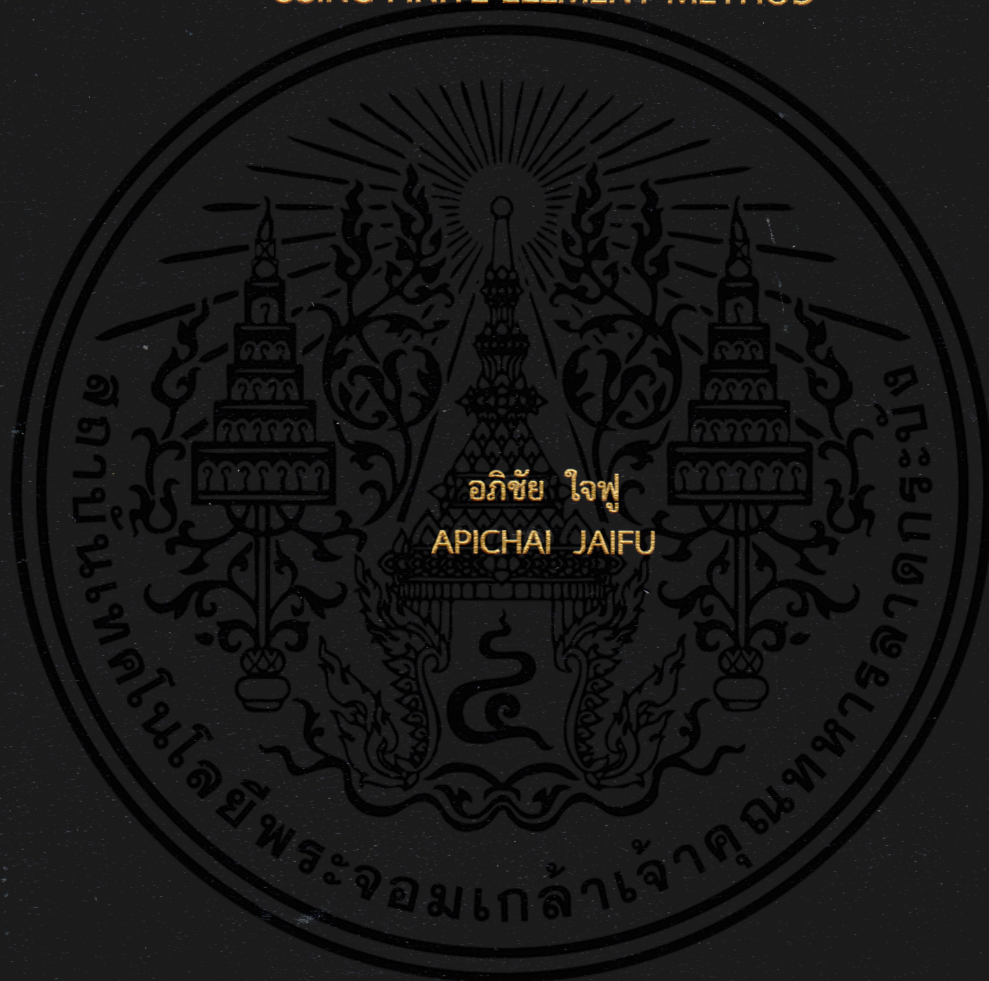


การวิเคราะห์ตำแหน่งการเกิดครacks ของล้อขับและรางรถไฟ
ภายใต้การสัมผัสสถิตย์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์

AN ANALYSIS OF FATIGUE CRACK UNDER ROLLING CONTACT
USING FINITE ELEMENT METHOD



วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

พ.ศ. 2562

KMITL-2019-EN-M-030-009

การวิเคราะห์ตำแหน่งการเกิดการล้าของล้อขับและรางรถไฟ
ภายใต้การสัมผัสกลิ้งด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์

AN ANALYSIS OF FATIGUE CRACK UNDER ROLLING CONTACT
USING FINITE ELEMENT METHOD



วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
พ.ศ.2562

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้
KMITL-2019-EN-M-030-009

การวิเคราะห์ตำแหน่งการเกิดการล้าของล้อขับและรางรถไฟ
ภายใต้การสัมผัสกลิ้งด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์

AN ANALYSIS OF FATIGUE CRACK UNDER ROLLING CONTACT
USING FINITE ELEMENT METHOD



วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับใช้ภายในเพื่อการศึกษาค้นคว้า ไม่อนุญาตให้เผยแพร่ไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

พ.ศ.2562

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

KMITL-2019-EN-M-030-009

AN ANALYSIS OF FATIGUE CRACK UNDER ROLLING CONTACT
USING FINITE ELEMENT METHOD



A THESIS SUBMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT
OF THE REQUIREMENTS FOR THE DEGREE OF
MASTER OF ENGINEERING IN MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF ENGINEERING

KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงแก้ไขหรือเผยแพร่ข้อมูลของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2019
KMITL-2019-EN-M-030-009



COPYRIGHT 2019

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

FACULTY OF ENGINEERING

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

หัวข้อวิทยานิพนธ์	การวิเคราะห์ตำแหน่งการเกิดการล้าของล้อขับเคลื่อนและรางรถไฟภายใต้การสัมผัสสลักด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์
นักศึกษา	นายอภิชัย ใจฟู
รหัสประจำตัว	56601410
ปริญญา	วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
พ.ศ.	2562
อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์	ผศ.ดร. มนต์ศักดิ์ พิมสาร

บทคัดย่อ

ในปัจจุบันการขนส่งทางรถไฟถูกใช้อย่างแพร่หลาย เนื่องจากมีความปลอดภัยสูงและต้นทุนต่ำ แต่หากเกิดอุบัติเหตุขึ้นอาจสร้างความเสียหายที่รุนแรง ซึ่งจากการศึกษางานวิจัยที่ผ่านมา พบว่าอุบัติเหตุทางรางส่วนใหญ่เกิดจากการที่ล้อหรือรางรถไฟมีการชำรุด ไม่ว่าจะชำรุดจากการใช้งาน จากการกระแทก หรือความเสียหายที่เกิดจากการล้าจากการสัมผัสสลักระหว่างล้อและราง ในการใช้งานพบว่า มีแรงกระทำที่จุดสัมผัสระหว่างล้อกับรางหลายชนิดด้วยกัน ไม่ว่าจะเป็นแรงตั้งฉาก แรงเบรคจากการเบรคแรงขับเคลื่อน เป็นต้น โดยงานวิจัยนี้คำนึงถึงแรงขับเคลื่อนสูงสุดจากมอเตอร์ขนาด 135 kW ที่ทอดผ่านชุดเกียร์ที่มีอัตราทดเท่ากับ 6.786 หากเกิดขึ้นอย่างกะทันหัน ในขณะที่รถไฟวิ่งด้วยความเร็ว 80 km/h และศึกษาเปรียบเทียบระหว่างล้อขับเคลื่อน (traction wheel) กับล้อกลิ้ง (free rolling wheel) ที่ส่งผลต่อค่าความดันสัมผัสและค่าความเค้นต่างๆ โดยการใช้ระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ ด้วยแบบจำลองสามมิติของล้อและรางรถไฟที่มีการใช้งานใน โครงการรถไฟสายสีม่วง ช่วงบางใหญ่ – บางซื่อ เมื่อล้อมีการเปลี่ยนตำแหน่งตามแนวขวางของรถไฟ (Lateral position) และรางรถไฟมีการเปลี่ยนมุมเอียงรางจาก 0, 1/40, 1/30 และ 1/20 ตามลำดับ จากนั้นผลลัพธ์ที่ได้ถูกนำมาวิเคราะห์แนวโน้มการเกิดการล้าด้วยเกณฑ์การล้าของ Dang Van จากการศึกษาค้นคว้าพบว่าที่มุมเอียงราง 1/40 ล้อขับเคลื่อนมีค่าความดันสัมผัสเฉลี่ยต่ำกว่าค่าความดันสัมผัสจากล้อตามธรรมดา ในขณะที่ค่าความเค้น Tresca เฉลี่ยที่ล้อขับเคลื่อนมีค่าสูงกว่าล้อธรรมดาประมาณ 1.7% ซึ่งเป็นผลทำให้อัตราการล้าของ Dang Van ของล้อขับเคลื่อนมีค่าสูงกว่าล้อธรรมดาประมาณ 2.07% และเกิดขึ้นใกล้ผิวสัมผัสมากกว่าล้อตาม และเมื่อพิจารณาผลของมุมเอียงราง พบว่าค่าความเค้นต่างๆและค่าความดันสัมผัสจะมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อล้อมีการเปลี่ยนตำแหน่งจากด้าน Gauge side ไปยังด้าน Field side ยกเว้นมุมเอียงราง 1/20 ที่แนวโน้มมีค่าลดลง นอกจากนี้ยังพบอีกว่า ค่าอัตราส่วนความเค้นตามเกณฑ์ของ Dang Van ที่รางมีค่าสูงกว่าที่ล้อ ซึ่งแสดงให้เห็นว่าการเกิดรอยแตกร้าวมีแนวโน้มจะเกิดขึ้นในรางก่อน สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ กรุณาแจ้งกลับมาให้ชัดเจนเนื้อหา และอ้างอิงถึงที่มาของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

คำหลัก : ล้อขับเคลื่อน, รางรถไฟ, มุมเอียงราง, การล้าของการสัมผัสสลัก, เกณฑ์การล้าของ Dang Van

Thesis	An Analysis of Fatigue Crack Under Rolling Contact Using Finite Element Method
Student	Mr. Apichai Jaifu
Student ID.	56601410
Degree	Master of Engineering
Program	Mechanical Engineering
Year	2019
Thesis Advisor	Asst. Prof. Dr. Monsak Pimsarn

ABSTRACT

Nowadays, the rail transit system is widely used because it is highly safe and very cost effective. However, it will cause significant damage, if the train is derailed. The previous studies report most accidents resulting from damage of wheel and rail, such as, damage from general use, wheel impact and damage of rolling contact fatigue between wheel and rail. In general, the contact forces occurring between wheel and rail surfaces can be normal force, shear force from braking and traction force in the driving wheel. This research concerns the traction force, from traction motor 135 kW with 6.786 transmission ratio, which may be suddenly occurred and train speed is 80 km/hr. Also, in this research, the contact pressure and stresses induced in traction wheel and free rolling wheel were compared using finite element method. The three dimensional solid models of wheel and rail profile from MRT purple line (Bang Yai-Bang Sue) were employed. The effect of wheel lateral position and rail inclination of 0, 1/40, 1/30 and 1/20, were analyzed. The results obtained from finite element method were later employed to investigate the rolling fatigue crack initiation using Dang Van criteria. The results show that with the rail inclination of 1/40 the average contact pressure in the driving wheel is lower than the value obtained in a rolling wheel. On the other hand, the Tresca stress on wheel driving was found to be higher than in a rolling wheel about 1.7%. This leads to that the Dang Van stress ratio in the driving wheel is higher, compared to the normal wheel, about 2.07%. Additionally, the fatigue crack initiation location in the driving wheel was found to be closer to contact surface. In another word, in the free rolling wheel, the the fatigue crack initiation location is deeper. In case of

เอกสารนี้เป็น
ไม่ว่ากรณีใดๆ

the rail inclination variation, it was found that the contact pressure, the Tresca stress, the von Mises stress and Dang Van stress ratio increased when the wheel position was varied from gauge side to field side. However, for the 1/20 rail inclination, those results decreased. Moreover, the Dang Van stress ratio in the rail is higher than the wheel Dang Van stress ratio. This indicates that the rolling fatigue crack will be earlier initiated in the rail.

Keywords : Driving Wheel, Rail, Rail Inclination, Rolling contact fatigue, Dang Van criteria



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลุล่วงได้ตามความคาดหวังของผู้เขียน เนื่องด้วยได้รับความช่วยเหลือ ความเมตตากรุณาจากอาจารย์ที่ปรึกษา ขอกราบขอบพระคุณผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.มนต์ศักดิ์ พิมสาร ที่กรุณาได้รับเป็นที่ปรึกษา คอยให้ความรู้เชิงวิชาการ ให้คำปรึกษา คำแนะนำ แนวทางการทำวิทยานิพนธ์ การแก้ไขจุดบกพร่องและแนวทางการแก้ไขมาด้วยดีตลอด รวมทั้งปลุกฝังให้ผู้เขียนมีความมานะพยายามในการแก้ไขปัญหาต่างๆ เป็นแบบอย่างที่ดี ให้ความเอาใจใส่ดูแลและติดตามการดำเนินงานอย่างสม่ำเสมอ จึงขอขอบพระคุณมา ณ ที่นี้

นอกจากนี้ ขอขอบคุณคณะกรรมการสอบหัวข้อและโครงสร้างวิทยานิพนธ์ที่ได้กรุณาให้คำแนะนำ ข้อชี้แนะ ในการปรับแก้ไข ทำให้วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลงได้

ขอขอบคุณการรถไฟฟ้าขนส่งมวลชนแห่งประเทศไทย ที่ให้การสนับสนุนข้อมูลต่าง ๆ ในโครงการรถไฟฟ้าสายสีม่วง ช่วงบางใหญ่ – บางซื่อ เพื่อใช้เป็นแนวทางในการทำวิจัย และขอขอบคุณ นายสุเทพ แร่อ่อน ที่คอยช่วยเหลือ ให้คำปรึกษา คำแนะนำแนวทางการทำวิทยานิพนธ์และการใช้โปรแกรมในการทำวิจัยจนสำเร็จลุล่วงได้

สุดท้ายนี้ขอกราบขอบพระคุณบิดามารดาที่มอบชีวิต อบรมสั่งสอนด้วยความรักและความเอาใจใส่ ตลอดจนสนับสนุนให้มีโอกาสในการศึกษา ตั้งแต่เยาว์วัยจนถึงปัจจุบัน ขอขอบคุณครอบครัวที่คอยให้กำลังใจในการทำวิทยานิพนธ์นี้มาโดยตลอด สำหรับคุณงามความดีอันใดที่เกิดจากวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ ข้าพเจ้าขอมอบให้กับทุกท่านที่กล่าวมาข้างต้น รวมถึงให้วิทยานิพนธ์นี้เป็นความรู้แก่ผู้ที่สนใจศึกษาต่อไปในอนาคต

อภิชัย ใจฟู

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ

หน้า

Contents

บทคัดย่อ	I
ABSTRACT	II
กิตติกรรมประกาศ	IV
สารบัญ	V
สารบัญตาราง	VII
สารบัญรูป	VIII
บทที่ 1	1
1.1 ความสำคัญและที่มาของปัญหา	1
1.2 วัตถุประสงค์ของการศึกษา	2
1.3 ขอบเขตของงานวิจัย	2
1.4 ขั้นตอนการศึกษา	3
1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	3
บทที่ 2 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	4
2.1 บทนำ	4
2.2 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	4
บทที่ 3 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง	13
3.1 ความรู้เบื้องต้นเกี่ยวกับรถไฟ	13
3.1.1 โบกี้	13
3.1.2 ล้อ	15
3.1.3 รางรถไฟ	15
3.2 ความเสียหายของล้อและรางรถไฟ	17
3.2.1 ความเสียหายที่เกิดขึ้นกับล้อ	17
3.2.2 ความเสียหายที่เกิดขึ้นกับรางรถไฟ	23
3.3 ทฤษฎีการสัมผัสของเฮิร์ตซ์ (Hertz's Contact Theory)	29
3.4 การแตกร้าวเนื่องจากการล้า (Fatigue)	40
3.5 การแตกร้าวเนื่องจากการล้า (Fatigue)	40
3.6 ระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์	45

บทที่ 4 วิธีดำเนินการวิจัย	47
4.1 บทนำ.....	47
4.2 การตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลอง.....	49
4.3 การสร้างแบบจำลองสามมิติของล้อและรางรถไฟ.....	51
4.3.1 การสร้างแบบจำลองสามมิติของล้อ.....	51
4.3.2 การสร้างแบบจำลองสามมิติของรางรถไฟ.....	51
4.4 การจำลองการสัมผัสกลิ้งระหว่างล้อขับเคลื่อนกับรางรถไฟ.....	52
4.4.1 การนำแบบจำลองเข้าสู่กระบวนการวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์.....	52
4.4.2 การปรับปรุงแบบจำลองและกำหนดคุณสมบัติทางวัสดุ.....	53
4.4.3 การกำหนดเงื่อนไขขอบเขตของแบบจำลอง.....	55
4.4.4 การกำหนดขั้นตอนการสัมผัสกลิ้งของแบบจำลอง.....	55
4.4.5 การกำหนดขนาดและจำนวนเอลิเมนต์ให้แบบจำลอง.....	56
4.4.6 การเปลี่ยนแปลงมุมเอียงรางและตำแหน่งสัมผัส.....	58
4.4.7 การวิเคราะห์ความเค้นจากแบบจำลอง.....	59
4.5 การวิเคราะห์ตำแหน่งที่เกิดการล้าด้วยเกณฑ์การล้าของ Dang Van.....	59
บทที่ 5 ผลการวิจัยและวิเคราะห์ผล.....	60
5.1 การตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลอง.....	60
5.1.1 พื้นที่สัมผัสและความดันสัมผัสสูงสุด.....	60
5.1.2 การกระจายตัวของความดันสัมผัส.....	61
5.2 ผลจากการสัมผัสกลิ้งของแบบจำลอง.....	62
5.2.1 กรณีเปลี่ยนแปลงตำแหน่งตามแนวขวางที่มุมเอียงราง 1/40.....	62
5.3 การวิเคราะห์การล้าจากเกณฑ์การล้าของ Dang Van.....	69
5.3.1 กรณีรางรถไฟที่มีมุมเอียง 1/40.....	69
5.3.2 กรณีที่รางรถไฟเปลี่ยนแปลงมุมเอียง.....	71
บทที่ 6 สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ.....	74
6.1 สรุปผลการดำเนินงาน.....	74
6.2 ข้อเสนอแนะ.....	75
เอกสารอ้างอิง.....	77
ภาคผนวก.....	80
ภาคผนวก ก บทควมวิจัยที่ได้รับการตีพิมพ์.....	81
ประวัติผู้เขียน.....	87

สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
ตารางที่ 3.1 สัมประสิทธิ์ของเฮิร์ตซ์ m และ n [1].....	30
ตารางที่ 4.1 ระยะของพื้นที่สัมผัสและความดันสัมผัสสูงสุดตามทฤษฎีการสัมผัสของเฮิร์ตซ์.....	50
ตารางที่ 4.2 ความดันสัมผัสตามระยะของแนวแกน x และแกน y	50
ตารางที่ 4.3 แสดงคุณสมบัติทางวัสดุของล้อและรางรถไฟ.....	53
ตารางที่ 4.4 แสดงคุณสมบัติการเปลี่ยนรูปแบบพลาสติกของล้อและรางรถไฟ[29].....	55
ตารางที่ 4.5 จำนวนเอลิเมนต์ในแต่ละแบบจำลอง.....	57
ตารางที่ 5.1 การเปรียบเทียบระยะของพื้นที่สัมผัสและความดันสัมผัสสูงสุด.....	61

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
รูปที่ 2.1 แสดงกราฟเปรียบเทียบพื้นที่สัมผัส(a) และความดันสูงสุด(b) [5]	5
รูปที่ 2.2 แสดงแบบจำลองแบบเป็นระเบียบ(a) และแบบขรุขระ(b) [10]	5
รูปที่ 2.3 แสดงกราฟเปรียบเทียบค่าความดันสัมผัสสูงสุด(a) และพื้นผิวสัมผัสสูงสุด(b).....	6
รูปที่ 2.4 การแสดงเส้นเกณฑ์การล้าของ Dang Van [3]	7
รูปที่ 2.5 การกระจายตัวของความเค้น von Mises ในการสัมผัสระหว่างล้อและรางรถไฟ [12].....	7
รูปที่ 2.6 แสดงพื้นผิวสัมผัสเมื่อแรงเสียดทานมีค่า 0.25, 0.50, 0.75, 1 [11]	8
รูปที่ 2.7 รูปภาพแสดงความดันสัมผัสและความเค้น Von Mises เมื่อรัศมีล้อมีการเปลี่ยนแปลง [9] .	9
รูปที่ 2.8 การกระจายความเค้นเฉือนจากแบบจำลอง FEM (a, b) และแบบจำลอง CONTRACT (c, d) [21]	10
รูปที่ 2.9 แสดงแบบจำลอง 3 มิติ และการเปรียบเทียบระหว่างทฤษฎีของเฮิร์ตและ FEM.....	10
รูปที่ 2.10 แสดงตารางการเปลี่ยนรัศมี(Table 2) ของล้อและรัศมีหัวราง(Table 3) [14].....	11
รูปที่ 3.1 โป๊ก [24].....	14
รูปที่ 3.2 แสดงรูปภาพตำแหน่งชุดล้อขับของรถไฟฟ้าสายสีม่วง[24]	14
รูปที่ 3.3 ล้อ (ซ้าย) และชุดล้อพร้อมเพลลา (ขวา) [29]	15
รูปที่ 3.4 แสดงขนาดและมิติของรางรถไฟตามมาตรฐาน UIC 50 [23]	16
รูปที่ 3.5 แสดงขนาดและมิติของรางรถไฟตามมาตรฐาน UIC 50 (ซ้าย) และ UIC 60 (ขวา) [24]..	16
รูปที่ 3.6 แสดงความกว้างของทางรถไฟ [23]	17
รูปที่ 3.7 ลักษณะมุมเอียงของรางรถไฟ	17
รูปที่ 3.8 รอยแตกร้าวของล้อจากความร้อน [16]	18
รูปที่ 3.9 รอยแตกร้าวเนื่องจากการล้าของการสัมผัสสัปดาห์ [16]	18
รูปที่ 3.10 รอยแตกร้าวที่ผิวซึ่งแพร่กระจายจากรอยแตกร้าวจากการล้าใต้ผิว [16]	19
รูปที่ 3.11 รอยแตกร้าวจากการล้า [16]	19
รูปที่ 3.12 การการแตกเป็นเศษเล็ก ๆ ของพื้นล้อ [16]	20
รูปที่ 3.13 พื้นของล้อลื่นไถล [16]	20
รูปที่ 3.14 พื้นของล้อลื่นไถล [16]	21
รูปที่ 3.15 ล้อที่มีสันคม [16]	21
รูปที่ 3.16 พื้นล้อมีลักษณะกลาง [16]	22
รูปที่ 3.17 ล้อที่มีการหมุนที่ไม่ดีเนื่องจากเครื่องกัด [29]	22
รูปที่ 3.18 ล้อที่มีการหมุนที่ไม่ดีเนื่องจกวัตถุภายนอก [29]	23

รูปที่ 3.19 การหลุดล่อนที่ผิวของหัวราง [15]	24
รูปที่ 3.20 รอยร้าวที่หัวราง [15]	24
รูปที่ 3.21 การแตกหักเป็นเศษเล็ก ๆ [15]	25
รูปที่ 3.22 Squats [15]	26
รูปที่ 3.23 คำหนิรูปไข่ [29].....	26
รูปที่ 3.24 Tongue lipping [15].....	27
รูปที่ 3.25 รอยแตกร้าวจากรูสลักเกลียว[15].....	27
รูปที่ 3.26 รอยแตกร้าวทะแยงมุม [15]	28
รูปที่ 3.27 ผิวรางเป็นลูกฟูก [15]]	28
รูปที่ 3.28 แบบจำลองการสัมผัสตามทฤษฎีของเฮิร์ตซ์[1]	29
รูปที่ 3.29 (a) แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง ζ และ K , (b) การกระจายของแรงขับเมื่อเกิดการลื่นไถล [11].....	32
รูปที่ 3.30 แสดงค่าพื้นผิวสัมผัสผิวขณะเกิดการไถล[11]	33
รูปที่ 3.31 แสดงความดันสัมผัสและค่าความเสียหายของล้อยับ [11].....	33
รูปที่ 3.32 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเค้นและความเครียด [28].....	35
รูปที่ 3.33 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเค้นและความเครียดของวัสดุเปราะ [28]	36
รูปที่ 3.34 สมการที่ (3.19)- (3.21) ในระนาบ σ_A, σ_B [21].....	37
รูปที่ 3.35 แสดงพลังงานของการเปลี่ยนรูปลูกบาศก์ภายใต้ความเค้น 3 มิติ [21].....	38
รูปที่ 3.36 แสดงสมการ σ' บนระนาบ σ_A, σ_B [21].....	40
รูปที่ 3.37 ภาพแสดงเครื่องทดสอบการล้าโดยการพันงอแบบหมุนของ R.R.Moore [28].....	42
รูปที่ 3.38 แสดงภาพขึ้นทดสอบการล้าแบบหมุนรอบ [28]	42
รูปที่ 3.39 กราฟความเค้นกับจำนวนรอบการหมุน(S-N Curve)ในการทดสอบความล้าของโลหะผสมอะลูมิเนียมและเหล็กกล้า	43
รูปที่ 3.40 ความเค้นสลับตรงกัน กระทำซ้ำสองทิศทาง [28]	43
รูปที่ 3.41 เกณฑ์การล้าของ Dang Van ในระนาบ τ และ Ph [17]	45
รูปที่ 3.42 ขั้นตอนการแก้ปัญหาด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์โดยทั่วไป[29]	46
รูปที่ 4.1 แผนภาพแสดงการดำเนินงานวิจัย	48
รูปที่ 4.2 แบบจำลองสามมิติของล้อและรางรถไฟอย่างง่าย	49
รูปที่ 4.3 เงื่อนไขขอบเขตในการตรวจสอบแบบจำลองอย่างง่าย	49
รูปที่ 4.4 รูปร่างของรางรถไฟในโครงการรถไฟฟ้าสายสีม่วง ช่วงบางใหญ่ – บางซื่อ (BS100)[29] .	51
รูปที่ 4.5 การสร้างแบบจำลองสามมิติของล้อ[29]	52
รูปที่ 4.6 การสร้างแบบจำลองสามมิติของรางรถไฟ [29].....	52

รูปที่ 4.7 ตำแหน่งของแบบจำลองสามมิติของล้อและรางรถไฟ.....	53
รูปที่ 4.8 คุณสมบัติทางวัสดุของล้อ [29]	54
รูปที่ 4.9 คุณสมบัติทางวัสดุของรางรถไฟ[29]	54
รูปที่ 4.10 แสดงขั้นตอนการสัมผัสของแบบจำลอง.....	56
รูปที่ 4.11 แสดงเอลิเมนต์ของแบบจำลองล้อ	57
รูปที่ 4.12 แสดงเอลิเมนต์ของแบบจำลองราง	57
รูปที่ 4.13 แบบจำลองการสัมผัสที่มีมุมเอียงของรางรถไฟ 0, 1/40, 1/30, 1/20 [29].....	58
รูปที่ 4.14 การเปลี่ยนแปลงตำแหน่งตามแนวขวางของรางรถไฟ [29].....	58
รูปที่ 5.1 ความดันสัมผัสที่ได้จากแบบจำลองที่ใช้ตรวจสอบ.....	60
รูปที่ 5.2 กราฟเปรียบเทียบการกระจายตัวของความดันสัมผัส.....	61
รูปที่ 5.3 กราฟเปรียบเทียบความดันสัมผัสสูงสุดของล้อขับ และล้อตาม ที่มีมุมเอียงราง 1/40.....	62
รูปที่ 5.4 กราฟเปรียบเทียบพื้นที่สัมผัส ของล้อขับ และล้อตาม ที่มีมุมเอียงราง 1/40	63
รูปที่ 5.5 กราฟเปรียบเทียบความเค้น Tresca ของล้อขับ และล้อตาม ที่มีมุมเอียงราง 1/40.....	64
รูปที่ 5.6 กราฟเปรียบเทียบความเค้น Tresca ของราง ที่มีมุมเอียงราง 1/40.....	64
รูปที่ 5.7 กราฟเปรียบเทียบความเค้น von Mises ของล้อขับ และล้อตาม ที่มีมุมเอียงราง 1/40	65
รูปที่ 5.8 กราฟเปรียบเทียบความเค้น von Mises ของราง ที่มีมุมเอียงราง 1/40	65
รูปที่ 5.9 กราฟเปรียบเทียบความดันสัมผัส เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงมุมเอียงราง.....	66
รูปที่ 5.10 กราฟเปรียบเทียบพื้นที่สัมผัส เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงมุมเอียงราง	67
รูปที่ 5.11 กราฟเปรียบเทียบความเค้น Tresca ที่ราง เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงมุมเอียงราง.....	67
รูปที่ 5.12 กราฟเปรียบเทียบความเค้น Tresca ที่ล้อ เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงมุมเอียงราง.....	68
รูปที่ 5.13 กราฟเปรียบเทียบความเค้น von Mises ที่ล้อ เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงมุมเอียงราง.....	68
รูปที่ 5.14 กราฟเปรียบเทียบความเค้น von Mises ที่ราง เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงมุมเอียงราง.....	69
รูปที่ 5.15 กราฟเปรียบเทียบอัตราส่วนความเค้น Dang Van ที่มีมุมเอียงราง 1/40.....	70
รูปที่ 5.16 กราฟเปรียบเทียบตำแหน่งความเค้น Dang Van ที่มีมุมเอียงราง 1/40.....	70
รูปที่ 5.17 อัตราส่วนความเค้น Dang Van ที่ล้อ เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงมุมเอียงราง	71
รูปที่ 5.18 อัตราส่วนความเค้น Dang Van ที่ราง เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงมุมเอียงราง	72
รูปที่ 5.19 กราฟเปรียบเทียบตำแหน่งความเค้น Dang Van เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงมุมเอียงราง ...	72

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความสำคัญและที่มาของปัญหา

เนื่องด้วยกรุงเทพมหานครและปริมณฑลเป็นศูนย์กลางการคมนาคมขนส่งของไทย จึงทำให้ประสบปัญหาการจราจรติดขัด ดังนั้น กระทรวงคมนาคมแห่งประเทศไทยจึงได้กำหนดนโยบายการพัฒนาโครงข่ายรถไฟระหว่างเมืองตั้งแต่ปี พ.ศ 2558-2565 แสดงให้เห็นถึงการให้ความสำคัญกับการพัฒนาระบบขนส่งทางราง ดังแสดงในแผนยุทธศาสตร์นโยบายพัฒนาประเทศ โดยเริ่มจากการพัฒนาระบบรถไฟรางคู่ และมีการผลักดันให้ก่อสร้างทางรถไฟคู่ขนาดรางมาตรฐาน (Standard gauge) นอกจากนี้ ยังได้มีนโยบายให้เกิดการเชื่อมโยงระบบขนส่งทางรางกับประเทศเพื่อนบ้านเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการขนถ่ายสินค้า

ในปัจจุบันการขนส่งทางรางได้รับความนิยมใช้ขนส่งสินค้าและผู้โดยสารอย่างแพร่หลาย เนื่องจากการขนส่งทางรางนี้ สามารถขนส่งสินค้าได้ในปริมาณที่มาก สามารถกำหนดระยะเวลาและเส้นทางได้อย่างชัดเจน รวมถึงประหยัดพลังงานได้มากกว่าการขนส่งโดยรถบรรทุกมากถึง 5 เท่า และยังส่งผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อมน้อยกว่าการขนส่งในรูปแบบอื่น อีกทั้งยังมีความปลอดภัยสูงและเกิดอุบัติเหตุน้อยกว่าการขนส่งทางบกในรูปแบบอื่น แต่หากขาดการบำรุงรักษาอย่างมีประสิทธิภาพ รวมถึงไม่มีการตรวจสอบติดตามอย่างต่อเนื่องอาจส่งผลให้เกิดความเสี่ยงในการเกิดอุบัติเหตุรถไฟตกราง อันเป็นอุบัติเหตุร้ายแรงของการขนส่งทางราง อาจส่งผลให้มีผู้โดยสารจำนวนมากได้รับบาดเจ็บหรือสินค้าได้รับความเสียหาย โดยงานวิจัยก่อนหน้านี้ได้แสดงให้เห็นว่าอุบัติเหตุของรถไฟที่รุนแรงส่วนใหญ่เกิดขึ้นมาจากความเสียหายที่เกิดขึ้นกับล้อและราง เนื่องจากจุดสัมผัสของล้อและรางมีขนาดเล็กมากเมื่อเทียบภาระแรงที่กระทำ อีกทั้งล้อรถไฟยังต้องรับแรงกระทำหลากหลายประเภทด้วยกัน ไม่ว่าจะเป็นการรับแรงจากน้ำหนักบรรทุก แรงกระทำจากการเบรค, ความคืบ, แรงกระแทก และแรงขับจากเครื่องยนต์หรือมอเตอร์ ซึ่งสิ่งต่างๆเหล่านี้ล้วนแล้วแต่สร้างภาระให้ล้อและรางแทบทั้งสิ้น

งานวิจัยนี้ได้คำนึงถึงแรงกระชากกะทันหันที่เกิดขึ้นจากมอเตอร์ชั้ขนาด 135 kW ภายใต้ น้ำหนักบรรทุกที่กดลงบนเพลลา เมื่อรถไฟเคลื่อนที่ด้วยความเร็ว 80 km/h เมื่อล้อเคลื่อนที่ไปตามแนวรางซึ่งจะเกิดการส่ายตัว เนื่องจากเกิดการค้ำทำตนเองของตัวรถไฟ ดังนั้น งานวิจัยนี้จึงกำหนดให้ล้อและรางมีการเปลี่ยนตำแหน่งการสัมผัสในแนวขวาง พร้อมทั้งพิจารณามุมเอียงรางที่แตกต่างกัน จากนั้นจึงทำการวิเคราะห์ตำแหน่งที่มีแนวโน้มจะเกิดการล้าด้วยเกณฑ์การล้าของ Dang Van เพื่อเป็นพื้นฐานในการศึกษาการล้าของล้อและรางรถไฟภายใต้การสัมผัสสัณฐาน รวมถึงใช้เป็นข้อมูลประกอบในการวางแผนการซ่อมบำรุงล้อและรางรถไฟในอนาคตต่อไป

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1.2 วัตถุประสงค์ของการศึกษา

1. เพื่อศึกษาเปรียบเทียบความดันสัมผัสระหว่างล้อและรางรถไฟ จากระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ และ ความดันสัมผัสจากการคำนวณด้วยทฤษฎีของเฮิร์ตซ์
2. เพื่อเปรียบเทียบค่าความดันสัมผัส, ความเค้นเฉือน, ความเค้น von Mises และแนวโน้มการเสียหายที่เกิดจากการสัมผัสระหว่าง ล้อขับที่ได้รับแรงขับจากมอเตอร์ขนาด 135 kWและล้อตามที่ได้จากงานวิจัยของ สุเทพ แร่อ่อน ด้วยเกณฑ์การล้าของ Dang Van เมื่อวางมุมเอียงราง 1/40
3. เพื่อศึกษาและประยุกต์ใช้เกณฑ์การล้าของ Dang Van ในการหาตำแหน่งการเกิดการล้าของล้อขับและรางรถไฟเทียบล้อขับธรรมดา เมื่อวางมุมเอียงราง 1/40
4. เพื่อศึกษาแนวโน้มความเค้นและการเกิดการล้าของล้อขับและรางรถไฟภายใต้การสัมผัสกลิ้ง เมื่อวางรถไฟให้มีการเปลี่ยนแปลงมุมเอียงรางจาก 0, 1/40, 1/30 และ 1/20 ตามลำดับ

1.3 ขอบเขตของงานวิจัย

งานวิจัยนี้เป็นการศึกษาวิเคราะห์ตำแหน่งการเกิดการล้าของล้อขับและรางรถไฟภายใต้การสัมผัสกลิ้งหลังจากผ่านความเร็ว 80 km/hr เมื่อเกิดแรงกระชากกะทันหันจากมอเตอร์ขับเคลื่อนขนาด 135kW ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ โดยใช้รูปร่างของล้อและรางรถไฟที่มีการใช้งานในโครงการรถไฟฟ้าสายสีม่วง ช่วงบางใหญ่ – บางซื่อ ซึ่งอยู่ในความรับผิดชอบของการรถไฟแห่งประเทศไทย (รฟม.) เพื่อพิจารณาเปรียบเทียบความเค้นต่าง ๆ ที่เกิดขึ้น เมื่อล้อมีการส่ายตัวขณะเคลื่อนที่ ดังนั้นจึงมีการพิจารณาการเปลี่ยนตำแหน่งการสัมผัสตามแนวขวางของรางรถไฟ (Lateral displacement) โดยให้มีการเปลี่ยนแปลงตำแหน่งสัมผัสจาก -4 mm. จนถึง +4 mm. ในขณะที่รางรถไฟมีการมุมเอียงราง (Rail inclination) เท่ากับ 1/40 และพิจารณาค่าความเค้นต่างๆเมื่อล้อมีการเปลี่ยนตำแหน่งตามแนวขวาง ในกรณีที่มีมุมเอียงรางมีค่าแตกต่างกัน โดย พิจารณาการเปลี่ยนมุมเอียงรางที่ 0, 1/40, 1/30, 1/20 ตามลำดับ โดยการใช้โปรแกรม SOLIDWORKS ในการสร้างแบบจำลองสามมิติ และวิเคราะห์ปัญหาด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ โดยพิจารณาประกอบกับเกณฑ์การล้าของ Dang Van เพื่อหาตำแหน่งที่มีแนวโน้มจะเกิดความเสียหายการล้า ดังนั้นจึงกำหนดขอบเขตของงานวิจัย ดังนี้

1. กำหนดให้ล้อขับและรางรถไฟ ใช้ต้นแบบจากโครงการรถไฟฟ้าสายสีม่วง ช่วงบางใหญ่ – บางซื่อ
2. กำหนดให้ศึกษาการล้าของล้อขับและรางรถไฟภายใต้การสัมผัสกลิ้ง บนสมมติฐานว่าล้อและรางรถไฟอยู่ในสภาวะสมบูรณ์ ไม่มีการสึกหรอและการบิดตัวเนื่องจากการใช้งาน
3. กำหนดให้ศึกษาการล้าของล้อและรางรถไฟภายใต้การสัมผัสกลิ้งหลังจากที่ล้อมีความเร็ว 80 km/h และมีแรงขับต้นกำลังจากมอเตอร์ขนาด 135 กิโลวัตต์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้สำหรับงานวิจัยที่มอบหมายให้ทำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4. กำหนดให้ใช้โปรแกรม SOLIDWORKS ในสร้างแบบจำลองสามมิติของล้อขับและรางรถไฟ โดยใช้ต้นแบบมาจากโครงการรถไฟฟ้าสายสีม่วง ช่วงบางใหญ่-บางซื่อ
5. กำหนดให้จำลองการสัมผัสกลิ้งของล้อขับและรางรถไฟด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์
6. กำหนดให้ล้อมีการเปลี่ยนแปลงตำแหน่งตามแนวขวางของรางรถไฟ (Lateral displacement) ซึ่งประกอบด้วย -4, -3, -2, -1, 0, +1, +2, +3 และ +4 mm
7. กำหนดให้รางรถไฟมีมุมเอียง 0, 1/40, 1/30 และ 1/20 ตามลำดับ

1.4 ขั้นตอนการศึกษา

1. ศึกษาและรวบรวมทฤษฎีที่เกี่ยวข้องการวิเคราะห์ความเสียหายของล้อและราง ดังต่อไปนี้
 - 1.1 ความรู้พื้นฐานของงานวิศวกรรมรถไฟ
 - 1.2 ทฤษฎีกลศาสตร์การสัมผัสระหว่างวัตถุและการสัมผัสของล้อและรางรถไฟ
 - 1.3 ทฤษฎีความเสียหายและเกณฑ์การล้าของ Dang Van
 - 1.4 ความรู้พื้นฐานของระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์
 - 1.5 การประยุกต์ใช้ระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์
2. ศึกษาการใช้ระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์กับแบบจำลองการสัมผัสของล้อและรางรถไฟอย่างง่ายและทำการวิเคราะห์ค่าความดันสัมผัสและค่าความเค้นในแนวตั้งฉากที่ความลึกต่าง ๆ เปรียบเทียบกับทฤษฎีการสัมผัสของเฮิร์ตซ์ เพื่อตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลอง
4. ศึกษาตำแหน่งที่มีแนวโน้มเกิดความเสียหายจากการล้าของล้อและรางรถไฟภายใต้การสัมผัสกลิ้ง โดยพิจารณาทั้งล้อขับและรางรถไฟ ที่มีตำแหน่งสัมผัสแตกต่างกัน และมุมเอียงรางมีการเปลี่ยนแปลง

1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

งานวิจัยมุ่งเน้นศึกษาและวิเคราะห์ตำแหน่งที่มีแนวโน้มเกิดความเสียหายจากการล้าของล้อขับและรางรถไฟภายใต้การสัมผัสกลิ้ง ด้วยการนำกระบวนการทางคอมพิวเตอร์ CAE (Computer Aided Engineering) ซึ่งเป็นที่นิยมใช้อย่างแพร่หลายในอุตสาหกรรมและงานวิศวกรรมต่าง ๆ โดยประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับจากงานวิจัยนี้ สามารถแบ่งได้ดังต่อไปนี้

1. ทำให้ทราบถึงความแตกต่างของแนวโน้มตำแหน่งที่จะเกิดความเสียหายจากการล้าของล้อขับและรางรถไฟ ที่แตกต่างจากล้อตามธรรมดาภายใต้การสัมผัสกลิ้ง ซึ่งนำไปสู่แนวทางในการวางแผนการซ่อมบำรุงรักษาระหว่างล้อขับ และล้อตามธรรมดาได้
2. สามารถถ่ายทอดเทคโนโลยีการจำลองการสัมผัสกลิ้งของล้อขับและรางรถไฟด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์จากผลงานวิจัย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์หรือการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 2

งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

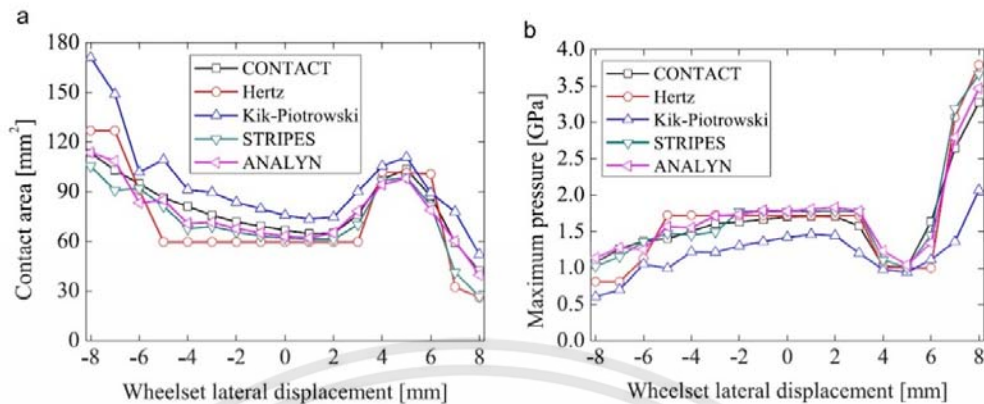
2.1 บทนำ

การศึกษางานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการศึกษาการกระจายตัวของความเค้นสัมผัสระหว่างล้อและรางรถไฟพบว่า ส่วนใหญ่ใช้ทฤษฎีการสัมผัสของเฮิร์ตซ์ เป็นหลักในการเปรียบเทียบความแม่นยำแบบจำลองสามมิติ ไม่ว่าจะใช้ระเบียบวิธีไฟไนต์อีเลเมนต์ , โปรแกรม CONTACT , ANALYN รวมไปถึงใช้ชิ้นงานจริงในการทดสอบ ซึ่งงานวิจัยดังกล่าวถือเป็นองค์ความรู้ที่สำคัญ ดังนั้น ในบทนี้จึงเป็นการทบทวนวรรณกรรมและงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการศึกษาการล้าจากการสัมผัสระหว่างล้อและรางรถไฟ

2.2 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

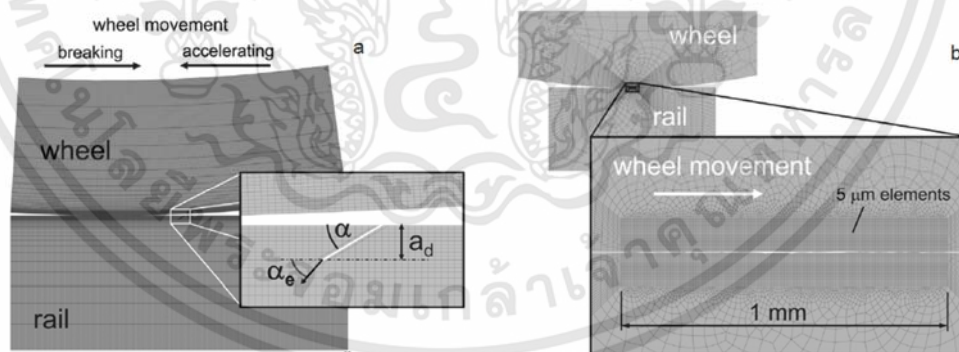
ในปี ค.ศ. 2016 Gongquan Tao และคณะ ได้ศึกษาแบบจำลองสามมิติการสัมผัสสลักของล้อและรางรถไฟต่อผลของพื้นผิวสัมผัสที่ไปเป็นรูปทรงไข่ ด้วยโปรแกรม CONTACT , STRIPES , ANALYN , เริ่มวิเคราะห์จากวิธีการของ Kik-Piotrowski และวิธีการของเฮิร์ตซ์ หลังจากนั้นจึงเปรียบเทียบความถูกต้องแม่นยำระหว่างโปรแกรม CONTACT และการคำนวณจากวิธีการของเฮิร์ตซ์ และจึงวิเคราะห์ผลร่วมกับวิธีการอื่นๆ โดยงานวิจัยนี้ได้สร้างแบบจำลองของล้อและรางรถไฟ จากมาตรฐาน CHN60 ของสาธารณรัฐประชาชนจีน ซึ่งวัสดุมีค่าโมดูลัสของสภาพยืดหยุ่น $E=206$ GPa, อัตราส่วนปัวซอง $\nu = 0.28$ และล้อรถไฟมีรัศมีเท่ากับ 420 mm. เคลื่อนที่ผ่านทางรถไฟที่มีความยาวของหมอนรถไฟเท่ากับ 1345 mm. ค่าด้านแรงเสียดทานระหว่างล้อและรางรถไฟมีค่า $\mu = 0.3$ และล้อมีการเคลื่อนที่ในแนวขวางจาก -6 mm. ไปยัง +6mm. โดยงานวิจัยนี้แสดงให้เห็นว่าการวิเคราะห์ด้วยวิธีการ CONTACT ต้องใช้เวลาถึง 4.83 ชั่วโมง ในขณะที่วิธีการอื่นๆใช้เวลาน้อยกว่ามากและผลจากการเปรียบเทียบค่าความคลาดเคลื่อนระหว่างการคำนวณด้วยวิธีการของเฮิร์ตซ์ และโปรแกรม STRIPES , ANALYN และ CONTACT พบว่ามีค่าความคลาดเคลื่อน 9.5% , 14% และ 7.4% ตามลำดับ ดังนั้นการใช้วิธีอื่นนอกเหนือ CONTACT จึงเป็นทางเลือกที่น่าสนใจกว่า ดังแสดงรูปที่ 2.1

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.1 แสดงกราฟเปรียบเทียบพื้นที่สัมผัส(a) และความดันสูงสุด(b) [5]

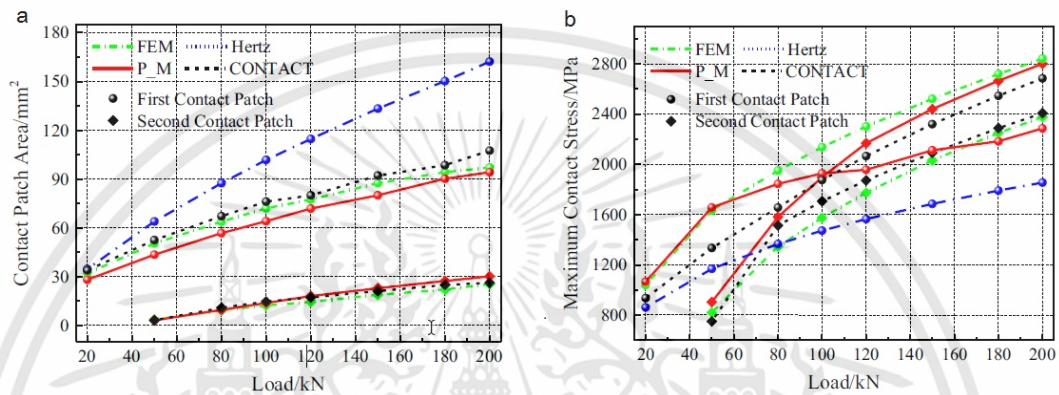
ในปี ค.ศ. 2014 Martin Pletz และคณะ ได้เสนอการจำลองกระบวนการไฟไนต์อิเลเมนต์เพื่อทดสอบการสัมผัสกลิ้งระหว่างล้อและรางรถไฟ และแปลงผลการวิเคราะห์การแตกร้าวในระนาบ 3 มิติ ให้อยู่ระนาบ 2 มิติ โดยสร้างแบบจำลองสองชนิดคือ แบบเป็นระเบียบและแบบขรุขระ ซึ่งแบบจำลองแต่ละชนิดได้กำหนดให้บริเวณสัมผัสมีขนาดอิเลเมนต์ที่เล็กและจะมีขนาดใหญ่ขึ้นเมื่อห่างออกไป ในการทดลองนี้กำหนดให้ใช้รางมาตรฐาน R260 (UIC900A) และกำหนดความยาวรางที่ 1.6 m. ตามตำแหน่งของหมอนรองราง และล้อรถไฟมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.46 m. โดยมีการกำหนดให้ล้อรับภาระน้ำหนักที่ 20000 Kg. แรงกระทำตามแนวขวางเท่ากับ 4000 กิโลกรัม ผลการวิเคราะห์การสัมผัสกลิ้งของล้อและราง ทั้งด้านหัวรางมีค่าใกล้เคียงกับการคำนวณด้วยทฤษฎีของเฮิร์ตซ์ดังแสดงในรูปที่ 2.2



รูปที่ 2.2 แสดงแบบจำลองแบบเป็นระเบียบ(a) และแบบขรุขระ(b) [10]

ในปี ค.ศ. 2016 Shaojie Gu และคณะ ได้ศึกษาแบบจำลองการสัมผัสของล้อและรางรถไฟ ด้วยวิธีการแบบใหม่ที่เรียกว่า Partition Model(P_M) ซึ่งเป็นการแบ่งพื้นที่สัมผัสระหว่างล้อและรางรถไฟออกเป็นส่วนๆ เพื่อวิเคราะห์แรงกระทำเฉพาะส่วนนั้นๆ โดยงานวิจัยนี้ได้แบ่งเป็นเส้นโค้งของล้อ 2 เส้น และเส้นโค้งของรางอีก 2 เส้น และนำเส้นโค้งทั้งหมดมารวมกันผ่านการสัมผัสของล้อและราง

ทำให้เกิดพื้นที่ 3 ส่วนเพื่อนำไปใช้ในวิธีการ Partition Model(P_M) ซึ่งในงานวิจัยนี้ได้นำ พื้นที่สัมผัส ความดันสัมผัสสูงสุด ระยะครึ่งหนึ่งของพื้นผิวสัมผัสในแนวแกน x และ y (a และ b) ที่ได้จากวิธีการ Partition Model(P_M) ไปเปรียบเทียบกับความแม่นยำกับ ผลการวิเคราะห์จาก กระบวนการไฟไนต์เอลิเมนต์ ทฤษฎีการสัมผัสของเฮิร์ตซ์ และ โปรแกรม CONTACT โดยงานวิจัยนี้ได้แสดงให้เห็นว่า วิธีการ Partition Model(P_M) เบี่ยงเบนไปจากวิธีการระเบียบไฟไนต์เอลิเมนต์ และโปรแกรม CONTACT ประมาณ 10% ดังแสดงรูปที่ 2.3

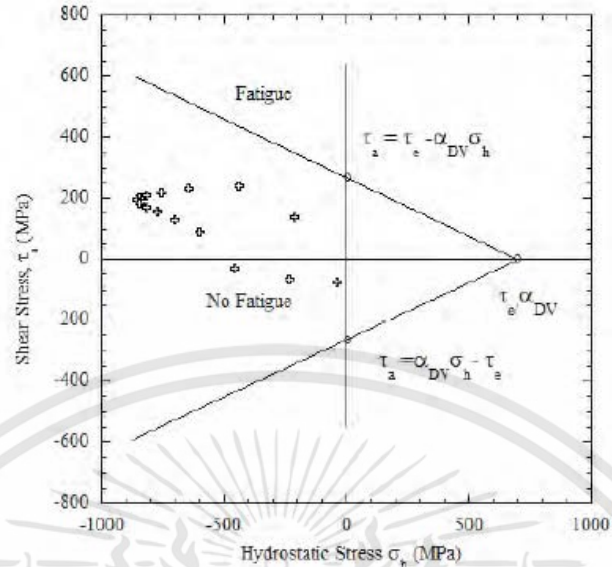


รูปที่ 2.3 แสดงกราฟเปรียบเทียบค่าความดันสัมผัสสูงสุด(a) และพื้นผิวสัมผัสสูงสุด(b)

ภายใต้แรงกระทำต่างๆ [7]

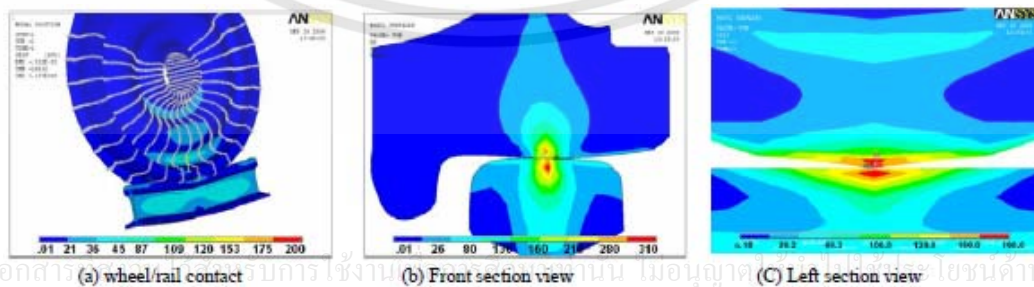
ในปี ค.ศ. 2014 Taek-Young Kim และ Ho-Kyung Kim นำเสนอการวิเคราะห์ความดันสัมผัสกึ่งระหว่างล้อและราง ด้วยกระบวนการไฟไนต์เอลิเมนต์ 3 มิติ โดยงานวิจัยนี้จะสร้างแบบจำลอง 3 มิติด้วยโปรแกรม Pro-Engineering Cad และใช้โปรแกรม HyperMesh เพื่อสร้างจุดต่อและแบ่งส่วนเพื่อใช้ในกระบวนการไฟไนต์เอลิเมนต์ด้วยโปรแกรม ABAQUS โดยล้อมีเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากับ 860 mm. รางใช้มาตรฐาน UIC50 และสามารถแบ่ง element ของล้อและรางได้เท่ากับ 215,742 และ 229,231 ตามลำดับ ซึ่งในงานวิจัยกำหนดให้มีแรงจากน้ำหนักกระทำที่ล้อมีค่าเท่ากับ 85 kN งานวิจัยได้เปรียบเทียบค่าความดันสัมผัสระหว่างกระบวนการไฟไนต์เอลิเมนต์และการคำนวณด้วยทฤษฎีของเฮิร์ตซ์ พบว่าค่าที่ได้จากกระบวนการไฟไนต์เอลิเมนต์มีค่าน้อยกว่าทฤษฎีของเฮิร์ตซ์ 7 % ซึ่งมีค่าเท่ากับ 111.4 MPa และพบค่า von Mises เท่ากับ 656.9 MPa ทั้งนี้งานวิจัยได้ใช้เกณฑ์การล้าของ Dang Van เพื่อวิเคราะห์ความเสียหายจากการล้าโดยกำหนดให้วัสดุมีค่าขีดจำกัดการดัด(The fatigue limit in alternating torsion) และค่าขีดจำกัดการบิด(The fatigue limit in alternating bending) เท่ากับ 422.5 MPa และ 265.0 MPa ตามลำดับ ซึ่งงานวิจัยได้แสดงให้เห็นว่าไม่มีการเสียหายจากการล้าด้วยเกณฑ์ของ Dang Van เนื่องจากไม่เกินค่าที่กำหนดดังแสดงในรูปที่ 2.4

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



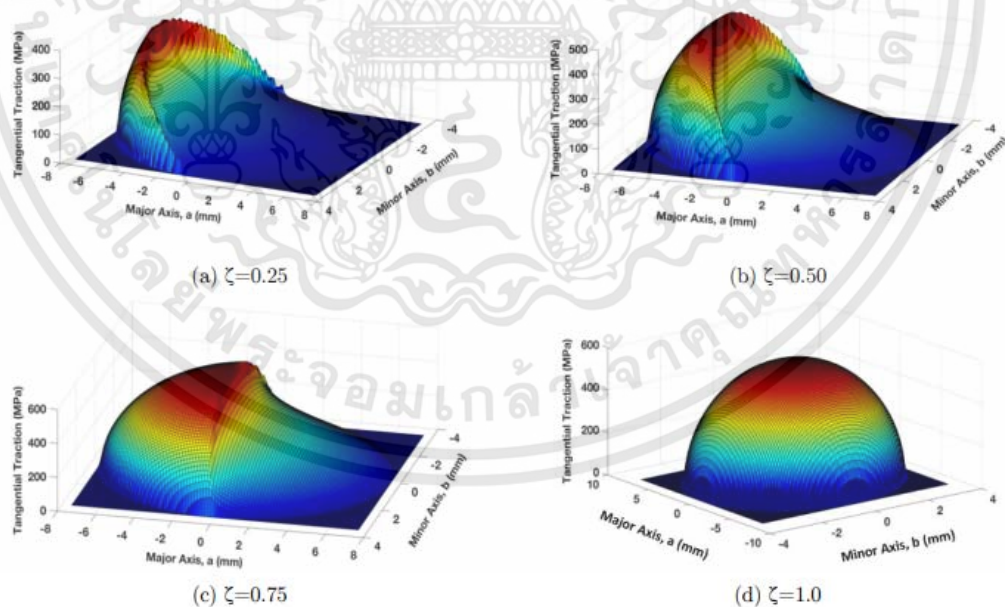
รูปที่ 2.4 การแสดงเส้นเกณฑ์การล้าของ Dang Van [3]

ในปี ค.ศ.2009 P Hosseini Tehrani และ M Saket ได้ศึกษาแนวโน้มการเกิดการล้าจากการสัมผัสของล้อและรางรถไฟเมื่อใช้งานที่วงรอบวัฏจักรสูงที่เกิดจากความเค้นผสมหลายทิศทาง โดยการสร้างแบบจำลองอีลาสโตพลาสติกของกระบวนการไฟไนต์เอเลเมนต์ด้วยโปรแกรม ANSYS 11.0 งานวิจัยได้กำหนดให้ใช้รางมาตรฐาน UIC60 โดยกำหนดให้มีความยาว 700 mm และล้อมีเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากับ 890 mm และกำหนดน้ำหนักสูงสุดผ่านเพลลาขนาด 146.2 kN การสัมผัสของล้อและรางผ่านความต้านทาน 0.3 โดยมีกราฟเปรียบเทียบกราฟ S-N (อายุการล้า) ของวัสดุที่อยู่ภายใต้แรงดึง-อัด และการบิดสลับไปมาเพื่อทำนายอายุการล้า ซึ่งจากการศึกษาด้วยวิธีระเบียบวิธีไฟไนต์เอเลเมนต์สามมิติในการวิเคราะห์ความเค้นขณะที่ล้อและรางรถไฟอยู่ภายใต้แรงกด โดยให้ล้อมีการเปลี่ยนแปลงตำแหน่งตามแนวขวางของรางรถไฟ เพื่อหาค่าตำแหน่งการสัมผัสที่มีผลต่อความเค้นเฉือนสูงสุด ซึ่งความเค้นเฉือนนี้เป็นสาเหตุของการเกิดรอยแตกร้าวจากการล้าของการสัมผัสของล้อ จากการศึกษานี้พบว่าอายุการล้าของล้อสัมพันธ์กับผลกระทบของแรงกด ความแข็งของวัสดุ และค่าความต้านทานการล้า (Fatigue strength) ของวัสดุ ดังแสดงในรูปที่ 2.5



รูปที่ 2.5 การกระจายตัวของความเค้น von Mises ในการสัมผัสระหว่างล้อและรางรถไฟ [12]

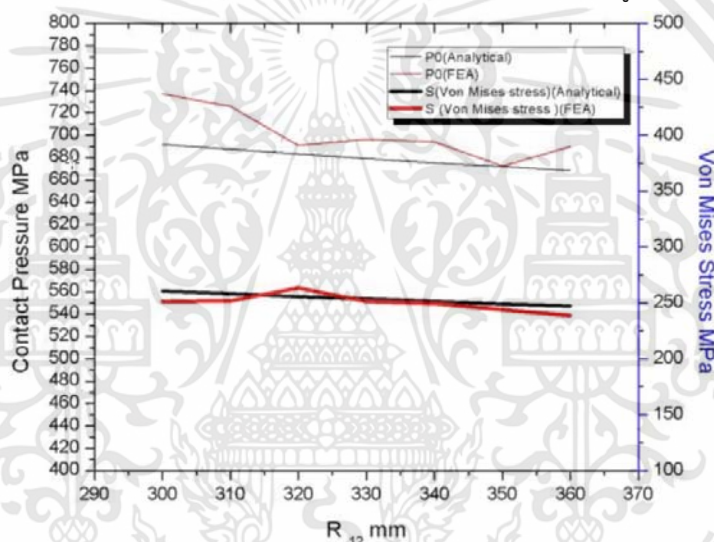
ในปี ค.ศ. 2017 Jay Prakash Srivastava และคณะได้ศึกษาแบบจำลองการสัมผัสของรางรถไฟเพื่อวิเคราะห์แนวโน้มการล้าจากการสัมผัสสัปดาห์เมื่อล้อมีการเคลื่อนที่แบบลื่นไถลเกิดขึ้น (Slip Condition) เมื่อเครื่องยนต์มีการเปลี่ยนแปลงแรงขับ (engine traction) ทำให้เกิดการลื่นไถลได้หลายรูปแบบซึ่งทำให้เกิดการไหลของความร้อน (heat flux) ระหว่างการสัมผัส โดยงานวิจัยฉบับนี้ได้พิจารณาผลกระทบจาก ภาวะความร้อน ความดันสัมผัส และแรงขับ เมื่อค่าความร้อนของวัสดุที่แบบจำลองจะกำหนดเป็น “Chaboche nonlinear Kinematic Hardening” งานวิจัยได้วิเคราะห์แบบจำลองของรางความยาว 105 mm และกำหนดให้มีความเร็ว 90 km/h สามารถคำนวณ ระยะครึ่งหนึ่งของวงรีสัมผัสตามแกนหลังและแกนรองด้วยทฤษฎีการสัมผัสของเฮิร์ตซ์ $a = 7.32$ mm และ $b = 3.61$ mm. ตามลำดับ และใช้โปรแกรม ANSYS 14.0 ในวิเคราะห์ความเค้นต่างๆเมื่อรางมีค่าพารามิเตอร์แรงเสียดทานที่ (Tangential traction) 0.25, 0.50, 0.75, 1 ตามลำดับ จากการวิเคราะห์พบว่า ความเค้น von Mises สูงสุดเกิดขึ้นใต้ผิวราง และที่ผิวรางจะพบความเค้นเฉือนสูงสุดเมื่อค่าแรงเสียดทานมีค่าเท่ากับ 1 และจะลดลงเมื่อลดค่าแรงเสียดทาน และพบว่าที่ค่าพารามิเตอร์แรงเสียดทานเท่ากับ 1.0 และ 0.75 ค่าความเค้นสะสมจะเกิดขึ้นที่ผิวของราง ซึ่งแตกต่างจากค่าพารามิเตอร์แรงเสียดทานเท่ากับ 0.5, 0.25 และ 0 ความเค้นสะสมนี้จะเกิดขึ้นใต้ผิวราง ดังแสดงในรูปที่ 2.6



รูปที่ 2.6 แสดงพื้นผิวสัมผัสเมื่อแรงเสียดทานมีค่า 0.25, 0.50, 0.75, 1 [11]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

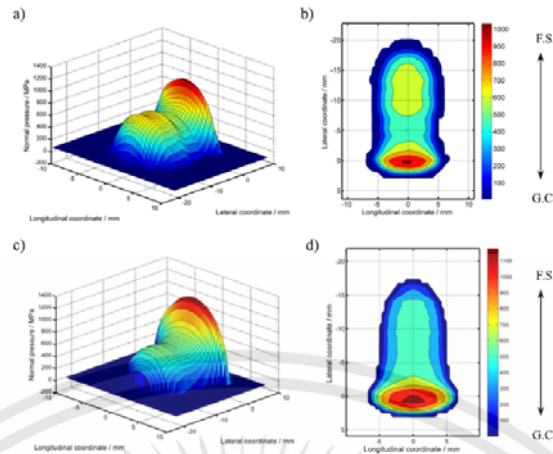
ในปี ค.ศ. 2016 Sunil Kumar Sharma และ Anil Kumar ได้ศึกษาการสัมผัสลึกระหว่าง ล้อและราง เพื่อเปรียบเทียบความดันสัมผัส และ พื้นผิวสัมผัสระหว่างกระบวนการไฟไนต์โอเลเมนต์ และจากการคำนวณด้วยทฤษฎีการสัมผัสของเฮิร์ตซ์ งานวิจัยนี้ได้อ้างอิงมาตรฐานของล้อและรางจาก มาตรฐานที่ประเทศอินเดียใช้ โดยรางรถไฟมาตรฐาน UIC60 และล้อใช้มาตรฐาน S1002 ขนาดเส้น ผ่านศูนย์กลางล้อเท่ากับ 916 mm. และกำหนดให้มีมุมเอียงรางมีค่า 1/20 โดยจะพิจารณาเมื่อล้อมีการเคลื่อนที่ในแนวขวางจากจุดกึ่งกลางล้อไปจนถึงระยะ 3 mm. ทั้งนี้งานวิจัยได้พิจารณาผลกระทบ ต่อค่าความดันสัมผัสสูงสุดและพื้นผิวสัมผัสเมื่อล้อมีการเปลี่ยนแปลงรัศมีของล้อและรัศมีการสัมผัสที่ หัวรางดังนี้ 300 mm ถึง 360 mm ที่ล้อ และ 270 mm ถึง 330 mm ที่ราง ตามลำดับ จากการ วิเคราะห์ผลจากกระบวนการไฟไนต์โอเลเมนต์ และการคำนวณด้วยทฤษฎีของเฮิร์ตซ์ พบว่ามีค่าความ ดันสัมผัสสูงสุดเท่ากับ 679.6 MPa และ 681.5 MPa ตามลำดับดังแสดงในรูปที่ 2.7



รูปที่ 2.7 รูปภาพแสดงความดันสัมผัสและความเค้น Von Mises เมื่อรัศมีล้อมีการเปลี่ยนแปลง [9]

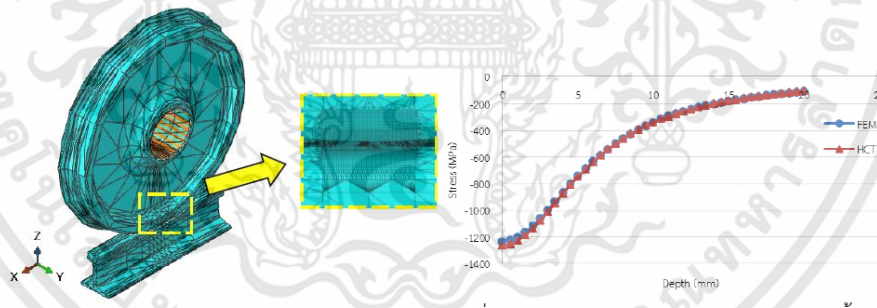
ในปี ค.ศ. 2017 Yuewei Ma และคณะได้ศึกษาแบบจำลองการสัมผัส 3 มิติระหว่างล้อและ รางรถไฟด้วยกระบวนการไฟไนต์โอเลเมนต์ โดยมีการนำค่าความเค้นเฉือนสูงสุดและพื้นที่สัมผัส มา เปรียบเทียบกับค่าที่ได้จากโปรแกรม CONTACT โดยพิจารณาผลกระทบจากการเปลี่ยนแปลง สัมประสิทธิ์ความเสียดทานและแรงจุดที่เกิดขึ้นบริเวณผิวสัมผัสและบริเวณใต้ผิวสัมผัสเนื่องจาก ปฏิสัมพันธ์ระหว่างล้อและรางรถไฟ ซึ่งสามารถสรุปได้ว่า ความเค้นเฉือนและพื้นผิวสัมผัสที่ได้จาก กระบวนการไฟไนต์โอเลเมนต์และโปรแกรม CONTACT มีค่าใกล้เคียงกัน ผลการวิจัยสามารถสรุปได้ ว่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานและแรงจุดที่เพิ่มขึ้นจะส่งผลให้ตำแหน่งที่ความเค้นมีความเข้มข้นมีการ เปลี่ยนแปลงจากบริเวณใต้ผิวไปยังบริเวณผิวสัมผัสดังแสดงในรูปที่ 2.8

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.8 การกระจายความเค้นเฉือนจากแบบจำลอง FEM (a, b) และแบบจำลอง CONTRACT (c, d) [21]

ในปี ค.ศ. 2017 สุเทพ แร่อ่อน ได้ศึกษาแบบจำลองการสัมผัสกลิ้งของล้อและรางรถไฟด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์อีเลเมนต์โดยงานวิจัยฉบับนี้ ได้ศึกษาผลของมุมเอียงรางและตำแหน่งสัมผัสตามแนวขวาง เพื่อศึกษาหาแนวโน้มการเกิดการล้า โดยใช้เกณฑ์การล้าของ Dang Van ผลการศึกษาพบว่าตำแหน่งการเกิดการล้าจะเกิดขึ้นใต้ผิวของล้อและใต้ผิวรางเฉลี่ยประมาณ 3-5 mm. โดยมีแนวโน้มจะเกิดที่รางก่อน จากงานวิจัยพบว่าความคลาดเคลื่อนของกระบวนการไฟไนต์อีเลเมนต์เมื่อเทียบกับทฤษฎีการสัมผัสของเฮิร์ต มีค่าระหว่าง 0.1-7% โดยความดันสัมผัสมีความคลาดเคลื่อนน้อยสุดประมาณ 0.1% ดังแสดงในรูปที่ 2.9



รูปที่ 2.9 แสดงแบบจำลอง 3 มิติ และการเปรียบเทียบระหว่างทฤษฎีของเฮิร์ตและ FEM

ในปี ค.ศ. 2013 Jay Prakash Srivastava และคณะได้เสนอการวิเคราะห์ปัญหาความเค้นสัมผัสที่มีลักษณะรูปทรงไขจากการสัมผัสระหว่างล้อและราง เมื่อรัศมีของล้อมีการเปลี่ยนแปลงตั้งแต่ 300 mm ไปจนถึง 360 mm และรัศมีสัมผัสที่หัวรางมีการเปลี่ยนแปลงตั้งแต่ 280 mm ไปจนถึง 330 mm โดยล้อรับแรงจากน้ำหนักเท่ากับ 98100 N ที่แรงเสียดทานระหว่างล้อและรางเท่ากับ 0.3 โดยใช้ทฤษฎีการสัมผัสของเฮิร์ตซีในการวิเคราะห์ปัญหา จากการวิเคราะห์พบว่าเมื่อรัศมีล้อและรางรถไฟเพิ่มขึ้นค่าความเค้นต่างๆ และค่าความดันสัมผัสสูงสุดมีค่าลดลงสอดคล้องกับพื้นผิวสัมผัสที่มีค่า

เพิ่มขึ้น งานวิจัยนี้ได้เปรียบเทียบความแม่นยำในการวิเคราะห์ด้วย กระบวนการไฟไนต์อิลเมนต์ และ ทฤษฎีการสัมผัสของเฮิร์ตซ์ พบว่า มีความคลาดเคลื่อน 2-3% โดยการนำเสนอผลการวิเคราะห์ ดังกล่าวจะช่วยให้การออกแบบรูปร่างของล้อและรางรถไฟต้องให้ความสำคัญกับพื้นที่สัมผัส ความ แค้นสัมผัส และรูปร่างทางเรขาคณิตของล้อและรางรถไฟ รวมถึงความดันสัมผัสด้วยดังแสดงในรูปที่ 2.10

Table 2: Effect of variation of radius of curvatures of wheel profile on contact parameters, Wheel profile Taper (WTP) =1 in 20, ϵ (deg) = 2.86, R_{11} =1098 mm, $R_{21}=\infty$, $R_{22}=300$ mm.

R_{12} (mm)	a (mm)	b (mm)	P_0 (MPa)	σ_1 (MPa)	σ_2 (MPa)	σ_3 (MPa)
300	-11.7	3.15	1268.8	-868.9	-1161.1	-1268.8
310	11.7	3.18	1260.7	-864.2	-1152.8	-1260.6
320	11.7	3.21	1252.9	-859.8	-1144.8	-1252.9
330	11.6	3.23	1245.5	-855.5	-1137.3	-1245.5
340	11.6	3.25	1238.5	-851.5	-1130.1	-1238.6
350	11.6	3.28	1231.9	-847.7	-1123.4	-1231.9
360	11.6	3.30	1225.5	-844.1	-1116.9	-1225.5

Table 3: Effect of variation of radius of curvatures of rail profile on contact parameters, Wheel profile Taper (WTP) =1 in 20, ϵ (deg) = 2.86, R_{11} =1098 mm, R_{12} =330 mm, $R_{21}=\infty$

R_{22} (mm)	a (mm)	b (mm)	P_0 (MPa)	σ_1 (MPa)	σ_2 (MPa)	σ_3 (MPa)
280	11.7	3.17	1263.8	-866.0	-1156.1	-1263.8
290	11.7	3.20	1254.4	-860.6	-1146.4	-1254.4
300	11.6	3.23	1245.5	-855.5	-1137.3	-1245.5
310	11.6	3.26	1237.1	-850.7	-1128.7	-1237.1
320	11.6	3.29	1229.1	-846.1	-1120.5	-1229.1
330	11.6	3.31	1221.5	-841.7	-1112.8	-1221.6

รูปที่ 2.10 แสดงตารางการเปลี่ยนรัศมี(Table 2) ของล้อและรัศมีหัวราง(Table 3) [14]

จากการศึกษาวิจัยก่อนหน้านี้ [29] เป็นการวิเคราะห์ผลของความเค้นและความดันสัมผัส ของการเคลื่อนที่แบบสัมผัสกลิ้งระหว่างล้อและรางรถไฟโดยปราศจากแรงกระทำ(Free Rolling) ซึ่ง เมื่อรถไฟเคลื่อนที่จะต้องมีแรงกระทำต่อจุดสัมผัสของล้อและรางรถไฟมากกว่าแรงในแนวตั้ง โดยแรง อื่นๆที่เกิดขึ้นอาทิเช่น แรกเสียดทานจากการเบรค, ความคืบ, แรงกระแทก และแรงขับจาก เครื่องยนต์หรือมอเตอร์ ซึ่งงานวิจัยนี้ได้คำนึงถึงแรงขับสูงสุดจากมอเตอร์หากเกิดขึ้นอย่างกระทันหัน เมื่อรถไฟวิ่งด้วยความเร็ว 80 km/hr ด้วยมอเตอร์ขับขนาด 135 kW ผ่านชุดเกียร์ที่มีอัตราทดเท่ากับ 6.786 (95/14) โดยงานวิจัยนี้จะพิจารณาถึงผลของแรงขับ (Traction Force) ระหว่างล้อขับ(Traction

Rolling)เทียบกับล้อตามธรรมดา(Free Rolling) ที่ส่งผลต่อค่าความดันสัมผัสและค่าความเค้นต่างๆ ไม่ว่าจะเป็นความเค้นฉีก(Tresca Stress), ค่าพลังงานการเสียรูป(Von Mises Stress) รวมถึงพิจารณาการเกิดการล้าด้วยเกณฑ์การล้าของ Dang Van โดยจะเปรียบเทียบล้อขับและล้อตามธรรมดาเมื่อรางมีมุมเอียงเท่ากับ $1/40$ ซึ่งเป็นมุมเอียงที่โครงการรถไฟฟ้าสายมีม่วงมีการใช้งานอยู่ โดยเมื่อรถไฟมีการเคลื่อนที่จะเกิดการส่ายตัวของรถไฟ(Hunting Motion) เนื่องจากจากการค้ำยตัวของรถไฟ(Self Steering) เพื่อให้รถไฟวิ่งไปในแนวรางและลดแรงกระทะระหว่างล้อและบังใบ(Flange) ซึ่งการเคลื่อนที่แบบนี้จะทำให้จุดสัมผัสระหว่างล้อและรางที่การเปลี่ยนตำแหน่งในแนวขวาง(Lateral Displacement) งานวิจัยนี้จึงได้กำหนดให้จุดสัมผัสของล้อและรางมีการเปลี่ยนตำแหน่งจาก -4 mm. ไปจนถึง $+4$ mm. โดยตำแหน่ง 0 คือ ตำแหน่งสัมผัสที่จุดกึ่งกลางล้อและจุดกึ่งกลางราง โดยในแต่ละประเทศหรือแต่ละโครงการจะมีการใช้มุมเอียงรางที่แตกต่างกันออกไป ขึ้นอยู่กับเงื่อนไขและมาตรฐานของประเทศนั้นๆ โดยงานวิจัยนี้จะมีการปรับเปลี่ยนมุมเอียงรางตั้งแต่ 0, $1/40$, $1/30$, $1/20$ เพื่อวิเคราะห์ถึงผลของมุมเอียงรางต่อค่าความเค้นต่างๆ และผลกระทบต่อแนวโน้มการล้าของ Dang Van

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 3

ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

การทำความเข้าใจในทฤษฎีพื้นฐานของการสัมผัสระหว่างล้อและราง หน้าที่และส่วนประกอบของชุดล้อและรางรถไฟมีความสำคัญอย่างยิ่ง โดยความรู้พื้นฐานของล้อและรางรถไฟ จะได้สามารถแบ่งได้ดังต่อไปนี้

3.1 ความรู้เบื้องต้นเกี่ยวกับรถไฟ

องค์ประกอบพื้นฐานในการรับน้ำหนักของรถไฟที่สำคัญประกอบไปด้วย 3 ส่วน ได้แก่ โบกี้รถไฟ ล้อรถไฟ และรางรถไฟ โดยทั้ง 3 ส่วนนี้ได้มีการส่งถ่ายแรงจาก โบกี้รถไฟซึ่งรับน้ำหนักมาจากตู้โดยสาร หรือตู้สินค้าลงไปที่ล้อรถไฟทั้งสองข้างผ่านเพลลา และส่งถ่ายจากล้อไปสู่รางรถไฟโดยตรง เมื่อรถไฟมีการเคลื่อนที่ก็จะเกิดแรงกระทำระหว่างล้อและรางรถไฟ โดยเรียกแรงชนิดนี้ว่า แรงดันสัมผัสระหว่างล้อและรางรถไฟ โดยแรงชนิดนี้ถือปัจจัยหนึ่งที่มีความสำคัญ ซึ่งจะส่งผลกระทบต่อประสิทธิภาพในการขับเคลื่อน ความรู้สึกสบาย และความปลอดภัยของผู้โดยสาร โดยส่วนประกอบหลักมีรายละเอียดดังนี้

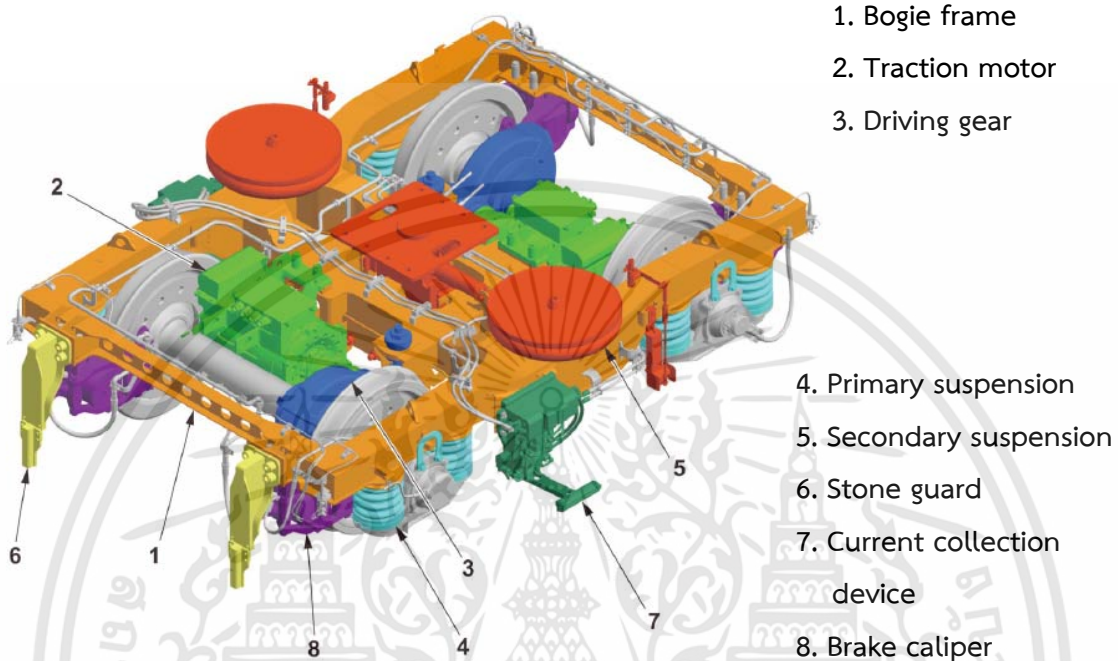
3.1.1 โบกี้

โบกี้ (Bogie) หรือ แคร่ เป็นอุปกรณ์ที่ติดตั้งกับตู้รถไฟ(ตู้โดยสาร หรือตู้สัมภาระ)โดยมีหน้าที่ถ่ายทอดน้ำหนักจากตู้รถไฟลงสู่ราง อีกทั้งยังช่วยลดแรงสั่นสะเทือนจากการสัมผัสระหว่างล้อและรางให้น้อยลง ทำให้ตัวรถไฟมีความนุ่มนวลขึ้น โดยระบบรองรับและดูดซับแรงสั่นสะเทือนนี้มีใช้กันหลายประเภท เช่น โช๊คและสปริง หรือ ถูกลม หรือ อื่นๆ ในการออกแบบโบกี้ยานวิศวะกรจะพยายามลดการสั่นสะเทือนจากล้อไม่ให้ขึ้นมาถึงตัวรถไฟให้ได้มากที่สุด โดยโบกี้มีส่วนประกอบหลัก ดังแสดงในรูปที่ 3.1 โดยที่ระบบรองรับการสั่นสะเทือนหลัก (Primary suspension) อยู่ระหว่างเพลาล้อกับโบกี้และระบบรองรับการสั่นสะเทือนรอง (Secondary suspension) อยู่ระหว่างโบกี้กับตัวรถไฟ ในอดีตระบบรองรับสั่นสะเทือนใช้ข้อพับแบบง่ายๆ โดยจะใช้สปริงแบบเหล็กแผ่น หรือ แบน และไม่มีการติดตั้งโช๊คแอฟซ็พเบอร์ แต่อาศัยแรงเสียดทานระหว่างแผ่นเหล็กในการต้านการเคลื่อนที่ของโบกี้ในแนวตั้ง ทำให้ระบบรองรับแรงสั่นสะเทือนประเภทนี้มีขีดจำกัดที่ต่ำ ทำให้รถเหล่านี้สามารถวิ่งได้ด้วยความเร็ว 50-70 km/h เท่านั้น การที่โบกี้ติดตั้งระบบรองรับการสั่นสะเทือน 2 ชุดเข้าไประหว่างชุดล้อและตู้รถไฟเพื่อลดภาระจากการสั่นสะเทือนในหลายแกนของการเคลื่อนที่บนรางรถไฟ โดยการสั่นสะเทือนที่เกิดขึ้นจะถูกดูดซับให้ลดลงและหายไปโดยตัวโบกี้ แต่การสั่นสะเทือนที่ไม่ตรงกัน (Out

of phase) ของโบกี้หน้าและหลังก็ยังเป็นเหตุให้ตัวรถเกิดการหมุนรอบจุดศูนย์ถ่วง (Center of

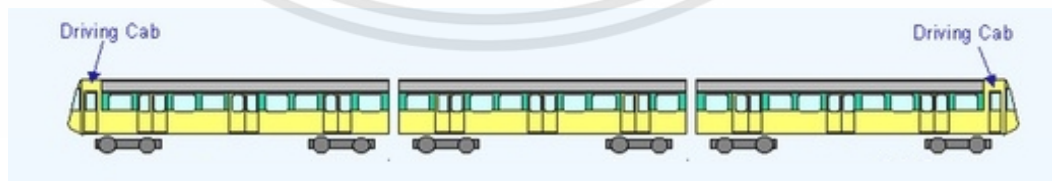
gravity) ไม่่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Gravity; CG) เพียงแต่มีระดับความรุนแรงลดลง ในทำนองเดียวกันการสั่นสะเทือนในแนวแกนอื่นของตัวรถก็ยังคงอยู่



รูปที่ 3.1 โบกี้ [24]

ตัวโบกี้รถไฟนอกจากจะทำหน้าที่รับภาระจากตู้รถไฟแล้ว ยังมีอีกโบกี้ก็อีกอย่างน้อย 1 ตัวต่อ 1 ขบวนที่ทำหน้าที่รับน้ำหนักและเป็นตัวขับเคลื่อนด้วย ดังแสดงในรูปที่ 3.1 จะเห็นว่าในรูปตัวโบกี้จะมีมอเตอร์ขับเคลื่อน (Traction Motor) และระบบถ่ายทดกำลัง (Gear box) ติดอยู่ที่เพลลาทั้ง 2 แต่หากเป็นโบกี้ตามซึ่งมีหน้าที่หลักคือรองรับภาระจากตู้สัมภาระอย่างเดียวจะไม่มี มอเตอร์ขับเคลื่อนและชุดส่งกำลังนี้ติดอยู่ โดยรถไฟสายสีม่วงนี้จะแสดงในรูปที่ 3.2 จะพบว่ารถไฟ 1 ขบวนประกอบด้วย 3 ตู้ ในแต่ละตู้จะมี 2 โบกี้ โดยตู้ที่ 1 และตู้ที่ 3 จะเป็นตู้ขับเคลื่อนซึ่งมีโบกี้ขับเคลื่อนอยู่ที่หัวสุดและท้ายสุดของขบวน



รูปที่ 3.2 แสดงรูปภาพตำแหน่งชุดล้อขับเคลื่อนของรถไฟสายสีม่วง[24]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.1.2 ล้อ

ล้อ (Wheel) เป็นอุปกรณ์สำคัญ นอกจากจะทำหน้าที่พารถไฟเคลื่อนที่แล้วยังทำหน้าที่ถ่ายทอดภาระแรงจากโบกี้สู่รางรถไฟ และประกอบตัวรถให้เคลื่อนที่ไปตามรางรถไฟ โดยมีบังใบ (Flange) ซึ่งอยู่ด้านในล้อทำหน้าที่บังคับไม่ให้รถไฟไถดง พื้นล้อ (Thread) คือ ส่วนที่ล้อสัมผัสกับหัวราง โดยเส้นผ่านศูนย์กลางของล้อจะใช้เส้นผ่านศูนย์กลางที่ผ่านจุดสัมผัส (Diameter on thread) โดยเมื่อรถไฟเคลื่อนที่จะมีการส่ายตัวในแนวขวางของราง (Hunting motion) ซึ่งเรียกว่า ระยะส่ายตัว (Wheel flange play) คือ ระยะห่างจากหัวรางด้านข้างและบังใบของล้อ เมื่อล้อทั้งสองข้างอยู่ตรงกลางราง ซึ่งการรถไฟแห่งประเทศไทยกำหนดระยะส่ายตัวออกด้านข้างล้อไว้ข้างละ 6.75 mm รูปทรงของล้อมีการพัฒนามาตลอดโดยในปัจจุบันล้อรถไฟมีรูปร่างเป็นรูปทรงกรวย (Truncated-cone shape) โดยเส้นผ่านศูนย์กลางของล้อด้านในจะมีขนาดใหญ่กว่าเส้นผ่านศูนย์กลางนอก ซึ่งรูปทรงล้อแบบนี้จะสามารถช่วยให้ชุดล้อมีคุณสมบัติคัตตัวตัวเอง (Self steering) คือ เมื่อล้อเคลื่อนที่ไปบนรางรถไฟที่ไม่ได้เป็นเส้นตรงจะมีล้อด้านใดด้านหนึ่งอยู่ด้านหน้าและล้อที่อยู่ด้านหลังจะพยายามหมุนให้เท่ากันจึงเป็นการคัตตัวให้ชุดราง เพราะรูปทรงล้อที่เป็นทรงกรวย แต่ล้อทั้ง 2 ผังถูกยึดด้วยเพลลาเดียวกันจึงทำให้เพลลาเป็นตัวคัตตัวล้อด้านที่วิ่งช้ากว่าให้วิ่งแซงขึ้นมา ซึ่งการคัตตัวของชุดล้อรถไฟนี้ทำให้เกิดการส่ายตัวกลับสลับกันไปมาของชุดล้อที่เรียกว่า Hunting motion ดังแสดงใน รูปที่ 3.3



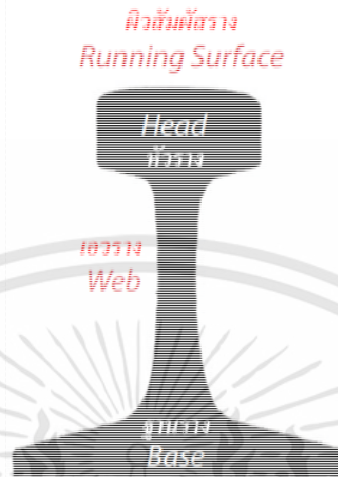
รูปที่ 3.3 ล้อ (ซ้าย) และชุดล้อพร้อมเพลลา (ขวา) [29]

3.1.3 รางรถไฟ

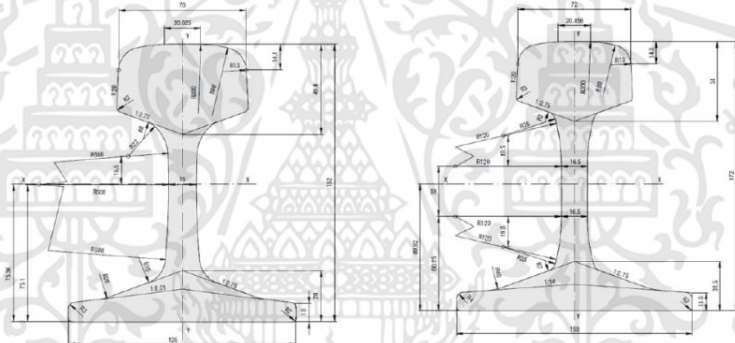
รางรถไฟ (Rail) ที่ใช้กันอย่างแพร่หลายในปัจจุบันผลิตจากเหล็กกล้ารีดร้อน ตัวรางประกอบไปด้วยส่วนสำคัญ 3 ส่วนคือ หัวราง เหวราง และฐานราง โดยรางรถไฟนั้นเป็นส่วนรองรับน้ำหนักที่ถ่ายทอดมาจากล้อรถไฟและกระจายลงสู่พื้นดินผ่านหมอนรถไฟ ซึ่งในอดีตหมอนรถไฟนี้ทำมาจากไม้เนื้อแข็ง และเมื่อรถไฟมีการพัฒนาให้มีประสิทธิภาพสูงขึ้นทำให้เกิดภาวะกระทำที่รางและถ่ายทอด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อผู้ใช้เห็นประโยชน์ในการนำไปว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

มาสู่หมอนรองรางมากยิ่งขึ้น จึงเปลี่ยนจากการใช้ไม้เป็นคอนกรีตเสริมเหล็กแทน โดยรถไฟสายสีม่วงนี้ใช้รางรถไฟมาตรฐาน UIC 60 แสดงในรูปที่ 3.4 และ รูปที่ 3.5



รูปที่ 3.4 แสดงขนาดและมิติของรางรถไฟตามมาตรฐาน UIC 50 [23]

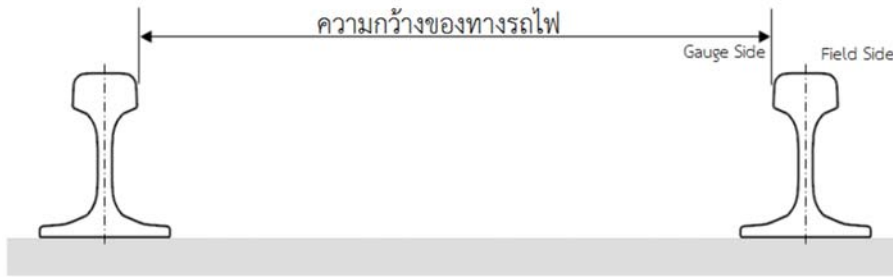


รูปที่ 3.5 แสดงขนาดและมิติของรางรถไฟตามมาตรฐาน UIC 50 (ซ้าย) และ UIC 60 (ขวา) [24]

รางรถไฟที่ใช้กันอยู่ในปัจจุบันมีขนาดความกว้างราง(Track gauge) ที่แตกต่างกันตามมาตรฐานและข้อกำหนดในแต่ละประเทศ โดยใช้พื้นฐานของ น้ำหนักกดเพลา (Axle load) และการกระจายของน้ำหนักบนทาง (Load concentration) เป็นตัวกำหนดในการเลือกขนาดความกว้างของราง สามารถแบ่งตามขนาดได้ดังนี้

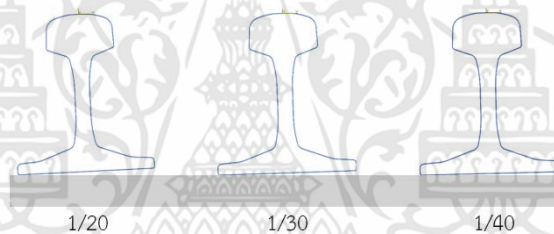
ขนาดความกว้างมากกว่า	1,600 mm	เรียกว่า บอร์ดเกจ (Broad gauge)
ขนาดความกว้าง	1,435 mm	เรียกว่า สแตนดาร์ดเกจ (Standard gauge)
ขนาดความกว้าง	1,067 mm	เรียกว่า แค็ปเกจ (Cape gauge)
ขนาดความกว้าง	1,000 mm	เรียกว่า มิเตอร์เกจ (Meter gauge)

โดยหัวรางด้านในทั้งสองด้านจะเรียกว่า Gauge side ส่วนหัวรางด้านนอกจะเรียกว่า Field side ดังแสดงในรูปที่ 3.6 สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.6 แสดงความกว้างของทางรถไฟ [23]

การออกแบบรางรถไฟยังต้องคำนึงถึงมุมเอียงราง (Rail Inclination) โดยแต่ละประเทศ แต่มาตรฐานก็จะมีข้อกำหนดให้รางมีมุมเอียงที่ต่างกันออกไป เช่น ประเทศเยอรมนีและประเทศออสเตรเลียจะใช้มุมเอียง $1/40$ ส่วนรางรถไฟในประเทศสวีเดนจะใช้มุมเอียง $1/30$ และรางรถไฟในประเทศฝรั่งเศสและประเทศโรมาเนียจะใช้มุมเอียง $1/20$ ส่วนโครงการรถไฟฟาสายสีม่วงนี้ จะใช้มุมเอียง $1/40$ ลักษณะมุมเอียงรางต่างๆ จะแสดงในรูปที่ 3.7



รูปที่ 3.7 ลักษณะมุมเอียงของรางรถไฟ

3.2 ความเสียหายของล้อและรางรถไฟ

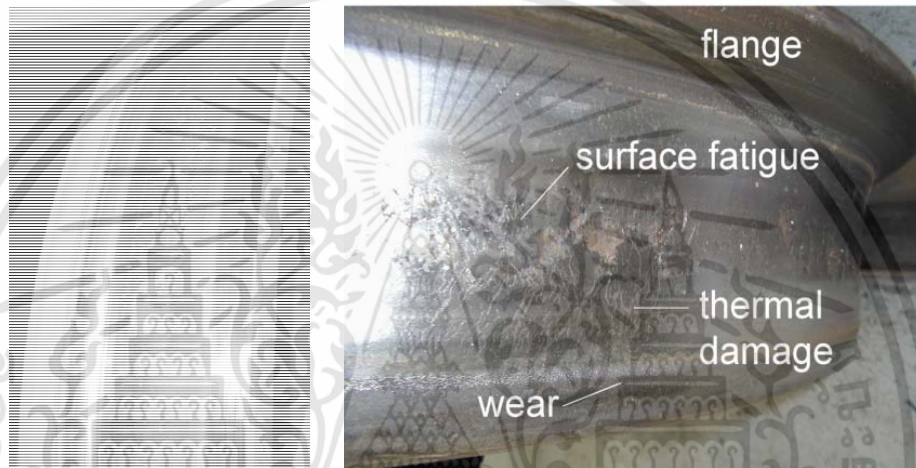
ในปัจจุบันได้มีการเพิ่มประสิทธิภาพในการขนส่งทางรางให้สูงขึ้นเนื่องด้วยการแข่งขันทางการค้าที่เพิ่มขึ้น ต้องการลดต้นทุนและเพิ่มปริมาณในการขนส่งให้มากขึ้น จึงมีการเพิ่มน้ำหนักบรรทุกทุกสินค้า และเพิ่มจำนวนเที่ยวในการขนส่งรวมถึงเพิ่มความเร็วในการขนส่งด้วย โดยในช่วง 10 ปีที่ผ่านมาได้มีการเพิ่มน้ำหนักบรรทุกของรถไฟมากขึ้น โดยน้ำหนักกดเพลลาได้เพิ่มจาก 22.5 ตัน เป็น 32.5 ตัน การเพิ่มน้ำหนักนี้ส่งผลให้อัตราการเกิดความเสียหายของล้อและรางรถไฟเพิ่มขึ้นตามไปด้วย ซึ่งความเสียหายที่เกิดขึ้นกับล้อและรางรถไฟมีรายละเอียดดังนี้

3.2.1 ความเสียหายที่เกิดขึ้นกับล้อ

การแตกร้าวจากความร้อน (Thermal cracks)

การแตกร้าวจากความร้อนเป็นผลมาจากการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิภายในวัสดุของล้ออย่างรวดเร็วจึงมีความร้อนที่เกิดขึ้นสามารถเกิดขึ้นได้จากหลายส่วน เช่น เกิดจากเบรค ซึ่งรถไฟจะมีการ

เบรคบ่อยๆ ในช่วงเวลาหนึ่งเช่น ช่วงรถไฟเปลี่ยนเส้นทาง หรือ การเสียดสีของล้อและราง การเสียหายทางความร้อนส่วนใหญ่จะเกิดที่หน้าผิวสัมผัสของล้อโดยจะเกิดตามแนวขวางและหากไม่ได้รับการแก้ไขรอยร้าวชนิดนี้จะลุกลามจนถึงขั้นทำให้ล้อแตกหักได้ เกิดจากความเสียหายของล้อชนิดนี้รุนแรงมากที่สุดเมื่อเปรียบเทียบกับความเสียหายชนิดอื่นๆ โดยรอยแตกร้าวจากความร้อนในล้อที่สามารถพบได้ทั่วไปจะมีลักษณะดังแสดงในรูปที่ 3.8 โดยทั่วไปแล้วการแตกร้าวจากความร้อนสามารถแก้ไขโดยการตบแต่งผิวสัมผัสของล้อ แต่ต้องใช้ความระมัดระวังเป็นพิเศษเพื่อให้แน่ใจว่ารอยร้าวจะได้รับการกำจัดอย่างสมบูรณ์



รูปที่ 3.8 รอยแตกร้าวของล้อจากความร้อน [16]

การล้าจากการสัมผัสกลิ้ง (Rolling contact fatigue)

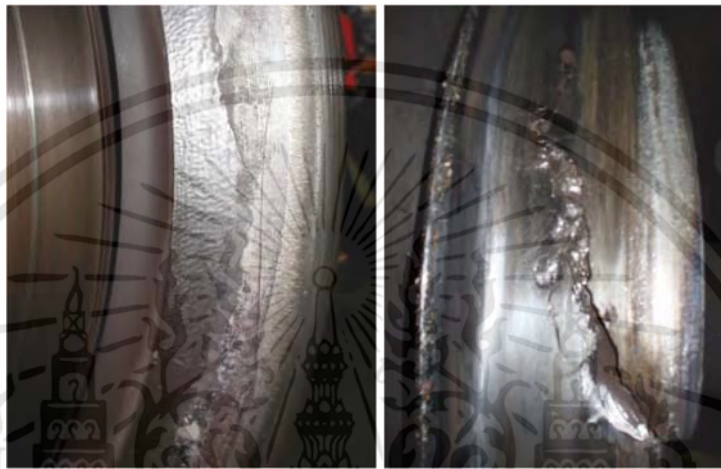
การที่ล้อกลิ้งอยู่บนรางตลอดเวลา ทำให้เกิดการสัมผัสกลิ้งระหว่างล้อและรางตลอดเวลา การสัมผัสดังกล่าวทำให้เกิดความล้าขึ้นที่เรียกว่า การล้าจากการสัมผัสกลิ้ง เกิดขึ้นจากการที่ล้อได้รับความเค้นสัมผัสซ้ำ ๆ เนื่องจากการเคลื่อนที่แบบกลิ้งของล้อและรางรถไฟ การล้าจากการสัมผัสกลิ้งจะมีลักษณะเป็นบั้งหรือเป็นริ้วๆตามแนวการเคลื่อนที่ของล้อ ดังแสดงใน รูปที่ 3.9



รูปที่ 3.9 รอยแตกร้าวเนื่องจากการล้าของการสัมผัสกลิ้ง [16]

การล้าใต้ผิว (Subsurface fatigue)

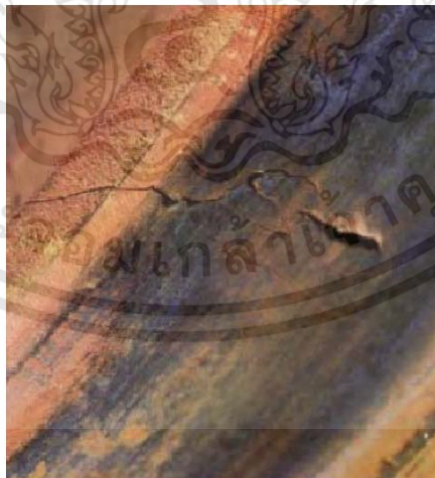
ความล้าใต้ผิวเกิดจากข้อบกพร่องในเนื้อโลหะใต้ผิวล้า โดยทั่วไปความเสียหายของการล้าใต้ผิวจะเกิดขึ้นประมาณ 3-25 mm. ใต้ผิวล้า เนื่องจากได้รับความเค้นเฉือนสูงสุดระหว่างการสัมผัสกันของล้อกับราง การตรวจสอบการเสียหายประเภทนี้ทำได้ยากนอกจากใช้เครื่องอัลตราโซนิกในการตรวจสอบ รูปที่ 3.10 แสดงรอยร้าวที่ผิวล้าเนื่องจากเกิดความล้า



รูปที่ 3.10 รอยแตกที่ผิวซึ่งแพร่กระจายจากรอยแตกที่ผิวจากการล้าใต้ผิว [16]

รอยแตกที่ผิวจากการล้า (Fatigue cracks)

รอยแตกที่ผิวจากการล้ามีสาเหตุจากปัจจัยภายนอกหรือความผิดพลาดในการผลิต ซึ่งรอยแตกดังกล่าว ส่วนใหญ่จะเกิดขึ้นเพียงลำพัง ซึ่งการแตกที่ผิวชนิดนี้ส่วนใหญ่จะเกิดขึ้นเพียงจุดเดียวในล้อ ต่างจากการเสียหายจากความร้อน ดังแสดงในรูปที่ 3.11

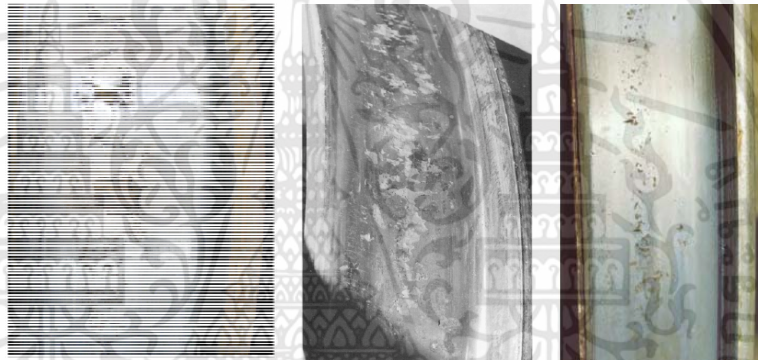


รูปที่ 3.11 รอยแตกที่ผิวจากการล้า [16]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การแตกเป็นเศษเล็ก ๆ หรือพื้นลือหลุดล่อน (Spalling or Shelled tread)

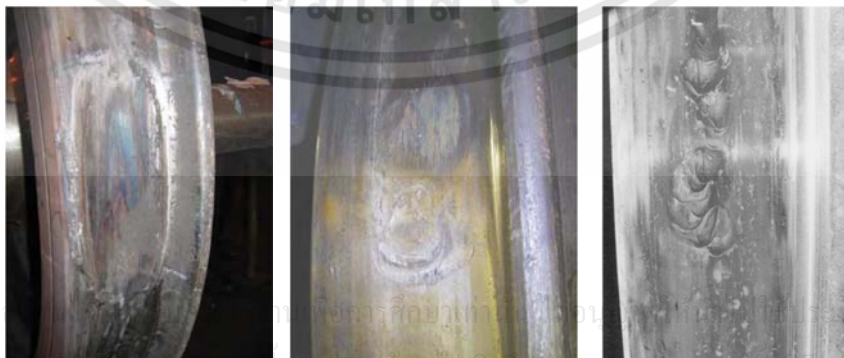
การเสียหายแบบแตกเป็นเศษเล็ก ๆ คือการที่ผิวของล้อเกิดการแตกและหลุดออกชิ้นเล็กๆ จะเกิดขึ้นได้หลายตำแหน่ง จะมีมากหรือน้อยก็แล้วแต่ระยะเวลาและแรงที่ได้รับ โดยจะเกิดขึ้นอย่างต่อเนื่องบริเวณขอบนอกสุดของล้อ ความเสียหายนี้เกิดเนื่องจากความเสียหายจากความร้อน การลื่นไถลหรือการเกิดความเค้นที่มากเกินไปในบริเวณจุดสัมผัส ทำให้ผิวล้อแยกชั้นกันและทำให้ชั้นนอกหลุดออกมาได้ การแตกเป็นเศษเล็ก ๆ เกิดจากปัจจัยอย่างน้อยสองอย่าง ได้แก่ สภาพรางรถไฟที่แฉะและความเร็วที่มากเกินไปจะส่งผลให้เกิดความเค้นสูงจากการกระแทก แรงในแนวตั้งที่มากเกินไป การเบรคที่มากเกินไป (ความเสียหายจากความร้อนและ/ หรือการลื่นไถล) หรือความแข็งของล้อไม่เพียงพอ ขนาดของความเสียหายขึ้นอยู่กับความลึกของจุดที่เกิดข้อบกพร่อง ความถี่ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของล้อ โดยเฉพาะลื่นไถลของล้อและการเบรคที่รุนแรงมีผลโดยตรงต่ออายุการใช้งานของล้อ โดยในรูปที่ 3.12 จะแสดงการการแตกเป็นเศษเล็ก ๆ ของพื้นลือที่สามารถมองเห็นได้



รูปที่ 3.12 การการแตกเป็นเศษเล็ก ๆ ของพื้นลือ [16]

ล้อลื่นไถล (Skidded wheels)

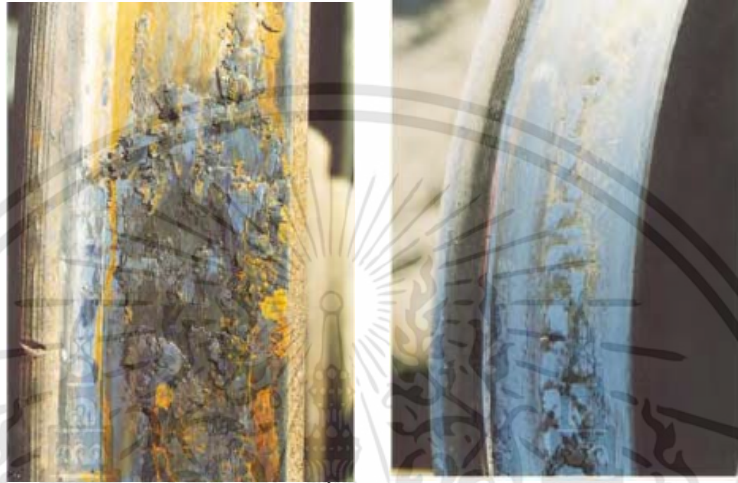
ล้อลื่นไถล เกิดจากที่ล้อหยุดหมุนในขณะที่รถไฟยังมีการเคลื่อนที่อยู่จะส่งผลให้ล้อได้รับความเสียหาย โดยจะเรียกว่า ล้อลื่นไถล (Skidded wheels) เป็นความเสียหายที่ไม่รุนแรงมาก แต่นำไปสู่สาเหตุที่ทำให้เกิดการแตกเป็นเศษเล็ก ๆ ของพื้นผิวล้อ สาเหตุหลักที่ทำให้เกิดการลื่นไถลคือการเบรคที่ที่ทำให้ล้อหยุดชั่วขณะ โดยล้อลื่นไถลจะมีลักษณะดังแสดงในรูปที่ 3.13



รูปที่ 3.13 พื้นของล้อลื่นไถล [16]

การเสียหายแบบเกร็ด (Scaled wheels)

การเสียหายแบบเกร็ด เกิดขึ้นที่ผิวของล้อเนื่องจากล้อเบรคอย่างรุนแรงจนทำให้ล้อไถลหรือสไลด์ไปบนผิวรางจนทำให้ผิวล้อมีความร้อนสูงจนกระทั่ง ผิวล้ออ่อนตัวจนไหลไปตามพื้นผิวล้อและผสมกับเศษสิ่งสกปรกต่างๆ เช่น ฝุ่นเบรค และเมื่อเย็นตัวลงพื้นผิวดังกล่าวจะเป็นเกร็ดเล็กๆดังแสดงในรูปที่ 3.14



รูปที่ 3.14 พื้นของล้อที่ไถล [16]

บังใบล้อเป็นสันคม (Arrises)

บังใบล้อเป็นสันคมจะเกิดขึ้นล้อมีการกลิ้งไปทางมุมเอียงของบังใบ ทำให้เกิดการเสียดสีระหว่างบังใบล้อ และรางรถไฟทำให้บังใบ สึกหรอและทำให้บังใบล้อมีรูปร่างเป็นสันคม ซึ่งจะส่งผลกระทบต่ออาการเคลื่อนที่ของล้อ ดังแสดงในรูปที่ 3.15



รูปที่ 3.15 ล้อที่มีสันคม [16]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานภายในเท่านั้น กรุณาอย่าเผยแพร่ ไซเบอร์ โชนส์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การสึกหรอของพื้นและบังใบล้อ (Tread/flange wear)

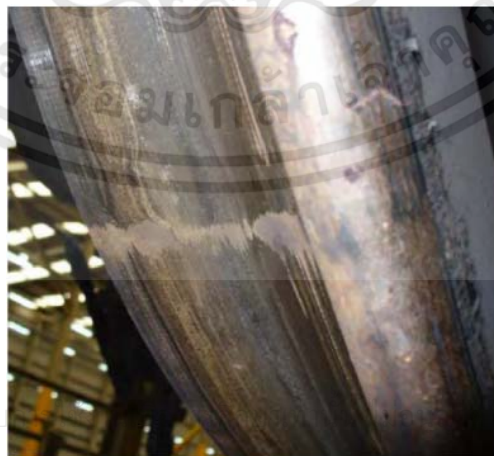
เป็นการสึกหรอของพื้นและบังใบล้อตามอายุการใช้งานของล้อ ดังแสดงในรูปที่ 3.16



รูปที่ 3.16 พื้นล้อมีลักษณะกลาง [16]

ความเสียหายจากผลิต (Damaged wheels)

ความเสียหายจากการผลิตนี้มีอยู่ด้วยกันหลายชนิดเช่น ความไม่สมมาตรของล้อ การได้รับความร้อนสูงเกินไป จะส่งผลให้รอยแตกร้าวที่เกิดจากการล้า มีการแพร่กระจายและปรากฏในบริเวณก้านล้อ นอกจากนี้ในกรณีที่พื้นล้อหมุนไม่กลมซึ่งอาจมีสาเหตุจากใบมีดเครื่องกัดทำงานผิดพลาดหรือศูนย์กลางการหมุนของล้อไม่ตรงกับศูนย์กลางของเพลลา จะทำให้เกิดแรงกระแทกที่รุนแรงจากภายนอกหรืออาจเรียกว่า ความเสียหายของล้อจากภายนอก ซึ่งแรงกระแทกจากภายนอกดังกล่าวจะทำให้เกิดรอยแตกร้าวจากการล้า โดยจะมีการแพร่กระจายอย่างรวดเร็วในทุกส่วนของล้อ โดยในรูปที่ 3.17 และรูปที่ 3.18 จะแสดงความเสียหายที่เกิดจากความผิดพลาดในการผลิตแบบต่าง ๆ



รูปที่ 3.17 ล้อที่มีการหมุนที่ไม่ดีเนื่องจากเครื่องกัด [29]



รูปที่ 3.18 ล้อที่มีการหมุนที่ไม่ดีเนื่องวัตถุภายนอก [29]

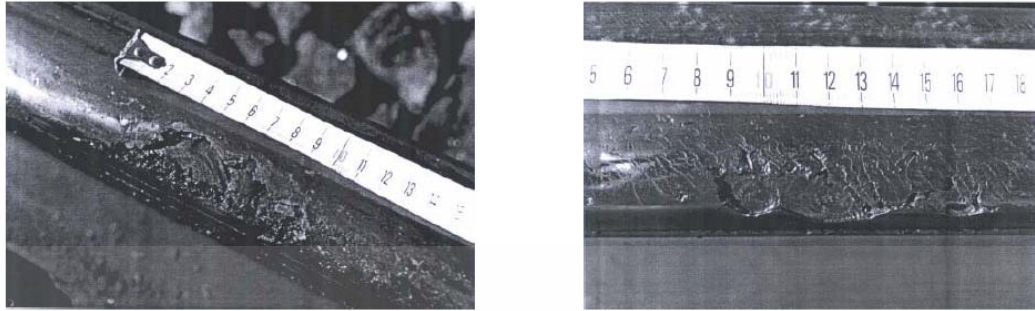
3.2.2 ความเสียหายที่เกิดขึ้นกับรางรถไฟ

ผิวรางหลุดล่อน (Shelling)

ผิวรางหลุดล่อนเป็นความเสียหายที่เป็นผลมาจากการสูญเสียแรงยึดเหนี่ยวในเนื้อวัสดุ เนื่องจากการล้าใต้ผิว โดยการหลุดล่อนจะเกิดขึ้นที่มุมของหัวรางด้านในที่อยู่สูงกว่าในบริเวณทางโค้ง โดยในรูปที่ 3.19 จะแสดงการหลุดล่อนที่ผิวในบริเวณมุมของหัวราง ซึ่งความเสียหายดังกล่าวสามารถแก้ไขได้ด้วยการเจียรรางรถไฟ



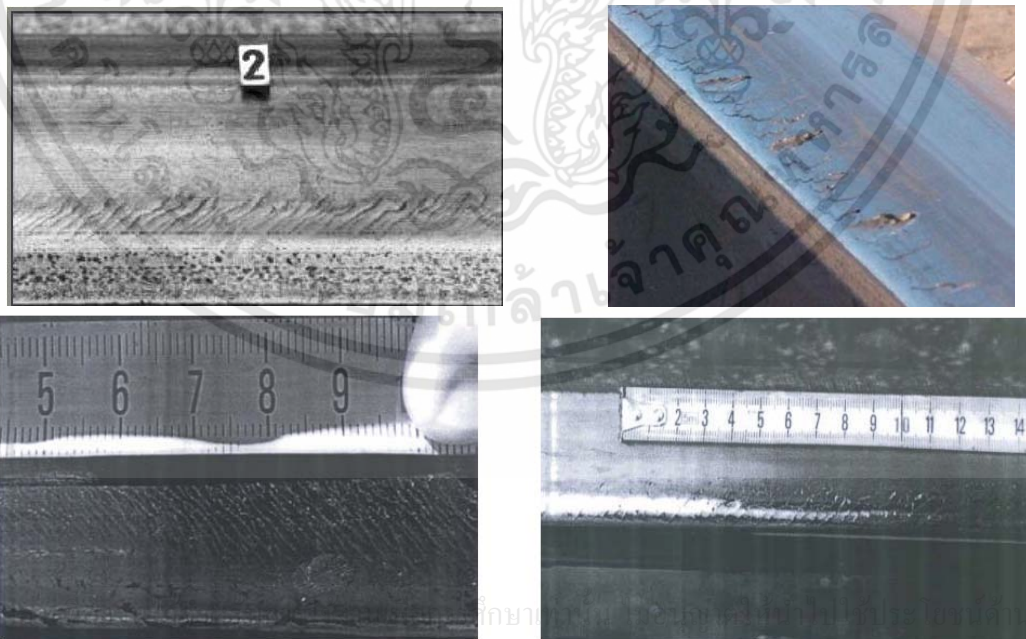
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.19 การหลุดล่อนที่ผิวของหั่วราง [15]

รอยร้าวที่หั่วราง (Head checks)

รอยร้าวที่หั่วรางจะเป็นกลุ่มรอยร้าวขนาดเล็กของผิวรางซึ่งกระจายกันอยู่ในระยะ 0.5-7 mm. ซึ่งโดยทั่วไปแล้วความเค้นสัมผัสที่เกิดขึ้นในบริเวณด้านบนของรางรถไฟจะมีค่าต่ำเมื่อเปรียบเทียบกับบริเวณด้านข้างของรางรถไฟ อย่างไรก็ตามความเค้นสัมผัสจะมีค่าสูงขึ้นเมื่อรางรถไฟอยู่ในทางโค้ง ซึ่งด้านในโค้งที่ความสูงหั่วรางอยู่ต่ำกว่าด้านนอกโค้ง ทำให้บริเวณนี้เกิดความดันสัมผัสสูงขึ้นมากโดยเฉพาะ ในบริเวณที่มีรัศมีความโค้ง 1000 m. ถึง 1500 m. จะมีโอกาสเกิดรอยร้าวได้มากกับรางรถไฟ ดังแสดงในรูปที่ 3.20 รอยร้าวหรือความเสียหายดังกล่าวไม่มีความรุนแรงสามารถแก้ไขได้โดยการเจียรรางรถไฟ แต่หากไม่สามารถควบคุมรอยร้าวที่หั่วรางได้ ความเสียหายดังกล่าวจะเป็นสาเหตุให้รางรถไฟแตกได้ ดังนั้นหากพบว่ารอยร้าวดังกล่าวมีความรุนแรงมากก็ควรใช้วิธีการเปลี่ยนรางในบริเวณดังกล่าว



รูปที่ 3.20 รอยร้าวที่หั่วราง [15]

การแตกเป็นเศษเล็ก ๆ (Spalling)

การแตกหักเป็นเศษเล็กๆจะเกิดขึ้นเมื่อแนวการแพร่กระจายของรอยแตกร้าวภายใต้ผิวถูกกระทบด้วยความเสียหายอื่น ๆ ที่มีลักษณะใกล้เคียงกันในบริเวณหัวราง โดยจะส่งผลให้ผิวของรางรถไฟหลุดออกมาเป็นเศษเล็ก ๆ ซึ่ง แสดงในรูปที่ 3.21 โดยการแตกหักเป็นเศษเล็ก ๆ จะเกิดขึ้นหลังการแพร่กระจายตัวของรอยแตกร้าว การแตกหักเป็นเศษเล็ก ๆ มักพบได้บ่อยในสภาพอากาศหนาวเย็น เนื่องจากค่าความตึงของวัสดุของทางรถไฟเพิ่มขึ้น



รูปที่ 3.21 การแตกหักเป็นเศษเล็ก ๆ [15]

Squats

ความเสียหายแบบ Squats จะเกิดขึ้นที่ด้านบนของรางรถไฟในบริเวณทางตรง ซึ่งแตกต่างจากความเสียหายแบบผิวหลุดลอก (Shelling) ที่มักพบบริเวณทางโค้ง โดยความเสียหายดังกล่าวจะเริ่มเกิดขึ้นใต้ผิวสัมผัสเนื่องจากความล้าจากการสัมผัสสกลิ่ง (RCF) ของล้อและราง ความเสียหายแบบ Squats เกิดจากการแตกร้าว 2 รูปแบบ คือ รอยแตกร้าวแนวตั้งและรอยแตกร้าวตามซึ่งมีทิศทางตรงกันข้าม โดยรอยแตกร้าวแนวตั้งจะเกิดขึ้นในทิศทางเดียวกับการเคลื่อนที่ของรถไฟ ส่วนรอยแตกร้าวตามจะมีการแพร่กระจายที่เร็วกว่า หากไม่มีการป้องกันอย่างทันท่วงที รอยแตกร้าวตามจะมีการขยายตัวไปยังบริเวณเอวของราง (Rail web) ความเสียหายแบบ Squats เริ่มต้นจะพบเป็นรอยยุบที่บริเวณด้านบนของรางรถไฟ ซึ่งการยุบตัวเป็นผลมาจากการที่เกิดจากรอยแตกร้าวภายใต้ผิว ซึ่งมีการแพร่กระจายและขยายตัวไปตามแนวการวิ่งของรถไฟ แสดงในรูปที่ 3.22

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.22 Squats [15]

ตำหนิรูปไข่ (Tache ovale)

ตำหนิรูปไข่ (Tache ovale) คือ ความเสียหายที่เกิดขึ้นใต้ผิวรางมีความลึกประมาณ 10 – 15 mm ดังแสดงในรูปที่ 3.23 การเสียหายดังกล่าวเกิดจากการสะสมของไฮโดรเจนในระหว่างกระบวนการผลิต หรือความผิดพลาดในขั้นตอนการเชื่อมราง นอกจากนี้ความร้อนและความเค้นสะสมยังเป็นสาเหตุของความเสียหายดังกล่าวด้วย[29]

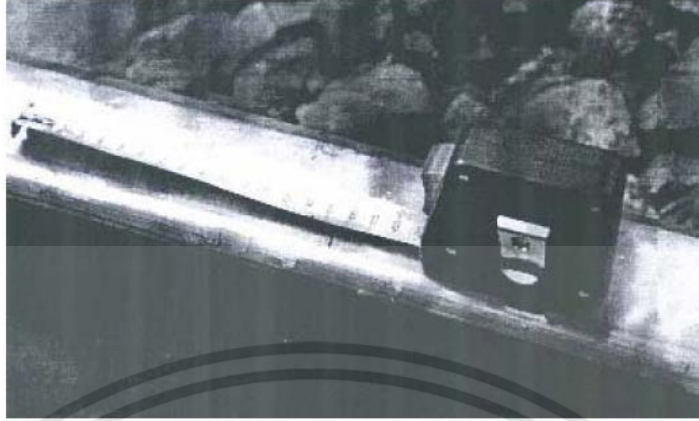


รูปที่ 3.23 ตำหนิรูปไข่ [29]

การไหลของพลาสติกและ Tongue lipping (Plastic flow and Tongue lipping)

การเสียหายแบบการไหลของพลาสติกจะเกิดขึ้นในบริเวณหัวราง อาจมีความลึกถึง 15 mm ในบริเวณด้านข้างของรางรถไฟด้านนอก (Field side) รวมถึงรางรถไฟที่อยู่ในช่องทางโค้งในด้านที่อยู่ต่ำกว่า เนื่องจากการบรรทุกเกินพิกัด สำหรับ Tongue lipping เป็นรูปแบบของการเสียรูปแบบพลาสติก แต่มีการเริ่มต้นเกิดการแตกร้าวที่ผิว โดยรอยแตกร้าวเหล่านี้จะทำให้วัสดุของรางรถไฟมีการแยกชั้น และเมื่อได้รับภาระจากน้ำหนักกดเพลลาที่มีค่าสูง จะส่งผลให้เนื้อวัสดุที่มีการแยกชั้นออกมามีการเปลี่ยนรูปแบบพลาสติกดังแสดงในรูปที่ 3.24

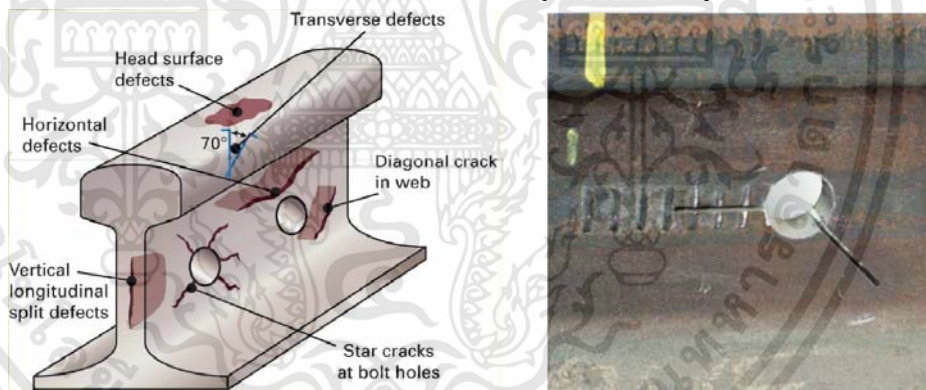
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.24 Tongue lipping [15]

รอยแตกร้าวจากรูสลักเกลียว (Bolt hole crack)

รูสลักเกลียวจะปรากฏที่บริเวณเอวของรางมักจะเริ่มจากจุดที่ใช้ในการยึดประกับราง (Fishplate) ซึ่งเป็นจุดที่ทนต่อรอยแตกร้าวน้อย และเมื่อจุดนี้ต้องรับความเค้นในปริมาณมากและความเค้นเฉือนในบริเวณเอวของราง จึงทำให้จุดดังกล่าวเกิดการแตกร้าว โดยรอยแตกร้าวดังกล่าวส่วนใหญ่จะมีการกระจายทำมุม 45 องศากับแนวการเคลื่อนที่ของรถไฟตลอดระนาบของเอวราง ซึ่งรอยแตกร้าวนี้มีโอกาสที่จะทำให้เกิดการแตกหักของรางรถไฟสูงมาก แสดงในรูปที่ 3.25

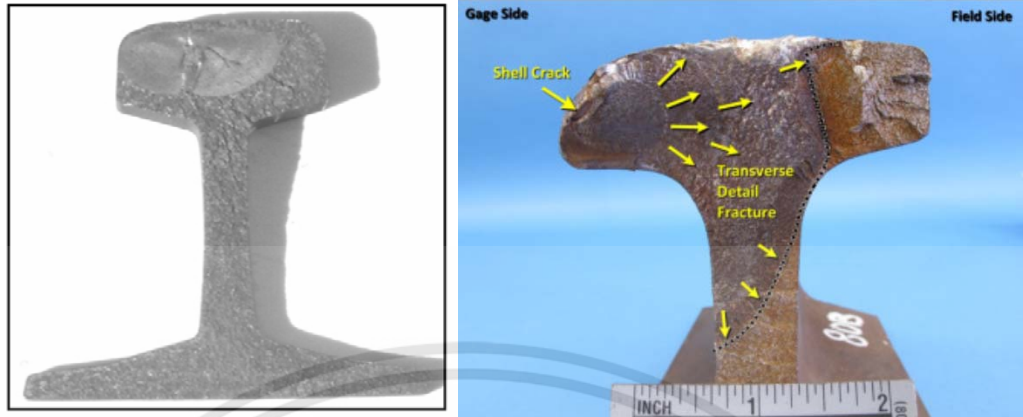


รูปที่ 3.25 รอยแตกร้าวจากรูสลักเกลียว[15]

รอยแตกร้าวทแยงมุม (Transverse crack)

รอยแตกร้าวทแยงมุมส่วนใหญ่เกิดจากรอยเชื่อมที่มุมรางแล้วมีการพัฒนาในพื้นที่ตัดขวางของรอยเชื่อมรางรถไฟที่มีความบกพร่อง โดยความบกพร่องของรอยเชื่อมอาจมีสาเหตุจากการเปลี่ยนแปลงของวัสดุที่ใช้เชื่อมหรือรางรถไฟที่มีความบกพร่องมาจากกระบวนการผลิต ดังแสดงในรูปที่ 3.26 ส่วนรอยร้าวทแยงมุมที่เกิดขึ้นจากบริเวณกึ่งกลางของหัวรางหรือตีนรางอาจจะมีสาเหตุจากตำหนิรูปไข่ (Tache ovale) โดยรอยแตกร้าวนี้จะเริ่มเกิดขึ้นที่ใต้ผิวและเมื่อเวลาผ่านไปจะมีการขยายไปจนถึงผิวของหัวรางจะส่งผลให้รางรถไฟแตกได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเฉพาะภายในเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.26 รอยแตกร้าวทแยงมุม [15]

การโก่งของรางรถไฟ (Buckling)

รางรถไฟที่มีความยาวมากจะมักจะมีปัญหาหนึ่งคือการโก่งตัวของรางเนื่องจากความร้อน เพราะเมื่ออุณหภูมิสูงขึ้นรางรถไฟจะขยายตัวจนทำให้เกิดการโก่งขึ้น โดยทั่วไปรางรถไฟที่ใช้งานกันอยู่จะมีการวางรางเป็น 2 ประเภทคือ รางเชื่อมต่อเนื่อง และรางไม่เชื่อมต่อเนื่อง โดยทั้ง 2 ชนิดต่างก็มีข้อดีและข้อเสียแตกต่างกัน รางแบบไม่เชื่อมต่อเนื่องมีข้อดีที่สามารถรองรับการขยายเมื่ออุณหภูมิสูงขึ้นได้ดี แต่มีข้อเสียที่สะสมความเค้นสูงบริเวณที่รางชนกันทำให้รถไฟต้องใช้ความเร็วที่จำกัด ส่วนรางแบบเชื่อมต่อเนื่องมีการบำรุงรักษาต่ำกว่า ทำให้รถไฟใช้ความเร็วสูงขึ้นได้ แต่ก็ต้องจำกัดอุณหภูมิใช้งานเนื่องจากต้องคำนึงถึงการขยายตัว

ผิวรางเป็นลูกฟูก (Corrugation)

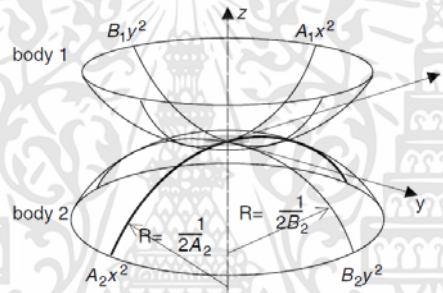
เป็นความบกพร่อง ของรางรถไฟที่มีลักษณะเป็นคลื่น เช่นเดียวกับการสึกหรอของรางรถไฟ ดังแสดงในรูปที่ 3.27 โดยผิวรางเป็นลูกฟูกมีสาเหตุจากการสึกหรอ การล้าหรือการไหลของพลาสติก ซึ่งความเสียหายดังกล่าวไม่ส่งผลให้เกิดการตรกรงในทันที แต่อาจส่งผลให้เครื่องยึดเหนี่ยวมีการคลายตัว หินโรยทางรถไฟเสื่อมสภาพ ระดับเสียงและการสั่นสะเทือนเพิ่มขึ้นทำให้ผู้โดยสารรู้สึกไม่สบาย



รูปที่ 3.27 ผิวรางเป็นลูกฟูก [15]

3.3 ทฤษฎีการสัมผัสของเฮิร์ตซ์ (Hertz's Contact Theory)

ปีค.ศ. 1882 โดยนักวิทยาศาสตร์ชาวเยอรมัน ชื่อ Heinrich Hertz ได้ทำการศึกษาการสัมผัสของของแข็งยืดหยุ่น โดยเฮิร์ตซ์ได้นำเสนอทฤษฎีการสัมผัสของวัตถุสองชิ้น ซึ่งการสัมผัสเป็นแบบไม่สอดรับกัน (nonconformal contact) ในทฤษฎีนี้ได้ตั้งสมมติฐานไว้ว่าพื้นที่สัมผัสที่เกิดขึ้นมีรูปร่างเป็นพื้นที่วงรี ซึ่งสังเกตได้จากการทดลองโพโตอิลาสติกซิตีโดยการนำเอาเลนส์สองอันมากดสัมผัสกัน แล้วสังเกตจากแถบแสงจากการแทรกสอดของแสง (interference fringes) ในบริเวณพื้นที่สัมผัส ในทฤษฎีของเฮิร์ตซ์ยังสมมติว่าวัตถุทั้งสองที่สัมผัสกันนั้นอยู่ภายใต้แรงกดและถือว่ามีความใหญ่มากเมื่อเทียบกับพื้นที่สัมผัสที่เกิดขึ้น (มีขนาดเล็กมาก) พื้นที่สัมผัสนี้คือพื้นที่รับแรงกด ดังนั้น ความเค้นที่เกิดขึ้นในบริเวณนี้จะมีค่าสูงมาก ในขณะที่ความเค้นในวัตถุที่ห่างจากพื้นที่สัมผัสมากถือว่ามีค่าน้อยมากหรืออาจจะถือว่าไม่มีเลยก็ได้ ดังแสดงในรูปที่ 3.28



รูปที่ 3.28 แบบจำลองการสัมผัสตามทฤษฎีของเฮิร์ตซ์[1]

ทฤษฎีของเฮิร์ตซ์ได้ถูกนำมาประยุกต์ใช้ในการศึกษาความดันสัมผัสของล้อและรางรถไฟ เนื่องจากพื้นที่สัมผัสสมมติให้มีขนาดเล็กมาก ดังนั้นวัตถุทั้งสองสามารถที่จะพิจารณาให้เป็นวัตถุอนันต์ (semi-infinite) เมื่อเทียบกับขนาดของพื้นที่สัมผัส โดยความดันสัมผัส (contact pressure) ที่เกิดขึ้นสมมติให้อยู่ภายใต้เงื่อนไขดังต่อไปนี้

- แรงกระทำรวม F_n มีค่าเท่ากับแรงต้านรวมแนวตั้งที่เกิดจากความดันสัมผัส p บนพื้นที่สัมผัส ซึ่งมีหาได้จากสมการ

$$F_n = \iint p dx dy \quad (3.1)$$

- ส่วนประกอบของวัตถุที่อยู่ห่างไกลมากๆ จากพื้นที่สัมผัส จะถือว่าไม่มีการเสียรูปเกิดขึ้น หรือความเครียดมีค่าเป็นศูนย์
- ความเค้นตั้งฉากในบริเวณที่อยู่นอกพื้นที่สัมผัสถือว่ามีค่าเท่ากับศูนย์
- ความเค้นตั้งฉากในบริเวณพื้นที่สัมผัสและกระทำบนวัตถุทั้งสอง จะถือว่ามีค่าเท่ากันแต่

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อใช้ในการเรียนการสอนเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งความเค้นเฉือน τ_{xz} และ τ_{yz} บนพื้นผิวของวัตถุทั้งสองมีค่าเป็นศูนย์แรงที่มีการนำไปใช้

จากเงื่อนไขข้างต้น จะเป็นจริงได้นั้นต้องมีการสมมุติฟังก์ชันของความดันสัมผัสขึ้นมา ซึ่งความดันสัมผัสต้องเป็นฟังก์ชันแบบกำลังสองของตัวแปร x และ y ดังนั้นฟังก์ชันการกระจายความดันสัมผัสในบริเวณพื้นที่สัมผัสมีค่าดังนี้

$$p = p_0 \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2 - \left(\frac{y}{b}\right)^2} ; p_0 = \frac{3P}{2\pi ab} \quad (3.2)$$

โดยที่ p_0 คือค่าความดันสูงสุดที่เกิดขึ้น ส่วน a คือค่าครึ่งหนึ่งของความยาวแกนหลัก (Major semi-axes of contact ellipse) และ b คือ ค่าครึ่งหนึ่งของความยาวแกนรองของพื้นที่สัมผัส (Minor semi-axes of contact ellipse) ซึ่งสามารถหาได้จากสมการ m และ n ได้จากรายการที่ 1

$$a = m \left[\frac{3\pi P (K_1 + K_2)}{4K_3} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (3.3)$$

$$b = n \left[\frac{3\pi P (K_1 + K_2)}{4K_3} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (3.4)$$

ตารางที่ 3.1 สัมประสิทธิ์ของเฮิร์ตซ์ m และ n [1]

Hertz Coefficients m and n

θ (deg)	m	n	θ (deg)	m	n	θ (deg)	m	n
0.5	61.4	0.1018	10	6.604	0.3112	60	1.486	0.717
1	36.89	0.1314	20	3.813	0.4125	65	1.378	0.759
1.5	27.48	0.1522	30	2.731	0.493	70	1.284	0.802
2	22.26	0.1691	35	2.397	0.530	75	1.202	0.846
3	16.5	0.1964	40	2.136	0.567	80	1.128	0.893
4	13.31	0.2188	45	1.926	0.604	85	1.061	0.944
6	9.79	0.2552	50	1.754	0.641	90	1.0	1.0
8	7.86	0.285	55	1.611	0.678			

Source: Hertz, H., Über die berührung fester elastische Körper und über die Harte, Verhandlungen des Vereins zur Beförderung des Gewerbebeisses, Leipzig, Nov. 1882.

เมื่อ K_1 และ K_2 คือค่าคงที่ที่ขึ้นกับคุณสมบัติของวัสดุของวัตถุทั้งสองและสามารถหาได้จากสมการข้างล่างนี้

$$K_1 = \frac{1 - \nu_W^2}{\pi E_W} \quad (3.5)$$

$$K_2 = \frac{1 - \nu_R^2}{\pi E_R} \quad (3.6)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับวิชาการในหน่วยงานนี้ ไม่อนุญาตให้นำไปแจ้งประโยชน์อื่น การค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น และมีค่าดังนี้

$$K_3 = \frac{1}{2} \left[\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R'_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R'_2} \right] \quad (3.7)$$

โดย R_1 คือ รัศมีการกลิ้งของล้อ

R'_1 คือ รัศมีความโค้งของล้อที่จุดสัมผัสตามแนวขวาง

R_2 คือ รัศมีการกลิ้งหลักของรางรถไฟที่จุดสัมผัส ($R_2 = \infty$)

R'_2 คือ รัศมีความโค้งของรางรถไฟที่จุดสัมผัสตามแนวขวาง

นอกจากนี้ v_W, v_R คือ อัตราส่วนพัวของของวัสดุของล้อและรางรถไฟตามลำดับ

E_W, E_R คือ ค่าโมดูลัสความยืดหยุ่นของวัสดุของล้อและรางรถไฟตามลำดับ

ส่วนค่าคงที่ m และ n นั้นหาได้จากตาราง 3.1 ที่เฮิร์ตซ์เป็นผู้จัดทำขึ้นมา ซึ่งค่าเหล่านี้จะเป็นฟังก์ชันขึ้นอยู่กับ θ สำหรับ $0^\circ \leq \theta \leq 90^\circ$ และนิยามของ θ คือ

$$\theta = \cos^{-1} \left(\frac{K_4}{K_3} \right) \quad (3.8)$$

โดยที่

$$K_4 = \frac{1}{2} \left[\left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R'_1} \right)^2 + \left(\frac{1}{R_2} + \frac{1}{R'_2} \right)^2 + 2 \left(\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R'_1} \right) \left(\frac{1}{R_2} - \frac{1}{R'_2} \right) \cos 2\psi \right] \quad (3.9)$$

ความเค้น (Stress) ในแนวตั้งฉากที่ความลึกต่าง ๆ ใต้ผิวสัมผัสที่จุดกึ่งกลางของพื้นที่สัมผัสระหว่างล้อและรางรถไฟสามารถคำนวณได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$\frac{\sigma_z}{p_0} = -\frac{b}{e^2 a} \left(\frac{1-T^2}{T} \right) \quad (3.10)$$

$$T = \left(\frac{b^2 + z^2}{a^2 + z^2} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (3.11)$$

$$e = \left(1 - \frac{b^2}{a^2} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (3.12)$$

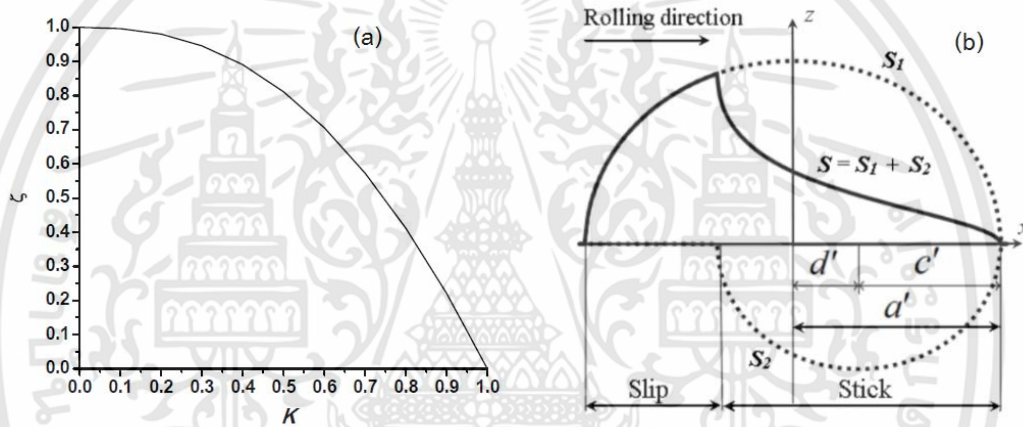
สำหรับล้อขับของรถไฟมีการรับภาระที่แตกต่างจากล้อตาม โดยทั่วไปแล้วการเคลื่อนที่แบบสัมผัสสกลิ้งของล้อและรางมักจะเกิดการลื่นไถลขนาดเล็กที่บริเวณผิวสัมผัสเสมอโดยที่แรงสัมผัสยังคงเป็นส่วนต่อความดัน โดยการคำนวณนี้อ้างอิงจาก ทฤษฎีการลื่นของ Haines and Olkerton

(1993) ซึ่งค่าแรงขับสัมผัส (ζ) และค่า stick zone (K) สามารถหาได้จากสมการที่ (3.13), สมการ (3.14) และรูปที่ 3.29 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง ζ และ K [11]

$$\zeta = 1 - \frac{3}{2} \left[\sqrt{2K - K^2} \left(1 - \frac{2}{3}K + \frac{1}{3}K^2 \right) - (1 - K) \sin^{-1} \sqrt{2K - K^2} \right] \quad (3.13)$$

$$\zeta = \frac{|F_t|}{\mu P}; \quad K = \frac{c'}{a'} \quad (3.14)$$

เมื่อ K คือ Normalized stick zone
 F_t คือ แรงขับที่จุดสัมผัส
 C' คือความยาวครึ่งหนึ่งของ stick zone



รูปที่ 3.29 (a) แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง ζ และ K, (b) การกระจายของแรงขับเมื่อเกิดการลื่นไถล

[11]

โดยเงื่อนไขการลื่นไถลขึ้นอยู่กับค่าของ ζ ซึ่งมีค่าตั้งแต่ 0 ถึง 1 โดยค่า 0 คือการกลิ้งแบบไม่มีการลื่นไถล และ ค่า 1 คือ มีการลื่นไถล เมื่อพิจารณารูปที่ 3.29(b) ร่วมกับการกระจายของความดันสัมผัสตามทฤษฎีของเฮิร์ตซ์ ในแนวแกน x สามารถหาความดันสัมผัสในแนวแกนได้ดังสมการ

$$P(x) = P_0' \left(1 - \frac{x^2}{(a')^2} \right)^{1/2} \quad (3.15)$$

เมื่อ P_0' คือ ค่าความดันสัมผัสสูงสุด

a' คือ ค่าครึ่งหนึ่งของความยาวสัมผัสในแนวแกน x เมื่อล้อมีการไถล

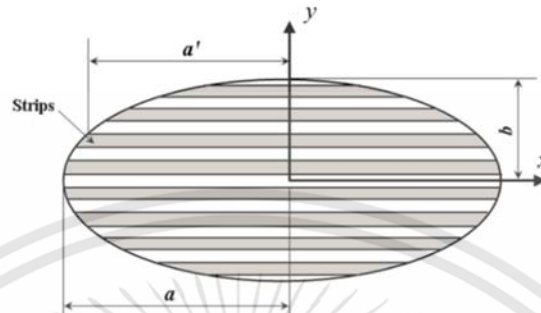
ดังแสดงในรูปที่ 3.30

โดยค่า P_0' และค่า a' สามารถหาได้จากสมการต่อไปนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา หรือแจ้งเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

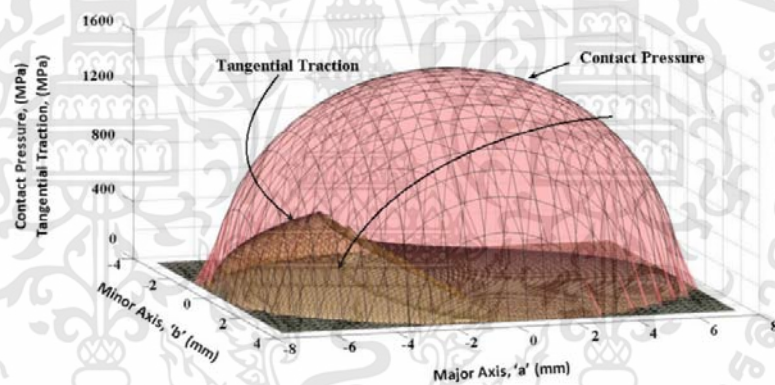
$$P_0' = P_0 \left(1 - \frac{y^2}{(b')^2} \right)^{1/2} \quad (3.16)$$

$$a' = a \left(1 - \frac{y^2}{(b)^2} \right)^{1/2} \quad (3.17)$$



รูปที่ 3.30 แสดงค่าพื้นผิวสัมผัสผั้วขณะเกิดการไถล[11]

พิจารณารางรถไฟเมื่อล้อขับสัมผัสกับรางจะทำให้เกิดความดันสัมผัสและความเค้นตึงที่เกิดขึ้นดังแสดงในรูปที่ 3.31



รูปที่ 3.31 แสดงความดันสัมผัสและค่าความเค้นตึงของล้อขับ [11]

3.4 ทฤษฎีความเสียหายของวัสดุ (Engineering Material)

การเสียหายของวัสดุสามารถเกิดขึ้นได้จากหลายสาเหตุ ได้แก่ การรับแรงมากเกินไป (overload) ความล้า (fatigue) การคืบ (creep) การสึกหรอ (wear) การผุกร่อน (corrosion) การโก่งงอ (buckling) เป็นต้น ซึ่งสาเหตุเหล่านี้ทำให้โครงสร้างเสียหายหรืออาจส่งผลให้ชิ้นส่วนบางชิ้นเสียหายจนเครื่องจักรหรือชิ้นงานไม่สามารถทำงานได้ตามที่ออกแบบไว้ โดยจะกำหนดชิ้นส่วนและการออกแบบภายใต้ความเสียหายแบบใดนั้น (fatigue criteria) จำเป็นจะต้องพิจารณาปัจจัยหลายด้านประกอบกัน เช่น ลักษณะภาระที่กระทำต่อชิ้นงาน (ดึง, กด, บิด, ดัด, เเฉือน ฯลฯ) การเปลี่ยนแปลงภาระตามเวลาหรือไม่ (ภาระคงที่หรือวัฏจักร) หรือ อุณหภูมิที่ใช้งาน เป็นต้น และใช้เกณฑ์ต่างๆข้างต้นในการออกแบบชิ้นงานเพื่อป้องกันไม่ให้เกิดความเสียหายเหล่านั้น จากนั้นจึงนำ

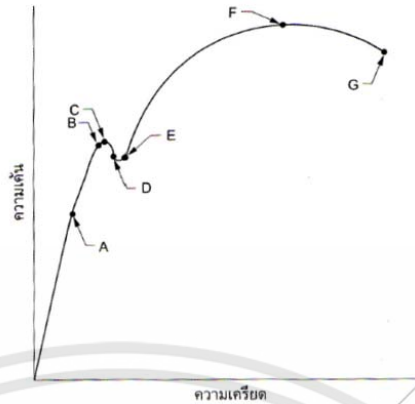
ชิ้นงานไปทดสอบในสภาวะที่ใช้งานจริงหรือเทียบเท่าสภาวะจริง เพื่อเป็นการตรวจสอบความเสียหายของชิ้นงานและอายุการทำงานของชิ้นงานทดสอบ

วัสดุเมื่อได้รับแรงกระทำในลักษณะใดก็ตาม จะมีการเปลี่ยนรูปหรือมีความยาวเพิ่มขึ้น และเมื่อเอาแรงกระทำกับวัสดุนั้นออกไป วัสดุจะกลับมามีขนาดเท่าเดิม พฤติกรรมความยืดหยุ่นนี้จะเกิดขึ้นในขณะที่ความเค้นเป็นสัดส่วนโดยตรงกับความเครียด ซึ่งเป็นลักษณะของวัสดุที่มีความยืดหยุ่นเชิงเส้น (Linear elastic) โดยวัสดุจะยังคงมีความยืดหยุ่นเชิงเส้นเมื่อแรงกระทำมีค่าไม่เกินขีดจำกัดการแปรผันตรง (Proportional limit) และเมื่อมีความเค้นอย่างต่อเนื่องจนกระทั่งถึงค่าขีดจำกัดของความยืดหยุ่น (Elastic limit) ซึ่งเป็นจุดที่วัสดุจะเสียรูปอย่างถาวร การเพิ่มขึ้นอีกเพียงเล็กน้อยจากค่าขีดจำกัดความยืดหยุ่น จะส่งผลต่อวัสดุและเข้าสู่พฤติกรรมที่เรียกว่า การคราก (Yielding) โดยทำให้ความเครียดมีค่าสูงขึ้นอย่างรวดเร็วเมื่อเทียบกับความเค้นหรือจะเห็นได้ว่า วัสดุจะมีอัตราการยืดตัวสูงกว่าอัตราการเพิ่มขึ้นของแรงดึงอย่างชัดเจน ความเค้นที่เกิดขึ้นบริเวณนี้เรียกว่า “ความเค้นคราก หรือ จุดคราก (Yield stress or Yield point) - σ_y ” ความเค้น ณ จุดนี้ถือเป็นหลักในการออกแบบโดยทั่วไป การเปลี่ยนแปลงรูปร่างที่เกิดขึ้นนี้ เรียกว่า การเปลี่ยนแปลงรูปร่างอย่างถาวรหรือการเปลี่ยนแปลงรูปร่างแบบพลาสติก (Plastic deformation) สำหรับวัสดุที่ไม่มีจุดคราก อย่างเช่น เหล็กหล่อ ซึ่งถือว่าเป็นวัสดุเปราะ ก็อาจใช้ความต้านแรงดึง (Ultimate stress) - σ_u เป็นหลักในการออกแบบ

โดยทั่วไปแล้ว วิศวกรจะใช้วัสดุเหนียวในการออกแบบ เนื่องจากเป็นวัสดุที่ดูดซับแรงที่เกิดขึ้นอย่างฉับพลันได้ดี หลังจากวัสดุรับแรงกระทำแล้ว ทำให้เกิดความเครียดมีค่ามากและมีการยืดตัวหรือเปลี่ยนรูปไปอย่างมากก่อนที่จะเกิดการเสียหาย ซึ่งเป็นคุณสมบัติอย่างหนึ่งของวัสดุเหนียว โดยที่วัสดุเหนียวจะมีค่า $\epsilon_f \geq 0.05$ และมีค่าความต้านแรงครากอย่างชัดเจนและมักจะมีค่าการดึงและการอัดเดียวกัน ($S_{yt} = S_{yc} = S_y$)

สำหรับวัสดุที่มีจุดครากต่ำมากหรือไม่มีจุดครากก่อนเกิดการแตกหักและ $\epsilon_f \leq 0.05$ จะเรียกว่า “วัสดุเปราะ” เช่น อะลูมิเนียม โดยมาก diagram จะแสดงเป็นรูปโค้งที่ไม่มีจุดครากที่แน่ชัด ดังนั้น จึงนิยามความต้านแรงคราก (Yield strength) จากวิธีทางกราฟฟิกที่เรียกว่า Offset method โดยเลือกใช้จุดที่มีค่าความเครียดเท่ากับ 0.2% (0.002) และวัดจากจุดนี้ที่อยู่บนแกนแล้วลากเส้นขนานกับส่วนที่เป็นเส้นตรงไปจนตัดกับส่วนโค้งของกราฟ ก็จะได้ค่าความเค้นที่เป็นความต้านแรงคราก ดังแสดงในรูปที่ 3.32 และ รูปที่ 3.33 ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

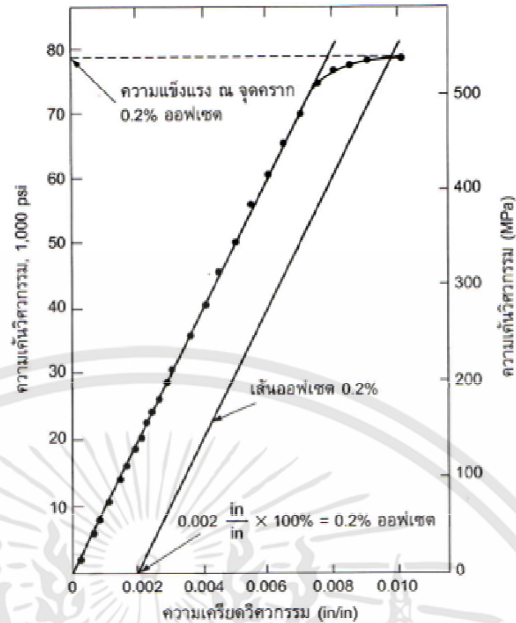


รูปที่ 3.32 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเค้นและความเครียด [28]

จากกราฟในรูปที่ 3.32 มีจุดที่สำคัญต่าง ๆ ดังต่อไปนี้

1. จาก 0 ถึง จุด a กราฟจะเป็นเส้นตรงแสดงว่า แรงเป็นปฏิภาคโดยตรงกับสัดส่วนที่ยืดออกหรือความเค้นเป็นปฏิภาคโดยตรงกับความเครียด
2. จุด a เป็นจุดสูงสุดของเส้นตรง เรียกว่า ขีดจำกัดสัดส่วน (proportional limit) เป็นจุดสุดท้าย ที่กราฟจะเป็นเส้นตรง หลังจากจุดนี้ไปแล้วความเค้นจะไม่เป็นปฏิภาคโดยตรงกับความเครียด
3. จุด b เรียกว่า ขีดจำกัดยืดหยุ่น (elastic limit) เป็นจุดสุดท้ายที่ความยาวของวัตถุจะกลับมายาวเท่าเดิมได้อีก
4. จุด c เรียกว่า จุดครากบน (upper yield point)
5. จุด d เรียกว่า จุดครากล่าง (lower yield point)
6. จากจุด c ถึง d เป็นการเปลี่ยนแปลงแบบพลาสติก (plastic) นั่นคือ วัตถุจะยืดออกอย่างถาวร ถ้าปล่อยแรงออก จะพบว่าวัตถุจะไม่หดตัวกลับมาอยู่ที่เดิมอีก
7. จากจุด o ถึง d เป็นการยืดที่เกิดขึ้นทุกส่วนตลอด gauge length
8. จากจุด d ถึง e การยืดเกิดขึ้นอย่างรวดเร็วเฉพาะบริเวณที่เกิดการขาดหรือหักเท่านั้น
9. จุด d เรียกว่า กำลังประลัย (ultimate strength) เป็นจุดที่เกิดความเค้นสูงสุดของวัสดุนั้น
10. จุด e เรียกว่า จุดแตกหัก (rupture point or breaking point) เป็นจุดที่วัตถุขาดออกจากกัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.33 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเค้นและความเครียดของวัสดุเปราะ [28]

วัสดุเปราะนั้นจะไม่สามารถยืดตัวออกได้มากนักก่อนที่จะขาดและจากรูปที่ 3.33 จะเห็นว่ากราฟไม่แสดงจุดคราก ถ้าต้องการหาจุดที่เทียบกับจุดนี้เพื่อใช้ในการคำนวณ จะทำได้โดยการลากเส้น ณ 0.2% ของความเครียดขนานไปกับเส้นตรงที่เป็นสัดส่วนความเค้นและความเครียดเพื่อไปตัดกันเป็นจุด f ซึ่งความเค้นที่จุดนี้จะเรียกว่า ความเค้นพิสูจน์

และชิ้นงานที่เกิดการเสียหายนั้นสามารถเกิดขึ้นได้ในหลายกรณี ไม่ว่าจะเป็นชิ้นงานรับภาระมากเกินไปจนเกินจุดครากของวัสดุ (yield point) การโก่งงอจนเสียรูป (buckling) สภาพแวดล้อมหรือแม้กระทั่งภาระกระทำที่ไม่ตรงตามเงื่อนไขการออกแบบ สาเหตุทั้งหลายเหล่านี้ล้วนมีผลต่อชิ้นงานทั้งสิ้น ดังนั้น วิศวกรผู้ออกแบบจำเป็นต้องใช้ค่าตัวแปรที่ใช้ เช่น ความเค้น อายุการใช้งาน และค่าอื่นๆ ให้มีค่าต่ำกว่าค่าสูงสุดจากทฤษฎีที่วัสดุสามารถรับได้ ซึ่งอัตราส่วนระหว่างการออกแบบและค่าสูงสุดจากทฤษฎีนี้ เรียกว่า แฟคเตอร์การออกแบบเพื่อความปลอดภัยหรือค่าความปลอดภัยในการออกแบบ และใช้สัญลักษณ์ n สำหรับใช้ประกอบการออกแบบ

$$\text{ค่าความปลอดภัย} = \frac{\text{ความเค้นสูงสุดของชิ้นงาน}}{\text{ความเค้นที่ยอมรับได้ในการใช้งาน}} \quad \text{หรือ} \quad n = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{allow}} \quad (3.18)$$

ทฤษฎีความเสียหายต่างๆ ที่ใช้เป็นเกณฑ์ความปลอดภัยในการออกแบบชิ้นงาน ซึ่งเกี่ยวข้องกับงานวิจัยประกอบด้วยทฤษฎีดังต่อไปนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.4.1 ทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุด (Maximum shear stress theory)

นิยามของความเค้นเฉือนสูงสุดระบุไว้ว่า “ การครากจะเริ่มเกิดขึ้นเมื่อความเค้นเฉือนสูงสุดของจุดใดๆในวัสดุ มีค่าเท่ากับหรือมากกว่าความเค้นเฉือนสูงสุดที่ได้จาก Tension-Test specimen ของวัสดุชนิดเดียวกัน ” ความเค้นจากแรงกระทำต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ในระนาบ 2 มิติ และความเค้นเฉือนสูงสุดของวัสดุสามารถหาได้จากสมการ

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad , \quad \tau_{\max} = \frac{\sigma}{2} = \frac{S_y}{2} \quad (3.19)$$

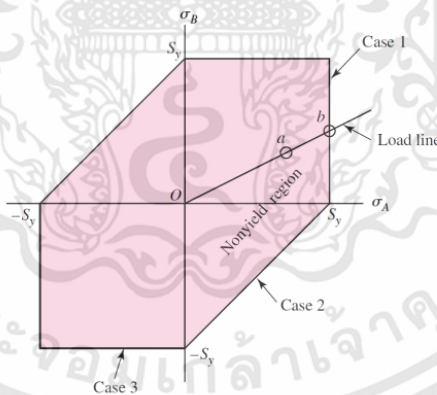
เมื่อพิจารณาในระนาบ 3 มิติ จะมีความเค้นในระนาบทั้ง 3 แกน (Principle stress) โดยที่ $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$ ดังนั้นความเค้นเฉือนสูงสุดในระนาบ 3 มิติสามารถหาได้จากสมการ

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \quad , \quad \sigma_1 - \sigma_3 \geq S_y \quad (3.20)$$

ดังนั้น

$$S_{sy} = 0.5S_y \quad (3.21)$$

เมื่อ S_{sy} คือความเค้นเฉือนที่จุดคราก ดังแสดงในรูปที่ 3.34 โดยที่ $\sigma_A \geq \sigma_B$ และ $\sigma_A - \sigma_B = S_y$



รูปที่ 3.34 สมการที่ (3.19)- (3.21) ในระนาบ σ_A, σ_B [21]

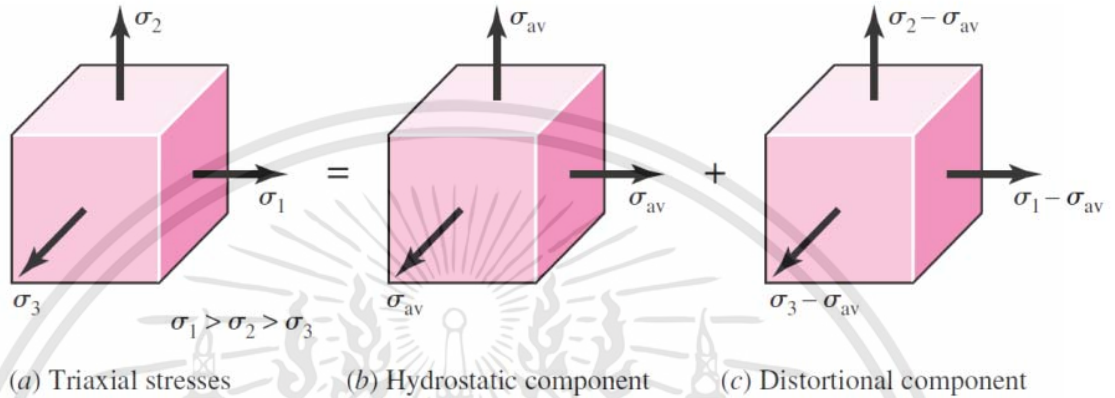
3.4.2 ทฤษฎีพลังงานของการเปลี่ยนรูป (Distortion - Energy Theory)

ทฤษฎีพลังงานของการเปลี่ยนรูปนี้ นิยามไว้ว่า “ วัสดุจะเริ่มคราก เมื่อพลังงานของการเปลี่ยนรูปต่อหน่วยปริมาตร (Distortion strain energy per unit volume) ของชิ้นงานที่อยู่ภายใต้ความเค้นรวม มีค่ามากกว่าหรือเท่ากับพลังงานของการเปลี่ยนรูปเนื่องจากการครากที่เกิดขึ้นในการทดสอบด้วยการดึงหรือแรงกดอย่างง่าย (Tension -test or Compression-test)”

ทฤษฎีพลังงานของการเปลี่ยนรูปนี้จะพิจารณาความเค้นในระนาบ 3 มิติดังสมการ

$$\sigma_{av} = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3} \quad (3.22)$$

โดยเมื่อพิจารณาพลังงานของการเปลี่ยนรูปในรูปทรงสี่เหลี่ยมลูกบาศก์ขนาดเล็กที่อยู่ภายใต้แรงกระทำในระนาบ 3 มิติ ที่มีค่า σ_1 , σ_2 และ σ_3 ดังแสดงในรูปที่ 3.35



รูปที่ 3.35 แสดงพลังงานของการเปลี่ยนรูปลูกบาศก์ภายใต้ความเค้น 3 มิติ [21]

ใน รูปที่ 3.35 (a) แสดงพลังงานความเครียดต่อหนึ่งหน่วยปริมาตร สามารถหาได้จากสมการดังนี้

$$u = \frac{1}{2E} [\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\nu(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_3\sigma_1)] \quad (3.23)$$

ในรูปที่ 3.35 (b) พลังงานความเครียดที่ทำให้เกิดการเปลี่ยนแปลงเฉพาะปริมาตร u_v จึงหาได้โดยแทนค่า σ_{av} สำหรับ σ_1 , σ_2 และ σ_3 ในสมการ (3.23) ซึ่งจะได้

$$u_v = \frac{3\sigma_{av}^2}{2E} (1 - 2\nu) \quad (3.24)$$

แทนค่า σ_{av} จากสมการ (3.22) และจัดรูปสมการได้

$$u_v = \frac{1 - 2\nu}{6E} (\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 + 2\sigma_1\sigma_2 + 2\sigma_2\sigma_3 + 2\sigma_3\sigma_1) \quad (3.25)$$

ดังนั้นสามารถหาค่าพลังงานการเปลี่ยนรูปจากการนำสมการที่ (3.23) - (3.25)

$$u_d = u - u_v = \frac{1 + \nu}{3E} \left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right] \quad (3.26)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
พิจารณาสมการที่ (3.26) พบว่าพลังงานของการเปลี่ยนรูปจะมีค่าเท่ากับศูนย์ เมื่อ $\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3$
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมีเหตุดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีกรณีนำไปใช้

เมื่อพิจารณาการทดสอบแรงดึงของวัสดุ (Tension-test) ที่จุดคราก (Yield point) $\sigma_1 = S_y$ และ $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$ เนื่องจากรับแรงดึงในระนาบเดียวดังนั้นเมื่อแทนค่าลงในสมการที่ (3.26) จะได้พลังงานของการเปลี่ยนรูปเท่ากับ

$$u_d = \frac{1+\nu}{3E} S_y^2 \quad (3.27)$$

ดังนั้นเมื่อนำสมการที่ (3.26) และ (3.27) มาพิจารณาจากเทอมของ u_d เดียวกันสามารถที่จะหาค่าพลังงานการเสียรูปของวัสดุได้ ดังสมการที่ (3.23)

$$\left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{\frac{1}{2}} = S_y \quad (3.28)$$

โดยเทอมด้านซ้ายคือค่าพลังงานการเสียรูปซึ่งนิยามเรียกว่า “von Mises stress” ตามชื่อของผู้คิดค้นทฤษฎีนี้ โดยใช้สัญลักษณ์ σ' ดังนั้น โดยวัสดุจะเกิดการเสียหายเมื่อค่าความเค้น von Mises มีค่ามากกว่าความครากของวัสดุนั้นๆ จึงสามารถเขียนสมการที่ (3.29)

$$\sigma' \geq S_y \quad (3.29)$$

สำหรับความเค้นในระนาบ กำหนดให้ σ_A และ σ_B เป็นความเค้นหลัก และ $\sigma_A \geq \sigma_B$ ซึ่งมีค่าไม่เท่ากับศูนย์ ดังนั้น สมการ(3.28) สามารถลดรูปได้ดังนี้ และแสดงได้ตามรูปที่ 3.36

$$\sigma' = (\sigma_A^2 - \sigma_A \sigma_B + \sigma_B^2)^{\frac{1}{2}} \quad (3.30)$$

จากสมการที่ (3.28) หากพิจารณาความเค้นในแนวพิกัด x-y-z สามารถจัดรูปสมการให้อยู่ในสมการดังต่อไปนี้

$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3.31)$$

หากพิจารณาสมการที่ (3.31) ในระนาบ 2 มิติ (x-y) จึงพบว่าสมการ

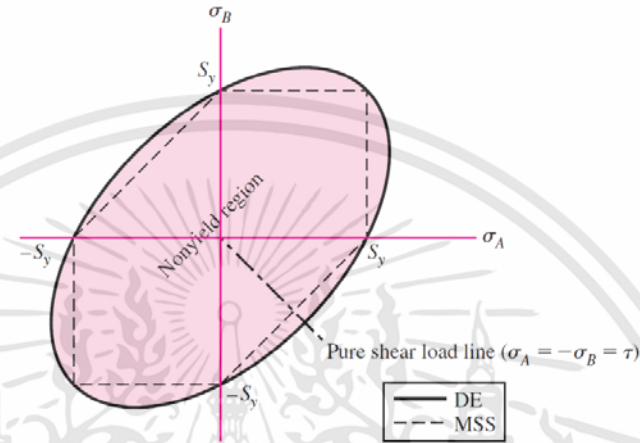
$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 6(\tau_{xy}^2) \right]^{\frac{1}{2}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[(\sigma_x^2 + 2\sigma_x \sigma_y + \sigma_y^2) + 6(\tau_{xy}^2) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3.32)$$

หากพิจารณาสมการที่ (3.32) กำหนดให้ $\sigma_x = \sigma_y = 0$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อใช้ในการศึกษาเท่านั้น ไม่นอนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\sigma' = [3(\tau_{xy}^2)]^{\frac{1}{2}} ; \tau_{xy} = \frac{\sigma'}{\sqrt{3}} = \frac{S_y}{\sqrt{3}} = 0.577S_y \quad (3.33)$$

เปรียบเทียบความเสียหายจากทฤษฎีค่าพลังงานสูงสุด และทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุดพบว่า ค่าความเสียหายจากทฤษฎีค่าพลังงานสูงสุดมีค่าสูงกว่า ดังแสดงรูปที่ 3.36



รูปที่ 3.36 แสดงสมการ σ' บนระนาบ $\sigma_A \sigma_B$ [21]

3.5 การแตกร้าวเนื่องจากการล้า (Fatigue)

การเสียหายจากการล้า เป็นความเสียหายที่คาดการณ์ได้ยากเพราะถึงแม้ว่าชิ้นงานที่ออกแบบนั้นจะไม่เกิดการเสียหายตามภาระแรงกระทำที่ออกแบบไว้ แต่ถ้าภาระกระทำนั้นเป็นภาระแบบวัฏจักร ความเค้นสูงสุดที่วัสดุรับได้ย่อมเปลี่ยนแปลงไป วัสดุที่เสียหายเนื่องจากความเค้นส่วนใหญ่จะเป็นวัสดุที่รับแรงในลักษณะซ้ำๆ อย่างเช่น ล้อ ราง เพลลาขับเคลื่อนกำลัง เป็นต้น สาเหตุจากการล้าจะเริ่มต้นมาจากรอยร้าวหรือรอยตำหนิเล็กๆ ซึ่งอาจจะไม่สามารถมองเห็นได้ด้วยตาเปล่าและเกิดขึ้นบริเวณที่วัสดุไม่ต่อเนื่องกัน เช่น บริเวณที่มีการเปลี่ยนขนาดของพื้นที่หน้าตัด ร่องลิ้ม รูเจาะ รอยประทับตราจากการตรวจสอบหรือรอยร้าวภายในชิ้นงานที่เกิดจากกระบวนการผลิต และเมื่อมีแรงกระทำแบบวัฏจักรเกิดขึ้น ค่าความเค้นหนาแน่นบริเวณรอยตำหนิต่างๆจะสูงขึ้น ซึ่งเป็นสาเหตุทำให้รอยตำหนิขยายตัวขึ้นจนกลายเป็นรอยร้าวที่เห็นได้ชัดเจน ส่งผลให้ชิ้นงานเกิดการแตกหักอย่างรวดเร็ว

ความเสียหายเนื่องจากการล้า นั้นสามารถเกิดขึ้นได้แม้วัสดุนั้นจะรับความเค้นต่ำกว่าจุดคราก (Yield point) และความเสียหายดังกล่าวจะปรากฏให้เห็นคล้ายกับการแตกร้าวของวัสดุเปราะ โดยพื้นผิวของรอยแตกหักจะค่อนข้างเรียบปราศจากรอยคอดและมีทิศทางตั้งฉากกับแนวแกนของความเค้น แต่อย่างไรก็ตามลักษณะการแตกหักเนื่องจากการล้าจะแตกต่างจากการแตกร้าวของวัสดุเปราะ โดยจะมีระยะการล้าอยู่แบ่งเป็น 3 ช่วง โดยในช่วงแรกจะเป็นการเกิดรอยร้าวที่ผิวหรือรอยร้าวในโครงสร้างวัสดุ เนื่องจากการใช้งานแบบวัฏจักร รอยร้าวนี้อาจไม่สามารถมองเห็นได้ด้วยตาเปล่า ช่วง

ที่ 2 จะเกิดการขยายและลุกลามขึ้นเรื่อยๆอย่างรวดเร็ว เป็นรอยเหมือนคลื่น เรียกว่า Bench-marks ทำให้พื้นที่หน้าตัดในการรับแรงลดลงส่งผลให้ค่าความเค้นสูงขึ้นและเข้าสู่ช่วงที่ 3 ซึ่งเป็นช่วงสุดท้ายที่วัสดุจะไม่สามารถรับแรงได้อีกต่อไป จะทำให้เกิดการแตกหักหรือฉีกขาดอย่างทันทีทันใด สำหรับรูปแบบของความเสียหายในขั้นตอนนี้เรียกว่า Chevron line โดยมีทิศทางพุ่งออกจากจุดที่เกิดรอยร้าวในครั้งแรก และมีลักษณะเหมือนกับความเสียหายของวัสดุเปราะ

สาเหตุที่เป็นตัวเร่งให้เกิดรอยร้าวหรือรอยตำหนิเล็กๆ ซึ่งจะทำให้เกิดการแตกหักเนื่องจากการล้าประกอบไปด้วย ความเค้นตกค้างในวัสดุ อุณหภูมิการใช้งานที่เพิ่มขึ้น การกัดกร่อนจากสภาวะแวดล้อม และการใช้งานแบบวัฏจักร โดยทั่วไปแล้วเราสามารถควบคุมอัตราส่วนและทิศทางการขยายตัวของรอยร้าวได้โดยระบุความเค้นใช้งาน แต่อย่างไรก็ตามเมื่อมีรอยร้าวเกิดขึ้นและมีปัจจัยอื่นๆเข้ามามีอิทธิพลต่อการแตกหัก ดังที่กล่าวมาในข้างต้น โดยรอยร้าวจะขยายออกตามระนาบที่ตั้งฉากกับระนาบที่เกิดความเค้นเฉือนสูงสุด

3.5.1 การหาอายุการล้า

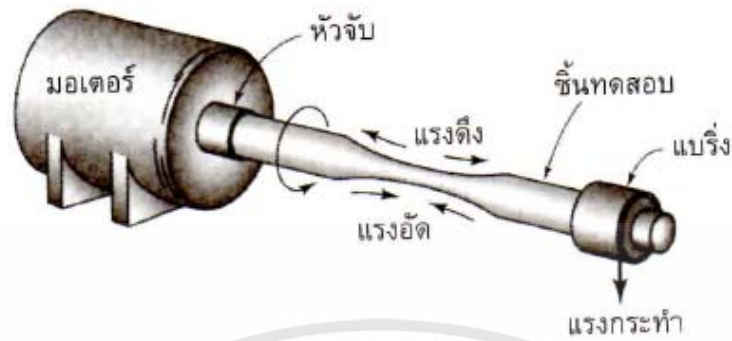
การคำนวณหาอายุการล้าเพื่อนำมาใช้วิเคราะห์และประกอบการออกแบบชิ้นงานเพื่อป้องกันความเสียหายที่นิยมใช้มีอยู่อยู่ด้วยกัน 3 วิธี ประกอบด้วย การคำนวณอายุการล้าจากความเค้น (Stress-lift method) การคำนวณอายุการล้าจากความเครียด (Strain-lift method) การคำนวณหาอายุการล้าจากความยืดหยุ่นเชิงเส้นตามหลักกลศาสตร์การแตกร้าว (Linear – elastic fracture mechanics) โดยงานวิจัยนี้ให้ความสนใจไปยังวิธีการการคำนวณอายุการล้าจากความเค้นใช้งาน

3.5.1.1 วิธีการหาอายุการล้าจากความเค้นใช้งาน (Stress – life method)

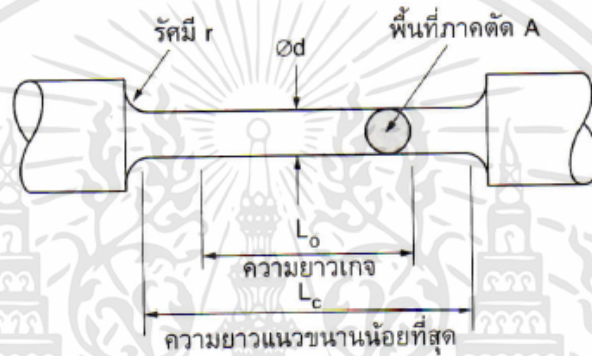
วิธีการหาอายุการล้าของชิ้นงานจากความเค้นใช้งาน เป็นการประเมินอายุการล้าที่มีความแม่นยำต่ำ เนื่องจากเป็นการคำนวณบนพื้นฐานของความเค้นเพียงอย่างเดียว โดยเฉพาะอย่างยิ่งสำหรับชิ้นงานที่มีการรับแรงแบบวัฏจักรที่ไม่คงที่ และวัฏจักรในวงรอบการใช้งานต่ำ แต่วิธีการนี้ก็เป็นวิธีการที่นิยมใช้กันมากที่สุดในการออกแบบชิ้นงานที่เนื่องจากวิธีการนี้สามารถนำไปใช้ได้ง่าย

การพิจารณาความต้านทานแรงของวัสดุภายใต้การกระทำของโหลดแบบวัฏจักร ชิ้นงานทดสอบจะต้องถูกนำไปรับแรงกระทำซ้ำๆ ที่มีขนาดแน่นอน แล้วนับวงรอบการใช้งานที่ชิ้นงานทดสอบจนกระทั่งชิ้นงานเสียหาย R.R. Moore ได้สร้างเครื่องมือสำหรับทดสอบ เพื่อหาอายุการล้าของชิ้นงาน ดังแสดงตามรูปที่ 3.37

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.37 ภาพแสดงเครื่องทดสอบการล้าโดยการดึงแบบหมุนของ R.R.Moore [28]



รูปที่ 3.38 แสดงภาพชิ้นทดสอบการล้าแบบหมุนรอบ [28]

การทดสอบความล้า ชิ้นงานทดสอบจะถูกจับยึดด้วยหัวจับติดกับมอเตอร์หมุนดังแสดงในรูปที่ 3.37 อีกด้านหนึ่งจะประกบกับแป้ริงและเครื่องนับรอบการหมุน จากนั้นให้แรงกระทำกับชิ้นงานคงที่ โดยชิ้นงานที่ทดสอบจะมีลักษณะโก่งขึ้น ทำให้ผิวด้านบนรับแรงดึง และผิวด้านล่างรับแรงกด จากนั้นให้มอเตอร์หมุนจนชิ้นงานแตกหัก และบันทึกจำนวนรอบการหมุนกับความเค้นที่ได้ นำไปสร้างกราฟที่แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง ความเค้น (stress) และจำนวนรอบ (number of cycle) ซึ่งเราเรียกกราฟชนิดนี้ว่า S-N diagram โดยจะสร้างกราฟดังกล่าวในสเกล Semilog หรือสเกล log – log ซึ่งจากผลการทดสอบกับวัสดุชนิดต่าง ๆ ปรากฏว่ากราฟ S-N มีอยู่ 2 ลักษณะ ดังนี้

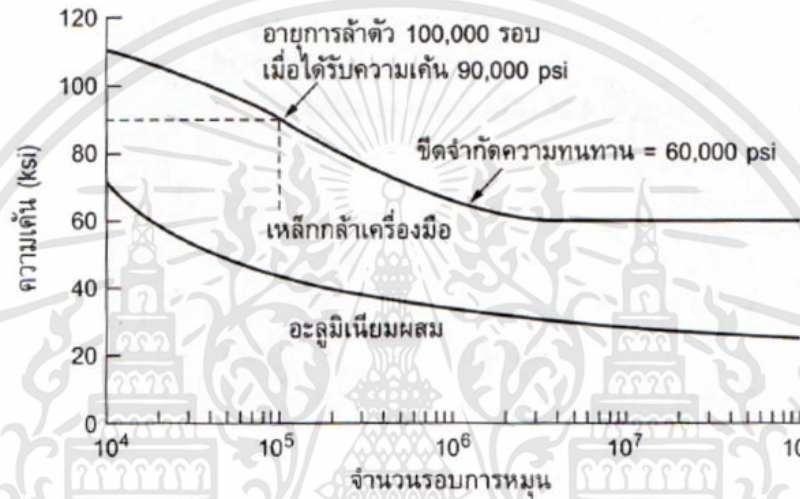
(ก) โลหะจำพวกเหล็ก กราฟ S-N ประกอบด้วยเส้นตรง 2 เส้น ตัดกันเป็นมุม ที่อายุการหมุน $N \approx 10^6$ รอบ ดังแสดงตามรูปที่ 3.39 ซึ่งหมายความว่า ค่า S_f ต่ำสุดนี้ เป็นค่าที่ไม่ทำให้ชิ้นงานเกิดการแตกหัก หรือเป็นค่าที่ทำให้ชิ้นงานมีอายุการใช้งานมากกว่า 10^6 รอบขึ้นไป ค่านี้เรียกว่า “พิักัดการล้า (Fatigue limit) หรือพิักัดความทนทาน (Endurance limit)” สำหรับชิ้นงานทั่ว ๆ ไปใช้สัญลักษณ์ s_e

(ข) โลหะที่ไม่ใช่เหล็ก(อลูมิเนียม-aluminum) กราฟ S-N จะเป็นเส้นตรงเส้นเดียวและมี

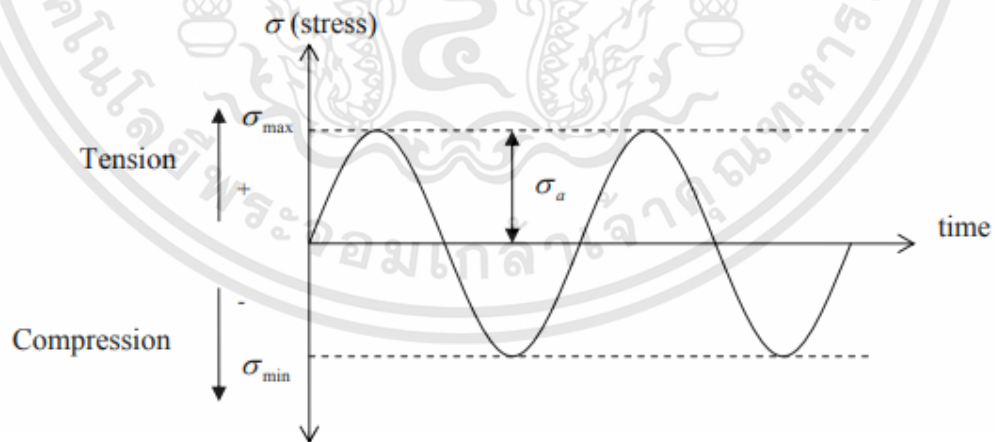
ส่วนโค้งที่ไม่เป็นมุมเล็กน้อย ดังแสดงในรูปที่ 3.39 ซึ่งกราฟ S-N ของอะลูมิเนียมอัลลอยด์ จะเห็นได้
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อใช้ในการเรียนการสอนเท่านั้น มิใช่เพื่อเผยแพร่หรือใช้เพื่อการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ว่าสำหรับโลหะที่ไม่ใช่เหล็กจะมีเพียงค่าความต้านทานการล้า S_f เท่านั้น ไม่มีค่าพิทักการล้า s_e และเนื่องจากโลหะที่ไม่ใช่เหล็ก ไม่มีค่าพิทักการล้าโดยทั่วไปจึงแสดงค่าความต้านทานการล้าที่อายุ

เมื่อพิจารณาการรับโหลดแบบวัฏจักร 1 วนรอบ ($N=1$) จะประกอบด้วยภาระโหลดซึ่งเป็นการเค้นเข้าไป 1 ครั้งจากนั้นก็นำโหลดออก แล้วใส่โหลดเข้าไปในทิศทางตรงกันข้ามอีก 1 ครั้งแล้วนำโหลดออกดังแสดงตามรูปที่ 3.40 ดังนั้น ในกรณีที่ $N = 1/2$ จะหมายถึงการใส่โหลดซึ่งเป็นการเค้นเข้าไป 1 ครั้ง จากนั้นก็นำโหลดออก ซึ่งเป็นกรณีเดียวกับการทดลองดึงชิ้นงานทดสอบอย่างง่ายการใช้งานที่แน่นอนค่าหนึ่ง คือ $N = 5 \times 10^8$ รอบ แสดงในรูปที่ 3.39



รูปที่ 3.39 กราฟความเค้นกับจำนวนรอบการหมุน (S-N Curve) ในการทดสอบความล้าของโลหะผสมอะลูมิเนียม และเหล็กกล้า [28]



รูปที่ 3.40 ความเค้นสลับตรงกัน กระทำซ้ำสองทิศทาง [28]

นอกจากนี้ยังมีการจำแนกการล้าออกเป็นวงรอบการใช้งานต่ำ (Low - cycle fatigue) จะหมายถึงชิ้นงานที่มีอายุการใช้งานตั้งแต่ 1 - 1000 รอบ และวงรอบการใช้งานสูง (High - cycle

fatigue) จะหมายถึงชิ้นงานที่มีอายุการใช้งานมากกว่า 10^3 รอบ และแบ่งอายุที่ใช้ในการออกแบบ ชิ้นส่วนเครื่องจักรกลสำหรับความล้าตามช่วงอายุการใช้งาน คือ ชิ้นงานที่มีอายุจำกัด (Finite life) และชิ้นงานที่มีอายุไม่จำกัด (Infinite life) บริเวณระหว่างช่วงทั้งสองนี้จะไม่สามารถระบุได้ชัดเจน โดยจะขึ้นอยู่กับวัสดุแต่ละชนิดโดยเฉพาะ ซึ่งสำหรับเหล็กจะมีค่าอยู่ระหว่าง $10^6 - 10^7$ รอบ

3.5.2 เกณฑ์การล้าของ Dang Van (Dang Van criteria)

ปี 1993 Dang Van ได้นำเสนอเกณฑ์การล้าเพื่อใช้ในการทำนายการเริ่มต้นเกิดการล้าในเนื้อวัสดุเนื่องจากสภาวะความเค้นกระทำในหลายแกน โดยเกณฑ์ดังกล่าวอยู่บนสมมติฐานที่ระดับ Mesoscopic scale ซึ่งเกณฑ์การล้านี้จะทำนายว่าการล้าของวัสดุจะเกิดขึ้นบนผิวขอบเกรนของวัสดุ โดยเมื่อความเค้นในเนื้อวัสดุมีค่าเกินกว่าที่วัสดุจะรับได้ ดังสมการ 3.34

$$\tau_{\max}(t) + \alpha_{DV} \sigma^H(t) = \tau_w \quad (3.34)$$

โดย α_{DV} คือค่าคงที่สามารถคำนวณได้, τ_w คือค่าต้านทานแรงบิดสูงสุดของวัสดุที่ได้จากการทดสอบ, $\sigma^H(t)$ คือ ความเค้น Hydrostatic สามารถคำนวณได้, $\tau_{\max}(t)$ คือค่าเฉลี่ย Tresca ของความเค้นเฉือนสามารถคำนวณได้ดังสมการที่ (3.35) และ (3.36)

$$\tau_{\max}(t) = \left(\frac{\sigma_1(t) - \sigma_3(t)}{2} \right) \quad (3.35)$$

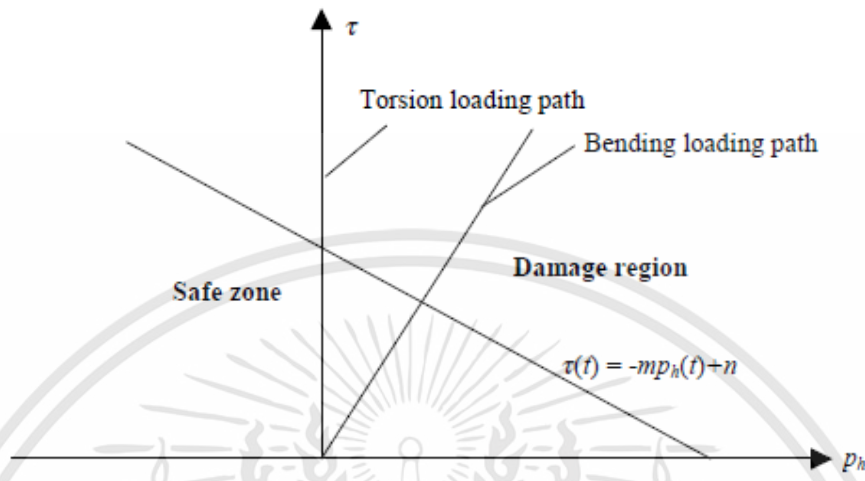
$$\alpha_{DV} = 3 \left(\frac{\tau_w}{\sigma_w} \frac{1}{2} \right) \quad (3.36)$$

โดยที่ $\sigma_1(t)$ และ $\sigma_3(t)$ คือ ความเค้น Principal ในระดับ Mesoscopic และ σ_w คือขีดจำกัดความเสียหายจากกันโก่งงอที่ได้จากการทดลอง, $\tau_{\max}(t)$ ค่าความเค้นเฉือนสูงสุดของวัสดุ ดังนั้น เกณฑ์การล้าของ Dang-Van ที่เวลาใดๆ สามารถหาได้ตามสมการที่ (3.37) ซึ่งเป็นสัดส่วนของความเค้นที่วัสดุได้รับเทียบกับขีดจำกัดการล้าจากการบิดของวัสดุ (The fatigue limit in alternating torsion) และขีดจำกัดการล้าจากการดัดของวัสดุ (The fatigue limit in alternating bending) ของวัสดุนั้นๆ

$$DV = \text{Max} \left[\frac{\tau(t)}{\tau_w - \alpha_{DV} \sigma^H(t)} \right] \quad (3.37)$$

หาก อัตราส่วนความเค้น Dang Van ที่ตำแหน่งใด ๆ มีค่ามากกว่า 1 แสดงว่า ที่ตำแหน่ง เอกสารนี้เป็น ดังกล่าวจะมีการล้าเกิดขึ้น การใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยทั่วไปจะแสดงเส้นทางของความเค้นในกราฟระหว่าง Mesoscopic shear กับ Mesoscopic hydrostatic ดังแสดงในรูปที่ 3.41



รูปที่ 3.41 เกณฑ์การล้าของ Dang Van ในระนาบ τ และ Ph [17]

ซึ่งจะนิยามเส้นดังกล่าวให้เป็นเกณฑ์ของขอบเขตระหว่างอายุการใช้งานที่ไม่จำกัดกับการล้า ถ้าจุดใดๆ ที่กระทำอยู่เหนือตำแหน่งของเส้นเกณฑ์การล้าของ Dang Van แสดงว่า มีการล้าเกิดขึ้นที่จุดนั้น

จากทฤษฎีการล้าข้างต้น สามารถประยุกต์ใช้ได้เฉพาะสถานการณ์ที่มีเค้นแบบหนึ่งแกน (Uniaxial) เท่านั้น และการออกแบบโครงสร้างต่างๆ ที่มีการต้านทานการล้า เช่น การล้าที่มีวงรอบการใช้งานสูงนั้นจำเป็นต้องมีการทดลองในแบบจำลองที่มีขนาดเท่าของจริง เพื่อหาขีดจำกัดของการล้าของส่วนประกอบต่าง ๆ จึงส่งผลให้เกิดความยุ่งยากและสิ้นเปลืองเวลา ดังนั้น การเลือกใช้เกณฑ์การล้าของ Dang Van บนพื้นฐานการพิจารณาการล้าแบบหลายแกน (Multiaxial) เพื่อวิเคราะห์การล้าที่เกิดจากการกลิ้งสัมผัส จึงเป็นแนวทางที่มีความเหมาะสม

3.6 ระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์

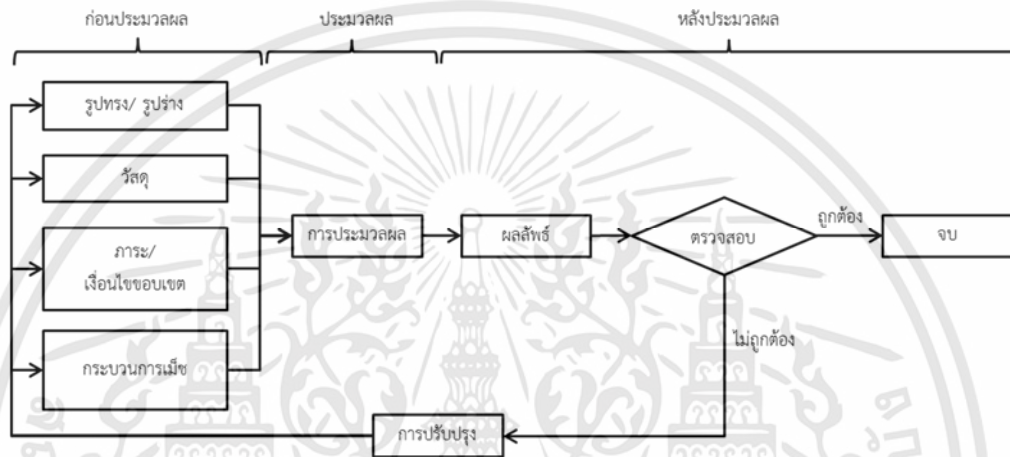
หลักการของระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์เริ่มต้นจากการนำเอาโดเมนของปัญหาที่สนใจมาแบ่งเป็นโดเมนย่อยหรือเอลิเมนต์ (Element) จากนั้น พิจารณาที่ละเอลิเมนต์ โดยทำการสร้างสมการสำหรับแต่ละเอลิเมนต์ให้มีความสอดคล้องกับสมการเชิงอนุพันธ์ของปัญหาที่กำลังศึกษาอยู่ จากนั้นจึงนำสมการของแต่ละเอลิเมนต์ที่สร้างขึ้นมาประกอบกันเป็นระบบสมการชุดใหญ่ ในลักษณะเดียวกับการนำทุกเอลิเมนต์มาประกอบเข้าด้วยกันก่อให้เกิดรูปร่างลักษณะทั้งหมดของปัญหาที่แท้จริง จากนั้นจึงกำหนดเงื่อนไขขอบเขตให้กับระบบสมการชุดใหญ่ แล้วแก้สมการดังกล่าว ช่วยให้

เอกสารนี้เป็นได้ผลโดยประมาณที่ต้องการ ณ ตำแหน่งต่างๆ ของปัญหานั้นๆ ซึ่งความแม่นยำของค่าผลเฉลยการคำนวณ

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยประมาณที่คำนวณออกมาได้นั้นขึ้นอยู่กับขนาดและจำนวนของเอลิเมนต์ที่ใช้ในการแก้ปัญหาและรูปแบบของฟังก์ชันในการประมาณค่า(Interpolation functions) ที่ใช้กับแต่ละเอลิเมนต์

ในการแก้ปัญหาด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์นิยมใช้โปรแกรมสำเร็จรูปโดยอาศัยหลักการตามที่ได้กล่าวมาข้างต้นเพื่อลดระยะเวลาในการคำนวณ และสามารถแบ่งขั้นตอนในการแก้ปัญหาออกเป็น 3 ขั้นตอนหลัก คือ กระบวนการก่อนประมวลผล กระบวนการประมวลผล และกระบวนการหลังประมวลผล ดังแสดงในรูปที่ 3.42



รูปที่ 3.42 ขั้นตอนการแก้ปัญหาคด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์โดยทั่วไป[29]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 4

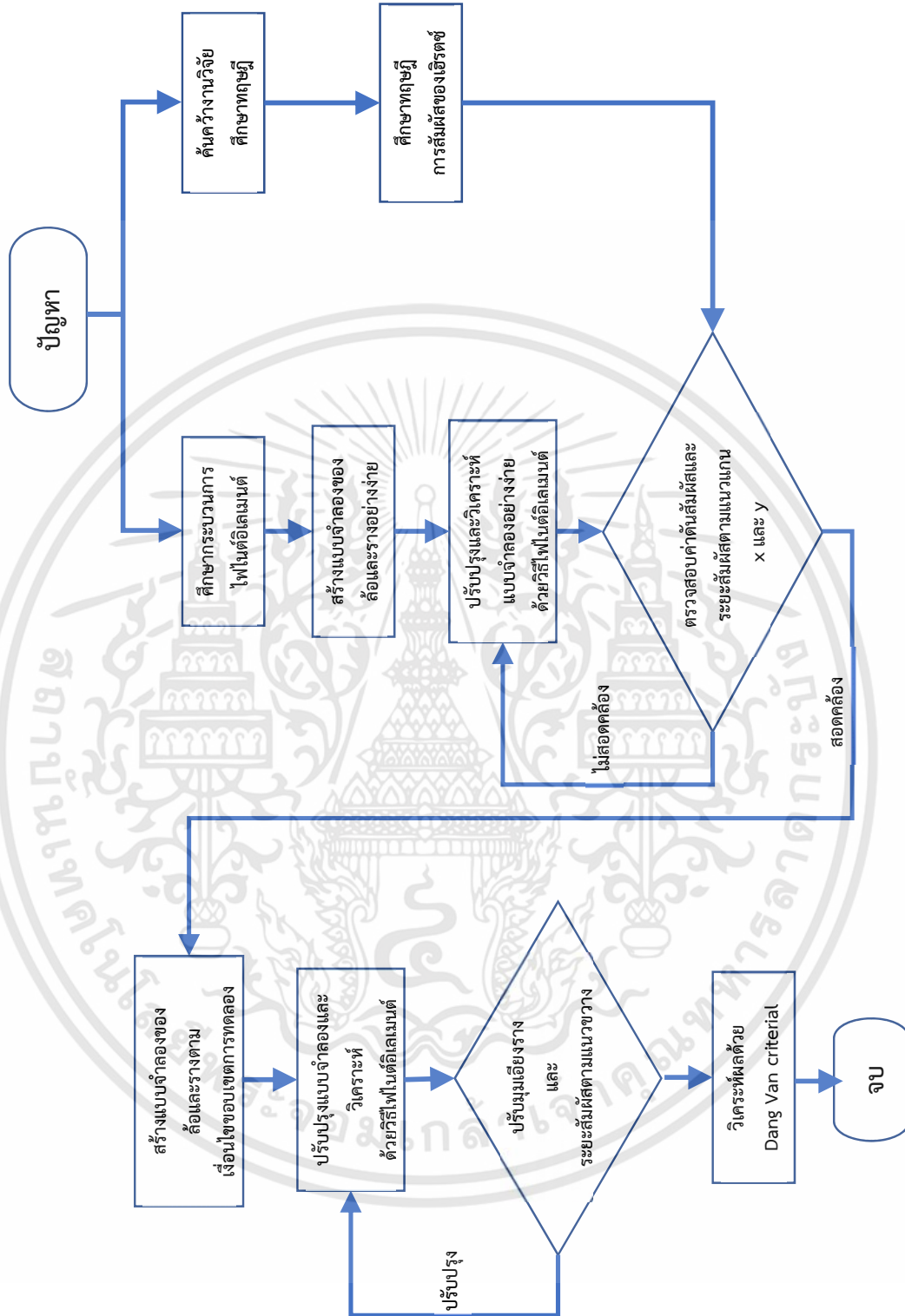
วิธีดำเนินการวิจัย

4.1 บทนำ

งานวิจัยนี้ได้วิเคราะห์หาตำแหน่งการเกิดการล้าของล้อยับและรางรถไฟภายใต้การสัมผัสสัณฐานด้วยความเร็ว 80 km/hr และได้รับแรงขับเคลื่อนจากมอเตอร์ขนาด 135 kW ที่ผ่านชุดเกียร์อัตราทด 6.785(=95/14) ไปยังเพลาขับที่ติดอยู่กับล้อ ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์อิลีเมนต์ โดยจะใช้แบบจำลองสามมิติการสัมผัสอย่างง่ายเปรียบเทียบกับทฤษฎีการสัมผัสของเฮิร์ตซ์ ซึ่งแบบจำลองอย่างง่ายนี้ใช้ขนาดและคุณสมบัติของล้อและรางนำมาจากโครงการรถไฟฟาสายสีม่วง ช่วงบางใหญ่ – บางซื่อ แต่กำหนดให้จุดสัมผัสของล้อและรางไม่มีการเปลี่ยนแปลงรัศมี และจึงกำหนดเงื่อนไขขอบเขตให้สอดคล้องกับสภาวะใช้งานจริง โดยจะพิจารณาการสัมผัสที่ตำแหน่งสัมผัสระหว่างล้อและรางในแนวขวางตั้งแต่ -4 mm. ไปถึง +4 mm.

กระบวนการวิเคราะห์แบบจำลองสามารถแสดงได้อย่างคร่าวๆ ดังนี้ เริ่มจากสร้างแบบจำลอง 3 มิติของล้อและรางรถไฟอย่างง่ายด้วยโปรแกรมสามมิติ(SOLIDWORKS) โดยให้มีขนาด และขอบเขตใกล้เคียงกับของจริง แต่สร้างแบบจำลอง 3 มิติที่บริเวณตำแหน่งสัมผัสให้มีรัศมีขอบเรียบ กล่าวคือ ที่ตำแหน่งสัมผัสไม่มีการเปลี่ยนแปลงรัศมี เมื่อได้ผลการวิเคราะห์ด้วยกระบวนการไฟไนต์อิลีเมนต์แล้ว นำเอาค่าความดันสัมผัสสูงสุด ค่าความยาวสัมผัสในแนวแกนหลักและความยาวสัมผัสในแนวแกนรอง ไปเปรียบเทียบกับผลที่ได้จากการคำนวณด้วยทฤษฎีการสัมผัสของเฮิร์ตซ์ เมื่อสอดคล้องกันแล้วจึงปรับปรุงแบบจำลอง 3 มิติ ให้มีรูปร่างตามแบบที่ได้จากที่ใช้ในโครงการรถไฟฟาสายสีม่วง ช่วงบางใหญ่ – บางซื่อ จากนั้นจึงนำไปวิเคราะห์ตำแหน่งและความเค้นต่างๆ ตามเงื่อนไขข้างต้นโดยขั้นตอนทั้งหมดของงานวิจัยนี้สามารถแสดงได้ดังรูปที่ 4.1

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับครูรูปที่ 4.1 แผนภาพแสดงการดำเนินงานวิจัยให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

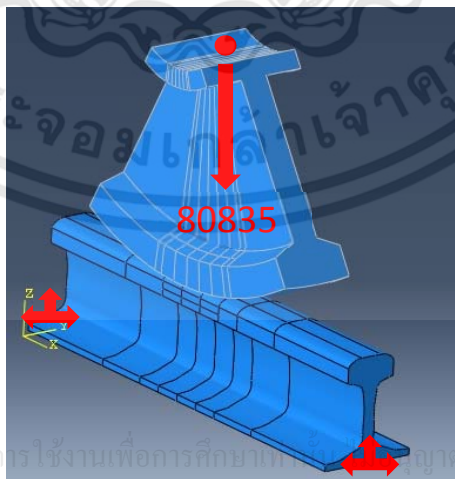
4.2 การตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลอง

ในงานวิจัยนี้จะตรวจสอบความถูกต้องระหว่างแบบจำลองและทฤษฎีของเฮิร์ตซ์โดยการสร้างแบบจำลองของล้อและรางรถไฟอย่างง่าย ซึ่งทำให้ได้ล้อและรางที่ไม่มี ความซับซ้อน เช่นรัศมีบริเวณสัมผัสไม่มีการเปลี่ยนแปลง เพื่อเปรียบเทียบกับทฤษฎีการสัมผัสของเฮิร์ตซ์ที่รัศมีการสัมผัสไม่เปลี่ยนแปลงเหมือนกัน แล้วจึงทำการกำหนดเงื่อนไขขอบเขต และคุณสมบัติ ให้ตรงกับที่ใช้คำนวณในทางทฤษฎี เช่น แรงกระทำที่ล้อ จุดยึดรางรถไฟ ตำแหน่งระหว่างล้อและรางรถไฟ ความเร็วในการเคลื่อนที่ คุณสมบัติเชิงกล ของล้อและราง โดยรูปที่ 4.2 แสดงแบบจำลองของล้อและรางรถไฟอย่างง่าย ด้วยโปรแกรม Solid Work



รูปที่ 4.2 แบบจำลองสามมิติของล้อและรางรถไฟอย่างง่าย

นำแบบจำลองที่ได้จากโปรแกรม Solid Work มาวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ และกำหนดขอบเขตต่างๆของแบบจำลองอย่างง่ายให้สอดคล้องกับค่าที่ใช้ในการคำนวณด้วยทฤษฎีของเฮิร์ตซ์ ดังแสดงในรูปที่ 4.3



รูปที่ 4.3 เงื่อนไขขอบเขตในการตรวจสอบแบบจำลองอย่างง่ายที่มีการนำไปใช้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับกรใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น กรุณาอย่าให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้าม

นำค่าความดันสัมผัสสูงสุดที่เกิดขึ้นในแบบจำลอง ค่าระยะพื้นผิวสัมผัสตามแนวแกนหลัก (x) และระยะพื้นผิวสัมผัสตามแนวแกนรอง (y) ที่ได้จากการวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์อิเลเมนต์ ไปตรวจสอบความถูกต้องกับค่าที่ได้จากทฤษฎีความดันสัมผัสของเฮิร์ตซ์ แสดงในสมการที่ (3.2) สมการที่ (3.3) และสมการที่ (3.4) ซึ่งแสดงผลตามตารางที่ 4.1 แสดงความดันสัมผัสสูงสุดและระยะของพื้นที่สัมผัสในแนวแกนหลักและแนวแกนรองตามทฤษฎีการสัมผัสของเฮิร์ตซ์

ตารางที่ 4.1 ระยะของพื้นที่สัมผัสและความดันสัมผัสสูงสุดตามทฤษฎีการสัมผัสของเฮิร์ตซ์

รายการคำนวณ	ผลลัพธ์ตามทฤษฎีการสัมผัสของเฮิร์ตซ์
ระยะของพื้นที่สัมผัสตามแนวแกน x (a)	5.714 mm
ระยะของพื้นที่สัมผัสตามแนวแกน y (b)	5.084 mm
ความดันสัมผัสสูงสุด (p_0)	1328.6 MPa

การหาค่าความดันสัมผัสที่กระจายจากระยะทางตามแนวแกนหลัก (x) และแนวแกนรอง (y) ตามทฤษฎีการสัมผัสของเฮิร์ตซ์จากสมการที่ (3.8) ดังแสดงในตารางที่ 4.2

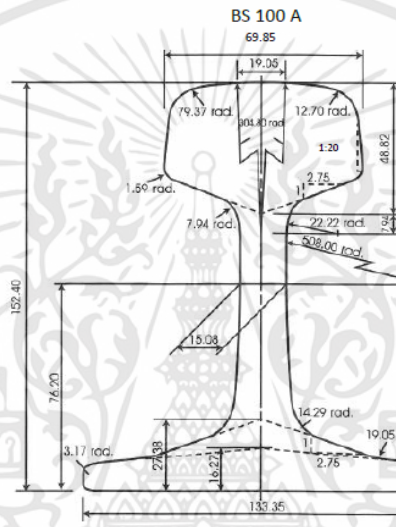
ตารางที่ 4.2 ความดันสัมผัสตามระยะของแนวแกน x และแกน y

ระยะจากจุดศูนย์กลางตามแนวแกน x - y (mm)	ความดันสัมผัสตามแนวแกน x (Mpa)	ความดันสัมผัสตามแนวแกน y (Mpa)
4	948.8	820.0
3	1130.8	1072.6
2	1244.6	1221.5
1	1308.1	1302.6
0	1328.6	1328.6
-1	1308.1	1302.6
-2	1244.6	1221.5
-3	1130.8	1072.6
-4	948.8	820.0

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.3 การสร้างแบบจำลองสามมิติของล้อและรางรถไฟ

จากบทนำข้างต้นการศึกษาวิจัยนี้ได้ทำการอ้างอิงข้อมูลของล้อรถไฟและรางรถไฟ จากโครงการการรถไฟฟาสายสีม่วง ช่วงบางใหญ่ – บางซื่อ ดังแสดงในรูปที่ 4.4 โดยการสร้างแบบจำลองสามมิติของล้อและรางรถไฟ ด้วยโปรแกรม SOLIDWORKS งานวิจัยนี้ได้กำหนดให้ แกน-x เป็นแนวการเคลื่อนที่ไปด้านหน้าของรถไฟ, แกน-y เป็นแนวการเคลื่อนที่ไปด้านข้างของรถไฟ และ แกน-z เป็นแนวการเคลื่อนที่ตามแนวตั้งของรถไฟ โดยการสร้างแบบจำลองด้วยโปรแกรม SOLIDWORKS นี้แบ่งเป็นสองส่วนคือ การสร้างแบบจำลองของล้อ และการสร้างแบบจำลองของรางรถไฟ ดังนี้



รูปที่ 4.4 รูปร่างของรางรถไฟในโครงการการรถไฟฟาสายสีม่วง ช่วงบางใหญ่ – บางซื่อ (BS100)[29]

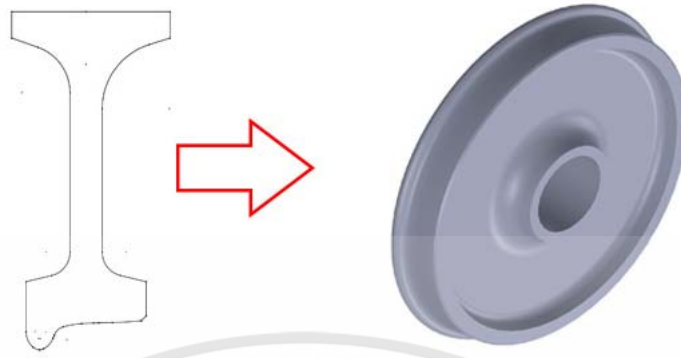
4.3.1 การสร้างแบบจำลองสามมิติของล้อ

ในการสร้างแบบจำลองสามมิติของล้อสำหรับระเบียบวิธีไฟไนต์อิเลเมนต์นั้น จะใช้วิธีการ Revolve รูปหน้าตัดล้อที่ต้องการ โดยจะสร้างรูปสองมิติตามขนาดของรถไฟฟาสายสีม่วงในระนาบ $y-z$ โดยกำหนดให้ล้อมีรัศมีวัดจากจุดกึ่งกลางของเพลาจนถึงพื้นล้อเท่ากับ 430 mm ดังแสดงในรูปที่ 4.5

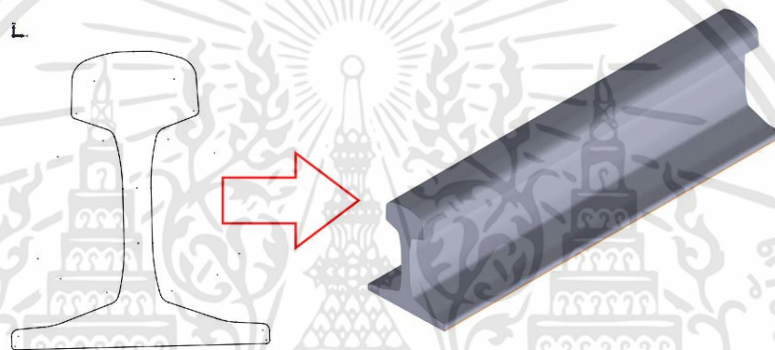
4.3.2 การสร้างแบบจำลองสามมิติของรางรถไฟ

ในการสร้างแบบจำลองสามมิติของรางรถไฟจะทำการ Extrude รางรถไฟในระนาบสองมิติ โดยการวาดรูปร่างของรางในระนาบ $y-z$ เช่นเดียวกับการสร้างแบบจำลองสามมิติของล้อ โดยกำหนดให้รางรถไฟมีความยาว 650 mm ดังแสดงในรูปที่ 4.6

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.5 การสร้างแบบจำลองสามมิติของล้อ[29]



รูปที่ 4.6 การสร้างแบบจำลองสามมิติของรางรถไฟ [29]

4.4 การจำลองการสัมผัสกลิ้งระหว่างล้อขั้วต้ำกำลังและรางรถไฟ

งานวิจัยนี้ใช้วิธีการสร้างแบบจำลอง 3 มิติของล้อและรางด้วยโปรแกรม SOLIDWORKS เพื่อให้ได้แบบจำลองที่ใกล้เคียงกับแบบล้อและรางมากที่สุด แล้วจึงนำแบบจำลองเข้าสู่กระบวนการไฟไนต์เอลิเมนต์ กำหนดเงื่อนไขขอบเขตการวิเคราะห์ให้สอดคล้องกับสภาวะที่เกิดขึ้นจริงมากที่สุด ซึ่งมีรายละเอียดในแต่ละขั้นตอนดังนี้

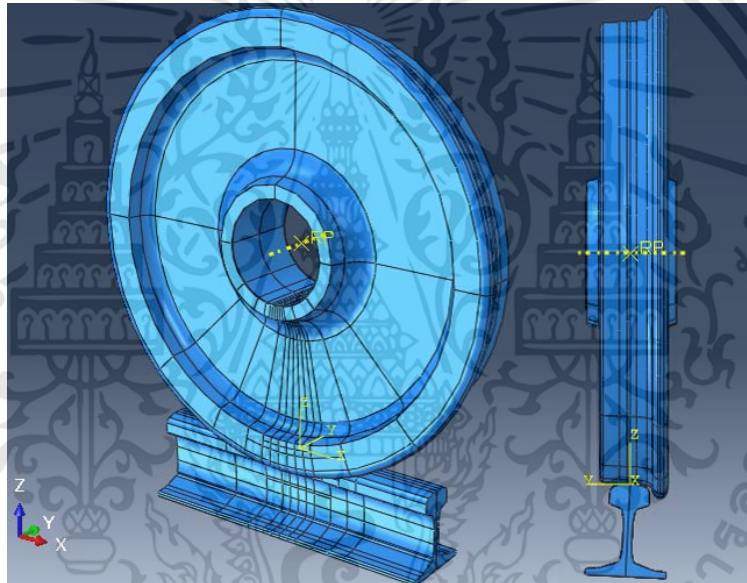
4.4.1 การนำแบบจำลองเข้าสู่กระบวนการวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์

ในกระบวนการระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์สามารถใช้ฟังก์ชันภายในโปรแกรมเพื่อ นำเอาแบบจำลองที่สร้างด้วยโปรแกรม Solid Work ได้ ซึ่งช่วยให้มีความสะดวกในการใช้งานมากยิ่งขึ้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.4.2 การปรับปรุงแบบจำลองและกำหนดคุณสมบัติทางวัสดุ

ในกระบวนการวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ จะจัดให้ล้อและรางอยู่ในตำแหน่งที่ใช้วิเคราะห์ปัญหา กล่าวคือ กำหนดให้รางวางไปตามแนวแกน x และให้หัวรางตั้งขึ้นในแนวแกน z หลังจากนั้นจึงจัดให้ผิวล้อวางอยู่บนหัวรางโดยมีทิศทางการเคลื่อนที่ตามแนวแกน x เสร็จเรียบร้อยแล้ว จึงทำการสร้างแบบจำลองสามมิติของเพลเป็นแบบ 3D Analytic rigid shell ซึ่งมีลักษณะเป็นวัตถุแข็งเกร็ง (ไม่เสียรูปเมื่อมีแรงมากระทำ) เพื่อใช้เพลเป็นตัวส่งแรงกระทำต่างๆจากเกียร์ที่กำหนดสู่ล้อ และกำหนดตำแหน่งของแบบจำลองต่าง ๆ ให้มีลักษณะเช่นเดียวกับสภาวะที่จะวิเคราะห์ คือ กำหนดให้เพลมีการยึดติดกับคุมล้อ และพื้นล้อตั้งอยู่บนหัวราง พร้อมทั้งกำหนดให้ตำแหน่งกึ่งกลางของเพลเป็นตำแหน่งอ้างอิง (RP) ดังแสดงในรูปที่ 4.7



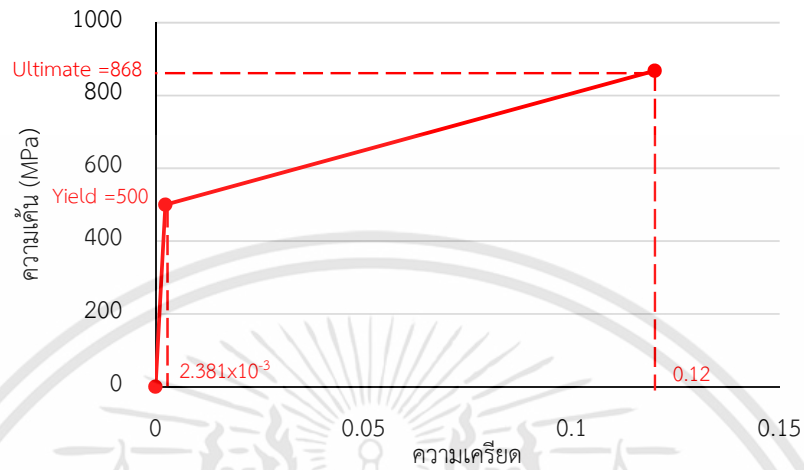
รูปที่ 4.7 ตำแหน่งของแบบจำลองสามมิติของล้อและรางรถไฟ

จากนั้นทำการกำหนดคุณสมบัติทางวัสดุของแบบจำลอง ตามการใช้งานในโครงการรถไฟฟ้า สายสีม่วง ช่วงบางใหญ่ – บางซื่อ ประกอบกับข้อมูลเพิ่มเติมจากงานวิจัยที่มีการศึกษาเกี่ยวข้องกับวัสดุ ดังกล่าว [29] โดยมีรายละเอียดดังแสดงในตารางที่ 4.3

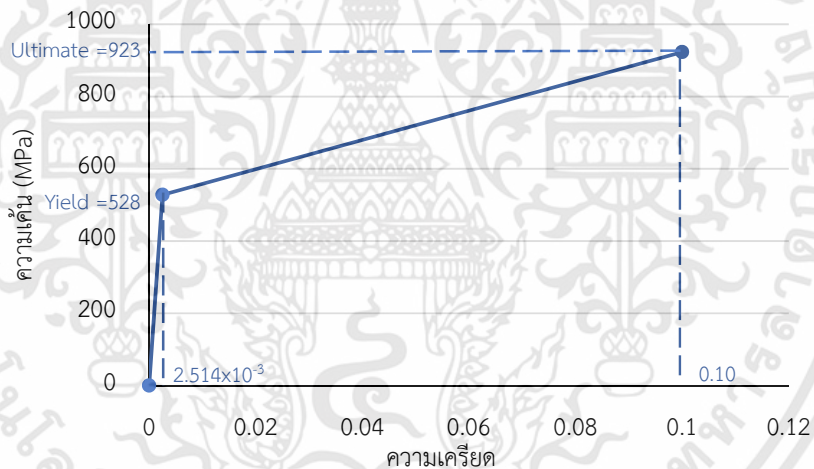
ตารางที่ 4.3 แสดงคุณสมบัติทางวัสดุของล้อและรางรถไฟ[29]

คุณสมบัติทางวัสดุ	ล้อ	รางรถไฟ
ชนิดโลหะ	SSW-Q3S	R260
มาตรฐาน	JIS E 5402	EN 13674
Young's modulus; E	210×10^3 MPa	210×10^3 MPa
Yield stress; σ_y	500 MPa	528 MPa
Poisson's ratio; ν	0.25	0.25

นอกจากนี้ กำหนดให้วัสดุของแบบจำลองมีคุณสมบัติการเปลี่ยนรูปแบบพลาสติก[29] ดังแสดง
ในรูปที่ 4.8 และ 4.9



รูปที่ 4.8 คุณสมบัติทางวัสดุของล้อย [29]



รูปที่ 4.9 คุณสมบัติทางวัสดุของรางรถไฟ[29]

โดย

$$\varepsilon_{total} = \varepsilon_{elastic} + \varepsilon_{plastic} \quad (4.1)$$

$$\varepsilon_{total} = \left(\frac{\sigma}{E} \right)_{elastic} + \varepsilon_{plastic} \quad (4.2)$$

ดังนั้น

$$\varepsilon_{plastic} = \varepsilon_{total} - \left(\frac{\sigma}{E} \right)_{elastic} \quad (4.3)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากการพิจารณาสมการที่ (4.3) ทำให้สามารถคำนวณความเครียดพลาสติกได้ ดังนั้น จึงกำหนดให้คุณสมบัติการเปลี่ยนรูปแบบพลาสติกของแบบจำลองเป็นแบบ Hardening ชนิด Isotropic โดยมีรายละเอียดดังแสดงในตารางที่ 4.4

ตารางที่ 4.4 แสดงคุณสมบัติการเปลี่ยนรูปแบบพลาสติกของล้อยและรางรถไฟ[29]

ล้อ		รางรถไฟ	
Stress	Plastic stain	Stress	Plastic stain
500 MPa	0	528 MPa	0
868 MPa	0.1176	923 MPa	0.0974

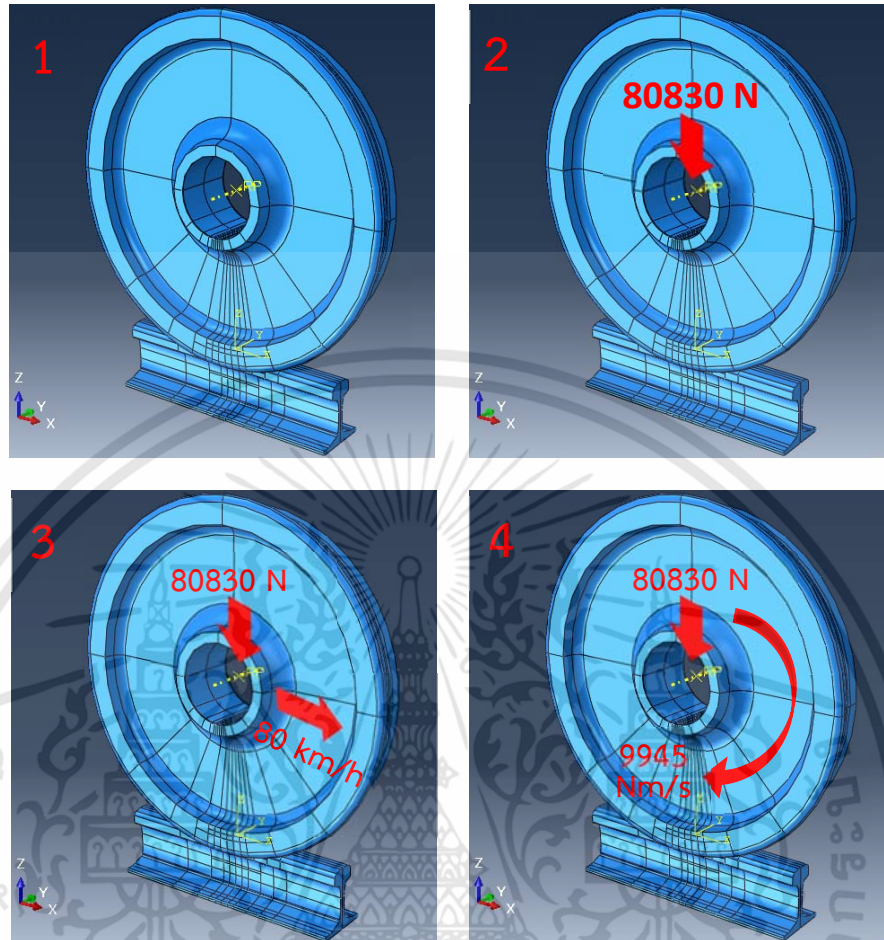
4.4.3 การกำหนดเงื่อนไขขอบเขตของแบบจำลอง

เงื่อนไขขอบเขตที่กำหนดในแบบจำลองจะกำหนดให้มีสภาวะใกล้เคียงการใช้งานจริงมากที่สุด โดยกำหนดให้น้ำหนักกระทำที่เพลาท่ากับ 80835 N ในทิศทางแนวตั้ง (z) โดยอ้างอิงจากงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง[3,29]และข้อกำหนดในการออกแบบขบวนรถไฟฟ้าในโครงการรถไฟฟ้าสายสีม่วง ช่วงบางใหญ่ – บางซื่อ พร้อมทั้งกำหนดให้ล้อเคลื่อนที่ไปตามแนวแกน x ที่ความเร็ว 80 km/hr หรือ 51.68 rad/s ณ ช่วงเวลาหนึ่ง และเปลี่ยนเอาความเร็วเชิงมุมออก และเพิ่มแรงขับที่เพลา ที่มาจากมอเตอร์ขนาด 135 KW ผ่านระบบเกียร์ที่มีอัตราทด 6.786 (=95/14) ทำให้มีแรงขับที่เพลาท่ากับ 19890 Nm/s และส่งผ่านสู่ล้อเท่ากับ 9945 Nm/s ที่ล้อ

ในงานวิจัยนี้ได้กำหนดให้แบบจำลองสามมิติของรางรถไฟซึ่งมีความยาว 650 mm ซึ่งคือระยะของหมอนรองรางรถไฟ และกำหนดให้บริเวณหัวและท้ายของรางไม่มีการเคลื่อนที่ทั้งในแนวแกน x แนวแกน y และแนวแกน z

4.4.4 การกำหนดขั้นตอนการสัมผัสกลิ้งของแบบจำลอง

ในการกำหนดขั้นตอนการสัมผัสระหว่างแบบจำลองสามมิติของล้อยและรางรถไฟ จะเริ่มจัดให้ล้อยและรางอยู่ในตำแหน่งเสมือนใช้งานจริง โดยงานวิจัยนี้จะกำหนดกระบวนการสัมผัสของล้อยและรางเป็น 3 ขั้นตอน โดยเริ่มจาก ล้อเคลื่อนที่ลงในแนวแกน z ด้วยน้ำหนักกดเพลาขนาด 81,423 N จนสัมผัสกับแบบจำลองสามมิติของรางรถไฟ จากนั้นจึงมีการกลิ้งไปตามแนวแกน x ในทิศทาง +x ด้วยความเร็วคงที่ 80 km/h (ความเร็วเชิงมุม 51.68 rad/s) เสร็จจึงแล้วเปลี่ยนความเร็วเชิงมุมเป็นแรงขับจากมอเตอร์ขนาด 9945 Nm/s ดังแสดงในรูปที่ 4.10 ไม่นานนักให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

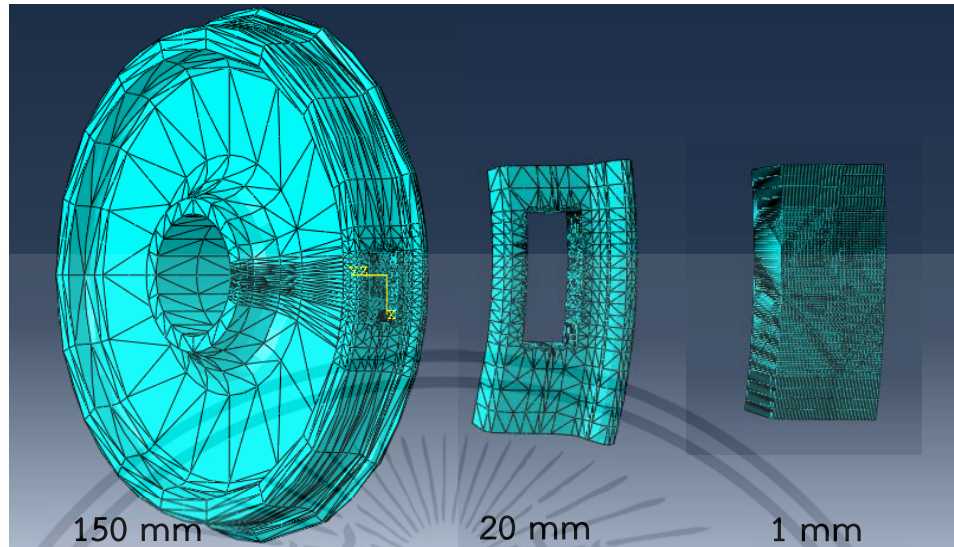


รูปที่ 4.10 แสดงขั้นตอนการสัมผัสของแบบจำลอง

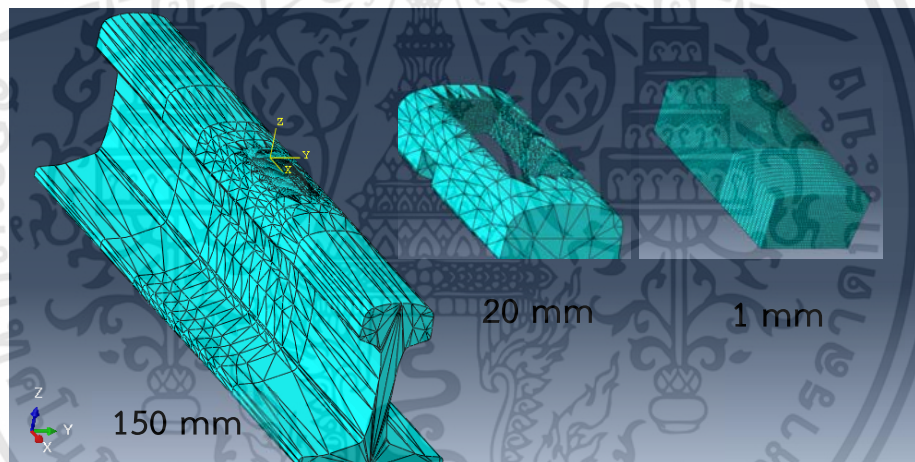
4.4.5 การกำหนดขนาดและจำนวนเอลิเมนต์ให้แบบจำลอง

การกำหนดเอลิเมนต์ให้กับแบบจำลองสามมิติของล้อและรางรถไฟจะแบ่งเป็นสองส่วนหลักๆ คือ ส่วนที่นำมาวิเคราะห์ความเค้น และส่วนที่ไม่ได้นำมาวิเคราะห์ โดยที่บริเวณที่ใช้วิเคราะห์ความเค้น จะต้องใช้อิเลเมนต์ที่มีความละเอียดสูง โดยงานวิจัยนี้จะกำหนดให้เอลิเมนต์ในบริเวณที่มีการสัมผัส กลิ้งเป็นแบบทรงหกหน้า (Hexahedron) ขนาด 1 mm. เพื่อความถูกต้องแม่นยำในการนำผลมาวิเคราะห์ และในบริเวณอื่นที่ห่างจากบริเวณที่มีการสัมผัสซึ่งไม่ส่งผลกระทบต่อผลลัพธ์ที่ต้องการพิจารณาจะกำหนดให้เอลิเมนต์เป็นแบบทรงสี่หน้า (Tetrahedron) ขนาด 150 mm. ทั้งนี้การเพิ่มขนาดเอลิเมนต์ให้มีขนาดใหญ่ขึ้นนอกบริเวณที่ใช้วิเคราะห์ความเค้นก็เพื่อเป็นการช่วยลดเวลาและทรัพยากรในกระบวนการไฟไนต์เอลิเมนต์ และบริเวณเชื่อมต่อระหว่างเอลิเมนต์ 1 mm. กับ 150 mm. จะใช้อิเลเมนต์ขนาด 20 mm. เพื่อความราบเรียบของเอลิเมนต์ทั้งหมด ดังแสดงในรูปที่ 4.11 และรูปที่ 4.12 แสดงอิเลเมนต์ของล้อและราง ตามลำดับ ซึ่งมีรายละเอียดแสดงในตารางที่ 4.5

เอกสารนี้เป็นเอกสารลับภายใต้การควบคุมของสำนักงานคณะกรรมการกำกับและส่งเสริมการประกอบธุรกิจหลักทรัพย์และตลาดการเงิน
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.11 แสดงเอลิเมนต์ของแบบจำลองล้อ



รูปที่ 4.12 แสดงเอลิเมนต์ของแบบจำลองราง

ตารางที่ 4.5 จำนวนเอลิเมนต์ในแต่ละแบบจำลอง

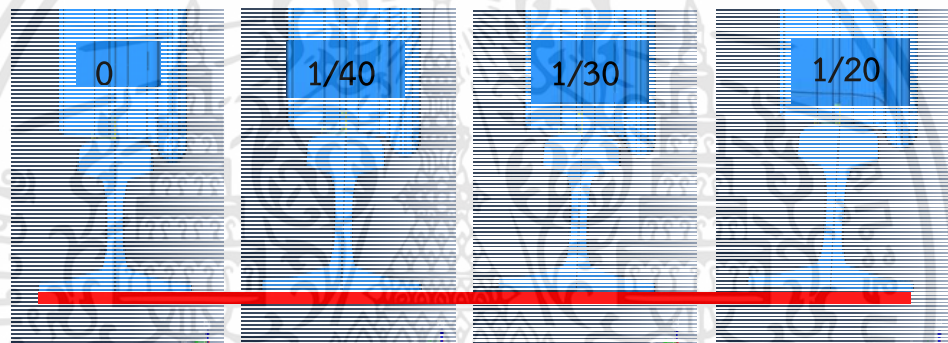
แบบจำลอง	จำนวนเอลิเมนต์
ล้อ	184,256
รางรถไฟ	109,462
รวมทั้งหมด	293,718

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.4.6 การเปลี่ยนแปลงมุมเอียงรางและตำแหน่งสัมผัส

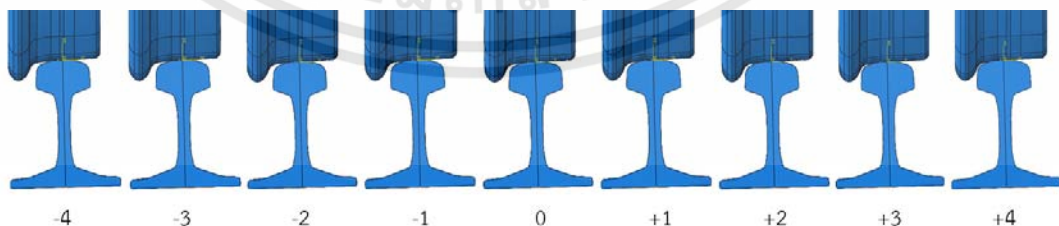
การวิเคราะห์ด้วยกระบวนการไฟไนต์อิลิเมนต์มีการกำหนดให้มีมุมเอียงราง(Rail inclination)แบ่งเป็น 4 กรณีประกอบไปด้วย 0, 1/40, 1/30 และ 1/20 เพื่อศึกษาถึงผลของมุมเอียงรางต่อความเค้นต่างๆ

อีกทั้งยังมีการวิเคราะห์ถึงตำแหน่งสัมผัสระหว่างล้อและรางรถไฟในแนวขวางของราง (Lateral displacement) จากตำแหน่ง -4 mm. ไปจนถึง +4 mm. เปรียบเสมือนอาการส่ายตัวของรถไฟ (Hunting motion) ดังแสดงในรูปที่ 4.13 และรูปที่ 4.14 ตามลำดับ ซึ่งมุมเอียงเหล่านี้มีการใช้งานแตกต่างกันไปตามมาตรฐานของแต่ละประเทศ แต่สำหรับในโครงการรถไฟฟ้าสายสีม่วง ช่วงบางใหญ่ – บางซื่อ ใช้รางรถไฟที่มีมุมเอียง 1/40 ดังนั้น การเปรียบเทียบผลกระทบบจากมุมเอียงจาก จึงสามารถนำไปใช้เป็นแนวทางศึกษาและออกแบบระบบรางอื่นๆได้



รูปที่ 4.13 แบบจำลองการสัมผัสที่มีมุมเอียงของรางรถไฟ 0, 1/40, 1/30, 1/20 [29]

นอกจากพิจารณามุมเอียงแล้วนั้น งานวิจัยนี้ยังได้พิจารณาผลกระทบจากการส่ายของรถไฟเมื่อเคลื่อนที่ (Hunting motion) โดยจะกำหนดให้ล้อมีการเปลี่ยนแปลงตำแหน่งตามแนวขวางของรางรถไฟโดยเริ่มจากกำหนดให้ตำแหน่งกึ่งกลางของล้อตรงกับตำแหน่งกึ่งกลางของรางรถไฟ ให้จุดนี้เป็นตำแหน่ง 0 จากนั้นจึงกำหนดให้ล้อมีการเปลี่ยนแปลงตำแหน่งตามแนวขวางของรางรถไฟ หรือตามแนวแกน y ไปยังตำแหน่งต่างๆได้แก่ -4, -3, -2, -1, 0, +1, +2, +3, +4 ดังแสดงในรูปที่ 4.14



รูปที่ 4.14 การเปลี่ยนแปลงตำแหน่งตามแนวขวางของรางรถไฟ [29]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.4.7 การวิเคราะห์ความเค้นจากแบบจำลอง

การวิเคราะห์ความเค้นจากแบบจำลองในงานวิจัยนี้จะพิจารณาเปรียบเทียบความดันสัมผัสพื้นที่สัมผัส(Contact Pressure) ความเค้น Tresca และความเค้น von - Mises ของแบบจำลองในกรณีต่างๆ เพื่อศึกษาการเปลี่ยนแปลงทางความเค้นที่เกิดขึ้นเนื่องจากการสัมผัสของแบบจำลองทางไฟไนต์อิลิเมนต์ของล้อขับและรางรถไฟ เมื่อรางมีมุมเอียงต่างๆ และแต่ละตำแหน่งตามแนวขวางของรางรถไฟ

4.5 การวิเคราะห์ตำแหน่งที่เกิดการล้าด้วยเกณฑ์การล้าของ Dang Van

การวิเคราะห์ตำแหน่งที่เกิดการล้าด้วยเกณฑ์การล้าของ Dang Van เป็นนำความเค้นในแนวแกน x , y และ z มาพิจารณาร่วมกับ ซีดจำกัดการล้าจากการบิด (The fatigue limit in alternating torsion) และซีดจำกัดการล้าจากการดัด (The fatigue limit in alternating bending) ซึ่งหากอัตราส่วนความเค้นของ Dang Van ที่ตำแหน่งใด ๆ มีค่ามากกว่า 1 แสดงว่า ที่ตำแหน่งดังกล่าวจะมีการล้าเกิดขึ้น

ในงานวิจัยนี้สามารถที่จะคำนวณค่าความเค้นไฮโดรสแตติก (σ^H : Hydrostatic Stress) ของแต่ละจุดในแบบจำลองการสัมผัสของล้อและราง จากความเค้นในแนวแกน x , y และ z รวมถึงพิจารณาความเค้น Tresca ของแต่ละจุดในแบบจำลองการสัมผัส เพื่อนำไปใช้ในสมการการล้าของ Dang Van โดยงานวิจัยนี้กำหนดให้ซีดจำกัดการล้าจากการบิดของวัสดุ (The fatigue limit in alternating torsion) มีค่าเท่ากับ 270 MPa และซีดจำกัดการล้าจากการดัดของวัสดุ (The fatigue limit in alternating bending) มีค่าเท่ากับ 460 MPa ตามลำดับ ซึ่งอ้างอิงจากงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง [29] เพื่อใช้ในการคำนวณหาตัวแปรคงที่ a สำหรับใช้ในสมการอัตราส่วนความเค้นของ Dang Van

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 5

ผลการวิจัยและวิเคราะห์ผล

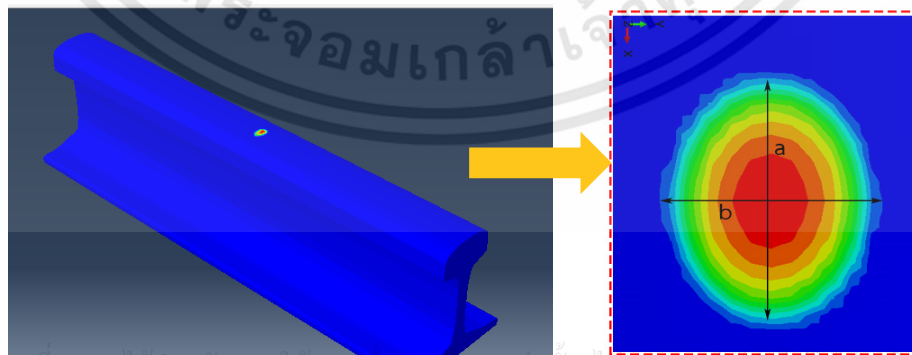
ในงานวิจัยนี้แสดงการศึกษาวิเคราะห์การล้าของล้อและรางรถไฟภายใต้การสัมผัสกลิ้งด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ สามารถแบ่งผลลัพธ์ที่ได้ออกเป็นหลายๆส่วน ดังต่อไปนี้

5.1 การตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลอง

งานวิจัยนี้จะทำการตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลองการสัมผัสระหว่างล้อและรางรถไฟ ด้วยค่าความดันสัมผัสสูงสุด ความยาวของระยะของพื้นที่สัมผัสตามแนวแกน x และ y ที่ระยะความดันสัมผัสสูงสุด ที่ได้จากการวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์เปรียบเทียบกับผลลัพธ์ที่ได้จากการคำนวณตามทฤษฎีการสัมผัสของเฮิร์ตซ์ ในขั้นตอนนี้จำเป็นอย่างมาก เพราะเป็นการยืนยันค่าความถูกต้องของแบบจำลอง จึงจำเป็นต้องมีการปรับแก้ไขทั้งแบบจำลองสามมิติ กระบวนการวิธีการคำนวณ และการกำหนดคุณสมบัติทางวัสดุของแบบจำลองเพื่อให้ได้ผลลัพธ์ที่มีความสอดคล้องตามทฤษฎี ก่อนนำไปปรับใช้กับแบบจำลองที่มีความซับซ้อนมากขึ้น โดยผลลัพธ์จากแบบจำลองดังกล่าวสามารถแสดงได้ ดังต่อไปนี้

5.1.1 พื้นที่สัมผัสและความดันสัมผัสสูงสุด

ผลการวิเคราะห์จากกระบวนการไฟไนต์เอลิเมนต์ ได้แสดงความดันสัมผัสสูงสุด ระยะพื้นผิวสัมผัสในแนวแกน x และแกน y ดังแสดงในรูปที่ 5.1 และเมื่อนำผลที่ได้จากกระบวนการไฟไนต์เอลิเมนต์มาเปรียบเทียบกับผลลัพธ์ที่ได้จากการคำนวณตามทฤษฎีการสัมผัสของเฮิร์ตซ์ซึ่งแสดงในตารางที่ 4.1 จะพบว่า ระยะของพื้นที่สัมผัสตามแนวแกน x มีความคลาดเคลื่อน 6.74% ระยะของพื้นที่สัมผัสตามแนวแกน y มีความคลาดเคลื่อน 1.61% และความดันสัมผัสสูงสุดมีความคลาดเคลื่อน 1.07%



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาค้นคว้า ไม่อนุญาตให้นำไปเผยแพร่ ใช้นำไปใช้ในการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมีการดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

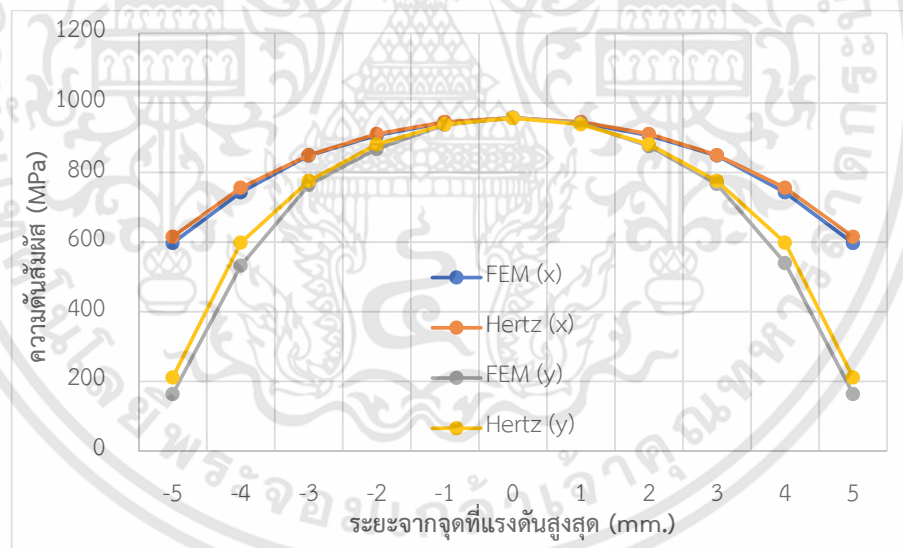
รูปที่ 5.1 ความดันสัมผัสที่ได้จากแบบจำลองที่ใช้ตรวจสอบ

ตารางที่ 5.1 การเปรียบเทียบระยะของพื้นที่สัมผัสและความดันสัมผัสสูงสุด

รายการคำนวณ	ทฤษฎีการสัมผัส ของเฮิร์ตซ์	ระเบียบวิธี ไฟไนต์เอลิเมนต์	ร้อยละ ความคลาด เคลื่อน
ระยะของพื้นที่สัมผัสตามแนวแกน x (a)	7.86 mm	7.33 mm	6.74
ระยะของพื้นที่สัมผัสตามแนวแกน y (b)	6.18 mm	6.083 mm	1.61
ความดันสัมผัสสูงสุด (p_0)	957.45 MPa	945.2 MPa	1.07

5.1.2 การกระจายตัวของความดันสัมผัส

การกระจายตัวของความดันสัมผัสภายในบริเวณที่ล้อสัมผัสกับรางรถไฟที่ได้จากการวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ พบว่า ความดันสัมผัสสูงสุดจะเกิดขึ้นที่จุดศูนย์กลางของผิวสัมผัส โดยในแบบจำลองนี้จะมีค่าความดันสัมผัสสูงสุดอยู่ที่ 957.45 Mpa และความดันสัมผัสจะค่าลดลงตามแนวแกน x และ y ตามระยะที่เพิ่มขึ้น ดังที่ได้แสดงในตารางที่ 4.2 และจะพบว่าการกระจายตัวของความดันสัมผัสมีรูปแบบที่ใกล้เคียงกัน ดังแสดงในรูปที่ 5.2



รูปที่ 5.2 กราฟเปรียบเทียบการกระจายตัวของความดันสัมผัส

จากการเปรียบเทียบข้างต้นพบว่าความดันสัมผัสและพื้นที่สัมผัสระหว่างแบบจำลองของล้อและรางกับผลลัพธ์ที่ได้จากการคำนวณตามทฤษฎีของเฮิร์ตซ์ พบว่า ทั้งสองกรณีมีปริมาณ และการกระจายตัวที่ใกล้เคียง และสอดคล้องกัน ดังนั้นแบบจำลองการสัมผัสของล้อและรางอย่างง่ายนี้สามารถนำมาเป็นต้นแบบเพื่อสร้างแบบจำลองสามมิติเพื่อวิเคราะห์การล้าจากการสัมผัสตามเงื่อนไขขอบเขตได้

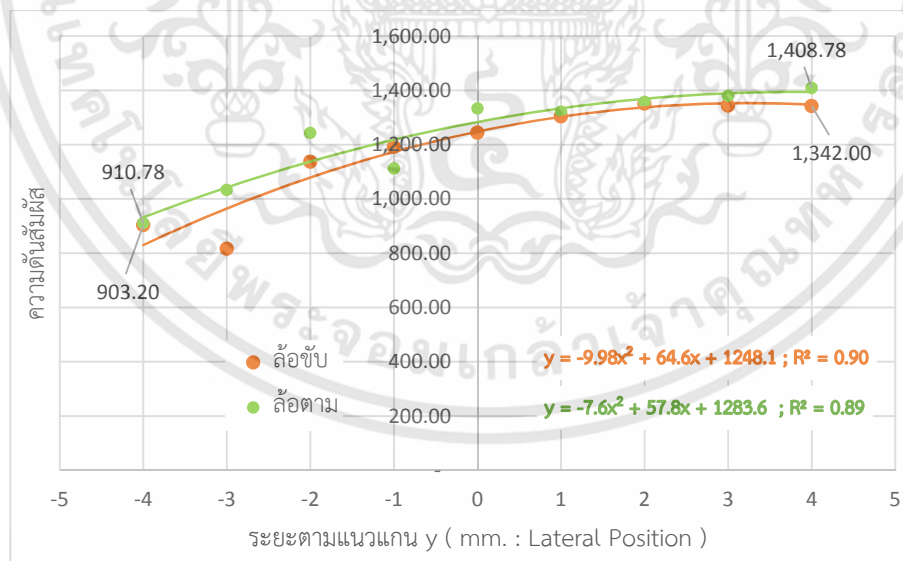
5.2 ผลจากการสัมผัสกำลังของแบบจำลอง

ในงานวิจัยนี้ได้วิเคราะห์ปัญหาการสัมผัสกำลังของแบบจำลอง 3 มิติของล้อและรางเมื่อรางมีมุมเอียงต่างๆ โดยที่มุมเอียง 1/40 จะพิจารณาค่าความดันสัมผัส ขนาดพื้นที่สัมผัส ความเค้น von Mises และความเค้น Tresca และเปรียบเทียบผลกระทบที่เกิดขึ้นเมื่อล้อมีการเปลี่ยนแปลงตำแหน่งตามแนวขวางของรางรถไฟ ของล้อขับและล้อธรรมดา อีกทั้งยังเปรียบเทียบผลกระทบต่างๆของล้อขับเมื่อรางมีการเปลี่ยนมุมเอียง โดยมีรายละเอียดดังนี้

5.2.1 กรณีเปลี่ยนแปลงตำแหน่งตามแนวขวางที่มุมเอียงราง 1/40

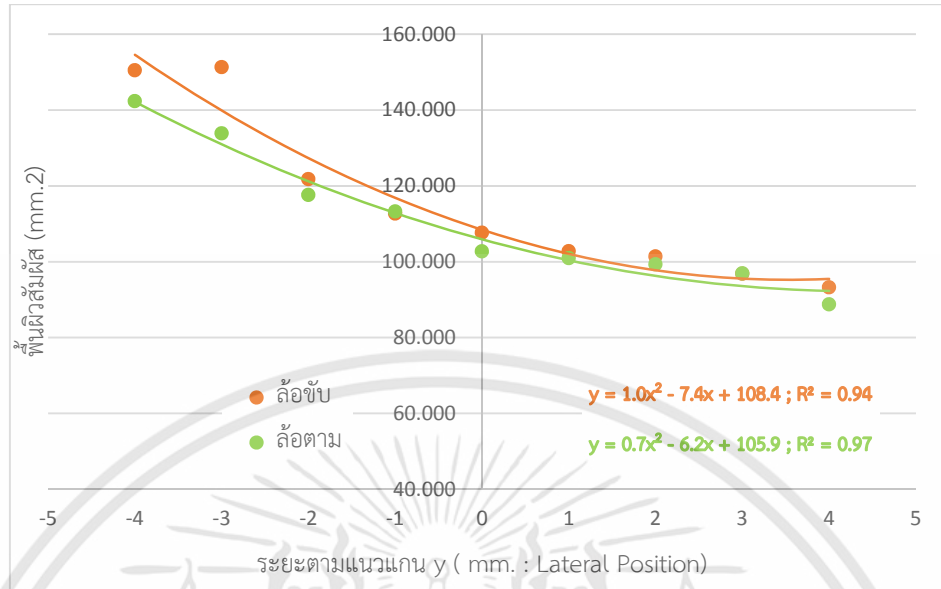
ความดันสัมผัสระหว่างล้อขับ และล้อตาม

จากการวิเคราะห์ความดันสัมผัสบริเวณผิวของแบบจำลองสามมิติของล้อและรางรถไฟที่มีมุมเอียง 1/40 พบว่า ทั้งล้อขับและล้อตาม ความดันสัมผัสมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อแบบจำลองสามมิติของล้อมีการเปลี่ยนแปลงตำแหน่งการสัมผัสจากด้าน Gauge side (-4 mm.) ไปยังด้าน Field side (+4 mm.) ทั้งสองกรณี คือ เมื่อล้ออยู่ที่ตำแหน่ง -4 mm ล้อตามมีความดันสัมผัสจะมีค่าต่ำสุดเท่ากับ 910.96 MPa และล้อขับมีความดันสัมผัสจะมีค่าต่ำสุดเท่ากับ 903.78 MPa หลังจากนั้นเมื่อล้อเคลื่อนที่ ความดันสัมผัสจะมีค่าสูงขึ้นจนมีค่าสูงสุดเมื่อล้ออยู่ที่ตำแหน่ง +4 mm โดยที่ความดันสัมผัสสูงสุดของล้อตามมีเท่ากับ 1408.78 MPa และล้อขับมีค่า 1342 MPa ดังแสดงในรูปที่ 5.3 ซึ่งค่าเฉลี่ยความดันสัมผัสของล้อขับมีค่าน้อยกว่าล้อตาม 6.65% โดยประมาณ



รูปที่ 5.3 กราฟเปรียบเทียบความดันสัมผัสสูงสุดของล้อขับและล้อตามที่มุมเอียงราง 1/40

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.4 กราฟเปรียบเทียบพื้นที่สัมผัสของล้อยับและล้อยตามที่มุมเอียงราง 1/40

พื้นที่สัมผัสระหว่างล้อยับ และล้อยตาม

ที่มุมเอียงราง 1/40 พบว่าพื้นที่ผิวสัมผัสของทั้งล้อยับและล้อยตาม พื้นที่ผิวสัมผัสมีแนวโน้มลดลงเมื่อแบบจำลองสามมิติของล้อมีการเปลี่ยนแปลงตำแหน่ง - 4 mm. ลดลงไปยัง +4 mm. กล่าวคือเมื่อล้อยอยู่ที่ตำแหน่ง -4 mm ล้อยตามมีพื้นที่ผิวสัมผัสสูงสุดเท่ากับ 142.31 mm² และล้อยับมีพื้นที่ผิวสัมผัสสูงสุดเท่ากับ 150.488 mm² หลังจากนั้นเมื่อล้อเคลื่อนที่ พื้นที่ผิวสัมผัสจะมีค่าลดลงจนมีค่าต่ำสุดเมื่อล้อยอยู่ที่ตำแหน่ง +4 mm โดยที่พื้นที่ผิวสัมผัสต่ำสุดของล้อยตามจะมีค่าเท่ากับ 88.73 mm² และล้อยับมีค่า 93.215 mm² ดังแสดงในรูปที่ 5.4

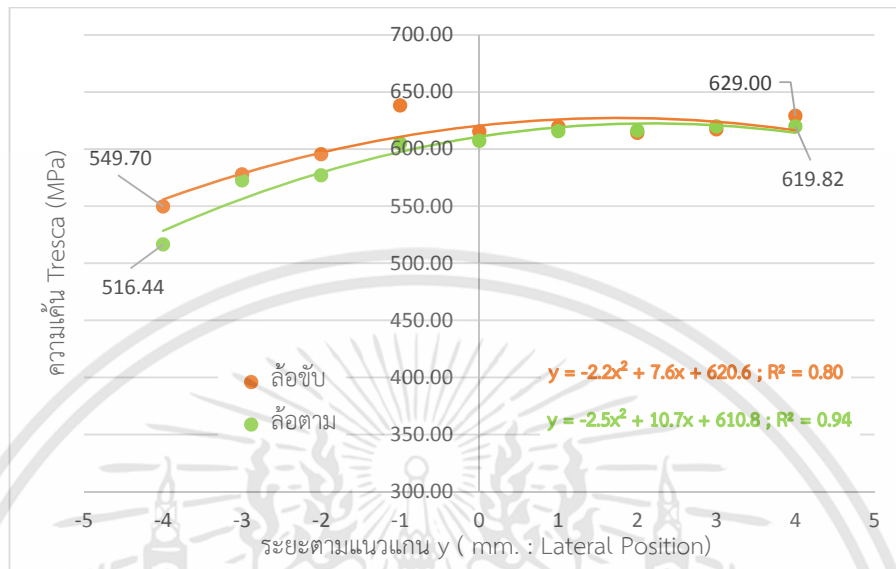
ความเค้น Tresca ระหว่างล้อยับ และล้อยตาม

ที่มุมเอียงของรางรถไฟ 1/40 การเปรียบเทียบความเค้น Tresca ของล้อยับและล้อยตามพบว่าความเค้น Tresca ของทั้งล้อยับและล้อยตาม มีแนวโน้มเพิ่มสูงขึ้นเมื่อตำแหน่งการสัมผัสของล้อและรางเปลี่ยนแปลงจาก -4 มม. ไปยังตำแหน่ง +4 มม. โดยพบว่าที่ตำแหน่ง -4 มม. ค่าความเค้น Tresca ที่ล้อยตามมีค่าต่ำสุดเท่ากับ 516.44 MPa และที่ล้อยับมีค่าต่ำสุดเท่ากับ 549.7 MPa ส่วนที่ตำแหน่ง +4 มม. พบว่าค่าล้อยความเค้น Tresca ของล้อยตามจะมีค่าสูงสุดเท่ากับ 619.82 MPa ในขณะที่เดียวกันล้อยับจะมีค่าความเค้นสูงสุดเท่ากับ 629 MPa ดังแสดงในรูปที่ 5.5

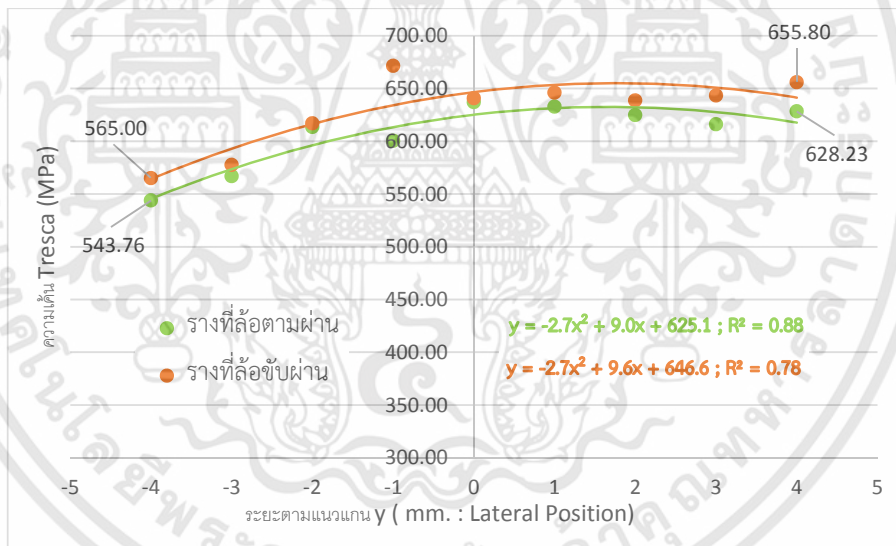
ในขณะที่รางจะพบว่าแนวโน้มความเค้น Tresca มีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อล้อมีการเปลี่ยนตำแหน่งจาก -4 มม. ไปยัง +4 มม. โดยพบว่าที่ตำแหน่ง -4 มม. ที่รางล้อยับมีค่าความเค้น Tresca ต่ำสุดเท่ากับ 565 MPa และรางล้อยตามมีค่าต่ำสุดเท่ากับ 554.86 MPa และพบว่าที่ตำแหน่ง +4 มม. จะ

เอกสารนี้เป็นเอกสารลิขสิทธิ์ของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี การคัดลอกหรือการนำเอกสารนี้ไปใช้โดยไม่ผ่านการอนุญาตจากมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี ถือว่าผิดกฎหมาย

พบว่า ที่รางล้อขับมีค่าความเค้น Tresca สูงสุดเท่ากับ 655.8 MPa และรางล้อตามมีค่าสูงสุดเท่ากับ 641.06 MPa ดังแสดงในรูปที่ 5.6



รูปที่ 5.5 กราฟเปรียบเทียบความเค้น Tresca ของล้อขับและล้อตามที่มุมเอียงราง 1/40

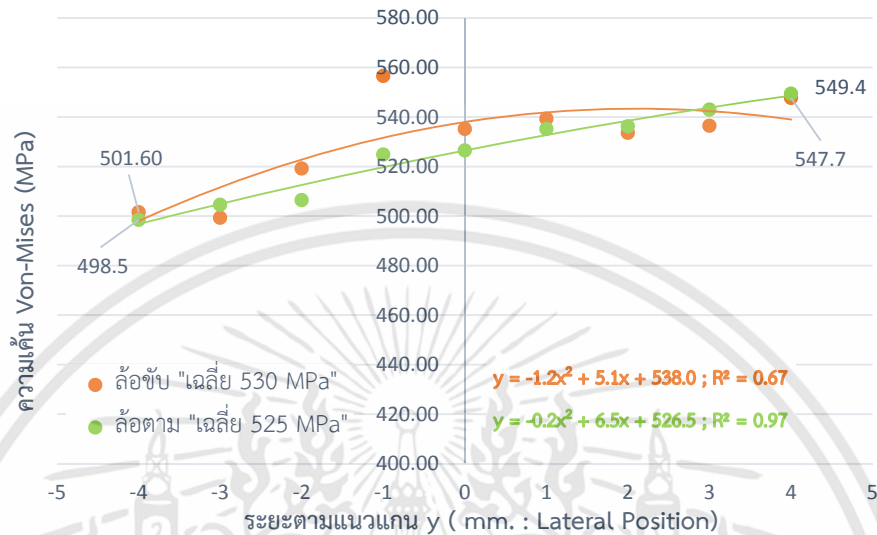


รูปที่ 5.6 กราฟเปรียบเทียบความเค้น Tresca ของรางที่มุมเอียงราง 1/40

ความเค้น von Mises ระหว่างล้อขับ และล้อตาม

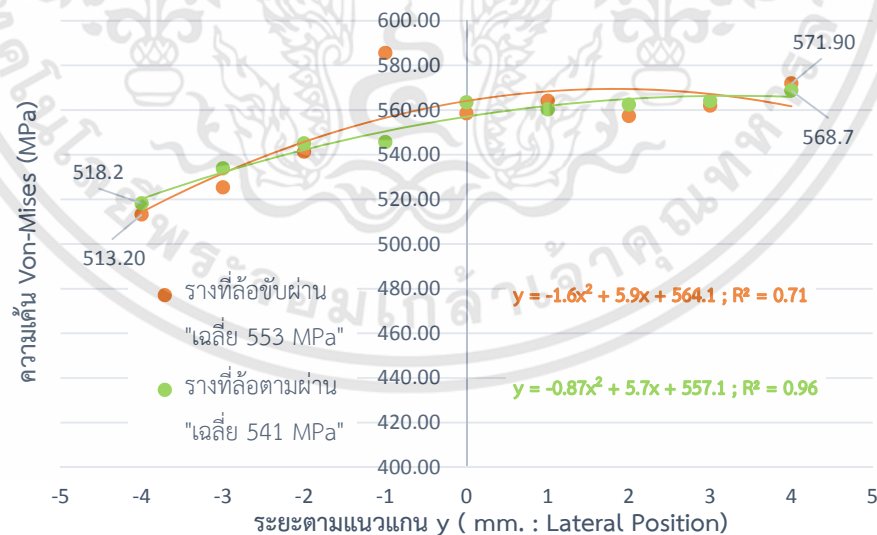
เมื่อพิจารณาความเค้น von Mises สูงสุดในแต่ละตำแหน่งของการสัมผัสของล้อและราง ระหว่างล้อขับและล้อตาม พบว่าค่าความเค้น von Mises มีแนวโน้มเพิ่มสูงขึ้นเมื่อแบบจำลองสามมิติ ของล้อมีการเปลี่ยนแปลงตำแหน่งการสัมผัสจากด้าน Gauge side ไปยังด้าน Field side โดยพบว่าที่ ตำแหน่ง -4 มม. ล้อขับมีค่าความเค้น von Mises เท่ากับ 501.6 MPa และที่ล้อตามมีค่าความเค้น von Mises เท่ากับ 498.48 MPa ในขณะที่ตำแหน่งการสัมผัสระหว่างล้อและรางอยู่ที่ +4 มม. พบว่า

ที่ล้อยับมีค่าความเค้น von Mises เท่ากับ 547.4 MPa โดยที่ล้อตามมีค่าความเค้น von Mises เท่ากับ 549.45 MPa ดังแสดงในรูปที่ 5.7



รูปที่ 5.7 กราฟเปรียบเทียบความเค้น von Mises ของล้อยับและล้อตามที่มีมุมเอียงราง 1/40

ผลของความเค้น Von-Mises เมื่อล้อยับต้นกำลังและล้อตามผ่านมีความแตกต่างกันเล็กน้อยโดยค่าความเค้น Von-Mises จะมีแนวโน้มเพิ่มสูงขึ้นเมื่อตำแหน่งการสัมผัสของล้อและรางเปลี่ยนแปลงจากด้าน Gauge side ไปยังด้าน Field side ดังแสดงในรูปที่ 5.8 โดยค่าความเค้น Von-Mises ที่ล้อยับมีค่าสูงสุดเท่ากับ 571.9 MPa และที่ล้อตามมีค่าสูงสุดเท่ากับ 568.72 MPa



รูปที่ 5.8 กราฟเปรียบเทียบความเค้น von Mises ของรางที่มีมุมเอียงราง 1/40

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

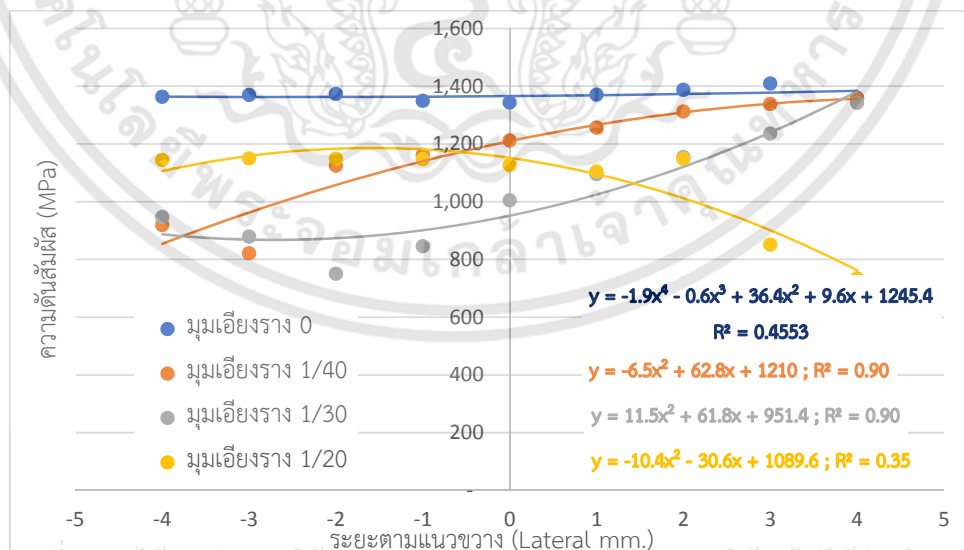
5.2.2 ผลของการเปลี่ยนแปลงมุมเอียงรางรถไฟต่อล้อขับเคลื่อนกำลัง

ความดันสัมผัส

เมื่อทำการวิเคราะห์ผลของความดันสัมผัสเมื่อรางมีการเปลี่ยนแปลงมุมเอียงราง พบว่าที่มุมเอียงราง 1/30 มีค่าความดันสัมผัสเฉลี่ยตลอดแนวขวางของราง(Lateral Displacement) ต่ำสุด คือ 1027.78 MPa และที่มุมเอียงรางเท่ากับ 0 จะมีค่าความดันสัมผัสเฉลี่ยสูงสุด คือ 1341.78 และเมื่อพิจารณารูปแสดงความดันสัมผัสระหว่างล้อกับรางในรูปที่ 5.9 แนวโน้มความดันสัมผัสระหว่างล้อและรางจะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อล้อเคลื่อนที่จากด้าน Gauge side ไปยังด้าน Field side ยกเว้นมุมเอียง 1/20 ที่ความดันสัมผัสลดลง เมื่อล้อเคลื่อนที่จากด้าน Gauge side ไปยังด้าน Field side

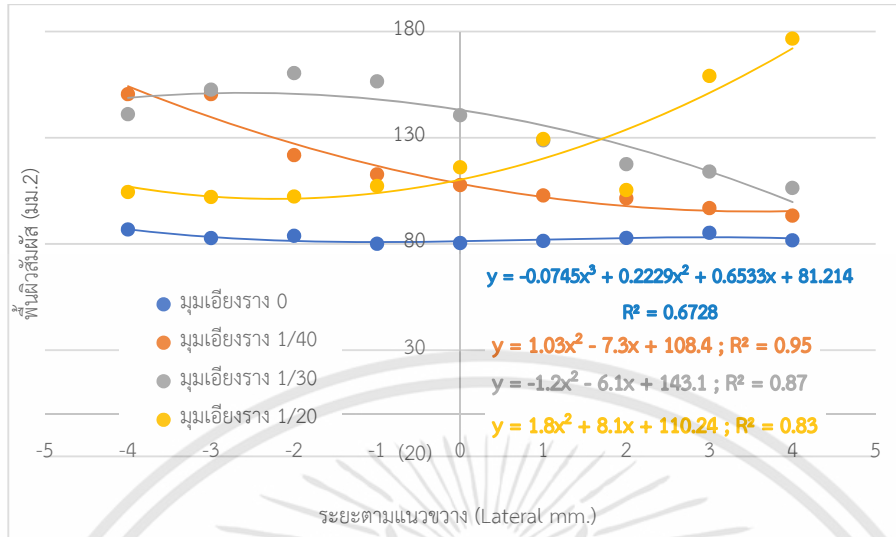
พื้นที่สัมผัส

จากการพิจารณาพื้นที่ผิวสัมผัสของแบบจำลองสามมิติของล้อและรางรถไฟ เมื่อรางมีการเปลี่ยนแปลงมุมเอียงราง พบว่า ขนาดของพื้นที่สัมผัสจะมีค่าเฉลี่ยต่ำสุดในกรณีที่รางรถไฟเป็น 0 ซึ่งมีค่าเฉลี่ยเท่ากับ 84.11 mm² และมีแนวโน้มการเปลี่ยนแปลงไม่มากนัก เมื่อแบบจำลองสามมิติของล้อมีการเปลี่ยนแปลงตำแหน่งจากด้าน Gauge side ไปยังด้าน Field side ส่วนขนาดของพื้นที่ผิวสัมผัสที่มีค่าเฉลี่ยสูงสุดในเมื่อรางรถไฟมีมุมเอียง 1/30 ซึ่งมีค่าเฉลี่ยเท่ากับ 135.26 mm² โดยมีแนวโน้มลดลง เมื่อแบบจำลองสามมิติของล้อมีการเปลี่ยนแปลงตำแหน่งจากด้าน Gauge side ไปยังด้าน Field side เช่นเดียวกับในกรณีที่รางรถไฟมีมุมเอียง 1/40 ซึ่งแตกต่างจากกรณีที่รางรถไฟมีมุมเอียง 1/20 ที่ขนาดของพื้นที่สัมผัสมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อล้อมีการเปลี่ยนแปลงตำแหน่งจากด้าน Gauge side ไปยังด้าน Field side ดังแสดงค่าความดันสัมผัสและพื้นที่ผิวสัมผัสใน รูปที่ 5.9 และรูปที่ 5.10 ตามลำดับ



รูปที่ 5.9 กราฟเปรียบเทียบความดันสัมผัสเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงมุมเอียงราง

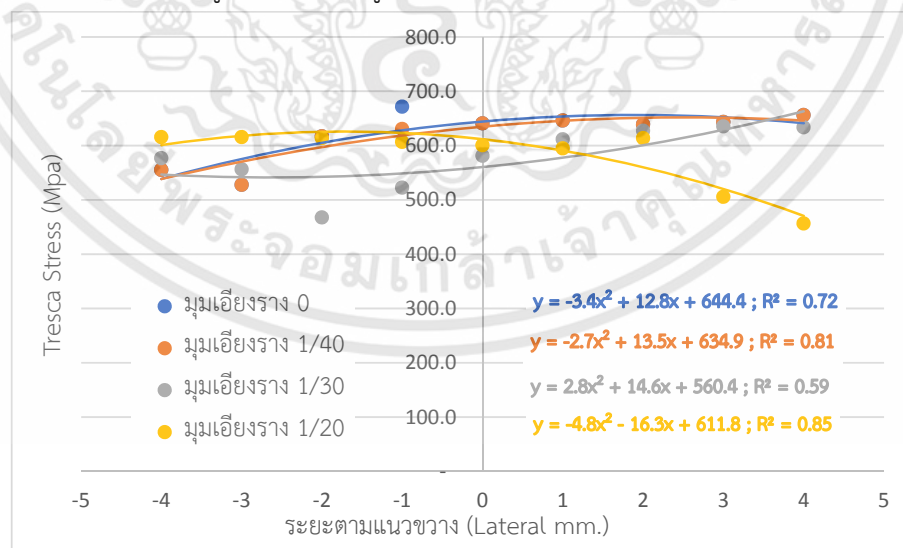
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.10 กราฟเปรียบเทียบพื้นที่สัมผัสเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงมุมเอียงราง

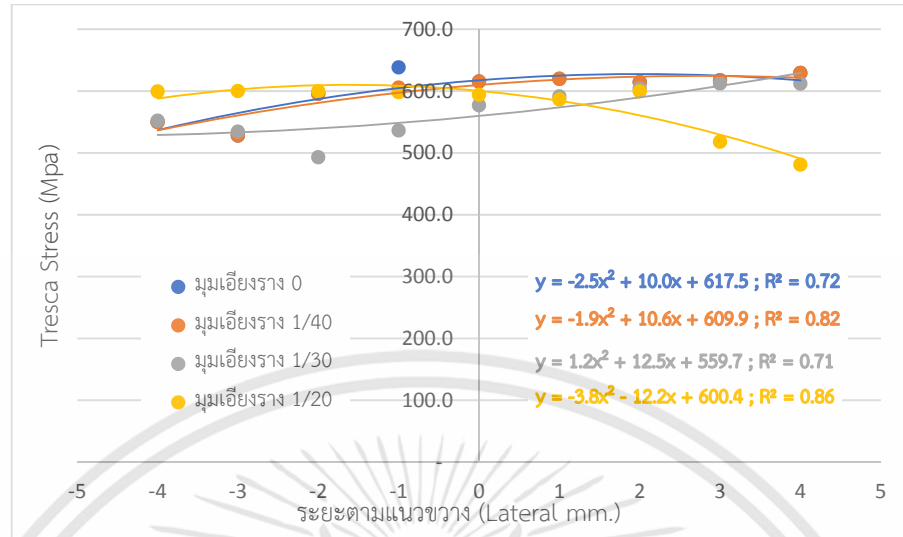
ความเค้น Tresca

จากการวิเคราะห์ความเค้น Tresca ของแบบจำลองสามมิติล้อและรางรถไฟ แสดงให้เห็นว่าความเค้น Tresca เฉลี่ยสูงสุด พบที่มุมเอียงรางเท่ากับ 0 โดยที่รางมีความเค้นเท่ากับ 621.67 MPa และที่ล้อมีค่าความเค้น Tresca เท่ากับ 600.67 MPa นอกจากนี้ยังพบว่าค่าความเค้น Tresca เฉลี่ยต่ำสุดอยู่ที่มุมเอียงรางเท่ากับ 1/30 โดยค่าเฉลี่ยต่ำสุดของรางและล้อมีค่า 553.53 MPa และ 510.16 MPa ตามลำดับ โดยความเค้น Tresca มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อล้อเคลื่อนที่ตามแนวขวางจากด้าน Gauge side ไปยังด้าน Field side มีเพียงมุมเอียงราง 1/20 ซึ่งแตกต่างเพราะ ความเค้น Tresca มีแนวโน้มลดลง ดังแสดงในรูปที่ 5.11 และรูปที่ 5.12



รูปที่ 5.11 กราฟเปรียบเทียบความเค้น Tresca ที่รางเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงมุมเอียงราง

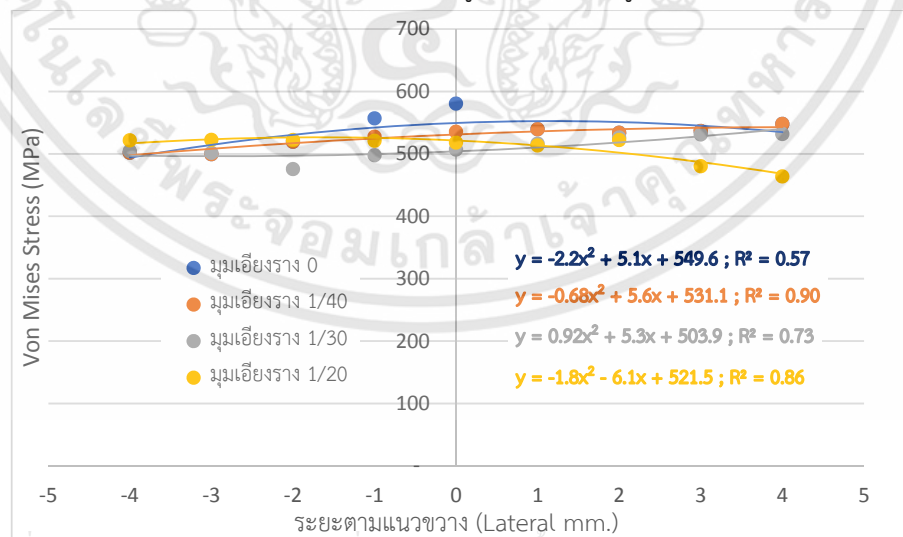
นด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



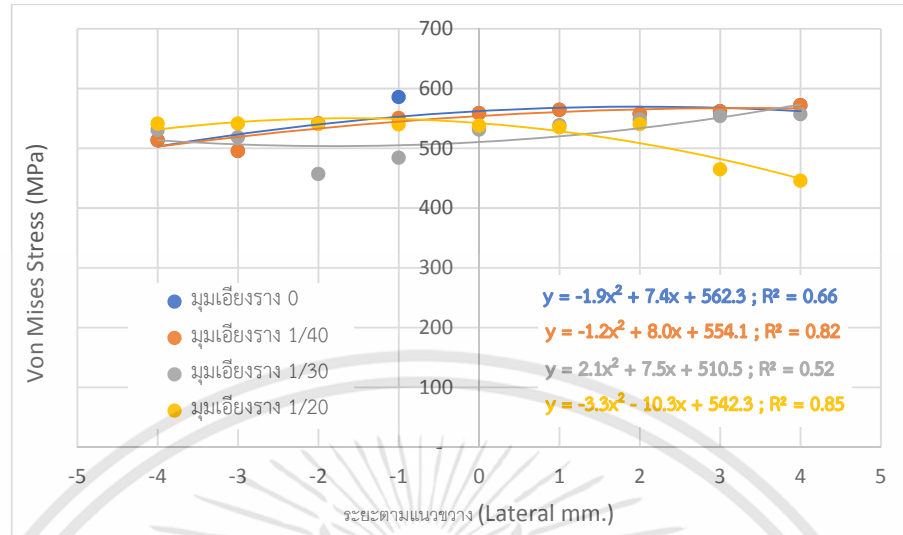
รูปที่ 5.12 กราฟเปรียบเทียบความเค้น Tresca ที่ลื้อเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงมุมเอียงราง

ความเค้น von Mises

จากการวิเคราะห์ความเค้น von Mises ของแบบจำลองสามมิติลื้อและรางรถไฟ แสดงให้เห็นว่าความเค้น von Mises เฉลี่ยสูงสุด พบที่มุมเอียงรางเท่ากับ 0 โดยที่รางมีความเค้นเท่ากับ 549.88 MPa และที่ลื้อมีค่าความเค้น von Mises เท่ากับ 534.91 MPa นอกจากนี้ยังพบว่าค่าความเค้น Tresca เฉลี่ยต่ำสุดอยู่ที่มุมเอียงรางเท่ากับ 1/30 โดยค่าเฉลี่ยต่ำสุดของลื้อและรางมีค่า 498.86 MPa และ 510.16 MPa ตามลำดับ โดยความเค้น von Mises มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อลื้อเคลื่อนที่ตามแนวขวางจากด้าน Gauge side ไปยังด้าน Field side มีเพียงมุมเอียงราง 1/20 ซึ่งแตกต่างเพราะความเค้น von Mises มีแนวโน้มลดลง ดังแสดงในรูปที่ 5.13 และรูปที่ 5.14



รูปที่ 5.13 กราฟเปรียบเทียบความเค้น von Mises ที่ลื้อเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงมุมเอียงราง



รูปที่ 5.14 กราฟเปรียบเทียบความเค้น von Mises ที่รางเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงมุมเอียงราง

5.3 การวิเคราะห์การล้าจากเกณฑ์การล้าของ Dang Van

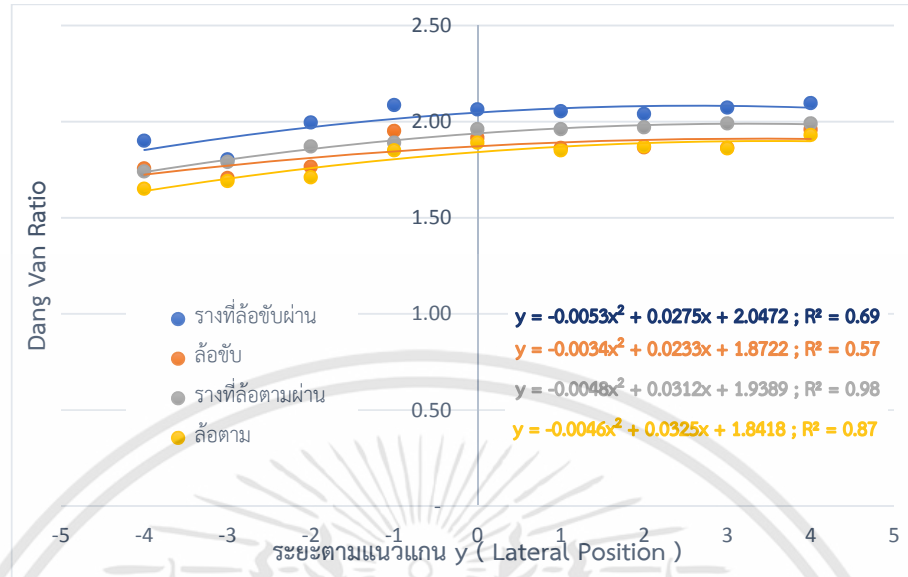
งานวิจัยนี้ได้นำเกณฑ์การล้าของ Dang Van มาใช้ในการวิเคราะห์หาตำแหน่งที่มีแนวโน้มการเกิดการล้าของการสัมผัสระหว่างล้อและรางโดย พิจารณาแนวโน้มการล้าของล้อขับเคลื่อนกำลังและล้อตามที่มีมุมเอียงราง 1/40 ที่มีการเปลี่ยนแปลงตำแหน่งสัมผัสตามแนวขวาง หลังจากนั้นจึงพิจารณาแนวโน้มการล้าของล้อขับเคลื่อนกำลังเมื่อรางรถไฟมีการเปลี่ยนมุมเอียงราง

5.3.1 กรณีรางรถไฟที่มีมุมเอียง 1/40

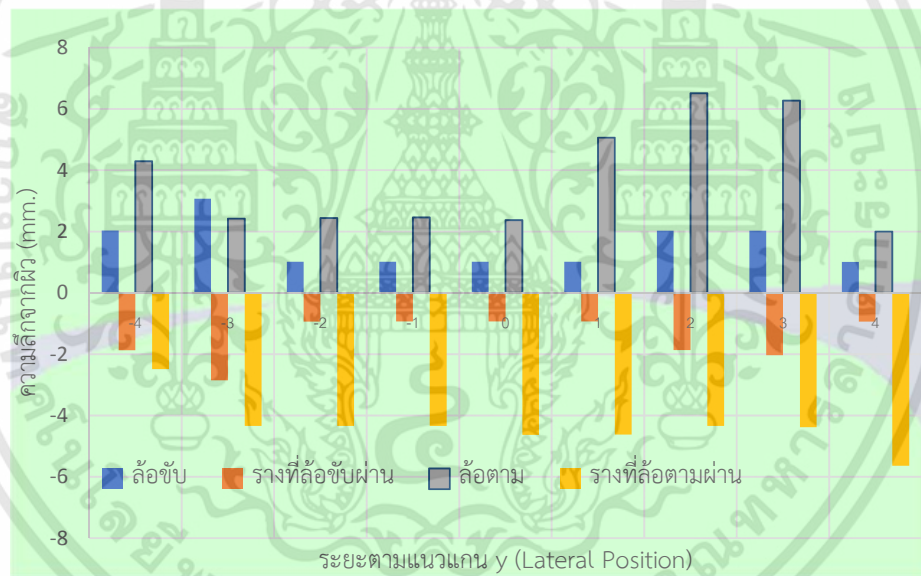
ความเค้นตามเกณฑ์การล้าของ Dang Van

จากแบบจำลองการสัมผัสของล้อและรางด้วยกระบวนการไฟไนต์อิลิเมนต์ ที่มีมุมเอียง 1/40 จากการวิเคราะห์แนวโน้มการเกิดการล้าด้วยเกณฑ์การล้าของ Dang Van พบว่า อัตราส่วนความเค้นมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นจากด้าน Gauge side ไปยังด้าน Field side ทั้งกรณีล้อขับและกรณีล้อตาม โดยรูปที่ 5.15 แสดงให้เห็นว่ากรณีล้อขับมีค่าอัตราส่วนความเค้นของ Dang Van สูงกว่ากรณีล้อตามเล็กน้อย ดังนั้นจากรูปแสดงอัตราส่วนการล้าดังกล่าว สามารถอธิบายได้ว่า ที่ล้อชุดขับมีแนวโน้มที่จะเกิดการล้าสูงกว่าล้อตามโดยตัวล้อจะมีค่าอัตราส่วนความเค้น Dang Van เฉลี่ยสูงกว่าล้อตาม 2.07% ในส่วนของรางที่ล้อขับผ่านจะมีค่าอัตราส่วนความเค้น Dang Van เฉลี่ยสูงกว่า 5.19%

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.15 กราฟเปรียบเทียบอัตราส่วนความเค้น Dang Van ที่มีมุมเอียงราง 1/40



รูปที่ 5.16 กราฟเปรียบเทียบตำแหน่งความเค้น Dang Van ที่มีมุมเอียงราง 1/40

ตำแหน่งที่มีความเค้นตามเกณฑ์การล้าของ Dang Van ภายใต้ผิวสัมผัส

จากการวิเคราะห์ตำแหน่งที่มีแนวโน้มที่จะเกิดการล้า โดยใช้เกณฑ์การล้าของ Dang Van เมื่อมุมเอียงรางมีค่าเท่ากับ 1/40 พบว่าตำแหน่งแนวโน้มเกิดการล้าจะลึกลงใต้ผิวเมื่อรางเมื่อตำแหน่งการสัมผัสของล้อและรางเคลื่อนที่ออกไปด้านข้าง ทั้ง 2 ด้านและเป็นทั้งล้อขับต้นกำลังและล้อตาม ดังแสดงในรูปที่ 5.16 โดยการวิเคราะห์ พบว่า กรณีล้อขับอัตราส่วนความเค้นของ Dang Van

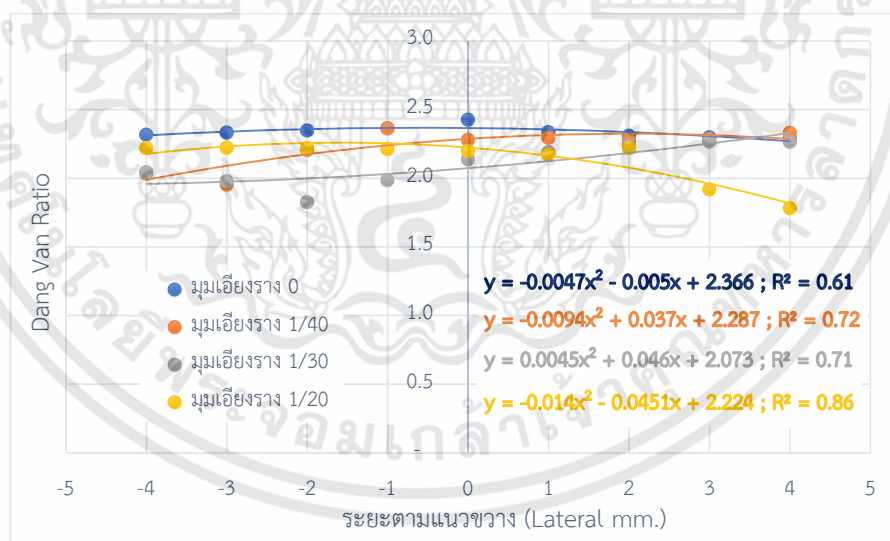
เอกสารนี้เป็น จะพบที่ตำแหน่งใกล้พื้นผิวสัมผัสมากกว่า การศึกษาเท่านั้น ไม่นิยามให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ดังนั้น หากพิจารณาอัตราส่วนความเค้น Dang Van จากการสัมผัสสลักลิ้งระหว่างแบบจำลองสามมิติของล้อและรางรถไฟที่มีมุมเอียง $1/40$ ในแต่ละตำแหน่งที่ล้อมีการเปลี่ยนแปลงตามแนวขวางของรางรถไฟ ที่แสดงในรูปที่ 5.16 กราฟเปรียบเทียบตำแหน่งความเค้น Dang Van ที่มีมุมเอียงราง $1/40$ และพิจารณาร่วมกับ อัตราส่วนความเค้นตามเกณฑ์ของ Dang Van ที่แสดงในรูป 5.16 สามารถสรุปได้ว่า ล้อและรางมีแนวโน้มความเสียหายที่ตำแหน่ง -1 mm. โดยที่ล้อมีโอกาสเกิดขึ้นได้ผิวประมาณ 1 mm. และที่รางโอกาสเกิดขึ้นได้ผิวประมาณ 0.93 mm.

5.3.2 กรณีที่รางรถไฟเปลี่ยนแปลงมุมเอียง

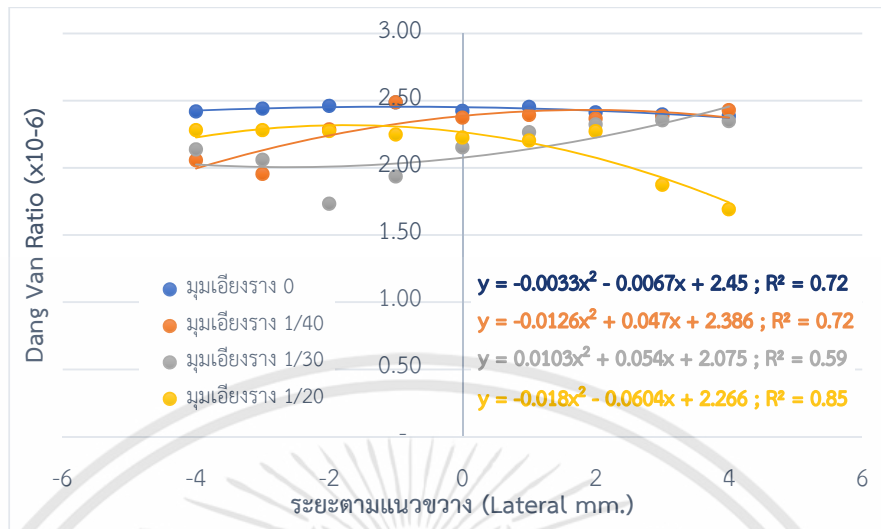
ความเค้นตามเกณฑ์การล้าของ Dang Van

จากการวิเคราะห์อัตราส่วนความเค้นโดยใช้เกณฑ์การล้าของ Dang Van ของแบบจำลองการสัมผัสระหว่างล้อและรางพบว่าอัตราส่วนความเค้นของ Dang Van เฉลี่ยสูงสุดของล้อและรางรถไฟเกิดขึ้นที่มีมุมเอียงรางเท่ากับ 0 ทั้ง และอัตราส่วนเฉลี่ยต่ำสุดพบที่มีมุมเอียงรางเท่ากับ $1/30$ ทั้งล้อและราง โดยอัตราส่วนความเค้นมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อล้อเคลื่อนที่จากด้าน Gauge side ไปยังด้าน Field side ยกเว้นมุมเอียงรางที่ $1/20$ ที่มีแนวโน้มลดลงเมื่อล้อเคลื่อนที่จากด้าน Gauge side ไปยังด้าน Field side ดังแสดงในรูปที่ 5.17 และ 5.18 แสดงอัตราส่วนความเค้นของ Dang Van เมื่อล้อเคลื่อนที่จากด้าน Gauge side ไปยังด้าน Field side ของล้อและราง ตามลำดับ



รูปที่ 5.17 อัตราส่วนความเค้น Dang Van ที่ล้อเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงมุมเอียงราง

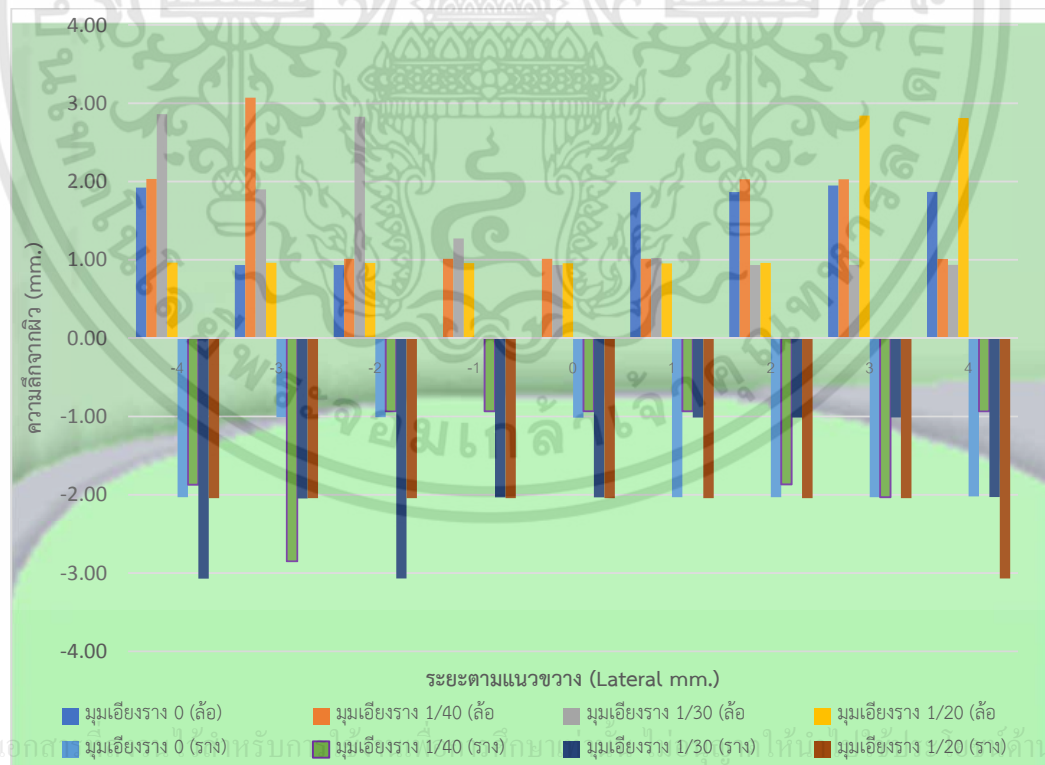
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.18 อัตราส่วนความเค้น Dang Van ที่ราง เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงมุมเอียงราง

ตำแหน่งที่มีความเค้นตามเกณฑ์การล้าของ Dang Van สูงสุด

จากการวิเคราะห์ตำแหน่งที่มีแนวโน้มที่จะเกิดการล้าตามเกณฑ์ของ Dang Van เมื่อมีการสัมผัสสลักระหว่างล้อและราง ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ พบว่าแนวโน้มการเกิดการล้าของล้อและรางจะอยู่ที่ผิวของล้อและรางและบางตำแหน่งของการสัมผัสจะพบที่ใต้ผิวสัมผัสของล้อและใต้ผิวราง บางตำแหน่งพบว่าเกิดขึ้นที่ผิวสัมผัส ดังแสดงในรูปที่ 5.19



รูปที่ 5.19 กราฟเปรียบเทียบตำแหน่งความเค้น Dang Van เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงมุมเอียงราง

เมื่อพิจารณาอัตราส่วนความเค้นของ Dang Van ที่เกิดขึ้นเมื่อล้อและรางมีการสัมผัสกันด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ร่วมกับตำแหน่งความเค้นของ Dang Van ตามรูปประกอบที่ 5.17 รูปที่ 5.18 และ รูปที่ 5.19 ตามลำดับ สามารถวิเคราะห์ได้ว่า แนวโน้มความเสียหายจากการสัมผัสของ ล้อและราง จะเกิดขึ้นที่รางมีความเอียง 0 และจะเกิดขึ้นที่ตำแหน่งผิวล้อและผิวราง โดยจะเกิดที่ราง ก่อน



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 6

สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ

งานวิจัยนี้ได้ศึกษาแบบจำลองการสัมผัสกำลังของล้อขับและรางรถไฟด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์อิเลเมนต์ โดยใช้ทฤษฎีการสัมผัสของเฮิร์ตซ์ตรวจสอบความแม่นยำของแบบจำลอง โดยงานวิจัยนี้ได้พิจารณาเปรียบเทียบผลของความแตกต่างที่เกิดขึ้นระหว่างล้อขับและล้อตามธรรมดา เพื่อแสดงให้เห็นถึงการกระจายตัวที่แตกต่างกันของความดันสัมผัส ความเค้น Tresca และความเค้น von Mises ระหว่างล้อขับและล้อธรรมดา เมื่อตำแหน่งสัมผัสระหว่างล้อและรางรถไฟมีการเปลี่ยนแปลงในแนวขวางโดยเปลี่ยนจาก -4 mm. ไปยัง +4 mm. ที่มุมเอียงราง 1/40 ซึ่งเป็นมุมเอียงรางที่ใช้ในโครงการรถไฟฟ้าสายสีม่วง และเปรียบเทียบผลของการเปลี่ยนแปลงมุมเอียงรางต่อค่าความเค้นและความดันสัมผัส ของล้อขับและรางที่ล้อขับผ่าน พร้อมทั้งวิเคราะห์หาแนวโน้มการเกิดการล้าด้วยเกณฑ์การล้าของ Dang Van

6.1 สรุปผลการดำเนินงาน

6.1.1. จากการจำลองการสัมผัสกำลังระหว่างล้อและรางรถไฟอย่างง่ายด้วยวิธีระเบียบไฟไนต์อิเลเมนต์และเปรียบเทียบกับทฤษฎีการสัมผัสของเฮิร์ตซ์พบว่า มีผลลัพธ์ใกล้เคียงกันโดยมีความคลาดเคลื่อนสูงสุดที่ 6.17% หลังจากนั้นจึงปรับปรุงให้เป็นล้อและรางรถไฟที่มีเงื่อนไขขอบเขตใกล้เคียงล้อและรางรถไฟที่ใช้งานจริงมากที่สุดเพื่อความถูกต้องแม่นยำในการประเมินผล

6.1.2. จากการวิเคราะห์ผลจากกระบวนการไฟไนต์อิเลเมนต์ระหว่างล้อขับ และล้อตามธรรมดา ที่มุมเอียงราง 1/40 พบว่า ค่าความดันสัมผัสของล้อขับมีค่าต่ำกว่าล้อตามประมาณ 6.65% ในขณะที่ค่าความเค้น von Mises ที่ล้อขับมีค่าสูงกว่าล้อธรรมดาประมาณ 0.93% และค่าความเค้นเฉือนที่ล้อขับมีค่าสูงกว่าล้อธรรมดาประมาณ 1.7% ซึ่งส่งผลให้อัตราส่วนความเค้นของ Dang Van ของล้อขับมีค่าสูงกว่าล้อธรรมดา 2.07% โดยค่าต่างๆเหล่านี้มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อตำแหน่งสัมผัสมีการเปลี่ยนแปลงตำแหน่งจากด้าน Gauge side ไปยังด้าน Field side มีเพียงมุมเอียง 1/20 ที่มีค่าต่างออกไป

6.1.3. เมื่อพิจารณาล้อขับและรางที่ล้อขับผ่านจะพบว่าค่าความเค้น von Mises และค่าความเค้นเฉือน ของรางจะมีค่าสูงกว่าล้อเล็กน้อย ซึ่งทำให้อัตราส่วนความเค้นของ Dang Van ที่รางมีค่าสูงกว่าล้อ นั้นแสดงให้เห็นว่าเมื่อล้อและรางมีการสัมผัสกันที่จุดเดิมๆจะพบว่า รางรถไฟมีแนวโน้มจะเกิดการล้าขึ้นก่อนล้อ

6.1.4. จากผลการศึกษากรณีที่รางรถไฟมีการเปลี่ยนแปลงมุมเอียง ของล้อขับและรางที่ล้อขับผ่านพบว่า ค่ามุมเอียงรางมีผลต่อความดันสัมผัสและความเค้นของล้อและราง จากการวิเคราะห์พบว่า ที่มุมเอียงราง 1/30 ค่าความดันสัมผัส ความเค้น von Mises และค่าความเค้นเฉือนเฉลี่ยจะมี

ค่าต่ำสุดเมื่อเปรียบเทียบกับมุมเอียงรางอื่นๆ โดยค่าความเค้นมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อจุดสัมผัสมีการเปลี่ยนตำแหน่งจาก Gauge side ไปยัง Field Side ยกเว้นมุมเอียงราง 1/20 ที่มีแนวโน้มลดลง

6.1.5. จากผลการศึกษา พบว่าค่ามุมเอียงราง ตำแหน่งสัมผัสตามแนวขวางระหว่างล้อขับ และรางลื่นแล้วแต่มีผลกระทบต่อความเค้นตามเกณฑ์การล้าของ Dang Van ซึ่งสามารถสรุปได้ดังต่อไปนี้

6.1.5.1 ในกรณีที่รางรถไฟไม่มีมุมเอียง พบว่า อัตราส่วนความเค้นการล้าของ Dang Van มีค่าสูงสุด โดยที่ล้อจะมีค่าเฉลี่ยเท่ากับ 2.335 และเกิดขึ้นตำแหน่งกึ่งกลางของล้อขับและราง และที่รางรถไฟจะมีค่าเฉลี่ยสูงสุดเท่ากับ 2.430 และเกิดขึ้นที่ตำแหน่งจุดสัมผัส -1 mm. โดยมีแนวโน้มความเสียหายจะเกิดที่รางก่อน

6.1.5.2 ในกรณีที่รางรถไฟมีมุมเอียง 1/30 พบว่าอัตราส่วนความเค้นการล้าของ Dang Van มีค่าต่ำสุด โดยที่ล้อจะมีค่าเฉลี่ยเท่ากับ 2.05 และมีค่าต่ำสุดเมื่อล้อเคลื่อนที่ด้านข้างไปยังตำแหน่ง -3 mm. และที่รางรถไฟจะมีค่าเฉลี่ยเท่ากับ 2.079 และมีค่าต่ำสุดเมื่อล้อเคลื่อนที่ด้านข้างไปยังตำแหน่ง -3 mm.

6.1.5.3 อัตราส่วนการล้าตามเกณฑ์การล้าของ Dang Van มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อตำแหน่งการสัมผัสระหว่างล้อและรางเคลื่อนที่ตามขวางจากด้าน Gauge side ไปยังด้าน Field side ทั้งในส่วนของล้อและในส่วนของราง

6.1.5.4 ในกรณีที่รางรถไฟมีมุมเอียง 1/20 มีแนวโน้มการเปลี่ยนแปลงอัตราส่วนความเค้นของ Dang Van ต่างออกไป กล่าวคือ เมื่อล้อเคลื่อนที่จากด้าน Gauge side ไปยังด้าน Field side อัตราส่วนความเค้นของจะมีแนวโน้มลดลงต่างจากมุมเอียงรางอื่นๆ

6.2 ข้อเสนอแนะ

การประยุกต์ใช้คอมพิวเตอร์เพื่อวิเคราะห์ระเบียบวิธีการทางไฟไนต์เอลิเมนต์เป็นเครื่องมือที่สามารถวิเคราะห์ปัญหาที่มีความซับซ้อนสูงได้อย่างมีประสิทธิภาพ แต่การจะใช้กระบวนการนี้จำเป็นต้องอาศัยความเข้าใจหลักการเบื้องต้นและมีการกำหนดขอบเขตการวิเคราะห์ที่ชัดเจน โดยขอบเขตจะต้องสอดคล้องกับปัญหาที่ต้องการวิเคราะห์ โดยหัวข้อนี้จะเสนอปัญหาที่พบและข้อเสนอแนะต่างๆ เพื่อเป็นประโยชน์ต่อผู้ที่สนใจต่อไป

6.2.1. ในงานวิจัยนี้ได้อ้างอิงคุณสมบัติของวัสดุจากงานวิจัยต่างๆที่เกี่ยวข้อง ซึ่งทำให้ผลการวิเคราะห์ระหว่างทฤษฎีและกระบวนการไฟไนต์เอลิเมนต์มีความคลาดเคลื่อน หากสามารถนำวัสดุที่ใช้ในการวิเคราะห์มาทดสอบคุณสมบัติต่างๆได้ เพื่อให้การวิเคราะห์มีความแม่นยำสูงขึ้น

6.2.2. จากการวิเคราะห์ค่าความเค้นและตำแหน่งที่เกิด พบว่ามีบางตำแหน่งที่ค่าความเค้นสูงหรือต่ำกว่าแนวโน้มที่ควรจะเป็น ทั้งนี้อาจเป็นผลมาจากการใช้อัลกอริทึมของการวิเคราะห์การสัมผัสที่มีปัญหาการใช้เอลิเมนต์ที่มีขนาดเท่ากันบนล้อและราง

6.2.3. ในงานวิจัยนี้เป็นการวิเคราะห์หาแนวโน้มการล้าจากกันสัมผัสด้วยเกณฑ์การล้าของ Dang Van เป็นเพียงการประมาณตำแหน่งที่มีแนวโน้มจะเกิดการล้าขึ้น ซึ่งได้มาจากการคำนวณโดยใช้ค่าขีดจำกัดการล้าจากการตืดและขีดจำกัดการล้าจากการบิดที่ได้จากการทดสอบวัสดุ การหาอายุการล้าจากการใช้งานแบบวัฏจักรของล้อขับและรางรถไฟ และมีแรงกระทำในหลายลักษณะ ดังนั้นจึงควรมีการศึกษาการหาอายุการล้าของล้อและรางเพิ่มเติม เพื่อนำไปสู่การวางแผนซ่อมบำรุงได้อย่างมีประสิทธิภาพ

6.2.4. จากวิเคราะห์ปัญหาการสัมผัสสลักด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์อิลเมนต์ด้วยคอมพิวเตอร์พบว่า ต้องใช้ทรัพยากรในการวิเคราะห์สูงทำให้ใช้เวลานานดังนั้นจึงควรมีการวางแผนการดำเนินงานให้สอดคล้องกับระยะเวลา รวมถึงการแบ่งขนาดอิลเมนต์ที่เหมาะสมกับบริเวณจุดสัมผัส เพื่อลดระยะเวลาในการวิเคราะห์ปัญหา



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เอกสารอ้างอิง

- [1] Vijay K. Garg and Rao V. Dukkipati. **Dynamics of railway vehicle systems**. Canada : Academic Press. 1984.
- [2] S. Reaon, M. Pimsarn, *Thailand Rail Academic Symposium (TRAS2016)*. 2016
- [3] K.Taek-Young, nad K.Ho-Kyung. **Three-dimensional elastic-plastic finite element analysis for wheel-rail rolling contact fatigue**. International Journal of Engineering and Technology (IJET). 2014
- [4] W. Yan, F.D. Fischer. “Applicability of the Hertz contact theory to rail-wheel contact problems” **Archive of Applied Mechanics** **70**. 2000. pp.255 – 268.
- [5] G.Tao, Z.Wen, X.Zhao,X.Jin “Effect of wheel-rail modelling on wheel wear simulation” **Wear**, Vol. 366, 2016. pp.146-156
- [6] K. Dang Van and M.H. Maitournam. “On some recent trends in modelling of contact fatigue and wear in rail”, **Wear**, Vol. 253, 2002. pp.219 – 227.
- [7] S.Gu, X.Yang, S.Zhou, S.Lian, Y.Zhou. “An innovative contact partition model for wheel/rail normal contact” **Wear**, Vol366, 2016. pp. 38-48.
- [8] H.Kazuyuki, K.Yoshisato and M. Yoshisato. “Surface cracks initiation on carbon steel railway wheels under concurrent load of continuous rolling contact and cyclic friction heat”, **Wear**, Vol 268, 2010. pp.50-58.
- [9] S.Kumar sharma, A.Kuman. “Dynamics Analysis of Wheel Rail Contact Using FEM” **ScienceDirect**, Vol.144, 2016. pp. 1119-1128
- [10] M.Pletz, W.Daves, W.Yao, W.Kubin, S.Scheriau. “Multi-scale finite element modeling to describe rolling contact fatigue in a wheel-rail test rig” **Tribology International**, Vol 80,2014. pp.147-155 (2014) 147-155
- [11] J.Prakash Srivastava, P.Kumar Sarkar, V R K.Meesala, V.Ranjan. “Rolling Contact Fatigue life of Rail for Different Slip Conditions” **Latin American Journal of Solid and Structures**. Vol 14, 2017. pp.2243-2264
- [12] P Hosseini Tehrani and M Saket. “Fatigue crack initiation life prediction of railroad” **7th International Conference on Modern Practice in Stress and Vibration Analysis**, Journal of Physics, Conference Series 181, IOP Publishing, 2009.
- [13] U.S. Department of Transportation. “**Track Inspector Defect Reference Manual**”, Office of Railroad Safety. 2015.

- [14] Jay Prakash Srivastava, P.K. Sarkar, Vinayak Ranjan. “An Approximate Analysis for Hertzian Elliptical Wheel-Rail Contact Problem” **1st International and 16th National Conference on Machines and Mechanisms (iNaCoMM2013)**, 2013. pp.249 – 253.
- [15] Felix Hofmann, Gratiela Bertolino, Andrei Constantinescu and Mahamed Ferjani. “Numerical exploration of the Dang Van high cycle fatigue criterion : Application to gradient effects” **Journal of mechanics of materials and structures**, Vol.4, 2009. pp.293 – 308.
- [16] U.Michael and W.Stephen. **EER300 Wheel defect manual**. Engineering stand Rolling Stock. 2013
- [17] J.Alexander Araujo, E.Nobuo Mamiya, R.Vivacqua Castro. “On the application Dang Van criterion in fretting fatigue.PartI: Assessment of contact size effect” **17th International Congress of Mechanical Engineering**. 2003 -1244
- [18] Daryl L. Logan. **Finite Element Method**. Reading : Thomson Publishing Company, Inc. 2002.
- [19] E.Anders and K.Elena. “Fatigue of railway wheel and rail under rolling contact and themal loading” **Wear**. Vol.258, 2005. pp.1288-1300.
- [20] Richard G.Budynas, J.Keith Nisbett. “**Mechaniccal Engineering Design**” The McGraw-Hill Companies. 2012
- [21] Yuewei Ma, Valeri Markinea, Abdul Ahad Mashala and Mingfa Ren. “Modelling verification and influence of operational patterns on tribological behaviour of wheel-rail interaction” **Tribology International**, Vol.114, 2017. pp.264 – 281.
- [22] นคร จันทศร. **ช่างรถไฟ ความรู้ทั่วไปด้านวิศวกรรมรถไฟ โครงการพัฒนาระบบขนส่งทางรางและอุตสาหกรรมที่เกี่ยวข้องของประเทศไทย**. กรุงเทพฯ : สำนักงานพัฒนาวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยีแห่งชาติ กระทรวงวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยี. 2554.
- [23] โครงการวิจัย การรวบรวมองค์ความรู้ด้านการขนส่งระบบราง. “**ความรู้เบื้องต้นเกี่ยวกับรางรถไฟ**” การรถไฟแห่งประเทศไทย
- [24] **โครงการรถไฟฟ้าสายสีม่วง ช่วงบางใหญ่ – บางซื่อ**. การรถไฟฟ้าขนส่งมวลชนแห่งประเทศไทย (รฟม.).
- [25] Joseph E. Shigley, Charles R. Mischke, Richard G. Budynas. **การออกแบบเครื่องจักรกล**. แปลโดย น.อ.ภาณุฤทธิ์ ยุกตะทัต. กรุงเทพฯ : บริษัท สำนักพิมพ์ท็อป จำกัด. 2552.

- [26] R. C. Hibbeler. **Machanics of Material 2**. แปลโดย บุรฉัตร ฉัตรวีระ, วทีชภพ เดชพันธ์
- [27] ดร.เกรียงศักดิ์ อุดมสินโรจน์. **กลศาสตร์ของวัสดุ (MECHANICS OF MATERIALS)** : มิตรนราการพิมพ์. 1997.
- [28] ผศ. ณรงค์ศักดิ์ ธรรมโชติ. **วัสดุวิศวกรรม(Engineering Material)** : บริษัท ซีเอ็ดดูเคชั่น จำกัด . 2549.
- [29] สุเทพ แร่อ่อน “การศึกษาแนวโน้มของตำแหน่งการเกิดการล้าของล้อยและรางรถไฟภายใต้การสัมผัสกลึงด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์”วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง. 2560.
- [30] สุรทัศน์ กองสุข. “การจำลองการตกรางเนื่องจากล้อยปืนรางด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์” วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง. 2560.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Study of Fatigue Crack Initiation Location of Wheel and Rail under Rolling Contact using Finite Element Method

Apichai Jaifu^{1,*}, Suthep Raeon² and Monsak Pimsarn³

^{1,3}Mechanical Engineering Department, Faculty of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Bangkok, Thailand

²Mass Rapid Transit Authority of Thailand, 175 Rama IX Rd., Huay Khwang, Bangkok 10310

Abstract The rail transit system is widely used for freight and passenger transportation. Due to the fact that its economic worthiness and high safety mode. Maintenance and damage prevention of wheel and rail are important factors affecting the safety of the system. The previous studies show that the most damage of wheel and rail is fatigue cracking, which is caused by the contact stress resulting from wheel and rail interaction. This article presents the study of the fatigue crack initiation location of wheel and rail under rolling contact at the wheel speed of 80 km/h using Finite Element Method (FEM). The three dimensional finite element models were created using the UIC60E1 wheel profile and BS100 rail profile. The Dang Van criteria was applied to analyse the fatigue crack initiation location in case of the wheel's position was changed along the rail lateral direction while the rail inclination angle was also varied at 0, 1/40, 1/30 and 1/20, respectively. The analysing results show that the fatigue crack initiation, determined by the Dang Van stress ratio, tends to increase when the wheel is moved from gauge side to field side. Additionally, the fatigue crack damage is likely to decrease when the rail inclination increases up to the inclination of 1/30 and the fatigue crack initiation locations were found underneath the wheel and rail surfaces. The obtained result can be a primary guideline for maintenance planning.

1 Introduction

Rolling contact fatigue is a damage generally appearing on contact surfaces between wheel and rail. This fatigue occurs from the repeated load on a surface by millions of intensive wheel and rail contact cycles. However, the previous studies[1] reported that the several accidents of train derailment resulted from damages of wheel/rail, such as, spalling, fatigue crack, shelling, rolling fatigue and thermal crack [2]. Rolling fatigue crack is very common to all kind of trains and can be found in both wheel and rail. Thus, maintenance of wheel/rail must be the prime concern and necessary to be steadily improve. Toumi et. al. [3] employed finite element method to study rolling contact stress between wheel and rail with increased spin effect. The FEM solution is compared to the solution of the CONTACT software [4]. This paper reported that the creep force characteristic from FEM solution is slightly lower than the result obtained by the CONTACT software. Martin Pletz et al. [5] purposed a full scale test rig of rolling contact fatigue and performed the simulation of wheel and rail loading of test-rig by using FEM combined with CONTACT software. From this research, it was found that there are two contacts, one of them is near on the top

and the other is on the gauge corner of its rail. The contact area on the top of the rail is bigger than the other at the gauge corner. This might be due to the lower lateral load.

However, this article aims to employ finite element method and Dang Van criterion to predict the rolling fatigue crack initiation in the wheel/rail when the contact area is varied from field side to gauge side and the wheel is rolling under constant axle load and constant speed. Additionally, the effect of rail inclination angle will be numerically investigated.

2. Dang Van high cycle fatigue criterion

In 1993, Dang Van proposed a multiaxial fatigue criterion to predict crack initiation when the two solids are in a rolling contact. This criterion is based on the elastic shakedown principle at the mesoscopic scale. The Dang Van criterion predicts that the fatigue crack of the material will occur on the grain boundary. In the macroscopic scale, the Dang Van criterion considers this to happen when the stress inside the material reaches critical value and can be expressed by

$$\tau_{\max}(t) + \alpha_{DV} \sigma_H(t) = \tau_W \quad (1)$$

* Corresponding author: apichai.jaifu@gmail.com

When α_{DV} is a constant to be determined, τ_w is the fatigue limit of pure torsion. $\sigma_H(t)$ is the instantaneous hydrostatic component of stress tensor and $\tau_{max}(t)$ is the value of the Tresca shear stress which can be calculated by[6] :

$$\tau_{max}(t) = \left(\frac{\sigma_1(t) - \sigma_3(t)}{2} \right) \quad (2)$$

When $\sigma_1(t)$ and $\sigma_3(t)$ are maximum and minimum principal microscopic deviatoric stress at each instant t . The constant of α_{DV} is evaluated by [7];

$$\alpha_{DV} = 3 \left(\frac{\tau_w}{\sigma_w} \frac{1}{2} \right) \quad (3)$$

In the relationship of ratio from maximum shear stress $\tau_{max}(t)$ and fatigue limit of bending σ_w and fatigue limit of pure torsion τ_w and hydrostatic pressure. Therefore, in order to predict crack initiation, the maximum Dan Van stress ratio at any time t can be defined as

$$DV = Max \left[\frac{\tau(t)}{\tau_w - \alpha_{DV} \sigma_H(t)} \right] \quad (4)$$

In Eq.(4), if DV value is more than one, the fatigue failure will be expected to occur and the position that has the maximum DV is prone to damage faster.

3 Simulation of wheel rolling on rail using Finite Element Method

In this article, the wheel and rail geometry are based on the data of purple line project, Bangsue to Bangyai, Bangkok, Thailand. The wheel diameter is 860 mm and the rail is UIC60E1[1]. The material properties of wheel and rail are shown in Table 1.

Table 1. Material properties of wheel and rail

Properties	Wheel	Rail
Material type	SSW-Q3S	R260
Standard	JIS E 5402	EN 13674
Young's modulus, E	210×10^3 MPa	210×10^3 MPa
Yield stress, σ_y	500 MPa	528 MPa
Poisson's ratio, ν	0.25	0.25

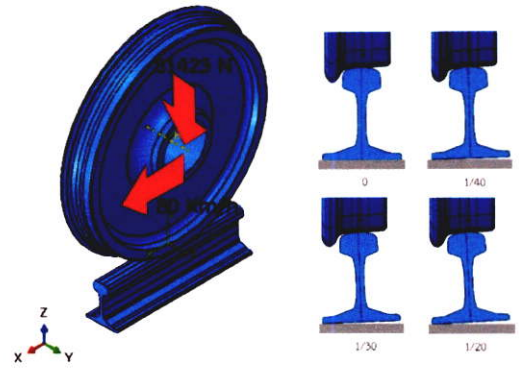


Fig. 1 Three-dimensional solid model of wheel and rail

Fig. 1 shows that the axle loading of 81,420 N is applied to the wheel and the wheel speed is 80 km/h. Also, rail inclination is varied at 0, 1/20, 1/30 and 1/40, respectively. Contact condition between wheel and rail is frictional and the friction coefficient is assumed to be 0.3. The bottom surface of rail foot is fixed in all directions.

Fig. 2 shows the assembly FEM model of wheel and rail. In FEM model, the hexahedron and tetrahedron 3D elements are employed and the model consists of 210,541 elements. Additionally, in the contact zone, the hexahedron element size of 1 mm is employed to capture the correct contact stress distribution.

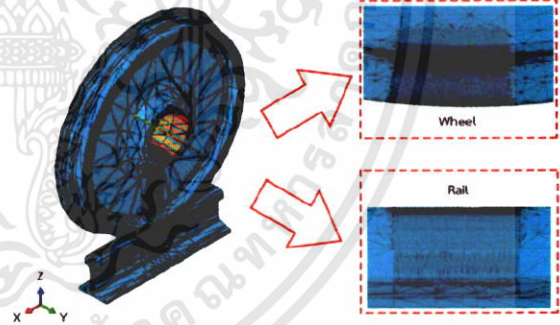


Fig. 2 Finite element model of wheel and rail

4 Results and discussions

4.1 Validation of finite element model

In order to confirm that the FEM model of Fig. 2 is valid, the Hertz's contact theory[8,9] is employed. Fig. 3 shows the stress variation underneath the contact area along z-axis obtained from FEM and Hertz's contact theory. The results obtained from both methods are in good agreement and the maximum discrepancy is approximately 1%.

Moreover, the comparison of contact dimensions and the peak contact pressure were also investigated. Table 2 shows the comparison of contact dimensions and the peak contact pressure. It was found that the finite element results are reasonable in a good agreement.

Therefore, the finite element model of wheel and rail developed in this article can be accepted.

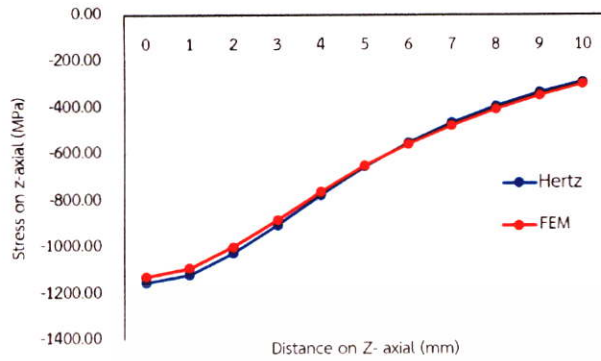


Fig. 3 Stress underneath contact area distribution along z-direction

Table 2. Comparison of the maximum contact pressure and contact dimensions

	Hertz	FEM	Discrepancy
Half of width contact a	6.53 mm	6.09 mm	6.81 %
Half of width contact b	5.13 mm	5.11 mm	0.30 %
Peak contact pressure P_0	1152.53 MPa	1153.55 MPa	0.09 %

4.2 Peak contact pressure and Von-Mises stress at rail inclination of 1/40

In this article, the peak contact pressure and area occurring between wheel and rail with the rail inclination of 1/40 were firstly investigated when a wheel lateral displacement is varied from -4 mm to 4 mm. The wheel nominal position is at 0 mm displacement. If the wheel displacement is less than 0 mm, it is considered as gauge side of rail. On the other hand, the field side of rail is a wheel displacement that is from 0 mm to 4 mm. Fig.4 shows the variation of peak contact pressure. According to the graph, it shows that the peak contact pressure is gradually increased from gauge side to field side. Due to the fact that the contact area is reduced, as shown in Fig.5. The maximum contact area is 142.31 mm² as the wheel lateral displacement is -4 mm and, at this position, the peak contact pressure is minimum, 920.55 MPa. On the other hand, with the wheel lateral displacement of 4 mm, the contact area is minimum, 88.73 mm², and the peak contact pressure is maximum, 1408.78 MPa.

Fig.6 shows the variation of maximum Von-Mises stress underneath the wheel and rail contact surfaces when the wheel lateral position is varied. It is found that the Von-Mises stress is higher in the rail. The Von-Mises stress tends to increase when the wheel lateral position is moved from gauge side to the field side, in the same manner as the peak contact pressure. Moreover, the maximum Von-Mises stresses of wheel and rail are 518.18 MPa and 549.45 MPa, respectively, which are

higher than the material yield stress. Therefore, it is expected that plastic deformation will occur.

4.3 Effect of rail inclination on peak contact pressure and contact area

In this section, the rail inclination effect on peak pressure and contact area had been studied. Fig.7 shows the variation of peak contact pressure as the rail inclination angles are 0, 1/40, 1/30 and 1/20. The maximum contact pressure is found as rail inclination angle is zero. The peak contact pressure tends to increase if the wheel lateral position is varied from gauge side to field side. However, this trend is opposite to the case of 1/20 rail inclination. On the other hand, as depicted in Fig.8, the minimum contact area is found as rail inclination is zero.

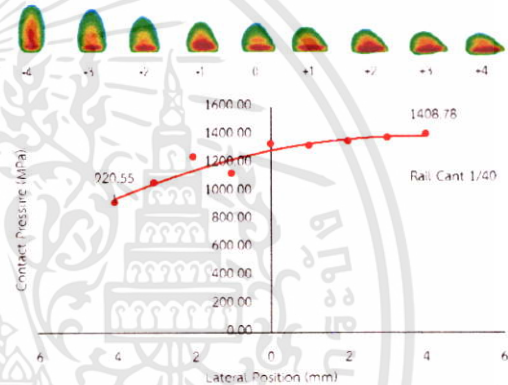


Fig. 4 Contact pressure at rail inclination of 1/40

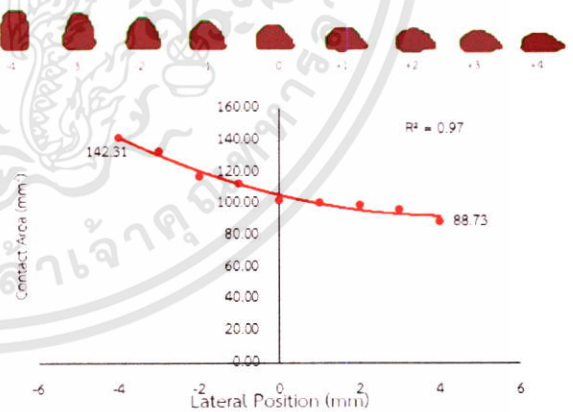


Fig. 5 Contact area at rail inclination of 1/40

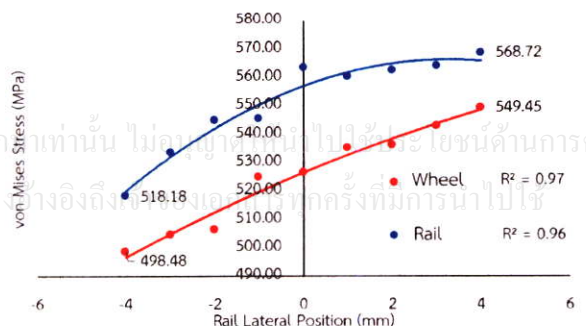


Fig. 6 Maximum Von-Mises stress variation of wheel and rail at rail inclination of 1/40

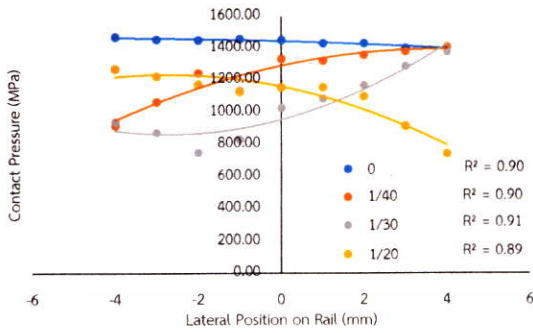


Fig. 7 Peak contact pressure at rail inclination of 0, 1/40, 1/30, 1/20

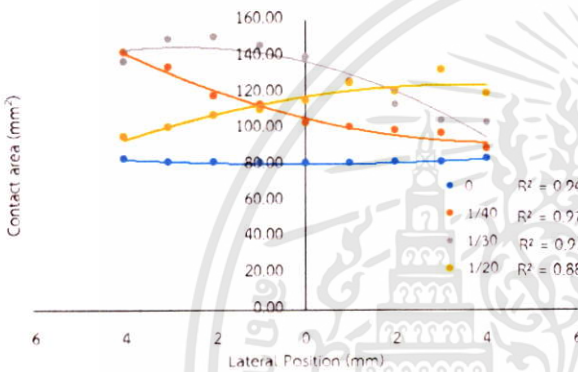


Fig. 8 Contact area at rail inclination of 0, 1/40, 1/30, 1/20

Also, the contact area is not much affected by the wheel lateral position. In the case of the rail inclination of 1/40 and 1/30, the contact area is gradually decreased if the wheel lateral position is varied from gauge side to field side. This posture is completely different from the rail inclination, which is 1/20, as shown in Fig.8.

4.4 Rail inclination effect on Dang Van Stress Ratio

Fig. 9 and 10 show the Dang-Van(DV) stress ratio, as defined in eq.(4), distribution on the wheel and rail. Maximum DV stress ratio is found as rail inclination is zero and its value is higher on the rail. Therefore, fatigue crack initiation on the rail is expected to happen faster. The DV stress ratio tends to decrease as the wheel lateral position is moved from gauge side to field side in all cases. However, this is not the case for 1/20 rail inclination. Therefore, the fatigue crack initiation is potential to happen on the field side of the rail.

From the FE results, the maximum Dang-Van stress ratio of wheel and rail were found at the depth of 2.45 mm and 5.65 mm from wheel and rail surfaces, respectively.

5 Conclusions

In this article, the numerical simulations of wheel and rail under rolling contact using finite element method were carried out by varying the rail inclination angles and the wheel lateral position, from gauge side to field side. The major findings can be summarized as follows:

- (1) The peak contact pressure is potential to increase as the rail inclination increases up to 1/30 and the peak contact pressure gradually increases if the wheel lateral position is moved from gauge side to field side. However, for the 1/20 rail inclination, this posture is completely opposite.
- (2) The contact area tends to decrease if the wheel lateral position is varied from gauge side to field side in most cases. However, this is not valid for the 1/20 rail inclination.
- (3) The Dang Van stress ratios of wheel and rail were influenced by the rail inclination and the wheel lateral position. Its value is potential to be higher if the rail inclination increases up to 1/30 and the wheel lateral position is on the field side. Therefore, the fatigue crack initiation location is prone to occur earlier on the field side. However, for the 1/20 rail inclination, this posture is completely different. Moreover, the FE results reveal that the maximum Dang Van stress ratio was found below the wheel and rail surfaces, at the depth of 2.45 mm and 5.65 mm, respectively.

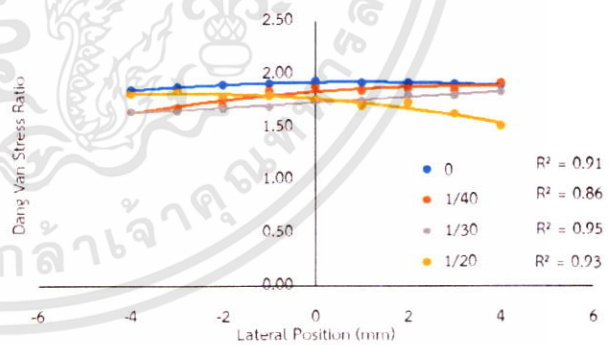


Fig. 9 Dang-Van stress ratio of wheel on various rail inclinations

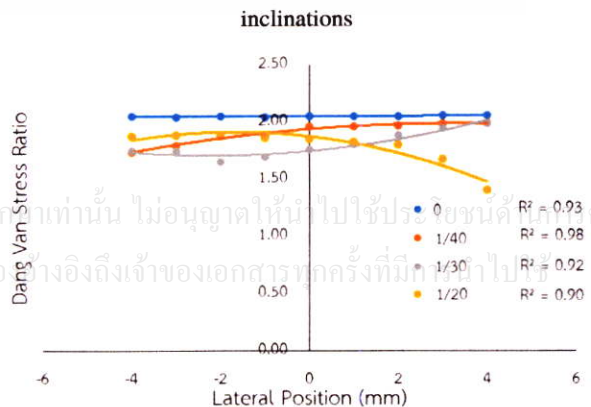


Fig. 10 Dang-Van stress ratio of rail on various rail inclinations

References

1. S. Reaon, M. Pimsarn, *Thailand Rail Academic Symposium* (TRAS2016)
2. Y.wu, Y.We, Y.Liu, Z.Duan, L.Wang, *Applied Thermal Engineering*, 115 (2017)
3. M.Toumi, H.Chollet, H.Yin, *Wear* 366-367, (2016) 157-166
4. E.A.H.Vollebregt, User Guide for CONTACT, Vollebregt & Kaller's Rolling contact and sliding Contact model, 2013
5. M.Pletz, W.Daves, W.Yao, W.Kubin, S.Scheriau, *Tribology International* 80, (2014) 147-155
6. J.Alexander, E.Mamiya, R.Castro, 17th *International Congress of Mechanical Engineering*, 1224(2003)
7. M.Cerullo, 13th *International conference on fracture*, 2013
8. W. Yan, F.D. Fischer, *Archive of Applied Mechanics*, 70 (2000)
9. M. Busquat, L. Baillet, C. Bordreuil, Y. Berthier, *Engineering Science*, 258 (2005)



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ประวัติผู้เขียน

ชื่อ-นามสกุล	นายอภิชัย ใจฟู
วัน เดือน ปีเกิด	22 กันยายน 2528
ที่อยู่	125/54 หมู่ 1 ตำบลบ้านฉาง อำเภอบ้านฉาง จังหวัดระยอง 21130
ประวัติการศึกษา	2551 วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
ประสบการณ์ทำงาน	
พ.ศ.2551-2553	วิศวกร บริษัท ไตรแองเกิล จำกัด
พ.ศ.2553-2554	วิศวกรโครงการ บริษัท เอ็นไล อะโกร จำกัด
พ.ศ.2554-ปัจจุบัน	วิศวกร บริษัท ไอเบล(ประเทศไทย) จำกัด



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้