

การวิเคราะห์การล้าตามมุมในเชิงพลวัตของล้อแม่ก้อลลอย  
โดยการจำลองด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์



วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต  
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล  
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี  
ปีการศึกษา 2560

**THE ANALYSIS OF DYNAMIC CORNERING FATIGUE  
OF ALUMINUM ALLOY WHEEL USING FINITE  
ELEMENT SIMULATION**



**Worawat Puangcha-um**

**A Thesis Submitted in Partial Fulfillment of the Requirement for the  
Degree of Master of Engineering in Mechanical Engineering**

**Suranaree University of Technology**

**Academic Year 2017**

การวิเคราะห์การล่าตามมุมในเชิงพลวัตของล้อแม่ก้อลลอย

โดยการจำลองด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์

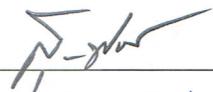
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี อนุมัติให้นักศึกษานิพนธ์ฉบับนี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษา  
ตามหลักสูตรปริญญาวิทยาศาสตรบัณฑิต

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์



(ผศ. ดร.กীরติ สุตักษ์)

ประธานกรรมการ




(ผศ. ดร.สุกกิจ รูปจันทร์)

กรรมการ (อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์)



(อ. ดร.ปิยมน พัวพงศกร)

กรรมการ



(นายเสฏฐวรรธ สุจริตวาทสกุล)

กรรมการ



(ศ. ดร.สันติ แม่นศิริ)

รองอธิการบดีฝ่ายวิชาการและพัฒนาความเป็นสากล



(รศ. ร.อ. ดร.กนต์ธร ชำนิประศาสน์)

คณบดีสำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์

รววัฒน์ พวงชะอุ่ม : การวิเคราะห์การล้าตามมุมในเชิงพลวัตของล้อแม็กอัลลอยโดยการจำลองด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ (THE ANALYSIS OF DYNAMIC CORNERING FATIGUE OF ALUMINUM ALLOY WHEEL USING FINITE ELEMENT SIMULATION) อาจารย์ที่ปรึกษา : ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.สุภกิจ รูปจันทร์, 114 หน้า.

ในกระบวนการพัฒนาล้ออัลลอยขั้นตอนการออกแบบจะเกี่ยวข้องกับมาตรฐานการทดสอบ สำหรับในประเทศไทยพบว่าได้อ้างอิงมาตรฐานการทดสอบ Japan Light Alloy Wheel Standard (JWL) ซึ่งเป็นมาตรฐานการทดสอบทางกล และเป็นที่ยอมรับในอุตสาหกรรมการผลิตล้ออัลลอย โดยมาตรฐานการทดสอบการล้าตามมุมในเชิงพลวัตเป็นหนึ่งใน การทดสอบ มีวัตถุประสงค์เพื่อทดสอบยืนยันความแข็งแรงของผลิตภัณฑ์ตามมาตรฐานก่อนถึงผู้บริโภค การทดสอบล้ออัลลอยนี้จะจำลองจากสภาวะการใช้งานขณะที่ล้อเลี้ยวหักมุม อย่างไรก็ตาม ในกระบวนการทดสอบดังกล่าวจะเป็นการใช้เวลาและต้นทุนค่อนข้างสูง ดังนั้นในงานวิจัยนี้ จึงมีแนวคิดจำลองการทดสอบการล้าตามมุมในเชิงพลวัต โดยการวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ เพื่อช่วยในการเพิ่มประสิทธิภาพในขั้นตอนการออกแบบก่อนการผลิตและทดสอบจริง โดยทำการศึกษากรณีล้ออัลลอยขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางล้อ 13 นิ้ว แบบก้าน ด้วยเทคนิควิศวกรรมย้อนรอยและจำลองการทดสอบการล้าตามมุมในเชิงพลวัตด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ช่วยในการออกแบบและวิเคราะห์ทางวิศวกรรม ตลอดจนศึกษาผลของค่าตัวแปรออกแบบที่มีผลต่อความไวต่อค่าความเค้นสูงสุดและความต้านทานอายุการล้า ผลการศึกษาพบว่า ความเค้นหลักสูงสุดที่เกิดขึ้นในขณะที่ล้ออัลลอยรับภาระกระทำเชิงมุมมีลักษณะเป็นวงรอบและมีค่าสูงสุดเกิดขึ้นที่บริเวณก้าน มีค่าเท่ากับ 156.45 MPa เมื่อพิจารณาอายุการล้าพบว่า มีค่ามากกว่า 100,000 รอบ ซึ่งผ่านตามเกณฑ์มาตรฐานการทดสอบ นอกจากนี้พบว่า ค่าตัวแปรออกแบบความหนาและกว้าง มีผลตอบสนองต่อค่าความไวต่อค่าความเค้นสูงสุดและค่าอายุการล้าอย่างมีนัยสำคัญ โดยที่ค่าตัวแปรออกแบบที่เป็นไปตามเงื่อนไข ได้แก่ กรณีที่ขนาดความหนา ความกว้าง และรัศมีโค้ง เท่ากับ 60.5, 18 และ 15 มิลลิเมตร ท้ายที่สุดผลจากการทดสอบเปรียบเทียบยืนยันความถูกต้องของการวิเคราะห์ด้วยชุดทดสอบที่จัดสร้างขึ้น ผลที่ได้มีแนวโน้มใกล้เคียงและเป็นไปในทางทิศเดียวกัน

สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล  
ปีการศึกษา 2560

ลายมือชื่อนักศึกษา รววัฒน์ พวงชะอุ่ม  
ลายมือชื่ออาจารย์ที่ปรึกษา สุภกิจ รูปจันทร์

WORAWAT PUANGCHA-UM : THE ANALYSIS OF DYNAMIC  
CORNERING FATIGUE OF ALUMINUM ALLOY WHEEL USING  
FINITE ELEMENT SIMULATION. THESIS ADVISOR : ASST. PROF.  
SUPAKIT ROOPPAKHUN, Ph.D., 114 PP.

DYNAMIC CORNERING FATIGUE/ FINITE ELEMENT METHOD/ REVERSE  
ENGINEER/ FATIGUE LIFE/ PARAMETRIC DESIGN

According to the development process of alloy wheel, the design procedure related to the standard testing. In Thailand, many manufacturers are referred Japan Light Alloy Wheel Standard (JWL) mechanical testing standard that is recognized in the manufacturing alloy wheel industry and the cornering fatigue test is the one of standard used. The objective is to test and assure the strength of the products based on the standard before reach the consumer. The testing is going to stimulate conditions of the usage while the wheel turning corner instantly. However, the testing of the wheel during the production process is time consuming and costly. In this research concept is using Finite Element Method (FEM) simulate dynamic cornering fatigue test analysis for increase performance in design phase and test. The alloy wheel case study used spoke wheel type and diameter equal 13 inch. The geometry produces with reverse engineer technique and simulation of cornering fatigue test with computer aided engineering. Including, study the result parametric design effect to sensitivity of maximum stress and fatigue life. The result represented that maximum principal stress value equal 156.45 MPa occur on spoke area of alloy wheel while receiving cyclic load. The considering found that the fatigue result more than  $1 \times 10^5$  cycles that pass according to standard test criteria. In addition, Thickness and width variable effect to sensitivity of maximum stress and fatigue life significantly. The parametric design result shown that parameter of thickness width and radius equal 60.5, 18 and

15 mm. respectively, the result can achieve standard test criteria. Finally, the analysis result of the comparative test be close to experiment kit result shown that similar trend.



School of Mechanical Engineering

Academic Year 2017

Student's Signature

วิวัฒน์ นนทชัย

Advisor's Signature

[Signature]

## กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้จะสำเร็จลุล่วงไปด้วยดีเนื่องจากได้รับความกรุณาอย่างสูงจากท่าน ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.สุภกิจ รูปจันทร์ ซึ่งเป็นอาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ของผู้วิจัย ที่ได้ให้คำแนะนำทางวิชาการ ประสิทธิ์ประสาทวิชาความรู้ คอยให้คำปรึกษาแนะนำในการทำวิจัย รวมไปถึงชี้แนะวินัยด้านการทำงาน และการดำรงชีวิต ผู้วิจัยขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูง

ขอขอบคุณ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.กิริติ สุลักษณ์ ประธานสอบวิทยานิพนธ์ และ อาจารย์ ดร.ปิยมนต์ พัวพงศกร กรรมการสอบวิทยานิพนธ์ ที่กรุณาให้คำแนะนำแก้ไขข้อบกพร่อง ในการทำวิทยานิพนธ์

ขอขอบคุณ คุณเสฏฐวรราช สุจริตกวัตตสกุล และ คุณวิษณุพงศ์ ตะเคียน ที่กรุณาให้ คำปรึกษา และชี้แนะแนวทางการแก้ไขปัญหาในการดำเนินการวิจัย

ขอขอบคุณ บริษัท เลนโซ่ วิลล์ จำกัด ที่ให้ความอนุเคราะห์ข้อมูลในการทำวิจัย

ขอขอบคุณ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี และขอขอบคุณบุคลากรศูนย์เครื่องมือ วิทยาศาสตร์และเทคโนโลยี ที่ให้ความรู้ทางด้านการใช้เครื่องมือตลอดจนอำนวยความสะดวกใน การใช้เครื่องมือเป็นอย่างดี

สุดท้ายนี้ ขอกราบขอบพระคุณพ่ออัมพร-คุณแม่เตือนใจ พวงชะอุ่ม ที่ให้การเลี้ยงดู อบรม และส่งเสริมการศึกษา เป็นกำลังใจ และให้การช่วยเหลือเป็นอย่างดีตลอดมาจนประสบความสำเร็จ ในการทำวิทยานิพนธ์เล่มนี้

รววัฒน์ พวงชะอุ่ม

# สารบัญ

หน้า

บทคัดย่อ (ภาษาไทย).....	ก
บทคัดย่อ (ภาษาอังกฤษ).....	ข
กิตติกรรมประกาศ.....	ง
สารบัญ.....	จ
สารบัญตาราง.....	ฉ
สารบัญรูป.....	ญ
คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ.....	ฐ
<b>บทที่</b>	
<b>1 บทนำ</b> .....	<b>1</b>
1.1 ที่มาและความสำคัญของปัญหาการวิจัย.....	1
1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย.....	2
1.3 ขอบเขตของการวิจัย.....	2
1.4 วิธีการดำเนินงานวิจัย.....	3
1.4.1 ระเบียบวิธีวิจัย.....	3
1.4.2 เครื่องมือที่ใช้ในการวิจัย.....	3
1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	4
1.6 สถานที่ดำเนินงานวิจัย.....	4
<b>2 ปรีक्षणัวรรณกรรมและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง</b> .....	<b>5</b>
2.1 อุตสาหกรรมลื้อแม่ก้อลลอย.....	5
2.2 ส่วนประกอบของลื้อแม่ก้อ.....	6
2.3 การทดสอบความล้าตามมุมในเชิงพลวัต.....	8
2.3.1 การทดสอบความล้าตามมุมในเชิงพลวัตตามมาตรฐานของคณะกรรมการเศรษฐกิจยุโรปแห่งสหประชาชาติ ข้อกำหนดที่ 124.....	8
2.3.2 การทดสอบความล้าตามมุมในเชิงพลวัตตามมาตรฐานลื้อโลหะของประเทศญี่ปุ่น (JWL).....	10



## สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
2.4 ทฤษฎีความเสียหาย.....	10
2.4.1 ทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุด.....	11
2.4.2 ทฤษฎีพลังงานของการเปลี่ยนรูป.....	13
2.4.3 ทฤษฎีคูลอมบ์-โม่ห้.....	18
2.5 ทฤษฎีความเสียหายเนื่องจากการล้า.....	21
2.5.1 ภาวะแบบวงรอบ (Cyclic Loading).....	21
2.5.2 การวิเคราะห์อายุการล้า.....	24
2.5.2.1 วิธีหาอายุการล้าจากความเค้น (Stress Life Method).....	25
2.5.2.2 แฟกเตอร์แก้ไขพิคัดการล้า.....	27
2.5.2.3 วิธีหาอายุการล้าจากความเครียดใช้งาน (Strain Life Method).....	29
2.5.3 ความเสียหายเนื่องจากการล้าที่เกิดจากความเค้นสลับ.....	30
2.5.4 ความเสียหายเนื่องความเค้นหลายแกน (Multiaxial Stress).....	31
2.5.4.1 ภาวะแบบย้อนกลับสมบูรณ์ของความเค้นหลายแกน (Fully Reversed Simple Multiaxial Stresses).....	30
2.5.4.2 ภาวะแบบสลับของความเค้นหลายแกน (Fluctuating Simple Multiaxial Stresses).....	32
2.5.5 เทคนิคการนับรอบ (Rain-Flow Counting).....	32
2.5.6 กฎของพาล์มแกน-ไมเนอร์ (The Palmgren-Miner Rule).....	33
2.6 ระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์.....	35
2.7 การวิเคราะห์การล้าด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์.....	37
2.8 การออกแบบการทดลอง.....	39
2.8.1 องค์ประกอบของการออกแบบการทดลอง.....	39
2.8.2 การออกแบบการทดลองแบบส่วนผสมกลาง.....	41
2.9 การหาพื้นผิวตอบสนอง.....	42
2.10 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	43
<b>3 วิธีดำเนินการวิจัย.....</b>	<b>46</b>

## สารบัญ (ต่อ)

	หน้า	
3.1	กล่าวนำ.....	46
3.2	การทดสอบสมบัติวัสดุ.....	47
3.2.1	การเตรียมชิ้นทดสอบแรงดึง.....	47
3.2.2	การทดสอบแรงดึง.....	47
3.2.3	การเตรียมชิ้นทดสอบการล้า.....	49
3.2.4	การทดสอบการล้า.....	50
3.3	การวิเคราะห์การล้าตามมุมในเชิงพลวัตของล้อย้อลลอย.....	51
3.3.1	การสร้างแบบจำลองล้อย้อลลอย.....	52
3.3.2	การศึกษาการลู่เข้าของผลเฉลยและการกำหนดเอลิเมนต์.....	53
3.3.3	การกำหนดสมบัติวัสดุ.....	54
3.3.4	การกำหนดเงื่อนไขการสัมผัส.....	54
3.3.5	การกำหนดเงื่อนไขขอบเขต.....	55
3.4	การตรวจสอบความถูกต้องของโปรแกรมวิเคราะห์ไฟไนต์เอลิเมนต์.....	56
3.4.1	ชุดทดสอบค่าความเครียดแบบวงรอบเปลี่ยนแปลงตามมุมมอง.....	56
3.4.1.1	วิธีการทดสอบ.....	59
3.4.2	การวิเคราะห์แบบจำลองเพื่อตรวจสอบความถูกต้องของผลลัพธ์การล้า.....	62
3.4.2.1	แบบจำลองวิเคราะห์การล้า.....	63
3.4.2.2	การกำหนดเอลิเมนต์.....	63
3.4.2.3	การกำหนดสมบัติวัสดุ.....	63
3.4.2.4	การกำหนดเงื่อนไขขอบเขต.....	63
4	ผลการดำเนินงานวิจัย.....	65
4.1	กล่าวนำ.....	65
4.2	ผลการวิเคราะห์ความเค้นและการเสีรูปร่างภายใต้ภาวะเปลี่ยนแปลงตามมุม.....	65
4.3	ผลการวิเคราะห์การล้าตามมุมในเชิงพลวัต.....	68
4.4	ผลการวิเคราะห์ความถี่ธรรมชาติของล้อย้อลลอย.....	72
4.5	ผลการตรวจสอบความถูกต้องของโปรแกรมวิเคราะห์ไฟไนต์เอลิเมนต์.....	74

## สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
4.5.1 ความสัมพันธ์ระหว่างความเครียดและมุมมองฯ.....	74
4.5.2 เปรียบเทียบผลการจำลองและการทดสอบ.....	75
4.5.3 ผลการตรวจสอบความถูกต้องแบบจำลองการค้า.....	77
4.6 ผลการศึกษาค่าตัวแปรออกแบบที่ส่งผลต่อผลลัพธ์การทดสอบการค้า ตามมุมมองในเชิงพลวัต.....	79
4.6.1 แผนภาพการวิเคราะห์ผลลัพธ์ของกรณีศึกษา.....	80
4.6.2 แผนภาพความสัมพันธ์พื้นผิวตอบสนอง.....	86
4.6.3 แผนภาพการวิเคราะห์ความไวของตัวแปรออกแบบต่อผลลัพธ์ ความเค้นหลักสูงสุด อายุการค้า และน้ำหนักล้อของอัลลอย.....	90
5 บทสรุปและข้อเสนอแนะ.....	91
5.1 สรุปผลการวิจัย.....	91
5.2 ข้อเสนอแนะ.....	92
รายการอ้างอิง.....	94
ภาคผนวก	
ภาคผนวก ก. การตรวจสอบความถูกต้องของโปรแกรมคอมพิวเตอร์ช่วยวิเคราะห์.....	96
ภาคผนวก ข. การเตรียมล้ออัลลอยสำหรับการทดสอบและการทดสอบล้ออัลลอย.....	102
ภาคผนวก ค. บทความวิชาการที่ได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่.....	105
ประวัติผู้เขียน.....	114

## สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
2.1	ข้อกำหนดเงื่อนไขการทดสอบตามมาตรฐาน ECE R124..... 9
2.2	ข้อกำหนดเงื่อนไขการทดสอบ JWL..... 9
2.3	ค่าแฟกเตอร์แก้ไข $a$ และ $b$ ..... 28
2.4	แฟกเตอร์แก้ไขระดับความเชื่อถือ..... 29
3.1	ผลการทดสอบการล้าระหว่างความเค้นและอายุการล้า..... 51
4.1	ค่าผลลัพธ์การจำลองด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์..... 78
4.2	ตารางค่าตัวแปรออกแบบสำหรับกรณีศึกษาแต่ละรัศมีความโค้ง..... 80

## สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
2.1	กระบวนการผลิตล้อยแม็กอัลลอย.....5
2.2	ประเภทของล้อยอัลลอยในอุตสาหกรรมล้อยอัลลอย.....6
2.3	ชื่อเรียกจุดสำคัญต่าง ๆ ภายในล้อยแม็ก.....7
2.4	ภาพร่างเครื่องทดสอบความล้าตามมุมในเชิงพลวัต.....9
2.5	ทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุด.....13
2.6	วัสดุชิ้นงานภายใต้ความเค้นหลักที่ทำให้เกิดพลังงานความเครียด.....14
2.7	ขอบเขตการเสียหายของทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุดและทฤษฎีพลังงานแปรรูป.....17
2.8	วงกลมโมห์จากการทดสอบแรงดึง แรงกดและแรงเฉือน.....18
2.9	วงกลมโมห์ที่สภาวะความเค้นปกติและความเค้นเฉือน.....19
2.10	ขอบเขตการเสียหายของทฤษฎีกลมโมห์.....20
2.11	องค์ประกอบของภาระแบบวงรอบ.....22
2.12	ภาระวงรอบแบบย้อนกลับสมบูรณ์ (Fully Reverse).....23
2.13	ภาระวงรอบแบบดิ่งปัด (Repeated).....24
2.14	ภาระวงรอบแบบสลับ (Fluctuating).....24
2.15	ตัวอย่างแสดงการล้าแบบรอบสูงและรอบต่ำ.....25
2.16	ความสัมพันธ์ความเค้นการล้าของโลหะและโลหะนอกกลุ่มเหล็ก.....25
2.17	เศษส่วนของความต้านทานการล้า (Fatigue Strength Fraction).....27
2.18	ความสัมพันธ์ระหว่างความเครียดและอายุการล้าของ Manson Coffin.....30
2.19	หลักเกณฑ์ความเสียหายเนื่องจากการล้าที่เกิดจากความเค้นสลับ.....31
2.20	รอบของความเค้นสลับที่เปลี่ยนแปลง.....33
2.21	การนับรอบด้วย Rain Flow Counting.....34
2.22	ขั้นตอนการแก้ปัญหาด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์.....35

## สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
2.23 เอลิเมนต์แบบ 2 มิติ.....	36
2.24 เอลิเมนต์แบบ 3 มิติ.....	37
2.25 แผนดำเนินการวิเคราะห์ปัญหาการล้า.....	38
2.26 แผนภาพการออกแบบการทดลอง.....	40
2.27 การออกแบบการทดสอบแบบส่วนผสมกลาง.....	41
2.28 เส้นระดับของพื้นผิวตอบสนอง.....	43
3.1 แผนผังแสดงขั้นตอนการดำเนินงาน.....	46
3.2 ขนาดของชั้นทดสอบแรงดึง (หน่วย : มิลลิเมตร).....	47
3.3 เครื่องทดสอบ Universal Testing Machine ยี่ห้อ Instron รุ่น 8802.....	48
3.4 ความเค้นกับความเครียดจริงและทางวิศวกรรมอลูมิเนียมอัลลอย A356.....	48
3.5 ขนาดของชั้นทดสอบความล้า (หน่วย : มิลลิเมตร).....	49
3.6 เครื่องทดสอบการล้ายี่ห้อ Instron รุ่น ElectroPulsTM E10000.....	50
3.7 ความสัมพันธ์ความเค้นการล้าของวัสดุอลูมิเนียมอัลลอย A356 (R= -1).....	51
3.8 การสร้างแบบจำลองล้าอัลลอยจากเทคนิควิศวกรรมย้อนรอย.....	52
3.9 แผนภาพเปรียบเทียบจำนวนเอลิเมนต์และระยะการเสียรูปของล้าอัลลอย.....	53
3.10 บริเวณที่กำหนดเงื่อนไขการสัมผัสระหว่างหน้าแปลนยึดล้าและหน้าตัดเพลา.....	54
3.11 เงื่อนไขขอบเขตของแบบจำลองการวิเคราะห์การล้าตามมุมในเชิงพลวัต.....	55
3.12 ทิศทางของภาระที่กระทำในแบบจำลองการวิเคราะห์ล้าอัลลอย.....	56
3.13 แบบจำลองชุดทดสอบค่าความเครียดแบบวงรอบเปลี่ยนตามมุมมอง.....	57
3.14 ตำแหน่งติดเซนเซอร์วัดความเครียด.....	58
3.15 เครื่องขยายสัญญาณและบันทึกข้อมูล KYOWA รุ่น EDX 11A.....	58
3.16 โปรแกรมบันทึกและแสดงผลค่าความเครียด.....	59
3.17 การติดตั้งล้าอัลลอยเข้ากับเครื่องทดสอบ.....	60
3.18 การจับยึดล้าอัลลอยเพื่อเตรียมทำการทดสอบ.....	61
3.19 การติดตั้งชุดอุปกรณ์ให้แรงกระทำ.....	62
3.20 เงื่อนไขขอบเขตของแบบจำลองการตรวจสอบผลลัพธ์การล้า.....	64

## สารบัญญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.1 ผลการวิเคราะห์ค่าความเค้นหลักสูงสุด.....	66
4.2 ผลการวิเคราะห์การเสียรูปของล้อยัตลอยมุมมองด้านหลัง.....	67
4.3 ความเค้นปกติ ณ จุดต่อในทิศทางแกน X ที่ตำแหน่งความเค้นหลักสูงสุด.....	68
4.4 ผลการวิเคราะห์อายุการล้าของล้อยัตลอย.....	69
4.5 ล้อยัตลอยที่เกิดความเสียหายจากการทดสอบ.....	70
4.6 ชิ้นส่วนก้านล้อยัตลอยที่เสียหายจากการล้า.....	71
4.7 ความถี่ธรรมชาติของล้อยัตลอยในแต่ละโหมคความเสียหาย.....	73
4.8 ผลตอบสนองเชิงความถี่ทิศทาง Y ของล้อยัตลอย.....	73
4.9 ผลของค่าความเครียดตำแหน่งที่ 1, 2, 3 และ 4 ที่มุมมองเสาต่าง ๆ.....	74
4.10 ผลของค่าความเครียดการจำลองเทียบกับผลการทดสอบ.....	75
4.11 ผลการวิเคราะห์แบบจำลองแบบปริมาตร.....	78
4.12 ตัวแปรในการออกแบบทดลองวิเคราะห์ปรับปรุงขนาดล้อยัตลอย.....	79
4.13 แผนภาพเปรียบเทียบความเค้นหลักกับกรณีศึกษา.....	81
4.14 แผนภาพเปรียบเทียบอายุการล้ากับในแต่ละกรณีศึกษา.....	82
4.15 แผนภาพเปรียบเทียบน้ำหนักของล้อยัตลอยกับในแต่ละกรณีศึกษา.....	83
4.16 แผนภาพความเค้นหลักในกรณีศึกษาที่ 4.....	84
4.17 แผนภาพผลลัพธ์อายุการล้าในกรณีศึกษาที่ 4.....	85
4.18 แผนภาพผิวตอบสนองความเค้นหลักกรณีศึกษาที่ 4 รัศมีความโค้ง 15 mm.....	86
4.19 แผนภาพคอนทัวร์ความเค้นหลัก 2 มิติ.....	87
4.20 แผนภาพผิวตอบสนองอายุการล้ากรณีศึกษาที่ 4 รัศมีความโค้ง 15 mm.....	88
4.21 แผนภาพคอนทัวร์อายุการล้า 2 มิติ.....	88
4.22 แผนภาพผิวตอบสนองน้ำหนักล้อยัตลอยกรณีศึกษาที่ 4 รัศมีความโค้ง 15 mm.....	89
4.23 แผนภาพคอนทัวร์น้ำหนักล้อยัตลอย 2 มิติ.....	89
4.24 แผนภาพความไวตอบสนองต่อตัวแปรออกแบบรัศมีความโค้ง 15 mm.....	90

## สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
ข.1 การลอกสีส้ออัลลอยสำหรับการทดสอบการล้าตามุมในเชิงพลวัต.....	103
ข.2 การทดสอบการล้าตามุมในเชิงพลวัตของสีส้ออัลลอย.....	103
ข.3 ชุดทดสอบค่าความเครียดแบบวงรอบเปลี่ยนแปลงตามมุมมองศาที่พัฒนาขึ้น.....	104





## คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ

<i>ECE R-129</i>	=	United Nations Economic Commission for Europe Regulation-129
<i>JWL</i>	=	Japan Light Alloy Wheel
<i>SAE</i>	=	Society of Automotive Engineers
$S, S_m$	=	Factor of Safety
$F, F_v$	=	Maximum Load Capacity of Wheel
$r, r_{ydn}$	=	Dynamic Radius of Largest Type Recommended for Wheel
$d$	=	Inset
$\mu$	=	Coefficient of Friction
$\sigma$	=	Stress
$\sigma_m$	=	Mean Stress
$U$	=	Total Strain Energy
$U_v$	=	Volume Energy
$U_d$	=	Distortion Energy

# บทที่ 1

## บทนำ

### 1.1 ที่มาและความสำคัญของปัญหาการวิจัย

อุตสาหกรรมล้อแม็กอัลลอยเริ่มต้นกระบวนการผลิตโดยออกแบบรูปร่างล้อ ซึ่งในขั้นตอนการออกแบบจะพัฒนารูปร่างมีความสวยงาม พร้อมทั้งให้มีประสิทธิภาพช่วยในเรื่องการจับที่ การประหยัดพลังงาน น้ำหนักที่ลดลง เป็นต้น โดยกระบวนการออกแบบข้างต้นนี้จะต้องอ้างอิงตามมาตรฐานการผลิต การกำหนดขนาดระยะต่าง ๆ เพื่อให้สอดคล้องกับมาตรฐานอย่างด้วยเช่นกัน ก่อนที่ล้อแม็กอัลลอยจะสามารถนำไปจำหน่ายยังผู้บริโภคได้ ล้อแม็กอัลลอยที่ได้ออกแบบผลิตมาแล้วจะต้องผ่านการทดสอบตามมาตรฐาน ทุกข้อกำหนดเพื่อยืนยันถึงคุณภาพและความปลอดภัยในการใช้งาน ทั้งนี้ล้อแม็กที่ได้ออกแบบมาแล้วนั้นเมื่อไม่ผ่านการทดสอบจะต้องออกแบบปรับปรุงขนาดรูปร่าง และทำการทดสอบจนสามารถผ่านมาตรฐานได้

ผลิตภัณฑ์ประเภทล้อแม็กเป็นส่วนหนึ่งในอุตสาหกรรมชิ้นส่วนยานยนต์ ซึ่งจากสถานะเศรษฐกิจ การส่งออกชิ้นส่วนยานยนต์ในปัจจุบันมียอดการส่งออกเพิ่มขึ้นร้อยละ 5.07 (สำนักงานเศรษฐกิจอุตสาหกรรม, 2560) ซึ่งบ่งบอกถึงความต้องการและการแข่งขันในอุตสาหกรรมประเภทล้อแม็กที่สูงขึ้นเช่นเดียวกัน ดังนั้นเพื่อการแข่งขันสูง การออกแบบและการผลิตต้องมีความรวดเร็ว อีกทั้งต้องวิจัยพัฒนาปรับปรุงผลิตภัณฑ์อย่างต่อเนื่อง เพื่อตอบสนองความต้องการของผู้บริโภคมีเพิ่มมากขึ้น โดยล้อแม็กที่ใช้กับรถยนต์นั้นจะต้องผ่านมาตรฐานการทดสอบ ซึ่งการทดสอบเป็นการจำลองภาระทางกลที่ล้อจะได้รับเมื่อรถเลี้ยวหักมุม (สมบูรณ์ ไชตรีวรรณะ, 2556) ซึ่งจะเกิดสถานะแรงคดมากกระทำที่ตัวหน้าแปลนจากเพลาล้อ ด้วยสถานะแรงคดนี้จึงส่งผลในเรื่องอายุการใช้งานของล้อแม็ก ซึ่งในการทดสอบจะมีข้อบังคับประกอบด้วย 3 ข้อบังคับด้วยกัน ซึ่งหนึ่งในข้อบังคับคือ การทดสอบการล้าตามมุมในเชิงพลวัตของล้อแม็ก สำหรับการทดสอบจะมีมาตรฐานอ้างอิงจากผู้ออกข้อกำหนด อาทิเช่น ข้อกำหนดที่ 124 ของคณะกรรมการเศรษฐกิจยุโรปแห่งสหประชาชาติ (United Nations Economic Commission for Europe Regulation-124, ECE R-124) ข้อกำหนดการทดสอบการล้าตามมุมในเชิงพลวัต JWL มาตรฐานการทดสอบ SAE เป็นต้น ทั้งนี้การเลือกมาตรฐานอ้างอิงสำหรับการทดสอบนั้นจะพิจารณาจากผู้ผลิตที่ใช้มาตรฐานใดอ้างอิงสำหรับการผลิต ซึ่งในแต่ละมาตรฐานอ้างอิงจะมีรายละเอียดการทดสอบที่แตกต่างกัน นอกจากนี้ เนื่องจากด้วยรูปแบบที่หลากหลายของล้อแม็กและสถานะเศรษฐกิจที่มีการแข่งขันสูง การทำทดสอบ

ตามมาตรฐานของล้อแต่ละรูปแบบใช้ระยะเวลาในการทดสอบจะการทดสอบแบบทำลาย ทำให้มีต้นทุนที่สูงของล้อแม่พิมพ์ใหม่ที่ได้ออกแบบมา ดังนั้นการประยุกต์ใช้คอมพิวเตอร์ช่วยวิเคราะห์ทางวิศวกรรม (Computer Aided Engineering, CAE) จึงมีบทบาทสำคัญในการลดเวลาขั้นตอนในการออกแบบ ช่วยคาดคะเนผลของการทดสอบ อีกทั้งช่วยในเรื่องการลดต้นทุนก่อนนำล้อแม่พิมพ์ไปทำการทดสอบจริง อีกทั้งทำให้ทราบถึงแนวโน้มของตำแหน่งที่อาจจะเป็นจุดวิกฤตที่ก่อให้เกิดความเสียหายของล้อแม่พิมพ์ได้ ด้วยเหตุผลดังกล่าวคอมพิวเตอร์ช่วยวิเคราะห์ทางวิศวกรรมจึงมีความสำคัญในอุตสาหกรรมการผลิตล้อแม่พิมพ์ไปถึงอุตสาหกรรมอื่นเช่นเดียวกัน

จากเหตุผลดังกล่าว ผู้วิจัยจึงมีแนวคิดที่จะดำเนินการวิจัยการจำลองการทดสอบความต้านทานในเชิงพลวัตของล้อแม่พิมพ์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ ช่วยในการหาอายุการล้าของล้อแม่พิมพ์ รวมถึงเป็นส่วนช่วยในการตัดสินใจว่าควรนำล้อที่ได้ออกแบบสามารถนำไปทดสอบจริงหรือควรมีการปรับปรุงออกแบบใหม่ เพื่อเพิ่มความแข็งแรงในกรณีที่ยังมีข้อบกพร่องที่อาจเกิดขึ้นได้ ซึ่งการวิจัยครั้งนี้จะมุ่งเน้นไปที่การปรับปรุงออกแบบให้มีความแข็งแรงไม่เพียงพอที่จะสามารถผ่านการทดสอบ

## 1.2 วัตถุประสงค์ของงานวิจัย

1.2.1 เพื่อศึกษาและวิเคราะห์ความต้านทานการล้าและประเมินอายุการล้าของล้ออัลลอยภายใต้สภาวะการเปลี่ยนแปลงตามมุมในเชิงพลวัตด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์

1.2.2 เพื่อศึกษาผลของตัวแปรออกแบบต่อความต้านทานการล้า และค่าความเค้นหลักของล้อแม่พิมพ์อัลลอย

1.2.3 เพื่อเปรียบเทียบยืนยันผลความถูกต้องผลวิเคราะห์ที่ได้กับชุดทดสอบอย่างง่ายที่พัฒนาขึ้นสามารถลดปัญหาการสั่นสะเทือนของเครื่องปั่นเลือดได้

## 1.3 ขอบเขตของการวิจัย

1.3.1 ศึกษาโมเดลต้นแบบล้อแม่พิมพ์อัลลอยขนาด 13 นิ้ว โมเดล A แบบก้าน (Spoke Type)

1.3.2 สมบัติวัสดุที่ใช้ในงานวิจัยอยู่ได้สมมติฐานยืดหยุ่นเชิงเส้นเท่ากันทุกทิศทาง (Linear Isotropic Elastic Materials)

1.3.3 ศึกษาและวิเคราะห์ความต้านทานการล้าและทำนายอายุการล้าบนโปรแกรมคอมพิวเตอร์ช่วยในการวิเคราะห์ทางวิศวกรรม ANSYS Workbench และ Ncode Designlife

1.3.4 ทดสอบค่าความเครียดแบบวงรอบเปลี่ยนแปลงตามมุมองศา ตั้งแต่ 0 ถึง 360 องศา เพื่อยืนยันผลความถูกต้องของโปรแกรมคอมพิวเตอร์ช่วยในการวิเคราะห์ทางวิศวกรรม

## 1.4 วิธีการดำเนินงานวิจัย

วิธีการดำเนินงานวิจัยในส่วนของงานวิจัยนี้จะแบ่งออกเป็น 2 ส่วน คือ ระเบียบวิธีวิจัย และ เครื่องมือที่ใช้ในการวิจัย โดยมีรายละเอียดดังนี้

### 1.4.1 ระเบียบวิธีวิจัย

- 1) ศึกษาปริทัศน์และวรรณที่เกี่ยวข้อง
- 2) ศึกษารายละเอียดและข้อมูลที่เกี่ยวข้องกับการทดสอบล้อแม่กรดยนต์นั่งตามมาตรฐาน ECE regulation และมาตรฐาน JWL
- 3) สร้างแบบจำลองล้อแม่ก้อลลยด้วยเทคนิควิศวกรรมย้อนรอย
- 4) สร้างแบบจำลองทางระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ด้วยโปรแกรม ANSYS Workbench และ Ncode Designlife ของการทดสอบความล้าตามมุมในเชิงพลวัต กำหนดเงื่อนไขขอบเขตและภาระตามมาตรฐานการทดสอบ JWL
- 5) ตรวจสอบความถูกต้องผลลัพธ์ที่ได้จากโปรแกรมคอมพิวเตอร์ช่วยวิเคราะห์ทางวิศวกรรมกับการคำนวณทางทฤษฎี
- 6) ออกแบบและพัฒนาชุดทดสอบอย่างง่าย และเปรียบเทียบค่าความเครียดจากการทดสอบกับการวิเคราะห์ด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ช่วยวิเคราะห์ทางวิศวกรรม
- 7) ศึกษาและวิเคราะห์ผลของตัวแปรด้านขนาดของโมเดลล้ออัลลอยจากผลลัพธ์บริเวณที่ส่งผลต่อความเสียหายและอายุการล้า ที่ได้จากการวิเคราะห์เพื่อให้ได้ขนาดที่เหมาะสมเป็นไปตามเงื่อนไขที่กำหนด
- 8) วิเคราะห์และสรุปผลการการศึกษา

### 1.4.2 เครื่องมือที่ใช้ในการวิจัย

- 1) คอมพิวเตอร์สมรรถนะสูง Core i7-7700k, Ram 16 Gb, GPU Geforce GTX 1060, HDD 1 TB
- 2) โปรแกรมช่วยในการออกแบบ SolidWorks 2015
- 3) โปรแกรมคอมพิวเตอร์ช่วยในการวิเคราะห์ที่เรียกว่า ANSYS Workbench และ Ncode designlife
- 4) ชุดทดสอบจำลองมาตรฐานการล้าตามมุมในเชิงพลวัตที่พัฒนาขึ้น
- 5) อุปกรณ์เซนเซอร์วัดค่าความเครียด Kyowa
- 6) โปรแกรมอ่านและบันทึกค่าความเครียด DCS-100A EDX-10A/B

## 1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1.5.1 ทราบถึงแนวทางในการวิเคราะห์ความต้านทานการล้า และอายุการล้าของล้อยแม็กอัลลอยด์ ภายใต้มาตรฐานการทดสอบล้อยอัลลอยด์ด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ช่วยวิเคราะห์ทางวิศวกรรม

1.5.2 ทราบถึงผลของตัวแปรออกแบบที่ส่งผลต่อความต้านทานการล้าและอายุการล้าของล้อยอัลลอยด์ เพื่อเป็นแนวทางในการปรับปรุงพัฒนากระบวนการออกแบบด้วยเทคโนโลยีด้านวิศวกรรม

## 1.6 สถานที่ดำเนินงานวิจัย

ศูนย์เครื่องมือวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยี อาคารเครื่องมือ 4, 5 และ 6 และอาคารวิจัย ณ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

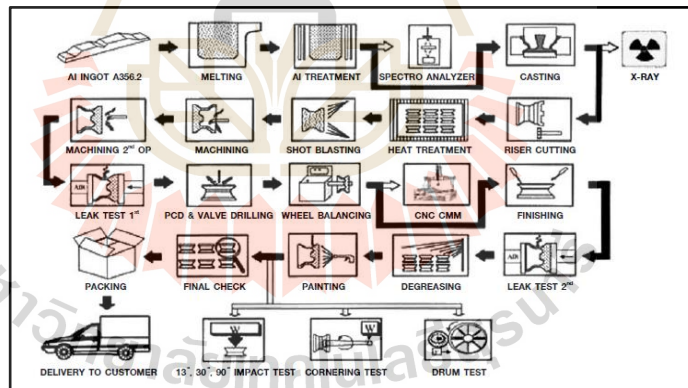


## บทที่ 2

### ปรัทัศน์วรรณกรรมและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

#### 2.1 อุตสาหกรรมล้อแม็กอัลลอย

ล้ออัลลอย คือ ล้อที่ผลิตจากอลูมิเนียมผสมหรือแมกนีเซียมผสม สำหรับการใช้งานกับรถยนต์ประเภทต่าง ๆ โลหะผสมทั้งสองประเภทนี้มีคุณสมบัติเด่นในด้านน้ำหนักที่มีความเบา กว่าเหล็ก โดยอลูมิเนียมและแมกนีเซียมบริสุทธิ์มีความหนาแน่นประมาณ 1/3 และ 1/4 ของเหล็กกล้า ตามลำดับ การใช้ล้ออัลลอยแทนล้อเหล็กกล้าจะช่วยลดน้ำหนักรวมของยานพาหนะ ซึ่งส่งผลดีต่ออัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงและความเร่งของรถ อีกทั้งยังช่วยลดน้ำหนักส่วนที่อยู่ใต้สปริง คือ น้ำหนักส่วนที่ไม่ได้ถูกรองรับ โดยระบบกันสะเทือน ซึ่งเป็นปัจจัยที่สำคัญที่มีผลต่อการยึดเกาะถนนของรถยนต์ ทำให้การบังคับเลี้ยวแม่นยำยิ่งขึ้น นอกจากนี้ช่วยเพิ่มการระบายความร้อนให้กับระบบเบรคดียิ่งขึ้นเช่นกัน



รูปที่ 2.1 กระบวนการผลิตล้อแม็กอัลลอย

(ที่มา : สมบูรณ์ โอตรวรรณะ, 2556)

การผลิตล้ออัลลอยในยุคเริ่มต้นล้ออัลลอยผลิตจากวัสดุแมกนีเซียมผสม ด้วยข้อจำกัดด้านความเหนียวของวัสดุของอลูมิเนียมผสมที่ผ่านการหล่อ ดังนั้นจึงเรียกล้ออัลลอยว่า “ล้อแม็ก” จนเมื่อเทคโนโลยีการหล่ออลูมิเนียมผสมได้รับการพัฒนาจนสามารถทำโครงสร้างจุลภาคมีขนาดเกรนเล็กลง ล้ออัลลอยที่มาจากวัสดุอลูมิเนียมจึงได้รับความนิยมเพิ่มมากขึ้น กระบวนการผลิตล้อแม็กอัลลอยจะเริ่มต้นจากการออกแบบวาดลายหรือรูปร่างและขนาดของล้ออัลลอยภายใต้ข้อ

กำหนดที่เกี่ยวข้อง ในปัจจุบันล้อแม็กอัลลอยส่วนใหญ่ผลิตจากอลูมิเนียมผสม โดยกระบวนการหล่อด้วยแรงดันหรือกระบวนการหล่อด้วยแรงโน้มถ่วง จากนั้นจะนำล้อที่ผ่านการหล่อไป อบชุบด้วยกระบวนการทางความร้อน หลังจากการอบชุบก็จะนำล้ออัลลอยไปผ่านการขึ้นรูปทางกล การกัด การกลึง และการเจาะรูให้ได้รูปร่างและขนาดตามที่ได้ออกแบบไว้ข้างต้น และนำล้อเข้าสู่กระบวนการทำสีและเคลือบผิวต่อไป ดังรูปที่ 2.1 ก่อนที่ผลิตภัณฑ์ล้อแม็กอัลลอยจะถึงผู้บริโภค จะมีการนำล้ออัลลอยตัวอย่างมาทำการทดสอบตามมาตรฐานที่ผู้ผลิตอ้างอิง เพื่อยืนยันคุณภาพของผลิตภัณฑ์รวมถึงความปลอดภัยของการใช้งานสำหรับผู้บริโภค

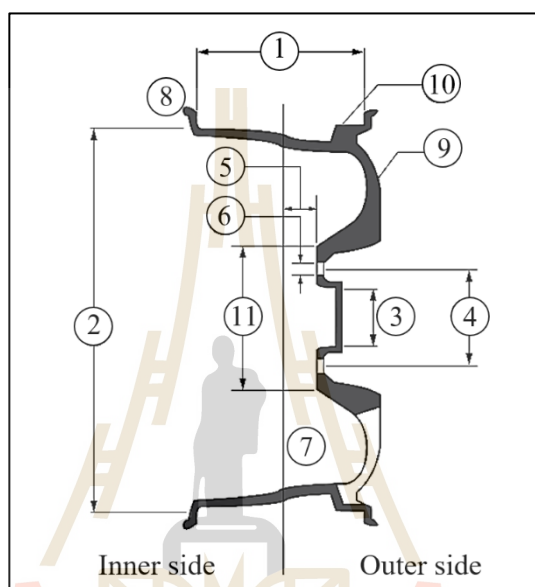
## 2.2 ส่วนประกอบของล้อแม็ก



รูปที่ 2.2 ประเภทของล้ออัลลอยในอุตสาหกรรมล้ออัลลอย

ล้อแม็กหรือล้ออัลลอยที่ผลิตและใช้งานกับยานพาหนะต่าง ๆ เช่น รถยนต์ เป็นต้น ในปัจจุบันโดยส่วนใหญ่กระบวนการผลิตจะกระทำด้วยกระบวนการหล่อโลหะขึ้นรูป วัสดุที่นำมาใช้ในกระบวนการผลิตล้ออัลลอยเริ่มต้นจากวัสดุแมกนีเซียมและพัฒนาปรับปรุงวัสดุเป็นอลูมิเนียมอัลลอย ในปัจจุบันล้ออัลลอยเป็นล้อที่ได้รับการออกแบบปรับปรุงวัสดุที่นำมาใช้ผลิต และรูปทรงหรือลวดลาย ให้มีสมรรถนะที่ดีขึ้นจากล้อดั้งเดิมของรถยนต์ที่มาจากอุตสาหกรรมประกอบยานยนต์ ล้ออัลลอยที่ใช้ในรถยนต์แบ่งแยกตามลักษณะรูปร่างจะมีด้วยกัน 4 ประเภท

ได้แก่ แบบจาน (Disc Type) แบบก้าน (Spoke Type) แบบก้านครีป (Fin Type) และแบบตาข่าย (Mesh Type) โดยส่วนประกอบของล้ออัลลอย จะประกอบไปด้วย 2 ส่วนใหญ่ ๆ คือขอบล้อ (Rim) และจานล้อ (Wheel Disk) หรือก้านของล้อแม็ก ดังรูปที่ 2.2 ซึ่งจากมาตรฐานการผลิตล้ออัลลอย ประกอบไปด้วยชื่อเรียกเฉพาะที่แตกต่างกัน ดังแสดงในรูปที่ 2.3 แสดงชื่อเรียกจุดต่าง ๆ ภายในล้อแม็กอัลลอย



รูปที่ 2.3 ชื่อเรียกจุดสำคัญต่าง ๆ ภายในล้อแม็ก

โดยจุดสำคัญต่าง ๆ ที่อยู่ในล้ออัลลอยมีชื่อเรียกดังต่อไปนี้

1. ความกว้างขอบล้อ (Rim Width)
2. เส้นผ่านศูนย์กลางล้อ (Wheel Diameter)
3. คุมล้อ (Center Bore)
4. เส้นผ่านศูนย์กลางของวงกลมที่ลากผ่านจุดกึ่งกลางรูสกรูยึดล้อทั้งหมด (Pitch Circle Diameter, PCD)
5. ระยะห่างระหว่างเส้นกึ่งกลางล้อตามแนวขวางกับหน้าแปลนล้อ (Offset, ET)
6. เส้นผ่านศูนย์กลางของรูสกรูยึดล้อ (Bolt Hole Diameter)
7. เส้นแนวกึ่งกลางล้อ (Center Line)
8. คลีปล้อ (Flange)
9. รูปร่างขอบล้อ (Rim Contour)



10. บริเวณที่ยางยึดเกาะ (Beat Seat)
11. เส้นผ่านศูนย์กลางหน้าแปลนยึดล้อ (Mounting Surface Diameter)

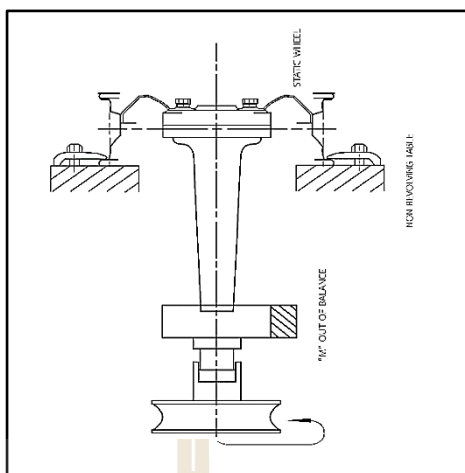
## 2.3 การทดสอบความล้าตามมุมในเชิงพลวัต

### 2.3.1 การทดสอบความล้าตามมุมในเชิงพลวัตตามมาตรฐานของคณะกรรมการเศรษฐกิจยุโรปแห่งสหประชาชาติ ข้อกำหนดที่ 124

UNECE Information Document. (2012) ข้อกำหนดที่ 124 ของคณะกรรมการเศรษฐกิจยุโรปแห่งสหประชาชาติ หรือ United Nations Economic Commission for Europe Regulation-124 หรือเรียกชื่อย่อว่า ECE R-124 เป็นมาตรฐานที่เกี่ยวข้องกับนิยาม สัญลักษณ์ การทดสอบตามมาตรฐานของผู้ผลิต รวมไปถึงบทลงโทษสำหรับการไม่ปฏิบัติตามเงื่อนไข การใช้กำหนดการทดสอบนี้ใช้กับล้อรถยนต์นั่งส่วนบุคคล รถขับเคลื่อนสี่ล้อที่ใช้ในทางทุรกันดาร (Off-Road) และรถบรรทุกขนาดเล็ก ในข้อกำหนด ECE R-124 นี้มีการทดสอบทั้งหมด 6 การทดสอบ ได้แก่ การทดสอบวัสดุ การทดสอบการกัดกร่อน การทดสอบความล้าตามมุมในเชิงพลวัต การทดสอบความล้าตามแนวรัศมีในเชิงพลวัต การทดสอบการกระแทก และการทดสอบแรงบิดแบบสลับ ในส่วนที่เกี่ยวข้องกับงานวิจัยนี้จะขอกกล่าวเพียงวิธีการทดสอบความล้าตามมุมในเชิงพลวัต เนื่องจากเป็นหัวข้อที่ผู้ทำวิจัยให้ความสนใจ การทดสอบความล้าตามมุมในเชิงพลวัตเป็นการจำลองภาระทางกลที่ล้อได้รับเมื่อรถเลี้ยวหักมุม โดยการทดสอบจะให้ล้ออยู่นิ่ง โดยทำการยึดล้อที่คลิปล้อด้านนอก (flange) และมีภาระกระทำคือโมเมนต์คัต ตามรูปที่ 2.4 ที่เปลี่ยนแปลงตามเวลาจากเพลลาขับที่กำลังหมุนโดยมีกอนน้ำหนักไม่สมดุลติดอยู่ที่ปลายเพลลาขับ โดยการทดสอบจะมี 2 ลักษณะคือ ทดสอบที่ 50 เปอร์เซ็นต์ และ 70 เปอร์เซ็นต์ของโมเมนต์คัตสูงสุดที่คำนวณได้จากสมการ ซึ่งการทดสอบต้องผ่านการรับภาระน้อยอย่างน้อย 100,000 รอบ โดยไม่เกิดรอยแตก (Crack) ส่วนค่าโมเมนต์คัตที่ใช้ในการทดสอบสามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.1

$$M_{bmax} = S \cdot F_v (\mu \cdot r_{dyn} + d) \quad (2.1)$$

โดยที่	$S$	คือ ค่าความปลอดภัย
	$F_v$	คือ ภาระสูงสุด (Maximum Load) ที่ล้อรับได้มีหน่วยเป็นนิวตัน (N)
	$\mu$	คือ ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานระหว่างยางกับพื้นถนน
	$r_{dyn}$	คือ รัศมีของการหมุนสูงสุดของยางที่กระทำต่อล้อมีหน่วยเป็นเมตร (m)
	$d$	คือ ระยะขอบเขตจากแนวเส้นกึ่งกลางของล้อ (m)



รูปที่ 2.4 ภาพร่างเครื่องทดสอบความล้าตามมุมในเชิงพลวัต

ตารางที่ 2.1 ข้อกำหนดเงื่อนไขการทดสอบตามมาตรฐาน ECE R124

S	กำหนดให้สัมประสิทธิ์มีค่าเท่ากับ 2.0
F	ภาระสูงสุดที่ระบุจากล้ออัลลอย
$\mu$	มีค่าเท่ากับ 0.9
r	รัศมีของการหมุนสูงสุดของยางที่กระทำต่อล้อที่ระบุจากล้ออัลลอย
d	ระยะขอบเขตจากแนวเส้นกึ่งกลางของล้อที่ระบุจากล้ออัลลอย

ที่มา : UNECE Informal Document, 2012

ตารางที่ 2.2 ข้อกำหนดเงื่อนไขการทดสอบ JWJ

S	กำหนดให้สัมประสิทธิ์มีค่าเท่ากับ 1.5 และ 1.8 - กรณี 1.5 ใช้สำหรับล้ออัลลอย ที่ใช้ล้อลอยในช่วงหมายเลข 5000 ในการทดสอบล้อต้องหมุน 100,000 ขึ้นไป - กรณี 1.8 ใช้สำหรับล้ออัลลอย ที่ขึ้นรูปอลูมิเนียมอัลลอยด้วยการหล่อ หรือการตีขึ้นรูป ในการทดสอบล้อต้องหมุน 50,000 ขึ้นไป
F	เงื่อนไขที่ 1 ภาระสูงสุดที่ระบุจากล้ออัลลอย หรือเงื่อนไขที่ 2 ภาระสูงสุดของล้ออัลลอยคูณด้วย 1.22
$\mu$	มีค่าเท่ากับ 0.7
r	รัศมีของการหมุนสูงสุดของยางที่กระทำต่อล้อที่ระบุจากล้ออัลลอย
d	ระยะขอบเขตจากแนวเส้นกึ่งกลางของล้อที่ระบุจากล้ออัลลอย

ที่มา : JSA Japanese Standards Association, 2015

### 2.3.2 การทดสอบความล้าตามมุมในเชิงพลวัตตามมาตรฐานล้อโลหะของประเทศญี่ปุ่น (JWL)

มาตรฐานการทดสอบล้ออัลลอยสำหรับรถยนต์นั่งส่วนบุคคลที่กำหนดโดยกระทรวงโครงสร้างพื้นฐานการคมนาคมและการท่องเที่ยวของประเทศญี่ปุ่นที่เป็นหน่วยงานในการออกข้อกำหนดเกี่ยวกับมาตรฐานเกี่ยวกับการขนส่ง ที่กำหนดมาตรฐานสำหรับการทดสอบล้ออัลลอยในรถยนต์นั่งส่วนบุคคล สามารถคำนวณโมเมนต์ดัดสูงสุดที่ใช้ในการทดสอบได้ตามสมการที่ 2.2 เงื่อนไขในการจับยึดขณะทดสอบจะมีลักษณะเช่นเดียวกับการทดสอบตามมาตรฐานของคณะกรรมการมาตรฐานเศรษฐกิจยุโรปแห่งสหประชาชาติ เพียงแต่จะแตกต่างกันในเงื่อนไขการยอมรับการทดสอบดังแสดงในตารางที่ 2.2

$$M_{b_{\max}} = S_m \cdot F(\mu \cdot r + d) \quad (2.2)$$

โดยที่	$S_m$	คือ ค่าความปลอดภัย
	$F$	คือ ภาระสูงสุด (Maximum Load) ที่ล้อรับได้มีหน่วยเป็นนิวตัน (N)
	$\mu$	คือ ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานระหว่างยางกับพื้นถนน
	$r$	คือ รัศมีของการหมุนสูงสุดของยางที่กระทำต่อล้อมีหน่วยเป็นเมตร (m)
	$d$	คือ ระยะขอบเขตจากแนวเส้นกึ่งกลางของล้อ (m)

### 2.4 ทฤษฎีความเสียหาย

ชิ้นส่วนทางวิศวกรรมที่ออกแบบไว้รับภาระกระทำแล้ว ชิ้นส่วนนั้นเกิดความเสียหายสาเหตุหนึ่งเกิดจากการได้รับภาระที่มากจนเกินไปจนเกิดการครากเกิดขึ้น ซึ่งทำให้ชิ้นส่วนนั้นเกิดการเสียรูปอย่างถาวร ชิ้นส่วนทางวิศวกรรมที่เกิดการเสียรูปอย่างถาวรแล้วนั้นจะไม่สามารถนำมาใช้งานตามที่ได้ออกแบบไว้ ก่อนการออกแบบจะต้องมีค่าสมบัติวัสดุนั้นเพื่อใช้ในการออกแบบที่ได้จากการทดสอบแรงดึง แรงดัด และแรงบิด เพื่อศึกษาแนวความคิดที่เกิดขึ้นในชิ้นงาน ความสัมพันธ์ระหว่างความเค้น ความเครียด และขีดจำกัดความยืดหยุ่นของวัสดุ เป็นต้น ทฤษฎีความเสียหายสามารถพิจารณาโครงสร้างของวัสดุ และมีการจำแนกวัสดุตามพฤติกรรมความยืดหยุ่นของวัสดุออกเป็นวัสดุเหนียวและวัสดุเปราะ

การครากนี้เป็นปรากฏการณ์ของการเปลี่ยนแปลงรูปร่างอย่างถาวรนั้นก็คือ โมเลกุลของวัสดุของวัสดุเกิดการเลื่อน บนระนาบการเลื่อน ซึ่งเป็นการเปลี่ยนรูปร่างของวัสดุแต่ไม่ได้เปลี่ยนแปลงขนาด การครากนั้นเป็นการเสียหายที่ต้องอาศัยเวลาซึ่งจะสังเกตได้ล่วงหน้าคือ

วัสดุเกิดการแอ่น การยืดออก การเกิดคอคอด แต่การเสียหายนี้เป็นปรากฏการณ์ที่โมเลกุลถูกดึงแยกออกจากกัน แนวตั้งฉากกับทิศทางของแรงดึงนั้นสามารถเอาชนะแรงยึดเหนี่ยวระหว่างอนุภาคของวัสดุเดียวกันได้นั้นจะเป็นการเสียหายอย่างกะทันหัน ซึ่งจะเป็นการแตกหักแบบเปราะ ซึ่งการเสียหายแบบนี้จะไม่สามารถมีโอกาสที่จะสังเกตได้ล่วงหน้า เพราะเป็นการเสียหายที่พฤติกรรมของวัสดุยังอยู่ในช่วงยืดหยุ่นเชิงเส้น

ทั้งนี้เมื่อวัสดุใด ๆ ที่ถูกแรงกระทำแล้วเกิดค่าความเครียดมาก ก่อนที่จะเกิดการแตกหัก เรียกว่า “วัสดุเหนียว” เช่น เหล็กเหนียว โดยทั่วไปวิศวกรจะเลือกใช้วัสดุเหนียวในการออกแบบ เนื่องจากวัสดุสามารถดูดซับพลังงานที่เกิดขึ้นได้อย่างฉับพลันได้ และถ้าวัสดุถูกกระทำด้วยแรงที่มากเกินไปจะทำให้เกิดการเปลี่ยนรูปไปอย่างมากก่อนเกิดการแตกหัก วัสดุเหนียวจะมีค่าการยืดตัวมากกว่าหรือเท่ากับ 0.05 และมีค่าความต้านทานแรงครากอย่างชัดเจน

สำหรับวัสดุที่มีจุดครากต่ำมาก หรือ ไม่มีจุดครากก่อนเกิดการแตกหัก และมีค่าการยืดตัวน้อยกว่า 0.05 จะเรียกว่า “วัสดุเปราะ” เช่น เหล็กหล่อ โดยมากเส้นความสัมพันธ์ความเค้น-ความเครียด จะแสดงเป็นรูปโค้งที่ไม่มีจุดครากที่แน่ชัด ดังนั้นจึงนิยามความต้านทานแรงคราก (Yield Strength) จากวิธีการกราฟิกสร้างเส้นขนาน โดยเลือกใช้จุดที่มีค่าความเครียดเท่ากับ 0.2% และวัดจากจุดนี้ที่อยู่บนแกนค่าความเครียดแล้วลากเส้นขนานกับส่วนที่เป็นเส้นตรงไปจนตัดกับส่วนโค้งของกราฟก็จะได้มีค่าความเค้นที่เป็นความต้านทานแรงคราก

ทฤษฎีที่ใช้ในการพิจารณาความเสียหายที่เกิดขึ้น โดยแบ่งตาม โครงสร้างของวัสดุมีดังนี้

**วัสดุเหนียว**

- ทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุด (Maximum Shear Stress)
- ทฤษฎีพลังงานของการเปลี่ยนรูป (Distortion Energy)
- ทฤษฎีคูลอมบ์-โมห์สำหรับวัสดุเหนียว (Ductile Coulomb-Mohr)

**วัสดุเปราะ**

- ทฤษฎีความเค้นหลักสูงสุด (Maximum Normal Stress)
- ทฤษฎีโมห์ตัดแปลงสำหรับวัสดุเปราะ (Brittle Coulomb Mohr)

#### 2.4.1 ทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุด

ในกระบวนการเกิดการครากของวัสดุเหนียว ในระดับโครงสร้างของวัสดุจะเกิดการเลื่อนหรือเฉือนในระนาบของผลึก ในทางทฤษฎีวัสดุจะเริ่มคราก เมื่อความเค้นเฉือนสูงสุดที่เกิดขึ้นมีค่ามากกว่าหรือเท่ากับความเค้นเฉือนสูงสุดขณะที่เริ่มครากของชิ้นทดสอบด้วยการทดสอบแรงดึง ความเค้นเฉือนสูงสุดนี้เกิดขึ้นบนระนาบ 45 องศากับระนาบของการดึง โดยมีขนาดความเค้นเฉือนสูงสุดเท่ากับครึ่งหนึ่งของค่าความเค้นคราก สำหรับความเค้นใน 3 มิติ

ความเค้นหลักในแต่ละระนาบจะมีขนาดเรียงตามลำดับคือ  $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$  ดังนั้น สำหรับสถานะความเค้นเฉือนปกติโดยทั่วไปคือ

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \geq S_y / 2 \quad \text{เมื่อ } \sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3 \quad (2.3)$$

ดังนั้นสมการความต้านทานแรงครากในการเฉือนมีค่าเท่ากับ

$$S_{sy} = 0.5 S_y \quad (2.4)$$

สำหรับปัญหาความเค้นในระนาบสามารถวิเคราะห์ได้ โดยกำหนดให้ความเค้นหลักในระนาบใดระนาบหนึ่งมีค่าเท่ากับศูนย์และหาความเค้นหลัก ดังนั้นสำหรับความเค้นสามมิติจากสมการที่ 2.3 สามารถพิจารณาความเค้นหลักในระนาบได้ 3 กรณีดังนี้

กรณีที่ 1 ถ้า  $\sigma_A \geq \sigma_B \geq 0$  กำหนดให้ค่า  $\sigma_1 = \sigma_A$  และ  $\sigma_3 = 0$  แทนลงในสมการที่ 2.3 จะได้

$$\sigma_A = S_y \quad (2.5)$$

กรณีที่ 2 ถ้า  $\sigma_A \geq 0 \geq \sigma_B$  กำหนดให้ค่า  $\sigma_1 = \sigma_A$  และ  $\sigma_3 = \sigma_B$  แทนลงในสมการที่ 2.3 จะได้

$$\sigma_A - \sigma_B \geq S_y \quad (2.6)$$

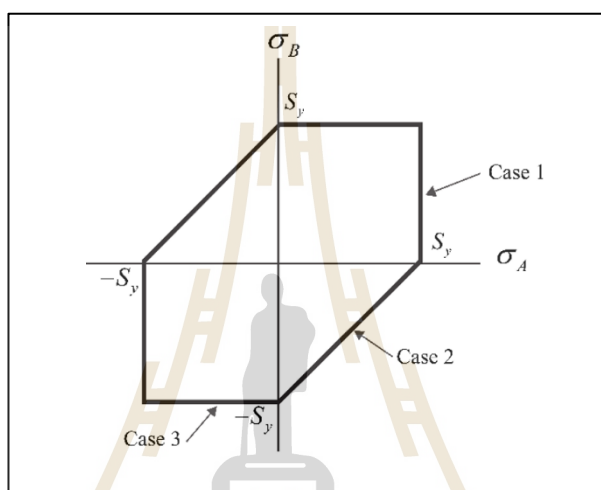
กรณีที่ 3 ถ้า  $0 \geq \sigma_A \geq \sigma_B$  กำหนดให้ค่า  $\sigma_1 = 0$  และ  $\sigma_3 = \sigma_B$  แทนลงในสมการที่ 2.3 จะได้

$$\sigma_B \geq -S_y \quad (2.7)$$

จากกรณีดังกล่าวทั้งสามกรณี เป็นหลักเกณฑ์ในการวิเคราะห์ความเค้นเฉือนสูงสุดในระนาบ ซึ่งจากทั้งสามกรณีสามารถคำนวณค่าความปลอดภัย  $N$  ในการออกแบบภายใต้หลักเกณฑ์ความเค้นเฉือนสูงสุด

$$N = \frac{S_y}{\sigma_A}, \quad N \geq \frac{S_y}{\sigma_A - \sigma_B}, \quad N \geq \frac{-S_y}{\sigma_B} \quad (2.8)$$

จากความสัมพันธ์ของ  $\sigma_A$  และ  $\sigma_B$  และหลักเกณฑ์ค่าความปลอดภัยตามทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุด สามารถพิจารณาได้ว่าถ้าจุดพิกัด  $\sigma_A$  และ  $\sigma_B$  อยู่ในกรอบหกเหลี่ยมก็จะไม่เกิดการแตกหักขึ้นในวัสดุ ดังรูปที่ 2.5



รูปที่ 2.5 ทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุด

(ที่มา : ภาณุฤทธิ์ ยุกตะทัต, 2547)

#### 2.4.2 ทฤษฎีพลังงานของการเปลี่ยนรูป

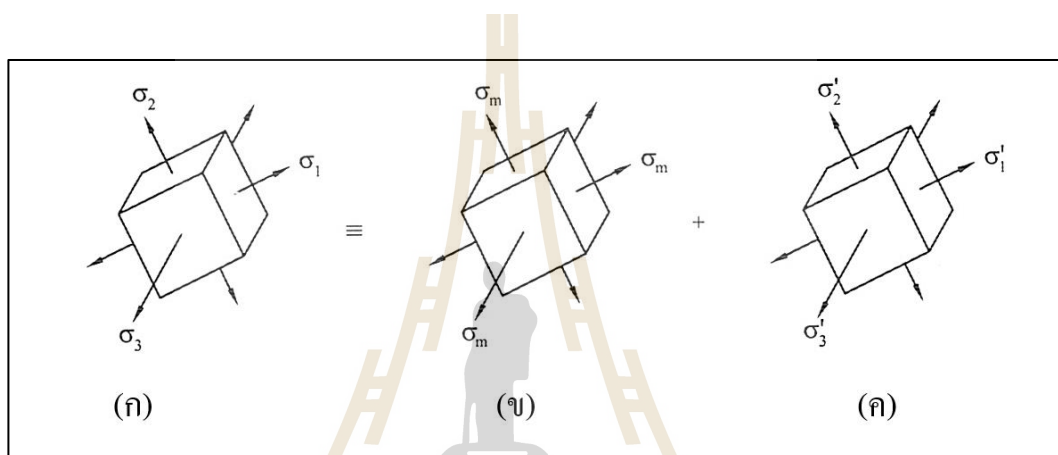
ทฤษฎีพลังงานของการเปลี่ยนรูปหรือเรียกว่า “ทฤษฎีของฟอนมิสเสส” (Von Misses หรือ Von Misses-Hencky) เป็นทฤษฎีที่ใช้ทำนายการแตกหักของโลหะเหนียวที่มาของทฤษฎีนี้ก็คือ ใช้ชิ้นทดสอบซึ่งเป็นวัสดุที่ยึดหุ่่นภายใต้ความดันที่กระจายสม่ำเสมอ ดังนั้นวัสดุสามารถจะรับแรงได้มากกว่าชิ้นทดสอบที่มีแรงดึงหรือแรงอัดกระทำตามวิธีทดสอบทั่วไป ความสามารถรับแรงได้มากขึ้นของวัสดุนั้น เนื่องจากพลังงานแปรรูปที่เกิดขึ้นในเนื้อวัสดุ โดยทฤษฎีกล่าวว่า วัสดุจะเริ่มครากเมื่อพลังงานของการเปลี่ยนรูปต่อหน่วยปริมาตรของชิ้นส่วนที่อยู่ภายใต้ความเค้นรวมมีค่ามากกว่าหรือเท่ากับพลังงานของการเปลี่ยนรูปเนื่องจากการครากที่เกิดขึ้นในการทดสอบแรงดึงของวัสดุ

ถ้าพิจารณาพลังงานของการเปลี่ยนรูปของวัสดุ ซึ่งมีความเค้นหลัก  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  และ  $\sigma_3$  สามารถหาพลังงานความเครียด  $U$  ต่อหน่วยปริมาตรได้จากสมการ 2.9 คือ

$$U = \frac{1}{2}\sigma_1\varepsilon_1 + \frac{1}{2}\sigma_2\varepsilon_2 + \frac{1}{2}\sigma_3\varepsilon_3 \quad (2.9)$$

เนื่องจากวัสดุอยู่ในช่วงยืดหยุ่น เราสามารถจะเขียนสมการ 2.9 ใหม่ในเทอมของความเค้นหลักได้ดังนี้

$$U = \frac{1}{2E} [\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\nu(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_3\sigma_1)] \quad (2.10)$$



รูปที่ 2.6 วัสดุชิ้นงานภายใต้ความเค้นหลักที่ทำให้เกิดพลังงานความเครียด

(ก) วัสดุชิ้นงานภายใต้ความเค้นหลัก (ข) ภายใต้ความดันที่ทำให้เกิด  $U_v$

(ค) ความเค้นส่วนที่เหลือที่ทำให้เกิดการเสียรูป

(ที่มา : เศษ พุทธเจริญทอง, 2548)

เนื่องจากพลังงานความเครียดในสมการ 2.10 ประกอบพลังงาน 2 ส่วนคือ พลังงานความเครียดที่ทำให้ปริมาตรของวัสดุเปลี่ยนแปลง  $U_v$  และอีกส่วนหนึ่งก็คือ พลังงานที่ทำให้วัสดุเปลี่ยนรูป  $U_d$  หรือ

$$U = U_v - U_d \quad (2.11)$$

เนื่องจากความเค้นหลักเฉลี่ยหรือความเค้นไฮดรอสแตติก (Hydrostatic Stress) คือ

$$\sigma_m = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3} \quad (2.12)$$

ดังนั้น ความเค้นหลักเดิมจะเท่ากับความเค้นเฉลี่ยบวกด้วยความเค้นที่เหลือ หรือความเค้นเบี่ยงเบนคือ

$$\begin{aligned} \sigma_1 &= \sigma_m + \sigma_1' \\ \sigma_2 &= \sigma_m + \sigma_2' \\ \sigma_3 &= \sigma_m + \sigma_3' \end{aligned} \quad (2.13)$$

สามารถหาค่าพลังงานความเครียดที่ทำให้ปริมาตรวัสดุเปลี่ยนแปลง  $U_v$  โดยการแทนค่าสมการ 2.13 ในลงในสมการ 2.10 ดังนั้นพลังงานความเครียด  $U_v$  ในเทอมของ  $\sigma_m$  คือ

$$U_v = \frac{3}{2E} \sigma_m^2 (1-2\nu) \quad (2.14)$$

และถ้าแทนค่าสมการ 2.12 ลงในสมการที่ 2.14 จะได้

$$U_v = \frac{1-2\nu}{6E} (\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 + 2\sigma_1\sigma_2 + 2\sigma_2\sigma_3 + 2\sigma_3\sigma_1) \quad (2.15)$$

ดังนั้นสามารถหาค่า  $U_d$  ได้เนื่องจากทราบค่า  $U$  จากสมการ 2.10 และ  $U_v$  จากสมการ 2.15 จะได้

$$U_d = U - U_v = \frac{1+\nu}{3E} \left[ \frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right] \quad (2.16)$$

สำหรับการทดสอบโลหะด้วยแรงดึง ถ้าให้  $\sigma_1$  เท่ากับความเค้นคราก  $S_y$  ส่วน  $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$  และแทนค่าลงไปนสมการ 2.16 จะได้

$$U_d = \frac{1+\nu}{3E} S_y^2 \quad (2.17)$$



ดังนั้น สำหรับสภาวะความเค้นที่เกิดขึ้นในพลังงานของการเปลี่ยนรูปร่างสมการ 2.16 จะทำให้ทราบถึงจุดครากของวัสดุได้ถ้าพลังงานของการเปลี่ยนรูปร่างสมการ 2.16 มีค่ามากกว่าหรือเท่ากับพลังงานของการเปลี่ยนรูปที่จุดคราก 2.17 นั่นคือ

$$\left[ \frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{1/2} = S_y \quad (2.18)$$

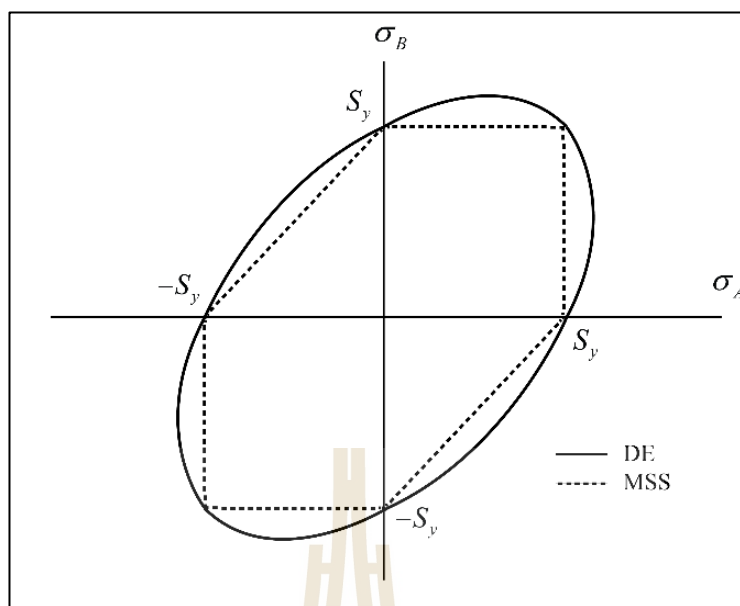
ในการทดสอบแรงดึงจะเกิดความเค้น จากการครากของวัสดุจะเกิดขึ้นเมื่อ ค่าความเค้นที่เกิดขึ้นมีค่ามากกว่าหรือเท่ากับความเค้นคราก ซึ่งความเค้นที่เกิดขึ้นนี้จะเป็นความเค้นที่มีผลต่อพลังงานของการเปลี่ยนรูป (Effective Stress) ซึ่งนิยามเรียกว่า “Von Mises Stress” ตามชื่อผู้คิดค้น ทฤษฎีนี้จะได้

$$\sigma' = \left[ \frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{1/2} \quad (2.19)$$

สำหรับปัญหาความเค้นในระนาบ กำหนดให้  $\sigma_1 = \sigma_a$ ,  $\sigma_2 = \sigma_b$  และ  $\sigma_3 = 0$  แทนลงในสมการ 2.19 จะได้

$$\sigma' = (\sigma_a^2 - \sigma_a \sigma_b + \sigma_b^2)^{1/2} \quad (2.20)$$

สมการที่ 2.20 จะเป็นสมการวงรีบนระนาบ  $\sigma_a$ ,  $\sigma_b$  ดังแสดงตามรูปที่ 2.7 จะเห็นได้ว่า ทฤษฎีพลังงานของการเปลี่ยนรูป ให้ขีดจำกัดความปลอดภัยได้มากกว่าทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุด โดยพิจารณาความเสียหายที่จะเกิดขึ้นจากค่าความเค้นเทียบกับค่าความเค้นครากของวัสดุ



รูปที่ 2.7 ขอบเขตการเสียหายของทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุดและทฤษฎีพลังงานแปรรูป  
(ที่มา : Collins, 1981)

นอกจากนี้สามารถพิจารณาค่าความเค้นพอนมิสเชสในระบบสามมิติ และสามารถจัดให้อยู่ในรูปได้ดังนี้

$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}} [(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)]^{1/2} \quad (2.21)$$

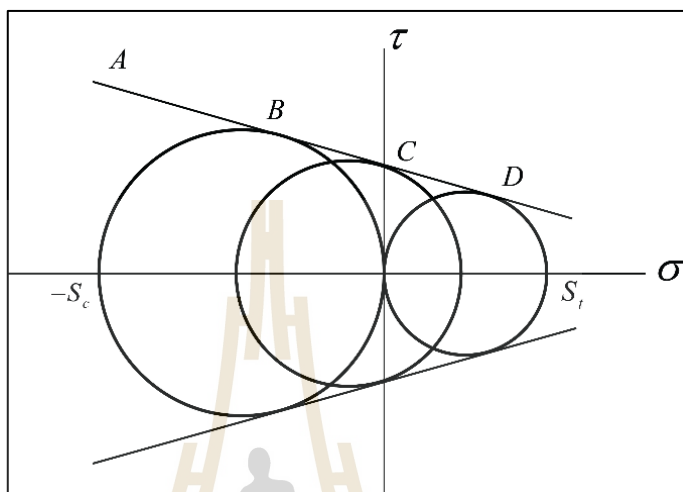
และค่าความเค้นพอนมิสเชสในระนาบกำหนดให้  $\sigma_z = 0$  แทนลงในสมการที่ 2.21 คือ

$$\sigma' = [\sigma_x^2 - \sigma_x \sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2]^{1/2} \quad (2.22)$$

ถึงแม้ทฤษฎีทั้ง 2 นี้จะมีลักษณะใกล้เคียงกันแต่มีประวัติความเป็นมาที่แตกต่างกัน ทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุดมีที่มาจากการสังเกตเห็นวัสดุเหนียวเกิดการครากบนระนาบวิกฤตของความเค้นเฉือน จึงทำให้ได้ข้อยุติว่าความเค้นเฉือนสูงสุดนั้นมีบทบาทต่อการเสียหาย (คราก) ของวัสดุ ทฤษฎีนี้ได้ถูกนำเสนอครั้งแรกจากการทดลองเกี่ยวกับดินของ Coulomb ในปี ค.ศ. 1773 ก่อนที่ Tresca จะนำมาใช้กับวัสดุวิศวกรรมในอีกหนึ่งร้อยปีต่อมา ส่วนทฤษฎีพลังงานแปรรูปนั้นมีพื้นฐานมาจากการวิเคราะห์ทางคณิตศาสตร์ล้วนของ Maxwell ในปี ค.ศ. 1865 การที่ทฤษฎีทั้งสอง

ให้ผลใกล้เคียงกันและสอดคล้องกับผลการทดลองกับวัสดุเหนียว โดยเฉพาะในประเด็นของผลความเค้นไฮดรอสแตติก (Hydrostatic stress,  $\sigma_m$ ) จึงทำให้เป็นทฤษฎีที่นิยมใช้จนถึงทุกวันนี้

### 2.4.3 ทฤษฎีคูลอมบ์-โมห์



รูปที่ 2.8 วงกลมโมห์จากการทดสอบแรงดึง แรงกดและแรงเฉือน  
(ที่มา : น.อ. ภาณุฤทธิ์ ยุกตะทัต, 2548)

ทฤษฎีคูลอมบ์-โมห์จะใช้สำหรับพิจารณาวัสดุที่ความต้านทานแรงกดไม่เท่ากับ ความต้านทานแรงดึง ซึ่งวัสดุโลหะส่วนใหญ่จะมีความต้านทานแรงอัดได้ดีกว่าแรงดึง เช่น ในวัสดุ เหล็กหล่อเทาสามารถรับแรงกดได้ถึง 3 ถึง 4 เท่าของแรงดึง ทฤษฎีนี้จึงเหมาะสมสำหรับพิจารณา กับวัสดุที่มีความสามารถรับแรงกดและแรงดึงที่มีขนาดไม่เท่ากัน โดยที่การพิจารณาตามทฤษฎีนั้น จะทำการทดสอบแรงดึง การทดสอบแรงกด และการทดสอบแรงเฉือนของวัสดุนั้น เพื่อนำไป ประกอบการพิจารณาในวงกลมโมห์ทั้งสามรูป ดังรูปที่ 2.8 กล่าวคือ เมื่อชิ้นส่วนทางวิศวกรรม รับภาระกระทำ ซึ่งทำให้เกิดค่าความเค้นและความเค้นเฉือนขึ้น ซึ่งพบว่าถ้าค่าความเค้นทั้งสอง ไม่เกินเส้น ABCD ในวงกลมโมห์ หมายความว่าชิ้นส่วนทางวิศวกรรมนั้นไม่เกิดความเสียหายจากการครากหรือแตกหัก

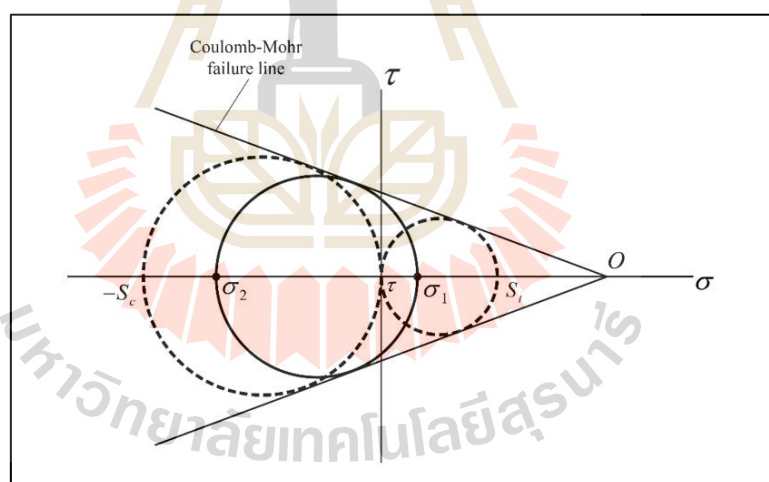
ทฤษฎีโมห์ดัดแปลงที่เรียกว่า ทฤษฎีคูลอมบ์-โมห์ (Coulomb-Mohr Theory) เป็นทฤษฎีที่ ดัดแปลงจากการที่คิดผลของความฝืดภายในของวัสดุ โดยที่ความฝืดนี้จะสัมพันธ์กับค่าความเค้น เฉือนสูงสุด โดยจะค่าความเค้นเฉือนสูงสุดนี้จะสัมพันธ์กับความเค้นตั้งฉากที่อยู่ในระนาบที่ทำให้ เกิดค่าความเค้นเฉือนสูงสุด ซึ่งจากความสัมพันธ์ดังกล่าวจะเกี่ยวข้องกับความเค้นตั้งฉากสูงสุดและ ความเค้นเฉือนจะได้ความสัมพันธ์ในรูปแบบสมการเส้นตรงที่มีความสัมพันธ์คือ  $\tau = a\sigma + b$

ซึ่งค่า  $a$  และ  $b$  จะเป็นค่าความชันและค่าจุดตัดแกนความเค้นเฉือน ตามลำดับ ซึ่งในแต่ละวัสดุจะให้ค่าที่ต่างกัน ทฤษฎีนี้จึงทำการทดสอบแรงดึงและการทดสอบแรงกด เพื่อใช้ในการวิเคราะห์ตามรูปที่ 2.9 พิจารณาจัดเรียงลำดับความเค้นหลักโดย วงกลมที่เป็นเส้นทึบจะสัมผัสทั้ง  $\sigma_1$  และ  $\sigma_3$  โดยที่วงกลมเส้นประสองวงจะมีค่ารัศมีห่างจากจุด 0 เท่ากันจะได้

$$\frac{\frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} - \frac{S_t}{2}}{\frac{S_c - S_t}{2}} = \frac{\frac{S_t}{2} - \frac{\sigma_1 + \sigma_3}{2}}{\frac{S_c + S_t}{2}}$$

หรือ

$$\frac{\sigma_1 - \sigma_3}{S_t} - \frac{\sigma_3}{S_c} = 1 \quad (2.23)$$



รูปที่ 2.9 วงกลมโมห์ที่สภาวะความเค้นปกติและความเค้นเฉือน  
(ที่มา : น.อ. ภาณุฤทธิ์ ยุกตะทัต, 2548)

สำหรับปัญหาความเค้นในระนาบ สามารถกำหนดให้ระนาบใดระนาบหนึ่งมีค่าเท่ากับศูนย์ และแทนค่าลงในสมการ 2.23 จะพบว่าผลลัพธ์เกิดขึ้นได้สามกรณีเช่นเดียวกับกรณีที่เกิดขึ้นในทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุด

กรณีที่ 1 ถ้า  $\sigma_A \geq \sigma_B \geq 0$  กำหนดให้ค่า  $\sigma_1 = \sigma_A$  และ  $\sigma_3 = 0$

$$\sigma_A = S_t \quad (2.24)$$

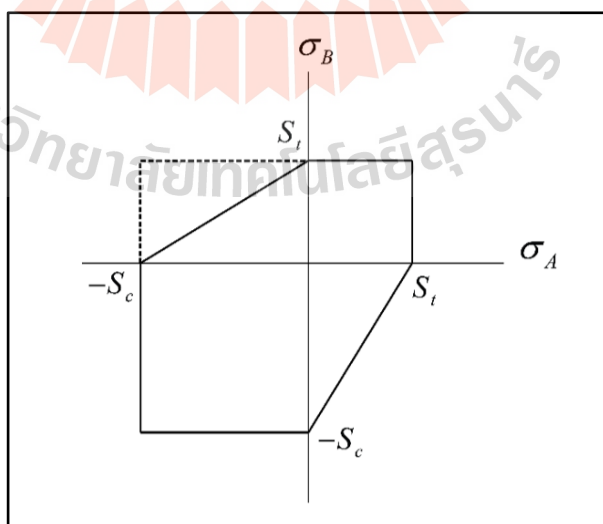
กรณีที่ 2 ถ้า  $\sigma_A \geq 0 \geq \sigma_B$  กำหนดให้ค่า  $\sigma_1 = \sigma_A$  และ  $\sigma_3 = \sigma_B$

$$\frac{\sigma_A}{S_t} - \frac{\sigma_B}{S_c} = 1 \quad (2.25)$$

กรณีที่ 3 ถ้า  $0 \geq \sigma_A \geq \sigma_B$  กำหนดให้ค่า  $\sigma_1 = 0$  และ  $\sigma_3 = \sigma_B$

$$\sigma_B \geq -S_c \quad (2.26)$$

จากกรณีดังกล่าวสามารถพิจารณาให้เห็นถึงขอบเขตของความเสียหายภายใต้ทฤษฎีคลอมบ์-โมห์ ซึ่งทฤษฎีนี้จะประยุกต์รวมทฤษฎีความเค้นดึงฉากสูงสุดเข้าไว้ด้วยกัน ดังรูปที่ 2.10 ซึ่งขอบเขตของความเสียหายในทฤษฎีนี้จะมีช่วงกว้าง เนื่องจากวัสดุสามารถรับภาระแรงกดได้มากกว่าแรงดึง



รูปที่ 2.10 ขอบเขตการเสียหายของทฤษฎีคลอมบ์-โมห์  
(ที่มา : น.อ. ภาณุฤทธิ์ ยุคตะทัต, 2548)

ในกรณีที่ชิ้นส่วนทางวิศวกรรมรับภาระแรงเฉือนเพียงอย่างเดียว ค่าความเค้นสูงสุดจะมีค่าเท่ากับ ความเค้นเฉือน ( $\sigma_1 = \tau$ ) และค่าความต้านทานแรงครากจากการเฉือนจะเกิดขึ้นเมื่อมีค่าเท่ากับ ความเค้นเฉือนสูงสุด ( $\tau_{\max} = S_{sy}$ ) แทนค่าลงในสมการ 2.23 จะได้

$$\frac{S_{sy}}{S_t} - \frac{(-S_{sy})}{S_c} = 1$$

ซึ่งสามารถหาค่าความต้านทานแรงครากจากการเฉือน  $S_{sy}$  ได้

$$S_{sy} = \frac{S_{yt} S_{yc}}{S_{yt} + S_{yc}} \quad (2.27)$$

## 2.5 ทฤษฎีความเสียหายเนื่องจากการล้า

ในทางวิศวกรรมชิ้นส่วนจะถูกใช้งานอยู่ภายใต้ภาระที่มีการเปลี่ยนแปลงขนาดทิศทางหรือ ภาระแบบวงรอบ ภาระเหล่านี้ส่งผลทำให้เกิดความเค้นวงรอบในชิ้นส่วนทางวิศวกรรม ซึ่งภาระ แบบวงรอบนี้จะเกิดขึ้นซ้ำไปมา จนสุดท้ายทำให้ชิ้นส่วนทางวิศวกรรมเกิดการเสียหายซึ่งระดับ ของความเค้นวงรอบอาจต่ำกว่าความเค้นครากหรือความเค้นดึงสูงสุดของวัสดุ

### 2.5.1 ภาระแบบวงรอบ (Cyclic Loading)

ภาระที่กระทำกับชิ้นส่วนทางวิศวกรรมเป็นภาระที่เกิดได้หลายสาเหตุ โดยภาระ เหล่านี้รวมกันทำให้เกิดภาระแบบวงรอบซึ่งมีการเปลี่ยนแปลงขนาดและทิศทางตามเวลา ซึ่งภาระ วงรอบที่เกิดขึ้นจากหลายสาเหตุ ที่รวมกันจะทำให้เกิดภาระวงแบบที่แอมพลิจูดไม่คงที่ ภาระใน การกระทำมีขนาดไม่เท่ากัน เพื่อให้ลดความซับซ้อนของการทำนายอายุการล้า ในกรณีนี้จะใช้หลัก สถิติเข้ามามีส่วนร่วมโดยการจัดกลุ่มภาระวงแบบที่แอมพลิจูดใกล้เคียงกันไว้ด้วยกัน ทำให้ภาระ แบบแอมพลิจูดไม่คงที่อยู่ในระบบของภาระแบบแอมพลิจูดคงที่ได้ ภาระแบบแอมพลิจูดคงที่แสดง ค่าทางคณิตศาสตร์ได้ดังนี้

$\Delta S$  คือ พิสัยความเค้น (Stress Rang)

$$= \sigma_{\max} - \sigma_{\min} \quad (2.28)$$

$\sigma_m$  คือ ความเค้นเฉลี่ย (Mean Stress)

$$= \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad (2.29)$$

$\sigma_a$  คือ แอมพลิจูดความเค้น (Stress Amplitude)

$$= \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad (2.30)$$

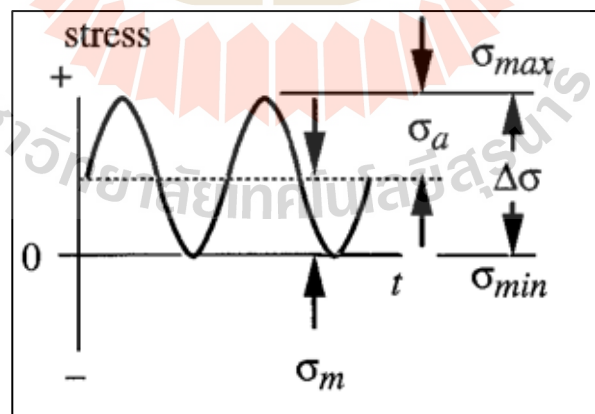
$R$  คือ อัตราส่วนความเค้น (Stress Ratio)

$$= \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \quad (2.31)$$

โดยที่

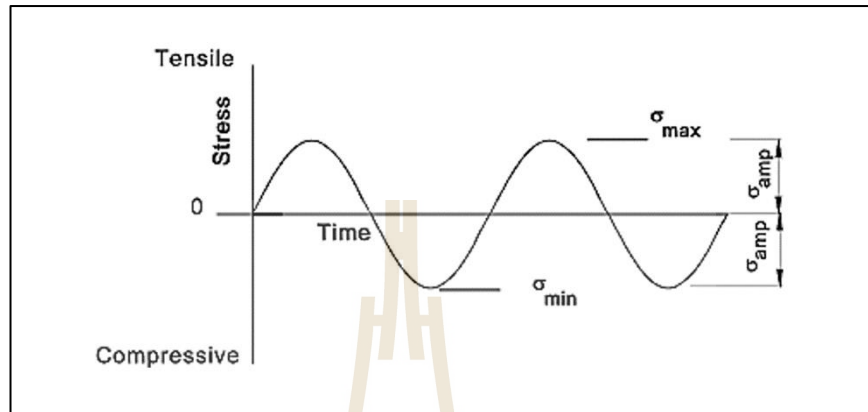
$\sigma_{\max}$  คือ ความเค้นสูงสุด (Maximum Stress)

$\sigma_{\min}$  คือ ความเค้นต่ำสุด (Minimum Stress)



รูปที่ 2.11 องค์ประกอบของภาวะแบบวงรอบ

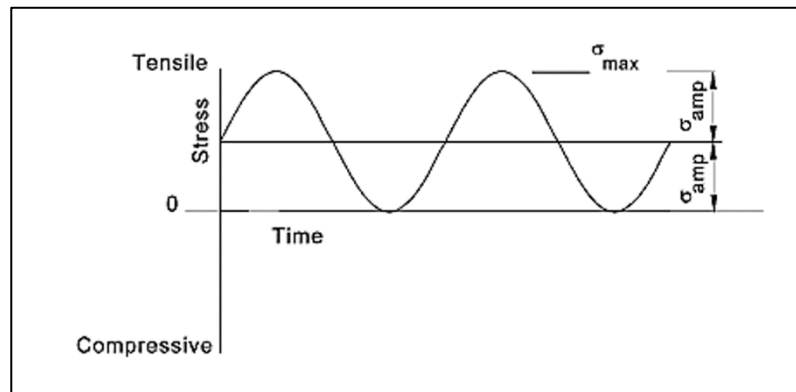
โดยภาระแบบวงรอบที่มีความเค้นเฉลี่ยเป็นศูนย์ นั่นก็คือความเค้นสูงสุดมีขนาดเท่ากับความเค้นต่ำสุดจะเรียกภาระวงรอบนี้ว่า ภาระวงรอบแบบย้อนกลับสมบูรณ์ (Fully Reverse) ซึ่งมีค่าอัตราส่วนความเค้นเท่า  $-1$  ( $R = -1$ ) ดังรูปที่ 2.12



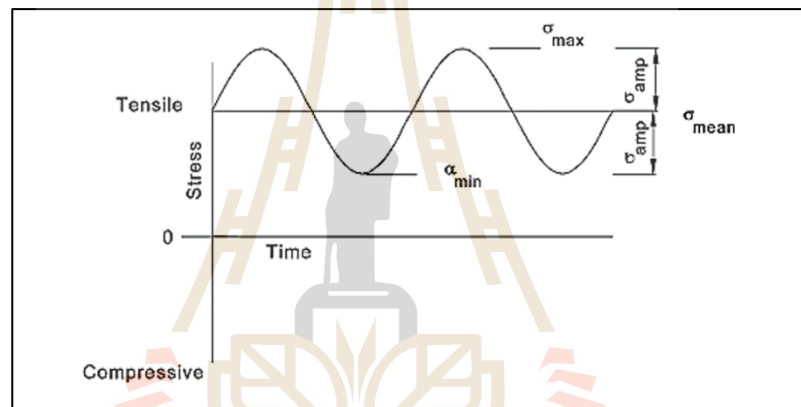
รูปที่ 2.12 ภาระวงรอบแบบย้อนกลับสมบูรณ์ (Fully Reverse)

ภาระแบบวงรอบที่มีความเค้นเฉลี่ยไม่เป็นศูนย์ โดยจะมีภาระแบบวงรอบอยู่ 2 รูปแบบด้วยกันคือ ภาระวงรอบแบบดิ่งป้ด้อย (Repeated) และภาระวงรอบแบบสลับ (Fluctuating) โดยภาระวงรอบแบบดิ่งป้ด้อยเป็นภาระแบบวงรอบที่แรงกระทำสลับกับการลดแรงเป็นศูนย์ ( $\sigma_m = 0$  หรือ  $R = 0$ ) ดังรูปที่ 2.13 และภาระแบบวงรอบแบบสลับจะมีค่าความเค้นเฉลี่ยและอัตราส่วนความเค้นไม่เท่ากับศูนย์ ( $\sigma_m \neq 0, R \neq 0$ ) ดังรูปที่ 2.14





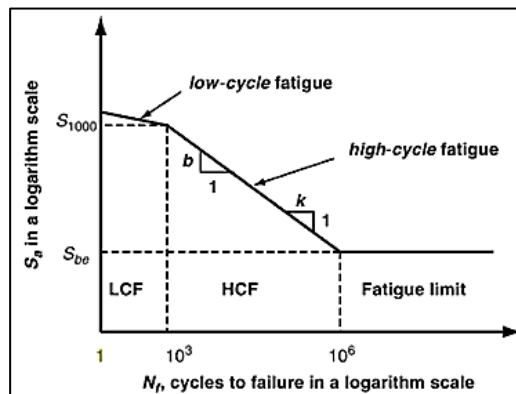
รูปที่ 2.13 ภาวะวงรอบแบบดึงปล่อย (Repeated)



รูปที่ 2.14 ภาวะวงรอบแบบสลับ (Fluctuating)

### 2.5.2 การวิเคราะห์อายุการล้า

ภาวะแบบวงรอบส่งผลให้เกิดความเค้นแบบวงรอบที่จุดวิกฤตและนำไปสู่ความเสียหายจากการล้าในท้ายที่สุด ความเค้นแบบวงรอบนี้อาจมีค่าน้อยกว่าความเค้นครากหรือความเค้นดึงสูงสุดของวัสดุ ดังนั้นจำนวนรอบของภาระที่กระทำจนเกิดความเสียหายสุดท้ายหรือที่เรียกว่าอายุการล้า โดยอายุการล้าบ่งบอกถึงระยะเวลาหรือจำนวนรอบของภาระที่สามารถใช้งานชิ้นส่วนทางวิศวกรรมภายใต้เงื่อนไขการล้าใดเงื่อนไขหนึ่งได้อย่างปลอดภัย โดยการวิเคราะห์อายุการล้าจะแบ่งเป็น การล้าแบบรอบต่ำ (Low Cycle Fatigue-LCF) ซึ่งงานมีอายุช่วงรอบ  $1 \leq N \leq 10^3$  และ การล้าแบบรอบสูง (High Cycle Fatigue) ซึ่งงานมีอายุการใช้งานช่วง  $N > 10^3$  ดังรูปที่ 2.15

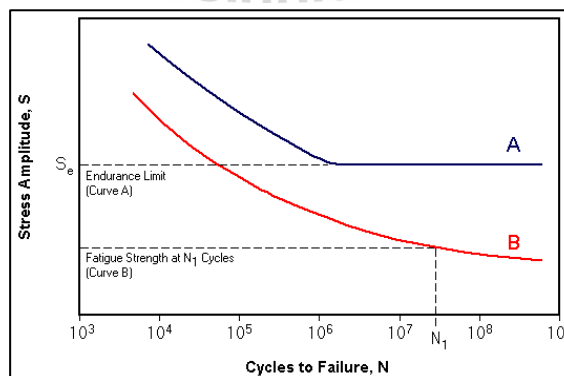


รูปที่ 2.15 ตัวอย่างแสดงการล้าแบบรอบสูงและรอบต่ำ

### 2.5.2.1 วิธีหาอายุการล้าจากความเค้น (Stress Life Method)

คำนวณบนพื้นฐานความเค้น เป็นวิธีการที่นิยมใช้มากที่สุดในการออกแบบชิ้นงานที่ทราบรอบการใช้ที่แน่นอน และใช้สำหรับทำนายอายุการใช้งานที่รอบสูง ที่มีข้อมูลสนับสนุนเพียงพอ ในการหาความต้านทานการล้า จะใช้การทดสอบชิ้นงานจำนวนหลายชิ้นเพื่อให้ได้ความสัมพันธ์ระหว่างความต้านทานการล้า (Fatigue Strength) หรือ ความทนทาน (Endurance Strength) เทียบกับอายุของชิ้นงาน  $N$  รอบ (S-N Curve) ในสเกล Semilog หรือ log-log ความสัมพันธ์ความต้านทานการล้าและอายุการล้า จำแนกได้ 2 ลักษณะดังนี้

(ก) โลหะจำพวกเหล็ก ประกอบด้วยเส้นตรงสองเส้น ตัดกันเป็นมุม ที่อายุการหมุนที่  $N \approx 10^6$  ดังรูป 2.16 (เส้น A) ซึ่งหมายความว่าค่าความต้านทานการล้าต่ำสุดที่ไม่ทำให้ชิ้นงานเกิดการแตกหัก หรือเป็นค่าที่ชิ้นงานมีอายุมากกว่า  $10^6$  รอบขึ้นไปเรียกค่านี้ว่า พิกัดการล้า (Fatigue Limited) หรือพิกัดความทนทาน (Endurance Limited :  $S_e$ )



รูปที่ 2.16 ความสัมพันธ์ความเค้นการล้าของโลหะและโลหะนอกกลุ่มเหล็ก

(ข) โลหะนอกกลุ่มเหล็ก ความสัมพันธ์ความเค้นการล้าจะเป็นเส้นเส้นเดียวและมี ส่วนโค้งที่ไม่เป็นมุมเล็กน้อย ดังรูป 2.16 (เส้น B) โลหะนอกกลุ่มเหล็กจะมีเพียงค่าความต้านทาน การล้า (Fatigue Strength -  $S'_f$ ) เท่านั้นโดยทั่วไปจึงแสดงค่าความต้านทานการล้าที่อายุการใช้งาน ที่แน่นอนค่าหนึ่งคือ  $N = 5 \times 10^8$  รอบ ความสัมพันธ์ความเค้นการล้าสามารถแทนได้ด้วยสมการ กำลัง ซึ่งใช้ในการประเมินค่าความปลอดภัยของชิ้นงาน

$$S_f = aN^b \quad (2.32)$$

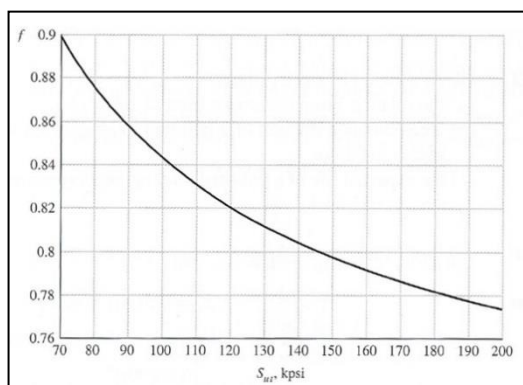
โดยที่  $S_f$  คือ ความต้านทานการล้า

$b$  คือ ค่ายกกำลังของความต้านทานการล้า (Fatigue Strength Exponent) สามารถหาค่า  $a$  และ  $b$  ได้จาก

$$b = -\frac{1}{3} \log \left( \frac{f S_{ut}}{S'_e} \right) \quad (2.33)$$

$$a = \frac{(f S_{ut})^2}{S'_e} \quad (2.34)$$

โดยที่  $f$  คือ เศษส่วนของความต้านทานการล้า (Fatigue Strength Fraction) สามารถหาค่า ได้จากกราฟรูปที่ 2.17 โดยที่ ค่าเศษส่วนของความต้านทานการล้าจะมีค่าเท่ากับ 0.9 เมื่อ  $S_{ut} < 70 \text{ kpsi}$  (490 MPa).



รูปที่ 2.17 เศษส่วนของความต้านทานการล้า (Fatigue Strength Fraction)

โดยพิถัดความทนทานจะมีความสัมพันธ์กับแรงดึงดังนี้

$$\text{Steel : } S_e' \left\{ \begin{array}{ll} \cong 0.5S_{ut} & \text{for } S_{ut} < 200 \text{ kpsi (1400 MPa)} \\ \cong 100 \text{ kpsi (700 MPa)} & \text{for } S_{ut} \geq 200 \text{ kpsi (1400 MPa)} \end{array} \right\} \quad (2.35a)$$

$$\text{Irons : } S_e' \left\{ \begin{array}{ll} \cong 0.4S_{ut} & \text{for } S_{ut} < 60 \text{ kpsi (400 MPa)} \\ \cong 24 \text{ kpsi (160 MPa)} & \text{for } S_{ut} \geq 60 \text{ kpsi (400 MPa)} \end{array} \right\} \quad (2.35b)$$

$$\text{Aluminum : } S_{f'@SES} \left\{ \begin{array}{ll} \cong 0.4S_{ut} & \text{for } S_{ut} < 48 \text{ kpsi (330 MPa)} \\ \cong 19 \text{ kpsi (130 MPa)} & \text{for } S_{ut} \geq 48 \text{ kpsi (330 MPa)} \end{array} \right\} \quad (2.35c)$$

$$\text{Copper alloys : } S_{f'@SES} \left\{ \begin{array}{ll} \cong 0.4S_{ut} & \text{for } S_{ut} < 40 \text{ kpsi (280 MPa)} \\ \cong 14 \text{ kpsi (100 MPa)} & \text{for } S_{ut} \geq 40 \text{ kpsi (280 MPa)} \end{array} \right\} \quad (2.35d)$$

### 2.5.2.2 แฟกเตอร์แก้ไขพิถัดการล้า

พิถัดความล้าในชิ้นงานจริงจะมีค่าไม่เท่ากับพิถัดความล้าที่ได้จากการทดลอง สิ่งที่ทำให้พิถัดความล้าในชิ้นงานจริงแตกต่างกันคือ ส่วนประกอบ กรรมวิธีการผลิต สภาพแวดล้อมในการใช้งาน การออกแบบ เป็นต้น ซึ่งได้กำหนดแฟกเตอร์แก้ไขพิถัดความล้าในชิ้นงานจริงได้ดังนี้

$$S_e = k_{load} k_{size} k_{surf} k_{temp} k_{reliab} S_e' \quad (2.36)$$

โดยที่	$k_{load}$	คือ แฟกเตอร์แก้ไขโหลด
	$k_{size}$	คือ แฟกเตอร์แก้ไขขนาด
	$k_{surf}$	คือ แฟกเตอร์แก้ไขผิว
	$k_{temp}$	คือ แฟกเตอร์แก้ไขอุณหภูมิ
	$k_{reliab}$	คือ แฟกเตอร์แก้ไขระดับความเชื่อถือ
	$S_e'$	คือ พิกัดการล้าของชิ้นทดสอบ

แฟกเตอร์แก้ไขแรงกระทำ -  $k_{load}$

$$k_{load} = \begin{cases} 1 & \text{bending} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsion} \end{cases} \quad (2.37)$$

แฟกเตอร์แก้ไขขนาด -  $k_{size}$

หน้าตัดกลม

$$\begin{aligned} \text{for } d \leq 0.3 \text{ in (8 mm.)} & \quad k_{size} = 1 \\ \text{for } 0.3 \leq d \leq 10 \text{ in} & \quad k_{size} = 0.869d^{-0.097} \\ \text{for } 8 \text{ mm.} \leq d \leq 250 \text{ mm.} & \quad k_{size} = 1.189d^{-0.097} \end{aligned} \quad (2.38)$$

หน้าตัดอื่น ๆ จะคิดเป็นพื้นที่ผิว 95 เปอร์เซ็นคำนวณแล้วจะนำไปเทียบกับสมการที่ 2.38

$$d_{equiv} = \sqrt{\frac{A_{95}}{0.0766}} \quad (2.39)$$

แฟกเตอร์แก้ไขผิว -  $k_{surf}$

$$k_{surf} = aS_{ut}^b \quad (2.40)$$

โดยที่  $S_{ut}$  คือ ค่าความต้านแรงดึงส่วนค่า  $a$  และ  $b$  หาได้จากตารางที่ 2.3

ตารางที่ 2.3 ค่าแฟกเตอร์แก้ไขผิว  $a$  และ  $b$

ผิวสำเร็จ	ค่าแฟกเตอร์ $a$		ส่วนประกอบ $b$
	$S_{ut}$ (MPa)	$S_{ut}$ (kpsi)	
ผิวเดิม	1.58	1.34	-0.085
การขึ้นรูปเย็นและขึ้นรูปทางกล	4.51	2.70	-0.265
การรีดร้อน	57.7	14.4	-0.718
การตีขึ้นรูป	272	39.9	-0.995

แฟกเตอร์แก้อุณหภูมิ -  $k_{temp}$

$$\begin{aligned} \text{for } T \leq 450^\circ C \text{ (840}^\circ F\text{): } & k_{temp} = 1 \\ \text{for } 450^\circ C < T \leq 550^\circ C : & k_{temp} = 1 - 0.0058(T - 850) \\ \text{for } 840^\circ F < T \leq 1020^\circ F : & k_{temp} = 1 - 0.0032(T - 840) \end{aligned} \quad (2.40)$$

แฟกเตอร์แก้ระดับความเชื่อถือ -  $k_{reliab}$

ระบุระดับความน่าเชื่อถือโดยอาศัยข้อมูลในตารางที่ 2.4

ตารางที่ 2.4 แฟกเตอร์แก้ระดับความเชื่อถือ

Reliability %	$C_r$
50	1
90	0.897
96	0.868
99	0.814
99.9	0.753
99.99	0.702
99.999	0.659
99.9999	0.620

### 2.5.2.3 วิธีหาอายุการล้าจากความเครียดใช้งาน (Strain Life Method)

วิธีนี้เป็นการวิเคราะห์หลังไปในรายละเอียดของย่านการเกิดการเปลี่ยนแปลงรูปร่างอย่างถาวร คำนวณอายุการล้าบนพื้นฐานของความเค้นและความเครียดที่เกี่ยวข้อง วิธีนี้เหมาะสมสำหรับคำนวณอายุการล้าชิ้นงานที่มีวงรอบการทำงานต่ำ ในช่วงของการเปลี่ยนแปลงรูปร่างอย่างถาวรการเพิ่มขึ้นของความเค้นเพียงเล็กน้อยจะส่งผลให้ความเครียดเพิ่มขึ้นอย่างมาก ภาวะแบบรอบต่ำแสดงได้ด้วยความเครียดแบบวงรอบ (Cyclic Strain) จึงมีผู้เสนอทฤษฎีเกี่ยวกับการหาอายุการล้าจากความเครียด Manson Coffin โดยความเครียดรวมจะเท่ากับผลรวมองค์ประกอบความเครียดที่ทำให้เกิดการเปลี่ยนแปลงรูปร่างอย่างถาวรดังรูปที่ 2.18 หาขนาดความเครียดได้จาก

$$\frac{\Delta \varepsilon}{2} = \frac{\Delta \varepsilon_e}{2} + \frac{\Delta \varepsilon_p}{2} = \frac{\sigma'_f}{E} (2N)^b + \varepsilon'_F (2N)^c \quad (2.41)$$

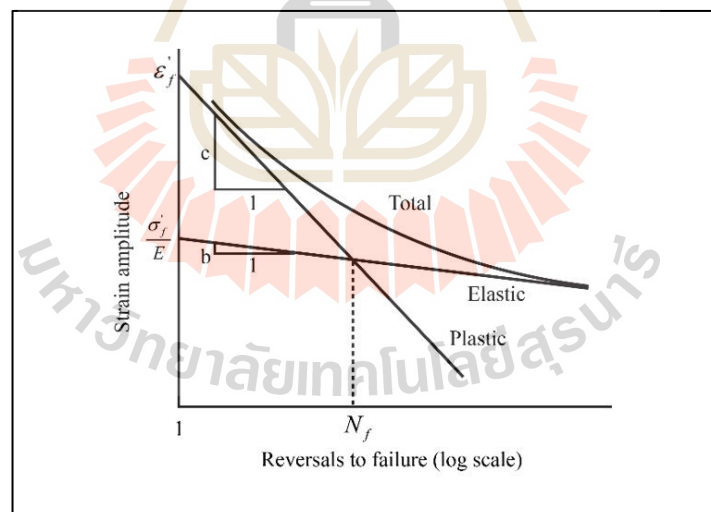
สมการของเส้นความเครียดในการเปลี่ยนแปลงรูปร่างแบบถาวร (Plastic Deformation) คือ

$$\frac{\Delta \varepsilon_p}{2} = \varepsilon'_F (2N)^c \quad (2.42)$$

สมการของเส้นความเครียดในการเปลี่ยนแปลงรูปร่างแบบยืดหยุ่น (Elastic Deformation) คือ

$$\frac{\Delta \varepsilon_e}{2} = \frac{\sigma'_f}{E} (2N)^b \quad (2.43)$$

- โดยที่  $\varepsilon'_F$  คือ สัมประสิทธิ์ความเหนียวล้า (Fatigue Ductility Coefficient)  
 $\sigma'_f$  คือ สัมประสิทธิ์ความต้านทานการล้า (Fatigue Strength Coefficient)  
 $c$  คือ ค่ายกกำลังความเหนียวล้า (Fatigue Ductility Component)  
 $b$  คือ ค่ายกกำลังความต้านทานการล้า (Fatigue Strength Component)



รูปที่ 2.18 ความสัมพันธ์ระหว่างความเครียดและอายุการล้าของ Manson Coffin

### 2.5.3 ความเสียหายเนื่องจากการล้าที่เกิดจากความเค้นสลับ

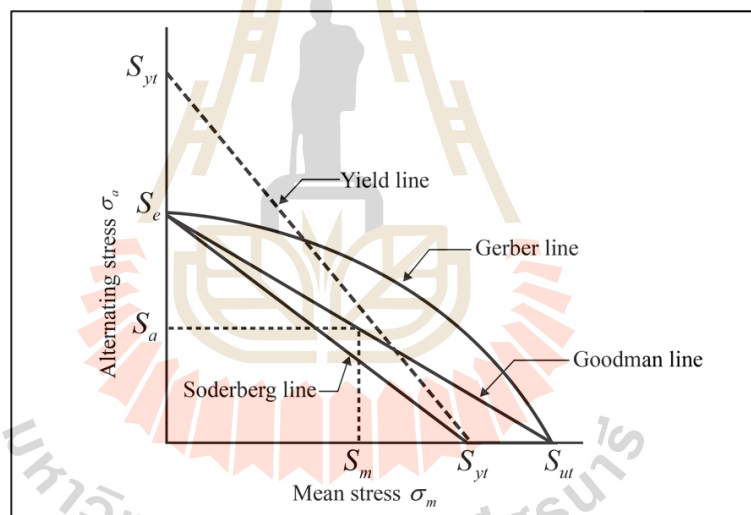
เนื่องจากความเค้นสลับมีความเค้นเฉลี่ยไม่เท่ากับศูนย์ ซึ่งส่งผลต่อความเสียหายและอายุการล้าที่สั้นลง ซึ่งมีผู้ศึกษาหลักเกณฑ์ความปลอดภัยอยู่สามหลักเกณฑ์คือ เกอเบอร์

คูคแมน และ โซเดอเบิร์ก เส้นอ โดยความสัมพันธ์ระหว่างแอมพลิจูดความเค้นและความเค้นเฉลี่ย ดังรูปที่ 2.19 โดยมีสมการควบคุมคือ

$$\text{สมการเกอเบอร์พาราโบลา (Gerber Parabola)} \quad \sigma_a = S_e \left( 1 - \frac{\sigma_m^2}{S_{ut}^2} \right) \quad (2.44)$$

$$\text{สมการ โมดิไฟด์กูคแมน (Modified-Goodman)} \quad \sigma_a = S_e \left( 1 - \frac{\sigma_m}{S_{ut}} \right) \quad (2.45)$$

$$\text{สมการ โซเดอเบิร์ก (Soderberg Line)} \quad \sigma_a = S_e \left( 1 - \frac{\sigma_m}{S_y} \right) \quad (2.46)$$



รูปที่ 2.19 หลักเกณฑ์ความเสียหายเนื่องจากการล้าที่เกิดจากความเค้นสลับ

#### 2.5.4 ความเสียหายเนื่องความเค้นหลายแกน (Multiaxial Stress)

ทฤษฎีความเสียหายเนื่องความเค้นหลายแกนจะถูกใช้สำหรับชิ้นงานหรือชิ้นส่วนทางวิศวกรรมอยู่ภายใต้ภาระที่กระทำมากกว่าหนึ่งค่าซึ่งทำให้เกิดสภาวะความเค้นมากกว่าหนึ่งแกนตัวอย่างเช่น เพลาช้อเหวี่ยง ขณะที่เพลาช้อเหวี่ยงทำงานก็จะเกิดภาระกระทำทั้งจากสภาวะโมเมนต์ซึ่งทำให้เกิดความเค้นย้อนกลับสมบูรณ์สูงสุดและ แรงบิดที่เกิดขึ้นทำให้เกิดความเค้นเฉือนสูงสุด ซึ่งภาวะทั้งสองจะเกิดขึ้นและกระทำไปพร้อมกัน ส่งผลให้ความต้านทานการล้าลด เนื่องจากผลของความเค้นหลายแกน ในการวิเคราะห์สามารถแบ่งได้ตามภาระแบบวงรอบที่มา



กระทำเป็น 2 ประเภทคือ ภาวะแบบย้อนกลับสมบูรณ์ และภาวะวงรอบแบบสลับ ส่วนแบบดิ่งแล้ว ปลดออกนั้นจะรวมอยู่ในภาวะวงรอบแบบสลับ

#### 2.5.4.1 ภาวะแบบย้อนกลับสมบูรณ์ของความเค้นหลายแกน (Fully Reversed Simple Multiaxial Stresses)

จะใช้ทฤษฎีการเปลี่ยนรูปร่าง (Distorsion energy theory) เข้ามาใช้ในการวิเคราะห์วัสดุเหนียวสามารถหาค่าความเค้นแอมพลิจูดได้ดังสมการ 2.47

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_{1_a}^2 + \sigma_{2_a}^2 + \sigma_{3_a}^2 - \sigma_{1_a}\sigma_{2_a} - \sigma_{2_a}\sigma_{3_a} - \sigma_{1_a}\sigma_{3_a}} \quad (2.47)$$

สำหรับปัญหา 2 มิติ

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_{1_a}^2 - \sigma_{1_a}\sigma_{2_a} + \sigma_{2_a}^2} \quad (2.48)$$

โดยที่  $\sigma'_a$  คือ ความเค้นแอมพลิจูดที่มีผลต่อพลังงานของการเปลี่ยนรูปร่าง (Amplitude Mises Effective Stress)

#### 2.5.4.2 ภาวะแบบสลับของความเค้นหลายแกน (Fluctuating Simple Multiaxial Stresses)

ในภาวะแบบสลับของความเค้นหลายแกนจะมีค่าความเค้นเฉลี่ยไม่เท่ากับ ศูนย์จะทำให้มีพจน์ของความเค้นเฉลี่ยเพิ่มขึ้นมาเขียนในรูปแบบแกนปกติ

$$\sigma'_a = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_{x_a} - y_{x_a})^2 + (\sigma_{y_a} - \sigma_{z_a})^2 + (\sigma_{z_a} - \sigma_{x_a})^2 + 6(\tau_{xy_a}^2 + \tau_{yz_a}^2 + \tau_{zx_a}^2)} \quad (2.49)$$

$$\sigma'_m = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_{x_m} - y_{x_m})^2 + (\sigma_{y_m} - \sigma_{z_m})^2 + (\sigma_{z_m} - \sigma_{x_m})^2 + 6(\tau_{xy_m}^2 + \tau_{yz_m}^2 + \tau_{zx_m}^2)} \quad (2.50)$$

สำหรับปัญหา 2 มิติ

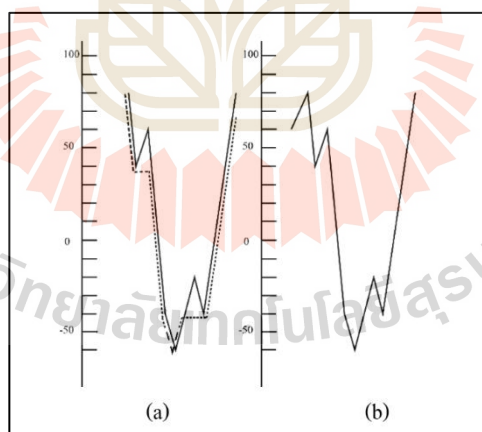
$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_{x_a}^2 + \sigma_{y_a}^2 - \sigma_{y_a}\sigma_{x_a} + 3\tau_{xy_a}^2} \quad (2.51)$$

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_{x_m}^2 + \sigma_{y_m}^2 - \sigma_{y_m}\sigma_{x_m} + 3\tau_{xy_m}^2} \quad (2.52)$$

โดยที่ $\sigma'_m$	คือ ความเค้นเฉลี่ยที่มีผลต่อพลังงานของการเปลี่ยนรูปร่าง (Amplitude Mises Effective Stress)
$\sigma_{x_a}$	คือ ความเค้นแอมพลิจูดแนวแกน x
$\sigma_{y_a}$	คือ ความเค้นแอมพลิจูดแนวแกน y
$\sigma_{z_a}$	คือ ความเค้นแอมพลิจูดแนวแกน z
$\sigma_{x_m}$	คือ ความเค้นเฉลี่ยแนวแกน x
$\sigma_{y_m}$	คือ ความเค้นเฉลี่ยแนวแกน y
$\sigma_{z_m}$	คือ ความเค้นเฉลี่ยแนวแกน z

### 2.5.5 เทคนิคการนับรอบ (Rain-Flow Counting)

ชิ้นงานภายใต้สภาวะความเค้นที่กำหนดใดๆ จะหาอายุการใช้งานที่แน่นอนได้จากความสัมพันธ์ความเค้นการล้า แต่ในสภาวะจริงชิ้นงานมีการรับโหลดที่แอมพลิจูดไม่คงที่ จึงทำให้เกิดความเค้นหลายค่าเช่น ถ้าชิ้นงานรับโหลดความเค้นสลับ  $\sigma_a$  จะมีอายุการใช้งานที่  $n$  รอบ แต่ถ้าชิ้นงานภาระความเค้นสลับ  $\sigma_1$  เพียง  $n_1$  หลังจากนั้นความเค้นจะเปลี่ยนไปเป็น  $\sigma_2$  อีก  $n_2$  หรือสภาวะความเค้นในแต่ละรอบมีจุดสูงสุดเปลี่ยนแปลงไป ดังรูปที่ 2.20



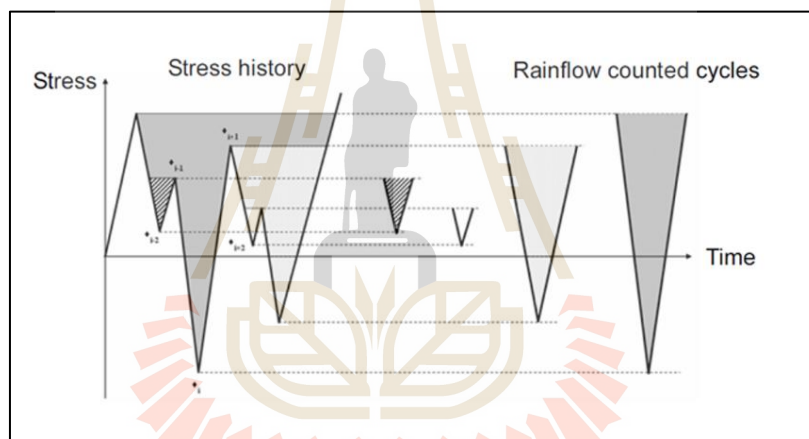
รูปที่ 2.20 รอบของความเค้นสลับที่เปลี่ยนแปลง

วิธีการนับรอบวงรอบกระทำของความเค้นมีวิธีนับดังต่อไปนี้

- จำนวนจุดยอดของแรงดึงที่ทำให้เกิดความเสียหาย
- จำนวนค่าสูงสุดที่อยู่เหนือค่าเฉลี่ยและค่าต่ำสุดที่ต่ำกว่าค่าเฉลี่ย

- จำนวนค่าสูงสุดที่มีความชันเป็นบวกที่ตัดกับระดับที่อยู่เหนือค่าเฉลี่ย และค่าสูงสุดที่มีความชันเป็นลบที่ตัดกับระดับที่ต่ำกว่าค่าเฉลี่ย
- นับเพียงวงรอบเดียว โดยพิจารณาจากการเปลี่ยนแปลงผ่านระดับที่มีความสัมพันธ์กับระดับของการนับแต่ละครั้ง
- จำนวนค่าสูงสุด-ต่ำสุด ในแต่ละแห่งจะนับเป็นครึ่งวงรอบ โดยมีขนาดของความชันเป็นครึ่งเดียว
- ใช้วิธีข้างต้นร่วมกับการค่าเฉลี่ยในแต่ละชุด

เทคนิคการนับรอบ (Rain-Flow Counting) จะมองเหมือนฝนที่ไหลลงมา จากนั้นพิจารณาว่ารอบที่ตำแหน่งใดสูงสุดจะนำมาเรียงใหม่ ทำการนับรอบที่กระทำ และคำนวณความเค้นแอมพลิจูดและความเค้นเฉลี่ยในแต่ละรอบที่เรียงใหม่ดังแสดงตัวอย่างในรูปที่ 2.21



รูปที่ 2.21 การนับรอบด้วย Rain Flow Counting

### 2.5.6 กฎของพาล์มเกน-ไมเนอร์ (The Palmgren-Miner Rule)

กฎของพาล์มเกน-ไมเนอร์จะใช้พิจารณาร่วมกับการนับรอบด้วยเทคนิค Rain-Flow เพื่อพิจารณาชิ้นส่วนทางวิศวกรรมที่รับภาระแบบแอมพลิจูดไม่คงที่ ซึ่งภาระดังกล่าวมีลักษณะใกล้เคียงภาระที่เกิดขึ้นจริง เพื่อหาอายุการเสียหายที่ถูกต้องโดยพิจารณาจากสมการที่ 2.53 โดยที่สมการมีค่าเท่ากับ 1 หมายความว่าชิ้นงานเกิดความเสียหาย

$$B_f \left[ \sum \frac{N_j}{N_{fi}} \right] = 1 \quad (2.53)$$

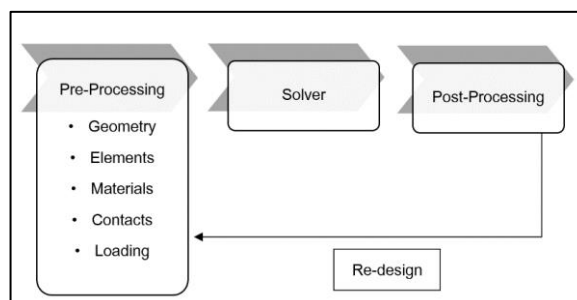
- โดยที่  $B_f$  คือ จำนวนรอบที่เกิดความเสียหาย  
 $N_j$  คือ จำนวนรอบของภาระที่กระทำ  
 $N_{ff}$  คือ จำนวนรอบที่เสียหายจากความสัมพันธ์ความเค้นการล้า

## 2.6 ระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์

ในการแก้ปัญหาเชิงวิศวกรรมจะประกอบด้วยสมการเชิงอนุพันธ์และเงื่อนไขขอบเขต หากแก้ปัญหาเพื่อหาค่าผลเฉลยแม่นยำ (Exact Solution) จะประกอบด้วยค่าตัวแปรต่าง ๆ บนรูปร่างของปัญหา ซึ่งถ้ารูปร่างของปัญหาซับซ้อนจะทำให้มีตัวแปรจำนวนมากและไม่สามารถหาค่าแม่นยำได้ จึงมีหลักการเปลี่ยนค่าตัวแปรที่มีจำนวนอนันต์เป็นค่าโดยประมาณที่สามารถนับได้ ด้วยหลักการแทนรูปร่างลักษณะของปัญหาด้วยเอลิเมนต์ โดยความแม่นยำของค่าผลเฉลยโดยประมาณนั้นจะขึ้นอยู่กับขนาดและจำนวนเอลิเมนต์ที่ใช้ในการแก้ปัญหา นอกจากนั้นยังขึ้นกับการสมมติรูปแบบฟังก์ชันการประมาณภายใน (Interpolation Function) ที่ใช้กับเอลิเมนต์ ขั้นตอนการแก้ปัญหาดังกล่าวด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์แบ่งเป็น 3 ขั้นตอนหลัก ได้แก่

1. ก่อนการประมวลผล (Pre-Processing)
2. หาคำตอบ (Solver)
3. แสดงผล (Post-Processing)

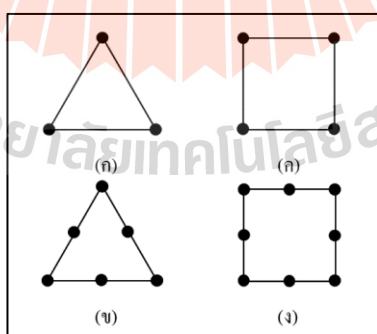
ขั้นตอนที่สำคัญที่สุด คือ ขั้นตอนก่อนการประมวลผล ซึ่งประกอบด้วยเตรียมรูปร่างของปัญหา จากนั้นจะแทนรูปร่างของปัญหาด้วยเอลิเมนต์ ตามความเหมาะสมกับลักษณะปัญหา แล้วจึงกำหนดเงื่อนไขขอบเขตต่าง ๆ เช่น วัสดุ เงื่อนไขการสัมผัส และภาระกระทำ เมื่อเสร็จสิ้นจากขั้นตอนดังกล่าวแล้ว จึงหาคำตอบด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์และแสดงผลที่ได้จากการคำนวณ ต่อจากนี้อาจจะมีการออกแบบใหม่แล้วกระทำตามขั้นตอนเดิมอีกครั้งเมื่อต้องการปรับปรุงรูปร่างของปัญหา ขั้นตอนทั้งหมดแสดงได้ดังรูปที่ 2.22



รูปที่ 2.22 ขั้นตอนการแก้ปัญหาดังกล่าวด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์

การประมาณรูปร่างในระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์เกิดจากการประกอบขอบเขตจำลองหลาย ๆ ชิ้นเข้าด้วยกัน ฟังก์ชันการเชื่อมต่อถูกกำหนดโดยจำนวนกับจุดต่อ (Node) ในเอลิเมนต์ ยิ่งเอลิเมนต์มีจำนวนจุดต่อมากก็ยิ่งทำให้สามารถใช้เอลิเมนต์สร้างขอบเขตจำลองที่เหมือนกับขอบเขตจริงมาก แต่ก็ยังทำให้ฟังก์ชันเชื่อมต่อซับซ้อนมากขึ้น ในทางปฏิบัติเอลิเมนต์ที่นิยมใช้จะมีจำนวนจุดต่อไม่มากและมีฟังก์ชันการเชื่อมต่อที่ไม่ซับซ้อนเพื่อความสะดวกต่อการใช้วิธีบาวนด์รีเอลิเมนต์ (Boundary Element) ในส่วนที่เกี่ยวข้องกับวิธานพนธ์นี้จะขอกล่าวถึงเอลิเมนต์ 2 ประเภท คือ เอลิเมนต์แบบ 2 มิติและ 3 มิติ ซึ่งในแต่ละประเภทประกอบด้วยเอลิเมนต์ 4 ชนิดดังแสดงในรูปที่ 2.23 และ รูปที่ 2.24

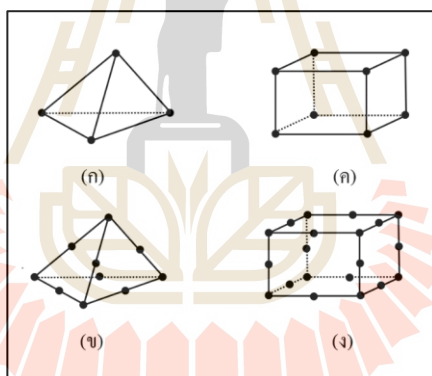
1. เอลิเมนต์สามเหลี่ยม 3 จุดต่อ (3-Node Triangular Element) เป็นรูปสามเหลี่ยมที่มีด้านสามด้านเป็นเส้นตรง ประกอบด้วย 3 จุดต่อที่จุดยอดสามจุดของรูป
2. เอลิเมนต์สามเหลี่ยม 6 จุดต่อ (6-Node Triangular Element) เป็นรูปสามเหลี่ยมที่มีด้านสามด้านเป็นเส้นตรง โดยทั้ง 6 จุดต่ออาจจะไม่อยู่ในระนาบเดียวกัน ประกอบด้วย 3 จุดต่อที่จุดยอดสามจุดของรูป และอีก 3 จุดต่อบนด้านทั้งสามด้าน
3. เอลิเมนต์สี่เหลี่ยม 4 จุดต่อ (4-Node Quadrilateral Element) เป็นรูปสี่เหลี่ยมที่มีด้านสี่ด้านเป็นเส้นตรง ประกอบด้วย 4 จุดต่อที่จุดยอดสี่จุดของรูป
4. เอลิเมนต์สี่เหลี่ยม 8 จุดต่อ (8-Node Quadrilateral Element) เป็นรูปสี่เหลี่ยมที่มีด้านสี่ด้านเป็นเส้นตรง โดยทั้ง 8 จุดต่ออาจจะไม่อยู่ในระนาบเดียวกัน ประกอบด้วย 4 จุดต่อที่จุดยอดสี่จุดของรูป และอีก 4 จุดต่อบนด้านทั้งสี่ด้าน



รูปที่ 2.23 เอลิเมนต์แบบ 2 มิติ

- (ก) เอลิเมนต์สามเหลี่ยม 3 จุดต่อ
- (ข) เอลิเมนต์สามเหลี่ยม 6 จุดต่อ
- (ค) เอลิเมนต์สี่เหลี่ยม 4 จุดต่อ
- (ง) เอลิเมนต์สี่เหลี่ยม 8 จุดต่อ

1. เอลิเมนต์พีระมิดฐานสามเหลี่ยม 4 จุดต่อ (4-Node Tetrahedron Element) เป็นรูปทรงพีระมิดฐานสามเหลี่ยมที่มีด้านสามด้านเป็นเส้นตรง ประกอบด้วย 4 จุดต่อที่จุดยอดสามจุดของรูป
2. เอลิเมนต์พีระมิดฐานสามเหลี่ยม 10 จุดต่อ (10-Node Tetrahedron Quadratic Element) เป็นรูปทรงพีระมิดฐานสามเหลี่ยมที่มีด้านสามด้านเป็นสามเหลี่ยม โดยจุดต่อจะประกอบไปด้วย 6 จุดต่อที่ฐานของพีระมิดและ 3 จุดต่อบริเวณกึ่งกลางสามเหลี่ยมด้านข้างของทุกด้าน และอีก 1 จุดต่อบนยอดของอิลิเมนต์
3. เอลิเมนต์สี่เหลี่ยมลูกบาศก์ 8 จุดต่อ (8-Node Hexahedron Element) เป็นรูปทรงสี่เหลี่ยมลูกบาศก์ที่มีด้านทั้งหมด 6 ด้าน โดยทั้ง 8 จุดต่อจะอยู่ที่มุมของสี่เหลี่ยมลูกบาศก์
4. เอลิเมนต์สี่เหลี่ยมลูกบาศก์ 20 จุดต่อ (20-Node Hexahedron Quadratic Element) เป็นรูปทรงสี่เหลี่ยมลูกบาศก์ที่มีด้านทั้งหมด 6 ด้าน โดยจุดต่อจะอยู่ที่บริเวณมุมของสี่เหลี่ยมแต่ละด้าน ในแต่ละด้านจะมีจุดต่อรวมกันคือ 8 จุดต่อ และมีจุดต่อบริเวณกึ่งกลางของด้านในแต่ละด้านรวมเป็น 12 จุดต่อ



รูปที่ 2.24 เอลิเมนต์แบบ 3 มิติ

- (ก) เอลิเมนต์พีระมิดฐานสามเหลี่ยม 4 จุดต่อ
- (ข) เอลิเมนต์พีระมิดฐานสามเหลี่ยม 10 จุดต่อ
- (ค) เอลิเมนต์สี่เหลี่ยมลูกบาศก์ 8 จุดต่อ
- (ง) เอลิเมนต์สี่เหลี่ยมลูกบาศก์ 20 จุดต่อ

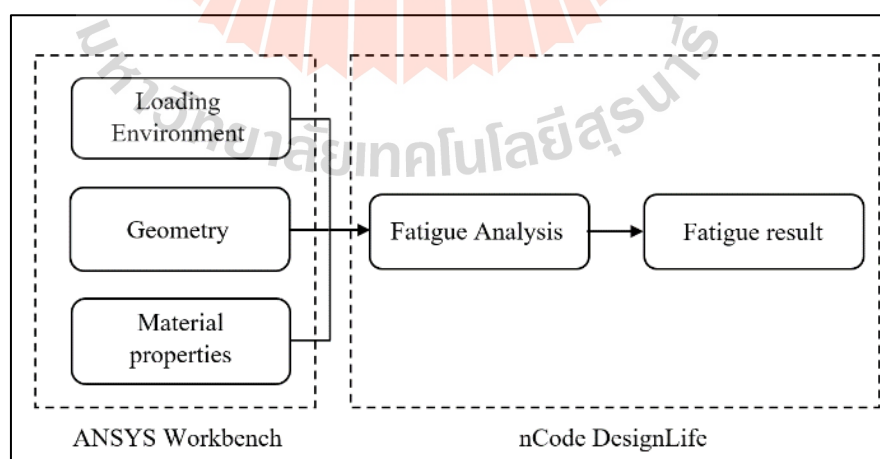
## 2.7 การวิเคราะห์การล้าด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์

ในการออกแบบชิ้นส่วนทางวิศวกรรมต้องคำนึงถึงปัจจัยที่มีผลต่อการนำไปใช้งาน ปัญหาการล้าเป็นปัญหาหนึ่งที่เกิดขึ้นซึ่งทำให้เกิดความเสียหายจากการใช้งาน เพื่อการป้องกันและแก้ปัญหาที่ซับซ้อนเหล่านี้ ในขั้นตอนการออกแบบจึงต้องวิเคราะห์ปัญหาจากการล้าด้วยเช่นกัน ซึ่งใน

กระบวนการวิเคราะห์การล้าด้วยโปรแกรมช่วยวิเคราะห์ทางวิศวกรรม เป็นส่วนช่วยในการทำนายผลลัพธ์ในขั้นตอนการออกแบบ ซึ่งการวิเคราะห์การล้าจะอยู่พื้นฐานระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ ในการวิเคราะห์การล้าประกอบไปด้วย 5 ขั้นตอนได้แก่

1. สภาพแวดล้อมของภาระกระทำ (Loading Environment)
2. รูปร่างของปัญหา (Geometry)
3. สมบัติวัสดุ (Material Properties)
4. การวิเคราะห์การล้า (Fatigue Analysis)
5. การแสดงผลการล้า (Fatigue Result)

โดยในสามขั้นตอนแรกเป็นขั้นตอนที่มีความสำคัญ โดยเริ่มจากการกำหนดสภาพแวดล้อมของภาระกระทำ ในขั้นตอนนี้เป็นการกำหนดภาระกระทำแบบวงรอบหรือภาระจากการใช้งานจริงที่มีค่าแอมพลิจูดไม่คงที่ รูปร่างของปัญหาคำหนดโดยการนำผลการวิเคราะห์ขั้นต้นที่ได้จากขั้นตอนการวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ สมบัติวัสดุที่ใช้สำหรับการวิเคราะห์จะเป็นความเค้น-อายุการล้าหรือ ความเครียด-อายุการล้า ซึ่งความแม่นยำของผลลัพธ์ขึ้นคุณภาพของสมบัติวัสดุที่นำมาวิเคราะห์ การวิเคราะห์การล้าหรือการหาคำตอบด้วยโปรแกรม ต้องกำหนดวิธีการในการวิเคราะห์ เช่น วิธีความเค้น-อายุการล้า วิธีความเครียดการล้าและวิธีการเดบิตรอยร้าว เป็นต้น ซึ่งเมื่อเสร็จสิ้นขั้นตอนดังกล่าวแล้วจึงหาคำตอบด้วยโปรแกรมช่วยวิเคราะห์ได้ และในขั้นตอนสุดท้ายเป็นการเลือกการแสดงผล เพื่อประกอบการพิจารณาเมื่อต้องการปรับปรุงรูปร่างของปัญหา ขั้นตอนทั้งหมดดังแสดงในรูปที่ 2.25



รูปที่ 2.25 แผนดำเนินการวิเคราะห์ปัญหาการล้า

## 2.8 การออกแบบการทดลอง

การออกแบบการทดลอง (Design of Experiment) คือการเลือกรูปแบบการทดลองที่เหมาะสมในการศึกษาระบบหรือกระบวนการที่ผู้ศึกษาสนใจ จะมีการทดสอบโดยการเปลี่ยนค่าตัวแปรนำเข้าไปในกระบวนการหรือระบบที่สนใจ เพื่อสังเกตถึงสาเหตุต่าง ๆ ที่ทำให้เกิดการเปลี่ยนแปลงต่อผลลัพธ์ที่ได้จากกระบวนการทดลอง ซึ่งตัวแปรนำเข้าจำแนกได้เป็น 2 กลุ่มคือ กลุ่มตัวแปรควบคุม เป็นตัวแปรที่สามารถควบคุมได้ และยังสามารถกำหนดค่าปัจจัยได้ในกระบวนการทดลอง ซึ่งมีผลต่อการทดลอง เนื่องจากการกำหนดค่าตัวแปรส่งผลต่อผลตอบสนองที่ต้องการ และกลุ่มที่ไม่สามารถควบคุมได้ (Uncontrollable Factor or Noise) ซึ่งอาจเกิดจากเทคโนโลยีที่ไม่ทันสมัย ต้นทุนในการควบคุมสูงหรือความรู้ไม่เพียงพอ โดยสาเหตุเหล่านี้ส่งผลต่อกระบวนการทดลอง โดยปกติการทดลองจะต้องพยายามกำจัดปัจจัยลักษณะดังกล่าว เพื่อให้เปลี่ยนเป็นตัวแปรที่สามารถควบคุมได้

### 2.8.1 องค์ประกอบของการออกแบบการทดลอง

ในการออกแบบการทดลองสามารถแบ่งองค์ประกอบได้ 4 ส่วนได้แก่ ชนิดของการดำเนินการ เครื่องมือทางสถิติ เทคนิคหรือกลยุทธ์ และข้อจำกัดที่จำเป็น ดังรูปที่ 2.26

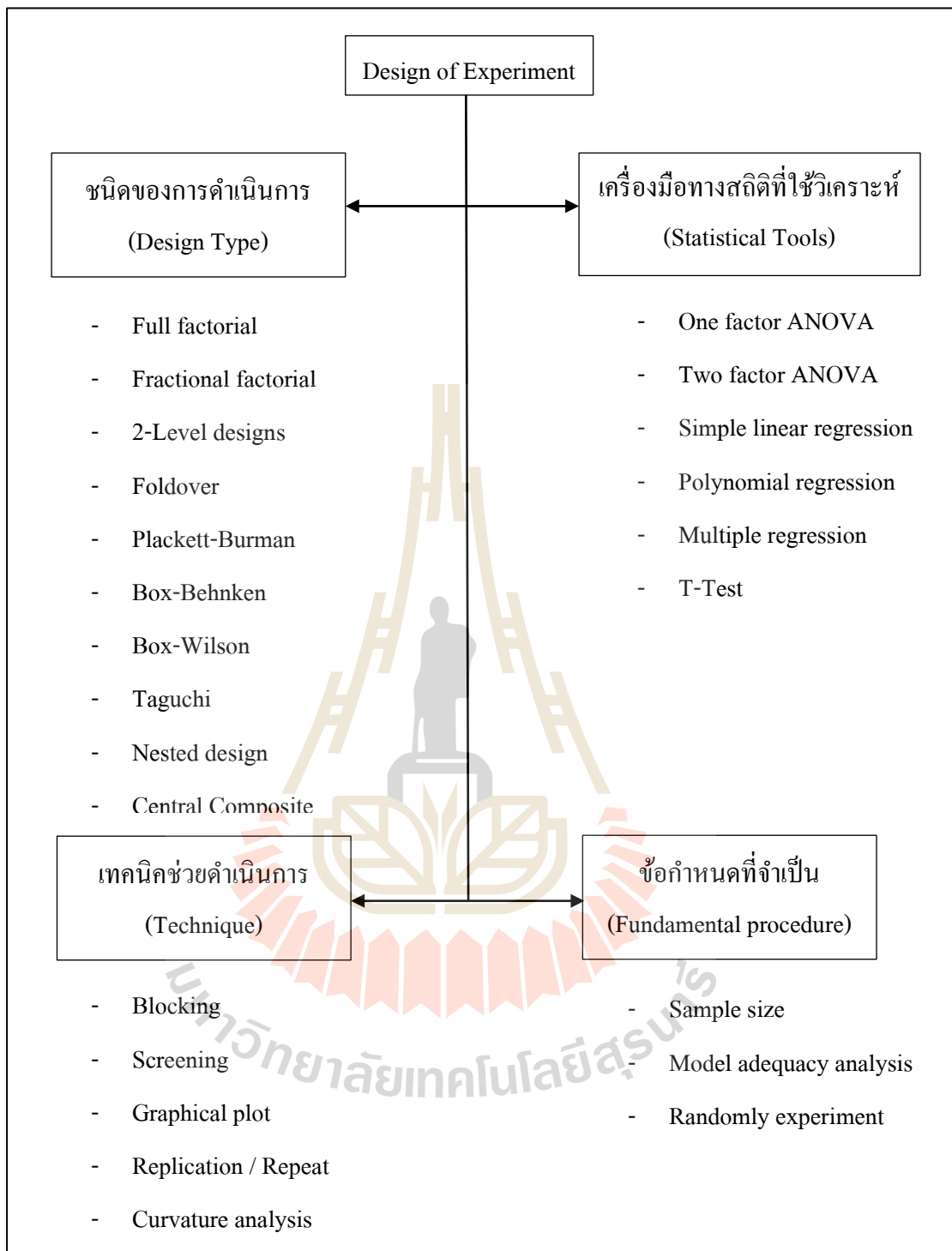
ชนิดของการดำเนินการ เป็นรูปแบบมาตรฐานสำหรับใช้ในการดำเนินการทดลอง โดยจะต้องเลือกเพื่อนำไปสู่วิธีการวางแผนการดำเนินการทดลอง วิธีการบันทึกผลการทดลอง และเครื่องมือทางสถิติที่จะใช้ในการวิเคราะห์ โดยการเลือกชนิดของการดำเนินการจะต้องพิจารณาผลหรือเป้าหมายที่ต้องการได้รับ ความซับซ้อนของการทดลอง และข้อจำกัดทางทรัพยากร

เครื่องมือทางสถิติ จะเป็นกรรมวิธีในการวิเคราะห์ข้อมูลที่ได้มาจากการทดลอง ซึ่งจะต้องมีความเข้าใจในการเลือกใช้เครื่องมือวิเคราะห์ทางสถิติ ในการแปลความหมายของข้อมูล ข้อผิดพลาดที่จะเกิดขึ้นและยังสามารถตรวจหาสาเหตุที่เกิดได้

เทคนิคหรือกลยุทธ์ คือวิธีการที่จะทำให้การดำเนินการทดลองมีความสะดวก และประหยัดทรัพยากรมากขึ้น โดยที่ผลการวิเคราะห์ข้อมูลยังสามารถเป็นที่ยอมรับได้ ในการออกแบบการทดลองผู้ศึกษาจะกำหนดเทคนิคหรือกลยุทธ์พร้อมกับการเลือกชนิดของการดำเนินการ เพื่อความสะดวกคล่องในการทำการทดลอง เนื่องจากในแต่ละชนิดของการดำเนินการนั้นมีข้อกำหนดที่แตกต่างกันออกไป

ข้อกำหนดที่จำเป็น เป็นสิ่งพื้นฐาน ในการออกแบบการทดลองที่ต้องคำนึงถึงอยู่เสมอ ไม่เช่นนั้นแล้วผลการวิเคราะห์ข้อมูลที่ได้อาจจะเกิดความผิดพลาด หรือคลาดเคลื่อนออกไป เพื่อให้เข้าใจถึงองค์ประกอบของการออกแบบการทดลอง



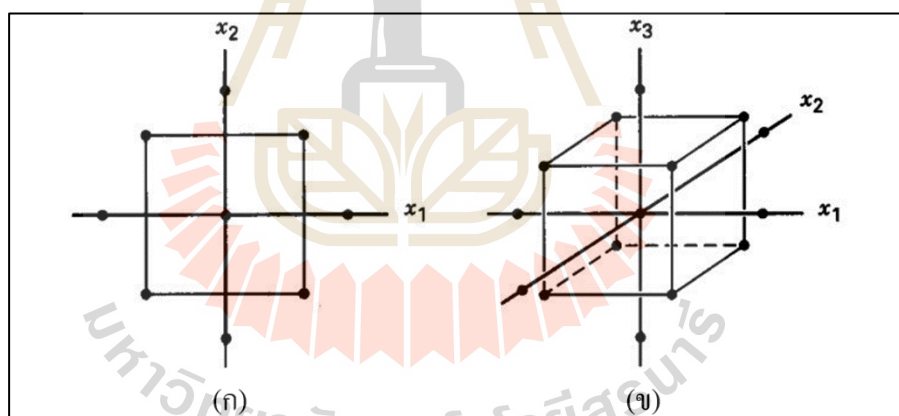


รูปที่ 2.26 แผนภาพการออกแบบการทดลอง  
(ที่มา : ปารเมศ ชุติมา, 2545)

## 2.8.2 การออกแบบการทดลองแบบส่วนผสมกลาง

การออกแบบการทดลองแบบส่วนผสมกลาง (Central Composite Design - CCD) มีความเหมาะสมสำหรับการศึกษาหรือสร้างตัวแบบในลักษณะของโพลีโนเมียลดีกรี (Second Order or Quadratic Model) มีความยืดหยุ่นในการใช้งานและมีประสิทธิภาพ การออกแบบการทดลองแบบส่วนผสมกลางจะทำการทดลองตามลำดับคือ ทำการทดลองส่วนของแฟกทอเรียล (Factorial Portion) และจุดศูนย์กลาง (Center Point) ก่อน จากนั้นทำการสร้างสมการตัวแบบเชิงเส้นสำหรับกรณีศึกษาปัจจัยที่ 2 ระดับ และพยากรณ์ส่วนของจุดศูนย์กลาง ในกรณีที่สมการเส้นตรงไม่เหมาะสมจึงจะทำการทดลองเพิ่มในส่วนของจุดแกน (Axial Point) จะได้สมการโพลีโนเมียลดีกรี 2

การออกแบบการทดลองแบบส่วนผสมกลางจะเป็นการทดลอง 3 ระดับ (แทนสัญลักษณ์  $-1, 0, +1$ ) ที่จะทำการปรับตัวแปรที่ต้องการศึกษาไปตัวแปรละ 3 ค่า แทนการปรับแบบฟูลแฟกทอเรียล เลือกบางสภาวะการทดลองที่จำเป็น เพื่อให้ได้ข้อมูลที่เพียงพอต่อการสร้างแบบจำลองทางสถิติ โดยวิธีการออกแบบการทดลองแบบส่วนผสมกลางจะประกอบไปด้วย 3 ส่วนคือ จุดแฟกทอเรียล จุดแกน และจุดศูนย์กลาง ดังรูปที่ 2.27



รูปที่ 2.27 การออกแบบการทดลองแบบส่วนผสมกลาง

(ก) การออกแบบการทดลองแบบส่วนผสมกลางกรณี  $k=2$

(ข) การออกแบบการทดลองแบบส่วนผสมกลางกรณี  $k=3$

ซึ่งจุดแฟกทอเรียลจะเป็นการนำการทดลองแบบฟูลแฟกทอเรียลระดับ 2 มาใช้ จุดแกนจะเป็นการปรับค่าตัวแปรใดตัวแปรหนึ่งขณะที่กำหนดให้ตัวแปรอื่นอยู่ที่ค่ากลาง (หรือค่า 0) โดยมีจำนวนจุดในแนวแกนเท่ากับ  $2k$  เมื่อ  $k$  คือจำนวนปัจจัย และในส่วนจุดศูนย์กลางจะเป็นการปรับค่าตัวแปรทุกตัวไปที่ค่ากลาง และกำหนดค่า  $\alpha$  คือค่าระยะทางจากจุดแกนไปยังจุดศูนย์กลาง

## 2.9 การหาพื้นผิวตอบสนอง

วิธีการหาพื้นผิวตอบสนองเหมาะสำหรับแบบจำลองที่วิเคราะห์หาผลตอบสนองเป็นฟังก์ชันของหลายปัจจัย โดยมีเป้าหมายเพื่อหาระดับของปัจจัยต่าง ๆ ที่ทำให้ผลตอบสนองมีค่าที่ดีที่สุด เช่นผลตอบสนอง  $y$  เป็นฟังก์ชันของปัจจัย  $x_1$  และ  $x_2$  ดังนั้นจะสามารถเขียนอยู่ในรูปสมการได้ดังนี้

$$y = f(x_1 + x_2) + \varepsilon \quad (2.54)$$

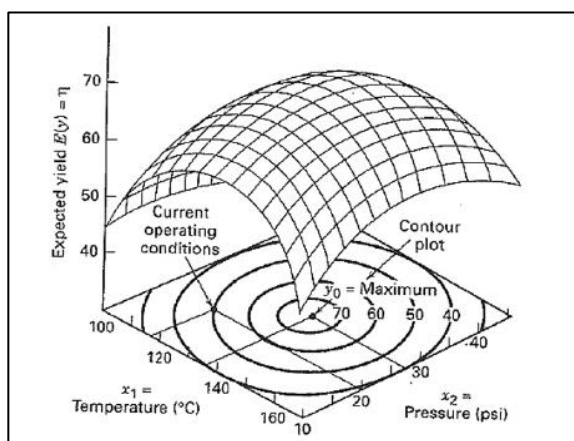
โดยที่  $\varepsilon$  คือ สิ่งรบกวน (Noise or Error) ที่มีผลต่อผลตอบสนอง

ซึ่งฟังก์ชันเป้าหมายของพื้นผิวตอบสนองคือค่าความคาดหวังของผลตอบสนอง (Expected Response) สามารถเขียนได้เป็นสมการคือ

$$\eta = f(x_1, x_2) \quad (2.55)$$

โดยที่  $\eta$  คือ ค่าความคาดหวังของผลตอบสนอง (Expected response)

พื้นผิวตอบสนองสามารถแสดงได้ดังรูปที่ 2.28 เป็นการพล็อต  $\eta$  กับแต่ละระดับของ  $x_1$  และ  $x_2$  และพล็อตเส้นระดับของพื้นผิวตอบสนอง เพื่อเป็นส่วนช่วยให้การพิจารณารูปร่างของพื้นผิวได้ดียิ่งขึ้น โดยเส้นระดับที่มีค่าของผลตอบสนองคงที่จะถูกกำหนดลงในระนาบ  $x_1$  และ  $x_2$  โดยแต่ละเส้นระดับจะสอดคล้องกับความสูงของพื้นผิวตอบสนอง ในปัญหาพื้นผิวตอบสนองส่วนใหญ่จะใช้แบบจำลองสมการพหุนามกำลังหนึ่งหรือกำลังสอง ในการหาผลตอบสนอง ซึ่งจะต้องกำหนดกลุ่มตัวแปรอิสระ และขอบเขตของการทดลองเพื่อหาผลตอบสนองของปัญหานั้น



รูปที่ 2.28 เส้นระดับของพื้นผิวตอบสนอง

## 2.10 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

P. Rammurthy Raju ., et al (2008) ได้ทำการศึกษาทดลองความต้านทานการล้าของอลูมิเนียม อัลลอย 356.2 T2 ของล้อยแม็กอัลลอย ได้ทำการสร้างชิ้นทดสอบ 43 ชิ้น ชิ้นทดสอบผลิตจากก้านของล้อยแม็กอัลลอย จากนั้นได้นำไปทดสอบความต้านทานการล้าต่อการตัดเพื่อหาความสัมพันธ์ความเค้น-การล้าเพื่อนำสมบัตินี้ที่ได้กำหนดลงในแบบจำลองทางไฟไนต์เอลิเมนต์ และทำการทดสอบเปรียบเทียบ ตามมาตรฐานสำนักงานมาตรฐานอุตสาหกรรมญี่ปุ่น พบว่าล้อยทดสอบทุกตัวอย่าง มีค่าอายุการล้าผ่านตามมาตรฐาน แต่ไม่สามารถทราบจำนวนรอบอายุการล้าที่ชัดเจนที่ทำให้ล้อยอัลลอยเกิดความเสียหาย จึงได้นำระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์เข้ามาทำนายอายุการล้า ทำให้ทราบค่าความเค้นสูงสุดที่จะทำให้เกิดความเสียหายกับล้อยอัลลอยเท่ากับ 117 MPa เกิดขึ้นที่บริเวณหน้าแปลนติดตั้งล้อยและบริเวณก้าน และหาอายุการล้าได้เท่ากับ 943,485 รอบ คำนวณค่าความปลอดภัยได้เท่ากับ 2 แต่เนื่องจากในวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ไม่ได้คิดผลของพองอากาศและรูพรุนในเนื้อวัสดุของล้อยอัลลอย จึงทำให้อายุการล้ามีค่าแตกต่างจากการทดลอง

Liangmo Wang ., et al (2011) ได้ทำการศึกษาผลของการปรับปรุงขนาดของล้อยแม็กอัลลอย ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ โดยการจำลองการทดสอบความต้านทานการล้าตามมุมในซอฟต์แวร์ ABAQUS ด้วยภาระกระทำแบบสถิต โดยพิจารณาค่าความเค้นสูงสุดที่เกิดขึ้น พบว่าแบบจำลองแบบเดิมที่ตำแหน่งโหนด 111,606 มีค่าความเค้นสูงสุดเท่ากับ 152.54 MPa ซึ่งเกิดขึ้นที่บริเวณรูยึดศกรของล้อยอัลลอย ซึ่งเป็นจุดจะเกิดความเสียหายเป็นอันดับแรก จากนั้นได้ทำการปรับปรุงโมเดลโดยการเสริมความแข็งแรงบริเวณที่เป็นจุดเสี่ยงพบว่า ความเค้นสูงสุดที่เกิดขึ้นมีค่าลดลงเท่ากับ 143.64 MPa ที่ตำแหน่งโหนด 192,061 และวิเคราะห์อายุการล้าของโมเดลทั้งสองแบบออกมาได้คือ โมเดลเดิมมีอายุการล้าเท่ากับ 64,486 รอบ และโมเดลปรับปรุงมีอายุการล้า

เท่ากับ 137,780 รอบ เห็นได้ว่าการใช้ระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์เข้ามาทำนายอายุมีส่วนช่วยในการปรับแก้ต้นแบบก่อนการนำไปทดสอบจริง เพื่อช่วยในการลดต้นทุนและประหยัดเวลา

Xiaofeng Wang et al (2013) ได้ศึกษาการทำนายอายุการล้าของการทดสอบการล้าตามมุมในเชิงพลวัตของล้อด้วยวิธีการคำนวณบนพื้นฐานของทฤษฎีความเสียหายหลายแกน โดยทฤษฎีนี้อยู่บนพื้นฐานของทฤษฎีระนาบวิกฤตและใช้ระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ โดยการคำนวณหาอายุการล้า จะประกอบไปด้วยการพิจารณาเงื่อนไข คุณสมบัติวัสดุแบบสองเชิงเส้นเท่ากันทุกทิศทาง (Bilinear Isotropic Hardening) เงื่อนไขการล้าแบบหลายแกน เทคนิคการนับ Rain-Flow Counting และกฎของพาล์มเกน-ไมเนอร์ โดยการนำค่าความเค้นที่ได้จากการจำลองในโปรแกรมคอมพิวเตอร์ไปคำนวณ โดยพิจารณาที่จุดๆหนึ่งบนผิวล้อ เพื่อศึกษาความเค้นที่เกิดขึ้นเป็นลักษณะแบบวงรอบ และเลือกตั้งกล่าวไปคำนวณตามเงื่อนไขที่ได้กำหนดไว้ จากการคำนวณและทำการทดสอบพบว่า ค่าอายุการล้าที่ได้จากการคำนวณมีค่าเท่ากับ 82,413 รอบ ซึ่งมีค่าใกล้เคียงกับการทดลองในครั้งที่ 3 ซึ่งเกิดค่าความผิดพลาดเท่ากับ -4.4% โดยเฉลี่ยค่าความผิดพลาดเท่ากับ 11.9 และบริเวณที่เกิดรอยแตกในการทดสอบสอดคล้องกับการจำลองทางไฟไนต์เอลิเมนต์

B. Anusha Srikanta and P. veeraraju (2014) ได้ศึกษาการออกแบบรูปร่างของล้ออัลลอยภายใต้การทดสอบความล้าตามมุมในเชิงพลวัตด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ ในการวิเคราะห์ได้พิจารณาการกระจายความเค้นและการเสียดรูปที่เกิดขึ้นบนล้ออัลลอย และในการศึกษาอายุการล้าของล้ออัลลอยวิเคราะห์ด้วยซอฟต์แวร์ ANSYS ด้วยโมดูลความเสียหายขึ้นกับเวลา (Transient Structural) กำหนดเงื่อนไขในการวิเคราะห์แบบภาวะแบบวงรอบ โดยออกแบบการทดสอบเป็น 9 ตัวอย่างทดลอง ซึ่งผลการทดลองที่ได้ นำมาวิเคราะห์ด้วยผิวตอบสนอง (Response Surface) จากผลการวิเคราะห์พบว่าบริเวณที่เกิดความเค้นเข้มข้นจะส่งผลต่อการเกิดรอยแตกอย่างมีนัยสำคัญ บริเวณที่เกิดความเค้นเข้มข้นได้แก่ บริเวณก้านของล้อและบริเวณสกรูยึดล้อซึ่งเป็นจุดวิกฤตของล้อ และพบว่าจากตัวอย่างการทดสอบพบค่าอายุการล้าที่น้อยที่สุดมีค่าเท่ากับ  $1.29 \times 10^7$  รอบ

Sourav Das (2014) ได้ทำการศึกษาวิเคราะห์การล้าหน้าของล้ออัลลอยจากรูปร่างเต็มของล้ออัลลอย โดยการวิเคราะห์เพื่อเลือกรูปร่างของล้อแม็กเริ่มต้นจากการวิเคราะห์การกระจายน้ำหนักจากการรับภาระน้ำหนักในแนวรัศมี โดยล้ออัลลอยกำหนดให้วัสดุคือ AISi เมื่อได้รูปร่างของล้ออัลลอยจึงทำการวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ ภายใต้เงื่อนไขการทดสอบการล้าตามมุม การล้าในแนวรัศมี และการทดสอบการกระทบที่ไม่เกิดความเสียหายจากการคราก นอกจากนี้ผลการวิเคราะห์แสดงให้เห็นว่าบริเวณครีบของล้อ และรูปร่างที่วิเคราะห์สามารถลดน้ำหนักของล้ออัลลอยลงจากต้นแบบเริ่มต้นได้จาก 26 กิโลกรัมเหลือ 12.15 กิโลกรัม ท้ายสุดรูปร่างล้ออัลลอยที่ได้มีอายุการล้าผ่านตามมาตรฐานการทดสอบ

D.H.Burande and T.N. Kazi (2016) ได้ทำการศึกษาการจำลองการทดสอบการล้าตามมุมในเชิงพลวัตและการทดสอบการล้าในแนวรัศมีของล้อยอดลอย โดยอ้างอิงมาตรฐานการทดสอบล้อยอดลอย JWL จำลองการทดสอบด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์และเปรียบเทียบผลลัพธ์กับการทดสอบจริง โดยขนาดต้นแบบใช้เทคโนโลยีวิศวกรรมย้อนรอยด้วยเครื่องมือวัดแบบละเอียด และเลือกเปรียบเทียบวัสดุสองชนิดด้วยกันคือ อลูมิเนียม A356 และ อลูมิเนียม 7075-T6 จากการศึกษาพบว่าความเค้นมีการกระจายตำแหน่งที่บริเวณก้านของล้อยอดลอยทั้งสองวัสดุ โดยที่วัสดุอลูมิเนียม A356 จะเกิดความเค้นสูงกว่า อลูมิเนียม 7075-T6 และเมื่อเปรียบเทียบผลอายุการล้าจากการจำลองกับการทดสอบพบว่า วัสดุอลูมิเนียม A356 มีค่าใกล้เคียงกับการทดสอบในการทดสอบการล้าตามมุมในเชิงพลวัต และผลการทดลองการทดสอบการล้าในแนวรัศมี วัสดุอลูมิเนียม A356 มีค่าอายุการล้า  $7.995 \times 10^7$  รอบ โดยมีค่าใกล้เคียงกับการทดสอบที่มีค่า  $8.15 \times 10^7$  รอบ

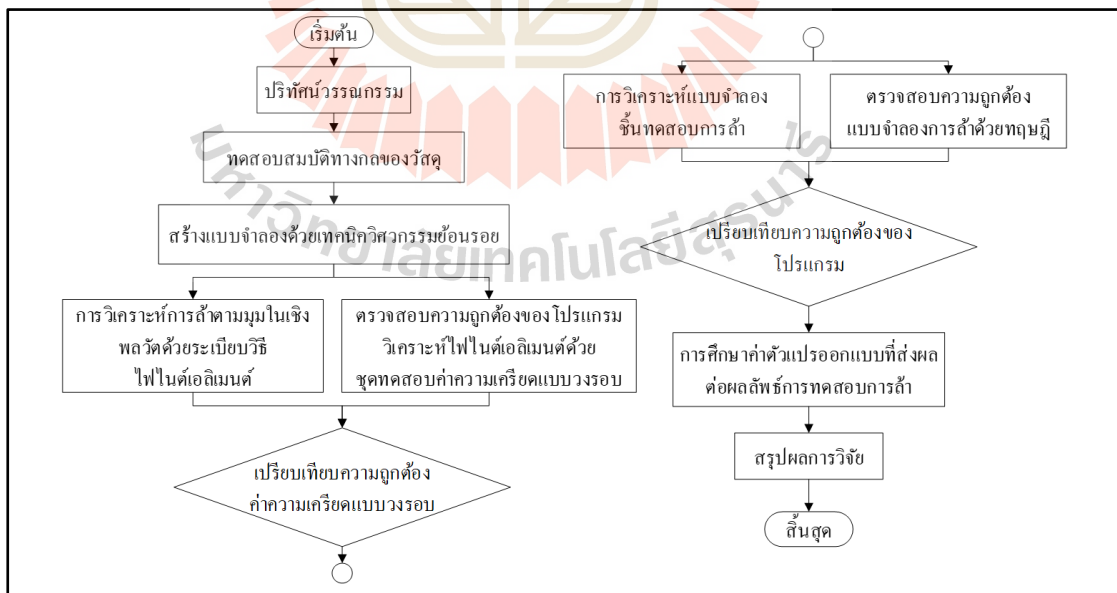
Rakesh B.Thakare (2017) ได้ทำการศึกษาจำลองการทดสอบล้อยอดลอยแบบจานด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ จำลองการทดสอบการล้าตามมุมในเชิงพลวัตเพื่อเปรียบเทียบผลของค่าความเครียดที่เกิดขึ้นจากการทดลอง โดยเงื่อนไขของการจำลองอ้างอิงมาตรฐาน SAE ในการทดลองได้ทำการติดเซนเซอร์วัดค่าความเครียดที่บริเวณรูยึดตรึงล้อยอด โดยมีเงื่อนไขการให้แรงกระทำสองแบบคือเงื่อนไขแบบให้แรงกระทำที่รูยึดตรึงและเงื่อนไขให้แรงกระทำที่รูยึดตรึงล้อยอดและจานล้อยอด เพื่อวัดและบันทึกผลค่าความเครียดเพื่อเปรียบเทียบกับแบบจำลองทางไฟไนต์เอลิเมนต์ จากการศึกษาพบว่า ค่าความเครียดที่ได้จากการทดลองมีค่าใกล้เคียงกันกับการวิเคราะห์ โดยในเงื่อนไขให้แรงกระทำที่รูยึดตรึงล้อยอดและจานมีค่าความคลาดเคลื่อนน้อยกว่าในกรณีเงื่อนไขแรก มีค่าความคลาดเคลื่อนเท่ากับ 1.24 %

# บทที่ 3

## วิธีดำเนินการวิจัย

### 3.1 กล่าวนำ

การวิเคราะห์การล้าตามมุมในเชิงพลวัตของล้อแม่ก้อลลอยด้วยระเบียบไฟไนต์เอลิเมนต์เป็นการจำลองการทดสอบความล้าตามมุมในเชิงพลวัตของล้อแม่ก้อลลอยขนาด 13 นิ้ว โดยสร้างแบบจำลองด้วยเทคนิควิศวกรรมย้อนรอย ซึ่งการจำลองการวิเคราะห์การทดสอบนี้เป็นหนึ่งในสามของการทดสอบทั้งหมดของล้ออ้อลลอย อ้างอิงเงื่อนไขการวิเคราะห์และทดสอบตามมาตรฐาน JWL เป็นหลัก พร้อมทั้งวิเคราะห์ผลการของค่าตัวแปรออกแบบที่ส่งผลต่อผลลัพธ์การทดสอบการล้าตามมุมในเชิงพลวัต ซึ่งในงานวิจัยนี้เลือกใช้การวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์เป็นเครื่องมือหลักในการศึกษาวิจัยดังกล่าว ทั้งนี้ยังมีการตรวจสอบความถูกต้องของโปรแกรมไฟไนต์เอลิเมนต์สำเร็จรูป ANSYS Workbench ด้วยการนำผลลัพธ์ที่ได้จากการวิเคราะห์เปรียบเทียบกับผลการทดสอบค่าความเครียดแบบวงรอบเปลี่ยนแปลงตามมุมมองเสาและสรุปผลเปรียบเทียบซึ่งขั้นตอนการดำเนินงานวิจัยแสดงดังรูปที่ 3.1



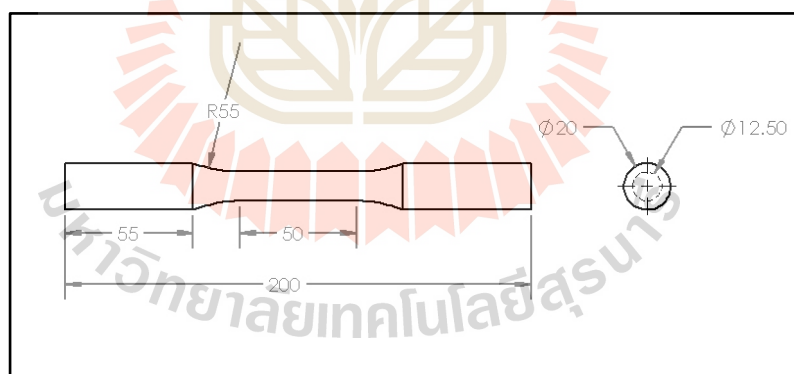
รูปที่ 3.1 แผนผังแสดงขั้นตอนการดำเนินงาน

### 3.2 การทดสอบสมบัติวัสดุ

ในงานวิจัยนี้พิจารณาใช้สมบัติวัสดุโลหะนอกกลุ่มเหล็ก ได้แก่ อลูมิเนียมอัลลอย A356 ในการวิเคราะห์ ซึ่งวัสดุดังกล่าวเป็นวัสดุที่ใช้ส่วนใหญ่ในการผลิตล้ออัลลอย โดยการทดสอบแรงดึงและการทดสอบการล้าอ้างอิงตามมาตรฐาน ASTM E8 : Standard Test Methods for Tension of Metallic Materials และ ASTM 466 : Standard Practice for Conducting Force Controlled Constant Amplitude Axial Fatigue Tests of Metallic Materials ตามลำดับ ที่กำหนดโดย ASTM (American Society for Testing and Materials) เป็นสมาคมวิชาชีพทางด้านวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยีเพื่อทดสอบสมบัติวัสดุ มีรายละเอียดดังต่อไปนี้

#### 3.2.1 การเตรียมชิ้นทดสอบแรงดึง

สมบัติวัสดุที่ใช้ในงานวิจัยนี้คืออลูมิเนียมอัลลอย A356 ซึ่งเตรียมชิ้นทดสอบโดยวิธีการหล่อขึ้นรูปเริ่มโดยหลอมโลหะผสมตามมาตรฐานส่วนผสมทางเคมี หลังจากนั้นนำน้ำโลหะ หลังปรับส่วนผสมและปรับปรุงคุณภาพให้ได้สัดส่วน แล้วเทลงแบบหล่อโลหะ ที่มีรูปร่างคล้ายชิ้นงานทดสอบแรงดึง หลังจากนั้นนำโลหะแข็งตัว นำชิ้นงานมาทำการตัดทางเดินน้ำโลหะ เพื่อให้ได้ชิ้นงานที่มีรูปร่างเหมาะสมกับการทดสอบแรงดึง จากนั้นนำชิ้นงานหล่อมาเตรียมผิวด้วยวิธีทางกลเพื่อให้ได้ขนาดดังรูปที่ 3.2 ตามมาตรฐาน ASTM E8



รูปที่ 3.2 ขนาดของชิ้นทดสอบแรงดึง (หน่วย : มิลลิเมตร)

#### 3.2.2 การทดสอบแรงดึง

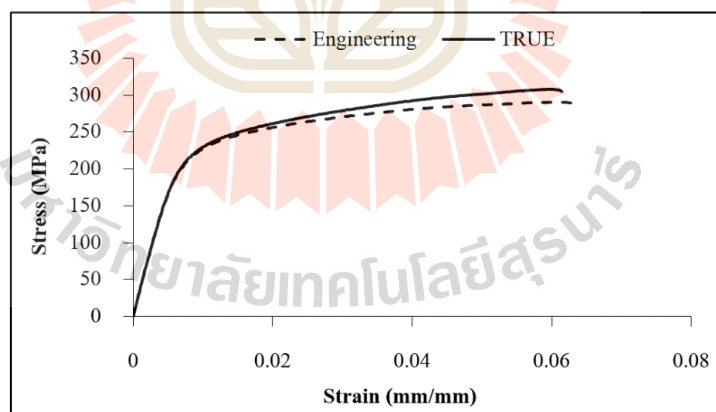
ในการทดสอบแรงดึงเป็นการทดสอบสมบัติวัสดุทางกล ชิ้นทดสอบจะถูกดึงด้วยแรงในแนวแกนจนเกิดความเสียหาย โดยใช้ความเร็วต่ำในการดึงและคงที่ตลอดการทดสอบภาระกระทำต่อชิ้นทดสอบจะเป็นแรงดึงเท่านั้นเพื่อให้มีความคลาดเคลื่อนน้อยที่สุด ซึ่งการทดสอบในงานวิจัยนี้จะทำการทดสอบชิ้นทดสอบอลูมิเนียมอัลลอย A356 ทั้งหมด 5 ชิ้น มาทำการทดสอบด้วย



เครื่องทดสอบแรงดึง Universal Testing Machine ยี่ห้อ Instron รุ่น 8802 โหลดเซลล์ขนาด 250 kN ศูนย์เครื่องมือวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยี อาคารเครื่องมือ 6 มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี ดังรูปที่ 3.3 ใช้ความเร็วในการดึงทดสอบ 0.5 mm/s ซึ่งได้ผลการทดสอบ ดังรูปที่ 3.4



รูปที่ 3.3 เครื่องทดสอบ Universal Testing Machine ยี่ห้อ Instron รุ่น 8802



รูปที่ 3.4 ความเค้นกับความเครียดจริงและทางวิศวกรรมอลูมิเนียมอัลลอย A356

ข้อมูลความสัมพันธ์ระหว่างความเค้นกับความเครียดทางวิศวกรรมจากการทดสอบแรงดึงของวัสดุนั้น เป็นข้อมูลที่มีความสำคัญในการออกแบบและสร้างผลิตภัณฑ์ทางวิศวกรรม ซึ่งคำนวณความเค้นโดยพิจารณาแรงดึงต่อพื้นที่หน้าตัดเริ่มต้นเท่านั้น แต่ในความเป็นจริงแล้ววัสดุมีการเปลี่ยนแปลงพื้นที่หน้าตัดเมื่อวัสดุมีความเค้นเกินค่าความเค้นแรงดึงสูงสุด

ดังนั้นการพิจารณาความเค้น โดยเปลี่ยนแปลงพื้นที่หน้าตัดจึงเป็นความเค้นที่แท้จริง ซึ่งความเค้นที่เกิดขึ้นทั่วไปสามารถเทียบเคียงได้กับความเค้นจริงนี้ สมการคำนวณความเค้นกับความเครียดจริง แสดงได้ดังสมการที่ 3.1 กับ 3.2 ตามลำดับ และความสัมพันธ์ระหว่างความเค้นกับความเครียดจริงของวัสดุ ดังรูปที่ 3.5

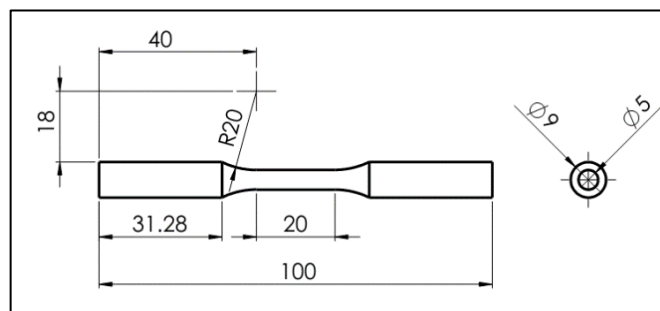
$$\sigma_t = \sigma_e (1 + \varepsilon_e) \quad (3.1)$$

$$\varepsilon_t = \ln(1 + \varepsilon_e) \quad (3.2)$$

โดยที่  $\sigma_e$  คือ ความเครียดทางวิศวกรรม  
 $\sigma_t$  คือ ความเครียดจริง  
 $\varepsilon_e$  คือ ความเค้นทางวิศวกรรม  
 $\varepsilon_t$  คือ ความเค้นจริง

### 3.2.3 การเตรียมชิ้นทดสอบการล้า

การทดสอบการล้าชิ้นทดสอบที่นำมาใช้จะเป็นวัสดุอะลูมิเนียมอัลลอย A356 ซึ่งเตรียมชิ้นทดสอบโดยการหล่อขึ้นรูป ตามวิธีการเตรียมชิ้นงานในการทดสอบแรงดึงในหัวข้อที่ 3.2.1 หลังจากน้ำโลหะแข็งตัว นำชิ้นงานมาทำการตัดทางเดินน้ำโลหะเพื่อให้ได้ชิ้นงานที่มีรูปร่างเหมาะสมกับการทดสอบแรงดึง จากนั้นนำชิ้นงานหล่อกลับมาเตรียมผิวด้วยวิธีทางกลเพื่อให้ได้ขนาดตามรูปที่ 3.5 ตามมาตรฐาน ASTM E466 หลังจากนั้นเตรียมผิวชิ้นทดสอบการล้าด้วยการขัดผิวชิ้นทดสอบ ด้วยกระดาษทรายความละเอียด 2,000 และ 4,000 ตามลำดับ เพื่อลดความคลาดเคลื่อนที่เกิดจากตำหนิที่ผิวของชิ้นทดสอบ ที่เกิดจากการเตรียมชิ้นทดสอบด้วยวิธีทางกล



รูปที่ 3.5 ขนาดของชิ้นทดสอบความล้า (หน่วย : มิลลิเมตร)

### 3.2.4 การทดสอบการล้า

การทดสอบการล้าเป็นการทดสอบสมบัติวัสดุทางกล ที่ชิ้นทดสอบจะได้รับภาระกระทำต่ำกว่าค่าความแข็งแรงสูงสุด กระทำแบบซ้ำไปซ้ำมาอย่างต่อเนื่อง ส่งผลให้เกิดความเค้นสลับในชิ้นทดสอบ จนทำให้ชิ้นทดสอบเกิดความเสียหาย ซึ่งการทดสอบในงานวิจัยนี้จะทำการทดสอบชิ้นทดสอบอลูมิเนียมอัลลอย A356 ทั้งหมด 10 ชิ้น มาทำการทดสอบด้วยเครื่องทดสอบการล้ายี่ห้อ Instron รุ่น ElectroPulsTM E10000 โหลดเซลล์ขนาด 10 kN ดังแสดงในรูปที่ 3.6 กำหนดสภาวะการทดสอบเป็นแบบภาระกระทำไปกลับสมบูรณ์ ที่อัตราส่วนความเค้น (R-ratio) เท่ากับ -1 ความถี่ในการทดสอบ 20 Hz จำนวนรอบการล้าสูงสุดที่ 2,000,000 รอบ และทำการเปลี่ยนแปลงค่าแอมพลิจูดสำหรับการทดสอบ ผลการทดสอบได้ผลดังตารางที่ 3.1 นำค่าความเค้นสูงสุดและจำนวนรอบการแตกหักที่ได้นำไปสร้างกราฟความสัมพันธ์ความเค้นการล้าดังแสดงในรูปที่ 3.7

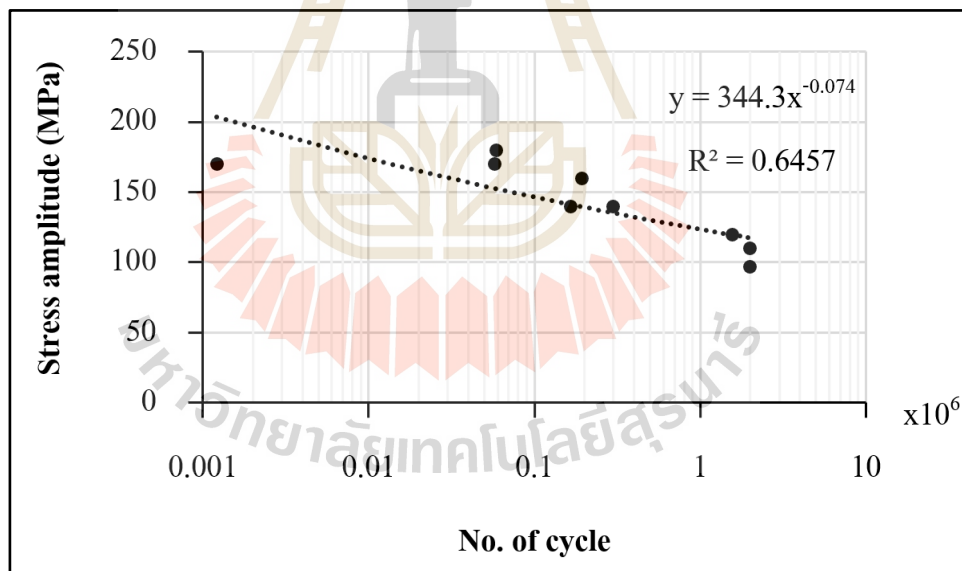
เนื่องจากผลลัพธ์ที่ได้จากการทดสอบค่าความเค้นที่เปลี่ยนไป ส่งผลต่ออายุการล้าที่เปลี่ยนแปลงอย่างมาก การหาความสัมพันธ์แบบไม่เป็นเชิงเส้นแบบยกกำลังจึงถูกนำมาใช้ เพื่อให้เส้นโค้งความเค้นการล้าแสดงแนวโน้มได้ชัดเจน



รูปที่ 3.6 เครื่องทดสอบการล้ายี่ห้อ Instron รุ่น ElectroPulsTM E10000

ตารางที่ 3.1 ผลการทดสอบการล้าระหว่างความเค้นและอายุการล้า

ความเค้น (MPa)	อายุการล้า (รอบ)
170	1,216
120	4166
170	57,697
180	59,148
140	165,987
160	194,402
140	297,523
120	1,559,539
96	2,000,000
110	2,000,000



รูปที่ 3.7 ความสัมพันธ์ความเค้นการล้าของวัสดุอะลูมิเนียมอัลลอย A356 (R= -1)

### 3.3 การวิเคราะห์การล้าตามมุมในเชิงพลวัตของล้อยัลลอย

กระบวนการวิเคราะห์การล้าตามมุมในเชิงพลวัตของล้อยัลลอยภายใต้เงื่อนไขที่กำหนดตามมาตรฐาน JWL โดยภาระโมเมนต์ตัดที่กระทำในการทดสอบ สามารถคำนวณได้จากสมการตามมาตรฐาน ในการสร้างแบบจำลองล้อยัลลอยดำเนินการด้วยวิธีเทคนิควิศวกรรมย้อนรอย

และดำเนินการปรับขนาดบน โปรแกรม SolidWork หลังจากนั้นดำเนินการวิเคราะห์ทางไฟไนต์-เอลิเมนต์บน โปรแกรม ANSYS Workbench Transient ผลลัพธ์ที่ได้จากการวิเคราะห์ทางไฟไนต์-เอลิเมนต์จะถูกส่งเพื่อใช้ในการวิเคราะห์การล้าใน โปรแกรม Ncode Designlife โดยรายละเอียดขั้นตอนในการวิเคราะห์ ดังต่อไปนี้

### 3.3.1 การสร้างแบบจำลองล้ออัลลอย

แบบจำลองที่ทำการศึกษาในงานวิจัยนี้ เป็นล้ออัลลอยแบบก้านขนาด 13 นิ้ว โดยดำเนินการถอดแบบจำลองด้วยเครื่องสแกนสามมิติยี่ห้อ Creaform รุ่น Handyscan 300 ความละเอียดสูงสุดที่วัดได้ 0.1 มิลลิเมตร เริ่มการถอดแบบจำลองโดยการกำหนดและติดจุดอ้างอิง (Reference Point) ลงบนผิวของล้ออัลลอย โดยรอบ ตามรูปที่ 3.8 (ก) หลังจากนั้นกำหนดความละเอียดในการวัดเท่ากับ 0.5 มิลลิเมตร ทำการเก็บขนาดของล้ออัลลอยด้วยเครื่องสแกนสามมิติ ซึ่งข้อมูลที่ได้จากการเก็บขนาดด้วยเครื่องสแกนสามมิติจะเป็นข้อมูลประเภทผิวของแบบจำลองเท่านั้น

หลังจากนั้นทำการประมวลผลข้อมูลให้เป็นข้อมูลที่มีปริมาตร ด้วยโปรแกรมสำเร็จรูป Geomagic Studio ซึ่งมีความเหมาะสมในการตกแต่งผิวแบบจำลองที่ได้จากเครื่องสแกนสามมิติ รวมไปถึงการวัดขนาดและการประมวลผลข้อมูลให้เป็นข้อมูลที่มีปริมาตร และทำการปรับและตรวจสอบขนาดในโปรแกรม SolidWork ดังแสดงในรูปที่ 3.8 (ข)



รูปที่ 3.8 การสร้างแบบจำลองล้ออัลลอยจากเทคนิควิศวกรรมย้อนรอย

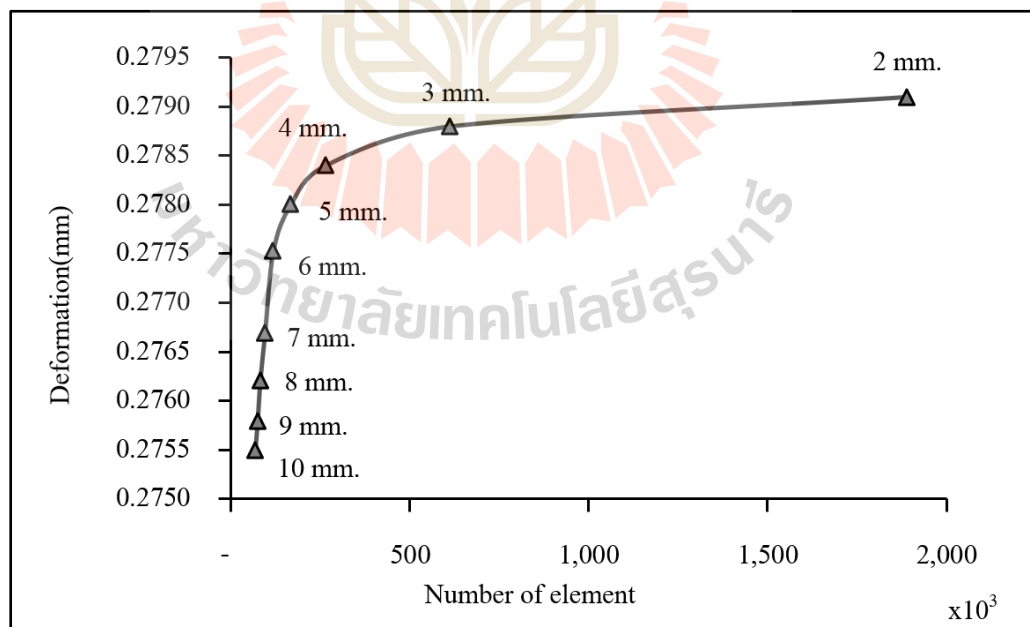
(ก) ล้ออัลลอยที่ถูกติดด้วยจุดอ้างอิงที่ทำการสแกน

(ข) แบบจำลองล้ออัลลอยหลังจากประมวลผลและปรับขนาด

ในแบบจำลองที่ใช้ในการวิเคราะห์การทดสอบความล้าตามมุมในเชิงพลวัต จะประกอบด้วยแบบจำลอง 2 ส่วนได้แก่ แบบจำลองล้อย้อลอย และแบบจำลองเพลาทดสอบ ในแบบจำลองเพลากดขนาดลงให้มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากับ 135 มิลลิเมตร มีความหนา 50 มิลลิเมตร เพื่อลดเวลาที่ใช้ในการวิเคราะห์คำนวณของ โปรแกรมจำลองการล้า

### 3.3.2 การศึกษาการลู่เข้าของผลเฉลยและการกำหนดเอลิเมนต์

การวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ตามทฤษฎีนั้น หากกำหนดขนาดของ เอลิเมนต์ให้มีขนาดเล็กลงจะทำให้ผลลัพธ์ที่ได้ลู่เข้าสู่ผลเฉลยแม่นยำมากยิ่งขึ้น ซึ่งการปรับขนาด เอลิเมนต์ให้มีขนาดเล็กลงมากไปจนกระทั่ง ผลลัพธ์นั้น ไม่มีความแตกต่างหรือมีค่าผลลัพธ์แตกต่างกัน น้อยมาก ซึ่งหมายถึงค่าผลลัพธ์ที่ได้จากระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์นั้นลู่เข้าสู่ผลเฉลยแม่นยำ ในการวิเคราะห์การทดสอบการล้าตามมุมในเชิงพลวัต จึงได้ทำการทดสอบการลู่เข้าของผลเฉลย ทางระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ เพื่อความน่าเชื่อถือของผลลัพธ์แบบจำลอง โดยทำการทดสอบ เปรียบเทียบระหว่างผลลัพธ์ระยะการเสียรูปและจำนวนเอลิเมนต์ ดังรูปที่ 3.9 จากการทดสอบพบว่า ที่ตั้งแต่ขนาดเอลิเมนต์ น้อยกว่าหรือเท่ากับ 4 มิลลิเมตร มีความเหมาะสมในการวิเคราะห์ ซึ่งผลลัพธ์ระยะการเสียรูปของล้อย้อลอย พบว่าผลเฉลยของแบบจำลองลู่เข้าผลเฉลยได้เป็นอย่างดี และมีเวลาที่ใช้ในการวิเคราะห์มีความเหมาะสมสำหรับแบบจำลอง



รูปที่ 3.9 แผนภาพเปรียบเทียบจำนวนเอลิเมนต์และระยะการเสียรูปของล้อย้อลอย

แบบจำลองการวิเคราะห์การล้าของล้ออัลลอยที่สร้างขึ้นนี้ ถูกแบ่งออกเป็น 2 ส่วน คือ

1) แบบจำลองล้ออัลลอย จะถูกแบ่งเป็น 2 บริเวณคือ บริเวณก้านของล้ออัลลอยและบริเวณขอบล้ออัลลอย แบบจำลองล้ออัลลอยจะถูกกำหนดเอลิเมนต์แบบสามมิติทรงพีระมิดฐานสามเหลี่ยม 10 จุดต่อ โดยกำหนดขนาดดังนี้ บริเวณก้านของล้ออัลลอยกำหนดให้มีขนาดเอลิเมนต์เท่ากับ 2 มิลลิเมตร และบริเวณขอบล้ออัลลอยกำหนดให้เอลิเมนต์มีขนาดเท่ากับ 4 มิลลิเมตร ทำให้มีจำนวนเอลิเมนต์ 757,720 เอลิเมนต์ และมีจำนวนจุดต่อเท่ากับ 1,152,343 จุดต่อ

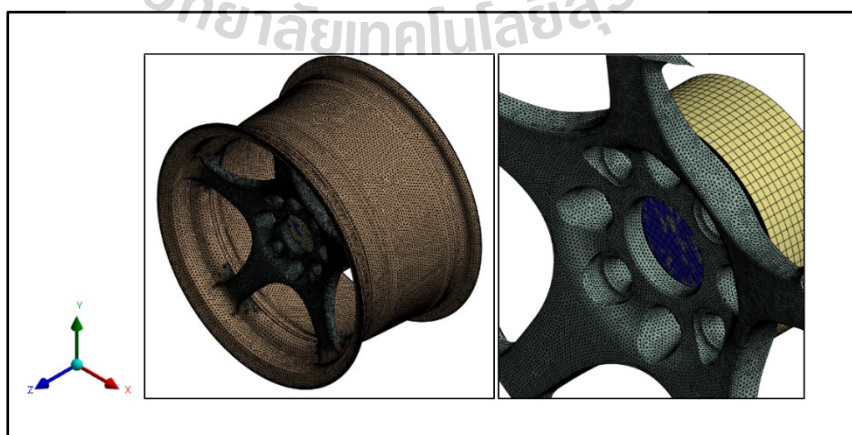
2) แบบจำลองเพลลา จะถูกกำหนดให้เป็นเอลิเมนต์แบบสามมิติทรงสี่เหลี่ยมลูกบาศก์ที่มีขนาดเท่ากับ 10 มิลลิเมตร ทำให้มีจำนวนเอลิเมนต์ 12,396 เอลิเมนต์ และมีจำนวนจุดต่อเท่ากับ 54,342 จุดต่อ

### 3.3.3 การกำหนดสมบัติวัสดุ

แบบจำลองล้ออัลลอยใช้สมบัติวัสดุที่ได้จากการทดสอบแรงดึงทางกลและการทดสอบการล้าของอลูมิเนียม A356 กำหนดสมบัติวัสดุแบบยืดหยุ่นเชิงเส้นเท่ากันทุกทิศทาง (Isotropic Elasticity) โดยอลูมิเนียม A356 มีค่าโมดูลัสของยังเท่ากับ 70.1 GPa สัดส่วนของปัวซองเท่ากับ 0.33 และความหนาแน่น 2,770 kg/m<sup>3</sup> โดยสมมติฐานอ้างอิงจากงานวิจัย P. Rammurthy Raju, B. Satyanarayana, K. Ramji, K. Suresh Babu. (2008)

### 3.3.4 การกำหนดเงื่อนไขการสัมผัส

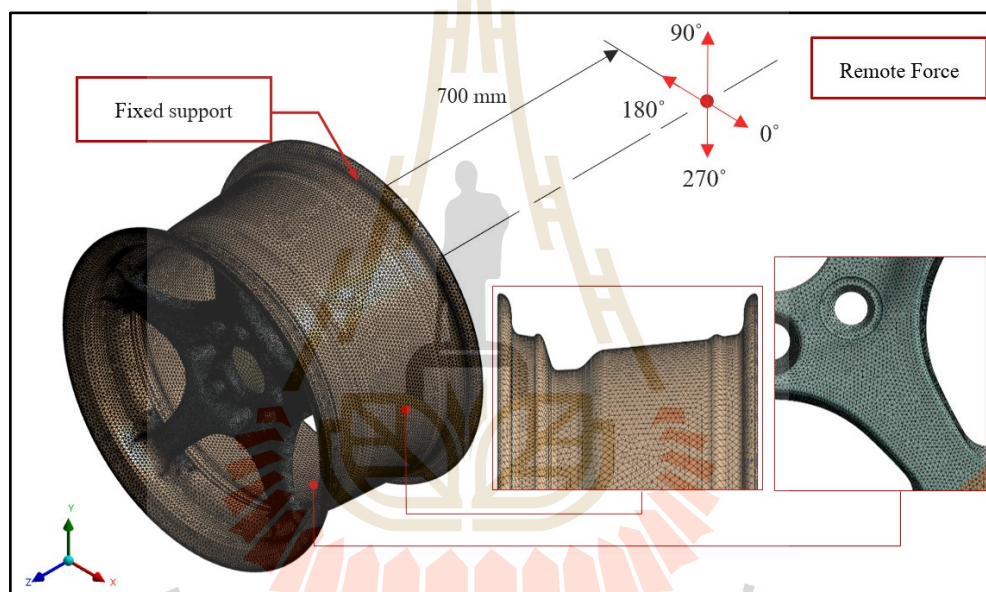
สมมติฐานเงื่อนไขการสัมผัสระหว่างแบบจำลองล้ออัลลอยและแบบจำลองเพลลาเป็นการสัมผัสแบบยึดแน่น (Bonded) โดยบริเวณที่สัมผัสแบบจำลองล้ออัลลอยคือ บริเวณหน้าแปลนที่ยึดล้อ ส่วนบริเวณที่สัมผัสแบบจำลองเพลลาคือบริเวณหน้าตัดของเพลลา โดยบริเวณที่สัมผัสเป็นการสัมผัสระหว่างพื้นผิวและพื้นผิว (Face to Face) ดังรูปที่ 3.10



รูปที่ 3.10 บริเวณที่กำหนดเงื่อนไขการสัมผัสระหว่างหน้าแปลนยึดล้อและหน้าตัดเพลลา

### 3.3.5 การกำหนดเงื่อนไขขอบเขต

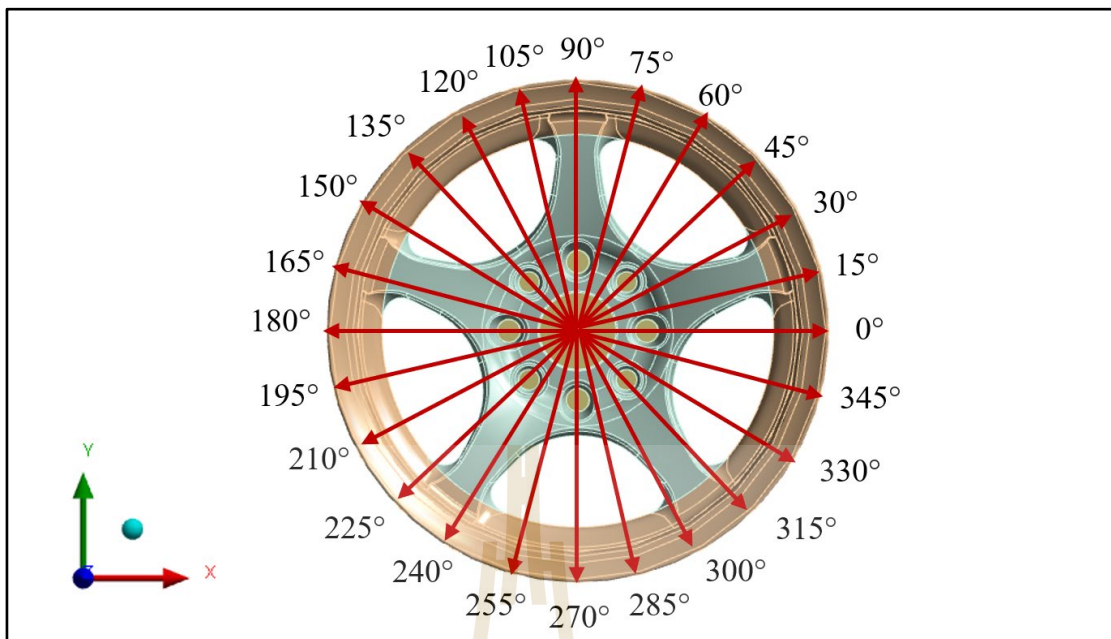
การกำหนดเงื่อนไขในการวิเคราะห์ตามมาตรฐานการทดสอบการล้าตามมุมเชิงพลวัต JWL จะกำหนดการยึดตรึงล้ออัลลอยที่บริเวณคัลลิปล้อและระยะห่างที่ภาระกระทำ ในขณะที่ทดสอบมีค่าเท่ากับ 700 มิลลิเมตร ในการวิเคราะห์แบบจำลองล้ออัลลอยจะถูกกำหนดให้มีจุดรองรับแบบยึดแน่น (Fixed Support) ดังรูปที่ 3.11 และภาระกระทำคำนวณได้จากสมการที่ 2.2 ตามมาตรฐานการทดสอบการล้าตามมุมในเชิงพลวัต มีค่าโมเมนต์ที่กระทำสูงสุดเท่ากับ 2,050.78 N.m ในการวิเคราะห์การล้าตามมุมเชิงพลวัตภาระที่กระทำจะกระทำเป็นวงรอบ ซึ่งจำลองมาจากการทดสอบ



รูปที่ 3.11 เงื่อนไขขอบเขตของแบบจำลองการวิเคราะห์การล้าตามมุมในเชิงพลวัต

การทดสอบการล้าตามมุมในเชิงพลวัตภาระ โมเมนต์ที่กระทำจะมีลักษณะเป็นวงรอบ ฉะนั้นในแบบจำลองไฟไนต์เอลิเมนต์ของการทดสอบการล้าตามมุมในเชิงพลวัต กำหนดภาระกระทำแบบควบคุมระยะไกล (Remote Force) กระทำที่แบบจำลองเพลลาและเปลี่ยนมุมกระทำทีละ 15 องศา จนกระทั่งครบรอบล้ออัลลอย ดังรูปที่ 3.12 โดยทำการคำนวณภาระกระทำในแต่ละมุมด้วยใช้วิธีการเวกเตอร์หนึ่งหน่วย ทั้งนี้ภาระกระทำจำลองจากขณะทำการทดสอบ โดยจำลองเพลลาที่ติดตั้งเข้ากับล้ออัลลอยโดยมีภาระกระทำที่ปลายเพลลาส่งผลให้ภาระกระทำนี้ออกแรงดัดกระทำต่อล้ออัลลอยและแรงดัดนี้จะเปลี่ยนมุมกระทำไปทุก ๆ องศาโดยรอบของล้ออัลลอย





รูปที่ 3.12 ทิศทางของภาระที่กระทำในแบบจำลองการวิเคราะห์สั้อัลลอย

### 3.4 การตรวจสอบความถูกต้องของโปรแกรมวิเคราะห์ไฟไนต์เอลิเมนต์

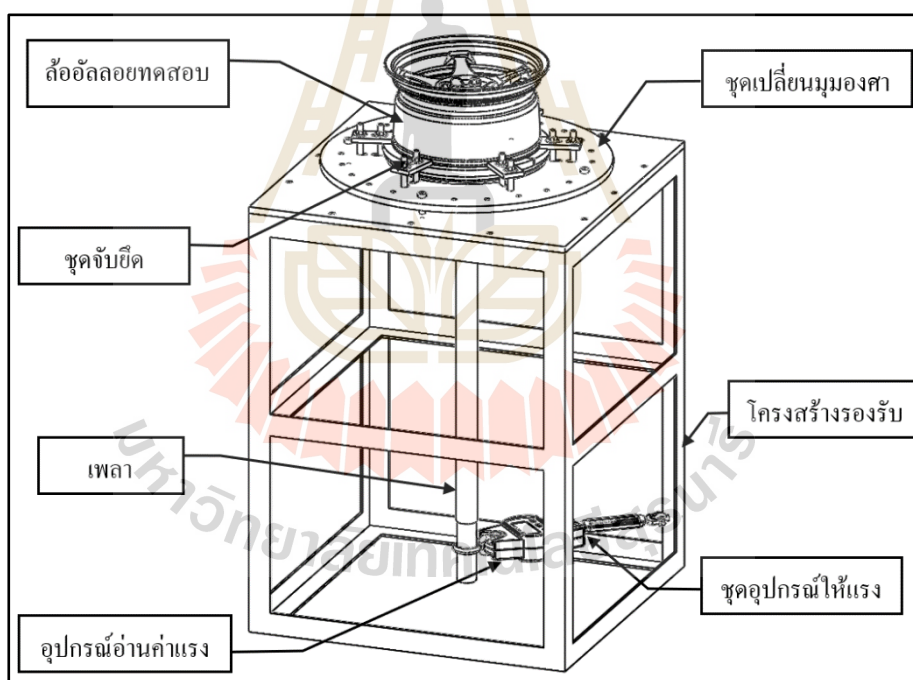
ในการวิเคราะห์ปัญหาทางวิศวกรรมด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ จำเป็นต้องมีการทดสอบเพื่อยืนยันผลความถูกต้องของผลลัพธ์จากโปรแกรมวิเคราะห์ทางไฟไนต์เอลิเมนต์ ในงานวิจัยนี้เป็นการวิเคราะห์การล้าตามมุมในเชิงพลวัตของล้ออัลลอยโดยใช้โปรแกรมสำเร็จรูป ANSYS Workbench Transient และ Ncode Designlife เป็นเครื่องมือในการวิเคราะห์ ในงานวิจัยนี้ได้มีการนำล้ออัลลอยไปทดสอบกับเครื่องทดสอบการล้าตามมุมในเชิงพลวัตเพื่อยืนยันผลความถูกต้อง เนื่องจากผลลัพธ์ที่ได้จากการทดสอบนั้นไม่สอดคล้องกับการวิเคราะห์ด้วยโปรแกรมทางไฟไนต์เอลิเมนต์ ดังนั้นจึงแบ่งการตรวจสอบความถูกต้องของโปรแกรมวิเคราะห์ทางไฟไนต์เอลิเมนต์เป็น 2 หัวข้อคือ การทดสอบค่าความความเครียดแบบวงรอบ และการวิเคราะห์แบบจำลองการล้า

#### 3.4.1 ชุดทดสอบค่าความเครียดแบบวงรอบเปลี่ยนแปลงตามมุมมอง

การทดสอบค่าความเครียดแบบวงรอบเป็นการนำล้ออัลลอยมาทำการทดสอบกับชุดทดสอบที่ได้ออกแบบและสร้างขึ้น ชุดทดสอบความค่าความเครียดแบบวงรอบนี้ได้ทำการออกแบบการจับยึดและให้ภาระกระทำ ตามข้อกำหนดการทดสอบการล้าตามมุมในเชิงพลวัตมาตรฐาน JWL เพียงแต่มีการปรับปรุงบางเงื่อนไขขอบเขตในการทดสอบให้เหมาะสมกับ

แบบจำลองทางไฟไนต์เอลิเมนต์ ทั้งนี้เพื่อยืนยันความถูกต้องผลลัพธ์ที่ได้จากการวิเคราะห์การล้าตาม มุมในเชิงพลวัตของโปรแกรมวิเคราะห์ทางไฟไนต์เอลิเมนต์

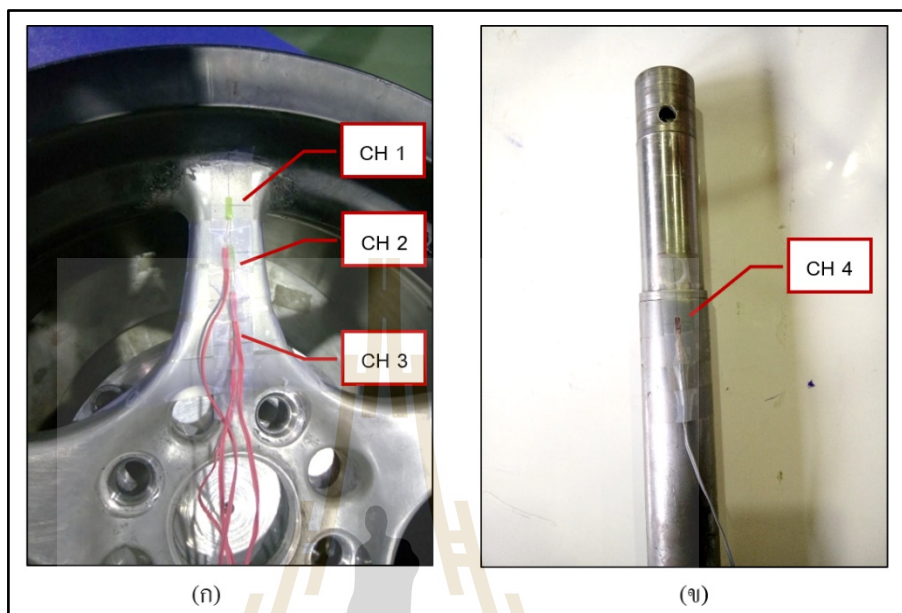
ในการทดสอบนี้จะนำล้อยัลลอยมายึดเข้ากับชุดทดสอบตามที่ได้ออกแบบ และทำการให้แรงกระทำที่บริเวณเพลลา เพื่อให้เกิดแรงกระทำในลักษณะ โมเมนต์คดกับล้อยัลลอย ชุดทดสอบความค่าความเครียดแบบวงรอบที่ใช้ในงานวิจัยนี้ประกอบด้วย 4 ส่วน ได้แก่ ส่วนที่หนึ่งเป็น โครงสร้างรองรับทำหน้าที่รองรับน้ำหนักและยึดติดชิ้นส่วนอื่น ๆ ทั้งหมด ส่วนที่สองเป็นชุดจับยึดทำหน้าที่ยึดล้อยัลลอยที่นำมาทดสอบให้ไม่สามารถเคลื่อนที่ได้ ส่วนที่สามเป็นชุดเปลี่ยนมุมมองทำหน้าที่เปลี่ยนมุมมองในการทดสอบตามแบบจำลองทางไฟไนต์เอลิเมนต์ และส่วนสุดท้ายเป็นชุดให้แรงกระทำทำหน้าที่ให้แรงกระทำโดยมีชุดเกิลียวขันตริง และเครื่องอ่านน้ำหนักในการอ่านค่าแรงที่กระทำในการทดสอบ กำหนดค่าแรงกระทำขนาดเท่ากับ 150 กิโลกรัม ดังรูปที่ 3.13



รูปที่ 3.13 แบบจำลองชุดทดสอบค่าความเครียดแบบวงรอบเปลี่ยนตามมุมมอง

ในการทดสอบนี้ในการทดลองล้อยัลลอยที่นำมาทำการทดลองจะถูกติดเซนเซอร์วัดค่าความเครียด (Strain Gauge) โดยมีตำแหน่งในการติดทั้งหมด 3 ตำแหน่งที่บริเวณก้านของล้อยัลลอย โดยแต่ละตำแหน่งมีระยะห่าง 20 มิลลิเมตร ดังแสดงในรูปที่ 3.14 (ก) และชิ้นส่วนเพลลาของเครื่องทดสอบถูกติดเซนเซอร์วัดค่าความเครียด 1 ตำแหน่งโดยมีระยะห่าง 155 มิลลิเมตร

จากปลายเพลลาที่ติดหน้าแปลน เพื่อที่จะวัดค่าความเครียดและเปรียบเทียบผลการทดลอง  
 ดังรูปที่ 3.14 (ข)



รูปที่ 3.14 ตำแหน่งติดเซนเซอร์วัดความเครียด

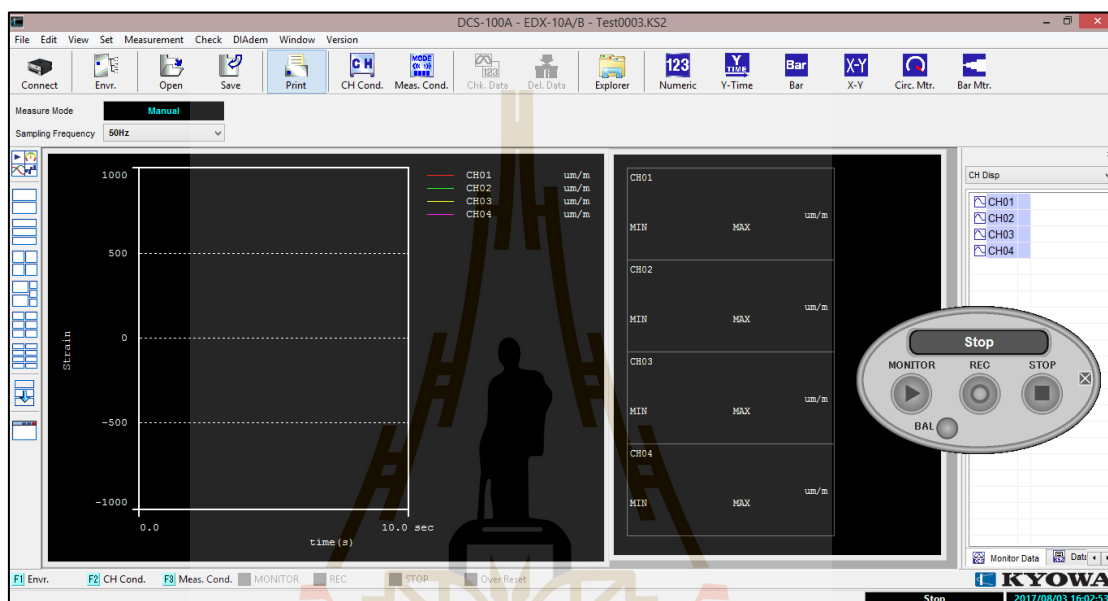
(ก) เซนเซอร์วัดความเครียด 3 ตำแหน่งบริเวณก้านของล้ออัลลอย

(ข) เซนเซอร์วัดความเครียด 1 ตำแหน่งบริเวณชิ้นส่วนเพลลา



รูปที่ 3.15 เครื่องขยายสัญญาณและบันทึกข้อมูล KYOWA รุ่น EDX 11A

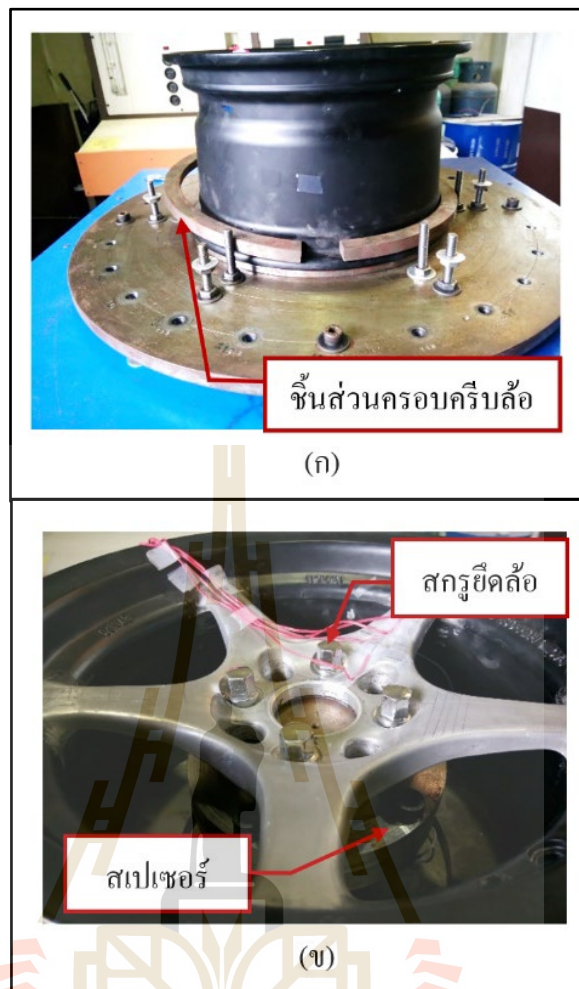
เซนเซอร์วัดความเครียด (Strain Gauge) ใช้ในการวัดนั้นเป็นเซนเซอร์วัดความเครียดยี่ห้อ KYOWA ชนิด KFG-5-120-C1-23L3M2R มีค่าคงที่เกจ (Gage Factor) เท่ากับ  $2.10 \pm 1\%$  และมีค่าความต้านทานเกจ (Gauge Resistance)  $119.6 \pm 0.4 \Omega$  ความยาวเกจ (Gage Length) 5 mm. ซึ่งมีเครื่องขยายสัญญาณและบันทึกข้อมูลและแปรผลยี่ห้อ KYOWA รุ่น EDX 11A ดังรูปที่ 3.15



รูปที่ 3.16 โปรแกรมบันทึกและแสดงผลค่าความเครียด

#### 3.4.1.1 วิธีการทดสอบ

- 1) ติดตั้งสายเซนเซอร์วัดความเครียดเข้ากับเครื่องขยายสัญญาณและบันทึกข้อมูล โดยเรียงลำดับตำแหน่งที่ติดเซนเซอร์วัดความเครียดตามช่องสัญญาณของเครื่องขยายสัญญาณและบันทึกข้อมูล
- 2) นำล้ออัลลอยติดตั้งวางลงบนชุดเปลี่ยนมุมมองสาของเครื่องทดสอบ พร้อมทั้งติดตั้งชิ้นส่วนครอบคัลลิปล้ออัลลอย ดังรูปที่ 3.17 (ก)

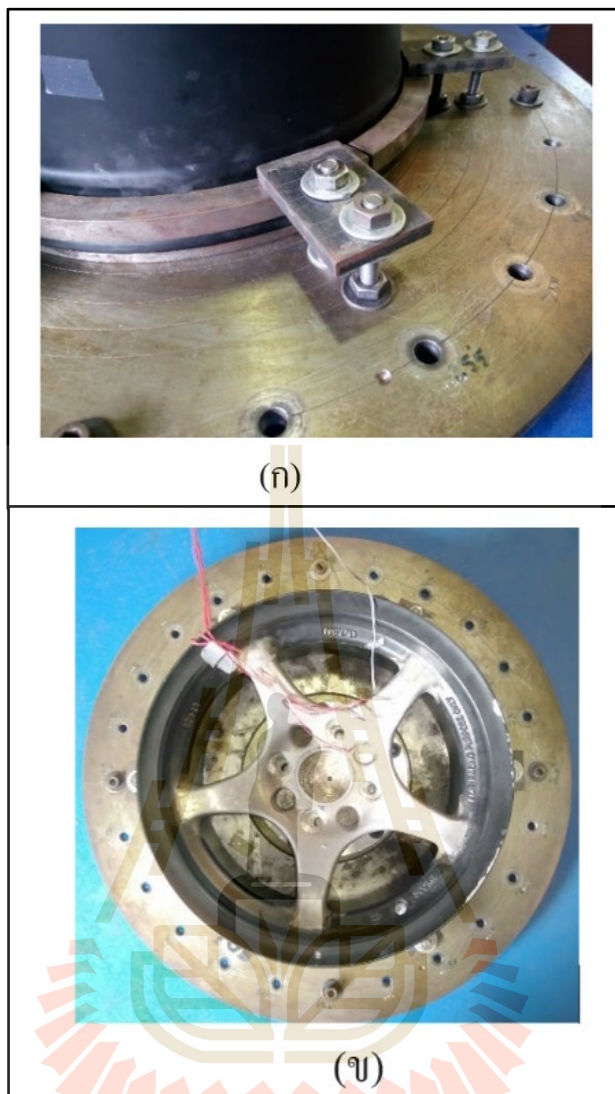


รูปที่ 3.17 การติดตั้งล้ออัลลอยเข้ากับเครื่องทดสอบ

(ก) ล้ออัลลอยที่ถูกติดตั้งบนชิ้นส่วนเปลี่ยนมุมมอง

(ข) การยึดล้ออัลลอยเข้ากับชุดเพลลาให้แรง

- 3) ยึดล้ออัลลอยเข้ากับชุดเพลลาให้แรงโดยการขันสกรูทั้ง 4 ให้ชิ้นส่วนสเปเซอร์แนบชิดกับหน้าแปลนของล้ออัลลอยโดยยังไม่ดำเนินการขันทอร์ค ดังรูปที่ 3.17 (ข)
- 4) เมื่อยึดล้ออัลลอยเข้ากับเพลลาให้แรงเรียบร้อยแล้ว ทำการตั้งล้ออัลลอยโดยให้แนวแกนที่ติดเซนเซอร์วัดความเครียดตรงกับตำแหน่งมุม 0 องศา และจากนั้นทำการยึดตรึงล้ออัลลอยทุกด้านด้วยชุดจับยึด โดยการขันสกรูทั้ง 2 ในแต่ละชุดจับยึด ดังรูปที่ 3.18 (ก)



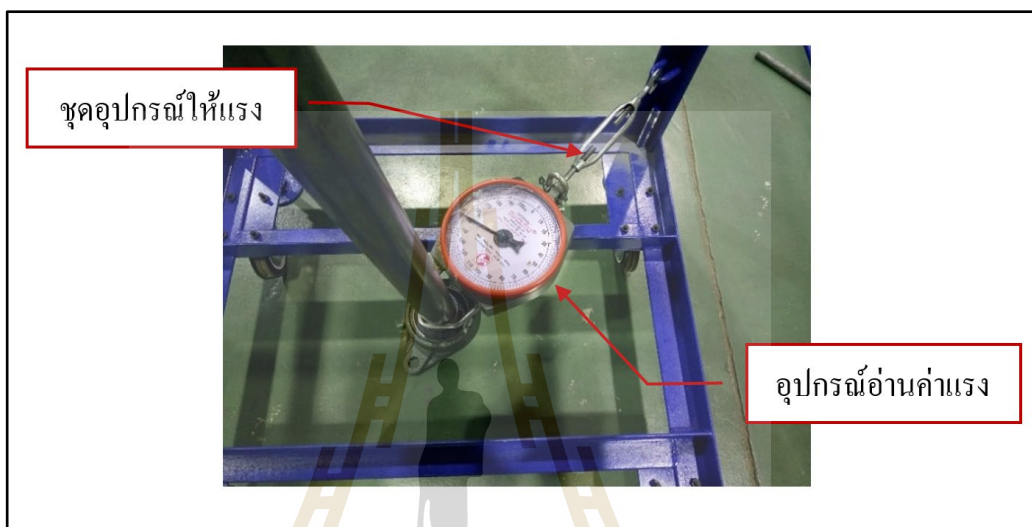
รูปที่ 3.18 การจับยึดล้ออัลลอยเพื่อเตรียมทำการทดสอบ

(ก) ชุดจับยึดล้ออัลลอย

(ข) สกรูยึดตรึงสำหรับการเปลี่ยนมุมมอง

- 5) ทำการยึดตรึงล้อตามรูปที่ 3.17 (ข) ให้ได้ทอร์กตามมาตรฐานการทดสอบโดยใช้ประแจทอร์กขันสกรูยึดล้อทั้ง 4 ให้ได้ค่าทอร์กที่ 100 N.m
- 6) ทำการขันสกรูสำหรับยึดการเปลี่ยนมุมมองโดยการขันสกรูทั้ง 4 ให้แน่นดังรูป 3.18 (ข)

- 7) ทำการติดตั้งเครื่องมืออ่านค่าแรงกระทำเข้ากับชุดเพลลาเข้าที่บริเวณปลายเพลลา จากนั้นทำการตั้งศูนย์ในโปรแกรมของเครื่องอ่านค่าความเครียด จากนั้นทำการขันเกลียวแรงให้อุปกรณ์อ่านค่าแรงกระทำอ่านได้เท่ากับ 150 กิโลกรัม



รูปที่ 3.19 การติดตั้งชุดอุปกรณ์ให้แรงกระทำ

- 8) อ่านค่าความเครียดและบันทึกผลในองศาที่ทำการทดลอง
- 9) เมื่อบันทึกผลในองศาที่ทำการทดลองเรียบร้อยแล้ว คลายเกลียวแรงของชุดอุปกรณ์ให้แรงกระทำ และคลายสกรูสำหรับยึดการเปลี่ยนมุมมององศาทั้ง 4 จากนั้นทำการหมุนชุดเปลี่ยนมุมมององศาไปยังองศาถัดไป และดำเนินการในขั้นตอนที่ 6 เป็นต้นไป จนดำเนินการทดลองครบทุกมุมมององศาแรงกระทำ

#### 3.4.2 การวิเคราะห์แบบจำลองเพื่อตรวจสอบความถูกต้องของผลลัพธ์การล้า

การวิเคราะห์แบบจำลองการล้าจะดำเนินการวิเคราะห์เพื่อยืนยันผลความถูกต้องของผลลัพธ์การล้าจากโปรแกรมวิเคราะห์ทางไฟไนต์เอลิเมนต์ โดยดำเนินการเปรียบเทียบผลลัพธ์ระหว่างการวิเคราะห์การล้าทางไฟไนต์เอลิเมนต์และคู่มือการตรวจสอบความถูกต้องของโปรแกรม นอกจากนี้เปรียบเทียบผลลัพธ์ที่ได้กับการคำนวณตามทฤษฎี โดยรายละเอียดขั้นตอนในการวิเคราะห์มีดังต่อไปนี้

### 3.4.2.1 แบบจำลองวิเคราะห์การล้า

แบบจำลองที่ใช้ในการวิเคราะห์ตามคู่มือการตรวจสอบความถูกต้องของโปรแกรม กำหนดแบบจำลองให้มีชนิดเป็นแบบจำลองที่มีปริมาตร โดยขนาดของแบบจำลองมีขนาดด้านกว้างเท่ากับ 12 มิลลิเมตร ยาวเท่ากับ 1 มิลลิเมตร และความหนาเท่ากับ 1 มิลลิเมตร

### 3.4.2.2 การกำหนดเอลิเมนต์

แบบจำลองที่ใช้ในการวิเคราะห์การล้าถูกกำหนดประเภทของเอลิเมนต์เป็นแบบ เอลิเมนต์แบบสามมิติ เนื่องจากแบบจำลองที่ใช้ในการวิเคราะห์การล้าของล้ออัลลอยเป็นเอลิเมนต์ประเภทสามมิติ จึงต้องการตรวจสอบความถูกต้องด้วยแบบจำลองสามมิติดังกล่าว ซึ่งจากคู่มือการตรวจสอบความถูกต้อง เอลิเมนต์จะถูกกำหนดชนิดเอลิเมนต์เป็นเอลิเมนต์ 3 มิติ แบบทรงสี่เหลี่ยม โดยมีขนาดเท่ากับ 1 มิลลิเมตร โดยมีจำนวน เอลิเมนต์เท่ากับ 768 เอลิเมนต์ และมีจำนวนจุดต่อเท่ากับ 4,385 จุดต่อ

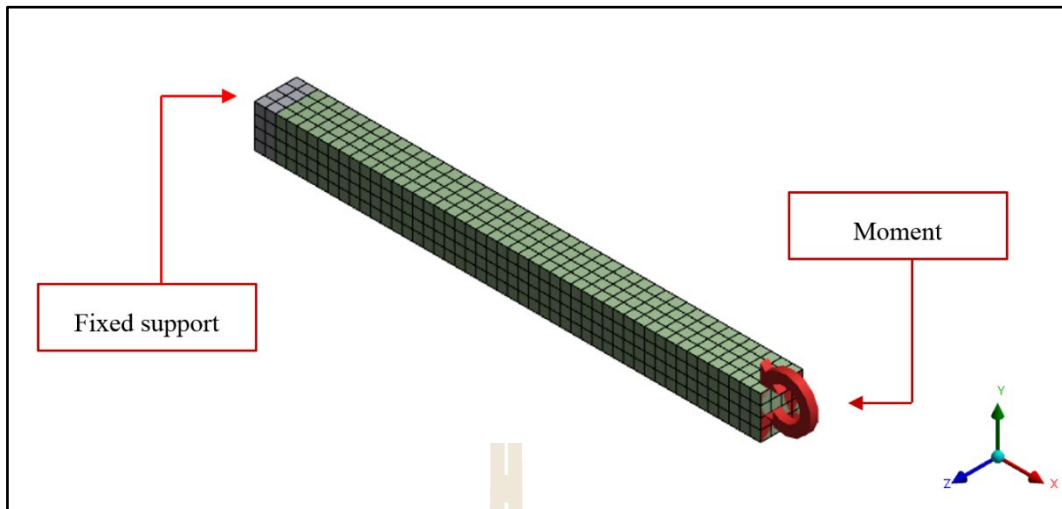
### 3.4.2.3 การกำหนดสมบัติวัสดุ

แบบจำลองการวิเคราะห์การล้าจะถูกกำหนดให้มีสมบัติวัสดุเท่ากับทุกทิศทาง โดยมีค่าความเค้นสูงสุดเท่ากับ 1,290 MPa ค่าความเค้นครากเท่ากับ 250 MPa ค่าโมดูลัสของยังมีค่าเท่ากับ 200 GPa และกำหนดค่าสมบัติวัสดุการล้าเส้นโค้งความเค้นอายุการล้า ตามคู่มือการตรวจสอบความถูกต้องของโปรแกรม และมีค่าสัดส่วนของปีวี่ของเท่ากับ 0.3

### 3.4.2.4 การกำหนดเงื่อนไขขอบเขต

แบบจำลองการวิเคราะห์การล้า แบบที่มีปริมาตรจะถูกกำหนดเงื่อนไขขอบเขต โดยอ้างอิงตามคู่มือการตรวจสอบความถูกต้องของโปรแกรม โดยที่ปลายด้านหนึ่งของแบบจำลองกำหนดเป็นแบบยึดแน่น (Fixed Support) ทั่วทั้งผิว และอีกที่ปลายด้านหนึ่งของแบบจำลองกำหนดแรงกระทำเป็น โมเมนต์ดัดมีขนาดเท่ากับ 0.15 N.m และมีทิศทางทวนเข็มนาฬิกา ดังรูปที่ 3.20





รูปที่ 3.20 เส้นใยขอบเขตของแบบจำลองการตรวจสอบผลลัพธ์การล้า

## บทที่ 4

### ผลการดำเนินงานวิจัย

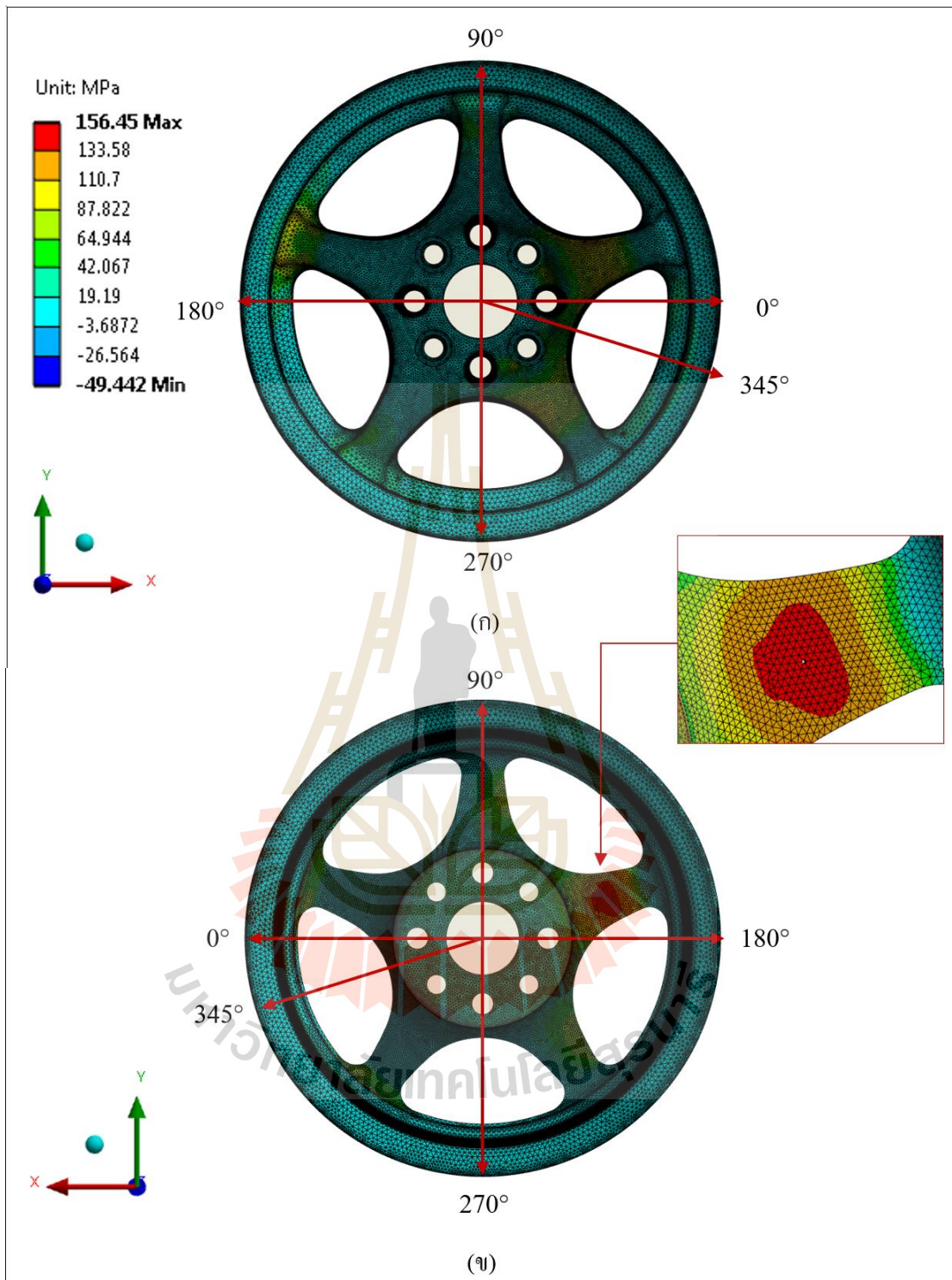
#### 4.1 กล่าวนำ

ในบทนี้เป็นการนำเสนอผลการวิเคราะห์การล้าตามมุมในเชิงพลวัตของล้อยัลลอยด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ และทำการทดลองเพื่อยืนยันผลความถูกต้องของผลการวิเคราะห์ โดยการทดสอบความค่าความเครียดแบบวงรอบจากเครื่องทดสอบที่พัฒนาขึ้น โดยอ้างอิงตามมาตรฐานและทำการจำลองการวิเคราะห์ความถูกต้องแบบจำลองการล้า เพื่อยืนยันผลความถูกต้องของผลลัพธ์การล้าที่ได้จากการวิเคราะห์ ทั้งนี้ได้นำเสนอผลการศึกษาค่าตัวแปรออกแบบที่ส่งผลต่อผลลัพธ์การทดสอบการล้าตามมุมในเชิงพลวัตของล้อยัลลอย จากการพิจารณาบริเวณที่ส่งผลต่อความเสียหายจากการล้า

#### 4.2 ผลการวิเคราะห์ความเค้นและการเสียรูปภายใต้ภาระเปลี่ยนแปลงตามมุม

การทดสอบการล้าตามมุมในเชิงพลวัตของล้อยัลลอยตามข้อกำหนด JWL นั้นมีเกณฑ์การยอมรับโดยระบุไว้ว่า ล้อยัลลอยที่นำมาทำการทดสอบที่ออกแบบรูปร่างมาในลักษณะที่หลากหลาย เพื่อให้มีความปลอดภัยต่อผู้บริโภคในการนำไปใช้งาน ฉะนั้นล้อยัลลอยต้องผ่านการทดสอบการล้าตามมุมในเชิงพลวัตซึ่งเป็นหนึ่งในข้อกำหนดการทดสอบล้อยัลลอย โดยไม่เกิดความเสียหายที่เกิดจากรอยแตก ซึ่งต้องมีอายุการล้าที่ผ่านการทดสอบอย่างน้อย 100,000 รอบความเสียหาย ซึ่งในการวิเคราะห์การล้าด้วยวิธีการหาอายุการล้าจากความเค้นใช้งาน พิจารณาจากค่าความเค้นที่เกิดขึ้น ซึ่งค่าผลลัพธ์ความเค้นสูงสุดที่เกิดขึ้นเป็นปัจจัยสำคัญที่ส่งผลต่อผลลัพธ์อายุการล้า การพิจารณาค่าความเค้นหลักสูงสุดที่เกิดขึ้นกับล้อยัลลอย ดังรูปที่ 4.1 แสดงผลการวิเคราะห์ความเค้นหลักสูงสุด โดยใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์ช่วยวิเคราะห์ที่มีชื่อว่า ANSYS Workbench ที่ช่วยในงานระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ ซึ่งเป็นเครื่องมือที่ช่วยในการวิเคราะห์

จากรูปที่ 4.1 แสดงผลลัพธ์การวิเคราะห์ค่าความเค้นหลักสูงสุดของล้อยัลลอยพบว่า เมื่อภาระกระทำเริ่มต้นที่มุม 0 องศา จากนั้นภาระที่กระทำเปลี่ยนมุมขึ้นไปพบว่า ผลลัพธ์ความเค้นหลักสูงสุดและตำแหน่งที่พบ ที่เกิดขึ้นบนล้อยัลลอยจะแตกต่างกันในแต่ละมุมมองสาขาที่ภาระกระทำ เมื่อทำการพิจารณาผลลัพธ์ความเค้นหลักสูงสุดในแต่ละมุมที่ภาระกระทำ ตำแหน่งที่ส่งผลต่อผลลัพธ์ความเค้นหลักสูงสุด โดยส่วนใหญ่พบว่าเกิดขึ้นที่บริเวณก้านของล้อยัลลอย



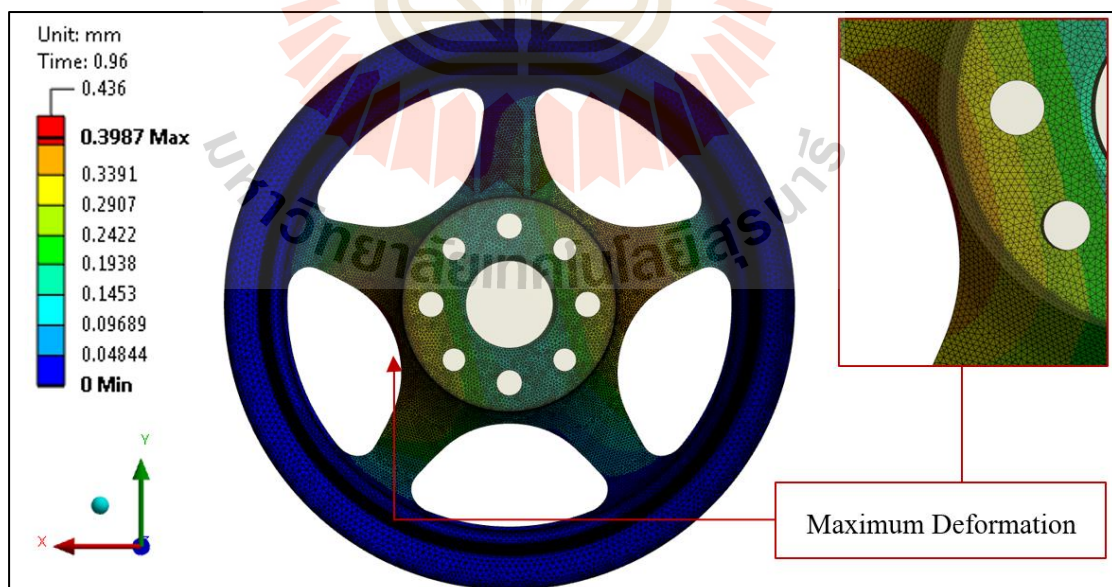
รูปที่ 4.1 ผลการวิเคราะห์ค่าความเค้นหลักสูงสุด

(ก) ความเค้นหลักสูงสุดมุมมองด้านหน้าล้ออัลลอย

(ข) ความเค้นหลักสูงสุดมุมมองด้านหลังล้ออัลลอย

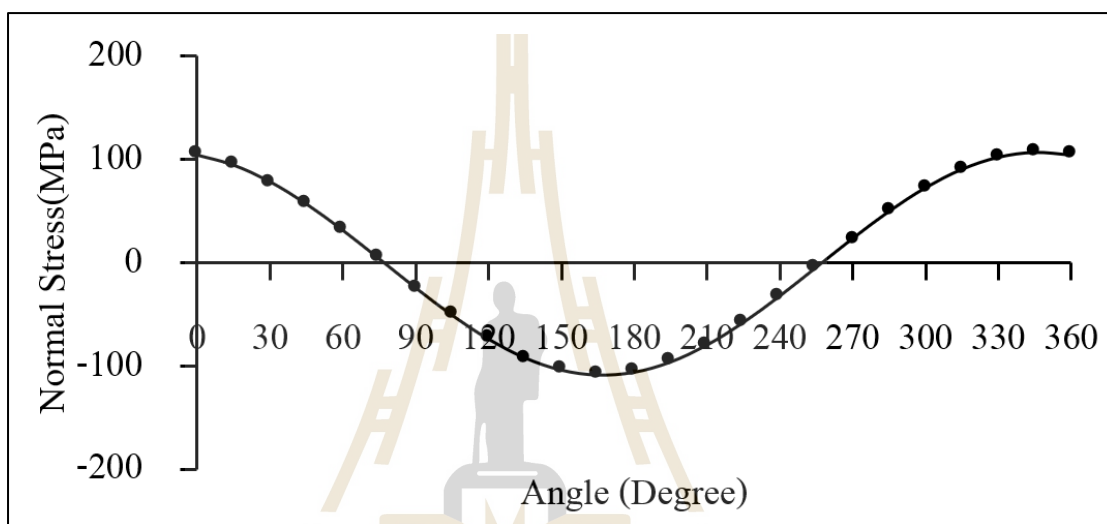
ซึ่งผลลัพธ์ค่าความเค้นหลักที่มีค่าสูงสุด พบว่าเกิดขึ้นเมื่อภาระกระทำที่มุม 345 องศา ดังรูปที่ 4.1 (ข) แสดงค่าความเค้นหลักสูงสุดมุมมองด้านหลังล้ออัลลอย ทั้งนี้เมื่อพิจารณารูปร่างของล้ออัลลอยประเภทก้านที่นำมาวิเคราะห์การทดสอบการล้าตามมุมในเชิงพลวัตนี้ พิจารณาบริเวณก้านของล้ออัลลอยรับภาระกระทำในรูปแบบคานรับแรงกดและแรงดึง ซึ่งภาระกระทำที่มุม 345 องศา เป็นมุมที่กระทำแรงค้ำกับก้านล้ออัลลอยโดยตรง ซึ่งพบว่าผลลัพธ์ค่าความเค้นหลักสูงสุดมีค่าเท่ากับ 156 MPa ที่บริเวณด้านหลังก้านล้ออัลลอย ดังรูปที่ 4.1 (ข) ผลลัพธ์ค่าความเค้นหลักสูงสุดที่พบนี้ยังมีค่าน้อยกว่าค่าความเค้นครากของวัสดุ ซึ่งหมายความว่าแบบจำลองล้ออัลลอยยังคงไม่เกิดความเสียหายจากการคราก

นอกจากนี้ค่าผลลัพธ์ค่าความเค้นสูงสุดที่เกิดขึ้นส่งผลต่อบริเวณที่เกิดการเสีรูปร่างสูงสุด ดังรูปที่ 4.2 มีค่าเท่ากับ 0.39 มิลลิเมตร ซึ่งตำแหน่งที่พบการเสีรูปร่างสูงสุดเกิดขึ้นที่ระหว่างก้านล้ออัลลอยตรงกันข้ามกับก้านที่พบค่าความเค้นสูงสุดเกิดขึ้น เนื่องจากภาระกระทำที่มุม 345 องศา กระทำในลักษณะแรงค้ำโดยตรงไปที่ก้านล้ออัลลอยก้านที่พบค่าความเค้นหลักสูงสุด เปรียบเทียบได้กับคานที่มีแรงปฏิกิริยาต้านกับภาระกระทำมุม 345 องศา ส่งผลให้ก้านล้ออัลลอยที่พบค่าความเค้นหลักสูงสุดไม่ได้ส่งผลให้พบค่าการเสีรูปร่างสูงสุดที่ตำแหน่งดังกล่าว แต่พบการเสีรูปร่างสูงสุดที่บริเวณนี้แทน ซึ่งการเสีรูปร่างที่ตำแหน่งดังกล่าวนี้ยังอยู่ในช่วงยืดหยุ่นเชิงเส้น ซึ่งการเสีรูปร่างดังกล่าวยังไม่ก่อให้เกิดการเสีรูปร่างอย่างถาวร



รูปที่ 4.2 ผลการวิเคราะห์การเสีรูปร่างของล้ออัลลอยมุมมองด้านหลัง

นอกจากนี้ เมื่อพิจารณาความเค้นปกติในทิศทางแกน X ที่จุดต่อของเอลิเมนต์ที่บริเวณตำแหน่งที่พบความเค้นหลักสูงสุดของล้อยัลลอย พบว่าเมื่อแรงกระทำเปลี่ยนแปลงมุมมองสาไปพบว่า ค่าความเค้นปกติแสดงแนวโน้มแบบไปกลับแบบสมบรูณ์ ซึ่งผลลัพธ์ดังกล่าวแสดงให้เห็นว่า เกิดการกระทำแบบซ้ำไปมา ซึ่งการดังกล่าวส่งผลต่อความเสียหายแบบการล้า เพื่อทำการวิเคราะห์ห้ออายุการล้า จึงนำผลลัพธ์ค่าความเค้นหลักสูงสุดไปวิเคราะห์เพื่อหาอายุการล้าด้วยซอฟต์แวร์ Ncode Designlife ซึ่งเป็นเครื่องมือช่วยในการวิเคราะห์การล้า



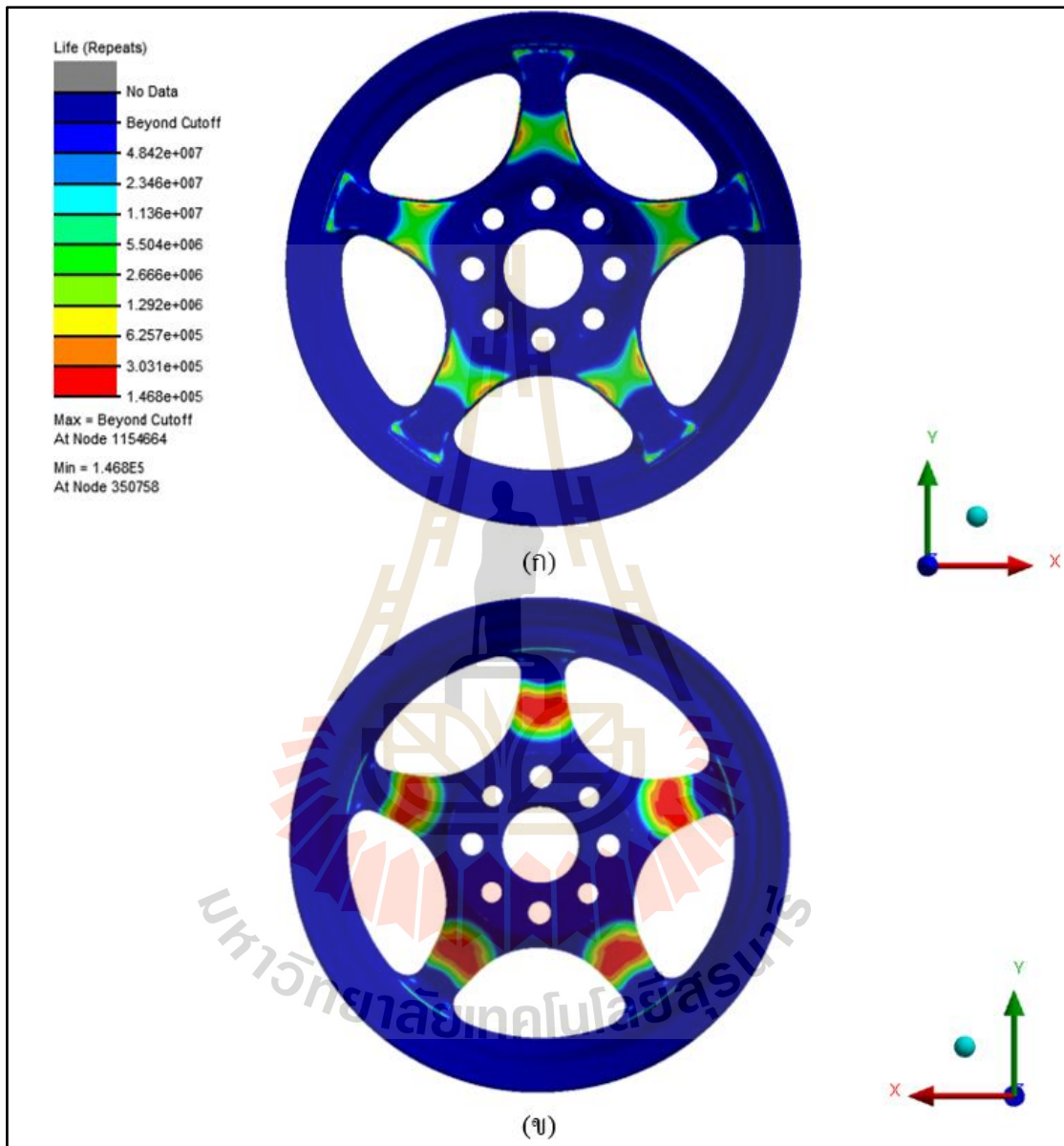
รูปที่ 4.3 ความเค้นปกติ ณ จุดต่อในทิศทางแกน X ที่ตำแหน่งความเค้นหลักสูงสุด

#### 4.3 ผลการวิเคราะห์การล้าตามมุมในเชิงพลวัต

ผลการวิเคราะห์ค่าความเค้นที่เปลี่ยนแปลงตามมุมแสดงให้ถึงตำแหน่งแนวโน้มที่จะก่อให้เกิดความเสียหายและค่าความเค้นที่เกิดขึ้นมีลักษณะกระทำแบบซ้ำไปซ้ำมา ความเค้นดังกล่าวนี้จะถูกนำมาคำนวณเพื่อหาอายุการล้า ภายใต้เงื่อนไขการทดสอบการล้าตามมุมในเชิงพลวัต ดังรูปที่ 4.4 ผลการวิเคราะห์การล้าด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ช่วยวิเคราะห์ Ncode Design life

ผลการวิเคราะห์ห้ออายุการล้าของล้อยัลลอยตามมาตรฐานการทดสอบการล้าตามมุมในเชิงพลวัต ดังรูปที่ 4.4 พบว่า จากการวิเคราะห์ผลลัพธ์ค่าความเค้นหลักและบริเวณที่ส่งผลจากค่าความเค้นสูงสุด เมื่อการกระทำเปลี่ยนมุมกระทำไปรอบ ๆ ล้อยัลลอยและกระทำซ้ำไปมา ซึ่งส่งผลให้บริเวณที่เกิดค่าความเค้นหลักสูง จะเป็นปัจจัยสำคัญที่ส่งผลต่อตำแหน่งความเสียหายที่เกิดจากการล้าดังแสดงในรูปที่ 4.4 (ก) ที่ตำแหน่งบริเวณด้านหน้าของก้านล้อยัลลอยพบว่า บริเวณ

แนวตั้งกลางถึงบริเวณ โคนก้านที่ติดกับหน้าแปลนซี่ล้ออัลลอยของทุกก้านมีแนวโน้มที่จะเกิดความเสียหายจากการล้า



รูปที่ 4.4 ผลการวิเคราะห์อายุการล้าของล้ออัลลอย

(ก) ผลลัพธ์อายุการล้าของล้ออัลลอยมุมมองด้านหน้า

(ข) ผลลัพธ์อายุการล้าของล้ออัลลอยมุมมองด้านหลัง

เมื่อพิจารณารูปที่ 4.4 (ข) พบว่าบริเวณด้านหลังของก้านล้ออัลลอยท์ทั้งหมดมีแนวโน้มน้ำที่จะเกิดความเสียหายจากการล้าเช่นเดียวกันกับมุมมองด้านหน้า แต่เนื่องจากผลการวิเคราะห์ความเค้นหลักสูงสุดพบว่าค่าความเค้นหลักบริเวณด้านหลังของก้านล้ออัลลอยท์ มีค่าสูงกว่าค่าความเค้นหลักบริเวณด้านหน้าของก้านล้ออัลลอยท์ในทุกๆ มุมที่ทำการกระทำในการจำลองการทดสอบ โดยมีค่าความเค้นหลักสูงสุดที่มุมกระทำ 345 องศา

จากการวิเคราะห์ผลลัพธ์ก่อนหน้านี้นี้ จะเห็นว่าเมื่อมีความเสียหายเกิดขึ้นล้ออัลลอยท์จะเสียหายจากบริเวณด้านหลังก้านก่อนบริเวณด้านหน้าล้ออัลลอยท์ โดยอายุการล้าจากผลการวิเคราะห์พบว่า มีค่าเท่ากับ 146,800 รอบ ซึ่งผลลัพธ์อายุการล้าดังกล่าวสามารถผ่านเกณฑ์การทดสอบการล้าตาม มุมในเชิงพลวัตได้ตามมาตรฐาน

นอกจากนี้ผู้วิจัยได้ดำเนินการนำล้ออัลลอยท์ที่ใช้ในแบบจำลอง นำมาทดสอบจริงด้วยเครื่องทดสอบการล้าตามมุมในเชิงพลวัตตามมาตรฐาน โดยเงื่อนไขการทดสอบอ้างอิงจากมาตรฐานการทดสอบ JWL จากผลการทดสอบพบว่า บริเวณที่เกิดความเสียหายจากการล้านั้นสอดคล้องกับบริเวณที่เกิดความเสียหายจากการล้าในแบบจำลองการวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ ซึ่งบริเวณที่พบความเสียหายจากการล้าคือบริเวณกึ่งกลางถึงโคนก้านล้ออัลลอยท์ ดังรูปที่ 4.5 จากการทดสอบล้ออัลลอยท์พบว่าเกิดความเสียหายต่อก้านล้ออัลลอยท์เพียง 2 ก้านเท่านั้น ในส่วนก้านล้ออัลลอยท์ที่เหลือนี้ยังไม่เกิดความเสียหายจากการล้า



รูปที่ 4.5 ล้ออัลลอยท์ที่เกิดความเสียหายจากการทดสอบ



รูปที่ 4.6 ชั้นส่วนแกนล้ออัลลอยที่เสียหายจากการล้า

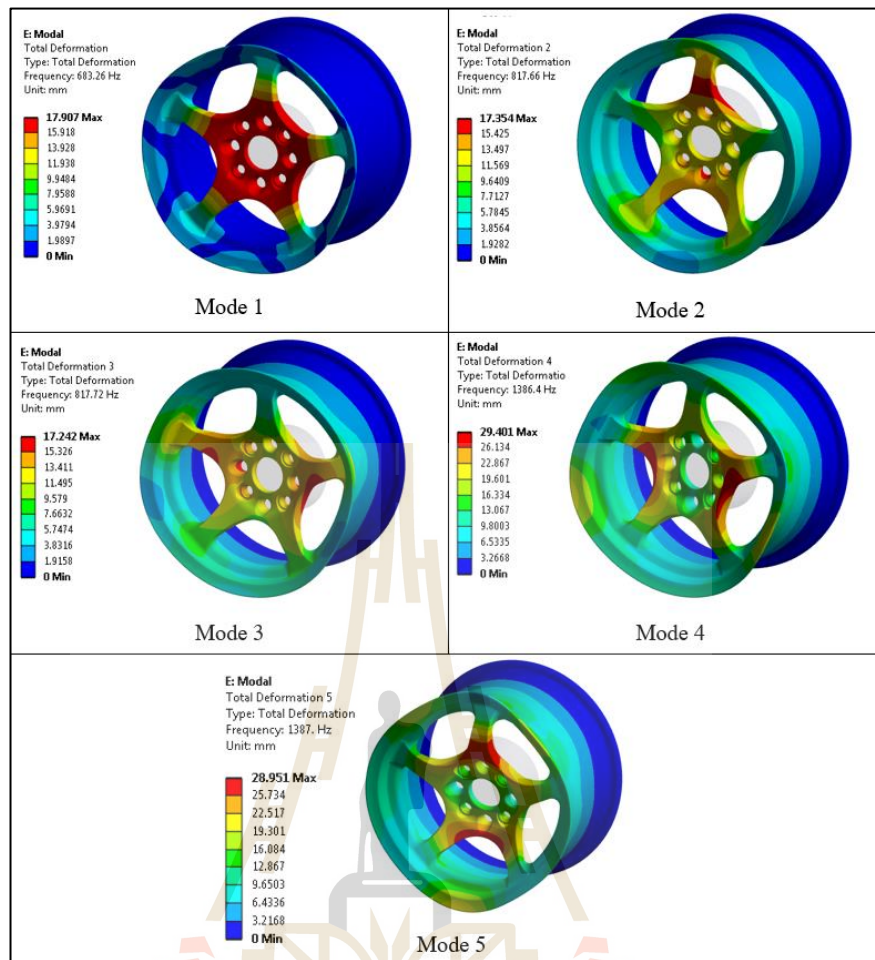
ในกระบวนการเกิดความเสียหายจากการล้าตามทฤษฎี เริ่มต้นจากชั้นส่วนทางวิศวกรรม รับภาระกระทำแบบซ้ำไปมา ภาระเหล่านี้ส่งผลให้เกิดความเค้นแบบวงรอบในชั้นส่วนทางวิศวกรรม นำไปสู่การเปลี่ยนแปลงของวัสดุที่บริเวณใดบริเวณหนึ่งอย่างต่อเนื่องและถาวร หรือเกิดตำหนิในวัสดุ และการเปลี่ยนแปลงนี้จะเพิ่มขึ้นตามจำนวนรอบภาระกระทำจนเกิดรอยร้าว การขยายตัวของรอยร้าว และเสียหายในท้ายที่สุด (ชาวชวน กาญจโนมัย, 2554) ทั้งนี้เมื่อนำชั้นส่วนของแกนล้ออัลลอยที่เสียหายจากการทดสอบการล้าตามมุมในเชิงพลวัตมาวิเคราะห์ ดังรูปที่ 4.6 พบว่า ที่ผิวแกนล้ออัลลอยชั้นที่เกิดความเสียหายบริเวณด้านหลังของแกนล้อ มีร่องรอยจากการขึ้นรูปทางกล ซึ่งสอดคล้องกับทฤษฎีกระบวนการเกิดความเสียหายจากการล้า คือ จุดเริ่มต้นการเกิดรอยร้าวมาจากหลายสาเหตุ ยกตัวอย่างเช่น ตำหนิระดับจุลภาค สิ่งเจือปนในวัสดุ การเกิดรูพรุนในวัสดุ รอยต่อของวัสดุ และตำหนิที่ผิวชิ้นงาน โดยร่องรอยจากการขึ้นรูปทางกลนั้นเป็นตำหนิจุดเริ่มต้นการเกิดรอยร้าวแล้ว ดังรูปที่ 4.6 จุดดังกล่าวนี้เป็นจุดที่มีความเค้นหรือความเครียดสูงขึ้นเมื่อรอยร้าวมีการขยายตัวตามจำนวนรอบของภาระกระทำ ส่งผลให้พื้นที่รับภาระกระทำลดลง จึงทำให้ความเค้นที่เกิดขึ้นมีค่าสูงขึ้นและทำให้เกิดความเสียหายกับล้ออัลลอยในท้ายที่สุด โดยร่องรอยความเสียหายของล้ออัลลอยที่เกิดจากการล้า เป็นการเสียหายแบบเปราะ ซึ่งเกิดขึ้นอย่างทันทีทันใด ทำให้ล้ออัลลอยไปสู่ความเสียหายในท้ายที่สุดของการทดสอบ



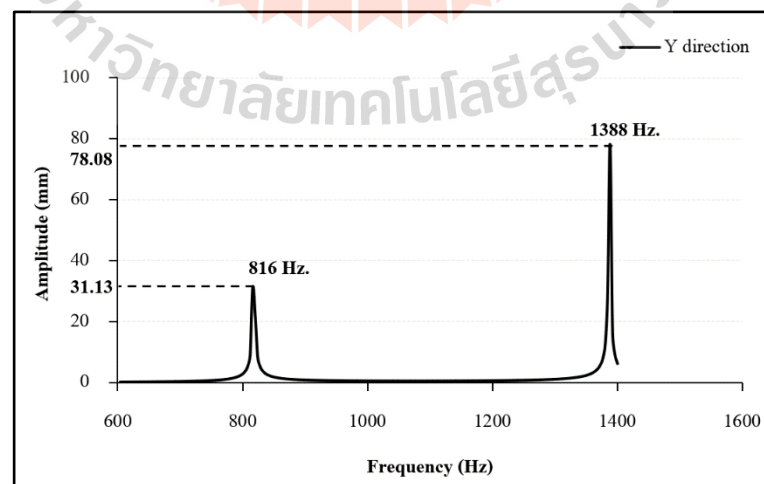
#### 4.4 ผลการวิเคราะห์ความถี่ธรรมชาติของล้อย้อลอย

จากการทดสอบจริงของล้อย้อลอย ผลลัพธ์ค่าอายุการล้าที่ได้ไม่เป็นไปตามมาตรฐานจากข้อกำหนดของการทดสอบ ทำให้เกิดความเสียหายของล้อย้อลอยขึ้นก่อนที่ค่าอายุการล้าจะผ่านเกณฑ์การทดสอบตามมาตรฐาน สมมติฐานหนึ่งที่ว่าล้อย้อลอยเกิดความเสียหายจากการทดสอบคือ ในขณะที่ทำการทดสอบล้อย้อลอยมีค่าความถี่ธรรมชาติตรงกับค่าความถี่ของการทดสอบมีค่าเท่ากับ 40 Hz. ผู้วิจัยจึงได้ทำการจำลองการหาค่าความถี่ธรรมชาติของล้อย้อลอย ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ โดยกำหนดการจับยึดเช่นเดียวกันกับการจำลองหาอายุการล้าในข้างต้น ผลลัพธ์ค่าความถี่ธรรมชาติจากการวิเคราะห์มีค่าเท่ากับ 683.26, 817.66, 817.72, 1,386.4 และ 1387.0 Hz. ตามลำดับ ดังรูปที่ 4.7 ตั้งแต่โหมดความเสียหาย 1 ถึง 5 ค่าความถี่จะมีค่าเพิ่มขึ้นตามลำดับ โดยแอมพลิจูดสูงสุดในแต่ละโหมดความเสียหายจะเกิดขึ้นที่บริเวณของก้านล้อย้อลอย

จากรูปที่ 4.8 แสดงผลตอบสนองต่อความถี่ในทิศทางแกน Y ของบริเวณผิวด้านหน้าก้านล้อย้อลอย เป็นการจำลองวิเคราะห์ผลตอบสนองต่อความถี่ในขณะที่ให้แรงกระทำกับล้อย้อลอย ในขณะที่ทำการทดสอบ จากการจำลองพบว่า ที่บริเวณผิวด้านหน้าของก้านล้อย้อลอย ผลตอบสนองต่อความถี่ในทิศทางแกน Y มีค่าสูงสุด จากผลตอบสนองพบว่า มีค่าความถี่สองค่าที่ทำให้เกิดค่าแอมพลิจูดสูงสุดคือ ที่จุดสูงสุดที่หนึ่ง มีค่าความถี่และแอมพลิจูดเท่ากับ 816 Hz. และ 31.13 mm. จุดสูงสุดที่สอง มีค่าความถี่และแอมพลิจูดเท่ากับ 1,388 Hz. และ 78.08 mm. กล่าวคือ เมื่อมีภาระแรงค้ำกระทำกับล้อย้อลอยในการทดสอบจะก่อให้เกิดการสั่นที่มีแอมพลิจูดเกิดขึ้น เมื่อค่าความถี่ของการทดสอบตรงกับค่าความถี่ธรรมชาติของล้อย้อลอยจะทำให้เกิดการสั่นพ้อง (Resonance) ขึ้น ซึ่งส่งผลก่อให้เกิดความเสียหาย แต่เนื่องจากการวิเคราะห์ผลตอบสนองต่อความถี่ของการทดสอบมีค่ามากกว่าค่าความถี่ธรรมชาติของโหมดความเสียหายที่ 1 ซึ่งหมายถึงไม่ก่อให้เกิดการสั่นพ้อง ซึ่งค่าผลตอบสนองต่อความถี่จะเกิดการสั่นพ้องที่โหมดความเสียหายที่ 2 ถึง 5 ที่มีค่าความถี่ใกล้เคียงกัน จากผลการทดสอบจริงของล้อย้อลอย ความเสียหายที่เกิดขึ้นนั้นจึงไม่ได้เกิดจากการสั่นพ้อง เนื่องจากค่าความถี่ธรรมชาติของล้อย้อลอยมีค่ามากกว่าค่าความถี่ของการทดสอบ



รูปที่ 4.7 ความถี่ธรรมชาติของล้ออัลลอยในแต่ละโหมดความเสียหาย



รูปที่ 4.8 ผลตอบสนองเชิงความถี่ทิศทาง Y ของล้ออัลลอย

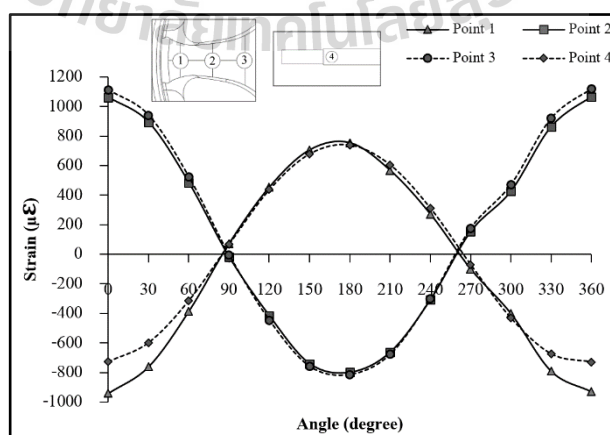
#### 4.5 ผลการตรวจสอบความถูกต้องของโปรแกรมวิเคราะห์ไฟไนต์เอลิเมนต์

การวิเคราะห์ผลลัพธ์การล้าตามมุมในเชิงพลวัตที่มาจากวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ เพื่อความน่าเชื่อถือของการวิเคราะห์ด้วยโปรแกรมไฟไนต์เอลิเมนต์ จำเป็นต้องมีการตรวจสอบความถูกต้องของโปรแกรมไฟไนต์เอลิเมนต์ ซึ่งในงานวิจัยนี้แบ่งการตรวจสอบความถูกต้องออกเป็น 2 ส่วนคือ การตรวจสอบความถูกต้องค่าความเครียดแบบวงรอบ และการตรวจสอบความถูกต้องของการวิเคราะห์การล้า โดยรายละเอียดผลการวิเคราะห์แสดงดังต่อไปนี้

##### 4.5.1 ความสัมพันธ์ระหว่างความเครียดและมุมองศา

ผลการทดสอบค่าความเครียดแบบวงรอบของล้ออัลลอยแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าความเครียดและมุมองศาของแต่ละตำแหน่งที่ติดตั้งเซนเซอร์วัดค่าความเครียด พบว่าผลลัพธ์ค่าความเครียดที่ได้จากตำแหน่งเซนเซอร์วัดความเครียดที่ 1 ถึง 4 มีการเปลี่ยนแปลงตามมุมองศาของภาระกระทำ มีลักษณะเป็นวงรอบ ผลลัพธ์ค่าความเครียดในตำแหน่งที่ 1 และ 4 เริ่มต้นที่มุม 0 ถึง 180 จะมีค่าเพิ่มขึ้นจากค่าความเครียดที่มีค่าเป็นลบเริ่มต้น จนกระทั่งมีค่าความเครียดเป็นบวกสูงสุด หลังจากนั้นจะมีค่าความเครียดลดลงหลังจากมุม 180 องศาเป็นต้นไป ลักษณะการลดลงของค่าความเครียดหลังจากมุม 180 องศานี้ เกิดขึ้นเช่นเดียวกับผลลัพธ์ค่าความเครียดในตำแหน่งที่ 2 และ 3

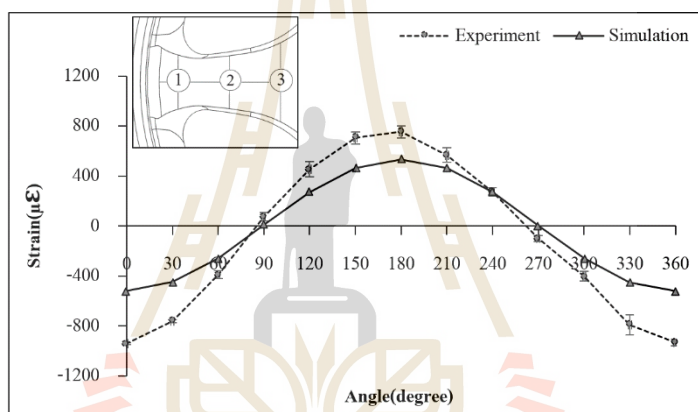
ซึ่งขนาดของความเครียดที่เกิดขึ้นมีค่าใกล้เคียงกัน โดยค่าความเครียดที่มุม 0 ถึง 180 องศา ค่าความเครียดจะมีค่าลดลงจากค่าความเครียดที่เป็นบวกเริ่มต้น จนกระทั่งมีค่าความเครียดลบต่ำสุด หลังจากนั้นจะมีค่าความเครียดก็จะเพิ่มขึ้นหลังจากมุม 180 องศาเป็นต้นไป ผลลัพธ์ค่าความเครียดสูงสุดเฉลี่ยของทั้ง 4 ตำแหน่งวัดความเครียดมีค่าเท่ากับ  $1,000 \mu\text{E}$  ดังรูปที่ 4.9



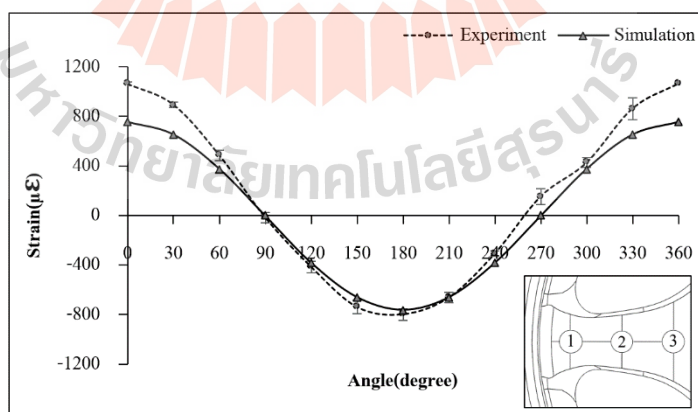
รูปที่ 4.9 ผลของค่าความเครียดตำแหน่งที่ 1, 2, 3 และ 4 ที่มุมองศาต่าง ๆ

#### 4.5.2 เปรียบเทียบผลการจำลองและการทดสอบ

เมื่อพิจารณาผลลัพธ์ค่าความเครียดปกติในทิศทางแกน Y ที่ได้จากการจำลอง การทดสอบค่าความเครียดแบบวงรอบของล้อยืดลอย นำมาเปรียบเทียบกับผลลัพธ์ที่ได้จากการทดสอบในแต่ละตำแหน่งที่ติดเซนเซอร์วัดค่าความเครียด พบว่า จากรูปที่ 4.10 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเครียดและมุมองศา เปรียบเทียบระหว่างผลลัพธ์จากการทดสอบกับการจำลองทางไฟไนต์เอลิเมนต์ ที่ตำแหน่งติดเซนเซอร์วัดค่าความเครียดตำแหน่งที่ 1 ดังแสดงในรูปที่ 4.10 (ก) พบว่า ผลลัพธ์ค่าความเครียดที่เกิดขึ้นในแต่ละมุมองศา มีค่าแตกต่างกัน ทั้งนี้ผลที่เกิดขึ้นแสดงแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกัน โดยค่าความคลาดเคลื่อนต่ำสุดที่เกิดขึ้นที่มุม 240 องศา มีค่าความคลาดเคลื่อนเท่ากับ 0.98 %



(ก)

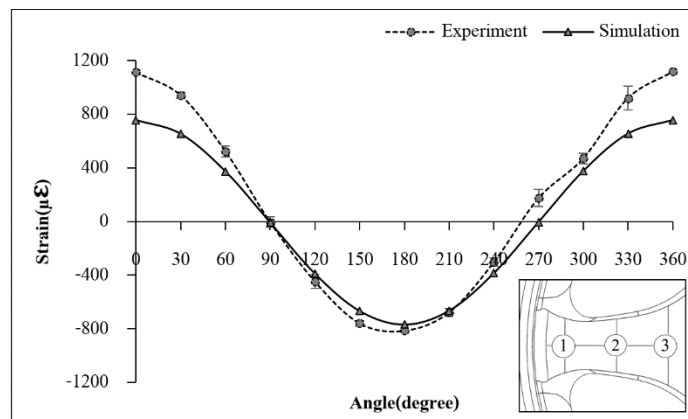


(ข)

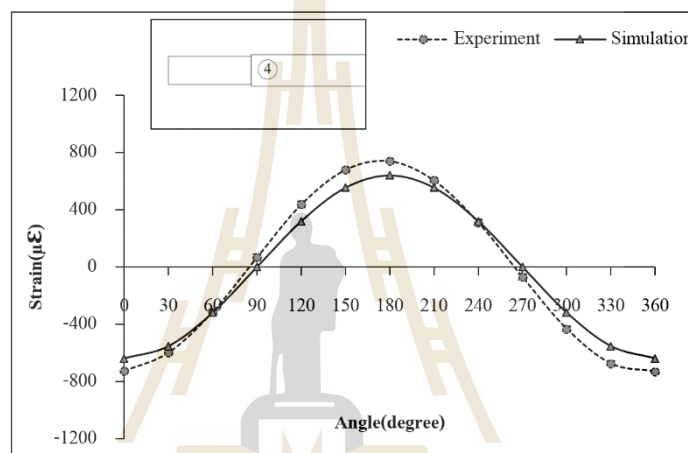
รูปที่ 4.10 ผลของค่าความเครียดการจำลองเทียบกับผลการทดสอบ

(ก) ผลของค่าความเครียดตำแหน่งที่ 1 ที่มุมองศาต่าง ๆ

(ข) ผลของค่าความเครียดตำแหน่งที่ 2 ที่มุมองศาต่าง ๆ



(ก)



(ข)

รูปที่ 4.10 ผลของค่าความเครียดการจำลองเทียบกับผลการทดสอบ (ต่อ)

(ก) ผลของค่าความเครียดตำแหน่งที่ 3 ที่มุมองศาต่าง ๆ

(ข) ผลของค่าความเครียดที่ตำแหน่งเพลลา

รูปที่ 4.10 (ข) แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าความเครียดปกติในทิศทางแกน Y และมุมองศา เปรียบเทียบระหว่างผลลัพธ์จากการทดสอบกับการจำลองทางไฟไนต์เอลิเมนต์ ที่ตำแหน่งดัดเซนเซอร์วัดค่าความเครียดตำแหน่งที่ 2 พบว่าในมุมที่ภาระกระทำเริ่มต้นที่ 0 องศา ให้ผลลัพธ์ค่าความเครียดมีค่าเป็นค่าบวก จากนั้นค่าความเครียดจะมีค่าลดลง ซึ่งแตกต่างจากผลลัพธ์ค่าความเครียดที่ตำแหน่งดัดเซนเซอร์วัดค่าความเครียดในตำแหน่งที่ 1 ที่ผลลัพธ์ค่าความเครียดเริ่มต้นมีค่าเป็นลบ เนื่องจากบริเวณที่ดัดเซนเซอร์วัดค่าความเครียดในตำแหน่งที่ 2 อยู่บริเวณกึ่งกลางของก้านล้ออัลลอย เมื่อพิจารณาบริเวณดังกล่าว เป็นบริเวณที่รับภาระกระทำเป็นแรงดึง จนกระทั่งเมื่อภาระกระทำที่มุม 180 องศา ค่าความเครียดจึงมีค่าติดลบต่ำสุด เมื่อพิจารณาบริเวณที่ดัดเซนเซอร์วัดค่าความเครียดในตำแหน่งที่ 2 เนื่องจากได้รับภาระกระทำเป็นแรงกด

และเมื่อภาระกระทำเปลี่ยนมุมมองสาไป ผลลัพธ์ค่าความเครียดก็จะเพิ่มขึ้น เทียบเคียงกับผลลัพธ์ค่าความเครียดในมุมมองเริ่มต้น จากผลการทดสอบเปรียบเทียบกับผลการจำลองทางไฟไนต์เอลิเมนต์ แสดงแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกัน โดยค่าความคลาดเคลื่อนต่ำสุดที่เกิดขึ้นที่มุม 210 องศา มีค่าความคลาดเคลื่อนเท่ากับ 0.23 %

ผลลัพธ์จากการทดสอบกับการจำลองทางไฟไนต์เอลิเมนต์ ที่ตำแหน่งติดเซนเซอร์วัดค่าความเครียดตำแหน่งที่ 3 ดังแสดงในรูปที่ 4.10 (ค) แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเครียดปกติในทิศทางแกน Y และมุมมองสา เปรียบเทียบระหว่าง พบว่าผลลัพธ์ค่าความเครียดตำแหน่งดังกล่าวมีแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกัน อีกทั้งผลลัพธ์ค่าความเครียดจากการทดสอบและการจำลองทางไฟไนต์เอลิเมนต์มีค่าใกล้เคียงกับค่าผลลัพธ์ค่าความเครียดตำแหน่งที่ 2 เนื่องจากบริเวณที่ติดเซนเซอร์วัดค่าความเครียดตำแหน่งที่ 2 และ 3 เป็นบริเวณที่ได้รับภาระกระทำเช่นเดียวกันในขณะที่มุมภาระกระทำเปลี่ยนแปลงองศาไป โดยที่ตำแหน่งที่ 3 มีค่าความคลาดเคลื่อนต่ำสุดที่เกิดขึ้นที่มุม 210 องศา มีค่าความคลาดเคลื่อนเท่ากับ 1.97 %

จากรูปที่ 4.10 (ง) แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเครียดปกติในทิศทางแกน Y และมุมมองสา เปรียบเทียบระหว่างผลลัพธ์จากการทดสอบกับการจำลองทางไฟไนต์เอลิเมนต์ ที่ตำแหน่งติดเซนเซอร์วัดค่าความเครียดตำแหน่งที่ 4 ที่บริเวณเพลลา พบว่าที่มุมภาระกระทำเริ่มต้นที่ 0 องศา ผลลัพธ์ค่าความเครียดมีค่าเป็นลบทั้งในการทดสอบและการจำลองทางไฟไนต์เอลิเมนต์

เมื่อพิจารณาบริเวณดังกล่าวรับภาระกระทำแรงกด ส่งผลให้มีค่าความเครียดเป็นลบและเมื่อภาระกระทำทำมุม 180 องศา ส่งผลให้บริเวณที่ติดเซนเซอร์วัดค่าความเครียดตำแหน่งที่ 4 รับภาระกระทำจากแรงกดเป็นแรงดึง ผลลัพธ์ค่าความเครียดจึงมีค่าเป็นบวก โดยค่าความคลาดเคลื่อนต่ำสุดที่เกิดขึ้นที่มุม 60 องศา มีค่าความคลาดเคลื่อนเท่ากับ 1.91 %

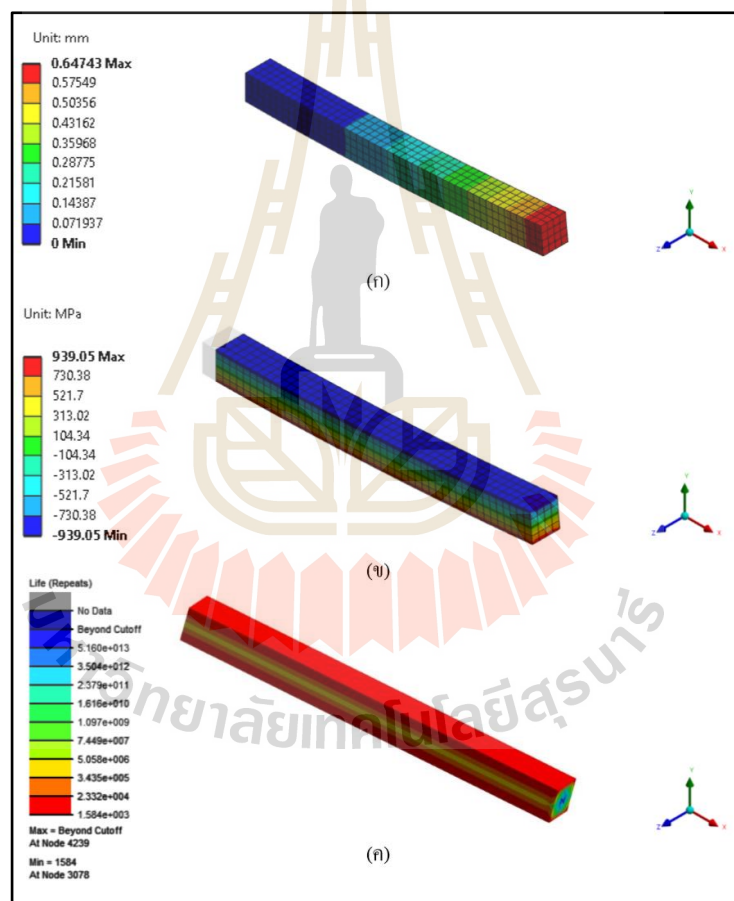
#### 4.5.3 ผลการตรวจสอบความถูกต้องแบบจำลองการล้า

เมื่อพิจารณาผลที่ได้จากการจำลองเปรียบเทียบกับคู่มือการตรวจสอบความถูกต้องของโปรแกรม พบว่าในแบบจำลองแบบปริมาตร มีค่าระยะการเสีรูป ความเค้นหลักสูงสุดและอายุการล้า มีแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกันกับการคำนวณทางทฤษฎี ดังรูปที่ 4.11 (ก) แสดงผลการวิเคราะห์ระยะการเสีรูปที่เกิดขึ้นบนแบบจำลองพบว่า ที่ปลายของแบบจำลองมีค่าระยะการเสีรูปสูงสุด ในขณะที่เดียวกันเมื่อแบบจำลองรับภาระ โมเมนต์คดพบว่า ค่าความเค้นสูงสุดที่เกิดขึ้นมีค่าเท่ากับ 936 MPa เป็นความเค้นเค้นดึงที่บริเวณด้านล่างของแบบจำลอง ดังรูปที่ 4.11 (ข) และตำแหน่งวิกฤตจากผลลัพธ์อายุการล้าเกิดขึ้นที่บริเวณที่มีค่าความเค้นสูงสุด ดังรูปที่ 4.11 (ค) ถึงแม้ว่าในแบบจำลองแบบปริมาตรมีค่าผลลัพธ์อายุการล้าที่ต่างกัน เนื่องจากความแตกต่างในการคำนวณจากความสัมพันธ์ของเส้นความเค้น-อายุการล้าในสเกลลอการิทึม ดังตารางที่ 4.1 ทั้งนี้ผลการจำลองดังกล่าวสามารถทำนายความเค้นหลักสูงสุด การเสีรูปและอายุการล้าได้ ซึ่งนำมาใช้

สำหรับการวิเคราะห์การล้าตามมุมในเชิงพลวัต โดยอ้างอิงเงื่อนไขขอบเขตการทดสอบตามมาตรฐาน

ตารางที่ 4.1 ค่าผลลัพธ์การจำลองด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์

Result	Theory	Simulation	Error (%)
Maximum Stress (MPa)	900.00	939.05	4.34
Deformation (mm)	0.6480	0.6474	0.09
Life (N)	1884.56	1584.00	15.95



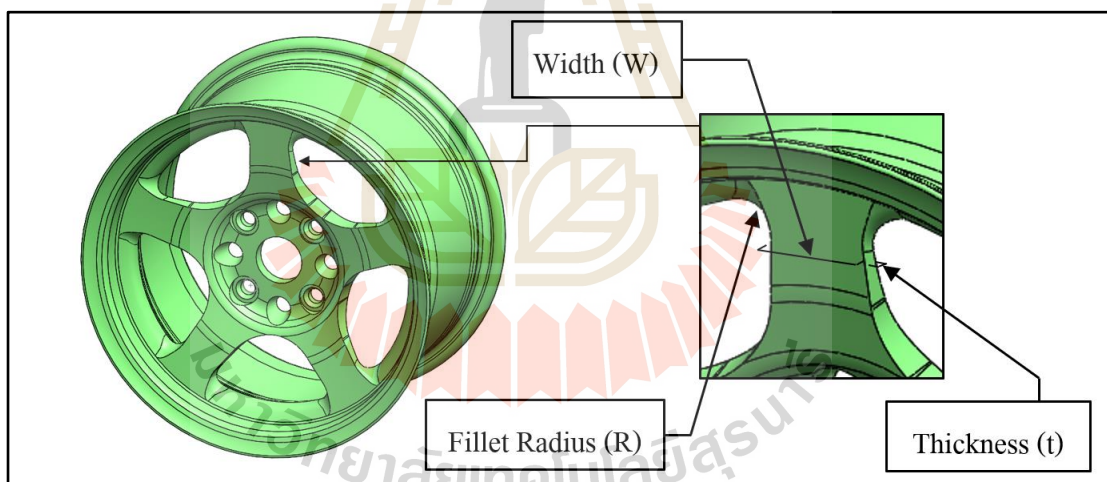
รูปที่ 4.11 ผลการวิเคราะห์แบบจำลองแบบปริมาตร

- (ก) ผลลัพธ์ระยะการเสียรูป
- (ข) ผลลัพธ์ค่าความเค้นสูงสุด
- (ค) ผลลัพธ์อายุการล้า

#### 4.6 ผลการศึกษาค่าตัวแปรออกแบบที่ส่งผลต่อผลลัพธ์การทดสอบการล้าตามมุมในเชิงพลวัต

จากผลลัพธ์การวิเคราะห์การล้าตามมุมในเชิงพลวัตที่ได้กล่าวไปในหัวข้อข้างต้น สามารถทำให้ทราบถึงบริเวณจุดวิกฤตที่จะเกิดความเสียหายในขณะจำลองการทดสอบ สำหรับล้อย้อลloy ประเภทกัน บริเวณก้านล้อย้อลloy ที่เกิดค่าความเค้นที่สูงเป็นปัจจัยที่สำคัญที่ส่งผลต่อค่าอายุการล้า ทั้งนี้บริเวณก้านของล้อย้อลloy เป็นบริเวณที่มีแนวโน้มจะเกิดความเสียหายภายใต้การทดสอบการล้าตามมุมในเชิงพลวัต

เพื่อปรับปรุงรูปร่างของล้อย้อลloy ให้มีสมรรถนะที่ดีขึ้นเพื่อที่สามารถผ่านการทดสอบ จึงทำการออกแบบการจำลองการทดสอบ โดยพิจารณาตัวแปรเบื้องต้นที่บริเวณก้านล้อย้อลloy โดยมีทั้งหมด 3 ตัวแปรออกแบบ ได้แก่ ความหนา ( $t$ ) ความกว้าง ( $W$ ) และรัศมีความโค้ง ( $R$ ) ดังรูปที่ 4.12 ทั้งนี้การออกแบบการจำลองการทดสอบ จะกำหนดเงื่อนไขขอบเขตในการวิเคราะห์เดียวกันกับการวิเคราะห์การล้าตามมุมในเชิงพลวัต



รูปที่ 4.12 ตัวแปรในการออกแบบทดลองวิเคราะห์ปรับปรุงขนาดล้อย้อลloy

ทั้งนี้จากการศึกษาผลของค่าตัวแปรออกแบบที่พิจารณา ความกว้าง ความหนา กำหนดค่าขนาดขอบเขตบนและขอบเขตล่าง ที่สามารถกำหนดได้โดยที่ไม่ทำให้แบบจำลอง ล้อย้อลloy เปลี่ยนรูปร่างผิดไปจากล้อย้อลloy ประเภทกัน โดยที่ยังคงสามารถให้โปรแกรมเขียนแบบสามมิติดำเนินการสร้างแบบจำลองได้ นอกจากนี้ตัวแปรรัศมีความโค้งในการออกแบบการทดลองพิจารณาที่ขนาดรัศมีโค้งเท่ากับ 10, 12.5 และ 15 มิลลิเมตร



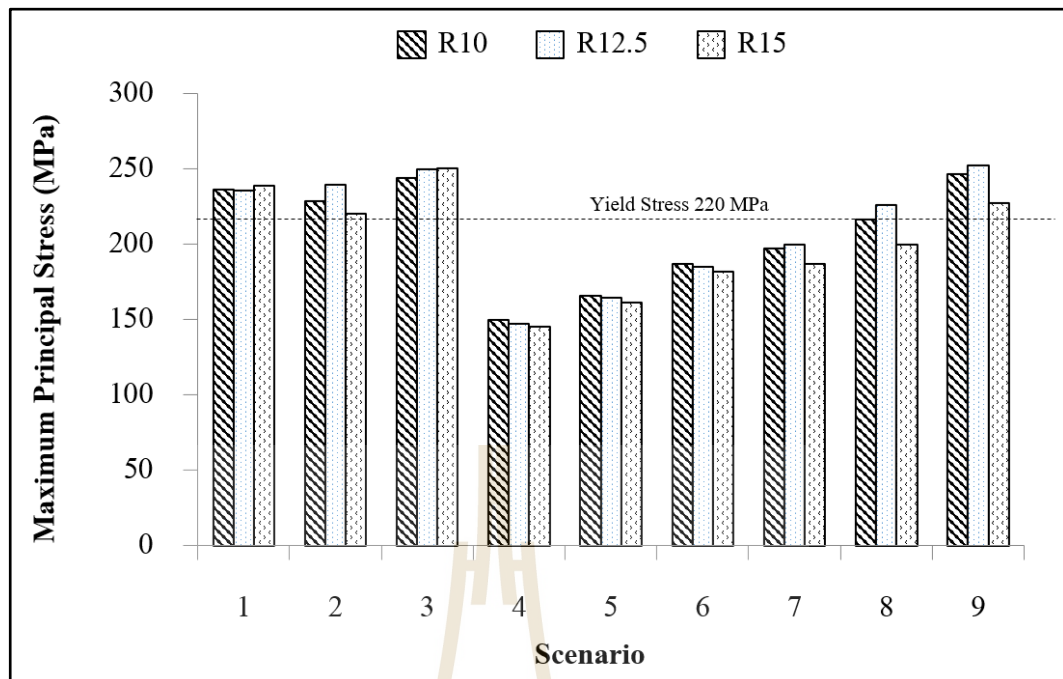
ในการดำเนินการปรับปรุงรูปร่างล้อยอด การเปลี่ยนแปลงขนาดโดยการเพิ่มหรือลดค่ามิติที่ก้านล้อยอด ผลลัพธ์ค่าความเค้นและอายุการล้าที่เกิดขึ้นอาจเปลี่ยนแปลงในลักษณะที่ไม่เป็นเส้นตรง ในการออกแบบการทดลองจึงใช้หลักการการออกแบบการทดลองแบบส่วนผสมกลาง (Central Composite Design : CCD) เพื่อทดแทนการออกแบบการทดลองแบบฟูลแฟกทอเรียล เพื่อลดการใช้ทรัพยากรในการวิเคราะห์ทดลอง โดยที่ยังสามารถให้ข้อมูลผลลัพธ์สำคัญจากการทดลองด้วยวิธีการออกแบบการทดลองแบบส่วนผสมกลาง สามารถสร้างกรณีศึกษาจากตัวแปรออกแบบได้ทั้งหมด 9 กรณี ในแต่ละตัวแปรรัศมีความโค้งทำให้มีกรณีศึกษาทั้งหมด 27 กรณี ดังตารางที่ 4.2

ตารางที่ 4.2 ตารางค่าตัวแปรออกแบบสำหรับกรณีศึกษาแต่ละรัศมีความโค้ง

Radius-10, Radius-12.5, Radius-15 mm.		
Scenario	Thickness (mm)	Width (mm)
1	58.0	18.0
2	58.0	15.5
3	58.0	13.0
4	60.5	18.0
5	60.5	15.5
6	60.5	13.0
7	63.0	18.0
8	63.0	15.5
9	63.0	13.0

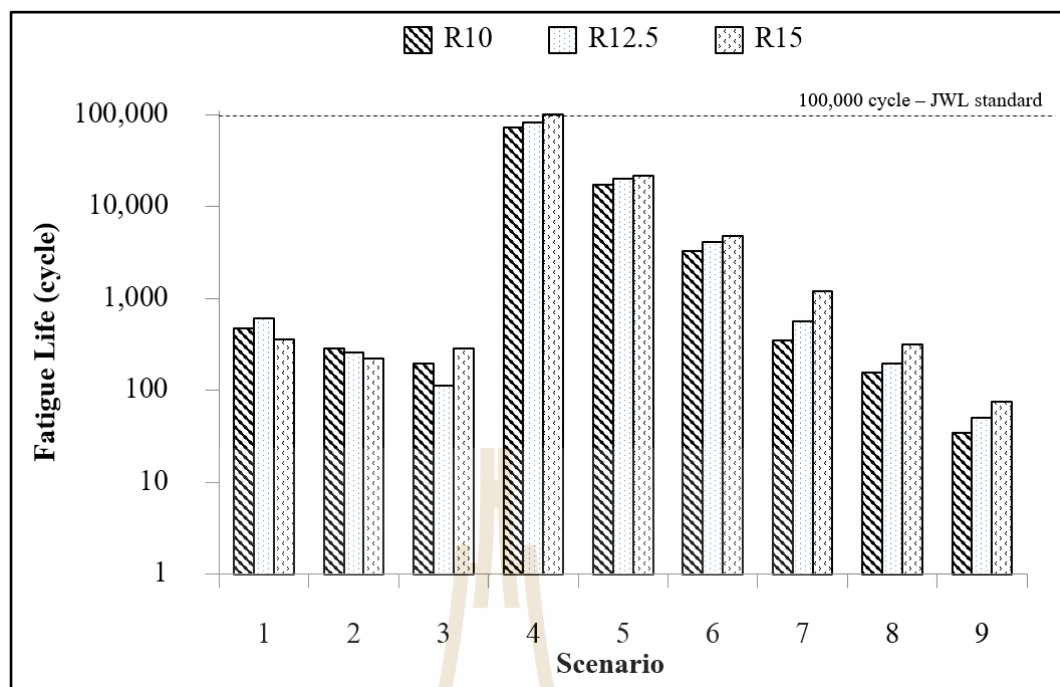
#### 4.6.1 แผนภาพการวิเคราะห์ผลลัพธ์ของกรณีศึกษา

ผลลัพธ์การวิเคราะห์ค่าตัวแปรออกแบบเพื่อปรับปรุงรูปร่างให้มีน้ำหนักล้อยอดลดลงน้อยที่สุดเป็นวัตถุประสงค์ในการทดลอง และเงื่อนไขจำกัดที่ยอมรับในการวิเคราะห์ ได้แก่ ค่าความเค้นหลักมีค่าน้อยกว่าหรือเท่ากับ 145 MPa และ อายุการล้าต้องมากกว่าหรือเท่ากับ 100,000 รอบตามข้อกำหนดการทดสอบการล้าตามมมในเชิงพลวัต



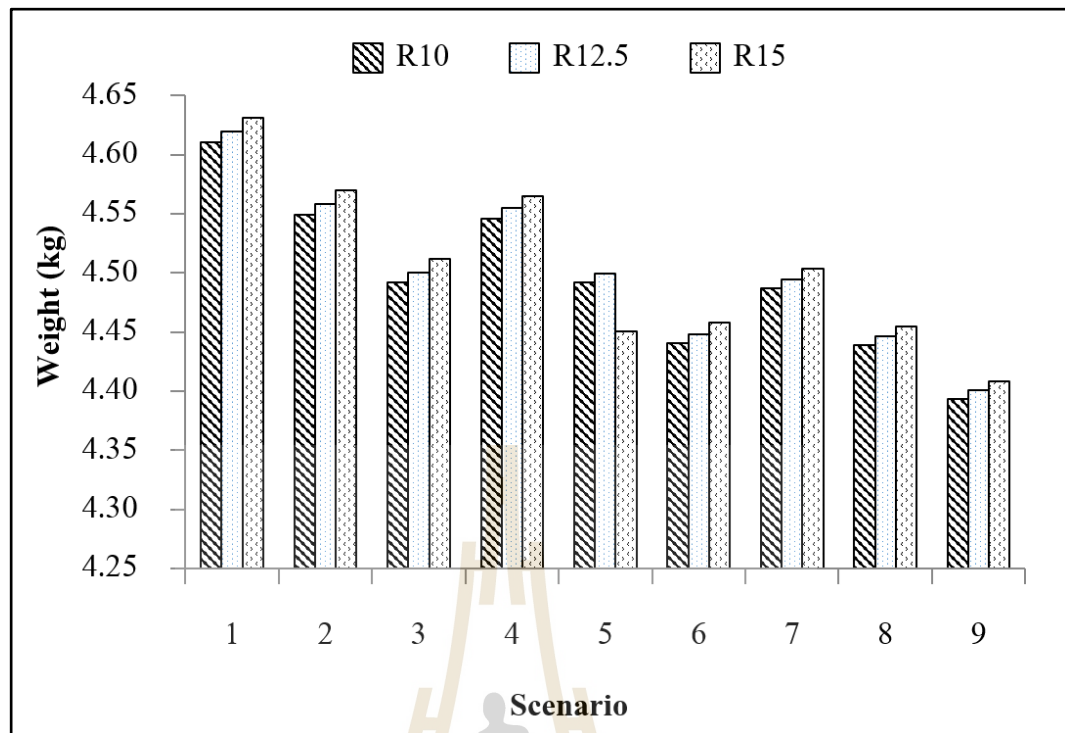
รูปที่ 4.13 แผนภาพเปรียบเทียบความเค้นหลักกับกรณีศึกษา

จากรูปที่ 4.13 แสดงแผนภาพการเปรียบเทียบความเค้นหลักกับกรณีศึกษา พบว่าในแต่ละกรณีศึกษามีค่าความเค้นหลักที่เกิดขึ้นกับล้อยัลลอยแตกต่างกัน แต่เมื่อเปรียบเทียบตัวแปรออกแบบรัศมีความโค้งในกรณีเดียวกัน ค่าความเค้นที่เกิดขึ้นประมาณเท่า ๆ กัน โดยกรณีศึกษาที่ 1 ถึง 3 พบว่ามีค่าความเค้นหลักสูงที่สุดในทุกกรณีมีค่าประมาณ 240 MPa นอกจากนี้กรณีศึกษาที่ 4 ถึง 9 เป็นกรณีที่ขนาดความหนาของก้านล้อยัลลอยลดลง พบว่า ค่าความเค้นหลักที่เกิดขึ้นมีค่าเพิ่มขึ้นตามลำดับในแต่ละกรณีศึกษา ซึ่งกรณีศึกษาที่ 4 เกิดค่าความเค้นหลักต่ำที่สุด เมื่อเปรียบเทียบกับทุกกรณี เมื่อพิจารณากรณีศึกษาที่ 4 เพื่อให้ค่าความเค้นหลัก สอดคล้องกับวัตถุประสงค์ในการปรับปรุงล้อยัลลอย พบว่า ในกรณีศึกษาที่ 4 ตัวแปรรัศมีความโค้ง 15 มิลลิเมตร มีค่าความเค้นหลักเท่ากับ 145.29 MPa ความเค้นที่เกิดขึ้นยังคงมีค่าน้อยกว่าความเค้นครากของวัสดุ สามารถกล่าวได้ว่ากรณีศึกษาที่ 4 ยังไม่เกิดความเสียหายจากการคราก



รูปที่ 4.14 แผนภาพเปรียบเทียบอายุการล้ากับในแต่ละกรณีศึกษา

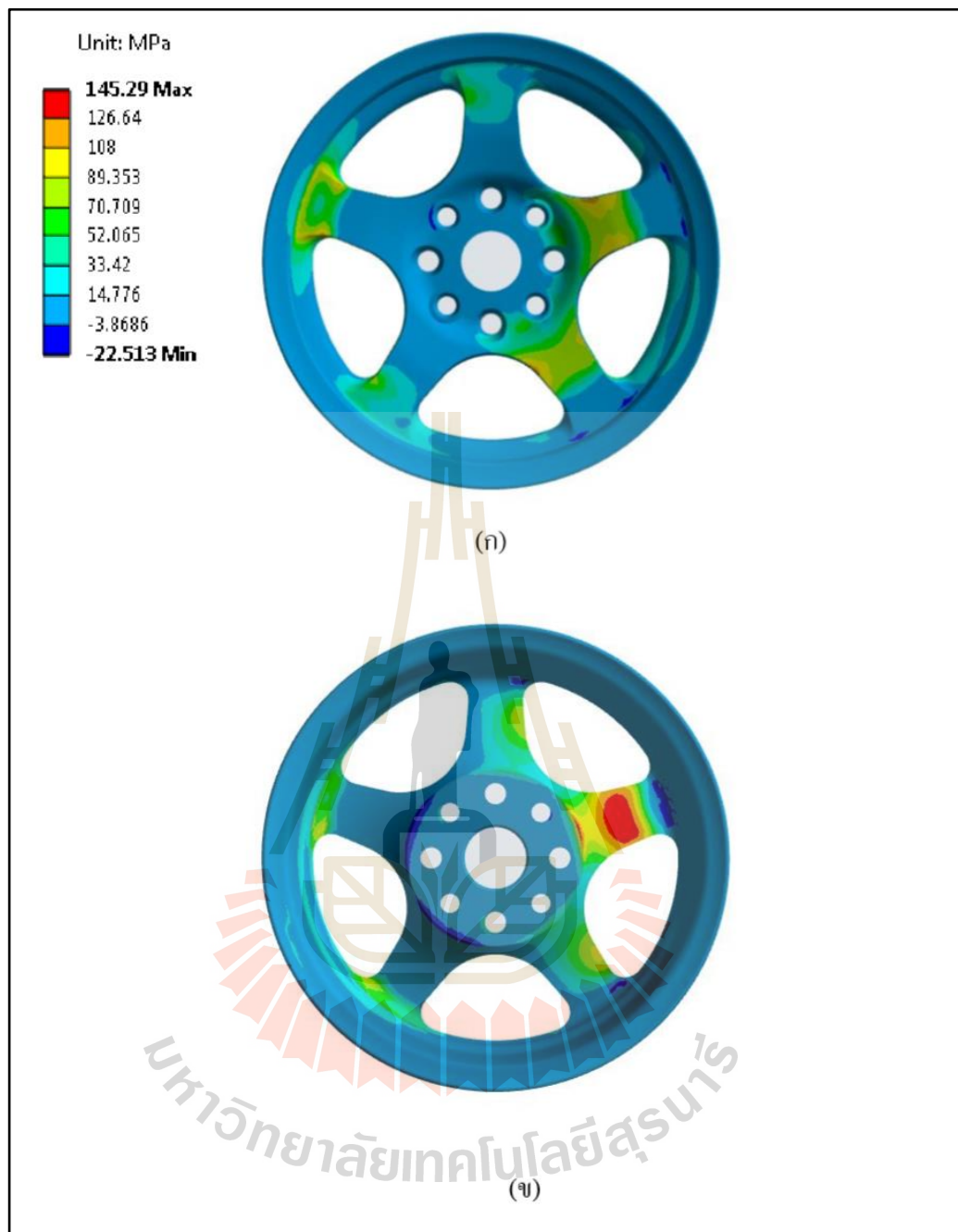
การเปรียบเทียบผลลัพธ์อายุการล้ากับแต่ละกรณีศึกษาดังรูปที่ 4.14 พบว่า ในกรณีศึกษาที่เกิดค่าความเค้นสูงดังรูปที่ 4.13 ส่งผลให้ผลลัพธ์อายุการล้าที่เกิดขึ้นมีค่าลดลงอย่างมากพบได้ในกรณีศึกษาที่ 1 ถึง 3 นอกจากนี้ในกรณีศึกษาที่ 4 ถึง 9 ตัวแปรที่มีความโค้ง 15 มิลลิเมตร มีผลลัพธ์อายุการล้าสูงกว่าเมื่อเปรียบเทียบในกรณีศึกษาเดียวกัน เมื่อพิจารณาเงื่อนไขจำกัดที่ยอมรับ กรณีศึกษาที่ 4 ตัวแปรที่มีความโค้ง 15 มิลลิเมตร สามารถผ่านเงื่อนไขจำกัดได้โดยมีค่าอายุการล้าเท่ากับ 101,640 รอบ ในการจำลองการทดสอบกล่าวได้ว่า เมื่อค่าตัวแปรออกแบบเปลี่ยนแปลงขนาดส่งผลต่อค่าความเค้นหลักของล้ออัลลอย ซึ่งค่าความเค้นที่เปลี่ยนแปลงเป็นปัจจัยสำคัญที่ส่งผลต่อค่าอายุการล้าอย่างมีนัยสำคัญ



รูปที่ 4.15 แผนภาพเปรียบเทียบน้ำหนักของล้อย้อลอยกับในแต่ละกรณีศึกษา

จากรูปที่ 4.15 แสดงแผนภาพการเปรียบเทียบน้ำหนักของล้อย้อลอยกับกรณีศึกษา พบว่า การเปลี่ยนแปลงขนาดที่เพิ่มขึ้นหรือลดลงในแต่ละกรณีศึกษา ส่งผลต่อค่าน้ำหนักของล้อย้อลอยที่เพิ่มขึ้นหรือลดลงเช่นเดียวกัน ทั้งนี้ตามวัตถุประสงค์และเงื่อนไขจำกัดของการวิเคราะห์ กรณีศึกษาที่ 4 ตัวแปรออกแบบรัศมีโค้ง 15 มิลลิเมตร ตรงตามวัตถุประสงค์และเงื่อนไขจำกัด เมื่อเปรียบเทียบค่าน้ำหนักของกรณีศึกษาที่ 4 ตัวแปรออกแบบรัศมีโค้ง 15 มิลลิเมตร มีค่าน้ำหนักลดลง 1.44 % จากกรณีศึกษาที่มีค่าน้ำหนักสูงสุด

จากผลการศึกษาค่าตัวแปรออกแบบที่ส่งผลต่อผลลัพธ์การทดสอบการล้าตามมุมในเชิงพลวัตของล้อย้อลอย กรณีศึกษาที่ 4 ที่มีค่าตัวแปรขนาดความหนา 60.5 มิลลิเมตร ตัวแปรความกว้าง 18 มิลลิเมตร และตัวแปรรัศมีความโค้งเท่ากับ 15 มิลลิเมตร ผลลัพธ์จากการวิเคราะห์เป็นไปตามข้อกำหนดมาตรฐานการทดสอบการล้าตามมุมในเชิงพลวัต JWL และตรงตามวัตถุประสงค์และเงื่อนไขจำกัดในการวิเคราะห์การออกแบบการทดลอง ทั้งนี้เมื่อพิจารณาแผนภาพความเค้นหลักที่เกิดขึ้นในกรณีศึกษาที่ 4 ตัวแปรรัศมีความโค้งเท่ากับ 15 มิลลิเมตร พบว่า มีค่าความเค้นหลักลดลงมีค่าเท่ากับ 145 MPa โดยบริเวณด้านหลังของก้านล้อย้อลอยเป็นจุดที่เกิดค่าความเค้นหลักสูงสุด ดังรูปที่ 4.16 ซึ่งเป็นบริเวณเดียวกันกับบริเวณที่พบในการวิเคราะห์ความเค้นและการเสียรูปภายใต้การเปลี่ยนแปลงตามมุมในหัวข้อที่ 4.2

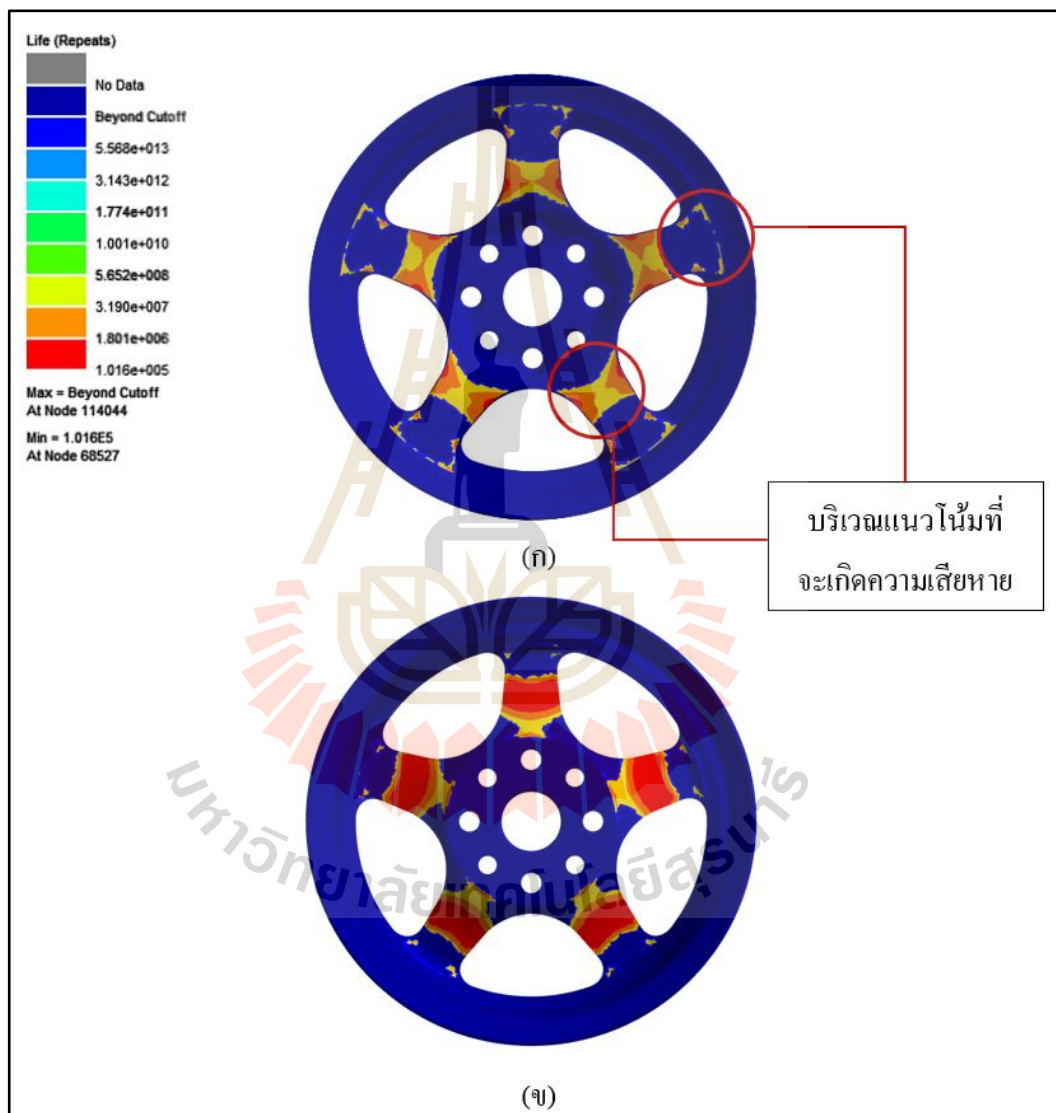


รูปที่ 4.16 แผนภาพความเค้นหลักในกรณีศึกษาที่ 4

(ก) ผลลัพธ์ความเค้นหลักของล้ออัลลอยมูมมองด้านหน้า

(ข) ผลลัพธ์ความเค้นหลักของล้ออัลลอยมูมมองด้านหลัง

จากรูปที่ 4.17 แสดงแผนภาพผลลัพธ์อายุการล้ากรณีศึกษาที่ 4 เมื่อเปรียบเทียบกับผลลัพธ์วิเคราะห์การล้าตามมุมในเชิงพลวัตหัวข้อที่ 4.3 พบว่า บริเวณกึ่งกลางก้านด้านหน้า และบริเวณปลายก้านล้ออัลลอยมีแนวโน้มที่อาจเกิดความเสียหายจากการล้าเพิ่มมากขึ้น ทั้งนี้บริเวณกึ่งกลางก้านด้านหลังล้ออัลลอยยังคงเป็นจุดวิกฤตที่จะเกิดความเสียหายเป็นอันดับแรก เนื่องจากเป็นบริเวณที่มีค่าความเค้นหลักสูงกว่าค่าความเค้นบริเวณก้านด้านหน้า



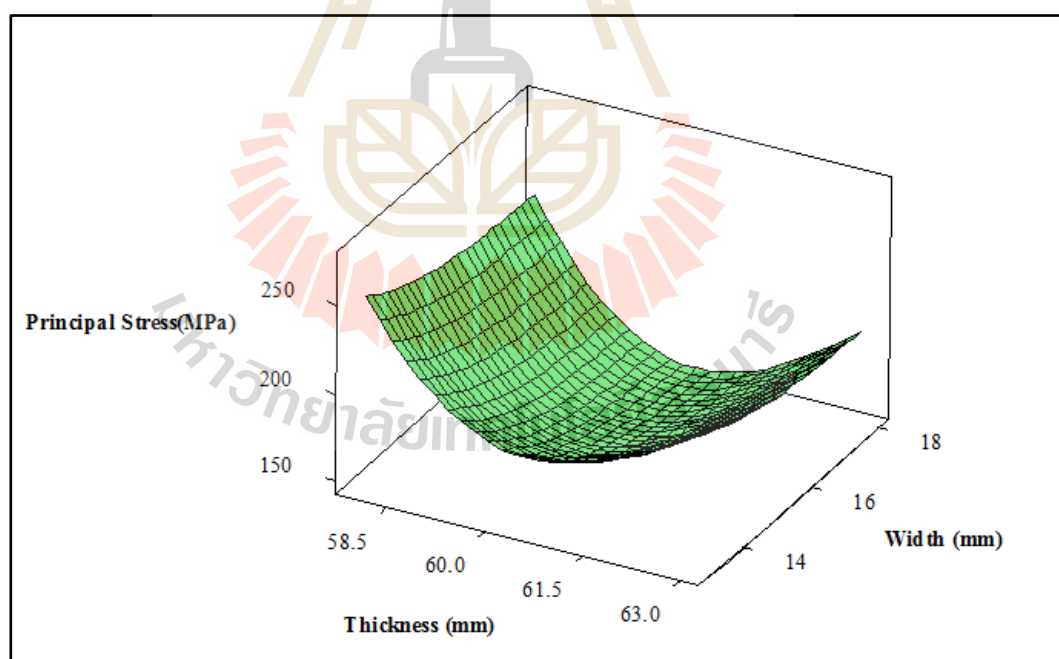
รูปที่ 4.17 แผนภาพผลลัพธ์อายุการล้าในกรณีศึกษาที่ 4

(ก) ผลลัพธ์ความเค้นหลักของล้ออัลลอยมุมมองด้านหน้า

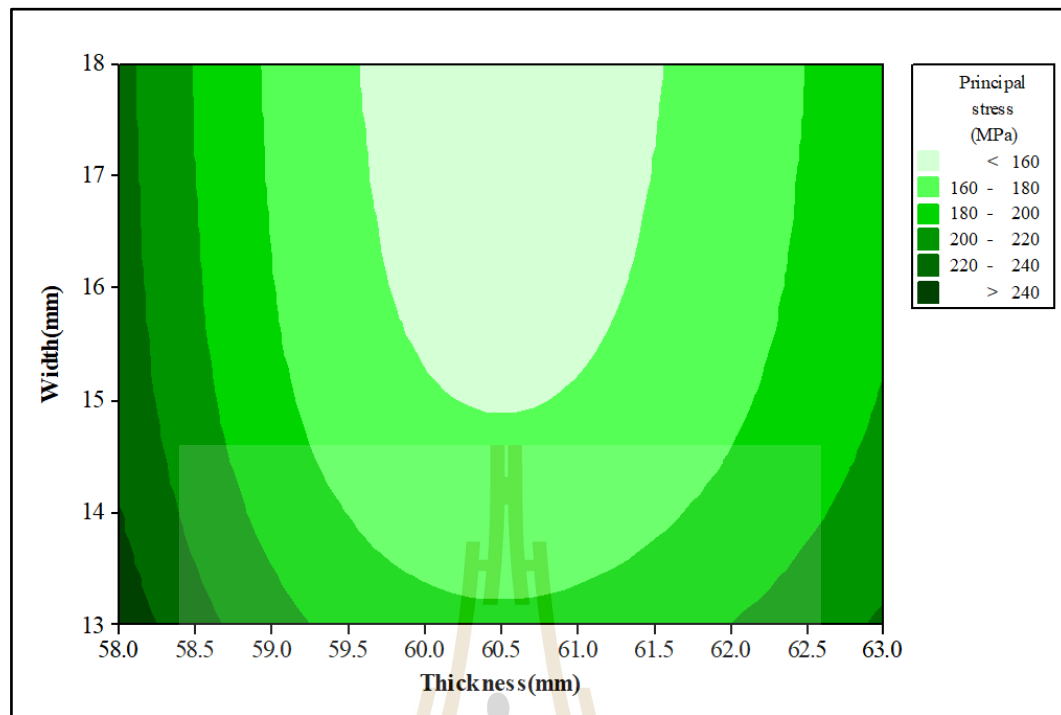
(ข) ผลลัพธ์ความเค้นหลักของล้ออัลลอยมุมมองด้านหลัง

#### 4.6.2 แผนภาพความสัมพันธ์พื้นผิวดอบสนอง

ข้อมูลผลลัพธ์ในแต่ละกรณีศึกษาที่ได้จากการวิเคราะห์การศึกษาผลของค่าตัวแปร ออกแบบที่ส่งผลต่อการทดสอบการล้าตามมุมในเชิงพลวัตของล้อย้อลอย สามารถนำมาโปรดวิเคราะห์ด้วยพื้นผิวดอบสนอง ซึ่งแสดงให้เห็นถึงผลลัพธ์ที่ต่อเนื่อง เมื่อตัวแปรออกแบบเปลี่ยนแปลงค่าในการออกแบบการวิเคราะห์ จากรูปที่ 4.18 แสดงแผนภาพผิวดอบสนองความเค้นหลักกรณีศึกษาที่ 4 รัศมีความโค้ง 15 มิลลิเมตร แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวแปรความกว้าง ความหนา และผลตอบสนองความเค้นหลัก พบว่าในช่วงค่าตัวแปรความหนาประมาณ 58 ถึง 60 มิลลิเมตรและ 61.5 ถึง 63 มิลลิเมตร ที่ทุกตัวแปรความกว้างเกิดค่าความเค้นหลักมีค่ามากกว่า 160 MPa ดังแสดงแผนภาพคอนทัวร์ 2 มิติ ดังรูปที่ 4.19 นอกจากนี้บริเวณที่เป็นจุดต่ำสุดของแผนภาพผิวดอบสนองความเค้นหลัก เกิดขึ้นที่บริเวณค่าตัวแปรความหนา 60 ถึง 61 มิลลิเมตร และตัวแปรความกว้าง 15 ถึง 18 มิลลิเมตร โดยมีค่าความเค้นหลักน้อยกว่า 160 MPa ซึ่งจากแผนภาพความเครียดสามารถระบุช่วงค่าตัวแปรออกแบบที่สามารถระบุช่วงผลตอบสนองที่เหมาะสมกับเงื่อนไขในการวิเคราะห์การออกแบบปรับปรุงขนาดล้อย้อลอย



รูปที่ 4.18 แผนภาพผิวดอบสนองความเค้นหลักกรณีศึกษาที่ 4 รัศมีความโค้ง 15 mm

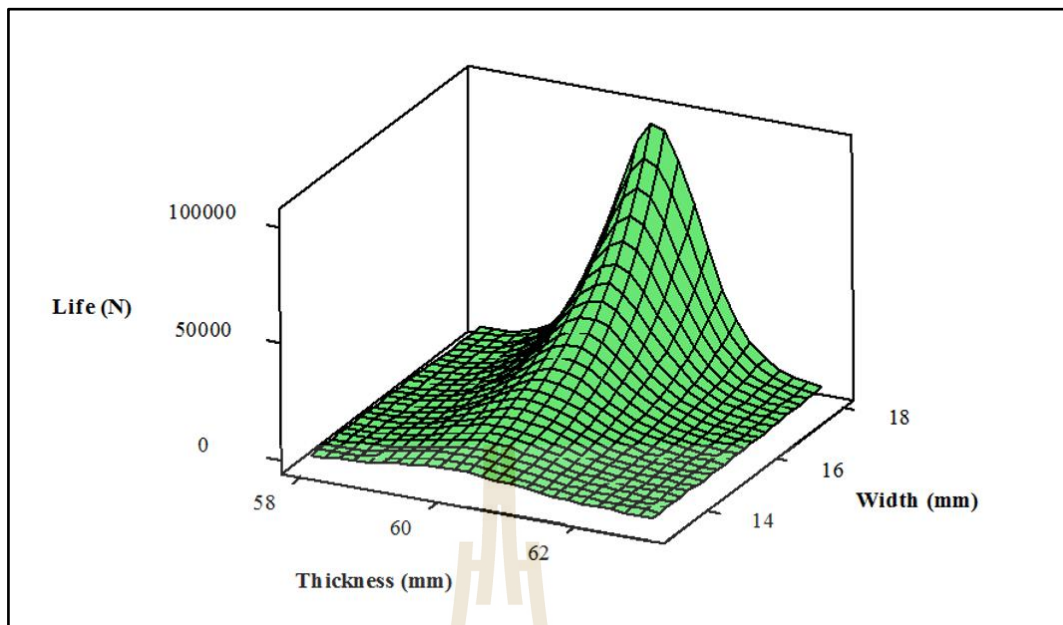


รูปที่ 4.19 แผนภาพคอนทัวร์ความเค้นหลัก 2 มิติ

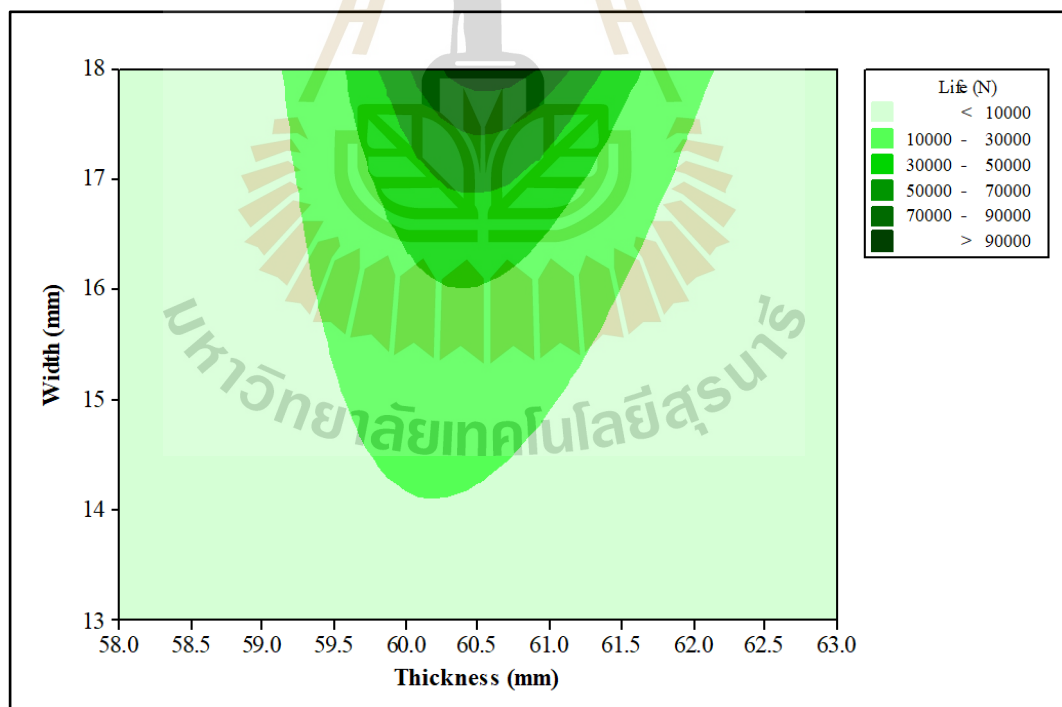
จากรูปที่ 4.20 และ 4.21 แสดงแผนภาพผิวตอบสนองอายุการล้ากรณีศึกษาที่ 4 รัศมีความโค้ง 15 มิลลิเมตร พบว่า ที่ช่วงค่าตัวแปรความหนาประมาณ 59.5 ถึง 61.5 มิลลิเมตร และที่ช่วงค่าตัวแปรความกว้างเท่ากับ 14 ถึง 18 มิลลิเมตร มีค่าผลตอบสนองอายุการล้ามากกว่า 10,000 รอบ ซึ่งช่วงค่าตัวแปรดังกล่าวมีเพียงค่าตัวแปรความหนาที่ 60.5 ตัวแปรความกว้าง 18 มิลลิเมตร เท่านั้นที่เป็นบริเวณที่กรณีศึกษาสามารถผ่านการทดสอบการล้าตามมุมในเชิงพลวัตได้

จากรูปที่ 4.22 และ 4.23 แสดงผิวตอบสนองน้ำหนักล้ออัลลอยกรณีศึกษาที่ 4 รัศมีความโค้ง 15 มิลลิเมตร พบว่าเมื่อตัวแปรความกว้างและความหนาลดลง ส่งผลโดยตรงกับค่าน้ำหนักของล้ออัลลอยที่ลดลง ซึ่งการพิจารณาผิวตอบสนองน้ำหนักล้ออัลลอยต้องพิจารณาประกอบกับผลลัพธ์ผิวตอบสนองอื่น เพื่อเป็นส่วนในการตัดสินใจเลือกค่าตัวแปรออกแบบที่เหมาะสมสำหรับการศึกษาผลลัพธ์ค่าตัวแปรออกแบบที่มีผลต่อการทดสอบล้ออัลลอย

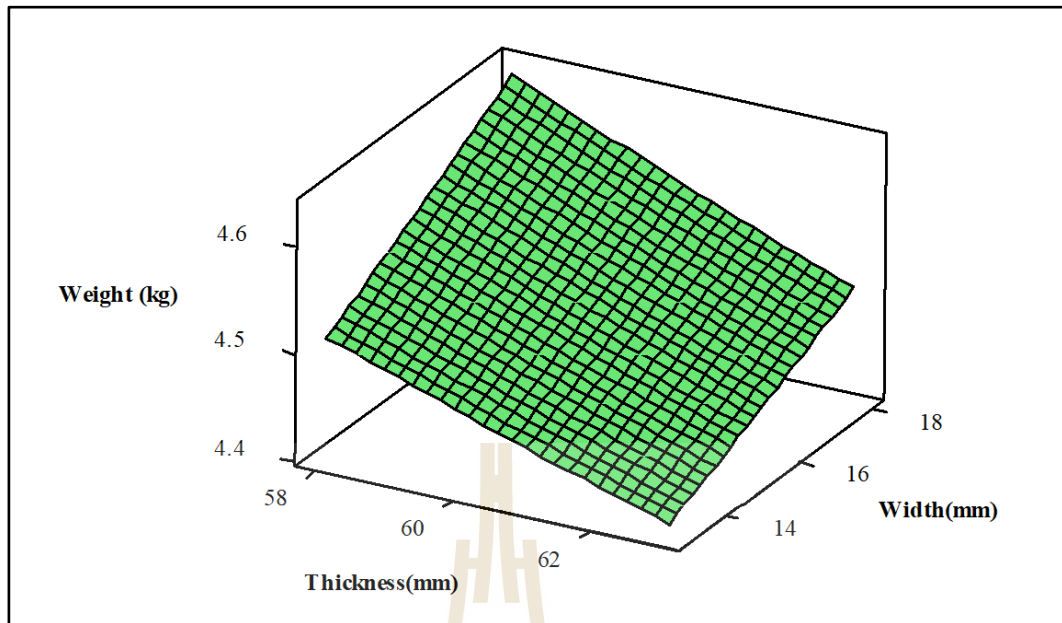




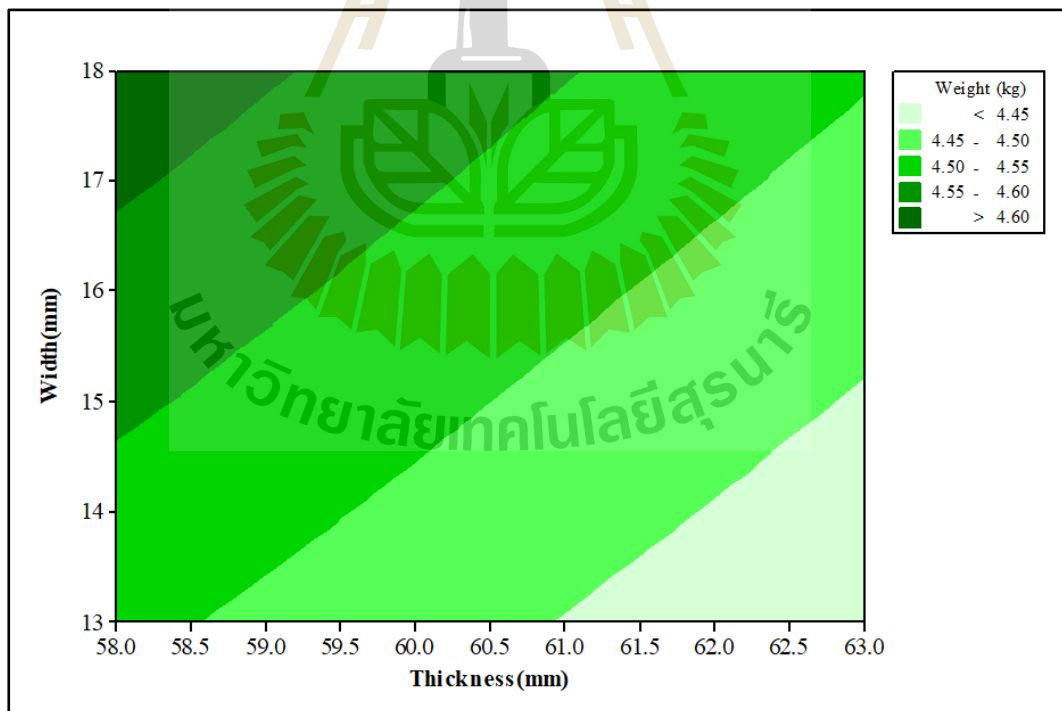
รูปที่ 4.20 แผนภาพผิวตอบสนองอายุการล้ากรณีศึกษาที่ 4 รัศมีความโค้ง 15 mm



รูปที่ 4.21 แผนภาพคอนทัวร์อายุการล้า 2 มิติ



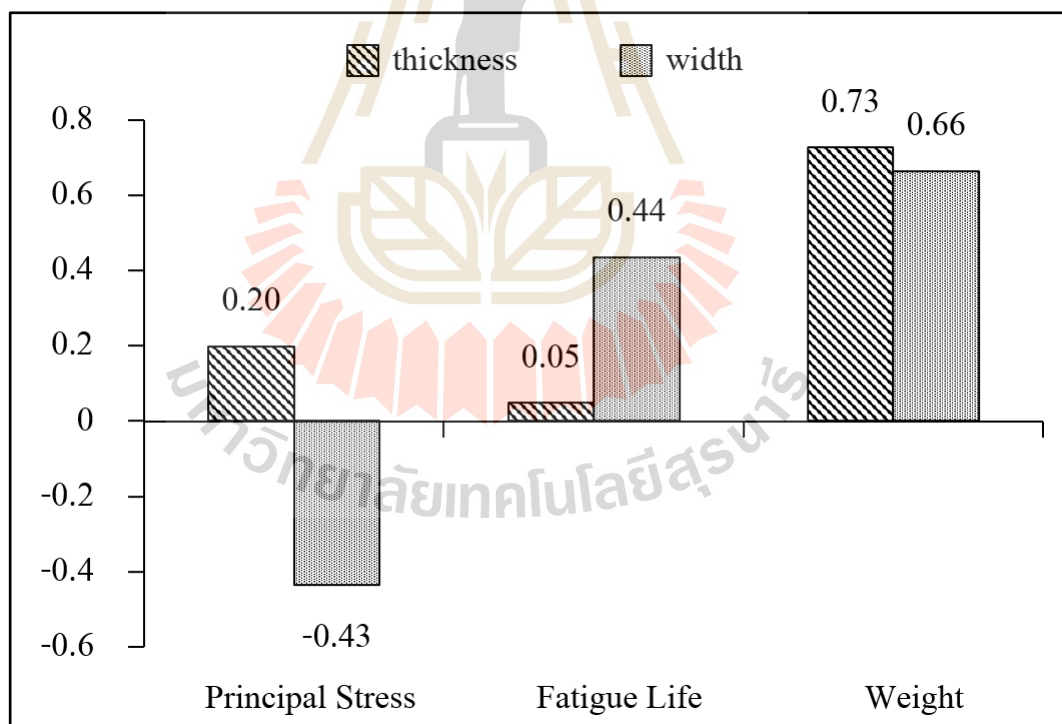
รูปที่ 4.22 แผนภาพผิวตอบสนองน้ำหนักล้อยัลลอยกรณีศึกษาที่ 4 รัศมีความโค้ง 15 mm



รูปที่ 4.23 แผนภาพคอนทัวร์น้ำหนักล้อยัลลอย 2 มิติ

#### 4.6.3 แผนภาพการวิเคราะห์ความไวของตัวแปรออกแบบต่อผลลัพธ์ความเค้นหลักสูงสุด อายุการล้า และน้ำหนักของอัลลอย

จากผลลัพธ์การศึกษาค่าตัวแปรออกแบบการทดลองที่กล่าวมาข้างต้น สามารถนำข้อมูลมาวิเคราะห์ความไวตอบสนองของการเปลี่ยนแปลงค่าตัวแปรออกแบบต่อผลลัพธ์ค่าความเค้นหลัก อายุการล้า และค่าน้ำหนักของอัลลอย จากรูปที่ 4.24 แสดงแผนภาพความไวตอบสนองต่อตัวแปรออกแบบรัศมีมีความโค้ง 15 มิลลิเมตร พบว่าในค่าตัวแปรความหนา มีอิทธิพลต่อค่าผลลัพธ์ความเค้นหลักสูงกว่าค่าตัวแปรความกว้าง ซึ่งกล่าวได้ว่าเมื่อตัวแปรความหนาเปลี่ยนค่าเพิ่มขึ้นส่งผลให้ค่าความเค้นหลักเปลี่ยนแปลงเพิ่มขึ้นมากกว่าการเปลี่ยนแปลงค่าตัวแปรความกว้าง นอกจากนี้ยังมีอิทธิพลต่อค่าน้ำหนักของอัลลอยเช่นเดียวกัน ส่วนในผลลัพธ์อายุการล้าค่าตัวแปรความกว้าง มีอิทธิพลต่อค่าความไวตอบสนองมากกว่าค่าตัวแปรความหนา กล่าวคือเมื่อค่าตัวแปรความกว้างเพิ่มขึ้นจะส่งผลให้ผลลัพธ์อายุการล้าสูงขึ้นมากกว่าการเพิ่มค่าตัวแปรหนา ทั้งนี้เมื่อเปลี่ยนแปลงค่าตัวแปรความกว้างค่าผลลัพธ์น้ำหนักของอัลลอยก็จะเพิ่มขึ้นเช่นเดียวกัน



รูปที่ 4.24 แผนภาพความไวตอบสนองต่อตัวแปรออกแบบรัศมีมีความโค้ง 15 mm

## บทที่ 5

### บทสรุปและข้อเสนอแนะ

#### 5.1 สรุปผลการวิจัย

จากงานวิจัยได้มีวัตถุประสงค์เพื่อที่จะวิเคราะห์ความต้านทานการล้าของล้อยแม็กอัลลอย ภายใต้มาตรฐานการทดสอบการล้าตามมุมในเชิงพลวัต ซึ่งเป็นหนึ่งในมาตรฐานการทดสอบล้อยอัลลอยสำหรับรถยนต์ส่วนบุคคล JWL โดยการจำลองด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ อีกทั้งศึกษาผลของค่าตัวแปรออกแบบที่ส่งผลต่อผลลัพธ์การทดสอบการล้าตามมุมในเชิงพลวัต และตรวจสอบยืนยันความถูกต้องของการวิเคราะห์ด้วยชุดทดสอบ จากผลการวิจัยพบว่า

1. ผลการศึกษาและวิเคราะห์การล้าตามมุมในเชิงพลวัตของล้อยแม็กอัลลอยตามเกณฑ์มาตรฐานการทดสอบ JWL กรณีศึกษาล้อยอัลลอยขนาด 13 นิ้ว ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ พบว่าล้อยอัลลอยดังกล่าวไม่เกิดความเสียหายภายใต้ภาระกระทำแบบวงรอบ โดยที่ความเค้นสูงสุดมีค่าเท่ากับ 156.45 MPa และเกิดขึ้นบริเวณก้านของล้อยอัลลอย กล่าวคือ บริเวณดังกล่าวเป็นจุดที่มีความเสี่ยงที่จะเกิดความเสียหายเนื่องจากการล้า เมื่อพิจารณาทำนายอายุการล้าภายใต้เงื่อนไขทฤษฎี กู๊ดแมน (Modified-Goodman) พบว่า วงรอบอายุการล้าเท่ากับ 146,800 รอบ อย่างไรก็ตามต้นแบบล้อยอัลลอยดังกล่าวก็ยังคงผ่านการทดสอบการล้าตามมุมตามเกณฑ์มาตรฐานการทดสอบ JWL

2. ผลการศึกษาค่าตัวแปรออกแบบที่ส่งผลต่อผลลัพธ์การทดสอบการล้าตามมุมในเชิงพลวัตของล้อยอัลลอยต้นแบบด้วยวิธีการออกแบบการทดลอง (Design of Experiment) โดยใช้หลักการการออกแบบการทดลองแบบส่วนผสมกลาง (Central Composite Design) เป็นเกณฑ์ในการออกแบบกรณีศึกษาสำหรับการทดลอง โดยที่ตัวแปรออกแบบ ได้แก่ ความกว้าง ความหนา และรัศมีความโค้ง ภายใต้เงื่อนไขน้ำหนักต่ำสุด และยังคงมีความสามารถต้านทานความล้าตามมุมในเชิงพลวัตได้ ผลการศึกษาพบว่า กรณีศึกษาตัวแปรรัศมีความโค้งเท่ากับ 15 มิลลิเมตร ความกว้างเท่ากับ 18 มิลลิเมตร ความหนาเท่ากับ 60.5 มิลลิเมตร สามารถลดค่าความเค้นสูงสุดได้เท่ากับ 7 % ภายใต้เงื่อนไขมาตรฐานการทดสอบ JWL

3. ผลการวิเคราะห์ความไวของตัวแปรออกแบบพบว่า ตัวแปรความหนามีอิทธิพลต่อค่าความเค้นหลักและน้ำหนักของล้อยอัลลอย โดยมีค่าความไวต่อค่าความเค้นหลักและน้ำหนักของล้อยอัลลอยเท่ากับ 0.2 และ 0.73 ตามลำดับ นอกจากนี้ตัวแปรออกแบบความกว้างมีอิทธิพลต่อค่าอายุ

การล้าของล้อยแม็กอัลลอยอย่างมีนัยสำคัญ โดยมีค่าความไวต่ออายุการล้าเท่ากับ 0.44 ทั้งนี้ค่าความไวนี้แสดงถึงความไวในการเปลี่ยนแปลงผลลัพธ์เมื่อค่าตัวแปรออกแบบมีการเปลี่ยนแปลง

4. ผลการวิเคราะห์เชิงเปรียบเทียบค่าความเครียดต่อมุมมองศากระทำให้เปลี่ยนไปแบบวงรอบระหว่างวิธีการทดสอบและการจำลองบนโปรแกรมคอมพิวเตอร์พบว่า ค่าความเครียดมีพฤติกรรมแบบวงรอบตามการเปลี่ยนไปขององศาการกระทำ โดยค่าที่ได้จากการจำลองมีความคลาดเคลื่อนจากการทดสอบจริงต่ำที่สุดเท่ากับ 0.23 % นอกจากนี้การตรวจสอบความถูกต้องของโปรแกรมการวิเคราะห์ทำนายอายุของชิ้นทดสอบ (Ncode Designlife) พบว่า สามารถทำนายอายุการล้าเกิดขึ้นได้และมีความคลาดเคลื่อน 16 %

## 5.2 ข้อเสนอแนะ

1. ผลการวิเคราะห์การล้าตามมุมในเชิงพลวัตของล้อยแม็กอัลลอยด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์-เอลิเมนต์ เป็นการทำนายรูปแบบความเสียหายที่เกิดขึ้นจากการกำหนดเงื่อนไขขอบเขตที่ใกล้เคียงกับการทดสอบจริงเท่านั้น เพื่อให้ผลลัพธ์จากระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์มีความถูกต้องและแม่นยำควรมีการวิเคราะห์ที่เงื่อนไขขอบเขตครบถ้วน และเปรียบเทียบผลการวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์กับผลการทดสอบล้อยแม็กอัลลอยตามมาตรฐาน

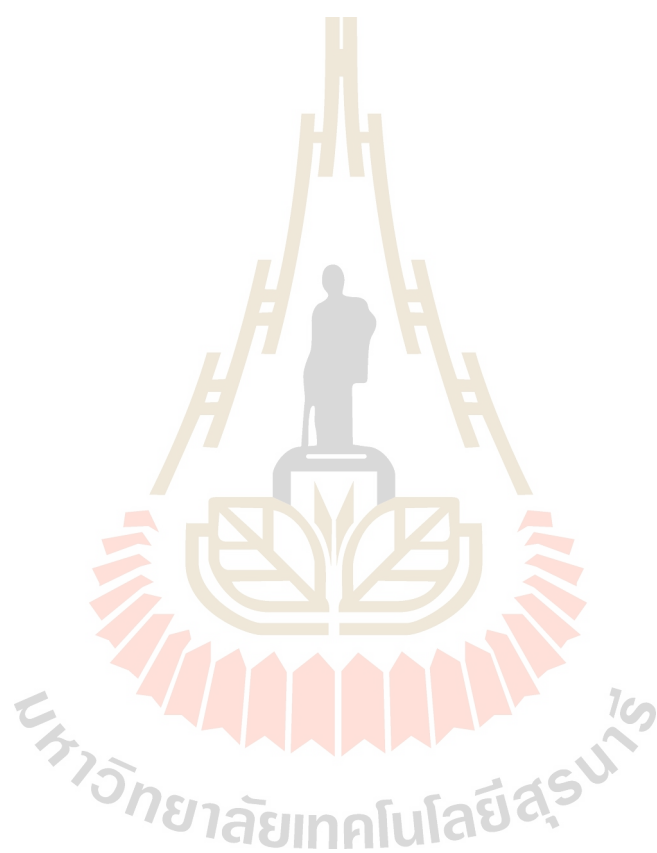
2. ผลการวิเคราะห์การล้าตามมุมในเชิงพลวัตของล้อยแม็กอัลลอยประเภทกันเพียงประเภทเดียวเท่านั้น ยังไม่สามารถบ่งชี้ถึงความเสียหายที่จะเกิดขึ้นกับล้อยแม็กอัลลอยประเภทอื่นได้ เนื่องจากการออกแบบและผลิตล้อยแม็กอัลลอยมีรูปร่างที่หลากหลาย จึงควรมีการศึกษาและวิเคราะห์ล้อยแม็กอัลลอยประเภทอื่น หลังการออกแบบตามมาตรฐานการทดสอบล้อยแม็กอัลลอย

3. การวิเคราะห์การล้าตามมุมในเชิงพลวัตของล้อยแม็กอัลลอยตามมาตรฐานการทดสอบล้อยแม็กอัลลอยสำหรับรถยนต์ส่วนบุคคล JWL ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์เพียงแค่ข้อกำหนดเดียวเพียงเท่านั้น ยังไม่ครอบคลุมเกณฑ์การทดสอบล้อยแม็กอัลลอยทั้งหมดตามที่มาตรฐานได้กำหนดไว้ ควรมีการวิเคราะห์การล้าตามแนวรัศมีในเชิงพลวัต และการทดสอบการกระแทกร่วมด้วย เพื่อประกอบการพิจารณาการออกแบบและพัฒนาล้อยแม็กอัลลอย

4. ในการทดสอบค่าความเครียดแบบวงรอบจากชุดทดสอบ ขณะทดสอบควรระมัดระวังในการตั้งตำแหน่งแนวตีดเซนเซอร์วัดความเครียดกับทิศทางชุดให้แรงกระทำ และในการจับยึดขณะเปลี่ยนมุมมองศาควรรักษาสถูให้ชุดเปลี่ยนมุมมองศาอยู่ในแนวระดับเสมอ เพื่อลดค่าความคลาดเคลื่อนที่จะเกิดขึ้นจากการทดลอง

5. ผลการศึกษาค่าตัวแปรออกแบบที่ส่งผลกระทบต่อผลลัพธ์การทดสอบการล้าตามมุมในเชิงพลวัต โดยวิธีออกแบบการทดลองแบบส่วนผสมกลางเป็นการวิเคราะห์โดยใช้หลักการเดียว

เท่านั้น จึงควรมีการศึกษาและวิเคราะห์หลักการการออกแบบการทดลองอื่นประกอบการวิเคราะห์ เพื่อเปรียบเทียบความแตกต่างของผลลัพธ์แต่ละหลักการ



## รายการอ้างอิง

- ปารเมศ ชุติมา (2545). การออกแบบการทดลองทางวิศวกรรม. สำนักพิมพ์แห่งจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย. กรุงเทพมหานคร. : 217-223.
- น.อ.ภาณุฤทธิ์ ยุกตะทัต (2548). การออกแบบเครื่องจักรกล. สำนักพิมพ์ท็อป. กรุงเทพมหานคร. : 245-276.
- ชาวสวน กาญจโนมัย (2554). ความเสียหายของวัสดุทางวิศวกรรม(ครั้งที่ 2). สำนักพิมพ์มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์. กรุงเทพมหานคร.: 201-245.
- สมบูรณ์ โอตรวรรณ (2556). การทดสอบทางกลตามมาตรฐานสำหรับล้ออัลลอยและบทบาทของการจำลองด้วยไฟไนต์เอลิเมนต์. MTEC. ตุลาคม-ธันวาคม 2556.
- Xiaolin Chen., Yijun Liu. (2015). **Finite Element Modeling and Simulation with ANSYS Workbench**. Taylor and Francis group. Broken sound parkway NW. pp. 379.
- UNECE Informal Document. (2012). Concerning the adoption of uniform technical prescriptions for wheeled vehicles, equipment and parts which can be fitted and/or be used on wheeled vehicles and the conditions for reciprocal recognition of approvals granted on the basis of these prescriptions.: **Regulation No. 124 Revision 2**.
- JSA Japanese Standards Association. (2015). Automobile Parts-Wheel-Performance Requirements and Marking: **JIS D 4103**.
- Richard G. Budynas, J. Keith Nisbett. (2008). Shigley's Mechanical Engineering Design. 8st ed. McGraw-Hill. New York.
- Norman E. Dowling. (2007). Mechanical Behavior of Materials. 3<sup>rd</sup> ed. New York: PEARSON.
- U. Kocabicak, M. Firat. (2000). **Numerical analysis of wheel cornering fatigue test**. Engineering Failure Analysis 8: 339-345.
- Liangmo Wang, Yufa Chen, Chenzhi Wang, Qingzheng Wang. (2010). **Fatigue Life Analysis of Aluminum Wheels by Simulation of Rotary Fatigue Test**. Journal of Mechanical Engineering vol.57(1): 31-39.
- Zhan-Guang Zheng, Teng Sun, Xi-Yong Xu, Shu-Qin Pan, Shuai Yuan. (2014). **Numerical simulation of steel wheel dynamic cornering fatigue test**. Engineering Failure Analysis 39: 124-134.

## รายการอ้างอิง

- Robert L. Norton. (2011). Machine Design. 4st ed. PEARSON. New York
- Mauro Ricotta, Simple expressions to estimate the Manson–Coffin curves of ductile cast irons. (2014). International Journal of Fatigue 78: 38–45.
- Hwang JR, Perng CC, Shan YS. **Low-cycle fatigue of austempered ductile irons**. Int J Fatigue 1990; 12 : 481–8.
- ASTM American Society for Testing and Materials. (2011). Standard Practices for Cycle Counting in Fatigue Analysis1: Regulation No. E41049-85
- ASTM American Society for Testing and Materials. (2007). Standard Practice for Conducting Force Controlled Constant Amplitude Axial Fatigue Tests of Metallic Materials1: **Regulation No. E466-07**.
- W. Weibull, Fatigue Testing and Analysis of Results; oxford. London. New York. Paris, Pergamon press, 1961.
- P. Rammurthy Raju, B. Satyanarayana, K. Ramji, K. Suresh Babu. (2009). **Evaluation of fatigue life of aluminium alloy wheels under bending loads**. Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures.
- Sourav Das. (2014). **Design and Weight optimization of aluminium alloy wheel**. International Journal of Scientific and Research Publications. June 2014. Vol. 4(6).
- Xiaofeng Wang., Xiaoge Zhang. (2009). **Simulation of dynamic cornering fatigue test of a steel passenger car wheel**. International Journal of Fatigue. September 2009; vol.32: 434-422.
- D.H. Burande, T.N. Kazi (2016). **Fatigue Analysis of Alloy Wheel for Passenger Car under Radial Load**. International Journal of Engineering Research and General Science. Vol.4(2): 2091-2730.
- Rakesh B. Thakare (2017). **Stress Analysis in Wheel Rim by using Dynamic Cornering Fatigue Test Under Different Conditions**. International Journal of Advance Research and Innovative Ideas in Education. Vol. 3(2): 2395-4396.



ภาคผนวก ก

การตรวจสอบความถูกต้องของโปรแกรมคอมพิวเตอร์ช่วยวิเคราะห์

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

## การตรวจสอบความถูกต้องของโปรแกรมคอมพิวเตอร์ช่วยวิเคราะห์

### VMMECH026: Fatigue Analysis of a Rectangular Plate Subjected to Edge Moment

#### Overview

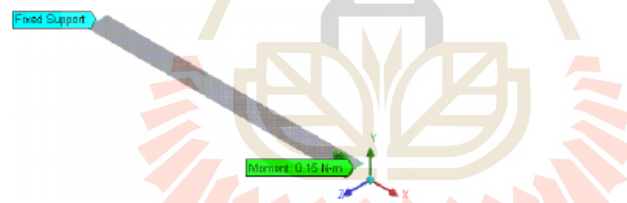
<b>Reference:</b>	Any standard Machine Design and Strength of Materials book
<b>Analysis Type(s):</b>	Fatigue Analysis
<b>Element Type(s):</b>	Shell

#### Test Case

A plate of length  $L$ , width  $W$ , and thickness  $T$  is fixed along the width on one edge and a moment  $M$  is applied on the opposite edge about the  $Z$ -axis.

Find the maximum Bending Stress (Normal  $X$  Stress) and maximum Total Deformation of the plate. Also find the part life and the factor of safety using Goodman, Soderberg, & Gerber criteria. Use the  $x$ -stress component. Consider load type as fully reversed and a Design Life of  $1e6$  cycles, Fatigue Strength factor of 1, and Scale factor of 1.

Figure 32: Schematic



Material Properties	
E = $2e11$ Pa	
$\nu = 0.0$	
Ultimate tensile strength = $1.29e9$ Pa	
Endurance strength = $1.38e8$ Pa	
Yield Strength = $2.5e8$ Pa	
No. of Cycles	Alternating Stresses (Pa)
1000	$1.08e9$
$1e6$	$1.38e8$

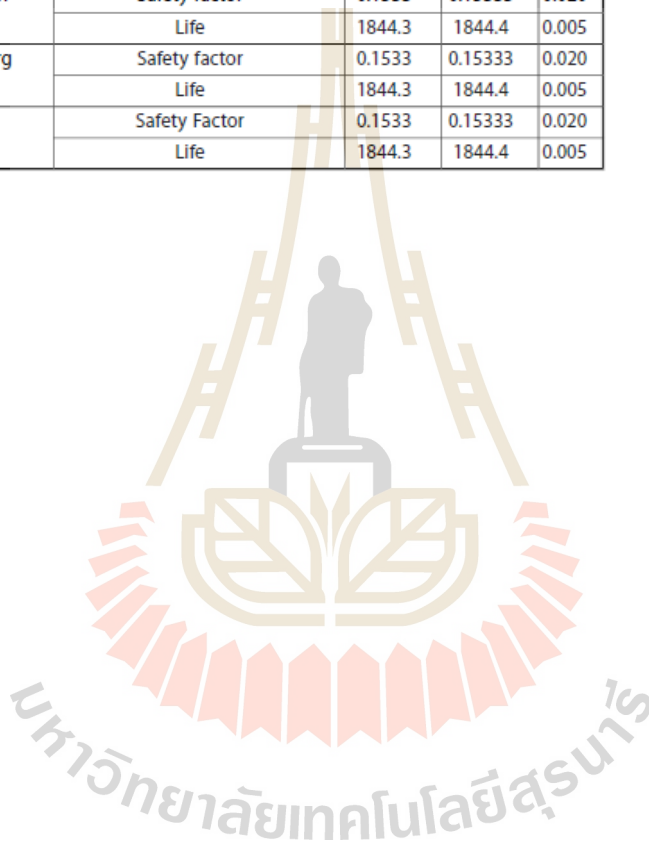
Geometric Properties	Loading
Length $L = 12e-3$ m	Moment $M = 0.15$ Nm (counterclockwise @ $z$ -axis)
Width $W = 1e-3$ m	

VMMECH026

Geometric Properties	Loading
Thickness T = 1 e-3 m	

**Results Comparison**

Results		Target	Mechanical	Error (%)
Maximum normal x-stress (Pa)		9e8	9e8	0.000
Maximum total deformation (m)		6.48e-4	6.4981e-4	0.279
SN-Goodman	Safety factor	0.1533	0.15333	0.020
	Life	1844.3	1844.4	0.005
SN-Soderberg	Safety factor	0.1533	0.15333	0.020
	Life	1844.3	1844.4	0.005
SN-Gerber	Safety Factor	0.1533	0.15333	0.020
	Life	1844.3	1844.4	0.005



## การคำนวณการล้าเปรียบเทียบทฤษฎี

From materials properties

$$\sigma_{ul} = 1290 \text{ GPa}$$

$$\sigma_y = 250 \text{ MPa}$$

Solving for Maximum Stress

$$\sigma = \frac{Mc}{I}$$

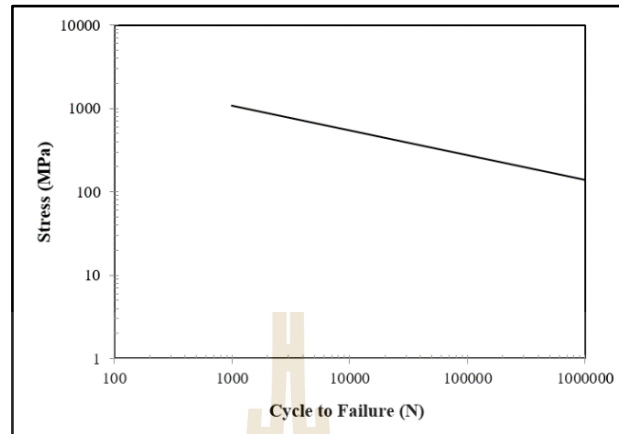
$$\sigma = \frac{(0.15)(0.5 \times 10^{-3})}{(\frac{1}{12} \times 10^{-12})} = 900 \text{ MPa}$$

Solving for Deflection

$$V_{\max} = \frac{ML^2}{2EI}$$

$$V_{\max} = \frac{(0.15)(0.012^2)}{2(2 \times 10^{11})(\frac{1}{12} \times 10^{-12})} = 6.48 \times 10^{-4} \text{ m.}$$

From S-N Properties



$$\sigma_1 = AN_1^B,$$

$$\sigma_2 = AN_2^B$$

$$\frac{\sigma_1}{\sigma_2} = \left( \frac{N_1}{N_2} \right)^B,$$

$$\log \frac{\sigma_1}{\sigma_2} = B \log \frac{N_1}{N_2}$$

Solving for B give

$$B = \frac{\log \sigma_1 - \log \sigma_2}{\log N_1 - \log N_2} = \frac{\log(1080) - \log(138)}{\log(10^3) - \log(10^6)} = -0.2978$$

Find A, can be calculate from either point:

$$A = \frac{\sigma_1}{N_1^B} = \frac{1080}{1000^{-0.2978}} = 8,449.7 \text{ MPa}$$

Also

$$B = -0.2978$$

$$A = 8,449.4 \text{ MPa}$$

$$\sigma = AN^B$$

$$\sigma = 8449.4N^{-0.2978}$$

From modify Goodman's theory

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = 1$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$$

Find  $\sigma_a$  and  $\sigma_m$  from maximum stress and minimum stress 900 MPa

$$\sigma_m = \frac{900 + (-900)}{2} = 0 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = \frac{900 - (-900)}{2} = 900 \text{ MPa}$$

Modify Goodman :

$$\frac{900}{S_e} + \frac{0}{1290} = 1 \quad S_e = 900 \text{ MPa}$$

Find N, Amplitude Stress 900 MPa

$$N = \left( \frac{\sigma}{8449.4} \right)^{-1/0.2978} = \left( \frac{900}{8449.4} \right)^{-1/0.2978} = 1844.56 \text{ cycles}$$



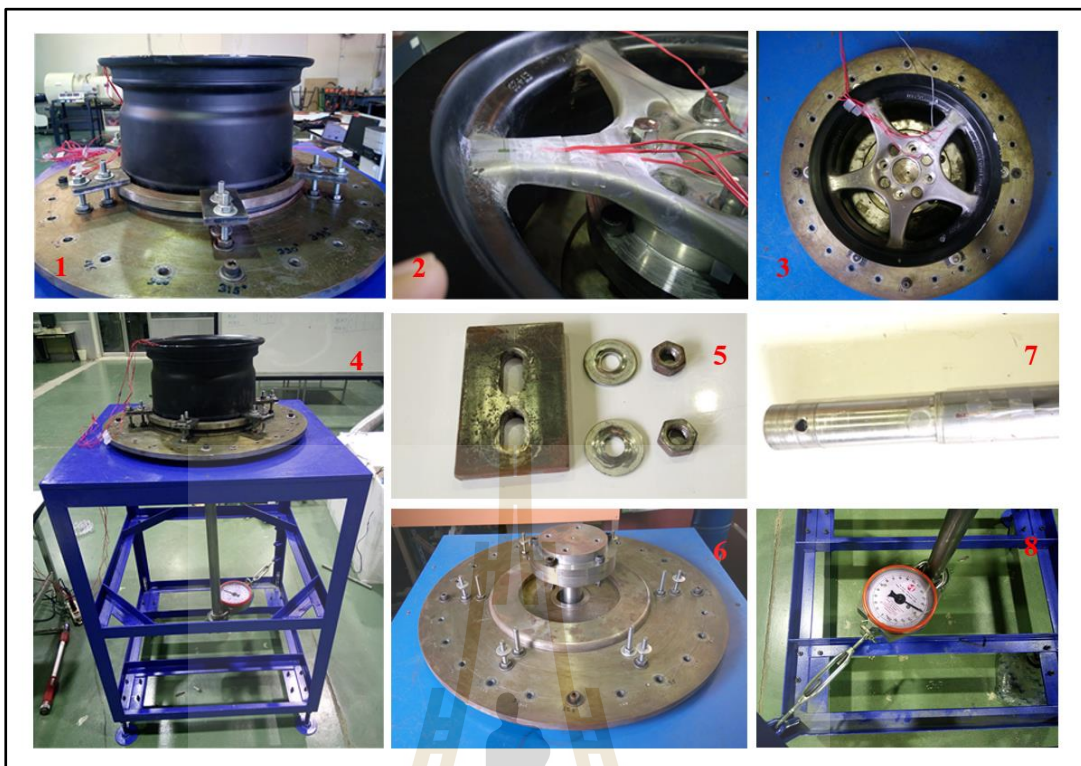


รูปที่ ข.1 การลอกสี้อัลลอยสำหรับการทดสอบการล้าตามุมในเชิงพลวัต



รูปที่ ข.2 การทดสอบการล้าตามุมในเชิงพลวัตของล้ออัลลอย





รูปที่ ข.3 ชุดทดสอบค่าความเครียดแบบวงรอบเปลี่ยนแปลงตามมุมมองที่พัฒนาขึ้น



ภาคผนวก ค

บทความวิชาการที่ได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่

## รายชื่อบทความวิชาการที่ได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่

Pungchaum, W., Rooppakhun, S., and Phunpeng, V. (2017). **Parametric Design and Optimization of Alloy Wheel Based on Dynamic Cornering Fatigue Test.** The 5th IIAE International Conference on Industrial Application Engineering 2017 (ICIAE 2017), Kitakyushu: Japan; March 27-31, 2017.



## Parametric Design and Optimization of Alloy Wheel Based on Dynamic Cornering Fatigue Test

Worawat Puangchaum, Supakit Roopakhun<sup>\*</sup>, Veena Phaumpeng

School of Mechanical Engineering, Institute of Engineering, Suranaree University,  
111 University Avenue, Muang, Nakhon Ratchasima 30000, Thailand

<sup>\*</sup>Corresponding Author: supakit@sut.ac.th

### Abstract

This study proposes a parametric design and optimization technique for alloy wheels based on a dynamic cornering fatigue test. A case study of 13-inch diameter alloy wheels was considered based on the standard dynamic cornering test. The effect of the width and thickness of the wheel rim on the principal stress and fatigue life based on minimizing the weight is described for each scenario. A total of twenty-seven design of experiment are created and expanded in response surface and sensitivity analysis using Finite Element Analysis (FEA) software. The geometric parameter of alloy wheel reveal the surface response to principal stress and fatigue life. The rim width significantly displayed higher sensitivity than the thickness of alloy wheel. The conclusion can be draw that the magnitude of maximum principal stress should not exceed as 145 MPa for passed the standard fatigue life of 100,000 cycles. The advantage of this parametric optimization technique is that it allows for an improved shape and size design process for alloy wheels.

**Keywords:** Parametric Design, Alloy Wheel, Dynamic Cornering Test, Fatigue life

### 1. Introduction

Automobile parts are continuously designed and developed to satisfy customer requirements in quality, comfort, reliability, safety and life cycle. To meet standards, improvements have to undergo experimental design and product analysis. Currently, computer simulation is widely used for the improvement and development of automotive components, as well as to save time<sup>(1)</sup>.

According manufacturing process, they start from styling design department to design topology of wheel, the process developing safe, fuel efficient and lightweight to meet governmental regulations and industry standards. To meet these regulations and conditions, determination of the mechanical behavior of the wheel is important. However, testing and inspection of the wheel during the production process is time consuming and costly. For these reasons, it is important to reduce the development time and testing phase of a new model wheel. As stress analysis of the wheel involves complicated geometry, Finite Element Analysis (FEA) is generally used in the design stage of production development to inspect the mechanical performance of wheel. FEA simulation of the wheel tests can significantly reduce the time and cost required to finish the wheel design.

Wheels are one of the main components of a car which are adjacent to tires and support vehicle loads. Lightweight alloy wheels significantly differ from normal steel wheels because in that they are specifically designed for the improvement of steering, speed and fuel consumption. Generally, a passenger car wheel must undergo three standard tests before going to production: (1) the dynamic cornering fatigue test; (2) the dynamic radial fatigue test; and (3) the impact test. Various kinds of alloy wheel take a long time for fatigue destructive testing and the cost is high. Doing engineering analysis before testing therefore becomes important to reduce cost and get a fatigue life cycle estimate before testing<sup>(2)</sup>.

There has been some research paying special attention to fatigue prediction and weight reduction in aluminum alloy wheels. Liangmo Wang et al.<sup>(3)</sup> studied the effect of fatigue strength under static load conditions for various shapes of alloy wheel using a commercial finite element analysis

package. The results of this research suggested that a modified shape lead to a stress reduction in the alloy wheel and an increase in the fatigue life. The use of a computer successfully aided to help in the analysis in order to reduce the cost and shorten development time. B. anusha et al.,<sup>4)</sup> presented results of a strength analysis for a four wheeler using four different wheel shapes consisting of straight, inclined, y-shape and honey comp-shape. The study analyzed the model with variables including different materials and different load. Yeh Liang Hsu and Ming Sho Hsu<sup>5)</sup> emphasized weight reduction in a disc type wheel. This study used a sequential neural network approximation method to evaluate the discrete-variable engineering optimization. The algorithm searched for the optimal point in the feasible domain fatigue constraints. From these studies, the parametric variable was necessary to find the optimal geometric design of the alloy wheel.

In this study, parametric design and optimization was performed under dynamic cornering fatigue constraints included the objective of minimize weight. FE models of aluminum alloy wheels were constructed to analyze the wheel behavior based on the standard dynamic cornering fatigue test. Based on Goodman's fatigue criterion, the analysis was used to predict the fatigue life of the wheel, as well as the response surface sensitivity.

## 2. Dynamic Cornering Fatigue Analysis

The dynamic cornering fatigue test simulates the load condition of a wheel during a turn while driving. Fig 1 shows a typical set-up loading method for evaluating cornering fatigue, according to JW1<sup>6)</sup>. In Fig. 1, the downside flange of the rim is clamped for the test, and a load arm shaft is attached to the mounting surface of the wheel. A test load applies a constant cyclical rotation bending on the arm shaft end. The test will be passed if at least  $1.0 \times 10^5$  rotations occur without a crack failure in the wheel. The bending moment of testing can be calculated from eq.1.

Table 1. Chemical ingredients of Al Alloy A356.

Si	6.5-7.5%
Fe	<0.15%
Mg	0.27-0.29%
Ti	0.1-0.15%
Sr	0.005-0.015%

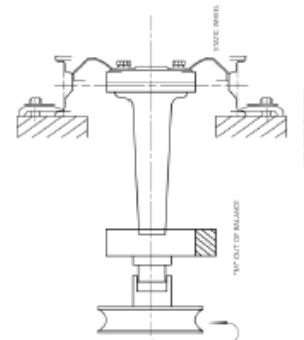


Fig 1 Contour setup of dynamic cornering fatigue testing machine.

$$M_{b,max} = S \cdot F_v (\mu \cdot r_{dm} + d) \quad (1)$$

Where  $S$  is the safety factor,  $F_v$  is the maximum load that wheel can support (N),  $\mu$  is the friction coefficient between the tire and road is equal to 0.7,  $r_{dm}$  is the maximum rotation radius that tire act on wheel (m),  $d$  is the offset distance from the center alignment of wheel (m).

## 3. Material properties and FE modeling

### 3.1 Material Properties

In alloy wheel industries, Alloy A356 is usually used, which has different chemical ingredients depending on each producer. The particular ingredients used in this research are shown in Table 1.

Material properties of the wheel were tested using a tensile test on a standard test piece by using a universal testing machine and collecting data from the test piece. The calculated average values for these properties are shown in Table 2.

Table 2. Material Mechanical Properties

Property	Value
Yield strength (MPa)	220
Ultimate Tensile (MPa)	265
Elongation (%)	3
Modulus of Elasticity (GPa)	70

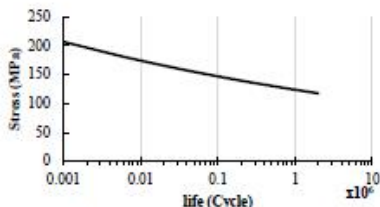


Fig. 2 Stress-life curve of Alloy A356

The standard test piece was further tested under a fatigue resistance test, and the testing data collected in order to find a relationship between the stress and life cycle (S-N curve) for input to dynamic cornering fatigue model. The results of this test are shown in Figure 2.

3.2 Finite element modeling

The finite element modeling and analysis was carried out using ANSYS. The meshing focussed on the spoke and Mounting surface, having a smaller element size in these regions than on the rim, with an element size of 5 mm. Both regions affect the stress, which in turn affects the fatigue life time. A tetrahedron grid with refinements in the curved area was used, as shown in Fig. 3. A spacer with a thickness of 50 mm was used to replace the shaft in order to reduce the number of elements and save time in the analysis. The analysis used boundary conditions and bending moments similar to the cornering fatigue test. The static results used to compute the fatigue analysis and display the results are presented in the next section.

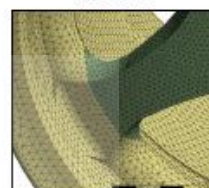
3.3 Boundary condition

In the dynamic cornering fatigue test simulation, the downside outboard flange of rim of the wheel was clamped securely to the test device, and a rigid load arm shaft was attached to the mounting surface of the wheel, as shown in Figure 1. A test load was applied to the arm shaft to provide a constant cyclical rotation bending moment.

Finite element modeling requires us to specify the boundary conditions and load, which were set similar to Dynamic Cornering Fatigue test, with a fixed support at the flange rim. The dynamic cyclical load was represented by 24 discrete loads, 15° apart like the cycle load shown in fig.4. The simulation perform load at 0 degree, by the remote force to apply from back surface of spacer to point B. For each node, the maximum and minimum principal stress during the load cycle were extracted to determine the mean stress  $\sigma_m$  and amplitude stress  $\sigma_a$  of node, as defined below :



(a) bolt hole



(b) spoke and rim

Fig. 3 finite element modeling of the alloy

$$\sigma_m = \frac{1}{2}(\sigma_{max} + \sigma_{min}) \tag{2}$$

$$\sigma_a = \frac{1}{2}(\sigma_{max} - \sigma_{min}) \tag{3}$$

Several different criteria are commonly used in predicting fatigue failure. In this study, Goodman's criteria was used, which can be written as :

$$\left(\frac{\sigma_a}{S_e/n}\right) + \left(\frac{\sigma_m}{S_u/n}\right) = 1 \tag{4}$$

Where  $S_e$  is the endurance limit,  $S_u$  is ultimate strength of the material, and  $n$  is the design factor

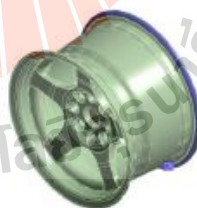


Fig. 4 boundary condition set-up 0° loading

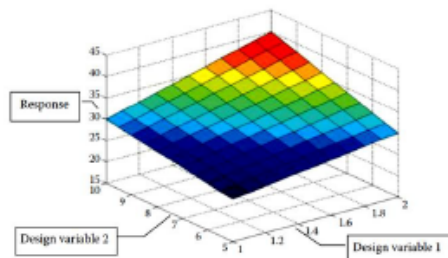


Fig.5 An example of a 3D response surface<sup>(8)</sup>

### 3.4 Parametric optimization

Design of experiment (DOE) is a technique originally developed for model fitting with experimental data. In design optimization, DOE can be used to fit the simulated response data to mathematical equations. These equations, also referred to as response surface equations, serve as models to predict the response for any combination of design variable values<sup>(8)</sup>. An example is shown in Fig. 5.

The design experiment to find the optimal parameter to improve the geometry used face-central composite designs (CCD), also known as Box-Wilson<sup>(9,10)</sup> designs. These are appropriate for calibrating full quadratic models.

For wheels that are predicted to pass the cornering fatigue test, the parameters that need to be considered are thickness ( $t$ ) and width ( $W$ ) of the spoke alloy wheel. It then becomes a structural optimization problem: to minimize the weight of wheel, subject to geometry and fatigue constraints of more than  $1 \times 10^5$  cycles, and a constrained maximum principal stress less than or equal to 150 MPa. This problem can be formulated as follows:

$$\text{Minimum weight}(x), \text{ such that } g_i(x) \leq 0, \quad (5)$$

where  $x$  is the design variable, such as the thickness and width of spoke wheel; and  $g_i(x)$  are constraints of fatigue and principal stress. The model will be 3 prototypes at the fillet at the end of the rod spoke wheel of radius  $R$ , 10, 12.5 and 15 respectively. In each prototype has 9 scenarios, shown in fig. 6.

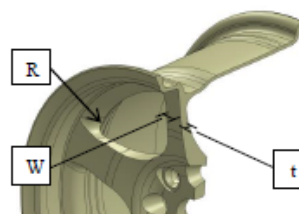


Fig 6 parameter design of optimization

## 4. Results and discussion

In this study, the results of static structural and fatigue analysis of alloy wheels with different thickness and width of spoke alloy wheel were investigated for a total of 3 prototypes. In the analysis, maximum principal stress theory was used to compute for support usability all prototypes of alloy wheel. Fig. 7 graphically displays the relationship between maximum principal stress in each scenario. The maximum principal stress in each case occurs at a different value, but the area that the maximum stress occurs at is in the same location, as shown in fig. 10. In design point no. 4 for each prototype (R10, R12.5, R15), it was found that the value of the maximum principal stress is 149.29, 147.5 and 145.29 MPa in prototype 1 (R10), 2(R12.5) and 3(R15) respectively. In design points five to nine, the parameter modified was the thickness, which was decreased with increasing design number. It was found that the maximum principal stress increased with decreasing thickness.

The effect of the parameter changes in the scenarios on the fatigue life and weight, shown in fig. 8 and 9. In the fatigue analysis, only the design point 4 of prototype 3(R15) passed the cornering fatigue test, with the life of wheel being  $1.02 \times 10^5$  cycles at all spokes area of alloy wheel, as shown in fig. 11.

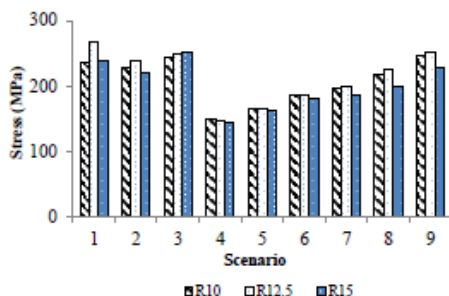


Fig. 7 Maximum Principal Stress each design point

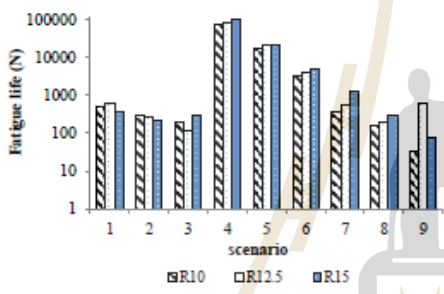


Fig. 8 Fatigue life each design point

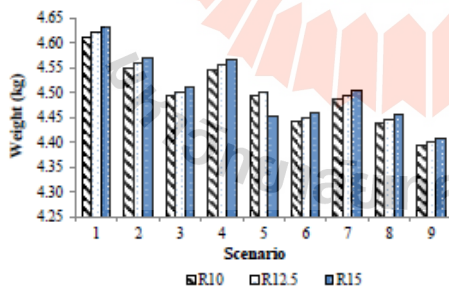
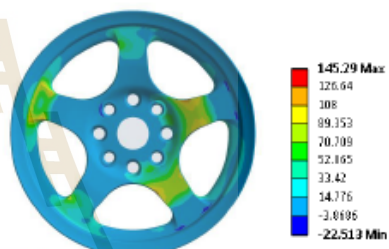
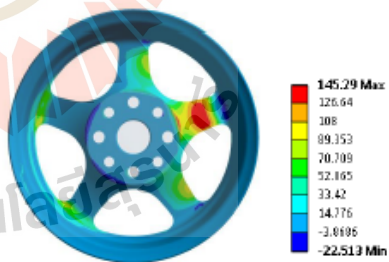


Fig. 9 Weight at each design point

The results can be used in the Design of Experiments by fitting them to a response surface, which can quickly provide the approximated values of the output parameters. Fig. 12 displays response surfaces for the principal stress, fatigue life and weight reduction of design point 4 of the prototype 3(R15). Fig. 12a shows the relationship between the width, thickness and principal stress, and is a parabolic surface. The y axis of graph is the parameter of the width, and the x axis is the parameter of the thickness. If the parameter of x axis is increased the value affect to thickness of the spokes wheel will be reduced. Finally, the z axis is the principal stress. It was found that when the thickness increases affect to principal stress have high value of any parameter width, After that principal stress reduce when parameter thickness decrease. The thickness and width parameter over which the optimal value of the principal stress does not exceed 150 MPA is approximately 60.5-61mm and 18mm respectively.



(a) Front view



(b) back view

Fig. 10 Maximum Principal stress of design point no.4



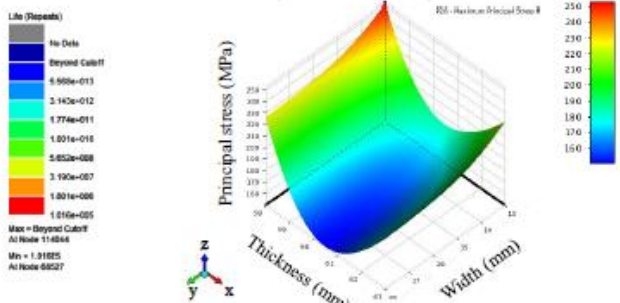


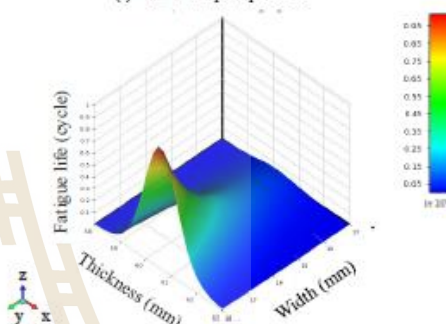
Fig. 11 fatigue life of design point no.4

Fig. 12b shows the relationship between the width, thickness and fatigue life. The thickness and width parameters giving the optimal value for fatigue life are over a similar range with the principal stress. Out of this range the fatigue life is reduced significantly.

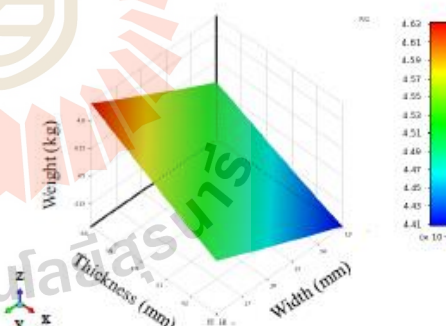
Fig. 12c shows the impact that changing the width and thickness has on the weight. The thickness and width parameter that provide an optimal value for weight is similar both response surface before. However, the optimum range is out of the parameter range for which the model will pass cornering fatigue test.

Fig. 13 shows the relationship between sensitivity and the results of the principal stress, fatigue life and weight analysis of prototype 3. It was found that the thickness parameter affects the results of principal stress and weight more greatly than the width parameter, but for the weight the sensitivity of both parameters does not significantly differ. In fatigue sensitivity, the parameter width affects the life of the fatigue greater than the parameter thickness, if the width parameter increasing to pass the cornering fatigue test will affect the weight is extremely high.

(a) Maximum principal stress



(b) fatigue life



(c) Weight reduction

Fig. 12 response surface of design point no.4, prototype 3

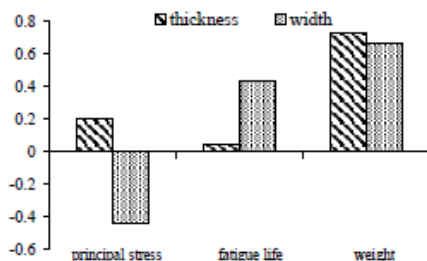


Fig. 13 result sensitivity of prototype 3

### Conclusions

This study has presented a technique of parametric design and optimization of alloy wheels under the cornering fatigue test condition. The maximum principal stress and fatigue life were considered as the constrained parameters based on main objective of minimizing weight. The geometric parameters of width and thickness of the wheel rim were analyzed to determine the sensitivity of response. The design of experiment based on face-central composite criteria using finite element analysis software were analyzed. The results revealed that the alloy wheel rim was the critical area, displaying high damage stress distribution under the cornering fatigue test. For the response analysis, the rim width significantly displayed higher sensitivity than the thickness of the alloy wheel. The magnitude of principal stress should not exceed of 145 MPa based on the standard fatigue life of 100,000 cycles. The parametric design could improve the optimal shape and size of alloy wheel for meet the standard of dynamic cornering fatigue test.

### Acknowledgment

The authors would like to acknowledge Suranaree University of Technology for funding and facility support among the research activities. The authors would also like to thank Dr James Varley for his helpful comments on this manuscript.

### References

- (1) Mandage A.P., Sharma M.H., Rayate A.K., Kange P.N., Hirulkar N.S. : "Fatigue Life Estimation of An Aluminium Wheel Rim Using Finite Element Analysis", *International Journal for Science and Advance Research In Technology*, vol. 2 issue 3, pp.30-33, March 2016
- (2) U. Kocabicak, M. Firat : "Numerical analysis of wheel cornering fatigue test", *Engineering Failure Analysis* 8. 2001; pp.339-345,2000
- (3) Liangmo Wang, Yufa Chen, Chenzhi Wang and Qingzheng Wang : "Fatigue Life Analysis of Aluminum Wheels by Simulation of Rotary Fatigue Test", *Journal of Mechanical Engineering*, Vol 57(2011)1, pp.31-39, 2010
- (4) B. Anusha Srikanta and P veeraraju : "Geometrical and Material optimization of alloy wheel for four wheeler", *International Journal of Research and Innovation(IJRI)*, Vol 1, pp.1401-1402, 2014
- (5) Yeh Liang Hsu, Ming Sho Hsu : "Weight reduction of aluminum disc wheels under fatigue constraints using a sequential neural network approximation method", *Computers in Industry*, Vol 46(2001), pp.167-179, 2001
- (6) JWL Informal Document : "Testing Conditions for Light Alloy Road Wheels for Passenger Car", Regulation No. 1,2010
- (7) J.A. Bannantine, J.J. Comer, J.L. Handrock : "Fundamentals of Metal Fatigue Analysis", Prentice-Hall, Englewood cliffs, NJ, 1990
- (8) Xiaolin Chen, Yijun Liu : "Finite Element Modeling and Simulation with Ansys Workbench", CRC press, Taylor and Francis Group, NW, 2014
- (9) Douglas C. Montgomery : "Design and Analysis of Experiment", John wiley and sons, Inc., Arizoa,2013
- (10) M. Ahmadi, F. Vahabzadeh, B. Bonakdarpour, E. Mofarrah, M. Mehranian : "Application of the central composite design and response surface methodology to the advanced treatment of olive oil processing wastewater using Fenton's peroxidation", *Journal of Hazardous Materials*, B123, pp. 187-195, 2005

## ประวัติผู้เขียน

นายวรัตน์ พวงชะอุ่ม เกิดเมื่อวันที่ 22 มกราคม พ.ศ. 2535 จังหวัดปราจีนบุรี เริ่มการศึกษา ระดับประถมศึกษาชั้นปีที่ 1-6 ที่โรงเรียนสายมิตรศึกษา อำเภอกบินทร์บุรี จังหวัดปราจีนบุรี ระดับมัธยมศึกษาชั้นปีที่ 1-6 ที่โรงเรียนเตรียมอุดมศึกษาน้อมเกล้า กบินทร์บุรี อำเภอกบินทร์บุรี จังหวัดปราจีนบุรี สำเร็จการศึกษาระดับปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต (วิศวกรรมเครื่องกล) เกียรตินิยมอันดับหนึ่ง จากมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี อำเภอเมือง จังหวัดนครราชสีมา เมื่อปี พ.ศ. 2556 จากนั้นเข้าศึกษาต่อในระดับปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล ณ สถาบันการศึกษาเดิม โดยได้รับทุนการศึกษาจากแหล่งทุนภายนอก (One Research One Graduate, OROG)

ขณะที่ศึกษาต่อในระดับมหาบัณฑิตนั้น ได้มีประสบการณ์เป็นผู้สอนปฏิบัติการของ สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล และวิศวกรรมการผลิต จำนวน 4 รายวิชาดังนี้

- 1) วิชาปฏิบัติการวิศวกรรมการผลิต 1
- 2) วิชาปฏิบัติการทางการผลิตและระบบควบคุมอัตโนมัติในโรงงาน
- 3) วิชาคอมพิวเตอร์ช่วยในการวิเคราะห์สำหรับวิศวกรรมยานยนต์
- 4) วิชาคอมพิวเตอร์ช่วยในการวิเคราะห์สำหรับวิศวกรรมเครื่องกล

และมีผลงานวิชาการที่ได้รับการเผยแพร่ในระหว่างที่กำลังศึกษาจำนวน 1 บทความ มีรายละเอียดดังปรากฏในภาคผนวก ค.