

ออกแบบและสร้างเครื่องอัดคาร์บอนไดออกไซด์ความดันสูง

DESIGN AND CONSTRUCT A HIGH-PRESSURE COMPRESSOR
FOR CARBON DIOXIDE



ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าลาดกระบัง

ปีการศึกษา 2561

ออกแบบและสร้างเครื่องอัดคาร์บอนไดออกไซด์ความดันสูง

DESIGN AND CONSTRUCT A HIGH-PRESSURE COMPRESSOR
FOR CARBON DIOXIDE



ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าลาดกระบัง

ปีการศึกษา 2561

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

DESIGN AND CONSTRUCT A HIGH-PRESSURE COMPRESSOR
FOR CARBON DIOXIDE



A THESIS SUBMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT
OF THE REQUIREMENT FOR THE DEGREE OF
BACHELOR OF ENGINEERING
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

2018

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปริญญาโทปีการศึกษา 2561

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เรื่อง ออกแบบและสร้างเครื่องอัดคาร์บอนไดออกไซด์ความดันสูง

DESIGN AND CONSTRUCT A HIGH-PRESSURE COMPRESSOR FOR CARBON DIOXIDE

ผู้จัดทำ

- | | | | |
|-----------------|-------------|--------------|----------|
| 1. นายภาณุวิชญ์ | นุทกิจ | รหัสประจำตัว | 58010971 |
| 2. นายเอกชัย | จันทโรภาสกร | รหัสประจำตัว | 58011466 |



อาจารย์ที่ปรึกษา

(อ.สยาม สงวนรัมย์)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ออกแบบและสร้างเครื่องอัดคาร์บอนไดออกไซด์ความดันสูง

นาย ภาณุวิชญ์ นุทกิจ 58010971
นาย เอกชัย จันทโรภาสกร 58011466
อ.สยาม สงวนรัมย์ อาจารย์ที่ปรึกษา
ปีการศึกษา 2561

บทคัดย่อ

โครงการนี้ออกแบบและสร้างเครื่องอัดความดันสูงสำหรับคาร์บอนไดออกไซด์ในสถานะก๊าซ มีความดันสูงสุด 110 บาร์ เพื่อใช้ในกระบวนการสกัดน้ำมันหอมระเหยหรือสารอาหารจากวัตถุดิบทางธรรมชาติ ด้วยการใช้ความรู้จากวิชาการออกแบบเครื่องจักรกล กลศาสตร์เครื่องจักรกล และกลศาสตร์วัสดุสำหรับการออกแบบกลไกการเคลื่อนที่แบบเลื่อนข้อเหวี่ยง รวมถึงความรู้จากวิชาอุณหพลศาสตร์สำหรับการคำนวณเกี่ยวกับกระบวนการอัดตัวของก๊าซจริงแบบไอเซนทรอปิก ซึ่งออกแบบเป็นเครื่องอัดความดันแบบลูกสูบ 2 ชั้น ใช้ต้นกำลังจากมอเตอร์ขนาด 400 วัตต์ โดยขั้นแรกอัดความดันได้ 66 บาร์ และขั้นที่สองอัดความดันได้ 110 บาร์

คำหลัก: เครื่องอัดความดันแบบลูกสูบ, การสกัดน้ำมันหอมระเหย, การสกัดสารอาหาร, คาร์บอนไดออกไซด์ความดันสูง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Design and construct a high-pressure compressor for carbon dioxide

Panuvit	Nuttakit	58010971
Akkachai	Jantharopasakorn	58011466
Sayam	Saguanrum	Advisor
Year 2018		

Abstract

This project is to design and construct a high-pressure compressor for carbon dioxide. Theories from Machine Design, Mechanics of Materials and Machinery are applied for design the parts of the compressor. Thermodynamics is applied for real gas isentropic processes. The compressor consists of low and high pressure stages. The first stage can compress the gas up to 66 bar, and the second one can compress the gas up to 110 bar.

Keywords: Reciprocating compressor, Extraction of essential oils, Extraction of nutrients, High-pressure carbon dioxide



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กิตติกรรมประกาศ

ปริญญาานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลุล่วงได้ด้วยดีเนื่องจากความกรุณาของ อ.สยาม สงวนรัมย์ อาจารย์ที่ปรึกษาที่คอยชี้แนะแนวทางการทำงาน และติดตามความก้าวหน้าในการทำปริญญาานิพนธ์เสมอมา รวมถึงการช่วยเหลือในด้านต่าง ๆ ด้วยความเอาใจใส่ยิ่ง

ขอขอบคุณคณะอาจารย์สอบปริญญาานิพนธ์ ดร.บำรุง พ่วงเกิด ผศ.ดร.เอกพจน์ ต้นตราภิวัดน์ อ.ภูติพิชัยดิลาพัฒน์กุล และ ดร.ภรณ์เพ็ญ ลภีรัตนกุล ที่เสียสละเวลาในการสอบครั้งนี้ รวมถึงการให้คำแนะนำอันเป็นประโยชน์ยิ่งในการจัดทำปริญญาานิพนธ์นี้ให้ดียิ่งขึ้น

ขอขอบคุณภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล ชมรมอโตโมทีฟ คุณจุลวิษณุ มาพัก คุณเจตจำนง เกษประดิษฐ์ และ คุณวาทัญญู ไพโรจน์ ที่อำนวยความสะดวกเรื่องมือ อุปกรณ์ และสถานที่ในการจัดทำชิ้นงานที่เกี่ยวข้องกับปริญญาานิพนธ์

ขอขอบคุณบริษัท ที.เค.ดี. เบสท์ เอ็นจิเนียริง จำกัด คุณดำรงศักดิ์ แซ่กู่ และ คุณอาทิตย์ ลมพัด ที่กรุณาเอื้อเฟื้อเครื่องมือและสถานที่ ตลอดจนให้คำแนะนำปรึกษา ช่วยเหลือในด้านการออกแบบและสร้างชิ้นงานจนสำเร็จสมบูรณ์

สุดท้ายนี้ขอขอบพระคุณ บิดา มารดา อันเป็นที่รักยิ่ง ที่คอยอบรม ดูแล และสนับสนุนข้าพเจ้าอย่างเต็มที่ตลอดหลักสูตรการศึกษาและการจัดทำปริญญาานิพนธ์ในครั้งนี้ ขอขอบคุณ รุ่นพี่ รุ่นน้อง และเพื่อน ๆ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล ที่คอยให้กำลังใจและความช่วยเหลือตลอดระยะเวลาที่ผ่านมา

คุณประโยชน์อันใดที่เกิดขึ้นเนื่องจากปริญญาานิพนธ์ฉบับนี้ ข้าพเจ้าขอมอบให้บิดามารดาของข้าพเจ้า คณาจารย์ผู้ซึ่งอบรมถ่ายทอดวิชาความรู้ให้แก่ข้าพเจ้า ตลอดจนถวายเป็นพระราชกุศลแด่พระบาทสมเด็จพระจอมเกล้าเจ้าอยู่หัว พระบาทสมเด็จพระวชิรเกล้าเจ้าอยู่หัว อุทิศแด่เจ้าพระยาสุรวงษ์ไวยวัฒน์ (ท้าววรบุณนาค) ท้าวเลี่ยม พรตพิทยพยัต ศาสตราจารย์หลวงพรตพิทยพยัต และสิ่งศักดิ์สิทธิ์ทั้งหลายอันเกี่ยวข้องกับสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

นาย ภาณุวิษณุ นุทกิจ

นาย เอกชัย จันทโรภาสกร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	II
กิตติกรรมประกาศ	III
สารบัญ	IV
สารบัญตาราง	VIII
สารบัญรูป	X
บทที่ 1 บทนำ	1
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา	1
1.2 วัตถุประสงค์	1
1.3 สมมุติฐานของการศึกษา	1
1.4 ขอบเขตการวิจัย	2
1.5 ขั้นตอนการศึกษา	2
1.6 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	2
1.7 แผนการดำเนินงาน	3
บทที่ 2 ทบทวนวรรณกรรมและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	4
2.1 อัตราส่วนการอัดความดัน	4
2.2 ปริมาตรช่องว่างของกระบอกสูบ	4
2.3 ข้อดีและข้อเสียของเครื่องอัดความดันแบบกระบอกสูบ	4
2.4 การเปรียบเทียบระหว่างเครื่องอัดความดันขั้นเดียวและหลายชั้น	4
2.5 ระบบหล่อเย็น	6
2.6 การสูญเสียความดัน	6

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
2.7 การออกแบบวาล์ว.....	6
2.8 การใช้สารหล่อลื่นของเครื่องอัดความดันที่มีความเร็วรอบต่ำ.....	6
2.9 กลไกแบบเลื่อนข้อเหวี่ยง.....	6
2.10 แรงเสียดทานที่เกิดจากซีล	6
บทที่ 3 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง.....	7
3.1 ทฤษฎีของไหลวิกฤตยิ่งยวด.....	7
3.2 ทฤษฎีสำหรับการออกแบบกระบอกสูบอัดความดัน	8
3.2.1 กระบวนการอัดตัวแบบไอเซนโทรปิกสำหรับก๊าซจริง.....	8
3.2.2 ทฤษฎีการคำนวณปริมาตรของกระบอกสูบ	9
3.2.3 ทฤษฎีความจุของเครื่องอัดความดัน	9
3.2.4 ทฤษฎีอัตราส่วนการอัด	10
3.2.5 กำลังที่เปลี่ยนแปลงของของไหล.....	10
3.2.6 ทฤษฎีความเค้นผนังหนา	10
3.3 ทฤษฎีที่ใช้ในการออกแบบวาล์ว.....	12
3.3.1 ทฤษฎีแรงภายในสปริง	12
3.3.2 การออกแบบวาล์ว.....	12
3.4 ทฤษฎีการออกแบบกลไกเลื่อนข้อเหวี่ยง	13
3.4.1 ความสัมพันธ์ระหว่างมุมของข้อเหวี่ยงและระยะการเคลื่อนที่ของลูกสูบ.....	13
3.4.2 ทฤษฎีการคำนวณความเร็วและความเร่ง.....	14
3.4.3 กฎข้อที่สองของนิวตัน	15
3.4.4 ทฤษฎีการย้ายแรง.....	15

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
3.4.5 ทฤษฎีพลังงานผิวดรูป	16
3.4.6 ทฤษฎีการคำนวณโมเมนต์ของแรงคู่ควบ	17
3.4.7 ทฤษฎีความเค้นกด	18
3.4.8 ทฤษฎีความเค้นดัด	18
3.4.9 ทฤษฎีความเค้นเฉือน	18
3.4.10 ทฤษฎีการโก่งงอของเสา	19
3.4.11 ทฤษฎีการคำนวณแรงบิด	19
3.5 การคำนวณขนาดของโบลต์	20
3.5.1 ทฤษฎีการออกแบบขนาดโบลต์	20
3.5.2 ทฤษฎีตัวยึดที่รับภาระก่อนในภาระแรงดึง	20
3.5.3 ทฤษฎีตัวยึดที่รับภาระก่อนของโบลต์ในภาระสถิต	21
3.6 ทฤษฎีการออกแบบเฟืองตรง	22
3.6.1 ทฤษฎีการขัดกันของเฟือง	23
3.6.2 ทฤษฎีการทรอบของเฟือง	23
3.6.3 ทฤษฎีการวิเคราะห์แรงของเฟืองตรง	24
3.6.4 ทฤษฎีการคำนวณความเค้นและตัวประกอบความปลอดภัย	25
3.7 ทฤษฎีเกี่ยวข้องกับการเลือกใช้สลักูปีน	27
3.7.1 ทฤษฎีการคำนวณอายุการใช้งานของสลักูปีน	27
3.8 การเลือกใช้ซีลและโอริง	28

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
บทที่ 4 วิธีการดำเนินงาน.....	29
4.1 การออกแบบกระบอกสูบอัดความดัน	29
4.1.1 การคำนวณความดันระหว่างชั้น	29
4.1.2 การคำนวณเลขชี้กำลังไอเซนโทรปิกของกระบอกสูบด้านความดันต่ำ.....	29
4.1.3 การคำนวณเลขชี้กำลังไอเซนโทรปิกของกระบอกสูบด้านความดันสูง	30
4.1.4 การคำนวณปริมาตรของก๊าซในแต่ละจุดของกระบอกสูบด้านความดันต่ำ	31
4.1.5 การคำนวณอัตราการไหลของมวล.....	32
4.1.6 การคำนวณปริมาตรของก๊าซที่ไหลเข้ากระบอกสูบด้านความดันสูง	32
4.1.7 การคำนวณปริมาตรของก๊าซในแต่ละจุดของกระบอกสูบด้านความดันสูง	32
4.1.8 การคำนวณระยะชักของกระบอกสูบด้านความดันสูง	33
4.1.9 การออกแบบกระบอกสูบด้านความดันต่ำ	33
4.1.10 การออกแบบกระบอกสูบด้านความดันสูง.....	34
4.2 การออกแบบวาล์ว.....	36
4.2.1 การคำนวณระยะกวดของสปริงที่วาล์วทางด้านความดันต่ำ.....	36
4.2.2 การคำนวณระยะโค้งงอและความเค้นสูงสุดที่กระทำต่อบ่าวาล์วด้านความดันต่ำ.....	36
4.2.3 การคำนวณตัวประกอบความปลอดภัยของบ่าวาล์วด้านความดันต่ำ	37
4.2.4 การคำนวณฝาปิดกระบอกสูบด้านความดันต่ำ.....	37
4.2.5 การคำนวณระยะกวดของสปริงที่วาล์วทางด้านความดันสูง	40
4.2.6 การคำนวณระยะโค้งงอและความเค้นสูงสุดที่กระทำต่อบ่าวาล์วด้านความดันสูง	41
4.2.7 การคำนวณตัวประกอบความปลอดภัยของบ่าวาล์วด้านความดันสูง.....	41
4.2.8 การคำนวณฝาปิดกระบอกสูบด้านความดันสูง.....	42

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
4.3 การออกแบบกลไกเลื่อนข้อเหวี่ยง.....	45
4.3.1 การคำนวณขนาดของแรงที่กระทำต่อกลไกเลื่อนข้อเหวี่ยง.....	45
4.3.2 การออกแบบเพลาค้อนข้อเหวี่ยง.....	47
4.3.3 การออกแบบก้านสูบ.....	49
4.3.4 การออกแบบลูกสูบด้านความดันต่ำ.....	52
4.3.5 การออกแบบลูกสูบด้านความดันสูง.....	55
4.4 การออกแบบเฟือง.....	57
บทที่ 5 การทดลองและผลการทดลอง.....	64
บทที่ 6 วิเคราะห์และสรุปผลการทดลอง.....	65
6.1 สรุปผลการทดลอง.....	65
6.2 วิจารณ์ผลการทดลอง.....	65
6.3 ข้อเสนอแนะ.....	65
เอกสารอ้างอิง.....	66
ภาคผนวก.....	68

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อ VIII ศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญตาราง

	หน้า
ตารางที่ 1.1 แผนการดำเนินงาน	3
ตารางที่ 3.1 ตารางเปรียบเทียบจุดวิกฤติของของไหลแต่ละชนิด	8
ตารางที่ 3.2 คุณสมบัติของตลับลูกปืนชนิดต่าง ๆ	30
ตารางที่ 3.3 คุณสมบัติของยางแต่ละชนิดที่ใช้ทำซีลและโอริง	31
ตารางที่ 5.1 ผลของความดันทางด้านขาออกและเวลาที่ใช้อัดความดัน ณ ความดันทางด้านขาเข้า 60 บาร์	67



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป

	หน้า
รูปที่ 2.1 แสดงพื้นที่ของกำลังที่ประหยัดได้จากการอัดความดันแบบสองชั้น.....	5
รูปที่ 2.2 แสดงอุณหภูมิลดลงเนื่องจากการอัดความดันแบบหลายชั้น	5
รูปที่ 3.1 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความดันและปริมาตรในแต่ละจุด	10
รูปที่ 3.2 ความเค้นที่เกิดขึ้นตามแนวต่าง ๆ	11
รูปที่ 3.3 แสดงความดันที่กระทำต่อบ่าวาล์ว.....	14
รูปที่ 3.4 ส่วนประกอบของกลไกเลื่อนข้อเหวี่ยง	14
รูปที่ 3.5 มุมของข้อเหวี่ยงและระยะต่าง ๆ ของกลไกเลื่อนข้อเหวี่ยง	15
รูปที่ 3.6 จุดต่าง ๆ และเวกเตอร์แสดงระยะทาง	15
รูปที่ 3.7 แสดงการย้ายแรงที่กระทำกับวัตถุ	17
รูปที่ 4.1 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างความดันและปริมาตรจำเพาะ จากความดัน 40 ถึง 66 บาร์	32
รูปที่ 4.2 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างความดันและปริมาตรจำเพาะ จากความดัน 66 ถึง 110 บาร์.....	33
รูปที่ 4.3 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างความดันและมุมของเพลลาข้อเหวี่ยงด้านกระบอกสูบความดันต่ำ	49
รูปที่ 4.4 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างความดันและมุมของเพลลาข้อเหวี่ยงด้านกระบอกสูบความดันสูง	49
รูปที่ 4.5 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างขนาดของแรงที่กระทำต่อเพลลาข้อเหวี่ยงและมุมของเพลลาข้อเหวี่ยง.....	50
รูปที่ ก ภาพเขียนแบบเครื่องอัดความดันสูง.....	72
รูปที่ ข ภาพเขียนแยกส่วนประกอบเครื่องอัดความดันสูง.....	72

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

การสกัดน้ำมันหอมระเหยหรือสารอาหารจากวัตถุดิบธรรมชาติโดยใช้คาร์บอนไดออกไซด์ความดันสูงเป็นวิธีที่เหมาะสมและแพร่หลายอย่างมากในปัจจุบัน เนื่องจากคาร์บอนไดออกไซด์มีต้นทุนต่ำ ไม่มีกลิ่นและรสชาติ ไม่เป็นอันตรายต่อสิ่งแวดล้อม และยังเป็นสารเคมีที่ผ่านการรับรองโดยองค์การอาหารและยา (GRAS) จึงสามารถนำน้ำมันหอมระเหยหรือสารอาหารที่สกัดได้นี้มาใช้ในทางการแพทย์และอาหารได้ [1] จากโครงการที่ผ่านมาได้มีการสร้างเครื่องอัดความดันทั้งหมด 3 รุ่น ได้แก่ รุ่นที่ 1 เป็นเครื่องอัดความดันโดยใช้การทดแรงด้วยสกรู [2] รุ่นที่ 2 เป็นเครื่องอัดความดันแบบ 2 ชั้น โดยใช้คันโยกไฮดรอลิก [3] พบว่าทั้งสองรุ่นสิ้นเปลืองกำลังคนในการอัดแรงดัน ส่วนรุ่นที่ 3 เป็นเครื่องอัดความดันแบบกระบอกสูบโดยใช้มอเตอร์เป็นต้นกำลัง [4] ซึ่งเครื่องอัดความดันทั้ง 3 ใช้เวลาในการอัดนาน ดังนั้นโครงการนี้จะออกแบบและสร้างเครื่องอัดคาร์บอนไดออกไซด์แบบ 2 ชั้น ด้วยการใช้กลไกเลื่อนแบบข้อเหวี่ยงส่งกำลังจากมอเตอร์ขนาด 400 วัตต์ โดยขั้นแรกอัดความดันได้ 66 บาร์ และขั้นที่สองอัดความดันได้ 110 บาร์

1.2 วัตถุประสงค์

1.2.1 เพื่อออกแบบและสร้างเครื่องอัดความดันสูงสำหรับคาร์บอนไดออกไซด์แบบ 2 ชั้น ความดันสูงสุด 110 บาร์

1.3 สมมุติฐานของการศึกษา

- 1.3.1 การไหลในเครื่องอัดความดันสูงเป็นการไหลแบบคงตัว (Steady flow)
- 1.3.2 คาร์บอนไดออกไซด์ที่สถานะก๊าซสามารถอัดตัวได้ (Compressible fluid)
- 1.3.3 ระบบเป็นกระบวนการไหลแบบสม่ำเสมอ (Uniform-flow)
- 1.3.4 การอัดความดันเป็นกระบวนการอัดตัวแบบไอเซนโทรปิกสำหรับก๊าซจริง (Isentropic compression for real gas)
- 1.3.5 การออกแบบกลไกของเครื่องอัดความดันสูงเป็นการออกแบบอย่างง่าย

1.4 ขอบเขตการวิจัย

1.4.1 ออกแบบและสร้างเครื่องอัดความดันสูงสำหรับคาร์บอนไดออกไซด์ สถานะก๊าซ ความดันสูงสุดที่ 110 บาร์

1.5 ขั้นตอนการศึกษา

- 1.5.1 ศึกษาและค้นคว้าข้อมูลเกี่ยวกับคาร์บอนไดออกไซด์ในสถานะก๊าซ
- 1.5.2 ศึกษาและค้นคว้าข้อมูลเกี่ยวกับก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ในสถานะของไหลเหนือวิกฤติ (Supercritical fluid)
- 1.5.3 ศึกษารูปแบบเครื่องอัดความดันสูงชนิดต่าง ๆ เพื่อเลือกแบบเครื่องอัดความดันสูงที่เหมาะสมกับการอัดแรงดันสูงสุดที่ 110 บาร์
- 1.5.4 ศึกษากระบวนการอัดตัวแบบไอเซนโทรปิกสำหรับก๊าซจริง (Isentropic process for real gas) เพื่อใช้ในการออกแบบขนาดของกระบอกสูบ
- 1.5.5 ศึกษาทฤษฎีเกี่ยวกับวาล์วและการเลือกค่านิจของสปริง เพื่อใช้ในการออกแบบวาล์วทางด้านขาออก
- 1.5.6 ศึกษาทฤษฎีความเค้นผิวนิ่งหนาของกระบอกสูบ เพื่อใช้เลือกวัสดุและความหนาที่เหมาะสม
- 1.5.7 ศึกษาทฤษฎีความเค้นเฉือน ความเค้นกด และความเค้นดัด ในการคำนวณแรงที่กระทำต่อวัสดุ
- 1.5.8 ศึกษากลไกแบบเลื่อนข้อเหวี่ยง เพื่อคำนวณตำแหน่ง ความเร็ว และความเร่งของชิ้นส่วน
- 1.5.9 ศึกษาทฤษฎีความยาวของตัวยึด การรับภาระก่อนของตัวยึดภายใต้แรงกด และการรับภาระก่อนของโบลต์ภายใต้การรับแรงกระทำแบบสถิต เพื่อคำนวณขนาดและจำนวนของตัวยึด
- 1.5.10 ศึกษาทฤษฎีการคำนวณตัวประกอบความปลอดภัย เพื่อตรวจสอบความปลอดภัยของชิ้นส่วน
- 1.5.11 ศึกษาทฤษฎีการทดกำลังรูปแบบต่าง ๆ เพื่อคำนวณอัตราทดและเลือกใช้ให้เหมาะสม
- 1.5.12 ศึกษาทฤษฎีเกี่ยวกับตลับลูกปืน เพื่อเลือกใช้ประเภทที่เหมาะสม และคำนวณอายุการใช้งานของตลับลูกปืน
- 1.5.13 ศึกษาทฤษฎีเกี่ยวกับการเลือกใช้ซีลและโอริง เพื่อใช้เลือกชนิดของวัสดุให้เหมาะสมกับการใช้งานที่ความดันและอุณหภูมิต่าง ๆ

1.6 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

- 1.6.1 สามารถนำไปใช้อัดคาร์บอนไดออกไซด์ที่สถานะก๊าซได้ความดันสูงถึง 110 บาร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1.7 แผนการดำเนินงาน

กิจกรรม	ปี2561					ปี2562					
	ส.ค.	ก.ย.	ต.ค.	พ.ย.	ธ.ค.	ม.ค.	ก.พ.	มี.ค.	เม.ย.	พ.ค.	มิ.ย.
1. ศึกษาและค้นคว้ากระบวนการสกัด	←→										
2. ศึกษาและค้นคว้าเครื่องสูบลมความดันรูปแบบต่าง ๆ		←→									
3. ศึกษาและค้นคว้าเครื่องอัดความดันรูปแบบต่าง ๆ			←→								
4. ออกแบบและคำนวณเครื่องอัดความดัน				←→							
5. หาข้อมูลวัสดุที่ใช้สำหรับเครื่องอัดความดัน เช่น โอริง สปริง ซีลกันรั่ว เหล็กกล้าไร้สนิม เป็นต้น							←→				
6. หาอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลองกลึง ตัด เจาะ เป็นต้น สำหรับเหล็ก และเหล็กกล้าไร้สนิม							←→				
7. สร้างเครื่องอัดความดัน และภาชนะทนความดันสูง										←→	
8. ทดลองและเก็บผล											←→

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 2

ทบทวนวรรณกรรมและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

2.1 อัตราส่วนการอัดความดัน

เครื่องอัดความดันโดยทั่วไปมีอัตราส่วนการอัดอยู่ที่ 1.3 ถึง 3.5 เท่า [5]

อัตราส่วนการอัดความดันในแต่ละชั้นควรจะเป็น 1 ต่อ 3 [6]

2.2 ปริมาตรช่องว่างของกระบอกสูบ

ปริมาตรช่องว่างของกระบอกสูบ (Clearance volume) ต้องทำให้มีปริมาตรน้อยที่สุด สำหรับกระบอกสูบทั่วไปมีปริมาตรช่องว่าง 4 ถึง 16 เปอร์เซ็นต์ แต่สำหรับอัตราส่วนการอัดที่ต่ำเป็นพิเศษมีปริมาตรช่องว่างที่มากกว่านี้ [7]

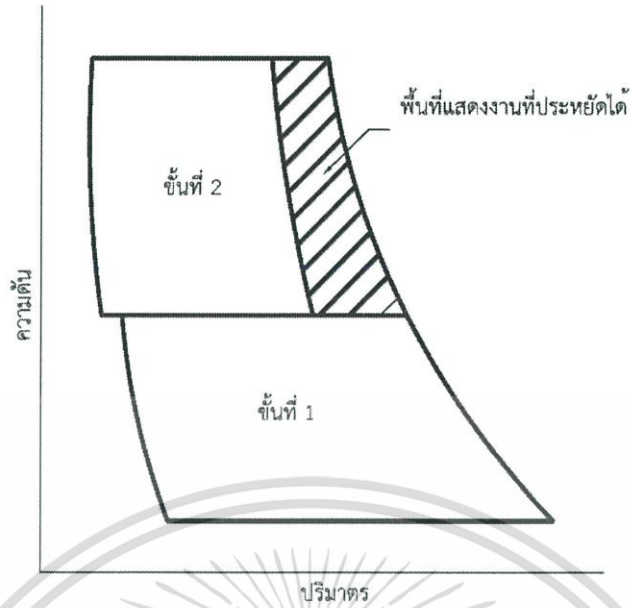
2.3 ข้อดีและข้อเสียของเครื่องอัดความดันแบบกระบอกสูบ

ข้อดีของเครื่องอัดความดันแบบกระบอกสูบ (Reciprocating compressor) คือ อัตราส่วนการอัดมาก ประสิทธิภาพสูง และความดันทางด้านขาออกสูงสุดเมื่อเทียบกับเครื่องอัดความดันชนิดอื่น ๆ ส่วนข้อเสีย คือ ต้องมีโครงสร้างที่แข็งแรง เนื่องจากแรงที่ไม่สมดุล หากมีอุณหภูมิของเหลวในก๊าซขณะอัดความดันทำให้ลูกสูบเกิดการสึกหรอ ค่าบำรุงรักษาสูง การไหลของก๊าซไม่สม่ำเสมออาจทำให้เกิดการสั่น และปัญหาทางโครงสร้าง [6]

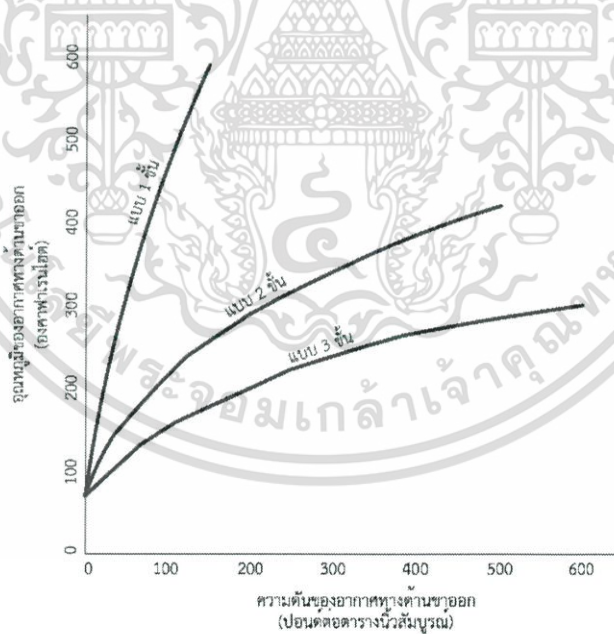
ในอุตสาหกรรมทั่วไปมักจะติดตั้งเครื่องอัดความดันแบบลูกสูบมากกว่าเครื่องอัดความดันแบบแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง (Centrifugal compressor) แต่ค่าบำรุงรักษาของเครื่องอัดความดันแบบแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางจะต่ำกว่าเครื่องอัดความดันแบบลูกสูบ [8]

2.4 การเปรียบเทียบระหว่างเครื่องอัดความดันขั้นเดียวและหลายขั้น

ความแตกต่างการอัดความดันแบบหลายขั้นเทียบกับการอัดความดันแบบขั้นเดียว คือ ใช้กำลังในการอัดน้อยกว่า และก๊าซมีอุณหภูมิที่ต่ำกว่าทางด้านขาออก ดังแสดงในรูปที่ 2.1 และ 2.2



รูปที่ 2.1 แสดงพื้นที่ของงานที่ประหยัดได้จากการอัดความดันแบบสองชั้น



รูปที่ 2.2 แสดงอุณหภูมิที่ลดลงเนื่องจากการอัดความดันแบบหลายชั้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.5 ระบบหล่อเย็น

การใช้ระบบหล่อเย็นระหว่างชั้น (Inter cooling) เพื่อลดอุณหภูมิของก๊าซ เนื่องจากข้อจำกัดเรื่องความร้อนและเพื่อลดกำลังที่ใช้ในการอัดความดัน

2.6 การสูญเสียความดัน

การทดลองเกี่ยวกับการออกแบบเครื่องอัดความดันแบบลูกสูบ พบว่าเมื่อระบบมี Pulsation dampeners และ Suppression ทำให้ความดันลดลงและต่ำกว่า 1 เปอร์เซ็นต์ของความดันทั้งหมด [8]

2.7 การออกแบบวาล์ว

ถ้าระยะยกของวาล์วทางด้านขาออกมาก จะทำให้มีพื้นที่การไหลมาก การสูญเสียความดันน้อย ใช้กำลังต่ำ และลิ้นวาล์วเคลื่อนที่เร็ว ส่งผลให้วาล์วเกิดการกระแทกและสึกหรอ ค่าใช้จ่ายของสปริงมีความสำคัญ หากมีค่าใช้จ่ายของสปริงมาก ทำให้ระยะยกของวาล์วน้อยและวาล์วปิดเร็ว ส่งผลให้ความจุลดลง แต่ถ้าค่าใช้จ่ายของสปริงน้อย ทำให้วาล์วปิดช้า ส่งผลให้เกิดการไหลกลับ [8]

2.8 การใช้สารหล่อลื่นของเครื่องอัดความดันที่มีความเร็วรอบต่ำ

เครื่องอัดความดันที่มีความเร็วรอบต่ำ (ประมาณ 350 รอบต่อนาที) และใช้สารหล่อลื่นเคลือบผนังกระบอกสูบ หากไม่มีสารหล่อลื่นสามารถทำให้ลูกสูบเคลื่อนที่ผิดการวางแนว (Misalignment) [8]

2.9 กลไกแบบเลื่อนข้อเหวี่ยง

ศึกษาตำแหน่ง ความเร็ว ความเร่ง และแรงที่กระทำต่อชิ้นส่วนต่าง ๆ ของเครื่องอัดความดันแบบลูกสูบ เช่น เพลาข้อเหวี่ยง ก้านสูบ หรือลูกสูบ [9,10,11]

ศึกษาแรงเนื่องจากความดันของก๊าซที่กระทำต่อลูกสูบทั้งสองด้าน ซึ่งมีความสัมพันธ์กับมุมต่าง ๆ ของเพลาข้อเหวี่ยง [12,13,14]

ศึกษาแรงเฉื่อยของชิ้นส่วนต่าง ๆ ขณะเคลื่อนที่ [10,15]

ศึกษาความเค้นที่กระทำต่อเพลาข้อเหวี่ยง พบว่าจุดที่เกิดความเสียหายสูงสุดอยู่ที่ข้อต่อระหว่างก้านสูบกับเพลาข้อเหวี่ยง [16,17,18]

2.10 แรงเสียดทานที่เกิดจากซิล

การทดลองคำนวณแรงเสียดทานที่เกิดจากซิลชนิดเทฟลอน (Teflon, PTFE) โดยเครื่องอัดไฮดรอลิกความเร็วรอบสูง พบว่าแรงเสียดทานที่เกิดขึ้นมีค่าต่ำมากเทียบกับแรงที่เกิดจากความดันของไหล [19]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 3

ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

3.1 ทฤษฎีของไหลวิกฤตยิ่งยวด

เมื่อก๊าซถูกอัดความดันและอุณหภูมิสูงกว่าจุดวิกฤต ก๊าซนั้นจะถูกเปลี่ยนสถานะเป็นของไหลวิกฤตยิ่งยวด ซึ่งของไหลในสถานะนี้จะมีคุณสมบัติพิเศษ คือ มีความหนืดต่ำ ความสามารถในการแพร่กระจายได้ดีใกล้เคียงกับก๊าซ และเป็นตัวทำละลายได้ดีใกล้เคียงกับของเหลว

Fluid	Critical Constants		
	Pressure (bar)	Temperature (°C)	Density (g/cm ³)
Carbon dioxide	73.8	31.1	0.468
Ethane	48.8	32.2	0.203
Ethylene	50.4	-9.3	0.200
Propane	42.5	96.7	0.220
Propylene	46.2	91.9	0.230
Benzene	48.9	289.0	0.302
Toluene	41.1	318.6	0.290
Chlorotrifluoromethane	39.2	28.9	0.580
Trichlorofluoromethane	44.1	196.6	0.554
Nitrous oxide	71.0	36.5	0.457
Ammonia	112.8	132.5	0.240
Water	220.5	374.2	0.272

ตารางที่ 3.1 ตารางเปรียบเทียบจุดวิกฤตของของไหลแต่ละชนิด [1]

คาร์บอนไดออกไซด์มีอุณหภูมิวิกฤตที่ 31 องศาเซลเซียส ซึ่งใกล้เคียงกับอุณหภูมิห้อง และมีความดันวิกฤตที่ 73 บาร์ ดังแสดงในตารางที่ 3.1 ยิ่งไปกว่านั้น คาร์บอนไดออกไซด์วิกฤตยิ่งยวดเป็นตัวทำละลายได้ดี ไม่เกิดปฏิกิริยาทางเคมี และไม่ตกค้างในตัวถูกละลาย จึงเหมาะสำหรับใช้เป็นตัวทำละลาย

3.2 ทฤษฎีสำหรับการออกแบบกระบอกสูบอัดความดัน

3.2.1 กระบวนการอัดตัวแบบไอเซนโทรปิกสำหรับก๊าซจริง

กระบวนการอัดตัวแบบไอเซนโทรปิก คือ กระบวนการที่เอนโทรปีไม่มีการเปลี่ยนแปลง สามารถเกิดกระบวนการย้อนกลับได้ (Reversible process) และกระบวนการแอดิแบติก (Adiabatic process)

$$\Delta s = 0 \quad (1)$$

$$Pv^\gamma = C \quad (2)$$

สมการสถานะสำหรับก๊าซจริง (Equation of state for real gas)

$$PV = mZRT \quad (3)$$

เมื่อ	s	คือ เอนโทรปี ($kJ/kg \cdot K$)
	P	คือ ความดันของก๊าซ (Pa)
	V	คือ ปริมาตรของก๊าซ (m^3)
	T	คือ อุณหภูมิของก๊าซ (K)
	m	คือ มวลของก๊าซ (kg)
	R	คือ ค่าคงที่ของก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ ($kJ/kg \cdot K$)
	Z	คือ ค่าความสามารถในการอัดตัวของก๊าซ
	γ	คือ เลขชี้กำลังไอเซนโทรปิก
	C	คือ ค่าคงที่

การคำนวณความดันระหว่างชั้นที่เหมาะสม คำนวณได้จากสมการ

$$P_2 = \sqrt{P_1 P_3} \quad (4)$$

เมื่อ	P_1	คือ ความดันของก๊าซขาเข้าชั้นที่ 1 (Pa)
	P_2	คือ ความดันของก๊าซขาออกชั้นที่ 1 หรือขาเข้าชั้นที่ 2 (Pa)
	P_3	คือ ความดันของก๊าซขาออกชั้นที่ 2 (Pa)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.2.2 ทฤษฎีคำนวณปริมาตรของกระบอกสูบ

ขนาดของกระบอกสูบลำดับคำนวณได้จากสมการ

$$V = \pi r^2 h \quad (5)$$

- เมื่อ V คือ ปริมาตรของทรงกระบอก (m^3)
 r คือ รัศมีของทรงกระบอก (m)
 h คือ ความยาวของทรงกระบอก (m)

3.2.3 ทฤษฎีความจุของเครื่องอัดความดัน



รูปที่ 3.1 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความดันและปริมาตรในแต่ละจุด

ความจุของเครื่องอัดความดันหรือปริมาตรการอัดตัวของก๊าซที่อัดตัวได้ในแต่ละรอบการอัดคำนวณได้จากสมการ

$$V_s = V_1 - V_4 \quad (6)$$

- เมื่อ V_s คือ ความจุของเครื่องอัดความดัน (m^3)
 V_1 คือ ปริมาตร ณ จุดที่ 1 (m^3)
 V_4 คือ ปริมาตร ณ จุดที่ 4 (m^3)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.2.4 ทฤษฎีอัตราส่วนการอัด

อัตราส่วนการอัดของเครื่องอัดความดัน คือ อัตราส่วนระหว่างความดันทางด้านขาออกเทียบกับความดันทางด้านขาเข้า คำนวณได้จากสมการ

$$R_c = \frac{P_2}{P_1} \quad (7)$$

เมื่อ R_c คือ อัตราส่วนการอัด
 P_1 คือ ความดัน ณ จุดที่ 1 (Pa)
 P_2 คือ ความดัน ณ จุดที่ 2 (Pa)

3.2.5 กำลังที่เปลี่ยนแปลงของของไหล

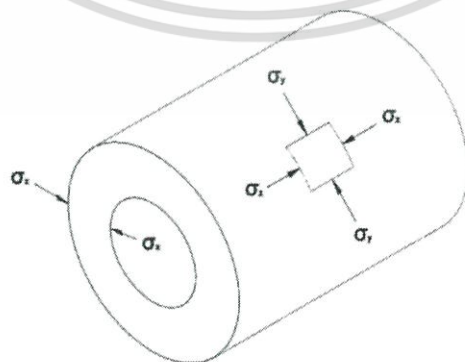
กำลังที่ใช้ในการอัดต้น คำนวณได้จากสมการ

$$\dot{W} = m(h_3 - h_1) \quad (8)$$

เมื่อ \dot{W} คือ กำลังที่ใช้ในการอัดความดัน (W)
 m คือ อัตราการไหลของมวล (kg/s)
 h_1 คือ เอนทัลปี ณ จุดที่ 1 (kJ/kg)
 h_3 คือ เอนทัลปี ณ จุดที่ 3 (kJ/kg)

3.2.6 ทฤษฎีความเค้นผนังหนา

การคำนวณความหนาของกระบอกสูบโดยใช้ทฤษฎีความเค้นผนังหนา (Thick wall theory) จะต้องคำนึงถึงความเค้นที่เกิดขึ้นบนผนังภายในกระบอกสูบ



รูปที่ 3.2 ความเค้นที่เกิดขึ้นตามแนวต่าง ๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ความเค้นที่เกิดขึ้นตามแนวต่าง ๆ ดังแสดงในรูปที่ 3.2 คำนวณได้จากสมการ ดังนี้

ก) ความเค้นแนวรัศมี (Radial stress)

$$\sigma_x = \frac{p_i r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \left(1 + \frac{r_o^2}{r} \right) \quad (9)$$

ข) ความเค้นแนวสัมผัส (Tangential stress)

$$\sigma_y = \frac{p_i r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \left(1 - \frac{r_o^2}{r} \right) \quad (10)$$

ค) ความเค้นแนวยาว (Longitudinal stress)

$$\sigma_z = \frac{p_i r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \quad (11)$$

ง) ความเค้นเฉือนในระนาบต่าง ๆ

$$\tau_{xy} = \left| \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \right| \quad (12)$$

$$\tau_{yz} = \left| \frac{\sigma_y - \sigma_z}{2} \right| \quad (13)$$

$$\tau_{zx} = \left| \frac{\sigma_z - \sigma_x}{2} \right| \quad (14)$$

จ) ความเค้นวอนมิสเซล (Von misses stress)

$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)} \quad (15)$$

ฉ) ความเค้นเฉือนสูงสุด

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (16)$$

เมื่อ	σ_x	คือ ความเค้นแนวรัศมี (Pa)
	σ_y	คือ ความเค้นแนวสัมผัส (Pa)
	σ_z	คือ ความเค้นแนวยาว (Pa)
	σ'	คือ ความเค้นวอนมิสเซล (Pa)
	τ_{xy}	คือ ความเค้นเฉือนในระนาบ xy (Pa)
	τ_{yz}	คือ ความเค้นเฉือนในระนาบ yz (Pa)
	τ_{zx}	คือ ความเค้นเฉือนในระนาบ zx (Pa)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- τ_{\max} คือ ความเค้นเฉือนสูงสุด (Pa)
 p_i คือ ความดันภายใน (Pa)
 r_i คือ รัศมีภายใน (m)
 r_o คือ รัศมีภายนอก (m)

3.3 ทฤษฎีที่ใช้ในการออกแบบวาล์ว

3.3.1 ทฤษฎีแรงภายในสปริง

วาล์วทางด้านขาออกจะใช้สปริงเพื่อต้านแรงการไหลของก๊าซ โดยระยะกดสปริง คำนวณได้จากสมการ

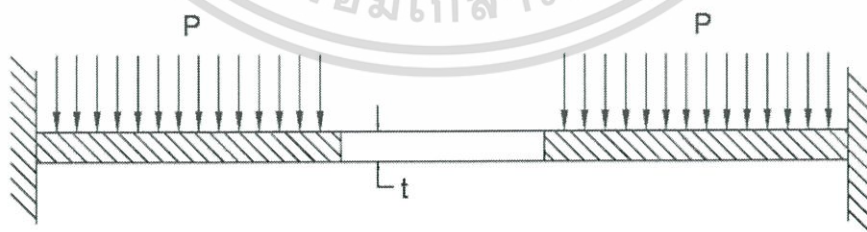
$$F = kx \quad (17)$$

แรงมากที่สุดที่ต้องใช้ในการต้านการไหลของก๊าซ คำนวณได้จากสมการ

$$F = PA \quad (18)$$

- เมื่อ F คือ แรงที่กระทำในแนวตั้งฉากกับพื้นที่หน้าตัด (N)
 k คือ ค่าคงของสปริง (N/m)
 x คือ ระยะกดของสปริง (m)
 P คือ ความดัน (Pa)
 A คือ พื้นที่หน้าตัดของพื้นที่รับแรง (m^2)

3.3.2 การออกแบบบ่าวาล์ว



รูปที่ 3.3 แสดงความดันที่กระทำต่อบ่าวาล์ว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อมีความดันมากกระทำต่อบ่าวาล์ว ดังแสดงในรูปที่ 3.3 คำนวณความเค้นสูงสุดได้จากสมการ

$$\sigma_{\max} = k \frac{Pa^2}{t^2} \quad (19)$$

เมื่อ	σ_{\max}	คือ ความเค้นสูงสุดเกิดขึ้น (N/m)
	P	คือ ความดันสูงสุดที่กระทำ (N/m)
	a	คือ รัศมีภายนอกของบ่าวาล์ว (m)
	t	คือ ความหนาของบ่าวาล์ว (m)
	k	คือ ค่าคงที่

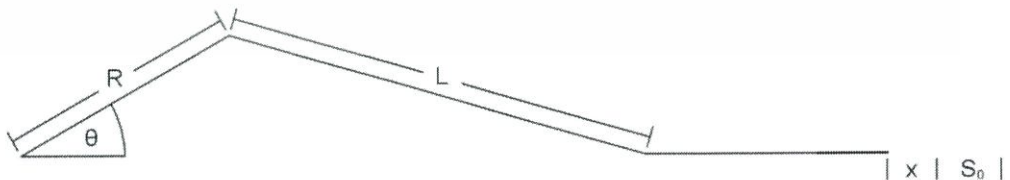
3.4 ทฤษฎีการออกแบบกลไกเลื่อนข้อเหวี่ยง

กลไกเลื่อนข้อเหวี่ยง คือ กลไกที่เปลี่ยนการเคลื่อนที่เชิงมุมเป็นการเคลื่อนที่ตามแนวแกน ซึ่งนิยมใช้กันอย่างแพร่หลายสำหรับเครื่องอัดความดัน ประกอบด้วย ข้อเหวี่ยง (Crankshaft) ก้านสูบ (Connecting rod) ตัวยึดลูกสูบ (Piston holder) และลูกสูบ (Piston) ดังแสดงในรูปที่ 3.4



รูปที่ 3.4 ส่วนประกอบของกลไกเลื่อนข้อเหวี่ยง

3.4.1 ความสัมพันธ์ระหว่างมุมของข้อเหวี่ยงและระยะการเคลื่อนที่ของลูกสูบ



รูปที่ 3.5 มุมของข้อเหวี่ยงและระยะต่าง ๆ ของกลไกเลื่อนข้อเหวี่ยง

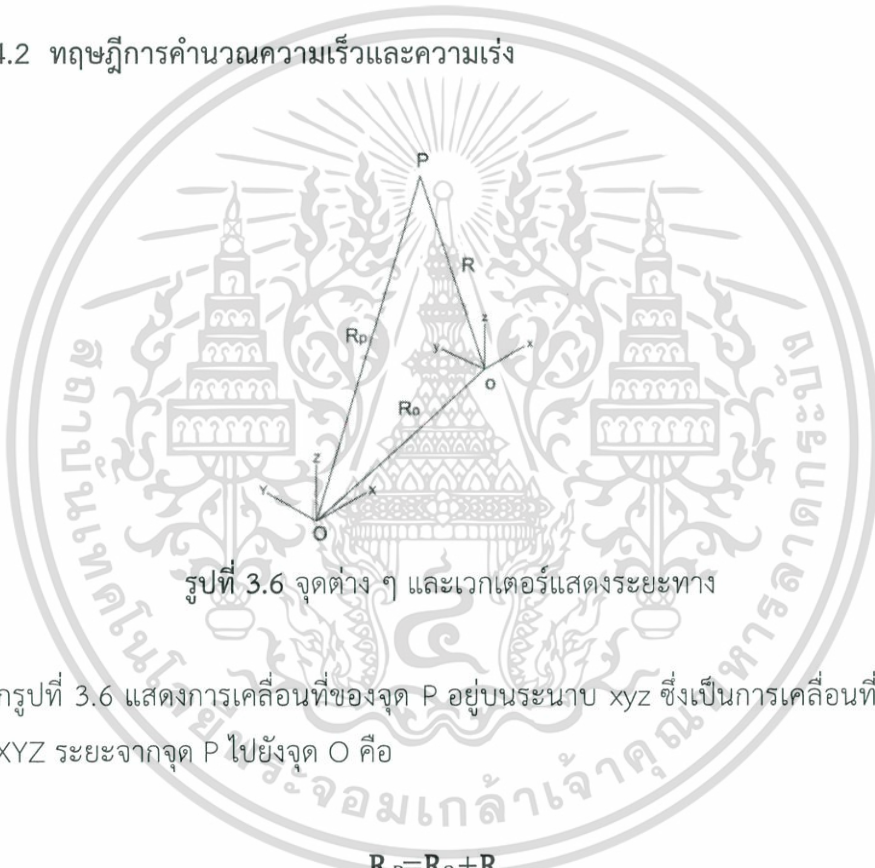
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากรูปที่ 3.5 จะเห็นว่าระยะการเคลื่อนที่ของลูกสูบมีความสัมพันธ์ตามมุมของข้อเหวี่ยง คำนวณได้จากสมการ

$$\mathbf{x} = \mathbf{S}_0 + \mathbf{R}(1 - \cos\theta) + \mathbf{L}\left[1 - \sqrt{1 - \left(\frac{R}{L}\right)^2 \sin^2\theta}\right] \quad (20)$$

- เมื่อ \mathbf{x} คือ เวกเตอร์ระยะการเคลื่อนที่ของลูกสูบ (m)
 \mathbf{S}_0 คือ เวกเตอร์ระยะของปริมาตรช่องว่างเมื่อลูกสูบอยู่ที่ศูนย์ตายบน (m)
 \mathbf{R} คือ เวกเตอร์รัศมีของข้อเหวี่ยง (m)
 \mathbf{L} คือ เวกเตอร์ความยาวระหว่างจุดหมุนของก้านสูบ (m)
 θ คือ มุมของข้อเหวี่ยง ($^\circ$)

3.4.2 ทฤษฎีการคำนวณความเร็วและความเร่ง



รูปที่ 3.6 จุดต่าง ๆ และเวกเตอร์แสดงระยะทาง

จากรูปที่ 3.6 แสดงการเคลื่อนที่ของจุด P อยู่บนระนาบ xyz ซึ่งเป็นการเคลื่อนที่สัมพันธ์จุด O บนระนาบ XYZ ระยะจากจุด P ไปยังจุด O คือ

$$\mathbf{R}_P = \mathbf{R}_0 + \mathbf{R} \quad (21)$$

ถ้าเวกเตอร์หนึ่งหน่วย \mathbf{i} , \mathbf{j} และ \mathbf{k} อยู่บนแกน x , y และ z ตามลำดับ

$$\mathbf{R} = x\mathbf{i} + y\mathbf{j} + z\mathbf{k} \quad (22)$$

ความเร็วสัมบูรณ์ที่จุด P เมื่อเปรียบเทียบกับระนาบ XYZ คำนวณได้จากสมการ

$$\mathbf{V}_P = \mathbf{V}_O + \boldsymbol{\omega} \times \mathbf{R} \quad (23)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ความเร่งสัมผัสที่จุด P เมื่อเปรียบเทียบกับระนาบ XYZ คำนวณได้จากสมการ

$$\mathbf{A}_P = \mathbf{A}_O + (\boldsymbol{\alpha} \times \mathbf{R}) + [\boldsymbol{\omega} \times (\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{R})] \quad (24)$$

เมื่อ	\mathbf{R}	คือ เวกเตอร์จากจุด O ไปยังจุด P (m)
	\mathbf{R}_O	คือ เวกเตอร์จากจุด O ไปยังจุด O (m)
	\mathbf{R}_P	คือ เวกเตอร์จากจุด O ไปยังจุด P (m)
	\mathbf{V}_O	คือ เวกเตอร์ความเร็วที่จุด O (m/s)
	\mathbf{V}_P	คือ เวกเตอร์ความเร็วที่จุด P (m/s)
	\mathbf{A}_O	คือ เวกเตอร์ความเร่งที่จุด O (m/s ²)
	\mathbf{A}_P	คือ เวกเตอร์ความเร่งที่จุด P (m/s ²)
	$\boldsymbol{\omega}$	คือ เวกเตอร์ความเร็วเชิงมุม (rad/s)
	$\boldsymbol{\alpha}$	คือ เวกเตอร์ความเร่งเชิงมุม (rad/s ²)

3.4.3 กฎข้อที่สองของนิวตัน

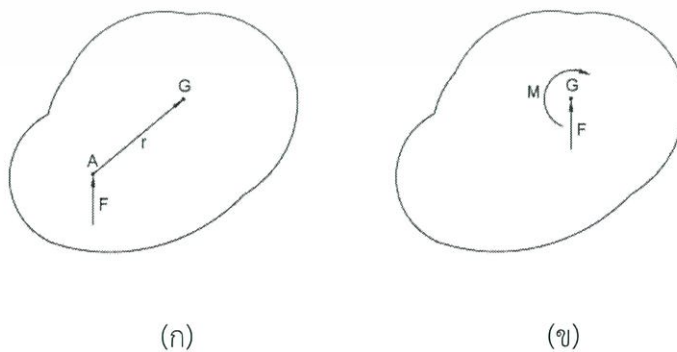
แรงของชิ้นส่วนที่มีความเร่งในแนวระนาบ คำนวณได้จากสมการ

$$\Sigma \mathbf{F} = m\mathbf{A}$$

(25)

เมื่อ	\mathbf{F}	คือ เวกเตอร์แรง (N)
	\mathbf{A}	คือ เวกเตอร์ความเร่ง (m/s ²)
	m	คือ มวล (kg)

3.4.4 ทฤษฎีการย้ายแรง



รูปที่ 3.7 แสดงการย้ายแรงที่กระทำกับวัตถุ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อมีเวกเตอร์แรงกระทำที่จุด A ดังแสดงในรูปที่ 3.7 (ก) สามารถย้ายเวกเตอร์แรงนั้นไปที่จุด O ได้ โดยเกิดผลของเวกเตอร์โมเมนต์เนื่องจากเวกเตอร์แรงที่กระทำ ดังแสดงในรูปที่ 3.7 (ข) คำนวณได้จากสมการ

$$\mathbf{M} = \mathbf{F}\mathbf{r} \quad (26)$$

เมื่อ \mathbf{M} คือ เวกเตอร์โมเมนต์ที่เกิดขึ้น ($N \cdot m$)
 \mathbf{F} คือ เวกเตอร์แรงที่กระทำ (N)
 \mathbf{r} คือ เวกเตอร์ระยะทางจากจุด A ถึงจุด O (m)

3.4.5 ทฤษฎีพลังงานผิวดรูป

ความเค้นวอนมิสเสส (Von misses stress) คำนวณได้จากสมการ

$$\sigma' = \sqrt{(\sigma_A)^2 - \sigma_A \sigma_B + \sigma_B^2} \quad (27)$$

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (28)$$

$$\sigma_A = \sigma_{\text{avg}} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (29)$$

$$\sigma_B = \sigma_{\text{avg}} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (30)$$

$$\sigma_{\text{avg}} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \quad (31)$$

เมื่อ σ' คือ ความเค้นวอนมิสเสส (Pa)
 σ_x คือ ความเค้นตามแนวแกน x (Pa)
 σ_y คือ ความเค้นตามแนวแกน y (Pa)
 σ_{avg} คือ ความเค้นเฉลี่ยในแนวแกน x และ y (Pa)
 σ_A คือ ความเค้นมากที่สุดบนระนาบหลัก (Pa)
 σ_B คือ ความเค้นน้อยที่สุดบนระนาบหลัก (Pa)
 τ_{xy} คือ ความเค้นเฉือนบนระนาบ xy (Pa)
 τ_{\max} คือ ความเค้นเฉือนสูงสุด (Pa)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตัวประกอบความปลอดภัยของชิ้นส่วนกลไกเลื่อนข้อเหวี่ยง คำนวณได้จากทฤษฎีพลังผิดรูป (Distortion energy) ดังสมการ

$$n_{\text{tensile}} = \frac{S_y}{\sigma'} \quad (32)$$

$$n_{\text{shear}} = \frac{S_{sy}}{\tau_{\text{max}}} \quad (33)$$

โดยที่ความเค้นบิดจุดคราก คำนวณได้จากสมการ

$$S_{sy} = 0.577S_y \quad (34)$$

เมื่อ	n_{tensile}	คือ ตัวประกอบความปลอดภัยของความเค้นกด
	n_{shear}	คือ ตัวประกอบความปลอดภัยของความเค้นเฉือน
	σ'	คือ ความเค้นวอนมิสเสส (Pa)
	σ_x	คือ ความเค้นบนแกน x (Pa)
	σ_y	คือ ความเค้นบนแกน y (Pa)
	τ_{max}	คือ ความเค้นเฉือนสูงสุด (Pa)
	τ_{xy}	คือ ความเค้นบนระนาบ xy (Pa)
	S_y	คือ ความเค้นจุดคราก (Pa)
	S_{sy}	คือ ความเค้นเฉือนจุดคราก (Pa)

3.4.6 ทฤษฎีการคำนวณโมเมนต์ของแรงคู่ควบ

$$\mathbf{M} = \mathbf{F} \mathbf{l} \quad (35)$$

เมื่อ	\mathbf{M}	คือ เวกเตอร์โมเมนต์ของแรงคู่ควบ ($N \cdot m$)
	\mathbf{F}	คือ เวกเตอร์แรงที่กระทำ (N)
	\mathbf{l}	คือ เวกเตอร์ระหว่างแรงทั้งสองที่ขนานกัน (m)

3.4.7 ทฤษฎีความเค้นกด

แรงกดที่กระทำต่อวัตถุในแนวตั้งฉากกับพื้นที่หน้าตัดนั้น ๆ ทำให้เกิดความเค้นกด คำนวณได้จากสมการ

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (36)$$

เมื่อ σ คือ ความเค้นกด (Pa)
 F คือ แรงกดกระทำกับวัตถุ (N)
 A คือ พื้นที่หน้าตัดที่ตั้งฉากกับแนวแรงกด (m^2)

3.4.8 ทฤษฎีความเค้นดัด

ความเค้นดัดเกิดขึ้นที่หน้าตัดของคานที่ตั้งฉากกับแกนตามความยาวของคานนั้น คำนวณได้จากสมการ

$$\sigma_b = \frac{M y}{I} \quad (37)$$

เมื่อ σ_b คือ ความเค้นดัด (Pa)
 M คือ โมเมนต์ดัด (N·m)
 y คือ ระยะจากจุดศูนย์กลางถึงผิว (m)
 I คือ โมเมนต์เฉื่อย (m^3)

3.4.9 ทฤษฎีความเค้นเฉือน

แรงที่กระทำในแนวขนานกับพื้นที่หน้าตัดนั้น ๆ คำนวณได้จากสมการ

$$\tau = \frac{F}{A} \quad (38)$$

เมื่อ τ คือ ความเค้นเฉือน (Pa)
 F คือ แรงที่กระทำในแนวขนานกับพื้นที่ (N)
 A คือ พื้นที่หน้าตัดที่ขนานกับแรง (m^2)

3.4.10 ทฤษฎีการโก่งงอของเสา

แรงกระทำตามแนวแกนต่อเสาที่รับได้สูงสุดก่อนเกิดการโก่งงอ คำนวณได้จากสมการ

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L^2} \quad (39)$$

เมื่อ	P_{cr}	คือ แรงที่เสารับได้สูงสุดก่อนที่จะเกิดการโก่งงอ (N)
	E	คือ โมดูลัสของวัสดุ (Pa)
	I	คือ ค่าโมเมนต์ความเฉื่อย (m^4)
	L	คือ ความยาวของเสา (m)

3.4.11 ทฤษฎีการคำนวณแรงบิด

แรงที่ขนานกันและมีทิศทางตรงกันข้ามกระทำต่อวัตถุ โดยไม่ได้กระทำตามแนวของวัตถุ ซึ่งจะทำให้เกิดแรงคู่ควบโดยพยายามบิดวัตถุให้หมุน ทำให้เกิดแรงบิด คำนวณได้จากสมการ

$$\tau = \frac{Tc}{J} \quad (40)$$

$$T = Fs \quad (41)$$

$$J = \frac{\pi c^4}{2} \quad (42)$$

เมื่อ	τ	คือ แรงบิด (N)
	T	คือ โมเมนต์บิด ($N \cdot m$)
	s	คือ ระยะทางระหว่างแรงทั้งสองที่ขนานกัน (m)
	c	คือ รัศมี (m)
	J	คือ โมเมนต์เฉื่อยเชิงขั้ว (m^4)

3.5 การคำนวณขนาดของโบลต์

โบลต์คือชิ้นส่วนที่ใช้ยึดอุปกรณ์ตั้งแต่ 2 ชิ้นขึ้นไป สามารถถอดประกอบใหม่ได้โดยการขันเกลียว ซึ่งรองรับแรงที่เกิดขึ้นได้ตามขนาด ชนิด และวัสดุของโบลต์ การออกแบบและเลือกใช้โบลต์นั้นมีความสำคัญอย่างยิ่งในการประกอบชิ้นส่วน

3.5.1 ทฤษฎีการออกแบบขนาดโบลต์

การออกแบบขนาดและความยาวส่วนต่าง ๆ ของโบลต์ คำนวณได้จากสมการ ดังนี้

$$l = \frac{t_2}{2} \quad (43)$$

$$L > 1.5d \quad (44)$$

$$L_T = 2d + 6, L \leq 125, d \leq 48 \quad (45)$$

$$l_t = l - l_d \quad (46)$$

เมื่อ	L	คือ ความยาวทั้งหมดของโบลต์ (m)
	L_T	คือ ความยาวส่วนที่เป็นเกลียวทั้งหมดของโบลต์ (m)
	l	คือ ความหนาของวัสดุที่โบลต์ยึดติด (m)
	l_t	คือ ความยาวส่วนที่เป็นเกลียวทั้งหมดที่รับแรงตามแนวแกน (m)
	l_d	คือ ความยาวของส่วนที่ไม่เป็นเกลียว (m)
	d	คือ เส้นผ่านศูนย์กลางของโบลต์ (m)

3.5.2 ทฤษฎีตัวยึดที่รับภาระก่อนในภาระแรงดึง

ความต้านทานการเสีรูปของโบลต์ คำนวณได้จากสมการ

$$K_b = \left(\frac{A_t A_b}{A_b l_t + A_t l_s} \right) E_b \quad (47)$$

$$A_t = \pi \frac{d^2}{4} \quad (48)$$

เมื่อ	K_b	คือ ค่าความยืดหยุ่นของโบลต์ (N/m)
	A_b	คือ พื้นที่หน้าตัดที่รับแรงทั้งหมด (m^2)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- A_t คือ พื้นที่หน้าตัดที่รับความเค้นดึง (m^2)
 l_s คือ ความยาวของส่วนที่ไม่เป็นเกลียวรับแรง (m)
 l_t คือ ความยาวของส่วนที่เป็นเกลียวรับแรง (m)
 E_b คือ มอดุลัสสภาพความยืดหยุ่นของโบลต์ (Pa)

ความต้านทานการเสีรูปของวัสดุในกรณีที่ยึดงานประกอบเป็นวัสดุเดียวกัน คำนวณได้จากสมการ

$$K_m = \frac{0.5774\pi E d}{\ln\left(\frac{(1.155t+D-d)(D+d)}{(1.155t+D+d)(D-d)}\right)} \quad (49)$$

- เมื่อ K_m คือ ความต้านทานการเสีรูป (N/m)
 D คือ เส้นผ่านศูนย์กลางของหัวหกเหลี่ยมของโบลต์ (m)
 E คือ มอดุลัสสภาพความยืดหยุ่นของวัสดุ (Pa)

3.5.3 ทฤษฎีตัวยึดที่รับภาระก่อนของโบลต์ในการะสถิต แรงที่กระทำต่อโบลต์ คำนวณได้จากสมการ

$$P = P_m + P_b \quad (50)$$

$$P_b = C \cdot P \quad (51)$$

$$P = p \cdot A_t \quad (52)$$

$$C = \frac{K_b}{K_b + K_m} \quad (53)$$

- เมื่อ P คือ แรงที่กระทำต่อข้อต่อ (N)
 P_m คือ แรงที่กระทำต่อชิ้นงาน (N)
 P_b คือ แรงที่กระทำต่อโบลต์ (N)
 p คือ ความดันที่กระทำต่อพื้นที่หน้าตัดรับแรง (N/m)
 C คือ ค่าคงที่จุดเชื่อมต่อ

แรงดึงที่กระทำต่อโบลต์ คำนวณได้จากสมการ

$$F_b = F_t + P_b \quad (54)$$

$$F_t = 0.9\sigma_p A_t \quad (55)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อ	F_b	คือ แรงดึงที่กระทำต่อโบลต์ (N)
	F_i	คือ ภาระรับก่อนสำหรับแรงสถิต (N)
	P_b	คือ แรงที่กระทำต่อโบลต์ (N)
	σ_p	คือ ความทนพิสูจน์ (Pa)
	A_t	คือ พื้นที่หน้าตัดที่รับความเค้น (m^2)

ความเค้นสูงสุดที่กระทำต่อโบลต์ คำนวณได้จากสมการ

$$\sigma_{\text{bolt}} = \frac{F_b}{A_t} \quad (56)$$

เมื่อ	σ_{bolt}	คือ ความเค้นสูงสุดที่กระทำต่อโบลต์ (Pa)
	F_b	คือ แรงเริ่มต้นที่มากที่สุดในการขันโบลต์ (N)
	A_t	คือ พื้นที่หน้าตัดที่รับความเค้น (m^2)

3.6 ทฤษฎีการออกแบบเฟืองตรง

จำนวนฟันของเฟืองเทียบกับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์ คำนวณได้จากสมการ

$$P = \frac{N}{d} \quad (57)$$

อัตราส่วนระหว่างเส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์เทียบกับจำนวนฟันของเฟือง เรียกว่า “โมดูล” คำนวณได้จากสมการ

$$m = \frac{d}{N} \quad (58)$$

เส้นรอบวงพิตช์ของเฟือง คำนวณได้จากสมการ

$$p = \frac{\pi d}{N} \quad (59)$$

$$pP = \pi \quad (60)$$

ความสัมพันธ์ระหว่างขนาดรัศมีและความเร็วเชิงมุมของเฟือง คำนวณได้จากสมการ

$$\left| \frac{w_1}{w_2} \right| = \left| \frac{r_2}{r_1} \right| \quad (61)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อ	P	คือ จำนวนฟันของเฟืองเทียบกับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางพิตซ์ (<i>tooth/mm</i>)
	N	คือ จำนวนฟันของเฟือง (<i>tooth</i>)
	d	คือ เส้นผ่านศูนย์กลางพิตซ์ (<i>mm</i>)
	m	คือ โมดูล (<i>mm/tooth</i>)
	p	คือ เส้นรอบวงพิตซ์ (<i>mm</i>)
	w_1	คือ ความเร็วเชิงมุมของเฟืองตัวที่ 1 (<i>rad/s</i>)
	w_2	คือ ความเร็วเชิงมุมของเฟืองตัวที่ 2 (<i>rad/s</i>)
	r_1	คือ รัศมีของเฟืองตัวที่ 1 (<i>mm</i>)
	r_2	คือ รัศมีของเฟืองตัวที่ 2 (<i>mm</i>)

3.6.1 ทฤษฎีการขัดกันของเฟือง

เมื่อฟันของเฟืองไม่สัมผัสร่วมกันจะทำให้เกิดการขัดกันของเฟือง โดยจำนวนฟันของเฟืองตัวเล็กที่น้อยที่สุดเพื่อไม่ให้เกิดการขัดกันของเฟือง คำนวณได้จากสมการ

$$N_p = \frac{2k}{(1+2m)} (m + \sqrt{m^2 + (1+2m)\sin^2\phi}) \quad (62)$$

เมื่อ	N_p	คือ จำนวนฟันของเฟืองตัวเล็ก (<i>tooth</i>)
	m	คือ โมดูล (<i>mm/tooth</i>)
	ϕ	คือ มุมขบ ($^{\circ}$)
	k	คือ ค่าคงที่ของฟันเฟือง มีค่าเท่ากับ 1 เมื่อขบกันเต็มความลึกของฟัน

3.6.2 ทฤษฎีการทดรอบของเฟือง

เฟืองขับส่งหมายเลขที่ 2 ส่งกำลังให้เฟืองตามหมายเลขที่ 3 คำนวณความเร็วรอบของเฟืองตามได้จากสมการ

$$n_3 = \left| \frac{N_2}{N_3} n_2 \right| \quad (63)$$

เมื่อ	n_2	คือ ความเร็วรอบของเฟืองตัวที่ 2 (<i>rpm</i>)
	n_3	คือ ความเร็วรอบของเฟืองตัวที่ 3 (<i>rpm</i>)
	N_2	คือ จำนวนฟันของเฟืองตัวที่ 2 (<i>tooth</i>)
	N_3	คือ จำนวนฟันของเฟืองตัวที่ 3 (<i>tooth</i>)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.6.3 ทฤษฎีการวิเคราะห์แรงของเฟืองตรง

ความเร็วเชิงเส้นของเฟือง คำนวณได้จากสมการ

$$V = \frac{\pi dn}{12} \quad (64)$$

แรงกระทำเมื่อฟันของเฟือง 2 ตัวขบกัน โดยแรงที่ส่งผ่านและแรงตามแนวรัศมีของเฟือง คำนวณได้จากสมการ

$$W_t = \frac{60000H}{\pi dn} \quad (65)$$

$$W_r = W_t \tan \phi \quad (66)$$

เมื่อ	V	คือ ความเร็วเชิงเส้นของเฟือง (m/s)
	W_t	คือ แรงที่ส่งผ่านเฟือง (N)
	W_r	คือ แรงตามแนวรัศมี (N)
	d	คือ เส้นผ่านศูนย์กลางพิตซ์ (mm)
	n	คือ ความเร็วรอบ (rpm)
	H	คือ กำลัง (W)
	ϕ	คือ มุมขบ ($^{\circ}$)

ตัวประกอบพลวัต คำนวณได้จากสมการ

$$k_v = \left(\frac{A + \sqrt{200V}}{A} \right)^B \quad (67)$$

โดยที่

$$A = 50 + 56(1 - B) \quad (68)$$

$$B = 0.25(12 - Q_v)^{\frac{2}{3}} \quad (69)$$

ตัวประกอบขนาด คำนวณได้จากสมการ

$$k_s = 1.192 \left(\frac{F\sqrt{y}}{P} \right)^{0.0535} \quad (70)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตัวประกอบแรงกระจาย คำนวณได้จากสมการ

$$K_m = C_{mf} = 1 + C_{mc}(C_{pf}C_{pm} + C_{ma}C_e) \quad (71)$$

โดยที่

$$C_{mc} = 1 \quad (72)$$

$$C_{pf} = 0.05 \quad (73)$$

$$C_{pm} = 1 \quad (74)$$

$$C_{ma} = A + BF + CF^2 \quad (75)$$

$$C_e = 1 \quad (76)$$

เมื่อ

K_v	คือ ตัวประกอบพลวัต
K_s	คือ ตัวประกอบขนาด
K_m	คือ ตัวประกอบแรงกระจาย
V	คือ ความเร็วเชิงเส้นของเฟือง (m/s)
Q_v	คือ ระดับความแม่นยำของการส่งกำลัง
y	คือ ตัวประกอบรูปแบบของเลวิส
F	คือ ความหนาของฟันเฟือง (mm)
P	คือ จำนวนฟันของเฟืองเทียบกับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์ ($tooth/mm$)

3.6.4 ทฤษฎีการคำนวณความเค้นและตัวประกอบความปลอดภัย

ความเค้นดัดของฟันเฟือง คำนวณได้จากสมการ

$$\sigma = W_t K_o K_v K_s \frac{P_d K_m K_B}{F J} \quad (77)$$

ตัวประกอบความปลอดภัยเนื่องจากความเค้นดัดของฟันเฟือง คำนวณได้จากสมการ

$$S.F. = \frac{S_t Y_n / (K_T K_R)}{\sigma} \quad (78)$$

ความเค้นการสึกหรอของฟันเฟือง คำนวณได้จากสมการ

$$\sigma_c = C_P \left(W_t K_o K_v K_s \frac{K_m C_f}{d_p F I} \right)^{1/2} \quad (79)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตัวประกอบความปลอดภัยเนื่องจากความเค้นการสึกหรอของฟันเฟือง คำนวณได้จากสมการ

$$S.F. = \frac{S_c Z_n / (K_T K_R)}{\sigma_c} \quad (80)$$

เมื่อ	σ	คือ ความเค้นดัดของฟันเฟือง (Pa)
	σ_c	คือ ความเค้นการสึกหรอของฟันเฟือง (Pa)
	$S.F.$	คือ ตัวประกอบความปลอดภัย
	W_t	คือ แรงที่ส่งผ่านเฟือง (N)
	K_o	คือ ตัวประกอบเกินภาระ
	K_v	คือ ตัวประกอบพลวัต
	K_s	คือ ตัวประกอบขนาด
	K_m	คือ ตัวประกอบแรงกระจาย
	K_B	คือ ตัวประกอบความหนาของขอบ
	K_R	คือ ตัวประกอบความน่าเชื่อถือ
	K_T	คือ ตัวประกอบอุณหภูมิ
	F	คือ ความหนาของฟันเฟือง (mm)
	J	คือ ตัวประกอบเรขาคณิตสำหรับการดัด
	Y_N	คือ ตัวประกอบวัฏจักรความเค้นสำหรับการดัด
	C_f	คือ ตัวประกอบพื้นผิว
	d	คือ ระยะเส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์ (mm)
	I	คือ ตัวประกอบเรขาคณิตสำหรับความต้านทาน
	Z_n	คือ ตัวประกอบวัฏจักรความเค้นสำหรับความต้านทาน
	P	คือ จำนวนฟันของเฟืองเทียบกับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์ (tooth/mm)
	S_t	คือ ความเค้นดัดอนุญาต (Pa)
	S_c	คือ ความเค้นการสึกหรออนุญาต (Pa)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.7 ทฤษฎีเกี่ยวข้องกับการเลือกใช้ตลับลูกปืน

ตลับลูกปืนเป็นส่วนประกอบของเครื่องจักรกลที่การเคลื่อนที่ โดยมีหน้าที่ถ่ายทอดแรงที่เกิดขึ้นจากเพลาลงไปสู่ส่วนอื่นของเครื่องจักร ลดแรงเสียดทานระหว่างผิวสัมผัส ลดการสึกหรอ และยังเพิ่มสมรรถนะของเครื่องจักรกล ในปัจจุบันตลับลูกปืนมีหลายชนิดและหลายขนาด โดยแต่ละชนิดเหมาะสมกับการใช้งานที่แตกต่างกันออกไป ดังแสดงในตารางที่ 3.2 การเลือกใช้ตลับลูกปืนให้เหมาะสมเพื่อให้เกิดประสิทธิภาพสูงสุด

ชนิดตลับลูกปืน	ความสามารถในการรับแรงตามรัศมี	ความสามารถในการรับแรงตามแนวแกน	ความสามารถในการรับโมเมนต์
ตลับลูกปืนเม็ดกลมร่องลึก	+	+	+
ตลับลูกปืนเม็ดกลมสัมผัสเชิงมุม	+	++	--
ตลับลูกปืนเม็ดกลมทรงกระบอก	++	--	--
ตลับลูกปืนเม็ดเข็ม	++	--	--
ตลับลูกปืนเม็ดเรียว	+++	++	--
ตลับลูกปืนเม็ดโค้ง	+++	+	--

ตารางที่ 3.2 คุณสมบัติของตลับลูกปืนชนิดต่าง ๆ

3.7.1 ทฤษฎีการคำนวณอายุการใช้งานของตลับลูกปืน

อายุการใช้งานที่ตลับลูกปืนทำงานได้ปกติจะถูกระบุเป็นจำนวนชั่วโมง คำนวณได้จากสมการ

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C_0}{F} \right)^a \quad (81)$$

- เมื่อ
- L_{10h} คือ อายุการทำงานของตลับลูกปืน (hr)
 - n คือ ความเร็วรอบของตลับลูกปืน (rpm)
 - F คือ แรงที่ตลับลูกปืนได้รับ (N)
 - C_0 คือ แรงสถิติประเมิน (N)
 - a คือ เลขชี้กำลังอายุการใช้งาน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.8 การเลือกใช้ซิลและโอริง

ซิลและโอริงมีหน้าที่ป้องกันการรั่วซึมของของไหลต่าง ๆ ส่วนมากผลิตมาจากยางหลากหลายชนิด ซึ่งแต่ละชนิดจะมีคุณสมบัติตามการใช้งานที่เหมาะสมแตกต่างกันออกไป ส่วนมากที่นิยมใช้กันในอุตสาหกรรมเป็นยางชนิดยางสังเคราะห์เอพฟี่เอ็ม (FPM) ยางเทอร์โมพลาสติกโพลียูเทน (TPU) และยางเทฟลอน (PTFE) มีคุณสมบัติ ดังแสดงในตารางที่ 3.3

คุณสมบัติของยาง	ยางสังเคราะห์เอพฟี่เอ็ม (FPM)	ยางเทอร์โมพลาสติกโพลียูเทน (TPU)	ยางเทฟลอน (PTFE)
ยืดหยุ่นสูง			✓
ทนสึกหรอ		✓	✓
ฉนวนไฟฟ้า		✓	
ทนน้ำมัน	✓	✓	✓
ทนโอโซน	✓	✓	
ทนเคมี		✓	
ทนการละลาย	✓	✓	
ทนร้อนจัด/เย็นจัด	✓	✓	
ป้องกันรั่วซึม		✓	
ไม่เป็นพิษ		✓	
ไม่มีกลิ่น/รส		✓	
ทนกรด	✓	✓	
ยึดติดโลหะ			
กันสนิม		✓	

ตารางที่ 3.3 คุณสมบัติของยางแต่ละชนิดที่ใช้ทำซิลและโอริง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 4

วิธีการดำเนินงาน

4.1 การออกแบบกระบอกสูบอัดความดัน

การออกแบบเครื่องอัดความดันสูงเป็นการออกแบบโดยใช้กระบอกสูบอัดความดัน 2 ชั้น มีความดันทางด้านขาเข้าที่ 40 บาร์ และความดันทางด้านขาออกที่ 110 บาร์ และเป็นกระบวนการอัดตัวแบบไอเซนโทรปิกสำหรับก๊าซจริง

4.1.1 การคำนวณความดันระหว่างชั้น

การคำนวณความดันระหว่างชั้น แทนค่าลงในสมการที่ (23)

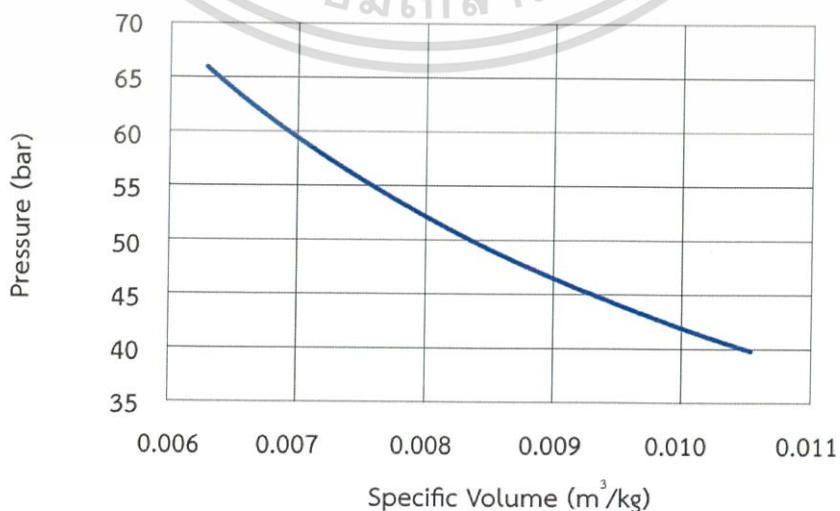
$$P_2 = \sqrt{(40 \times 10^5)(110 \times 10^5)}$$

$$P_2 = 66 \times 10^5 \text{ Pa}$$

4.1.2 การคำนวณเลขชี้กำลังไอเซนโทรปิกของกระบอกสูบด้านความดันต่ำ

จากสมการที่ (1) เอนโทรปีของกระบวนการอัดไม่มีการเปลี่ยนแปลง คำนวณได้จากตารางคุณสมบัติของคาร์บอนไดออกไซด์ [20] ซึ่งจุดแรกมีความดัน 40 บาร์ และอุณหภูมิ 23 องศาเซลเซียส ได้ค่าเอนโทรปีจากตาราง จากนั้นคำนวณปริมาตรจำเพาะที่จุดอื่น ๆ เมื่อเอนโทรปีคงที่ และความดันเพิ่มขึ้นจาก 40 ถึง 66 บาร์ ได้ผล ดังแสดงในรูปที่ 4.1

รูปที่ 4.1 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างความดันและปริมาตรจำเพาะ จากความดัน 40 ถึง 66 บาร์



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การถดถอยเชิงเส้น (Linear regression) ได้สมการ

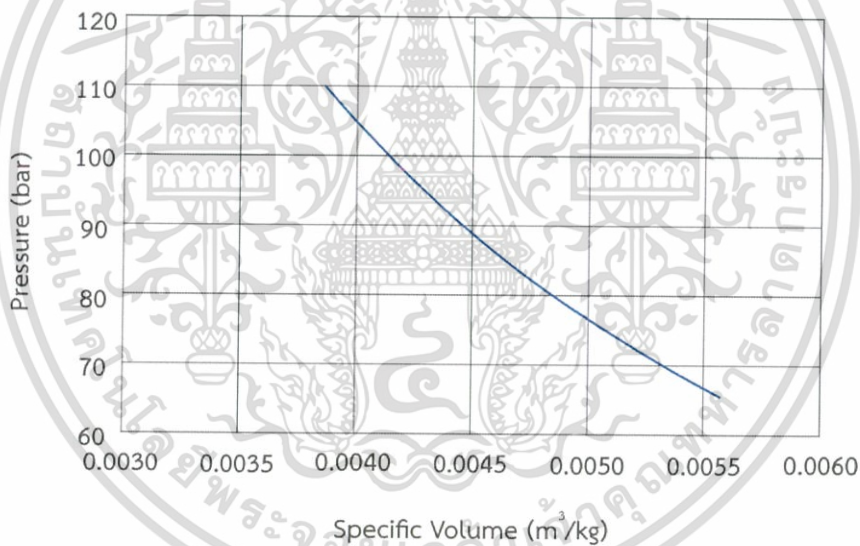
$$Pv^{0.972} = 0.478$$

จะเห็นว่าเป็นความสัมพันธ์ ดังสมการที่ (2) ดังนั้นเลขชี้กำลังไอเซนโทรปิกจะมีค่าเท่ากับ 0.972

4.1.3 การคำนวณเลขชี้กำลังไอเซนโทรปิกของกระบอกสูบด้านความดันสูง

การคำนวณเลขชี้กำลังไอเซนโทรปิกของกระบอกสูบด้านความดันสูงคำนวณได้เช่นเดียวกับด้านความดันต่ำ โดยเปิดตารางคุณสมบัติของคาร์บอนไดออกไซด์ [20] ซึ่งจุดแรกมีความดัน 66 บาร์ และอุณหภูมิ 45 องศาเซลเซียส ได้ค่าเอนโทรปีจากตาราง จากนั้นคำนวณปริมาตรจำเพาะที่จุดอื่น ๆ เมื่อเอนโทรปีคงที่ และความดันเพิ่มขึ้นจาก 66 ถึง 110 บาร์ ได้ผล ดังแสดงในรูปที่ 4.2

รูปที่ 4.2 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างความดันและปริมาตรจำเพาะ จากความดัน 66 ถึง 110 บาร์



การถดถอยเชิงเส้น (Linear regression) ได้สมการ

$$Pv^{1.03} = 0.357$$

จะเห็นว่าเป็นความสัมพันธ์ ดังสมการที่ (2) ดังนั้นเลขชี้กำลังไอเซนโทรปิกจะมีค่าเท่ากับ 1.03

4.1.4 การคำนวณปริมาตรของก๊าซในแต่ละจุดของกระบอกสูบด้านความดันต่ำ

กำหนดให้รัศมีของกระบอกสูบด้านความดันต่ำ 12.59 มิลลิเมตร และความยาวของกระบอกสูบ 62.0 มิลลิเมตร แทนค่าลงในสมการที่ (5) เพื่อคำนวณปริมาตรของกระบอกสูบทั้งหมด (V_1)

$$V_1 = \pi (12.59 \times 10^{-3})^2 (62 \times 10^{-3})$$

จะได้ $V_1 = 3.09 \text{ cm}^3$

ดังนั้น ปริมาตรของกระบอกสูบทั้งหมด คือ 30.9 ลูกบาศก์เซนติเมตร

ปริมาตรของก๊าซ ณ จุดที่ 2 เป็นกระบวนการขยายตัวและการอัดตัวของก๊าซจริง ซึ่งมีค่าคงที่ (C) เท่ากับจุดแรก แทนค่าลงในสมการที่ (2)

$$(40 \times 10^5)(3.09 \times 10^{-5})^{0.972} = (66 \times 10^5)V_2^{0.972}$$

จะได้

$$V_2 = 18.5 \text{ cm}^3$$

ดังนั้น ปริมาตรจุดที่ 2 คือ 18.5 ลูกบาศก์เซนติเมตร

กำหนดปริมาตรช่องว่าง (V_3) เป็น ร้อยละ 3.25 ของปริมาตรทั้งหมด

$$V_3 = \frac{3.25}{100} (3.09 \times 10^{-5})$$

จะได้

$$V_3 = 1 \text{ cm}^3$$

ดังนั้น ปริมาตรจุดที่ 3 คือ 1 ลูกบาศก์เซนติเมตร

ปริมาตรของก๊าซ ณ จุดที่ 4 เป็นกระบวนการอัดตัวแบบไอเซนโทรปิก ซึ่งจะมีค่าคงที่ (C) เท่ากับจุดที่ 3

$$(66 \times 10^5)(1 \times 10^{-6})^{0.972} = (40 \times 10^5)V_4^{0.972}$$

จะได้

$$V_4 = 1.68 \text{ cm}^3$$

ดังนั้น ปริมาตรจุดที่ 4 คือ 1.68 ลูกบาศก์เซนติเมตร

4.1.5 การคำนวณอัตราการไหลของมวล

คำนวณอัตราการไหลของมวลจากปริมาตรของก๊าซที่ไหลเข้าสู่ระบบในแต่ละรอบ คือ $V_1 - V_4$ และความเร็วรอบ 5 รอบต่อนาที แทนค่าลงในสมการที่ (3)

$$(40 \times 10^5)(3.09 - 0.168)(10^{-5}) = \dot{m}(0.752)(188.9)(296)(5/60)$$

จะได้

$$\dot{m} = 0.231 \text{ g/s}$$

ดังนั้น อัตราการไหลของมวล คือ 0.231 กรัมต่อวินาที

4.1.6 การคำนวณปริมาตรของก๊าซที่ไหลเข้ากระบอกสูบด้านความดันสูง

มวลที่ไหลเข้ากระบอกสูบที่ด้านความดันสูงเท่ากับกระบอกที่สูบด้านความดันต่ำ คือ 0.231 กรัมต่อวินาที แทนค่าลงในสมการที่ (3)

$$(66 \times 10^5)(V_5 - V_8)(10^{-5}) = (2.31 \times 10^{-4})(0.66)(188.9)(321.5)(5/60)$$

จะได้

$$V_5 - V_8 = 16.9 \text{ cm}^3$$

ดังนั้น ปริมาตรของก๊าซที่ไหลเข้าสู่ระบบในแต่ละรอบ คือ 16.9 ลูกบาศก์เซนติเมตร

4.1.7 การคำนวณปริมาตรของก๊าซในแต่ละจุดของกระบอกสูบด้านความดันสูง

จากปริมาตรของก๊าซ ณ จุดที่ 8 เป็นกระบวนการขยายตัวและการอัดตัวของก๊าซจริง ซึ่งจะมีค่าคงที่ (C) เท่ากับจุดที่ 7 แทนค่าลงในสมการที่ (2)

$$V_8 = \left(\frac{P_7}{P_8}\right)^{1/\gamma} \cdot V_7$$

จากสมการที่ (6)

$$V_5 = V_5 - V_8 = 16.9 \text{ cm}^3$$

กำหนดให้ปริมาตรช่องว่าง (V_7) มีค่าเป็นร้อยละ 1.8 ของปริมาตรทั้งหมด (V_5) ดังนั้น

$$V_5 = \frac{V_5}{1 - [(P_6/P_5)^\gamma \times (1.8/100)]}$$

$$V_5 = 1.72 \text{ cm}^3$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.1.8 การคำนวณระยะชักของกระบอกสูบด้านความดันสูง

กำหนดให้รัศมีของกระบอกสูบด้านความดันสูง เท่ากับ 9.45 มิลลิเมตร มีปริมาตรจากการคำนวณเท่ากับ 17.2 ลูกบาศก์เซนเมตร และมีปริมาตรช่องว่างเป็นร้อยละ 1.8 ของปริมาตรทั้งหมด แทนค่าลงในสมการที่ (5)

$$1.72 \times 10^{-5} \times \left(1 - \frac{1.8}{100}\right) = \pi (9.45 \times 10^{-3})^2 h$$

$$h = 60.0 \text{ mm}$$

ดังนั้นระยะชักของกระบอกสูบ คือ 60.0 มิลลิเมตร

4.1.9 การออกแบบกระบอกสูบด้านความดันต่ำ

คำนวณความเค้นตามแนวต่าง ๆ แทนค่าลงในสมการที่ (9) ถึง (16)

โดยที่

ความดันภายใน	$p_i = 6.6 \text{ MPa}$
ความดันภายนอก	$p_o = 0.1 \text{ MPa}$
รัศมีภายใน	$r_i = r = 12.59 \text{ mm}$
รัศมีภายนอก	$r_o = 14.59 \text{ mm}$

ความเค้นแนวรัศมี แทนค่าลงในสมการที่ (9)

$$\sigma_x = \frac{(66)(1.259 \times 10^{-2})}{(1.459 - 1.259) \times 10^{-2}} \left(1 + \frac{(1.459 \times 10^{-2})^2}{(1.259 \times 10^{-2})^2}\right)$$

$$\sigma_x = -6.6 \text{ MPa}$$

ความเค้นแนวสัมผัส แทนค่าลงในสมการที่ (10)

$$\sigma_y = \frac{(66)(1.259 \times 10^{-2})}{(1.459 - 1.259) \times 10^{-2}} \left(1 - \frac{(1.459 \times 10^{-2})^2}{(1.259 \times 10^{-2})^2}\right)$$

$$\sigma_y = 44.3 \text{ MPa}$$

ความเค้นแนวยาว แทนค่าลงในสมการที่ (11)

$$\sigma_z = \frac{(66)(1.259 \times 10^{-2})}{(1.459 - 1.259) \times 10^{-2}}$$

$$\sigma_z = 18.9 \text{ MPa}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ความเค้นวอนมิสเสส แทนค่าลงในสมการที่ (15)

$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(-6.6 - 44.3)^2 + (44.3 - 18.9)^2 + (18.9 - (-6.6))^2} \times 10^6$$

$$\sigma' = 44.1 \text{ MPa}$$

คำนวณตัวประกอบความปลอดภัยจากความเค้นเนื่องจากความเค้นดึงและความเค้นเฉือน โดยใช้วัสดุเป็น เหล็กกล้าไร้สนิมชนิด 304

โดยที่ ความเค้น ณ จุดคราก $\sigma_{\text{yield}} = 215 \text{ MPa}$

ตัวประกอบความปลอดภัยเนื่องจากแรงดึง แทนค่าลงในสมการที่ (57)

$$n_{\text{tensile}} = \frac{215 \times 10^6 \text{ Pa}}{44.1 \times 10^6 \text{ Pa}}$$

$$n_{\text{tensile}} = 4.88$$

4.1.10 การออกแบบกระบอกสูบด้านความดันสูง

คำนวณความเค้นตามแนวต่าง ๆ

โดยที่ ความดันภายใน $p_i = 11 \text{ MPa}$

ความดันภายนอก $p_o = 0.1 \text{ MPa}$

รัศมีภายใน $r_i = r = 9.45 \text{ mm}$

รัศมีภายนอก $r_o = 25.2 \text{ mm}$

ความเค้นแนวรัศมี แทนค่าลงในสมการที่ (9)

$$\sigma_x = \frac{(110)(0.945 \times 10^{-2})}{(2.52 - 0.945) \times 10^{-2}} \left(1 + \frac{(2.52 \times 10^{-2})^2}{(0.945 \times 10^{-2})^2} \right)$$

$$\sigma_x = -11 \text{ MPa}$$

ความเค้นแนวสัมผัส แทนค่าลงในสมการที่ (10)

$$\sigma_y = \frac{(110)(0.945 \times 10^{-2})}{(2.52 - 0.945) \times 10^{-2}} \left(1 - \frac{(2.52 \times 10^{-2})^2}{(0.945 \times 10^{-2})^2} \right)$$

$$\sigma_y = 14.4 \text{ MPa}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ความเค้นแนวยาว แทนค่าลงในสมการที่ (11)

$$\sigma_z = \frac{(110)(0.945 \times 10^{-2})}{(25.2 - 0.945) \times 10^{-2}}$$

$$\sigma_z = 1.68 \text{ MPa}$$

ความเค้นวอนมิสเชส แทนค่าลงในสมการที่ (15)

$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(-11 - 14.4)^2 + (14.4 - 1.68)^2 + (1.68 - (-11))^2} \times 10^6$$

$$\sigma' = 22 \text{ MPa}$$

ตัวประกอบความปลอดภัยเนื่องจากแรงดึงทางด้านกระบอกสูบความดันสูง

$$n_{\text{tensile}} = \frac{215 \times 10^6 \text{ Pa}}{22 \times 10^6 \text{ Pa}}$$

$$n_{\text{tensile}} = 9.79$$


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.2 การออกแบบวาล์ว

4.2.1 การคำนวณระยะกดของสปริงที่วาล์วทางด้านความดันต่ำ

คำนวณแรงที่สปริงต้องต้านการเคลื่อนที่ของก๊าซ จากสมการที่ (17)

โดยที่ ความดันของก๊าซ $P = 6.6 \text{ MPa}$
 รัศมีของวาล์ว $r = 2 \text{ mm}$
 พื้นที่หน้าตัดที่รับแรง $A = \pi(2 \times 10^{-3})^2 = 0.126 \text{ cm}^2$

$$F = (66 \times 10^5)(1.26 \times 10^{-5})$$

$$F = 83 \text{ N}$$

คำนวณระยะกดของสปริง จากสมการที่ (16)

โดยที่ ค่านิจของสปริงที่ใช้ $k = 7.93 \times 9.81 = 77.8 \text{ N/mm}$

$$x = \frac{83}{77.8 \times 10^3}$$

$$x = 1.07 \text{ mm}$$

ดังนั้น ระยะกดของสปริงด้านความดันต่ำ คือ 1.07 มิลลิเมตร

4.2.2 การคำนวณระยะโก่งงอและความเค้นสูงสุดที่กระทำต่อบ่าวาล์วด้านความดันต่ำ

ระยะโก่งงอและความเค้นสูงสุดที่กระทำต่อบ่าวาล์วทางด้านความดันต่ำ คำนวณได้จากสมการที่

(18)

โดยที่ ความหนาของบ่าวาล์ว $t = 5 \text{ mm}$

ความดันสูงสุดที่กระทำ $P = 6.6 \text{ MPa}$

รัศมีภายนอก $a = 1.259 \text{ mm}$

มอดุลัส $E = 188 \text{ GPa}$

ค่าคงที่ $k_1 = 0.13$

$$k_2 = 0.657$$

$$y_{\max} = 0.13 \frac{(6.6 \times 10^6)(1.259 \times 10^{-2})^4}{(188 \times 10^9)(5 \times 10^{-3})^3}$$

$$y_{\max} = 0.917 \mu\text{m}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\sigma_{\max} = (0.657) \frac{(6.6 \times 10^6)(1.259 \times 10^{-2})^2}{(5 \times 10^{-3})^2}$$

$$\sigma_{\max} = 27.5 \text{ MPa}$$

4.2.3 การคำนวณตัวประกอบความปลอดภัยของบ่าวาล์วด้านความดันต่ำ

ตัวประกอบความปลอดภัยของบ่าวาล์วทางด้านความดันต่ำสามารถคำนวณได้จากสมการที่ (56) เมื่อความเค้นจุดครากของเหล็กกล้าไร้สนิม 215 เมกะปาสกาล

$$n = \frac{215 \times 10^6 \text{ Pa}}{27.5 \times 10^6 \text{ Pa}}$$

$$n = 7.82$$

4.2.4 การคำนวณฝาปิดกระบอกสูบด้านความดันต่ำ

การออกแบบฝาปิดกระบอกสูบด้านความดันต่ำจะใช้โบลต์เป็นตัวปิด โดยเลือกใช้โบลต์จากตารางมาตรฐาน

โดยที่ เส้นผ่านศูนย์กลางของโบลต์

$$d = 2 \text{ cm}$$

มอดูลัสสภาพความยืดหยุ่นของโบลต์

$$E_b = 188 \text{ GPa}$$

พื้นที่หน้าตัดรับแรง

$$A_b = 2.45 \text{ cm}^2$$

พื้นที่หน้าตัดส่วนที่เป็นเกลียว แทนค่าลงในสมการที่ (48)

$$A_t = \pi \frac{(0.02)^2}{4}$$

จะได้

$$A_t = 3.14 \text{ cm}^2$$

ดังนั้น พื้นที่หน้าตัดส่วนที่เป็นเกลียว 3.14 ตารางเซนติเมตร

ความหนาของวัสดุที่โบลต์ยึดติด แทนค่าลงในสมการที่ (43)

$$l = \frac{0.03}{2}$$

จะได้

$$l = 15 \text{ mm}$$

ดังนั้น ความหนาของวัสดุที่โบลต์ยึดติด 15 มิลลิเมตร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ความยาวทั้งหมดของโบลต์ แทนค่าลงในสมการที่ (44)

$$L > 1.5(0.02)$$

จะได้

$$L > 30 \text{ mm}$$

ดังนั้น ความยาวทั้งหมดของโบลต์ 30 มิลลิเมตร

ความยาวส่วนที่เป็นเกลียวทั้งหมดของโบลต์ แทนค่าลงในสมการที่ (45)

$$L_T = 2(0.02) + 6$$

จะได้

$$L_T = 46 \text{ mm}$$

ดังนั้น ความยาวส่วนที่เป็นเกลียวทั้งหมดของโบลต์ 46 มิลลิเมตร

ความยาวของส่วนที่ไม่เป็นเกลียว $l_d = 0 \text{ m}$

ความยาวส่วนที่เป็นเกลียวทั้งหมดที่รับแรงตามแนวแกน แทนค่าลงในสมการที่ (46)

จะได้

$$l_t = l = 15 \text{ mm}$$

ดังนั้น ความยาวส่วนที่เป็นเกลียวทั้งหมดที่รับแรงตามแนวแกน 15 มิลลิเมตร

ค่าความแข็งแรงของโบลต์ แทนค่าลงในสมการที่ (47)

$$K_b = \left(\frac{(3.14 \times 10^{-4})(2.45 \times 10^{-4})}{(2.45 \times 10^{-4})(0.015)} \right) (1.88 \times 10^{11})$$

จะได้

$$K_b = 3.07 \text{ GN/m}$$

ดังนั้น ค่าความแข็งแรงของโบลต์ 3.07 จิกะนิวตันต่อเมตร

ความต้านทานการเสีรูป แทนค่าลงในสมการที่ (49)

$$K_m = \frac{0.5774\pi(1.88 \times 10^{11})(0.02)}{\ln \frac{(1.155(0.03) + 0.03 - 0.02)(0.03 + 0.02)}{(1.155(0.03) + 0.03 + 0.02)(0.03 - 0.02)}}$$

จะได้

$$K_m = 1.02 \text{ GN/m}$$

ดังนั้น ความต้านทานการเสีรูป 1.02 จิกะนิวตันต่อเมตร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ค่าคงที่จุดเชื่อมต่อ แทนค่าลงในสมการที่ (53)

$$C = \frac{3.07 \times 10^9}{3.07 \times 10^9 + 1.02 \times 10^9}$$

จะได้ $C = 0.75$

ดังนั้น ค่าคงที่จุดเชื่อมต่อ 0.75

แรงที่กระทำต่อข้อต่อ แทนค่าลงในสมการที่ (52)

$$P = (0.66 \times 10^7)(3.14 \times 10^{-4})$$

จะได้ $P = 2.07 \text{ kN}$

ดังนั้น แรงที่กระทำต่อข้อต่อ 2.07 กิโลนิวตัน

ความทนพิสูจน์

$$\sigma_p = 235 \text{ MPa}$$

ภาระรับก่อนสำหรับแรงสถิต แทนค่าลงในสมการที่ (55)

$$F_i = 0.9(2.35 \times 10^8)(3.14 \times 10^{-4})$$

จะได้ $F_i = 51.8 \text{ kN}$

ดังนั้น ภาระรับก่อนสำหรับแรงสถิต 51.8 กิโลนิวตัน

แรงที่กระทำต่อโบลต์ แทนค่าลงในสมการที่ (51)

$$P_b = 0.75(2.07 \times 10^3)$$

จะได้ $P_b = 1.55 \text{ kN}$

ดังนั้น แรงที่กระทำต่อโบลต์ 1.55 กิโลนิวตัน

แรงที่กระทำต่อชิ้นงาน แทนค่าลงในสมการที่ (50)

$$P_m = (1 - 0.75)(2.07 \times 10^3)$$

จะได้ $P_m = 518 \text{ N}$

ดังนั้น แรงที่กระทำต่อชิ้นงาน 518 นิวตัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แรงดึงที่กระทำต่อโบลต์ แทนค่าลงในสมการที่ (54)

$$F_b = 5.18 \times 10^4 + 1.55 \times 10^3$$

จะได้

$$F_b = 53.4 \text{ kN}$$

ดังนั้น แรงดึงที่กระทำต่อโบลต์ 53.4 กิโลนิวตัน

ความเค้นสูงสุดที่กระทำต่อโบลต์ แทนค่าลงในสมการที่ (56)

$$\sigma_{\text{bolt}} = \frac{5.34 \times 10^4}{3.14 \times 10^{-4}}$$

จะได้

$$\sigma_{\text{bolt}} = 170 \text{ MPa}$$

ดังนั้น ความเค้นสูงสุดที่กระทำต่อโบลต์ 170 เมกะปาสกาล

ตัวประกอบความปลอดภัยของโบลต์ แทนค่าลงในสมการที่ (57)

$$n_{\text{bolt}} = \frac{0.85(4.5 \times 10^8)}{1.70 \times 10^8}$$

จะได้

$$n_{\text{bolt}} = 2.25$$

ดังนั้น ตัวประกอบความปลอดภัยของโบลต์ 2.25

4.2.5 การคำนวณระยะกดของสปริงที่วาล์วทางด้านความดันสูง

คำนวณแรงที่สปริงที่ต้านการเคลื่อนที่ของก๊าซ จากสมการที่ (17)

โดยที่

ความดันของก๊าซ $P = 11 \text{ MPa}$

รัศมีของวาล์ว $r = 2 \text{ mm}$

พื้นที่หน้าตัดที่รับแรง $A = \pi(2 \times 10^{-3})^2 = 0.126 \text{ cm}^2$

แรงที่กระทำ

$$F = (11 \times 10^6)(1.26 \times 10^{-5})$$

$$F = 138 \text{ N}$$

คำนวณระยะกดของสปริง จากสมการที่ (16)

โดยที่ ค่านิจของสปริงที่ใช้ $k = 15.7 \times 9.81 = 154 \text{ kN/m}$

$$x = \frac{138}{154 \times 10^3}$$

$$x = 0.9 \text{ mm}$$

ดังนั้น ระยะกดของสปริงด้านความดันสูง คือ 0.9 มิลลิเมตร

4.2.6 การคำนวณระยะโก่งงอและความเค้นสูงสุดที่กระทำต่อบ่าวาล์วด้านความดันสูง
ความเค้นสูงสุดที่กระทำต่อบ่าวาล์วทางด้านความดันสูง คำนวณได้จากสมการที่ (18)

โดยที่ ความหนาของบ่าวาล์ว $t = 5 \text{ mm}$

ความดันสูงสุดที่กระทำ $P = 11 \text{ MPa}$

รัศมีภายนอก $a = 9.45 \text{ mm}$

มอดุลัส $E = 188 \text{ GPa}$

ค่าคงที่ $k_1 = 0.13$

$$k_2 = 0.657$$

$$y_{\max} = 0.13 \frac{(11 \times 10^6)(9.45 \times 10^{-3})^4}{(188 \times 10^9)(5 \times 10^{-3})^3}$$

$$y_{\max} = 1.81 \mu\text{m}$$

$$\sigma_{\max} = (0.657) \frac{(11 \times 10^6)(9 \times 10^{-3})^2}{(5 \times 10^{-3})^2}$$

$$\sigma_{\max} = 23.4 \text{ MPa}$$

4.2.7 การคำนวณตัวประกอบความปลอดภัยของบ่าวาล์วด้านความดันสูง

ตัวประกอบความปลอดภัยของบ่าวาล์วทางด้านความดันสูงสามารถคำนวณได้จากสมการที่ (56)

เมื่อความเค้นจุดครากของเหล็กกล้าไร้สนิม 215 เมกะปาสกาล

$$n = \frac{215 \times 10^6 \text{ Pa}}{23.4 \times 10^6 \text{ Pa}}$$

$$n = 9.19$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.2.8 การคำนวณฝาปิดกระบอกสูบด้านความดันสูง

การออกแบบฝาปิดกระบอกสูบด้านความดันสูงจะใช้โบลต์เป็นตัวปิด โดยเลือกใช้โบลต์จากตารางมาตรฐาน

โดยที่ เส้นผ่านศูนย์กลางของโบลต์	$d = 2 \text{ cm}$
มอดูลัสสภาพความยืดหยุ่นของโบลต์	$E_b = 188 \text{ GPa}$
พื้นที่หน้าตัดรับแรง	$A_b = 2.45 \text{ cm}^2$

พื้นที่หน้าตัดส่วนที่เป็นเกลียว แทนค่าลงในสมการที่ (48)

$$A_t = \pi \frac{(0.02)^2}{4}$$

จะได้ $A_t = 3.14 \text{ cm}^2$

ดังนั้น พื้นที่หน้าตัดส่วนที่เป็นเกลียว 3.14 ตารางเซนติเมตร

ความหนาของวัสดุที่โบลต์ยึดติด แทนค่าลงในสมการที่ (43)

$$l = \frac{0.03}{2}$$

จะได้ $l = 15 \text{ mm}$

ดังนั้น ความหนาของวัสดุที่โบลต์ยึดติด 15 มิลลิเมตร

ความยาวทั้งหมดของโบลต์ แทนค่าลงในสมการที่ (44)

$$L > 1.5(0.02)$$

จะได้ $L > 30 \text{ mm}$

ดังนั้น ความยาวทั้งหมดของโบลต์ 30 มิลลิเมตร

ความยาวส่วนที่เป็นเกลียวทั้งหมดของโบลต์ แทนค่าลงในสมการที่ (45)

$$L_T = 2(0.02) + 6$$

จะได้ $L_T = 46 \text{ mm}$

ดังนั้น ความยาวส่วนที่เป็นเกลียวทั้งหมดของโบลต์ 46 มิลลิเมตร

ความยาวของส่วนที่ไม่เป็นเกลียว $l_d = 0 \text{ m}$

ความยาวส่วนที่เป็นเกลียวทั้งหมดที่รับแรงตามแนวแกน แทนค่าลงในสมการที่ (46)

จะได้ $l_t = l = 15 \text{ mm}$

ดังนั้น ความยาวส่วนที่เป็นเกลียวทั้งหมดที่รับแรงตามแนวแกน 15 มิลลิเมตร

ค่าความแข็งแรงของโบลต์ แทนค่าลงในสมการที่ (47)

$$K_b = \left(\frac{(3.14 \times 10^{-4})(2.45 \times 10^{-4})}{(2.45 \times 10^{-4})(0.015)} \right) (1.88 \times 10^{11})$$

จะได้ $K_b = 3.07 \text{ GN/m}$

ดังนั้น ค่าความแข็งแรงของโบลต์ 3.07 จิกะนิวตันต่อเมตร

ความต้านทานการเสีรูบ แทนค่าลงในสมการที่ (49)

$$K_m = \frac{0.5774\pi(1.88 \times 10^{11})(0.02)}{\ln \left(\frac{(1.155(0.03) + 0.03 - 0.02)(0.03 + 0.02)}{(1.155(0.03) + 0.03 + 0.02)(0.03 - 0.02)} \right)}$$

จะได้ $K_m = 1.02 \text{ GN/m}$

ดังนั้น ความต้านทานการเสีรูบ 1.02 จิกะนิวตันต่อเมตร

ค่าคงที่จุดเชื่อมต่อ แทนค่าลงในสมการที่ (53)

$$C = \frac{3.07 \times 10^9}{3.07 \times 10^9 + 1.02 \times 10^9}$$

จะได้ $C = 0.75$

ดังนั้น ค่าคงที่จุดเชื่อมต่อ 0.75

แรงที่กระทำต่อข้อต่อ แทนค่าลงในสมการที่ (52)

$$P = (11 \times 10^6)(3.14 \times 10^{-4})$$

จะได้ $P = 3.45 \text{ kN}$

ดังนั้น แรงที่กระทำต่อข้อต่อ 3.45 กิโลนิวตัน

ความทนพิสูจน์ $\sigma_p = 235 \text{ MPa}$

ภาระรับก่อนสำหรับแรงสถิต แทนค่าลงในสมการที่ (55)

$$F_i = 0.9(2.35 \times 10^8)(3.14 \times 10^{-4})$$

จะได้ $F_i = 51.8 \text{ kN}$

ดังนั้น ภาระรับก่อนสำหรับแรงสถิต 51.8 กิโลนิวตัน

แรงที่กระทำต่อโบลต์ แทนค่าลงในสมการที่ (51)

$$P_b = 0.75(3.45 \times 10^3)$$

จะได้ $P_b = 2.59 \text{ kN}$

ดังนั้น แรงที่กระทำต่อโบลต์ 2.59 กิโลนิวตัน

แรงที่กระทำต่อชิ้นงาน แทนค่าลงในสมการที่ (50)

$$P_m = (1 - 0.75)(3.45 \times 10^3)$$

จะได้ $P_m = 863 \text{ N}$

ดังนั้น แรงที่กระทำต่อชิ้นงาน 863 นิวตัน

แรงดึงที่กระทำต่อโบลต์ แทนค่าลงในสมการที่ (54)

$$F_b = 5.18 \times 10^4 + 1.57 \times 10^3$$

จะได้ $F_b = 53.4 \text{ kN}$

ดังนั้น แรงดึงที่กระทำต่อโบลต์ 53.4 กิโลนิวตัน

ความเค้นสูงสุดที่กระทำต่อโบลต์ แทนค่าลงในสมการที่ (56)

$$\sigma_{bolt} = \frac{5.34 \times 10^4}{3.14 \times 10^{-4}}$$

จะได้ $\sigma_{bolt} = 170 \text{ MPa}$

ดังนั้น ความเค้นสูงสุดที่กระทำต่อโบลต์ 170 เมกะปาสกาล

ตัวประกอบความปลอดภัยของโบลต์ แทนค่าลงในสมการที่ (57)

$$n_{bolt} = \frac{0.85(4.5 \times 10^8)}{1.70 \times 10^8}$$

จะได้ $n_{bolt} = 2.25$

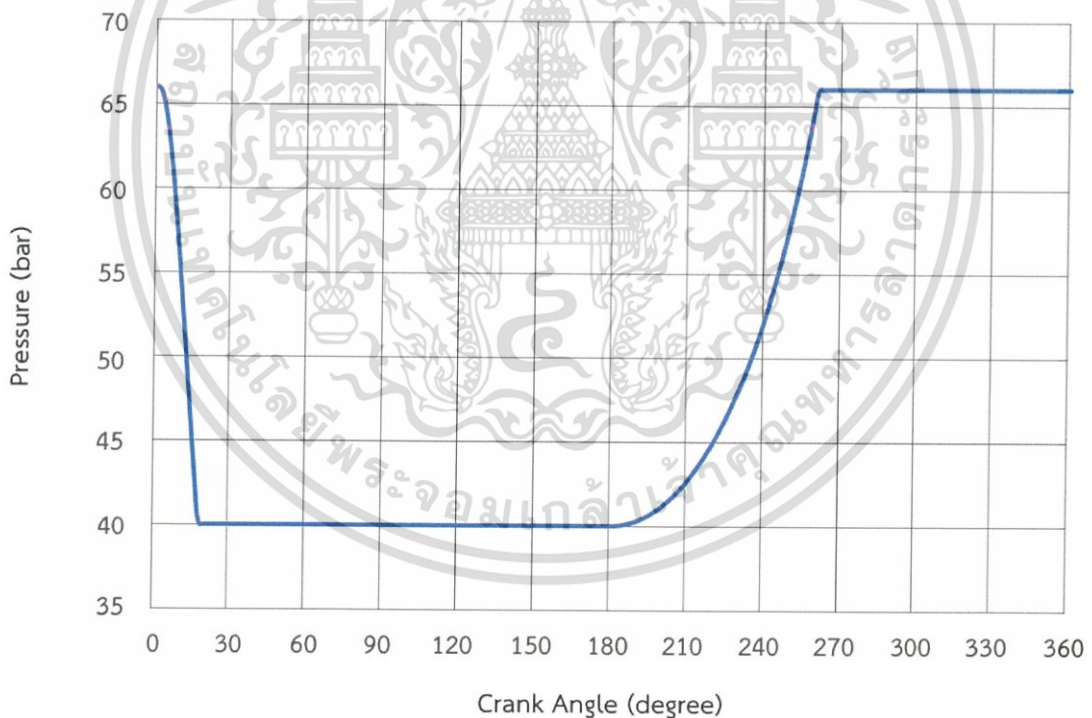
ดังนั้น ตัวประกอบความปลอดภัยของโบลต์ 2.25

4.3 การออกแบบกลไกเลื่อนข้อเหวี่ยง

4.3.1 การคำนวณขนาดของแรงที่กระทำต่อกลไกเลื่อนข้อเหวี่ยง

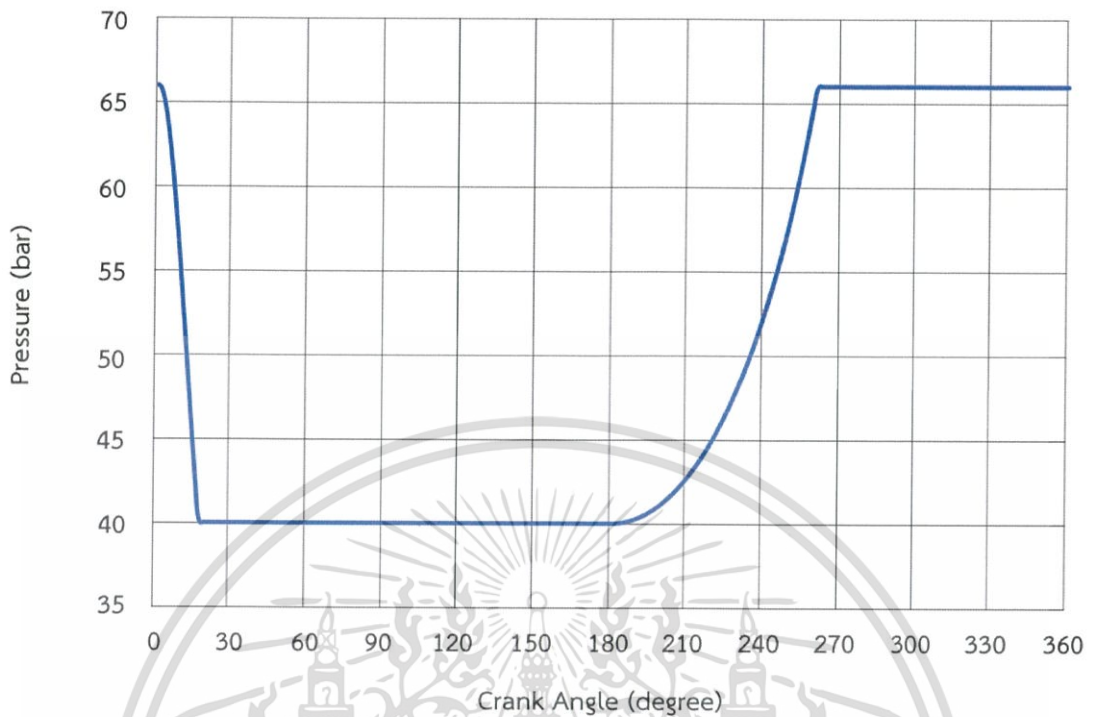
การคำนวณความดันและแรงของกลไกเลื่อนข้อเหวี่ยง โดยใช้ซอฟต์แวร์ Mathematica ช่วยในการคำนวณจากสมการที่ (21) ถึง (26) พบว่าขนาดแรงสูงสุดที่กระทำต่อเพลาค้อนเหวี่ยงจะเกิดที่มุม 270 องศา เมื่อเทียบกับแกน x ดังแสดงในรูปที่ 4.3, 4.4 และ 4.5

รูปที่ 4.3 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างความดันและมุมของเพลาค้อนเหวี่ยงด้านกระบอกสูบความดันต่ำ

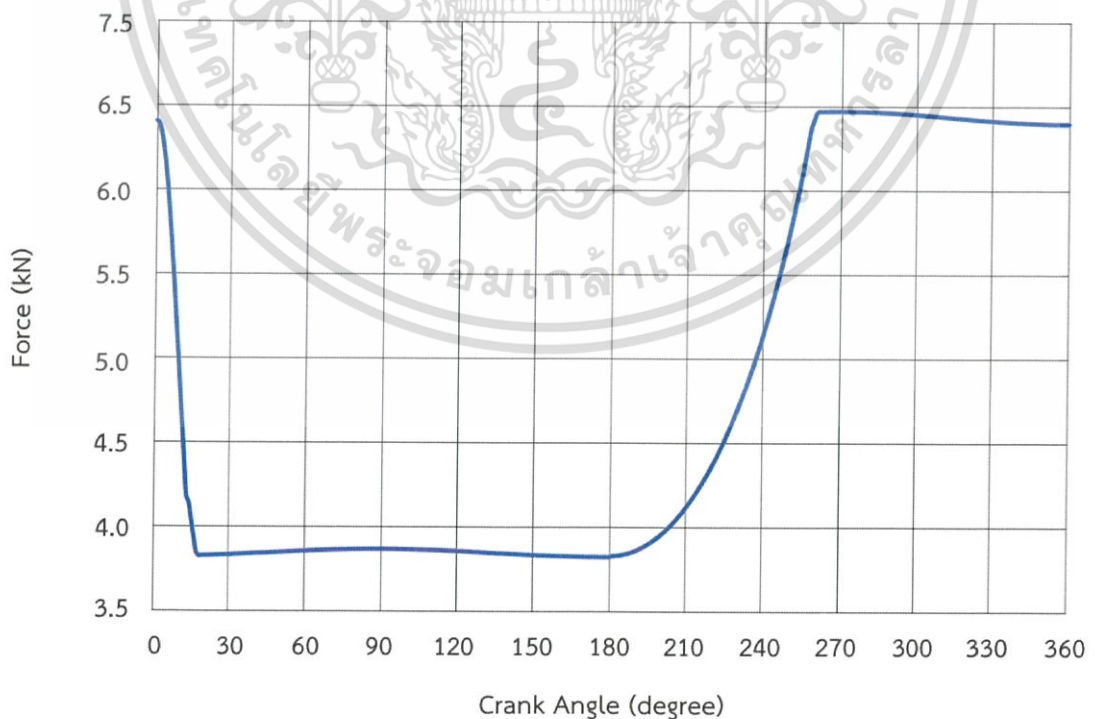


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 4.4 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างความดันและมุมของเพลาคือเหียงด้านกระบอกสูบความดันสูง



รูปที่ 4.5 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างขนาดของแรงที่กระทำต่อเพลาคือเหียงและมุมของเพลาคือเหียง



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.3.2 การออกแบบเพลลาข้อเหวี่ยง

คำนวณแรงที่กระทำต่อเพลลาข้อเหวี่ยง ออกแบบเพลลาข้อเหวี่ยงโดยใช้เหล็กกล้า

โดยที่	แขนของแรง	$s = 30 \text{ mm}$
	รัศมี	$c = 15.8 \text{ mm}$
	ความเค้นจุดคราก	$S_y = 350 \text{ MPa}$

แรงที่กระทำต่อเพลลาข้อเหวี่ยง จากรูปที่ 4.5

$$F_x = -6.37 \text{ kN}$$

$$F_y = -967 \text{ N}$$

โมเมนต์บิด แทนค่าลงในสมการที่ (41)

$$T = (-6.37 \times 10^3)(3 \times 10^{-2})$$

จะได้

$$T = -191 \text{ N} \cdot \text{m}$$

ดังนั้น โมเมนต์บิด 191 นิวตันเมตร

โมเมนต์เฉื่อยเชิงขั้ว แทนค่าลงในสมการที่ (42)

$$J = \frac{\pi(1.575 \times 10^{-2})^4}{2}$$

จะได้

$$J = 9.67 \text{ cm}^4$$

ดังนั้น โมเมนต์เฉื่อยเชิงขั้ว 9.67 เซนติเมตร⁴

แรงบิด แทนค่าลงในสมการที่ (40)

$$\tau_{xy} = \frac{(191)(1.575 \times 10^{-2})}{9.67 \times 10^{-8}}$$

จะได้

$$\tau_{xy} = 31.1 \text{ MN}$$

ดังนั้น แรงบิด 31.1 เมกะนิวตัน

ความเค้นตามแนวแกน x และ y

$$\sigma_x = \sigma_y = \sigma_{avg} = 0$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ความเค้นมากที่สุดบนระนาบหลัก แทนค่าลงในสมการที่ (29)

$$\sigma_A = \sqrt{(31.1 \times 10^6)^2}$$

จะได้

$$\sigma_A = 31.1 \text{ MPa}$$

ดังนั้น ความเค้นมากที่สุดบนระนาบหลัก 31.1 เมกะปาสกาล

ความเค้นน้อยที่สุดบนระนาบหลัก แทนค่าลงในสมการที่ (30)

$$\sigma_B = -\sqrt{(31.1 \times 10^6)^2}$$

จะได้

$$\sigma_B = -31.1 \text{ MPa}$$

ดังนั้น ความเค้นน้อยที่สุดบนระนาบหลัก -31.1 เมกะปาสกาล

ความเค้นวอนมิสเซล แทนค่าลงในสมการที่ (27)

$$\sigma' = \sqrt{(31.1 \times 10^6)^2 - (31.1 \times 10^6)(-31.1 \times 10^6) + (-31.1 \times 10^6)^2}$$

จะได้

$$\sigma' = 31.1 \text{ MPa}$$

ดังนั้น ความเค้นวอนมิสเซล 31.1 เมกะปาสกาล

ความเค้นเฉือนจุดคราก แทนค่าลงในสมการที่ (34)

$$S_{sy} = 0.577(350 \times 10^6)$$

จะได้

$$S_{sy} = 202 \text{ MPa}$$

ดังนั้น ความเค้นเฉือนจุดคราก 202 เมกะปาสกาล

ตัวประกอบความปลอดภัยของความเค้นกด แทนค่าลงในสมการที่ (32)

$$n_{\text{tensile}} = \frac{350 \times 10^6}{31.1 \times 10^6}$$

จะได้

$$n_{\text{tensile}} = 11.3$$

ดังนั้น ตัวประกอบความปลอดภัยของความเค้นกด 11.3

ตัวประกอบความปลอดภัยของความเค้นเฉือน แทนค่าลงในสมการที่ (33)

$$n_{\text{shear}} = \frac{202 \times 10^6}{31.1 \times 10^6}$$

จะได้ $n_{\text{shear}} = 6.50$

ดังนั้น ตัวประกอบความปลอดภัยของความเค้นเฉือน 6.50

4.3.3 การออกแบบก้านสูบ

คำนวณแรงที่กระทำต่อก้านสูบ ออกแบบก้านสูบโดยใช้เหล็กกล้า

โดยที่ ความสูงของก้านสูบ $h = 20 \text{ cm}$
 ความกว้างของก้านสูบ $w = 5.7 \text{ cm}$
 ความหนาของก้านสูบ $t = 1.6 \text{ cm}$
 ความเค้นจุดคราก $S_y = 350 \text{ MPa}$

แรงที่กระทำต่อก้านสูบ จากรูปที่ 4.5

$$F_x = -6.37 \text{ kN}$$

$$F_y = -967 \text{ N}$$

พื้นที่หน้าตัดที่รับแรงกดตามแนวแกน x

$$A_x = w \cdot t$$

$$A_x = (0.057)(0.016)$$

จะได้ $A_x = 9.12 \text{ cm}^2$

ดังนั้น พื้นที่หน้าตัดรับแรงกดตามแนวแกน x 9.12 ตารางเซนติเมตร

พื้นที่หน้าตัดที่รับแรงกดตามแนวแกน y

$$A = h \cdot t$$

$$A = (0.2)(0.016)$$

จะได้ $A = 32 \text{ cm}^2$

ดังนั้น พื้นที่หน้าตัดรับแรงกดตามแนวแกน y 32 ตารางเซนติเมตร

ความเค้นกดตามแนวแกน x แทนค่าลงในสมการที่ (36)

$$\sigma_x = \frac{-6.37 \times 10^3}{9.12 \times 10^{-4}}$$

จะได้

$$\sigma_x = -6.98 \text{ MPa}$$

ดังนั้น ความเค้นกดตามแนวแกน x 6.98 เมกะปาสกาล

ความเค้นกดตามแนวแกน y แทนค่าลงในสมการที่ (36)

$$\sigma_y = \frac{-967}{3.20 \times 10^{-3}}$$

จะได้

$$\sigma_y = -302 \text{ kPa}$$

ดังนั้น ความเค้นกดตามแนวแกน y 302 กิโลปาสกาล

ความเค้นกดเฉลี่ยในแนวแกน x และ y แทนค่าลงในสมการที่ (31)

$$\sigma_{\text{avg}} = \frac{(-6.98 \times 10^6) + (-3.02 \times 10^5)}{2}$$

จะได้

$$\sigma_{\text{avg}} = -3.64 \text{ MPa}$$

ดังนั้น ความเค้นกดเฉลี่ยในแนวแกน x และ y 3.64 เมกะปาสกาล

ความเค้นเฉือนบนระนาบ xy

$$\tau_{xy} = 0 \text{ Pa}$$

ความเค้นกดมากที่สุดบนระนาบหลัก แทนค่าลงในสมการที่ (29)

$$\sigma_A = -3.64 \times 10^6 + \sqrt{\left(\frac{(-6.98 \times 10^6) - (-3.02 \times 10^5)}{2}\right)^2}$$

จะได้

$$\sigma_A = -6.98 \text{ MPa}$$

ดังนั้น ความเค้นกดมากที่สุดบนระนาบหลัก 6.98 เมกะปาสกาล

ความเค้นกดน้อยที่สุดบนระนาบหลักแทนค่าลงในสมการที่ (30)

$$\sigma_B = -3.64 \times 10^6 - \sqrt{\left(\frac{(-6.98 \times 10^6) - (-3.02 \times 10^5)}{2}\right)^2}$$

จะได้ $\sigma_B = -300 \text{ kPa}$

ดังนั้น ความเค้นกดน้อยที่สุดบนระนาบหลัก 300 กิโลปาสกาล

ความเค้นเฉือนสูงสุด แทนค่าลงในสมการที่ (28)

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{(-6.98 \times 10^6) - (-300 \times 10^3)}{2}\right)^2}$$

จะได้ $\tau_{\max} = 3.34 \text{ MPa}$

ดังนั้น ความเค้นเฉือนสูงสุด 3.34 เมกะปาสกาล

ความเค้นวอนมิสเชส แทนค่าลงในสมการที่ (27)

$$\sigma' = \sqrt{((-300 \times 10^3)^2 - (-300 \times 10^3)(-6.98 \times 10^6) + (-6.98 \times 10^6)^2)}$$

จะได้ $\sigma' = 6.83 \text{ MPa}$

ดังนั้น ความเค้นวอนมิสเชส 6.83 เมกะปาสกาล

ความเค้นเฉือนจุดคราก แทนค่าลงในสมการที่ (34)

$$S_{sy} = 0.577(350 \times 10^6)$$

จะได้ $S_{sy} = 202 \text{ MPa}$

ดังนั้น ความเค้นเฉือนจุดคราก 202 เมกะปาสกาล

ตัวประกอบความปลอดภัยของความเค้นกด แทนค่าลงในสมการที่ (32)

$$n_{\text{tensile}} = \frac{350 \times 10^6}{6.83 \times 10^6}$$

จะได้ $n_{\text{tensile}} = 51.2$

ดังนั้น ตัวประกอบความปลอดภัยของความเค้นกด 51.2

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตัวประกอบความปลอดภัยของความเค้นเฉือน แทนค่าลงในสมการที่ (33)

$$n_{\text{shear}} = \frac{202 \times 10^6}{3.34 \times 10^6}$$

จะได้ $n_{\text{shear}} = 60.5$

ดังนั้น ตัวประกอบความปลอดภัยของความเค้นเฉือน 60.2

4.3.4 การออกแบบลูกสูบด้านความดันต่ำ

คำนวณแรงที่กระทำต่อลูกสูบด้านความดันต่ำ ออกแบบลูกสูบโดยใช้เหล็กกล้าไร้สนิม

โดยที่ รัศมีของลูกสูบ $r = 12.59 \text{ mm}$

ความยาวของลูกสูบ $l = 50 \text{ mm}$

ความเค้นจุดคราก $S_y = 215 \text{ MPa}$

ความเค้นจุดคราก $S_{sy} = 186 \text{ MPa}$

แรงที่กระทำต่อก้านสูบ $F_x = -3.29 \text{ kN}$

$$F_y = -499 \text{ N}$$

พื้นที่หน้าตัดที่รับแรงกดตามแนวแกน x

$$A_x = \pi r^2$$

$$A_x = (\pi)(0.012)^2$$

จะได้ $A_x = 4.52 \text{ cm}^2$

ดังนั้น พื้นที่หน้าตัดรับแรงกดตามแนวแกน x 4.52 ตารางเซนติเมตร

พื้นที่หน้าตัดที่รับแรงกดตามแนวแกน y

$$A_y = 2rl$$

$$A_y = (2)(0.012)(0.05)$$

จะได้ $A_y = 12 \text{ cm}^2$

ดังนั้น พื้นที่หน้าตัดรับแรงกดตามแนวแกน y 12 ตารางเซนติเมตร

ความเค้นกดตามแนวแกน x แทนค่าลงในสมการที่ (36)

$$\sigma_x = \frac{-3.29 \times 10^3}{4.52 \times 10^{-4}}$$

จะได้ $\sigma_x = -7.28 \text{ MPa}$

ดังนั้น ความเค้นกดตามแนวแกน x 7.28 เมกะปาสกาล

ความเค้นกดตามแนวแกน y แทนค่าลงในสมการที่ (36)

$$\sigma_y = \frac{-499}{1.2 \times 10^{-3}}$$

จะได้ $\sigma_y = -416 \text{ kPa}$

ดังนั้น ความเค้นกดตามแนวแกน y 416 กิโลปาสกาล

ความเค้นกดเฉลี่ยในแนวแกน x และ y แทนค่าลงในสมการที่ (31)

$$\sigma_{\text{avg}} = \frac{(-7.28 \times 10^6) + (-4.16 \times 10^5)}{2}$$

จะได้ $\sigma_{\text{avg}} = -3.85 \text{ MPa}$

ดังนั้น ความเค้นกดเฉลี่ยในแนวแกน x และ y 3.85 เมกะปาสกาล

ความเค้นเฉือนบนระนาบ xy

$$\tau_{xy} = 0 \text{ Pa}$$

ความเค้นกดมากที่สุดบนระนาบหลัก แทนค่าลงในสมการที่ (29)

$$\sigma_A = -3.85 \times 10^6 + \sqrt{\left(\frac{(-7.28 \times 10^6) - (-4.16 \times 10^5)}{2}\right)^2}$$

จะได้ $\sigma_A = -416 \text{ kPa}$

ดังนั้น ความเค้นกดมากที่สุดบนระนาบหลัก 416 กิโลปาสกาล

ความเค้นกดน้อยที่สุดบนระนาบหลัก แทนค่าลงในสมการที่ (30)

$$\sigma_B = -3.85 \times 10^6 - \sqrt{\left(\frac{(-7.28 \times 10^6) - (-4.16 \times 10^5)}{2}\right)^2}$$

จะได้ $\sigma_B = -7.28 \text{ MPa}$

ดังนั้น ความเค้นกดน้อยที่สุดบนระนาบหลัก 7.28 เมกะปาสกาล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ความเค้นเฉือนสูงสุด แทนค่าลงในสมการที่ (28)

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{(-7.28 \times 10^6) - (-4.16 \times 10^5)}{2}\right)^2}$$

จะได้ $\tau_{\max} = 3.43 \text{ MPa}$

ดังนั้น ความเค้นเฉือนสูงสุด 3.43 เมกะปาสกาล

ความเค้นวอนมิสเชส แทนค่าลงในสมการที่ (27)

$$\sigma' = \sqrt{((-4.16 \times 10^5)^2 - (-4.16 \times 10^5)(-7.28 \times 10^6) + (-7.28 \times 10^6)^2)}$$

จะได้ $\sigma' = 7.08 \text{ MPa}$

ดังนั้น ความเค้นวอนมิสเชส 7.08 เมกะปาสกาล

ตัวประกอบความปลอดภัยของความเค้นกด แทนค่าลงในสมการที่ (32)

$$n_{\text{tensile}} = \frac{215 \times 10^6}{7.08 \times 10^6}$$

$$n_{\text{tensile}} = 30.4$$

จะได้

ดังนั้น ตัวประกอบความปลอดภัยของความเค้นกด 30.4

ตัวประกอบความปลอดภัยของความเค้นเฉือน แทนค่าลงในสมการที่ (33)

$$n_{\text{shear}} = \frac{186 \times 10^6}{7.08 \times 10^6}$$

$$n_{\text{shear}} = 26.3$$

จะได้

ดังนั้น ตัวประกอบความปลอดภัยของความเค้นเฉือน 26.3

4.3.5 การออกแบบลูกสูบด้านความดันสูง

คำนวณแรงที่กระทำต่อลูกสูบด้านความดันสูง โดยออกแบบลูกสูบโดยใช้เหล็กกล้าไร้สนิม

โดยที่ รัศมีของลูกสูบ	$r = 9.45 \text{ mm}$
ความยาวของลูกสูบ	$l = 50 \text{ mm}$
ความเค้นจุดคราก	$S_y = 215 \text{ MPa}$
ความเค้นจุดคราก	$S_{sy} = 186 \text{ MPa}$

แรงที่กระทำต่อก้านสูบ

$$F_x = -3.09 \text{ kN}$$

$$F_y = -468 \text{ N}$$

พื้นที่หน้าตัดที่รับแรงกดตามแนวแกน x

$$A_x = \pi r^2$$

$$A_x = (\pi)(0.009)^2$$

จะได้

$$A_x = 2.54 \text{ cm}^2$$

ดังนั้น พื้นที่หน้าตัดรับแรงกดตามแนวแกน x 2.54 ตารางเซนติเมตร

พื้นที่หน้าตัดที่รับแรงกดตามแนวแกน y

$$A_y = 2rl$$

$$A_y = (2)(0.009)(0.05)$$

จะได้

$$A_y = 9 \text{ cm}^2$$

ดังนั้น พื้นที่หน้าตัดรับแรงกดตามแนวแกน y 9 ตารางเซนติเมตร

ความเค้นกดตามแนวแกน x แทนค่าลงในสมการที่ (36)

$$\sigma_x = \frac{-3.09 \times 10^3}{2.54 \times 10^{-4}}$$

จะได้

$$\sigma_x = -12.2 \text{ MPa}$$

ดังนั้น ความเค้นกดตามแนวแกน x 12.2 เมกะปาสกาล

ความเค้นกดตามแนวแกน y แทนค่าลงในสมการที่ (36)

$$\sigma_y = \frac{-468}{9 \times 10^{-4}}$$

จะได้

$$\sigma_y = -520 \text{ kPa}$$

ดังนั้น ความเค้นกดตามแนวแกน y 520 กิโลปาสกาล

ความเค้นกดเฉลี่ยในแนวแกน x และ y แทนค่าลงในสมการที่ (31)

$$\sigma_{\text{avg}} = \frac{(-12.2 \times 10^6) + (-5.2 \times 10^5)}{2}$$

จะได้

$$\sigma_{\text{avg}} = -6.36 \text{ MPa}$$

ดังนั้น ความเค้นกดเฉลี่ยในแนวแกน x และ y 6.36 เมกะปาสกาล

ความเค้นเฉือนบนระนาบ xy

$$\tau_{xy} = 0 \text{ Pa}$$

ความเค้นกดมากที่สุดบนระนาบหลัก แทนค่าลงในสมการที่ (29)

$$\sigma_A = -6.36 \times 10^6 + \sqrt{\left(\frac{(-12.2 \times 10^6) - (-5.2 \times 10^5)}{2}\right)^2}$$

จะได้

$$\sigma_A = -520 \text{ kPa}$$

ดังนั้น ความเค้นกดมากที่สุดบนระนาบหลัก 520 กิโลปาสกาล

ความเค้นกดน้อยที่สุดบนระนาบหลัก แทนค่าลงในสมการที่ (30)

$$\sigma_B = -2.61 \times 10^7 - \sqrt{\left(\frac{(-12.2 \times 10^6) - (-5.2 \times 10^5)}{2}\right)^2}$$

จะได้

$$\sigma_B = -12.2 \text{ MPa}$$

ดังนั้น ความเค้นกดน้อยที่สุดบนระนาบหลัก 12.2 เมกะปาสกาล

ความเค้นเฉือนสูงสุด แทนค่าลงในสมการที่ (28)

$$\tau_{\text{max}} = \sqrt{\left(\frac{(-12.2 \times 10^6) - (-5.2 \times 10^5)}{2}\right)^2}$$

จะได้

$$\tau_{\text{max}} = 5.84 \text{ MPa}$$

ดังนั้น ความเค้นเฉือนสูงสุด 5.84 เมกะปาสกาล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ความเค้นวอนมิสเซส แทนค่าลงในสมการที่ (27)

$$\sigma' = \sqrt{((-5.2 \times 10^5)^2 - (-5.2 \times 10^5)(-12.2 \times 10^6) + (-12.2 \times 10^6)^2)}$$

จะได้ $\sigma' = 11.9 \text{ MPa}$

ดังนั้น ความเค้นวอนมิสเซส 11.9 เมกะปาสกาล

ตัวประกอบความปลอดภัยของความเค้นกด แทนค่าลงในสมการที่ (32)

$$n_{\text{tensile}} = \frac{215 \times 10^6}{11.9 \times 10^6}$$

จะได้ $n_{\text{tensile}} = 18.1$

ดังนั้น ตัวประกอบความปลอดภัยของความเค้นกด 18.1

ตัวประกอบความปลอดภัยของความเค้นเฉือน แทนค่าลงในสมการที่ (33)

$$n_{\text{shear}} = \frac{186 \times 10^6}{5.84 \times 10^6}$$

จะได้ $n_{\text{shear}} = 31.8$

ดังนั้น ตัวประกอบความปลอดภัยของความเค้นเฉือน 31.8

4.4 การออกแบบเฟือง

จำนวนฟันของเฟืองตัวขับเทียบกับเส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์ แทนค่าลงในสมการที่ (57)

โดยที่ จำนวนฟัน $N = 26$

เส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์ $d = 65 \text{ mm}$

$$P = \frac{26}{65}$$

จะได้ $P = 0.4$

ดังนั้น จำนวนฟันของเฟืองตัวขับเทียบกับเส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์ 0.4 ฟันต่อมิลลิเมตร

จำนวนฟันของเฟืองตัวตามเทียบกับเส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์ แทนค่าลงในสมการที่ (57)

โดยที่ จำนวนฟัน $N = 130$

เส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์ $d = 325 \text{ mm}$

$$P = \frac{130}{325}$$

จะได้ $P = 0.4$

ดังนั้น จำนวนฟันของเฟืองตัวตามเทียบกับเส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์ 0.4 ฟันต่อมิลลิเมตร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โมดูลของเฟืองตัวขับ แทนค่าลงในสมการที่ (58)
 โดยที่ จำนวนฟัน $N = 26$
 เส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์ $d = 65 \text{ mm}$

$$m = \frac{65}{26}$$

จะได้ $m = 2.5$
 ดังนั้น โมดูลของเฟืองขับ 2.5 มิลลิเมตรต่อฟัน

โมดูลของเฟืองตัวตาม แทนค่าลงในสมการที่ (58)
 โดยที่ จำนวนฟัน $N = 130$
 เส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์ $d = 325 \text{ mm}$

$$m = \frac{325}{130}$$

จะได้ $m = 2.5$
 ดังนั้น โมดูลของเฟืองตาม 2.5 มิลลิเมตรต่อฟัน

เส้นรอบวงพิตช์ของเฟืองตัวขับ แทนค่าลงในสมการที่ (59)
 โดยที่ จำนวนฟัน $N = 26$
 เส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์ $d = 65 \text{ mm}$

$$p = \frac{\pi(65)}{26}$$

จะได้ $p = 7.85$
 ดังนั้น เส้นรอบวงพิตช์ของเฟืองตัวขับ 7.85 ฟันต่อมิลลิเมตร

เส้นรอบวงพิตช์ของเฟืองตัวตาม แทนค่าลงในสมการที่ (59)
 โดยที่ จำนวนฟัน $N = 130$
 เส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์ $d = 325 \text{ mm}$

$$p = \frac{\pi(325)}{130}$$

จะได้ $p = 7.85$
 ดังนั้น เส้นรอบวงพิตช์ของเฟืองตัวตาม 7.85 ฟันต่อมิลลิเมตร

จำนวนฟันของเฟืองตัวเล็กน้อยที่สุดเพื่อไม่ให้เกิดการขัดกันของเฟือง แทนค่าลงในสมการที่ (62)

โดยที่ โมดูล $m = 2.5$
 มุมกด $\phi = 20^\circ$
 ค่าคงที่ของฟันเฟือง $k = 1$

$$N_p = \frac{2(1)}{(1 + 2(2.5))} (2.5 + \sqrt{2.5^2 + (1 + 2(2.5))\sin^2 20^\circ})$$

จะได้ $N_p = 1.71$

ดังนั้น จำนวนฟันของเฟืองตัวเล็กน้อยที่สุดเพื่อไม่ให้เกิดการขัดกันของเฟือง 2 ฟัน

ความเร็วรอบของเฟืองตัวตาม แทนค่าลงในสมการที่ (63)

โดยที่ ความเร็วรอบของเฟืองตัวขับ $n_2 = 25 \text{ rpm}$
 จำนวนฟันของเฟืองตัวขับ $N_2 = 130$
 จำนวนฟันของเฟืองตัวตาม $N_3 = 325$

$$n_3 = \left| \frac{130}{325} (25) \right|$$

จะได้ $n_3 = 25 \text{ rpm}$
 ดังนั้น ความเร็วรอบของเฟืองตัวตาม 25 รอบต่อนาที

ความเร็วเชิงเส้นของเฟือง แทนค่าลงในสมการที่ (64)

โดยที่ ความเร็วรอบของเฟือง $n = 5 \text{ rpm}$
 เส้นผ่านศูนย์กลางพิตซ์ $d = 625 \text{ mm}$

$$V = \frac{\pi(625 \times 10^{-3}) \left(\frac{5}{60}\right)}{12}$$

จะได้ $V = 8.51 \text{ cm/s}$

ดังนั้น ความเร็วเชิงเส้นของเฟือง 8.51 เซนติเมตรต่อวินาที

แรงที่ส่งผ่านเฟือง แทนค่าลงในสมการที่ (65)

โดยที่ กำลัง $H = 400 \text{ W}$

ความเร็วรอบของเฟือง $n = 5 \text{ rpm}$

เส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์ $d = 625 \text{ mm}$

$$W_t = \frac{60000(400)}{\pi(625)(5)}$$

จะได้ $W_t = 4.7 \text{ kN}$

ดังนั้น แรงที่ส่งผ่านเฟือง 4.7 กิโลนิวตัน

แรงตามแนวรัศมี แทนค่าลงในสมการที่ (66)

โดยที่ แรงที่ส่งผ่านเฟือง $W_t = 4.7 \text{ kN}$

มุมขบ $\phi = 20^\circ$

$$W_r = (4.7 \times 10^3) \tan 20$$

จะได้ $W_r = 1.71 \text{ kN}$

ดังนั้น แรงตามแนวรัศมี 1.71 กิโลนิวตัน

ตัวประกอบพลวัต แทนค่าลงในสมการที่ (69), (68) และ (67)

โดยที่ ความเร็วเชิงเส้นของเฟือง $V = 8.51 \text{ cm/s}$

ระดับความแม่นยำของการส่งกำลัง $Q_v = 6$

จะได้ $B = 0.25(12 - 6)^{\frac{2}{3}}$
 $B = 0.825$

จะได้ $A = 50 + 56(1 - 0.825)$

$$A = 59.8$$

$$k_v = \left(\frac{59.8 + \sqrt{200 \times 0.0851}}{59.8} \right)^{0.825}$$

จะได้ $k_v = 1.17$

ดังนั้น ตัวประกอบพลวัต 1.17

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตัวประกอบขนาดของเฟืองตัวขับ แทนค่าลงในสมการที่ (70)

โดยที่ ความหนาของหน้าเฟือง $F = 30 \text{ mm}$

โมดูล $m = 2.5 \text{ teeth/mm}$

ตัวประกอบรูปแบบของเลวิส $y = 0.335$

$$k_s = 1.192 \left(\frac{30\sqrt{0.335}}{\frac{1}{2.5}} \right)^{0.0535}$$

จะได้ $k_s = 1.46$

ดังนั้น ตัวประกอบขนาดของเฟืองตัวขับ 1.46

ตัวประกอบขนาดของเฟืองตัวตาม แทนค่าลงในสมการที่ (70)

โดยที่ ความหนาของหน้าเฟือง $F = 30 \text{ mm}$

โมดูล $m = 2.5 \text{ teeth/mm}$

ตัวประกอบรูปแบบของเลวิส $y = 0.454$

$$k_s = 1.192 \left(\frac{30\sqrt{0.454}}{\frac{1}{2.5}} \right)^{0.0535}$$

จะได้ $k_s = 1.47$

ดังนั้น ตัวประกอบขนาดของเฟืองตัวขับ 1.47

ตัวประกอบแรงกระจาย แทนค่าลงในสมการที่ (75) และ (71)

โดยที่ ความหนาของหน้าเฟือง $F = 30 \text{ mm}$

ค่าคงที่ $A = 0.127, B = 0.0158, C = -0.930(10^{-4})$

$$C_{ma} = 0.127 + (0.0158 \times 30) + (-0.930(10^{-4}) \times 30^2)$$

จะได้ $C_{ma} = 0.15$

$$K_m = 1 + 1((0.05 \times 1) + (0.15 + 1))$$

จะได้ $K_m = 1.2$

ดังนั้น ตัวประกอบแรงกระจาย 1.2

ความเค้นดัดของฟันเฟืองตัวขับ แทนค่าลงในสมการที่ (77)

$$\sigma = \frac{(4.7 \times 10^3)(1)(1.17)(1.46)(1.2)(1)}{(2.5)(30)(0.375)}$$

จะได้ $\sigma = 343 \text{ MPa}$

ดังนั้น ความเค้นดัดของฟันเฟืองตัวขับ 343 เมกะปาสกาล

ความเค้นดัดของฟันเฟืองตัวตาม แทนค่าลงในสมการที่ (77)

$$\sigma = \frac{(4.7 \times 10^3)(1)(1.17)(1.47)(1.2)(1)}{(2.5)(30)(0.445)}$$

จะได้ $\sigma = 292 \text{ MPa}$

ดังนั้น ความเค้นดัดของฟันเฟืองตัวขับ 292 เมกะปาสกาล

ตัวประกอบความปลอดภัยเนื่องจากความเค้นดัดของฟันเฟืองตัวขับ แทนค่าลงในสมการที่ (78)

$$S.F. = \frac{(382 \times 10^6)(1.02)}{(343 \times 10^6)(1)(0.85)}$$

จะได้ $S.F. = 1.33$

ดังนั้น ตัวประกอบความปลอดภัยเนื่องจากความเค้นดัดของฟันเฟืองตัวขับ 1.33

ตัวประกอบความปลอดภัยเนื่องจากความเค้นดัดของฟันเฟืองตัวตาม แทนค่าลงในสมการที่ (78)

$$S.F. = \frac{(382 \times 10^6)(1)}{(291 \times 10^6)(1)(0.85)}$$

จะได้ $S.F. = 1.55$

ดังนั้น ตัวประกอบความปลอดภัยเนื่องจากความเค้นดัดของฟันเฟืองตัวตาม 1.55

ความเค้นการสึกหรอของฟันเฟืองตัวขับ แทนค่าลงในสมการที่ (79)

$$\sigma_c = (191) \left(\frac{(4.7 \times 10^3)(1)(1.17)(1.46)(1.2)(1)}{(65)(30)(0.134)} \right)^{1/2}$$

จะได้ $\sigma_c = 1.16 \text{ GPa}$

ดังนั้น ความเค้นการสึกหรอของฟันเฟืองตัวขับ 1.16 จิกะปาสกาล

ความเค้นการสึกหรอของฟันเฟืองตัวตาม แทนค่าลงในสมการที่ (79)

$$\sigma_c = (191) \left(\frac{(4.7 \times 10^3)(1)(1.17)(1.47)(1.2)(1)}{(65)(30)(0.134)} \right)^{1/2}$$

จะได้ $\sigma_c = 1.17 \text{ GPa}$

ดังนั้น ความเค้นการสึกหรอของฟันเฟืองตัวตาม 1.17 จิกะปาสกาล

ตัวประกอบความปลอดภัยเนื่องจากความเค้นการสึกหรอของฟันเฟืองตัวขับ แทนค่าลงในสมการที่ (80)

$$S.F. = \frac{(1425 \times 10^6)(1)}{(1161 \times 10^6)(1)(0.85)}$$

จะได้ $S.F. = 1.44$

ดังนั้น ตัวประกอบความปลอดภัยเนื่องจากความเค้นดัดของฟันเฟืองตัวขับ 1.44

ตัวประกอบความปลอดภัยเนื่องจากความเค้นการสึกหรอของฟันเฟืองตัวตาม แทนค่าลงในสมการที่ (80)

$$S.F. = \frac{(1425 \times 10^6)(0.984)}{(1166 \times 10^6)(1)(0.85)}$$

จะได้ $S.F. = 1.41$

ดังนั้น ตัวประกอบความปลอดภัยเนื่องจากความเค้นดัดของฟันเฟืองตัวขับ 1.41

บทที่ 5

การทดลองและผลการทดลอง

ตารางที่ 5.1 ผลของความดันทางด้านขาออกและเวลาที่ใช้อัดความดัน ณ ความดันทางด้านขาเข้า 60 บาร์

ความดันทางด้านขาเข้า (บาร์)	ความดันทางด้านขาออก (บาร์)	เวลาที่ใช้อัดความดัน จากความดันทางด้านขาเข้า ถึง ความดันทางด้านขาออก (นาที)
60	60	0
60	70	0.47
60	80	3.01
60	90	5.16
60	100	5.59
60	110	8.30

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 6

วิเคราะห์และสรุปผลการทดลอง

6.1 สรุปผลการทดลอง

เครื่องอัดความดันสำหรับก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์นี้ สามารถอัดความดันทางขาออกได้ถึง 110 บาร์ จากความดันทางขาเข้า 60 บาร์ ใช้เวลา 8.30 นาที ในการอัดความดัน 110 บาร์

6.2 วิจารณ์ผลการทดลอง

เกิดการรั่ว ณ ระบายกลับความดันด้านความดันต่ำ จึงทำให้สามารถอัดความดันได้สูงสุดถึง 110 บาร์

สาเหตุเนื่องจาก

การออกแบบลูกสูบด้านความดันต่ำทำได้ไม่ดี เพราะลูกสูบมีการให้ตัวได้ในกระบอกสูบด้านความดันต่ำ เพราะการให้ตัวนี้ทำให้ลูกสูบสามารถเคลื่อนที่ผิดจากการวางแนว (Misalignment) และเกิดรอยภายในกระบอกสูบ ซึ่งเป็นสาเหตุทำให้เกิดการรั่ว

6.3 ข้อเสนอแนะ

จากการศึกษาและค้นคว้าการออกแบบลูกสูบไฮดรอลิก พบว่า ลูกสูบด้านความดันต่ำ จำเป็นที่จะต้องกลึงร่อง สำหรับสวมใส่ซีลประคองลูกสูบ เพิ่มจาก 1 เป็น 2 ตัว เพื่อลดการให้ตัวของลูกสูบในกระบอกสูบ

เอกสารอ้างอิง

- [1] Mamata Mukhopadhyay. 2000. *Natural extracts using supercritical carbon dioxide*. New York : CRC Press LLC.
- [2] วรฉัตร ดวงสุวรรณ, วิฤทธิ์ คุปตสันติ และอริศ อิศรางกูร ณ อยุธยา. 2553. *ปฏิญานิพนธ์การออกแบบเครื่องสกัดน้ำมันหอมระเหยด้วยของไหลวิกฤตยิ่งยวด*. สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง : คณะวิศวกรรมศาสตร์ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล.
- [3] วชิรกริช อินทร์ห้างหว่า, ศุภชัย เมตตาทพล และสกล กฤตงานรากรณ์. 2556. *ปฏิญานิพนธ์การสกัดน้ำมันหอมระเหยแบบสองขั้นตอนด้วยคาร์บอนไดออกไซด์วิกฤตยิ่งยวดสำหรับส้มสายน้ำผึ้ง*. สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง : คณะวิศวกรรมศาสตร์ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล.
- [4] ไกรวงศ์ โตทับเที่ยง, ธเนศ เอกอาณากรกุล และสิริบุศย์ นิลวงศ์. 2560. *ปฏิญานิพนธ์การออกแบบและสร้างคอมเพรสเซอร์แรงดันสูงสำหรับเครื่องสกัดน้ำมันหอมระเหย*. สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง : คณะวิศวกรรมศาสตร์ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล.
- [5] Greg Phillippi. 2016. *Basic Thermodynamics of Reciprocating Compression*. Turbomachinery Laboratory.
- [6] Process Industry Practices (PIP). 2013. *Compressor Selection Guidelines*. Texas : Construction Industry Institute, The University of Texas at Austin.
- [7] Heinz P. Bloch and John J. Hoefner. 1996. *Reciprocating Compressors : Operation & Maintenance*. Texas : Gulf Publishing Company.
- [8] A. Almasi. 2009. *Reciprocating Compressor Optimum Design and Manufacturing with respect to Performance, Reliability and Cost*. World Academy of Science.
- [9] A. Pont et al. 2017. *Numerical dynamic analysis of reciprocating compressor mechanism*. Barcelona : Heat and Mass Transfer Technological Centre.
- [10] Hamilton H. Mabie and Charles F. Reinholtz. 1987. *Mechanisms and Dynamics of Machinery*. 4th Edition. USA : Wiley.
- [11] M. Elhaj et al. 2008. *Numerical simulation and experimental study of a two-stage reciprocating compressor for condition monitoring*. 2007 Elsevier Ltd.
- [12] Qiangbing Dong and Zheng Liang. 2015. *Force and Stress Analysis of Connecting Rod bushing*. International Journal of Engineering and Advanced Research Technology.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

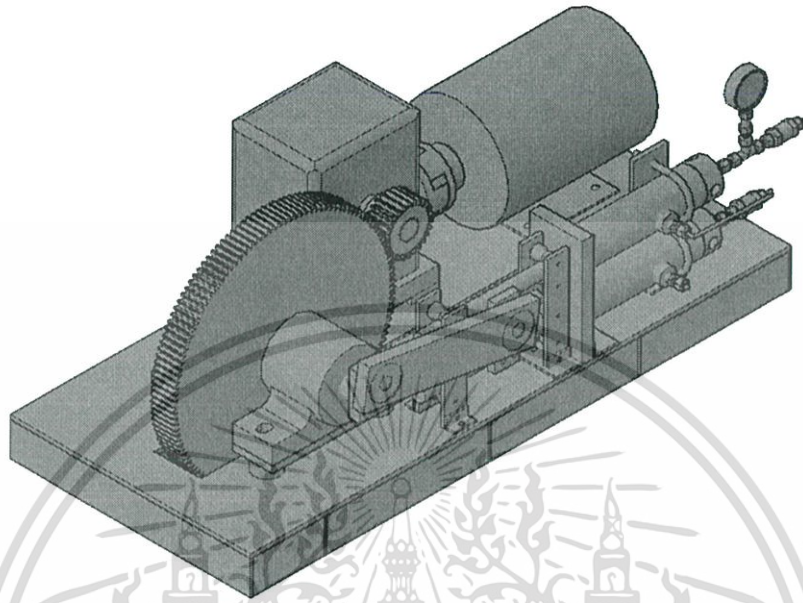
- [13] Xiaogang Xue et al. 2018. **Modeling of flexible reciprocating compressor considering the crosshead subsidence.** Shanghai : IOP Publishing.
- [14] Qingfeng Xiao et al. 2018. **Dynamic analysis of the moving mechanism of the reciprocating compressor with clearance joints.**
- [15] A Zubaydi et al. **Analysis of Dynamic Inertia Forces at Main Bearing of Ship Reciprocating Engines**
- [16] Farzin H. Montazersadgh and Ali Fatermi. 2007. **Stress Analysis and Optimization of Crankshafts Subject to Dynamic Loading.** Toledo : The University of Toledo.
- [17] Lucjan Witek et al. 2017. **Stress and failure analysis of the crankshaft of diesel engine.** 2007 Elsevier Ltd.
- [18] M. Fonte et al. 2016. **Failure mode analysis of two diesel engine crankshafts.** 2007 Elsevier Ltd.
- [19] Oliver Heipl et al. 2015. **Friction of hydraulic rod seats at high velocities.** 2007 Elsevier Ltd.
- [20] National Institute of Standards and Technology, U.S. Department of Commerce. **Thermophysical Properties of Fluid Systems.** URL: <https://webbook.nist.gov/chemistry/fluid/>. access on 29/10/2018.



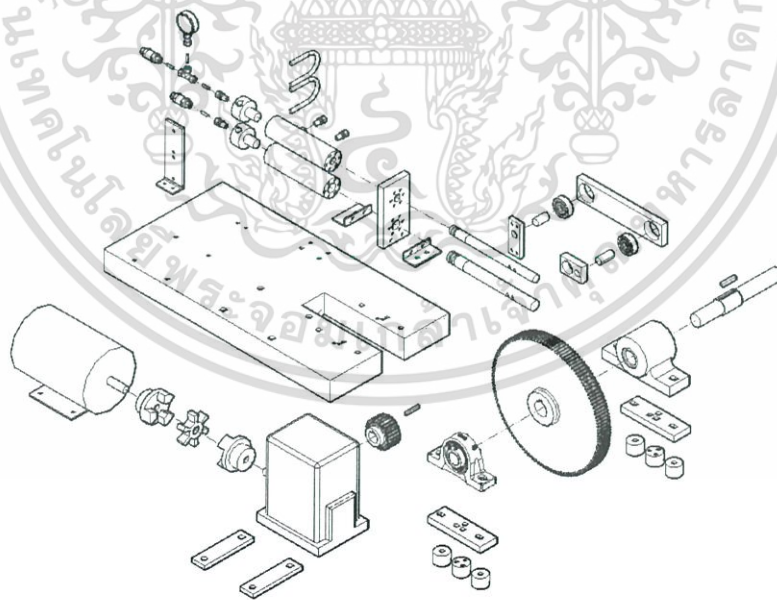
ภาคผนวก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก
ภาพเขียนแบบเครื่องอัดความดันสูง



รูปที่ ก ภาพเขียนแบบเครื่องอัดความดันสูง



รูปที่ ข ภาพเขียนแยกส่วนประกอบแบบเครื่องอัดความดันสูง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้