

การศึกษาการนำระบบทำความเย็นสเตอร์ลิงมาใช้ในการปรับอากาศ



นาย อธิพิณ ญาณวารี

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

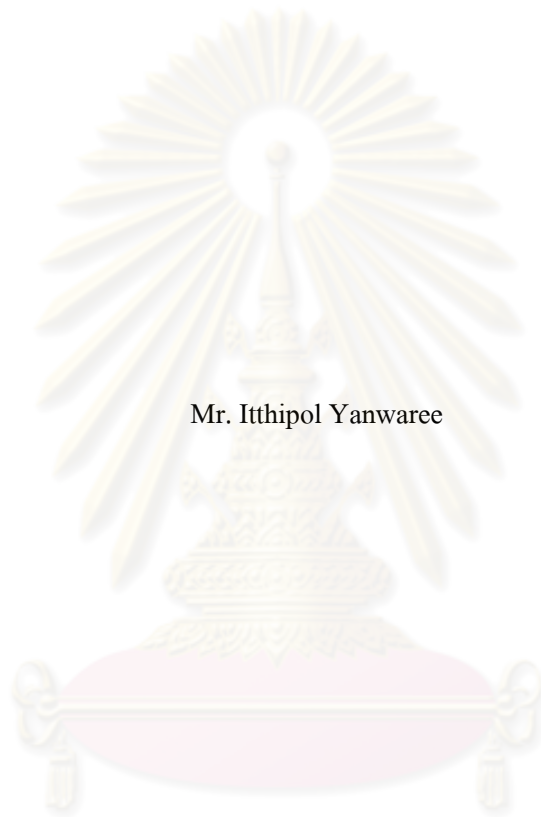
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ปีการศึกษา 2552

ลิขสิทธิ์ของจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

A STUDY ON THE USE OF STIRLING COOLER IN AIR CONDITIONING
APPLICATIONS



Mr. Itthipol Yanwaree

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

A Thesis Submitted in Partial Fulfillment of the Requirements
for the Degree of Master of Engineering Program in Mechanical Engineering

Department of Mechanical Engineering

Faculty of Engineering

Chulalongkorn University

Academic Year 2009

Copyright of Chulalongkorn University

หัวข้อวิทยานิพนธ์

การศึกษาระบบนำระบบทำความเย็นสเตอร์ลิงมาใช้ในการ
ปรับอากาศ

โดย

นาย อิทธิพล ญาณวารี


สาขาวิชา

วิศวกรรมเครื่องกล

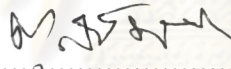
อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก

ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.อังคีร์ ศรีภักการ


คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย อนุมัติให้หัวข้อวิทยานิพนธ์ฉบับนี้เป็น
ส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาโท

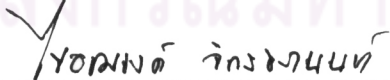

..... คณบดีคณะวิศวกรรมศาสตร์
(รองศาสตราจารย์ ดร.บุญสม เลิศธีรวงศ์)

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์


..... ประธานกรรมการ
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. ตุลย์ มณีวัฒนา)


..... อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.อังคีร์ ศรีภักการ)


..... กรรมการ
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.จิตดิน แดงเที่ยง)


..... กรรมการภายนอกมหาวิทยาลัย
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ไชยณรงค์ จักรธรรานนท์)

อิทธิพล ญาณวารี : การศึกษาการนำระบบทำความเย็นสเตอร์ลิงมาใช้ในการปรับ
 อากาศ (A STUDY ON THE USE OF STIRLING COOLER IN AIR
 CONDITIONING APPLICATIONS) อ. ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก :
 ผศ.ดร.อังคิร ศรีภคการ, 128 หน้า.

ปัจจุบันระบบปรับอากาศเข้ามามีบทบาทสำคัญไม่ว่าจะใช้ตามบ้านเรือนหรือใช้ในการเดินทางโดยรถยนต์ ระบบปรับอากาศที่ใช้ยังคงพึ่งพาระบบอัดไอ แต่สารทำความเย็นที่ใช้ทำหลายชั้นโอโซน และมีผลต่อสภาวะโลกร้อน ทำให้มีการค้นคว้าหาสารทำความเย็นชนิดอื่นมาทดแทน แต่ก็ยังไม่ประสบความสำเร็จเท่าที่ควร ดังนั้นจึงมีแนวคิดในการหาแบบทำความเย็นรูปแบบอื่นมาทดแทนระบบอัดไอ ระบบดังกล่าวก็คือระบบทำความเย็นสเตอร์ลิง วิทยานิพนธ์นี้นำเสนอแนวทางการออกแบบ และวิเคราะห์ทางเทอร์โมไดนามิกส์ของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิง โดยทั่วไปแล้วระบบทำความเย็นสเตอร์ลิงวางอยู่บนพื้นฐานการทำงานย้อนกลับของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง การศึกษาแสดงให้เห็นถึงการนำเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงมาใช้ในการปรับอากาศ รวมถึงสร้างเครื่องทำความเย็นชนิดเบตามีพิกัดทำความเย็น 50 W ใช้อากาศเป็นสารทำงานออกแบบความดันสูงสุดที่ 0.70 MPa ความเร็ว 1000 รอบต่อนาที และช่วงอุณหภูมิทำความเย็นที่ปลายด้านเย็น -5 °C ถึง 20 °C จากนั้นทดสอบหาสมรรถนะทางด้านพิกัดทำความเย็นและ COP ที่มีผลจากการเปลี่ยนแปลงความดัน รอบการทำงานและอุณหภูมิด้านการทำความเย็น โดยพิกัดทำความเย็นและ COP สูงสุดมีค่า 45.1 W และ 0.16 ตามลำดับที่ความดัน 0.70 MPa และผลต่างอุณหภูมิปลายด้านเย็น/ปลายด้านร้อน T5/31°C เมื่อเพิ่มความดันให้กับเครื่อง ทำให้เครื่องมีพิกัดทำความเย็นและ COP เพิ่มมากขึ้น นอกจากนั้นแล้วผลต่างอุณหภูมิในการทำความเย็นยังส่งผลต่อพิกัดทำความเย็น โดยพิกัดทำความเย็นเพิ่มขึ้นเมื่อผลต่างของอุณหภูมิลดลง สำหรับการทำนายพิกัดทำความเย็นสามารถทำนายได้อย่างแม่นยำด้วยความสัมพันธ์ของสมการเชิงประจักษ์ และในส่วนของตัวแปรไร้มิติของค่าพิกัดทำความเย็นอยู่ในช่วงใกล้เคียงกับการศึกษาอื่น จากการศึกษาี้แสดงให้เห็นว่า การใช้งานในการปรับอากาศในยานยนต์มีความเหมาะสมมากกว่าการปรับอากาศตามบ้านเรือน แต่ยังมีข้อจำกัดทางด้านสมรรถนะ COP ที่ค่อนข้างต่ำเมื่อเทียบกับระบบอัดไอ จึงต้องมีการพัฒนาอย่างต่อเนื่อง ให้สามารถนำมาใช้งานในการปรับอากาศได้อย่างเหมาะสมต่อไป

ภาควิชา วิศวกรรมเครื่องกล.....ลายมือชื่อนิสิต.....อิทธิพล ญาณวารี
 สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล.....ลายมือชื่อ อ.ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก.....
 ปีการศึกษา.....2552.....

5070523821 : MAJOR MECHANICAL ENGINEERING

KEYWORDS : COP / COOLING CAPACITY / AIR CONDITIONING

ITTHIPOL YANWAREE : A STUDY ON THE USE OF STIRLING COOLER IN AIR CONDITIONING APPLICATIONS. THESIS ADVISOR: ASST. PROF. ANGKEE SRIPAKAGORN, Ph.D., 128 pp.

Presently, Air conditionings are undeniably important to modern life. For domestic use, and air conditioning currently rely on only one technology: the vapor compression system. The refrigerant has been realized in terms of the ozone depletion potential and greenhouse warming potential coming from the use of synthetic refrigerant. Alternative refrigerant has been sought. Therefore, alternative to the vapor compression system is the Stirling cooler This thesis describes the design concept and thermodynamic analysis of the Stirling cooler. Based on the reverse operation of the Stirling engine, a Stirling cooler is investigated for the air conditioning application in the present study. The cooler is of a beta-type with 50 W cooling capacity. The design conditions are air-charged operation with the maximum pressure of 0.70 MPa, 1000 rpm maximum speed and the cold-end temperature of -5 to 20 °C. The cooler is evaluated for the cooling capacity and the COP under different pressure, running speed and cold-end temperature. At the design cold/warm-end temperature of 5/31 °C, the maximum cooling capacity is 45.1 W and COP is 0.16 at 0.70 MPa charged pressure. The cooling capacity was observed to increase with the increased pressure and decreased cold/warm-end temperature difference. The cooling capacity of the cooler is predicted quite accurately using an empirical relationship. In terms of the dimensionless cooling capacity, this cooler performed at comparable performance with other studies. The results from the present study demonstrate that, in the smaller scale of cooling capacity such as in mobile air conditioning, the Stirling cooler can prove to be a viable alternative to the vapor compression system.

Department : Mechanical Engineering

Student's Signature อิทธิพล ยานวารี

Field of Study : Mechanical Engineering

Advisor's Signature [Signature]

Academic Year : 2009

กิตติกรรมประกาศ

ขอกราบขอบพระคุณ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.อังคีร์ ศรีภักคาร อาจารย์ที่ปรึกษา
วิทยานิพนธ์เป็นอย่างสูง ที่เป็นผู้ให้แนวทางรวมทั้งให้ความรู้ คำแนะนำ คำปรึกษาในขั้นตอนการ
ดำเนินการจนวิทยานิพนธ์นี้สำเร็จลุล่วงตามจุดประสงค์ นอกจากนั้นยังเป็นแบบอย่างที่ดีในการ
ทำงานและการดำเนินชีวิต

ขอกราบขอบพระคุณ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ตุลย์ มณีวัฒนา ประธานกรรมการ
ที่กรุณาให้ความอนุเคราะห์ รวมทั้งให้ความรู้และคำแนะนำ

ขอกราบขอบพระคุณ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.จิตติ แต่งเที่ยง และผู้ช่วย
ศาสตราจารย์ ดร.ไชยณรงค์ จักรธรานนท์ กรรมการที่กรุณาให้ความรู้และคำแนะนำสำหรับ
วิทยานิพนธ์นี้

สุดท้ายขอกราบขอบพระคุณบิดามารดาและครอบครัวของผู้วิจัย ที่ให้ความรัก
ความช่วยเหลือ สนับสนุนในทุก ๆ ด้าน และเป็นกำลังใจแก่ผู้วิจัยมาโดยตลอดจนสามารถทำ
วิทยานิพนธ์นี้สำเร็จ

ศูนย์วิทยพัชร์พยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย.....	ง
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	จ
กิตติกรรมประกาศ.....	ฉ
สารบัญ.....	ช
สารบัญตาราง.....	ญ
สารบัญภาพ.....	ฎ
คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ.....	ฒ
บทที่ 1 บทนำ.....	1
1.1 ที่มาและความสำคัญ.....	1
1.2 ทบทวนวรรณกรรม.....	2
1.3 วัตถุประสงค์.....	3
1.4 ขอบเขตของวิทยานิพนธ์.....	3
1.5 ขั้นตอนการดำเนินงาน.....	3
1.6 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	3
บทที่ 2 ทฤษฎีและการวิเคราะห์ทางเทอร์โมไดนามิกส์.....	4
2.1 หลักการทำงานทางอุณหพลศาสตร์ของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิง.....	4
2.2 ลักษณะเฉพาะของเครื่องทำความเย็นแบบสเตอร์ลิง.....	5
2.2.1 ข้อจำกัดของช่วงการทำความเย็นและสมรรถนะ.....	5
2.2.2 ข้อจำกัดในการแลกเปลี่ยนความร้อน.....	6
2.3 ความพยายามที่จะเพิ่มประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนให้แก่เครื่อง ทำความเย็นสเตอร์ลิง.....	7
2.3.1 การนำ Thermosyphon มาใช้ในอุปกรณ์การทำความเย็นแบบ Thermoelectric.....	7
2.3.2 การนำ Thermosyphon มาใช้ในเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิง.....	8
2.3.3 ทางเลือกอื่นในการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์การทำความเย็นแบบ Thermoelectric.....	8
2.4 การประเมินศักยภาพเบื้องต้นของการถ่ายเทความร้อน.....	9
2.4.1 การประเมินประสิทธิภาพเมื่อปรับเปลี่ยนสมรรถนะของอุปกรณ์ ถ่ายเทความร้อน.....	9
2.4.2 กรอบการทำงาน.....	9

2.4.3 การปรับปรุงสมรรถนะจากอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อน.....	10
2.4.4 การนำ Thermosyphon มาใช้.....	11
2.4.5 ผลการทำนายการทำงานด้วย Thermosyphon.....	13
2.5 ทิศทางการศึกษา.....	14
บทที่ 3 การวิเคราะห์และออกแบบ.....	15
3.1 การกำหนดพิกัดทำความเย็นเบื้องต้น.....	15
3.2 การกำหนดปริมาตรกวาด.....	16
3.2.1 การเปรียบเทียบค่า Beale Number.....	17
3.2.2 การปรับแก้ค่า Beale Number.....	18
3.2.3 การกำหนดปริมาตรกวาด V_c	18
3.3 การกำหนดปริมาตรคงที่ทางเทอร์โมไดนามิกส์.....	19
3.3.1 การวิเคราะห์ทางเทอร์โมไดนามิกส์.....	19
3.3.2 การตรวจสอบสมการกับผลการทดสอบ.....	20
3.3.3 การหาปริมาตรคงที่ V_d	22
3.4 การจัดวาง.....	24
3.4.1 การจัดวางแบบแอลฟา.....	24
3.4.2 การจัดวางแบบเบตา.....	25
3.4.3 การจัดวางแบบแกมมา.....	26
3.5 รูปแบบของปลาด้านเย็นและปลาด้านร้อน.....	27
3.5.1 อุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนแบบร่องครีป.....	27
3.5.2 อุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนแบบ Bayonet และแบบ Moving Tube.....	28
3.5.3 อุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนแบบท่อ.....	29
3.5.4 การเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนของตัวแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Tube bank กับร่องครีป.....	31
3.6 การวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนภายนอก.....	32
3.7 การวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนภายใน.....	34
3.7.1 แนวคิดในการถ่ายเทความร้อนของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิง.....	34
3.8 กลไกขับเคลื่อน.....	36
3.8.1 การกำหนดผลต่างมุมของเพลาค้อเหวี่ยง.....	36
3.8.2 เปรียบเทียบรูปแบบกลไกขับเคลื่อน.....	39

บทที่ 4 การออกแบบและผลิต.....	43
4.1 การออกแบบห้องข้อเหวี่ยง.....	43
4.2 การออกแบบกระบอกสูบ.....	44
4.2.1 ปลายด้านร้อน.....	45
4.2.2 ปลายด้านเย็น.....	45
4.3 การออกแบบและผลิตกลไกขับเคลื่อน.....	46
4.3.1 ก้านของชุด Scotch yoke.....	46
4.3.2 เพลาข้อเหวี่ยง.....	47
4.3.3 ลูกสูบและลูกสูบ Displacer.....	48
4.3.4 ผนังกระบอกสูบ.....	49
บทที่ 5 การทดสอบ.....	51
5.1 การเตรียมการทดสอบ.....	51
5.2 การทดสอบเบื้องต้น.....	52
5.2.1 การปรับปรุงระบบส่งกำลัง.....	53
5.2.2 การวิเคราะห์การสูญเสียในระบบทำความเย็นสเตอร์ลิง.....	54
5.2.3 การปรับปรุงช่องใส่ Regenerator.....	59
5.3 ผลการทดสอบ.....	63
บทที่ 6 สรุปและเสนอแนะ.....	71
สรุปผล.....	71
รายการอ้างอิง.....	74
ภาคผนวก.....	77
ภาคผนวก ก แบบโครงสร้างเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิง.....	78
ภาคผนวก ข รูปเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิง.....	115
ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์.....	128

สารบัญตาราง

	หน้า
ตารางที่ 3-1 ข้อกำหนดการหาปริมาตรของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงเบื้องต้น.....	18
ตารางที่ 3-2 ข้อมูลจำเพาะของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิง.....	23
ตารางที่ 5-1 ตารางที่ 5-1 ความหนาของฉนวน Regenerator.....	59
ตารางที่ 5-2 ข้อมูลจำเพาะของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงหลังการปรับปรุง.....	62



ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

สารบัญภาพ

ภาพประกอบ	หน้า
รูปที่ 2-1 วัฏจักรทางเทอร์โมไดนามิกส์.....	4
รูปที่ 2-2 อัตราส่วนของค่า COP ต่อค่า COP แบบคาร์โนต์เทียบกับอุณหภูมิด้านเย็นของอุปกรณ์ทำความเย็น ค่าวัดที่ถ่ายข้อมูลบอกถึงขนาดภาวะความเย็นที่สภาวะ ASHRAE (54.4°C/-23.3°C).....	6
รูปที่ 2-3 แผนภาพของการส่งถ่ายพลังงานผ่านระบบทำความเย็น.....	10
รูปที่ 2-4 ค่า COP ของระบบทำความเย็นเมื่อปรับเปลี่ยนอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อน SC คือระบบสเตอร์ลิง TE คือระบบ Thermoelectric.....	11
รูปที่ 2-5 การทำงานของ Thermosyphon พร้อมตัวอย่างค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อน ($R = 1/K$) ที่ส่วนประกอบต่างๆของการทำงาน.....	12
รูปที่ 2-6 ค่า COP ของระบบทำความเย็นเมื่อปรับเปลี่ยนใช้ Thermosyphon ที่ด้านร้อน SC คือระบบสเตอร์ลิง TE คือระบบ Thermoelectric.....	13
รูปที่ 3-1 โครงสร้างปริมาตรพื้นฐานของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิง.....	16
รูปที่ 3-2 การทำนายค่า G เทียบกับพิกัดทำความเย็นที่ได้จากการทดสอบ (Q).....	17
รูปที่ 3-3 ปริมาตรทั้ง 5 ส่วนเพื่อใช้ในการวิเคราะห์ผล.....	19
รูปที่ 3-4 การเปรียบเทียบค่าพิกัดทำความเย็นของ Sung-Tae Kim เทียบกับสมการที่แก้ไขเป็นเครื่องทำความเย็น โดยที่อุณหภูมิด้านเย็น -5°C และ -20°C	21
รูปที่ 3-5 การเปรียบเทียบค่าพิกัดทำความเย็นของ Sung-Tae Kim เทียบกับสมการที่แก้ไขเป็นเครื่องทำความเย็น โดยที่ความดัน 1, 1.5 และ 2 MPa.....	21
รูปที่ 3-6 การเคลื่อนตัวของมวลที่อยู่ภายในปริมาตรทั้ง 5 ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง.....	22
รูปที่ 3-7 แผนผังความดันกับปริมาตร.....	24
รูปที่ 3-8 การจัดวางแบบ Inline – Cylinder.....	25
รูปที่ 3-9 การจัดวางแบบตัว V.....	25
รูปที่ 3-10 การวางตัวแบบเบตา.....	26
รูปที่ 3-11 การวางตัวแบบแกมมา.....	26
รูปที่ 3-12 โครงสร้างพื้นฐานของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงดันแบบมีการจัดวางแบบ β	27
รูปที่ 3-13 ลักษณะการไหลระหว่าง Cold head และ Warm head แบบ Slot.....	28
รูปที่ 3-14 ด้านซ้ายเป็น Heat Exchanger แบบ Bayonet และด้านขวาเป็น.....	28

ภาพประกอบ	หน้า
รูปที่ 3-15 ผลการคำนวณความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วรอบของเครื่องยนต์ และ Number of transfer units (NTU).....	29
รูปที่ 3-16 ลักษณะของ Heat Exchanger แบบท่อ.....	30
รูปที่ 3-17 แสดงการถ่ายเทความร้อนภายนอก และภายในของตัวแลกเปลี่ยนความร้อน แบบ tube bank.....	31
รูปที่ 3-18 แสดงการถ่ายเทความร้อนภายนอก และภายในของตัวแลกเปลี่ยนความร้อน แบบ slot.....	32
รูปที่ 3-19 เปรียบเทียบการวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนแบบ Steady flow, Oscillate flow และ Urtile.....	35
รูปที่ 3-20 ปริมาตรที่เปลี่ยนแปลงของด้านอัดตัว, V_C และด้านขยายตัว, V_E ของ เครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่มี Displacer ปริมาตรของทั้งคู่เปลี่ยนแปลงแบบ Sinusoidal ตามมุมการเคลื่อนที่ (Crank angle, α) ซึ่งเป็นมุมของปริมาตร ด้านขยายตัว (ด้านเย็น) นำด้านอัดตัว (ด้านร้อน).....	36
รูปที่ 3-21 แสดงปริมาตรที่เปลี่ยนแปลงของปริมาตรด้านอัดตัว V_C และปริมาตรด้านขยายตัว V_E ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่มีลูกสูบกำลัง 2 ด้าน การเปลี่ยนแปลงของปริมาตรทั้งคู่เป็นแบบ sinusoidal และผลต่างของมุมด้านขยายตัวนำมุมด้านอัดตัว (phase angle, ϕ).....	37
รูปที่ 3-22 การเปลี่ยนแปลงของปริมาตรระหว่างด้านขยายตัวกับด้านอัดตัวของ เครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบเบตาที่มีช่องว่าง V_{po} อยู่ในด้านปริมาตรอัดตัว.....	38
รูปที่ 3-23 ผลต่างมุมของปริมาตรที่ได้จากการคำนวณ.....	39
รูปที่ 3-24 แสดงรูปแบบของกลไกแบบ Scotch yoke.....	40
รูปที่ 3-25 เปรียบเทียบแรงกระทำกับกลไกระหว่างแบบ Scotch yoke และ Slider-crank.....	40
รูปที่ 3-26 แสดงประสิทธิภาพของกลไกโดยเปรียบเทียบระหว่างแบบ Scotch yoke และแบบ Slider crank (สำหรับเครื่องยนต์สเตอร์ลิง Ecoboy-SMC81 ได้เรียกกลไกแบบ Slider crank ว่า Cross head.....	41
รูปที่ 3-27 แสดงการเคลื่อนตัวของกลไกโดยเปรียบเทียบกันระหว่างแบบ Scotch yoke และแบบ slider-crank มีความยาวก้านสูบเป็น 2 เท่าของรัศมีเพลลาข้อเหวี่ยง โดยแสดงในรูปแบบของการเคลื่อนตัวของลูกสูบ ความเร็ว และอัตราเร่ง ของกลไก 2 แบบ.....	41
รูปที่ 3-28 ลักษณะของกลไกขับเคลื่อนแบบ Rhombic ที่นำมาใช้กับเครื่องยนต์ สเตอร์ลิงแบบ Beta.....	42

ภาพประกอบ	หน้า
รูปที่ 4-1 โครงสร้างหลักของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงต้นแบบมีการจัดวางแบบ β	45
รูปที่ 4-2 โครงสร้างกระบอกสูบประกอบด้วย Cold head และ Warm head	46
รูปที่ 4-3 Slot ของชุด Scotch yoke ที่ใช้ Linear bearing	47
รูปที่ 4-4 เฟลาขับเคลื่อน	48
รูปที่ 4-5 เครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงต้นแบบ	50
รูปที่ 5-1 แผนผังการเตรียมการทดสอบ	51
รูปที่ 5-2 แสดงสมรรถนะของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงก่อนการปรับปรุง	52
รูปที่ 5-3 ฝอย SUS304	53
รูปที่ 5-4 ตาข่ายลวด SUS304	54
รูปที่ 5-5 การสูญเสียทางกลในระบบขับเคลื่อน	55
รูปที่ 5-6 การนำความร้อนที่ส่วนต่างๆ ของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิง	55
รูปที่ 5-7 การสูญเสียในระบบทำความเย็นสเตอร์ลิงก่อนการปรับปรุง	58
รูปที่ 5-8 แสดงผลการทดสอบ Regenerator ที่มีการเปลี่ยนแปลงความพรุนที่ mesh ต่างๆ	60
รูปที่ 5-9 การสูญเสียในระบบทำความเย็นสเตอร์ลิงหลังการปรับปรุง	60
รูปที่ 5-10 การทดสอบสมรรถนะทางด้านพิกัดทำความเย็นและ COP ที่ความดัน 0.7 MPa	61
รูปที่ 5-11 แสดงความสัมพันธ์ของค่าพิกัดทำความเย็นกับรอบการทำงาน ที่มีผลต่อการเปลี่ยนแปลงความดัน โดยทดสอบที่อุณหภูมิ T5/3	63
รูปที่ 5-12 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างพิกัดทำความเย็นกับพลังขับเคลื่อนระบบ ที่มีผลต่อการเปลี่ยนแปลงความดัน โดยทดสอบที่อุณหภูมิ T5/31	64
รูปที่ 5-13 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างพิกัดทำความเย็นกับรอบการทำงานที่มีผล ต่อผลต่างของอุณหภูมิ โดยทดสอบที่ความดัน 0.75 MPa	64
รูปที่ 5-14 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างพิกัดทำความเย็นกับพลังงานขับเคลื่อนระบบ ที่มีผลจากผลต่างของอุณหภูมิ โดยทดสอบที่ความดัน 0.75 MPa	65
รูปที่ 5-15 การทดสอบกำลังที่ใช้ในการเริ่มต้นระบบที่ความดัน 0.7 MPa 800 rpm	66
รูปที่ 5-16 ความสัมพันธ์ระหว่างพิกัดทำความเย็นจากการทดสอบเปรียบเทียบกับพิกัด ทำความเย็นจากการทำนาย ที่ผลต่างของอุณหภูมิในการทำทำความเย็นแตกต่างกัน	67
รูปที่ 5-17 ความสัมพันธ์ระหว่างพิกัดทำความเย็นจากการทดสอบ เมื่อรวมกับภาระทางความร้อน เปรียบเทียบกับพิกัดทำความเย็นจากการทำนาย ที่ผลต่างของอุณหภูมิ ในการทำทำความเย็นแตกต่างกัน	67
รูปที่ 5-18 การเปรียบเทียบค่า Br ของเครื่องต้นแบบกับงานวิจัยอื่นๆ	68
รูปที่ 5-19 การนำเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงไปใช้งานทางด้าน การปรับอากาศตามบ้านเรือน	69

ภาพประกอบ	หน้า
รูปที่ 5-20 การนำเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงไปใช้งานทางด้านการบินในยานยนต์.....	69
รูปที่ 5-21 แสดงแนวคิดการทำความเย็นเป็นจุด หรือการแบ่งส่วนการทำความเย็น	70
รูปที่ ข-1 เครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิง.....	116
รูปที่ ข-2 หม้อน้ำเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิง.....	116
รูปที่ ข-3 ระบบขับเคลื่อน.....	117
รูปที่ ข-4 เครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงขณะทดสอบ.....	117
รูปที่ ข-5 เครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงหลังทำความเย็น 15 นาที.....	118
รูปที่ ข-6 เครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงหลังทำความเย็น 20 นาที.....	118
รูปที่ ข-7 เครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงหลังทำความเย็น 25 นาที.....	119
รูปที่ ข-8 เครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงหลังทำความเย็น 30 นาที.....	119
รูปที่ ข-9 ปลายด้านเย็น	120
รูปที่ ข-10 ปลายด้านร้อนหุ้มด้วยเสื้อน้ำ.....	120
รูปที่ ข-11 ตัวแลกเปลี่ยนความร้อนภายในแบบร่องครีบ.....	121
รูปที่ ข-12 ฐานกระบอกสูบและปลอกลูกสูบ.....	121
รูปที่ ข-13 ฉนวน Regenerator.....	122
รูปที่ ข-14 ลูกสูบ Displacer.....	122
รูปที่ ข-15 ลูกสูบกำลัง.....	123
รูปที่ ข-16 กลไกขับเคลื่อน.....	123
รูปที่ ข-17 อุปกรณ์การวัดและจัดเก็บข้อมูล Data Acquisition (DAQ).....	124
รูปที่ ข-18 เซ็นเซอร์วัดรอบ.....	124
รูปที่ ข-19 เครื่องสอบเทียบอุณหภูมิ.....	125
รูปที่ ข-20 เพาเวอร์ซัพพลายกระแสตรง 600 W.....	125
รูปที่ ข-21 วัตต์มิเตอร์.....	126
รูปที่ ข-22 อุปกรณ์ปรับกำลังไฟฟ้าให้กับขดลวดความร้อน.....	126
รูปที่ ข-23 ขดลวดความร้อนขนาด 100 W.....	127
รูปที่ ข-24 ถังลมพร้อมกับอุปกรณ์ควบคุมแรงดันยี่ห้อ PUMA.....	127

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ

A_R	คือ ค่าสูงสุดของการเคลื่อนที่ในของไหล
Br	คือ ตัวแปรไรมิติ
COP	คือ สมรรถนะของเครื่องทำความเย็น (พิกัดทำความเย็นต่อพลังงานที่ใช้)
F_{CP}	คือ เป็นแรงจากก้านสูบ
F_{CS}	คือ เป็นแรงจากเพลลา
F_{dm}	คือ เป็นแรงกระทำจากลูกปืน
F_p	คือ เป็นแรงกระทำจากลูกสูบ
f	คือ ความถี่
h	คือ ค่าคงที่ของการพาความร้อน
k	คือ อัตราส่วนระหว่างปริมาตรทางด้านอัดตัวต่อด้านขยายตัว $= V_c / V_e$
K_c	คือ ค่าการถ่ายเทความร้อนด้านเย็น
K_h	คือ ค่าการถ่ายเทความร้อนด้านร้อน
L	คือ ความยาว
Nu	คือ Nusselt number
P	คือ ความดัน
Pr	คือ Prandtl number
Q	คือ พิกัดทำความเย็น
R_{cond}	คือ ความต้านทานการนำความร้อนผ่านผนังทรงกระบอก
Re	คือ Reynolds number
Re_{ω}	คือ ค่าของตัวแปรไรมิติของการไหลแบบกลับไปกลับมา
SC	คือ เครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิง
T_{amb}	คือ อุณหภูมิบรรยากาศ
TE	คือ Thermoelectric
Tgc	คือ อุณหภูมิแก๊สด้านอัดตัว
Tge	คือ อุณหภูมิแก๊สด้านอัดตัว
Twc	คือ อุณหภูมิผนังภายนอกของด้านอัดตัว
Twe	คือ อุณหภูมิผนังภายนอกของด้านขยายตัว
VC	คือ ระบบอัดไอ (Vapor compression)
V_c	คือ ปริมาตรอัดตัว

V_c	คือ ปริมาตรกวาดด้านอัดตัว
V_d	คือ ปริมาตรคงที่
V_E	คือ ปริมาตรขยายตัว
V_e	คือ ปริมาตรกวาดด้านขยายตัว
V_{PO}	คือ ปริมาตรคงที่ระหว่างลูกสูบกำลังกับลูกสูบ Displacer
V_{SE}	คือ ปริมาตรกวาดด้านขยายตัว
V_{SP}	คือ ปริมาตรกวาดด้านอัดตัว
V_t	คือ ปริมาตรทั้งหมด
ΔP	คือ ความดันตกคร่อม
α	คือ มุมที่เพลลาข้อเหวี่ยงหมุน
β	คือ ผลต่างมุมของเพลลาข้อเหวี่ยงสำหรับเครื่องสเตอร์ลิงแบบเบตา
φ	คือ ผลต่างของมุมด้านขยายตัวนำมุด้านอัดตัว
σ_a	คือ ความเค้นในแนวแกน
σ_r	คือ ความเค้นในแนวรัศมี
σ_t	คือ ความเค้นในแนวสัมผัส
ξ	คือ อัตราส่วนระหว่างปริมาตรคงที่ต่อปริมาตรด้านขยาย = V_d / V_e
τ	คือ อัตราส่วนระหว่างอุณหภูมิทางด้านอัดตัวต่อด้านขยายตัว = T_c / T_e

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ที่มาและความสำคัญ

ปัจจุบันระบบปรับอากาศเข้ามามีบทบาทสำคัญไม่ว่าจะใช้ตามบ้านเรือนหรือใช้ในการเดินทางโดยรถยนต์ หากไม่ใช่ในระบบอุตสาหกรรมแล้วระบบปรับอากาศที่ใช้ยังคงพึ่งพาระบบอัดไอ (Vapor compression system) แต่สารทำความเย็นในระบบอัดไอที่ร่วไหล ยังคงเป็นอันตรายต่อสิ่งแวดล้อมทั้งทางด้านสาร CFC ที่ทำลายชั้นโอโซน และสารจำพวก HFC เช่น R134a ที่มีผลต่อภาวะโลกร้อน สำหรับยานยนต์ ปัญหาด้านวิกฤตพลังงานและสิ่งแวดล้อม ทำให้มีการผลักดันให้มีการเปลี่ยนแปลงระบบปรับอากาศ โดยระบบปรับอากาศมีผลทำให้อัตราการใช้พลังงานในยานยนต์มีค่ามากขึ้นถึง 20% และเมื่อพิจารณาถึงแนวโน้มของยานยนต์ในอนาคตอันใกล้จะเป็นรถยนต์ขนาดเล็กและประหยัดพลังงาน หากระบบปรับอากาศยังคงเป็นรูปแบบเดิม การปรับอากาศอาจมีผลให้ใช้เชื้อเพลิงมากขึ้นถึง 50% [1,2]

แนวทางในการแก้ไขปัญหาดังกล่าวด้วยวิธีเปลี่ยนสารทำความเย็น สำหรับระบบปรับอากาศแบบอัดไอสารทำความเย็นที่ใช้ทั่วไปคือ R12 และ R22 ซึ่งเป็นสารที่ทำลายชั้นโอโซน ถึงจะเปลี่ยนสารทำความเย็นเป็น R134a กลับส่งผลกระทบต่อภาวะโลกร้อนขึ้นมาอีก นอกเหนือจากสารทำความเย็นดังกล่าวแล้ว ยังมีการศึกษาการนำสารทำความเย็นประเภทไฮโดรคาร์บอน เช่น โพรเพน (R290) และบิวเทน (R600) มาใช้ แต่ก็มีปัญหาในเรื่องความปลอดภัยที่สารไฮโดรคาร์บอนติดไฟได้ง่าย จึงไม่เหมาะที่จะนำมาใช้ในการปรับอากาศ เพื่อแก้ไขปัญหาดังกล่าวจึงมีการใช้สารทำความเย็นที่เป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อม เช่น ใช้ CO₂ เป็นสารทำความเย็น หรือเรียกว่า R744 เป็นระบบอัดไอที่ใช้ CO₂ เป็นสารทำความเย็น การเปลี่ยนสารทำความเย็นดังกล่าวยังไม่ประสบผลสำเร็จ และยังมีปัญหาหลายด้านที่ต้องแก้ไขต่อไป

แนวทางในการแก้ไขปัญหาดังกล่าวด้วยวิธีการหาระบบทำความเย็นแบบอื่นมาทดแทนระบบอัดไอ ตัวอย่างเช่น ระบบ Absorption และ Ejector [3] โดยระบบ Absorption ทำงานโดยใช้ความร้อนเหลือทิ้งหรือไอน้ำ แต่ระบบดังกล่าวมีโครงสร้างขนาดใหญ่ จำนวนชิ้นส่วนมาก และการบำรุงรักษายากกว่าระบบอัดไออยู่มาก และปัญหาสำคัญของระบบ Absorption คือ ใช้เวลาในการเริ่มต้นระบบที่นานกว่าระบบอัดไอ ส่วนระบบทำความเย็นแบบ Ejector มีหลักการทำงานโดยการนำเอาความร้อนทิ้งและน้ำหล่อเย็นมาใช้ในการทำความเย็น โดยสารทำความเย็นที่ใช้คือ R134a ระบบไม่มีการรั่วซึมเนื่องจากใช้ Hermetic seal ซึ่งนั่นก็ทำให้รูปทรงภายนอกของเครื่องทำความเย็นมีขนาดใหญ่ตามมาด้วย ข้อดีของระบบ Ejector คือ ไม่มีชิ้นส่วนกลไกที่เคลื่อนไหวจึงทำให้

ระบบมีเสียงรบกวนน้อย โครงสร้างไม่ซับซ้อน จากการศึกษา[3] พบว่า Ejector ให้ประสิทธิภาพทาง COP น้อยกว่าระบบอัดไอประมาณ 3 เท่า

จากการเปลี่ยนรูปแบบทำความเย็นเป็น Absorption และ Ejector ทำให้เห็นข้อจำกัดในหลายๆ ด้านเมื่อเทียบกับระบบอัดไอ เช่น ขนาดและน้ำหนักของระบบที่มากกว่า ระยะเวลาในการทำความเย็นรวมถึงประสิทธิภาพในการทำความเย็น ที่ยังด้อยกว่าระบบอัดไอยู่มาก แต่ยังมีระบบทำความเย็นอีกรูปแบบหนึ่งที่มีการพัฒนาอย่างยาวนานแต่ถูกมองข้ามไปคือระบบทำความเย็นสเตอร์ลิง

1.2 ทบทวนวรรณกรรม

ระบบทำความเย็นสเตอร์ลิงมีหลักการทำงานมาจากเครื่องยนต์สเตอร์ลิง (Stirling) เครื่องยนต์สเตอร์ลิงถูกคิดค้น และประดิษฐ์ขึ้นครั้งแรกในปี 1816 โดย Robert Stirling (1790-1878) ชาวสก็อตแลนด์ หลักการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงจะใช้อากาศร้อนเป็นตัวทำงาน สามารถที่จะเปลี่ยนพลังงานความร้อนให้เป็นพลังงานกลได้ และ ด้วยการบุกเบิกวิจัยและพัฒนาของบริษัท Philips ในช่วงปี ค.ศ. 1940 [4] ได้พบว่าวัฏจักรสามารถทำงานย้อนกลับ โดยการให้งานแก่อุปกรณ์ อุปกรณ์เครื่องสามารถทำความเย็นได้ในระดับเยือกแข็ง (Cryogenics) 120 K [5,6] จากนั้นมา เครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงก็มีประวัติการใช้งานในเชิงพาณิชย์มากขึ้น และสามารถทำงานที่ระดับอุณหภูมิที่สูงกว่าระดับเยือกแข็ง เช่น การทำงานในช่วงอุณหภูมิของตู้เย็นได้ [7,8] สำหรับการดำเนินงานในช่วงอุณหภูมิการปรับอากาศที่มีระดับอุณหภูมิที่สูงกว่าตู้เย็น จากการศึกษา [9,10] ระบุปัญหาในการทำความเย็นของเครื่องพบว่ามีค่า COP และสมรรถนะต่อปริมาตรเครื่องค่อนข้างต่ำ และข้อจำกัดของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงที่มีพื้นที่ของการถ่ายเทความร้อนจากปลายด้านเย็น จำกัดและพึ่งพาสารทำความเย็นสถานะเดียว ในขณะที่ระบบอัดไอพึ่งพาการเปลี่ยนสถานะของสารทำความเย็น [9] ระบุถึงสารทำงานในเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงควรใช้แก๊สฮีเลียม เพราะมีโมเลกุลขนาดเล็กและมีการแลกเปลี่ยนความร้อนที่สูงแต่ก็มีปัญหาเกี่ยวกับการรั่วของสารทำความเย็น ต่อมา Kim [11] ได้ศึกษาเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงมาใช้งานในตู้เย็น เครื่องที่ใช้ทดสอบมีพิกัดทำความเย็น 250 W ใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงาน ในการทดสอบสมรรถนะของเครื่องพบว่าพิกัดทำความเย็นเพิ่มขึ้นตามความดัน และที่ผลต่างอุณหภูมิต่ำมีพิกัดทำความเย็นเพิ่มขึ้นทางด้าน COP มีแนวโน้มเช่นเดียวกันหลังจากการทดสอบ Kim ได้ปรับเปลี่ยนขนาดของ Regenerator ให้มีขนาดใหญ่ขึ้นและลดปริมาตรคงที่ลง จากนั้นได้ทำการทดสอบอีกครั้งพบว่าพิกัดทำความเย็นเพิ่มขึ้นส่วน COP มีค่าสูงขึ้นที่รอบต่ำ ในปี 2002 Otaka [12] ได้ศึกษาตัวแปรที่มีผลต่อสมรรถนะของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิง โดยเครื่องที่ใช้ทดสอบมีพิกัดทำความเย็น 100 W จากนั้น Otaka ได้หาความสัมพันธ์ของพิกัดทำความเย็นนำมาสร้างเป็นสมการเชิงประจักษ์

1.3 วัตถุประสงค์

ศึกษาและสร้างเครื่องต้นแบบที่มีพิกัดทำความเย็น 50 W เพื่อทดสอบหาสมรรถนะของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิง ที่มีผลต่อความดัน รอบการทำงาน และอุณหภูมิด้านทำความเย็น

1.4 ขอบเขตของวิทยานิพนธ์

ศึกษาและวิเคราะห์ทางอุณหพลศาสตร์ของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิง เพื่อออกแบบชิ้นส่วนของระบบ เช่น กลไกขับเคลื่อน และตัวแลกเปลี่ยนความร้อน รวมถึงสร้างต้นแบบที่มีพิกัดทำความเย็น 50 W เพื่อทดสอบหาประสิทธิภาพทางด้าน COP และสมรรถนะทางด้านพิกัดทำความเย็น ที่มีผลต่อการเปลี่ยนแปลงความดัน รอบการทำงานและอุณหภูมิด้านการทำความเย็น

1.5 ขั้นตอนการดำเนินงาน

- ระบุแนวทางการออกแบบจากสมการเชิงประจักษ์
- วิเคราะห์ผลการออกแบบทางเทอร์โมไดนามิกส์
- ออกแบบและสร้างอุปกรณ์ของระบบทำความเย็นสเตอร์ลิง เช่น กลไกขับเคลื่อน ห้องข้อเหวี่ยง และตัวแลกเปลี่ยนความร้อน เป็นต้น
- ทำการทดสอบเพื่อศึกษาการทำงาน ตัวแปรที่มีผลต่อการทำงาน และหาจุดบกพร่องของเครื่อง
- วิเคราะห์และสรุปผลที่ได้จากการทดลอง

1.6 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

- ได้แนวทางการออกแบบเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงทางเทอร์โมไดนามิกส์
- ทราบถึงข้อมูลตัวแปรต่างๆ ที่มีผลต่อการทำงานของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิง
- ได้เครื่องต้นแบบที่มีขนาดเหมาะสมกับงานวิจัย เพื่อใช้ในการศึกษาต่อไป

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

บทที่ 2

ทฤษฎีและการวิเคราะห์ทางเทอร์โมไดนามิกส์

2.1 หลักการทำงานทางอุณหพลศาสตร์ของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิง

การทำงานของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงเป็นไปตามวัฏจักรทางเทอร์โมไดนามิกส์ โดยมีลำดับการทำงาน 4 ขั้นตอนดังแผนภาพความดัน-ปริมาตรในรูปที่ 2-1

1. Isothermal Compression

การอัดตัวของแก๊สจาก 4 ไป 1 ทำให้แก๊สถูกอัดตัวให้มีปริมาตรลดลง ด้วยอุณหภูมิคงตัว และแก๊สมีความดันที่มากขึ้น เกิดการถ่ายเทความร้อนออกไปสู่สิ่งแวดล้อม

2. Constant Volume Cooling

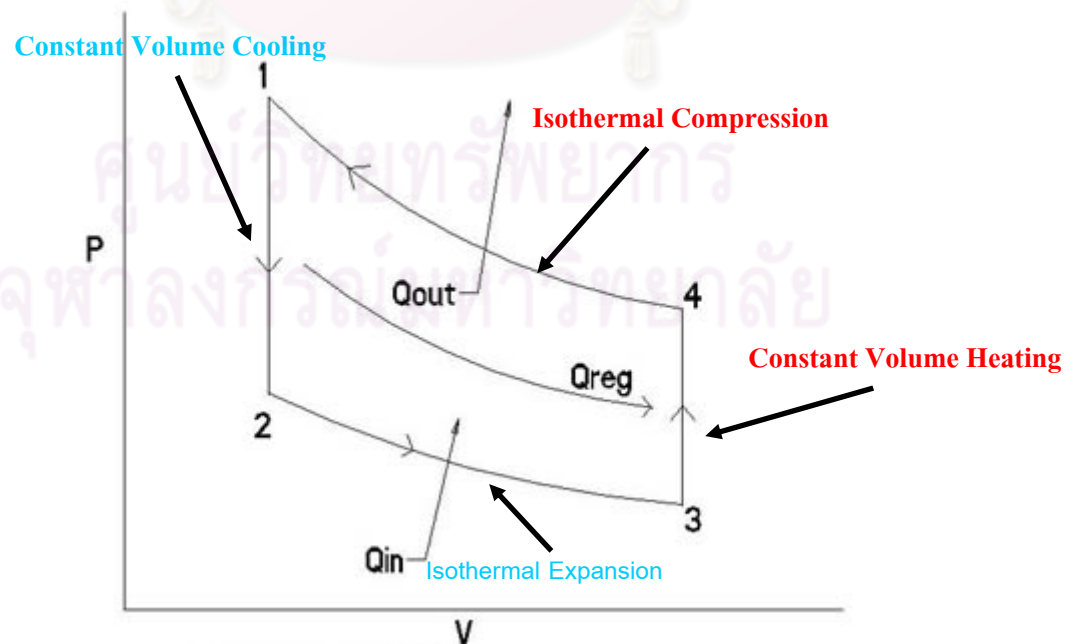
การเคลื่อนตัวของแก๊สจาก 1 ไป 2 ความร้อนจากแก๊สถูกถ่ายเทไปสู่ Regenerator ความดันและอุณหภูมิแก๊สลดลง โดยมีปริมาตรคงที่

3. Isothermal Expansion

การขยายตัวของแก๊สจาก 2 ไป 3 ทำให้แก๊สขยายตัวตัวเกิดการดูดหรือรับความร้อนจากภายนอกเข้ามา ทำให้ปริมาตรมากขึ้น ความดันลดลง โดยเป็นกระบวนการที่มีอุณหภูมิกคงที่

4. Constant Volume Heating

การเคลื่อนตัวของแก๊สจาก 3 ไป 4 เกิดการถ่ายเทความร้อนจาก Regenerator ไปยังแก๊สทำให้อุณหภูมิและความดันของของไหลเพิ่มขึ้น โดยเป็นกระบวนการที่ปริมาตรคงที่



รูปที่ 2-1 วัฏจักรทางเทอร์โมไดนามิกส์

2.2 ลักษณะเฉพาะของเครื่องทำความเย็นแบบสเตอร์ลิง

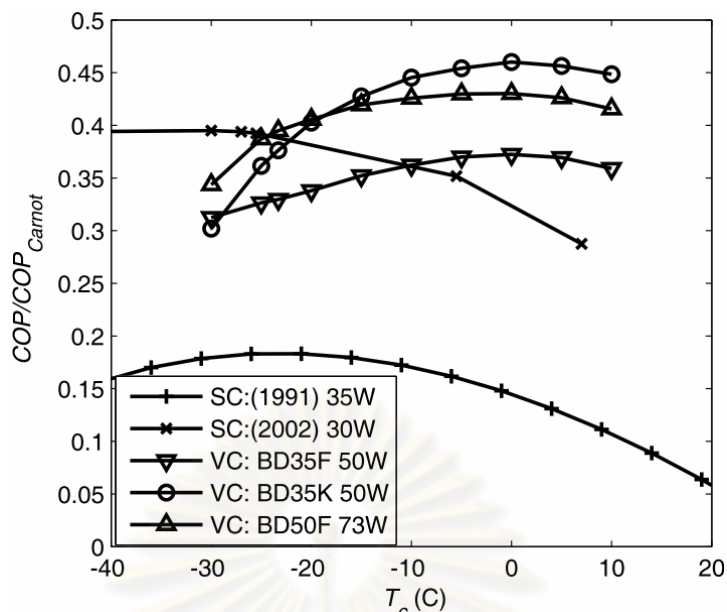
ระบบสเตอร์ลิงมีประสิทธิภาพทางทฤษฎีสูง สารทำความเย็นที่ใช้ในระบบมีความหลากหลายขึ้นอยู่กับการใช้งาน เช่น อากาศ ไนโตรเจน ไฮโดรเจน และฮีเลียม เป็นต้น ซึ่งเป็นสารทำความเย็นที่มาจากธรรมชาติจึงเป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อม ตัวเครื่องมีขนาดเล็กน้ำหนักเบา ทำงานได้ที่อุณหภูมิต่ำๆ และช่วงอุณหภูมิสูง พลังงานที่ใช้ในการเริ่มต้นระบบน้อยเมื่อเทียบกับระบบอัดไอ เนื่องจากความแตกต่างความดันในระบบมีน้อย ตัวเครื่องมีความแข็งแรงทนทาน มีการทำงานไม่ซับซ้อน เป็นต้น

เครื่องทำความเย็นแบบสเตอร์ลิง มีการใช้งานในการทำความเย็นในระดับเยือกแข็งมาช้านาน และทำงานที่พิกัดทำความเย็นที่ไม่สูงมากนัก แต่ในการปรับมาใช้งานที่อุณหภูมิทำความเย็นสูง และพิกัดทำความเย็นที่สูงขึ้นอย่างมาก เมื่อนำมาใช้กับการปรับอากาศ จึงเกิดคำถามถึงความเป็นไปได้ของการนำมาใช้งาน

2.2.1 ข้อจำกัดของช่วงการทำความเย็นและสมรรถนะ

จากรูปที่ 2-7 แสดงถึงสมรรถนะของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิง (SC) และระบบอัดไอ (VC) ในระดับอุณหภูมิต่างๆ [13] โดยค่า % ของค่า COP ของคาร์โนต์ แสดงให้เห็นว่าระบบอัดไอเป็นระบบที่ทำงานได้ดีในระดับอุณหภูมิสูง แต่ไม่สามารถทำงานได้ที่ระดับอุณหภูมิต่ำกว่า -30°C ในขณะที่อุปกรณ์ทำความเย็นแบบสเตอร์ลิงแสดงให้เห็นถึงสมรรถนะสูงที่ระดับอุณหภูมิต่ำ แต่เมื่ออุณหภูมิทางด้านเย็นมีค่าสูงขึ้น อุปกรณ์ทำความเย็นแบบสเตอร์ลิงจะได้ประสิทธิภาพที่ลดลง แต่การพัฒนาอย่างต่อเนื่องตั้งแต่ปี 1991 จนถึงปี 2002 ดังรูปที่ 2-2 ก็แสดงให้เห็นถึงสมรรถนะที่เพิ่มขึ้นมาใกล้เคียงกับระบบอัดไอ

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 2-2 อัตราส่วนของค่า COP ต่อค่า COP แบบคาร์โนต์ที่เทียบกับอุณหภูมิด้านเย็นของอุปกรณ์ทำความเย็น ค่าวัดที่ทำข้อมูลบอกถึงขนาดการทำความเย็นที่สภาวะ ASHRAE (54.4°C/-23.3°C) (อุณหภูมิด้านร้อนอยู่ที่ 55°C ยกเว้นอุปกรณ์สเตอร์ลิงอยู่ที่ 30°C) [13]

สำหรับขีดจำกัดในด้านสมรรถนะของอุปกรณ์ทำความเย็นแบบสเตอร์ลิง ดังได้เห็นจากรูปที่ 2-7 ถึงค่า COP ที่ต่ำลงที่อุณหภูมิด้านเย็นที่สูงขึ้น การศึกษา[16] ระบุว่าประสิทธิภาพของอุปกรณ์การถ่ายเทความร้อนเป็นปัจจัยหลักในการลดค่า COP ของเครื่องทำความเย็นแบบสเตอร์ลิงในย่านทำความเย็นที่อุณหภูมิต่ำมากแบบเยือกแข็งและที่อุณหภูมิสูง เช่นในการปรับอากาศ การศึกษา [14] ระบุว่าค่า COP ที่ลดต่ำลงด้านอุณหภูมิต่ำของรูปที่ 2-2 เป็นผลมาจากความไม่มีประสิทธิภาพของตัว Regenerator ในขณะที่ค่า COP ที่ลดต่ำลงด้านอุณหภูมิสูง เป็นผลมาจากประสิทธิภาพของอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนเมื่อเป็นเช่นนี้แล้วอาจจะบ่งชี้ได้ว่าที่การทำงานที่อุณหภูมิด้านเย็นที่สูงขึ้น เช่นการปรับอากาศนั้น เครื่องทำความเย็นแบบสเตอร์ลิงมีศักยภาพที่จะมีค่า COP ที่สูงขึ้นได้หากประสิทธิภาพของอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนได้รับการปรับปรุง

2.2.2 ข้อจำกัดในการแลกเปลี่ยนความร้อน

จากแนวคิดในการปรับปรุงประสิทธิภาพของตัวแลกเปลี่ยนความร้อนในหัวข้อ 2.3.1 พบว่า ข้อจำกัดในการถ่ายเทความร้อนของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิง มีการถ่ายเทความร้อนจากปลายด้านเย็น ในขณะที่ระบบอัดไอพึ่งพาการเปลี่ยนสถานะของสารทำความเย็นที่ทั้งสองด้านของการถ่ายเทความร้อน แต่สำหรับเครื่องทำความเย็นแบบสเตอร์ลิง ถึงแม้การทำงานกับสารทำความเย็นจะทำงานที่สถานะเดียวของแก๊ส จะทำให้ได้ข้อดีในเรื่องที่สามารถทำความเย็นในช่วงอุณหภูมิ กว้าง เช่น สามารถทำความเย็นในระดับต่ำกว่า -30°C หรือแม้แต่อุณหภูมิด้านร้อนสูงกว่า 50°C เมื่อ

เทียบกับระบบอัดไอ แต่ก็ทำให้การถ่ายเทความร้อนผ่านอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนได้ไม่ดีเท่า การพัฒนาที่ผ่านมาแสดงให้เห็นว่าโดยพื้นฐานเครื่องทำความเย็นแบบสเตอร์ลิง จึงมักจะเหมาะกับพิกัดทำความเย็นไม่สูงมากนัก

2.3 ความพยายามที่จะเพิ่มประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนให้แก่เครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิง

ความพยายามที่จะเพิ่มประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนให้แก่เครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิง พบว่าปัญหาการถ่ายเทความร้อนของเครื่องทำความเย็นแบบสเตอร์ลิงมีปัญหาคือถ่ายเทความร้อนแบบ Thermoelectric เนื่องจากระบบทั้งสองมีการถ่ายเทความร้อนสูงมากผ่านพื้นที่ในการถ่ายเทความร้อนที่น้อย โดยขนาดของ Thermoelectric มีขนาด $40 \times 40 \text{ mm}^2$ อาจส่งผ่านความร้อนถึง 40000 W/m^2 ในขณะที่เครื่องปรับอากาศแบบอัดไอทั่วไปมีการส่งความร้อนราว $300\text{-}800 \text{ W/m}^2$ เท่านั้น [14] ผลก็คืออุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนต้องทำงานได้อย่างดี มิฉะนั้นค่า COP ของการทำความเย็นซึ่งน้อยอยู่แล้วในกรณีของชุด Thermoelectric ก็จะน้อยลงไปอีก

2.3.1 การนำ Thermosyphon มาใช้ในอุปกรณ์การทำความเย็นแบบ Thermoelectric

สำหรับชุด Thermoelectric นั้น รูปแบบการถ่ายเทความร้อนปกติการใช้ครีบบระบายความร้อนมีข้อจำกัดจากการนำความร้อนจากชุด Thermoelectric มาสู่ครีบบระบายความร้อนที่มีการเปลี่ยนแปลงพื้นที่ที่มาก ทำให้พื้นที่ของครีบบระบายความร้อนไม่สามารถทำงานได้เต็มที่ ทางออกอีกส่วนของข้อจำกัดในการระบายความร้อน ได้แก่การใช้อุปกรณ์การถ่ายเทความร้อนชนิดอื่นๆ เช่น ในการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน เริ่มต้นมักจะใช้ของไหลในการแลกเปลี่ยนความร้อนแทนอากาศ แต่รูปแบบนี้ก็มีการสูญเสียในปั๊มได้มาก อีกรูปแบบหนึ่งที่ใช้ได้แก่ระบบ Thermosyphon โดย Astrain และคณะ [15] แสดงการนำระบบ Thermosyphon มาช่วยระบายความร้อนที่ด้านร้อนของชุด Thermoelectric ผลการทดลองแสดงว่าค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อนลดลงจาก 0.14 kW ลงราว 36% และทำให้ค่า COP มีค่าดีขึ้น 32% การศึกษาของ Lee และคณะ [16] ใช้ Thermosyphon แบบ loop และระบุว่าให้การถ่ายเทความร้อนได้ถึง 5400 W/m^2 ระหว่างอุณหภูมิ -4.6 และ $25 \text{ }^\circ\text{C}$ เมื่ออิงกับพื้นที่ถ่ายเทความร้อนของชุด Thermoelectric แต่การศึกษานี้ไม่ได้ระบุถึงค่า COP นอกจากนี้ Vian และคณะ [17] นำ Thermosyphon มาระบายความร้อนที่ด้านเย็นของชุด Thermoelectric ผลการทดลองแสดงว่าค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อนลดลงจาก 0.51 K/W ราว 37% และค่า COP ดีขึ้นได้ 32%

2.3.2 การนำ Thermosyphon มาใช้ในเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิง

สำหรับเครื่องทำความเย็นแบบสเตอร์ลิงเอง ก็มีการศึกษาหลายส่วนที่นำ Thermosyphon มาใช้เช่นกัน Welty และ Cueva [18] ระบุถึงความสำคัญของอุปกรณ์การถ่ายเทความร้อนที่เหมาะสมเพื่อนำเครื่องทำความเย็นแบบสเตอร์ลิงที่มี flux ความร้อนสูงมาใช้ในตู้เย็นที่มี flux ความร้อนต่ำกว่าได้ และได้ติดตั้งชุด Thermosyphon ที่ใช้ CO₂ เป็นสารทำงานสำหรับห้องเย็น และใช้ชุด Thermosyphon ที่ใช้ Isobutane เป็นสารทำงานสำหรับการถ่ายเทความร้อนออกจากระบบ ถัดมา Oguz และ Ozkadi [19] ติดตั้งชุด Thermosyphon ไปที่ด้านเย็น ในขณะที่ด้านร้อนใช้ครีบบระบายความร้อนพร้อมพัดลม หรือสำหรับการติดตั้งในเชิงพาณิชย์ในผลิตภัณฑ์ Tropikool ของ AvXcel ซึ่งใช้เครื่องทำความเย็นแบบสเตอร์ลิงก็ใช้ชุด Thermosyphon ที่ใช้ CO₂ เพื่อให้ความเย็น

จากหัวข้อที่ 2.3 แสดงให้เห็นว่ามีความพยายามในการปรับปรุงประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์การทำความเย็นแบบ Thermoelectric และเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิง ผลจากการปรับปรุงการถ่ายเทความร้อนโดยนำ Thermosyphon มาใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งด้านร้อนและด้านเย็น ทำให้สามารถเพิ่มประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนได้และยังช่วยเพิ่มประสิทธิภาพทาง COP ของอุปกรณ์ได้อีกด้วย นอกจากนี้ Thermosyphon ที่นำมาช่วยในการแลกเปลี่ยนความร้อนยังมีทางเลือกอื่นๆ ที่จะนำมาใช้ปรับปรุงการถ่ายเทความร้อนให้กับอุปกรณ์ทำความเย็นจะได้กล่าวในหัวข้อต่อไป

2.3.3 ทางเลือกอื่นในการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์การทำความเย็นแบบ

Thermoelectric

อีกทางเลือกหนึ่งของอุปกรณ์การทำความเย็นแบบ Thermoelectric ได้แก่การนำ heat pipe มาใช้ ดังเช่นใน Riffat และคณะ [20] ซึ่งให้ค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อนที่ 0.012 K/W นอกเหนือจากนั้น มีการใช้สารเปลี่ยนเฟส (Phase change material, PCM) มาเสริมการทำงาน โดย Riffat และคณะ [20] ระบุว่า การเก็บกักความร้อนด้วยสารเปลี่ยนเฟสสามารถช่วยเสริมการจ่ายความร้อนสูงสุดได้ ทั้งยังให้ค่า COP ที่ดีขึ้นได้อย่างมีนัยสำคัญ แต่อย่างไรก็ดี การนำสารเปลี่ยนเฟสมาใช้ในระบบอัดไอ โดย Wang และคณะ [21] พบว่าให้ค่า COP ที่ดีขึ้นเพียงเล็กน้อยเท่านั้น สำหรับการใส่สารเปลี่ยนเฟสนี้ สังกัดว่าในงานของ Riffat และคณะ [20] ล้วนแสดงผลเฉพาะช่วงการทำงานที่ไม่คงตัว และไม่ได้แสดงการทำงานแบบคงตัว ดังนั้น จึงไม่ทราบได้ถึงค่า COP ที่เปลี่ยนไปเมื่อนำสารเปลี่ยนเฟสมาใช้

2.4 การประเมินศักยภาพเบื้องต้นของการถ่ายเทความร้อน

จากการประเมินในหัวข้อที่ 2.3 จะเห็นได้ว่าการเปรียบเทียบกับระบบอัดไอ เครื่องทำความเย็นแบบสเตอร์ลิงยังคงมีโอกาสที่จะพัฒนาประสิทธิภาพได้อีกมาก และการพัฒนาที่สำคัญส่วนหนึ่งนอกจากที่ตัวอุปกรณ์ของสเตอร์ลิงเองแล้ว อุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนก็มีส่วนสำคัญ โดยการเปรียบเทียบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนกับระบบ Thermoelectric ในหัวข้อที่ 2.3 แสดงให้เห็นว่า อุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนที่สามารถนำมาพัฒนาได้ ได้แก่ การระบายความร้อนด้วยน้ำ หรือ Thermosyphon หรือสารเปลี่ยนสถานะ การศึกษาในส่วนนี้เริ่มที่การเปรียบเทียบความสำคัญระหว่างอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนด้านเย็นและด้านร้อน จากนั้นจะได้ศึกษาถึงโอกาสที่ Thermosyphon จะช่วยปรับปรุงค่า COP สำหรับเครื่องทำความเย็นแบบสเตอร์ลิง เพื่อที่จะเป็นแนวทางเบื้องต้นในการพัฒนาระบบทำความเย็นสเตอร์ลิง ให้มีศักยภาพเพียงพอที่จะนำมาใช้ในการปรับอากาศได้อย่างมีประสิทธิภาพ

2.4.1 การประเมินประสิทธิภาพเมื่อปรับเปลี่ยนสมรรถนะของอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อน

ในส่วนนี้จะได้ทำนายการทำงานของระบบทำความเย็นเมื่อปรับเปลี่ยนอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนทั้งด้านร้อนและด้านเย็น (รูปที่ 2.3) โดยสมรรถนะของอุปกรณ์ทำความเย็นมาจากผลการทดสอบระบบสเตอร์ลิงของ Kwon และ Berchowitz [22] ซึ่งให้ความสัมพันธ์ระหว่างวัตต์ความเย็นและกำลังขาเข้าอันเป็นผลจากการทดลองกับระบบสเตอร์ลิงรุ่น TB40 ขนาดพิกัดทำความเย็น 40 W (สถานะ ASHRAE) ของบริษัท Twinbird ในขณะที่สำหรับระบบ Thermoelectric พิจารณาชุด Thermoelectric รุ่น UT15-12-40-F2 ของ Melcor และใช้สมการการออกแบบ [13] ซึ่งให้การประมาณสมรรถนะของระบบ Thermoelectric จริงได้อย่างพอเพียง [16, 23]

2.4.2 กรอบการทำนายการทำงาน

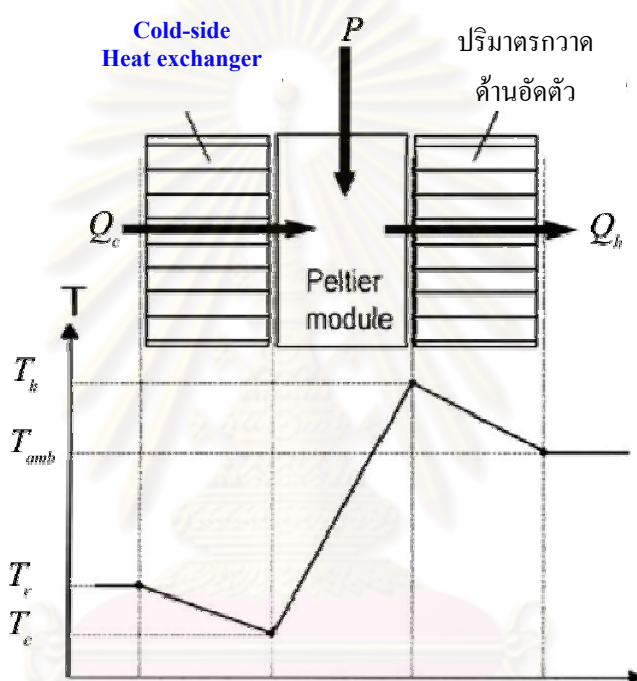
การศึกษาในส่วนนี้พิจารณาการทำความเย็นที่ภาวะคงตัว โดยกำหนดให้อุณหภูมิด้านเย็นของระบบทำความเย็นมีค่าคงที่อยู่ที่ 0°C และพิจารณาการเปลี่ยนแปลงสมรรถนะในมุมมองของค่า COP เมื่อรูปแบบการติดตั้งอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนเปลี่ยนไปที่อุณหภูมิบรรยากาศ (T_{amb}) เปลี่ยนไป สมมติฐานในที่นี้คือวัตต์ความเย็นที่ระบบทำได้มีค่าสูงขึ้นอย่างเป็นเชิงเส้นกับอุณหภูมิบรรยากาศที่สูงขึ้น หากพิจารณาให้ค่าการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนด้านเย็นและด้านร้อนเป็น K_c และ K_h (W/K) ตามลำดับ อัตราการทำความเย็นและการถ่ายความร้อนออกจะเป็น

$$Q_c = K_c (T_r - T_c) \quad (2.1)$$

$$Q_h = K_h (T_h - T_a) \quad (2.2)$$

โดยที่กำลังขาเข้าอุปกรณ์ทำความเย็น P หาได้จาก

$$Q_h = Q_c + P \quad (2.3)$$



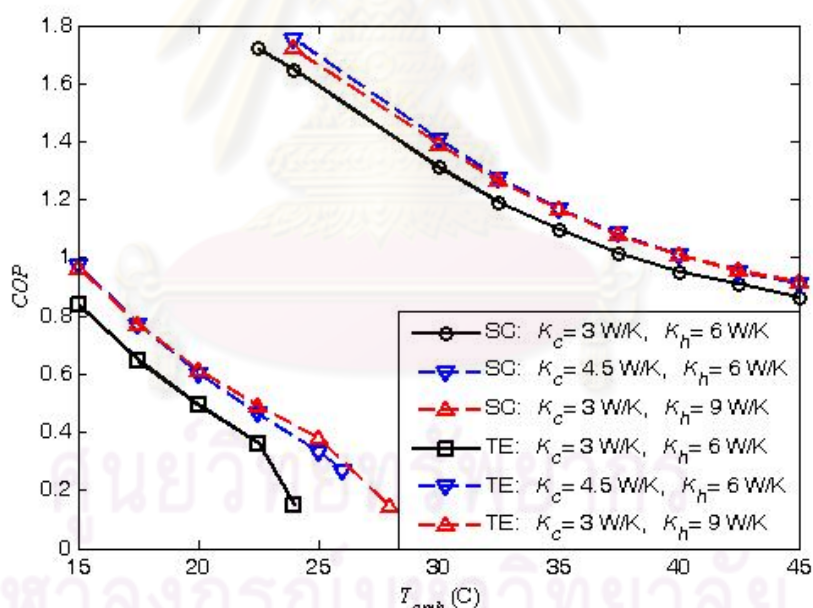
รูปที่ 2-3 แผนภาพของการส่งถ่ายพลังงานผ่านระบบทำความเย็น [16]

2.4.3 การปรับปรุงสมรรถนะจากอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อน

จากการศึกษาอุปกรณ์ทำความเย็นทั้งแบบ Thermoelectric และสเตอร์ลิง [15, 22, 24] จะได้สังเกตว่าอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนด้านร้อนจะถูกออกแบบให้มีสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าด้านเย็น ทั้งนี้เนื่องจากต้องนำพลังงานทั้งความร้อนจากด้านเย็นและกำลังขาเข้าออกไปคายออก นอกจากนี้จากการศึกษารูปแบบสมการของ Berchowitz [10] ก็พบว่า โดยเปรียบเทียบแล้ว การปรับปรุงประสิทธิภาพของอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนด้านเย็นมีผลได้สำคัญกว่าฝั่งคายความร้อน แต่ในกรณีของระบบ Thermoelectric การศึกษา [21, 23] บ่งชี้ว่าการปรับปรุงประสิทธิภาพของอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนฝั่งทั้งด้านรับความร้อนและด้านคายความร้อนให้ผลที่ไม่แตกต่างกันมากนัก

ในส่วนนี้จะได้นำมาทำการงานของระบบทั้งสองในกรณีที่ปรับปรุงสมรรถนะของอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อน เพื่อบ่งชี้ว่าการปรับปรุงด้านใดจะส่งผลได้มากกว่าต่อค่า COP ของระบบ โดยระบบพื้นฐานกำหนดให้มีค่าการถ่ายเทความร้อนที่ 3 และ 6 W/K สำหรับด้านเย็นและด้านร้อนตามลำดับ จากนั้นพิจารณาการเปลี่ยนแปลงของค่า COP เมื่อปรับปรุงอุปกรณ์ด้านเย็นให้ดีขึ้น 50% (4.5 และ 6 W/K) เทียบกับเมื่อปรับปรุงอุปกรณ์ด้านร้อนให้ดีขึ้น 50% (3 และ 9 W/K) ดังรูปที่ 2-4 แสดงให้เห็นว่าสำหรับระบบ Thermoelectric ผลการปรับปรุงทั้งสองด้านให้ผลไม่แตกต่างกัน และเมื่อพิจารณาจุดทำงานที่ให้ค่า COP ของระบบพื้นฐานที่ประมาณ 0.3 คือที่ $T_{amb} = 22.5^{\circ}\text{C}$ การปรับปรุงอุปกรณ์ด้านเย็นและด้านร้อนให้ค่า COP ดีขึ้น 28 และ 36% ตามลำดับ ซึ่งอยู่ในระดับเดียวกับผลที่ทดลองได้จาก Astrain [15] และ Vian [17]

สำหรับเครื่องทำความเย็นแบบสเตอร์ลิง รูปที่ 2-4 ก็แสดงว่าผลการปรับปรุงอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนสองด้านให้ผลไม่แตกต่างกัน ซึ่งไม่สนับสนุนข้อสรุปของ Berchowicz [10] และโดยเปรียบเทียบ ด้วยค่า COP โดยรวมที่สูงกว่า การปรับปรุงอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนให้ดีขึ้น 50% ส่งผลต่อค่า COP สูงสุดเพียง 6% เท่านั้นในทั้งสองกรณี (พิจารณาที่ $T_{amb} = 45^{\circ}\text{C}$)



รูปที่ 2-4 ค่า COP ของระบบทำความเย็นเมื่อปรับเปลี่ยนอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อน SC คือระบบสเตอร์ลิง TE คือระบบ Thermoelectric

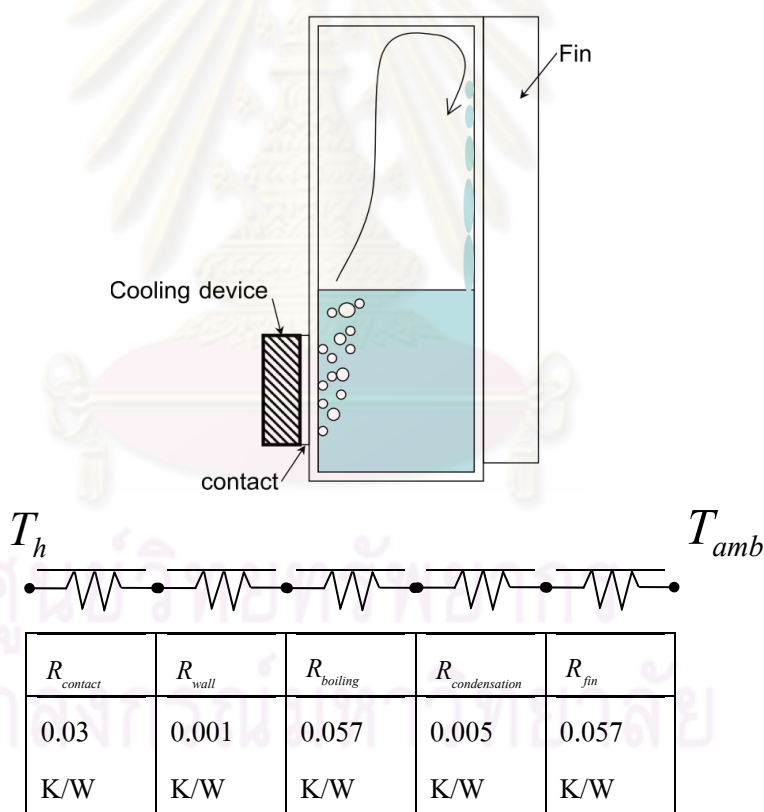
2.4.4 การนำ Thermosyphon มาใช้

ดังที่ได้ระบุข้างต้น ความพยายามแนวทางหนึ่งในการปรับปรุงอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนได้แก่การนำ Thermosyphon มาใช้ โดย Thermosyphon เป็นอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนที่ใช้การเปลี่ยนเฟสระหว่างของไหลและไอของสารทำงานเพื่อให้เกิดการถ่ายเทความร้อนได้ดี ดังในรูปที่

2-5 ด้วยการเลือกสารทำงานที่เหมาะสมกับระดับอุณหภูมิทำงาน การเดือดของสารทำงานในเฟสของเหลวช่วยให้การถ่ายเทความร้อนเป็นไปได้ดีแม้ว่าจะมีพื้นที่ในการถ่ายเทความร้อนที่จำกัด จากนั้น การกลั่นตัวที่ผิวด้านในของ Thermosyphon ที่มีพื้นที่มากก็เป็นไปได้โดยง่าย จากตัวอย่างค่าของการถ่ายเทความร้อนที่ส่วนต่างๆของ Thermosyphon จะเห็นว่าขีดจำกัดของการถ่ายเทความร้อนอยู่ที่ส่วนการเดือดและส่วนการถ่ายเทความร้อนออกที่ครีบริบายความร้อน แต่อย่างไรก็ดี ที่อุณหภูมิด้านร้อนที่สูงขึ้น จะเห็นว่าการถ่ายเทความร้อนผ่านการเดือดก็จะมีสมรรถนะที่ดีขึ้น

ในการศึกษานี้ ใช้กรอบสมรรถนะของ Thermosyphon ของ Astrain [15] ซึ่งได้ระบุถึงความสัมพันธ์ระหว่างค่าการถ่ายเทความร้อนกับอุณหภูมิที่ด้านร้อนของอุปกรณ์ทำความเย็นแบบพาราโบลา โดยเมื่อพิจารณาข้อมูลระหว่าง $20-35^{\circ}\text{C}$ ที่มีค่าการถ่ายเทความร้อน $8-12.67 \text{ W/K}$ จะได้ความสัมพันธ์เชิงประจักษ์ดังสมการ

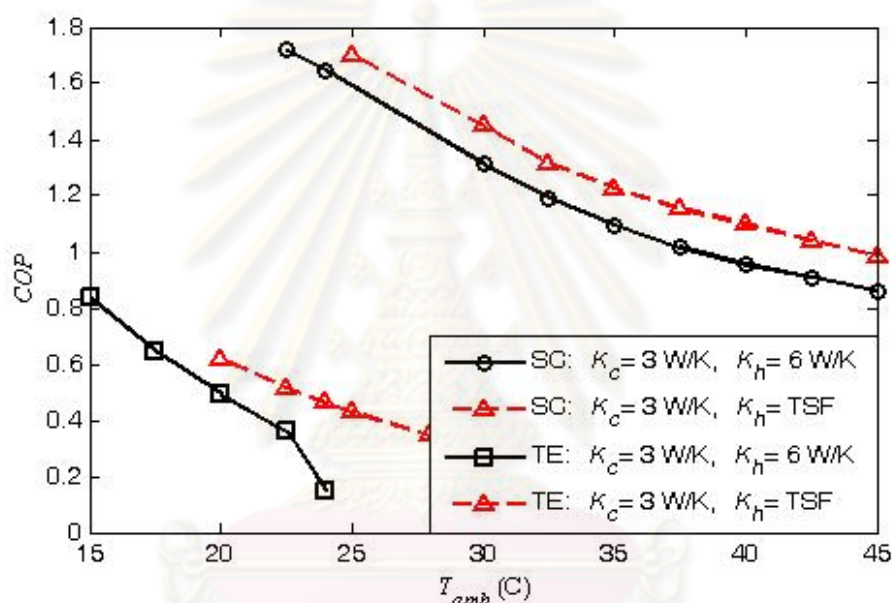
$$K_{h,TSF} = (-5.10 \times 10^{-6} T_{amb}^2 + 0.563)^{-1} \text{ W/K}$$



รูปที่ 2-5 การทำงานของ Thermosyphon พร้อมตัวอย่างค่าความต้านทานการถ่ายเทความร้อน ($R = 1/K$) ที่ส่วนประกอบต่างๆของการทำงาน [15]

2.4.5 ผลการทำนายการทำงานด้วย Thermosyphon

ผลการทำนายการทำงานด้วย Thermosyphon แสดงได้ดังรูปที่ 2-6 โดยแสดงให้เห็นว่าการนำ Thermosyphon มาใช้กับเครื่องทำความเย็นแบบสเตอร์ลิงมีผลดีอย่างสม่ำเสมอต่อค่า COP โดยให้การปรับปรุงค่า COP สูงสุด 14% ที่ $T_{amb} = 45^{\circ}\text{C}$ แต่สำหรับระบบ Thermoelectric แล้ว Thermosyphon ส่งผลกระทบบได้มาก โดยเฉพาะที่อุณหภูมิสูงซึ่งชุด Thermoelectric ที่พิจารณาทำงานได้ถึง $T_{amb} = 24^{\circ}\text{C}$ เท่านั้น แต่การนำ Thermosyphon มาช่วยถ่ายเทความร้อนที่ด้านร้อนนอกจากจะช่วยให้ชุด Thermoelectric ทำงานต่อเนื่องได้ แต่ยังให้ค่า COP ที่ดีขึ้นกว่าสามเท่า (ที่ 24°C)



ที่ 2-6 ค่า COP ของระบบทำความเย็นเมื่อปรับเปลี่ยนใช้ Thermosyphon ที่ด้านร้อน SC คือระบบสเตอร์ลิง TE คือระบบ Thermoelectric

จากการศึกษาในหัวข้อที่ 2.4 ทำให้ทราบว่า การปรับปรุงอุปกรณ์การถ่ายเทความร้อนทั้งด้านร้อนและด้านเย็นของ Thermoelectric และระบบสเตอร์ลิงให้ผลในการเพิ่มประสิทธิภาพทาง COP ที่ไม่แตกต่างกัน แต่การปรับปรุงอุปกรณ์การถ่ายเทความร้อนของ Thermoelectric มีผลมากกว่าระบบสเตอร์ลิง ดังนั้นการปรับปรุงอุปกรณ์การถ่ายเทความร้อนของระบบสเตอร์ลิงจึงยังไม่ใช่ทิศทางหลักในการปรับปรุงและพัฒนาเพื่อเพิ่มสมรรถนะให้กับระบบสเตอร์ลิง ซึ่งทิศทางในการศึกษาจะได้กล่าวต่อไป

2.5 ทิศทางการศึกษา

จากการทำนายการทำงานของระบบทำความเย็นทั้งสอง พบว่าการปรับปรุงอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนมีผลสำคัญในการเพิ่มค่า COP ในกรณีของระบบ Thermoelectric ได้มาก แต่อย่างไรก็ดี ระบบ Thermoelectric ยังมีค่า COP อยู่ในระดับที่ต่ำมาก ดังนั้น การนำมาใช้ปรับอากาศจึงไม่น่าจะเป็นไปได้ สำหรับเครื่องทำความเย็นแบบสเตอร์ลิงนั้น การปรับปรุงอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนให้ผลสำคัญน้อยกว่า Thermoelectric ดังนั้น ทิศทางการพัฒนาเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงควรมุ่งไปที่การพัฒนาสมรรถนะของตัวเครื่องเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการทำงานในระบบสเตอร์ลิงให้ดีขึ้น เนื่องจากยังมีศักยภาพอยู่อีกมาก หากเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงสามารถทำความเย็นได้ที่สมรรถนะสูง ก็มีความเป็นไปได้ที่จะนำมาใช้ในงานด้านการปรับอากาศ



ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

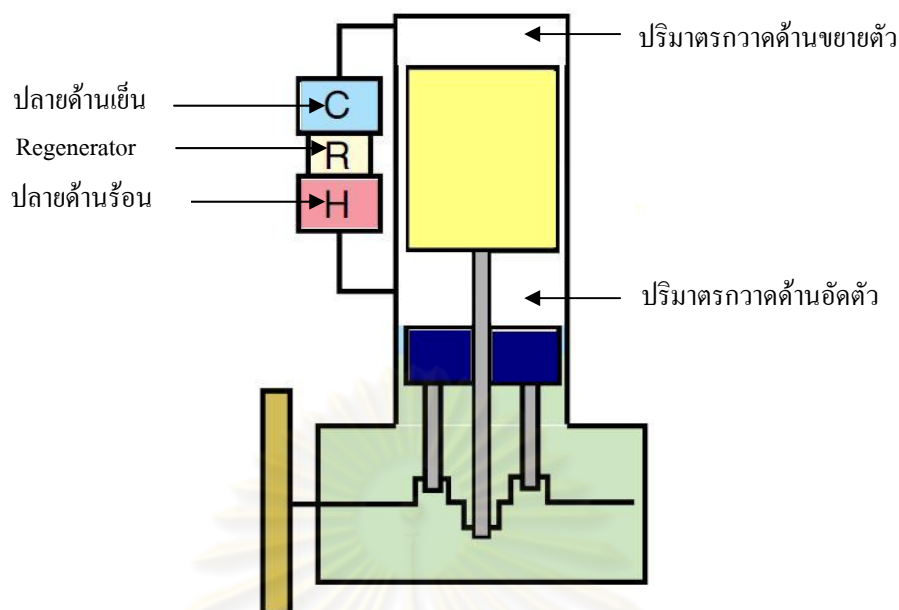
บทที่ 3

การวิเคราะห์และออกแบบ

3.1 การกำหนดพิกัดทำความเย็นเบื้องต้น

ระบบปรับอากาศทั่วไปที่ใช้ระบบอัดไอมีพิกัดทำความเย็น อยู่ในช่วง 3-9 kW หรือ 9000-30000 Btu/hr พิกัดทำความเย็นดังกล่าว เมื่อทำการประเมินขนาดเบื้องต้นพบว่า เครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงมีขนาดและน้ำหนักตัวเครื่องค่อนข้างมาก จึงทำให้มีความสนใจที่จะสร้างเครื่องต้นแบบที่มีพิกัดทำความเย็น 50 W เนื่องจากพิกัดทำความเย็นดังกล่าวสามารถวัดและศึกษาผลของตัวแปรที่มีผลต่อค่าพิกัดทำความเย็นได้ และเมื่อเครื่องต้นแบบสามารถทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพ การขยายตัวพิกัดทำความเย็นไปสู่การใช้งานจริงก็มีความเป็นไปได้ จากงานวิจัยต่างๆ ค่า COP ของสเตอร์ลิงมีค่าประมาณ 0.25 ดังนั้นขนาดของคอล์ยกำลังจะมีค่าประมาณ 200-250 W ซึ่งคอล์ยกำลังดังกล่าวมีขนาดที่เหมาะสมสามารถควบคุมการทำงานได้ง่าย และที่พิกัดทำความเย็นดังกล่าว เป็นขนาดที่เพียงพอต่อการทดสอบหาผลกระทบของตัวแปรที่มีผลต่อสมรรถนะในการทำงานของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงได้ และง่ายต่อการออกแบบและผลิต ในการออกแบบและสร้างเครื่องต้นแบบมีพิกัดทำความเย็น 50 W มีขนาดตัวเครื่องใกล้เคียงกับเครื่อง SC100 [12] ประมาณ 260x320x130 mm ขนาดดังกล่าวใกล้เคียงกับ โต๊ะทดสอบทำให้ติดตั้งได้ง่าย ในการออกแบบและสร้างเครื่องต้นแบบไม่จำเป็นต้องมีขนาดใหญ่เท่ากับเครื่องที่ใช้งานจริง แต่ออกแบบและสร้างเพื่อศึกษาตัวแปรที่มีผลต่อสมรรถนะในการทำงานทางด้านทำความเย็น รวมถึงศึกษาแนวโน้มความเป็นไปได้ในการประยุกต์ใช้ในงานทางด้านระบบปรับอากาศ และหาแนวทางพัฒนาสมรรถนะของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงให้เทียบเคียงกับระบบอัดไอต่อไปในอนาคต

จากการกำหนดพิกัดทำความเย็นข้างต้น ต่อไปจะเป็นการหาปริมาณของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิง โดยลักษณะโครงสร้างของสเตอร์ลิงจะมีปริมาตรอยู่ 5 ส่วนคือ ปริมาตรกวาดด้านขยายตัว ตัว ปริมาตรปลายด้านเย็น (Cold head) ปริมาตร Regenerator ปริมาตรปลายด้านร้อน (Warm head) และปริมาตรกวาดด้านอัดตัว ตัว ดังรูปที่ 3-1



รูปที่ 3-1 โครงสร้างปริมาตรพื้นฐานของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิง

3.2 การกำหนดปริมาตรกวาด

ในส่วนนี้จะทำการหาปริมาตรกวาดด้านขยายตัว เนื่องจากเป็นตัวแปรสำคัญที่มีผลต่อพิกัดทำความเย็น โดยใช้สมการของ Otaka [12] เพื่อใช้ในการออกแบบ ซึ่ง Otaka ได้ศึกษาเกี่ยวกับเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงขนาดเล็ก และได้ทดลองถึงผลกระทบของตัวแปรต่างๆ เช่น ความดัน ผลต่างของมุม และ อัตราส่วนระหว่างปริมาตรทางด้านอัดตัวต่อด้านที่ขยายตัว เป็นต้น ที่ส่งผลต่อสมรรถนะของเครื่องทำความเย็นแบบสเตอร์ลิงและได้สรุปเป็นสูตรความสัมพันธ์ที่อยู่ในรูปพิกัดทำความเย็น โดย

$$Q_o = Br \cdot P \cdot f \cdot V_e \frac{k \sin \alpha}{\xi \tau} (k + 1) \quad (3-1)$$

เมื่อ Q_o = พิกัดทำความเย็น (W)

Br = corrected beale number

P = ความดัน (MPa)

f = ความถี่ (Hz)

V_e, V_c = ปริมาตรกวาดด้านขยายตัว/ปริมาตรกวาดด้านอัดตัว (m^3)

V_d = ปริมาตรคงที่ (m^3)

k = อัตราส่วนระหว่างปริมาตรทางด้านอัดตัวต่อด้านขยายตัว $= V_c / V_e$

α = ผลต่างของมุม

ξ = อัตราส่วนระหว่างปริมาตรคงที่ต่อปริมาตรด้านขยายตัว $= V_d / V_e$

$\tau =$ อัตราส่วนระหว่างอุณหภูมิทางด้านอัดตัวต่อด้านขยายตัวตัว $= T_c / T_e$

* ปริมาตรคงที่ = ปริมาตรปลายด้านเย็น+ปริมาตรRegen+ปริมาตรปลายด้านร้อน

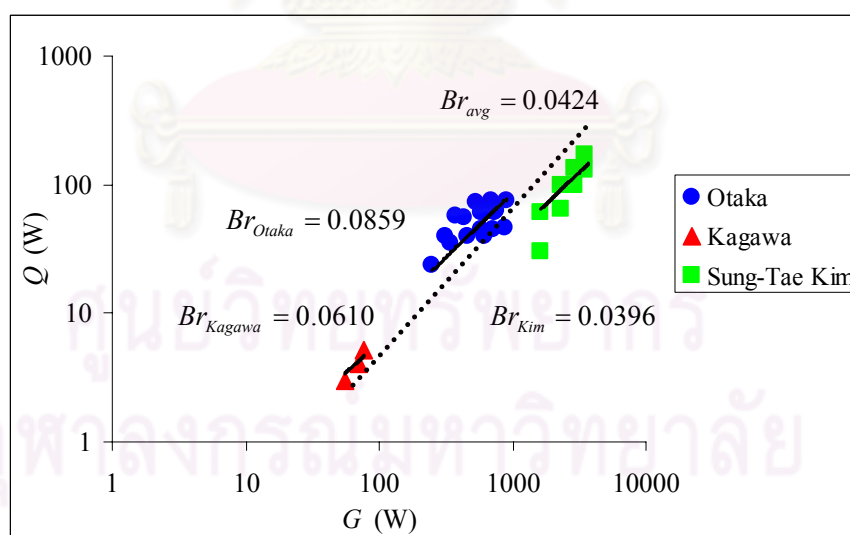
และสามารถเขียนสมการของพิกัดทำความเย็นให้อยู่ในรูปอย่างง่ายได้โดย

$$Q_o = Br \cdot G \quad (3-2)$$

$$\text{เมื่อ } G = P \cdot f \cdot V_e \frac{k \sin \alpha}{\xi \tau} (k+1)$$

3.2.1 การเปรียบเทียบค่า Beale Number

จากการศึกษาของ Otaka พบว่าค่า Br มีค่า 0.025 ในที่นี้เพื่อแสดงให้เห็นว่าสมการของ Otaka สามารถใช้งานได้จริง จะทดสอบสมการหาค่า G เทียบกับผลการทดสอบของการศึกษาอื่น เช่น การศึกษาของ Sung-Tae Kim [11] ซึ่งเป็นเครื่องชนิด β ที่มีพิกัดทำความเย็นอยู่ที่ 250 W และการศึกษาของ Kagawa [26] ซึ่งเป็นเครื่องชนิด β โดยมีพิกัดทำความเย็นอยู่ที่ 10 W จากข้อมูลการทดสอบและข้อมูลจากการทำนายแสดงดังในรูปที่ 3-2 โดยค่า Br ของ Sung-Tae Kim มีค่า 0.0396 Br ของ Otaka มีค่า 0.0859 และเครื่อง Kagawa มีค่า 0.061 ดังนั้นเมื่อนำข้อมูลมาเฉลี่ยทำให้ Br_{avg} มีค่า 0.0424 ซึ่งจะนำไปใช้ในการออกแบบต่อไป



รูปที่ 3-2 การทำนายค่า G เทียบกับพิกัดทำความเย็นที่ได้จากการทดสอบ (Q)

3.2.2 การปรับแก้ค่า Beale Number

จากการทดสอบหาค่า Br ดังกล่าว พบว่าค่า Br ที่ได้จากการทดสอบของ Otaka มีค่าไม่ตรงกับผลการทดสอบ โดยผลการทดสอบหาค่า Br เฉลี่ยของทั้ง 3 เครื่องข้างต้น พบว่า $Br_{avg} = 0.0424$ ดังนั้นเมื่อนำสมการของ Otaka [12] มาทำนายหาปริมาณเบื้องต้น ต้องมีการปรับค่า Br จาก 0.025 เป็น 0.0424 เพื่อให้มีความแม่นยำในการใช้งานมากขึ้น

3.2.3 การกำหนดปริมาตรกวาด V_c

จากการศึกษาตัวแปรที่มีผลต่อการออกแบบเครื่องทำความเย็นแบบสเตอร์ลิง โดยสมการการออกแบบใช้สมการของ Otaka เพื่อทำนายหาค่าปริมาตรกวาดด้านขยายตัว โดยใช้ข้อมูลมาจากการศึกษาของ Otaka ในปี 2002 [12] การศึกษาดังกล่าวระบุถึงตัวแปรที่มีผลต่อสมรรถนะในการทำงานของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิง และบ่งบอกช่วงของตัวแปรที่ให้ค่าสมรรถนะที่ดีที่สุดเมื่อเทียบกับ COP ซึ่งตัวแปรต่างๆ แสดงในตารางที่ 3-1

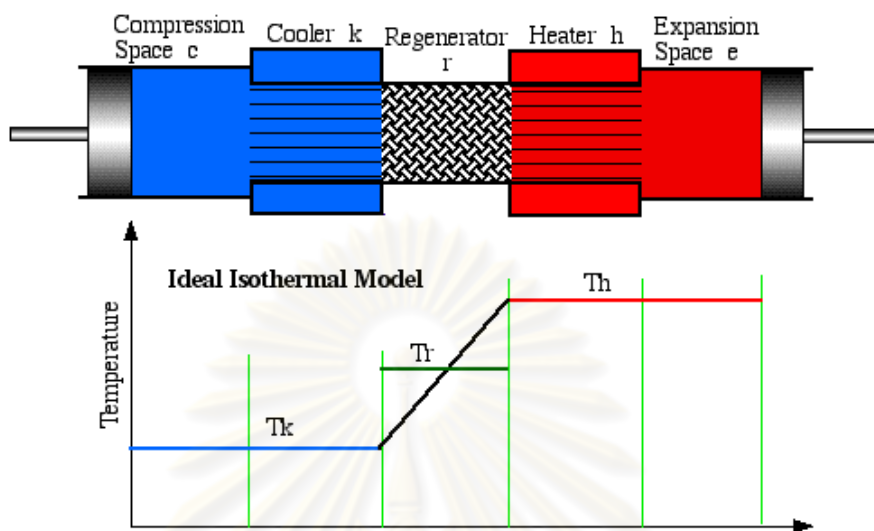
ตารางที่ 3-1 ข้อกำหนดการหาปริมาณของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงเบื้องต้น

พิกัดทำความเย็น	50 W
ความดันเฉลี่ย	0.7 MPa
ความถี่	16.67 Hz
k	1
ผลต่างของมุม	-90 องศา
ξ	1
อุณหภูมิด้านเย็น(Expansion)	273 K
อุณหภูมิด้านร้อน(Compression)	333 K
Br	0.0424

จากการคำนวณหาค่าปริมาตรกวาดด้านขยายตัว มีค่าเท่ากับ 54.75 cc โดยกำหนดเส้นผ่านศูนย์กลางกระบอกสูบมีค่า 55 mm และมีความยาวช่วงชักด้านขยายตัว 24 mm ทำให้ได้ปริมาตรด้านขยายตัว 57 cc ส่วนปริมาตรกวาดด้านอัดตัวกำหนดให้มีขนาดเท่ากับด้านขยายตัว เนื่องจากในงานวิจัย [10] แนะนำให้ใช้อัตราส่วนของปริมาตรกวาดด้านอัดตัวต่อด้านขยายตัวมากกว่า 0.9 ที่ระดับอุณหภูมิปรับอากาศทำให้ได้สมรรถนะทางด้าน COP อยู่ในช่วงที่สูง

3.3 การกำหนดปริมาตรคงที่ทางเทอร์โมไดนามิกส์

3.3.1 การวิเคราะห์ทางเทอร์โมไดนามิกส์



รูปที่ 3-3 ปริมาตรทั้ง 5 ส่วนเพื่อใช้ในการวิเคราะห์ผล

การวิเคราะห์วัฏจักรของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงสามารถวิเคราะห์ได้จากปริมาตรทั้ง 5 ส่วนดังรูปที่ 3-3 โดยปริมาตรแต่ละส่วนของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงประกอบด้วย ปริมาตรกวาดด้านอัดตัว ปลายด้านเย็น Regenerator ปลายด้านร้อนและปริมาตรกวาดด้านขยายตัว ซึ่งปริมาตรดังกล่าวสามารถวิเคราะห์ด้วยวิธีทางเทอร์โมไดนามิกส์ โดยใช้สมมูลของพลังงาน ประกอบด้วยสมการเชิงอนุพันธ์ 7 สมการหลักดังนี้

$$dT_c = T_c(dP/P + dV_c/V_c - dm_c/m_c) \quad (3-3)$$

$$dT_e = T_e(dP/P + dV_e/V_e - dm_e/m_e) \quad (3-4)$$

$$dQ_k = c_v V_k dp / R - c_p (T_{c-k} m_{c-k} - T_k m_{k-r}) \quad (3-5)$$

$$dQ_r = c_v V_r dp / R - c_p (T_{k-r} m_{k-r} - T_{r-h} m_{r-h}) \quad (3-6)$$

$$dQ_h = c_v V_h dp / R - c_p (T_h m_{r-h} - T_{h-e} m_{h-e}) \quad (3-7)$$

$$dW_c = pdV_c \quad (3-8)$$

$$dW_e = pdV_e \quad (3-9)$$

การแก้สมการเชิงอนุพันธ์ดังกล่าว Ureili [25] ได้ทำโปรแกรมที่ช่วยในการคำนวณ ด้วยโปรแกรม Math Lab หรือภาษา C แต่การวิเคราะห์ดังกล่าวเป็นการวิเคราะห์วัฏจักรของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ซึ่งวัฏจักรทำความเข้าใจสเตอร์ลิงเป็นวัฏจักรย้อนกลับ ดังนั้นการวิเคราะห์ดังกล่าวจึงต้องมีการปรับแก้เพื่อให้เหมาะสมกับการวิเคราะห์วัฏจักรทำความเข้าใจสเตอร์ลิงได้

การแก้ไขสมการของ Urieli ที่ใช้ทำนายสมรรถนะเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ให้สามารถใช้ในการทำนายสมรรถนะของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงได้ พบว่าการแก้ไขสมการเกี่ยวข้องกับเฟสการทำงานของเครื่องสเตอร์ลิง เนื่องจากเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงมีการทำงานย้อนวัฏจักรกับเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ดังนั้นการทำงานจึงต้องมีการกลับเฟสการทำงาน แต่จากการแก้ไขสมการดังกล่าวค่าอุณหภูมิของแก๊สด้าน Expansion (Tge) กับ Compression (Tgc) ยังไม่ใกล้เคียงกับธรรมชาติของการทำงานในเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิง ซึ่งค่า Tge ควรมีค่าต่ำกว่า อุณหภูมิของผนังด้าน Expansion (Twe) และ Tgc ควรมีค่าสูงกว่าผนัง Compression Twc

การสังเกตดังกล่าวทำให้ต้องมีการพิจารณาสมการของ Tge กับ Tgc ซึ่งมีความสัมพันธ์กับค่าการถ่ายเทความร้อนที่ด้าน Expansion (Qe) และ Compression (Qc) โดยสมการของ Tge และ Tgc คือ

$$Tge = Twe - Qe \cdot f / (h \cdot Ae) \quad (3-10)$$

$$Tgc = Twc - Qc \cdot f / (h \cdot Ac) \quad (3.11)$$

โดยที่ Twe = อุณหภูมิผนังภายนอกของด้านขยายตัว (K)

Twc = อุณหภูมิผนังภายนอกของด้านอัดตัว (K)

f = ความถี่ (Hz)

h = ค่าคงที่ของการพาความร้อน (W/m².K)

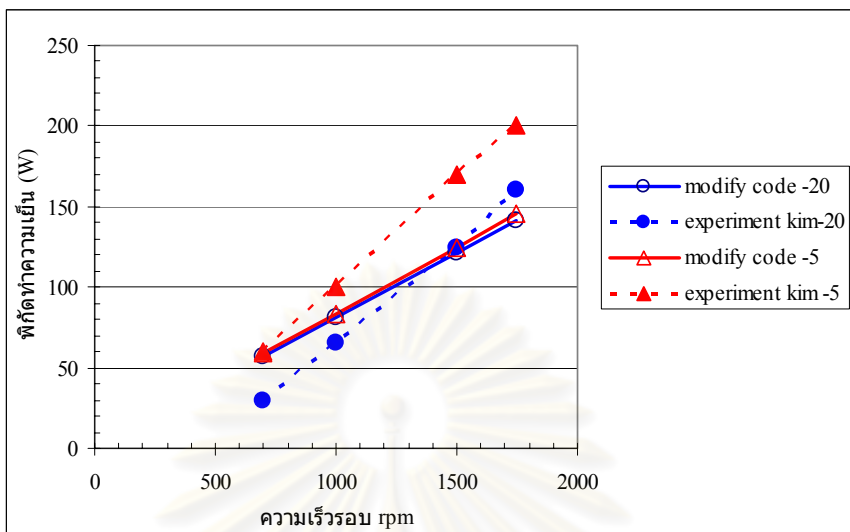
Ae,Ac = พื้นที่ภายในของตัวแลกเปลี่ยนความร้อนด้านขยายตัวและด้านอัดตัว

โดยที่ทั้งสองสมการขึ้นอยู่กับ การเปลี่ยนแปลงของความดัน (dP) เมื่อทำการตรวจสอบและแทนค่าลงในสมการ dP และนำค่าที่ได้นำไปคำนวณหาค่า Qe และ Qc พบว่าค่าทั้งสองขัดแย้งกับการทำงาน เพราะในการทำงานของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงค่า Qe ควรจะเป็นบวกเนื่องจากการพิจารณาในขณะดูดความร้อน ส่วน Qc ควรมีค่าเป็นลบเนื่องจากการพิจารณาในช่วงกระบวนการคายความร้อน แต่จากการคำนวณแสดงให้เห็นว่า ค่าที่ได้ตรงข้ามกับความเป็นจริง สาเหตุมาจากค่าติดลบของ dP ในสมการ จึงทำการแก้ไขค่าดังกล่าว และได้ตรวจสอบความถูกต้องของสมการในหัวข้อต่อไป

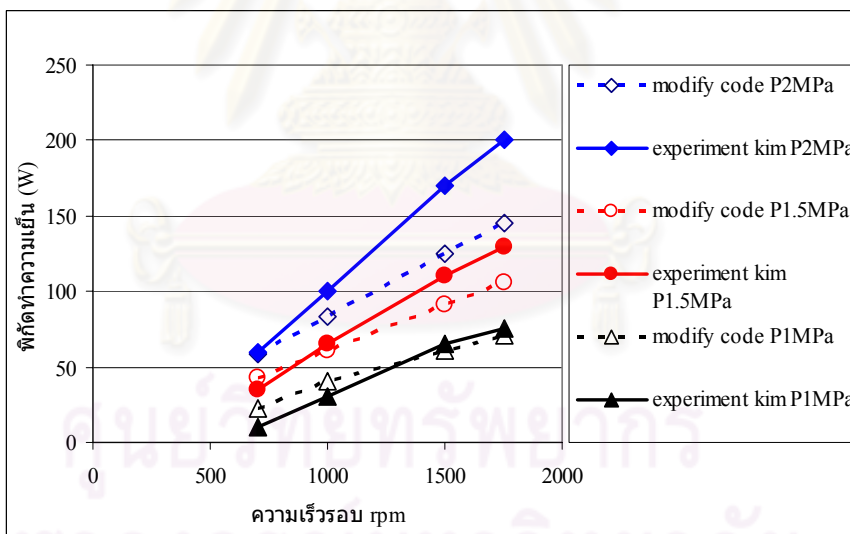
3.3.2 การตรวจสอบสมการกับผลการทดสอบ

เมื่อทำการแก้ไขสมการดังกล่าวแล้ว พบว่า ค่าต่างๆ มีความสอดคล้องกับความเป็นจริง เช่น ค่า Tge มีค่าต่ำกว่า Twe เนื่องจากค่า Tge เป็นค่าอุณหภูมิแก๊สด้านเย็น ซึ่งต้องมีอุณหภูมิต่ำกว่า Twe ซึ่งเป็นอุณหภูมิผนังด้านเย็น และค่า Tgc มีค่าสูงกว่า Twc เนื่องจากค่า Tgc เป็นค่าอุณหภูมิแก๊สด้านร้อน ซึ่งต้องมีอุณหภูมิสูงกว่า Twc ซึ่งเป็นอุณหภูมิผนังด้านร้อนเพราะเกิดจากความต้านทานความร้อนของผนังกับแก๊ส เพื่อให้แน่ใจว่า สมการดังกล่าวใช้งานได้จริงจึงมีการนำสมการ

มาใช้กับผลการทำนายของ Sung-Tae Kim [11] ที่มีการทำนายค่าพิกัดทำความเย็นเปลี่ยนแปลงตามรอบการทำงาน ของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงขนาด 250 W ดังในรูปที่ 3-4 และ 3 -5



รูปที่ 3-4 การเปรียบเทียบค่าพิกัดทำความเย็นของ Sung-Tae Kim เทียบกับสมการที่แก้ไขเป็นเครื่องทำความเย็น โดยที่อุณหภูมิด้านเย็น -5°C และ -20°C



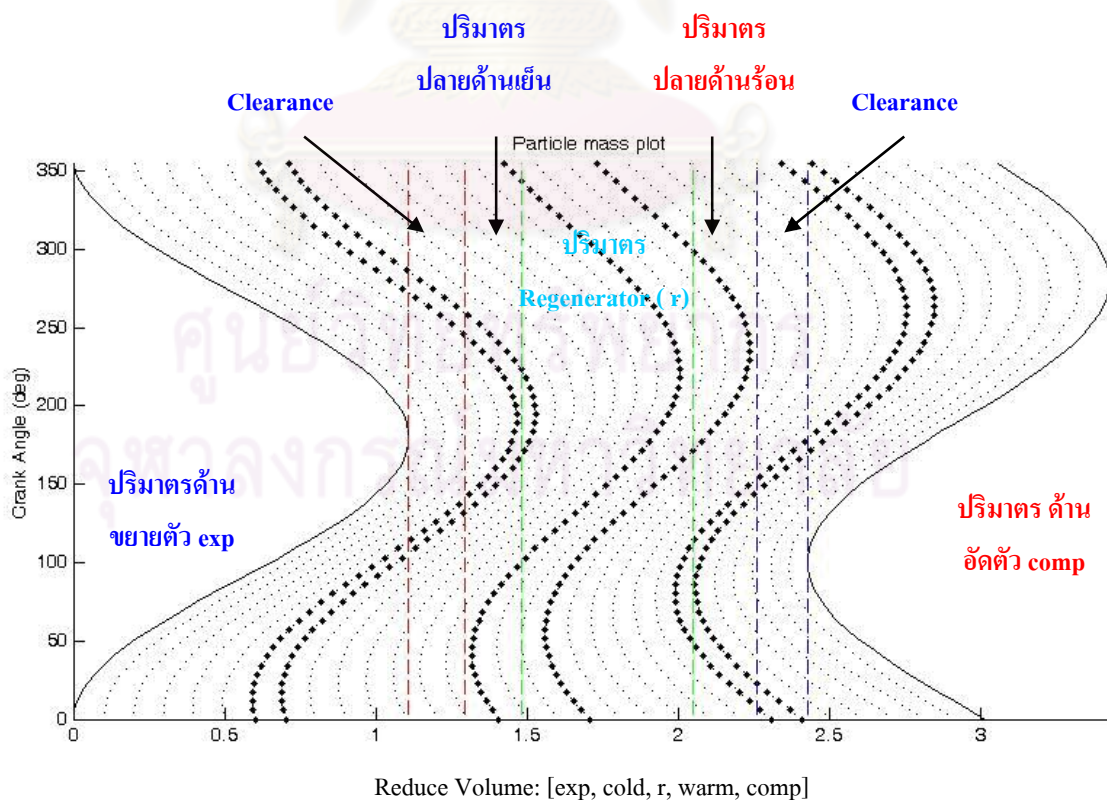
รูป 3.5 การเปรียบเทียบค่าพิกัดทำความเย็นของ Sung-Tae Kim เทียบกับสมการที่แก้ไขเป็นเครื่องทำความเย็น โดยที่ความดัน 1, 1.5 และ 2 MPa

พบว่าผลจากการทำนายเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิง ที่พิกัดทำความเย็น 250 W ให้ผลที่ใกล้เคียงกับผลการทำนายของ Sung-Tae Kim ทั้งกรณีเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิด้านเย็น และกรณีเปลี่ยนแปลงความดัน จึงสรุปได้ว่าสมการดังกล่าวสามารถทำนายสรรถนะของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงได้

3.3.3 การหาปริมาตรคงที่ (V_d)

จากการหาปริมาตรขั้นต้นของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงสามารถหาได้ 2 ปริมาตรจากการคำนวณโดยสมการ (3-1) คือ ปริมาตรกวาดด้านขยายตัวตัว และปริมาตรกวาดด้านอัดตัว ส่วนปริมาตรที่เหลือคือ ปริมาตรปลายด้านเย็น, Regenerator และปริมาตรปลายด้านร้อนจะทำการวิเคราะห์ทางเทอร์โมไดนามิกส์ในการหาผลลัพธ์ [25] ซึ่งสามารถแสดงผลออกมาให้เห็นถึงการเปลี่ยนแปลงของมวลในระบบ รวมถึงสมรรถนะเบื้องต้นเพื่อให้ได้ปริมาตรปลายด้านเย็น Regenerator และปริมาตรปลายด้านร้อนที่เหมาะสมกับขนาดของเครื่องทำความเย็น หากปริมาตรทั้ง 3 มีขนาดใหญ่เกินไปจะส่งผลทำให้ประสิทธิภาพของเครื่องทำความเย็นต่ำลง ซึ่งเป็นผลมาจากอัตราส่วนการอัดตัวที่ลดลง

จากรูปที่ 3-6 แสดงให้เห็นถึงการไหลของมวลผ่านปริมาตรต่างๆ ของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิง โดยผลจากการวิเคราะห์แสดงให้เห็นถึงการเคลื่อนตัวของมวลเป็นรูปเส้นประที่อยู่ในรูปแบบคลื่น ทำให้เห็นทิศทางของการเคลื่อนตัวของมวลไปมาระหว่างปริมาตรส่วนต่างๆ ยกตัวอย่างเช่น จากบริเวณปริมาตรปลายด้านเย็น จะมีการถ่ายเทความร้อนและมวลเข้าสู่ Regenerator จากนั้นมวลดังกล่าวจะไหลจาก Regenerator เข้าสู่ปลายด้านร้อนเพื่อแลกเปลี่ยนความร้อนโดยการไหลกลับไปกลับมาเป็นวัฏจักร



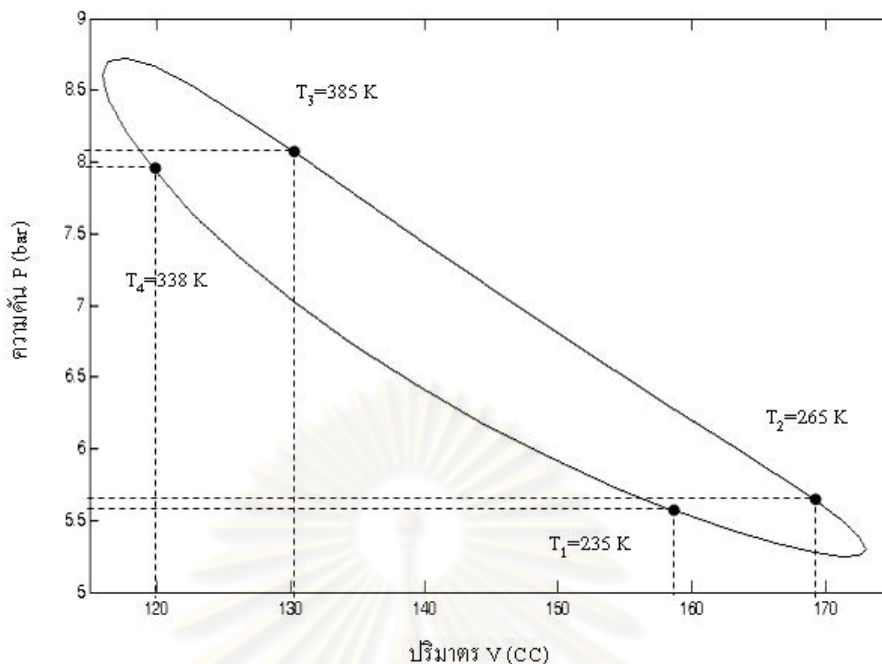
รูปที่ 3-6 การเคลื่อนตัวของมวลที่อยู่ภายในปริมาตรทั้ง 5 ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

สำหรับการหาค่าปริมาตรปลายด้านเย็น ปริมาตร Regenerator และปริมาตรปลายด้านร้อน จะต้องใช้วิธีการปรับขนาดปริมาตรทั้งสามจนมีความสอดคล้องกัน กล่าวคือทำให้เกิดสภาวะในด้านร้อน และเกิดสภาวะในด้านเย็นได้วิ่งผ่านปริมาตร Regenerator เพื่อให้ได้สัดส่วนของปริมาตรที่เหมาะสม โดยสังเกตจากมวลของอากาศสามารถไหลผ่านปริมาตรทั้ง 3 ได้ เพื่อให้มวลของอากาศเกิดการถ่ายเทความร้อนได้อย่างสมบูรณ์ จากการวิเคราะห์ได้สรุปข้อมูลจำเพาะดังตารางที่ 3-2 เพื่อนำไปใช้ในการออกแบบต่อไป

ตารางที่ 3-2 ข้อมูลจำเพาะของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิง

พิกัดทำความเย็น	50 W	Regenerator:	
ปริมาตรกวาดด้านขยายตัว	57 cc	- ชนิด	Annular
ปริมาตรกวาดด้านอัดตัว	57 cc	- ปริมาตรคงที่	30.79 cc
ผลต่างมุม	-120 องศา	- ความพรุน	0.85
กำลังอัดตัวเชิงปริมาตร	1.49	- เส้นผ่านศูนย์กลางหลอด	0.2 mm
เส้นผ่านศูนย์กลางกระบอกสูบ	55 mm	ปลายด้านเย็น:	
ช่วงชัก: ด้านขยายตัวตัว	24 mm	- ชนิด	ร่องกริป
ช่วงชัก: ด้านอัดตัว	24 mm	- ปริมาตรคงที่	6.44 cc
ช่องว่างด้านขยายตัวตัว	7.45 cc	ชนิดของแก๊ส:	อากาศ
ช่องว่างด้านอัดตัว	42.72 cc	- ความดันเฉลี่ย	0.7MPa
ปลายด้านร้อน:		- อุณหภูมิปลายด้านร้อน	313 K
- ชนิด	ร่องกริป	- อุณหภูมิปลายด้านเย็น	273 K
- ปริมาตรคงที่	6.44 cc	- ความเร็วรอบสูงสุด	1000 rpm

จากการวิเคราะห์ทางเทอร์โมไดนามิกส์สามารถหาความสัมพันธ์ของความดันที่เปลี่ยนแปลงตามปริมาตรดังรูปที่ 3-7 จากวัฏจักรจาก 1 ไป 2 แก๊สเกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนกับ Regenerator ทำให้แก๊สมีอุณหภูมิจากเดิม 235 K เพิ่มขึ้นเป็น 265 K จากนั้นวัฏจักรจาก 2 ไป 3 แก๊สเกิดการอัดตัวตัวทำให้มีอุณหภูมิและความดันสูงขึ้น โดยมีความดันอยู่ที่ 8.1 บาร์และอุณหภูมิ 385 K เกิดการถ่ายเทความร้อนออกสู่สิ่งแวดล้อม จากนั้นวัฏจักรจาก 3 ไป 4 แก๊สไหลผ่าน Regenerator เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนทำให้อุณหภูมิลดลงจากเดิม 385 K ลดลงเหลือ 338 K จากนั้นวัฏจักรจาก 4 ไป 1 แก๊สเกิดการขยายตัวตัวทำให้อุณหภูมิและความดันลดลง โดยมีความดันอยู่ที่ 5.1 บาร์และอุณหภูมิ 235 K เกิดการดูดความร้อนเข้าสู่ระบบ



รูปที่ 3-7 แผนผังความดันกับปริมาตร

3.4 การจัดวาง

การจัดวางของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิง มีการจัดวาง 3 รูปแบบคือ การจัดวางแบบแอลฟา (α), เบตา (β) และแกมมา (γ) การจัดวางทั้ง 3 ให้ข้อดีและข้อเสียที่แตกต่างกันไปดังจะได้กล่าวต่อไป

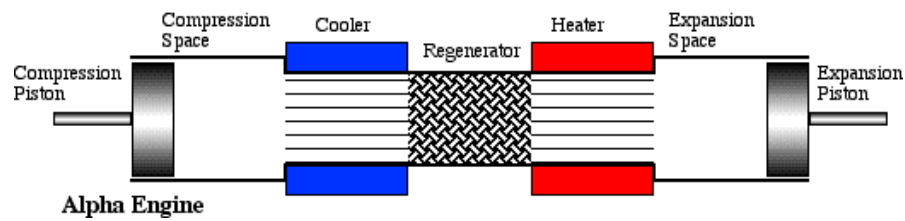
3.4.1 การจัดวางแบบแอลฟา (α)

การจัดวางแบบ α เป็นแบบที่ดูง่ายและมีส่วนประกอบที่ไม่ซับซ้อน การจัดวางแบบ α นั้นจะมีลักษณะเด่น คือ ลักษณะการวางตัวของกระบอกสูบไม่จำเป็นต้องวางตัวในแนวเดียวกัน รวมทั้งกระบอกสูบมีการแยกออกจากกัน ทำให้ลดการนำความร้อนได้ แต่ข้อที่ต้องคำนึงถึงคือ มีตำแหน่งที่ต้องมีการป้องกันการรั่วที่ลูกสูบทั้งสองด้าน ซึ่งถ้าหากการป้องกันการรั่วไม่ดีแล้วนั้นจะทำให้ประสิทธิภาพลดลงได้

การจัดวางสามารถแบ่งย่อยเป็นแบบต่างๆ ตามการวางตัวของลูกสูบ โดยแบ่งเป็นแบบหลักๆ คือ

- แบบ Inline

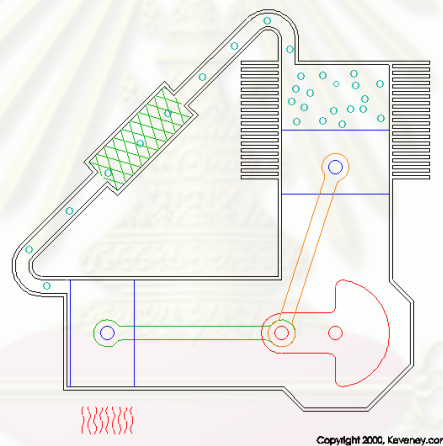
การจัดวางแบบ Inline เป็นแบบที่ลูกสูบสองลูกจะวางตัวในแนวเส้นตรงเดียวกัน และหันหัวลูกสูบเข้าหากัน ดังรูปที่ 3-8 การจัดวางดังกล่าวมีข้อดีคือมีรูปแบบการจัดวางลูกสูบที่ไม่ซับซ้อน ส่วนข้อเสียคือ ขนาดตัวเครื่องไม่กะทัดรัด



รูปที่ 3-8 การจัดวางแบบ Inline – Cylinder [25]

- แบบตัว V

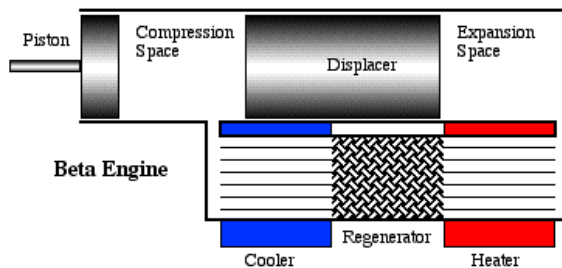
การจัดวางแบบตัว V เป็นแบบที่ลูกสูบสองลูกจะวางทำมุมกันเป็นรูปตัว V ดังรูปที่ 3-9 การจัดวางดังกล่าวมีข้อดีคือ ทำให้ขนาดของเครื่องมีขนาดที่สั้นลงกว่าการจัดวางแบบ Inline



รูปที่ 3-9 การจัดวางแบบตัว V [25]

3.4.2 การจัดวางแบบเบตา (β)

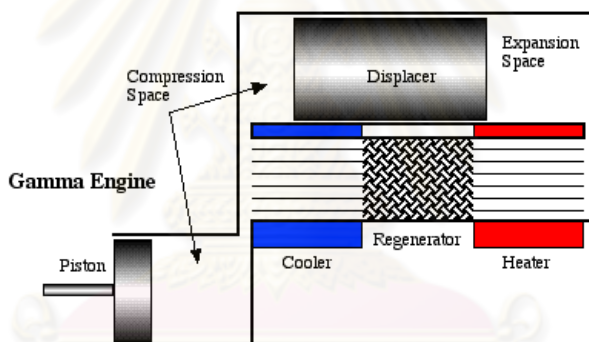
การทำงานของเครื่องแบบ β อาศัยการเคลื่อนที่สัมพัทธ์กันระหว่างลูกสูบกับ Displacer ภายในกระบอกสูบเดียวกัน ซึ่งมีการเคลื่อนที่สัมพัทธ์กัน ดังรูปที่ 3-10 โดยการทำงานซับซ้อนกว่าการจัดวางแบบ α จุดประสงค์หลักของการจัดวางแบบ β คือ การป้องกันการรั่วของอากาศที่สามารถทำได้ง่ายกว่าแบบ α เพราะมีการใช้ Dynamic Seal เพียงจุดเดียว ทำให้มีแนวโน้มที่จะมีประสิทธิภาพสูงกว่าแบบ α เนื่องจากความสามารถในการอัดตัวอากาศที่สูงกว่า



รูปที่ 3-10 การจัดวางแบบเบตา [25]

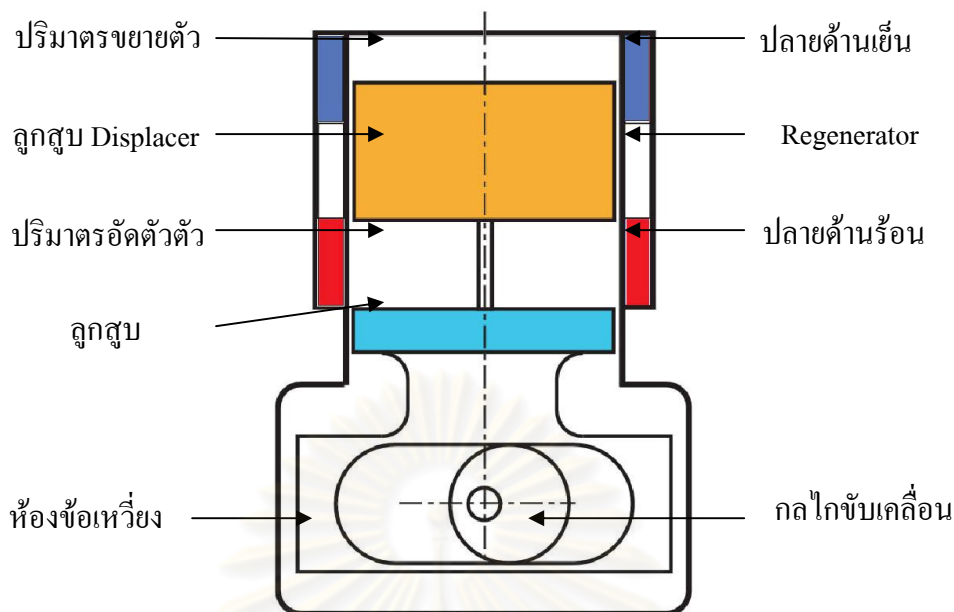
3.4.3 การจัดวางแบบแกมมา (γ)

การจัดวางแบบ γ ดังรูปที่ 3-11 จะมีการทำงานที่คล้ายกับการวางตัวแบบ β โดยมีส่วนของ Displacer เข้ามาเกี่ยวข้องในการทำงานเช่นเดียวกัน แต่ทำงานคนละกระบอกสูบกับตัวลูกสูบ ทำให้ระบบขับเคลื่อนลูกสูบมีความซับซ้อนมากกว่าการจัดวางแบบ β



รูปที่ 3-11 การจัดวางแบบแกมมา[25]

จากการวางตัวที่กล่าวมาทั้ง 3 รูปแบบ ได้แก่ รูปแบบ α β และ γ โดยการจัดวางแต่ละแบบมีข้อจำกัดที่แตกต่างกันไป เช่น จัดวางแบบ α มักมีการรั่วที่ลูกสูบเมื่อมีการใช้งานในระยะยาว ส่วนการจัดวางแบบ γ ถึงจะไม่มีปัญหาการรั่วที่ลูกสูบ แต่การจัดวางลูกสูบที่ไม่ตรงกันทำให้ในการออกแบบระบบขับเคลื่อนมีความซับซ้อนมากขึ้น และการจัดวางแบบ β มีการจัดวางลูกสูบในแนวเดียวกัน ทำให้การออกแบบกลไกขับเคลื่อนต่างๆ ไม่ซับซ้อนเหมือนการจัดวางแบบ γ รวมถึงยังมีขนาดที่กะทัดรัด และการป้องกันการรั่วทำได้ง่ายกว่าการจัดวางแบบ α อีกด้วย ดังนั้นจึงสรุปได้ว่าการจัดวางแบบ β มีความเหมาะสมมากที่สุด ทำให้การออกแบบในส่วนต่อไปเลือกใช้การจัดวางแบบ β และมีโครงสร้างพื้นฐานดังรูปที่ 3-12



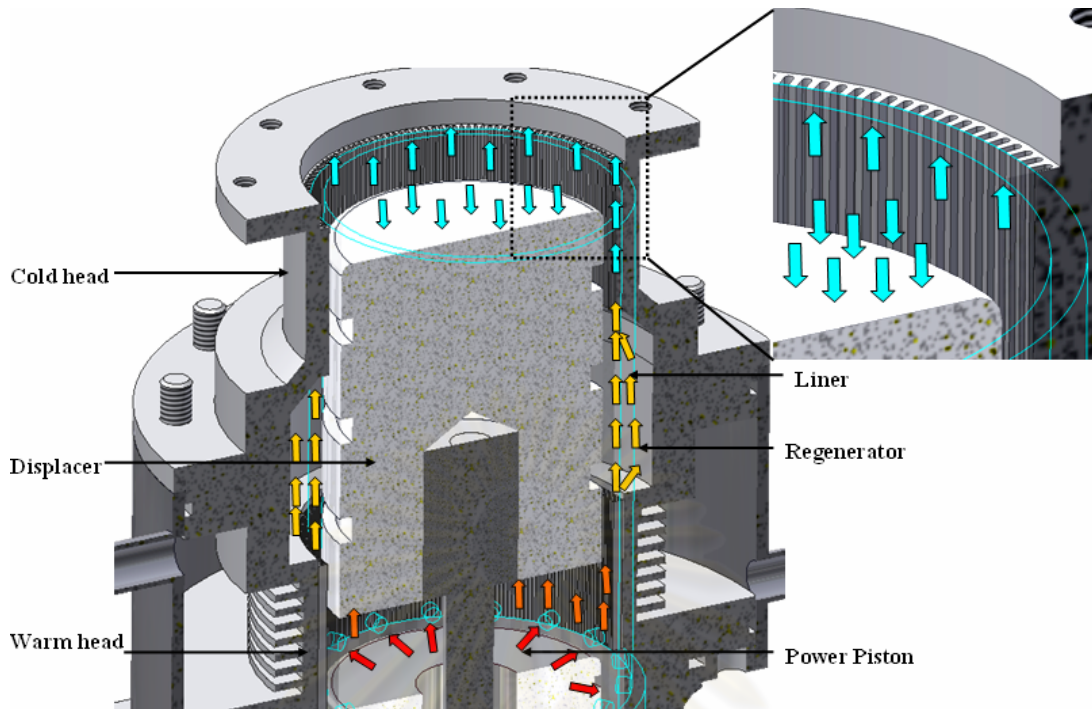
รูปที่ 3-12 โครงสร้างพื้นฐานของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงต้นแบบมีการจัดวางแบบ β [27]

3.5 รูปแบบของปลายด้านเย็นและปลายด้านร้อน

การถ่ายเทความร้อนของด้านปลายด้านเย็นและปลายด้านร้อนในเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงโดยทั่วไป ตัวแลกเปลี่ยนความร้อนจะเป็นแบบ Tube bank เช่น Sung Tea Kim (250 W) สำหรับเครื่องที่มีขนาดใหญ่ และแบบร่องครีบ เช่น SC100 Global Cooling M100B และ FPSC-TB40 สำหรับเครื่องขนาดเล็ก แต่เครื่อง SD01 (10 W) ก็สามารถใช้ Tube bank เป็นตัวแลกเปลี่ยนความร้อนได้ทำให้มีขนาดโดยรวมของเครื่องค่อนข้างใหญ่ ดังนั้นการเลือกใช้อุปกรณ์ในการถ่ายเทความร้อนจึงเป็นสิ่งจำเป็น โดยเฉพาะรูปแบบของอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนย่อมมีผลต่อประสิทธิภาพของการถ่ายเทความร้อน ขนาดของตัวเครื่อง ความยากง่ายในการผลิตและการซ่อมบำรุง โดยในหัวข้อนี้จะกล่าวถึงรูปแบบที่มีการนำมาใช้กับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงว่ามีข้อดีข้อเสียอย่างไร เพื่อเป็นแนวทางในการเลือกนำไปใช้ต่อไป

3.5.1 อุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนแบบร่องครีบ

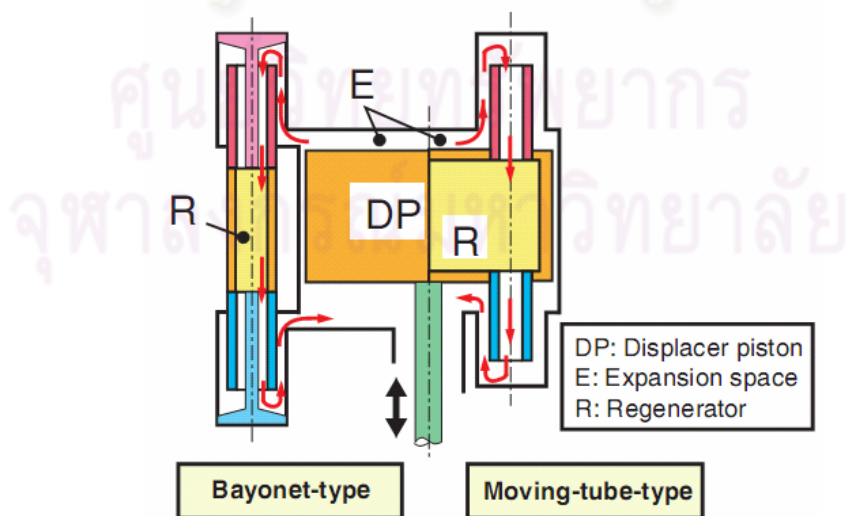
การแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลกับอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนแบบร่องครีบ จะเกิดขึ้นเมื่อของไหลอุณหภูมิสูงเคลื่อนที่ผ่านช่องเล็กๆ (ตามลูกศรปลายด้านร้อน) ที่มีอุณหภูมิสูงเกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างร่องครีบ ที่ปลายด้านร้อนทำให้อุณหภูมิแก๊สลดลง จากนั้นแก๊สที่ไหลผ่านช่องเล็กๆ จะไหลเข้าสู่ Regenerator และไหลไปยังปลายด้านเย็นต่อไป ดังในรูปที่ 3-13 สำหรับรูปแบบของอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนแบบร่องครีบ ที่นำมาใช้กับปลายด้านเย็นและปลายด้านร้อนในเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิง เช่น SC100, Global Cooling M100B และ FPSC-TB40 เป็นต้น



รูปที่ 3-13 ลักษณะการไหลระหว่างปลายด้านเย็นและปลายด้านร้อนแบบร่องครึ่ง

3.5.2 อุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนแบบ Bayonet และแบบ Moving Tube

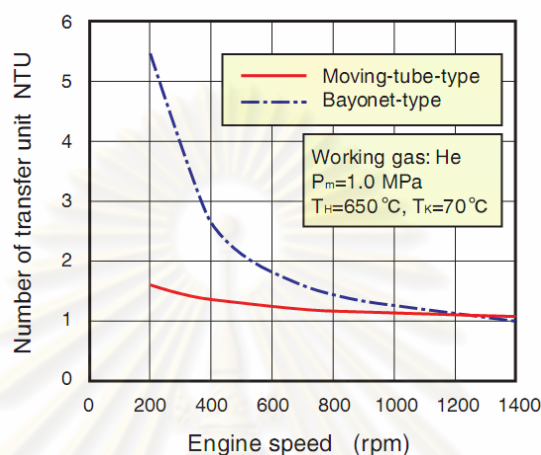
รูปแบบตัวแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Bayonet และ Moving-Tube เป็นรูปแบบที่ใช้ในเครื่องยนต์สเตอร์ลิงของ Hirata โดยทิศทางการไหลในการแลกเปลี่ยนความร้อนจากในรูปที่ 3-14 เริ่มจากของไหลที่อยู่บริเวณ E ถูก Displacer (DP) ผลักดันให้อากาศไหลผ่านฮีตเตอร์ ซึ่งฮีตเตอร์มีอยู่ทั้งภายนอกและภายใน จากรูปแบบของ Bayonet เป็นท่อติดอยู่กับที่ และส่วนแบบ Moving Tube จะเป็นการเคลื่อนที่ของ Displacer พร้อมกับท่อไปพร้อมกัน



รูปที่ 3-14 ด้านซ้ายเป็น Heat Exchanger แบบ Bayonet และด้านขวาเป็น

Heat Exchanger แบบ Moving-Tube [27]

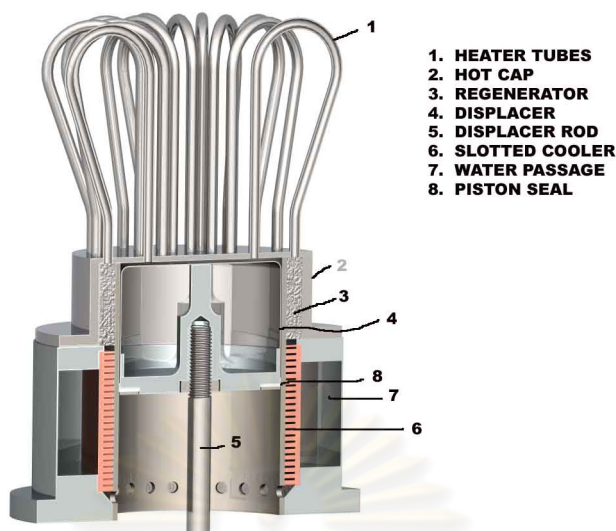
จากรูปที่ 3-15 อัตราการถ่ายเทความร้อนของ Moving Tube จะต่ำกว่า Bayonet ที่ความเร็วรอบต่ำ ส่วนที่ความเร็วรอบสูงอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนจะไม่แตกต่างกัน จากการทดลองของ Koichi Hirata พบว่าค่า Number of transfer units จะเท่ากันที่ความเร็วรอบมากกว่า 1000 rpm เครื่องสเตอร์ลิงที่ใช้ตัวแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้คือ เครื่องยนต์ Ecoboy-SCM81



รูปที่ 3-15 ผลการคำนวณความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วรอบของเครื่องยนต์ และ Number of transfer units (NTU) [27]

3.5.3 อุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนแบบท่อ

การแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลกับท่อทำได้โดย เมื่อท่อรับความร้อนจากภายนอกจะเกิดการนำความร้อนผ่านผิวชั้นนอกสู่ผิวชั้นใน ภายในท่อจะมีของไหลไหลผ่านเพื่อรับความร้อน ปลายด้านเย็นของแบบท่อข้างหนึ่งจะติดกับ Regenerator อีกด้านหนึ่งติดกับห้องลูกสูบ ด้านขนาน ลักษณะท่อจะขดไปมาขึ้นอยู่กับการจัดวาง และทำหน้าที่เพิ่มอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างอากาศกับผิวท่อให้สูงขึ้น ดังในรูปที่ 3-16 ตัวแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อมีใช้กับเครื่องสเตอร์ลิงทั่วไป เช่น เครื่อง sd01, STM4-120 [28] และ ST 05 G (29) เป็นต้น

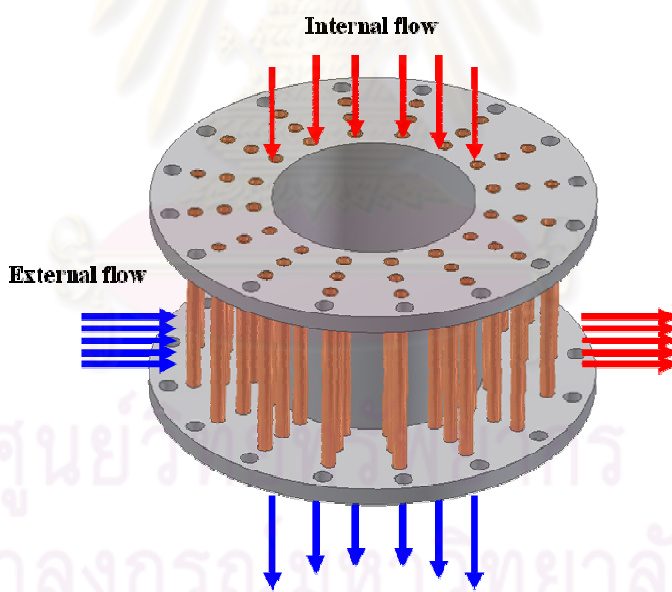


รูปที่ 3-16 ลักษณะของ Heat Exchanger แบบท่อ

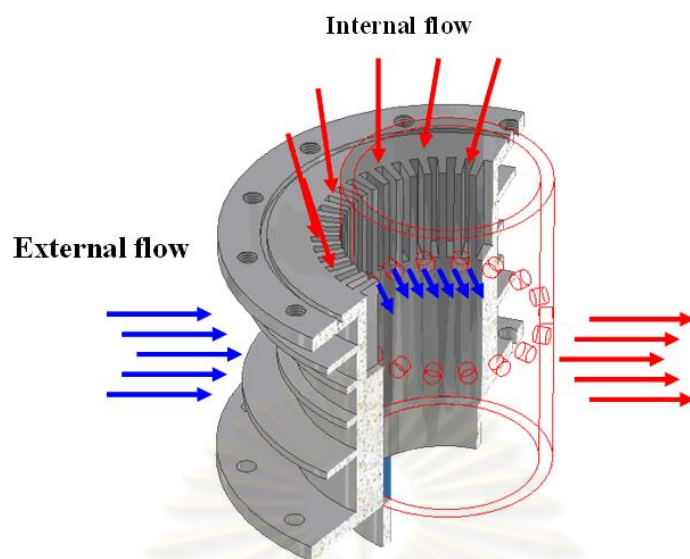
ตัวแลกเปลี่ยนความร้อนดังที่ได้กล่าวไปแล้วนั้น มีหลักการทำงานที่คล้ายกันแต่ละแบบมีข้อดีและข้อเสียแตกต่างกันไป เช่น แบบร่องครีบบมีขนาดเล็ก ถอดประกอบง่าย ส่วนข้อเสียคือ มีค่าความดันตกคร่อมมาก เมื่อช่องการไหลของร่องครีบบมีขนาดเล็ก สำหรับแบบ Bayonet and Moving Tube ทั้ง 2 มีขนาดเล็กน้ำหนักเบา ที่ความเร็วรอบต่ำตัวแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Bayonet จะถ่ายเทความร้อนได้ดีกว่าและมีความซับซ้อนน้อยกว่าแบบ Moving Tube ข้อเสียของ Moving Tube คือ ผลิตได้ยากมีความซับซ้อน เหมาะกับเครื่องสเตอร์ลิงที่มีความเร็วรอบสูง ข้อเสียของ Bayonet คือ มีขนาดใหญ่กว่าแบบ Moving Tube และแบบสุดท้ายคือ แบบท่อมมีข้อดีคือ พื้นที่ผิวในการแลกเปลี่ยนความร้อนสูง ความดันตกคร่อมต่ำกว่าแบบร่องครีบบผิวที่ผนังบางทำให้การถ่ายเทความร้อนดี ข้อเสียคือ มีขนาดใหญ่ โครงสร้างมีความซับซ้อน ถอดประกอบยาก และมีจุดต่อมากทำให้มีโอกาสรั่วสูง จะเห็นได้ว่าตัวแลกเปลี่ยนความร้อนแต่ละแบบมีข้อดีแตกต่างกันไป แต่สิ่งที่ใช้พิจารณา ในการเลือกตัวแลกเปลี่ยนความร้อนคือ ประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อน ขนาดที่กะทัดรัด ความยากง่ายในการผลิตและวัสดุอันจะมีผลต่อราคาในการผลิต รวมถึงการถอดประกอบได้ง่าย จากที่กล่าวมาจะเห็นว่าตัวแลกเปลี่ยนความร้อนแบบร่องครีบบและท่อมมีความน่าสนใจในการนำมาใช้งาน โดยทั้งสองรูปแบบมีข้อดีแตกต่างกันไป เพื่อการตัดสินใจในการเลือกตัวแลกเปลี่ยนความร้อน ต่อไปจะวิเคราะห์ถึงประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนของท่อ และร่องครีบบ

3.5.4 การเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนของตัวแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Tube bank กับร่องครีป

ในการถ่ายเทความร้อนของตัวแลกเปลี่ยนความร้อนมีการแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งภายนอกและภายใน โดยภายนอกจะมีการถ่ายเทความร้อนจากผิวด้านนอกของตัวแลกเปลี่ยนความร้อนกับของไหลที่ไหลผ่านซึ่งเป็นการพาความร้อน ส่วนด้านในมีการถ่ายเทความร้อนระหว่างแก๊สกับผนังของตัวแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นแบบการพาความร้อน และนำความร้อนออกสู่ผิวด้านนอก รูปแบบการถ่ายเทความร้อนแบบ Tube bank แสดงในรูปที่ 3-17 และรูปแบบการถ่ายเทความร้อนแบบร่องครีปแสดงในรูปที่ 3-18 จากการวิเคราะห์เบื้องต้น โดยใช้การวิเคราะห์แบบ Ideal Adiabatic พบว่าการถ่ายเทความร้อนภายในระบบทำความเย็นแบบสเตอร์ลิงขนาด 50 W มีความต้องการในการถ่ายเทความร้อนออกทางปลายด้านร้อนประมาณ 200 W ซึ่งเกิดจากภาระความร้อนที่ปลายด้านเย็นรวมกับพลังงานที่ใช้ในการอัดตัวตัวของแก๊ส ดังนั้นจึงได้ทำการวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนภายนอก เพื่อประเมินความสามารถในการถ่ายเทความร้อนที่ผิวนอกของ Tube bank และร่องครีปให้สามารถที่จะถ่ายเทความร้อนได้เพียงพอกับระบบทำความเย็นสเตอร์ลิงขนาด 50 W



รูปที่ 3-17 การถ่ายเทความร้อนภายนอก และภายใน
ของตัวแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Tube bank



รูปที่ 3-18 การถ่ายเทความร้อนภายนอก และภายใน
ของตัวแลกเปลี่ยนความร้อนแบบร่องครีบริบ

3.6 การวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนภายนอก

ในการวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนระหว่าง Tube bank กับร่องครีบริบเป็นการเปรียบเทียบเพื่อทำให้สามารถยืนยันได้ว่า ตัวแลกเปลี่ยนความร้อนแบบร่องครีบริบมีความสามารถพอที่จะนำมาใช้ในการถ่ายเทความร้อนให้กับเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิง สำหรับเงื่อนไขในการเปรียบเทียบจะให้ปริมาตรในการจัดเรียงตัวแลกเปลี่ยนความร้อน และ ΔP (Pressure drop) เท่ากัน เนื่องจากการถ่ายเทความร้อนภายในจะได้มีความใกล้เคียงหรือแตกต่างกันน้อยที่สุด ส่วนอุณหภูมิที่ผิวของ Tube bank และร่องครีบริบกำหนดให้มีค่าเท่ากันที่ $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ และ อุณหภูมิของน้ำหล่อเย็นอยู่ที่ $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ สำหรับการวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนของ Tube bank จะวิเคราะห์โดยการถ่ายเทความร้อนที่ไหลผ่านผิวนอกของท่อทรงกระบอกที่วางตัวซ้อนกันแบบ In line ส่วนการวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนของร่องครีบริบจะใช้การวิเคราะห์โดยการถ่ายเทความร้อนผ่านผิวท่อและผิวครีบริบ เนื่องจากผิวนอกของร่องครีบริบจะมีรูปร่างเป็นทรงกระบอกดังรูปที่ 3-17

- กรณี Tube bank

สมการการคำนวณการถ่ายเทความร้อนของ Tube bank จะเปลี่ยนไปตามค่าของ Re ที่ใช้งาน โดยเงื่อนไขของสมการจะมีค่า Pr (Prandtl number) ระหว่าง 0.7-500 และจำนวนแถวของท่อที่ซ้อนกันตั้งแต่ 16 แถวขึ้นไป โดยในการคำนวณจะใช้ตามการจัดเรียงแบบ In line โดยมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ $D = 4\text{ mm}$ ยาว $L = 60\text{ mm}$ จำนวน $N = 48$ ท่อ ความเร็วในการไหลของน้ำหล่อเย็น $V = 0.1\text{ m/s}$ พื้นที่ผิวภายนอกของท่อ $A_{out} = 0.0158\text{ m}^2$ จากตาราง [30] สามารถหาค่า ΔP ได้ขึ้นอยู่กับค่า Re และรูปทรงของพื้นที่หน้าตัดท่อ จากการหาค่า Re ภายในท่อพบว่า มีค่าเท่ากับ 6713

ทำให้ท่อกลมมีค่า $\Delta P = 31.09$ Pa จากการหาค่า Re ภายนอกของท่อมีค่าเท่ากับ 501 ทำให้ได้ค่า Nu เท่ากับ 28.91 แต่รูปแบบการจัดเรียงท่อ สามารถจัดเรียงได้ 3 แถว แถวละ 16 ท่อทำให้ได้ท่อรวมของตัวแลกเปลี่ยนความร้อน 48 ท่อ เนื่องจากท่อมีการจัดวางซ้อนกัน 3 แถวจึงต้องนำค่า Nu ที่หาได้คูณกับค่า factor ในตาราง [30] พบว่ามีค่า factor 0.86 จะทำให้ได้ค่า Nu เป็น 24.86 ค่าดังกล่าวนำมาหาค่า h (Heat transfer coefficient) ได้เท่ากับ $3823 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ ทำให้ได้ค่าการถ่ายเทความร้อนรวมเท่ากับ 4150 W

- กรณีร่องครีบ

การวิเคราะห์การไหลผ่านร่องครีบที่มีหน้าตัดเป็นสี่เหลี่ยม มีอัตราส่วนกว้างต่อยาว (k) เช่น 1, 2, 3, 4, 6 และ 8 เท่า เพื่อคำนวณเปรียบเทียบ ΔP กับท่อกลม จากการคำนวณพบว่าที่อัตราส่วน k = 6 มีค่า $\Delta P = 32$ Pa เป็นค่าที่ใกล้เคียงกับหน้าตัดของท่อกลมขนาด 4 mm มากที่สุดซึ่งแตกต่างกันประมาณ 3.58 % จากแนวโน้มของ k ที่เพิ่มขึ้นจะทำให้ค่า ΔP มีค่าเพิ่มขึ้นตามไปด้วย จากการคำนวณการถ่ายเทความร้อนของผิวด้านนอกของร่องครีบจะแบ่งการคำนวณออกเป็น 2 ส่วน คือการถ่ายเทความร้อนที่ผิวกระบอกสูบ และผิวของครีบดังในรูปที่ 3-17 ซึ่งอัตราส่วน k ดังกล่าวไม่เกี่ยวข้องกับการคำนวณการถ่ายเทความร้อนภายนอกนอก เนื่องจากเป็นเพียงแนวโน้มของค่า ΔP ที่มีผลต่อการถ่ายเทความร้อนภายในเพื่อเทียบกับท่อเท่านั้น สำหรับการหาค่า Re พบว่ามีค่าเท่ากับ 11273 ที่ผิวกระบอกสูบ และ 13778 ที่ผิวของครีบ ทำให้ได้ค่า Nu ที่ผิวกระบอกสูบ เท่ากับ 99.0 และที่ผิวครีบ 109.4 นำมาหาค่า h จะได้ $677 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ ที่ผิวกระบอกสูบ และ $612 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ ที่ผิวครีบและมีค่า $A_{out} = 0.028 \text{ m}^2$ ทำให้สามารถนำมาหาค่าการถ่ายเทความร้อนออกจากผิวลูกสูบได้เท่ากับ 172 w และ 358 W ที่ผิวของครีบทำให้ได้การถ่ายเทความร้อนรวม 1183 W

จากการเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนภายนอกของ Tube bank กับร่องครีบพบว่า Tube bank มีการถ่ายเทความร้อนที่ผิวนอกได้ดีกว่าร่องครีบประมาณ 8 เท่า เนื่องจากค่า h ของท่อมีค่ามากกว่าร่องครีบ 82.3% และพื้นที่ผิวภายนอกของ Tube bank มีมากกว่า 22.74 % แต่จากการวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนภายในเครื่องทำความเย็นแบบสเตอร์ลิง 50 W พบว่าการถ่ายเทความร้อนภายในมีค่าประมาณ 200 W ดังที่กล่าวมาแล้วในหัวข้อ 3.4 ดังนั้น การใช้ตัวแลกเปลี่ยนความร้อนแบบร่องครีบจึงมีความสามารถเพียงพอที่จะนำมาใช้งาน เพื่อลดปัญหาต่างๆ ของตัวแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Tube bank ได้ เช่น การผลิตที่ซับซ้อน ขนาดตัวเครื่อง ยากต่อการประกอบ และการรั่วซึม เป็นต้น

3.7 การวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนภายใน

3.7.1 แนวคิดในการถ่ายเทความร้อนของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิง

โดยธรรมชาติการไหลภายในของระบบสเตอร์ลิงจะมีการไหลกลับไปกลับมา (Oscillating flow) ผ่านปลายด้านเย็น Regenerator และปลายด้านร้อน โดยลูกสูบและ Displacer ทำหน้าที่ให้การไหลในระบบไม่คงตัว จากการศึกษาการถ่ายเทความร้อนของตัวแลกเปลี่ยนความร้อนภายในสเตอร์ลิงทั้งด้านร้อนและด้านเย็น อาจแบ่งการวิเคราะห์ได้เป็น 2 รูปแบบคือ การไหลคงตัว (Steady flow) และ การไหลกลับไปกลับมา

1. การไหลคงตัว

สำหรับการถ่ายเทความร้อนเป็นแบบคงตัว รูปแบบสมการถ่ายเทความร้อนจะอยู่ในรูป Nusselt number (Nu) ซึ่งมีความสัมพันธ์กับ Reynolds number (Re) และ Prandtl number (Pr) ค่าของ Re จะเป็นตัวบ่งบอกว่าการไหลเป็นรูปแบบใด เช่น เป็นการไหลแบบราบเรียบ (Laminar) หรือ เป็นการไหลในช่วงแปรปรวน (Turbulent) รูปแบบการไหลดังกล่าวมีผลต่อการถ่ายเทความร้อนแบบพาความร้อน (Convection) สำหรับรูปแบบสมการที่ใช้วิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนจะใช้สมการของ (Edward et al. 1979) เป็นสมการที่ใช้ในการหาค่าการถ่ายเทความร้อนของท่อที่มีหน้าตัดเป็นสี่เหลี่ยม เนื่องจากตัวแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในการศึกษานี้เป็นแบบร่องครึ่งวงกลมเยื้องที่กล่าวมาแล้ว มีรูปแบบสมการเป็นดังนี้

Lamina

$$Nu = 5.14 + \frac{0.03(D_h/L)RePr}{1 + 0.016[(D_h/L)RePr]^{2/3}}$$

Turbulent

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \quad 0.7 \leq Pr \leq 160, Re > 10000$$

n = 0.3 สำหรับ Cooling

n = 0.4 สำหรับ Heating

จากการวิเคราะห์การไหลในตัวแลกเปลี่ยนความร้อน ทำให้ทราบว่าเครื่องต้นแบบมีการไหลที่ปลายด้านร้อนอยู่ในช่วงราบเรียบมีค่า $Re = 1708$ และปลายด้านเย็นจะมีการไหลแบบแปรปรวนมีค่า $Re = 5257$ ซึ่งค่าคงที่ของการไหลแบบราบเรียบขึ้นอยู่กับอัตราส่วนของด้านกว้างส่วนด้านยาวในที่นี้ใช้อัตราส่วน 6 เท่า มีค่าคงที่เท่ากับ 5.14

2. Oscillating flow

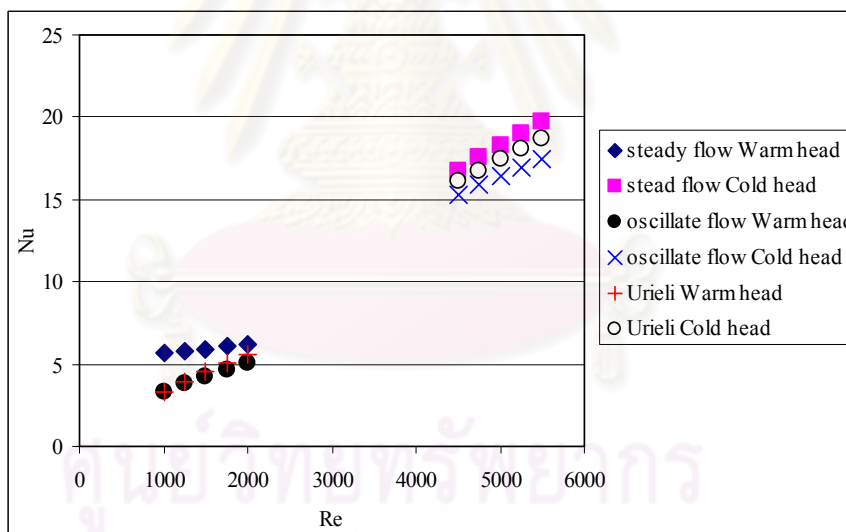
การถ่ายเทความร้อนเป็นแบบไม่คงตัว เนื่องจากการไหลมีการเปลี่ยนแปลงแบบ Sinusoidal ตามมุมการเคลื่อนที่ โดยมีสมการถ่ายเทความร้อนอยู่ในรูปของตัวแปรไร้มิติคือ Nusselt number (Nu) จะมีความสัมพันธ์กับ Reynolds number (Re) ค่าสูงสุดของการเคลื่อนที่ในของไหล (A_R)

และค่าของตัวแปรไร้มิติของการไหลแบบกลับไปกลับมา (Re_{ω}) สมการที่ใช้ในการวิเคราะห์ระบุใน [31] มีรูปแบบสมการดังนี้

$$Nu = -0.494 + 0.0777 \left(\frac{A_R}{1 + A_R} \right)^2 Re^{0.7} + 0.00162 Re^{0.4} (4Re_{\omega})^{0.8}$$

โดยสมการเชิงประจักษ์นี้มีช่วงการทำงานอยู่ในช่วง $7 < Re_{\max} < 7000$, $7 < Re_{\omega} < 180$, และ $0.06 < A_R < 2.21$ จากการคำนวณค่าตัวแปรไร้มิติพบว่าอยู่ในช่วงดังกล่าวจริงโดยค่า $140.6 < Re_{\max} < 269.5$, $34.7 < Re_{\omega} < 66.7$, และ $0.096 < A_R < 0.097$ ทำให้รูปแบบการไหลของเครื่องเป็นแบบ Oscillating flow

จากแนวทางการวิเคราะห์ดังกล่าวมา ทั้ง 2 รูปแบบ นำมาเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนในรูปของตัวแปรไร้มิติคือ Nu เทียบกับ Re จะเห็นได้ว่าการวิเคราะห์แบบ Oscillating flow ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนต่ำกว่าการวิเคราะห์แบบการไหลคงตัว ส่วนการวิเคราะห์โดยใช้สมการการไหลคงตัวของ Urieli เป็นตัวเลือกที่มีความน่าสนใจ เพราะผลลัพธ์ที่ได้มีค่าใกล้เคียงกับการวิเคราะห์แบบ Oscillating flow และยังช่วยให้การคำนวณให้สะดวกมากขึ้น ซึ่งผลการวิเคราะห์แสดงดังรูปที่ 3-19



รูปที่ 3-19 เปรียบเทียบการวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนแบบ Steady flow, Oscillate flow และ Urieli

จากรูปที่ 3-19 วิธีที่ดีที่สุดคือ วิธีการวิเคราะห์แบบ Oscillate flow เพราะรูปแบบการไหลเหมือนกับสเตอร์ลิงมากที่สุด และสมการที่ใช้วิเคราะห์ยังมาจากผลการทดลองของเครื่องจริง ที่สำคัญยังให้ผลการถ่ายเทความร้อนที่ต่ำที่สุด ซึ่งเป็นค่าที่ปลอดภัยในการออกแบบ แต่การวิเคราะห์ของ Urieli ก็มีความใกล้เคียงกับวิธี Oscillate flow มีความแตกต่างกันไม่เกิน 10% แต่จากการคำนวณด้วยวิธี Oscillate flow สมการมีรูปแบบซับซ้อนใช้เวลาในการคำนวณค่อนข้างมาก จึงมักไม่เป็นที่นิยมใน

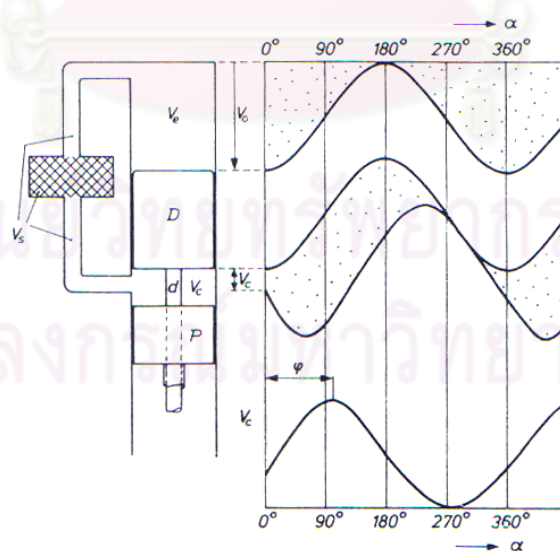
การใช้งาน แต่จะเหมาะสมกับการศึกษาหรือวิจัยลักษณะการไหลและการถ่ายเทความร้อนอย่างแม่นยำมากกว่าเช่น ในงานวิจัยของ Alan de Monte และ Lee ดังนั้นในการวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงในงานวิจัยนี้ใช้การวิเคราะห์การไหลแบบคงตัวโดยใช้สมการของ Urieli

3.8 กลไกขับเคลื่อน

จากการเลือกรูปแบบการจัดวางในหัวข้อที่ 3.4 เครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงมีการจัดวางแบบเบตา โดยรูปแบบดังกล่าวลูกสูบทั้งสองจะจัดวางอยู่ในกระบอกสูบเดียวกัน ทำให้ผลต่างของมุมเพลาคือห้วงมีค่าไม่เท่ากับผลต่างของปริมาตร ซึ่งจะมีการพิจารณาในการเลือกใช้กลไกขับเคลื่อนต่อไป รวมไปถึงแนวคิดในการออกแบบมุมของชุดกลไกขับเคลื่อน ซึ่งสามารถอธิบายได้ดังต่อไปนี้

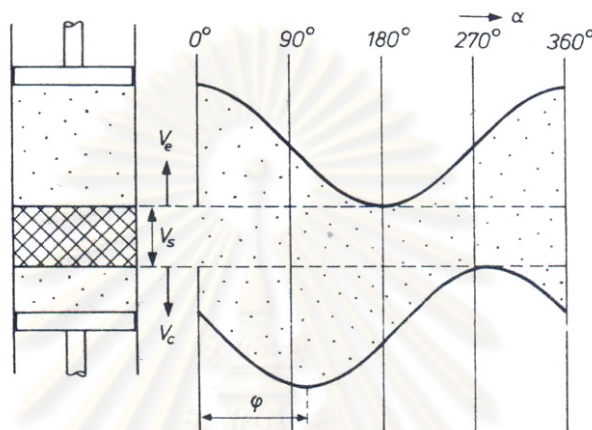
3.8.1 การกำหนดผลต่างมุมของเพลาคือห้วง

จากรูปที่ 3-20 เป็นการแสดงให้เห็นมุมของปริมาตรด้านขยายตัวตัวนำหน้าด้านอัดตัว และปริมาตรของ V_C (ปริมาตรของแก๊สที่อยู่ระหว่าง Displacer กับ Power piston) ของเครื่องสเตอร์ลิงที่มี Displacer สามารถที่จะนำมาเขียนใหม่ได้ดังกราฟข้างล่างสุด และมุมที่วัดได้จาก $\alpha=0$ จนถึงมุมที่ปริมาตร V_C มีค่ามากที่สุดจะมีค่าเท่ากับ ϕ (ซึ่งเรียกว่า ผลต่างมุมของปริมาตร) และปริมาตรของ V_T (ปริมาตรทั้งหมด) ที่เปลี่ยนแปลงนั้นจะขึ้นอยู่กับเคลื่อนที่ของลูกสูบ P เป็นหลัก



รูปที่ 3-20 ปริมาตรที่เปลี่ยนแปลงของด้านอัดตัว V_C และด้านขยายตัว V_E ของเครื่องสเตอร์ลิงที่มี Displacer ปริมาตรของทั้งคู่เปลี่ยนแปลงแบบ sinusoidal ตามมุมการเคลื่อนที่ (crank angle, α) ซึ่งเป็นมุมของปริมาตรด้านขยายตัว (ด้านเย็น) นำด้านอัดตัว (ด้านร้อน) [4]

ถ้า Regenerator ถูกติดตั้งแบบอนุกรมในเครื่องแบบสองลูกสูบ ดังในรูปที่ 3-21 (แบบแอลฟา) การอัดตัวตัวของแก๊สและการขยายตัวตัวของแก๊สกระทำโดยลูกสูบสองลูกพร้อมกัน ซึ่งการเปรียบเทียบนี้จะทำให้เห็นการเปลี่ยนแปลงของปริมาตรทั้งสองรูปแบบจะเป็นฟังก์ชันของเวลา (เทียบกับองศาการหมุนของเครื่องยนต์) ซึ่งค่า φ จากในรูปที่ 3-20 และในรูปที่ 3-21 ทั้งคู่มีค่าเท่ากัน ดังนั้นเพื่อให้ง่ายจึงใช้รูปแบบดังในรูปที่ 3-21 เพื่อนำไปใช้ในการคำนวณ



รูปที่ 3-21 แสดงปริมาตรที่เปลี่ยนแปลงของปริมาตรด้านอัดตัว V_C และปริมาตรด้านขยายตัว V_E ของเครื่องสเตอร์ลิงที่มีลูกสูบ 2 ด้าน การเปลี่ยนแปลงของปริมาตรทั้งคู่เป็นแบบ sinusoidal และผลต่างของมุมด้านขยายตัวนำมมุมด้านอัดตัว (phase angle, φ)

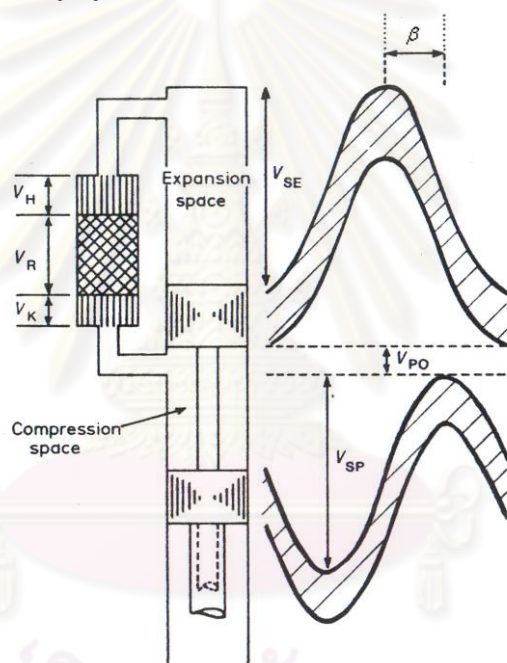
การเคลื่อนที่ของแก๊สทั้ง 2 รูปแบบดังที่กล่าวมานั้น ซึ่งแต่ละรูปแบบก็มีหลักการทำงานที่คล้ายกัน เพียงแต่ผลต่างมุมของปริมาตรที่จะใช้ในการการออกแบบกลไกขับเคลื่อนนั้นต่างกัน เนื่องจากผลต่างมุมของปริมาตรของเครื่องที่มีการติดตั้ง Regenerator แบบอนุกรม (แอลฟา) สามารถนำค่าผลต่างมุมของปริมาตรไปใช้ในการออกแบบผลต่างมุมของเพลาค้อเหวี่ยงได้เลย แต่ว่าผลต่างมุมของปริมาตรของเครื่องที่มีการติดตั้ง Regenerator แบบขนาน (เบตาและแกมมา) จะต้องนำมาคำนวณหาผลต่างของผลต่างมุมเพลาค้อเหวี่ยงก่อนที่จะนำไปออกแบบ เนื่องมาจากค่ามุมที่ต้องนำมาใช้ในการคำนวณ ต้องการผลต่างมุมของปริมาตรของเครื่องสเตอร์ลิงแบบแอลฟา ดังนั้นการเปลี่ยนแปลงของปริมาตรเครื่องสเตอร์ลิงแบบเบตาจะใช้ความสัมพันธ์ เพื่อเปลี่ยนให้สามารถอธิบายถึงผลต่างมุมของปริมาตรให้อยู่ในรูปแบบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบแอลฟาได้ โดยใช้ผลต่างมุมของการเปลี่ยนแปลงของปริมาตรระหว่างปริมาตรด้านขยายตัวและด้านอัดตัว ได้ดังสมการ 3.4 และ 3.5 โดยจากในรูปที่ 3-22 เป็นการแสดงการเคลื่อนตัวของลูกสูบทั้งสองของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบเบตา ในรูปค่า β เป็นมุมที่แสดงถึงผลต่างมุมของเพลาค้อเหวี่ยงของเครื่องสเตอร์ลิงแบบเบตา ดังนั้นเพื่อที่เปลี่ยนผลต่างมุมของเพลาค้อเหวี่ยงของเครื่องสเตอร์ลิงแบบเบตา

ให้อยู่ในรูปแบบของเครื่องสเตอร์ลิงแบบแอลฟาสามารถคำนวณได้ดังในสมการต่อไปนี้ [4] จะได้ว่า

$$V_E = \frac{V_{SE}}{2}(1 + \cos \alpha) \quad (3.4)$$

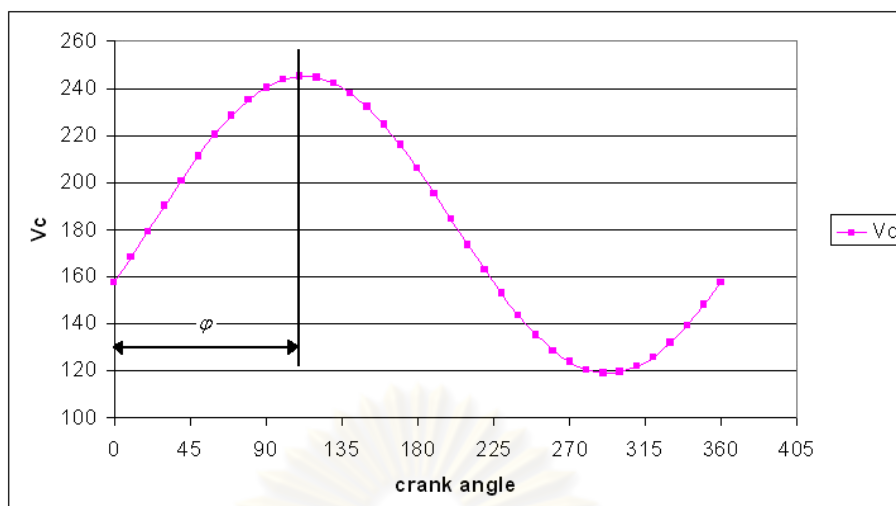
$$V_C = \frac{V_{SE}}{2}(1 - \cos \alpha) + \frac{V_{SP}}{2}[1 + \cos(\alpha - \beta) + V_{PO}] \quad (3.5)$$

เมื่อ V_E คือปริมาตรด้านขยายตัว, V_C คือปริมาตรด้านอัดตัว, α คือมุมที่เพลลาข้อเหวี่ยงหมุน (0-360 องศา), β คือผลต่างมุมของเพลลาข้อเหวี่ยงสำหรับเครื่องสเตอร์ลิงแบบเบตา และ V_{PO} คือปริมาตรคงที่ระหว่างลูกสูบกับลูกสูบ Displacer



รูปที่ 3-22 การเปลี่ยนแปลงของปริมาตรระหว่างด้านขยายตัวกับด้านอัดตัวของเครื่องสเตอร์ลิงแบบเบตาที่มีช่องว่าง, V_{po} อยู่ในด้านปริมาตรด้านอัดตัว [4]

จากการกำหนดผลต่างมุมของปริมาตรเครื่องสเตอร์ลิงแบบแอลฟาไว้ที่ 110 องศาในเบื้องต้นแล้ว เพื่อที่จะหามุมที่จะนำมาใช้ออกแบบผลต่างมุมของเพลลาข้อเหวี่ยงของเครื่องสเตอร์ลิงแบบเบตาโดยใช้สมการที่ 3.4 และ 3.5 และผลที่ได้จากการคำนวณหาผลต่างของเพลลาข้อเหวี่ยงได้ที่ 45 องศา จากในรูปที่ 3-23 เป็นแผนภาพที่ได้จากการคำนวณปริมาตรด้านอัดตัวตามสมการ 3.2



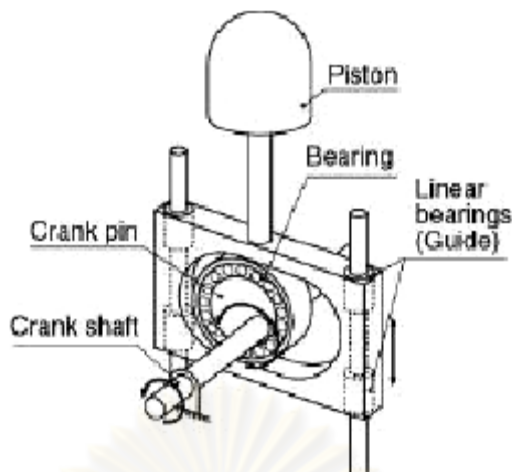
รูปที่ 3-23 ผลต่างมุมของปริมาตรที่ได้จากการคำนวณ

สำหรับในหัวข้อนี้ได้แสดงให้เห็นแล้วว่า การเลือกรูปแบบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงนั้น มีผลต่อการเปลี่ยนแปลงผลต่างมุมของปริมาตรที่มีความสัมพันธ์กับผลต่างมุมของเพลาคือเหวี่ยง (สำหรับรูปแบบเบตา และแกมมา) ทำให้การออกแบบเพลาคือเหวี่ยงไม่สามารถใช้ผลต่างมุมของปริมาตรได้โดยตรงเหมือนกับเครื่องยนต์แบบแอลฟาและในหัวข้อถัดไปจะเป็นการเปรียบเทียบกลไกเพื่อนำมาใช้กับเครื่องยนต์ที่จะออกแบบ

3.8.2 เปรียบเทียบรูปแบบกลไกขับเคลื่อน

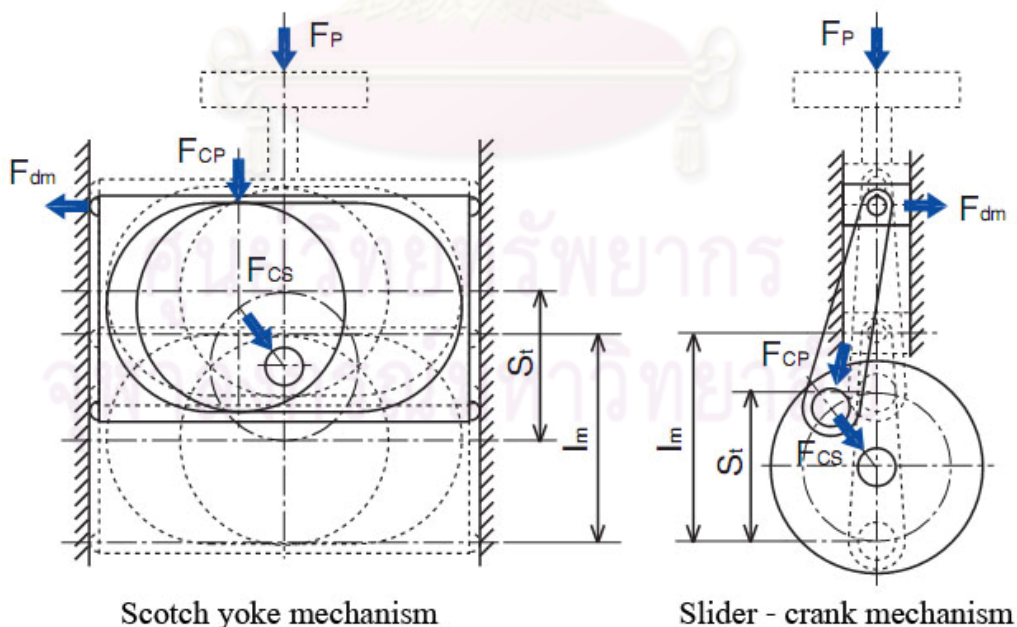
การที่จะขับเคลื่อนระบบทำความเย็นได้นั้น จำเป็นจะต้องมีการเปลี่ยนรูปแบบการเคลื่อนที่ของลูกสูบในแนวเส้นตรงไปเป็นการเคลื่อนที่แบบหมุน จึงทำให้ต้องมีการนำกลไกในแบบต่างๆ มาประยุกต์ใช้กับเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงแบบเบตา ที่มี 2 ลูกสูบเคลื่อนที่อยู่ในกระบอกสูบเดียวกัน ซึ่งแบบ Slider-crank เป็นกลไกที่ค่อนข้างเห็นกันอยู่ทั่วไปในเครื่องยนต์ต่างๆ ซึ่งมีหลักการทำงานที่ง่าย ไม่ซับซ้อนทำให้เป็นที่นิยมและสามารถที่จะรับแรงจากการผลักดันของลูกสูบได้มาก แต่ข้อเสียที่เกิดขึ้นคือมีแรงเบียดด้านข้างลูกสูบ ทำให้ต้องออกแบบลูกสูบให้มีขนาดที่ยาวขึ้น ซึ่งส่งผลทำให้เกิดแรงต้านได้มาก หากเมื่อนำมาใช้กับเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิง

กลไกขับเคลื่อนอีกรูปแบบหนึ่งคือ Scotch yoke ดังในรูปที่ 3-24 กลไกแบบนี้ไม่มีแรงเบียดด้านข้างที่ลูกสูบแต่แรงเบียดจะเกิดขึ้นที่ด้านข้างที่ปา Scotch yoke ซึ่งถูกรองรับด้วยลิเนียร์แบริง สามารถลดแรงต้านลงได้ ดังในรูปที่ 3-25 ซึ่งทำให้เห็นว่ากลไกแบบ Scotch yoke สามารถที่จะเพิ่มประสิทธิภาพในการขับเคลื่อนได้เมื่อเทียบกับแบบ Slider-crank

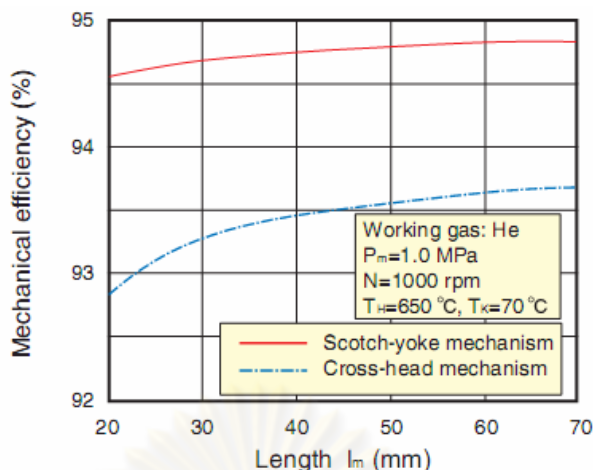


รูปที่ 3-24 แสดงรูปแบบของกลไกแบบ Scotch yoke [27]

ในรูปที่ 3-24 เป็นการพิจารณาคูณลักษณะของกลไกแบบ Scotch yoke เปรียบเทียบกับกลไกแบบ Slider Crank โดย F_{CP} เป็นแรงจากก้านสูบ, F_{CS} เป็นแรงจากเพลาลูก, F_{dm} เป็นแรงกระทำจากลูกปืน Linear และ F_p เป็นแรงกระทำจากลูกสูบ และในรูปที่ 3-26 เป็นการแสดงให้เห็นถึงประสิทธิภาพของกลไก จากการเปรียบเทียบระหว่างแบบ Scotch yoke และแบบ Slider crank จากการผลทดสอบของเครื่องยนต์ Ecoboy -SCM81 ผลที่ได้แสดงให้เห็นว่ากลไกแบบ Scotch yoke สามารถให้ประสิทธิภาพที่มากกว่า

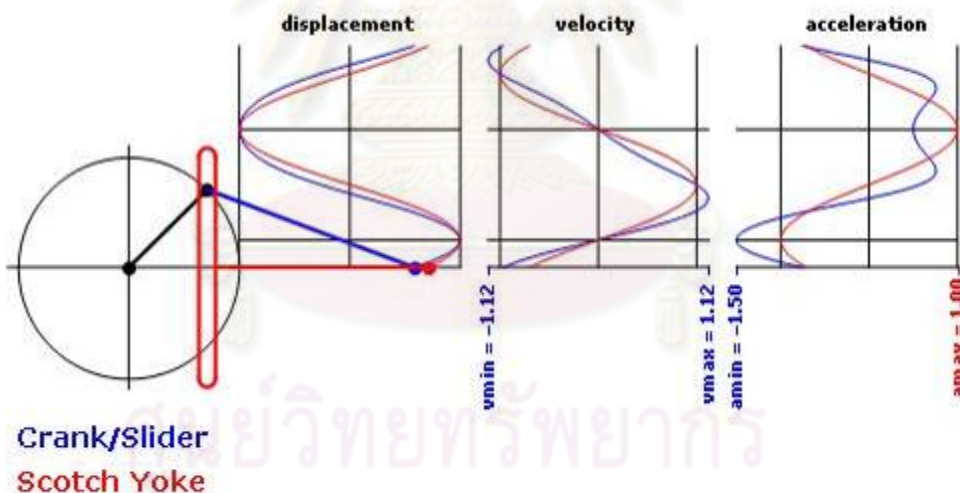


รูปที่ 3-25 เปรียบเทียบแรงกระทำกับกลไกระหว่างแบบ Scotch yoke และ Slider-crank [27]



รูปที่ 3-26 แสดงประสิทธิภาพของกลไกระหว่างแบบ Scotch yoke และแบบ Slider crank (สำหรับเครื่องยนต์สเตอร์ลิง Ecoboy-SMC81 ได้เรียกกลไกแบบ Slider crank ว่า Cross head) [27]

ข้อมูลจากการแสดงผลการคำนวณของโปรแกรม Mathematica Player 6 ดังในรูปที่ 3-27 ซึ่งสามารถแสดงเป็นรูปแบบของการเคลื่อนตัวของกลไกแบบ Slider Crank เปรียบเทียบกับ Scotch Yoke

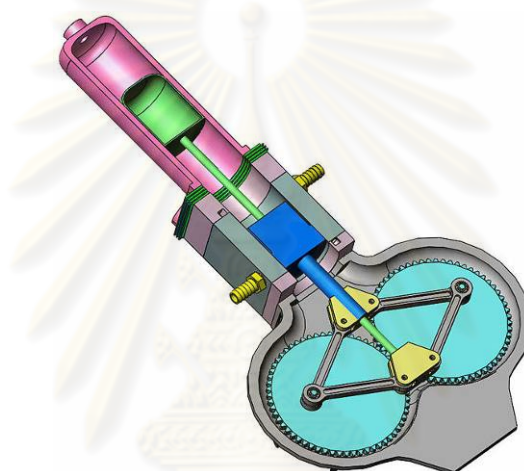


รูปที่ 3-27 แสดงการเคลื่อนตัวของกลไกโดยเปรียบเทียบกันระหว่างแบบ Scotch yoke และแบบ Slider-crank มีความขมก้านสูงเป็น 2 เท่าของรัศมีเพลาค้อเหวี่ยง โดยแสดงในรูปแบบของการเคลื่อนตัวของลูกสูบ ความเร็ว และอัตราเร่งของกลไก 2 แบบ

จากรูปที่ 3-27 จะเห็นได้ว่ากลไกแบบ Scotch yoke นั้นมีความราบเรียบในการเคลื่อนที่ ดีกว่าเมื่อเทียบกับแบบ Slider-crank โดยจะสังเกตได้จากความเร็วของการเคลื่อนตัวและอัตราเร่งของกลไก ทำให้การเปลี่ยนรูปแบบการเคลื่อนที่จากแนวเส้นไปเป็นแบบหมุนนั้นมีความเร็ว

รอบคงที่ แต่ก็มีข้อเสียคือการสึกหรอที่บริเวณบ่าของ Scotch yoke ค่อนข้างสูงเนื่องมาจากการเสียดสีไปมาจากการเคลื่อนที่ไปกลับภายใน Scotch yoke และแรงผลักดันจากลูกสูบที่สูง ซึ่งจะทำให้ระยะชักของลูกสูบมีการเปลี่ยนแปลงได้ เนื่องจากเกิดช่องว่างระหว่างลูกสูบกับตัว Scotch yoke

สำหรับกลไกที่ใช้กันกับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงอีกแบบหนึ่ง ที่นิยมนำมาใช้กับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบเบตา คือแบบ Rhombic-drive แสดงในรูปที่ 3-28 ซึ่งก็มีข้อดีคล้ายกันกับแบบ Scotch Yoke เพียงแต่ว่าชิ้นส่วนของกลไกนั้นมีค่อนข้างมากและการออกแบบนั้นค่อนข้างที่จะมีความซับซ้อน ต้องกำหนดระยะและขนาดของแต่ละชิ้นส่วนค่อนข้างแน่นอน และก็มีราคาในการผลิตค่อนข้างสูง [27] แต่การสึกหรอของกลไกแบบ Rhombic-drive มีน้อยกว่าแบบ Scotch Yoke



รูปที่ 3-28 ลักษณะของกลไกขับเคลื่อนแบบ Rhombic ที่นำมาใช้กับเครื่องสเตอร์ลิงแบบ Beta [4]

ข้อสรุปสำหรับการเลือกใช้ระบบกลไกที่ใช้ในเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงแบบเบตา โดยพิจารณาจากข้อดีข้อเสียที่ได้กล่าวไปแล้ว ในที่นี้เลือกใช้แบบ Scotch yoke เพราะสามารถที่จะให้ประสิทธิภาพในการขับเคลื่อนได้ค่อนข้างดีเมื่อเทียบกับกลไกแบบ Slider crank และชิ้นส่วนกลไกมีความซับซ้อนน้อยกว่าแบบ Rhombic-drive

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

บทที่ 4

การออกแบบและผลิต

ในการออกแบบชิ้นส่วนต่างๆ ของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงที่มีการอัดตัวความดันในระบบในช่วง 0.6-1.0 MPa ซึ่งเป็นความดันที่ค่อนข้างสูง เพื่อให้เกิดความปลอดภัยในการใช้งาน จึงต้องมีการวิเคราะห์ถึงความแข็งแรงของชิ้นงานให้สามารถทำงานได้อย่างปลอดภัย โดยการออกแบบใช้โปรแกรมวิเคราะห์ผลของ COSMOS Works ซึ่งเป็นโปรแกรมวิเคราะห์ทางวิศวกรรมที่อาศัยการคำนวณเชิงตัวเลข โดยใช้วิธีการ Finite Element Analysis ในการวิเคราะห์เริ่มจากการสร้างรูปร่างโดยรวมของชิ้นงานแล้วแบ่งชิ้นงานออกเป็นชิ้นเล็กๆ (Meshing) โดยมีรูปทรงง่ายๆ ที่เรียกว่า Element หรือชิ้นส่วนเล็กๆ จะเชื่อมโยงกันทั้งชิ้น ขั้นตอนการคำนวณจะแยกตามส่วนของโปรแกรม ซึ่งจะมี 3 ขั้นตอนคือ

- 1) Preprocessing คือการเตรียมข้อมูลเพื่อการคำนวณ โดยข้อมูลมาตรฐานจะมีทั้งคุณสมบัติวัสดุ, แรงกระทำ และการจับยึด เป็นต้น
- 2) Solution คือการคำนวณหาผลเฉลย
- 3) Post processing คือการแสดงผลลัพธ์จากการคำนวณในรูปแบบชิ้นงานหรือกราฟ

4.1 การออกแบบห้องข้อเหวี่ยง (Crank case)

ห้องข้อเหวี่ยงเป็นที่อยู่ของเพลาคือข้อเหวี่ยง (Crank shaft) ลูกสูบ (Piston) และก้านสูบ (Connecting rod) ดังรูปที่ 4-1 ห้องข้อเหวี่ยงจะต้องสามารถรับแรงดัน และแรงกระทำต่างๆ ที่เกิดจากการทำงานของเครื่อง ซึ่งนับว่าเป็นชิ้นส่วนที่สำคัญของเครื่องก็ว่าได้ แต่เนื่องจากเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงมีการอัดตัวความดันในระดับที่สูงเข้าสู่ระบบภายในตัวเครื่อง ซึ่งห้องข้อเหวี่ยงก็จะทำหน้าที่รับแรงดันและแรงที่ได้จากการทำงานของเครื่อง ทำให้ต้องมีการออกแบบเพื่อความปลอดภัย

การออกแบบเริ่มจากการกำหนดความดันที่ใช้งาน ซึ่งเครื่องต้นแบบกำหนดความดันที่ 0.7 MPa ในการวิเคราะห์วัสดุที่ใช้ทำห้องข้อเหวี่ยงคือ Aluminum alloy 5083 ความหนาของผนังห้องข้อเหวี่ยง 15 mm การกำหนดชิ้นงานให้หนาเนื่องจากระยะที่ใช้ในการเจาะรูสำหรับยึดชิ้นส่วนต่างๆ นั้นมีระยะที่ค่อนข้างลึก เพราะความลึกที่ใช้ในการเจาะจะต้องมากกว่า 1.5 เท่าของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเกลียว (เกลียวที่ใช้ขนาด M6) และอีกเหตุผลหนึ่งที่ออกแบบห้องข้อเหวี่ยงมีผิวเรียบเพราะสามารถลดขั้นตอนในการผลิตหน้าแปลนลงได้ แม้น้ำหนักของตัวเครื่องจะเพิ่มมากขึ้น

ผลที่ได้จากการวิเคราะห์ของโปรแกรม ได้สัดส่วนความปลอดภัย ($\sigma_{Limit} / \sigma_{von Mises}$) จากการวิเคราะห์มีค่าเท่ากับ 4.3 แสดงว่าชิ้นส่วนที่ออกแบบมีความปลอดภัยเมื่อใช้งานตามเงื่อนไขที่กำหนดไว้ในตอนต้น

4.2 การออกแบบกระบอกสูบ

กระบอกสูบของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงแบ่งออกเป็น 2 ส่วนคือปลายด้านเย็นและปลายด้านร้อนดังรูป 4.1 มีหน้าที่รับความดันไม่ให้สารทำงานภายในระบบของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงรั่วไหลออกจากระบบ ซึ่งความดันที่กระทำต่อกระบอกสูบนั้นจะต้องมีความระมัดระวังค่อนข้างมาก เนื่องจากถ้าเกิดความผิดพลาดขึ้นมาอาจจะเป็นอันตรายต่อผู้ใช้งานได้ ถ้าหากหนาเกินไปก็ทำให้การถ่ายเทความร้อนระหว่างปลายด้านเย็นหรือปลายด้านร้อนลดลง ซึ่งจะส่งผลทำให้เครื่องมีประสิทธิภาพลดลงได้เช่นกัน และถ้าบางเกินไปก็อาจจะทำให้กระบอกสูบเกิดความเสียหายซึ่งอาจเป็นอันตรายได้ ดังนั้นจะต้องมีการคำนวณความเค้นสูงสุดที่สามารถรับแรงได้

สำหรับถึงความดันที่เป็นทรงกระบอกที่มีอัตราส่วนระหว่างความหนาต่อรัศมีไม่เกิน 1/10 สามารถที่จะใช้สมการที่ 4.1, 4.2 และ 4.3 ในการคำนวณได้ ซึ่งเป็นสมการที่ใช้ในการประมาณค่าความหนาของรูปทรงกระบอกได้ในรูปแบบง่ายๆ ดังต่อไปนี้

$$\text{ความเค้นในแนวสัมผัส (Tangential stress), } \sigma_t = \frac{pr}{t} \quad (4-1)$$

$$\text{ความเค้นในแนวรัศมี (Radial stress), } \sigma_r = 0 \quad (4-2)$$

$$\text{ถ้าส่วนปลายถูกปิดจะมีความเค้นในแนวแกน (Axial stress), } \sigma_a = \frac{pr}{2t} = \frac{\sigma_t}{2} \quad (4-3)$$

จากสมการเบื้องต้นผู้ออกแบบได้กำหนดให้ความหนาของกระบอกสูบเท่ากับ 3 mm เส้นผ่านศูนย์กลางภายในฝาสูบ 60 mm ความดันสำหรับที่ใช้ในระบบ 0.7 MPa แต่ ณ ตำแหน่งของกระบอกสูบนั้นต้องรับแรงดันอันเนื่องมาจากการอัดตัวของลูกสูบทำให้ความดันเพิ่มขึ้น 1.0 MPa ได้มาจากการวิเคราะห์แบบ Ideal Adiabatic ดังนั้น จะได้

$$\sigma_t = \frac{(1 \times 10^6) \left(\frac{60 \times 10^{-3}}{2} \right)}{3 \times 10^{-3}}$$

$$= 10 \text{ MPa}$$

และ

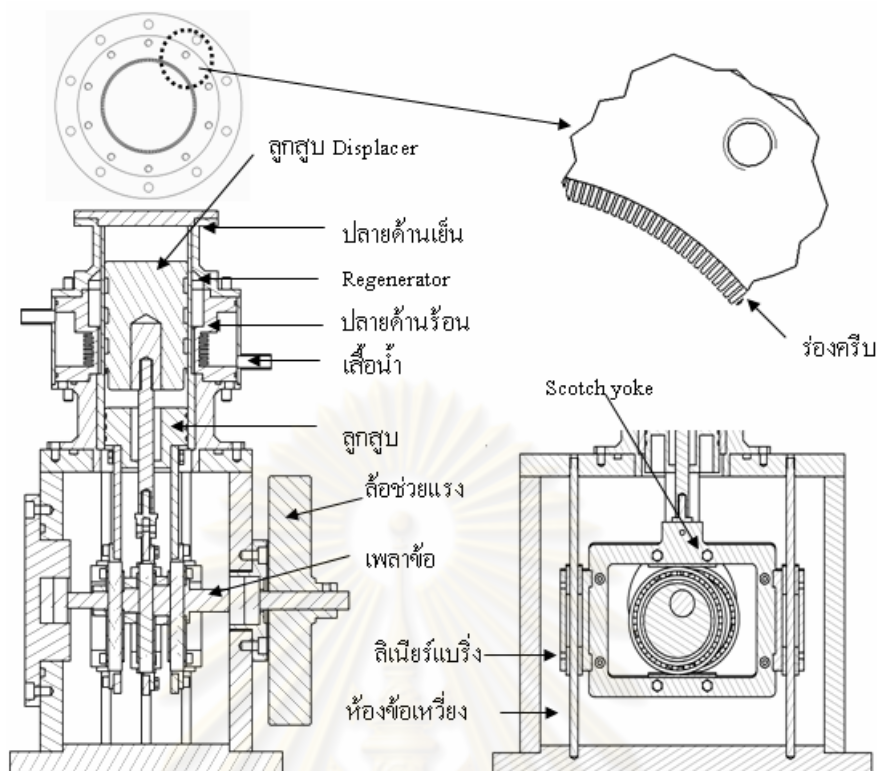
$$\sigma_a = \frac{10}{2} = 5 \text{ MPa}$$

เพิ่มอัตราส่วนความปลอดภัยเท่ากับ 5

ดังนั้นความเค้นในแนวสัมผัสที่กระบอกสูบได้เท่ากับ $10 \times 5 = 50 \text{ MPa}$

สำหรับการเลือกวัสดุที่จะนำมาใช้ผลิตฝาสูบนั้นจะต้องมีค่าความเค้นยืดหยุ่น (Yield strength) ที่มากกว่า 50 MPa ซึ่งสามารถหาได้ตามท้องตลาดทั่วไป เช่น เหล็ก สแตนเลส และอลูมิเนียม เป็นต้น

สำหรับกระบอกสูบปลายด้านร้อนและปลายด้านเย็นทั้ง 2 ส่วนมีอุณหภูมิการทำงานที่แตกต่างกันดังที่กล่าวไปแล้ว ทำให้การออกแบบชิ้นส่วนทั้ง 2 มีความแตกต่างกันดังนี้



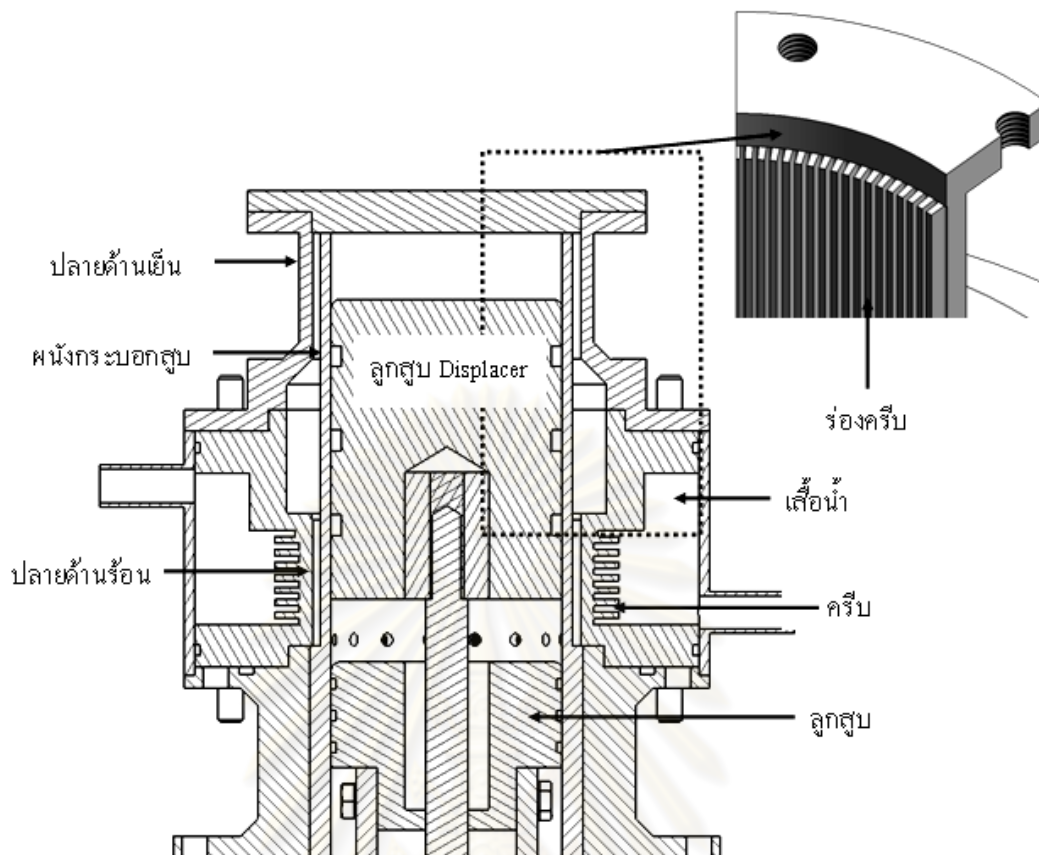
รูปที่ 4-1 โครงสร้างหลักของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงต้นแบบมีการจัดวางแบบ β

4.2.1 ปลายด้านร้อน

ตัวแลกเปลี่ยนความร้อนปลายด้านร้อนทำจากวัสดุ A17075 ขึ้นรูปผิวภายนอกโดยวิธีการกลึงเป็นชั้นครีบบจำนวน 7 ชั้นมีเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก 120 mm ยาว 56 mm เปลือกนอกหุ้มด้วยท่อเหล็กขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก 125 mm เพื่อเป็นเส้นน้ำให้กับปลายด้านร้อนดังในรูปที่ 4-2 ตัวแลกเปลี่ยนความร้อนภายในเป็นร่องครีบบขนาด 0.3x2x30 mm จำนวน 240 ช่อง ผ่านขั้นตอนการผลิตโดยวิธี wire cut

4.2.2 ปลายด้านเย็น

ตัวแลกเปลี่ยนความร้อนปลายด้านเย็นทำจากวัสดุ A17075 โดยผิวภายนอกเรียบไม่มีครีบบ เนื่องจากผิวภายนอกติดตั้งขดลวดความร้อนมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก 125 mm ยาว 52 mm ตัวแลกเปลี่ยนความร้อนภายในเป็นร่องครีบบดังในรูปที่ 4-2



รูปที่ 4-2 โครงสร้างกระบอกสูบประกอบด้วยปลายด้านเย็นและปลายด้านร้อน

4.3 การออกแบบและผลิตกลไกขับเคลื่อน

หลังจากที่ได้ทราบถึงรูปแบบของกลไกในหัวข้อ 3.8 ต่อไปจะเป็นการนำเอาแนวคิดและเงื่อนไขที่ได้ตัดสินใจในหัวข้อที่ผ่านมาประยุกต์ใช้ในการออกแบบ โดยมีแนวคิดในการออกแบบเพื่อให้ง่ายต่อการผลิตและการเลือกหาวัสดุที่สามารถทำได้ง่าย ดังจะกล่าวในหัวข้อนี้

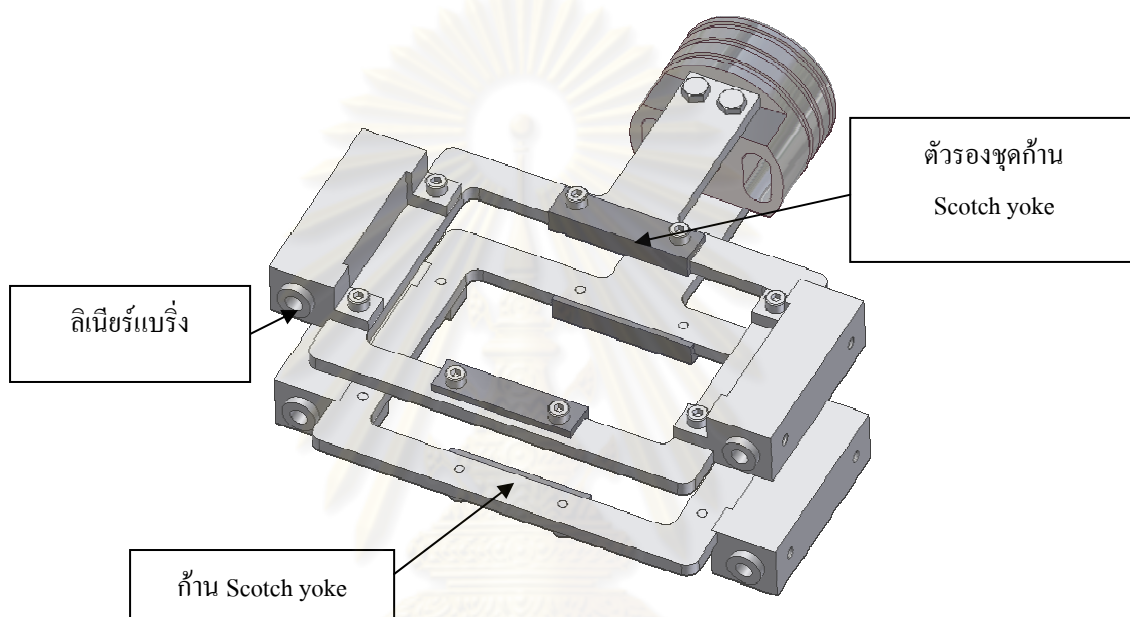
4.3.1 ก้านของชุด Scotch yoke

การออกแบบก้านของชุด Scotch yoke ใช้เหล็กแผ่นที่มีความหนา 5 mm ผลิตด้วยวิธี Laser cutting เพื่อลดต้นทุนและระยะเวลาในการผลิต มีการจับยึดชิ้นส่วนระหว่างก้านกับลูกสูบ โดยยึดที่ด้านข้างของลูกสูบ เริ่มจากนำลูกสูบมาตัดเป็นร่องทั้ง 2 ด้าน จากนั้นเจาะรูข้างละ 2 รู เพื่อยึดก้านเข้ากับลูกสูบ ตามตัวอย่างในรูป 4.3

ในส่วนการเคลื่อนที่ของก้าน Scotch yoke ที่มีลักษณะในการเคลื่อนที่เป็นแนวเส้นตรง จึงต้องมีการประคองให้ Scotch yoke เคลื่อนที่ได้โดยมีแรงเสียดทานน้อยที่สุด จึงได้ใช้ลิเนียร์แบร์ริงเป็นตัวรับแรงเบียดด้านข้าง และใช้เหล็กกลึงกลม High Speed เป็นรางให้กับลิเนียร์แบร์ริง เนื่องจาก

เหล็กกลึงกลมแบบ High Speed นั้นผ่านการชุบแข็งที่ผิวและมีผิวที่เรียบอยู่แล้ว การจับยึดเรือนลิเนียร์เบร็ลงเข้ากับเหล็กแผ่นของชุดก้าน Scotch yoke จึงได้ออกแบบมาดังในรูปที่ 4-3

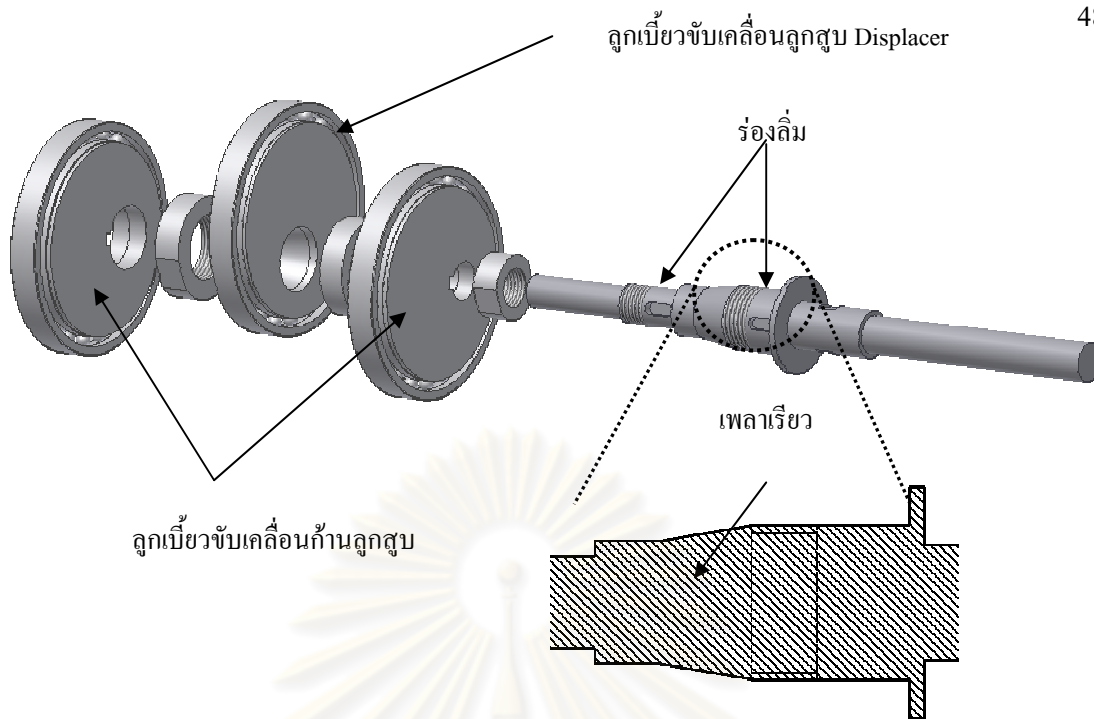
สำหรับการเสียดสีระหว่างลูกปืนของลูกเบี้ยวกับก้าน Scotch yoke สามารถทำให้เกิดการสึกหรอบริเวณภายในของก้าน Scotch yoke เนื่องจากลูกปืนมีผิวที่แข็งกว่าก้าน Scotch yoke ซึ่งการสึกหรอของก้าน Scotch yoke ดังกล่าวจะส่งผลทำให้เกิดการกระทบระหว่างก้าน Scotch yoke กับลูกเบี้ยวที่เพลอาจทำให้ชิ้นส่วนดังกล่าวเสียหายได้ ดังนั้นจึงได้ออกแบบให้มีตัวรองชุดก้าน Scotch yoke เพื่อการซ่อมบำรุงในครั้งต่อไป



รูปที่ 4-3 ร่องครีบบนของชุด Scotch yoke ที่ใช้ลิเนียร์เบร็ลง

4.3.2 เพลาช้อเหวี่ยง

ในส่วนของเพลาช้อเหวี่ยงผลิตจากวัสดุ S45C ประกอบด้วยลูกเบี้ยวขับเคลื่อนก้านลูกสูบและลูกเบี้ยวขับเคลื่อนลูกสูบ Displacer เพลาช้อเหวี่ยงมีหน้าที่ขับเคลื่อนก้านของชุด Scotch yoke ทั้งลูกสูบและลูกสูบ Displacer ให้สามารถเคลื่อนที่ตามแนวแกน ซึ่งการออกแบบเพลาดังกล่าวต้องสามารถทำงานได้ที่ความดันตามที่ออกแบบไว้คือ 1.0 MPa โดยที่เพลากับลูกเบี้ยวของลูกสูบยึดติดกันด้วยลิ้ม ส่วนลูกเบี้ยวของลูกสูบ Displacer ยึดติดกับเพลาดังกล่าวโดยใช้แรงเสียดทานที่เกิดขึ้นจากการอัดตัวเข้ากับเพลารีวระหว่างลูกเบี้ยวและเพลาดังในรูปที่ 4-4



รูปที่ 4-4 เพลลาขับเคลื่อน

4.3.3 ลูกสูบและลูกสูบ Displacer

เครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงสามารถทำความเย็นได้ด้วยการอัดตัวและขยายตัวตัวของแก๊ส ในระบบออสคู สำหรับลูกสูบ Displacer ทำหน้าที่ให้แก๊สเคลื่อนตัวไปกลับระหว่างด้านอัดตัวและด้านขยายตัวตัว ซึ่งระหว่างทางของการเคลื่อนที่ของแก๊สนั้นจะถูกขวางด้วย Regenerator ซึ่ง Regenerator นั้นก็มีค่าด้านการไหลของอากาศน้อยอยู่แล้ว ทำให้ลูกสูบ Displacer นั้นค่อนข้างที่จะใช้กำลังในการขับเคลื่อนน้อย ทำให้ลูกสูบ Displacer ไม่ต้องการอุปกรณ์ป้องกันการรั่วไหลที่แน่นมาก ถ้าช่องว่างระหว่างผนังระบบออสคูกับลูกสูบ Displacer ยิ่งมากขึ้นก็จะมี การสูญเสียความร้อนเพิ่มมากขึ้น และลูกสูบ Displacer นั้นจะต้องเป็นฉนวนระหว่างปลายด้านเย็นและปลายด้านร้อน เพื่อป้องกันการนำความร้อนตามแนวแกนที่ลูกสูบ Displacer ได้ ดังนั้นวัสดุที่จะนำมาผลิต Displacer ควรจะต้องมีค่าการนำความร้อนที่ต่ำและน้ำหนักเบา ซึ่งในที่นี้เลือกใช้เทฟลอนในการผลิต Displacer ในการผลิตจะทำร่องเป็นชั้นๆ เพื่อลดแรงเสียดทานระหว่างผนังระบบออสคูกับลูกสูบ Displacer

ส่วนของลูกสูบไม่มีความแตกต่างของอุณหภูมิระหว่างด้านบนและด้านล่างของลูกสูบ แต่จะต้องรับกับความดันที่แตกต่างระหว่างภายในวัฏจักรและความดันเฉลี่ยภายในระบบ และถ่ายทอดกำลังที่ได้จากการอัดตัวและขยายตัวตัวของแก๊สไปยังระบบขับเคลื่อน ดังนั้นลูกสูบจะต้องสามารถที่จะรับแรงดันจากการอัดตัวและขยายตัวตัวของแก๊สได้ โดยมีการป้องกันการรั่วอย่างแน่นหนากับระบบออสคู เพื่อป้องกันการรั่วไหลของแก๊สซึ่งจะส่งผลกระทบต่อสมรรถนะในการทำความเย็น

ได้ และวัสดุที่ใช้ต้องผลิตได้ง่ายมีน้ำหนักเบา ดังนั้นจึงได้เลือกใช้อะลูมิเนียมเป็นวัสดุสำหรับลูกสูบ ส่วนการออกแบบเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงในที่นี้ไม่ได้ออกแบบให้มีระบบหล่อลื่น ด้วยเหตุนี้จึงใช้แหวนลูกสูบที่ทำจากเทฟลอน ในการป้องกันการรั่วที่ลูกสูบ ซึ่งมีสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานต่ำ

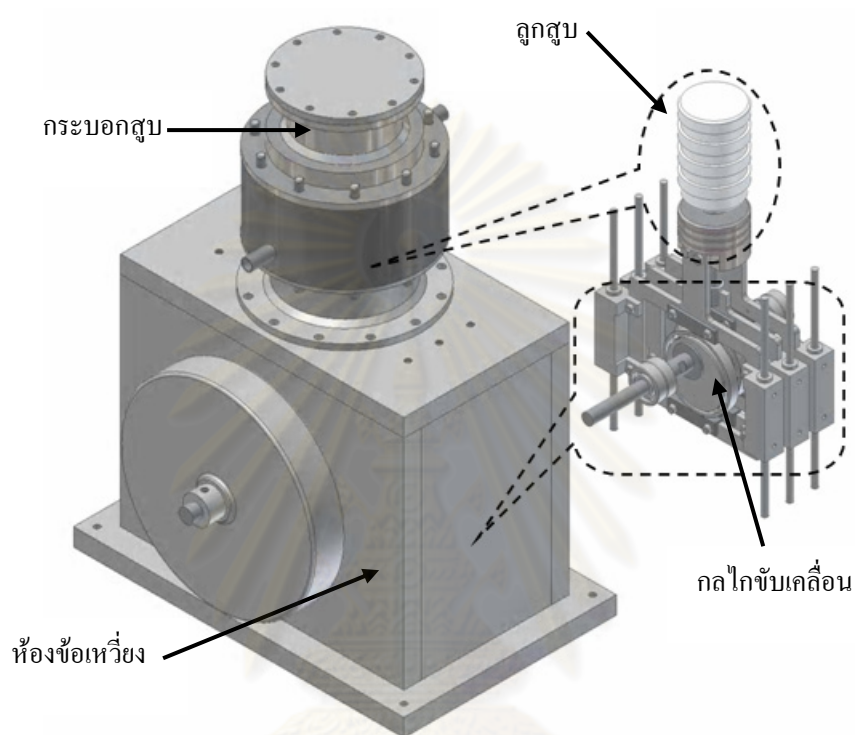
4.3.4 ผนังกระบอกสูบ

สำหรับผนังกระบอกสูบเป็นส่วนที่มีหน้าที่รองรับลูกสูบกำลังและลูกสูบ Displacer ผนังกระบอกสูบมีความยาวตั้งแต่ปลายด้านร้อนจนถึงปลายด้านเย็นดังนั้น Stainless steel (SUS304) เหมาะที่จะนำมาใช้เป็นวัสดุสำหรับผนังกระบอกสูบ ซึ่งมีค่าการนำความร้อนค่อนข้างต่ำ (1/10 เท่าของอะลูมิเนียมและ 1/5 เท่าของเหล็กหล่อ) จะมีผลทำให้เกิดเป็นฉนวนระหว่างด้านร้อนกับด้านเย็น เพื่อลดการนำความร้อนที่เกิดขึ้นในแนวแกน

จากรายละเอียดในการออกแบบในส่วนต่างๆ ข้างต้น การออกแบบห้องข้อเหวี่ยงใช้วัสดุ Al 5083 หนา 15 mm ในการผลิต เพื่อลดขั้นตอนในการผลิตหน้าแปลน ส่วนการออกแบบกระบอกสูบแบ่งเป็น 2 ส่วนคือ กระบอกสูบปลายด้านร้อนและปลายด้านเย็นใช้วัสดุ Al 7075 เพื่อเพิ่มอัตราในการถ่ายเทความร้อน และส่วนของกลไกขับเคลื่อนแบ่งเป็น 4 ส่วนคือ ก้าน Scotch yoke เพลลาข้อเหวี่ยง ลูกสูบ และผนังกระบอกสูบ โดยก้านของ Scotch yoke ทำจากเหล็กแผ่นหนา 5 mm ผลิตด้วยวิธี Laser cutting ซึ่งลดระยะเวลาและต้นทุนในการผลิตเมื่อเทียบกับวิธี Milling ส่วนเพลลาข้อเหวี่ยงใช้วัสดุ S45C เพลลาข้อเหวี่ยงประกอบด้วยลูกเบี้ยวขับเคลื่อนก้านลูกสูบ และลูกเบี้ยวขับเคลื่อนลูกสูบ Displacer ส่วนการออกแบบลูกสูบแบ่งออกเป็น 2 ส่วนคือ ลูกสูบกำลัง และลูกสูบ Displacer ลูกสูบกำลังผลิตจากวัสดุ Al 7075 ส่วนลูกสูบ Displacer ผลิตจากเทฟลอน เพื่อลดการนำความร้อนจากผลต่างอุณหภูมิของปลายด้านร้อนและปลายด้านเย็นและในส่วนผนังกระบอกสูบผลิตจากวัสดุ SUS304 ซึ่งให้ค่าการนำความร้อนค่อนข้างต่ำทำให้ลดการสูญเสียความร้อนลงได้จากรายละเอียดที่กล่าวมาถึงแนวคิดในการออกแบบและผลิตชิ้นส่วน ซึ่งในหัวข้อต่อไปจะเป็นรายละเอียดในการทดสอบ

ศูนย์วิจัยทรัพยากรชีวภาพ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

หลังจากออกแบบและผลิตชิ้นส่วนต่างๆ เรียบร้อยแล้ว เมื่อนำชิ้นส่วนมาประกอบเข้ากับตัวเครื่อง โดยกระบอกสูบจะอยู่ด้านบนของห้องข้อเหวี่ยง ภายในประกอบด้วย ลูกสูบกำลัง ลูกสูบ Displacer และผนังบอกลูกสูบ ส่วนกลไกขับเคลื่อนจะอยู่ในห้องข้อเหวี่ยง ดังรูปที่ 4-5 หลังจากทำการประกอบเครื่องเสร็จเป็นที่เรียบร้อยแล้วจะได้เครื่องต้นแบบพร้อมที่จะนำไปทดสอบต่อไป



รูปที่ 4-5 เครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงต้นแบบ

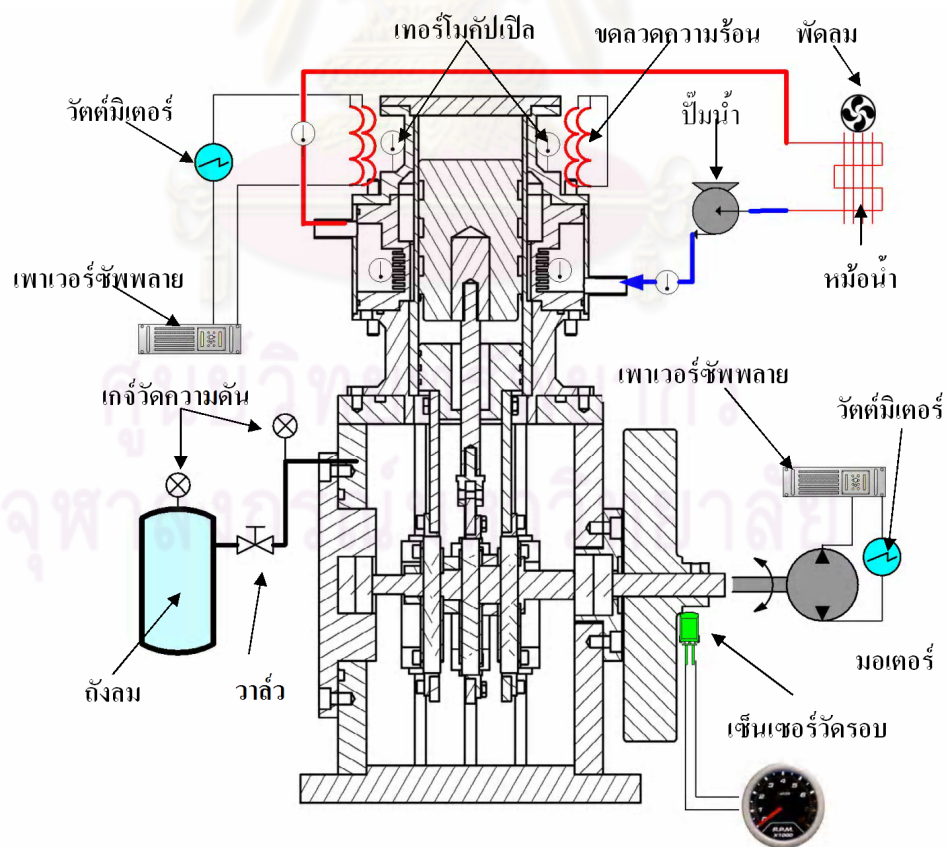
ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

บทที่ 5

การทดสอบ

5.1 การเตรียมการทดสอบ

หลังจากการผลิตเครื่องต้นแบบเสร็จสิ้นเป็นที่เรียบร้อยแล้ว ต่อไปจะเป็นการติดตั้งและทดสอบเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงรวมถึงทดสอบหาสมรรถนะทางด้านพิกัดทำความเย็นและ COP ที่มีผลจากการเปลี่ยนแปลงความดัน และช่วงอุณหภูมิการทำงาน โดย COP หาได้จากพิกัดทำความเย็นที่วัดได้จากภาระความร้อนของขดลวดหารด้วยกำลังงานที่ใช้ในการขับเคลื่อน ส่วนการวัดอุณหภูมิใช้ Thermocouple ชนิด K วัดอุณหภูมิที่ปลายด้านเย็น ปลายด้านร้อนและน้ำหล่อเย็นทั้งขาเข้าและออกแสดงในรูปที่ 5-1 ที่ปลายด้านเย็นใช้ขดลวดความร้อนเป็นภาระทางความร้อนให้แก่ระบบ ระบบถูกขับเคลื่อนด้วยมอเตอร์ขนาด 500 W และมีการวัดความเร็วรอบที่เพลาช้อเหวี่ยง ทางด้านการวัดความดันมีเกจวัดความดันถูกติดตั้งอยู่ที่ห้องช้อเหวี่ยง และมีวาล์วนิรภัยป้องกันความดันสูงภายในระบบ ในส่วนของการทดสอบเครื่องทำความเย็นกำหนดการทดสอบที่อุณหภูมิปลายด้านเย็นในช่วง $-5 - 20^{\circ}\text{C}$ และปลายด้านร้อน $31-36^{\circ}\text{C}$ โดยทดสอบที่ความเร็วรอบระหว่าง 500-1000 rpm และปรับเปลี่ยนความดันในระบบระหว่าง 0.6-0.8 MPa

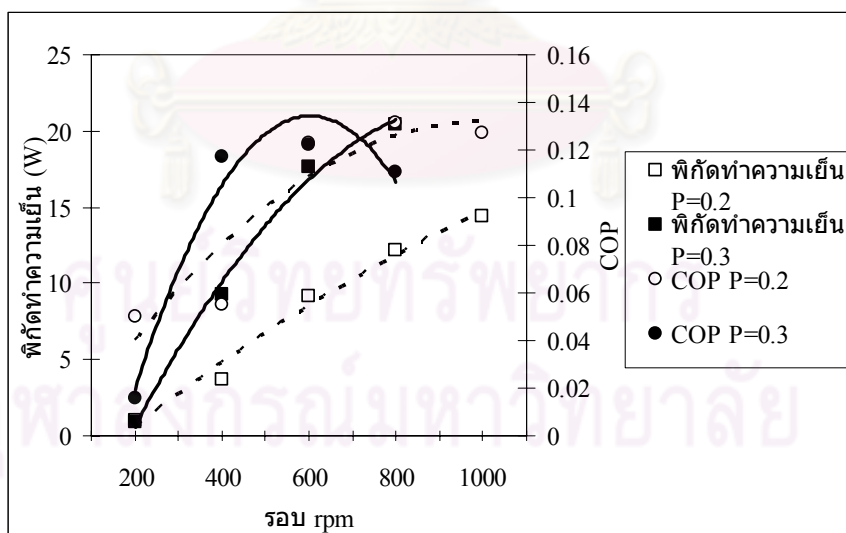


รูปที่ 5-1 แผนผังการเตรียมการทดสอบ

5.2 การทดสอบเบื้องต้น

การทดสอบเบื้องต้นเป็นการทดสอบเพื่อหาสมรรถนะของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงก่อนการทดสอบจริง และทดสอบหาข้อบกพร่องของเครื่อง จากการทดสอบพบว่าเครื่องให้สมรรถนะได้ต่ำกว่าที่ออกแบบไว้ในตอนต้น ดังนั้นการทดสอบเบื้องต้นนี้จะเป็นแนวทางในการปรับปรุงเครื่องและหาข้อบกพร่องต่างๆ เพื่อทำการแก้ไขก่อนการทดสอบจริง ซึ่งรายละเอียดจะได้กล่าวต่อไป

การทดสอบเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงเบื้องต้น โดยใช้ฝอย SUS304 เป็น Regenerator ที่ความพรุน 0.85 พบว่าที่ความดัน 0.2 MPa มีค่าพิกัดทำความเย็นสูงสุด 14.41 W ที่ความเร็วรอบ 1014 rpm และ COP 0.132 ที่ความเร็ว 803 rpm โดยมีผลต่างอุณหภูมิ 8 °C โดย $T_c = 20^{\circ}\text{C}$ และ $T_w = 28^{\circ}\text{C}$ ($T_{20}/28$) และที่ความดัน 0.3 MPa มีค่าพิกัดทำความเย็นสูงสุดมีค่า 20.46 W ที่ความเร็วรอบ 770 rpm และ COP 0.140 ที่ผลต่างอุณหภูมิเดียวกัน จากการทดสอบเบื้องต้นทำให้ทราบว่าค่าพิกัดทำความเย็นมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นที่ความดัน และรอบการทำงานที่สูงขึ้นดังรูปที่ 5-2 แต่ข้อจำกัดของเครื่องอยู่ที่รอบการทำงาน โดยได้ออกแบบรอบการทำงานสูงสุดที่ 1000 rpm ในขณะที่มอเตอร์สามารถทำความเร็วรอบได้สูงสุดที่ 770 rpm ที่ความดัน 0.3 MPa เนื่องจากมอเตอร์ที่ใช้เป็นมอเตอร์รอบสูงจึงทำให้แรงบิดของมอเตอร์ไม่เพียงพอ ทำให้ไม่สามารถเพิ่มความดันจนถึง 0.7 MPa ตามที่ออกแบบไว้ได้ จึงมีการปรับปรุงระบบส่งกำลังต่อไป



รูปที่ 5-2 สมรรถนะของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงก่อนการปรับปรุง

5.2.1 การปรับปรุงระบบส่งกำลัง

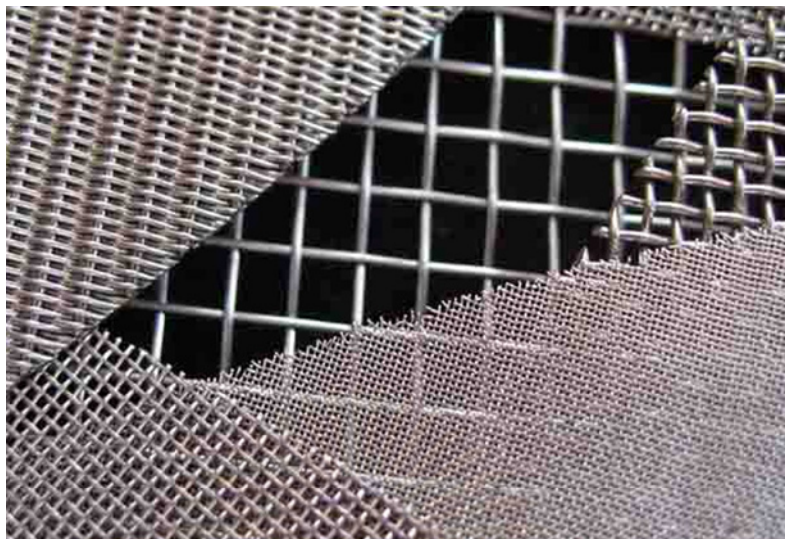
จากการทดสอบเบื้องต้นทำให้ทราบข้อบกพร่องของเครื่องที่ไม่สามารถทำความเร็วรอบได้ตามที่ออกแบบไว้ จึงทำให้มีการปรับปรุงระบบส่งกำลัง สาเหตุที่ไม่สามารถทำความเร็วรอบได้มาจากมอเตอร์ เนื่องจากเป็นมอเตอร์ขนาด 500 W ที่ความเร็วรอบ 2500 rpm จึงทำให้ได้แรงบิดน้อยไม่สามารถขับเคลื่อนเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงที่ความดันสูงได้ จึงมีการปรับปรุงระบบส่งกำลังเริ่มแรกมีการใช้มอเตอร์ต่อตรงเข้ากับแกนเพลลาของตัวเครื่องทำให้แรงบิดไม่เพียงพอ จึงมีการใช้เฟืองเข้ามาทดกำลังโดยใช้อัตราทด 2.25:1

นอกจากนั้น เมื่อเพิ่มอัตราส่วนการอัดตัวเชิงปริมาตร จากเดิม 1.49 เพิ่มขึ้นเป็น 1.61 โดยการลดปริมาตรคงที่ของเครื่องด้วยวิธีการลดขนาดความกว้างของร่องครีบบและความยาวของตัวแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งปลายด้านร้อนและปลายด้านเย็นจากเดิมความกว้างของร่องครีบบ 0.6 mm ลดลงเหลือ 0.3 mm ส่วนด้านยาว 35 mm ลดลงเหลือ 30 mm ทำให้เครื่องมีพิกัดทำความเย็นเพิ่มมากขึ้น

ในส่วนของการปรับปรุงของ Regenerator จากเดิมใช้ฝอย SUS304 แสดงดังรูปที่ 5-3 พบว่าไม่สามารถบรรจุในช่อง Regenerator ให้ได้ความพรุนตามที่ต้องการคือ 0.7 ได้จึงมีการปรับเปลี่ยนมาใช้ตาข่ายลวด SUS304 แสดงดังรูปที่ 5-4 นอกจากนี้จะได้ความพรุนตามต้องการแล้วการใช้ตาข่ายลวดบรรจุในช่องใส่ Regenerator จะมีการวางตัวที่เป็นระเบียบมากกว่าการใช้ฝอย SUS304 ซึ่งมีผลดีต่อการไหลของสารทำงานในระบบ



รูปที่ 5-3 ฝอย SUS304

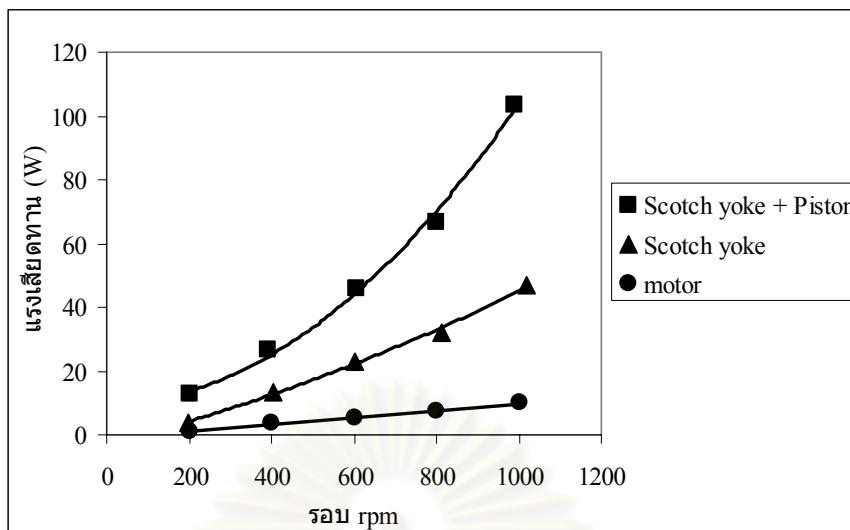


รูปที่ 5-4 ตาข่ายลวด SUS304

5.2.2 การวิเคราะห์การสูญเสียในระบบทำความเย็นสเตอร์ลิง

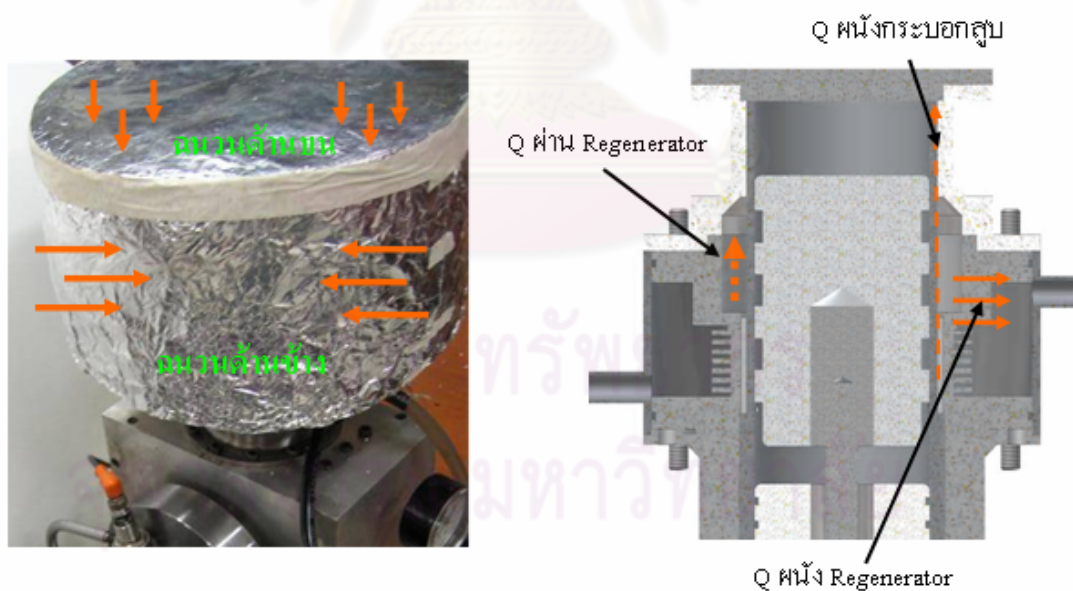
การเพิ่มสมรรถนะให้กับเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิง นอกจากการปรับปรุงดังที่กล่าวมาแล้ว การลดการสูญเสียที่เกิดขึ้นในระบบก็มีความสำคัญ โดยการสูญเสียในระบบทำความเย็นสเตอร์ลิง แบ่งการสูญเสียออกเป็น 2 ส่วนคือ การสูญเสียที่เกิดจากระบบขับเคลื่อน และการสูญเสียที่เกิดจากความร้อน

วิธีการทดสอบหาการสูญเสียจากระบบขับเคลื่อน โดยการสูญเสียที่เกิดขึ้นกับระบบขับเคลื่อนแบ่งออกเป็น 3 ส่วนคือ มอเตอร์ Scotch yoke และลูกสูบ การทดสอบเริ่มจากการทดสอบแรงเสียดทานที่เกิดกับระบบขับเคลื่อนทั้ง 3 ส่วน จากนั้นทดสอบแรงเสียดทานที่เกิดจากระบบขับเคลื่อนอีก 2 ส่วน โดยการถอดลูกสูบออก และการทดสอบในขั้นตอนสุดท้ายจะทดสอบแรงเสียดทานที่เกิดจากมอเตอร์ โดยถอดชุด Scotch yoke ออก เมื่อนำข้อมูลที่ได้จากการทดสอบระบบขับเคลื่อนทั้ง 3 ส่วน มาเปรียบเทียบกับดังรูปที่ 5-5 สังเกตได้ว่าเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้นพลังงานที่ใช้ในการขับเคลื่อนจะเพิ่มมากขึ้น โดยการสูญเสียที่เกิดกับชุด Scotch yoke มีค่าสูงสุดที่ 47.08 W และที่ลูกสูบกับ Displacer มีค่า 56.54 W ที่ความเร็วสูงสุดคือ 1000 rpm



รูปที่ 5-5 แรงเสียดทานในระบบขับเคลื่อน

ส่วนการสูญเสียที่เกิดจากการสูญเสียทางความร้อนมีหลายส่วน ได้แก่ การสูญเสียความร้อนจากฉนวน การนำความร้อนที่กระบอกสูบ การนำความร้อนที่ Regenerator และการนำความร้อนที่ผิวผนัง Regenerator ดังรูปที่ 5-6 ในการคำนวณใช้เงื่อนไขการทดสอบที่อุณหภูมิระดับปรับอากาศโดยปลายด้านเย็นมีอุณหภูมิ 5 °C และอุณหภูมิสิ่งแวดล้อม 30 °C สามารถคำนวณได้ดังนี้



รูปที่ 5-6 การนำความร้อนที่ส่วนต่างๆ ของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิง

1. การสูญเสียความร้อนจากฉนวน Q1

ฉนวนของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงมีลักษณะเป็นทรงกระบอกอยู่ที่ปลายด้านเย็นทำจากโฟม ซึ่งให้ค่าการนำความร้อนที่ต่ำ จากการคำนวณการสูญเสียที่ฉนวนสามารถแบ่งการคำนวณออกเป็น 2 ส่วนคือ ฉนวนด้านบน และฉนวนด้านข้างดังรูปที่ 5-6

1.1 การนำความร้อนที่ฉนวนด้านบนสามารถคำนวณได้ดังสมการ

$$Q = kA \frac{\Delta T}{L} \quad (5-1)$$

เมื่อ k คือ ค่าสภาพนำความร้อน ($\text{W/m}^\circ\text{C}$)

L คือความหนาของฉนวน (m)

A คือพื้นที่หน้าตัดของฉนวน (m^2)

และพื้นที่ด้านบนของฉนวนสามารถคำนวณได้จาก

$$A = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi}{4} (280 \times 10^{-3})^2 = 0.0616 \text{ m}^2$$

ดังนั้นการนำความร้อนที่ฉนวนด้านบนที่มีอุณหภูมิภายในฉนวน 5°C และภายนอกฉนวน 30°C มีค่าเท่ากับ

$$Q = 0.028 \times 0.0616 \times \frac{(30 - 5)}{75 \times 10^{-3}} = 0.575 \text{ W}$$

1.2 การนำความร้อนที่ฉนวนด้านข้างสามารถคำนวณได้ดังสมการ

$$Q = \frac{(T_1 - T_2)}{R_{cond}} \quad (5-2)$$

เมื่อ R_{cond} คือความต้านทานการนำความร้อนผ่านผนังทรงกระบอก ($^\circ\text{C/W}$)

$$\text{มีสมการการคำนวณดังนี้ } R_{cond} = \frac{\ln(r_2 / r_1)}{2\pi Lk} \quad (5-3)$$

เมื่อ r_2 คือรัศมีวงนอกของทรงกระบอก (m)

r_1 คือรัศมีวงในของทรงกระบอก (m)

L คือความยาวของทรงกระบอก (m)

k คือ ค่าสภาพนำความร้อน ($\text{W/m}^\circ\text{C}$)

และสามารถคำนวณ R_{cond} ได้ดังนี้

$$R_{cond} = \frac{\ln(.14 / 0.0475)}{2\pi \times 180 \times 10^{-3} \times 0.028} = 34.13 \text{ }^\circ\text{C/W}$$

ดังนั้นการนำความร้อนที่ผิวข้างของฉนวนทรงกระบอกมีค่าเท่ากับ

$$Q = \frac{30 - 5}{34.13} = 0.732 \text{ W}$$

เมื่อรวมการนำความร้อนจากฉนวนด้านบนและด้านข้างมีค่าเท่ากับ $Q = 1.31 \text{ W}$

2. การนำความร้อนที่ผนังกระบอกสูบ Q2

การคำนวณใช้สมการการนำความร้อน (5-1)

$$Q = kA \frac{\Delta T}{L}$$

และพื้นที่ของผนังกระบอกสูบสามารถคำนวณได้จาก

$$A = \frac{\pi}{4} (D_2 - D_1)^2 = \frac{\pi}{4} ((60^2 - 55^2) \times 10^{-6}) = 4.516 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

ดังนั้นการนำความร้อนที่ผนังกระบอกสูบมีค่าเท่ากับ

$$Q = 14.9 \times 4.516 \times 10^{-4} \frac{(30 - 5)}{98 \times 10^{-3}} = 1.72 \text{ W}$$

3. การนำความร้อนที่ Regenerator Q3

การคำนวณใช้สมการการนำความร้อน (5-1)

$$Q = kA \frac{\Delta T}{L}$$

และพื้นที่ของหน้าตัดของ Regenerator สามารถคำนวณได้จาก

$$A = \frac{\pi}{4} (D_2 - D_1)^2 = \frac{\pi}{4} ((72^2 - 60^2) \times 10^{-6}) = 1.244 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

เนื่องจาก Regenerator มีความพรุน 0.7 ทำให้มีพื้นที่หน้าตัดคือ

$$A = 1.244 \times 10^{-3} \times 0.7 = 8.708 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

ดังนั้นการนำความร้อนที่ Regenerator มีค่าเท่ากับ

$$Q = 14.9 \times 8.708 \times 10^{-4} \frac{(30 - 5)}{31 \times 10^{-3}} = 10.46 \text{ W}$$

4. การนำความร้อนที่ผิวผนัง Regenerator Q4

การคำนวณใช้สมการการนำความร้อน (5-2)

$$Q = \frac{(T_1 - T_2)}{R_{cond}}$$

และสามารถคำนวณ R_{cond} ได้ดังนี้

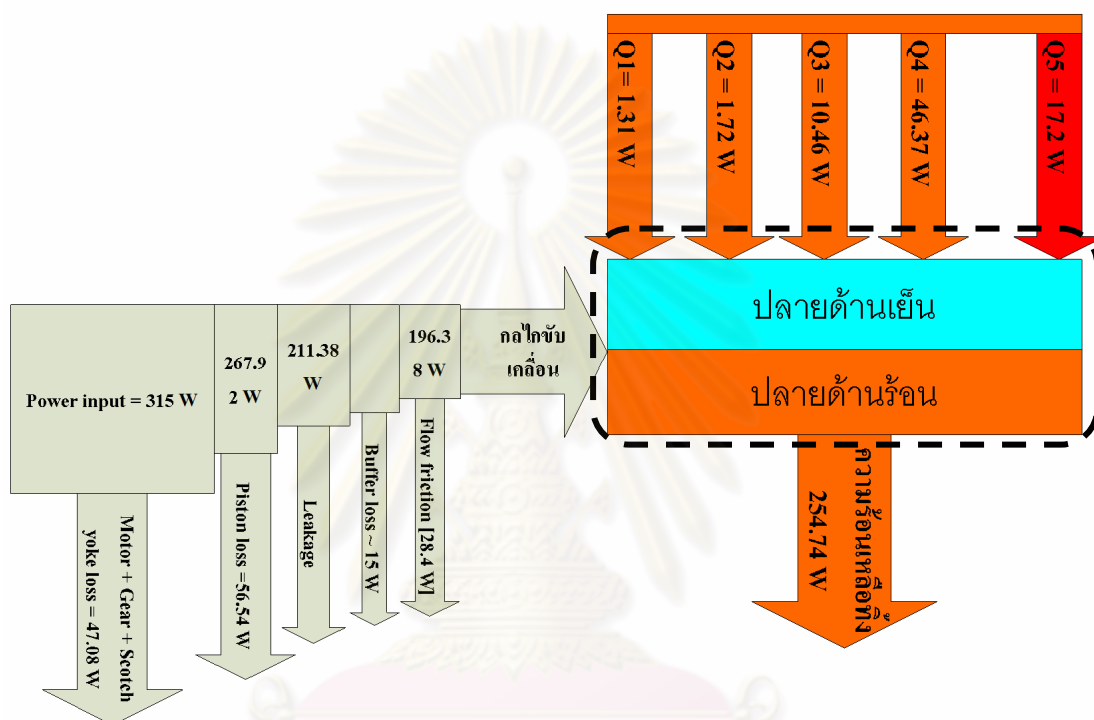
$$R_{cond} = \frac{\ln(47/35)}{2\pi \times 9.5 \times 10^{-3} \times 120} + \left(\frac{\ln(35/30)}{2\pi \times 9.5 \times 10^{-3} \times 15} \right) \times 0.7 = 0.16$$

ส่วนอุณหภูมิที่ใช้คำนวณที่ผิวผนัง Regenerator หาได้จากการวัดอุณหภูมิที่ผิวผนังภายนอกติดกับผนัง Regenerator สามารถวัดอุณหภูมิได้ประมาณ 22.52 °C

ดังนั้นการนำความร้อนที่ผิวผนัง Regenerator มีค่าเท่ากับ

$$Q = \frac{30 - 22.5}{0.16} = 46.37 \text{ W}$$

จากการทดสอบและคำนวณดังที่กล่าวมา เมื่อนำมาเขียนแผนภาพความสัมพันธ์ของการสูญเสียในระบบทำความเย็นสเตอร์ลิงดังรูปที่ 5-7 ประกอบด้วยการสูญเสียทางระบบขับเคลื่อนและการสูญเสียทางความร้อน Q1, Q2, Q3, Q4 ส่วน Q5 คือพิกัดทำความเย็นที่ได้จากการวัดภาระทางความร้อนของขดลวด พบว่าการสูญเสียส่วนใหญ่ จะเป็นการสูญเสียที่เกิดจากการนำความร้อนที่ผิวข้างของ Regenerator Q4 และการสูญเสียที่ระบบขับเคลื่อน ดังนั้นจึงต้องมีการปรับปรุงแก้ไขให้เกิดการสูญเสียให้น้อยลง



รูปที่ 5-7 การสูญเสียในระบบทำความเย็นสเตอร์ลิงก่อนการปรับปรุง

จากปัญหาดังกล่าวการลดการสูญเสียที่เกิดจากระบบขับเคลื่อนเป็นไปได้ยาก เนื่องจากลูกสูบเกิดการเบียดที่ด้านข้างของกระบอกสูบการแก้ไขจะต้องสร้างเสื่อสูบใหม่ทั้งหมด ดังนั้นการลดการสูญเสียจากความร้อน ในส่วนของการนำความร้อนที่ผิวข้างของ Regenerator เป็นวิธีที่ให้ผลสำคัญมากที่สุด วิธีแก้ไขสามารถแก้ไขได้โดยการหุ้มฉนวนที่ผิวข้างของ Regenerator ในการทดสอบฉนวนของ Regenerator ทดสอบโดยการแบ่งความหนาของฉนวนเป็น 0.8 mm 1 mm และ 3 mm ทดสอบที่ความเร็วรอบ 1000 rpm ความดัน 0.7 MPa ที่อุณหภูมิ T5/31 ใช้ Regenerator แบบตาข่ายลวด SUS304 mesh 100 (#100) ความพรุน 0.7 ผลจากการทดสอบแสดงดังตารางที่ 5-1 พบว่าก่อนใส่ฉนวนจะให้ค่าพิกัดทำความเย็นที่ 17.2 W และเมื่อใส่ฉนวนหนา 0.8 mm ให้ค่าพิกัดทำความเย็นสูงที่สุดที่ 22.4 W

ตารางที่ 5-1 ความหนาของฉนวน Regenerator

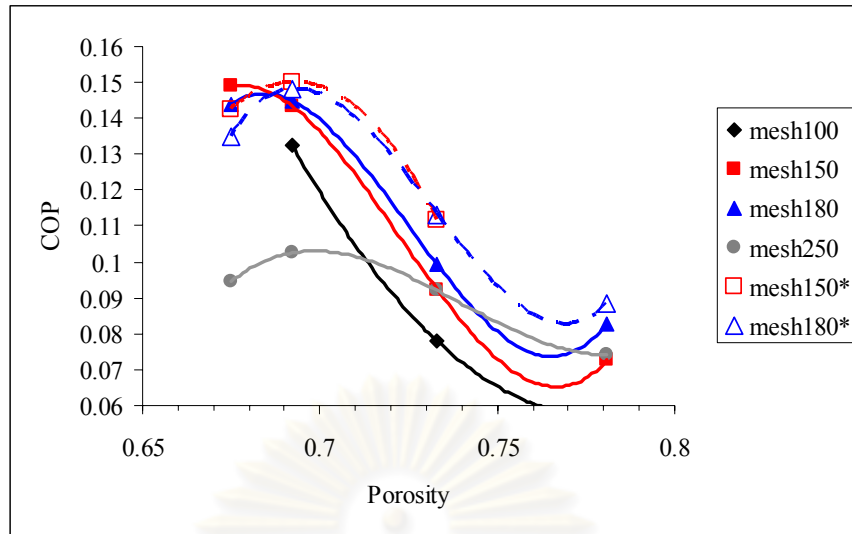
ความหนา (mm)	0	0.8	1	3
Cooling capacity (W)	17.2	22.4	20	5.32

จากการลดการนำความร้อนด้านข้างของ Regenerator เป็นที่น่าสังเกตว่าความหนาของฉนวน Regenerator มีผลช่วยในการลดการนำความร้อนด้านข้างของ Regenerator ได้ แต่ความหนาของฉนวนมีผลต่อมวลของ Regenerator กล่าวคือ เมื่อฉนวนมีความหนาเพิ่มขึ้นมวลของ Regenerator จะน้อยลง จึงเป็นสาเหตุให้ค่าพิกัดทำความเย็นลดลงเมื่อความหนาของฉนวนมากขึ้น ดังนั้นจึงหาแนวทางในการปรับปรุงต่อไป

5.2.3 การปรับปรุงช่องใส่ Regenerator

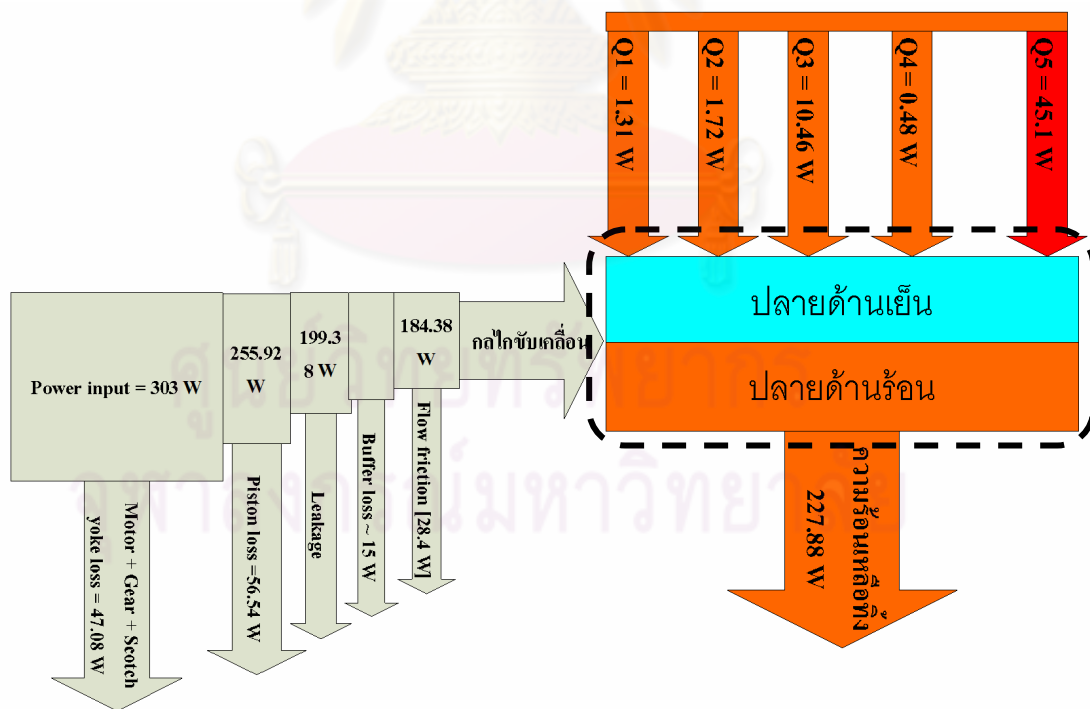
จากการปรับปรุงระบบส่งกำลังและวิเคราะห์ถึงการสูญเสียความร้อนที่ผนัง Regenerator ทำให้ทราบว่าปริมาณ Regenerator ไม่เพียงพอในการใช้งาน ดังนั้นจึงทำการปรับแก้ขนาดของช่องใส่ Regenerator โดยการกลึงขนาดช่องใส่ Regenerator จากเดิมมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 70 mm เพิ่มขึ้นเป็น 76 mm และกลึงฉนวนพลาสติกขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 72 mm หนา 2 mm มีค่า $k = 0.23 \text{ W/m}^{\circ}\text{C}$ จากนั้นทดสอบหาค่าพิกัดทำความเย็นที่ความเร็วรอบ 1000 rpm ความดัน 0.7 MPa ที่ความพรุน Regenerator 0.7 #150 ได้พิกัดทำความเย็น 42.2 W เพิ่มขึ้นจากเดิม 46.9%

จากการลดการนำความร้อนที่ผนัง Regenerator และเพิ่มมวลของ Regenerator ทำให้ได้ค่าพิกัดทำความเย็นที่มากขึ้น จากนั้นได้ทดสอบสมรรถนะของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงที่มีการปรับเปลี่ยนความพรุน และ mesh ของ Regenerator ผลที่ได้แสดงในรูปที่ 5-8 จากรูปแสดงให้เห็นถึงประสิทธิภาพทาง COP เนื่องจากเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงความพรุนที่ mesh ต่างๆ ให้ค่าพิกัดทำความเย็นใกล้เคียงกัน แต่พลังงานที่ใช้ในการขับเคลื่อนระบบแตกต่างกัน ดังนั้นจึงพิจารณาประสิทธิภาพทาง COP เป็นหลัก ในการทดสอบจะใช้ตาข่าย SUS304 ที่ #100 #150 #180 และ #250 ทดสอบที่ความเร็วรอบ 1000 rpm อุณหภูมิ T5/31 ความดัน 0.7 MPa พบว่าที่ #150 ให้ประสิทธิภาพทาง COP สูงที่สุด 0.149 ที่ความพรุน 0.675 จากนั้นทำการลดช่องว่างระหว่างลูกสูบกับลูกสูบ Displacer ทำให้ได้อัตราส่วนกำลังอัดเชิงปริมาตรที่เพิ่มมากขึ้นจากเดิม 1.61 เพิ่มเป็น 1.76 และทำการทดสอบ Regenerator อีกครั้งโดยทดสอบที่ #150 และ #180 พบว่าที่ #150 มีประสิทธิภาพทาง COP สูงที่สุด 0.150 ที่ความพรุน 0.692 จากการสังเกตผลจากการทดสอบพบว่าที่ #180 และ #150 ให้ค่าพิกัดทำความเย็นที่ไม่แตกต่างกันมากนัก แต่ค่าพลังงานที่ใช้ในการขับเคลื่อนระบบของ #180 มีค่าสูงกว่า #150 ที่ความพรุนเดียวกันจึงเป็นสาเหตุให้ค่า COP ของ #180 ต่ำกว่า #150



รูปที่ 5-8 แสดงผลการทดสอบ Regenerator ที่มีการเปลี่ยนแปลงความพรุนที่ mesh ต่างๆ

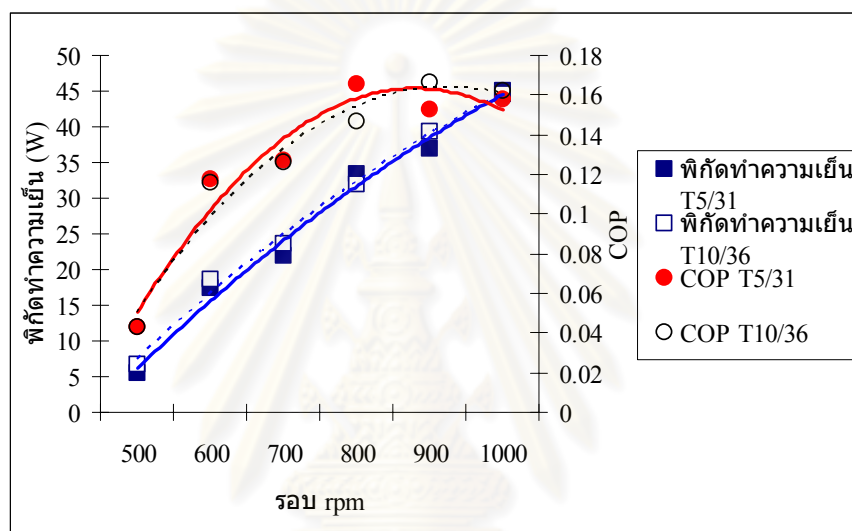
จากการปรับปรุงช่องใส่ Regenerator ให้มีขนาดใหญ่ขึ้น และหุ้มฉนวนที่ผิวผนัง รวมทั้งปรับเปลี่ยน Regenerator ทำให้สามารถลดการสูญเสียทางความร้อนลงได้ ดังรูปที่ 5-9 ส่งผลทำให้พิกัดทำความเย็นเพิ่มขึ้นจาก 17.0 W เป็น 45.1 W ซึ่งการทดสอบในขั้นต่อไปจะเป็นการทดสอบการทำงานพื้นฐานของเครื่องทำความเย็น



รูปที่ 5-9 การสูญเสียในระบบทำความเย็นสเตอร์ลิงหลังการปรับปรุง

เป็นที่ทราบกันดีอยู่แล้วว่าเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงทำงานด้วยแก๊สสถานะเดียว ดังนั้นเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิในการทำความเย็น โดยที่ผลต่างอุณหภูมิของปลาด้านร้อนและปลาด้านเย็นคงที่ ทำให้สมรรถนะทางด้านพิกัดทำความเย็นและ COP มีค่าคงที่ตามไปด้วย

จากการทดสอบเมื่อเพิ่มระดับอุณหภูมิในการการทำงานของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิง โดยที่ผลต่างอุณหภูมิเท่าเดิม จากการทดสอบที่อุณหภูมิ T5/31 และ T10/36 พบว่าค่าพิกัดทำความเย็น และ COP ของทั้งสองอุณหภูมิมิมีค่าใกล้เคียงกัน ซึ่งเป็นไปตามหลักการการทำงานของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิง โดยผลทดสอบที่ได้แสดงดังรูปที่ 5-10



รูปที่ 5-10 การทดสอบสมรรถนะทางด้านพิกัดทำความเย็นและ COP ที่ความดัน 0.7 MPa

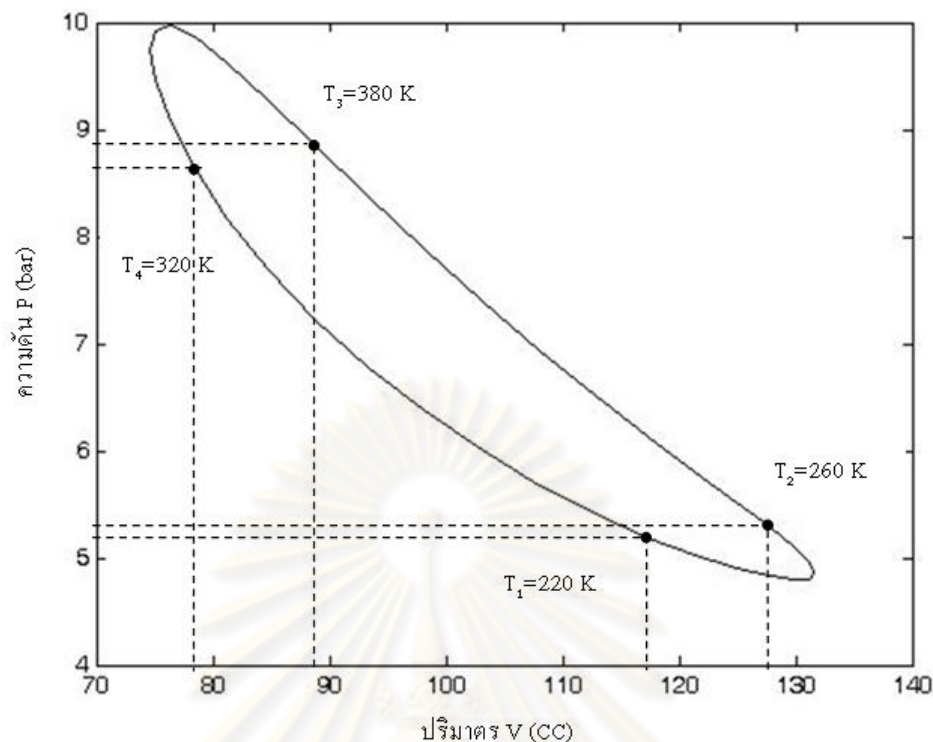
จากการทดสอบดังที่กล่าวมาสรุปได้ว่า หลังจากการปรับปรุงทำให้ได้สมรรถนะที่เพิ่มมากขึ้นจากสมรรถนะเริ่มต้นที่ไม่สามารถทำความเย็นได้ตามที่ออกแบบไว้ที่ 5°C แต่หลังจากปรับปรุงแล้วให้ค่าสมรรถนะสูงสุดอยู่ที่ 45.1 W COP 0.17 ที่อุณหภูมิ T5/31 ความดัน 0.7 MPa ความเร็ว 1000 rpm #150 ความพูน 0.692 ผลจากการปรับปรุงตัวเครื่องแสดงในตารางที่ 5-2 จากนั้นจะทำการทดสอบโดยละเอียดต่อไป

ตารางที่ 5-2 ข้อมูลจำเพาะของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงหลังการปรับปรุง

พิกัดทำความเย็น	50 W	Regenerator:	
ปริมาตรกวาดด้านขยายตัว	57 cc	- ชนิด	Annular
ปริมาตรกวาดด้านอัดตัว	57 cc	- ปริมาตรคงที่	22.87cc
ผลต่างมุม	-120 องศา	- ความพรุน	0.70
กำลังอัดตัวเชิงปริมาตร	1.76	- เส้นผ่านศูนย์กลางหลอด	0.05 mm
เส้นผ่านศูนย์กลางกระบอกสูบ	55 mm	ปลายด้านเย็น:	
ช่วงชัก: ด้านขยายตัวตัว	24 mm	- ชนิด	ร่องกรีบ
ช่วงชัก: ด้านอัดตัว	24 mm	- ปริมาตรคงที่	4.32 cc
ช่องว่างด้านขยายตัวตัว	7.45 cc	ชนิดของแก๊ส:	Air
ช่องว่างด้านอัดตัว	7.13 cc	- ความดันเฉลี่ย	0.7MPa
ปลายด้านร้อน:		- อุณหภูมิปลายด้านร้อน	313 K
- ชนิด	ร่องกรีบ	- อุณหภูมิปลายด้านเย็น	273 K
- ปริมาตรคงที่	4.32 cc	- ความเร็วรอบสูงสุด	1000 rpm

หลังการปรับปรุงปริมาตรส่วนต่างๆ ให้เหมาะสมเมื่อนำผลมาวิเคราะห์หาความสัมพันธ์ระหว่างความดันกับปริมาตรได้ผลดังรูปที่ 5-11 จากวัฏจักรจาก 1 ไป 2 แก๊สเกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนกับ Regenerator ทำให้แก๊สมีอุณหภูมิจากเดิม 220 K เพิ่มขึ้นเป็น 260 K จากนั้นวัฏจักรจาก 2 ไป 3 แก๊สเกิดการอัดตัวตัวทำให้มีอุณหภูมิและความดันสูงขึ้น โดยมีความดันอยู่ที่ 8.8 บาร์ และอุณหภูมิ 380 K เกิดการถ่ายเทความร้อนออกสู่สิ่งแวดล้อม จากนั้นวัฏจักรจาก 3 ไป 4 แก๊สไหลผ่าน Regenerator เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนทำให้อุณหภูมิลดลงจากเดิม 380 K ลดลงเหลือ 320 K จากนั้นวัฏจักรจาก 4 ไป 1 แก๊สเกิดการขยายตัวตัวทำให้อุณหภูมิและความดันลดลง โดยมีความดันอยู่ที่ 5.2 บาร์และอุณหภูมิ 220 K เกิดการดูดความร้อนเข้าสู่ระบบ

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

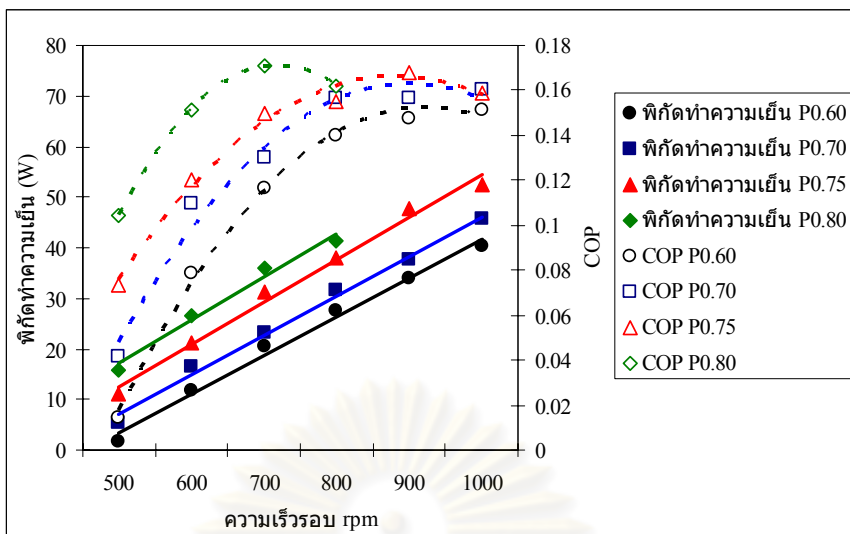


รูปที่ 5-11 แผนผังความดันกับปริมาตรหลังการปรับปรุง

5.3 ผลการทดสอบ

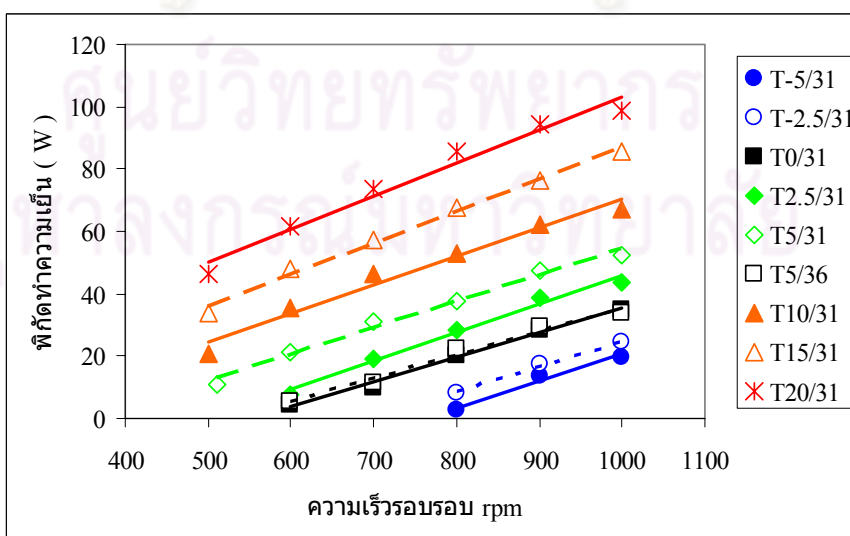
ในงานวิจัยนี้ได้ทดสอบหาตัวแปรที่มีผลต่อสมรรถนะทั้งทางด้านพิกัดทำความเย็นและ COP โดยการทดสอบ จะทดสอบที่ความดัน 0.6-0.8 MPa และอุณหภูมิในการทำความเย็นตั้งแต่ -5 ถึง 20 °C ซึ่งเป็นอุณหภูมิที่ครอบคลุมการทำงานในระดับการปรับอากาศ จากนั้นนำข้อมูลที่ได้ นำมาเปรียบเทียบกับสมการที่ใช้ในการออกแบบไว้ในตอนต้น ซึ่งรายละเอียดจะได้กล่าวต่อไป

สำหรับการทดสอบหาค่าพิกัดทำความเย็นที่มีผลต่อการเปลี่ยนแปลงความดัน จากการทดสอบพบว่า เมื่อความดันเพิ่มขึ้นค่าพิกัดทำความเย็นจะเพิ่มมากขึ้นแสดงในรูปที่ 5-12 โดยที่ความดัน 0.6 ถึง 0.7 MPa มีแนวโน้มของค่าพิกัดทำความเย็นใกล้เคียงกัน และที่ความดันตั้งแต่ 0.75 ถึง 0.8 MPa มีค่าพิกัดทำความเย็นที่เพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว ส่วนทางด้าน COP มีแนวโน้มเช่นเดียวกับพิกัดทำความเย็น ในขณะที่ทดสอบเครื่องที่ความดัน 0.8 MPa ทำการทดสอบได้ที่ความเร็วรอบเพียง 750 rpm เครื่องเริ่มสั่น จากการสันนิษฐานสาเหตุดังกล่าว เกิดจากเพลลาข้อเหวี่ยงเริ่มงอทำให้เครื่องสั่น เพราะในการออกแบบในตอนต้นออกแบบให้ทนกับแรงดันเฉลี่ยที่ 0.7 MPa อย่างไรก็ตามจากการทดลองดังกล่าวทำให้ทราบว่าเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงยังสามารถที่จะเพิ่มศักยภาพทางด้านพิกัดทำความเย็น โดยการเพิ่มความดันของระบบ ซึ่งเป็นแนวทางในการพัฒนาต่อไป



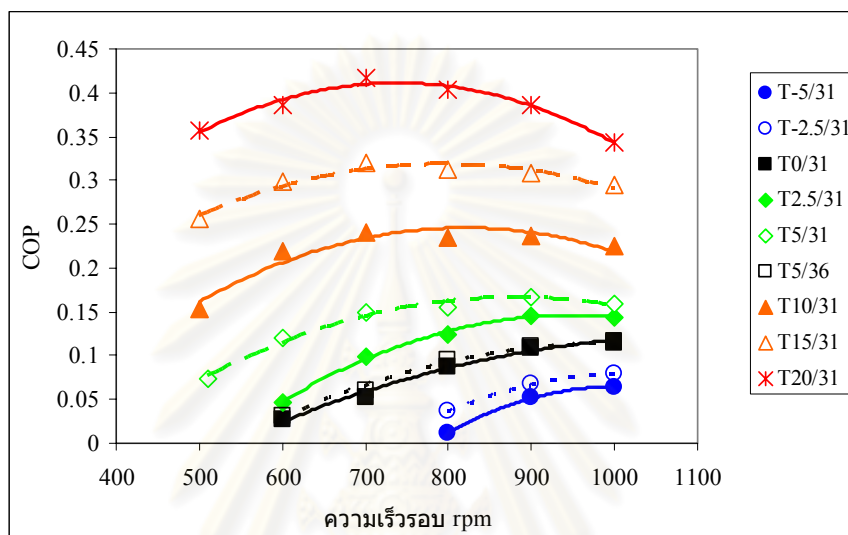
รูปที่ 5-12 ความสัมพันธ์ของค่าพิกัดทำความเย็นกับรอบการทำงาน ที่มีผลจากการเปลี่ยนแปลงความดัน โดยทดสอบที่อุณหภูมิ T5/31

ส่วนการทดสอบพิกัดทำความเย็นที่ผลต่างของอุณหภูมิปลาด้านเย็นและปลาด้านร้อนดังรูปที่ 5-13 พบว่าที่ผลต่างอุณหภูมิมักมีค่าพิกัดทำความเย็นต่ำและที่ผลต่างอุณหภูมิน้อยมีค่าพิกัดทำความเย็นสูง โดยช่วงพิกัดทำความเย็นสูงสุดอยู่ที่อุณหภูมิ T20/31 และช่วงพิกัดทำความเย็นต่ำสุดอยู่ที่อุณหภูมิ T-5/31 สำหรับการเพิ่มระดับอุณหภูมิในการทำงานของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงจาก T0/31 เป็น T5/36 โดยที่ผลต่างอุณหภูมิกคงที่คือ 31°C พบว่าให้ค่าพิกัดทำความเย็นใกล้เคียงกัน ซึ่งเป็นข้อได้เปรียบที่ระบบอัดไอไม่สามารถทำงานได้



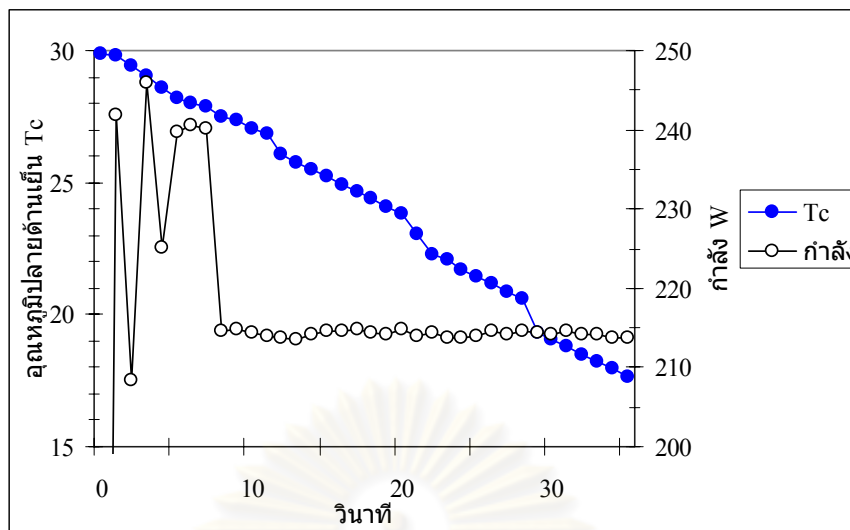
รูปที่ 5-13 ความสัมพันธ์ระหว่างพิกัดทำความเย็นกับรอบการทำงานที่มีผลจากผลต่างของอุณหภูมิ โดยทดสอบที่ความดัน 0.75 MPa

จากผลการทดสอบสมรรถนะทางด้าน COP เทียบกับผลต่างของอุณหภูมิตั้งรูปที่ 5-14 เส้นแนวโน้มแสดงถึงค่าสมรรถนะทางด้าน COP เมื่อผลต่างของอุณหภูมิในการทำความเย็นมีค่ามากขึ้นจะทำให้ COP มีค่าลดลง สำหรับการเพิ่มระดับอุณหภูมิในการทำงานของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงจาก T0/31 เป็น T5/36 พบว่าให้ค่าสมรรถนะทางด้าน COP ใกล้เคียงกัน ซึ่งเป็นลักษณะเฉพาะของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิง



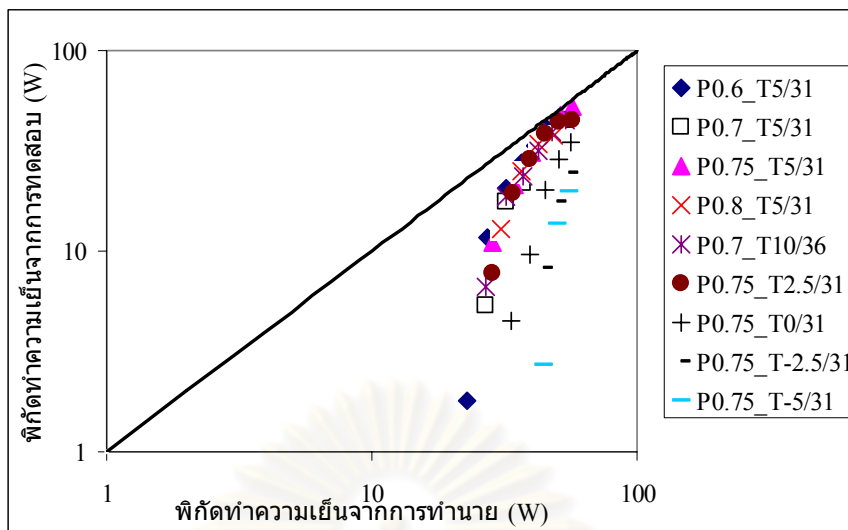
รูปที่ 5-14 ความสัมพันธ์ระหว่าง COP กับความเร็วรอบที่มีผลจากผลต่างของอุณหภูมิ โดยทดสอบที่ความดัน 0.75 MPa

สำหรับการทดสอบหาค่ากำลังงานที่ใช้ในการเริ่มต้นระบบของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิง การทดสอบในขั้นแรกกำหนดความดันเฉลี่ยในระบบที่ 0.7 MPa และเริ่มหมุนที่ความเร็วรอบโดยเฉลี่ย 100 rpm เนื่องจากเพาเวอร์ซัพพลายเมื่อมีการจ่ายกระแสให้กับมอเตอร์ขณะหยุดนิ่งจะทำให้วงจรการทำงานของเพาเวอร์ซัพพลายตัดการจ่ายกระแสทำให้ไม่สามารถทดสอบได้ จากนั้นปรับรอบการหมุนจาก 100 rpm เป็น 800 rpm ทำให้เกิดการดึงกระแสกะทันหันในช่วงเวลาหนึ่งดังรูปที่ 5-15 ส่งผลต่อกำลังที่ใช้ เมื่อเทียบเป็นเปอร์เซ็นต์แล้ว กำลังที่ใช้ในการเริ่มต้นระบบจะมีค่ามากกว่ากำลังงานคงที่ 12% ซึ่งมีค่าน้อยกว่าเมื่อเทียบกับระบบอัดไอ ปัญหานี้จะมีความสำคัญมากเมื่อแหล่งพลังงานมีอย่างจำกัด

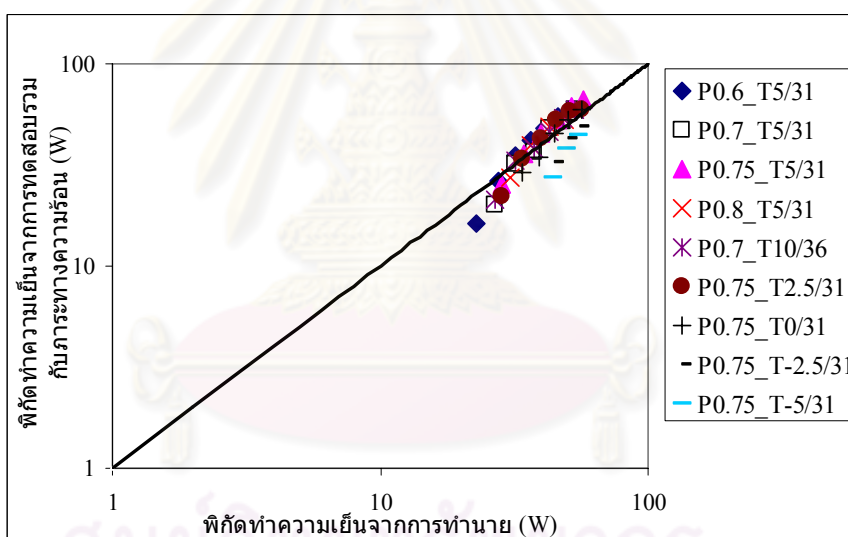


รูปที่ 5-15 การทดสอบกำลังที่ใช้ในการเริ่มต้นระบบที่ความดัน 0.7 MPa 800 rpm

จากการออกแบบเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงโดยการใช้สมการของการออกแบบในหัวข้อ 3.2 สมการดังกล่าวมีการปรับปรุ่ค่า Br จากค่า 0.025 เป็นค่า 0.0424 ซึ่งค่าดังกล่าวได้มาจากการเปรียบเทียบค่า Br ในรูปที่ 3-2 ดังนั้นในการออกแบบเครื่องต้นแบบ จึงใช้ค่า $Br = 0.0424$ ในการออกแบบ และเมื่อนำค่าพิกัดทำความเย็นที่ได้จากการทดสอบ มาเปรียบเทียบกับผลการทำนายพิกัดทำความเย็น ด้วย Br ที่กำหนด โดยใช้สมการดังกล่าว พบว่าค่าที่ได้จากการทำนายมีค่าสูงกว่าผลการทดสอบแสดงดังในรูปที่ 5-16 จะสังเกตเห็นได้ว่าเมื่อผลต่างของอุณหภูมิมีค่าสูงแนวโน้มของข้อมูลจะต่างจากการทำนายค่อนข้างมาก ซึ่งสาเหตุเกิดมาจากปลายด้านเย็นปกคลุมความร้อนจากขดลวด เมื่อผลต่างอุณหภูมิในการทำความเย็นมาก ทำให้เกิดภาวะความร้อนจากผลต่างอุณหภูมิเข้าสู่ปลายด้านเย็น ทำให้การวัดค่าพิกัดทำความเย็นจากขดลวดความร้อนลดลง ดังนั้นเมื่อรวมภาระทางความร้อนที่เกิดจากผลต่างอุณหภูมิ โดยภาวะความร้อนมีด้วยกัน 3 ส่วนคือ การนำความร้อนที่ฉนวน การนำความร้อนที่ Regenerator และการนำความร้อนที่ผนังกระบอกสูบ ซึ่งสามารถใช้สมการการคำนวณในหัวข้อ 5.2.2 เมื่อรวมภาระความร้อนที่เกิดจากผลต่างอุณหภูมิดังในรูปที่ 5-17 ผลที่ได้ทำให้ข้อมูลที่ได้จากการทดลองมีผลเข้าใกล้การทำนายมากขึ้น



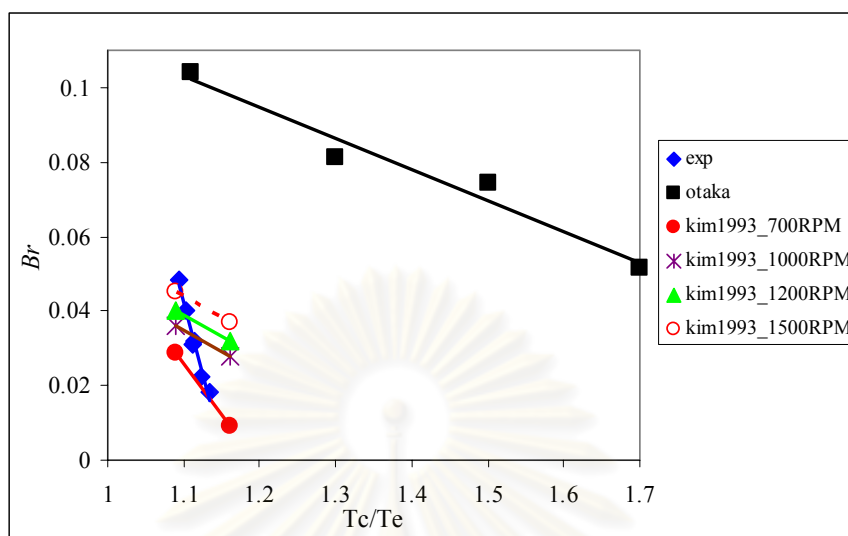
รูปที่ 5-16 ความสัมพันธ์ระหว่างพิกัดทำความเย็นจากการทดสอบเปรียบเทียบกับพิกัดทำความเย็นจากการทำนาย ที่ผลต่างของอุณหภูมิในการทำความเย็นแตกต่างกัน



รูปที่ 5-17 ความสัมพันธ์ระหว่างพิกัดทำความเย็นจากการทดสอบเมื่อรวมกับภาระทางความร้อน เปรียบเทียบกับพิกัดทำความเย็นจากการทำนาย ที่ผลต่างของอุณหภูมิในการทำความเย็นแตกต่างกัน

จากค่า Br ของเครื่องต้นแบบข้างต้นทำให้การทำนายพิกัดทำความเย็นของเครื่องต้นแบบมีความแม่นยำมากขึ้นและค่า Br ดังกล่าวยังบ่งบอกถึงสมรรถนะของตัวเครื่อง เมื่อค่า Br มีค่ามากเครื่องทำความเย็นก็จะมีสมรรถนะที่สูง เมื่อนำค่า Br ของเครื่องต้นแบบมาเปรียบเทียบกับงานวิจัยอื่นๆ ดังรูปที่ 5-18 พบว่า เครื่องต้นแบบมีค่า Br ใกล้เคียงกับงานวิจัยของ Sung-Tae Kim และมีค่าน้อยกว่าเครื่อง SD01 ของ Kagawa และ SC100 ของ Otaka ค่อนข้างมาก จึงทำให้ทราบได้ว่า

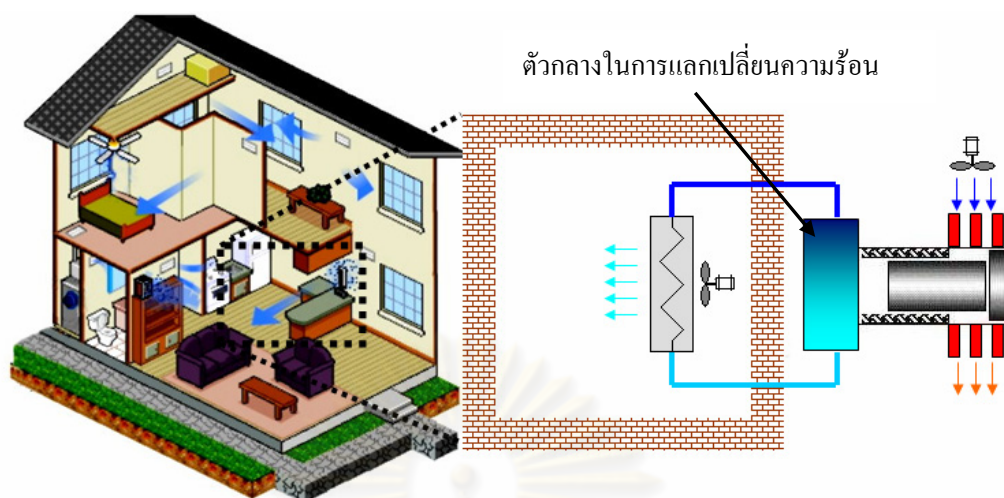
ขีดจำกัดของเทคโนโลยีการทำความเย็นสเตอร์ลิงไม่ได้จำกัดที่งานวิจัยนี้ แต่ยังสามารถพัฒนาให้สูงขึ้นไปได้อีก



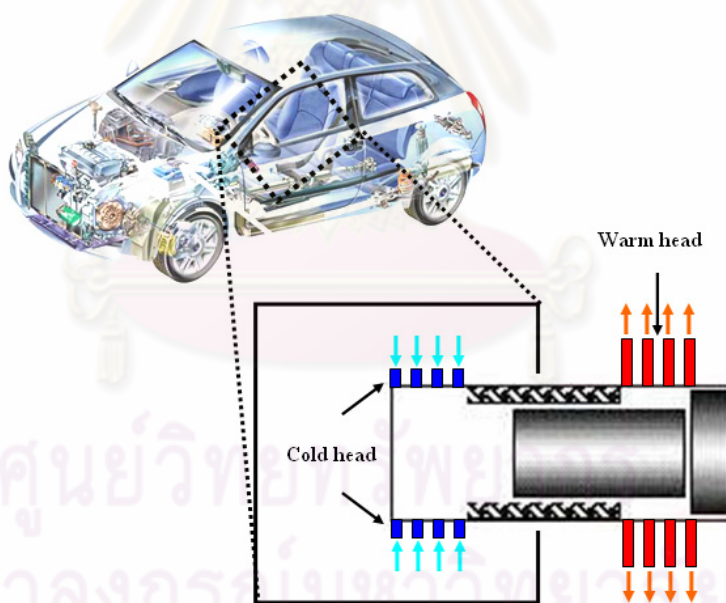
รูปที่ 5-18 การเปรียบเทียบค่า Br ของเครื่องยนต์แบบกับงานวิจัยอื่นๆ

จากผลการทดสอบข้างต้นแสดงให้เห็นถึงข้อดีของการทำงานของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิง โดยที่เครื่องสามารถทำงานได้หลายช่วงอุณหภูมิ ถึงจะทำงานที่อุณหภูมิสูงหรืออุณหภูมิต่ำก็ตาม เมื่อผลต่างอุณหภูมิเท่ากัน ทำให้ มีค่า COP ใกล้เคียงกัน รวมถึงกำลังที่ใช้ในการเริ่มต้นระบบก็มีค่าเทียบเท่าในขณะที่เครื่องทำงานซึ่งเป็นข้อได้เปรียบของระบบทำความเย็นสเตอร์ลิงที่ระบบอัดอากาศกับ Thermoelectric ไม่สามารถทำงานได้ ถึงเครื่องยนต์แบบจะมีค่า COP ต่ำกว่าระบบดังกล่าวก็ตาม แต่ถ้าหากมีการพัฒนาโดยการเพิ่มความดัน ลดแรงเสียดทานในระบบขับเคลื่อน รวมถึงปรับปรุงตัวแลกเปลี่ยนความร้อนและเปลี่ยนสารทำงานเป็นแก๊สไฮโดรเจนหรือฮีเลียม [12] จะสามารถเพิ่มสมรรถนะให้กับเครื่องและทำให้เครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงมีโอกาสเข้ามาเป็นทางเลือกเพื่อทดแทนระบบอัดอากาศต่อไปได้

สำหรับการนำเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงไปประยุกต์ใช้ในงานทางด้านการปรับอากาศ ซึ่งการใช้งานเน้นใช้งานปรับอากาศทางด้านยานยนต์ เนื่องจากข้อจำกัดด้านการแลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงมีพื้นที่ถ่ายเทความร้อนที่จำกัดและเป็นแบบเบ็ดเสร็จภายในตัว ถ้านำมาใช้ในระบบปรับอากาศตามบ้านเรือนจะต้องใช้ตัวกลางในการแลกเปลี่ยนความร้อนเช่นเทอร์โมไซฟอนดังในรูปที่ 5-19 ทำให้สมรรถนะของเครื่องลดต่ำลง แต่ถ้าหากนำมาใช้กับการปรับอากาศในยานยนต์ตัวเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงสามารถนำมาติดตั้ง โดยให้ปลายด้านเย็นอยู่บริเวณภายในพื้นที่ปรับอากาศ ส่วนปลายด้านร้อนอยู่ภายนอกยานยนต์ดังในรูปที่ 5-20 ทำให้ลดการสูญเสียจากการถ่ายเทความร้อนผ่านตัวกลางในการแลกเปลี่ยนความร้อนลงได้



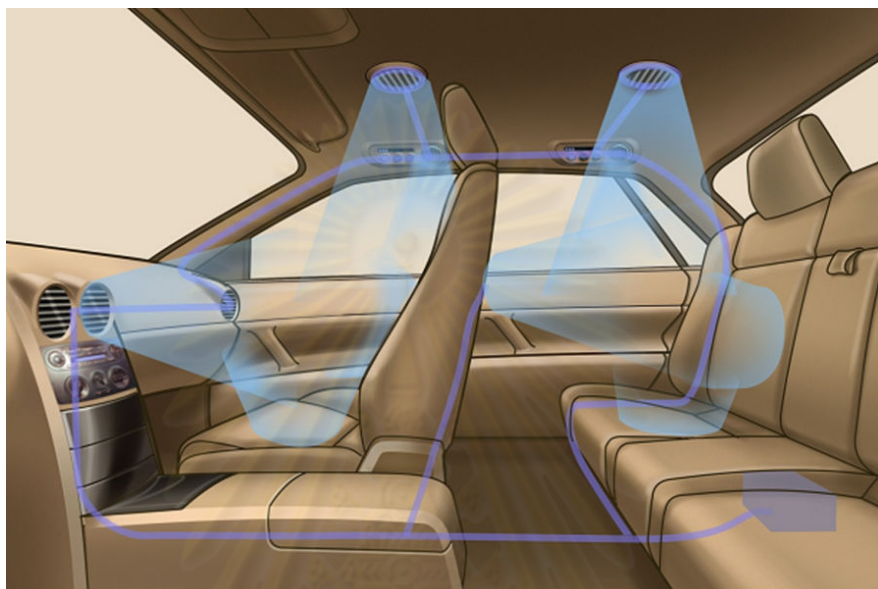
รูปที่ 5-19 การนำเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงไปใช้งานทางด้านการปรับอากาศตามบ้านเรือน



รูปที่ 5-20 การนำเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงไปใช้งานทางด้านการปรับอากาศในยานยนต์

จากการใช้งานจริงระบบปรับอากาศในยานยนต์มีพิกัดทำความเย็นประมาณ 3000 W เมื่อขยายพิกัดทำความเย็นจาก 50 W เพิ่มเป็น 3000 W ซึ่งอัตราส่วนการเพิ่มขึ้นเป็น 60 เท่า โอกาสที่จะเป็นไปได้ค่อนข้างน้อย แต่ถ้าหากมีการแบ่งส่วนในการทำความเย็นหรือที่เรียกว่าการทำความเย็นแบบจุดแสดงดังรูปที่ 5-21 เช่นถ้ามีการแบ่งการทำความเย็นออกเป็น 4 ส่วนจะได้พิกัดทำความเย็นแต่ละส่วนเป็น 750 W หรือเพิ่มขึ้น 15 เท่า ทำให้มีความเป็นไปได้ที่จะเพิ่มพิกัดทำความเย็นไปสู่

การใช้งานจริง นอกจากการเพิ่มขนาดของพิกัดทำความเย็นแล้ว สมรรถนะด้าน COP ก็มีความสำคัญ จากข้อมูลการทดสอบข้างต้นหากมีการเพิ่มความดันในระบบให้สูงขึ้น หรือเปลี่ยนสารทำความเย็นก็มีความเป็นไปได้ที่สมรรถนะทางด้าน COP ของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงจะมีค่าเทียบเท่าระบบอัดไอ



รูปที่ 5-21 แสดงแนวคิดการทำความเย็นเป็นจุดหรือการแบ่งส่วนการทำความเย็น

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

บทที่ 6

สรุปและเสนอแนะ

สรุปผล

วิทยานิพนธ์นี้กล่าวถึงการออกแบบและสร้างเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงเพื่อศึกษาถึงความเป็นไปได้ในการนำมาใช้งานทางด้านการปรับอากาศ สำหรับเป็นทางเลือกเพื่อทดแทนระบบอัดไอ โดยปกติแล้วระบบทำความเย็นสเตอร์ลิงโดยทั่วไปทำงานที่ระดับอุณหภูมิเยือกแข็ง ต่อมาได้มีการพัฒนาให้สามารถทำความเย็นที่ระดับตู้แช่เย็นได้ ซึ่งการใช้งานทางด้านการปรับอากาศมีระดับอุณหภูมิในการทำความเย็นสูงกว่าระดับตู้แช่เย็น ซึ่งอุณหภูมิด้านเย็นของระบบปรับอากาศอยู่ในช่วง 0-5 °C ทั้งนี้เพื่อระบุถึงความเป็นไปได้ที่จะนำระบบดังกล่าวมาใช้งานทางด้านการปรับอากาศเพื่อทดแทนระบบอัดไอ

ในการออกแบบเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงเริ่มจากการวิเคราะห์ด้วยสมการเชิงประจักษ์ของ Otaka เพื่อใช้ในการทำนายปริมาตรด้านกวาดของเครื่อง หลังจากได้ปริมาตรดังกล่าวแล้ว ส่วนต่อไปจะเป็นการหาปริมาตรคงที่คือ ปริมาตรปลายด้านร้อน ปริมาตร regenerator และปริมาตรปลายด้านเย็น หาได้จากการวิเคราะห์ทางเทอร์โมไดนามิกส์แบบ Ideal adiabatic

หลังจากประเมินปริมาตรต่างๆ แล้วขั้นต่อไปเป็นการออกแบบชิ้นส่วนของเครื่อง โดยการออกแบบและตัดสินใจเลือกรูปแบบตัวเครื่อง จะมีการพิจารณาเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงของงานวิจัยอื่นๆ เพื่อดึงแนวคิดต่างๆ มาประยุกต์ใช้ประกอบการออกแบบต่อไป เครื่องต้นแบบมีการเลือกใช้กลไกแบบเบตา มีระบบขับเคลื่อนแบบ Scotch yoke และมีอุณหภูมิในช่วงการทำความเย็นในระดับปรับอากาศ หลังจากสร้างเครื่องและทดสอบพบว่าเครื่องไม่สามารถทำงานตามที่ออกแบบได้ จึงได้ทำการปรับปรุงตัวเครื่องเพื่อให้สามารถทำงานตามที่ออกแบบได้ โดยแบ่งการปรับปรุงออกเป็น 3 ส่วนคือ การปรับปรุงระบบส่งกำลัง การปรับปรุง Regenerator และการปรับปรุงช่องใส่ Regenerator หลังจากการปรับปรุงได้ทดสอบหาช่วงความพรุนของ Regenerator ที่เหมาะสม เพื่อให้เครื่องสามารถทำงานได้ในจุดที่ดีที่สุด จากนั้นจะเป็นการทดสอบเพื่อหาสมรรถนะของเครื่องโดยละเอียดต่อไป

จากการทดสอบเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงที่ระดับความดันต่างๆ ทำให้ทราบว่าเครื่องมีสมรรถนะทางด้านพิกัดทำความเย็นเพิ่มขึ้น เมื่อความดันเพิ่มขึ้นส่วนทางด้าน COP มีแนวโน้มใกล้เคียงกันที่ความดัน 0.6-0.75 MPa และมีแนวโน้มเริ่มเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วที่ความดัน 0.8 MPa ส่วนทางด้านผลต่างอุณหภูมิของการทำความเย็นมีผลต่อพิกัดทำความเย็นและ COP โดยพิกัดทำความเย็นเพิ่มขึ้นเมื่อผลต่างของอุณหภูมิลดลง ในส่วนของ COP มีแนวโน้มเช่นเดียวกับพิกัดทำความเย็น จากการทดสอบตัวแปรต่างๆ ทำให้ทราบได้ว่าความดันและผลต่างของอุณหภูมิมิมีผลต่อ

สมรรถนะของเครื่องเมื่อใช้งานในอุณหภูมิระดับปรับอากาศ ดังนั้นความดันและผลต่างอุณหภูมิจึงเป็นตัวแปรสำคัญไปสู่การพัฒนาสมรรถนะของเครื่องต่อไป

ในส่วนของการปรับปรุงสมรรถนะทางด้านพิกัดทำความเย็นของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิง เนื่องจากข้อจำกัดของเครื่องต้นแบบที่ได้ออกแบบไว้ให้สามารถทำงานที่ความดัน 0.7 MPa และที่ความเร็ว 1000 rpm พบว่าเครื่องยังสามารถเพิ่มสมรรถนะทางด้านพิกัดทำความเย็นให้สูงขึ้นได้เมื่อเพิ่มความดัน และรอบการทำงานของระบบให้สูงขึ้น ดังนั้นการปรับปรุงเครื่องในโอกาสต่อไป ควรออกแบบเพลลาให้สามารถรับแรงได้มากขึ้น ซึ่งช่วยลดการงอที่เกิดกับเพลลาข้อเหวี่ยงได้ ทำให้ตัวเครื่องเกิดการสั่นลดลง

ในส่วนของการปรับปรุงสมรรถนะทางด้าน COP นอกจากการปรับปรุงพิกัดทำความเย็นแล้ว การลดการสูญเสียที่ระบบขับเคลื่อนก็มีส่วนสำคัญ เพราะเครื่องทำความเย็นต้นแบบมีการสูญเสียที่ระบบขับเคลื่อนค่อนข้างมากหรือประมาณ 50% ของพลังงานที่ใช้ในการขับเคลื่อนทั้งระบบ ดังนั้นการลดการสูญเสียที่เกิดขึ้นในระบบขับเคลื่อนได้ ก็จะส่งผลต่อสมรรถนะทางด้าน COP ได้มากเช่นกัน

ในส่วนการเพิ่มสมรรถนะทางด้านพิกัดทำความเย็นและ COP นอกจากในส่วนของการปรับปรุงดังที่กล่าวมาแล้ว การเปลี่ยนสารทำความเย็นจากอากาศมาใช้แก๊สไฮโดรเจนหรือฮีเลียมก็เป็นอีกแนวทางในการเพิ่มสมรรถนะของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงได้

จากการศึกษาและออกแบบเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิง โดยใช้สมการของการศึกษา [9] ที่ใช้ออกแบบในตอนต้นพบว่าสมการดังกล่าวให้ผลที่ใกล้เคียงกับการทดสอบ และจากการออกแบบพิกัดทำความเย็นในตอนต้นที่ 50 W เมื่อทดสอบเครื่องดังกล่าวได้พิกัดทำความเย็นมีค่า 45.1W ทำให้สามารถนำสมการดังกล่าวไปใช้ในการวิเคราะห์และออกแบบเพื่อใช้ปรับปรุงสมรรถนะของเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงที่มีพิกัดทำความเย็นใกล้เคียงกับการใช้งานจริงต่อไปได้

จากการศึกษาและทดสอบเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงต้นแบบ ทำให้ทราบถึงข้อดีในด้านต่างๆ เช่น สารทำความเย็นเป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อม ใช้พลังงานในการเริ่มต้นระบบต่ำเมื่อเทียบกับระบบอัดไอส่งผลดีสำหรับยานยนต์ในอนาคตที่มีพลังงานใช้งานจำกัด และเครื่องสามารถทำความเย็นได้หลายช่วงอุณหภูมิโดยที่ผลต่างอุณหภูมิที่ปลายด้านร้อนและปลายด้านเย็นคงที่จะทำให้ค่า COP ก่อนข้างคงที่เหมาะสมสำหรับการใช้งานในหลายๆ ประเทศที่มีอุณหภูมิแตกต่างกันๆ ส่วนข้อจำกัดในด้านต่างๆ ที่เป็นอุปสรรคในการใช้งาน เช่น สมรรถนะทางด้าน COP ก่อนข้างต่ำเมื่อเทียบกับระบบอัดไอ และมีพื้นที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ปลายด้านเย็นจำกัด จากการศึกษาวิจัยอื่นๆ พบว่าสมรรถนะของเครื่องไม่ได้จำกัดที่งานวิจัยนี้ แต่ยังสามารถพัฒนาให้เครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงมีสมรรถนะทางด้าน COP ที่สูงขึ้นได้อีก และข้อจำกัดในการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ปลายด้านเย็นทำให้การนำไปใช้งานมีอุปสรรคมากขึ้น แต่จากข้อเสนอแนะที่ผ่านมาเมื่อ

นำมาใช้ปรับอากาศในยานยนต์ก็สามารถทำให้ลดปัญหาลงไปได้ ดังนั้นจึงสรุปได้ว่าการนำไปใช้งานทางด้าน การปรับอากาศมีความเป็นไปได้ หากพัฒนาอย่างต่อเนื่องให้เครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงสามารถมีสมรรถนะเข้าใกล้ระบบอัดไอ ก็มีความเป็นไปได้ว่าในอนาคตอันใกล้ระบบทำความเย็นสเตอร์ลิงจะเข้ามามีบทบาทในการปรับอากาศในยานยนต์มากขึ้น



ศูนย์วิจัยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

รายการอ้างอิง

- [1] Farrington, R. and Rugh J. Impact of Vehicle Air-Conditioning on Fuel Economy, Tailpipe Emissions and Electric Vehicle Range. National Renewable Energy Laboratory, pp.1-10. Washington, D.C.: NREL, 2000 .
- [2] Monforte, R. MAC System Fuel Consumption in various climate conditions. SAE Alternate Refrigerant Systems, 2007.
- [3] Salim, M. Thermally activated mobile ejector refrigeration system analysis. Proc. Instn Mech. Engrs Vol. 218 Part D: J. Automobile Engineering. pp.1055-1061. 2004
- [4] Hargreaves, C.M. The Philips stirling engine. Amsterdam: Elsevier, 1991.
- [5] Fabien, M.J. Evaluation of the free-piston Stirling coolers for domestic cooling applications XVIIIth International Congress of refrigeration. Canada: Quebec, 1991.
- [6] Kawada, M., Kudo, I., Fujisada, H. Cryocooler Performance and Verification Test Results. The 7th International Conference on Stirling Cycle Machines. pp.565-572., 1995.
- [7] Mennink, B. and Goossen, W. The free-piston Stirling cooling system improving the energy efficiency of refrigerators. The 19th International congress on refrigeration exhibition. pp. 1–25., 1995.
- [8] Ewert, M.K., Agrella, M., DeMonbrun, D., Frahm, J., Bergeron, D.J, Berchowit, D. Experimental evaluation of a solar PV refrigerator with thermoelectric, Stirling, and vapor compression heat pumps. Proceedings of ASES Solar 98 Conference. 1998.
- [9] Walker, G., Reader, G., Fauvel, R., Bingham, E. R., Stirling near-ambient temperature refrigerators - Innovative compact designs. The 27th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference. pp. 5.93-5.96., 1992.
- [10] Berchowit, D.M. Free-piston Stirling coolers for intermediate lift temperatures. The 26th Intersociety Energy conversion Engineering conference. pp. 5.115-1.121.1992.
- [11] Kim S.T., Cho, K.S. and Chung W.S. Study of stirling cycle refrigerator. American chemical society 5 (1993):2.615-2.619.
- [12] Otaka, T., Ota, M., Murakami, K., and Sakamoto, M. Study of Performance Characteristics on a Small Size Stirling Refrigerator. Heat Transfer – Asian Research, Wiley Periodicals 31(2002):344-361.

- [13] ไพบุลย์ ศรีภคกร. การศึกษาเปรียบเทียบเทคโนโลยีความเย็นสำหรับผู้เย็นพลังแสงอาทิตย์ขนาดครัวเรือน. ใน การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 19, 19-21 ตุลาคม 2548 ณ โรงแรมเดอะ รอยัล พาราไดส์ จังหวัดภูเก็ต, 2548.
- [14] Sanaye, S. and Malekmohammadi, H.R. Thermal and economical optimization of air conditioning units with vapor compression refrigeration system. Applied Thermal Engineering 24 (2004):1807–1825.
- [15] Astrain, D. Vian, J.G. Dominguez, M. Increase of COP in the thermoelectric refrigeration by the optimization of heat dissipation. Applied Thermal Engineering 23 (2003):183–2200.
- [16] Lee J.S. et.al. Use of two-phase loop thermosyphons for thermoelectric refrigeration: experiment and analysis. Applied Thermal Engineering 23 (2003):1167–1176.
- [17] Vian, J.G. and Astrain, D. Development of a heat exchanger for the cold side of a thermoelectric module. Applied Thermal Engineering 28 (2008):1514–1526.
- [18] Welty, S.C. and Cueva, F. Energy efficient freezer installation using natural working fluids and a free piston Stirling cooler. CIAR (2001):1461-1470.
- [19] Oguz, E. and Ozkadi, F. Experimental investigation of a Stirling cycle cooled domestic Refrigerator. Ninth International Refrigeration and Air Condition Conference at Purdue, USA, 2002
- [20] Riffat, S.B. et.al. A novel thermoelectric refrigeration system employing heat pipes and a phase change material: an experimental investigation. Renewable Energy 23 (2001): 313–323.
- [21] Wang, F. et.al. The novel use of phase change materials in refrigeration plant. Part 1: Experimental investigation. Applied Thermal Engineering 27(2007):2893-2901.
- [22] Kwon, Y.R. and Berchowitz, D.M. Operational characteristics of Stirling machinery. International Congress of Refrigeration, Washington, D.C. :IRC, 2003
- [23] Min, G. and Rowe, D.M. Cooling performance of integrated thermoelectric microcooler. Solid-State Electr 43 (1999):923-929.
- [24] Tan, F.L. and Fok, S.C. Methodology on sizing and selecting thermoelectric cooler from different TEC manufacturers in cooling system design. Energy Conversion and Management 49 (2008):1715-1723.

- [25] Urieli, I., Berchowitz, D. M. Stirling Cycle Engine Analysis. Publisher: Adam Higler Ltd., 2002
- [26] Noburu Kagawa Analytical method for stirling engine and coolers ISME 1998
- [27] HIRATA, K. Study on Design and Performance Prediction Methods for Miniaturized Stirling Engine. Society of Automotive Engineers. Japan: 99SETC-42 ,1998.
- [28] Meijer, R.J. and Heijer, R. STM4-120CC as Cryocooler for Liquid Natural Gas. International Structural Engineering and Construction Conference. pp.321-325., Netherlands: Eindhoven, 1993.
- [29] HIRATA, K. MECHANICAL LOSS REDUCTION OF A 100 W CLASS STIRLING ENGINE. National Maritime Research Institute. pp.338-343. Japan, 2003
- [30] Yunus, a. Heat transfer a practical approach. Singapore: Mc Graw Hill, 2003.
- [31] Tang X. and Cheng P. CORRELATION OF THE CYCLE-AVERAGED NUSSELT NUMBER IN A PERIODICALLY REVERSING PIPE FLOW. International Communications in Heat and Mass Transfer 20 (1993):161-172.



ภาคผนวก

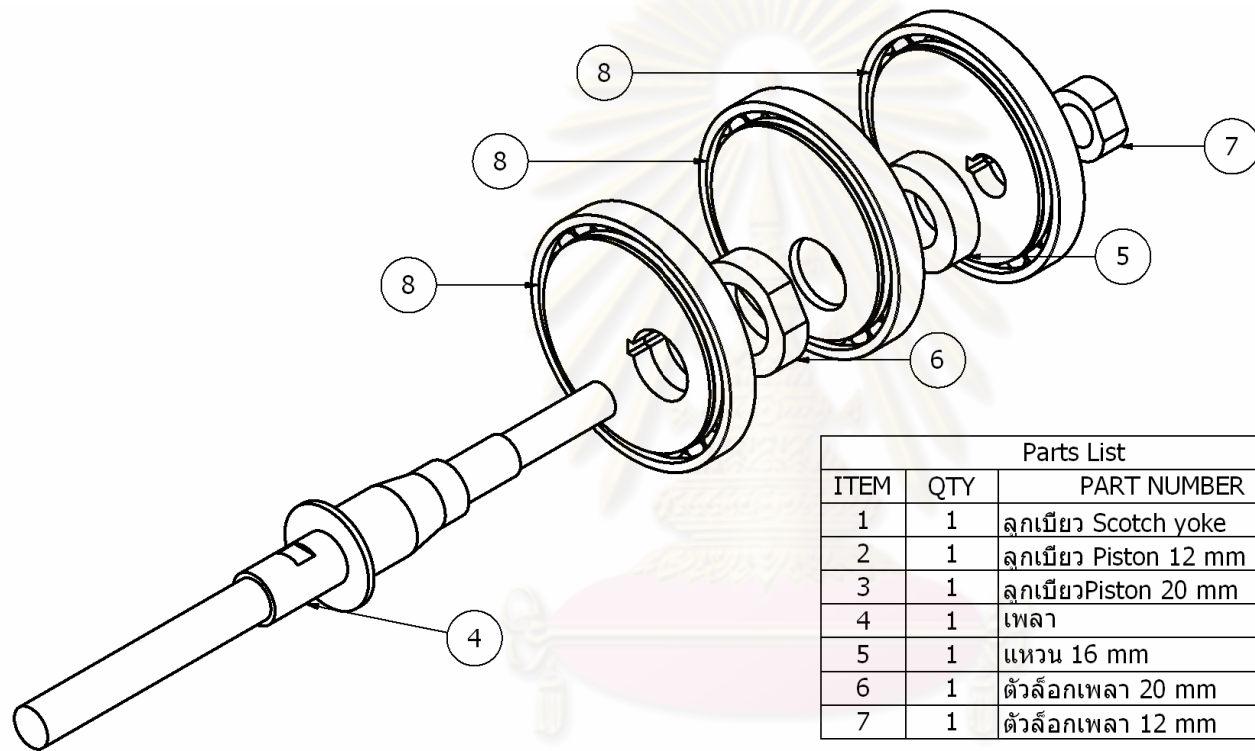
ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



ภาคผนวก ก

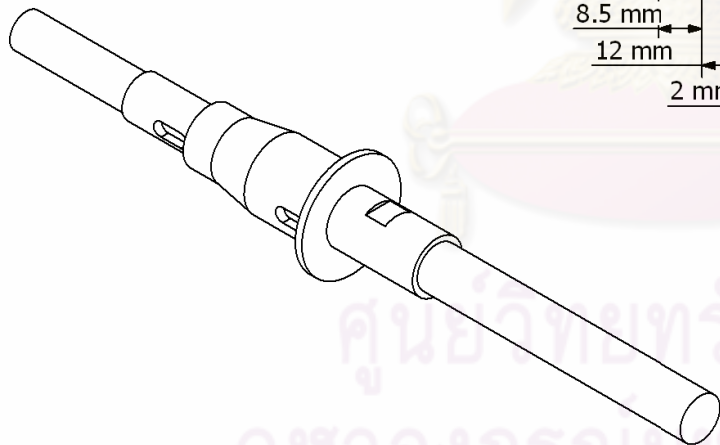
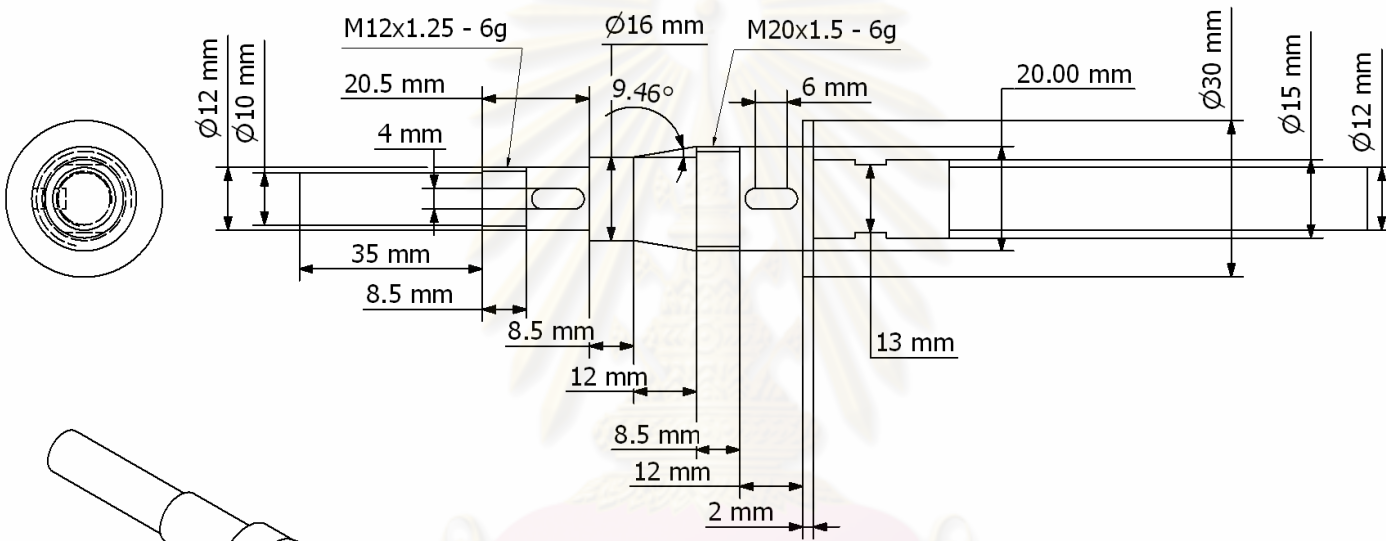
แบบโครงสร้างเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิง

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

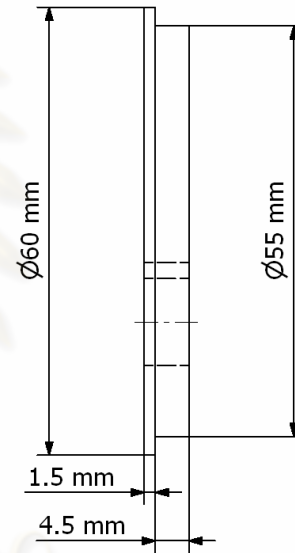
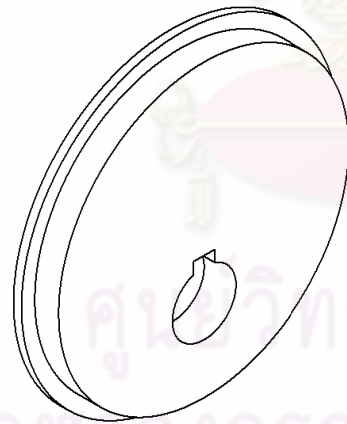
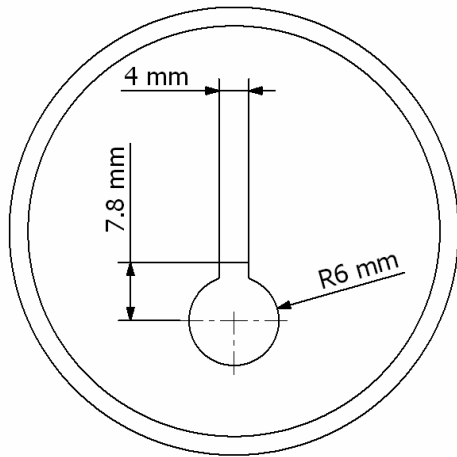


Parts List		
ITEM	QTY	PART NUMBER
1	1	ลูกเบี้ยว Scotch yoke
2	1	ลูกเบี้ยว Piston 12 mm
3	1	ลูกเบี้ยวPiston 20 mm
4	1	เพลลา
5	1	แหวน 16 mm
6	1	ตัวล็อกเพลลา 20 mm
7	1	ตัวล็อกเพลลา 12 mm

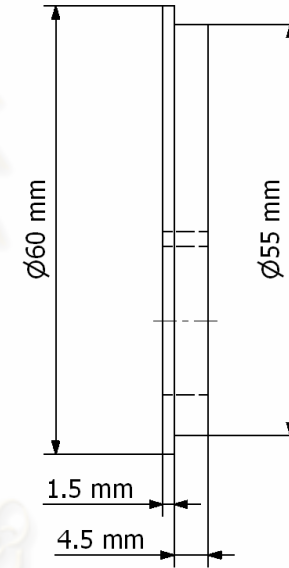
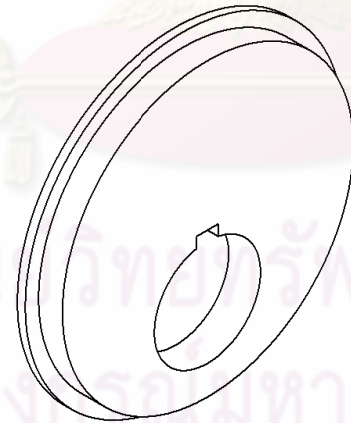
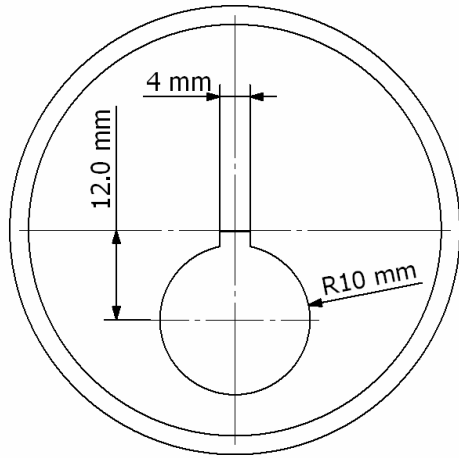
ชื่อผู้เขียน : อธิธิพล ญาณวารี		จำนวนชิ้น : 1
วัสดุ :		วันเดือนปี :
ชื่อชิ้นงาน : เพลลาข้อเหวี่ยง		



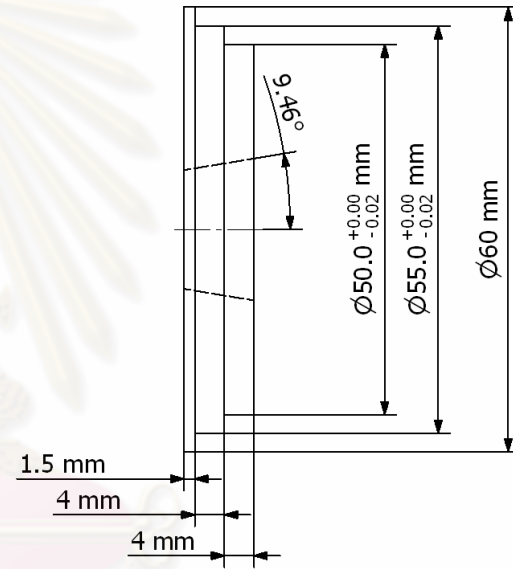
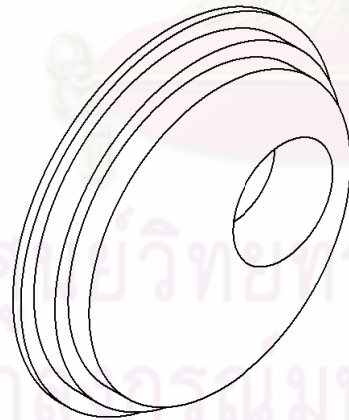
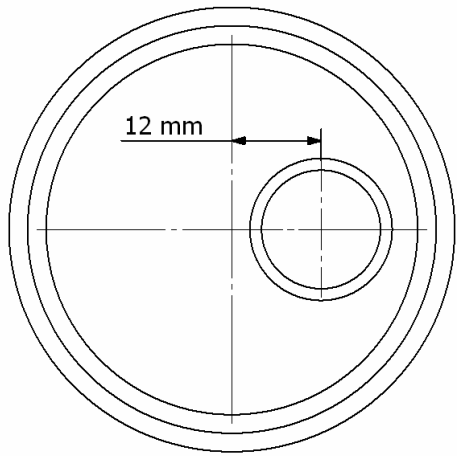
ชื่อผู้เขียน : อิทธิพล ญาณวารี	จำนวนชิ้น : 1
วัสดุ : S45C	วันเดือนปี :
ชื่อชิ้นงาน : เพลา	



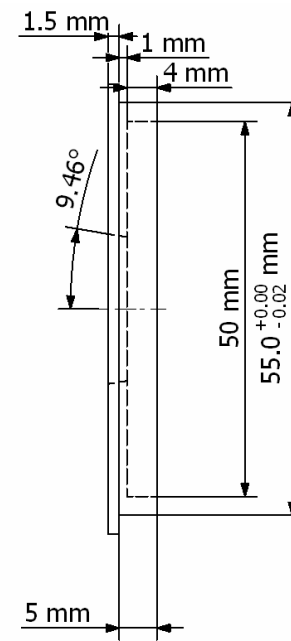
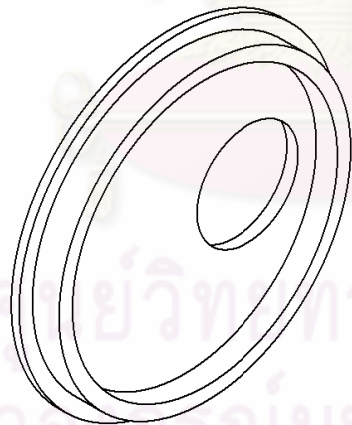
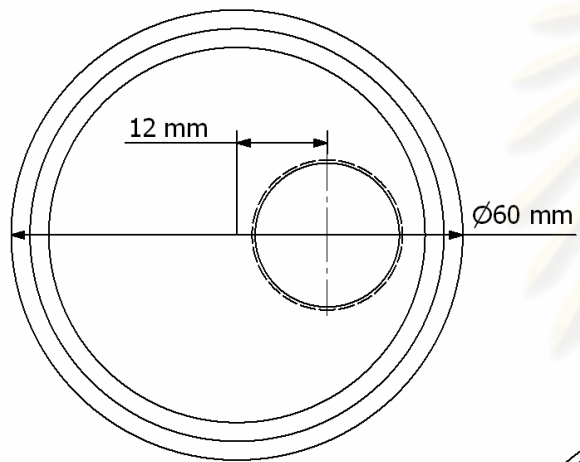
ชื่อผู้เขียน : อธิพิพล ญาณวารี	จำนวนชิ้น : 2
วัสดุ : S45C	วันเดือนปี :
ชื่อชิ้นงาน : ลูกเบี้ยวลูกสูบกำลัง 12 mm	



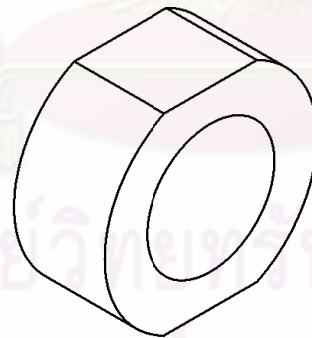
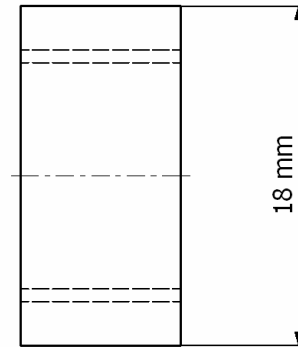
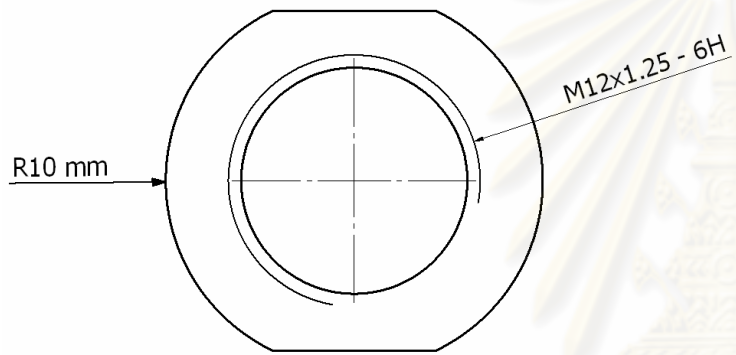
ชื่อผู้เขียน : อธิธิพล ญาณวารี	จำนวนชิ้น : 1
วัสดุ : S45C	วันเดือนปี :
ชื่อชิ้นงาน : ลูกเบี้ยวลูกสูบกำลัง 20 mm	



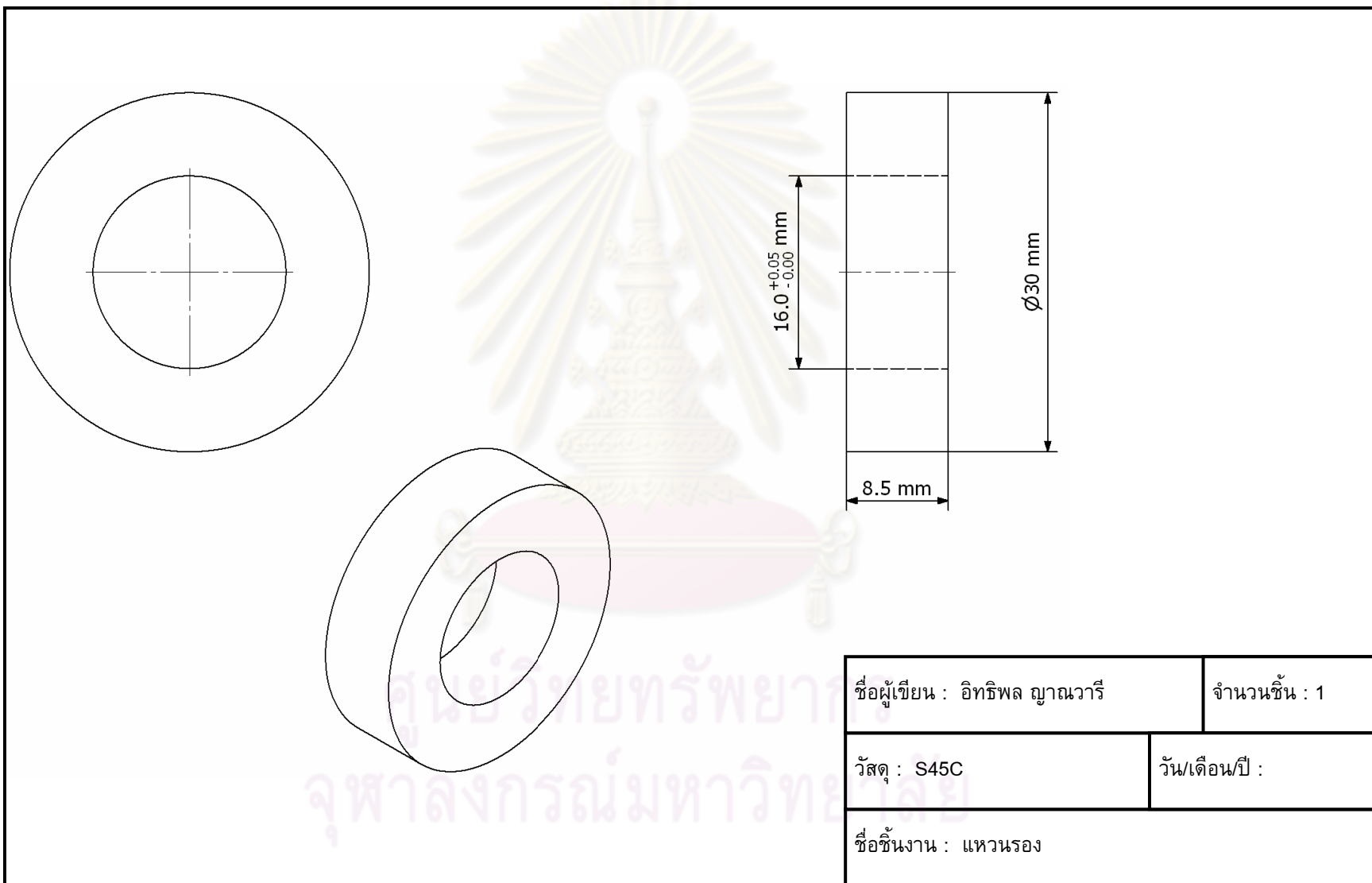
ชื่อผู้เขียน : อิทธิพล ญาณวารี	จำนวนชิ้น : 1
วัสดุ : S45C	วันเดือนปี :
ชื่อชิ้นงาน : ลูกเบี้ยว Scotch Yoke	

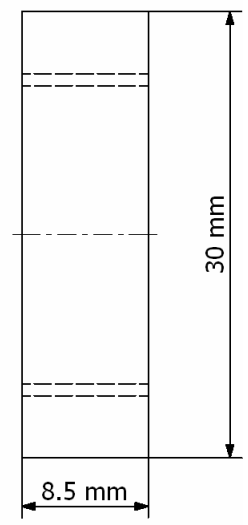
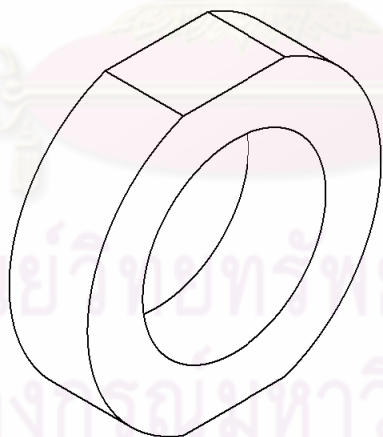
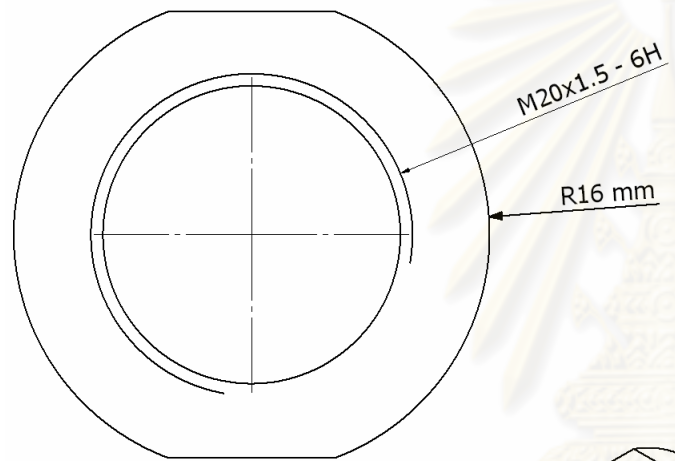


ชื่อผู้เขียน : อธิพิพล ญาณวารี	จำนวนชิ้น : 1
วัสดุ : S45C	วันเดือนปี :
ชื่อชิ้นงาน : ฝาปิดห้อง Mechanical seal	

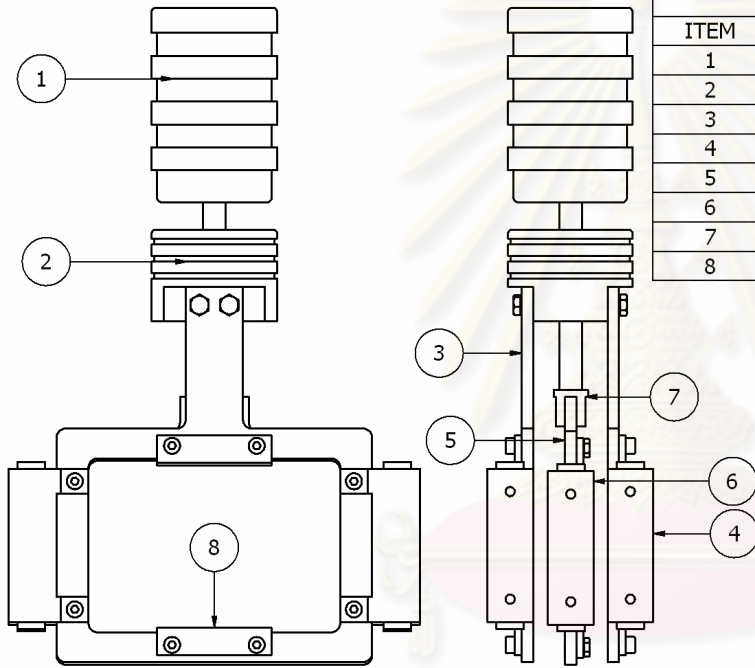


ชื่อผู้เขียน : อธิรพล ญาณวารี	จำนวนชิ้น : 1
วัสดุ : S45C	วัน/เดือน/ปี :
ชื่อชิ้นงาน : แหวนล็อก M12x1.25	



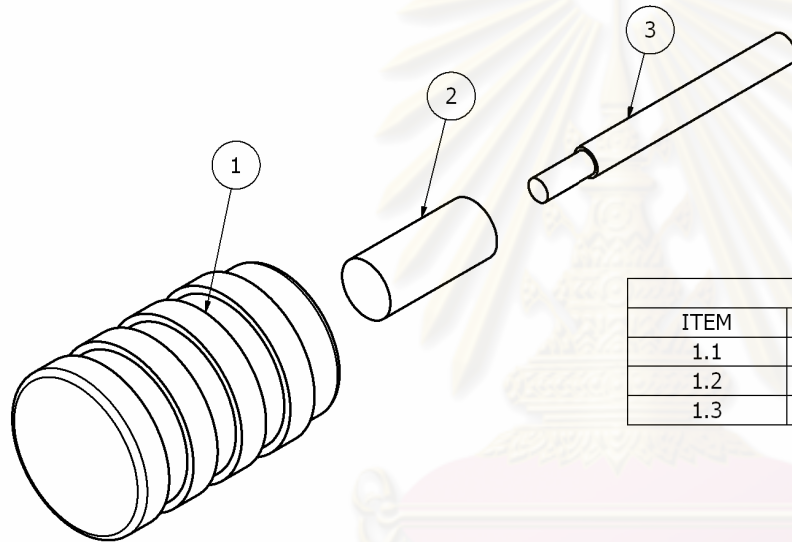


ชื่อผู้เขียน : อิทธิพล ญาณวารี	จำนวนชิ้น : 1
วัสดุ : S45C	วัน/เดือน/ปี :
ชื่อชิ้นงาน : แหวนล็อก M20x1.5	



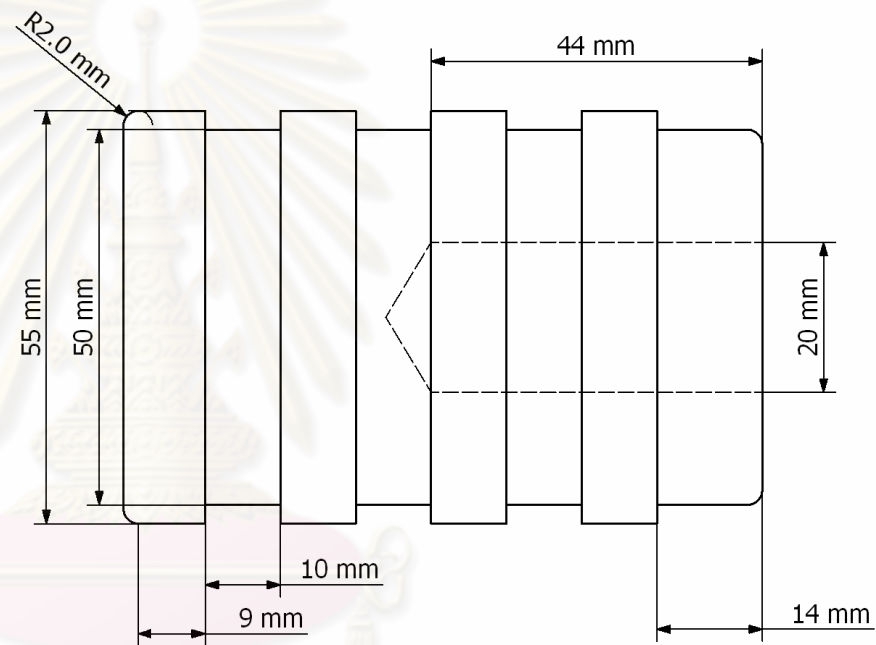
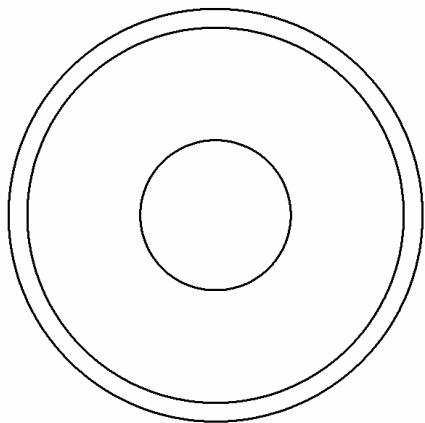
Parts List		
ITEM	QTY	PART NUMBER
1	1	Displacer
2	1	Power piston
3	2	scotch yoke power piston
4	4	เรื่อน Linear bearing power piston
5	1	Scotch yoke displacer
6	2	เรื่อน Linear bearing displacer
7	1	เกลียวแกน Displacer
8	4	ตัวรอง Bearing

ชื่อผู้เขียน : อธิธิพล ญาณาวารี	จำนวนชิ้น : 1
วัสดุ :	วันเดือนปี :
ชื่อชิ้นงาน : Scotch yoke	



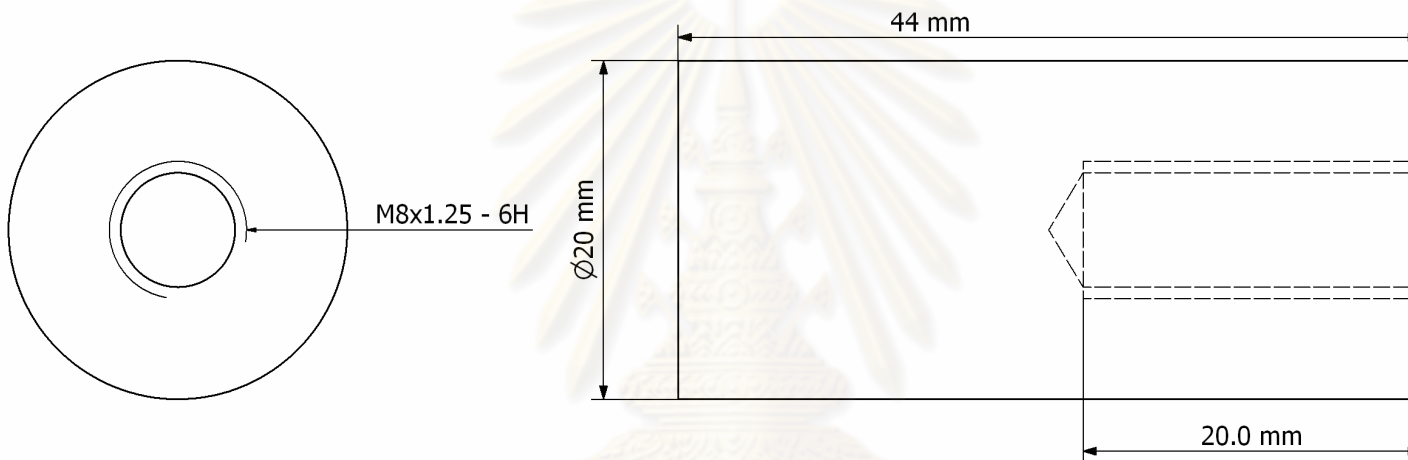
Parts List		
ITEM	QTY	PART NUMBER
1.1	1	Displacer
1.2	1	เกลียว Displacer
1.3	1	แกน Displacer

ชื่อผู้เขียน : อธิรพล ญาณาวารี	จำนวนชิ้น : 1
วัสดุ :	วัน/เดือน/ปี :
ชื่อชิ้นงาน : Displacer	



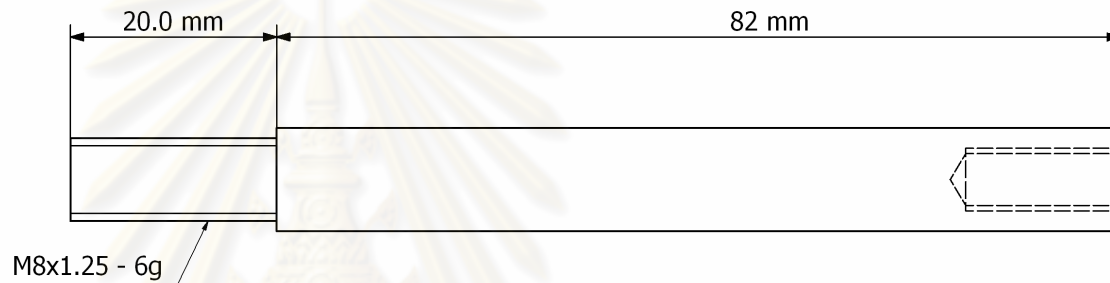
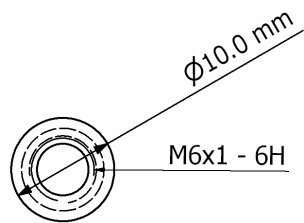
ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ชื่อผู้เขียน : อธิรพล ญาณวารี	จำนวนชิ้น : 1
วัสดุ : Teflon	วัน/เดือน/ปี :
ชื่อชิ้นงาน : Displacer	



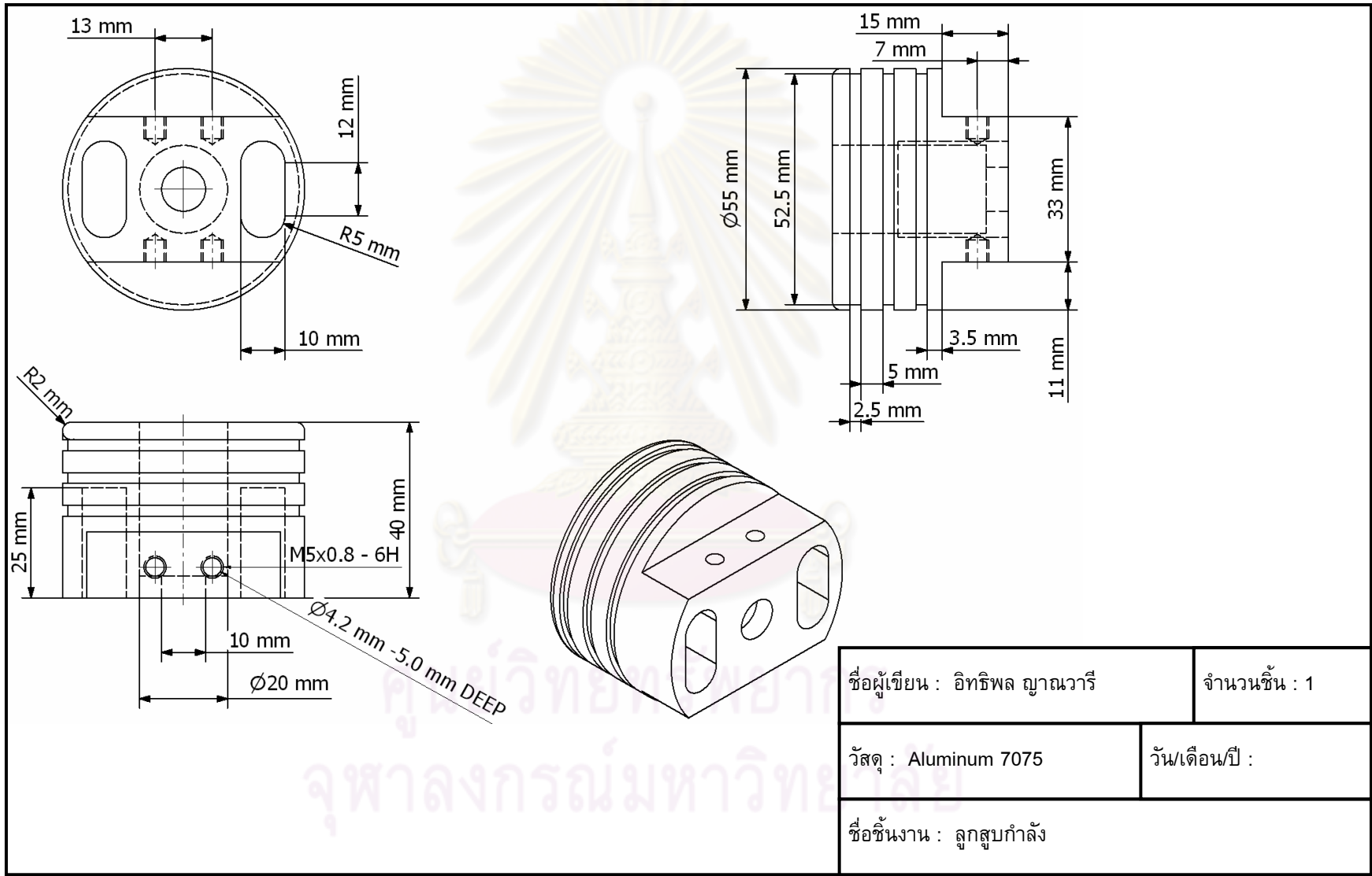
ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ชื่อผู้เขียน : อธิรพล ญาณวารี	จำนวนชิ้น : 1
วัสดุ : S45C	วัน/เดือน/ปี :
ชื่อชิ้นงาน : เกลียว Displacer	

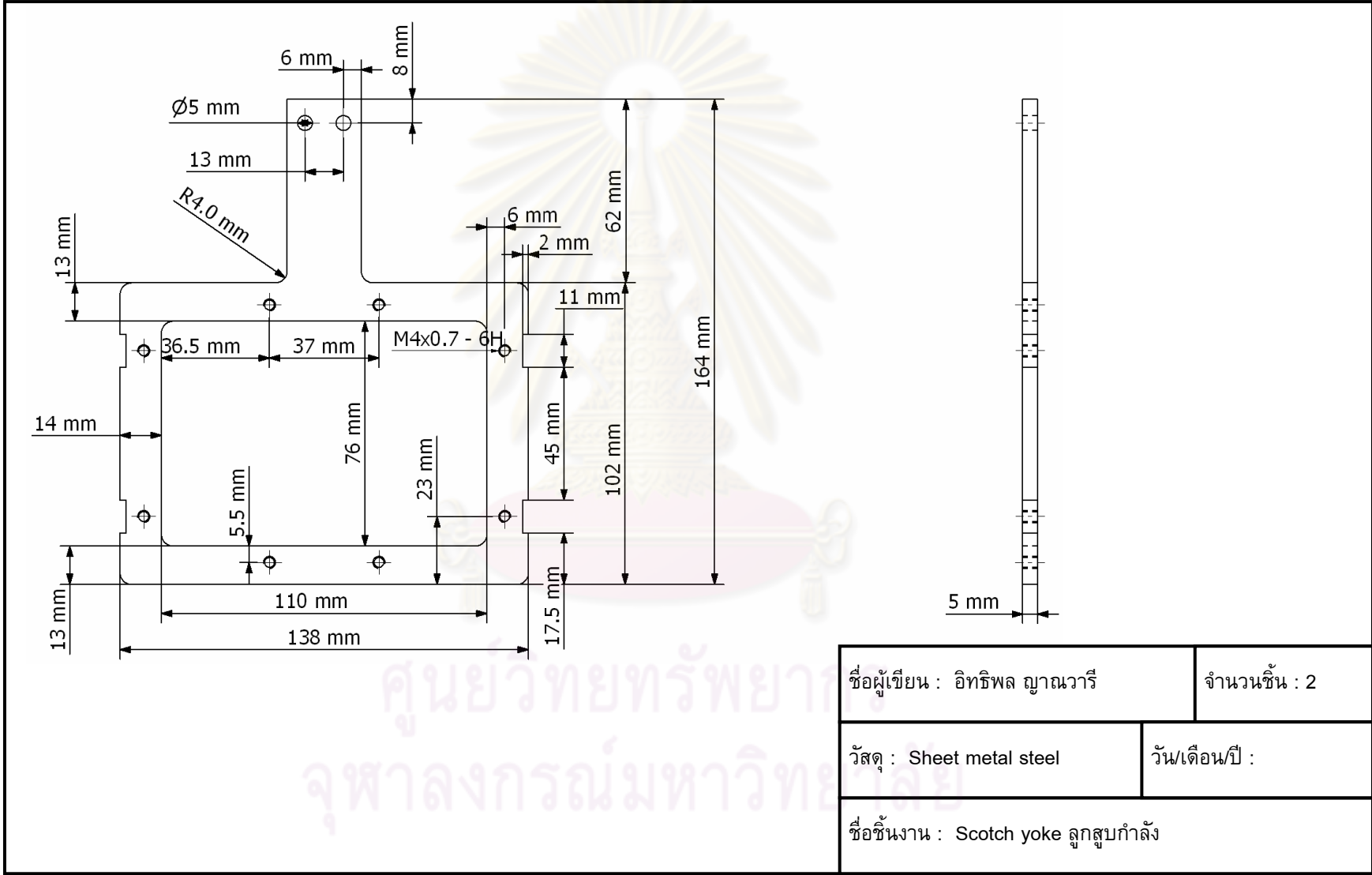


ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

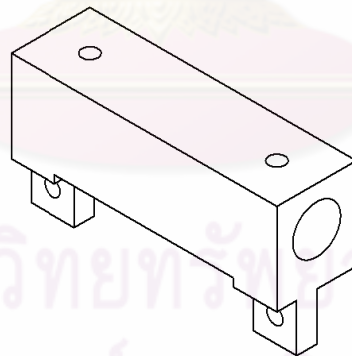
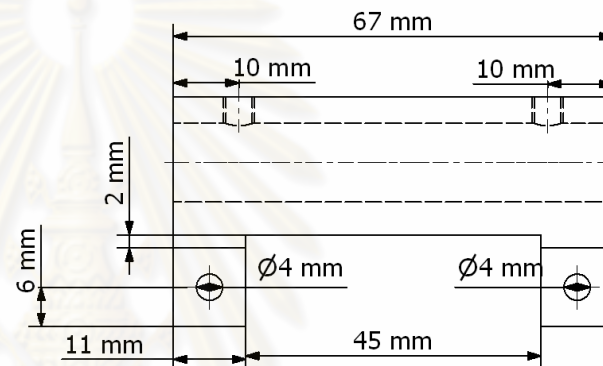
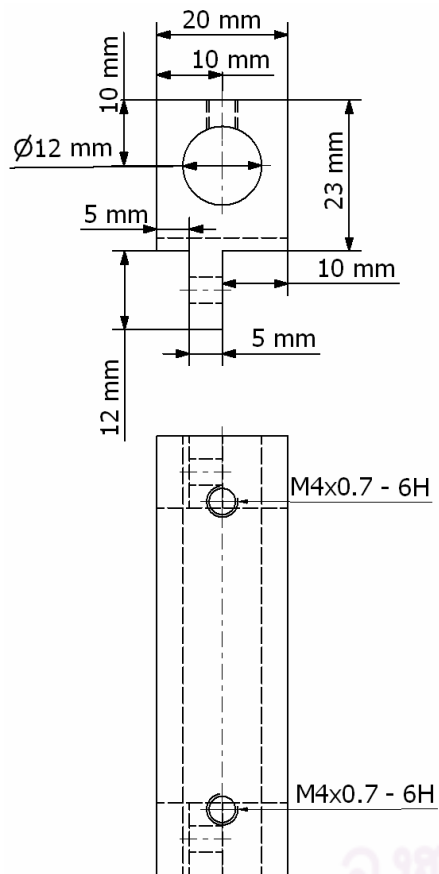
ชื่อผู้เขียน : อธิรพล ญาณวารี	จำนวนชิ้น : 1
วัสดุ : S45C	วัน/เดือน/ปี :
ชื่อชิ้นงาน : แกน Displacer	



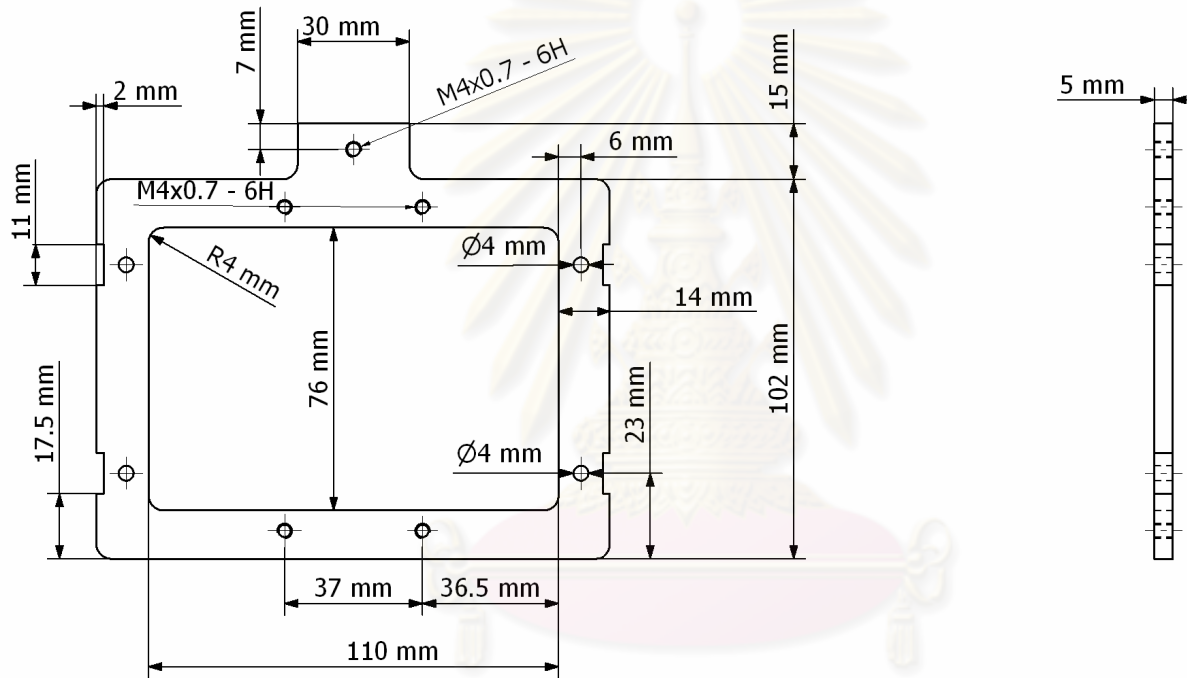
ชื่อผู้เขียน : อธิรพล ญาณวาริ	จำนวนชิ้น : 1
วัสดุ : Aluminum 7075	วัน/เดือน/ปี :
ชื่อชิ้นงาน : ลูกสูบกำลัง	



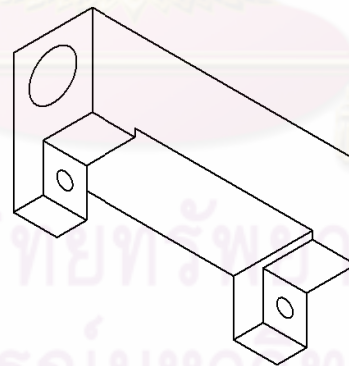
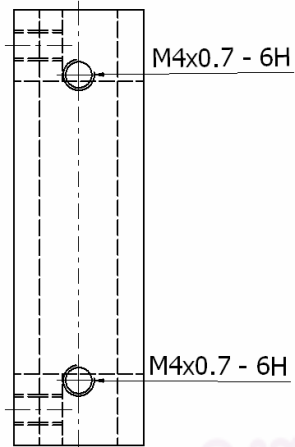
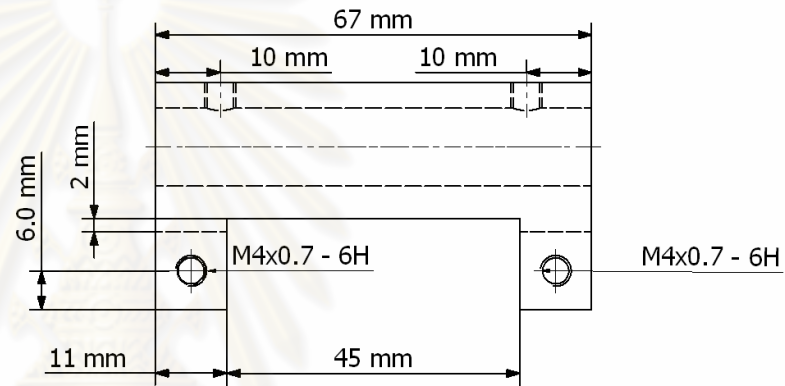
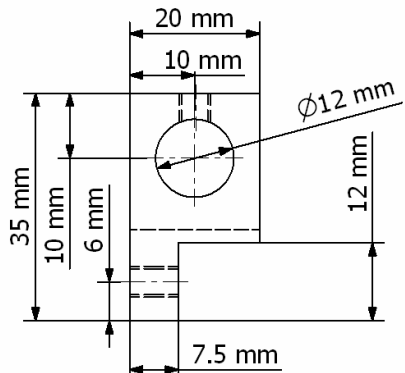
ชื่อผู้เขียน : อิทธิพล ญาณวารี	จำนวนชิ้น : 2
วัสดุ : Sheet metal steel	วัน/เดือน/ปี :
ชื่อชิ้นงาน : Scotch yoke ลูกสูบกำลัง	



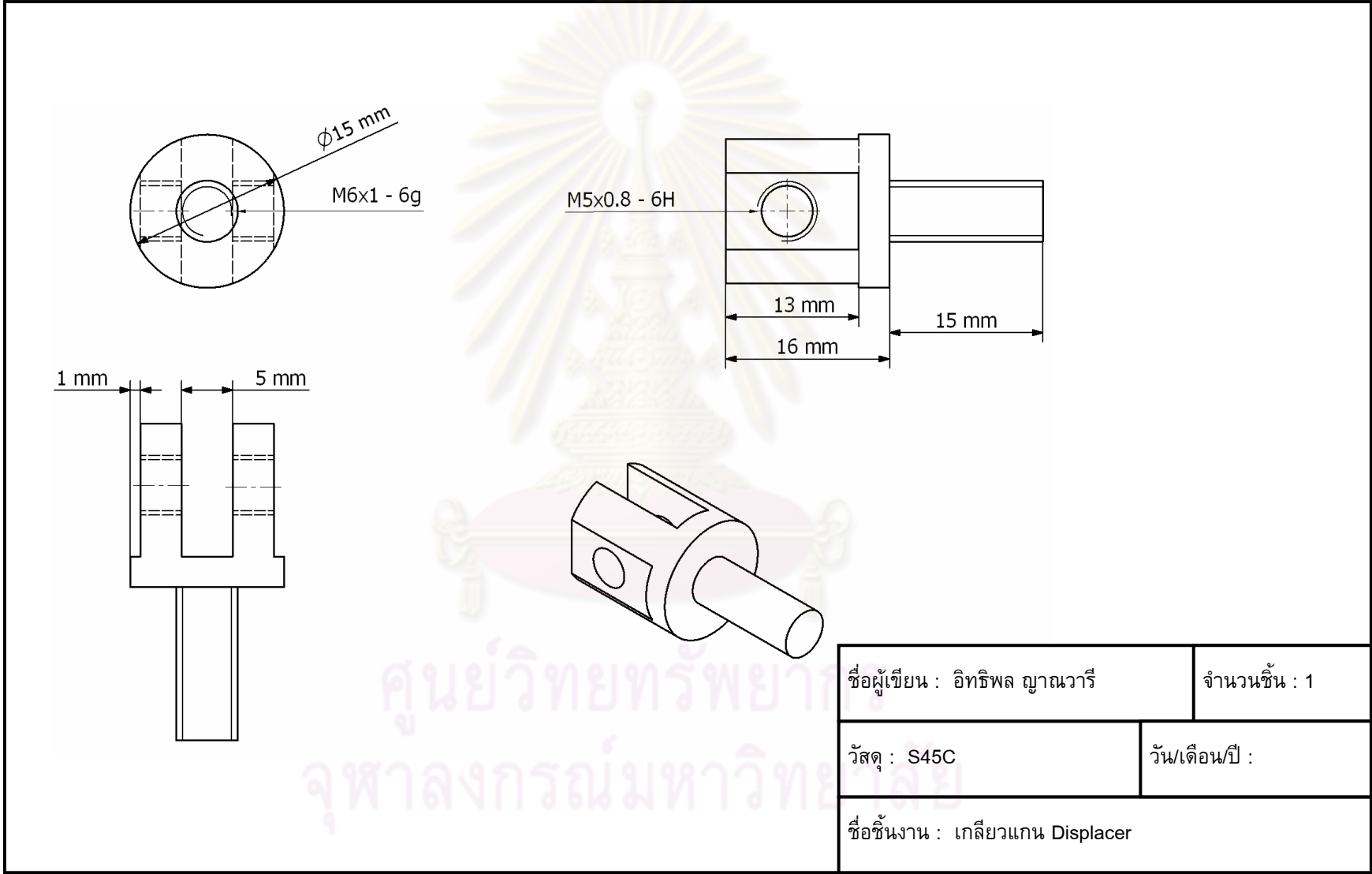
ชื่อผู้เขียน : อธิรพล ญาณวาริ	จำนวนชิ้น : 4
วัสดุ : Aluminum 7075	วัน/เดือน/ปี :
ชื่อชิ้นงาน : เรือน linear bearing ลูกสูบกำลัง	

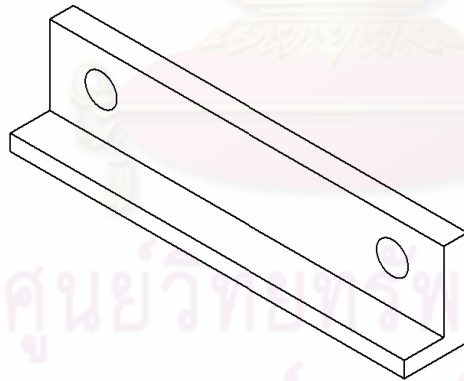
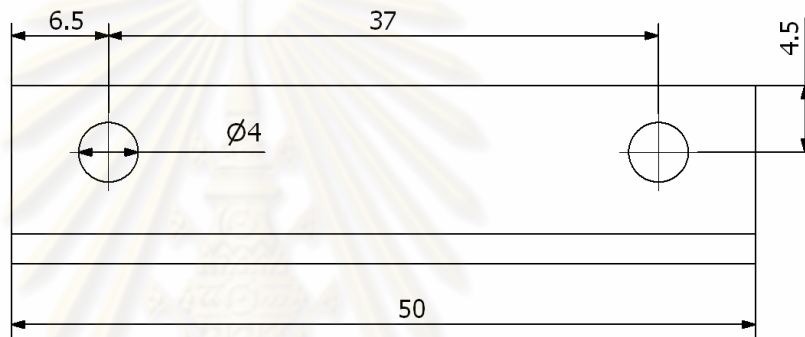
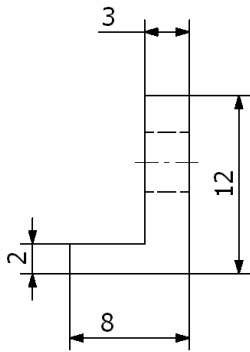


ชื่อผู้เขียน : อิทธิพล ญาณวารี	จำนวนชิ้น : 1
วัสดุ : Sheet metal steel	วัน/เดือน/ปี :
ชื่อชิ้นงาน : Scotch yoke Displacer	

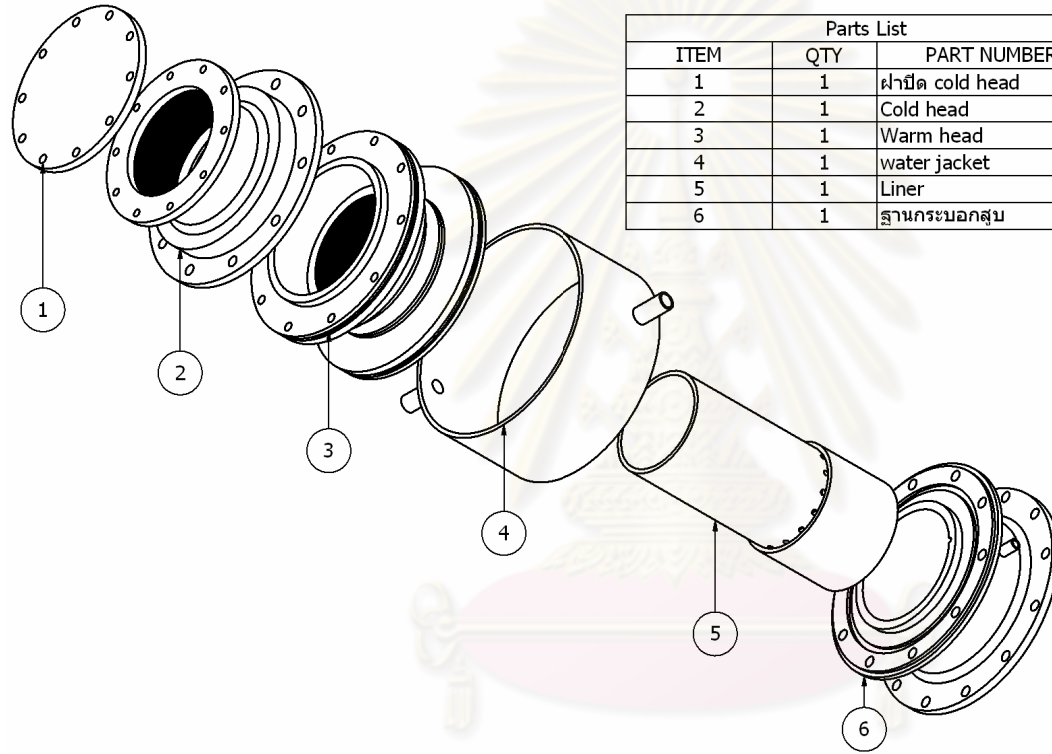


ชื่อผู้เขียน : อธิรพล ญาณวารี	จำนวนชิ้น : 2
วัสดุ : Aluminum 7075	วัน/เดือน/ปี :
ชื่อชิ้นงาน : เรือน linear bearing Displacer	





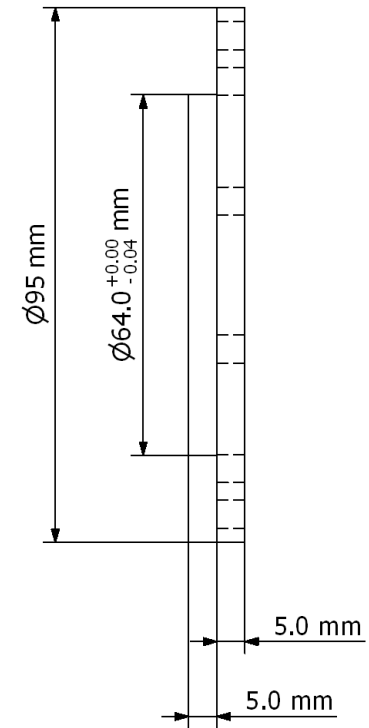
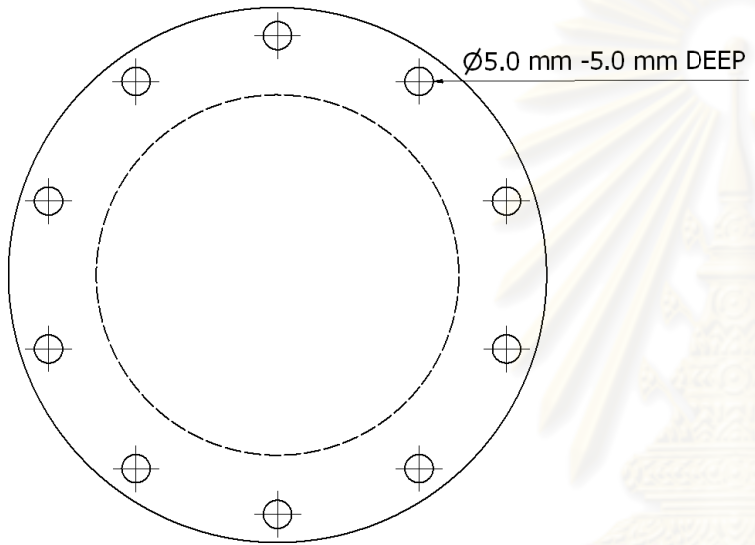
ชื่อผู้เขียน : อธิรพล ญาณวารี	จำนวนชิ้น : 6
วัสดุ : S45C	วัน/เดือน/ปี :
ชื่อชิ้นงาน : ตัวรอง Bearing	



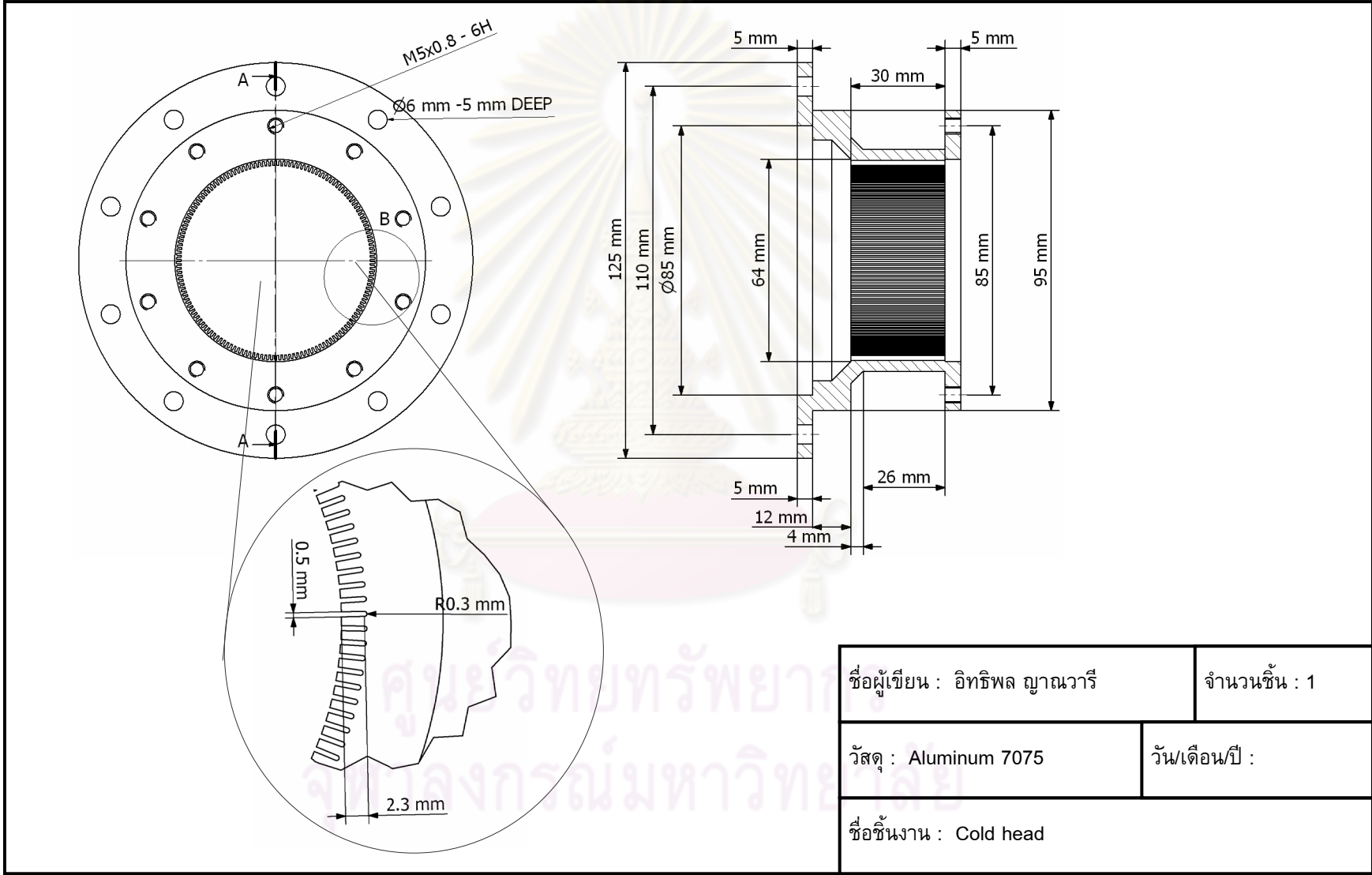
Parts List		
ITEM	QTY	PART NUMBER
1	1	ฝาปิด cold head
2	1	Cold head
3	1	Warm head
4	1	water jacket
5	1	Liner
6	1	ฐานกระบอบอกสูบ

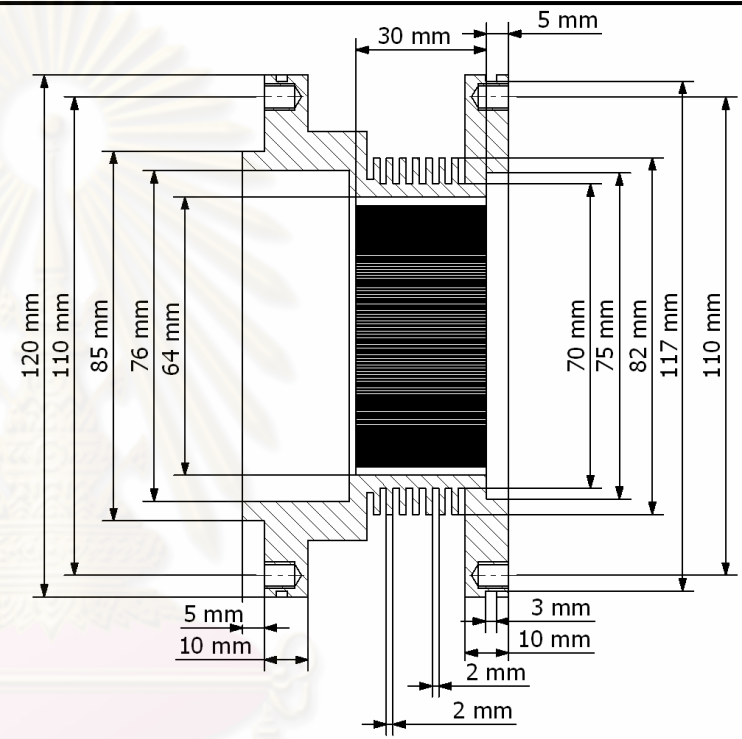
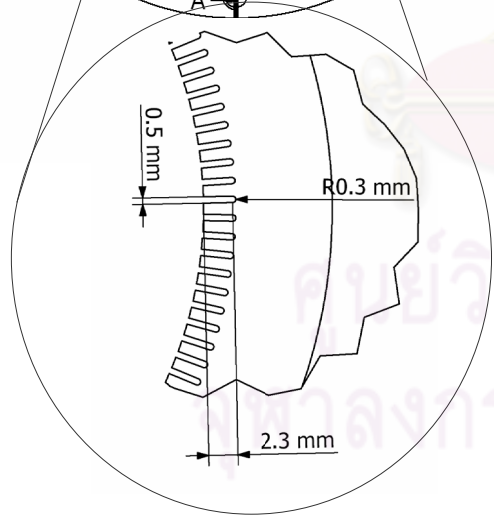
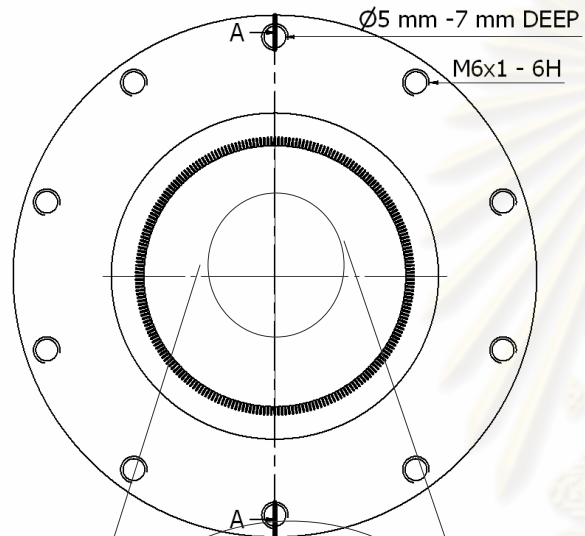
ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ชื่อผู้เขียน : อธิรพล ญาณวารี	จำนวนชิ้น : 1
วัสดุ :	วัน/เดือน/ปี :
ชื่อชิ้นงาน : กระบอบอกสูบ	

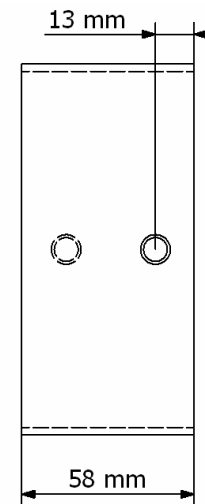
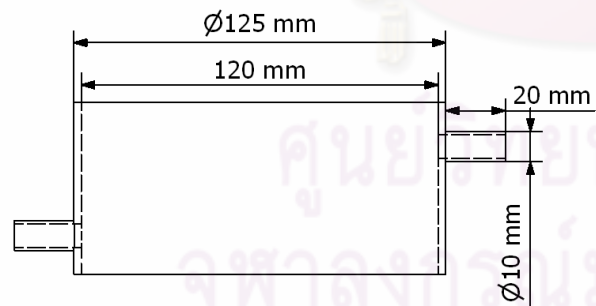
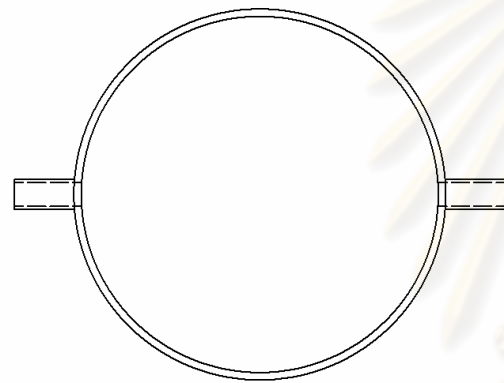


ชื่อผู้เขียน : อิทธิพล ญาณวารี	จำนวนชิ้น : 1
วัสดุ : Aluminum 7075	วัน/เดือน/ปี :
ชื่อชิ้นงาน : ฝาปิด Cold head	

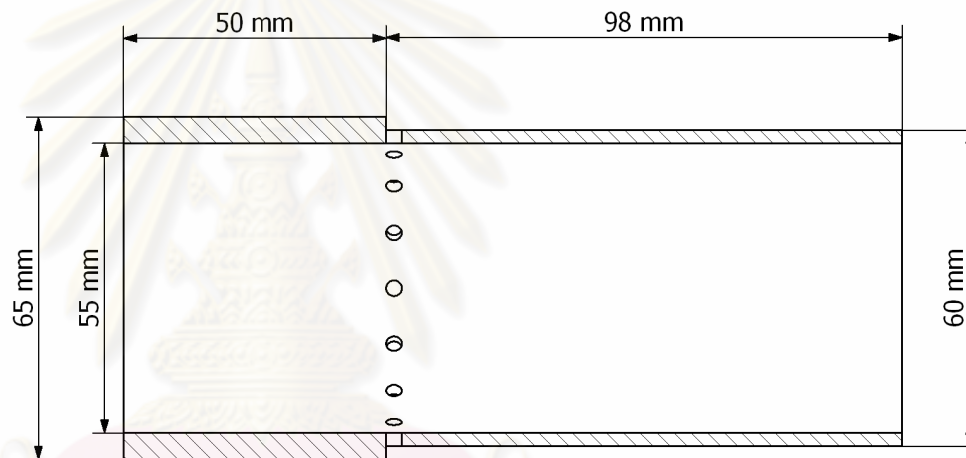
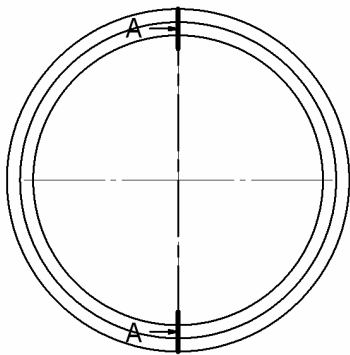




ชื่อผู้เขียน : อิทธิพล ญาณวารี	จำนวนชิ้น : 1
วัสดุ : Aluminum 7075	วัน/เดือน/ปี :
ชื่อชิ้นงาน : Warm head	

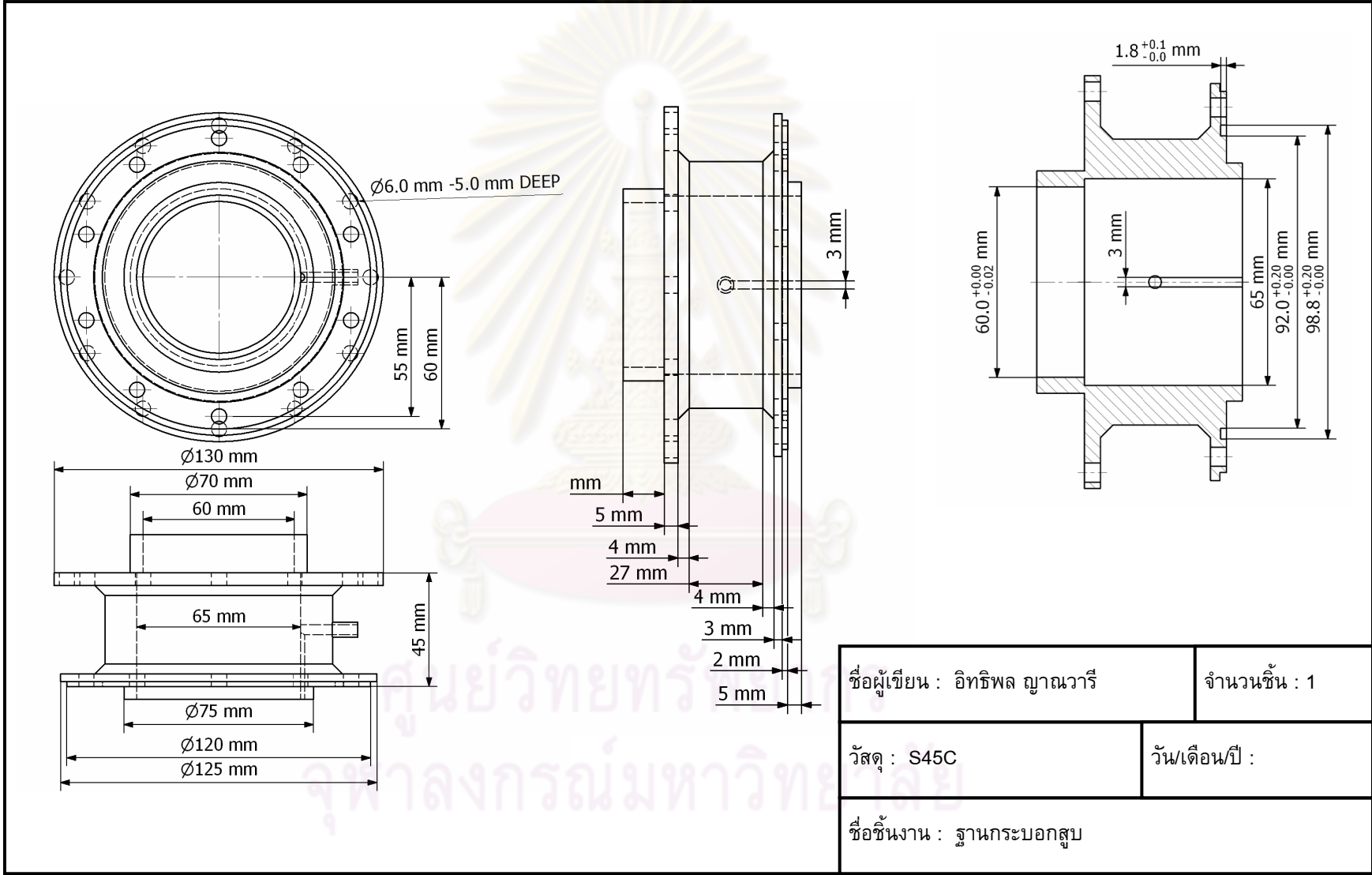


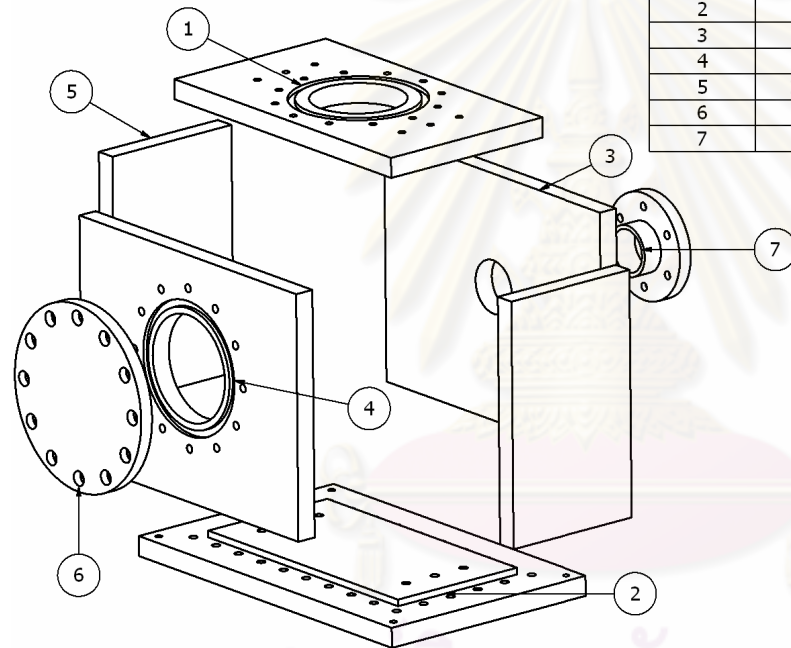
ชื่อผู้เขียน : อธิรพล ญาณวารี	จำนวนชิ้น : 1
วัสดุ :	วัน/เดือน/ปี :
ชื่อชิ้นงาน : Water Jacket	



ศูนย์วิทยุพยาบาล
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

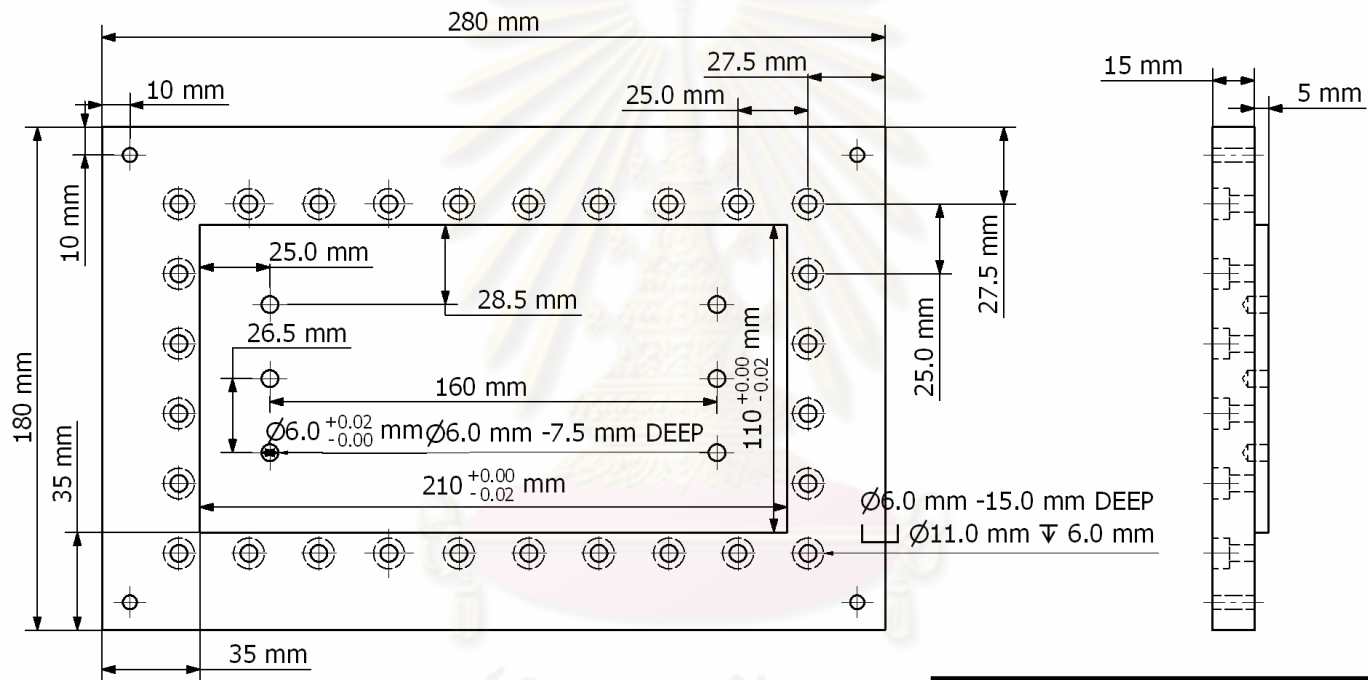
ชื่อผู้เขียน : อธิรพล ญาณวารี	จำนวนชิ้น : 1
วัสดุ : SUS 304	วัน/เดือน/ปี :
ชื่อชิ้นงาน : Liner	



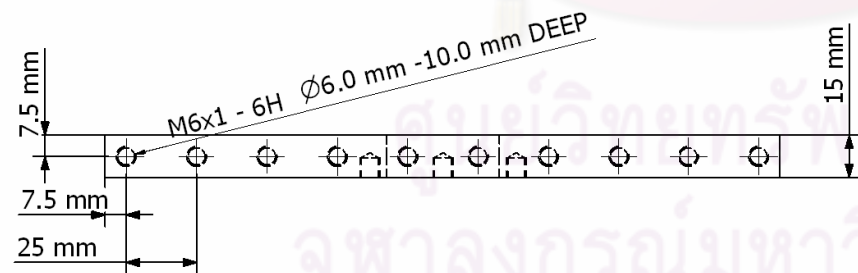
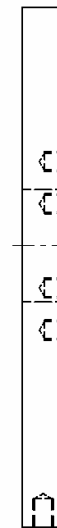
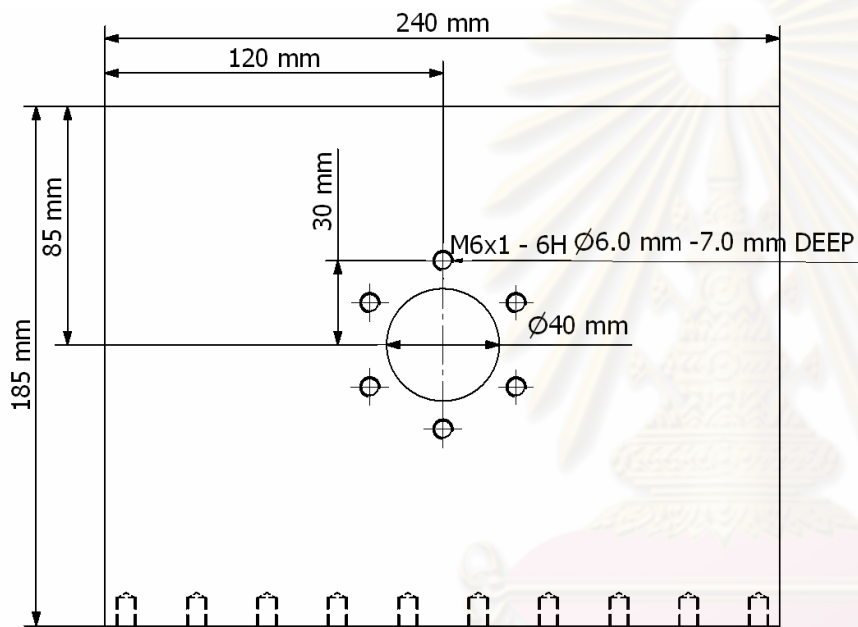


Parts List		
ITEM	QTY	PART NUMBER
1	1	ห้องข้อเหวี่ยงด้านบน
2	1	ฐานห้องข้อเหวี่ยง
3	1	ห้องข้อเหวี่ยงด้านหน้า
4	1	ห้องข้อเหวี่ยงด้านหลัง
5	2	ห้องข้อเหวี่ยงด้านข้าง
6	1	ฝาปิดห้องข้อเหวี่ยงด้านหลัง
7	1	ฝาปิดห้องข้อเหวี่ยงหน้า

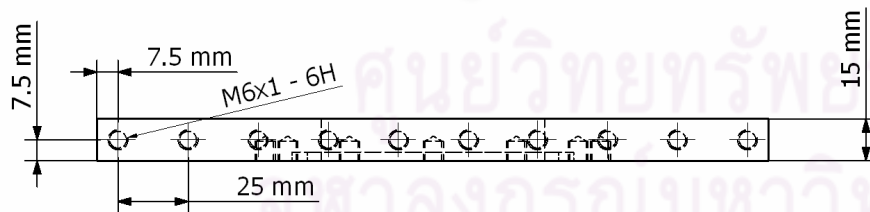
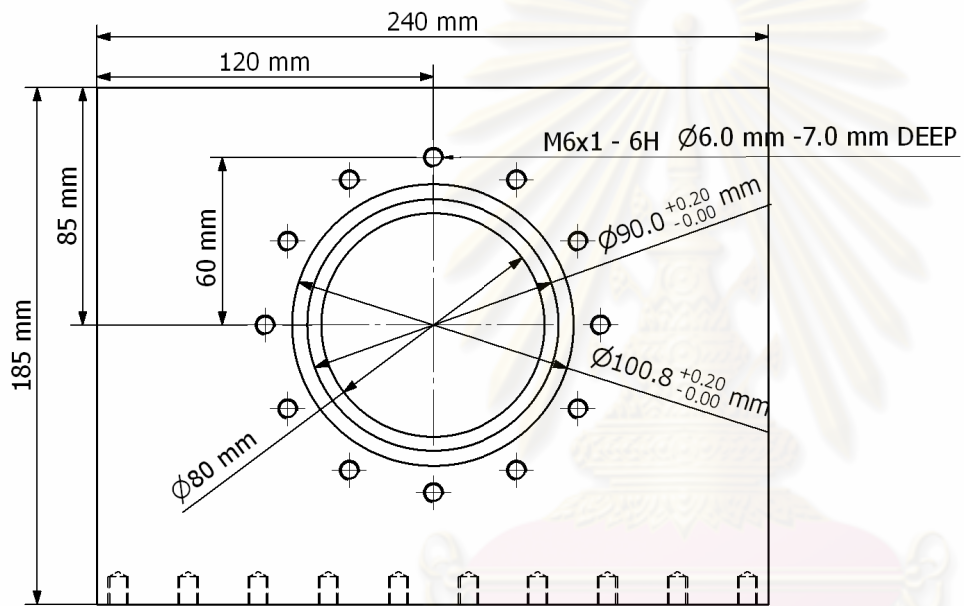
ชื่อผู้เขียน : อธิรพล ญาณวารี	จำนวนชิ้น : 1
วัสดุ : Aluminum 7075	วัน/เดือน/ปี :
ชื่อชิ้นงาน : ห้องข้อเหวี่ยง	



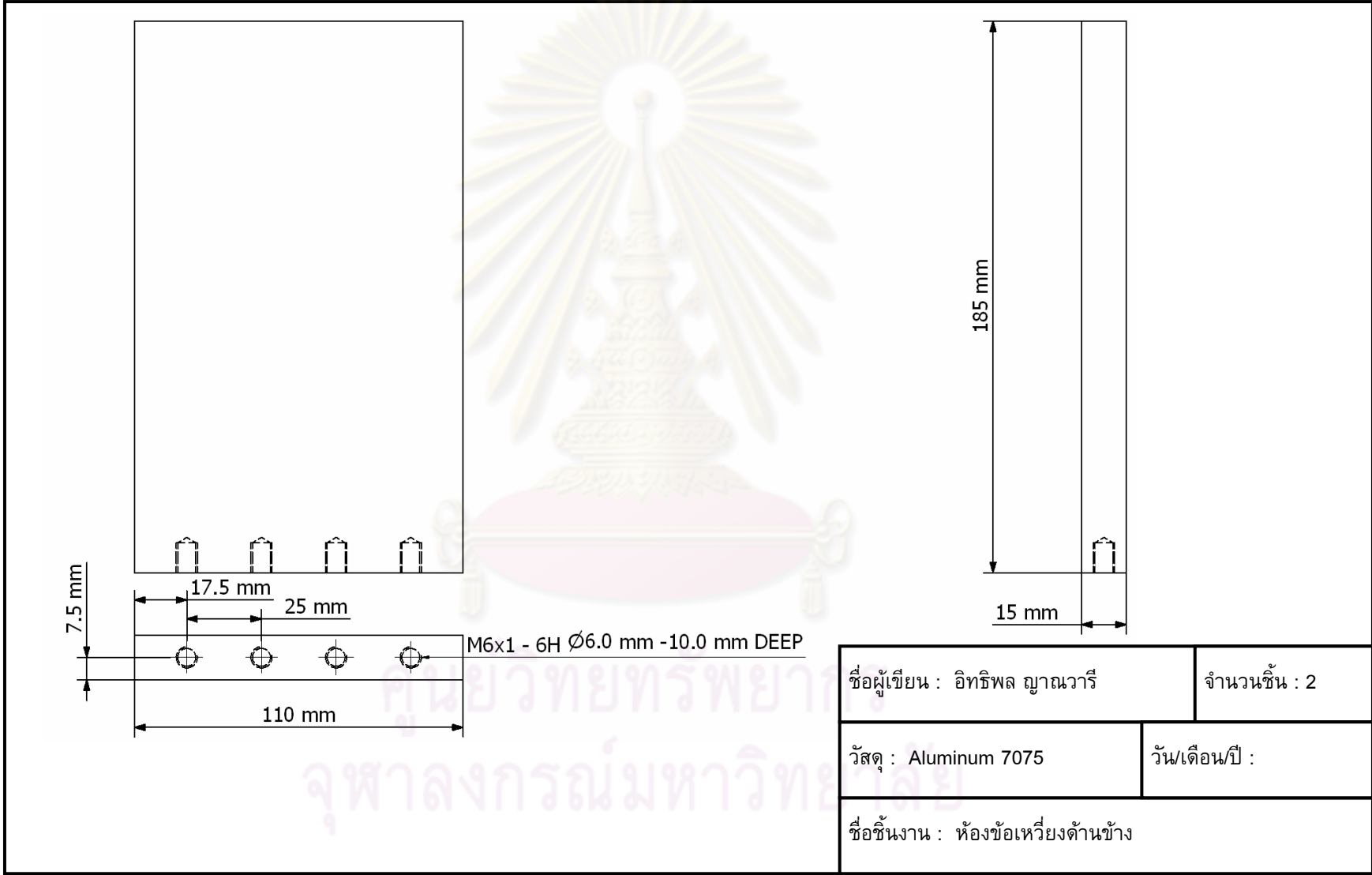
ชื่อผู้เขียน : อิทธิพล ญาณวาริ	จำนวนชิ้น : 1
วัสดุ : Aluminum 7075	วัน/เดือน/ปี :
ชื่อชิ้นงาน : ฐานห้องข้อเหวี่ยง	

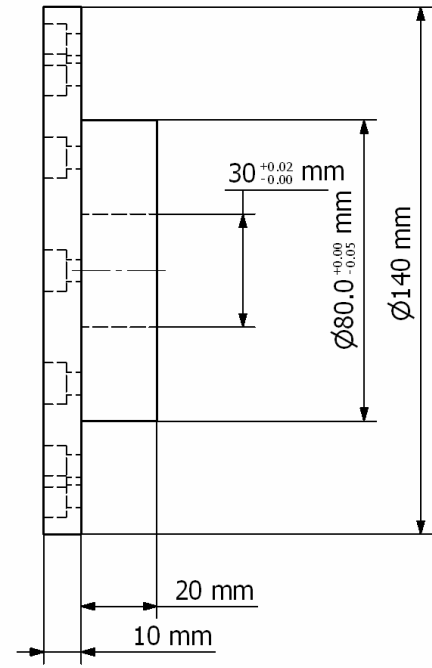
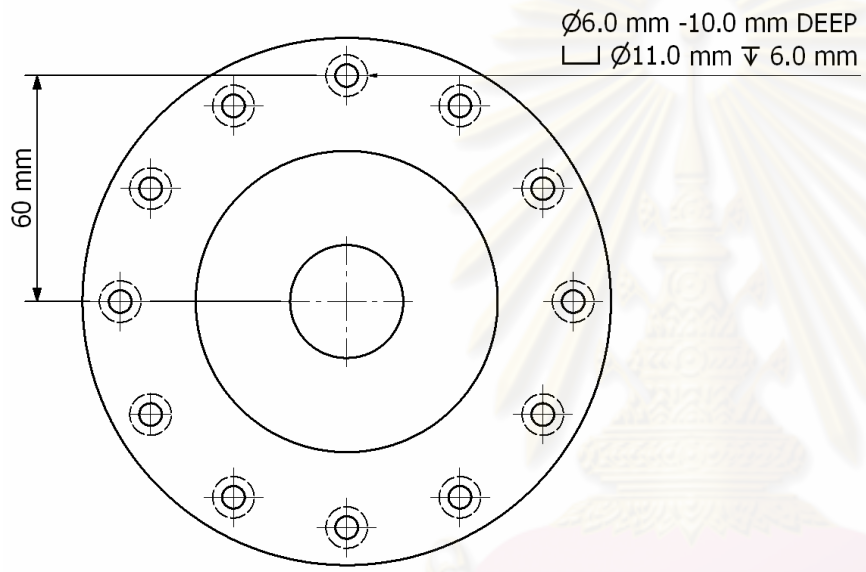


ชื่อผู้เขียน : อิทธิพล ญาณวารี	จำนวนชิ้น : 1
วัสดุ : Aluminum 7075	วัน/เดือน/ปี :
ชื่อชิ้นงาน : ห้องข้อเหวี่ยงด้านหน้า	

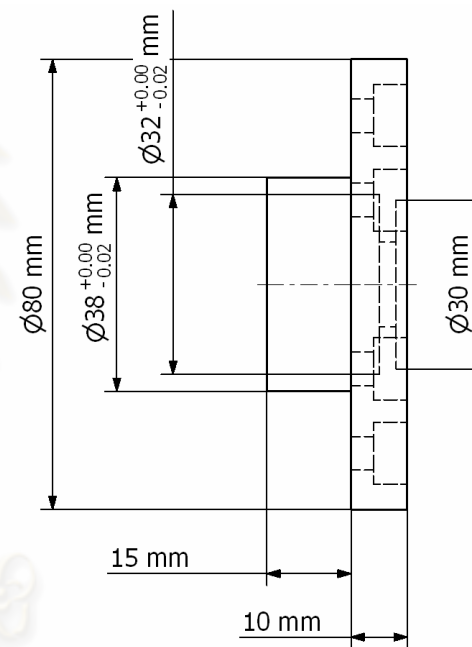
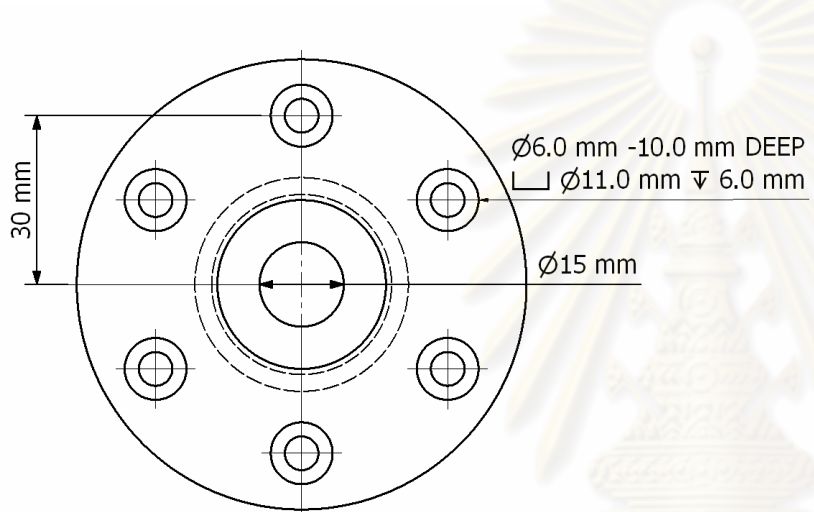


ชื่อผู้เขียน : อิทธิพล ญาณวารี	จำนวนชิ้น : 1
วัสดุ : Aluminum 7075	วัน/เดือน/ปี :
ชื่อชิ้นงาน : ห้องข้อเหวี่ยงด้านหลัง	





ชื่อผู้เขียน : อธิรพล ญาณวาริ	จำนวนชิ้น : 1
วัสดุ : Aluminum 7075	วัน/เดือน/ปี :
ชื่อชิ้นงาน : ฝาปิดห้องข้อเหวี่ยงด้านหลัง	

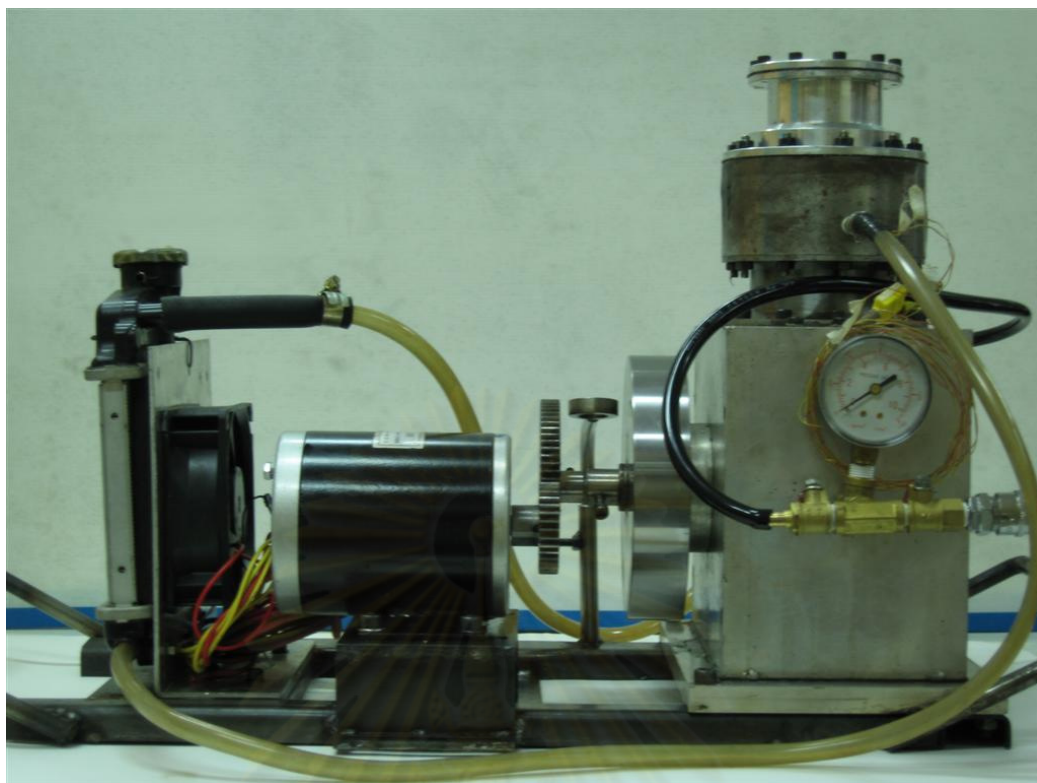


ชื่อผู้เขียน : อธิรพล ญาณวาริ	จำนวนชิ้น : 1
วัสดุ : Aluminum 7075	วัน/เดือน/ปี :
ชื่อชิ้นงาน : ฝาปิดห้องข้อเหวี่ยงด้านหน้า	

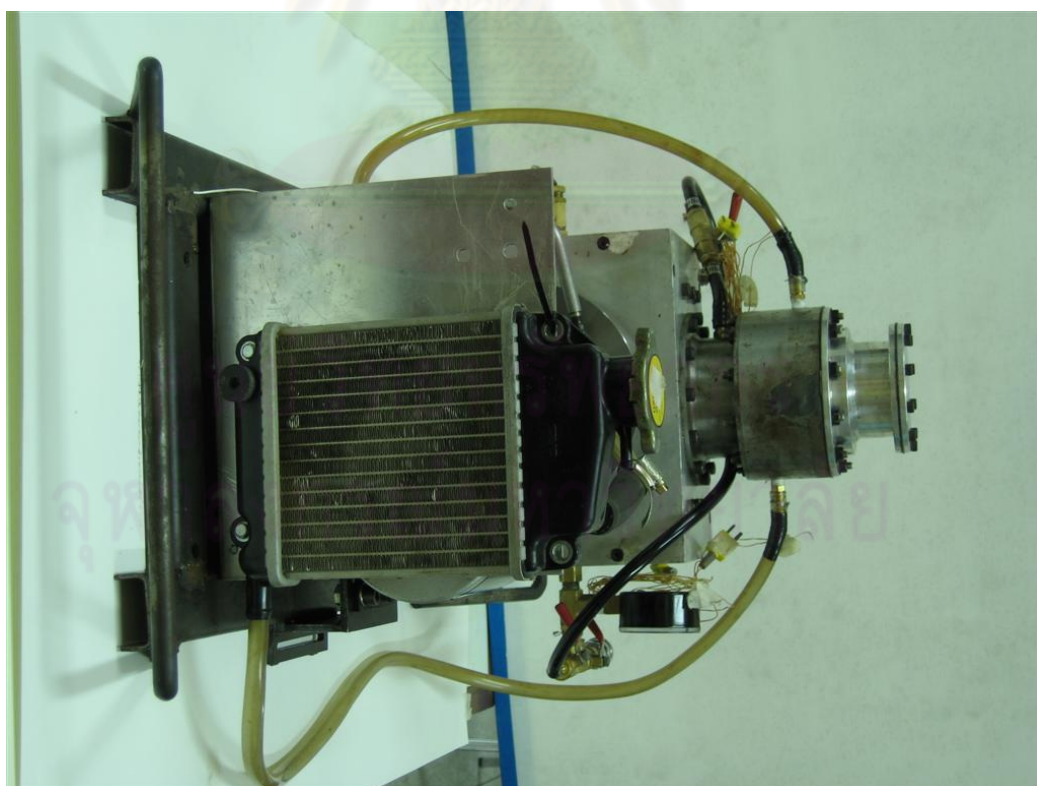


ภาคผนวก ข
รูปเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิง

ศูนย์วิจัยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ ข-1 เครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิง



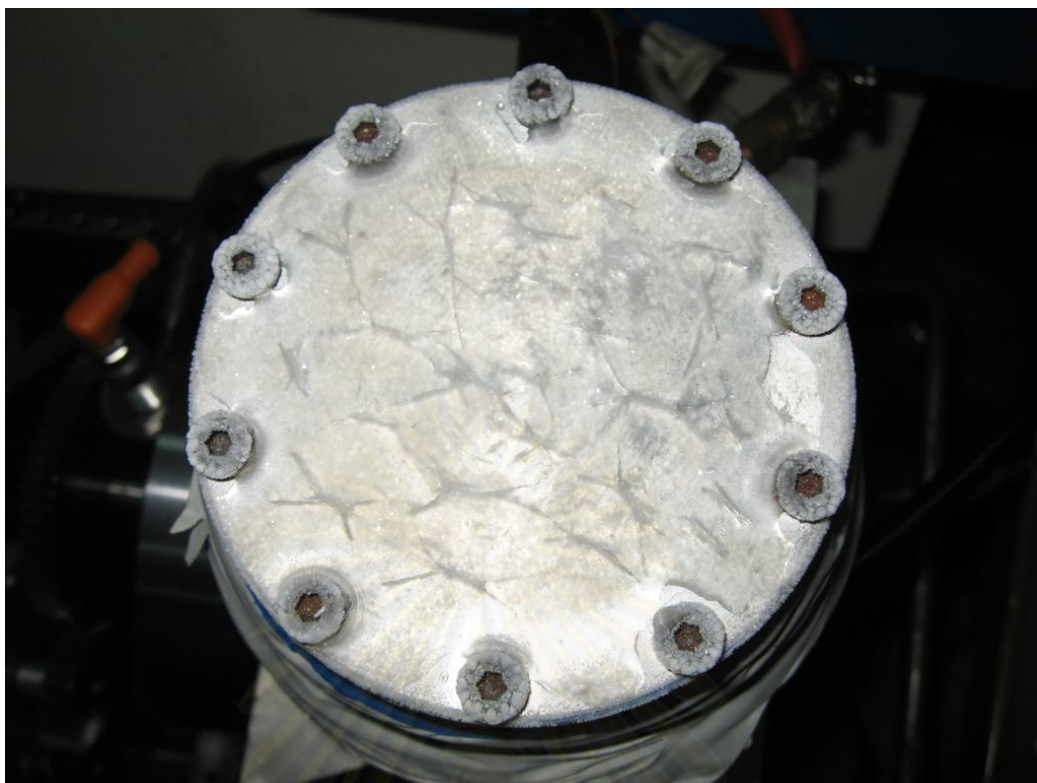
รูปที่ ข-2 หม้อน้ำเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิง



รูปที่ ข-3 ระบบขับเคลื่อน



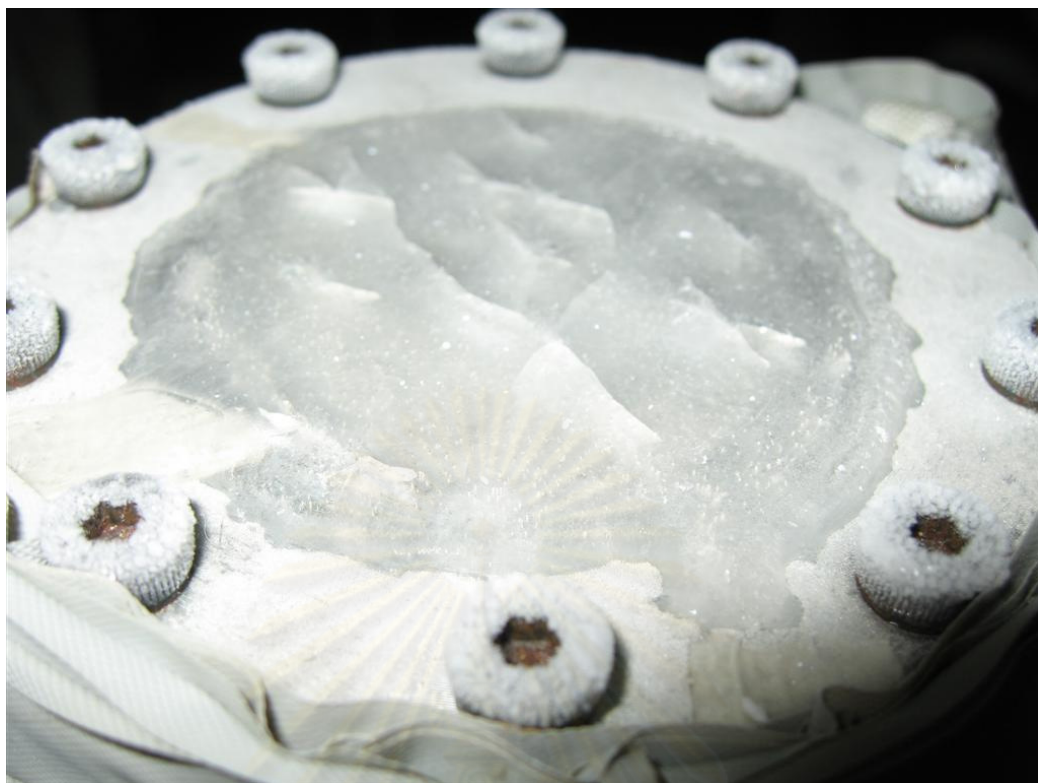
รูปที่ ข-4 เครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงขณะทดสอบ



รูปที่ ข-5 เครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงหลังทำความเย็น 15 นาที



รูปที่ ข-6 เครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงหลังทำความเย็น 20 นาที



รูปที่ ข-7 เครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงหลังทำความเย็น 25 นาที



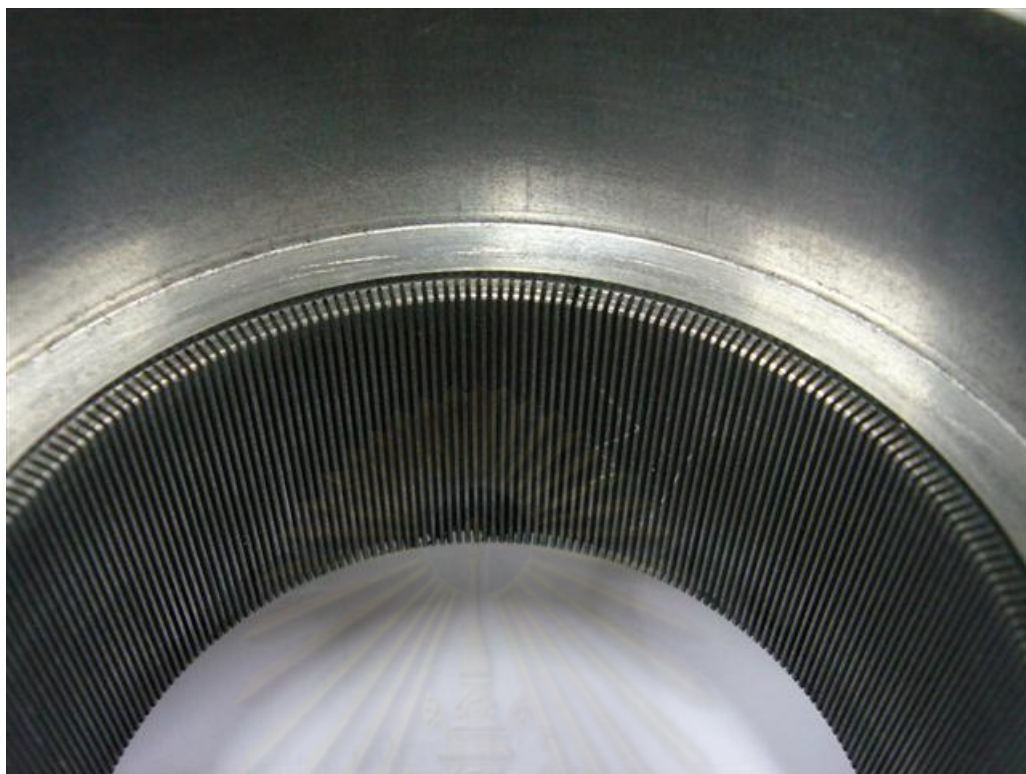
รูปที่ ข-8 เครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงหลังทำความเย็น 30 นาที



รูปที่ ข-9 ปลายด้านเย็น



รูปที่ ข-10 ปลายด้านร้อนหุ้มด้วยเสื้อน้ำ



รูปที่ ข-11 ตัวแลกเปลี่ยนความร้อนภายในแบบร่องกรีบ



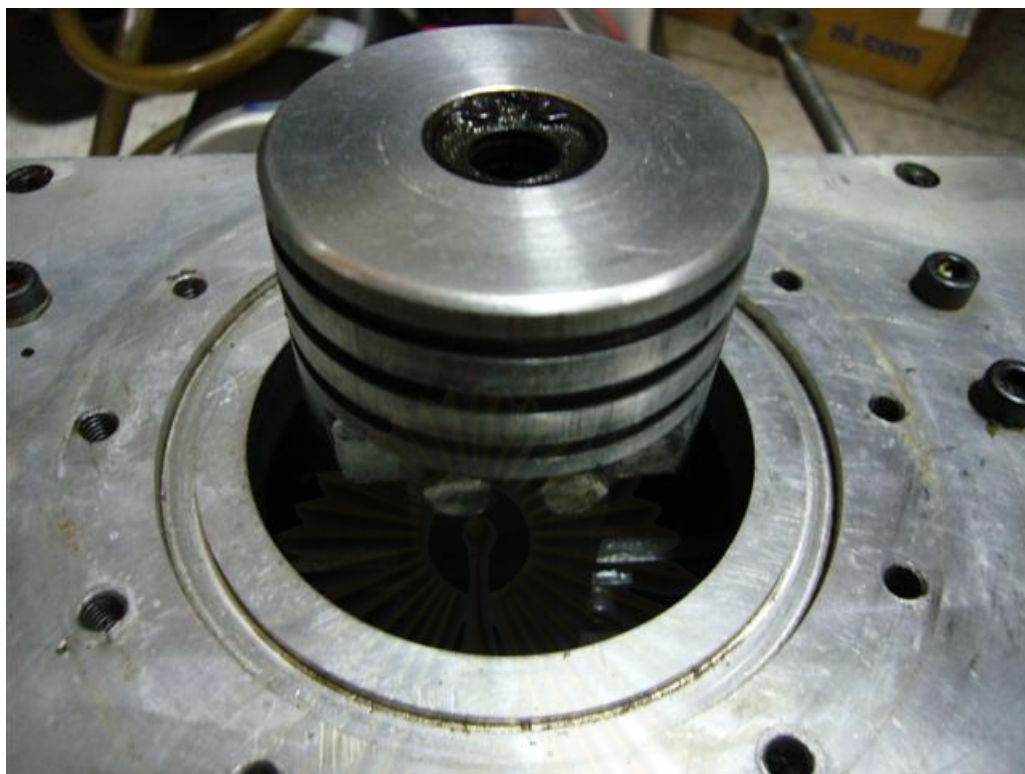
รูปที่ ข-12 ฐานกระบอกสูบและปลอกลูกสูบ



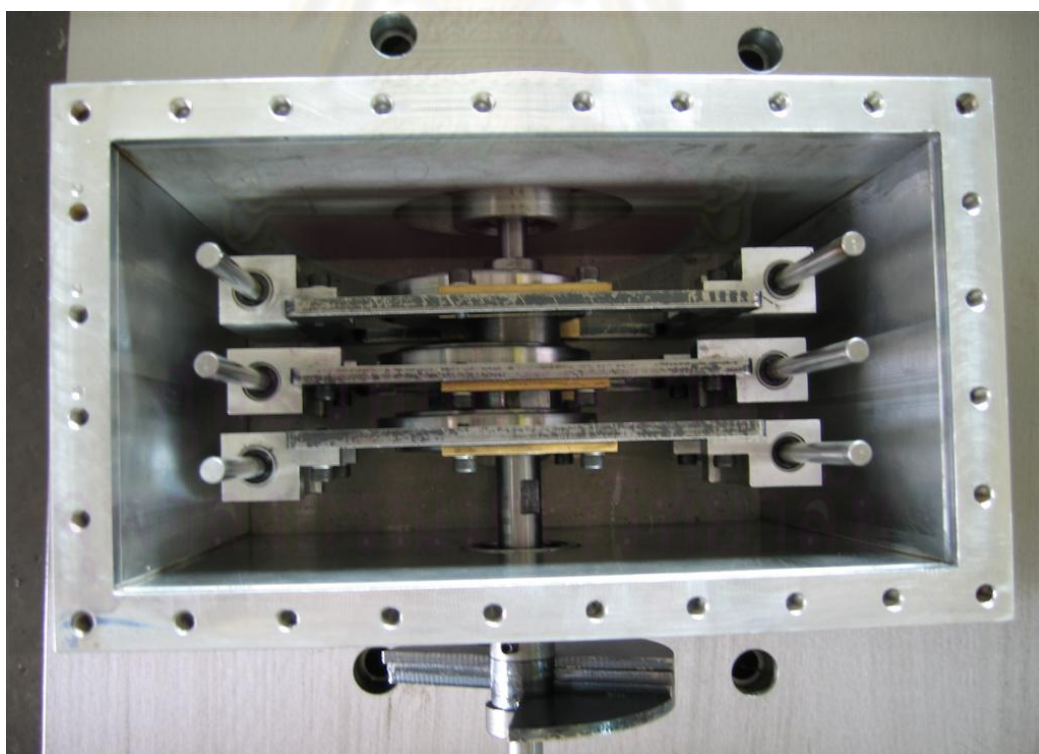
รูปที่ ข-13 ฉนวน Regenerator



รูปที่ ข-14 ลูกสูบ Displacer



รูปที่ ข-15 ลูกสูบกำลัง



รูปที่ ข-16 กลไกขับเคลื่อน

การเก็บผลของอุณหภูมิสามารถตรวจวัดและเก็บบันทึกค่าโดยการเชื่อมต่อสัญญาณแรงดันไฟฟ้าจาก Thermocouple ชนิด K เข้าสู่อุปกรณ์ตรวจวัดอัตโนมัติ (Data Acquisition, DAQ) ได้โดยตรง ซึ่งได้ใช้อุปกรณ์รุ่น NI 9205 เชื่อมต่อกับแพนร่วมอุปกรณ์รุ่น NI cDAQ-9172 จาก National Instruments ดังในรูปที่ ข-17 เพื่อการวัดผลและบันทึกค่าอุณหภูมิเข้าสู่คอมพิวเตอร์



รูปที่ ข-17 อุปกรณ์การวัดและจัดเก็บข้อมูล Data Acquisition (DAQ)

การวัดความเร็วรอบเครื่องใช้ Inductive sensor ยี่ห้อ Efactor 100 รุ่น IG5841 ดังแสดงในรูปที่ ข-18 เป็นตัวส่งสัญญาณรูปคลื่นเข้าสู่อุปกรณ์ตรวจวัดอัตโนมัติ การแปลงผลออกมาเป็นความเร็วรอบของเครื่องยนต์สามารถทำได้ด้วยรหัสโปรแกรม LabVIEW ซึ่งได้ถูกพัฒนาขึ้นเพื่อการเชื่อมต่อและบันทึกสัญญาณจากระบบตรวจวัดอัตโนมัติที่ได้ติดตั้งขึ้น



รูปที่ ข-18 เซ็นเซอร์วัดรอบ

เครื่อง Hart Scientific 7103 เป็นอุปกรณ์สำหรับสอบเทียบอุณหภูมิของอุปกรณ์การวัดอุณหภูมิ มีอุณหภูมิใช้งานในช่วง $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ ถึง $125\text{ }^{\circ}\text{C}$ มีค่าความคลาดเคลื่อน $\pm 0.25\text{ }^{\circ}\text{C}$



รูปที่ ข-19 เครื่องสอบเทียบอุณหภูมิ Hart Scientific 7103

สำหรับพลังงานไฟฟ้าที่จ่ายให้กับมอเตอร์กระแสตรงมาจากเพาเวอร์ซัพพลายยี่ห้อ YUGO-YG3020E ขนาด 600 W ดังในรูปที่ ข-20 สามารถจ่ายกระแสได้สูงสุด 30 แอมป์ และความต่างศักย์ไฟฟ้า 20 โวลต์



รูปที่ ข-20 เพาเวอร์ซัพพลายกระแสตรง 600 W

อุปกรณ์การวัดอีกชิ้นหนึ่งที่มีส่วนสำคัญในการวัดผลของกำลังไฟฟ้าที่ใช้ในการทดสอบ คือ อุปกรณ์วัดกำลังไฟฟ้าแบบดิจิตอล ชื่อ YOKOGAWA รุ่น WT1030 ดังในรูปที่ ข-21 อุปกรณ์ดังกล่าวสามารถวัดกำลังไฟฟ้าตามความต้องการพลังงานของขดลวดความร้อน กำลังไฟฟ้าสามารถควบคุมได้โดย SCR หรือที่เรียกว่า Triac circuit เพื่อให้ได้ความร้อนคงที่เมื่อทดสอบ ดังในรูปที่ ข-22



รูปที่ ข-21 วัดคัมมิเตอร์



รูปที่ ข-22 อุปกรณ์ปรับกำลังไฟฟ้าให้กับขดลวดความร้อน

ในการทดสอบเครื่อง ภาวะความร้อนได้มาจากขดลวดไฟฟ้า ขนาดกำลังไฟฟ้า 100 วัตต์ รูปแบบเป็นแบบรัดท่อ ดังในรูปที่ ข-23



รูปที่ ข-23 ขดลวดความร้อนขนาด 100 W

การจ่ายสารทำงานให้กับระบบเพื่อให้สามารถทำงานอยู่ในสภาวะความดันต่างๆ ตามที่ต้องการทดสอบจะใช้อุปกรณ์ควบคุมแรงดัน (Pressure regulator) เพื่อให้การจ่ายแรงดันสม่ำเสมอตลอดช่วงการทดสอบโดยถูกติดตั้งมาพร้อมกับถังลมยี่ห้อ PUMA รุ่น XM-2525 ขนาดถังเก็บความดัน 25 ลิตร ความดันสูงสุดของถังลมที่ระดับ 8 บาร์ อัตราการไหลอยู่ที่ระดับ 250 ลิตรต่อนาที ดังแสดงในรูปที่ ข-24



รูปที่ ข-24 ถังลมพร้อมกับอุปกรณ์ควบคุมแรงดันยี่ห้อ PUMA

ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์

นายอิทธิพล ญาณวารี เกิดเมื่อวันที่ 13 กุมภาพันธ์ 2528 ที่จังหวัดนครนายก สำเร็จการศึกษาปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล จากภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยมหิดล เมื่อปีการศึกษา 2549 และเข้าศึกษาต่อในหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย เมื่อปีการศึกษา 2550 และมีผลงานวิชาการที่ได้เผยแพร่ดังนี้

อิทธิพล ญาณวารี และ อังคิรี ศรีภคการ, การศึกษาการนำระบบทำความเย็นแบบสเตอร์ลิงมาใช้ในยานยนต์, การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 22 15-17 ตุลาคม 2551 มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์ ศูนย์รังสิต



ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย