

**การออกแบบและทดสอบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระขนาดเล็ก**

**DESIGN AND TEST OF A SMALL FREE-PISTON STIRLING ENGINE**

**พงษ์นรินทร์ สว่างวงศ์**

**PONGNARIN SAVANGVONG**

**วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต**

**สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล**

**คณะวิศวกรรมศาสตร์**

**สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง**

**พ.ศ.2558**

**KMITL-2015-EN-M-030-174**

การออกแบบและทดสอบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระขนาดเล็ก

DESIGN AND TEST OF A SMALL FREE-PISTON STIRLING ENGINE



T139420

พงษ์นรินทร์ สว่างวงศ์

PONGNARIN SAVANGVONG

เลขหมู่.....  
เลขทะเบียน.....**139420**  
วันเดือนปี.....**3 พ.ย. 2558**

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

พ.ศ. 2558

KMITL-2015-EN-M-030-174

# DESIGN AND TEST OF A SMALL FREE-PISTON STIRLING ENGINE

PONGNARIN SAVANGVONG

A THESIS SUBMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT  
OF THE REQUIREMENT FOR THE DEGREE OF  
MASTER OF ENGINEERING IN MECHANICAL ENGINEERING  
FACULTY OF ENGINEERING  
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG  
2015  
KMITL-2015-EN-M-030-174



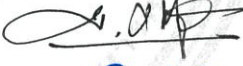


COPYRIGHT 2015

FACULTY OF ENGINEERING

KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

คณะวิศวกรรมศาสตร์  
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง  
ใบรับรองวิทยานิพนธ์

หัวข้อวิทยานิพนธ์ การออกแบบและทดสอบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระขนาดเล็ก  
Thesis Title Design and Test of a Small Free-piston Stirling Engine  
นักศึกษา นายพงษ์นรินทร์ สว่างวงศ์  
รหัสประจำตัว 55610926  
ปริญญา วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต  
สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล  
อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ผศ.ดร.สุตาภัทร แคว้นเขาเม็ง  
หมายเลขวิทยานิพนธ์ KMITL-2015-EN-M-030-174

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์		ลายมือชื่อ
รศ.ดร.พงษ์เจต	พรหมวงศ์	
รศ.ดร.จารุวัตร	เจริญสุข	
ผศ.ดร.บัญชา	คังตระกูล	
รศ.ดร.ชินรัชช์	เอียรพงษ์	
ผศ.ดร.สุตาภัทร	แคว้นเขาเม็ง	

วัน / เดือน / ปี ที่สอบ วันศุกร์ที่ 17 กรกฎาคม พ.ศ. 2558 เวลา 13.00-15.00 น.  
สถานที่สอบ ณ อาคารเฉลิมพระเกียรติใหม่ ห้อง HM-304

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง  
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

คณะวิศวกรรมศาสตร์ รับรองแล้ว



(รองศาสตราจารย์ ดร. คมสัน มาลีสี)

คณบดี คณะวิศวกรรมศาสตร์  
วันที่ 17 กรกฎาคม พ.ศ. 2558

หัวข้อวิทยานิพนธ์	การออกแบบและทดสอบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระขนาดเล็ก
นักศึกษา	นายพงษ์นรินทร์ สว่างวงศ์
รหัสประจำตัว	55610926
ปริญญา	วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
พ.ศ.	2558
อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์	ผศ.ดร.สุตาภัทร แคว้นเขาเม็ง

### บทคัดย่อ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้นำเสนอการออกแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระขนาดเล็ก เครื่องยนต์ต้นแบบมีขนาด 40 ลูกบาศก์เซนติเมตร ใช้อากาศเป็นสารทำงานและหล่อเย็นด้วยน้ำ วัฏจักรการทำงานของเครื่องยนต์วิเคราะห์โดยอาศัยสมมติฐานของชมิทท์ (Schmidt Assumptions) โปรแกรมสำเร็จรูป Solid Work2011 ถูกนำมาใช้เพื่อการจำลองสภาวะการทำงานภายใต้ความดันของชิ้นส่วนเครื่องยนต์ รวมทั้งได้ทำการวิเคราะห์หาสภาวะการทำงานที่ทำให้เครื่องยนต์ทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพซึ่งประกอบด้วย อุณหภูมิสารทำงานด้านร้อน, ค่าคงที่สปริงของลูกสูบไล่, สัมประสิทธิ์แดมป์เนื่องจากโหลดของลูกสูบกำลัง, มวลของลูกสูบกำลัง และมวลของลูกสูบไล่ ด้วยวิธีการหาช่วงเสถียรภาพของเรท-เฮอร์วิทซ์ (Routh-Hurwitz stability method) การวิเคราะห์พบว่าเครื่องยนต์ที่ทำงานที่ความดันเริ่มต้น 1 บาร์ จะทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพเมื่อ อุณหภูมิด้านร้อนและด้านเย็น 455 และ 323 เคลวิน ตามลำดับ, ค่าคงที่สปริงของลูกสูบไล่ 302 นิวตันต่อเมตร, สัมประสิทธิ์แดมป์เนื่องจากโหลดของลูกสูบกำลัง 0.32 นิวตัน-วินาทีต่อเมตร, มวลของลูกสูบกำลัง และลูกสูบไล่ 145 และ 162 กรัม ตามลำดับ ทำให้ลูกสูบกำลังและลูกสูบไล่มีระยะการเคลื่อนที่ 6.67 และ 2.68 เซนติเมตร ตามลำดับ จากการทดสอบเครื่องยนต์ที่ทำงานที่ความดันเริ่มต้น 1 บาร์ พบว่า เครื่องยนต์สามารถทำงานได้เมื่ออุณหภูมิด้านร้อนอยู่ในช่วง 353-473 เคลวิน, ค่าคงที่สปริงของลูกสูบไล่ 300 นิวตันต่อเมตร, มวลของลูกสูบกำลังและลูกสูบไล่ 145 และ 162 กรัม ตามลำดับ ทำให้ลูกสูบกำลังมีระยะการเคลื่อนที่อยู่ในช่วง 5.5-6.0 เซนติเมตร

Thesis	Design and Test of a Small Free-Piston Stirling Engine
Student	Mr.Pongnarin Savangvong
Student ID.	55610926
Degree	Master of Engineering
Program	Mechanical Engineering
Year	2015
Thesis Advisor	Asst.Prof.Dr.Sutapat Kwankaomeng

## ABSTRACT

This thesis proposes a design of a Small Free-Piston Stirling Engine. The prototype has swept volume of 40 cc using air as working fluid and cooled by water. Engine cycle was analyzed by Schmidt assumptions. Solid Work2011 was used to simulate part of engine under pressure. Routh-Hurwitz stability method was used to analyze stability operation of the engine included hot end temperature, displacer spring, alternator damping, piston mass and displacer mass. The analytical results shown that the engine which operated at initial pressure of 1 bar will be achieved stability operation when hot and cold end temperature of 455 and 323 K, respectively. Displacer spring of 302 N/m, alternator damping of 0.32 N-s/m, piston and displacer mass of 145 and 162 g, respectively. These parameters cause piston and displacer stokes of 6.67 and 2.68 cm, respectively. The experimental result at initial pressure of 1 bar shown that the engine can operate when hot temperature in range of 353-473 K, displacer spring of 300 N/m, piston and displacer mass of 145 and 162 g, respectively, and the piston stoke in range of 5.5-6.0 cm.

## กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบคุณความกรุณาจากอาจารย์ที่ปรึกษา ผศ.ดร.สุตาภัทร แคว้นเขาเม็ง และ ผศ.บรรเทิง ศิลป์สกุลสุข ที่ให้ความช่วยเหลือ ชี้แนะแนวทางการแก้ปัญหา ตลอดจนให้ความรู้และ ประการณที่ดีแก่ข้าพเจ้า จนกระทั่งวิทยานิพนธ์เล่มนี้สำเร็จได้ด้วยดี

ขอขอบคุณ ผศ.คณิต ทองพิสิฐสมบัติ ภาควิชาฟิสิกส์ คณะวิทยาศาสตร์ มหาวิทยาลัยสยาม ที่ให้ความช่วยเหลือและคำแนะนำหลักการทำงานของส่วนแม่เหล็กและขดลวดเหนี่ยวนำ

ขอขอบคุณคณาจารย์ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยี พระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบังทุกท่าน ที่ให้ความรู้, คำแนะนำ และการช่วยเหลือด้านต่างๆ ด้วยดีเสมอมา

ขอขอบคุณห้องทดลองเครื่องยนต์สเตอร์ลิง (GEER LAB) ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะ วิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง เอื้อเฟื้อสถานที่และ อุปกรณ์ในการศึกษาค้นคว้างานวิจัยจนสำเร็จลงได้ และขอบคุณสมาชิก GEER LAB ทุกท่านที่ให้ คำแนะนำ, แลกเปลี่ยนความคิดเห็น และช่วยเหลือในการทำงานวิจัย

ขอขอบคุณพี่ๆ เพื่อนๆ น้องๆ ในภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลคณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบัน เทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ที่คอยให้คำแนะนำและแลกเปลี่ยนความคิดเห็นใน การทำงานวิจัย

ขอกราบขอบพระคุณคุณพ่ออุทิศ คุณแม่อรพิน สว่างวงษ์ น้องอิม น้องอาร์ม และ ครอบครัวผองข้า ที่ให้กำลังใจ, คำแนะนำ และการสนับสนุนในทุกๆเรื่อง สุดท้ายนี้คุณงามความดีอัน ใดที่เกิดจากวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ข้าพเจ้าขอมอบให้กับผู้มีพระคุณทุกท่านทั้งที่กล่าวถึงและไม่ได้กล่าวถึง ในที่นี้

พงษ์นรินทร์ สว่างวงษ์

# สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย.....	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	II
กิตติกรรมประกาศ.....	III
สารบัญ.....	IV
สารบัญตาราง.....	VIII
สารบัญรูป.....	IX
รายการสัญลักษณ์.....	XIV
บทที่ 1 บทนำ.....	1
1.1 ที่มาและความสำคัญ.....	1
1.2 วัตถุประสงค์ของงานวิจัย.....	3
1.3 สมมติฐานของงานวิจัย.....	3
1.4 แนวคิดที่ใช้ในงานวิจัย.....	3
1.5 ขอบเขตของงานวิจัย.....	3
1.6 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	3
1.7 วิธีการดำเนินงาน.....	4
บทที่ 2 ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	5
2.1 ความรู้ทั่วไปเกี่ยวกับเครื่องยนต์สเตอร์ลิง.....	5
2.1.1 ประวัติและพัฒนาการของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง.....	5
2.1.2 รูปแบบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง.....	7
2.1.3 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระ.....	8
2.2 ทฤษฎีเครื่องยนต์ความร้อน.....	9
2.2.1 กฎของอุณหพลศาสตร์.....	9
2.2.2 วัฏจักรคาร์โนต์.....	10
2.2.3 วัฏจักรสเตอร์ลิง.....	11
2.2.4 สมมติฐานของชมิตท์.....	13
2.3 ทฤษฎีการประมาณกำลังของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง.....	15
2.3.1 สูตรการหางานต่อรอบของชมิตท์.....	15

## สารบัญ(ต่อ)

	หน้า
2.3.2 สูตรการหางานต่อรอบของคอลลิน ดี เวสต์.....	15
2.3.3 สูตรการหาค่ากำลังเครื่องยนต์สเตอร์ลิงของเบลล์.....	15
2.3.4 สูตรการหาค่ากำลังเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบค่าความดันเฉลี่ย.....	17
2.4 ตัวแปรในการออกแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง.....	17
2.5 ทฤษฎีการสันสะเทือน.....	20
2.5.1 การสันสะเทือนแบบอิสระที่ถูกหน่วงของระบบระดับความเสี่สองชั้น.....	20
2.5.2 การสันสะเทือนของลูกสูบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระ.....	21
2.5.3 แก๊สสปริง.....	22
2.5.4 ตัวหน่วงเนื่องจากแรงเสียดทาน.....	23
2.5.5 การหาค่าสัมประสิทธิ์แดมป์ในเครื่องยนต์.....	23
2.6 การวิเคราะห์สมการการเคลื่อนที่ด้วยค่าไอเกนและไอเกนเวคเตอร์.....	24
2.7 ทฤษฎีช่วงเสถียรภาพของเรทท์-เฮอ์วิทซ์.....	24
2.8 ทฤษฎีการไหลในท่อกลมและท่อวงแหวน.....	26
2.9 ทฤษฎีการถ่ายเทความร้อน.....	27
2.9.1 การนำความร้อน.....	27
2.9.2 การพาความร้อน.....	28
2.9.3 ความต้านทานการถ่ายเทความร้อน.....	28
2.9.4 การนำความร้อนผ่านผิวทรงกลม.....	29
2.9.5 การนำความร้อนผ่านผิวทรงกระบอก.....	29
2.9.6 การถ่ายเทความร้อนผ่านครีบนวนรอบทรงกระบอก.....	30
2.9.7 การถ่ายเทความร้อนผ่านท่อเมื่อฟลักซ์ความร้อนคงที่.....	30
2.9.8 การถ่ายเทความร้อนผ่านท่อเมื่ออุณหภูมิผิวท่อคงที่.....	31
2.9.9 ตัวแปรไร้หน่วยที่สำคัญในการวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อน.....	31
2.9.10 การถ่ายเทความร้อนโดยลูกสูบไ้.....	31
2.10 ทฤษฎีทางวัสดุศาสตร์.....	32
2.10.1 ค่าความปลอดภัยของชิ้นส่วนที่รับโหลดแบบกระทำซ้ำ.....	32
2.10.2 ความแข็งแรงของทรงกระบอก.....	34
2.10.3 ความแข็งแรงของทรงกลม.....	35
2.11 ทฤษฎีแม่เหล็กไฟฟ้า.....	36
2.11.1 สนามแม่เหล็กของโซเลนอยด์อุดมคติ.....	36
2.11.2 กฎการเหนี่ยวนำของฟาราเดย์.....	36
2.11.3 ตัวหน่วงเนื่องจากการเหนี่ยวนำทางแม่เหล็กไฟฟ้า.....	36
2.12 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	37
บทที่ 3 การออกแบบเครื่องยนต์.....	38
3.1 ขั้นตอนการออกแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง.....	38

## สารบัญ(ต่อ)

	หน้า
3.2 การออกแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระ.....	38
3.2.1 การกำหนดกำลังที่ต้องการ.....	38
3.2.2 การประมาณความดันของเครื่องยนต์.....	38
3.2.3 การประมาณขนาดของเครื่องยนต์เบื้องต้น.....	39
3.2.4 การวิเคราะห์เสถียรภาพของเครื่องยนต์.....	40
3.2.5 การประมาณกำลังของเครื่องยนต์.....	46
3.2.6 การคำนวณวัฏจักรสเตอร์ลิงตามสมมติฐานของخمิดท์.....	47
3.2.7 การออกแบบส่วนรับความร้อน.....	48
3.2.8 การออกแบบส่วนระบายความร้อน.....	51
3.2.9 การออกแบบลูกสูบกำลัง.....	54
3.2.10 การออกแบบลูกสูบไล่.....	55
3.3 การสร้างชิ้นส่วนของเครื่องยนต์.....	55
3.3.1 ส่วนรับความร้อน.....	55
3.3.2 ส่วนระบายความร้อน.....	56
3.3.3 ลูกสูบกำลังและกระบอกสูบ.....	56
3.3.4 ลูกสูบไล่และกระบอกสูบ.....	57
3.3.5 ส่วนปริมาตรบัฟเฟอร์.....	58
3.3.6 เครื่องยนต์ต้นแบบ.....	59
บทที่ 4 ผลการวิเคราะห์เครื่องยนต์ต้นแบบ.....	61
4.1 ผลการวิเคราะห์เสถียรภาพของเครื่องยนต์.....	61
4.2 ผลการวิเคราะห์อิทธิพลของตัวแปรต่างๆ ต่อเสถียรภาพของเครื่องยนต์.....	64
4.2.1 อิทธิพลของอุณหภูมิสารทำงานด้านร้อนต่อเสถียรภาพของเครื่องยนต์.....	64
4.2.2 อิทธิพลของค่าคงที่สปริงลูกสูบไล่ต่อเสถียรภาพของเครื่องยนต์.....	66
4.2.3 อิทธิพลของมวลลูกสูบกำลังต่อเสถียรภาพของเครื่องยนต์.....	67
4.2.4 อิทธิพลของมวลลูกสูบไล่ต่อเสถียรภาพของเครื่องยนต์.....	69
4.2.5 อิทธิพลของสัมประสิทธิ์แดมป์เนื่องจากโหลดต่อเสถียรภาพของเครื่องยนต์.....	71
4.3 ผลการวิเคราะห์วัฏจักรสเตอร์ลิงตามสมมติฐานของخمิดท์.....	72
4.4 ผลการวิเคราะห์ความแข็งแรงของชิ้นส่วนเครื่องยนต์.....	74
4.5 ผลการวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อน.....	75
บทที่ 5 การทดสอบและผลการทดสอบเครื่องยนต์.....	77
5.1 การทดสอบเครื่องยนต์.....	77
5.1.1 ขอบเขตของการทดสอบเครื่องยนต์.....	77
5.1.2 อุปกรณ์และเครื่องมือวัดในการทดสอบเครื่องยนต์.....	77
5.1.3 ขั้นตอนการทดสอบเครื่องยนต์.....	81
5.2 ผลการทดสอบเครื่องยนต์.....	82

## สารบัญ(ต่อ)

	หน้า
บทที่ 6 สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ.....	85
6.1 สรุปผลการวิจัย.....	85
6.1.1 สรุปผลการวิเคราะห์เครื่องยนต์.....	85
6.1.2 สรุปผลการทดสอบเครื่องยนต์.....	86
6.2 ข้อเสนอแนะ.....	87
เอกสารอ้างอิง.....	88
ภาคผนวก.....	90
บทความที่ได้รับการตีพิมพ์.....	90
ประวัติผู้เขียน.....	119

## สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
2.1 ตารางแสดงค่าคงที่ของความต้านทานการไหลในท่อวงแหวนที่อัตราส่วนเส้นผ่านศูนย์กลางต่างๆ.....	26
3.1 ตารางแสดงข้อมูลที่ผู้ใช้วิเคราะห์เสถียรภาพของเครื่องยนต์ที่ความดันเริ่มต้น 1 บาร์.....	44
3.2 ตารางแสดงผลการประมาณกำลังของเครื่องยนต์ด้วยสูตรต่างๆ.....	47
3.3 ตารางแสดงข้อมูลเบื้องต้นที่ใช้ในการคำนวณวัฏจักรสเตอร์ลิงตามสมมติฐานของชมิตท์.....	48
3.4 ตารางแสดงข้อมูลที่ใช้ในการวิเคราะห์ความแข็งแรงของส่วนรับความร้อน.....	49
3.5 ตารางแสดงข้อมูลที่ใช้ในการวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนของส่วนรับความร้อน.....	51
3.6 ตารางแสดงข้อมูลที่ใช้ในการวิเคราะห์ความแข็งแรงของส่วนระบายความร้อน.....	52
3.7 ตารางแสดงข้อมูลที่ใช้ในการวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนของส่วนระบายความร้อน.....	54
4.1 ตารางแสดงผลการวิเคราะห์เสถียรภาพของเครื่องยนต์.....	61
4.2 ตารางแสดงผลการวิเคราะห์วัฏจักรสเตอร์ลิงตามสมมติฐานของชมิตท์.....	72
4.3 ตารางแสดงผลการวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนของเครื่องยนต์.....	75

## สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
1.1	กราฟแสดงสัดส่วนแหล่งพลังงานที่นำมาผลิตไฟฟ้าของไทย..... 1
1.2	รูปแสดงลักษณะของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระ..... 2
2.1	โรเบิร์ต สเตอร์ลิง ผู้คิดค้นเครื่องยนต์สเตอร์ลิง..... 5
2.2	รูปแสดงแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่โรเบิร์ต สเตอร์ลิง ใช้จดสิทธิบัตร..... 6
2.3	ลักษณะของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบต่างๆ..... 7
2.4	ศาสตราจารย์วิลเลียม เบลล์..... 8
2.5	ภาพร่างเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระของศาสตราจารย์วิลเลียม เบลล์..... 8
2.6	เครื่องยนต์ความร้อน..... 9
2.7	กราฟแสดง P-V และ T-S ของวัฏจักรคาร์โนต์..... 10
2.8	วัฏจักรสเตอร์ลิงในอุดมคติ..... 11
2.9	กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิด้านร้อนและเบลล์นัมเบอร์..... 16
2.10	กราฟแสดงความสัมพันธ์ของอัตราส่วนอุณหภูมิและกำลัง..... 18
2.11	กราฟแสดงความสัมพันธ์ของอัตราส่วนปริมาตรกวาดและกำลัง..... 18
2.12	กราฟแสดงความสัมพันธ์ของอัตราส่วนปริมาตรตายและกำลัง..... 19
2.13	กราฟแสดงผลของมุมเฟสที่มีต่อกำลัง..... 19
2.14	รูปแสดงระบบมวล-สปริง ที่มีระดับความเสียดสองชั้น..... 20
2.15	รูปแสดงระบบมวล-สปริง ของเครื่องยนต์..... 21
2.16	รูปแสดงค่าคงที่ของแก๊สสปริง..... 23
2.17	รูปแสดงแรงเสียดทาน..... 23
2.18	กราฟแสดงพิกัดของรากที่ทำให้การเคลื่อนที่มีเสถียรภาพ..... 25
2.19	รูปแสดงการนำความร้อน..... 27
2.20	รูปแสดงการพาความร้อน..... 28
2.21	รูปแสดงความต้านทานการถ่ายเทความร้อน..... 28
2.22	รูปแสดงการนำความร้อนผ่านผิวทรงกลม..... 29
2.23	รูปแสดงการนำความร้อนผ่านผิวทรงกระบอก..... 29
2.24	รูปแสดงการนำความร้อนผ่านครีบนวนรอบทรงกระบอก..... 30
2.25	รูปแสดงการถ่ายเทความร้อนโดยลูกสูบไต้..... 32
2.26	กราฟแสดงตัวประกอบของผิว..... 33
2.27	กราฟแสดงตัวประกอบด้านขนาดของชิ้นงาน..... 34

## สารบัญรูป(ต่อ)

	หน้า
2.28 รูปแสดงความเค้นแนวตั้งฉากของทรงกระบอก.....	34
2.29 รูปแสดงความเค้นแนวแกนของทรงกระบอก.....	35
2.30 รูปแสดงความเค้นของทรงกลม.....	35
2.31 รูปแสดงสนามแม่เหล็กของโซเลนอยด์อุดมคติ.....	36
3.1 แผนผังแสดงขั้นตอนการออกแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง.....	39
3.2 รูปแสดงแบบร่างเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระ.....	41
3.3 รูปแสดงระบบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระ.....	41
3.4 แผนภาพอิสระของลูกสูบกำลัง.....	42
3.5 แผนภาพอิสระของลูกสูบไล่.....	42
3.6 แผนผังแสดงขั้นตอนการวิเคราะห์เสถียรภาพของเครื่องยนต์.....	45
3.7 กราฟแสดงปริมาตรส่วนต่างๆของเครื่องยนต์.....	47
3.8 รูปแสดงแบบของส่วนรับความร้อน.....	50
3.9 รูปแสดงการถ่ายเทความร้อนจากผิวนอกของโดมสู่สารทำงาน.....	50
3.10 รูปแสดงแบบของส่วนระบายความร้อน.....	52
3.11 รูปแสดงการถ่ายเทความร้อนจากสารทำงานสู่ผิวนอกของฟิน.....	53
3.12 รูปแสดงส่วนรับความร้อนของเครื่องยนต์.....	56
3.13 รูปแสดงส่วนระบายความร้อนของเครื่องยนต์.....	56
3.14 รูปแสดงลูกสูบกำลัง.....	57
3.15 รูปแสดงกระบอกสูบลูกสูบกำลัง.....	57
3.16 รูปแสดงลูกสูบไล่.....	58
3.17 รูปแสดงกระบอกลูกสูบไล่.....	58
3.18 รูปแสดงปริมาตรส่วนบัฟเฟอร์.....	59
3.19 รูปแสดงการประกอบเครื่องยนต์.....	59
3.20 รูปแสดงเครื่องยนต์ต้นแบบที่ประกอบสมบูรณ์.....	60
4.1 กราฟแสดงความสัมพันธ์ของอุณหภูมิสารทำงานด้านร้อนที่เหมาะสมที่ความดันเริ่มต้นต่างๆ.....	61
4.2 กราฟแสดงความสัมพันธ์ของค่าคงที่สปริงของลูกสูบไล่ที่เหมาะสมที่ความดันเริ่มต้นต่างๆ.....	62
4.3 กราฟแสดงความสัมพันธ์ของมวลลูกสูบกำลังและลูกสูบไล่ที่เหมาะสมที่ความดันเริ่มต้นต่างๆ.....	62
4.4 กราฟแสดงความสัมพันธ์ของสัมประสิทธิ์แดมป์เนื่องจากโหลดที่เหมาะสมที่ความดันเริ่มต้นต่างๆ.....	63
4.5 กราฟแสดงความสัมพันธ์ของความเร็วกับระยะเวลาการเคลื่อนที่ของลูกสูบกำลังที่ความดันเริ่มต้น 1 bar.....	63
4.6 กราฟแสดงความสัมพันธ์ของความเร็วกับระยะเวลาการเคลื่อนที่ของลูกสูบไล่ที่ความดันเริ่มต้น 1 bar.....	64



## สารบัญรูป(ต่อ)

หน้า

4.22	กราฟแสดงความสัมพันธ์ของความเร็วกับระยะเวลาการเคลื่อนที่ของลูกสูบไล่เมื่อ $m_d=178$ g (มากกว่าค่าที่เหมาะสม 10%)	70
4.23	กราฟแสดงความสัมพันธ์ของความเร็วกับระยะเวลาการเคลื่อนที่ของลูกสูบกำลังเมื่อ $C_{alt}=0.29$ N-s/m (น้อยกว่าค่าที่เหมาะสม 10%)	71
4.24	กราฟแสดงความสัมพันธ์ของความเร็วกับระยะเวลาการเคลื่อนที่ของลูกสูบไล่เมื่อ $C_{alt}=0.29$ N-s/m (น้อยกว่าค่าที่เหมาะสม 10%)	71
4.25	กราฟแสดงความสัมพันธ์ของความเร็วกับระยะเวลาการเคลื่อนที่ของลูกสูบกำลังเมื่อ $C_{alt}=0.35$ N-s/m (มากกว่าค่าที่เหมาะสม 10%)	72
4.26	กราฟแสดงความสัมพันธ์ของความเร็วกับระยะเวลาการเคลื่อนที่ของลูกสูบไล่เมื่อ $C_{alt}=0.35$ N-s/m (มากกว่าค่าที่เหมาะสม 10%)	72
4.27	กราฟแสดง P-V Diagram ที่ความดันเริ่มต้นต่างๆ	73
4.28	กราฟแสดงความสัมพันธ์ของความเร็วสูงสุดและต่ำสุดในวัฏจักรที่ความดันเริ่มต้นต่างๆ	73
4.29	กราฟแสดงความสัมพันธ์ของกำลังที่ความดันเริ่มต้นต่างๆ	74
4.30	รูปแสดงการจำลองการทำงานของส่วนรับความร้อน ที่ความดันเริ่มต้น 5 bar	74
4.31	รูปแสดงการจำลองการทำงานของส่วนระบายความร้อน ที่ความดันเริ่มต้น 5 bar	75
4.32	กราฟแสดงความสัมพันธ์ของอุณหภูมิสารทำงานและผิวโคมที่ความดันเริ่มต้นต่างๆ	76
5.1	รูปแสดงแผนผังการติดตั้งอุปกรณ์และเครื่องมือวัด	78
5.2	รูปแสดงการติดตั้งอุปกรณ์และเครื่องมือวัด	78
5.3	รูปแสดงฮีตเตอร์ไฟฟ้า	79
5.4	รูปแสดงขวดลวดเหนียวน้ำ	79
5.5	รูปแสดงมัลติมิเตอร์รุ่น UNI-T UT30C	79
5.6	รูปแสดงมัลติมิเตอร์รุ่น UNION UN-860C	80
5.7	รูปแสดงอินฟาเรดเทอร์โมมิเตอร์รุ่น FLUKE 62MAX+	80
5.8	รูปแสดงเกจวัดความดันรุ่น E-MC 0-10MPa	80
5.9	รูปแสดงวงจรแปลงไฟ	81
5.10	รูปแสดงหลอดไฟ LED	81
5.11	กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังและความถี่ของเครื่องยนต์ ที่ระยะเวลาการเคลื่อนที่ของลูกสูบกำลัง 4.5 เซนติเมตร	83
5.12	กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังและความถี่ของเครื่องยนต์ ที่ระยะเวลาการเคลื่อนที่ของลูกสูบกำลัง 5.0 เซนติเมตร	83

## สารบัญรูป(ต่อ)

	หน้า
5.13 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังและความถี่ของเครื่องยนต์ ที่ระยะการเคลื่อนที่ของลูกสูบกำลัง 5.5 เซนติเมตร.....	84
5.14 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังและความถี่ของเครื่องยนต์ ที่ระยะการเคลื่อนที่ของลูกสูบกำลัง 6.0 เซนติเมตร.....	84

## รายการสัญลักษณ์

A	พื้นที่
C	สัมประสิทธิ์แดมป์
D	เส้นผ่าศูนย์กลาง
F	แรง
f	ความถี่
H	ความสูง
h	สัมประสิทธิ์การพาความร้อน
I	กระแสไฟฟ้า
i	จำนวนจินตภาพ
k	ค่าคงที่สปริง
L	ความยาว
m	มวล
N	ค่าเผื่อความปลอดภัย
$N_B$	เบลล์นัมเบอร์
Nu	ค่านัสเซิล
n	ไอเกนแวกเตอร์
P	กำลัง
p	ความดัน
Pr	Prandtl Number
Q	ปริมาณความร้อน
R	ค่าคงที่ของแก๊ส
Re	ค่าเรโนลด์
r	ค่าไอเกน
S	ระยะการเคลื่อนที่
s	เอนโทรปี
T	อุณหภูมิ
t	ความหนากระบอกสูบ
U	ความเร็วของสารทำงาน
V	ปริมาตร
v	ความเร็วเชิงเส้น
W	งาน
X	ระยะการเคลื่อนที่ของลูกสูบ
x	ตำแหน่งของลูกสูบ
$\dot{x}$	ความเร็วของลูกสูบ
$\ddot{x}$	ความเร่งของลูกสูบ

## รายการสัญลักษณ์(ต่อ)

### อักษรกรีก

$\beta$	Hysteretic damping constant
$\gamma$	Isentropic constant
$\eta$	ประสิทธิภาพ
$\rho$	ความหนาแน่น
$\tau$	ความเค้นเฉือน
$\mu$	ความหนืด
$\omega$	ความเร็วเชิงมุม
$\varphi$	ความต่างเฟส
$\psi$	ความพรุนของรีเจนเนเรเตอร์

### ตัวห้อย

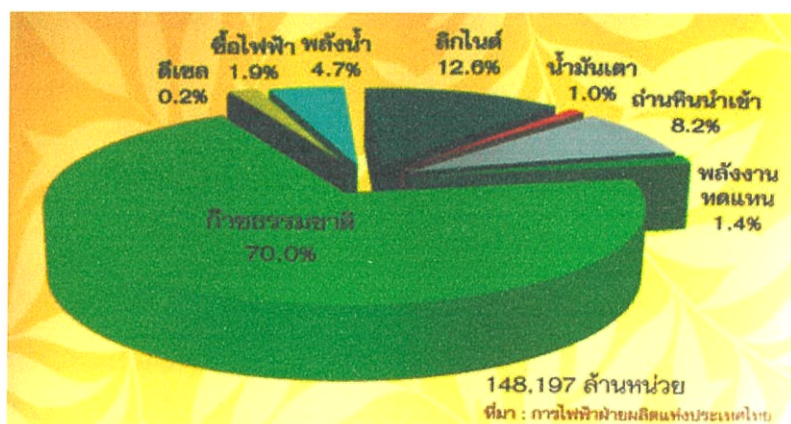
b	ปริมาณบัพเฟอร์
c	ด้านเย็น, ด้านอัด
d	ลูกสูบไล่
dc	ส่วนปริมาตรตายด้านอัด
de	ส่วนปริมาตรตายด้านขยาย
e	ด้านขยาย
h	ด้านร้อน
mean	ค่าเฉลี่ย
max	ค่าสูงสุด
min	ค่าต่ำสุด
p	ลูกสูบกำลัง
sc	ส่วนปริมาตรกวาดด้านอัด
se	ส่วนปริมาตรกวาดด้านขยาย
sh	Shuttle heat
w	ผนัง

# บทที่ 1

## บทนำ

### 1.1 ที่มาและความสำคัญ

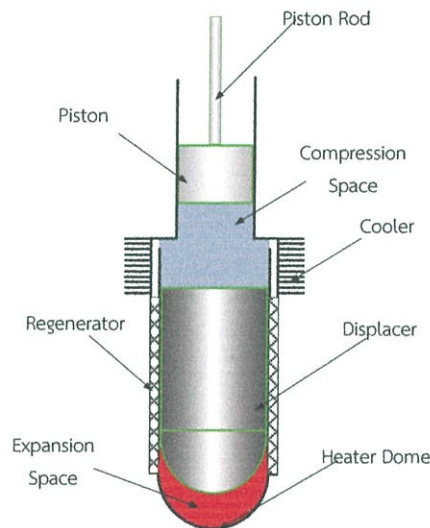
ปัจจุบันพลังงานเป็นปัจจัยที่มีความสำคัญต่อการดำรงชีวิตประจำวัน การพัฒนาคุณภาพชีวิต และเศรษฐกิจของประเทศ โดยเฉพาะอย่างยิ่ง ประเทศไทยซึ่งเป็นประเทศกำลังพัฒนา มีความต้องการพลังงานเพิ่มมากขึ้นอย่างต่อเนื่อง แต่เนื่องจากทรัพยากรพลังงานภายในประเทศมีค่อนข้างจำกัด จึงต้องพึ่งพาการนำเข้าพลังงานจากต่างประเทศกว่าครึ่งหนึ่งของความต้องการและสัดส่วนการพึ่งพามีแนวโน้มสูงขึ้นเป็นลำดับ ซึ่งอาจส่งผลกระทบต่อความมั่นคงในการจัดหาพลังงานในอนาคต นอกจากนี้ราคาพลังงานก็มีแนวโน้มเพิ่มสูงขึ้นอย่างต่อเนื่อง ทำให้เป็นภาระต่อผู้ใช้พลังงาน นอกจากนี้ปัญหาด้านพลังงานแล้ว ประเทศไทยยังต้องเผชิญกับความท้าทายด้านผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อม ที่เกิดจากการใช้พลังงาน โดยเฉพาะผลกระทบต่อสภาพภูมิอากาศอันเนื่องมาจากภาวะโลกร้อน [1] ซึ่งเป็นผลจากการปล่อยก๊าซเรือนกระจก และเป็นปัญหาที่ทั่วโลกกำลังให้ความสนใจและเร่งหามาตรการเพื่อควบคุม การพัฒนาพลังงานทดแทนอย่างจริงจังจะช่วยลดการพึ่งพาและการนำเข้าน้ำมันเชื้อเพลิงและพลังงานชนิดอื่น และยังช่วยกระจายความเสี่ยงในการจัดหาเชื้อเพลิงเพื่อการผลิตไฟฟ้าของประเทศซึ่งเดิมต้องพึ่งพาก๊าซธรรมชาติเป็นหลักมากกว่าร้อยละ 70 [2] ดังรูปที่ 1.1 โดยพลังงานทดแทนถือเป็นหนึ่งในแหล่งพลังงานเป้าหมายที่คาดว่าจะสามารถนำมาใช้ในการผลิตไฟฟ้าทดแทนก๊าซธรรมชาติได้อย่างมีนัยสำคัญ โดยเฉพาะพลังงานแสงอาทิตย์, พลังงานลมแบบทุ้งกิ่งหันลม, พลังน้ำขนาดเล็ก, พลังงานชีวมวล, ก๊าซชีวภาพ และขยะ เพราะประเทศไทยมีผลผลิตทางการเกษตรจำนวนมากที่สามารถนำมาเป็นวัตถุดิบนำมาผลิตพลังงาน ทั้งชีวมวล ก๊าซชีวภาพ รวมไปถึงไบโอดีเซลและเอทานอล อีกทั้งภายหลังการแปรรูปจากอุตสาหกรรมอาหาร วัสดุเหลือทิ้งยังสามารถก่อให้เกิดเป็นพลังงานจากขยะอีกด้วย ทำให้มีโอกาสที่จะส่งเสริมพลังงานทดแทนให้กลายเป็นพลังงานมีส่วนสร้างความมั่นคงด้านพลังงานของประเทศได้ในอนาคตและหากเทคโนโลยีพลังงานทดแทนเหล่านี้มีต้นทุนถูกลงและได้รับการยอมรับมากขึ้น ก็อาจสามารถพัฒนาให้เป็นพลังงานหลักในการผลิตไฟฟ้าสำหรับประเทศไทยได้ในอนาคต [1]



รูปที่ 1.1 กราฟแสดงสัดส่วนแหล่งพลังงานที่นำมาผลิตไฟฟ้าของไทย [3]

งานวิจัยนี้เกิดจากแนวคิดที่จะสร้างเครื่องมือที่สามารถนำไปใช้ผลิตกำลังทางกล โดยไม่ก่อมลพิษต่อสิ่งแวดล้อมและสามารถใช้พลังงานหมุนเวียนเป็นแหล่งพลังงานได้ เครื่องยนต์สเตอร์ลิง (Stirling Engine) ซึ่งเป็นเครื่องยนต์ที่อาศัยความร้อนจากแหล่งความร้อนภายนอก โดยภายในเครื่องยนต์ปราศจากการสันดาป จึงเป็นเครื่องยนต์ต้นกำลังอีกทางเลือกหนึ่งที่มีมลพิษต่ำมากเมื่อเทียบกับเครื่องยนต์สันดาปภายใน และมีข้อได้เปรียบในเรื่องของตัวเลือกของเชื้อเพลิงหรือแหล่งความร้อน อาทิเช่น ผลพลอยได้ทางการเกษตร พลังงานชีวมวล แก๊สชีวภาพ พลังงานแสงอาทิตย์ พลังงานใต้พิภพ พลังงานความร้อนจากขยะรวมทั้งความร้อนที่สูญเสียในอุตสาหกรรม เป็นต้น

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงเป็นเครื่องยนต์แก๊สร้อน ประกอบด้วยชิ้นส่วนที่มีการเคลื่อนที่ 2 ชิ้น คือ ลูกสูบกำลัง (Power piston) และลูกสูบไล่ (Displacer) และส่วนที่ทำหน้าที่ถ่ายเทความร้อน 3 ส่วนคือ ส่วนรับความร้อน (Heater), ส่วนระบายความร้อน (Cooler) และรีเจนเนเรเตอร์ (Regenerator) ดังรูปที่ 1.2



รูปที่ 1.2 รูปแสดงลักษณะของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระ

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระ (Free Piston Stirling Engine) คือเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่ไม่มีกลไกบังคับการเคลื่อนที่ของลูกสูบ แต่จะใช้สปริงทางกลหรือแก๊สสปริงบังคับการเคลื่อนที่ของลูกสูบแทน ทำให้เครื่องยนต์รูปแบบนี้มีชิ้นส่วนน้อยลง ดังนั้นผู้วิจัยจึงสนใจที่จะศึกษาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระ ซึ่งมีข้อดีคือแรงเสียดทานและการรั่วไหลของสารทำงานน้อย มีขนาดที่กะทัดรัด และสามารถใช้ร่วมกับจานรวมแสงอาทิตย์ได้ดีกว่าเครื่องยนต์สเตอร์ลิงรูปแบบอื่นๆ

ปัจจุบันมีความสนใจที่จะใช้เครื่องยนต์สเตอร์ลิงในการผลิตไฟฟ้าในระบบผลิตพลังงานร่วมสำหรับที่อยู่อาศัยและเชิงพาณิชย์มากขึ้น เนื่องจากเครื่องยนต์สเตอร์ลิงมีประสิทธิภาพสูง มีสมรรถนะที่ดี เนื่องจากเครื่องยนต์ชนิดนี้รับความร้อนจากภายนอกเครื่องยนต์ โดยไม่มีการสันดาปภายในจึงทำให้สามารถใช้เชื้อเพลิงได้หลากหลายโดยไม่ต้องปรับเปลี่ยนเครื่องยนต์ [4]

## 1.2 วัตถุประสงค์ของงานวิจัย

1. เพื่อศึกษาทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับการทำงานและการออกแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระ
2. ออกแบบเครื่องยนต์ต้นแบบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระ ให้สามารถทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพ
3. สร้างเครื่องยนต์ต้นแบบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระ
4. ทดสอบเครื่องยนต์ต้นแบบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระ
5. สรุปผลการออกแบบ สร้าง และทดสอบเครื่องยนต์ต้นแบบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระ

## 1.3 สมมติฐานของงานวิจัย

1. เครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระจะทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพเมื่อเครื่องยนต์มีขนาด, รูปร่าง และตัวแปรด้านความร้อนที่เหมาะสม
2. กำลังของเครื่องยนต์ขึ้นกับความดันของสารทำงานภายในเครื่องยนต์ เมื่อเครื่องยนต์ทำงานที่ความดันสูงขึ้นจะได้กำลังสูงขึ้นตาม

## 1.4 แนวคิดที่ใช้ในงานวิจัย

1. ออกแบบให้เครื่องยนต์ทำงานที่ความดันบรรยากาศ
2. สตาร์ทเครื่องยนต์ด้วยการเหนี่ยวนำของแม่เหล็ก
3. เครื่องยนต์กำเนิดไฟฟ้าด้วยขดลวดเหนี่ยวนำ

## 1.5 ขอบเขตของงานวิจัย

1. ออกแบบและสร้างเครื่องยนต์ต้นแบบของสเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระให้สามารถทำงานได้ที่ความดันเริ่มต้นสูงสุดไม่เกิน 5 บาร์
2. ทดสอบเครื่องยนต์ที่ความดันเริ่มต้น 1 บาร์
3. ใช้อากาศเป็นสารทำงาน
4. ใช้ฮีตเตอร์ไฟฟ้าให้ความร้อน และใช้น้ำในการหล่อเย็นเครื่องยนต์ต้นแบบ

## 1.6 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1. มีความรู้ความเข้าใจเกี่ยวกับหลักการทำงานและการออกแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระ
2. สามารถนำข้อมูลที่ได้ไปใช้ในการออกแบบและสร้างเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระในอนาคต

## 1.7 วิธีการดำเนินงาน

1. ศึกษาค้นคว้าข้อมูลจากงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง
2. ศึกษาทฤษฎีต่างๆที่เกี่ยวกับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระ
3. คำนวณหาค่าที่เหมาะสมสำหรับเครื่องยนต์
4. ออกแบบเครื่องยนต์
5. สร้างเครื่องยนต์
6. ทดสอบการทำงานของเครื่องยนต์และปรับปรุงแก้ไข
7. รวบรวมข้อมูลและวิเคราะห์ผล
8. สรุปผล

## บทที่ 2

### ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

#### 2.1 ความรู้ทั่วไปเกี่ยวกับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระ

##### 2.1.1 ประวัติและพัฒนาการของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง [5]

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงและเครื่องยนต์อีริกสันมีประวัติที่ยาวนาน ซึ่งมีการสำรวจและจดบันทึกโดย Finkelstein ในปี 1959, Zarinchang ในปี 1972 และ Ross ในปี 1977

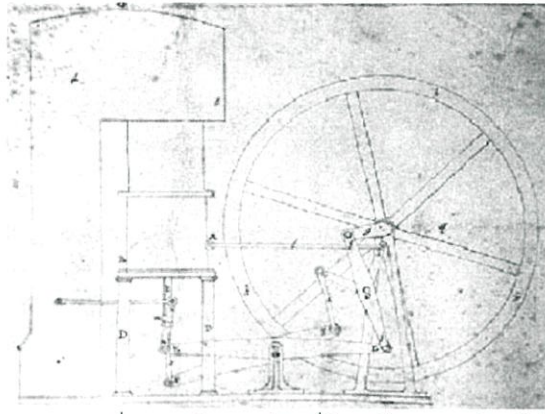
เครื่องยนต์อากาศร้อนรุ่นแรกที่จดบันทึกโดย Zarinchang เป็นเครื่องยนต์ที่ใช้ความดันบรรยากาศของชาวฝรั่งเศสชื่ออามอนตัน (Amontons) ในปี 1699 หลังจากนั้นในปี 1759 มีเครื่องยนต์อากาศร้อนของวูด (H. Wood) ในปี 1797 เกลซบรูค (Glazebrook) ได้อธิบายการทำงานของเครื่องยนต์วัฏจักรเปิด (open-cycle) และในปี 1801 เขาได้นำเสนอวัฏจักรปิด (close-cycle) ที่ทำงานซ้ำด้วยสารทำงานชุดเดิม

ในปี 1809 เซอร์จอร์จ เคลลีย์ (Sir George Cayley) ตุลาการเมืองยอร์กเชียร์ ได้สร้างเครื่องยนต์วัฏจักรปิดแบบเครื่องยนต์อากาศร้อน ซึ่งน่าจะเป็นเครื่องยนต์อากาศร้อนเครื่องแรกที่สามารถทำงานได้ เคลลีย์ยังเป็นผู้บุกเบิกในด้านวิศวกรรมการบิน และเขายังได้ประดิษฐ์เครื่องยนต์อากาศร้อนแบบใหม่อีกด้วย

ในปี 1816 โรเบิร์ต สเตอร์ลิง (Robert Stirling) บาทหลวงชาวสก๊อต (รูปที่ 2.1) ได้ประดิษฐ์เครื่องยนต์วัฏจักรปิดขึ้น เพื่อแก้ปัญหการระเบิดของเครื่องจักรไอน้ำ (Steam engine) และได้รับการจดสิทธิบัตรเครื่องยนต์อากาศร้อนนี้ในชื่อ The Stirling air engine and the heat exchanger or economizer (patent No. 4081) รูปที่ 2.2 ในปี 1816 ซึ่งในภายหลังเครื่องยนต์นี้ถูกเรียกว่า เครื่องยนต์สเตอร์ลิง ตามชื่อของผู้คิดค้น และได้ร่วมกับน้องชายของเขาเจมส์ สเตอร์ลิง พัฒนาเครื่องยนต์อย่างต่อเนื่อง แต่ก็มีอุปสรรคคือข้อจำกัดของคุณสมบัติวัสดุในขณะนั้น ซึ่งเขาได้กล่าวว่า “หากเรามีความรู้เกี่ยวกับเหล็กตั้งแต่ 30-40 ปีก่อน ปัจจุบันเครื่องยนต์อากาศร้อนจะประสบความสำเร็จเป็นอย่างดี”



รูปที่ 2.1 โรเบิร์ต สเตอร์ลิง ผู้คิดค้นเครื่องยนต์สเตอร์ลิง [6]



รูปที่ 2.2 รูปแสดงแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่โรเบิร์ต สเตอร์ลิง ใช้จดสิทธิบัตร [6]

หลังจากนั้นนักประดิษฐ์ชาวสวีเดนชื่อจอห์น อีริกสัน (John Ericsson) ซึ่งทำงานอยู่ในประเทศอังกฤษ ได้นำเสนอเครื่องยนต์อากาศยานร่อนวัฏจักรเปิด ในหลายรูปแบบ แต่ละแบบจะควบคุมการไหลของอากาศด้วยวาล์ว หลังจากนั้นเขาได้ตั้งโรงงานในอเมริกาเพื่อผลิตเครื่องยนต์ทั้งแบบวัฏจักรเปิดและปิด นอกจากนี้เขายังเป็นวิศวกรผู้เชี่ยวชาญด้านการเดินเรือด้วย

ตลอดศตวรรษที่ 19 เครื่องยนต์อากาศยานร่อนถูกผลิตขึ้นอย่างมากมายทั้งในอเมริกาและยุโรป โดยเครื่องยนต์ส่วนมากมีขนาดเล็กมีกำลังอยู่ในช่วง 100 – 4000 วัตต์ แต่อย่างไรก็ตามอีริกสันได้สร้างเครื่องยนต์ขนาดมหึมาที่มีเส้นผ่าศูนย์กลางกระบอกสูบ 4.2 เมตร และระยะการเคลื่อนที่ของลูกสูบ 1.5 เมตร ทำงานที่ความเร็ว 9 รอบต่อนาที ให้กำลังออกมา 220 กิโลวัตต์ โดยในตอนแรกเครื่องยนต์ถูกออกแบบให้กำลัง 330 กิโลวัตต์ เพื่อนำไปใช้ในเรือ แต่ประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ไม่เป็นไปตามที่คาดไว้ และภายหลังถูกแทนที่ด้วยเครื่องยนต์ไอน้ำในเรือที่ชื่อว่าอีริกสัน

ในช่วงกลางศตวรรษที่ 19 เครื่องยนต์สันดาปภายในถูกประดิษฐ์ขึ้น หลังจากนั้นก็มีการพัฒนาเป็นรูปแบบของเครื่องยนต์แก๊สโซลีนที่จุดระเบิดด้วยหัวเทียน และในช่วงปลายศตวรรษเดียวกันนี้เอง มอเตอร์ไฟฟ้าก็ถูกคิดค้นขึ้นเช่นกัน ทำให้ทั้งเครื่องยนต์สันดาปภายในและมอเตอร์ไฟฟ้าเข้ามาแทนที่เครื่องยนต์อากาศยานและเครื่องยนต์ไอน้ำอย่างสิ้นเชิง

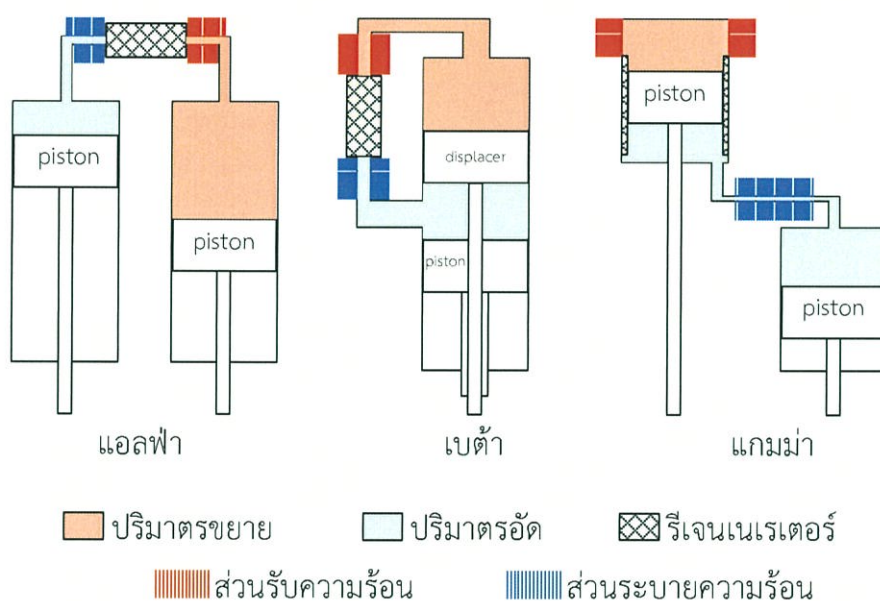
เครื่องยนต์สเตอร์ลิงกลับมาได้รับความนิยมอีกครั้งเมื่อมีการนำเทคโนโลยีใหม่ๆมาใช้ในการออกแบบและสร้าง โดยในช่วงกลางทศวรรษที่ 1930 ห้องวิจัยฟิลลิปส์ (Phillips Research Laboratory) ถูกสร้างขึ้นที่เมืองไฮนดโฮเวน (Eindhoven) ประเทศฮอลแลนด์ เพื่อศึกษาวิจัยเกี่ยวกับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงโดยเฉพาะ โดยมีการนำความรู้ด้านอุณหพลศาสตร์, ด้านของไหล และด้านวัสดุศาสตร์ มาใช้กับเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ทำให้เครื่องยนต์มีกำลังสูงกว่ายุคแรกๆ ถึง 30 เท่า [7] และมีงานวิจัยหลายชิ้นที่แสดงให้เห็นถึงการพัฒนาเจเนอเรเตอร์ขนาดเล็กที่สามารถใช้กับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงได้ จนกระทั่งต้นทศวรรษที่ 1950 มีการคิดค้นแบตเตอรี่แบบแห้งขึ้น ทำให้สามารถเก็บพลังงานที่สร้างโดยเครื่องยนต์สเตอร์ลิงได้ง่ายขึ้น นอกจากนี้ห้องวิจัยฟิลลิปส์ยังได้คิดค้นกลไกโรมบิก (rhombic drive) ทำให้มีการพัฒนาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงออกมาหลายแบบทั้งกระบอกสูบเดี่ยวและหลายกระบอกสูบ

ในช่วงเดียวกันนี้ยังมีองค์กรอื่นๆ ที่สนใจศึกษาและพัฒนาเครื่องยนต์สเตอร์ลิง เช่น บริษัทสเตอร์ลิงเทคโนโลยี (Stirling Technology Inc.) ซึ่งปัจจุบันคือบริษัทอินฟินิยา (Infinia Inc.) ทำการสร้างเครื่องยนต์รุ่น ST-5, องค์การนาซา (NASA) ทำการวิจัยการผลิตไฟฟ้าจากเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเพื่อนำไปใช้ในอวกาศ, กระทรวงกลาโหมของสหรัฐอเมริกาวิจัยเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเพื่อใช้ในสนามรบ และในปี ค.ศ.1964 ศาสตราจารย์วิลเลียม เบลล์ (William Beale) อาจารย์มหาวิทยาลัยไอโฮโอ

(Ohio) สหรัฐอเมริกา ได้คิดค้นเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระ (Free-Piston Stirling Engine, FPSE) และก่อตั้งบริษัทซันพาวเวอร์ (Sunpower Inc.) เพื่อวิจัยและพัฒนาเครื่องยนต์แบบลูกสูบอิสระมาจนถึงปัจจุบัน

### 2.1.2 รูปแบบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงมีส่วนประกอบหลักคือลูกสูบสองลูก ส่วนรับความร้อน ส่วนระบายความร้อน และรีเจนเนเรเตอร์ โดยเครื่องยนต์ทำงานตามกระบวนการทางเทอร์โมไดนามิกส์สองแบบคือ กระบวนการปริมาตรคงที่ระหว่างการรับและระบายความร้อน และกระบวนการอุณหภูมิคงที่ระหว่างการอัดและขยายตัวของสารทำงาน เครื่องยนต์สเตอร์ลิงสามารถมีรูปร่างที่แตกต่างกันได้ แต่จะมีส่วนประกอบหลักและกระบวนการทำงานคล้ายคลึงกัน โดยสามารถแบ่งประเภทของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงตามรูปแบบการจัดเรียงตัวของลูกสูบได้ 3 ลักษณะคือ แอลฟา, เบต้า และแกมมา ดังที่แสดงในรูปที่ 2.3



รูปที่ 2.3 ลักษณะของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบต่างๆ

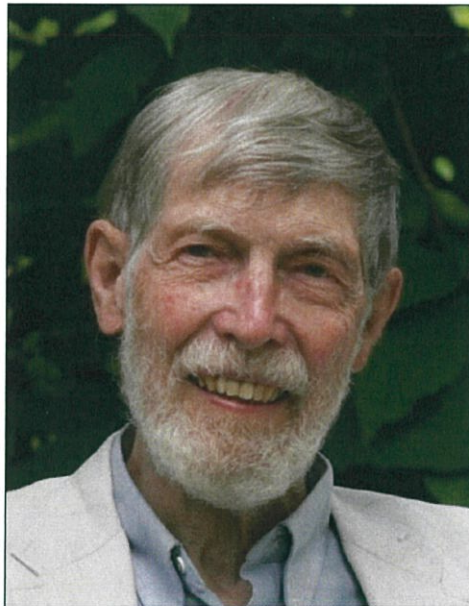
เครื่องยนต์แบบแอลฟาประกอบด้วยลูกสูบร้อนและลูกสูบเย็น ซึ่งอยู่ในกระบอกสูบที่แยกกัน ทั้งสองกระบอกสูบทั้งสองเชื่อมต่อกันด้วยส่วนรับความร้อน รีเจนเนเรเตอร์ และส่วนระบายความร้อน

เครื่องยนต์แบบเบต้ามียูกสูบสองลูกอยู่ในกระบอกสูบที่เรียงตัวในแนวเดียวกัน ลูกสูบที่อยู่ด้านรับความร้อนเรียกว่าลูกสูบไล่ (Displacer) และลูกสูบที่อยู่ด้านระบายความร้อนเรียกว่าลูกสูบกำลัง (Piston) โดยลูกสูบไล่จะทำหน้าที่ไล่สารทำงานให้ไปรับความร้อนที่ส่วนรับความร้อน สลับกับการไล่สารทำงานไประบายความร้อนที่ส่วนระบายความร้อน ส่วนลูกสูบกำลังทำหน้าที่อัดสารทำงานในกระบวนการอัด และผลิตกำลังในกระบวนการขยาย

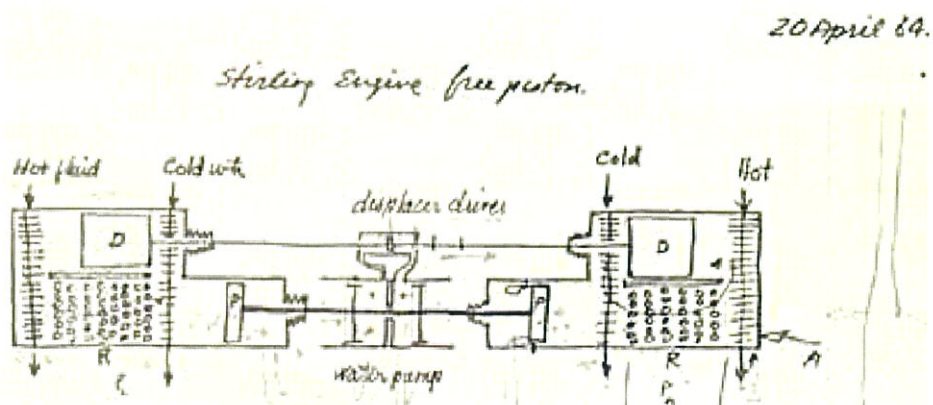
เครื่องยนต์แบบแกมมาประกอบด้วยลูกสูบสองลูกคือลูกสูบร้อนและลูกสูบเย็น คล้ายกับแบบเบต้า แตกต่างกันที่ลูกสูบทั้งสองอยู่ในกระบอกสูบที่ไม่อยู่ในแนวเดียวกัน โดยมีส่วนระบายความร้อนเชื่อมต่อกับกระบอกสูบทั้งสอง [7]

### 2.1.3 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระ

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงรูปแบบต่างๆ ที่มีการพัฒนาในยุคแรกๆ ส่งผ่านกำลังทางกลที่เครื่องยนต์ผลิตได้ผ่านกลไกแกนหมุน (Rotating Shaft) ที่เชื่อมต่อลูกสูบทั้งสอง ทำให้มีปัญหาเกี่ยวกับการซีล (Seal) ของกลไกที่เคลื่อนที่ รวมทั้งการสึกหรอของชิ้นส่วนที่เคลื่อนที่สัมผัสกัน จนกระทั่งช่วงต้นปี ค.ศ. 1964 ศาสตราจารย์วิลเลียม เบลล์ (William Beale) รูปที่ 2.4 อาจารย์ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลมหาวิทยาลัยโอไฮโอ (Ohio) สหรัฐอเมริกา ได้คิดค้นเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระซึ่งไม่มีกลไกที่เชื่อมต่อลูกสูบทั้งสองลูก ดังภาพร่างที่แสดงในรูปที่ 2.5 ทำให้ลูกสูบเคลื่อนที่อย่างอิสระ ทำให้ไม่มีปัญหาการซีลและการสึกหรอ ท่านจัดสิทธิบัตรเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระ (สิทธิบัตรเลขที่ 3,552,120) ในปี ค.ศ.1971 และก่อตั้งบริษัทซันพาวเวอร์ (Sunpower Inc.) ในปี ค.ศ.1974 เพื่อศึกษาและพัฒนาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระสำหรับใช้งานในรูปแบบต่างๆ เช่น ทำงานร่วมกับเชื้อเพลิงนิวเคลียร์ ทำงานในอวกาศ และทำงานร่วมกับพลังงานแสงอาทิตย์ในการผลิตไฟฟ้า เป็นต้น



รูปที่ 2.4 ศาสตราจารย์วิลเลียม เบลล์. ที่มา:<http://www.communitysolution.org>

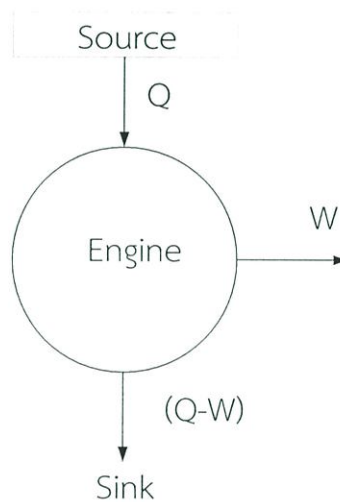


รูปที่ 2.5 ภาพร่างเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระของศาสตราจารย์วิลเลียม เบลล์.  
ที่มา:<http://sunpowerinc.com>

นอกจากบริษัทชั้นพาวเวอร์ของศาสตราจารย์เบลล์แล้ว ยังมีองค์กรอื่นๆ ที่ทำการวิจัยและพัฒนาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระ เช่น บริษัทอินฟินีย (Infinia Inc.) ทำการวิจัยการนำเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระไปใช้ร่วมกับงานรวมแสงเพื่อผลิตไฟฟ้า บริษัทไมโครเจน (Microgec Engine Inc.) ผลิตเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระเพื่อใช้ทำความเย็น และองค์การนาซา (NASA) ร่วมกับบริษัทชั้นพาวเวอร์ทำการวิจัยเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระเพื่อนำไปใช้ผลิตไฟฟ้าในอวกาศ

## 2.2 ทฤษฎีเครื่องยนต์ความร้อน

เครื่องยนต์ความร้อนคือเครื่องมือที่รับพลังงานเข้ามาในรูปของความร้อน แล้วเปลี่ยนพลังงานบางส่วนเป็นงาน โดยเครื่องยนต์จะต้องรับความร้อน ( $Q$ ) จากแหล่งความร้อนอุณหภูมิสูง (Heat Source) แล้วเปลี่ยนพลังงานบางส่วนเป็นงาน ( $W$ ) และทิ้งความร้อน ( $Q-W$ ) สู่แหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำ (Heat Sink) [8] ดังรูปที่ 2.6



รูปที่ 2.6 เครื่องยนต์ความร้อน

เครื่องยนต์ความร้อนมีทฤษฎีที่เกี่ยวข้องดังนี้

### 2.2.1 กฎของอุณหพลศาสตร์ [9]

กฎข้อที่ศูนย์ของอุณหพลศาสตร์ กล่าวว่า เมื่อวัตถุทั้งสองมีความสมภาพของอุณหภูมิกับวัตถุอื่นที่สาม วัตถุทั้งสองนั้นจะมีสมภาพของอุณหภูมิต่อกัน

กฎข้อที่หนึ่งของอุณหพลศาสตร์ กล่าวว่า ถ้าระบบหนึ่งๆ ดำเนินครบวัฏจักร ผลรวมของความร้อนตลอดวัฏจักรจะมีค่าเท่ากับผลรวมของงานตลอดวัฏจักร ( $\oint \delta Q = \oint \delta W$ )

กฎข้อที่สองของอุณหพลศาสตร์ มีสองคำกล่าว ดังนี้

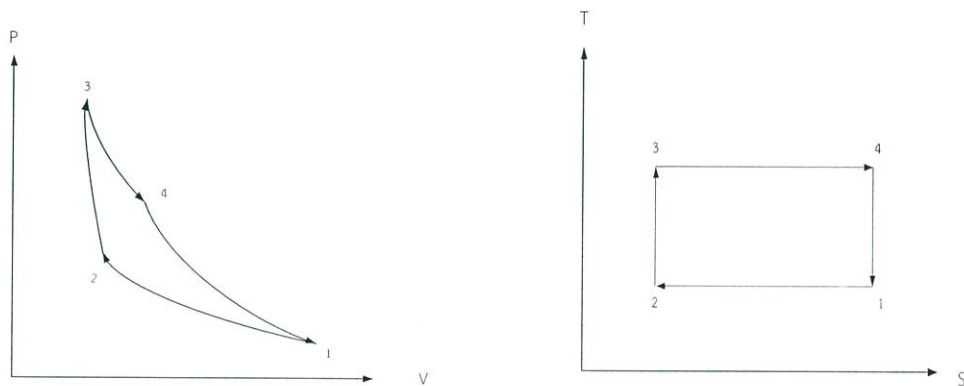
เคลวิน-พลังค์ กล่าวว่า เป็นไปไม่ได้ที่จะสร้างอุปกรณ์หนึ่งๆ ให้ทำงานเป็นวัฏจักรและให้งานออกมาโดยแลกเปลี่ยนความร้อนกับแหล่งความร้อนแหล่งเดียว

เคลาซิอุส กล่าวว่า เป็นไปไม่ได้ที่จะสร้างอุปกรณ์หนึ่งๆ ให้ทำงานเป็นวัฏจักร โดยได้รับความร้อนจากแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำและถ่ายเทความร้อนให้กับแหล่งความร้อนอุณหภูมิสูงโดยปราศจากงานที่ให้กับอุปกรณ์นั้น

### 2.2.2 วัฏจักรคาร์โนต์ [10]

จากกฎข้อที่สองของอุณหพลศาสตร์ที่จำกัดประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ความร้อนว่าไม่สามารถมีประสิทธิภาพ 100% ได้ จึงมีคำถามว่า ประสิทธิภาพสูงสุดทางทฤษฎีของเครื่องยนต์ความร้อนจะเป็นเท่าใด ปัญหานี้สามารถหาคำตอบได้ในปี ค.ศ. 1824 โดยวิศวกรชาวฝรั่งเศส ชื่อ ซาดิ คาร์โนต์ โดยเขาได้สร้างแบบจำลองทางอุดมคติของเครื่องยนต์ความร้อนขึ้น ซึ่งให้ประสิทธิภาพสูงสุดเท่าที่จะเป็นไปได้ และวัฏจักรของเครื่องยนต์ความร้อนนี้ชื่อว่า วัฏจักรคาร์โนต์

เพื่อให้วัฏจักรคาร์โนต์มีประสิทธิภาพสูงสุดต้องกำหนดให้ทุกกระบวนการในวัฏจักรเป็นกระบวนการย้อนกลับได้



รูปที่ 2.7 กราฟแสดง P-V และ T-S ของวัฏจักรคาร์โนต์

วงจรของวัฏจักรคาร์โนต์มี 4 เส้นทางด้วยกัน ประกอบด้วยเส้นอุณหภูมิคงที่ 2 เส้นทางและเส้นความร้อนคงที่ 2 เส้นทาง เมื่อให้แก่สอดุมคติเป็นตัวกลางการถ่ายเทความร้อน P-V และ T-s diagram จะมีลักษณะดังรูปที่ 2.7 และมีเส้นทางตามลำดับดังนี้

กระบวนการ 1-2 เป็นกระบวนการอัดที่อุณหภูมิคงที่แบบย้อนกลับได้ เกิดการถ่ายเทความร้อนไปสู่แหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำ

กระบวนการ 2-3 เป็นกระบวนการอัดตัวแบบแอดิแบติกย้อนกลับได้ ทำให้อุณหภูมิของสารทำงานเพิ่มขึ้นจากอุณหภูมิต่ำสุดไปอุณหภูมิสูงสุด

กระบวนการ 3-4 เป็นกระบวนการขยายตัวที่อุณหภูมิคงที่แบบย้อนกลับได้ เกิดการถ่ายเทความร้อนจากแหล่งความร้อนอุณหภูมิสูง

กระบวนการ 4-1 กระบวนการขยายตัวแบบแอดิแบติกย้อนกลับได้ อุณหภูมิของสารทำงานลดลงจากอุณหภูมิสูงสุดไปอุณหภูมิต่ำสุด

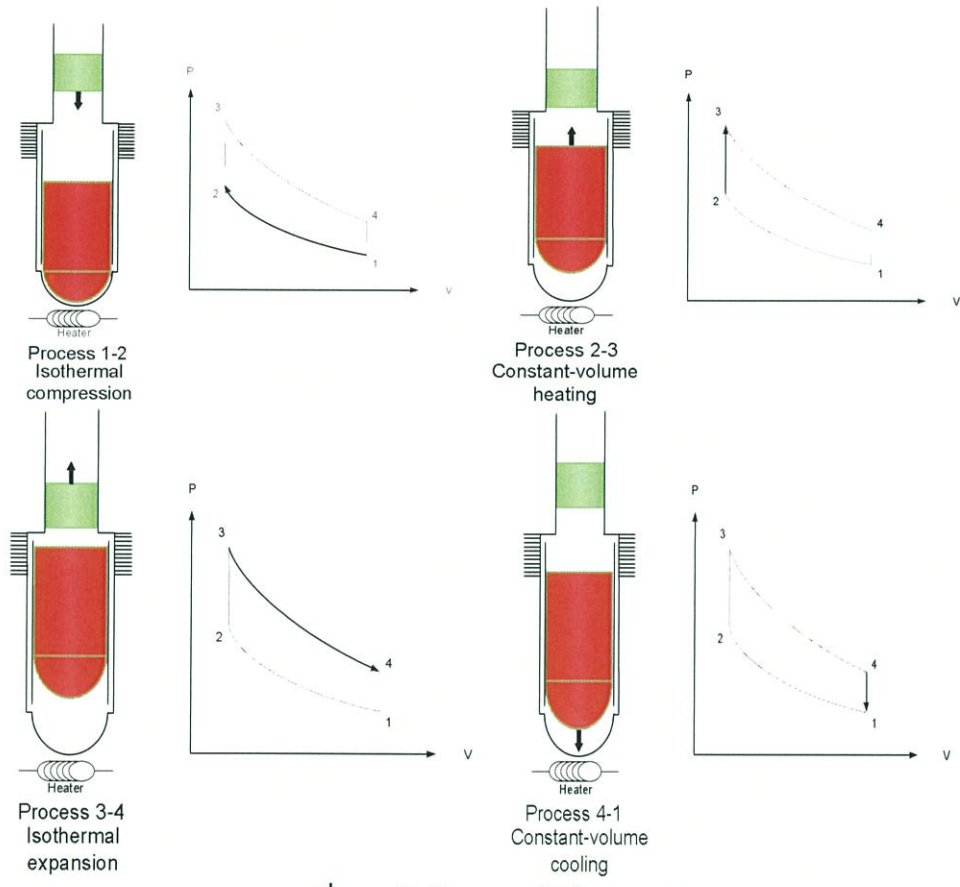
เมื่อตัวกลางในการแลกเปลี่ยนความร้อนในวัฏจักรคาร์โนต์นี้เป็นแก๊สอุดมคติ จะสามารถหาค่าประสิทธิภาพในการหาประสิทธิภาพทางความร้อนได้ ดังนี้

$$\eta_{th} = \frac{Q_h - Q_c}{Q_h} = 1 - \frac{Q_c}{Q_h} = 1 - \frac{T_c}{T_h} \quad (2.1)$$

จะเห็นว่าประสิทธิภาพของวัฏจักรคาร์โนต์ขึ้นอยู่กับความแตกต่างอุณหภูมิของแหล่งความร้อนทั้งสองเท่านั้น

### 2.2.3 วัฏจักรสเตอร์ลิง [5]

วัฏจักรสเตอร์ลิงในอุดมคติประกอบด้วยกระบวนการทางอุณหพลศาสตร์สองแบบ คือ กระบวนการปริมาตรคงที่ระหว่างการรับและระบายความร้อน และกระบวนการอุณหภูมิคงที่ระหว่างการอัดและขยายตัวของสารทำงาน ดังรูปที่ 2.8



รูปที่ 2.8 วัฏจักรสเตอร์ลิงในอุดมคติ

วัฏจักรการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงประกอบไปด้วยกระบวนการทางอุณหพลศาสตร์ 4 กระบวนการ ดังนี้

1-2 กระบวนการอัดที่อุณหภูมิคงที่

ในกระบวนการนี้ ความร้อนจะถูกระบายจากสารทำงานออกนอกระบบที่ค่าอุณหภูมิต่ำสุด ( $T_{min}$ ) งานที่ทำต่อสารทำงานมีค่าเท่ากับความร้อนที่ถูกระบายออก ทำให้ไม่มีการเปลี่ยนแปลงพลังงานภายใน และเอนโทรปีลดลง

ความดัน

$$P_2 = P_1 V_1 / V_2 \tag{2.2}$$

อุณหภูมิ

$$T_1 = T_2 = T_c \tag{2.3}$$

ปริมาณความร้อนที่ถ่ายเท ( $Q$ ) = งาน ( $W$ )

$$(Q)=(W)=P_1V_1\ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right)=RT_1\ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right) \quad (2.4)$$

การเปลี่ยนแปลงเอนโทรปี

$$(S_2-S_1)=R\ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right) \quad (2.5)$$

2-3 กระบวนการถ่ายเทความร้อนจากรีเจนเนอเรเตอร์ที่ปริมาตรคงที่

ในกระบวนการนี้ ความร้อนถ่ายเทจากรีเจนเนอเรเตอร์สู่สารทำงาน ทำให้ของไหลมีอุณหภูมิเพิ่มขึ้นจาก  $T_{\min}$  เป็น  $T_{\max}$  ไม่มีงานเกิดขึ้นในกระบวนการนี้เนื่องจากปริมาตรคงที่ แต่เอนโทรปีและพลังงานภายในของของไหลจะเพิ่มขึ้น

ความดัน

$$P_3=P_2T_3/T_2 \quad (2.6)$$

ปริมาตร

$$V_3=V_2 \quad (2.7)$$

ปริมาณความร้อนที่ถ่ายเท

$$(Q)=C_v(T_3-T_2) \quad (2.8)$$

งาน

$$(W)=0 \quad (2.9)$$

การเปลี่ยนแปลงเอนโทรปี

$$(S_3-S_2)=C_v\ln\left(\frac{T_3}{T_2}\right) \quad (2.10)$$

3-4 กระบวนการขยายที่อุณหภูมิคงที่

ในกระบวนการนี้ สารทำงานจะได้รับความร้อนจากแหล่งพลังงานภายนอกในขณะที่มันขยายตัวที่อุณหภูมิคงที่ งานที่ได้จากกระบวนการนี้มีค่าเท่ากับปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทเข้าสู่ระบบ ดังนั้นจึงไม่มีการเปลี่ยนแปลงพลังงานภายในของสารทำงาน แต่เอนโทรปีจะเพิ่มขึ้น

ความดัน

$$P_4=P_3V_3/V_4 \quad (2.11)$$

อุณหภูมิ

$$T_3=T_4=T_h \quad (2.12)$$

ปริมาณความร้อนที่ถ่ายเท (Q) = งาน (W)

$$(Q)=(W)=P_3V_3\ln\left(\frac{V_4}{V_3}\right)=RT_3\ln\left(\frac{V_4}{V_3}\right) \quad (2.13)$$

การเปลี่ยนแปลงเอนโทรปี

$$(S_4-S_3)=R\ln\left(\frac{V_4}{V_3}\right) \quad (2.14)$$

#### 4-1 กระบวนการถ่ายเทความร้อนสู่รีเจนเนอเรเตอร์ที่ปริมาตรคงที่

ในกระบวนการนี้ ความร้อนจะถูกถ่ายเทจากสารทำงานสู่รีเจนเนอเรเตอร์ ทำให้ของไหลมีอุณหภูมิลดลงจาก  $T_{\max}$  เป็น  $T_{\min}$  กระบวนการนี้จะไม่เกิดงานเนื่องจากปริมาตรคงที่ แต่พลังงานภายในและเอนโทรปีของของไหลจะลดลง

ความดัน

$$P_1 = P_4 T_1 / T_4 \quad (2.15)$$

ปริมาตร

$$V_1 = V_4 \quad (2.16)$$

ปริมาณความร้อนที่ถ่ายเท

$$(Q) = C_v (T_1 - T_4) \quad (2.17)$$

งาน

$$(W) = 0 \quad (2.18)$$

การเปลี่ยนแปลงเอนโทรปี

$$(S_1 - S_4) = C_v \ln \left( \frac{T_4}{T_1} \right) \quad (2.19)$$

ในกระบวนการถ่ายเทความร้อนระหว่างสารทำงานกับรีเจนเนอเรเตอร์ ความร้อนที่ถ่ายเทจากรีเจนเนอเรเตอร์ในกระบวนการที่ 2-3 มีปริมาณเท่ากับความร้อนที่ถ่ายเทไปเก็บไว้ที่รีเจนเนอเรเตอร์ของกระบวนการที่ 4-1 ดังนั้นจะได้ว่า

$$\begin{aligned} \text{ประสิทธิภาพเชิงความร้อน} &= \frac{\text{งานสุทธิ}}{\text{ความร้อนทั้งหมดที่ได้รับ}} \\ &= \frac{\text{ความร้อนทั้งหมดที่ได้รับ} - \text{ความร้อนทั้งหมดที่ถ่ายเทออก}}{\text{ความร้อนทั้งหมดที่ได้รับ}} \\ &= \frac{RT_3 \ln \left( \frac{V_1}{V_2} \right) - RT_1 \ln \left( \frac{V_2}{V_1} \right)}{RT_3 \ln \left( \frac{V_1}{V_2} \right)} \\ &= 1 - \frac{T_{\min}}{T_{\max}} \end{aligned}$$

ซึ่งค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงมีค่าเท่ากับประสิทธิภาพของคาร์โนต์ เมื่อมีอุณหภูมิด้านร้อนและด้านเย็นเท่ากัน

#### 2.2.4 สมมติฐานของชมิทท์ (Schmidt Assumption) [5]

การวิเคราะห์การทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่แพร่หลายแบบหนึ่งคือ การวิเคราะห์ของชมิทท์ โดยการสมมติการเคลื่อนที่ของลูกสูบเป็นแบบฮาร์โมนิก, กระบวนการอัดและขยายตัวของสารทำงานที่อุณหภูมิคงที่ (Isothermal compression and expansion) และรีเจนเนอเรเตอร์เป็นแบบอุดมคติ จึงจะเห็นว่า การวิเคราะห์แบบนี้ยังมีความเป็นอุดมคติอยู่ แต่จะใกล้เคียงความเป็นจริง

มากกว่าการวิเคราะห์วัฏจักรสเตอร์ลิงในอุดมคติ ทำให้สมมติฐานของชนิดที่มีประโยชน์ต่อการออกแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเป็นอย่างมาก

สมมติฐานในทฤษฎีของชนิดที่มีดังนี้

1. รีเจนเนเรเตอร์เป็นแบบอุดมคติ
2. ความดันขณะใดๆ มีค่าเท่ากันทั้งระบบ
3. สารทำงานเป็นแก๊สอุดมคติตามสมการของแก๊ส,  $PV=RT$
4. ไม่มีการรั่วไหลของสารทำงาน
5. การเปลี่ยนแปลงปริมาตรของระบบเป็นกราฟไซน์ (sin)
6. ไม่มีความแตกต่างของอุณหภูมิในส่วนแลกเปลี่ยนความร้อน
7. อุณหภูมิของกระบอกสูบและลูกสูบคงที่
8. ความเร็วของเครื่องยนต์คงที่

สมการหลักที่ใช้ในการวิเคราะห์ด้วยสมมติฐานของชนิดที่มีดังนี้

ปริมาตรด้านขยาย

$$V_e = \frac{V_{se}}{2} (1 + \cos(\omega t - \phi)) + V_{de} \quad (2.20)$$

ปริมาตรด้านอัด

$$V_c = V_{sc} - \frac{V_{se}}{2} (1 + \cos(\omega t - \phi)) + \frac{V_{sc}}{2} (1 + \cos(\omega t)) + V_{dc} \quad (2.21)$$

ความดันขณะใดๆ

$$p = MR \left( \frac{V_c}{T_c} + \frac{V_{dc}}{T_c} + \frac{V_r \ln(T_h/T_c)}{T_h - T_c} + \frac{V_{de}}{T_h} + \frac{V_e}{T_h} \right) \quad (2.22)$$

เมื่อ

$V_e$  คือ ปริมาตรขณะใดๆของด้านขยาย

$V_{se}$  คือ ปริมาตรกวาดของลูกสูบไล่

$V_{de}$  คือ ปริมาตรตายของด้านขยาย

$V_c$  คือ ปริมาตรขณะใดๆของด้านอัด

$V_{sc}$  คือ ปริมาตรกวาดของลูกสูบกำลัง

$V_{dc}$  คือ ปริมาตรตายของด้านอัด

$\omega$  คือ ความเร็วเชิงมุมของเครื่องยนต์

$\phi$  คือ ความต่างเฟสของลูกสูบ

$p$  คือ ความดันขณะใดๆของเครื่องยนต์

$M$  คือ มวลอากาศในเครื่องยนต์

$R$  คือ ค่าคงที่ของสารทำงาน

$T_h$  คือ อุณหภูมิด้านร้อน

$T_c$  คือ อุณหภูมิด้านเย็น

## 2.3 ทฤษฎีการประมาณกำลังของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

### 2.3.1 สูตรการหางานต่อรอบของชมิทท์ (Schmidt)

ชมิทท์นำเสนอสมการการหาค่างานที่เครื่องยนต์สเตอร์ลิงผลิตได้ในแต่ละรอบของวัฏจักร ซึ่งสมการของชมิทท์อาจจะมีหลายรูปแบบและค่อนข้างซับซ้อนขึ้นอยู่กับรูปแบบของเครื่องยนต์และการจัดตัวแปรในสมการ แต่ในที่นี้จะแสดงสมการการหางานต่อรอบของเครื่องยนต์แบบทั่วไป [5]

$$W = \oint p dV \quad (2.23)$$

### 2.3.2 สูตรการหางานต่อรอบของคอลลิน ดี เวสต์ (Colin D. West)

เวสต์ได้นำเสนอสมการการหางานต่อรอบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่มีความซับซ้อนน้อยกว่าสมการของชมิทท์ ทำให้สมการของเวสต์ถูกนำไปใช้อย่างกว้างขวางเนื่องจากง่ายต่อการคำนวณถึงแม้ว่าจะมีค่าความผิดพลาดมากกว่าสมการของชมิทท์ก็ตาม [7]

$$W = \frac{\pi p_m}{2} \frac{V_D V_P}{V_D + \frac{V_P}{2} + V_S} \left( \frac{T_h - T_c}{T_h + T_c} \right) \sin \alpha \quad (2.24)$$

### 2.3.3 สูตรการหาลำกำลังเครื่องยนต์สเตอร์ลิงของเบลล์

ศาสตราจารย์วิลเลียม เบลล์ (William beale) ทำการสำรวจและวิเคราะห์กำลังของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงรูปแบบต่างๆ พบว่ากำลังโดยประมาณของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงสามารถหาได้จากความสัมพันธ์ต่อไปนี้

$$P = 0.015 p f V_0$$

เมื่อ

$P$  คือ กำลังของเครื่องยนต์ ( $W$ )

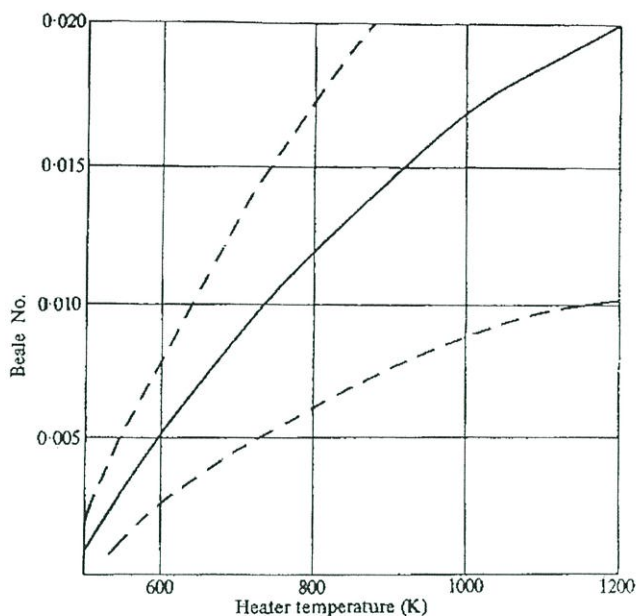
$p$  คือ ความดันเฉลี่ยของเครื่องยนต์ (Bar)

$f$  คือ ความถี่ของเครื่องยนต์ (Hz)

$V_0$  คือ ปริมาตรกวาดของลูกสูบกำลัง ( $cm^3$ )

เมื่อจัดรูปใหม่จะได้ว่า  $P / (pfV_0) =$  ค่าคงที่ ความสัมพันธ์นี้สามารถใช้เพื่อประมาณกำลังของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงทุกรูปแบบ ทั้งแบบลูกสูบอิสระและแบบกลไกอื่นๆ เท่าที่เขาค้นหาข้อมูลได้ในขณะนั้น ซึ่งเครื่องยนต์ส่วนใหญ่ทำงานที่อุณหภูมิด้านร้อนและด้านเย็นประมาณ  $650^\circ C$  และ  $65^\circ C$  ตามลำดับ

พจน์  $P / (pfV_0)$  เป็นตัวแปรไร้มิติ หรือเรียกว่า เบลล์นัมเบอร์ (Beale Number) โดยตัวแปรไร้มิตินี้ขึ้นอยู่กับอุณหภูมิของด้านร้อนและด้านเย็นของเครื่องยนต์ และความสัมพันธ์ของค่า เบลล์นัมเบอร์และอุณหภูมิด้านร้อนแสดงในรูปที่ 2.9



รูปที่ 2.9 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิตัวนำร้อนและเบลล์นัมเบอร์ [5]

ดังนั้นจะได้ความสัมพันธ์ใหม่ดังนี้

$$P = N_B p f V_0 \quad (2.25)$$

เมื่อ

$P$  คือ กำลังของเครื่องยนต์ (W)

$N_B$  คือ เบลล์นัมเบอร์

$p$  คือ ความดันเฉลี่ยของเครื่องยนต์ (Bar)

$f$  คือ ความถี่ของเครื่องยนต์ (Hz)

$V_0$  คือ ปริมาตรกวาดของลูกสูบกำลัง ( $\text{cm}^3$ )

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่มีการออกแบบที่ดีและมีประสิทธิภาพสูงจะมีความสัมพันธ์ของค่าเบลล์นัมเบอร์และอุณหภูมิตัวนำร้อนใกล้เคียงกับเส้นประด้านบน ส่วนเครื่องยนต์ที่มีประสิทธิภาพต่ำ ความสัมพันธ์ดังกล่าวจะใกล้เคียงกับเส้นประด้านล่าง และเส้นที่สำหรับเครื่องยนต์ที่มีประสิทธิภาพปานกลาง

อย่างไรก็ตามความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิตัวนำร้อนและเบลล์นัมเบอร์ในรูปที่ 2.9 ไม่สามารถหาค่าเบลล์นัมเบอร์ เมื่ออุณหภูมิตัวนำร้อนของเครื่องยนต์ต่ำกว่า 450 เคลวิน ซึ่งถือว่าเป็นเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่มีความแตกต่างของอุณหภูมิต่ำ (The low temperature differential Stirling engine, LTD) โดยเครื่องยนต์ที่มีความแตกต่างของอุณหภูมิต่ำนั้น สามารถหาค่าเบลล์นัมเบอร์ได้จากสมการที่ 2.27 [11]

$$N_B = 0.005 / \tau' \quad (2.26)$$

เมื่อ

$\tau'$  คือ อัตราส่วนอุณหภู�ิของเครื่องยนต์ ( $T_c/T_h$ )

### 2.3.4 สูตรการหาค่ากำลังเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบค่าความดันเฉลี่ย (Mean Pressure Formula)

วอล์คเกอร์ (Walker), เวสต์ (West) และเซนฟท์ (Senft) ได้ทำการปรับปรุงค่าเบลล์นัมเบอร์ เพื่อใช้ในการหาค่ากำลังเพลลาของเครื่องยนต์ ดังนี้

$$P = F p_m \eta_p \frac{T_H - T_C}{T_H + T_C} \quad (2.27)$$

สมการการหาค่ากำลังเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบค่าความดันเฉลี่ยสามารถนำไปใช้ได้กับขั้นตอนการออกแบบเครื่องยนต์เบื้องต้น โดยเซนฟท์ได้ทำการศึกษาว่าแฟคเตอร์ F ในสมการที่ 2.27 มีค่าเท่ากับ 2 สำหรับวัฏจักรสเตอร์ลิงในอุดมคติ แต่ค่าแฟคเตอร์นี้ไม่คำนึงถึงการสูญเสียต่างๆในเครื่องยนต์เช่น การสูญเสียทางความร้อน, ความเสียดทาน เป็นต้น ดังนั้นเซนฟท์และเวสต์จึงได้เสนอค่าแฟคเตอร์  $F = 0.25 - 0.35$  สำหรับใช้ในทางปฏิบัติ [12]

นอกจากนี้มาตินี่ (Martini) ยังได้นำเสนอแนวทางการประมาณค่ากำลังของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงว่า กำลังของเครื่องยนต์มีค่าประมาณ 35% ของค่าที่คำนวณได้จากสมการของซมิตซ์ [7]

## 2.4 ตัวแปรในการออกแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

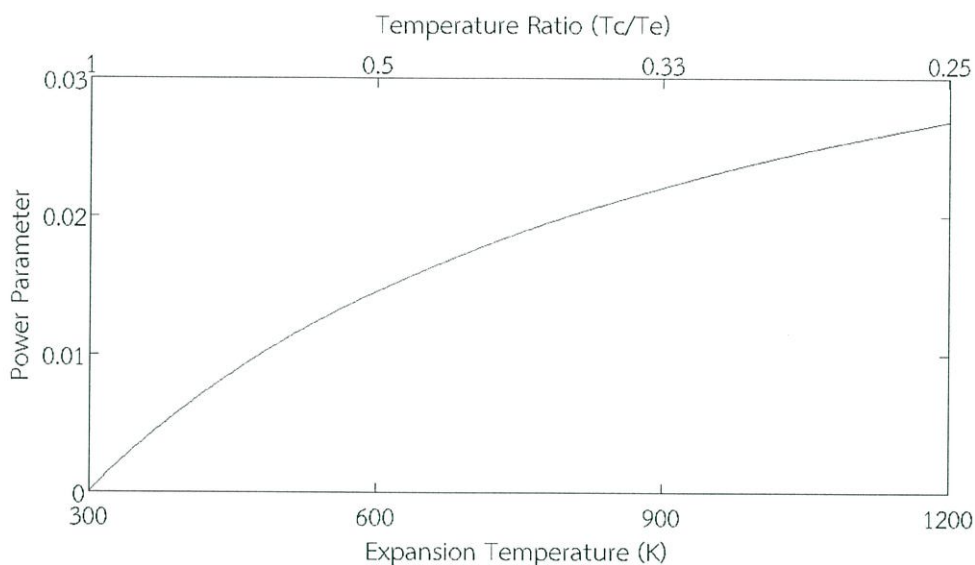
จากการศึกษาการออกแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงพบว่า มีตัวแปรสำคัญที่ต้องวิเคราะห์เพื่อออกแบบเครื่องยนต์ ดังนี้

1. อัตราส่วนอุณหภูมิ  $\tau = T_C / T_E$ , อัตราส่วนอุณหภูมิของส่วนอัดต่อส่วนขยาย
2. อัตราส่วนปริมาตรกวาด  $\kappa = V_C / V_E$ , อัตราส่วนปริมาตรกวาดของส่วนอัดต่อส่วนขยาย
3. อัตราส่วนปริมาตรตาย  $X = V_D / V_E$ , อัตราส่วนปริมาตรตายต่อปริมาตรส่วนขยาย
4. มุมเฟส  $\alpha$ , มุมที่ลูกสูบไล่น้ำลูกสูบกำลัง
5. ความดันของสารทำงาน มักจะแสดงในรูปของความดันสูงสุด ( $p_{max}$ ) หรือความดันเฉลี่ย ( $p_{mean}$ )
6. ความเร็วของเครื่องยนต์ N
7. เส้นผ่าศูนย์กลางและการเคลื่อนที่ของลูกสูบ

จากทฤษฎีของซมิตซ์จะเห็นได้ว่าการหาค่ากำลังสุทธิต่อรอบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงมีความสัมพันธ์แบบเชิงเส้นกับความเร็วของเครื่องยนต์ (N), ความดัน (P) และขนาดของเครื่องยนต์ซึ่งแสดงในรูปของปริมาตร (V) ขณะที่ตัวแปรในการออกแบบอีกสี่ตัว ( $\tau, \kappa, \alpha, X$ ) มีผลน้อยกว่า แต่อย่างไรก็ตามจำเป็นต้องหาค่าที่เหมาะสมที่สุดเพื่อให้เครื่องยนต์ที่ออกแบบได้กำลังสูงสุด ตัวแปรเหล่านี้ต้องทำการวิเคราะห์ในขั้นตอนของการออกแบบ เพราะไม่สามารถเปลี่ยนแปลงได้หลังจากสร้างขึ้นส่วนของเครื่องยนต์ ยกเว้นอัตราส่วนอุณหภูมิที่สามารถเปลี่ยนแปลงได้ตามอุณหภูมิของแหล่งความร้อน

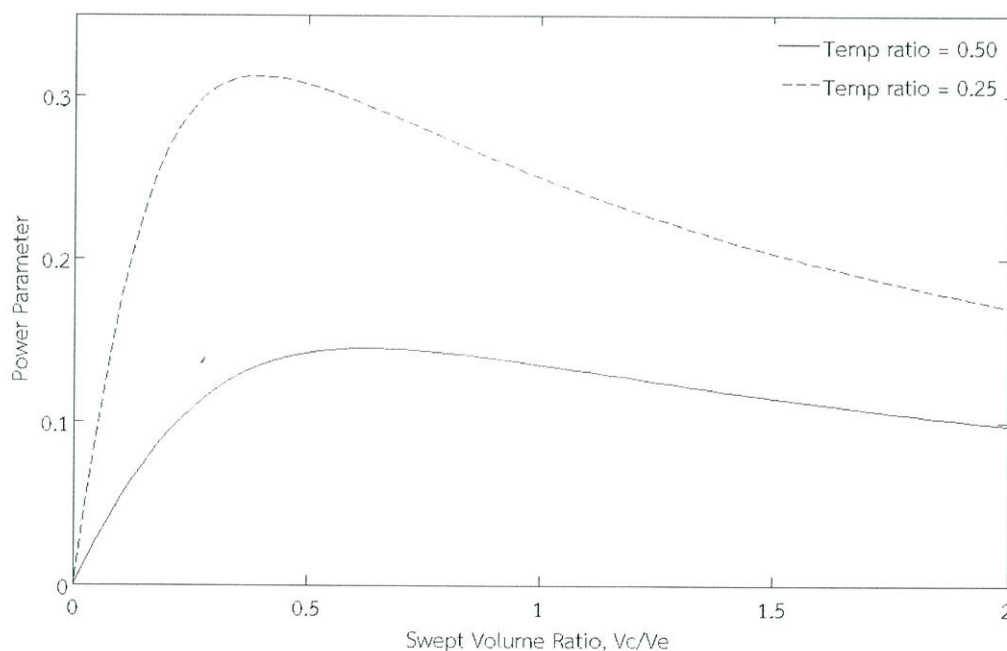
ในการวิเคราะห์หาค่าที่เหมาะสมของตัวแปรทั้งสี่ตัว เพื่อลดความซับซ้อนเราต้องทำการวิเคราะห์ตัวแปรทีละตัว และให้ตัวแปรที่เหลือมีค่าคงที่ รูปที่ 2.10 - 2.13 แสดงผลของตัวแปรหนึ่งใน

สี่ตัวที่มีผลต่อตัวแปรกำลังไร้หน่วย  $P/p_{\max} V_T$  ซึ่งแสดงถึงกำลังต่อรอบของเครื่องยนต์ โดยที่ตัวแปรที่เหลืออีกสามตัวถูกกำหนดให้คงที่



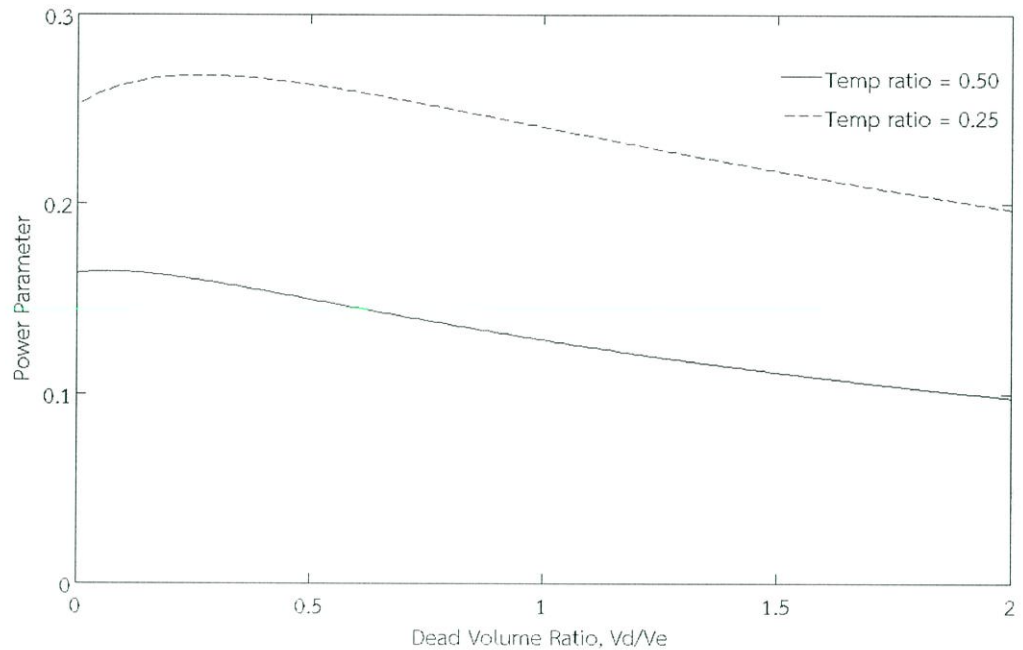
รูปที่ 2.10 กราฟแสดงความสัมพันธ์ของอัตราส่วนอุณหภูมิและกำลัง

รูปที่ 2.10 แสดงผลของอัตราส่วนอุณหภูมิที่มีต่อกำลัง กำหนดให้อุณหภูมิด้านเย็นมีค่า 300 เคลวิน, มุมเฟส 90 องศา, อัตราส่วนปริมาตรกวาด 1.0, อัตราส่วนปริมาตรตาย 1.0 โดยในเครื่องยนต์ความร้อนอุณหภูมิด้านร้อน  $T_c$  ต้องมีค่ามากกว่าอุณหภูมิด้านเย็น  $T_e$  ดังนั้น  $\tau < 1$  จากกราฟจะเห็นได้ว่ากำลังจะมีค่าสูงขึ้นเมื่ออัตราส่วนอุณหภูมิน้อยลง จึงสรุปได้ว่าต้องออกแบบให้อัตราส่วนอุณหภูมิน้อยที่สุดเท่าที่จะเป็นไปได้



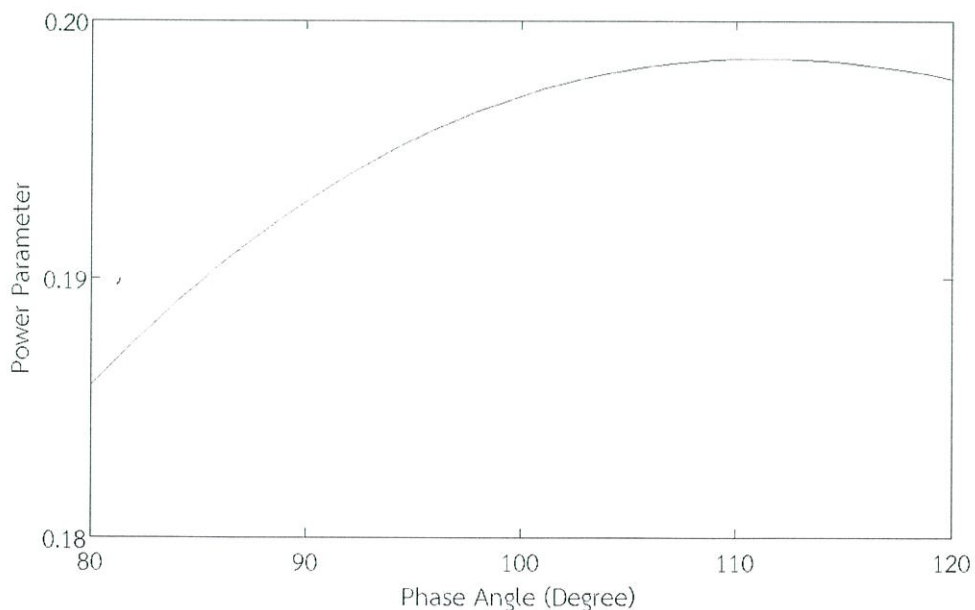
รูปที่ 2.11 กราฟแสดงความสัมพันธ์ของอัตราส่วนปริมาตรกวาดและกำลัง

รูปที่ 2.11 แสดงผลของอัตราส่วนปริมาตรกวาดที่มีต่อกำลัง กำหนดให้ มุมเฟส 90 องศา, อัตราส่วนปริมาตรตาย 1.0 กราฟแสดงให้เห็นว่าที่อัตราส่วนอุณหภูมิต่างกันค่าอัตราส่วนปริมาตรกวาดที่เหมาะสมจะมีค่าต่างกันเช่น ที่อัตราส่วนอุณหภูมิ 0.25 อัตราส่วนปริมาตรกวาดควรมีค่า 0.3-0.5 และ ที่อัตราส่วนอุณหภูมิ 0.5 อัตราส่วนปริมาตรกวาดควรมีค่า 0.5-0.8 จึงสรุปได้ว่าการออกแบบอัตราส่วนปริมาตรกวาดต้องพิจารณาร่วมกับอัตราส่วนอุณหภูมิ



รูปที่ 2.12 กราฟแสดงความสัมพันธ์ของอัตราส่วนปริมาตรตายและกำลัง

รูปที่ 2.12 แสดงผลของอัตราส่วนปริมาตรตายที่มีต่อกำลัง กราฟแสดงให้เห็นว่าการเพิ่มขึ้นของอัตราส่วนปริมาตรตายจะทำให้กำลังของเครื่องยนต์ลดลง ดังนั้นจึงสรุปว่าการออกแบบต้องให้มีปริมาตรตายน้อยที่สุดเท่าที่จะเป็นไปได้



รูปที่ 2.13 กราฟแสดงผลของมุมเฟสที่มีต่อกำลัง

รูปที่ 2.13 แสดงผลของมุมเฟสที่มีต่อกำลัง โดยทั่วไปแล้วสามารถประมาณได้ว่ามุมเฟสที่เหมาะสมคือประมาณ 100-120 องศา

## 2.5 ทฤษฎีการสั่นสะเทือน

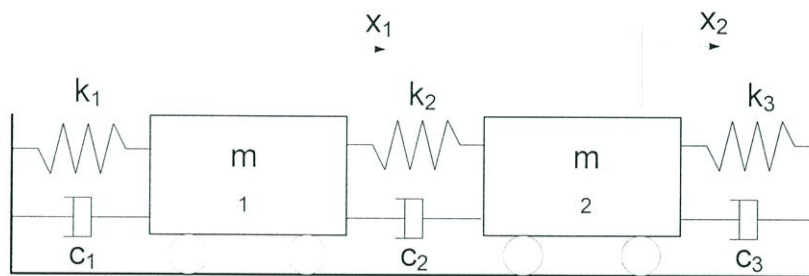
เครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระไม่มีกลไกที่ควบคุมการเคลื่อนที่ของลูกสูบ แต่จะมีแก๊สสปริงทำหน้าที่แทนกลไก ดังนั้นต้องวิเคราะห์การเคลื่อนที่ของลูกสูบในลักษณะของการสั่นสะเทือนของระบบมวล-สปริง โดยมีทฤษฎีที่เกี่ยวข้องดังนี้

### 2.5.1 การสั่นสะเทือนแบบอิสระที่ถูกหน่วงของระบบระดับความเสรีสองขั้น

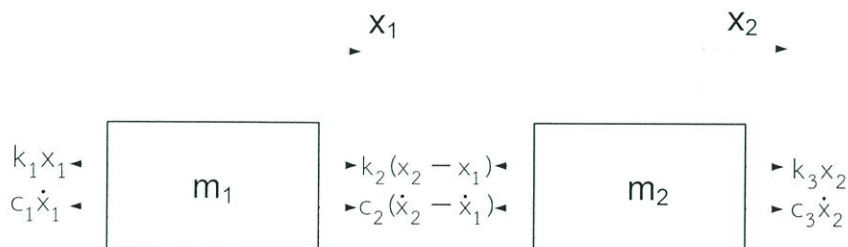
เมื่อพิจารณาระบบมวล-สปริงในรูปที่ 2.14 ก ตำแหน่งของมวล  $m_1$  และ  $m_2$  เทียบกับจุดสมดุลที่เวลา  $t$  ใดๆ ถูกเขียนแทนด้วย  $x_1(t)$  และ  $x_2(t)$  ตามลำดับ และจากรูปแผนภาพอิสระในรูปที่ 2.14 ข และกฎการเคลื่อนที่ของนิวตันจะได้สมการการเคลื่อนที่ดังนี้ [13]

$$m_1 \ddot{x}_1 + (c_1 + c_2) \dot{x}_1 - c_2 \dot{x}_2 + (k_1 + k_2)x_1 - k_2 x_2 = 0 \quad (2.28)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 - c_2 \dot{x}_1 + (c_2 + c_3) \dot{x}_2 - k_2 x_1 + (k_2 + k_3)x_2 = 0 \quad (2.29)$$



(ก)



(ข)

รูปที่ 2.14 รูปแสดงระบบมวล-สปริง ที่มีระดับความเสรีสองขั้น

จะเห็นว่าในสมการที่ 2.28 มีเทอม  $x_2$  รวมอยู่ด้วย และสมการที่ 2.29 มีเทอม  $x_1$  รวมอยู่ด้วยเช่นกัน นั่นแสดงให้เห็นว่าการเคลื่อนที่ของมวล  $m_1$  มีอิทธิพลต่อการเคลื่อนที่ของมวล  $m_2$  และในทำนองเดียวกัน การเคลื่อนที่ของมวล  $m_2$  มีอิทธิพลต่อการเคลื่อนที่ของมวล  $m_1$  เช่นกัน และสมการที่ 2.28 และ 2.29 สามารถเขียนในรูปของเมตริกซ์ได้ ดังนี้

$$[m] \ddot{x}(t) + [c] \dot{x}(t) + [k] x(t) = 0 \quad (2.30)$$

เมื่อ  $[m]$ ,  $[c]$  และ  $[k]$  คือเมตริกซ์ของมวล, แดมป์ และค่าคงที่สปริง ตามลำดับ และ  $x(t)$  คือ เมตริกซ์ระยะการเคลื่อนที่

$$[m] = \begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \quad (2.31)$$

$$[c] = \begin{bmatrix} c_1 + c_2 & -c_2 \\ -c_2 & c_2 + c_3 \end{bmatrix} \quad (2.32)$$

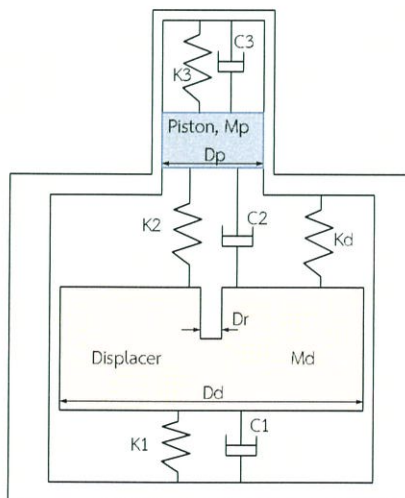
$$[k] = \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 + k_3 \end{bmatrix} \quad (2.33)$$

$$x(t) = \begin{bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \end{bmatrix} \quad (2.34)$$

### 2.5.2 การสั่นสะเทือนของลูกสูบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบบอิสระ

การเคลื่อนที่ของลูกสูบในเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบบอิสระนอกจากจะอาศัยแก๊สสปริงแล้ว ในเครื่องยนต์ส่วนมากยังมีการใส่สปริงกล ( $k_d$ ) เพิ่มเข้าไปดังในรูปที่ 2.15 การวิเคราะห์การเคลื่อนที่ของลูกสูบจากรูประบบมวล-สปริง ในรูปที่ 2.15 จะทำได้ง่ายขึ้นเมื่อกำหนดการเคลื่อนที่ของลูกสูบทั้งสองเป็นแบบฮาร์โมนิกส์ซึ่งใกล้เคียงกับการเคลื่อนที่จริง [14] สมการการเคลื่อนที่ของลูกสูบสามารถเขียนในรูปผลรวมของแรงเนื่องจากสปริงและแดมป์โดยไม่คิดอิทธิพลจากแรงโน้มถ่วงของโลก เพราะมีค่าน้อยมากเมื่อเทียบกับแรงข้างต้น [15] จากกฎข้อที่สองของนิวตัน จะได้ดังสมการ ที่ 2.35

$$F_{\text{spring}} + F_{\text{damping}} = m\ddot{x} \quad (2.35)$$



รูปที่ 2.15 รูปแสดงระบบมวล-สปริง ของเครื่องยนต์

ซึ่งสามารถเขียนในรูปของเมทริกซ์ได้ดังนี้

$$\begin{bmatrix} \ddot{x}_p \\ \ddot{x}_d \end{bmatrix} = [K] \begin{bmatrix} x_p \\ x_d \end{bmatrix} + [D] \begin{bmatrix} \dot{x}_p \\ \dot{x}_d \end{bmatrix} \quad (2.36)$$

เมื่อ

$$[K] = \begin{bmatrix} S_{pp} & S_{pd} \\ S_{dp} & S_{dd} \end{bmatrix} \quad (2.37)$$

$$[D] = \begin{bmatrix} D_{pp} & D_{pd} \\ D_{dp} & D_{dd} \end{bmatrix} \quad (2.38)$$

ตัวแปร  $S_{ij}$  และ  $D_{ij}$  คือ สัมประสิทธิ์ค่าคงที่สปริงต่อมวลและสัมประสิทธิ์แดมป์ต่อมวลของลูกสูบ  $i$  ตามลำดับ และตัวห้อย  $ij$  คือสัมประสิทธิ์ที่เกิดจากการเคลื่อนที่ของลูกสูบ  $j$  ที่มีผลต่อลูกสูบ  $i$

เมทริกซ์ค่าคงที่ของสปริง  $[K]$  จะขึ้นกับความดันของสารทำงานและลักษณะรูปร่างของเครื่องยนต์ และเมทริกซ์ค่าคงที่ของแดมป์  $[D]$  จะขึ้นกับความดันของสารทำงาน, ความเร็วรอบ และความต่างเฟสของเครื่องยนต์ [14]

เมื่อจัดรูปสมการที่ 2.36 ใหม่ จะได้

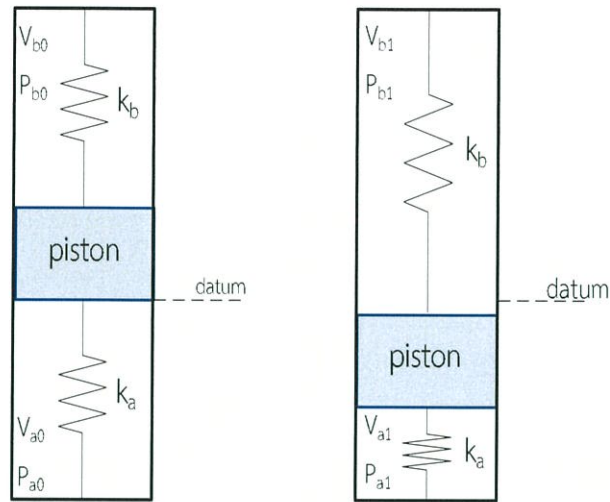
$$\begin{bmatrix} \ddot{x}_p \\ \ddot{x}_d \\ \dot{x}_p \\ \dot{x}_d \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} D_{pp} & D_{pd} & S_{pp} & S_{pd} \\ D_{dp} & D_{dd} & S_{dp} & S_{dd} \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_p \\ \dot{x}_d \\ x_p \\ x_d \end{bmatrix} \quad (2.39)$$

ซึ่งสมการที่ 2.39 อยู่ในรูป

$$\dot{x} = Ax \quad (2.40)$$

### 2.5.3 แก๊สสปริง

ค่าคงที่ของแก๊สสปริงเป็นตัวแปรที่ขึ้นกับความดันและปริมาตรเริ่มต้นของระบบ ดังรูปที่ 2.16 เมื่อลูกสูบเคลื่อนที่ออกจากจุดสมดุล จะทำให้เกิดแรงจากแก๊สสปริงกระทำต่อลูกสูบ โดยแรงดังกล่าวจะมากขึ้นตามระยะห่างของลูกสูบจากจุดสมดุล ซึ่งเราสามารถคำนวณหาค่าแก๊สสปริงได้จากสมการที่ 2.41-2.42 [5]



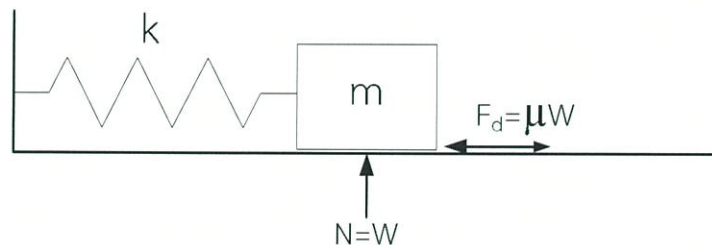
รูปที่ 2.16 รูปแสดงค่าคงที่ของแก๊สสปริง

$$k_a = A_p^2 \frac{P_{a1} - P_{a0}}{V_{a1} - V_{a0}} \quad (2.41)$$

$$k_b = A_p^2 \frac{P_{b1} - P_{b0}}{V_{b1} - V_{b0}} \quad (2.42)$$

#### 2.5.4 ตัวหน่วงเนื่องจากแรงเสียดทาน

ในการเคลื่อนที่แบบฮาร์โมนิกส์ที่มีแรงเสียดทานดังรูปที่ 2.17 การสูญเสียพลังงานเนื่องจากแรงเสียดทานในแต่ละรอบของการเคลื่อนที่และ equivalent-viscous-damping coefficient สามารถหาได้จากสมการที่ 2.43 และ 2.44 ตามลำดับ [16], [17]



รูปที่ 2.17 รูปแสดงแรงเสียดทาน

$$E_d = \pi c |X|^2 \omega \quad (2.43)$$

$$c_{eq} = \frac{4F_d}{\pi |X| \omega} \quad (2.44)$$

#### 2.5.5 การหาค่าสัมประสิทธิ์แดมป์ในเครื่องยนต์

การวิเคราะห์หาค่าสัมประสิทธิ์แดมป์ของลูกสูบไล่จะพิจารณาความแตกต่างของความดัน ( $\Delta p$ ) ที่เกิดขึ้นในส่วนแลกเปลี่ยนความร้อน (ส่วนระบายความร้อน, รีเจนเนอเรเตอร์ และส่วนรับความ

ร้อน) เมื่อผลของความแตกต่างของความดันในส่วนแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งหมด เท่ากับผลรวมของแรงดันที่กระทำต่อลูกสูบไล่ ดังสมการที่ 2.45 [18]

$$\begin{aligned}\sum A_d \Delta p &= (A \Delta p)_c + (A \Delta p)_r + (A \Delta p)_h \\ &= -D_d \dot{x}_d - D_{dp} \dot{x}_p\end{aligned}\quad (2.45)$$

ดังนั้นจะหาค่า  $D_d$  และ  $D_{dp}$  ได้จากสมการต่อไปนี้

$$D_{dd} = c_c (A_d - A_r) + c_h A_d + (\mu C_L L / d_h^2)_r \left( \frac{A_d}{T_h} + \frac{A_d - A_r}{T_k} \right) \left( \frac{T_h - T_k}{\ln(T_h / T_k)} \right) \quad (2.46)$$

$$D_{dp} = -(A_d - A_r) \left[ c_c + (\mu C_L L / d_h^2)_r \left( \frac{T_h - T_k}{T_k \ln(T_h / T_k)} \right) \right] \quad (2.47)$$

$$\text{เมื่อ } c_c = \left( \frac{16 \rho f L U}{3 \pi d_h} \right)_c$$

$$c_h = \left( \frac{16 \rho f L U}{3 \pi d_h} \right)_h$$

$$\bar{U}_c = \omega (X_d^2 - 2X_d X_p \cos \varphi + X_p^2)^{1/2} \frac{A_d - A_r}{A_c}$$

$$\bar{U}_h = \omega X_d \frac{A_d}{A_h}$$

$$C_{Lr} = 33.3 / \psi^2$$

$\psi$  คือความพรุนของรีเจนเนเรเตอร์

## 2.6 การวิเคราะห์สมการการเคลื่อนที่ด้วยค่าไอเกนและไอเกนเวกเตอร์

คำตอบทั่วไปของสมการ ที่ 2.40 คือ [14]

$$x(t) = c_1 e^{r_1 t} \cdot n_1 + c_2 e^{r_2 t} \cdot n_2 + c_3 e^{r_3 t} \cdot n_3 + c_4 e^{r_4 t} \cdot n_4 \quad (2.48)$$

เมื่อ  $r_1, r_2, r_3$  และ  $r_4$  คือ eigenvalues ของ [A]

$n_1, n_2, n_3$  และ  $n_4$  คือ eigenvectors ของ [A]

$c_1, c_2, c_3$  และ  $c_4$  คือค่าคงที่ ซึ่งสามารถหาได้จากค่าเริ่มต้น (initial condition)

## 2.7 ทฤษฎีช่วงเสถียรภาพของเรท-เฮอร์วิทซ์

รากของสมการที่ 2.40 จะเป็นไปตามรากของสมการโพลีโนเมียลต่อไปนี้ [14]

$$G(r) = r^4 + ar^3 + br^2 + cr + d \quad (2.49)$$

เมื่อ

$$a = D_{ck} + D_{sp} \quad (2.50)$$

$$b = -K_{sp} - K_{ck} + D_{ck} D_{sp} \quad (2.51)$$

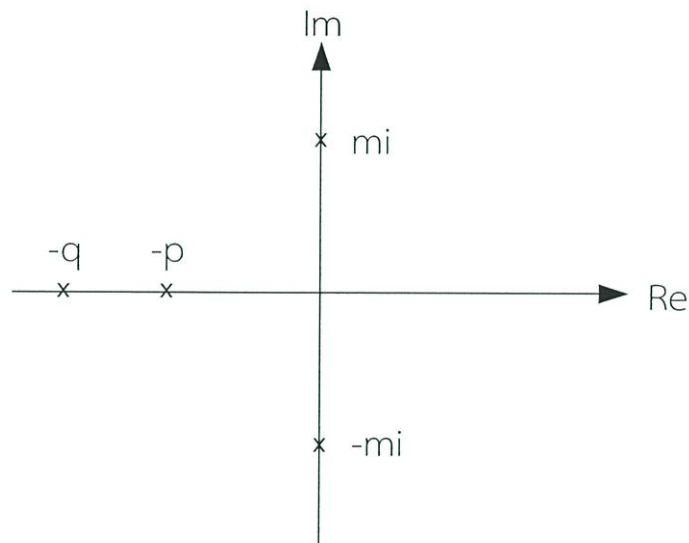
$$c = -D_{af} K_{pp} - D_{pp} K_{af} + 2D_{dp} K_{paf} \quad (2.52)$$

$$d = K_{pp} K_{af} - 2K_{dp} K_{paf} \quad (2.53)$$

ความสัมพันธ์ระหว่างรากของสมการ( $r_1, r_2, r_3, r_4$ ) ที่ 2.40 กับคำตอบทั่วไป  $x(t)$  มี 4 กรณี ดังนี้[17]

- รากเป็นจำนวนจริงลบ: ฟังก์ชันเอกโปเนนเชียลจะลดลงตามเวลา จนเป็นศูนย์
- รากเป็นจำนวนคอนจูเกตเชิงซ้อนสองคู่ที่มีส่วนจริงเป็นลบ: การเคลื่อนที่จะเป็นการสั่นแบบลู่อู่เข้าสู่ศูนย์
- รากเป็นจำนวนจริงลบสองค่า และคอนจูเกตเชิงซ้อนที่มีส่วนจริงเป็นบวก: การเคลื่อนที่จะเป็นการสั่นแบบลู่ออก
- รากเป็นจำนวนจริงลบสองค่า และจำนวนจินตภาพสองค่า: จะได้การเคลื่อนที่ที่มีเสถียรภาพ (Stable) ดังรูปที่ 2.18 (การเคลื่อนที่ที่มีเสถียรภาพหมายถึงการเคลื่อนที่ของมวลที่เป็นแบบฮาร์โมนิกส์ในแต่ละรอบมีระยะเวลาการเคลื่อนที่และความเร็วสูงสุดคงที่)

ดังนั้นรากที่จะทำให้การเคลื่อนที่มีเสถียรภาพเป็นดังนี้  $r_1=mi, r_2=-mi, r_3=q, r_4=p$



รูปที่ 2.18 กราฟแสดงพิกัดของรากที่ทำให้การเคลื่อนที่มีเสถียรภาพ จากสมการที่ 2.40 จะได้ว่า

$$G(r) = (r - mi)(r + mi)(r - p)r - q \quad (2.54)$$

$$= r^4 - (p + q)r^3 + (pq + m^2)r^2 - m^2(p + q)r + m^2pq$$

เมื่อเทียบสัมประสิทธิ์ของสมการที่ 2.54 กับ 2.40 จะได้ว่า

$$a = -(p + q) \quad (2.55)$$

$$b = pq + m^2 \quad (2.56)$$

$$c = -m^2(p + q) \quad (2.57)$$

$$d = m^2pq \quad (2.58)$$

ความถี่ของเครื่องยนต์ (f) จะมีค่าเท่ากับขนาดของรากที่เป็นจำนวนจินตภาพ (m) [14] และจากสมการที่ 2.55 และ 2.57 จะได้ว่า

$$f^2 = m^2 = \frac{c}{a} \quad (2.59)$$

และจากสมการที่ 56, 58 และ 59 จะได้ว่า

$$f = \sqrt{\frac{b - \sqrt{b^2 - 4d}}{a}} \quad (2.60)$$

นอกจากนี้เครื่องยนต์จะทำงานอย่างมีเสถียรภาพเมื่อสัมประสิทธิ์ a, b, c และ d มีค่ามากกว่าศูนย์ และความถี่จากสมการที่ 2.59 และ 2.60 มีค่าเท่ากัน [19]

## 2.8 ทฤษฎีการไหลในท่อกลมและท่อวงแหวน

รูปแบบการไหลของของไหลถูกแบ่งด้วยค่าเรโนลด์ (Reynolds number, Re) ดังนี้ [6]

$$Re_o = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (2.61)$$

$Re < 2000$  เป็นการไหลแบบราบเรียบ (laminar flow)

$2000 < Re < 2300$  เป็นช่วงเปลี่ยนแปลงการไหล (transition flow)

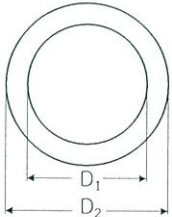
$Re > 2300$  เป็นการไหลแบบปั่นป่วน (turbulent flow)

ความหนืดของของไหลจะมีค่าเปลี่ยนแปลงตามอุณหภูมิ ดังสมการที่ 2.62 ซึ่งเป็นสมการความสัมพันธ์ระหว่างความหนืดของอากาศกับอุณหภูมิ [20]

$$\mu = 1.71 \times 10^{-5} \left( \frac{T}{273.2} \right)^{3/2} \frac{384.2}{111 + T} \quad (2.62)$$

การไหลในท่อวงแหวนสามารถหาค่าเรโนลด์ได้โดยใช้เส้นผ่าศูนย์กลางไฮดรอลิก (hydraulic diameter,  $D_h$ ) แทน D เมื่อ  $D_h = D_2 - D_1$  ดังตารางที่ 2.1 [21]

ตารางที่ 2.1 ค่าคงที่ของความต้านทานการไหลในท่อวงแหวนที่อัตราส่วนเส้นผ่าศูนย์กลางต่างๆ

$D_h = D_2 - D_1$	อัตราส่วน $D_1/D_2$	$C = fRe$
	0.0001	71.8
	0.01	80.1
	0.1	89.4
	0.6	95.6
	1.0	96.0

ความเสียหายที่เกิดจากการไหลภายในท่อ สามารถหาได้จากสมการ Friction factor,  $f$  ดังนี้ [21]

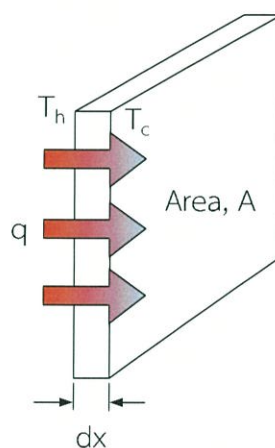
$$f = \frac{8\tau_w}{\rho v^2} \quad (2.63)$$

สำหรับการไหลแบบราบเรียบในท่อวงแหวนสามารถหาค่า Friction factor ได้จากตารางที่ 2.1

## 2.9 ทฤษฎีการถ่ายเทความร้อน

การทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงนั้นมีหลายชิ้นส่วนที่ทำหน้าที่แลกเปลี่ยนความร้อน ดังนั้นการออกแบบเครื่องยนต์จึงต้องคำนึงถึงการถ่ายเทความร้อนของชิ้นส่วนดังกล่าว เพื่อให้เครื่องยนต์สามารถทำงานได้ตามที่ได้ทำการออกแบบไว้ โดยทฤษฎีการถ่ายเทความร้อนที่เกี่ยวข้องมี ดังนี้ [22]

### 2.9.1 การนำความร้อน



รูปที่ 2.19 รูปแสดงการนำความร้อน

$$q = kA \frac{dT}{dx} \quad (2.64)$$

เมื่อ

$q$  คือ อัตราการถ่ายเทความร้อน

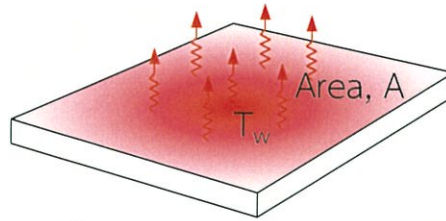
$k$  คือ ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อน

$A$  คือ พื้นที่การถ่ายเทความร้อน

$dT$  คือ ค่าอุณหภูมิที่ต่างกัน

$dx$  คือ ระยะทางการนำความร้อน

## 2.9.2 การพาความร้อน



รูปที่ 2.20 รูปแสดงการพาความร้อน

$$q = hA(T_w - T_\infty) \quad (2.65)$$

เมื่อ

$q$  คือ อัตราการถ่ายเทความร้อน

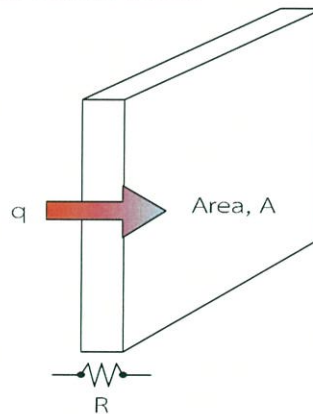
$h$  คือ ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน

$A$  คือ พื้นที่การถ่ายเทความร้อน

$T_w$  คือ อุณหภูมิที่ผิว

$T_\infty$  คือ อุณหภูมิของไหล

## 2.9.3 ความต้านทานการถ่ายเทความร้อน



รูปที่ 2.21 รูปแสดงความต้านทานการถ่ายเทความร้อน

$$R = \frac{\Delta T}{qA} \quad (2.66)$$

เมื่อ

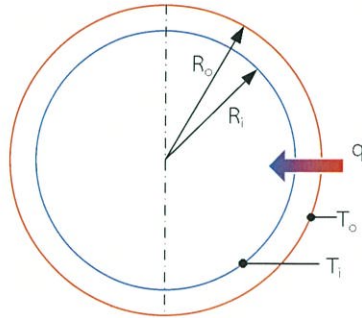
$R$  คือ ค่าความต้านทานความร้อน

$q$  คือ อัตราการถ่ายเทความร้อน

$A$  คือ พื้นที่การถ่ายเทความร้อน

$\Delta T$  คือ ความแตกต่างของอุณหภูมิ

## 2.9.4 การนำความร้อนผ่านฉนวนทรงกลม



รูปที่ 2.22 รูปแสดงการนำความร้อนผ่านฉนวนทรงกลม

$$q = \frac{4\pi k(T_o - T_i)}{\frac{1}{R_o} - \frac{1}{R_i}} \quad (2.67)$$

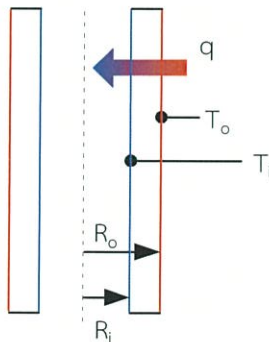
เมื่อ

q คือ อัตราการถ่ายเทความร้อน

k คือ ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อน

 $T_i$  คือ อุณหภูมิพื้นผิวด้านใน $T_o$  คือ อุณหภูมิพื้นผิวด้านนอก $R_i$  คือ รัศมีพื้นผิวด้านใน $R_o$  คือ รัศมีพื้นผิวด้านนอก

## 2.9.5 การนำความร้อนผ่านฉนวนทรงกระบอก



รูปที่ 2.23 รูปแสดงการนำความร้อนผ่านฉนวนทรงกระบอก

$$q = \frac{2\pi kL(T_i - T_o)}{\ln\left(\frac{R_o}{R_i}\right)} \quad (2.68)$$

เมื่อ

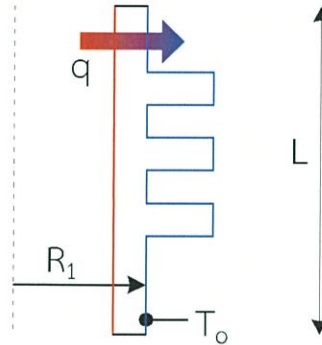
q คือ อัตราการถ่ายเทความร้อน

k คือ ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อน

L คือ ความยาวทรงกระบอก

$T_i$  คือ อุณหภูมิพื้นผิวด้านใน  
 $T_o$  คือ อุณหภูมิพื้นผิวด้านนอก  
 $R_i$  คือ รัศมีพื้นผิวด้านใน  
 $R_o$  คือ รัศมีพื้นผิวด้านนอก

### 2.9.6 การถ่ายเทความร้อนผ่านครีบนวนรอบทรงกระบอก



รูปที่ 2.24 รูปแสดงการนำความร้อนผ่านครีบนวนรอบทรงกระบอก

$$q = \eta_r q_{max} \quad (2.69)$$

$$q_{max} = 2\pi(r_{2c}^2 - r_1^2)h(T_o - T_\infty) \quad (2.70)$$

$$r_{2c} = r_1 + L_c \quad (2.71)$$

$$L_c = L + \frac{t}{2} \quad (2.72)$$

เมื่อ

$q$  คือ อัตราการถ่ายเทความร้อน

$\eta_r$  คือ ค่าประสิทธิภาพของครีบนวน

$r_1$  คือ รัศมีพื้นผิวด้านนอกของทรงกระบอก

$h$  คือ ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน

$L$  คือ ความยาวทรงกระบอก

$T_o$  คือ อุณหภูมิพื้นผิวด้านนอกของทรงกระบอก

$T_\infty$  คือ อุณหภูมิของไหล

$t$  คือ ความหนาของครีบนวน

### 2.9.7 การถ่ายเทความร้อนผ่านท่อเมื่อฟลักซ์ความร้อนคงที่

ในกรณีที่ฟลักซ์ความร้อนคงที่อัตราการถ่ายเทความร้อนสามารถหาได้จากสมการต่อไปนี้

$$\dot{Q} = hA_s(T_s - T_m) \quad (2.73)$$

เมื่อ

$\dot{Q}$  คือ อัตราการถ่ายเทความร้อน

$h$  คือ ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน

$A_s$  คือ พื้นที่ผิวท่อ

$T_s$  คือ อุณหภูมิผิวท่อ

$T_m$  คือ อุณหภูมิของไหลในท่อ

## 2.9.8 การถ่ายเทความร้อนผ่านท่อเมื่ออุณหภูมิผิวท่อคงที่

ในกรณีที่อุณหภูมิผิวท่อคงที่อัตราการถ่ายเทความร้อนสามารถหาได้จากสมการต่อไปนี้

$$\dot{Q} = hA_s (T_s - T_{m,avg}) \quad (2.74)$$

เมื่อ

$\dot{Q}$  คือ อัตราการถ่ายเทความร้อน

$h$  คือ ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน

$A_s$  คือ พื้นที่ผิวท่อ

$(T_s - T_{m,avg})$  คือ ความแตกต่างของอุณหภูมิเฉลี่ย

## 2.9.9 ตัวแปรไร้มิติที่สำคัญในการวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อน

### 2.9.9.1 เรโนลด์ นัมเบอร์ (Reynolds Number)

ค่าเรโนลด์ นัมเบอร์ ของการไหลในท่อกลมสามารถหาได้จากสมการ 2.75

$$Re_D = \frac{\rho VD}{\mu} \quad (2.75)$$

### 2.9.9.2 ค่านัสซัล (Nusselt Number)

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad (2.76)$$

ค่านัสซัลของการถ่ายเทความร้อนของฮีตเตอร์ที่มีค่าเรโนลด์ระหว่าง 300-1600 สามารถหาได้จากสมการ 2.77 [6]

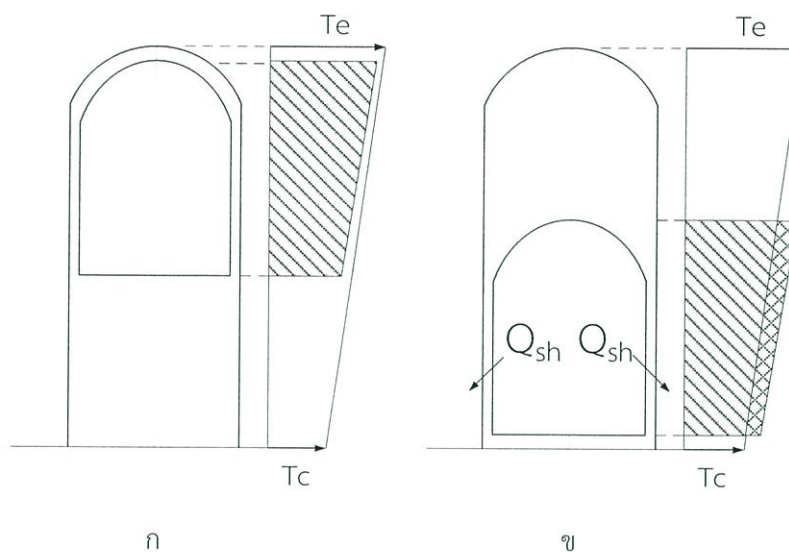
$$Nu = 0.7Re^{0.57} \quad (2.77)$$

ค่านัสซัลของการไหลแบบปั่นป่วนในท่อกลมกรณีที่เป็นการระบายความร้อน สามารถหาได้จากสมการ 2.78 [22]

$$Nu = 0.023Re_D^{0.8} Pr^{0.3} \quad (2.78)$$

### 2.9.10 การถ่ายเทความร้อนโดยลูกสูบไล่ (Shuttle heat transfer)

การถ่ายเทความร้อนโดยลูกสูบไล่คือการถ่ายเทความร้อนจากด้านร้อนไปสู่ด้านเย็นของเครื่องยนต์โดยการเคลื่อนที่ของลูกสูบไล่ ซึ่งเกิดจากความแตกต่างของอุณหภูมิผนังกระบอกสูบ กับอุณหภูมิผนังลูกสูบไล่ ดังรูปที่ 2.25 เมื่อลูกสูบไล่อยู่ที่ด้านร้อน รูปแบบการกระจายอุณหภูมิของลูกสูบไล่จะคล้ายกับรูปแบบการกระจายอุณหภูมิของกระบอกสูบ (รูป 2.25ก) แต่เมื่อลูกสูบไล่เคลื่อนที่เข้าสู่ด้านเย็น (รูป 2.25ข) อุณหภูมิของลูกสูบไล่จะสูงกว่าอุณหภูมิของกระบอกสูบ ทำให้เกิดการถ่ายเทความร้อน  $Q_{sh}$  จากลูกสูบไล่สู่กระบอกสูบ โดยปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทโดยลูกสูบไล่นี้ คำนวณได้จากสมการที่ 2.79 [5]



รูปที่ 2.25 รูปแสดงการถ่ายเทความร้อนโดยลูกสูบไล่

$$Q_{sh} = 0.4L^2kD(T_e - T_c)/(S \cdot Z) \quad (2.79)$$

เมื่อ

$Q_{sh}$  คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนโดยลูกสูบไล่

$L$  คือ ระยะการเคลื่อนที่ของลูกสูบไล่

$k$  คือ ค่าการนำความร้อนของสารทำงาน

$D$  คือ เส้นผ่าศูนย์กลางกลางของลูกสูบไล่

$T_e$  คือ อุณหภูมิด้านร้อน

$T_c$  คือ อุณหภูมิด้านเย็น

$S$  คือ ช่องระหว่างลูกสูบไล่กับกระบอกสูบ

$Z$  คือ ความยาวของลูกสูบไล่

## 2.10 ทฤษฎีวัสดุศาสตร์

เนื่องจากการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงส่วนใหญ่จะมีการอัดความดันเริ่มต้นเข้าไปในเครื่องยนต์ เพื่อให้ได้กำลังที่สูงมากขึ้น ส่งผลให้ชิ้นส่วนต่างๆ ภายในเครื่องยนต์ ต้องรับแรงกระทำ เนื่องจากความดันที่อัดเข้าไป ดังนั้นการออกแบบต้องคำนึงถึงความแข็งแรงของชิ้นส่วนต่างๆ เป็นอันดับแรก เพื่อความปลอดภัยในการใช้งานเครื่องยนต์ โดยทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับความแข็งแรงของชิ้นส่วนต่าง มีดังนี้

### 2.10.1 ค่าความปลอดภัยของชิ้นส่วนที่รับโหลดแบบกระทำซ้ำ

เนื่องจากชิ้นส่วนส่วนมากของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้องรับภาระโหลดแบบกระทำซ้ำ (Cycle) ซึ่งจะทำให้ชิ้นส่วนนั้นๆ เกิดความล้า ดังนั้นการออกแบบต้องคำนึงถึงความเค้นที่กระทำซ้ำ (Repeated Stress) จากทฤษฎีเกณฑ์ของโซเดอร์เบิร์ก (Soderberg's Criterion) สามารถหาความสัมพันธ์ของค่าความปลอดภัย (Safety Factor) และค่าความเค้นได้ดังนี้ [23]

$$\frac{1}{N} = \frac{\sigma_m}{\sigma_y} + \frac{K_f \sigma_a}{\sigma_n} \quad (2.80)$$

เมื่อ  $N$  คือ Safety Factor

$\sigma_m$  คือ ความเค้นเฉลี่ย

$\sigma_y$  คือ Yield Strength

$\sigma_a$  คือ ความเค้นส่วนเปลี่ยน

$\sigma_n$  คือ ความต้านทานแรงทนทาน (endurance limit)

$K_f$  คือ ตัวประกอบความเค้นหนาแน่น

โดยค่าความต้านทานแรงทนทานคือการปรับค่าความแข็งแรงจากผลกระทบต่างๆ เช่น ผิวของโลหะ ชนิดของโลหะ รูปแบบแรงที่กระทำต่อชิ้นงาน ขนาด และอุณหภูมิ ดังนี้

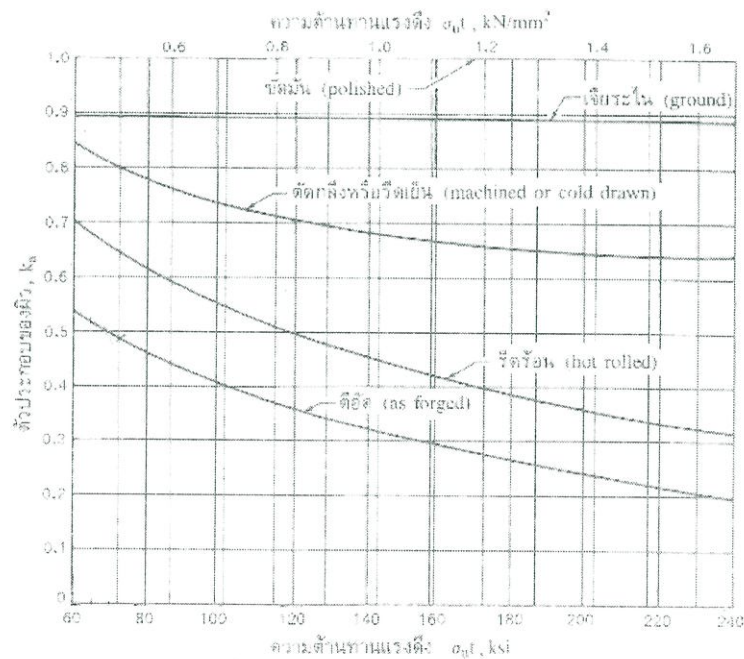
$$\sigma_n = \sigma_n' k_a k_b k_c \quad (2.81)$$

เมื่อ  $\sigma_n'$  คือ ขีดจำกัดความทนทานของวัสดุ ดังรูปที่ 2.26

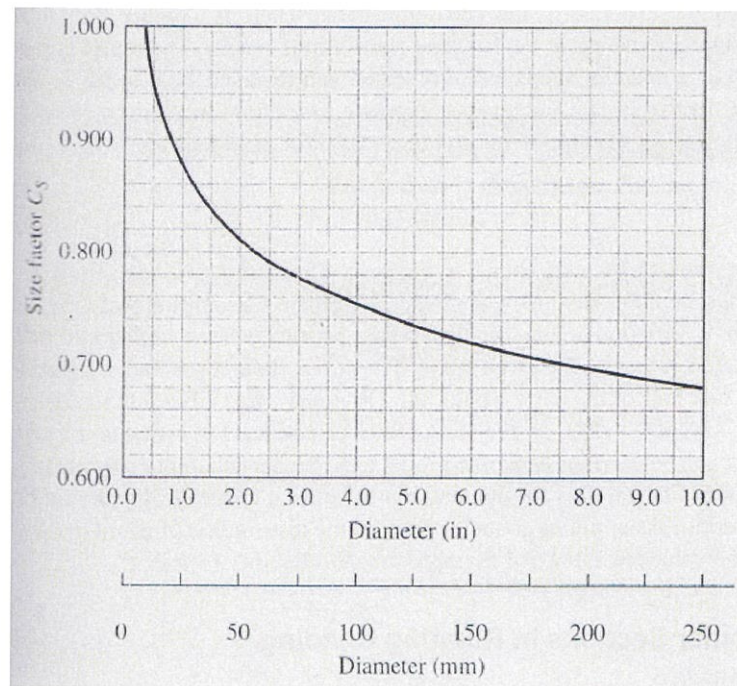
$k_a$  คือ ตัวประกอบของผิวชิ้นงาน

$k_b$  คือ ตัวประกอบด้านแรงที่กระทำต่อชิ้นงาน

$k_c$  คือ ตัวประกอบด้านขนาดของชิ้นงาน ดังรูปที่ 2.27



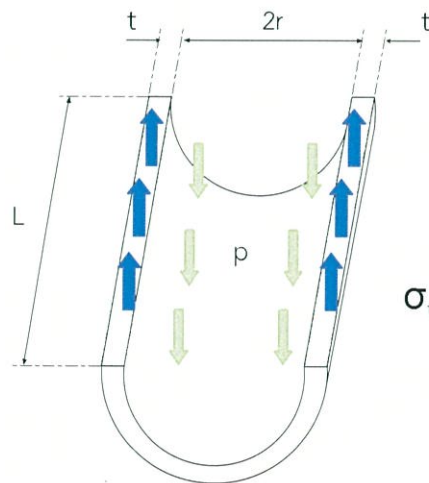
รูปที่ 2.26 กราฟแสดงตัวประกอบของผิว [23]



รูปที่ 2.27 กราฟแสดงตัวประกอบด้านขนาดของชิ้นงาน [24]

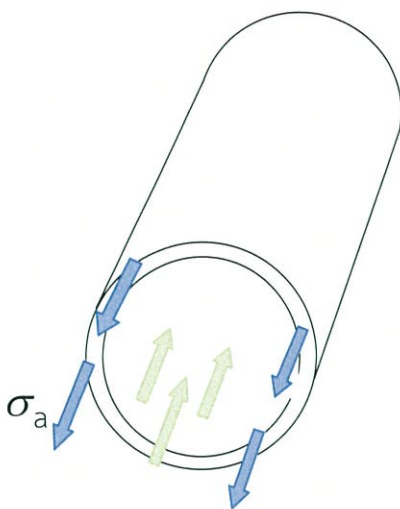
### 2.10.2 ความแข็งแรงของทรงกระบอก

พิจารณาถังที่บรรจุความดันอยู่ภายใน จะพบว่าถังนี้ต้องรับความเค้นจากแรงดันของของไหลภายใน ทั้งแนวตั้งฉากและแนวแกนของทรงกระบอกดังรูปที่ 2.28 และ 2.29 ตามลำดับ โดยค่าความเค้นทั้งสองสามารถหาได้จากสมการที่ 2.82 และ 2.83 ตามลำดับ [25]



รูปที่ 2.28 รูปแสดงความเค้นแนวตั้งฉากของทรงกระบอก

$$\sigma_t = \frac{pr}{t} \quad (2.82)$$



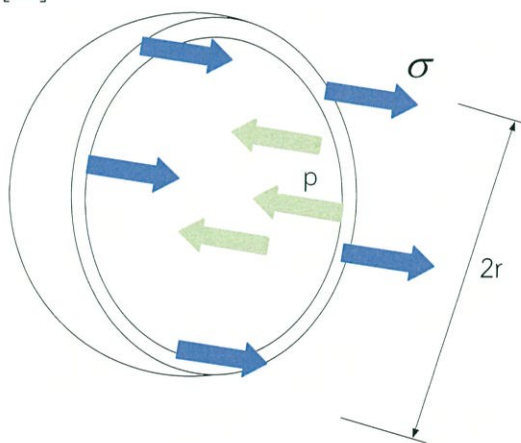
รูปที่ 2.29 รูปแสดงความเค้นแนวแกนของทรงกระบอก

$$\sigma_a = \frac{pr}{2t} \quad (2.83)$$

จะพบว่าค่าความเค้นตั้งฉากมีค่าเป็นสองเท่าของค่าความเค้นแนวแกน ( $\sigma_t = 2\sigma_a$ ) ดังนั้นในการออกแบบเราจะพิจารณาเฉพาะความเค้นแนวตั้งฉากของทรงกระบอก

### 2.10.3 ความแข็งแรงของทรงกลม

เมื่อพิจารณาถึงทรงกลมที่บรรจุความดันอยู่ภายใน ดังรูปที่ 2.30 เราจะสามารถหาค่าความเค้นได้จากสมการที่ 2.84 [25]



รูปที่ 2.30 รูปแสดงความเค้นของทรงกลม

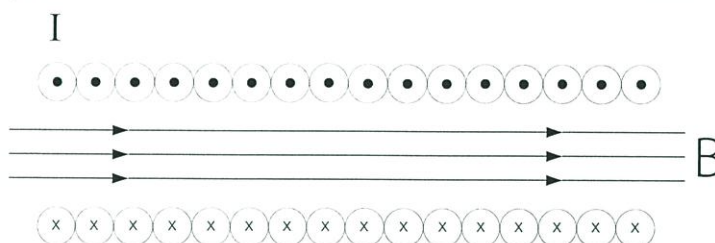
$$\sigma_a = \frac{pr}{2t} \quad (2.84)$$

## 2.11 ทฤษฎีแม่เหล็กไฟฟ้า

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระในงานวิจัยนี้จะถูกสตาร์ทด้วยการเหนี่ยวนำของขดลวดและแม่เหล็ก โดยติดแม่เหล็กไว้ที่ก้านลูกสูบกำลังแล้วปล่อยกระแสผ่านขดลวดให้เกิดแรงเหนี่ยวนำกระทำต่อแม่เหล็ก เพื่อเป็นการสตาร์ทเครื่องยนต์ ซึ่งทฤษฎีที่เกี่ยวข้องมีดังนี้

### 2.11.1 สนามแม่เหล็กของโซเลนอยด์อุดมคติ

โซเลนอยด์อุดมคติคือโซเลนอยด์ที่ยาวอนันต์และพันขดลวดแต่ละรอบชิดกันมาก จากกฎของแอมแปร์ จะสามารถหาค่าสนามแม่เหล็กภายในโซเลนอยด์ได้ดังสมการที่ 2.85 [26] และคำนวณหาค่ากำลังที่สูญเสียเนื่องจากความต้านทานของขดลวดได้จากสมการที่ 2.86



รูปที่ 2.31 รูปแสดงสนามแม่เหล็กของโซเลนอยด์อุดมคติ

$$B = \mu_0 n I \quad (2.85)$$

$$P_{\text{lost}} = I^2 R \quad (2.86)$$

เมื่อ  $B$  คือ สนามแม่เหล็กที่จุดศูนย์กลางของขดลวด

$\mu_0$  คือ สภาพให้ซึมผ่านได้ของสุญญากาศ  $= 4\pi \times 10^{-7} \text{ T} \cdot \text{m} / \text{A}$

$n$  คือ จำนวนรอบของขดลวด

$I$  คือ กระแสไฟฟ้าที่ไหลผ่านขดลวด

$P_{\text{lost}}$  คือ กำลังที่สูญเสียเนื่องจากความต้านทานของขดลวด

$R$  คือ ความต้านทานของขดลวด

### 2.11.2 กฎการเหนี่ยวนำของฟาราเดย์

จากการทดลองของฟาราเดย์พบว่า สนามแม่เหล็กที่กำลังเปลี่ยนแปลงสามารถทำให้เกิดกระแสไฟฟ้าในวงจรของขดลวดได้ เรียกว่ากระแสเหนี่ยวนำ โดยกระแสเหนี่ยวนำนี้มีค่าเท่ากับค่าลบของอัตราการเปลี่ยนแปลงฟลักซ์แม่เหล็กที่ผ่านวงจรมานั้นเทียบกับเวลา ดังสมการที่ 2.86 [26]

$$\mathcal{E} = -n \frac{d\phi_B}{dt} \quad (2.87)$$

### 2.11.3 ตัวเหนี่ยวนำเนื่องจากการเหนี่ยวนำทางแม่เหล็กไฟฟ้า [6]

$$C_{\text{alt}} = I B \quad (2.88)$$

เมื่อ

$l$  คือ ความยาวของขดลวด

## 2.12 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

ในปี 2002 Rogdakis E. D. และคณะ [19] ได้นำเสนอการวิเคราะห์พฤติกรรมเคลื่อนที่ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระด้วยทฤษฎีไดนามิกส์แบบเชิงเส้น โดยใช้เทคนิค linearization ร่วมกับทฤษฎีการวิเคราะห์เสถียรภาพของระบบของเรทท์-เฮอริวิทซ์ และเปรียบเทียบกับผลการวิจัยของ F. De Monte ที่เคยศึกษาเสถียรภาพของเครื่องยนต์รุ่น RE-1000

ในปี 2004 Rogdakis E. D. และคณะ [14] ได้นำเสนอการหาสถานะทางเทอร์โมไดนามิกส์ที่เหมาะสมของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระ แก่สมการความเร็วเชิงมุมที่อยู่ในเทอมของมวลสารทำงานและความต่างเฟสของลูกสูบทั้งสอง โดยใช้ทฤษฎีการวิเคราะห์เสถียรภาพของระบบของเรทท์-เฮอริวิทซ์ เพื่อให้ได้ค่าของตัวแปรที่ทำให้เครื่องยนต์ทำงานได้อย่างมีเสถียรภาพ

ในปี 2007 Boucher J. และคณะ [15] ได้นำเสนอพฤติกรรมทางไดนามิกส์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบคู่อิสระ ที่ใช้คู่กับเครื่องกำเนิดไฟฟ้าเชิงเส้น โดยหาค่าตัวแปรทางความร้อนและทางกลที่ทำให้เครื่องยนต์ทำงานได้อย่างมีเสถียรภาพ เครื่องยนต์ใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงาน ให้กำลังทางกล 1 กิโลวัตต์ ที่ความดัน 1.4 กิโลปาสคาล และความเร็ว 22 เฮิร์ต

ในปี 2008 D. G. Thombare และ S. K. Verma [27] ได้นำเสนอหลักการ, ข้อมูลพื้นฐาน และเทคนิคการออกแบบเครื่องยนต์วัฏจักรสเตอร์ลิง พบว่าการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงจะมีประสิทธิภาพดีได้ จำเป็นต้องวิเคราะห์และออกแบบส่วนถ่ายเทความร้อน, กลไก, และรูปแบบของเครื่องยนต์อย่างระมัดระวัง และการศึกษานี้ชี้ให้เห็นว่าเครื่องยนต์ที่ทำงานด้วยอุณหภูมิต่ำ-ปานกลาง ใช้อากาศหรือฮีเลียมเป็นสารทำงานมีความน่าสนใจ โดยเฉพาะอย่างยิ่งเมื่อนำไปใช้ร่วมกับแหล่งพลังงานแสงอาทิตย์

ในปี 2011 Kwankaomeng S. และคณะ [28] ได้นำเสนอผลการทดลองของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระ ที่มีปริมาตรกวาด 23 ลูกบาศก์เซนติเมตร โดยเครื่องยนต์ทำงานที่ความดันบรรยากาศ ใช้อากาศเป็นสารทำงาน หล่อเย็นด้วยอากาศและให้ความร้อนด้วยตะเกียงแอลกอฮอล์ เครื่องยนต์ให้กำลังสูงสุด 0.1 วัตต์ ที่ความเร็ว 730 รอบต่อนาที ที่อัตราการให้ความร้อน 10.45 วัตต์

ในปี 2011 Halit Karabulut [29] ได้นำเสนอการหาระยะการเคลื่อนที่ที่เหมาะสมของลูกสูบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระ ทั้งแบบวัฏจักรเปิดและปิด โดยวิเคราะห์ด้วยสมการไดนามิกส์แบบเชิงเส้น และแก้สมการด้วยวิธีทำซ้ำ (trial and error) พบว่าระยะการเคลื่อนที่ที่เหมาะสมของลูกสูบ จะเกิดขึ้นเมื่อช่วงของอุณหภูมิด้านร้อนและสัมประสิทธิ์แอมป์ของลูกสูบมีความเหมาะสม

## บทที่ 3

# การออกแบบเครื่องยนต์

### 3.1 ขั้นตอนการออกแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

จากการศึกษาารูปแบบ กลไก และหลักการต่างๆเกี่ยวกับเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ทำให้ทราบถึงข้อดีและข้อเสียของเครื่องยนต์แต่ละแบบ จึงเกิดความสนใจในเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบเบต้า ที่มีข้อดีคือมีขนาดกะทัดรัดกว่าแบบแอลฟาและแกมมา เนื่องจากมีลูกสูบอยู่ในกระบอกสูบที่อยู่ในแนวเดียวกัน แต่เครื่องยนต์แบบเบต้าก็มีข้อเสียคือ ปัญหาซีลและแรงเสียดทาน เนื่องจากแกนของลูกสูบไล่ต้องทะลุผ่านลูกสูบกำลัง หากต้องการตัดปัญหานี้ต้องออกแบบให้เป็นเครื่องยนต์แบบเบต้าลูกสูบอิสระ ดังนั้นจึงเลือกศึกษาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบเบต้าลูกสูบอิสระ ซึ่งเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระประกอบด้วยชิ้นส่วนสำคัญคือ ลูกสูบไล่ ลูกสูบกำลัง ส่วนรับความร้อน ส่วนระบายความร้อน รีเจนเนเรเตอร์ และมีส่วนของสารทำงาน 3 ส่วนคือ ปริมาตรส่วนขยาย ปริมาตรส่วนอัด และปริมาตรบัฟเฟอร์ โดยการออกแบบและวิเคราะห์ชิ้นส่วนแต่ละชิ้นมีขั้นตอนดังแผนผังในรูปที่ 3.1

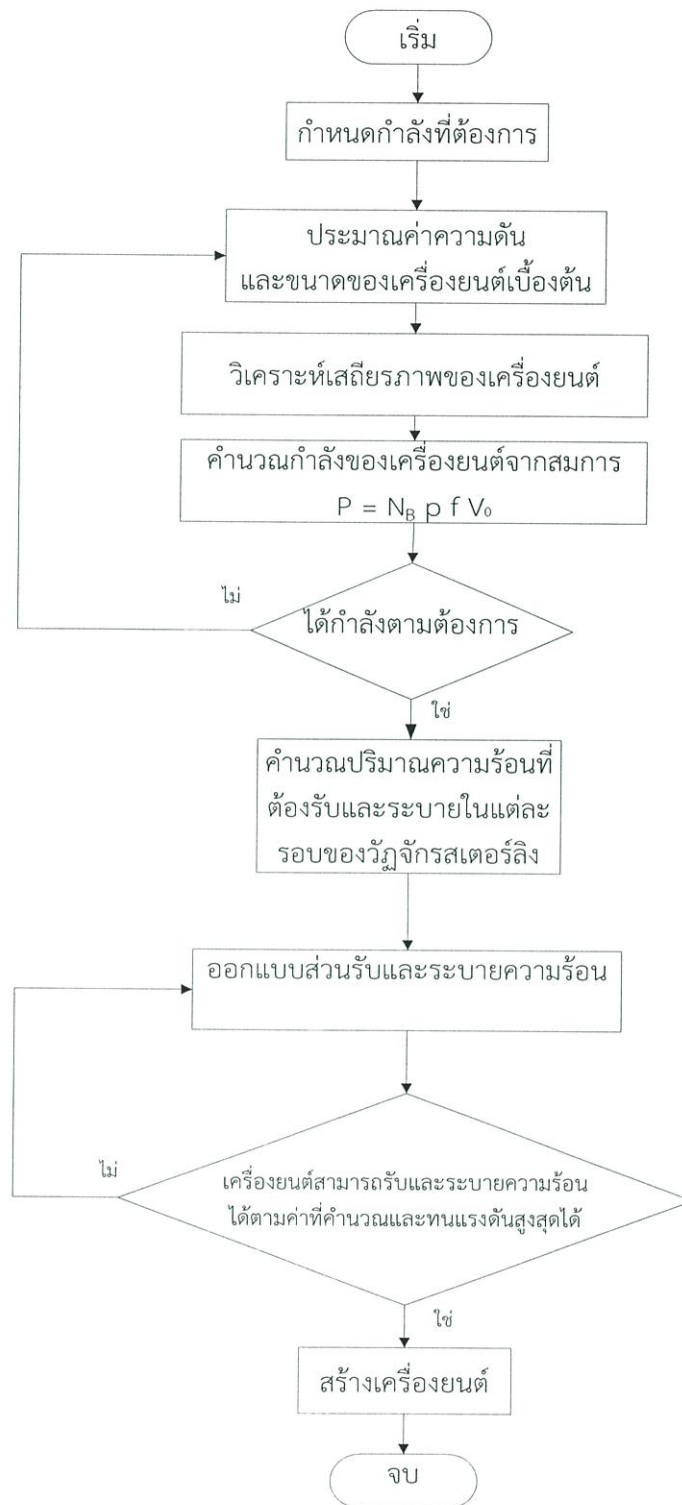
### 3.2 การออกแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระ

#### 3.2.1 การกำหนดกำลังที่ต้องการ

การออกแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้องทราบขนาดกำลังของเครื่องยนต์ที่ต้องการก่อน ซึ่งขึ้นอยู่กับว่าจะนำเครื่องยนต์ไปใช้งานอย่างไร ต้องการกำลังและความเร็วของเครื่องยนต์มากน้อยเพียงใด โดยในงานวิจัยนี้เป็นการศึกษาหลักการการทำงานเบื้องต้นของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระ จึงได้กำหนดให้กำลังที่ต้องการคือ 2 วัตต์ ที่ความดัน 1 บาร์

#### 3.2.2 การประมาณความดันของเครื่องยนต์

งานที่ได้จากการทำงานของเครื่องยนต์แต่ละรอบจะเป็นสัดส่วนโดยตรงกับช่วงของความดัน เมื่อพิจารณาช่วงของความดัน สมมติให้อัตราส่วนความดันที่ 2 เท่า หากใช้ความดันเริ่มต้นที่ 1 บาร์ ความดันสูงสุดจะมีค่าประมาณ 2 บาร์ มีช่วงความดัน 1 บาร์ แต่ถ้าเพิ่มความดันเริ่มต้นเป็น 2 บาร์ ความดันสูงสุดจะมีค่าประมาณ 4 บาร์ มีช่วงความดัน 2 บาร์ ดังนั้นการเพิ่มความดันเริ่มต้นในเครื่องยนต์จะช่วยเพิ่มงานต่อรอบโดยตรง และทำให้เครื่องยนต์มีกำลังสูงขึ้น อย่างไรก็ตามการที่จะเพิ่มความดันภายในเครื่องยนต์ต้องออกแบบชิ้นส่วนของเครื่องยนต์ให้สามารถรองรับแรงดันดังกล่าวได้ด้วย แต่ในการออกแบบเครื่องยนต์ต้นแบบในงานวิจัยนี้เป็นการศึกษาหลักการการทำงานเบื้องต้นของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระ จึงได้กำหนดให้เครื่องยนต์ทำงานที่ความดันเริ่มต้น 1 บาร์



รูปที่ 3.1 แผนผังแสดงขั้นตอนการออกแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

### 3.2.3 การประมาณขนาดของเครื่องยนต์เบื้องต้น

การบอกขนาดของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงมักจะบอกด้วยปริมาตรกวาดของลูกสูบกำลังหรือบอกด้วยขนาดของกระบอกสูบและระยะการเคลื่อนที่ของลูกสูบกำลัง โดยในการวิจัยนี้ได้กำหนดว่าปริมาตรกวาดของลูกสูบกำลังมีค่าประมาณ 40 ลูกบาศก์เซนติเมตร และจากการวิเคราะห์ตัวแปรการออกแบบในหัวข้อ 2.4

พบว่าอัตราส่วนปริมาตรกวาด ( $K$ ) ที่เหมาะสมเมื่ออัตราส่วนอุณหภูมิเท่ากับ 0.5 คือประมาณ 0.5-0.8 ดังนั้นจะสามารถหาค่าปริมาตรกวาดของลูกสูบกำลังได้จากสมการที่ 3.1

$$K = \frac{V_C}{V_E} \quad (3.1)$$

เมื่อ  $K = 0.8$  จะได้ปริมาตรกวาดของลูกสูบกำลังและของลูกสูบไต่มีค่า 40 และ 50 ลูกบาศก์เซนติเมตร ตามลำดับ

เมื่อทราบปริมาตรกวาดของลูกสูบกำลังแล้ว จะสามารถหาขนาดและระยะการเคลื่อนที่ของลูกสูบกำลังได้จากความสัมพันธ์ต่อไปนี้

- Square Engine : ระยะการเคลื่อนที่( $S_p$ ) / เส้นผ่าศูนย์กลางของลูกสูบกำลัง( $D_p$ )=1 เครื่องยนต์จะมีความเร็วปานกลาง
- Over Square Engine : ระยะการเคลื่อนที่( $S_p$ )/เส้นผ่าศูนย์กลางของลูกสูบกำลัง( $D_p$ )>1 เครื่องยนต์จะมีความเร็วต่ำ
- Under Square Engine : ระยะการเคลื่อนที่( $S_p$ )/เส้นผ่าศูนย์กลางของลูกสูบกำลัง( $D_p$ )<1 เครื่องยนต์จะมีความเร็วสูง

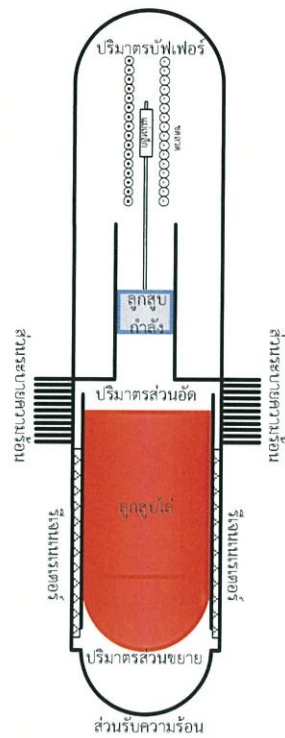
ในงานวิจัยนี้จะออกแบบให้เครื่องยนต์มีความเร็วต่ำ ดังนั้น กำหนดให้ระยะการเคลื่อนที่มากกว่าเส้นผ่าศูนย์กลางของลูกสูบ และจากสมการที่ 3.2 จะได้ว่า  $D_p=2.73$  cm และ  $S_p=6.99$  cm จึงออกแบบให้  $D_p=2.70$  cm และ  $S_p=7.00$  cm

$$V_{sp} = \frac{\pi}{4} D_p^2 S_p \quad (3.2)$$

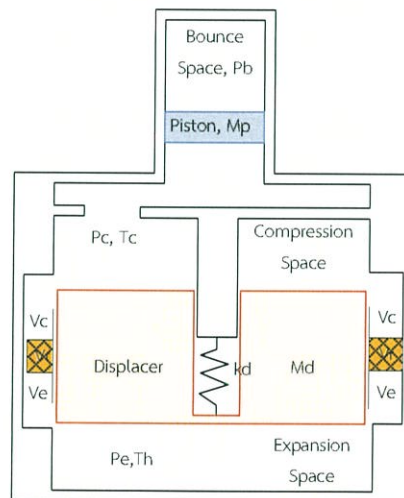
เมื่อทราบขนาดเบื้องต้นของเครื่องยนต์ที่จะทำการออกแบบแล้ว จึงทำการเขียนภาพร่างเครื่องยนต์ขึ้นมา ดังรูปที่ 3.2

### 3.2.4 การวิเคราะห์เสถียรภาพของเครื่องยนต์

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระในรูปที่ 3.2 ทำงานด้วยรูปแบบของเครื่องยนต์ความร้อน (Heat Engine) มีแก๊สที่บรรจุภายในเครื่องยนต์ทำหน้าที่เป็นสารทำงาน มีชิ้นส่วนที่เคลื่อนที่ 2 ชิ้น คือลูกสูบกำลังและลูกสูบไต่ การเคลื่อนที่ของลูกสูบทั้งสองขึ้นอยู่กับ การเปลี่ยนแปลงความดันของสารทำงานภายในเครื่องยนต์ แก๊สภายในเครื่องยนต์มีพฤติกรรมเหมือนสปริงและแดมป์ และในเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระส่วนมากจะเพิ่มสปริงกลเข้ามาเพื่อช่วยให้การเคลื่อนที่ของลูกสูบมีเสถียรภาพมากขึ้น ดังนั้นจึงสามารถวิเคราะห์ได้ว่าการเคลื่อนที่ของลูกสูบทั้งสองเป็นการสั่นแบบเสรีที่มีตัวหน่วงที่ระดับความเสรีสองชั้น (2DOF) ดังรูปที่ 3.3



รูปที่ 3.2 รูปแสดงแบบร่างเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระ

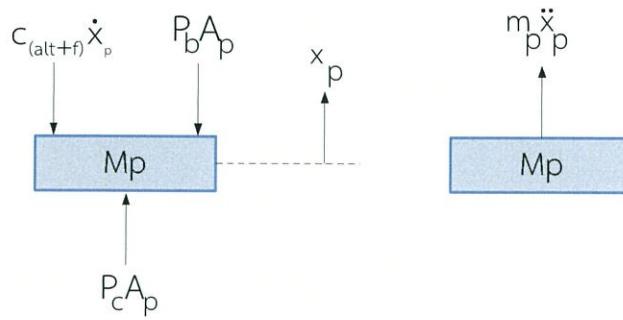


รูปที่ 3.3 รูปแสดงระบบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระ

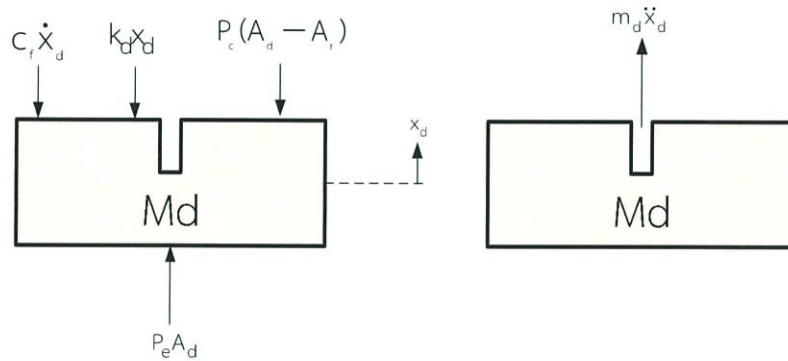
การวิเคราะห์แรงที่กระทำต่อลูกสูบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระสามารถทำได้ดังนี้

$$m_p \ddot{x}_p + (c_{alt} + c_f) \dot{x}_p + P_p A_p = P_d A_p \quad (3.3)$$

เทอมด้านซ้ายของสมการที่ 3.3 ประกอบไปด้วยแรงเนื่องจากความเร่ง, แรงเนื่องจากแดมป์ของโพลด์ แรงเนื่องจากแดมป์ของแรงเสียดทาน และแรงของแก๊สปริงเนื่องจากการเคลื่อนที่ของลูกสูบกำลัง ส่วนเทอมทางด้านขวาคือแรงของแก๊สปริงเนื่องจากการเคลื่อนที่ของลูกสูบเล็กที่มีผลต่อลูกสูบกำลัง [6]



รูปที่ 3.4 แผนภาพอิสระของลูกสูบกำลัง



รูปที่ 3.5 แผนภาพอิสระของลูกสูบไล่

เมื่อทำการวิเคราะห์แผนผังอิสระ (FBD) ของลูกสูบทั้งสองดังรูปที่ 3.4 และ 3.5 และจากสมการที่ 3.3 จะได้สมการการเคลื่อนที่ดังนี้

$$(P_c + P_{cd} - P_b)A_p - C_{alt+fp} \dot{x}_p = m_p \ddot{x}_p \quad (3.4)$$

$$(P_e - P_c + P_{cp})A_d + (P_c + P_{cp})A_r - k_d x_d - C_f \dot{x}_d = m_d \ddot{x}_d \quad (3.5)$$

เมื่อเทียบสัมประสิทธิ์ของสมการที่ 3.4 และ 3.5 กับสมการที่ 2.40 จะได้ว่า

$$S_{pp} = -\frac{A_p^2}{m_p} P_{mean} \left( \frac{1}{T_c S} + \frac{\gamma}{V_b} \right) \quad (3.6)$$

$$S_{pd} = -\frac{A_p A_d}{m_p S} P_{mean} \left( \frac{1}{T_h} - \frac{1}{T_c} \left( 1 - \frac{A_r}{A_d} \right) \right) \quad (3.7)$$

$$S_{dp} = -\frac{A_d A_r P_{mean}}{m_d T_c S} \quad (3.8)$$

$$S_{dd} = -\frac{A_r P_{mean}}{m_d} \left( \frac{A_d}{T_h S} - \frac{A_d - A_r}{T_c S} \right) - \frac{k_d}{m_d} \quad (3.9)$$

$$D_{pp} = -\frac{C_{alt} + C_{fp}}{m_p} \quad (3.10)$$

$$D_{pd} = 0 \quad (3.11)$$

$$D_{dp} = -(A_d - A_r) \left[ c_c + (\mu C_L L / d_h^2)_r \left( \frac{T_h - T_k}{T_k \ln(T_h / T_k)} \right) \right] \quad (3.12)$$

$$D_{dd} = c_c (A_d - A_r) + c_h A_d + (\mu C_L L / d_h^2)_r \left( \frac{A_d}{T_h} + \frac{A_d - A_r}{T_k} \right) \left( \frac{T_h - T_k}{\ln(T_h / T_k)} \right) \quad (3.13)$$

เมื่อ 
$$S = \frac{V_c}{T_c} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_e}{T_h} \quad (3.14)$$

สมการ 2.41 ซึ่งอยู่ในรูป  $\dot{x} = Ax$  จะมีรากตามสมการโพลิโนเมียลต่อไปนี้ [16]

$$G(r) = r^4 + ar^3 + br^2 + cr + d \quad (3.15)$$

ระบบมวล-สปริง-แดมป์ ของเครื่องยนต์จะเคลื่อนที่อย่างมีเสถียรภาพเมื่อรากของสมการที่ 3.15 เป็นจำนวนจินตภาพสองค่า และเป็นจำนวนจริงลบสองค่า [17] ดังรูปที่ 2.18

การวิเคราะห์เสถียรภาพของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระในหัวข้อนี้ จะอธิบายขั้นตอนการคำนวณที่ความดันเริ่มต้น 1 บาร์ ซึ่งข้อมูลต่างๆของเครื่องยนต์และตัวแปรที่ต้องการทราบค่าแสดงในตารางที่ 3.1 ส่วนผลการวิเคราะห์ที่ความดันอื่นๆแสดงไว้ในตารางที่ 4.1 เมื่อทำการสร้างขึ้นส่วนของเครื่องยนต์แล้ว ตัวแปรด้านขนาดของเครื่องยนต์จะไม่สามารถปรับเปลี่ยนได้ มีเพียงตัวแปรที่ต้องการทราบค่า 5 ตัว ประกอบด้วย อุณหภูมิสารทำงานด้านร้อน, ค่าคงที่สปริงของลูกสูบไล่, สัมประสิทธิ์แดมป์เนื่องจากไหลของลูกสูบกำลัง, มวลของลูกสูบกำลังและมวลของลูกสูบไล่ ที่สามารถปรับเปลี่ยนค่าได้ ดังนั้นในขั้นตอนการทดสอบเครื่องยนต์จะมีการเปลี่ยนแปลงค่าตัวแปรดังกล่าวให้ตรงตามค่าที่คำนวณได้

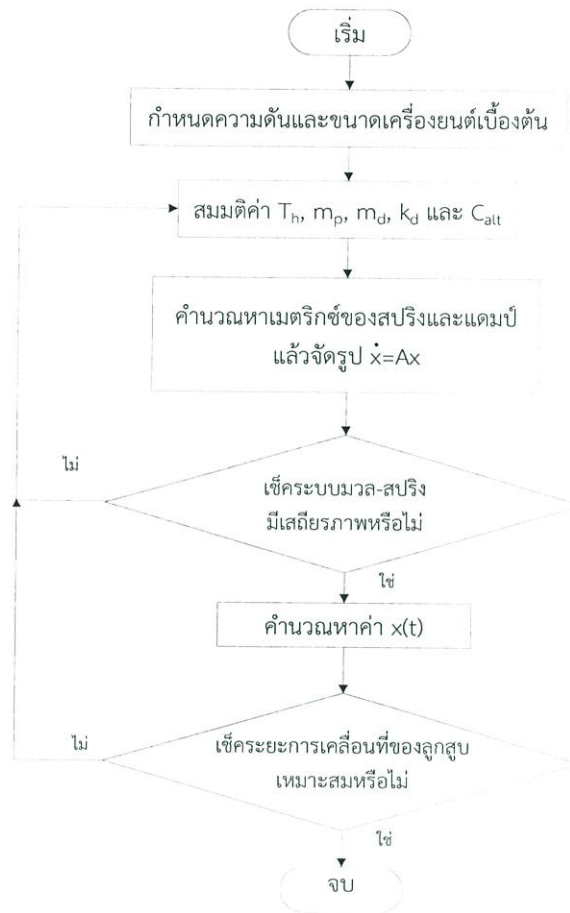
ในการวิเคราะห์เสถียรภาพของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระในงานวิจัยนี้ ได้ใช้สมมติฐานของซมิดท์มาวิเคราะห์วัฏจักรการทำงานของเครื่องยนต์ วิเคราะห์สภาวะการทำงานที่ทำให้เครื่องยนต์ทำงานได้อย่างมีเสถียรภาพด้วยวิธีการหาช่วงเสถียรภาพของราท์-เฮอร์วิทซ์ (Routh-Hurwitz stability method) และหาตัวแปรที่ต้องการทราบค่าด้วยวิธีการทำซ้ำ ซึ่งมีขั้นตอนตามแผนผังดังรูปที่ 3.6 โดยมีตัวแปรที่เกี่ยวข้องในการวิเคราะห์ดังนี้

- ตัวแปรต้น : ความดันเริ่มต้นของเครื่องยนต์
- ตัวแปรตาม : อุณหภูมิสารทำงานด้านร้อน
  - : ค่าคงที่สปริงของลูกสูบไล่
  - : สัมประสิทธิ์แดมป์เนื่องจากไหลของลูกสูบกำลัง
  - : มวลของลูกสูบกำลัง
  - : มวลของลูกสูบไล่
- ตัวแปรควบคุม : ระยะเวลาเคลื่อนที่สูงที่สุดของลูกสูบกำลังต้องไม่เกิน 7 cm
  - : เครื่องยนต์มีสภาวะการทำงานที่มีเสถียรภาพ

ตารางที่ 3.1 ข้อมูลที่ใช้วิเคราะห์เสถียรภาพของเครื่องยนต์ที่ความดันเริ่มต้น 1 บาร์

ข้อมูลของสารทำงาน	
สารทำงาน	อากาศ
ความดันเริ่มต้น	1 bar
ค่าคงที่ของสารทำงาน, $R$	286.9 J/kg-K
ค่าคงที่ไอเซนโทรปิก, $\gamma$	1.4
ความหนืดเชิงจลน์, $\mu$	$2.16 \times 10^{-5}$ N-s/m <sup>2</sup>
อุณหภูมิสารทำงานด้านเย็น, $T_c$	323 K
ข้อมูลด้านขนาดของเครื่องยนต์	
เส้นผ่าศูนย์กลางของลูกสูบกำลัง, $D_p$	2.7 cm
ระยะการเคลื่อนที่สูงสุดของลูกสูบกำลัง, $S_p$	7.0 cm
เส้นผ่าศูนย์กลางของลูกสูบไล่, $D_d$	4.8 cm
ระยะการเคลื่อนที่สูงสุดของลูกสูบไล่, $S_d$	2.7 cm
เส้นผ่าศูนย์กลางของแกนลูกสูบไล่, $D_r$	0.5 cm
ตัวแปรตามที่ต้องการทราบค่า	
อุณหภูมิสารทำงานด้านร้อน	$T_c$
มวลของลูกสูบกำลัง	$m_p$
มวลของลูกสูบไล่	$m_d$
ค่าคงที่สปริงลูกสูบไล่	$k_d$
สัมประสิทธิ์แดมป์เนื่องจากไหล	$C_{alt}$
ค่าเริ่มต้น (Initial Condition)	
ระยะของลูกสูบกำลัง	0 cm
ระยะของลูกสูบไล่	3.5 cm
ความเร็วของลูกสูบกำลัง	0 m/s
ความเร็วของลูกสูบไล่	0 m/s

ตารางที่ 3.1 แสดงข้อมูลที่ใช้ในการวิเคราะห์เสถียรภาพของเครื่องยนต์ที่ความดันเริ่มต้น 1 บาร์ เมื่อทำการวิเคราะห์ตามขั้นตอนในแผนผังรูปที่ 3.6 แล้ว ค่าตัวแปรตามที่ต้องการหาที่ค่าที่ทำให้เครื่องยนต์ทำงานได้อย่างมีเสถียรภาพมีค่าดังนี้ อุณหภูมิสารทำงานด้านร้อนและด้านเย็น 455 และ 323 เคลวิน ตามลำดับ, ค่าคงที่สปริงของลูกสูบไล่ 302 นิวตันต่อเมตร, สัมประสิทธิ์แดมป์เนื่องจากไหลของลูกสูบกำลัง 0.32 นิวตัน-วินาทีต่อเมตร, มวลของลูกสูบกำลังและมวลของลูกสูบไล่ 145 และ 162 กรัม ตามลำดับ เมื่อนำค่าตัวแปรดังกล่าวแทนในสมการที่ 3.6-3.14 จะได้ สมการที่ 2.39 ดังสมการที่ 3.16



รูปที่ 3.6 แผนผังแสดงขั้นตอนการวิเคราะห์เสถียรภาพของเครื่องยนต์

$$\begin{bmatrix} \ddot{x}_p \\ \ddot{x}_d \\ \dot{x}_p \\ \dot{x}_d \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -32.40 & 0 & -515.5 & 5158.5 \\ -66.00 & -195.50 & -1069.8 & 2616.8 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_p \\ \dot{x}_d \\ x_p \\ x_d \end{bmatrix} \quad (3.16)$$

สมการที่ 3.16 อยู่ในรูป  $\dot{x} = Ax$  โดยที่ eigenvector,  $[n]$  และ eigenvalue,  $[r]$  ของเมทริกซ์  $[A]$  เป็นดังนี้

$$[A] = \begin{bmatrix} -32.40 & 0 & -515.5 & 5158.5 \\ -66.00 & -195.50 & -1069.8 & 2616.8 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$[n] = \begin{bmatrix} 0.1280 & 0.9518 & 0.9518 & -0.9954 \\ 0.9918 & -0.1937 + 0.2364i & -0.1937 - 0.2364i & 0.0517 \\ -0.0006 & 0.0000 - 0.0241i & 0.0000 + 0.0241i & 0.0805 \\ -0.0046 & 0.0060 + 0.0049i & 0.0060 - 0.0049i & 0.0042 \end{bmatrix}$$

$$[r] = \begin{bmatrix} -215.52 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 39.56i & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -39.56i & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -12.36 \end{bmatrix}$$

คำตอบทั่วไปของสมการ  $\dot{x} = Ax$  คือ

$$x(t) = c_1 e^{r_1 t} \cdot n_1 + c_2 e^{r_2 t} \cdot n_2 + c_3 e^{r_3 t} \cdot n_3 + c_4 e^{r_4 t} \cdot n_4 \quad (3.17)$$

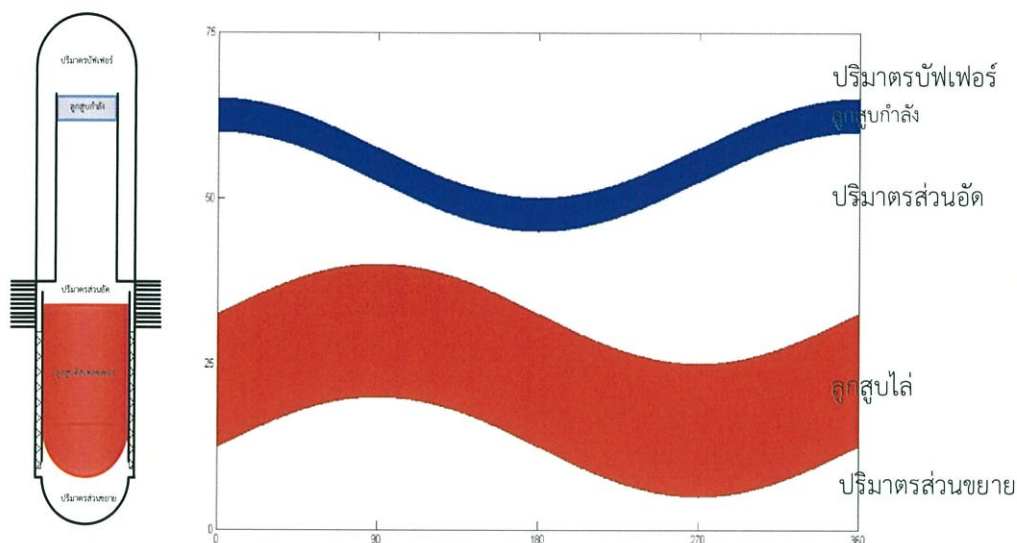
เมื่อ  $r_1 = -215.52$ ,  $r_2 = 39.56i$ ,  $r_3 = -39.56i$ ,  $r_4 = -12.36$

$$n_1 = \begin{bmatrix} 0.1280 \\ 0.9918 \\ -0.0006 \\ -0.0046 \end{bmatrix}, n_2 = \begin{bmatrix} 0.9518 \\ -0.1937 + 0.2364i \\ 0.0000 - 0.0241i \\ 0.0060 + 0.0049i \end{bmatrix}, n_3 = \begin{bmatrix} 0.9518 \\ -0.1937 - 0.2364i \\ 0.0000 + 0.0241i \\ 0.0060 - 0.0049i \end{bmatrix}, n_4 = \begin{bmatrix} -0.9954 \\ 0.0517 \\ 0.0805 \\ 0.0042 \end{bmatrix}$$

จะเห็นได้ว่ารากของสมการที่ 2.42 เป็นจำนวนจริงลบสองค่า และจำนวนจินตภาพสองค่า ( $r_1 = -215.52$ ,  $r_2 = 39.56i$ ,  $r_3 = -39.56i$ ,  $r_4 = -12.36$ ) แสดงว่าเป็นสภาวะที่เครื่องยนต์ทำงานอย่างมีเสถียรภาพ และจากสมการที่ 2.52 จะสามารถหาความถี่ของเครื่องยนต์ได้ 6.29 เฮิร์ต และเมื่อแทนค่าเริ่มต้นจากตารางที่ 3.1 จะทราบว่าระยะการเคลื่อนที่สูงสุดของลูกสูบกำลังและลูกสูบไต่คือ 6.57 cm และ 2.60 cm ตามลำดับ จากค่าที่คำนวณได้จะสามารถวิเคราะห์ปริมาตรส่วนต่างๆของเครื่องยนต์ รวมทั้งปริมาตรกวาดของลูกสูบกำลังได้ดังรูปที่ 3.7

### 3.2.5 การประมาณกำลังของเครื่องยนต์

เมื่อทราบอุณหภูมิของสารทำงาน, ความดันเฉลี่ย, ปริมาตรกวาดของลูกสูบกำลัง และความเร็วของเครื่องยนต์แล้ว เราจะสามารถประมาณกำลังของเครื่องยนต์ได้จากสูตรต่างๆ ในหัวข้อ 2.3 โดยการประมาณกำลังของเครื่องยนต์ที่ได้จากสูตรของซิมิตซ์, เวสท์ และมาตินี้ จะได้ออกมาเป็นงานต่อรอบ เมื่อนำคูณกับความถี่ของเครื่องยนต์จะได้กำลังในหน่วยวัตต์ ส่วนสูตรของเบลล์และสูตรความดันเฉลี่ยจะได้กำลังในหน่วยวัตต์ โดยผลจากการประมาณกำลังเครื่องยนต์ด้วยสูตรต่างๆ ที่ความดันเริ่มต้น 1 บาร์ แสดงในตารางที่ 3.2



รูปที่ 3.7 กราฟแสดงปริมาตรส่วนต่างๆของเครื่องยนต์

ตารางที่ 3.2 ตารางแสดงผลการประมาณกำลังของเครื่องยนต์ด้วยสูตรต่างๆ

สูตรการประมาณกำลัง	งานต่อรอบ (J/cyL)	กำลัง (W)
خميدث	1.18	7.42*
เวสต์	0.98	6.16*
มาตินี	0.41	2.60*
เบลล์	-	2.81
ความดันเฉลี่ย	-	3.63

\* คิดที่ความถี่ 6.29 Hz

จากตารางที่ 3.2 พบว่าค่าที่ได้จากสูตรการประมาณกำลังต่างๆ มีค่าต่างกัน แต่ในการประมาณกำลังของเครื่องยนต์จะถือเอาสูตรของเบลล์และสูตรความดันเฉลี่ยเป็นหลัก เนื่องจากการประมาณจากการทดลองจริง ซึ่งจะได้ค่าประมาณที่ใกล้เคียงผลการทดลองจริงมากที่สุด

นอกจากนี้แล้ว เมื่อทราบอุณหภูมิด้านร้อนและด้านเย็นของเครื่องยนต์จากการวิเคราะห์เสถียรภาพของเครื่องยนต์ คือ 455 และ 323 K ตามลำดับ จะสามารถหาประสิทธิภาพคาร์โนต์ได้ 29.01%

### 3.2.6 การคำนวณวัฏจักรสเตอร์ลิงตามสมมติฐานของخميدث

การคำนวณวัฏจักรของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบخميدثสามารถใช้สมการในหัวข้อที่ 2.2.4 คำนวณหาค่าความดันขณะใดๆของเครื่องยนต์และค่าความดันสูงสุดจากสามารถได้จากสมการที่ 2.22 เมื่อทำการจำลองสภาวะการทำงานของเครื่องยนต์ด้วยสมการดังกล่าว จะสามารถหาค่าความดันสูงสุดและต่ำสุดภายในเครื่องยนต์ และปริมาณความร้อนที่เครื่องยนต์ต้องรับเข้าและระบายออกได้ โดยในหัวข้อนี้จะแสดงเฉพาะความดันเริ่มต้น 5 บาร์ เนื่องจากมีจุดประสงค์การออกแบบให้เครื่องยนต์สามารถทนแรงดันสูงสุดของ

การทำงานที่ความดันเริ่มต้น 5 บาร์ ซึ่งมีข้อมูลที่ใช้ในการคำนวณแสดงในตารางที่ 3.3 ส่วนผลการคำนวณที่ความดันอื่นๆ แสดงในตารางที่ 4.2

ตารางที่ 3.3 ตารางแสดงข้อมูลเบื้องต้นที่ใช้ในการคำนวณวัฏจักรสเตอร์ลิงตามสมมติฐานของซมิดท์

ความดันเริ่มต้น	5 bar
อุณหภูมิของสารทำงานที่ด้านร้อน, $T_{\infty h}$	650 K
อุณหภูมิของสารทำงานที่ด้านเย็น, $T_{\infty c}$	323 K
ปริมาตรกวาดด้านอัด, $V_c$	$3.74 \times 10^{-5} \text{ m}^3$
ปริมาตรกวาดด้านขยาย, $V_e$	$4.78 \times 10^{-5} \text{ m}^3$
ปริมาตรตายด้านอัด, $V_{dc}$	$9.20 \times 10^{-6} \text{ m}^3$
ปริมาตรตายด้านขยาย, $V_{de}$	$9.20 \times 10^{-6} \text{ m}^3$
ปริมาตรรีเจนเนเรเตอร์, $V_r$	$9.20 \times 10^{-6} \text{ m}^3$
ค่าคงที่สารทำงานในเครื่องยนต์(อากาศ), R	287 J/Kg-K

จากการจำลองสภาวะการทำงานของเครื่องยนต์ด้วยสมมติฐานของซมิดท์ พบว่าความดันสูงสุดและต่ำสุดภายในเครื่องยนต์เท่ากับ 14.17 และ 6.14 bar ตามลำดับ ซึ่งเราจะนำค่าความดันสูงสุดและต่ำสุดนี้ไปวิเคราะห์ความแข็งแรงของชิ้นส่วนต่างๆ ของเครื่องยนต์ต่อไป

### 3.2.7 การออกแบบส่วนรับความร้อน

สิ่งแรกที่ต้องคำนึงถึงในการออกแบบส่วนรับความร้อนคือความแข็งแรง เพราะส่วนรับความร้อนนี้มีสภาวะการทำงานที่อุณหภูมิและความดันสูง ในขณะที่เดียวกันส่วนนี้ต้องถ่ายเทความร้อนได้ดี นั่นหมายความว่าต้องออกแบบให้ส่วนรับความร้อนนี้บางที่สุดเท่าที่จะรับความดันสูงสุดของเครื่องยนต์ได้

#### 3.2.7.1 การวิเคราะห์ความแข็งแรงของส่วนรับความร้อน

ในการออกแบบชิ้นส่วนที่ทำหน้าที่ถ่ายเทความร้อน เราต้องคำนึงถึงคุณสมบัติด้านการถ่ายเทความร้อนร่วมกับคุณสมบัติด้านความแข็งแรงด้วย ดังนั้นการออกแบบส่วนรับความร้อนของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้องเลือกใช้วัสดุที่มีความแข็งแรงแม้ในสภาวะที่อุณหภูมิสูง จึงทำให้สแตนเลสเป็นวัสดุที่ถูกนำมาใช้เป็นส่วนรับความร้อนของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบอย่างแพร่หลาย

การออกแบบเครื่องยนต์ต้องหลีกเลี่ยงจุดที่มีความเข้มข้นของความเค้น (stress raisers) ซึ่งเป็นพื้นที่ที่มีการเปลี่ยนแปลงรูปร่างอย่างกะทันหัน เช่น มุม เหลี่ยม เป็นต้น ซึ่งจะทำให้ความเค้นเพิ่มขึ้นมากกว่าค่าเฉลี่ยหลายเท่าตัว นำไปสู่การเปลี่ยนรูปและทำให้ชิ้นส่วนของเครื่องยนต์เสียหาย การลดจุดที่มีความเข้มข้นของความเค้นทำได้โดยการทำมุมให้โค้ง (rounded corner) หรือ ฟิลเลท (fillet) ในส่วนที่มีการเปลี่ยนแปลงรูปร่างอย่างทันที นั่นเป็นเหตุผลว่าทำไมส่วนรับความร้อนของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงส่วนมากมีลักษณะโค้งหรือเป็นรูปโดมมากกว่าเป็นแบบเรียบตรง และการออกแบบลูกสูบที่อยู่ภายในกระบอกสูบก็ต้องมีรูปร่างโค้งหรือโดมตาม

กระบอกสูบด้วย เพื่อเป็นการลดช่องว่างที่ลูกสูบเข้าไม่ถึง (dead volume) เพราะการออกแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้องออกแบบให้มีปริมาตรตายน้อยที่สุดเท่าที่จะเป็นไปได้ [7] นอกจากนี้การออกแบบส่วนรับความร้อนแบบโดม เหมาะสำหรับเครื่องยนต์ที่มีขนาดเล็ก (กำลังน้อยกว่า 1 กิโลวัตต์) [5] ซึ่งจะทำให้เครื่องยนต์มีขนาดเล็กกะทัดรัด ง่ายต่อการออกแบบและสร้าง ทำให้ต้นทุนการสร้างมีราคาถูก ต่างจากส่วนรับความร้อนแบบท่อที่มีความซับซ้อนในการออกแบบ และการสร้างต้องใช้ต้นทุนสูง

ดังนั้นการออกแบบส่วนรับความร้อนของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบในงานวิจัยนี้ จึงเลือกใช้สแตนเลส AISI 304L และออกแบบเป็นโดมดังรูปที่ 3.8

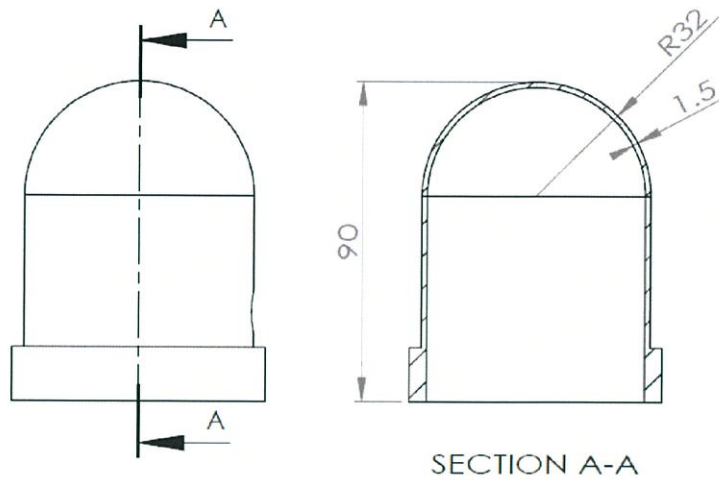
การออกแบบให้ส่วนรับความร้อนควรมีผนังบางที่สุด เพื่อให้ถ่ายเทความร้อนได้ดีที่สุด และค่าความเค้นไม่เกินความเค้นที่วัสดุจะรับได้ โดยข้อมูลในการออกแบบส่วนรับความร้อนแสดงในตารางที่ 3.4

เนื่องจากส่วนรับความร้อนของเครื่องยนต์ต้นแบบที่ออกแบบมีทั้งส่วนที่เป็นทรงกระบอกและทรงกลม ดังนั้นการออกแบบต้องคำนึงถึงความแข็งแรงของทั้งสองส่วน เมื่อพิจารณาว่าส่วนรับความร้อนเป็นถึงที่บรรจุความดันซึ่งเปลี่ยนแปลงจาก 6.14 และ 14.17 บาร์ จะพบว่าส่วนที่เป็นทรงกระบอกต้องรับความเค้นทั้งแนวตั้งฉากและแนวแกน และส่วนเป็นโดมก็ต้องรับความเค้นเช่นกัน จากสมการที่ 2.80-2.82 ทำให้เราทราบว่าความเค้นแนวเส้นรอบวงจะมีค่าสูงสุดคือ  $\sigma_t = pr / t$  และต้องรับโหลดแบบกระทำซ้ำซึ่งเกิดจากการเปลี่ยนแปลงความดันในแต่ละรอบของเครื่องยนต์

ตารางที่ 3.4 ตารางแสดงข้อมูลที่ใช้ในการวิเคราะห์ความแข็งแรงของส่วนรับความร้อน

เส้นผ่าศูนย์กลางเฉลี่ย, D	60 mm
ความดันสูงสุด, $P_{max}$	1.436 MPa(14.17บาร์)
ความดันต่ำสุด, $P_{min}$	0.622 MPa(6.14บาร์)
ค่าเผื่อความปลอดภัย, N	3
คุณสมบัติของ AISI304L ที่ 700K	
ความเค้นวิกฤติ, $\sigma_y$	130 MPa
ความเค้นสูงสุด, $\sigma_u$	455 MPa
ขีดจำกัดความทนทาน, $\sigma'_n$ (35% ของ $\sigma_y$ )	160 MPa
ตัวประกอบของผิววัสดุ (ขีดมัน), $k_s$	1
ตัวประกอบของขนาด (สมมติความหนา <8 mm), $k_b$	1
ตัวประกอบของแรง (แรงตัด), $k_c$	1
ความเค้นหนาแน่น (ไม่มีความเค้นหนาแน่น), $K_f$	1

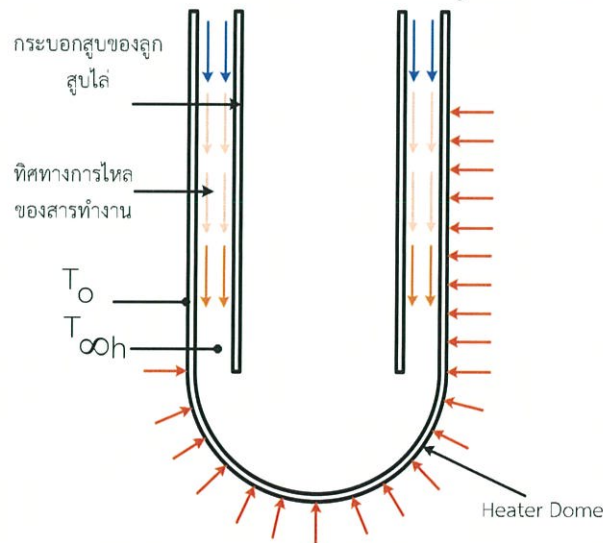
จากข้อมูลในตารางที่ 3.4 และสมการที่ 2.80 และ 2.84 จะสามารถคำนวณได้ว่า ส่วนรับความร้อนต้องมีความหนาน้อยกว่า 1.004 mm ดังนั้นเราจึงออกแบบให้ส่วนรับความร้อนหนา 1.5 mm และทำการวาดแบบดังรูปที่ 3.8



รูปที่ 3.8 รูปแสดงแบบของส่วนรับความร้อน

### 3.2.7.2 การวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนของส่วนรับความร้อน

จากการวิเคราะห์สเก็ชภาพของเครื่องยนต์เมื่อเครื่องยนต์ทำงานที่ความดันเริ่มต้น 1 บาร์ พบว่า สารทำงานที่ด้านร้อนของเครื่องยนต์ต้องมีอุณหภูมิ 455 K และเมื่อจำลองสภาวะการทำงานของเครื่องยนต์ ด้วยสมการของชมิทท์ทำให้เราทราบว่าต้องออกแบบส่วนรับความร้อนให้สามารถถ่ายเทความร้อนได้ 44.10 วัตต์ ดังนั้นจึงต้องออกแบบให้ส่วนรับความร้อนถ่ายเทสู่สารทำงานได้เพียงพอ โดยในการวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนของส่วนรับความร้อนจะพิจารณาเป็นการให้ความร้อนแบบปลั๊กความร้อนคงที่ตลอดผิวของส่วนรับความร้อนและสารทำงานไหลภายในท่อวงแหวน (Annular) ดังรูปที่ 3.9 เพราะอากาศที่ถูกลูกสูบไล่ไปรับความร้อนจะต้องวิ่งผ่านช่องรีเจนเนอเรเตอร์ซึ่งเป็นท่อวงแหวน โดยมีข้อมูลในการวิเคราะห์ดังตารางที่ 3.5



รูปที่ 3.9 รูปแสดงการถ่ายเทความร้อนจากผิวนอกของโดมสู่สารทำงาน

ตารางที่ 3.5 ตารางแสดงข้อมูลที่ใช้ในการวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนของส่วนรับความร้อน

ความเร็วของอากาศ, $V$	1.24 m/s
อุณหภูมิของสารทำงานเฉลี่ยที่ด้านร้อน, $T_{\infty h}$	450 K
ความดันเริ่มต้น, $P_{ch}$	1 bar
คุณสมบัติของอากาศ ที่ 450 K	
สัมประสิทธิ์การนำความร้อน, $k_{\infty h}$	0.0373 W/m-K
ความหนืดจลน์, $\mu$	$2.51 \times 10^{-5}$ Kg/m-s
ความหนาแน่นของอากาศ, $\rho$	$0.7740 \text{ Kg/m}^3$
Prandtl number, Pr	0.686
สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของวัสดุ ที่ 475K, $k_{304L}$	17.57 W/m-K
เส้นผ่าศูนย์กลางภายนอกของช่องรีเจนเนเรเตอร์, $D_o$	60.5 mm
เส้นผ่าศูนย์กลางภายในของช่องรีเจนเนเรเตอร์, $D_i$	50.5 mm
เส้นผ่าศูนย์กลางไฮดรอลิกของช่องรีเจนเนเรเตอร์, $D_h$	10.0 mm

การคำนวณเริ่มจากการหาค่าเรโนลด์ นัมเบอร์ (Renold Number) จากสมการ 2.75 หาค่านัสซัล (Nussel Number) และสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของอากาศ (h) ได้จากสมการที่ 2.76-2.77 และหาค่าอุณหภูมิผิวของโดมได้จากสมการ 2.73 จะได้ค่าอุณหภูมิผิวของโดม ( $T_o$ ) เท่ากับ 478 K (205 °C) ดังนั้น การให้ความร้อนแก่เครื่องยนต์ต้องทำให้ผิวของโดมมีอุณหภูมิอย่างน้อย 478 K เพื่อที่จะทำให้ความร้อนถ่ายเทสู่สารทำงานได้อย่างเพียงพอ

อย่างไรก็ตามในหัวข้อนี้ได้อธิบายการวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนเมื่อเครื่องยนต์ทำงานที่ความดันเริ่มต้น 1 บาร์เท่านั้น ส่วนผลการวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนที่ค่าความดันเริ่มต้นอื่นๆ แสดงไว้ในตารางที่ 4.3

### 3.2.8 การออกแบบส่วนระบายความร้อน

การออกแบบส่วนระบายความร้อนมีขั้นตอนการออกแบบที่คล้ายกับการออกแบบส่วนรับความร้อน คือต้องคำนึงถึงความแข็งแรงเป็นอันดับแรก และต้องถ่ายเทความร้อนได้ดี เพียงแต่ส่วนระบายความร้อนจะทำงานที่อุณหภูมิต่ำ จึงประมาณได้ว่าส่วนระบายความร้อนทำงานที่อุณหภูมิต่ำ

#### 3.2.8.1 การวิเคราะห์ความแข็งแรงของส่วนระบายความร้อน

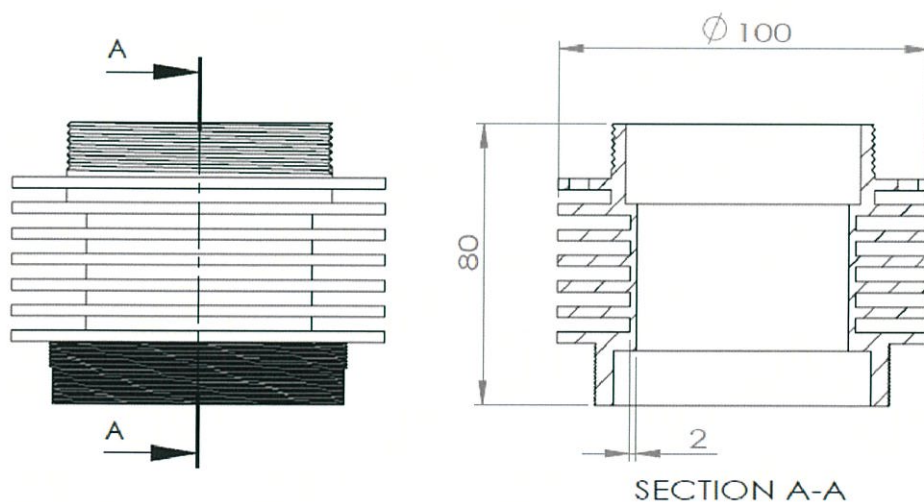
เนื่องจากส่วนระบายความร้อนของเครื่องยนต์ต้นแบบที่ออกแบบมีลักษณะเป็นทรงกระบอก ที่บรรจุความดันซึ่งเปลี่ยนแปลงจาก 6.14 และ 14.17 บาร์ จะพบว่าส่วนที่เป็นทรงกระบอกต้องรับความเค้นทั้งแนวตั้งฉากและแนวแกน จากสมการที่ 2.82 และ 2.83 ทำให้เราทราบว่าความเค้นแนวตั้งฉากจะมีค่าสูงสุดคือ  $\sigma_r = pr/t$  ดังนั้นเราต้องออกแบบให้ค่าความเค้นนี้ไม่เกินความเค้นที่วัสดุจะรับได้

การออกแบบให้ส่วนระบายความร้อนควรมีผนังบางที่สุด เพื่อให้ถ่ายเทความร้อนได้ดี และค่าความเค้นไม่เกินความเค้นที่วัสดุจะรับได้ โดยข้อมูลในการออกแบบส่วนระบายความร้อนแสดงในตารางที่ 3.6

ตารางที่ 3.6 ตารางแสดงข้อมูลที่ใช้ในการวิเคราะห์ความแข็งแรงของส่วนระบายความร้อน

เส้นผ่าศูนย์กลางเฉลี่ย, D	60 mm
ความดันสูงสุด, $P_{max}$	1.436 MPa(14.17บาร์)
ความดันต่ำสุด, $P_{min}$	0.622 Mpa(6.14บาร์)
ความความปลอดภัย, N	3
คุณสมบัติของ AL6061	
ความเค้นวิกฤติ, $\sigma_y$	275 Mpa
ความเค้นสูงสุด, $\sigma_u$	310 Mpa
ขีดจำกัดความทนทาน, $S_n$	130 Mpa
ตัวประกอบของผิววัสดุ (ขัดมัน), $k_s$	1
ตัวประกอบของขนาด (สมมติความหนา <8 mm), $k_b$	1
ตัวประกอบของแรง (แรงดัด), $k_c$	1
ความเค้นหนาแน่น (ไม่มีความเค้นหนาแน่น), $K_f$	1

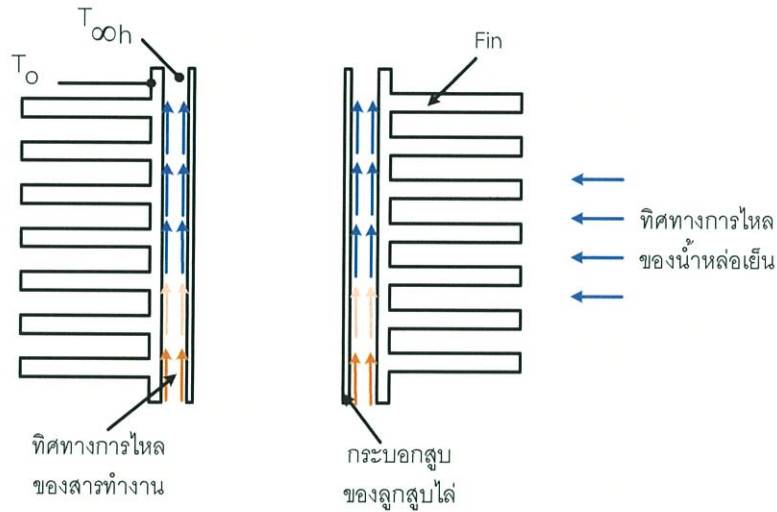
จากข้อมูลในตารางที่ 3.6 และสมการที่ 2.80-2.82 จะได้ว่า จากการคำนวณพบว่าส่วนระบายความร้อนต้องมีความหนาน้อยกว่า 1.075 mm ดังนั้นเราจึงออกแบบให้ส่วนระบายความร้อนหนา 2 mm และทำการวาดแบบดังรูปที่ 3.10



รูปที่ 3.10 รูปแสดงแบบของส่วนระบายความร้อน

### 3.2.8.2 การวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนของส่วนระบายความร้อน

การวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนจะพิจารณาว่าสารทำงานภายในเครื่องยนต์ไหลในท่อวงแหวน และมีน้ำหล่อเย็นไหลผ่านส่วนระบายความร้อนซึ่งเป็นทรงกระบอกที่มีฟินวงแหวน ดังรูปที่ 3.11 จากการวิเคราะห์สเถียรภาพของเครื่องยนต์ พบว่าสารทำงานที่ด้านเย็นของเครื่องยนต์จะต้องมีอุณหภูมิ 323 K และจากการจำลองสภาวะการทำงานของเครื่องยนต์ด้วยสมมติฐานของชนิดที่ความดันเริ่มต้น 1 บาร์ รวมกับการถ่ายเทความร้อนโดยลูกสูบไล่ ทำให้ทราบว่าต้องออกแบบส่วนระบายความร้อนให้สามารถถ่ายเทความร้อนออกได้ 36.66 วัตต์



รูปที่ 3.11 รูปแสดงการถ่ายเทความร้อนของส่วนระบายความร้อน

โดยในการวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนของส่วนระบายความร้อนจะพิจารณาว่าผนังของส่วนรับความร้อนเป็นผนังบาง ผิวของฟินถูกหล่อเย็นด้วยน้ำจึงประมาณว่าอุณหภูมิของผนัง ( $T_o$ ) มีค่าคงที่ และสารทำงานไหลภายในท่อวงแหวน (Annular) ดังรูปที่ 3.11 เพราะอากาศที่ถูกลูกสูบไล่ไประบายความร้อนจะต้องวิ่งผ่านช่องรีเจนเนเรเตอร์ซึ่งเป็นท่อวงแหวน โดยมีข้อมูลในการวิเคราะห์ดังตารางที่ 3.7

การคำนวณเริ่มจากการหาค่าเรโนลด์ นัมเบอร์ (Reynold Number) จากสมการ 2.75 เพื่อตรวจสอบว่าการไหลของสารทำงานในเครื่องยนต์เป็นแบบราบเรียบ (Laminar) หรือแบบปั่นป่วน (Turbulent) เมื่อแทนค่าจากตารางในสมการดังกล่าว จะได้ว่าค่าเรโนลด์ นัมเบอร์ = 2075 แสดงว่าการไหลช่วงเปลี่ยนจากราบเรียบเป็นปั่นป่วน จึงได้ประมาณว่าการไหลเป็นแบบปั่นป่วน ดังนั้นค่านัสซัล (Nusselt Number) และสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของอากาศ ( $h$ ) สามารถหาได้จากสมการ 2.76 และ 2.78 และจากสมการการถ่ายเทความร้อนเมื่ออุณหภูมิผิวคงที่ พบว่าเมื่ออุณหภูมิผิวคงที่ที่ 300 K (27C) ส่วนระบายความร้อนสามารถถ่ายเทความร้อนออกจากสารทำงานได้ 47 วัตต์ ซึ่งเพียงพอต่อการทำงานของเครื่องยนต์

ตารางที่ 3.7 ตารางแสดงข้อมูลที่ใช้ในการวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนของส่วนระบายความร้อน

ความเร็วของอากาศ, $V$	3.42 m/s
อุณหภูมิของสารทำงานเฉลี่ยที่ด้านเย็น, $T_{\infty c}$	354 K
ความดันเริ่มต้น, $P_{in}$	1 bar
คุณสมบัติของอากาศ ที่ 354 K	
สัมประสิทธิ์การนำความร้อน, $k_{\infty c}$	0.03 W/m-K
ความหนืดจลน์, $\mu$	$2.08 \times 10^{-5}$ Kg/m-s
ความหนาแน่นของอากาศ, $\rho$	$0.995 \text{ Kg/m}^3$
Prandtl number, $Pr$	0.7
สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของ Al6061, $k_{6061}$	167 W/m-K
เส้นผ่าศูนย์กลางภายนอกของช่องรีเจนเนเรเตอร์, $D_o$	60.5 mm
เส้นผ่าศูนย์กลางภายในของช่องรีเจนเนเรเตอร์, $D_i$	50.5 mm
เส้นผ่าศูนย์กลางไฮดรอลิกของช่องรีเจนเนเรเตอร์, $D_h$	10.0 mm
ความสูงของส่วนระบายความร้อน, $H$	40.0 mm
จำนวนฟิน, $N$	7
รัศมีภายใน, $r_i$	30.25 mm
รัศมีภายนอก, $r_o$	30.75 mm
รัศมีของฟิน, $r_f$	50.75 mm
ความหนาของฟิน, $t$	3.0 mm
ความยาวของฟิน, $L$	20.0 mm

### 3.2.9 การออกแบบลูกสูบกำลัง

โดยทั่วไปแล้วเครื่องยนต์สเตอร์ลิงจะประกอบไปด้วยลูกสูบอย่างน้อย 2 ลูก คือลูกสูบกำลังและลูกสูบไล่ ซึ่งแบบเบต้าเป็นรูปแบบของเครื่องยนต์ที่ลูกสูบทั้งสองอยู่ในกระบอกสูบเดียวกัน โดยมีลูกสูบไล่อยู่ด้านบนและลูกสูบกำลังอยู่ด้านล่าง (รูปที่ 2.3) ช่องว่างเหนือลูกสูบไล่เป็นส่วนขยายซึ่งสารทำงานมีอุณหภูมิสูง ช่องระหว่างลูกสูบกำลังและลูกสูบไล่เป็นส่วนอัดที่สารทำงานมีอุณหภูมิต่ำ ซึ่งทั้งสองส่วนเชื่อมต่อกันด้วยรีเจนเนเรเตอร์

ลูกสูบกำลังเป็นชิ้นส่วนที่ทำหน้าที่เปลี่ยนพลังงานในรูปของความดันของสารทำงานเป็นพลังงานจลน์ นอกจากนี้แล้วลูกสูบกำลังยังต้องมีซิลเพื่อป้องกันการรั่วไหลของสารทำงานและป้องกันสารหล่อลื่น(ถ้ามี) เข้าในเครื่องยนต์ด้วย อุณหภูมิระหว่างลูกสูบกำลังสามารถประมาณได้ว่ามีค่าใกล้เคียงกับอุณหภูมิห้อง จึงสรุปได้ว่าสภาวะการทำงานของลูกสูบกำลังมีความแตกต่างของอุณหภูมิต่ำ แต่ความแตกต่างของความดันสูง ดังนั้นการออกแบบลูกสูบกำลังต้องแน่ใจว่าลูกสูบสามารถทำงานได้ที่ความดันสูงสุดของเครื่องยนต์

### 3.2.10 การออกแบบลูกสูบไล่

สภาวะการทำงานของลูกสูบไล่มีลักษณะตรงข้ามกับลูกสูบกำลัง คือ ความแตกต่างของอุณหภูมิสูง แต่มีความแตกต่างของความดันต่ำ ซึ่งความแตกต่างเพียงเล็กน้อยของความดันที่มีค่าเท่ากับความดันระหว่างรีเจนเนเรเตอร์ ทำให้ต้องออกแบบลูกสูบไล่ให้มีน้ำหนักเบา เพื่อให้สามารถเคลื่อนที่ได้ดีแม้มีความแตกต่างของความดันเพียงเล็กน้อย นอกจากนี้ผิวของลูกสูบไล่ยังทำหน้าที่แลกเปลี่ยนความร้อนเหมือนรีเจนเนเรเตอร์ ทำให้ลูกสูบไล่ส่วนมากมีความยาวประมาณ 2-3 เท่าของเส้นผ่าศูนย์กลาง

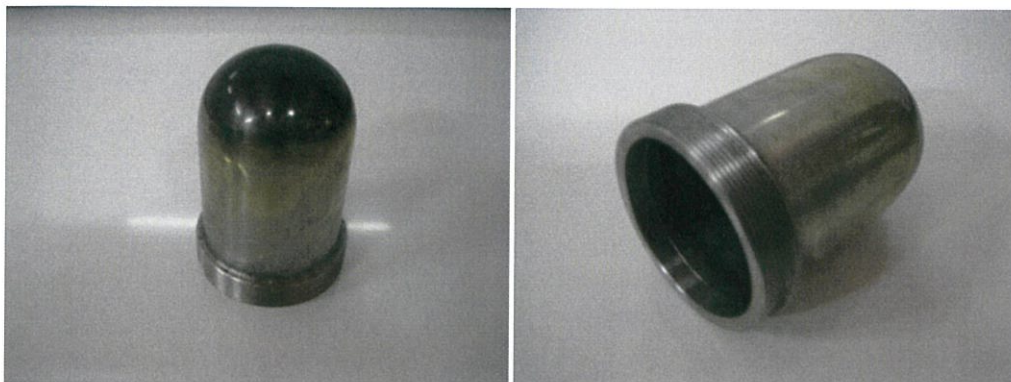
เครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่มีกำลังสูงส่วนมากจะมีการอัดสารทำงานเข้าสู่เครื่องยนต์ ทำให้ภายในเครื่องยนต์มีความดันสูง โดยในเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่ใช้กับรถยนต์มีการอัดไฮโดรเจนสูงถึง 200 เมกะปาสคาล แต่เนื่องจากการออกแบบลูกสูบไล่ต้องเน้นให้น้ำหนักเบา จึงต้องออกแบบให้กลวงและผนังบาง การที่จะทำให้ลูกสูบไล่ทำงานได้ที่สภาวะความดันสูงจำเป็นต้องอัดความดันเข้าสู่ลูกสูบไล่ให้มีความใกล้เคียงกับความดันเฉลี่ยของเครื่องยนต์ เพื่อสมดุลแรงดันภายนอกและภายในลูกสูบไล่ ซึ่งเป็นการป้องกันความเสียหายที่จะเกิดแก่ลูกสูบไล่ หรือทำการเจาะรูขนาดเล็ก (ขนาดน้อยกว่า 0.25 มิลลิเมตร) บนลูกสูบไล่ เพื่อให้สารทำงานสามารถผ่านเข้า-ออก ได้เล็กน้อย เพื่อสมดุลแรงดันภายนอกและภายในลูกสูบไล่ แต่ไม่ควรให้รูมีขนาดใหญ่เกินไป เพราะจะทำให้สารทำงานผ่านเข้า-ออก ได้มากเกินไป จนทำให้เกิดเป็นปริมาตรตายภายในลูกสูบไล่ เพราะการออกแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้องออกแบบให้มีปริมาตรตายน้อยที่สุด

## 3.3 การสร้างขึ้นส่วนของเครื่องยนต์

หลังจากทำการวิเคราะห์เพื่อออกแบบชิ้นส่วนต่างๆ ของเครื่องยนต์แล้วในหัวข้อที่ผ่านมา ขั้นตอนต่อมาคือการสร้างขึ้นส่วนจากแบบที่ได้ออกแบบไว้ โดยในหัวข้อนี้จะกล่าวถึงขั้นตอนการสร้างและแสดงรูปของชิ้นส่วนต่างๆ ที่สร้างเสร็จสมบูรณ์แล้ว ดังนี้

### 3.3.1 ส่วนรับความร้อน

การออกแบบชิ้นส่วนที่ทำหน้าที่ถ่ายเทความร้อน เราต้องคำนึงถึงคุณสมบัติด้านการถ่ายเทความร้อนร่วมกับคุณสมบัติด้านความแข็งแรงด้วย ดังนั้นการออกแบบส่วนรับความร้อนของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้องเลือกใช้วัสดุที่มีความแข็งแรงแม้ในสภาวะที่อุณหภูมิสูง ดังนั้นจึงนำสแตนเลสมาขึ้นรูปเป็นส่วนรับความร้อนของเครื่องยนต์ นอกจากนี้ยังต้องหลีกเลี่ยงจุดที่มีความเข้มข้นของความเค้น (stress raisers) ซึ่งเป็นพื้นที่ที่มีการเปลี่ยนแปลงรูปร่างอย่างกะทันหันด้วย และจากการคำนวณในหัวข้อที่ 3.2.7 พบว่าส่วนรับความร้อนต้องมีความหนาอย่างน้อย 1.004 mm ดังนั้นจึงออกแบบให้ส่วนรับความร้อนหนา 1.5 mm ดังรูป 3.12



รูปที่ 3.12 รูปแสดงส่วนรับความร้อนของเครื่องยนต์

### 3.3.2 ส่วนระบายความร้อน

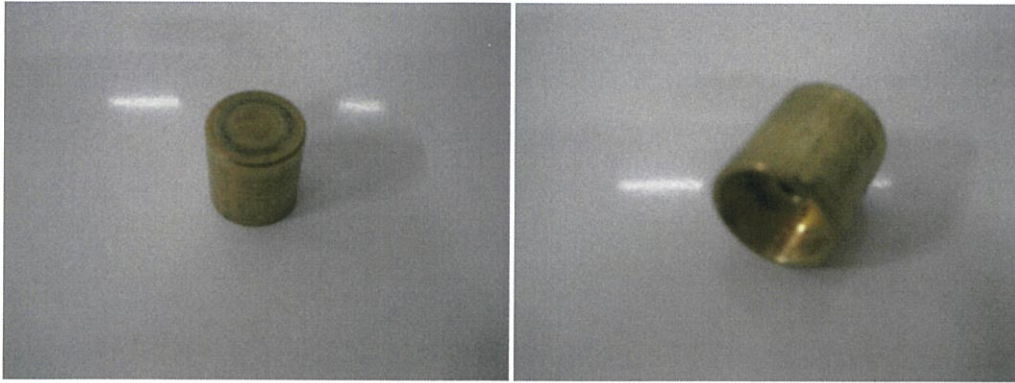
การออกแบบส่วนระบายความร้อนมีขั้นตอนการออกแบบที่คล้ายกับการออกแบบส่วนรับความร้อน คือต้องคำนึงถึงความแข็งแรงเป็นอันดับแรก และต้องถ่ายเทความร้อนได้ดี แต่ส่วนระบายความร้อนนี้จะมีสภาวะการทำงานที่อุณหภูมิต่ำ ดังนั้นจึงสามารถเลือกอลูมิเนียมมาขึ้นรูป โดยกลึงแท่งอลูมิเนียมให้ได้ตามแบบที่คำนวณไว้ในหัวข้อที่ 3.2.8 จึงได้ส่วนรับความร้อนออกมาดังรูปที่ 3.13



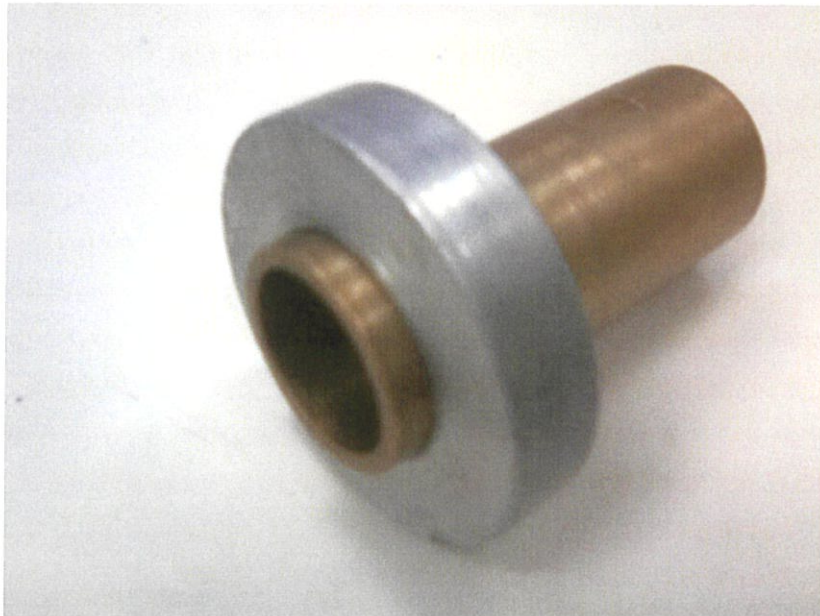
รูปที่ 3.13 รูปแสดงส่วนระบายความร้อนของเครื่องยนต์

### 3.3.3 ลูกสูบกำลังและกระบอกสูบ

ลูกสูบกำลังเป็นชิ้นส่วนที่ทำหน้าที่เปลี่ยนพลังงานในรูปของความดันของสารทำงานเป็นพลังงานจลน์ นอกจากนี้แล้วลูกสูบกำลังยังต้องมีซีลเพื่อป้องกันการรั่วไหลของสารทำงาน และเพื่อลดการสูญเสียพลังงานเนื่องจากความฝืด ผิวของลูกสูบกำลังต้องมีความเสียดทานน้อยที่สุดเท่าที่จะเป็นไปได้ ดังนั้นจึงใช้ทองเหลืองมาขึ้นรูปลูกสูบกำลังและกระบอกสูบดังรูปที่ 3.14 และ 3.15 ตามลำดับ



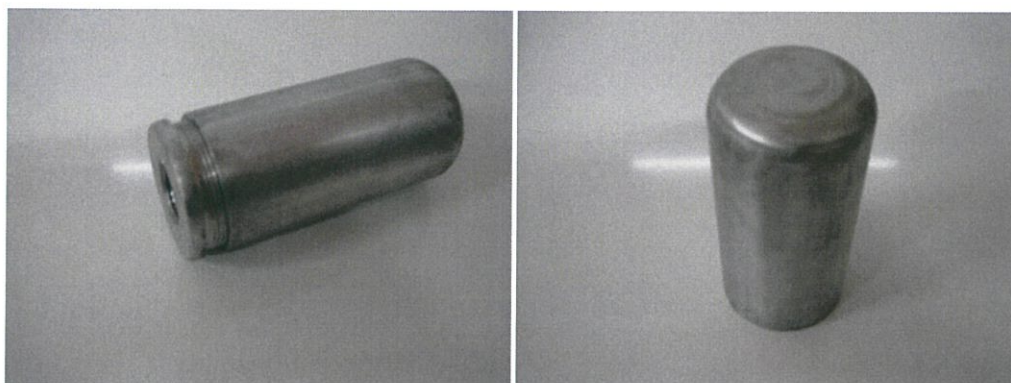
รูปที่ 3.14 รูปแสดงลูกสูบกำลัง



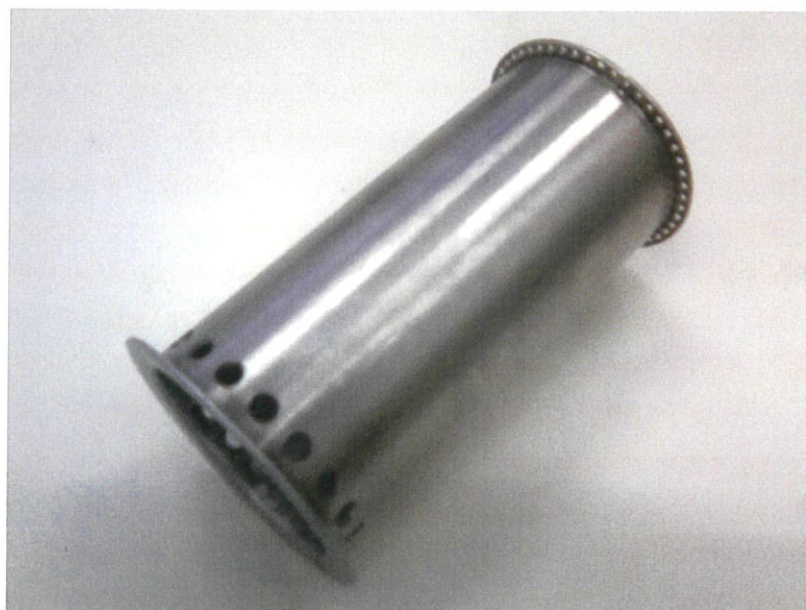
รูปที่ 3.15 รูปแสดงกระบอกสูบลูกสูบกำลัง

### 3.3.4 ลูกสูบไล้และกระบอกสูบ

สภาวะการทำงานของลูกสูบไล้ มีความแตกต่างของความดันต่ำ แต่ความแตกต่างของอุณหภูมิสูง การออกแบบลูกสูบไล้ต้องออกแบบให้มีความยาวประมาณ 2-3 เท่าของเส้นผ่าศูนย์กลางเพื่อให้เกิดระยะห่างระหว่างด้านร้อนและด้านเย็น แต่ลูกสูบไล้ต้องมีน้ำหนักเบา ดังนั้นจึงเลือกใช้อลูมิเนียมมาขึ้นรูปเป็นลูกสูบไล้ ดังรูปที่ 3.16 ส่วนกระบอกสูบทำหน้าที่แค่ป้องกันการเคลื่อนที่ของลูกสูบ จึงเลือกใช้สแตนเลสที่มีผิวเรียบ เพื่อลดการเสียดสีกับลูกสูบดังรูปที่ 3.17



รูปที่ 3.16 รูปแสดงลูกสูบไล่



รูปที่ 3.17 รูปแสดงกระบอกสูบลูกสูบไล่

### 3.3.5 ส่วนปริมาตรบัฟเฟอร์

ส่วนปริมาตรบัฟเฟอร์คือส่วนที่ทำหน้าที่ครอบปิดเครื่องยนต์ทางด้านลูกสูบกำลัง ซึ่งจะช่วยให้สามารถอัดความดันภายในเครื่องยนต์ได้ ชิ้นส่วนนี้จึงต้องมีความแข็งแรงสามารถทนความดันที่อัดเข้าเครื่องยนต์ได้ แต่ชิ้นส่วนนี้ไม่ได้ทำหน้าที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อน จึงไม่จำเป็นต้องใช้วัสดุที่ถ่ายเทความร้อนได้ดีเหมือนส่วนรับและระบายความร้อน ส่วนปริมาตรบัฟเฟอร์แสดงในรูปที่ 3.18 ซึ่งจะมีเกจวัดความดันและวาล์วติดอยู่เพื่ออัดความดันเข้าสู่เครื่องยนต์



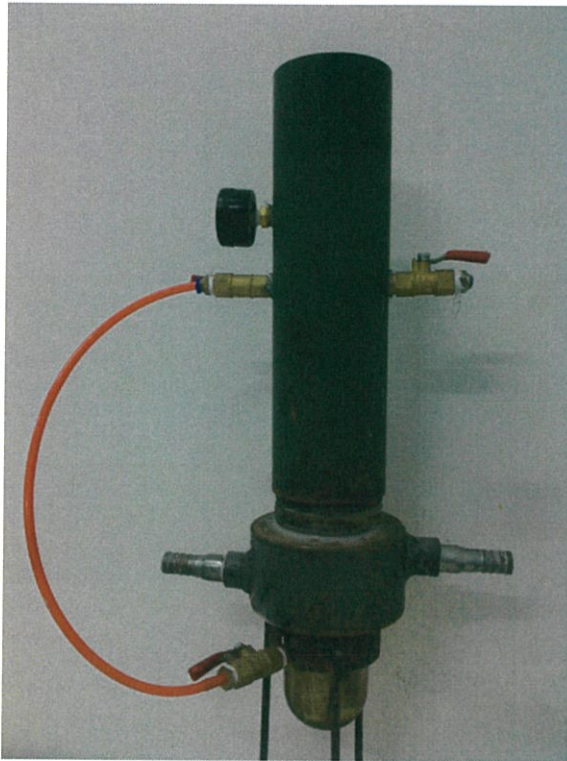
รูปที่ 3.18 รูปแสดงปริมาณส่วนบัพเฟอร์

### 3.3.6 เครื่องยนต์ต้นแบบ

เมื่อสร้างชิ้นส่วนต่างๆของเครื่องยนต์ครบแล้ว จึงทำการประกอบชิ้นส่วนเข้าด้วยกันดังรูปที่ 3.19 และภาพเครื่องยนต์ต้นแบบที่ประกอบเสร็จสมบูรณ์แล้วแสดงในรูปที่ 3.20



รูปที่ 3.19 รูปแสดงการประกอบเครื่องยนต์



รูปที่ 3.20 รูปแสดงเครื่องยนต์ันแบบที่ประกอบสมบูรณ์

## บทที่ 4

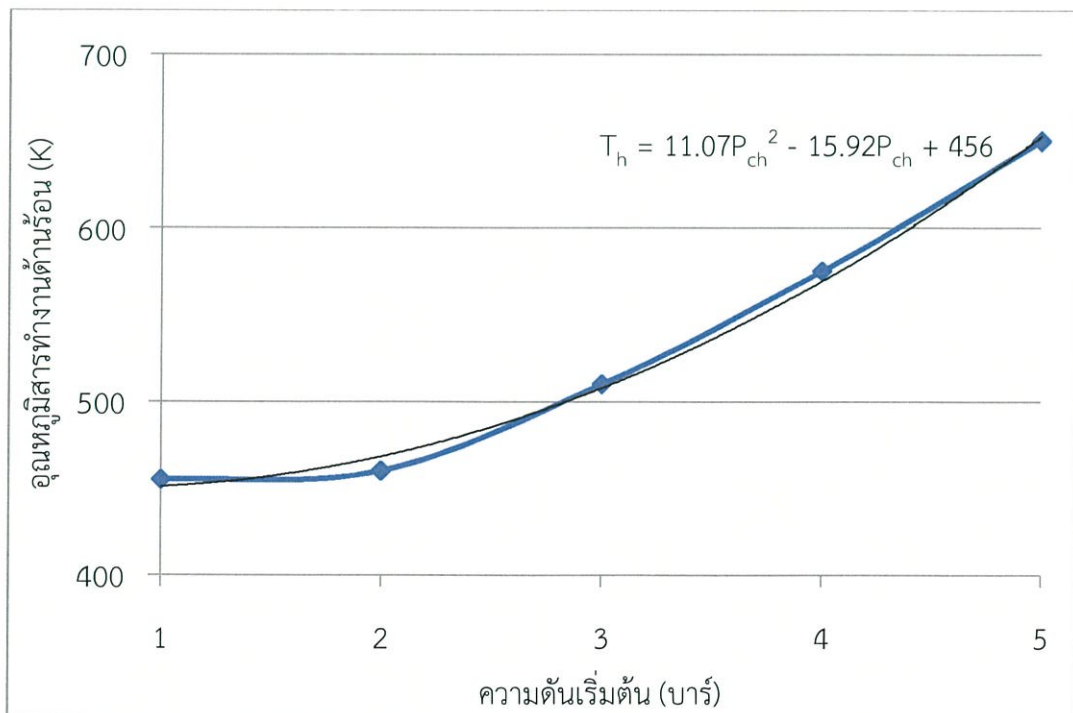
### ผลการวิเคราะห์เครื่องยนต์ต้นแบบ

#### 4.1 ผลการวิเคราะห์เสถียรภาพของเครื่องยนต์

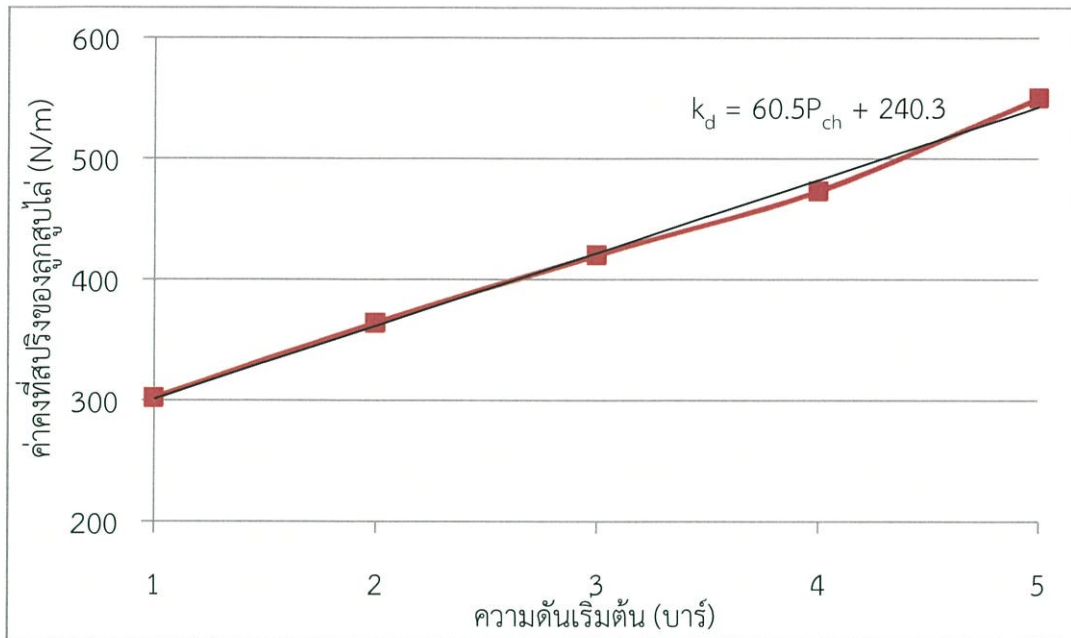
ผลของการวิเคราะห์เสถียรภาพของเครื่องยนต์ในหัวข้อที่ 3.2.5 แสดงในตารางที่ 4.1 พบว่าค่าตัวแปรทั้ง 5 ตัวที่จะทำให้เครื่องยนต์ทำงานได้อย่างมีเสถียรภาพเพิ่มขึ้นตามความดันเริ่มต้น ดังตารางที่ 4.1 เมื่อนำข้อมูลมาพล็อตกราฟเพื่อดูแนวโน้มของตัวแปรต่างๆ กราฟที่ได้แสดงในรูปที่ 4.1-4.4

ตารางที่ 4.1 ตารางแสดงผลการวิเคราะห์เสถียรภาพของเครื่องยนต์

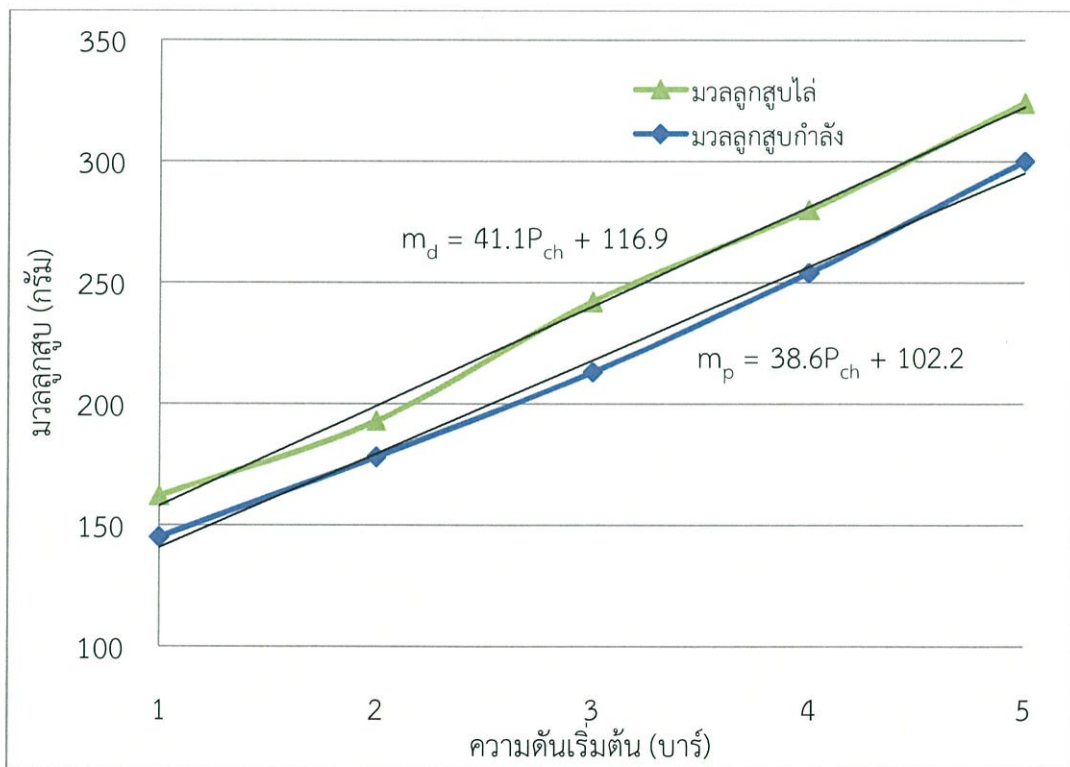
ความดัน (bar)	อุณหภูมิด้านร้อน $T_h$ (K)	ค่าคงที่สปริงลูกสูบไล่ $k_d$ (N/m)	มวลลูกสูบกำลัง $m_p$ (g)	มวลลูกสูบไล่ $m_d$ (g)	สัมประสิทธิ์แดมป์ $C_{palt}$ (N-s/m)
1	455	302	145	162	0.32
2	460	364	178	193	1.25
3	510	420	213	242	5.32
4	575	473	254	280	11.10
5	650	550	300	324	18.60



รูปที่ 4.1 กราฟแสดงความสัมพันธ์ของอุณหภูมิสารทำงานด้านร้อนที่เหมาะสมกับความดันเริ่มต้นต่างๆ

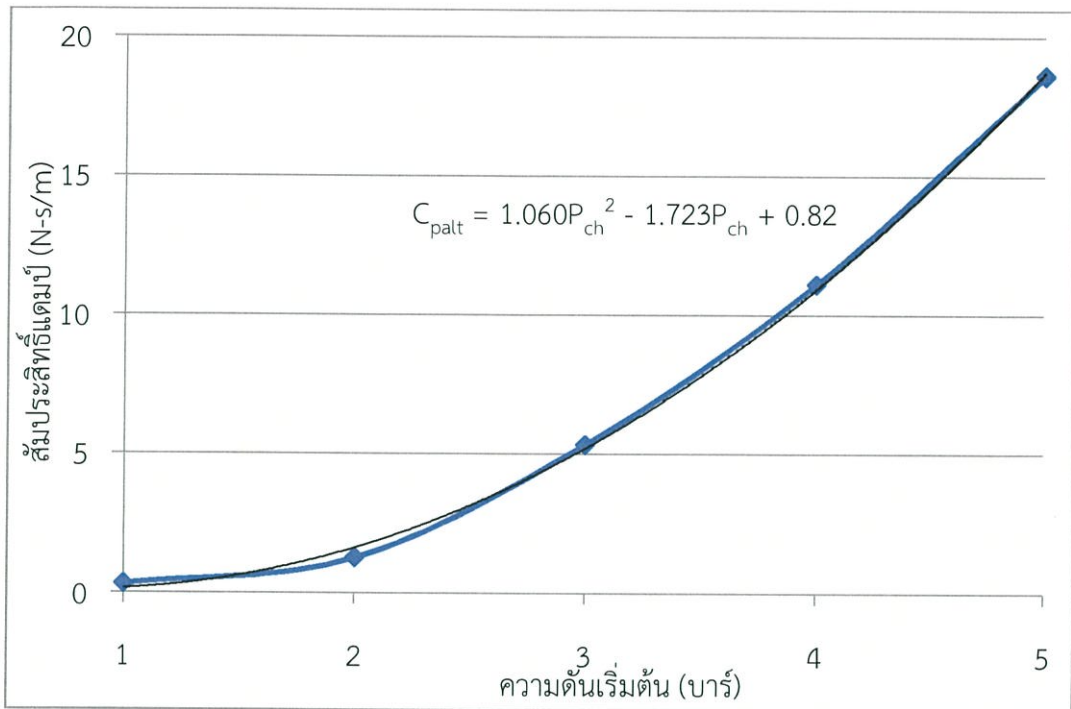


รูปที่ 4.2 กราฟแสดงความสัมพันธ์ของค่าคงที่สปริงของลูกสูบไต้ที่เหมาะสมกับความดันเริ่มต้นต่างๆ



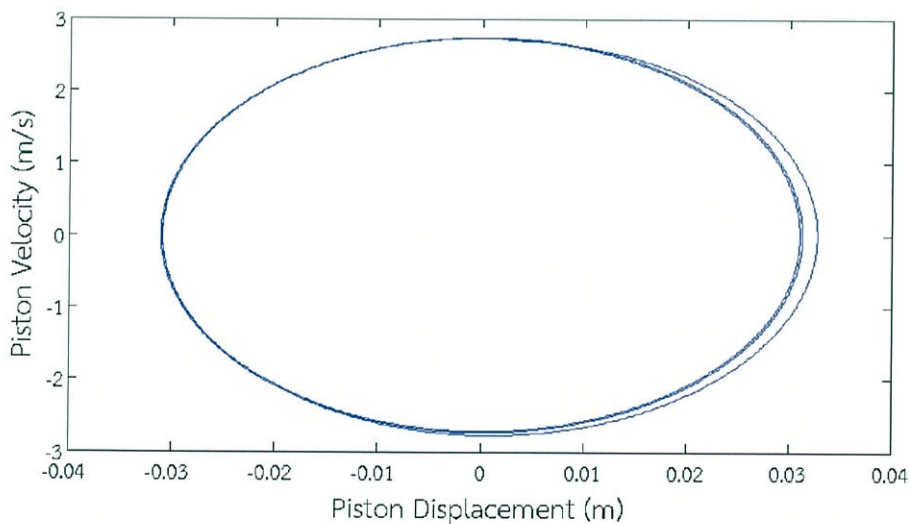
รูปที่ 4.3 กราฟแสดงความสัมพันธ์ของมวลลูกสูบกำลังและมวลลูกสูบไต้ที่เหมาะสมกับความดันเริ่มต้นต่างๆ

รูปที่ 4.1-4.4 แสดงให้เห็นแนวโน้มของการเพิ่มขึ้นของตัวแปรทั้ง 5 ตัว ตามการเพิ่มของความดันเริ่มต้น โดยอุณหภูมิของสารทำงานด้านร้อนและสัมประสิทธิ์เดมป์เนื่องจากโพลดมีความสัมพันธ์แบบโพลิโนเมียลกับความดันเริ่มต้น ดังรูปที่ 4.1 และ 4.4 ส่วนค่าคงที่สปริงของลูกสูบไต้, มวลลูกสูบไต้ และมวลลูกสูบกำลัง มีความสัมพันธ์แบบเชิงเส้นกับความดันเริ่มต้น ดังรูปที่ 4.2 และ 4.3

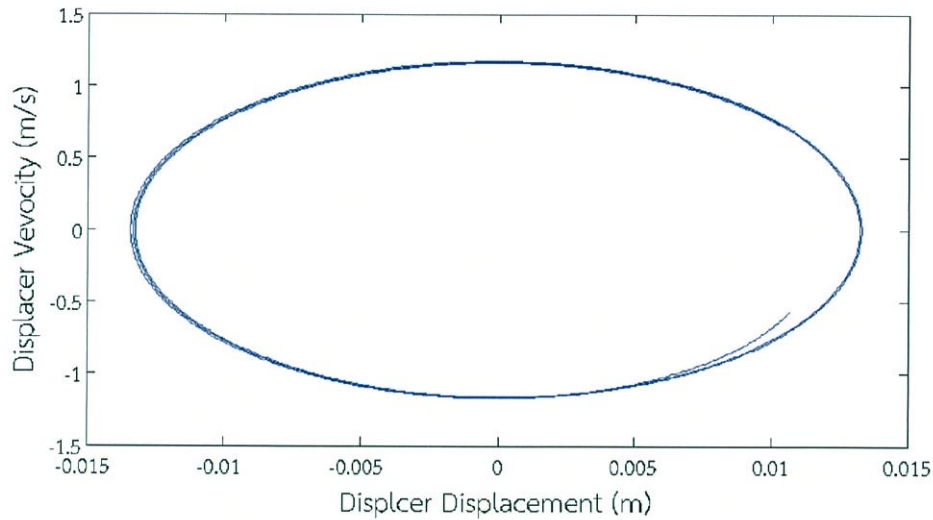


รูปที่ 4.4 กราฟแสดงความสัมพันธ์ของสัมประสิทธิ์แดมป์เนื่องจากโหลดที่เหมาะสมที่ความดันเริ่มต้นต่างๆ

เครื่องยนต์ที่มีการทำงานที่มีเสถียรภาพนั้น ระยะการเคลื่อนที่และความเร็วสูงสุดของลูกสูบต้องคงที่ไม่เปลี่ยนแปลงตามเวลา ซึ่งสามารถดูได้จากกราฟระหว่างความเร็วและระยะการเคลื่อนที่จะเป็นวงที่ซ้ำเส้นเดิม ดังรูปที่ 4.5 และ 4.6 ซึ่งเป็นความสัมพันธ์ของระยะการเคลื่อนที่กับความเร็วของลูกสูบกำลัง และลูกสูบไต้ ที่ความดันเริ่มต้น 1 bar ตามลำดับ



รูปที่ 4.5 กราฟแสดงความสัมพันธ์ของความเร็วกับระยะการเคลื่อนที่ของลูกสูบกำลังที่ความดันเริ่มต้น 1 bar



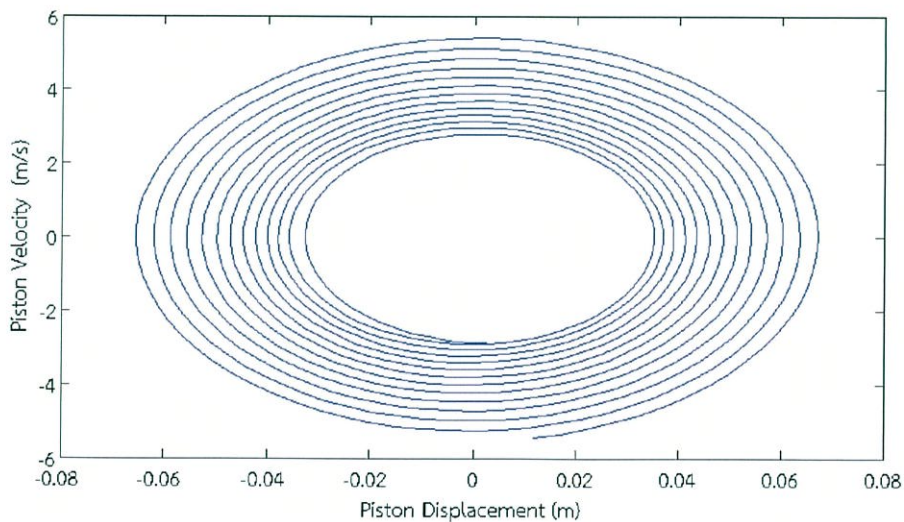
รูปที่ 4.6 กราฟแสดงความสัมพันธ์ของความเร็วกับระยะการเคลื่อนที่ของลูกสูบไต่ที่ความดันเริ่มต้น 1 bar

## 4.2 ผลการวิเคราะห์อิทธิพลของตัวแปรต่างๆต่อเสถียรภาพของเครื่องยนต์

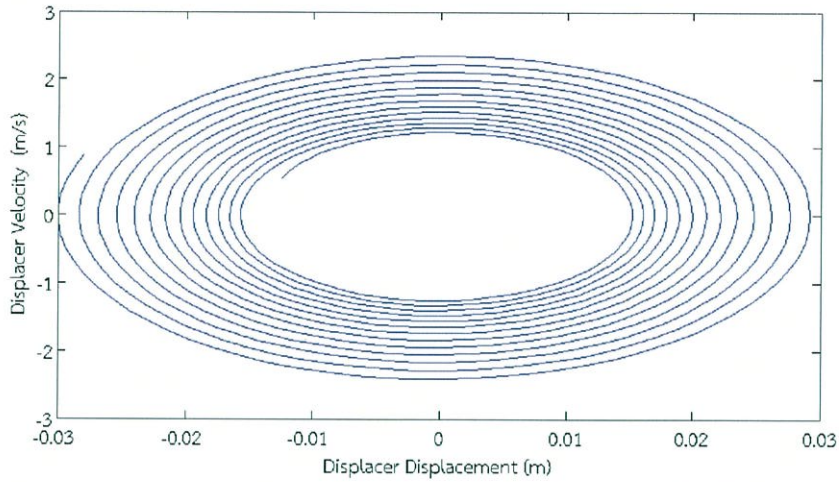
เมื่อทราบค่าตัวแปรที่ต้องการทราบทั้ง 5 ค่าที่ทำให้เครื่องยนต์ทำงานได้อย่างมีเสถียรภาพแล้ว จากนั้นจึงทำการศึกษาอิทธิพลของตัวแปรดังกล่าวว่ามีผลต่อเสถียรภาพของเครื่องยนต์อย่างไร โดยการเพิ่มและลดค่าตัวแปรจากที่คำนวณได้ 10 % ทีละตัว ซึ่งในที่นี้จะเปรียบเทียบอิทธิพลของตัวแปรดังกล่าวที่มีผลต่อเสถียรภาพของเครื่องยนต์ ที่ความดันเริ่มต้น 1 bar

### 4.2.1 อิทธิพลของอุณหภูมิสารทำงานด้านร้อนต่อเสถียรภาพของเครื่องยนต์

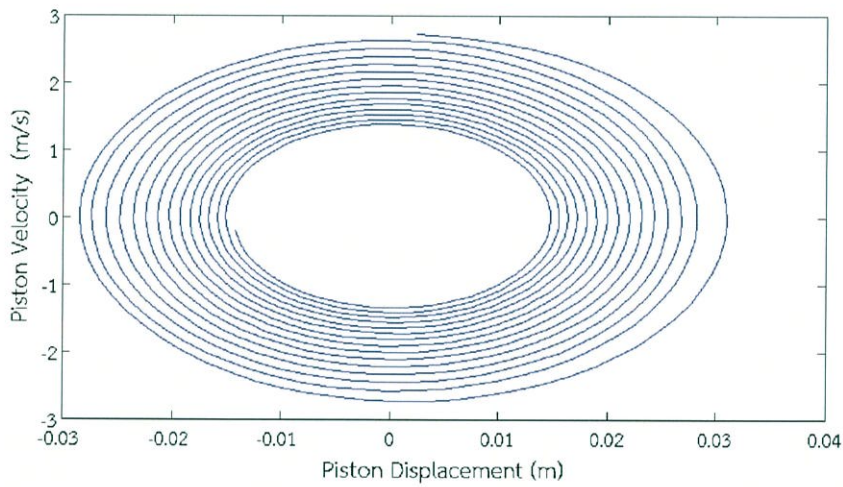
เมื่ออุณหภูมิสารทำงานด้านร้อนมีค่าน้อยกว่า 455 K 10% จะทำให้ความเร็วและระยะการเคลื่อนที่ของลูกสูบเพิ่มขึ้นอย่างช้าๆในแต่ละรอบ ดังรูปที่ 4.7 และ 4.8 ในทางตรงกันข้าม หากอุณหภูมิด้านร้อนมีค่ามากกว่า 455 K 10% จะทำให้ความเร็วและระยะการเคลื่อนที่ของลูกสูบลดลงอย่างช้าๆในแต่ละรอบ ดังรูปที่ 4.9 และ 4.10



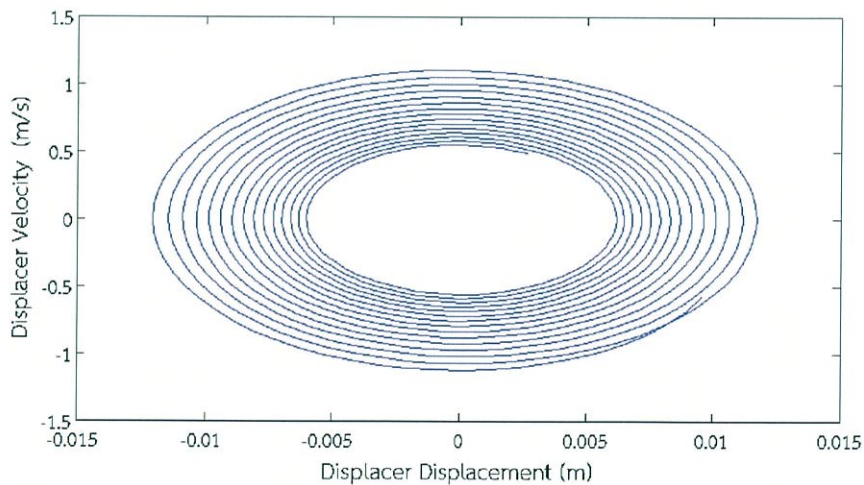
รูปที่ 4.7 กราฟแสดงความสัมพันธ์ของความเร็วกับระยะการเคลื่อนที่ของลูกสูบกำลังเมื่อ  $T_h=410$  K (น้อยกว่าค่าที่เหมาะสม 10%)



รูปที่ 4.8 กราฟแสดงความสัมพันธ์ของความเร็วกับระยะการเคลื่อนที่ของลูกสูบได้  
เมื่อ  $T_h=410$  K (น้อยกว่าค่าที่เหมาะสม 10%)



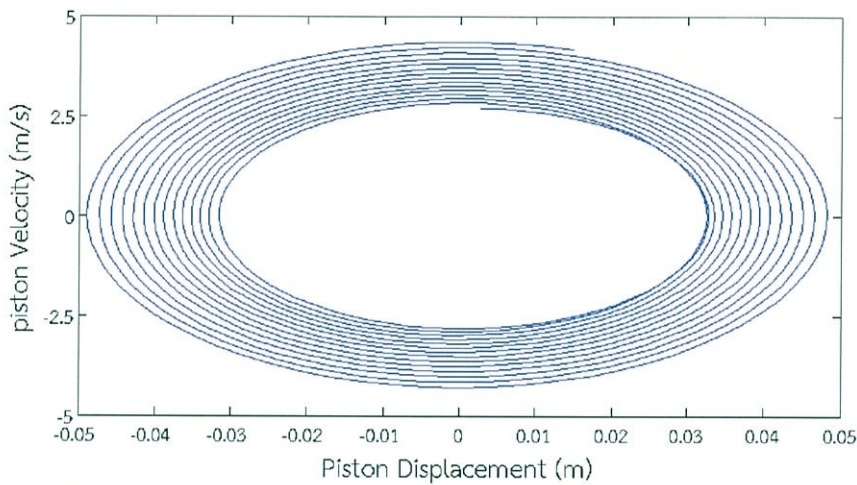
รูปที่ 4.9 กราฟแสดงความสัมพันธ์ของความเร็วกับระยะการเคลื่อนที่ของลูกสูบกำลัง  
เมื่อ  $T_h=500$  K (มากกว่าค่าที่เหมาะสม 10%)



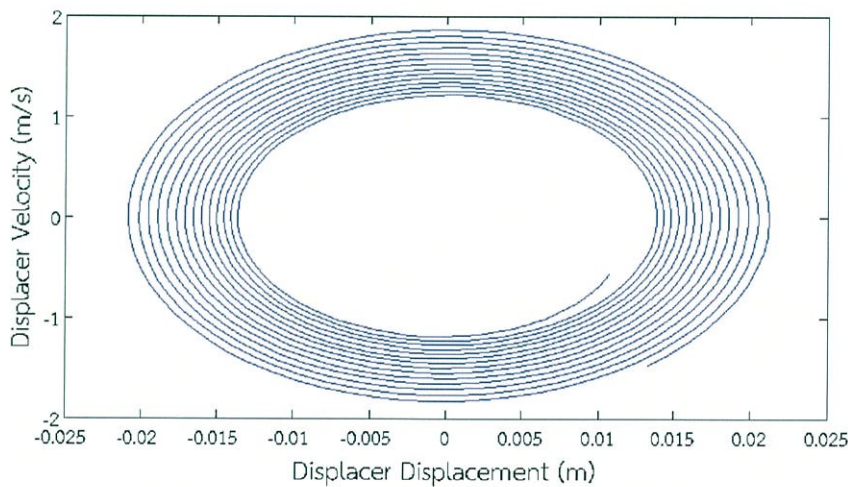
รูปที่ 4.10 กราฟแสดงความสัมพันธ์ของความเร็วกับระยะการเคลื่อนที่ของลูกสูบได้  
เมื่อ  $T_h=500$  K (มากกว่าค่าที่เหมาะสม 10%)

#### 4.2.2 อิทธิพลของค่าคงที่สปริงลูกสูบไล่ต่อเสถียรภาพของเครื่องยนต์

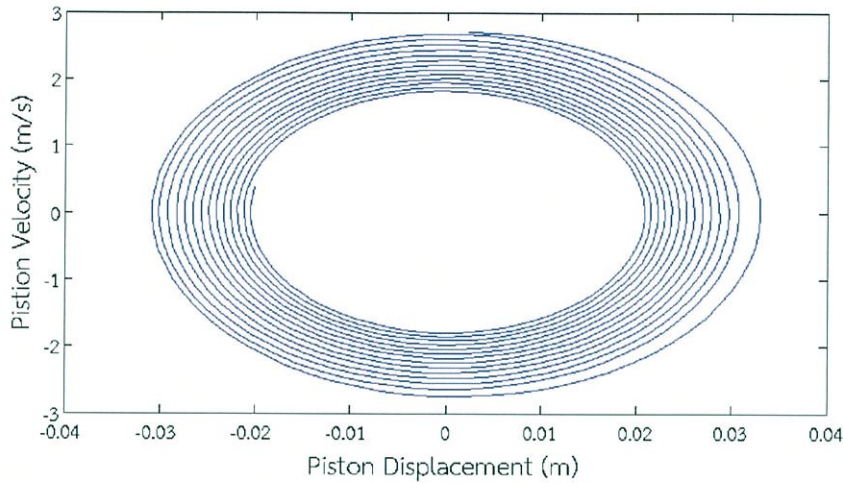
เมื่อค่าคงที่สปริงของลูกสูบไล่มีค่าน้อยกว่า  $302 \text{ N/m}$  10% จะทำให้ความเร็วและระยะการเคลื่อนที่ของลูกสูบเพิ่มขึ้นอย่างช้าๆในแต่ละรอบ ดังรูปที่ 4.11 และ 4.12 ในทางตรงกันข้าม หากค่าคงที่สปริงของลูกสูบไล่มีค่ามากกว่า  $302 \text{ N/m}$  10% จะทำให้ความเร็วและระยะการเคลื่อนที่ของลูกสูบลดลงอย่างช้าๆในแต่ละรอบ ดังรูปที่ 4.13 และ 4.14



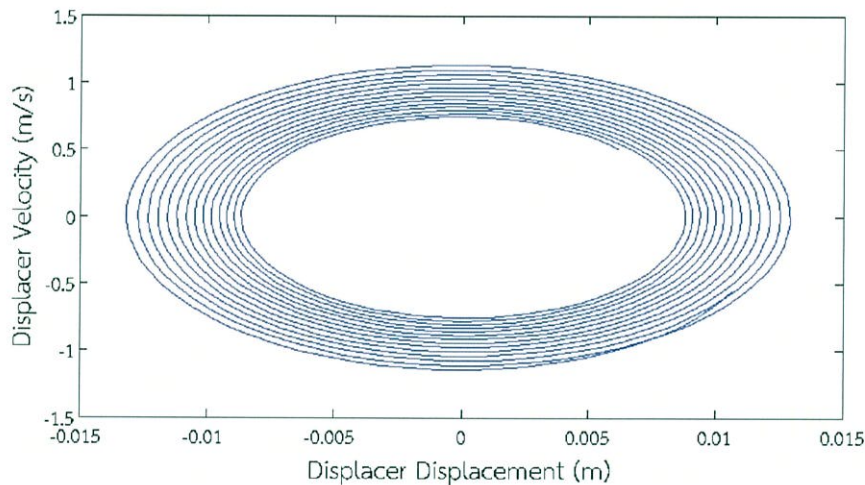
รูปที่ 4.11 กราฟแสดงความสัมพันธ์ของความเร็วกับระยะการเคลื่อนที่ของลูกสูบกำลัง  
เมื่อ  $k_d=272 \text{ N/m}$  (น้อยกว่าค่าที่เหมาะสม 10%)



รูปที่ 4.12 กราฟแสดงความสัมพันธ์ของความเร็วกับระยะการเคลื่อนที่ของลูกสูบไล่  
เมื่อ  $k_d=272 \text{ N/m}$  (น้อยกว่าค่าที่เหมาะสม 10%)



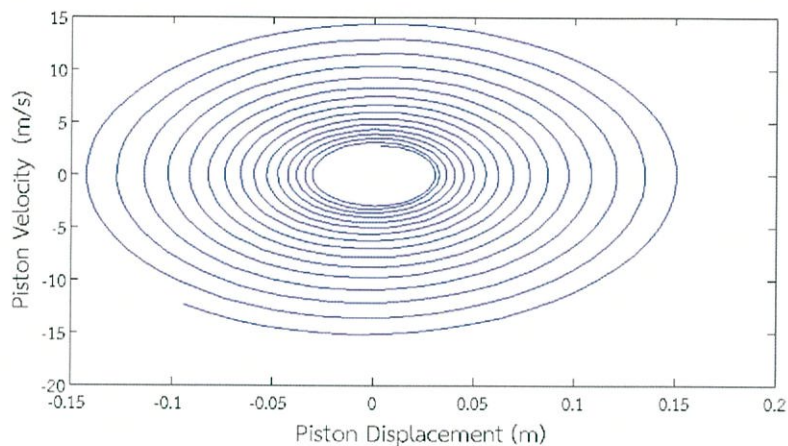
รูปที่ 4.13 กราฟแสดงความสัมพันธ์ของความเร็วกับระยะการเคลื่อนที่ของลูกสูบกำลัง  
เมื่อ  $k_d=332$  N/m (มากกว่าค่าที่เหมาะสม 10%)



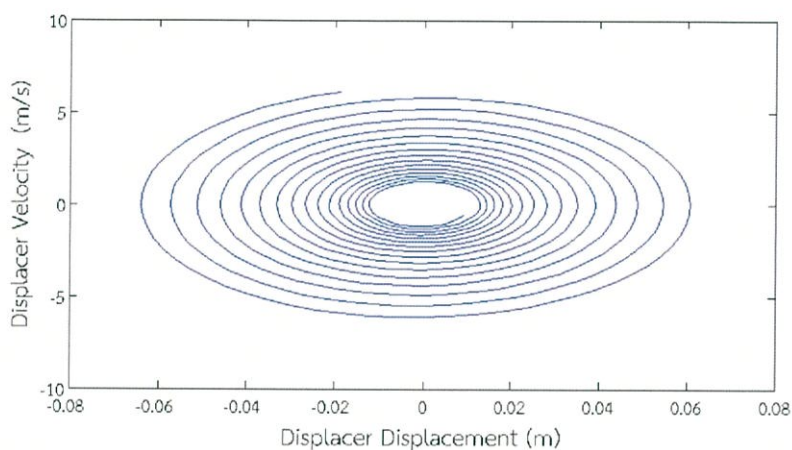
รูปที่ 4.14 กราฟแสดงความสัมพันธ์ของความเร็วกับระยะการเคลื่อนที่ของลูกสูบไต่  
เมื่อ  $k_d=332$  N/m (มากกว่าค่าที่เหมาะสม 10%)

#### 4.2.3 อิทธิพลของมวลลูกสูบกำลังต่อเสถียรภาพของเครื่องยนต์

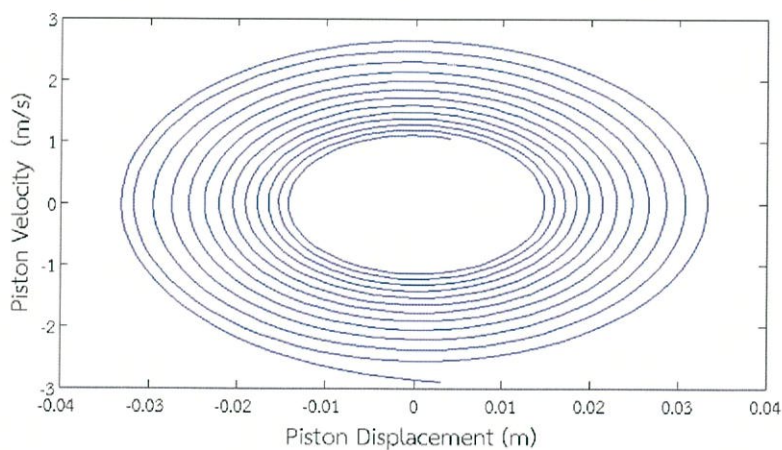
เมื่อมวลของลูกสูบกำลังมีค่าน้อยกว่า 145 g 10% จะทำให้ความเร็วและระยะการเคลื่อนที่ของลูกสูบเพิ่มขึ้นในแต่ละรอบ ดังรูปที่ 4.15 และ 4.16 ในทางตรงกันข้าม หากมวลของลูกสูบกำลังมีค่ามากกว่า 145 g 10% จะทำให้ความเร็วและระยะการเคลื่อนที่ของลูกสูบลดลงในแต่ละรอบ ดังรูปที่ 4.17 และ 4.18



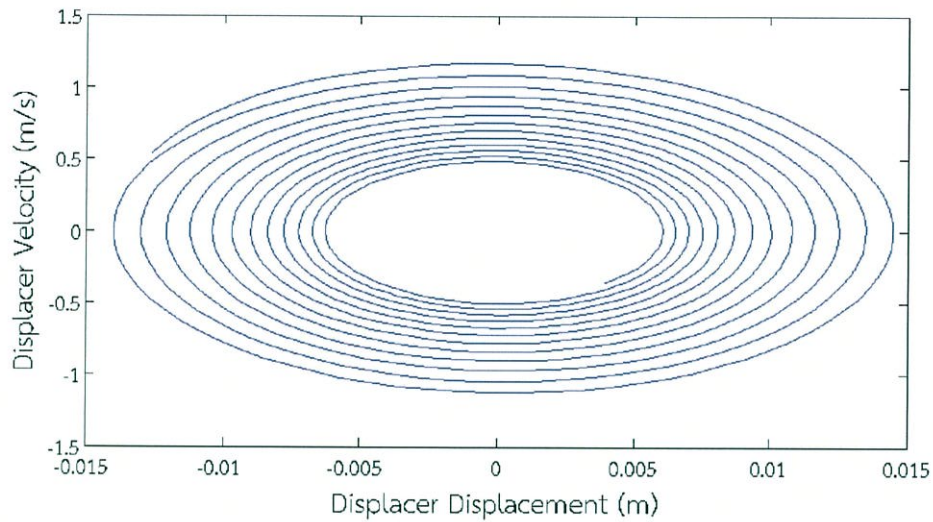
รูปที่ 4.15 กราฟแสดงความสัมพันธ์ของความเร็วกับระยะการเคลื่อนที่ของลูกสูบกำลัง  
เมื่อ  $m_p=130$  g (น้อยกว่าค่าที่เหมาะสม 10%)



รูปที่ 4.16 กราฟแสดงความสัมพันธ์ของความเร็วกับระยะการเคลื่อนที่ของลูกสูบได้  
เมื่อ  $m_p=130$  g (น้อยกว่าค่าที่เหมาะสม 10%)



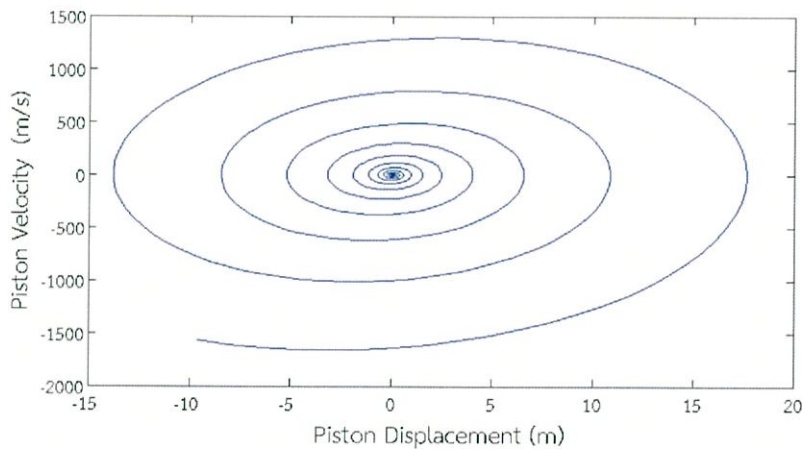
รูปที่ 4.17 กราฟแสดงความสัมพันธ์ของความเร็วกับระยะการเคลื่อนที่ของลูกสูบกำลัง  
เมื่อ  $m_p=160$  g (มากกว่าค่าที่เหมาะสม 10%)



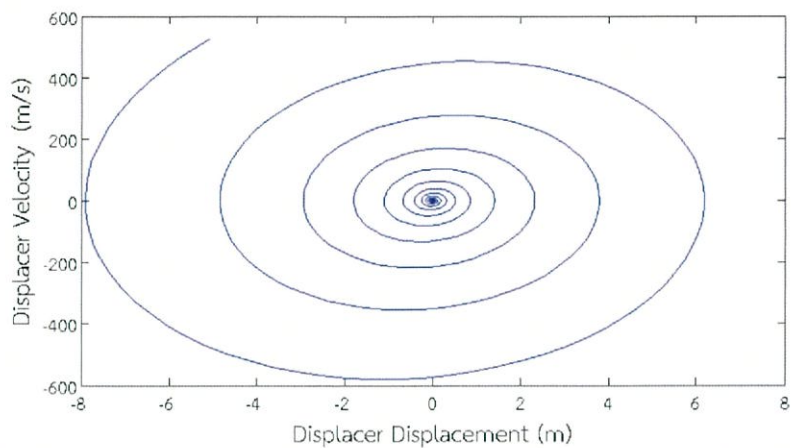
รูปที่ 4.18 กราฟแสดงความสัมพันธ์ของความเร็วกับระยะการเคลื่อนที่ของลูกสูบไต่  
เมื่อ  $m_p=160$  g (มากกว่าค่าที่เหมาะสม 10%)

#### 4.2.4 อิทธิพลของมวลลูกสูบไต่ต่อเสถียรภาพของเครื่องยนต์

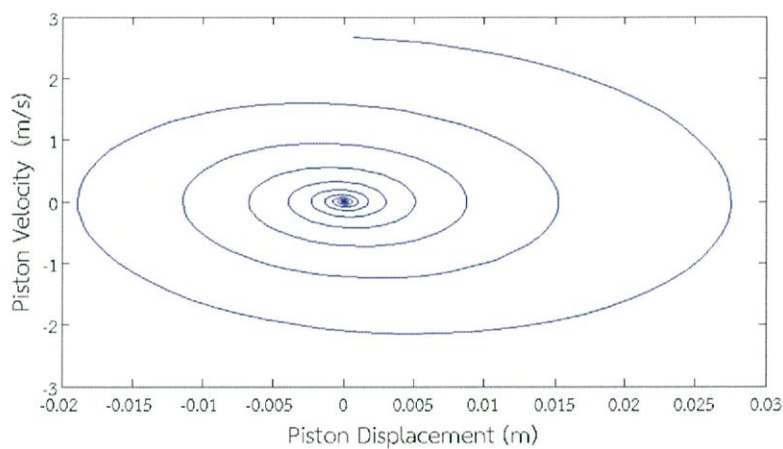
เมื่อมวลของลูกสูบไต่มีค่าน้อยกว่า 162 กรัม 10% จะทำให้ความเร็วและระยะการเคลื่อนที่ของลูกสูบเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วในแต่ละรอบ ดังรูปที่ 4.19 และ 4.20 ในทางตรงกันข้าม หากมวลของลูกสูบไต่มีค่ามากกว่า 162 กรัม 10% จะทำให้ความเร็วและระยะการเคลื่อนที่ของลูกสูบลดลงในแต่ละรอบอย่างรวดเร็วเช่นกัน ดังรูปที่ 4.21 และ 4.22



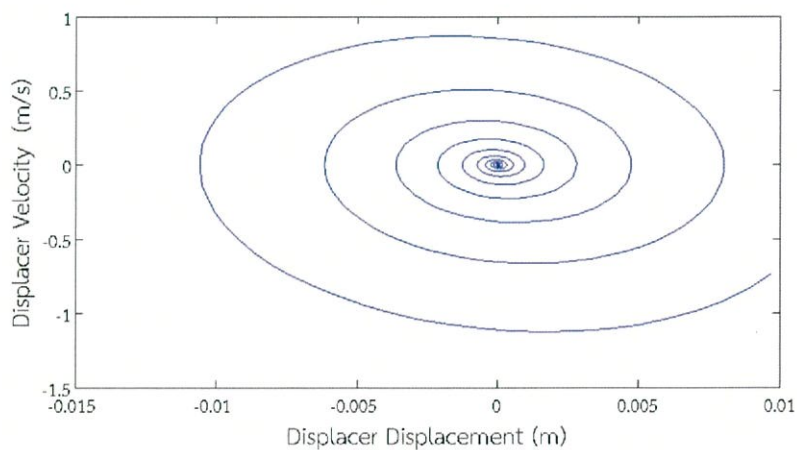
รูปที่ 4.19 กราฟแสดงความสัมพันธ์ของความเร็วกับระยะการเคลื่อนที่ของลูกสูบกำลัง  
เมื่อ  $m_d=146$  g (น้อยกว่าค่าที่เหมาะสม 10%)



รูปที่ 4.20 กราฟแสดงความสัมพันธ์ของความเร็วกับระยะการเคลื่อนที่ของลูกสูบได้  
เมื่อ  $m_d=146$  g (น้อยกว่าค่าที่เหมาะสม 10%)



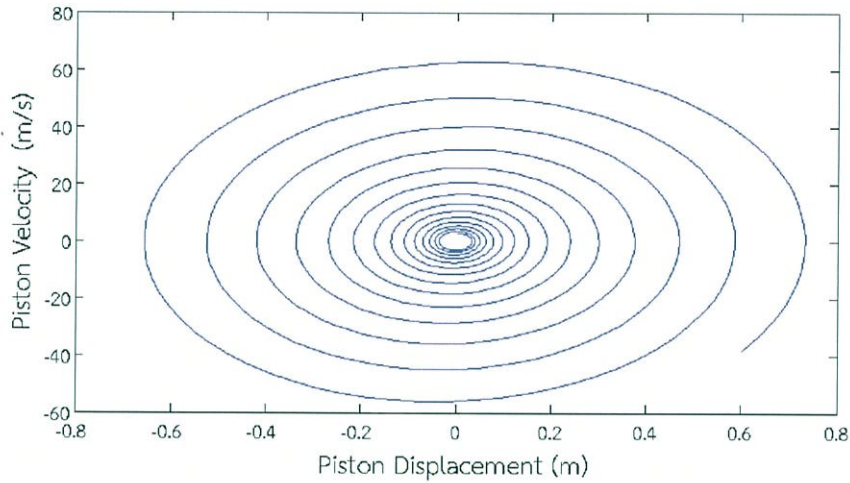
รูปที่ 4.21 กราฟแสดงความสัมพันธ์ของความเร็วกับระยะการเคลื่อนที่ของลูกสูบกำลัง  
เมื่อ  $m_d=178$  g (มากกว่าค่าที่เหมาะสม 10%)



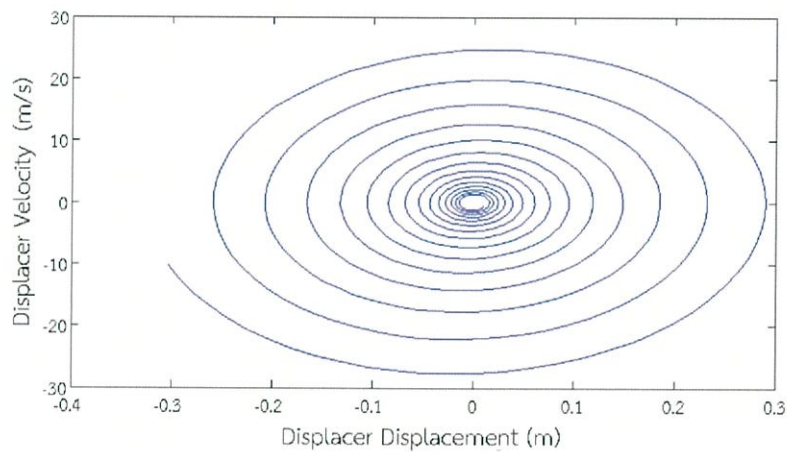
รูปที่ 4.22 กราฟแสดงความสัมพันธ์ของความเร็วกับระยะการเคลื่อนที่ของลูกสูบได้  
เมื่อ  $m_d=178$  g (มากกว่าค่าที่เหมาะสม 10%)

#### 4.2.5 อิทธิพลของสัมประสิทธิ์แดมป์เนื่องจากโหลดต่อเสถียรภาพของเครื่องยนต์

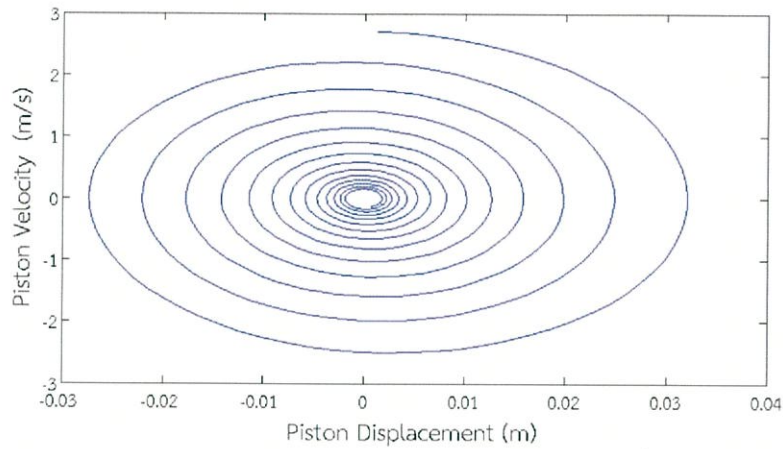
เมื่อของสัมประสิทธิ์แดมป์มีค่าน้อยกว่า  $0.32 \text{ N-s/m}$  10% จะทำให้ความเร็วและระยะการเคลื่อนที่ของลูกสูบเพิ่มขึ้นในแต่ละรอบ ดังรูปที่ 4.23 และ 4.24 ในทางตรงกันข้าม หากสัมประสิทธิ์แดมป์มีค่ามากกว่า  $0.32 \text{ N-s/m}$  10% จะทำให้ความเร็วและระยะการเคลื่อนที่ของลูกสูบลดลงในแต่ละรอบเช่นกัน ดังรูปที่ 4.25 และ 4.26



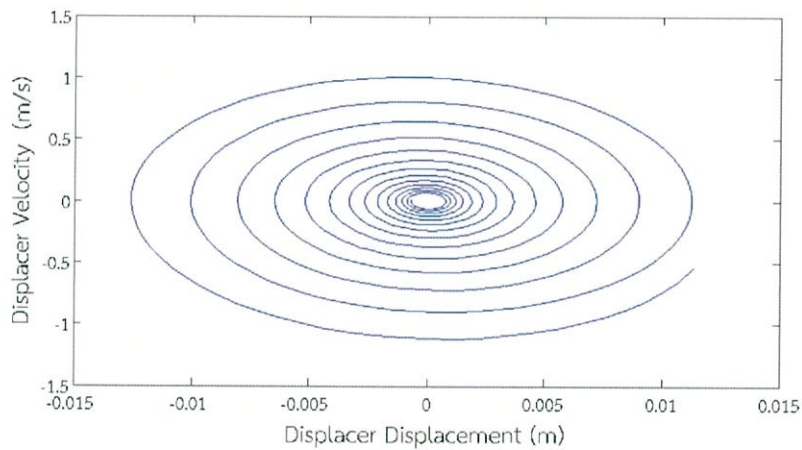
รูปที่ 4.23 กราฟแสดงความสัมพันธ์ของความเร็วกับระยะการเคลื่อนที่ของลูกสูบกำลัง เมื่อ  $C_{alt}=0.29 \text{ N-s/m}$  (น้อยกว่าค่าที่เหมาะสม 10%)



รูปที่ 4.24 กราฟแสดงความสัมพันธ์ของความเร็วกับระยะการเคลื่อนที่ของลูกสูบไต่ เมื่อ  $C_{alt}=0.29 \text{ N-s/m}$  (น้อยกว่าค่าที่เหมาะสม 10%)



รูปที่ 4.25 กราฟแสดงความสัมพันธ์ของความเร็วกับระยะการเคลื่อนที่ของลูกสูบกำลัง  
เมื่อ  $C_{alt}=0.35$  N-s/m (มากกว่าค่าที่เหมาะสม 10%)



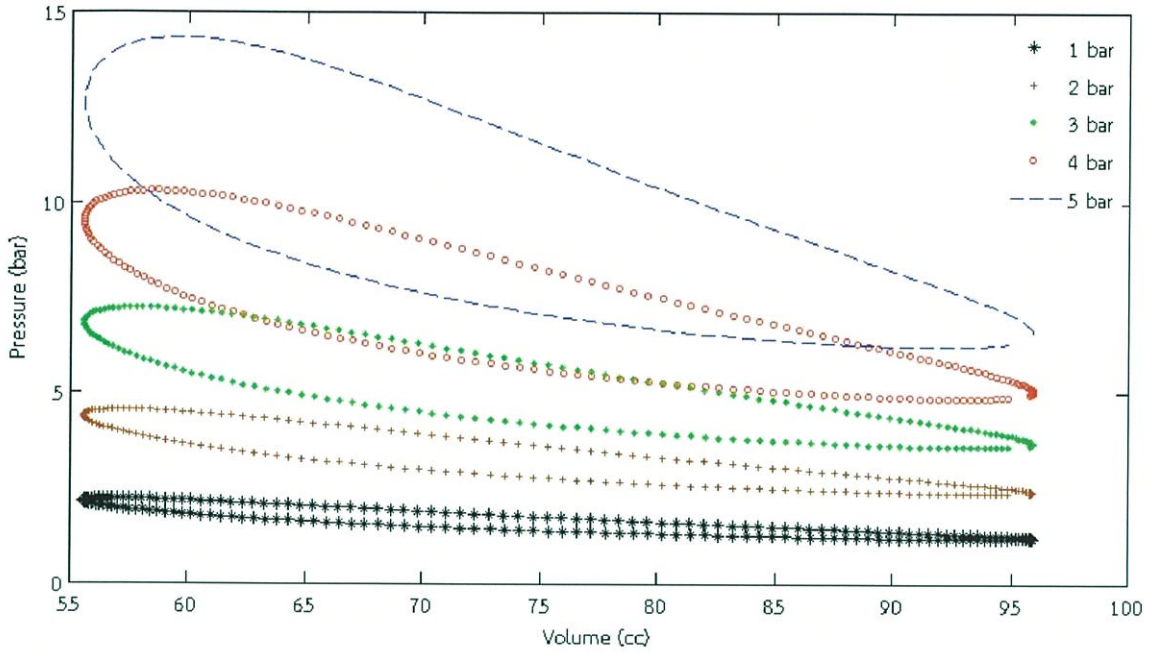
รูปที่ 4.26 กราฟแสดงความสัมพันธ์ของความเร็วกับระยะการเคลื่อนที่ของลูกสูบได้  
เมื่อ  $C_{alt}=0.35$  N-s/m (มากกว่าค่าที่เหมาะสม 10%)

### 4.3 ผลการวิเคราะห์วัฏจักรสเตอร์ลิงตามสมมติฐานของขมิดท์

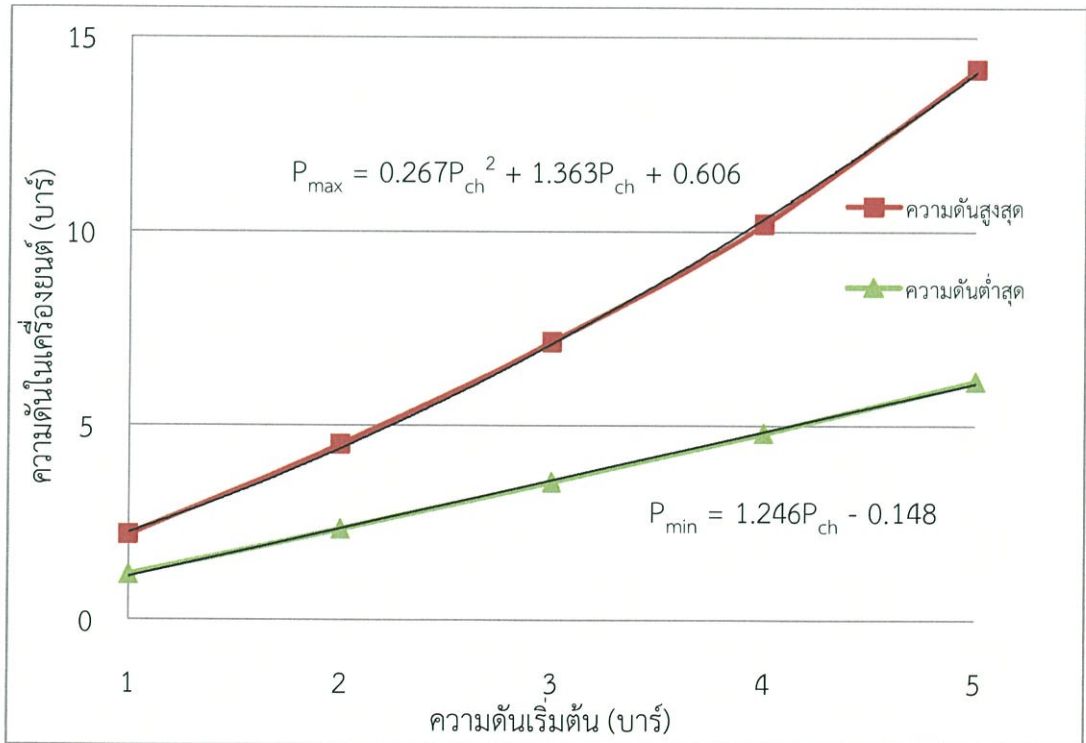
ผลจากการวิเคราะห์วัฏจักรของเครื่องยนต์ในหัวข้อที่ 3.2.7 แสดงในตารางที่ 4.2 เมื่อนำข้อมูลที่ได้จากการวิเคราะห์วัฏจักรของเครื่องยนต์มาพล็อตกราฟเพื่อดูแนวโน้มของตัวแปรต่างๆ กราฟที่ได้แสดงในรูปที่ 4.27-4.29

ตารางที่ 4.2 ตารางแสดงผลการวิเคราะห์วัฏจักรสเตอร์ลิงตามสมมติฐานของขมิดท์

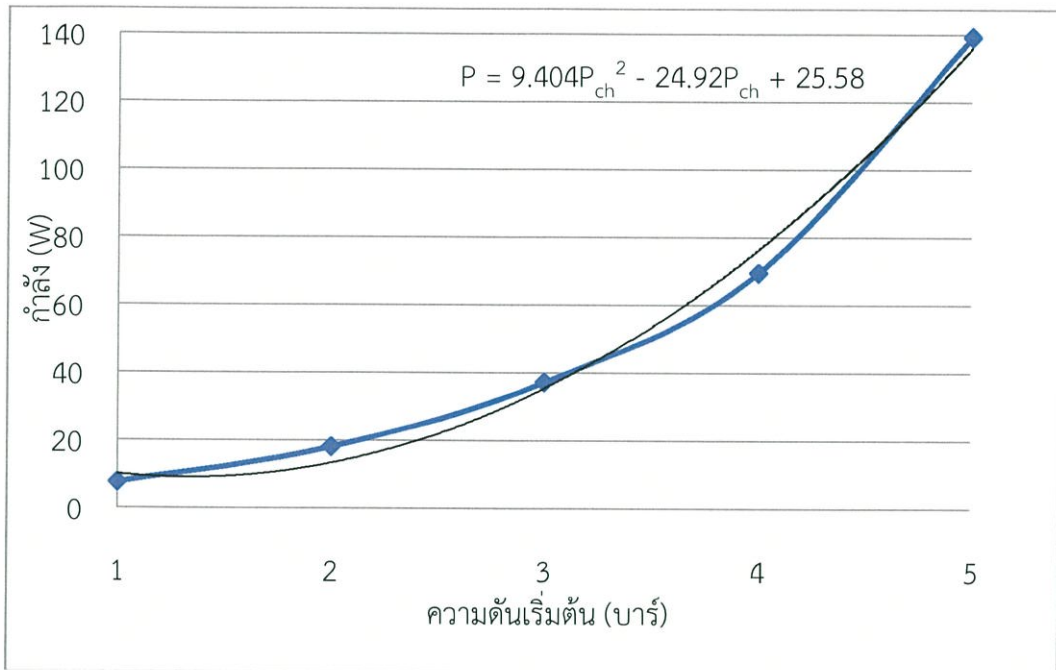
ความดัน (bar)	อุณหภูมิด้านร้อน $T_h$ (K)	ความดันสูงสุด $P_{max}$ (bar)	ความดันต่ำสุด $P_{min}$ (bar)	งานต่อรอบ W (J/cyl)	กำลัง P (W)
1	455	2.18	1.15	1.18	7.44
2	460	4.50	2.32	2.81	18.02
3	510	7.14	3.54	5.25	37.11
4	575	10.18	4.80	8.79	69.43
5	650	14.17	6.14	14.86	139.22



รูปที่ 4.27 กราฟแสดง P-V Diagram ที่ความดันเริ่มต้นต่างๆ



รูปที่ 4.28 กราฟแสดงความสัมพันธ์ของความดันสูงสุดและต่ำสุดในเครื่องยนต์ที่ความดันเริ่มต้นต่างๆ

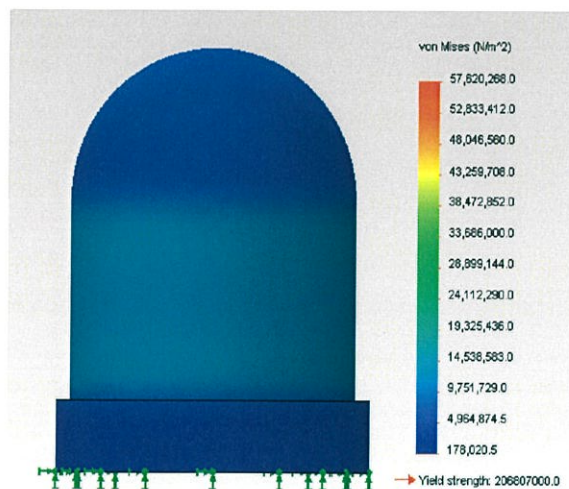


รูปที่ 4.29 กราฟแสดงความสัมพันธ์ของกำลังที่ความดันเริ่มต้นต่างๆ

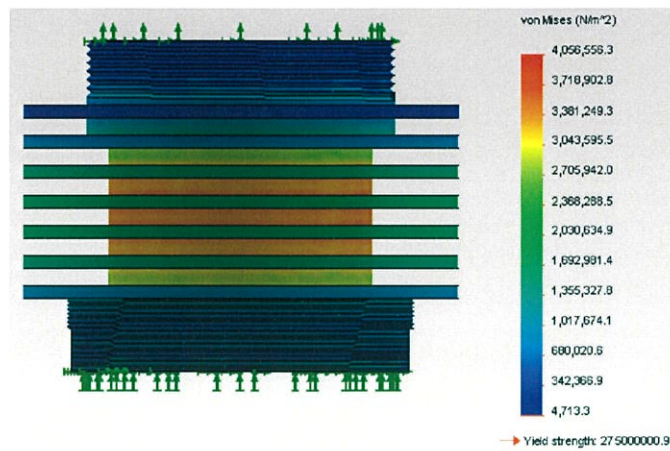
รูปที่ 4.29 แสดงให้เห็นแนวโน้มการเพิ่มขึ้นของกำลังตามความดันเริ่มต้นที่ โดยกำลังมีความสัมพันธ์แบบพหุนามเมื่อยกกับความดันเริ่มต้น

#### 4.4 ผลการวิเคราะห์ความแข็งแรงของชิ้นส่วนเครื่องยนต์

การออกแบบชิ้นส่วนของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงจำเป็นต้องคำนึงถึงความแข็งแรงของวัสดุเป็นอันดับแรก เนื่องจากในเครื่องยนต์ส่วนใหญ่มีการอัดความดันเพื่อเพิ่มกำลังของเครื่องยนต์ โดยเฉพาะชิ้นส่วนที่ทำหน้าที่ถ่ายเทความร้อนต้องคำนึงถึงคุณสมบัติการถ่ายเทความร้อนร่วมกับความแข็งแรงด้วย จากหัวข้อการออกแบบส่วนรับและระบายความร้อนได้คำนวณและออกแบบชิ้นส่วนทั้งสอง หลังจากนั้นจึงทำการจำลองสถานะการทำงานของชิ้นส่วนเครื่องยนต์ด้วยโปรแกรมสำเร็จรูป Solid Work ได้ผลจากการวิเคราะห์ดังรูปที่ 4.30 และ 4.31



รูปที่ 4.30 รูปแสดงการจำลองการทำงานของส่วนรับความร้อน ที่ความดันเริ่มต้น 5 bar



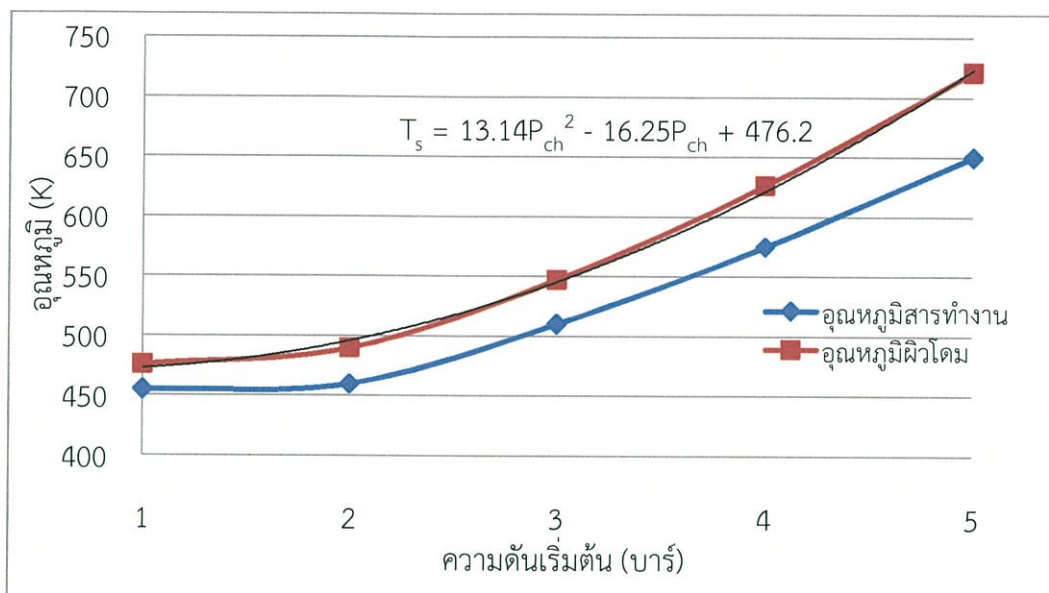
รูปที่ 4.31 รูปแสดงการจำลองการทำงานของส่วนระบายความร้อน ที่ความดันเริ่มต้น 5 bar

#### 4.5 ผลการวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อน

การถ่ายเทความร้อนของส่วนรับความร้อนถูกพิจารณาเป็นสองขั้นตอนคือ การนำความร้อนผ่านโดมรับความร้อนและการพาความร้อนจากผิวโดมด้านในสู่สารทำงานในเครื่องยนต์ ผลจากการวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนในหัวข้อที่ 3.2.7 แสดงในตารางที่ 4.3 โดยที่ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิผิวโดมส่วนรับความร้อนและอุณหภูมิสารทำงาน ( $\Delta T$ ) มีค่าเพิ่มมากขึ้นตามความดันเริ่มต้นที่สูงขึ้น ดังรูปที่ 4.32

ตารางที่ 4.3 ตารางแสดงผลการวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนของเครื่องยนต์

ความดัน (bar)	อุณหภูมิสารทำงาน ด้านร้อน, $T_h$ (K)	อุณหภูมิผิวโดม ส่วนรับความร้อน, $T_s$ (K)	ผลต่างของอุณหภูมิ, $\Delta T$ (K)
1	455	476	21
2	460	490	30
3	510	547	37
4	575	626	51
5	650	721	71



รูปที่ 4.32 กราฟแสดงความสัมพันธ์ของอุณหภูมิสารทำงานและผิวโดมที่ความดันเริ่มต้นต่างๆ

## บทที่ 5

### การทดสอบและผลการทดสอบเครื่องยนต์

#### 5.1 การทดสอบเครื่องยนต์

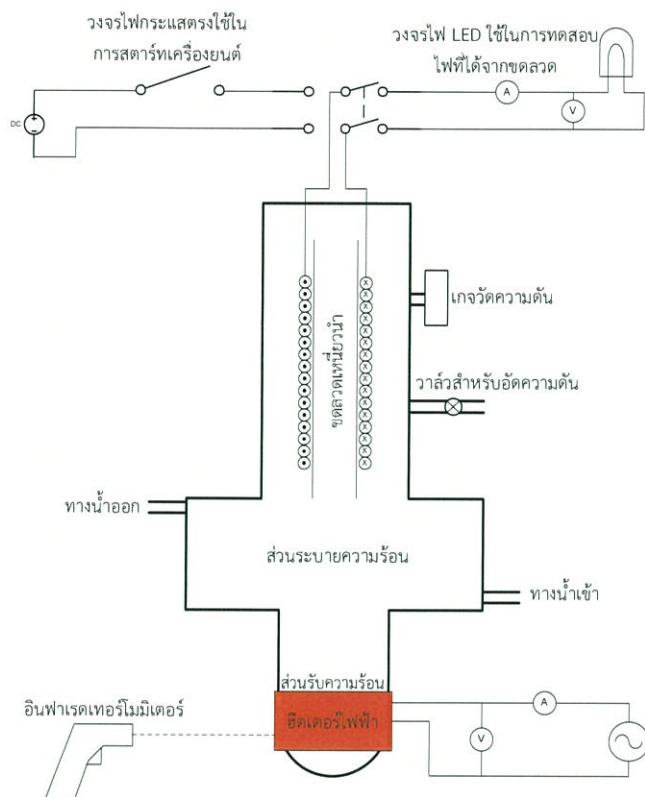
##### 5.1.1 ขอบเขตของการทดสอบเครื่องยนต์

- ให้ความร้อนด้วยฮีตเตอร์ไฟฟ้า
- หล่อเย็นด้วยน้ำ
- ใช้อากาศเป็นสารทำงาน
- เครื่องยนต์ทำงานที่ความดันเริ่มต้น 1 บาร์
- สตาร์ทเครื่องยนต์ด้วยขดลวดเหนี่ยวนำ
- วัดกำลังของเครื่องยนต์จากไฟฟ้าที่ได้จากขดลวดเหนี่ยวนำ

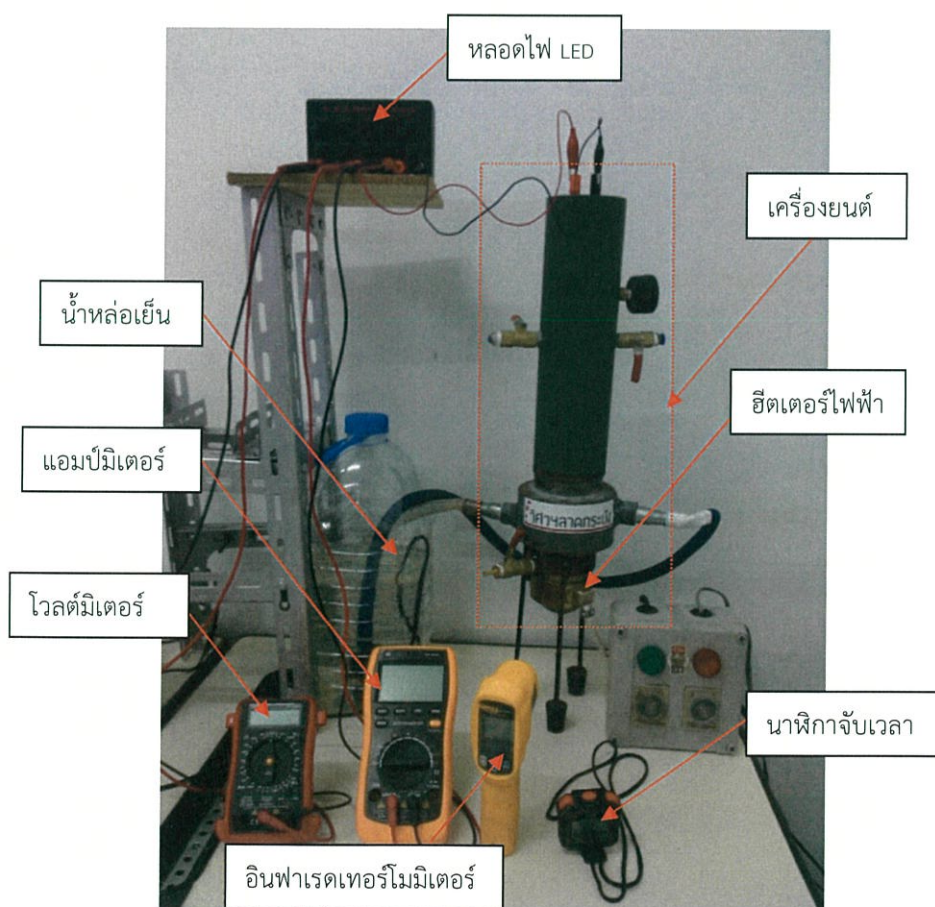
##### 5.1.2 อุปกรณ์และเครื่องมือวัดในการทดสอบเครื่องยนต์

ในการทดลองจะทำการติดตั้งอุปกรณ์และเครื่องมือวัดดังรูปที่ 5.1 และ 5.2 โดยรายละเอียดของอุปกรณ์และเครื่องมือวัดที่ใช้ในการทดสอบเครื่องยนต์มีดังนี้

1. ฮีตเตอร์ไฟฟ้า
2. ขดลวดเหนี่ยวนำ ทำขึ้นโดยการใช้ลวดทองแดงเบอร์ 35 พันรอบท่อพลาสติก 2500 รอบ
3. มัลติมิเตอร์รุ่น UNI-T UT30C 2 ตัว ใช้วัดความต่างศักย์ของไฟที่จ่ายให้ฮีตเตอร์ไฟฟ้า และไฟที่ได้จากขดลวดเหนี่ยวนำ มีความคลาดเคลื่อนในการวัดความต่างศักย์  $\pm 1.2\%$  ของค่าที่วัดได้
4. มัลติมิเตอร์รุ่น UNION UN-860C 2 ตัว ใช้วัดกระแสไฟที่จ่ายให้ฮีตเตอร์ไฟฟ้าและกระแสไฟที่ได้จากขดลวดเหนี่ยวนำ มีความคลาดเคลื่อนในการวัดกระแสไฟฟ้า  $\pm 1.5\%$  ของค่าที่วัดได้
5. มัลติมิเตอร์รุ่น UNION UN-860C 1 ตัว ใช้วัดความถี่ของไฟที่ได้จากขดลวดเหนี่ยวนำ มีความคลาดเคลื่อนในการวัดความถี่  $\pm 0.5\%$  ของค่าที่วัดได้
6. อินฟราเรดเทอร์โมมิเตอร์รุ่น FLUKE 62MAX+ 1 ตัว ใช้วัดอุณหภูมิของส่วนรับความร้อนของเครื่องยนต์ มีความคลาดเคลื่อนในการวัดอุณหภูมิ  $\pm 1\%$  ของค่าที่วัดได้
7. เกจวัดความดันรุ่น E-MC 0-10MPa 1 ตัว ใช้วัดความดันของสารทำงานภายในเครื่องยนต์
8. วงจรแปลงไฟ ใช้แปลงไฟกระแสสลับเป็นกระแสตรง เพื่อจ่ายให้ขดลวดเหนี่ยวนำในการสตาร์ทเครื่องยนต์
9. หลอดไฟ LED ใช้เป็นโหลดในการทดสอบกำลังของเครื่องยนต์



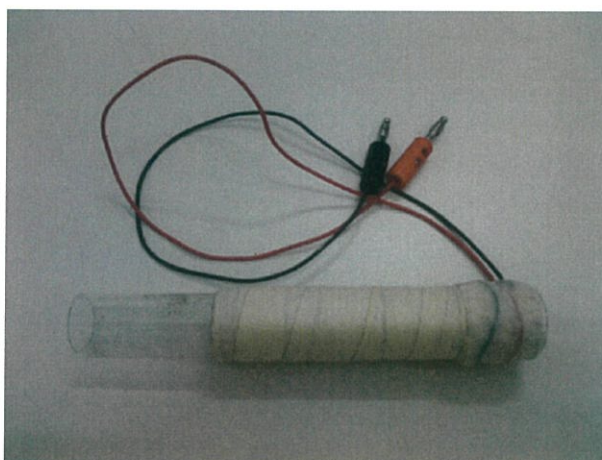
รูปที่ 5.1 รูปแสดงแผนผังการติดตั้งอุปกรณ์และเครื่องมือวัด



รูปที่ 5.2 รูปแสดงการติดตั้งอุปกรณ์และเครื่องมือวัด



รูปที่ 5.3 รูปแสดงฮีตเตอร์ไฟฟ้า



รูปที่ 5.4 รูปแสดงขดลวดเหนี่ยวนำ



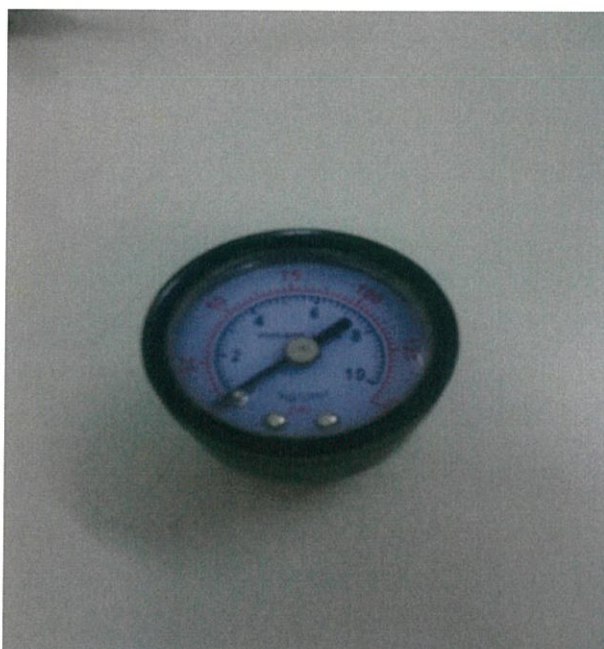
รูปที่ 5.5 รูปแสดงมัลติมิเตอร์รุ่น UNI-T UT30C



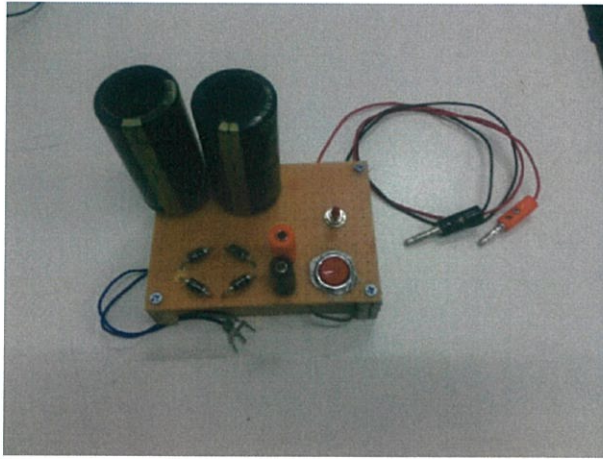
รูปที่ 5.6 รูปแสดงมัลติมิเตอร์รุ่น UNION UN-860C



รูปที่ 5.7 รูปแสดงอินฟราเรดเทอร์โมมิเตอร์รุ่น FLUKE 62MAX+



รูปที่ 5.8 รูปแสดงเกจวัดความดันรุ่น E-MC 0-10MPa



รูปที่ 5.9 รูปแสดงวงจรแปลงไฟ



รูปที่ 5.10 รูปแสดงหลอดไฟ LED

### 5.1.3 ขั้นตอนการทดสอบเครื่องยนต์

1. ใช้ความดันเริ่มต้น 1 บาร์ในการทดสอบเครื่องยนต์
2. เปิดน้ำหล่อเย็น
3. เริ่มจับเวลาเมื่อเริ่มให้ความร้อนแก่เครื่องยนต์ด้วยฮีตเตอร์ไฟฟ้า
4. บันทึกอุณหภูมิของส่วนรับความร้อนที่อ่านได้จากอินฟาเรดเทอร์โมมิเตอร์ทุกๆ 30 วินาที
5. สตาร์ทเครื่องยนต์เมื่อเวลาผ่านไป 3 นาที หากเครื่องยนต์ยังไม่ทำงานให้สตาร์ทอีกทุกๆ 30 วินาที (3 นาที เป็นระยะเวลาที่เครื่องยนต์สะสมความร้อนได้มากพอที่จะเริ่มทำงานได้)
6. เมื่อเครื่องยนต์เริ่มทำงานเริ่มวัดความถี่ของเครื่องยนต์ โดยยังไม่เปิดหลอด LED (เพื่อไม่ให้มีภาระไหล) จนกระทั่งความถี่คงที่จึงเริ่มเปิดหลอดไฟหลอดแรก
7. หลังจากเปิดหลอดไฟ รอกจนความถี่คงที่ จึงบันทึกความถี่ของเครื่องยนต์, ศักย์ไฟฟ้า และกระแสไฟฟ้าที่ได้จากขดลวด
8. เปิดหลอดไฟเพิ่มขึ้นทีละหลอด แล้วทำข้อ 7 ซ้ำ จนกระทั่งเครื่องยนต์หยุดทำงาน (เครื่องยนต์หยุดทำงานเนื่องจากมีไหลจากหลอดไฟมากกว่ากำลังของเครื่องยนต์)

## 5.2 ผลการทดสอบเครื่องยนต์

การทดสอบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระในเบื้องต้นพบว่า เครื่องยนต์ไม่สามารถทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพ คือความถี่และระยะเวลาเคลื่อนที่ของลูกสูบไม่คงที่แม้จะปรับเปลี่ยนตัวแปรต่างๆให้ตรงตามค่าที่วิเคราะห์ได้ก็ตาม จึงแก้ไขโดยการติดสปริงกลที่ปลายกระบอกสูบของลูกสูบกำลัง เพื่อช่วยให้ลูกสูบกำลังไม่หลุดออกนอกกระบอกสูบและทำงานได้คงที่มากขึ้น และปรับระยะของสปริงดังกล่าวเพื่อควบคุมระยะเวลาเคลื่อนที่ของลูกสูบกำลัง

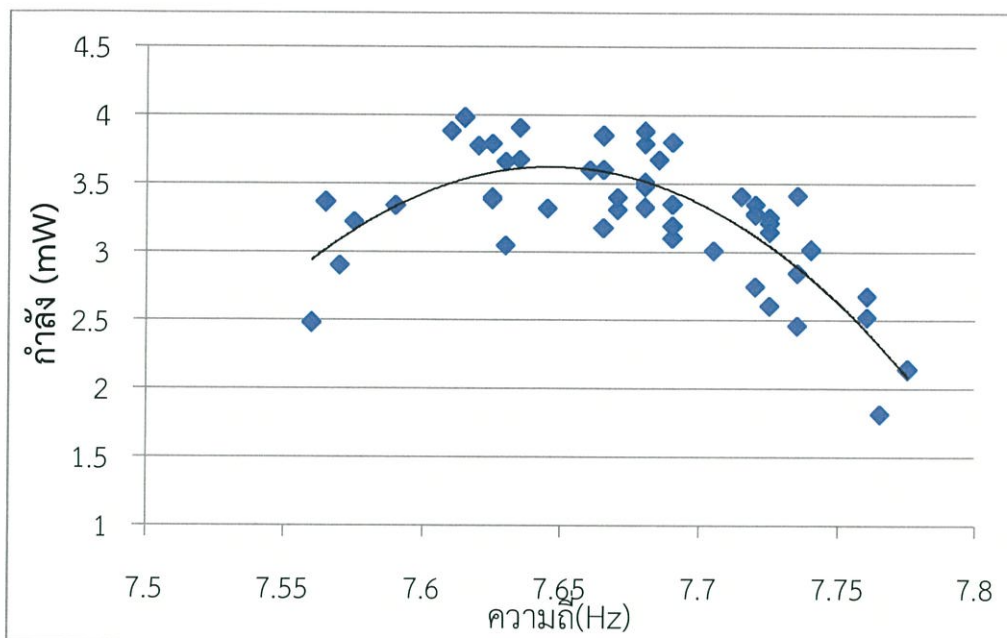
การทดสอบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระที่ทำงานที่ความดันบรรยากาศ โดยเครื่องยนต์ได้รับความร้อนจากฮีตเตอร์ไฟฟ้า และถูกหล่อเย็นด้วยน้ำ ผลปรากฏว่าเครื่องยนต์สามารถทำงานได้เมื่ออุณหภูมิด้านร้อนของเครื่องยนต์อยู่ในช่วง 353-473 K เครื่องยนต์มีความถี่อยู่ในช่วง 7.55-7.58 Hz กำลังไฟฟ้าที่วัดได้มีค่าสูงสุด 4.24 mW ที่ความถี่ 7.5 Hz โดยความสัมพันธ์ระหว่างกำลังและความถี่ของเครื่องยนต์สำหรับระยะเวลาเคลื่อนที่ของลูกสูบกำลัง 4.5-6.0 เซนติเมตรแสดงในรูปที่ 5.11 -5.14

รูปที่ 5.11 -5.14 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังและความถี่ของเครื่องยนต์สำหรับระยะเวลาเคลื่อนที่ของลูกสูบกำลัง 4.5-6.0 เซนติเมตร ตามลำดับ จะเห็นได้ว่าทุกๆค่าระยะเวลาเคลื่อนที่ของลูกสูบกำลัง ที่ทำการทดสอบแนวโน้มกำลังของเครื่องยนต์มีทิศทางเดียวกันคือ กำลังจะเพิ่มขึ้นตามความถี่ จนกระทั่งถึงค่าความถี่ค่าหนึ่งจะทำให้เครื่องยนต์ได้กำลังสูงสุด และเมื่อความถี่มีค่ามากกว่าความถี่ดังกล่าวกำลังของเครื่องยนต์จะลดลงเมื่อความถี่เพิ่มขึ้น

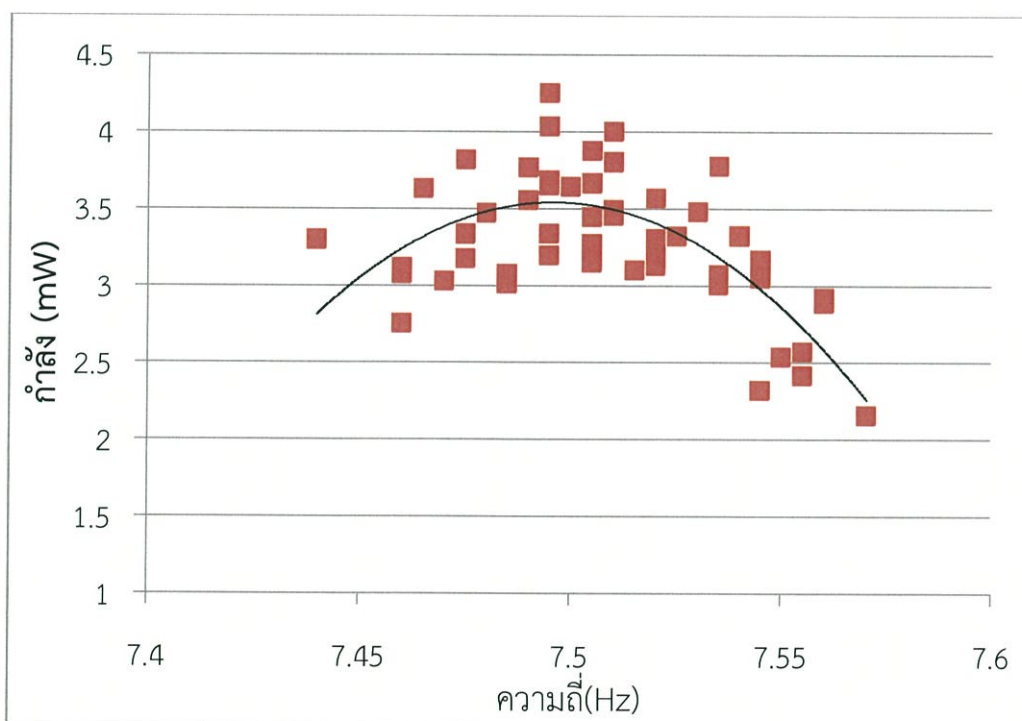
ที่ระยะเวลาเคลื่อนที่ของลูกสูบกำลัง 4.5 และ 5.0 เซนติเมตร เครื่องยนต์มีช่วงความถี่ 7.5-7.8 Hz และ 7.4-7.6 Hz ตามลำดับ ได้กำลังสูงสุด 4.00 และ 4.24 mW ตามลำดับ ดังรูปที่ 5.11 และ 5.12

ที่ระยะเวลาเคลื่อนที่ของลูกสูบกำลัง 5.5 และ 6.0 เซนติเมตร เครื่องยนต์มีช่วงความถี่ 7.3-7.5 Hz และ 7.3-7.4 Hz ตามลำดับ ได้กำลังสูงสุด 3.89 และ 3.70 mW ตามลำดับ ดังรูปที่ 5.13 และ 5.14

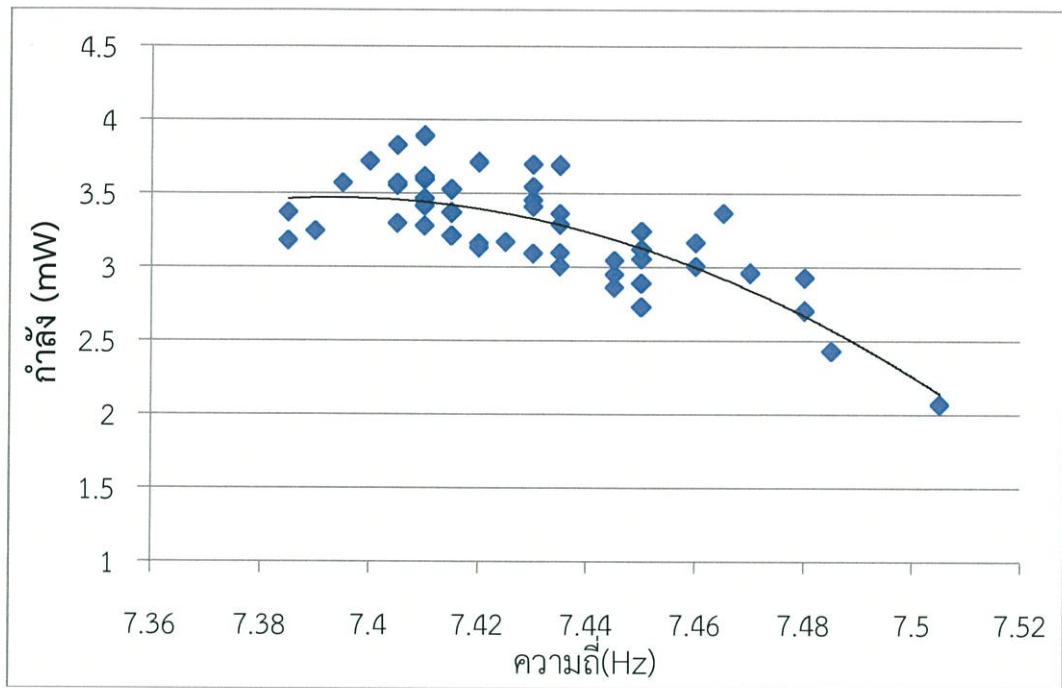
จากความสัมพันธ์ระหว่างกำลังและความถี่ของเครื่องยนต์ที่ระยะเวลาเคลื่อนที่ของลูกสูบกำลังต่างๆ จะพบว่าระยะเวลาเคลื่อนที่ของลูกสูบกำลัง ที่เครื่องยนต์มีกำลังสูงสุดคือ 5.0 เซนติเมตร โดยมีกำลังสูงสุดที่ 4.24 mW และที่ระยะเวลาเคลื่อนที่ของลูกสูบกำลังอื่นๆ เครื่องยนต์มีกำลังสูงสุดใกล้เคียงกัน คือประมาณ 4.00 mW



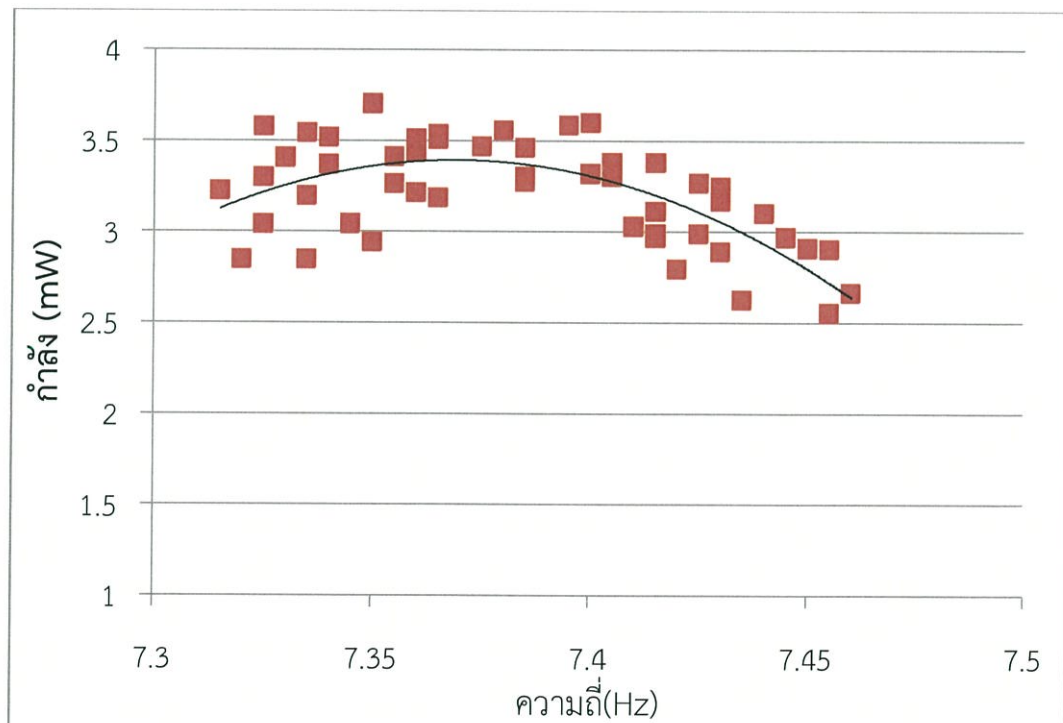
รูปที่ 5.11 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังและความถี่ของเครื่องยนต์  
ที่ระยะการเคลื่อนที่ของลูกสูบกำลัง 4.5 เซนติเมตร



รูปที่ 5.12 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังและความถี่ของเครื่องยนต์  
ที่ระยะการเคลื่อนที่ของลูกสูบกำลัง 5.0 เซนติเมตร



รูปที่ 5.13 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังและความถี่ของเครื่องยนต์  
ที่ระยะการเคลื่อนที่ของลูกสูบกำลัง 5.5 เซนติเมตร



รูปที่ 5.14 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังและความถี่ของเครื่องยนต์  
ที่ระยะการเคลื่อนที่ของลูกสูบกำลัง 6.0 เซนติเมตร

## บทที่ 6

### สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ

การศึกษาการออกแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระ เริ่มจากการศึกษาทฤษฎีต่างๆเกี่ยวกับการทำงานและการออกแบบเครื่องยนต์ เมื่อได้ข้อมูลที่เพียงพอจึงทำการร่างแบบของเครื่องยนต์ และวิเคราะห์วัฏจักรของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงโดยใช้สมมติฐานของชมิตท์ วิเคราะห์การเคลื่อนที่ของลูกสูบด้วยค่าไอเกนและไอเกนเวกเตอร์และทฤษฎีการหาเสถียรภาพของราซ-ฮอว์วิทซ์ เพื่อหาสภาวะการทำงานที่เหมาะสมของเครื่องยนต์ หลังจากนั้นวิเคราะห์และออกแบบส่วนรับและระบายความร้อน และทำการทดสอบเครื่องยนต์ที่ความดันเริ่มต้น 1 บาร์ โดยในการศึกษานี้มีข้อสรุปและข้อเสนอแนะดังนี้

#### 6.1 สรุปผลการวิจัย

##### 6.1.1 สรุปผลการวิเคราะห์เครื่องยนต์

การวิเคราะห์การทำงานของเครื่องยนต์ที่ความดันเริ่มต้น 1-5 บาร์ ตัวแปรที่วิเคราะห์ทั้ง 5 ตัว คือ ค่าคงที่สปริงลูกสูบไล่, มวลลูกสูบกำลัง, มวลลูกสูบไล่ และความหน่วงเนื่องจากโหลดที่จะทำให้เครื่องยนต์ทำงานอย่างมีเสถียรภาพมีค่าเพิ่มขึ้นตามความดันและอุณหภูมิด้านร้อนของเครื่องยนต์ โดยที่อุณหภูมิของสารทำงานด้านร้อนและสัมประสิทธิ์แดมป์เนื่องจากโหลดมีความสัมพันธ์แบบพหุนามเชิงลบกับความดันเริ่มต้น ส่วนค่าคงที่สปริงของลูกสูบไล่, มวลลูกสูบไล่ และมวลลูกสูบกำลัง มีความสัมพันธ์แบบเชิงเส้นกับความดันเริ่มต้น

การวิเคราะห์อิทธิพลของตัวแปรทั้ง 5 ตัวต่อเสถียรภาพของเครื่องยนต์แสดงให้เห็นว่าการเปลี่ยนแปลงของมวลลูกสูบไล่มีผลต่อเสถียรภาพของเครื่องยนต์มากที่สุด รองลงมาคือสัมประสิทธิ์แดมป์เนื่องจากโหลด, มวลลูกสูบกำลัง, ค่าคงที่สปริงลูกสูบไล่ และอุณหภูมิด้านร้อนมีผลน้อยที่สุด

การวิเคราะห์วัฏจักรของเครื่องยนต์ที่ความดันต่างๆ สรุปได้ว่ากำลังของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นตามความดัน แต่การเพิ่มกำลังเครื่องยนต์จำเป็นต้องเพิ่มอุณหภูมิด้านร้อนของเครื่องยนต์ตามความดันด้วย เพราะการเพิ่มความดันเพียงอย่างเดียวจะทำให้เครื่องยนต์ทำงานอย่างไม่มีเสถียรภาพ

การวิเคราะห์ความแข็งแรงของส่วนรับและระบายความร้อนเพื่อหาขนาดความหนาน้อยสุดของชิ้นส่วนดังกล่าวที่สามารถรองรับสภาวะการทำงานของเครื่องยนต์ที่ความดันเริ่มต้น 5 บาร์ ได้ ซึ่งขนาดความหนาของส่วนรับและระบายความร้อน 1.5 และ 2.0 มิลลิเมตร สามารถรองรับสภาวะการทำงานของเครื่องยนต์ได้

การวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนในส่วนรับความร้อนพบว่าเมื่อความดันเริ่มต้นของสารทำงานเพิ่มขึ้น ต้องให้ความร้อนแก่เครื่องยนต์เพิ่มขึ้น ดังนั้นอุณหภูมิผิวของส่วนรับความร้อนก็ต้องเพิ่มขึ้นตามเพราะพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนคงที่

### 6.1.2 สรุปผลการทดสอบเครื่องยนต์

การทดสอบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระในเบื้องต้นพบว่า เครื่องยนต์ไม่สามารถทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพ คือความถี่และระยะเวลาเคลื่อนที่ของลูกสูบไม่คงที่แม้จะปรับเปลี่ยนตัวแปรต่างๆให้ตรงตามค่าที่วิเคราะห์ได้ก็ตาม เนื่องจากในการทำงานจริงของเครื่องยนต์สารทำงาน (อากาศ) ในแต่ละส่วนเครื่องยนต์ไม่ได้มีความดันและอุณหภูมิเท่ากันเหมือนในสมมติฐานที่ใช้ในการวิเคราะห์ ซึ่งทำให้บางรอบของเครื่องยนต์ได้กำลังสูง แต่บางรอบกำลังต่ำ จึงเป็นสาเหตุว่าทำไมเครื่องยนต์ไม่สามารถทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพ แต่สามารถแก้ไขได้โดยการติดตั้งสปริงกลที่ปลายกระบอกสูบของลูกสูบกำลัง เพื่อช่วยให้ลูกสูบกำลังทำงานได้คงที่มากขึ้น

การทดสอบเครื่องยนต์ทำงานที่ความดันบรรยากาศ เครื่องยนต์ได้รับความร้อนจากฮีตเตอร์ไฟฟ้าด้วยอัตรา 100 W และถูกหล่อเย็นด้วยน้ำ เครื่องยนต์ผลิตกำลังทางไฟฟ้าได้สูงสุด 4.24 mW ประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ 0.0042%

การทดสอบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระที่ทำงานที่ความดันบรรยากาศ โดยเครื่องยนต์ได้รับความร้อนจากฮีตเตอร์ไฟฟ้า และถูกหล่อเย็นด้วยน้ำ ค่าคงที่สปริงของลูกสูบไล่ 300 N/m, มวลของลูกสูบกำลังและลูกสูบไล่ 145 และ 162 g ตามลำดับ ผลปรากฏว่าเครื่องยนต์สามารถทำงานได้เมื่ออุณหภูมิด้านร้อนของเครื่องยนต์อยู่ในช่วง 353-473 K ระยะเวลาเคลื่อนที่ของลูกสูบกำลังอยู่ในช่วง 5.5-6.0 cm เครื่องยนต์มีความถี่อยู่ในช่วง 7.31-7.78 Hz กำลังไฟฟ้าที่วัดได้มีค่าสูงสุด 4.24 mW ที่ความถี่ 7.5 Hz ซึ่งสอดคล้องกับผลการวิเคราะห์ทางทฤษฎีคือ เครื่องยนต์ที่ทำงานที่ความดันบรรยากาศจะทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพเมื่อมีอุณหภูมิด้านร้อน 455 K ค่าคงที่สปริงของลูกสูบไล่ 302 N/m, มวลของลูกสูบกำลังและลูกสูบไล่ 145 และ 162 g ตามลำดับ ทำให้ลูกสูบกำลังมีระยะเวลาเคลื่อนที่ 6.67 cm

กำลังของเครื่องยนต์ที่ได้จากการทดสอบแตกต่างจากค่าที่ได้จากการประมาณกำลังตามสูตรของเบลล์ คือ ผลจากการประมาณกำลังด้วยสูตรของเบลล์ พบว่าเครื่องยนต์จะมีกำลังประมาณ 2 W แต่จากการทดลองพบว่ากำลังที่ได้คือ 4.24 mW ซึ่งแตกต่างกันค่อนข้างมาก เนื่องจากกำลังตามสูตรของเบลล์เป็นการประมาณกำลังของเพลลา (Shaft power) แต่ในการทดสอบเครื่องยนต์ในงานวิจัยนี้ได้ใช้ชุดแม่เหล็กกับขดลวดเหนี่ยวนำมาเปลี่ยนกำลังทางกลเป็นกำลังไฟฟ้า ซึ่งชุดแม่เหล็กและขดลวดดังกล่าวมีประสิทธิภาพต่ำและมีการสูญเสียภายในขดลวด ทำให้ไม่สามารถเปลี่ยนพลังงานกลของเครื่องยนต์เป็นพลังงานไฟฟ้าได้อย่างสมบูรณ์แบบ จึงทำให้กำลังทางไฟฟ้าที่ได้จากการเหนี่ยวนำน้อยตามไปด้วย

ผลของการวิจัยนี้ได้ชี้ให้เห็นว่าเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระสามารถทำงานได้ตามวัฏจักรสเตอร์ลิง แต่กำลังของเครื่องยนต์ที่ได้ยังมีค่าน้อย อย่างไรก็ตามกำลังของเครื่องยนต์สามารถเพิ่มขึ้นได้ถ้าทำการเพิ่มความดันเริ่มต้น และใช้สารทำงานที่มีคุณสมบัติที่เหมาะสม เช่น ฮีเลียม หรือไฮโดรเจน นอกจากนี้การปรับปรุงระบบการกำเนิดไฟฟ้าด้วยขดลวดเหนี่ยวนำให้มีประสิทธิภาพสูงสุด จะช่วยให้ได้กำลังทางไฟฟ้ามากขึ้นด้วย

## 6.2 ข้อเสนอแนะ

การออกแบบและทดสอบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระมีข้อเสนอแนะดังนี้

1. การประมาณกำลังของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเพื่อการออกแบบและสร้างเครื่องยนต์ ควรใช้ค่าเบลล์นัมเบอร์เส้นล่างสุด(มี 3 เส้น) เพื่อเป็นการเผื่อความไม่สมบูรณ์แบบของการสร้างเครื่องยนต์
2. การออกแบบควรเลือกใช้ชิ้นส่วนมาตรฐาน(Standard Part) ให้มากที่สุดเท่าที่เป็นไปได้ เนื่องจากจะช่วยลดปัญหาการสร้างขึ้นส่วนนั้นๆ และแก้ไขได้ง่ายเมื่อเกิดการชำรุดเสียหาย
3. ระบบให้ความร้อนแก่เครื่องยนต์ควรมีการออกแบบเป็นอย่างดี เพื่อให้ความร้อนเข้าสู่เครื่องยนต์ได้ดีที่สุด และลดการสูญเสียความร้อนแก่สิ่งแวดล้อม จะเป็นแนวทางหนึ่งที่จะช่วยเพิ่มประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ได้
4. การออกแบบส่วนรับความร้อนให้เป็นแบบหลอด(Tube) จะมีประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนสู่สารทำงานภายในเครื่องยนต์ได้ดีกว่าส่วนรับความร้อนแบบโดม เนื่องจากแบบหลอดมีพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนมากกว่า
5. การเลือกใช้สารทำงานที่มีคุณสมบัติที่เหมาะสมกว่าอากาศเช่น ฮีเลียมหรือไฮโดรเจน จะช่วยเพิ่มกำลังของเครื่องยนต์ได้
6. ระบบขดลวดเหนี่ยวนำที่นำมาใช้ผลิตกระแสไฟฟ้าควรได้รับการออกแบบที่ดี เพื่อลดการสูญเสียกำลังของเครื่องยนต์ระหว่างการเปลี่ยนพลังงานกลเป็นพลังงานไฟฟ้า
7. ควรใช้วงจรแปลงกระแสไฟฟ้าที่ได้จากขดลวดเหนี่ยวนำให้เป็นกระแสตรง (DC) เพื่อให้การวัดกระแสและความต่างศักย์ไฟฟ้าทำได้ง่ายและแม่นยำมากขึ้น
8. โหลดที่นำมาใช้วัดกำลังของเครื่องยนต์ควรเป็นโหลดที่ปรับค่าได้อย่างละเอียด เช่น ตัวต้านทานปรับค่าได้ จะช่วยให้วัดกำลังของเครื่องยนต์ได้แม่นยำมากขึ้น
9. การนำเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระไปใช้ร่วมกับพลังงานแสงอาทิตย์เป็นทางเลือกที่น่าสนใจเป็นอย่างยิ่ง เนื่องจากเครื่องยนต์รูปแบบนี้มีความกะทัดรัด สะดวกต่อการติดตั้งกับระบบจานรวมแสงอาทิตย์ และพลังงานแสงอาทิตย์เป็นพลังงานสะอาดที่ไม่มีต้นทุน

## เอกสารอ้างอิง

- [1] กระทรวงพลังงาน, แผนพัฒนาพลังงานทดแทนและพลังงานทางเลือก พ.ศ.2555-2564, 2012
- [2] กระทรวงพลังงาน, แผนอนุรักษ์พลังงาน พ.ศ. 2554 - 2573, 2011
- [3] กระทรวงพลังงาน, แผนพัฒนากำลังผลิตไฟฟ้าของประเทศไทย พ.ศ. 2553-2573, 2010
- [4] Willard W. Pulkrabek, Engineering Fundamental of the Internal Combustion Engine, Pearson Education, Inc., 1997
- [5] G. Walker, Stirling Engine, Oxford Science Publication, 1980
- [6] C. M. Hargreaves, The Philips Stirling Engine, Elsevier, 1991
- [7] Kongtrakool B, Somchai W, A review of solar-powered Stirling engine and low temperature differential Stirling engines, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 7 (2003) 131–154
- [8] Rayner Joel, Basic Engineering Thermodynamics 5<sup>th</sup>, Addison Wesley Longman Limited, 1996
- [9] มนตรี พิรุณเกษตร, คู่มืออุณหพลศาสตร์ 1, วิทย์พัฒนา, 2004
- [10] พงษ์ศักดิ์ ชินนาบุญ, ฟิสิกส์ ระดับมหาวิทยาลัย 1, วิทย์พัฒนา, 2006
- [11] Kongtrakool B, Somchai W, Investigation on power output of the gamma-configuration low temperature differential Stirling engine, Renewable Energy, 30 (2005) 465–476
- [12] Colin D. West, Principle and application of Stirling engine, Van Nostrand Reinhold Company, 1986
- [13] Singiresu S. Roa, Mechanical vibration 5<sup>th</sup>, Pearson Education, Inc., 2010
- [14] E.D. Rogdakis, N.A. Bormpilas and I.K. Koniakos, A thermodynamic study for the optimization of stable operation of free piston Stirling engines, Energy Conversion and Management 45 (2004) 575–593
- [15] J. Boucher, F. Lanzetta and P. Nika, Optimization of a dual free piston Stirling engine, Applied Thermal Engineering 27 (2007) 802–811
- [16] Daniel J. Inmann, Mechanical vibration, Prentice-hall International, Inc., 1994
- [17] M. L. James, G. M. Smith, J. C. Wolford, P.W. Whaley, Vibration of Mechanical and Structure System, Harper Collins College Publishers, 1994
- [18] David Montague Berchowitz, Stirling Cycle Engine Design and Optimization, University of the Witwatersrand, 1986.
- [19] E.D. Rogdakis, N.A. Bormpilas and I.K. Koniakos, A thermodynamic study of the Thermal Performance of Free Piston Stirling Engine Prime Move
- [20] Frederick S. Sherman, Viscous Flow, McGraw-Hill Publishing Company, 1990
- [21] Munson, Young, Okiishi, Huebsch, Fluid Mechanics, John Wiley and Sons, Inc., 2010
- [22] Yunus A. Cengel, Heat and Mass Transfer Fundamental and Applications, McGraw-Hill Publishing Company, 2011
- [23] วรสิทธิ์ อึ้งภากรณ์, ชาญ ถนังงาน, การออกแบบเครื่องจักรกล, ซีเอ็ดดูเคชั่น, 1979

- [24] Robert L. Mott, Machine Element in Mechanical Design 4th, Pearson Education, Inc., 2004
- [25] Ansel C. Ugural, Mechanics of Material, John Wiley and Sons, Inc., 2008
- [26] พงษ์ศักดิ์ ชินนาบุญ, ฟิสิกส์ ระดับมหาวิทยาลัย 2, วิทยพัฒน์, 2006
- [27] D. G. Thombare and S.K Verma, Technological development in the Stirling cycle engines, Renewable and Sustainable Energy Reviews 12 (2008) 1–38
- [28] Sutapat Kwankoameng, Banterng Silsakoolsook and Tisakorn Kaweemongkolrat, Experimental Investigation of a Free-Piston Stirling Engine, The 12th Annual Conference of Thai Society of Agricultural Engineering
- [29] Halit Karabulut, Dynamic analysis of a free piston Stirling engine working with closed and open thermodynamic cycles, Renewable Energy 36 (2011) 1704-1709

ภาคผนวก

บทความที่ได้รับการตีพิมพ์



# 2013 International Conference on Alternative Energy in Developing Countries and Emerging Economies (2013 AEDCEE)

## Proceeding of Abstracts

May 30-31, 2013

Pullman Bangkok King Power Hotel  
Bangkok, Thailand



Co-Organized by

- Research and Development Institute, Thaksin University, THAILAND
- Université de Moncton, CANADA
- University of Maryland, USA
- National Research Council of Thailand (NRCT), THAILAND
- Faculty of Science, Thaksin University, THAILAND
- Research Center in Energy and Environment, Thaksin University, THAILAND

# Investigation on Stability and Performance of a Free-Piston Stirling Engine

Sutapat Kwankaomeng<sup>1</sup>, Banterng Silpsakulsuk<sup>2</sup>, Tisakorn Kaweemongkolrat<sup>1</sup> and Pongnarin Savangvong<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Bangkok, Thailand 10520

<sup>2</sup> Department of Chemistry, Faculty of Science, Siam University, Bangkok, Thailand, 10160.

## ABSTRACT

The stable operation of a free-piston Stirling engine will be achieved when both engine configurations and operating conditions are optimum. This paper presents stability and performance investigation of free-piston Stirling engine. Isothermal analysis is considered in the simulation. Dynamic motion of engine pistons such as the displacer and the power piston are both obtained. For engine design, the optimum parameters are given such as engine specifications, engine characteristics and working conditions to yield the maximum efficiency and reliability. The prototype was built and tested. The comparison of both experimental and simulation results are provided and discussed.

Keyword: Dynamic, Free-piston Stirling engine, Isothermal, Optimum, Stirling engine.

## INTRODUCTION

Global warming affects significantly on the current climate in all areas of the world. Many researchers investigated that the increasing of world temperature results from the rise and excess of CO<sub>2</sub> is the major problem because of green house effect. The main source of CO<sub>2</sub> is come from fossil fuel combustion as in automobile, internal combustion engine (ICE) machine, industrial factories, power plants and etc. Fossil fuel, even though, provides such high energy and meets requirement but it also gives CO<sub>2</sub> and pollutions. Alternative and renewable energy, therefore, was used to compensate and reduce excess CO<sub>2</sub> such as biomass and solar energy. Stirling engine, first patented by Robert Stirling in 1816, is a mechanical device that can be used to convert heat from multi-fuels to be useful power without combustion inside the engine and no pollution. Many applications were investigated and integrated with the Stirling engine. Free piston Stirling engine (FPSE) was invented by W. Beale. Modern Stirling engine was developed by using advanced technology materials and manufacturing processes. Consequently, FPSE is a potential and perspective engine for the practical use in both present and future.

Wood J G. et al, [1] studied the thermodynamic performance and characterization for three models of current Sun power free-piston Stirling engines: 35 W, 80 W and 1.1 kW. Sun power engines achieve overall efficiencies of greater than 55% of Carnot efficiency.

Rogdakis E.D. et al, [2] presented the thermodynamic investigation for the optimization of stable operation of FPSE. The equations of the angular velocity are solved analytically in terms of mass of the working gas and the displacer-piston phase angle of the machine. Using the criterion of stable engine cyclic steady operation, a mathematically rigorous form is obtained for the main parameters of the engine. The thermodynamic magnitudes are obtained by using the Schmidt analysis (isothermal model).

Kim S Y. et al, [3] proposed the design of an advanced small 35 W- FPSE with integral linear alternator for space power applications. Notable features of the design are high thermal to electric energy conversion efficiencies (exceeding 50 percent of Carnot) and high specific power (~100 W/kg).

Boucher J. et al, [4] presented the dynamic behavior of a dual free-piston Stirling engine (DFPSE) coupled with an asynchronous linear alternator. They evaluated the thermo-mechanical conditions for stable operation of the engine. The DFPSE produces a mechanical power of 1 kW and it has a design operating point of 1.4 MPa corresponding to the frequency about 22 Hz. Helium is the working fluid.

Vichaidit N. et al, [5] designed, manufactured and tested the free piston Stirling engine having 46.65 cm<sup>3</sup> swept volume. The prototype was operated with temperature in the range of 100 °C – 280 °C at atmospheric pressure. Frequency-stroke characteristics of the engine were measured. The experimental results showed that the maximum output power of 4.69 W was obtained at the hot space and cold space temperature of 163 °C and 40 °C, respectively, and frequency and stroke of 4 Hz and 40 mm, respectively

Kwankaomeng S. et al, [6] presented performance of FPSE with the swept volume of 23 cm<sup>3</sup>. Engine was unpressurized. Air is used as the working gas. The prototype is heated by alcohol burner and cooled by air. The testing results showed that the engine obtained output power about 0.10 W at 730 rpm of engine speed with the input heat rate of 10.45 W. However, the research is only a preliminary experiment to determine the performance of the engine. This study, therefore, was conducted experimental tests in order to evaluate the appropriate value of crucial parameter for the stable operation of the engine.

**Nomenclature**

$A_d$	The cross-section area of the displacer ( $m^2$ )
$A_p$	The cross-section area of the piston ( $m^2$ )
$A_{dr}$	The cross-section area of the displacer rod ( $m^2$ )
$D_d$	The damping coefficient of the displacer motion ( $N s m^{-1}$ )
$D_p$	The damping coefficient of the piston motion ( $N s m^{-1}$ )
$M_d$	The mass of the displacer (kg)
$M_p$	The mass of the piston (kg)
$M$	The total mass of the gas in the engine (kg)
$P$	The instantaneous pressure (Pa)
$P_{atm}$	The atmosphere pressure (Pa)
$P_c$	The compression volume pressure (Pa)
$P_h$	The expansion volume pressure (Pa)
$P_{max}$	The maximum pressure (Pa)
$P_{mean}$	The mean pressure (Pa)
$P_w$	The working volume pressure (Pa)
$R$	The working gas constant ( $J/ kg K$ )
$t$	Time (s)
$S_d$	The stroke of the displacer (m)
$S_p$	The stroke of the piston (m)
$T_c$	The cold volume temperature (K)
$T_h$	The hot volume temperature (K)
$T_r$	The mean temperature of the regenerative channel (K)
$V_c$	The volume of the cold space ( $m^3$ )
$V_h$	The volume of the hot space ( $m^3$ )
$V_{dc}$	The dead volume of the cold space ( $m^3$ )
$V_{dh}$	The dead volume of the hot space ( $m^3$ )
$X$	The dead volume ratio
$X_d$	The displacement of the displacer (m)
$X_p$	The displacement of the piston (m)
$\ddot{x}_d$	The acceleration of the displacer (m)
$\ddot{x}_p$	The acceleration of the piston (m)
$\delta$	The calculation parameter
$\tau$	The temperature ratio, $T_c/T_h$
$k$	The swept volume ratio, $V_c/V_h$
$\alpha$	The phase angle

**GENERAL PRINCIPLE***A. Free Piston Stirling Engine Configuration*

Stirling engine is hot gas engine which include two dynamic parts, displacer and power piston. The gas inside the engine is circulated by the displacer between the hot and cold sections which are called expansion and compression space, respectively, as illustrated in Fig. 1. Figure 1 shows a free piston Stirling engine with a beta type construction. The displacer and the power piston are incorporated in the same cylinder. The displacer moves the working fluid between the hot space and the cold space inside the cylinder through the heater, regenerator and cooler. The power piston is located at the cold or compression space of the cylinder while the displacer is placed between expansion and compression spaces.

Both displacer and power piston are reciprocated linearly in engine cylinder under gas spring or other spring forces.

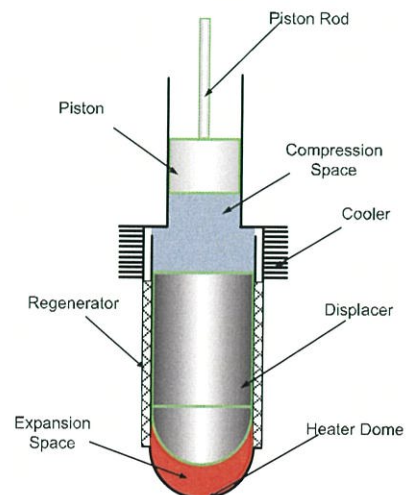


Fig.1 . Schematic of FPSE.

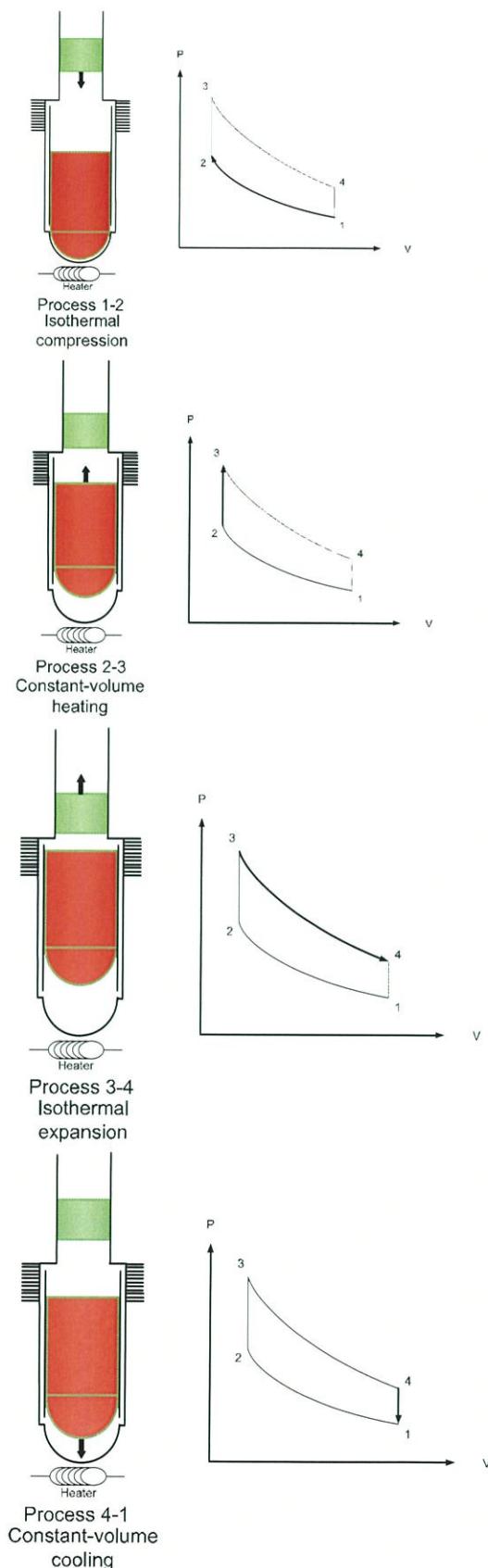


Fig. 2. Stirling Engine Cycle.

### B. Stirling Cycle

Stirling cycle as represented in Fig. 2 consists of four processes as following:

**Process 1–2: Isothermal compression.**

At the beginning of the compression stroke the displacer at BDC held there by its own weight then the power piston is moved down, when it near BDC it compress almost all gas into the displacer cylinder that make pressure increase from 1 to 2 at constant temperature. The work done on the working fluid indicated by the area under process 1–2

**Process 2–3: Constant-volume heating**

The pressure acting on the displacer is high enough to lift against its own weight, that transfer gas to expansion space, rising the pressure still further so that eventually the displacer is held at TDC. The displacer is pushing the working fluid into the hot space, passing through a regenerator which has stored heat, and already a certain amount is being heated. Heat given up by the regenerator raises the temperature and pressure of the working fluid from 2 to 3 at constant volume, while the power piston remains stationary at its BDC

**Process 3–4: Isothermal expansion**

After the displacer has pushed all the working fluid into the hot space, with a corresponding increase in pressure to the maximum, it is then kept at rest at its TDC. The working fluid is in the hot space and is expanding to pressure P<sub>4</sub>, while a constant temperature process 3–4 is maintained at the hot space. The power piston is being pushed from BDC to TDC by the increased pressure, and is applying force to create mechanical energy. The work done by the working fluid is indicated by the area under process 3–4

**Process 4–1: Constant-volume cooling**

After the power piston has reached its TDC and has supplied its energy to the load, it remains stationary and is ready to travel back to BDC under its own weight and the sucking action of the partial vacuum created by the falling of pressure. The displacer is moving from TDC to BDC and transfer working fluid to the cold space where the pressure will fall and a partial vacuum is created, through the regenerator, causing a fall in temperature and pressure of the working fluid from 4 to 1 at constant volume. Heat is transferred from the working fluid to the regenerator [7].

### C. Schmidt's Theory

Schmidt assumptions are typically used in the basic analysis of the Stirling engine operation. The theory provides the harmonic motion of the reciprocating elements and retains the major assumptions of isothermal compression and expansion because of the perfect regenerator assume. It, thus, remains highly idealized, but is certainly more realistic than the ideal Stirling cycle [8].

### FREE-PISTON STIRLING ENGINE (FPSE)

#### A. FPSE Prototype

Free piston Stirling engine was invented by W. Beale. The free piston Stirling engines (FPSEs) have no kinematic mechanism coupling the reciprocating elements

to each other or to a common rotating shaft. Instead, the elements move entirely in response to the gas or other spring forces acting upon them.

The major advantages of free piston engines include input and output versatility, quiet operation, zero wear, zero maintenance, long life, ease of interfacing with the electric grid, continuous power operation and potential for high efficiency. The major disadvantage is the difficulty to stabilize the movements of the different elements like piston and displacers [4]. Optimizations of the dynamic behavior of FPSEs are not a simple matter because of the lack of mechanical linkages that are able to fix strokes (displacer and piston) and phase angle for the moving elements (displacer and piston) [2].

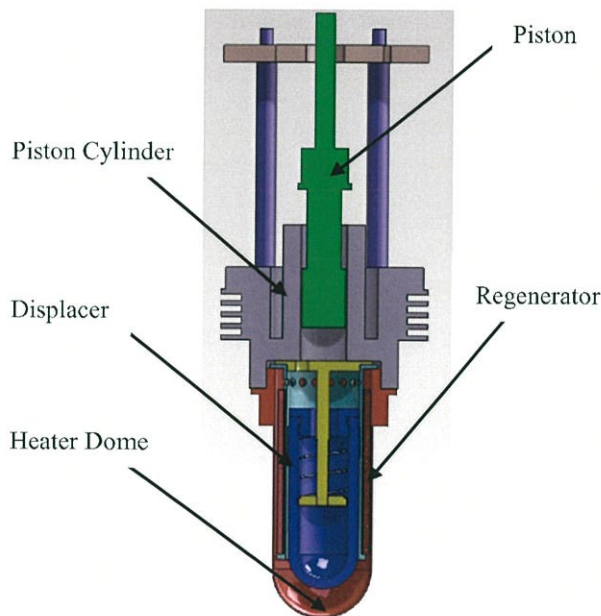


Fig. 3. Schematic of the prototype.



Fig. 4. The FPSE prototype.

The prototype is manufactured as illustrated in Fig. 4. The engine has four crucial components such as displacer, working piston and two of their cylinders. The power piston and its cylinder are made of brass and stainless steel, respectively, for low friction and durability. The aluminium fins around piston cylinder were shaped for air cooling the compressed gas between the displacer and the working piston. The displacer and its cylinder are fabricated from aluminium and stainless steel, respectively.

#### B. FPSE Specification

The specifications of the FPSE are given in table I

Table I

FPSE prototype specification

Piston length	0.0366 m
Displacer length	0.105 m
Piston diameter	0.027 m
Displacer diameter	0.044 m
Piston stroke	0.03m
Displacer stroke	0.04m
Piston mass	117.0 g
Mass of displacer	224.0 g
Initial gas pressure	101.325 kPa
Working gas	Air
Cooling medium	Air
Heat source	Electric heater

#### NUMERICAL INVESTIGATION

##### A. General Analysis

In order to describe the action of FPSEs, it is useful to assume harmonic motion of the components, which is often nearly true. The mass-spring-damper system is shown in Fig.5.

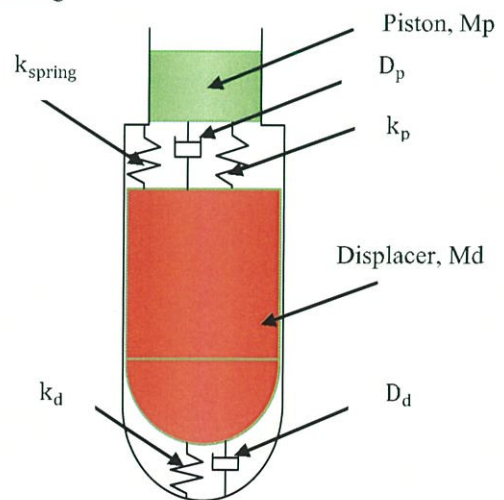


Fig. 5. The spring-damp-mass system.

Newton's second law yields:

$$F + F_{\text{spring}} + F_{\text{damping}} = M \cdot \ddot{x} \quad (1)$$

The equations of motion of the dynamic elements are

The piston:

$$M_p \ddot{x}_p = (P_c - P_{\text{atm}})A_p - D_{pd}(\dot{x}_p + \dot{x}_d) \quad (2)$$

The displacer:

$$M_d \ddot{x}_d = (P_h - P_c)A_d + P_c A_{dr} - kX_d - (D_{dp} + D_h)(\dot{x}_p) \quad (3)$$

The sinusoidal displacement and volume variations are given as in equations (4) to (7) as follows:

$$X_d = \frac{1}{2} S_d \cdot \sin(\omega t) \quad (4)$$

$$X_p = \frac{1}{2} S_p \cdot \sin(\omega t - \varphi) \quad (5)$$

$$V_h = A_d X_d + V_{dh} \quad (6)$$

$$V_c = A_d S_d - V_h + A_p X_p + V_{dh} \quad (7)$$

### B. Thermodynamic Analysis

The approach taken by Schmidt for the analysis follows the isothermal analysis yield the derivation of the pressure and mean pressure given by equation (8) and (9), respectively.

$$P = MR \left( \frac{V_c}{T_c} + \frac{V_{dc}}{T_c} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_{dh}}{T_h} + \frac{V_h}{T_h} \right)^{-1} \quad (8)$$

$$P_{\text{mean}} = P_{\text{max}} \left( \frac{1-\delta}{1+\delta} \right)^{1/2} \quad (9)$$

Where

$$\delta = (\tau^2 + k^2 + 2\tau k \cos \alpha)^{1/2} / (\tau + k + 2S) \quad (10)$$

$$S = (2X\tau) / (\tau + 1) \quad (11)$$

$$X = V_{dc} / V_{dh} \quad (12)$$

### C. Simulation Results

Figure 6 shows the displacement of the power piston and displacer. Dynamic motion of the displacer and the power piston are assumed sinusoidal function. The displacer and power piston strokes are 40 and 30 mm, respectively. The displacer leads the piston of 90 degree of phase angle.

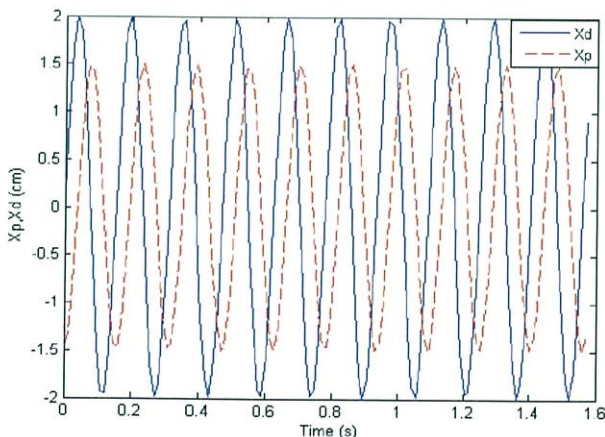


Fig. 6. Piston and displacer stroke at frequency of 6.4 Hz.

The prototype was theoretically investigated using Schmidt's assumptions with initially charging ambient air as the working gas and operated at the hot and cold section temperature of 150 and 40 C, respectively. The PV diagram was obtained as depicted in Fig. 7. The maximum pressure from Schmidt's analysis and experiment result of 146.29 and 134 kPa, respectively.

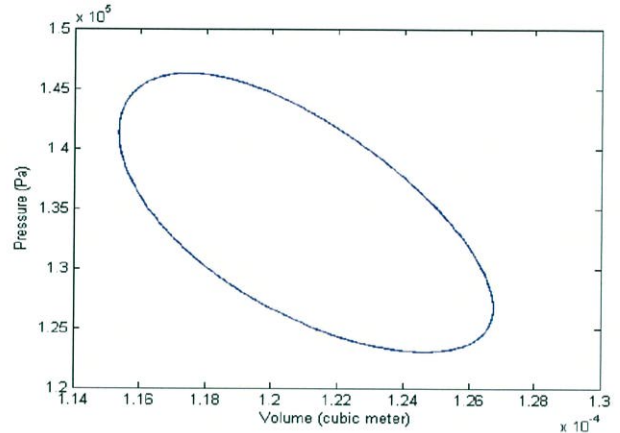


Fig. 7. PV diagram with Schmidt's analysis.

## EXPERIMENTAL INVESTIGATION

### A. Experimental Set Up

In order to convert mechanical power to electrical power, the prototype is coupled with linear alternator. Ammeter and voltmeter were used to measure the engine power. Multi-meter was utilized for monitoring the piston reciprocating speed in form of frequency.

The prototype was set up and tested as shown in Fig. 8. Two UT-30C digital multi-meters were used as ammeter and voltmeter. One UN-860C multi-meter was used to measure frequency of the engine.

Linear alternator Voltmeter Ammeter Multi-meter

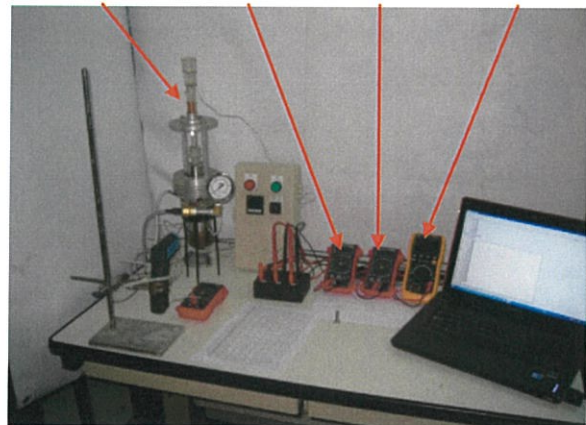


Fig. 8. The FPSE and test equipment.

### B. Experimental Result

The preliminary experiment was conducted in order to find the hot temperature,  $T_h$  at the heater section of the

engine that can run the engine with the piston mass of 117 g. When the prototype was heated by electric heater of 10 W supply, heat is gained until  $T_h$  is high enough to operate the engine. The stable engine operation was obtained at the temperature range of 120-150°C at the heater section.

Figure 9 and 10 show the variation of engine power and engine efficiency with frequency, respectively. When electric heater is supplied 10 W of heat on the engine heater, the power piston was reciprocated randomly with frequency range of 5.9 to 7.0 Hz. Therefore, the sliding motion of the engine piston can be converted to electrical power by linear alternator. Power producing was measured under the variation of piston speed in form of frequency as shown in Fig. 9. Engine power increased when the speed enhanced from 5.9 Hz until the maximum power of 0.68 W was achieved at 6.4 Hz then the power reduced when the piston was moved over 6.4 Hz of frequency.

The relationship of the engine efficiency and engine speed was plotted in Fig. 10. The maximum efficiency of 5.6% at 6.4 Hz of frequency was obtained. The efficiency of the engine increased with the enhancing engine speed from 6 to 6.4 Hz while the reduction of efficiency occurred when engine speed more than 6.4 Hz.

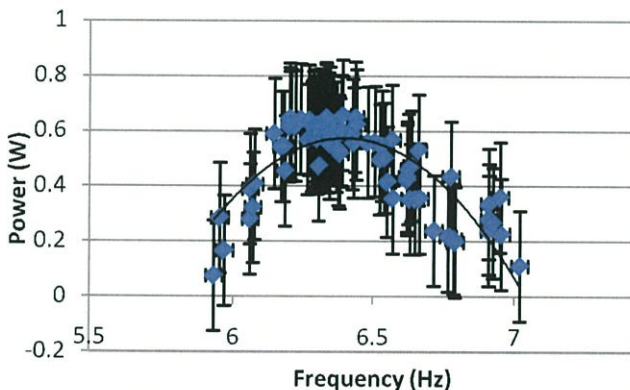


Fig. 9. Power of the engine with frequency.

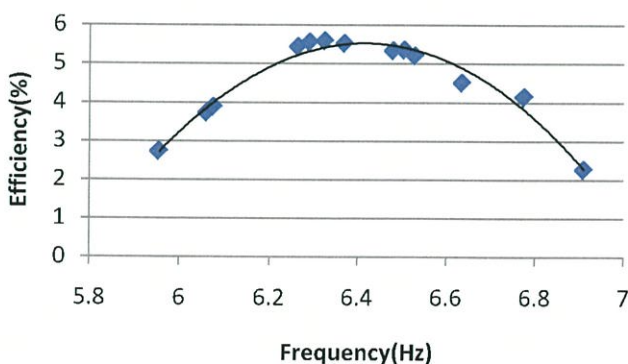


Fig. 10. Efficiency of the engine with frequency.

## CONCLUSION

The FPSE model was analyzed dynamic motion of engine pistons and PV diagram with Schmidt's assumptions such as imperfect regenerator, amount of working fluid is constant, isothermal in expansion and compression process and etc. The FPSE prototype was preliminary tested and evaluated engine characteristic and performance. The prototype is heated by electric heater and cooled by air. The engine pressure is initially at 1 bar. The testing results of the FPSE showed that the engine provided maximum output power of 0.68 W at 6.4 Hz of engine frequency with the input heat of 10 W. The stability of engine operation can be obtained at the frequency range of 6.2-6.4 Hz. However, the preliminary tests of the FPSE prototype were conducted under poor operating conditions such as using atmospheric air as a working gas and air cooling at the cooler.

## REFERENCES

- [1] Wood J. G., Lane N.W.; Advanced 35 W Free-Piston Stirling Engine for Space Power Applications. CP654, Space Technology and Applications International Forum, STAIF 2003.
- [2] Rogdakis E.D., Bormpilas N.A., Koniakos I.K.; A thermodynamic study for the optimization of stable operation of free piston Stirling engines. *Energy Conversion and Management* 45 (2004) 575-593
- [3] Kim S.Y., Huth J., Wood J.G.; Performance Characterization of Sun power Free-Piston Stirling Engines. The 3rd International Energy Conversion Engineering Conference, San Francisco, California, 15-18 August 2005
- [4] Boucher J., Lanzetta, F., Nika, P.; Optimization of a dual free piston Stirling engine. *Applied Thermal Engineering* 27 (2007) 802-811
- [5] Vichaidit N., Aksornpromrat N., Kijswang S.; Design and Construction of Free -Piston Type Stirling Engine, Final year project report, Department of Mechanical Engineering, Siam University. 2009.
- [6] Kwankaomeng S., Silpsakoolsook B., Kaweemongkolrat T.; Experimental Investigation of a Free-Piston Stirling Engine. The 12th Annual Conference of Thai Society of Agricultural Engineering "International Conference in Agricultural Engineering" Chon-Chan Pattaya Resort, Chonburi, Thailand; 31 March-1 April 2011
- [7] Kongtragool B., Wongwiset, S.; A review of solar-powered Stirling engines and low temperature differential Stirling engines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 7 2003,131-154
- [8] Walker G.; Stirling engines. Oxford: Clarendon Press, 1980.



การถ่ายทอด

พลังงานความร้อนและมวล

ในอุปกรณ์ด้านความร้อนและกระบวนการ ครั้งที่ 13

วันที่ 13-14 มีนาคม 2557

ณ เจ้าหลาว คาบาน่า รีสอร์ท จังหวัดจันทบุรี



# การออกแบบและทดสอบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระ

ขนาด 40 cc

## Design and Test of a 40 cc Free Piston Stirling Engine

สุดาภัทร แคว้นเขามิ่ง

พงษ์นรินทร์ สว่างวงศ์

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยี

พระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ถนนฉลองกรุง เขตลาดกระบัง

กรุงเทพมหานคร 10520

โทร 085-4442299

โทรสาร 02-329-8352

E-mail: kksudara@kmitl.ac.th

E-mail: p.savangvong@hotmail.com

บรรเทิง ศิลป์สกุลสุข

ภาควิชาเคมี

คณะวิทยาศาสตร์

มหาวิทยาลัยสยาม

ถนนเพชรเกษม แขวงบางหว้า

เขตภาษีเจริญ กรุงเทพมหานคร 10160

โทร 087-3440585

โทรสาร 02-867-8026

E-mail: banterngs@yahoo.com

### บทคัดย่อ

การออกแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระจำเป็นต้องออกแบบให้มีความเหมาะสมทั้งขนาดของเครื่องยนต์ การถ่ายเทความร้อน และการเคลื่อนที่ของลูกสูบ บทความนี้นำเสนอการออกแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระขนาด 40 cc ด้วยการวิเคราะห์ทางอุณหพลศาสตร์ของสารทำงานภายในเครื่องยนต์ร่วมกับการวิเคราะห์สมการการเคลื่อนที่ของลูกสูบเครื่องยนต์ถูกสร้างขึ้นเพื่อทำการทดลอง และวิเคราะห์ผลการทดลองเทียบกับผลการคำนวณทางทฤษฎี เครื่องยนต์ทำงานที่ความดันบรรยากาศ ได้รับความร้อนจากตะเกียงแอลกอฮอล์ และหล่อเย็นด้วยน้ำ กำลังของเครื่องยนต์วัดจากกำลังทางไฟฟ้าที่ได้จากเครื่องกำเนิดไฟฟ้าเชิงเส้น ผลการทดลองพบว่าระยะการเคลื่อนที่ที่เหมาะสมของลูกสูบกำลังคือ 5 เซนติเมตร ที่อุณหภูมิด้านร้อน 80-200 องศาเซลเซียส ทำให้เครื่องยนต์มีความถี่ 7.5 เฮิรตซ์

**คำสำคัญ :** เครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระ, การวิเคราะห์ทางอุณหพลศาสตร์, การวิเคราะห์สมการการเคลื่อนที่

### Abstract

Free piston Stirling engine (FPSE) design must be appropriately both size of the engine, amount of heat transfer and movement of the piston. This paper present design of a 40 cc FPSE by thermodynamic analysis of working fluid together with analysis of the equation of motion of the piston. The engine was built and test. The comparison of simulation and experimental result are provided. The engine operates at atmospheric pressure, heated by alcohol burner and cooled by water. Engine power was measured from electrical power from linear alternator. The result showed that the suitable stroke of the piston is 5 cm at temperature rang 80 – 200 °C and frequency 7.5 Hz.

**Keyword :** Free piston Stirling engine, Thermodynamic analysis, Equation of motion analysis

## 1. บทนำ

ปัจจุบันหลายประเทศมีนโยบายที่เข้มงวดเกี่ยวกับปัญหามลพิษและการใช้พลังงาน เนื่องจากปัญหาโลกร้อนส่งผลกระทบต่อทั่วโลก เป็นผลมาจากปรากฏการณ์เรือนกระจกซึ่งมีสาเหตุหลักมาจากก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ที่เพิ่มขึ้น โดยแหล่งที่มาหลักของก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์คือการเผาไหม้เชื้อเพลิงฟอสซิล เช่น จากรถยนต์ โรงไฟฟ้า และโรงงานอุตสาหกรรม เป็นต้น แม้ว่าเชื้อเพลิงจากฟอสซิลจะให้พลังงานสูงและตรงกับความต้องการในปัจจุบัน แต่มันก็เป็นบ่อเกิดของปัญหาโลกร้อนและมลพิษ นอกจากนี้เชื้อเพลิงจากฟอสซิลในโลกก็จะมีปริมาณลดน้อยลงอีกด้วย สาเหตุดังกล่าวทำให้พลังงานทดแทนยกตัวอย่างเช่น พลังงานน้ำ พลังงานลม พลังงานจากแสงอาทิตย์ เชื้อเพลิงชีวมวล เป็นต้น ถูกนำมาใช้ในการผลิตพลังงานแทนเชื้อเพลิงฟอสซิลเพื่อเป็นการลดปริมาณคาร์บอนไดออกไซด์และมลพิษ เครื่องยนต์สเตอร์ลิงเป็นเครื่องมือหนึ่งที่สามารถเปลี่ยนพลังงานความร้อนจากภายนอกเครื่องยนต์เป็นกำลังทางกลได้ คิดค้นขึ้นครั้งแรกโดยโรเบิร์ต สเตอร์ลิง บาทหลวงชาว สกอตแลนด์ ในปี ค.ศ.1816 [1]

ปัจจุบันมีความสนใจที่จะใช้เครื่องยนต์สเตอร์ลิงในการผลิตไฟฟ้าในระบบผลิตพลังงานร่วมสำหรับที่อยู่อาศัยและเชิงพาณิชย์มากขึ้น เนื่องจากเครื่องยนต์สเตอร์ลิงมีประสิทธิภาพสูง มีสมรรถนะที่ดี ใช้พลังงานได้หลากหลาย ก่อให้เกิดมลพิษน้อย ระดับเสียงและการสั่นสะเทือนต่ำ เครื่องยนต์สเตอร์ลิงเป็นเครื่องยนต์แก๊สร้อนชนิดหนึ่งซึ่งรับความร้อนจากภายนอกเครื่องยนต์จากแหล่งความร้อนอุณหภูมิสูง เปลี่ยนพลังงานความร้อนเป็นพลังงานกล แล้วระบายความร้อนบางส่วนสู่แหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำ วัฏจักรสเตอร์ลิงมีความคล้ายคลึงกับวัฏจักรคาร์โนต์เมื่ออุปกรณ์ต่างๆมีประสิทธิภาพสมบูรณ์[2] เนื่องจากเครื่องยนต์ชนิดนี้รับความร้อนจากภายนอกเครื่องยนต์ โดยไม่มีการสันดาปภายในจึงทำให้สามารถใช้เชื้อเพลิงได้หลากหลายโดยไม่ต้องปรับเปลี่ยนเครื่องยนต์[3]

## 2. หลักการทั่วไป

### 2.1 ความรู้ทั่วไปเกี่ยวกับเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงเป็นเครื่องยนต์แก๊สร้อน ซึ่งรูปแบบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบ่งตามการจัดเรียงตัวของกระบอกสูบ แบ่งได้ 3 แบบ คือ แบบแอลฟา มีสองกระบอกสูบ กระบอกสูบเชื่อมต่อกันด้วยรีเจนเนอเรเตอร์ซึ่งทำหน้าที่ดูดและคายความร้อน แบบเบต้ามีลูกสูบสองลูกอยู่ในกระบอกสูบเดียวกัน และแบบแกมมาจะคล้ายกับแบบเบต้าแต่แยกกระบอกสูบออกมาเป็นสองส่วน ข้อดีของการจัดกระบอกสูบแบบเบต้าคือง่ายต่อการออกแบบและสร้างเครื่องยนต์ เพราะมีกระบอกสูบเดียว[4]

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบเบต้าประกอบด้วยชิ้นส่วนเคลื่อนที่สองชิ้นคือลูกสูบดิสเพลชเชอร์และลูกสูบกำลัง ลูกสูบดิสเพลชเชอร์ถูกวางไว้ระหว่างด้านร้อนและด้านเย็นของเครื่องยนต์ ทำหน้าที่ไล่อากาศให้ถ่ายเทไปสู่ด้านร้อนและด้านเย็น ทำให้อากาศได้รับความร้อนแล้วขยายตัวที่ด้านร้อนของเครื่องยนต์ และระบายความร้อนแล้วหดตัวที่

ด้านเย็นของเครื่องยนต์ ส่วนลูกสูบกำลังถูกวางไว้บริเวณด้านเย็นของเครื่องยนต์ ทำหน้าที่ผลิตกำลัง

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงมีความน่าสนใจอีกครั้งเมื่อมีการพัฒนาเครื่องยนต์ลูกสูบอิสระ เครื่องยนต์ชนิดนี้ถูกคิดค้นโดยวิลเลียม เบลล์ (William T. Beale) ในปี ค.ศ. 1964 [1] เครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระมีพื้นฐานมาจากเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบเบต้า ไม่มีกลไกระหว่างลูกสูบทั้งสอง แต่ใช้แก๊สสปริงในการผลักให้ลูกสูบดิสเพลชเชอร์และลูกสูบกำลังเคลื่อนที่ได้ ทำให้เครื่องยนต์นี้มีข้อดีคือไม่มีความฝืดและการรั่วไหลของสารทำงานที่เกิดขึ้นระหว่างกลไกของลูกสูบทั้งสอง ทำให้ลดความฝืดและการสึกหรองได้ด้วย ส่งผลให้เครื่องยนต์มีอายุการใช้งานที่ยาวนานขึ้น

ภายในเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระ แก๊สถูกอัดและขยายด้วยระบบการสันของมวลและแก๊สสปริงภายในเครื่องยนต์ มีชิ้นส่วนที่เคลื่อนที่ได้ 2 ชิ้น คือ ลูกสูบกำลัง และลูกสูบดิสเพลชเชอร์ ที่ด้านร้อนของเครื่องยนต์ แก๊สจะได้รับความร้อนและขยายตัว และสารทำงาน (อากาศ) จะทำหน้าที่เป็นสารหล่อลื่น แก๊สที่อยู่ระหว่างลูกสูบดิสเพลชเชอร์และลูกสูบกำลัง จะถูกหล่อเย็นด้วยน้ำ ความแตกต่างของความดันของด้านร้อนและเย็นมีอิทธิพลอย่างมากต่อพฤติกรรมเคลื่อนที่ของชิ้นส่วนในเครื่องยนต์[5] กำลังของเครื่องยนต์เกิดจากการที่แก๊สขยายตัวไปดันลูกสูบดิสเพลชเชอร์ซึ่งต่ออยู่กับลูกสูบกำลังด้วยแก๊สสปริง ไฟฟ้าถูกสร้างขึ้นเมื่อลูกสูบกำลังเคลื่อนที่ผ่านตัวกำเนิดไฟฟ้าเชิงเส้น การที่ลูกสูบกำลังเคลื่อนที่ผ่านตัวกำเนิดไฟฟ้าเชิงเส้นนั้น จะทำให้เกิดการหน่วงเนื่องจากแรงของแม่เหล็กไฟฟ้าและการหน่วงนี้จะขึ้นกับความเร็วของลูกสูบกำลังด้วย[6] ในเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระไม่มีกลไกเชื่อมต่อระหว่างลูกสูบดิสเพลชเชอร์และลูกสูบกำลัง การเคลื่อนที่ของชิ้นส่วนทั้งสองจึงขึ้นกับการเปลี่ยนแปลงความดันของแก๊ส

ข้อดีหลักของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระคือเสียงเงียบ การสึกหรอน้อย อายุการใช้งานยาวนาน ได้กำลังต่อเนื่องและมีประสิทธิภาพสูง ส่วนข้อเสียหลักคือการทำให้เครื่องยนต์ทำงานอย่างมีประสิทธิภาพนั้นทำได้ยาก[7] เป้าหมายของงานวิจัยนี้คือการหาค่าตัวแปรทั้งทางกลและทางความร้อน ที่จะทำให้เครื่องยนต์ทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพ

### 2.2 วัฏจักรสเตอร์ลิง

วัฏจักรสเตอร์ลิงประกอบด้วย 4 กระบวนการ ดังนี้

กระบวนการ 1-2 : การอัดที่อุณหภูมิคงที่

วัฏจักรสเตอร์ลิงเริ่มจากการที่ลูกสูบดิสเพลชเชอร์อยู่หนึ่งที่ศูนย์ตายล่าง เนื่องจากน้ำหนักของมันเอง ในขณะที่เดียวกันลูกสูบกำลังเคลื่อนที่ลงมาใกล้ศูนย์ตายล่าง พร้อมกับอัดอากาศเข้าสู่กระบอกสูบของดิสเพลชเชอร์ ทำให้ความดันเพิ่มขึ้น จากจุด 1 ไปที่จุด 2 และปริมาตรของสารทำงานลดลงที่อุณหภูมิคงที่ ดังที่แสดงในรูปที่ 1 งานที่ทำต่อสารทำงานมีค่าเท่ากับพื้นที่ใต้กราฟของกระบวนการ 1-2

กระบวนการ 2-3 : ให้ความร้อนที่ปริมาตรคงที่

เมื่อความดันที่สูงขึ้นจากกระบวนการ 1-2 มีค่ามากพอ ก็จะดันลูกสูบ ดิสเพลซเซอร์ให้เคลื่อนที่ขึ้นไปได้ แล้วไล่อากาศผ่านรีเจนเนเรเตอร์ ที่ทำหน้าที่เก็บความร้อน ดังนั้นสารทำงานจะได้รับความร้อนจากรีเจนเนเรเตอร์ก่อนที่จะผ่านไปสู่อันร้อนของเครื่องยนต์ จนกระทั่งลูกสูบดิสเพลซเซอร์เคลื่อนที่ขึ้นไปถึงศูนย์ตายบน สารทำงานส่วนใหญ่ก็จะอยู่ที่ด้านร้อนของเครื่องยนต์ เมื่อสารทำงานรับความร้อนจะทำให้ความดันและอุณหภูมิเพิ่มขึ้น จากจุด 2 ไปที่จุด 3 ในขณะที่ลูกสูบกำลังยังหยุดนิ่งอยู่ที่ศูนย์ตายล่าง

กระบวนการ 3-4 : การขยายตัวที่อุณหภูมิคงที่

เมื่อลูกสูบดิสเพลซเซอร์อยู่ที่ศูนย์ตายบน สารทำงานทั้งหมดถูกไล่ไปรับความร้อนที่ด้านร้อนของเครื่องยนต์ จนทำให้ความดันเพิ่มขึ้นจนสูงสุด เมื่อสารทำงานขยายตัว ลูกสูบกำลังจะถูกผลักจากศูนย์ตายล่างไปที่ศูนย์ตายบนทำให้ความดันลดลงและได้งานออกมา โดยที่งานที่ทำโดยสารทำงานมีค่าเท่ากับพื้นที่ใต้กราฟของกระบวนการ 3-4

กระบวนการ 4-1 : ระบายความร้อนที่ปริมาตรคงที่

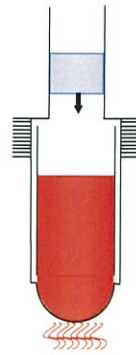
หลังจากที่ลูกสูบกำลังเคลื่อนที่ขึ้นไปถึงศูนย์ตายบนและความดันลดลง ทำให้สลดเคลื่อนที่ลงสู่ศูนย์ตายล่างด้วยน้ำหนักของมันเอง พร้อมกับไล่สารทำงานผ่านรีเจนเนเรเตอร์กลับไปสู่อันเย็นของเครื่องยนต์ โดยความร้อนบางส่วนของสารทำงานจะถูกเก็บไว้ที่รีเจนเนเรเตอร์ ก่อนที่สารทำงานจะถูกทำให้เย็นลงที่ด้านเย็นของเครื่องยนต์ ทำให้ความดันและอุณหภูมิลดลงจากจุด 4 ไปที่จุด 1

### 2.3 ทฤษฎีของซมิดท์

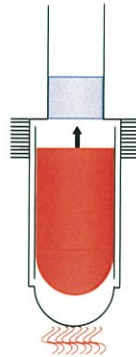
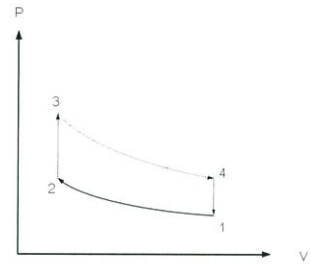
การวิเคราะห์การทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่แพร่หลายแบบหนึ่งคือ การวิเคราะห์ของซมิดท์ โดยการสมมติการเคลื่อนที่ของลูกสูบเป็นแบบฮาร์โมนิกส์ แต่ยังคงมีสมมติฐานหลักคือ มีกระบวนการอัดและขยายตัวของสารทำงานที่อุณหภูมิคงที่ (Isothermal compression and expansion) และรีเจนเนเรเตอร์เป็นแบบอุดมคติ จึงจะเห็นว่าทฤษฎีแบบนี้นี้ยังมีความเป็นอุดมคติอยู่ แต่จะใกล้เคียงความเป็นจริงมากกว่าการวิเคราะห์วัฏจักรสเตอร์ลิงในอุดมคติ[1] ทำให้ทฤษฎีของซมิดท์นี้มีประโยชน์ต่อการออกแบบเครื่องยนต์

สมมติฐานในวัฏจักรของซมิดท์มีดังนี้

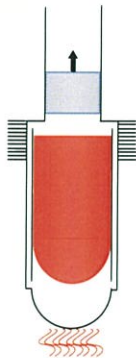
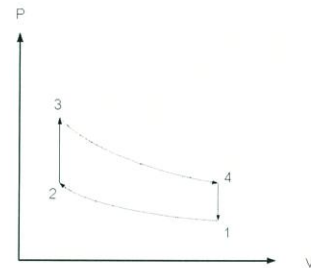
1. รีเจนเนเรเตอร์เป็นแบบอุดมคติ
2. ความดันขณะใดๆ มีค่าเท่ากันทั้งระบบ
3. สารทำงานเป็นแก๊สอุดมคติตามสมการของแก๊ส
4. ไม่มีการรั่วไหลของสารทำงาน
5. การเปลี่ยนแปลงปริมาตรของระบบเป็นกราฟไซน์
6. ไม่มีความแตกต่างของอุณหภูมิในส่วนแลกเปลี่ยนความร้อน
7. อุณหภูมิของกระบอกสูบและลูกสูบคงที่
8. อุณหภูมิของแต่ละส่วนของเครื่องยนต์มีค่าคงที่
9. ความเร็วของเครื่องยนต์คงที่
10. แต่ละส่วนของเครื่องยนต์เป็นสภาวะคงที่



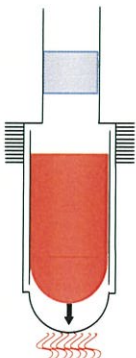
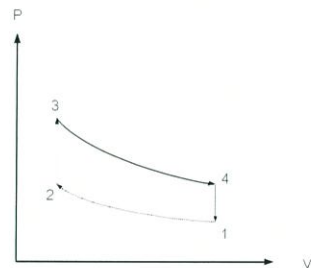
กระบวนการ 1-2  
อัดที่อุณหภูมิคงที่



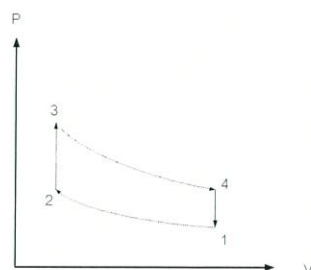
กระบวนการ 2-3  
รับความร้อนที่ปริมาตรคงที่



กระบวนการ 3-4  
ขยายตัวที่อุณหภูมิคงที่



กระบวนการ 4-1  
ระบายความร้อนที่ปริมาตรคงที่



รูปที่ 1 แสดงวัฏจักรสเตอร์ลิง

### 3. การวิเคราะห์และการออกแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

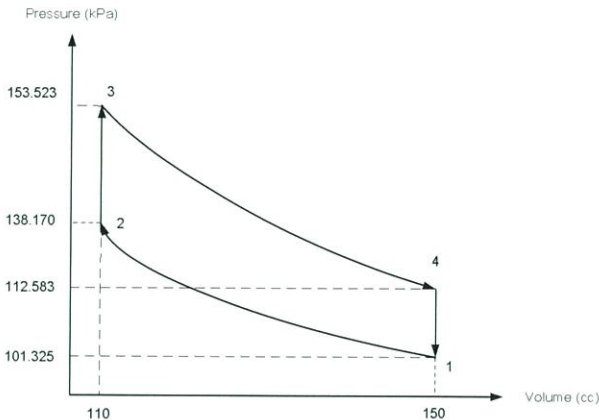
#### 3.1 การวิเคราะห์หัวจักรสเตอร์ลิง

ข้อมูลที่ใช้ในการวิเคราะห์

$$T_{\max} = 350 \text{ K} \quad V_{\max} = 150 \text{ cc}$$

$$T_{\min} = 315 \text{ K} \quad V_{\min} = 110 \text{ cc}$$

$$P_1 = 101.325 \text{ kPa}$$



รูปที่ 2 แผนภาพความดัน-ปริมาตรของหัวจักรสเตอร์ลิง

#### a) กระบวนการอัดที่อุณหภูมิคงที่ (1-2)

ในกระบวนการนี้ ความร้อนจะถูกระบายจากสารทำงานออกนอกระบบที่ค่าอุณหภูมิต่ำสุด ( $T_{\min}$ ) งานที่ทำต่อสารทำงานมีค่าเท่ากับความร้อนที่ถูกระบายออก ทำให้ไม่มีการเปลี่ยนแปลงพลังงานภายใน และเอนโทรปีลดลง

ความดัน

$$P_2 = P_1 \frac{V_1}{V_2}$$

$$= 101.325 \text{ kPa} \left( \frac{150 \text{ cm}^3}{110 \text{ cm}^3} \right)$$

$$= 138.170 \text{ kPa}$$

ปริมาณความร้อนที่ถ่ายเท ( $Q$ ) = งาน ( $W$ )

$$(Q) = (W) = P_1 V_1 \ln(V_{\min} / V_{\max})$$

$$= (101325 \text{ Pa})(150 \times 10^{-6} \text{ m}^3) \ln\left(\frac{110}{150}\right)$$

$$= -4.71 \text{ J / cycle}$$

#### b) การถ่ายเทความร้อนจากรีเจนเนอเรเตอร์ที่ปริมาตรคงที่ (2-3)

ในกระบวนการนี้ ความร้อนถ่ายเทจากรีเจนเนอเรเตอร์สู่สารทำงาน ทำให้ของไหลมีอุณหภูมิเพิ่มขึ้นจาก  $T_{\min}$  เป็น  $T_{\max}$  ไม่มีงานเกิดขึ้นในกระบวนการนี้เนื่องจากปริมาตรคงที่ แต่เอนโทรปีและพลังงานภายในของของไหลจะเพิ่มขึ้น

ความดัน

$$P_3 = P_2 \frac{T_3}{T_2}$$

$$= 138.170 \text{ kPa} \left( \frac{350 \text{ K}}{315 \text{ K}} \right)$$

$$= 153.523 \text{ kPa}$$

ปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทสู่สารทำงาน

$$(Q) = C_v (T_3 - T_2)$$

$$= 0.718 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} (350 - 315) \text{ K}$$

$$= 25.13 \text{ kJ / kg}$$

#### c) กระบวนการขยายที่อุณหภูมิคงที่ (3-4)

ในกระบวนการนี้ สารทำงานจะได้รับความร้อนจากแหล่งพลังงานภายนอกในขณะที่มันขยายตัวที่อุณหภูมิคงที่ งานที่ได้จากกระบวนการนี้มีค่าเท่ากับปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทเข้าสู่ระบบ ดังนั้นจึงไม่มีการเปลี่ยนแปลงพลังงานภายในของสารทำงาน แต่เอนโทรปีจะเพิ่มขึ้น

ความดัน

$$P_4 = P_3 \frac{V_3}{V_4}$$

$$= 153.523 \text{ kPa} \left( \frac{110 \text{ m}^3}{150 \text{ m}^3} \right)$$

$$= 112.583 \text{ kPa}$$

ปริมาณความร้อนที่ถ่ายเท ( $Q$ ) = งาน ( $W$ )

$$(Q) = (W) = P_3 V_3 \ln\left(\frac{V_3}{V_4}\right)$$

$$= (140729 \text{ Pa})(150 \times 10^{-6} \text{ m}^3) \ln\left(\frac{150}{110}\right)$$

$$= 5.24 \text{ J / cycle}$$

#### d) การถ่ายเทความร้อนสู่รีเจนเนอเรเตอร์ที่ปริมาตรคงที่ (4-1)

ในกระบวนการนี้ ความร้อนจะถูกถ่ายเทจากสารทำงานสู่รีเจนเนอเรเตอร์ ทำให้ของไหลมีอุณหภูมิลดลงจาก  $T_{\max}$  เป็น  $T_{\min}$  กระบวนการนี้จะไม่เกิดงานเนื่องจากปริมาตรคงที่ แต่พลังงานภายในและเอนโทรปีของของไหลจะลดลง

ความดัน

$$P_1 = P_4 \frac{T_1}{T_4}$$

$$= 112.583 \text{ kPa} \left( \frac{315 \text{ K}}{350 \text{ K}} \right)$$

$$= 101.325 \text{ kPa}$$

ปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทจากสารทำงาน

$$(Q) = C_v (T_3 - T_2)$$

$$= 0.718 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} (315 - 350) \text{ K}$$

$$= -25.13 \text{ kJ / kg}$$

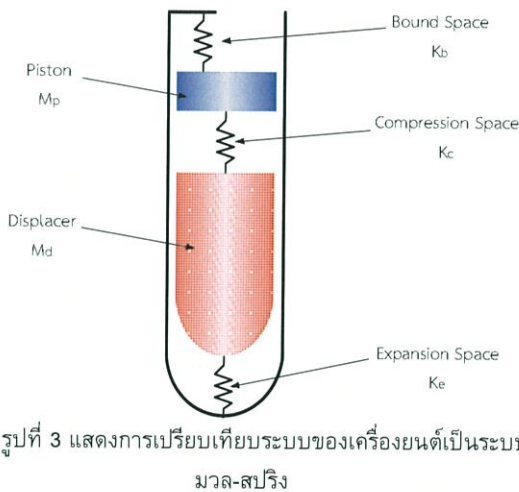
ในกระบวนการถ่ายเทความร้อนระหว่างสารทำงานกับรีเจนเนอเรเตอร์ จะเห็นว่าความร้อนที่ถ่ายเทจากรีเจนเนอเรเตอร์ในกระบวนการที่ 2-3 มีปริมาณเท่ากับความร้อนที่ถ่ายเทไปเก็บไว้ที่รีเจนเนอเรเตอร์ในกระบวนการที่ 4-1

### 3.2 การวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อน

จากการวิเคราะห์วัฏจักรสเตอร์ลิงในหัวข้อ 3.1 พบว่าเครื่องยนต์ต้องรับและระบายความร้อน 5.24 และ 4.71 จูลต่อรอบ ตามลำดับ และเมื่อเครื่องยนต์ทำงานที่ความถี่ประมาณ 10 เฮิรตซ์ ดังนั้นฮีตเตอร์และคูลเลอร์ต้องรับและระบายความร้อนด้วยอัตราประมาณ 52.4 และ 47.1 วัตต์ ตามลำดับ [8] แต่การออกแบบระบบระบายความร้อนควรเพื่อให้สามารถระบายความร้อนได้มากกว่าที่คำนวณได้จากวัฏจักรสเตอร์ลิง เนื่องจากลูกสูบดิสเพลซเซอร์มีการนำความร้อนด้วย[1]

### 3.3 การวิเคราะห์สมการการเคลื่อนที่

ในเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระ แก๊สภายในเครื่องยนต์จะมีพฤติกรรมเหมือนสปริง ทำให้มีแรงกระทำบนลูกสูบดิสเพลซเซอร์และลูกสูบกำลัง และแรงดังกล่าวถูกนำมาวิเคราะห์ด้วยสมการสมดุลแรง รูปที่ 3 แสดงลักษณะของระบบมวล-สปริง ที่มีค่าคงที่สปริง  $K$  มวลของลูกสูบกำลัง,  $m_p$  มวลของลูกสูบดิสเพลซเซอร์,  $m_d$  มวลของเครื่องยนต์,  $m_c$  ซึ่งมวลของเครื่องยนต์มีค่ามากกว่ามวลของลูกสูบดิสเพลซเซอร์และลูกสูบกำลังมากจึงมักจะไม่นำมาคิดในการคำนวณ[7]



ระบบมวล-สปริง ในรูปที่ 3 สามารถเขียนได้ในรูปของสมการดิฟเฟอเรนเชียลเพื่อคำนวณหาการเคลื่อนที่ของลูกสูบดิสเพลซเซอร์และลูกสูบกำลังได้ ตำแหน่งการเคลื่อนที่ของชิ้นส่วนภายในเครื่องยนต์จะถูกเขียนแทนด้วย  $y_i$  ที่เวลา  $t$  ใดๆ ที่อ้างอิงจากจุดสมดุล ขณะที่ความแตกต่างของความดันระหว่างลูกสูบดิสเพลซเซอร์และลูกสูบกำลังจะมีผลอย่างมากต่อพฤติกรรมการเคลื่อนที่ของชิ้นส่วนดังกล่าว เนื่องจากความดันจะกระทำตั้งฉากกับพื้นผิวของชิ้นส่วนเครื่องยนต์ การเปลี่ยนแปลงปริมาตรด้านร้อนจะมีความสัมพันธ์กับการเคลื่อนที่ของลูกสูบดิสเพลซเซอร์ ในขณะที่ปริมาตรด้านเย็นจะสัมพันธ์กับการเคลื่อนที่ของลูกสูบกำลัง

การเคลื่อนที่ชิ้นส่วนในระบบมวล-สปริง ในรูปที่ 3 เขียนแทนด้วยสมการดิฟเฟอเรนเชียลได้ดังนี้

$$m_p \ddot{y}_p = A_p (P_c - P_b) + A_{rp} P_b \quad (1)$$

ลูกสูบดิสเพลซเซอร์

$$m_d \ddot{y}_d = A_d (P_e - P_c) + A_{rd} P_c \quad (2)$$

### 3.4 การวิเคราะห์ความดันภายในเครื่องยนต์

การวิเคราะห์แบบอนุกรมหมุมิกซ์ของชมิตต์ (Schmidt) เมื่อรู้ค่ามวลทั้งหมดภายในเครื่องยนต์ ดังนั้นจะใช้กฎทรงมวลในการวิเคราะห์หาค่าความดันเฉลี่ยภายในเครื่องยนต์ได้[6] และสมการปริมาตรและความดันในรูปทั่วไปคือ

ปริมาตรด้านขยาย

$$V_e = \frac{V_{se}}{2} (1 - \cos(\omega t - \phi)) + V_{de} \quad (3)$$

ปริมาตรด้านอัด

$$V_c = \left[ \frac{V_{se}}{2} (1 - \cos(\omega t - \phi)) + V_{de} \right] \quad (4)$$

$$+ \frac{V_{sc}}{2} (1 + \cos(\omega t)) + V_{dc}$$

ความดันขณะใดๆ

$$p = MR / \left( \frac{V_e}{V_h} + \frac{V_r \ln(V_h / V_c)}{V_h - V_c} + \frac{V_c}{V_c} \right) \quad (5)$$

เมื่อ

$V_e$  คือ ปริมาตรขณะใดๆของด้านขยาย

$V_{se}$  คือ ปริมาตรกวาดของลูกสูบดิสเพลซเซอร์

$V_{de}$  คือ ปริมาตรตายของด้านขยาย

$V_c$  คือ ปริมาตรขณะใดๆของด้านอัด

$V_{sc}$  คือ ปริมาตรกวาดของลูกสูบกำลัง

$V_{dc}$  คือ ปริมาตรตายของด้านอัด

$V_r$  คือ ปริมาตรของรีเจนเนอเรเตอร์

$\omega$  คือ ความเร็วเชิงมุมของเครื่องยนต์

$\phi$  คือ ความต่างเฟสของลูกสูบ

$M$  คือ มวลของสารทำงาน

$R$  คือ ค่าคงที่ของสารทำงาน

$T_c$  คือ อุณหภูมิด้านเย็นของเครื่องยนต์

$T_h$  คือ อุณหภูมิด้านร้อนของเครื่องยนต์

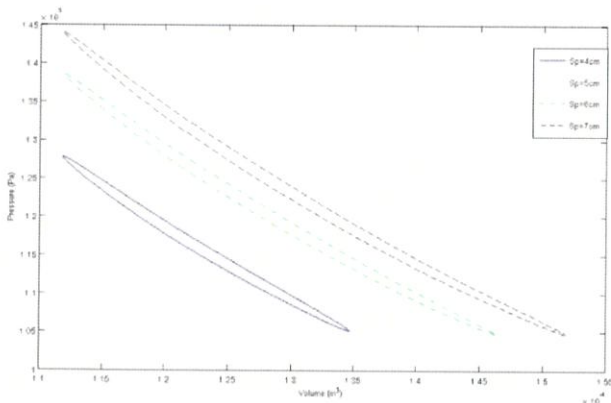
การวิเคราะห์ความดันนี้จะทำการหาระยะสโตคของลูกสูบกำลังที่ทำให้เครื่องยนต์มีกำลังสูงสุด โดยเริ่มจากการวิเคราะห์ด้วยสมการของชมิตต์ เมื่อระยะสโตคของลูกสูบเปลี่ยนแปลงจะทำให้ปริมาตรกวาดของลูกสูบกำลังและงานต่อรอบของเครื่องยนต์เปลี่ยนแปลงตามไปด้วย ดังที่แสดงในตารางที่ 1

เมื่อนำค่าปริมาตรกวาดจากตารางที่ 1 มาวิเคราะห์ความดันด้วยทฤษฎีของชมิตต์จะได้แผนภาพความดันและปริมาตรของสารทำงานดังรูปที่ 4 และหาตำแหน่งต่อรอบของเครื่องยนต์จากรูปดังกล่าวได้ดังข้อมูลในตารางที่ 1 จะเห็นว่าเมื่อลูกสูบมีระยะสโตคมากขึ้นจะส่งผลให้งานต่อรอบของเครื่องยนต์มีค่ามากขึ้นตามไปด้วย แต่จะให้ความเร็วที่ลดลง เนื่องจากกำลังของเครื่องยนต์จะขึ้นอยู่กับตัวแปร

สองตัวคือ งานต่อรอบ และความถี่ ดังนั้นจึงจำเป็นต้องหาค่าที่เหมาะสมของตัวแปรทั้งสอง เพื่อให้ได้กำลังสูงสุด

ตารางที่ 1 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างระยะสโตคของลูกสูบกำลังกับปริมาตรกวาดและงานต่อรอบ

ระยะสโตคของลูกสูบกำลัง(cm)	ปริมาตรกวาดของลูกสูบกำลัง(cc)	งานที่คำนวณได้จากวัฏจักรของซมิตท์(J/cycle)
4.0	22.92	0.030
4.5	25.79	0.034
5.0	28.65	0.037
5.5	31.52	0.042
6.0	34.38	0.045
6.5	37.25	0.049
7.0	40.11	0.053
7.5	42.98	0.056
8.0	45.84	0.060

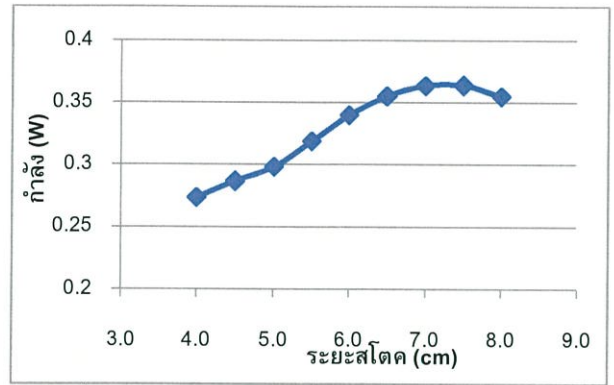


รูปที่ 4 แสดงแผนภาพความดัน-ปริมาตร ที่ระยะสโตคต่าง ๆ

รูปที่ 5 แสดงกราฟความสัมพันธ์ระหว่างกำลังระยะสโตคของเครื่องยนต์ที่ได้จากการวิเคราะห์ด้วยทฤษฎีของซมิตท์ จะเห็นว่ากำลังของเครื่องยนต์มีค่าเพิ่มขึ้นตามระยะสโตคในช่วงแรกและมีค่าสูงสุดประมาณ 0.36 วัตต์ ที่ระยะสโตค 7-7.5 เซนติเมตร หลังจากนั้นกำลังจะมีค่าลดลงเมื่อระยะสโตคเพิ่มขึ้น ดังนั้นจะเห็นได้ว่าระยะสโตคที่เหมาะสมที่ทำให้เครื่องยนต์มีกำลังสูงสุดคือ 7-7.5 เซนติเมตร

#### 4. การทดสอบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

เนื่องจากการทดสอบนี้ ต้องการหาสภาวะการทำงานที่เหมาะสมของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระ ไม่ว่าจะเป็นอุณหภูมิของทั้งด้านร้อนของเครื่องยนต์ ระยะสโตคและความถี่ของลูกสูบ และกำลังทางไฟฟ้าที่ได้จากเครื่องกำเนิดไฟฟ้าเชิงเส้น ดังนั้นในการทดสอบจึงต้องวัดค่าดังกล่าวพร้อมกันทุกค่า



รูปที่ 5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังและระยะสโตคของเครื่องยนต์ที่ได้จากการวิเคราะห์ทางทฤษฎี

ในการทดสอบจะกำหนดระยะสโตคของลูกสูบทั้งหมด 9 ค่า คือ 4.0, 4.5, 5.0, 5.5, 6.0, 6.5, 7.0, 7.5 และ 8 เซนติเมตร การกำหนดระยะสโตคทำได้โดยการปรับระยะการวางสปริงทางกลให้มีระยะตามต้องการ เครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระจะได้รับความร้อนจากตะเกียงแอลกอฮอล์และระบายความร้อนด้วยน้ำ วัตุนอกหมุขของด้านร้อนของเครื่องยนต์ด้วยอินฟราเรดเทอร์โมมิเตอร์ โดยการยิงแสงอินฟราเรดไปที่โลหะด้านร้อนที่หาหน้าที่รับความร้อนจากตะเกียงแอลกอฮอล์ ความถี่ของเครื่องยนต์วัดจากความถี่ของไฟฟ้าที่ได้จากเครื่องกำเนิดไฟฟ้าเชิงเส้น วัดโดยมัลติมิเตอร์ และกำลังของเครื่องยนต์วัดจากคัลยไฟฟ้าและกระแสไฟฟ้าที่ได้จากเครื่องกำเนิดไฟฟ้าเชิงเส้น ดังรูปที่ 6



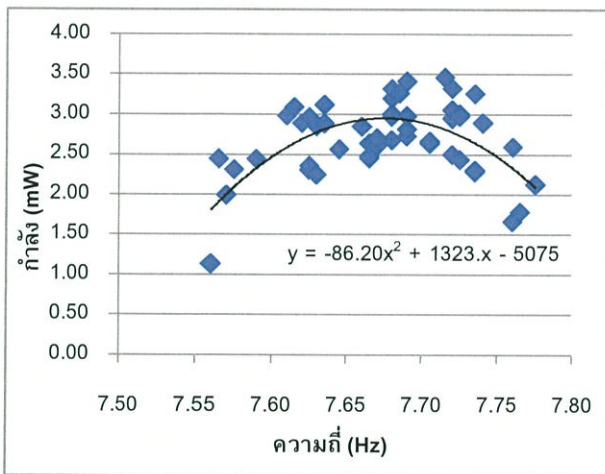
รูปที่ 6 แสดงอุปกรณ์และเครื่องมือวัดที่ใช้ขณะทำการทดสอบ

การทดสอบเครื่องยนต์เริ่มจากการจัดอุปกรณ์ดังรูป กำหนดระยะของสปริงให้ลูกสูบมีระยะสโตคตามที่ต้องการทดสอบ เริ่มจับเวลาเมื่อเริ่มให้ความร้อนแก่เครื่องยนต์ บันทึกผลจากอินฟราเรดเทอร์โมมิเตอร์ทุกๆ 30 วินาที สตาร์ทเครื่องยนต์เมื่อเวลาผ่านไป 5 นาที เมื่อเครื่องยนต์เริ่มทำงานจึงบันทึกค่ากระแสไฟฟ้า คัลยไฟฟ้าและความถี่ ทุกๆ 15 วินาที ก่อนทำการทดสอบครั้งต่อไปต้องรอให้เครื่องยนต์เย็นลงเท่าอุณหภูมิห้องทุกครั้ง

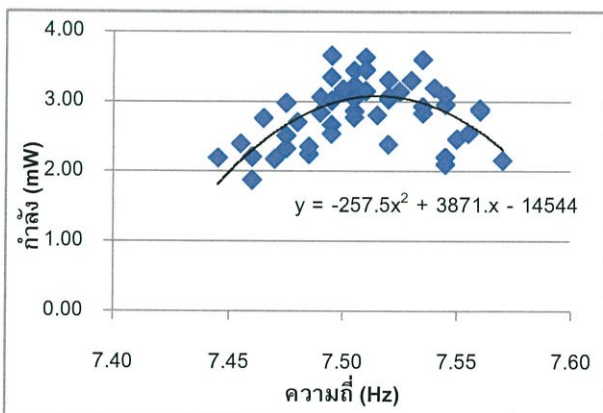
## 5. ผลการทดลอง

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระที่นำมาทดสอบ เริ่มทำงานได้เมื่อให้ความร้อนด้วยตะเกียงแอลกอฮอล์ด้วยอัตราประมาณ 245 วัตต์ เป็นเวลาประมาณ 5 นาที และมีอุณหภูมิด้านร้อนประมาณ 70 องศาเซลเซียส ทำงานได้เมื่อมีระยะสโตค 4.5 – 6.0 เซนติเมตร

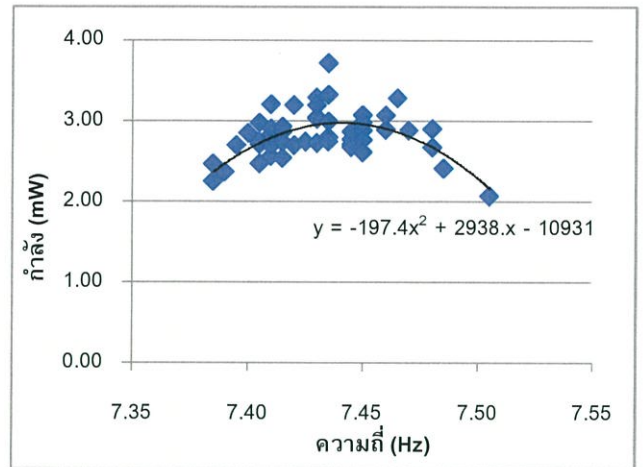
รูปที่ 7-10 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังและความถี่ของเครื่องยนต์สำหรับระยะสโตค 4.5-6.0 เซนติเมตร ตามลำดับ จะเห็นว่าทุกๆค่าระยะ สโตคที่ทำการทดสอบแนวโน้มกำลังของเครื่องยนต์มีทิศทางเดียวกันคือ กำลังจะเพิ่มขึ้นตามความถี่ จนกระทั่งถึงค่าความถี่ค่าหนึ่งจะทำให้เครื่องยนต์ได้กำลังสูงสุด และเมื่อความถี่มีค่ามากกว่าความถี่ดังกล่าวกำลังของเครื่องยนต์จะลดลงเมื่อความถี่เพิ่มขึ้น



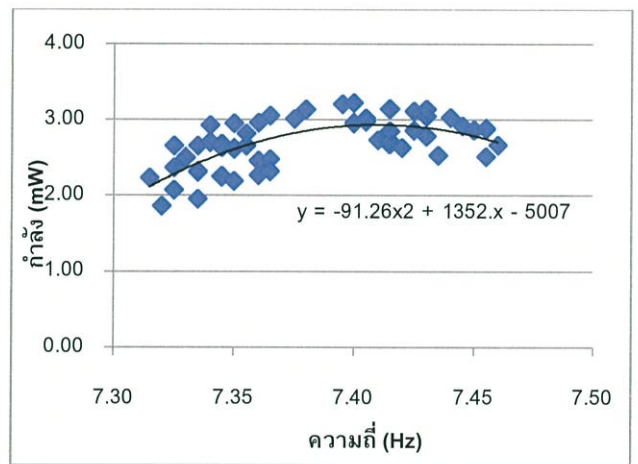
รูปที่ 7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังและความถี่ของเครื่องยนต์ที่ระยะสโตค 4.5 เซนติเมตร



รูปที่ 8 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังและความถี่ของเครื่องยนต์ที่ระยะสโตค 5.0 เซนติเมตร



รูปที่ 9 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังและความถี่ของเครื่องยนต์ที่ระยะสโตค 5.5 เซนติเมตร

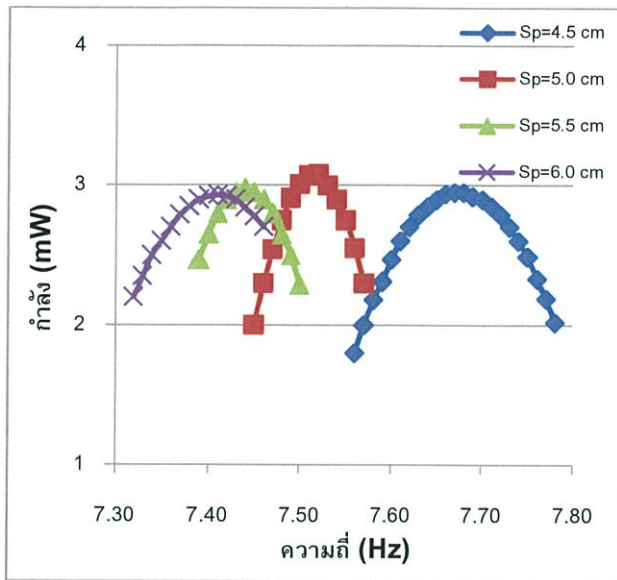


รูปที่ 10 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังและความถี่ของเครื่องยนต์ที่ระยะสโตค 6.0 เซนติเมตร

ที่ระยะสโตค 4.5 และ 5.0 เซนติเมตร เครื่องยนต์มีช่วงความถี่ 7.5-7.8 เฮิรตซ์ และ 7.4-7.6 เฮิรตซ์ ตามลำดับ ได้กำลังสูงสุด 3.46 และ 3.65 มิลลิวัตต์ ตามลำดับ ดังรูปที่ 7-8

ที่ระยะสโตค 5.5 และ 6.0 เซนติเมตร เครื่องยนต์มีช่วงความถี่ 7.3-7.5 เฮิรตซ์ และ 7.3-7.5 เฮิรตซ์ ตามลำดับ ได้กำลังสูงสุด 3.72 และ 3.22 มิลลิวัตต์ ตามลำดับ ดังรูปที่ 9-10

รูปที่ 11 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังและความถี่ของเครื่องยนต์ที่ระยะสโตคต่างๆ จะพบว่าระยะสโตคที่เครื่องยนต์มีกำลังสูงสุดคือ 5.0 เซนติเมตร โดยมีกำลังสูงสุดที่ 3.10 มิลลิวัตต์ และที่ระยะสโตคอื่นๆ เครื่องยนต์มีกำลังสูงสุดใกล้เคียงกัน คือประมาณ 2.95 มิลลิวัตต์



รูปที่ 11 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังและความถี่ของเครื่องยนต์ที่ระยะสโตรคต่างๆ

## 6. สรุป

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบคู่อิสระจะทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพนั้น ค่าของตัวแปรต่างๆทั้งทางด้านรูปร่างทางกล และทางความร้อนต้องมีค่าที่เหมาะสม จากการศึกษาเครื่องยนต์ต้นแบบที่มีปริมาตรกวาดประมาณ 20-40 ซีซี ทำการทดสอบที่ความดันบรรยากาศ ให้ความร้อนด้วยตะเกียงแอลกอฮอล์ และระบายความร้อนด้วยน้ำ พบว่าที่ช่วงอุณหภูมิด้านร้อน 70-200 องศาเซลเซียส ทำงานได้เมื่อมีระยะสโตรค 4.5 – 6.0 เซนติเมตร และระยะสโตรคที่เหมาะสมคือ 5 เซนติเมตร ทำให้เครื่องยนต์มีช่วงความถี่ 7.4-7.6 เฮิรทซ์ จะได้กำลังสูงสุด 3.10 มิลลิวัตต์ ที่ความถี่ 7.5 เฮิรทซ์ ซึ่งมีความแตกต่างจากการวิเคราะห์ทางทฤษฎี คือ ระยะสโตรคที่เหมาะสมที่ทำให้เครื่องยนต์มีกำลังสูงสุดจากทางทฤษฎีคือ 7-7.5 เซนติเมตร ได้กำลัง 0.36 วัตต์ กำลังของเครื่องยนต์ที่วัดได้จริงมีประสิทธิภาพประมาณ 0.86 เปอร์เซ็นต์เมื่อเทียบกับกำลังที่ได้จากทฤษฎี ความแตกต่างของการวิเคราะห์ทางทฤษฎีกับการทดลองจริงเป็นผลมาจากสมมติฐานในทฤษฎีของชนิดที่ยังคงเป็นอุดมคติอยู่บ้าง และตัวแปรบางตัวที่ไม่ได้คำนึงถึงในการคำนวณ เช่น ความหน่วงของระบบกำเนิดไฟฟ้า ความหน่วงของสปริงอากาศ และประสิทธิภาพของเครื่องกำเนิดไฟฟ้า

## เอกสารอ้างอิง

- [1] Walker G., "Stirling Engine", Oxford University Press, New York, 1980.
- [2] Rayner Joel., "Engineering Thermodynamics", Longman, fifth edition, 1996.
- [3] Willard W Pulkrabek., "Engineering Fundamental of the Internal Combustion Engine", Pearson Education Indochaina Ltd., 1997.
- [4] Kongtragool B., Wongwises S., "A review of solar-powered Stirling engines and low temperature differential

Stirling engines", Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2003,131-154.

- [5] Boucher J., Lanzetta, F., Nika, P., "Optimization of a dual free piston Stirling engine", Applied Thermal Engineering, 27, 2007, 802-811.
- [6] E.D. Rogdakis., N.A. Bormpilas, I.K. Koniakos, "A thermodynamic study for the optimization of stable operation of free piston Stirling engines", Energy Conversion Manage. 45 (4) (2004) 575-593.
- [7] C. West., "Principals and applications of Stirling engines", Van Nostrand Reinhold Co., New York, 1986.
- [8] Jack P. Holman., "Heat Transfer", McGraw-Hill International Enterprises, ninth edition, 2002.



Available online at [www.sciencedirect.com](http://www.sciencedirect.com)

**ScienceDirect**

Energy Procedia 52 (2014) 598 – 609

Energy

**Procedia**

2013 International Conference on Alternative Energy in Developing Countries and Emerging Economies

## Investigation on Stability and Performance of a Free-Piston Stirling Engine

Sutapat Kwankaomeng<sup>a</sup>, Banterng Silpsakoolsook<sup>b</sup>, Pongnarin Savangvong<sup>a</sup>

<sup>a</sup> Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Bangkok, Thailand 10520

<sup>b</sup> Department of Chemistry, Faculty of Science, Siam University, Bangkok, Thailand, 10160

---

### Abstract

The stable operation of a free-piston Stirling engine will be achieved when both engine configurations and operating conditions are optimum. This paper presents stability and performance investigation of free-piston Stirling engine. Isothermal analysis is considered in the simulation. Dynamic motion of engine pistons such as the displacer and the power piston are both obtained. For engine design, the optimum parameters are given such as engine specifications, engine characteristics and working conditions to yield the maximum efficiency and reliability. The prototype was built and tested. The comparison of both experimental and simulation results are provided and discussed.

© 2014 Published by Elsevier Ltd. This is an open access article under the CC BY-NC-ND license (<http://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/3.0/>).

Selection and peer-review under responsibility of the Organizing Committee of 2013 AEDCEE

*Keyword:* Dynamic; Free-piston Stirling engine; Isothermal; Optimum; Stirling engine.

---

### 1. Introduction

Global warming affects significantly on the current climate in all areas of the world. Many researchers investigated that the increasing of world temperature results from the rise and excess of CO<sub>2</sub> is the major problem because of green house effect. The main source of CO<sub>2</sub> is come from fossil fuel combustion as in automobile, internal combustion engine(ICE) machine, industrial factories, power plants and etc. Fossil

---

\* Corresponding author. Tel.: +66-2329-8351; fax: +66-2329-8352.  
E-mail address: [kksudara@kmitl.ac.th](mailto:kksudara@kmitl.ac.th)

fuel, even though, provides such high energy and meets requirement but it also gives CO<sub>2</sub> and pollutions. Alternative and renewable energy, therefore, was used to compensate and reduce excess CO<sub>2</sub> such as biomass and solar energy. Stirling engine, first patented by Robert Stirling in 1816, is a mechanical device that can be used to convert heat from multi-fuels to be useful power without combustion inside the engine and no pollution. Many applications were investigated and integrated with the Stirling engine. Free piston Stirling engine (FPSE) was invented by W. Beale. Modern Stirling engine was developed by using advanced technology materials and manufacturing processes. Consequently, FPSE is a potential and perspective engine for the practical use in both present and future.

### Nomenclature

$A_d$	The cross-section area of the displacer (m <sup>2</sup> )
$A_p$	The cross-section area of the piston (m <sup>2</sup> )
$A_{dr}$	The cross-section area of the displacer rod (m <sup>2</sup> )
$D_d$	The damping coefficient of the displacer motion (N s m <sup>-1</sup> )
$D_p$	The damping coefficient of the piston motion (N s m <sup>-1</sup> )
$M_d$	The mass of the displacer (kg)
$M_p$	The mass of the piston (kg)
$M$	The total mass of the gas in the engine (kg)
$P$	The instantaneous pressure (Pa)
$P_{atm}$	The atmosphere pressure (Pa)
$P_c$	The compression volume pressure (Pa)
$P_h$	The expansion volume pressure (Pa)
$P_{max}$	The maximum pressure (Pa)
$P_{mean}$	The mean pressure (Pa)
$P_w$	The working volume pressure (Pa)
$R$	The working gas constant (J/ kg K)
$t$	Time (s)
$S_d$	The stoke of the displacer (m)
$S_p$	The stoke of the piston (m)
$T_c$	The cold volume temperature (K)
$T_h$	The hot volume temperature (K)
$T_r$	The mean temperature of the regenerative channel (K)
$V_c$	The volume of the cold space (m <sup>3</sup> )
$V_h$	The volume of the hot space (m <sup>3</sup> )
$V_{dc}$	The dead volume of the cold space (m <sup>3</sup> )
$V_{dh}$	The dead volume of the hot space (m <sup>3</sup> )
$X$	The dead volume ratio
$X_d$	The displacement of the displacer (m)
$X_p$	The displacement of the piston (m)
$\ddot{X}_d$	The acceleration of the displacer (m)
$\ddot{X}_p$	The acceleration of the piston (m)
$\delta$	The calculation parameter
$\tau$	The temperature ratio, $T_c/T_h$
$k$	The swept volume ratio, $V_c/V_h$
$\alpha$	The phase angle

Wood J G. et al, [1] studied the thermodynamic performance and characterization for three models of current Sun power free-piston Stirling engines: 35 W, 80 W and 1.1 kW. Sun power engines achieve overall efficiencies of greater than 55% of Carnot efficiency.

Rogdakis E.D. et al, [2] presented the thermodynamic investigation for the optimization of stable operation of FPSE. The equations of the angular velocity are solved analytically in terms of mass of the working gas and the displacer–piston phase angle of the machine. Using the criterion of stable engine cyclic steady operation, a mathematically rigorous form is obtained for the main parameters of the engine. The thermodynamic magnitudes are obtained by using the Schmidt analysis (isothermal model).

Kim S Y. et al, [3] proposed the design of an advanced small 35 W- FPSE with integral linear alternator for space power applications. Notable features of the design are high thermal to electric energy conversion efficiencies (exceeding 50 percent of Carnot) and high specific power (~100 W/kg).

Boucher J. et al, [4] presented the dynamic behavior of a dual free-piston Stirling engine (DFPSE) coupled with an asynchronous linear alternator. They evaluated the thermo-mechanical conditions for stable operation of the engine. The DFPSE produces a mechanical power of 1 kW and it has a design operating point of 1.4 MPa corresponding to the frequency about 22 Hz. Helium is the working fluid.

Vichaidit N. et al, [5] designed, manufactured and tested the free piston Stirling engine having 46.65 cm<sup>3</sup> swept volume. The prototype was operated with temperature in the range of 100 °C – 280 °C at atmospheric pressure. Frequency-stroke characteristics of the engine were measured. The experimental results showed that the maximum output power of 4.69 W was obtained at the hot space and cold space temperature of 163 °C and 40 °C, respectively, and frequency and stroke of 4 Hz and 40 mm, respectively.

Kwankaomeng S. et al, [6] presented performance of FPSE with the swept volume of 23 cm<sup>3</sup>. Engine was unpressurized. Air is used as the working gas. The prototype is heated by alcohol burner and cooled by air. The testing results showed that the engine obtained output power about 0.10 W at 730 rpm of engine speed with the input heat rate of 10.45 W. However, the research is only a preliminary experiment to determine the performance of the engine. This study, therefore, was conducted experimental tests in order to evaluate the appropriate value of crucial parameter for the stable operation of the engine.

## 2. General principle

### 2.1. Free-piston Stirling engine configuration

Stirling engine is hot gas engine which include two dynamic parts, displacer and power piston. The gas inside the engine is circulated by the displacer between the hot and cold sections which are called expansion and compression space, respectively, as illustrated in Fig. 1. Figure 1 shows a free piston Stirling engine with a beta type construction. The displacer and the power piston are incorporated in the same cylinder. The displacer moves the working fluid between the hot space and the cold space inside the cylinder through the heater, regenerator and cooler. The power piston is located at the cold or compression space of the cylinder while the displacer is placed between expansion and compression spaces.

Both displacer and power piston are reciprocated linearly in engine cylinder under gas spring or other spring forces.

### 2.2. Stirling cycle

Stirling cycle as represented in Fig. 2 consists of four processes as following:

Process 1–2: Isothermal compression.

At the beginning of the compression stroke the displacer at BDC held there by its own weight then the power piston is moved down, when it near BDC it compress almost all gas into the displacer cylinder that

make pressure increase from 1 to 2 at constant temperature. The work done on the working fluid indicated by the area under process 1–2

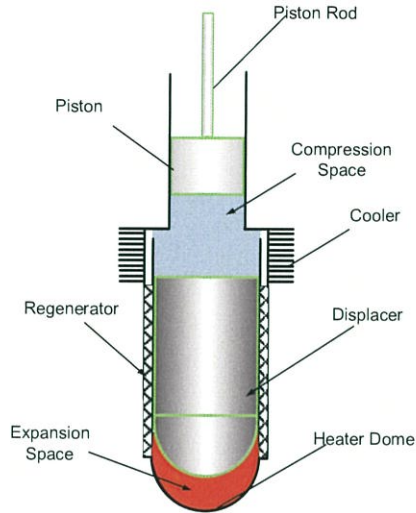


Fig.1. Schematic of FPSE.

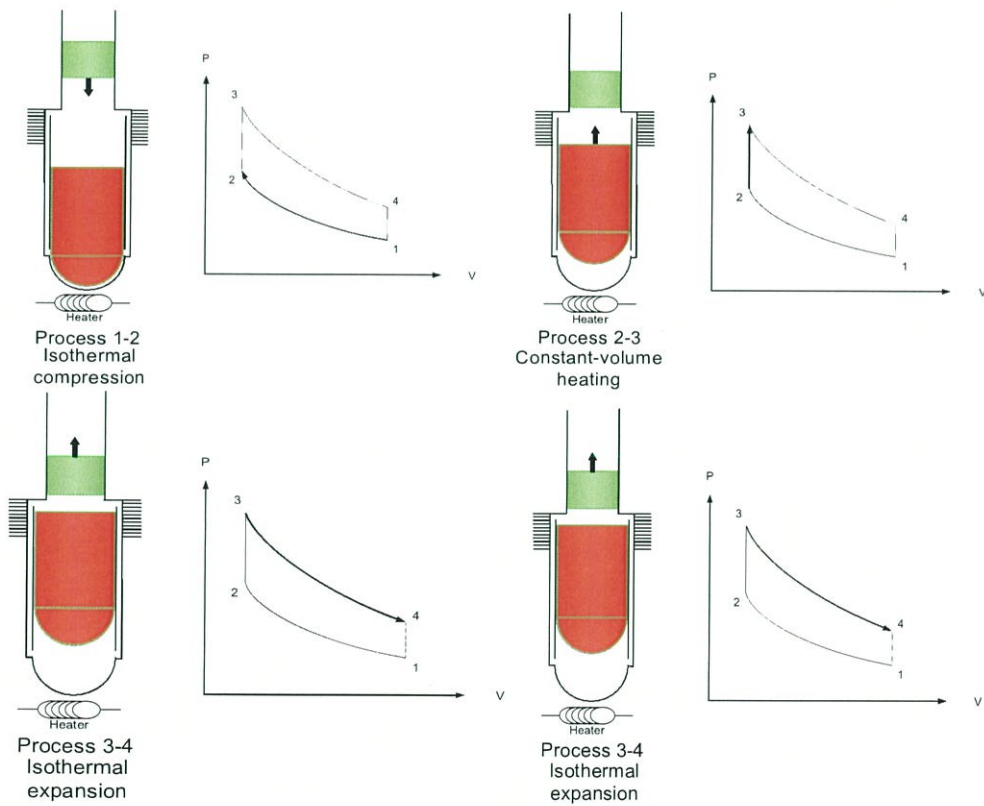


Fig. 2. Stirling Engine Cycle.

#### Process 2–3: Constant-volume heating

The pressure acting on the displacer is high enough to lift against its own weight, that transfer gas to expansion space, rising the pressure still further so that eventually the displacer is held at TDC. The displacer is pushing the working fluid into the hot space, passing through a regenerator which has stored heat, and already a certain amount is being heated. Heat given up by the regenerator raises the temperature and pressure of the working fluid from 2 to 3 at constant volume, while the power piston remains stationary at its BDC

#### Process 3–4: Isothermal expansion

After the displacer has pushed all the working fluid into the hot space, with a corresponding increase in pressure to the maximum, it is then kept at rest at its TDC. The working fluid is in the hot space and is expanding to pressure  $P_4$ , while a constant temperature process 3–4 is maintained at the hot space. The power piston is being pushed from BDC to TDC by the increased pressure, and is applying force to create mechanical energy. The work done by the working fluid is indicated by the area under process 3–4

#### Process 4–1: Constant-volume cooling

After the power piston has reached its TDC and has supplied its energy to the load, it remains stationary and is ready to travel back to BDC under its own weight and the sucking action of the partial vacuum created by the falling of pressure. The displacer is moving from TDC to BDC and transfer working fluid to the cold space where the pressure will fall and a partial vacuum is created, through the regenerator, causing a fall in temperature and pressure of the working fluid from 4 to 1 at constant volume. Heat is transferred from the working fluid to the regenerator [7].

### 2.3. Schmidt's theory

Schmidt assumptions are typically used in the basic analysis of the Stirling engine operation. The theory provides the harmonic motion of the reciprocating elements and retains the major assumptions of isothermal compression and expansion because of the perfect regenerator assume. It, thus, remains highly idealized, but is certainly more realistic than the ideal Stirling cycle [8].

## 3. Free-piston Stirling engine (FPSE)

### 3.1. PFSE prototype

Free piston Stirling engine was invented by W. Beale. The free piston Stirling engines (FPSEs) have no kinematic mechanism coupling the reciprocating elements to each other or to a common rotating shaft. Instead, the elements move entirely in response to the gas or other spring forces acting upon them.

The major advantages of free piston engines include

input and output versatility, quiet operation, zero wear, zero maintenance, long life, ease of interfacing with the electric grid, continuous power operation and potential for high efficiency. The major disadvantage is the difficulty to stabilize the movements of the different elements like piston and displacers [4]. Optimizations of the dynamic behavior of FPSEs are not a simple matter because of the lack of mechanical linkages that are able to fix strokes (displacer and piston) and phase angle for the moving elements (displacer and piston) [2].

The prototype is manufactured as illustrated in Fig. 4. The engine has four crucial components such as displacer, working piston and two of their cylinders. The power piston and its cylinder are made of brass and stainless steel, respectively, for low friction and durability. The aluminium fins around piston cylinder were shaped for air cooling the compressed gas between the displacer and the working piston. The displacer and its cylinder are fabricated from aluminium and stainless steel, respectively.

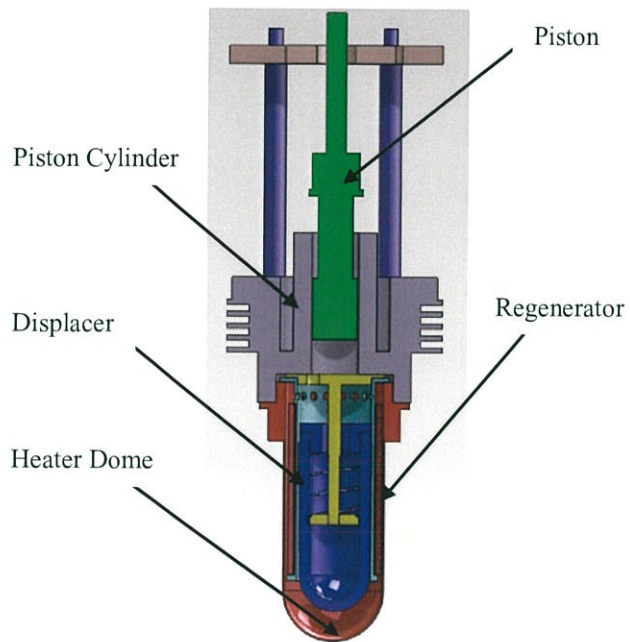


Fig. 3. Schematic of the prototype.



Fig. 4. The FPSE prototype.

### 3.2. FPSE specification

The specifications of the FPSE are given in table 1.

Table 1. FPSE prototype specification

Free-piston stirling engine data	
Piston length	0.0366 m
Displacer length	0.105 m
Piston diameter	0.027 m
Displacer diameter	0.044 m
Piston stroke	0.03m
Displacer stroke	0.04m
Piston mass	117.0 g
Mass of displacer	224.0 g
Initial gas pressure	101.325 kPa
Working gas	Air
Cooling medium	Air
Heat source	Electric heater

## 4. Numerical investigation

### 4.1. General analysis

In order to describe the action of FPSEs, it is useful to assume harmonic motion of the components, which is often nearly true. The mass-spring-damper system is shown in Fig.5.

Newton's second law yields:

$$F + F_{spring} + F_{damping} = M \cdot \ddot{x} \quad (1)$$

The equations of motion of the dynamic elements are  
The piston:

$$M_p \ddot{x}_p = (P_c - P_{atm})A_p - D_{pd}(\dot{x}_p + \dot{x}_d) \quad (2)$$

The displacer:

$$M_d \ddot{x}_d = (P_h - P_c)A_d + P_c A_{dr} - kX_d - (D_{dp} + D_h)(\dot{x}_p) \quad (3)$$

The sinusoidal displacement and volume variations are given as in equations (4) to (7) as follows:

$$X_d = \frac{1}{2} S_d \cdot \sin(\omega t) \quad , \quad (4)$$

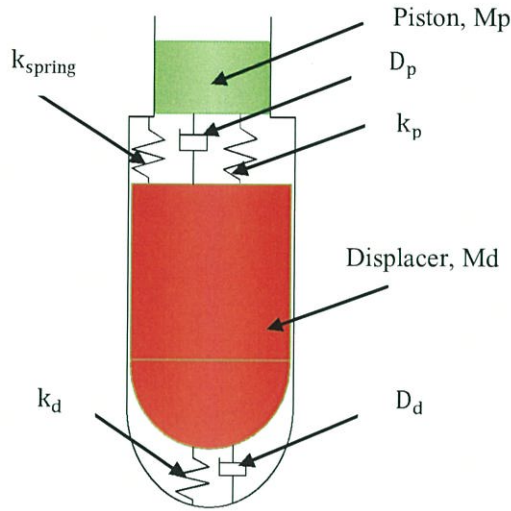


Fig. 5. The spring-damp-mass system.

$$X_p = \frac{1}{2} S_p \cdot (\sin(\omega t - \varphi)) \tag{5}$$

$$V_h = A_d X_d + V_{dh} \tag{6}$$

$$V_c = A_d S_d - V_h + A_p X_p + V_{dh} \tag{7}$$

4.2. Thermodynamic analysis

The approach taken by Schmidt for the analysis follows the isothermal analysis yield the derivation of the pressure and mean pressure given by equation (8) and (9), respectively.

$$P = MR \left( \frac{V_c}{T_c} + \frac{V_{dc}}{T_c} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_{dh}}{T_h} + \frac{V_h}{T_h} \right)^{-1} \tag{8}$$

$$P_{mean} = P_{max} \left( \frac{1-\delta}{1+\delta} \right)^{1/2} \tag{9}$$

Where

$$\delta = (\tau^2 + k^2 + 2\tau k \cos \alpha)^{1/2} / (\tau + k + 2S) \tag{10}$$

$$S = (2X\tau) / (\tau + 1) \tag{11}$$

$$X = V_{dc} / V_{dh} \tag{12}$$

4.3. Simulation results

Figure 6 shows the displacement of the power piston and displacer. Dynamic motion of the displacer and the power piston are assumed sinusoidal function. The displacer and power piston strokes are 40 and 30 mm, respectively. The displacer leads the piston of 90 degree of phase angle.

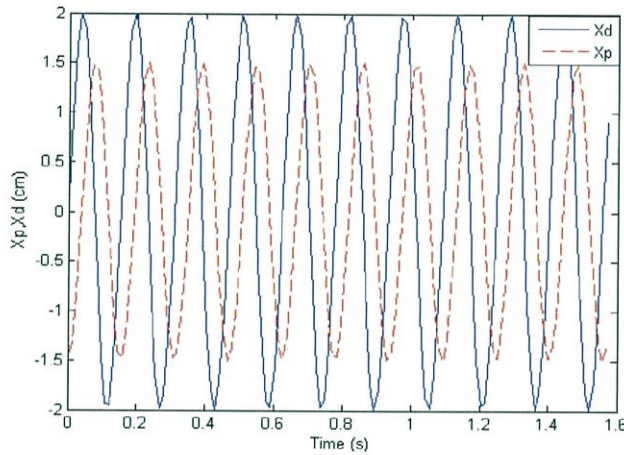


Fig. 6. Piston and displacer stroke at frequency of 6.4 Hz.

The prototype was theoretically investigated using Schmidt’s assumptions with initially charging ambient air as the working gas and operated at the hot and cold section temperature of 150 and 40 C, respectively. The PV diagram was obtained as depicted in Fig. 7. The maximum pressure from Schmidt’s analysis and experiment result of 146.29 and 134 kPa, respectively.

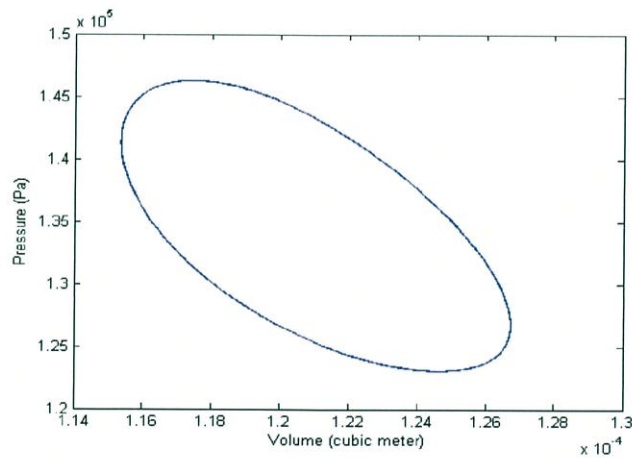


Fig. 7. PV diagram with Schmidt’s analysis.

## 5. Experimental Investigation

### 5.1. Experimental set up

In order to convert mechanical power to electrical power, the prototype is coupled with linear alternator. Ammeter and voltmeter were used to measure the engine power. Multi-meter was utilized for monitoring the piston reciprocating speed in form of frequency.

The prototype was set up and tested as shown in Fig. 8. Two UT-30C digital multi-meters were used as ammeter and voltmeter. One UN-860C multi-meter was used to measure frequency of the engine.

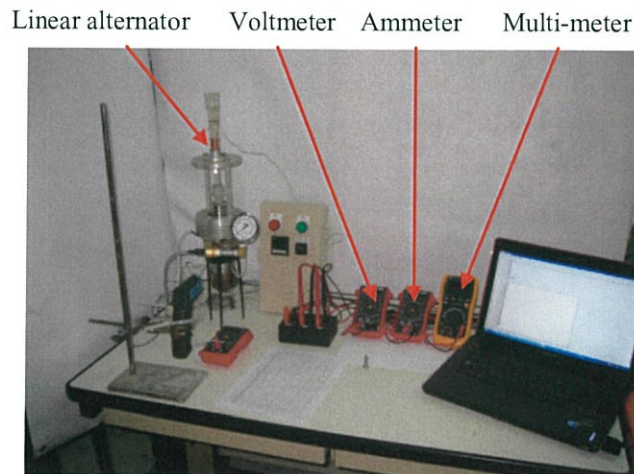


Fig. 8. The FPSE and test equipment.

### 5.2. Experimental result

The preliminary experiment was conducted in order to find the hot temperature,  $T_h$  at the heater section of the engine that can run the engine with the piston mass of 117 g. When the prototype was heated by electric heater of 10 W supply, heat is gained until  $T_h$  is high enough to operate the engine. The stable engine operation was obtained at the temperature range of 120-150°C at the heater section.

Figure 9 and 10 show the variation of engine power and engine efficiency with frequency, respectively. When electric heater is supplied 10 W of heat on the engine heater, the power piston was reciprocated randomly with frequency range of 5.9 to 7.0 Hz. Therefore, the sliding motion of the engine piston can be converted to electrical power by linear alternator. Power producing was measured under the variation of piston speed in form of frequency as shown in Fig. 9. Engine power increased when the speed enhanced from 5.9 Hz until the maximum power of 0.68 W was achieved at 6.4 Hz then the power reduced when the piston was moved over 6.4 Hz of frequency.

The relationship of the engine efficiency and engine speed was plotted in Fig. 10. The maximum efficiency of 5.6% at 6.4Hz of frequency was obtained. The efficiency of the engine increased with the enhancing engine speed from 6 to 6.4 Hz while the reduction of efficiency occurred when engine speed more than 6.4 Hz.

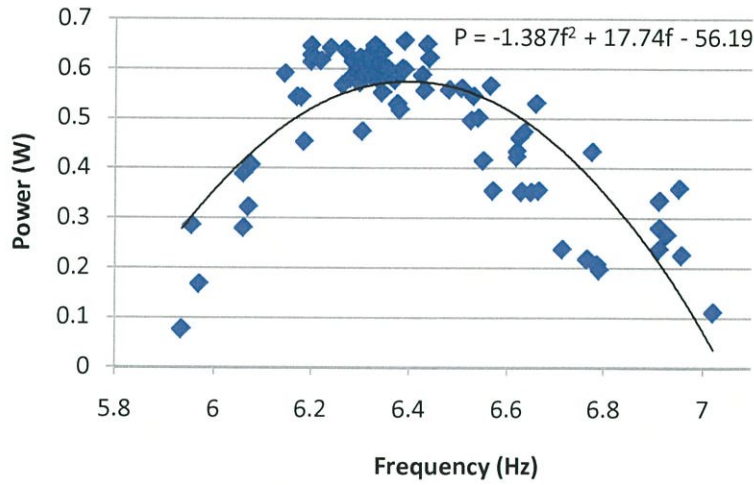


Fig. 9. Power of the engine with frequency.

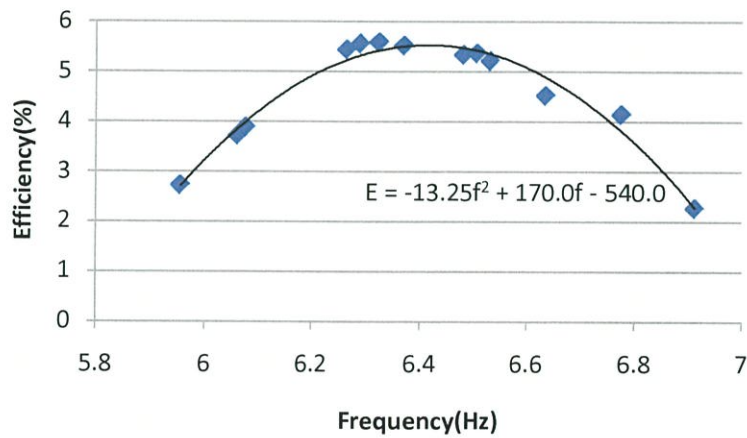


Fig. 10. Efficiency of the engine with frequency.

**6. Conclusion**

The FPSE model was analyzed dynamic motion of engine pistons and PV diagram with Schmidt’s assumptions such as imperfect regenerator, amount of working fluid is constant, isothermal in expansion and compression process and etc. The FPSE prototype was preliminary tested and evaluated engine characteristic and performance. The prototype is heated by electric heater and cooled by air. The engine pressure is initially at 1 bar. The testing results of the FPSE showed that the engine provided maximum output power of 0.68 W at 6.4 Hz of engine frequency with the input heat of 10 W. The stability of engine operation can be obtained at the frequency range of 6.2-6.4 Hz. However, the preliminary tests of the

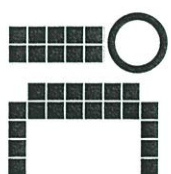
FPSE prototype were conducted under poor operating conditions such as using atmospheric air as a working gas and air cooling at the cooler.

## References

- [1] Wood J. G., Lane N.W.; Advanced 35 W Free-Piston Stirling Engine for Space Power Applications. CP654, Space Technology and Applications International Forum, STAIF 2003.
- [2] Rogdakis E.D., Bormpilas N.A., Koniakos I.K.; A thermodynamic study for the optimization of stable operation of free piston Stirling engines. *Energy Conversion and Management* 45 (2004) 575–593
- [3] Kim S.Y., Huth J., Wood J.G.; Performance Characterization of Sun power Free-Piston Stirling Engines. The 3rd International Energy Conversion Engineering Conference, San Francisco, California. 15-18 August 2005
- [4] Boucher J., Lanzetta , F., Nika , P. ;Optimization of a dual free piston Stirling engine. *Applied Thermal Engineering* 27 (2007) 802–811
- [5] Vichaidit N., Aksornpromrat N., Kijswang S.;Design and Construction of Free -Piston Type Stirling Engine, Final year project report, Department of Mechanical Engineering, Siam University. 2009.
- [6] Kwankaomeng S., Silpsakoolsook B., Kaweemong- kolrat T.; Experimental Investigation of a Free-Piston Stirling Engine. The 12th Annual Conference of Thai Society of Agricultural Engineering “International Conference in Agricultural Engineering” Chon-Chan Pattaya Resort, Chonburi, Thailand; 31 March-1 April 2011
- [7] Kongtragool B., Wongwises, S.; A review of solar-powered Stirling engines and low temperature differential Stirling engines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 7 2003,131–154
- [8] Walker G.; *Stirling engines*. Oxford: Clarendon Press,1980.



**KMITL**  
พระจอมเกล้าลาดกระบัง



**2014**

Knowledge Dissemination and Innovation Contest on Alternative Energy,  
Agricultural Machinery and Biomedical Devices for Higher Educational Institutes

ขอเชิญใบสมัครภาคเกษตรศึกษาทุกท่าน

**มาแข่งขันชิงเงินรางวัล**

เพื่อแสดงว่าได้เข้าร่วมโครงการ

**นำผลงานออกแบบเครื่องจักรและอุปกรณ์การเกษตรในระดับอุดมศึกษา**

คุณ:วิศวกรรมศาสตรบัณฑิตเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ในวันที่ 26 กันยายน 2557

**พ.ศ.ดร.กมลัน มาลีศรี**

คณบดี คณะวิศวกรรมศาสตร์

## ประวัติผู้เขียน

ชื่อ	นายพงษ์นรินทร์ สว่างวงศ์
วัน เดือน ปีเกิด	17 มกราคม 2532
ที่อยู่	เลขที่ 90 หมู่ 8 ตำบลม่วง อำเภอมหาชนะชัย จังหวัดยโสธร 35130
ประวัติการศึกษา	ปี 2555 จบการศึกษาหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ผลงานทางวิชาการ	<p>Investigation on Stability and Performance of a Free-Piston Stirling Engine. 2013 International Conference on Alternative Energy in Developing Countries and Emerging Economies (2013 AEDCEE). 30-31 May 2013 Pullman Bangkok King Power, Bangkok, Thailand.</p> <p>Investigation on Stability and Performance of a Free-Piston Stirling Engine. Energy Procedia 52 ( 2014 ) 598 – 609, ScienceDirect.</p> <p>การออกแบบและทดสอบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระ ขนาด 40 cc การประชุมวิชาการการถ่ายเทความร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อนและกระบวนการ ครั้งที่ 13 ระหว่างวันที่ 13-14 มีนาคม 2557 ณ เจ้าหลาวคาบาน่า รีสอร์ท จังหวัดจันทบุรี</p> <p>รางวัลรองชนะเลิศอันดับหนึ่ง โครงการถ่ายเทองค์ความรู้ และประกวดสิ่งประดิษฐ์ ในระดับอุดมศึกษา ระหว่างวันที่ 25-26 กันยายน 2557 ณ คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง</p>