



จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย  
การออกแบบเครื่องยนต์ส์เตอร์ลิงสำหรับคณาจารย์ปานกลาง  
Chulalongkorn University  
Pillar of the Kingdom

นาย ชนะ ศรีคำ

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต  
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล  
คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย  
ปีการศึกษา 2552  
ลิขสิทธิ์ของจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



# จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

DESIGN OF STIRLING ENGINE FOR INTERMEDIATE TEMPERATURE

## Chulalongkorn University

Pillar of the Kingdom

Mr. Chana Srikam

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



# จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

## Chulalongkorn University

หัวข้อวิทยานิพนธ์

การออกแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงสำหรับอุณหภูมิปานกลาง

โดย

นาย ชนะ ศรีคำ

สาขาวิชา

วิศวกรรมเครื่องกล

อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก

ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. อังคีร์ ศรีภคการ

คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย อนุมัติให้บัณฑิตวิทยาลัยรับเป็น  
ส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาโทบัณฑิต

..... คณบดีคณะวิศวกรรมศาสตร์

(รองศาสตราจารย์ ดร. บุญสม เลิศหิรัญวงศ์)

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์

..... ประธานกรรมการ

(รองศาสตราจารย์ ดร. วิทยา ยงเจริญ)

..... อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. อังคีร์ ศรีภคการ)

..... กรรมการ

(ดร. ณัฐเดช เฟื่องวรรณ)

..... กรรมการภายนอกมหาวิทยาลัย

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. ไชยณรงค์ จักรธรานนท์)



# จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

## Chulalongkorn University

ชนะ ศรีคำ : การออกแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงสำหรับอุณหภูมิปานกลาง.  
(DESIGN OF STIRLING ENGINE FOR INTERMEDIATE TEMPERATURE)

อ. ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก : ผศ.ดร. อังศิริ ศรีภคกร, 188 หน้า.

การศึกษานี้พิจารณาถึงศักยภาพของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงในการแทนที่เครื่องต้นกำลังที่ใช้ร่วมกับระบบ Concentrating Solar Power (CSP) แบบรางพาราโบลาในขนาดเล็ก ซึ่งสามารถทำความร้อนได้สูงถึงระดับ 300-500 องศาเซลเซียส การศึกษานี้เป็นการพัฒนาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบผลต่างอุณหภูมิปานกลางที่พิกัด 100 วัตต์ทางกล การผลิตอาศัยวัสดุและเทคโนโลยีที่มีอยู่ในท้องถิ่นเป็นหลัก การกำหนดขนาดในเบื้องต้นใช้วิธีการของ Iwamoto และในส่วนของรายละเอียดขนาดเครื่องยนต์ ถูกกำหนดขึ้นด้วยการวิเคราะห์แบบ Adiabatic โครงสร้างของเครื่องยนต์เป็นแบบเบตา สารทำงานคืออากาศ กลไกเลือกใช้แบบ Scotch yoke เพื่อลดแรงเสียดทาน โครงสร้างของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในส่วนฮีตเตอร์และคูลเลอร์ เลือกใช้รูปแบบร่องครีปเพื่อเพิ่มพื้นที่ในการถ่ายเทความร้อน การทดสอบใช้ฮีตเตอร์ไฟฟ้าเป็นแหล่งให้พลังงานความร้อนแทนรังสีความร้อนจากดวงอาทิตย์ ผลการทดสอบที่อุณหภูมิผิววนอกของฮีตเตอร์ที่ 400 องศาเซลเซียส กำลังขาออกวัดได้สูงสุดที่ระดับความดัน 7 บาร์ ที่ 50.75 วัตต์ ที่ 363 รอบต่อนาที และที่ 500 องศาเซลเซียส กำลังขาออกวัดได้สูงสุดที่ระดับความดัน 7 บาร์ ที่ 95.40 วัตต์ ที่ 360 รอบต่อนาที ประสิทธิภาพสูงสุดของเครื่องยนต์เท่ากับ 9.58% ที่ 325 รอบต่อนาทีผลการทดสอบแสดงให้เห็นว่ากำลังขาออกต่อหน่วยปริมาตรของเครื่องยนต์ผลต่างระดับอุณหภูมิปานกลางมีข้อได้เปรียบมากกว่าเมื่อเทียบกับเครื่องยนต์ผลต่างอุณหภูมิต่ำ การเปรียบเทียบผลสมรรถนะของเครื่องยนต์ด้วยค่าคงที่ของ West ก็การศึกษาอื่นๆ พบว่าอยู่ในเกณฑ์ที่ใกล้เคียงกับเครื่องยนต์ผลต่างอุณหภูมิสูง และจากการศึกษานี้พบว่าการสูญเสียจากการนำความร้อนปริมาตรคงที่ ความเสียดทาน และการรั่วที่แหวนลูกสูบกำลัง เป็นสิ่งที่มีผลอย่างยิ่งต่อสมรรถนะของเครื่องยนต์

ภาควิชา.....วิศวกรรมเครื่องกล.....ลายมือชื่อ.....  
 สาขาวิชา.....วิศวกรรมเครื่องกล.....ลายมือชื่อ อ.ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก.....  
 ปีการศึกษา.....2552.....





# # 5070253321 : MAJOR MECHANICAL ENGINEERING  
 KEYWORDS : STIRLING ENGINE / INTERMEDIATE TEMPURTURE / DISTRIBUTED  
 GENERATION

CHANA SRIKAM : DESIGN OF STIRLING ENGINE FOR INTERMEDIATE  
 TEMPERATURE. THESIS ADVISOR : ASST. PROF. ANGKEE SRIPAKAGORN,  
 Ph.D.,188 pp.

This study considered the potential of the Stirling engine as an alternative prime mover for concentrating solar power system, CSP. The microCSP system works in the temperature range of 300-500<sup>o</sup>C. This study developed an intermediate temperature difference Stirling engine with the rated power of 100 W. This development utilized locally available material and technology. The basic sizing of components is possible via Iwamoto's method. Detailed sizing of the engine is performed using adiabatic analysis. The beta configuration is employed together with the Scotch-yoke mechanism to reduce friction. The electrical heater is used as a heat source in place of the solar-derived source. The engine developed 50.75 W at 363 rpm when the temperature at the heater section is 400<sup>o</sup>C and the charged pressure is 7 bar. The output power increases to 95.40 W at 360 rpm when the temperature at the heater section is 500<sup>o</sup>C and the charged pressure is 7 bar. The maximum thermal efficiency is 9.58% at 325 rpm. Results show that the ratio of the output power over the swept volume of the intermediate temperature difference Stirling engine has an advantage over the low temperature difference Stirling engine. In terms of the West number, the present work demonstrated that the intermediate temperature difference operation could offer the performance on par with the high temperature operations. Finally, this study revealed that conduction loss, dead volume, friction and compression loss due to piston ring are crucial to the engine performance.

Department : Mechanical Engineering Student's Signature .....

Field of Study : Mechanical Engineering Advisor's Signature .....

Academic Year : .....2009.....

## กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์นี้ ดำเนินงานจนสำเร็จเรียบร้อยได้ด้วยความสะดวก อุทิศหา อนุเคราะห์ ช่วยเหลือ ด้วยน้ำใจจากบุคคลหลายท่านที่เป็น “ครู” ผู้ประสิทธิ์ประสาทวิชาความรู้ โดยเฉพาะอย่างยิ่ง ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. อังคีร์ ศรีภคากร อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ที่ได้ให้คำแนะนำ คำปรึกษา แนวทางในการค้นคว้าข้อมูล และข้อคิดเห็นในการวิจัยอย่างต่อเนื่องมาโดยตลอด ซึ่งผู้วิจัยขอสำนึกพระคุณไว้ด้วยความเคารพยิ่ง

ขอกราบขอบพระคุณ รองศาสตราจารย์ ดร. วิทยา ยงเจริญ ประธานกรรมการ อาจารย์ ดร. ณัฐเดช เพ็ญจรวงศ์ และ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. ไชยณรงค์ จักรธรรานนท์ ที่กรุณารับเป็น กรรมการตรวจสอบวิทยานิพนธ์ และให้คำแนะนำเป็นอย่างดีตลอดมา

วิทยานิพนธ์นี้ได้รับการสนับสนุนเงินทุนการวิจัยจากทุนอุดหนุนการวิจัยแก่นักศึกษาระดับอุดมศึกษา กองทุนเพื่อส่งเสริมการอนุรักษ์พลังงาน สำนักนโยบายและพลังงานกระทรวงพลังงาน และขอขอบคุณภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย ที่สนับสนุนทุนการศึกษาแก่ผู้วิจัย

ความสำเร็จของวิทยานิพนธ์นี้ไม่อาจลบล่วงลงได้ หากขาดผู้ให้คำแนะนำ แนวคิดในการออกแบบและการผลิตชิ้นส่วนเครื่องยนต์จากครูช่างหลายๆท่าน ขอขอบพระคุณเป็นอย่างยิ่ง

ท้ายที่สุดนี้ คุณความดีและกุศลที่พึงบังเกิดมีจากวิทยานิพนธ์เล่มนี้ เป็นผลมาจากความเมตตา กรุณา ของบิดา มารดา และญาติมิตร ผู้คอยให้กำลังใจ รวมถึงพระอาจารย์อารยะวังโส และพระอาจารย์ทุกท่านที่เป็นผู้ประสิทธิ์ประสาทวิชาความรู้ทางพระพุทธศาสนาและการปฏิบัติ วิปัสสนากรรมฐานแก่ผู้วิจัย ขออันสงฆ์อันเกิดจากคุณประโยชน์ของวิทยานิพนธ์นี้ จงเป็นเครื่องบูชาพระคุณ ด้วยความเคารพและสักการะยิ่ง หากมีข้อบกพร่องหรือผิดพลาดในส่วนใดเกิดขึ้นในงานวิจัยนี้ ผู้วิจัยขอน้อมรับไว้แต่เพียงผู้เดียว และจะขอปรับปรุงแก้ไขให้ดีขึ้นในโอกาสต่อไป

# สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย .....	ง
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	จ
กิตติกรรมประกาศ .....	ฉ
สารบัญ .....	ช
สารบัญตาราง .....	ญ
สารบัญภาพ .....	ฎ
คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ.....	ต
บทที่ 1 บทนำ .....	1
1.1 ที่มาและความสำคัญ.....	1
1.2 การทบทวนวรรณกรรมวิจัย.....	3
1.2 วัตถุประสงค์ของวิทยานิพนธ์.....	6
1.3 ขอบเขตของวิทยานิพนธ์ .....	6
1.4 ขั้นตอนดำเนินงานวิจัย .....	6
1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	6
บทที่ 2 ทฤษฎีที่ใช้ในการออกแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง.....	7
2.1 การหาค่าล้างขาออกของเครื่องยนต์โดยใช้สมการเชิงประจักษ์โดยวิธีของ Beale และวิธีของ West .....	8
2.2 การหาค่าล้างขาออกของเครื่องยนต์และความเร็วรอบโดยใช้สมการเชิงประจักษ์โดยวิธี ของ Iwamoto .....	9
2.3 การกำหนดขนาดเบื้องต้นของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงโดยใช้สมการของ Iwamoto .....	17
2.4 การวิเคราะห์ทางเทอร์โมไดนามิกส์.....	20
2.5 การกำหนดขนาดปริมาตรคงที่ของอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง	21
2.6 สรุป .....	23
บทที่ 3 โครงสร้างและส่วนประกอบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง .....	24
3.1 การตัดสินใจเลือกรูปแบบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง.....	24

3.2 กลไกขับเคลื่อน .....	26
3.3 ลูกสูบกำลังและลูกสูบ Displacer.....	35
3.4 รูปแบบของฮีตเตอร์และคูเลออร์ที่มีการใช้ในเครื่องยนต์สเตอร์ลิง.....	39
3.5 อุปกรณ์ที่เกี่ยวข้องในการกักเก็บแรงดัน.....	42
3.6 สรุป.....	55
บทที่ 4 การปรับแก้เครื่องยนต์สเตอร์ลิง.....	56
4.1 การปรับแก้อุปกรณ์ถ่ายเทความร้อน .....	56
4.2 การลดการนำความร้อนจากด้านฮีตเตอร์ลงมายังด้านคูเลออร์ .....	62
4.3 การปรับแก้ล้อช่วยแรง.....	65
4.4 การออกแบบปรับแก้เพลลาซิป.....	65
4.5 การเลือกใช้รีเจนเนอเรเตอร์.....	69
4.6 การประกอบชิ้นส่วนเครื่องยนต์.....	71
4.7 สรุป.....	72
บทที่ 5 การเก็บข้อมูลและผลการทดสอบ .....	75
5.1 การเตรียมการทดสอบ.....	75
5.2 ขั้นตอนการทดสอบเครื่องยนต์.....	77
5.3 ผลการทดสอบ.....	78
5.4 สรุป.....	89
บทที่ 6 บทสรุปและข้อเสนอแนะ .....	92
6.1 บทสรุป.....	92
6.2 ข้อเสนอแนะ.....	96
รายการอ้างอิง.....	98
ภาคผนวก.....	101
ภาคผนวก ก อุปกรณ์การวัด .....	102
ภาคผนวก ข ข้อมูลจำเพาะเครื่องยนต์สเตอร์ลิง.....	106
ภาคผนวก ค การป้อนข้อมูลในโปรแกรมคอมพิวเตอร์ของ Urieli.....	108

ภาคผนวก ง ผลการทดสอบเครื่องยนต์.....	110
ภาคผนวก จ ข้อมูลเครื่องยนต์ที่นำมาเปรียบเทียบ.....	118
ภาคผนวก ฉ ขั้นตอนการประกอบเครื่องยนต์.....	120
ภาคผนวก ช โปรแกรมที่ใช้ออกแบบชิ้นงานและแบบชิ้นงาน.....	142
ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์.....	188

## สารบัญตาราง

หน้า

ตารางที่ 2-1 รายละเอียดและเงื่อนไขของเครื่องยนต์ต้นแบบที่ lwamoto นำมาใช้สร้าง ความสัมพันธ์.....	10
ตารางที่ 2-2 ประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ต้นแบบที่ได้จากการทดสอบ.....	11
ตารางที่ 2-3 ประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ต้นแบบจากเอกสารของ Prieto.....	13
ตารางที่ 2-4 ผลลัพธ์ที่ได้วิธีการคำนวณกำลังขาออกของ lwamoto นำมาทดสอบเทียบ กับวิธีการของ West โดยใช้ข้อมูลของเครื่องยนต์จากเอกสารของ Prieto.....	14
ตารางที่ 2-5 ผลลัพธ์ที่ได้จากการคำนวณตามสมการ 2-12 และ 2-13.....	18
ตารางที่ 2-6 ข้อมูลจำเพาะเบื้องต้นของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง.....	19
ตารางที่ 4-1 ข้อมูลจำเพาะของเครื่องยนต์หลังการปรับแก้.....	71
ตารางที่ 6-1 ข้อมูลจำเพาะของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงหลังการปรับแก้.....	93
ตารางที่ ง-1 ผลการทดสอบที่ระดับอุณหภูมิผิวฮีตเตอร์ 350 องศาเซลเซียส ความดัน 1 บาร์.....	110
ตารางที่ ง-2 ผลการทดสอบที่ระดับอุณหภูมิผิวฮีตเตอร์ 350 องศาเซลเซียส ความดัน 3 บาร์.....	110
ตารางที่ ง-3 ผลการทดสอบที่ระดับอุณหภูมิผิวฮีตเตอร์ 350 องศาเซลเซียส ความดัน 5 บาร์.....	110
ตารางที่ ง-4 ผลการทดสอบที่ระดับอุณหภูมิผิวฮีตเตอร์ 350 องศาเซลเซียส ความดัน 7 บาร์.....	111
ตารางที่ ง-5 ผลการทดสอบที่ระดับอุณหภูมิผิวฮีตเตอร์ 400 องศาเซลเซียส ความดัน 1 บาร์.....	111
ตารางที่ ง-6 ผลการทดสอบที่ระดับอุณหภูมิผิวฮีตเตอร์ 400 องศาเซลเซียส ความดัน 3 บาร์.....	112
ตารางที่ ง-7 ผลการทดสอบที่ระดับอุณหภูมิผิวฮีตเตอร์ 400 องศาเซลเซียส ความดัน 5 บาร์.....	112
ตารางที่ ง-8 ผลการทดสอบที่ระดับอุณหภูมิผิวฮีตเตอร์ 400 องศาเซลเซียส ความดัน 7 บาร์.....	113

ตารางที่ ง-9 ผลการทดสอบที่ระดับอุณหภูมิผิวฮีตเตอร์ 450 องศาเซลเซียส ความดัน 1 บาร์.....	113
ตารางที่ ง-10 ผลการทดสอบที่ระดับอุณหภูมิผิวฮีตเตอร์ 450 องศาเซลเซียส ความดัน 3 บาร์.....	113
ตารางที่ ง-11 ผลการทดสอบที่ระดับอุณหภูมิผิวฮีตเตอร์ 450 องศาเซลเซียส ความดัน 5 บาร์.....	114
ตารางที่ ง-12 ผลการทดสอบที่ระดับอุณหภูมิผิวฮีตเตอร์ 450 องศาเซลเซียส ความดัน 7 บาร์.....	115
ตารางที่ ง-13 ผลการทดสอบที่ระดับอุณหภูมิผิวฮีตเตอร์ 500 องศาเซลเซียส ความดัน 1 บาร์.....	115
ตารางที่ ง-14 ผลการทดสอบที่ระดับอุณหภูมิผิวฮีตเตอร์ 500 องศาเซลเซียส ความดัน 3 บาร์.....	115
ตารางที่ ง-15 ผลการทดสอบที่ระดับอุณหภูมิผิวฮีตเตอร์ 500 องศาเซลเซียส ความดัน 5 บาร์.....	116
ตารางที่ ง-16 ผลการทดสอบที่ระดับอุณหภูมิผิวฮีตเตอร์ 500 องศาเซลเซียส ความดัน 7 บาร์.....	117
ตารางที่ จ-1 ข้อมูลเครื่องยนต์ต่างๆ ที่นำมาเปรียบเทียบกับเครื่องยนต์ต้นแบบ .....	118

## สารบัญภาพ

หน้า

รูปที่ 2-1	แบบโครงสร้างปริมาตรของเครื่องยนต์ที่ได้จากการวิเคราะห์ทางเทอร์โมไดนามิกส์.....	7
รูปที่ 2-2	ความสัมพันธ์ของ Nondimensional output power, $L_{S,max}^*$ กับ Nondimensional engine speed, $n_{opt}^*$ .....	11
รูปที่ 2-3	ความสัมพันธ์ของ Nondimensional engine speed, $n_{opt}^*$ กับ Nondimensional engine specification, $S^*$ .....	12
รูปที่ 2-4	ความสัมพันธ์ Nondimensional output power, $L_{S,max}^*$ กับ Nondimensional engine speed, $n_{opt}^*$ โดยเปรียบเทียบข้อมูลระหว่างตารางที่ 2-1 และ 2-2 กับตารางที่ 2-3..	13
รูปที่ 2-5	ความสัมพันธ์ของ Nondimensional engine speed, $n_{opt}^*$ กับ Nondimensional engine specification, $S^*$ โดยเปรียบเทียบข้อมูลระหว่างตารางที่ 2-1 และ 2-2 กับ ตารางที่ 2-3.....	14
รูปที่ 2-6	ขั้นตอนของวิธีการทำนายสมรรถนะเครื่องยนต์สเตอร์ลิงในแบบวิธีของ Iwamoto.....	16
รูปที่ 2-7	ปริมาตรทั้ง 5 ส่วนที่ใช้ในการวิเคราะห์ทางเทอร์โมไดนามิกส์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง.....	20
รูปที่ 2-8	การเคลื่อนตัวของมวลที่อยู่ในปริมาตรทั้ง 5 ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง.....	22
รูปที่ 3-1	แสดงรูปแบบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงทั้ง 3 รูปแบบ.....	24
รูปที่ 3-2	โครงสร้างพื้นฐานของเครื่องยนต์ต้นแบบสเตอร์ลิงแบบเบตา.....	25
รูปที่ 3-3	ขั้นตอนการออกแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง.....	26
รูปที่ 3-4	ปริมาตรที่เปลี่ยนแปลงของด้านอัดตัว, $V_c$ และด้านขยายตัว, $V_e$ ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่มี Displacer ปริมาตรของทั้งคู่เปลี่ยนแปลงแบบ Sinusoidal ตามมุมการเคลื่อนที่ (Crank angle, $\alpha$ ) ซึ่งตัวแปร $\varphi$ แสดงถึงมุมของปริมาตรด้านขยายตัวนำปริมาตรด้านอัดตัว .....	27
รูปที่ 3-5	ปริมาตรที่เปลี่ยนแปลงของปริมาตรด้านอัดตัว, $V_c$ และปริมาตรด้านขยายตัว, $V_e$ ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่มีลูกสูบกำลัง 2 ด้าน การเปลี่ยนแปลงของปริมาตรทั้งคู่เป็นแบบ Sinusoidal และมุมองศาปริมาตรด้านขยายตัวนำมุมองศาปริมาตรด้านอัดตัว ซึ่งเกิดเป็นผลต่างของมุมปริมาตร (Phase angle, $\varphi$ ).....	28
รูปที่ 3-6	การเปลี่ยนแปลงของปริมาตรระหว่างด้านขยายตัวกับด้านอัดตัวของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบเบตาที่มีช่องว่าง, $V_{po}$ อยู่ในด้านปริมาตรอัดตัว .....	29



รูปที่ 3-7 มุมต่างของปริมาตรที่ได้จากการคำนวณ.....	30
รูปที่ 3-8 แสดงรูปแบบของกลไกแบบ Scotch yoke.....	31
รูปที่ 3-9 เปรียบเทียบแรงกระทำกับกลไกระหว่างแบบ Scotch yoke และ Slider-crank.....	31
รูปที่ 3-10 แสดงประสิทธิภาพของกลไกโดยเปรียบเทียบระหว่างแบบ Scotch yoke และแบบ Slider crank (สำหรับเครื่องยนต์สเตอร์ลิง Ecoboy-SCM81 ได้เรียกกลไกแบบ Slider crank ว่า Cross head).....	32
รูปที่ 3-11 แสดงการเคลื่อนตัวของกลไกโดยเปรียบเทียบกันระหว่างแบบ Scotch yoke และแบบ Slider-crank มีความยวมก้านสูบเป็น 2 เท่าของรัศมีเพลลาข้อเหวี่ยง โดยแสดงในรูปแบบของการเคลื่อนตัวของลูกสูบ ความเร็ว และอัตราเร่งของกลไก 2 แบบ.....	32
รูปที่ 3-12 ลักษณะของกลไกขับเคลื่อนแบบ Rhombic ที่นำมาใช้กับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบเบตา.....	33
รูปที่ 3-13 Slot ของชุด Scotch yoke ที่ใช้ Linear bearing.....	34
รูปที่ 3-14 เพลลาขับเคลื่อน.....	35
รูปที่ 3-15 ความแตกต่างของลูกสูบ Displacer ที่ใช้กับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบอุณหภูมิสูงและแบบอุณหภูมิต่ำ.....	36
รูปที่ 3-16 ลูกสูบกำลัง.....	38
รูปที่ 3-17 ตำแหน่งติดตั้งบูชของเพลลาเข้ากับลูกสูบกำลัง.....	38
รูปที่ 3-18 ลักษณะของ Heater และ Cooler แบบ Slot.....	39
รูปที่ 3-19 ด้านขวาเป็น Heat Exchanger แบบ Bayonet และด้านซ้ายเป็น Heat Exchanger แบบ Moving-Tube.....	40
รูปที่ 3-20 ความสัมพันธ์ระหว่าง Number of Transfer Units, NTU กับความเร็วรอบของเครื่องยนต์.....	40
รูปที่ 3-21 ลักษณะของ Heat Exchanger แบบท่อ.....	41
รูปที่ 3-22 การเปรียบเทียบของ Tresca Criterion และ von Mises Criterion.....	45
รูปที่ 3-23 ผลจากการวิเคราะห์ด้วยวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์.....	46
รูปที่ 3-24 ลักษณะของการบากร่องขึ้นงาน.....	47
รูปที่ 3-25 เส้นสีแดงแสดงถึงตำแหน่งในการติดตั้งของฝาสูบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบเบตา.....	48
รูปที่ 3-26 แสดงการกระจายตัวของความเค้นภายในกระบอกสูบด้านปริมาตรขยายตัว.....	49
รูปที่ 3-27 การเปลี่ยนแปลงของค่าความเค้นพิสตัน 0.2% (MPa) เทียบกับอุณหภูมิในช่วงต่างๆ (องศาเซลเซียส) ของวัสดุ AISI 4140.....	50
รูปที่ 3-28 Mechanical seal ที่ใช้กับเครื่องยนต์ต้นแบบนี้.....	52

รูปที่ 3-29 ตำแหน่งของการติดตั้งโอรังทนมความร้อนสูง.....	53
รูปที่ 3-30 ตำแหน่งของการจับยึดด้วยเกลียว ระหว่างเสื่อสูบและฝาปิดด้านล่าง.....	54
รูปที่ 4-1 การเคลื่อนตัวของมวลที่อยู่ภายในปริมาตรทั้ง 5 ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงของแนวคิด ก่อนหน้า.....	57
รูปที่ 4-2 ชิ้นส่วนของฮีตเตอร์และคูลเลอร์ที่ได้ออกแบบและผลิตไปในครั้งแรก.....	58
รูปที่ 4-3 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบที่ผลิตด้วยแนวคิดก่อนหน้า.....	58
รูปที่ 4-4 ลักษณะการเคลื่อนตัวของมวลที่ผ่านปริมาตรของอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อน ที่อัตราส่วนการอัด 1.61 ด้วยแนวคิดใหม่.....	59
รูปที่ 4-5 กำลังบ่งชี้ของเครื่องยนต์เปรียบเทียบกับความกว้างของร่อง Slot ที่ขนาดความลึกต่างๆ.....	60
รูปที่ 4-6 ความดันตกคร่อมของรีเจนเนอเรเตอร์และกำลังบ่งชี้เทียบกับความพรุนของ รีเจนเนอเรเตอร์ ที่อัตราส่วนการอัดอยู่ที่ 1.61 .....	61
รูปที่ 4-7 ความเค้นของเหล็กกล้าไร้สนิม 304 ที่ระดับอุณหภูมิสูง.....	63
รูปที่ 4-8 ตำแหน่งที่ออกแบบให้มีช่องว่างเพื่อลดพื้นที่หน้าสัมผัสของชิ้นงาน.....	63
รูปที่ 4-9 ภาพตัดขวางลูกสูบ Displacer ที่มีการปรับแก้.....	64
รูปที่ 4-10 แผนภาพ P-v ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบจากการวิเคราะห์ ด้วยรูปแบบ Adiabatic.....	66
รูปที่ 4-11 แผนภาพของแรง แรงเฉือน และโมเมนต์ดัดที่กระทำกับเพลลาขับ.....	67
รูปที่ 4-12 โครงสร้างของเครื่องยนต์ Ecoboy-SCM81 .....	68
รูปที่ 4-13 รีเจนเนอเรเตอร์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง Ecoboy-SCM81.....	70
รูปที่ 4-14 การประกอบรีเจนเนอเรเตอร์เข้ากับเครื่องยนต์สเตอร์ลิง.....	70
รูปที่ 4-15 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบ .....	72
รูปที่ 5-1 แผนผังการเตรียมการทดสอบ.....	76
รูปที่ 5-2 การวัดแรงบิดของเครื่องยนต์.....	77
รูปที่ 5-3 กำลังขาออกเทียบกับความเร็วรอบที่อุณหภูมิผิวคงที่ 350 องศาเซลเซียส ที่ระดับความดันต่างๆ.....	78
รูปที่ 5-4 แรงบิดเทียบกับความเร็วรอบที่อุณหภูมิผิวคงที่ 350 องศาเซลเซียส ที่ระดับความดันต่างๆ.....	79
รูปที่ 5-5 ประสิทธิภาพเทียบกับความเร็วรอบที่อุณหภูมิผิวคงที่ 350 องศาเซลเซียส ที่ระดับความดันต่างๆ.....	79

รูปที่ 5-6	กำลังขาออกเทียบกับความเร็วรอบที่อุณหภูมิผิวคงที่ 400 องศาเซลเซียส ที่ระดับความดันต่างๆ .....	80
รูปที่ 5-7	แรงบิดเทียบกับความเร็วรอบที่อุณหภูมิผิวคงที่ 400 องศาเซลเซียส ที่ระดับความดันต่างๆ.....	80
รูปที่ 5-8	ประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ทดสอบที่อุณหภูมิ 400 องศาเซลเซียส เทียบกับความเร็วรอบของเครื่องยนต์.....	81
รูปที่ 5-9	กำลังขาออกเทียบกับความเร็วรอบที่อุณหภูมิผิวคงที่ 450 องศาเซลเซียส ที่ระดับความดันต่างๆ .....	81
รูปที่ 5-10	แรงบิดเทียบกับความเร็วรอบที่อุณหภูมิผิวคงที่ 450 องศาเซลเซียส ที่ระดับความดันต่างๆ.....	82
รูปที่ 5-11	ประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ทดสอบที่อุณหภูมิ 450 องศาเซลเซียส เทียบกับความเร็วรอบของเครื่องยนต์.....	82
รูปที่ 5-12	กำลังขาออกเทียบกับความเร็วรอบที่อุณหภูมิผิวคงที่ 500 องศาเซลเซียส ที่ระดับความดันต่างๆ .....	83
รูปที่ 5-13	แรงบิดเทียบกับความเร็วรอบที่อุณหภูมิผิวคงที่ 500 องศาเซลเซียส ที่ระดับความดันต่างๆ.....	83
รูปที่ 5-14	ประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ทดสอบที่อุณหภูมิ 500 องศาเซลเซียส เทียบกับความเร็วรอบของเครื่องยนต์.....	84
รูปที่ 5-15	ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเทียบกับอุณหภูมิผิวนอกฮีตเตอร์.....	85
รูปที่ 5-16	การเปรียบเทียบค่าคงที่ของ West กับประสิทธิภาพคาร์บอนต์.....	86
รูปที่ 5-17	สัดส่วนกำลังขาออกต่อปริมาตรกวาดด้านขยายตัวเทียบกับประสิทธิภาพคาร์บอนต์ ....	87
รูปที่ 5-18	การสึกหรอของแหวนลูกสูบกำลัง .....	88
รูปที่ 5-19	ผงเทพลอนที่เกิดจากการสึกหรอของแหวนลูกสูบกำลัง กระจายติดตามผนังกระบอกสูบ .....	88
รูปที่ ก-1	อุปกรณ์ตรวจวัดอัตโนมัติ (Data Acquisition, DAQ).....	102
รูปที่ ก-2	อุปกรณ์ตรวจวัดความเร็วรอบเครื่องยนต์ ยี่ห้อ Efactor 100 รุ่น IG5841.....	102
รูปที่ ก-3	ตัวต้านทานไฟฟ้าแบบปรับค่าได้ .....	103
รูปที่ ก-4	การติดตั้งเครื่องมือวัดแรงบิด .....	103
รูปที่ ก-5	เครื่องวัดกำลังไฟฟ้ายี่ห้อ YOKOGAWA รุ่น WT1030.....	104
รูปที่ ก-6	อุปกรณ์ควบคุมกำลังไฟฟ้า .....	104
รูปที่ ก-7	ถังลมพร้อมกับอุปกรณ์ควบคุมแรงดันยี่ห้อ PUMA .....	105

รูปที่ ก-8	ขดลวดไฟฟ้าแบบรัดท่อขนาดกำลังไฟฟ้า 1250 วัตต์.....	105
รูปที่ ฉ-1	การประกอบลูกปืนเข้ากับลูกเบี้ยวของกลไกขับเคลื่อน .....	120
รูปที่ ฉ-2	ลักษณะในการประกอบชุดลูกเบี้ยวกลไกขับเคลื่อนเข้ากับเพลาชับ .....	121
รูปที่ ฉ-3	ชุดเพลาชับเหียงที่ประกอบเสร็จเรียบร้อยแล้ว .....	121
รูปที่ ฉ-4	ลักษณะการประกอบน้ำหนักถ่วงสมดุลเข้ากับชุดกลไกขับเคลื่อน .....	122
รูปที่ ฉ-5	ชุดลูกเบี้ยวกลไกขับเคลื่อนที่ประกอบเข้ากับเพลาชับ.....	122
รูปที่ ฉ-6	ลักษณะการประกอบ Linear bearing เข้ากับตัวเรือน.....	123
รูปที่ ฉ-7	ตำแหน่งการประกอบเรือน Linear bearing เข้ากับ Slot กลไกขับเคลื่อน .....	124
รูปที่ ฉ-8	แสดงการประกอบตัวรอง Slot เข้ากับ Slot กลไกขับเคลื่อนลูกสูบกำลัง .....	125
รูปที่ ฉ-9	แสดงการประกอบตัวรอง Slot เข้ากับ Slot กลไกขับเคลื่อนของลูกสูบ Displacer ...	125
รูปที่ ฉ-10	ชุด Slot กลไกขับเคลื่อนที่ประกอบเสร็จเรียบร้อยแล้ว .....	126
รูปที่ ฉ-11	การประกอบลูกปืนตลับ ซีลกันน้ำมันและโอริงเข้ากับฝาปิดเสื้อสูบด้านหน้า .....	126
รูปที่ ฉ-12	การประกอบชุดฝาปิดเสื้อสูบด้านหน้าเข้ากับชุดเพลาชับ .....	127
รูปที่ ฉ-13	การประกอบ Mechanical seal .....	128
รูปที่ ฉ-14	ชุดเพลาชับที่ประกอบเข้ากับชุดฝาปิดเสื้อสูบด้านหน้า .....	128
รูปที่ ฉ-15	การประกอบ Slot ชุดกลไกขับเคลื่อนเข้ากับเสื้อสูบ.....	129
รูปที่ ฉ-16	แสดงการประกอบแกน Linear bearing เข้ากับเสื้อสูบ .....	130
รูปที่ ฉ-17	การประกอบชุดเพลาชับเคลื่อนเข้ากับร่อง Slot.....	131
รูปที่ ฉ-18	การประกอบฝาปิดด้านหลังเสื้อสูบเข้ากับเสื้อสูบ.....	132
รูปที่ ฉ-19	ขั้นตอนการประกอบลูกสูบกำลังและลูกสูบ Displacer .....	133
รูปที่ ฉ-20	แสดงการประกอบล้อช่วยแรงเข้ากับกลไกขับเคลื่อน .....	134
รูปที่ ฉ-21	เครื่องยนต์ที่ประกอบกลไกขับเคลื่อนพร้อมทั้งลูกสูบกำลัง และลูกสูบ Displacer เป็นที่เรียบร้อยแล้ว.....	134
รูปที่ ฉ-22	การประกอบกระบอกสูบเข้ากับฐานกระบอกสูบ .....	135
รูปที่ ฉ-23	การประกอบสลักเกลียวเข้ากับฝาสูบเย็น .....	136
รูปที่ ฉ-24	การประกอบเสื่อน้ำเข้ากับฝาสูบเย็น.....	136
รูปที่ ฉ-25	แสดงขั้นตอนการประกอบฝาสูบเย็นเข้ากับฐานกระบอกสูบ .....	137
รูปที่ ฉ-26	การประกอบฐานกระบอกสูบเข้ากับเสื้อสูบ.....	138
รูปที่ ฉ-27	ขั้นตอนการประกอบฝาสูบบร้อนเข้ากับฝาสูบเย็น.....	139
รูปที่ ฉ-28	เครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบเบตาที่ได้ประกอบเรียบร้อยแล้ว.....	139
รูปที่ ฉ-29	เครื่องยนต์สเตอร์ลิงในมุมมองด้านต่างๆของเครื่องยนต์.....	140

รูปที่ ฉ-30 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบ .....	141
รูปที่ ช-1 ลักษณะของโปรแกรม Autodesk Inventor Professional 9 ที่ใช้ในการออกแบบ ....	142

## คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ

$B_N$	ค่าคงที่ของ Beale (Beale number)
$L_S$	กำลังขาออก, W
$L_S^*$	ตัวแปรไร้มิติหน่วยกำลังขาออก
$L_{S,max}^*$	ตัวแปรไร้มิติหน่วยกำลังขาออกสูงสุด
$n$	ความเร็วรอบเครื่องยนต์, rev/s
$n^*$	ตัวแปรไร้มิติหน่วยความเร็วรอบเครื่องยนต์
$n_{opt}^*$	ตัวแปรไร้มิติหน่วยความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่ให้กำลังขาออกสูงสุด
$P_m$	ความดันเฉลี่ย, Pa
$P_{lim}$	ความดันสูงสุดของสารทำงาน, Pa
$P^*$	ตัวแปรไร้มิติหน่วยความดันในการออกแบบ
$R$	ค่าคงที่ของแก๊ส, J/kg*K
$S^*$	ตัวแปรไร้มิติหน่วยขนาดของเครื่องยนต์
$T_E$	อุณหภูมิสารทำงานด้านขยายตัว, K
$T_C$	อุณหภูมิสารทำงานด้านอัดตัว, K
$T_{lim}$	อุณหภูมิสูงสุดของสารทำงาน, K
$T^*$	ตัวแปรไร้มิติหน่วยอุณหภูมิ
$V_{SE}$	ปริมาตรกวาดด้านขยายตัว, m <sup>3</sup>
$V_{SP}$	ปริมาตรกวาดด้านอัดตัว, m <sup>3</sup>
$V_{PO}$	ปริมาตรคงที่ระหว่างลูกสูบกำลังกับลูกสูบ Displacer, m <sup>3</sup>
$V_E$	ปริมาตรขยายตัว, m <sup>3</sup>
$V_C$	ปริมาตรอัดตัว, m <sup>3</sup>
$W_N$	ค่าคงที่ของ West (West number)
$W_S$	งานของเครื่องยนต์, J
$W_{in}$	กำลังไฟฟ้าขาเข้า, W
$W_S^*$	ตัวแปรไร้มิติหน่วยงานของเครื่องยนต์
$\nu$	ความหนืด, m <sup>2</sup> /s
$\nu_{lim}$	ความหนืดที่สภาวะ $T_{lim}$ และ $P_{lim}$ , m <sup>2</sup> /s
$\alpha$	มุมองศาที่เพลาช้อเหวี่ยงหมุน, degree

$\beta$	มุมต่างเฟลาข้อเหวี่ยง, degree
$\varphi$	มุมต่างปริมาตร, degree
$\omega$	ความเร็วเชิงมุม, rev/s
$\tau$	แรงบิด, N.m
$\eta_{th}$	ประสิทธิภาพเชิงความร้อน

## บทที่ 1

### บทนำ

#### 1.1 ที่มาและความสำคัญของวิทยานิพนธ์

ในปัจจุบัน ปัญหาทางด้านพลังงานเป็นปัญหาสำคัญที่ได้ส่งผลกระทบต่อเศรษฐกิจ สังคม และสิ่งแวดล้อม หากพิจารณาแล้ว อาจระบุต้นเหตุของปัญหาทางด้านพลังงานได้ในสองส่วนหลัก ได้แก่ ที่มาของพลังงาน และการแปรรูปและใช้พลังงาน ในทั้งสองส่วนนี้ จะได้เห็นต่อไปว่า เครื่องยนต์สเตอร์ลิงสามารถเข้ามามีบทบาทได้อย่างสำคัญ

ในส่วนของที่มาของพลังงานนั้น แหล่งพลังงานต้นทางที่ใช้เป็นสัดส่วนมากที่สุดในปัจจุบัน ได้แก่ เชื้อเพลิงจากปิโตรเลียม ซึ่งสำหรับประเทศไทย ผลกระทบทางเศรษฐกิจได้แก่การเสียดุลเป็นจำนวนมากในการนำเข้าเชื้อเพลิงจากปิโตรเลียมในรูปแบบต่างๆ นอกจากนี้ ด้วยส่วนประกอบทางเคมีของเชื้อเพลิงจากปิโตรเลียม ผลิตภัณฑ์ที่ได้จากการเผาไหม้ยังส่งผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อมดังเป็นที่ทราบกันดี ในปัจจุบันทางออกของแหล่งพลังงานต้นทางนั้น หากพิจารณาเฉพาะในการผลิตพลังงานไฟฟ้า ประเทศไทยได้ระบุเป็นสองแนวทางหลักคือการนำเทคโนโลยีนิวเคลียร์มาผลิตไฟฟ้า และการนำแหล่งพลังงานทดแทนมาใช้ ในส่วนนี้จะพิจารณาเฉพาะในมุมมองของพลังงานทดแทน

สำหรับการผลิตพลังงานไฟฟ้าอย่างมีประสิทธิภาพและยั่งยืนนั้น แนวโน้มเทคโนโลยีการผลิตไฟฟ้าในปัจจุบันมุ่งไปทางการผลิตไฟฟ้าจากแหล่งพลังงานทดแทนแบบรายย่อย (Distributed generation) ซึ่งเป็นการนำแหล่งพลังงานทดแทนที่มีอยู่เฉพาะที่มาใช้ ซึ่งนอกจากจะเป็นการลดการใช้เชื้อเพลิงที่มาจากปิโตรเลียม เพิ่มสัดส่วนการใช้พลังงานทดแทน ยังลดการสูญเสียจากการส่งไฟฟ้าในระยะไกลอีกด้วย ในบรรดาหลากหลายรูปแบบของพลังงานทดแทนนั้น เป็นที่ทราบกันดีว่าสำหรับประเทศไทย พลังงานจากแสงอาทิตย์เป็นแหล่งพลังงานทดแทนที่มีศักยภาพสูงมาก หากแต่ยังไม่ได้รับการนำมาใช้เท่าที่ควร สำหรับพื้นฐานอุตสาหกรรมในประเทศนั้น มีการพัฒนาอุตสาหกรรมผลิตเซลล์แสงอาทิตย์มาอย่างต่อเนื่อง หากแต่เทคโนโลยีนี้ก็ยังมีราคาที่แพง อันเป็นปัจจัยหลักที่หยุดยั้งการนำมาใช้อย่างกว้างขวางของเทคโนโลยีนี้ ในปัจจุบันทิศทางการพัฒนาการใช้พลังงานแสงอาทิตย์ที่แสดงศักยภาพที่สูงมากและสามารถเข้ามามีบทบาทได้ในอนาคตอันใกล้ ได้แก่การรวมแสงอาทิตย์เพื่อผลิตไฟฟ้า (Concentrating Solar Power, CSP)

เทคโนโลยีการรวมแสงอาทิตย์เพื่อผลิตไฟฟ้าเป็นการใช้แผงหรือจานเพื่อรวมแสงอาทิตย์ให้ได้พลังงานความร้อนที่อุณหภูมิสูง หากแต่เป็นอุณหภูมิที่สูงเพียงพอที่จะนำไปต้มน้ำให้เดือดที่



ความดันสูงเพื่อนำไปผลิตไฟฟ้าด้วยกังหันไอน้ำได้ เทคโนโลยีนี้ไม่ใช่เทคโนโลยีใหม่ หากแต่ด้วยการตระหนักถึงความสำคัญของการใช้แหล่งพลังงานทดแทน เพื่อทดแทนน้ำมันที่มีราคาสูงขึ้นอย่างรวดเร็วมาก หรือถ่านหินที่ได้รับการต่อต้านจากผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อม ทำให้มีเม็ดเงินไหลกลับเข้ามาสู่เทคโนโลยีนี้ การพัฒนาในช่วงไม่นานมานี้ทำให้พบว่า ด้วยภารกิจกับส่วนประกอบที่เป็นเทคโนโลยีที่พิสูจน์ด้วยกาลเวลาเป็นอย่างดีแล้ว หากมีขนาดของระบบที่ใหญ่พอ ระบบ CSP สามารถผลิตไฟฟ้าด้วยราคาที่ต่ำ นอกจากนั้นแล้ว การนำระบบเก็บกักความร้อนมาใช้ ทำให้การกระจายการผลิตไฟฟ้าให้เหมาะกับการแปรผันของความต้องการไฟฟ้าระหว่างวันทำได้อย่างมีประสิทธิภาพ รวมทั้งไม่ต้องกำหนดขนาดเครื่องผลิตไฟฟ้าให้มีขนาดใหญ่จนเกินไป ต่างกับพลังงานลมที่เก็บพลังงานไว้ในรูปพลังงานไฟฟ้า ซึ่งทำได้จำกัดและมีประสิทธิภาพที่ต่ำกว่า การพัฒนาในช่วงไม่นานมานี้ แสดงให้เห็นศักยภาพในการผลิตไฟฟ้าในขนาด 100-500 เมกะวัตต์ของระบบ CSP ด้วยราคาที่แข่งขันได้กับการผลิตไฟฟ้าด้วยแผงเซลล์แสงอาทิตย์ ในขณะที่ในปัจจุบัน ด้วยราคาที่สูง ระบบเซลล์แสงอาทิตย์ที่ใหญ่ที่สุดที่มีการติดตั้งมีขนาดผลิตเพียง 20 เมกะวัตต์เท่านั้น

สำหรับระบบ CSP นี้ หากกลับมาดูศักยภาพการพัฒนาเทคโนโลยีในประเทศ จะเห็นว่าส่วนประกอบในหลาย ๆ ส่วน เช่น แผงรวมแสงอาทิตย์ ระบบท่อ ระบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในประเทศมีทั้งเทคโนโลยีและผู้ประกอบการอยู่แล้ว แต่ส่วนประกอบหลักหนึ่งที่ยังต้องพึ่งพาการนำเข้าทั้งหมดได้แก่กังหันไอน้ำซึ่งสามารถเป็นสัดส่วนต้นทุนได้กว่า 30-40% ดังนั้น หากจะมีการพัฒนาให้ระบบ CSP มีบทบาทต่อการผลิตไฟฟ้าในประเทศได้ด้วยต้นทุนที่ต่ำเพียงพอ ก็จำเป็นต้องมีเทคโนโลยีการผลิตกังหันไอน้ำในประเทศ แต่อย่างไรก็ดี กังหันไอน้ำไม่ได้เป็นอุปกรณ์เดียวที่เปลี่ยนพลังงานความร้อนเป็นพลังงานกลเพื่อผลิตไฟฟ้าได้ เครื่องยนต์สเตอร์ลิงก็เป็นอีกอุปกรณ์หนึ่งที่เปลี่ยนพลังงานความร้อน ไม่ว่าจะที่ความร้อนสูงมากระดับ 1000 องศาเซลเซียสจนต่ำมากระดับ 200 องศาเซลเซียส ให้เป็นพลังงานกลได้ นอกจากนั้นยังมีข้อได้เปรียบที่มีพื้นฐานการทำงานที่ง่าย ส่วนประกอบที่น้อย และประสิทธิภาพในการทำงานที่สูง โดยถึงแม้เครื่องยนต์สเตอร์ลิงอาจเหมาะกับการผลิตไฟฟ้าในขนาดที่เล็กกว่าระดับเมกะวัตต์ แต่ก็อาจมองได้ว่า เพื่อสนับสนุนการพัฒนา ระบบ CSP ด้วยเทคโนโลยีในประเทศ การพัฒนาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงมีข้อได้เปรียบมากกว่าที่จะพัฒนากังหันไอน้ำ และการพัฒนาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงก็สามารถทำให้ระบบ CSP สามารถถูกพัฒนาได้ในประเทศเกือบทั้งหมด อันจะมีผลให้ราคาค่าไฟฟ้าที่ได้ต่ำลงนำมาสู่สัดส่วนการใช้พลังงานทดแทนในประเทศที่สูงขึ้นได้อย่างมีนัยสำคัญ

ในส่วนที่สองของปัญหาด้านพลังงาน คือการแปรรูปและใช้พลังงานนั้น ด้วยในปัจจุบันชีวิตประจำวันล้วนพึ่งเครื่องใช้ไฟฟ้าแทบทั้งสิ้น การแปรรูปจากพลังงานต้นทางมาสู่พลังงานไฟฟ้าอย่างมีประสิทธิภาพเป็นสิ่งสำคัญ และในอีกส่วนหนึ่ง การทำความร้อนและความเย็นก็เป็นการใช้

พลังงานไปในสัดส่วนที่สูงมาก โดยเฉพาะในอาคารพักอาศัย ในทั้งสองส่วนนี้ เทคโนโลยีที่ควรได้นำมาใช้คือเทคโนโลยีผลิตร่วมไฟฟ้าและความร้อนที่เรียกว่า CHP (Combined Heat and Power) ซึ่งเป็นการนำความร้อนเหลือทิ้งจากอุปกรณ์แปรรูปพลังงานเช่นเครื่องยนต์มาผลิตน้ำร้อนหรือลมร้อนเพื่อใช้งาน ซึ่งจะมีผลเพิ่มประสิทธิภาพการใช้พลังงานได้เป็นเท่าตัว โดยในปัจจุบันถึงแม้ว่าการใช้ระบบ CHP ในประเทศไทย ซึ่งนับได้ว่าเป็นส่วนหนึ่งของการผลิตไฟฟ้าแบบรายย่อยยังไม่แพร่หลาย หากแต่เมื่อมองถึงประสิทธิภาพในการใช้พลังงานในระดับเมืองใหญ่ รวมทั้งแนวโน้มที่ผู้ผลิตแก๊สธรรมชาติรายเดียวของประเทศคือ บริษัท ปตท. มีแนวคิดที่จะขยายแนวท่อแก๊สเข้าสู่เขตเมือง ก็ควรได้มีการพัฒนาพื้นฐานเทคโนโลยีการนำระบบ CHP มาใช้ไปพร้อมกัน

สำหรับระบบ CHP นั้น ในบรรดาทางเลือกของเทคโนโลยีในการผลิตไฟฟ้า อันประกอบด้วยเครื่องยนต์สันดาปภายใน เครื่องจักรไอน้ำ เครื่องกังหันแก๊ส เซลล์เชื้อเพลิง ก็มีเครื่องยนต์สเตอร์ลิงอยู่ด้วย โดยพื้นฐานของเทคโนโลยีเครื่องยนต์สเตอร์ลิงมีจุดเด่นที่ประสิทธิภาพสูง มลพิษต่ำ โดยข้อมูลระบุว่าไอเสียมีได้ต่ำกว่าเครื่องยนต์สันดาปภายในกว่าสิบเท่า [1] สำหรับเป้าหมายในการพัฒนานั้น ถึงแม้เครื่องยนต์สันดาปภายในจะมีราคาต่ำอย่างเด่นชัดเนื่องด้วยความเป็นเทคโนโลยีที่ใช้กันมายาวนาน หากแต่แนวโน้มการนำระบบ CHP มาใช้นั้น จะพิจารณาที่ราคาและประสิทธิภาพนั้นไม่เพียงพอ แต่ต้องพิจารณารวมเรื่องไอเสียด้วย หากเป็นเช่นนั้น ข้อดีของเครื่องยนต์สันดาปภายในอาจลดลงเนื่องจากความจำเป็นที่ต้องมีระบบจัดการไอเสียซึ่งมีราคาและการบำรุงรักษาสูง ต่างกับเทคโนโลยีเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่มีไอเสียที่ดีกว่าจากพื้นฐานที่มีการสันดาปแบบภายนอก นอกจากนั้น ด้วยรูปแบบการทำงานที่ไม่ซับซ้อน การพัฒนาเทคโนโลยีและอุตสาหกรรมการผลิตในประเทศน่าจะมีโอกาสได้สูง และด้วยความที่ยังเป็นเทคโนโลยีใหม่ การที่ประเทศไทยจะก้าวทันเพื่อการพัฒนาเชิงพาณิชย์เพื่อการแข่งขันในระดับโลกก็ยังมีความเป็นไปได้ และด้วยความพร้อมทางเทคโนโลยีเครื่องต้นกำลังที่ใช้เครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่จะได้พัฒนาขึ้นในประเทศ หากมีการนำระบบ CHP มาใช้ ก็สามารถที่จะขยายสัดส่วนการใช้งานของระบบ CHP ได้ด้วยราคาที่แข่งขันได้ ซึ่งจะนำไปสู่ประสิทธิภาพในการใช้พลังงานในอาคารที่อยู่อาศัยที่สูงขึ้นได้อย่างมีมาก

## 1.2 การทบทวนวรรณกรรมวิจัย

การวิจัยและพัฒนาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงในต่างประเทศ จากที่ได้กล่าวมาข้างต้น เครื่องยนต์สเตอร์ลิงสามารถเข้ามามีบทบาทโดยเป็นอุปกรณ์แปรรูปพลังงานความร้อนเป็นพลังงานกล โดยแหล่งพลังงานความร้อนอาจมาจากพลังงานแสงอาทิตย์ที่อุณหภูมิไม่สูงมากนัก หรือจากการเผาไหม้เชื้อเพลิงที่อุณหภูมิสูง ด้วยศักยภาพของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงดังนี้ งานวิจัย

และพัฒนาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงจึงมีอยู่อย่างกว้างขวางทั่วโลก หากแต่การวิจัยและพัฒนาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงนั้น อาจพิจารณาได้ว่ามีอยู่สองแนวทาง แนวทางแรกได้แก่แนวทางของสหรัฐอเมริกา ซึ่งมีพื้นฐานมาจากการพัฒนาเครื่องต้นกำลังในงานสำรวจอวกาศ โดยเป็นการพัฒนาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่ใช้ความร้อนจากแหล่งกัมมันตภาพรังสีในช่วงทศวรรษ 1970 จากเทคโนโลยีอวกาศเหล่านี้ ก็มีการพัฒนาทางด้านทำยาน้ำเพื่อนำมาสู่การใช้งานในเชิงพาณิชย์ เช่น การพัฒนาของบริษัท Sunpower [2,3] แนวทางนี้ต้องยอมรับว่าเป็นเทคโนโลยีขั้นสูง ทั้งทางด้านการผลิตและด้านวัสดุศาสตร์ เครื่องยนต์ที่ได้พัฒนาขึ้นจึงให้ประสิทธิภาพและอายุการใช้งานที่สูงมาก แต่รายละเอียดในการออกแบบที่ทำให้เครื่องได้ประสิทธิภาพสูงสุดนั้น ก็ย้อนกลับมาทำให้ราคาสูง ทำให้การเข้าสู่ตลาดจนได้ความคุ้มทุนทางเศรษฐศาสตร์ (Economy of scale) เป็นไปได้ยาก และที่สำคัญ อาจกล่าวได้ว่าเป็นเทคโนโลยีที่การพัฒนาภายในประเทศตามทันได้ยาก

แนวทางที่สองในการพัฒนาได้แก่แนวทางของญี่ปุ่นและยุโรป ซึ่งมีความคล้ายคลึงกัน โดยเป็นการพัฒนาจากพื้นฐาน โดยไม่เน้นเฉพาะที่ประสิทธิภาพหรืออายุการใช้งาน แต่พิจารณา รวมถึงต้นทุนเพื่อมองการนำสู่การใช้งานเชิงพาณิชย์ด้วย โดยตัวอย่างการพัฒนาก็เช่นที่ Technical University of Denmark [4] ได้มีการพัฒนาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเพื่อทำงานกับเชื้อเพลิงชีวมวลมาอย่างต่อเนื่อง โดยมีทั้งขนาด 36 ถึง 150 กิโลวัตต์ทางไฟฟ้า โดยให้ประสิทธิภาพราว 20-25% สำหรับในญี่ปุ่น หน่วยงานหลักหนึ่งในการพัฒนาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงมาจาก JSME โดยได้มีการตั้งกลุ่มทำงานในระหว่างปี ค.ศ. 1992-1996 เพื่อรวบรวมแนวการออกแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงไว้อย่างเป็นระบบ[5] โดยมีเป้าหมายที่เครื่องยนต์ขนาดเล็ก ประมาณ 100 วัตต์ทางไฟฟ้า ให้ได้ที่ประสิทธิภาพประมาณ 20% ซึ่งได้บรรลุเป้าหมายเป็นอย่างดี การพัฒนาต่อเนื่องมาสู่เครื่องยนต์ที่มีขนาดใหญ่ขึ้นก็มีเช่นกัน เช่นที่ 3 กิโลวัตต์ [6] นอกจากนี้ สำหรับประเทศกำลังพัฒนา เช่น อินเดีย นั้น ก็มีการพัฒนาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่ทำงานกับแกลบในเชิงพาณิชย์ตั้งแต่ช่วงทศวรรษที่ 1980 [4] แต่ก็มีการใช้งานอย่างจำกัด และด้วยปัญหาทางเทคนิคที่ไม่ระบุแน่ชัด พร้อมด้วยปัญหาทางสังคม เช่น การขาดข้อมูลและการตระหนักรู้ถึงข้อดี ข้อด้อย ความไม่คุ้นเคยในการใช้งาน การขาดการจัดการที่ดีในการนำเทคโนโลยีใหม่เข้าสู่ตลาด รวมทั้งการสนับสนุนจากภาครัฐ ก็ทำให้การนำเครื่องยนต์สเตอร์ลิงมาใช้ถูกละทิ้งไป

ช่วงเวลาที่ไม่นานมานี้ ได้มีผู้พยายามนำเอาแนวความในการนำเอาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงมาใช้งานร่วมกับพลังงานหมุนเวียน ดังที่ Minassians [7] ได้มีการออกแบบและพัฒนาเครื่องยนต์ให้สามารถผลิตไฟฟ้าในระดับเล็กร่วมกับระบบรวมพลังงานแสงอาทิตย์ด้วยเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ผลต่างอุณหภูมิไม่สูงมากนัก ในการออกแบบได้อ้างถึงหลักแนวคิดในการนำเอาวัสดุและกรรมวิธีในการผลิตที่สามารถลดต้นทุนในการผลิตให้ต่ำกว่า \$1/W ซึ่งก็ได้แสดงให้เห็นถึงความเป็นไปได้ในการนำเอาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเป็นเครื่องต้นกำลังให้กับระบบรวมแสงอาทิตย์ พร้อมด้วยอีก

หนึ่งแนวคิดของ Tlili [8] ที่ได้พยายามชี้ให้เห็นว่าการแข่งขันของเครื่องต้นกำลังในระดับขนาดเล็ก โดยมีเป้าหมายเพื่อนำมาใช้ร่วมกับระบบรวมแสงอาทิตย์ที่มีระดับอุณหภูมิไม่สูงมากนัก เครื่องยนต์สเตอร์ลิงก็นับได้ว่าเป็นอีกหนึ่งต้นกำลังที่สามารถนำมาใช้ได้อย่างเหมาะสม

ในภาคส่วนการศึกษาก็มีอยู่หลากหลายกลุ่มที่ได้ศึกษาวิจัยเครื่องยนต์สเตอร์ลิงระดับอุณหภูมิทำงานปานกลาง ดังที่ Kongtragool และ Wongwises [9] ได้สร้างเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบแกมมา รูปแบบ Single-acting ใช้ลูกสูบกำลัง 2 ลูกสูบและแบบ 4 ลูกสูบ กำลังขาออกสูงสุดสำหรับเครื่องยนต์แบบ 4 ลูกสูบที่ระดับอุณหภูมิ 500 องศาเซลเซียส ทำได้ถึง 32.7 วัตต์ โดยเป็นการทำงานที่ระดับความดันบรรยากาศ สำหรับ Isshiki [10] ได้ศึกษาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบเบตา ทำงานที่ระดับความดันบรรยากาศ เครื่องยนต์ใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบครีบบางเรียงตัว (Pin-fin) ผลของกำลังขาออกได้ 91 วัตต์ ที่ระดับความร้อน 362 องศาเซลเซียส และ Karabulut [11] ได้กล่าวถึงรูปแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเพื่อนำมาใช้ร่วมกับระบบ Solar dish ด้วยรูปแบบของเครื่องยนต์แบบเบตาที่ใช้กลไกขับเคลื่อนแบบ Rhombic กำลังขาออกสูงสุดทำได้ 183 วัตต์ ที่ระดับความดัน 4 บาร์ สารทำงานที่ใช้เป็นฮีเลียม

สำหรับการวิจัยและพัฒนาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงภายในประเทศนั้น มีการพัฒนาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงอย่างต่อเนื่อง โดยมักจะเป็นการพัฒนาเครื่องต้นแบบขนาดเล็ก ที่ระดับอุณหภูมิด้านร้อนไม่สูงมากนัก [12-18] แต่อย่างไรก็ดี ด้วยข้อมูลตลาดปัจจุบัน เครื่องยนต์สเตอร์ลิงทั้งหมดที่ได้รับการพัฒนาขึ้นนั้น ยังมีประสิทธิภาพไม่เกิน 1% หากแต่บทความเชิงวิเคราะห์ [19,20] ก็ได้บ่งชี้ถึงศักยภาพของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต่อการนำพลังงานแสงอาทิตย์มาใช้ในประเทศไทย การวิจัยที่จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย [18] เป็นอีกหนึ่งความพยายามในการพัฒนาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบ โดยมีแนวคิดที่จะปรับใช้โครงเครื่องอัดอากาศที่มีใช้อยู่ทั่วไปเพื่อลดปัญหาที่จะมีได้จากการผลิต แต่ก็พบว่าระบบยังคงมีความเสียดทานที่สูงจนเกินไป รวมทั้งซีลที่ใช้อัดความดันยังไม่สามารถทำงานได้ แต่อย่างไรก็ดี การศึกษาดังกล่าว ได้ระบุถึงแนวทางการออกแบบระบบ รวมทั้งบ่งชี้ถึงความสำคัญของการอัดความดันในการทำงานได้ของระบบ

### 1.3 วัตถุประสงค์ของวิทยานิพนธ์

1. ออกแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงด้วยแนวการออกแบบของ Iwamoto
2. สร้างเครื่องยนต์ รวมทั้งทดสอบสมรรถนะเบื้องต้นถึงการทำงานได้ กำลังขาออกและประสิทธิภาพเชิงพลังงาน

### 1.4 ขอบเขตของวิทยานิพนธ์

1. ออกแบบและสร้างเครื่องยนต์สเตอร์ลิงขนาดกำลังขาออก 100 วัตต์ มีอุณหภูมิด้านร้อนระดับปานกลาง ใช้อากาศเป็นสารทำงาน มีความดันเฉลี่ยไม่เกิน 7 บาร์
2. ทดสอบกำลังขาออกที่อุณหภูมิไม่เกิน 400 องศาเซลเซียส ที่ระดับความดันไม่เกิน 7 บาร์ เทียบกับความเร็วรอบ และประสิทธิภาพเชิงพลังงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

### 1.5 ขั้นตอนดำเนินงานวิจัย

1. ศึกษาแนวทางในการออกแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงจากวรรณกรรมวิจัย
2. กำหนดเป้าหมายการออกแบบอย่างละเอียดเพื่อการออกแบบเบื้องต้นจากสมการทางทฤษฎี
3. ออกแบบรายละเอียดของชิ้นส่วนเครื่องยนต์ด้วยสมการทางทฤษฎีและสมการเชิงประจักษ์
4. สร้างชิ้นส่วนและประกอบเครื่องยนต์ พร้อมการทดสอบกำลังขาออกและประสิทธิภาพเชิงพลังงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

### 1.6 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

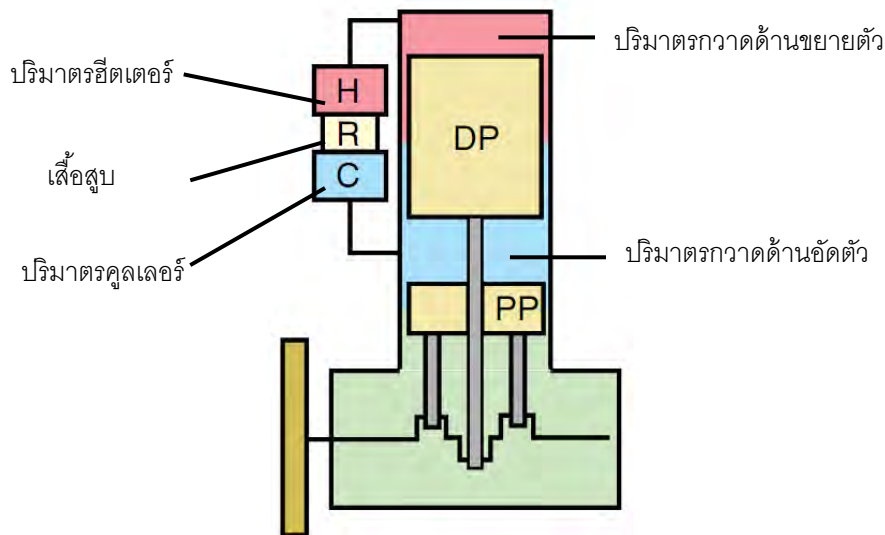
1. ได้เครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบ เพื่อใช้ในการศึกษาต่อไป
2. ความรู้พื้นฐานในการออกแบบเบื้องต้นของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง
3. สร้างโอกาสในการนำพลังงานหมุนเวียนมาใช้ให้เกิดประโยชน์อีกทางหนึ่ง

## บทที่ 2

### ทฤษฎีที่ใช้ในการออกแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

เครื่องยนต์ทุกชนิดไม่ว่าจะเป็นเครื่องยนต์ที่สันดาปภายในหรือภายนอก ปัจจุบันทั้งหมดที่จะสามารถทำให้เครื่องยนต์สามารถที่จะขับเคลื่อนได้นั้นล้วนประกอบมาจากการเปลี่ยนพลังงานความร้อนให้เป็นพลังงานเชิงกลแทบทั้งสิ้น ดังนั้นในบทนี้จะกล่าวถึงการทฤษฎีและการวิเคราะห์ทางเทอร์โมไดนามิกส์โดยใช้ทฤษฎีต่างๆ เนื่องจากแบบจำลองที่ใช้อธิบายวัฏจักรของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงมีหลายรูปแบบ ในที่นี้จะนำสมการเชิงประจักษ์ของ Iwamoto มาคำนวณหากำลังขาออก โดยจะได้ผลทดสอบเทียบถึงความแม่นยำและข้อได้เปรียบเมื่อเทียบกับการคำนวณกำลังขาออกโดยวิธีของ West ด้วยข้อมูลเครื่องยนต์จากเอกสารของ Iwamoto [21] และ Prieto [22] จากนั้นจะได้นำข้อมูลจำเพาะของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่ได้มาคำนวณด้วยการวิเคราะห์แบบ Adiabatic เพื่อหาปริมาตรคงที่ในด้านคูลเลอร์ รีเจนเนอเรเตอร์และฮีตเตอร์ เพื่อให้เห็นถึงขนาดของเครื่องยนต์ที่จะนำไปใช้ในการออกแบบรายละเอียดต่อไป

จากรูปที่ 2-1 โครงสร้างของปริมาตรทั้ง 5 ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง คือ ปริมาตรกวาดด้านขยายตัว ด้านขยายตัว ปริมาตรฮีตเตอร์ ปริมาตรรีเจนเนอเรเตอร์ ปริมาตรคูลเลอร์ และปริมาตรกวาดด้านอัดตัว



รูปที่ 2-1 แบบโครงสร้างปริมาตรของเครื่องยนต์เพื่อการวิเคราะห์ทางเทอร์โมไดนามิกส์

## 2.1 การหาค่ากำลังขาออกของเครื่องยนต์โดยใช้สมการเชิงประจักษ์โดยวิธีของ Beale และวิธีของ West

วิธีการสำหรับหาค่ากำลังขาออกของเครื่องยนต์ที่ได้ถูกเสนอขึ้นมาโดย Beale และ West นั้นเป็นวิธีการที่สามารถใช้ในการทำนายกำลังขาออกอย่างง่าย ทำได้โดยการแทนค่าลงในสมการที่ได้มาจากการประมวลผลจากการทดลอง (Empirical formula) ได้โดยตรง โดยทั้งสองสมการได้ใช้ประโยชน์จากค่า Beale Number และค่า West Number ได้ดังนี้

2.1.1 Beale Number เป็นวิธีการที่ใช้ในการทำนายกำลังขาออกของเครื่องยนต์ที่ได้ถูกเสนอขึ้นโดย Beale โดยสามารถหา  $B_N$  ได้จากสมการ 2-1

$$B_N = \frac{L_S}{P_m V_{SE} n} \quad (2-1)$$

เมื่อ  $L_S$  คือกำลังขาออก (W),  $V_{SE}$  คือปริมาตรกวาดด้านขยายตัว ( $m^3$ ),  $P_m$  คือความดันเฉลี่ย (Pa),  $n$  คือ ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ (rev/sec)

สมการของ Beale สามารถที่จะนำมาใช้ได้กับเครื่องยนต์ที่มีอุณหภูมิการทำงานอยู่ในช่วงอุณหภูมิสูงเท่านั้น (การใช้งานในช่วงอุณหภูมิด้านร้อนประมาณ  $650^\circ C$  และอุณหภูมิด้านเย็นประมาณ  $50^\circ C$ ) เนื่องด้วยสมการที่ได้ออกมานั้นได้มาจากความสัมพันธ์ของสมการจากการทดสอบเครื่องยนต์ที่มีอุณหภูมิในช่วงดังกล่าวเท่านั้น โดยค่าเฉลี่ยที่ได้จากความสัมพันธ์ของสมการ 2-1 จะได้ค่า  $B_N$  มีค่าเท่ากับ 0.15 ทำให้หากจะต้องนำไปใช้กับช่วงอุณหภูมิอื่นอาจทำให้ความแม่นยำในการทำนายกำลังขาออกลดลง

2.1.2 West Number เป็นวิธีที่ถูกเสนอขึ้นโดย West ซึ่งสมการนี้มีเทอมของอุณหภูมিরวมอยู่ด้วย ทำให้ไม่มีข้อจำกัดเรื่องอุณหภูมิการใช้งานเหมือนวิธีของ Beale ซึ่งสามารถหาได้จากสมการ 2-2

$$W_N = \frac{L_S}{P_m V_{SE} n \left( \frac{T_E - T_C}{T_E + T_C} \right)} \quad (2-2)$$

เมื่อ  $W_N$  คือ ค่าคงที่ของ West number ที่ได้จากการทดสอบเครื่องยนต์จริงได้ออกมามีค่าเท่ากับ 0.35 สำหรับเครื่องยนต์ที่มีขนาดเล็กกว่า 5 kW และเท่ากับ 0.25 สำหรับเครื่องยนต์ที่ให้กำลังในช่วง 5-150 kW,  $V_{SE}$  คือปริมาตรกวาดด้านขยายตัว ( $m^3$ ),  $P_m$  คือความดันเฉลี่ย (Pa),

$n$  คือความเร็วรอบของเครื่องยนต์ (rev/sec),  $T_E$  คืออุณหภูมิสารทำงานด้านขยายตัว,  $T_C$  คืออุณหภูมิสารทำงานด้านอัดตัว

## 2.2 การหาค่ากำลังขาออกของเครื่องยนต์และความเร็วรอบโดยใช้สมการเชิงประจักษ์ของ Iwamoto

ในหัวข้อที่ผ่านมาเป็นการทำนายกำลังขาออกที่อาจจะมีการจำกัดในการทำนาย อันเนื่องมาจากการเริ่มต้นในการออกแบบที่ย่อมไม่ทราบความเร็วรอบของเครื่องยนต์ ทำให้สมการของ Beale และ West ไม่สามารถที่จะทำนายผลของกำลังขาออกมาได้ ดังนั้นในส่วนนี้ จึงเป็นการนำเอาสมการเชิงประจักษ์ของ Iwamoto มาเพื่อแก้ไขข้อปัญหาดังกล่าว ด้วยความสามารถในการทำนายกำลังขาออกและความเร็วรอบได้พร้อมกัน จากแนวคิดดังกล่าวสามารถอธิบายได้ดังต่อไปนี้

### 2.2.1 แนวคิดของ Iwamoto

สำหรับแนวคิดของ Iwamoto [21] นั้นเป็นการเสนอการวิเคราะห์เพื่อหาค่ากำลังขาออกและความเร็วรอบไปพร้อมกัน โดยใช้ตัวแปรพื้นฐานในการออกแบบ คือ  $P_m$ ,  $V_{SE}$ ,  $T_E$ ,  $T_C$ ,  $n$  นำมาจัดเป็นกลุ่มให้อยู่ในรูปของตัวแปรไร้มิติ แล้วหาสมการความสัมพันธ์ของตัวแปรเหล่านี้ ซึ่งจะได้สมการดังนี้

$$\text{Nondimensional engine speed, } n^* = \frac{nV_{SE}^{2/3}}{v} \quad (2-3)$$

$$\text{Nondimensional engine work, } W_S^* = \frac{W_S}{P_m V_{SE} P^* T^*} \quad (2-4)$$

$$\text{Nondimensional output power, } L_S^* = W_S^* n^* \quad (2-5)$$

$$\text{Nondimensional engine specification, } S^* = \frac{T_{lim} R V_{SE}^{2/3}}{v_{lim}^2} \quad (2-6)$$

$$\text{Design pressure ratio, } p^* = \frac{P_m}{P_{lim}} \quad (2-7)$$

$$\text{Nondimensional temperature, } T^* = \frac{T_E - T_C}{T_E + T_C} \quad (2-8)$$

เมื่อ  $W_S$  คือ กำลังขาออก ( $J$ )

$P_m$  คือ ความดันเฉลี่ย ( $Pa$ )

$V_{SE}$  คือ ปริมาตรกวาดด้านขยายตัว ( $m^3$ )

$R$  คือ ค่าคงที่ของแก๊ส ( $J/kg \cdot K$ )



$v$  คือ สัมประสิทธิ์ความหนืด ( $m^2 / s$ )

$v_{lim}$  คือ ความหนืดของสารทำงานที่สภาวะ  $T_{lim}$  และ  $P_{lim}$  (สภาวะที่ออกแบบไว้สูงที่สุด)

$n$  คือ ความเร็วรอบเครื่องยนต์ ( $rev/sec$ )

ดังแสดงในตารางที่ 2-1 เป็นรายละเอียดของเครื่องยนต์ต้นแบบที่ Iwamoto นำมาสร้าง ความสัมพันธ์ขึ้น และในตารางที่ 2-2 เป็นข้อมูลประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ต้นแบบที่ได้จากการ ทดสอบ โดยนำผลที่ได้ไปสร้างเป็นแผนภาพดังแสดงให้เห็นดังรูปที่ 2-2 ซึ่งเป็นความสัมพันธ์ของ Nondimensional output power,  $L_{S,max}^*$  เป็นฟังก์ชันของ Nondimensional engine speed,  $n_{opt}^*$  และสำหรับรูปที่ 2-3 จะเป็นความสัมพันธ์ของ Nondimensional engine speed,  $n_{opt}^*$  เป็นฟังก์ชันของ Nondimensional engine specification,  $S^*$

จากนั้น Iwamoto ได้นำข้อมูลจำเพาะของเครื่องต้นแบบมาสร้างความสัมพันธ์ระหว่างตัวแปรไร้หน่วย  $L_{S,max}^*$ ,  $n_{opt}^*$  และ  $S^*$  โดยนำข้อมูลมาจากเครื่องยนต์สเตอร์ลิงจำนวนมากที่มี สภาวะการทำงานที่แตกต่างกันและสามารถสรุปได้ตามสมการ 2-9 และ 2-10

$$L_{S,max}^* = 0.24n_{opt}^* \quad (2-9)$$

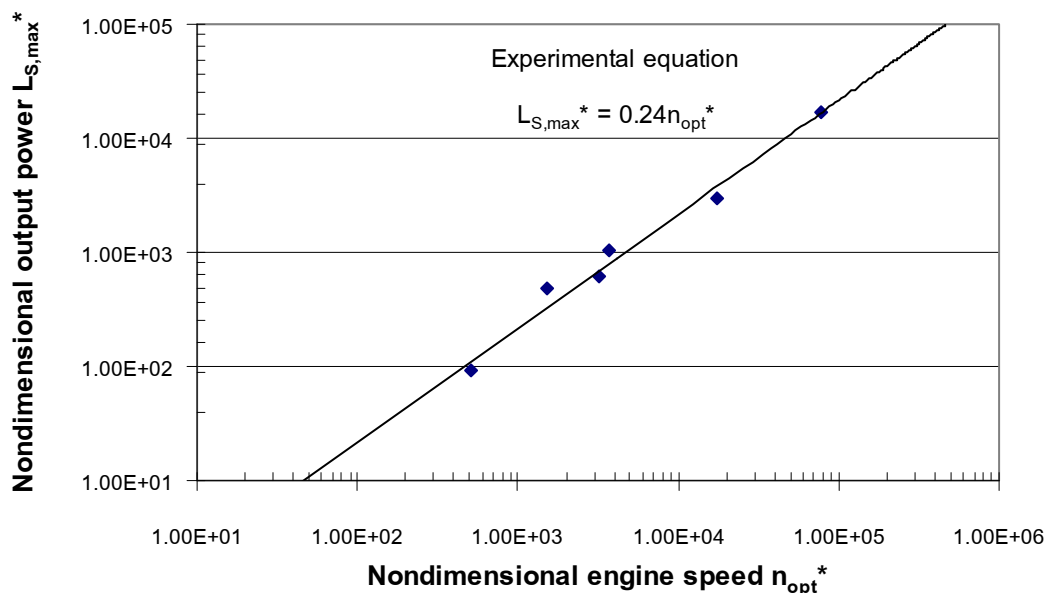
และ 
$$n_{opt}^* = 6.8 \times 10^{-5} S^{*0.6} \quad (2-10)$$

ตารางที่ 2-1 รายละเอียดและเงื่อนไขของเครื่องยนต์ต้นแบบที่ Iwamoto นำมาใช้สร้าง ความสัมพันธ์ [21]

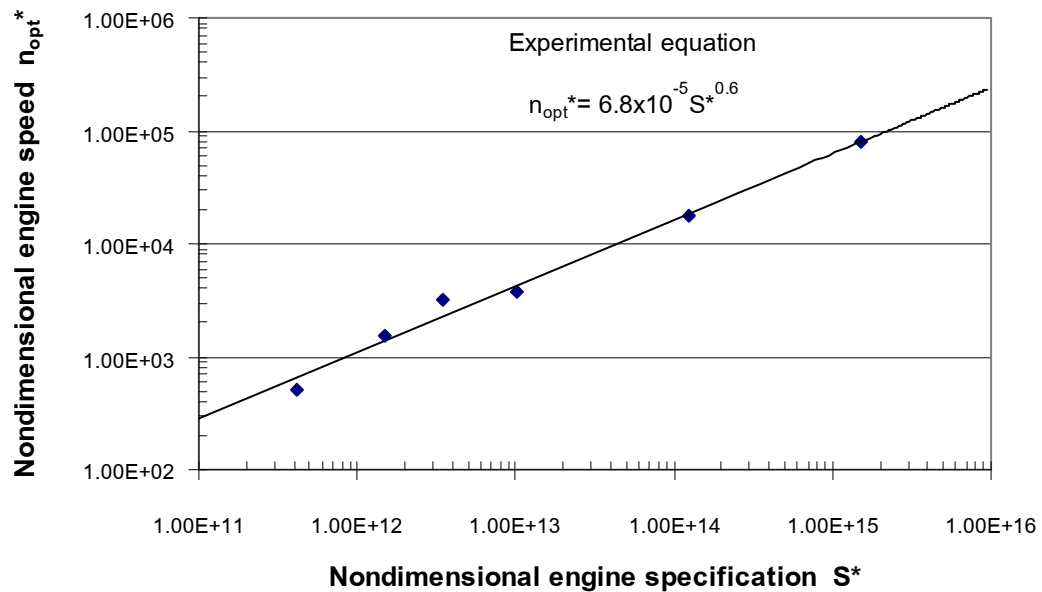
Engine	A	B	C	D	E
Engine type	$\gamma$	$\alpha$	$\beta$	$\alpha$	$\gamma$
Permitted pressure, $P_{lim}$ (MPa)	0.9	0.55	4.0	1.1	0.25
Permitted temperature, $T_{lim}$ ( $^{\circ}C$ )	650	650	700	130	130
Working gas	Helium Nitrogen	Air	Helium	Nitrogen	Air
Swept volume of exp. Space, $V_{SE}$ ( $cm^3$ )	81.4	98.2	132.7	20100	40200

ตารางที่ 2-2 ประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ต้นแบบที่ได้จากการทดสอบ [21]

Engine	A	A	B	C	D	E
Engine type	$\gamma$	$\gamma$	$\alpha$	$\beta$	$\alpha$	$\gamma$
Pressure, $P_m$ (MPa)	0.9	0.8	0.55	3.8	1.0	0.22
Expansion space gas temp, $T_E$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	488	464	451	503	92	100
Swept volume of exp. Space, $V_{SE}$ ( $\text{cm}^3$ )	81.4	81.4	98.2	132.7	20100	40200
Working gas	Helium	Nitrogen	Air	Helium	Nitrogen	Air
Nondimensional engine speed, $S^*$	$4.18 \times 10^{11}$	$3.52 \times 10^{12}$	$1.49 \times 10^{12}$	$1.01 \times 10^{13}$	$1.51 \times 10^{15}$	$1.24 \times 10^{14}$
Max. output power, $L_{S,max}$ (W)	102	71	59	1241	747	194
Engine speed, $n_{opt}$ (rpm)	1103	954	560	1407	139	93
Nondimensional output power, $L_{S,max}^*$	$9.32 \times 10^1$	$6.05 \times 10^2$	$4.74 \times 10^3$	$1.06 \times 10^3$	$1.70 \times 10^4$	$2.95 \times 10^3$
Nondimensional engine speed, $n_{opt}^*$	$5.17 \times 10^2$	$3.21 \times 10^3$	$1.52 \times 10^3$	$3.69 \times 10^3$	$7.84 \times 10^4$	$1.76 \times 10^4$



รูปที่ 2-2 ความสัมพันธ์ของ Nondimensional output power,  $L_{S,max}^*$  กับ Nondimensional engine speed,  $n_{opt}^*$



รูปที่ 2-3 ความสัมพันธ์ของ Nondimensional engine speed,  $n_{opt}^*$   
 กับ Nondimensional engine specification,  $S^*$

### 2.2.2 การสอบเทียบความแม่นยำ

เพื่อเป็นการทดสอบว่าสมการความสัมพันธ์ของ Iwamoto สามารถที่จะนำมาใช้ได้จริงหรือไม่ ทางผู้วิจัยจึงได้นำข้อมูลของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบจากเอกสารของ Prieto [22] มาเพื่อหา  $S^*$ ,  $n_{opt}^*$  และ  $L_{S,max}^*$  ตามที่ได้จากความสัมพันธ์ของ Iwamoto ดังแสดงในตารางที่ 2-3 และนำผลที่ได้ไปสร้างเป็นแผนภาพเปรียบเทียบกับผลในตารางที่ 2-2 แสดงในรูปที่ 2-4 และรูปที่ 2-5 ผลที่ได้ออกมาใกล้เคียงกันและเกาะอยู่ในกลุ่มของผลที่ได้จากการทดสอบของ Iwamoto ซึ่งแสดงให้เห็นว่าความสัมพันธ์ของ  $S^*$ ,  $n_{opt}^*$  และ  $L_{S,max}^*$  ที่ได้นำมาจากเครื่องยนต์ต้นแบบจากเอกสารของ Prieto นั้นมีความสอดคล้องไปในทิศทางเดียวกันกับวิธีการคำนวณของ Iwamoto ค่อนข้างดี ตามสมการที่ 2-9 และ 2-10 เช่นเดียวกับการทดสอบของ Iwamoto เองเช่นกัน [21]

ตารางที่ 2-3 ประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ต้นแบบจากเอกสารของ Prieto [22]

Name	type	gas	$T_E$ (°C)	$\tau$	$P_m$ (MPa)	$V_E$ (cm <sup>3</sup> )	$n_{opt,max}$ (rpm)	$n_{max}$ (rpm)	$L_{s,max}$ (W)	$S^*$	$n_{opt}^*$	$L_{S,max}^*$
A	$\alpha$	He	900	0.267	10.8	5702.3	495	635	44095	$5.76 \times 10^{14}$	$2.27 \times 10^4$	$3.41 \times 10^3$
B	$\beta$	Air	800	0.280	0.966	59.4	1585	1955	360	$2.08 \times 10^{12}$	$2.68 \times 10^3$	$1.13 \times 10^3$
C	$\beta$	He	704	0.293	2.76	120.8	2340	2790	1525	$4.46 \times 10^{12}$	$2.86 \times 10^3$	$6.14 \times 10^2$
D	$\beta$	H <sub>2</sub>	704	0.295	2.76	120.8	4155	4480	2870	$1.18 \times 10^{13}$	$5.86 \times 10^3$	$1.34 \times 10^3$
E	$\beta$	H <sub>2</sub>	720	0.305	10.5	4x1220	1500	1810	4x57665	$1.94 \times 10^{15}$	$9.22 \times 10^4$	$3.12 \times 10^4$
F	$\beta$	He	694	0.313	11	17352	505	785	289425	$1.99 \times 10^{15}$	$6.86 \times 10^4$	$2.36 \times 10^4$
G	$\gamma$	N <sub>2</sub>	430	0.459	0.8	81.4	1155	1840	60	$5.35 \times 10^{12}$	$4.22 \times 10^3$	$5.45 \times 10^2$
H	$\beta$	Air	300	0.524	0.1	131900	23	30	590	$1.76 \times 10^{13}$	$2.01 \times 10^3$	$7.53 \times 10^2$
I	$\gamma$	Air	160	0.769	0.1	13.8	500	600	0.35	$7.73 \times 10^{10}$	$1.58 \times 10^2$	$3.68 \times 10^1$
J	$\gamma$	Air	130	0.777	0.1	40212	130	160	145	$1.88 \times 10^{13}$	$9.45 \times 10^3$	$1.25 \times 10^3$
K	$\alpha$	Air	94.5	0.816	0.7	20106	175	300	655	$7.27 \times 10^{14}$	$6.58 \times 10^4$	$1.04 \times 10^4$
L	$\alpha$	He	750	0.326	15	4X95	3200	3580	4x7500	$2.53 \times 10^{14}$	$4.22 \times 10^4$	$8.19 \times 10^3$

(A) Mitsubishi and Daihatsu

(B) M 102C

(C) GPU-3

(D) GPU-3

(E) Thermomotor 360-15

(F) Philips 400 HP/cylinder

(G) Ecoboy

(H) Stirling's 1818

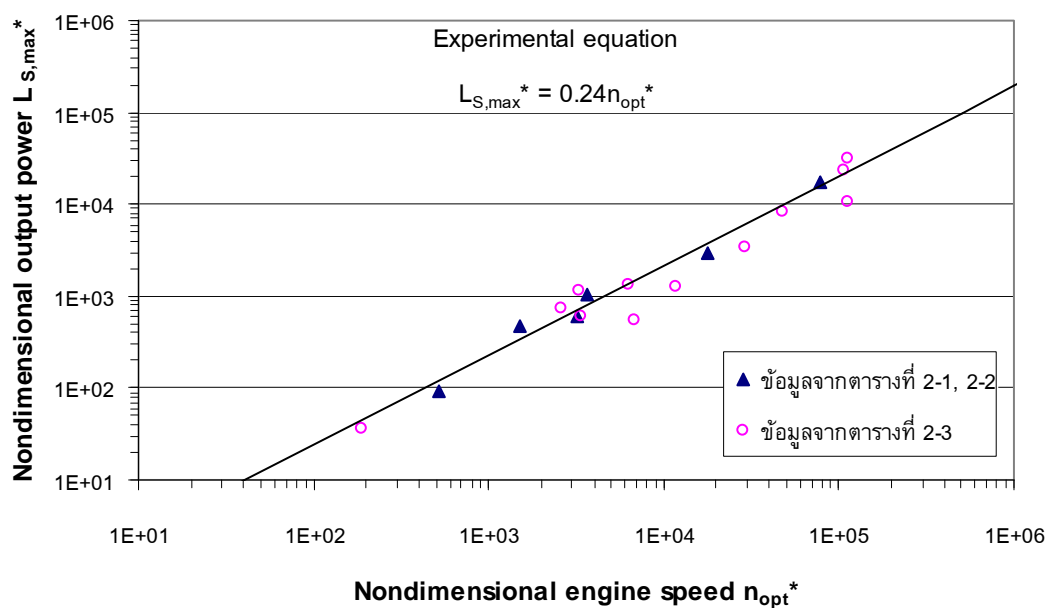
(I) Paraffin candle engine

(J) Yamanokami-1

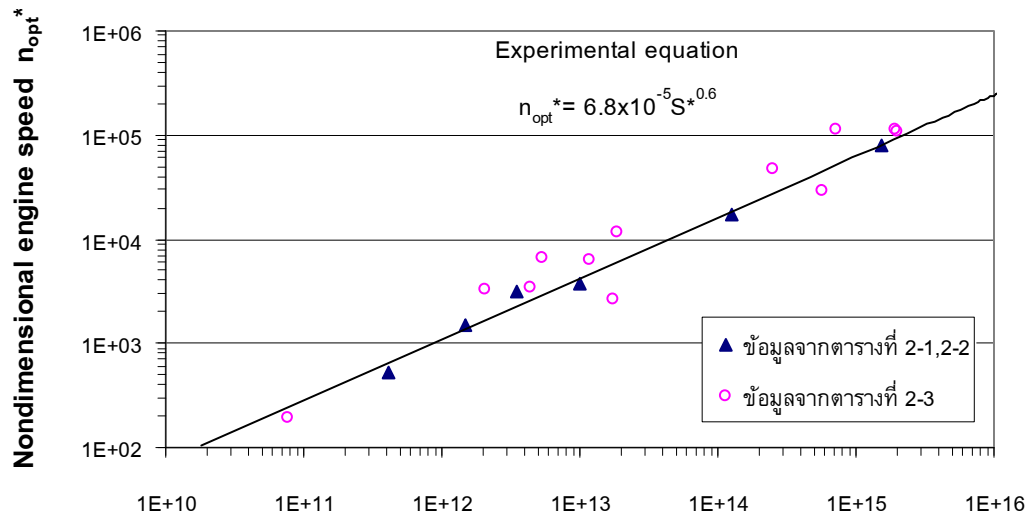
(K) Yamanokami-2

(L) P-40

ในคำนวณหาค่า  $S^*$  นั้นกำหนดให้ใช้ค่า  $P_{lim} = P_m$  และ  $T_{lim} = T_E$



รูปที่ 2-4 ความสัมพันธ์ Nondimensional output power,  $L_{S,max}^*$  กับ Nondimensional engine speed,  $n_{opt}^*$  โดยเปรียบเทียบข้อมูลระหว่างตารางที่ 2-1 และ 2-2 [21] กับตารางที่ 2-3 [22]



### Nondimensional engine specification $S^*$

รูปที่ 2-5 ความสัมพันธ์ของ Nondimensional engine speed,  $n_{opt}^*$  กับ Nondimensional engine specification,  $S^*$  โดยเปรียบเทียบข้อมูลระหว่างตารางที่ 2-1 และ 2-2 [21] กับตารางที่ 2-3 [22]

เพื่อต้องการทราบความสามารถว่ามีความคลาดเคลื่อนจากความเป็นจริงมากน้อยเพียงใด จึงได้นำวิธีการคำนวณของ Iwamoto และวิธีการของ West มาทดสอบเปรียบเทียบกันอีกครั้งหนึ่ง ก่อนที่จะนำรูปแบบขั้นตอนในการคำนวณไปใช้ออกแบบเครื่องยนต์จริง ซึ่งผลลัพธ์ที่ได้แสดงในตารางที่ 2-4

ตารางที่ 2-4 ผลลัพธ์ที่ได้วิธีการคำนวณกำลังขาออกของ Iwamoto นำมาทดสอบเทียบกับวิธีการของ West โดยใช้ข้อมูลของเครื่องยนต์จากเอกสารของ Prieto [22]

เครื่องยนต์	ผลจากการทดสอบ		ผลจากวิธีของ Iwamoto		ผลจากวิธีของ West
	$L_s$ (kW)	$n_{opt}$ (rpm)	$L_s$ (kW)	$n_{opt}$ (rpm)	$L_s$ (kW)
Mitsubishi and Daihatsu (He)	44.01	495	151.77	1065	94.46
M 102C (Air)	0.36	1585	0.13	989	0.32
GPU-3 (He)	1.53	2340	1.58	2161	2.44
GPU-3 (H <sub>2</sub> )	2.87	4155	2.44	3362	4.32
Thermomotor 360-15 (H <sub>2</sub> )	$4 \times 57.67$ =230.68	1500	179.69	1646	160.77

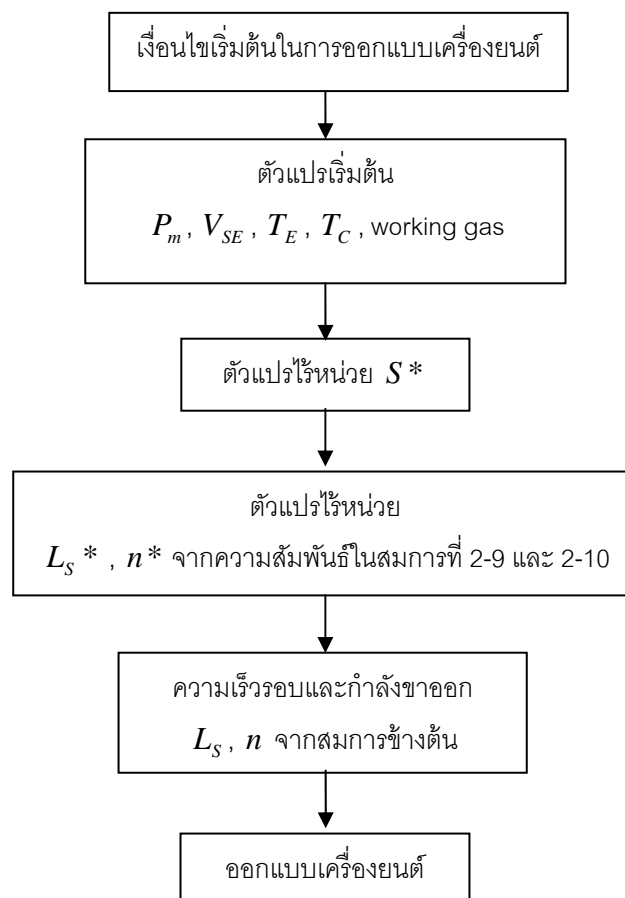
Philips 400 HP/cylinder (He)	289.43	505	302.07	756	144.60
Ecoboy (N <sub>2</sub> )	0.06	1155	0.08	806	0.16
Sirling's 1818 (Air)	0.59	23	1.13	69	0.43
Paraffin candle engine (Air)	$3.50 \times 10^{-4}$	500	$5.30 \times 10^{-4}$	735	$3.05 \times 10^{-4}$
Yamanokami-1 (Air)	0.15	130	0.17	86	0.24
Yamanokami-2 (Air)	0.66	175	0.85	149	1.46
P-40 (He)	$4 \times 7.50 = 30.00$	3200	26.20	2260	54.49

การในคำนวณวิธีของ Iwamoto ผลที่ได้จากการประมาณความเร็วรอบมีความคลาดเคลื่อนเฉลี่ย 49% และการประมาณกำลังขาออกมีความคลาดเคลื่อนเฉลี่ย 49% เท่ากันกับความเร็วรอบ และการประเมินกำลังโดยใช้วิธีของ West นั้นมีความคลาดเคลื่อนเฉลี่ยเพียง 10% เท่านั้น และมีค่าความคลาดเคลื่อนน้อยกว่าของ Iwamoto เนื่องจาก ค่าคงที่ของ West นั้นมี 2 ค่า คือ 0.25 และ 0.35 นำมาใช้ตามช่วงกำลังของเครื่องยนต์ในช่วงขนาดของกำลังขาออกเท่ากับ 5-150 kW และต่ำกว่า 5 kW ตามลำดับ ทำให้ผลให้การทำนายกำลังของวิธีของ West นั้นมีความแม่นยำกว่าวิธีของ Iwamoto ที่มีค่าคงที่เพียงค่าเดียวคือ 0.24 ซึ่งจากเอกสารของจิตรกร [24] มีการวิเคราะห์ผลโดยใช้สมการเชิงประจักษ์ของ Iwamoto ทดสอบเปรียบเทียบกับสมการเชิงประจักษ์ของ West โดยผลสรุปที่ได้มีแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกัน

สำหรับผลการคำนวณนั้นแสดงให้เห็นว่าวิธีของ West สามารถให้ผลที่ค่อนข้างที่จะแม่นยำกว่าของ Iwamoto อยู่พอสมควร แต่ถ้าหากให้ความสำคัญกับการทำนายผลของความเร็วรอบด้วยแล้ว การตัดสินใจเลือกวิธีการทำนายจึงมุ่งไปที่วิธีการของ Iwamoto ด้วยเหตุผลที่สามารถทำนายกำลังขาออกมาได้พร้อมกับความเร็วรอบจากความสัมพันธ์ของตัวแปรไร้มิติ ทำให้การนำมาใช้ค่อนข้างที่จะสะดวกเพียงทราบข้อมูลจำเพาะเบื้องต้นจาก อุณหภูมิใช้งาน ปริมาตรกวาดด้านขยาย ระดับความดันเฉลี่ย และชนิดของสารทำงานเท่านั้น ซึ่งไม่จำเป็นจะต้องทราบค่าความเร็วรอบที่ตำแหน่งกำลังขาออกสูงสุด ในขณะที่สมการของ West ที่ไม่สามารถจะทำนายกำลังขาออกมาได้หากไม่ทราบความเร็วรอบที่ตำแหน่งกำลังขาออกสูงสุด

### 2.2.3 ขั้นตอนในการทำนายกำลังขาออกเครื่องยนต์ของ Iwamoto

ขั้นตอนในการทำนายกำลังขาออกของ Iwamoto มีขั้นตอนการทำนายดังแสดงในรูปที่ 2-6 สามารถอธิบายเป็นขั้นตอนได้ดังนี้ เริ่มแรกนำข้อมูลจำเพาะของเครื่องยนต์มาหาค่า Nondimensional engine specification,  $S^*$  โดยใช้สมการที่ 2-6 หลังจากนั้นหาค่า Nondimensional maximum output power,  $L_{S,max}^*$  และค่า Nondimensional speed,  $n_{opt}^*$  จากสมการ 2-9 และ 2-10 ตามลำดับ ทำยที่สุดจะได้กำลังขาออกสูงสุดและความเร็วรอบ แต่อย่างไรก็ดี ขั้นตอนของ Iwamoto ที่นำมาใช้ในการทำนายกำลังขาออก มีขั้นตอนที่สวนทางกันกับงานวิจัยนี้ กล่าวคือ ระดับของกำลังขาออกและข้อมูลจำเพาะของเครื่องยนต์เบื้องต้นที่พอจะทราบมาแล้วจากเเนบที่ 1 ซึ่งจากข้อมูลจำเพาะนี้เองที่มีตัวแปรที่ไม่ทราบค่านั้นคือ ปริมาตรกวาดด้านขยายตัว ดังนั้นการคำนวณหาค่าที่ต้องการนั้น ก็จะมีเพียงค่าปริมาตรกวาดด้านขยายตัว และในขณะเดียวกันก็สามารถหาความเร็วรอบออกมาได้พร้อมกัน ดังนั้นความแตกต่างก็คือ ขั้นตอนของ Iwamoto ต้องการหากำลังขาออกและความเร็วรอบ แต่ขั้นตอนสำหรับงานวิจัยนี้ต้องการหาปริมาตรกวาดด้านขยายตัวและความเร็วรอบ เพื่อนำไปหาปริมาตรทั้ง 4 ปริมาตรที่ยังไม่ทราบค่าต่อไป โดยจะแสดงขั้นตอนการคำนวณในหัวข้อถัดไป



รูปที่ 2-6 ขั้นตอนของวิธีการทำนายสมรรถนะเครื่องยนต์สเตอร์ลิงในแบบวิธีของ Iwamoto [21]

### 2.3 การกำหนดขนาดเบื้องต้นของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงโดยใช้สมการของ Iwamoto

จากสมการของ Iwamoto ในหัวข้อที่ 2.2.1 เื่อนไขเริ่มต้นสำหรับการกำหนดขนาดเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ได้กำหนดให้ความร้อนของสารทำงานด้านขยายตัว ( $T_E$ ) เท่ากับ  $400^{\circ}\text{C}$  และอุณหภูมิของสารทำงานด้านอัดตัว ( $T_C$ ) เท่ากับ  $55^{\circ}\text{C}$  ใช้อากาศเป็นสารทำงานความดันเฉลี่ยของสารทำงาน ( $p_m$ ) อยู่ในช่วง  $0.5\text{-}1\text{ MPa}$  และกำลังขาออกที่ต้องการมีค่าเท่ากับ  $100\text{ W}$  เพื่อต้องการหาปริมาตรกวาดของด้านขยายตัว ( $V_{SE}$ ) และความเร็วรอบในตำแหน่งที่กำลังสูงสุด ( $n$ ) สามารถคำนวณได้ตามสมการของ Iwamoto จากความสัมพันธ์ของสมการ  $L_{S,\max}^* = 0.24n_{opt}^*$  และ  $n_{opt}^* = 6.8 \times 10^{-5} S^{*0.6}$  สามารถแสดงเป็นวิธีทำได้ดังนี้

จากความสัมพันธ์สมการของ Iwamoto

$$L_{S,\max}^* = 0.24n_{opt}^* \quad (2-9)$$

$$n_{opt}^* = 6.8 \times 10^{-5} S^{*0.6} \quad (2-10)$$

จากสมการที่ 2-4 กำหนดให้  $W_S = \frac{L_{S,\max}}{n}$  จะได้

$$W_S^* = \frac{W_S}{P_m V_{SE} P^* T^*} = \frac{L_{S,\max}}{P_m V_{SE} n P^* T^*} \quad ; \quad \text{กำหนดให้ค่า } P^* = 1$$

$$W_S^* = \frac{L_{S,\max}}{P_m V_{SE} n T^*}$$

นำสมการที่ได้จากส่วนก่อนหน้าไปแทนในสมการที่ 2-5 จะได้

$$L_S^* = W_S^* n^* = \frac{L_{S,\max}}{P_m V_{SE} n T^*} \cdot \frac{n V_{SE}^{2/3}}{v} = \frac{L_{S,\max}}{P_m V_{SE}^{1/3} v T^*}$$

และด้วยความสัมพันธ์จากสมการ 2-9 จะได้ผลดังสมการ 2-11

$$L_{S,\max}^* = 0.24n_{opt}^* \quad (2-11)$$

$$n_{opt}^* = \frac{L_{S,\max}^*}{0.24} = \frac{L_{S,\max}}{0.24 P_m V_{SE}^{1/3} v T^*}$$

นำสมการที่ 2-11 เข้าไปแทนในสมการที่ 2-10 จะได้

$$\frac{L_{S,\max}}{0.24 P_m V_{SE}^{1/3} v T^*} = 6.8 \times 10^{-5} \left( \frac{T_{\lim} R V_{SE}^{2/3}}{v_{\lim}^2} \right)^{0.6}$$

กำหนดให้  $T_{\lim} = T_E$ , และ  $v_{\lim} = v$  ดังนี้



$$\frac{L_{S,\max}}{0.24 P_m V_{SE}^{1/3} \nu T^*} = \frac{6.8 \times 10^{-5} V_{SE}^{2/5} (T_E R)^{3/5}}{\nu^{6/5}}$$

$$V_{SE}^{11/15} = \frac{L_{S,\max} \nu^{1/5}}{(1.632 \times 10^{-5}) P_m T^* (T_E R)^{3/5}}$$

$$V_{SE} = 0.733 \sqrt[3]{\frac{L_{S,\max} \nu^{1/5}}{(1.632 \times 10^{-5}) P_m T^* (T_E R)^{3/5}}} \quad (2-12)$$

หาความเร็วรอบ จากสมการที่ 2-11 และ 2-3 เมื่อกำหนดให้  $n_{opt}^* = n^*$  จะได้ว่า

$$\frac{L_{S,\max}}{0.24 P_m V_{SE}^{1/3} \nu T^*} = \frac{n V_{SE}^{2/3}}{\nu}$$

$$n = \frac{L_{S,\max}}{0.24 P_m V_{SE} T^*} \quad (2-13)$$

ทำยที่สุดนำสมการที่ 2-12 และ 2-13 ไปหาค่าปริมาตรกวาดด้านขยายตัว ( $V_{SE}$ ) และความเร็วรอบของเครื่องยนต์ ( $n$ ) โดยใช้ค่าที่ได้จากเงื่อนไขเริ่มต้นมาคำนวณ ซึ่งผลลัพธ์ที่ได้มีค่าดังแสดงไว้ในตารางที่ 2-5

ตารางที่ 2-5 ผลลัพธ์ที่ได้จากการคำนวณตามสมการ 2-12 และ 2-13

$P_m$ (Bar)	$V_{SE}$ (cm <sup>3</sup> )	$n$ (rpm)
5	287	506
6	212	569
7	165	627
8	133	683
9	110	736
10	92	787

เมื่อได้ค่าปริมาตรกวาดด้านขยายตัวและความเร็วรอบแล้ว จากนั้นเลือกระดับของความดันเฉลี่ย เนื่องจากว่าความดันเฉลี่ยที่เพิ่มมากขึ้นทำให้ขนาดของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงนั้นมีขนาดเล็กลงไปด้วย แต่เนื่องด้วยปัญหาที่อาจจะเกิดขึ้นในการผลิตและการใช้งาน ถ้าความดันยิ่งสูงโอกาสที่สารทำงานที่บรรจุอยู่ภายในก็สามารถที่จะรั่วได้สูง ซึ่งอาจจะทำให้เครื่องนั้นไม่สามารถที่จะทำงานได้เลย และเพื่อใช้งานร่วมกันกับเครื่องอัดลมขนาดเล็กตามท้องตลาดได้ จึงได้เลือก

ความดันเฉลี่ยของเครื่องยนต์อยู่ในระดับปานกลางของช่วงที่ได้เลือกไว้คือเท่ากับ 7 บาร์ ซึ่งจะได้ปริมาตรกวาดด้านขยายตัวเท่ากับ  $165 \text{ cm}^3$  และความเร็วรอบที่ช่วงกำลังขาออกสูงสุดจะอยู่ที่ 627 รอบต่อนาที

การเริ่มต้นที่จะกำหนดขนาดของเครื่องยนต์ต้นแบบนั้นค่อนข้างที่จะมีการพิจารณาที่ค่อนข้างซับซ้อน ดังนั้นเพื่อให้ง่ายต่อการหาค่าที่จะนำมาเป็นค่าตั้งต้นจึงได้นำสมการของ Beale ซึ่งเป็นการหาขนาดของเครื่องยนต์ในอุดมคติ เพื่อนำปริมาตรกวาดของกระบอกสูบมาหาระยะชัก และขนาดของกระบอกสูบ [23] ได้ตั้งในสมการ 2-14 และสมการ 2-15

$$\text{เส้นผ่านศูนย์กลางกระบอกสูบ} = (\text{ปริมาตรกวาดด้านขยายตัว})^{1/3} (1.366) \quad (2-14)$$

$$\text{ระยะชัก} = 0.5(\text{ปริมาตรกวาดด้านอัดตัว})^{1/3} (1.366) \quad (2-15)$$

จากสมการข้างต้นกล่าวได้ว่าขนาดของกระบอกสูบนั้นมีค่าเป็น 2 เท่าของระยะชัก ซึ่งจะได้ขนาดของกระบอกสูบและระยะชัก ดังนี้

$$\text{เส้นผ่านศูนย์กลางกระบอกสูบ} = (165)^{1/3} (1.366) = 7.4 \text{ cm}$$

$$\text{ระยะชัก} = 0.5 \times 7.4 = 3.7 \text{ cm}$$

เมื่อได้ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของกระบอกสูบและระยะชักของลูกสูบด้านขยายตัวแล้วต่อไปจะหาปริมาตรกวาดด้านอัดตัว สำหรับอัตราส่วนต่างๆ ที่พบเห็นกันอยู่ส่วนมากจากเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่เอกสาร [23] ได้รวบรวมไว้ ซึ่งค่าอัตราส่วนของปริมาตรกวาด,  $\lambda$  จะมีค่าอยู่ระหว่างช่วง 0.9-1.2 จึงได้เลือกอัตราส่วนของปริมาตรกวาดมีค่าเท่ากับ 1,  $\left( \lambda = \frac{V_{SC}}{V_{SE}} = 1 \right)$  เพราะฉะนั้นจะได้ว่า  $V_{SC} = V_{SE} = 165 \text{ cm}^3$  และระยะชักของลูกสูบด้านอัดตัวมีค่าเท่ากับด้านขยายตัว จากข้อมูลเบื้องต้นที่ได้ตั้งตารางที่ 2-6 จะถูกนำไปใช้คำนวณทางเทอร์โมไดนามิกส์ในหัวข้อต่อไป

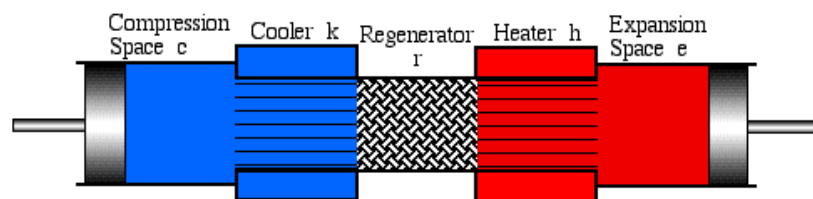
ตารางที่ 2-6 ข้อมูลจำเพาะเบื้องต้นของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

รายละเอียดเครื่องยนต์	ด้านขยายตัว	ด้านอัดตัว
ปริมาตรกวาด	165 cc	165 cc
เส้นผ่านศูนย์กลางกระบอกสูบ	74 mm	74 mm
ระยะชัก	37 mm	37 mm
ปริมาตรคงที่	15 cc	15 cc
มุมต่างปริมาตร	120 deg	

## 2.4 การวิเคราะห์ทางเทอร์โมไดนามิกส์

รูปแบบในการอธิบายวัฏจักรของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง มีหลายรูปแบบโดยจะกล่าวถึงการวิเคราะห์แบบ Isothermal และการวิเคราะห์แบบ Adiabatic ซึ่งเป็นที่ทราบกันดีอยู่แล้วสำหรับผู้ที่อยู่ในการของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงว่าการวิเคราะห์แบบ Isothermal และการวิเคราะห์แบบ Adiabatic นั้น ได้ถูกนำไปเขียนให้อยู่ในรูปแบบของโปรแกรม Math Lab โดย Dr. Urieli จาก Ohio University สามารถ download ได้จากเว็บไซต์ [www.ent.ohiou.edu/~urieli/stirling/me422.html](http://www.ent.ohiou.edu/~urieli/stirling/me422.html) เพื่อเป็นเครื่องมือที่จะสามารถนำไปสู่ผลการวิเคราะห์ที่รวดเร็ว และตัดปัญหาความผิดพลาดที่อาจเกิดขึ้นจากการแก้ปัญหาคณิตศาสตร์เชิงอนุพันธ์ที่มีขั้นตอนที่ซับซ้อนได้

โปรแกรมที่ Urieli เขียนขึ้นมีรูปแบบในการวิเคราะห์ 3 รูปแบบไว้ในโปรแกรม โดยรูปแบบในวิเคราะห์จะแบ่งส่วนประกอบของเครื่องยนต์ออกเป็น 5 ส่วน ได้แก่ ปริมาตรด้านอัดตัว ปริมาตรคูลเลอร์ ปริมาตรรีเจนเนอเรเตอร์ ปริมาตรฮีตเตอร์ และปริมาตรด้านขยายตัว ซึ่งจะถูกให้แทนด้วยสัญลักษณ์เป็นตัวห้อย  $c$ ,  $k$ ,  $r$ ,  $h$  และ  $e$  ตามลำดับ ดังแสดงในรูปที่ 2-7 โดยในที่นี้จะอธิบายถึงรายละเอียดของโปรแกรมพอสังเขปดังต่อไปนี้



รูปที่ 2-7 ปริมาตรทั้ง 5 ส่วนที่ใช้ในการวิเคราะห์ทางเทอร์โมไดนามิกส์  
ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

### 2.4.1. การวิเคราะห์แบบ Ideal Isothermal

แบบจำลองนี้เสนอโดย Gustav Schmidt โดยคำนึงถึงผลของการเคลื่อนที่ของลูกสูบในการทำงานจริงซึ่งเป็นการเคลื่อนที่แบบฮาร์มอนิก จะพบว่าสมมติฐานต่างไปจากวัฏจักรแบบ Ideal Isothermal อยู่ 2 ข้อ คือการเคลื่อนที่ของลูกสูบเป็นแบบฮาร์มอนิกและอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนทั้งหมดทำงานได้อย่างสมบูรณ์ ดังนั้นการทำนายแบบ Ideal Isothermal จึงให้ผลการวิเคราะห์ที่ไม่ค่อยที่จะมีความแม่นยำมากนักอันเนื่องมาจากผลที่ได้จากอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนค่อนข้างมากกว่าความเป็นจริง [24]

#### 2.4.2 การวิเคราะห์แบบ Ideal Adiabatic

จากการวิเคราะห์แบบ Ideal Isothermal ดังที่กล่าวมาแล้ว ให้ผลการวิเคราะห์ที่มากเกินไป ความเป็นจริงเนื่องจากผนังกระบอกสูบไม่ได้นำไปออกแบบการถ่ายเทความร้อนด้วย แนวโน้มของการทำงานของสารทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงจึงคล้ายกับรูปแบบของ Adiabatic มากกว่า ด้วยรูปแบบที่ใช้ในการวิเคราะห์ในเชิงตัวเลขอันเนื่องมาจากการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิที่ส่งผลทำให้ความซับซ้อนของรูปแบบในการวิเคราะห์ซับซ้อนขึ้นไปอีก [24, 25]

ซึ่งการวิเคราะห์ผลข้างต้นให้สมการเพื่อนำไปสู่สมการที่สำคัญคือ สมการเชิงอนุพันธ์ 7 สมการหลักๆ อันประกอบด้วย

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

$$dT_e = T_e (dP/P + dV_e/V_e - dm_e/m_e)$$

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

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

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

$$dW_c = pdV_c$$

$$dW_e = pdV_e$$

ซึ่งความสำคัญของการนำสมการเชิงอนุพันธ์เหล่านี้เป็นสมการที่หามาได้จากสมดุลของพลังงานในแต่ละปริมาตรจาก 5 ปริมาตร ที่ได้กล่าวมาแล้วข้างต้น และสองสมการสุดท้ายคือการทำงานในการอัดตัวและขยายตัวของสารทำงานในลูกสูบทั้งสอง

#### 2.4.3 การวิเคราะห์แบบ Ideal Adiabatic พร้อมแรงต้านการไหลของอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อน

การวิเคราะห์ในส่วนนี้เป็นการวิเคราะห์ผลอยู่ในรูปแบบของ Ideal Adiabatic พร้อมทั้งมีการวิเคราะห์แรงต้านการไหลของอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนรวมอยู่ด้วย (Pumping loss) ซึ่งถูกใช้ชื่อว่า Simple การวิเคราะห์ด้วยรูปแบบดังกล่าวให้ผลที่ค่อนข้างน้อยกว่าแบบ Ideal Adiabatic เนื่องจากแรงต้านการไหลดังกล่าวมีผลทำให้กำลังขาออกลดลง ผลลัพธ์ที่ได้จากการวิเคราะห์แบบ Simple จึงมีค่าเข้าใกล้ความเป็นจริงมากยิ่งขึ้น

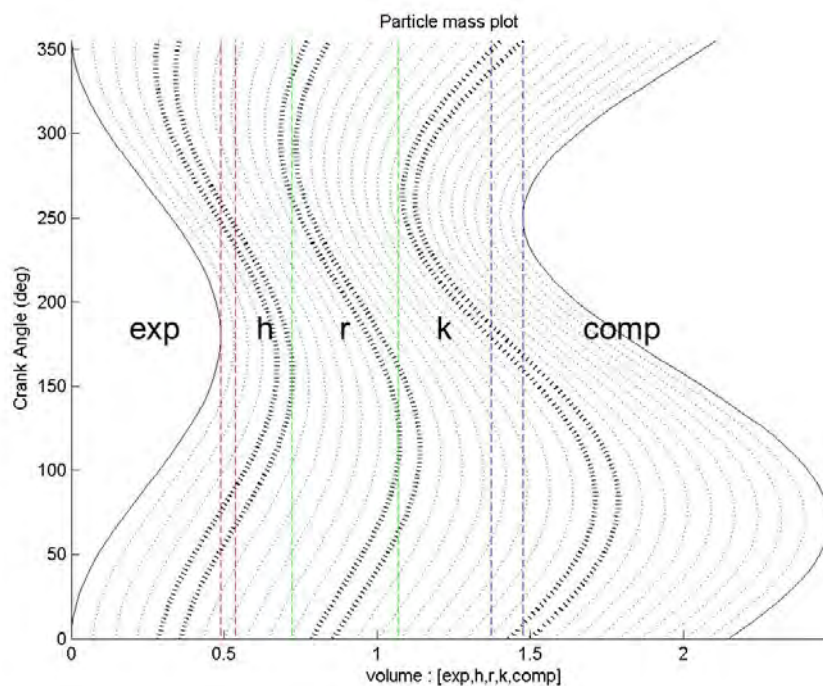
### 2.5 การกำหนดขนาดปริมาตรคงที่ของอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

จากปริมาตรทั้ง 5 ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่ได้มีการกล่าวมาแล้ว มีเพียง 2 ปริมาตรเท่านั้นที่ได้ทราบค่ามาจากการคำนวณในหัวข้อที่ผ่านมา คือ ปริมาตรกวาดด้านขยายตัว

และปริมาตรกวาดด้านอัดตัว ส่วนปริมาตรที่เหลือจะใช้การวิเคราะห์จากของโปรแกรม Urieli ซึ่งสามารถแสดงผลออกมาให้เห็นถึงการเปลี่ยนแปลงของมวลระหว่าง 5 ปริมาตร และเพื่อให้ได้ปริมาตรคูเลอร์ ปริมาตรรีเจนเนอเรเตอร์และปริมาตรฮีตเตอร์ ที่เหมาะสมกับขนาดของเครื่องยนต์ หากปริมาตรทั้ง 3 มีขนาดใหญ่เกินไปจะส่งผลทำให้กำลังขาออกของเครื่องยนต์ลดต่ำลงอันเป็นผลมาจากอัตราส่วนการอัดที่ลดลง

สำหรับการหาค่าปริมาตรคูเลอร์ ปริมาตรรีเจนเนอเรเตอร์และปริมาตรฮีตเตอร์ ใช้วิธีการทดลองสุ่มกรอกข้อมูลของปริมาตรเพื่อให้ได้สัดส่วนของปริมาตรคงที่ทั้ง 3 ปริมาตรที่เหมาะสมกับเครื่องยนต์ เทียบกับกำลังบ่งชี้และประสิทธิภาพเชิงพลังงานที่ได้ผลออกมาสูงสุดจากการวิเคราะห์แบบ Simple ซึ่งในที่นี้ ผลจากการวิเคราะห์โปรแกรมจะได้ปริมาตรคูเลอร์เท่ากับ 50 cc ปริมาตรรีเจนเนอเรเตอร์เท่ากับ 84 cc และปริมาตรฮีตเตอร์เท่ากับ 62 cc

ในรูปที่ 2-8 เป็นผลที่ได้จากการวิเคราะห์ซึ่งจะสังเกตได้ว่าการเคลื่อนตัวของมวลเกิดขึ้นตามการเปลี่ยนแปลงของปริมาตรในด้านอัดตัวและขยายตัว และแสดงให้เห็นการเคลื่อนตัวของมวลจะเป็นการเคลื่อนตัวผ่านปริมาตรคงที่ในส่วนต่างๆ ลักษณะไปและกลับในรูปคลื่น ซึ่งการตัดสินใจเลือกขนาดของปริมาตรที่เหลือจะพิจารณาในส่วนของการเคลื่อนตัวของมวลเฉพาะภายในรีเจนเนอเรเตอร์เท่านั้น การเคลื่อนตัวดังกล่าวสามารถบ่งบอกได้ว่าการถ่ายเทมวลผ่านปริมาตรรีเจนเนอเรเตอร์ ซึ่งหมายถึงมีการถ่ายเทความร้อนให้กับระบบนั่นเอง



รูปที่ 2-8 การเคลื่อนตัวของมวลที่อยู่ภายในปริมาตรทั้ง 5 ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

## 2.6 สรุป

การนำใช้สมการเชิงประจักษ์ของ Beale ของ West มาใช้ทำนายกำลังขาออก สามารถใช้ได้หากทราบค่าความเร็วรอบของเครื่องยนต์ แต่ในความเป็นจริงแล้ว เงื่อนไขเริ่มต้นสำหรับการคำนวณกำลังขาออกของเครื่องยนต์มีเพียงบางส่วนเท่านั้น คือ ชนิดของสารทำงาน ความดันภายในระบบ ปริมาตรกวาดด้านขยายตัวและระดับความร้อนที่จะนำมาใช้งานเท่านั้น แต่ไม่ทราบความเร็วรอบในจุดที่ให้กำลังขาออกสูงสุดเพื่อนำมาใช้ในการคำนวณ ดังนั้นสมการของ Beale และของ West จึงไม่เหมาะสมที่จะนำมาใช้ในการประเมิน

ในส่วนของสมการเชิงประจักษ์ของ Iwamoto ที่มีการสร้างความสัมพันธ์ของสมการจากการใช้ตัวแปรพื้นฐานในการออกแบบนำมาจัดกลุ่มให้อยู่ในรูปของตัวแปรไร้หน่วย ทำให้สมการที่ได้ออกมาสามารถทำนายกำลังขาออกได้โดยไม่ต้องทราบค่าความเร็วรอบ และในขณะเดียวกันก็สามารถทำนายความเร็วรอบออกมาได้จากชุดข้อมูลเดียวกันกับการทำนายกำลังขาออก และจากการทดสอบเทียบผลการคำนวณกำลังขาออกโดยใช้ข้อมูลของเครื่องยนต์ต้นแบบจากเอกสารของ Iwamoto [21] เทียบกับผลการคำนวณกำลังขาออกโดยใช้ข้อมูลของเครื่องยนต์ต้นแบบจากเอกสารของ Prieto [22] พบว่าความสัมพันธ์ของตัวแปรไร้หน่วย มีสัดส่วนคงที่ตามสมการที่ 2-9 และสมการที่ 2-10 และผลความแม่นยำในการทำนายกำลังขาออกของสมการ Iwamoto เมื่อเทียบกับสมการของ West ผลที่ได้คือความแม่นยำของ West มีมากกว่าอันเนื่องมาจากค่าคงที่ของ West ที่มีถึง 2 ค่าตามช่วงของกำลังเครื่องยนต์ แต่ด้วยข้อได้เปรียบของสมการ Iwamoto ที่สามารถในการทำนายความเร็วรอบออกมาได้นั้น จึงได้เลือกเอาสมการของ Iwamoto มาใช้ในการคำนวณ

เนื่องด้วยขั้นตอนในการคำนวณค่ากำลังขาออกของเครื่องยนต์สำหรับงานวิจัยนี้ ได้มีการตัดสินใจเลือกระดับของกำลังขาออก ระดับความดันเฉลี่ย ระดับอุณหภูมิที่ใช้และชนิดของสารทำงานไว้เป็นที่เรียบร้อยแล้ว ซึ่งผลที่ได้จากการคำนวณโดยใช้สมการของ Iwamoto จะได้ความเร็วที่ 627 รอบต่อนาที และปริมาตรกวาดด้านขยายตัวที่ 165 cc แล้วนำไปใช้เป็นข้อมูลเบื้องต้นในการนำไปคำนวณหาปริมาตรในส่วนอื่นต่อไป

เมื่อได้ปริมาตรกวาดทั้งด้านขยายตัวและด้านอัดตัวแล้ว ต่อไปเป็นการนำเอาโปรแกรมของ Urielli มาวิเคราะห์เพื่อหาปริมาตรที่เหลืออยู่อีก 3 ปริมาตรนั่นคือปริมาตรคูลเลอร์ ปริมาตรรีเจนเนอเรเตอร์ และปริมาตรฮีตเตอร์ โดยหาสัดส่วนของปริมาตรที่เหมาะสม ซึ่งผลลัพธ์ที่ได้จะเป็นรายละเอียดข้อมูลจำเพาะของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ซึ่งจะสามารถนำข้อมูลเหล่านี้มาใช้เป็นตัวเลขาอ้างอิงสำหรับการออกแบบกลไกขับเคลื่อนของเครื่องยนต์ รวมไปถึงอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนในส่วนต่อไป

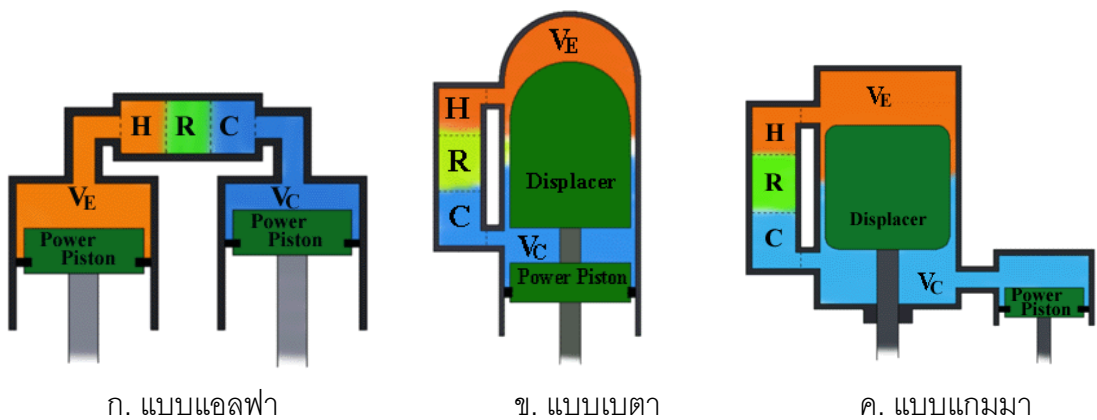
### บทที่ 3

## โครงสร้างและส่วนประกอบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่ถูกสร้างขึ้นจากอดีตจนถึงปัจจุบันมีรูปลักษณะภายนอกแตกต่างกัน และเป็นที่ทราบกันดีอยู่แล้วว่าเครื่องยนต์สเตอร์ลิงถูกแบ่งออกเป็น 3 รูปแบบ คือ แอลฟา เบตา และแกมมา แต่ว่ารูปแบบทั้ง 3 แบบ ถ้าจะกล่าวตามรูปแบบในการติดตั้งตามอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนนั้น ก็จะสามารถที่จะสรุปได้ว่ามีอยู่เพียง 2 แบบเท่านั้น คือรูปแบบแอลฟา ซึ่งถูกติดตั้งอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนแบบอนุกรมกับลูกสูบ ในส่วนของแบบเบตาและแกมมามีการติดตั้งอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนแบบขนานกับลูกสูบ การติดตั้งอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนแบบอนุกรมและแบบขนานจากการเลือกรูปแบบของเครื่องยนต์นี้เอง ที่มีผลต่อการเลือกใช้กลไกขับเคลื่อน ลักษณะของอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อน การทำงานของลูกสูบทั้งสอง และรวมไปถึงรูปลักษณ์ของเสื้อสูบ ซึ่งอยู่ในชุดของอุปกรณ์กักเก็บแรงดัน จากชุดอุปกรณ์ทั้งหมดที่กล่าวมาล้วนมีความสัมพันธ์กันทั้งสิ้น ดังนั้นในบทนี้จะเป็นการอธิบายถึงการนำแนวคิดไปใช้ในการออกแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง รวมไปถึงการออกแบบเครื่องยนต์ในส่วนต่างๆ อย่างเป็นลำดับขั้นตอน

### 3.1 การตัดสินใจเลือกรูปแบบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

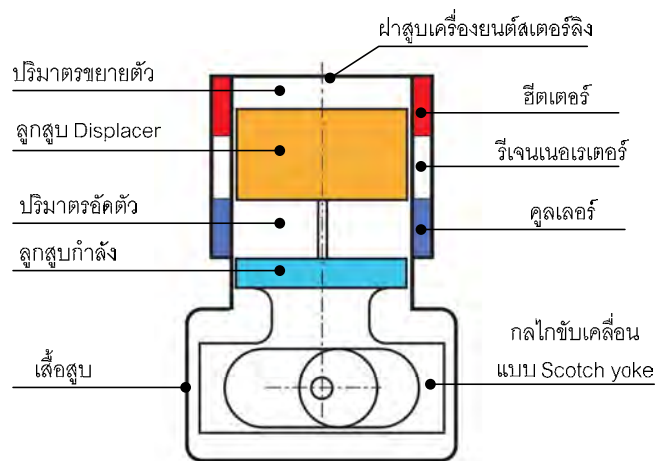
ก่อนที่จะออกแบบกลไกขับเคลื่อนได้นั้น จะต้องทราบรูปแบบของเครื่องยนต์เสียก่อนว่าแต่ละรูปแบบนั้นทำงานกันอย่างไร ซึ่งจะมีผลต่อการเลือกระบบของกลไกขับเคลื่อนที่จะกล่าวในหัวข้อต่อไป ดังที่ทราบกันดีอยู่แล้วว่าเครื่องยนต์สเตอร์ลิงนั้นมีกันอยู่ 3 รูปแบบ คือ แอลฟา เบตา และแกมมา ดังแสดงในรูปที่ 3-1



รูปที่ 3-1 รูปแบบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงทั้ง 3 รูปแบบ

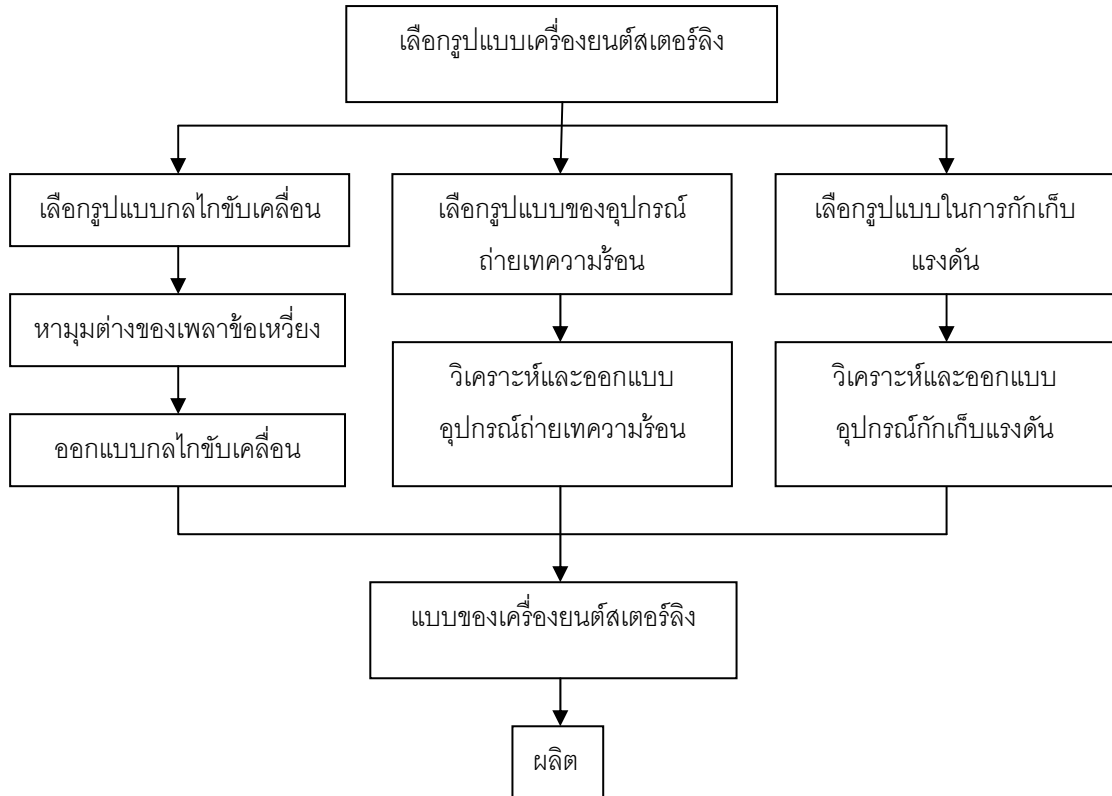
รูปแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงทั้ง 3 แบบ โดยแต่ละแบบมีข้อได้เปรียบที่แตกต่างกันไป ซึ่งในที่นี้ได้เลือกออกแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบเบตา ด้วยเหตุผลดังนี้คือ วัตถุประสงค์หลักของสารทำงานในด้านร้อน(ด้านขยายตัว) เมื่อมีการใช้งานในระยะยาวโดยจะสังเกตได้จากรูปที่ 3-1 ก. ว่าซีลของลูกสูบกำลังของเครื่องยนต์แบบแอลฟาจะสัมผัสกับความร้อนสูงตลอดเวลาที่ทำงาน ซึ่งปัญหานี้จะเกิดขึ้นกับเครื่องยนต์แบบแอลฟาเท่านั้น นอกจากนั้นแล้วเครื่องยนต์แบบเบตาก็ยังมีข้อได้เปรียบเมื่อเทียบกับเครื่องยนต์แบบแกมมาในเรื่องของ อุณหภูมิของสารทำงานที่ได้จากกระบวนการขยายตัว กล่าวคือในเครื่องยนต์เบตาจะมีการเคลื่อนลงมาของลูกสูบ Displacer พร้อมกับลูกสูบกำลัง (ตำแหน่งในการติดตั้งลูกสูบ Displacer และลูกสูบกำลัง ดังในรูปที่ 3-1 ข. และ ค.) ในช่วงกระบวนการขยายตัว ในช่วงดังกล่าวปริมาตรที่อยู่ระหว่างลูกสูบ Displacer และบนลูกสูบกำลังมีน้อย สารทำงานที่เกิดจากการขยายตัวไม่สามารถเคลื่อนตัวลงมาที่ปริมาตรดังกล่าวได้หมด การขยายตัวทั้งหมดจึงถูกจัดการเสร็จสิ้นตั้งแต่อยู่ในปริมาตรด้านขยายตัวแล้ว ทำให้อุณหภูมิที่ได้จากการขยายตัวของสารทำงานสูงกว่า สำหรับในเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบแกมมา ลูกสูบ Displacer ไม่ได้เคลื่อนที่ตามลูกสูบกำลังเนื่องด้วยพื้นที่ที่ถูกแยกออกระหว่างพื้นที่ด้านร้อนและด้านเย็น เป็นผลทำให้อุณหภูมิจากการขยายตัวของสารทำงานลดลง [26] หรือจะกล่าวได้โดยง่ายว่า เครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบแกมมานั้นมีปริมาตรคงที่ (Dead volume) ที่เกิดจากท่อที่เชื่อมต่อบetween ปริมาตรอัดตัวกับปริมาตรภายใต้ลูกสูบ Displacer ทำให้ปริมาตรดังกล่าวมีมากกว่าแบบเบตา เป็นผลทำให้ประสิทธิภาพลดลง

ด้วยเหตุผลที่ได้กล่าวมาแล้วข้างต้น ยังพิจารณารวมไปถึงขนาดของเครื่องยนต์ที่จะสามารถเคลื่อนย้ายได้สะดวกอีกด้วย และเพื่อแสดงให้เห็นถึงขั้นตอนของการออกแบบที่มีความสัมพันธ์กันในหัวข้อถัดไป จึงได้นำเอาโครงสร้างพื้นฐานของเครื่องยนต์ต้นแบบที่จะออกแบบมาแสดงไว้ในรูปที่ 3-2 และแผนผังของขั้นตอนในการออกแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงในบทนี้มาแสดงไว้ในรูปที่ 3-3



รูปที่ 3-2 โครงสร้างพื้นฐานของเครื่องยนต์ต้นแบบสเตอร์ลิงแบบเบตา





รูปที่ 3-3 ขั้นตอนการออกแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

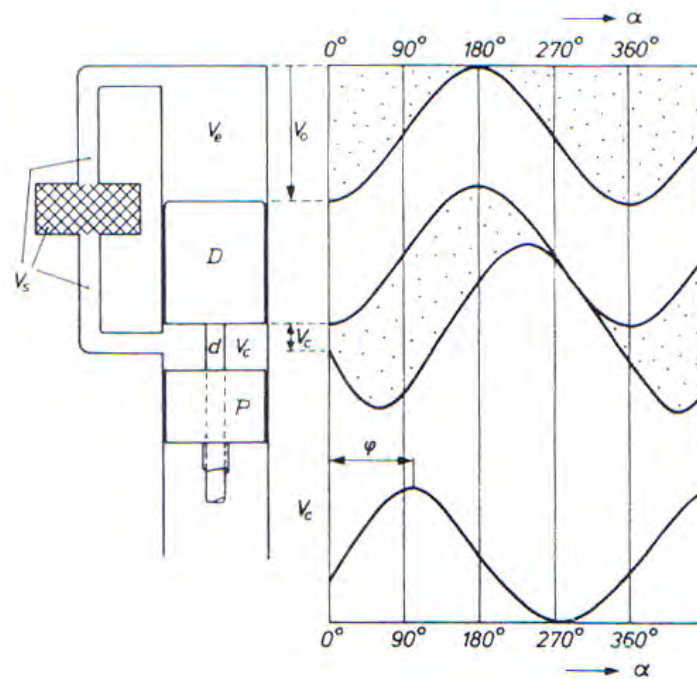
### 3.2 กลไกขับเคลื่อน

หลังจากที่ได้เลือกรูปแบบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเป็นแบบเบตาเป็นที่เรียบร้อยแล้ว สิ่งที่เป็นเอกลักษณ์ของรูปแบบนี้ก็คือ ลูกสูบทั้งสองที่ถูกจัดวางอยู่ในกระบอกสูบเดียวกัน ซึ่งเป็นผลทำให้มุมต่างของเพลาช้อเหวี่ยงมีค่าไม่เท่ากับมุมต่างของปริมาตรเหมือนในเครื่องยนต์แบบแอลฟา ทำให้มีรูปแบบของกลไกที่มีลักษณะเฉพาะที่ใช้กับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงในรูปแบบนี้ ซึ่งจะมีการพิจารณาตัดสินใจในเลือกรูปแบบกันต่อไป รวมไปถึงแนวคิดในการออกแบบชุดกลไกขับเคลื่อนซึ่งสามารถอธิบายได้ดังต่อไปนี้

#### 3.2.1 การกำหนดมุมต่างของเพลาช้อเหวี่ยง

เครื่องยนต์ที่ได้แสดงให้เห็นในรูปที่ 3-1 นั้นโดยหลักๆ แล้วจะมีการแบ่งเป็นรูปแบบการเคลื่อนที่ของของไหลที่อยู่ภายในระบบได้อีกเป็น 2 รูปแบบ โดยสังเกตได้จากลักษณะการติดตั้งของรีเจนเนอเรเตอร์เป็นหลักซึ่งการเคลื่อนที่ไปกลับของสารทำงานนี้ก็จะขึ้นอยู่กับเคลื่อนที่ของมุมต่างของปริมาตร

ดังนั้น ถ้ารีเจนเนอเรเตอร์ถูกติดตั้งในแบบขนานกับลูกสูบ ดังในรูปที่ 3-4 (แบบเบตา และแบบแกมมา) ลูกสูบ Displacer จะเป็นชิ้นส่วนที่ทำให้สารทำงานมีการเคลื่อนที่ไปกลับระหว่างด้านขยายตัวและด้านอัดตัว ระหว่างการเคลื่อนที่ไปกลับของสารทำงานจะมีรีเจนเนอเรเตอร์กั้นอยู่ ทำให้ลูกสูบ Displacer นั้นใช้กำลังในการขับเคลื่อนน้อยกว่าลูกสูบกำลัง ทำให้กำลังในการขับเคลื่อนทั้งหมดจึงขึ้นอยู่กับลูกสูบกำลังเพียงอย่างเดียว คือ งานในการอัดตัวของสารทำงานทั้งหมดจะกระทำโดยลูกสูบกำลังและงานที่ได้จากการขยายตัวทั้งหมดของสารทำงานก็จะกระทำบนลูกสูบกำลัง

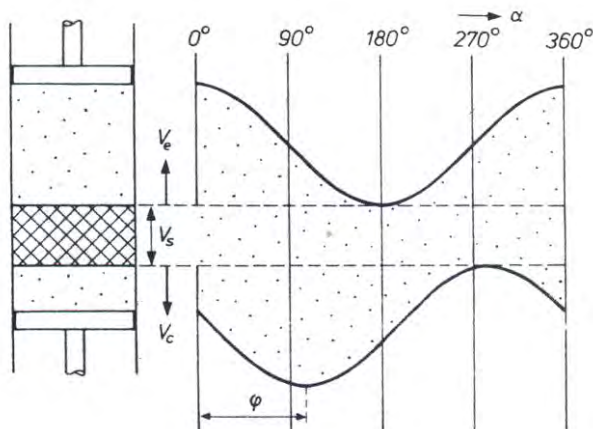


รูปที่ 3-4 ปริมาตรที่เปลี่ยนแปลงของด้านอัดตัว,  $V_c$  และด้านขยายตัว,  $V_e$  ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่มี Displacer ปริมาตรของทั้งคู่เปลี่ยนแปลงแบบ Sinusoidal ตามมุมการเคลื่อนที่ (Crank angle,  $\alpha$ ) ซึ่งตัวแปร  $\varphi$  แสดงถึงมุมของปริมาตรด้านขยายตัวนำปริมาตรด้านอัดตัว [27]

จากในรูปที่ 3-4 เป็นการแสดงให้เห็นมุมของปริมาตรด้านขยายตัว (ด้านร้อน) นำด้านอัดตัว (ด้านเย็น) และปริมาตรของ  $V_c$  ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่มี Displacer สามารถที่จะนำมาเขียนใหม่ได้ตั้งแผนภาพข้างล่างสุด (ปริมาตรของสารทำงานที่อยู่ระหว่าง Displacer กับ Power piston) และมุมที่วัดได้จาก  $\alpha = 0$  (เมื่อ  $V_e$  มีค่ามากที่สุด ( $=V_0$ )) จนไปถึงมุมที่ปริมาตร  $V_c$  มีค่ามากที่สุดจะมีค่าเท่ากับ  $\varphi$  (ซึ่งเรียกว่า มุมต่างของปริมาตร) และปริมาตรของ  $V_t$  (ปริมาตรทั้งหมด) ที่เปลี่ยนแปลงนั้นจะขึ้นอยู่กับเคลื่อนที่ของลูกสูบ P เป็นหลัก

ถ้ารีเจนเนอเรเตอร์ถูกติดตั้งแบบอนุกรมในเครื่องยนต์แบบสองลูกสูบกำลัง ดังแสดงในรูปที่ 3-5 (แบบแอลฟา) การอัดตัวของสารทำงานและการขยายตัวของสารทำงานกระทำโดย

ลูกสูบสองลูกพร้อมกัน ซึ่งการเปรียบเทียบนี้จะทำให้เห็นการเปลี่ยนแปลงของปริมาตรทั้งสองรูปแบบจะเป็นฟังก์ชันของเวลา (เทียบกับองศาการหมุนของเครื่องยนต์) ซึ่งค่า  $\varphi$  จากในรูปที่ 3-4 และในรูปที่ 3-5 ทั้งคู่มีค่าเท่ากัน ดังนั้นเพื่อให้ง่ายจึงได้ใช้รูปแบบดังในรูปที่ 3-5 เพื่อนำไปใช้ในการคำนวณ



รูปที่ 3-5 ปริมาตรที่เปลี่ยนแปลงของปริมาตรด้านอัดตัว,  $V_c$  และปริมาตรด้านขยายตัว,  $V_e$  ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่มีลูกสูบกำลัง 2 ด้าน การเปลี่ยนแปลงของปริมาตรทั้งคู่เป็นแบบ Sinusoidal และมุมมองปริมาตรด้านขยายตัวนำมุมมองปริมาตรด้านอัดตัว ซึ่งเกิดเป็นผลต่างของมุมปริมาตร (Phase angle,  $\varphi$ ) [27]

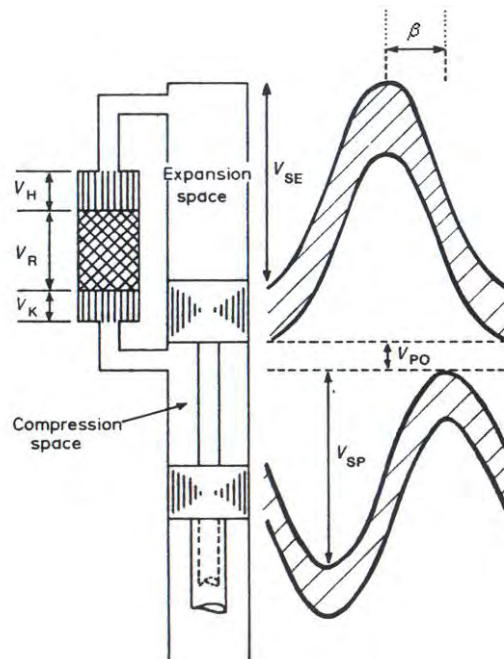
โดยรูปแบบการเคลื่อนที่ของสารทำงานทั้ง 2 รูปแบบดังที่กล่าวมานั้น ซึ่งแต่ละรูปแบบก็มีหลักการทำงานที่คล้ายกัน เพียงแต่ว่ามุมต่างของปริมาตรที่จะใช้ในการการออกแบบกลไกขับเคลื่อนนั้นต่างกัน เนื่องจากมุมต่างของปริมาตรของเครื่องยนต์แบบที่มีการติดตั้งรีเจนเนอเรเตอร์แบบอนุกรม (แอลฟา) สามารถนำค่ามุมต่างของปริมาตรไปใช้ในการออกแบบมุมต่างของเพลลาข้อเหวี่ยงได้เลย แต่ค่ามุมต่างของปริมาตรของเครื่องยนต์แบบที่มีการติดตั้งรีเจนเนอเรเตอร์แบบขนาน (เบตาและแกมมา) จะต้องนำมาคำนวณหาผลต่างของมุมต่างเพลลาข้อเหวี่ยงก่อนที่จะนำไปออกแบบ เนื่องจากค่ามุมที่ต้องนำมาใช้ในการคำนวณในโปรแกรมของ Urieli ต้องการมุมต่างของปริมาตรของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบแอลฟา ดังนั้นการเปลี่ยนแปลงของปริมาตรเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบเบตาจะใช้ความสัมพันธ์ เพื่อเปลี่ยนให้สามารถอธิบายถึงมุมต่างของปริมาตรให้อยู่ในรูปแบบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบแอลฟาได้ โดยใช้มุมต่างของการเปลี่ยนแปลงของปริมาตรระหว่างปริมาตรด้านขยายตัวและด้านอัดตัว ได้ดังสมการ 3-1 และ 3-2 โดยจากในรูปที่ 3-6 เป็นการแสดงการเคลื่อนตัวของลูกสูบทั้งสองของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบเบตา ในรูปตัวแปร  $\beta$  เป็นมุมที่แสดงถึงมุมต่างของเพลลาข้อเหวี่ยงของเครื่องยนต์แบบที่มีการ

ติดตั้งรีเจนเนอเรเตอร์แบบขนาน (เบตาและแกมมา) ดังนั้นเพื่อที่จะเปลี่ยนมุมต่างของเพลลาข้อเหวี่ยงของเครื่องยนต์แบบเบตาให้อยู่ในรูปแบบของเครื่องยนต์แบบแอลฟาสามารถคำนวณได้ดังในสมการข้างล่าง [27] ซึ่งจะได้ว่า

$$V_E = \frac{V_{SE}}{2}(1 + \cos \alpha) \quad (3-1)$$

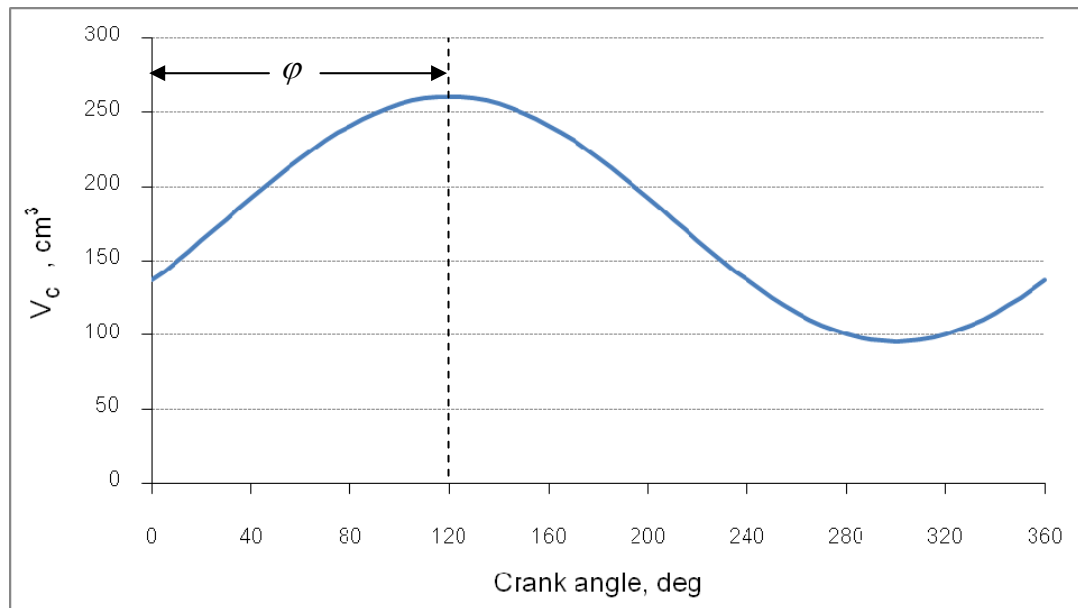
$$V_C = \frac{V_{SE}}{2}(1 - \cos \alpha) + \frac{V_{SP}}{2}[1 + \cos(\alpha - \beta) + V_{PO}] \quad (3-2)$$

เมื่อ  $V_E$  คือปริมาตรขยายตัว,  $V_C$  คือปริมาตรอัดตัว,  $\alpha$  คือมุมที่เพลลาข้อเหวี่ยงหมุน (0-360 องศา),  $\beta$  คือมุมต่างของเพลลาข้อเหวี่ยงสำหรับเครื่องยนต์ที่มีการติดตั้งรีเจนเนอเรเตอร์แบบขนาน (เพื่อนำไปใช้ในการออกแบบ),  $V_{PO}$  คือปริมาตรคงที่ระหว่างลูกสูบกำลังกับลูกสูบ Displacer



รูปที่ 3-6 การเปลี่ยนแปลงของปริมาตรระหว่างด้านขยายตัวกับด้านอัดตัวของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบเบตาที่มีช่องว่าง,  $V_{po}$  อยู่ในด้านปริมาตรอัดตัว [27]

จากบทที่ 2 หัวข้อที่ 3 ได้กำหนดค่าของมุมต่างของปริมาตรเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบแอลฟาไว้ที่ 120 องศาในเบื้องต้นแล้ว เพื่อที่จะหามุมที่จะนำมาใช้ออกแบบมุมต่างของเพลลาข้อเหวี่ยงของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบเบตาโดยใช้สมการที่ 3-1 และ 3-2 และผลที่ได้จากการคำนวณหามุมผลต่างของเพลลาข้อเหวี่ยงได้ที่ 60 องศา จากในรูปที่ 3-7 เป็นแผนภาพที่ได้จากการคำนวณปริมาตรอัดตัวตามสมการ 3-2



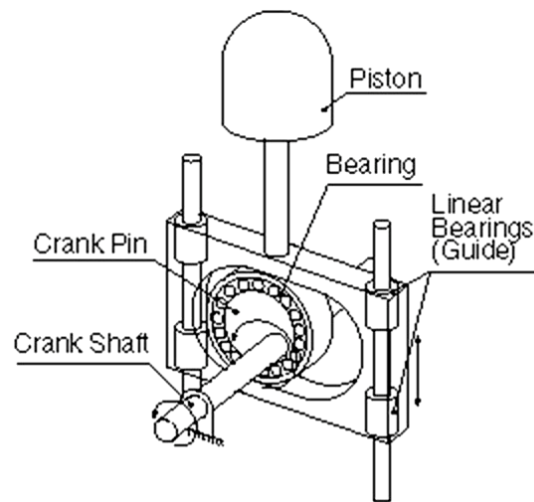
รูปที่ 3-7 มุมต่างของปริมาตรที่ได้จากการคำนวณ

สำหรับในหัวข้อนี้ได้แสดงให้เห็นแล้วว่า การเลือกรูปแบบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงนั้นมีผลต่อการเปลี่ยนแปลงมุมต่างของปริมาตรที่มีความสัมพันธ์กับมุมต่างของเพลาช้อเหวี่ยง (สำหรับรูปแบบเบตา และแกมมา) ทำให้การออกแบบเพลาช้อเหวี่ยงไม่สามารถใช้มุมต่างของปริมาตรได้โดยตรงเหมือนกับเครื่องยนต์แบบแอลฟา และในหัวข้อถัดไปจะเป็นการเปรียบเทียบกลไกเพื่อนำมาใช้กับเครื่องยนต์ที่จะออกแบบ

### 3.2.2 เปรียบเทียบรูปแบบกลไกขับเคลื่อน

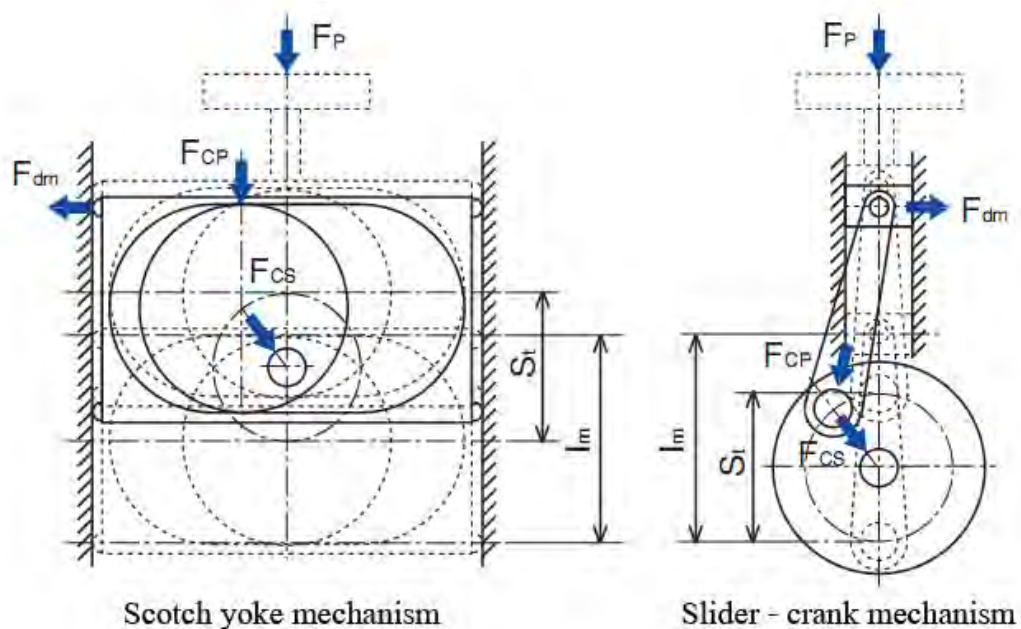
การที่จะได้กำลังจากเครื่องยนต์มาใช้งานนั้นจำเป็นจะต้องมีการเปลี่ยนรูปแบบการเคลื่อนที่ของลูกสูบในแนวเส้นไปเป็นการเคลื่อนที่แบบหมุนได้ จึงทำให้ต้องมีการนำกลไกในแบบต่างๆ นำมาประยุกต์ใช้กับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบเบตาที่มี 2 ลูกสูบเคลื่อนที่อยู่ในกระบอกสูบเดียวกัน ซึ่งแบบ Slider crank เป็นกลไกที่ค่อนข้างเห็นกันอยู่ทั่วไปในเครื่องยนต์ต่างๆ ซึ่งก็มีหลักการทำงานที่ง่าย ไม่ซับซ้อนทำให้เป็นที่นิยมและสามารถที่จะรับแรงจากการผลักดันของลูกสูบได้มาก แต่ว่าข้อเสียที่เกิดขึ้นคือมีแรงเบียดด้านข้างลูกสูบ ทำให้จะต้องออกแบบกระป๋องลูกสูบให้มีขนาดที่ยาวขึ้น ซึ่งส่งผลทำให้เกิดแรงต้านได้มาก หากนำมาใช้กับเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

อีกแบบหนึ่งคือ Scotch yoke ดังแสดงในรูปที่ 3-8 กลไกแบบนี้ไม่มีแรงเบียดด้านข้างที่ลูกสูบแต่ว่าจะมีแรงเบียดแต่จะเกิดแรงเบียดด้านข้างที่ Slot ซึ่งถูกรองรับด้วย Linear bearing อยู่แล้วสามารถลดแรงต้านลงได้ ซึ่งตรงนี้เป็นข้อชี้ให้เห็นว่ากลไกแบบ Scotch yoke สามารถที่จะเพิ่มประสิทธิภาพในการขับเคลื่อนได้เมื่อเทียบกับแบบ Slider crank

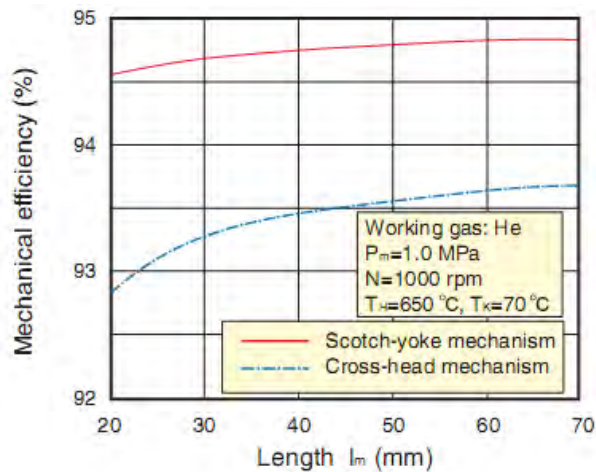


รูปที่ 3-8 รูปแบบของกลไกแบบ Scotch yoke

ในรูปที่ 3-9 เป็นการพิจารณาคุนลักษณะของกลไกแบบ Scotch yoke เปรียบเทียบกับกลไกแบบ Slider crank โดย  $F_{CP}$  เป็นแรงจากก้านสูบ,  $F_{CS}$  เป็นแรงจากเพลาลูก,  $F_{dm}$  เป็นแรงกระทำจากลูกปืน Linear และ  $F_p$  เป็นแรงกระทำจากลูกสูบ และในรูปที่ 3-10 เป็นการแสดงให้เห็นถึงประสิทธิภาพของกลไก จากการเปรียบเทียบระหว่างแบบ Scotch yoke และแบบ Slider crank จากการผลทดสอบของเครื่องยนต์ Ecoboy -SCM81 ที่มีข้อมูลจำเพาะใกล้เคียงกับเครื่องยนต์ที่จะออกแบบ ผลที่ได้แสดงให้เห็นว่ากลไกแบบ Scotch yoke มีประสิทธิภาพที่ดีกว่าแบบ Slider crank อย่างเห็นได้ชัด

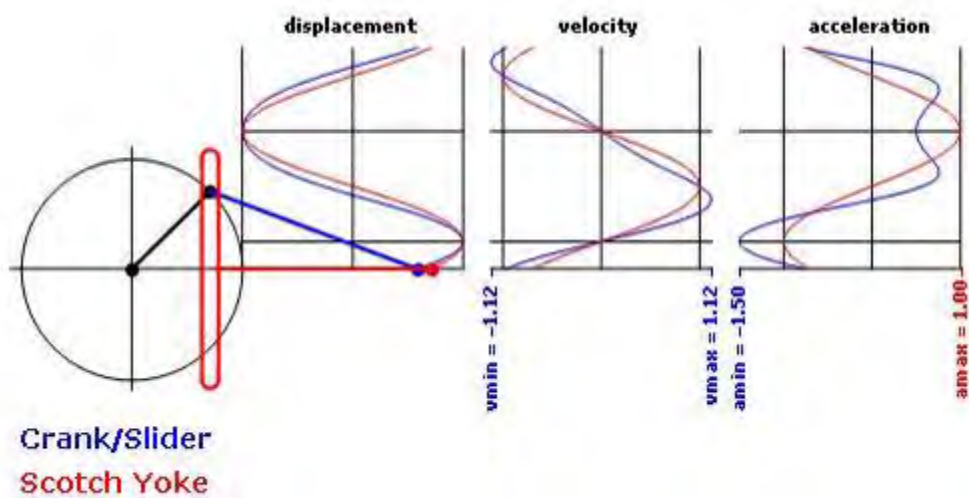


รูปที่ 3-9 การเปรียบเทียบแรงกระทำกับกลไกระหว่างแบบ Scotch yoke และ Slider-crank [28]



รูปที่ 3-10 ประสิทธิภาพของกลไกโดยเปรียบเทียบระหว่างแบบ Scotch yoke และแบบ Slider crank (สำหรับเครื่องยนต์สเตอร์ลิง Ecoboy-SCM81 ได้เรียกกลไกแบบ Slider crank ว่า Cross head) [28]

ข้อมูลจากการแสดงผลการคำนวณของโปรแกรม Mathematica Player 6 ดังแสดงในรูปที่ 3-11 ซึ่งสามารถแสดงเป็นรูปแบบของการเคลื่อนตัวของกลไกแบบ Slider Crank เปรียบเทียบกับ Scotch Yoke



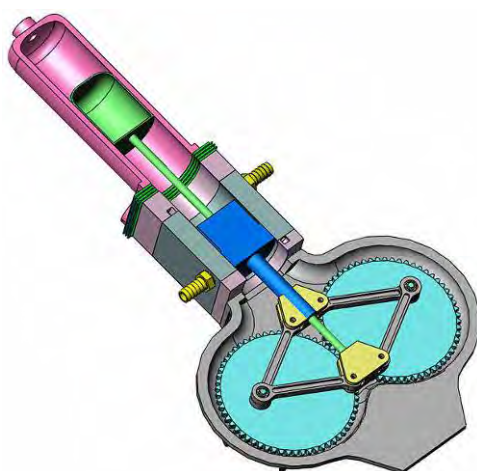
รูปที่ 3-11 การเคลื่อนตัวของกลไกโดยเปรียบเทียบกันระหว่างแบบ Scotch yoke และแบบ Slider crank มีความยาวก้านสูบเป็น 2 เท่าของรัศมีเพลลาข้อเหวี่ยง โดยแสดงในรูปแบบของการเคลื่อนตัวของลูกสูบ ความเร็ว และอัตราเร่งของกลไก 2 แบบ

จากรูปที่ 3-11 จะเห็นได้ว่ากลไกแบบ Scotch yoke นั้นมีความราบเรียบในการเคลื่อนที่ ดีกว่าเมื่อเทียบกับแบบ Slider crank โดยจะสังเกตได้จากความเร็วของการเคลื่อนตัวและอัตราเร่งของกลไก ทำให้การเปลี่ยนรูปแบบการเคลื่อนที่จากแนวเส้นไปเป็นแบบหมุนนั้นมีความเร็วรอบ



คงที่ แต่ก็มีข้อเสียคือการสึกหรอที่บริเวณ Slot นั้นค่อนข้างสูงเนื่องมาจากการเสียดสีไปมาจากการเคลื่อนที่ไปกลับภายใน Slot และแรงผลักดันจากลูกสูบที่สูงของเครื่องยนต์ ซึ่งทำให้ระยะชักของลูกสูบมีการเปลี่ยนแปลงได้

สำหรับกลไกที่ใช้กันกับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงอีกแบบหนึ่ง ที่นิยมนำมาใช้กับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบเบตา คือกลไกขับเคลื่อนแบบ Rhombic แสดงในรูปที่ 3-12 ซึ่งก็มีข้อดีคล้ายกันกับแบบ Scotch yoke เพียงแต่ว่าชิ้นส่วนของกลไกนั้นมีค่อนข้างมากและการออกแบบนั้นค่อนข้างที่จะมีความซับซ้อน ซึ่งต้องกำหนดระยะและขนาดของแต่ละชิ้นส่วนค่อนข้างแน่นอน และก็มีราคาในการผลิตค่อนข้างสูง [29] แต่การสึกหรอของกลไกแบบ Rhombic มีน้อยกว่าแบบ Scotch yoke



รูปที่ 3-12 ลักษณะของกลไกขับเคลื่อนแบบ Rhombic  
ที่นำมาใช้กับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบเบตา [29]

ข้อสรุปสำหรับการเลือกใช้ระบบกลไกที่ใช้ในเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบเบตานั้น เนื่องด้วยเงื่อนไขที่มีอยู่ว่าจะต้องสามารถที่จะปรับเปลี่ยนมุมต่างของเพลลาข้อเหวี่ยงได้เพื่อนำไปใช้ในการทดสอบ ทำให้ต้องมีการพิจารณาในการออกแบบเพื่อลดการผลิตกลไกชิ้นใหม่ โดยได้นำข้อดีของกลไกแต่ละรูปแบบนำมาวิเคราะห์หาข้อสรุป ซึ่งได้เลือกใช้แบบ Scotch yoke เพราะด้วยเหตุผลที่ว่า การออกแบบเพื่อใช้ในการปรับเปลี่ยนมุมต่างของเพลลาข้อเหวี่ยงนั้นค่อนข้างออกแบบได้ง่ายกว่าแบบอื่นๆ และสามารถที่จะให้ประสิทธิภาพในการขับเคลื่อนได้ค่อนข้างดีเมื่อเทียบกับกลไกแบบ Slider crank



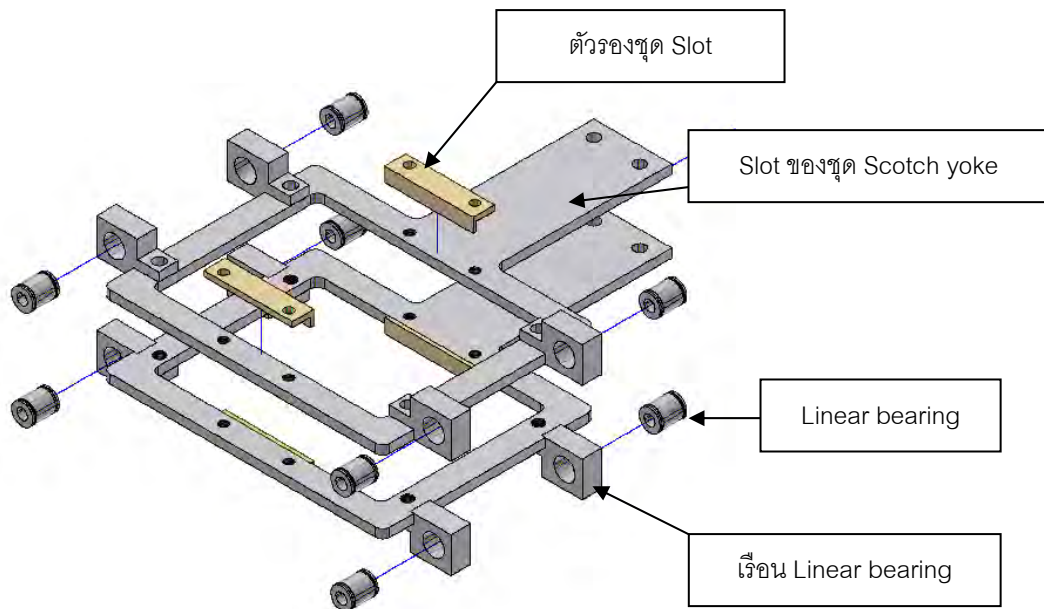
### 3.2.3 การออกแบบกลไกขับเคลื่อน

หลังจากที่ได้ทราบถึงรูปแบบของกลไกที่มีข้ออยู่ในเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแล้ว ต่อไปจะเป็นการนำแนวคิดและเงื่อนไขที่ได้ตัดสินใจในหัวข้อที่ผ่านมาประยุกต์ใช้ในการออกแบบ โดยมีแนวคิดในการออกแบบเพื่อให้ง่ายต่อการเลือกหาวัสดุและการผลิต ดังจะกล่าวในหัวข้อนี้

การออกแบบชิ้นส่วน Slot ของชุด Scotch yoke มีแนวคิดที่จะใช้เหล็กแผ่นที่มีความหนา 5 mm เพื่อลดความยุ่งยากในการหาวัสดุและในการผลิต การจับยึดชิ้นส่วนระหว่างชุด Slot กับลูกสูบทำได้โดยยึดที่ด้านข้างของลูกสูบ การผลิตเริ่มจากนำลูกสูบมากัดเป็นร่องทั้ง 2 ด้าน จากนั้นเจาะรูข้างละ 2 รู เพื่อยึด Slot เข้ากับลูกสูบ ตามตัวอย่างในรูป 3-13

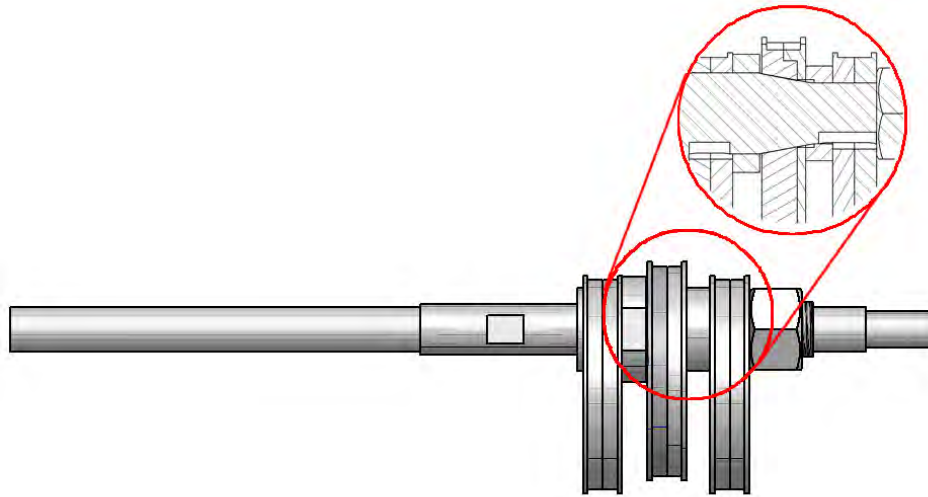
ในส่วนการเคลื่อนที่ของ Slot ของกลไกแบบ Scotch yoke ที่มีลักษณะในการเคลื่อนที่เป็นแนวเส้นตรง จึงต้องมีการประคองให้ชุด Slot เคลื่อนที่ได้โดยมีแรงเสียดทานน้อยที่สุด จึงได้ใช้ Linear bearing เป็นตัวรับแรงเบียดด้านข้าง และใช้เหล็กกล้า High Speed เป็นแกนให้กับ Linear bearing เนื่องจากเหล็กกล้า High Speed นั้นมีผิวที่เรียบและแข็งอยู่แล้ว สำหรับการจับยึดเรือน Linear bearing เข้ากับเหล็กแผ่นของชุด Slot จึงได้ออกแบบมาดังในรูปที่ 3-13

สำหรับการเสียดสีระหว่างลูกปืนของลูกสูบกับ Slot สามารถทำให้เกิดการสึกหรอบริเวณภายในของชุด Slot เนื่องจากลูกปืนที่มีผิวที่แข็งกว่าชุด Slot ซึ่งการสึกหรอของ Slot ดังกล่าวจะส่งผลทำให้ระยะชักของลูกสูบน้อยลง จึงได้ออกแบบให้มีตัวรองชุด Slot เพื่อการซ่อมบำรุงในครั้งต่อไป



รูปที่ 3-13 Slot ของชุด Scotch yoke ที่ใช้ Linear bearing

ในส่วนของเพลาชับเคลื่อน ใช้วิธีปรับเปลี่ยนมุมของเพลาช้อเหียงโดยลูกเบี้ยวขับเคลื่อนของลูกสูบ Displacer และล็อกลูกเบี้ยวขับเคลื่อนลูกสูบ Displacer โดยใช้แรงเสียดทานที่เกิดขึ้นจากการอัดเข้ากับเพลารีวระหว่างลูกเบี้ยวและเพลา ดังแสดงในรูปที่ 3-14



รูปที่ 3-14 เพลาชับเคลื่อน

### 3.3 ลูกสูบกำลังและลูกสูบ Displacer

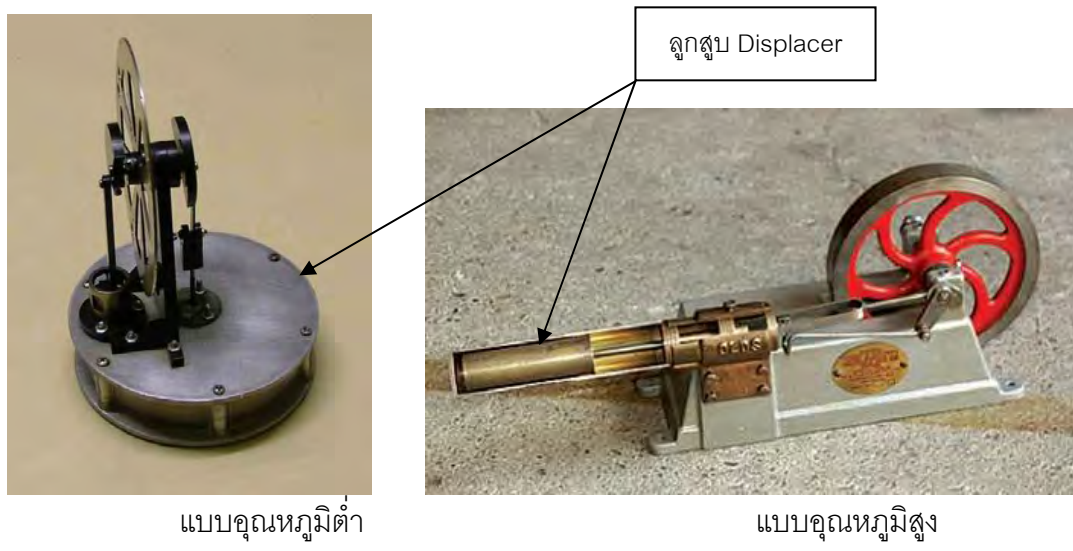
หากจะกล่าวถึงลูกสูบที่เคยเห็นกันอยู่ทั่วไปกับเครื่องยนต์สันดาปภายใน คงจะเป็นที่ทราบกันดีแล้วว่ามีหน้าที่ในการรองรับแรงดันจากการขยายตัวของสารทำงานแล้วส่งแรงต่อไปยังก้านสูบ แต่ด้วยเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบเบตา ลูกสูบที่มีอยู่ในเครื่องยนต์ถึง 2 ลูกและอยู่รวมในกระบอกสูบเดียวกัน โดยลูกสูบ 2 ลูกทำหน้าที่ต่างกัน

สำหรับลูกสูบ Displacer นั้นทำหน้าที่เพียงแคให้สารทำงานเคลื่อนตัวไปกลับระหว่างด้านอัดตัวและด้านขยายตัว ซึ่งระหว่างทางของการเคลื่อนที่ของสารทำงานนั้นก็ถูกขวางด้วยรีเจนเนอเรเตอร์ ซึ่งรีเจนเนอเรเตอร์นั้นก็มีความหนาของอากาศน้อยอยู่แล้ว ทำให้ลูกสูบ Displacer นั้นค่อนข้างที่จะใช้กำลังในการขับเคลื่อนน้อยมาก ดังนั้นลูกสูบ Displacer ไม่ต้องการซีลหรืออุปกรณ์ป้องกันการรั่วไหลที่แน่นมากเพราะว่าช่องว่างที่แคบระหว่างลูกสูบ Displacer และกระบอกสูบเปรียบเสมือนรีเจนเนอเรเตอร์อยู่แล้ว (ถ้าช่องว่างยิ่งมากขึ้นก็จะมีผลสูญเสียความร้อนเพิ่มขึ้น) ความแตกต่างของความดันระหว่างด้านบนและด้านล่างของลูกสูบจะต้องไม่มี แต่ลูกสูบ Displacer นั้นจะต้องสามารถที่จะทนกับความแตกต่างของอุณหภูมิที่ค่อนข้างมากระหว่างด้านอัดตัวและด้านขยายตัว

ลูกสูบกำลังไม่มีความแตกต่างของอุณหภูมิระหว่างด้านบนและด้านล่างของลูกสูบ แต่จะต้องรับกับความดันที่แตกต่างระหว่างภายในวัฏจักรและความดันเฉลี่ยภายในระบบ และถ่ายเทกำลังที่ได้จากการทำงานของสารทำงานไปยังระบบขับเคลื่อน ดังนั้นลูกสูบกำลังจะต้องสามารถที่จะรับแรงดันจากการขยายตัวของสารทำงานได้ และมีการซีลอย่างแน่นหนากับกระบอกสูบ เพื่อป้องกันการรั่วไหลของสารทำงานซึ่งจะผลต่อกำลังที่ได้ออกมา

3.3.1 แนวคิดและรูปแบบของลูกสูบกำลังและลูกสูบ Displacer

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่มีผลต่างของอุณหภูมิสูงนั้นส่วนมากความยาวของกระบอกสูบ Displacer จะมีความยาวเป็น 3-4 เท่าของเส้นผ่านศูนย์กลางของกระบอกสูบเอง เพื่อต้องการลดการถ่ายเทความร้อนจากด้านขยายตัวมายังด้านอัดตัวในสำหรับเครื่องยนต์ที่มีเทคโนโลยีไม่สูงมากนัก [30] ในขณะที่เครื่องยนต์ที่มีผลต่างของอุณหภูมิต่ำนั้นก็มีการทำให้ปริมาตรด้านขยายตัวมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางใหญ่กว่าหลายเท่า เมื่อเทียบกับความยาว Displacer เพื่อให้การถ่ายเทความร้อนนั้นทำได้ดียิ่งขึ้น ดังแสดงในรูปที่ 3-15 ซึ่งการใช้เครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบอุณหภูมิต่ำสามารถที่จะใช้วัสดุที่เป็นพลาสติกได้ และก็มีข้อดีในการเป็นฉนวนกันความร้อนได้ ยกตัวอย่างเช่น ผนังกระบอกสูบทำจากท่ออะคริลิกซึ่งมีผลทำให้ความร้อนนั้นไม่สามารถที่จะถ่ายเทได้ดีเท่าที่ควรจากผิวด้านร้อนไปสู่ด้านเย็นของเครื่องยนต์ และวัสดุที่ใช้ทำ Displacer นั้นทำมาจากโฟมที่มีน้ำหนักเบา (Lightweight expanded polystyrene) เป็นต้น



รูปที่ 3-15 ความแตกต่างของลูกสูบ Displacer ที่ใช้กับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบอุณหภูมิสูงและแบบอุณหภูมิต่ำ

เนื่องจากว่าในการเคลื่อนที่ของลูกสูบ Displacer มีการสูญเสียความร้อนจากการที่ลูกสูบ Displacer เคลื่อนที่ไปมาอย่างรวดเร็ว ที่เรียกว่า Shuttle loss อันเป็นผลมาจากการนำความร้อนของสารทำงาน ในทางทฤษฎีแล้วการประมาณค่านั้นค่อนข้างที่จะยากเนื่องจากมีหลายเหตุปัจจัย และการวัดผลนั้นก็ค่อนข้างที่จะซับซ้อนเพราะไม่สามารถจะแยกได้ว่าความร้อนที่ออกมา นั้นมาจากที่ใดบ้าง

เพื่อเป็นการลดความซับซ้อนลงจึงได้นำเอาผลที่ได้จากประสบการณ์ในการออกแบบของ แต่ละเครื่องนำมาเป็นรูปแบบของเครื่องยนต์ที่จะออกแบบในครั้งต่อไป [27] เพื่อกำหนดช่องว่างที่จะทำให้เกิดการสูญเสียความร้อนน้อยที่สุด ถ้าใช้สำหรับเครื่องยนต์ที่มีขนาดใหญ่ (มากกว่า 40 kW) ใช้สารทำงานเป็นแก๊สไฮโดรเจนหรือฮีเลียม ระยะห่างระหว่างลูกสูบกับกระบอกสูบที่ดี ที่สุดนั้นจะอยู่ที่ 1 mm ความยาวของช่องว่างระหว่าง Displacer กับกระบอกสูบอยู่ประมาณ 5 cm ถึง 10 cm ซึ่งให้ค่าการสูญเสียความร้อนนั้นน้อยมาก เครื่องยนต์ที่มีกำลังต่ำกว่า 40 kW ระยะห่างจะอยู่ที่ประมาณ 0.25 ถึง 0.5 mm ซึ่งเครื่องยนต์ที่มีขนาดเล็กมาก ๆ นั้น (น้อยกว่า 1 kW) อาจจะมีการสูญเสียความร้อนสูงถึง 15% ของความร้อนที่ใส่เข้าไปก็ได้

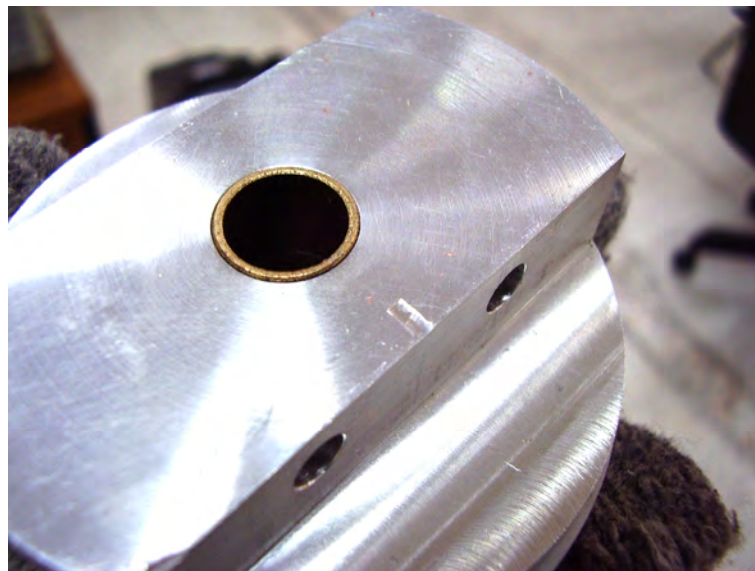
### 3.3.2 การออกแบบลูกสูบกำลังและลูกสูบ Displacer

ด้วยเป้าหมายที่มุ่งเน้นไปทางด้านเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่ใช้ความร้อนในช่วงอุณหภูมิ ปานกลาง (250- 500 °C) ทำให้มีข้อได้เปรียบที่คล้ายกับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบอุณหภูมิ ต่ำ กล่าวคือสามารถที่จะเลือกใช้วัสดุนำมาเป็นโครงสร้างได้หลากหลาย สำหรับอะลูมิเนียม นั้นมี จุดเด่นอยู่ที่น้ำหนักเบา และค่าการนำความร้อนมากกว่าเหล็กกล้าไร้สนิม (Stainless steel) แต่มี จุดหลอมเหลวต่ำอยู่ที่ประมาณ 600 °C แต่ด้วยเหตุผลในเรื่องของน้ำหนักอันเนื่องมาจากชิ้นส่วน ดังกล่าวจะต้องผลิตจากชิ้นทรงกระบอกตัน เพื่อให้สามารถประกอบเข้ากับชุดกลไกแบบ Scotch yoke ได้ ดังนั้นจึงได้เลือกใช้อะลูมิเนียมเป็นวัสดุสำหรับลูกสูบกำลัง มีระยะห่างระหว่างลูกสูบกับ กระบอกสูบเท่ากับ 0.04 mm ซึ่งแสดงในรูปที่ 3-16

ในส่วนของรูตรงกลางของลูกสูบกำลังที่แกนก้านลูกสูบ Displacer จะต้องทะลุผ่านนั้นได้ ใช้ปั๊มหงของเหลืองสวมอัดเข้าไปให้เป็นตัวประคองก้านลูกสูบ โดยมีระยะห่างแบบสวมพอดีระหว่าง แกนก้านสูบและปั๊มหงของเหลือง ดังแสดงในรูปที่ 3-17 และในอีกส่วนหนึ่งเพื่อลดแรงเสียดทานที่จะ เกิดจากการขยายตัวของลูกสูบกำลัง เมื่อมีการเสียดสีกันระหว่างแกนก้านสูบ Displacer กับ ลูกสูบในขณะที่ทำงาน การออกแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงในที่นี้ไม่ได้ออกแบบให้มีระบบหล่อลื่น ด้วยเหตุนี้จึงใช้แหวนลูกสูบที่ทำจากเทฟลอน (Polytetrafluoroethylene) ในการซีลการรั่วที่ลูกสูบ ซึ่งมีสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานต่ำ (0.05-0.1) และสามารถทนความร้อนได้ประมาณ 300 องศา เซลเซียส



รูปที่ 3-16 ลูกสูบกำลัง



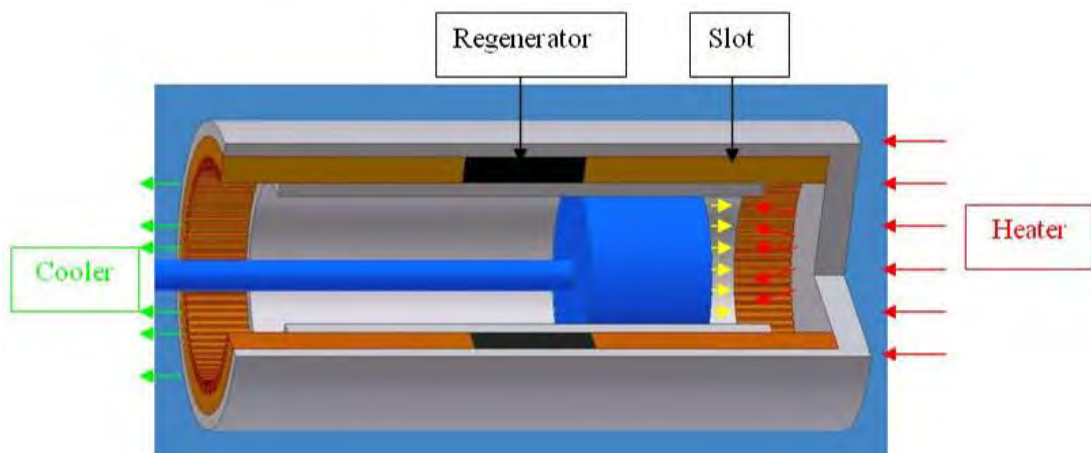
รูปที่ 3-17 ตำแหน่งติดตั้งบูชของเหล็กเข้ากับลูกสูบกำลัง

สำหรับเหล็กกล้าไร้สนิมนั้นเหมาะที่จะนำมาใช้เป็นวัสดุสำหรับลูกสูบ Displacer เป็นอย่างยิ่ง เนื่องจากมีค่าการนำความร้อนค่อนข้างจะต่ำ (1/10 เท่าของอะลูมิเนียมและ 1/5 เท่าของเหล็กหล่อ) จะมีผลทำให้เกิดเป็นฉนวนระหว่างด้านร้อนกับด้านเย็น แต่อย่างไรก็ดี น้ำหนักของเหล็กกล้าไร้สนิมที่มีมากกว่าอะลูมิเนียมเมื่อเปรียบเทียบที่ปริมาตรเท่ากัน ดังนั้นเพื่อต้องการลดน้ำหนักและภาระจากแรงเฉื่อย (Inertia force) จะเกิดขึ้นในการเคลื่อนที่ ดังนั้นจึงได้เลือกใช้อะลูมิเนียมมาใช้ในการผลิตเป็นลูกสูบ Displacer และออกแบบให้มีระยะห่างจากผนังกระบอกสูบ 0.5 mm ดังแนวคิดที่ได้กล่าวมาแล้วข้างต้น และข้อพิจารณาอีกส่วนหนึ่งซึ่งเป็นผลจากการที่เพิ่มความดันให้กับระบบ ซึ่งจะทำให้ผลต่างของความดันในวัฏจักรของเครื่องยนต์ที่ทำงานที่ความดันเฉลี่ยสูงย่อมมีมากกว่าเครื่องยนต์ที่ทำงานที่ความดันเฉลี่ยระดับบรรยากาศเมื่อเปรียบเทียบที่อัตราส่วนการอัดเดียวกัน ทำให้ลูกสูบ Displacer ที่มีลักษณะทรงกระบอก และภายในกลวงนั้น จะต้องมีความหนาของชั้นผิวที่เพิ่มขึ้น ซึ่งในที่นี้ได้กำหนดให้ความหนาของลูกสูบ Displacer เท่ากับ 3 mm

### 3.4 รูปแบบของฮีตเตอร์และคูลเลอร์ที่มีการใช้ในเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

การเลือกใช้อุปกรณ์ในการถ่ายเทความร้อนเป็นสิ่งที่จะต้องพิจารณาอย่างถี่ถ้วน โดยเฉพาะอย่างยิ่ง รูปแบบของอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนย่อมมีผลต่อ ความยากง่ายในการผลิตและการซ่อมบำรุง อันจะส่งผลถึงค่าใช้จ่ายต่างๆ ที่ตามมา รวมไปถึงประสิทธิภาพของการถ่ายเทความร้อนด้วย โดยในหัวข้อนี้จะเน้นเพียงการกล่าวถึงรูปแบบที่มีการนำมาใช้กับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงว่ามีข้อดี ข้อเสียอย่างไร เพื่อเป็นแนวทางในการเลือกนำไปใช้คำนวณหาปริมาณการถ่ายเทความร้อนต่อไป

#### 3.4.1 อุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนแบบ Slot

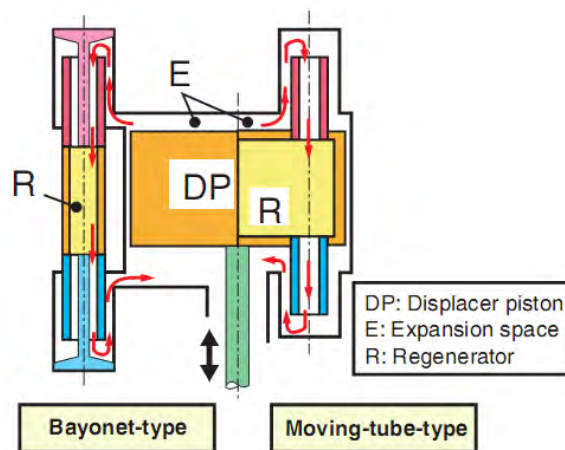


รูปที่ 3-18 ลักษณะของ Heater และ Cooler แบบ Slot

การแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลกับอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนแบบ Slot จะเกิดขึ้นเมื่อ ของไหลอุณหภูมิที่สูงเคลื่อนที่ผ่านช่องเล็กๆ (ตามลูกศรจากด้านฮีตเตอร์ไปยังด้านคูลเลอร์) ช่องทางที่ของไหลผ่านมีอยู่หลายรูปแบบ เช่น แนวตรง แนวหัก เป็นต้น เพื่อเพิ่มอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อน จากนั้นอากาศที่ไหลผ่านช่องเล็กๆ จะไหลเข้าสู่รีเจนเนอเรเตอร์ และไหลไปยังคูลเลอร์ต่อไป ดังแสดงในรูปที่ 3-18 สำหรับรูปแบบของอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนที่นำมาใช้กับฮีตเตอร์และคูลเลอร์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่มีใช้อยู่ทั่วไป เช่น เครื่องยนต์ Philips MP1002CA air engine เป็นต้น



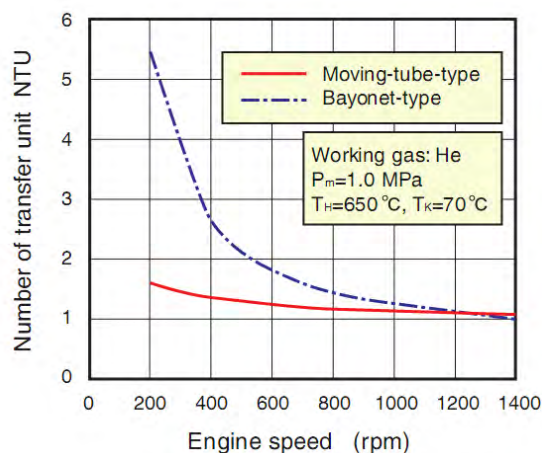
### 3.4.2 อุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนแบบ Bayonet และแบบ moving tube



รูปที่ 3-19 ด้านขวาเป็น Heat Exchanger แบบ Bayonet และด้านซ้ายเป็น Heat Exchanger แบบ Moving-Tube [28]

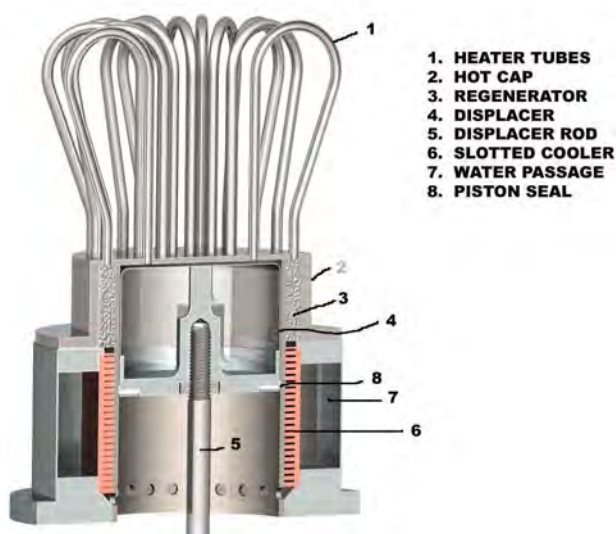
ทิศทางการไหลในการแลกเปลี่ยนความร้อนของอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนแบบ Bayonet และแบบ Moving tube ในรูปที่ 3-19 เริ่มจากของไหลที่อยู่บริเวณ E ถูก Displacer (DP) ผลักดันให้อากาศไหลผ่านฮีตเตอร์ตามเส้นสีแดง ซึ่งฮีตเตอร์มีอยู่ทั้งภายนอกและภายใน จากรูปแบบของ Bayonet จะเป็นท่อติดอยู่กับที่ และส่วนแบบ Moving tube จะเป็นการเคลื่อนที่ของ Displacer พร้อมกับท่อไปพร้อมกัน

จากรูปที่ 3-20 ค่า NTU ของอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนแบบ Moving tube ต่ำกว่าแบบ Bayonet ที่ความเร็วรอบต่ำ ส่วนที่ความเร็วรอบสูงอัตราการถ่ายเทความร้อนจะไม่แตกต่างกัน จากการทดลองของ Koichi Hirata [28] พบว่าค่า Number of transfer units จะเท่ากันที่ประมาณ 1,000 rpm เครื่องสเตรลิงที่ใช้ตัวแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้คือ เครื่อง Ecoboy-SCM81



รูปที่ 3-20 ความสัมพันธ์ระหว่าง Number of Transfer Units, NTU กับความเร็วรอบของเครื่องยนต์ [28]

### 3.4.3 อุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนแบบท่อ



รูปที่ 3-21 ลักษณะของ Heat Exchanger แบบท่อ

การแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลกับท่อ ทำได้โดย เมื่อท่อรับความร้อนจากภายนอกจะเกิดการนำความร้อนผ่านผิวชั้นนอกสู่ผิวชั้นใน ภายในท่อจะมีของไหลไหลผ่านเพื่อรับความร้อน ปลายของ ฮีตเตอร์แบบท่อข้างหนึ่งจะติดกับ Regenerator อีกด้านหนึ่งติดกับห้องลูกสูบ ลักษณะท่อจะขดไปมา ขึ้นอยู่กับการจัดวาง ทำหน้าที่เพิ่มอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างอากาศกับผิวท่อให้สูงขึ้น ดังแสดงในรูปที่ 3-21 ตัวแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อมีใช้กับฮีตเตอร์และคูลเลอร์ เช่น เครื่อง sd01, STM4-120 และ ST 05 G เป็นต้น

### 3.4.4 การเปรียบเทียบ

ตัวแลกเปลี่ยนความร้อนทั้ง 3 แบบมีหลักการทำงานที่คล้ายกันแต่ละแบบมีข้อดีและข้อเสียแตกต่างกันไป เช่น แบบ Slot มีขนาดเล็ก ถอดประกอบง่าย ส่วนข้อเสียคือ ถ้าเครื่องยนต์สเตอร์ลิงมีขนาดเล็ก ระยะในการแลกเปลี่ยนความร้อนมีระยะสั้น ส่วนแบบ Bayonet และ Moving tube ทั้ง 2 มีขนาดเล็กน้ำหนักเบา ที่ความเร็วรอบต่ำของเครื่องสเตอร์ลิง อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Bayonet จะถ่ายเทความร้อนได้ดีกว่าและมีความซับซ้อนน้อยกว่าแบบ Moving tube ข้อเสียของแบบ Moving tube คือ ผลิตได้ยากมีความซับซ้อน เหมาะกับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่มีความเร็วรอบสูง ข้อเสียของแบบ Bayonet คือ มีขนาดใหญ่กว่าแบบ Moving tube และแบบสุดท้ายคือ แบบท่อมีข้อดีตรง พื้นที่ผิวในการแลกเปลี่ยนความร้อนสูง ผิวที่ผนังบางทำให้การถ่ายเทความร้อนดี ข้อเสียคือ มีขนาดใหญ่ สร้างแบบที่ซับซ้อนได้ยาก ถอดประกอบยาก จะเห็นได้ว่าตัวแลกเปลี่ยนความร้อนแต่ละแบบมีข้อดีแตกต่างกันไป แต่สิ่งที่ใช้พิจารณาเป็นอันดับต้นๆ ในการเลือกตัวแลกเปลี่ยนความร้อนคือ ความยากง่ายในการผลิตและวัสดุอันจะมีผลต่อ



ราคาในการผลิต การถอดประกอบได้ง่าย และประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน ซึ่งเหตุผลทั้งหมดนี้จะต้องอยู่บนพื้นฐานความรู้ที่สามารถนำไปประยุกต์ใช้กับท้องถิ่นนั้นๆ ได้ ทำให้อุปกรณ์ในการถ่ายเทความร้อนแบบ Slot ค่อนข้างที่จะเหมาะสมกับเหตุผลดังที่ได้กล่าวมาแล้ว

### 3.5 อุปกรณ์ที่เกี่ยวข้องในการกักเก็บแรงดัน

อุปกรณ์กักเก็บแรงดันที่กล่าวถึงในหัวข้อนี้ เป็นส่วนที่สามารถมองเห็นบริเวณภายนอกของเครื่องยนต์ ซึ่งประกอบไปด้วย เสื้อสูบ ฝาสูบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง อุปกรณ์ที่ใช้ซีลกันของไหลรั่วออกมาภายนอก ซึ่งอุปกรณ์ทั้งหมดที่กล่าวมานี้จะต้องรับภาระที่เกิดขึ้นจากความดันที่อยู่ภายในเครื่องยนต์ ดังนั้น การออกแบบในส่วนนี้ นอกจากต้องออกแบบเพื่อการทำงานได้ยังต้องคำนึงถึงความปลอดภัยเป็นหลัก โดยในที่นี้จะใช้การคำนวณเพื่อระบุแนวทางในการออกแบบและการเลือกใช้วัสดุ โดยมีการนำเอาการวิเคราะห์ด้วยวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ (Finite Element Analysis) เข้ามาช่วยในการวิเคราะห์ผลได้ดังต่อไปนี้

#### 3.5.1 การวิเคราะห์โดยใช้วิธีไฟไนต์เอลิเมนต์

การวิเคราะห์ในส่วนนี้จะใช้เทคนิคการคำนวณที่เรียกว่าการวิเคราะห์ไฟไนต์เอลิเมนต์ (Finite Element Analysis) โดยจุดเด่นของวิธีการคำนวณด้วย Finite Element Analysis จะถูกใช้เพื่อการแก้ปัญหาตั้งแต่ปัญหาต่างๆ จนถึงปัญหาที่มีความซับซ้อนมาก มีกระบวนการในการวิเคราะห์โดยเริ่มจากการสร้างชิ้นงานแล้วแบ่งชิ้นงานออกเป็นส่วนเล็กๆ (Meshing) โดยมีรูปทรงง่ายๆ ที่เรียกว่าเอลิเมนต์ (Element) และชิ้นส่วนเล็กๆ จะเชื่อมโยงกันทั้งชิ้น โดยการวิเคราะห์ผลด้วยวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์นี้มีอยู่ในโปรแกรม COSMOS Works ซึ่งเป็นโปรแกรมวิเคราะห์ทางวิศวกรรมที่อาศัยการคำนวณเชิงตัวเลข และเป็นโปรแกรมที่ได้รับการยอมรับมานานจากกลุ่มวิศวกรผู้ออกแบบชิ้นส่วนเครื่องจักรกล จุดประสงค์เพื่อสร้างโปรแกรมให้สามารถใช้งานได้ในเครื่องคอมพิวเตอร์ส่วนบุคคล ลดความยุ่งยากของการคำนวณด้วยมือ และวิเคราะห์งานที่เกินขีดความสามารถที่จะกระทำได้ด้วยมือ ซึ่งจะมี 3 ขั้นตอนคือ

- 1) Preprocessing ถือว่าเป็นขั้นตอนการเตรียมข้อมูลเพื่อการคำนวณ โดยข้อมูลมาตรฐานจะมีทั้งคุณสมบัติวัสดุ แรงกระทำ และการจับยึด เป็นต้น
- 2) Solution เป็นการคำนวณหาผลเฉลย
- 3) Post processing การแสดงผลลัพธ์จากการคำนวณในรูปแบบชิ้นงานหรือกราฟ

### 3.5.2 ทฤษฎีความเสียหายที่ใช้ในการวิเคราะห์ของไฟไนต์เอลิเมนต์

ในการออกแบบชิ้นงานทางวิศวกรรมจำนวนมากนั้น ชิ้นงานจะรับภาระหลายอย่างพร้อมกัน เช่น ความเค้นดึง ความเค้นกด และความเค้นเฉือน ซึ่งเรียกว่าความเค้นผสม (Combined stress) และเป็นแบบ 3 มิติ จึงมีผู้พยายามตั้งทฤษฎีขึ้นมาอธิบายถึงความเสียหายของชิ้นงาน โดยการเปรียบเทียบกับสิ่งที่สามารถตรวจสอบด้วยการทดลองได้ เช่น Yield tensile strength, Ultimate tensile strength และ Strain ซึ่งค่าทั้งหมดได้จากการทดลองดึงชิ้นงานทดสอบในแนวแกนหรือแบบมิติเดียว ดังนั้นทฤษฎีเหล่านี้เรียกว่าทฤษฎีความเสียหาย (Failure Criterion Theorem) และเนื่องจากวัสดุเหนียวจะเกิดความเสียหายเมื่อค่าความเค้นที่เกิดขึ้นในวัสดุถึง Yield point ซึ่งเป็นจุดที่ทำให้เกิดความเสียหายกับชิ้นงานเนื่องจากเมื่อเกิดความเค้นเกินค่านี้ไปแล้ว วัสดุจะไม่สามารถคืนรูปกลับสู่สภาพเริ่มต้นได้ ดังนั้นเมื่อก้าวถึงความเสียหายของวัสดุเหนียว ก็จะต้องกล่าวถึง Yield stress ซึ่งก็คือค่าความเค้นที่จุดครากของวัสดุ

ในส่วนของวัสดุเปราะจะไม่มีจุดคราก ซึ่งความเสียหายจะเกิดขึ้นก็ต่อเมื่อวัสดุรับความเค้นจนเกิดการแตกหรือแยกของเนื้อวัสดุ ดังนั้นเมื่อก้าวถึงความเสียหายของวัสดุเปราะจะต้องกล่าวถึง Ultimate stress ซึ่งนั่นก็คือค่าความเค้นที่ทำให้วัสดุเกิดการแตกหัก

ในส่วนของทฤษฎีความเสียหายสำหรับวัสดุเหนียวที่นิยมใช้ในปัจจุบัน มีอยู่ 2 ทฤษฎี คือ ทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุด (Maximum Shear - Stress Theory) และ ทฤษฎีความหนาแน่นของพลังงานผิดรูป (Maximum Distortion Energy Theory) เนื่องจากให้ผลที่ใกล้เคียงกับการใช้งานจริง ส่วนทฤษฎีอื่นนั้นไม่เป็นที่นิยมเนื่องจากไม่สอดคล้องกับผลการทดสอบ และในส่วนของวัสดุเปราะ จะใช้ทฤษฎีของ Maximum Normal Stress theory ดังนั้นในที่นี้จะกล่าวเพียง 3 ทฤษฎี ที่เกี่ยวข้องกับแนวทางในการนำโปรแกรม COSMOS Works มาวิเคราะห์ โดยจะสามารถอธิบายได้ดังต่อไปนี้

3.5.2.1 ทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุด (Maximum Shear - Stress Theory) หรือที่รู้จักกันในอีกชื่อหนึ่งว่า Tresca Criterion สำหรับทฤษฎีนี้ได้กำหนดการคราก (yield) ไว้ว่า “ความเสียหายจะเกิดขึ้นเมื่อวัสดุมีค่าความเค้นเฉือนสูงสุดมากกว่าความเค้นเฉือน ณ จุดครากของวัสดุ ทดสอบที่ได้มาจากการทดลองแรงดึงในทิศทางแนวเดียว” ซึ่งทฤษฎีนี้มองเห็นว่าความเค้นเฉือนเป็นตัวการสำคัญที่ทำให้ชิ้นงานเกิดความเสียหาย ค่าความเค้นเฉือนสูงสุดจะมีค่าเท่ากับครึ่งหนึ่งของความเค้นที่จุดคราก [31, 32] นั่นคือ

$$\tau_{\max} \geq \frac{\sigma_{\text{limit}}}{2} \quad (3-3)$$

เมื่อ  $\tau_{\max}$  คือ ค่าความเค้นเฉือนสูงสุดของ  $\tau_{12}$ ,  $\tau_{23}$  และ  $\tau_{13}$

$$\text{เมื่อ} \quad \tau_{12} = \frac{(\sigma_1 - \sigma_2)}{2}, \quad \tau_{23} = \frac{(\sigma_2 - \sigma_3)}{2}, \quad \tau_{13} = \frac{(\sigma_1 - \sigma_3)}{2}$$

$$\text{ดังนั้น} \quad \text{Safety Factor} = \frac{\sigma_{\text{limit}}}{2 \cdot \tau_{\text{max}}} \quad (3-4)$$

3.5.2.2 ทฤษฎีความหนาแน่นของพลังงานผิดรูป (Maximum distortion energy theory) หรือที่รู้จักกันอีกชื่อหนึ่งว่า von Mises Criterion ทฤษฎีนี้พิจารณาความเค้นเฉือนและเทียบกับการทดสอบการดึงชิ้นงานเหมือนกัน แต่มองลึกลงไปที่ Total Elastic Energy ซึ่งแบ่งออกเป็นสองส่วนคือ ส่วนที่ทำให้เกิดการเปลี่ยนแปลงปริมาตรจากความเค้นเฉือน (Dilatational elastic energy) และส่วนที่ทำให้เกิดการเปลี่ยนรูปร่างจากความเค้นเฉือน (Distortional elastic energy) ซึ่งทฤษฎีนี้ให้ผลเหมือนกันกับทฤษฎีความเค้นเฉือนออคตาฮีดรัล (Octahedral Shear-Stress Theory) และบางครั้งทฤษฎีความเค้นเฉือนออคตาฮีดรัลนี้มีชื่อเรียกว่า Mises-Hencky

ดังนั้นในที่นี้จะเรียกความเค้นนี้ว่า ความเค้นของ von Mises โดยมีรูปแบบที่ถูกต้องตามทิศทางของความเค้น คือ ความเค้นตั้งฉาก และความเค้นเฉือน การวิเคราะห์ค่าของความเค้นที่ปรากฏจะอยู่ในรูปความเค้นของ von Mises โดยมีความสัมพันธ์ในรูปของตัวแปรความเค้นหลัก (Principal stress) ใช้ตัวแปร  $\sigma_1, \sigma_2$  และ  $\sigma_3$  ดังต่อไปนี้ [31, 32]

$$\sigma_{\text{Von Mises}} = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \quad (3-5)$$

$$\text{เมื่อ} \quad \sigma_{\text{Von Mises}} \geq \sigma_{\text{limit}}$$

$$\text{ดังนั้น} \quad \text{Safety Factor} = \frac{\sigma_{\text{limit}}}{\sigma_{\text{Von Mises}}} \quad (3-6)$$

3.5.2.3 ความเค้นหลักสูงสุด (Maximum Normal Stress theory) หรือเป็นที่รู้จักกันในชื่อ Coulomb's criterion ตามทฤษฎีกล่าวคือ วัสดุจะเกิดความเสียหายเมื่อเกิดความเค้นหลักสูงสุด (maximum principal stress) ในเนื้อวัสดุถึงค่า Ultimate tensile strength ที่ได้จากการทดลอง ซึ่งเหมาะที่จะใช้กับวัสดุเปราะ เช่น เหล็กหล่อ ซึ่งวัสดุดังกล่าวจะไม่มี Yield point ดังนั้นจึงไม่แนะนำให้ใช้ค่า Yield Strength ในการกำหนดความเค้น

สำหรับทฤษฎีนี้สามารถทำนายความเสียหายได้เมื่อ

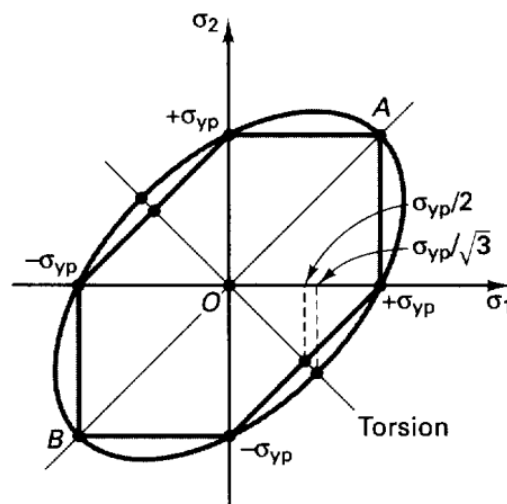
$$\sigma_1 \geq \sigma_{\text{limit}} \quad (3-7)$$

เมื่อ  $\sigma_1$  คือ ความเค้นหลักสูงสุด (The maximum principal stress)  
 ดังนั้น

$$\text{Safety Factor} = \frac{\sigma_{\text{limit}}}{\sigma_1} \quad (3-8)$$

3.5.2.4 การเปรียบเทียบระหว่างทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุดกับทฤษฎีความหนาแน่นของพลังงานผิดรูป

ในรูปที่ 3-22 เมื่อรูปหกเหลี่ยมซึ่งแสดงถึงทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุด และถูกปิดล้อมอยู่ในรูปวงรีที่ซึ่งแทนด้วยทฤษฎีความหนาแน่นของพลังงานผิดรูป โดยเป็นการแสดงของเขตของทฤษฎีทั้งสอง ทฤษฎีความหนาแน่นของพลังงานผิดรูปจะมีขอบเขตที่มากกว่า นั่นหมายถึงการเผื่อความปลอดภัยที่มีอยู่น้อยกว่า ดังนั้นชิ้นงานที่ได้จากการออกแบบจะมีขนาดเล็กกว่า เมื่อชิ้นงานรับความเค้นเท่ากัน ทำให้ประหยัดกว่า สำหรับทฤษฎีอันเป็นที่เป็นที่นิยมใช้กันมากคือทฤษฎีความหนาแน่นของพลังงานผิดรูป เนื่องจากให้ผลที่ใกล้เคียงกับการทดลองมากกว่า



รูปที่ 3-22 การเปรียบเทียบของ Tresca Criterion และ von Mises Criterion

### 3.5.3 เสื่อสูบ (Crankcase)

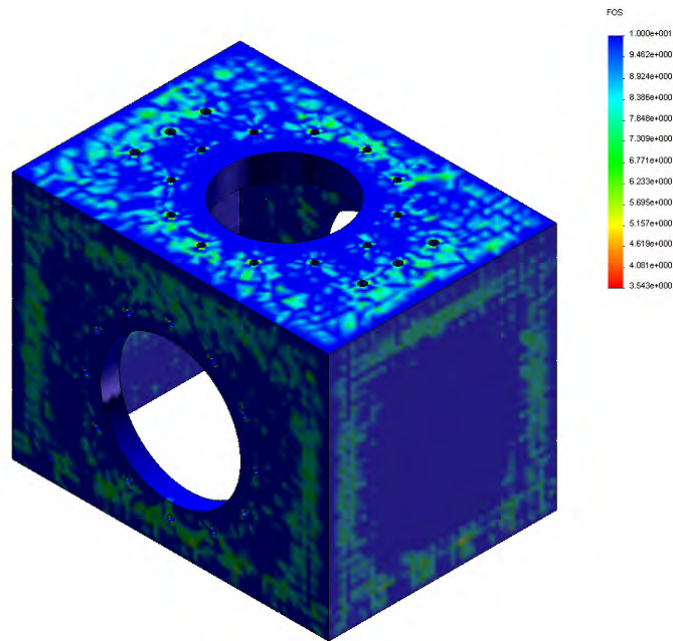
เสื่อสูบเป็นเสมือนตัวถังของเครื่องยนต์ ซึ่งเป็นที่อยู่ของกลไกขับเคลื่อน โดยภายในจะมีการอัดความดันในระดับที่สูงเข้าสู่ระบบภายในเสื่อสูบ ดังนั้นเสื่อสูบจำเป็นต้องรับแรงดันและแรงกระทำต่างๆ ที่เกิดจากการทำงานของเครื่องยนต์ ซึ่งนับว่าเป็นชิ้นส่วนที่สำคัญของเครื่องยนต์เลยก็ว่าได้ ทำให้ต้องมีการออกแบบและวิเคราะห์เพื่อป้องกันความเสียหายที่จะเกิดขึ้น

เงื่อนไขเริ่มต้นที่ได้นำได้กำหนดให้กับโปรแกรมเพื่อวิเคราะห์ผลคือวัสดุที่ใช้ทำเสื่อสูบ Aluminum alloy 5083 แรงดันที่ใช้ทั้งหมด 7 บาร์ อุณหภูมิภายในเครื่องประมาณ 60 องศาเซลเซียส ความหนาของเสื่อสูบ 15 mm ที่กำหนดให้หนาเนื่องจากระยะที่ใช้ในการเจาะรูสำหรับ

ยัดขึ้นส่วนต่างๆ นั้นมีระยะที่ค่อนข้างเล็ก เพราะว่าคุณสมบัติที่ใช้ในการเจาะจะต้องมากกว่า 1.5 เท่าของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเกลียว (เกลียวที่ใช้ขนาด M6) และอีกเหตุผลหนึ่งที่ยากแบบทำให้เสื่อสูบมีผิวเรียบเนื่องจากวัสดุที่ใช้ทำเสื่อสูบนั้นเป็นอะลูมิเนียมแผ่นที่ถูกเชื่อมเข้าด้วยกัน ดังนั้นการทำให้เสื่อสูบมีผิวเรียบและหนาจะสามารถลดขั้นตอนและค่าใช้จ่ายในการผลิตลงได้ แต่ก็ต้องยอมรับในส่วนองราคาและน้ำหนักของวัสดุที่มากขึ้น

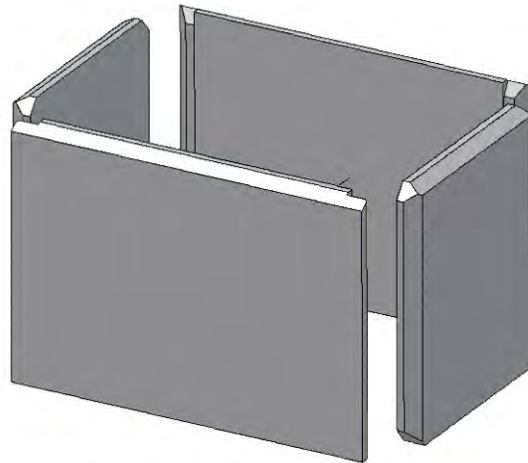
สำหรับผลที่ได้จากการวิเคราะห์ของโปรแกรม ได้สัดส่วนความปลอดภัย ( $\frac{\sigma_{Limit}}{\sigma_{von Mises}}$ ) จาก

การวิเคราะห์มีค่าเท่ากับ 3.5 ดังแสดงในรูปที่ 3-23 ส่วนที่เป็นสีแดงแสดงถึงบริเวณที่มีความเค้นมากที่สุดที่เกิดขึ้นกับชิ้นงาน



รูปที่ 3-23 ผลจากการวิเคราะห์ด้วยวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์

กรรมวิธีในการผลิตเสื่อสูบจะใช้การเชื่อมอะลูมิเนียมในแต่ละด้านเข้าด้วยกัน โดยมีการเข้ามูมด้วยการตรึงหรือบากร่อง เพื่อให้การเข้ามูมและการเชื่อมสามารถทำได้ง่ายขึ้น เมื่อเชื่อมเสร็จแล้วก็นำไปผ่านกระบวนการผลิตโดยใช้เครื่องจักรโดยการปาดผิวหน้าให้เรียบอีกครั้งหนึ่ง ซึ่งในรูปที่ 3-24 เป็นลักษณะการบากร่องขึ้นงานสำหรับเชื่อม



รูปที่ 3-24 ลักษณะของการบากร่องขึ้นงาน

### 3.5.4 ฝาสูบ

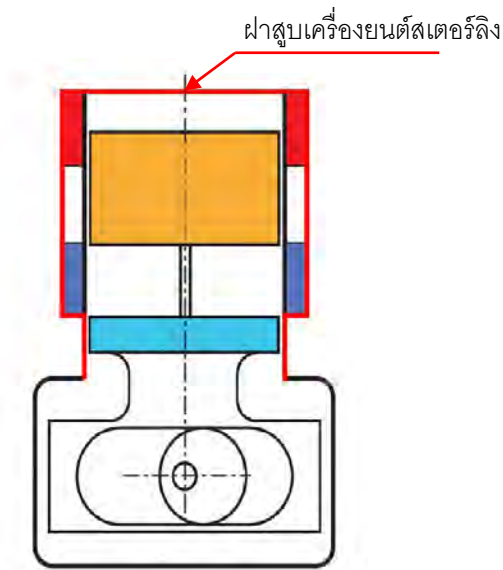
ฝาสูบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเป็นเพียงอุปกรณ์กักเก็บแรงดันในส่วนที่ติดอยู่กับฮีตเตอร์ รีเจนเนอเรเตอร์และคูลเลอร์ มีตำแหน่งที่ติดตั้งดังแสดงในรูปที่ 3-25 มีหน้าที่รับแรงดันไม่ให้สารทำงานภายในระบบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงรั่วไหลออกจากระบบและสามารถถ่ายเทความร้อนระหว่างผิวภายนอกและภายในได้อย่างดี สำหรับในเรื่องของแรงดันที่กระทำต่อฝาสูบนั้นค่อนข้างที่จะต้องมีความระมัดระวังเป็นอย่างมาก เนื่องจากถ้าเกิดความผิดพลาดขึ้นมาอาจจะเป็นอันตรายต่อผู้ใช้งานได้ ถ้าหากหนาเกินไปก็จะทำให้การถ่ายเทความร้อนระหว่างฮีตเตอร์หรือคูลเลอร์ ที่อยู่ภายในกับภายนอกของกระบอกสูบน้อยลงได้ ซึ่งจะเป็นผลทำให้เครื่องยนต์มีประสิทธิภาพและกำลังต่ำลงไปด้วยเช่นกัน และถ้าบางเกินไปก็อาจจะทำให้ฝาสูบเกิดความเสียหายซึ่งอาจเป็นอันตรายได้ ดังนั้นจะต้องมีการคำนวณความเค้นสูงสุดที่สามารถรับแรงได้

สำหรับถังกักเก็บที่เป็นทรงกระบอกที่มีอัตราส่วนระหว่างความหนาต่อรัศมีไม่เกิน 1/10 สามารถที่ใช้สมการนี้ในการคำนวณได้ ซึ่งเป็นสมการที่ใช้ในการประมาณค่าความหนาของรูปทรงกระบอกได้ในรูปแบบง่ายๆ ดังต่อไปนี้

$$\text{ความเค้นในแนวสัมผัส (Tangential stress), } \sigma_t = \frac{pr}{t} \quad (3-9)$$

$$\text{ความเค้นในแนวรัศมี (Radial stress), } \sigma_r = 0$$

$$\text{ถ้าส่วนปลายถูกปิดจะมีความเค้นในแนวแกน (Axial stress), } \sigma_a = \frac{pr}{2t} = \frac{\sigma_t}{2} \quad (3-10)$$



รูปที่ 3-25 เส้นสีแดงแสดงถึงตำแหน่งในการติดตั้งของฝาสูบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบเบตา

จากสมการเบื้องต้นได้กำหนดให้ความหนาของฝาสูบเท่ากับ 5 mm เส้นผ่านศูนย์กลางภายในฝาสูบ 107 mm ความดันเฉลี่ยสำหรับที่ใช้ในระบบเท่ากับ 7 บาร์ แต่ ณ ตำแหน่งของฝาสูบนั้นต้องรับแรงดันอันเนื่องมาจากการอัดตัวของลูกสูบทำให้ความดันเพิ่มขึ้นถึงประมาณ 10 บาร์ (จากอัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์) ดังนั้นจากสมการที่ 3-9 จะได้

$$\sigma_t = \frac{(1 \times 10^6) \left( \frac{107 \times 10^{-3}}{2} \right)}{5 \times 10^{-3}}$$

$$= 10.7 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_a = \frac{10.7}{2} = 5.35 \text{ Mpa}$$

กำหนดให้อัตราส่วนความปลอดภัยเท่ากับ 5

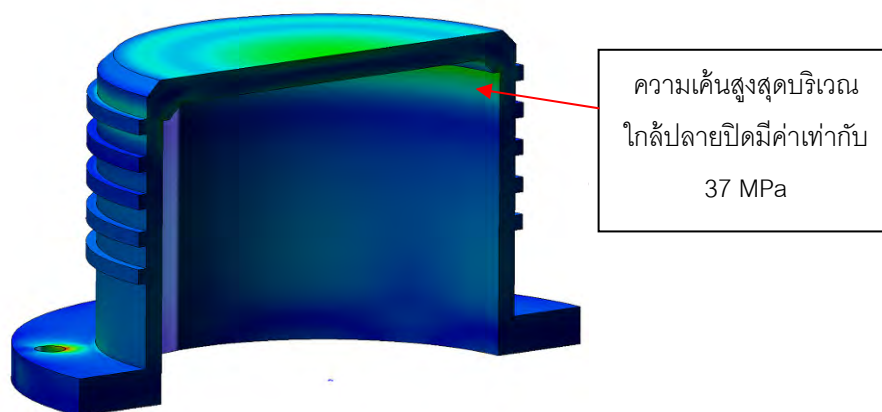
ดังนั้นความเค้นที่กระบอกสูบได้เท่ากับ  $10.7 \times 5 = 53.5 \text{ MPa}$

สำหรับการเลือกวัสดุที่จะนำมาใช้ผลิตฝาสูบนั้นจะต้องมีค่า Yield strength ที่มากกว่า 53.5 MPa ซึ่งสามารถหาได้ตามท้องตลาดทั่วไป เช่น AISI4140 เป็นต้น

แต่อย่างไรก็ดีการวิเคราะห์ผลด้วยสมการอย่างง่ายดังที่ได้กล่าวมาแล้ว เป็นเพียงแนวทางที่ชี้ให้เห็นถึงความเค้นสูงสุดที่เกิดขึ้นในสภาวะทั่วไปเท่านั้น เพื่อให้เกิดความมั่นใจในความปลอดภัยในอีกทางหนึ่ง ทำให้เลือกรูปแบบการวิเคราะห์ผลด้วยวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์จากโปรแกรม COSMOS Works ด้วยการเลือกใช้วัสดุในการวิเคราะห์เป็นเหล็ก AISI4140 มีแรงดันที่เกิดขึ้นจากการอัดตัวของสารทำงานสูงสุดที่ 10 บาร์และแรงดันภายนอกเครื่องยนต์ 1 บาร์ ความหนา

ของทรงกระบอก 5 mm กำหนดให้การสร้าง mesh เท่ากับ 3 mm ซึ่งผลที่ได้จากการวิเคราะห์ได้ ความเค้น von Mises สูงสุดในวัสดุทรงกระบอกมีค่าเท่ากับ 10.6 MPa ซึ่งมีค่าใกล้เคียงกับการคำนวณความเค้นดัดที่ผ่านมาแล้วในข้างต้น

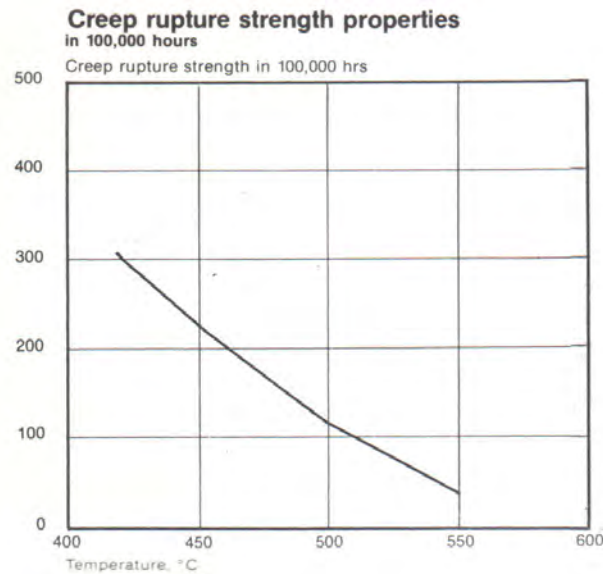
สำหรับการวิเคราะห์ผลเบื้องต้นนั้นเป็นเพียงรูปแบบของทรงกระบอกเท่านั้น ซึ่งเมื่อรูปทรงของกระบอกสูบนั้นมีความซับซ้อนเหมือนจริงมากขึ้น จึงต้องการนำโปรแกรม COSMOS Work มาวิเคราะห์ผลอีกครั้ง เพื่อหาผลของการวิเคราะห์จุดที่จะเกิดความเค้นสูงที่สุดลง โดยใช้เงื่อนไขที่ได้กล่าวมาแล้ว ได้ให้ผลการวิเคราะห์ออกมาโดยรูปแสดงการกระจายของความเค้น ดังแสดงในรูปที่ 3-26 โดยบริเวณใกล้กับปลายปิดมีค่าสูงสุด ซึ่งมีค่าเท่ากับ 37 MPa



รูปที่ 3-26 แสดงการกระจายตัวของความเค้นภายในกระบอกสูบด้านปริมาตรขยายตัว

เนื่องจากการที่จะทำให้เครื่องยนต์สเตอร์ลิงสามารถทำงานได้นั้น จำเป็นจะต้องใส่พลังงานความร้อนเข้าไปที่ปริมาตรด้านขยายตัว ซึ่งเป็นผลทำให้ฝาสูบมีอุณหภูมิสูงขึ้น ด้วยเหตุนี้เองจึงต้องพิจารณาค่า Yield strength เทียบกับอุณหภูมิเมื่อมีการใช้งานในที่อุณหภูมิสูง ดังแสดงในรูปที่ 3-27 ที่ได้แสดงให้เห็นถึงลักษณะของค่า Yield strength เมื่อวัสดุมีอุณหภูมิสูงขึ้น เป็นผลทำให้ Yield strength ลดลง





รูปที่ 3-27 การเปลี่ยนแปลงของค่าความเค้นพิสูจน์ 0.2% (MPa) เทียบกับอุณหภูมิในช่วงต่างๆ (องศาเซลเซียส) ของวัสดุ AISI 4140 [33]

จากผลการวิเคราะห์ที่ได้จากโปรแกรม COSMOS Works ค่าความเค้นสูงสุดที่เกิดขึ้นที่ 37 MPa หากนำมาเปรียบเทียบกับค่าความต้านทานการครากที่อุณหภูมิ 400 องศาเซลเซียสแล้ว นั้น สัดส่วนความปลอดภัยจะอยู่ที่ประมาณ 10 ซึ่งถือได้ว่าไม่เกิดความเสียหาย ดังนั้นจึงได้เลือกใช้วัสดุ AISI 4140 มาผลิตเป็นชิ้นส่วน เนื่องจากราคาถูกและสามารถหาได้ง่ายตามท้องตลาด

สำหรับวิธีในการผลิตฝาสูบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง จากในหัวข้อของฮีตเตอร์และคูลเลอร์ ได้มีทิศทางการตัดสินใจเลือกแบบ Slot ไปแล้ว และเป็นที่ทราบกันดีอยู่แล้วว่า ฝาสูบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงนั้นเมื่อมีการเลือกรูปแบบของอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนแบบ Slot ระหว่างผิวภายในกับภายนอกของฝาสูบนั้นจะต้องมีครีบบนการระบายความร้อน โดยเฉพาะอย่างยิ่ง การผลิตครีบบระบายความร้อนภายในนั้น หากจะผลิตแยกชิ้นแล้วมาประกอบเข้ากับกระบอกสูบนั้นก็ สามารถทำได้ แต่ต้องระวังในเรื่องของระยะห่างของชิ้นงานทั้งสองชิ้นในขณะที่ผลิต เนื่องจากถ้าประกอบแล้วชิ้นส่วนของครีบบนและกระบอกสูบมีระยะห่างเกิดขึ้น จะเป็นผลทำให้การถ่ายเทความร้อนระหว่างกระบอกสูบและชุดของครีบบระบายความร้อนที่ผลิตมานั้นต่ำลงได้ เพื่อเป็นการตัดปัญหาที่อาจจะเกิดขึ้นนี้ จึงได้ตัดสินใจเลือกผลิตครีบบระบายความร้อนภายในกระบอกสูบให้ป็นชิ้นเดียวกับฝาสูบ โดยใช้วิธีการผลิตครีบบระบายความร้อนเหมือนกับการผลิตเฟือง โดยเจาะร่องให้เกิดเป็นครีบบนคล้ายกับการเจาะร่องเฟือง แต่ด้วยข้อจำกัดของการผลิตในรูปแบบนี้คือ ไม่สามารถที่จะทำให้ช่องว่างระหว่างครีบบนมีระยะที่แคบมากๆ ได้เมื่อร่องที่จะเจาะมีความลึกมากๆ (ระยะจากยอดของครีบบนถึงฐานครีบบน) เนื่องจากใบมีดที่เจาะจะต้องหนาพอในการที่จะเจาะร่องที่มีความลึกมากๆ ซึ่งถ้าหากใบมีดบางเกินไปจะทำให้ใบมีดเจาะร่องหักได้

### 3.5.5 การซีลป้องกันการรั่วไหลของของไหล

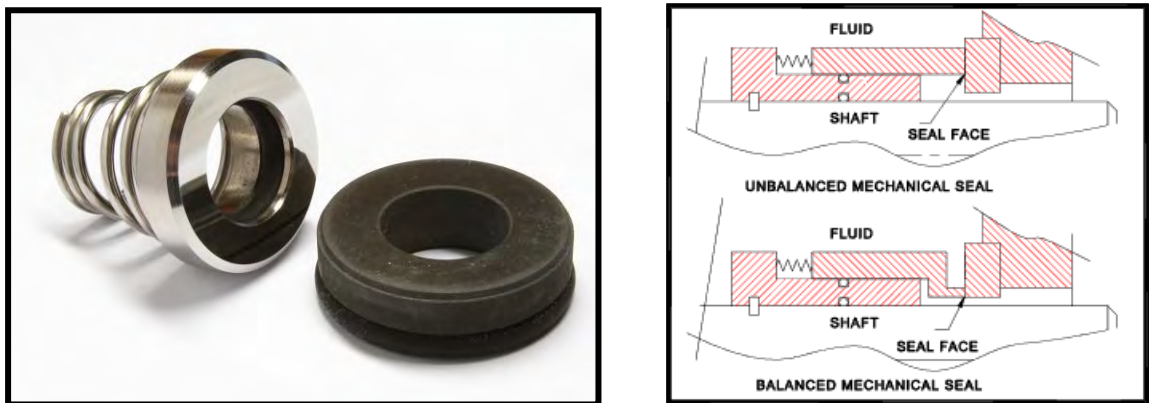
เครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่มีการเพิ่มแรงดันเข้าไปในระบบนั้น มีความต้องการเป็นอย่างยิ่งที่จะต้องมีการซีลที่สามารถป้องกันการรั่วไหลของของไหลออกจากระบบ ซึ่งก็มีการซีลอยู่ 2 แบบที่นิยมนำมาใช้กับเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ก็คือแบบ Hermetic seal และ Mechanical seal สำหรับแบบ Hermetic seal เป็นการใช้อุปกรณ์ในการป้องกันการรั่วไหลของของไหลทั้งระบบ กล่าวคือเป็นเหมือนกับการใช้กล่องปิด แล้วนำเครื่องยนต์ทั้งหมดทุกส่วนใส่เข้าไปอยู่ภายในกล่องนั้นแล้วเพิ่มแรงดันเข้าไปภายในกล่อง ซึ่งสามารถที่จะใช้ร่วมกับของไหลที่เป็นแก๊สและของเหลว แต่ก็ทำให้รูปทรงภายนอกของเครื่องยนต์มีขนาดใหญ่ตามมา

สำหรับ Mechanical seal นั้นเป็นเพียงอุปกรณ์ชิ้นหนึ่งที่คล้ายกันกับ seal กันน้ำมันที่ใช้กับเครื่องจักรกลทั่วไป เพียงแต่ว่า Mechanical seal สามารถที่จะทนแรงดันได้พร้อมกันกับป้องกันการรั่วไหลของของไหลได้ และมีขนาดเล็กเหมาะสำหรับที่จะนำมาใช้กับเครื่องยนต์ที่มีขนาดเล็กหรือมีพื้นที่ในการติดตั้งที่จำกัดเพื่อสะดวกในการเคลื่อนย้าย แต่ก็มีคามยุ่งยากกว่าแบบ Hermetic seal เพราะชิ้นส่วนของ seal นั้นมีรายละเอียดค่อนข้างมากและมีขนาดเล็กทำให้เกิดความยุ่งยากในการประกอบเข้ากับเครื่องยนต์ พร้อมทั้งยังมีข้อจำกัดในเรื่องของผิวหน้าสัมผัสของอุปกรณ์เองที่มีให้เลือกใช้เพื่อให้เหมาะสมกับลักษณะของการทำงานและมีหลายชนิด ได้แก่ Ceramic, Carbon, Silicon Carbide, Stainless steel, Tungsten Carbide เป็นต้น ซึ่งก็มีราคาที่แตกต่างกันออกไปตามวัสดุที่เลือกใช้ ในเรื่องของราคานั้นก็ค่อนข้างสูง ซึ่งขึ้นอยู่กับลักษณะและรูปแบบในการใช้งาน ซึ่งก็สามารถหาซื้อได้จากกลุ่มผู้ผลิต เพื่อให้ตรงตามแบบและรูปทรงของเครื่องยนต์ที่ต้องการ

การหล่อเย็นของ Mechanical seal ค่อนข้างที่จะมีความสำคัญเนื่องจากผิวหน้าสัมผัสมีการเสียดสีกันอยู่ตลอดเวลา เมื่อนำไปใช้กับของไหลที่เป็นของเหลวส่วนมากจะไม่ค่อยมีปัญหาในเรื่องของการระบายความร้อนและการสึกหรอ แต่การนำไปใช้กับของไหลที่เป็นแก๊สนั้นจำเป็นที่จะต้องมีการเลือกใช้ผิวหน้าสัมผัสที่สามารถทนการสึกหรอมากพอสมควรและทางผู้ผลิตไม่แนะนำให้ใช้ร่วมกับของไหลที่เป็นแก๊สอันเนื่องมาจากความเสียหายที่เกิดขึ้นเมื่อมีความร้อนสะสมภายในวัสดุของ Mechanical seal จึงจำเป็นที่จะต้องมีการหล่อเย็นจากของเหลว เพื่อเป็นการลดการสึกหรอของผิวสัมผัส Mechanical seal

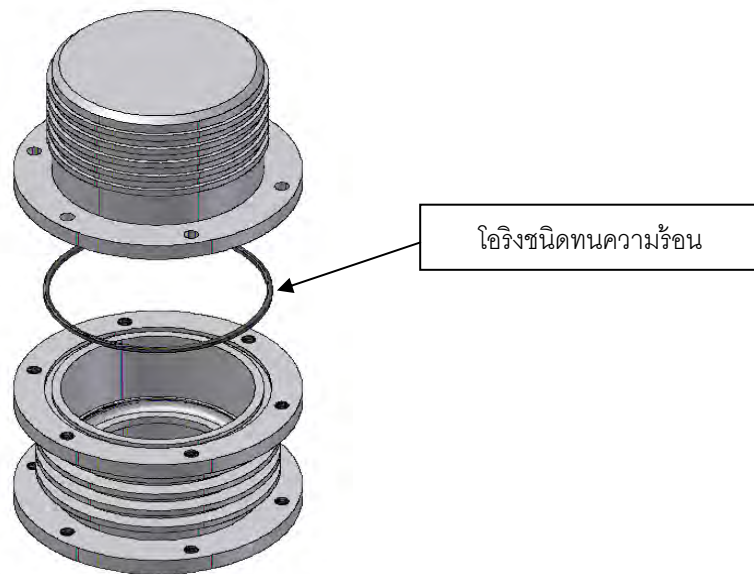
ระดับแรงดันที่สามารถรับได้ของ Mechanical seal นั้นโดยเฉพาะอย่างยิ่งเมื่อมีการเพิ่มแรงดันให้กับระบบ สามารถที่จะปรับให้รับกับแรงดันที่เพิ่มขึ้นได้โดยเลือกสปริงที่มีค่าคงที่ของสปริงให้มากขึ้น เพื่อเพิ่มแรงกดที่หน้าสัมผัสให้มากขึ้น ซึ่งก็ไม่ส่งผลต่อราคาในการผลิตเนื่องจากว่าเป็นการเปลี่ยนสปริงเพียงอย่างเดียว โดยทางผู้ผลิตได้ระบุไว้ว่าสามารถรับแรงดันได้ถึงระดับ 13 บาร์

เนื่องจากว่าวัตถุประสงค์ของชิ้นงานต้องการที่ให้เครื่องยนต์มีขนาดเล็ก สามารถที่จะเคลื่อนย้ายได้สะดวก สามารถป้องกันการรั่วไหลของสารทำงานได้ และราคาของวัสดุไม่สูงจนเกินไป จึงได้เลือกใช้ซีลแบบ Mechanical seal เลือกว่าวัสดุที่เป็นผิวหน้าสัมผัสเป็น Stainless steel กับ carbon ดังแสดงในรูปที่ 3-28 สำหรับเหตุผลที่ไม่เลือกใช้ Tungsten Carbide เนื่องจากมีราคาที่สูงและทางผู้จำหน่ายแนะนำว่าถ้าหากแรงดันที่ใช้ในระดับไม่เกิน 10 บาร์ ก็สามารถใช้วัสดุชนิดนี้ได้และยังสามารถลดค่าใช้จ่ายได้อีกทางหนึ่ง



รูปที่ 3-28 Mechanical seal ที่ใช้กับเครื่องยนต์ต้นแบบนี้

เมื่อการซีลระหว่างเพลากับชุดเสื้อสูบของเครื่องยนต์ได้มีการเลือกใช้การซีลแบบ Mechanical seal ไปแล้ว แต่ในส่วนของการซีลชิ้นส่วนที่อยู่กับที่ทั้งสองชิ้นเข้าด้วยกันนั้น โดยเฉพาะชิ้นส่วนของกระบอกสูบ 2 ชิ้นที่เป็น จำเป็นจะต้องใช้อุปกรณ์ที่สามารถทนความร้อนได้ ดังนั้นจึงได้เลือกใช้โอริง (O-ring) ที่เป็นยางสังเคราะห์ของยี่ห้อ Viton (เป็นที่รู้จักกันว่าโอริงแบบ Viton) ซึ่งเป็นยางสังเคราะห์ที่สามารถทนความร้อนได้สูง (ประมาณ 200-300 องศาเซลเซียส) ทำให้มีราคาสูงกว่าโอริงแบบธรรมดาที่ขายอยู่ตามท้องตลาด โดยตำแหน่งของการติดตั้งโอริงแบบทนความร้อนนี้ได้แสดงไว้ในรูปที่ 3-29



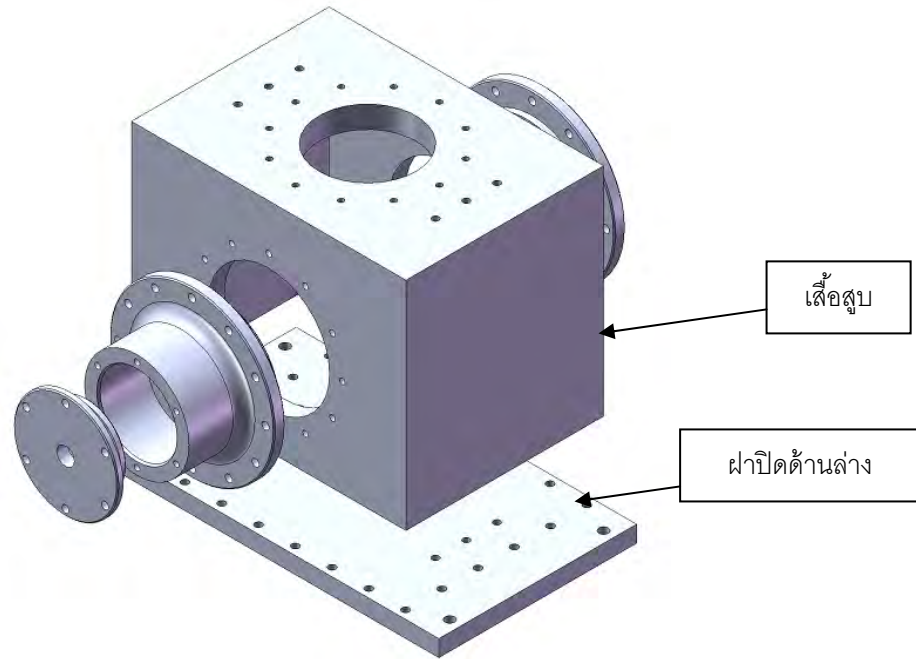
รูปที่ 3-29 ตำแหน่งของการติดตั้งโอริงทนความร้อนสูง

### 3.5.6 การจับยึดด้วยเกลียว

การจับยึดชิ้นส่วนของเครื่องยนต์เข้าด้วยกันนั้นจะต้องมีการใช้อุปกรณ์ยึดด้วยเกลียว ซึ่งก็ประกอบด้วยหมุดเกลียวและสลักเกลียวสตัด (หมุดเกลียวจะมีลักษณะการใช้งานเป็นการขันเข้าไปในชิ้นงานที่ต้องการยึดโดยไม่ต้องใช้แป้นเกลียว) แต่เนื่องด้วยเครื่องยนต์นั้นมีการอัดแรงดันเพิ่มเข้าไปภายในเครื่องยนต์ ซึ่งหมุดเกลียวเหล่านี้จะต้องสามารถยึดชิ้นส่วนเข้าด้วยกันได้อย่างมั่นคง จึงต้องมีการคำนวณเพื่อเป็นแนวทางในการนำหมุดเกลียวมาใช้ สำหรับตำแหน่งด้านใต้เครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่ได้ออกแบบนี้มีการป้องกันการกรวดร้าวซึมโดยการใช้ปะเก็น ซึ่งใช้หมุดเกลียวในการจับยึด ซึ่งตามข้อแนะนำในเอกสาร [34] ได้กล่าวไว้ว่าระยะห่างระหว่างสลักเกลียวควรจะเป็นดังนี้

- ความดันของของไหลน้อยกว่า 350 GPa ระยะห่างระหว่างสลักเกลียวน้อยกว่า 7 เท่าของเส้นผ่านศูนย์กลางหมุดเกลียว
- ความดันของของไหลประมาณ 1,380 GPa ระยะห่างระหว่างสลักเกลียวประมาณ 3.5 เท่าของเส้นผ่านศูนย์กลางหมุดเกลียว

สำหรับรูปแบบในการคำนวณจำนวนของหมุดเกลียวและขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของเกลียวเพื่อให้สามารถรับแรงเค้นจากภาวะต่างๆ ซึ่งในที่นี้จะยกตัวอย่างการหาขนาดของเกลียวในการจับยึดระหว่างเสื้อสูบและฝาปิดด้านล่าง ซึ่งมีรูปแบบการจับยึดดังที่แสดงในรูปที่ 3-30 ดังนี้



รูปที่ 3-30 ตำแหน่งของการจับยึดด้วยเกลียว ระหว่างเสื้อสูบและฝาปิดด้านล่าง

การออกแบบพิจารณาใช้เงื่อนไขดังนี้ โดยต้องการใช้หมุดเกลียว 24 ตัว ใช้ยึดระหว่างเสื้อสูบและฝาปิดด้านล่างเสื้อสูบ ความดันภายในระบบ 7 บาร์ หมุดเกลียวที่ใช้เบอร์ 6.9 มีเกลียวตลอดความยาว พื้นที่รับแรงดันเท่ากับ  $220 \times 150$  mm  
จะได้ว่า

$$\begin{aligned} F &= PA \\ &= (700 \text{ kPa})(0.22 \times 0.15 \text{ m}^2) \\ &= 23.1 \text{ kN} \end{aligned}$$

แรงบนหมุดเกลียวแต่ละตัวเท่ากับ  $0.96 \text{ kN}$  วัสดุของหมุดเกลียวเบอร์ 6.9 มีคุณสมบัติดังนี้

$$\sigma_{0.2} = 540 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_u = 600 \text{ N/mm}^2$$

เมื่อ  $\sigma_{0.2}$  ความเค้นพิสูจน์ 0.2% ต่ำสุด

$\sigma_u$  ความเค้นแรงดึงต่ำสุด

เลือกใช้ค่าสัดส่วนความปลอดภัยเท่ากับ 3

$$\sigma = \frac{540}{3} = 180 \text{ N/mm}^2$$

เลือกใช้  $F_0$  ที่มากกว่าแรงภายนอก 1.2 ถึง 2 เท่า โดยในที่นี้ได้เลือกใช้  $F_0$  เท่ากับ 2

$$F_0 = 2 \times 0.96 = 1.93 \text{ kN}$$

ดังนั้นจะได้พื้นที่รับแรงของเกลียวมีค่าเท่ากับ

$$A_s = \frac{1.93 \times 1000}{180} = 10.96 \text{ mm}^2$$

แล้วนำค่าที่ได้เปิดตารางเพื่อหาขนาดของหมุดเกลียวซึ่งจะได้เท่ากับเบอร์ M5 หรือ M6 ก็ได้ [34]

สำหรับการยึดที่แน่นอนโดยใช้หมุดเกลียวจะต้องขันเกลียวเข้าไปในชิ้นงานไม่น้อยกว่าหนึ่งเท่าครึ่งของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางระบุมุมเกลียวเมื่อวัสดุของชิ้นงานที่ต้องการขันเป็นอะลูมิเนียม

ในส่วนของแนวคิดที่ใช้ในการคำนวณเพื่อประเมินขนาดและจำนวนของเกลียวจับยึดมีความสำคัญอย่างยิ่งเมื่อต้องมีการใช้กับเครื่องจักรที่ต้องแบกรับภาระทางกลที่จะสามารถช่วยลดความผิดพลาดจากการออกแบบได้

### 3.6 สรุป

การออกแบบชิ้นงานที่ได้อธิบายมาแล้ว อย่างเป็นลำดับขั้นตอนในบทนี้ ได้เริ่มต้นจากการเลือกรูปแบบของเครื่องยนต์ หลังจากนั้นก็จะเป็นการนำแนวคิดในการออกแบบในลักษณะต่างๆ มาเป็นรูปแบบในการตัดสินใจ สามารถแบ่งออกได้เป็น 3 กลุ่มใหญ่ๆ คือ กลุ่มของกลไกขับเคลื่อน กลุ่มของอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อน และสุดท้ายเป็นกลุ่มของอุปกรณ์กักเก็บแรงดัน โดยมีการพิจารณาให้เหมาะสมกับเหตุปัจจัยต่างๆ เช่น ราคาต้นทุนในการผลิต การผลิตชิ้นส่วนที่สามารถทำได้ง่าย ลำดับขั้นในการถอดประกอบ เป็นต้น และรวมไปถึงการคำนวณค่าความเสียหายเพื่อให้เกิดความปลอดภัยกับผู้ใช้ โดยใช้ไฟไนต์เอลิเมนต์เข้ามาช่วยในการวิเคราะห์ผล ซึ่งจะทำการทำนายผลของความเสียหายของชิ้นงานได้ง่ายขึ้น

## บทที่ 4

### การประกอบติดตั้งและการปรับแก้เครื่องยนต์สเตอร์ลิง

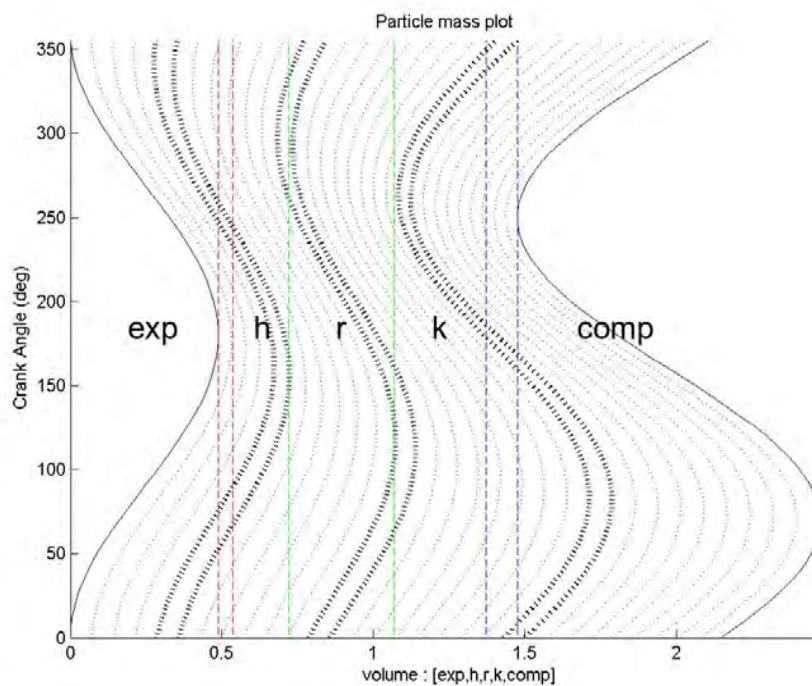
การออกแบบเครื่องยนต์เพื่อให้ได้มาซึ่งกำลังขาออกของเครื่องยนต์ไม่ว่าจะเป็นเครื่องยนต์ต้นแบบหรือเครื่องยนต์ที่ใช้งานกันอยู่ในปัจจุบัน การพัฒนาปรับปรุงเครื่องยนต์เพื่อให้สามารถทำงานได้ดีขึ้นย่อมเป็นส่วนที่ตามมาหลังจากที่ได้ผลทดสอบ ถึงแม้ว่าผลทดสอบจะได้ตามเป้าที่ตั้งไว้หรือไม่ก็ตาม การออกแบบเครื่องยนต์ต้นแบบในครั้งแรกย่อมเป็นไปได้ยากที่จะทำให้เครื่องยนต์สามารถทำงานดังเป้าที่ตั้งไว้ ซึ่งอาจเกิดจากความผิดพลาดในการออกแบบชิ้นส่วนต่างๆ ดังนั้น ในบทนี้จึงเป็นการศึกษาจากความผิดพลาดที่เกิดขึ้นกับเครื่องยนต์ที่ได้ออกแบบไปในส่วนก่อนหน้าและต้นเหตุของปัญหาที่ทำให้เครื่องยนต์ไม่สามารถทำงานได้ในทุกสภาวะอุณหภูมิและทุกระดับความดัน เพื่อปรับแก้ให้เครื่องยนต์จากที่ไม่ทำงานให้สามารถทำงานได้ พร้อมทั้งอธิบายให้เห็นถึงปัญหาของเครื่องยนต์ในส่วนต่างๆ และวิธีการที่นำมาใช้ในการปรับแก้อย่างเป็นลำดับขั้นเพื่อให้เห็นถึงข้อควรตระหนักในการออกแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต่อไปในอนาคต ดังที่ผู้วิจัยได้ทราบจากการออกแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบเครื่องนี้

#### 4.1 การปรับแก้อุปกรณ์ถ่ายเทความร้อน

ด้วยแนวคิดที่ได้กล่าวไปแล้วในบทที่ 2 เกี่ยวกับการประเมินขนาดปริมาตรฮีตเตอร์ ปริมาตรรีเจนเนอเรเตอร์ และปริมาตรคูลเลอร์ ปริมาตรดังกล่าวนี้แสดงให้เห็นการเคลื่อนตัวของมวลสารทำงานที่อยู่ภายในวัฏจักรด้วยการเปลี่ยนแปลงของปริมาตรที่ตำแหน่งองศาการหมุนเพลลาข้อเหวี่ยงใดๆ จากแนวคิดที่ใช้พิจารณารการเคลื่อนตัวของมวลว่าจะต้องไปกลับได้เฉพาะในส่วนของปริมาตร รีเจนเนอเรเตอร์เท่านั้น ดังแสดงในรูปที่ 4-1 (จากในแผนภาพ แกนแนวนอนแสดงถึงปริมาตรในแต่ละส่วนของเครื่องยนต์เปรียบเทียบกับปริมาตรอ้างอิงซึ่งก็คือปริมาตรกวาดด้านขยายตัว ปริมาตรที่ใช้ในการวิเคราะห์แบ่งออกได้เป็น 7 ปริมาตร คือ ปริมาตรขยายตัว ปริมาตรคงที่ในส่วนของปริมาตรขยายตัว ปริมาตรฮีตเตอร์ ปริมาตรรีเจนเนอเรเตอร์ ปริมาตรคูลเลอร์ ปริมาตรคงที่ในส่วนของปริมาตรอัดตัว และปริมาตรอัดตัว จากปริมาตรทั้งหมดที่กล่าวมา มีการเปลี่ยนแปลงโดยขึ้นกับมุมมองศาของการหมุนเพลลาข้อเหวี่ยง ซึ่งได้แสดงไว้ในแกนแนวตั้ง) เมื่อนำมาปรับใช้กับเครื่องยนต์ต้นแบบนี้ทำให้ได้ขนาดของปริมาตรฮีตเตอร์เท่ากับ 62 cc ปริมาตรรีเจนเนอเรเตอร์เท่ากับ 84 cc และปริมาตรคูลเลอร์เท่ากับ 50 cc การออกแบบและผลิตชิ้นส่วนของฮีตเตอร์และคูลเลอร์ด้วยการอ้างอิงปริมาตรคงที่ดังกล่าว ชิ้นงานที่ผลิตออกมาได้จะเป็นดังในรูปที่ 4-2 จากนั้นได้นำเอาชิ้นส่วนของเครื่องยนต์ทั้งหมดมาประกอบเข้าด้วยกัน

รูปลักษณะของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเบตาต้นแบบได้ออกมาดังแสดงในรูปที่ 4-3 เมื่อนำเครื่องยนต์สเตอร์ลิงมาทดสอบผลปรากฏว่าที่ระดับอุณหภูมิต่างๆ และที่ระดับความดันต่างๆ เครื่องยนต์ไม่สามารถทำงานได้ จากผลการทดสอบดังกล่าวจำเป็นต้องมีการปรับแก้เครื่องยนต์เพื่อให้สามารถทำงานได้

สำหรับการพิจารณาถึงสาเหตุทำให้เครื่องยนต์ไม่สามารถทำงานได้ ลำดับแรกคือส่วนของปริมาตรคงที่ ปริมาตรคงที่ของเครื่องยนต์ต้นแบบเครื่องนี้เมื่อนำเทียบกับปริมาตรคงที่ของเครื่องยนต์ Philips MP1002CA โดยการเปรียบเทียบใช้สัดส่วนระหว่างปริมาตรคงที่ในส่วนต่างๆ ประกอบไปด้วย ปริมาตรฮีตเตอร์ ปริมาตรรีเจนเนอเรเตอร์ และปริมาตรคูลเลอร์ นำเทียบกับปริมาตรกวาดด้านขยายตัว ซึ่งพบว่าปริมาตรคงที่ในส่วน of ปริมาตรฮีตเตอร์ ปริมาตรคูลเลอร์ และปริมาตรรีเจนเนอเรเตอร์ของเครื่องต้นแบบในงานวิจัยนี้มีค่าสูงกว่าเครื่องที่นำมาเปรียบเทียบถึงประมาณ 4 ถึง 5 เท่า



รูปที่ 4-1 การเคลื่อนตัวของมวลที่อยู่ภายในปริมาตรทั้ง 5 ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงด้วยแนวคิดก่อนหน้า





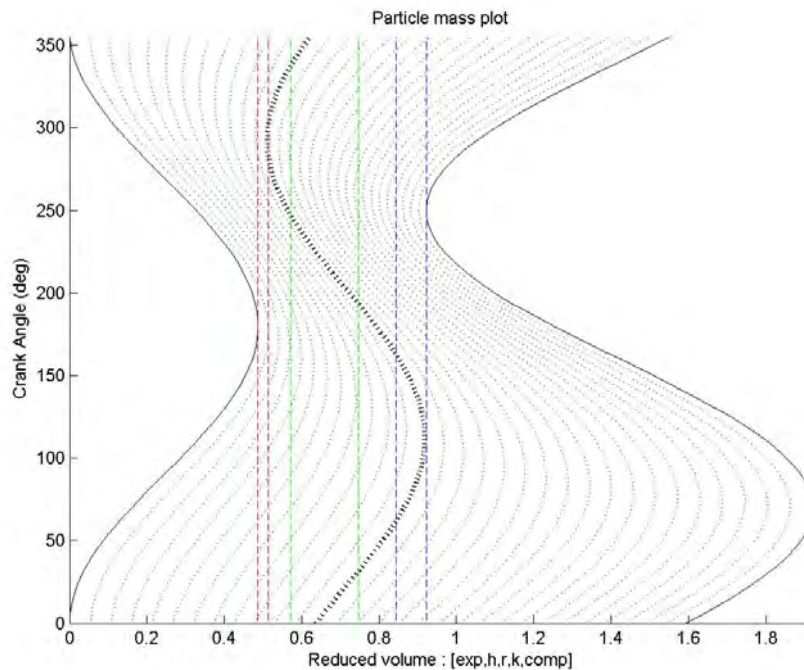
รูปที่ 4-2 ชิ้นส่วนของฮีตเตอร์และคูลเลอร์ที่ได้ออกแบบและผลิตไปในครั้งแรก



รูปที่ 4-3 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบที่ผลิตด้วยแนวคิดก่อนหน้า

จากเหตุผลดังกล่าวจึงออกแบบเครื่องยนต์ใหม่ด้วยการนำเอาอัตราส่วนของปริมาตรจากเครื่องยนต์ Philips MP1002CA ที่มีขนาดใกล้เคียงกับเครื่องต้นแบบที่ผลิตมาเป็นตัวกำหนดและอ้างอิง ซึ่งจะได้ปริมาตรฮีตเตอร์จากเดิมมีค่าเท่ากับ 62 cc เป็น 20 cc ปริมาตรรีเจนเนอเรเตอร์จากเดิมมีค่าเท่ากับ 84 cc เป็น 36 cc และปริมาตรคูลเลอร์จากเดิมมีค่าเท่ากับ 50 cc เป็น 16 cc

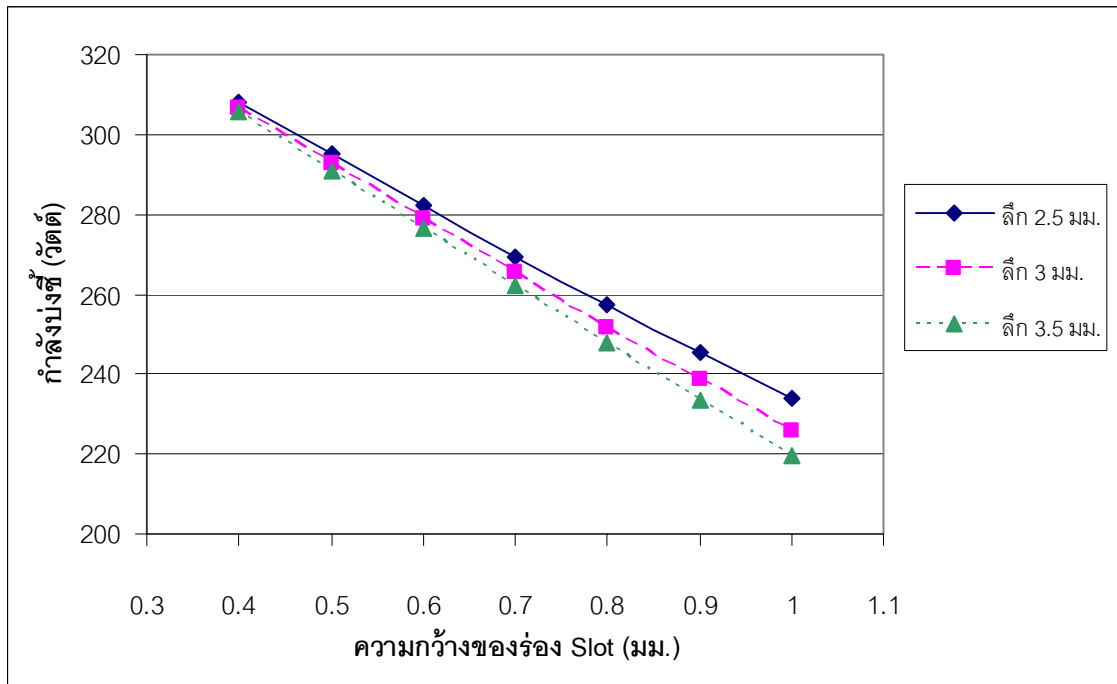
ผลที่ได้จากการวิเคราะห์การเคลื่อนตัวของมวลเมื่อเปรียบเทียบกับอัตราส่วนของเครื่องยนต์ที่ออกแบบกับเครื่องยนต์ Philips MP1002CA ได้แสดงให้เห็นว่าการเคลื่อนตัวของมวลนั้นมีการเคลื่อนตัวตั้งแต่ในส่วนของปริมาตรฮีตเตอร์ไปจนถึงปริมาตรคูลเลอร์ ดังแสดงในรูปที่ 4-4 และผลที่ได้จากการลดปริมาตรทำให้อัตราส่วนการอัดเพิ่มขึ้นจาก 1.41 เป็น 1.61



รูปที่ 4-4 ลักษณะการเคลื่อนตัวของมวลที่ผ่านปริมาตรของอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนที่อัตราส่วนการอัด 1.61 ด้วยแนวคิดใหม่

เมื่อได้ปรับแก้ส่วนของปริมาตรคงที่ของอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนทั้ง 3 เป็นที่เรียบร้อยแล้ว ส่วนต่อไปที่ต้องปรับแก้ไปพร้อมกับขนาดของปริมาตรคงที่ คือ รูปแบบภายในของอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนที่เป็นแบบ Slot อัตราส่วนระหว่างความกว้างต่อความลึกของครีบนั้นก็มีผลต่อการถ่ายเทความร้อนด้วยเช่นกัน ดังนั้นเงื่อนไขในการวิเคราะห์หาผลเพื่อเปรียบเทียบสัดส่วนที่เหมาะสมกับการนำมาใช้ในการปรับแก้เครื่องยนต์นั้น จึงเป็นส่วนที่ต้องให้ความสำคัญด้วยการใช้การวิเคราะห์ผลแบบ Adiabatic เป็นตัวช่วยในการวิเคราะห์เพื่อการตัดสินใจเลือกสัดส่วนของร่องครีบบน Slot ที่เหมาะสม กำหนดให้ความลึกของร่องมีค่าอยู่ในช่วง 3 mm โดยมีการเปลี่ยนความกว้างของร่องในช่วง 0.4 mm ถึง 1 mm ความกว้างที่ถูกกำหนดให้อยู่ในช่วงดังกล่าวเป็นผลเนื่องจากปริมาตรฮีตเตอร์และปริมาตรคูลเลอร์มีขนาดลดลงจากความต้องการลดปริมาตรคงที่ พร้อมด้วยเงื่อนไขที่ถูกกำหนดให้มีปริมาตรคงที่และมีอัตราส่วนการอัดเท่ากับ 1.61 เท่ากันทุกค่า ซึ่งจะสังเกตได้ว่า เมื่อความกว้างของร่องเพิ่มมากขึ้น กำลังของเครื่องยนต์ก็ลดลงตามลำดับ โดยเป็นผลอันเนื่องมาจากพื้นที่ในการถ่ายเทความร้อนลดลงเมื่อความกว้างของร่อง Slot กว้าง

เพิ่มขึ้น ดังแสดงในรูปที่ 4-5 แต่เนื่องด้วยการตัดสินใจเลือกความกว้างของร่องก็ต้องขึ้นอยู่กับความสามารถในการผลิตด้วย

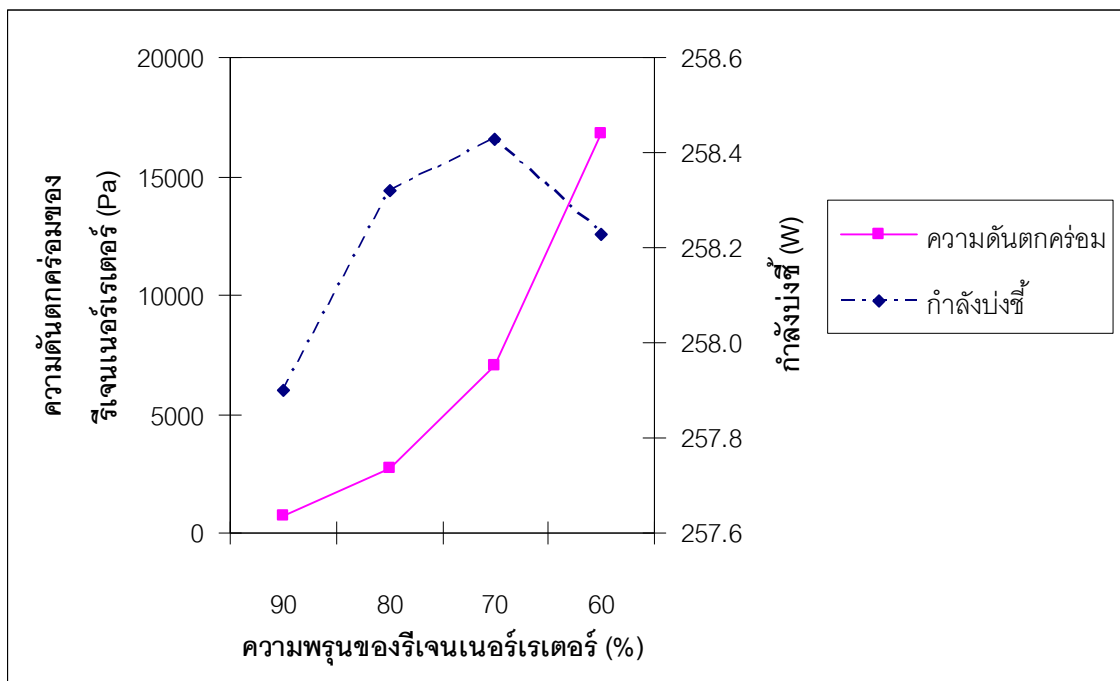


รูปที่ 4-5 กำลังปunch ของเครื่องยนต์เปรียบเทียบกับความกว้างของร่อง Slot ที่ขนาดความล็กต่างๆ

แนวคิดในการผลิตร่อง Slot ที่สามารถผลิตขึ้นมาได้นั้น มีอยู่ 2 วิธีด้วยกันคือ วิธีแรกใช้เครื่องจักรที่เรียกว่า Wire cut ตัดเป็นร่อง Slot ขึ้นมา และส่วนวิธีที่สองใช้ใบเลื่อยเลื่อยร่อง Slot ขึ้นมา ซึ่งรูปแบบในการผลิตทั้งสองแบบมีข้อได้เปรียบและเสียเปรียบในตัวอยู่แล้ว กล่าวคือ การผลิตโดยใช้เครื่องจักรนั้นย่อมมีความรวดเร็วในการผลิตและความละเอียดในการผลิตร่อง Slot ได้ตั้งแต่ขนาด 0.2 mm ขึ้นไป ซึ่งเมื่อเทียบกับแรงงานคนแล้วต้องใช้เวลาและความสามารถของผู้ผลิตค่อนข้างมาก และความกว้างที่ได้จากร่องเลื่อยนั้นค่อนข้างกว้าง ซึ่งจะมีขนาดตั้งแต่ 0.8 mm ขึ้นไป หากเปรียบเทียบในด้านของต้นทุนในการผลิตชิ้นงาน การผลิตด้วยแรงงานคนก็ย่อมถูกกว่าการผลิตด้วยเครื่องจักร แต่ด้วยความแม่นยำในการผลิตย่อมไม่เท่ากับการผลิตด้วยเครื่องจักรอย่างแน่นอน ดังนั้นเพื่อต้องลดระยะเวลาและความยุ่งยากในการจัดเตรียมเครื่องมือ ทำให้การตัดสินใจในครั้งนี้ได้เลือกการผลิตด้วยเครื่องจักร Wire cut ด้วยความกว้างของร่อง Slot เท่ากับ 0.5 mm และล็ก 3 mm เป็นจำนวน 220 ร่องทั้งฮีตเตอร์และคูลเลอร์

เมื่อได้ปริมาตรคงที่ของฮีตเตอร์และคูลเลอร์ สำหรับปริมาตรรีเจนเนอเรเตอร์ก็ค่อนข้างมีผลต่อประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ค่อนข้างมากเช่นกัน ดังนั้นจึงได้นำเอาการวิเคราะห์แบบ Adiabatic มาช่วยในการวิเคราะห์ว่าความพุนของรีเจนเนอเรเตอร์ที่ระดับเท่าใดเหมาะสมสำหรับเครื่องยนต์ที่จะปรับแก้ใหม่ โดยกำหนดให้ปริมาตรคงที่ของฮีตเตอร์และคูลเลอร์คงที่ และ

ปรับเปลี่ยนปริมาตรของรีเจนเนอเรเตอร์และความพรุน ผลที่ได้จากการวิเคราะห์แสดงออกมาได้ว่าขนาดของปริมาตรคงที่ของรีเจนเนอเรเตอร์ที่ได้กำลังออกมาสูงสุดจะอยู่ที่ 36 cc และการปรับเปลี่ยนความพรุนของรีเจนเนอเรเตอร์ก็ส่งผลต่อกำลังบ่งชี้ของเครื่องยนต์เช่นกัน ดังนั้นในการปรับเปลี่ยนความพรุนจาก 60, 70, 80 และ 90 เปอร์เซ็นต์ โดยที่ขนาดเส้นลวดคงที่ที่ 0.2 mm พบว่าที่ความพรุน 60 เปอร์เซ็นต์ ค่าความดันตกคร่อมสูงเพิ่มขึ้นพร้อมกับกำลังบ่งชี้ที่ลดลง ซึ่งเป็นแนวโน้มที่ชี้ให้เห็นว่าที่เปอร์เซ็นต์ความพรุนลดลงไม่เพียงแต่จะก่อให้เกิดความดันตกคร่อมที่เพิ่มขึ้นแล้ว แต่ยังส่งผลต่อกำลังของเครื่องยนต์อีกด้วย ดังแสดงในรูปที่ 4-6 ดังนั้นช่วงของความพรุนที่ได้เลือกเพื่อให้เหมาะกับเครื่องยนต์ที่ออกแบบจะอยู่ที่ประมาณ 70-80 เปอร์เซ็นต์ เพื่อไม่ให้ความดันตกคร่อมระหว่างรีเจนเนอเรเตอร์สูงเกินไป เพราะฉะนั้นหลักเกณฑ์ในการพิจารณาออกแบบรีเจนเนอเรเตอร์มีดังนี้ ก.) หากต้องการการถ่ายเทความร้อนมาก ขนาดของรีเจนเนอเรเตอร์ต้องมีขนาดใหญ่และขึ้นอยู่กับชนิดของวัสดุที่ใช้ทำ ข.) หากต้องการแรงต้านการไหลน้อย รีเจนเนอเรเตอร์ต้องมีความพรุนมากและมีขนาดเล็ก ค.) หากต้องการลดปริมาตรคงที่รีเจนเนอเรเตอร์จะต้องมีขนาดเล็กและความหนาแน่นมาก (ความพรุนน้อย) และเมื่อพิจารณาถึงหลักเกณฑ์ดังกล่าวแล้ว สามารถตัดสินใจเลือกระดับความพรุนของรีเจนเนอเรเตอร์ที่ระดับ 75% เพื่อนำไปใช้กับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบนี้



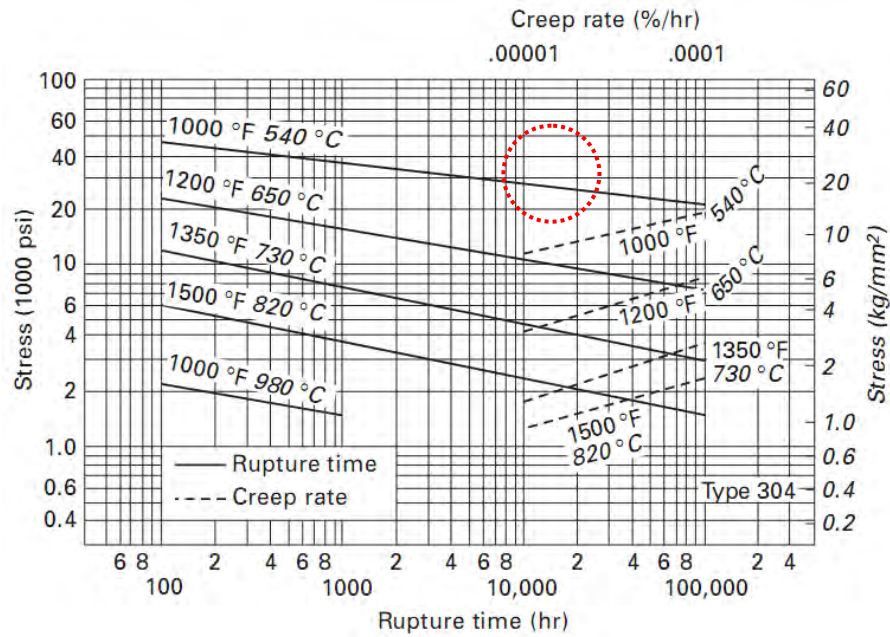
รูปที่ 4-6 ความดันตกคร่อมของรีเจนเนอเรเตอร์และกำลังบ่งชี้  
เทียบกับความพรุนของรีเจนเนอเรเตอร์ ที่อัตราส่วนการอัด 1.61

## 4.2 การลดการนำความร้อนจากด้านฮีตเตอร์ลงมายังด้านคูเลอรั

หลังจากที่มีการออกแบบปรับแก้ปริมาตรฮีตเตอร์ ปริมาตรรีเจนเนอเรเตอร์และปริมาตรคูเลอรัให้มีขนาดเล็กลง การปรับแก้ดังกล่าวส่งผลให้ชิ้นส่วนอื่นที่เกี่ยวข้องต้องมีการปรับแก้ขนาดตามปริมาตรที่ลดลงด้วย พร้อมทั้งเห็นควรวางยังมีส่วนต่างๆ ที่ต้องมีการปรับแก้เพื่อให้เครื่องยนต์ทำงานได้ดีขึ้น ซึ่งในส่วนนี้จะเป็นการอธิบายถึงแนวคิดและวิธีการปรับแก้ชิ้นงานเพื่อลดการนำความร้อนจากส่วนของปริมาตรขยายตัวลงมายังปริมาตรอัดตัวดังต่อไปนี้

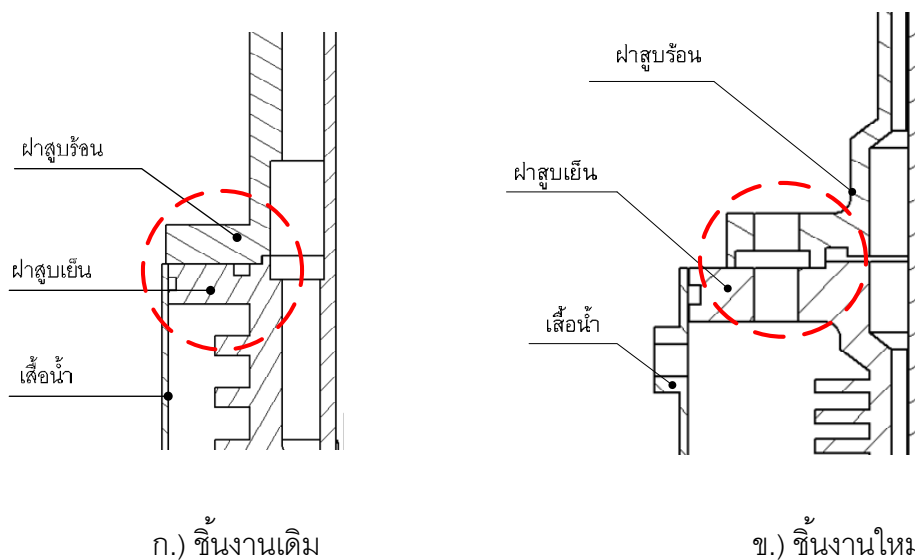
4.2.1 การปรับแก้ในส่วนของ การนำความร้อนที่เกิดขึ้นจากการถ่ายเทความร้อนจากด้านฮีตเตอร์ที่เป็นด้านรับความร้อนมายังด้านคูเลอรัที่คายความร้อน โดยในครั้งแรกลดพื้นที่หน้าตัดกระบอกสูบด้วยวิธีการลดความหนาของผนังกระบอกสูบจากเดิมที่หนา 3 mm ให้เหลือเพียง 2 mm และเพิ่มความยาวของกระบอกสูบให้ยาวขึ้นกว่าเดิม 20 mm และอีกส่วนหนึ่งสำหรับการปรับแก้ในส่วนนี้คือการนำกระบอกสูบไปชุบไนไตรท์ ซึ่งเป็นกระบวนการอบชุบแข็งผิวโลหะ เพื่อให้ผิวของชิ้นงานมีความแข็ง ลื่น ทนต่อการถูกร่อน ซึ่งจะส่งผลทำให้แรงเสียดทานที่เกิดขึ้นระหว่างลูกสูบกำลังกับกระบอกสูบลดลง และเป็นการเพิ่มอายุการใช้งานของกระบอกสูบให้นานขึ้นด้วย

4.2.2 การลดพื้นที่หน้าตัดของฝาสูบร้อนอันเป็นตำแหน่งติดตั้งของฮีตเตอร์ ซึ่งจากเดิมมีความหนา 5 mm ขนาดของพื้นที่หน้าตัดเท่ากับ  $1760 \text{ mm}^2$  ให้ลดลงเหลือ 2.5 mm ขนาดของพื้นที่หน้าตัดเท่ากับ  $710 \text{ mm}^2$  ถือได้ว่าสามารถลดพื้นที่การนำความร้อนจากส่วนของฝาสูบร้อนลงไปยังฝาสูบเย็นได้อีกถึง 2.5 เท่า และได้เปลี่ยนวัสดุของฝาสูบร้อนที่เป็นตำแหน่งของฮีตเตอร์ในเครื่องยนต์จากเหล็ก AISI 4140 เป็นเหล็กกล้าไร้สนิม 304 พร้อมทั้งใช้ข้อมูลดังแสดงในรูปที่ 4-7 ที่ระดับอุณหภูมิ 540 องศาเซลเซียสและที่ระยะเวลา 10,000 ชั่วโมงเป็นแนวทางตามการคำนวณความหนาของฝาสูบในบทที่ 3 ซึ่งจะได้ช่วงของความเค้นสูงสุดที่รับได้อยู่ที่ประมาณ 200 MPa การเลือกใช้วัสดุดังกล่าวสามารถลดการเกิดออกไซด์ที่เกิดขึ้นกับฝาสูบร้อนในขณะที่รับความร้อนระดับอุณหภูมิสูง พร้อมทั้งมีการเปลี่ยนวัสดุของฝาสูบเย็นที่เป็นตำแหน่งของคูเลอรัในเครื่องยนต์จากเหล็กชนิดเดียวกับฮีตเตอร์เป็นอะลูมิเนียม 7075 เพื่อให้มีการถ่ายเทความร้อนจากคูเลอรัออกไปยังน้ำหล่อเย็นได้ดียิ่งขึ้น



รูปที่ 4-7 ความเค้นของเหล็กกล้าไร้สนิม 304 ที่ระดับอุณหภูมิสูง [35]

4.2.3 การนำความร้อนจากการผ่าสูบล้อลงมายังผ่าสูบเย็นยังเป็นปัญหาหลักที่ยังต้องการแก้ไข ซึ่งจากเดิมเป็นหน้าแปลนเรียบและสัมผัสกันเต็มหน้าแปลน จึงมีการออกแบบให้มีช่องว่างเกิดขึ้นระหว่างพื้นที่ที่สัมผัสกันของผ่าสูบล้อและผ่าสูบเย็น เป็นการช่วยลดการนำความร้อนจากด้านฮีตเตอร์ลงมายังด้านคูลเลอร์อีกทางหนึ่ง ลักษณะการออกแบบช่องว่างระหว่างผิวสัมผัสชิ้นงานได้แสดงในรูปที่ 4-8 ซึ่งจากรูปชิ้นงานเดิมจะเห็นว่าหน้าสัมผัสของทั้งสองชิ้นงานแนบสนิทกันตลอด ทำให้การถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นกับทั้งสองชิ้นงานนั้นค่อนข้างสูง ซึ่งจะส่งผลต่อความร้อนที่สูญเสียไปกับน้ำหล่อเย็นค่อนข้างมาก



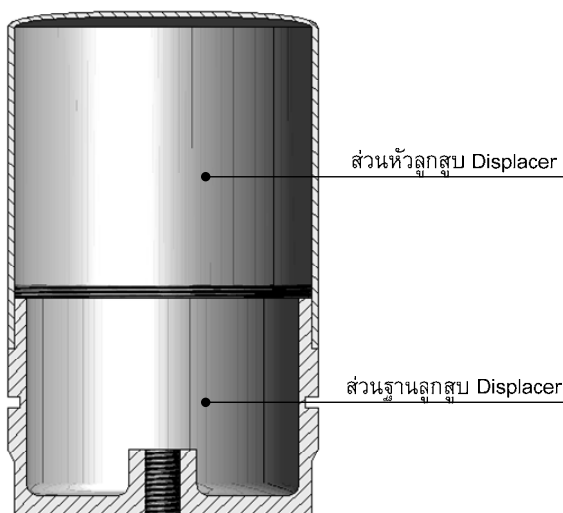
รูปที่ 4-8 ตำแหน่งที่ออกแบบให้มีช่องว่างเพื่อลดพื้นที่หน้าสัมผัสของชิ้นงาน



4.2.4 การลดการนำความร้อนที่เกิดขึ้นในส่วนของ Displacer โดยได้เพิ่มความยาวของ ลูกสูบ Displacer จากเดิมยาว 100 mm ได้เพิ่มความยาวขึ้นอีก 20 mm ซึ่งจะได้เป็น 120 mm ซึ่งทำให้อัตราส่วนระหว่างความยาวกับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของลูกสูบ Displacer จากเดิม เท่ากับ 1.35 เพิ่มขึ้นเป็น 1.62 ในส่วนของวัสดุที่ใช้ผลิตก่อนหน้านี้เป็นอะลูมิเนียมทั้งชิ้น ซึ่งมีผล ต่อการนำความร้อนจากฮีตเตอร์ลงมากูลเลอร์ค่อนข้างมากจึงเปลี่ยนวัสดุในส่วนตอนบนของ ลูกสูบ Displacer ใหม่เป็นเหล็กกล้าไร้สนิม แต่ส่วนฐานของลูกสูบยังคงเป็นอะลูมิเนียม เหมือนเดิม เพื่อคงไว้ซึ่งน้ำหนักที่เบา และการปรับแก้อีกส่วนหนึ่งคือ ลดความหนาของผนังลูกสูบ Displacer ในส่วนหัวลูกสูบจากเดิมที่หนา 3 mm เหลือ 1.5 mm ดังแสดงในรูปที่ 4-9

สำหรับการผลิตชิ้นงานในส่วนหัวของลูกสูบ Displacer ใช้ท่อเหล็กกล้าไร้สนิมขนาดเส้น ผ่านศูนย์กลาง 3 นิ้ว ความหนาของท่อประมาณ 3 mm นำมากลึงผิวให้ใกล้เคียงตามขนาดที่ ออกแบบไว้เสียก่อน หลังจากนั้นจึงเชื่อมปิดในส่วนของหัวลูกสูบด้วยเหล็กกล้าไร้สนิมแผ่นหนา ประมาณ 1.2 mm ซึ่งก่อนเชื่อมควรตัดเหล็กกล้าไร้สนิมแผ่นให้ได้รูปโค้งงอเป็นลักษณะถ้วยก่อน เชื่อม เพื่อให้ได้รูปทรงตามแบบที่ต้องการ หลังจากเชื่อมชิ้นงานทั้งสองเข้าด้วยกันแล้วจึงค่อย กลึงผิวให้ได้ขนาดตามแบบที่ต้องการและกลึงตัดเกลียวเพื่อยึดเข้ากับส่วนฐานต่อไป

ในส่วนฐานลูกสูบ วัสดุที่ใช้ในการผลิตเป็นท่ออะลูมิเนียมเช่นกัน ซึ่งมีขนาดเส้นผ่าน ศูนย์กลางประมาณ 76 mm หนาประมาณ 5 mm นำมาเชื่อมเข้ากับอะลูมิเนียมแผ่นที่หนา ประมาณ 20 mm จากนั้นจึงนำมากลึงขึ้นรูปให้ได้ขนาดตามแบบ



รูปที่ 4-9 ภาพตัดขวางลูกสูบ Displacer ที่มีการปรับแก้

### 4.3 การปรับแก้ล้อช่วยแรง

การปรับแก้ในส่วนของอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนที่ได้กล่าวมาข้างต้น เมื่อสามารถทำให้เครื่องยนต์สามารถทำงานได้แล้ว แต่การทดสอบถึงการการทำงานเครื่องยนต์ในเบื้องต้นพบว่าเครื่องยนต์ไม่สามารถทำงานที่รอบต่ำได้อย่างสม่ำเสมอ แต่ที่ความเร็วรอบสูงสามารถทำงานได้สม่ำเสมอ สาเหตุเนื่องมาจากล้อช่วยแรงมีขนาดเล็กเกินไป จากเหตุดังกล่าวทำให้ต้องเปลี่ยนล้อช่วยแรงให้มีขนาดใหญ่ขึ้นจากเดิมมีน้ำหนัก 3 kg เป็น 5 kg พร้อมทั้งเป็นการเพิ่มโมเมนต์ความเฉื่อยจากเดิมเท่ากับ  $0.01115 \text{ kgm}^2$  ไปเป็น  $0.03298 \text{ kgm}^2$  ซึ่งเพิ่มขึ้นถึง 2.96 เท่า ส่งผลให้การหมุนของเครื่องยนต์ที่รอบต่ำกว่า 250 รอบต่อนาที มีความต่อเนื่องมากยิ่งขึ้น

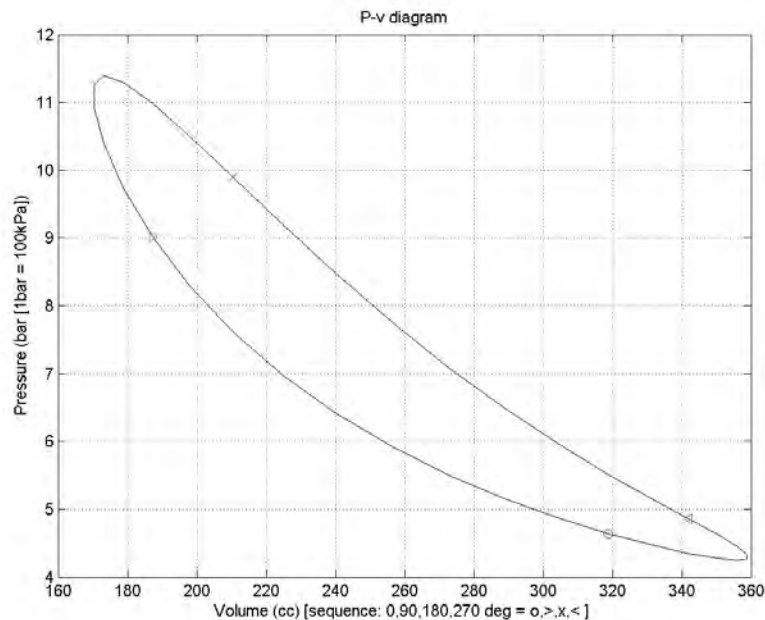
### 4.4 การออกแบบปรับแก้เพลาชับ

การกำหนดขนาดของเพล่าเพื่อให้เหมาะสมกับลักษณะการใช้งาน เพล่าอาจจะรับแรงดึง แรงกด แรงบิด แรงดัด หรือแรงหลายอย่างรวมกัน ซึ่งเป็นเหตุผลทำให้เพล่าเกิดความเสียหายเพราะความล้าจากการเปลี่ยนแปลงของแรงที่เกิดขึ้นตลอดเวลาในแต่ละรอบของการหมุน และจากการออกแบบชิ้นส่วนเพล่าไปในเบื้องต้น สังเกตพบว่าการส่ายของล้อช่วยแรงในขณะที่เครื่องยนต์ทำงานในระดับความดันสูงกว่า 5 บาร์ขึ้นไป จึงสันนิษฐานว่าปัญหาที่เกิดขึ้นน่าจะเป็นเพล่าที่เกิดการโก่งงอ ซึ่งเป็นผลมาจากเพล่าชับไม่สามารถรับแรงที่เกิดจากการขับเคลื่อนของกลไกที่ถ่ายทอดแรงมาจากวัฏจักรทำงานของเครื่องยนต์เมื่อมีการเพิ่มแรงดันให้กับระบบได้

การเพิ่มขึ้นของแรงดันให้กับระบบได้แสดงให้เห็นถึงขีดจำกัด เมื่อขนาดของเพล่านั้นมีขนาดเล็กเกินไป ซึ่งเป็นที่ทราบกันดีว่างานที่ได้ออกมาจากวัฏจักรนั้นเป็นการหักลบกันระหว่างงานที่ได้จากการขยายตัวและงานที่ได้จากการอัดตัว ทำให้ในการออกแบบนั้นจำเป็นต้องคำนึงถึงแรงที่กระทำกับเพล่าในขณะที่วัฏจักรสเตอร์ลิงมีการอัดตัวและการขยายตัว ในช่วงขณะดังกล่าวจะเกิดแรงกระทำกับเพล่าชับในแต่ละรอบของวัฏจักร อันจะส่งผลให้เกิดการโก่งงอของเพล่าชับ ยกตัวอย่างเช่น การออกแบบเครื่องยนต์ได้ออกแบบไว้ที่กำลังขาออกสุทธิเท่ากับ 100 วัตต์ แต่ว่าเครื่องยนต์ต้องการกำลังเพื่อใช้อัดแก๊สในวัฏจักรอีก 1,900 วัตต์ และกำลังที่ได้จากการขยายตัวของแก๊สมีค่าเท่ากับ 2,000 วัตต์ ซึ่งเป็นผลทำให้การออกแบบดังกล่าวต้องคำนึงถึงแรงที่เกิดจากส่วนดังกล่าวด้วย ดังนั้นเพื่อให้สามารถยืนยันได้ถึงขนาดของเพล่าที่เหมาะสมกับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบนี้ จึงได้มีการคำนวณเพื่อปรับแก้ขนาดของเพล่าชับ ดังที่ได้แสดงเป็นตัวอย่่างดังนี้



การประเมินแรงกระทำที่เพลาชับจากการอัดตัวและขยายตัวของสารทำงาน ประเมินได้จากแผนภาพ P-v ด้วยการวิเคราะห์แบบ Adiabatic ตามสภาวะที่ได้ออกแบบไว้ ความดันสูงสุดจากการวิเคราะห์ได้ออกมาที่ 11.4 บาร์ ดังแสดงในรูปที่ 4-10 ดังนั้นแรงที่กระทำกับหัวลูกสูบกำลังขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 74 mm จะได้เท่ากับ 4,900 นิวตัน



รูปที่ 4-10 แผนภาพ P-v ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบจากการวิเคราะห์ด้วยรูปแบบ Adiabatic

หลังจากที่ได้ผลจากแผนภาพ P-v จึงได้ประเมินขนาดของเพลาชับด้วยการวิเคราะห์แรงเฉือน และโมเมนต์ดัดที่กระทำกับเพลาชับในส่วนต่างๆ ตามรูปแบบในเอกสารอ้างอิง [34] ดังแสดงในรูปที่ 4-11

รวมโมเมนต์ที่ปลาย  $R_A$  จะได้

$$0 = (0.055 \times 2450) + ((0.055 + 0.04) \times 2450) - ((0.055 + 0.04 + 0.075) \times R_D) + ((0.055 + 0.04 + 0.075 + 0.075) \times 50)$$

$$R_D = 2234 \text{ N}$$

$$R_A = 2450 + 2450 + 50 - 2234 = 2716 \text{ N}$$

จากแผนภาพในรูปที่ 4-11 จะได้โมเมนต์ดัดสูงสุด ( $M$ ) ที่ระดับ 160 นิวตัน-เมตร และโมเมนต์บิดเนื่องจากการส่งกำลังของเพลาชับออกไปยังอุปกรณ์ที่เป็นภาระของเครื่องยนต์ ( $\tau$ ) กำหนดให้มีค่าเท่ากับ 2.5 นิวตัน-เมตร

จากตารางค่าตัวประกอบความล้า [34] จะได้  $C_m = 2.5$  และ  $C_t = 2$

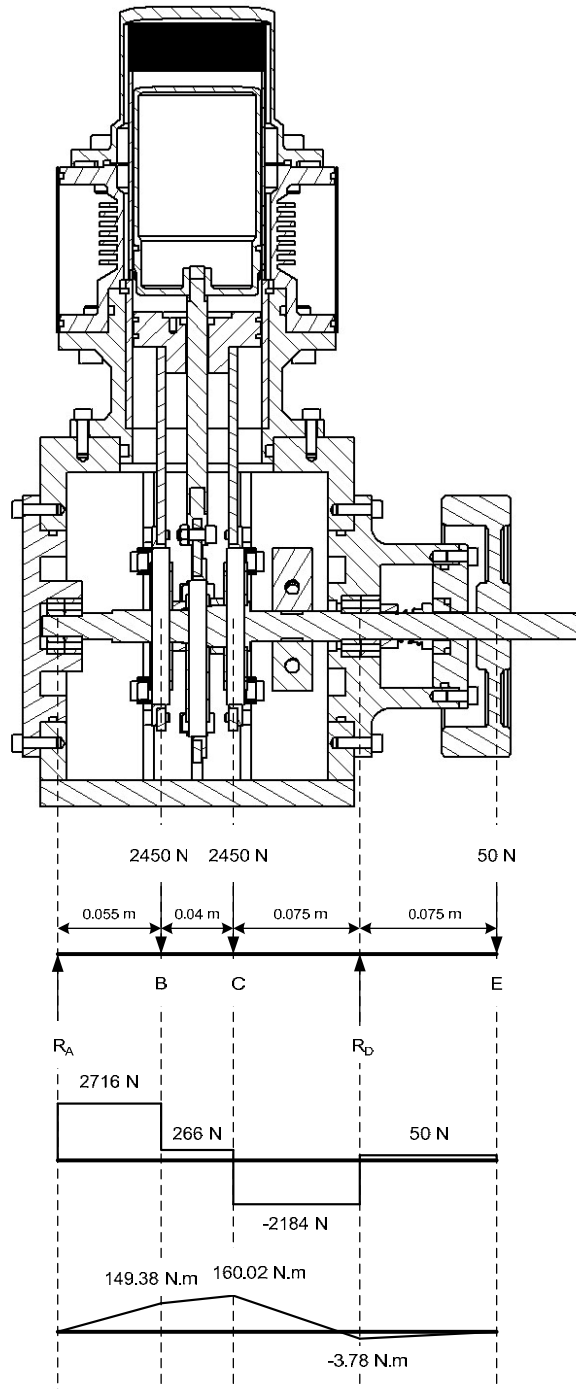
และสำหรับเพล่าที่ไม่มีร่องลิ่ม ค่าความเค้นเฉือนใช้งานจะมีค่าเท่ากับ  $\tau_d = 55 \text{ N/mm}^2$

$$\text{ตามสมการ } d^3 = \frac{16}{\tau\pi} \sqrt{(C_t\tau)^2 + (C_m M)^2}$$

แทนค่าที่ได้ลงในสมการดังกล่าว จะได้

$$d = \left( \frac{16 \times 10^{-6}}{55\pi} \sqrt{(2 \times 2.5)^2 + (2.5 \times 160)^2} \right)^{1/3} = 0.03333 \text{ m}$$

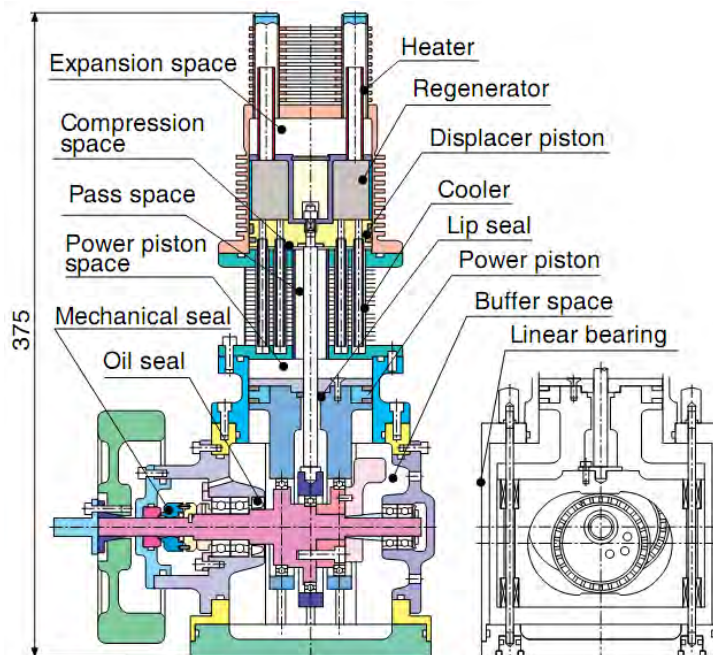
เพราะฉะนั้น ในบริเวณที่มีโมเมนต์ดัดสูงสุดจะต้องมีขนาดของเพลานี้ต่ำกว่า 33.33 mm เมื่อได้ขนาดของเพลาชับแล้ว ตามมาตรฐาน ISO/R775-1969 ได้แนะนำให้มีความเท่ากับ 35 mm



รูปที่ 4-11 แผนภาพของแรง แรงเฉือน และโมเมนต์ดัดที่กระทำกับเพลาชับ

ในการประเมินขนาดของเพลาชั้บทำให้ทราบถึงขนาดที่เหมาะสมกับเครื่องยนต์ต้นแบบที่จะปรับแก้ด้วยการออกแบบและสร้างชิ้นงานขึ้นมาใหม่ หากแต่ว่าการปรับแก้ที่แน่นอนกว่าย่อมมีผลกระทบต่อชิ้นส่วนต่างๆ ที่ได้ออกแบบและผลิตมาเป็นที่เรียบร้อยแล้วในก่อนหน้านี้ที่จะต้องปรับแก้ให้สามารถประกอบเข้ากับเพลามาใหม่ได้ เช่น ขนาดของลูกปืนเพลา ขนาดของ Mechanical seal เป็นต้น เพื่อไม่ให้เป็นการเสียเวลาอันเนื่องจากการปรับแก้ในส่วนดังกล่าว ทางผู้วิจัยได้พิจารณาแล้วว่าเพลาชั้บเดิมยังสามารถรับแรงในขณะที่ทดสอบเครื่องยนต์ได้ในระดับหนึ่งและระยะที่เกิดการโก่งของเพลายังอยู่ในเกณฑ์ที่พอรับได้ จึงยังไม่มีการผลิตชิ้นงานของเพลาชั้บขึ้นมาแต่อย่างใด แต่ในอนาคตการออกแบบและผลิตชิ้นงานในส่วนดังกล่าวขึ้นมาใหม่ย่อมเป็นหนทางเดียวที่จะแก้ปัญหาการโก่งของเพลาจากภาวะทางกลนี้ได้ ดังนั้น ทางผู้วิจัยจึงได้ขอเสนอแนะแนวคิดในการออกแบบไว้ในเบื้องต้น เพื่อเป็นแนวทางในการออกแบบต่อไป

เนื่องด้วยขนาดของเพลาชั้บที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางใหญ่ขึ้นทำให้ไม่สามารถผลิตเพลาชั้บแบบแยกชิ้นได้ ดังรูปแบบเดิมที่ออกแบบไว้ในบทที่ 3 เพราะฉะนั้นมีทางเดียวที่จะสามารถผลิตได้คือต้องทำให้ชิ้นส่วนของเพลาชั้บเป็นชิ้นเดียวกันทั้งหมดหรือมีการแยกส่วนให้น้อยที่สุด ซึ่งมีรูปแบบที่คล้ายกับเครื่องยนต์ Ecoboy-SCM81 ดังแสดงในรูปที่ 4-12 ปัญหาที่ตามมาคือการผลิตชิ้นส่วนของเพลานั้นจะมีวิธีดำเนินการอย่างไรที่จะทำให้ตำแหน่งมุมของยอดสูงสุดของลูกปืนวอกกลไกขับเคลื่อนลูกสูบกำลังอยู่ที่มุมเดียวกัน เพื่อไม่ให้เกิดการเยื้องศูนย์กลางกับลูกสูบกำลังเมื่อเครื่องยนต์ทำงาน ซึ่งเป็นส่วนสำคัญและเป็นกุญแจหลักที่ทำให้เครื่องยนต์สามารถทำงานได้โดยปราศจากปัญหาที่เกี่ยวข้องกับชิ้นส่วนเพลาชั้บ จากทั้งหมดที่ได้กล่าวมาแล้วในข้างต้นก็เพื่อเสนอแนะเป็นแนวทางในการปรับปรุงเครื่องยนต์ในโอกาสต่อไป



รูปที่ 4-12 โครงสร้างของเครื่องยนต์ Ecoboy-SCM81 [28]

#### 4.5 การเลือกใช้รีเจนเนอเรเตอร์

รีเจนเนอเรเตอร์นับได้ว่าเป็นอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนที่สำคัญมากส่วนหนึ่งสำหรับเครื่องยนต์สเตอร์ลิง โดยทำหน้าที่รับพลังงานความร้อนจากการขยายตัวของสารทำงานในขณะที่เคลื่อนตัวจากปริมาตรขยายตัวไปยังปริมาตรอัดตัว และคายพลังงานความร้อนให้กับสารทำงานในขณะที่เคลื่อนตัวจากปริมาตรอัดตัวไปยังปริมาตรขยายตัว นับได้ว่าเป็นอุปกรณ์สำคัญอีกชิ้นหนึ่งที่มีผลต่อประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ ดังนั้นในการออกแบบรีเจนเนอเรเตอร์จึงจะต้องมีความพรุนที่พอเหมาะ ซึ่งนั่นหมายความว่า ภายในปริมาตรของกลักกรีเจนเนอเรเตอร์จะต้องมีความพรุนที่พอดี ซึ่งในที่นี้ได้เลือกที่ระดับความพรุนประมาณ 75 % ของปริมาตรตามที่ได้ประเมินไว้ในส่วนก่อนหน้า การนำวัสดุเพื่อมาทำหน้าที่รีเจนเนอเรเตอร์จึงจำเป็นต้องมีลักษณะที่พรุนและมีคุณสมบัติในการดูดและคายพลังงานความร้อนในระดับสูง การตัดสินใจหาวัสดุทำรีเจนเนอเรเตอร์ด้วยตาข่ายลวดเหล็กกล้าไร้สนิมจึงเป็นอีกหนึ่งทางเลือกที่เหมาะสมจากความสะดวกและมีขนาดความถี่ของตาข่ายที่หลากหลายในท้องตลาด พร้อมทั้งผลที่ได้จากการนำวัสดุเหล็กกล้าไร้สนิมที่นำมาใช้ทำรีเจนเนอเรเตอร์แสดงให้เห็นว่าสามารถทำให้ประสิทธิภาพสูงกว่าเมื่อเทียบกับวัสดุอื่นๆ[36] แต่ด้วยทางเลือกดังกล่าว การผลิตตาข่ายลวดเหล็กกล้าไร้สนิมในลักษณะเป็นวงแหวนเพื่อสวมลงไปในกลักกรีเจนเนอเรเตอร์แต่ละชิ้นนั้นค่อนข้างลำบากและเป็นไปได้อย่างยากยิ่งที่จะผลิตออกมาให้ได้ในลักษณะวงกลมเสมอกันโดยที่ลายสานของตาข่ายลวดไม่แตกออกจากกัน พร้อมกับขนาดของกลักกรีเจนเนอเรเตอร์ที่มีลักษณะเป็นวงแหวนมีเส้นผ่านศูนย์กลางวงนอกกับวงในต่างกันเท่ากับ 14 mm ซึ่งเป็นระยะที่ค่อนข้างน้อยทำให้การจัดให้เป็นรูปวงแหวนซ้อนกันหลายแผ่นนั้นยากขึ้นไปอีก

ด้วยปัญหาที่เกิดขึ้นดังกล่าวก็ได้มีอีกหนึ่งแนวคิดในการติดตั้งรีเจนเนอเรเตอร์สำเร็จรูปไปในตัวลูกสูบ Displacer หรือที่เรียกว่า รีเจนเนอเรเตอร์ Displacer เป็นสิ่งที่ช่วยลดปัญหาจากการออกแบบและติดตั้งรีเจนเนอเรเตอร์ในรูปแบบเดิมๆ ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบเบตา พร้อมทั้งข้อดีของการออกแบบดังกล่าวยังทำให้การติดตั้งสามารถทำได้อย่างรวดเร็วเนื่องจากเป็นส่วนเดียวกันกับลูกสูบ Displacer และยังมีผลต่อขนาดภายนอกของเครื่องยนต์เล็กลงอีกด้วย ดังที่มีใช้ในเครื่องยนต์ Ecoboy-SCM81 ดังแสดงในรูปที่ 4-13 แต่เนื่องจากลักษณะรูปแบบเครื่องยนต์ที่ได้มีการออกแบบมาแล้วในเบื้องต้นไม่เอื้ออำนวยต่อการปรับแก้เป็นรีเจนเนอเรเตอร์ให้สามารถออกแบบติดตั้งในลูกสูบ Displacer ได้ เพราะฉะนั้น แนวทางที่ได้นำเสนอไปจึงเป็นอีกแนวคิดหนึ่งที่สามารถนำไปประยุกต์ใช้ได้หากมีการสร้างเครื่องยนต์ใหม่ขึ้นอีกเครื่อง



รูปที่ 4-13 รีเจนเนอเรเตอร์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง Ecoboy-SCM81

สำหรับวัสดุที่นำมาผลิตค่อนข้างมีข้อจำกัดในการออกแบบ ด้วยเครื่องมือที่ต้องสร้างขึ้นเพื่อการผลิต หรือด้วยการประกอบเข้ากับกลไกรีเจนเนอเรเตอร์ในลักษณะวงแหวนซ้อนกันหลายแผ่นที่ทำได้ค่อนข้างลำบาก ทางออกสำหรับปัญหานี้ การม้วนตาข่ายเหล็กกล้าไร้สนิมเข้ากับกระบอกสูบน่าจะเป็นทางออกที่ดีในเวลานี้ เพื่อลดระยะเวลาและภาระทางด้านค่าใช้จ่ายในการผลิต ดังนั้น ในการติดตั้งรีเจนเนอเรเตอร์ในรูปแบบดังกล่าวเข้ากับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงทำให้ปริมาตรคงที่ของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นเล็กน้อยจาก 36 cc เป็น 46 cc ปริมาตรคงที่ที่เพิ่มขึ้น 10 cc นั้นเป็นปริมาตรของกลไกรีเจนเนอเรเตอร์ที่ไม่ได้ติดตั้งเข้ากับเครื่องยนต์ดังที่ได้ออกแบบไว้ก่อนหน้านี้ ซึ่งปริมาตรที่เพิ่มขึ้นดังกล่าวก็อยู่ในเกณฑ์ที่รับได้ โดยได้แสดงรูปแบบของการติดตั้งไว้ในรูปที่ 4-14



รูปที่ 4-14 การประกอบรีเจนเนอเรเตอร์เข้ากับเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

การปรับแก้ชิ้นงานที่ได้กล่าวมาทั้งหมดในส่วนก่อนหน้านี้ ชิ้นส่วนของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ต้นแบบที่มีการปรับแก้ซึ่งจะทำให้รายละเอียดของข้อมูลจำเพาะเครื่องยนต์ที่ได้แสดงไว้ในบทก่อนหน้าเปลี่ยนแปลงไปด้วย ดังนั้น จึงได้นำเอาข้อมูลที่ได้มีการปรับแก้มาแสดงไว้ในตารางที่ 4-1

ตารางที่ 4-1 ข้อมูลจำเพาะของเครื่องยนต์หลังการปรับแก้

ปริมาตรกวาดด้านขยายตัว	165 cc
เส้นผ่านศูนย์กลางกระบอกสูบ× ระยะชัก	74×37 mm
ความเร็วรอบเครื่องยนต์	630 รอบต่อนาที
มุมต่างปริมาตร	120 องศา
ปริมาตรด้านอัดตัว : ปริมาตรด้านขยายตัว	1:1
อัตราส่วนการอัด	1.61
ปริมาตรคงที่ฮีตเตอร์	20 cc
รูปแบบฮีตเตอร์	Slot/ ขดลวดไฟฟ้า
ปริมาตรคงที่คูลเลอร์	16.5 cc
รูปแบบคูลเลอร์	Slot/ น้ำหล่อเย็น
ปริมาตรคงที่รีเจนเนอเรเตอร์	46 cc
ความพรุนของรีเจนเนอเรเตอร์	75%

#### 4.6 การประกอบชิ้นส่วนเครื่องยนต์

การปรับแก้เครื่องยนต์ในส่วนก่อนหน้านี้นำไปสู่การผลิตชิ้นงานที่มีการปรับแก้ขึ้นมาใหม่ เมื่อผลิตชิ้นงานที่มีส่วนเกี่ยวข้องกับการปรับแก้เป็นที่เรียบร้อยแล้ว ส่วนต่อไปเป็นส่วนที่เกี่ยวข้องกับการประกอบชิ้นส่วนเครื่องยนต์ที่ได้ผลิตเป็นที่เรียบร้อยแล้วให้เป็นเครื่องยนต์ที่สมบูรณ์ พร้อมใช้ในการทดสอบ ด้วยแนวคิดและวิธีการประกอบสามารถปฏิบัติได้ตามขั้นตอนที่ได้แสดงไว้ในภาคผนวก ข. วิธีการประกอบชิ้นส่วนของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบ่งออกได้เป็น 5 ส่วนหลักๆ อันได้แก่ การประกอบเพลาช้อเหวี่ยงชุดกลไกขับเคลื่อน การประกอบ Slot ของชุดกลไกขับเคลื่อน การประกอบชุดเพลาช้อเหวี่ยงเข้ากับฝาปิดเสื้อสูบด้านหน้า การประกอบชุดกลไกขับเคลื่อนเข้ากับเสื้อสูบ และการประกอบกระบอกสูบและอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อน ซึ่งได้อธิบายอย่างเป็นลำดับขั้นเพื่อให้สามารถปฏิบัติได้อย่างถูกต้องและเพื่อลดความผิดพลาดที่อาจจะเกิดขึ้นในการประกอบสำหรับผู้ที่ไม่ชำนาญ เมื่อประกอบชิ้นส่วนเครื่องยนต์เข้าด้วยกันแล้ว รูปลักษณะของเครื่องยนต์

สเตอร์ลิงต้นแบบสำหรับในงานวิจัยนี้จะได้ออกมาดังในรูปที่ 4-15 ซึ่งเป็นเครื่องยนต์ที่พร้อมสำหรับการทดสอบในส่วนต่อไป



รูปที่ 4-15 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบ

#### 4.7 สรุป

การปรับแก้เครื่องยนต์เป็นอีกหนึ่งความพยายามที่ต้องการศึกษาและปรับแก้เครื่องยนต์สำหรับเนื้อหาในส่วนที่มีการปรับแก้ในบทนี้ สามารถสรุปเป็นรายละเอียดได้ดังต่อไปนี้

1. การปรับแก้ในส่วนของปริมาตรคงที่ของฮีสเตอร์ รีเจนเนอเรเตอร์ และคูลเลอร์ ให้มีขนาดเล็กลง จากเดิมที่มีปริมาตรเท่ากับ 62, 84 และ 50 cc เหลือ 20, 46 และ 16.5 cc ตามลำดับ ผลที่ได้จากในส่วนดังกล่าวสามารถลดปริมาตรคงที่ลงจากการออกแบบก่อนหน้านี้ได้ถึง 4 ถึง 5 เท่า

2. การปรับแก้ในส่วนของครีปร่อง Slot ของฮีตเตอร์และคูเลเตอร์เพื่อปรับรูปลักษณะของอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนให้เข้ากับปริมาตรที่มีขนาดเล็กลง ด้วยการใช้อุปกรณ์จักร wire cut ในการผลิต ความกว้างของร่อง Slot เท่ากับ 0.5 mm ลึก 3 mm จำนวน 220 ร่อง

3. การเปลี่ยนวัสดุของฮีตเตอร์และคูเลเตอร์ จากแต่ก่อนใช้วัสดุเหล็ก AISI 4140 เปลี่ยนเป็นเหล็กกล้าไร้สนิม 304 สำหรับฮีตเตอร์ เพื่อลดการเกิดออกไซด์เมื่อใช้งานในระดับอุณหภูมิสูง และสำหรับคูเลเตอร์เปลี่ยนเป็นอะลูมิเนียม 7075 เพื่อให้สามารถถ่ายเทความร้อนจากสารทำงานภายในคูเลเตอร์ออกสู่บรรยากาศได้ดีมากยิ่งขึ้น พร้อมกับลดขนาดความหนาของผนังฝาสูบร้อน ซึ่งเป็นตำแหน่งที่ติดตั้งของฮีตเตอร์จากมีความหนา 5 mm ลดลงเหลือ 2.5 mm ซึ่งสามารถลดพื้นที่การนำความร้อนลงได้ถึง 2.5 เท่า

4. การเพิ่มความยาวของลูกสูบ Displacer และเปลี่ยนวัสดุส่วนหัวของลูกสูบ Displacer เป็นเหล็กกล้าไร้สนิม 304 พร้อมทั้งลดขนาดความหนาของลูกสูบ Displacer จาก 3 mm ให้เหลือ 1.5 mm เพื่อลดการนำความร้อนจากส่วนปริมาตรขยายตัวลงมายังปริมาตรอัดตัว

5. การลดความหนาของผนังกระบอกสูบจาก 3 mm ให้เหลือ 2 mm เพื่อลดการนำความร้อนจากด้านปริมาตรขยายตัวลงมายังด้านปริมาตรอัดตัว และเพิ่มความยาวกระบอกสูบให้ยาวขึ้นจากของเดิมอีก 20 mm และนำกระบอกสูบชุบไนไตรท์เพื่อทำให้ผิวของชิ้นงานมีความแข็งและลื่นมากยิ่งขึ้น

6. การเพิ่มขนาดของล้อช่วยแรงให้มีขนาดที่ใหญ่ขึ้น จากขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางล้อช่วยแรงเท่ากับ 150 mm เพิ่มขึ้นเป็น 200 mm ทำให้น้ำหนักเพิ่มขึ้นจาก 3 kg เป็น 5 kg พร้อมกับโมเมนต์ความเฉื่อยเพิ่มจาก  $0.01115 \text{ kg.m}^2$  เป็น  $0.03298 \text{ kg.m}^2$  ซึ่งเพิ่มขึ้นถึง 2.96 เท่า จากการเพิ่มขึ้นของล้อช่วยแรงส่งผลให้การทำงานของเครื่องยนต์ที่ความเร็วรอบต่ำกว่า 250 รอบต่อนาทีทำงานได้อย่างราบเรียบมากขึ้น

7. การปรับแก้การติดตั้งรีเจนเนอเรเตอร์จากที่ไม่สามารถออกแบบการติดตั้งได้ โดยการเปลี่ยนมาใช้ตาข่ายเหล็กกล้าไร้สนิมม้วนเข้ากับกระบอกสูบแทนกลักรีเจนเนอเรเตอร์

8. การออกแบบเพื่อปรับแก้ขนาดของเพลลาขับ จากการสังเกตพบว่าเพลลาขับเครื่องยนต์เกิดการโก่งงอในขณะที่มีการเพิ่มแรงดันให้กับระบบ เนื่องจากการออกแบบในเบื้องต้นไม่ได้คำนึงถึงแรงที่กระทำกับเพลลาอันเกิดจากงานที่เกิดจากการขยายตัวและอัดตัวของวัฏจักร ดังนั้นการปรับแก้ขนาดของเพลลาขับใหม่ด้วยแนวคิดดังกล่าว จำเป็นต้องทำให้เพลลาขับในตำแหน่งที่รับแรงอัดตัวและขยายตัวของสารทำงานมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของเพลลาขับไม่ต่ำกว่า 35 mm แต่อย่างไรก็ดีการออกแบบในส่วนของเพลลาขับยังไม่มีการผลิตชิ้นงาน เนื่องจากเพลลาขับเก่าที่ได้ออกแบบไปในก่อนหน้านี้ยังสามารถใช้งานได้อยู่ การทดสอบในปัจจุบันจึงยังคงใช้เพลลาขับเก่าในการทดสอบ แต่หากเมื่อใดที่มีการนำไปใช้งานจริงแล้ว การผลิตเพลลาขับใหม่เพื่อนำมาใช้กับ



เครื่องยนต์ย้อมเป็นทางออกเดียวที่จะสามารถยืดอายุการใช้งานของเครื่องยนต์ให้ยาวนานได้ เพราะฉะนั้น การออกแบบในส่วนดังกล่าวจึงเป็นสิ่งที่ควรตระหนักถึงไม่ว่าจะเป็นรายละเอียดเล็กน้อยก็ไม่ควรมองข้าม เพราะอาจจะทำให้เกิดสิ่งที่เป็นปัญหาและความยุ่งยากในปรับแก้ต่อมา ในภายหลัง

9. ในการทดสอบการทำงานของเครื่องยนต์ในเบื้องต้นพบว่าการรั่วซึมของสารทำงานในตำแหน่งของ Mechanical seal สาเหตุอันเนื่องมาจากเพลาชัปที่เกิดการโก่งงอ ทำให้หน้าสัมผัสของ Mechanical seal ไม่แนบสนิทกันเท่าที่ควร ซึ่งทำให้ปัญหาที่เกิดขึ้นในส่วนนี้จะต้องมีการออกแบบและสร้างเพลาชัปใหม่เท่านั้นจึงจะสามารถแก้ไขปัญหาได้

การปรับแก้เครื่องยนต์สเตอร์ลิงด้วยเป้าหมายคือต้องการให้เครื่องยนต์สามารถทำงานได้ โดยมีการอธิบายถึงแนวคิดและวิธีการปรับแก้ไว้ในข้างต้น หลังจากที่ได้ปรับแก้ชิ้นส่วนและผลิตเป็นที่เรียบร้อย ในส่วนต่อไปจึงเป็นการประกอบชิ้นส่วนเครื่องยนต์อย่างเป็นทางการเป็นลำดับขั้น สำหรับในเชิงปฏิบัติค่อนข้างมีผลต่อเวลาและช่วยลดความผิดพลาดในการประกอบสำหรับผู้ที่ไม่ชำนาญ ซึ่งวิธีการประกอบได้อธิบายไว้ในภาคผนวก จ. เมื่อได้เครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบที่พร้อมสำหรับการทดสอบแล้ว ผลปรากฏว่าเครื่องยนต์สามารถทำงานได้ตามเป้าที่ตั้งไว้ การทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์จึงเป็นลำดับขั้นต่อไปในการศึกษาสำหรับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบเครื่องนี้

## บทที่ 5

### การเก็บข้อมูลและผลการทดสอบ

ในบทก่อนหน้านี้เป็นส่วนของการออกแบบและสร้างเครื่องยนต์พร้อมกันได้เครื่องยนต์ที่สามารถทำงานได้ เพื่อได้ทราบถึงผลของการทำงานของเครื่องยนต์ว่าสามารถทำงานได้ดังเป้าประสงค์ที่ตั้งต้นหรือไม่ จึงได้มีการทดสอบเครื่องยนต์เพื่อให้ทราบถึงสมรรถนะ แต่ลำดับแรกจำเป็นต้องมีการเตรียมการทดลอง วิธีการทดลอง และการนำผลที่ได้จากการทดลองมาแสดงอย่างเป็นทางการขั้นตอนดังจะกล่าวถึงในบทนี้ เพื่อนำมาสรุปและวิเคราะห์ผลการทดลองในขั้นตอนต่อไป

#### 5.1 การเตรียมการทดสอบ

การเตรียมการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ในเบื้องต้นที่ระดับแรงดันและอุณหภูมิต่างๆ แสดงไว้ในรูปที่ 5-1 การศึกษานี้ใช้ขดลวดความร้อนไฟฟ้ากระแสสลับเป็นแหล่งพลังงาน ความร้อนแทนพลังงานแสงอาทิตย์ กำลังไฟฟ้าที่จ่ายให้กับขดลวดความร้อนสามารถควบคุมได้โดย SCR หรือที่เรียกว่า Triac circuit เพื่อให้ได้อุณหภูมิคงที่เมื่อทดสอบ กำลังไฟฟ้าที่ใช้วัดได้จากเครื่องวัดกำลังไฟฟ้า (Watt meter) ยี่ห้อ YOKOGAWA รุ่น WT1030 การวัดอุณหภูมิใช้เทอร์โมคัปเปิลชนิด K ในส่วนของฉนวนกันความร้อนสูญเสียจากขดลวดไฟฟ้าใช้เซรามิกไฟเบอร์ การจ่ายอากาศแรงดันสูงจากถังลมให้กับเครื่องยนต์ใช้ Pressure regulator เป็นอุปกรณ์ควบคุม

การสร้างภาระให้กับเครื่องยนต์สามารถทำได้โดยการใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้ากระแสตรง เชื่อมต่อกับเพลาชับเครื่องยนต์ และการปรับเปลี่ยนภาระของเครื่องยนต์ทำได้โดยการปรับค่าความต้านทานไฟฟ้าของเครื่องกำเนิดไฟฟ้ากระแสตรง อุปกรณ์ที่ใช้ปรับค่าความต้านทานไฟฟ้าเป็นตัวต้านทานไฟฟ้าแบบปรับค่าได้ การวัดแรงบิดของเครื่องยนต์ทำได้โดยการนำแขนแรงยึดติดเข้ากับเรือนล้อของเครื่องกำเนิดไฟฟ้ากระแสตรง น้ำหนักของแขนแรงยึดติดด้วยตาชั่งน้ำหนักซึ่งได้แสดงไว้ในรูปที่ 5-2 ความเร็วรอบวัดได้จากเซ็นเซอร์วัดความเร็วรอบที่นำมาเชื่อมต่อเข้ากับอุปกรณ์ตรวจวัดอัตโนมัติ การแสดงผลและบันทึกผลใช้โปรแกรม LabVIEW ผลที่ได้ของกำลังขาออกเป็นผลคูณระหว่างความเร็วเชิงมุมและแรงบิด ดังในสมการ 5-1

$$L_s = \omega \cdot \tau \quad (5-1)$$

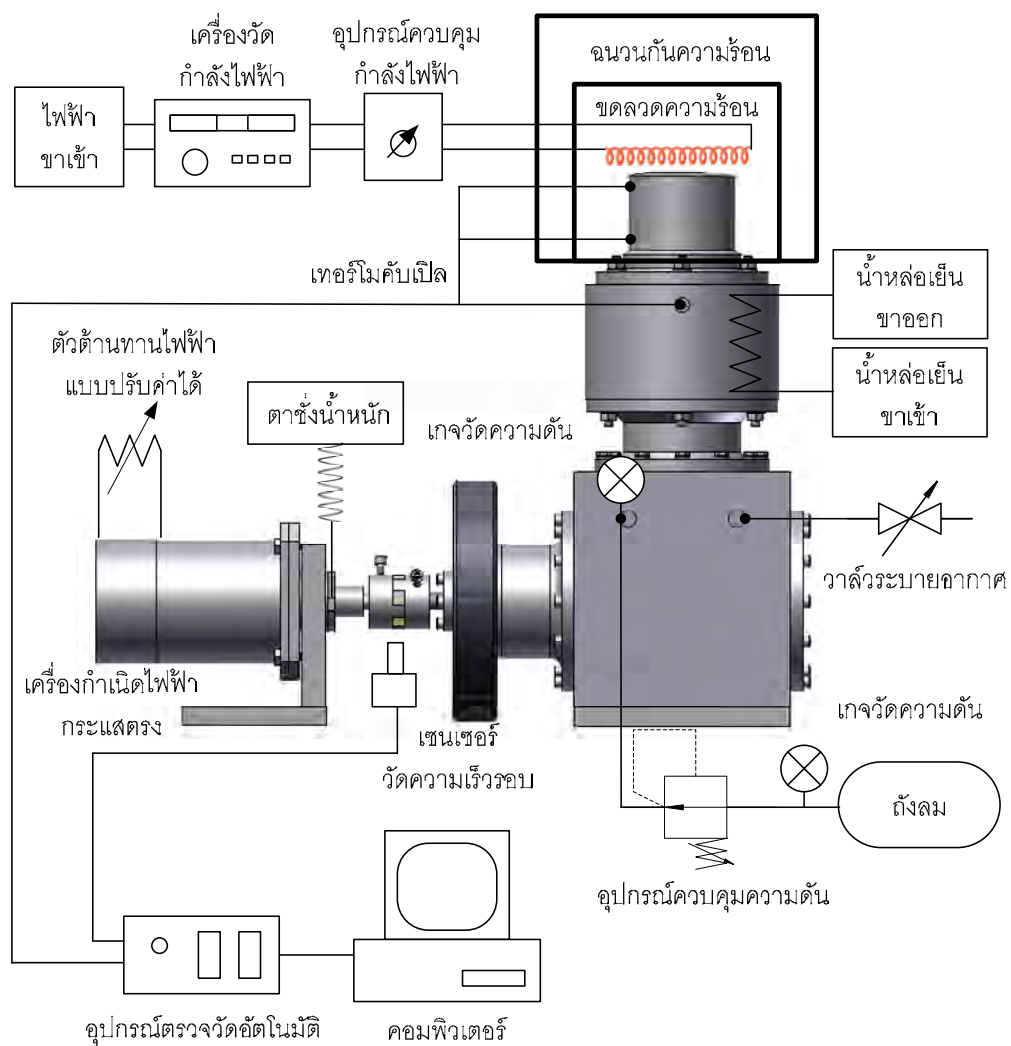
เมื่อ  $\tau$  คือ แรงบิดของเครื่องยนต์ (N.m)

$\omega$  คือ ความเร็วเชิงมุม (rev/sec)

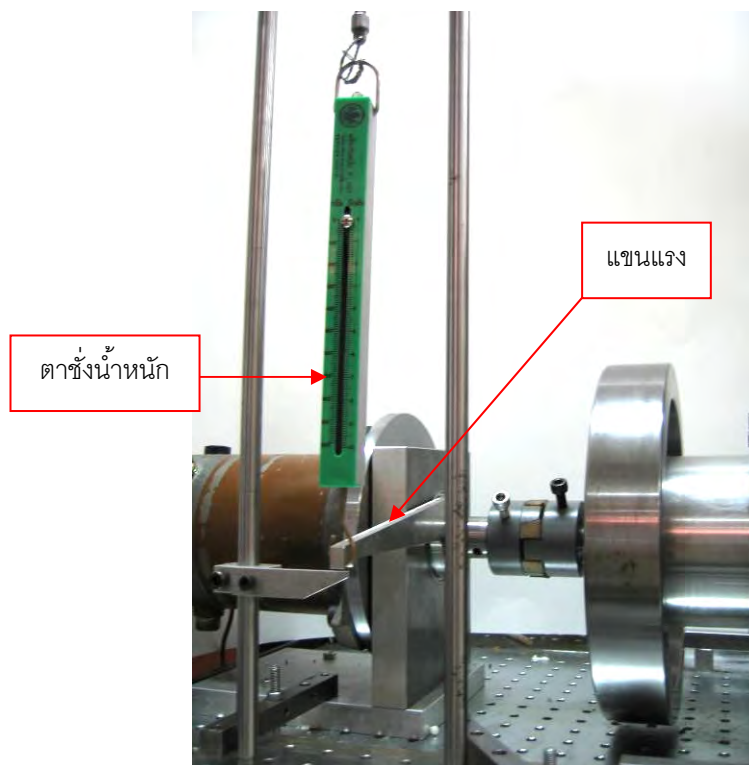
สำหรับประสิทธิภาพของเครื่องยนต์สามารถคำนวณได้จากสมการ 5-2

$$\eta_{th} = \frac{L_s}{W_{in}} \quad (5-2)$$

- เมื่อ  $\eta_{th}$  คือ ประสิทธิภาพเชิงความร้อน  
 $L_s$  คือ กำลังขาออก (W)  
 $W_{in}$  คือ กำลังไฟฟ้าขาเข้า (W)



รูปที่ 5-1 แผนผังการเตรียมการทดสอบ



รูปที่ 5-2 การวัดแรงบิดของเครื่องยนต์

## 5.2 ขั้นตอนการทดสอบเครื่องยนต์

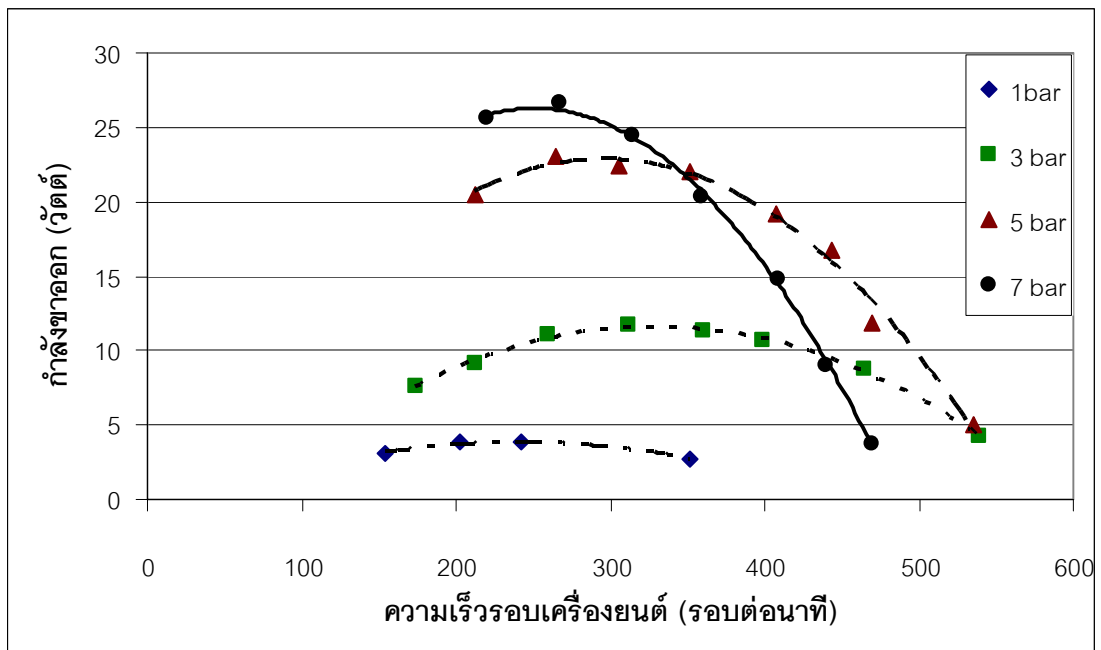
ลำดับขั้นตอนสำหรับการทดสอบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบเครื่องนี้ ประกอบไปด้วย ขั้นตอนต่างๆ ดังต่อไปนี้

1. ติดตั้งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิ ความดัน ความเร็วรอบ แรงบิด และฉนวนกันความร้อนเข้ากับเครื่องยนต์ที่จะทดสอบ
2. เปิดอุปกรณ์บันทึกค่าอุปกรณ์ตรวจวัดอัตโนมัติและเปิดเครื่องวัดกำลังไฟฟ้า
3. เพิ่มความดันของสารทำงานเข้ากับเครื่องยนต์ที่ระดับ 1, 3, 5 และ 7 บาร์ ตามที่ต้องการทดสอบ
4. จ่ายกำลังไฟฟ้าให้กับขดลวดไฟฟ้าและเปิดน้ำเพื่อหล่อเย็นระบบ
5. เดินเครื่องให้ทำงานจนกระทั่งอุณหภูมิด้านฮีตเตอร์และอุณหภูมิน้ำออกเข้าสู่สภาวะคงที่
6. สร้างภาระให้กับเครื่องกำเนิดไฟฟ้าที่ระดับต่างๆ และปล่อยให้เครื่องยนต์ทำงานจนกระทั่งอุณหภูมิด้านฮีตเตอร์และอุณหภูมิน้ำออกเข้าสู่สภาวะคงที่ โดยอุณหภูมิด้านฮีตเตอร์จะมีค่าเท่ากับ 350, 400, 450 และ 500 องศาเซลเซียส และอุณหภูมิน้ำเท่ากับ 35 องศาเซลเซียส
7. วัดผลน้ำหนักของแขนแรงที่กวดตาชั่ง
8. ทดสอบตามหัวข้อที่ 3 ถึง 7 เพื่อหาค่าของแรงบิดที่ความเร็วรอบอื่นๆ

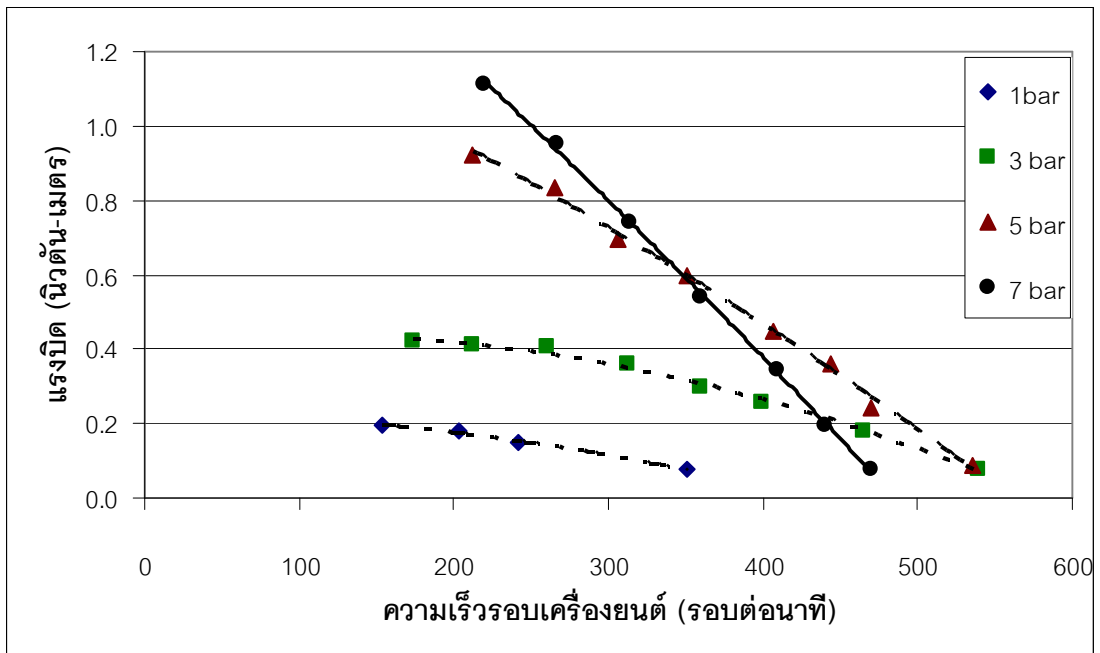
ในการทำงานของเครื่องยนต์ย่อมมีผลต่อการสึกหรอในส่วนของแหวนลูกสูบกำลังค่อนข้างมาก เพื่อให้ผลการทดสอบสมรรถนะที่ได้ออกมาหนึ่ง และสามารถเปรียบเทียบผลในแต่ละระดับอุณหภูมิได้ ดังนั้นในการทดสอบในแต่ละระดับอุณหภูมิ ผู้วิจัยจึงได้มีการเปลี่ยนแหวนลูกสูบใหม่ในทุกะดับอุณหภูมิ กล่าวคือแหวนลูกสูบกำลังที่ใช้ในการทดสอบจะใช้ชุดเดียวต่อการทดสอบที่ระดับอุณหภูมิเดียวกันนั้น ทำให้ชิ้นส่วนของแหวนลูกสูบจึงต้องผลิตมาหลายชิ้นเพื่อใช้สำหรับการทดสอบในส่วนนี้

### 5.3 ผลการทดสอบ

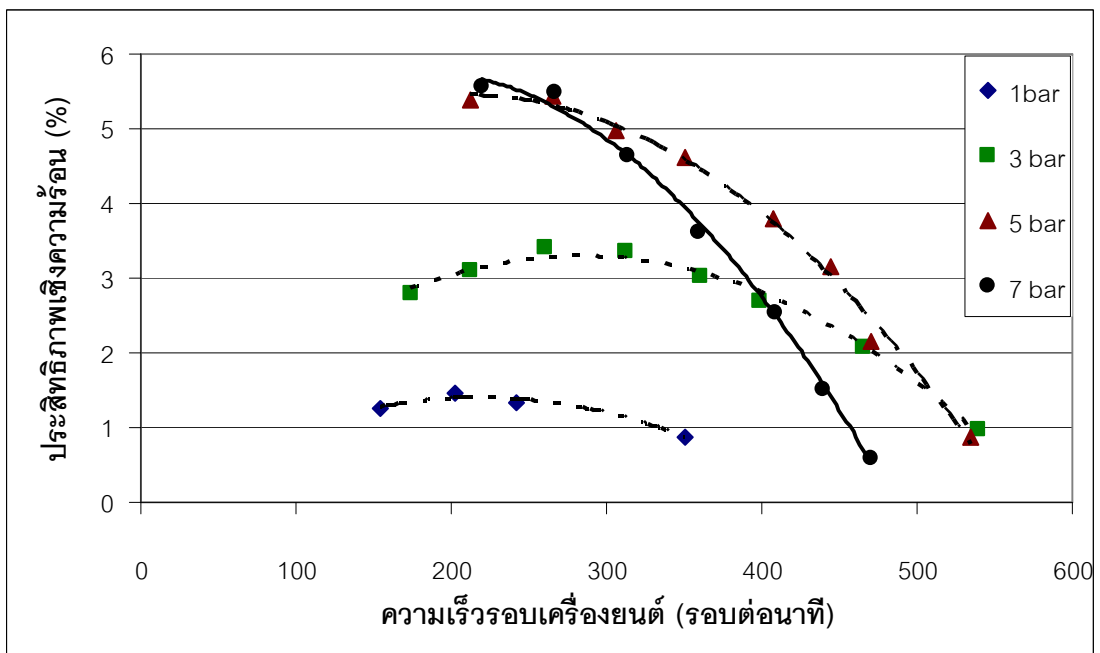
การทดสอบกำลังขาออกของเครื่องยนต์มีเงื่อนไขในการทดสอบที่ระดับอุณหภูมิผิวนอกฮีตเตอร์ 350, 400, 450 และ 500 องศาเซลเซียส ซึ่งในแต่ละระดับอุณหภูมิจะทดสอบที่ระดับความดันต่างๆ ตั้งแต่ 1, 3, 5 และ 7 บาร์ มีการควบคุมอุณหภูมิน้ำออกให้คงที่ที่ระดับ 35 องศาเซลเซียส สำหรับผลการทดสอบกำลังขาออกที่ระดับอุณหภูมิ 350, 400, 450 และ 500 องศาเซลเซียส ได้แสดงไว้ในรูปที่ 5-3, 5-6, 5-9 และ 5-12 ตามลำดับ ผลการทดสอบแรงบิดของเครื่องยนต์ที่ระดับอุณหภูมิ 350, 400, 450 และ 500 องศาเซลเซียส ได้แสดงไว้ในรูปที่ 5-4, 5-7, 5-10 และ 5-13 ตามลำดับ และผลการทดสอบประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์ที่ระดับอุณหภูมิ 350, 400, 450 และ 500 องศาเซลเซียส ได้แสดงไว้ในรูปที่ 5-5, 5-8, 5-11 และ 5-14 ตามลำดับ



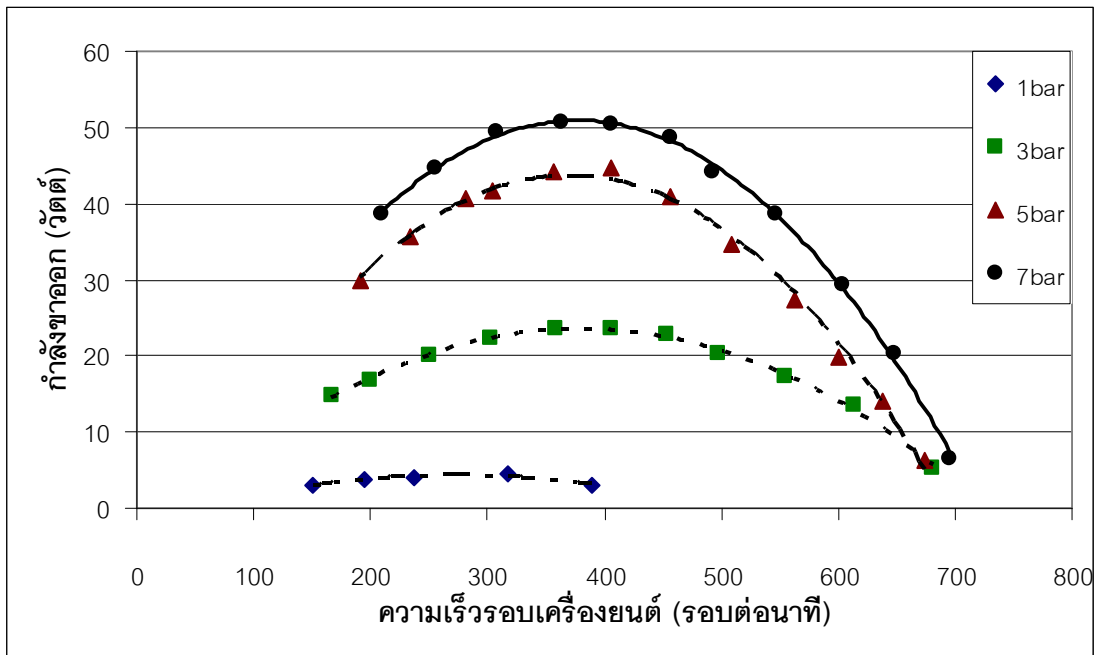
รูปที่ 5-3 กำลังขาออกเทียบกับความเร็วรอบที่อุณหภูมิผิวคงที่ 350 องศาเซลเซียส ที่ระดับความดันต่างๆ



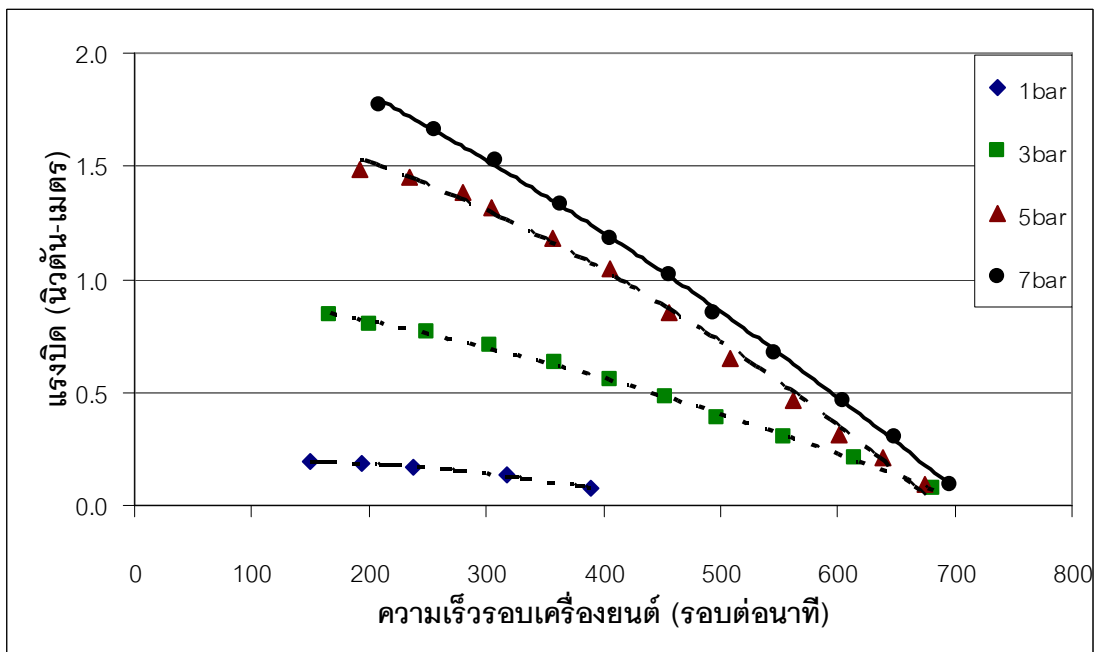
รูปที่ 5-4 แรงบิดเทียบกับความเร็วรอบที่อุณหภูมิผิวคงที่ 350 องศาเซลเซียส  
ที่ระดับความดันต่างๆ



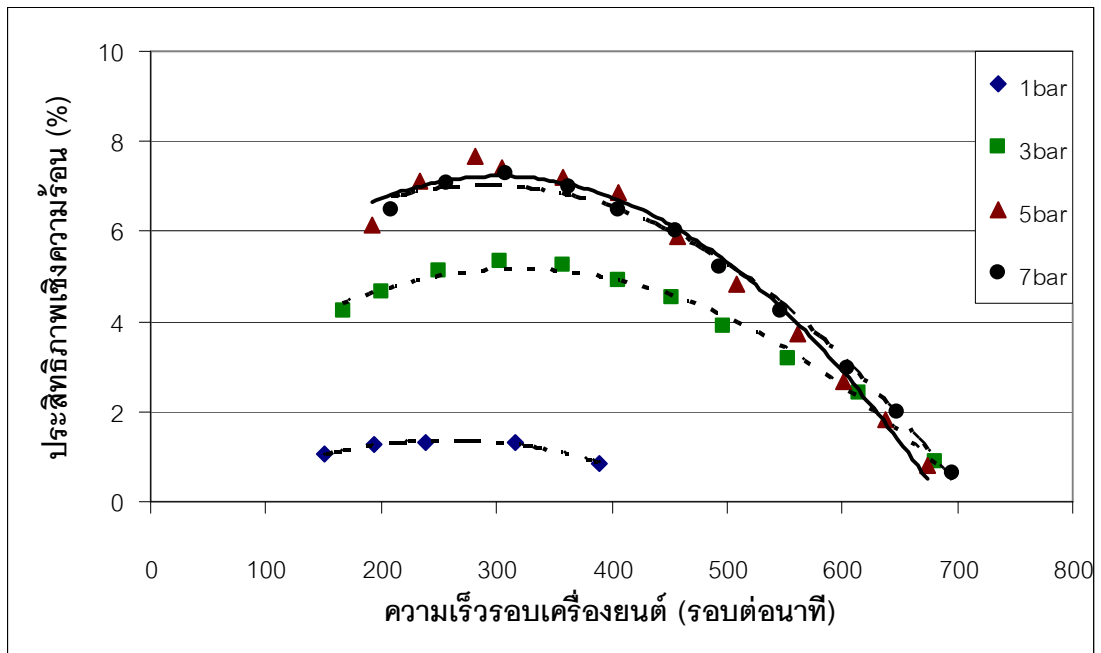
รูปที่ 5-5 ประสิทธิภาพเทียบกับความเร็วรอบที่อุณหภูมิผิวคงที่ 350 องศาเซลเซียส  
ที่ระดับความดันต่างๆ



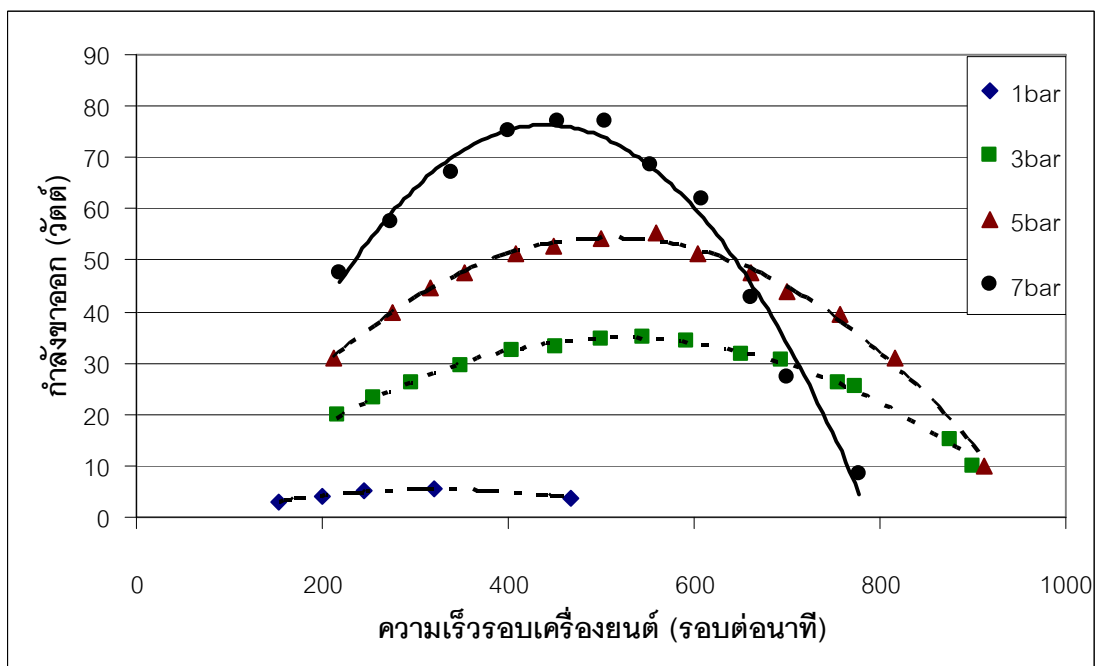
รูปที่ 5-6 กำลังขาออกเทียบกับความเร็วรอบที่อุณหภูมิมืดคงที่ 400 องศาเซลเซียส  
ที่ระดับความดันต่างๆ



รูปที่ 5-7 แรงบิดเทียบกับความเร็วรอบที่อุณหภูมิมืดคงที่ 400 องศาเซลเซียส  
ที่ระดับความดันต่างๆ

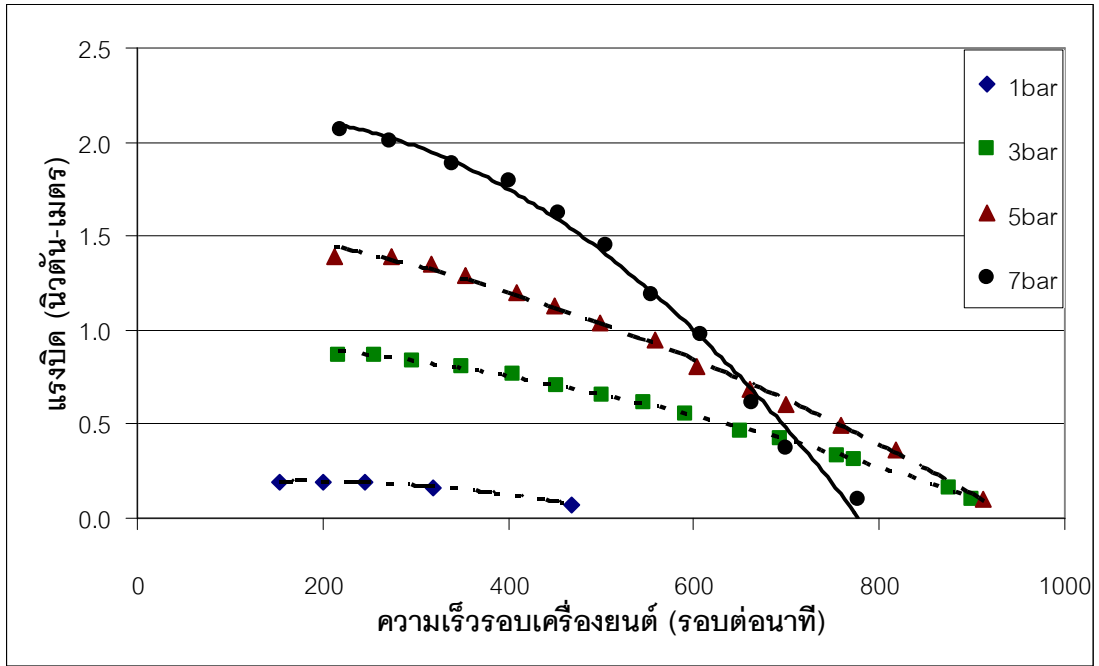


รูปที่ 5-8 ประสิทธิภาพเทียบกับความเร็วรอบที่อุณหภูมิผิวคงที่ 400 องศาเซลเซียส  
ที่ระดับความดันต่างๆ

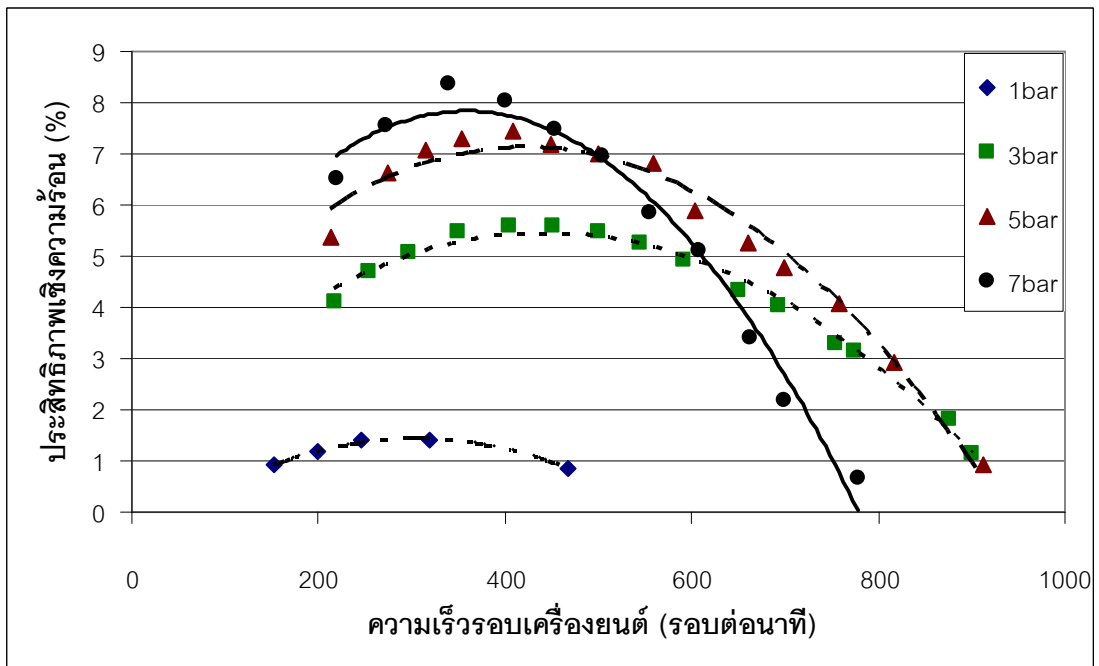


รูปที่ 5-9 กำลังขาออกเทียบกับความเร็วรอบที่อุณหภูมิผิวคงที่ 450 องศาเซลเซียส  
ที่ระดับความดันต่างๆ

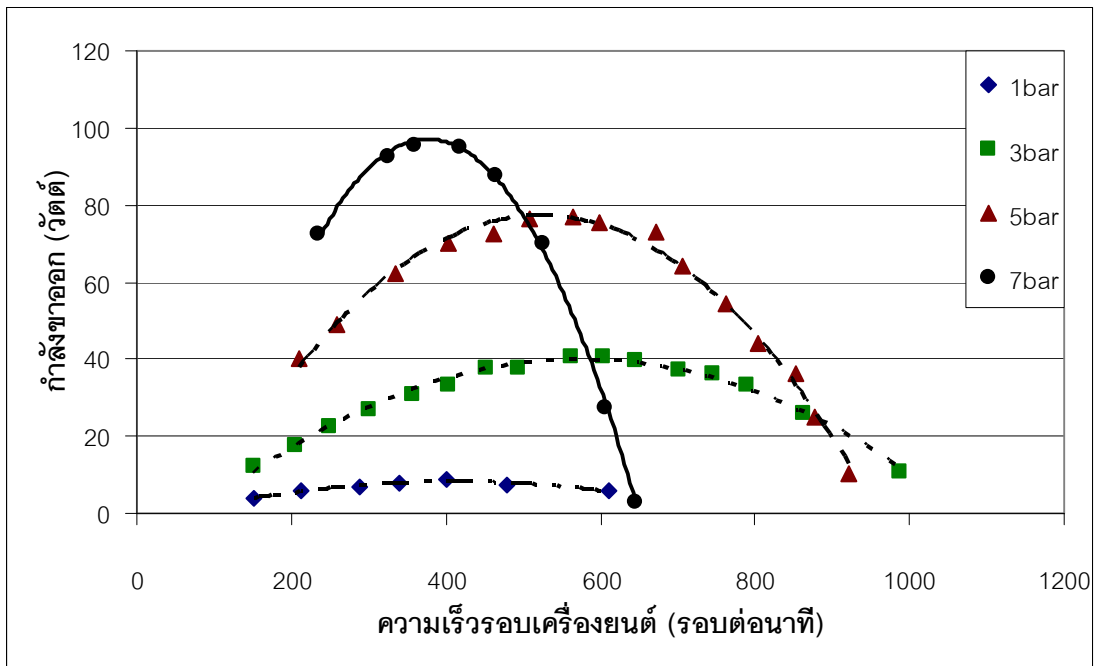




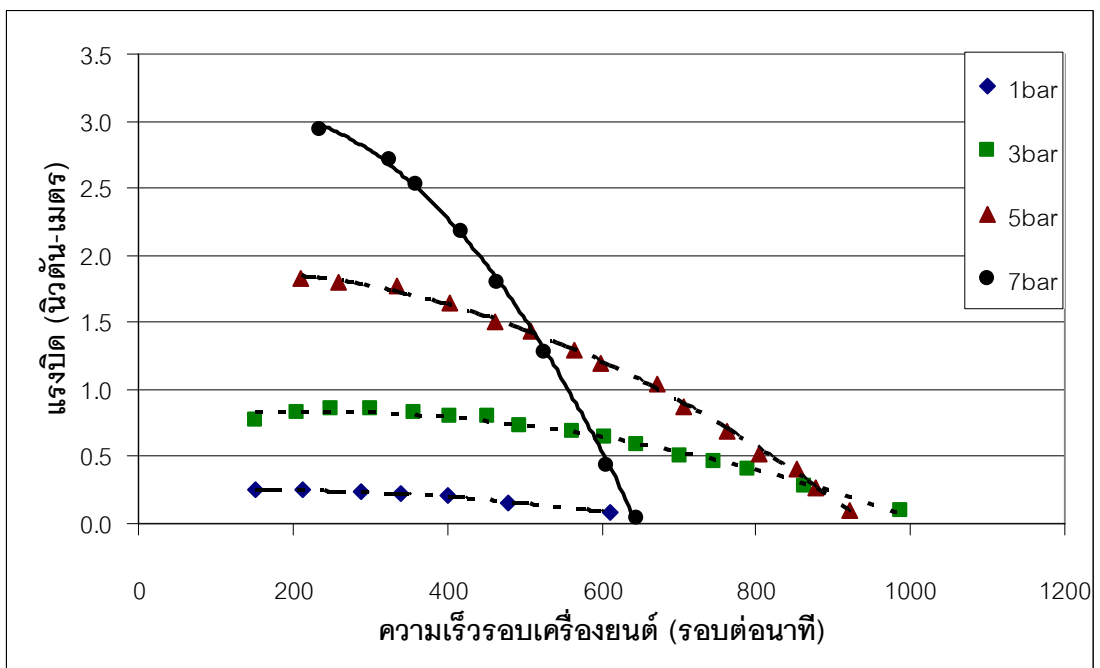
รูปที่ 5-10 แรงบิดเทียบกับความเร็วรอบที่อุณหภูมิผิวคงที่ 450 องศาเซลเซียส  
ที่ระดับความดันต่างๆ



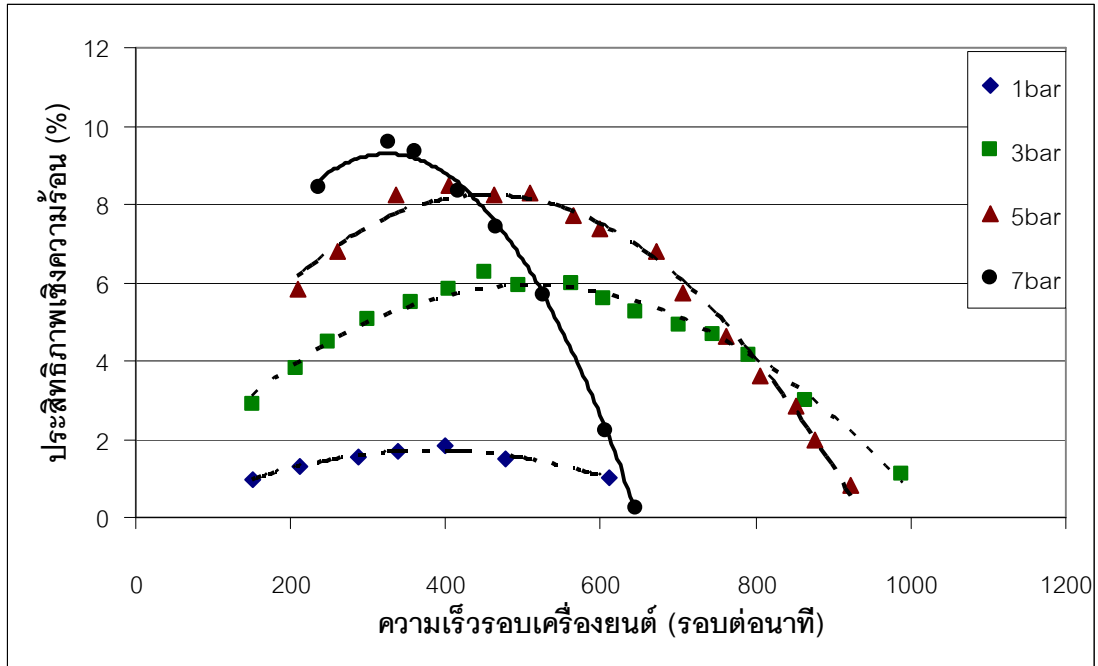
รูปที่ 5-11 ประสิทธิภาพเทียบกับความเร็วรอบที่อุณหภูมิผิวคงที่ 450 องศาเซลเซียส  
ที่ระดับความดันต่างๆ



รูปที่ 5-12 กำลังขาออกเทียบกับความเร็วรอบที่อุณหภูมิผิวคงที่ 500 องศาเซลเซียส  
ที่ระดับความดันต่างๆ



รูปที่ 5-13 แรงบิดเทียบกับความเร็วรอบที่อุณหภูมิผิวคงที่ 500 องศาเซลเซียส  
ที่ระดับความดันต่างๆ

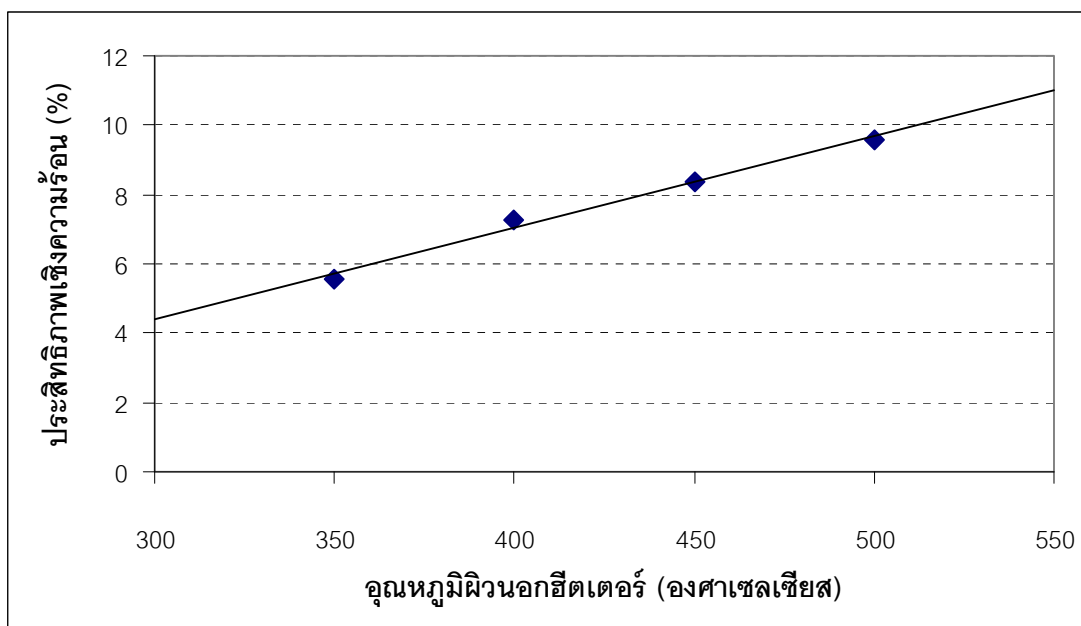


รูปที่ 5-14 ประสิทธิภาพเทียบกับความเร็วรอบที่อุณหภูมิผิวคงที่ 500 องศาเซลเซียส ที่ระดับความดันต่างๆ

ผลการทดสอบได้แสดงให้เห็นถึงการเพิ่มขึ้นของกำลังขาออกที่เป็นไปตามทฤษฎีเมื่อมีการเพิ่มขึ้นของระดับความดันของสารทำงาน การเพิ่มความดันให้กับระบบในช่วงระดับความดัน 1 บาร์ ขึ้นไปที่ระดับ 3 บาร์ พบว่าความเร็วรอบสูงสุดของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้น แต่เมื่อมีการเพิ่มความดันให้กับระบบที่ช่วง 5 บาร์ ขึ้นไปที่ระดับ 7 บาร์ จะพบว่าความเร็วรอบสูงสุดของเครื่องยนต์จะลดลง ลักษณะดังกล่าวนี้เกิดขึ้นกับผลการทดสอบเกือบทุกระดับอุณหภูมิ ยกเว้นที่ระดับอุณหภูมิ 400 องศาเซลเซียส ซึ่งน่าจะมีสาเหตุจากการเพิ่มขึ้นของแรงต้านการไหลกับงานที่ใช้ในการอัดตัวของของไหลในวัฏจักรเพิ่มขึ้น และในอีกประเด็นหนึ่งมีความเป็นไปได้ว่าอาจจะมีการรั่วไหลของสารทำงานในจังหวะอัดตัวของวัฏจักรอันเนื่องมาจากการเสียดสีของแหวนลูกสูบกำลัง

สำหรับการทดสอบเครื่องยนต์ในบทนี้ทำให้ผู้วิจัยทราบถึงกระบวนการเริ่มต้นในการทำงานของเครื่องยนต์ เนื่องจากวิธีการทดสอบจะมีการเพิ่มระดับความดันของสารทำงานให้กับระบบสูงขึ้นไปเรื่อยๆ จนถึงที่ระดับ 7 บาร์ การเริ่มต้นการทำงานของเครื่องยนต์จะต้องใช้แรงจากภายนอกไปหมุนเพลลาซ์เครื่องยนต์ให้สามารถทำงานได้ และจากการทดสอบพบว่าเมื่อมีการอัดความดันเข้าไปในระบบมากขึ้น แรงที่ใช้ในการหมุนเพลลาซ์เพื่อให้เครื่องยนต์เริ่มต้นทำงานก็ต้องเพิ่มขึ้นตามไปด้วย ซึ่งหากเป็นเช่นนั้นแล้ว การออกแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงในครั้งต่อไป การอัดความดันในระดับที่สูงกว่าความดันบรรยากาศหรือสูงกว่าระดับความดันที่ใช้กับเครื่องยนต์

ต้นแบบนี้ และโดยเฉพาะอย่างยิ่งหากมีการนำไปใช้กับเครื่องยนต์ที่มีขนาดใหญ่ กลไกที่เกี่ยวข้องในการเริ่มต้นการทำงานของเครื่องยนต์อาจจะต้องนำมาพิจารณาในการออกแบบด้วยเช่นกัน



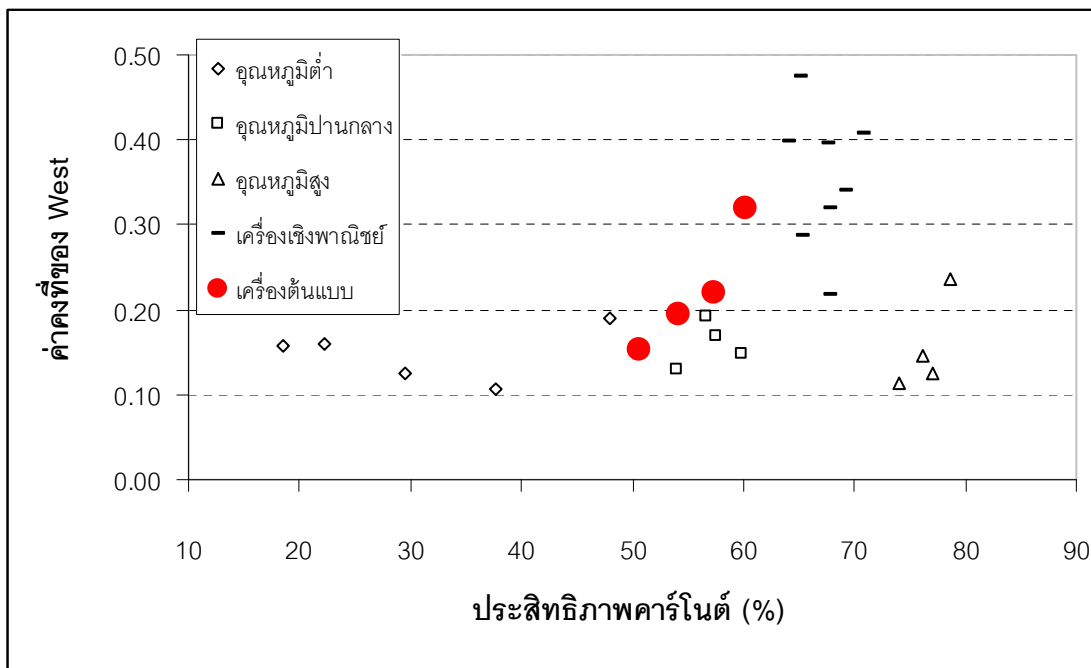
รูปที่ 5-15 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเทียบกับอุณหภูมิผิววนอกฮีตเตอร์

ในรูปที่ 5-15 แสดงค่าสูงสุดของประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่ระดับอุณหภูมิผิววนอกฮีตเตอร์ต่างๆ ที่ระดับความดันสูงสุด 7 บาร์ ได้ชี้ให้เห็นว่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นเป็นแบบเชิงเส้น และมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นหากมีการเพิ่มระดับอุณหภูมิผิววนอกฮีตเตอร์ให้กับเครื่องยนต์ต่อไปอีก

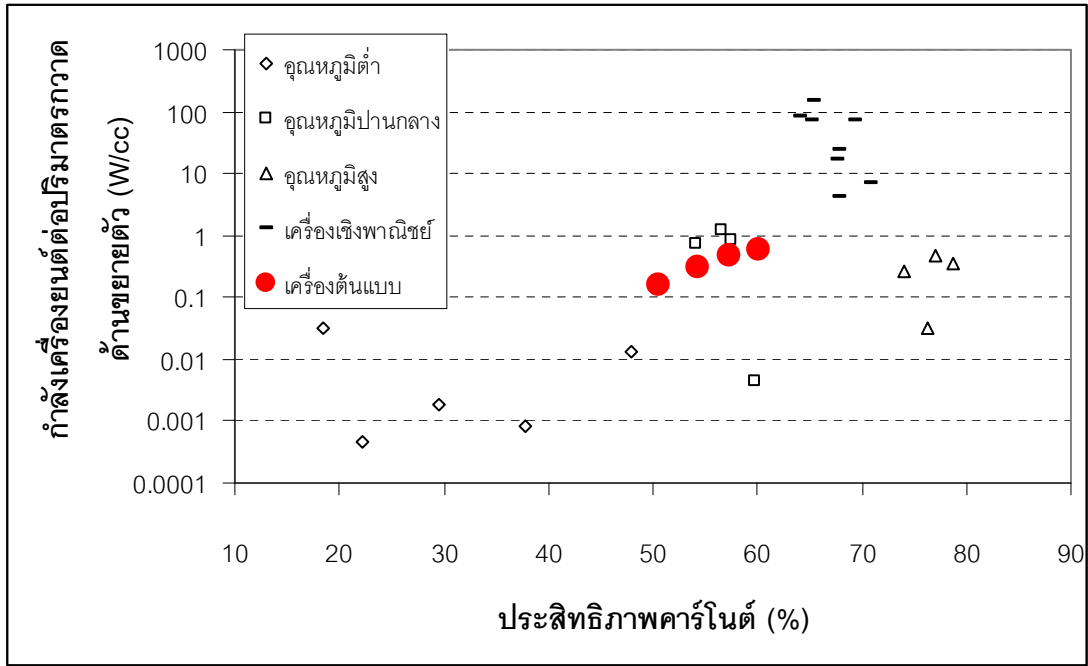
การเปรียบเทียบสมรรถนะของเครื่องยนต์ใช้ค่าคงที่ของ West เป็นตัวเปรียบเทียบกับเครื่องยนต์อื่นๆ (ข้อมูลของเครื่องยนต์ที่นำมาเปรียบเทียบแสดงไว้ในภาคผนวก จ) โดยแทนค่ากำลังขาออกสูงสุดและความเร็วรอบที่ให้กำลังสูงสุดลงในสมการที่ 2-2 สำหรับที่อุณหภูมิ 350 องศาเซลเซียส ผลที่ได้ออกมาเป็นค่าเท่ากับ 0.153 สำหรับอุณหภูมิ 400 องศาเซลเซียสมีค่าเท่ากับ 0.195 สำหรับอุณหภูมิ 450 องศาเซลเซียสมีค่าเท่ากับ 0.219 และสำหรับอุณหภูมิ 500 องศาเซลเซียสมีค่าเท่ากับ 0.320 เมื่อพิจารณาเทียบกับเครื่องยนต์อื่นๆ ที่ได้นำผลกำลังขาออกได้จากการทดสอบไปแทนในสมการของ West เทียบกับประสิทธิภาพคาร์โบไนด์ ดังแสดงในรูปที่ 5-16 ประสิทธิภาพคาร์โบไนด์สามารถบ่งบอกได้ถึงช่วงผลต่างอุณหภูมิของความร้อนที่ใช้ในเครื่องยนต์ ในช่วงประสิทธิภาพคาร์โบไนด์ไม่เกิน 50% เป็นของเครื่องยนต์ผลต่างอุณหภูมิต่ำ สำหรับเครื่องยนต์ผลต่างอุณหภูมิปานกลาง มีช่วงประสิทธิภาพคาร์โบไนด์ตั้งแต่ 50% ถึง 70% และสูงกว่า 70% เป็นเครื่องยนต์ผลต่างอุณหภูมิต่ำ เมื่อนำเอาผลที่ได้จากการทดสอบมา

เปรียบเทียบ แสดงให้เห็นว่าด้วยคุณลักษณะของเครื่องยนต์ที่ใกล้เคียงกันทั้งในด้านเทคโนโลยีในการออกแบบและการผลิต เป็นผลทำให้ค่าคงที่ของ West ค่อนข้างเกาะกลุ่มกัน

ในรูปที่ 5-17 ได้แสดงถึงสัดส่วนของกำลังขาออกต่อปริมาตรกวาดด้านขยายตัว สำหรับผู้วิจัยเองคิดว่าสาเหตุที่ทำให้เครื่องยนต์ผลต่างอุณหภูมิปานกลางมีข้อได้เปรียบกว่าเครื่องยนต์ในระดับผลต่างอุณหภูมิต่ำและอุณหภูมิสูงและอุณหภูมิต่ำนั้น เนื่องด้วย เครื่องยนต์สเตอร์ลิงผลต่างอุณหภูมิต่ำได้งานจากการขยายตัวของสารทำงานค่อนข้างต่ำ ทำให้สัดส่วนของกำลังต่อปริมาตรกวาดดังกล่าวค่อนข้างต่ำด้วย และสำหรับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงผลต่างอุณหภูมิต่ำมีค่าสัดส่วนกำลังขาออกต่อปริมาตรกวาดด้านขยายตัวไม่ค่อยต่างไปจากเครื่องยนต์ผลต่างอุณหภูมิปานกลางมากนัก ซึ่งอาจเป็นไปได้ว่าการนำความร้อนสูญเสียของพลังงานความร้อนด้านฮีตเตอร์ที่ถูกถ่ายเทไปยังด้านคูลเลอร์ค่อนข้างสูงกว่าเครื่องยนต์ในระดับผลต่างอื่นๆ ทำให้สัดส่วนของกำลังขาออกต่อปริมาตรกวาดด้านอัดตัวไม่เพิ่มขึ้นดังที่ได้คาดการณ์ไว้



รูปที่ 5-16 การเปรียบเทียบค่าคงที่ของ West กับประสิทธิภาพคาร์โนต์



รูปที่ 5-17 สัดส่วนกำลังขาออกต่อปริมาตรกวาดด้านขยายตัวเทียบกับประสิทธิภาพคาร์บอน

หลังจากการทดสอบเครื่องยนต์เป็นระยะเวลาสั้นย่อมก่อให้เกิดการสึกหรอกับชิ้นส่วนที่มีการเคลื่อนที่ ผลปรากฏว่าการสึกหรอที่แหวนลูกสูบเกิดขึ้นค่อนข้างมากเนื่องจากแหวนลูกสูบกำลังเป็นวัสดุที่อ่อนกว่ากระบอกสูบมาก การสึกหรอที่เกิดขึ้นจะทำให้ความหนาของแหวนของลูกสูบลดลง จึงทำให้การสึกหรอของแหวนลูกสูบกลายเป็นผงของเทพลอนกระจายไปทั่วปริมาตรอัดตัวและปริมาตรด้านล่างลูกสูบกำลัง ดังแสดงในรูปที่ 5-18 และรูปที่ 5-19 ลักษณะดังกล่าวอาจทำให้เกิดผลกระทบต่อการทำงานของรีเจเนอเรเตอร์ได้ในระยะยาว และการสึกหรอของแหวนลูกสูบในลักษณะดังกล่าวนี้ย่อมทำให้กำลังขาออกของเครื่องยนต์ลดลงอย่างแน่นอน ซึ่งหากเป็นเช่นนั้นแล้ว การที่จะพัฒนาเครื่องยนต์ให้มีกำลังขาออกเพิ่มสูงขึ้นในอนาคตก็ย่อมทำให้การสึกหรอของแหวนลูกสูบมีแนวโน้มที่สูงขึ้นเช่นกัน เพราะฉะนั้นแนวทางในการป้องกันเพื่อไม่ให้เกิดการสึกหรอที่แหวนลูกสูบกำลังมากเกินไป การเลือกใช้วัสดุใหม่จึงเป็นอีกหนึ่งแนวทางในการแก้ไขปัญหา



รูปที่ 5-18 การสึกหรอของแหวนลูกสูบกำลัง



รูปที่ 5-19 ผงเทพลอนที่เกิดจากการสึกหรอของแหวนลูกสูบกำลังกระจายติดตามผนังกระบอกสูบ

## 5.4 สรุป

ผลการทดสอบที่ได้จากการทดสอบเครื่องยนต์ที่อุณหภูมิผิววนอกของฮีตเตอร์ที่ 350 องศาเซลเซียส กำลังขาออกวัดได้สูงสุดที่ระดับความดัน 7 บาร์ ที่ 26.63 วัตต์ ที่ 267 รอบต่อนาที ได้แรงบิดสูงสุด 1.11 นิวตัน-เมตร ที่ 220 รอบต่อนาที ให้ประสิทธิภาพสูงสุดเท่ากับ 5.56% ที่ความเร็วรอบ 220 รอบต่อนาที

ระดับอุณหภูมิผิววนอกฮีตเตอร์ที่ 400 องศาเซลเซียส กำลังขาออกวัดได้สูงสุดที่ระดับความดัน 7 บาร์ ที่ 50.75 วัตต์ ที่ 363 รอบต่อนาที ได้แรงบิดสูงสุด 1.77 นิวตัน-เมตร ที่ 209 รอบต่อนาที ให้ประสิทธิภาพสูงสุดเท่ากับ 7.27% ที่ความเร็วรอบ 308 รอบต่อนาที

ระดับอุณหภูมิผิววนอกฮีตเตอร์ที่ 450 องศาเซลเซียส กำลังขาออกวัดได้สูงสุดที่ระดับความดัน 7 บาร์ ที่ 77.02 วัตต์ ที่ 454 รอบต่อนาที ได้แรงบิดสูงสุด 2.07 นิวตัน-เมตร ที่ 219 รอบต่อนาที ให้ประสิทธิภาพสูงสุดเท่ากับ 8.39% ที่ความเร็วรอบ 339 รอบต่อนาที

ระดับอุณหภูมิผิววนอกฮีตเตอร์ที่ 500 องศาเซลเซียส กำลังขาออกวัดได้สูงสุดที่ระดับความดัน 7 บาร์ ที่ 95.40 วัตต์ ที่ 360 รอบต่อนาที ได้แรงบิดสูงสุด 2.94 นิวตัน-เมตร ที่ 235 รอบต่อนาที ให้ประสิทธิภาพสูงสุดเท่ากับ 9.58% ที่ความเร็วรอบ 325 รอบต่อนาที

ในการวัดผลกำลังขาออกของเครื่องยนต์ฮีตเตอร์ถึง เครื่องยนต์สามารถให้กำลังขาออกสูงสุดที่ 95.40 วัตต์ ที่ 360 รอบต่อนาที ที่ระดับความดัน 7 บาร์ ดังที่ได้ประเมินไว้ตามแนวคิดของ Iwamoto และจากผลการทดสอบก็ได้แสดงให้เห็นว่าสมการของ Iwamoto ค่อนข้างมีความแม่นยำในการทำนาย สามารถสังเกตได้จากผลการทดสอบที่ระดับอุณหภูมิผิววนอกฮีตเตอร์ 500 องศาเซลเซียส มีค่าใกล้เคียงกับผลการทำนายจากสมการของ Iwamoto ที่ระดับอุณหภูมิสารทำงานด้านขยายตัว 400 องศาเซลเซียส ที่ 100 วัตต์และ 627 รอบต่อนาที เพราะในความเป็นจริง อุณหภูมิที่วัดได้จากผิววนอกฮีตเตอร์ย่อมมีค่าสูงกว่าอุณหภูมิสารทำงานด้านขยายตัวที่อยู่ภายในเครื่องยนต์ ดังนั้นผลของกำลังขาออกที่ได้จากทดสอบในเบื้องต้นจึงต่ำกว่าผลที่ทำนาย แต่ถ้าหากสามารถวัดอุณหภูมิของสารทำงานภายในฮีตเตอร์เครื่องยนต์ได้ ผลที่ได้จากการทำนายด้วยสมการของ Iwamoto ย่อมมีแนวโน้มที่จะแม่นยำมากขึ้น

ผลการทดสอบกำลังขาออกที่ได้ออกมาถึง 95.40 วัตต์ ที่ระดับอุณหภูมิผิววนอกฮีตเตอร์ 500 องศาเซลเซียส ก็นับได้ว่าเป็นอีกหนึ่งความสำเร็จและเป็นที่น่าพอใจสำหรับงานวิจัยนี้ สำหรับสัดส่วนของกำลังขาออกต่อปริมาตรขยายตัวเมื่อเทียบกับเครื่องยนต์อื่นๆ ในระดับเทคโนโลยีการผลิตที่ใกล้เคียงกันพบว่าเครื่องยนต์ฮีตเตอร์ลิ้นแบบนี้มีระดับกำลังต่อปริมาตรอยู่ในระดับที่สูง แต่เมื่อเทียบกับเครื่องยนต์ฮีตเตอร์ลิ้นในเชิงพาณิชย์แล้วก็ยังถือว่าต่างกันอยู่มาก แต่



ในอนาคตหากมีการพัฒนาในด้านของการเลือกหาวัสดุที่เหมาะสม การเลือกรูปแบบการผลิตที่สอดคล้องกับท้องถิ่น ด้วยเป้าหมายเพื่อลดการนำเข้าเครื่องต้นกำลังจากต่างประเทศ เครื่องยนต์สเตอร์ลิงก็ยังมีโอกาสในการนำมาเป็นเครื่องต้นกำลังได้ค่อนข้างมาก โดยเฉพาะอย่างยิ่งเมื่อมองไปถึงการใช้งานร่วมกับพลังงานแสงอาทิตย์แล้วยังทำให้เครื่องยนต์สเตอร์ลิงมีความน่าสนใจเพิ่มขึ้นอีก ด้วยพลังงานต้นทางที่ไม่ต้องเสียค่าใช้จ่ายใดๆ เหมือนกับเครื่องยนต์สันดาปภายในที่ต้องใช้พลังงานปิโตรเลียม พร้อมทั้งยังสามารถช่วยลดปัญหาเรือนกระจกที่เป็นต้นเหตุของการทำให้สภาพอากาศในปัจจุบันมีการเปลี่ยนแปลง แต่นั่นก็เป็นทิศทางเริ่มต้นที่จะสามารถนำไปสู่การพัฒนาเครื่องยนต์สำหรับการเชื่อมต่อร่วมกับระบบรวมพลังงานแสงอาทิตย์เข้าด้วยกันในส่วนตัวต่อไป อันเป็นส่วนที่สามารถเพิ่มศักยภาพในด้านพลังงานเพื่อสนับสนุนแนวทางการใช้พลังงานอย่างยั่งยืนของประเทศได้อีกทาง

ด้วยข้อคิดเห็นข้างต้นแสดงให้เห็นถึงความเป็นไปได้ในการพัฒนาเครื่องยนต์ต้นแบบในระดับอุดมศึกษาชั้นกลาง ให้สามารถมีระดับกำลังขาออกต่อปริมาตรवादด้านขยายตัวเพิ่มขึ้นได้ในอนาคต ดังที่ผู้วิจัยพอที่ทราบด้วยหลักการและแนวทางมาปรับแก้ใช้กับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบเครื่องนี้ ซึ่งได้พิจารณาแล้วว่าเมื่อผลต่อกำลังขาออกของเครื่องยนต์ค่อนข้างมาก หากมีการปรับใช้ในส่วนดังที่กล่าวต่อไป

การพัฒนาเครื่องยนต์ในอนาคต สิ่งหนึ่งที่ค่อนข้างสำคัญสำหรับสมรรถนะของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงคือ ชนิดของสารทำงาน ผลการทดสอบที่ได้จากการศึกษาของ Can Çinar และ Halit Karabulut [37] ได้อธิบายว่าการเปลี่ยนสารทำงานจากอากาศเป็นฮีเลียม (Helium) ด้วยระดับความดันของสารทำงานและระดับของแหล่งอุณหภูมิต้นทางที่เท่ากัน ผลที่ได้พบว่าการกำลังขาออกที่ได้จากเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นประมาณ 2 เท่า พร้อมกับความเร็วรอบสูงสุดที่เพิ่มสูงขึ้นซึ่งเป็นผลมาจากค่าการนำความร้อน (Thermal conductivity) ของฮีเลียมที่สูงกว่าอากาศจึงทำให้มีการถ่ายเทความร้อนระหว่างผนังฮีตเตอร์กับสารทำงานได้ดียิ่งขึ้น ซึ่งหากเป็นเช่นนั้นแล้วเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบเครื่องนี้ก็ยังสามารถพัฒนาต่อไปได้อีก โดยการเปลี่ยนสารทำงานที่มีค่าการนำความร้อนสูงกว่าอากาศ สารทำงานที่นิยมนำมาใช้กับเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ได้แก่ ไนโตรเจน ฮีเลียม ไฮโดรเจน เป็นต้น สำหรับการนำเอาไฮโดรเจนมาเป็นสารทำงานให้กับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเพื่อการทดสอบ ควรศึกษาข้อควรระวังให้รอบคอบก่อนนำไปใช้งาน เนื่องจากเป็นสารทำงานที่ค่อนข้างเสี่ยงต่อการติดไฟ

เนื่องด้วยการซีลภายในวัฏจักรของเครื่องยนต์ส่วนมากจะเป็นที่รู้จักกันในรูปแบบของแหวนลูกสูบที่ใช้วัสดุเป็นโลหะ ซึ่งมีใช้กันอยู่ในเครื่องยนต์สันดาปภายในทั่วไป แต่สำหรับเครื่องยนต์สเตอร์ลิง การใช้แหวนลูกสูบที่เป็นโลหะค่อนข้างมีข้อจำกัดเนื่องจากไม่มีการหล่อลื่นจากน้ำมันหล่อลื่นเหมือนกับเครื่องยนต์สันดาปภายใน วัสดุที่ทางผู้วิจัยได้เสนอแนะเพื่อนำมา

ทดแทนเทฟลอนบิริสุทธิจึงควรที่เป็นวัสดุที่ค่อนข้างสิ้นและสามารถทนต่อแรงกระทำจากภายนอก ไม่เปื่อยยุ่ยง่าย ซึ่งหากพิจารณาตามแนวคิดตั้งต้นนี้แล้ว จากการศึกษาของเอกสาร [27] ได้แสดงให้เห็นว่าวัสดุเทฟลอนที่มีส่วนผสมของทองเหลืองนั้นสามารถช่วยเพิ่มระยะเวลาในการซ่อมบำรุงให้กับเครื่องยนต์ได้มากกว่าเทฟลอนบิริสุทธิ แต่หากมองในด้านราคาของวัสดุก็เป็นอีกส่วนหนึ่งที่ต้องนำมาพิจารณาร่วมด้วยเช่นกัน

สุดท้ายนี้ จากแนวคิดทั้งหมดที่อธิบายไว้ในข้างต้นมิได้เพียงพอต่อการทราบผลที่ได้จากการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์เท่านั้น แต่ยังมีอีกหลายส่วนที่ยังสามารถนำมาวิเคราะห์และศึกษาผลที่เกิดขึ้นภายหลังจากที่ได้มีการทดสอบด้วยเช่นกัน ซึ่งการเปรียบเทียบผลกับเครื่องยนต์ต้นแบบอื่นๆ ที่ได้มีการศึกษาวิจัยมาก่อนหน้า ย่อมเป็นอีกหนึ่งทิศทางที่จะทำให้ทราบถึงระดับขีดความสามารถในการออกแบบ การสร้างและการพัฒนาของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบในงานวิจัยนี้ได้ และจากเหตุผลทั้งหมดเป็นส่วนที่ผู้วิจัยได้แสดงความคิดเห็นในการปรับปรุงเครื่องยนต์ให้มีสมรรถนะที่ดีขึ้น ทนทานขึ้น เพื่อให้เครื่องยนต์ต้นแบบที่ได้ออกแบบและสร้างขึ้นสามารถนำไปใช้งานได้จริงในอนาคตต่อไป

## บทที่ 6

### บทสรุปและข้อเสนอแนะ

#### 6.1 บทสรุป

วิทยานิพนธ์นี้เป็นความพยายามออกแบบและสร้างเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเพื่อทดแทนเครื่องต้นกำลังหลักที่ใช้ร่วมกับระบบรวมแสงอาทิตย์ หรือที่เรียกว่า Concentrating Solar Power, CSP การออกแบบพยายามมุ่งเน้นใช้วัสดุที่มีอยู่ภายในประเทศ โดยมีความสอดคล้องกับพื้นฐานด้านเทคโนโลยีการผลิตภายในประเทศ เพื่อการขยายฐานกำลังในการผลิตพลังงานไฟฟ้ารายย่อยให้สูงขึ้นในอนาคต

ด้วยแนวคิดดังกล่าว การดำเนินศึกษาผลของการนำเครื่องยนต์สเตอร์ลิงมาเป็นเครื่องต้นกำลังให้กับระบบรวมแสงอาทิตย์ในระดับขนาดของกำลังในการผลิตที่ไม่สูงมากนัก (ต่ำกว่า 20 kW) และจากการศึกษาถึงความสามารถของแผงรับความร้อนจากดวงอาทิตย์แบบรางพาราโบลาและพบว่าระดับอุณหภูมิที่สามารถทำได้สูงถึง 400 องศาเซลเซียส ในระดับอุณหภูมิดังกล่าวจึงเป็นที่มาให้เกิดแนวคิดในการออกแบบเครื่องต้นกำลังสเตอร์ลิงผลต่างอุณหภูมิปานกลางในพิคัดกำลัง 100 วัตต์ ใช้อากาศเป็นสารทำงานเพื่อใช้เป็นเครื่องต้นแบบในการศึกษาถึงสภาวะการทำงานของเครื่องยนต์ อันจะส่งผลถึงการพัฒนาเพื่อต่อยอดแนวความคิดนี้ให้สามารถเข้าถึงแหล่งชุมชนได้อย่างมีประสิทธิภาพ พร้อมทั้งมุ่งหวังให้แนวคิดดังกล่าวเป็นอีกหนึ่งเครื่องยนต์ทางเลือกเพื่อใช้ในงานด้านต่างๆ ต่อไปซึ่งไม่เพียงแต่การผลิตพลังงานไฟฟ้าเท่านั้น แต่หากมีการศึกษาพัฒนาให้เหมาะสมแล้ว เครื่องยนต์ดังกล่าวยังสามารถนำไปใช้รวมกับการเกษตรอันเป็นพื้นฐานทางด้านการดำรงชีวิตของแหล่งชุมชนในเขตที่ห่างไกลได้อีกทางหนึ่ง

ในการออกแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงผลต่างอุณหภูมิปานกลางใช้ทฤษฎีเชิงประจักษ์ด้วยวิธีของ Iwamoto ในการทำนายขนาดของปริมาตรด้านขยายตัวและความเร็วรอบ การประเมินใช้หลักการตัดสินใจด้วยหลักพื้นฐานที่ว่าเมื่อมีการเพิ่มความดันให้กับเครื่องยนต์ ระดับความดันเท่าใดที่มีเหมาะสมกับเครื่องยนต์มากที่สุด เมื่อกลับไปมองถึงแหล่งจ่ายความดันหรือถังลมที่มีใช้กันทั่วไป ระดับที่เหมาะสมก็น่าจะไม่เกิน 6 บาร์เกจ (7 บาร์สัมบูรณ์) ด้วยหลักในการออกแบบดังกล่าวนำมาใช้ในการคำนวณจะได้ขนาดของปริมาตรด้านขยายตัวออกมาที่ 165 cc และให้ผลของความเร็วยกออกมาพร้อมกันที่ 627 รอบต่อนาที หลังจากที่ได้ขนาดของปริมาตรด้านขยายตัวแล้ว การหาปริมาตรอัดตัว ปริมาตรฮีตเตอร์ ปริมาตรรีเจนเนอเรเตอร์ และปริมาตรคูเลออร์ จึงเป็นส่วนที่ตามมาจากการประเมินด้วยการวิเคราะห์ทางเทอร์โมไดนามิกส์แบบ

Adiabatic ผลที่ได้จากการประเมินได้ปริมาตรอัดตัวมีค่าเท่ากับ 165 cc ปริมาตรฮีตเตอร์มีค่าเท่ากับ 62 cc ปริมาตรรีเจนเนอเรเตอร์มีค่าเท่ากับ 84 cc และปริมาตรคูลเลอร์มีค่าเท่ากับ 50 cc

หลังจากที่ได้มีการประเมินขนาดของปริมาตรต่างๆ เสร็จสิ้นแล้ว การออกแบบเพื่อผลิตชิ้นส่วนต่างๆของเครื่องยนต์จึงเป็นงานที่ต้องกระทำในส่วนต่อไป หลักในการพิจารณาเป็นการนำเอาแนวคิดต่างๆ จากหลายเครื่องยนต์มาประยุกต์เข้ากับเครื่องยนต์ต้นแบบและมีการตัดสินใจเลือกใช้เครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบเบตา พร้อมทั้งมีการออกแบบเครื่องยนต์ให้สอดคล้องกับแนวความคิดในเบื้องต้น หลังจากที่ได้ผลิตเครื่องยนต์เป็นที่เรียบร้อยแล้ว การทดสอบการทำงานเครื่องยนต์ในเบื้องต้นพบว่าเครื่องยนต์ไม่ทำงาน การประเมินแนวทางในการปรับแก้จึงเป็นอีกหนึ่งงานที่ต้องศึกษาเพื่อปรับแก้ให้เครื่องยนต์ทำงานได้ ความสำคัญของการที่จะทำให้เครื่องยนต์ทำงานได้ขึ้นอยู่กับหลายองค์ประกอบ พร้อมทั้งมีการปรับแก้ในหลายส่วนของเครื่องยนต์ ส่วนหลักๆ ที่ได้ปรับแก้เป็นอันดับแรก คือ อุณหภูมิถ่ายเทความร้อนทั้งหมดของเครื่องยนต์ ด้วยการลดขนาดของปริมาตรฮีตเตอร์ให้เหลือ 20 cc ปริมาตรรีเจนเนอเรเตอร์เหลือ 36 cc และปริมาตรคูลเลอร์เหลือ 16.5 cc และมีการปรับแก้ชิ้นงานในส่วนของฝาสูบร้อนและฝาสูบเย็นด้วยการเปลี่ยนวัสดุผลที่ได้ออกมาจากความพยายามในการปรับแก้ดังกล่าวสามารถทำให้เครื่องยนต์กลับมาทำงานได้ จากประสบการณ์ดังกล่าวได้แสดงให้เห็นว่าส่วนที่มีความสำคัญต่อการทำงานและประสิทธิภาพของเครื่องยนต์โดยหลักๆแล้วจะอยู่ที่ฝาสูบร้อน ฝาสูบเย็น ซึ่งเป็นตำแหน่งที่ตั้งของปริมาตรฮีตเตอร์ ปริมาตรรีเจนเนอเรเตอร์ และปริมาตรคูลเลอร์ หรือเรียกโดยรวมว่าอุปรกรณ์ถ่ายเทความร้อนของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงนั่นเอง

การออกแบบทางเทอร์โมไดนามิกส์ รวมถึงการปรับแก้และสร้างชิ้นงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงทำให้ได้ลักษณะโดยรวมของเครื่องยนต์ที่มีรายละเอียดดังแสดงไว้ในตารางที่ 6-1

ตารางที่ 6-1 ข้อมูลจำเพาะของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงหลังการปรับแก้

ปริมาตรกวาดด้านขยายตัว	165 cc
ปริมาตรกวาดด้านอัดตัว	165 cc
เส้นผ่านศูนย์กลางกระบอกสูบ× ระยะชัก	74×37 mm
ความเร็วรอบเครื่องยนต์	630 rpm
มุมต่างปริมาตร	120 องศา
ปริมาตรด้านอัดตัว : ปริมาตรด้านขยายตัว	1:1
อัตราส่วนการอัด	1.61
ปริมาตรคงที่ฮีตเตอร์	20 cc

พื้นที่การถ่ายเทความร้อนฮีตเตอร์	878 cm <sup>2</sup>
รูปแบบฮีตเตอร์	Slot/ ขดลวดไฟฟ้า
ปริมาตรคงที่คูลเลอร์	16.5 cc
พื้นที่การถ่ายเทความร้อนคูลเลอร์	770 cm <sup>2</sup>
รูปแบบคูลเลอร์	Slot/ น้ำหล่อเย็น
ปริมาตรคงที่รีเจนเนอเรเตอร์	46 cc
ความพรุนรีเจนเนอเรเตอร์	75%
ขนาดของเส้นลวดรีเจนเนอเรเตอร์	0.2 mm
ความถี่ตาข่าย	เบอร์ 80

ด้วยความพยายามในการปรับแก้เครื่องยนต์ ผลที่ได้คือเครื่องยนต์สามารถทำงานได้ตามเป้า ในการดำเนินงานเพื่อได้ทราบถึงสมรรถนะของเครื่องยนต์ ส่วนต่อไปจึงเป็นการเตรียมอุปกรณ์การวัดและแนวทางในการทดสอบ ในการทดสอบนี้ ผู้วิจัยได้ทดสอบสมรรถนะด้วยการเปลี่ยนระดับความดันของสารทำงานทั้งหมด 4 ระดับให้แก่ระบบ ได้แก่ ที่ระดับ 1, 3, 5 และ 7 บาร์ และเปลี่ยนอุณหภูมิผิวนอกของฮีตเตอร์ที่ระดับ 350, 400, 450 และ 500 องศาเซลเซียส

ผลการทดสอบเครื่องยนต์ที่อุณหภูมิผิวนอกของฮีตเตอร์ที่ 350 องศาเซลเซียส กำลังขาออกวัดได้สูงสุดที่ระดับความดัน 7 บาร์ ที่ 26.63 วัตต์ ที่ 267 รอบต่อนาที ได้แรงบิดสูงสุด 1.11 นิวตัน-เมตร ที่ 220 รอบต่อนาที ให้ประสิทธิภาพสูงสุดเท่ากับ 5.56% ที่ความเร็วรอบ 220 รอบต่อนาที

ระดับอุณหภูมิผิวนอกฮีตเตอร์ที่ 400 องศาเซลเซียส กำลังขาออกวัดได้สูงสุดที่ระดับความดัน 7 บาร์ ที่ 50.75 วัตต์ ที่ 363 รอบต่อนาที ได้แรงบิดสูงสุด 1.77 นิวตัน-เมตร ที่ 209 รอบต่อนาที ให้ประสิทธิภาพสูงสุดเท่ากับ 7.27% ที่ความเร็วรอบ 308 รอบต่อนาที

ระดับอุณหภูมิผิวนอกฮีตเตอร์ที่ 450 องศาเซลเซียส กำลังขาออกวัดได้สูงสุดที่ระดับความดัน 7 บาร์ ที่ 77.02 วัตต์ ที่ 454 รอบต่อนาที ได้แรงบิดสูงสุด 2.07 นิวตัน-เมตร ที่ 219 รอบต่อนาที ให้ประสิทธิภาพสูงสุดเท่ากับ 8.39% ที่ความเร็วรอบ 339 รอบต่อนาที

ระดับอุณหภูมิผิวนอกฮีตเตอร์ที่ 500 องศาเซลเซียส กำลังขาออกวัดได้สูงสุดที่ระดับความดัน 7 บาร์ ที่ 95.40 วัตต์ ที่ 360 รอบต่อนาที ได้แรงบิดสูงสุด 2.94 นิวตัน-เมตร ที่ 235 รอบต่อนาที ให้ประสิทธิภาพสูงสุดเท่ากับ 9.58% ที่ความเร็วรอบ 325 รอบต่อนาที

การศึกษาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงผลต่างอุณหภูมิปานกลางแบบเบตาที่ใช้อากาศเป็นสารทำงาน โดยมีการออกแบบ การสร้างเครื่องยนต์ต้นแบบและการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ งานวิจัยนี้ได้แสดงให้เห็นถึงความเป็นไปได้ในการที่จะนำเครื่องยนต์ชนิดนี้มาใช้เป็นเครื่องต้น

กำลังร่วมกับแนวคิดการใช้พลังงานหมุนเวียน ด้วยการนำเครื่องยนต์สเตอร์ลิงไปใช้ร่วมกับพลังงานแสงอาทิตย์ในระดับอุณหภูมิ 300-500 องศาเซลเซียส

ในการวัดผลกำลังขาออกของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง เครื่องยนต์สามารถให้กำลังขาออกสูงสุดที่ 95.40 วัตต์ ที่ 360 รอบต่อนาที ที่ระดับความดัน 7 บาร์ ดังที่ได้ประเมินไว้ตามแนวคิดของ Iwamoto และจากผลการทดสอบก็ได้แสดงให้เห็นว่าสมการของ Iwamoto ค่อนข้างมีความแม่นยำในการทำนาย สามารถสังเกตได้จากผลการทดสอบที่ระดับอุณหภูมิผิววนอกฮีตเตอร์ 500 องศาเซลเซียส มีค่าใกล้เคียงกับผลการทำนายจากสมการของ Iwamoto (2001) ที่ระดับอุณหภูมิสารทำงานด้านขยายตัว 400 องศาเซลเซียส ที่ 100 วัตต์ และ 627 รอบต่อนาที เพราะอุณหภูมิที่วัดได้จากผิววนอกฮีตเตอร์มีค่าสูงกว่าอุณหภูมิสารทำงานภายในเครื่องยนต์ ดังนั้นผลของกำลังขาออกที่ได้จากทดสอบในเบื้องต้นจึงต่ำกว่าผลที่ทำนาย แต่ถ้าหากสามารถวัดอุณหภูมิของสารทำงานภายในฮีตเตอร์เครื่องยนต์ได้ แน่ชัวร์ว่าผลที่ได้จากการทำนายด้วยสมการของ Iwamoto ย่อมมีความแม่นยำมากขึ้น

ในส่วนที่ต้องมีการพัฒนาและปรับแก้เครื่องยนต์ที่สังเกตได้จากการทำงานของเครื่องยนต์คือ แหวนลูกสูบกำลัง เพื่อให้มีการซีลที่ดีขึ้นในจังหวะอัดตัวและขยายตัวของสารทำงาน อีกประการหนึ่งเพื่อเพิ่มช่วงระยะเวลาในการซ่อมบำรุงให้กับเครื่องยนต์

การรั่วซึมของสารทำงาน สิ่งที่น่าผู้วิจัยพบสาเหตุของปัญหาที่ทำให้เกิดการรั่วซึมของสารทำงานที่ตำแหน่งของ Mechanical seal อันเนื่องมาจากผลของการโก่งงอของเพลลาซิปทำให้ผิวหน้าสัมผัสของ Mechanical seal นั้นไม่แนบสนิทกันในขณะที่เครื่องยนต์ทำงาน ดังนั้นการแก้ปัญหาจึงค่อนข้างมีส่วนเกี่ยวข้องกับการออกแบบเพลลาซิป หากสามารถแก้ปัญหาเกี่ยวกับเพลลาซิปโก่งงอได้สำเร็จ การรั่วซึมของสารทำงานที่ตำแหน่งของ Mechanical seal อาจจะลดน้อยลงหรือไม่มีการรั่วเกิดขึ้น

อีกสิ่งหนึ่งที่ทางผู้วิจัยต้องการให้หลักการและแนวคิดในการออกแบบและผลิตเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ซึ่งแนวคิดดังกล่าวเกิดขึ้นจากประสบการณ์ของผู้วิจัยเอง สิ่งสำคัญสำหรับการออกแบบเครื่องยนต์เพื่อให้ได้มาซึ่งสมรรถนะของเครื่องยนต์ในระดับที่สูงนั้น สามารถสรุปพอสังเขปได้ดังนี้

1. การถ่ายเทความร้อนของเครื่องยนต์จะต้องสามารถถ่ายเทความร้อนให้กับสารทำงานที่อยู่ภายในเครื่องยนต์และสามารถคายความร้อนออกจากเครื่องยนต์ได้ ดังนั้นในส่วนนี้จะต้องทำให้พื้นที่ที่ใช้ในการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนเพียงพอต่อความต้องการของเครื่องยนต์นั้นๆที่ได้มีการออกแบบ ซึ่งจะขึ้นอยู่กับขนาดของเครื่องยนต์ที่ต้องการออกแบบ

2. การนำความร้อนจากด้านที่มีอุณหภูมิสูงลงมาสู่ด้านที่มีอุณหภูมิต่ำที่มากเกินไปย่อมส่งผลทำให้ความร้อนมีการสูญเสียไปโดยเปล่าประโยชน์ ซึ่งจะทำให้ประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ลดลง หรือถ้าหากมีการนำความร้อนที่มากเกินไปก็อาจทำให้เครื่องยนต์ไม่ทำงานก็

เป็นได้ สิ่งสำคัญในการที่จะทำให้เครื่องยนต์สามารถทำงานได้ การถ่ายเทความร้อนจะต้องถ่ายเทให้กับสารทำงานเกิดการขยายตัวให้มากที่สุด และจะต้องลดอุณหภูมิของสารทำงานลงโดยการดูดความร้อนจากสารทำงานออกสู่ภายนอกบรรยากาศในขณะที่อัดตัวในระดับที่เหมาะสม เพราะฉะนั้น แนวทางในการออกแบบตรงจุดนี้จะต้องทำให้พื้นที่ที่มีการนำความร้อนจากด้านฮีตเตอร์ลงมาสู่ด้านคูลเลอร์มีน้อยที่สุด ซึ่งส่งผลต่อการเลือกใช้วัสดุและการออกแบบความหนาผนังชิ้นส่วนฝาสูบร้อนและฝาสูบเย็นจะต้องบาง และมีการนำฉนวนกันความร้อนมาลดการนำความร้อนให้กับตรงหน้าสัมผัสระหว่างส่วนที่ร้อนและส่วนที่เย็นนี้ด้วย

3. การลดปริมาตรคงที่ของเครื่องยนต์ฮีตเตอร์ลงให้เหลือน้อยที่สุดจะเป็นส่วนที่ทำให้เครื่องยนต์ได้กำลังอัดที่เพิ่มมากขึ้น จากผลดังกล่าวทำให้งานจากการอัดตัวและงานที่ได้จากการขยายตัวของสารทำงานเพิ่มขึ้น ซึ่งเป็นผลทำให้เครื่องยนต์สามารถมีสมรรถนะที่เพิ่มขึ้น แต่การลดปริมาตรคงที่ของเครื่องยนต์ลงมาเกินไปก็ทำให้พื้นที่ในการถ่ายเทความร้อนของเครื่องยนต์มีน้อยไปด้วยเช่นกัน ซึ่งสองสิ่งนี้ต้องพิจารณาควบคู่ไปด้วยกัน

4. ควรทำให้ชิ้นส่วนที่มีการเคลื่อนที่ทั้งหมดในเครื่องยนต์มีความเสียดทานที่น้อยที่สุด

5. การซีลของแหวนลูกสูบกำลังควรให้มีการรั่วของสารทำงานน้อยที่สุด แต่ต้องไม่ขัดแย้งกับข้อที่ 4

## 6.2 ข้อเสนอแนะ

การพัฒนาเครื่องยนต์เพื่อให้สามารถนำไปใช้งานได้จริง ควรมีการปรับแก้ชิ้นงานของเครื่องยนต์ให้สมบูรณ์ ในส่วนของเรื่อน Linear bearing ควรออกแบบและผลิตให้เป็นชิ้นเดียวกันในแต่ละด้าน ซึ่งหากยังมีชิ้นงานที่แยกส่วนมาก ความผิดพลาดจากการประกอบ Linear bearing ไม่อยู่ในแนวเดียวกันและจะส่งผลทำให้ความเสียดทานเพิ่มขึ้นได้

การออกแบบปรับแก้ชิ้นงานในส่วนของเพลาชับด้วยขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางที่จำเป็นต้องมีขนาดใหญ่กว่า 35 mm หากแต่ยังไม่ได้มีการผลิตชิ้นงานในส่วนดังกล่าว เนื่องจากการผลิตจะต้องปรับแก้หรือต้องออกแบบใหม่ในชิ้นงานที่มีส่วนเกี่ยวข้องเพื่อให้สามารถรองรับกับเพลาชับที่ผลิตขึ้นมาใหม่ได้ แต่เนื่องจากหลักการและแนวคิดในการออกแบบดังที่ได้กล่าวมาแล้วในบทที่ 3 ว่าต้องการให้เพลาชับสามารถปรับมุมต่างของข้อเหวี่ยงได้ เพื่อการศึกษาถึงสมรรถนะในแต่ละมุมว่ามีผลในทิศทางใด ดังนั้นควรมีการทดลองเปลี่ยนมุมต่างของเพลาชับเพื่อทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์เปรียบเทียบกับในแต่ละมุมเพื่อหามุมที่เหมาะสมที่สุดกับเครื่องยนต์ต้นแบบนี้

สมรรถนะของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงขึ้นอยู่กับหลายปัจจัย หากจะกล่าวถึงเฉพาะรีเจนเนอเรเตอร์ วัสดุที่ใช้ในการผลิตย่อมมีส่วนค่อนข้างสำคัญต่อการออกแบบและการติดตั้ง แต่อย่างไรก็ดี ด้วยขนาดความพรุนของรีเจนเนอเรเตอร์ และขนาดของเส้นใยที่ใช้สานตาข่าย ดังกล่าว ยังมีอีกหลายความถี่และหลายขนาด ดังนั้น ควรมีการทดลองเปลี่ยนขนาดเส้นลวดตาข่าย ความถี่เส้นลวดตาข่าย ขนาดความพรุนรีเจนเนอเรเตอร์ เพื่อศึกษาลักษณะของรีเจนเนอเรเตอร์ที่เหมาะสมกับเครื่องยนต์ที่สุดในการนำมาใช้งาน

การทำงานของเครื่องยนต์ประกอบด้วยพลังงานความร้อนที่ไหลเข้าและออกจากเครื่องยนต์ รวมไปถึงแรงเสียดทานในส่วนต่างๆ ซึ่งควรมีการศึกษาถึงสมรรถนะของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงในเชิงพลังงานที่สูญเสียจากเครื่องยนต์ในส่วนต่างๆ เพื่อให้ทราบถึงทิศทางในการพัฒนาเครื่องยนต์ให้มีความสมบูรณ์ทางด้านประสิทธิภาพและสมรรถนะในอนาคตต่อไป

เนื่องด้วยการทดสอบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงผลต่างอุณหภูมิปานกลางที่ได้ทดสอบผ่านไปแล้วนั้นพบว่า การวัดผลของอุณหภูมิเครื่องยนต์ในด้านร้อน แท้ที่จริงแล้วจะต้องวัดอุณหภูมิของสารทำงาน แต่การวัดผลในการทดสอบนี้วัดอุณหภูมิที่ผิวนอกฮีตเตอร์ สาเหตุที่วัดผลดังกล่าวเนื่องมาจากปัญหาทางด้านการติดตั้งอุปกรณ์การวัดอุณหภูมิที่จะต้องถูกนำไปติดตั้งภายในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องยนต์ ซึ่งอาจทำให้ผลการทดสอบเมื่อเทียบกับผลที่ได้ประเมินก่อนการออกแบบอาจมีความคลาดเคลื่อน ดังนั้น การติดตั้งอุปกรณ์การวัดเพื่อวัดอุณหภูมิของสารทำงานจึงเป็นอีกส่วนหนึ่งที่มีความน่าสนใจ เพื่อเปรียบเทียบผลระหว่างอุณหภูมิที่ผิวนอกอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนและสารทำงานว่ามีความต่างกันเท่าใด

ควรมีการเปลี่ยนชนิดของสารทำงานและทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ เพื่อศึกษาถึงข้อได้เปรียบและความเป็นไปได้จากการนำเอาสารทำงานอื่นๆ มาใช้กับเครื่องยนต์

หลังจากที่ได้ออกแบบและผลิตเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบเบตาผลต่างอุณหภูมิปานกลางด้วยเป้าประสงค์ในอนาคตเพื่อให้เป็นเครื่องต้นกำลังของระบบ CSP ในระดับพิกัดกำลังการผลิตไฟฟ้าขนาดเล็ก ดังนั้นจึงควรมีการนำเอาเครื่องต้นกำลังเชื่อมต่อกับชุดแผงรับรังสีความร้อนด้วยการออกแบบและผลิตแผงรับรังสีความร้อนขึ้นจริง เพื่อศึกษาขีดความสามารถของระบบที่มีการใช้เครื่องยนต์สเตอร์ลิงเป็นต้นกำลังต่อไป



## รายการอ้างอิง

- [1] Onowwiona, H.I, Ugursal VI. Residential cogeneration systems: review of the current technology, **Renewable and Sustainable Energy Review** 10(2006) : 389–431.
- [2] Lane, N.W. **Commercialization Status of Free-piston Stirling Machines**, Available from: [www.sunpower.com](http://www.sunpower.com)
- [3] Huth, J., and Collins, J. Diesel Fuel-to-Electric Energy Conversion Using Compact, Portable, Stirling Engine-Based Systems, **The 13th International Stirling Engine Conference** (2007).
- [4] Bhattacharya, C. Commercialization options for biomass energy technologies in ESCAP countries, **Regional Seminar on Commercialization of Biomass Technology** (2001).
- [5] Hirata, K., et al. Test Results of Applicative 100 W Stirling Engine. **Proceedings of the 31st Intersociety Energy Conversion Engineering Conference** 2(1996) : 1259-1264
- [6] Kagawa, N. Experimental study of a 3-kW Stirling engine. **Journal of Propulsion and Power** 18, 3 (2002): 696-702.
- [7] Minassians, A.D. **Stirling Engine for Low-Temperature Solar-Thermal-Electric Power Generation**. Doctor of Philosophy's Thesis, Department of Electrical Engineering and Computer Sciences, University of California, Berkeley, 2007.
- [8] Tlili, I., et al. Analysis and design consideration of mean temperature differential Stirling engine for solar application, **Renewable Energy** 33 (2008) : 1911-1921.
- [9] Kontragool, B. and Wongwises, S. Performance of low-temperature differential Stirling engines, **Renewable Energy** 33 (2008) : 2134–2144.
- [10] Isshiki, S., et al. The Experimental Study of Atmospheric Stirling Engine Using Pin-Fin Arrays' Heat Exchanger, **Journal of Power and Energy Systems** 2, 5 (2008) : 1198-1208.
- [11] Karabulut, H., et al. Torque and power characteristics of a helium charged Stirling engine with a lever controlled displacer driving mechanism, **Renewable Energy** 35 (2010) : 138-143.

- [12] Soontornsaratool, P. and Sermnarah, P. Construction and testing of a Stirling cycle engine. Project report, Faculty of Engineering, Dept. of Agricultural Engineering. Khon Kaen University, 1972.
- [13] ณัฏฐร สุรพันธุ์. การสร้างเครื่องต้นแบบ Ringbom stirling engine. วิทยานิพนธ์ปริญญาบัณฑิต, ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่, 2537.
- [14] ดนัย อร่ามธรรมมาพร. การศึกษาความเป็นไปได้ในการนำพลังงานความร้อนจากโปรติวเซอร์ แก๊สมาเดินเครื่องยนต์สเตอร์ลิงโดยใช้ไอน้ำเป็นสารทำงาน. วิทยานิพนธ์ปริญญาวิทยาศาสตรมหาบัณฑิต, สาขาเทคโนโลยีอุณหภาพ คณะพลังงานสิ่งแวดล้อมและวัสดุ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี, 2539.
- [15] ชาญชัย ลิ้มปิยากร. รายงานฉบับสมบูรณ์ โครงการศึกษาและพัฒนาเครื่องจักรสเตอร์ลิงขนาดเล็ก. สถาบันเทคโนโลยีเพื่อการพัฒนาชนบท จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2541.
- [16] บัญชา ตั้งตระกูล และไพศาล นาผล. สมรรถนะของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบความแตกต่างของอุณหภูมิเต้า. การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 15 1(2544) : 87-90.
- [17] บัญชา ตั้งตระกูล และไพศาล นาผล. การศึกษาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบขนานทำงานสองด้าน. การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 15 1(2544) : 99-103.
- [18] ไพบุลย์ ศรีภคการ และ จิตรกร ศรีสายชล. การออกแบบและสร้างเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดอัลฟาจากเครื่องอัดอากาศ. การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 20 (2549).
- [19] บัณฑิต ลิ้มมีโชคชัย, เมธิญ์ จันทร์สา และจ่านง สรพิพัฒน์. ศักยภาพของเครื่องยนต์ Stirling ผลิตไฟฟ้าพลังแสงอาทิตย์ในประเทศไทย, การประชุมเชิงวิชาการเครือข่ายพลังงานแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 2 (2549).
- [20] Kongtragool, B. and Wongwises, S. A review of solar-powered Stirling engines and low temperature differential Stirling engines. *Renew able and Sustainable Energy Reviews* 7(2003) : 131–154.
- [21] Iwamoto, S., Hirata, K. and Toda, F. Performance of Stirling Engines (Arranging Method of Experiment Results and Performance Prediction). *JSME International Journal* 44,1(2001).

- [22] Prieto, J. I. and Stefanovskiy, A. B., Dimensional analysis of leakage and mechanical power loss of kinematic Stirling engines. *Proc. Instn Mech. Engrs* 217, C(2003).
- [23] Reader, G.T. and Hooper, C. *Stirling Engines*. Cambridge, 1983.
- [24] จิตรกร ศรีสายชล. *การออกแบบและสร้างเครื่องยนต์สเตอร์ลิง*, วิทยานิพนธ์ปริญญา มหาบัณฑิต, สาขาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล บัณฑิตวิทยาลัย จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2549.
- [25] ไพบูลย์ ศรีภาคกร. *การออกแบบเชิงวิเคราะห์สำหรับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบความต่างของ อุณหภูมิต่ำ, การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 17* (2546).
- [26] James R. S. *Ringbom Stirling engines*. Oxford University press, 1993.
- [27] Hargraves, C. M. *The Philips Stirling Engine*. Elsevier Science Publishers B.V., 1991.
- [28] Hirata, K. and Iwamoto, S. Study on Design and Performance Prediction Methods for Miniaturized Stirling Engine. *Society of Automotive Engineers, Inc* (1998).
- [29] Wikipedia. **Rhombic drive**[Online]. Available from:  
[http://en.wikipedia.org/wiki/Rhombic\\_drive](http://en.wikipedia.org/wiki/Rhombic_drive)[2008, December 10]
- [30] **Alternative Displacer Geometries for Low-Tech Stirling Engines**. (England, 1997).
- [31] ศุภชัย ตระกูลทรัพย์ทวี. *SolidWorks/COSMOSWorks ขั้นพื้นฐาน*. กรุงเทพฯ : สมาคมส่งเสริมเทคโนโลยี (ไทย-ญี่ปุ่น), 2549.
- [32] Wikipedia. **Yield (engineering)** [Online]. Available from:  
[http://en.wikipedia.org/wiki/Yield\\_strength](http://en.wikipedia.org/wiki/Yield_strength) [2009, February 16]
- [33] Bohler, **Special Steel Manual**, Kapfenberg, Germany, 2000.
- [34] วริทธิ์ อึ้งภากรณ์ และ ชาญ ถนัดงาน. *การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 1*. กรุงเทพฯ : ซีเอ็ดดูเคชั่น, 2548.
- [35] Allan J. O. *The air engine*. CRC Press, 2007.
- [36] Timoumi, Y., et al. Performance optimization of Stirling engines, *Renewable Energy* 33 (2008) : 2134–2144.
- [37] Çinar, C. and Karabulut, H. Manufacturing and testing of a gamma type Stirling engine, *Renewable Energy* 30 (2005) : 57-66.

ภาคผนวก

## ภาคผนวก ก อุปกรณ์การวัด

### ก1. การวัดอุณหภูมิและความเร็วรอบ

การเก็บผลของอุณหภูมิสามารถตรวจวัดและเก็บบันทึกค่าโดยการเชื่อมต่อสัญญาณแรงดันไฟฟ้าจาก Thermocouple ชนิด K เข้าสู่อุปกรณ์ตรวจวัดอัตโนมัติ (Data Acquisition, DAQ) ได้โดยตรง ซึ่งได้ใช้อุปกรณ์รุ่น NI 9205 เชื่อมต่อกับแท่นร่วมอุปกรณ์รุ่น NI cDAQ-9172 จาก National Instruments ดังแสดงในรูปที่ ก-1 เพื่อการวัดผลและบันทึกค่าอุณหภูมิเข้าสู่คอมพิวเตอร์



รูปที่ ก-1 อุปกรณ์ตรวจวัดอัตโนมัติ (Data Acquisition, DAQ)

ส่วนการวัดความเร็วรอบเครื่องยนตี่ใช้ Inductive sensor ยี่ห้อ Efector 100 รุ่น IG5841 ดังแสดงในรูปที่ ก-2 เป็นตัวส่งสัญญาณรูปคลื่นเข้าสู่อุปกรณ์ตรวจวัดอัตโนมัติ การแปลงผลออกมาเป็นความเร็วรอบของเครื่องยนตี่สามารถทำได้ด้วยรหัสโปรแกรม LabVIEW ซึ่งได้ถูกพัฒนาขึ้นเพื่อการเชื่อมต่อและบันทึกสัญญาณจากระบบตรวจวัดอัตโนมัติที่ได้ติดตั้งขึ้น



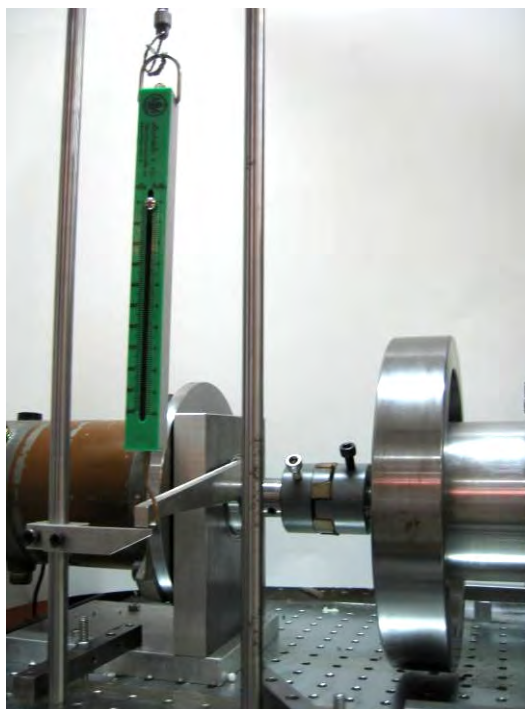
รูปที่ ก-2 อุปกรณ์ตรวจวัดความเร็วรอบเครื่องยนตี่ ยี่ห้อ Efector 100 รุ่น IG5841

## ก2. อุปกรณ์การวัดแรงบิดเครื่องยนต์

แรงบิดของเครื่องยนต์ที่ความเร็วรอบใดๆ สามารถวัดผลได้จากการที่สร้างภาระให้กับมอเตอร์ไฟฟ้ากระแสตรง 24 V ขนาด 118 วัตต์ที่นำมาใช้เป็นเครื่องกำเนิดไฟฟ้า ด้วยตัวต้านทานไฟฟ้าแบบปรับค่าได้ ยี่ห้อ BERCO ดังแสดงในรูปที่ ก-3 เร้อยนลือของเครื่องกำเนิดไฟฟ้าสามารถเคลื่อนตัวในทิศทางกรหมุนด้วยการติดตั้งเข้ากับลูกปืนตลับ และมีการติดตั้งแขนแรงเข้าที่ร้อยนลือของเครื่องกำเนิดไฟฟ้า แรงบิดที่ได้จากเครื่องยนต์วัดผลได้ด้วยการนำตาชั่งน้ำหนักวัดน้ำหนักที่กระทำกับปลายแขนแรง ดังแสดงในรูปที่ ก-4



รูปที่ ก-3 ตัวต้านทานไฟฟ้าแบบปรับค่าได้



รูปที่ ก-4 การติดตั้งเครื่องมือวัดแรงบิด

### ก3. อุปกรณ์วัดกำลังไฟฟ้าและควบคุมกำลังไฟฟ้า

อุปกรณ์การวัดอีกชิ้นหนึ่งที่มีส่วนสำคัญในการวัดผลของกำลังไฟฟ้าที่ใช้ในการทดสอบ คือ อุปกรณ์วัดกำลังไฟฟ้าแบบดิจิตอล ยี่ห้อ YOKOGAWA รุ่น WT1030 ดังแสดงในรูปที่ ก-5 อุปกรณ์ดังกล่าวสามารถวัดกำลังไฟฟ้าตามความต้องการพลังงานของขดลวดความร้อน กำลังไฟฟ้าสามารถควบคุมได้โดย SCR หรือที่เรียกว่า Triac circuit เพื่อให้ได้ความร้อนคงที่เมื่อทดสอบ ดังแสดงในรูปที่ ก-6



รูปที่ ก-5 เครื่องวัดกำลังไฟฟ้ายี่ห้อ YOKOGAWA รุ่น WT1030



รูปที่ ก-6 อุปกรณ์ควบคุมกำลังไฟฟ้า



#### ก4. ถังลมและอุปกรณ์ควบคุมแรงดัน

การจ่ายสารทำงานให้กับระบบเพื่อให้สามารถทำงานอยู่ในสภาวะความดันต่างๆ ตามที่ต้องการทดสอบจะใช้อุปกรณ์ควบคุมแรงดัน (Pressure regulator) เพื่อให้การจ่ายแรงดันสม่ำเสมอตลอดช่วงการทดสอบโดยถูกติดตั้งมาพร้อมกับถังลมยี่ห้อ PUMA รุ่น XM-2525 ขนาดถังเก็บความดัน 25 ลิตร ความดันสูงสุดของถังลมที่ระดับ 8 บาร์ อัตราการไหลอยู่ที่ระดับ 250 ลิตรต่ออนาที ดังแสดงในรูปที่ ก-7



รูปที่ ก-7 ถังลมพร้อมกับอุปกรณ์ควบคุมแรงดันยี่ห้อ PUMA

#### ก5. ขดลวดไฟฟ้า

ในการทดสอบ พลังงานความร้อนได้มาจากขดลวดไฟฟ้า ขนาดกำลังไฟฟ้าอยู่ที่ 1250 วัตต์ รูปแบบเป็นแบบรัดท่อ ดังแสดงในรูปที่ ก-8



รูปที่ ก-8 ขดลวดไฟฟ้าแบบรัดท่อขนาดกำลังไฟฟ้า 1250 วัตต์



**ภาคผนวก ข**  
**ข้อมูลจำเพาะเครื่องยนต์สเตอร์ลิง**

**ข้อมูลจำเพาะเครื่องยนต์สเตอร์ลิง**

เป้าหมายขนาดกำลังขาออกเครื่องยนต์	100 วัตต์ทางกล
ความเร็วรอบที่ให้กำลังขาออกสูงสุด	630 รอบต่อนาที
อุณหภูมิสารทำงานด้านขยายตัว	400 องศาเซลเซียส
อุณหภูมิสารทำงานด้านอัดตัว	55 องศาเซลเซียส
ชนิดสารทำงาน	อากาศ
ความดันเฉลี่ยสูงสุด	7 บาร์
มุมต่างปริมาตร	120 องศา
ชนิดเครื่องยนต์	เบตา

**ฮีตเตอร์**

รูปแบบ	ร่องครีป Slot
ความกว้างร่องครีป	0.5 mm
ความลึกร่องครีป	3 mm
ความยาวร่องครีป	57 mm
จำนวนร่องครีป	220 ร่อง
พื้นที่ถ่ายเทความร้อน	87780 mm <sup>2</sup>
ปริมาตรคงที่	20 cc

**รีเจนเนอเรเตอร์**

รูปแบบ	วงแหวน
วัสดุ	ตะแกรงตาข่ายเหล็กกล้าไร้สนิม
เบอร์ตาข่าย	80 ช่อง
ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางลวดตาข่าย	0.2 mm
ความพรุน	75%
ความยาวรีเจนเนอเรเตอร์	34 mm
ปริมาตรคงที่	46 cc

**คูลเลอร์**

รูปแบบ	ร่องครีป Slot
ความกว้างร่องครีป	0.5 mm
ความลึกร่องครีป	3 mm
ความยาวร่องครีป	46 mm
จำนวนร่องครีป	220 ร่อง
พื้นที่ถ่ายเทความร้อน	70840 mm <sup>2</sup>
ปริมาตรคงที่	16.5 cc
ของไหลที่ใช้ระบายความร้อน	น้ำ

**ลูกสูบกำลัง**

เส้นผ่านศูนย์กลางกระบอกสูบ	74 mm
ระยะชัก	37 mm
ปริมาตรกวาดด้านอัดตัว	165 cc
ปริมาตรคงที่ด้านอัดตัว	13 cc

**ลูกสูบ Displacer**

เส้นผ่านศูนย์กลางกระบอกสูบ	74 mm
ระยะชัก	37 mm
ปริมาตรกวาดด้านขยายตัว	165 cc
ปริมาตรคงที่ด้านขยายตัว	9 cc

**กลไกขับเคลื่อน**

รูปแบบ	Scotch yoke
มุมต่างลูกเบี้ยวเพลลาข้อเหวี่ยง	60 องศา

**มิติเครื่องยนต์**

กว้าง × ยาว × สูง	320 × 326 × 460 mm
น้ำหนัก	32.41 kg

## ภาคผนวก ค

### การป้อนข้อมูลในโปรแกรมคอมพิวเตอร์ของ Urieli

การป้อนข้อมูลพื้นฐานของเครื่องยนต์ลงในโปรแกรมคอมพิวเตอร์ของ Urieli สามารถแบ่งออกได้เป็น 5 ขั้นตอน ซึ่งประกอบไปด้วย การกำหนดขนาดของลูกสูบและระยะชัก การกำหนดขนาดคูลเลอร์ การกำหนดขนาดรีเจนเนอเรเตอร์ การกำหนดขนาดฮีตเตอร์ และการกำหนดชนิดของสารทำงาน อุณหภูมิทำงานและความเร็วรอบ สำหรับใช้ในการวิเคราะห์ผลของเครื่องยนต์ ดังจะแสดงในส่วนต่อไปนี้

#### 1. การกำหนดขนาดลูกสูบและระยะชัก

Engine type : s (sinusoidal drive)

Enter compression space clearance volume [m<sup>3</sup>]: 13e-6

Enter compression space swept volume [m<sup>3</sup>]: 165e-6

Enter expansion space clearance volume [m<sup>3</sup>]: 8.6e-6

Enter expansion space swept volume [m<sup>3</sup>]: 165e-6

Enter expansion phase angle advance [degrees]: 120

#### 2. การกำหนดขนาดคูลเลอร์

Enter cooler type : s (slots heat exchanger)

Enter width of slot [m] : 0.5e-3

Enter height of slot [m] : 3e-3

Enter heat exchanger length [m] : 46e-3

Enter number of slots : 220

#### 3. การกำหนดขนาดรีเจนเนอเรเตอร์

Enter regenerator configuration : a (annular regenerator housing)

Enter housing external diameter [m] : 99e-3

Enter housing internal diameter [m] : 92e-3

Enter matrix internal diameter [m] : 78e-3

Enter regenerator length [m] : 34e-3

Enter matrix type : m (stacked wire mesh matrix)

Enter matrix porosity : 0.75

Enter matrix wire diameter [m] : 0.2e-3

## 4. การกำหนดขนาดฮีตเตอร์

Enter heater type : s (slots heat exchanger)

Enter width of slot [m] : 0.5e-3

Enter height of slot [m] : 3e-3

Enter heat exchanger length [m] : 57e-3

Enter number of slots : 220

## 5. การกำหนดชนิดของสารทำงาน อุณหภูมิทำงานและความเร็วรอบ

Enter gas type : ai (gas type is air)

Enter mean pressure (Pa) : 7e5

Enter cold sink temperature (K) : 328

Enter hot source temperature (K) : 673

Enter operating frequency (herz) : 10.5 (630 rpm)

**ภาคผนวก ง**  
**ผลการทดสอบเครื่องยนต์**

**ง1. ผลการทดสอบที่ระดับอุณหภูมิผิวฮีตเตอร์ 350 องศาเซลเซียส**

ตารางที่ ง-1 ผลการทดสอบที่ระดับอุณหภูมิผิวฮีตเตอร์ 350 องศาเซลเซียส ความดัน 1 บาร์

ทดสอบ ครั้งที่	พลังงานขาเข้า (W)	ความเร็วรอบ (rpm)	น้ำหนัก (N)	แรงบิด (N.m)	กำลังขาออก (W)	ประสิทธิภาพ (%)
1	315	351	0.50	0.08	2.76	0.88
2	285	242	1.00	0.15	3.80	1.33
3	260	203	1.20	0.18	3.83	1.47
4	250	154	1.30	0.20	3.14	1.26

ตารางที่ ง-2 ผลการทดสอบที่ระดับอุณหภูมิผิวฮีตเตอร์ 350 องศาเซลเซียส ความดัน 3 บาร์

ทดสอบ ครั้งที่	พลังงานขาเข้า (W)	ความเร็วรอบ (rpm)	น้ำหนัก (N)	แรงบิด (N.m)	กำลังขาออก (W)	ประสิทธิภาพ (%)
1	440	539	0.50	0.08	4.23	0.96
2	420	465	1.20	0.18	8.77	2.09
3	395	399	1.70	0.26	10.65	2.70
4	375	360	2.00	0.30	11.31	3.02
5	350	312	2.40	0.36	11.76	3.36
6	323	260	2.70	0.41	11.03	3.41
7	295	212	2.75	0.41	9.16	3.10
8	275	174	2.80	0.42	7.65	2.78

ตารางที่ ง-3 ผลการทดสอบที่ระดับอุณหภูมิผิวฮีตเตอร์ 350 องศาเซลเซียส ความดัน 5 บาร์

ทดสอบ ครั้งที่	พลังงานขาเข้า (W)	ความเร็วรอบ (rpm)	น้ำหนัก (N)	แรงบิด (N.m)	กำลังขาออก (W)	ประสิทธิภาพ (%)
1	578	535	0.60	0.09	5.04	0.87
2	547	470	1.60	0.24	11.81	2.16
3	532	444	2.40	0.36	16.74	3.15
4	507	407	3.00	0.45	19.18	3.78
5	479	351	4.00	0.60	22.05	4.60

ทดสอบ ครั้งที่	พลังงานขาเข้า (W)	ความเร็วรอบ (rpm)	น้ำหนัก (N)	แรงบิด (N.m)	กำลังขาออก (W)	ประสิทธิภาพ (%)
6	450	306	4.65	0.70	22.35	4.97
7	425	265	5.55	0.83	23.10	5.44
8	380	212	6.15	0.92	20.48	5.39

ตารางที่ ง-4 ผลการทดสอบที่ระดับอุณหภูมิผิวฮีตเตอร์ 350 องศาเซลเซียส ความดัน 7 บาร์

ทดสอบ ครั้งที่	พลังงานขาเข้า (W)	ความเร็วรอบ (rpm)	น้ำหนัก (N)	แรงบิด (N.m)	กำลังขาออก (W)	ประสิทธิภาพ (%)
1	620	470	0.50	0.08	3.69	0.60
2	595	440	1.30	0.20	8.98	1.51
3	580	409	2.30	0.35	14.78	2.55
4	560	359	3.60	0.54	20.30	3.63
5	525	314	4.95	0.74	24.41	4.65
6	486	267	6.35	0.95	26.63	5.48
7	460	220	7.40	1.11	25.57	5.56

## ง2. ผลการทดสอบที่ระดับอุณหภูมิผิวฮีตเตอร์ 400 องศาเซลเซียส

ตารางที่ ง-5 ผลการทดสอบที่ระดับอุณหภูมิผิวฮีตเตอร์ 400 องศาเซลเซียส ความดัน 1 บาร์

ทดสอบ ครั้งที่	พลังงานขาเข้า (W)	ความเร็วรอบ (rpm)	น้ำหนัก (N)	แรงบิด (N.m)	กำลังขาออก (W)	ประสิทธิภาพ (%)
1	360	389	0.50	0.08	3.06	0.85
2	340	317	0.90	0.14	4.48	1.32
3	315	238	1.10	0.17	4.11	1.31
4	300	194	1.25	0.19	3.81	1.27
5	295	150	1.30	0.20	3.06	1.04

ตารางที่ ง-6 ผลการทดสอบที่ระดับอุณหภูมิผิวฮีตเตอร์ 400 องศาเซลเซียส ความดัน 3 บาร์

ทดสอบ ครั้งที่	พลังงานขาเข้า (W)	ความเร็วรอบ (rpm)	น้ำหนัก (N)	แรงบิด (N.m)	กำลังขาออก (W)	ประสิทธิภาพ (%)
1	595	681	0.50	0.08	5.35	0.90
2	560	614	1.40	0.21	13.50	2.41
3	545	554	2.00	0.30	17.40	3.19
4	520	497	2.60	0.39	20.30	3.90
5	500	453	3.20	0.48	22.77	4.55
6	478	405	3.70	0.56	23.54	4.92
7	450	358	4.20	0.63	23.62	5.25
8	420	303	4.70	0.71	22.37	5.33
9	390	250	5.10	0.77	20.03	5.14
10	360	200	5.35	0.80	16.81	4.67
11	350	167	5.65	0.85	14.82	4.23

ตารางที่ ง-7 ผลการทดสอบที่ระดับอุณหภูมิผิวฮีตเตอร์ 400 องศาเซลเซียส ความดัน 5 บาร์

ทดสอบ ครั้งที่	พลังงานขาเข้า (W)	ความเร็วรอบ (rpm)	น้ำหนัก (N)	แรงบิด (N.m)	กำลังขาออก (W)	ประสิทธิภาพ (%)
1	780	674	0.60	0.09	6.35	0.81
2	768	638	1.40	0.21	14.03	1.83
3	745	601	2.10	0.32	19.83	2.66
4	735	562	3.10	0.47	27.37	3.72
5	717	508	4.35	0.65	34.71	4.84
6	695	457	5.70	0.86	40.92	5.89
7	650	406	7.00	1.05	44.64	6.87
8	615	357	7.90	1.19	44.30	7.20
9	565	304	8.75	1.31	41.78	7.40
10	530	281	9.20	1.38	40.61	7.66
11	501	234	9.70	1.46	35.65	7.12
12	486	192	9.90	1.49	29.86	6.14

ตารางที่ ง-8 ผลการทดสอบที่ระดับอุณหภูมิผิวฮีตเตอร์ 400 องศาเซลเซียส ความดัน 7 บาร์

ทดสอบ ครั้งที่	พลังงานขาเข้า (W)	ความเร็วรอบ (rpm)	น้ำหนัก (N)	แรงบิด (N.m)	กำลังขาออก (W)	ประสิทธิภาพ (%)
1	1050	696	0.60	0.09	6.56	0.62
2	1030	648	2.00	0.30	20.36	1.98
3	995	604	3.10	0.47	29.41	2.96
4	914	546	4.50	0.68	38.59	4.22
5	850	493	5.70	0.86	44.14	5.19
6	810	456	6.80	1.02	48.71	6.01
7	775	406	7.90	1.19	50.38	6.50
8	726	363	8.90	1.34	50.75	6.99
9	679	308	10.20	1.53	49.35	7.27
10	630	256	11.10	1.67	44.64	7.09
11	598	209	11.80	1.77	38.74	6.48

## ง3. ผลการทดสอบที่ระดับอุณหภูมิผิวฮีตเตอร์ 450 องศาเซลเซียส

ตารางที่ ง-9 ผลการทดสอบที่ระดับอุณหภูมิผิวฮีตเตอร์ 450 องศาเซลเซียส ความดัน 1 บาร์

ทดสอบ ครั้งที่	พลังงานขาเข้า (W)	ความเร็วรอบ (rpm)	น้ำหนัก (N)	แรงบิด (N.m)	กำลังขาออก (W)	ประสิทธิภาพ (%)
1	430	468	0.50	0.08	3.68	0.85
2	395	320	1.10	0.17	5.53	1.40
3	360	245	1.30	0.20	5.00	1.39
4	345	200	1.30	0.20	4.08	1.18
5	340	153	1.30	0.20	3.12	0.92

ตารางที่ ง-10 ผลการทดสอบที่ระดับอุณหภูมิผิวฮีตเตอร์ 450 องศาเซลเซียส ความดัน 3 บาร์

ทดสอบ ครั้งที่	พลังงานขาเข้า (W)	ความเร็วรอบ (rpm)	น้ำหนัก (N)	แรงบิด (N.m)	กำลังขาออก (W)	ประสิทธิภาพ (%)
1	850	900	0.70	0.11	9.90	1.16
2	832	876	1.10	0.17	15.14	1.82
3	815	774	2.10	0.32	25.53	3.13
4	790	755	2.20	0.33	26.09	3.30
5	753	693	2.80	0.42	30.48	4.05



ทดสอบ ครั้งที่	พลังงานขาเข้า (W)	ความเร็วรอบ (rpm)	น้ำหนัก (N)	แรงบิด (N.m)	กำลังขาออก (W)	ประสิทธิภาพ (%)
6	729	651	3.10	0.47	31.70	4.35
7	695	591	3.70	0.56	34.35	4.94
8	668	545	4.10	0.62	35.10	5.25
9	631	501	4.40	0.66	34.63	5.49
10	597	451	4.70	0.71	33.30	5.58
11	580	405	5.10	0.77	32.44	5.59
12	540	349	5.40	0.81	29.60	5.48
13	515	296	5.60	0.84	26.04	5.06
14	495	255	5.80	0.87	23.23	4.69
15	480	217	5.80	0.87	19.77	4.12

ตารางที่ ง-11 ผลการทดสอบที่ระดับอุณหภูมิผิวฮีตเตอร์ 450 องศาเซลเซียส ความดัน 5 บาร์

ทดสอบ ครั้งที่	พลังงานขาเข้า (W)	ความเร็วรอบ (rpm)	น้ำหนัก (N)	แรงบิด (N.m)	กำลังขาออก (W)	ประสิทธิภาพ (%)
1	1104	912	0.70	0.11	10.03	0.91
2	1050	817	2.40	0.36	30.80	2.93
3	962	758	3.30	0.50	39.29	4.08
4	920	699	4.00	0.60	43.92	4.77
5	905	661	4.60	0.69	47.76	5.28
6	870	604	5.40	0.81	51.23	5.89
7	810	559	6.30	0.95	55.32	6.83
8	773	499	6.90	1.04	54.08	7.00
9	735	449	7.50	1.13	52.90	7.20
10	690	408	8.00	1.20	51.27	7.43
11	653	353	8.60	1.29	47.69	7.30
12	632	316	9.00	1.35	44.67	7.07
13	602	275	9.25	1.39	39.96	6.64
14	578	213	9.30	1.40	31.12	5.38

ตารางที่ ง-12 ผลการทดสอบที่ระดับอุณหภูมิผิวฮีตเตอร์ 450 องศาเซลเซียส ความดัน 7 บาร์

ทดสอบ ครั้งที่	พลังงานขาเข้า (W)	ความเร็วรอบ (rpm)	น้ำหนัก (N)	แรงบิด (N.m)	กำลังขาออก (W)	ประสิทธิภาพ (%)
1	1257	778	0.70	0.11	8.55	0.68
2	1257	699	2.50	0.38	27.45	2.18
3	1257	662	4.10	0.62	42.63	3.39
4	1216	608	6.50	0.98	62.08	5.11
5	1174	554	7.90	1.19	68.75	5.86
6	1105	505	9.70	1.46	76.95	6.96
7	1030	454	10.80	1.62	77.02	7.48
8	936	401	11.96	1.79	75.33	8.05
9	800	339	12.60	1.89	67.09	8.39
10	762	273	13.40	2.01	57.46	7.54
11	730	219	13.80	2.07	47.47	6.50

## ง4. ผลการทดสอบที่ระดับอุณหภูมิผิวฮีตเตอร์ 500 องศาเซลเซียส

ตารางที่ ง-13 ผลการทดสอบที่ระดับอุณหภูมิผิวฮีตเตอร์ 500 องศาเซลเซียส ความดัน 1 บาร์

ทดสอบ ครั้งที่	พลังงานขาเข้า (W)	ความเร็วรอบ (rpm)	น้ำหนัก (N)	แรงบิด (N.m)	กำลังขาออก (W)	ประสิทธิภาพ (%)
1	570	612	0.60	0.09	5.77	1.01
2	510	478	1.00	0.15	7.51	1.47
3	484	400	1.40	0.21	8.80	1.82
4	472	339	1.50	0.23	7.99	1.69
5	452	288	1.55	0.23	7.01	1.55
6	430	212	1.70	0.26	5.66	1.32
7	411	151	1.70	0.26	4.03	0.98

ตารางที่ ง-14 ผลการทดสอบที่ระดับอุณหภูมิผิวฮีตเตอร์ 500 องศาเซลเซียส ความดัน 3 บาร์

ทดสอบ ครั้งที่	พลังงานขาเข้า (W)	ความเร็วรอบ (rpm)	น้ำหนัก (N)	แรงบิด (N.m)	กำลังขาออก (W)	ประสิทธิภาพ (%)
1	960	988	0.70	0.11	10.86	1.13
2	868	863	1.90	0.29	25.76	2.97
3	810	790	2.70	0.41	33.51	4.14

ทดสอบ ครั้งที่	พลังงานขาเข้า (W)	ความเร็วรอบ (rpm)	น้ำหนัก (N)	แรงบิด (N.m)	กำลังขาออก (W)	ประสิทธิภาพ (%)
4	780	746	3.10	0.47	36.33	4.66
5	760	701	3.40	0.51	37.44	4.93
6	752	646	3.90	0.59	39.57	5.26
7	730	603	4.30	0.65	40.73	5.58
8	680	562	4.60	0.69	40.61	5.97
9	640	493	4.90	0.74	37.95	5.93
10	600	451	5.30	0.80	37.55	6.26
11	575	403	5.30	0.80	33.55	5.83
12	560	356	5.50	0.83	30.76	5.49
13	530	300	5.70	0.86	26.86	5.07
14	500	249	5.70	0.86	22.29	4.46
15	465	206	5.50	0.83	17.80	3.83
16	428	151	5.20	0.78	12.33	2.88

ตารางที่ ง-15 ผลการทดสอบที่ระดับอุณหภูมิผิวฮีตเตอร์ 500 องศาเซลเซียส ความดัน 5 บาร์

ทดสอบ ครั้งที่	พลังงานขาเข้า (W)	ความเร็วรอบ (rpm)	น้ำหนัก (N)	แรงบิด (N.m)	กำลังขาออก (W)	ประสิทธิภาพ (%)
1	1270	922	0.70	0.11	10.14	0.80
2	1270	877	1.80	0.27	24.80	1.95
3	1265	853	2.70	0.41	36.18	2.86
4	1225	805	3.50	0.53	44.26	3.61
5	1177	762	4.55	0.68	54.46	4.63
6	1126	706	5.80	0.87	64.32	5.71
7	1075	672	6.90	1.04	72.83	6.78
8	1023	599	8.00	1.20	75.27	7.36
9	995	565	8.65	1.30	76.77	7.72
10	926	508	9.60	1.44	76.60	8.27
11	883	462	10.00	1.50	72.57	8.22
12	825	404	11.00	1.65	69.81	8.46
13	756	336	11.80	1.77	62.28	8.24
14	722	260	12.00	1.80	49.01	6.79
15	691	210	12.20	1.83	40.24	5.82

ตารางที่ ง-16 ผลการทดสอบที่ระดับอุณหภูมิผิวฮีตเตอร์ 500 องศาเซลเซียส ความดัน 7 บาร์

ทดสอบ ครั้งที่	พลังงานขาเข้า (W)	ความเร็วรอบ (rpm)	น้ำหนัก (N)	แรงบิด (N.m)	กำลังขาออก (W)	ประสิทธิภาพ (%)
1	1260	646	0.30	0.05	3.04	0.24
2	1250	606	2.90	0.44	27.61	2.21
3	1240	526	8.50	1.28	70.23	5.66
4	1180	465	12.00	1.80	87.65	7.43
5	1140	417	14.50	2.18	94.98	8.33
6	1020	360	16.87	2.53	95.40	9.35
7	965	325	18.10	2.72	92.40	9.58
8	860	235	19.62	2.94	72.42	8.42

ภาคผนวก จ

ข้อมูลเครื่องยนต์ที่นำมาเปรียบเทียบ

ตารางที่ จ-1 ข้อมูลเครื่องยนต์ต่างๆ ที่นำมาเปรียบเทียบกับเครื่องยนต์ต้นแบบ

ที่	รูปแบบ เครื่อง	$L_s$ (W)	Pm (bar)	$V_{se}$ (cc)	n (rpm)	$T_E$ (K)	$T_C$ (K)	ค่าคงที่ West	ประสิทธิภาพ คาร์โนต์ (%)	กำลัง ต่อปริมาตร ด้านขยายตัว (W/cc)
1	$\gamma$	6.1	1	7391	20	493	307	0.106	37.73	0.00083
2	$\gamma$	1.69	1	893.8	52.1	436	307	0.125	29.59	0.00189
3	$\gamma$	11.8	1	893.8	133	589	307	0.189	47.88	0.01320
4	$\gamma$	0.27	1	584	14	383	298	0.159	22.19	0.00046
5	$\alpha$	655	7	20106	175	368	300	0.157	18.48	0.03258
6	$\gamma$	60	8	81.4	1155	703	323	0.129	54.05	0.73710
7	$\gamma$	102	9	81.4	1103	721	313	0.192	56.59	1.25307
8	$\gamma$	71	8	81.4	954	737	313	0.170	57.53	0.87224
9	$\gamma$	32.7	1	7391	42.1	771	310	0.148	59.79	0.00442
10	$\beta$	26.63	7	165	267	623	308	0.153	50.56	0.16139
11	$\beta$	50.75	7	165	363	673	308	0.195	54.23	0.30758
12	$\beta$	77.02	7	165	454	723	308	0.219	57.40	0.46679
13	$\beta$	95.4	7	165	360	773	308	0.320	60.16	0.57818
14	$\alpha$	118	2	439.8204	1200	1223	318	0.114	74.00	0.26829
15	$\gamma$	128	4	276	891	1273	293	0.125	76.98	0.46377
16	$\alpha$	65	2.5	182.9851	555	1373	293	0.237	78.66	0.35522
17	$\beta$	5.98	1	192	208	1273	303	0.146	76.20	0.03115
18	$\beta$	91	1	1767	500	635	305	0.18	51.97	0.05150
19	$\alpha$	3.4	1	79.19596	600	638	284	0.11	55.49	0.04293
20	$\beta$	3810	62	161	1401	971	313	0.32	67.77	23.66460
21	$\alpha$	16200	125	226.2742	1500	898	313	0.47	65.14	71.59456
22	$\beta$	480	12	67	1600	1073	313	0.41	70.83	7.16418
23	$\beta$	250	15	59.4	1500	973	313	0.22	67.83	4.20875
24	$\beta$	291000	110	17400	452	967	313	0.39	67.63	16.72414
25	$\beta$	8950	69	120	3600	1019	313	0.34	69.28	74.58333
26	$\beta$	15000	220	98	3000	903	313	0.29	65.34	153.06122
27	$\beta$	30000	105	365	2500	873	313	0.40	64.15	82.19178

- 1) Bancha (2008)
- 2) Bancha (2007)
- 3) Bancha (2007)
- 4) Ali Reza Tavakolpour, Iran (2008)
- 5) Yamanokami-2
- 6) Ecoboy-SCM81 (N2) (Hirata,1998)
- 7) Ecoboy-SCM81 (He) (Iwamoto,2001)
- 8) Ecoboy-SCM81 (N2) (Iwamoto,2001)
- 9) Bancha (2007)
- 10) Chana,(2009) (Air) ที่ temp. 350c
- 11) Chana,(2009) (Air) ที่ temp. 400c
- 12) Chana,(2009) (Air) ที่ temp. 450c
- 13) Chana,(2009) (Air) ที่ temp. 500c
- 14) Batmaz, Turkey(2008)
- 15) Cinar,Karabulut, Turkey(2005)
- 16) Karabulet, Turkey (1998)
- 17) Cinar,Yucesu, Turkey(2004)
- 18) NS-03M\*
- 19) V-160DMA\*
- 20) 102c\*
- 21) MP1002CA\*
- 22) Basic 400hp\*
- 23) GPU-3\*
- 24) 1-98\*
- 25) 1-365\*

\* เครื่องยนต์เชิงพาณิชย์

## ภาคผนวก จ

### ขั้นตอนการประกอบเครื่องยนต์

การออกแบบและผลิตชิ้นส่วนของเครื่องยนต์ รวมไปถึงการปรับแก้ชิ้นงาน หลังจากผลิตชิ้นงานที่มีการปรับแก้ครบหมดทุกชิ้น ขั้นตอนต่อไปก็เป็นการประกอบชิ้นส่วนที่ได้ผลิตมาเหล่านี้เข้าด้วยกัน ด้วยความสำคัญสำหรับการประกอบจึงจำเป็นต้องมีขั้นตอนในการประกอบติดตั้งอย่างเป็นไปตามลำดับขั้น เพื่อให้มีการปฏิบัติไปในทิศทางเดียวกันกับผู้ออกแบบ ขั้นตอนทั้งหมดจะถูกเรียบเรียงไว้ในหัวข้อนี้ ซึ่งจะแยกอธิบายออกเป็นส่วนใหญ่ๆ ทั้งหมด 5 ส่วนด้วยกัน คือ ส่วนของการประกอบเพลาช้อเหวียงชุดกลไกขับเคลื่อน ส่วนของการประกอบ Slot ของชุดกลไกขับเคลื่อน ส่วนของการประกอบชุดเพลาช้อเหวียงเข้ากับฝาปิดเสื้อสูบด้านหน้า ส่วนของการประกอบชุดกลไกขับเคลื่อนเข้ากับเสื้อสูบ และส่วนของการประกอบกระบอกสูบและอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อน ดังต่อไปนี้

#### จ1. ขั้นตอนการประกอบเพลาช้อเหวียงของชุดกลไกขับเคลื่อน

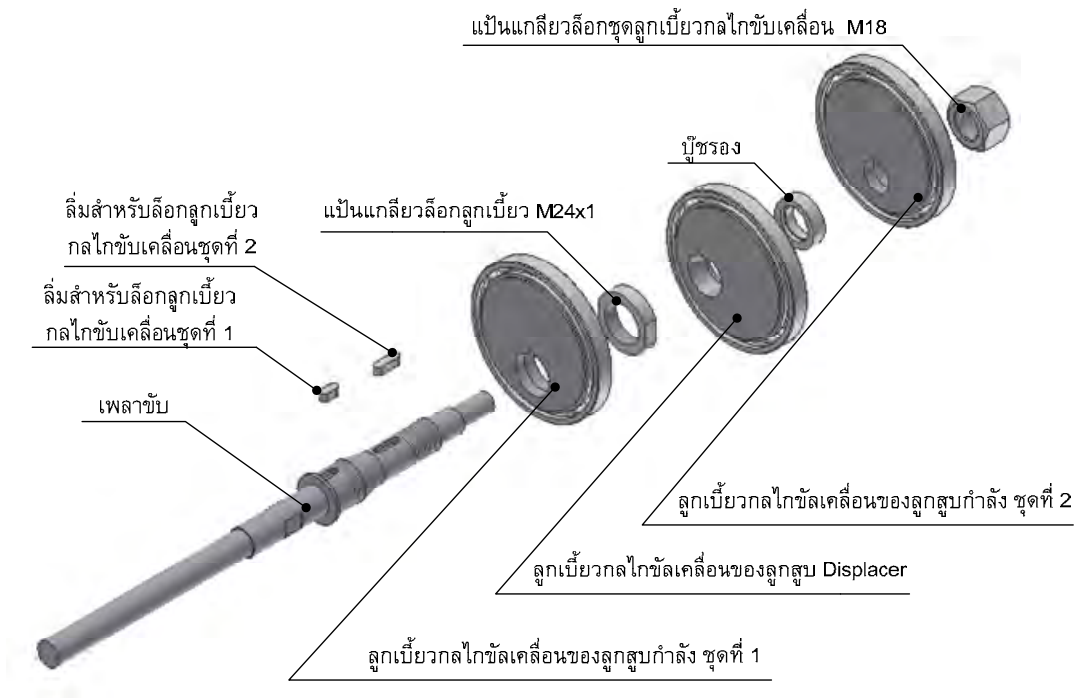
จ1.1 การประกอบเริ่มต้นด้วยการประกอบลูกปืนตลับ 6814LLB เข้ากับลูกเบี้ยวของชุดกลไกขับเคลื่อน มีลักษณะการประกอบเข้าหากันดังแสดงในรูปที่ จ-1 การประกอบทำในลักษณะเดียวกันทั้ง 3 ชุด และจัดให้ร่องลิ้มอยู่ในตำแหน่งเดียวกัน



รูปที่ จ-1 การประกอบลูกปืนเข้ากับลูกเบี้ยวของกลไกขับเคลื่อน

จ1.2 ในขั้นตอนต่อไป ประกอบลูกเบี้ยวที่มีประกอบกับลูกปืนเข้ากับเพลาช้อเหวียง ลำดับในการเรียงการประกอบเป็นดังในรูปที่ จ-2 โดยเริ่มจากประกอบลิ้มสำหรับล็อกชุดลูกเบี้ยวกลไกขับเคลื่อนลูกเบี้ยวกลไกขับเคลื่อนของลูกสูบกำลังชุดที่ 1 กับเพลาช้อเหวียงก่อนในลำดับแรก จากนั้นประกอบลูกเบี้ยวกลไกขับเคลื่อนของลูกสูบกำลังชุดที่ 1 โดยยึดตำแหน่งให้ตรงกับร่องลิ้ม และตามด้วยแป้นเกลียวล็อกลูกเบี้ยว จากนั้นจึงประกอบลูกเบี้ยวกลไกขับเคลื่อนของลูกสูบ

Displacer โดยยังไม่ต้องสนใจตำแหน่งองศาที่ทำมุมกัน หลังจากนั้นประกอบลิ้มสำหรับล็อก ตำแหน่งลูกเบี้ยวกลไกขับเคลื่อนลูกเบี้ยวกลไกขับเคลื่อนของลูกสูบกำลังชุดที่ 2 เข้ากับเพลาชั้บ ถัดจากนั้นจึงประกอบลูกเบี้ยวกลไกขับเคลื่อนของลูกสูบกำลังชุดที่ 2 แล้วทำที่ยึดตามด้วยแป้น แก๊สลิ้มล็อกชุดลูกเบี้ยวกลไกขับเคลื่อน M18 โดยขันพอดึงมือก่อน สำหรับการปรับตั้งองศาของ เพลาชั้บข้อเหวี่ยงทำได้โดยใช้การวัดระหว่างยอดสูงสุด ซึ่งมีสัญลักษณ์แสดงไว้ที่ยอดสูงสุดของ ชิ้นงานลูกเบี้ยวอย่างชัดเจน โดยใช้หลักการตรีโกณมิติเพื่อหาระยะเมื่อยอดลูกเบี้ยวทั้งสองทำมุม กัน เมื่อได้ตำแหน่งองศาที่ต้องการ จึงล็อกตำแหน่งโดยขันแป้นแก๊สลิ้ม M18 ให้แน่น จะได้ชุดเพลาชั้บข้อเหวี่ยงที่ประกอบเสร็จเรียบร้อยมีลักษณะดังในรูป ฅ-3



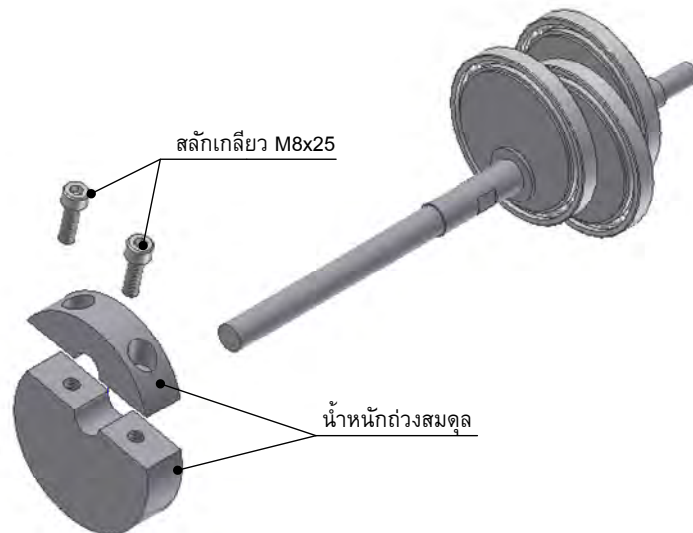
รูปที่ ฅ-2 ลักษณะในการประกอบชุดลูกเบี้ยวกลไกขับเคลื่อนเข้ากับเพลาชั้บ



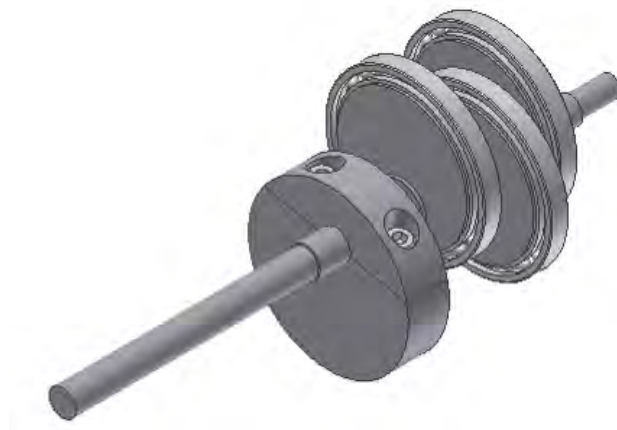
รูปที่ ฅ-3 ชุดเพลาชั้บข้อเหวี่ยงที่ประกอบเสร็จเรียบร้อยแล้ว



๑.3 หลังจากที่ได้ประกอบชุดลูกเบี้ยวกลไกขับเคลื่อนเข้ากับเพลาชับและตั้งองศาของเพลาชับเหวี่ยงเป็นที่เรียบร้อยแล้ว จากนั้นเป็นขั้นตอนในการประกอบน้ำหนักถ่วงสมดุล (Balancer) เข้ากับชุดกลไกขับเคลื่อน โดยประกอบน้ำหนักถ่วงสมดุลทั้งสองส่วนเข้ากับเพลาชับ จากนั้นล็อกตำแหน่งให้แน่นด้วยสลักเกลียว M8x25 ลักษณะประกอบแสดงไว้ในรูปที่ ๑-4 และในรูปที่ ๑-5 เป็นลักษณะของชุดลูกเบี้ยวกลไกขับเคลื่อนที่ได้ประกอบเป็นที่เรียบร้อยแล้ว



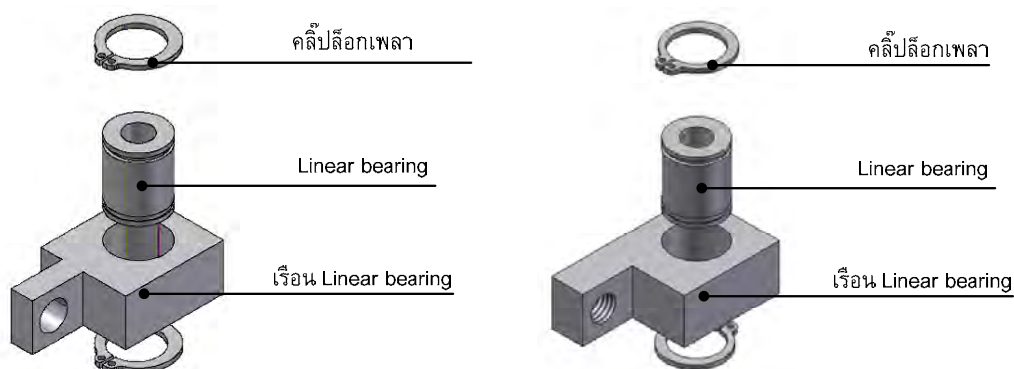
รูปที่ ๑-4 ลักษณะการประกอบน้ำหนักถ่วงสมดุลเข้ากับชุดกลไกขับเคลื่อน



รูปที่ ๑-5 ชุดลูกเบี้ยวกลไกขับเคลื่อนที่ประกอบเข้ากับเพลาชับ

**ฉ.2. ขั้นตอนการประกอบ Slot ของชุดกลไกขับเคลื่อน**

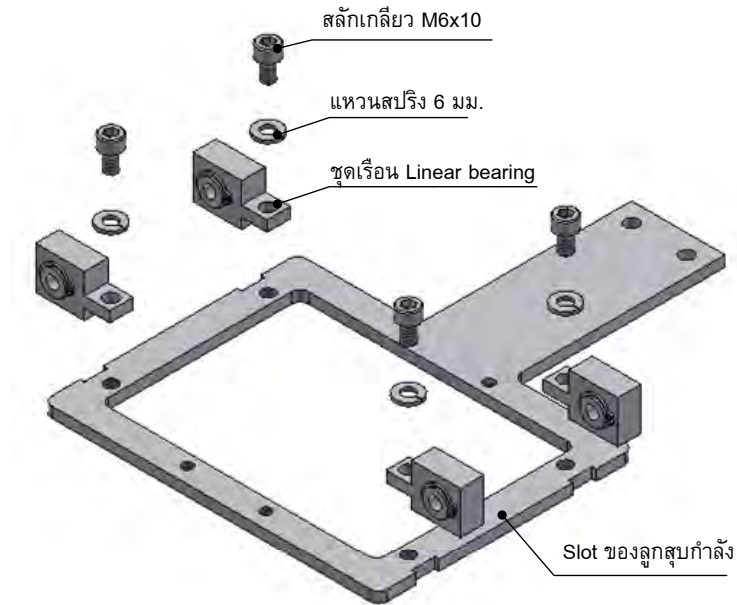
ฉ.2.1 ในส่วนของการประกอบ Slot ชุดกลไกขับเคลื่อน เริ่มต้นจากการประกอบ Linear bearing เข้ากับเรื่อน Linear bearing โดยใช้คลีปล็อกเพลลาเป็นตัวล็อกตำแหน่งของ Linear bearing เข้ากับตัวเรื่อน ดังแสดงในรูปที่ ฉ-6 ซึ่งมีทั้งหมด 12 ชุด แบ่งเป็นชุดของ Slot กลไกขับเคลื่อนลูกสูบกำลัง 8 ชุด และชุดของ Slot กลไกขับเคลื่อนลูกสูบ Displacer 4 ชุด ในแต่ละชุดประกอบในลักษณะเดียวกันทั้งหมด



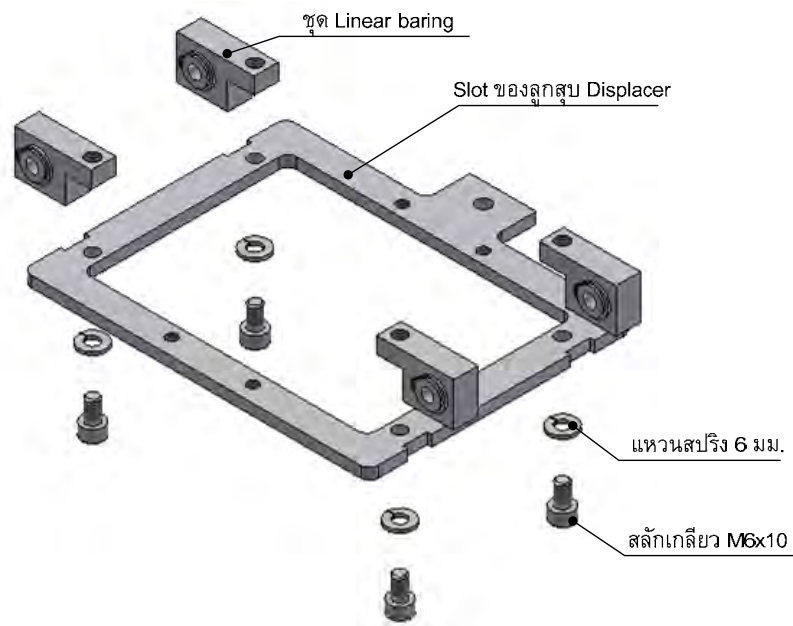
ก.) เรื่อน Linear bearing สำหรับ Slot ลูกสูบกำลัง 8 ชุด  
 ข.) เรื่อน Linear bearing สำหรับ Slot ลูกสูบ Displacer

**รูปที่ ฉ-6 ลักษณะการประกอบ Linear bearing เข้ากับตัวเรื่อน**

ฉ.2.2 ขั้นตอนต่อไปนำเรื่อน Linear bearing ที่ประกอบเข้ากับ Linear bearing เรียบร้อยแล้ว นำมาประกอบเข้ากับ Slot ของกลไกขับเคลื่อน โดยนำเรื่อน Linear bearing สำหรับ Slot ของลูกสูบกำลังประกอบเข้ากับ Slot ของกลไกขับเคลื่อนลูกสูบกำลัง ให้ยึดเอาด้านที่ทำให้ตำแหน่ง Linear bearing เยื้องออกมาจากกึ่งกลางของ Slot มากที่สุดหันออกด้านนอก ซึ่งอีกด้านจะมีระดับพอดีกับ Slot ของกลไกขับเคลื่อนลูกสูบกำลัง จึงจะเป็นด้านที่ประกอบถูกต้อง และส่วนของเรื่อน Linear bearing สำหรับ Slot ของลูกสูบ Displacer สามารถประกอบเข้ากับ Slot ของกลไกขับเคลื่อนลูกสูบ Displacer โดยให้ยึดเอาตำแหน่งที่ทำให้ Linear bearing อยู่กึ่งกลางเดียวกับ Slot มีตำแหน่งการในการประกอบดังแสดงในรูปที่ ฉ-7



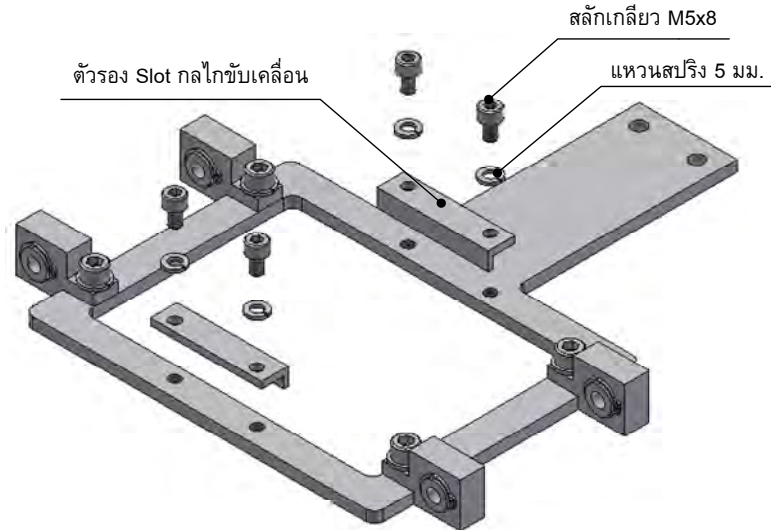
ก.) Slot กลไกขับเคลื่อนลูกสูบกำลัง



ข.) Slot กลไกขับเคลื่อนลูกสูบ Displacer

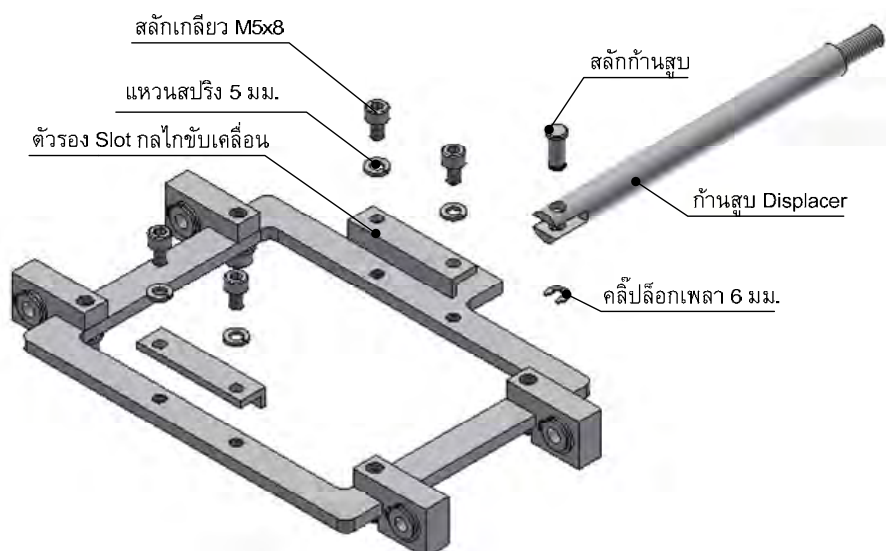
รูปที่ ๑-7 ตำแหน่งการประกอบเรือน Linear bearing เข้ากับ Slot กลไกขับเคลื่อน

ฉ.2.3 หลังจากประกอบเรื่อน Linear bearing เข้ากับ Slot กลไกขับเคลื่อนเป็นที่เรียบร้อย ขั้นตอนต่อไป เป็นการประกอบตัวรอง Slot เข้ากับ Slot กลไกขับเคลื่อนโดยมีทิศทางดังแสดงในรูปที่ ฉ-8 ในการประกอบเข้ากับ Slot กลไกขับเคลื่อนลูกสูบกำลัง



รูปที่ ฉ-8 แสดงการประกอบตัวรอง Slot เข้ากับ Slot กลไกขับเคลื่อนลูกสูบกำลัง

ฉ.2.4 ในส่วนของ Slot กลไกขับเคลื่อนลูกสูบ Displacer ก็ประกอบในลักษณะเดียวกันกับ Slot กลไกขับเคลื่อนลูกสูบกำลัง แต่จะมีก้านสูบของ Displacer เพิ่มเข้ามา การประกอบก็สามารถทำได้โดยวางก้านสูบ Displacer ให้ตรงตำแหน่งรูที่จะยึดเข้ากับ Slot กลไกขับเคลื่อนเพื่อสอดสลักก้านสูบ ดังแสดงในรูปที่ ฉ-9



รูปที่ ฉ-9 แสดงการประกอบตัวรอง Slot เข้ากับ Slot กลไกขับเคลื่อนของลูกสูบ Displacer

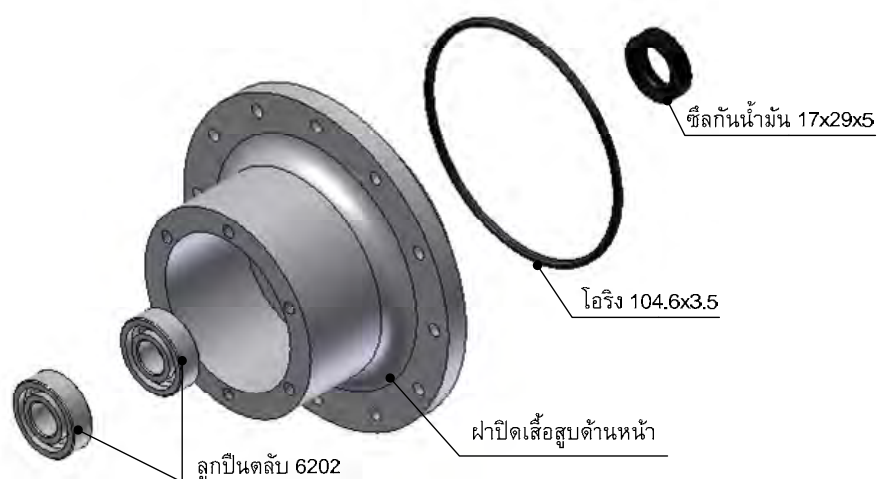
จ2.5 ในรูปที่ จ-10 เป็น Slot ของกลไกขับเคลื่อนทั้ง 3 ชุดที่ได้ประกอบเสร็จเรียบร้อยแล้ว



รูปที่ จ-10 ชุด Slot กลไกขับเคลื่อนที่ประกอบเสร็จเรียบร้อยแล้ว

### จ3. ขั้นตอนการประกอบชุดเพลาลูกเบี้ยวเข้ากับฝาปิดเสื้อสูบด้านหน้า

จ3.1 การประกอบเริ่มจากประกอบลูกปืนตลับ 6202 จำนวน 2 ตลับ เข้ากับฝาหน้าเสื้อสูบก่อน จากนั้นประกอบซีลกันน้ำมัน 17x29x5 (เป็นซีลแกนเฟืองโซ่หน้าของรถจักรยานยนต์ Honda dream 100 cc และ Honda C70) พร้อมทั้งโอริง 104.6x3.5 เข้ากับฝาหน้าเสื้อสูบ ดังแสดงในรูปที่ จ-11



รูปที่ จ-11 การประกอบลูกปืนตลับ ซีลกันน้ำมันและโอริงเข้ากับฝาปิดเสื้อสูบด้านหน้า

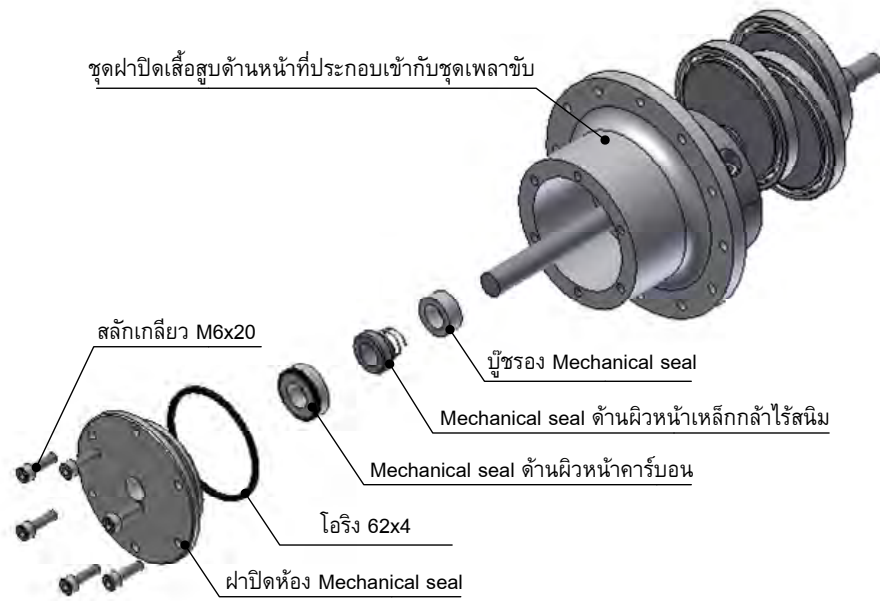
๑3.2 หลังจากประกอบลูกปืนตลับ 6202 ซีลกันน้ำมันและโอริงเข้ากับฝาปิดเสื้อสูบด้านหน้า จากนั้นนำชุดเพลาลูกสูบที่ได้ประกอบไว้ในขั้นตอนก่อนหน้ามาประกอบเข้ากับฝาปิดเสื้อสูบด้านหน้า การประกอบให้พยายามใช้ท่อที่มีขนาดที่โตกว่าเพลาลูกสูบเล็กน้อยดันลูกปืนอีกด้านเพื่อไม่ให้หลุดจากเบ้าลูกปืนของชุดฝาปิดหน้าเสื้อสูบที่จะเกิดขึ้นเมื่อมีการกระแทกเพลาลูกสูบเข้ากับลูกปืน เนื่องจากมีออกแบบระยะสวมพอดีค่อนข้างสวมอัตรระหว่างเพลาลูกสูบกับลูกปืนดังแสดงในรูปที่ ๑-12



รูปที่ ๑-12 การประกอบชุดฝาปิดเสื้อสูบด้านหน้าเข้ากับชุดเพลาลูกสูบ

๑3.3 การประกอบปั๊มรอกสปริงของ Mechanical seal และ Mechanical seal ด้านผิวหน้าเหล็กกล้าไร้สนิม (Stainless steel) เข้าไปในเพลาลูกสูบ โดยให้ตำแหน่งของแหวนรอกสปริงชนกับลูกปืน และ Mechanical seal ด้านผิวหน้าที่เป็นคาร์บอนให้ประกอบเข้ากับฝาปิดห้อง Mechanical seal และก่อนที่จะประกอบฝาปิดห้อง Mechanical seal เข้ากับฝาปิดเสื้อสูบด้านหน้า ให้เติมน้ำมันหล่อลื่นประมาณ 60 cc (ประมาณครึ่งหนึ่งของปริมาตรห้อง Mechanical seal) ในห้อง Mechanical seal เพื่อเพิ่มอายุการใช้งานให้กับผิวหน้าของ Mechanical seal และหล่อลื่นโอริง 62x4 ก่อนเพื่อให้ง่ายต่อการประกอบ ขั้นตอนในการประกอบแสดงไว้ในรูปที่ ๑-13





รูปที่ ฉ-13 การประกอบ Mechanical seal

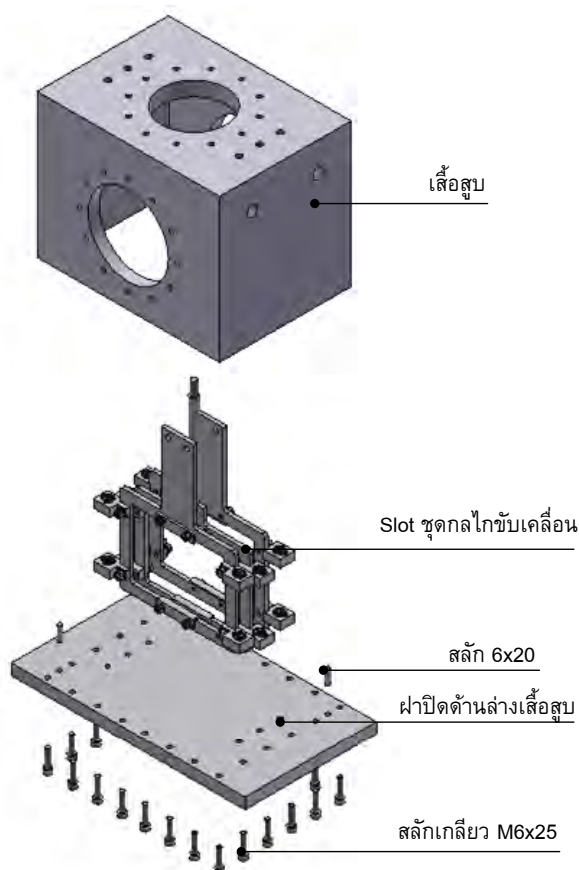
ฉ.3.4 ในรูปที่ ฉ-14 แสดงชิ้นงานในส่วนของคุณเพลลาขับที่ประกอบเข้ากับชุดฝาปิดเสื่อสูบด้านหน้าที่เสร็จเรียบร้อยแล้ว



รูปที่ ฉ-14 ชุดเพลลาขับที่ประกอบเข้ากับชุดฝาปิดเสื่อสูบด้านหน้า

#### ๑๔. ขั้นตอนการประกอบชุดกลไกขับเคลื่อนเข้ากับเสื้อสูบ

๑๔.1 ในขั้นตอนนี้เริ่มจากนำชุด Slot ของกลไกขับเคลื่อนทั้ง 3 ชุด ใส่เข้าไปในเสื้อสูบก่อน โดยจัดเรียงลำดับและทิศทางของชุด Slot ทั้ง 3 ชุดให้มีลักษณะดังในรูปที่ ๑-15 สำหรับในส่วน ของฝาปิดด้านล่างเสื้อสูบให้ประกอบสลัก 6x20 เข้ากับฝาปิดด้านล่างเสื้อสูบก่อน และก่อนที่จะ ประกอบฝาปิดด้านล่างให้เช็คหน้าแปลนในส่วนของเสื้อสูบ และฝาปิดเสื้อสูบด้านล่างให้สะอาด จากสารหล่อลื่นและเศษต่างๆ จากนั้นให้ทาซิลิโคนปะเก็นบางๆ กับหน้าแปลนในตำแหน่งที่สัมผัส กันระหว่างเสื้อสูบด้านล่างและฝาปิดเสื้อสูบด้านล่าง เพื่อป้องกันสารทำงานภายในเครื่องยนต์ รั่วซึม หลังจากนั้นจึงประกอบฝาปิดด้านล่างเสื้อสูบเข้ากับเสื้อสูบ (ข้อแนะนำในการขันสลักเกลียว M6x25 จำนวน 24 ตัว ควรที่จะขันในลักษณะทะแยง และแบ่งแรงในการกดประมาณ 3 ครั้ง เพื่อป้องกันการโก่งงอที่จะเป็นผลทำให้หน้าแปลนไม่แนบสนิท ซึ่งอาจจะทำให้สารทำงานเกิดการ รั่วซึมขึ้นได้)



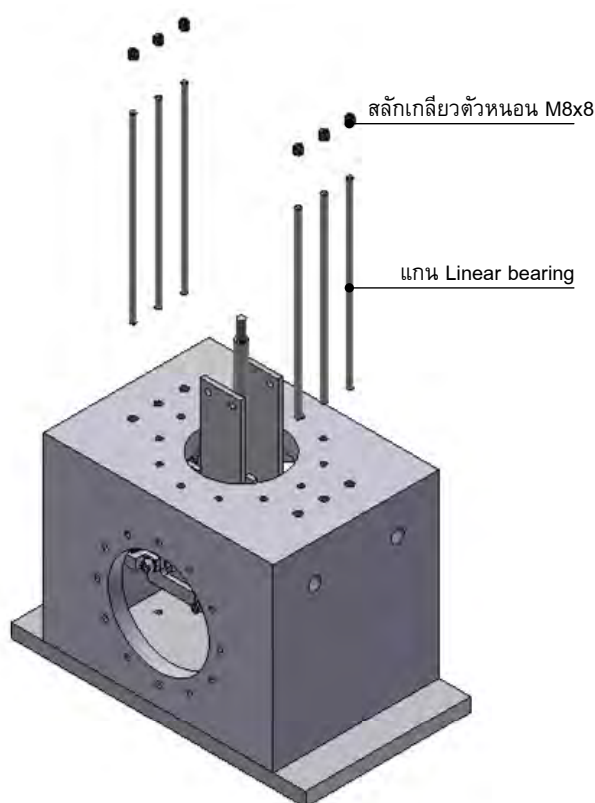
รูปที่ ๑-15 การประกอบ Slot ชุดกลไกขับเคลื่อนเข้ากับเสื้อสูบ

๑๔.2 ขั้นตอนที่ต่อไป ใส่แกน Linear bearing เข้ากับเสื้อสูบ โดยพยายามร้อยผ่านรูของ Linear bearing ทั้งด้านบนและด้านล่าง และรูที่ล็อกตำแหน่งของแกน Linear bearing ที่ฝาปิด



ด้านล่างเสื้อสูบอย่างระมัดระวัง และทำในขั้นตอนเดียวกันนี้กับแกน Linear bearing ในส่วนที่เหลือ เมื่อประกอบแกน Linear bearing ได้เป็นที่เรียบร้อยแล้ว

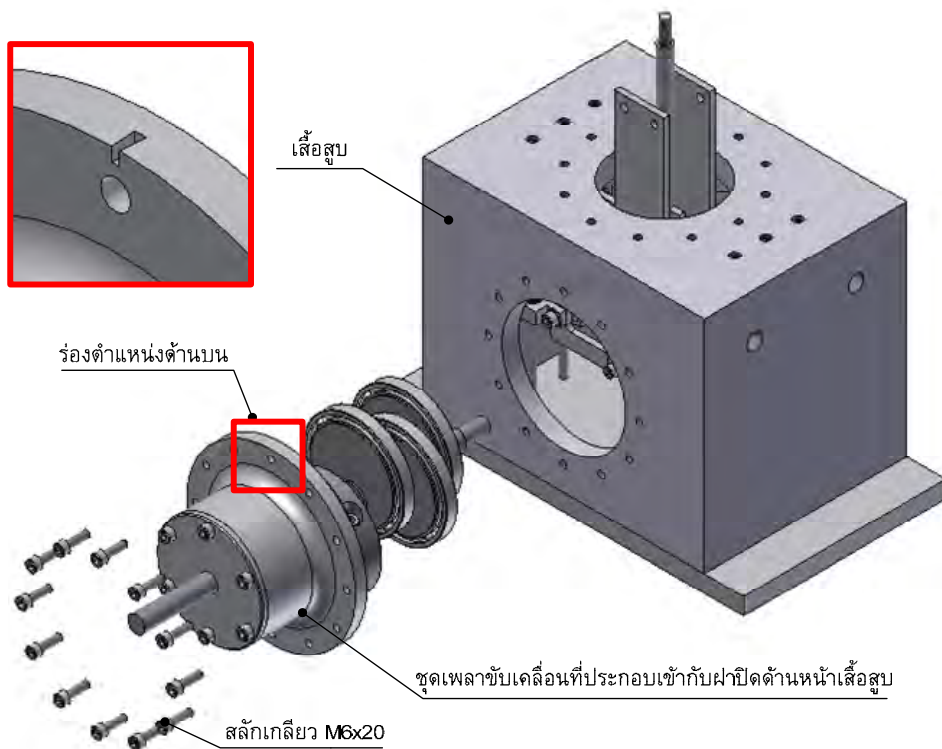
ขั้นตอนของการล็อกแกน Linear bearing ไม่ให้เคลื่อนตัวได้ ก่อนขันสลักเกลียวตัวหนอน M8x8 ให้ทาซิลิโคนปะเก็นบางๆ ที่เกลียว เพื่อป้องกันการรั่วซึมของสารทำงาน และในส่วนสุดท้ายของขั้นตอนนี้ ให้ทาจาระบีที่แกน Linear bearing ทั้ง 6 แกน พร้อมทั้งทาที่ลูกปืนตลับ 6814LLB เพื่อหล่อลื่นชิ้นส่วนที่มีการเคลื่อนที่แทนการใช้น้ำมันหล่อลื่น แสดงขั้นตอนการประกอบดังแสดงในรูปที่ ฉ-16



รูปที่ ฉ-16 แสดงการประกอบแกน Linear bearing เข้ากับเสื้อสูบ

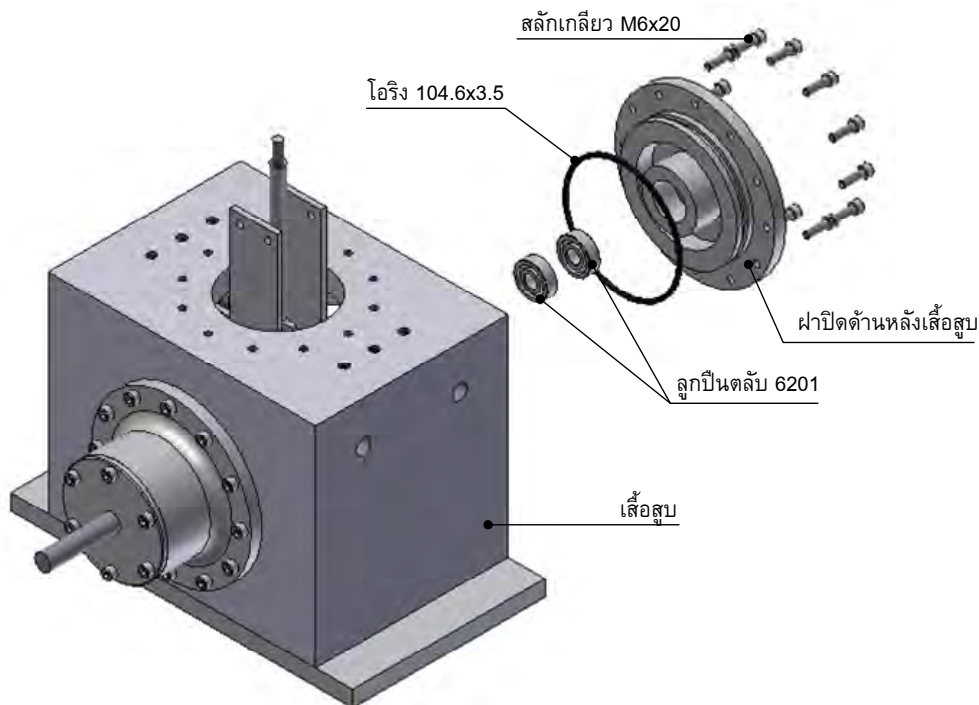
ฉ.4.3 ขั้นตอนต่อไปประกอบชุดเพลลาขับเคลื่อนที่ได้ประกอบเข้ากับฝาปิดด้านหน้าเสื้อสูบเป็นที่เรียบร้อยแล้วจากขั้นตอนก่อนหน้านี้เข้ากับเสื้อสูบ ก่อนประกอบให้หล่อลื่นโอริง 104.6x3.5 ในส่วนของฝาปิดด้านหน้าเสื้อสูบด้วยน้ำมันหล่อลื่น และเช็ดทำความสะอาดหน้าแปลนโอริงที่เสื้อสูบให้สะอาด

การประกอบให้สอดชุดเพลลาขับเคลื่อนผ่านร่องSlot ของกลไกขับเคลื่อนทั้ง 3 ชุด เข้าไปอย่างระมัดระวัง โดยพยายามจัด Slot ของกลไกขับเคลื่อนให้เข้ากับตำแหน่งของลูกเบี้ยวกลไกขับเคลื่อน และจัดให้ตำแหน่งสัญลักษณ์ที่เป็นร่องของฝาปิดด้านหน้าเสื้อสูบอยู่ด้านบน เมื่อได้ตำแหน่งจึงขันสลักเกลียว M6x20 ล็อกชิ้นงานให้แน่น ดังแสดงขั้นตอนการประกอบในรูปที่ ฉ-17



รูปที่ ๑-17 การประกอบชุดเพลลาขับเคลื่อนเข้ากับร่อง Slot

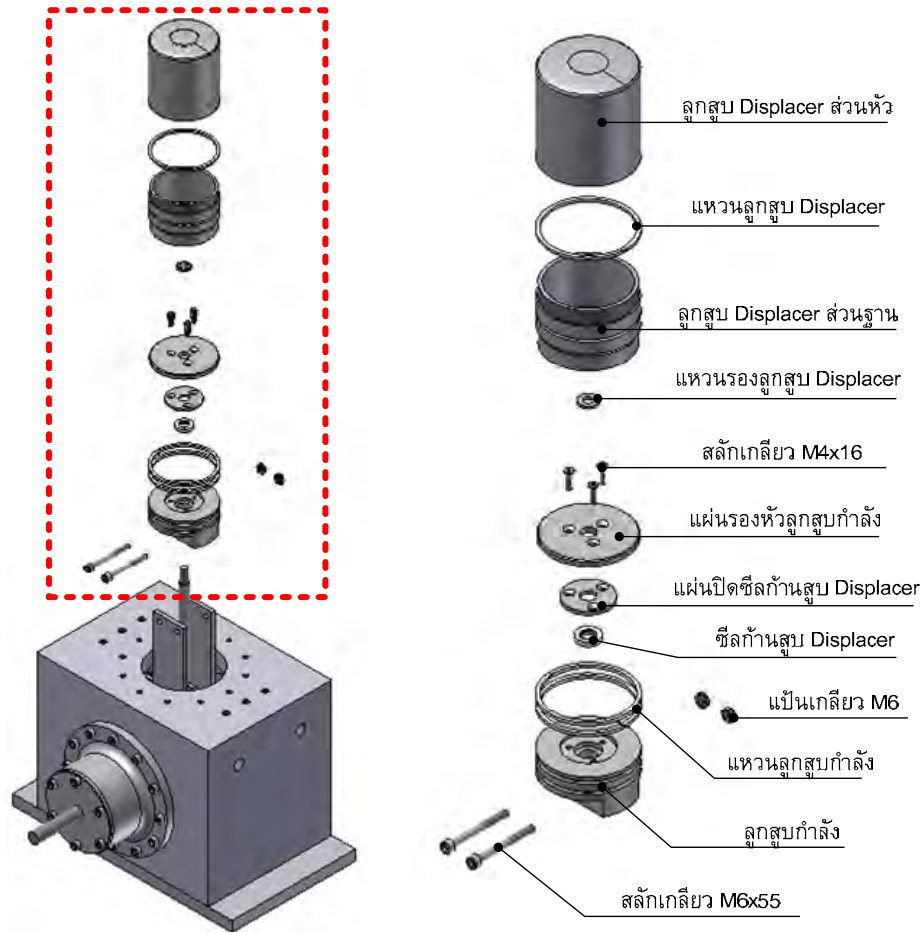
๑.4.4 ในขั้นตอนต่อไป นำฝาปิดด้านหลังเสื้อสูบมาประกอบเข้ากับลูกปืนตลับ 6201 ทั้ง 2 ตลับ จากนั้นประกอบโอริง 104.6x3.5 เข้ากับร่องโอริงของฝาปิดด้านหลังเสื้อสูบ ก่อนประกอบหล่อลื่นโอริงก่อนทุกครั้ง และเช็ดหน้าแปลนโอริงที่เสื้อสูบให้สะอาด จากนั้นประกอบเข้ากับเสื้อสูบ ตำแหน่งดังกล่าวด้านท้ายของเพลลาขับเคลื่อนจะถูกสวมเข้ากับลูกปืนตลับ 6201 พอดี มีระยะสวมพอดีค่อนข้างไปทางด้านสวมอัด ดังนั้นจึงต้องระวังในการประกอบเพื่อป้องกันเพลลาที่อาจเกิดการโก่งงอขึ้นได้จากการใช้ค้อนเคาะหรือกระแทก เมื่อฝาปิดด้านหลังเสื้อสูบถูกประกอบเข้าตำแหน่งแล้ว ชันสลักเกลียว M6x20 เพื่อยึดชิ้นส่วนของฝาสูบด้านหลังเข้ากับเสื้อสูบ ดังแสดงไว้ในรูปที่ ๑-18



รูปที่ ฉ-18 การประกอบฝาปิดด้านหลังเสื้อสูบเข้ากับเสื้อสูบ

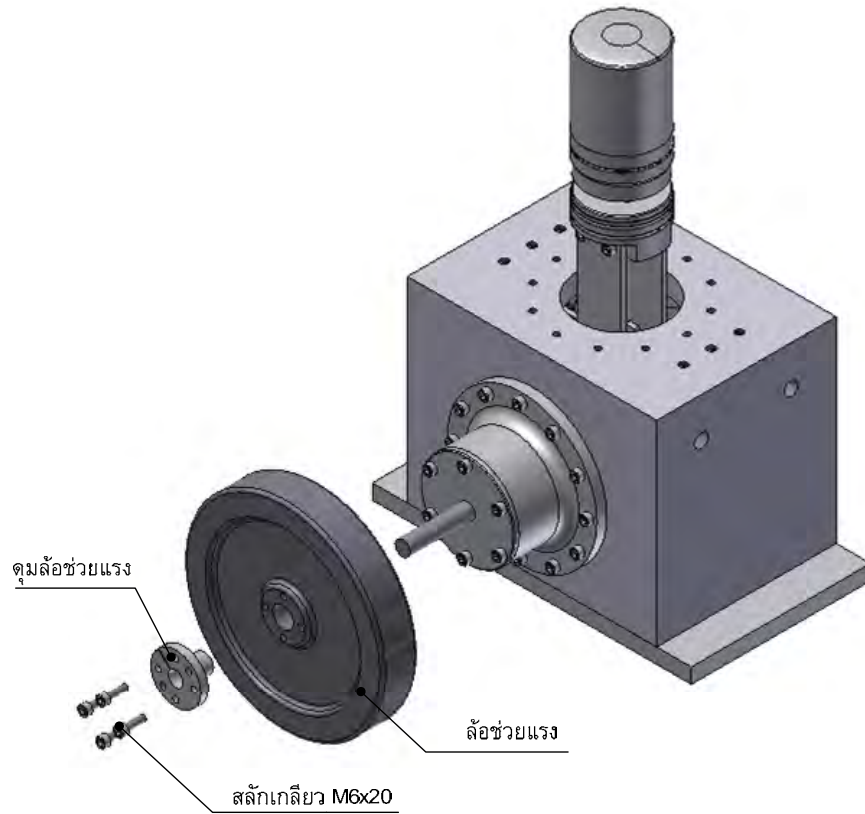
ฉ.4.5 ในขั้นตอนต่อไป นำซีลกันสูบ Displacer ตามด้วยแผ่นปิดซีลกันสูบ Displacer และแผ่นรองหัวลูกสูบกำลังมาประกอบเข้ากับลูกสูบกำลัง โดยใช้สลักเกลียว M4x16 ขันยึดขึ้นส่วนในเบื้องต้นเข้ากับลูกสูบกำลัง จากนั้นประกอบแหวนลูกสูบ ควรให้ตำแหน่งปากแหวนอยู่ในทิศทางตรงกันข้ามกัน และนำลูกสูบที่ได้ประกอบเป็นที่เรียบร้อยแล้วประกอบเข้ากับ Slot กลไกขับเคลื่อนลูกสูบกำลัง โดยนำรูกลางของลูกสูบกำลังสวมผ่านก้านสูบ Displacer แล้วยึดให้แน่นด้วยการขันแป้นเกลียว M6 เข้ากับสลักเกลียว M6x55

เมื่อขันยึดลูกสูบเข้ากับ Slot ของกลไกขับเคลื่อนเรียบร้อยแล้ว นำแหวนรองลูกสูบ Displacer ใส่ลงไปในกลุ่ม Displacer จากนั้นประกอบลูกสูบ Displacer ส่วนฐานและส่วนหัวเข้าด้วยกันด้วยการขันเกลียวเข้าไปให้พอดีมือ หลังจากนั้นใส่แหวนลูกสูบ Displacer และขันลูกสูบ Displacer ที่ได้ประกอบส่วนฐานและส่วนหัวเข้าด้วยกันแล้วเข้ากับก้านสูบ Displacer โดยใช้แรงขันบิดให้พอดีมือเช่นกัน (ถ้าขันแรงเกินไปอาจจะทำให้ Slot ของกลไกขับเคลื่อนในส่วนลูกสูบ Displacer เสียหายได้) ขั้นตอนในการประกอบดังแสดงในรูปที่ ฉ-19

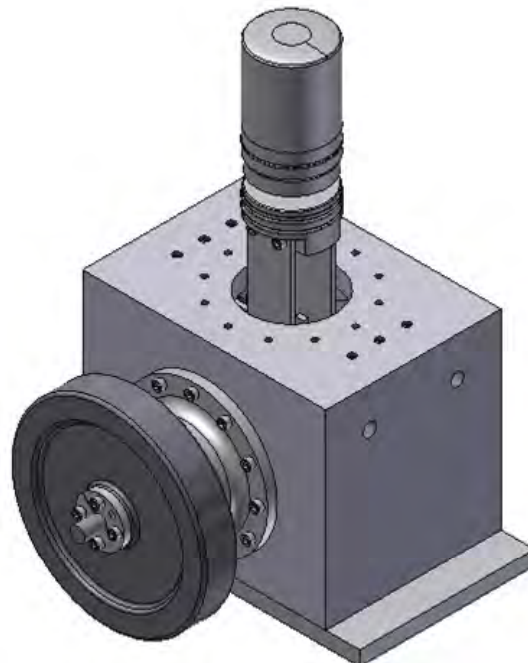


รูปที่ ๑-19 ขั้นตอนการประกอบลูกสูบกำลังและลูกสูบ Displacer

๑.4.6 หลังจากประกอบชุดลูกสูบกำลังและลูกสูบ Displacer แล้ว จากนั้นประกอบล้อช่วยแรงด้วยการนำล้อช่วยแรงใส่เข้าไปในเพลลาขับเคลื่อน ตามด้วยดุมล้อช่วยแรง การประกอบดุมล้อช่วยแรงจะค่อนข้างฝืดเล็กน้อย แนะนำให้เอาสลักเกลียว M6x20 ขึ้นเข้ากับล้อช่วยแรง แต่ยังไม่สุดเกลียว แล้วกระทันหันล้อช่วยแรงเข้าไป ซึ่งการกระทำดังกล่าวจะเป็นการกระแทกเอาดุมล้อช่วยแรงเข้าไปด้วย หรืออีกวิธีหนึ่งคือใช้ไขควงปากแบนงัดเข้าไปในร่องเพื่อถ่างดุมล้อให้กางออกเพื่อที่จะเลื่อนเข้าไปให้ได้ตำแหน่งที่จะยึดเข้ากับล้อช่วยแรง เมื่อได้ตำแหน่งแล้ว จากนั้นขันสลักเกลียว M6x20 เพื่อล็อกตำแหน่งล้อช่วยแรง ขั้นตอนการประกอบแสดงการดังในรูปที่ ๑-20 และในรูปที่ ๑-21 เป็นการประกอบระบบกลไกขับเคลื่อนเข้ากับเครื่องยนต์เป็นที่เรียบร้อยแล้ว ขั้นตอนต่อไปเป็นการประกอบในส่วนของกระบอกสูบและอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนของเครื่องยนต์



รูปที่ จ-20 แสดงการประกอบล้อช่วยแรงเข้ากับกลไกขับเคลื่อน



รูปที่ จ-21 เครื่องยนต์ที่ประกอบกลไกขับเคลื่อนพร้อมทั้งลูกสูบกำลัง  
และลูกสูบ Displacer เป็นที่เรียบร้อย

## ฉ5. ขั้นตอนการประกอบกระบอกลูกสูบและอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อน

ฉ5.1 ในขั้นแรก นำกระบอกลูกสูบและแหวนล็อกกระบอกลูกสูบครึ่งวงกลมทั้ง 2 ชิ้นมาประกอบเข้ากับร่องของกระบอกลูกสูบก่อน หลังจากนั้นนำแหวนล็อกกระบอกลูกสูบสวมผ่านด้านบนของกระบอกลูกสูบลงมาจนแนบสนิทกับตำแหน่งของแหวนล็อกกระบอกลูกสูบครึ่งซีก จากนั้นถึงนำกระบอกลูกสูบที่ได้ประกอบแหวนล็อกเรียบร้อยแล้วสวมเข้ากับฐานกระบอกลูกสูบ ซึ่งมีระยะสวมอัด โดยมีรูปที่ ฉ-22 แสดงรายละเอียดของการประกอบในส่วนของกระบอกลูกสูบเข้ากับฐานกระบอกลูกสูบ



รูปที่ ฉ-22 การประกอบกระบอกลูกสูบเข้ากับฐานกระบอกลูกสูบ

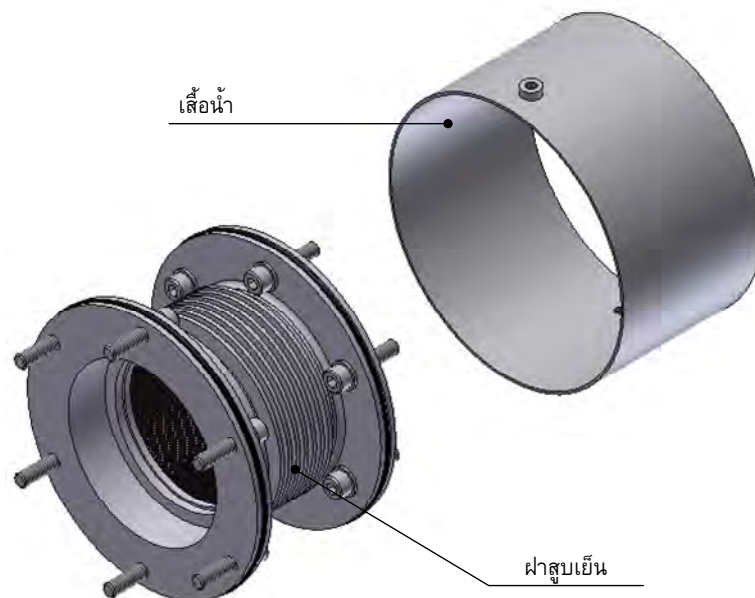
ฉ5.2 ในขั้นตอนต่อมา นำฝาสูบด้านเย็นของเครื่องยนต์มาประกอบก่อนที่จะนำไปสวมเข้ากับกระบอกลูกสูบด้วยการนำสลักเกลียวเหล็กกล้าไร้สนิม M8x35 มาทาสีลิโคเนที่บริเวณเกลียวทั้ง 12 ตัว ก่อนขันเข้ากับฝาสูบเย็น เพื่อป้องกันน้ำรั่วซึมผ่านร่องเกลียว และนำโอริง 152.07x62 มาประกอบเข้ากับร่องโอริงทั้ง 2 ด้านที่อยู่บนฝาสูบเย็น ดังแสดงในรูปที่ ฉ-23





รูปที่ ฉ-23 การประกอบสลักเกลียวเข้ากับฝาสูบเย็น

ฉ5.3 ในขั้นตอนต่อไป ก่อนที่จะประกอบเสื่อน้ำเข้ากับฝาสูบเย็น ควรเช็ดทำความสะอาดผิวหน้าที่สัมผัสกับโอรังและทาน้ำมันหล่อลื่นให้กับโอรังก่อนทุกครั้งในการประกอบ เพื่อให้ง่ายต่อการประกอบ จากนั้นสวมเสื่อน้ำเข้ากับฝาสูบเย็น จนกระทั่งขอบของชิ้นงานทั้งสองเสมอกัน ดังแสดงในรูปที่ ฉ-24 เป็นการแสดงให้เห็นรายละเอียดในการประกอบเสื่อน้ำเข้ากับฝาสูบเย็น



รูปที่ ฉ-24 การประกอบเสื่อน้ำเข้ากับฝาสูบเย็น

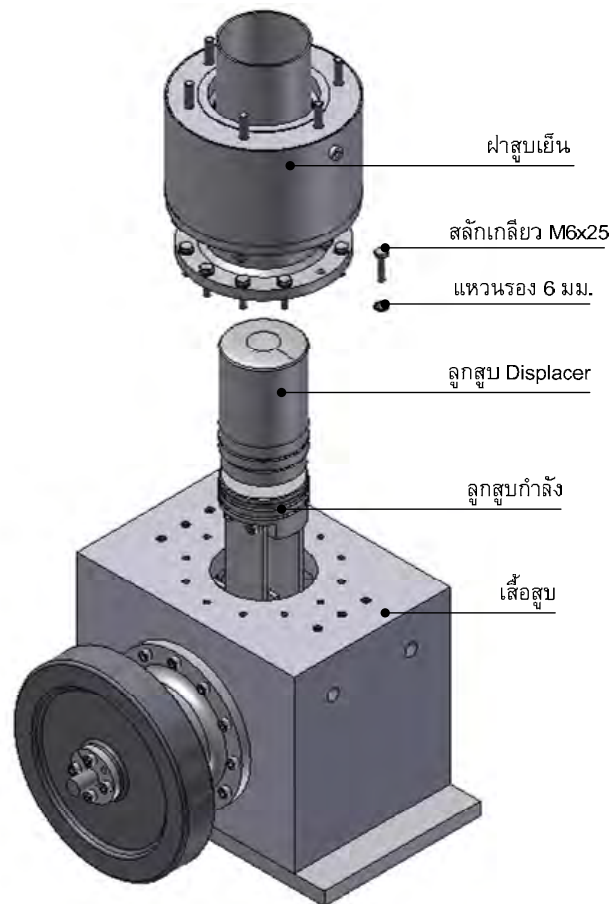
ฉ5.4 เมื่อประกอบเสื่อน้ำเข้ากับฝาสูบเย็นเป็นที่เรียบร้อยแล้ว ในขั้นตอนต่อไป นำโอริง 94.84x53 ประกอบเข้ากับฐานกระบอกสูบ แล้วหล่อลื่นด้วยน้ำมันหล่อลื่นเพื่อให้ง่ายในการประกอบ จากนั้นนำฝาสูบเย็นสวมเข้ากับกระบอกสูบและฐานกระบอกสูบ แล้วยึดให้แน่นด้วยแป้นเกลียว M8 ดังแสดงในรูปที่ ฉ-25



รูปที่ ฉ-25 แสดงขั้นตอนการประกอบฝาสูบเย็นเข้ากับฐานกระบอกสูบ

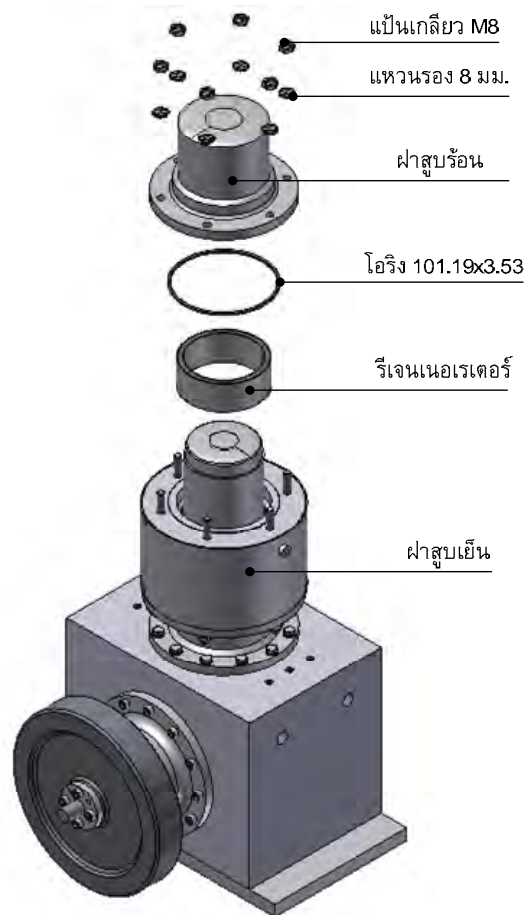
ฉ5.5 ขั้นตอนต่อไป นำเอาฐานกระบอกสูบที่ได้ประกอบเข้ากับกระบอกสูบเป็นที่เรียบร้อยแล้ว มาประกอบเข้ากับเสื่อสูบ ก่อนที่จะประกอบให้หล่อลื่นโอริง 80x4 และจึ้สวมเข้ากับหน้าแปลน ชั้นสลักเกลียว M6x25 ทั้งหมด 12 ตัวให้แน่น ดังแสดงในรูปที่ ฉ-26





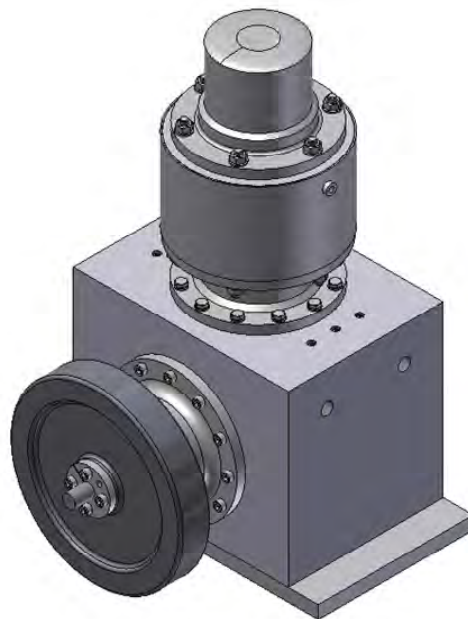
รูปที่ ๕-26 การประกอบฐานกระบอกลูกสูบเข้ากับเสื้อสูบ

๕.6 ขั้นตอนต่อไป ประกอบปริ๊เจนเนอเรเตอร์โดยให้ตำแหน่งนั่งอยู่บนบารองของฝาสูบเย็น จากนั้นนำฝาสูบด้านร้อนมาประกอบเข้ากับฝาสูบเย็น มีโอริง 101.19x3.53 (โอริงทนความร้อน Viton) เป็นซีลกันสารทำงานรั่วอยู่ระหว่างชิ้นงานทั้งสอง เมื่อประกอบฝาสูบร้อนเข้ากับฝาสูบเย็นได้แล้ว จากนั้นขันยึดชิ้นงานทั้งสองชิ้นให้แน่นด้วยแป้นเกลียว M8 ทั้ง 6 ตัว ดังแสดงในรูปที่ ๕-27



รูปที่ ฉ-27 ขั้นตอนการประกอบฝาสุบร้อนเข้ากับฝาสุบเย็น

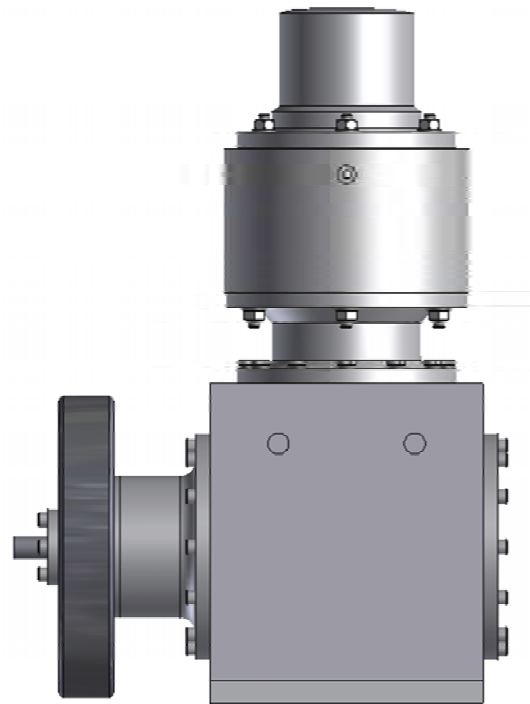
ฉ.5.7 ในรูปที่ ฉ-28 เป็นเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบเบตาที่ได้ประกอบเสร็จเรียบร้อยแล้ว และในรูปที่ ฉ-29 เป็นเครื่องยนต์สเตอร์ลิงในมุมมองด้านต่างๆ



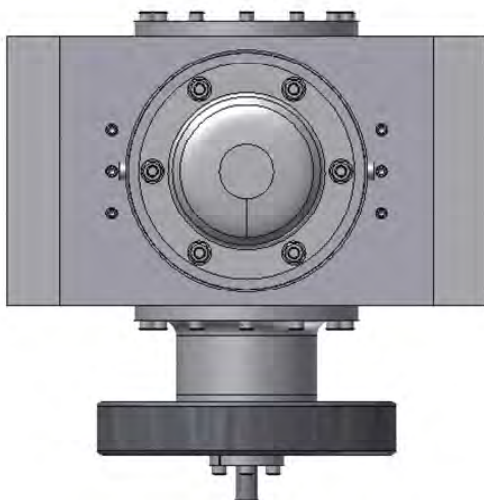
รูปที่ ฉ-28 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบเบตาที่ได้ประกอบเรียบร้อยแล้ว



ก.) มุมมองด้านหน้าเครื่องยนต์

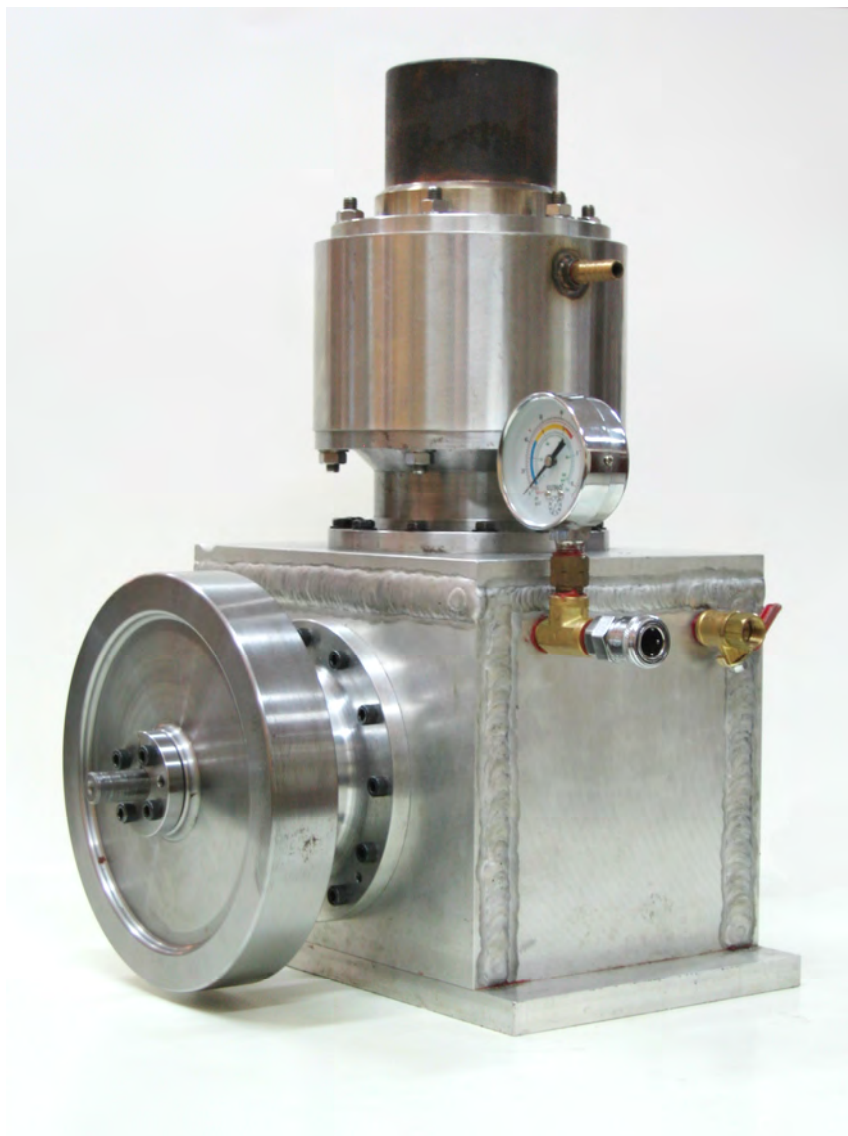


ข.) มุมมองด้านข้างเครื่องยนต์



ค.) มุมมองด้านบนเครื่องยนต์

รูปที่ ฉ-29 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงในมุมมองด้านต่างๆของเครื่องยนต์



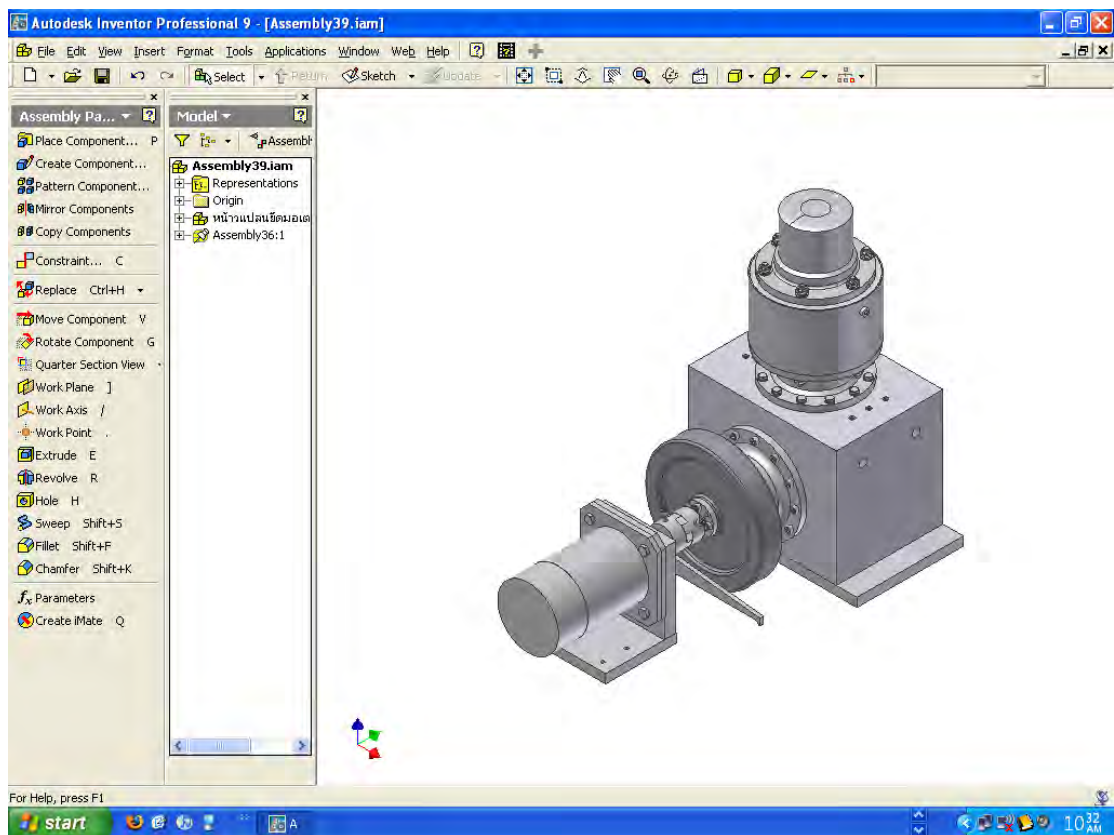
รูปที่ ๑-30 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบ

## ๑6. สรุป

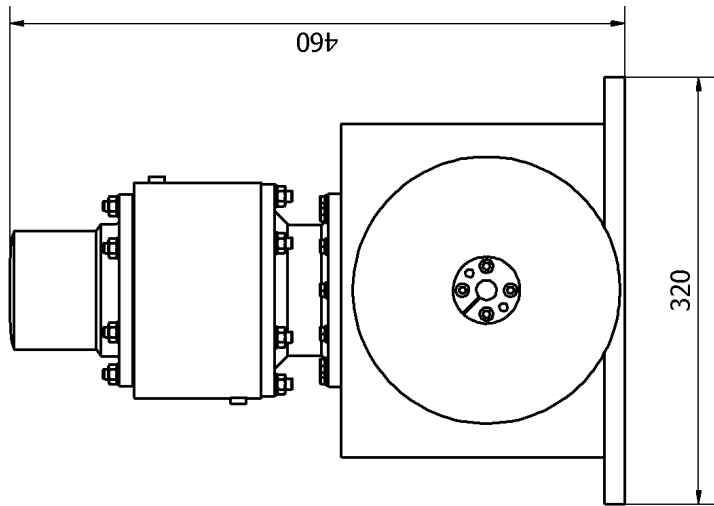
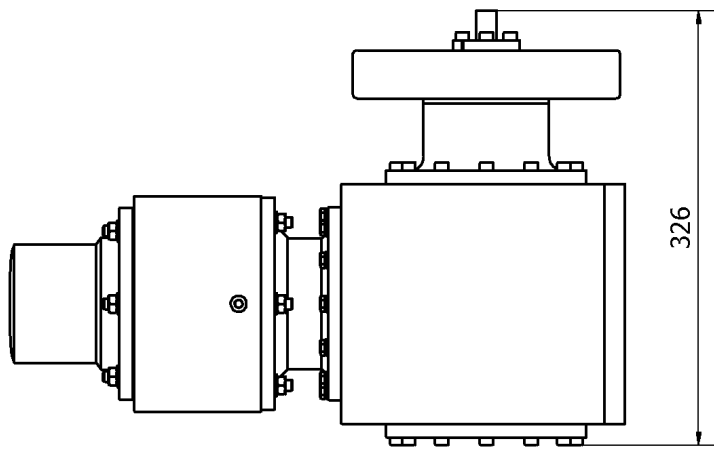
ในการประกอบชิ้นส่วนทั้งหมดที่ได้กล่าวมาแล้วในข้างต้น ได้อธิบายถึงหลักการประกอบเครื่องยนต์อย่างเป็นขั้นตอน ซึ่งได้แบ่งเป็นหัวข้อหลักๆ เป็น 5 ส่วน ใน 5 ส่วนทั้งหมดนี้สามารถทำให้การประกอบเครื่องยนต์มีความถูกต้อง ลดระยะเวลาและข้อผิดพลาดในการประกอบที่อาจจะเกิดขึ้นสำหรับผู้ที่ยังไม่ชำนาญในการประกอบ ดังนั้น การศึกษาคู่มือการใช้หรือคำแนะนำในการทำงานนั้นย่อมมีความสำคัญมากต่องานทางด้านปฏิบัติ เพื่อให้การดำเนินการสามารถบรรลุผ่านเป้าประสงค์ได้อย่างรวดเร็วและถูกต้องต่อไป

## ภาคผนวก ข โปรแกรมที่ใช้ออกแบบชิ้นงานและแบบชิ้นงาน

การออกแบบในงานวิจัยนี้ใช้โปรแกรม Autodesk Inventor Professional 9 เป็นหลัก ดังแสดงในรูปที่ ข-1 โดยการเขียนแบบจะต้องมีการเขียนขึ้นรูปชิ้นงานขึ้นมาใหม่และจำลองการประกอบชิ้นงานทั้งหมดด้วยโปรแกรมเขียนแบบ เพื่อพิจารณาถึงความถูกต้องของชิ้นงานในการออกแบบ หลังจากได้ขนาดของชิ้นงานเป็นที่เรียบร้อยแล้ว ขั้นตอนต่อไปจึงเป็นการกำหนดขนาดชิ้นงานเพื่อส่งต่อไปกับโรงกลึงผลิตชิ้นงานต่อไป

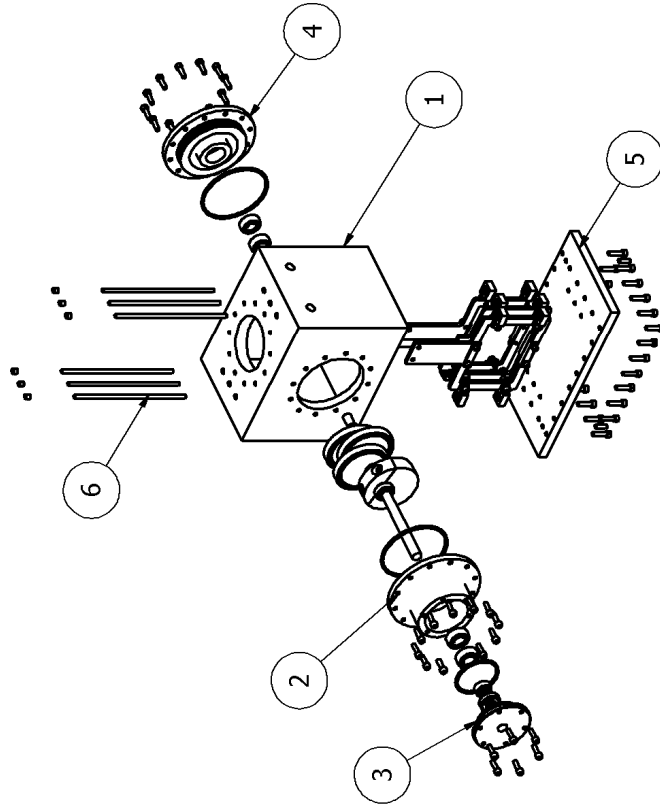


รูปที่ ข-1 ลักษณะของโปรแกรม Autodesk Inventor Professional 9 ที่ใช้ในการออกแบบ

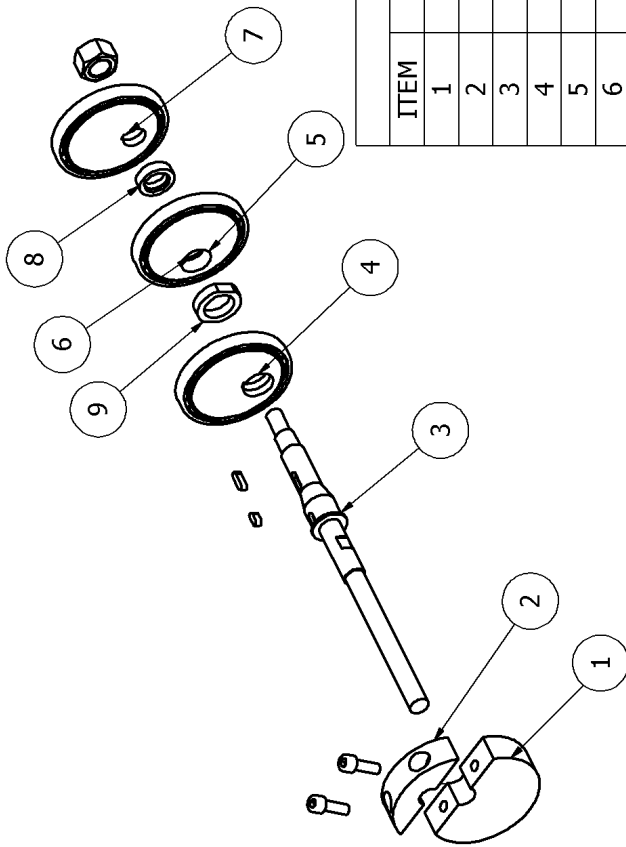


ชื่อผู้เขียน : ชานะ ศรีคำ	วัน/เดือน/ปี :
วัสดุ :	
ชื่อชิ้นงาน :	

Parts List		
ITEM	QTY	PART NUMBER
1	1	เสื้อสูบ
2	1	ฝาปิดด้านหน้าเสื้อสูบ
3	1	ฝาปิดห้อง Mechanical seal
4	1	ฝาปิดด้านหลังเสื้อสูบ
5	1	ฝาปิดด้านล่างเสื้อสูบ
6	6	แกน Linear bearing



ชื่อผู้เขียน : ชานะ ศรีคำ	วัน/เดือน/ปี :
วัสดุ :	
ชื่อชิ้นงาน :	



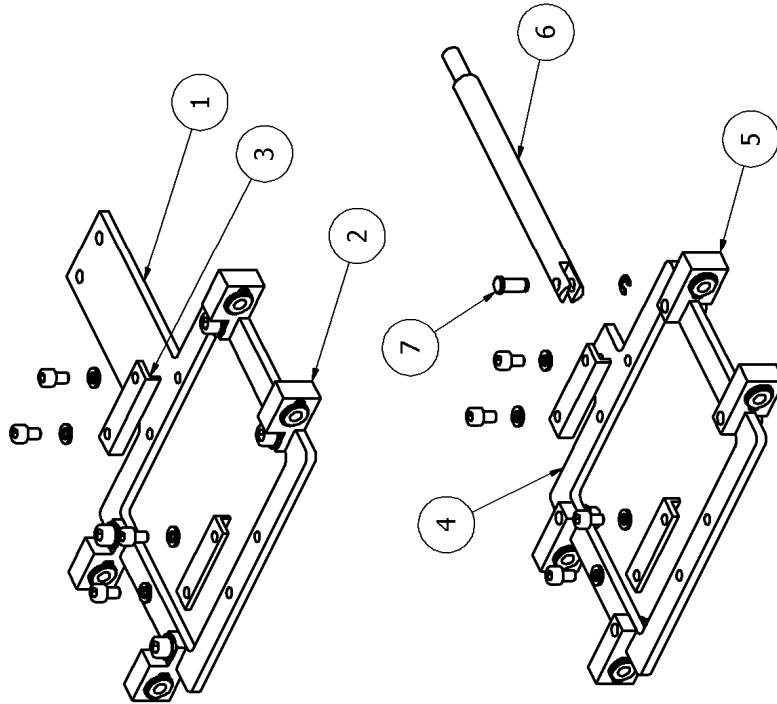
Parts List

ITEM	QTY	PART NUMBER
1	1	เพลากลางสมตดลย 1
2	1	เพลากลางสมตดลย 2
3	1	เพลาชับ
4	2	ลูกเบี้ยวลูกสูบกำลังชุด 1
5	1	ลูกเบี้ยวลูกสูบ Displacer ชุด 1
6	1	ลูกเบี้ยวลูกสูบ Displacer ชุด 2
8	2	ลูกเบี้ยวลูกสูบกำลังชุด 2
8	1	น้ขรองลกเบี้ยว
9	1	แป้นเกลียวล็อกลกเบี้ยวลูกสูบกำลังชุด1

ชื่อผู้เขียน : ชนะ ศรีคำ	วัน/เดือน/ปี :
วัสดุ :	
ชื่อชิ้นงาน :	

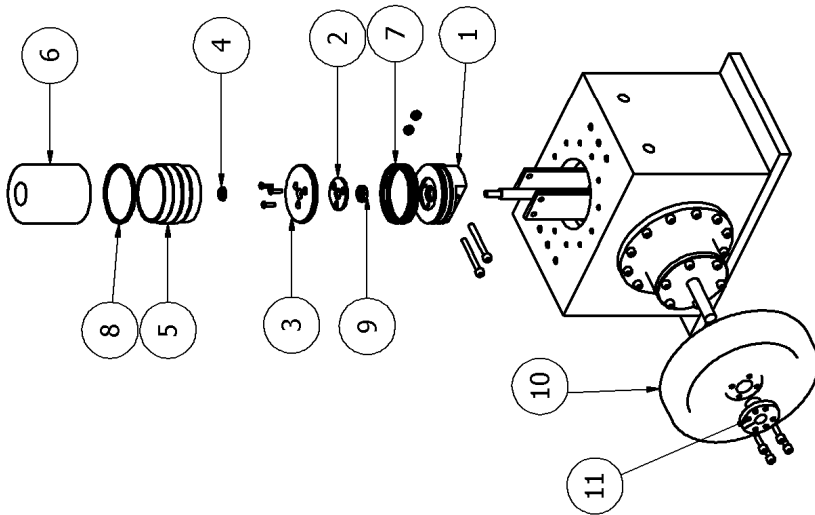


Parts List		
ITEM	QTY	PART NUMBER
1	2	Slot ลูกสูบกำลัง
2	8	เรื่อน Linear bearing ลูกสูบกำลัง
3	6	ตัวรอง Slot
4	1	Slot ลูกสูบ Displacer
5	2	เรื่อน Linear bearing ลูกสูบ Displacer
6	1	ก้านสูบ Displacer
7	1	สลักก้านสูบ Displacer

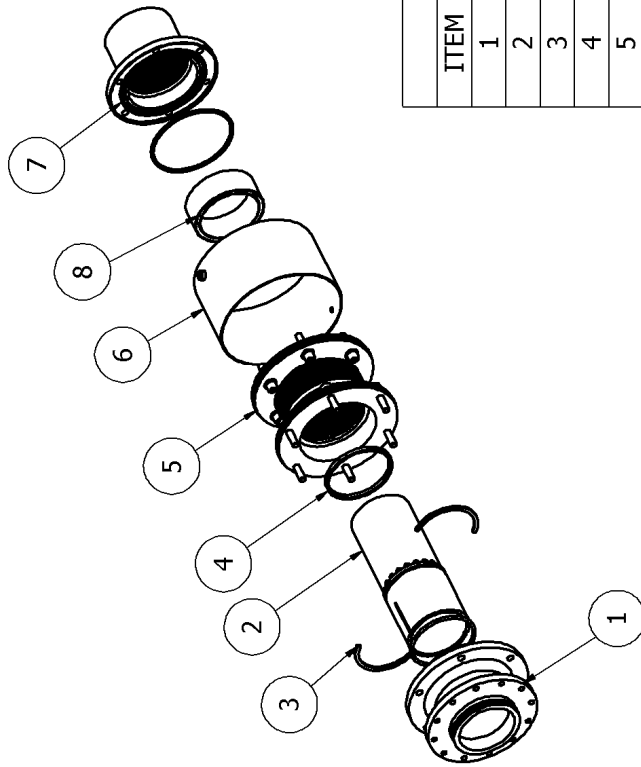


ชื่อผู้เขียน : ชนะ ศรีคำ	วัน/เดือน/ปี :
วัสดุ :	
ชื่อชิ้นงาน :	

Parts List		
ITEM	QTY	PART NUMBER
1	1	ลูกสูบกำลัง
2	1	แผ่นปิดซิลกันสูบ Displacer
3	1	แผ่นรองหัวลูกสูบกำลัง
4	1	แหวนรองลูกสูบ Displacer
5	1	ลูกสูบ Displacer ส่วนฐาน
6	1	ลูกสูบ Displacer ส่วนหัว
7	2	แหวนลูกสูบกำลัง
8	1	แหวนลูกสูบ Displacer
9	1	ซิลกันสูบ Displacer
10	1	ล้อช่วยแรง
11	1	นมล้อช่วยแรง



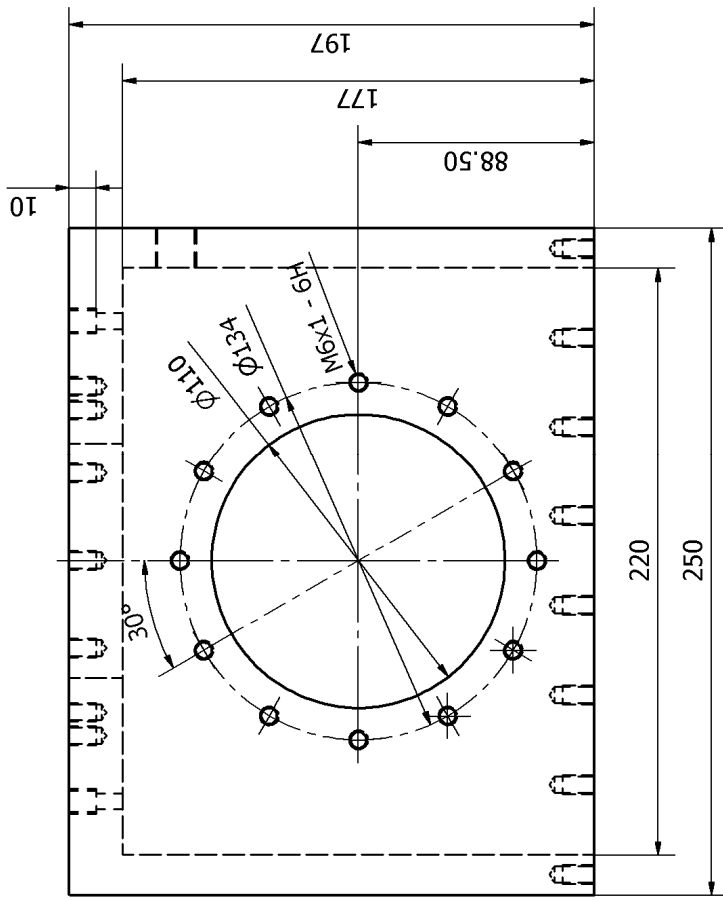
ชื่อผู้เขียน : ชานะ ศรีคำ	วัน/เดือน/ปี :
วัสดุ :	
ชื่อชิ้นงาน :	



Parts List		
ITEM	QTY	PART NUMBER
1	1	ฐานกระบอบอกสูบ
2	1	กระบอบอกสูบ
3	2	แหวนล็อกกระบอบอกสูบครึ่งวงกลม
4	1	แหวนล็อกกระบอบอกสูบ
5	1	ฝาสูบเย็น
6	1	เสื่อน้ำ
7	1	ฝาสูบล้อน
8	1	รีเจนเนอเรเตอร์

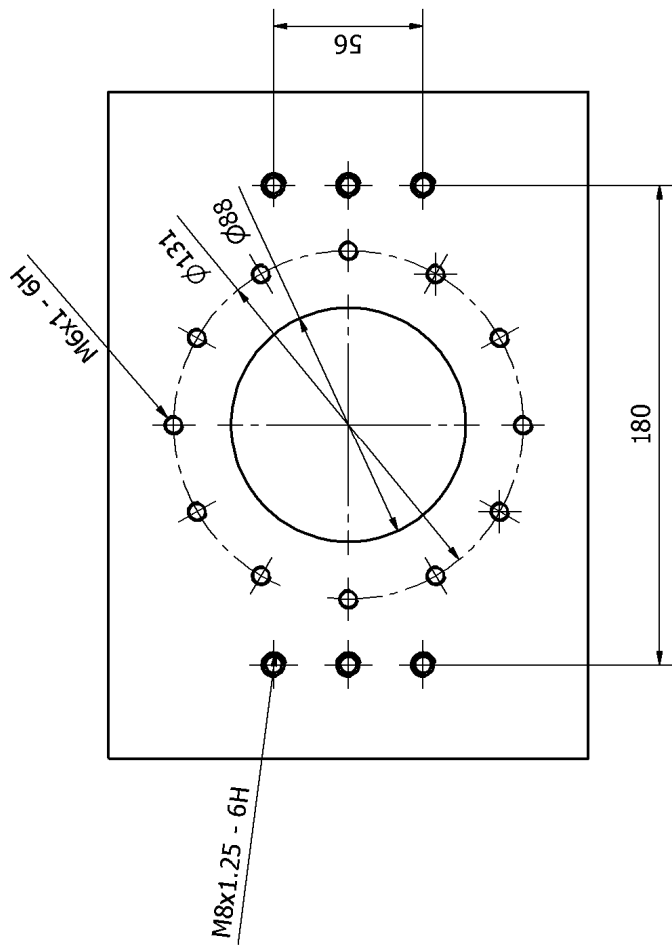
ชื่อผู้เขียน : ชานะ ศรีคำ	วัน/เดือน/ปี :
วัสดุ :	
ชื่อชิ้นงาน :	

Front View



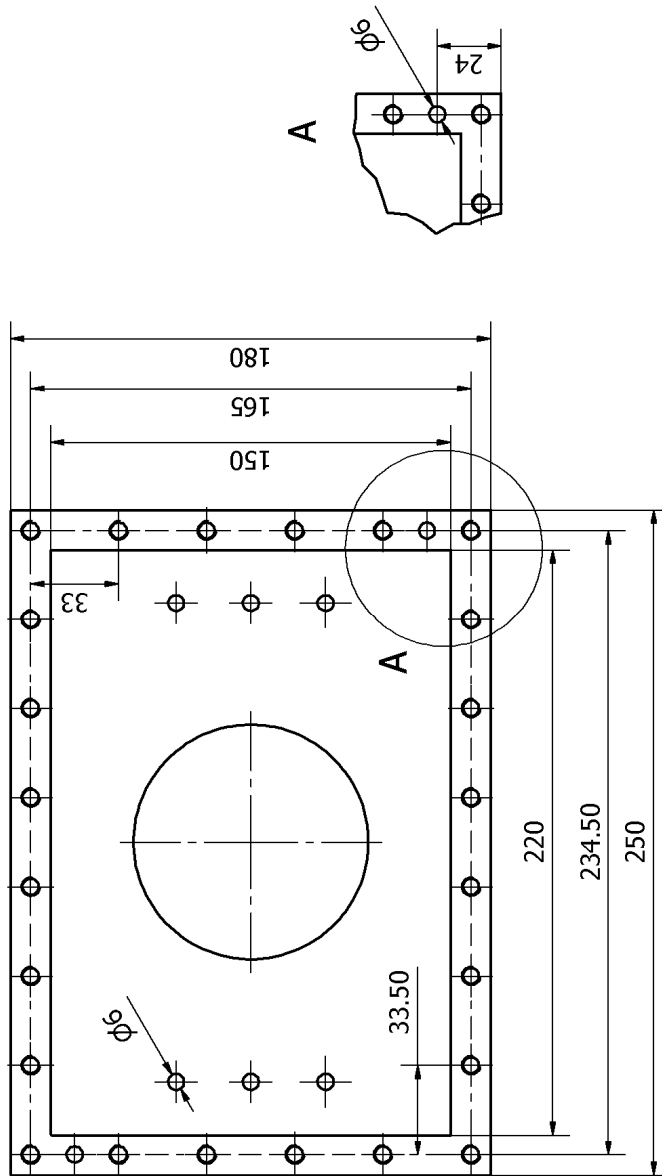
ชื่อผู้เขียน : ชานะ ศรีคำ	วันเดือนปี : 1/3/2552
วัสดุ : Aluminum 5083	
ชื่อชิ้นงาน : เสื่อสูบ	

Top View

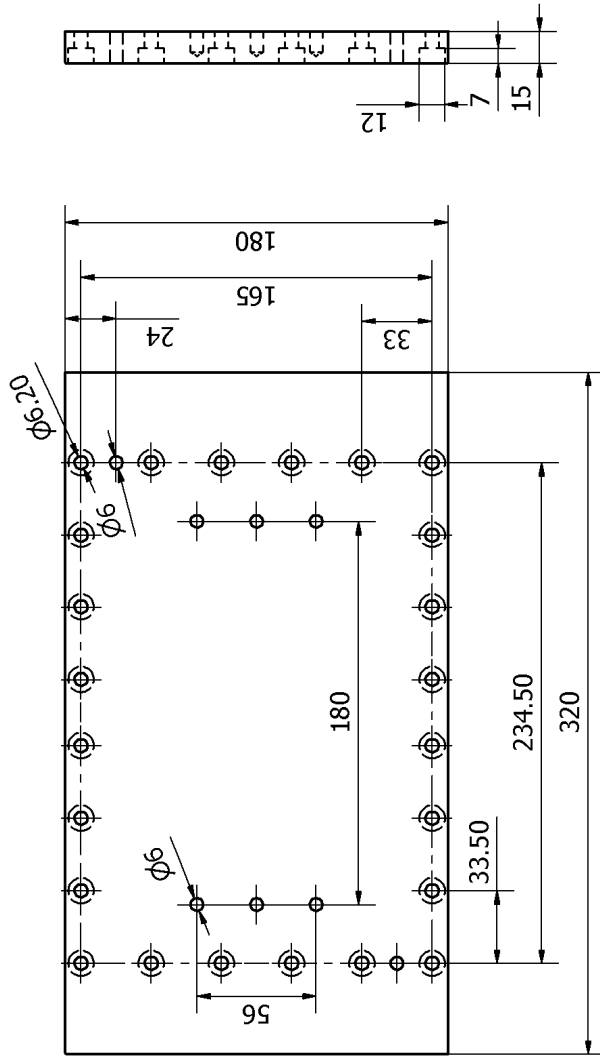


ชื่อผู้เขียน : ชานะ ศรีคำ	วันเดือนปี : 1/3/2552
วัสดุ : Aluminum 5083	
ชื่อชิ้นงาน : เสื่อสุม	

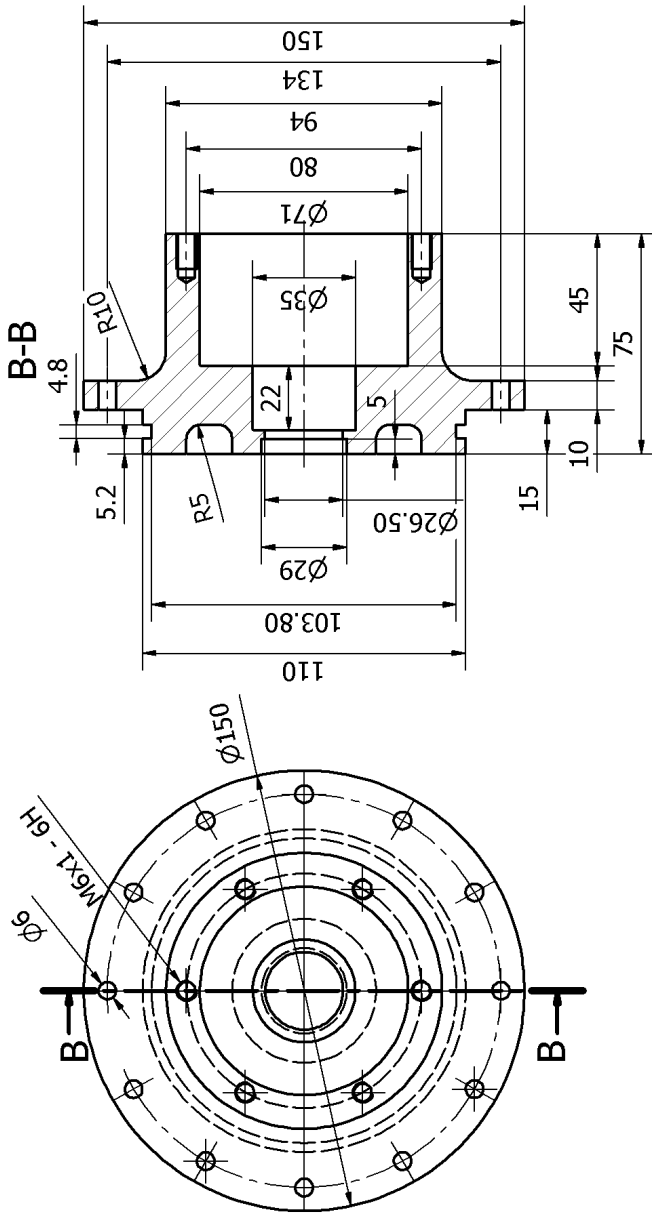
Bottom View



ชื่อผู้เขียน : ชานะ ศรีคำ	วันเดือนปี : 1/3/2552
วัสดุ : Aluminum 5083	
ชื่อชิ้นงาน : เสื่อสูบ	

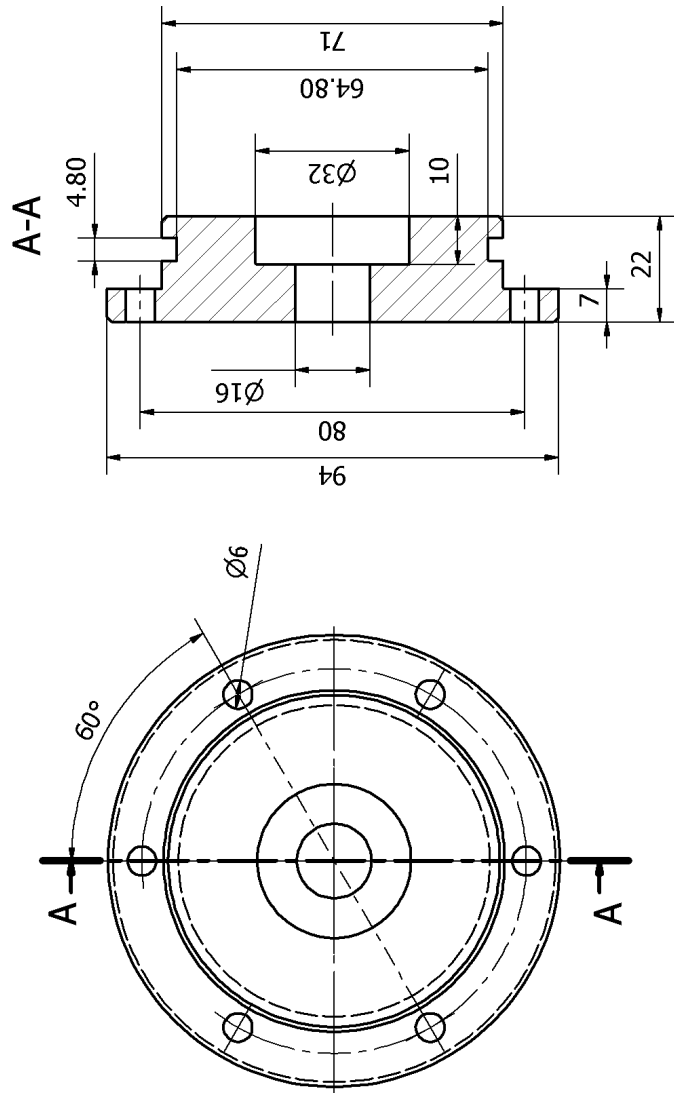


ชื่อผู้เขียน : ชนะ ศรีคำ	วันเดือนปี : 1/3/2552
วัสดุ : Aluminum 5083	
ชื่อชิ้นงาน : ฟาปิดเสื่อสุบด้านล่าง	

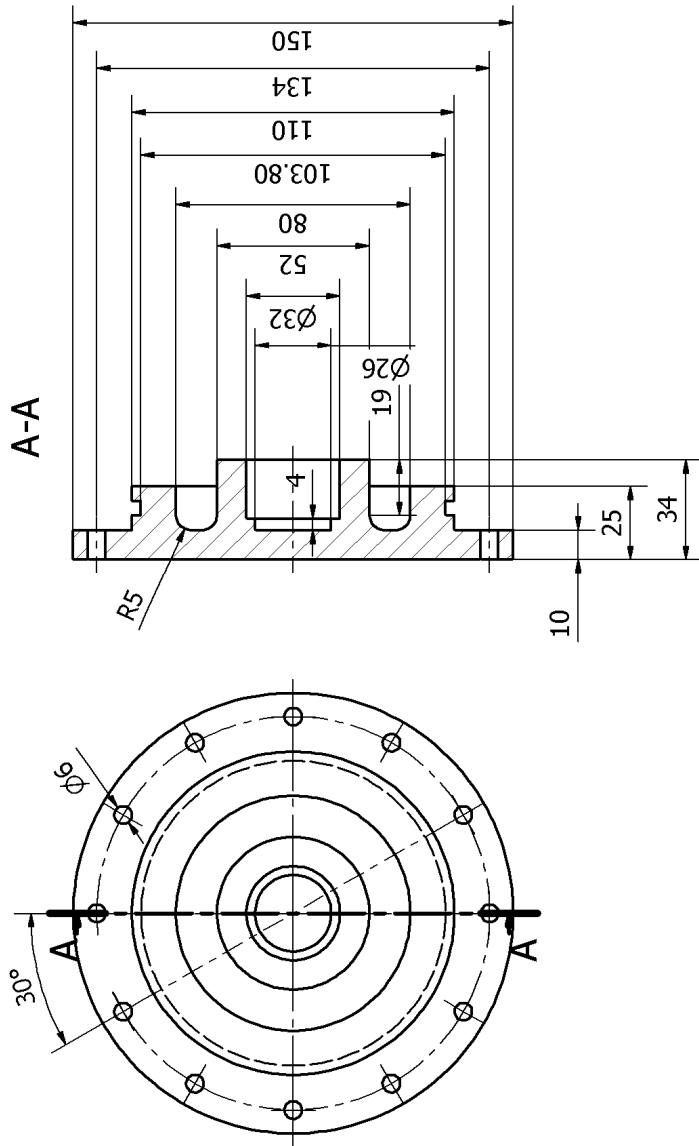


ชื่อผู้เขียน : ชนะ ศรีคำ	วันเดือนปี : 1/3/2552
วัสดุ : Aluminum 7075	
ชื่อชิ้นงาน : ฟาปิดเสื้อสูบด้านหน้า	

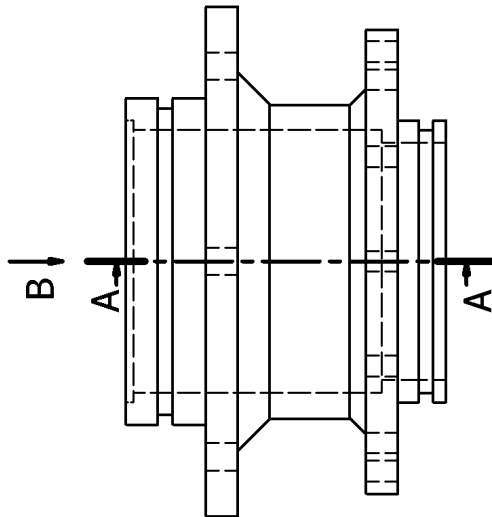
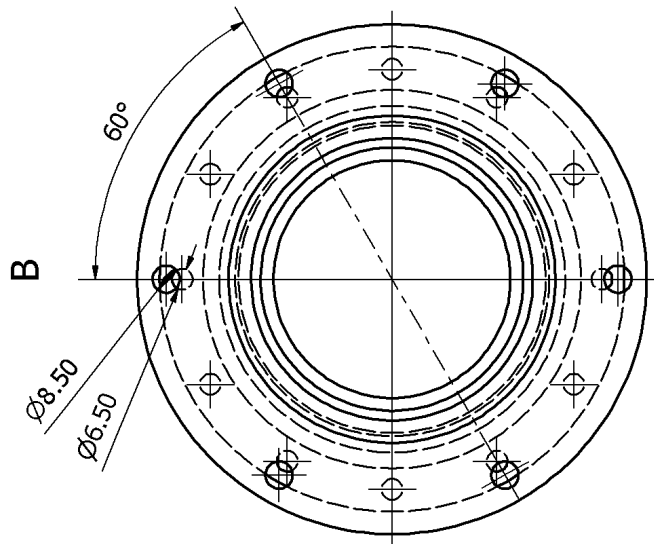




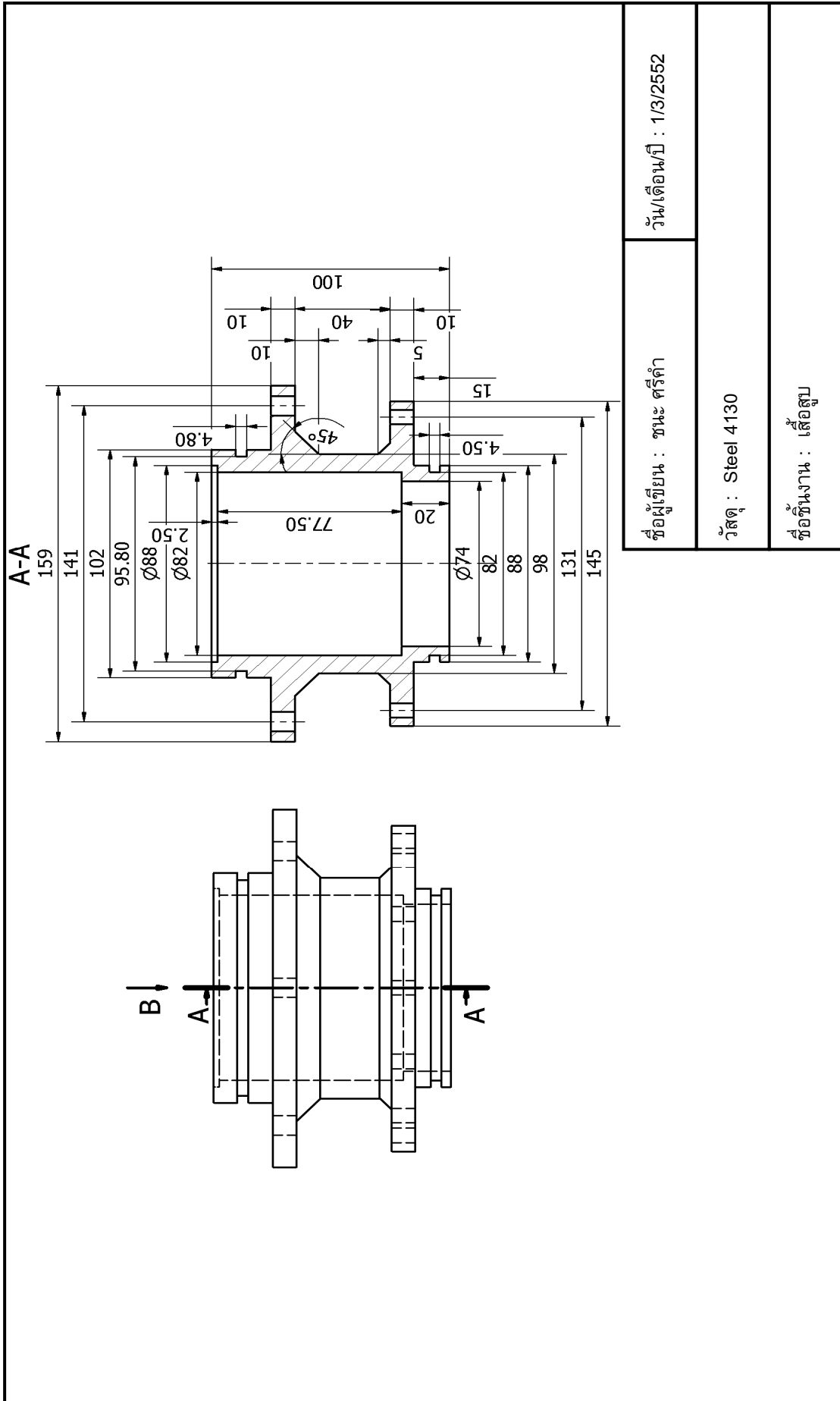
ชื่อผู้เขียน : ชนะ ศรีคำ	วันเดือนปี : 1/3/2552
วัสดุ : Aluminum 7075	
ชื่อชิ้นงาน : ฝาปิดห้อง Mechanical seal	

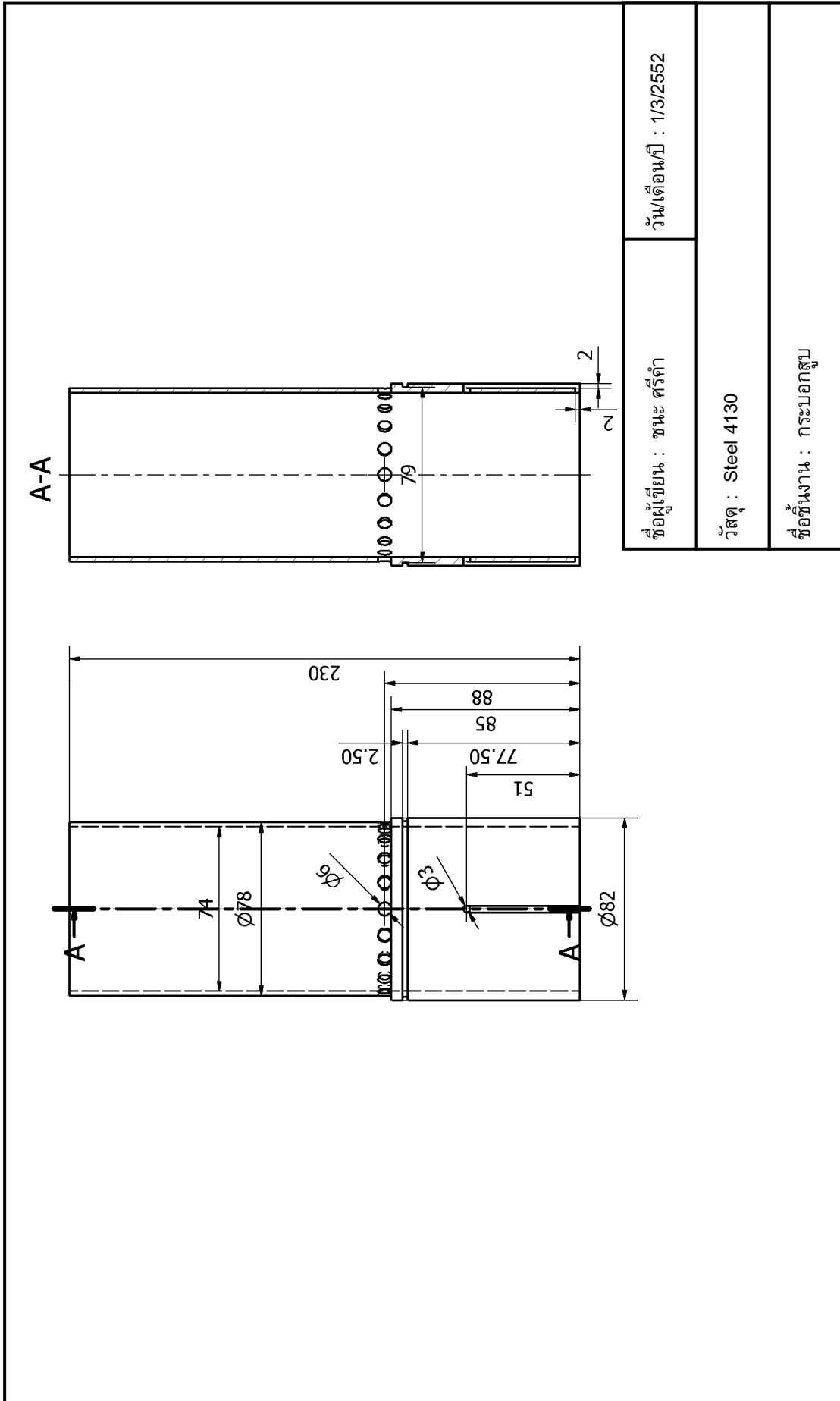


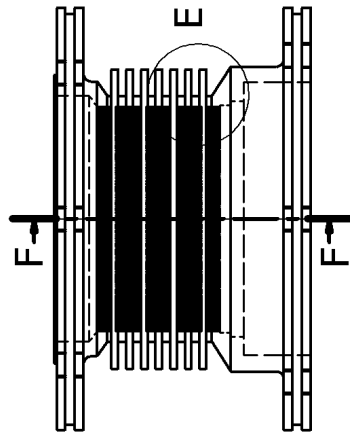
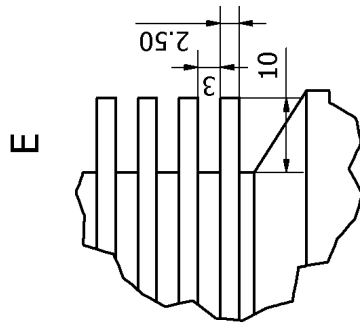
ชื่อผู้เขียน : ชนະ ศรีคำ	วันเดือน/ปี : 1/3/2552
วัสดุ : Aluminum 7075	
ชื่อชิ้นงาน : ฟาปิดเสื่อสูบด้านหลัง	



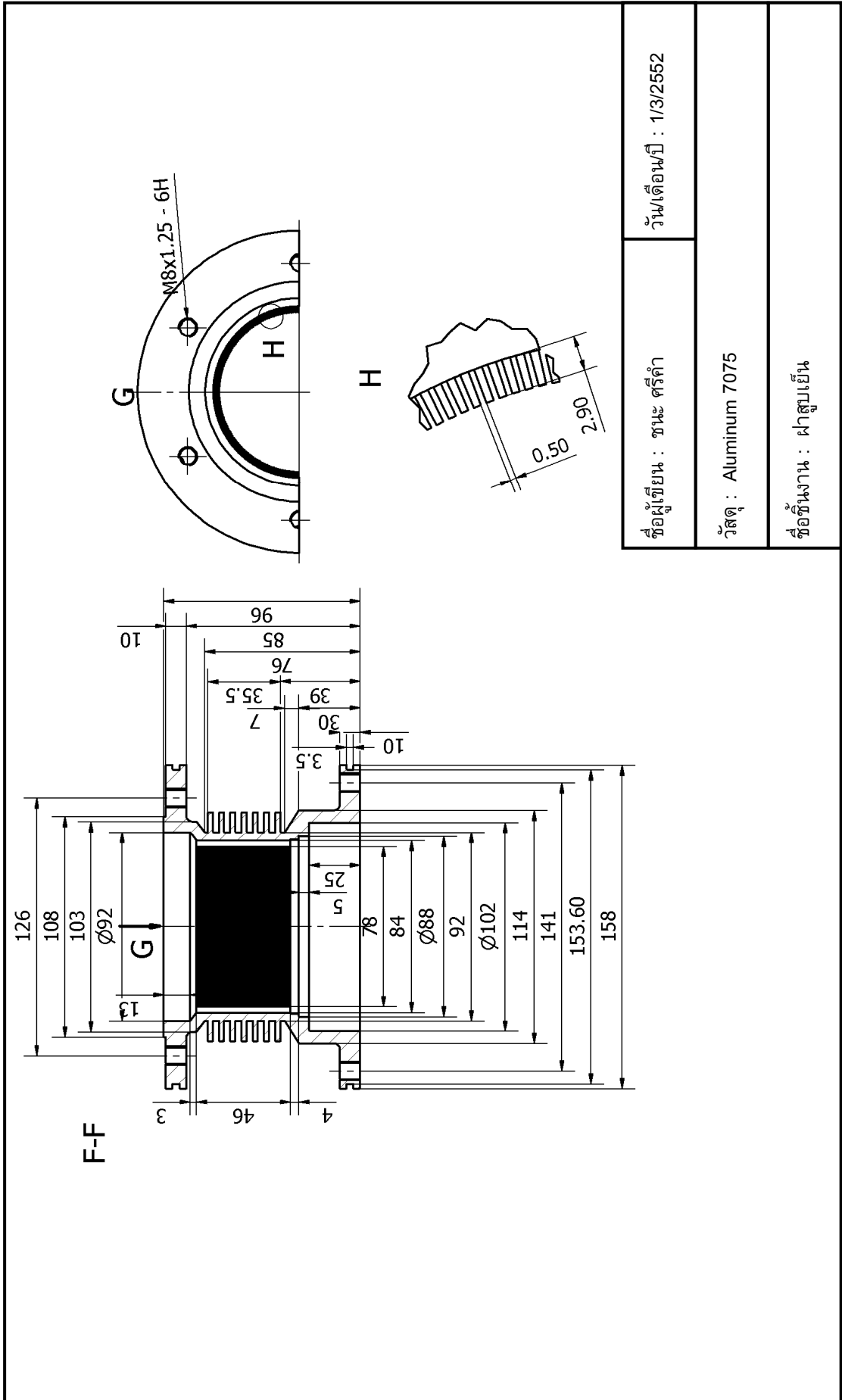
ชื่อผู้เขียน : ชานะ ศรีคำ	วัน/เดือน/ปี : 1/3/2552
วัสดุ : Steel 4130	
ชื่อชิ้นงาน : ฐานกระบะบอกลูบ	

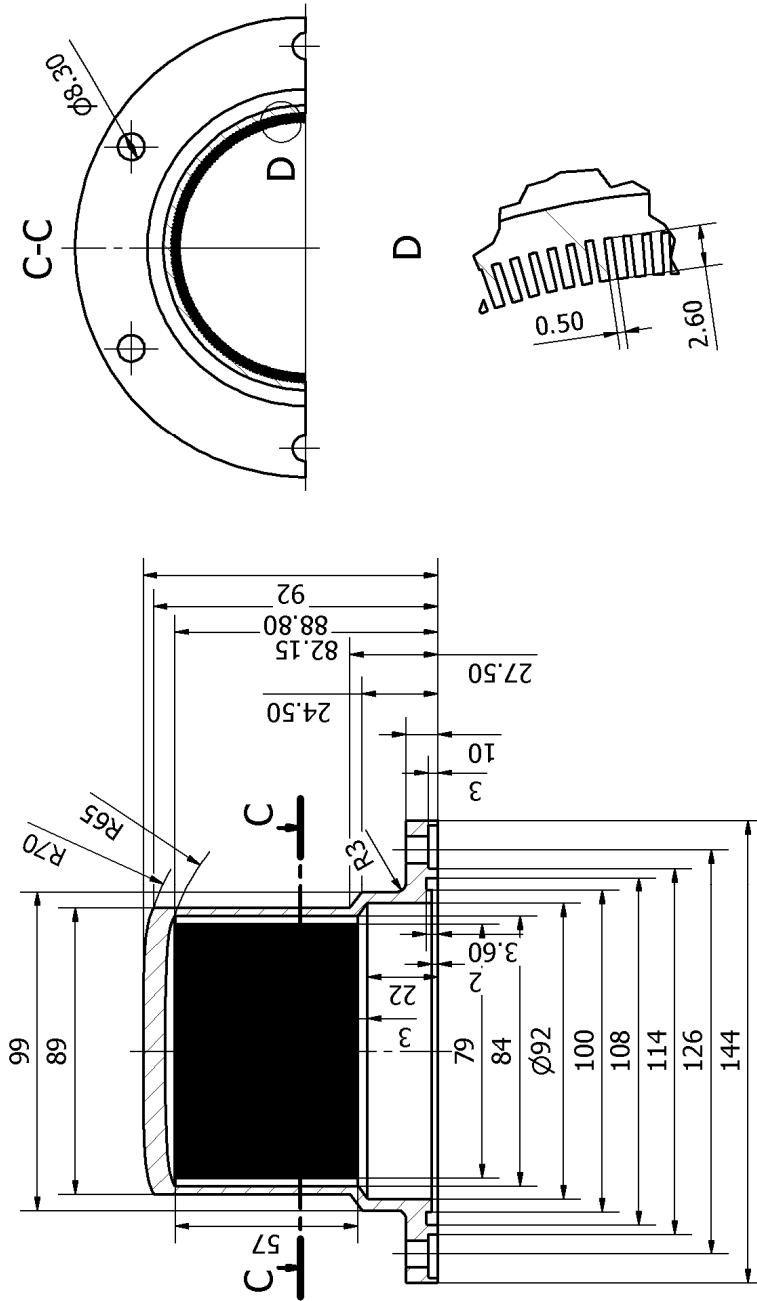






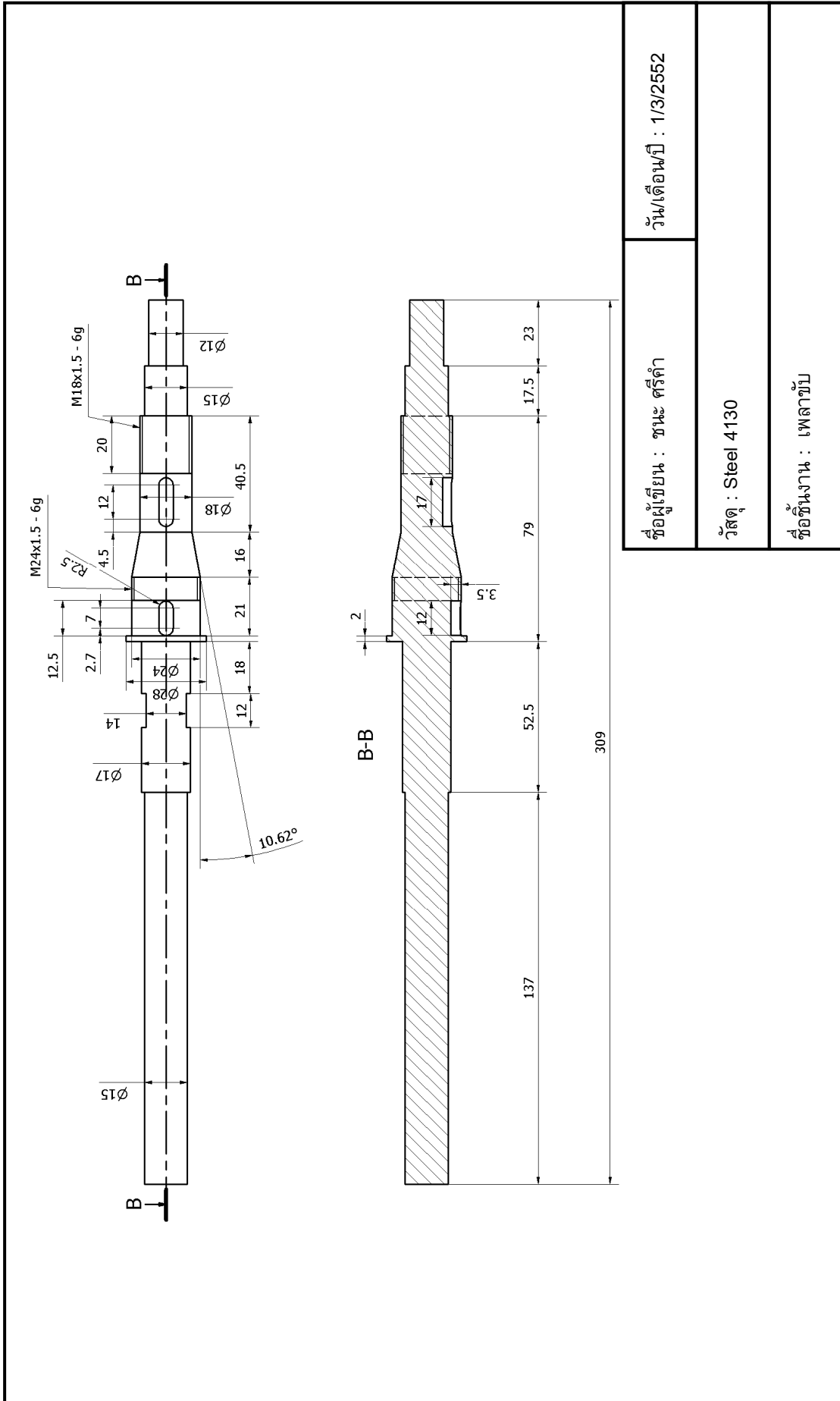
ชื่อผู้เขียน : ชานะ ศรีคำ	วันเดือนปี : 1/3/2552
วัสดุ : Aluminum 7075	
ชื่อชิ้นงาน : ฝาสูบเย็น	



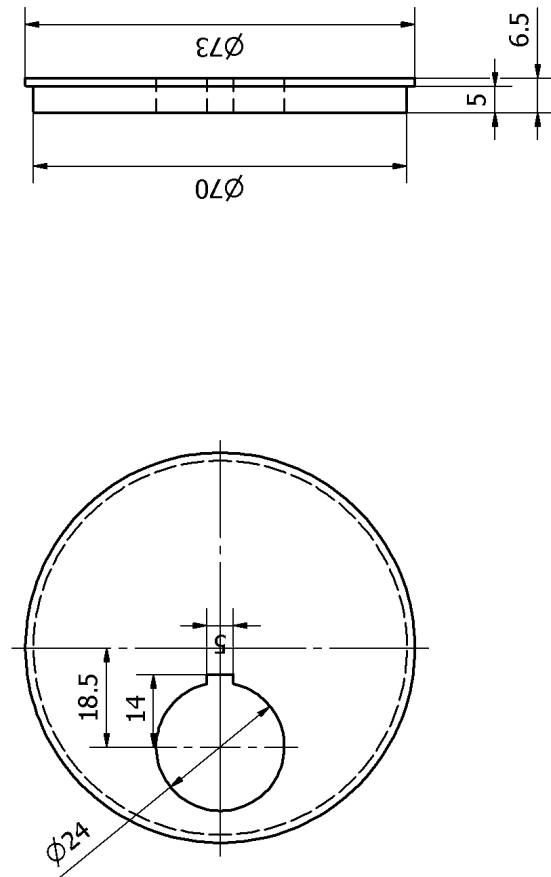


ชื่อผู้เขียน : ชานะ ศรีคำ	วันเดือนปี : 1/3/2552
วัสดุ : Stainless steel 304	
ชื่อชิ้นงาน : ฝาสูบร้อน	





ชื่อผู้เขียน : ชานะ ศรีคำ	วันเดือนปี : 1/3/2552
วัสดุ : Steel 4130	
ชื่อชิ้นงาน : เพลาขับ	

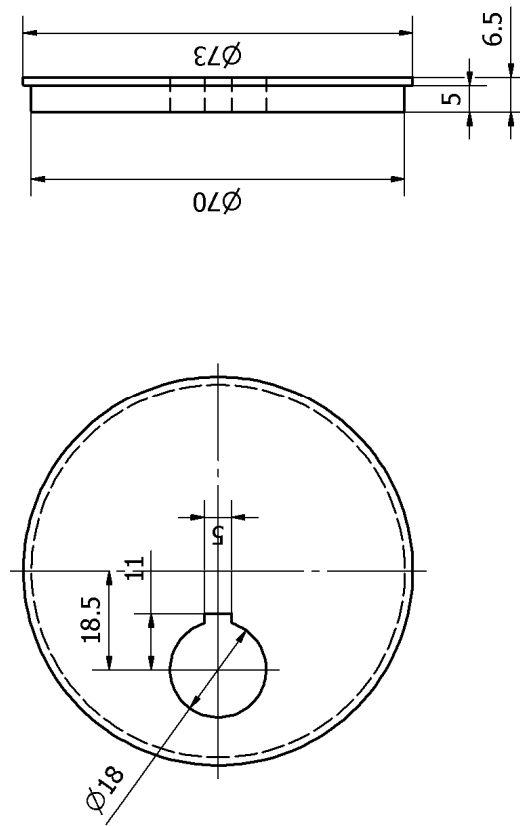


ชื่อผู้เขียน : ชนะ ศรีคำ

วัน/เดือน/ปี : 1/3/2552

วัสดุ : Steel 4130

ชื่อชิ้นงาน : ลูกเบี้ยวลูกสูบกำลัง ชุด 1

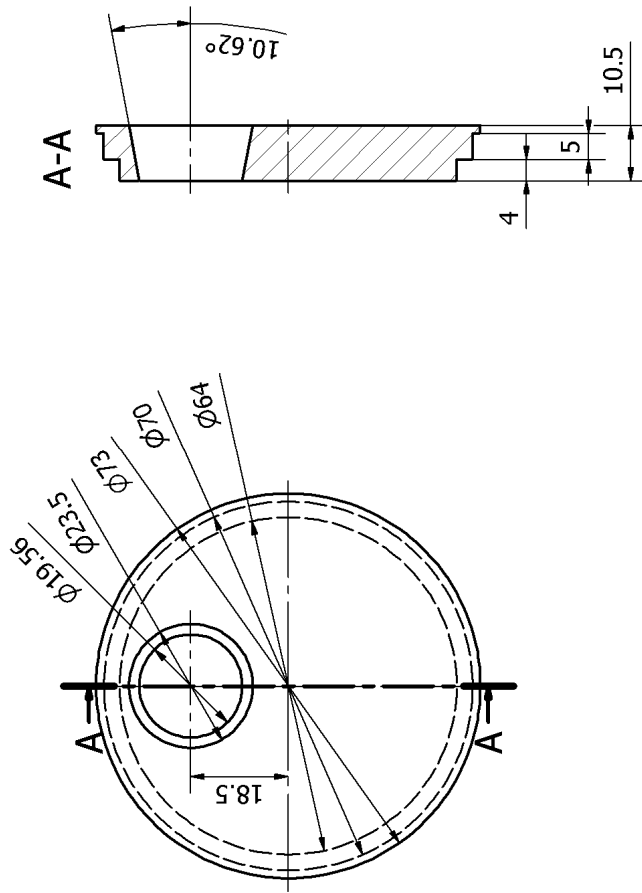


ชื่อผู้เขียน : ชานะ ศรีคำ

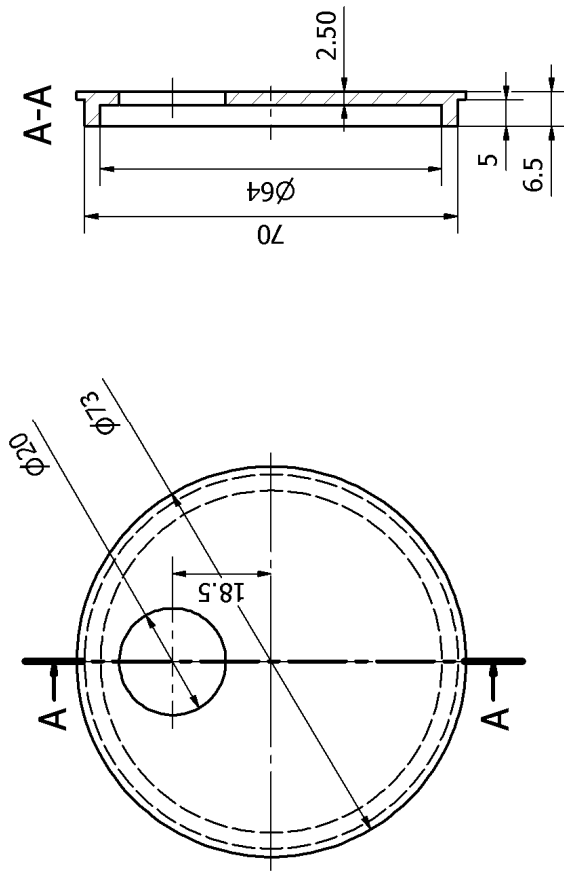
วันเดือนปี : 1/3/2552

วัสดุ : Steel 4130

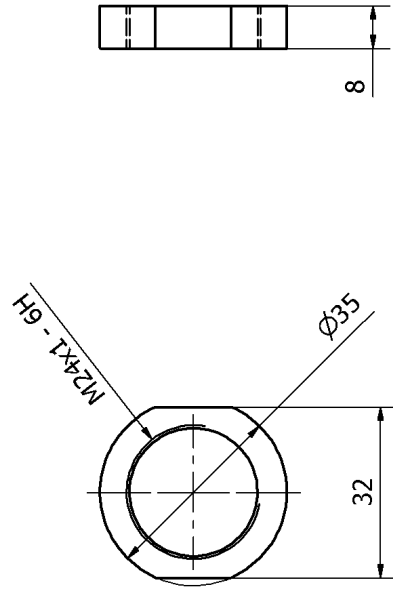
ชื่อชิ้นงาน : ลูกเบี้ยวลูกสูบกำลัง ชุด 2



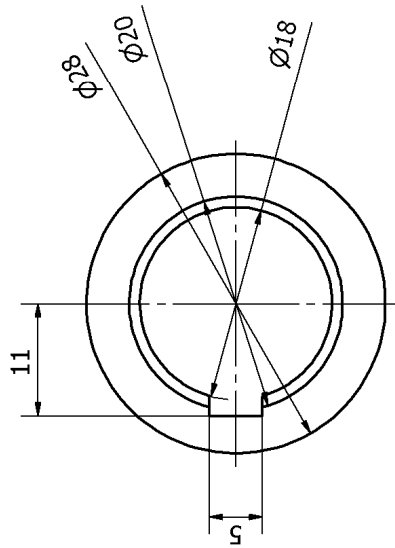
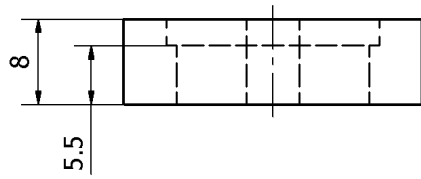
ชื่อผู้เขียน : ชานะ ศรีคำ	วัน/เดือน/ปี : 1/3/2552
วัสดุ : Steel 4130	
ชื่อชิ้นงาน : ลูกเบี้ยวลูกสูบกำลัง ชุด 1	



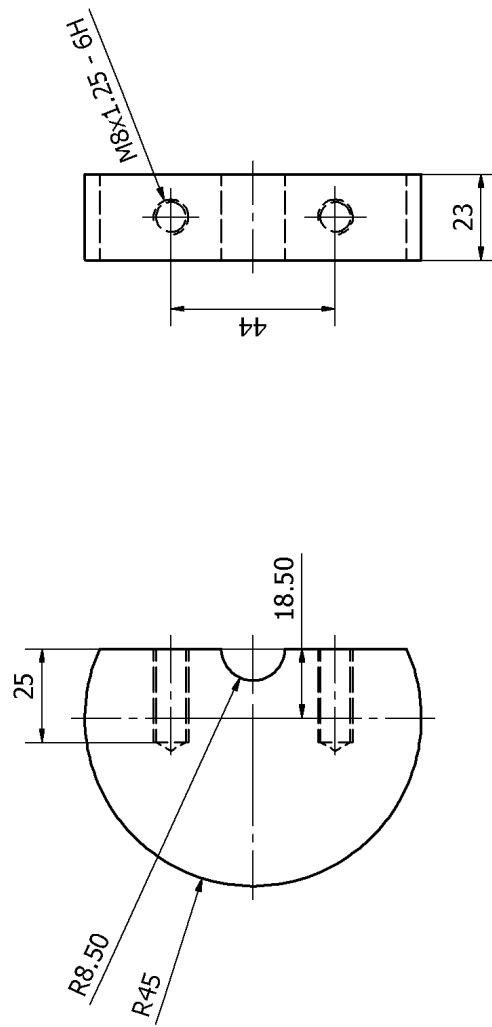
ชื่อผู้เขียน : ชานะ ศรีคำ	วันเดือนปี : 1/3/2552
วัสดุ : Steel 4130	
ชื่อชิ้นงาน : ลูกเบี้ยวลูกสูบ Displacer ชุด2	



ชื่อผู้เขียน : ชานะ ศรีคำ	วันเดือนปี : 1/3/2552
วัสดุ : Steel 4130	
ชื่อชิ้นงาน : แป้นเกลียวล็อกถูกเบียวลูกสูบกำลัง ชุด 1	

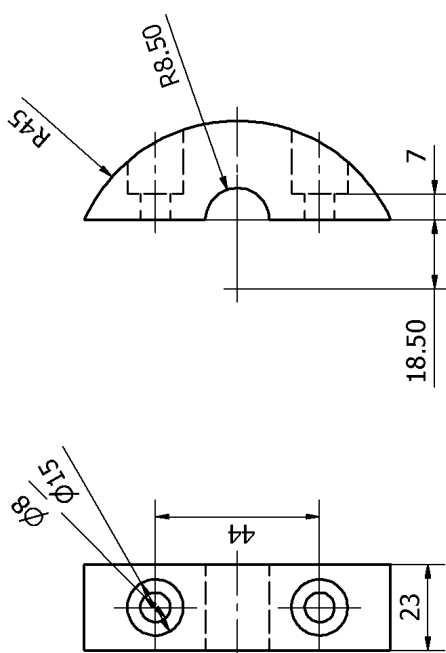


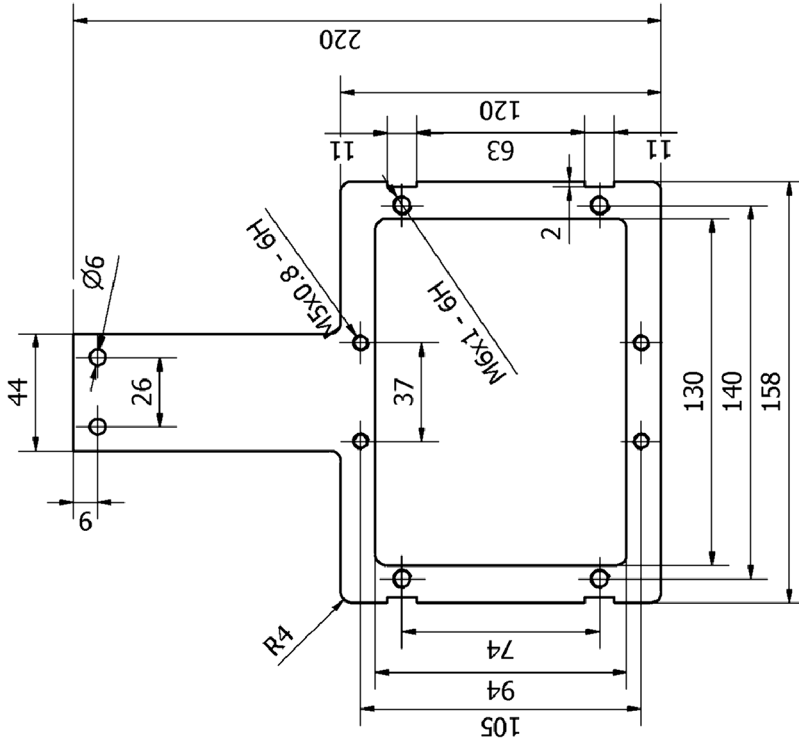
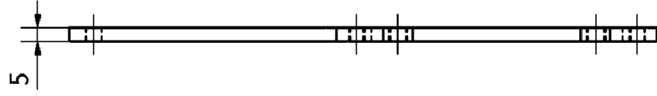
ชื่อผู้เขียน : ชานะ ศรีคำ	วันเดือนปี : 1/3/2552
วัสดุ : Steel 4130	
ชื่อชิ้นงาน : บู๊ชรองลูกเบี้ยว	



ชื่อผู้เขียน : ชนะ ศรีคำ	วันเดือนปี : 1/3/2552
วัสดุ : Steel 4130	
ชื่อชิ้นงาน : น้ำหนักถ่วงสมดุล	



	ชื่อผู้เขียน : ชานะ ศรีคำ	วันเดือนปี : 1/3/2552
วัสดุ : Steel 4130		
ชื่อชิ้นงาน : น้ำหนักถ่วงสมดุล		

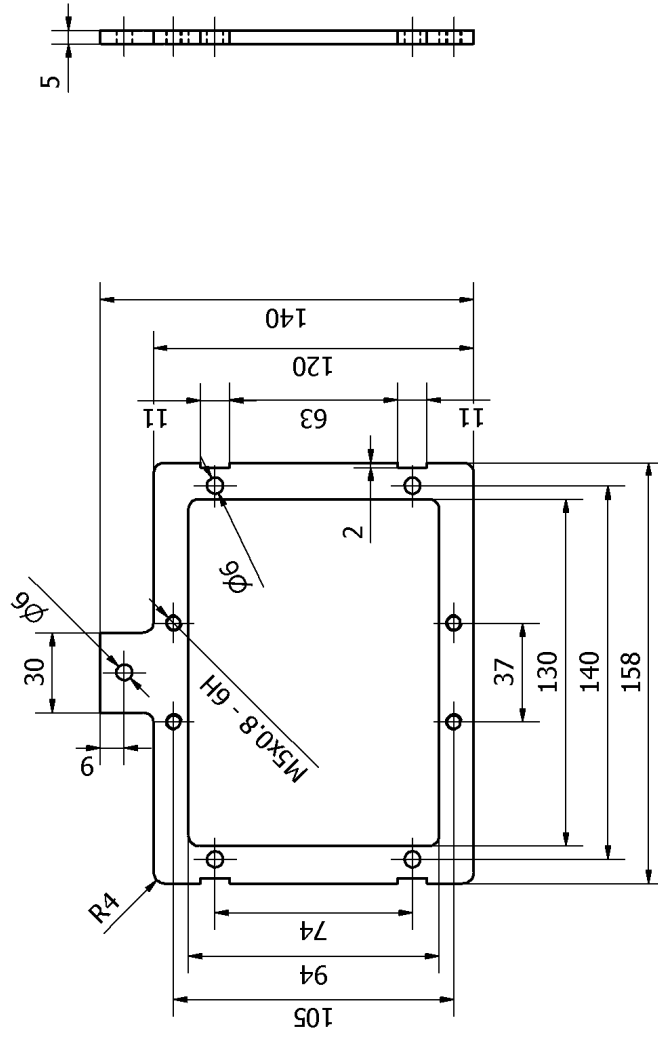


ชื่อผู้เขียน : ชนะ ศรีคำ

วัน/เดือน/ปี : 1/3/2552

วัสดุ : Steel 4130

ชื่อชิ้นงาน : Slot สุกสูงกำลัง

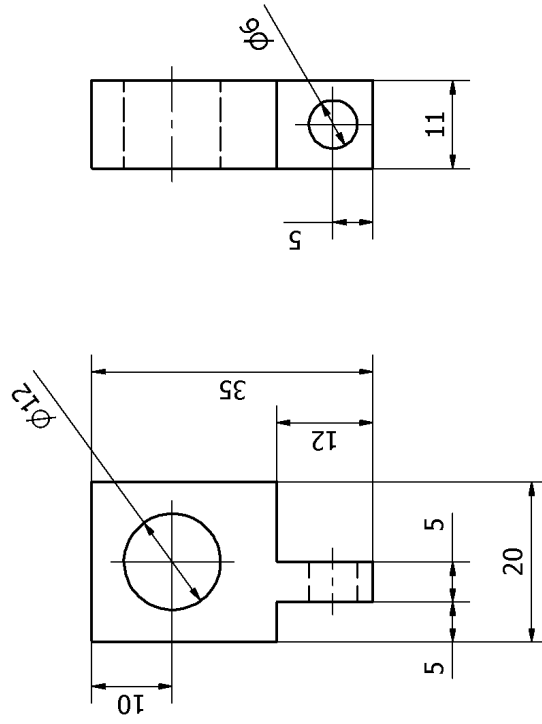


ชื่อผู้เขียน : ชานะ ศรีคำ

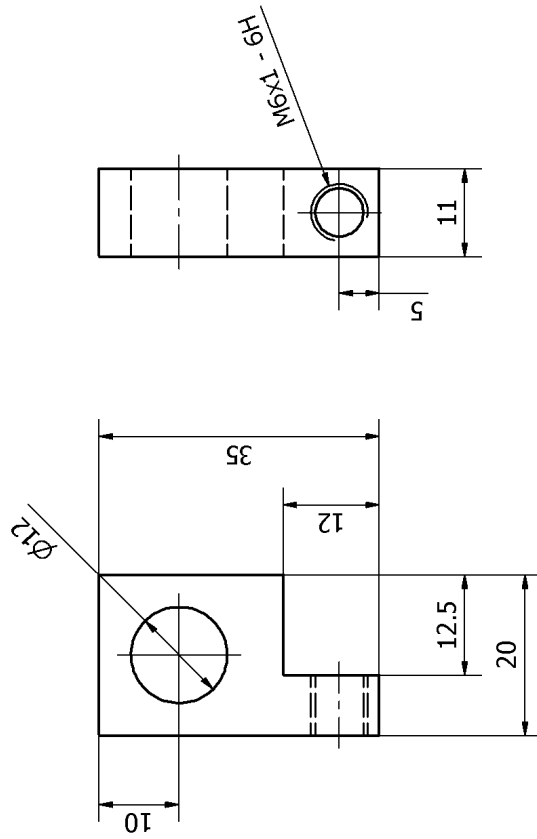
วัน/เดือน/ปี : 1/3/2552

วัสดุ : Steel 4130

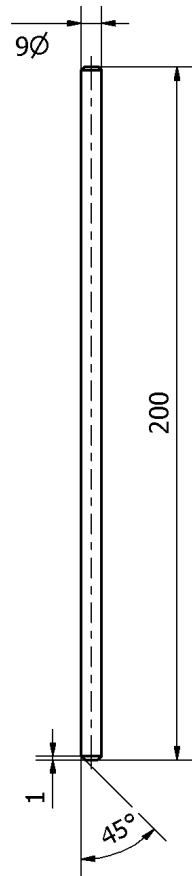
ชื่อชิ้นงาน : Slot ลูกลูก Displacer



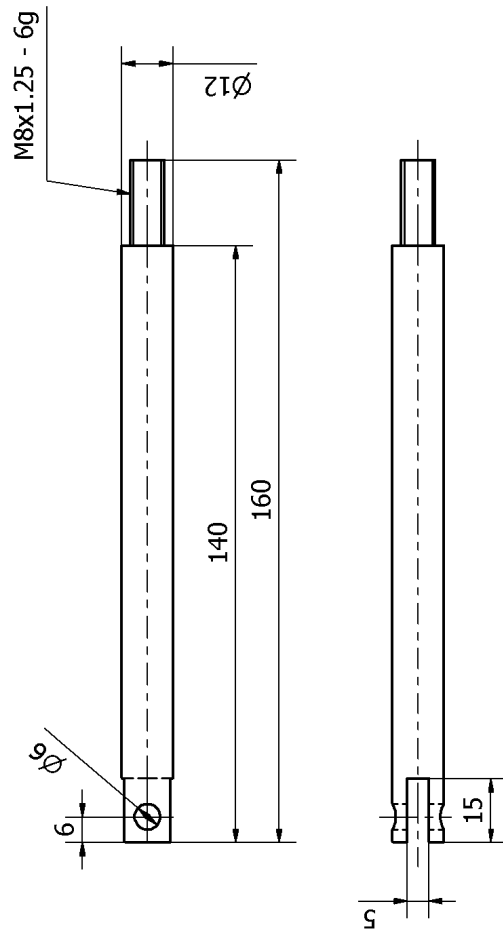
ชื่อผู้เขียน : ชานะ ศรีคำ	วัน/เดือน/ปี : 1/3/2552
วัสดุ : Aluminum 5083	
ชื่อชิ้นงาน : เรือน Linear bearing Slot ลูกลูกสูบกำลัง	



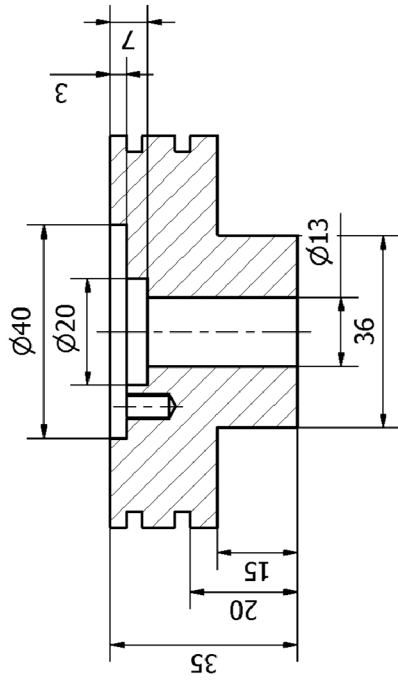
ชื่อผู้เขียน : ชานะ ศรีคำ	วัน/เดือน/ปี : 1/3/2552
วัสดุ : Aluminum 5083	
ชื่อชิ้นงาน : เรือน Linear bearing Slot ลูกสูบ Displacer	



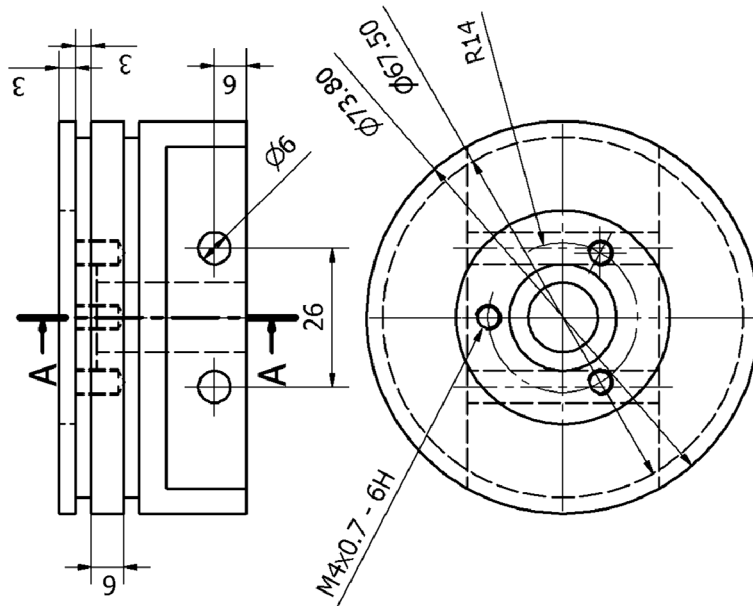
ชื่อผู้เขียน : ชนະ ศรีคำ	วัน/เดือน/ปี : 1/3/2552
วัสดุ : High speed steel	
ชื่อชิ้นงาน : แกน Linear bearing	



ชื่อผู้เขียน : ชนะ ศรีคำ	วัน/เดือน/ปี : 1/3/2552
วัสดุ : Stainless steel 304	
ชื่อชิ้นงาน : ก้านสูบ Displacer	

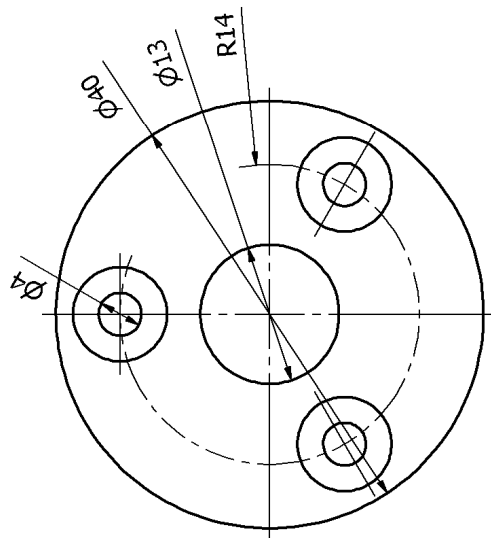
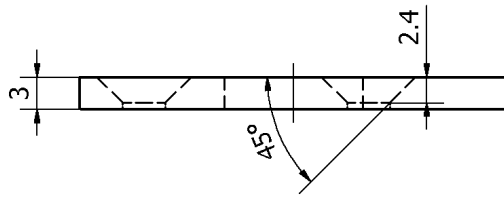


A-A

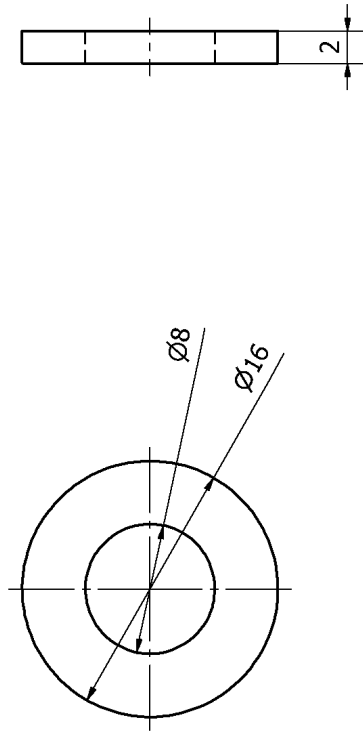


ชื่อผู้เขียน : ชนະ ศรีคำ	วัน/เดือน/ปี : 1/3/2552
วัสดุ : Aluminum 7075	
ชื่อชิ้นงาน : ลูกสูบกำลัง	

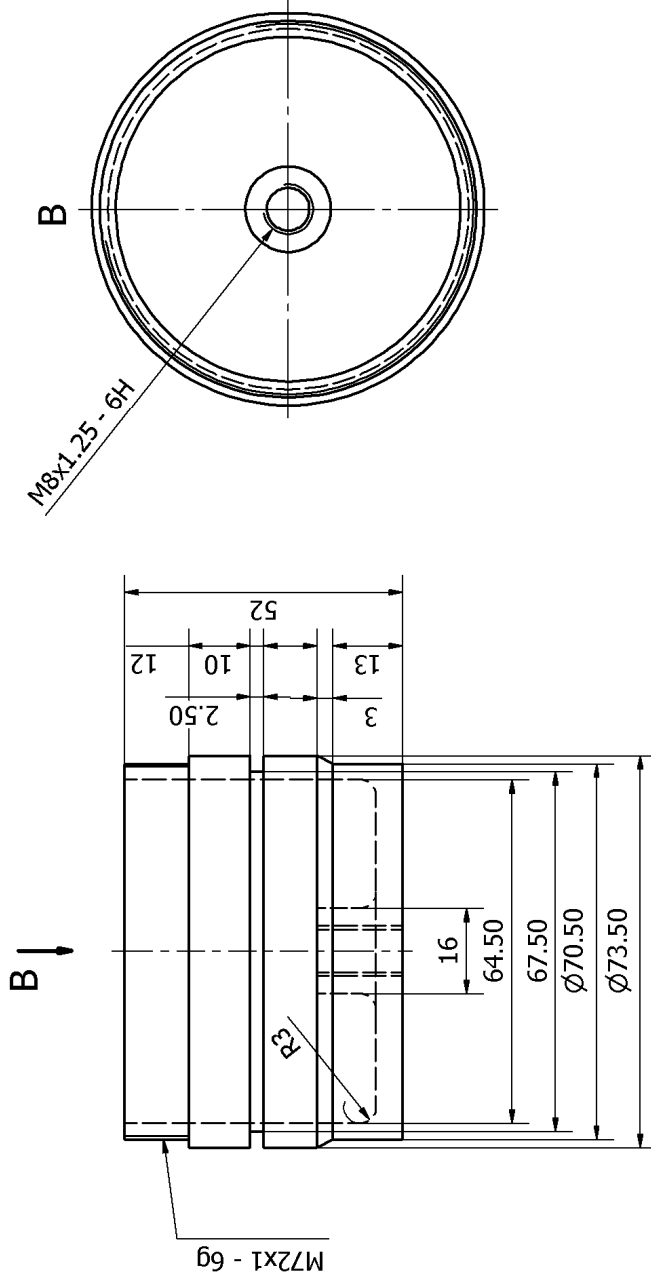




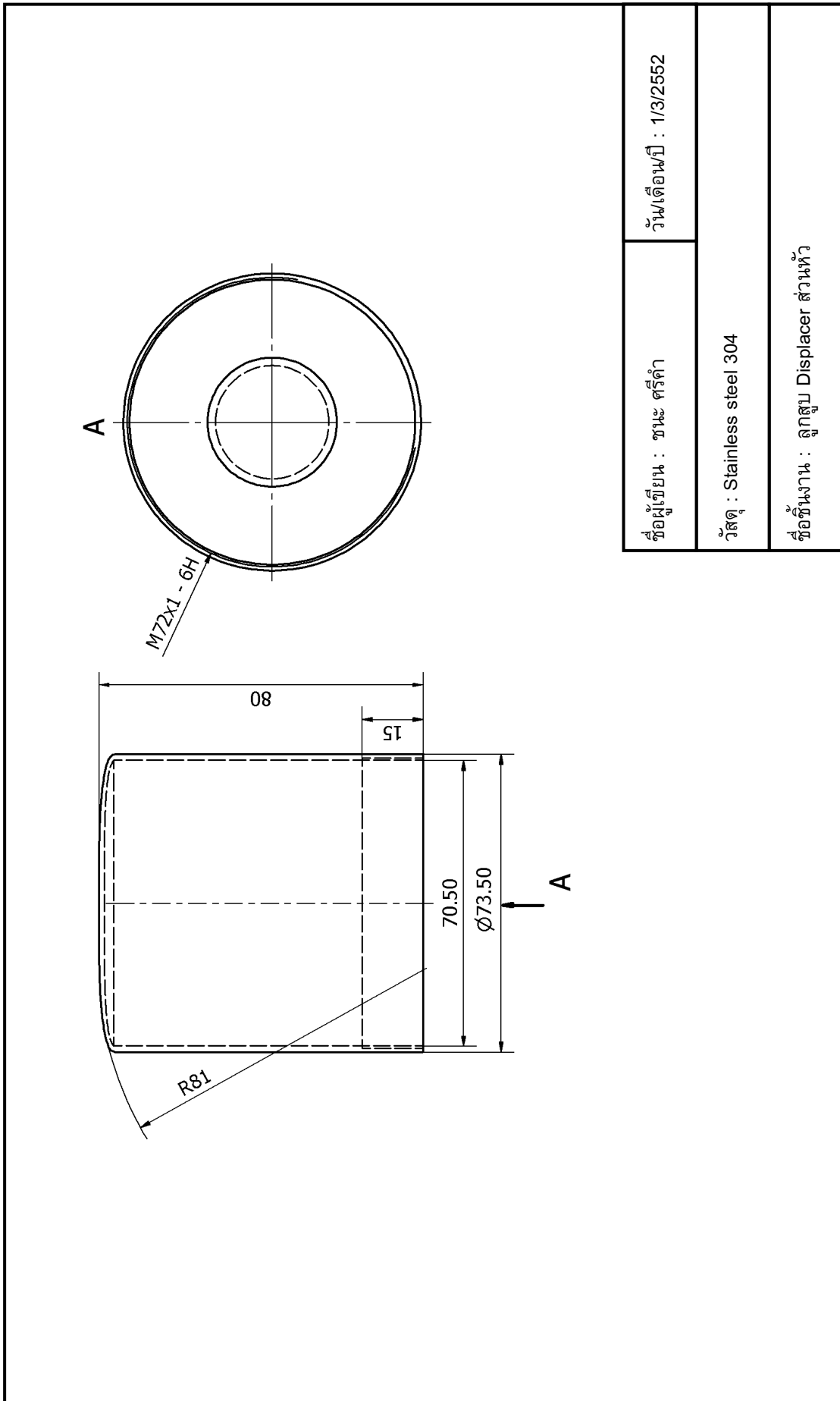
ชื่อผู้เขียน : ชนะ ศรีคำ	วัน/เดือน/ปี : 1/3/2552
วัสดุ : Aluminum 7075	
ชื่อชิ้นงาน : แผงปิดซิลลูมิเนียมกำลัง	

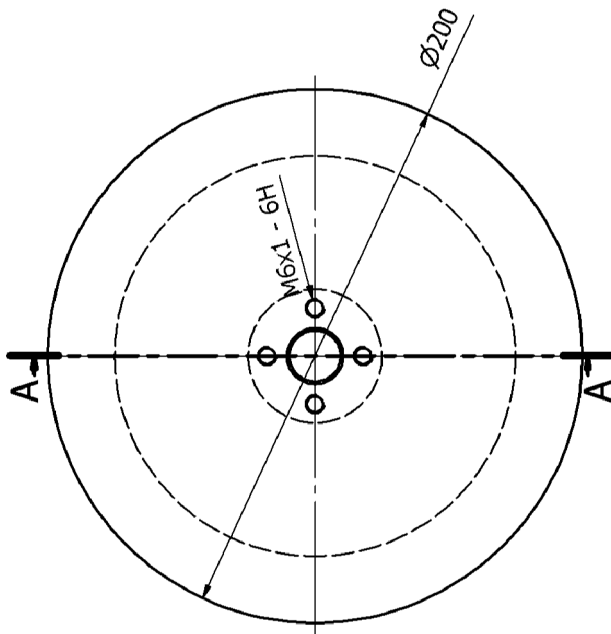
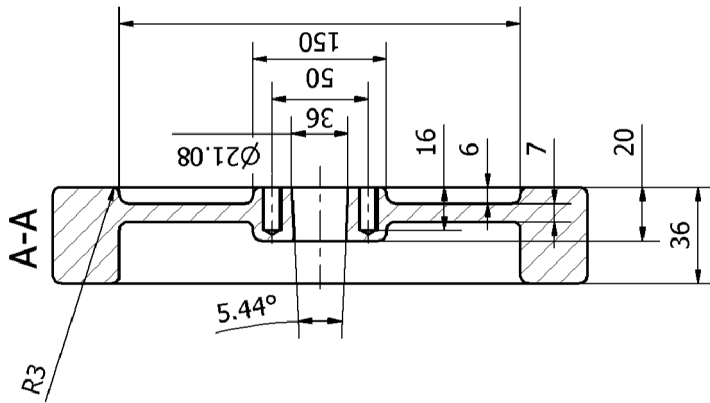


ชื่อผู้เขียน : ชานะ ศรีคำ	วันเดือนปี : 1/3/2552
วัสดุ : Steel 4130	
ชื่อชิ้นงาน : แหวนรองลูกสูบ Displacer	

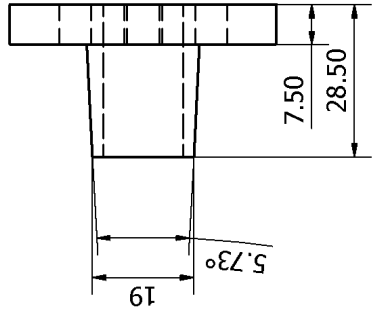
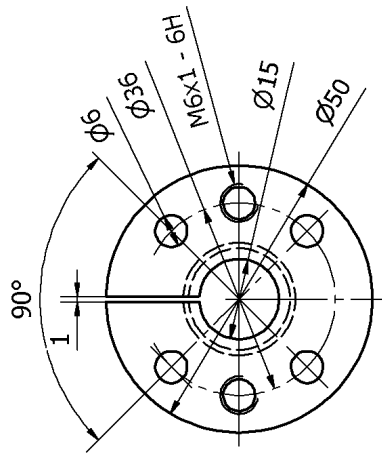


ชื่อผู้เขียน : ชนะ ศรีคำ	วัน/เดือน/ปี : 1/3/2552
วัสดุ : Aluminum 7075	
ชื่อชิ้นงาน : ลูกสูบ Displacer ส่วนฐาน	

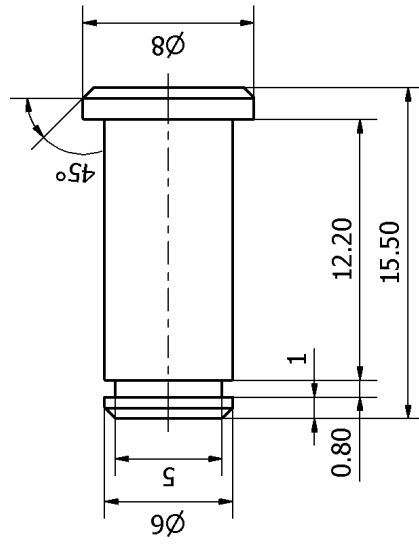




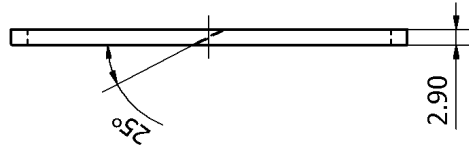
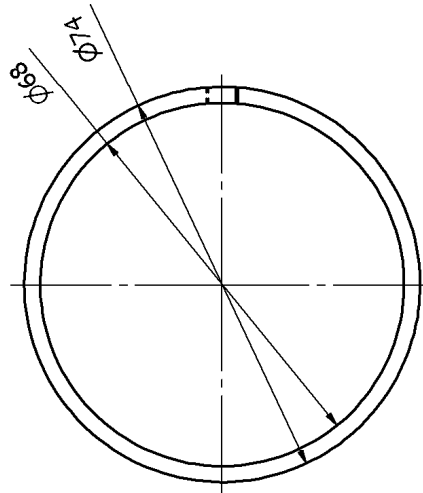
ชื่อผู้เขียน : ชนะ ศรีคำ	วัน/เดือน/ปี : 1/3/2552
วัสดุ : Steel 4130	
ชื่อชิ้นงาน : ล้อช่วยแรง	



ชื่อผู้เขียน : ชานะ ศรีคำ	วันเดือนปี : 1/3/2552
วัสดุ : Steel 4130	
ชื่อชิ้นงาน : ตูมัลล์ช่วยแรง	

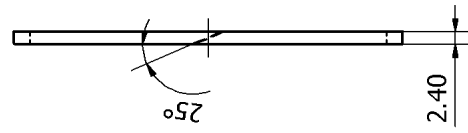
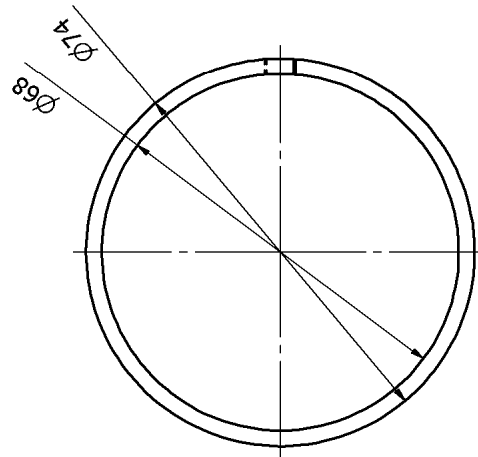


ชื่อผู้เขียน : ชานะ ศรีคำ	วันเดือนปี : 1/3/2552
วัสดุ : Steel 4130	
ชื่อชิ้นงาน : สลักก้านสูบ Displacer	

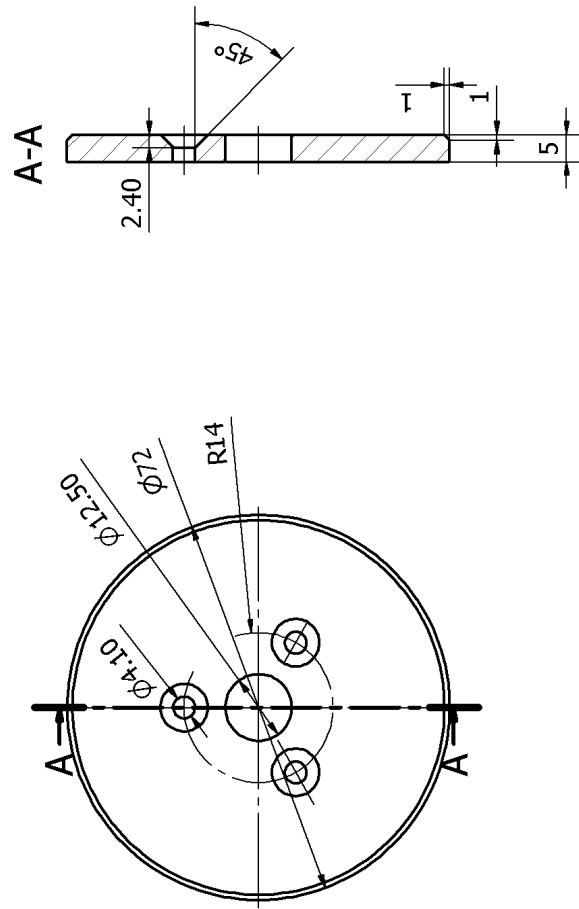


ชื่อผู้เขียน : ชนะ ศรีคำ	วัน/เดือน/ปี : 1/3/2552
วัสดุ : Teflon	
ชื่อชิ้นงาน : แหวนลูกสูบกำลัง	





ชื่อผู้เขียน : ชนะ ศรีคำ	วัน/เดือน/ปี : 1/3/2552
วัสดุ : Teflon	
ชื่อชิ้นงาน : แหวนลูกสูบ Displacer	



ชื่อผู้เขียน : ชนะ ศรีคำ	วัน/เดือน/ปี : 1/3/2552
วัสดุ : Aluminum	
ชื่อชิ้นงาน : แผงรองหัวลูกสูบกำลัง	

## ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์

นายชนะ ศรีคำ เกิดเมื่อวันที่ 16 ธันวาคม พ.ศ.2527 ที่กรุงเทพมหานคร สำเร็จปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต จากสาขาวิชาเทคโนโลยีวิศวกรรมยานยนต์ ภาควิชาวิทยาลัยเทคโนโลยีอุตสาหกรรม สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ เมื่อวันที่ 26 มีนาคม พ.ศ.2550 และเข้าศึกษาต่อในหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย เมื่อปีการศึกษา 2550