



รายงานสหกิจศึกษาฉบับสมบูรณ์

การออกแบบชุดแขวนคาร์คาสเพื่อกำจัดปัญหาคาร์คาสย่น
Design of Carcass Hanger for elimination of carcass collapse

นายชิษณุพงศ์ เวียงสมุทร

ภาควิชา วิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ปีการศึกษา 2560



รายงานสหกิจศึกษาฉบับสมบูรณ์

การออกแบบชุดแขวนคาร์คาสเพื่อกำจัดปัญหาคาร์คาสย่น

Design of Carcass Hanger for elimination of carcass collapse

นายชิษณุพงศ์ เวียงสมุทร

ภาควิชา วิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ปีการศึกษา 2560

ชื่อ-โครงการสหกิจศึกษา การออกแบบชุดแขวนคาร์คาสเพื่อกำจัดปัญหาคาร์คาสขุ่น

ชื่อ-สกุล นักศึกษา นายชิษณุพงศ์ เวียงสมุทร

คณะ วิศวกรรมศาสตร์ **ภาควิชา** วิศวกรรมเครื่องกล

ชื่อ-สกุล อาจารย์นิเทศ ดร.มธุรส สุชาติวัฒน์

ชื่อ-สกุล ผู้นิเทศงาน นางสาวสิริดา จินดาวุฒินันท์

สถานประกอบการ บริษัท สยามมิชลิน จำกัด

บทคัดย่อ

โครงการนี้เป็นการนำเสนอการออกแบบชุดแขวนคาร์คาส (carcass hanger) และนำชุดแขวนคาร์คาสไปใช้งาน เนื่องด้วยตามปกติพนักงานฝ่ายผลิตจะทำการผลิตคาร์คาสออกมา แล้วทำการวางคาร์คาสลงที่สายพานลำเลียงคาร์คาส จากนั้นคาร์คาส ก็จะไหลไปตามสายพานลำเลียงคาร์คาส แล้วรอกจนกว่าพนักงานฝ่ายผลิตชั้นที่สองมาเอาคาร์คาสไปผลิตเป็นผลิตภัณฑ์ในขั้นต่อถัดไป ซึ่งในอนาคตอันใกล้นี้ทางบริษัทจะมีการผลิตยางรถรุ่นใหม่ที่แตกต่างจากยางรถรุ่นก่อนหน้านี้ โดยการที่มีชั้น NC เพียงแค่ชั้นเดียว การที่มีชั้น NC ชั้นเดียวนี้ทำให้ความแข็งแรงของคาร์คาสนั้นลดลงจึงทำให้ระหว่างที่คาร์คาส ถูกวางที่สายพานลำเลียงคาร์คาส และรอกพนักงานฝ่ายผลิตชั้นที่สอง มาเอาคาร์คาส ไปผลิตต่อหรือระหว่างที่รอกพนักงานฝ่ายผลิตชั้นที่สอง กลับมาจากช่วงพักเบรก จะทำให้คาร์คาสขุ่น ซึ่งเมื่อเกิดปัญหาคาร์คาสขุ่นนี้ส่งผลให้ไม่สามารถนำคาร์คาสไปผลิตต่อไปได้ส่งผลให้เกิดผลเสียด้านการผลิตยางรถรุ่นนี้ จึงทำให้ต้องแก้ไขปัญหานี้เพื่อไม่ให้ส่งผลกระทบต่อการผลิตยางรถรุ่นนี้ โดยการออกแบบอุปกรณ์ที่ใช้กำจัดปัญหาคาร์คาสขุ่น จึงทำให้เกิดความคิดที่จะออกแบบชุดแขวนคาร์คาส เพื่อแก้ปัญหานี้ โดย ชุดแขวนคาร์คาสจะเป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในการแขวนคาร์คาส ซึ่งสามารถกำจัดปัญหาคาร์คาสขุ่นได้

คำสำคัญ : คาร์คาส, สายพานลำเลียงคาร์คาส, ชุดแขวนคาร์คาส , คาร์คาสขุ่น

Cooperative Title: Design of carcass hanger for elimination of carcass collapse

Student intern name: Chitsanupong Wiangsamut

Faculty: Engineering **Department:** Mechanical Engineering

Advisor name: Dr. Maturose Suchatawat

Mentor name: Sirida Jindawutinan

Company: Michelin Siam Co., Ltd.

ABSTRACT

This project presents a carcass hanger design and using of a carcass hanger in the factory. In the current process, once the production staff has produced the carcass, it will be placed on the carcass conveyor. After that the carcass will move along the carcass conveyor and wait until the 2nd stage production staff take the carcass to the next production step. In the near future, the company will produce the new tires which are different from the current models. Because the new tire has only one NC layer, this reduces the strength of the carcass. It is found that when the carcass is placed on the carcass conveyor and wait for the 2nd stage production staff to take the carcass or while waiting for the 2nd stage production staff to come back from the break time, the carcass has collapsed. Consequently, the collapsed carcass could not be used. Therefore, this problem must be solved so that it does not affect the production of this tire. In order to eliminate the carcass collapse, a carcass hanger is designed. A carcass hanger is a device that is used for hanging of a carcass, which can eliminate the problem of carcass collapse.

Keywords : Carcass, Carcass Conveyor, Carcass Hanger , Carcass collapsed

กิตติกรรมประกาศ

โครงการนี้สำเร็จล่วงได้ด้วยดี เนื่องจากได้รับการสนับสนุนจากบุคลากรหลายฝ่าย ได้แก่ บริษัท สยามมิชลิน จำกัด (Michelin Siam Co., Ltd.) ซึ่งได้เข้าร่วมโครงการสหกิจศึกษากับทางสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง เพื่อเปิดโอกาสให้นักศึกษาชั้นปีที่ 4 ได้ร่วมทำโครงการกับสถานประกอบการ เรียนรู้ชีวิตการทำงานในสถานประกอบการจริง และบุคลากรในบริษัทที่คอยให้คำแนะนำและคำปรึกษาเป็นอย่างดี โดยเฉพาะคุณสิริดา จินดาวุฒินันท์และคุณพุทธิชัย บัวลา ซึ่งเป็นผู้ที่ควบคุมดูแลโครงการ รวมถึงบุคลากรท่านอื่น ๆ ภายในแผนกME/SESที่ไม่ได้กล่าวชื่อนามทุกท่าน จึงขอขอบพระคุณบุคลากรทุกท่านมา ณ ที่นี้ นอกจากนี้ต้องขอขอบพระคุณคณะอาจารย์ประจำภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลทุกท่านที่ได้ถ่ายทอดวิชาความรู้ ประสบการณ์ คอยให้คำปรึกษา คำแนะนำทั้งเรื่องการเรียน การเข้าสังคม และแนวคิดในการดำเนินชีวิต ตลอดการศึกษาในระดับปริญญาตรีที่สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง คณะวิศวกรรมศาสตร์ สาขา วิศวกรรมเครื่องกล ขอขอบคุณเพื่อน ๆ และพี่ ๆ คณะวิศวกรรมศาสตร์ที่คอยช่วยเหลือและให้คำแนะนำ สุดท้ายนี้ขอขอบพระคุณครอบครัวที่ให้การสนับสนุนและเป็นกำลังใจมาโดยตลอด

ชิษณุพงศ์ เวียงสมุทร

สารบัญ

หน้า

บทคัดย่อภาษาไทย.....	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	II
กิตติกรรมประกาศ.....	III
สารบัญ.....	IV
สารบัญตาราง.....	VII
สารบัญรูป.....	VIII
บทที่ 1 บทนำ	1
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญ	1
1.2 วัตถุประสงค์ของโครงการ	2
1.3 ขอบเขตของโครงการ.....	2
1.4 ขั้นตอนการศึกษาและแผนการทำงาน	3
1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	5
บทที่ 2 ทฤษฎีและหลักการที่เกี่ยวข้อง.....	6
2.1 ความเค้นที่เกิดขึ้นในโครงสร้าง	6
2.2 โหลดตามแนวแกนความเค้นตั้งฉาก	7
2.3 การตัด.....	8
2.3.1 แผนภาพแรงเฉือนและโมเมนต์ตัด	8
2.3.2 การเขียนแผนภาพแรงเฉือนและโมเมนต์ตัดโดยวิธีกราฟฟิก	11
2.3.3 การเปลี่ยนแปลงรูปร่างเนื่องจากการตัดของชิ้นส่วน โครงสร้าง	14
2.3.4 การเสีรูปในชิ้นงานสมมาตรในการตัด	17
2.3.5 ความเค้นและการเสีรูปในช่วง elastic.....	18

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
2.4 การโค้งเดาะของเสา.....	21
2.4.1 แรงวิกฤติ	21
2.4.2 การออกแบบเสาที่ถูกกระทำโดยแรงเชิงศูนย์	24
2.5 ความเสียหายเนื่องจากการล้า.....	27
2.5.1 ความรู้พื้นฐานเกี่ยวกับการล้าในวัสดุ	27
2.5.2 การวิเคราะห์และออกแบบชิ้นงานที่เกิดความเสียหายเนื่องจากการล้า	33
2.5.3 การคำนวณอายุการล้า.....	33
2.5.4 วิธีการหาอายุการล้าจากความเค้นใช้งาน	34
2.5.5 พิกัดความทนทานหรือพิกัดการล้า	39
2.5.6 ความต้านทานการล้า	41
2.6 การเชื่อม	42
2.6.1 การเชื่อมต่อชนและการเชื่อมพอก	42
2.6.2 ความเค้นในจุดเชื่อมเมื่อรับแรงบิด	46
2.6.3 ความเค้นในจุดเชื่อมเมื่อรับแรงดัด	51
บทที่ 3 วิธีการดำเนินงาน.....	53
3.1 ศึกษาตัวแปรที่ใช้ในการออกแบบ	53
3.1.1 ตัวแปรด้านการออกแบบ	54
3.1.2 ตัวแปรด้านพื้นที่.....	55
3.1.3 ตัวแปรด้านการยศาสตร์.....	56
3.2 ขั้นตอนการออกแบบ.....	57
3.3 การคำนวณการรับแรง	61
3.3.1 การเลือกขนาดล้อ	61
3.3.2 การคำนวณหาจุด CG	62
3.3.3 Solidworks Simulation.....	63
3.4 การเลือกวัสดุในการผลิต carcass hanger.....	66
3.5 การคำนวณอายุการใช้งาน	68

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
บทที่ 4 ผลการดำเนินงาน.....	70
บทที่ 5 สรุปผลการดำเนินงานและข้อเสนอแนะ	73
5.1 สรุปผลการดำเนินงาน	73
5.2 ปัญหาและอุปสรรค	73
5.3 ข้อเสนอแนะ.....	73

สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
1.1 แผนการดำเนินงาน	4
2.1 Mechanical Properties of Three Non – Steel Metals	37
2.2 คุณสมบัติการบิดของรอยเชื่อมพอก.....	50
2.3 คุณสมบัติการคัดของรอยเชื่อมพอก	52
3.1 เปรียบเทียบข้อดี-ข้อเสียแต่ละ โขงูชั้น	59
3.2 ล้อ C Wheel	61
3.3 ค่าที่จำเป็นต้องใช้ในการกำหนดหาจุด CG	62
3.4 ค่าคุณสมบัติต่างๆของวัสดุ	67

สารบัญรูปภาพ

รูปที่	หน้า
1.1 ลำดับเหตุการณ์การยื่นของคาร์คาส.....	2
2.1 ชี้นงานภายใต้โหดตามแนวแกน	6
2.2 ความเค้นบนพื้นที่เล็กๆ	7
2.3 คาน	8
2.4 การแบ่งช่วงคาน	9
2.5 ข้อตกลงเกี่ยวกับเครื่องหมายสัญลักษณ์ในคาน	11
2.6 คานถูกกระทำโดย Distributed Load	11
2.7 shear diagram และ moment diagram ของคานถูกกระทำโดย Distributed Load	13
2.8 การเปลี่ยนแปลงรูปร่างเนื่องจากการคดของชิ้นส่วน โครงสร้าง.....	14
2.9 การเปลี่ยนแปลงรูปร่างในระนาบของหน้าตัดของคาน.....	15
2.10 ส่วนของคานที่ตัดออกมาจากคานในรูปที่ 2.8a ที่ตำแหน่ง x	16
2.11 Normal strain distribution	17
2.12 การเสียรูปในชิ้นงานเนื่องจากการคด.....	18
2.13 ความเค้นคด.....	19
2.14 การโก่งเดาะของเสา	21
2.15 การเสียสมดุลของระบบกล	22
2.16 สภาวะของระบบกล	24
2.17 เสาที่ถูกกระทำโดยแรงเยื้องศูนย์.....	25
2.18 ความเสียหายเนื่องจากการล้า	27
2.19 ความเสียหายที่เกิดจากการล้าโดยแสดงพื้นผิวที่เสียหายในชิ้นงานรูปทรงต่างๆ	28
2.20 ความเสียหายของเพลลาภายใต้โมเมนต์บิด	29
2.21 ความเสียหายของเพลลาขั้วที่ทำจากเหล็กกล้า AISI 4320	30
2.22 พื้นผิวของความเสียหายเนื่องจากการล้าของสลักที่ทำจากเหล็กกล้า AISI 8640	30
2.23 พื้นผิวความเสียหายเนื่องจากการล้าของก้านต่อที่หล่อมาจากเหล็กกล้า AISI 8640.....	31
2.24 พื้นผิวความเสียหายเนื่องจากการล้าของก้านลูกสูบขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 200 mm	31

สารบัญรูปภาพ (ต่อ)

รูปที่	หน้า
2.25 พื้นที่ผิวความเสียหายเนื่องจากการล้าของกระทะล้อรถพ่วงที่ทำจากเหล็กกล้า ASTM A186	32
2.26 แขนยึด Landing Gear ที่ทำจากอะลูมิเนียมอัลลอยด์	32
2.27 เครื่องมือสำหรับทดสอบเพื่อหาอายุการล้าของชิ้นงาน	34
2.28 ชิ้นงานทดสอบมาตรฐานสำหรับเครื่องทดสอบของ Moore	35
2.29 S-N diagram ของเหล็กกล้า UNS G41300 โดย $S_{ut} = 116 \text{ kpsi}$	36
2.30 S-N diagram ของอะลูมิเนียมอัลลอยด์	37
2.31 โหลดแบบวัฏจักร	39
2.32 กราฟพิกัดความทนทาน แสดงอัตราส่วน $\frac{S'_e}{S_u} = 0.6, 0.5$ และ 0.4	40
2.33 รอยเชื่อมต่อชนรูปตัว V ด้านเดียว เมื่อรับแรงดึงและแรงเฉือน	43
2.34 รอยเชื่อมพอกของการเชื่อมแบบเกย	43
2.35 ผังวัสดุอิสระของรอยเชื่อมในรูปที่ 2.33	44
2.36 กราฟการกระจายของความเค้นบริเวณรอยเชื่อมพอก	45
2.37 การเชื่อมพอกขนาน	46
2.38 การเกิดโมเมนต์บิดในรอยเชื่อม	47
2.39 กลุ่มของรอยเชื่อม 2 กลุ่ม	48
2.40 พื้นที่หน้าตัดรอยเชื่อมคานสี่เหลี่ยมเข้ากับฐานรองรับ	51
3.1 คาร์คาสย่น	53
3.2 ชุดแขวนคาร์คาสที่ใช้อยู่ที่โรงงานพระประแดง	54
3.3 ส่วนของชุดแขวนคาร์คาสที่ใช้แขวน	55
3.4 พื้นที่ที่จะใช้แขวนคาร์คาส	56
3.5 เครื่องมือตรวจสอบด้านการยศาสตร์	57
3.6 แนวทางการออกแบบที่ 1	58
3.7 แนวทางการออกแบบที่ 2	58
3.8 แนวทางการออกแบบที่ 3	59
3.9 โปรแกรม solidworks	60
3.10 ชุดแขวนคาร์คาส	61
3.11 ด้านข้างของชุดแขวนคาร์คาส	62

สารบัญรูปภาพ (ต่อ)

รูปที่	หน้า
3.12 จุด CG ของชุดแขวนคาร์คาส	63
3.13 การกำหนดวัสดุในการคำนวณ	64
3.14 เงื่อนไขในการคำนวณ	64
3.15 ความเสียหายที่อาจเกิดขึ้นในชิ้นงาน	65
3.16 ความเค้นที่เกิดขึ้นบนชุดแขวนคาร์คาส	65
4.1 แบบของชุดแขวนคาร์คาส	70
4.2 ชุดแขวนคาร์คาส	71
4.3 ขั้นตอนการแขวนคาร์คาส	72
4.4 คาร์คาสหลังจากถูกแขวน	72

บทที่ 1

บทนำ

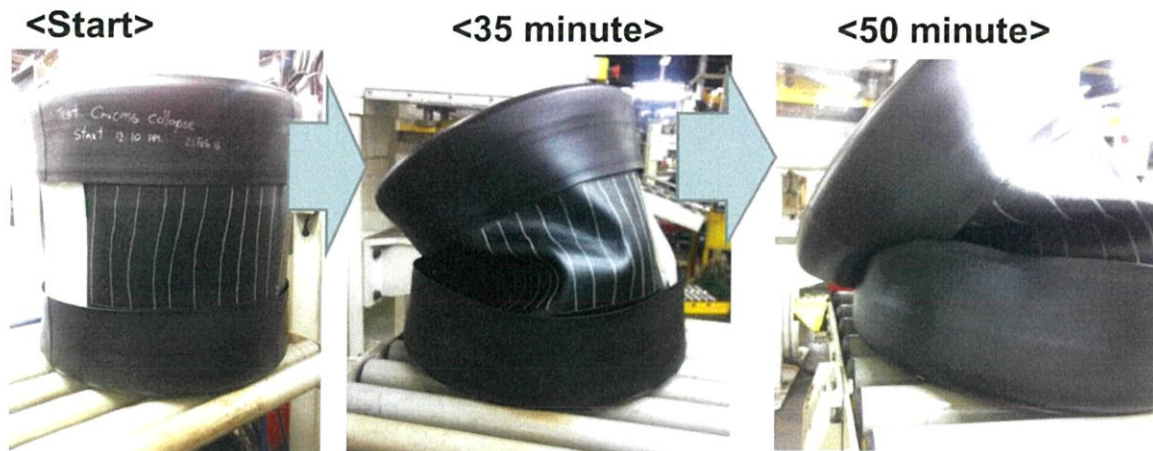
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญ

เนื่องจากบริษัท สยามมิชลิน จำกัด เป็นบริษัทที่ผลิตและจำหน่ายยางรถยนต์และยางของพาหนะอื่นๆ ซึ่งทางบริษัทพยายามคิดค้นและออกแบบยางรุ่นใหม่ๆ เพื่อตอบสนองความต้องการของลูกค้าอยู่ตลอดเวลา ซึ่งเมื่อไม่นานมานี้ทางบริษัทคิดค้นยางรุ่นใหม่และได้มีแผนที่จะผลิตยางรุ่นใหม่ซึ่งมีความแตกต่างจากยางรุ่นอื่นๆ โดยที่ยางมีชั้น NC เพียงแค่ชั้นเดียว โดยยางชนิดนี้จะเรียกว่า Hybrid Tire ซึ่งปกติแล้วยางรถจะมีชั้นของ NC สองชั้น การที่ยางมีชั้น NC เพียงชั้นเดียวจะส่งผลให้ความแข็งแรงของคาร์คาส ลดลง และส่งผลให้ คาร์คาสยุบลง (ดังรูปที่ 1.1) เมื่อวางคาร์คาสทิ้งไว้ขณะที่พนักงานฝ่ายผลิตออกไปพักเบรก การเกิดปัญหาคาร์คาสยุบนี้ จะทำให้ทางบริษัทจำเป็นต้องทิ้งคาร์คาสที่ยุบนี้ไป ส่งผลให้ต้องสูญเสียคาร์คาสไปโดยเปล่าประโยชน์ ทำให้ทางบริษัท สยามมิชลิน จำกัด ได้มีแนวคิดที่จะกำจัดปัญหานี้ออกไป จึงเกิดเป็นโครงการนี้ขึ้นมา ซึ่งโครงการนี้จะทำให้ปัญหาคาร์คาสยุบหมดไป ส่งผลให้กำลังในการผลิต Hybrid Tire เพิ่มขึ้น

สำหรับโครงการนี้เกี่ยวกับการออกแบบอุปกรณ์ระบบทางกลที่ใช้ในการเก็บคาร์คาสระหว่างช่วงเวลาพักเบรกของพนักงานฝ่ายผลิต ในการออกแบบอุปกรณ์นี้จะใช้ระบบทางกลเพียงอย่างเดียว ซึ่งจะต้องศึกษาใช้งานของโปรแกรมเขียนแบบ Solidworks ซึ่งจะใช้โปรแกรมนี้ในการออกแบบ โดยในการออกแบบต้องคำนึงถึง

- เรื่องโครงสร้างของอุปกรณ์
- พื้นที่ที่ใช่วงอุปกรณ์
- ความสะดวกในการใช้งานของพนักงานฝ่ายผลิต
- เวลาที่พนักงานใช้ในการเคลื่อนย้ายคาร์คาสไปเก็บที่อุปกรณ์นี้
- ทำางในการทำงานของพนักงาน
- กฎความปลอดภัยของบริษัท
- ความสามารถในการรับแรงของอุปกรณ์
- วัสดุที่ใช้ในการทำอุปกรณ์
- ความเสียหายที่อาจเกิดขึ้นได้ในอุปกรณ์

โดยการออกแบบจะต้องศึกษาตัวแปรต่างๆที่ได้กล่าวข้างต้นอย่างละเอียดและรอบคอบ เพื่อที่จะส่งผลให้อุปกรณ์ที่ออกแบบสามารถใช้งานได้อย่างมีประสิทธิภาพและสามารถใช้งานได้ตรงตามวัตถุประสงค์ที่ได้ตั้งไว้



รูปที่ 1.1 ลำดับเหตุการณ์การยุบของคาร์คาส

1.2 วัตถุประสงค์ของโครงการ

1. ออกแบบชุดแขนคาร์คาสเพื่อกำจัดปัญหาคาร์คาสยุบ
2. สามารถใช้ในการเก็บคาร์คาสระหว่างที่พนักงานฝ่ายผลิตพักเบรก เพื่อที่หลังจากที่พนักงานกลับจากช่วงพักเบรกสามารถผลิตยางรถได้ต่อทันที

1.3 ขอบเขตของโครงการ

1. ใช้สำหรับแขนยางที่มี NC จำนวน 1 ชั้น
2. ใช้สำหรับแขนคาร์คาสไม่เกิน 4 ชั้น
3. ใช้สำหรับแขนคาร์คาสที่มีน้ำหนักขึ้นละไม่เกิน 6 กิโลกรัม
4. ออกแบบชุดแขนคาร์คาสให้สามารถเคลื่อนย้ายไปเก็บได้หลังจากที่ใช้งานเสร็จแล้ว

1.4 ขั้นตอนการศึกษาและแผนการทำงาน

1. ศึกษาวัตถุประสงค์ของโครงการและศึกษาปัจจัยต่างๆที่มีส่วนสำคัญในการออกแบบ
2. วิเคราะห์ปัจจัยต่างๆที่มีส่วนในการออกแบบและพิจารณาถึงปัจจัยเหล่านี้ว่ามีข้อจำกัดในด้านใดบ้าง
3. พิจารณาแนวทางการออกแบบต่างๆ รวมทั้งวิเคราะห์ข้อดีและข้อเสียของแต่ละแนวทางการออกแบบ เพื่อใช้ในการพิจารณาเลือกว่าจะเลือกใช้แนวทางการออกแบบใดในการออกแบบและผลิตมาใช้งาน
4. ทำการเลือกแนวทางการออกแบบที่ดีที่สุด
5. เริ่มต้นการออกแบบและเขียนแบบลงในโปรแกรม solidworks
6. ทำการตรวจสอบแบบที่ได้ออกแบบ ว่ามีส่วนใดที่ยังไม่สมบูรณ์หรือมีส่วนใดในการออกแบบที่ยังกระทบกับข้อจำกัดของโรงงานและตรวจสอบว่าแบบที่ได้ออกแบบได้บรรลุวัตถุประสงค์ของโครงการที่ได้ตั้งไว้หรือไม่
7. ติดต่อผู้รับเหมาเพื่อให้ผู้รับเหมาเสนอราคาชุดแชนคาร์คาสที่ได้ออกแบบ
8. สั่งผู้รับเหมาให้เริ่มต้นผลิตชุดแชนคาร์คาส
9. ทดสอบการใช้งานชุดแชนคาร์คาสที่หน้างานจริง
10. สรุปผลและจัดทำรูปเล่ม

1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1. สามารถนำความรู้ที่ได้จากการเรียนในมหาวิทยาลัยมาใช้ในการออกแบบชุดแขวนคาร์คาสและสามารถคำนวณความแข็งแรงของโครงสร้างชุดแขวนคาร์คาสได้ทำการออกแบบ
2. ได้ประสบการณ์การทำงานจริงที่นอกเหนือจากการเรียนในมหาวิทยาลัย
3. ได้ประสบการณ์ในการคุยงานกับผู้รับเหมาให้ได้ตามเป้าหมายที่เราต้องการ

บทที่ 2

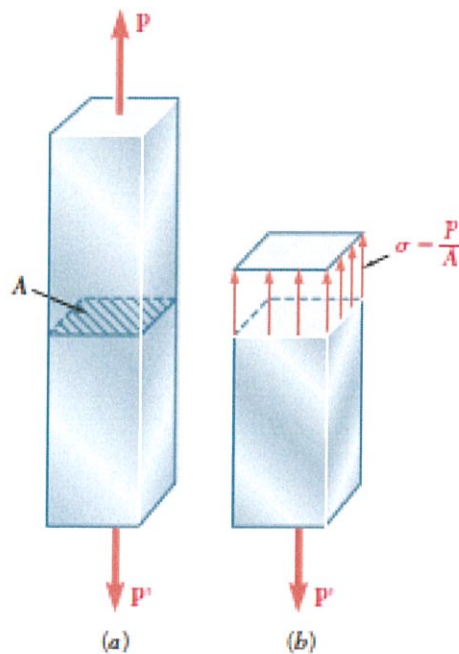
ทฤษฎีและหลักการที่เกี่ยวข้อง

ในบทนี้จะนำเสนอเกี่ยวกับทฤษฎีและหลักการที่เกี่ยวข้องจะกล่าวถึงความเค้นที่เกิดขึ้นในโครงสร้าง โหลดตามแนวแกน การตัด และความเสียหายที่เกิดจากโหลดคงที่

2.1 ความเค้นที่เกิดขึ้นในโครงสร้าง

แรงต่อหน่วยพื้นที่หรือความรุนแรงของแรงกระจายในส่วนที่กำหนดเรียกว่าความเค้นในส่วนนั้น และถูกแสดงโดยตัวอักษรกรีก σ (sigma) ความเค้นในชิ้นงานของพื้นที่ตัดขวาง A มีภาระตามแนวแกน P (รูปที่ 2.1) ได้มาโดยการนำขนาด P ของภาระหารโดยพื้นที่ A

$$\sigma = \frac{P}{A}$$



รูปที่ 2.1 ชิ้นงานภายใต้โหลดตามแนวแกน (Beer et al., 2012)

เครื่องหมายบวกจะใช้เพื่อบ่งบอกถึงความเค้นแรงดึง และเครื่องหมายลบบ่งบอกถึงความเค้นแรงอัด

เนื่องจากหน่วยเมตริก SI ใช้ในการอธิบายนี้ด้วยโดย P แสดงในหน่วยนิวตัน (N) และ A แสดงในตารางเมตร (m²) ความเค้น σ จะแสดงในหน่วย N/m² หน่วยนี้เรียกว่า Pascal (Pa) อย่างไรก็ตามพบว่า Pascal เป็นปริมาณที่น้อยมากและในทางปฏิบัติการของหน่วยนี้ต้องใช้ ได้แก่ kilopascal (kPa) megapascal (MPa) และ gigapascal (GPa)

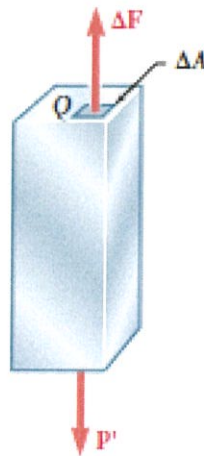
2.2 โหลดตามแนวแกน ความเค้นตั้งฉาก

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad (2.1)$$

จากสมการข้างต้นทำให้เราทราบถึงความเค้นตั้งฉากในชิ้นงานภายใต้โหลดตามแนวแกนภายใต้การโหลดแกน นอกจากนี้เราควรสังเกตด้วยว่าในสมการ(2.1) ได้มาโดยหารขนาดของ P ที่เกิดจากการกระจายแรงภายในเหนือหน้าตัดขวางโดยขนาดพื้นที่ A มันหมายถึงค่าเฉลี่ยของความเค้นบนพื้นที่หน้าตัดขวางมากกว่าความเค้นเฉพาะจุดของส่วนตัดขวาง

ในการกำหนดความเค้นที่จุดที่กำหนด Q ของส่วนตัดขวางเราควรพิจารณาพื้นที่ขนาดเล็ก ΔA (รูปที่ 2.2) นำขนาดของ ΔF หารด้วย ΔA เราจะได้ค่าเฉลี่ยของความเค้นเหนือ ΔA โดยให้ ΔA มีค่าเข้าใกล้ศูนย์ เราได้รับความเค้นที่จุด Q

$$\sigma = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta F}{\Delta A} \quad (2.2)$$



รูปที่ 2.2 ความเค้นบนพื้นที่เล็กๆ (Beer et al.,2012)

ในทางปฏิบัติก็จะถือว่าการกระจายของความเค้นฉากในชิ้นงาน โหลดตามแนวแกนจะเหมือนกัน ยกเว้นในบริเวณใกล้เคียงของจุดของการใช้งานของโหลด ค่า σ ของความเค้นจะเท่ากับ σ_{ave} และสามารถหาได้จากสมการ(2.1)

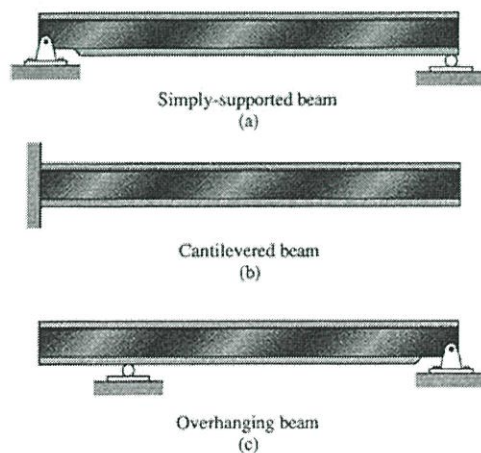
2.3 การค้ำ

2.3.1 แผนภาพแรงเฉือนและ โมเมนต์ค้ำ (Shear and Moment Diagrams)

คาน (beam) เป็นองค์ประกอบของโครงสร้างที่มีลักษณะตรง วางอยู่ในแนวนอน และถูกกระทำโดยแรงตามขวาง (transverse loads) คานมักจะถูกเรียกตามลักษณะที่คานถูกรองรับ ดังที่แสดงในรูปที่ 2.3

- คานช่วงเดียวที่ถูกรองรับโดยหมุด (pin) และล้อเลื่อน (roller) จะถูกเรียกว่า คานช่วงเดียวยู่งรับแบบ ธรรมดา (simply-supported beam) ดังที่แสดงในรูปที่ 2.3a
- คานที่ถูกรองรับแบบยึดแน่นที่ปลายด้านหนึ่งและปลายอีกด้านหนึ่งเป็นอิสระจะถูกเรียกว่า คานยื่น (cantilevered beam) ดังที่แสดงในรูปที่ 2.3b
- คานช่วงเดียวยู่งรับแบบธรรมดาที่มีปลายยื่นจะถูกเรียกว่า overhanging beam ดังที่แสดงในรูปที่ 2.3c

ภายใต้การกระทำของแรง คานจะต้านทานต่อแรงดังกล่าวโดยแรงเฉือนภายใน (internal shear force) V และ โมเมนต์ค้ำภายใน (internal bending moment) M โดยที่แรงเฉือนและโมเมนต์ค้ำดังกล่าวมักจะมีค่าเปลี่ยนแปลงไป ตามแนวแกนของคาน

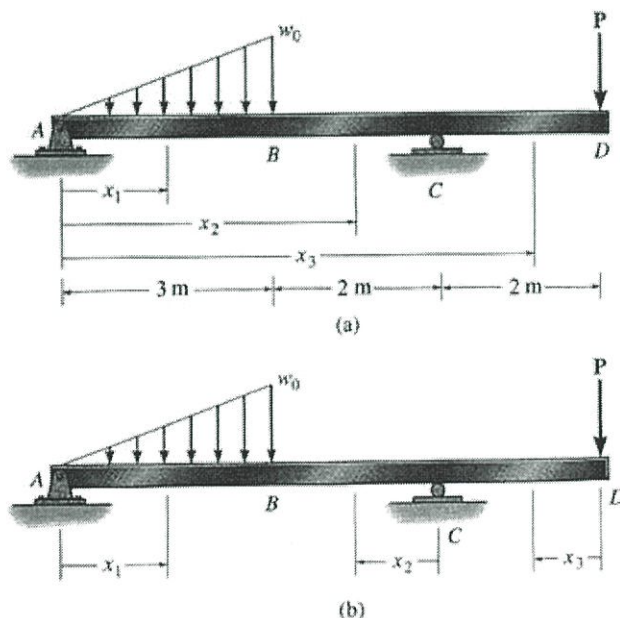


รูปที่ 2.3 คาน (สิทธิชัย,2006)

ในการออกแบบคาน เราจะต้องทราบค่าแรงเฉือนสูงสุดและโมเมนต์ดัดสูงสุดที่เกิดขึ้นภายในคาน และตำแหน่งที่เกิด ซึ่งจะทำให้ได้โดยการเขียนแผนภาพ shear diagram และ bending moment diagram โดยทั่วไปแล้ว เมื่อคานถูกกระทำโดยแรงกระทำเป็นจุด (concentrated loads) หรือโมเมนต์ (moment) หรือเมื่อค่าของแรงแผ่กระจาย (distributed loads) มีการเปลี่ยนแปลงอย่างทันทีทันใดที่จุดใดจุดหนึ่งบนคานแล้ว สมการของแรงเฉือนและโมเมนต์ดัด และ/หรือสมการของความชัน (slope) ของแรงเฉือนและโมเมนต์ดัดจะ ไม่มีความต่อเนื่องที่จุดดังกล่าว ในกรณีเช่นนี้ สมการของแรงเฉือนและโมเมนต์ดัดจะต้องหามาจากแต่ละ ช่วงของคานที่อยู่ระหว่างความไม่ ต่อเนื่องของแรงและโมเมนต์ที่กระทำต่อคาน ดังที่แสดงในรูปที่ 2.4a

จากรูป เราจะเห็นได้ว่า เนื่องจากความไม่ต่อเนื่องของแรงและโมเมนต์ที่กระทำต่อคาน คานดังกล่าว จะถูกแบ่ง ออกได้เป็น 3 ช่วงคือ

1. ช่วง AB มีพิกัด (coordinate) เป็น x_1
2. ช่วง BC มีพิกัดเป็น x_2
3. ช่วง CD มีพิกัดเป็น x_3



รูปที่ 2.4 การแบ่งช่วงคาน (สิทธิชัย, 2006)

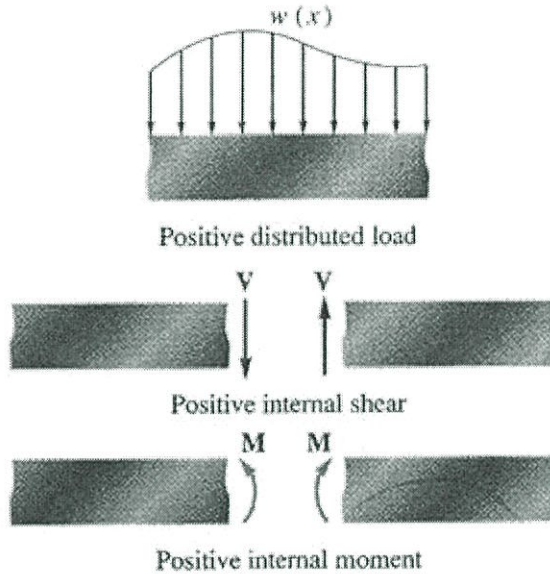
โดยที่พิกัด x_1 , x_2 และ x_3 อาจจะมีจุดเริ่มต้นที่ A เพียงจุดเดียว ดังที่แสดงในรูปที่ 2.4a หรืออาจจะมีจุดเริ่มต้นที่จุดที่ต่างกัน เช่น จุด A จุด B และจุด D ดังที่แสดงในรูปที่ 2.4b ก็ได้ แต่ถ้าเราสังเกตให้ดีแล้ว เราจะเห็นได้ว่า ในกรณีนี้ พิกัดแบบที่สองจะช่วยให้เราหาสมการของแรงเฉือนและโมเมนต์คัตได้ง่ายกว่าในกรณีที่เราใช้พิกัดแบบแรก

ข้อตกลงเกี่ยวกับเครื่องหมายสัญลักษณ์ในคาน

รูปที่ 2.5 แสดง sign convention ที่มีค่าเป็นบวกของแรงกระทำภายนอก w แรงเฉือน V และ โมเมนต์คัต M จากรูป แรงกระทำภายนอกจะมีค่าบวก เมื่อแรงกระทำภายนอกมีทิศทางชี้ลงข้างล่าง แรงเฉือนจะมีค่าบวก เมื่อแรงเฉือนกระทำกับชิ้นส่วนเล็กๆ ของคานในทิศทางตามเข็มนาฬิกา และ โมเมนต์คัตจะมีค่าเป็นบวก เมื่อโมเมนต์คัตนั้นทำให้ชิ้นส่วน เล็กๆ ของคานเกิดการเอนหงายขึ้น

ขั้นตอนการวิเคราะห์

1. เขียนแผนภาพ free-body diagram ของคานและใช้สมการความสมดุล (equilibrium equations) หา ค่าแรง ปฏิกริยาที่เกิดขึ้นที่จุดรองรับ (support reactions)
2. เลือกตำแหน่งของพิกัด x โดยให้พิกัดแต่ละค่าอยู่ในช่วงที่อยู่ระหว่างแรงกระทำเป็นจุด, แรงคู่ความ (couples), และแรงแผ่กระจาย โดยจุดเริ่มต้นของพิกัด x นี้จะอยู่ที่จุดใดก็ได้ขึ้นอยู่กับความเหมาะสม
3. ตัดคานออกที่ตำแหน่ง x ใดๆ โดยให้หน้าตัดของคานตั้งฉากกับแนวแกนของคาน แล้วเขียนแผนภาพ free body diagram ที่หน้าตัดของคานดังกล่าว โดยใช้ sign convention ที่ได้กล่าวถึงไปแล้ว
4. ใช้สมการความสมดุลหาสมการของแรงเฉือนและ โมเมนต์ที่เกิดขึ้นภายในคานและตรวจสอบความถูกต้อง ของสมการที่ได้โดยใช้สมการ $V(x) = dM/dx$ และ $w(x) = -dV/dx$ ที่จะกล่าวถึงต่อไป
5. เขียนแผนภาพ shear diagram และ moment diagram โดยให้แกน x เป็นแกนนอนและค่าของ $V(x)$ และ $M(x)$ เป็นแกนตั้ง

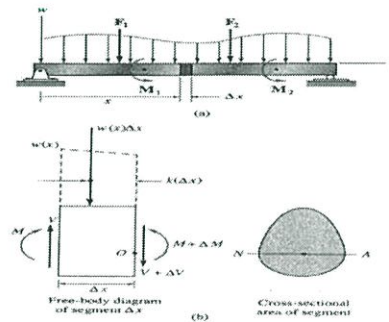


รูปที่ 2.5 ข้อตกลงเกี่ยวกับเครื่องหมายสัญลักษณ์ในคาน (สิทธิชัย,2006)

2.3.2 การเขียนแผนภาพแรงเฉือนและโมเมนต์ตัดโดยวิธีกราฟฟิก

วิธีการทางกราฟฟิก (graphical method) จะช่วยให้การเขียนแผนภาพ shear diagram และ moment diagram ของคานมีความง่ายขึ้น โดยเฉพาะในกรณีที่คานถูกกระทำโดยแรงกระทำเป็นจุด (concentrated loads) แรงคู่ควบ (couples) และแรงแผ่กระจาย (distributed loads) หลายๆ ค่าในเวลาเดียวกัน

ช่วงที่คานถูกกระทำโดย Distributed Load



รูปที่ 2.6 คานถูกกระทำโดย Distributed Load (สิทธิชัย,2006)

พิจารณาคานและแผนภาพ free body diagram ของส่วนของคานที่มีขนาดความยาวน้อยมาก Δx ซึ่งตัดออกมาที่ระยะ x และ $x + \Delta x$ จากจุดรองรับ ดังที่แสดงในรูปที่ 2.6a และ 2.6b ตามลำดับ

จาก sign convention กำหนดให้ทิศทางของแรงและ couples มีค่าเป็นบวก และแรงลัพธ์ที่เกิดจากแรงแผ่กระจาย $w(x)$ มีค่าเท่ากับ $w(x)\Delta x$ และกระทำที่ระยะ $k\Delta x$ จากจุด O เมื่อ $0 < k < 1$

โดยใช้สมการความสมดุล เราจะได้ว่า

$$+\uparrow \sum F_y = 0; \quad V - w(x)\Delta x - (V + \Delta V) = 0$$

$$\Delta V = -w(x)\Delta x$$

เมื่อหารสมการข้างต้นด้วย Δx และใส่ limit โดยให้ $\Delta x \rightarrow 0$ แล้ว เราจะได้ว่า

$$\frac{dV}{dx} = -w(x) \quad (2.3)$$

(ความชันของ shear diagram ที่จุดใดๆ = ค่าลบของแรงกระจายที่จุดนั้น)

$$\curvearrowright \sum M_o = 0; \quad -V\Delta x - M + w(x)\Delta x[k\Delta x] + (M + \Delta M) = 0$$

$$\Delta M = V\Delta x - w(x)k(\Delta x)^2$$

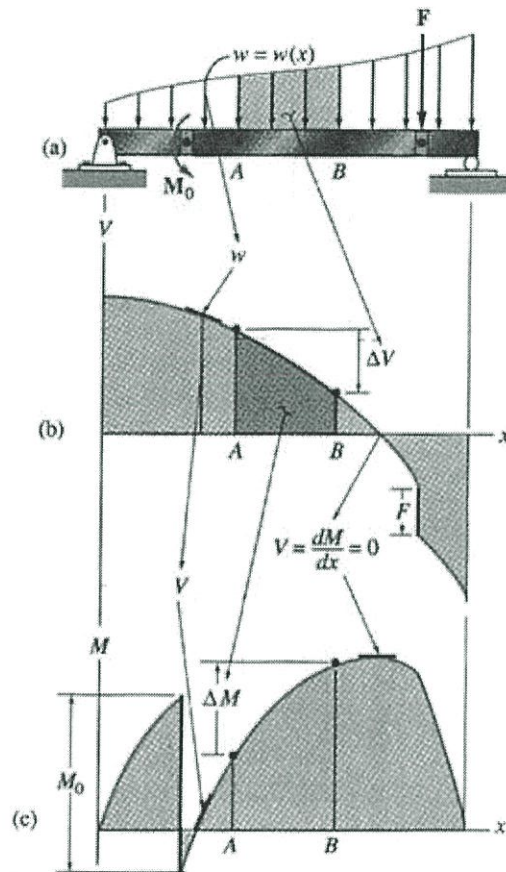
ทำการตัดเทอมที่มี high order ออก แล้วหารสมการข้างต้นด้วย Δx และใส่ limit โดยให้ $\Delta x \rightarrow 0$ เราจะได้ว่า

$$\frac{dM}{dx} = V \quad (2.4)$$

(ความชันของ moment diagram ที่จุดใดๆ = ค่าแรงเฉือนที่จุดนั้น)

เราจะเห็นความหมายของสมการที่ (2.3) และ (2.4) ได้ชัดเจนขึ้น ถ้าเราทำการวิเคราะห์รูปที่ 2.7 จากสมการที่ (2.4) เราจะเห็นว่า เมื่อ $V = 0$ แล้ว $\frac{dM}{dx} = 0$ ซึ่งหมายความว่า จุดที่มีแรงเฉือนเท่ากับศูนย์จะเป็นจุดที่โมเมนต์มีค่าสูงสุดหรือต่ำสุด โดยที่เมื่อค่าของแรงเฉือนเปลี่ยนจากค่าบวกเป็นค่าลบ ดังที่แสดงในรูปที่ 2.7 แล้ว ค่าโมเมนต์จะเป็นค่าสูงสุด และเมื่อค่าของแรงเฉือนเปลี่ยนจากค่าลบเป็นค่าบวกแล้วค่าโมเมนต์จะเป็นค่าต่ำสุด

เมื่อเขียนสมการที่ (2.3) และ (2.4) ใหม่ให้อยู่ในรูป $dV = -w(x)dx$ และ $M = Vdx$ แล้ว สมการทั้งสองจะเป็น พื้นที่ขนาดเล็กๆ ภายใต้แรงแผ่กระจายและ shear diagram ตามลำดับ เมื่อทำการ integrate สมการทั้งสองนี้ระหว่างจุดที่แรงกระทำเป็นจุดหรือแรงคู่ควบกระทำ อย่างเช่นจุด A และจุด B แล้ว เราจะได้ว่า



รูปที่ 2.7 shear diagram และ moment diagram ของคานถูกกระทำโดย Distributed Load (สิทธิชัย,2006)

$$\Delta V = - \int w(x) dx \quad (2.5)$$

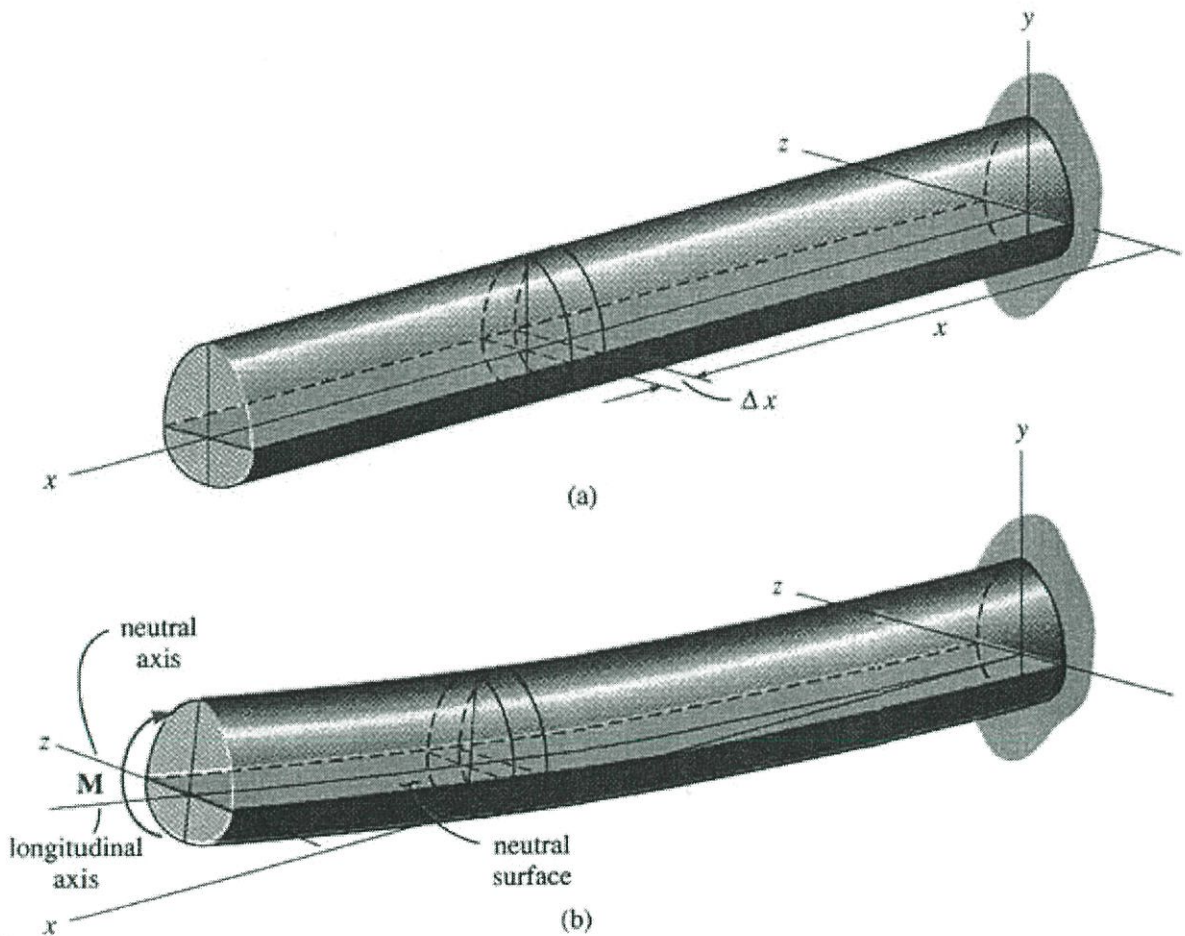
(การเปลี่ยนแปลงของแรงเฉือน = ค่าลบของพื้นที่ภายใต้ distributed load)

$$\Delta M = \int V(x) dx \quad (2.6)$$

(การเปลี่ยนแปลงของ moment = พื้นที่ภายใต้ shear diagram)

เราจะเห็นความหมายของสมการที่ (2.5) และ (2.6) ได้ชัดเจนขึ้น ถ้าเราทำการวิเคราะห์รูปที่ 2.7 นอกจากนั้นแล้ว เราจะเห็นได้ว่า สมการของแรงเฉือน $V(x)$ จะมีกำลังของตัวแปร x มากกว่าสมการแรงแผ่กระจาย $w(x)$ หนึ่งค่าและสมการของโมเมนต์ $M(x)$ จะมีกำลังของตัวแปร x มากกว่าสมการของแรงเฉือน $V(x)$ หนึ่งค่า ยกตัวอย่างเช่น ถ้าแรงแบบกระจายมีค่าเป็นค่าคงที่ w แล้ว $V(x) = -wx + C_1$ และ $M(x) = -w\frac{x^2}{2} + C_1x + C_2$ เป็นต้น

2.3.3 การเปลี่ยนแปลงรูปร่างเนื่องจากการคดของชิ้นส่วนโครงสร้าง



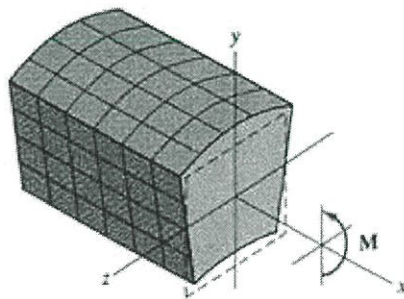
รูปที่ 2.8 การเปลี่ยนแปลงรูปร่างเนื่องจากการคดของชิ้นส่วนโครงสร้าง (สิทธิชัย,2006)

พิจารณาคาน ซึ่งทำด้วยวัสดุเป็นเนื้อเดียวกัน (homogeneous material) และมีหน้าตัดที่คงที่และสมมาตรรอบ แกน y ตลอดความยาวของคาน ดังที่แสดงในรูปที่ 2.8a

กำหนดให้คานถูกกระทำโดยโมเมนต์ดัด (bending moment) M ซึ่งมีทิศทางในแนวแกน $+z$ และภายใต้การกระทำของโมเมนต์ดัด คานจะเกิดการดัด ดังที่แสดงในรูปที่ 2.8b โดยที่วัสดุที่อยู่ส่วนบนของหน้าตัดของคานจะถูกทำให้หดตัวลงและวัสดุที่อยู่ส่วนล่างของหน้าตัดของคานจะถูกทำให้ยืดออก ดังนั้น จะต้องมียุ่ระนาบหนึ่ง ที่อยู่ระหว่างส่วนบนและส่วนล่างดังกล่าวที่ไม่มีการยืดหรือหดตัวเกิดขึ้นเลย ระนาบนี้มักจะถูกเรียกว่า ระนาบสะเทิน (neutral plane)

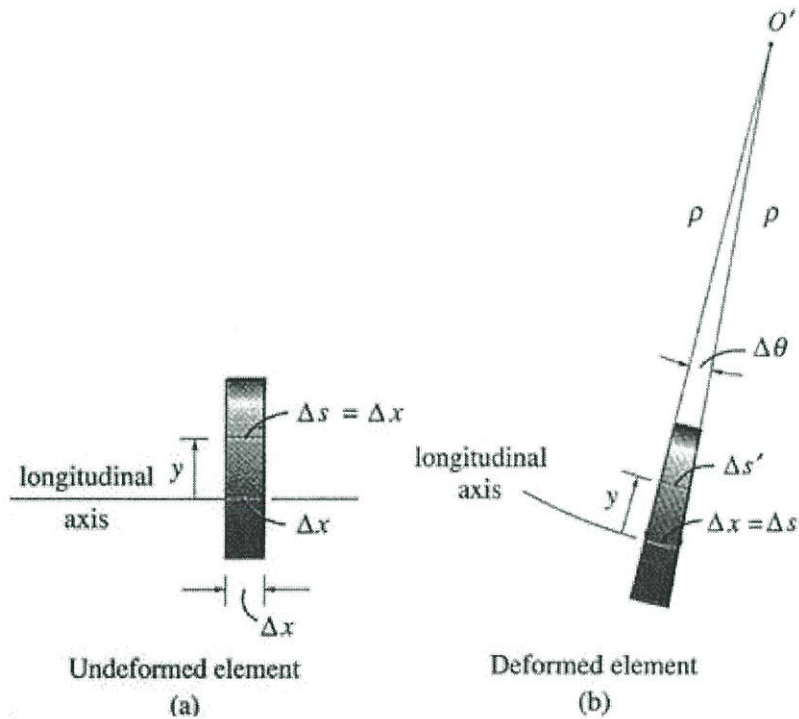
กำหนดให้การเปลี่ยนแปลงรูปร่างของคานมีลักษณะตามข้อสมมุติฐานดังต่อไปนี้

1. แกนตามยาว (longitudinal axis) ที่อยู่บนระนาบสะเทินของคานจะไม่มี การเปลี่ยนแปลงความยาว แต่จะถูกดัดให้เป็นเส้นโค้งที่อยู่บนระนาบ $x - y$
2. ระนาบของหน้าตัดของคานที่ตำแหน่งใดๆ จะยังคงรูปเป็นระนาบเหมือนเดิมและยังคงตั้งฉากกับแกนตามยาวของคาน ขณะที่คานเกิดการเปลี่ยนแปลงรูปร่าง (ไม่พิจารณาการเปลี่ยนแปลงรูปร่างของระนาบของหน้าตัดของคานเนื่องจากแรงเฉือน)
3. เราจะไม่นำค่าการเปลี่ยนแปลงรูปร่างในระนาบของหน้าตัดของคาน ดังที่แสดงในรูปที่ 2.9 มาพิจารณา หรือเราจะไม่พิจารณาผลของ Poisson's effect ที่เกิดขึ้นบนหน้าตัดของคาน ซึ่งมีค่าน้อยมากๆ



รูปที่ 2.9 การเปลี่ยนแปลงรูปร่างในระนาบของหน้าตัดของคาน (สิทธิชัย,2006)

พิจารณารูปที่ 2.10 ซึ่งเป็นส่วนของคานที่ตัดออกมาจากคานในรูปที่ 2.8a ที่ตำแหน่ง x จากจุดเริ่มต้นของแกนอ้างอิงและมีความยาว Δx



รูปที่ 2.10 ส่วนของคานที่ตัดออกมาจากคานในรูปที่ 2.8a ที่ตำแหน่ง x (สิทธิชัย, 2006)

จากนิยามของความเครียดตั้งฉาก (normal strains) เราจะเขียนสมการความเครียดตั้งฉากในแนวแกนของคาน ที่ระยะ y จากแกนตามยาว (longitudinal axis) ของคานซึ่งมีความยาวเริ่มต้นเท่ากับ Δs และมีความยาวหลังจากเกิดการเปลี่ยนแปลงรูปร่าง $\Delta s'$ ได้ว่า

$$\epsilon = \lim_{\Delta s \rightarrow 0} \frac{\Delta s' - \Delta s}{\Delta s}$$

ก่อนที่จะเกิดการเปลี่ยนแปลงรูปร่าง:

$$\Delta s = \Delta x = \rho \Delta \theta$$

หลังจากที่เกิดการเปลี่ยนแปลงรูปร่างระยะ Δs จะเปลี่ยนเป็น:

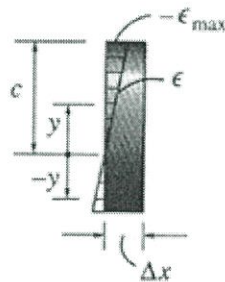
$$\Delta s' = (\rho - y) \Delta \theta$$

แทน Δs และ $\Delta s'$ ลงในสมการของความเครียดตั้งฉาก เราจะได้ว่า

$$\varepsilon = \lim_{\Delta s \rightarrow 0} \frac{(\rho - y)\Delta\theta - \rho\Delta\theta}{\rho\Delta\theta}$$

$$\varepsilon = -\frac{y}{\rho} \tag{2.7}$$

จากสมการที่ (2.7) เราได้ว่าที่หน้าตัดใดๆ ที่มีรัศมีความโค้ง (radius of curvature) ρ ค่าความเครียดตั้งฉากของคานจะแปรผันโดยตรงกับระยะ y ดังนั้น ความเครียดตั้งฉากจะมีการกระจายบนหน้าตัดของคาน ดังที่แสดงในรูปที่ 2.11



รูปที่ 2.11 Normal strain distribution (สิทธิชัย,2006)

จากรูปที่ 2.11 เราจะได้ว่า $\varepsilon_{max} = c/\rho$ และจากสมการที่ (2.7) เราจะได้ว่า

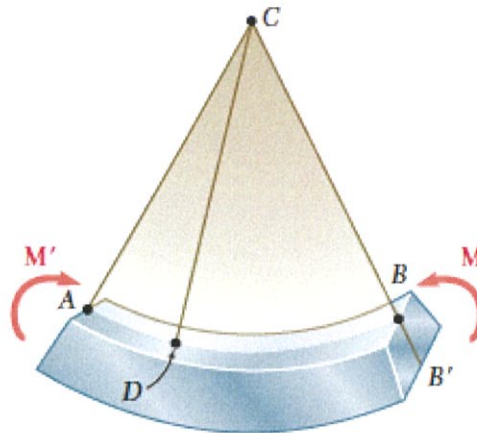
$$\varepsilon = -\frac{y}{c}\varepsilon_{max} \tag{2.8}$$

จากการพิจารณาคานที่ผ่านมาและจากข้อสมมุติฐานที่ 3 เราจะสรุปได้ว่า คานที่ถูกกระทำโดยโมเมนต์ดัดจะมี หน่วยแรงตั้งฉากและความเครียดเกิดขึ้นในแนวแกน x เท่านั้น โดยไม่มีหน่วยแรงและความเครียดในแนวอื่นๆ เกิดขึ้นเลย ซึ่งจาก Hooke's law เราจะได้ว่า $\sigma_x = E\varepsilon_x$

2.3.4 การเสีรูปในชิ้นงานสมมาตรในการดัด

ตอนนี้เราจะวิเคราะห์การเสีรูปของชิ้นงานแท่งปริซึมที่มีระนาบสมมาตรและอยู่ภายใต้โมเมนต์ที่ปลายที่ขนาดเท่ากันและทิศทางตรงข้าม M และ M' กระทำในระนาบสมมาตร ชิ้นงานจะอยู่ภายใต้การกระทำควบคู่แต่จะยังคงสมมาตรเมื่อเทียบกับระนาบนั้น (รูปที่ 2.3) นอกจากนี้เนื่องจากโมเมนต์ดัด M เหมือนกันใน ส่วนตัดใด ๆ ชิ้นงานจะโค้งงออย่างเหมือนกัน ดังนั้นเส้น AB ซึ่งเดิมเป็นเส้นตรง จะเปลี่ยนแปลงไปเป็น

วงกลมที่มีจุดศูนย์กลางอยู่ที่จุด C และเส้น A'B' จะเป็นเส้นเดียวกับเส้น AB นอกจากนี้เรายังทราบว่าเส้น AB จะลดความยาวเมื่อชิ้นงานงอแสดงในรูป, เช่นเมื่อ $M > 0$ ขณะที่ A'B' จะยาวขึ้น



รูปที่ 2.12 การเสียรูปในชิ้นงานเนื่องจากการคด (Beer et al., 2012)

2.3.5 ความเค้นและการเสียรูปในช่วง elastic

ตอนนี้เราพิจารณากรณีเมื่อโมเมนต์การคด M เป็นเช่นความเค้นตั้งฉากในชิ้นงานยังคงอยู่ต่ำกว่าค่าความเค้นครากซึ่งหมายความว่า, สำหรับทุกวัตถุประสงค์ในทางปฏิบัติ, ความเค้นในชิ้นงานจะยังคงอยู่ต่ำกว่าขีดจำกัดการเปลี่ยนตรงและขีดจำกัดความยืดหยุ่น จะไม่มีการเปลี่ยนรูปถาวรและกฎของฮุกสำหรับความเค้นตามแนวแกน สมมติว่าวัสดุที่เป็นเนื้อเดียวกันและ แทน โดยค่า E โมดูลัสของความยืดหยุ่น กระทำในทิศทาง x

$$\sigma_x = E\epsilon_x \quad (2.9)$$

จากสมการ

$$\epsilon_x = -\frac{y}{c}\epsilon_m \quad (2.10)$$

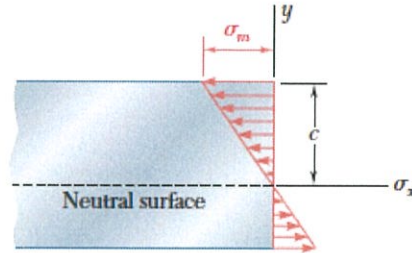
คูณ E ทั้งสองข้างของสมการ (2.10)

$$(\epsilon_x E) = -\frac{y}{c}(E\epsilon_m)$$

จะได้

$$\sigma_x = -\frac{y}{c}\sigma_m \quad (2.11)$$

โดยที่ σ_m หมายถึงค่าสัมบูรณ์สูงสุดของความเค้น ผลการทดลองแสดงให้เห็นว่าในช่วงความยืดหยุ่น ความเค้นตั้งฉากเปลี่ยนแปลงไปตามแนวเส้นตรงตามระยะห่างจากพื้นผิวกลาง (รูปที่ 2.13)



รูปที่ 2.13 ความเค้นดัด (Beer et al.,2012)

ควรสังเกตว่า ณ จุดนี้เราไม่ทราบ พื้นผิวที่เป็นกลางหรือค่าสูงสุดของความเค้น ทั้งสองสามารถพบได้ถ้าเราดูความสัมพันธ์

$$\int \sigma_x dA = 0 \quad (2.12)$$

$$\int (-y\sigma_x dA) = M \quad (2.13)$$

แทนสมการ (2.11) ลงในสมการ (2.12)

$$\int \sigma_x dA = \int \left(-\frac{y}{c}\sigma_m\right) dA = -\frac{\sigma_m}{c} \int y dA = 0$$

จากนั้น

$$\int y dA = 0 \quad (2.14)$$

สมการนี้แสดงให้เห็นว่าโมเมนต์อันดับหนึ่งของการตัดขวางรอบแกนกลางจะต้องเป็นศูนย์ จากสมการ (2.13) แทนค่าจากสมการ (2.11) ลงในสมการ (2.13) จะได้

$$\int (-y)\left(-\frac{y}{c}\sigma_m\right)dA = M \quad \text{หรือ}$$

$$\frac{\sigma_m}{c} \int y^2 dA = M \quad (2.15)$$

ระลึกได้ว่าในกรณีของการค้ำปริสฐที่ แกนกลางผ่านเซนทรอยด์ของส่วนตัดขวางเราทราบว่า I คือ moment of inertia หรือ second moment ของส่วนตัดเทียบกับแกนกลางที่ตั้งฉากกับระนาบของคู่โมเมนต์ ทำการแก้สมการ (2.15) เพื่อหาค่า σ_m จะได้

$$\sigma_m = \frac{Mc}{I} \quad (2.16)$$

จากนั้นแทนค่า σ_m จากสมการที่ (2.16) ลงในสมการ (2.11)

$$\sigma_m = -\frac{My}{I} \quad (2.17)$$

สมการ (2.16) และ (2.17) เรียกว่า elastic flexure formulas และความเค้นตั้งฉาก σ_x เกิดจากการค้ำหรือ "งอ" ของชิ้นงานมักเรียกว่า flexural stress เรายืนยันว่าความเค้นเป็นแรงอัด ($\sigma_x < 0$) เหนือแกนกลาง ($y > 0$) เมื่อโมเมนต์การค้ำ M เป็นบวกและแรงค้ำ ($\sigma_x > 0$) เมื่อ M เป็นเชิงลบ

กลับไปทีสมการ (2.16) เราทราบว่าอัตราส่วน I/c ขึ้นอยู่กับเมื่อรูปทรงเรขาคณิตของส่วนของหน้าตัดเท่านั้น อัตราส่วนนี้ถูกเรียกว่า elastic section modulus และถูกแทนด้วย S จะได้

$$\text{Elastic section modulus} = S = \frac{I}{c} \quad (2.18)$$

การแทน S สำหรับ I/c ในสมการ (2.16) เราสามารถเขียนสมการในอีกรูปแบบหนึ่งได้

$$\sigma_m = \frac{M}{S} \quad (2.19)$$

เนื่องจากความเค้นสูงสุด σ_m จะแปรผกผันกับ elastic section modulus S เป็นที่ชัดเจนว่าคานควรได้รับการออกแบบด้วยค่าของ S ให้มากที่สุดเท่าที่เป็นไปได้

การเปลี่ยนรูปของชิ้นงานที่เกิดจากโมเมนต์การค้ำ M ถูกวัด โดยความโค้งของพื้นผิวกลาง ความโค้งหมายถึงการกลับกันของรัศมีความโค้ง ρ และสามารถหาได้โดยการแก้สมการ

$$\epsilon_m = \frac{c}{\rho} \quad (2.20)$$

จะได้

$$\frac{1}{\rho} = \frac{\epsilon_m}{c} \quad (2.21)$$

โดยในช่วงอีลาสติก เราได้ $\epsilon_m = \sigma_m/E$ ทำการแทนค่า ϵ_m ลงในสมการที่ (2.21) และใช้สมการ (2.16) ประกอบ

$$\frac{1}{\rho} = \frac{\sigma_m}{Ec} = \frac{1}{Ec} \frac{Mc}{I}$$

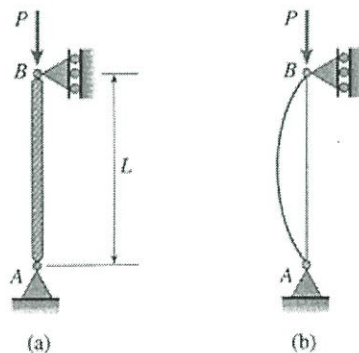
หรือ
$$\frac{1}{\rho} = \frac{M}{EI} \tag{2.22}$$

2.4 การโก่งเคาะของเสา

2.4.1 แรงวิกฤติ

เสา (column) เป็นองค์อาคารของโครงสร้างที่ยาวเรียว ซึ่งถูกกระทำโดยแรงกดอัดในแนวแกนของเสา (axially compressive load) เมื่อเสาถูกกระทำโดยแรงกดอัดที่มีค่าเพิ่มมากขึ้นเรื่อยๆ จนถึงถึงค่าๆ หนึ่งซึ่งเรียกว่า แรงวิกฤติ (critical load) หรือ P_{cr} ดังที่แสดงในรูปที่ 2.14a แล้วเสาก็จะเกิดการวิบัติโดยการโก่งตัวทางด้านข้าง (lateral deflection หรือ sidesway) ดังที่แสดงในรูปที่ 2.14b ซึ่งถูกเรียกว่า การโก่งเคาะ (buckling) พฤติกรรมการโก่งเคาะนี้จะพิสูจน์ได้อย่างง่ายโดยการกดไม้บรรทัดพลาสติก

โดยทั่วไปแล้ว การโก่งเคาะของเสาจะนำไปสู่การวิบัติของโครงสร้างที่รุนแรงและเกิดขึ้นแบบทันทีทันใด ดังนั้น ใน การออกแบบเสา นอกจากจะต้องออกแบบให้เสามีกำลังและความแกร่งอย่างเพียงพอแล้ว เสาจะต้องถูกออกแบบไม่ให้มีการโก่งเคาะเกิดขึ้นด้วย



รูปที่ 2.14 การโก่งเคาะของเสา (สิทธิชัย, 2006)

เพื่อให้เข้าใจในการเสถียรภาพของเสาโดยการโก่งคาะ พิจารณาระบบกลที่ประกอบด้วยแท่ง
 วัตถุเกร็งสองแท่ง ซึ่งมีน้ำหนักที่น้อยมากจนไม่นำมาคิดในการพิจารณาความสมดุลของแท่งวัตถุ และถูก
 เชื่อมต่อกันด้วยหมุดและสปริง ที่จุด A ดังที่แสดงในรูปที่ 2.15a

เมื่อแรงกดอัดในแนวแกน P มีค่าน้อยมากและเมื่อระบบกลถูกรบกวนสมดุล โดยการเลื่อนหมุดที่จุด
 A ออกจากตำแหน่งสมดุลเป็นค่าที่น้อยมาก Δ โดยที่ $\Delta = \theta L/2$ ดังที่แสดงในรูปที่ 2.15b แล้วเราจะเขียน
 แผนภาพ freebody diagram ของหมุดที่จุด A ได้ดังที่แสดงในรูปที่ 2.15c จากสมการความสมดุลของแรงใน
 แนวนอน เราจะได้ว่า

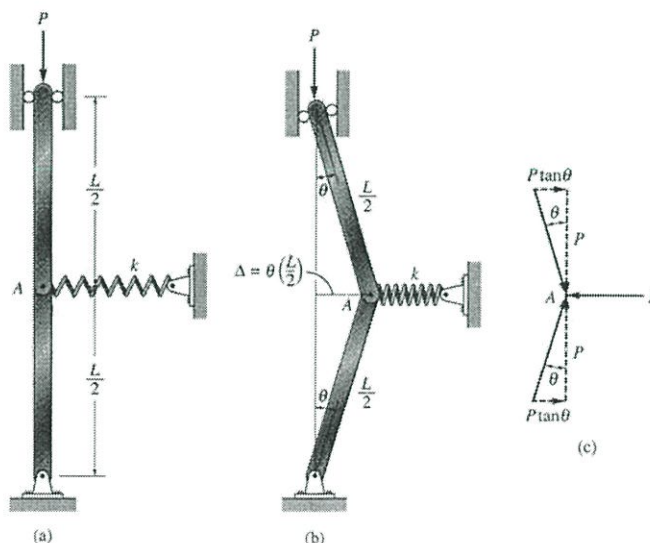
$$2(P \tan \theta) = k\Delta$$

เนื่องจากมุม $\theta \ll 1$ ดังนั้น $\tan \theta \cong \theta$ และสมการสมดุลของแรงในแนวนอนจะถูกเขียนใหม่ได้เป็น

$$2P\theta = \frac{k\theta L}{2}$$

เนื่องจากแรง P ที่ได้เป็นแรงที่จะทำให้ระบบกลเสียความสมดุล ดังนั้น โดยคำนิยามของ critical load
 เราจะได้

$$P_{cr} = \frac{kL}{4}$$



รูปที่ 2.15 การเสถียรภาพของระบบกล (สิทธิชัย, 2006)

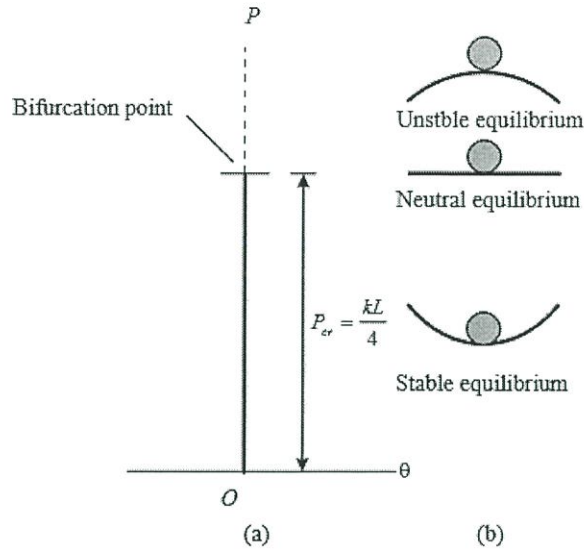
แรงกดอัดในแนวแกนนี้จะเป็แรงที่ทำให้ระบบกลดงกล่าวอยู่ในสภาวะที่เรียกว่า สมดุลแบบเป็นกลาง (neutral equilibrium) เราควรสังเกตด้วยว่า P_{cr} เป็นอิสระกับมุม θ ดังนั้น การรบกวนอีกเล็กน้อยต่อระบบกลที่อยู่ในสภาวะ neutral equilibrium จะไม่ทำให้ระบบกลสูญเสียความสมดุลหรือเคลื่อนที่กลับไปยังตำแหน่งเริ่มต้นแต่จะทำให้ระบบกลค้างอยู่ที่ตำแหน่งของการโก่งตัวใหม่ที่เกิดจากการรบกวนดังกล่าว

ถ้าแรง $P < \frac{kL}{4}$ แล้วระบบกลจะอยู่ในสภาวะที่เรียกว่า สมดุลแบบมีเสถียรภาพ (stable equilibrium) เนื่องจากว่า ภายใต้แรง P นี้ เมื่อระบบกลถูกรบกวนโดยการเลื่อนที่มุม A แล้ว แรงที่เกิดขึ้นในสปริงจะมีค่ามากพอที่จะทำให้ระบบกลเคลื่อนที่กลับมาอยู่ที่ตำแหน่งเริ่มต้นได้

ถ้าแรง $P > \frac{kL}{4}$ แล้ว ระบบกลจะอยู่ในสภาวะที่เรียกว่า สมดุลแบบไม่มีเสถียรภาพ (unstable equilibrium) เนื่องจากว่าภายใต้แรง P นี้ เมื่อระบบกลถูกรบกวนโดยการเลื่อนที่มุม A อีกเพียงเล็กน้อยแล้วระบบกลดังกล่าวจะ สูญเสียความสมดุลและจะไม่สามารถที่จะกลับมาอยู่ที่ตำแหน่งเริ่มต้นได้

สภาวะทั้งสามแบบของระบบกลจะเขียนเป็นแผนภาพระหว่างแรงกดอัดในแนวแกน P กับมุม θ ดังที่แสดงใน รูปที่ 2.16a หรือจะเปรียบเทียบได้กับสภาวะของลูกบอลที่วางอยู่บนพื้นผิวที่มีลักษณะต่างๆ ดังที่แสดงในรูปที่ 2.16b

จากรูปที่ 2.16a เส้นทึบที่อยู่ในแนวตั้งจะแทนสภาวะสมดุลแบบมีเสถียรภาพของเสา จุดที่เส้นทึบนี้ตัดกับเส้นทึบที่อยู่ในแนวอนจะถูกเรียกว่า จุด bifurcation ซึ่งแสดงถึงสภาวะสมดุลแบบเป็นกลางของเสา โดยที่เส้นทึบที่อยู่ในแนวอนนี้จะมีขนาดที่สั้น เนื่องจากข้อสมมุติฐานที่ใช้ในการวิเคราะห์ที่ว่ามุม θ มีค่าน้อยมาก และการที่เส้นทึบในแนวอนตัดผ่านเส้นทึบในแนวตั้งไปทางซ้ายและทางขวานั้นเนื่องจากว่ามุม θ ที่เกิดขึ้นในระบบกลที่สภาวะสมดุลแบบเป็นกลางนั้นเป็นไปได้ทั้งตามเข็มนาฬิกาและทวนเข็มนาฬิกา นอกจากนั้นแล้ว เส้นประที่อยู่ในแนวตั้งที่อยู่เหนือจุด bifurcation จะแสดงถึงสภาวะสมดุลแบบไม่มีเสถียรภาพ

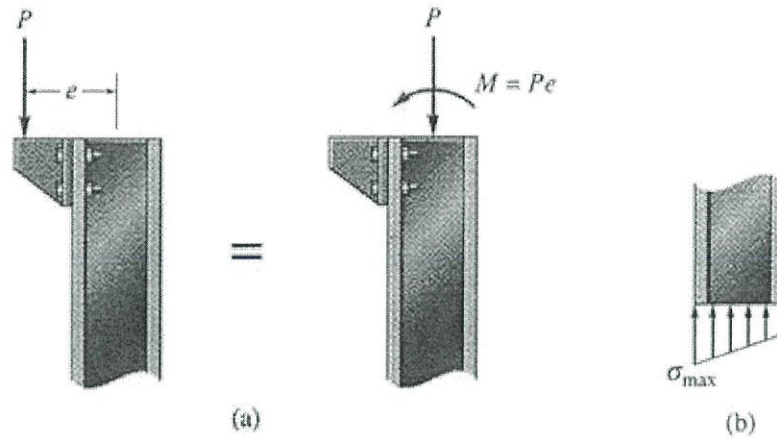


รูปที่ 2.16 สถานะของระบบกล (สิทธิชัย,2006)

สถานะทั้งสามแบบของระบบกลจะสามารถถูกอุปมาอุปมัยได้โดยการวางลูกบอลไว้บนพื้นผิวที่มีลักษณะต่างๆ ดังที่แสดงในรูปที่ 2.16b เมื่อพื้นผิวเป็นพื้นผิวโค้งหงายแล้ว สมดุลของลูกบอลจะเป็น stable equilibrium ซึ่งถ้าเราเลื่อนลูกบอลไปที่จุดใดๆ บนพื้นผิวแล้ว ลูกบอลจะเคลื่อนที่กลับไปที่จุดต่ำสุดของพื้นผิวเสมอ เมื่อพื้นผิวเป็นพื้นผิวโค้งคว่ำแล้ว สมดุลของลูกบอลจะเป็น unstable equilibrium ซึ่งถ้าลูกบอลถูกรบกวนเล็กน้อยแล้วลูกบอลก็จะไม่เคลื่อนที่กลับไปที่เดิม และสุดท้ายถ้าพื้นผิวเป็นพื้นผิวที่ราบและเรียบแล้ว สมดุลของลูกบอลจะเป็น neutral equilibrium เนื่องจากถ้าเราเลื่อนลูกบอลไปอยู่ที่ใดแล้ว ลูกบอลก็จะอยู่ที่ตำแหน่งนั้น

2.4.2 การออกแบบเสาที่ถูกกระทำโดยแรงเยื้องศูนย์กลาง

ในบางกรณี เสาจะถูกกระทำโดยแรงกดอัดในแนวแกน P ซึ่งกระทำเยื้องศูนย์กลาง e จากจุด centroid ของหน้าตัดของเสา ดังที่แสดงในรูปที่ 2.17a ซึ่งจะทำให้เกิดแรงกดอัดในแนวแกน P และโมเมนต์ดัด $M = Pe$ กระทำต่อหน้าตัดเสาในเวลาเดียวกัน โดยทั่วไปแล้ว เสาที่ถูกกระทำโดยแรงเยื้องศูนย์กลางนี้จะถูกออกแบบได้สองวิธีดังนี้



รูปที่ 2.17 เสาที่ถูกกระทำโดยแรงเยื้องศูนย์กลาง (สิทธิชัย, 2006)

1. สูตรการใช้งานของเสา

วิธีการนี้เป็นวิธีการที่ง่ายและใช้ได้กับเสาสั้นและ intermediate column โดยที่

1. ใช้สมการ axial stress $\sigma = P/A$ และสมการ flexural formula $\sigma = Mc/I$ หากการกระจายของหน่วยแรงบนหน้าตัดของเสา

2. จากหลักการ superposition (principle of superposition) เราจะได้ว่า การกระจายของหน่วยแรงกดอัด เนื่องจากแรงกดอัดในแนวแกนและโมเมนต์ดัดจะมีลักษณะดังที่แสดงในรูปที่ 2.17b และค่าสูงสุดของหน่วยแรงกดอัดจะหาได้จากสมการ

$$\sigma_{max} = \frac{P}{A} + \frac{Mc}{I} \quad (2.23)$$

3. กำหนดให้หน่วยแรง σ_{max} ที่หาได้ในข้อที่ 2 มีการกระจายอย่างสม่ำเสมอตลอดหน้าตัดของเสา

4. ทำการออกแบบเสาโดยให้หน่วยแรง σ_{max} นี้มีค่าน้อยกว่าหน่วยแรงที่ยอมให้ σ_{allow} หรือ

$$\sigma_{max} < \sigma_{allow}$$

เราควรที่จะทราบไว้ด้วยว่า ค่าหน่วยแรง σ_{allow} ในกรณีนี้จะหาโดยใช้ค่า slenderness ratio ที่มีค่ามากที่สุดของเสา โดยจะไม่พิจารณาว่าเสาถูกกระทำโดยโมเมนต์ดัดในทิศทางใด และถ้าเราพบว่าค่าหน่วยแรง $\sigma_{max} > \sigma_{allow}$ แล้ว เราจะต้องเพิ่มพื้นที่หน้าตัดของเสาให้ใหญ่ขึ้น แล้วทำการคำนวณและเปรียบเทียบค่าหน่วยแรง σ_{max} และ σ_{allow} จนได้ค่าหน่วยแรง $\sigma_{max} < \sigma_{allow}$

2. ความสัมพันธ์ของสูตร

ในวิธีการนี้ เราจะหาพื้นที่หน้าตัดของเสาที่จะใช้ในการรองรับแรงกดอัดในแนวแกนและโมเมนต์คดให้เป็นอิสระต่อกัน จากนั้นเราจะหาค่าของพื้นที่หน้าตัดของเสาทั้งหมดได้จากผลรวมของพื้นที่หน้าตัดของเสาที่จะใช้ในการรองรับแรงกดอัดในแนวแกนและพื้นที่หน้าตัดของเสาที่จะใช้ในการรองรับโมเมนต์คด

ถ้าให้หน่วยแรงกดอัดที่ยอมให้ (allowable compressive stress) ของเสาเป็น $(\sigma_a)_{allow}$ แล้วพื้นที่หน้าตัดของเสาใช้ในการรองรับแรงกดอัดในแนวแกน P จะหาได้จากสมการ

$$A_a = \frac{P}{(\sigma_a)_{allow}}$$

ถ้าให้หน่วยแรงกดอัดที่ยอมให้ (allowable bending stress) ของเสาเป็น $(\sigma_b)_{allow}$ แล้วพื้นที่หน้าตัดของเสาใช้ในการรองรับโมเมนต์คด M จะหาได้จากสมการ

$$I = A_b r^2 = \frac{Mc}{(\sigma_b)_{allow}}$$

$$A_b = \frac{Mc}{r^2(\sigma_b)_{allow}}$$

ดังนั้น พื้นที่หน้าตัดทั้งหมดของเสาใช้ในการรองรับแรงกดอัดในแนวแกน P และโมเมนต์คด M จะอยู่ในรูป

$$A_a + A_b \leq A$$

$$\frac{P}{(\sigma_a)_{allow}} + \frac{Mc}{r^2(\sigma_b)_{allow}} \leq A$$

$$\frac{P/A}{(\sigma_a)_{allow}} + \frac{Mc/Ar^2}{(\sigma_b)_{allow}} \leq 1$$

$$\frac{\sigma_a}{(\sigma_a)_{allow}} + \frac{\sigma_b}{(\sigma_b)_{allow}} \leq 1 \quad (2.24)$$

เมื่อ

$$\sigma_a = \frac{P}{A} = \text{axial stress เนื่องจากแรงในแนวแกน}$$

$$\sigma_b = \frac{Mc}{I} = \text{bending stress เนื่องจากโมเมนต์คด}$$

$(\sigma_a)_{allow}$ = allowable axial stress ที่ระบุอยู่ในมาตรฐานการออกแบบคดที่ได้กล่าวไปแล้ว

$(\sigma_b)_{allow}$ = allowable bending stress ที่ระบุอยู่ในมาตรฐานการออกแบบคดที่ได้กล่าวไปแล้ว

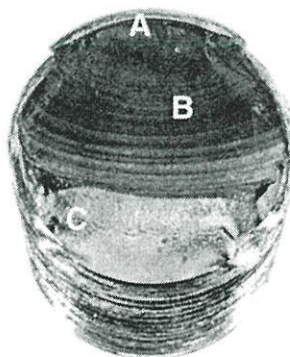
สมการที่ (2.24) จะถูกเรียกว่า interaction formula เนื่องจากว่าแต่ละเทอมในสมการแสดงถึงผลของแรงกดอัด ในแนวแกนและโมเมนต์คดที่กระทำร่วมกัน

2.5 ความเสียหายเนื่องจากการล้า

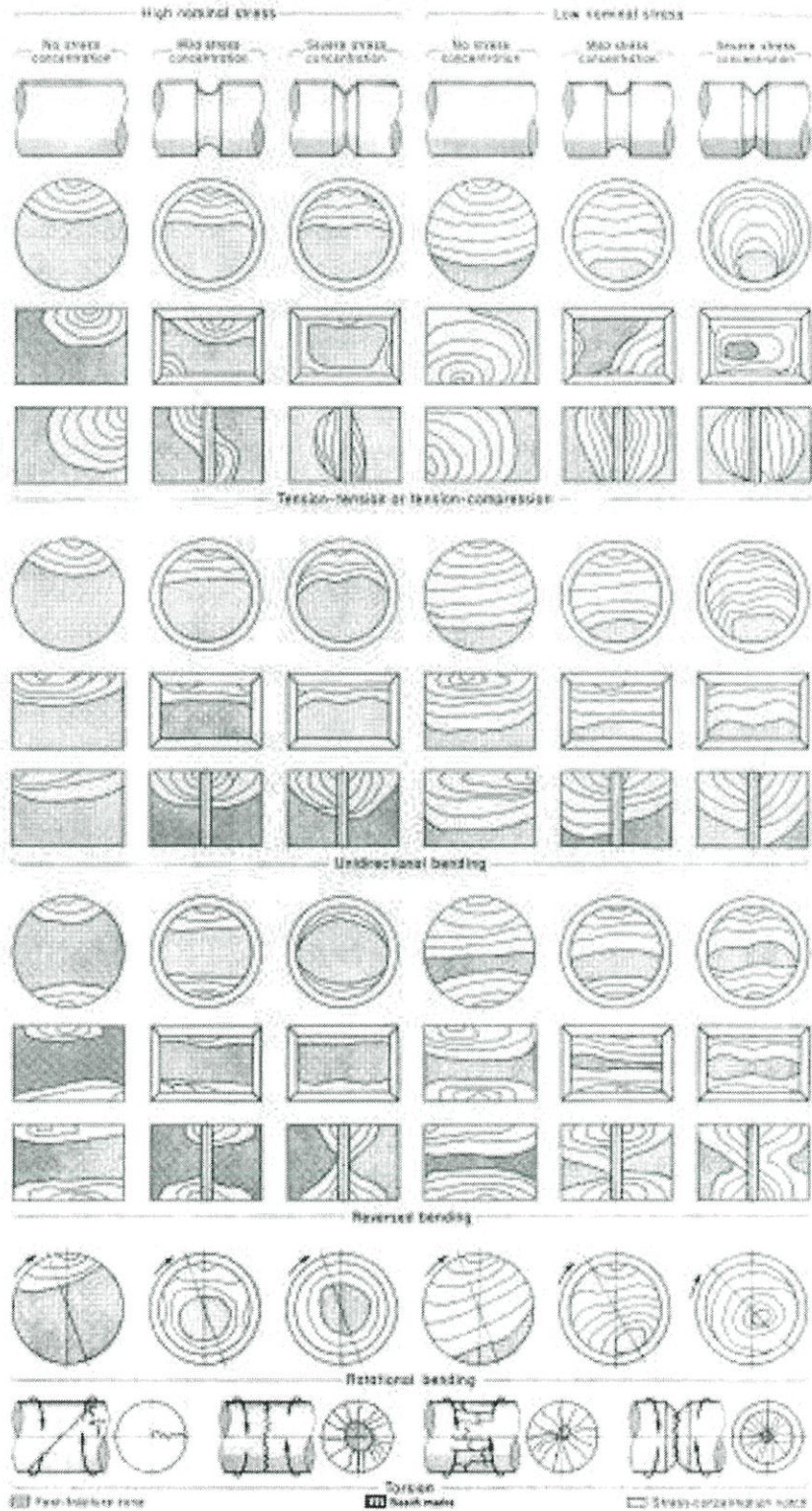
2.5.1 ความรู้พื้นฐานเกี่ยวกับการล้าในวัสดุ

ในหัวข้อนี้จะกล่าวถึงวิธีการออกแบบชิ้นงานที่มีการล้า ทั้งที่มีอายุจำกัดและมีอายุไม่จำกัด รวมทั้งชิ้นงานที่มีการแตกหักเนื่องจากการล้าแบบสะสม สาเหตุของการล้าจะเริ่มจากมีรอยร้าวหรือรอยตำหนิเล็กๆ (ซึ่งอาจจะไม่สามารถเห็นได้ด้วยตาเปล่า) เกิดขึ้นบริเวณที่วัสดุไม่ต่อเนื่องกัน เช่น บริเวณที่มีการเปลี่ยนขนาดของพื้นที่หน้าตัด ร่องลิ้ม รูเจาะ รอยประทับตราจากการตรวจสอบ หรือรอยร้าวภายในชิ้นงานที่เกิดจากกระบวนการผลิต เมื่อมีแรงกระทำแบบวัฏจักรเกิดขึ้น ค่าความเค้นหนาแน่นบริเวณรอยตำหนิต่างๆจะสูงขึ้น และเป็นสาเหตุทำให้รอยตำหนิขยายตัวขึ้นจนกลายเป็นรอยร้าวที่เห็นได้ชัดเจน และในที่สุดชิ้นงานก็จะเกิดการแตกหักอย่างรวดเร็ว

ความเสียหายเนื่องจากการล้าจะปรากฏให้เห็นคล้ายกับการแตกร้าวของวัสดุเปราะ โดยพื้นผิวของการแตกหักจะค่อนข้างเรียบปราศจากรอยคอด และมีทิศทางตั้งฉากกับแนวแกนของความเค้น แต่อย่างไรก็ตาม ลักษณะการแตกหักเนื่องจากการล้าจะแตกต่างจากการแตกร้าวของวัสดุเปราะ โดยจะมีระยะการล้าอยู่ 3 ขั้นตอน ดังแสดงตามรูปที่ 2.18



รูปที่ 2.18 ความเสียหายเนื่องจากการล้า (Budynas et al.,2011)

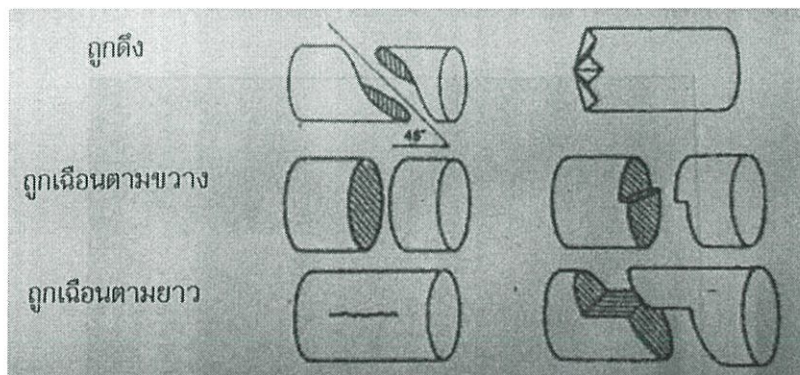


รูปที่ 2.19 ความเสียหายที่เกิดจากการล้าโดยแสดงพื้นผิวที่เสียหายในชิ้นงานรูปทรงต่างๆ (Budynas et al.,2011)

ขั้นที่ 1 การเริ่มเกิดรอยร้าวในโครงสร้างของเนื้อวัสดุ เนื่องจากการใช้งานแบบวัฏจักร รอยร้าวนี้ อาจจะไม่สามารถมองเห็นได้ด้วยตาเปล่า (บริเวณ A) ขั้นที่ 2 เมื่อมีแรงกระทำแบบวัฏจักรเกิดขึ้นอย่างต่อเนื่อง ค่าความเค้นหนาแน่นบริเวณรอยร้าวจะสูงขึ้น และเป็นสาเหตุทำให้รอยร้าวขยายตัวขึ้น ซึ่งจะเห็นเป็นรอย เหมือนคลื่น เรียกว่า bench – marks ในขั้นนี้ความเสียหายจะเกิดขึ้นอย่างช้าๆ (บริเวณ B) และขั้นที่ 3 เมื่อวัสดุ ไม่สามารถรองรับโหลดได้อีกต่อไปจะเกิดการแตกหักอย่างทันทีทันใด สำหรับรูปแบบของความเสียหายใน ขั้นตอนนี้เรียกว่า chevron lines โดยมีทิศทางพุ่งออกจากจุดที่เกิดรอยร้าวในครั้งแรก และมีลักษณะเหมือนกับ ความเสียหายของวัสดุเปราะ (บริเวณ C)

รูปที่ 2.19 แสดงให้เห็นรูปแบบของความเสียหายที่เกิดจากการล้า โดยแสดงพื้นผิวที่เสียหายใน ชิ้นงานรูปทรงต่างๆและมีเงื่อนไขการรับ โหลดและระดับความเค้นหนาแน่นที่แตกต่างกัน ให้สังเกตว่าในกรณี ของการหมุนดัด (Rotational Bending) แม้แต่ทิศทางของการหมุนก็จะมีอิทธิพลต่อรูปแบบของความเสียหาย

สำหรับเงื่อนไขต่างๆที่เป็นตัวเร่งให้รอยร้าวหรือรอยตำหนิเล็กๆเกิดการแตกหักเนื่องจากการล้า จะ ประกอบไปด้วยความเค้นตกค้างที่สะสมอยู่ในชิ้นงาน อุณหภูมิการใช้งานที่เพิ่มขึ้น สภาวะแวดล้อมที่เกิดการ กัดกร่อน และความถี่ของวงรอบการใช้งานแบบวัฏจักร ในเบื้องต้นเราสามารถควบคุมอัตราส่วนและทิศ ทางการขยายตัวของรอยร้าวได้โดยระบุความเค้นใช้งาน แต่อย่างไรก็ตาม เมื่อมีรอยร้าวเกิดขึ้นจะมีปัจจัยอื่น เข้ามามีอิทธิพล ต่อการแตกหัก ดังที่กล่าวไว้ในข้างต้น โดยรอยร้าวจะขยายออกตามระนาบที่ตั้งฉากกับ ระนาบที่เกิดความเค้นสูงสุด ตัวอย่างรูปความเสียหายของเพลลาภายใต้โมเมนต์บิดจะมีลักษณะการแตกหัก ดัง รูปที่ 2.20

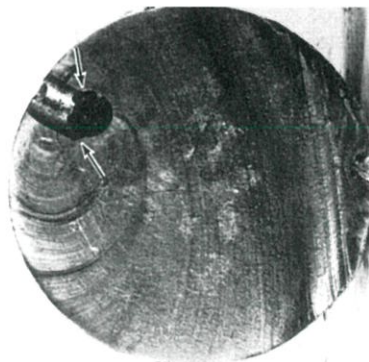


รูปที่ 2.20 ความเสียหายของเพลลาภายใต้โมเมนต์บิด (ภาณุฤทธิ์,2009)

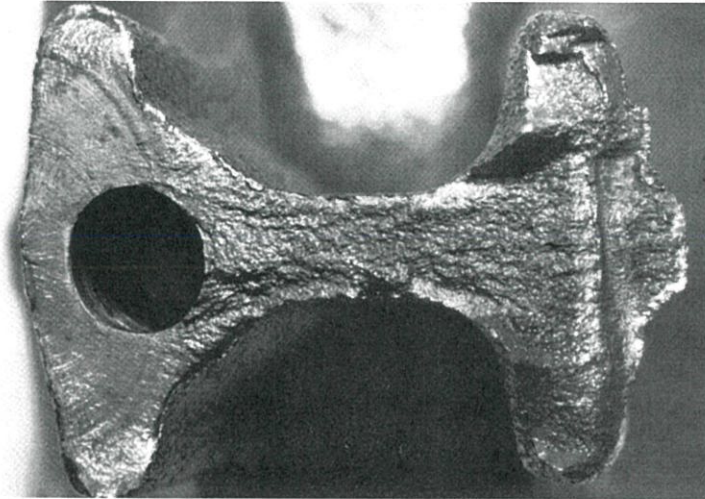
รูปที่ 2.18 ถึง 2.26 เป็นรูปที่นำมาเป็นตัวอย่างประกอบการอธิบายเรื่องความเสียหายเนื่องจากการล้า
อย่างไรก็ตามเงื่อนไขต่างๆของการล้าจะมีอยู่ในหนังสือคู่มือ ASM Metals Handbook volume 21 ซึ่งวิศวกร
ผู้ออกแบบสามารถหาศึกษาเพิ่มเติมได้เอง



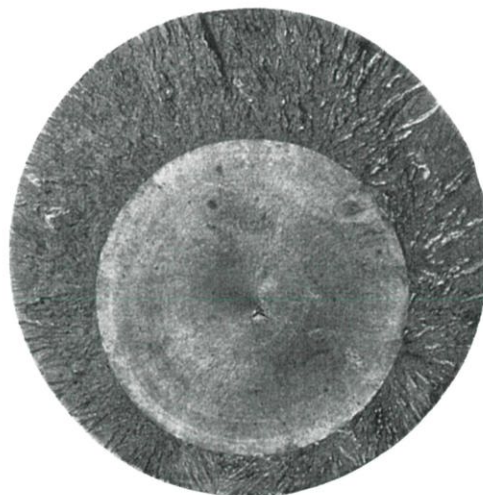
รูปที่ 2.21 ความเสียหายของเพลาคับที่ทำจากเหล็กกล้า AISI 4320 จะเห็นได้ว่าความเสียหายเริ่มเกิดขึ้นที่ปลายร่องลิ่มที่จุด B
และขยายวงกว้างออกไปจนสุดท้ายเกิดการแตกแยกที่จุด C (ภาณุฤทธิ์,2009)



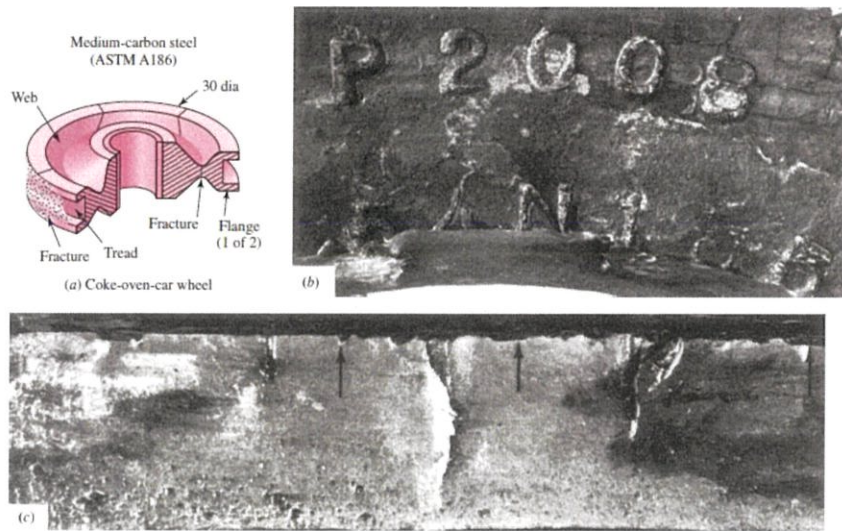
รูปที่ 2.22 พื้นผิวของความเสียหายเนื่องจากการล้าของสลักที่ทำจากเหล็กกล้า AISI 8640 (ภาณุฤทธิ์,2009)



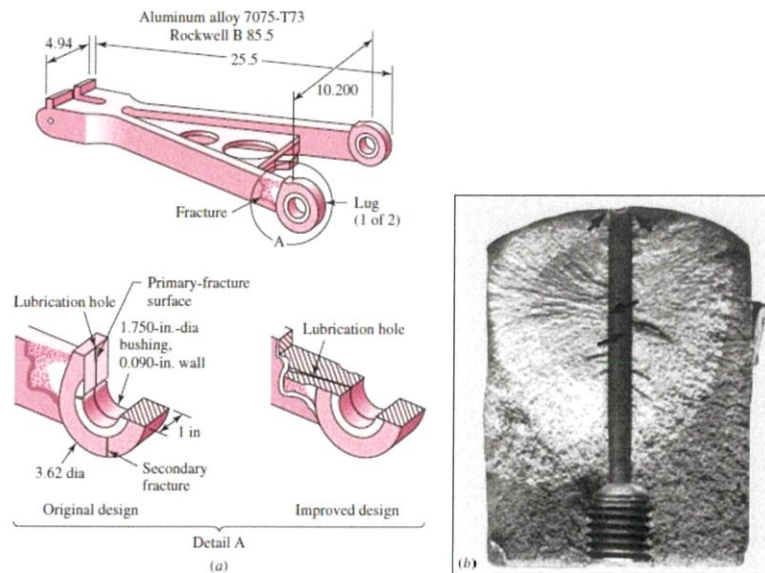
รูปที่ 2.23 พื้นผิวความเสียหายเนื่องจากการล้าของก้านค้ำที่หล่อมาจากเหล็กกล้า AISI 8640 โดยมีจุดเริ่มต้นที่ขอบทางด้านซ้าย และร่องรอยการขยายตัวแสดงให้เห็นว่าความเสียหายขยายตัวมาจนกระทั่งเกินกึ่งกลางรูน้ำมัน จึงเกิดการแตกหัก (ภาณุฤทธิ์,2009)



รูปที่ 2.24 พื้นผิวความเสียหายเนื่องจากการล้าของก้านลูกสูบขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 200 mm ที่ทำจากโลหะอัลลอยด์ ซึ่งแสดงให้เห็นว่าความเสียหายมีสาเหตุมาจากการรับโหลดซึ่งเป็นแรงดึงเพียงอย่างเดียว (ภาณุฤทธิ์,2009)



รูปที่ 2.25 พื้นผิวความเสียหายเนื่องจากการล้าของกระทะล้อรถพ่วงที่ทำจากเหล็กกล้า ASTM A186 ซึ่งมีสาเหตุมาจากรอย
 ประทับหมายเลข ที่แสดงในรูป (b) (Budynas et al.,2011)



รูปที่ 2.26 แขนยึด Landing Gear ที่ทำจากอะลูมิเนียมอัลลอยด์ ซึ่งได้รับการออกแบบใหม่เพื่อหลีกเลี่ยงการเกิดความเสียหาย
 เนื่องจากการล้าบริเวณรูน้ำมันหล่อลื่น รูป (b) แสดงให้เห็นพื้นผิวความเสียหายซึ่งเริ่มต้นเกิดรอยร้าวหลายแห่ง(บริเวณที่
 ลูกศรชี้) (Budynas et al.,2011)

2.5.2 การวิเคราะห์และออกแบบชิ้นงานที่เกิดความเสียหายเนื่องจากการล้า

ดังที่ทราบมาแล้วว่ามีปัจจัยหลายประการที่จะต้องนำมาพิจารณา ในการวิเคราะห์และออกแบบชิ้นงานที่อาจเกิดความเสียหายเนื่องจากการล้า วิธีการวิเคราะห์จะแสดงให้เห็นการรวมกันระหว่างวิศวกรรมศาสตร์และวิทยาศาสตร์ และถึงแม้ว่าข้อพิสูจน์ทางวิทยาศาสตร์จะยังไม่สามารถหาคำตอบในเรื่องของการล้าได้อย่างชัดเจน แต่วิศวกรก็ยังมีความจำเป็นที่จะต้องออกแบบเครื่องบินให้บินได้อย่างปลอดภัย ออกแบบยานยนต์ให้มีความน่าเชื่อถือ โดยทำให้มั่นใจว่าจะไม่เกิดปัญหาเป็นระยะเวลานาน ดังนั้น ในขณะที่นักวิทยาศาสตร์ยังไม่สามารถหาคำตอบในการที่จะอธิบายความเสียหายเนื่องจากการล้าได้อย่างสมบูรณ์ วิศวกรผู้ออกแบบก็จำเป็นต้องออกแบบชิ้นงานที่คาดว่าจะยังไม่เกิดการล้าในช่วงระยะเวลาที่กำหนด

2.5.3 การคำนวณอายุการล้า

วิธีการหลัก 3 วิธีที่ถูกนำมาใช้ในการวิเคราะห์และออกแบบชิ้นงานที่อาจเกิดความเสียหายเนื่องจากการล้า ประกอบด้วย Stress-Life Method, Strain Life Method และ Linear-Elastic Fracture Mechanics ซึ่งวิธีการเหล่านี้ เป็นวิธีการที่จะพยายามทำนายอายุการล้าของชิ้นงานเป็นวงรอบการรับโหลดที่จะเกิดความเสียหาย N โดยทั่วไปจะแบ่งเป็นวงรอบการใช้งานต่ำ (low-cycle Fatigue) จะหมายถึงชิ้นงานที่มีอายุการใช้งานในช่วง $1 \leq N \leq 10^3$ รอบ และวงรอบการใช้งานสูง (high-cycle Fatigue) จะหมายถึงชิ้นงานที่มีอายุการใช้งานในช่วงวงรอบ $N > 10^3$ รอบ

วิธีหาอายุการล้าจากความเค้นใช้งาน (Stress-Life Method) จะคำนวณอายุการล้าบนพื้นฐานของระดับความเค้นเพียงอย่างเดียว ดังนั้น จึงมีความเที่ยงตรงค่อนข้างต่ำ โดยเฉพาะอย่างยิ่งสำหรับชิ้นงานที่มีวงรอบการใช้งานต่ำ อย่างไรก็ตาม วิธีนี้ก็จะเป็นที่นิยมใช้กันมากที่สุดในการออกแบบชิ้นส่วนที่ทราบวงรอบการนำไปใช้งานที่แน่นอน และใช้สำหรับทำนายอายุการใช้งานสูงสุดที่มีข้อมูลสนับสนุนเพียงพอ ทั้งนี้เนื่องจากวิธีการนี้สามารถนำไปใช้ได้ง่าย

วิธีหาอายุการล้าจากความเครียด (Strain-Life Method) จะวิเคราะห์เจาะลึกไปที่รายละเอียดในย่านที่เกิดการเปลี่ยนแปลงรูปร่างอย่างถาวร และคำนวณอายุการล้าบนพื้นฐานของความเค้นและความเครียดที่เกี่ยวข้อง วิธีการนี้จะเหมาะสมสำหรับคำนวณอายุการล้าสำหรับชิ้นงานที่มีวงรอบการทำงานต่ำ การนำวิธีนี้มาประยุกต์ใช้จะต้องนำแนวความคิดต่างๆ ในการออกแบบมาประกอบกัน รวมทั้งเรื่องของความไม่แน่นอน

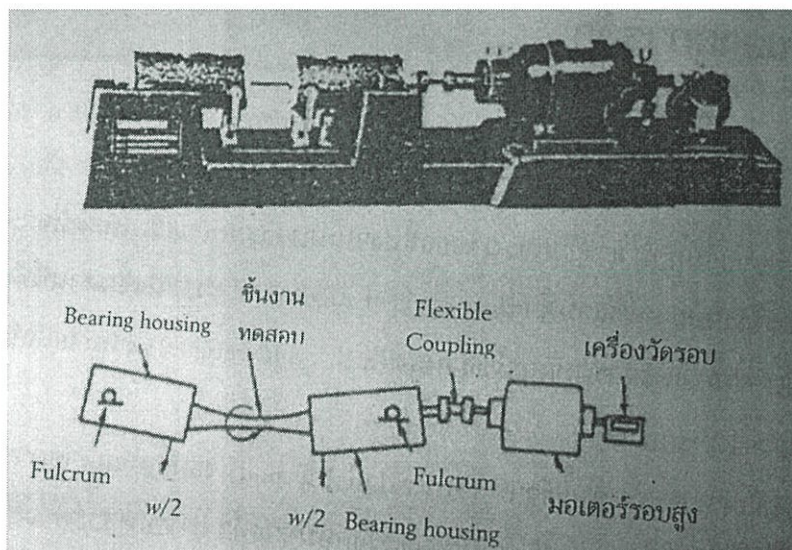
ที่จะส่งผลกระทบต่อการใช้งาน ด้วยเหตุผลดังกล่าว ในที่นี้จะกล่าวเพียงการนำค่าต่างๆเหล่านี้มารวมในการคำนวณอายุการล้า ทั้งนี้เพื่อให้เกิดความเข้าใจในเรื่องของความเสียหายเนื่องจากการล้าได้ดียิ่งขึ้น

วิธีหาอายุการล้าจากความยืดหยุ่นเชิงเส้นตามหลักกลศาสตร์การแตกร้าว (Linear-Elastic Fracture Mechanics) จะสมมติว่ามีรอยร้าวเกิดขึ้นในชิ้นงาน และทำนายอัตราการขยายตัวของรอยร้าวที่เกิดจากความเค้นเพิ่มขึ้น วิธีการนี้จะมีประโยชน์สำหรับใช้ในการวิเคราะห์โครงสร้างขนาดใหญ่ โดยใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์ช่วยในการคำนวณ

แต่สำหรับในรายงานเล่มนี้จะกล่าวถึงวิธีหาอายุการล้าจากความเค้นใช้งาน (Strain-Life Method) เท่านั้น

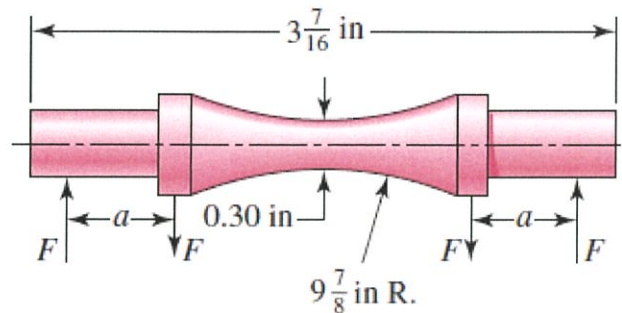
2.5.4 วิธีการหาอายุการล้าจากความเค้นใช้งาน

การพิจารณาความต้านแรงของวัสดุภายใต้การกระทำของโหลดแบบวัฏจักร ชิ้นงานทดสอบจะต้องถูกนำไปปรับแรงกระทำซ้ำๆ ที่มีขนาดแน่นอน แล้วนับวงจรการใช้งานที่ชิ้นงานทดสอบถูกทำลาย R. R. Moore ได้สร้างเครื่องสำหรับทดสอบ เพื่อหาอายุการล้าของชิ้นงาน ดังแสดงตามรูปที่ 2.27



รูปที่ 2.27 เครื่องมือสำหรับทดสอบเพื่อหาอายุการล้าของชิ้นงาน (ภาณุฤทธิ์, 2009)

ชิ้นงานทดสอบถูกนำไปปรับแรงดัดเพียงอย่างเดียว โดยนำก้อนน้ำหนักมาถ่วง สำหรับตัวชิ้นงานทดสอบจะถูกนำมาขัดมันในทิศทางตามแนวแกน เพื่อป้องกันไม่ให้เกิดการยึดตัวตามแนวเส้นรอบวง โดยมีรูปร่างและชื่อนามมาตรฐาน ดังแสดงตามรูปที่ 2.28

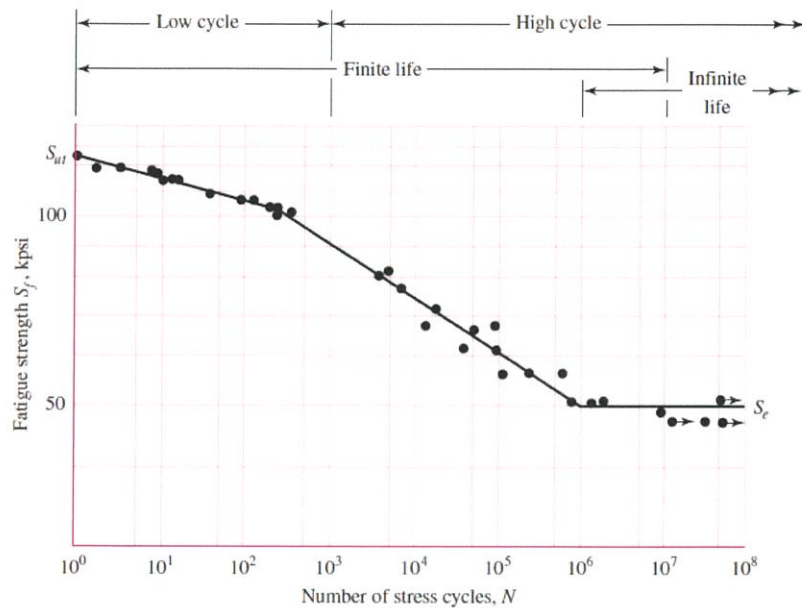


รูปที่ 2.28 ชิ้นงานทดสอบมาตรฐานสำหรับเครื่องทดสอบของ Moore (Budynas et al., 2011)

ในการหาความต้านทานการล้าของวัสดุ จำเป็นที่จะต้องทำการทดสอบชิ้นงานที่เป็นวัสดุชนิดเดียวกันหลายๆครั้ง ภายใต้โหลดการดัดขนาดเดียวกันในขณะทำการทดสอบ ชิ้นงานทดสอบตามรูปที่ 2.28 จะอยู่ภายใต้โมเมนต์ดัดคงที่ค่าหนึ่ง ซึ่งทำให้เกิดความเค้นดัดแบบวัฏจักรที่ผิวนอกของเพลลาอยู่ตลอดเวลาที่เพลลาหมุน โดยความเค้นดัดที่จุดใดจุดหนึ่งของเพลลาจะเป็นความเค้นแบบกระทำสองทิศทาง และมีค่าอัตราส่วนความเค้น $R = -1$ ผลการทดสอบเพื่อหาค่าความต้านทานการล้าของวัสดุ นิยมเขียนเป็นกราฟ ค่าความต้านทานการล้า (Fatigue Strength) หรือความทนทาน (Endurance Strength) เทียบกับอายุของชิ้นงาน N รอบ (S – N diagram) ในสเกล Semilog หรือสเกล log – log ซึ่งจากผลการทดสอบกับวัสดุชนิดต่างๆ ปรากฏว่ากราฟ S – N มีอยู่ 2 ลักษณะ ดังนี้

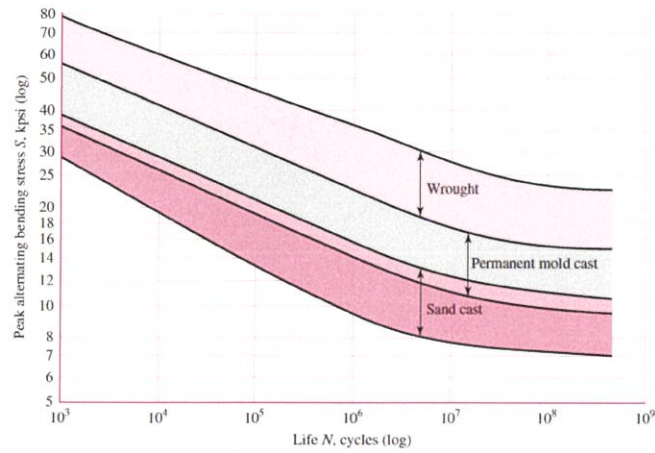
- (ก) โลหะจำพวกเหล็ก กราฟ S – N ประกอบด้วยเส้นตรง 2 เส้น ตัดกันเป็นมุม ที่อายุการหมุน $N \approx 10^6$ รอบ ดังแสดงตามรูปที่ 2.29 ซึ่งหมายความว่า ค่า S_f ต่ำสุดนี้ เป็นค่าที่ไม่ทำให้ชิ้นงานเกิด

การแตกหัก หรือเป็นค่าที่ทำให้ชิ้นงานมีอายุการใช้งานมากกว่า 10^6 รอบขึ้นไป ค่านี้เรียกว่า “พิกัดการล้า (Fatigue Limit) หรือพิกัดความทนทาน(Endurance Limit)” สำหรับชิ้นงานทั่วไป ใช้สัญลักษณ์ S_e



รูปที่ 2.29 S-N diagram ของเหล็กกล้า UNS G41300 โดย $S_{ut} = 116 \text{ kpsi}$ (Budynas et al.,2011)

- (จ) โลหะที่ไม่ใช่เหล็ก กราฟ S - N จะเป็นเส้นตรงเส้นเดียวและมีส่วนโค้งที่ไม่เป็นมุมเล็กน้อย ดังรูปที่ 2.30 ซึ่งเป็นกราฟ S-N ของอะลูมิเนียมอัลลอยด์ จะเห็นได้ว่าสำหรับโลหะที่ไม่ใช่เหล็กจะมีเพียงค่าความต้านทานการล้า S_f เท่านั้น ไม่มีค่าพิกัดการล้า S_e และเนื่องจากโลหะที่ไม่ใช่เหล็กไม่มีค่าพิกัดการล้า โดยทั่วไปจึงแสดงค่าความต้านทานการล้าที่อายุการใช้งานที่แน่นอนค่าหนึ่งคือ $N = 5 \times 10^8$ รอบ (ตารางที่ 2.1)



รูปที่ 2.30 S-N diagram ของอะลูมิเนียมอัลลอยด์ (Budynas et al.,2011)

ตารางที่ 2.1 Mechanical Properties of Three Non – Steel Metals (Budynas et al.,2011)

(a) Typical Properties of Gray Cast Iron

ASTM Number	Tensile Strength S_{ut} , kpsi	Compressive Strength S_{uc} , kpsi	Shear Modulus of Rupture S_{su} , kpsi	Modulus of Elasticity, Mpsi		Endurance Limit* S_e , kpsi	Brinell Hardness H_B	Fatigue Stress-Concentration Factor K_f
				Tension†	Torsion			
20	22	83	26	9.6–14	3.9–5.6	10	156	1.00
25	26	97	32	11.5–14.8	4.6–6.0	11.5	174	1.05
30	31	109	40	13–16.4	5.2–6.6	14	201	1.10
35	36.5	124	48.5	14.5–17.2	5.8–6.9	16	212	1.15
40	42.5	140	57	16–20	6.4–7.8	18.5	235	1.25
50	52.5	164	73	18.8–22.8	7.2–8.0	21.5	262	1.35
60	62.5	187.5	88.5	20.4–23.5	7.8–8.5	24.5	302	1.50

*Polished or machined specimens.

†The modulus of elasticity of cast iron in compression corresponds closely to the upper value in the range given for tension and is a more constant value than that for tension.

(b) Mechanical Properties of Some Aluminum Alloys

Aluminum Association Number	Temper	Strength			Elongation in 2 In, %	Brinell Hardness H_B
		Yield, S_y , MPa (kpsi)	Tensile, S_{ut} , MPa (kpsi)	Fatigue, S_f , MPa (kpsi)		
Wrought:						
2017	O	70 (10)	179 (26)	90 (13)	22	45
2024	O	76 (11)	186 (27)	90 (13)	22	47
	T3	345 (50)	482 (70)	138 (20)	16	120
3003	H12	117 (17)	131 (19)	55 (8)	20	35
	H16	165 (24)	179 (26)	65 (9.5)	14	47
3004	H34	186 (27)	234 (34)	103 (15)	12	63
	H38	234 (34)	276 (40)	110 (16)	6	77
5052	H32	186 (27)	234 (34)	117 (17)	18	62
	H36	234 (34)	269 (39)	124 (18)	10	74
Cast:						
319.0*	T6	165 (24)	248 (36)	69 (10)	2.0	80
333.0 [†]	T5	172 (25)	234 (34)	83 (12)	1.0	100
	T6	207 (30)	289 (42)	103 (15)	1.5	105
335.0*	T6	172 (25)	241 (35)	62 (9)	3.0	80
	T7	248 (36)	262 (38)	62 (9)	0.5	85

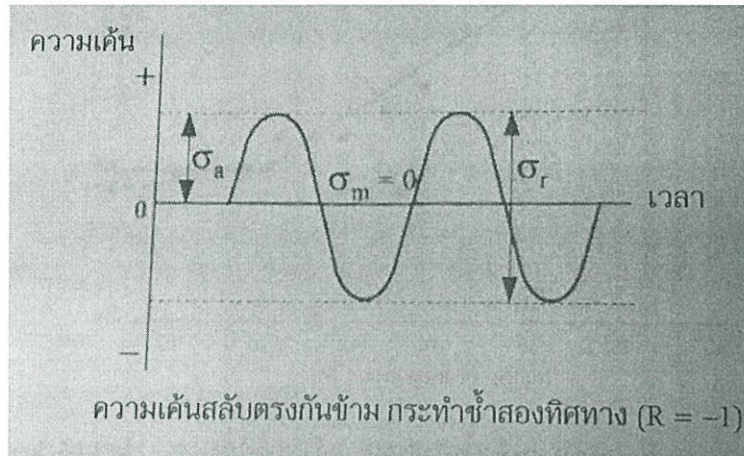
*Sand casting.

[†]Permanent-mold casting.

(c) Mechanical Properties of Some Titanium Alloys

Titanium Alloy	Condition	Yield, S_y (0.2% offset) MPa (kpsi)	Strength Tensile, S_{ut} MPa (kpsi)	Elongation in 2 In, %	Hardness (Brinell or Rockwell)
Ti-35A [†]	Annealed	210 (30)	275 (40)	30	135 HB
Ti-50A [†]	Annealed	310 (45)	380 (55)	25	215 HB
Ti-0.2 Pd	Annealed	280 (40)	340 (50)	28	200 HB
Ti-5 Al-2.5 Sn	Annealed	760 (110)	790 (115)	16	36 HRC
Ti-8 Al-1 Mo-1 V	Annealed	900 (130)	965 (140)	15	39 HRC
Ti-6 Al-6 V-2 Sn	Annealed	970 (140)	1030 (150)	14	38 HRC
Ti-6Al-4V	Annealed	830 (120)	900 (130)	14	36 HRC
Ti-13 V-11 Cr-3 Al	Sol. + aging	1207 (175)	1276 (185)	8	40 HRC

ให้สังเกตว่าการรับโหลดแบบวัฏจักร 1 วนรอบ ($N = 1$) จะประกอบด้วยการใส่โหลดซึ่งเป็นความเค้นเข้าไป 1 ครั้ง จากนั้นก็นำโหลดออก แล้วใส่โหลดเข้าไปในทิศตรงกันข้ามอีก 1 ครั้งแล้วนำโหลดออก ดังแสดงตามรูปที่ 2.31 ดังนั้น ในกรณีที่ $N = \frac{1}{2}$ จะหมายถึงการใส่โหลดซึ่งเป็นความเค้นเข้าไป 1 ครั้งจากนั้นก็นำโหลดออก ซึ่งเป็นกรณีเดียวกับการทดลองดึงชิ้นงานทดสอบอย่างง่าย



รูปที่ 2.31 โหลดแบบวัฏจักร (ภาณุฤทธิ์, 2009)

นอกจากนั้นรูปที่ 2.29 ยังแสดงให้เห็นว่ามีการจำแนกการล้าออกเป็นวงรอบการใช้งานต่ำ (Low-cycle Fatigue) จะหมายถึงชิ้นงานที่มีอายุการใช้งานตั้งแต่ 1 – 1000 รอบ และวงรอบการใช้งานสูง (high-cycle Fatigue) จะหมายถึงชิ้นงานที่มีอายุการใช้งานมากกว่า 1000 รอบ และแบ่งอายุที่ใช้ในการออกแบบชิ้นส่วนเครื่องจักรกลสำหรับความล้าตามช่วงอายุการใช้งาน คือ ชิ้นงานที่มีอายุจำกัด (Finite Life) และชิ้นงานที่มีอายุไม่จำกัด (Infinite Life) บริเวณระหว่างช่วงทั้งสองนี้จะไม่สามารถระบุได้ชัดเจน โดยจะขึ้นอยู่กับวัสดุแต่ละชนิดโดยเฉพาะ ซึ่งสำหรับเหล็กจะมีค่าอยู่ระหว่าง $10^6 - 10^7$ รอบ

2.5.5 พิกัดความทนทานหรือพิกัดการล้า

การทดสอบการรับโหลดความเค้นแบบวัฏจักร โดยใช้เครื่องทดสอบของ Moore มีความเหมาะสมในการพิจารณาพิกัดความทนทานมากกว่าการทดสอบความเครียด เมื่อทำการทดสอบการล้าเปรียบเทียบกับ การทดสอบด้วยการดึงอย่างง่าย มีข้อมูลเป็นจำนวนมากที่ได้จากการทดสอบ และเมื่อนำข้อมูลเหล่านี้มาพล็อตจะ

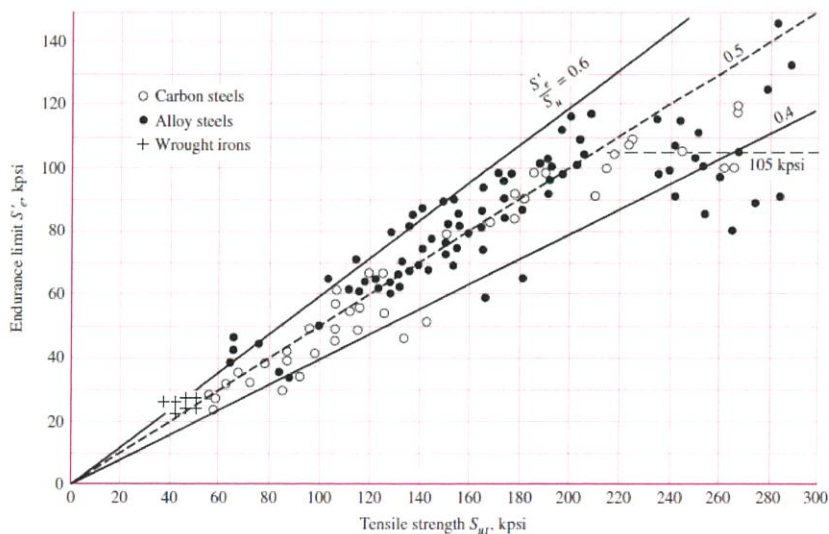
ได้ภาพดังแสดงตามรูปที่ 2.32 ซึ่งพบว่าพิคัดความทนทานจะมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 40 – 60% ของความต้านแรงดึง

Mischke ได้วิเคราะห์ข้อมูลที่ได้จากการทดสอบและสรุปว่า พิคัดความทนทานจากการทดลอง (S'_e) จะมีความสัมพันธ์กับความต้านแรงดึง สำหรับข้อมูลการทดลองในรูปที่ 2.32 ความสัมพันธ์ดังกล่าวคือ

$$S'_e = \begin{cases} 0.504S_{ut} & S_{ut} \leq 212 \text{ kpsi} (1460 \text{ MPa}) \\ 107 \text{ kpsi} & S_{ut} > 212 \text{ kpsi} \\ 740 \text{ MPa} & S_{ut} > 1460 \text{ MPa} \end{cases} \quad (2.26)$$

เมื่อ S_{ut} คือความต้านแรงสูงสุดของวัสดุที่ใช้ สำหรับค่าพิคัดความทนทานจะใช้สัญลักษณ์ S'_e เนื่องจากเป็นค่าที่ได้มาจากการทดสอบชิ้นงานมาตรฐาน ซึ่งเราต้องการที่จะใช้ค่า S_e สำหรับพิคัดความทนทานของชิ้นงานทั่วไป ที่ถูกนำไปใช้รับโหลดแบบต่างๆ ซึ่งแตกต่างจากการทดสอบ และในไม่ช้าเราก็จะเห็นว่าค่าทั้งสองนี้แตกต่างกัน

ข้อมูลพิคัดความทนทานของเหล็กหล่อชนิดต่างๆซึ่งมีผิวขัดมันหรือขึ้นรูปด้วยวิธีอื่น มีอยู่ในตารางที่ 2.1 สำหรับอะลูมิเนียมอัลลอยด์จะไม่มีค่าพิคัดความทนทาน ดังนั้น ในตารางเดียวกันนี้จึงมีค่าพิคัดความต้านทานการล้าของอะลูมิเนียมอัลลอยด์ที่มีอายุการใช้งาน 5×10^8 รอบ



รูปที่ 2.32 กราฟพิคัดความทนทาน แสดงอัตราส่วน $\frac{S'_e}{S_u} = 0.6, 0.5$ และ 0.4 (Budynas et al., 2011)

2.5.6 ความต้านทานการล้า

รูปที่ 2.29 แสดงให้เห็นช่วงอายุการใช้งานต่ำที่มีวงรอบการใช้งานตั้งแต่ $N = 1 - 100$ รอบในช่วงนี้ความต้านทานการล้า (Fatigue Strength) S_f จะมีค่าต่ำกว่าความต้านแรงดึงเพียงเล็กน้อย ซึ่งสามารถหาได้จากสมการ

$$(S_f)_{10^3 \text{ cycles}} = \sigma'_F (2 \cdot 10^3)^b = f S_{ut}$$

เมื่อ f คือส่วนของ S_{ut} ซึ่งเป็นตัวแทนของความต้านทานการล้าสำหรับช่วงอายุการใช้งานต้นนั้นคือ

$$f = \frac{\sigma'_F}{S_{ut}} (2 \cdot 10^3)^b \quad (2.27)$$

จากสมการ $\sigma = \sigma_0 \varepsilon_m$, $\sigma'_F = \sigma_0 \varepsilon^m$ และ $\varepsilon = \varepsilon'_F$ ถ้าเราไม่ทราบสมการความสัมพันธ์ระหว่างความเค้นที่แท้จริงกับความเครียดที่แท้จริง สามารถใช้ค่าโดยประมาณของ SAE สำหรับเหล็กกล้าที่มีค่า $H_B \leq 500$ คือ

$$\sigma'_F = S_{ut} + 50 \text{ kpsi} \text{ หรือ } \sigma'_F = S_{ut} + 345 \text{ MPa} \quad (2.28)$$

สำหรับค่ายกกำลัง b หาได้จาก $\sigma_a = S_e = \sigma'_F (2N_e)^b$ ดังนั้น

$$b = \frac{-\log(\sigma'_F/S_e)}{\log(2N_e)} \quad (2.29)$$

ดังนั้น จะทราบสมการหาความต้านทานการล้า คือ $S_f = \sigma'_F (2N)^b$

จากการทดลองพบว่าเส้นโค้งที่พอดีกับสมการข้างต้นคือ

$$S_f = aN^b \quad (2.30)$$

เมื่อ N คืออายุการล้า และค่าคงที่ a และ b มีค่าคงที่

$$a = \frac{(f S_{ut})^2}{S_e} \quad (2.31)$$

$$b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{f S_{ut}}{S_e}\right) \quad (2.32)$$

ถ้าเราทราบค่า σ_a การกำหนดให้ $S_f = \sigma_a$ จะทำให้สามารถหาอายุการล้าของชิ้นงานได้ดังนี้

$$N = \left(\frac{\sigma_a}{a}\right)^{\frac{1}{b}} \quad (2.33)$$

วงรอบการใช้งานต่ำมักจะหมายถึงความเสียหายเนื่องจากการล้าซึ่งเกิดขึ้นในช่วง $1 \leq N \leq 10^3$ รอบ การพล็อตกราฟในลักษณะเดียวกับรูปที่ 2.29 แนวของจุดข้อมูลในช่วงต่ำกว่า 10^3 รอบ จะเกือบเป็นเส้นตรง จึงสามารถหาค่าความต้านทานการล้าได้จาก

$$S_f > S_{ut} N^{\log f / 3} \quad 1 \leq N \leq 10^3 \quad (2.34)$$

2.6 การเชื่อม

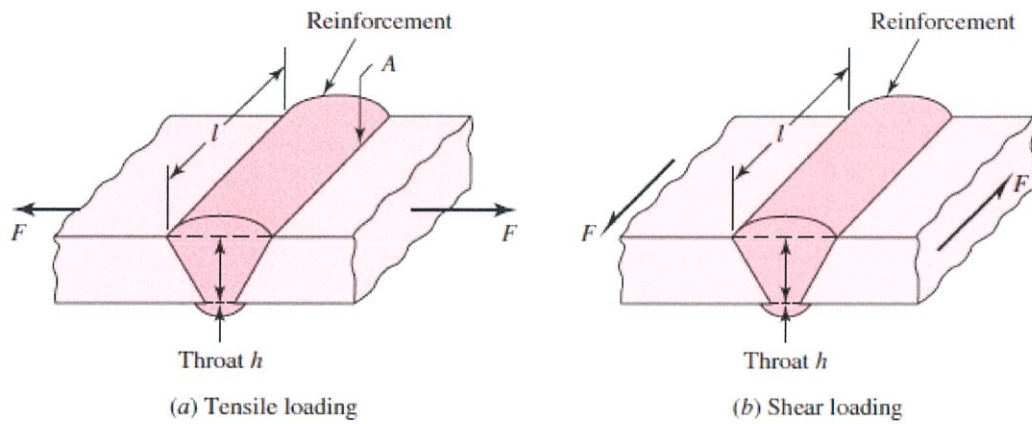
การเชื่อมเป็นกระบวนการยึดชิ้นงานที่มีลักษณะเป็นการถาวร โดยรอยต่อจะเป็นชิ้นเดียวกัน และมีความแข็งแรงมากที่สุดในการบวนการยึดรอยต่อแบบอื่น เช่น การยึดด้วยสลักเกลียว การบัดกรี การกดอัดให้ติดกัน หรือการใช้กาวติด ข้อดีเหล่านี้ไม่เพียงจะทำให้ประหยัดวัสดุในการยึดรอยต่อ มีน้ำหนักเบา และมีความเชื่อมั่นสูง แต่ยังช่วยให้วิศวกรผู้ออกแบบมีอิสระในการวางแผนและการออกแบบเป็นอย่างมาก

2.6.1 การเชื่อมต่อชนและการเชื่อมพอก

รูปที่ 2.33 เป็นรูปของรอยเชื่อมต่อชนรูปตัว V ด้านเดียว ที่รับโหลดแรงดึง F เมื่อพิจารณาที่รอยเชื่อม ความเค้นตั้งฉากปกติในรอยเชื่อมคือ

$$\sigma = \frac{F}{hl} \quad (2.35)$$

เมื่อ h คือความสูงของรอยเชื่อมที่เรียกว่า “Throat” และ l คือความยาวของรอยเชื่อม

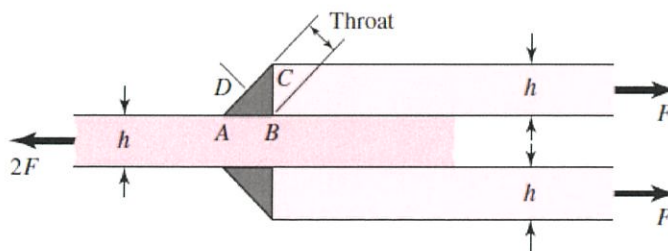


รูปที่ 2.33 รอยเชื่อมต่อชนรูปตัว V ด้านเดียว เมื่อรับแรงดึงและแรงเฉือน (Budynas et al.,2011)

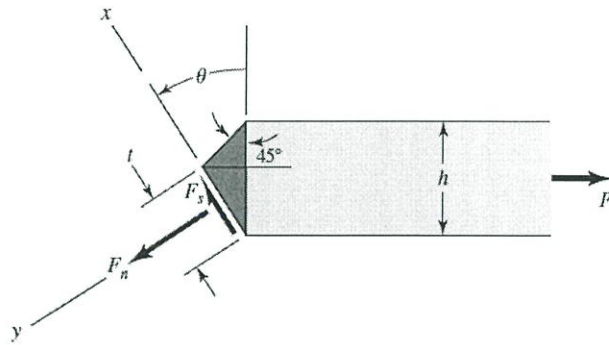
รอยเชื่อมจะทำให้มีส่วนเกินเกิดขึ้นบนพื้นผิว ซึ่งจะก่อให้เกิดความเค้นหนาแน่นขึ้นที่บริเวณรอยต่อ (จุด A ดังรูปที่ 2.34) ดังนั้น ถ้านำชิ้นงานไปใช้ในการรับโหลดการล่า จึงควรที่จะเจียรนัยให้รอยเชื่อมเป็นเนื้อเดียวกับชิ้นงาน

ความเค้นเฉือนเฉลี่ยในรอยเชื่อมคือ

$$\tau = \frac{F}{hl} \quad (2.36)$$



รูปที่ 2.34 รอยเชื่อมพอกของการเชื่อมแบบเกย (Budynas et al.,2011)



รูปที่ 2.35 ผังวัสดุอิสระของรอยเชื่อมในรูปที่ 2.33 (Budynas et al.,2011)

จากรูปที่ 2.35 เมื่อมีแรง F กระทำตามแนวขวางกับรอยเชื่อม ดังนั้น ที่มุม θ มแรงที่กระทำบนรอยต่อเชื่อมจะมีแรงตั้งฉาก F_n และแรงเฉือน F_s ดังนั้น แรงในแนวแกน x และ y คือ

$$F_s = F \sin \theta \quad (a)$$

$$F_n = F \cos \theta \quad (b)$$

ใช้กฎของ sine สำหรับสามเหลี่ยมมุมฉากในรูปที่ 2.34 จะได้

$$\frac{t}{\sin 45^\circ} = \frac{h}{\sin(90^\circ - \theta + 45^\circ)} = \frac{h}{\sin(135^\circ - \theta)} = \frac{\sqrt{2}h}{\cos \theta + \sin \theta}$$

แก้สมการเพื่อหาค่าความยาวของ throat จะได้ $t = \frac{h}{\cos \theta + \sin \theta}$ (c)

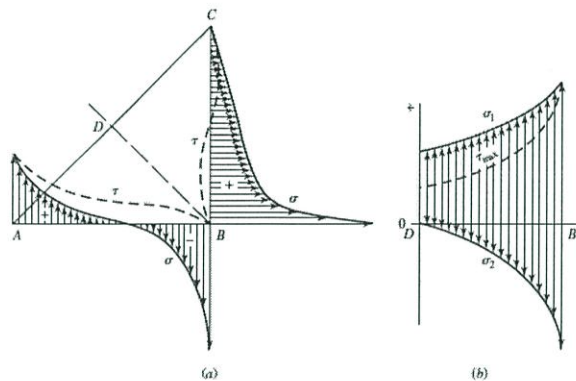
ดังนั้น จะสามารถหาความเค้นเฉือนและความเค้นตั้งฉากจากปกติในรอยเชื่อมเมื่อรอยเชื่อมทำมุม θ กับชิ้นงานได้คือ

$$\tau = \frac{F_s}{A} = \frac{F \sin \theta (\cos \theta + \sin \theta)}{hl} = \frac{F}{hl} (\sin \theta \cos \theta + (\sin \theta)^2) \quad (d)$$

$$\sigma = \frac{F_n}{A} = \frac{F \cos \theta (\cos \theta + \sin \theta)}{hl} = \frac{F}{hl} (\sin \theta \cos \theta + (\cos \theta)^2) \quad (e)$$

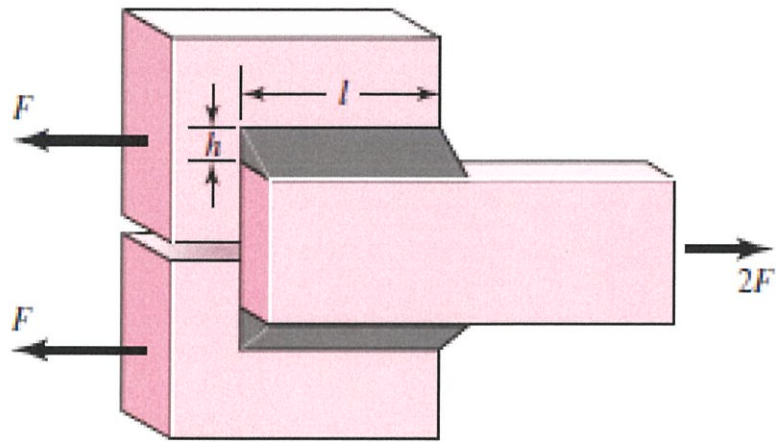
$$\sigma' = (\sigma^2 + 3\tau^2)^{\frac{1}{2}} = \frac{F}{hl} [((\cos \theta)^2 + \sin \theta \cos \theta)^2 + 3((\sin \theta)^2 + \sin \theta \cos \theta)^2]^{\frac{1}{2}} \quad (f)$$

Von Mises Stress (σ') จะมีค่ามากที่สุดคือ $2.16F/(hl)$ ที่มุม $\theta = 62.5^\circ$ โดยความเค้นเฉือนที่จุดนี้จะมีค่า $\tau = 1.196F/(hl)$ และความเค้นตึงจากปกติที่จุดนี้จะมีค่า $\sigma = 0.623F/(hl)$ สำหรับค่าความเค้นเฉือนสูงสุดที่เกิดขึ้นบนรอยเชื่อมจะหาได้โดยการดิฟเฟอเรนเชียลสมการ (d) เทียบกับมุม θ และกำหนดให้มีค่าเท่ากับ 0 ซึ่งจะได้ว่าความเค้นเฉือนจะมีค่ามากที่สุดที่มุม $\theta = 67.5^\circ$ โดยมีค่า $\tau_{max} = 1.207F/(hl)$ และที่จุดนี้ความเค้นตึงจากปกติจะมีค่า $\sigma = 0.5F/(hl)$ อย่างไรก็ตาม ยังมีการทดลองเพื่อหาการกระจายของความเค้นในรอยเชื่อมด้าน AB และ BC เพื่อให้แทนการวิเคราะห์ด้วยสมการ (d) – (f) เมื่อนำผลการทดลองมาพล็อตจะได้กราฟดังแสดงตามรูปที่ 2.36



รูปที่ 2.36 กราฟการกระจายของความเค้นบริเวณรอยเชื่อมพอก (Budynas et al.,2011)

แนวคิดสำคัญในการทดลองเพื่อหาค่าการกระจายของความเค้น คือยังไม่มีวิธีการวิเคราะห์ที่จะทำนายความเค้นที่เกิดขึ้นจริงในชิ้นงานได้ รูปทรงเรขาคณิตของรอยเชื่อมพอกจะเป็นรูปทรงอย่างหยวบๆ เท่าที่มองเห็นและถึงแม้จะทราบรูปทรงที่แน่นอนของรอยเชื่อมก็จะมีคามซับซ้อนในการคำนวณมาก นอกจากนั้นยังต้องการความละเอียดในการหาแรงกระทำเชิงศูนย์ที่กระทำต่อรอยเชื่อมแต่ละจุด อย่างไรก็ตาม เพื่อหลีกเลี่ยงความยุ่งยากซับซ้อนจึงมีการสร้างแบบจำลองขึ้นมาให้มีรูปทรงทางเรขาคณิตที่ชัดเจน ดังแสดงตามรูปที่ 2.37 เพื่อพิจารณาความเค้นเฉือนในรอยเชื่อม โดยพิจารณาไหลดจากภายนอกที่กระทำต่อพื้นที่ของ Throat จากนั้นให้ใช้ทฤษฎีพลังงานของการเปลี่ยนรูปในการประมาณค่าความเค้นเฉือน



รูปที่ 2.37 การเชื่อมพอกขนาน (Budynas et al.,2011)

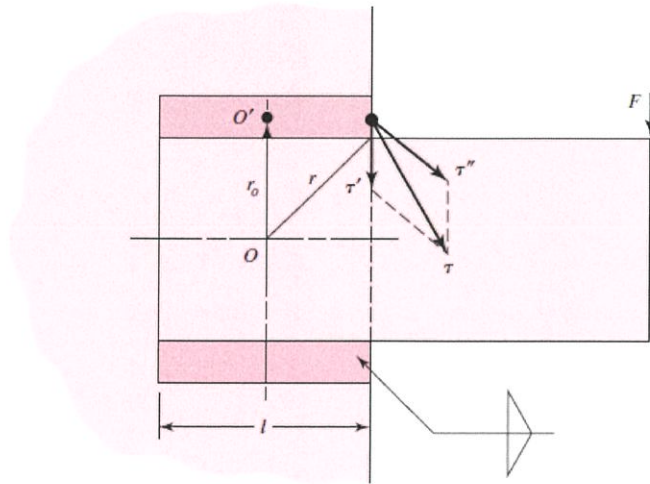
การพิจารณาในลักษณะนี้ จะได้ค่าความเค้นเฉือนเฉลี่ยในการออกแบบคือ

$$\tau = \frac{F}{0.707hl} = \frac{1.414F}{hl} \quad (2.37)$$

สมการนี้ใช้สำหรับรอยต่อที่เกิดจากการเชื่อมพอก และจะสังเกตได้ว่าสมการที่ 2.21 นี้จะให้ค่าอัตราส่วนระหว่างความเค้นเฉือนที่ประมาณได้ต่อความเค้นเฉือนสูงสุดคือ $1.414/1.207 = 1.17$ จึงมั่นใจได้ว่ามีความปลอดภัยในการใช้งาน

2.6.2 ความเค้นในจุดเชื่อมเมื่อรับแรงบิด

รูปที่ 2.38 เป็นรูปของคานกระดกที่ยึดติดกับเสาด้วยการเชื่อมพอกด้านข้างของปลายคานยาวเท่ากับ l



รูปที่ 2.38 การเกิด โมเมนต์บิดในรอยเชื่อม (Budynas et al.,2011)

แรงปฏิกิริยาที่ฐานรองรับของคานกระดกจะประกอบด้วยแรงเฉือน V และโมเมนต์ M ซึ่งแรงเฉือน V จะเป็นตัวทำให้เกิดความเค้นเฉือนตรง (direct shear หรือ primary shear) คือ

$$\tau' = \frac{V}{A} \quad (2.38)$$

เมื่อ A = พื้นที่ Throat ทั้งหมดของรอยเชื่อม

สำหรับโมเมนต์ M รอบจุด O จะทำให้เกิดความเค้นเฉือนบิด (torsion shear หรือ secondary shear) มีค่าคือ

$$\tau'' = \frac{Mr}{J} \quad (2.39)$$

เมื่อ r = ระยะจากจุดเซนทรอยด์ของรอยเชื่อมไปยังจุดของรอยเชื่อมที่ต้องการพิจารณา

J = โมเมนต์ความเฉื่อยเชิงมุมของกลุ่มรอยเชื่อม

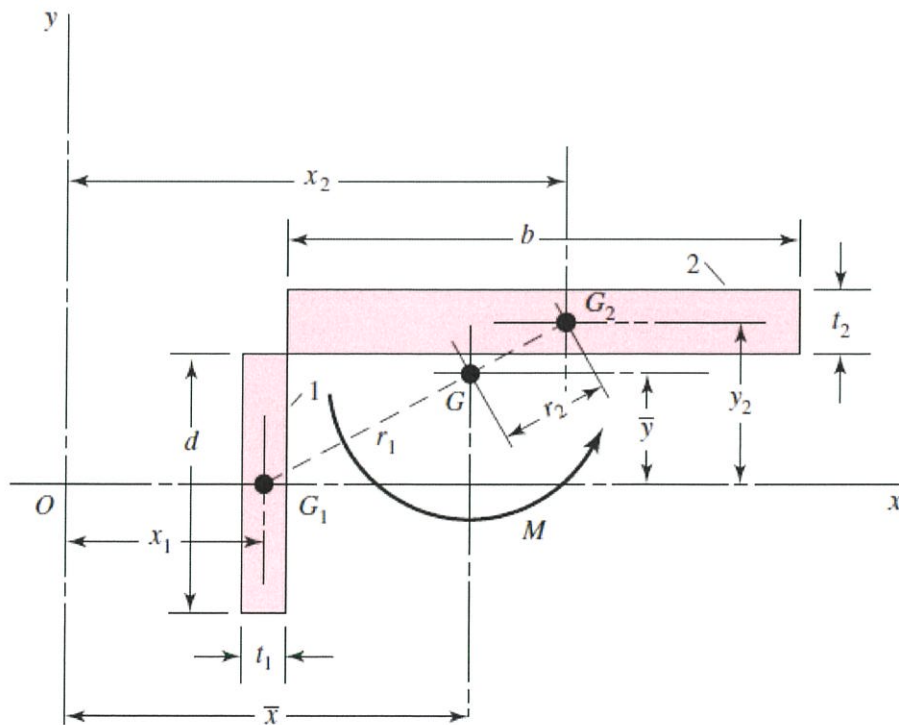
เมื่อทราบขนาดของรอยเชื่อม จะสามารถใช้สมการข้างต้นในการคำนวณค่าความเค้นเฉือนได้ และเมื่อรวมค่าความเค้นเฉือนที่คำนวณได้จากสมการทั้งสอง ก็จะได้ค่าความเค้นเฉือนสูงสุดซึ่งเกิดขึ้นบนจุดต่างๆของรอยเชื่อม ให้สังเกตว่าความเค้นเฉือนบิดจะมีค่าสูงสุดเมื่อระยะ r อยู่ห่างจากจุดเซนตทรอยด์มากที่สุด

รูปที่ 2.38 แสดงให้เห็นกลุ่มของรอยเชื่อม 2 กลุ่ม พื้นที่สี่เหลี่ยมผืนผ้าเป็นพื้นที่ Throat ของรอยเชื่อม โดยรอยเชื่อมที่ 1 มีความกว้างของ Throat คือ $b_1 = 0.707h_1$ และรอยเชื่อมที่ 2 มีความกว้างของ Throat คือ $d_2 = 0.707h_2$ ดังนั้น พื้นที่ Throat ของรอยเชื่อมทั้งสองจึงมีค่า

$$A = A_1 + A_2 = b_1d_1 + b_2d_2 \quad (a)$$

แกน x ในรูปที่ 2.39 ลากผ่านจุดเซนตทรอยด์ G_1 ของรอยเชื่อมที่ 1 ดังนั้น โมเมนต์ความเฉื่อยรอบแกน x คือ

$$I_x = \frac{b_1d_1^3}{12}$$



รูปที่ 2.39 กลุ่มของรอยเชื่อม 2 กลุ่ม (Budynas et al.,2011)

ในทำนองเดียวกัน โมเมนต์ความเฉื่อยรอบแกนที่ลากผ่าน G_1 และขนานกับแกน y คือ

$$I_y = \frac{d_1 b_1^3}{12}$$

ดังนั้น โมเมนต์ความเฉื่อยเชิงมุมของรอยเชื่อมที่ 1 รอบจุดศูนย์กลางทรอยด์ของตัวเองคือ

$$J_{G_1} = I_x + I_y = \frac{b_1 d_1^3}{12} + \frac{d_1 b_1^3}{12} \quad (b)$$

เมื่อพิจารณาในลักษณะเดียวกัน จะได้โมเมนต์ความเฉื่อยเชิงมุมของรอยเชื่อมที่ 2 รอบจุดศูนย์กลางทรอยด์ G_2 คือ

$$J_{G_2} = \frac{b_2 d_2^3}{12} + \frac{d_2 b_2^3}{12} \quad (c)$$

หาตำแหน่งจุดศูนย์กลางทรอยด์ G ของกลุ่มรอยเชื่อมได้คือ

$$\bar{x} = \frac{A_1 x_1 + A_2 x_2}{A} + \frac{d_2 b_2^3}{12} \quad \text{และ} \quad \bar{y} = \frac{A_1 y_1 + A_2 y_2}{A}$$

จากรูปที่ 2.38 พบว่าระยะ r_1 และ r_2 คือระยะจาก G_1 และ G_2 ไปยัง G คือ

$$r_1 = \sqrt{(\bar{x} - x_1)^2 + \bar{y}^2} \quad \text{และ} \quad r_2 = \sqrt{(y_2 - \bar{y})^2 + (x_2 - \bar{x})^2}$$

ใช้ทฤษฎีแกนขนานหาค่าโมเมนต์ความเฉื่อยเชิงมุมของกรุปรอยเชื่อมรอบจุดศูนย์กลางทรอยด์ได้คือ

$$J = (J_{G_1} + A_1 r_1^2) + (J_{G_2} + A_2 r_2^2) \quad (d)$$

ค่านี้คือค่าที่จะนำไปใช้ในสมการที่ 2.23 โดยระยะ r จะต้องวัดจากจุดศูนย์กลางทรอยด์ G และโมเมนต์ M จะเป็นโมเมนต์ที่เกิดขึ้นรอบจุด G


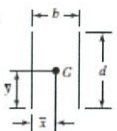
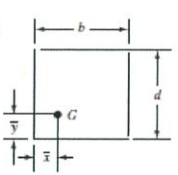
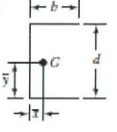
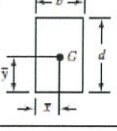

ถ้ากำหนดค่าความเค้นเฉือนที่ยอมรับได้มาให้ เราจะสามารถคำนวณย้อนกลับเพื่อหาขนาดของรอยเชื่อมได้ ลองพิจารณาสมการ (b) และ (c) จะเห็นได้ว่าค่า b_1^3 และ d_2^3 คือความกว้าง Throat ของรอยเชื่อมยกกำลังสาม ซึ่งจะมีค่าน้อยมากจนสามารถตัดทิ้งได้ จึงทำให้เหลือเพียงเทอม $\frac{b_1 d_1^3}{12}$ และ $\frac{d_2 b_2^3}{12}$ จึงทำให้ค่า

J_{G_1} และ J_{G_2} มีค่าเป็นเชิงเส้นในความกว้างของรอยเชื่อม การกำหนดให้ความกว้าง Throat ของรอยเชื่อม b_1 และ d_2 มีค่าเป็น 1 หน่วย จะนำไปสู่แนวคิดที่ทำให้รอยเชื่อมมีลักษณะเป็นเส้นตรง และโมเมนต์ความเฉื่อยเชิงมุมจะมีค่าเป็นหน่วยเช่นกัน ซึ่งค่านี้จะเรียกว่า “ Unit second polar moment of area - J_u ” ข้อดีของแนวคิดที่ทำให้รอยเชื่อมเป็นเส้นตรงคือ J_u จะมีค่าเหมือนกันโดยไม่คำนึงว่าขนาดของรอยเชื่อมจะเป็นเท่าใด และเนื่องจากความกว้าง Throat ของรอยเชื่อมจะมีค่าเท่ากับ $0.707h$ ดังนั้น ความสัมพันธ์ระหว่าง J และ J_u คือ

$$J = 0.707h J_u \quad (2.40)$$

ตารางที่ 2.2 จะแสดงค่าของ J_u สำหรับรอยเชื่อมพอกในลักษณะต่างๆที่พบ

ตารางที่ 2.2 คุณสมบัติการบิดของรอยเชื่อมพอก (Budynas et al.,2011)

Weld	Throat Area	Location of G	Unit Second Polar Moment of Area
1. 	$A = 0.707 hd$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = d^3/12$
2. 	$A = 1.414 hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{d(3b^2 + d^2)}{6}$
3. 	$A = 0.707h(b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2(b + d)}$ $\bar{y} = \frac{d^2}{2(b + d)}$	$J_u = \frac{(b + d)^4 - 6b^2d^2}{12(b + d)}$
4. 	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b + d}$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{8b^3 + 6bd^2 + d^3}{12} - \frac{b^4}{2b + d}$
5. 	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{(b + d)^3}{6}$
6. 	$A = 1.414 \pi hr$		$J_u = 2\pi r^3$

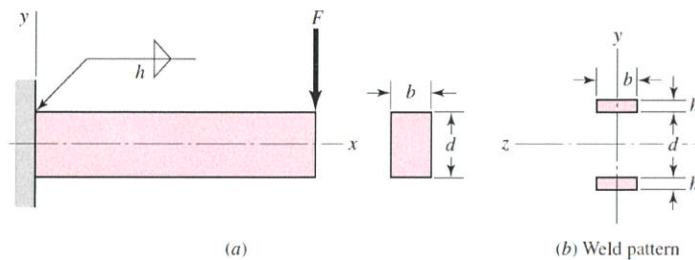
*G is centroid of weld group; h is weld size; plane of torque couple is in the plane of the paper; all welds are of unit width.

2.6.3 ความเค้นในจุดเชื่อมเมื่อรับแรงคัต

รูปที่ 2.40a เป็นงานเชื่อมคานกระดกเข้ากับฐานรองรับโดยการเชื่อมพอก บริเวณปลายด้านบนและด้านล่างของคาน ผังวัสดุอิสระของคานจะแสดงให้เห็นว่ามีแรงปฏิกิริยาซึ่งเกิดจากแรงเฉือน V และ โมเมนต์คัต M กระทำที่ฐาน ซึ่งแรงเฉือน V จะเป็นตัวทำให้เกิดความเค้นเฉือนตรง (direct shear หรือ primary shear) คือ

$$\tau' = \frac{V}{A} \quad (a)$$

เมื่อ $A =$ พื้นที่ Throat ทั้งหมดของรอยเชื่อม



รูปที่ 2.40 พื้นที่หน้าตัดรอยเชื่อมคานสี่เหลี่ยมเข้ากับฐานรองรับ (Budynas et al.,2011)

โมเมนต์ M จะทำให้เกิดองค์ประกอบความเค้นเฉือนที่ Throat ในรอยเชื่อมซึ่งมีค่าเท่ากับ 0.707τ แต่เนื่องจากเราทำการเชื่อมทั้งด้านบนและด้านล่างของคาน รอยเชื่อมจึงมีลักษณะดังรูปที่ 2.40b และเราสามารถหาค่ายูนิทโมเมนต์ความเฉือนของพื้นที่หน้าตัดได้คือ

$$I_u = \frac{bd^2}{2} \quad (b)$$

ดังนั้น โมเมนต์ความเฉือนของพื้นที่หน้าตัดรอยเชื่อมจะมีค่าเท่ากับ


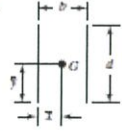
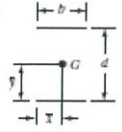
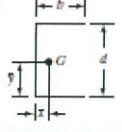
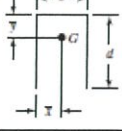
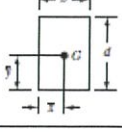
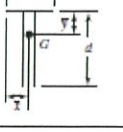
$$I = 0.707hI_u = 0.707h \frac{bd^2}{2} \quad (c)$$

และหาค่าความเค้นเฉือนระบุซึ่งเกิดขึ้นบน Throat ของรอยเชื่อมได้คือ

$$\tau = \frac{Mc}{I} = \frac{M(d/2)}{0.707hb d^2/2} = \frac{1.414M}{bdh} \quad (d)$$

แบบจำลองนี้ให้ค่าสัมประสิทธิ์เท่ากับ 1.414 ซึ่งแตกต่างจากค่าที่ทำนายไว้ในหัวข้อ 2.6.1 ที่ใช้ทฤษฎีพลังงานของการเปลี่ยนรูปทำนายค่าความเค้นเฉือนซึ่งมีสัมประสิทธิ์เท่ากับ 1.197 หรือการใช้ทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุดในการทำนายซึ่งจะได้ค่าสัมประสิทธิ์เท่ากับ 1.207 ตารางที่ 2.3 จะแสดงค่าของ I_u สำหรับรอยเชื่อมพอกในลักษณะต่างๆที่พบ

ตารางที่ 2.3 คุณสมบัติการคัดของรอยเชื่อมพอก (Budynas et al.,2011)

Weld	Throat Area	Location of G	Unit Second Moment of Area
1. 	$A = 0.707hd$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{12}$
2. 	$A = 1.414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{6}$
3. 	$A = 1.414hb$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{bd^2}{2}$
4. 	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b + d}$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{12}(6b + d)$
5. 	$A = 0.707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$	$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$
6. 	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{6}(3b + d)$
7. 	$A = 0.707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$	$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$

บทที่ 3

วิธีดำเนินการวิจัย

โครงการ การออกแบบชุดแขวนคาร์คาสเพื่อแก้ปัญหาคาร์คาสย่น(รูปที่ 3.1) เป็นโครงการที่จัดทำขึ้นเพื่อแก้ปัญหาคาร์คาสย่นที่เกิดขึ้นจากการที่กระบวนการผลิตยางรถรุ่นใหม่กำหนดให้มีชั้น NC เพียงแค่ชั้นเดียว ทำให้ความแข็งแรงของคาร์คาสลดลงและเพื่อใช้ในการกักเก็บคาร์คาสระหว่างที่พนักงานพักเบรก โดยหลังจากที่พนักงานพักเบรกเรียบร้อยแล้ว พนักงานสามารถกลับมาสร้างยางรถได้ต่อเนื่องซึ่งทำให้โรงงานสามารถผลิตยางรถได้ตามจำนวนที่โรงงานตั้งเป้าหมายไว้ในแต่ละวัน



รูปที่ 3.1 คาร์คาสย่น

ขั้นตอนการออกแบบชุดแขวนคาร์คาส จะแบ่งออกเป็น 4 ส่วน ประกอบไปด้วย ขั้นตอนในการศึกษาตัวแปรที่ใช้ในการออกแบบ ขั้นตอนการออกแบบในโปรแกรม ขั้นตอนการคำนวณการรับแรงและขั้นตอนในการเลือกวัสดุในการผลิตชุดแขวนคาร์คาส

3.1 ศึกษาตัวแปรที่ใช้ในการออกแบบ

เนื่องจากในโรงงานและพื้นที่ที่จะใช้ในการแขวนคาร์คาสมีข้อจำกัดหลายอย่าง ซึ่งก่อนที่จะสามารถออกแบบชุดแขวนคาร์คาสได้จำเป็นต้องศึกษาปัจจัยต่างๆที่ใช้ในการออกแบบให้ละเอียด เพื่อที่จะไม่ให้เกิดการออกแบบเกิดความผิดพลาดและเพื่อให้การออกแบบออกมาใช้งานได้ตามวัตถุประสงค์ที่ทางโรงงานตั้งไว้

โดยจะทำการศึกษาตัวแปรที่ใช้ในการออกแบบทั้งหมด 3 ตัวแปร ประกอบด้วย ด้านการออกด้านพื้นที่ และด้านการยศาสตร์

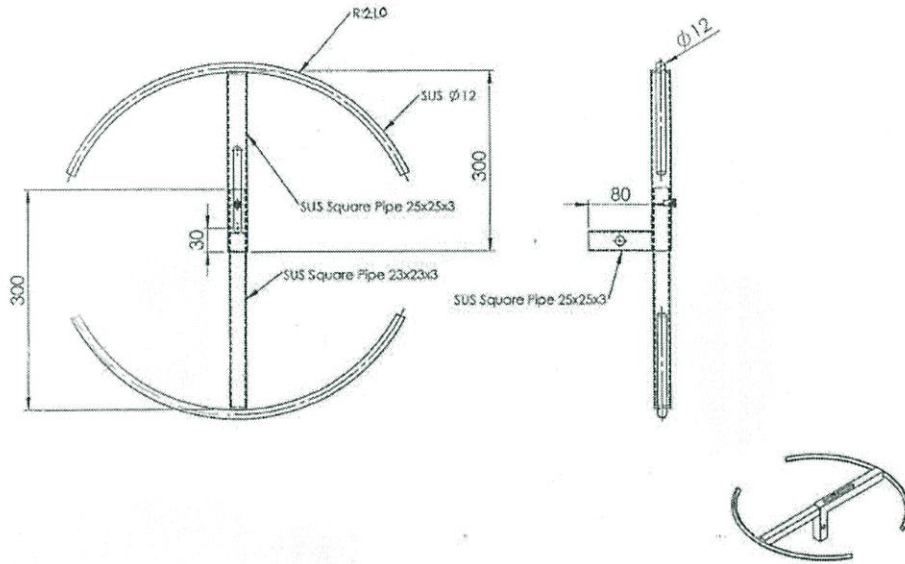
3.1.1 ตัวแปรด้านการออกแบบ

ในด้านการออกแบบ จำเป็นต้องศึกษาชุดแวนคาร์คาสที่มีใช้อยู่แล้วในโรงงานบริษัท สยามมิชลิน จำกัด สาขาพระประแดง ดังรูปที่ 3.2 เพื่อนำมาประยุกต์ใช้ในการออกแบบ เพื่อนำชุดแวนคาร์คาสนี้มาใช้ที่สาขาแหลมฉบัง แต่เนื่องจากความแตกต่างกันทั้งทางด้านความต้องการที่จะแวนคาร์คาสอย่างน้อย 4 ชั้น ด้านความแตกต่างทางด้านพื้นที่ ความแตกต่างของขนาดคาร์คาสที่ใช้แวน ด้านความปลอดภัยในการใช้งาน และด้านการยศาสตร์ จึงทำให้การออกแบบชุดแวนคาร์คาสที่จะใช้ที่สาขาแหลมฉบังมีความแตกต่างจากสาขาพระประแดง



รูปที่ 3.2 ชุดแวนคาร์คาสที่ใช้อยู่ที่โรงงานพระประแดง

โดยในส่วนที่สามารถออกแบบให้เหมือนกับชุดแวนคาร์คาสที่มีใช้อยู่ในสาขาพระประแดงก็คือ ส่วนที่ใช้แวนคาร์คาส ดังรูปที่ 3.3 ซึ่งสามารถใช้แบบเดียวกันได้เลย แต่มีส่วนที่ต้องแก้ไขเพิ่มเติมคือส่วนของขนาดไซส์คาร์คาสที่สามารถปรับได้ ซึ่งจะต้องออกแบบให้ในส่วนที่ใช้แวนนี้ สามารถแวนคาร์คาสได้ตั้งแต่ขนาด 15 นิ้ว ถึงขนาด 20 นิ้ว



รูปที่ 3.3 ส่วนของชุดแขวนคาร์คาสที่ใช้แขวน

3.1.2 ตัวแปรด้านพื้นที่

ในด้านพื้นที่ที่ใช้แขวนคาร์คาส บริเวณพื้นที่ในส่วนนี้มีข้อจำกัดอยู่หลายอย่าง ซึ่งพื้นที่ที่จะใช้แขวนคาร์คาสอยู่ในส่วนโรงงานที่เรียกว่า TBM (Tire Building Machine) โดยแต่ละเครื่องที่ใช้สร้างยางรถ มีพื้นที่ค่อนข้างแคบ ดังรูปที่ 3.4 มีเพียงช่องทางเดินเล็กๆ และในส่วนของสายพานลำเลียงคาร์คาสที่มีพื้นที่ว่างที่สามารถใช้ในการแขวนคาร์คาสได้ จึงทำให้ในการออกแบบจำเป็นต้องออกแบบให้ชุดแขวนคาร์คาสไม่ส่งผลกระทบต่อพื้นที่ที่มีอยู่มากนัก และสามารถนำมาใช้งานได้โดยไม่รบกวนพื้นที่การทำงานของพนักงาน ซึ่งจากข้อจำกัดด้านพื้นที่ ทำให้การออกแบบค่อนข้างยาก แต่ด้วยความต้องการของโรงงาน ต้องการให้ชุดแขวนคาร์คาส แขวนคาร์คาสในช่วงพักเบรกหรือในช่วงที่เครื่องจักรเสียเท่านั้น จึงทำให้การออกแบบง่ายขึ้นมาเล็กน้อย โดยสามารถออกแบบชุดแขวนคาร์คาสให้สามารถเคลื่อนย้ายได้ โดยเมื่อต้องการใช้แขวนคาร์คาสก็เคลื่อนย้ายมา และเมื่อใช้งานเสร็จแล้วก็สามารถเคลื่อนย้ายไปเก็บได้



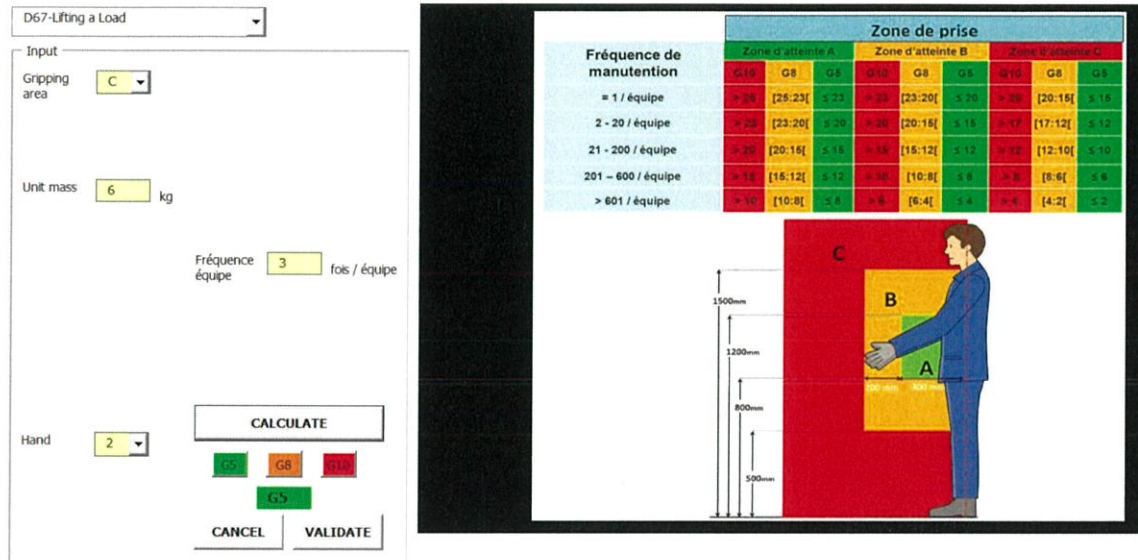
รูปที่ 3.4 พื้นที่ที่จะใช้แขวนคาร์คาส

3.1.3 ตัวแปรด้านการยศาสตร์

นอกจากตัวแปรด้านการออกแบบและตัวแปรด้านพื้นที่แล้ว ยังมีตัวแปรด้านการยศาสตร์ที่ต้องศึกษาให้ละเอียดก่อนการออกแบบ เนื่องจากทางบริษัทให้ความสำคัญกับความปลอดภัยในการทำงานของพนักงานและท่าทางการทำงานของพนักงาน ทำให้การออกแบบชุดแขวนคาร์คาสจำเป็นต้องคำนึงถึงความปลอดภัยในการทำงานและท่าทางการทำงานของพนักงาน เพื่อป้องกันไม่ให้นักงานเกิดอันตรายหรือบาดเจ็บระหว่างการทำงานและเพื่อเพิ่มอายุการทำงานของพนักงานอีกด้วย

ด้านการยศาสตร์ ทางบริษัทมีโปรแกรมที่ใช้ในการตรวจสอบว่าเครื่องจักรหรือเครื่องมือที่จะนำมาใช้ในโรงงานผ่านการรับรองตามมาตรฐานของบริษัทและสามารถนำมาใช้ในโรงงานได้หรือไม่ดังรูปที่ 3.5 โดยทางผู้ออกแบบจะต้องทราบขั้นตอนการทำงานและท่าทางการทำงานของพนักงานว่าอยู่ในโซนใด พนักงานต้องใช้แรงยกน้ำหนักกี่กิโลกรัม ต้องใช้เครื่องมือในการยกสิ่งของนั้น และต้องทราบว่าพนักงานต้องออกแรงยกกี่ครั้งต่อหนึ่งกะ จากนั้นโปรแกรมจะทำการประมวลผลออกมาว่าผ่านตามมาตรฐานที่ทางบริษัทกำหนดไว้หรือไม่ โดยทางโปรแกรมจะสามารถแสดงผลออกมาได้ 3 อย่าง ได้แก่ G5 หมายความว่าผ่านตามมาตรฐานที่บริษัทกำหนดไว้และสามารถใช้งานได้โดยไม่มีเงื่อนไข , G8 หมายความว่าผ่านตามมาตรฐานที่

บริษัทหนดไว้ แต่ต้องไปเจรจากับฝ่ายความปลอดภัยในโรงงานถึงข้อควรระวังหรือข้อกำหนดในการทำงานของพนักงาน ก่อนที่จะสามารถเริ่มใช้งานได้ และ G10หมายความว่าไม่ผ่านการรับรองตามมาตรฐานที่ทางบริษัทกำหนดไว้

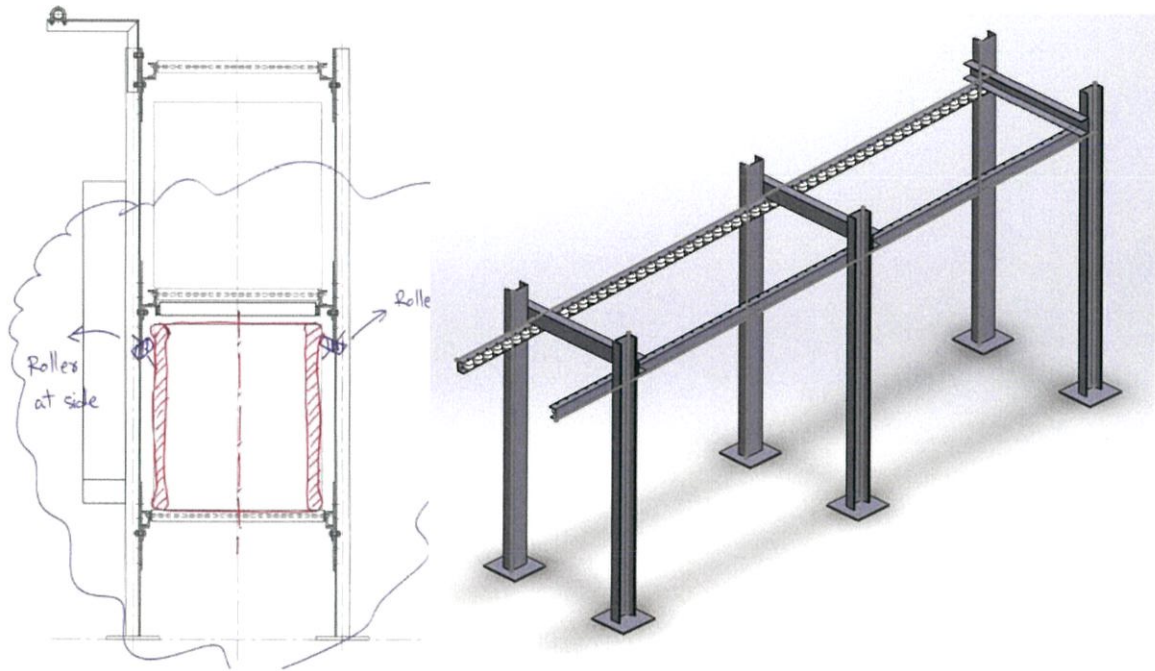


รูปที่ 3.5 เครื่องมือตรวจสอบด้านการยศาสตร์

3.2 ขั้นตอนการออกแบบ

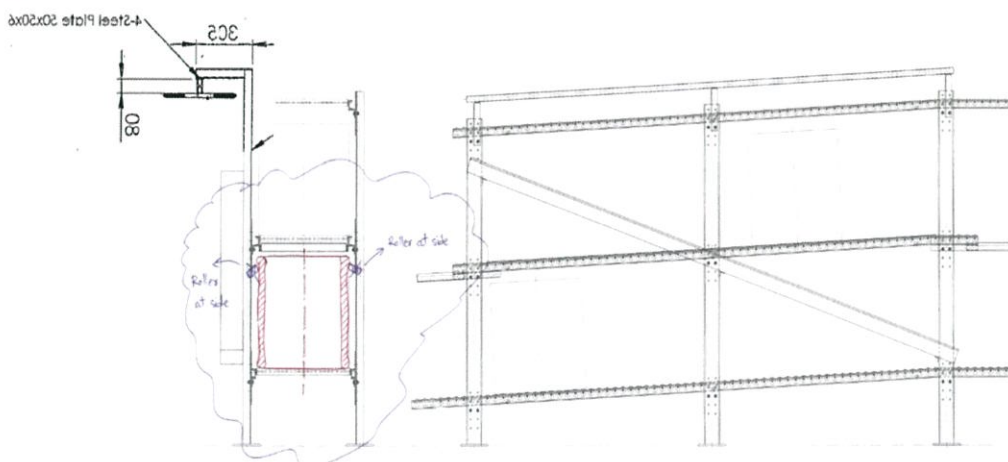
หลังจากศึกษาตัวแปรต่างๆที่ใช้ในการออกแบบเสร็จสิ้นแล้ว ขั้นตอนต่อไปก็เป็ขั้นตอนในการออกแบบ ซึ่งก่อนจะเริ่มการออกแบบ ต้องทำการประชุมกับผู้ที่ปรึกษาถึงแนวทางการออกแบบที่จะใช้ในการออกแบบ โดยภายหลังจากการประชุมก็ได้แนวทางการออกแบบมาทั้งหมด 3 อย่าง

แนวทางการออกแบบที่ 1 เป็นการดัดแปลงสายพานลำเลียงคาร์คาส โดยติดตั้งลูกกลิ้งในสายพานลำเลียงคาร์คาส ดังรูปที่ 3.6 โดยจะทำหน้าที่ในการรองรับน้ำหนักของคาร์คาสซึ่งตัวลูกกลิ้งนี้จะสามารถปรับเข้า-ออก ขึ้น-ลง ได้ตามที่ต้องการ โดยข้อดีของโซลูชันนี้คือ ไม่จำเป็นต้องใช้พื้นที่มาก และไม่มมีปัญหาด้านการยศาสตร์ส่วนข้อเสียของโซลูชันนี้คือ ต้องปรับขนาดทุกครั้งเมื่อเปลี่ยนขนาดไซส์ยาง และเสียเวลาในการปรับขนาดลูกกลิ้งค่อนข้างนาน



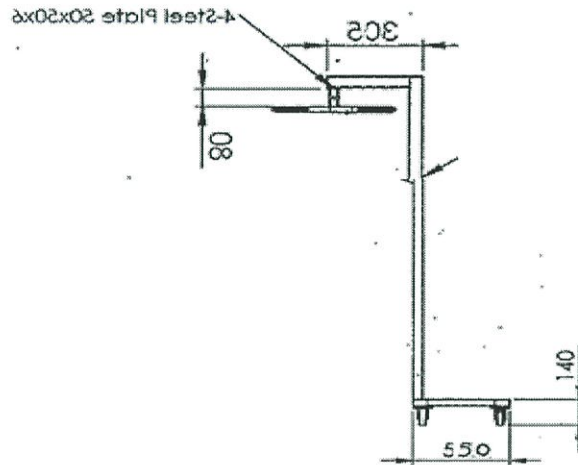
รูปที่ 3.6 แนวทางการออกแบบที่ 1

แนวทางการออกแบบที่ 2 เป็นการนำชุดแวนคาร์คาสไปติดตั้งข้างของสายพานลำเลียงคาร์คาส ซึ่งข้อดีของแนวทางการออกแบบนี้คือไม่ใช้พื้นที่มาก โดยใช้แค่ส่วนด้านข้างของสายพานลำเลียงคาร์คาสเท่านั้น ส่วนข้อเสียของแนวทางการออกแบบนี้คือ ในส่วนที่ใช้แวนจะอยู่สูงเกินไป ยากที่จะใช้งาน และมีปัญหาทางด้านการยศาสตร์



รูปที่ 3.7 แนวทางการออกแบบที่ 2

แนวทางการออกแบบที่ 3 เป็นการออกแบบชุดแขนคาร์คาสให้สามารถเคลื่อนย้ายได้เหมือนรถเข็น ดังรูปที่ 3.8 ซึ่งข้อดีของแนวทางการออกแบบนี้คือสามารถใช้งานง่าย , ไม่มีปัญหาด้านการยกศาสตร์ และสามารถเคลื่อนย้ายไปได้ทุกที่ ส่วนข้อเสียของแนวทางการออกแบบนี้คือจำเป็นต้องหาที่เก็บ เมื่อไม่ใช้งาน และใช้พื้นที่มากกว่าแนวทางการออกแบบอื่น



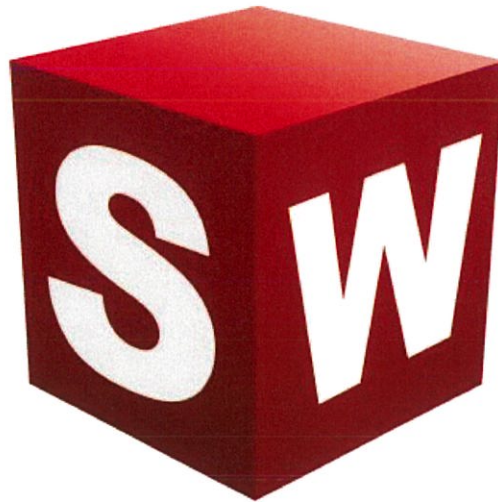
รูปที่ 3.8 แนวทางการออกแบบที่ 3

หลังจากได้แนวทางการออกแบบแล้ว จากนั้นทำการปรึกษากับผู้ที่ปรึกษาถึงการเลือกจะใช้แนวทางการออกแบบใดในการออกแบบ โดยจะเปรียบเทียบข้อดีข้อเสียของแต่ละแนวทางการออกแบบ ดังตารางที่ 3.1 หลังจากเปรียบเทียบข้อดี-ข้อเสียเสร็จเรียบร้อยแล้ว จึงตัดสินใจเลือกแนวทางการออกแบบที่ 3 ในการออกแบบ

ตารางที่ 3.1 ตารางเปรียบเทียบข้อดี-ข้อเสียแต่ละโซลูชั่น

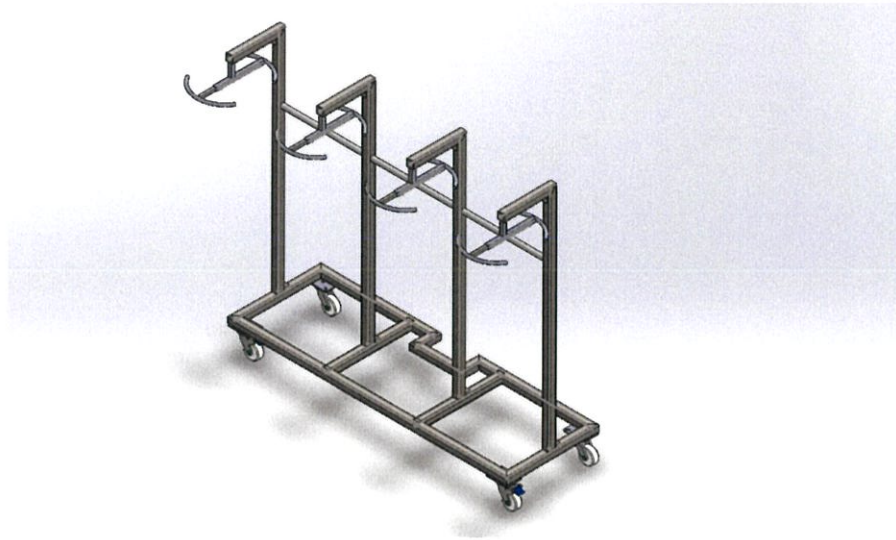
Solution	Space	Ergonomics	Setting Time
Solution 1	No need more space	No	10 min
Solution 2	No need more space	Yes	5 min
Solution 3	Need more space	No	5 min

ในการออกแบบจะใช้โปรแกรม solidworks ในการออกแบบ ดังรูปที่ 3.9 ซึ่งทุกชิ้นส่วนในการออกแบบจะถูกผลิตนำมาใช้จริงในโรงงาน ซึ่งจำเป็นต้องออกแบบอย่างละเอียดและสามารถนำมาใช้ได้กับพื้นที่ที่ทางบริษัทต้องการ



รูปที่ 3.9 โปรแกรม solidworks

ในส่วนของการออกแบบจะเริ่มต้นจากส่วนที่เป็นฐานซึ่งเป็นส่วนสำคัญในการรับน้ำหนักของชุดแขวนคาร์คาส โดยเลือกออกแบบให้ในส่วนของฐานเป็นเหล็กกล่องขนาด 50 x 50 x 3.2 นอกจากนั้นในส่วนฐานนี้เองจะสอดเข้าไปตรงส่วนของเสาสายพานลำเลียงคาร์คาสและเพื่อลดความสั่นเปลื้องของพื้นที่จึงออกแบบช่องในส่วนของฐานไว้สำหรับสอดเข้ากับเสาของสายพานลำเลียงคาร์คาส ในส่วนถัดไปจะทำการออกแบบเสา โดยจะออกแบบโดยใช้เหล็กกล่องขนาด 50 x 50 x 3.2 ซึ่งส่วนบนของเสาที่ยื่นออกมา จะออกแบบให้ยื่นออกมาในระยะที่เมื่อทำการแขวนคาร์คาสแล้วไม่มีส่วนใดของยางติดกับเสา ใน ถัดไปจะเป็นการออกแบบในส่วนที่ใช้แขวนคาร์คาสในส่วนที่สัมผัสกับคาร์คาส ทำการออกแบบโดยให้มีรัศมีความโค้งน้อยกว่าไซส์คาร์คาสที่เล็กที่สุดก็คือไซส์ 15 นิ้ว และออกแบบให้สามารถเลื่อนเข้าออกได้โดยออกแบบให้สามารถรองรับขนาดคาร์คาสตั้งแต่ไซส์ 15 นิ้ว จนถึง 20 นิ้ว นอกจากนี้ในส่วนที่แขวนจะออกแบบให้อยู่สูงจากพื้น 165 ซม. ซึ่งจะทำให้พนักงานไม่ต้องยกคาร์คาสสูงจนเกินไป ต่อไปจะเป็นการออกแบบมือจับเพื่อใช้ในการเข็นชุดแขวนคาร์คาสเข้าสายพานลำเลียงคาร์คาส โดยออกแบบให้อยู่สูงจากพื้น 130 ซม. ซึ่งเป็นไปตามกฎของทางบริษัทกำหนด และในส่วนสุดท้ายคือส่วนที่เป็นล้อ โดยออกแบบให้ล้ออยู่ที่ 4 มุมของฐาน และกำหนดให้ทุกล้อสามารถหมุนได้ 360 องศาและมี 2 ล้อที่มีที่ล็อกเพื่อที่หลังจากเข็นชุดแขวนคาร์คาสเข้าจอดเรียบร้อยแล้วก็ทำการล็อกล้อเพื่อป้องกันการเคลื่อนที่




รูปที่ 3.10 ชุดแขวนคาร์คาส

3.3 การคำนวณการรับแรง

3.3.1 การเลือกขนาดล้อ

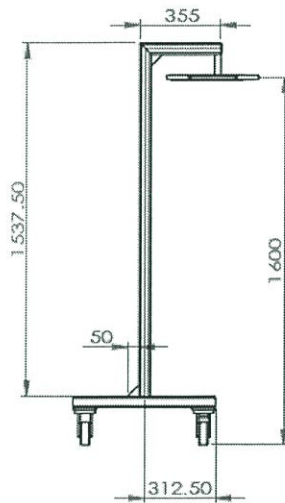
จากตาราง 3.1 เป็นตารางที่ใช้ในการเลือกขนาดล้อที่ใช้ในชุดแขวนคาร์คาส จะเห็นได้ล้อขนาด 4 นิ้วสามารถรับน้ำหนักได้ 500 กิโลกรัมต่อล้อ ซึ่งเพียงพอที่จะสามารถรับน้ำหนักของชุดแขวนคาร์คาสและคาร์คาสที่แขวน จึงทำให้ตัดสินใจเลือกใช้ล้อขนาด 4 นิ้ว

ตารางที่ 3.2 ตารางล้อ C Wheel

Products code			Products Description								
Swivel Castors (Single step)	Swivel Castors	Fixed Castors	mm.	inch.	mm.	mm.	Standard		mm.	mm.	Load
							Fitting (mm)	Center (mm)			
 Wheel : โพลียูรีเทนสีส้ม PU-Cast Urethane Bearing : ระบบกลิ้งลูกปืน Precision ball bearing											
SE2P - SB 100 UC1	SE2P 100 UC1	FE2P 100 UC1	100	4	40	150	105 x 140	80 x 115	12	80	500
SE2P - SB 125 UC1	SE2P 125 UC1	FE2P 125 UC1	125	5	40	175	105 x 140	80 x 115	12	92	550
SE2P - SB 150 UC1	SE2P 150 UC1	FE2P 150 UC1	150	6	40	200	105 x 140	80 x 115	12	105	600
SE2P - SB 200 UC1	SE2P 200 UC1	FE2P 200 UC1	200	8	50	250	140 x 140	115 x 115	13	149	700
SE2P - SB 250 UC1	SE2P 250 UC1	FE2P 250 UC1	250	10	45	250	140 x 140	115 x 115	13	149	1,000

3.3.2 การคำนวณหาจุด CG

ในหัวข้อนี้จะทำการหาจุด CG หรือ จุดศูนย์กลางถ่วง(Centre of Gravity) จุดนี้มีความสำคัญในการออกแบบเพราะจุด CG จะสามารถบอกได้ว่าเมื่อชุดแขวนคาร์คาสลับโหลดแล้ว ตัวชุดแขวนคาร์คาสจะล้มหรือไม่ ซึ่งถ้าชุดแขวนคาร์คาสล้ม ทางผู้ออกแบบจะต้องทำการออกแบบอีกครั้ง ในการคำนวณหาจุด CG ของชุดแขวนคาร์คาสผู้ทดลองเห็นว่าถ้าหากอุปกรณ์นี้ล้ม จะล้มทางด้านข้างเท่านั้น ผู้ทดลองจึงทำการคำนวณหาจุด CG จากด้านข้างเท่านั้น ดังรูปที่ 3.11 โดยจะกำหนดให้จุดอ้างอิงคือจุดที่แสดงดังรูป โดยข้อมูลที่ต้องใช้ในการคำนวณหาจุด CG ในชุดแขวนคาร์คาสแสดงอยู่ในตารางที่ 3.2



รูปที่ 3.11 ด้านข้างของชุดแขวนคาร์คาส

ตารางที่ 3.3 ค่าที่จำเป็นต้องใช้ในการคำนวณหาจุด CG

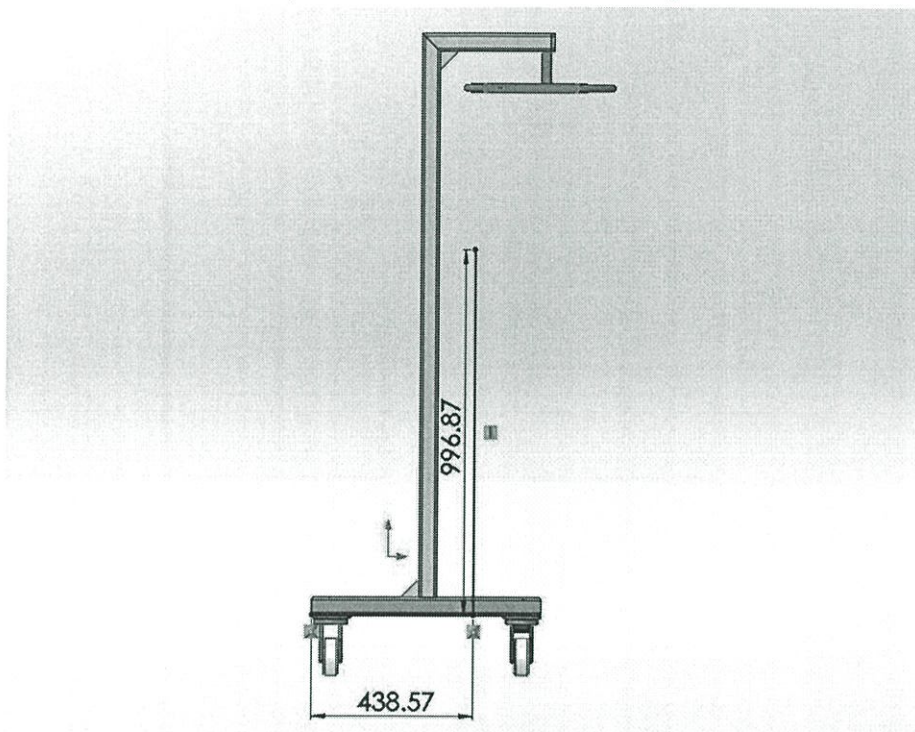
i	\bar{x}	\bar{y}	m	$\bar{x}m$	$\bar{y}m$
1	312.5	25	3	937.5	75
2	312.5	793.75	7.06	2206.25	5603.875
3	465	1562.5	1.69	785.85	2640.625
4	642.5	1562.5	6	3855	9375
			17.75	7784.6	17694.5

หลังจากที่ได้ค่าต่างๆที่จำเป็นแล้ว จากนั้นนำค่าจากตารางที่ 3.2 มาใส่ในสมการ

$$\bar{x} = \frac{\sum \bar{x}m}{\sum m} = \frac{7784.6}{17.75} = 438.57$$

$$\bar{y} = \frac{\sum \bar{y}m}{\sum m} = \frac{17694.5}{17.75} = 996.87$$

หลังจากการคำนวณ ทำให้ได้จุด CG ดังแสดงในรูปที่ 3.12 จะเห็นได้ว่าจุด CG เกิดขึ้นในช่วงที่ฐานยังรองรับได้ ซึ่งหมายความว่าเมื่อรับโหลดแล้วชุดแขวนคาร์คาสจะสามารถตั้งอยู่ได้โดยไม่ล้ม

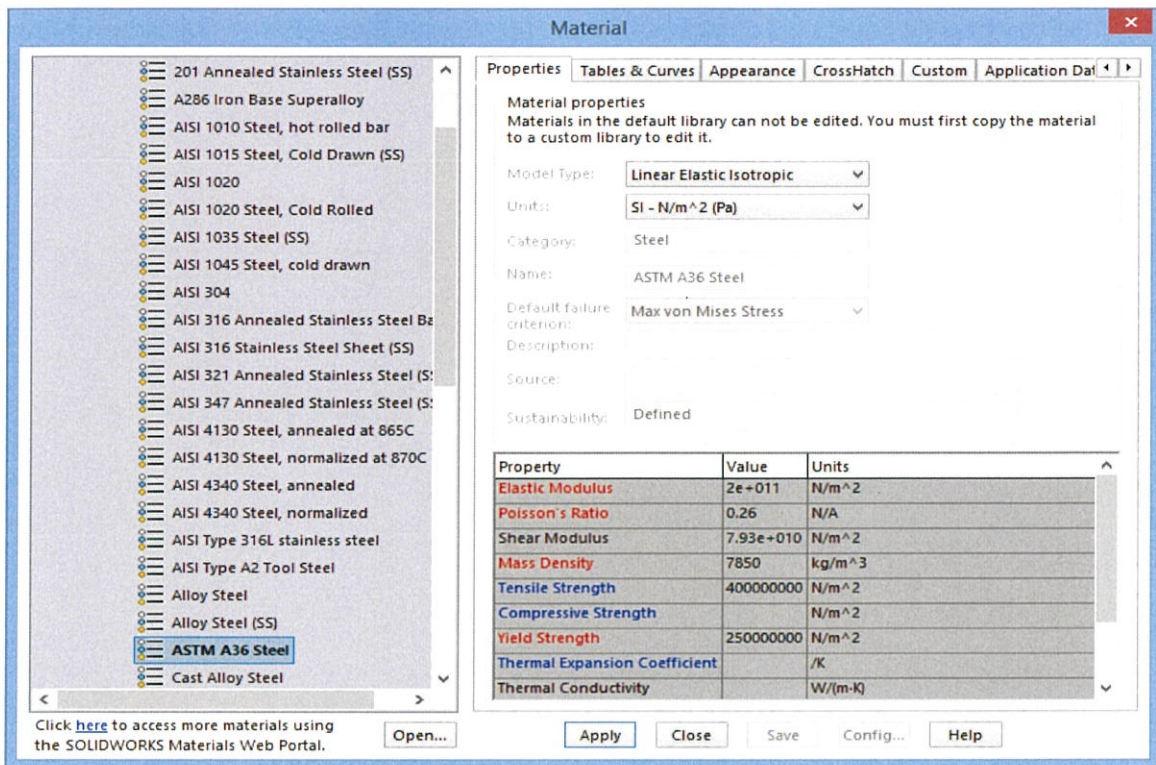


รูปที่ 3.12 จุด CG ของชุดแขวนคาร์คาส

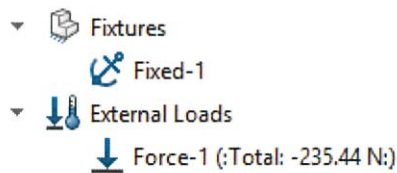
3.3.3 Solidworks Simulation

ในหัวข้อนี้จะเป็นการคำนวณหาความเค้นที่เกิดขึ้นในชุดแขวนคาร์คาส โดยใช้โปรแกรม solidworks ในการคำนวณนี้ ซึ่งก่อนที่จะสามารถคำนวณความเค้นออกมาได้ จำเป็นต้องกำหนดวัสดุของชิ้นงานก่อนซึ่งทางผู้ทดลองได้กำหนดให้ใช้วัสดุ ASTM A36 Steel ดังรูปที่ 3.13 จากนั้นจะต้องกำหนดเงื่อนไขก่อนทำการประมวลผล ดังรูปที่ 3.14 โดยผู้ทำการทดลองจะให้ยึดตรงส่วนล้อของชิ้นงาน และกำหนดให้ส่วนที่ใช้ในการแขวนคาร์คาสรับโหลดจุดละ 6 กิโลกรัม ทั้งหมด 4 จุด รวมเป็น 24 กิโลกรัม สุดท้ายคือการใส่รอยเชื่อมในจุดที่จำเป็นต้องเชื่อม โดยกำหนดให้ใช้ E60 เป็กอิเล็กโทรดในการเชื่อม เมื่อทำ

การใส่ข้อมูลทุกอย่างที่จำเป็นเรียบร้อยแล้ว จากนั้นก็ทำการ mesh และ run ซึ่งจะใช้เวลาสักครู่ แล้วโปรแกรมจะประมวลผลผลลัพธ์ออกมา



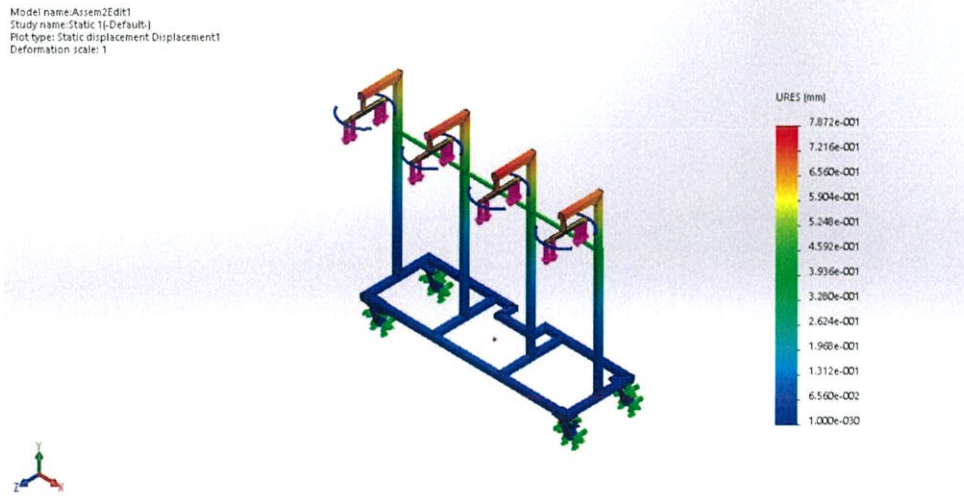
รูปที่ 3.13 การกำหนดวัสดุในการคำนวณ



รูปที่ 3.14 เงื่อนไขในการคำนวณ

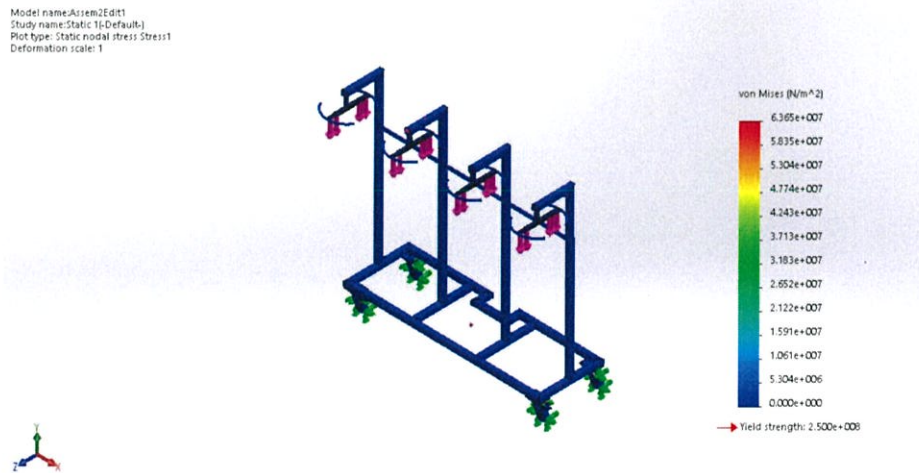
หลังจากที่โปรแกรมทำการประมวลผล ผลลัพธ์ก็แสดงออกมา ในส่วนนี้ทางผู้ทดลองจะเลือกผลลัพธ์ส่วนที่สำคัญมาแสดงในรายงานเล่มนี้ ผลลัพธ์แรก que ผู้ทดลองจะแสดงคือ Displacement ดังรูปที่ 3.15 โดยผลลัพธ์นี้จะแสดงว่าส่วนใดในชิ้นงานที่มีโอกาสจะเกิดการเสียรูป จะเห็นได้ว่าส่วนที่มีโอกาสจะเกิดการ

เสียรูปคือส่วนที่ใช้แขวนคาร์คาสและส่วนที่อยู่ติดกับส่วนที่ใช้แขวนคาร์คาสในส่วนอื่นที่ถัดจากส่วนข้างต้น
 มีโอกาสที่จะเสียรูปน้อยลง



รูปที่ 3.15 ความเสียหายที่อาจเกิดขึ้นในชิ้นงาน

นอกจากนี้ยังมีความเค้นที่เกิดขึ้นในชิ้นงาน ดังรูปที่ 3.16 จากรูปจะเห็นได้ว่าความเค้นสูงสุดที่เกิดขึ้นในชิ้นงานมีค่า 63.65 MPa ส่วนใดในชิ้นงานเกิดความเค้นมากก็มีโอกาสเกิดความเสียหายในส่วนนั้นมากตามไปด้วย ในขณะที่ความเค้นครากมีค่าเท่ากับ 250 MPa



รูปที่ 3.16 ความเค้นที่เกิดขึ้นบนชุดแขวนคาร์คาส

ต่อไปผู้ทดลองจะใช้ค่าความเค้นสูงสุดที่เกิดขึ้นบนชิ้นงานกับค่าความเค้นคราก มาใช้ในการคำนวณหาค่า safety of factor ซึ่งเป็นค่าที่ใช้ในการบ่งบอกว่าชิ้นงานสามารถรองรับโหลดที่มากกว่าค่าโหลดสูงสุดที่เกิดขึ้นบนชิ้นงานได้กี่เท่า โดยค่า safety of factor สามารถหาได้จาก

$$\text{Safety Factor} = \frac{\text{yield strength}}{\text{maximum strength}}$$

$$\text{Safety Factor} = \frac{250}{63.65}$$

$$= 3.93$$

จากการคำนวณ safety of factor สามารถสรุปได้ว่า คาร์คาส hanger สามารถรับโหลดที่มากกว่าค่าโหลดสูงสุดที่เกิดขึ้นบนชิ้นงานได้ถึง 3.93 เท่า

3.4 การเลือกวัสดุในการผลิต คาร์คาส hanger

หลังจากที่ได้ค่าความเค้นสูงสุดที่เกิดขึ้นในชิ้นงาน ต่อไปจะเป็นการนำค่าดังกล่าวมาใช้ในการเลือกวัสดุในการผลิตชุดแขวนคาร์คาสซึ่งค่าความเค้นสูงสุดที่เกิดขึ้นในชิ้นงานมีค่าเท่ากับ 63.65 MPa โดยจะทำการนำค่าความเค้นสูงสุดที่เกิดขึ้นในชิ้นงานดังกล่าวข้างต้น ไปเปิดตารางที่ 3.3 เปรียบเทียบกับค่าความเค้นครากของวัสดุในตาราง โดยจะสามารถเลือกวัสดุที่มีค่าความเค้นครากมากกว่าค่าความเค้นสูงสุดที่เกิดขึ้นในชิ้นงาน โดยถ้าค่าความเค้นครากของวัสดุในตารางมีค่ามากกว่าค่าความเค้นสูงสุดหลายวัสดุ ทางผู้ทดลองจะใช้ปัจจัยอื่นในการพิจารณาเลือก เช่น ความยากง่ายในการหาวัสดุดังกล่าวตามท้องตลาด , ราคาของวัสดุ เป็นต้น

ตารางที่ 3.4 ค่าคุณสมบัติต่างๆของวัสดุ (Budynas et al.,2011)

Number	Material	Condition	Strength (Tensile)					
			Yield S_y MPa (kpsi)	Ultimate S_u MPa (kpsi)	Fracture, σ_f MPa (kpsi)	Coefficient σ_0 MPa (kpsi)	Strain Strength, Exponent m	Fracture Strain ϵ_f
1018	Steel	Annealed	220 (32.0)	341 (49.5)	628 (91.1) [†]	620 (90.0)	0.25	1.05
1144	Steel	Annealed	358 (52.0)	646 (93.7)	898 (130) [†]	992 (144)	0.14	0.49
1212	Steel	HR	193 (28.0)	424 (61.5)	729 (106) [†]	758 (110)	0.24	0.85
1045	Steel	Q&T 600°F	1520 (220)	1580 (230)	2380 (345)	1880 (273) [†]	0.041	0.81
4142	Steel	Q&T 600°F	1720 (250)	1930 (210)	2340 (340)	1760 (255) [†]	0.048	0.43
303	Stainless steel	Annealed	241 (35.0)	601 (87.3)	1520 (221) [†]	1410 (205)	0.51	1.16
304	Stainless steel	Annealed	276 (40.0)	568 (82.4)	1600 (233) [†]	1270 (185)	0.45	1.67
2011	Aluminum alloy	T6	169 (24.5)	324 (47.0)	325 (47.2) [†]	620 (90)	0.28	0.10
2024	Aluminum alloy	T4	296 (43.0)	446 (64.8)	533 (77.3) [†]	689 (100)	0.15	0.18
7075	Aluminum alloy	T6	542 (78.6)	593 (86.0)	706 (102) [†]	882 (128)	0.13	0.18

*Values from one or two heats and believed to be attainable using proper purchase specifications. The fracture strain may vary as much as 100 percent.

[†]Derived value.

ต่อไปผู้ทดลองจะทำการเลือกเหล็กกล้าเพื่อใช้เป็นโครงสร้างของ ชุดแขวนคาร์คาสจากตารางที่ 3.3 จะเห็นได้ว่าเหล็กกล้าทุกตัว สามารถนำมาใช้ในการผลิตได้เนื่องจากมีค่าความเค้นครากที่มากกว่าค่าความเค้นสูงสุดที่เกิดขึ้นในชิ้นงาน ผู้ทดลองจึงตัดสินใจเลือก AISI 1018 เป็นเหล็กโครงสร้างของชุดแขวนคาร์คาส เนื่องจาก AISI 1018 มีคุณสมบัติเทียบเท่ากับเหล็ก SS400 ซึ่งเหล็กดังกล่าวเป็นเหล็กที่โดยทั่วไปแล้วจะถูกใช้เป็นเหล็กโครงสร้าง เพราะมีความแข็งแรงที่เพียงพอ สามารถหาซื้อได้ไม่ยากและราคาไม่แพง เป็นต้น ในส่วนที่ต้องสัมผัสกับคาร์คาส ทางผู้ทดลองจะทำการเลือกเหล็กกล้าไร้สนิมมาใช้ในการผลิต เพราะเหล็กกล้าไร้สนิมมีคุณสมบัติที่จะไม่ติดไปกับเนื้อยางจากตารางที่ 3.3 จะเห็นได้ว่าเหล็กกล้าไร้สนิมทุกตัวสามารถนำมาใช้ในการผลิตส่วนที่ใช้แขวนคาร์คาสได้ เนื่องจากค่าความเค้นครากของเหล็กกล้าไร้สนิมมีค่ามากกว่าค่าความเค้นสูงสุดที่เกิดขึ้นบนชิ้นงาน ผู้ทดลองจึงตัดสินใจเลือกเหล็กกล้าไร้สนิมชนิด AISI 304 หรือเทียบได้กับ SUS 304 เป็นวัสดุในการผลิต เนื่องจากเหล็กกล้าไร้สนิมชนิดดังกล่าว มีความแข็งแรงเพียงพอ , สามารถหาซื้อได้ไม่ยาก และมีราคาที่ไม่แพง เป็นต้น

3.5 การคำนวณอายุการใช้งาน

ในหัวข้อนี้จะแสดงวิธีการคำนวณหาอายุการใช้งานของชุดแวนคาร์คาส โดยใช้ความรู้ในเรื่องความเสียหายเนื่องจากการล้า โดยวัสดุที่ใช้ทำชุดแวนคาร์คาสมีคุณสมบัติดังนี้

$$S_{ut} = 341 \text{ MPa}$$

$$S_y = 220 \text{ MPa}$$

กำหนดให้ $N_e = 10^6$ รอบ และชิ้นงานรับความเค้นสูงสุดเท่ากับ 63 MPa

วิธีทำ

เนื่องจาก $S'_e = 341 \text{ MPa} < 1460 \text{ MPa}$

$$\text{จะได้ว่า } S'_e = 0.504 S_{ut}$$

$$S'_e = 0.504(341)$$

$$S'_e = 171.864 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_F = S_{ut} + 345$$

$$\sigma'_F = 341 + 345$$

$$\sigma'_F = 686 \text{ MPa}$$

จากสมการที่ 2.28 เมื่อ $S_e = S'_e$

$$b = \frac{-\log(\sigma'_F/S_e)}{\log(2N_e)}$$

$$b = \frac{-\log(686/171.864)}{\log(2 \times 10^6)}$$

$$b = -0.095$$

จากสมการที่ 2.26

$$f = \frac{\sigma'_F}{S_{ut}} (2 \times 10^3)^b$$

$$f = \frac{686}{341} (2 \times 10^3)^{-0.095}$$

$$f = 0.977$$

จากสมการที่ 2.30

$$a = \frac{(fS_{ut})^2}{S_e}$$

$$a = \frac{(0.977 \times 341)^2}{171.864}$$

$$a = 672.53 \text{ MPa}$$

และจากสมการที่ 2.32

$$N = \left(\frac{\sigma_a}{a}\right)^{\frac{1}{b}}$$

$$N = \left(\frac{63}{672.53}\right)^{-\frac{1}{0.095}}$$

$$N = 6.68 \times 10^{10} \text{ รอบ}$$

Ans

ดังนั้น ชุดแวนคาร์คาสมีอายุใช้งาน 6.68×10^{10} รอบ

โดยในแต่ละวันทางโรงงาน จะใช้งานชุดแวนคาร์คาส 5 รอบ

จะได้จำนวนวันที่สามารถใช้ชุดแวนคาร์คาส

$$\text{จำนวนวัน} = \frac{6.68 \times 10^{10}}{5}$$

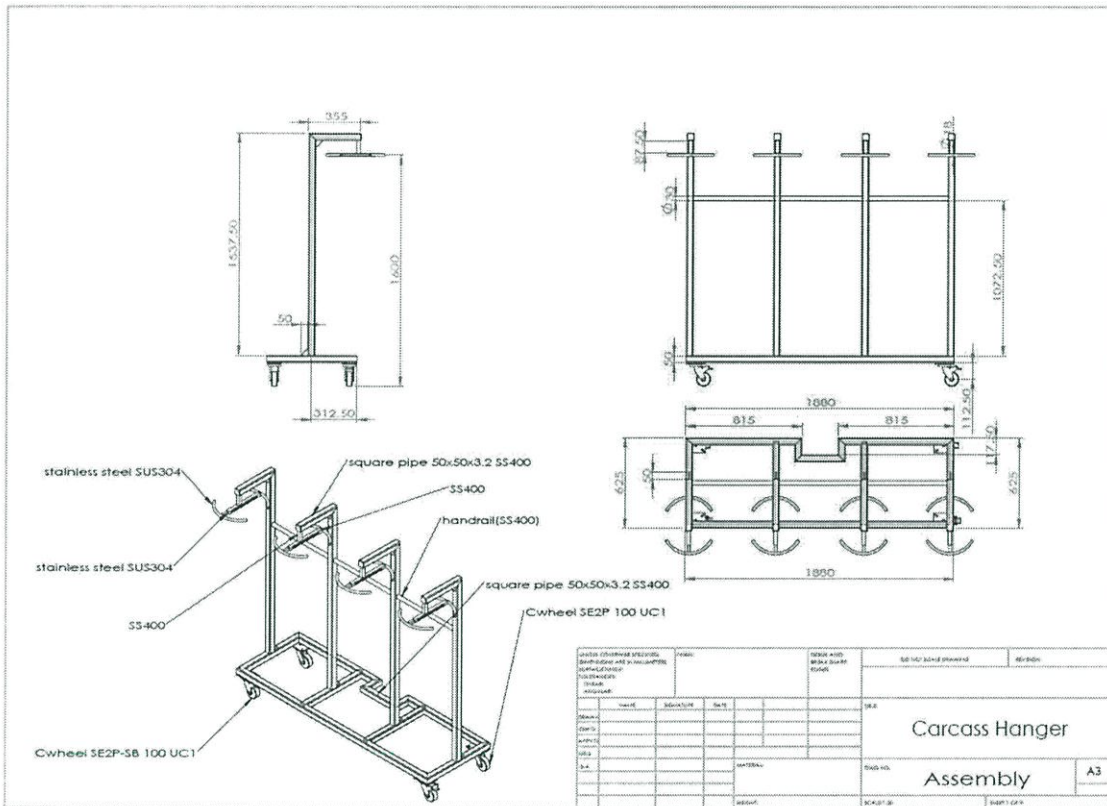
$$= 1.336 \times 10^{10} \text{ วัน}$$

ดังนั้น อายุการใช้งานของชุดแวนคาร์คาส สามารถเป็นที่ยอมรับได้ของทางโรงงาน

บทที่ 4

ผลการดำเนินงาน

ในบทนี้จะกล่าวถึงผลการดำเนินงานของโรงงาน การออกแบบชุดแขวนคาร์คาส เพื่อกำจัดปัญหาคาร์คาสเย็น ภายหลังจากการเลือกวัสดุต่างๆที่ใช้ในการผลิต หลังจากนั้นก็จะได้แบบของชุดแขวนคาร์คาสออกมา ดังรูปที่ 4.1 ซึ่งรายละเอียดเกี่ยวกับขนาดของชุดแขวนคาร์คาสและวัสดุที่ใช้ผลิตจะถูกระบุอยู่ในแบบนี้ทั้งหมด จากนั้นจะเป็นขั้นตอนการส่งแบบให้ทางผู้รับเหมาและเริ่มทำการผลิตชุดแขวนคาร์คาส



รูปที่ 4.1 แบบของชุดแขวนคาร์คาส

หลังจากการออกแบบชุดแขวนคาร์คาสในโปรแกรม solidworks เสร็จเรียบร้อยแล้ว ชุดแขวนคาร์คาสก็ถูกผลิตเสร็จและถูกนำมาส่งที่โรงงาน ดังรูปที่ 4.2 ชุดแขวนคาร์คาสสามารถใช้แขวนคาร์คาส และกำจัดปัญหาคาร์คาสเย็นและยังสามารถใช้ในการเก็บคาร์คาสขณะที่พนักงานฝ่ายผลิตพักอีกด้วย



รูปที่ 4.2 ชุดแขวนคาร์คาส

ในส่วนถัดไปผู้ทดลองจะทำการอธิบายขั้นตอนในการแขวนคาร์คาส บนชุดแขวนคาร์คาส โดยมีขั้นตอนดังต่อไปนี้

1. ยกคาร์คาสโดยใช้มือยก 2 ข้างและทำการเอียงคาร์คาส
2. ยกคาร์คาสเข้าไปในส่วนที่ใช้แขวนบนชุดแขวนคาร์คาส
3. ยกคาร์คาสอีกด้านหนึ่งขึ้น

ซึ่งหลังจากทำการแขวนคาร์คาสบนชุดแขวนคาร์คาสเรียบร้อยแล้ว คาร์คาสจะถูกแขวนอยู่ในลักษณะดังรูปที่ 4.4 เมื่อทางพนักงานต้องการที่จะนำคาร์คาสนี้ไปใช้งานต่อ พนักงานก็สามารถปฏิบัติตรงข้ามกับขั้นตอนข้างต้น แล้วนำคาร์คาสไปสร้างยางรถต่อไป



รูปที่ 4.3 ขั้นตอนการแขวนคาร์คาส



รูปที่ 4.4 คาร์คาสหลังจากถูกแขวน

บทที่ 5

สรุปผลการดำเนินงานและข้อเสนอแนะ

5.1 สรุปผลการดำเนินงาน

จากการดำเนินงานโครงการฉบับนี้ เรื่องการออกแบบชุดแขวนคาร์คาสเพื่อกำจัดปัญหาคาร์คาสย่น โดยทำการศึกษาและทำการออกแบบชิ้นงานเพื่อนำมาใช้ในโรงงาน โดยชุดแขวนคาร์คาสจะช่วยกำจัดปัญหาคาร์คาสย่น อันเนื่องมาจากความแข็งแรงของคาร์คาสลดลง ส่งผลให้หลังจากที่พนักงานกลับมาจากการพักเบรก สามารถสร้างยางรถได้ต่อเนื่องและไม่เสียเวลา ทำให้ทางโรงงานสามารถผลิตยางรถได้ตามเป้าหมายที่ทางโรงงานกำหนดไว้ในแต่ละวัน

5.2 ปัญหาและอุปสรรค

เนื่องจากโครงการนี้เป็นโครงการที่ได้ออกแบบอุปกรณ์ให้กับบริษัท สยามมิชลิน จำกัด แลคมจบยังการทำงานในแต่ละขั้นตอนนั้นจำเป็นจะต้องมีการศึกษาเตรียมความพร้อมของข้อมูลในส่วนที่จะใช้ในการออกแบบเอาไว้อย่างละเอียด รวมไปถึงคาดการณ์ปัญหาที่อาจจะเกิดขึ้นและป้องกันไม่ให้ปัญหาเหล่านั้นเกิดขึ้น เนื่องจากหากทำการออกแบบโดยไม่ศึกษาและเตรียมข้อมูลอย่างดี หลังจากออกแบบและผลิตออกมาแล้ว จะไม่สามารถใช้งานได้จริงในพื้นที่ที่ต้องการทำให้ทางบริษัทสูญเสียงบประมาณไปโดยเปล่าประโยชน์ สำหรับการดำเนินงานออกแบบเนื่องจากโปรแกรมที่ใช้ในการออกแบบ ผู้ทดลองไม่เคยใช้โปรแกรมนี้มาก่อน ในช่วงต้นการออกแบบจึงเป็นไปอย่างช้าๆ จึงทำให้ใช้เวลาค่อนข้างนานในการออกแบบ

5.3 ข้อเสนอแนะ

สำหรับการออกแบบโดยใช้โปรแกรม solidworks เป็นโปรแกรมที่ใช้ในการออกแบบอย่างแพร่หลาย ซึ่งมีบริษัทมากมายที่ใช้โปรแกรมนี้ออกแบบดังนั้นหากทางภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลมีการสอนพื้นฐานการใช้โปรแกรมนี้ในการออกแบบจะเป็นประโยชน์ต่อนักศึกษาเป็นอย่างมาก และจะช่วยให้การออกแบบมีประสิทธิภาพมากขึ้น

เอกสารอ้างอิง

- [1] Richard G. Budynas and J. Keith Nisbett.(2011).Shigley's Mechanical Engineering Design. 9 th ed.New York : Mc Graw-Hill.
- [2] Ferdinand P. Beer , E. Russell Johnston Jr. , John T. Dewolf , David F. Mazurek .(2012).Mechanics of materials. 6th ed.New York : Mc Graw-Hill.
- [3] น.อ.รศ.ภาณุฤทธิ์ ยุกตะทัต .(2552).การออกแบบเครื่องจักรกล1.กรุงเทพฯ : สำนักพิมพ์ที่อป.
- [4] น.อ.รศ.ภาณุฤทธิ์ ยุกตะทัต .(2552).การออกแบบเครื่องจักรกล2.กรุงเทพฯ : สำนักพิมพ์ที่อป.
- [5] กลศาสตร์วัสดุ, เข้าถึงเมื่อวันที่ 13 มกราคม พ.ศ. 2561
- <http://mechatronics.exteen.com/20140315/mechanics-of-materials-pdf>