{D0}$$

$$N_{C10} = N_{C1} + N_{C0}$$

Take moment รอบจุด DO;

$$\vec{i}; \quad - P_{intr}(h_{tr}) + P_t \cos \theta_3 (h) + (N_{C0} + N_{C1}) k - G_{tr}(k-1) + T_{D10} \dots (38)$$

$$\vec{j}; \quad - P_{ytr}(h_{tr}) - P_t \sin \theta_3 (h) - (N_{D1} + N_{C1}) m + G_{tr}(n) = 0 \dots (39)$$

$$\vec{k}; \quad - P_{intr}(n) + P_{ytr}(k-1) - (F_{D1} + F_{C1} \cos \theta_3 + Y_{C1} \sin \theta_3 + \frac{T_{D1}}{r} + \frac{T_{D1} \cos \theta_3}{r}) m + (F_{C0} \sin \theta_3 + F_{C1} \sin \theta_3 - Y_{C0} \cos \theta_3 - Y_{C1} \cos \theta_3 + Y_{C10} \sin \theta_3) k - P_t \cos \theta_3 (\frac{m}{2}) + P_t \sin \theta_3 (k) \dots (40)$$

Take moment รอบจุด DI ;

$$\vec{i}; \quad - P_{intr}(h_{tr}) + P_t \cos \theta_3 (h) + (N_{C0} + N_{C1}) k - G_{tr}(k-1) + T_{D10} = 0 \dots (41)$$

$$\vec{j}; \quad - P_{ytr}(h_{tr}) - P_t \sin \theta_3 (h) + (N_{D1} + N_{C1}) m - G_{tr}(m-n) = 0 \dots (42)$$

$$\vec{k}; \quad - P_{intr}(m-n) + P_{ytr}(k-1) + (F_{D0} + F_{C0} \cos \theta_3 + Y_{C0} \sin \theta_3 + T_{D0} + T_{C0} \cos \theta_3) m + (F_{C0} \sin \theta_3 + F_{C1} \sin \theta_3 - Y_{C0} \cos \theta_3 - Y_{C1} \cos \theta_3 + T_{C0} \sin \theta_3 + T_{C1} \sin \theta_3) k + P_t \cos \theta_3 (\frac{m}{2}) + P_t \sin \theta_3 (k) = 0 \dots (43)$$

Take ment รอบจุด CO;

$$\vec{i}; \quad - P_{intr}(h_{tr}) + P_t \cos \theta_3 (h) - (N_{D0} + N'_{D1}) k + G_{tr}(l) + T_{C10} = 0 \dots (44)$$

$$\vec{j}; \quad - P_{ytr}(h_{tr}) - P_t \sin \theta_3 (h) - (N_{D1} + N_{C1}) m + G_{tr}(n) = 0 \dots (45)$$

$$\vec{k}; \quad P_{intr}(n) - P_{ytr}(l) - (F_{D1} + F_{C1} \cos \theta_3 + \frac{T_{D1}}{r} + Y_{C1} \sin \theta_3 + \frac{T_{C1} \cos \theta_3}{r}) m + (Y_{D0} + Y_{D1}) k - P_t (\frac{m}{2}) = 0 \dots (46)$$

Take moment รอบจุด CI;

$$\vec{i}; \quad - P_{intr}(h_{tr} + P_t \cos \theta_3 (h) - (N_{D0} + N_{D1}) k + G_{tr}(l) + T_{C10} = 0 \dots (47)$$

$$\vec{j}; \quad - P_{ytr} (h_t) - P_t \sin \theta_3 (h) + (N_{D_o} + N_{C_o}) m - G_{tr} (m-n) = 0 \quad \dots (48)$$

$$\vec{k}; \quad - P_{intr} (m-n) - P_{ytr} (l) + (F_{D_o} + F_{C_o} \cos \theta_3 + Y_{C_o} \sin \theta_3 + \frac{T_{D_o}}{r} + \frac{T_{C_o} \cos \theta_3}{r}) m + (Y_{D_o} + Y_{D_1}) k + P_t \frac{(m)}{r} = 0 \quad \dots (49)$$

$$\text{แต่ } Y = \mu_s N$$

$$F = \mu_k N$$

จากสมการที่ (40) จะได้

$$\begin{aligned} & P_{intr} (n) + P_{ytr} (k-l) - \mu_k m (N_{D_1} + N_{C_1} \cos \theta_3) \\ & - \mu_s m N_{C_1} \sin \theta_3 + \mu_k k \sin \theta_3 (N_{C_o} + N_{C_1}) - \mu_s m \cos \theta_3 (N_{C_o} + N_{C_1}) \\ & - (\frac{T_{D_o}}{r} + \frac{T_{C_o} \cos \theta_3}{r}) m - P_t \cos \theta_3 \frac{(m)}{2} + P_t \sin \theta_3 (k) \\ & + (\frac{T_{C_o}}{r} + \frac{T_{C_1}}{r}) k \sin \theta_3 = 0 \quad \dots (50) \end{aligned}$$

จากสมการที่ (43) จะได้

$$\begin{aligned} & - P_{intr} (m-n) + P_{ytr} (k-l) + \mu_k m (N_{D_o} + N_{C_o} \cos \theta_3) \\ & + \mu_s m N_{C_o} \sin \theta_3 + \mu_k k \sin \theta_3 (N_{C_o} + N_{C_1}) \\ & - \mu_k m \cos \theta_3 (N_{C_o} + N_{C_1}) + (\frac{T_{D_o}}{r} + \frac{T_{C_o} \cos \theta_3}{r}) m \\ & + P_t \cos \theta_3 \frac{(m)}{2} + P_t \sin \theta_3 (k) + (\frac{T_{C_o}}{r} + \frac{T_{C_1}}{r}) k \sin \theta_3 = 0 \quad \dots (51) \end{aligned}$$

จากสมการที่ (46) จะได้

$$\begin{aligned} & P_{intr} (n) - P_{ytr} (l) - \mu_k m (N_{D_1} + N_{C_1} \cos \theta_3) \\ & - \mu_s m N_{C_1} \sin \theta_3 + \frac{T_{D_1}}{r} (m) \\ & + T_{C_1} \cos \theta_3 (m) + \mu_s k (N_{D_o} + N_{D_1}) - P_t \frac{(m)}{2} = 0 \quad \dots (52) \end{aligned}$$

จากสมการที่ (49) จะได้

$$\begin{aligned} & - P_{intr} (m-n) - P_{ytr} (l) + \mu_k m (N_{D_o} + N_{C_o} \cos \theta_3) \\ & + \mu_s m N_{C_o} \sin \theta_3 + \frac{T_{D_o}}{r} (m) + \frac{T_{C_o} \cos \theta_3}{r} (m) \\ & + \mu_s k (N_{D_o} + N_{D_1}) + P_t \frac{(m)}{2} = 0 \quad \dots (53) \end{aligned}$$

สมการที่ (50), (51), (52), (53) เราเขียนให้อยู่ในรูป N ได้ดังนี้

$$\begin{aligned} & (- \mu_k m \cos \theta_3 - \mu_s m \sin \theta_3 + \mu_k k \sin \theta_3 - \mu_s k \cos \theta_3) N_{C_1} \\ & - \frac{m}{r} T_{D_o} - (\frac{m}{r} \cos \theta_3) T_{C_o} - \mu_k m N_{D_1} \end{aligned}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับครูผู้สอนเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\begin{aligned}
 - (\cos \theta_3 \frac{m}{2} - \sin \theta_3(k)) P_t &= P_{intr}(n) - P_{vtr}(k-1) \\
 &= C_5 \quad \dots (54)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & (\mu_k m \cos \theta_3 + \mu_s m \sin \theta_3 + \mu_k k \sin \theta_3 - \mu_s k \cos \theta_3) N_{Co} \\
 & + \frac{m}{r} T_{Do} + (\frac{m}{r} \cos \theta_3) T_{Co} + \mu_k m N_D \\
 & + (\mu_k k \sin \theta_3 - \mu_s k \cos \theta_3) N_{C1} + \frac{k}{r} \sin \theta_3 (T_{Co} - T_{C1}) \\
 (\cos \theta_3 \frac{m}{r} + \sin \theta_3(k)) P_t &= P_{intr}(m-n) - P_{vtr}(k-1) \\
 &= C_6 \quad \dots (55)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & (-\mu_k m \cos \theta_3 - \mu_s m \sin \theta_3) N_{C1} + (-\mu_k m + \mu_s k) N_{D1} \\
 & + \mu_s k N_{Do} + \frac{m}{r} T_{D1} + (\frac{m}{r} \cos \theta_3) T_{C1} - \frac{m}{2} P_t = -P_{intr}(n) \\
 & + P_{vtr}(1) = C_7 \quad \dots (56)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & (\mu_k m \cos \theta_3 + \mu_s m \sin \theta_3) N_{Co} + (\mu_k m + \mu_s k) N_{Do} \\
 & + \mu_s k N_{D1} + \frac{m}{r} T_{Do} + (\frac{m}{r} \cos \theta_3) T_{Co} + \frac{m}{2} P_t = +P_{intr}(m-n) \\
 & + P_{vtr}(1) = C_8 \quad \dots (57)
 \end{aligned}$$

$$A_{12} = \mu_k m \cos \theta_3 + \mu_s m \cos \theta_3 \quad \dots (58)$$

$$A_{13} = \mu_k k \sin \theta_3 - \mu_s k \cos \theta_3 \quad \dots (59)$$

$$A_{14} = \mu_k m \quad \dots (60)$$

$$A_{15} = \mu_s k \quad \dots (61)$$

$$A_{16} = \frac{k}{r} \sin \theta_3 \quad \dots (62)$$

$$A_{17} = \frac{m}{r} \quad \dots (63)$$

$$A_{18} = \frac{m \cos \theta_3}{r} \quad \dots (64)$$

$$A_{19} = -(\cos \theta_3 \frac{m}{2} - \sin \theta_3(k)) \quad \dots (65)$$

$$A_{20} = (\cos \theta_3 \frac{m}{2} + \sin \theta_3(k)) \quad \dots (66)$$

$$A_{21} = \frac{m}{2} \quad \dots (67)$$

จากสมการที่ (1), (2), (3)

$$\begin{aligned}
 & \mu_s N_{B10} + (\mu_s \cos \theta_1 - \mu_k \sin \theta_1) N_{A10} - \frac{\sin \theta_1 T_{A10}}{r} \\
 - \sin \theta_2 P_t &= P_{vt} \quad \dots (68)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & \mu_k N_{B10} + (\mu_k \cos \theta_1 + \mu_s \sin \theta_1) N_{A10} + T_{B10} + \cos \theta_1 \\
 & T_{A10} - \cos \theta_2 P_t = P_{int} \quad \dots (69)
 \end{aligned}$$

$$N_{A10} + N_{B10} = G_t \quad \dots (70)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า จากสมการที่ (4), (5), (7), (8), (10), (11), (13), (14) จะพบว่าจะมีสมการที่ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ซึ่งกันอยู่จะมีแตกต่างกัน อยู่ 4 สมการ คือ

$$a (N_{A_0} + N_{A_1}) + T_{B_0} + T_{B_1} - \cos \theta_2 (h) P_t \\ = P_{int} (h) + G_t (a-b) = C_9 \quad \dots (71)$$

$$c (N_{B_1} + N_{A_1}) + \sin \theta_2 (h) P_t \\ = P_{yt} (h_t) + G_t (d) = C_{10} \quad \dots (72)$$

$$c (N_{B_0} + N_{A_0}) - \sin \theta_2 (h) P_t \\ = P_{yt} (h_t) + G_t (c-d) = C_{11} \quad \dots (73)$$

$$a (N_{B_0} + N_{B_1}) - T_{A_1} - T_{A_0} + \cos \theta_2 (h) P_t \\ = P_{int} (h_t) + G_t (b) = C_{12} \quad \dots (74)$$

$$\text{ให้ } A_{24} = \sin \theta_2 (h) \quad \dots (75)$$

$$A_{25} = \cos \theta_2 (h) \quad \dots (76)$$

จากสมการ (35), (36), (37) จะได้

$$\mu_s N_{D_{10}} + (\mu_s \cos \theta_3 - \mu_k \sin \theta_3) N_{C_{10}} \\ - \sin \theta_3 T_{C_{10}} - \sin \theta_3 P_{tr} = P_{ytr} \quad \dots (77)$$

$$\mu_k N_{D_{10}} + (\mu_k \cos \theta_3 + \mu_s \sin \theta_3) N_{C_{10}} + T_{D_{10}} \\ + \cos \theta_3 T_{C_{10}} + \cos \theta_3 P_t = P_{intr} \quad \dots (78)$$

$$N_{C_{10}} + N_{D_{10}} = G_{tr} \quad \dots (79)$$

จากสมการที่ (38), (39), (41), (42), (44), (45) จะมีที่แตกต่างกันอยู่ 4 สมการ คือ

$$k (N_{C_0} + N_{C_1}) + T_{D_0} + T_{D_1} + \cos \theta_3 (h) P_t \\ = P_{intr} (h_{tr}) + G_{tr} (k-l) = C_{13} \quad \dots (80)$$

$$m (N_{D_1} + N_{C_1}) + \sin \theta_3 (h) P_t \\ = -P_{ytr} (h_{tr}) + G_{tr} (n) = C_{14} \quad \dots (81)$$

$$m (N_{D_0} + N_{C_0}) - \sin \theta_3 (h) P_t \\ = P_{ytr} (h_{tr}) + G_{tr} (m-n) = C_{15} \quad \dots (82)$$

$$k (N_{D_0} + N_{D_1}) - T_{C_1} - T_{C_0} + \cos \theta_3 (h) P_t \\ = -P_{intr} (h_{tr}) + G_{tr} (l) = C_{16} \quad \dots (83)$$

$$\text{ให้ } A_{26} = \cos \theta_3 (h) \quad \dots (84)$$

$$A_{27} = \sin \theta_3 (h) \quad \dots (85)$$

เอาสมการที่ (61), (62), (63), (70), (71), (72) รวมกันได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 $(\mu_s + \mu_k + 1) N_{B_{10}} + (\mu_s \cos \theta_1 - \mu_k \sin \theta_1 + \mu_k \cos \theta_1$
 ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีกรนำไปใช้

$$\begin{aligned}
 &+ \mu_s \sin \theta_1 + 1) N_{A_{10}} + (\mu_s + \mu_k + 1) N_{D_{10}} \\
 &+ (\mu_s \cos \theta_3 - \mu_k \sin \theta_3 + \mu_k \cos \theta_3 + \mu_s \sin \theta_3 + 1) N_{C_{10}} \\
 &+ \frac{(\cos \theta_1 - \sin \theta_1)}{r} T_{A_{10}} + T_{B_{10}} + \frac{(\cos \theta_3 - \sin \theta_3)}{r} T_{C_{10}} \\
 &+ T_{D_{10}} + (\cos \theta_3 - \sin \theta_3 - \cos \theta_2 - \sin \theta_2) P_t \\
 &= P_{yt} + P_{int} + G_t + P_{ytr} + P_{intr} + G_{tr} = C_{17} \dots (86)
 \end{aligned}$$

ให้ $A_{28} = (\mu_s + \mu_k + 1) \dots (87)$

$$\begin{aligned}
 A_{29} = &(\mu_s \cos \theta_1 - \mu_k \sin \theta_1 + \mu_k \cos \theta_1 + \mu_s \sin \theta_1 \\
 &+ 1) \dots (88)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 A_{30} = &(\mu_s \cos \theta_3 - \mu_k \sin \theta_3 + \mu_k \cos \theta_3 \\
 &+ \mu_s \sin \theta_3 + 1) \dots (89)
 \end{aligned}$$

$$A_{31} = \frac{(\cos \theta_1 - \sin \theta_1)}{r} \dots (90)$$

$$A_{32} = \frac{(\cos \theta_3 - \sin \theta_3)}{r} \dots (91)$$

$$A_{33} = \frac{1}{r} \dots (92)$$

$$A_{34} = (\cos \theta_3 - \sin \theta_3 - \cos \theta_2 - \sin \theta_2) \dots (93)$$

จากทั้งหมด เราจะได้สมการที่สนใจ ดังนี้

$$\begin{aligned}
 (20); \quad &(A_2 - A_1) N_{A_1} + A_2 N_{A_0} - A_3 N_{B_1} + (A_5 - A_7) T_{A_0} + A_5 T_{A_1} \\
 &- A_8 T_{B_0} + A_8 P_t = C_1
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 (21); \quad &(A_1 + A_2) N_{A_0} + A_2 N_{A_1} + A_3 N_{B_0} + (A_5 + A_7) T_{A_0} \\
 &+ A_5 T_{A_1} + A_8 T_{B_0} + A_9 P_t = C_2
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 (22); \quad &- A_1 N_{A_1} + (A_4 - A_3) N_{B_1} + A_4 N_{B_0} + A_7 T_{A_1} + A_8 T_{B_1} \\
 &+ A_{10} P_t = C_3
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 (23); \quad &A_1 N_{A_0} + (A_4 + A_3) N_{B_0} + A_4 N_{B_1} + A_7 T_{A_0} + A_8 T_{B_0} + A_{11} P_t \\
 &= C_4
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 (54); \quad &(A_{13} - A_{12}) N_{C_1} + A_{13} N_{C_0} - A_{14} N_{D_1} + (A_{16} - A_{18}) T_{C_0} \\
 &+ A_{16} T_{C_1} - A_{17} T_{D_0} + A_{19} P_t = C_5
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 (55); \quad &(A_{12} + A_{13}) N_{C_0} + A_{13} N_{C_1} + A_{14} N_{D_0} + (A_{16} + A_{18}) T_{C_0} \\
 &+ A_{16} T_{C_1} + A_{17} T_{D_0} + A_{20} P_t = C_6
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 (56); \quad &- A_{12} N_{C_1} + (A_{15} - A_{14}) N_{D_1} + A_{15} N_{D_0} + A_{17} T_{D_1} + A_{18} T_{C_1} \\
 &- A_{21} P_t = C_7
 \end{aligned}$$

$$(57); \quad A_{12} N_{C_0} + (A_{14} + A_{15}) N_{D_0} + A_{15} N_{D_1} + A_{17} T_{D_0} + A_{18} T_{C_0}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่มอบไว้สำหรับการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$+ A_{21}P_t = C_9$$

$$(71); \quad aN_{A1} + aN_{Ao} + T_{Bo} + T_{B1} - A_{25}P_t = C_9$$

$$(72); \quad cN_{A1} + cN_{B1} + A_{24}P_t = C_{10}$$

$$(74); \quad cN_{Ao} + cN_{Bo} - A_{24}P_t = C_{11}$$

$$(75); \quad aN_{B1} + aN_{Bo} - T_{A1} - T_{Ao} + A_{25}P_t = C_{12}$$

$$(80); \quad kN_{C1} + kN_{Co} + T_{D1} + T_{Do} + A_{26}P_t = C_{13}$$

$$(81); \quad mN_{D1} + mN_{C1} + A_{21}P_t = C_{14}$$

$$(82); \quad mN_{Co} + mN_{Do} - A_{27}P_t = C_{15}$$

$$(83); \quad kN_{D1} + kN_{Do} - T_{C1} - T_{Co} + A_{26}P_t = C_{16}$$

$$(86); \quad A_{28}N_{B1} + A_{28}N_{Bo} + A_{29}N_{A1} + A_{29}N_{Ao} + A_{28}N_{D1} + A_{28}N_{Do} \\ + A_{30}N_{C1} + A_{30}N_{Co} + A_{31}T_{A1} + A_{31}T_{Ao} + A_{33}T_{B1} \\ + A_{33}T_{Bo} + A_{32}T_{C1} + A_{32}T_{Co} + A_{33}T_{b1} + A_{33}T_{Do} \\ + A_{34}P_t = C_{17}$$

จากสมการเหล่านี้เราสามารถหาค่าของแรงปฏิกิริยา N ที่แต่ละล้อได้



บทที่ 4

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ข้อแตกต่างที่เห็นเด่นชัดระหว่างรถ Full Trailer กับ Semi Trailer ที่เกี่ยวกับด้านความปลอดภัยคือ

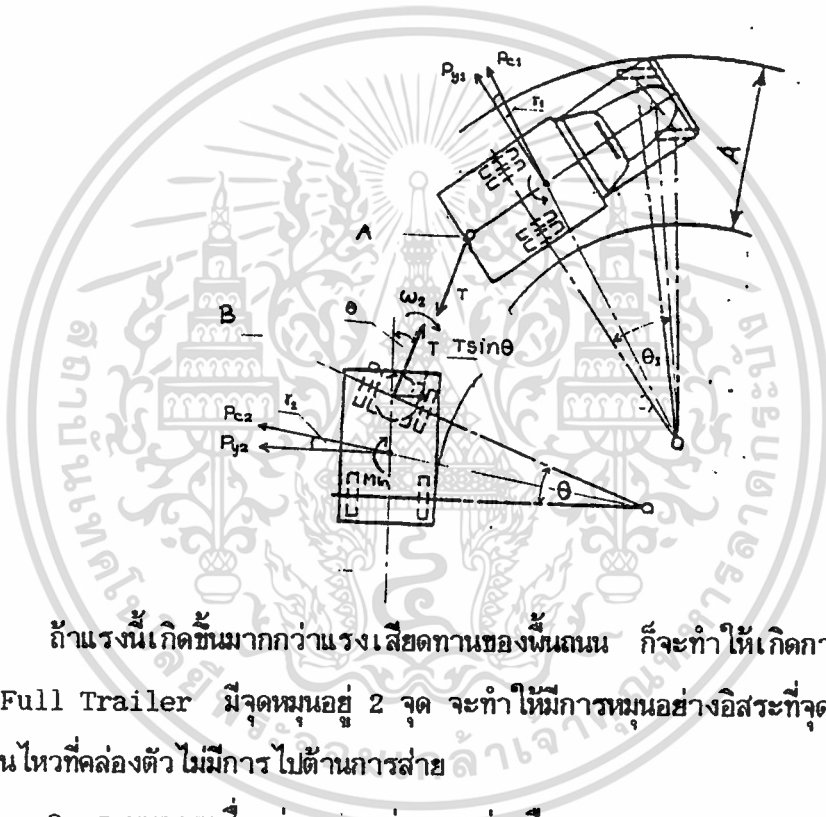
1. ในขณะที่รถเข้าโค้ง รถ Full Trailer จะเกิดการส่าย เนื่องจากแรง

$$P = MW^2 R$$

โดยที่ M = มวลของส่วนที่พ่วง

W = ความเร็วเชิงมุมของการหมุนล้อยของส่วนที่พ่วง

R = ความยาวของตัวข้อต่อลากจูง



ถ้าแรงนี้เกิดขึ้นมากกว่าแรงเสียดทานของพื้นถนน ก็จะทำให้เกิดการส่ายขึ้น และการที่รถ Full Trailer มีจุดหมุนอยู่ 2 จุด จะทำให้มีการหมุนอย่างอิสระที่จุด A จึงทำให้มีการเคลื่อนไหวที่คล่องตัว ไม่มีการไปต้านการส่าย

2. ระบบการเชื่อมต่อของรถพ่วง กล่าวคือ

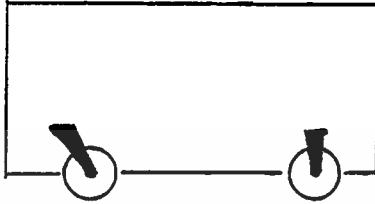
- รถ Full Trailer จะเชื่อมต่อโดยใช้ A-Frame กับตัวลำโพง
- รถ Semi Trailer จะเชื่อมต่อโดยใช้ สลัก Kingpin กับตัวหน้าวัว

ซึ่งลักษณะการเชื่อมต่อของรถ Semi Trailer จะมีคุณสมบัติที่ดีกว่า สามารถลดการส่ายของรถ ก่อให้เกิดเสถียรภาพในการขับขี่

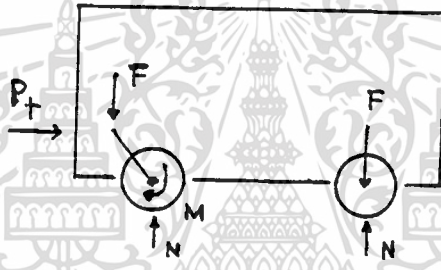
3. ลักษณะรูปทรงของรถ Semi Trailer เมื่อเปรียบเทียบกับรถ Full Trailer พบว่ามีความปลอดภัยมากกว่า เนื่องจากจุด CG อยู่ต่ำกว่า ทำให้ยากต่อการพลิกคว่ำ

แนวทางแก้ไขปรับปรุงที่พอจะเป็นไปได้

1. ในการแก้ไขการส่ายของรถ Full Trailer จะแก้ไขได้โดย การใส่มุมแคสเตอร์ลบ ให้กับล้อหน้าของส่วนที่ถูกลากจูง (ส่วน Trailer)



แต่ก็จะเกิดผลตามมาคือ แรงที่กระทำที่เพลากับแรงปฏิกิริยา N จะทำต่างจุดกัน ทำให้เกิดโมเมนต์ขึ้น ถ้าออกแบบรถให้อยู่ในสมดุลย์จะเกิดโมเมนต์ ดังรูป



และในขณะที่รถวิ่งอยู่แล้วเหยียบเบรค จากที่ได้กล่าวมาแล้วว่าจะเกิดการถ่ายแรงไปที่ล้อหน้ามาก ผลที่เกิดขึ้นคือ รถจะหน้าทิ่ม แต่เหตุการณ์เช่นนี้จะเกิดกับส่วนที่ถูกลากน้อยกว่าส่วนหัว นั่นก็เพราะว่าในส่วนที่ถูกลากจะมีแรงดึง P_u คอยดันไว้ การหน้าทิ่มจึงลดลง ซึ่งจะต้องแก้ไขโดยสร้างวงจรถที่สามารถถ่ายแรงไปด้านหลังในขณะที่เบรค ซึ่งอาจใช้วงจรถทางอิเล็กทรอนิกส์ หรือทางแมกคานิกส์ก็ได้ แต่เราไม่นิยมใช้กันเพราะค่าใช้จ่ายสูงมาก เราจึงใช้วิธีหนบแข็ง (ไม่มี damper) แทน ซึ่งก็ช่วยลดอาการหน้าทิ่มได้

2. ในกรณีที่แรงปฏิกิริยาที่กระทำต่อล้อไม่เท่ากัน และถ้าทอร์คเบรคที่ถูกส่งไปยังแต่ละล้อมีค่ามากเท่าๆ กัน ล้อใดที่มีแรงปฏิกิริยา (N) น้อยล้อนั้นจะลื่นก่อน ซึ่งอาจจะป้องกันล้อลื่นด้วย

2.1 ติดตั้งระบบเบรค ABS (Antilock Brake System)

2.2 ติดตั้งวงจรถหรือ sensor วัดแรงปฏิกิริยาของล้อในขณะนั้นๆ แล้วมีการจ่ายทอร์คไปยังแต่ละล้อให้เหมาะสม

2.3 ใส่เหล็กบิด (Torsion Bar) ลงไปที่ระหว่างล้อ

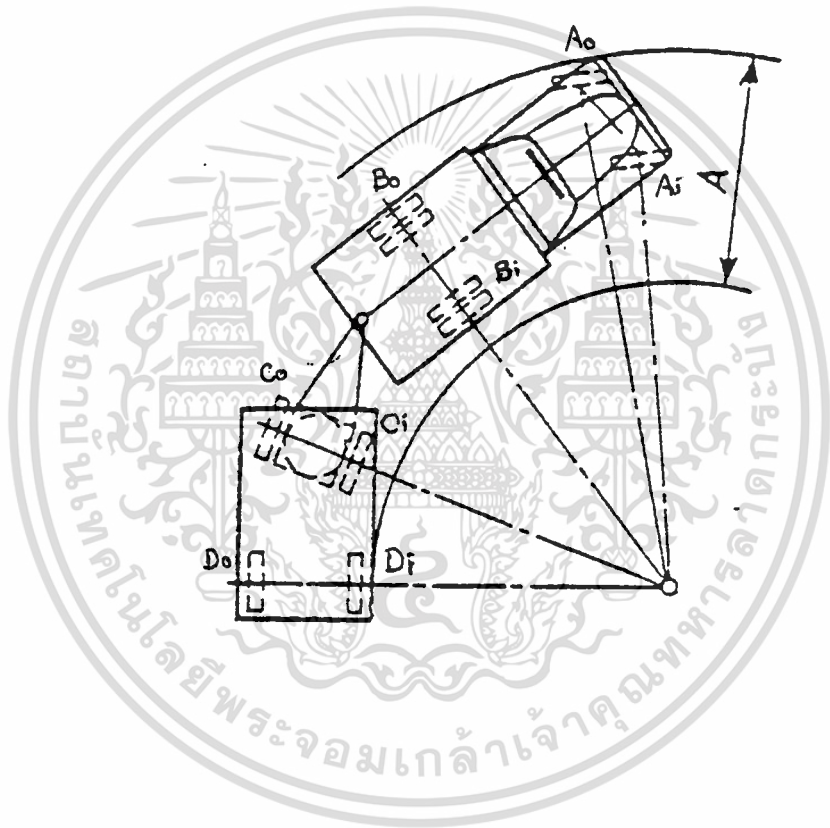
3. ในขณะที่รถเข้าโค้ง แรงปฏิกิริยา (N) จะกระทำที่ด้านนอกของรถมากกว่าด้านใน จะทำให้หนบหนืดไม่เท่ากัน จะทำให้รถเอียง

การแก้ไข ตามหลักจะต้องทำให้แทนมีค่า K มากๆ แต่ถ้าค่า K มีมากจะทำให้รถ สะเทือนมาก การแก้ไขจึงควรใส่เหล็กบิด (Torsion Bar) เพื่อลดการขยับตัวของล้อ ซ้าย-ขวา ที่ไม่สัมพันธ์กัน กล่าวคือ เช่นในกรณีที่ล้อซ้ายขยับตัวมากกว่าล้อขวา ตัวเหล็กบิดจะคอยดึงให้ล้อ ซ้ายติดถนนในระดับใกล้เคียงกับล้อขวา ซึ่งทำให้ล้อติดกับพื้นถนนตลอดเวลา เป็นการลดการส่าย และการขยับตัวของล้อ ซึ่งอาจก่อให้เกิดอุบัติเหตุได้





เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

a (m/s ²)	NORMAL FORCE OF TRUCK (N)			
	Nao	Nai	Nbo	Nbi
0	3.696063E+04	2.680438E+04	3.696063E+04	2.680438E+04
3	3.988563E+04	2.972938E+04	3.403563E+04	2.387938E+04
6	4.281063E+04	3.265438E+04	3.111063E+04	2.095438E+04
9	4.573563E+04	3.557938E+04	2.818563E+04	1.802937E+04
12	4.866063E+04	3.850438E+04	2.526063E+04	1.510438E+04
15	5.158562E+04	4.142938E+04	2.233563E+04	1.217938E+04
18	5.451063E+04	4.435438E+04	1.941063E+04	9.254375E+03
21	5.743563E+04	4.727938E+04	1.648562E+04	6.329375E+03
24	6.036063E+04	5.020438E+04	1.356063E+04	3.404348E+03
27	6.328563E+04	5.312938E+04	1.063563E+04	4.793750E+02
30	6.621063E+04	5.605437E+04	7.710625E+03	-2.445625E+03
33	6.913562E+04	5.897937E+04	4.785625E+03	-5.370625E+03

ตาราง ก.

a (m/s ²)	NORMAL FORCE OF TRAILER (N)			
	Nco	Nci	Ndo	Ndi
0	5.412813E+04	4.397188E+04	5.412813E+04	4.397188E+04
3	5.862813E+04	4.847188E+04	4.962813E+04	3.947188E+04
6	6.312813E+04	5.297188E+04	4.512813E+04	3.497188E+04
9	6.762812E+04	5.747188E+04	4.062813E+04	3.047187E+04
12	7.212812E+04	6.197188E+04	3.612813E+04	2.597188E+04
15	7.662813E+04	6.647188E+04	3.162813E+04	2.147188E+04
18	8.112812E+04	7.097188E+04	2.712813E+04	1.697188E+04
21	8.562813E+04	7.547188E+04	2.262813E+04	1.247188E+04
24	9.012813E+04	7.997188E+04	1.812813E+04	7.971875E+03
27	9.462813E+04	8.447188E+04	1.362813E+04	3.471875E+03
30	9.912813E+04	8.897188E+04	9.128125E+03	-1.028125E+03
33	1.036281E+05	9.347188E+04	4.628125E+03	-5.528125E+03

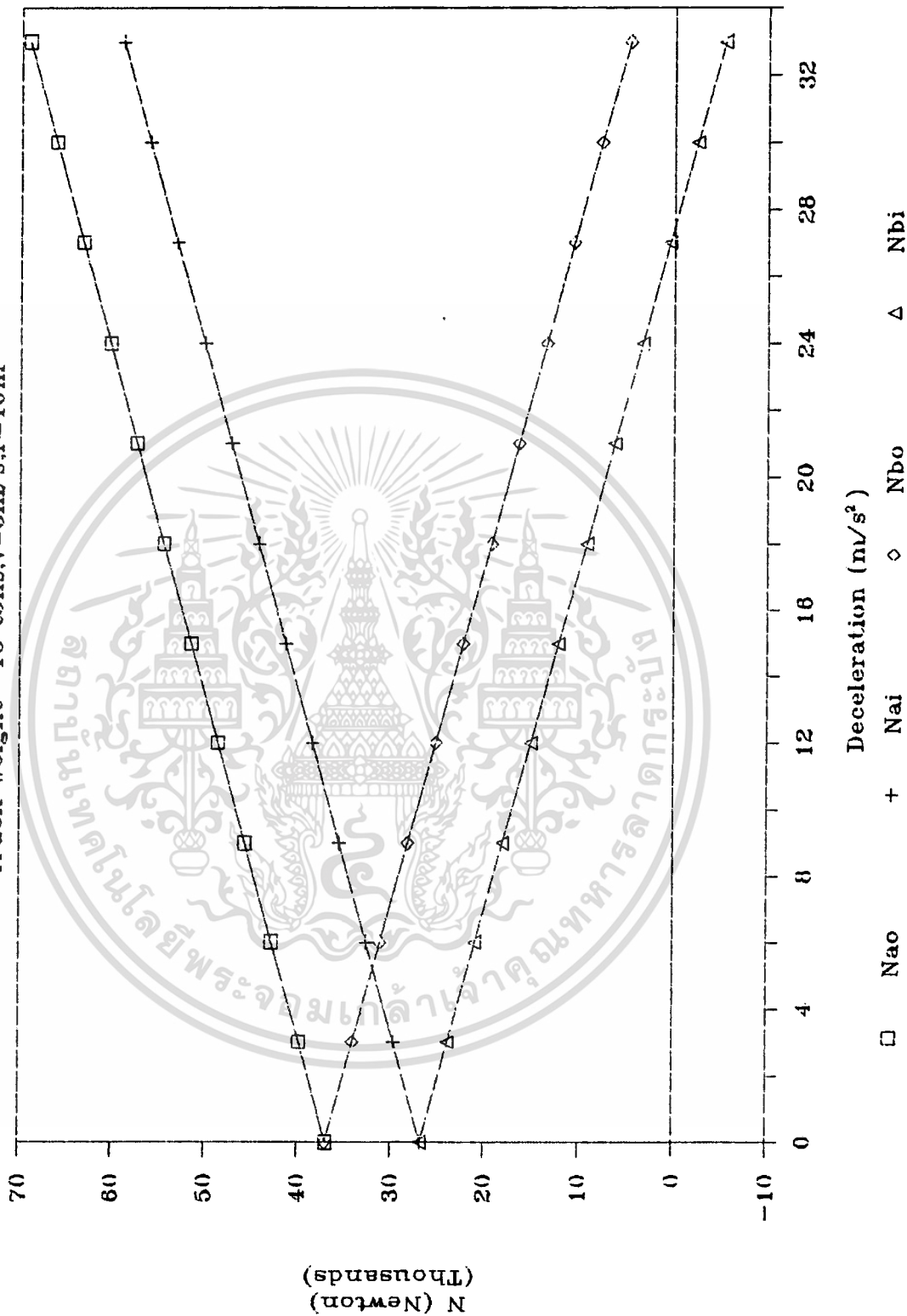
ตาราง ข.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูป ก.

VARIABLE DECELERATION GRAPH (TRUCK)

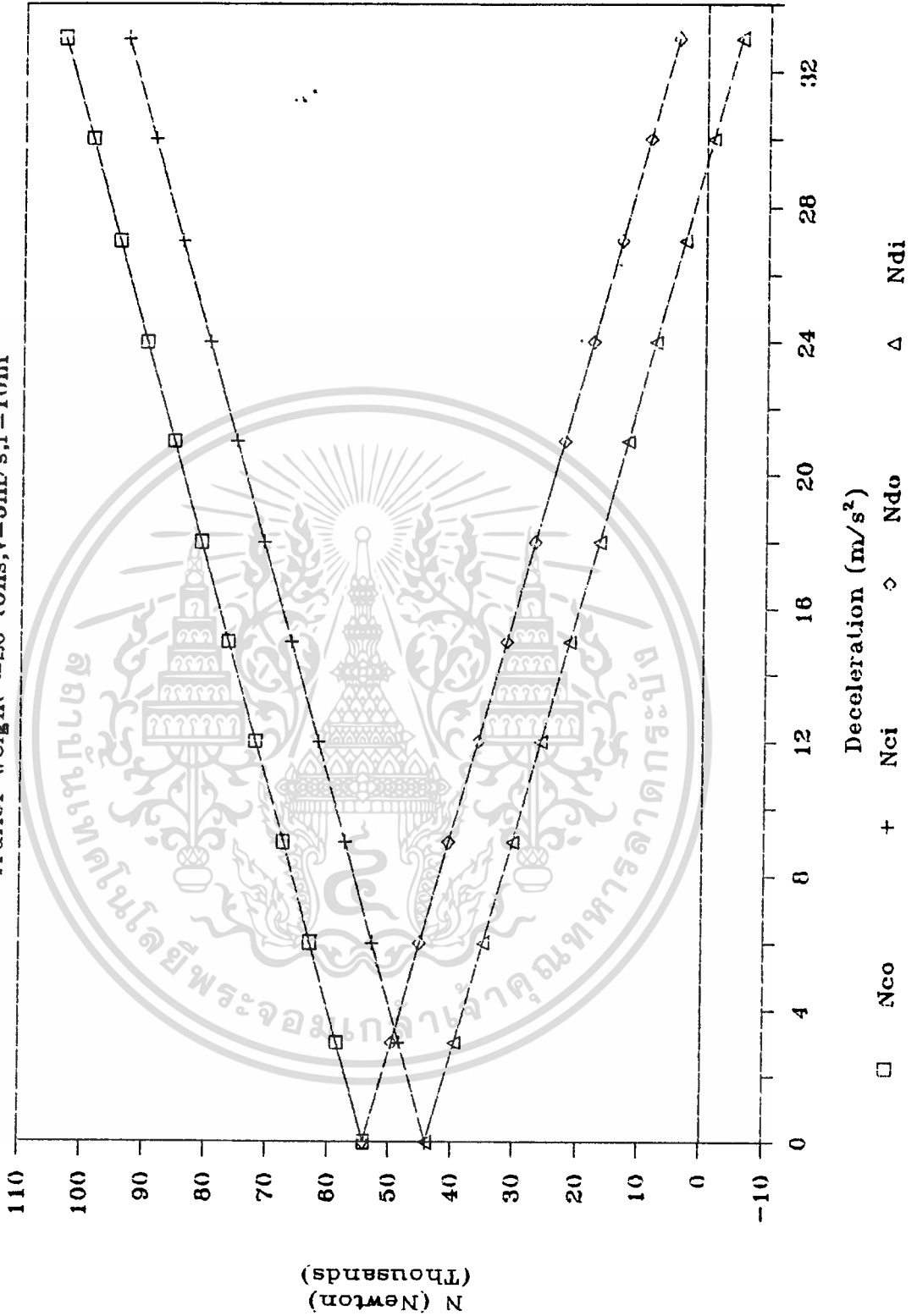
Truck Weight = 13 tons, $v=5m/s$, $r=10m$



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

VARIABLE DECELERATION GRAPH (TRAILER)

Trailer Weight = 20 tons, $v=5\text{m/s}$, $r=10\text{m}$



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

v (m/s)	NORMAL FORCE OF TRUCK (N)			
	Nao	Nai	Nbo	Nbi
0	5.138250E+04	5.138250E+04	1.238250E+04	1.238250E+04
1	5.158562E+04	5.117938E+04	1.258563E+04	1.217938E+04
2	5.219500E+04	5.057000E+04	1.319500E+04	1.157000E+04
3	5.321063E+04	4.955438E+04	1.421062E+04	1.055438E+04
4	5.463250E+04	4.813250E+04	1.563250E+04	9.132500E+03
5	5.646062E+04	4.630438E+04	1.746063E+04	7.304375E+03
6	5.869500E+04	4.407000E+04	1.969500E+04	5.070000E+03
7	6.133563E+04	4.142938E+04	2.233563E+04	2.429975E+03
8	6.438250E+04	3.858250E+04	2.538250E+04	-6.175000E+02
9	6.783563E+04	3.492938E+04	2.883562E+04	-4.070625E+03
10	7.169500E+04	3.107000E+04	3.269500E+04	-7.930000E+03
11	7.596063E+04	2.680438E+04	3.696063E+04	-1.219563E+04

ตาราง ค.

v (m/s)	NORMAL FORCE OF TRAILER (N)			
	Nco	Nci	Ndo	Ndi
0	7.905000E+04	7.905000E+04	1.905000E+04	1.905000E+04
1	7.925313E+04	7.884688E+04	1.925313E+04	1.884688E+04
2	7.986250E+04	7.823750E+04	1.986250E+04	1.823750E+04
3	8.087813E+04	7.722188E+04	2.087812E+04	1.722188E+04
4	8.230000E+04	7.580000E+04	2.230000E+04	1.580000E+04
5	8.412813E+04	7.397187E+04	2.412813E+04	1.397188E+04
6	8.636250E+04	7.173750E+04	2.636250E+04	1.173750E+04
7	8.900313E+04	6.909688E+04	2.900313E+04	9.096875E+03
8	9.205000E+04	6.605000E+04	3.205000E+04	6.049999E+03
9	9.550312E+04	6.259688E+04	3.550313E+04	2.596875E+03
10	9.936250E+04	5.873750E+04	3.936250E+04	-1.262500E+03
11	1.036281E+05	5.447188E+04	4.362813E+04	-5.528125E+03

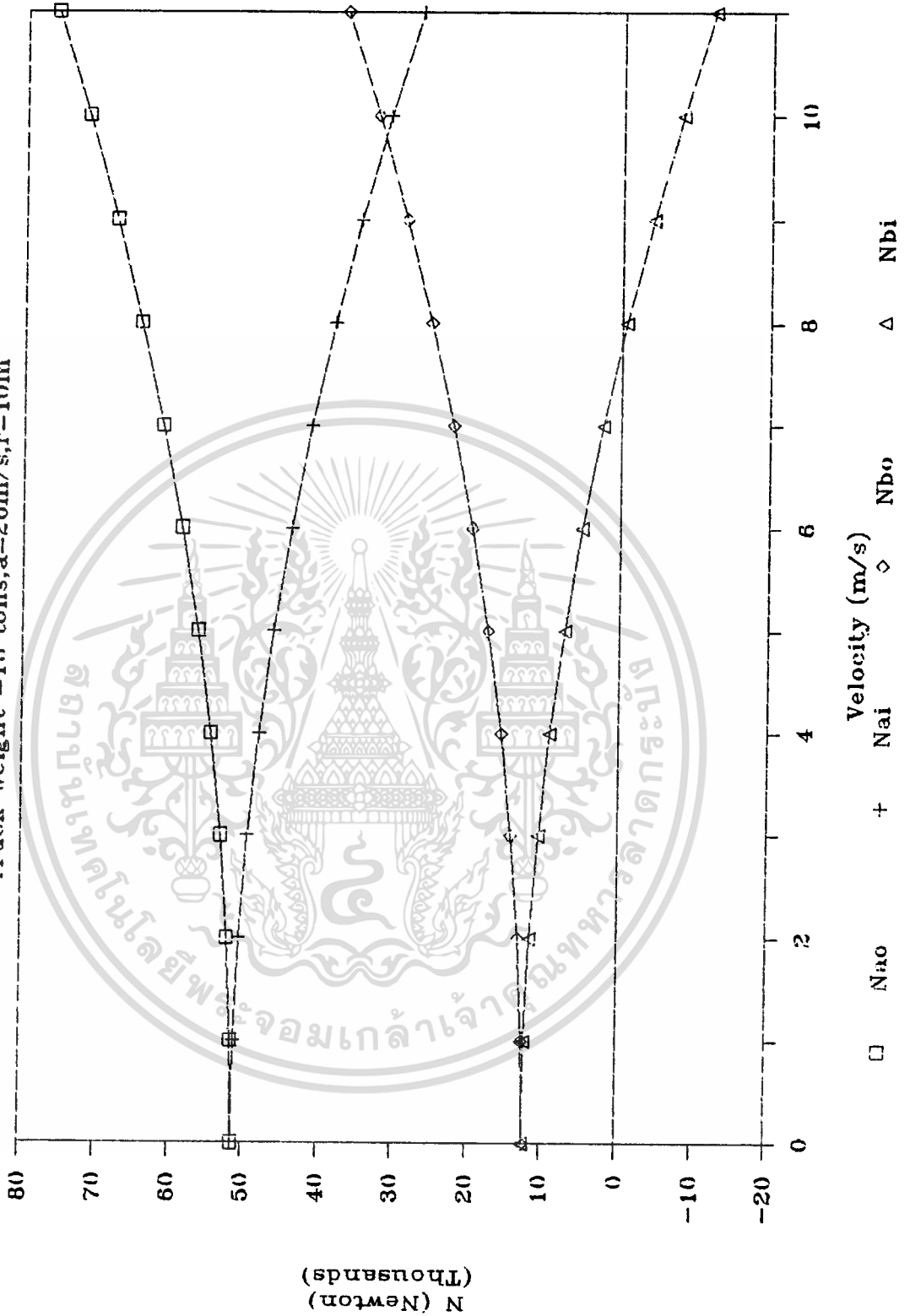
ตาราง ง.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูป ค.

VARIABLE TURNING VELOCITY GRAPH (TRUCK)

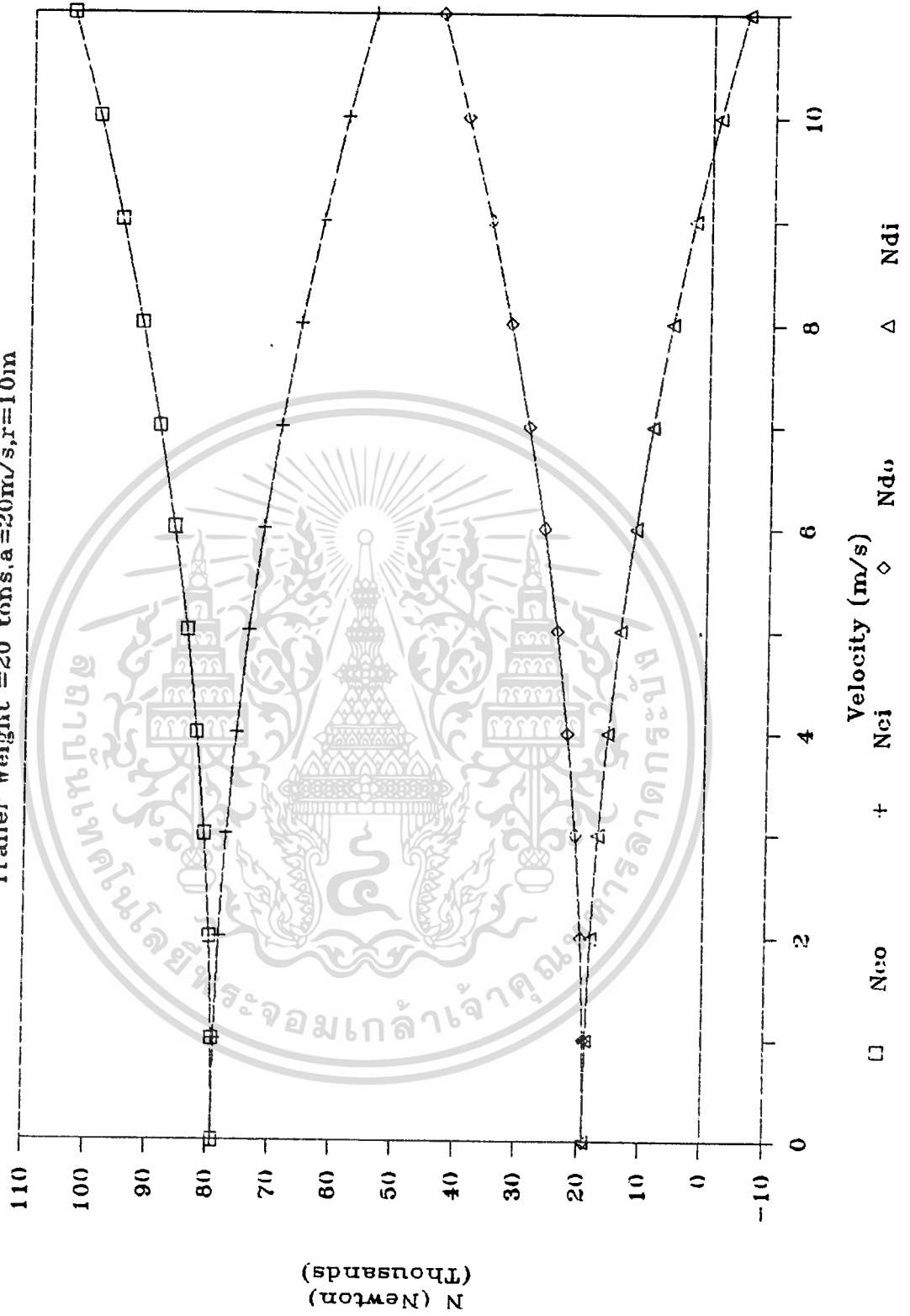
Truck Weight = 13 tons, $a=20m/s^2$, $r=10m$



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

VARIABLE TURNING VELOCITY GRAPH (TRAILER)

Trailer Weight = 20 tons, $a=20\text{m/s}$, $r=10\text{m}$



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

r (m)	NORMAL FORCE OF TRUCK (N)			
	Nao	Nai	Nbo	Nbi
0.50	1.529450E+05	-5.018000E+04	1.139450E+05	-8.918000E+04
1.00	1.021638E+05	6.012500E+02	6.316375E+04	-3.839875E+04
2.00	7.677313E+04	2.599188E+04	3.777313E+04	-1.300813E+04
3.00	6.830958E+04	3.445542E+04	2.930958E+04	-4.544583E+03
4.00	6.407781E+04	3.868719E+04	2.507781E+04	-3.128125E+02
5.00	6.153875E+04	4.122625E+04	2.253875E+04	2.226250E+03
6.00	5.984604E+04	4.291896E+04	2.084604E+04	3.918958E+03
7.00	5.863696E+04	4.412804E+04	1.963696E+04	5.128036E+03
8.00	5.773016E+04	4.503484E+04	1.873016E+04	6.034844E+03
9.00	5.702486E+04	4.574014E+04	1.802486E+04	6.740139E+03
10.00	5.646062E+04	4.630438E+04	1.746063E+04	7.304375E+03
11.00	5.599898E+04	4.676602E+04	1.699898E+04	7.766023E+03

ตาราง จ.

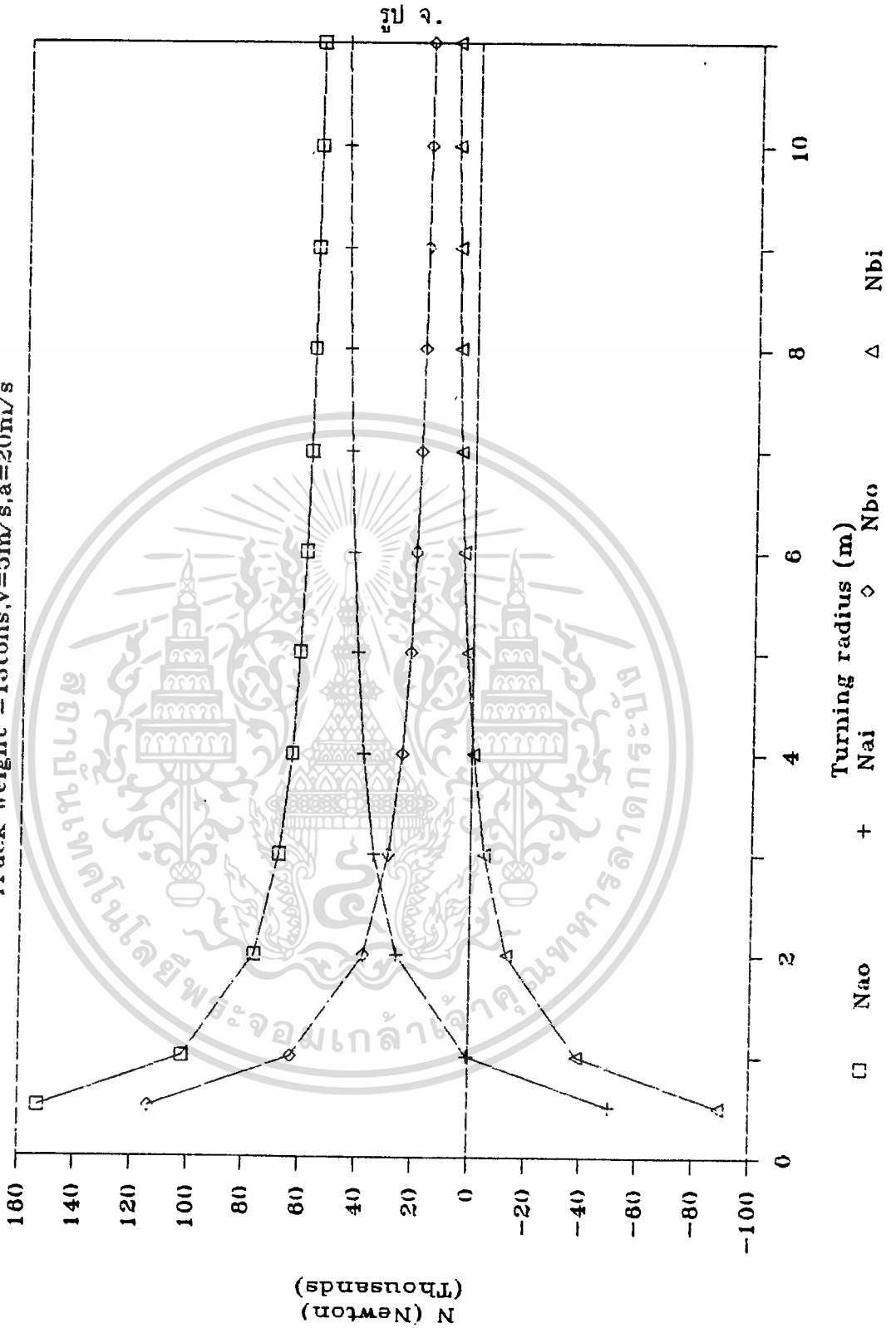
r (m)	NORMAL FORCE OF TRAILER (N)			
	Nco	Nci	Ndo	Ndi
0.50	1.806125E+05	-2.251250E+04	1.206125E+05	-8.251250E+04
1.00	1.298313E+05	2.826875E+04	6.983125E+04	-3.173125E+04
2.00	1.044406E+05	5.365938E+04	4.444063E+04	-6.340625E+03
3.00	9.597708E+04	6.212292E+04	3.597708E+04	2.122917E+03
4.00	9.174531E+04	6.635469E+04	3.174531E+04	6.354687E+03
5.00	8.920625E+04	6.889375E+04	2.920625E+04	8.893750E+03
6.00	8.751354E+04	7.058646E+04	2.751354E+04	1.058646E+04
7.00	8.630446E+04	7.179554E+04	2.630446E+04	1.179554E+04
8.00	8.539766E+04	7.270234E+04	2.539766E+04	1.270234E+04
9.00	8.469236E+04	7.340764E+04	2.469236E+04	1.340764E+04
10.00	8.412813E+04	7.397187E+04	2.412813E+04	1.397188E+04
11.00	8.366648E+04	7.443352E+04	2.366648E+04	1.443352E+04

ตาราง ฉ.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

VARIABLE TURNING RADIUS GRAPH (TRUCK)

Truck Weight = 13tons, v=5m/s, a=20m/s

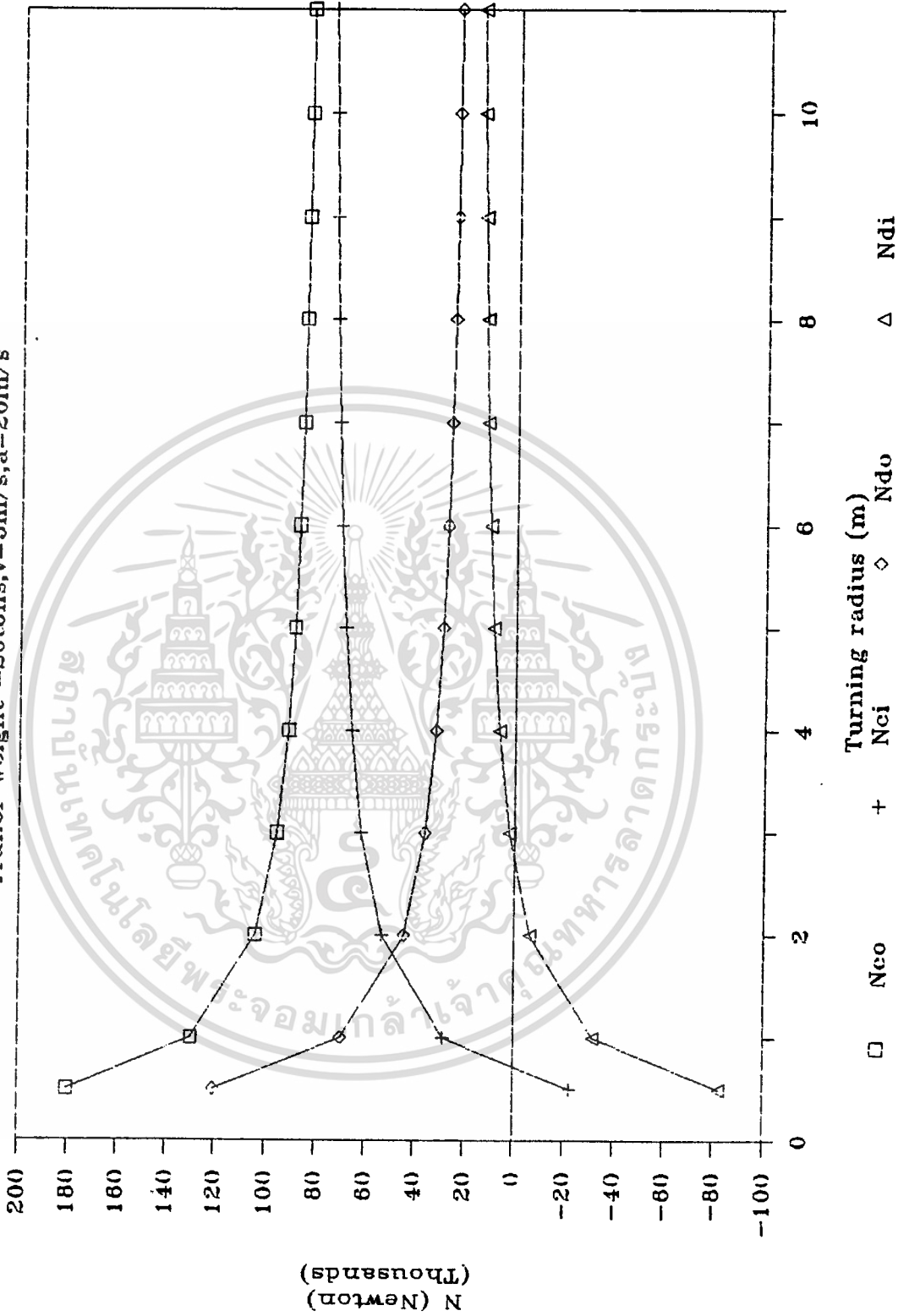


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูป จ.

VARIABLE TURNING RADIUS GRAPH (TRAILER)

Trailer Weight = 20 tons, $v=5\text{m/s}$, $a=20\text{m/s}$



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สามารถสำเร็จลงได้โดยสมบูรณ์ ทั้งนี้เนื่องจากได้รับความเอื้อเฟื้อจากบริษัทอู่หนังสือพิมพ์ สนิทม จำกัด และบริษัทเค.เอ็ม.ที จำกัด ที่ได้มอบคำแนะนำตลอดจนรายละเอียดต่างๆ ในการทำวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ นอกจากนี้ยังมีคุณพ่อคุณแม่ที่ได้คอยแนะนำและให้กำลังใจในการทำวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ และที่สำคัญที่มีอาจขาดได้ คือ อาจารย์ผู้ประสิทธิ์ประสาทวิชา ดร.มงคล มงคลวงศ์โรจน์ อ.อรรถสรวรพ์ สุนทรชาติ และอาจารย์ที่ปรึกษา อ.ชัชชัย นาคพิพัทธ์ จึงขอขอบพระคุณทุกท่านเป็นอย่างสูงมา ณ ที่นี้ด้วย



นายชัยปวินท์ ศิริคุรุรัตน์
นายชาราวิทย์ พงษ์ศิริปรีดา
นายนิพนธ์ บุญเดชาวัฒน์



1. เข็ยรัชย์ นุญกุล, "ทฤษฎีช่าง เทคนิคยานยนต์ เล่ม 3 (ระบบบังคับเลี้ยว)
 ,สมาคมส่งเสริมเทคโนโลยี (ไทย-ญี่ปุ่น)
2. BERKELEY PHYSICS COURSE - VOLUME 1, Mechanics, ASIAN STUDENT
 EDITION.
3. KATSUHIKO OGATA, System Dynamics, University of Minnesota.
4. LEONARD MEIROVITCH, Elements of Vibration Analysis.
5. M.D. ARTAMONOV, V.A. ILARIONOV, M.M. MORIN, MOTOR VEHICLES
 FUNDAMENTALS AND DESIGN, MIR PUBLISHERS . MOSCOW.
6. MURRAY R. SPIEGEL, Advanced Mathematics For Engineer & Scientists,
 SCHAUM'S OUTLINE SERIES.
7. SAE 1984 Hand Book VOLUME 4, on Highway Vehicles and off-Highway
 Machinery.
8. STEVEN C. CHAPRA, RAYMOND P. CANNALE, Numerical Methods for
 Engineers, Mc GRAW-HILL INTERNATIONAL EDITION.