

การศึกษาพฤติกรรมการชนกระแทกด้านหน้าโครงสร้างรถโดยสารขนาดใหญ่
ภายใต้มาตรฐานยุโรปข้อกำหนดที่ 29



นายศราวุธ บัวงาม

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี
ปีการศึกษา 2557

**THE STUDY ON FRONTAL CRASHWORTHINESS
BEHAVIOR OF THE LARGE PASSENGER BUS
STRUCTURE BASED ON ECE REGULATION-29**

Sarawut Bua-Ngam



**A Thesis Submitted in Partial Fulfillment of the Requirements for the
Degree of Master of Engineering in Mechanical Engineering
Suranaree University of Technology**

Academic Year 2014

การศึกษาพฤติกรรมกระแทกด้านหน้าโครงสร้างรถโดยสารขนาดใหญ่
ภายใต้มาตรฐานยุโรปข้อกำหนดที่ 29

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี อนุมัติให้นับวิทยานิพนธ์ฉบับนี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษา
ตามหลักสูตรปริญญาวิทยาศาสตรบัณฑิต

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์

(อ. ดร.ธีรุต วัฒนชัย)

ประธานกรรมการ

(ผศ. ดร.สุภกิจ รูปจันทร์)

กรรมการ (อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์)

(อ. ดร.สมศักดิ์ ศิวดำรงพงศ์)

กรรมการ

(ศ. ดร.สุภกิจ ลิ้มปิจำนงค์)

รองอธิการบดีฝ่ายวิชาการและนวัตกรรม

(รศ. ร.อ. ดร.กนต์ธร ชำนิประศาสน์)

คณบดีสำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์

ศราวุธ บัวงาม : การศึกษาพฤติกรรมการชนกระแทกด้านหน้าโครงสร้างรถโดยสาร
ขนาดใหญ่ภายใต้มาตรฐานยุโรปข้อกำหนดที่ 29 (THE STUDY ON FRONTAL
CRASHWORTHINESS BEHAVIOR OF THE LARGE PASSENGER BUS
STRUCTURE BASED ON ECE REGULATION-29) อาจารย์ที่ปรึกษา :
ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.สุภกิจ รูปจันทร์, 103 หน้า.

ในงานวิจัยนี้เป็นการศึกษาพฤติกรรมการชนกระแทกด้านหน้าโครงสร้างรถโดยสารขนาดใหญ่
ประเภทมาตรฐาน 2 และประเมินความปลอดภัยของโครงสร้างและผู้ขับขี่ตามข้อกำหนดมาตรฐาน
ยุโรปข้อที่ 29 โดยศึกษาด้วยการสร้างแบบจำลองและวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์
แบบชัดแจ้งบนโปรแกรมคอมพิวเตอร์ที่เรียกว่า ANSYS Explicit ทั้งนี้แบบจำลองการชนกระแทก
ด้านหน้าโครงสร้างรถโดยสารชั้นครึ่งรุ่น CG280 ได้ถูกพิจารณาเปรียบเทียบกับโครงสร้างที่ได้
ออกแบบติดตั้งชิ้นส่วนดูดซับแรงกระแทก ซึ่งได้พิจารณาพารามิเตอร์ที่เกี่ยวข้อง ได้แก่ ค่าพลังงาน
การการดูดซับ พลังงานคงค้างที่หุ่นจำลองผู้ขับขี่ และการเสียรูปของโครงสร้างรถโดยสาร ผล
การศึกษาพบว่าโครงสร้างรถโดยสารชั้นครึ่งรุ่น CG280 มีความปลอดภัยเป็นตามข้อกำหนด
มาตรฐานยุโรปข้อที่ 29 กล่าวคือการเสียรูปของชิ้นส่วนโครงสร้างรถโดยสารด้านหน้าไม่ส่งผลถึง
หุ่นจำลองผู้ขับขี่ โดยมีค่าระยะการเสียรูปสูงสุดเท่ากับ 257.96 mm และเกิดขึ้นที่บริเวณตำแหน่ง
คานด้านหน้า รวมทั้งค่าพลังงานคงค้างที่หุ่นจำลองผู้ขับขี่มีค่าเท่ากับ 134.09 J และมีค่าที่ต่ำกว่าค่า
พลังงานจลน์ในการชนกระแทกทั้งหมดไม่เกินร้อยละ 30 นอกจากนี้เมื่อพิจารณาเปรียบเทียบกับ
โครงสร้างรถโดยสารที่ติดตั้งชิ้นส่วนดูดซับแรงกระแทก พบว่าค่าพลังงานคงค้างที่หุ่นจำลองผู้ขับ
ขี่มีค่าลดลง 70.79 % จากแบบจำลองโครงสร้างที่ไม่มีอุปกรณ์ดูดซับ โดยที่อุปกรณ์ดูดซับรูปทรง
หน้าตัดหกเหลี่ยมและความหนา 2 มิลลิเมตร จะเป็นรูปทรงที่ประสิทธิภาพการชนกระแทกและ
ความสามารถในการดูดซับพลังงานที่ดีกว่าหน้าตัดรูปทรงวงกลม สามเหลี่ยม และสี่เหลี่ยม
ท้ายที่สุดได้ทำการทดสอบการชนกระแทกของโครงสร้างหน้าตัดท่อนางบางเพื่อเปรียบเทียบ
ยืนยันความน่าเชื่อถือของโปรแกรม พบว่าผลที่ได้มีค่าแรงเฉื่อยและค่าพลังงานดูดซับตลอดจน
พฤติกรรมการเสียรูปค่าที่ใกล้เคียงและมีแนวโน้มสอดคล้องไปในทิศทางเดียวกัน

SARAWUT BUA-NGAM : THE STUDY ON FRONTAL
CRASHWORTHINESS BEHAVIOR OF THE LARGE PASSENGER
BUS STRUCTURE BASED ON ECE REGULATION-29.
THESIS ADVISOR : ASST. PROF. SUPAKIT ROOPPAKHUN, Ph.D.,
103 PP.

FINITE ELEMENT/ FRONTAL IMPACT/ HIGH-DECKER BUS/ ECE-R29

This research was studied the frontal impact behavior of the high-decker bus structure type 2 to assess the safety of structure and driver according to ECE-R29. In order to create and analyze using the finite element method / explicit dynamic, computer program called “ANSYS Explicit” is a key equipment for simulate the crashing behavior. The bus structure model CG280 by the original and the improvable with energy absorber structure are compared with the associated parameter such as energy absorption, residual energy on manikin, and deformation shape on the structure. The results represented that the high decker bus structure is compliant with the requirement of ECE-R29. That is to say the deformation of structure components does not affect the driver. The maximum deformation scale is 257.95 mm in the frontal bar structure. And the residual energy on manikin is 134.09 J which does not exceed 30 % of gross impact energy. In addition the improve structure with energy absorber is a cause of reduce 70.79% residual energy. And the hexagonal cross-section with 2 mm thickness is better than circular, triangular, and rectangular cross-section in case efficiency and ability to absorb energy. Then the verification is carried on the relation of thin-walled structure under impact condition between the simulation and experiment.

School of Mechanical Engineering

Academic Year 2014

Student's Signature _____

Advisor's Signature _____

กิตติกรรมประกาศ

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

ขอขอบคุณ บริษัท อู่เชิดชัยอุตสาหกรรม จำกัด ที่ให้ความอนุเคราะห์ข้อมูลในการทำวิจัย

ขอขอบคุณ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี และขอขอบคุณ บุคลากรศูนย์เครื่องมือวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยี ที่ให้ความรู้ทางด้านการใช้เครื่องมือตลอดจนอำนวยความสะดวกในการใช้เครื่องมือเป็นอย่างดี

ขอขอบคุณ คุณเกษม ศรีอำนาจ และ คุณธนันต์ ศรีสุพรรณ ที่กรุณาให้คำปรึกษา รับฟัง และชี้แนะแนวทางการแก้ไขปัญหา

ขอขอบคุณ คุณศิริจิตร จำปี ที่เป็นกำลังใจเสมอมา

สุดท้ายนี้ ขอกราบขอบพระคุณพ่อสมชาติ – คุณแม่เพียงใจ บัวงาม ที่ให้การเลี้ยงดู อบรม และส่งเสริมการศึกษา เป็นกำลังใจ และให้การช่วยเหลือเป็นอย่างดีตลอดมาจนประสบความสำเร็จในการทำวิทยานิพนธ์เล่มนี้

ศราวุธ บัวงาม

สารบัญ

หน้า

บทคัดย่อ (ภาษาไทย).....	ก
บทคัดย่อ (ภาษาอังกฤษ).....	ข
กิตติกรรมประกาศ.....	ค
สารบัญ	ง
สารบัญตาราง	ช
สารบัญรูป	ฉ
คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ	ฐ
บทที่	

1 บทนำ

1.1	ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา	1
1.2	วัตถุประสงค์การวิจัย	2
1.3	ขอบเขตของการวิจัย	2
1.4	วิธีดำเนินการศึกษาวิจัย.....	3
1.4.1	ระเบียบวิธีวิจัย	3
1.4.2	สถานที่ทำการวิจัย.....	4
1.4.3	เครื่องมือที่ใช้ในการวิจัย	4
1.5	ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	5

2 บริบทวรรณกรรมและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

2.1	รถโดยสารขนาดใหญ่ในประเทศไทย	6
2.2	ข้อกำหนดที่ 29 ของคณะกรรมการการเศรษฐกิจยุโรปแห่งสหประชาชาติ	6
2.2.1	วิธีการทดสอบการชนกระแทกด้านหน้า.....	7
2.2.2	พื้นที่ปลอดภัยของผู้ขับขี่รถโดยสาร	9
2.3	หลักการพื้นฐานของการควบคุมพลังงาน.....	11
2.3.1	พลังงานย้อนกลับไม่ได้.....	11
2.3.2	แรงปฏิกิริยาของที่และจำกัด.....	11

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

2.3.3	ช่วงชน	12
2.3.4	รูปแบบการเสียดรูปเสถียรและสามารถทำซ้ำได้	13
2.4	สมบัติทางกลของวัสดุภายใต้ภาระกรรมแรงดึง	13
2.4.1	แบบจำลองทางคณิตศาสตร์วัสดุในอุดมคติ	14
2.5	ระเบียบวิธีพลังงานสำหรับการเสียดรูปแบบพลวัต	16
2.6	อัตราความเครียด	17
2.7	การชนกระแทกในแนวแกนในโครงสร้างผนังบาง	19
2.7.1	ท่อน้ำตัดกลม	19
2.7.2	ท่อน้ำตัดสี่เหลี่ยมจัตุรัส	22
2.8	ระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์	24
2.8.1	วิธีการหาค่าแข็งและปริมาตร	27
2.9	งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	27
2.9.1	งานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการชนกระแทกแบบกึ่งสถิต	28
2.9.2	งานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการชนกระแทกแบบความเร็วต่ำ	29
2.9.3	งานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการวิเคราะห์โครงสร้างยานพาหนะ	31
3	วิธีดำเนินงานวิจัย	
3.1	กล่าวนำ	33
3.2	การทดสอบสมบัติวัสดุ	34
3.2.1	การเตรียมชิ้นทดสอบแรงดึง	34
3.2.2	การทดสอบแรงดึง	35
3.3	การตรวจสอบความถูกต้องของโปรแกรมวิเคราะห์ไฟไนต์เอลิเมนต์	37
3.3.1	การทดลองชนกระแทกโครงสร้างผนังบาง	37
3.3.2	การวิเคราะห์แบบจำลองการชนกระแทกโครงสร้างผนังบาง	41

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

3.4	การวิเคราะห์การชนกระแทกด้านหน้าโครงสร้างรถโดยสารขนาดใหญ่.....	43
3.4.1	การสร้างแบบจำลองโครงสร้างรถโดยสารขนาดใหญ่.....	43
3.4.2	การกำหนดอิลลิเมนต์.....	49
3.4.3	การกำหนดสมบัติวัสดุ.....	49
3.4.4	การกำหนดเงื่อนไขการสัมผัส.....	50
3.4.5	การกำหนดเงื่อนไขขอบเขต.....	50
4	ผลการวิจัยและการอภิปรายผล	
4.1	กล่าวนำ	51
4.2	ผลการตรวจสอบความถูกต้องของโปรแกรมไฟไนท์อิลลิเมนต์	51
4.2.1	การเสีรูปของโครงสร้างผนังบาง	51
4.2.2	ความสัมพันธ์ระหว่างความเร่งกับเวลา.....	52
4.2.3	ความสัมพันธ์ระหว่างแรงกับเวลา.....	53
4.2.4	เปรียบเทียบผลจากการจำลองและการทดสอบ	53
4.3	ผลการจำลองการชนกระแทกด้านหน้าโครงสร้างรถโดยสารขนาดใหญ่ แบบเดิม	54
4.3.1	แผนภาพการเสีรูป.....	55
4.3.2	แผนภาพความเค้น	56
4.3.3	แผนภาพความเครียด.....	56
4.3.4	พลังงานจลน์	57
4.3.5	พลังงานภายใน	58
4.3.6	หุ่นจำลองผู้ขับขี่.....	59
4.4	อุปกรณ์ดูดซับพลังงาน	60
4.4.1	กระบวนการเสีรูป.....	62
4.4.2	ความสัมพันธ์ระหว่างแรงกับระยะยุบตัว.....	63
4.4.3	ลักษณะการดูดซับพลังงาน	65

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

4.5 ผลการจำลองการชนกระแทกด้านหน้าโครงสร้างรถโดยสารขนาดใหญ่ ที่ติดตั้งอุปกรณ์ดูดซับพลังงาน	68
4.5.1 แผนภาพการเสียรูป.....	69
4.5.2 แผนภาพความเค้น	70
4.5.3 แผนภาพความเครียด.....	71
4.5.4 พลังงานจลน์	72
4.5.5 พลังงานภายใน	73
4.5.6 หุ่นจำลองผู้ขับขี่.....	74
5 สรุปและข้อเสนอแนะ	
5.1 สรุปผลการวิจัย.....	76
5.4 ข้อเสนอแนะ.....	77
รายการอ้างอิง	78
ภาคผนวก	
ภาคผนวก ก. บทความที่ได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่	81
ประวัติผู้เขียน	103

สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
2.1	ขนาดของหุ่นจำลองที่ใช้ในการทดสอบตามข้อกำหนด ECE R-29 10
2.2	การจำแนกเทคนิคการทดสอบการชนกระแทกโดยใช้อัตราความเครียดเป็นเกณฑ์ 18
4.1	ค่าสูงสุดของการทดสอบและการจำลองด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ 54
4.2	รูปร่างการเสียรูปของชิ้นส่วนอุปกรณ์ดูดซับพลังงาน 62



สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
2.1	การทดสอบการชนกระแทกด้านหน้า7
2.2	การติดตั้งโครงสร้างรถเพื่อทดสอบการชนกระแทกด้านหน้า.....8
2.3	หุ่นจำลองที่ใช้ในการทดสอบตามข้อกำหนด ECE R-299
2.4	กราฟแสดงกระบวนการดูดซับพลังงานในอุดมคติ 12
2.5	แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเค้นและความเครียด ภายใต้ภาระกรรมแรงดึง (ก) เหล็กเหนียว (ข) อลูมิเนียม และ (ค) เส้นใยคอมโพสิต..... 13
2.6	แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเค้นและความเครียด ในอุดมคติภายใต้ภาระกรรมแรงดึง (ก) elastic, perfectly plastic (ข) elastic, linear hardening และ (ค) elastic, power hardening 14
2.7	แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเค้นและความเครียด ในอุดมคติภายใต้ภาระกรรมแรงดึง (ก) rigid, perfectly plastic (ข) rigid, linear hardening และ (ค) rigid, power hardening 16
2.8	การเสียรูปของท่อทรงกระบอกภายใต้ภาระกรรมแนวแกน (ก) โหมดวงแหวน (ring mode) (ข) โหมดข้าวหลามตัด (diamond mode) และ (ค) โหมดผสม (mixed mode) 19
2.9	ความสัมพันธ์ระหว่างแรงและระยะยุบตัวของท่อทรงกระบอก ที่รับภาระกรรมแนวแกนแสดงแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ เพื่ออธิบายพฤติกรรมการณ์การชนของท่อ (Alexander, 1960).....20
2.10	การเสียรูปแบบสมมาตรตามแนวแกน.....20
2.11	การเสียรูปของท่อหน้าตัดสี่เหลี่ยมจัตุรัสภายใต้ภาระกรรมแนวแกน (ก) แบบสมมาตร และ (ข) แบบไม่สมมาตร.....22

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
2.12 ความสัมพันธ์ระหว่างแรงและระยะยวบตัวของท่อหน้าตัดสี่เหลี่ยมจัตุรัส ที่รับภาระกรรมแนวแกน.....	23
2.13 ภาพตัดแสดงการพับตัวของท่อหน้าตัดสี่เหลี่ยมจัตุรัส (Wierzbicki and Abramowicz, 1983).....	23
2.14 ขั้นตอนการแก้ปัญหาด้วยระเบียบวิธีไฟไนท์เอลิเมนต์.....	25
2.15 (ก) อิลลิเมนต์สามเหลี่ยม 3 จุดต่อ (ข) อิลลิเมนต์สามเหลี่ยม 6 จุดต่อ (ค) อิลลิเมนต์สี่เหลี่ยม 4 จุดต่อ และ (ง) อิลลิเมนต์สี่เหลี่ยม 8 จุดต่อ	26
2.16 โครงสร้างรถโดยสารชั้นครึ่งรุ่น CG280	28
3.1 แผนผังแสดงขั้นตอนการดำเนินงานโดยสังเขป	33
3.2 ขั้นตอนการทดสอบแรงดึงของวัสดุที่ใช้ในการทดสอบ การชนกระแทกโครงสร้างผนังบาง.....	34
3.3 ขั้นตอนการทดสอบแรงดึงของวัสดุที่ใช้ผลิตโครงสร้างรถโดยสารขนาดใหญ่.....	34
3.4 เครื่องทดสอบเอนกประสงค์ INSTRON 5582 Tensile Test 100 kN	35
3.5 เครื่องทดสอบเอนกประสงค์ Shimadzu UH-2000 k	35
3.6 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเค้นกับความเครียดทางวิศวกรรม ของวัสดุ Aluminum, Steel STKR 400 และ Stainless Steel RST 4003	36
3.7 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเค้นกับความเครียดจริง ของวัสดุ Aluminum, Steel STKR 400 และ Stainless Steel RST 4003	37
3.8 เครื่องทดสอบการตกกระแทก.....	38
3.9 หน้าต่างโปรแกรมที่ใช้ในการวัดค่าความเร่งและค่าแรง	39
3.10 โปรแกรมและลายวงจรที่ใช้ในการวัดแรงดันไฟฟ้าจาก อุปกรณ์วัดค่าความเร่งและอุปกรณ์วัดค่าแรง	39
3.11 การติดตั้งอุปกรณ์วัดความเร่งและอุปกรณ์วัดค่าแรง	40
3.12 การติดตั้งขั้นตอนทดสอบเข้ากับแท่นยึดจริง.....	40
3.13 แบบจำลองการชนกระแทกโครงสร้างผนังบาง	41

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
3.14 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเค้นกับความเครียดแบบ bilinear tangential modulus ของวัสดุอลูมิเนียม	42
3.15 แบบจำลองโครงสร้างห้องโดยสารส่วนหน้า รุ่น CG 280.....	44
3.16 แบบจำลองโครงสร้างหลังคา	44
3.17 แบบจำลองโครงสร้างส่วนหน้า	45
3.18 แบบจำลองโครงสร้างด้านซ้าย	46
3.19 แบบจำลองโครงสร้างด้านขวา	46
3.20 แบบจำลองโครงสร้างพื้น	47
3.21 แบบจำลองแชสซี	48
3.22 แบบจำลองโครงสร้างห้องโดยสารส่วนหน้า รุ่น CG 280 สำหรับการทดสอบตามข้อกำหนด ECE R-29	48
3.23 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเค้นกับความเครียดแบบ bilinear tangential modulus ของวัสดุ Steel STKR 400 และ Stainless Steel RST 4003	49
3.24 แบบจำลองเงื่อนไขขอบเขตการจำลองโครงสร้างรถโดยสารขนาดใหญ่.....	50
4.1 เปรียบเทียบรูปร่างการเสียรูปขึ้นทดสอบการชนกระแทกโครงสร้างผนังบาง	52
4.2 ความสัมพันธ์ระหว่างความเร่งกับเวลาของการชนกระแทกโครงสร้างผนังบาง	52
4.3 ความสัมพันธ์ระหว่างความเร่งกับเวลาของการชนกระแทกโครงสร้างผนังบาง.....	53
4.4 กราฟแสดงความเร็วที่เปลี่ยนแปลงตลอดกระบวนการชนกระแทก ของแบบจำลองโครงสร้างรถโดยสารธรรมดา.....	54
4.5 แผนภาพการเสียรูปของโครงสร้างรถโดยสารแบบเดิม	55
4.6 แผนภาพความเค้นของโครงสร้างรถโดยสารแบบเดิม	56
4.7 แผนภาพความเครียดดาร์ของโครงสร้างรถโดยสารแบบเดิม	57
4.8 พลังงานจลน์ของโครงสร้างรถโดยสารแบบเดิม	58
4.9 พลังงานภายในของโครงสร้างรถโดยสารแบบเดิม	58
4.10 หุ่นจำลองผู้โดยสารบนโครงสร้างรถโดยสารแบบเดิม	59

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.11	พลังงานตกค้างบนหุ่นจำลองผู้ขับขี่ใน โครงสร้างรถโดยสารแบบเดิม..... 60
4.12	อุปกรณ์ดูดซับพลังงาน 61
4.13	ความสัมพันธ์ระหว่างแรงกับระยะยุบตัวของ อุปกรณ์ดูดซับพลังงานหน้าตัดสามเหลี่ยม 63
4.14	ความสัมพันธ์ระหว่างแรงกับระยะยุบตัวของ อุปกรณ์ดูดซับพลังงานหน้าตัดสี่เหลี่ยม 64
4.15	ความสัมพันธ์ระหว่างแรงกับระยะยุบตัวของ อุปกรณ์ดูดซับพลังงานหน้าตัดหกเหลี่ยม..... 64
4.16	ความสัมพันธ์ระหว่างแรงกับระยะยุบตัวของ อุปกรณ์ดูดซับพลังงานหน้าตัดวงกลม 64
4.17	แผนภาพเปรียบเทียบค่าแรงสูงสุดของอุปกรณ์ดูดซับพลังงานแต่ละแบบ 65
4.18	แผนภาพเปรียบเทียบค่าแรงเฉลี่ยของอุปกรณ์ดูดซับพลังงานแต่ละแบบ 66
4.19	แผนภาพประสิทธิภาพแรงชน..... 67
4.20	แผนภาพการดูดซับพลังงานต่อหน่วยมวล 67
4.21	แชสซีที่ติดตั้งอุปกรณ์ดูดซับพลังงาน..... 68
4.22	แผนภาพเปรียบเทียบการเสียรูปของโครงสร้างรถโดยสารขนาดใหญ่..... 69
4.23	แผนภาพเปรียบเทียบความเค้นของโครงสร้างรถโดยสารขนาดใหญ่ 70
4.24	แผนภาพความเครียดของโครงสร้างรถโดยสารที่ติดตั้งอุปกรณ์ดูดซับพลังงาน 71
4.25	แผนภาพความเครียดของอุปกรณ์ดูดซับพลังงาน 72
4.26	พลังงานจลน์ของโครงสร้างรถโดยสารที่ติดตั้งอุปกรณ์ดูดซับพลังงาน 73
4.27	พลังงานภายในของโครงสร้างรถโดยสารที่ติดตั้งอุปกรณ์ดูดซับพลังงาน 73
4.28	หุ่นจำลองผู้โดยสารบนโครงสร้างรถโดยสารที่ติดตั้งอุปกรณ์ดูดซับพลังงาน 74
4.29	พลังงานตกค้างบนหุ่นจำลองผู้ขับขี่ใน โครงสร้าง รถโดยสารที่ติดตั้งอุปกรณ์ดูดซับพลังงาน 75

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ

<i>ECE R-29</i>	=	United Nations Economic Commission for Europe Regulation-29
<i>GSI</i>	=	Gadd Severity Index
<i>MCR</i>	=	Maximum Compression Ratio
<i>E</i>	=	Young's modulus
ν	=	Poisson's ratio
<i>Y</i>	=	yield stress
ε_y	=	yield strain
σ_u	=	ultimate tensile stress
σ_f	=	fracture stress
ε_f	=	fracture strain
E_p	=	linear hardening modulus
W_b	=	bending work
W_s	=	stretching work
P_m	=	mean force

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

ปัจจุบันการขนส่งทางบกด้วยรถโดยสารท่องเที่ยวและรถโดยสารทั่วไปมีจำนวนเพิ่มขึ้นเรื่อย ๆ (กลุ่มงานสถิติ, 2557) ส่งผลให้มีความเสี่ยงการเกิดอุบัติเหตุเพิ่มมากขึ้น จากอุบัติเหตุที่เกิดขึ้นตั้งแต่เดือนมกราคมถึงเดือนสิงหาคมปี พ.ศ. 2557 เฉพาะรถโดยสารขนาดใหญ่ทั่วประเทศอยู่ที่ 624 คดี โดยสาเหตุที่แสดงในสถิติเกี่ยวข้องกับการชนกระแทกด้านหน้า เช่น ชนสิ่งกีดขวาง คัดหน้าระยะกระชั้นชิด และอื่น ๆ ประมาณร้อยละ 68 ของอุบัติเหตุทั้งหมด ก่อให้เกิดความเสียหายทั้งแก่ชีวิตและทรัพย์สินมูลค่าหลายสิบล้านบาท (กองบังคับการตำรวจจราจร, 2557) ในความเสียหายแก่ชีวิตไม่ว่าจะเป็นบาดเจ็บสาหัสหรือเสียชีวิตนั้น หากมีการออกแบบผลิตโครงสร้างรถโดยสารให้มีความแข็งแรงเพียงพอและมีระบบความปลอดภัยที่ดี ก็จะเป็นปัจจัยหนึ่งที่ช่วยลดความเสี่ยงในจุดนี้ได้

ทั้งนี้กระบวนการออกแบบผลิตโครงสร้างรถโดยสารในประเทศไทยนั้น พบว่ายังขาดแคลนเทคโนโลยีการออกแบบและวิเคราะห์เชิงวิศวกรรม ส่งผลให้ต้นทุนการผลิตสูง โครงสร้างรถโดยสารมีน้ำหนักไม่เหมาะสม ขาดความน่าเชื่อถือ ตลอดจนไม่ได้มาตรฐานความปลอดภัย ซึ่งหน่วยงานของภาครัฐโดยกรมการขนส่งทางบก ได้เข้ามามีบทบาทในการวางแนวทางเพื่อกำหนดมาตรฐานการผลิตและการทดสอบรถโดยสาร เรียกว่า มาตรฐานความปลอดภัยของรถโดยสารสาธารณะ โดยจะถูกบังคับใช้ในปี 2558 (สุริยัน ปัญญาไว, 2557) ความสำคัญส่วนหนึ่งของเนื้อหาเน้นที่เรื่องความแข็งแรงโครงสร้างในกรณีที่เกิดอุบัติเหตุภายใต้เงื่อนไขการชนกระแทกด้านหน้า อ้างอิงการทดสอบจากข้อกำหนดที่ 29 ของคณะกรรมการเศรษฐกิจยุโรปแห่งสหประชาชาติ (United Nations Economic Commission for Europe Regulation-29, ECE R-29) อย่างไรก็ตามการทดสอบชนกระแทกโครงสร้างรถโดยสารจริงมีค่าใช้จ่ายที่สูงมาก ดังนั้นการออกแบบและวิเคราะห์ทางวิศวกรรมก่อนการทดสอบภาคสนามจึงมีความสำคัญมาก เพื่อช่วยลดต้นทุนและเพิ่มประสิทธิภาพการผลิต ส่งผลให้รถโดยสารมีความปลอดภัยเป็นไปตามมาตรฐานสากล

ปัจจุบันการวิเคราะห์ปัญหาค้าวระยะเบียบวิธีไฟไนท์เอลิเมนต์เป็นที่ยอมรับกันอย่างแพร่หลายในทางวิศวกรรม โดยวิธีการดังกล่าวสามารถวิเคราะห์แบบจำลองปัญหาที่มีรูปร่าง

ซับซ้อนซึ่งไม่สามารถวิเคราะห์ได้แบบแม่นยำตรง ตลอดจนช่วยลดข้อจำกัดในเรื่องการลองผิดลองถูกจากการทดสอบจริง ดังนั้นในงานวิจัยนี้จึงเป็นการศึกษาวิเคราะห์แบบจำลองการชนกระแทกด้านหน้าโครงสร้างรถโดยสารขนาดใหญ่ตามมาตรฐานยุโรป ECE R-29 เพื่อเป็นแนวทางการออกแบบและวิเคราะห์ปรับปรุงโครงสร้างรถโดยสารเบื้องต้นก่อนการผลิตและทดสอบจริงต่อไป

1.2 วัตถุประสงค์การวิจัย

งานวิจัยนี้ได้มุ่งเน้นการออกแบบและวิเคราะห์โครงสร้างรถโดยสารขนาดใหญ่ประเภทชั้นครึ่ง รุ่น CG280 โดยมีวัตถุประสงค์หลัก ๆ ดังต่อไปนี้

1.2.1 เพื่อวิเคราะห์และเสนอแนวทางการปรับปรุงโครงสร้างรถโดยสารขนาดใหญ่ประเภทชั้นครึ่งรุ่น CG280 ให้เป็นไปตามมาตรฐานยุโรป ECE R-29 โดยดำเนินการตามระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์

1.2.2 เพื่อเปรียบเทียบยืนยันผลความถูกต้องระหว่างแบบจำลองการชนกระแทกโครงสร้างผนังบางอย่างง่ายกับการทดสอบจริง

1.3 ขอบเขตของการวิจัย

1.3.1 วิเคราะห์แบบจำลองโครงสร้างรถโดยสารขนาดใหญ่ประเภทชั้นครึ่งรุ่น CG280 ตามข้อมูลที่ได้รับจาก บริษัท อุเชิดชัยอุตสาหกรรม จำกัด

1.3.2 พิจารณาแบบจำลองโครงสร้างรถโดยสารส่วนหน้าที่มีผลภายใต้เงื่อนไขการชนกระแทก โดยต้องได้รับพลังงานชนกระแทก 55 kJ

1.3.3 สร้างแบบจำลองโครงสร้างรถโดยสารด้วยเอลิเมนต์แบบพื้นผิว (surface element)

1.3.4 พิจารณาลักษณะรอยเชื่อมของโครงสร้างแบบเชื่อมต่อแข็งเกร็ง (rigid joint)

1.3.5 พิจารณาพฤติกรรมสมบัติวัสดุแบบเชิงเส้นสองความชัน (bilinear tangential modulus)

1.3.6 เกณฑ์การผ่านเงื่อนไขการทดสอบ ได้แก่

1.3.6.1 ไม่มีชิ้นส่วนโครงสร้างรถโดยสารรูก้าพื้นที่โดยสารและทำอันตรายหุ่นจำลองผู้ขับขี่

1.3.6.2 หุ่นจำลองผู้ขับขี่อยู่ในพื้นที่โดยสารตลอดกระบวนการชนกระแทก

1.3.6.3 พลังงานคงค้างบนหุ่นจำลองผู้ขับขี่มีค่าไม่เกินร้อยละ 30 ของพลังงานชนกระแทก

1.3.6.4 โครงสร้างรถโดยสารส่วนประตูกำลังอยู่ในสภาพที่ใช้งานได้

1.4 วิธีดำเนินการศึกษาวิจัย

วิธีการดำเนินงานวิจัยในส่วนของงานวิจัยนี้จะแบ่งออกเป็น 3 ส่วน คือ ระเบียบวิธีวิจัย สถานที่ทำการวิจัย และเครื่องมือที่ใช้ในการวิจัย โดยมีรายละเอียดดังนี้

1.4.1 ระเบียบวิธีวิจัย

ระเบียบวิธีวิจัย จะแบ่งเป็นลำดับขั้นตอนดังนี้

1.4.1.1 ทดสอบการชนกระแทกโครงสร้างผนังบาง

1.4.1.2 สร้างและวิเคราะห์แบบจำลองการชนกระแทกโครงสร้างผนังบาง

1.4.1.3 สร้างและวิเคราะห์แบบจำลองการชนกระแทกด้านหน้าโครงสร้างรถโดยสารขนาดใหญ่

1.4.1.4 ออกแบบและปรับปรุงโครงสร้างรถโดยสารขนาดใหญ่

1.4.1.5 วิเคราะห์และสรุปผลการศึกษา

โดยแต่ละขั้นตอนมีรายละเอียดดังต่อไปนี้

1.4.1.1 ทดสอบการชนกระแทกโครงสร้างผนังบาง

ในขั้นตอนการทดสอบปล่อยตกกระแทกอิสระนี้ เริ่มจากการศึกษาเครื่องทดสอบที่มีอยู่ในห้องทดลอง ผนวกกับลักษณะการติดตั้งอุปกรณ์วัดค่าความเร่ง (accelerometer) และอุปกรณ์วัดค่าแรง (force meter) แล้วจึงออกแบบและสร้างเครื่องทดสอบตกกระแทกให้สามารถทำงานได้ในระดับเบื้องต้น แต่ยังคงความสามารถในการทดสอบตามความต้องการ

ส่วนการทดสอบนั้นเป็นการปล่อยมวลตกอย่างอิสระเข้าชน โครงสร้างผนังบางในแนวแกน โดยติดตั้งอุปกรณ์วัดค่าความเร่งและอุปกรณ์วัดค่าแรงไว้ที่มวลตกกระทบ ต่อสัญญาณที่ได้จากอุปกรณ์ทั้งสองเข้ากับโปรแกรมการวัด ซึ่งถูกสร้างขึ้นจากโปรแกรม LabVIEW บันทึกผลเพื่อนำไปวิเคราะห์เปรียบเทียบกับผลจากโปรแกรมไฟไนท์เอลิเมนต์

1.4.1.2 สร้างและวิเคราะห์แบบจำลองการชนกระแทกโครงสร้างผนังบาง

เพื่อเป็นการตรวจสอบโปรแกรมไฟไนท์เอลิเมนต์สำเร็จรูป ANSYS Workbench Explicit STR ในเรื่องความน่าเชื่อถือของผลลัพธ์ที่ได้นั้น จึงต้องมีการสร้างและวิเคราะห์แบบจำลองการชนกระแทกโครงสร้างผนังบางอย่างง่าย ซึ่งในที่นี้เลือกใช้วิธีการทดสอบปล่อยตกกระแทกอิสระ (free fall drop test) กระทำต่อแบบจำลองขึ้นทดสอบอีลิเมนต์แบบพื้นผิว หากการวิเคราะห์ด้วยโปรแกรมไฟไนท์เอลิเมนต์นี้เทียบเคียงแนวโน้มความถูกต้องได้กับการ

ทดสอบจริงแล้ว ก็จะสามารถอธิบายพฤติกรรมการชนกระแทกกรณีอื่น ๆ ภายใต้งื่อนไขขอบเขตทำนองเดียวกันได้

1.4.1.3 สร้างและวิเคราะห์แบบจำลองการชนกระแทกด้านหน้าโครงสร้างรถโดยสารขนาดใหญ่

แบบจำลองโครงสร้างรถโดยสารขนาดใหญ่ประเภทชั้นครึ่งรุ่น CG280 ที่ใช้ในการวิจัยครั้งนี้ ได้รับความอนุเคราะห์ข้อมูลทั้งหมดจาก บริษัท อุเชิดชัยอุตสาหกรรม จำกัด โดยแบบจำลองนี้ถูกสร้างให้เป็นอิลลิเมนต์แบบพื้นผิวทั้งหมด เพื่อลดจำนวนอิลลิเมนต์ในขั้นตอนการวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนท์อิลลิเมนต์ จากนั้นกำหนดเงื่อนไขขอบเขตโดยอ้างอิงตามข้อกำหนด ECE R-29 แล้วดำเนินการตามขั้นตอนต่อไป

1.4.1.4 ออกแบบและปรับปรุงโครงสร้างรถโดยสารขนาดใหญ่

หลังจากการวิเคราะห์แบบจำลองแรกแล้ว จึงทำการปรับปรุงโครงสร้างเดิมด้วยการออกแบบอุปกรณ์ดูดซับพลังงานมาติดตั้งไว้ที่ส่วนหน้าของโครงสร้างรถโดยสาร เพื่อเพิ่มความสามารถในการดูดซับพลังงานชนกระแทก ดำเนินการเช่นเดียวกับข้อ 1.4.1.3

1.4.1.5 วิเคราะห์และสรุปผลการศึกษา

นำผลที่ได้จากการทดสอบด้วยโปรแกรมวิเคราะห์ไฟไนท์อิลลิเมนต์ ANSYS Workbench Explicit STR ของแบบจำลองการชนกระแทกทั้งสองมาวิเคราะห์ตามเกณฑ์ข้อกำหนด ECE R-29 เพื่อเปรียบเทียบความสามารถในการดูดซับพลังงานชนกระแทก จากนั้นอภิปรายและสรุปผลการศึกษา

1.4.2 สถานที่ทำการวิจัย

ศูนย์เครื่องมือวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยี อาคารเครื่องมือ 4 5 และ 6 ณ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี และ บริษัท อุเชิดชัยอุตสาหกรรม จำกัด

1.4.3 เครื่องมือที่ใช้ในการวิจัย

1.4.3.1 คอมพิวเตอร์สมรรถนะสูง

1.4.3.2 โปรแกรมคอมพิวเตอร์ช่วยวิเคราะห์ที่เรียกว่า ANSYS Workbench Explicit STR

1.4.3.3 เครื่องทดสอบดกกระแทก

1.4.3.4 อุปกรณ์วัดค่าความเร่งขนาด ± 100 g

1.4.3.4 อุปกรณ์วัดค่าแรงขนาด ± 50 lbf

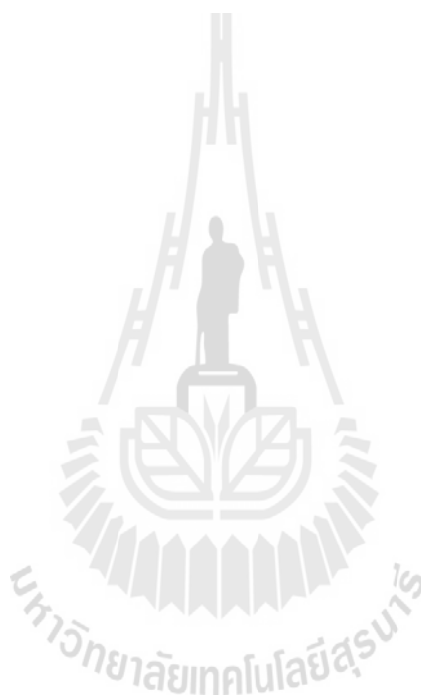
1.4.3.5 โปรแกรม LabVIEW และชุดอุปกรณ์การวัดซึ่งประกอบด้วย DAQ Card, Connecting box

1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1.5.1 เพิ่มประสิทธิภาพในการออกแบบและผลิตรถโดยสารให้มีความปลอดภัยและเป็นไปตามมาตรฐานยุโรป ECE R-29

1.5.2 เป็นแนวทางพัฒนาการออกแบบและวิเคราะห์โครงสร้างรถโดยสารให้เป็นไปตามมาตรฐานก่อนนำไปทดสอบจริง

1.5.3 ลดค่าใช้จ่ายในการทดสอบภาคสนาม



บทที่ 2

ปรัทัศนัวรรณกรรมและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

2.1 รถโดยสารขนาดใหญ่ในประเทศไทย

สำนักงานสถิติแห่งชาติ (2552) ลักษณะของรถที่ใช้ในการขนส่งผู้โดยสารตามกฎหมายกระทรวงคมนาคม ฉบับที่ 4 พ.ศ. 2552 คือ

มาตรฐาน 1 หมายถึง รถปรับอากาศพิเศษ รวมถึงรถชั้นครึ่ง และรถสองชั้นปรับอากาศพิเศษซึ่งไม่มีที่นั่ง มีที่เตรียมอาหารและเครื่องดื่ม มีอุปกรณ์ให้เสียงและประชาสัมพันธ์ มีห้องสุขภัณฑ์และที่เก็บสัมภาระ

มาตรฐาน 2 หมายถึง รถปรับอากาศที่มีที่นั่งผู้โดยสารเกิน 30 ที่นั่ง มีที่นั่งหรือไม่มีก็ได้ ที่เตรียมอาหารและเครื่องดื่มมีหรือไม่มีก็ได้ ที่เก็บสัมภาระ อุปกรณ์ให้เสียงและประชาสัมพันธ์มีหรือไม่มีก็ได้ ห้องสุขภัณฑ์ไม่มี รวมถึงรถตู้ปรับอากาศด้วย

มาตรฐาน 3 แบ่งออกเป็น 2 มาตรฐานย่อย ดังนี้ แบ่งออกเป็น 2 มาตรฐานย่อย ดังนี้

มาตรฐาน 3 (ธ) หมายถึง รถธรรมดาที่ไม่มีเครื่องปรับอากาศ มีที่นั่งผู้โดยสารเกิน 30 ที่นั่ง มีที่นั่งหรือไม่มีก็ได้ ที่เตรียมอาหารและเครื่องดื่มไม่มี ห้องสุขภัณฑ์ไม่มี ที่เก็บสัมภาระมีหรือไม่มีก็ได้ กรณีนี้ให้รวมถึงรถตู้ไม่ปรับอากาศด้วย

มาตรฐาน 3 (ด) หมายถึง รถที่ไม่มีเครื่องปรับอากาศ ลักษณะรถเป็นรถสองแถวที่เตรียมอาหารและเครื่องดื่มไม่มี ห้องสุขภัณฑ์และที่เก็บสัมภาระไม่มี

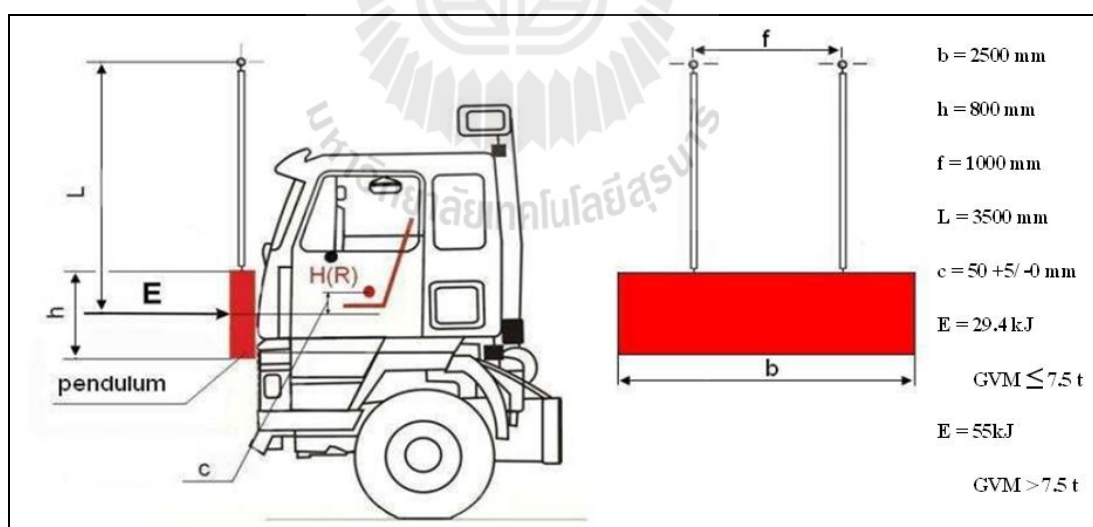
2.2 ข้อกำหนดที่ 29 ของคณะกรรมการเศรษฐกิจยุโรปแห่งสหประชาชาติ

UNECE Information Document (2012) ข้อกำหนดที่ 29 ของคณะกรรมการเศรษฐกิจยุโรปแห่งสหประชาชาติ หรือ United Nations Economic Commission for Europe Regulation-29 หรือเรียกชื่อย่อว่า ECE R-29 เป็นมาตรฐานที่ว่าด้วยการทดสอบความแข็งแรงของโครงสร้างส่วนหน้ายานพาหนะที่ใช้ขนส่งสินค้า เช่น รถพ่วง และรถบรรทุก ซึ่งไม่รวมถึงรถแทรกเตอร์และรถจักรกลเกษตร โดยพิจารณาความปลอดภัยของผู้โดยสารในพื้นที่โดยสารเมื่อยานพาหนะได้รับผลกระทบชนกระแทกด้านหน้า การใช้ข้อกำหนดการทดสอบนี้กับรถโดยสารขนาดใหญ่ได้ถูก

ระบุไว้ใน ECE R-29 ย่อหน้าที่ 2.2 “Vehicle type” ว่าสามารถใช้กับยานพาหนะที่มีขนาด รูปร่าง และวัสดุไม่แตกต่างกับยานพาหนะที่กล่าวมาข้างต้น หรือใช้กับยานพาหนะที่มีพื้นที่โดยสารประกอบเข้ากับแชสซี วิธีการทดสอบในภาคผนวกที่ 3 ของ ECE R-29 มีทั้งหมด 3 การทดสอบ ได้แก่ การทดสอบการชนกระแทกด้านหน้า (test A) ความแข็งแรงของหลังคา (test B) และความแข็งแรงของผนังด้านหลัง (test C) ในส่วนที่เกี่ยวข้องกับงานวิจัยนี้จะขอก้าวเพียงวิธีการทดสอบการชนกระแทกด้านหน้า (test A) เพียงอย่างเดียว เนื่องจากการทดสอบที่ผู้ประกอบการอุตสาหกรรมการผลิตรถขนส่งสินค้าหรือรถโดยสารขนาดใหญ่ต้องปฏิบัติตาม

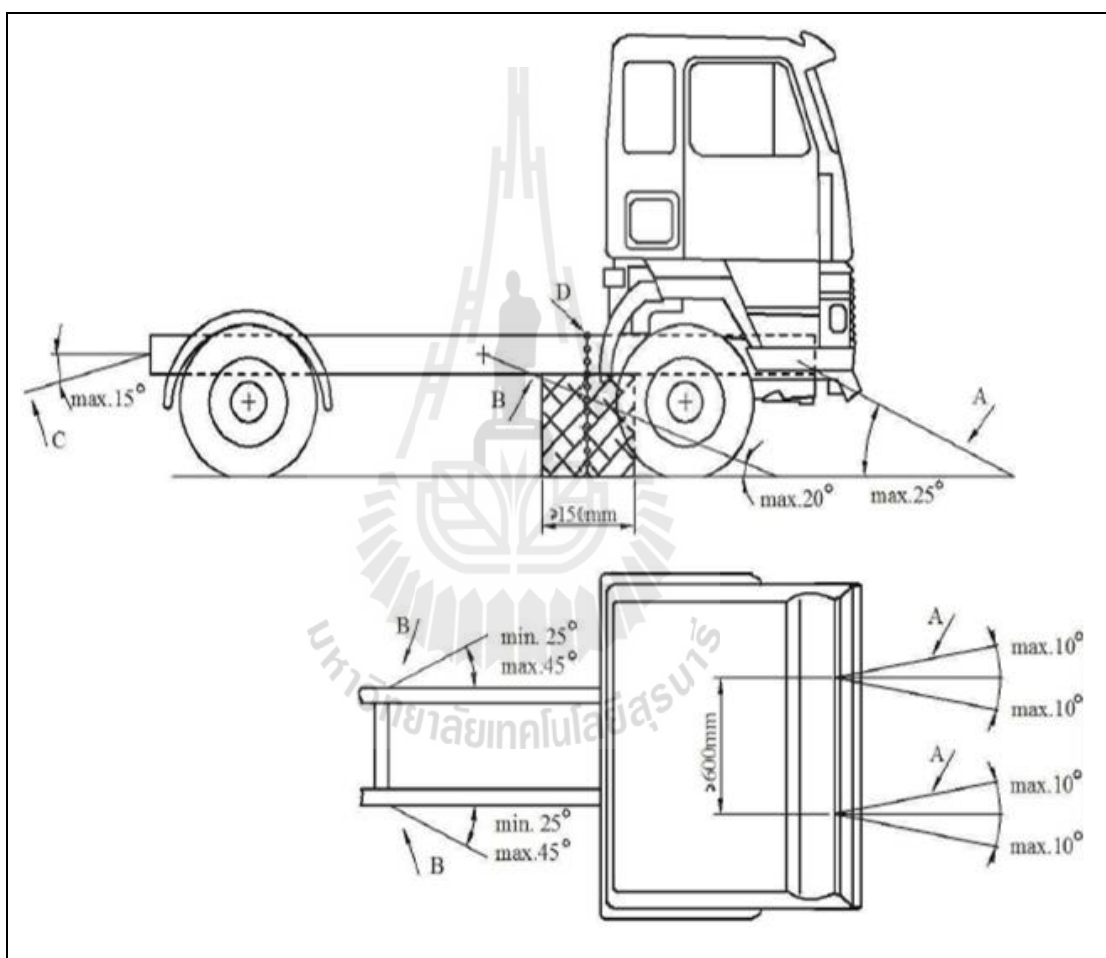
2.2.1 วิธีการทดสอบการชนกระแทกด้านหน้า

การทดสอบการชนกระแทกด้านหน้าดำเนินการโดยใช้ลูกตุ้มมวล 1500 ± 250 kg ขนาดพื้นที่ชนกระแทกซึ่งเป็นรูปที่เหลี่ยมผืนผ้ากว้าง 2500 mm ยาว 800 mm ที่มุมทั้งสี่มีรัศมีความโค้งไม่เกิน 1.5 mm โดยลูกตุ้มถูกแขวนห่างจากคานเป็นระยะ 3500 mm โดยวัดจากเส้นแนวแกนของคานถึงจุดศูนย์กลางมวลของลูกตุ้ม และจุดศูนย์กลางมวลอยู่ต่ำกว่าสะโพกผู้ขับขี่ $50+5/-0$ mm ดังแสดงในรูปที่ 2.1 เงื่อนไขการทดสอบ คือ โครงสร้างต้องได้รับพลังงานชนกระแทก 29.4 kJ สำหรับยานพาหนะที่มีมวลรวมไม่เกิน 7500 kg หรือโครงสร้างต้องได้รับพลังงานชนกระแทก 55.0 kJ สำหรับยานพาหนะที่มีมวลรวมมากกว่า 7500 kg



รูปที่ 2.1 การทดสอบการชนกระแทกด้านหน้า

การติดตั้งโครงสร้างรถเพื่อทดสอบการชนกระแทกด้านหน้า ให้ใช้โซ่ซึ่งรับแรงได้ 10 tons ที่ฐานของโครงสร้างรองด้วยกลองไม้ ยาวเท่ากับความกว้างของโครงสร้างรถด้านหน้า โครงสร้างรถยึดด้วยโซ่ทำมุมไม่เกิน 25° กับแนวระดับ และทำมุมกับแกนตามยาวของโครงสร้างรถไม่เกิน $\pm 10^\circ$ เมื่อมองจากด้านบน ส่วนด้านข้างยึดด้วยโซ่ทำมุมไม่เกิน 20° กับแนวระดับ และทำมุมกับแกนตามยาวของโครงสร้างรถในช่วง 25° ถึง 45° เมื่อมองจากด้านบน และด้านท้ายยึดด้วยโซ่ทำมุมไม่เกิน 15° กับแนวระดับ ดังแสดงในรูปที่ 2.2



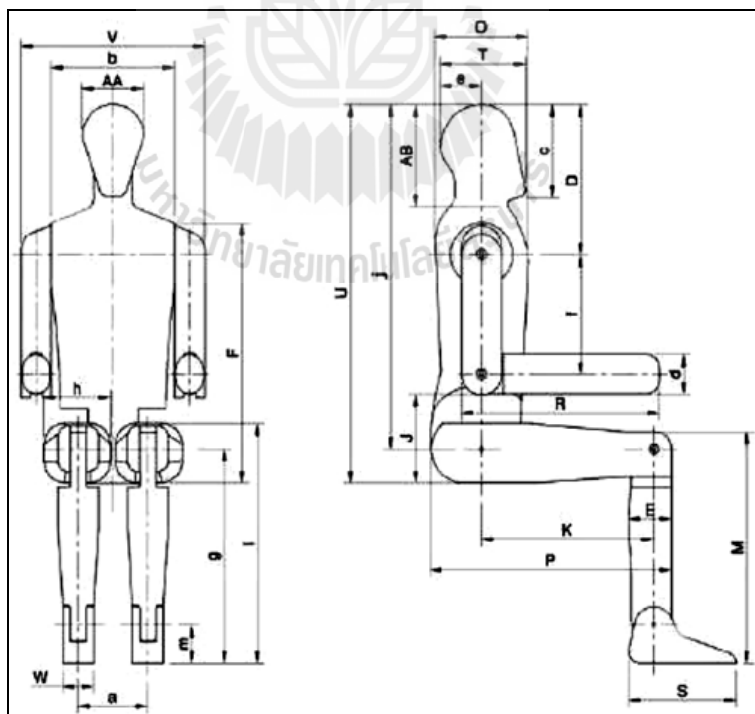
รูปที่ 2.2 การติดตั้งโครงสร้างรถเพื่อทดสอบการชนกระแทกด้านหน้า

2.2.2 พื้นที่ปลอดภัยของผู้ขับขี่รถโดยสาร

UNECE Information Document (2009) เป็นบทความเกี่ยวกับการปกป้องผู้ขับขี่และผู้โดยสารจากความเสียหายอันเนื่องจากการชนด้านหน้าของรถโดยสาร ซึ่งเกี่ยวข้องกับพื้นที่ปลอดภัยของผู้ขับขี่ยานพาหนะข้อกำหนด ECE R-29 โดยมีเนื้อหาหลัก ๆ ดังนี้

- 2.2.2.1 เพื่อให้มั่นใจได้ว่าไม่มีชิ้นส่วนโครงสร้างรถล้มพื้นที่ปลอดภัย
- 2.2.2.2 เพื่อรักษาดำแหน่งของผู้ขับขี่ให้อยู่ในพื้นที่ปลอดภัยตลอดเวลา
- 2.2.2.3 เพื่อลดพลังงานส่งถ่ายถึงผู้ขับขี่ให้เหลือไม่เกินร้อยละ 30 ของพลังงานชนกระแทกทั้งหมดที่ระบุไว้ตามข้อกำหนด
- 2.2.2.4 เพื่อให้มั่นใจได้ว่าผู้ขับขี่จะสามารถออกจากที่นั่งคนขับได้หลังจากเกิดอุบัติเหตุ

พื้นที่ปลอดภัยจึงเป็นเครื่องมือสำคัญเพื่อป้องกันความปลอดภัยแก่ผู้ขับขี่และผู้โดยสาร ตามข้อกำหนด ECE R-29 ระบุให้พิจารณาผู้ขับขี่ชายรูปทรงบุคคลพื้นฐานขนาดเปอร์เซ็นต์ไทล์ที่ 50 ข้อมูลดังแสดงในรูปที่ 2.3 และตารางที่ 2.1 ทั้งนี้ในการทดสอบนั้นต้องพิจารณาให้มีที่นั่งคนขับก้านพวงมาลัย และพวงมาลัย



รูปที่ 2.3 หุ่นจำลองที่ใช้ในการทดสอบตามข้อกำหนด ECE R-29

ตารางที่ 2.1 ขนาดของหุ่นจำลองที่ใช้ในการทดสอบตามข้อกำหนด ECE R-29

Dimensions		
Name	Description	Dimension (mm)
AA	Breadth of head	153
AB	Combined height of head and neck	244
D	Distance from top of head to shoulder pivot	359
E	Calf depth	106
F	Height from seat to top of shoulder	620
J	Height of elbow rest	210
M	Knee height	546
O	Chest depth	230
P	Distance from seat back to knee	595
R	Distance from elbow to fingertip	490
S	Length of foot	266
T	Length of head	211
U	Height from seat to top of head	900
V	Shoulder breadth	453
W	Breadth of foot	77
a	Distance between hip point centers	172
b	Chest breadth	305
c	Height of head and chin	221
d	Forearm thickness	94
e	Distance between vertical centerline of torso and rear of head	102
f	Distance between shoulder pivot and elbow pivot	283
g	Knee pivot height from ground	505
h	Thigh breadth	165
i	Lap height (Sitting)	565
j	Distance from top of head to "H" point	819
k	Distance between hip pivot and knee pivot	426
m	Ankle pivot height from ground	89

2.3 หลักการพื้นฐานของการดูดซับพลังงาน

โครงสร้างธรรมดาที่ได้รับภาระกรรม เช่น โครงสร้างวิศวกรรมโยธา เครื่องจักรกล จะมีการเสียรูปแบบยืดหยุ่นเพียงเล็กน้อย การออกแบบโครงสร้างเหล่านี้จึงต้องพิจารณาความสัมพันธ์ระหว่างความเค้นและความเครียดในช่วงการเสียรูปแบบยืดหยุ่นเป็นหลัก ความเสียหายที่เกิดขึ้นมักมีสาเหตุเนื่องจากความล้าและการกัดกร่อนของวัสดุตามอายุการใช้งาน ในทางกลับกันการออกแบบโครงสร้างดูดซับพลังงาน (หมายถึง พลังงานชนกระแทก) แตกต่างจากการออกแบบโครงสร้างธรรมดา ปัจจัยที่ต้องพิจารณา ได้แก่ การเสียรูปแบบการคด และยืดออก การเปลี่ยนแปลงรูปร่างอย่างเด่นชัด การต้านทานความเครียด อัตราความเครียด วัสดุที่ใช้ทำโครงสร้างดูดซับพลังงานคือวัสดุเหนียวจำพวกเหล็กกล้าคาร์บอนต่ำ อลูมิเนียม ส่วนพวกที่ไม่ใช่โลหะ ได้แก่ พลาสติกเสริมใย โฟมพอลิเมอร์ เหล่านี้เป็นวัสดุพื้นฐานที่สามารถดูดซับพลังงานได้ดี

จากการศึกษาทางวิศวกรรมเกี่ยวกับโครงสร้างดูดซับพลังงานและการเลือกวัสดุดูดซับพลังงาน ซึ่งเป็นการชนแบบไม่ยืดหยุ่น กล่าวคือพลังงานจลน์หลังชนบางส่วนหรือทั้งหมดเปลี่ยนสภาพไปเป็นพลังงานในรูปแบบอื่น หลักการพื้นฐานในที่นี้เสมือนว่ามีผู้โดยสารอยู่ในรถที่มีความเร็วทิศทางพุ่งเข้าชนกำแพงแข็งแรงเกร็ง โดยมีโครงสร้างดูดซับพลังงานติดตั้งที่ส่วนหน้าของรถ สามารถสรุปเป็นหลักการพื้นฐานเพื่ออธิบายการกระจายพลังงานจลน์ได้ดังนี้

2.3.1 พลังงานย้อนกลับไม่ได้

เมื่อโครงสร้างหรือวัสดุได้รับพลังงานจลน์จะเปลี่ยนเป็นการเสียรูปแบบไม่ยืดหยุ่นหรือการกระจายในรูปแบบอื่น ๆ มากกว่าการสะท้อนกลับแบบยืดหยุ่น จึงกล่าวได้ว่าพลังงานจลน์ทิศทางเข้าชนไม่เปลี่ยนเป็นพลังงานจลน์ทิศทางพุ่งออกโดยสมบูรณ์

2.3.2 แรงปฏิกิริยาคงที่และจำกัด

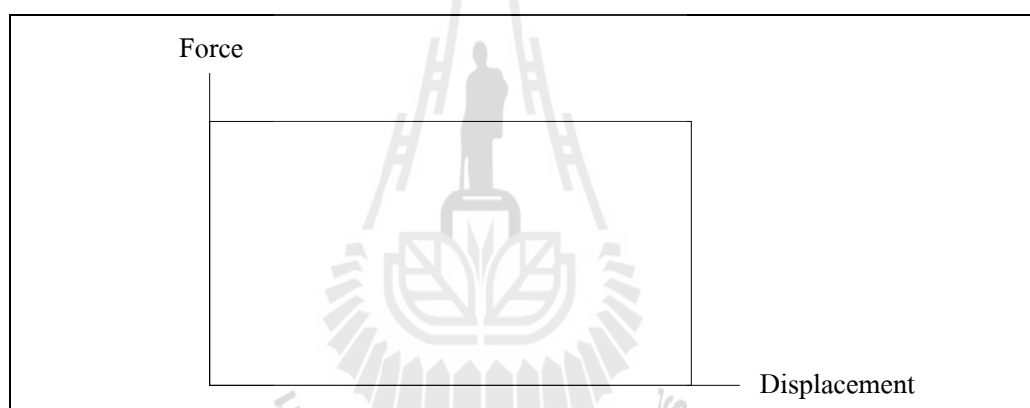
แรงปฏิกิริยาสูงสุดมีทิศทางตรงข้ามกับทิศที่พุ่งเข้าชน และคงที่จนกระทั่งเกิดการเสียรูปแบบมากที่สุดในการะบวนการดูดซับพลังงาน เพื่อหลีกเลี่ยงความหน่วงที่รุนแรง โดยความหน่วงจะมีค่าต่ำสุดเรียกว่า Gadd Severity Index-GSI ดังสมการที่ 2.1 (Perrone, 1972); (Johnson et al., 1982)

$$GSI \equiv \int_0^T a(t)^{2.5} dt < 1000 \quad (2.1)$$

โดยที่ $a(t)$ คือ ฟังก์ชันความหน่วง (deceleration, g)
 t คือ เวลา (time, ms)
 T คือ เวลาทั้งหมดตลอดกระบวนการชน (total pulse duration, ms)
 ควรอยู่ในช่วง $0.25 < T < 50$ ms

ค่าคงที่ 1000 เป็นเกณฑ์ที่ได้จากการทดสอบในงานวิจัยว่าด้วยอาการบาดเจ็บที่เกิดจากการชนกระแทกด้านหน้าของผู้โดยสาร โดยชี้วัดด้วยอาการบาดเจ็บของคนไข้ที่สมองและกะโหลกศีรษะในผู้ใหญ่

ความสัมพันธ์ระหว่างแรงปฏิกิริยาและระยะยุบตัวระหว่างกระบวนการดูดซับพลังงานในอุดมคติควรเป็นสี่เหลี่ยมผืนผ้า ดังแสดงในรูปที่ 2.4



รูปที่ 2.4 กราฟแสดงกระบวนการดูดซับพลังงานในอุดมคติ

2.3.3 ช่วงชน

จากแรงปฏิกิริยาที่เกิดจากการชนคงที่และจำกัด งานที่เกิดจากแรงนั้นเท่ากับช่วงเวลาที่กระทำให้เกิดการยุบตัวสูงสุด กล่าวคือเมื่อถูกชนจะเกิดการยุบตัวเพียงหนึ่งจังหวะจนกระทั่งยุบตัวสูงสุด สัดส่วนการยุบตัวสูงสุด หรือ Maximum Compression Ratio-MCR ดังสมการที่ 2.2

$$MCR = \frac{\Delta_{\max}}{H} \quad (2.2)$$

โดยที่ H คือ ความหนาเดิมของโครงสร้างในทิศทางที่ถูกชน
 $\Delta_{\max}$ คือ ระยะกดอัดสูงสุด

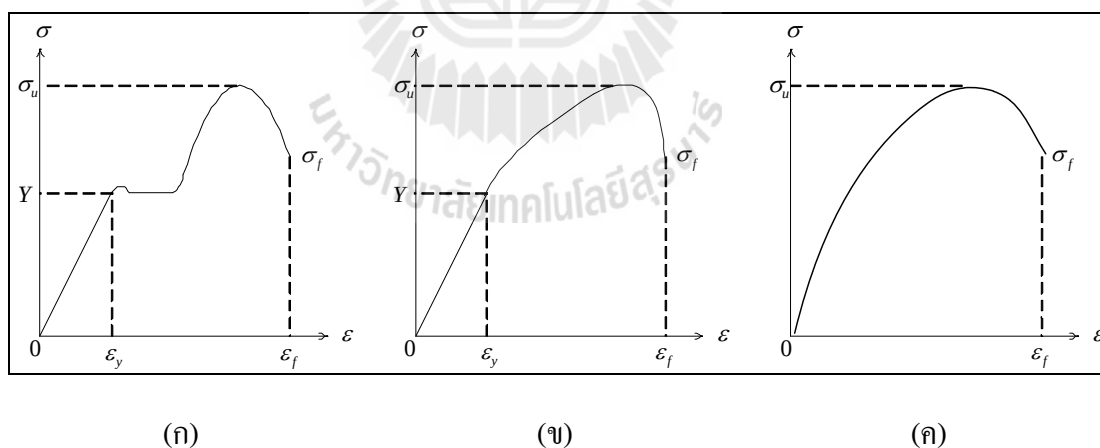
ค่า MCR จะแปรผกผันกับความแข็งแรงของวัสดุ สามารถกล่าวได้ว่าเป็นพารามิเตอร์บ่งชี้ความต้านทาน การกดอัดจำเพาะของวัสดุ โดยภาพรวมแล้ว MCR ของวัสดุของแข็งโลหะและพอลิเมอร์มีค่าไม่สูง เมื่อเทียบกับวัสดุที่มีโครงสร้างเป็นโพรง เช่น อลูมิเนียม และโฟม

2.3.4 รูปแบบการเสียรูปเสถียรและสามารถทำซ้ำได้

โครงสร้างที่ออกแบบเพื่อดูดซับพลังงานควรมีขนาดการเสียรูป รูปร่างการเสียรูป ทิศทางและการกระจายพลังงานจนกระทั่งเสถียรและสามารถทำซ้ำได้ เพื่อรับภาระกรรมพลวัตที่ไม่เสถียร

2.4 สมบัติทางกลของวัสดุภายใต้ภาระกรรมแรงดึง

การทดสอบแรงดึงกระทำกับชิ้นทดสอบทรงกระบอกหรือแผ่นราบ แล้วสังเกตพฤติกรรมแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเค้นและความเครียด (stress-strain curves) ของวัสดุหลักเหนียว อลูมิเนียม และเส้นใยคอมโพสิต ดังรูปที่ 2.5



รูปที่ 2.5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเค้นและความเครียดภายใต้ภาระกรรมแรงดึง

(ก) เหล็กเหนียว (ข) อลูมิเนียม และ (ค) เส้นใยคอมโพสิต

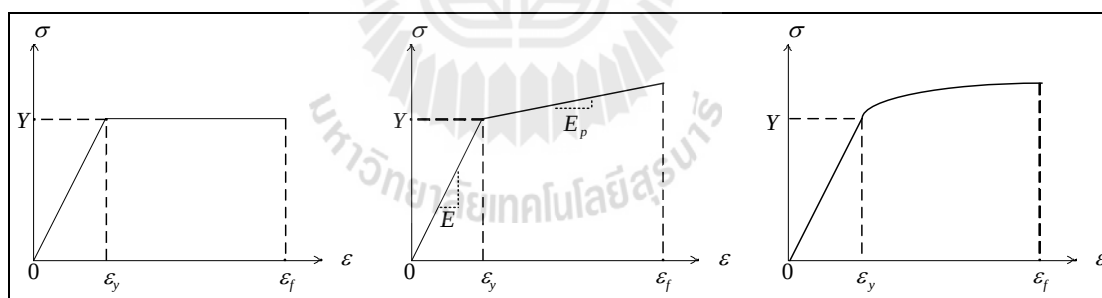
วัสดุวิศวกรรมโดยมากจะเสียรูปแบบยืดหยุ่นเมื่อได้รับแรงกระทำขนาดค่อนข้างเล็ก จากรูปที่ 2.5 มีวัสดุเพียงสองชนิดที่แสดงพฤติกรรมการเสียรูปแบบยืดหยุ่นเป็นเชิงเส้น ได้แก่

เหล็กเหนียว และอลูมิเนียม ซึ่งความสัมพันธ์ของความเค้นและความเครียดในช่วงนี้เรียกว่า โมดูลัสของยัง (Young's modulus - E) และอัตราส่วนระหว่างความเครียดตามขวางซึ่งมีค่าเป็นลบกับความเครียดแรงดึงตามยาวเรียกว่า สัดส่วนของปัวส์ซอง (Poisson's ratio - ν) สำหรับโลหะและพอลิเมอร์เมื่อได้รับการกระทำถึงระดับหนึ่งจะเกิดการคราก ซึ่งจุดที่แบ่งระหว่างช่วงการเสียรูปแบบยืดหยุ่นและการเสียรูปแบบไม่ยืดหยุ่นเรียกว่า ความเค้นคราก (yield stress - Y) ก่อนให้เกิดความเครียดคราก (yield strain - ϵ_y) ในช่วงการเสียรูปแบบไม่ยืดหยุ่นของโลหะ จุดที่รับภาระกรรมได้สูงสุดโดยไม่เปลี่ยนแปลงความหนาเรียกว่า ความเค้นแรงดึงสูงสุด (ultimate tensile stress - σ_u) และเมื่อให้แรงกระทำต่อไปจะเกิดการเปลี่ยนแปลงพื้นที่หน้าตัดจนขาดในที่สุดจุดสุดท้ายนี้เรียกว่า ความเค้นเสียหาย (fracture stress - σ_f) และความเครียดเสียหาย (fracture strain - ϵ_f)

เมื่อวัสดุตกอยู่ภายใต้ภาระกรรมอื่น ๆ เช่น แรงกดอัด แรงเฉือน ก็จะแสดงพฤติกรรมทำนองเดียวกับที่กล่าวมาข้างต้น เพียงแต่ค่าคงที่ที่เกี่ยวข้องจะแตกต่างกันไป

2.4.1 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์วัสดุในอุดมคติ

เพื่อที่จะอธิบายกระบวนการดูดซับพลังงานในอุดมคติ อันดับแรกต้องกล่าวถึงความสัมพันธ์ระหว่างความเค้นและความเครียดดังรูปที่ 2.6



(ก)

(ข)

(ค)

รูปที่ 2.6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเค้นและความเครียด

ในอุดมคติภายใต้ภาระกรรมแรงดึง

(ก) elastic, perfectly plastic (ข) elastic, linear hardening

และ (ค) elastic, power hardening

เมื่อวัสดุเกิดความเครียดขนาดเล็ก แบบจำลองทางคณิตศาสตร์แสดงพารามิเตอร์จำเพาะได้เพียงสองพารามิเตอร์ คือ ความเค้นคราก และสัดส่วนของปัวส์ซง แต่ถ้าวัสดุได้รับการกระทำมากขึ้นจนคราก วัสดุที่มีการต้านทานความเครียดต่ำจะเกิดความเสียหายได้เพียงแก่ความเค้นคราก เรียกว่า elastic, perfectly plastic ส่วนวัสดุที่แสดงพฤติกรรมเป็นเชิงเส้น โดยมีความชันเท่ากับมอดูลัสความแข็งเป็นเชิงเส้น (linear hardening modulus - E_p) เรียกว่า elastic, linear hardening และวัสดุที่แสดงความแข็งในรูปแบบอื่นเรียกว่า elastic, power hardening ซึ่งแสดงแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ได้ดังสมการที่ 2.3

$$\sigma = \begin{cases} E \varepsilon & \text{for } \varepsilon \leq \varepsilon_y = Y / E \\ Y & \text{for } \varepsilon_y \leq \varepsilon < \varepsilon_f \end{cases} \quad (2.3ก)$$

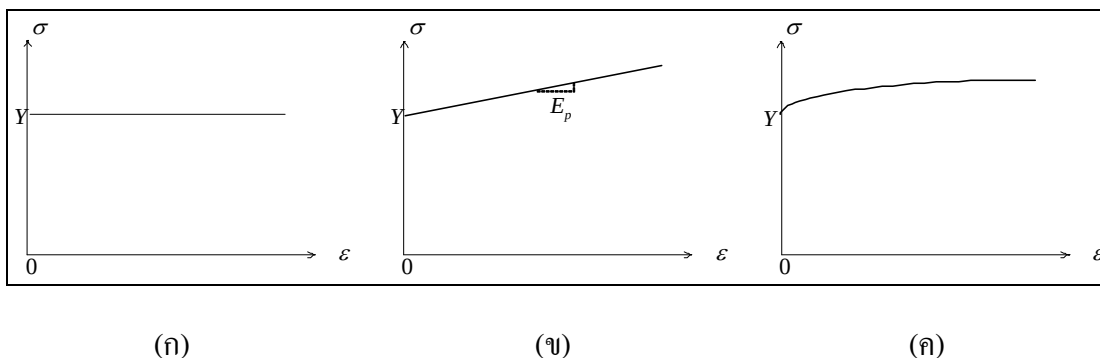
$$\sigma = \begin{cases} E \varepsilon & \text{for } \varepsilon \leq \varepsilon_y = Y / E \\ Y + E_p (\varepsilon - \varepsilon_y) & \text{for } \varepsilon_y \leq \varepsilon < \varepsilon_f \end{cases} \quad (2.3ข)$$

$$\sigma = \begin{cases} E \varepsilon & \text{for } \varepsilon \leq \varepsilon_y = Y / E \\ Y + K (\varepsilon - \varepsilon_y)^q & \text{for } \varepsilon_y \leq \varepsilon < \varepsilon_f \end{cases} \quad (2.3ค)$$

โดยที่	ε_y	คือ	ความเครียดคราก
	E_p	คือ	มอดูลัสความแข็งเชิงเส้น
	K	คือ	มอดูลัสความแข็ง
	q	คือ	เลขชี้กำลังความแข็ง

ถ้าสังเกตสมการ 2-3ข และ 2-3ค linear hardening เทียบกับ power hardening มีความคล้ายกัน กล่าวคือถ้า $q = 1$ และ $K = E_p$ power hardening ก็จะกลายเป็น linear hardening

เมื่อวัสดุเกิดการเสียรูปแบบไม่ยืดหยุ่นที่ใหญ่กว่าการเสียรูปแบบยืดหยุ่นมากจนแทบจะไม่เห็นพฤติกรรมการเสียรูปแบบยืดหยุ่นเลย เสมือนว่ากลายเป็นการเสียรูปแบบแข็งเกร็งแทน เรียกพฤติกรรมเหล่านี้ว่า rigid, perfectly plastic rigid, linear plastic และ rigid, power plastic แสดงได้ดังรูปที่ 2.7



รูปที่ 2.7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเค้นและความเครียดในอุดมคติภายใต้ภาระกรรมแรงดึง
(ก) rigid, perfectly plastic (ข) rigid, linear hardening และ (ค) rigid, power hardening

สามารถแสดงแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ได้ดังสมการที่ 2.4

$$\begin{cases} \sigma \leq Y & \text{for } \varepsilon = 0 \\ \sigma = Y & \text{for } 0 < \varepsilon < \varepsilon_f \end{cases} \quad (2.4ก)$$

$$\begin{cases} \sigma \leq Y & \text{for } \varepsilon = 0 \\ \sigma = Y + E_p \varepsilon & \text{for } 0 < \varepsilon < \varepsilon_f \end{cases} \quad (2.4ข)$$

$$\begin{cases} \sigma \leq Y & \text{for } \varepsilon = 0 \\ \sigma = Y + K \varepsilon^q & \text{for } 0 < \varepsilon < \varepsilon_f \end{cases} \quad (2.4ค)$$

2.5 ระเบียบวิธีพลังงานสำหรับการเสียรูปแบบพลาสติก

ในกรณีการเสียรูปแบบพลาสติกเนื่องจากแรงภายนอกโดยกำหนดช่วงเวลากระทำ การคำนวณพลังงานจลน์ของโครงสร้างโดยสมดุลพลังงาน ดังสมการที่ 2.5

$$E_{in} = D + W^e + K \quad (2.5)$$

โดยที่ E_{in} คือ งานเนื่องจากแรงกระทำ $F(t)$
 D คือ พลังงานกระจายเนื่องจากการเสียรูปแบบไม่ยืดหยุ่น
 เกิดจากการฉีก การเสียรูปที่ผิว ความฝืด และการแตกหัก

W^e คือ งานที่ถูกระทำในช่วงการเสียรูปแบบยืดหยุ่น
 K คือ พลังงานจลน์ของโครงสร้าง

ถ้าช่วงการเสียรูปแบบยืดหยุ่นเกิดขึ้นน้อยจนสามารถประมาณได้ว่าไม่เกิดขึ้น เช่น การชนกันของวัตถุแข็งเกร็งสองชิ้น จะสามารถแสดงสมการได้ดังสมการที่ 2.6

$$E_{in} = D + W^e + K \quad (2.6)$$

โดยที่ K_o คือ พลังงานจลน์สูงสุดที่สามารถเกิดขึ้นได้

$$K_o = \frac{1}{2} m_1 v_o^2$$

K_{loss} คือ พลังงานจลน์สูญเสีย ($0 < K_{loss} < K_o$)

$$K_{loss} = \frac{m_1 m_2}{2(m_1 + m_2)} v_o^2$$

m_1 / m_2 คือ มวลที่พุ่งเข้าชน/มวลที่ถูกชน

v_o คือ ความเร็วต้น

2.6 อัตราความเครียด

อัตราความเครียด (strain rate - $\dot{\epsilon}$) คือการเปลี่ยนแปลงความเครียดต่อเวลาที่เปลี่ยนไป แสดงได้ดังสมการที่ 2.7

$$\dot{\epsilon} = \frac{d\epsilon}{dt} = \frac{d}{dt} \left(\frac{l - l_o}{l_o} \right) = \frac{1}{l_o} \frac{dl}{dt} = \frac{v}{l_o} \quad (2.7)$$

โดยที่ l คือ ความยาวโครงสร้างภายใต้ภาวะความเค้น

l_o คือ ความยาวเดิมของโครงสร้าง

v คือ ความเร็วที่ทำให้เสียรูป

มีหน่วยเป็น s^{-1} ในระบบหน่วยวัดระหว่างประเทศ หรือ ระบบเอสไอ เพื่ออธิบายอัตราความเครียดให้เข้าใจง่าย ถ้าแสดงพฤติกรรมของมวลที่เข้าชนโครงสร้างดูดซับแรงให้อยู่ในรูปความสัมพันธ์ระหว่างความเครียดและเวลาที่ชน อัตราความเครียดคือความชันของความสัมพันธ์

ในช่วงที่สนใจ โดยมากจะสนใจตั้งแต่เริ่มชนจนถึงจังหวะที่โครงสร้างยุบตัวสูงสุด อัตราความเครียดเป็นพารามิเตอร์บ่งชี้เพื่อแยกประเภทและวิธีการทดสอบการชน ดังแสดงในตารางที่ 2.2

ตารางที่ 2.2 การจำแนกเทคนิคการทดสอบการชนกระแทกโดยใช้อัตราความเครียดเป็นเกณฑ์

Strain rate (s^{-1})	Common testing methods	Dynamic considerations	
10^7	HIGH-VELOCITY IMPACT -Explosives	SHOCK-WAVE PROPAGATION.	Inertial forces important
10^6	-Normal plate impact -Pulsed laser -Exploding foil		
10^5	-Incl. plate impact (pressure-shear) DYNAMIC-HIGH	SHEAR-WAVE PROPAGATION. PLASTIC-WAVE PROPAGATION.	
10^4	-Taylor anvil tests -Hopkinson bar -Expanding ring		
10^3	DYNAMIC-LOW High-velocity hydraulic, or	MECHANICAL RESONANCE IN SPECIMEN AND MACHINE IS IMPORTANT.	
10^2	pneumatic machines; cam plastometer		Inertial forces negligible
10^1	QUASI-STATIC	TESTS WITH CONSTANT CROSSHEAD VELOCITY	
10^0	Hydraulic, servo-hydraulic or screw-driven testing machines	STRESS THE SAME THROUGHOUT LENGTH OF SPECIMEN.	
10^{-1}			
10^{-2}			
10^{-3}	CREEP AND STRESS RELAXATION		
10^{-4}		VISCOPLASTIC RESPONSE OF METALS.	
10^{-5}	-Conventional testing machine		
10^{-6}	-Creep testers		
10^{-7}			
10^{-8}			
10^{-9}			

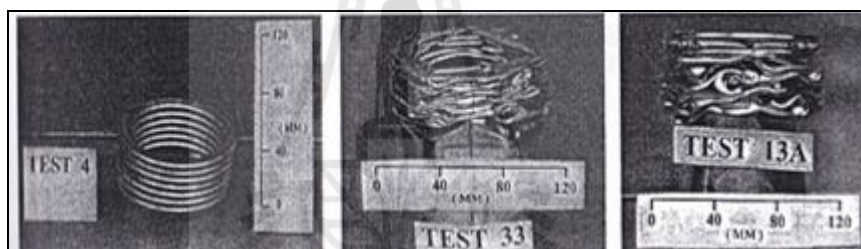
หมายเหตุ : Meyers (1994)

2.7 การชนกระแทกแนวแกนในโครงสร้างผนังบาง

พฤติกรรมเนื่องจากการชนกระแทกโครงสร้างผนังบางเกิดขึ้นได้หลายกรณี แต่ที่จะกล่าวถึงในที่นี้เลือกเพียงสองกรณีที่ง่ายต่อการศึกษาเชิงทฤษฎี และสามารถเชื่อมโยงความสัมพันธ์ไปสู่พฤติกรรมของโครงสร้างที่ยากกว่าได้ กรณีศึกษานี้เกิดจากการรวบรวมงานวิจัยทั้งเชิงทฤษฎีและเชิงปฏิบัติการของโครงสร้างหน้าตัดวงกลมและสี่เหลี่ยมจัตุรัส

2.7.1 ท่อหน้าตัดกลม

เมื่อโครงสร้างผนังบางถูกชนกระแทกแนวแกนแบบสมมาตรและไม่สมมาตร จะเรียกรูปแบบการเสียรูปว่าโหมดวงแหวน (ring mode) และโหมดข้าวหลามตัด (diamond mode) ตามลำดับ หรืออาจเสียรูปแบบผสม (mixed mode) ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับปัจจัยสัดส่วนระหว่างเส้นผ่านศูนย์กลางกับความหนาผนังบาง (D/h) และความยาวชิ้นทดสอบกับเส้นผ่านศูนย์กลาง (L/D) ดังรูปที่ 2.8



(ก)

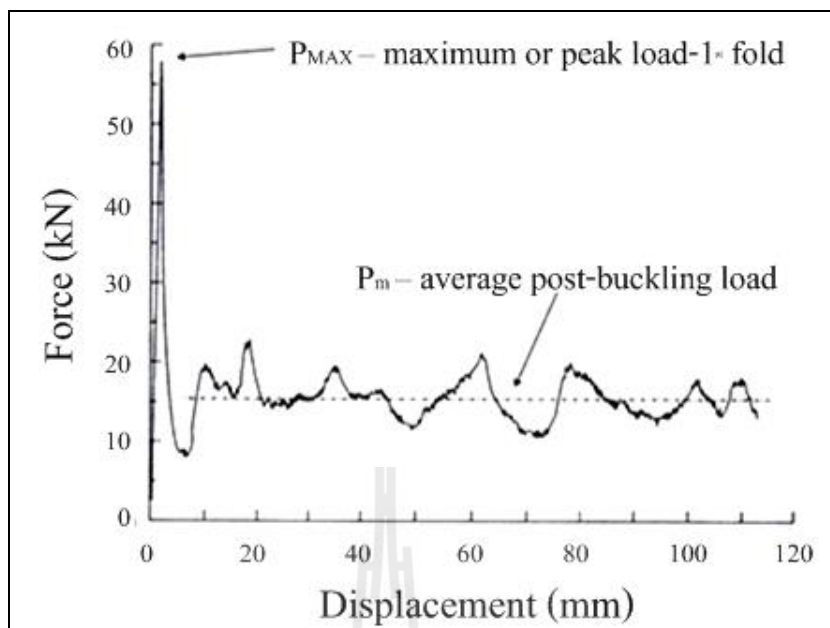
(ข)

(ค)

รูปที่ 2.8 การเสียรูปของท่อทรงกระบอกภายใต้การกระแทกแนวแกน

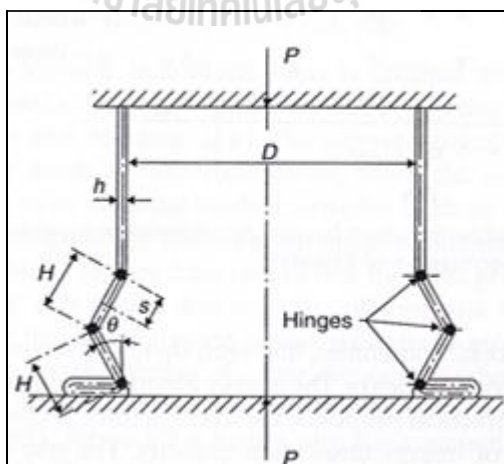
(ก) โหมดวงแหวน (ring mode) (ข) โหมดข้าวหลามตัด (diamond mode)
และ (ค) โหมดผสม (mixed mode)

ความสัมพันธ์ระหว่างแรงและระยะยุบตัว ดังรูปที่ 2.9 เป็นพฤติกรรมการถูกชนกระแทกของท่ออลูมิเนียมเส้นผ่านศูนย์กลาง $D = 97$ mm ความยาว $L = 196$ mm และความหนา $h = 1.0$ mm โดยถูกชนแบบสมมาตรตามแกนชน แรงกระแทกสูงสุดถูกแสดงที่จุดยอดกราฟที่หนึ่ง ต่อจากนั้นเป็นการเสียรูปโดยแสดงเส้นกราฟแบบผันผวน แต่ละยอดกราฟหมายถึงกระบวนการพับตัวของโครงสร้าง พื้นที่ใต้กราฟระหว่างค่าเฉลี่ยของแรงกับระยะยุบตัวแสดงถึงความสามารถดูดซับพลังงานของโครงสร้าง ส่วนการเสียรูปแบบไม่สมมาตรก็แสดงพฤติกรรมในลักษณะคล้ายกับการเสียรูปแบบสมมาตร



รูปที่ 2.9 ความสัมพันธ์ระหว่างแรงและระยะขยับตัวของท่อทรงกระบอก
ที่รับภาระกรรมแนวแกนแสดงแบบจำลองทางคณิตศาสตร์
เพื่ออธิบายพฤติกรรมการณ์การชนของท่อ (Alexander, 1960)

ทรงกระบอกโหมควงแหวน โดยตั้งสมมติฐานว่าชิ้นทดสอบเสียรูปแบบไม่ยืดหยุ่นสมบูรณ์ มี
อิทธิพลเนื่องจากการตัดและการยึด ดังรูปที่ 2.10



รูปที่ 2.10 การเสียรูปแบบสมมาตรตามแนวแกน

พลังงานการเสียดรูปแบบไม่ยืดหยุ่นเนื่องจากการตัดแสดงได้ดังสมการที่ 2.8

$$W_b = 2 M_o \pi D \frac{\pi}{2} + 2 M_o \int_0^{\pi/2} \pi (D + 2 H \sin \theta) d\theta \quad (2.8ก)$$

หรือ

$$W_b = 2 \pi M_o (\pi D + 2 H) \quad (2.8ข)$$

โดยที่ H คือ ระยะครึ่งของช่วงที่พับ
 D คือ เส้นผ่านศูนย์กลางท่อ
 M_o คือ โมเมนตัมการดัดแบบไม่ยืดหยุ่นต่อหน่วยความยาวเดิม

พลังงานการเสียดรูปแบบไม่ยืดหยุ่นเนื่องจากการยึดแสดงได้ดังสมการที่ 2.9

$$W_b = 2 M_o \pi D \frac{\pi}{2} + 2 M_o \int_0^{\pi/2} \pi (D + 2 H \sin \theta) d\theta \quad (2.9ก)$$

โดยที่ Y คือ ความเค้นคราก
 h คือ ความหนาของผนังบาง

ถ้า $\theta = \pi / 2$

$$W_s \approx 2 \pi Y h H^2 \quad (2.9ข)$$

แรงภายนอกเฉลี่ยที่ก่อให้เกิดการพับตัวของโครงสร้าง แสดงได้ดังสมการที่ 2.10

$$P_m = \frac{W_b + W_s}{2 h} \quad (2.10)$$

2.7.2 ท่อน้ำตัดสี่เหลี่ยมจัตุรัส

โครงสร้างผนังบางน้ำตัดสี่เหลี่ยมจัตุรัสมักเสียหายภายใต้ภาระกรรมแนวแกน รูปแบบการเสียรูปแตกต่างกับโครงสร้างผนังบางน้ำตัดวงกลม แต่รูปร่างของความสัมพันธ์ระหว่างแรงกับระยะยวบตัวคล้ายกัน เพราะเสียรูปภายใต้ภาระกรรมเดียวกัน รูปที่ 2.11(ก) แสดงการเสียรูปสมบูรณ์ของท่ออลูมิเนียมหน้าตัดสี่เหลี่ยมจัตุรัส $c/h = 23$ เมื่อ c คือ ความยาวด้านสี่เหลี่ยมจัตุรัส และ h คือ ความหนาผนังบาง โครงสร้างมีการเสียรูปแบบไม่ยืดหยุ่นเนื่องจากการคดทั้งภายในภายนอกและการยิด รูปที่ 2.11(ข) (Reid and Reddy, 1986) แสดงการเสียรูปไม่สมบูรณ์ โดยโครงสร้างมีค่า $c/h = 100$ มีแนวโน้มที่แสดงถึงความไม่เสถียร เรียกว่า Euler-type buckling คือการกระจายพลังงานที่ไม่สมบูรณ์ ความสัมพันธ์ระหว่างแรงกับระยะยวบตัว รูปที่ 2.12 แสดงพฤติกรรมการชนของโครงสร้างน้ำตัดสี่เหลี่ยมจัตุรัส ลักษณะของความสัมพันธ์คือมีจุดยอดสูงสุดที่การชนเริ่มแรก จากนั้นมีการแปรผันขึ้นลงแสดงถึงโหมดการเสียรูป

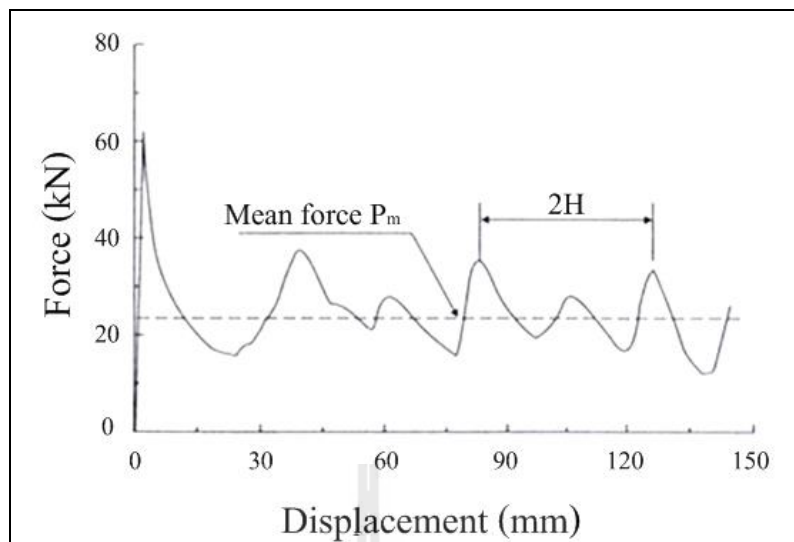


(ก)

(ข)

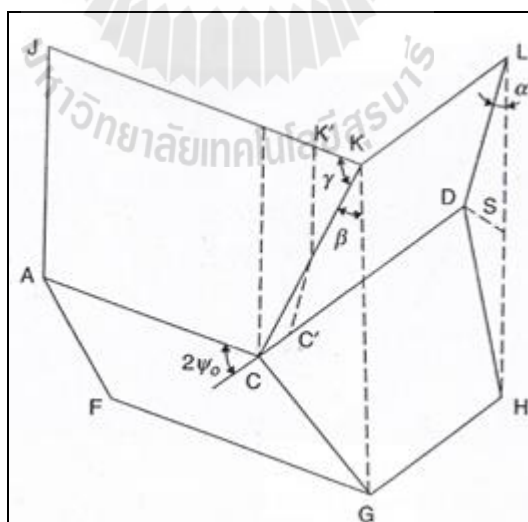
รูปที่ 2.11 การเสียรูปของท่อน้ำตัดสี่เหลี่ยมจัตุรัสภายใต้ภาระกรรมแนวแกน

(ก) แบบสมบูรณ์ และ (ข) แบบไม่สมบูรณ์



รูปที่ 2.12 ความสัมพันธ์ระหว่างแรงและระยะขยับตัวของท่อน้ำตัดสี่เหลี่ยมจัตุรัส
ที่รับภาระกรรมแนวแกน

แบบจำลองทางคณิตศาสตร์การเสียดรูปโครงสร้างหน้าตัดสี่เหลี่ยมจัตุรัส
ดังรูปที่ 2.13 และความสัมพันธ์ได้ดังสมการที่ 2.11



รูปที่ 2.13 ภาพตัดแสดงการบิดตัวของท่อน้ำตัดสี่เหลี่ยมจัตุรัส
(Wierzbicki and Abramowicz, 1983)

$$\delta = 2H (1 - \cos \alpha) \quad (2.11ก)$$

$$S = H \sin \alpha \quad (2.11ข)$$

โดยที่ δ คือ ระยะยุบตัว

และ

$$\tan \gamma = \frac{\tan \psi_o}{\sin \alpha} \quad (2.11ค)$$

$$\tan \beta = \frac{\tan \alpha}{\sin \psi_o} \quad (2.11ง)$$

สมการอนุพันธ์แสดงความสัมพันธ์ของความเร็วตามแนวตั้งและแนวนอนตามจุด D ตามลำดับ

$$\dot{\delta} = 2H \sin \alpha \dot{\alpha} \quad (2.11จ)$$

$$V = \dot{S} = H \cos \alpha \dot{\alpha} \quad (2.11ฉ)$$

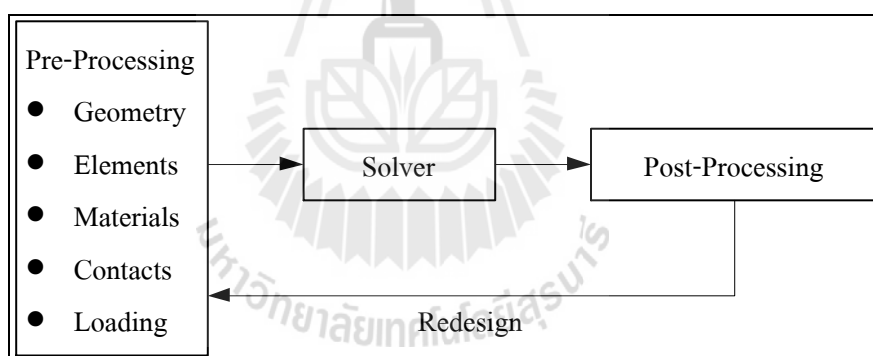
2.8 ระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์

ในการแก้ปัญหาเชิงวิศวกรรมจะประกอบด้วยสมการเชิงอนุพันธ์และเงื่อนไขขอบเขต หากแก้ปัญหาเพื่อหาค่าผลเฉลยแม่นยำตรง (exact solution) จะประกอบด้วยค่าตัวแปรต่าง ๆ บนรูปร่างของปัญหา ซึ่งถ้ารูปร่างของปัญหาซับซ้อนจะทำให้มีตัวแปรจำนวนอนันต์ค่าและไม่สามารถหาค่าแม่นยำตรงได้ จึงมีหลักการเปลี่ยนค่าตัวแปรที่มีจำนวนอนันต์เป็นค่าโดยประมาณที่สามารถนับได้ (finite) ด้วยหลักการแทนรูปร่างลักษณะของปัญหาคด้วยเอลิเมนต์ (element) โดยความแม่นยำของค่าผลเฉลยโดยประมาณนั้นจะขึ้นอยู่กับขนาดและจำนวนเอลิเมนต์ที่ใช้ในการแก้ปัญหา นอกจากนั้นยังขึ้นกับการสมมติรูปแบบฟังก์ชันการประมาณภายใน (interpolation function) ที่ใช้กับเอลิเมนต์

ขั้นตอนการแก้ปัญหาด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ แบ่งเป็น 4 ขั้นตอนหลัก ได้แก่

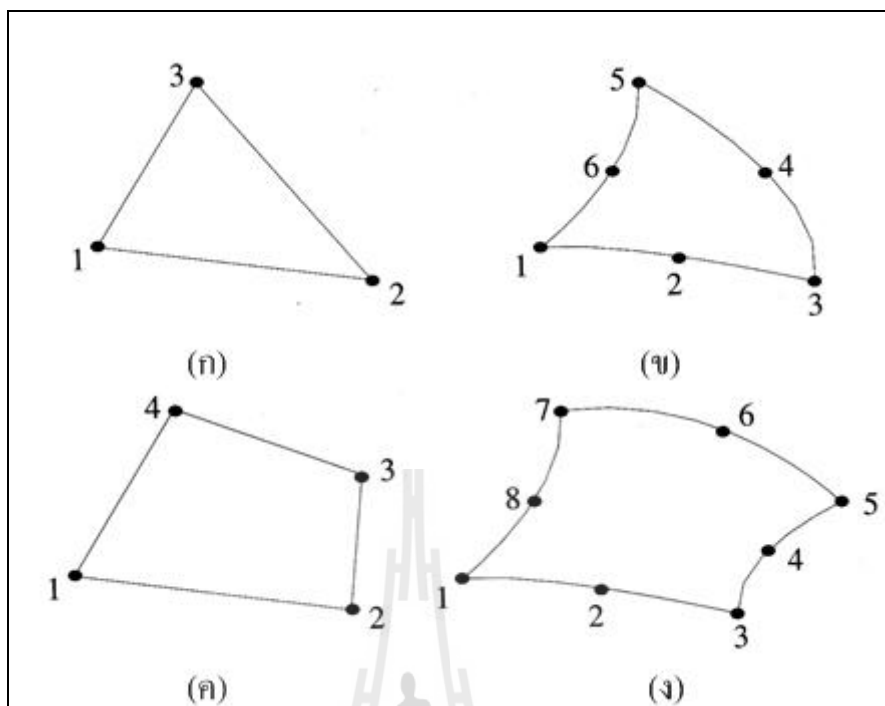
1. ก่อนการประมวลผล (Pre-Processing)
2. หาคำตอบ (Solver)
3. แสดงผล (Post-Processing)
4. ออกแบบ (Redesign)

ขั้นตอนที่สำคัญที่สุด คือ ขั้นตอนก่อนการประมวลผล ซึ่งประกอบด้วยเตรียมรูปร่างของปัญหา (geometry) จากนั้นจะแทนรูปร่างของปัญหาด้วยเอลิเมนต์ (element) ตามความเหมาะสมกับลักษณะปัญหา แล้วจึงกำหนดเงื่อนไขขอบเขตต่าง ๆ เช่น วัสดุ (materials) เงื่อนไขการสัมผัส (contacts) และภาระกระทำ (loading) เมื่อเสร็จสิ้นจากขั้นตอนดังกล่าวแล้วจึงหาคำตอบด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์และแสดงผลที่ได้จากการคำนวณ ต่อจากนี้อาจจะมีการออกแบบใหม่แล้วกระทำตามขั้นตอนเดิมอีกครั้งเมื่อต้องการปรับปรุงรูปร่างของปัญหา ขั้นตอนทั้งหมดแสดงได้ดังรูปที่ 2.14



รูปที่ 2.14 ขั้นตอนการแก้ปัญหาด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์

การประมาณรูปร่างในระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์เกิดจากการประกอบขอบเขตจำลองหลาย ๆ ชิ้นเข้าด้วยกัน ฟังก์ชันการเชื่อมต่อถูกกำหนดโดยจำนวนกับจุดต่อ (node) ในเอลิเมนต์ ยิ่งเอลิเมนต์มีจำนวนจุดต่อมากก็ยิ่งทำให้สามารถใช้เอลิเมนต์สร้างขอบเขตจำลองที่เหมือนกับขอบเขตจริงมาก แต่ก็ยิ่งทำให้ฟังก์ชันเชื่อมต่อซับซ้อนมากขึ้น ในทางปฏิบัติเอลิเมนต์ที่นิยมใช้จะมีจำนวนจุดต่อไม่มากและมีฟังก์ชันการเชื่อมต่อที่ไม่ซับซ้อนเพื่อความสะดวกต่อการใช้วิธีบาวนด์รีเอลิเมนต์ (boundary element) ในส่วนที่เกี่ยวข้องกับวิทยานิพนธ์นี้จะขอกล่าวถึงเอลิเมนต์พื้นผิวเพียง 4 ชนิด ดังแสดงในรูปที่ 2.15



รูปที่ 2.15 (ก) อิลลิเมนต์สามเหลี่ยม 3 จุดต่อ (ข) อิลลิเมนต์สามเหลี่ยม 6 จุดต่อ
(ค) อิลลิเมนต์สี่เหลี่ยม 4 จุดต่อ และ (ง) อิลลิเมนต์สี่เหลี่ยม 8 จุดต่อ

1. อิลลิเมนต์สามเหลี่ยม 3 จุดต่อ (3-node triangular element) เป็นรูปสามเหลี่ยมที่มีด้านสามด้านเป็นเส้นตรง ประกอบด้วย 3 จุดต่อที่จุดยอดสามจุดของรูป
2. อิลลิเมนต์สามเหลี่ยม 6 จุดต่อ (6-node triangular element) เป็นรูปสามเหลี่ยมที่มีด้านสามด้านเป็นเส้นโค้งพาราโบลา โดยทั้ง 6 จุดต่ออาจจะไม่อยู่ในระนาบเดียวกัน ประกอบด้วย 3 จุดต่อที่จุดยอดสามจุดของรูป และอีก 3 จุดต่อบนด้านทั้งสามด้าน
3. อิลลิเมนต์สี่เหลี่ยม 4 จุดต่อ (4-node quadrilateral element) เป็นรูปสี่เหลี่ยมที่มีด้านสี่ด้านเป็นเส้นตรง ประกอบด้วย 4 จุดต่อที่จุดยอดสี่จุดของรูป
4. อิลลิเมนต์สี่เหลี่ยม 8 จุดต่อ (8-node quadrilateral element) เป็นรูปสี่เหลี่ยมที่มีด้านสี่ด้านเป็นเส้นโค้งพาราโบลา โดยทั้ง 8 จุดต่ออาจจะไม่อยู่ในระนาบเดียวกัน ประกอบด้วย 4 จุดต่อที่จุดยอดสี่จุดของรูป และอีก 4 จุดต่อบนด้านทั้งสี่ด้าน

แต่ละจุดต่อของอิลลิเมนต์ในรูปจะมีตัวเลขกำกับอยู่ ตัวเลขนี้เรียกว่า เลขที่จุดต่อเฉพาะ (local node number) ใช้อ้างอิงถึงจุดต่อในอิลลิเมนต์ เลขที่จุดต่อเฉพาะนิยมเรียงทวนเข็มนาฬิกา

2.8.2 วิธีการชัดแจ้งและปริยาย

วิธีการชัดแจ้ง (explicit methods) และวิธีการปริยาย (implicit methods) เป็นวิธีการที่ใช้ในการวิเคราะห์เชิงตัวเลขสมการเชิงอนุพันธ์สามัญ (ordinary differential equations) และสมการเชิงอนุพันธ์ย่อย (partial differential equation) ที่ขึ้นกับเวลา ซึ่งวิธีการชัดแจ้งจะคำนวณสถานะของระบบในเวลาหลังจากสถานะปัจจุบัน ในขณะที่วิธีการปริยายจะคำนวณสถานะทั้งสองพร้อมกัน ดังแสดงในสมการที่ 2.12 และ 2.13 ตามลำดับ

$$Y(t + \Delta t) = F(Y(t)) \quad (2.12)$$

$$G(Y(t), Y(t + \Delta t)) = 0 \quad (2.13)$$

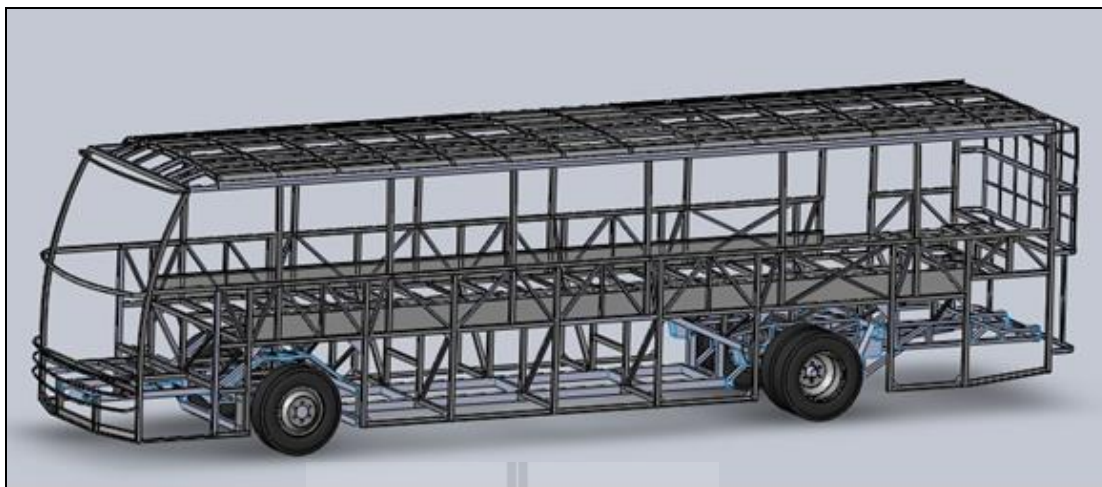
เพื่อคำนวณหา $Y(t + \Delta t)$

โดยที่	$Y(t)$	คือ	สถานะปัจจุบัน
	$Y(t + \Delta t)$	คือ	สถานะหลังจากสถานะปัจจุบัน

การคำนวณวิธีการปริยายดำเนินการได้ยากกว่าวิธีการชัดแจ้ง บางปัญหาจำเป็นต้องใช้วิธีการปริยาย เนื่องจากการคำนวณด้วยวิธีการชัดแจ้งไม่สามารถคำนวณปัญหาในช่วงเวลาขนาดใหญ่ได้ ดังนั้นการเลือกใช้วิธีการชัดแจ้งหรือปริยายจึงขึ้นกับขนาดช่วงเวลา

2.9 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

การศึกษาพฤติกรรมการชนกระแทกด้านหน้าโครงสร้างรถโดยสารขนาดใหญ่ประเภทชั้นครึ่งรุ่น CG280 ดังรูปที่ 2.16 ซึ่งอ้างอิงข้อกำหนดที่ 29 ของคณะกรรมการเศรษฐกิจยุโรปแห่งสหประชาชาติ เป็นการศึกษาพฤติกรรมแบบพลวัต ซึ่งสามารถจำแนกประเภทได้หลากหลายวิธี หากแบ่งประเภทของพฤติกรรมที่เกิดขึ้นแล้ว ก็จะสามารถอธิบายเหตุการณ์ที่คาดว่าจะเกิดขึ้นจากการชนกระแทกด้วยผลลัพธ์ทางระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ตามประเภทที่ระบุไว้ได้ ดังนั้นจึงขอเสนองานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการชนกระแทกแบบกึ่งสถิตก่อน แล้วตามด้วยงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการชนกระแทกแบบความเร็วต่ำ โดยทั้งหมดเป็นงานวิจัยเกี่ยวกับการจำลองหรือทดสอบภาระกรรมกระทำต่อโครงสร้างผนังบางในแนวแกน เพื่อสรุปวิธีจำแนกประเภทของพฤติกรรมแบบพลวัต แล้วจึงเสนองานวิจัยอื่น ๆ ที่เกี่ยวข้องต่อไป



รูปที่ 2.16 โครงสร้างรถโดยสารชั้นครึ่งรุ่น CG280

2.9.1 งานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการชนกระแทกแบบกึ่งสถิต

DiPaolo and Tom (2006) ศึกษาพฤติกรรมการชนกระแทกแบบกึ่งสถิตที่มีผลต่อการเสีรูปของท่อผนังบางหน้าตัดรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัส โดยใช้วัสดุเหล็กแตกต่างกันสี่ชนิด ได้แก่ ASTM A36 ASTM A513 Type 1 AISI 316 และ AISI 304 ขนาดชิ้นทดสอบยาว 305 mm ความยาวด้านประกอบหน้าสี่เหลี่ยมจัตุรัส 50 mm ความหนาผนังบาง 1.40 1.51 1.47 และ 1.49 mm ตามลำดับชนิดวัสดุที่ได้กล่าวมาข้างต้น ชิ้นทดสอบทุกชิ้นสามารถวางแบนสนิทและยึดกับอุปกรณ์จับทดสอบแบบร่องรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัสได้ดีทั้งสองด้าน ทดสอบด้วยเครื่องทดสอบแรงกดขนาดโหลดเซลล์ 500 kN ความเร็วหัวกด 2.5 mm/min พฤติกรรมการเสีรูปเป็นลักษณะการพับและยุบตัวแบบไม่ยืดหยุ่นสมมาตรตามแนวแกน กระบวนการเสีรูปแสดงในรูปความสัมพันธ์ระหว่างแรงกดและระยะยุบตัว พบว่าความแข็งแรงของเหล็กที่ต่างกันไม่ทำให้แนวโน้มพฤติกรรมแตกต่างกันอย่างมีนัยสำคัญ แต่สามารถดูดซับพลังงานได้แตกต่างกันแปรผันตรงกับความแข็งแรงของวัสดุ

Fan (2011) ศึกษาพฤติกรรมของท่อผนังบางหน้าตัดหกเหลี่ยม-S6 แปดเหลี่ยม-S8 สิบสองเหลี่ยม-S12 และสิบหกเหลี่ยม-S16 ชิ้นทดสอบมีความยาว 100 mm หนา 1.5 mm วัสดุเป็นเหล็ก ASTM A36 ภายใต้ภาระกรรมแบบกึ่งสถิต ทดสอบด้วยเครื่องทดสอบแรงกดซึ่งมีความเร็วหัวกด 5 mm/min โดยเทียบเคียงผลการทดสอบด้วยผลการจำลองไฟไนท์อีลิเมนต์ด้วยโปรแกรมสำเร็จรูปชื่อ “ABAQUS/Explicit” จำลองการชนของทั้งสี่รูปร่างชิ้นทดสอบและเพิ่มชิ้นทดสอบทรงกระบอก ใช้อีลิเมนต์สองมิติรูปสี่เหลี่ยม (quadrilateral element) ชิ้นทดสอบถูกจำลองให้อยู่ระหว่างแผ่นปะกบสองแผ่นซึ่งมีความยืดทาน และกำหนดให้ชิ้นทดสอบถูกกดเป็น

ระยะ 80 mm พบว่าผลการศึกษาทั้งสองมีแนวโน้มเหมือนกันเมื่อพิจารณาความสัมพันธ์ระหว่างแรงและระยะยุบตัว จากการทดสอบการเปลี่ยนแปลงสถานะในชิ้นทดสอบ S6 และ S8 ใกล้เคียงกับโหมดวงแหวน (ring mode) สมมาตรตามแกนปะทะ ส่วนชิ้นทดสอบ S12 และ S16 เป็นโหมดผสมในการทดสอบ แต่ผลจากการจำลองด้วยโปรแกรมไฟไนท์ อิลลิเมนต์เป็นการเสียรูปสมมาตรตามแนวแกนทั้งหมด

Tang and Li (2012) ศึกษาพฤติกรรมการโก่งตัวของวัสดุความยืดหยุ่นสูงนิเกิลไทเทเนียม (Nickel Titanium-NiTi) โดยเป็นส่วนประกอบ Ni-wt % 56.1 Ti-balance ความหนาแน่น 6450 kg/m^3 ที่มีลักษณะเป็นโครงสร้างผนังบางรูปทรงกระบอกเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก 6.3 mm ความหนาผนังบาง 0.15 mm ส่วนความยาวชิ้นทดสอบถูกกำหนดด้วยเงื่อนไขอัตราส่วนระหว่างความยาวและเส้นผ่านศูนย์กลาง (L/D) ซึ่งกำหนดให้มีค่าเท่ากับ 1.5 2.0 และ 2.5 ตามเงื่อนไขการทดสอบ ชิ้นทดสอบถูกยึดหรือยึดตรึงด้วยอุปกรณ์จับชิ้นทดสอบแบบร่องรูปวงกลม ทดสอบด้วยเครื่องทดสอบแรงกดซึ่งหัวกดมีความเร็ว 0.28 mm/min ให้การกระแทกกระทำกับชิ้นทดสอบจนกระทั่งถึงวัสดุเกือบจะเสียรูปแบบไม่ยืดหยุ่น แล้วปล่อยการกระแทกจนกระทั่งชิ้นทดสอบกลับคือภาวะปกติ จากการผลทดสอบเปรียบเทียบกับ ผลการจำลองโดยใช้โปรแกรมไฟไนท์อิลลิเมนต์สำเร็จรูปชื่อ “LS-DYNA” พบว่าได้ผลใกล้เคียงกันทั้งรูปร่างและความสัมพันธ์ระหว่างความเค้นและความเครียดขนาดเล็ก เป็นการเสียรูปโหมดข้าวหลามตัด (diamond mode) ซึ่งเป็นพฤติกรรมการเสียรูปไม่สมมาตรตามแนวแกนที่เกิดในโครงสร้างผนังบางรูปทรงกระบอกเมื่อได้รับการกระแทกแบบกดอัด

2.9.2 งานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการชนกระแทกแบบความเร็วต่ำ

Miyazaki and Negishi (2003) ศึกษาการดูดซับพลังงานของท่ออลูมิเนียม JIS A6063-T5 หน้าตัดสี่เหลี่ยมจัตุรัสซึ่งรับการกระแทกการชนกระแทกความเร็วต่ำในแนวแกน ทดสอบด้วยเครื่องที่ถ่วงมวล 7.92 kg ความเร็วปะทะขึ้นอยู่กับความสูง โดยเปรียบเทียบความเร็ว 1.4 2.8 3.7 5.4 และ 7.5 m/s ชิ้นทดสอบมีความยาว 100 และ 150 mm ความยาวด้านสี่เหลี่ยมจัตุรัส 40 mm ความหนาของผนังบาง 1 และ 1.5 mm ชิ้นทดสอบถูกติดตั้งไว้เพื่อเปรียบเทียบผลกับการจำลองทางไฟไนท์อิลลิเมนต์ด้วยโปรแกรมสำเร็จรูปชื่อ “Marc 2000” จากผลการศึกษาพบว่าความยาวของชิ้นทดสอบไม่มีผลต่อการดูดซับพลังงาน ความสามารถในการดูดซับพลังงานแปรผกผันกับความหนาของผนังบาง และชิ้นทดสอบที่มีความหนามากกว่าจะส่งคลื่นความเค้นไปสู่ด้านตรงข้ามบริเวณที่ถูกการกระแทกกระทำได้ดีกว่า จึงทำให้เกิดการโก่งตัวที่ฐานชิ้นทดสอบหนา 2 mm ส่วนชิ้นทดสอบหนา 1 mm เกิดการโก่งตัวที่บริเวณกลางชิ้นงาน

Marzbanrad et al. (2009) จำลองการดูดซับพลังงานจากการชนกระแทกกึ่งสถิตและความเร็วต่ำของท่อผนังบางหน้าตัดสี่เหลี่ยม วงกลม และวงรี ของเหล็กและอลูมิเนียม

เตรียมแบบจำลองสองมิติด้วยโปรแกรม “ANSYS” แล้ววิเคราะห์เชิงตัวเลขด้วยโปรแกรมสำเร็จรูปชื่อ “LS-DYNA/Explicit” ความหนา ความยาวด้านสี่เหลี่ยมจัตุรัส และชนิดของวัสดุ เป็นตัวแปรต้นเพื่อศึกษาการดูดซับพลังงานเทียบกับผลการทดสอบของ (Aljawi, 2004) ซึ่งทดสอบการชนกระแทกถึงสถิติ พบว่าเส้นแสดงความสัมพันธ์ระหว่างแรงและระยะยุบตัวแตกต่างกันที่จุดยอดเริ่มแรกประมาณ 17% แนวโน้มมีลักษณะคล้ายกัน ค่าเฉลี่ยความแตกต่างหลังจาก จุดยอดเริ่มแรกประมาณ 22% และรูปร่างการเสียรูปเหมือนกัน จากนั้นได้จำลองการชนกระแทกความเร็วต่ำของท่อผนังบางสามรูปแบบ โดยจำลองให้มวล 100 kg ชนกระแทกขึ้นทดสอบด้วยความเร็ว 9.396 m/s โดยชิ้นงานมีความหนา 1.5 mm เท่ากัน พบว่าเกิดการพับเสียรูปที่ปลายทั้งสองของท่อ เปรียบเทียบความสามารถดูดซับพลังงาน ท่อหน้าตัดวงกลมและท่อหน้าตัดวงรีสูงกว่าท่อหน้าตัดสี่เหลี่ยมประมาณ 17% และ 33% ตามลำดับของท่อเหล็ก ในท่ออลูมิเนียม 33% และ 50% ตามลำดับ

Tai et al. (2010) ศึกษาพฤติกรรมและการดูดซับพลังงานการชนกระแทกความเร็วต่ำของท่อเหล็กผนังบางทรงกระบอกความแข็งแรงสูง ASTM E8-04 สมบัติวัสดุถูกจำลองด้วยสมการ Cowper-Symonds ซึ่งสมมติให้วัสดุมีพฤติกรรมแบบ rigid, perfectly plastic โดยตัวแปรต้นได้แก่ ประเภทวัสดุ ความยาว ความหนา เส้นผ่านศูนย์กลาง มวลที่เข้าชน และความเร็วเข้าชน วิเคราะห์เงื่อนไขขอบเขตเพื่อหาผลเฉลยเชิงตัวเลขด้วยโปรแกรมสำเร็จรูปชื่อ “LS-DYNA” พบว่ารูปแบบการเปลี่ยนแปลงพื้นฐานของขึ้นทดสอบหลังจากถูกชนกระแทกสามารถทำซ้ำได้แม้ว่าตัวแปรต้นจะเปลี่ยนแปลงไป แต่พลังงานดูดซับขึ้นอยู่กับขนาดและความเร็วของมวลที่เข้าชน และความหนาของวัสดุดูดซับพลังงาน

Lee et al. (2010) ศึกษาพฤติกรรมการชนกระแทกความเร็วต่ำของกระป๋องน้ำอัดลม อัตราส่วนเส้นผ่านศูนย์กลางกับความหนา 1:20 ซึ่งคืออัตราส่วนโครงสร้างผนังบางของถังเอ็นจิวิและถังแก๊สหุงต้ม วัสดุที่ประกอบเป็นกระป๋องได้แก่ส่วนลำตัว 3004-H19 และฝาบน 5182-H19 เตรียมแบบจำลองด้วยโปรแกรม “ANSYS” และประมวลผลเชิงตัวเลขโดยใช้โปรแกรมสำเร็จรูป “LS-DYNA” ใช้อีลิเมนต์สองมิติรูปสี่เหลี่ยม ส่วนการทดสอบใช้วิธีปล่อยมวล 7.5 kg ตกอย่างอิสระจากความสูง 7 feet จับภาพด้วยกล้องความเร็วสูง 3000 frame/second จากการศึกษาพบว่า ผลการจำลองและผลการทดสอบคล้ายกันเมื่อพิจารณาการเสียรูปคือเกิดการดัดบริเวณส่วนบนสุดที่ได้รับภาระการชนกระแทกโดยตรง เนื่องจากเป็นโครงสร้างผนังบางมากจึงส่งถ่ายคลื่นความเค้นไปสู่ส่วนล่างได้น้อย ความสัมพันธ์ระหว่างระยะยุบตัวเทียบกับเวลาที่ได้จากการทดสอบไม่เป็นเชิงเส้นเหมือนกับผลจากการจำลองทางไฟไนต์อีลิเมนต์ แต่มีแนวโน้มไปในทางเดียวกันและใกล้เคียงกัน

2.9.3 งานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการวิเคราะห์โครงสร้างยานพาหนะ

Deb et al. (2004) ออกแบบโครงสร้างรถยนต์ขนาดเล็กด้วยวัสดุอะลูมิเนียม SAPA 6060 T6 เป็นหลัก อ้างอิง Federal Motor Vehicle Safety Standard (FMVSS) No. 208 ซึ่งกำหนดความเร็วปะทะโครงสร้าง 30 mph จำลองการชนแบบพลวัตด้วยโปรแกรมสำเร็จรูปชื่อ “LS-DYNA” นอกจากนี้ได้สร้างขึ้นทดสอบรอยเชื่อมแบบ T-joint เพื่อให้เกิดการคัดที่บริเวณ รอยเชื่อมและได้ทดสอบแรงกดด้วยความเร็ว 2 m/s แล้วเทียบผลกับการจำลองขึ้นทดสอบนั้น

Lin and Nian (2006) วิจัยการเพิ่มประสิทธิภาพในการออกแบบโครงสร้างของส่วนตัวถังรถโดยสารโดยใช้ระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ ได้กล่าวไว้ว่าจุดศูนย์กลางของรถบัสมักจะอยู่สูงกว่ายานพาหนะชนิดอื่น เมื่อเกิดอุบัติเหตุการพลิกคว่ำเนื่องจากความจุของผู้โดยสารจะเกิดความเสียหายอย่างรุนแรง ความแข็งแรงของโครงสร้างจึงเป็นสิ่งที่ต้องพิจารณา ผู้วิจัยได้เปรียบเทียบระหว่างการเสียรูปที่ได้จากการทดสอบและการวิเคราะห์ด้วยวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ และออกแบบโครงสร้างบางส่วนใหม่ที่จะทำให้เกิดความเสียหายมาก โดยการออกแบบใหม่นี้ทำให้การเสียรูปลดลงถึง 50%

Ko et al. (2009) วิเคราะห์โครงสร้างรถโดยสารที่มีความสูงพื้นรถต่ำที่ใช้ในประเทศเกาหลีบนโปรแกรมคอมพิวเตอร์ภายใต้เงื่อนไขการพลิกคว่ำตามมาตรฐานยุโรป ECE R-66 และการชนกระแทกด้านหน้ากับกำแพง ทั้งนี้โครงสร้างพื้นรถได้ถูกออกแบบและผลิตด้วยฮันนิคอมบ์ ซึ่งที่มีน้ำหนักเบาแต่มีความแข็งแรงสูง พบว่าการออกแบบผลิตโครงสร้างพื้นรถด้วยวัสดุประกอบนั้น ห้องขี้นและพื้นที่โดยสารยังคงมีความปลอดภัยภายใต้การชนกระแทกด้านหน้าและการพลิกคว่ำตามมาตรฐานยุโรป

Cerit et al. (2010) วิเคราะห์ความแข็งแรงของโครงสร้างรถโดยสารส่วนหน้าภายใต้เงื่อนไขการชนกระแทกด้านหน้าตามมาตรฐานยุโรป ECE R-29 ด้วยการวิเคราะห์จำลองบนโปรแกรมคอมพิวเตอร์ โดยศึกษาเปรียบเทียบระหว่างโมเดลกันชนเดิมทรงกรวยและโมเดลกันชนที่ปรับปรุงทรงลูกฟูกโครงสร้างหน้าให้มีความสามารถดูดซับพลังงานขณะรับภาระการชนกระแทกด้านหน้า พบว่าทั้งสองโมเดลสามารถดูดซับพลังงานโดยการเปลี่ยนพลังงานจลน์เป็นการโก่งเสียหายของโมเดลกันชนเอง แต่ไม่มีการเปรียบเทียบพลังงานดูดซับให้เห็น การดูดซับพลังงานถูกแสดงในรูปการเสียรูปของโครงสร้างรถโดยสารและผู้ขับขี่ ซึ่งผู้ขับขี่จะได้รับอันตรายในโครงสร้างรถโดยสารที่ไม่มีโมเดลกันชน

Lapo et al. (2011) ทำการวิจัยเรื่องการออกแบบและวิเคราะห์โครงสร้างหลักของรถโดยสารประเภทสองชั้น โดยงานวิจัยนี้ได้มุ่งศึกษาความแข็งแรงทางกลของโครงสร้างหลักรถโดยสาร ซึ่งจะทำให้การวิเคราะห์การเสียรูป ความเค้น และความเครียด ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ จากการวิเคราะห์จะพบว่ามียางจุดที่อาจทำให้โครงสร้างเกิดความเสียหายมาก

เกินไป จึงได้มีการออกแบบและปรับเปลี่ยนโครงสร้างบางจุดใหม่ เพื่อให้ได้ค่าความปลอดภัยตามที่กฎหมายกำหนดและสามารถให้บริการต่อสาธารณะได้

Schneider and Jones (2004) เหล็กแผ่นที่ใช้ในงานวิศวกรรมยานยนต์ทั่วไปมีความหนา 0.65 ถึง 2.0 mm และในชิ้นส่วนที่ต้องรับแรงกระแทกซึ่งเสียรูปในแนวแกนโดยทั่วไปแล้วมีความหนา 1.2 ถึง 1.6 mm บ่อยครั้งที่โครงสร้างยานยนต์ถูกออกแบบโดยใช้วัสดุผสมผสานกัน ทั้งในแง่ของความหนาหรือความแข็งแรงที่แตกต่างกัน ในส่วนผนังกันพื้นที่โดยสารมักใช้เหล็กหนา 1.6 ถึง 1.8

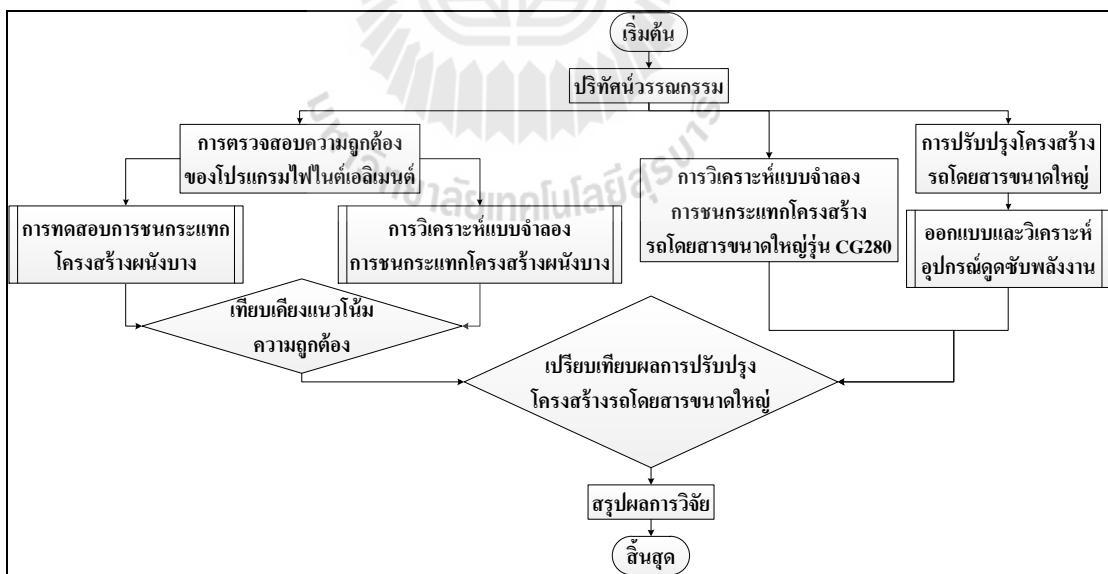


บทที่ 3

ขั้นตอนการดำเนินการวิจัย

3.1 กล่าวนำ

การศึกษาวิจัยเกี่ยวกับการชนกระแทกด้านหน้าโครงสร้างรถโดยสารในครั้งนี้ เป็นการจำลองพฤติกรรมของโครงสร้างรถโดยสารขนาดใหญ่ประเภทชั้นครึ่งรุ่น CG280 ซึ่งผลิตโดยบริษัท อู่เชิดชัยอุตสาหกรรม จำกัด อ้างอิงเงื่อนไขการทดสอบและเกณฑ์การประเมินความปลอดภัยจากข้อกำหนด ECE R-29 เป็นหลัก พร้อมทั้งเสนอแนะแนวทางปรับปรุงโครงสร้างให้มีความปลอดภัยมากขึ้น ซึ่งในงานวิจัยนี้เลือกใช้การวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์เป็นเครื่องมือหลักในการศึกษาวิจัยดังกล่าว ทั้งนี้ยังมีการตรวจสอบความถูกต้องของโปรแกรมไฟไนต์เอลิเมนต์สำเร็จรูป ANSYS Workbench Explicit STR ด้วยการนำผลลัพธ์ไปเทียบเคียงแนวโน้มความถูกต้องกับการทดสอบการชนกระแทกโครงสร้างผนังบาง ซึ่งขั้นตอนการดำเนินงานวิจัยแสดงได้ดังรูปที่ 3.1



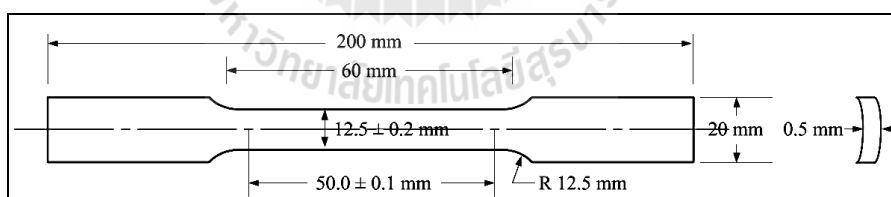
รูปที่ 3.1 แผนผังแสดงขั้นตอนการดำเนินงาน โดยสังเขป

3.2 การทดสอบสมบัติวัสดุ

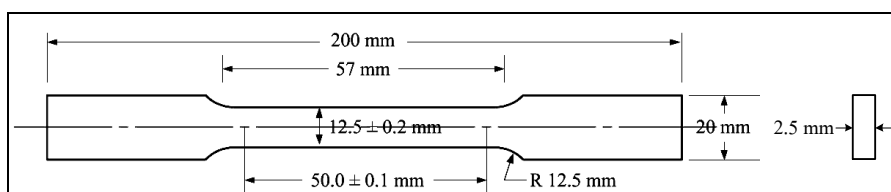
ในงานวิจัยนี้แบ่งพิจารณาวัสดุเป็น 2 ส่วน ได้แก่ วัสดุอลูมิเนียมที่ใช้ในการทดสอบการชนกระแทกโครงสร้างผนังบาง และวัสดุ Steel STKR 400 กับ Stainless Steel RST 4003 ซึ่งเป็นวัสดุที่ใช้ผลิตโครงสร้างตัวถังกับแชสซีตามลำดับ โดยอ้างอิงมาตรฐานการทดสอบแรงดึงสำหรับกลุ่มโลหะ ASTM E8: Standard Test Methods for Tension of Metallic Materials ที่กำหนดโดย ASTM (American Society for Testing and Materials) เป็นสมาคมวิชาชีพทางด้านวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยีเพื่อทดสอบสมบัติวัสดุ มีรายละเอียดดังต่อไปนี้

3.2.1 การเตรียมชิ้นทดสอบแรงดึง

เนื่องจากสัณฐานของวัสดุที่ใช้ในการทดสอบการชนกระแทกโครงสร้างผนังบาง และวัสดุที่ใช้ผลิตโครงสร้างรถโดยสารขนาดใหญ่มีความแตกต่างกัน จึงทำให้การเตรียมชิ้นงานตามมาตรฐานการทดสอบแรงดึง ASTM E8 มีกระบวนการแตกต่างกันด้วย ซึ่งวัสดุที่ใช้ในการทดสอบการชนกระแทกโครงสร้างผนังบางมีลักษณะเป็นท่ออลูมิเนียมผนังบาง 0.5 mm ทำให้การขึ้นรูปชิ้นทดสอบแรงดึงต้องใช้วิธีการตัดด้วยเส้นลวดเพื่อให้ได้รูปร่างตามที่ต้องการโดยขึ้นทดสอบยังคงความโค้งตามสัณฐานเดิมไว้ ดังแสดงในรูปที่ 3.2 และในส่วนของโครงสร้างรถโดยสารขนาดใหญ่ประกอบด้วยชิ้นส่วนที่มีลักษณะเป็นท่อน้ำดัดสี่เหลี่ยมหลากหลายความหนา ดังนั้นจึงเลือกท่อ Steel STKR 400 กับ Stainless Steel RST 4003 ที่มีความหนา 1 mm ทำการขึ้นรูปด้วยวิธีการตัดด้วยเส้นลวดเช่นเดียวกัน ดังแสดงในรูปที่ 3.3



รูปที่ 3.2 ชิ้นทดสอบแรงดึงของวัสดุที่ใช้ในการทดสอบการชนกระแทกโครงสร้างผนังบาง



รูปที่ 3.3 ชิ้นทดสอบแรงดึงของวัสดุที่ใช้ผลิตโครงสร้างรถโดยสารขนาดใหญ่

3.2.2 การทดสอบแรงดึง

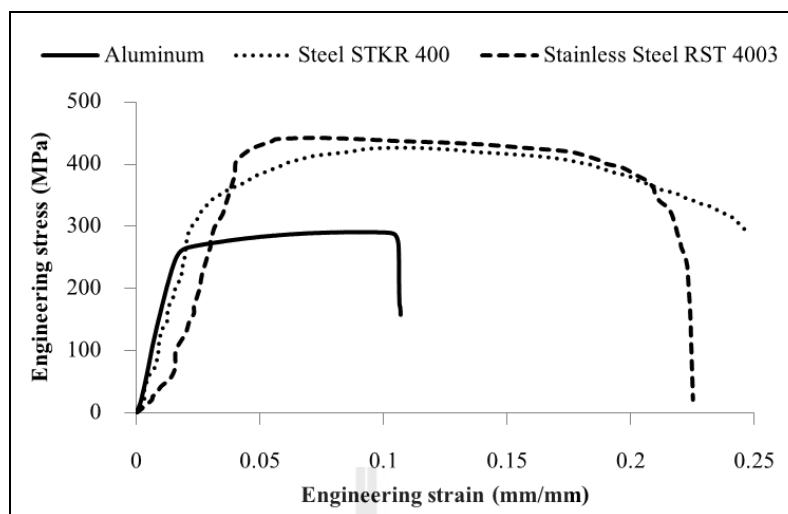
การทดสอบแรงดึงเป็นการทดสอบสมบัติวัสดุเชิงกลด้วยการดึงขึ้นทดสอบให้ยืดออกในแนวแกนจนเสียหาย โดยใช้ความเร็วต่ำและคงที่ตลอดกระบวนการ ภาระกรรมที่กระทำต่อขึ้นทดสอบต้องเป็นภาระกรรมแบบดึงเท่านั้นเพื่อให้มีความคลาดเคลื่อนน้อยที่สุด ซึ่งการทดสอบสมบัติวัสดุในงานวิจัยนี้กระทำโดยนำขึ้นทดสอบอลูมิเนียมจำนวน 3 ชิ้นมาทำการดึงทดสอบด้วยเครื่องทดสอบเอนกประสงค์ INSTRON 5582 Tensile Test 100 kN ณ ศูนย์เครื่องมือวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยี อาคารเครื่องมือ 6 มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี ดังรูปที่ 3.4 ใช้ความเร็วในการดึงทดสอบ 0.9 mm/s ส่วนขึ้นทดสอบ Steel STKR 400 กับ Stainless Steel RST 4003 จำนวนอย่างละ 3 ชิ้นทำการทดสอบสมบัติวัสดุเชิงกลด้วยเครื่องทดสอบเอนกประสงค์ Shimadzu UH-2000 k ณ ศูนย์เครื่องมือวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยี อาคารเครื่องมือ 5 มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี ดังรูปที่ 3.5 ใช้ความเร็วในการดึงทดสอบ 0.9 mm/s เช่นกัน กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเค้นกับความเครียดทางวิศวกรรมของวัสดุทั้งหมด แสดงได้ดังรูปที่ 3.6



รูปที่ 3.4 เครื่องทดสอบเอนกประสงค์ INSTRON 5582 Tensile Test 100 kN



รูปที่ 3.5 เครื่องทดสอบเอนกประสงค์ Shimadzu UH-2000 k



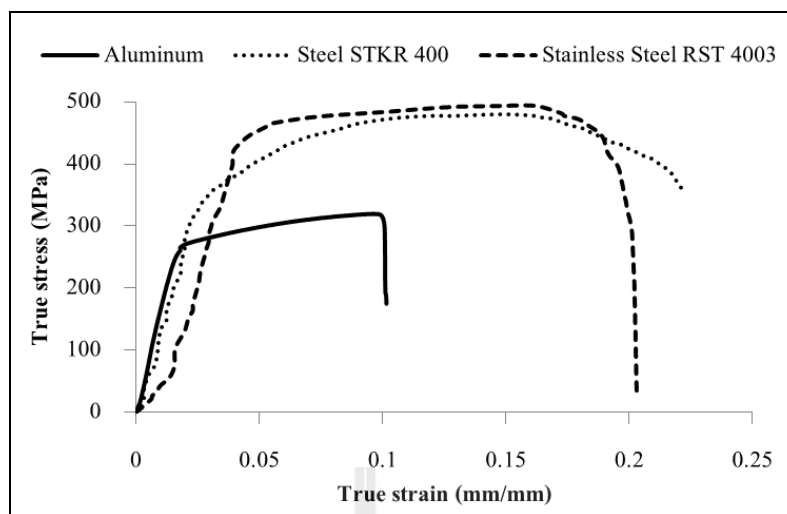
รูปที่ 3.6 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเค้นกับความเครียดทางวิศวกรรม
ของวัสดุ Aluminum, Steel STKR 400 และ Stainless Steel RST 4003

ข้อมูลความสัมพันธ์ระหว่างความเค้นกับความเครียดทางวิศวกรรมจากการทดสอบแรงดึงของวัสดุนั้น เป็นข้อมูลที่มีความสำคัญในการออกแบบและสร้างผลิตภัณฑ์ทางวิศวกรรม ซึ่งคำนวณความเค้นโดยพิจารณาแรงดึงต่อพื้นที่หน้าตัดเริ่มต้นเท่านั้น แต่ในความเป็นจริงแล้ววัสดุมีการเปลี่ยนแปลงพื้นที่หน้าตัดเมื่อวัสดุมีความเค้นเกินค่าความเค้นแรงดึงสูงสุด ดังนั้นการพิจารณาความเค้นโดยเปลี่ยนแปลงพื้นที่หน้าตัดจึงเป็นความเค้นที่แท้จริง ซึ่งความเค้นที่เกิดขึ้นทั่วไปสามารถเทียบเคียงได้กับความเค้นจริงนี้ สมการคำนวณความเค้นกับความเครียดจริงแสดงได้ดังสมการที่ 3.1 กับ 3.2 ตามลำดับ และกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเค้นกับความเครียดจริงของวัสดุทั้งหมด แสดงได้ดังรูปที่ 3.7

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

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

โดยที่	σ_e	คือ	ความเครียดทางวิศวกรรม
	σ_t	คือ	ความเครียดจริง
	ε_e	คือ	ความเค้นทางวิศวกรรม
	ε_t	คือ	ความเค้นจริง



รูปที่ 3.7 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเค้นกับความเครียดจริง
ของวัสดุ Aluminum, Steel STKR 400 และ Stainless Steel RST 4003

3.3 การตรวจสอบความถูกต้องของโปรแกรมวิเคราะห์ไฟไนต์เอลิเมนต์

ในการวิเคราะห์ปัญหาทางวิศวกรรมด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ จำเป็นต้องตรวจสอบความถูกต้องของผลลัพธ์ที่ได้จากโปรแกรมไฟไนต์เอลิเมนต์ ซึ่งในงานวิจัยนี้เป็นการวิเคราะห์แบบจำลองการชนกระแทกด้านหน้าโครงสร้างรถโดยสารขนาดใหญ่ โดยใช้โปรแกรมวิเคราะห์ไฟไนต์เอลิเมนต์สำเร็จรูป ANSYS Workbench Explicit STR เป็นเครื่องมือหลัก และเนื่องจากการทดสอบการชนกระแทกโครงสร้างรถโดยสารจริงมีค่าใช้จ่ายสูง ทำให้ไม่สามารถทดสอบเพื่อยืนยันผลการวิเคราะห์ด้วยโปรแกรมได้ ดังนั้นจึงเลือกทดสอบการชนกระแทกที่ออลูมิเนียมผนังบางเพื่อตรวจสอบความถูกต้องของโปรแกรมวิเคราะห์ไฟไนต์เอลิเมนต์

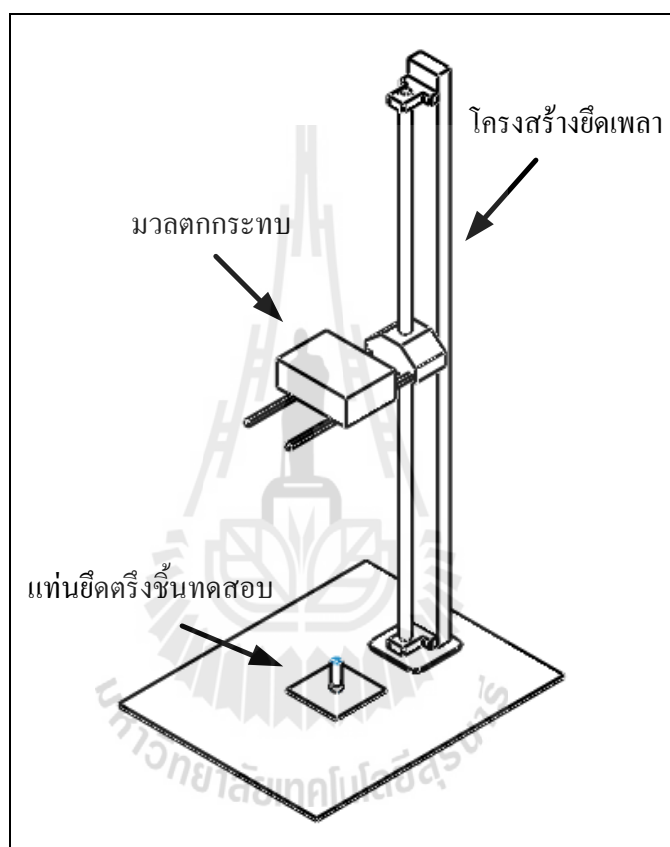
3.3.1 การทดสอบการชนกระแทกโครงสร้างผนังบาง

โดยทั่วไปแล้วการทดสอบการชนกระแทกมีหลายลักษณะไม่ว่าจะเป็นการปล่อยมวลตกอิสระ (drop hammer) ลูกตุ้ม (pendulum) หรือเลื่อนกระแทก (sled) ในงานวิจัยนี้เลือกใช้การทดสอบแบบปล่อยมวลตกอิสระเข้าชนกระแทกขึ้นทดสอบที่ออลูมิเนียมผนังบาง เนื่องจากสามารถควบคุมทิศทางให้เข้าชนขึ้นทดสอบในแนวแกนได้ง่ายที่สุด และสามารถเห็นถึงพฤติกรรมการเสียรูปได้ชัดเจน ซึ่งการทดสอบการชนกระแทกโครงสร้างผนังบางมีรายละเอียดดังนี้

3.3.1.1 เครื่องทดสอบการตกกระแทก

ในกรณีของการปล่อยมวลตกอิสระเป็นการยกมวลตกกระทบขึ้นไปยังตำแหน่งที่ต้องการแล้วปล่อยให้เข้าชนขึ้นทดสอบที่ต้องการ ความเร็วขณะเข้าชนขึ้นอยู่กับระดับ

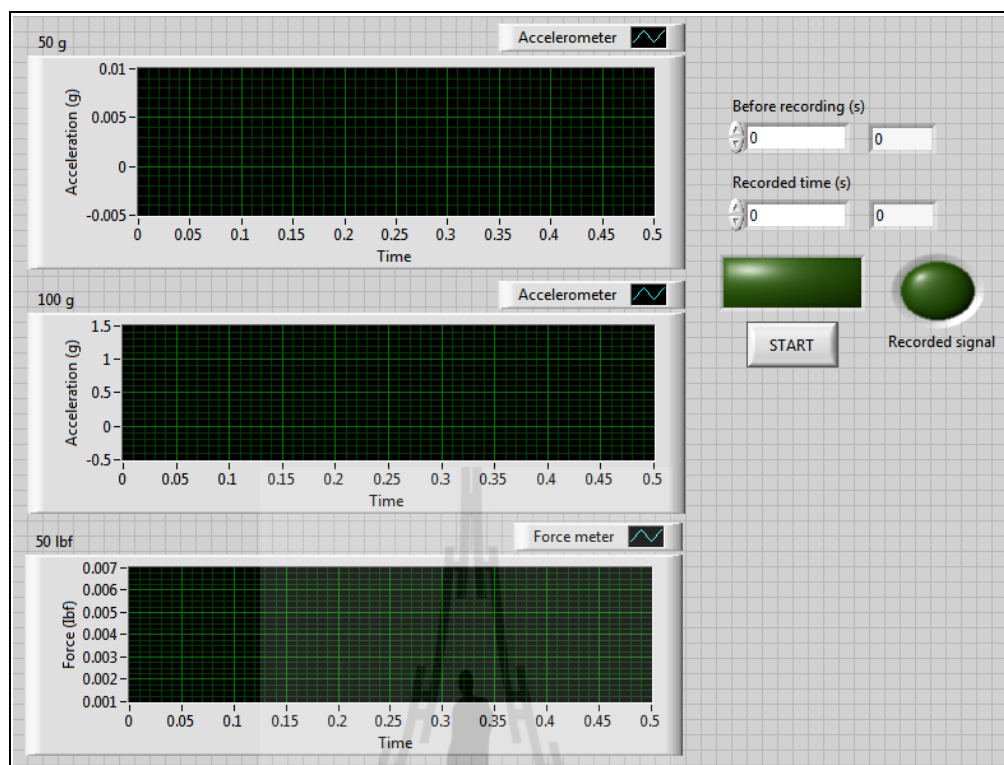
ความสูงของมวลตกกระทบนั้น เครื่องทดสอบการตกกระแทกที่ใช้ในงานวิจัยนี้ประกอบด้วย 3 ส่วน ได้แก่ ส่วนแรกเป็นโครงสร้างสำหรับยึดเฟลาตรงซึ่งวางตัวในแนวตั้ง ใช้เป็นแกนนำทางให้มวลตกกระทบขึ้นลงในแนวตั้งเท่านั้น ส่วนที่สองเป็นชุดติดตั้งมวลตกกระทบ 9.8 kg และส่วนสุดท้ายเป็นแท่นยึดตั้งขึ้นทดสอบซึ่งวางอยู่ที่พื้นล่าง โดยเครื่องทดสอบการตกกระแทกมีลักษณะดังรูปที่ 3.8



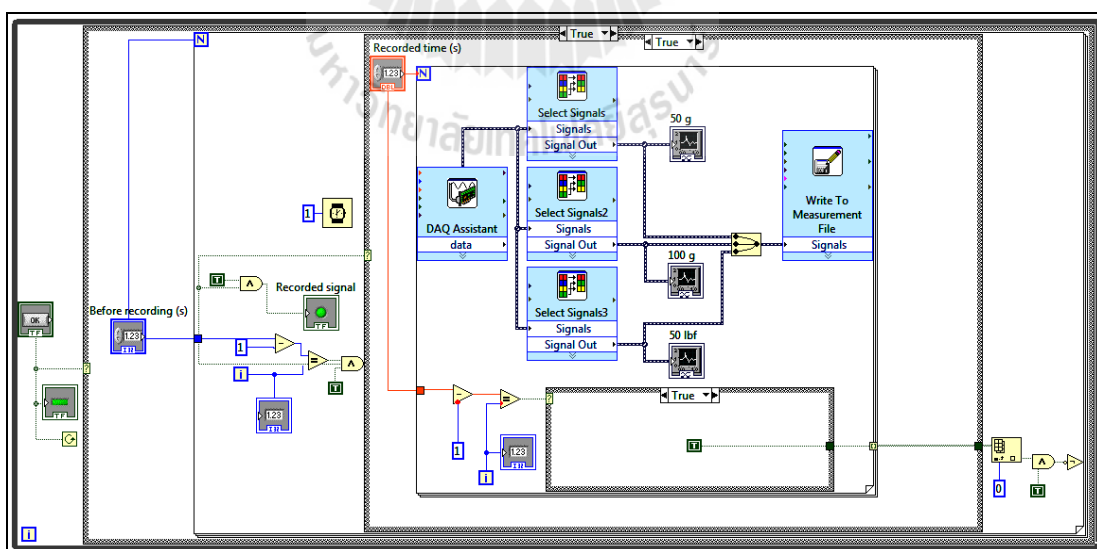
รูปที่ 3.8 เครื่องทดสอบการตกกระแทก

3.3.1.2 โปรแกรมวัดค่าในการทดสอบ

ในงานวิจัยนี้ใช้อุปกรณ์วัดค่าความเร่งขนาด ± 100 g และอุปกรณ์วัดค่าแรงขนาด ± 50 lbf ต่อเข้ากับ DAQ card เชื่อมต่อเข้ากับคอมพิวเตอร์แล้วทำการวัดค่าแรงดันไฟฟ้าจากอุปกรณ์ทั้งสองด้วยโปรแกรมที่สร้างขึ้นเองด้วยโปรแกรม LabVIEW ดังแสดงในรูปที่ 3.9 ส่วนโปรแกรมและลายวงจรที่ใช้ในการวัดแรงดันไฟฟ้าแสดงได้ดังรูปที่ 3.10



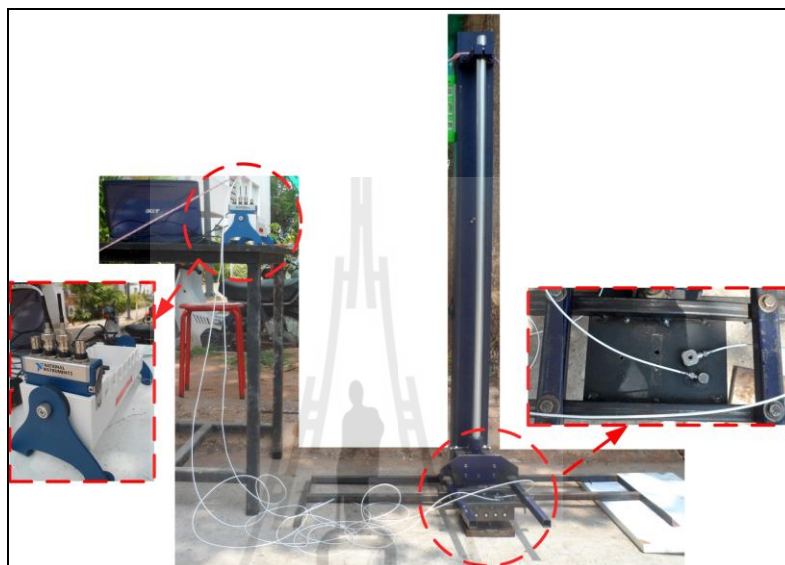
รูปที่ 3.9 หน้าต่างโปรแกรมที่ใช้ในการวัดค่าความเร่งและค่าแรง



รูปที่ 3.10 โปรแกรมและลยวงจรที่ใช้ในการวัดแรงดันไฟฟ้าจาก
อุปกรณ์วัดค่าความเร่งและอุปกรณ์วัดค่าแรง

3.3.1.3 วิธีการทดสอบ

- 1) ติดตั้งอุปกรณ์วัดค่าความเร่งและอุปกรณ์วัดค่าแรงเข้ากับมวลตกกระทบด้วยสกรูและแม่เหล็กตามลำดับ พร้อมทั้งต่อสายสัญญาณเชื่อมต่อเข้ากับ DAQ ดังรูปที่ 3.11



รูปที่ 3.11 การติดตั้งอุปกรณ์วัดค่าความเร่งและอุปกรณ์วัดค่าแรง

- 2) ติดตั้งชิ้นทดสอบเข้ากับแท่นยึดตรึง ดังรูปที่ 3.12 โดยการขันสกรูเพื่อจำกัดการเคลื่อนที่ของชิ้นทดสอบ



รูปที่ 3.12 การติดตั้งชิ้นทดสอบเข้ากับแท่นยึดตรึง

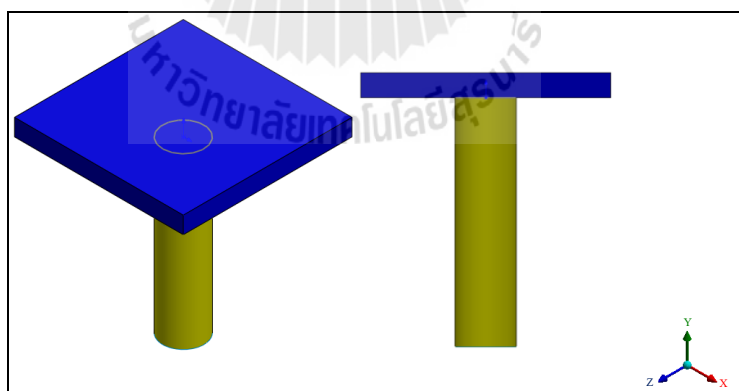
- 3) ยกมวลตกกระทบขึ้นไปจนสู่ระยะเพลา วัดระยะได้ 116.85 cm โดยวัดตั้งแต่ด้านล่างของมวลตกกระทบลงมาถึงขอบบนของชิ้นทดสอบ แล้วปล่อยให้มวลตกกระทบเข้าชนชิ้นทดสอบด้านล่างบันทึกค่าแรงดันไฟฟ้าที่ได้รับจากอุปกรณ์วัดค่าความเร่งและอุปกรณ์วัดค่าแรง

3.3.2 การวิเคราะห์แบบจำลองการชนกระแทกโครงสร้างผนังบาง

แบบจำลองการชนกระแทกโครงสร้างผนังบางกระทำภายใต้ข้อกำหนดการปล่อยมวล 9.8 kg ตกอย่างอิสระจากระดับความสูง 116.85 cm เข้าชนกระแทกชิ้นทดสอบที่ออลูมิเนียมผนังบางขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก 25.4 mm ความหนาของผนังชิ้นทดสอบ 0.5 mm และความสูงของชิ้นทดสอบ 100 mm โดยที่ชิ้นทดสอบถูกยึดตรึงไว้กับพื้น จากเงื่อนไขขอบเขตที่กล่าวมาจึงดำเนินการหากระบวนการทางระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ดังรายละเอียดต่อไปนี้

3.3.2.1 การสร้างแบบจำลองการชนกระแทกโครงสร้างผนังบาง

ทำการสร้างแบบจำลองการชนกระแทกโครงสร้างผนังบางด้วยโปรแกรม SolidWorks ประกอบด้วยมวลตกกระทบขนาด $100 \times 100 \times 10 \text{ mm}^3$ และชิ้นทดสอบที่ออลูมิเนียมผนังบางหน้าตัดรูปวงกลมที่มีเส้นผ่านศูนย์กลาง 24.9 mm โดยไม่มีความหนา และความสูงของชิ้นทดสอบ 100 mm ดังแสดงในรูปที่ 3.13



รูปที่ 3.13 แบบจำลองการชนกระแทกโครงสร้างผนังบาง

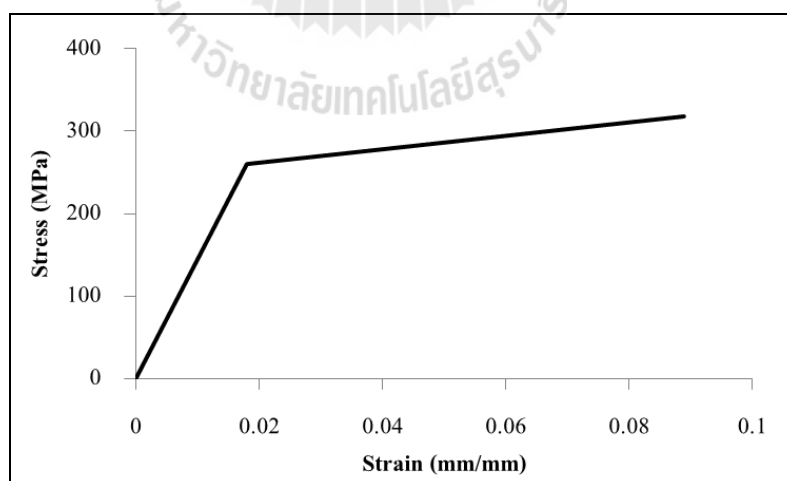
3.3.2.2 การกำหนดคอลลิเมนต์

การกำหนดคอลลิเมนต์เพื่อวิเคราะห์แบบจำลองการชนกระแทกโครงสร้างผนังบางแบ่งเป็น 2 ส่วน ได้แก่

- 1) อิลลิเมนต์ทรงหกหน้า (hexahedron element) กำหนดให้กับแบบจำลองมวลตกระทบ โดยมีความยาวเส้นทแยงมุมอิลลิเมนต์ 16.82 mm และกำหนดให้มีพฤติกรรมแบบแข็งเกร็ง (rigid behavior) ทำให้มีจำนวนอิลลิเมนต์ 36 อิลลิเมนต์ และจำนวนจุดต่อ 98 จุดต่อ
- 2) อิลลิเมนต์สี่เหลี่ยม 4 จุดต่อ (4-node quadrilateral element) กำหนดให้กับแบบจำลองชิ้นทดสอบ โดยมีความยาวเส้นทแยงมุมอิลลิเมนต์ 0.6 mm ทำให้มีจำนวนอิลลิเมนต์ 7854 อิลลิเมนต์ และจำนวนจุดต่อ 7931 จุดต่อ

3.3.2.3 การกำหนดสมบัติวัสดุ

เนื่องจากการทดสอบการชนกระแทกโครงสร้างผนังบางเป็นการทดสอบเพื่อให้เกิดการเสียรูปอย่างถาวร จึงพิจารณาพฤติกรรมวัสดุอูมิเนียมที่ได้จากการทดสอบสมบัติวัสดุให้เป็นแบบ bilinear tangential modulus ซึ่งแบ่งแยกพฤติกรรมในช่วงการเสียรูปแบบยืดหยุ่นและไม่ยืดหยุ่นให้เป็นเชิงเส้นอย่างชัดเจน ดังแสดงในรูปที่ 3.14 เพื่อกำหนดให้แก่แบบจำลองชิ้นทดสอบ โดยมีค่าโมดูลัสของยังเท่ากับ 69.2 GPa สัดส่วนของปีวส์ซิงเท่ากับ 0.33 และความหนาแน่น 2710 kg/m³ สำหรับแบบจำลองมวลตกระทบกำหนดสมบัติวัสดุให้เป็นเหล็กความหนาแน่นสูง โดยมีค่าโมดูลัสของยังเท่ากับ 200 GPa สัดส่วนของปีวส์ซิงเท่ากับ 0.3 และความหนาแน่น 98000 kg/m³



รูปที่ 3.14 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเค้นกับความเครียดแบบ bilinear tangential modulus ของวัสดุอูมิเนียม

3.3.2.4 การกำหนดเงื่อนไขการสัมผัส

บริเวณพื้นที่สัมผัสระหว่างหน้าสัมผัสของแบบจำลองมวลตกระทบกับขอบสัมผัสของแบบจำลองชิ้นทดสอบ ถูกกำหนดเงื่อนไขการสัมผัสแบบไม่มีสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน (frictionless) วัตถุสามารถเคลื่อนหลุดออกจากกันได้แต่ไม่เคลื่อนที่ผ่านพื้นผิวของอีกวัตถุ

3.3.2.5 การกำหนดเงื่อนไขขอบเขต

การทดสอบการตกกระแทกอิสระเข้าชนท่ออูมิเนียมผนังบางนี้ กำหนดให้มวลตกระทบมีความเร็วต้น 4.79 m/s และเคลื่อนที่ได้เฉพาะในแกน Y เท่านั้น ซึ่งคำนวณจากการปล่อยตกอิสระจากระดับความสูง 116.85 cm ดังสมการที่ 3.3 ที่ขอบฐานล่างของท่อผนังบางถูกตรึงแน่น (fixed support)

$$v_i = \sqrt{2gH} \quad (3.3)$$

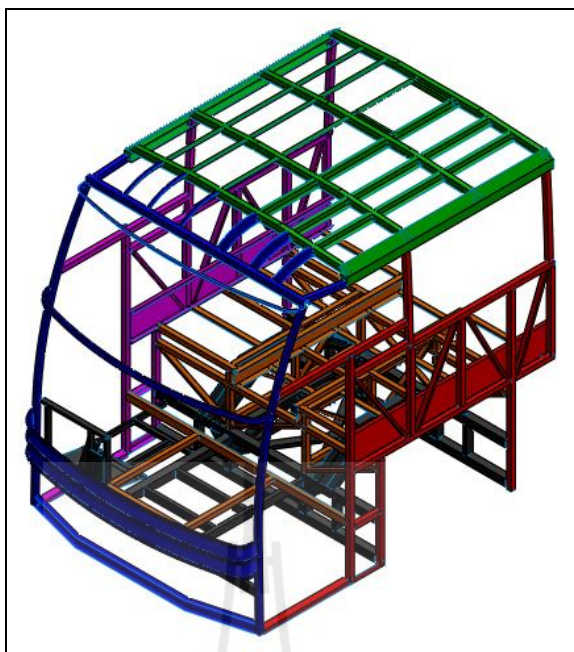
โดยที่	v_i	คือ	ความเร็วก่อนเข้าชน (m/s)
	g	คือ	ความเร่งปล่อยตกอิสระ (m/s ²)
	H	คือ	ระดับความสูงวัดจากด้านล่างมวลตกระทบถึงขอบบนชิ้นทดสอบ (m)

3.4 การวิเคราะห์การชนกระแทกด้านหน้าโครงสร้างรถโดยสารขนาดใหญ่

กระบวนการจำลองการชนกระแทกด้านหน้าโครงสร้างรถโดยสารขนาดใหญ่ภายใต้เงื่อนไขการทดสอบตามข้อกำหนด ECE R-29 คือโครงสร้างรถโดยสารต้องได้รับการกระแทกชนกระแทกจากลูกตุ้มมวล 1500 kg เข้าชนด้านหน้าด้วยพลังงานจลน์ 55 kJ การสร้างแบบจำลองโครงสร้างรถโดยสารดำเนินการบนโปรแกรม Solidwork และดำเนินการวิเคราะห์ทางไฟไนต์เอลิเมนต์บนโปรแกรม ANSYS Workbench Explicit STR ซึ่งมีความเหมาะสมในการจำลองพฤติกรรมการชนกระแทกในช่วงเวลาสั้น ๆ รายละเอียดการดำเนินงานวิเคราะห์การชนกระแทกด้านหน้าโครงสร้างรถโดยสารขนาดใหญ่มีดังต่อไปนี้

3.4.1 การสร้างแบบจำลองโครงสร้างรถโดยสารขนาดใหญ่

โครงสร้างรถโดยสารขนาดใหญ่ที่ทำการศึกษาในงานวิจัยนี้เป็นโครงสร้างประเภทชั้นครึ่งรุ่น CG280 โดยในส่วนของโครงสร้างทั้งหมดเป็นโครงสร้างผนังบาง (ไม่มีความหนา) ในงานวิจัยนี้ศึกษาเฉพาะโครงสร้างห้องโดยสารส่วนหน้า ดังแสดงในรูปที่ 3.15 ซึ่งแบ่งทำการแบ่งโครงสร้างออกเป็น 6 ส่วน ดังนี้

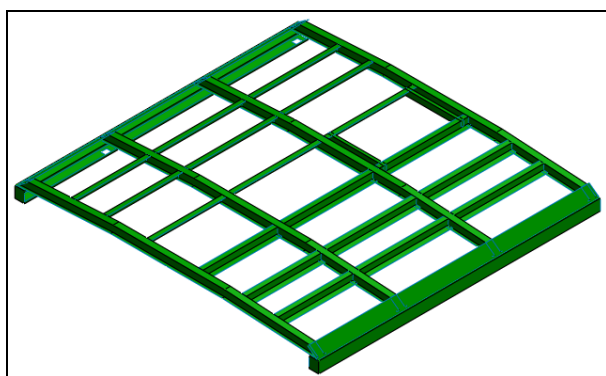


รูปที่ 3.15 แบบจำลองโครงสร้างห้องโดยสารส่วนหน้า รุ่น CG 280

3.4.1.1 โครงสร้างหลังคา

ประกอบไปด้วยชั้นส่วนดังนี้

- 1) หนา 1.50 mm ทั้งหมด 6 ชั้น
 - 2) หนา 2.00 mm ทั้งหมด 4 ชั้น
 - 3) หนา 2.50 mm ทั้งหมด 2 ชั้น
- รวมทั้งหมด 26 ชั้น ดังได้ดังรูปที่ 3.16



รูปที่ 3.16 แบบจำลองโครงสร้างหลังคา

3.4.1.2 โครงสร้างส่วนหน้า

ประกอบไปด้วยชั้นส่วนดังนี้

- 1) หน้า 1.00 mm ทั้งหมด 2 ชั้น
- 2) หน้า 1.50 mm ทั้งหมด 9 ชั้น
- 3) หน้า 2.00 mm ทั้งหมด 1 ชั้น
- 4) หน้า 2.50 mm ทั้งหมด 5 ชั้น
- 5) หน้า 4.00 mm ทั้งหมด 1 ชั้น
- 6) หน้า 5.00 mm ทั้งหมด 1 ชั้น

รวมทั้งหมด 19 ชั้น ดังได้ดังรูปที่ 3.17



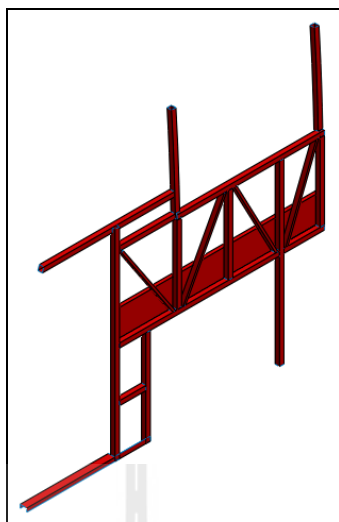
รูปที่ 3.17 แบบจำลองโครงสร้างส่วนหน้า

3.4.1.3 โครงสร้างด้านซ้าย

ประกอบไปด้วยชั้นส่วนดังนี้

- 1) หน้า 2.5 mm ทั้งหมด 17 ชั้น
- 2) หน้า 4.0 mm ทั้งหมด 1 ชั้น
- 3) หน้า 6.0 mm ทั้งหมด 1 ชั้น

รวมทั้งหมด 19 ชั้น ดังได้ดังรูปที่ 3.18



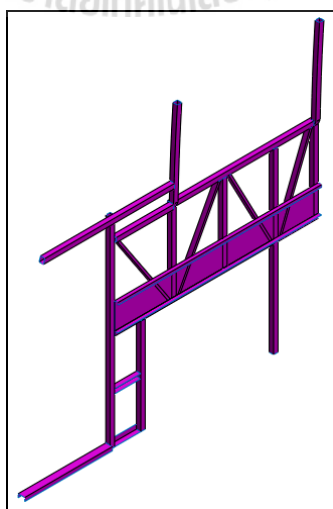
รูปที่ 3.18 แบบจำลองโครงสร้างด้านซ้าย

3.4.1.4 โครงสร้างส่วนด้านขวา

ประกอบไปด้วยชั้นส่วนดังนี้

- 1) หนา 2.5 mm ทั้งหมด 17 ชั้น
- 2) หนา 4.0 mm ทั้งหมด 1 ชั้น
- 3) หนา 6.0 mm ทั้งหมด 1 ชั้น

รวมทั้งหมด 19 ชั้น ดังได้ดังรูปที่ 3.19



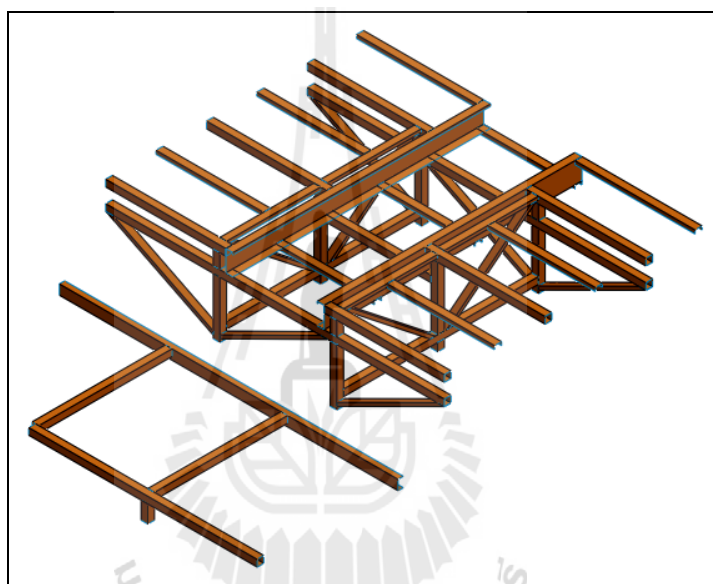
รูปที่ 3.19 แบบจำลองโครงสร้างด้านขวา

3.4.1.5 โครงสร้างพื้น

ประกอบไปด้วยชั้นส่วนดังนี้

- 1) หนา 1.7 mm ทั้งหมด 9 ชั้น
- 2) หนา 2.0 mm ทั้งหมด 2 ชั้น
- 3) หนา 2.5 mm ทั้งหมด 41 ชั้น
- 4) หนา 5.0 mm ทั้งหมด 1 ชั้น

รวมทั้งหมด 53 ชั้น ดังได้ดังรูปที่ 3.20



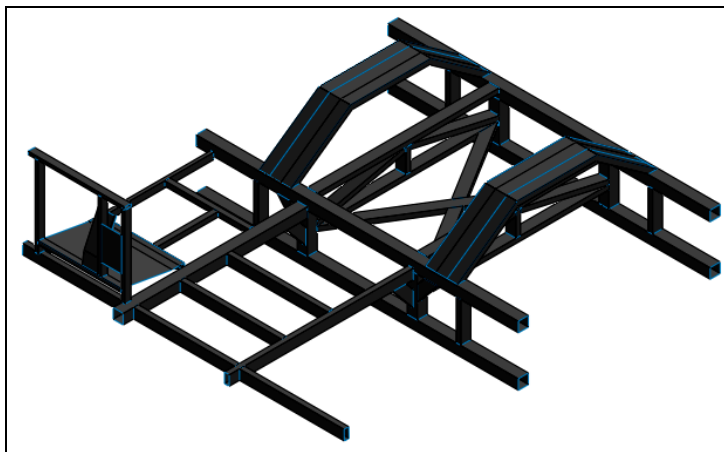
รูปที่ 3.20 แบบจำลองโครงสร้างพื้น

3.4.1.6 แอสซี

ประกอบไปด้วยชั้นส่วนดังนี้

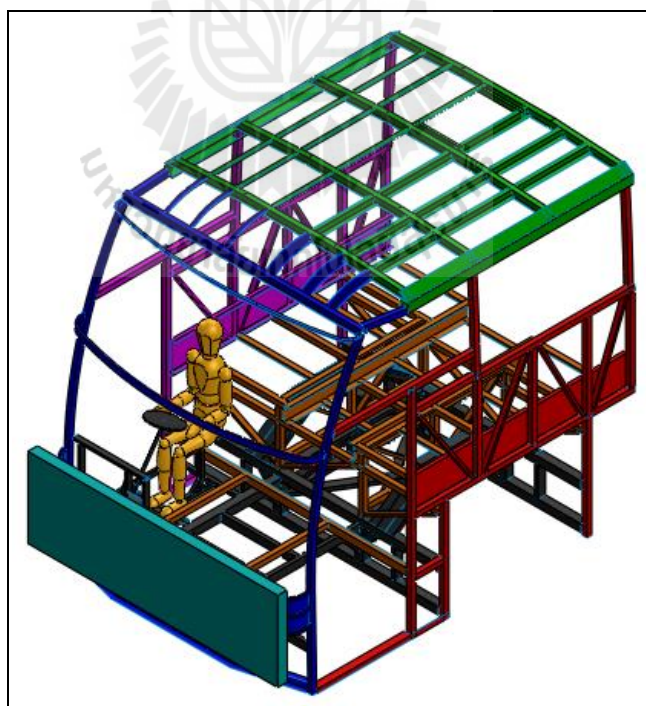
- 1) หนา 1.5 mm ทั้งหมด 1 ชั้น
- 2) หนา 2.0 mm ทั้งหมด 12 ชั้น
- 3) หนา 3.0 mm ทั้งหมด 3 ชั้น
- 4) หนา 4.0 mm ทั้งหมด 32 ชั้น
- 5) หนา 5.0 mm ทั้งหมด 8 ชั้น
- 6) หนา 6.0 mm ทั้งหมด 4 ชั้น

รวมทั้งหมด 60 ชั้น ดังได้ดังรูปที่ 3.21



รูปที่ 3.21 แบบจำลองแชสซี

นอกจากโครงสร้างหลักทั้งหมด 196 ชิ้นที่กล้าวมาข้างต้นแล้ว ยังมีลูกค้ำของแข็ง ขนาด $2500 \times 800 \times 95.54 \text{ mm}^3$ ติดตั้งอยู่บริเวณส่วนหน้าสุดของโครงสร้าง และมีหุ่นจำลองผู้ขับขี่ อ้างอิงตามข้อกำหนด ECE R-29 ดังแสดงในรูปที่ 3.22



รูปที่ 3.22 แบบจำลองโครงสร้างห้องโดยสารส่วนหน้า รุ่น CG 280
สำหรับการทดสอบตามข้อกำหนด ECE R-29

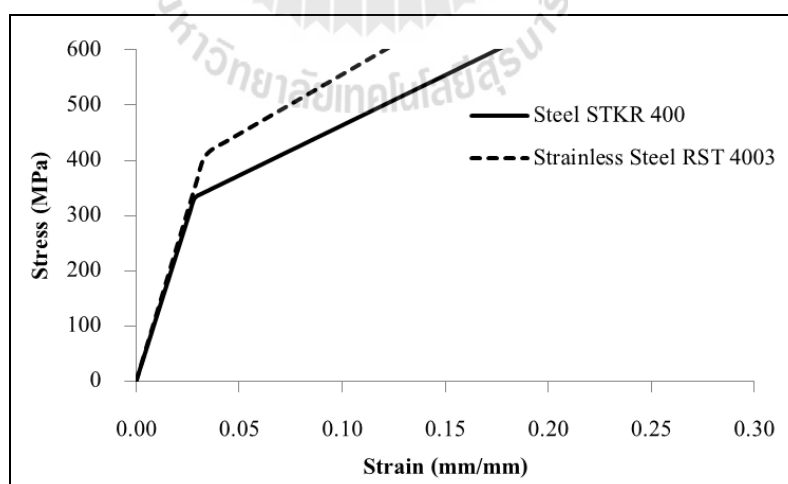
3.4.2 การกำหนดอิลลิเมนต์

แบบจำลองโครงสร้างรถโดยสารขนาดใหญ่ที่สร้างขึ้นนี้ ประกอบด้วยโครงสร้างผนังบางทั้งหมด และมีมวลลูกตุ้มที่เป็นของแข็ง ดังนั้นอิลลิเมนต์ที่เลือกใช้จึงมี 2 ประเภท คือ

- 1) อิลลิเมนต์ทรงหกหน้า (hexahedron element) กำหนดให้กับลูกตุ้ม โดยมีความยาวเส้นทแยงมุมอิลลิเมนต์ 100 mm กำหนดให้มีพฤติกรรมแบบแข็งเกร็ง ทำให้มีจำนวนอิลลิเมนต์ 208 อิลลิเมนต์ และจำนวนจุดต่อ 486 จุดต่อ
- 2) อิลลิเมนต์สี่เหลี่ยม 4 จุดต่อ (4-node quadrilateral element) เป็นอิลลิเมนต์แบบพื้นผิว ที่สามารถเสียรูปได้ซึ่งกำหนดให้กับโครงสร้างหลักและหุ่นจำลองผู้ขับขี่ มีความยาวเส้นทแยงมุมอิลลิเมนต์ 3.87 mm ทำให้มีจำนวนอิลลิเมนต์ 122,224 อิลลิเมนต์ และจำนวนจุดต่อ 123,165 จุดต่อ

3.4.3 การกำหนดสมบัติวัสดุ

โครงสร้างรถโดยสารขนาดใหญ่ใช้วัสดุสองชนิด ได้แก่ วัสดุ Steel STKR 400 กำหนดให้กับโครงสร้างหลักทั้งหมด และวัสดุ Stainless Steel RST 4003 กำหนดกับแชสซี กำหนดวัสดุทั้งสองให้เป็นแบบ bilinear tangential modulus ดังรูปที่ 3.23 ตามลำดับ โดยวัสดุ Steel STKR 400 มีค่าโมดูลัสของยังเท่ากับ 201.6 GPa สัดส่วนของปัวซองเท่ากับ 0.26 และความหนาแน่น 7850 kg/m³ สำหรับวัสดุ Stainless Steel RST 4003 มีค่าโมดูลัสของยังเท่ากับ 200.56 GPa สัดส่วนของปัวซองเท่ากับ 0.304 และความหนาแน่น 7940 kg/m³



รูปที่ 3.23 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเค้นกับความเครียดแบบ

bilinear tangential modulus ของวัสดุ Steel STKR 400

และ Stainless Steel RST 4003

ในส่วนของลูกตุ้มกำหนดให้เหล็ก โดยมีค่าโมดูลัสของยังเท่ากับ 200 GPa สัดส่วนของปัวซองเท่ากับ 0.3 และความหนาแน่น 7850 kg/m³ และหุ่นจำลองผู้ขับกำหนดให้เป็น อลูมิเนียมค่าโมดูลัสของยังเท่ากับ 71 GPa สัดส่วนของปัวซองเท่ากับ 0.33 และความหนาแน่น 2770 kg/m³

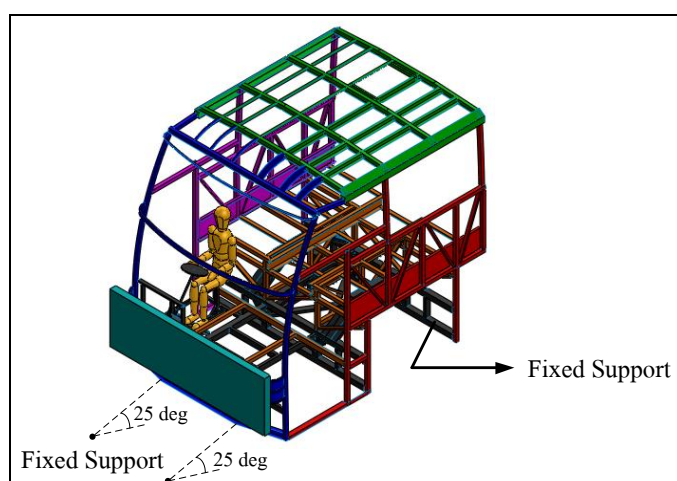
3.4.4 การกำหนดเงื่อนไขการสัมผัส

สมมติฐานการเชื่อมต่อระหว่างชิ้นส่วนในโครงสร้างรถโดยสารขนาดใหญ่เป็นแบบเชื่อมต่อแข็งเกร็ง ดังนั้นในโครงสร้างรถโดยสารนั้นจึงกำหนดให้การเชื่อมต่อเป็นแบบเชื่อมติดกันแน่น (bonded) โดยเป็นการสัมผัสระหว่างพื้นผิวและพื้นผิว (face to face) และพื้นผิวกับขอบ (face to edge) ไม่มีการทะลุผ่านพื้นผิวซึ่งกันและกัน ส่วนการสัมผัสระหว่างโครงสร้างรถโดยสารกับลูกตุ้มเป็นแบบไม่มีสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน เนื่องจากทั้งสองส่วนไม่ได้เป็นโครงสร้างที่เชื่อมต่อกัน

3.4.5 การกำหนดเงื่อนไขขอบเขต

การยึดตรึงโครงสร้างตามข้อกำหนด ECE R-29 กำหนดให้มีการยึดตรึงส่วนหน้า 2 จุดทำมุม 25° กับพื้นระดับ และยึดส่วนหลังแบบตรึงแน่น ดังนั้นจึงกำหนดการยึดโครงสร้างเป็น 3 ส่วน ได้แก่ การยึดส่วนหน้าด้วยจำกัดการเคลื่อนที่ (remote displacement) 2 จุด และตรึงแน่น (fixed) ที่บริเวณชิ้นส่วนท้ายสุด

ตามมาตรฐานการทดสอบโครงสร้างต้องได้รับภาระกรรมการชนกระแทกด้วยมวลลูกตุ้มด้วยพลังงานจลน์ 55 kJ ดังนั้นมวลลูกตุ้มซึ่งมีมวล 1500 kg จึงพุ่งเข้าชนโครงสร้างด้วยความเร็วต้น (initial velocity) 8.5635 m/s ดังแสดงในรูปที่ 3.24



รูปที่ 3.24 แบบจำลองเงื่อนไขขอบเขตการจำลองโครงสร้างรถโดยสารขนาดใหญ่

บทที่ 4

ผลการวิจัยและการอภิปรายผล

4.1 กล่าวนำ

ในบทนี้เป็นการนำเสนอผลการตรวจสอบความถูกต้องของโปรแกรม ANSYS Workbench Explicit STR ซึ่งแบ่งเป็น 2 ส่วน คือ ผลการทดสอบการชนกระแทกโครงสร้างผนังบาง และผลการวิเคราะห์แบบจำลองการชนกระแทกโครงสร้างผนังบาง จากนั้นนำมาเทียบเคียงแนวโน้มความถูกต้องและสรุปผลความถูกต้องของโปรแกรมไฟไนท์อีลิเมนต์ และในส่วนของผลการจำลองการชนกระแทกด้านหน้าโครงสร้างรถโดยสารขนาดใหญ่แบ่งเป็น 2 ส่วน เช่นกัน คือ ผลการวิเคราะห์แบบจำลองการชนกระแทกด้านหน้าโครงสร้างรถโดยสารแบบเดิม และผลการวิเคราะห์แบบจำลองโครงสร้างรถโดยสารที่ติดตั้งอุปกรณ์ดูดซับพลังงาน โดยทั้งหมดอ้างอิงเงื่อนไขการทดสอบจากข้อกำหนด ECE R-29

4.2 ผลการตรวจสอบความถูกต้องของโปรแกรมไฟไนท์อีลิเมนต์

จากการทดสอบชนกระแทกโครงสร้างผนังบางทั้งหมด 5 ชิ้น ด้วยเงื่อนไขขอบเขตเดียวกัน ทำการวัดค่าด้วยอุปกรณ์วัดค่าความเร่ง ± 100 g และอุปกรณ์วัดค่าแรง ± 50 lbf เปรียบเทียบกับการวิเคราะห์แบบจำลองการชนกระแทกโครงสร้างผนังบาง ได้ผลดังนี้

4.2.1 การเสียรูปของโครงสร้างผนังบาง

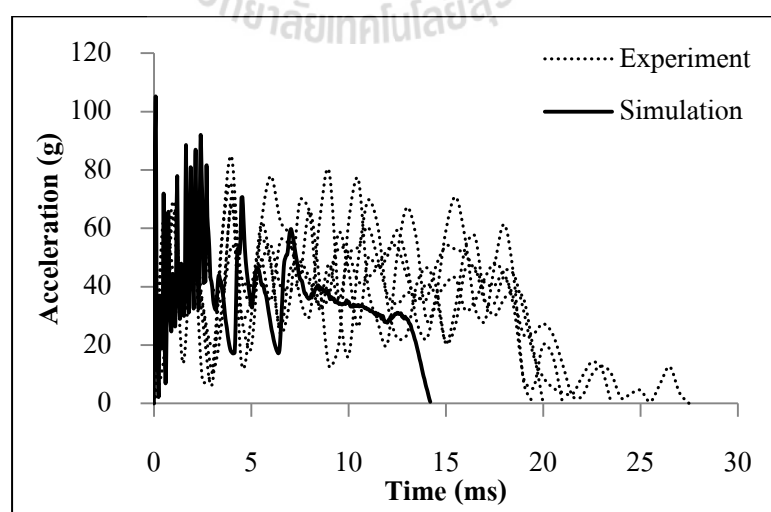
ลักษณะการเสียรูปของโครงสร้างผนังบางหลังจากการทดสอบการชนกระแทก มีการพับตัวเป็นชั้น 7 ถึง 8 ชั้น โดยลักษณะเป็นโหมดข้าวหลามตัด ระยะยุบตัวประมาณ 40 mm ชั้นทดสอบทุกชั้นมีลักษณะการเสียรูปในทำนองเดียวกัน และผลการจำลองโครงสร้างผนังบางแสดงให้เห็นถึงการยุบตัวเป็นชั้น ๆ ทั้งหมด 8 ชั้นแบบโหมดข้าวหลามตัด โดยเริ่มเสียรูปที่ส่วนหน้าตัดที่รับภาระกระแทก ดังแสดงในรูปที่ 4.1 เมื่อพิจารณาเปรียบเทียบรูปแบบการเสียรูปพบว่าแบบจำลองการชนกระแทกโครงสร้างผนังบางสามารถบ่งบอกรูปแบบการเสียรูปได้อย่างชัดเจน โดยไม่คำนึงถึงอิทธิพลอื่น ๆ เช่น ความแน่นตึงของการจับยึดชิ้นงาน ระยะเชิงศูนย์กลางของการตกกระแทก ความมั่นคงของเครื่องทดสอบการตกกระแทก เป็นต้น



รูปที่ 4.1 เปรียบเทียบรูปร่างการเสียรูปขึ้นทดสอบการชนกระแทกโครงสร้างผนังบาง

4.2.2 ความสัมพันธ์ระหว่างความเร่งกับเวลา

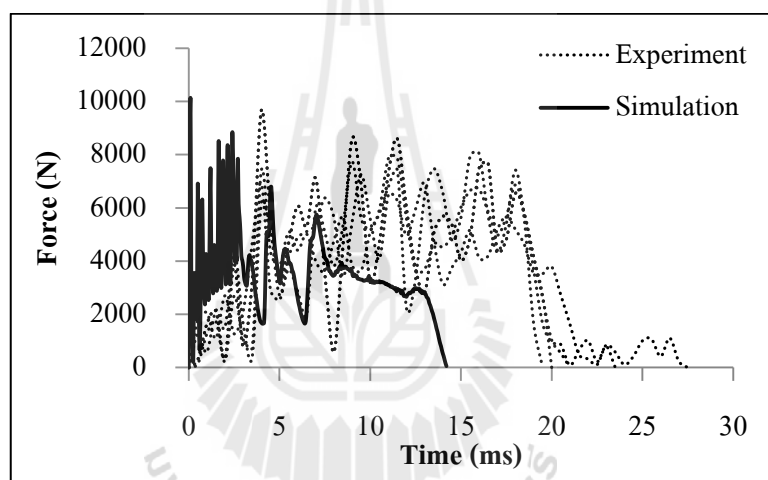
ผลการทดสอบการชนกระแทกแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเร่งกับเวลาของโครงสร้างผนังบางจำนวน 5 ชิ้น แสดงให้เห็นถึงกระบวนการที่สามารถทำซ้ำได้ โดยกระบวนการทั้งหมดมีแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกัน ตั้งแต่เริ่มต้นมีการเปลี่ยนแปลงความเร่งจาก 0 g กวัดแกว่งอยู่ในช่วง 20 ถึง 80 g ซึ่งขึ้นทดสอบทุกชิ้นแสดงพฤติกรรมเช่นเดียวกัน และสิ้นสุดกระบวนการใช้เวลาประมาณ 20 ถึง 27 ms จำนวนยอดคลื่นอยู่ที่ 7 ถึง 8 คลื่น เมื่อพิจารณาผลการจำลองการชนกระแทกโครงสร้างผนังบาง พบว่าความเร่งเปลี่ยนแปลงจาก 0 และกวัดแกว่งในช่วง 20 ถึง 100 g แต่ไม่สามารถนับยอดคลื่นได้อย่างชัดเจน โดยค่าความเร่งสูงสุดอยู่ที่ 103 g กระบวนการทั้งหมดใช้เวลา 1.42 ms ดังแสดงในรูปที่ 4.2



รูปที่ 4.2 ความสัมพันธ์ระหว่างความเร่งกับเวลาของการชนกระแทกโครงสร้างผนังบาง

4.2.3 ความสัมพันธ์ระหว่างแรงกับเวลา

ผลการทดสอบการชนกระแทกแสดงความสัมพันธ์ระหว่างแรงกับเวลาของโครงสร้างผนังบางจำนวน 5 ชั้น พบว่าแรงสูงสุดอยู่ที่ประมาณ 8000 ถึง 10000 N มีแรงปฏิกิริยาที่เกิดจากการสั่นของมวลตกกระทบในขณะที่เข้าชนจนกระทั่งเข้าสู่สมดุล ทำให้เกิดการแกว่งของแรงปฏิกิริยา ช่วงเวลาดังแต่เริ่มต้นจนกระทั่งสิ้นสุดกระบวนการใช้เวลาประมาณ 20 ถึง 27 ms จำนวนยอดคลื่นแรงปฏิกิริยาอยู่ที่ 7 ถึง 8 คลื่น เมื่อพิจารณาผลการจำลองการชนกระแทกโครงสร้างผนังบาง พบว่าแรงปฏิกิริยาเนื่องจากการชนกระแทกนั้นมีการสั่นอย่างเห็นได้ชัด มีการเปลี่ยนแปลงแรงปฏิกิริยาที่กระทำต่อมวลตกกระทบ ค่าความเปลี่ยนแปลงนั้นอยู่ในช่วงประมาณ 2000 ถึง 10000 N กระบวนการทั้งหมดใช้เวลา 1.42 ms ดังแสดงในรูปที่ 4.3



รูปที่ 4.3 ความสัมพันธ์ระหว่างความแรงกับเวลาของการชนกระแทกโครงสร้างผนังบาง

4.2.4 เปรียบเทียบผลจากการจำลองและการทดสอบ

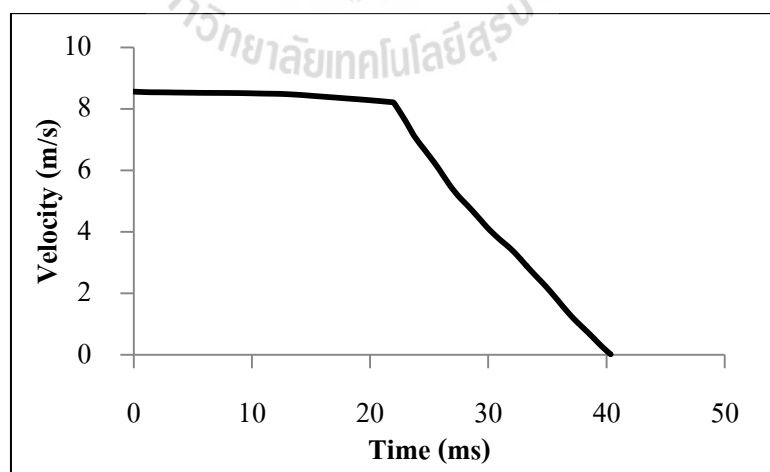
เมื่อพิจารณาผลที่ได้จากการจำลองและการทดสอบการชนกระแทกโครงสร้างผนังบาง พบว่า ค่าของความเร่งและแรงเฉลี่ยที่ได้จากการทดสอบนั้นมีลักษณะแตกต่างจากการจำลองไม่มากประกอบกับรูปร่างการเสียรูปที่เป็นลักษณะเดียวกัน ถึงแม้ว่าระยะการยุบตัวและช่วงเวลาตลอดกระบวนการชนจะแตกต่างกันมาก ดังตารางที่ 4.1 ทั้งนี้ผลที่เกิดขึ้นแสดงแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกัน โดยผลการจำลองสามารถทำนายรูปร่างการเสียรูปและค่าความเร่งกับแรงเฉลี่ยได้ การกำหนดเงื่อนไขขอบเขตการชนกระแทกต้องเป็นวัตถุแข็งเกร็งชน โครงสร้างผนังบางด้วยความเร็วต้น การสัมผัสกันระหว่างวัตถุสองประเภทที่กล่าวมาเป็นแบบไม่มีสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเพื่อให้ง่ายต่อการคำนวณ และต้องมีการยึดตรึงโครงสร้างผนังบาง

ตารางที่ 4.1 ค่าเฉลี่ยของการทดสอบและการจำลองด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์อีลิเมนต์

Specimen		Time (ms)	Deformation (mm)	Mean Acceleration (g)	Mean Force (N)
Experiment	#1	20	40.50	41.88	4574.08
	#2	19.5	39.50	41.59	4383.23
	#3	27.5	39.20	31.08	3382.15
	#4	23.5	39.80	36.22	3882.08
	#5	21	38.80	39.88	4391.41
	Avg.	22.3±3.29	39.56±0.64	38.13±4.54	4122.59±487.37
Simulation		14.2	29.162	36.55	3514.28
Error (%)		36.32	26.28	4.14	14.76

4.3 ผลการจำลองการชนกระแทกด้านหน้าโครงสร้างรถโดยสารขนาดใหญ่แบบเดิม

การบ่งชี้ระยะเวลาการเกิดกระบวนการทั้งหมด สามารถพิจารณาได้จากความเร็วของลูกตุ้มที่เปลี่ยนแปลงไปจนกระทั่งหยุดนิ่ง ดังแสดงในรูปที่ 4.4 พบว่าตั้งแต่ลูกตุ้มสัมผัสโครงสร้างครั้งแรกด้วยความเร็วต้น 8563.5 mm/s คิดเป็นพลังงานจลน์ 55 kJ จนกระทั่งความเร็วของลูกตุ้มเป็นศูนย์นั้น มีการเปลี่ยนแปลงความเร็วสองช่วงอย่างชัดเจน โดยในช่วงแรกเมื่อเวลาผ่านไป 22 ms ความเร็วลดลงอย่างเป็นลักษณะเชิงเส้น และสิ้นสุดกระบวนการชนกระแทกที่เวลา 40.8 ms



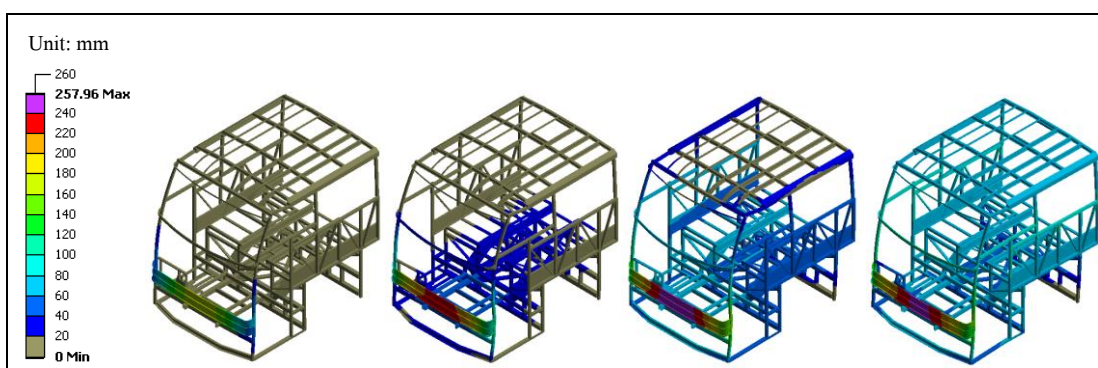
รูปที่ 4.4 กราฟแสดงความเร็วที่เปลี่ยนแปลงตลอดกระบวนการชนกระแทกของแบบจำลองโครงสร้างรถโดยสารธรรมดา

เนื่องจากตำแหน่งของลูกตุ้มตามข้อกำหนด ECE R-29 อยู่ต่ำกว่าสะโพกของผู้ขับขี่ 50 mm ทำให้พุ่งเข้าชนบริเวณคานส่วนหน้าของโครงสร้างรถโดยสาร ซึ่งปกป้องพื้นที่โดยสารของผู้ขับขี่ ในส่วนผลวิเคราะห์ความแข็งแรงการชนกระแทกโครงสร้างรถโดยสารขนาดใหญ่ประเภทชั้นครึ่ง แบบธรรมดาดำเนินการดังต่อไปนี้

- 1) แผนภาพการเสียรูป (contours of deformation)
- 2) แผนภาพความเค้น (contours of equivalent stress)
- 3) แผนภาพความเครียด (contours of equivalent plastic strain)
- 4) พลังงานจลน์ (kinetic energy)
- 5) พลังงานภายใน (internal energy)
- 6) หุ่นจำลองผู้ขับขี่ (manikin)

4.3.1 แผนภาพการเสียรูป

เมื่อโครงสร้างรถโดยสารได้รับการกระทบการชนกระแทกที่บริเวณส่วนหน้า ดังรูปที่ 4.5 พบว่าโครงสร้างคานหน้าซึ่งเชื่อมต่อกับเสาหัวหน้าเสียรูปเป็นลำดับแรก จนกระทั่งเมื่อมีการเสียรูปถึงแซชชี จึงทำให้โครงสร้างแซชชีทั้งหมดเสียรูปพร้อมกัน เนื่องจากวัสดุแซชชี Stainless Steel STKR 4003 มีค่ายังมอดุลัสสูง เสมือนว่าแซชชีเป็นโครงสร้างแข็งแรงเมื่อเปรียบเทียบกับโครงสร้างหลัก จากนั้นโครงสร้างด้านซ้ายและขวามีการเสียรูปพร้อมกันทั้งระนาบ เป็นผลจากการส่งถ่ายแรงจากเสาหัวหน้าและแซชชีผ่านจุดเชื่อมต่อสู่โครงสร้างด้านข้างในช่วงเวลาเดียวกัน สุดท้ายแรงจากโครงสร้างด้านข้างและเสาหัวหน้าส่งถ่ายขึ้นไปยังโครงสร้างหลังคาพร้อมกัน เป็นผลให้โครงสร้างหลังคาเสียรูปทั้งระนาบ

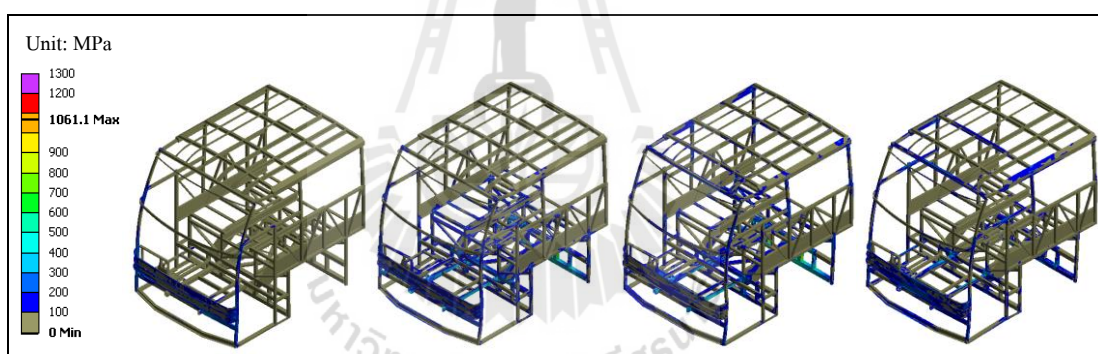


รูปที่ 4.5 แผนภาพการเสียรูปของโครงสร้างรถโดยสารแบบเดิม

จากพฤติกรรมการเสียรูปทั้งหมด โครงสร้างคานหน้ามีการเสียรูปรวมมากที่สุด 257.96 mm ในขณะที่โครงสร้างประตูด้านขวามีการเสียรูปเพียงเล็กน้อย แต่ยังคงมีขนาดใหญ่กว่า หุ่นจำลองผู้ขับขี่ ซึ่งหมายความว่าโครงสร้างประตูยังอยู่ในสภาพที่ใช้งานได้ และชิ้นส่วนแชสซี ยึดตรึงด้านหลังไม่ปรากฏการเสียรูปอย่างมีนัยสำคัญ

4.3.2 แผนภาพความเค้น

จากรูปที่ 4.6 เมื่อโครงสร้างคานหน้าถูกชนกระแทกทำให้เกิดความเค้นเข้มข้นขึ้น จากนั้นความเค้นจะกระจายไปยังเสาค้ำหน้า ซึ่งกลไกการส่งถ่ายความเค้นบนโครงสร้างอยู่ในรูปของคลื่นความเค้น (stress wave) และเมื่อโครงสร้างคานหน้ายุบตัวถึงแชสซี ทำให้แรงชนกระแทก จากลูกตุ้มแพร่ไปยังแชสซีโดยตรง เกิดความเค้นบนโครงสร้างแชสซีพร้อมกันทั้งโครงสร้าง ชิ้นส่วนที่เกิดความเค้นเข้มข้นสูง ได้แก่ โครงสร้างพื้นของห้องโดยสารและชิ้นส่วนยึดตรึง ด้านหลัง ซึ่งในชิ้นส่วนแชสซียึดตรึงด้านหลังนี้มีความเค้นสูงที่สุด 1061.1 MPa นอกจากนี้ยังมีความเค้นเพียงเล็กน้อยกระจายไปยังโครงสร้างหลังคา

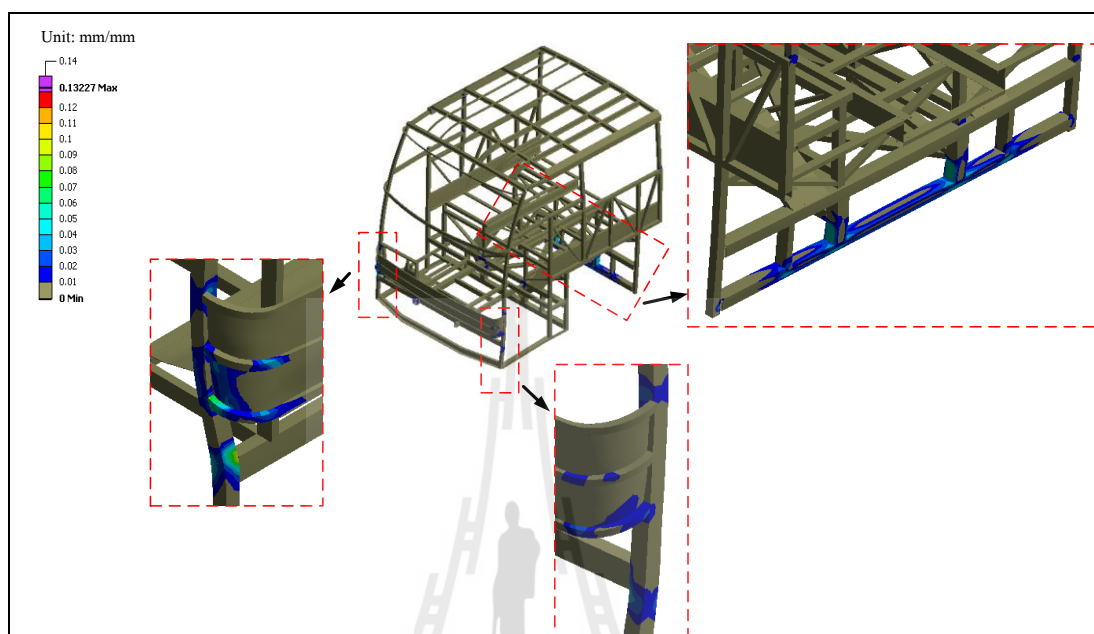


รูปที่ 4.6 แผนภาพความเค้นของโครงสร้างรถโดยสารแบบเดิม

4.3.3 แผนภาพความเครียด

พฤติกรรมการเสียรูปแบบถาวรของโครงสร้าง ดังแสดงในรูปที่ 4.7 เริ่มต้นหลังจากลูกตุ้มสัมผัสกับโครงสร้างเป็นเวลา 10 ms และเพิ่มขึ้นเรื่อย ๆ จนแสดงให้เห็นชัดเจนที่เวลา 25 ms ซึ่งบริเวณจุดเชื่อมต่อระหว่างคานหน้ากับเสาค้ำหน้าและชิ้นส่วนยึดตรึงด้านหลังเป็นบริเวณที่มีค่าความเครียดถาวรสูง โดยค่าความเครียดถาวรสูงสุดมีค่า 0.13227 mm/mm ซึ่งเมื่อพิจารณาประกอบกับความสัมพันธ์ระหว่างความเค้น – ความเครียดของวัสดุ Steel RST 400 และ Stainless Steel STKR 4003 พบว่ามีค่าสูงกว่าความเครียดแรงดึงสูงสุด 0.12 และ 0.06 mm/mm

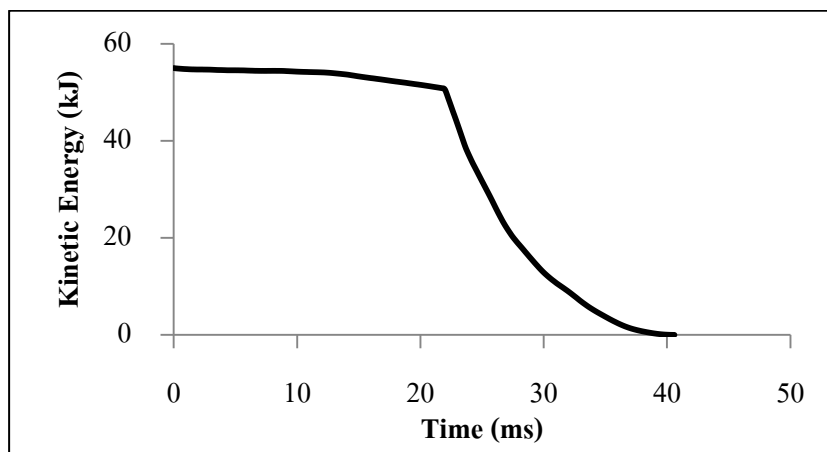
ตามลำดับ จึงมีความเสี่ยงที่จุดเชื่อมต่อของชิ้นส่วนดังกล่าวจะฉีกขาดสูงกว่าบริเวณอื่น อันเนื่องมาจากความเค้นเฉือนระหว่างชิ้นส่วนที่ต่อกันสองชิ้น



รูปที่ 4.7 แผนภาพความเค้นดัดของโครงสร้างรถโดยสารแบบเดิม

4.3.4 พลังงานจลน์

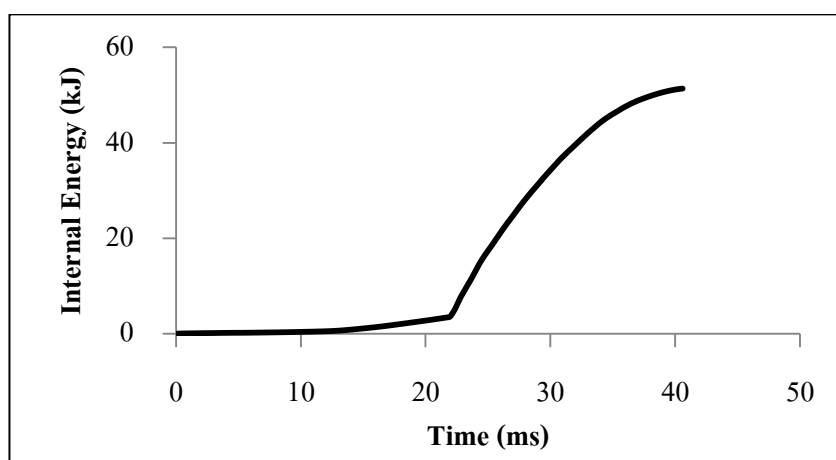
ตามข้อกำหนด ECE R29 ระบุให้โครงสร้างรับพลังงานจลน์กระแทก 55 kJ เมื่อกำหนดให้แสดงผลการเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์เทียบกับเวลาบนลูกตุ้มชนกระแทก พบว่าลูกตุ้มมีพลังงานจลน์ลดลงเข้าสู่ศูนย์ที่เวลา 40.8 ms และมีการเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์สองช่วงที่เวลา 22 ms ในช่วงแรกเกิดจากการเสียรูปของคานส่วนหน้าเพียงอย่างเดียว เนื่องจากโครงสร้างคานส่วนหน้ามีขนาดเล็ก จึงมีการเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์ไม่มาก และเมื่อลูกตุ้มชนกระแทกกับแชสซีทำให้พลังงานจลน์สลายจนหมด ดังแสดงในรูปที่ 4.8



รูปที่ 4.8 พลังงานจลน์ของโครงสร้างรถโดยสารแบบเดิม

4.3.5 พลังงานภายใน

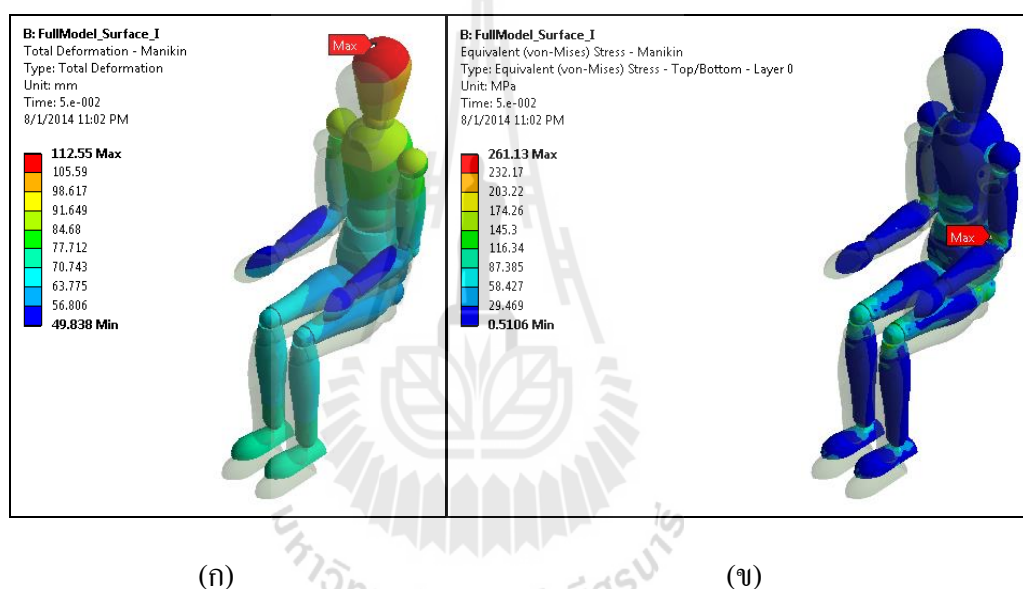
เมื่อโครงสร้างได้รับพลังงานจลน์ชนกระแทกจากลูกตุ้ม จึงมีพลังงานภายในเกิดขึ้นอันเนื่องจากการเสียรูปของโครงสร้างตั้งแต่ศูนย์กลางสิ้นสุดกระบวนการชนกระแทก โดยพลังงานภายในนี้แสดงผลเฉพาะโครงสร้างรถโดยสารเท่านั้น มีการเพิ่มขึ้นของพลังงานภายในสองช่วงที่เวลา 22 ms ช่วงแรกเป็นการเพิ่มขึ้นอย่างช้า ๆ หลังจากนั้นจึงเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วและสิ้นสุดกระบวนการที่เวลา 40.8 ms ดังแสดงในรูปที่ 4.9 หากพิจารณาเกี่ยวกับการเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์จะพบว่า เป็นไปตามกฎการอนุรักษ์พลังงาน คือเปลี่ยนแปลงจากพลังงานจลน์ของลูกตุ้มเป็นพลังงานภายในของโครงสร้าง



รูปที่ 4.9 พลังงานภายในของโครงสร้างรถโดยสารแบบเดิม

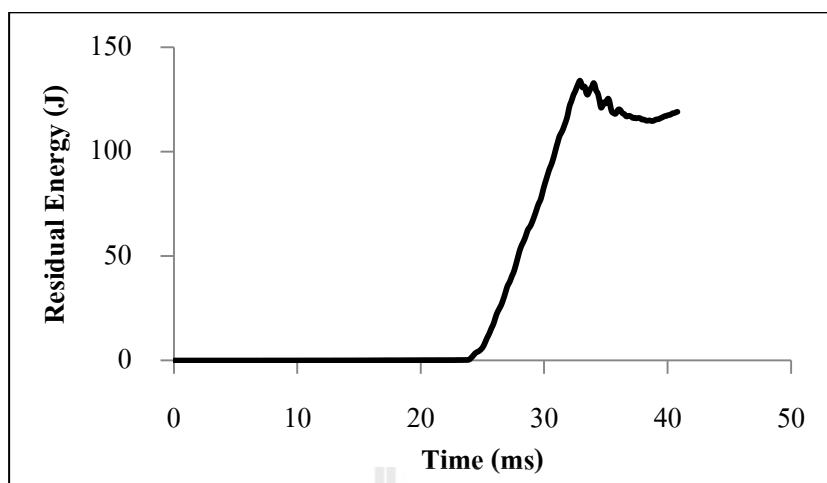
4.3.6 หุ่นจำลองผู้ขับขี่

จากพฤติกรรมความเสียหายที่มีต่อโครงสร้าง ซึ่งเสียหายบริเวณส่วนหน้าและส่งถ่ายไปยังพื้นที่โดยสาร ย่อมส่งผลถึงผู้ขับขี่อยู่บริเวณห้องโดยสารด้านหน้า ทั้งนี้การพิจารณาเคลื่อนที่พบว่าหุ่นจำลองผู้โดยสารเคลื่อนที่ไปทิศทางเดียวกันกับการชนกระแทก โดยศีรษะเคลื่อนที่ไปมากที่สุด 122.55 mm ดังรูปที่ 4.10 (ก) และความเค้นที่เกิดขึ้นแสดงถึงความเสียหายที่ผู้โดยสารจะได้รับบาดเจ็บมากที่สุด จากรูปที่ 4.10 (ข) พบว่าบริเวณข้อพับต่าง ๆ ได้แก่ ข้อเท้า หัวเข่า ข้อศอก หัวไหล่ มีความเสี่ยงที่จะเสียหายมากที่สุด โดยผลการวิเคราะห์ทางไฟไนต์เอลิเมนต์ระบุว่าข้อพับแขนมีความเค้นสูงที่สุด 261.13 MPa



รูปที่ 4.10 หุ่นจำลองผู้โดยสารบนโครงสร้างรถโดยสารแบบเดิม

เมื่อโครงสร้างได้รับพลังงานจลน์ชนกระแทกทั้งหมด 55 kJ พลังงานนั้นจะถูกโครงสร้างดูดซับไปบางส่วน เปลี่ยนเป็นความเสียหายแก่โครงสร้าง พร้อมกับการกระจายพลังงานไปทั่วทั้งโครงสร้าง และมีบางส่วนส่งถ่ายมายังพื้นที่โดยสาร ซึ่งสามารถแสดงค่าพลังงานตกค้างที่ส่งถ่ายมายังแบบจำลองผู้ขับขี่ได้ดังรูปที่ 4.11 พบว่าตั้งแต่เริ่มชนกระแทกจนถึงเวลา 24 ms ยังไม่มีพลังงานส่งถ่ายมาถึงหุ่นจำลองผู้ขับขี่ หลังจากนั้นจนถึงเวลา 32.9 ms เป็นช่วงเวลาที่พลังงานตกค้างบนหุ่นจำลองเพิ่มขึ้นเรื่อย ๆ พลังงานตกค้างสูงสุดมีค่า 134.09 J คิดเป็น 0.24 % ของพลังงานจลน์ชนกระแทก

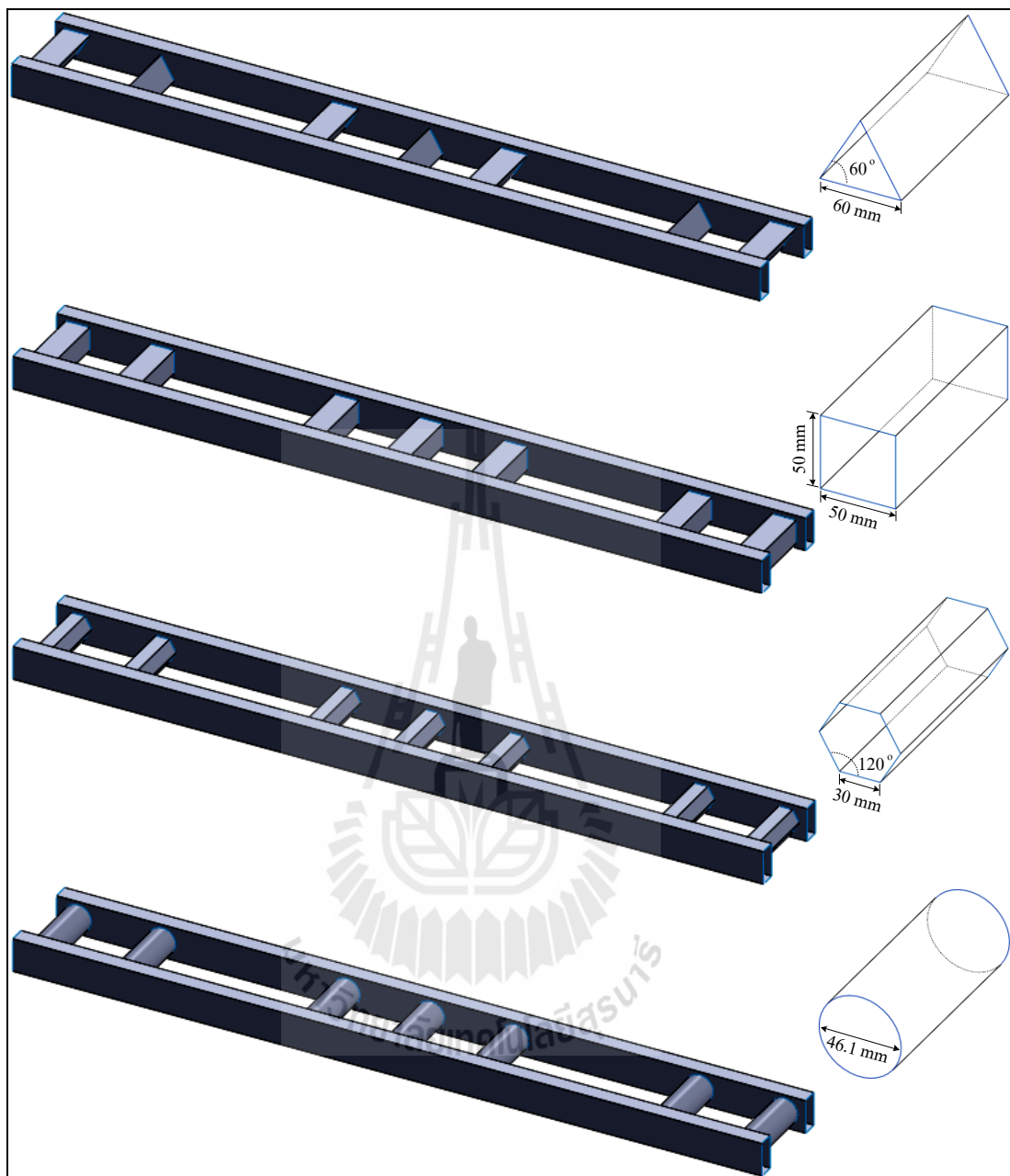


รูปที่ 4.11 พลังงานตกค้างบนหุ่นจำลองผู้ขับขี่ในโครงสร้างรถโดยสารแบบเดิม

4.4 อุปกรณ์ดูดซับพลังงาน

อุปกรณ์ดูดซับพลังงานต้องสามารถกระจายพลังงานจนได้ดีเมื่อเกิดการชน เพื่อลดความเสียหายต่อโครงสร้างรถโดยสารรวมทั้งปกป้องผู้โดยสาร โดยที่กระบวนการเสียรูปแบบไม่ยืดหยุ่นของอุปกรณ์ดูดซับพลังงานคือกลไกสำคัญในการกระจายพลังงานจลน์ดังกล่าว ซึ่งวัสดุที่มีรูพรุนและวัสดุผนังบางสามารถดูดซับพลังงานชนกระแทกได้ดีและยืดเวลาการชนด้วยกระบวนการเสียรูปแบบโค้ง (buckling) จึงนิยมใช้เป็นอุปกรณ์ดูดซับพลังงานและอุปกรณ์กันกระแทกในรถโดยสาร

เพื่อปรับปรุงเรื่องการปกป้องผู้ขับขี่จากอุบัติเหตุการชนกระแทกด้านหน้า จึงมีการวิเคราะห์โครงสร้างรถโดยสารที่ติดตั้งอุปกรณ์ดูดซับพลังงาน โดยทำการออกแบบอุปกรณ์ดูดซับพลังงาน 4 รูปแบบ ได้แก่ ท่อน้ำตัดสามเหลี่ยม ท่อน้ำตัดสี่เหลี่ยม ท่อน้ำตัดหกเหลี่ยม และท่อน้ำตัดวงกลม เปรียบเทียบความหนาที่ 1 1.5 และ 2 mm ดังแสดงในรูปที่ 4.12 ทั้งนี้ได้ทำการคัดเลือกรูปแบบอุปกรณ์ดูดซับพลังงานด้วยการจำลองการชนกระแทกภายใต้เงื่อนไขขอบเขตเดียวกันก่อนที่จะจำลองโครงสร้างที่ติดตั้งอุปกรณ์ดูดซับพลังงานที่ดีที่สุด

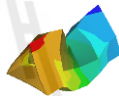
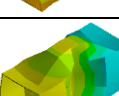
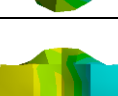
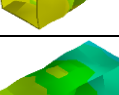
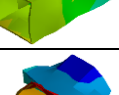
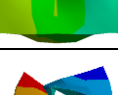
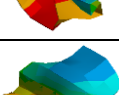
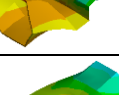


รูปที่ 4.12 อุปกรณ์ดูดซับพลังงาน

4.4.1 กระบวนการเสียรูป

จากการจำลองรูปแบบอุปกรณ์ดูดซับพลังงานที่แตกต่างกันทั้งหมด 4 แบบซึ่งมีความหนาผนังต่างกัน โดยกำหนดให้เป็นวัสดุเดียวกัน ลักษณะการเสียรูปของแบบจำลองแสดงได้ดังตารางที่ 4.2 พบว่าทั้งหมดเป็นการเสียรูปเป็นรูปแบบไม่สมมาตร (non-axial symmetric mode) แสดงให้เห็นถึงผลลัพธ์ที่มีเสถียรภาพ และสามารถดูดซับพลังงานได้ดีที่สุด เหตุผลที่ท่อผนังบางบางชิ้นเสียรูปแบบไม่ปกตินั้นเกิดจากตำแหน่งของท่อผนังบางเอง ถึงแม้ว่าจะมีคานหน้ารองรับและกระจายแรงกระแทกส่งต่อให้ท่อผนังบางอย่างสม่ำเสมอ แต่ก็อาจเกิดแรงในแนวอื่นที่นอกเหนือจากแนวแกนปกติในบางชิ้น การเสียรูปในแต่ละชั้นที่เกิดขึ้นจะปรากฏในลักษณะเดียวกันพิจารณา ณ เวลาเดียวกัน การปรับตัวแรงเกิดขึ้นที่บริเวณส่วนกลางท่อผนังบาง เนื่องจากบริเวณส่วนกลางของท่อผนังบางเป็นส่วนที่อ่อนแอที่สุด จึงทำให้เกิดการโก่งตัวที่บริเวณนั้น

ตารางที่ 4.2 รูปร่างการเสียรูปของชิ้นส่วนอุปกรณ์ดูดซับพลังงาน

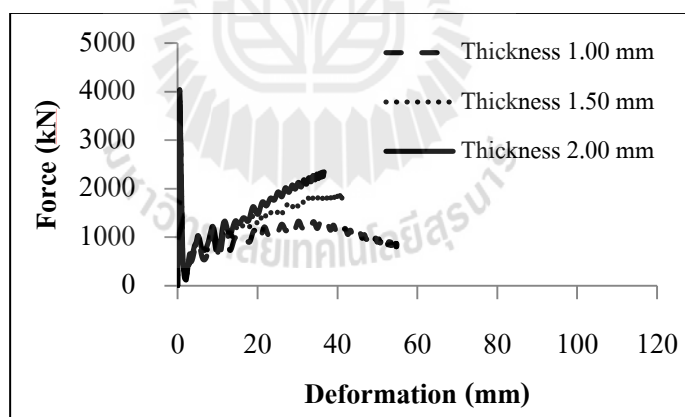
รูปร่างหน้าตัด	ความหนา (mm)	แผนภาพการเสียรูป	
สามเหลี่ยม	1.00		
	1.50		
	2.00		
สี่เหลี่ยม	1.00		
	1.50		
	2.00		
หกเหลี่ยม	1.00		
	1.50		
	2.00		

ตารางที่ 4.2 รูปร่างการเสียรูปของชิ้นส่วนอุปกรณ์ดูดซับพลังงาน (ต่อ)

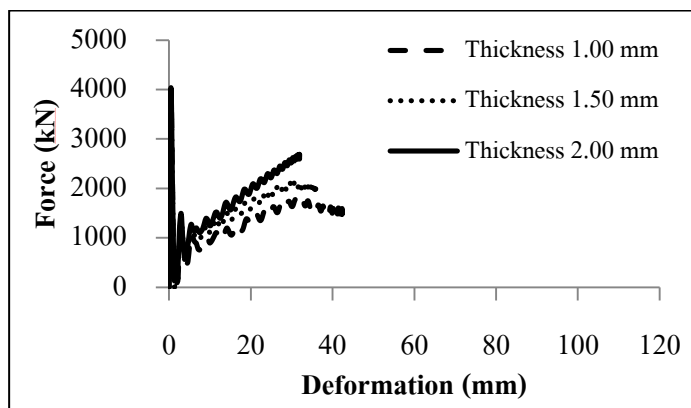
รูปร่างหน้าตัด	ความหนา (mm)	แผนภาพการเสียรูป
วงกลม	1.00	
	1.50	
	2.00	

4.4.2 ความสัมพันธ์ระหว่างแรงกับระยะยุบตัว

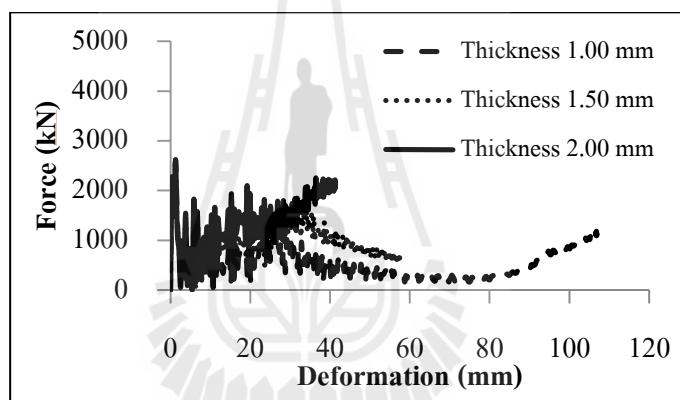
ข้อมูลความสัมพันธ์ระหว่างแรงและระยะเคลื่อนที่ของมวลพุ่งชนแสดงได้ดังรูปที่ 4.13 ถึง 4.16 ซึ่งมีพฤติกรรมไปในแนวทางเดียวกัน วัสดุมีการเสียรูปแบบไม่ยืดหยุ่นถาวรซึ่งเกิดจากเปลี่ยนรูปพลังงานจลน์ชนกระแทกให้เป็นการเสียหายของตัววัสดุเอง แรงสูงสุดที่กระทำต่ออุปกรณ์ดูดซับพลังงานปรากฏพร้อมกับการพับตัวครั้งแรก หลังจากนั้นแรงภายนอกเฉลี่ยจะทำให้วัสดุพับตัวต่อไปจนจบกระบวนการ



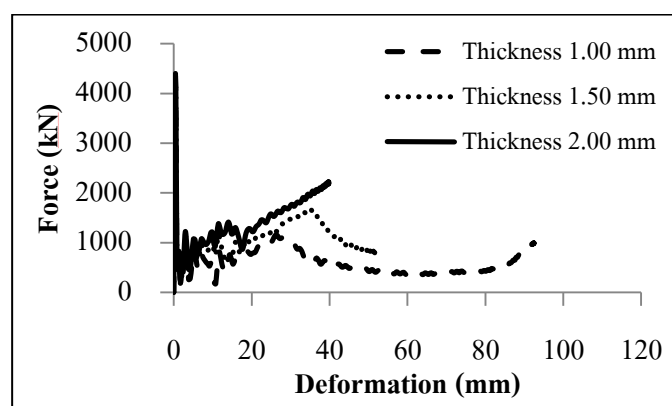
รูปที่ 4.13 ความสัมพันธ์ระหว่างแรงกับระยะยุบตัวของอุปกรณ์ดูดซับพลังงานหน้าตัดสามเหลี่ยม



รูปที่ 4.14 ความสัมพันธ์ระหว่างแรงกับระยะยุบตัวของอุปกรณ์ดูดซับพลังงานหน้าตัดสี่เหลี่ยม



รูปที่ 4.15 ความสัมพันธ์ระหว่างแรงกับระยะยุบตัวของอุปกรณ์ดูดซับพลังงานหน้าตัดหกเหลี่ยม

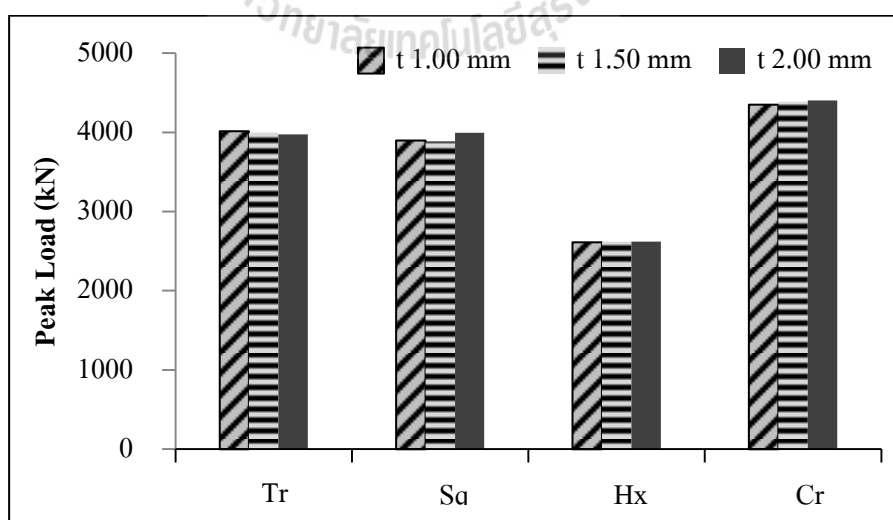


รูปที่ 4.16 ความสัมพันธ์ระหว่างแรงกับระยะยุบตัวของอุปกรณ์ดูดซับพลังงานหน้าตัดวงกลม

จากรูปที่ 4.13 และ 4.14 แสดงผลจากการชนกระแทกของอุปกรณ์ดูดซับพลังงาน หน้าตัดสามเหลี่ยมและสี่เหลี่ยม แนวโน้มของทั้งสองรูปทรงมีความใกล้เคียงกันทั้งขนาดแรงสูงสุด และลักษณะเส้นความสัมพันธ์ จึงกล่าวได้ว่าทั้งสองรูปทรงนั้นมีกระบวนการเสียรูปที่เหมือนกัน พิจารณารูปที่ 4.15 พบว่าแรงสูงสุดที่กระทำทำให้เกิดกระบวนการเสียรูปของรูปทรงหกเหลี่ยมมีขนาดเล็กที่สุด หมายความว่าใช้แรงเพียงเล็กน้อยก็สามารถทำให้เกิดการเสียรูปได้ ซึ่งเป็นสมบัติที่ดีของอุปกรณ์ดูดซับพลังงานด้วยวิธีการเปลี่ยนพลังงานจลน์ให้เป็นพลังงานการเสียรูป แรงเฉื่อยที่เกิดขึ้นมีลักษณะกวัดแกว่งมากกว่าหน้าตัดสามเหลี่ยมและสี่เหลี่ยม รูปที่ 4.16 แสดงค่าแรงสูงสุดมีขนาดใหญ่ที่สุด ท่อผนังบางหน้าตัดกลมนี้มีความแข็งแรงสูงสุด

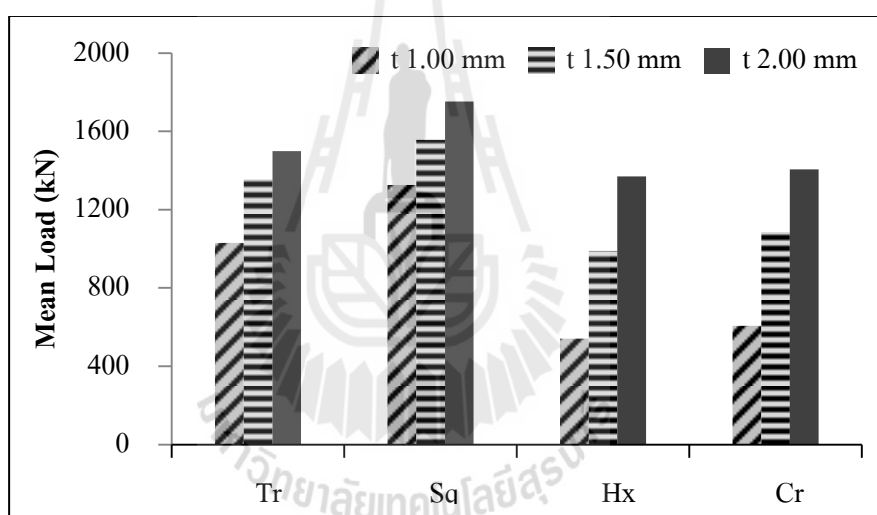
4.4.3 ลักษณะการดูดซับพลังงาน

การเปรียบเทียบแรงปฏิกิริยาสูงสุดของอุปกรณ์ดูดซับพลังงานแต่ละรูปทรงแสดงได้ดังรูปที่ 4.17 พบว่าในแต่ละรูปทรงที่ความหนาแตกต่างกันมีค่าแรงสูงสุดเท่ากันอย่างน้อยยี่สิบสำคัญ แต่เมื่อเปรียบเทียบแต่ละรูปร่างหน้าตัดแล้ว พบว่าหน้าตัดสามเหลี่ยมกับหน้าตัดสี่เหลี่ยมทำให้เกิดแรงปฏิกิริยาเท่ากันที่ประมาณ 4000 kN หน้าตัดหกเหลี่ยมทำให้เกิดแรงปฏิกิริยาแรกน้อยที่สุดที่ 2500 kN ในขณะที่หน้าตัดวงกลมทำให้เกิดแรงปฏิกิริยาแรกมากที่สุดที่ 4300 kN จึงกล่าวได้ว่าความหนาของส่วนประกอบอุปกรณ์ดูดซับพลังงานไม่มีอิทธิต่อการเกิดแรงปฏิกิริยาบนมวลชนกระแทก แต่รูปร่างหน้าตัดที่แตกต่างกันทำให้เกิดแรงปฏิกิริยาไม่เท่ากัน เมื่อหน้าตัดมีจำนวนเหลี่ยมมากขึ้นทำให้แรงเพื่อกดอัดน้อยลง จนกระทั่งชิ้นส่วนนั้นไม่มีเหลี่ยมแรงที่ใช้กดอัดกลับมามีค่ามากที่สุด แรงที่ใช้กดอัดแปรผันตรงกับความแข็งของอุปกรณ์ดูดซับพลังงาน



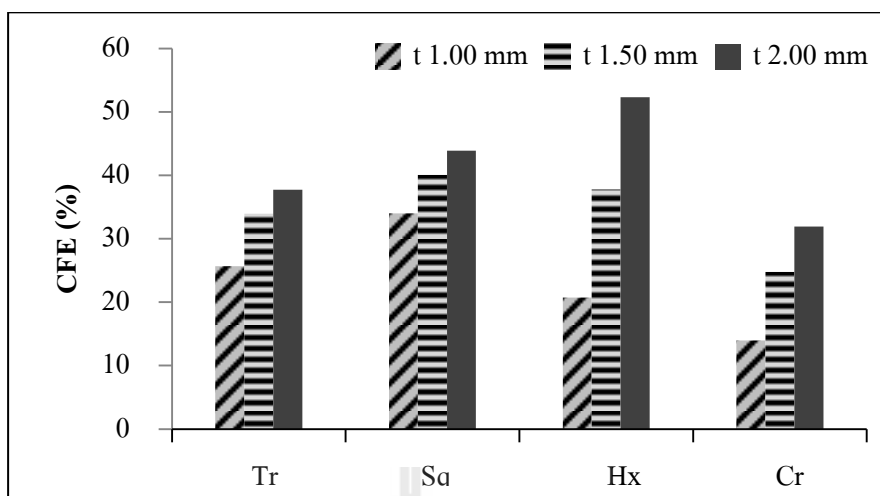
รูปที่ 4.17 แผนภาพเปรียบเทียบค่าแรงสูงสุดของอุปกรณ์ดูดซับพลังงานแต่ละแบบ

การเปรียบเทียบแรงเฉลี่ยของการจำลองการชนกระแทกอุปกรณ์ดูดซับพลังงาน แสดงได้ดังรูปที่ 4.18 พบว่าความหนาของผนังชิ้นส่วนอุปกรณ์ดูดซับพลังงานแปรผันตรงกับแรงเฉลี่ยที่กระทำต่อชิ้นส่วน กล่าวคือเมื่อความหนามากขึ้นต้องใช้แรงเพื่อให้อุปกรณ์ดูดซับพลังงานเสียหายสูงขึ้น ซึ่งเป็นวัตถุประสงค์หลักของการดูดซับพลังงานที่ต้องการให้สูญเสียแรงกับการยุบตัวของอุปกรณ์ดูดซับพลังงานมากที่สุด แรงเฉลี่ยของชิ้นส่วนอุปกรณ์หน้าตัดสี่เหลี่ยมมีค่ามากกว่าหน้าตัดอื่น ๆ รองลงมาเป็นหน้าตัดสามเหลี่ยม และเห็นได้ว่าหน้าตัดหกเหลี่ยมและวงกลมมีแรงเฉลี่ยเท่ากันอย่างน้อยสำคัญซึ่งน้อยที่สุด แสดงว่าจำนวนเหลี่ยมของรูปร่างหน้าตัดมีผลต่อการใช้แรงเฉลี่ยเพื่อกดอุปกรณ์ดูดซับพลังงานซึ่งเป็นโครงสร้างผนังบาง โดยจะใช้แรงเฉลี่ยสูงที่สุดเมื่อรูปร่างหน้าตัดเป็นสี่เหลี่ยม และเมื่อจำนวนเหลี่ยมเพิ่มขึ้นจนเข้าใกล้ความเป็นวงกลมทำให้แรงเฉลี่ยไม่มีการเปลี่ยนแปลง



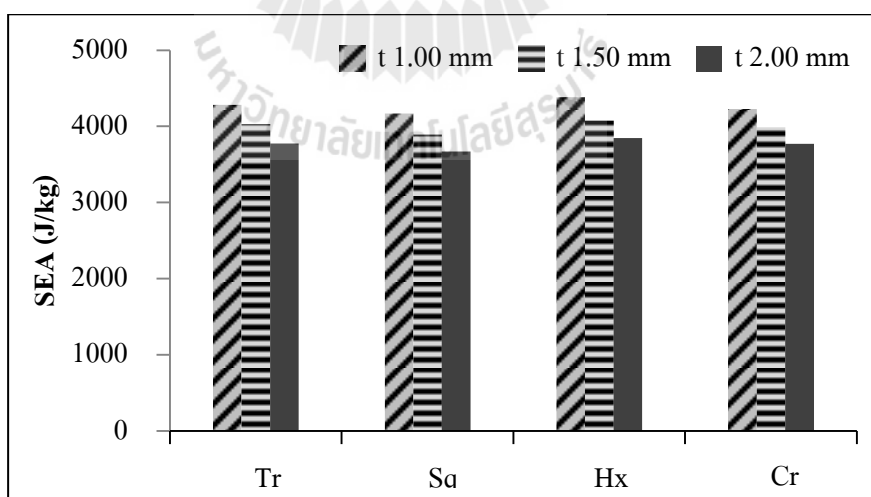
รูปที่ 4.18 แผนภาพเปรียบเทียบค่าแรงเฉลี่ยของอุปกรณ์ดูดซับพลังงานแต่ละแบบ

จากการรูปที่ 4.23 และ 4.24 สามารถคำนวณสัดส่วนระหว่างแรงภายนอกเฉลี่ยกับแรงสูงสุด เรียกว่า ประสิทธิภาพแรงชน บ่งบอกถึงคุณภาพของอุปกรณ์ดูดซับพลังงานดังแสดงในรูปที่ 4.19 พบว่าในแต่ละรูปทรงที่ความหนาแตกต่างกัน ที่ความหนา 2.00 mm จะมีประสิทธิภาพแรงชนสูงที่สุด และเมื่อเปรียบเทียบรูปทรงที่แตกต่างกันที่ความหนา 2.00 mm พบว่ารูปร่างหน้าตัดหกเหลี่ยมมีประสิทธิภาพแรงชนสูงที่สุดประมาณ 50% คืออุปกรณ์ดูดซับพลังงานมีความแข็งแรงไม่มากและทำให้แรงสูญเสียกับการเสียรูปได้มาก



รูปที่ 4.19 แผนภาพประสิทธิภาพแรงชน

การดูดซับพลังงานต่อหน่วยมวลแสดงได้ดังรูปที่ 4.20 เมื่อพิจารณาความสามารถในการดูดซับพลังงานต่อหน่วยมวลของแต่ละรูปทรงที่ความหนาแตกต่างกัน พบว่าที่ความหนา 1.00 mm สามารถดูดซับพลังงานได้มากที่สุด และความแตกต่างของรูปทรงไม่มีอิทธิพลต่อการดูดซับพลังงานต่อหน่วยมวลอย่างมีนัยสำคัญ

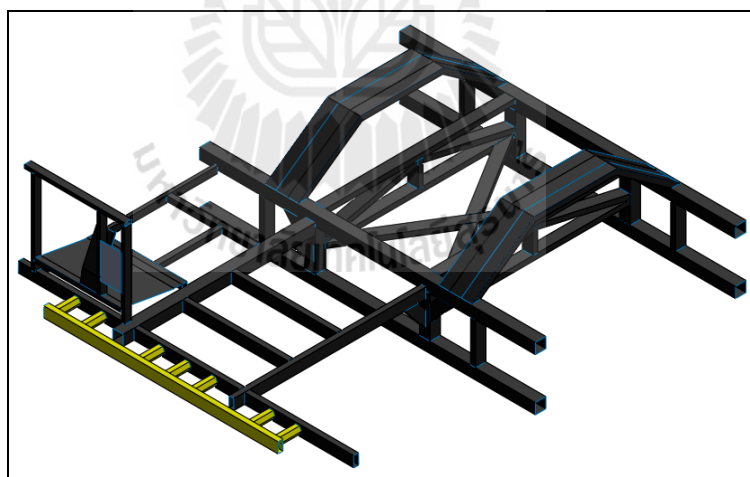


รูปที่ 4.20 แผนภาพการดูดซับพลังงานต่อหน่วยมวล

จากผลการจำลองอุปกรณ์ดูดซับพลังงานทั้งหมด กล่าวได้ว่าอุปกรณ์ดูดซับพลังงานรูปร่างหน้าตัดหกเหลี่ยมที่มีความหนา 2.00 mm เป็นรูปทรงที่ดีที่สุดเนื่องจากสามารถปกป้องผู้โดยสารจากการชนกระแทกในครั้งแรกได้ และทำให้แรงจากการชนสูญเสียไปกับการเสียรูปของอุปกรณ์ดูดซับพลังงานเองได้ดีที่สุด

4.5 ผลการจำลองการชนกระแทกด้านหน้าโครงสร้างรถโดยสารขนาดใหญ่ ที่ติดตั้งอุปกรณ์ดูดซับพลังงาน

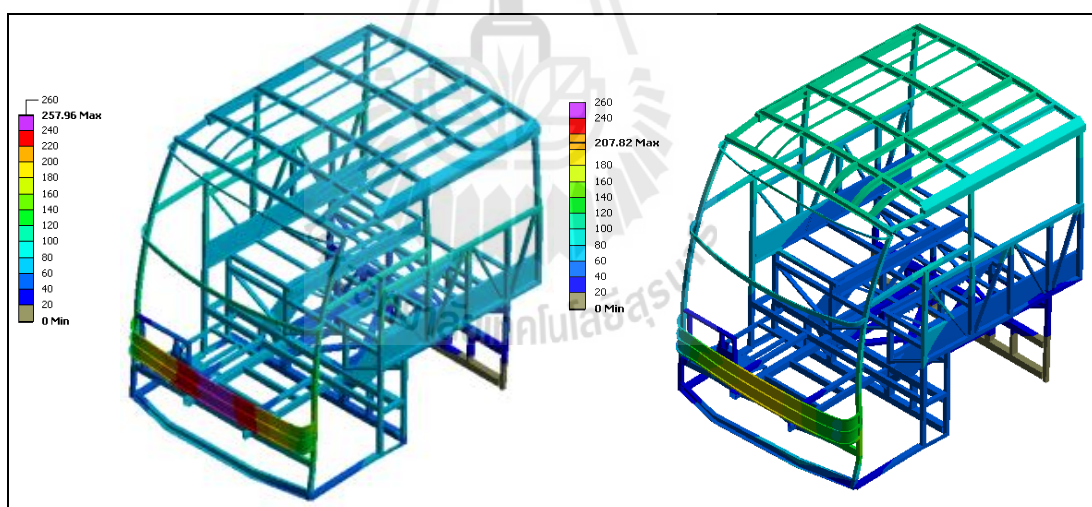
ถึงแม้ว่าการจำลองโครงสร้างรถโดยสารขนาดใหญ่แบบเดิมไม่ทำให้ผู้ขับขี่ได้รับบาดเจ็บตามข้อกำหนด ECE R-29 แต่ยังมีส่วนที่อ่อนแอในโครงสร้างที่ควรได้รับการปรับปรุงเพื่อเพิ่มความปลอดภัยมากขึ้น ทั้งนี้การติดตั้งอุปกรณ์ดูดซับพลังงานรูปร่างหน้าตัดหกเหลี่ยมที่มีความหนา 2.00 mm ไว้ที่บริเวณแชสซีส่วนหน้าดังรูปที่ 4.21 ซึ่งคาดหวังว่าอุปกรณ์ดูดซับพลังงานนี้จะสามารถช่วยดูดซับพลังงานชนกระแทกด้วยการเสียรูปของตัวอุปกรณ์เอง ส่งผลให้โครงสร้างรถโดยสารเสียหายลดลง ผลการจำลองด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ของโครงสร้างรถโดยสารขนาดใหญ่ที่ติดตั้งอุปกรณ์ดูดซับพลังงานเสนอได้ดังต่อไปนี้



รูปที่ 4.21 แชสซีที่ติดตั้งอุปกรณ์ดูดซับพลังงาน

4.5.1 แผนภาพการเสียรูป

จากกลไกการเสียรูปของโครงสร้างรถโดยสารแบบเดิมในข้อ 4.3.1 ซึ่งเริ่มเสียรูปจากโครงสร้างคานหน้า ส่องต่อไปยังเสาคาน้ำและแชสซีในช่วงเวลาเดียวกัน จากนั้นจึงมีการเสียรูปพร้อมกันในโครงสร้างด้านซ้ายและขวา และสิ้นสุดที่โครงสร้างหลังคา เมื่อเปรียบเทียบกับกลไกการเสียรูปของโครงสร้างรถโดยสารที่ติดตั้งอุปกรณ์ดูดซับพลังงานดังรูปที่ 4.22 พบว่ามีความคล้ายคลึงกัน แตกต่างเพียงขนาดการเสียรูปของโครงสร้างคานหน้าที่มีค่าในช่วงประมาณ 180 ถึง 220 mm และ โครงสร้างหลังคาที่มีค่าในช่วงประมาณ 100 ถึง 140 mm ซึ่งมีขนาดเล็กกว่าและใหญ่กว่าขนาดการเสียรูปของโครงสร้างรถโดยสารแบบเดิมตามลำดับ กล่าวคือเมื่อโครงสร้างคานหน้าเสียรูปเข้าหาแชสซี จะสัมผัสกับอุปกรณ์ดูดซับพลังงานก่อนและทำให้เสียรูป กลไกนี้ช่วยลดการเสียรูปของโครงสร้างคานหน้าและแชสซี เนื่องจากจำกัดการยุบตัวของโครงสร้างคานหน้าและดูดซับแรงในทิศทางส่งต่อถึงแชสซี จากนั้นแรงถูกส่งถ่ายไปยังโครงสร้างต่าง ๆ ตามกลไกการเสียรูปปกติ โดยมีแรงส่งถ่ายผ่านเสาคาน้ำไปสู่ โครงสร้างหลังคาเพิ่มขึ้น จึงทำให้โครงสร้างหลังคาเสียรูปมากขึ้น



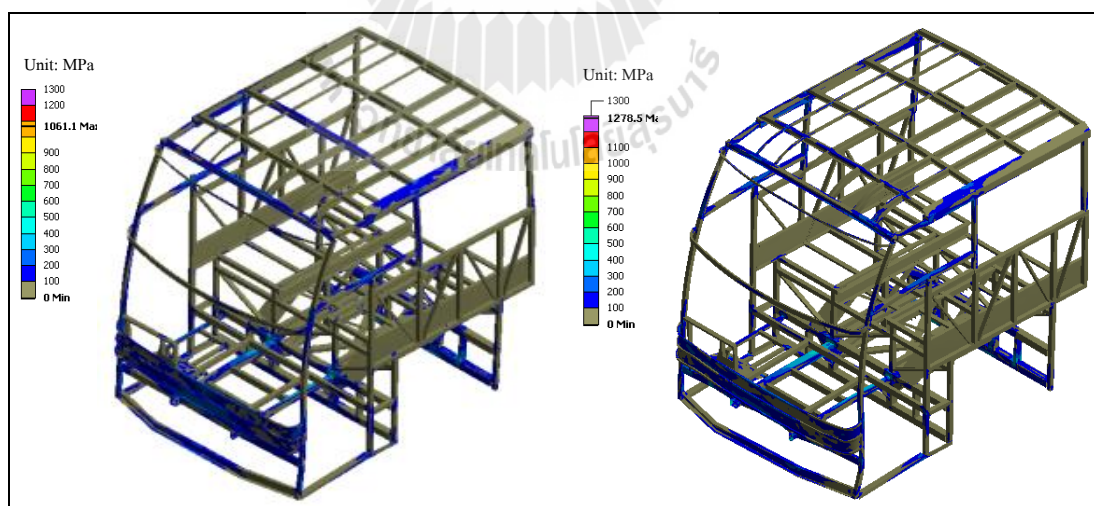
รูปที่ 4.22 แผนภาพเปรียบเทียบการเสียรูปของโครงสร้างรถโดยสารขนาดใหญ่

โดยรวมแล้วอุปกรณ์ดูดซับพลังงานช่วยลดการเสียรูปในส่วนโครงสร้างคานหน้า และเปลี่ยนทิศทางการส่งถ่ายแรงให้ผ่านเสาคาน้ำไปยังโครงสร้างหลังคา จากพฤติกรรมการเสียรูปทั้งหมด โครงสร้างคานหน้ามีการเสียรูปรวมมากที่สุด 207.82 mm ลดลงจากโครงสร้างรถโดยสารแบบเดิม 19.43 % ในขณะที่โครงสร้างประตูด้านขวายังคงอยู่ในสภาพที่ใช้งานได้ คือมี

ขนาดใหญ่กว่าหุ่นจำลองผู้ขับขี่ และชิ้นส่วนแชสซีที่ถูกยึดตรึงด้านหลังไม่ปรากฏการเสียรูปอย่างมีนัยสำคัญ

4.5.2 แผนภาพความเค้น

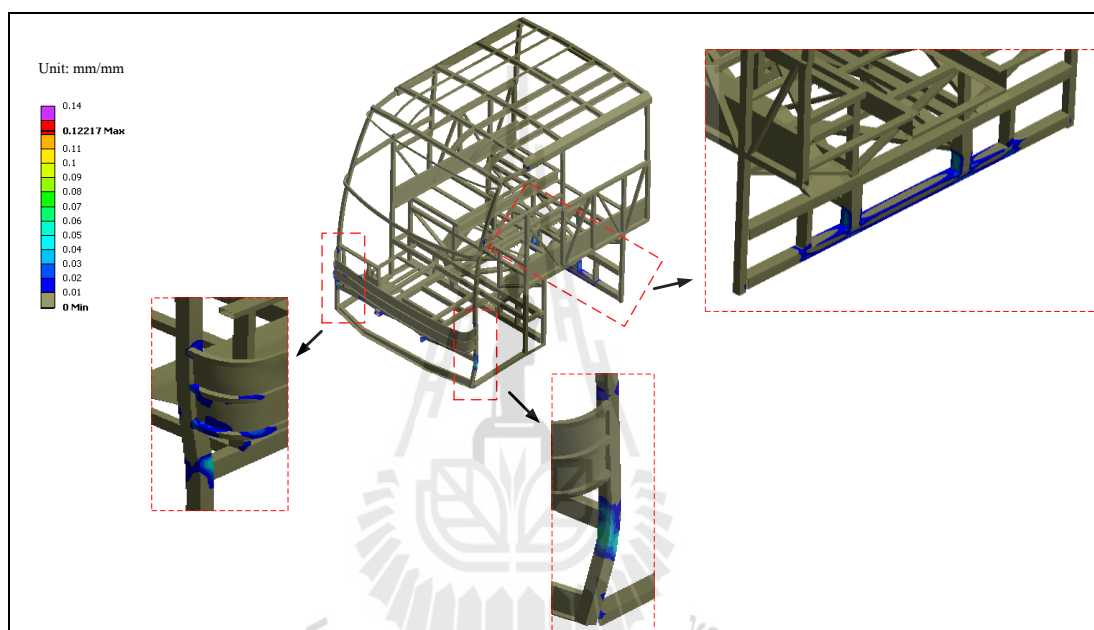
การเกิดความเค้นในโครงสร้างรถโดยสารที่ติดตั้งอุปกรณ์ดูดซับพลังงานมีลักษณะเดียวกันกับโครงสร้างรถโดยสารแบบเดิมในข้อ 4.3.2 คือมีการกระจุกตัวของความเค้นที่บริเวณแชสซีเป็นส่วนใหญ่ และกระจายความเค้นบางส่วนผ่านทางเสาคู่หน้ากับโครงสร้างด้านข้างขึ้นไปยังโครงสร้างหลังคา กล่าวได้ว่ามีแรงรวมส่งถ่ายไปยังโครงสร้างหลังคาขนาดเท่ากัน ในโครงสร้างรถโดยสารทั้งสองแบบ แต่เมื่อพิจารณาเกี่ยวกับการเสียรูปในข้อ 4.3.1 กับ 4.5.1 พบว่าในโครงสร้างรถโดยสารแบบเดิมมีการเสียรูปที่โครงสร้างด้านข้างมากกว่าและมีการเสียรูปที่โครงสร้างหลังคาน้อยกว่าโครงสร้างรถโดยสารที่ติดตั้งอุปกรณ์ดูดซับพลังงาน ประกอบกับแผนภาพความเค้นในรูปที่ 4.23 แสดงความเค้นที่บริเวณโครงสร้างหลังคามีการกระจายตัวแตกต่างกัน โดยในโครงสร้างรถโดยสารแบบเดิมจะปรากฏความเค้นอันเนื่องจากแรงด้านข้างอยู่ด้วย ส่วนโครงสร้างรถโดยสารที่ติดตั้งอุปกรณ์ดูดซับพลังงานจะปรากฏความเค้นอันเนื่องจากแรงด้านหน้าเป็นส่วนใหญ่ แสดงให้เห็นทิศทางการส่งถ่ายแรงเมื่อติดตั้งอุปกรณ์ดูดซับพลังงาน ซึ่งช่วยเบี่ยงเบนให้มีการส่งถ่ายแรงผ่านเสาคู่หน้ามากขึ้น และทำให้หลังคาเสียรูปมากขึ้น เป็นกลไกการสลายพลังงานด้วยการเสียรูปของโครงสร้างที่เกี่ยวข้องกับห้องโดยสารน้อยที่สุด



รูปที่ 4.23 แผนภาพเปรียบเทียบความเค้นของโครงสร้างรถโดยสารขนาดใหญ่

4.5.3 แผนภาพความเครียด

จากรูปที่ 4.24 เมื่อโครงสร้างรถโดยสารขนาดใหญ่ที่ติดตั้งอุปกรณ์ดูดซับพลังงาน ได้รับการกระทบกระเทือนจากลูกตุ้ม เกิดความเครียดเพิ่มขึ้นที่บริเวณเดียวกันกับ โครงสร้างรถโดยสารขนาดใหญ่แบบเดิม ดังข้อที่ 4.3.3 โดยค่าความเครียดถาวรสูงสุดมีค่า 0.12217 mm/mm มีค่าลดลงจากโครงสร้างรถโดยสารขนาดใหญ่แบบเดิม 7.64 % จึงกล่าวได้ว่าการติดตั้งอุปกรณ์ดูดซับพลังงานเป็นแนวทางลดความเสียหายที่มีต่อโครงสร้างรถโดยสารขนาดใหญ่ได้

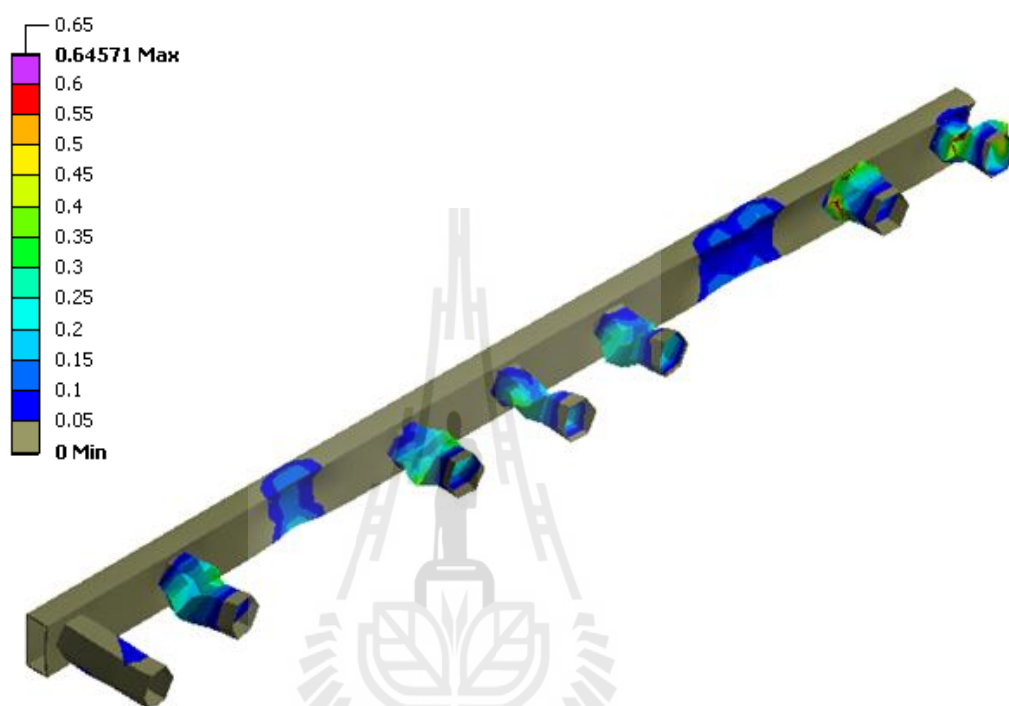


รูปที่ 4.24 แผนภาพความเครียดของโครงสร้างรถโดยสารที่ติดตั้งอุปกรณ์ดูดซับพลังงาน

หลักการพื้นฐานของอุปกรณ์ดูดซับพลังงานคือเปลี่ยนรูปพลังงานชนกระแทกเป็นการเสียรูปของชิ้นส่วนโครงสร้างบางส่วน เพื่อลดแรงที่จะส่งถ่ายถึงโครงสร้างรถโดยสารขนาดใหญ่ ดังนั้นการพิจารณารูปร่างการเสียรูปรวมทั้งความเสียหายที่มีต่ออุปกรณ์ดูดซับพลังงาน จึงเป็นการประเมินความสามารถในการดูดซับพลังงานของอุปกรณ์ดูดซับพลังงานนั้น จากรูปที่ 4.25 พบว่ารูปร่างการเสียรูปของชิ้นส่วนอุปกรณ์ดูดซับพลังงานเป็นโหมดข้าวหลามตัด (diamond mode) ซึ่งเป็นรูปร่างที่ดีที่สุดสำหรับการดูดซับพลังงาน โดยชิ้นส่วนอุปกรณ์ดูดซับพลังงานฝั่งโครงสร้างด้านขวา (ฝั่งผู้ขับขี่) มีการยุบตัวมากกว่าฝั่งโครงสร้างด้านซ้าย เนื่องจากฝั่งโครงสร้างด้านขวามีความหนาแน่นของชิ้นส่วนโครงสร้างมากกว่า และความเครียดถาวรของชิ้นส่วนอุปกรณ์ดูดซับพลังงานเพิ่มขึ้นในทุกชิ้นส่วนที่มีการเสียรูป มีค่าในช่วง 0.2 ถึง 0.4 mm/mm ซึ่งมีค่าเกิน

ความเครียดแรงดึงสูงสุด ยกเว้นชิ้นส่วนที่ 1 ซึ่งอยู่ฝั่งโครงสร้างด้านซ้ายสุด แสดงว่าพลังงานชนกระแทกทำให้อุปกรณ์ดูดซับพลังงานเสียหายตามทฤษฎีการดูดซับพลังงาน

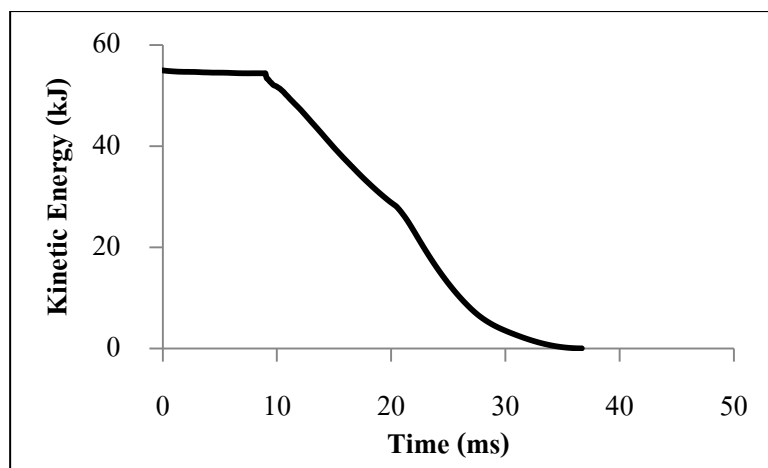
Unit: mm/mm



รูปที่ 4.25 แผนภาพความเครียดของอุปกรณ์ดูดซับพลังงาน

4.5.4 พลังงานจลน์

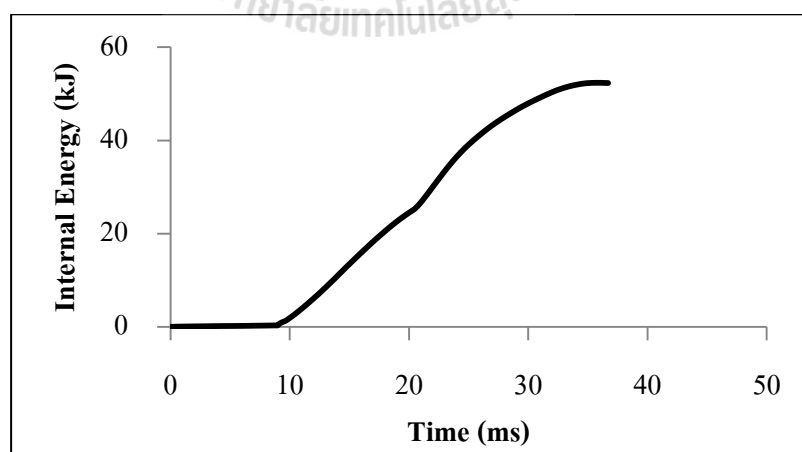
ผลการจำลองลูกตุ้มชนกระแทกที่พุ่งเข้าชนโครงสร้างรถโดยสารขนาดใหญ่ที่ติดตั้งอุปกรณ์ดูดซับพลังงาน แสดงได้ดังรูปที่ 4.26 พบว่าการเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์สองช่วงที่เวลา 9 ms แบ่งเป็นการเสียรูปที่คานหน้าในช่วงแรกซึ่งมีการเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์เพียงเล็กน้อย ต่อมาในช่วงหลังที่อุปกรณ์ดูดซับพลังงานและโครงสร้างรถโดยสารเกิดการเสียหาย พลังงานจลน์ของลูกตุ้มชนกระแทกจึงสลายจนหมดใช้เวลาทั้งสิ้น 36.7 ms เปรียบเทียบกับโครงสร้างรถโดยสารแบบเดิมใช้เวลาเร็วกว่า 10.04%



รูปที่ 4.26 พลังงานจลน์ของโครงสร้างรถโดยสารที่ติดตั้งอุปกรณ์ดูดซับพลังงาน

4.5.5 พลังงานภายใน

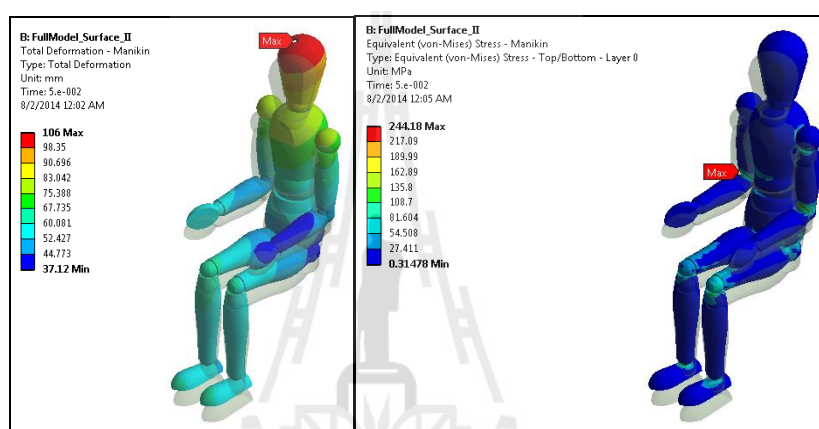
โครงสร้างรถโดยสารขนาดใหญ่เมื่อได้รับพลังงานจลน์ชนกระแทก ทำให้โครงสร้างเสียรูปไปย่อมเกิดพลังงานภายในขึ้น โดยการเปลี่ยนแปลงพลังงานภายในเกิดขึ้นสองช่วงที่เวลา 9 ms ในช่วงแรกมีการเปลี่ยนแปลงพลังงานภายในไม่มาก หลังจากนั้นมีการเพิ่มขึ้นของพลังงานภายในอย่างรวดเร็วและสิ้นสุดกระบวนการที่เวลา 36.7 ms เมื่อพิจารณาควบคู่ไปกับการเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์พบว่า เป็นไปตามกฎการอนุรักษ์พลังงาน การเปลี่ยนแปลงพลังงานภายในแสดงได้ดังรูปที่ 4.27



รูปที่ 4.27 พลังงานภายในของโครงสร้างรถโดยสารที่ติดตั้งอุปกรณ์ดูดซับพลังงาน

4.5.6 หุ่นจำลองผู้ขับขี่

พื้นที่โดยสารซึ่งอยู่หลังคานด้านหน้าย่อมได้รับความเสียหายเมื่อโครงสร้างรถโดยสารถูกชนกระแทกด้านหน้า ส่งผลให้หุ่นจำลองผู้ขับขี่เคลื่อนที่ไปในทิศทางเดียวกันกับทิศทางชน กระแทกเนื่องจากแรงปฏิกิริยา โดยระยะเคลื่อนที่สูงสุดของหุ่นจำลองที่บริเวณศีรษะมีค่า 106 mm ดังรูปที่ 4.28 (ก) และเกิดความเค้นที่บริเวณข้อพับต่าง ๆ ซึ่งความเค้นสูงที่สุดมีค่า 244.18 MPa ดังแสดงในรูปที่ 4.28 (ข) หากพิจารณาเปรียบเทียบกับ โครงสร้างรถโดยสารแบบเดิม พบว่าระยะเคลื่อนที่สูงสุดและความเค้นสูงสุดลดลง 5.82% และ 6.49% ตามลำดับ

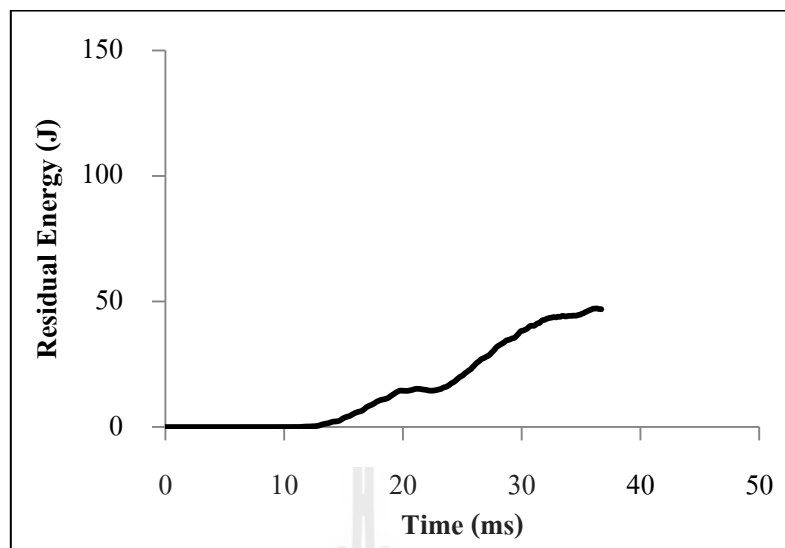


(ก)

(ข)

รูปที่ 4.28 หุ่นจำลองผู้โดยสารบนโครงสร้างรถโดยสารที่ติดตั้งอุปกรณ์ดูดซับพลังงาน

พลังงานจลน์ชนกระแทกด้านหน้าโครงสร้างรถโดยสารขนาดใหญ่ส่งถ่ายถึงพื้นที่โดยสารเพียงบางส่วน ซึ่งพลังงานส่วนใหญ่สูญเสียกับการเสียรูปของอุปกรณ์ดูดซับพลังงานและโครงสร้าง รูปที่ 4.29 แสดงค่าพลังงานตกค้างบนหุ่นจำลองผู้ขับขี่ พบว่าตั้งแต่เริ่มต้นจนถึงเวลา 13 ms ยังไม่มีพลังงานส่งถ่ายไปถึงหุ่นจำลองผู้ขับขี่ หลังจากนั้นจนสิ้นสุดกระบวนการที่เวลา 36.7 ms มีพลังงานส่งถ่ายมาถึงหุ่นจำลองผู้ขับขี่มากขึ้นจนถึงค่าสูงสุดที่ 47 J คิดเป็น 0.0854 % ของพลังงานจลน์ชนกระแทก และเป็น 35.05 % ของพลังงานตกค้างบนหุ่นจำลองผู้ขับขี่ในโครงสร้างรถโดยสารแบบเดิม



รูปที่ 4.29 พลังงานตกค้างบนหุ่นจำลองผู้ขับขี่ในโครงสร้าง
รถโดยสารที่ติดตั้งอุปกรณ์ดูดซับพลังงาน



บทที่ 5

สรุปและข้อเสนอแนะ

5.1 สรุปผลการวิจัย

ผลจากการดำเนินงานวิจัยเรื่อง การศึกษาพฤติกรรมการชนกระแทกด้านหน้าโครงสร้างรถโดยสารขนาดใหญ่ภายใต้มาตรฐานยุโรปข้อกำหนดที่ 29 ซึ่งมุ่งเน้นการออกแบบและวิเคราะห์โครงสร้างรถโดยสารประเภทชั้นครึ่งรุ่น CG280 โดยมีวัตถุประสงค์ดังต่อไปนี้

1) เพื่อเปรียบเทียบผลวิเคราะห์ค่าพลังงานดูดซับและการเสียรูปในแบบจำลองการชนกระแทกของโครงสร้างหน้าตัดอย่างง่ายกับการทดสอบ

2) เพื่อออกแบบและวิเคราะห์ค่าพลังงานดูดซับและการเสียรูปในแบบจำลองการชนกระแทกของโครงสร้างหน้าตัดอย่างง่ายกับการทดสอบ

ผลจากการวิจัยสามารถสรุปเป็นหัวข้อได้ดังนี้

5.1.1 ผลการวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ในลักษณะการชนกระแทกด้วยพลังงานจลน์มากกว่า 100 J โดยใช้โปรแกรม ANSYS Workbench Explicit STR สามารถจำลองพฤติกรรมโดยมีรูปร่างการเสียรูปใกล้เคียงกับพฤติกรรมจริง และมีความคลาดเคลื่อนไม่เกิน 40% ทั้งนี้การกำหนดเงื่อนไขขอบเขตต้องกำหนดให้มีความเร็วต้นในทิศทางเข้าหาแบบจำลองที่สนใจศึกษาพฤติกรรมนั้น และเงื่อนไขการสัมผัสต้องเป็นแบบไม่มีสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน

5.1.2 โครงสร้างรถโดยสารแบบเดิมสามารถปกป้องผู้ขับขี่ได้ตามเงื่อนไขการทดสอบข้อกำหนด ECE R-29 ซึ่งไม่มีชิ้นส่วนรูกอล์ฟพื้นที่ปลอดภัยทำความเสียหายแก่ผู้ขับขี่ ตลอดจนลักษณะการนั่งของผู้ขับขี่อยู่ในตำแหน่งเดิมตลอดระยะเวลาการชน จากรูปร่างโครงสร้างโดยรวมของประตู่ข้างผู้ขับขี่ยังอยู่ในสภาพที่ยังใช้งานได้ จึงมั่นใจได้ว่าผู้ขับขี่สามารถออกจากพื้นที่โดยสารได้หลังจากเกิดอุบัติเหตุ และที่สำคัญพลังงานที่ส่งถ่ายถึงผู้ขับขี่เหลือเพียง 0.24% ของพลังงานจลน์ชนกระแทก

5.1.3 อุปกรณ์ดูดซับพลังงานรูปทรงหน้าตัดหกเหลี่ยมที่มีความหนา 2 mm เป็นรูปร่างที่ดีที่สุดซึ่งสามารถดูดซับพลังงานชนกระแทก เพื่อลดความเสียหายและการบิดของโครงสร้างได้ โดยมีประสิทธิภาพแรงชนสูงถึง 50%

5.1.4 โครงสร้างรถโดยสารรถโดยสารที่ติดตั้งอุปกรณ์ดูดซับพลังงานชนกระแทกสามารถปกป้องผู้โดยสารได้ดีกว่าโครงสร้างรถโดยสารแบบเดิม โดยอุปกรณ์ดูดซับพลังงานสามารถลดพลังงานส่งถ่ายถึงผู้ขับขี่เหลือ 0.0854%

5.2 ข้อเสนอแนะ

5.2.1 จากอุปกรณ์ดูดซับพลังงานรูปทรงหน้าตัดหกเหลี่ยมที่มีความหนา 2 mm เป็นแนวทางในการศึกษาเพื่อพัฒนารูปร่างและตำแหน่งการติดตั้งอุปกรณ์ดูดซับพลังงาน เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการดูดซับพลังงาน และปกป้องโครงสร้างโดยรวมให้ได้รับความเสียหายน้อยที่สุด

5.2.2 การพิจารณาความปลอดภัยของผู้ขับขี่ยานพาหนะตามข้อกำหนด ECE R-29 ยังไม่สามารถบ่งชี้ค่าพลังงานชนกระแทกที่ผู้ขับขี่ควรได้รับอย่างชัดเจน จึงควรมีการศึกษาความกระทบกระเทือนต่อผู้ขับขี่และผู้โดยสาร และอาการบาดเจ็บเมื่อยานพาหนะถูกชนกระแทกด้านหน้า

5.2.3 ทั้งนี้โครงสร้างรถโดยสารขนาดใหญ่ชนิดชั้นครึ่งรุ่น CG280 ควรได้รับการทดสอบจริงตามข้อกำหนด ECE R-29 เป็นการยืนยันผลการจำลองด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ ซึ่งจะสามารถใช้เป็นกรณีอ้างอิงการจำลองชนกระแทกด้านหน้าในแบบจำลองรถโดยสารรุ่นต่อไป



รายการอ้างอิง

กลุ่มงานสถิติ (2557). จำนวนรถโดยสารขนาดใหญ่ที่เกิดอุบัติเหตุ จำแนกตามปีงบประมาณ. กอง
แผนงาน กรมการขนส่งทางบก. (หน้า 1)

กองบังคับการตำรวจจราจร (2557). สถิติอุบัติเหตุจราจรทางบกในเขตพื้นที่สำนักงานตำรวจ
แห่งชาติ จำแนกตามพื้นที่ ตั้งแต่เดือน มกราคม 2557 ถึงเดือน สิงหาคม 2557. สำนักงาน
ตำรวจแห่งชาติ. (หน้า 2)

สุริยัน ปัญญาไว (2557). ขกมาตรฐานรถสาธารณะลดความรุนแรงอุบัติเหตุ. หนังสือพิมพ์กรุงเทพ
ธุรกิจ: วันที่ 6 มกราคม 2557.

สำนักงานสถิติแห่งชาติ (2552). การสำรวจการประกอบการขนส่งด้วยรถโดยสารประจำทาง พ.ศ.
2552. กระทรวงเทคโนโลยีสารสนเทศและการสื่อสาร.

Alexander, J. M. (1960). An approximate analysis of the collapse of thin cylindrical shells under
axial loading. **The Quarterly Journal of Mechanics and Applied Mathematics**.
January 01, 1960; vol.13: pp.10-15.

Cerit, M.E., Guler, M.A., Bayram, B., and Yolum, U. (2010). Improvement of the Energy
Absorption Capacity of an Intercity Coach for Frontal Crash Accidents. **The 11th**
International LS-DYNA[®] User Conference, Dearborn: U.S.A., June 6, 2010; pp.13-23.

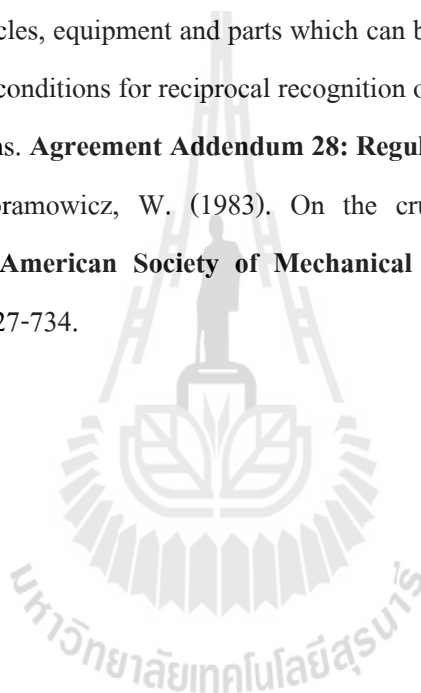
Deb, A., Mahendrakumar, M.S., Chavan, C., Karve, J., Blankenburg, D., and Storen, S. (2004).
Design of an aluminium-based vehicle platform for front impact safety. **International**
Journal of Impact Engineering. September-October 2004; vol.30(8-9): pp.1055–1079.

DiPaolo, B.P., and Tom, J.G. (2006). A study on an axial crush configuration response of thin-
wall, steel box components: The quasi-static experiments. **International Journal of**
Solids and Structures. Decmber 2006; vol.43(25-26): pp.7752-7775.

Fan, Z., Lu, G., and Liu, K. (2013). Quasi-static axial compression of thin-walled tubes with
different cross-sectional shapes. **Engineering Structures**. October 2013; vol.55: pp.80-
89.

- Johnson, W., Mamalis, A.G., and Reid, S.R. (1982). Aspects of car design and human injury. **Chapter 4 in Human Body Dynamics, Impact, Occupational and Athletic**. Clarendon Press: Oxford; U.K.
- Ko, H.Y., Shin, K.B., Jeon, K.W., and Cho, S.H. (2009). **A Study on the Crashworthiness and Rollover Characteristics of low-floor bus made of sandwich composites**. Journal of Mechanical Science and Technology, 2009; vol.23(10): pp.2686-2693.
- Lapo, C., Klomkaew, R., and Chamniprasart, K. (2011). **Design and Analysis of Double Decker Bus Chassis**. The 5th South East Asia Technical University Consortium (SEATUC) Symposium, Hanoi:Vietnam; February 7-14, 2011.
- Lee, L. S., Ali, A., Sanuddin, A. B., and Afshar, R. (2010). Simulation and experimental work on a thin-walled structure under crushing. **Journal of Failure and Analysis and Prevention**, January 2010; vol.10(2): pp.143–151.
- Lin, Y. C., and Nian, H.C. (2006). **Structure Design Optimization of the Body Section Using the Finite Element Method**. SAE World Congress & Exhibition, U.S.A., April 3-6, 2006: 6 pp.
- Marzbanrad, J., Mehdikhanlo, M., and Saeedi Pour, A. (2009). An energy absorption comparison of square, circular, and elliptic steel and aluminum tubes under impact loading. **Turkish Journal of Engineering and Environmental Sciences**, 2009; vol.33: pp.159-166.
- Meyers, M. A. (1994). **Dynamic Behavior of Material**. New York: John Wiley & Sons, October 11, 1994: 668 pp.
- Miyazaki, M., and Negishi, H. (2003). Deformation and Energy Absorption of Aluminum Square Tubes with Dynamic Axial Compressive Load. **Materials Transactions**, June 2003; vol.44(8): pp.1566-1570.
- Perrone, N. (1972). Biomechanical problems related to vehicle impact. **Biomechanics: Its foundations and objectives**, Prentice Hall; Englewood Cliffs: U.S.A., pp.84-92.
- Reid, S. R., and Reddy, T. Y. (1986). Static and dynamic crushing of tapered sheet metal tubes of rectangular cross-section. **International Journal of Mechanical Sciences**. January, 1986; vol.28(9): pp.295-322.

- Tai, Y.S., Huang, M.Y., and Hu, H.T. (2010). Axial compression and energy absorption characteristics of high-strength thin-walled cylinders under impact load. **Theoretical and Applied Fracture Mechanics**. February 2010; vol.53(1): pp.1-8.
- Tang, Z., and Li, D. (2012). Quasi-static axial buckling behavior of NiTi thin-walled cylindrical shells. **Thin-Walled Structures**. February 2012; vol.51: pp.130-138.
- UNECE Informal Document. (2009). Driver and crew protection in frontal collision of buses. **GRSG-96-19**.
- 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. **Agreement Addendum 28: Regulation No. 29 Revision 2**.
- Wierzbicki, T., and Abramowicz, W. (1983). On the crushing mechanics of thin-walled structures. **The American Society of Mechanical Engineers**, December 01, 1983; Vol.50(4a): pp.727-734.



ภาคผนวก ก

บทความวิชาการที่ได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่

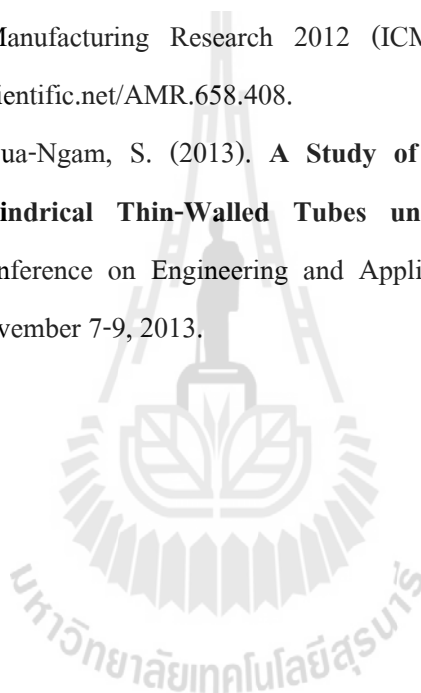
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

รายชื่อบทความวิชาการที่ได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่ในขณะศึกษา

Rooppakhun, S., and Bua-Ngam, S. (2012). **Finite Element Analysis of High-Decker Bus Frontal Impact Based on ECE-Regulation No.29**. International Conference on Material and Manufacturing Research 2012 (ICMMR 2012), Hong Kong; ISBN: 9783037856192.

Boonpuek, P., Rooppakhun, S., Siwadamrongpong, S., and Bua-Ngam, S. (2012). **Strength Analysis of Chassis Structure for Double Deck Bus**. International Conference on Material and Manufacturing Research 2012 (ICMMR 2012), Hong Kong; DOI 10.4028/www.scientific.net/AMR.658.408.

Rooppakhun, S., and Bua-Ngam, S. (2013). **A Study of Plastic Collapsed Behavior of Aluminum Cylindrical Thin-Walled Tubes under Axial Impacted Loading**. International Conference on Engineering and Applied Science 2013 (ICEAS 2013), Osaka:Japan; November 7-9, 2013.



Finite Element Analysis of High-Decker Bus Frontal Impact based on ECE-Regulation No.29

Supakit Rooppakhun^a and Sarawut Bua-Ngam^b

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

^asupakit@sut.ac.th, ^bsw.buangam@hotmail.co.th

Keywords: Finite element, Frontal impact, High-decker bus, ECE-R29

Abstract. In Thailand, according to the bus accident statistics referred to Department of Land Transport (DLT), the highest risk represents the frontal crash accidents. In case of frontal crashworthiness, the high-decker bus safety was referred to the regulation no.29 of United Nations Economic Commission for Europe (ECE-R29). In this study, the frontal impact analysis of the high-decker passenger bus structure based on ECE-R29 using Finite Element (FE) analysis was focused on. The energy absorption including to the total deformation of the frontal cabin were evaluated. Three-dimensional FE model of frontal bus structure with- and without- simple impact attenuator were created and analyzed using ANSYS/Explicit software. In accordance with the results, the average magnitude of kinetic energy in case of impact attenuator revealed the value lower than those without impact attenuator owing to absorb energy in the impact attenuator. In addition, the total deformation regarding to the safe zone of the frontal cabin in the case of with impact attenuator were lower than without impact attenuator as 75.8%. Therefore, the frontal impact attenuator should be recommended to a high-decker bus for the driver protection in the event of crash accident.

Introduction

Forasmuch as public transport fare is more economical than traveling by private vehicle, traveling by bus is one of the most popular transportation in Thailand. Therefore, the new registration bus is increasing rapidly every year [1]. For accidents involving bus in Thailand, frontal crash accidents are the most frequently happen approximately 60% of the total 964 accidents [2]. Consequently, the consideration about frontal crash accidents is important. There are many researches accorded to frontal impact analysis of a vehicle. The analysis of truck cabin in Germany was carried out by Raich [3] to guarantee a sufficient survival space for the driver and the front seat passenger in an accident. Beyond frontal crash numeric study usage the explicit finite element program LS-DYNA compared to the results from the acceptance test according to ECE-R29, roof strength and rear wall strength was likewise studied. The cabin could protect a manikin, shown on the results of study. Ded et al. [4] was purpose the frontal crash analysis using the explicit code LS-DYNA on an aluminum-intensive small car platform. The finite element results of front structure with segment of rail analysis were verified to the mandatory FMVSS 208 regulation. The aluminum concept car is a prototype to build a lightweight and eco-friendly vehicle. Cerit et al. [5] performed for the safety study on an intercity coach in case the primary structure compared with the structure with two different energy absorber designs. The coach model with a manikin was simulated on the computer program LS-DYNA according to ECE-R29. The regulation was truly referred to consider a safety on truck cabin, but some research arrange for the safety of bus/coach in the case of frontal collision testing. The both absorbers could absorb kinetic energy and protect a manikin.

The regulation no.29 of United Nations Economic Commission for Europe (ECE-R29) applies to vehicle with separate driver's cab so as truck and lorry. Therefore, it is not directly applied to bus. But the vehicle which does not differ in the dimension, shapes and material of the component of the vehicle cab or the cab is attached to the chassis frame is able to be considered as the truck cabin [6]. The safety criteria of frontal impact test with 29.4 and 55 kJ impact energy, gross vehicle mass not

exceeding and exceeding 7.5 tons respectively, are applied to the 50th percentile male survival space. Dimension of the pendulum test was shown in Fig. 1.

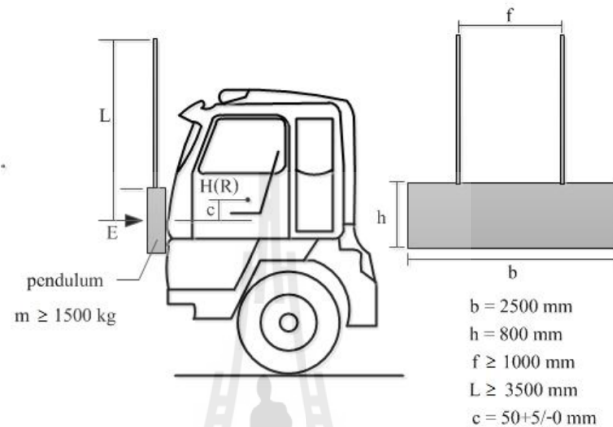


Fig. 1 Front impact test based on ECE Regulation No.29

In the frontal impact analysis of bus structure, deformation behavior was often solved in terms of shell elements similar an axial folding of thin walled tube. Thin walled structures under axial low velocity impact load with various shapes and materials were studied pervasively in mechanical field which explain an elementary behavior of bus structure. The analysis of thin walled cylinders with diverse D/t and L/D ratio and impact energy was operated by Tai et al. [7]. Average load and energy absorption properties signified solidity of structure. This is the way to designs an energy absorber for which anchored in front of the bus auxiliary kinetic energy absorb.

Therefore, in this paper, the front high-decker bus body and chassis is analyzed using finite element method. The comparison between original and supplementary impact attenuator model were established procedure in the same condition. Presumably, this model will be created with safety according to ECE-R29.

Materials and Methods

In this study, the domain of 3D FE model consist of the frontal bus component (e.g., the body and chassis), also the simple model of an impacted pendulum was carried out using ANSYS Workbench v13.0 commercial software. The 4-node quadrilateral shell as well as the rigidly element types were constructed for the vehicle structure and the 1,500 kg pendulum, respectively as shown in Fig. 2. From simplified assumption, the thin-walled bus structure connections were defined as the perfectly weld joint element. The materials for the body structure including chassis components were steel STKR-400 and stainless steel RST-4003, respectively. As shown in Fig 3, the stress-strain curve which accordingly ASTM E8 standard testing [8] were obtained and assigned to ANSYS/Explicit.

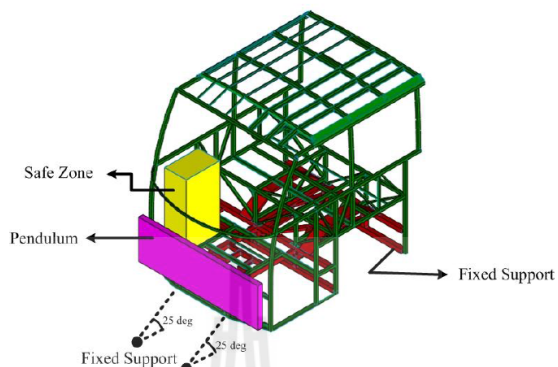


Fig. 2 The chassis and frontal body component of high-decker bus structure

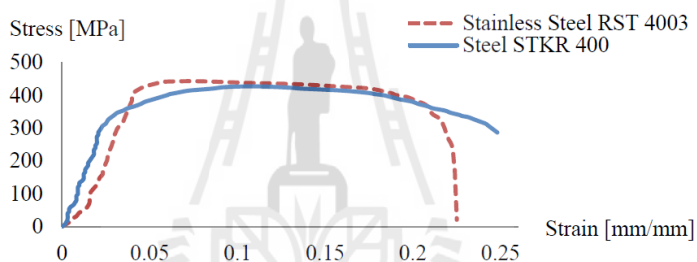


Fig. 3 Stress-strain curve of stainless steel RST 4003 and steel STKR 400

Regarding the boundary condition, the relative displacements were performed by the remote displacement represented as the determination adapted to frontal component like two anchoring chains downward angle 25° to the horizontal plane and backside fixed at base. The magnitude of initial velocity which defined on rectangular rigid plate in the plane of impacted pendulum was created as 8.56 m/s. In order to the comparison, the conventional and the modified bus structural models by impact attenuator, which consist of four thin-walled cylinders with following the diameter per thickness as 51.6 [6] were analyzed as shown in Fig 4.

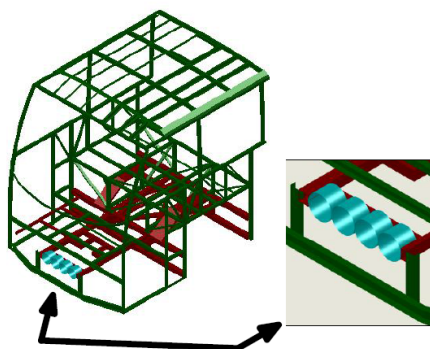


Fig. 4 The simple impact attenuator model

The pendulum attached to the frontal chassis and the body was assigned with allowed as slightly relative displacement to another part surface contact. The total time step was defined as 0.05 second for the explicit dynamic simulation. The total of number element was in range as 71,337-71,817 elements.

In the study, the results were focused on two points of views. First issue is the damage of the front cabin which was the driver zone of the bus structure. Therefore, the total deformation of structure was considered by monitor on the driver's survival zone as defined in Table 1. Secondary, the energy absorption of the front bus structure during the crashing by the impacted pendulum was evaluated. The absorbed energy of the conventional bus structure without the impact attenuator was then compared to the modified structure using the impact attenuator.

Table 1 The dimension of simplify safe zone defined by 50th percentile male

Box's Side	Description	Dimension [mm]
Width	Shoulder breadth	453
Length	Distance from seat back to knee	701
	Calf depth	
Height	Knee pivot height from ground	1,324
	Distance from top of head to "H" point	

Results and discussion

As shown in Fig. 5, the kinetic energy on bus structure during the impact were carried out and then compared between -with and -without the impact attenuator. The results revealed that the value of kinetic energy in the bus structure with impact attenuator displayed lower than the without impact attenuator, especially after 0.02 second. It can be notice that the kinetic energy was transferred from the pendulum into the frontal structure. For the crashing physical behavior, the bus will be collapsed and backward with reduced velocity due to the effect of friction. According to the ECE R29, however, the bus structure was constrained as the limited moveable. Also the simulation was not considering the loss of energy that caused the invariable fluctuation of kinetic energy. In addition, the results of average energy after 0.02 sec signified the ability of impact absorption. The average energy can be represented about 18,000 J and 21,000 J for the case of -with and -without the impact attenuator, respectively. Again, it can be draw that the bus structure with impact attenuator could absorb energy than the conventional model.

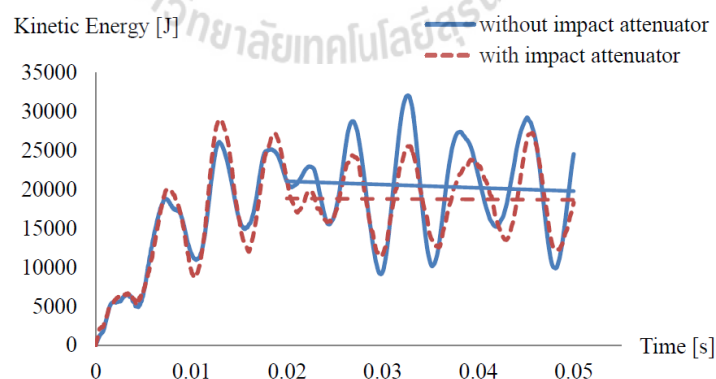


Fig. 5 The absorbed energy on the bus structure

The total deformation of frontal bus structure including the safe zone configuration was displayed as shown in Fig. 6. The results exhibited that magnitude of deformation of the conventional model and improved impact attenuator display as 47.22 mm and 11.42 mm, respectively. The maximum value of deformation occurred on the region closed to the underfoot structure of driver. In addition, the deformation of conventional model was more likely encroach to the safe zone higher than the improved model.

Regarding the plastic strain distribution, this value represented the absorbed strain energy ability or load shearing in each component. As shown in Fig. 7, the highest magnitude plastic strain occurred on the front bumper component. It can be noticed that the critical component which is higher loaded sharing during the impact phenomena can be observed. In addition, the distributed stress wave was only transferred on the chassis component including the impact attenuator (Fig 8). However, the appreciated design of impact attenuator can be applied for the better load shearing including the strain energy abortion as well as the spread of stress wave during impact phenomena.

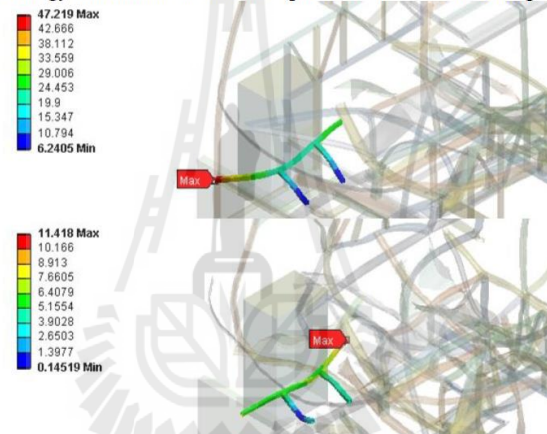


Fig. 6 The result of maximum total deformation [mm] of with- and without- impact attenuator

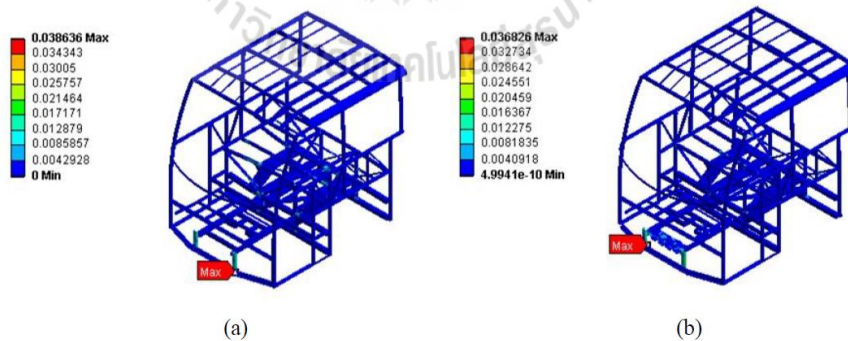


Fig. 7 Plastic strain distribution on the frontal bus structure: (a) without impact attenuator, and (b) with impact attenuator

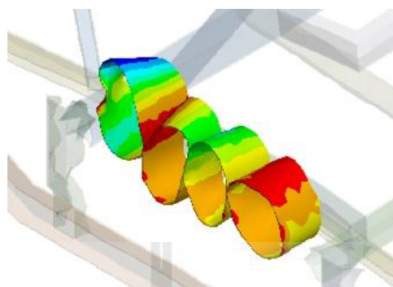


Fig. 8 Impact attenuator distortion

Conclusions

The prediction of a frontal impact behavior on the high-decker structure based on ECE-R29 by the mean of finite element analysis was presented. The results showed that the impact attenuator anchoring was applied to decrease the kinetic energy transferred onto the bus structure. The reduction of plastic strain including the total deformation on the frontal structure was ensured the reasoning. The total deformation of conventional model was more likely encroach to the safe zone higher than the improved model. In the study, the simple cylinder impact attenuator was proposed for the improvement of load sharing. However, the appropriated impact attenuator design should be considering in further study.

References

- [1] Information on <http://www.dlt.go.th>
- [2] Information on <http://www.royalthaipolice.org>
- [3] H. Raich: *Safety Analysis of the New Actros Megaspac Cabin According to ECE-R29/02* (4th European LS-DYNA User Conference, Germany 2003).
- [4] A. Deb, M.S. Mahendrakumar, C. Chavan, J. Karve, D. Blankenburg and S. Storen: *International Journal of Impact Engineering* Vol. 30 (2004), p. 1055-1079
- [5] M.E. Cerit, M.A. Guler, B. Bayram and U. Yolum: *Improvement of the energy absorption capacity of an intercity coach for frontal crash accident* (11th International LS-DYNA User Conference, USA 2010).
- [7] Information on <http://www.unece.org>
- [6] Y.S. Tai, M.Y. Huang and H.T. Hu: *Theoretical and Applied Fracture Mechanics* Vol. 53 (2010), p. 1–8
- [8] Information on <http://www.astm.org>

Strength Analysis of Chassis Structure for Double Deck Bus

Perawat Boonpuek^{1,a}, Supakit Rooppakhun^{2,b}, Somsak Siwadamrongpong^{3,c},
 and Sarawut Bua-Ngam^{4,d}

¹ School of Manufacturing Engineering, Suranaree University of Technology,
 111 University Avenue, Muang District, Nakhon Ratchasima 30000, Thailand

² School of Mechanical Engineering, Suranaree University of Technology, Thailand
 111 University Avenue, Muang District, Nakhon Ratchasima 30000, Thailand

^a perawat@sut.ac.th, ^b supakit@sut.ac.th, ^c somsaksi@sut.ac.th, ^d sw.buangam@hotmail.com

Keywords: Design of Chassis Frame, Strength Analysis of Automotive Chassis

Abstract. Chassis strength and durability of local buses has been successively developed as many large automobiles due to reason for safe passenger transportation. This paper describes design method and strength analysis of chassis structure for double deck bus. C-beam and L-beam are created and assembled as for chassis frame structure by using CAD software. Finite element simulation is employed to evaluate total deformation and strength of designed bus chassis structure according to reliable safety factor from engineering design principle. Loading condition for simulation includes fully applied bending forces that are defined as heavy weight exerted on member joints. Finite element simulation result reveals that the fracture stress is not over than yield stress of the material. Safety factor is 2.16, which is the acceptable value under defined safety standard from department of land transport.

Introduction

Local bus manufacture rate in Thailand has been highly increased since 1975. Several manufactures have produced themselves chassis frames and body structures without importation from overseas. Chassis frames of the double deck bus are classified by three types, i.e., monocoque chassis, dependent chassis and independent chassis. There are large labors that have technical skill on chassis structure design and part assembly. Consequently, the economical competition on local bus manufacturing occurs intensively. In addition to the double deck bus is popular automobile for passenger transportation in many regions of Thailand. However, chassis structural strength and quality of various double deck buses are not officially certified. So, the department of land transportation standardized strength of bus structure and land transport with on-road vehicle. Maximum mass of double deck bus must be lower than 23,500 kg. The chassis frame is one of controlled part under abovementioned standard and also must support that maximum loading. Some researchers have designed the chassis frame of the bus by using engineering design [1]. Unfortunately, those research results are strength analysis of specific C-beam and L-beam only that the bending forces (passenger weight) exert only on a few members joint. To design new chassis frame structure of the double deck bus, this study aims at designing the chassis structure using C-beam and L-beam (Fig.1) with finite element simulation method. Then, safety factor obtained from strength analysis of chassis material is determined by referring the defined standard of Department of Land Transportation [2].

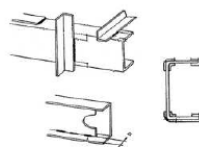


Fig. 1 Chassis: C-beam and L-beam

Maximum Shear Stress Theory

Failure theory for tough material describes planar slip in material grain structure during yielding. Shear stress causes slip of grain dislocation. Yield point of tough material depends on shear stress only. When shear stress highly reaches critical shear stress, material yields along shear force direction that can be expressed as

$$\tau_{\max} < \tau_{cr} = \sigma_y / 2 . \quad (1)$$

Where, $\tau_{\max}$, τ_{cr} and σ_y are maximum shear stress in material, critical shear stress in material and tensional stress obtained from tensile test. For isotopic material, tensional stress in all directions is equal. From Mohr's circle, maximum shear stress in material is equal to circular radius. Circular radius can be calculated by Eq. 2.

$$\left| \frac{1}{2} \times (\sigma_1 - \sigma_2) \right| . \quad (2)$$

Where σ_1 , σ_2 are principle normal stress (tensional stress and compressive stress). Therefore, the material that supports the combined stress in three directions is in safe zone as the exact equation in Eq. 3.

$$\left| \frac{1}{2} \times (\sigma_1 - \sigma_2) \right| < \frac{\sigma_y}{2} \quad \text{and} \quad |\sigma_1|, |\sigma_2| < \sigma_y . \quad (3)$$

The form of Eq. 3 can be reduced as Eq. 4.

$$-1 < \frac{\sigma_1}{\sigma_y} - \frac{\sigma_2}{\sigma_y} < 1 \quad \text{and} \quad -\sigma_y < \sigma_1, \sigma_2 < \sigma_y . \quad (4)$$

Research Methodology

Chassis Structure Design. Constructive strength of chassis materials and bus manufacturing are reviewed. Bus chassis CB 390 series is used. By comparing new structure of the bus with the others, the monocoque chassis is created as self-design structure (Fig. 2). Two chassis models are similar in main line structure. But, the side platform removal of the old model is performed and created to be the new model. C-beam and L-beam models are created in CAD software. Then, those beam models are imported into FEA software. Finite element simulation with ANSYS WORKBENCH 13.0 is used to solve for static structural deformation problem. Stainless steel RST 4003, material model is applied to the frontal and the back members. Steel STKR 400 material model is applied to the middle members of the chassis. Finally, the safety factor in mechanical engineering design is determined by finite element simulation.

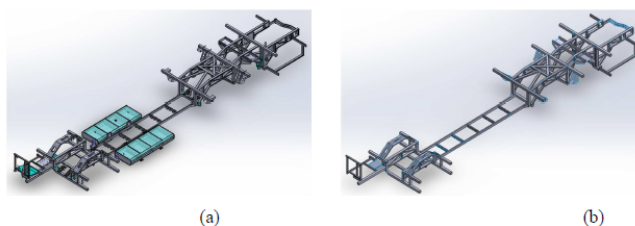


Fig. 2 Chassis structure design: (a) old chassis, (b) new self-design chassis

Passenger Seat Emplacement. The designed deck of double bus is separated into two levels, i.e. upper deck and lower deck. Four seats per a row are emplaced. Each of seats in the row is equally divided by two sides (i.e. left handside and right handside) as shown in Fig. 3.

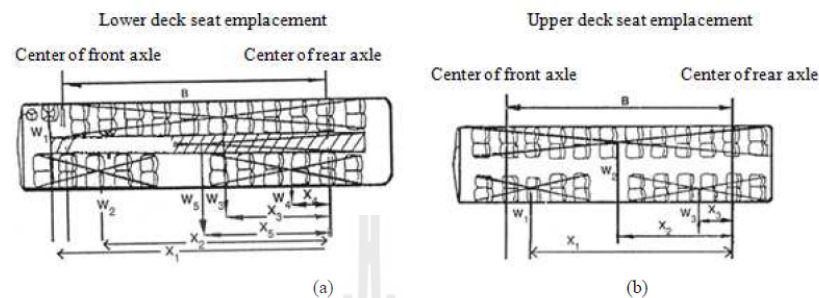


Fig. 3 Passenger seat emplacement: (a) lower deck seats, (b) upper deck seats

Chassis frame supports mass of the bus (i.e. mass of structure and body, mass of passenger and mass of things) that maximum mass of the bus for lower deck and upper deck are listed in Table.1 and Table 2, respectively. Maximum net mass that transfer to the rear wheel and the front wheel axles can be approximately calculated. The following mathematic solutions are maximum mass determinations of the bus for lower deck and upper deck. For lower deck,

Maximum net mass to the front wheel axle (A):

$$[(W_1X_1) + (W_2X_2) + (W_3X_3) + (W_4X_4) + (W_5X_5)] / B = 1,991.622 \text{ kg}$$

Maximum net mass to the rear wheel axle (B):

$$[(W_2(B-X_2) + (W_3(B-X_3) + (W_4(B-X_4) + (W_5(B-X_5) + (W_1(X_1-B)) / B = 2,668.378 \text{ kg}$$

For upper deck, maximum net mass to the front wheel axle (C):

$$[(W_1X_1) + (W_2X_2) + (W_3X_3)] / B = 2,289.528 \text{ kg}$$

Maximum net mass to the rear wheel axle (D):

$$[(W_1(B-X_1) + (W_2(B-X_2) + (W_3(B-X_3)) / B = 280.0821 \text{ kg}$$

Masses of passengers and seats are 7,229.61 kg. Mass of things and component parts (such as oil tank 512 liter, toilet, engine and gear box, piping system, beams and bars, air condition system) on the bus are 14,986.62 kg. Therefore, total loading to chassis structure of the double deck bus is equal to 22,216.23 kg or 217,941.2163 N.

Table.1 Maximum mass of the bus for lower deck

Mass of lower deck in each area	Distance (X)
$W_1 = 100 \text{ kg}$	$X_1 = 1024 \text{ mm}$
$W_2 = 800 \text{ kg}$	$X_2 = 824 \text{ mm}$
$W_3 = 2200 \text{ kg}$	$X_3 = 364 \text{ mm}$
$W_4 = 1200 \text{ kg}$	$X_4 = 154 \text{ mm}$
$W_5 = 360 \text{ kg}$	$X_5 = 475 \text{ mm}$

Table. 2 Maximum mass of the bus for upper deck

Mass of upper deck in each area	Distance (X)
$W_1 = 1000 \text{ kg}$	$X_1 = 850 \text{ mm}$
$W_2 = 2400 \text{ kg}$	$X_2 = 500 \text{ mm}$
$W_3 = 1200 \text{ kg}$	$X_3 = 150 \text{ mm}$

Chassis Frame Constraint for FEA Simulation. Chassis frame model of double deck bus CB 390 type is used to conduct the simulation for strength analysis. Element type is quadrilateral with 4 nodes. The created elements are 139951 elements with 144104 nodes. For constraint point on chassis frames, 2 points of air bellow front axle, 6 points of air bellow rear axle are performed as shown in Fig. 4.



Fig. 4 Constraint point on chassis frames

For loading support position, applied loading, maximum net weight of 217,941.2163 N acts at the center of mass as shown in Fig.5. Distributed loading to other points (44 points) shown in Fig. 6 is defined.

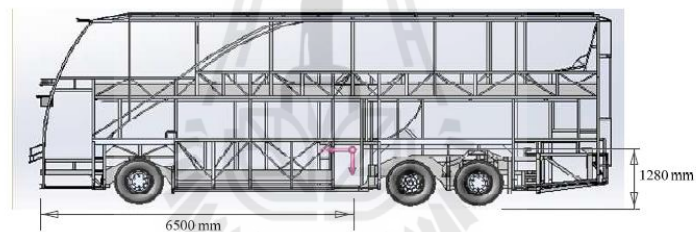


Fig.5 Applied loading to the center of mass

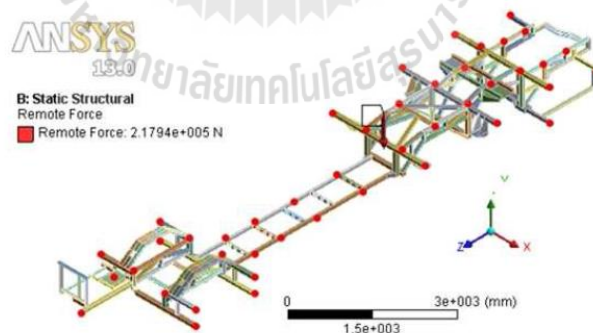


Fig. 6 Distributed loading to points (44 points)

Finite Element Simulation Results

Total Deformation. As FEA result, maximum deflection occurs in the middle of chassis structure. Maximum deflection magnitude (Fig. 7) is equal to 0.62497 mm that can be acceptable.

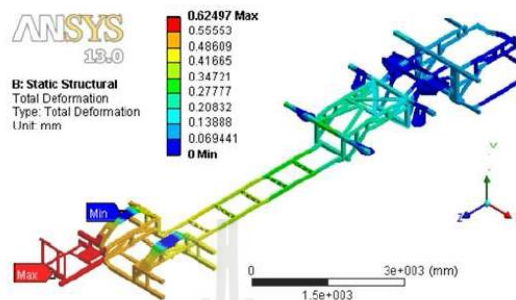


Fig.7 Maximum deflection magnitude

Maximum Elastic Strain. Maximum strain occurs in support areas around front multi-leaf spring joint. Maximum elastic strain magnitude (Fig. 8) is equal to 68.087×10^{-5} mm.

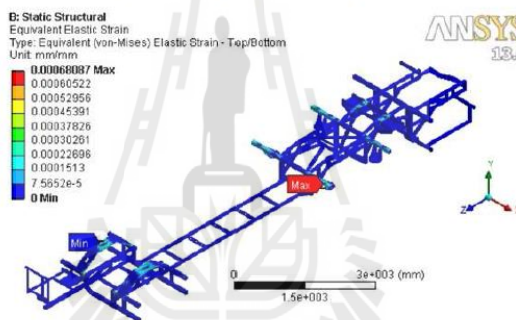


Fig. 8 Maximum elastic strain magnitude

Maximum Stress. In this case, von-Mises stress is referred to stress analysis. Maximum stress occurs in support areas around front multi-leaf spring joint. Maximum stress magnitude (Fig.9) is equal to 137.26 MPa.

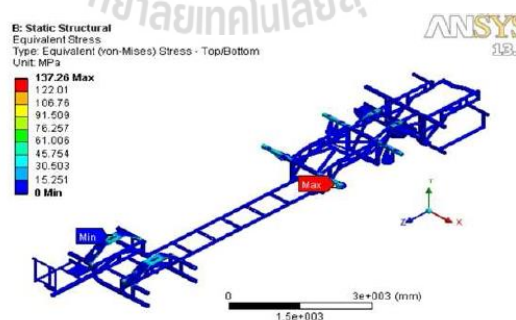


Fig. 9 Maximum stress magnitude

Safety Factor Determination. Maximum shear stress theory is used to determine the safety factor for chassis strength design. As result, the determined safety factor is equal to 2.1637, which is minimum value from the FEA simulation result as shown in Fig. 10.

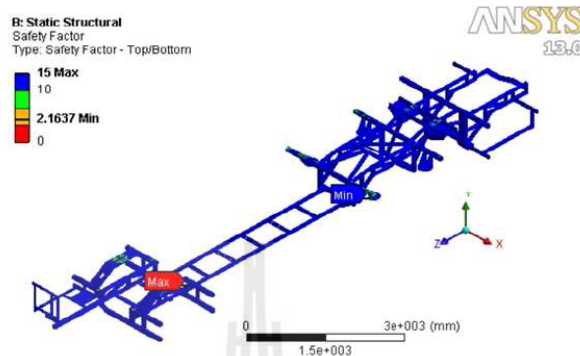


Fig. 10 Safety factor

Conclusion

Chassis structure model, CB 390 type for double deck bus is created and analyzed for explicit strength. Net mass of bus body is 22,216.23 kg. From the result, it can be seen that total loading transfers equivalently toward the front axles of bus chassis structure. Maximum deflection, maximum elastic strain and maximum stress are 0.62497 mm, 68.087×10^{-5} mm and 137.26 MPa., respectively. Safety factor is equal to 2.1637. The designed chassis can withstand the action force and loading without static structural failure. Moreover, determined safety factor is accepted according to standard of department of land transport. Additionally, In order to test chassis strength and compare these preliminary FEA simulations and results, experimental work is further needed.

References

- [1] E. Mayrhofer, H. Steffan, and H. Hoschopf: Enhanced Coach and Bus Occupant Safety (19th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles, United States 2005)
- [2] Information on <http://www.dlt.go.th>
- [3] S. Jongprasithporn, S. Choodoung: Design and Development the Production Standard for Double Deck-bus (Standard No.4) (King Mongkut's Institute of Technology North Bangkok 2007)
- [4] C. Lapo, R. Klomkaew, and K. Chamniprasart: Design and Analysis of Double Decker Bus Chassis (5th SEATUC Symposium, Vietnam 2011)
- [5] S. Siwadamrongpong and U. Ongarjwutichai: International Journal of Mechanics Vol. 4 No.4 (2010), p. 87-93

Materials and Manufacturing Research

10.4028/www.scientific.net/AMR.658

Strength Analysis of Chassis Structure for Double Deck Bus

10.4028/www.scientific.net/AMR.658.408



ICEAS-1933
A Study of Plastic Collapsed Behavior of Aluminum Cylindrical Thin-Walled Tubes under Axial Impacted Loading

Supakit Rooppakhun

School of Mechanical Engineering, Institute of Engineering,
 Suranaree University of Technology,
 111 University Avenue, Muang District, Nakhon Ratchasima 30000, Thailand
 supakit@sut.ac.th

Sarawut Bua-Ngam

School of Mechanical Engineering, Institute of Engineering,
 Suranaree University of Technology,
 111 University Avenue, Muang District, Nakhon Ratchasima 30000, Thailand
 sw.buangam@hotmail.co.th

The corresponding author: Supakit Rooppakhun

Abstract

In the study, the plastic collapsed behavior of cylindrical thin-walled tubes under axial impacted loading was evaluated by the meaning of Finite Element (FE) analysis and experimental method. The influence of geometric dimension consisted of the diameter per thickness ratio (D/t) in range 20 to 140, and the height per diameter (H/D) > 1.25 were considered. For the impacted condition, the 160 J of kinetic impact was performed by using the drop test apparatus. Energy absorbing characteristics including force-deformation curve and the collapsed shapes were the main interested parameters. Then the result of FE simulation was verified to the experimental method. According to the results, the collapsed behavior of thin-walled structures revealed the mixed mode in the case of small diameter tube. However, the non-symmetric mode will be occurred when the magnitude of diameter per thickness proportion had increased. In addition, the simulation results also displayed that the maximum force increased in the first collapsing as well as the increasing of D/t ratio. For the FE verification, the force-deformation curves including the shape of collapse behavior revealed agree with the experimental method significantly.

Keyword: Axial Impact, Thin-Walled Structure, Energy Absorption, Drop Test

1. Introduction

Nowadays, thin-walled structure have been widely used as energy absorbing devices for engineering application such as, trains, passenger cars, ships, aircraft, as well as other industrial products. The most common shapes are circular, square and rectangular [1]. The circular tube proves to be a popular energy absorber due to a reasonably constant operating force which is the primary characteristics of the energy absorber [2]. While, the square or rectangular tubes are widely used in automobile structures as these cross sections are suitable for welding with other components in the structure and hence highly preferred [3].

Generally, the most approaches to determine the energy absorption of structural members, for example by using finite element analysis, experiments and theoretical analysis [4]. There are many researchers have been investigating the collapse mechanism and energy absorption capacity of many structures, majority focusing on thin-walled structures such as shell, tubes, stiffeners and stiffened sandwich panels. The study of deformation in the thin-walled tubes

accounts for various parameters such as geometrical shape, mode of collapse, strain hardening and strain rate effect through analytical, numerical and experimental methods were reported. Gu G. et al [5] have been finite element studied the feasibility of crack on high strength steel, aluminum and magnesium by the square, hexagonal and circle cross-section under axial initial velocity impact condition. It was found that the square tube will be possible crack on edge because there is intensive stress concentration. Main parameters that influence the distribution of stress are edge rounded thickness of wall and cross-section shape. By the different initial velocity is not significant effect. DiPaolo P.B. et al [6] carried out the quasi-static impact test on thin-walled structure. The square cross-section low carbon steel and stainless steel were tested on universal testing machine. The results shown that the similar energy absorption and deformation shape is appeared on the same material. Then the procedure of energy absorption is able to repeat. Lee L.S. et al [7] performed the low velocity impact into soft drink can using finite element program called LS-DYNA compare with experiment. The collapse shape and deform rate of both procedure are accord significant. Thinwongpituk C. et al [8] studied the collapse behavior on thin walled structure which main parameter as specimen sizing, buckling force, deformation shape, and force-deformation curve.

The present work is to study the plastic collapsed behavior of aluminum tubes subjected to axial dynamic loading using finite element and experiment methods. The effect of geometric ratio (such as D/t and H/D ratio) in the energy absorption characteristics as well as fold formation is investigated. For the dynamic impact test, the initial kinetic energy was controlled carried out by the instrumented Drop Mass setup. The plastic collapsing behavior was then monitored using the optical 3D dynamic analysis (PONTOS system). In addition, the force-deformation curves including the shape of collapse behavior were verified to the numerical simulation.

2. Materials and Methods

2.1 Numerical simulation

In the study, the circular thin-walled tube made up of aluminum with constant 0.5-mm thickness was used. The FE models were conducted with 9 specimens. The nominal diameter-to-thickness (D/t) ratios range from 20 to 140. The height-to-diameter (H/D) ratios range from 1.25 to 6 (as shown in Table 1).

Table 1 Dimension of impact simulation specimens

Thickness[mm]	Diameter[mm]	Height[mm]	D/t	H/D
0.5	10	60	20	6
0.5	12	70	24	5.83
0.5	16	80	32	5
0.5	19	90	38	4.74
0.5	25	100	50	4
0.5	30	40	60	1.34
0.5	40	50	80	1.25
0.5	60	110	120	1.83
0.5	70	110	140	1.57

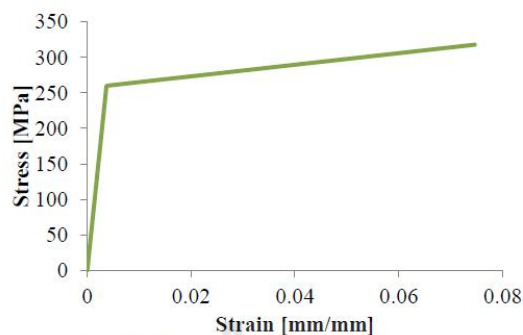


Fig 1 The bi-linear material model of the specimens

To determine the mechanical properties, tensile test specimens were cut from the tubes according to the ASTM E8 standard [9]. The test specimens were taken from the sidewalls which are parallel to the extrusion direction. Specimens were subjected to axial compression in the universal testing machine 100 kN capacity with the constant speed of 0.015 mm/s and gage length 50.0 ± 0.1 mm. The bi-linear material model consisted elastic and tangential moduli of the specimens are found out from the stress-strain curve as shown in Figure 1.

The schematic diagram of the computational model is shown in Fig 2(a). The considered domain consisted of the rigid mass, specimen (tube), and supported rigid wall. The specimen are modeled with four-node shell element and controlled with element size of 0.5 mm. The nonlinear explicit FE code LS-DYNA 971 is used to simulate the crash behavior of the tubes subjected to the impact loading. For the boundary condition, the initial velocity of 3.25 m/s was applied to the impact mass, and the supported rigid wall was defined as fixed-end. According to the contact phenomena, the interaction between surface and body was defined as frictionless. In the study, the result of the force-deformation curve in each time step were monitored including the energy absorption characteristics as well as fold formation were investigated.

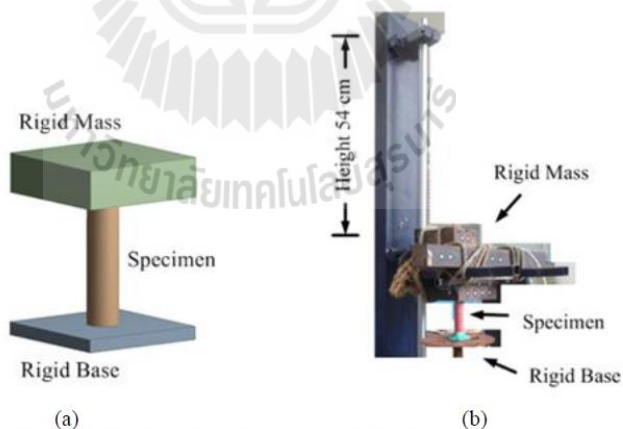


Fig 2 (a) The domain of FE model and (b) Drop test apparatus

2.2 Dynamic test

Impact experiments are conducted by Instrumented Drop Mass setup which is shown in Fig 2(b). The input energy value of 160 J was set up by controlled the impact mass of 30 kg and drop height of 54 cm. The 500g capacity of accelerometer is fixed on the drop mass and the signal is acquitted with the time step of 0.0005 second through National Instruments (NI) data acquisition system. The data is captured by National Instruments, Data Acquisition System and the data is analyzed through Labview software. The velocity of the drop mass is then calculated using the time taken by the mass to cross the known distance. The load time history and displacement time history are cross plotted to get the load displacement curve.

3. Results and discussion

3.1 Deformation shape

Figure 3 shows the FE results of the collapse behavior of specimens in each time step. The folding process starts with ring mode on the top of specimen and then shifted to mixed-mode. Normally, the circular tubes can be occurred on three types of crushing modes in dynamic tests. The axi-symmetric, diamond and mixed mode are found in specimens. Depending on the H/D ratio the crushing modes are changing. The circular tubes varied ratio of H/D value higher than 4, the folding behavior revealed the mixed-mode. The ratio of H/D value smaller than 4, however, the diamond mode can be occurred in dynamic impact. Figure 4 is shown the results of deformation shape of specimen from the drop test. The comparisons between simulations against with 5 pieces experimental specimens, collapse shape of both are likewise similar.

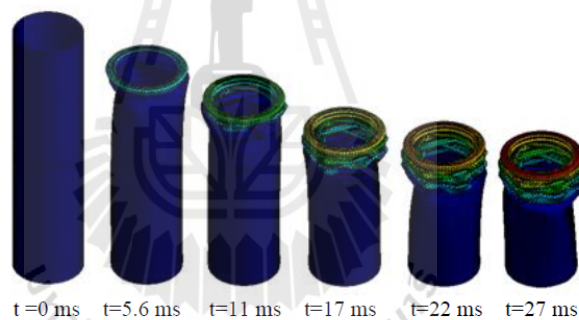


Fig 3 The FE results of collapsed specimen in each time step ($D/t = 50$, $H/D = 4$)



Fig 4 The deformation shape of thin-walled tubes specimen from the experiment

According to the effect of the D/t ratio, the result reveal that the ratio of D/t less than 80, specimen is deflated until it stops at the end of base. This due to the limitation of geometry of the specimens that cannot absorb the kinetic energy transferred to the supported base. In the

other hand, in case of high D/t ratio (greater than 80) the specimen can absorb the kinetic energy of the collision impact.

3.2 Force-deformation curve

The force-displacement curves for each different H/D and D/t ratio are given in Fig 5. According to the results of FE analysis, the tenor of first peak reaction force is a maximum force of all process which working form kinetic energy to collapse the first loop. Then reaction force is fluctuating with constant mean. The number of collapse loops can count by the fluctuate loops in the force-deformation curve.

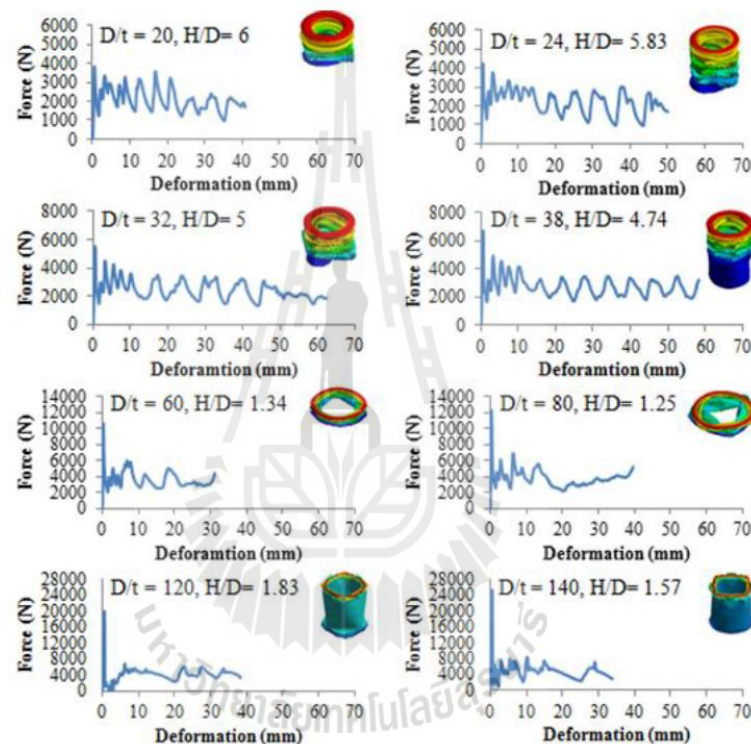


Fig 5 The FE result of force-deformation curve including the collapse mode with the various H/D and D/t ratios

From Fig 6 the comparing case between simulation and experiment it was found that the fluctuated tend is similar. Although the experimental result is not an exact format, however, it is tended to the same meaning. The maximum force, total deformation, and energy absorption which calculate by the mean of the work-energy theorem was shown in table 2. Consider to error between simulation specimen 5 and experiment in three parameters, the results are 34.42%, 0.80%, and 25.96%.

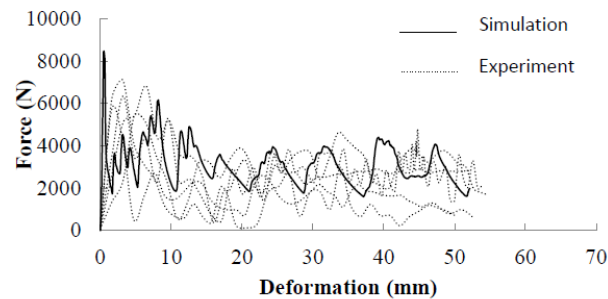


Fig 6 The comparison of force-deformation characteristics between the numerical simulation and experiment ($D/t = 50$, $H/D = 4$)

Table 2 The result of Max. force, deformation and energy absorption (A) numerical simulation, (B) experimental

	D/t	H/D	Max Force[N]	Max deformation[mm]	Energy absorption[J]
(A)	20	6	3828.07	40.78	84.98
	24	5.83	4238.05	50.02	110.23
	32	5	5517.75	62.33	152.00
	38	4.74	6667.00	58.31	160.01
	50	4	8448.67	52.14	161.63
	60	1.34	10616.90	31.17	111.61
	80	1.25	12164.60	39.63	149.32
	120	1.83	19926.50	38.24	161.57
	140	1.57	24887.40	33.94	162.00
(B)	50	4	6285.30±709.42	52.56±1.72	128.32±30.31

Thin-walled folding is energy absorption process which changing kinetic energy before impact to plastic flow bending works. This process is caused small triangle distribute around the structure orderly. Then residue impact energy is transferred in form stress wave energy along with impact direction referred work-energy theorem.

4. Conclusions

In this study, the plastic collapse behavior of thin-walled structure under axial impact loading was presented. A numerical investigation of the axial crush responses of aluminum circular thin-walled of various cross sectional ratio was performed. The result was found that depending on the H/D ratio the crushing modes are changing. For the ratio of H/D is higher than 4, folding revealed mixed mode behavior as the ratio of H/D smaller than 4 is diamond mode. In addition, the diameter per thickness (D/t) is an important factor affecting the adsorption energy. For the verification, the FE simulation and experimental results are accorded together.

5. Acknowledgement

This work is supported by the scholarship of Suranaree University of Technology, Thailand. The financial supports are gratefully acknowledged.

6. References

- [1] Tarlochan F, Samer F, Hamouda A M S, Ramesh S, Khalid K. Design of thin wall structures for energy absorption applications: Enhancement of crashworthiness due to axial and oblique impact forces. *Thin-Walled Structure*, 2013, 71: 7-17.
- [2] Poonaya S, Teeboonma U, Thinwongpituk C. Plastic collapse analysis of thin-walled circular tubes subjected to bending. *Thin-Walled Structure*, 2009, 47: 637-645.
- [3] Velmurugan R, Muralikannan R. Energy absorption characteristics of annealed steel tubes of various cross sections in static and dynamic loading. *Latin American Journal of Solids and Structures*, 2009, 6: 385-412.
- [4] Xie S C, Zhou H, Zhao J J, Zhang Y C. Energy-absorption forecast of thin-walled structure by GA-BP hybrid algorithm. *Journal of Central South University*, 2013, 20: 1122-1128.
- [5] Gu G, Xia Y, Zhou Q. On the fracture possibility of thin-walled tubes under axial crushing. *Thin-Walled Structure*, 2012, 55: 85-95.
- [6] DiPaolo B P, Tom J G. A study on an axial crush configuration response of thin-wall, steel box components: The quasi-static experiments. *International Journal of Solid and Structures*, 2006, 43(25-26): 7752-7775.
- [7] Lee L S, Ali A, Sanuddin A B, Afshar R. Simulation and experimental work on a thin-walled structure under crushing. *Journal of Failure Analysis and Prevention*, 2010, 10(2): 143-151.
- [8] Thinwongpituk C, El-Sobky H. The effect of end conditions on the buckling load characteristic of conical shells subjected to axial loading. In *Proceedings of the ABAQUS Users' Conference*, June 2003, pp. 3-5.
- [9] ASTM E8/E8M-11. Standard Test Methods for Tension Testing of Metallic Materials. *American Society for Testing and Materials*, West Conshohocken, Pennsylvania, 2012, DOI: 10.1520/E0008_E0008M-11, www.astm.org.



ประวัติผู้เขียน

นายศราวุธ บัวงาม เกิดเมื่อวันที่ 1 กรกฎาคม พ.ศ. 2532 ที่จังหวัดระยอง เริ่มการศึกษา
ระดับประถมศึกษาชั้นปีที่ 1-6 ที่โรงเรียนอัสสัมชัญระยอง อำเภอเมือง จังหวัดระยอง ระดับ
มัธยมศึกษาชั้นปีที่ 1-6 ที่โรงเรียนระยองวิทยาคม อำเภอเมือง จังหวัดระยอง สำเร็จการศึกษาระดับ
ปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต (วิศวกรรมเครื่องกล) จากมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี อำเภอ
เมือง จังหวัดนครราชสีมา เมื่อปี พ.ศ. 2554 จากนั้นเข้าศึกษาต่อในระดับปริญญาวิศวกรรมศาสตร
มหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ณ สถาบันการศึกษาเดิม โดยได้รับทุนการศึกษา
“ทุนการศึกษาสำหรับผู้มีศักยภาพเข้าศึกษาระดับบัณฑิตศึกษา”

ขณะที่ศึกษาต่อในระดับมหาบัณฑิตนั้น ได้มีประสบการณ์เป็นผู้สอนปฏิบัติการของ
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล และ วิศวกรรมการผลิต จำนวน 9 รายวิชาดังนี้

- (1) วิชาปฏิบัติการวิศวกรรมเครื่องกล 1, 3
- (2) วิชาปฏิบัติการวิศวกรรมการผลิต 1, 2, 3
- (3) วิชาปฏิบัติการวิศวกรรมยานยนต์ 4
- (4) วิชาปฏิบัติการวิศวกรรมอากาศยาน 2, 3
- (5) วิชาสถิติและวิธีเชิงตัวเลข

และมีผลงานวิชาการที่ได้รับการเผยแพร่ 3 บทความ มีรายละเอียดดังปรากฏในภาคผนวก ก.