



การหาค่าการออกแบบที่เหมาะสมของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ขนาดเล็กชนิดเบต้า
โดยใช้ระเบียบวิธีเชิงพันธุกรรม

DETERMINATION OF THE OPTIMAL DESIGN PARAMETERS OF A SMALL
BETA - TYPE STIRLING ENGINE USING GENETIC ALGORITHM



นายเอกพันธ์ ชาวไทย	รหัส 53362426
นายสราวุฒิ คงสวัสดิ์	รหัส 53362334
นายวัชร มุลเมือง	รหัส 53362235

ห้องสมุดคณะวิศวกรรมศาสตร์
วันที่รับ..... 20 ก.ค. 2556
เลขทะเบียน..... 16914147
เลขเรียกหนังสือ..... ๗๖
มหาวิทยาลัยนเรศวร ๘ ๘๙๘๓ ๒๕๕๖

ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยนเรศวร
ปีการศึกษา 2556



ใบรับรองปริญญาโท

ชื่อหัวข้อโครงการ	การหาค่าการออกแบบที่เหมาะสมของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง		
	ขนาดเล็กชนิดเบต้า โดยใช้ระเบียบวิธีเชิงพันธุกรรม		
ผู้ดำเนินโครงการ	นาย เอกพันธ์ ชาวไทย	รหัส	53362426
	นาย สราวุฒิ คงสวัสดิ์	รหัส	53362334
	นาย วัชระ มูลเมือง	รหัส	53362235
ที่ปรึกษาโครงการ	ผศ.ดร.ขวัญชัย ไกรทอง		
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล		
ภาควิชา	วิศวกรรมเครื่องกล		
ปีการศึกษา	2556		

คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยนเรศวร อนุมัติให้ปริญญาโทฉบับนี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

(ผศ.ดร.ขวัญชัย ไกรทอง)

ที่ปรึกษาโครงการ

(ดร.นินนาท ราชประดิษฐ์)

กรรมการ

(ผศ.ดร.อนันต์ชัย อยู่แก้ว)

กรรมการ

ชื่อหัวข้อโครงการ	การหาค่าการออกแบบที่เหมาะสมของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงขนาดเล็กชนิดเบต้า โดยใช้ระเบียบวิธีเชิงพันธุกรรม		
ผู้ดำเนินโครงการ	นาย เอกพันธ์ ชาวไทย	รหัสน	53362426
	นาย สราวุฒิ คงสวัสดิ์	รหัสน	53362334
	นาย วิชระ มูลเมือง	รหัสน	53362235
ที่ปรึกษาโครงการ	ผศ.ดร.ขวัญชัย ไกรทอง		
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล		
ภาควิชา	วิศวกรรมเครื่องกล		
ปีการศึกษา	2556		

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้เพื่อพัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบส่งกำลังของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง SEB-100 ซึ่งเป็นเครื่องยนต์แบบเบต้าขนาดเล็กทำงานที่ความแตกต่างอุณหภูมิปานกลาง โดยใช้งานร่วมกับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์หนึ่งมิติชนิด Second-order แบบ Quasi Steady Flow model และเพื่อหาค่าพารามิเตอร์การออกแบบที่เหมาะสมด้วยวิธีเชิงพันธุกรรมของส่วนอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

จากการจำลองสภาพการทำงานของเครื่องยนต์ชนิดสารทำงานคืออากาศที่ความเร็วรอบ 360 รอบต่อนาที อุณหภูมิของส่วนให้ความร้อน 500 องศาเซลเซียสอุณหภูมิของส่วนระบายความร้อน 35 องศาเซลเซียส ที่ความดันการทำงานเฉลี่ย 7 บาร์ผลการจำลองแสดงค่าความความสัมพันธ์ระหว่างปริมาตร ความดัน อุณหภูมิของสารทำงานกับมุมของเพลาคือเหลี่ยมผลจากการเปรียบเทียบค่ากำลังเพลากับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์กับผลการทดสอบพบว่าที่ความเร็วรอบ 360 รอบต่อนาที ได้ค่ากำลังเพลากับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เท่ากับ 99.38 W โดยมีค่าความผิดพลาดในการทำนายค่ากำลังเพลากับ 4.18 % และค่าความผิดพลาดของการทำนายค่ากำลังเพลามีค่าสูงขึ้นเมื่อความเร็วรอบของเครื่องยนต์สูงขึ้น โดยมีค่าความผิดพลาดอยู่ในช่วง 3.27% - 138.99% ที่ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ 325 รอบต่อนาที - 606 รอบต่อนาทีที่ค่าการออกแบบที่เหมาะสมที่สุดด้วยวิธีเชิงพันธุกรรมในส่วนค่าพารามิเตอร์ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ได้แก่ ความยาวของรีเจนเนอเรเตอร์เท่ากับ 0.0666 m ความยาวของส่วนให้ความร้อนเท่ากับ 0.0307 m ความกว้างของร่องส่วนให้ความร้อนเท่ากับ 0.0003 m ความกว้างของร่องส่วนระบายความร้อนเท่ากับ 0.0004 m ความลึกของร่องส่วนให้ความร้อนเท่ากับ 0.0034 m และความลึกของร่องส่วนระบายความร้อนเท่ากับ 0.0034 m ได้ถูกนำเสนอ โดยชุดค่าพารามิเตอร์ที่ได้จากกระบวนการหาค่าที่เหมาะสมที่สุดที่ให้กำลังเพลาสุงที่สุดเท่ากับ 109.78 W ที่โครโมโซมรุ่นที่ 40

Project Title : DETERMINATION OF THE OPTIMAL DESIGN
PARAMETERS OF A SMALL BETA – TYPE STIRLING
ENGINE USING GENETIC ALGORITHM

Manipulator : Mr. Aekkan Choathai ID. 53362426
: Mr. Sarawut Kongsawat ID. 53362334
: Mr. Watchala Moonmuang ID.53362235

Project Advisor : Asst. Prof. Dr. KwanchaiKraitong

Department : Mechanical Engineering

Naresuan University

Academic Year : 2013

Abstract

This research is to develop a mathematical model of the power transmission system of a small medium temperature difference SEB-100 Stirling engine with Beta configuration. It is coupled to a Second-order one-dimensional mathematical model with the Quasi Steady Flow analysis in order to determine the optimal rational design parameters of heat exchangers with Genetic algorithm optimization method.


From the simulation of the working process of the engine with air as working fluid at the engine speed of 360 rpm, the heater temperature of 500°C, the cooler temperature of 35°C and the average working pressure of 7 bar it showed the results of the correlations of the volume, the working gas pressure and the working gas temperature with respect to the angle of the crankshaft. The results from the comparison between the brake power obtained from the developed mathematical model and that from the experiment at the engine speed of 360 rpm presented the error of the predicted brake power of 4.18%. Additionally it was found that the error of the predicted brake power increased with the rise of the engine speed and there were the error values of 3.27 % to 138.99% at the engine speed of 325 rpm - 606 rpm. A set of rational design parameters of heat exchangers such as the length of the regenerator being 0.0666 m, the length of the heater being 0.0307 m, the width of the heater slot being 0.0003 m, the width of the cooler slot being 0.0004 m, the

depth of the heater slot being 0.0034 m and the depth of the cooler slot being 0.0034 m was determined using Genetic algorithm optimization. The optimization reported a set of optimal design parameters with the maximum brake power being 109.78 W at 40th generation.



กิตติกรรมประกาศ

ในการจัดทำปริญญาานิพนธ์เรื่องการหาค่าการออกแบบที่เหมาะสมของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงขนาดเล็กชนิดเบต้า โดยใช้ระเบียบวิธีเชิงพันธุกรรม ผู้จัดทำขอขอบพระคุณ ผศ.ดร.ขวัญชัย ไกรทอง อาจารย์ที่ปรึกษาปริญญาานิพนธ์ ที่ให้คำปรึกษาที่เป็นประโยชน์ต่องานวิจัย รวมทั้งเอื้อเพื่อข้อมูลในการจัดทำปริญญาานิพนธ์ในครั้งนี้ และขอขอบพระคุณ ผศ.ดร.อนันต์ชัย อยู่แก้ว และดร.นินนาท ราชประดิษฐ์ ที่ให้ความกรุณาเป็นผู้ตรวจสอบปริญญาานิพนธ์ และให้คำแนะนำในส่วนของทฤษฎีและแหล่งศึกษาข้อมูลที่เกี่ยวข้องกับปริญญาานิพนธ์และขอขอบพระคุณบุคคลท่านอื่นๆ ที่ไม่ได้กล่าวนามทุกท่านที่สนับสนุนให้ความช่วยเหลือในด้านต่างๆ คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยนเรศวร ที่สนับสนุนเครื่องมือในการทดลองในการทำโครงงานครั้งนี้ รวมทั้งคณะวิศวกรรมศาสตร์ที่เอื้อเพื่อสถานที่ในการทดลองและศึกษาค้นคว้าข้อมูล



นาย เอกพันธ์	ชาวไทย
นาย สราวุฒิ	คงสวัสดิ์
นาย วิชระ	มูลเมือง

สารบัญ

	หน้า
ใบรับรองโครงการวิศวกรรมเครื่องกล.....	ก
บทคัดย่อภาษาไทย.....	ข
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	ค
กิตติกรรมประกาศ.....	จ
สารบัญ.....	ฉ
สารบัญตาราง.....	ช
สารบัญรูปภาพ.....	ฉ
สารบัญสัญลักษณ์และอักษรย่อ.....	ญ
บทที่ 1 บทนำ	
1.1 ที่มาและความสำคัญของโครงการ	1
1.2 วัตถุประสงค์ของโครงการ	2
1.3 ขอบเขตของโครงการ	2
1.4 ขั้นตอนและแผนการดำเนินงาน	2
1.5 ผลที่คาดว่าจะได้รับ	3
1.6 งบประมาณที่ใช้.....	3
บทที่ 2 หลักการและทฤษฎี	
2.1 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบเบต้า (Beta-type Stirling engine).....	4
2.2 ลักษณะทางกายภาพของเครื่องยนต์ (Physical model).....	7
2.3 แบบจำลองคณิตศาสตร์แบบ 1 มิติ (One-dimensional mathematical model).....	9
2.4 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ในส่วนระบบส่งกำลังของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบ SEB-100.....	19
2.5 การจำลองการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงด้วยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์	27
2.6 การหาค่าที่เหมาะสมด้วยระเบียบวิธีเชิงพันธุกรรม	29
บทที่ 3 ขั้นตอนการทำงาน	
3.1 พัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบ SEB-100.....	32
3.2 การจำลองการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบ SEB-100.....	32
3.3 การหาค่าที่เหมาะสมที่สุด.....	33

สารบัญ (ต่อ)

บทที่ 4 ผลการทดลองและวิเคราะห์	
4.1 ผลจากการจำลองสภาพการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบ SEB-100	35
4.2 ผลจากการเปรียบเทียบผลแบบจำลองทางคณิตศาสตร์กับผลการทดสอบในห้องปฏิบัติการ.....	38
4.3 ผลการหาค่าที่เหมาะสมที่สุดด้วยวิธีเชิงพันธุกรรม (Genetic algorithm).....	39
บทที่ 5 สรุปผลการทดลอง	
5.1 สรุปผลโครงการ	41
5.2 ข้อเสนอแนะและแนวทางแก้ไข	42
เอกสารอ้างอิง	43
ภาคผนวก	
ภาคผนวก ก โปรแกรมสำหรับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบส่งกำลังของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง SEB-100	47
ประวัติผู้เขียนโครงการ	48

สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
1.1 การดำเนินงาน.....	3
2.1 ข้อมูลเฉพาะของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดเบต้าขนาดเล็ก.....	9
2.2 Nusselt numbers and friction factors for fully developed laminar flow in tubes of differing cross section. F.P. Incropera.....	16
4.1 พารามิเตอร์การออกแบบเครื่องยนต์จากการหาค่าที่เหมาะสมที่สุดด้วยวิธีเชิง พันธุกรรม.....	40



สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
2.1 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบแอลฟาเบต้า และแกมมา	4
2.2 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบเบต้า	5
2.3 แผนภาพ T-s Diagram ของวัฏจักรสเตอร์ลิง (Stirling cycle).....	6
2.4 แผนภาพ P-v Diagram ของวัฏจักรสเตอร์ลิง (Stirling cycle)	7
2.5 ภาพตัดขวางของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดเบต้าขนาดเล็ก	8
2.6 ผังการไหลของสารทำงานของแบบจำลองคณิตศาสตร์แบบ 1 มิติ	10
2.7 แบบของกลไกแบบ Scotch yoke	19
2.8 ระยะเวลาการจัดของลูกเบี้ยว	20
2.9 แรงกระทำที่ Displacer.....	22
2.10 แรงกระทำที่ Slot ของ Displacer และ Power Piston	22
2.11 แรงกระทำที่ลูกเบี้ยวของ Displacer และ Power Piston.....	23
2.12 แรงกระทำที่จุดหมุนของ Displacer และ Power Piston.....	24
2.13 แรงกระทำที่แกนเพลลาของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง	25
2.14 ไดอะแกรมแสดงขั้นตอนการหาค่าพารามิเตอร์ที่เหมาะสมสำหรับการหาค่ากำลังเพลลาสูงสุด ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง.....	28
2.15 ไดอะแกรมแสดงขั้นตอนของการหาค่าเหมาะสมที่สุดแบบวิธีเชิงพันธุกรรมสำหรับเครื่องยนต์ สเตอร์ลิง.....	30
4.1 แสดงการเปลี่ยนแปลงของปริมาณในเครื่องยนต์สเตอร์ลิง SEB-100.....	35
4.2 แสดงการเปลี่ยนแปลงของความดันในเครื่องยนต์สเตอร์ลิง SEB-100	36
4.3 แสดงการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิในเครื่องยนต์สเตอร์ลิง SEB-100	37
4.4 แสดงการเปลี่ยนแปลงความดันกับปริมาตรในเครื่องยนต์สเตอร์ลิง SEB-100	37
4.5 แสดงการเปลี่ยนแปลงกำลังขาออก ตามความเร็วรอบในเครื่องยนต์สเตอร์ลิง SEB-100.....	38
4.6 ค่ากำลังเพลลาที่ดีที่สุดของแต่ละรุ่นกับจำนวนของรุ่น.....	39

สารบัญสัญลักษณ์และอักษรย่อ

สัญลักษณ์	ความหมาย (หน่วย)
A	พื้นที่ (m ²)
T	อุณหภูมิ(K)
P	ความดัน (Pa)
W	งาน (J)
V	ปริมาตร(m ³)
m	มวล (kg)
C _p	ค่าความจุความร้อนจำเพาะที่ความดันคงที่ (J/kg·K)
C _v	ค่าความจุความร้อนจำเพาะที่ปริมาตรคงที่ (J/kg·K)
m _i	อัตราการไหลเชิงมวลที่ทางเข้า (kg/s)
m _o	อัตราการไหลเชิงมวลที่ทางออก (kg/s)
Q	อัตราการถ่ายเทความร้อน (W)
T _i	อุณหภูมิของสารทำงานที่ทางเข้า (K)
t _o	อุณหภูมิของสารทำงานที่ทางออก (K)
t	เวลา (s)
P _b	กำลังเพลลา (W)
T	แรงบิด (N·m)
T _b	แรงบิดสูญเสียจากแบร็งที่เพลลา (N·m)
T _p	แรงบิดจากลูกสูบ (N·m)
W _b	งานเพลลา (J)
d _s	เส้นผ่านศูนย์กลางของ displacer (m)
d _s '	เส้นผ่านศูนย์กลางของ sealing ring (m)
H	ความสูงของ sealing ring (m)
P _{br}	ความดันระหว่าง sealing rings ตัวที่ 1 และ 2 (Pa)
P _{spr}	แรงที่เพิ่มขึ้นใน sealing rings
P _{c-c}	ความดันในห้องข้อเหวี่ยง (Pa)

\bar{P}_{es1}	ความดันก๊าซเฉลี่ยบนพื้นผิวภายนอกของแหวนตัวที่ 1 (Pa)
\bar{P}_{es2}	ความดันก๊าซเฉลี่ยบนพื้นผิวภายนอกของแหวนตัวที่ 2 (Pa)
μ_{sd}	ค่าสัมประสิทธิ์ของแรงเสียดทานระหว่าง sealing ring และแกนของ displacer
P_c	ความดันของสารทำงานในส่วนการอัด (Pa)
P_e	ความดันของสารทำงานในส่วนการขยาย (Pa)
V_c	ปริมาตรในส่วนการอัด (m^3)
V_e	ปริมาตรในส่วนการขยาย (m^3)
f	ความถี่ (Hz)
P_i	กำลังบ่งชี้ (W)
W_i	งานบ่งชี้ (J)
W_c	งานที่เกิดในส่วนการอัด (J)
W_e	งานที่เกิดในส่วนการขยาย (J)
W_b	งานเพลลา (J)
θ	มุมการหมุน (rad)
ω	ความเร็วเชิงมุม (rpm)
α	ความเร่งเชิงมุม (m/s^2)
P_b	กำลังเพลลา (W)
τ_b	แรงบิดสูญเสียจากแบริ่งที่เพลลา ($N \cdot m$)
τ_p	แรงบิดจากลูกสูบ ($N \cdot m$)
θ	มุมการหมุน (rad)
n	Number of moles of gas
\dot{m}_{c-c}	อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำงานระหว่างส่วนอัดตัวกับส่วนระบายความร้อน
$(kg/s), T_{c-c}$	อุณหภูมิของสารทำงานระหว่างส่วนอัดตัวกับส่วนระบายความร้อน (K)
T_c	อุณหภูมิของส่วนระบายความร้อน (K)
T_c	อุณหภูมิของส่วนอัดตัว (K)
\dot{m}_{c-u}	อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำงานระหว่างคูเลอรักับส่วนแรกของรีเจนเนอเรเตอร์ (kg/s)

T_{G1}	อุณหภูมิของสารทำงานระหว่างส่วนระบายความร้อนกับส่วนแรกของรีเจนเนอเรเตอร์ (K)
T_{r-c}	อุณหภูมิพื้นผิวระหว่างคูลเลอร์กับส่วนแรกของรีเจนเนอเรเตอร์ (K)
$T_{(i)}$	อุณหภูมิของสารทำงานในส่วนที่ (i)th ของรีเจนเนอเรเตอร์ (K)
$T_{(i+1)}$	อุณหภูมิของสารทำงานในส่วนที่ (i+1)th ของรีเจนเนอเรเตอร์ (K)
\dot{m}_{r10-H}	อัตราการไหลเชิงมวลสารทำงานระหว่างส่วนที่สิบของรีเจนเนอเรเตอร์กับส่วนระบายความร้อน (kg/s)
T_{r10-H}	อุณหภูมิของสารทำงานระหว่างส่วนที่สิบของรีเจนเนอเรเตอร์กับให้ระบายความร้อน (K)
T_{r-H}	อุณหภูมิพื้นผิวระหว่างส่วนที่สิบของรีเจนเนอเรเตอร์กับส่วนให้ความร้อน (K)
\dot{m}_{H-e}	อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำงานระหว่างส่วนขยายตัวกับส่วนให้ความร้อน(kg/s)
T_{H-e}	อุณหภูมิของสารทำงานระหว่างส่วนขยายตัวกับส่วนให้ความร้อน (K)
T_H	อุณหภูมิของส่วนให้ความร้อน (K)
T_e	อุณหภูมิของส่วนขยายตัว (K)
m_c	มวลของสารทำงานในส่วนระบายความร้อน (kg)
m_H	มวลของสารทำงานในส่วนให้ความร้อนตามลำดับ (kg)
$Q_{loss, r, sp-C}$	เป็นความร้อนสูญเสียจากแรงเสียดทานการไหลของคูลเลอร์ (W)
$Q_{loss, r, sp-i(i)}$	ความร้อนสูญเสียจากแรงเสียดทานการไหลของรีเจนเนอเรเตอร์ซึ่ง $i=2-9$ (W)
$Q_{loss, r, sp-i10}$	ความร้อนสูญเสียจากแรงเสียดทานการไหลในส่วนที่สิบของรีเจนเนอเรเตอร์ (W)
$Q_{loss, r, sp-H}$	ความร้อนสูญเสียจากแรงเสียดทานการไหลของส่วนให้ความร้อน (W)
D_h	Hydraulic diameter (m)
A_c	พื้นที่หน้าตัด (m^2)
P	เส้นรอบวง (m)
f_c	สัมประสิทธิ์ความเสียดทานของส่วนให้ความร้อนและส่วนระบายความร้อน
$Q_{loss, lr-H}$	ความร้อนสูญเสียจากการถ่ายเทความร้อนแบบการนำความร้อนจากส่วนที่ร้อนไปสู่ส่วนที่เย็นของส่วนให้ความร้อน (W)

$Q_{\text{loss, lir-C}}$	ความร้อนสูญเสียจากการถ่ายเทความร้อนแบบการนำความร้อนจากส่วนที่ร้อน ไปสู่ส่วนที่เย็นของส่วนระบายความร้อน (W)
h	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ($W / m^2 \cdot K$)
k	สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของวัสดุ (W / mK)
A_l	พื้นที่หน้าตัด (m^2)
l	ความยาว (m)
ΔT	ผลต่างอุณหภูมิ (K)
Z_D	ระยะซีกของลูกสูบดิสเพลสเซอร์ (m)
k_D	สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของสารทำงาน (W / mK)
D_D	เส้นผ่านศูนย์กลางของลูกสูบดิสเพลสเซอร์ (m)
l_0	ความยาวของลูกสูบดิสเพลสเซอร์ (m)
Δ_{gap}	ความยาวระหว่างช่องว่างของลูกสูบดิสเพลสเซอร์กับกระบอกสูบ
Δp_c	ความดันตกคร่อมในส่วนระบายความร้อน (Pa)
Δp_H	ความดันตกคร่อมที่ออกจากส่วนให้ความร้อน (Pa)
F_{cp}	แรงจากก้านสูบ
F_{cs}	แรงจากเพลาลูก
F_{dm}	แรงกระทำจากลูกปืน Linear
F_p	แรงกระทำจากลูกสูบ
X_y	การกระจัด (m)
V_y	ความเร็วแกน y (m)
A_y	ความเร่งแกน y (m)
F_y	แรงแนวแกน y (N)
g	แรงโน้มถ่วง (N)
F_{seal}	แรงเสียดทานของ Seal Ring (N)
θ_n	มุมที่เปลี่ยนไป (Rad) $n=1,2,3,4$
a_r	ความเร่งแนวแกน r (m/s^2)
a_θ	ความเร่งแนวแกน θ (m/s^2)
F_{ox}	แรงกระทำที่จุดหมุนของลูกเบี้ยวแนวแกน X (N)
F_{oy}	แรงกระทำที่จุดหมุนของลูกเบี้ยวแนวแกน y (N)

F_{ax}	แรงกระทำที่จุดหมุนของแบร์ริงแนวแกน x (N)
F_{ay}	แรงกระทำที่จุดหมุนของแบร์ริงแนวแกน y (N)
F_{bx}	แรงกระทำที่จุดหมุนของแบร์ริงแนวแกน x (N)
F_{by}	แรงกระทำที่จุดหมุนของแบร์ริงแนวแกน y (N)
F_{oxp}	แรงกระทำที่จุดหมุนของลูกเบี้ยว Power Piston แนวแกน x (N)
F_{oyp}	แรงกระทำที่จุดหมุนของลูกเบี้ยว Power Piston แนวแกน y (N)
F_{oxD}	แรงกระทำที่จุดหมุนของลูกเบี้ยว Displacer แนวแกน x (N)
F_{oyD}	แรงกระทำที่จุดหมุนของลูกเบี้ยว Displacer แนวแกน y (N)
M_{fw}	โมเมนต์ของล้อช่วยหมุน (N.m)
τ_d	แรงบิดจาก Displacer (N.m)
τ_p	แรงบิดจาก Power piston (N.m)
τ_{fa}	แรงบิดสูญเสียจาก Bearing ที่จุด a (N.m)
τ_{fb}	แรงบิดสูญเสียจาก Bearing ที่จุด b (N.m)
F_a	แรงกระทำที่จุดหมุนของลูกเบี้ยวแนวแกน y (N)
F_b	แรงกระทำที่จุดหมุนของลูกเบี้ยวแนวแกน y (N)
D_a	เส้นผ่านศูนย์กลางของเพลลาจุด a (m)
D_b	เส้นผ่านศูนย์กลางของเพลลาจุด b (m)
P_p	กำลัง (Power) ของ Power piston (W)
P_D	กำลัง (Power) ของ Displacer (W)
P_{fa}	กำลัง (Power) ของ Bearing ที่จุด a (W)
P_{fb}	กำลัง (Power) ของ Bearing ที่จุด b (W)

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ที่มาและความสำคัญ

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงเป็นอุปกรณ์ในการเปลี่ยนพลังงานเคมีเป็นพลังงานกล หรือพลังงานไฟฟ้า สามารถทำงานกับแหล่งพลังงานได้หลายแบบ ทั้งความร้อนจากการเผาไหม้ภายใน หรือภายนอก รวมทั้งพลังงานทดแทนต่างๆ ทำให้มีการพัฒนาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงในแบบต่างๆ ในการใช้งานกับแหล่งความร้อนแบบต่างๆ รวมทั้งในอุณหภูมิต่างๆ หลายระดับ โดยเฉพาะการประยุกต์ใช้กับพลังงานแสงอาทิตย์ (Solarenergy) โดยใช้กับเทคโนโลยีระบบรางพาราโบลิก (Parabolic tough system) ซึ่งเป็นระบบการรวมแสงอาทิตย์เพื่อส่งถ่ายความร้อนให้กับของไหลร้อน ซึ่งระบบนี้มีศักยภาพในการผลิตของไหลร้อนอุณหภูมิสูงถึงประมาณ 400°C เพื่อเป้าหมายในการใช้เป็นแหล่งพลังงานทางเลือกเพื่อทดแทนการใช้เชื้อเพลิงปิโตรเลียม

ในการออกแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง เพื่อให้ได้ค่าการออกแบบที่เหมาะสมที่สุด ควรที่จะใช้แบบจำลองคณิตศาสตร์ร่วมกับกระบวนการหาค่าการออกแบบที่เหมาะสมที่สุด เพื่อเพิ่มความแม่นยำในการทำนายค่าสมรรถนะของเครื่องยนต์ ซึ่งถูกนำเสนอโดย Kraitong[1]

ดังนั้นโครงงานนี้จึงทำการปรับปรุงหาค่าที่เหมาะสม สำหรับการออกแบบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบทำงานที่อุณหภูมิแตกต่างกันปานกลางเพื่อเพิ่มค่าสมรรถนะของเครื่องยนต์ ที่ซึ่งการปรับปรุงหาค่าที่เหมาะสมได้ใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์แบบ 1 มิติ แบบ Second-order Stirling engine model ซึ่งเป็นแบบ Quasi Steady Flow model ร่วมกับวิธีเชิงพันธุกรรม (Genetic algorithm) ซึ่งถูกนำเสนอโดย Kraitong[1] เพื่อได้มาซึ่งความแม่นยำที่ดีขึ้นของการทำนายค่าสมรรถนะเครื่องยนต์ กระบวนการนี้จะถูกนำมาใช้สำหรับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบ SEB-100 ซึ่งเป็นเครื่องยนต์แบบเบต้าขนาดเล็กที่ถูกสร้าง พัฒนาและทดสอบที่อุณหภูมิต่างๆ กันกลางซึ่งถูกนำเสนอโดย Sripakagorn and Srikam[2]

ซึ่งคาดว่าจะได้ชุดค่าพารามิเตอร์การออกแบบของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องยนต์ที่เหมาะสม ซึ่งจะให้ค่ากำลังของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้น

1.2 วัตถุประสงค์ของการศึกษา

1.2.1 เพื่อพัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบส่งกำลังของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง SEB-100 โดยใช้งานร่วมกับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์แบบ 1 มิติ ชนิด Second-order Stirling engine model แบบ Quasi Steady Flow model

1.2.2 เพื่อหาค่าพารามิเตอร์การออกแบบที่เหมาะสม ในส่วนอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดเบต้าขนาดเล็กทำงานที่อุณหภูมิแตกต่างกันปานกลาง โดยใช้แบบจำลองคณิตศาสตร์แบบ 1 มิติ ร่วมกับการหาจุดออกแบบที่เหมาะสมที่สุดด้วยวิธีเชิงพันธุกรรม (Genetic algorithm)

1.3 ขอบเขตของโครงการ

1.3.1 เพื่อพัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ในส่วนระบบส่งกำลังของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง SEB-100 เพื่อทำนายหาค่ากำลังเพลา

1.3.2 หาค่าการออกแบบของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมเพื่อเพิ่มสมรรถนะอันได้แก่ ค่ากำลังของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง SEB-100 ซึ่งเป็นเครื่องยนต์แบบเบต้าขนาดเล็กที่ถูกสร้างพัฒนาและทดสอบที่อุณหภูมิกำลังทำงานแตกต่างกันปานกลาง 350°C โดย Sripakagorn and Srikam[2] โดยใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์แบบ 1 มิติ ชนิด Second-order Stirling engine model แบบ Quasi Steady Flow model ร่วมกับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ในส่วนระบบส่งกำลังที่พัฒนาขึ้นในโครงการนี้และการหาจุดออกแบบที่เหมาะสมที่สุดด้วยระเบียบวิธีเชิงพันธุกรรม (Genetic algorithm) ซึ่งกระบวนการนี้ได้ถูกนำเสนอโดย Kraitong[1]

1.4 แผนการวิจัย (Research Planning)

1.4.1. ศึกษา ค้นคว้าหลักการและทฤษฎีและทบทวนวรรณกรรม

1.4.2. พัฒนาการออกแบบที่เหมาะสมที่สุด โดยใช้ระเบียบวิธีเชิงพันธุกรรมร่วมกับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ แบบ Second-order Stirling engine model แบบ Quasi Steady Flow Model ที่ได้นำเสนอใน Kraitong [1] โดยพัฒนาให้เหมาะสมสำหรับทำนายจากเครื่องยนต์สเตอร์ลิง SEB-100 ซึ่งถูกออกแบบโดย Sripakagorn and Srikam[2]

1.4.3. หาค่าการออกแบบที่เหมาะสมที่สุดของอุปกรณ์ทางความร้อนโดยใช้ระเบียบวิธีในการหาค่าความเหมาะสมที่สุดสำหรับเครื่องยนต์สเตอร์ลิง SEB-100

1.4.4. วิเคราะห์ผลจากแบบจำลอง

1.4.5. เขียนรายงานการวิจัย

1.4.4. นำเสนอ

ตารางที่ 1.1 แสดงแผนงานวิจัย

แผนงานวิจัย	2556								
	เม.ย.	พ.ค.	มิ.ย.	ก.ค.	ส.ค.	ก.ย.	ต.ค.	พ.ย.	ธ.ค.
ศึกษา ค้นคว้าหลักการและทฤษฎี และทบทวนวรรณกรรม									
พัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ ให้เหมาะสม									
หาค่าการออกแบบที่เหมาะสม ที่สุด									
วิเคราะห์ผลจากแบบจำลอง									
เขียนรายงานการวิจัย									
นำเสนอ									

1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1.5.1. ได้ค่าการออกแบบที่เพิ่มสมรรถนะของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดเบต้าขนาดเล็กทำงาน
ที่อุณหภูมิแตกต่างปานกลาง

1.6 งบประมาณที่ใช้

1.6.1. ค่ารูปเล่มปริญญาบัตร

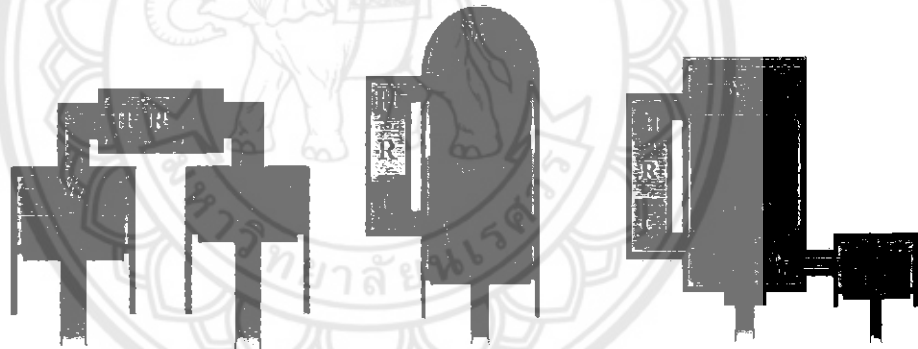
3,000

บาท

บทที่ 2

หลักการและทฤษฎี

บทนี้นำเสนอเกี่ยวกับลักษณะของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบเบต้าอ (Beta-type Stirling engine) และหลักการการหาค่าแบบจำลองทางคณิตศาสตร์แบบ 1 มิติ ลักษณะทางกายภาพของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบเบต้า SEB-100 ที่ทำงานที่อุณหภูมิแตกต่างกันและแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ในส่วนระบบส่งกำลังของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบและหลักการการหาค่าการหาค่าที่เหมาะสมโดยวิธีเชิงพันธุกรรม



รูปที่ 2.1 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบแอลฟา เบต้า และแกมมา[2]

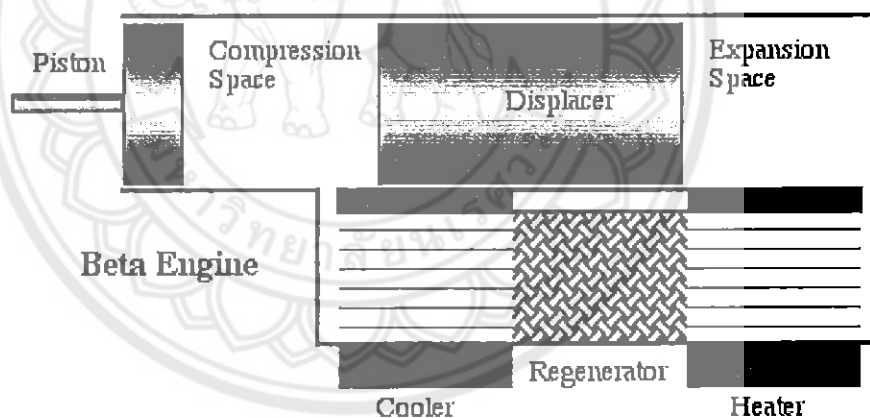
2.1 เครื่องยนต์สเตอร์ลิง (Stirling engine)

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงสามารถแบ่งตามลักษณะทางกายภาพได้ทั้งหมด 3 แบบคือ แอลฟา เบต้า และแกมมา

เครื่องยนต์สเตอร์ลิง (Stirling engine) เป็นเครื่องยนต์ก๊าซร้อน (hot gas engine) ทำงานได้โดยอาศัยหลักการอัดและขยายตัวของก๊าซซึ่งเป็นสารทำงานในเครื่องยนต์ตามวัฏจักรสเตอร์ลิง (Stirling Cycle) เนื่องจากเมื่อก๊าซไหลผ่านแหล่งให้ความร้อนหรือฮีตเตอร์ (heater) ซึ่งเป็นส่วนป้อนความร้อนให้แก่เครื่องยนต์ทำให้ก๊าซมีอุณหภูมิสูงขึ้นและเกิดการขยายตัวดันให้ลูกสูบเคลื่อนที่

และก๊าซที่ไหลผ่านแหล่งระบายความร้อนหรือคูลเลอร์ (cooler) ซึ่งเป็นส่วนที่ทำให้ก๊าซมีอุณหภูมิ ต่ำลงและเกิดการหดตัวของก๊าซให้สองลูกสูบเคลื่อนที่ผลิตกำลังทางกล ดังนั้นเครื่องยนต์สเตอร์ลิงจึง เป็นเครื่องยนต์ที่มีหนึ่งลูกสูบเคลื่อนที่ภายใต้การอัดและขยายตัวของก๊าซในเครื่องยนต์เรียกว่า ดิสเพลสเซอร์ (displacer) และอีกหนึ่งลูกสูบส่งกำลังจากเครื่องยนต์เรียกว่า ลูกสูบกำลัง (power piston) นอกจากนี้การทำงานของเครื่องยนต์จะมีประสิทธิภาพดีขึ้นโดยอาศัยรีเจนเนอเรเตอร์ ซึ่งทำ หน้าเป็นแหล่งสะสมความร้อนและแลกเปลี่ยนความร้อนให้กับก๊าซที่ไหลผ่านระหว่างแหล่งให้ความ ร้อนและระบายให้ความร้อน และเพื่อให้เครื่องยนต์มีขนาดกะทัดรัดจึงออกแบบให้มีโครงสร้างแบบ เบต้า (Beta type) ดังรูปที่ 2.2 โดยมีการจัดวางลูกสูบทั้งสองในแนวเดียวกันภายในกระบอกสูบ เดียวกัน การออกแบบเครื่องยนต์มุ่งเน้นให้ชิ้นส่วนเครื่องยนต์มีการประกบกันอย่างสนิทเพื่อป้องกันการรั่วซึมของก๊าซภายในเครื่องยนต์ กำลังที่เครื่องยนต์ผลิตได้จะถูกส่งผ่านลูกสูบกำลัง (power piston) เชื่อมต่อเครื่องกำเนิดไฟฟ้า (generator)

2.1.1 หลักการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง (Stirling engine)



รูปที่ 2.2 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบเบต้า [3]

หลักการการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงสามารถแบ่งตามขั้นตอนการทำงานได้ 4 ขั้นตอน ดังนี้

ขั้นตอนที่ 1 ให้ความร้อนกับลูกสูบตัว ความดันของก๊าซจะเพิ่มขึ้น ดันให้ลูกสูบร้อนเคลื่อนที่ ไปทางซ้าย ส่วนลูกสูบเย็นยังคงหยุดนิ่ง เพราะเพลลาข้อเหวี่ยงยังอยู่ในช่วงการหมุนเปลี่ยนทิศทาง

ขั้นตอนที่ 2 ลูกสูบทั้งคู่เคลื่อนที่ โดยลูกสูบร้อนจะเคลื่อนที่ไปทางขวา และลูกสูบเย็นจะ เคลื่อนที่ขึ้น ก๊าซจะถูกลูกสูบร้อนดันผ่านห้องรีเจนเนอเรเตอร์ (regenerator) ไปยังลูกสูบเย็น ห้อง

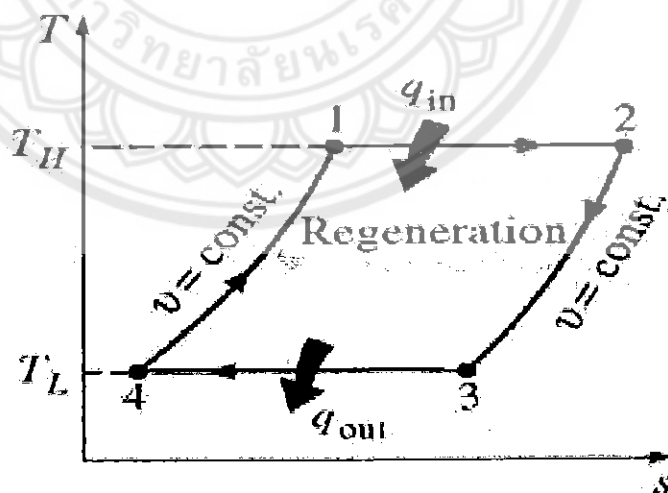
รีเจนเนอเรเตอร์ คือห้องที่สามารถเก็บกักความร้อนไว้ได้ชั่วคราว ซึ่งภายในทำด้วยเส้นลวดมากมาย เพื่อเพิ่มพื้นที่ผิวสัมผัส ขณะที่ก๊าซร้อนพุ่งผ่าน เส้นลวดเหล่านี้จะดูดกลืนความร้อนอย่างรวดเร็ว และระบายความร้อนออกทางครีبد้านบนของกระบอกสูบเย็น

ขั้นตอนที่ 3 ลูกสูบเย็นจะเคลื่อนที่อัดก๊าซ ความร้อนของก๊าซที่เกิดจากการอัดตัวจะถูกถ่ายเทออกทางครีบ

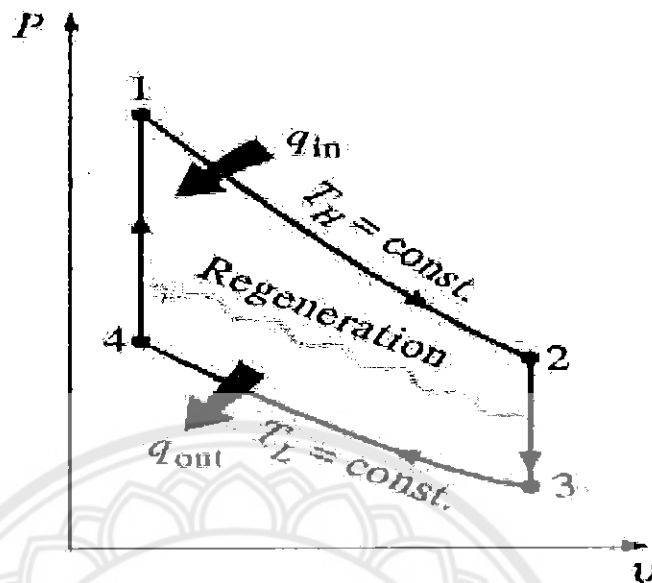
ขั้นตอนที่ 4 ซึ่งเป็นขั้นตอนสุดท้ายของวัฏจักร ลูกสูบเย็นจะเคลื่อนที่ลง ขณะที่ลูกสูบร้อนจะเคลื่อนที่ไปทางซ้าย ดูดก๊าซจากห้องรีเจนเนอเรเตอร์เข้าไปในกระบอกสูบของลูกสูบร้อน วัฏจักรเข้าสู่ขั้นตอนแรก

สำหรับวัฏจักรสเตอร์ลิงสามารถแสดงได้ดังรูปที่ 2.3 และ 2.4 ซึ่งเป็นการแทนที่กระบวนการความดันคงที่ 2 กระบวนการในวัฏจักรฮีริคส์ด้วย การเปลี่ยนแปลงแบบปริมาตรคงที่นี้ประสิทธิภาพเชิงความร้อน ของวัฏจักรสามารถหาได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$\eta_{th, \text{Stirling}} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (2.1)$$



รูปที่ 2.3 แผนภาพ T-s Diagram ของวัฏจักรสเตอร์ลิง (Stirling cycle) [4].



รูปที่ 2.4 แผนภาพ P-v Diagram ของวัฏจักรสเตอร์ลิง (Stirling cycle)[4].

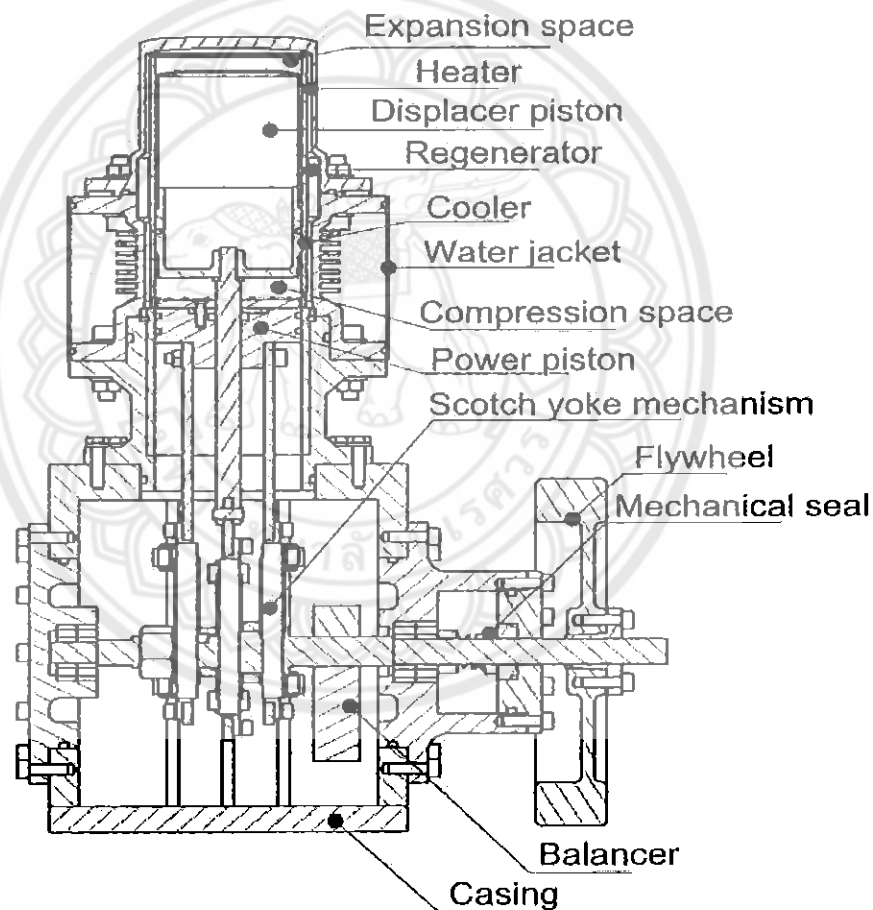
ซึ่งวัฏจักรสเตอร์ลิงทางอุดมคติประกอบด้วย 4 กระบวนการ ได้แก่

- 1-2 กระบวนการขยายตัวที่อุณหภูมิคงที่ (การรับความร้อนจากแหล่งให้ความร้อนภายนอก)
- 2-3 กระบวนการรีเจนเนอเรชันที่ปริมาตรจำเพาะคงที่ (การถ่ายโอนความร้อนภายในจากของไหลทำงานไปยังรีเจนเนอเรเตอร์)
- 3-4 กระบวนการอัดตัวที่อุณหภูมิคงที่ (การคายความร้อนไปยังแหล่งรับความร้อนภายนอก)
- 4-1 กระบวนการรีเจนเนอเรชันที่ปริมาตรจำเพาะคงที่ (การถ่ายโอนความร้อนภายในจากรีเจนเนอเรเตอร์กลับไปยังของไหลทำงาน)

2.2 ลักษณะทางกายภาพของเครื่องยนต์แบบเบต้า SEB-100 (Physical model)

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบเบต้า เป็นเครื่องยนต์ที่มีแกนของลูกสูบกำลัง (Power piston) และดีสเพลสเซอร์ (Displacer piston) เป็นแกนเดียวกัน เครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบที่ใช้ในการวิจัยนี้ซึ่งถูกพัฒนาโดย Sripakagorn and Srikam[2] ถูกแสดงในรูปที่ 2.5 ที่ซึ่งมีส่วนประกอบหลักสำคัญ ดังนี้ ลูกสูบกำลังที่มีหน้าที่ส่งผ่านกำลังจากสารทำงานดีสเพลสเซอร์มีหน้าที่แยกส่วนอัด (Compression space) และส่วนขยาย (Expansion space) ออกจากกัน ส่วนให้ความร้อน (Heater) เป็นอุปกรณ์ส่งถ่ายความร้อนจากแหล่งความร้อนภายนอกเข้ามาสู่สารทำงานภายใน

เครื่องยนต์ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบรีเจนเนอเรเตอร์ (Regenerator) เป็นอุปกรณ์ที่มีหน้าที่รับและส่งความร้อนระหว่างสารทำงานกับวัสดุพูน (Matrix) ส่วนระบายความร้อน (Cooler) มีหน้าที่ส่งถ่ายความร้อนจากสารทำงานออกสู่แหล่งรับความร้อนโดยเครื่องยนต์ที่แสดงดังรูปที่ 2.5 ใช้น้ำเป็นตัวรับความร้อนซึ่งบรรจุใน (Water jacket) ส่วนส่งกำลังซึ่งในเครื่องต้นแบบได้ออกแบบใช้เป็นแบบ Scotch Yoke (Scotch Yoke mechanism) ใช้ส่งกำลังจากลูกสูบกำลังไปสู่เพลานอกจากนี้ข้อมูลเฉพาะของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงซึ่งถูกพัฒนาโดย Sripakagorn and Srikam[2] แสดงไว้ในตารางที่ 2.1



รูปที่ 2.5 ภาพตัดขวางของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดเบต้า SEB-100 ขนาดเล็กที่ได้ถูกพัฒนาโดย Sripakagorn and Srikam[2].

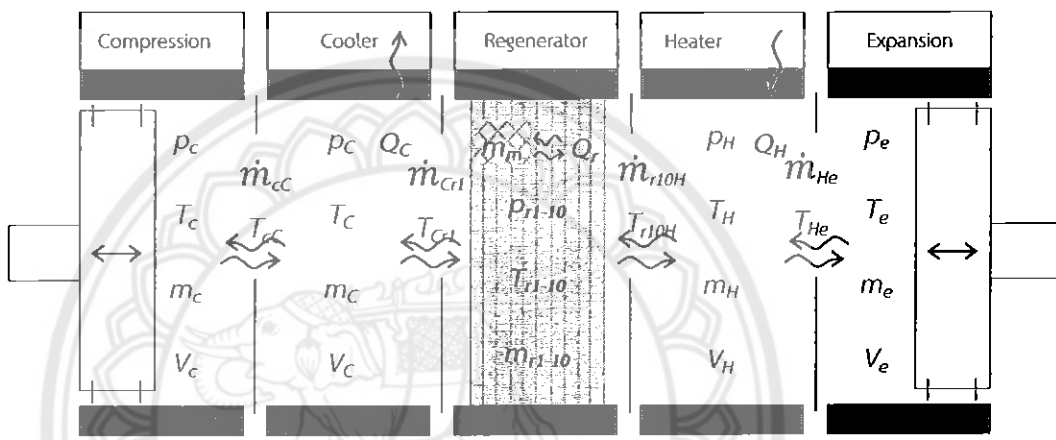
ตารางที่ 2.1 ข้อมูลเฉพาะของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดเบต้าขนาดเล็กที่ได้ถูกพัฒนาโดย Sripakagorn and Srikam[2].

Parameters	Value
Engine type	Beta
Working gas	Air
Maximum charged pressure	7 bar
Displacer: swept volume	165 cc
Displacer: bore /stroke	74 mm /37 mm
Power piston: swept volume	165 cc
Power piston: bore /stroke	74 mm /37 mm
Heater section dead volume	20 cc
Heater: design/surface area Slot/	877.8 cm ²
Cooler section dead volume	16.5 cc
Cooler: design/surface area Slot/	708.4 cm ²
Regenerator matrix	#80 Stainless steel mesh
Regenerator porosity	75%
Regenerator section dead volume	47 cc
Compression ratio	1.61
Heating method	Electrical heaters
Cooling method	Water jacket

2.3 แบบจำลองคณิตศาสตร์แบบ 1 มิติ (One-dimensional mathematical model)

แบบจำลองคณิตศาสตร์แบบ 1 มิติ แบบ Second-order Stirling engine model แบบ Quasi Steady Flow model ได้ถูกนำเสนอครั้งแรกโดย Urieli and Berchowitz[6] เป็นแบบจำลองที่สร้างสมการคณิตศาสตร์ในแต่ละส่วนของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงซึ่งแบ่งเป็น 5 ส่วนหลัก ได้แก่ ส่วนการอัด ส่วนระบายความร้อน รีเจนเนอเรเตอร์ ส่วนให้ความร้อน ส่วนการขยาย ชุดสมการ

อนุรักษมวลและพลังงานของแต่ละส่วนจะถูกสร้างขึ้นโดยรวมถึงค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต่างๆ และการคำนึงถึงค่าความสูญเสียต่างๆที่เกิดขึ้นในเครื่องยนต์ ได้แก่ การสูญเสียทางความร้อน การสูญเสียความดัน สุดท้ายวิธีทางคณิตศาสตร์จะถูกนำมาใช้ในการหาค่าจากชุดสมการอนุพันธ์ที่ถูกสร้างขึ้น สำหรับแบบจำลองคณิตศาสตร์ที่จะนำมาใช้ในการวิจัยนี้จะพัฒนาจากแบบจำลองคณิตศาสตร์ที่ได้นำเสนอโดย Kraitong[1] ซึ่งมีการแบ่งส่วนย่อยในรีเจนเนอเรเตอร์อีก 10 ส่วน ผังการไหลของสารทำงานของแบบจำลองคณิตศาสตร์ถูกแสดงไว้ในรูปที่ 2.6



รูปที่ 2.6 ผังการไหลของสารทำงานของแบบจำลองคณิตศาสตร์แบบ 1 มิติ Kraitong[1].

ปริมาตรของส่วนอัดตัว (compression space) และส่วนขยายตัว (expansion space) สามารถคำนวณได้ดังนี้

$$V_c = V_{d-c} + \frac{V_{s-p}}{2} (1 + \cos(\theta - \phi)) + \frac{V_{s-o}}{2} (1 - \cos\theta) \tag{2.2}$$

$$V_e = V_{d-e} + \frac{V_{s-o}}{2} (1 + \cos\theta) \tag{2.3}$$

อนุพันธ์ของปริมาตรคำนวณได้ดังนี้

$$\frac{dV_c}{dt} = -\frac{V_{s-p}}{2} \omega \sin(\theta - \phi) + \frac{V_{s-o}}{2} \omega \sin\theta \tag{2.4}$$

$$\frac{dV_e}{dt} = -\frac{V_{s-o}}{2} \omega \sin\theta \tag{2.5}$$

อุณหภูมิของสารทำงานระหว่างส่วนอัดตัวกับส่วนระบายความร้อนสามารถกำหนดได้ดังนี้

$$T_{c-c} = T_c \quad \text{ถ้า} \quad \dot{m}_{c-c} > 0$$

$$T_{c-c} = T_c \quad \text{ถ้า} \quad \dot{m}_{c-c} \leq 0$$

\dot{m}_{c-c} คืออัตราการไหลของสารทำงานระหว่างส่วนอัดกับส่วนทำความเย็น (Kg/s); T_{c-c} คืออุณหภูมิของอัตราการไหลของสารทำงานระหว่างส่วนอัดกับส่วนระบายความร้อน (K); T_c คืออุณหภูมิก๊าซในส่วนอัด (K); T_c คืออุณหภูมิก๊าซในส่วนระบายความร้อน (K)

อุณหภูมิของสารทำงานระหว่างระบายความร้อนกับส่วนแรกของรีเจนเนอเรเตอร์สามารถกำหนดได้ดังนี้

$$T_{c-1} = T_c \quad \text{ถ้า} \quad \dot{m}_{c-1} > 0$$

$$T_{c-1} = T_{r-c} \quad \text{ถ้า} \quad \dot{m}_{c-1} \leq 0$$

\dot{m}_{c-1} คืออัตราการไหลของสารทำงานระหว่างส่วนระบายความร้อนและส่วนแรกของรีเจนเนอเรเตอร์ (kg/s); T_{c-1} คืออุณหภูมิของอัตราการไหลของสารทำงานระหว่างส่วนระบายความร้อน และส่วนแรกของรีเจนเนอเรเตอร์ (K); T_{r-c} คืออุณหภูมิของสารทำงานระหว่างส่วนระบายความร้อน และส่วนแรกของรีเจนเนอเรเตอร์ (K) ซึ่งสามารถกำหนดเป็นซึ่งสามารถหาได้จาก

$$T_{r-c} = (3T_{r1} - T_{r2}) / 2$$

อุณหภูมิของรีเจนเนอเรเตอร์ส่วนที่สองถึงส่วนที่เก้าสามารถกำหนดได้ดังนี้

$$T_{(i)-(i+1)} = (T_{r(i)} + T_{r(i+1)}) / 2$$

โดยกำหนด $i = 2 - 9$

อุณหภูมิของสารทำงานระหว่างส่วนที่สิบของรีเจนเนอเรเตอร์กับส่วนให้ความร้อนสามารถกำหนดได้ดังนี้

$$T_{10-H} = T_{r-H} \quad \text{ถ้า} \quad \dot{m}_{10-H} > 0$$

$$T_{10-H} = T_H \quad \text{ถ้า} \quad \dot{m}_{10-H} \leq 0$$

\dot{m}_{10-H} คืออัตราการไหลของสารทำงานระหว่างหนึ่งในสิบของส่วนรีเจนเนอเรเตอร์ และส่วนให้ความร้อน (Kg/s); T_{10-H} คืออุณหภูมิของอัตราการไหลของสารทำงานระหว่างหนึ่งในสิบของส่วนรีเจนเนอเรเตอร์ และส่วนให้ความร้อน (K); T_{r-H} คืออุณหภูมิของสารทำงานระหว่างหนึ่งในสิบของส่วนรีเจนเนอเรเตอร์ และส่วนให้ความร้อน (K) ซึ่งสามารถคำนวณได้

ซึ่งสามารถหาได้จาก $T_{r-c} = (3T_{r10} - T_{r9})/2$

อุณหภูมิของสารทำงานระหว่างส่วนขยายตัวกับส่วนให้ความร้อนสามารถกำหนดได้ดังนี้

$$T_{H-e} = T_H \quad \text{ถ้า} \quad \dot{m}_{H-e} > 0$$

$$T_{H-e} = T_e \quad \text{ถ้า} \quad \dot{m}_{H-e} \leq 0$$

\dot{m}_{H-e} คืออัตราการไหลของสารทำงานระหว่างส่วนให้ความร้อนและส่วนขยายตัว (Kg /s); T_{H-e} คืออุณหภูมิของอัตราการไหลของสารทำงานระหว่างส่วนให้ร้อนและส่วนขยายตัว; T_H คืออุณหภูมิก๊าซในส่วนให้ความร้อน (K); T_e คืออุณหภูมิก๊าซในพื้นที่การขยายตัว (K)

2.3.1 สมการอนุรักษ์พลังงาน (The energy conservation equations)

สมการอนุรักษ์พลังงานที่ได้นำไปใช้การควบคุมปริมาตรทั้งหมด (ส่วนอัดตัว ส่วนให้ความเย็น รีเจนเนอเรเตอร์สลิปส่วน ส่วนให้ความร้อนและส่วนขยายตัว) แสดงได้ดังนี้

$$C_v \frac{d(m_c T_c)}{dt} = -\dot{m}_{c-c} C_p T_{c-c} - \frac{dW_c}{dt} \quad (2.6)$$

$$C_v \frac{d(m_c T_c)}{dt} = dQ_c - dQ_{\text{loss, disp-c}} + \dot{m}_{c-c} C_p T_{c-c} - \dot{m}_{c-1} C_p T_{c-1} \quad (2.7)$$

$$C_v \frac{d(m_H T_H)}{dt} = dQ_H - dQ_{\text{loss, disp-H}} + \dot{m}_{c-1} C_p T_{c-1} - \dot{m}_{H-2} C_p T_{H-2} \quad (2.8)$$

สมการอนุรักษ์พลังงานของรีเจนเนอเรเตอร์แปดส่วน (ส่วนที่สองถึงส่วนที่เก้าแสดงได้ดังนี้)

$$C_v \frac{d(m_{(i)} T_{(i)})}{dt} = dQ_{(i)} - dQ_{\text{loss, disp-(i)}} + \dot{m}_{(i-1)-(i)} C_p T_{(i-1)-(i)} - \dot{m}_{(i)-(i+1)} C_p T_{(i)-(i+1)} \quad (2.9)$$

กำหนด i คือจำนวนส่วนของปริมาตรรีเจนเนอเรเตอร์ 2-9

$$C_v \frac{d(m_{r10} T_{r10})}{dt} = dQ_{r10} - dQ_{\text{loss, disp-r10}} + \dot{m}_{r9-r10} C_p T_{r9-r10} - \dot{m}_{r10-H} C_p T_{r10-H} \quad (2.10)$$

$$C_v \frac{d(m_H T_H)}{dt} = dQ_H - dQ_{\text{loss, disp-H}} + \dot{m}_{r10-H} C_p T_{r10-H} - \dot{m}_{H-e} C_p T_{H-e} \quad (2.11)$$

$$C_v \frac{d(m_e T_e)}{dt} = \dot{m}_{H-e} C_p T_{H-e} - dQ_{\text{loss, disp}} - \frac{dW_e}{dt} \quad (2.12)$$

ในสมการข้างต้น m_c และ m_H คือมวลของก๊าซในส่วนระบายความร้อนและส่วนให้ความร้อนตามลำดับ (kg.); $Q_{\text{loss, disp-C}}$ คือการสูญเสียความร้อนเนื่องจากแรงเสียดทานการไหลในส่วนระบายความร้อน (W); $Q_{\text{loss, disp-r1}}$ คือการสูญเสียความร้อนเนื่องจากแรงเสียดทานการไหลในส่วนแรกของรีเจนเนอเรเตอร์ (W); $Q_{\text{loss, disp-r(i)}}$ คือการสูญเสียความร้อนเนื่องจากแรงเสียดทานการไหลใน (i) เป็นส่วนลำดับที่หนึ่งของพื้นที่รีเจนเนอเรเตอร์, $i = 2 \dots 9$ (W); $Q_{\text{loss, disp-r10}}$ คือการสูญเสียความร้อนเนื่องจากแรงเสียดทานการไหลในหนึ่งในสิบของส่วนรีเจนเนอเรเตอร์ (W); $Q_{\text{loss, disp-H}}$ คือการสูญเสียความร้อนเนื่องจากแรงเสียดทานการไหลในส่วนให้ความร้อน (W)

งานที่เกิดจากสารทำงานในส่วนอัดตัวและส่วนขยายตัวสามารถคำนวณได้ดังนี้

$$\frac{dW_c}{dt} = p_c \frac{dV_c}{dt} \text{ และ } \frac{dW_e}{dt} = p_e \frac{dV_e}{dt}$$

สมการ Ideal gas $PV = mRT$ และคุณสมบัติของก๊าซหาจาก $R = C_p - C_v$ และ $\gamma = \frac{C_p}{C_v}$.

อัตราการไหลของสารทำงานระหว่างปริมาตรควบคุมสามารถคำนวณได้ดังนี้

$$\dot{m}_c = -\frac{1}{RT_c} \left(p_c \frac{dV_c}{dt} + \frac{V_c dp}{\gamma dt} \right) \quad (2.13)$$

$$\dot{m}_{c1} = \frac{1}{RT_{c1}} \left(\frac{R}{C_p} dQ_c - \frac{R}{C_p} dQ_{\text{loss, disp-C}} - \frac{V_c dp}{\gamma dt} + R\dot{m}_c T_{c1} \right) \quad (2.14)$$

$$\dot{m}_{c12} = \frac{1}{RT_{c12}} \left(\frac{R}{C_p} dQ_{c1} - \frac{R}{C_p} dQ_{\text{loss, disp-r1}} - \frac{V_{c1} dp}{\gamma dt} + R\dot{m}_{c1} T_{c12} \right) \quad (2.15)$$

สำหรับอัตราการไหลของสารทำงานระหว่างปริมาตรในส่วนของรีเจนเนอเรเตอร์ ระหว่างส่วนที่สองและที่เก้าของรีเจนเนอเรเตอร์สามารถคำนวณได้ดังนี้

$$\dot{m}_{c(i) \rightarrow (i+1)} = \frac{1}{RT_{c(i) \rightarrow (i+1)}} \left(\frac{R}{C_p} dQ_{c(i)} - \frac{R}{C_p} dQ_{\text{loss, disp-r(i)}} - \frac{V_{c(i)} dp}{\gamma dt} + R\dot{m}_{c(i-1) \rightarrow (i)} T_{c(i) \rightarrow (i)} \right) \quad (2.16)$$

กำหนด i คือจำนวนส่วนของปริมาตรรีเจนเนอเรเตอร์ 2-9

$$\dot{m}_{r10h} = \frac{1}{RT_{r10h}} \left(\frac{R}{C_p} dQ_{r10} - \frac{R}{C_p} dQ_{\text{loss, disp-r10}} - \frac{V_{r10}}{\gamma} \frac{dp}{dt} + R\dot{m}_{r10} T_{r10} \right) \quad (2.17)$$

$$\dot{m}_{r10e} = \frac{1}{RT_{r10e}} \left(\frac{R}{C_p} dQ_{r10e} - \frac{R}{C_p} dQ_{\text{loss, disp-r10e}} - \frac{V_{r10e}}{\gamma} \frac{dp}{dt} + R\dot{m}_{r10e} T_{r10e} \right) \quad (2.18)$$

อนุพันธ์ความดันสามารถหาได้โดยการเพิ่มขึ้นทุกสมการอนุรักษ์พลังงานข้างต้นสามารถคำนวณได้ดังนี้

$$\frac{dp}{dt} = \frac{1}{C_v V_r} \left(R \left(dQ_H + \sum dQ_r + dQ_c - \sum dQ_{\text{loss, disp}} - dQ_{\text{loss, shll}} \right) - C_p \left(p_c \frac{dV_c}{dt} + p_e \frac{dV_e}{dt} \right) \right) \quad (2.19)$$

$Q_{\text{loss, shll}}$ คือการสูญเสียความร้อนรับส่งจากการถ่ายเทความร้อนจากส่วนให้ความร้อนไปยังส่วนส่วนระบายความร้อนโดยลูกสูบดีเซลเพลสเซอร์ (W)

นอกจากนี้สมการอนุรักษ์พลังงานสำหรับเมทริกซ์รีเจนเนอเรเตอร์ สามารถเขียนได้ดังนี้

$$\dot{m}_m C_p \frac{dT_m}{dt} = -dQ_r \quad (2.20)$$

ดังนั้นอนุพันธ์ของอุณหภูมิในส่วนของเมทริกซ์รีเจนเนอเรเตอร์ แต่ละส่วนสามารถคำนวณได้ดังนี้

$$\frac{dT_{m(i)}}{dt} = \frac{1}{\dot{m}_{m(i)} C_p} (-dQ_{r(i)}) \quad (2.21)$$

เมื่อ $i = 1 - 10$

2.3.2 สมการอนุรักษ์มวล (The mass conservation equations)

สมการอนุรักษ์มวลของสารทำงานสามารถแสดงได้ดังนี้

$$\frac{dm_c}{dt} = -\dot{m}_{c-c} \quad (2.22)$$

$$\frac{dm_c}{dt} = \dot{m}_{c-c} - \dot{m}_{c-r} \quad (2.23)$$

$$\frac{dm_{r1}}{dt} = \dot{m}_{c \rightarrow 1} - \dot{m}_{1 \rightarrow 2} \quad (2.24)$$

สำหรับในส่วนที่สองถึงส่วนที่เก้าของรีเจนเนอเรเตอร์สามารถคำนวณได้ดังนี้

$$\frac{dm_{r(i)}}{dt} = \dot{m}_{(i-1) \rightarrow (i)} - \dot{m}_{(i) \rightarrow (i+1)} \quad (2.25)$$

$$\frac{dm_{r10}}{dt} = \dot{m}_{19 \rightarrow 10} - \dot{m}_{10 \rightarrow H} \quad (2.26)$$

$$\frac{dm_H}{dt} = \dot{m}_{10 \rightarrow H} - \dot{m}_{H \rightarrow e} \quad (2.27)$$

$$\frac{dm_e}{dt} = \dot{m}_{H \rightarrow e} \quad (2.28)$$

2.3.3 สมการก๊าซอุดมคติ (The state equation of the ideal gas)

สมการต่อไปนี้เป็นสมการที่ใช้ในการหาอุณหภูมิของทุก ๆ ส่วนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

$$T_c = \frac{p_c V_c}{Rm_c} \quad (2.29)$$

$$T_c = \frac{p_c V_c}{Rm_c} \quad (2.30)$$

$$T_{r(i)} = \frac{p_{r(i)} V_{r(i)}}{Rm_{r(i)}} \quad (2.31)$$

$$T_H = \frac{p_H V_H}{Rm_H} \quad (2.32)$$

$$T_e = \frac{p_e V_e}{Rm_e} \quad (2.33)$$

ในการคำนวณข้างต้นค่าความดันตกคร่อมที่เกิดในรีเจนเนอเรเตอร์ ส่วนให้ความร้อน และ ส่วนระบายความร้อนของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงได้ถูกนำเข้ามาคำนวณด้วย

สำหรับอัตราการไหลของของไหลภายในท่อของส่วนให้ความร้อนและส่วนระบายความร้อนที่มีความสัมพันธ์กับค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานของการไหลทิศทางเดียวที่มีการใช้กันอย่างแพร่หลาย[5] แต่การไหลในเครื่องยนต์ที่มีการไหลแบบกลับไปกลับมา สมการที่กำหนดโดย F.P. Incropera[6] ถูกนำมาใช้ในการคำนวณความดันตกคร่อมของส่วนให้ความร้อนและระบายความร้อนและสามารถเขียนได้ดังนี้

$$\Delta p = -\frac{2f_r \mu v}{A_{free} d_h^2} \quad (2.34)$$

$$D_h = \frac{4A_c}{P} \quad (2.35)$$

$$Re_{D_h} = \frac{\rho v D_h}{\mu} \quad (2.36)$$











$$f_r = f_c Re / 4 \quad (2.37)$$

เมื่อ f_c เป็นสัมประสิทธิ์ความเสียดทานของส่วนให้ความร้อนและส่วนระบายความร้อนสามารถหาคำนวณได้ดังนี้

ถ้า $Re < 2300$

ค่า f_c สามารถหาได้จากตารางความสัมพันธ์ในตารางที่ 2.2

ตารางที่ 2.2 Nusselt numbers and friction factors for fully developed laminar flow in tubes of differing cross section. F.P. Incropera[6]

Cross Section	$\frac{b}{a}$	$Nu_D = \frac{hD_h}{k}$		$f Re_{D_h}$
		(Uniform q_w)	(Uniform T_w)	
	—	4.36	3.66	64
	1.0	3.61	2.98	57
	1.43	3.73	3.08	59
	2.0	4.12	3.39	62
	3.0	4.79	3.96	69
	4.0	5.33	4.44	73
	8.0	6.49	5.60	82
	∞	8.23	7.54	96
	∞	5.39	4.86	96
	—	3.11	2.49	53

Used with permission from W. M. Kays and M. E. Crawford, *Convective Heat and Mass Transfer*, 3rd ed. McGraw-Hill, New York, 1993.

ถ้า $2300 < Re < 20000$

$$f_c = 0.316 Re^{-0.25} \quad (2.38)$$

ถ้า $Re > 20000$

$$f_c = 0.184 Re^{-0.2} \quad (2.39)$$

สำหรับการหาความดันตกคร่อมในส่วนของรีเจนเนอเรเตอร์นั้นจำนวนของความสัมพันธ์ที่ได้วิเคราะห์การทดลองการไหลผ่านรีเจนเนอเรเตอร์ได้รับการตีพิมพ์ โดย Thomas and Pittman[7] เสนอการประเมินผลของความสัมพันธ์ที่แตกต่างสำหรับการคำนวณหาแรงเสียดทานการไหลและสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของรีเจนเนอเรเตอร์ มันแสดงให้เห็นว่าความดันตก (pressure drop) เพิ่มขึ้นจากการใช้ความสัมพันธ์ของ Gedeon and Wood ดังนั้น f_c ของรีเจนเนอเรเตอร์สามารถคำนวณได้ดังนี้

$$f_c = \frac{129}{Re} + \frac{2.91}{Re^{0.103}} \quad (2.40)$$

การกระจายพลังงานอันเนื่องมาจากความเสียหายที่เกิดแรงเสียดทานในการไหลได้รับการศึกษาโดย Tlili et al[8] และ Timoumi et al[9] สามารถคำนวณได้ดังนี้

$$Q_{\text{loss, disp}} = \frac{\Delta p m}{\rho} \quad (2.41)$$

ความดันของสารทำงานในส่วนปริมาตรควบคุมแต่ละส่วนสามารถคำนวณได้ดังนี้

$$p_c = p_c + \frac{\Delta p_c}{2} \quad (2.42)$$

เมื่อ Δp_c เป็นความดันตกคร่อมในส่วนระบายความร้อน (Pa)

$$p_{r1} = p_c + \frac{\Delta p_c}{2} + \frac{\Delta p_{r1}}{2}; \quad (2.43)$$

ความดันตกคร่อมในส่วนที่สองถึงส่วนที่สิบของรีเจนเนอเรเตอร์สามารถคำนวณได้ดังนี้

$$P_{r(i)} = P_{r(i-1)} + \frac{\Delta p_{r(i-1)}}{2} + \frac{\Delta p_{r(i)}}{2} \quad (2.44)$$

เมื่อ $i = 2 - 10$

$$p_H = p_{in0} + \frac{\Delta p_{r10}}{2} + \frac{\Delta p_H}{2} \quad (2.45)$$

เมื่อ Δp_H คือความดันตกคร่อมที่ออกจากส่วนให้ความร้อน (Pa)

$$p_e = p_H + \frac{\Delta p_H}{2} \quad (2.46)$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถคำนวณได้ดังนี้

$$dQ_H = h_H A_{h-H} (T_H - T_e) - dQ_{\text{loss, lir-H}} \quad (2.47)$$

$$dQ_C = h_C A_{h-C} (T_C - T_c) - dQ_{\text{loss, lir-C}} \quad (2.48)$$

เมื่อ $Q_{\text{loss, lir-H}}$ คือการสูญเสียความร้อนจากการถ่ายเทความร้อนที่เกิดจากการนำความร้อนออกจากพื้นที่ร้อนไปยังพื้นที่เย็นของส่วนให้ความร้อน (W); $Q_{\text{loss, lir-C}}$ คือการสูญเสียความร้อนที่เกิดจากการถ่ายเทความร้อนที่เกิดจากการนำความร้อนออกจากพื้นที่ร้อนไปยังพื้นที่เย็นของส่วนระบายความร้อน (W), ความสัมพันธ์สำหรับส่วนให้ความร้อนในการถ่ายโอนค่าสัมประสิทธิ์ (h), การไหลทิศทางเดียว (ความสัมพันธ์ของ Colburn [10] ถูกนำมาใช้ในการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวของส่วนให้ความร้อนและส่วนทำความเย็นคำนวณได้ดังนี้

สำหรับการไหลราบเรียบ ($Re < 2300$) จะใช้ความสัมพันธ์จากตารางที่ 2.2 เพื่อหาค่า Nusselt numbers และสำหรับการไหลปั่นป่วน ($Re > 2300$) ค่า Nusselt numbers สามารถคำนวณได้ดังนี้

$$Nu = 0.0243 Re_0^{1/5} Pr^{0.4} \quad \text{สำหรับส่วนให้ความร้อน} \quad (2.49)$$

$$Nu = 0.0265 Re_D^{4/5} Pr^{0.3} \quad \text{สำหรับส่วนคลายความร้อน} \quad (2.50)$$

สำหรับค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนนั้นสามารถคำนวณได้ดังนี้

$$h = \frac{kNu}{D_h} \quad (2.51)$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนของรีเจนเนอเรเตอร์ทั้งสองส่วนสามารถหาได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$dQ_{r(i)} = e_{\text{eff}} h_{m(i)} A_{h-m(i)} (T_{m(i)} - T_{r(i)}) - dQ_{\text{loss, lir-r(i)}} \quad (2.52)$$

เมื่อ $Q_{\text{loss, lir-}i}$ คือการสูญเสียความร้อนที่เกิดจากการถ่ายเทความร้อนที่เกิดจากการนำความร้อนออกจากพื้นที่ร้อนไปยังพื้นที่เย็นของรีเจนเนอเรเตอร์ (W) และ $i = 1-10$ คือจำนวนของเมทริกซ์ในส่วนรีเจนเนอเรเตอร์

ความร้อนสูญเสียจากการนำความร้อนถูกกำหนดมาจากการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากการนำความร้อนจากพื้นที่ร้อนไปยังพื้นที่เย็นของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน สมการการนำความร้อนในหนึ่งมิติตามความยาวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถคำนวณได้ดังนี้

$$dQ_{\text{loss, lir}} = \frac{kA_i}{l} \Delta T \quad (2.53)$$

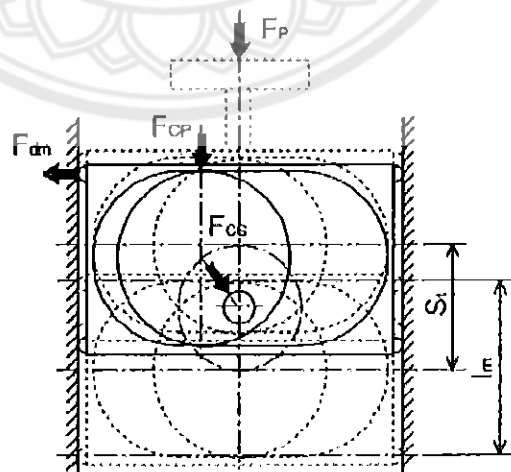
2.3.4 ค่างานบ่งชี้ของวัฏจักร (Indicated cyclic work) สามารถคำนวณได้จาก

$$W_i = \int \left(\frac{dW_i}{dt} \right) dt = \int_0^{\tau} \left(\frac{dW_c}{dt} + \frac{dW_e}{dt} \right) dt = \int_0^{\tau} \left(P_c \frac{dV_c}{dt} + P_e \frac{dV_e}{dt} \right) dt \quad (2.55)$$

และกำลังบ่งชี้ของวัฏจักร (Cyclic indicated power) สามารถคำนวณได้โดย

$$P_i = W_i f \quad (2.56)$$

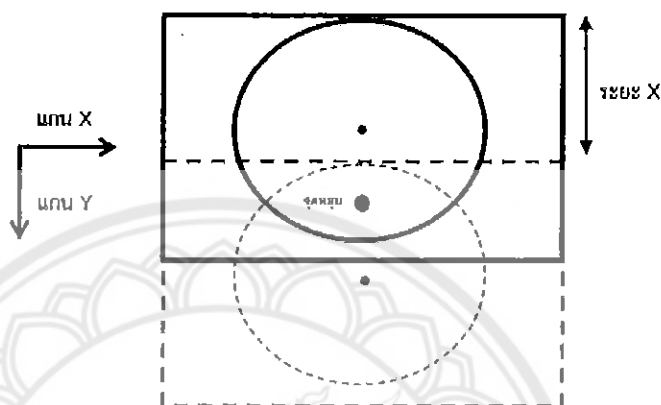
2.4 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ในส่วนระบบส่งกำลังของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบ SEB-100



รูปที่ 2.7กลไกแบบ Scotch yoke[2].

การพิจารณาคูณลักษณะของกลไกแบบ Scotch yoke และ F_{cp} เป็นแรงจากก้านสูบ, F_{CS} เป็นแรงจากเพลาลูก, F_{dm} เป็นแรงกระทำจากลูกปืน Linear และ F_p เป็นแรงกระทำจากลูกสูบ

2.4.1 ระยะเวลาการจัดของลูกเบี้ยวของ Displacer Piston และ Power Piston



รูปที่ 2.8 ระยะเวลาการจัดของกล่อง (Slot) ของ Displacer และ Power Piston

$$X_y = \frac{35}{1000} + \frac{18.5}{1000} \cos \theta \quad (2.57)$$

$$V_y = \dot{X}_y = -0.0185 \omega \sin \theta \quad (2.58)$$

$$a_y = \dot{V}_y = -0.0185 [\sin \theta (\dot{\omega}) + \omega^2 \cos \theta] \quad (2.59)$$

เนื่องจาก ω คงที่ จึงทำให้ $\dot{\omega} = 0$

2.4.2 แรงเสียดทานของ Seal ring

2.4.2.1 แรงเสียดทานของ Seal ที่ Power Piston

แรงเสียดทานในแหวนของ seal สามารถคำนวณได้จากวิธีการนำเสนอโดย Novikov cited[11].

$$F_r = F_{frs1} + F_{frs2} \quad (2.60)$$

ซึ่ง F_{frs1} และ F_{frs2} คือแรงเสียดทาน (N) ในแหวนตัวที่ 1 และ 2 ตามลำดับ

ถ้า $p_c \geq p_{br}$

$$F_{frs1} = \mu_{sd} \pi H \left((p_c + p_{spr}) d'_s - 0.9 \bar{p}_{est} d_s \right) \quad (2.61)$$

ถ้า $p_c \leq p_{br}$

$$F_{frs1} = \mu_{sd} \pi H \left((p_{br} + p_{spr}) d'_s - 0.9 \bar{p}_{es1} d_s \right) \quad (2.62)$$

$$\text{ถ้า } p_{br} \geq p_{c-c}$$

$$F_{frs2} = \mu_{sd} \pi H \left((p_{br} + p_{spr}) d'_s - 0.9 \bar{p}_{es2} d_s \right) \quad (2.63)$$

$$\text{ถ้า } p_{br} \leq p_{c-c}$$

$$F_{frs2} = \mu_{sd} \pi H \left((p_{c-c} + p_{spr}) d'_s - 0.9 \bar{p}_{es2} d_s \right) \quad (2.64)$$

2.4.2.2 แรงเสียดทานของ Seal ที่ Displacer

แรงเสียดทานในแหวนของ seal สามารถคำนวณได้จากวิธีการนำเสนอโดย Novikov cited[11].

$$F_r = F_{frs3} \quad (2.65)$$

ซึ่ง F_{frs3} คือแรงเสียดทาน (N) ในแหวนตัวที่ 3

$$\text{ถ้า } p_e \geq p_c; F_{frs3} = \mu_{sd} \pi H \left((p_c + p_{spr}) d'_s - 0.9 \bar{p}_{es1} d_s \right) \quad (2.66)$$

$$\text{ถ้า } p_e \leq p_c; F_{frs3} = \mu_{sd} \pi H \left((p_{br} + p_{spr}) d'_s - 0.9 \bar{p}_{es1} d_s \right) \quad (2.67)$$

แรงดันที่เกิดขึ้นที่ seals ตัวที่ 1, 2 และ 3 สามารถคำนวณได้จากสมการ

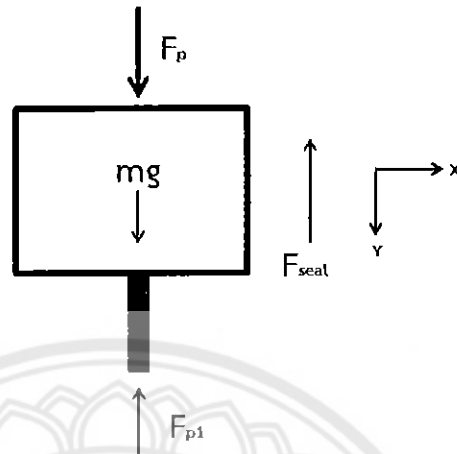
$$p_{br} = \frac{1}{2} (p_{c-c} + p_c) \quad (2.68)$$

แรงดันบนพื้นผิวด้านนอกของแหวนสามารถสันนิษฐานว่าจะมีการกระจายเชิงเส้น:

$$\bar{p}_{es1} = \frac{1}{2} (p_c + p_{br}) \quad (2.69)$$

$$\bar{p}_{es2} = \frac{1}{2} (p_{c-c} + p_{br}) \quad (2.70)$$

2.4.3 แรงกระทำที่ลูกสูบ Displacer Piston และ Power Piston



รูปที่ 2.9 แรงกระทำที่ Displacer Piston และ Power Piston

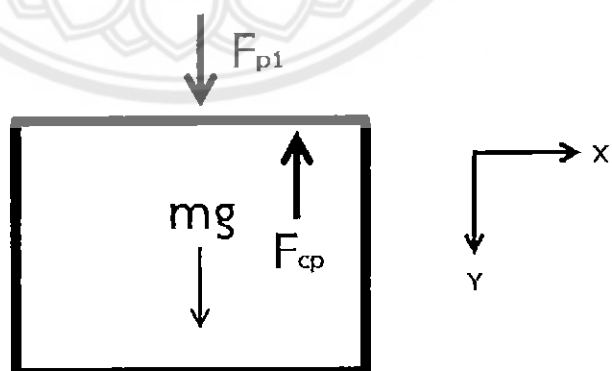
สมการแรงกระทำที่ Displacer Piston

$$\sum F_y = ma_y \quad (2.71)$$

$$\downarrow +; F_p - F_{p1} - F_{seal} + mg = ma_y \quad (2.72)$$

$$\therefore F_{p1} = F_p - F_{seal} + mg - ma_y \quad (2.73)$$

2.4.4 แรงกระทำที่กลอง (Slot) ของ Displacer และ Power Piston



รูปที่ 2.10 แรงกระทำที่กลอง (Slot) ของ Displacer และ Power Piston

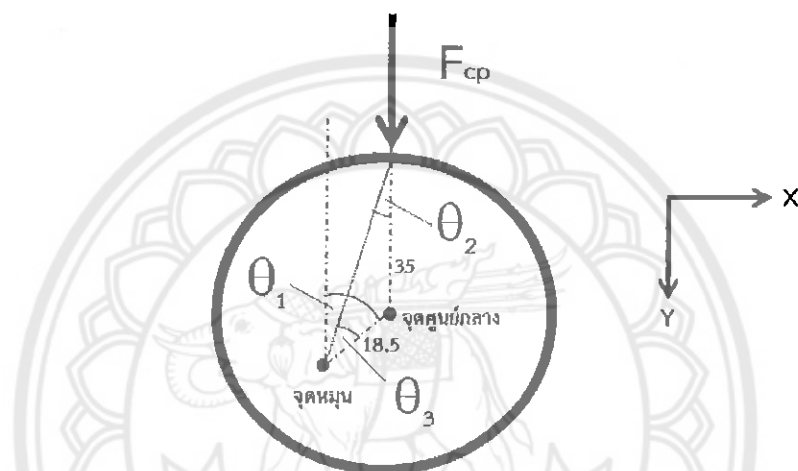
สมการแรงกระทำที่ Slot ของ Displacer และ Power Piston

$$\sum F_y = ma_y \quad (2.74)$$

$$\downarrow +; F_{p1} + mg - F_{cp} = ma_y \quad (2.75)$$

$$\therefore F_{cp} = F_{p1} + mg - ma_y \quad (2.76)$$

2.4.5 แรงกระทำที่ลูกเบี้ยวของ Displacer และ Power Piston



รูปที่ 2.11 แรงกระทำที่ลูกเบี้ยวของ Displacer และ Power Piston

สมการแรงกระทำที่ Slot ของ Displacer และ Power Piston

$$\text{จาก } \frac{\sin \theta_2}{18.5} = \frac{\sin \theta_3}{35} \quad (2.77)$$

$$\frac{35}{18.5} = \frac{\sin(\theta_1 - \theta_2)}{\sin \theta_2} \quad (2.78)$$

$$\frac{35}{18.5} = \frac{\sin \theta_1 \cos \theta_2 - \cos \theta_1 \sin \theta_2}{\sin \theta_2} \quad (2.79)$$

$$\frac{35}{18.5} = \sin \theta_1 \cot \theta_2 - \cos \theta_1 \quad (2.80)$$

$$\cot \theta_2 = \frac{\frac{35}{18.5} + \cos \theta_1}{\sin \theta_1} \quad (2.81)$$

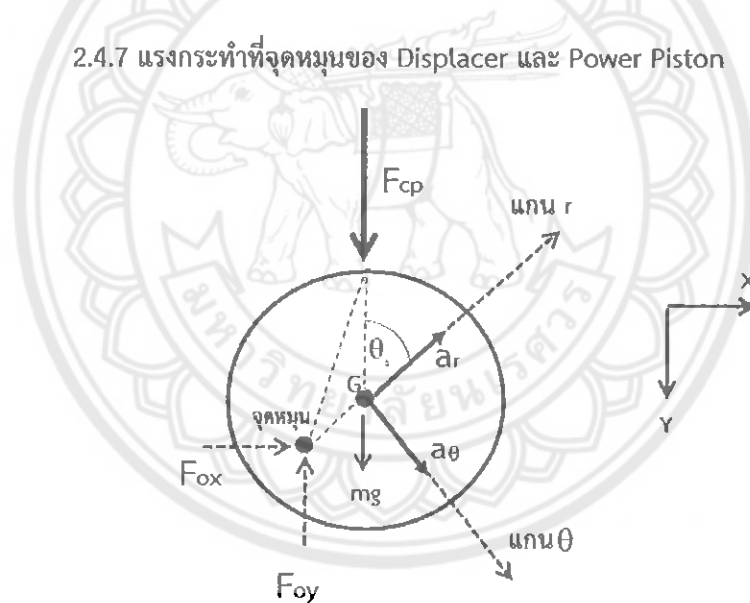
$$\theta_2 = \cot^{-1} \left(\frac{\frac{35}{18.5} + \cos \theta_1}{\sin \theta_1} \right) \quad (2.82)$$

2.4.6 สมการ Kinematic ของลูกเบี้ยว

$$a_r = \ddot{r} - r\dot{\theta}^2 \quad (2.83)$$

$$a_\theta = r\ddot{\theta} - 2\dot{r}\dot{\theta} \quad (2.84)$$

2.4.7 แรงกระทำที่จุดหมุนของ Displacer และ Power Piston



รูปที่ 2.12 แรงกระทำที่จุดหมุนของ Displacer และ Power Piston

สมการแรงกระทำที่จุดหมุนของ Displacer และ Power Piston

$$\rightarrow + \sum F_{ox} = 0 \quad (2.85)$$

$$F_{ox} - ma_r \sin \theta_1 - ma_\theta \cos \theta = 0 \quad (2.86)$$

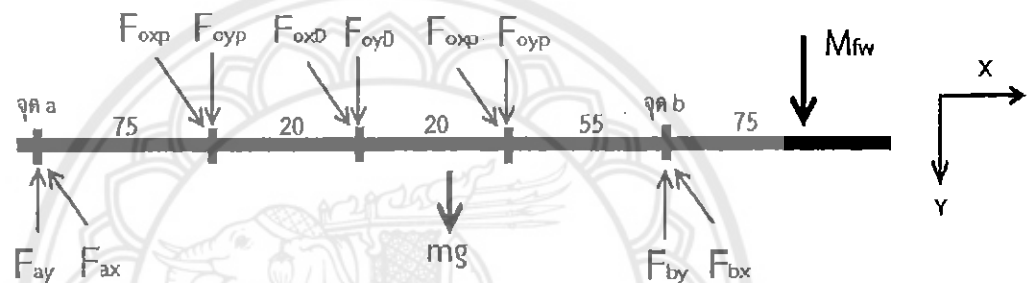
$$\uparrow + \sum F_{oy} = 0 \quad (2.87)$$

$$F_{oy} - F_{\phi} - ma_r \cos \theta_1 - ma_0 \sin \theta = 0 \quad (2.88)$$

$$F_{oy} = F_{\phi} + ma_r \cos \theta_1 + ma_0 \sin \theta \quad (2.89)$$

$$F_{ox} = ma_r \sin \theta_1 + ma_0 \cos \theta \quad (2.90)$$

2.4.8 แรงกระทำที่แกนเพลลาของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง



รูปที่ 2.13 แรงกระทำที่แกนเพลลาของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

สมการแรงกระทำที่แกนเพลลาของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

ตามเข็มนาฬิกา $\sum M_{bx} = 0$

$$F_{oxp}(0.075 + 0.115) + F_{oyD}(0.095) - F_{ax}(0.170) = 0 \quad (2.91)$$

$$F_{ax} = \frac{F_{oxp}(0.075 + 0.115) + F_{oyD}(0.095)}{0.170} \quad (2.92)$$

$$\therefore F_{bx} = 2F_{oxp} + F_{oyD} - F_{ax} \quad (2.93)$$

ตามเข็มนาฬิกา $\sum M_{by} = 0$

$$F_{oyp}(0.075 + 0.115) + F_{oyD}(0.095) - F_{by}(0.170) + m_{fv}g(0.075) = 0 \quad (2.94)$$

$$F_{ay} = \frac{F_{oyp}(0.075 + 0.115) + F_{oyD}(0.095) - m_{fw}g(0.075)}{0.170} \quad (2.95)$$

$$\therefore F_{by} = 2F_{oyp} + F_{oyD} - F_{ay} \quad (2.96)$$

2.4.9 การหาค่าแรงบิด

แรงบิดจาก Displacer piston

$$\tau_d = F_{cpD} \times 0.0185 \sin \theta_1 \quad (2.97)$$

แรงบิดจาก Power piston

$$\tau_p = 2 \left(F_{cpP} \times 0.0185 \sin \theta_4 \right) \quad (2.98)$$

$$\text{ค่า } \theta_4 = \theta_1 + \frac{\pi}{3}$$

แรงบิดสูญเสียจาก Bearing ที่จุด a และ b

$$\tau_{fa} = \mu \times F_a \times \left(\frac{D_a}{2} \right) \quad (2.99)$$

$$\tau_{fb} = \mu \times F_b \times \left(\frac{D_b}{2} \right) \quad (2.100)$$

2.4.10 การหาค่ากำลัง

กำลังของ Power piston

$$P_p = \omega \tau_p \quad (2.101)$$

กำลังของ Displacer piston

$$P_D = \omega \tau_D \quad (2.102)$$

สำหรับในส่วนการหาค่ากำลังเพลา (Cyclic brake power) สามารถคำนวณจากผลรวมแรงบิดของลูกสูบกำลังและดิสเพลสเซอร์นอกจากนี้ยังรวมเอาผลของแรงเสียดทานจากแบร็งที่เพลาในการคำนวณหางานเพลาสุทธิ

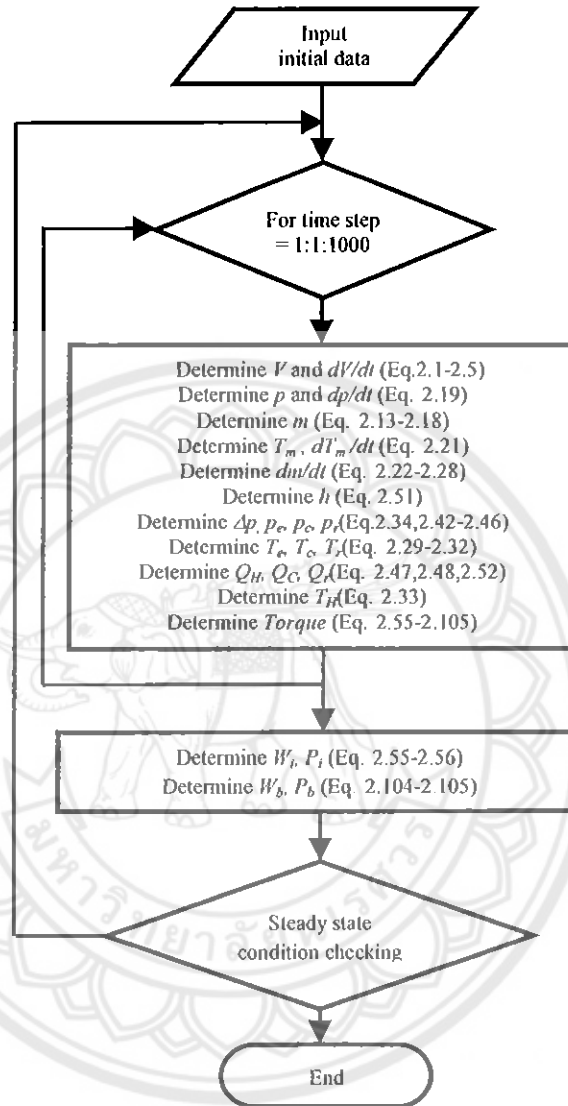
$$\tau = \sum \tau_p + \tau_o \quad (2.103)$$

$$W_b = \int \left(\frac{dW_b}{dt} \right) dt = \int_0^{\tau} \left(\tau - \tau_r \right) \frac{d\theta}{dt} dt \quad (2.104)$$

$$P_b = W_b f \quad (2.105)$$

2.5 การจำลองการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงด้วยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

เป็นการจำลองการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงด้วยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ 1 มิติที่ ถูกนำเสนอโดย Kraitong[1] ร่วมกับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ 1 มิติที่ถูกพัฒนาขึ้นเพื่อคำนวณหาค่ากำลังเพลา (Brake power) ซึ่งสามารถแสดงเป็นไดอะแกรมได้ดังรูปที่ 2.14 สำหรับการเริ่มต้นการคำนวณของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ ค่าพารามิเตอร์ของเครื่องยนต์ถูกใส่เข้าไปในแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ ซึ่งแบบจำลองทางคณิตศาสตร์จะเริ่มการคำนวณโดยการกำหนดให้อุณหภูมิในส่วนอัดมีค่าเท่ากับอุณหภูมิในส่วนเย็นและอุณหภูมิในส่วนขยายมีค่าเท่ากับอุณหภูมิในส่วนร้อน ซึ่งแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ใช้วิธี Fourth-order Runge-Kutta ในการแก้สมการอนุพันธ์ (eq 2.12-2.18) เพื่อคำนวณหาอุณหภูมิ ความดัน ความดันตกคร่อม และค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของทุก ๆ พื้นผิว เพื่อคำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อนในทุกส่วนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและผลรวมของกำลังเพลานั้นจะถูกคำนวณจากสมการที่ 2.104-2.105 ซึ่งในการคำนวณนั้นจะคำนวณทั้งหมด 1000 ครั้ง ต่อวัฏจักร และจะคำนวณต่อไปเรื่อย ๆ จนกระทั่งเข้าสู่สภาวะคงที่ซึ่งรวมถึงการตรวจสอบสมดุลทางความร้อน สุดท้ายจะแสดงค่ากำลังบ่งชี้ ค่ากำลังเพลา และค่าประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ออกมา



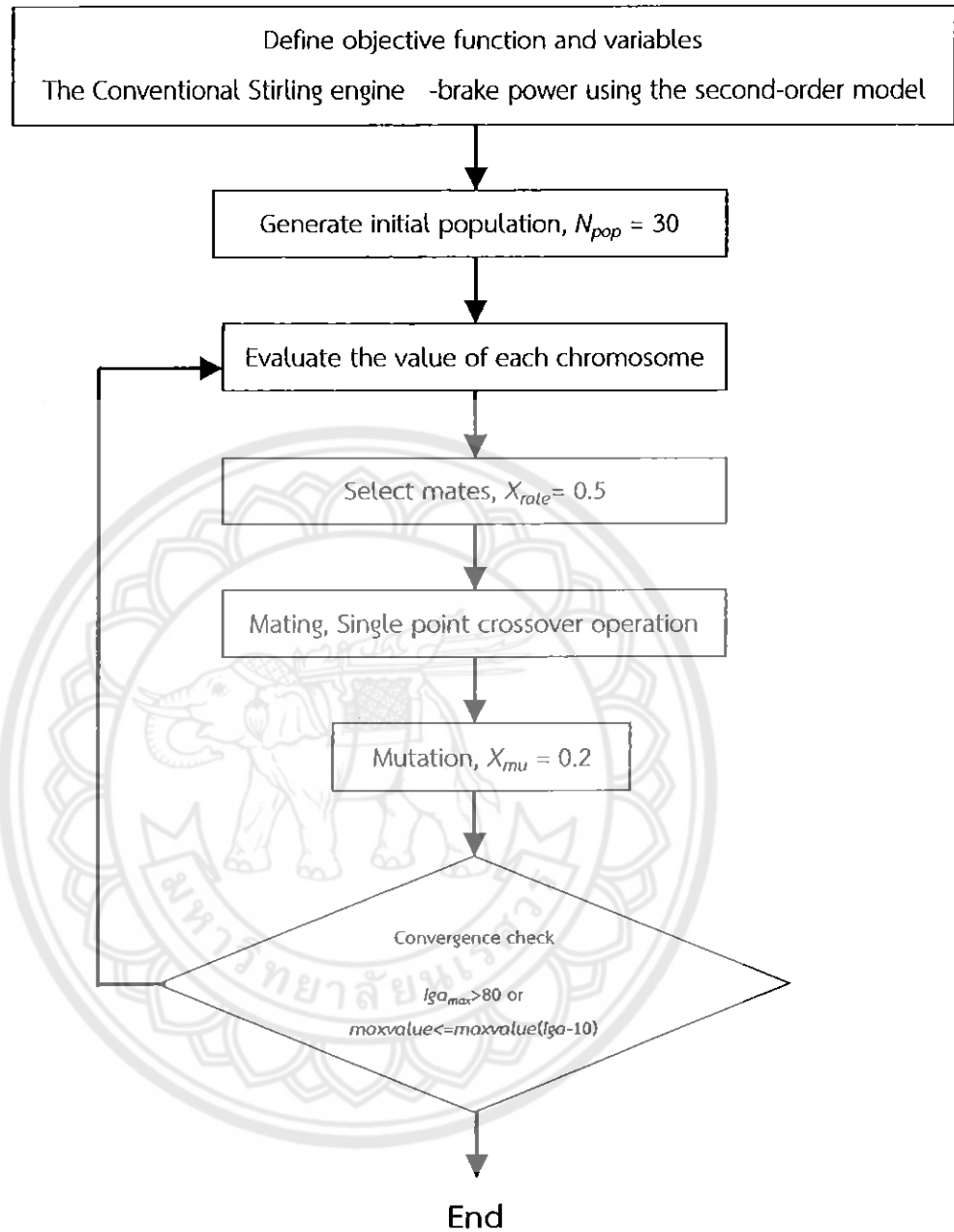
รูปที่ 2.14 ไตอะแกรมแสดงขั้นตอนสำหรับการหาค่ากำลังเพลาสุงสุดของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงด้วย
แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่พัฒนาขึ้น

2.6 การหาค่าที่เหมาะสมด้วยระเบียบวิธีเชิงพันธุกรรม (Genetic algorithm)

เป็นการหาค่าประมาณการออกแบบที่เหมาะสม โดยเลียนแบบกระบวนการการถ่ายทอดพันธุกรรมของยีนโดยธรรมชาติ สิ่งมีชีวิตที่ปรับตัวได้ดีหรือมีลักษณะทางพันธุกรรมที่เหมาะสมจะดำรงอยู่ได้ดีกว่าสิ่งมีชีวิตที่ไม่เหมาะสมกับสิ่งแวดล้อมนั้น ๆ ซึ่งก็คือการคัดเลือกโดยธรรมชาติ สิ่งใดที่ด้อยกว่าก็จะหมดไปเหลือไว้แต่กลุ่มที่มีคุณภาพ

หลักการของ วิธีเชิงพันธุกรรม (Genetic algorithm)

1. สร้างคำตอบ (Generate solution) โดยวิธีสุ่มคำตอบที่เป็นไปได้ออกมามาก ๆ แต่ไม่จำเป็นต้องทั้งหมดของทุกรูปแบบคำตอบ
2. สร้างฟังก์ชันสำหรับวัดค่าความดี (Cost function) เพื่อคัดเลือกกลุ่มคำตอบที่ดี ๆ เก็บไว้จำนวนหนึ่ง
3. นำคำตอบที่ได้คัดเลือกมาแล้วมาเป็นต้นแบบ (Parent) ในการสร้างคำตอบรุ่นลูกต่อไป โดยการผสมคำตอบซึ่งเลียนแบบกระบวนการทางพันธุกรรมของยีน
4. นำคำตอบในรุ่นลูกมาคัดเลือกและผสมไปเรื่อย ๆ จนกว่าจะได้คำตอบที่น่าพอใจ อาจไม่ใช่คำตอบที่ดีที่สุดแต่เป็นคำตอบที่ใกล้เคียง และใช้เวลาในการค้นหาคำตอบไม่นานจนเกินไป



รูปที่ 2.15 ไตอะแกรมแสดงขั้นตอนของการหาค่าเหมาะสมที่สุดแบบวิธีเชิงพันธุกรรมสำหรับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่ถูกรุ่นเสนอโดย Kraitong[1].

จากรูปที่ 2.14 ขั้นตอนของกระบวนการที่ภูณำเสนอโดย Kraitong[1]. ในการกำหนดค่าที่เหมาะสมที่สุดสำหรับเครื่องยนต์สเตอร์ลิง สามารถถูกอธิบายโดยย่อ ดังนี้

1. การสร้างสมการจุดประสงค์ (Objective function) โดยกำหนดเป็นค่ากำลังที่ได้จากเครื่องยนต์จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ 1 มิติที่ถูกพัฒนาขึ้น เป็นค่าของโครโมโซม (Chromosome) และกำหนดค่าพารามิเตอร์การออกแบบ (Variables) ในแต่ละโครโมโซม

2. สร้างโครโมโซมในรุ่นเริ่มต้น (Initial generation) ด้วยการสุ่มเลือก

3. หาค่าในแต่ละโครโมโซมจากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ 1 มิติที่ถูกพัฒนาขึ้น

4. ทำการเลือกโครโมโซมพ่อแม่ (Selecting mate)

5. การจับคู่ (Mating) โดยเลือกใช้ Single point crossover operation

6. ขั้นตอนการกลายพันธุ์ (Mutation) เป็นการเปลี่ยนค่าบางค่าในพารามิเตอร์ด้วยการสุ่มเลือก สิ้นสุดขั้นตอนนี้จะได้ชุดโครโมโซมรุ่นใหม่

7. การตรวจสอบการได้คำตอบ หรือการสิ้นสุดการคำนวณ (Convergence checking) โดยการคำนวณจะสิ้นสุดเมื่อการคำนวณมาถึงจำนวนที่มากที่สุดของรุ่น (Maximum generation) ที่ถูกกำหนดไว้ หรือมีความแตกต่างของค่าจากโครโมโซมที่ดีที่สุดในแต่ละรุ่นตามที่ได้กำหนดไว้ ไม่เช่นนั้นโปรแกรมจะวนกลับไปเริ่มสร้างชุดโครโมโซมรุ่นถัดไป และจะทำการคำนวณจนกว่าพบกับข้อกำหนดการตรวจสอบ

บทที่ 3

วิธีการดำเนินงานวิจัย

ในการจัดทำโครงงานเล่มนี้เป็นการศึกษาการหาค่าการออกแบบที่เหมาะสมของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงขนาดเล็กชนิดเบต้า โดยใช้ระเบียบวิธีเชิงพันธุกรรมซึ่งจะมีวิธีการทดลองและวิธีการดำเนินงานดังต่อไปนี้

3.1 พัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบ SEB-100

พัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบส่งกำลังของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง SEB-100 โดยใช้งานร่วมกับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์แบบ 1 มิติ ชนิด Second-order Stirling engine model แบบ Quasi Steady Flow model เพื่อทำนายค่ากำลังเพลลา

3.2 การจำลองการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบ SEB-100

3.2.1 จำลองสภาพการทำงาน of เครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบ SEB-100

โดยจำลองสภาพการทำงาน of เครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบ SEB-100 ด้วยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์แบบ 1 มิติ ชนิด Second-order Stirling engine model แบบ Quasi Steady Flow model ที่ถูกพัฒนาขึ้น ที่ความเร็วรอบ 360 รอบต่อนาที อุณหภูมิของส่วนให้ความร้อน 500 องศาเซลเซียสชนิดสารทำงานคืออากาศที่ความดันการทำงานเฉลี่ย 7 บาร์

ผลการจำลองแสดงอยู่ในรูปความสัมพันธ์ของกราฟ ปริมาตร (Volume) กับมุมของเพลลาข้อเหวี่ยง (Crankshaft angle), ความดัน (Pressure) กับมุมของเพลลาข้อเหวี่ยง (Crankshaft angle), อุณหภูมิ (Temperature) กับมุมของเพลลาข้อเหวี่ยง (Crankshaft angle), ความดัน (Pressure) กับปริมาตร (Volume)

3.1.2 เปรียบเทียบผลแบบจำลองทางคณิตศาสตร์กับผลการทดสอบในห้องปฏิบัติการ

เปรียบเทียบค่ากำลังเพลลาที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์กับค่ากำลังของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง SEB-100 ที่ถูกทดสอบ โดย Sripakagorn and Srikam[2] เพื่อหาค่าความผิดพลาดของการทำนายค่ากำลังเพลลาจากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์แบบ 1 มิติ ชนิด Second-order Stirling engine model แบบ Quasi Steady Flow model ที่ถูกพัฒนาขึ้นโดย Kraitong[1] ร่วมกับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ในส่วนระบบส่งกำลังที่พัฒนาขึ้นโดยจำลองสภาพการทำงาน of เครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบ SEB-100 ด้วยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์แบบ 1 มิติ ชนิด Second-order Stirling engine model แบบ Quasi Steady Flow model อุณหภูมิของส่วนให้ความร้อน 500 องศาเซลเซียส ที่ความดันเฉลี่ย 7 บาร์

ผลการจำลองแสดงอยู่ในรูปความสัมพันธ์ของกราฟของ กำลังเพลลา (Brake power) กับ ความเร็วรอบเครื่องยนต์ (Engine speed)

3.3 การหาค่าที่เหมาะสมที่สุด

การหาค่าที่เหมาะสมที่สุดของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงด้วยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์แบบ 1 มิติ ชนิด Second-order Stirling engine model แบบ Quasi Steady Flow model ที่พัฒนาขึ้นร่วมกับการหาจุดออกแบบที่เหมาะสมที่สุดด้วยวิธีเชิงพันธุกรรม (Genetic algorithm) ซึ่งกระบวนการนี้ได้ถูกนำเสนอโดย Kraitong[1] ซึ่งค่าพารามิเตอร์ทั้งหมดที่ทำการหาค่าที่เหมาะสมที่สุดของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงนั้นมีทั้งหมด 6 พารามิเตอร์และถูกกำหนดเป็นองค์ประกอบของโครโมโซม ซึ่งสามารถเขียนเป็นฟังก์ชันได้ดังนี้

กำหนดขอบเขตสูงสุด ต่ำสุดของค่าพารามิเตอร์แต่ละค่าได้ดังนี้

$0.01 \leq l_r \leq 0.07$:	l_r	คือ ความยาวของรีเจนเนอเรเตอร์, m
$0.01 \leq l_h \leq 0.07$:	l_h	คือ ความยาวของส่วนให้ความร้อน, m
$0.0002 \leq W_h \leq 0.001$:	W_h	คือ ความกว้างของส่วนให้ความร้อน, m
$0.0002 \leq W_k \leq 0.001$:	W_k	คือ ความกว้างของส่วนระบายความร้อน, m
$0.0015 \leq Deep_h \leq 0.0035$:	$Deep_h$	คือ ความลึกของร่องส่วนให้ความร้อน, m
$0.0015 \leq Deep_k \leq 0.0035$:	$Deep_k$	คือ ความลึกของร่องส่วนระบายความร้อน, m

อย่างไรก็ตามความยาวรวมของส่วนแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งหมดมีค่าเท่ากับ 0.145 m เนื่องจากข้อจำกัดทางกายภาพของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบ SEB-100

กระบวนการตรวจสอบการสิ้นสุดเงื่อนไขการคำนวณ โดยขั้นแรกจำนวนรุ่นของโครโมโซมที่มากที่สุดที่จะเข้ามาคำนวณในแบบจำลองทางคณิตศาสตร์หนึ่งมิติ Second-order Stirling engine model ที่ถูกนำเสนอโดย Kraitong[1] นั้นเท่ากับ 80 รุ่นส่วนขั้นที่ 2 นั้นจะเป็นการตรวจสอบค่า

กำลังเพลิงที่มากที่สุดในแต่ละรุ่นของโครโมโซมนั้นมีค่าน้อยกว่าหรือเท่ากับค่ากำลังเพลิงที่มากที่สุดของโครโมโซมในรุ่นก่อนหน้านั้น 10 รุ่นซึ่งถ้าสามารถตรวจสอบเจอเงื่อนไขใดเงื่อนไขหนึ่งจากทั้ง 2 เงื่อนไขนี้ โปรแกรมจะหยุดการทำงานทันทีและจะทำการแสดงชุดค่าพารามิเตอร์ที่เหมาะสมของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงขนาดเล็ก SEB-100 ชนิดเบต้าออกมา

ผลการจำลองแสดงอยู่ในรูปความสัมพันธ์ของกราฟของกำลังเพลิง กับรุ่นโครโมโซม และตารางแสดงค่าพารามิเตอร์ที่ได้จากกระบวนการหาค่าที่เหมาะสมที่สุด

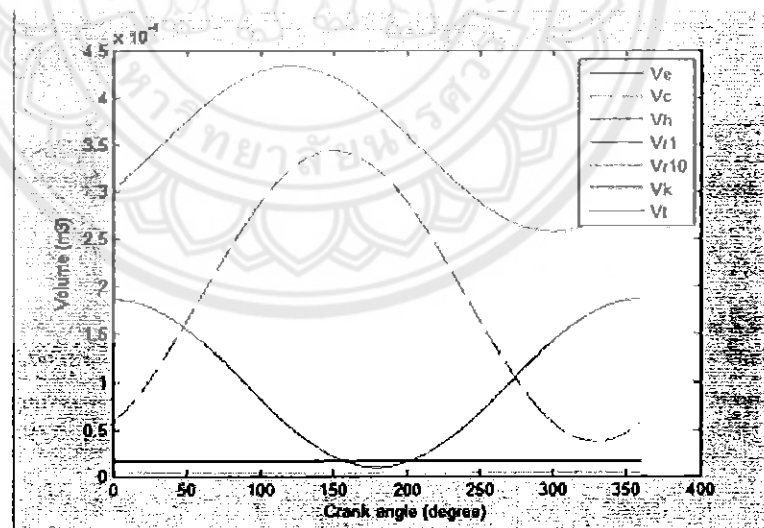


บทที่ 4 ผลการทดสอบและการวิเคราะห์

จากการทำการทดลองการหาค่าที่เหมาะสมที่สุดจากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบส่งกำลังของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง SEB-100 ที่พัฒนาขึ้นโดยใช้งานร่วมกับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์แบบ 1 มิติ ชนิด Second-order Stirling engine model แบบ Quasi Steady Flow model ที่พัฒนาขึ้นร่วมกับการหาจุดออกแบบที่เหมาะสมที่สุดด้วยระเบียบวิธีเชิงพันธุกรรม (Genetic algorithm) เพื่อทำนายค่ากำลังเพลา โดยทำการเลือกข้อมูลและทำการทดลองที่ความเร็วรอบ 360 รอบต่อนาที อุณหภูมิของส่วนให้ความร้อน 500 องศาเซลเซียส ชนิดสารทำงานคืออากาศที่ความดันการทำงานเฉลี่ย 7 บาร์

4.1 ผลจากการจำลองสภาพการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบ SEB-100

4.1.1 การเปลี่ยนแปลงของปริมาตรในเครื่องยนต์สเตอร์ลิง SEB-100 ชนิดเบต้า

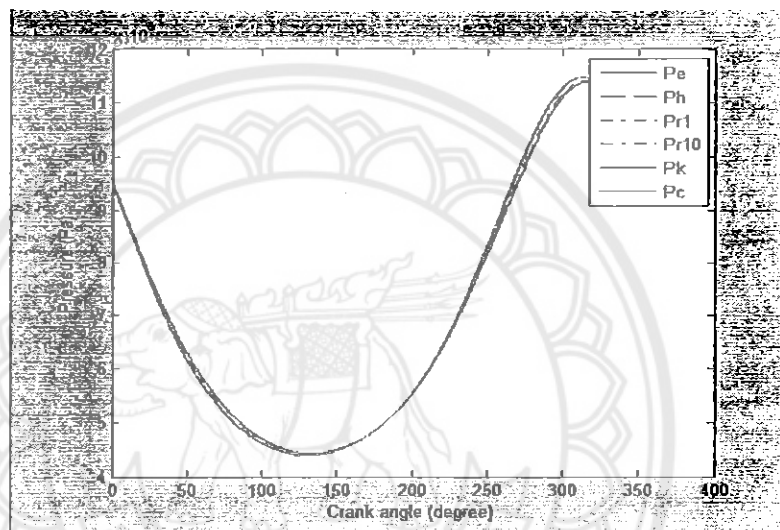


รูปที่ 4.1 แสดงการเปลี่ยนแปลงของปริมาตรในเครื่องยนต์สเตอร์ลิง SEB-100

จากรูปที่ 4.1 จะแสดงให้เห็นถึงรูปแบบปริมาตรของก๊าซในการบีบอัดตัวและการขยายตัวของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง SEB-100 โดยปริมาตรสูงสุดจะอยู่ในส่วนของการอัดตัว มีปริมาตรเท่ากับ

$3.5 \times 10^{-4} \text{ m}^3$ ในตำแหน่งมุมของเพลลาอยู่ที่ 150 องศา และปริมาตรต่ำสุดจะอยู่ในส่วนการขยายตัว (Expansion) มีปริมาตรเท่ากับ $2 \times 10^{-5} \text{ m}^3$ ในตำแหน่งมุมของเพลลาข้อเหวี่ยงอยู่ที่ 175 องศา และปริมาณรวมสูงสุดเท่ากับ $4.3 \times 10^{-4} \text{ m}^3$ ในตำแหน่งมุมของเพลลาข้อเหวี่ยงอยู่ที่ 120 องศา และปริมาณรวมต่ำสุดเท่ากับ $2.5 \times 10^{-4} \text{ m}^3$ ในตำแหน่งมุมของเพลลาข้อเหวี่ยงอยู่ที่ 300 องศา

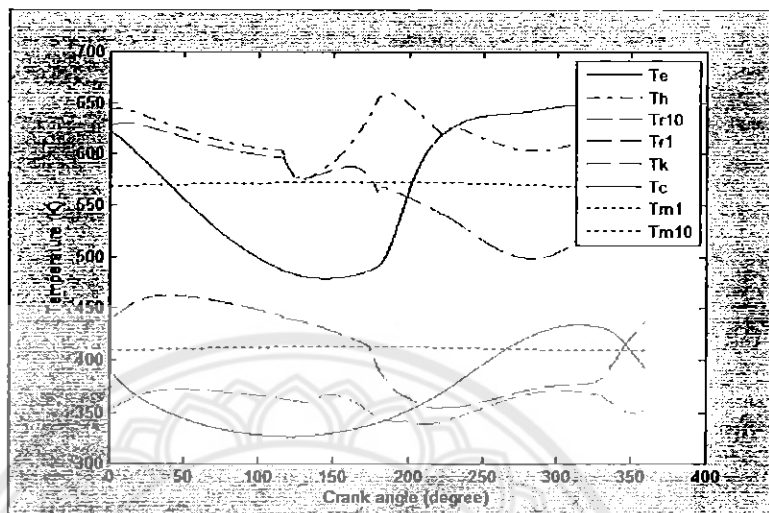
4.1.2 การเปลี่ยนแปลงของความดันในเครื่องยนต์สเตอร์ลิง SEB-100 ชนิดเบต้า



รูปที่ 4.2 แสดงการเปลี่ยนแปลงของความดันในเครื่องยนต์สเตอร์ลิง SEB-100

จากรูปที่ 4.2 แสดงการเปลี่ยนแปลงของความดันของก๊าซภายในเครื่องยนต์สเตอร์ลิง SEB-100 ในส่วนในพื้นที่ขยายพื้นที่การบีบตัวการขยายตัว ส่วนให้ความร้อนรีเจนเนอเรเตอร์และอุณหภูมิของส่วนให้ความร้อน ซึ่งเปลี่ยนแปลงตามมุมเพลลาข้อเหวี่ยงจะเห็นได้เส้นแรงดันทั้งหมดจะแสดงในรูปแบบซายน์ (Sinusoidal) ความดันสูงสุดเท่ากับ $11.5 \times 10^5 \text{ Pa}$ ที่ตำแหน่งเพลลาข้อเหวี่ยง 325 องศาและความดันต่ำสุดเท่ากับ $4 \times 10^5 \text{ Pa}$ ที่ ตำแหน่งเพลลาข้อเหวี่ยง 135 องศา อัตราส่วนความดันเท่ากับ 2.44 เห็นได้ชัดเจนว่ามีความแตกต่างที่ระหว่างเส้นความดันในส่วนการบีบอัดและส่วนการขยาย เกิดจากความดันตกคร่อมในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทั้ง 3 ส่วนของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

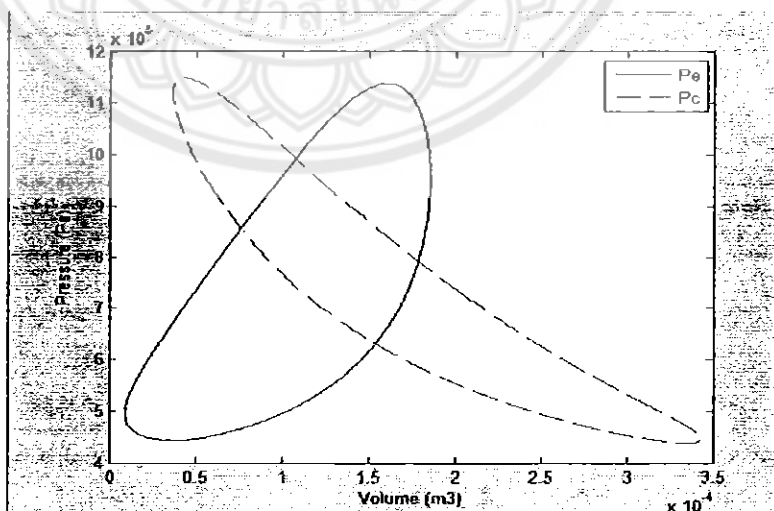
4.1.3 การเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิในเครื่องยนต์สเตอร์ลิง SEB-100



รูปที่ 4.3 แสดงการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิในเครื่องยนต์สเตอร์ลิง SEB-100

จากรูปที่ 4.3 นำเสนอข้อมูลเกี่ยวกับการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิของก๊าซในแต่ละส่วนของเครื่องยนต์อุณหภูมิต่ำสุดในส่วนการขยายเท่ากับ 475 K และค่าสูงสุดเท่ากับ 650 K รูปแบบการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิส่วนการบีบอัดคล้ายกับในส่วนการขยายตัวและค่าสูงสุดและต่ำสุดเป็น 445 K และ 340 K ตามลำดับ

4.1.4 การเปลี่ยนแปลงความดันกับปริมาตรในเครื่องยนต์สเตอร์ลิง SEB-100



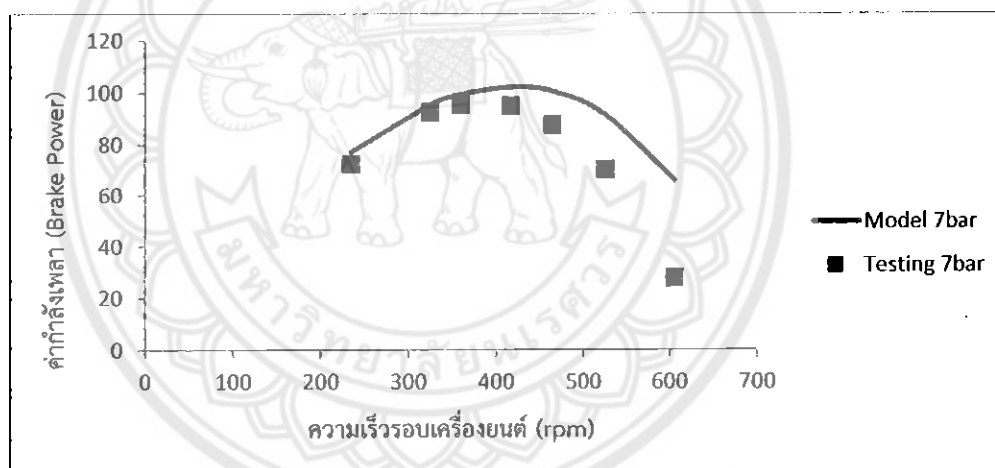
รูปที่ 4.4 แสดงการเปลี่ยนแปลงความดันกับปริมาตรในเครื่องยนต์สเตอร์ลิง SEB-100

จากรูปที่ 4.4 นำเสนอข้อมูลเกี่ยวกับการเปลี่ยนแปลงความดันกับปริมาตร ในส่วนการขยายและส่วนการอัดของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง SEB-100 โดยสามารถคำนวณค่ากำลังบ่งชี้ที่ได้จากเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเท่ากับ 131.3W

จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบส่งกำลังของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง SEB-100 สามารถคำนวณค่ากำลังขาเพลาออกเท่ากับ 99.38 W ที่ความเร็วของเครื่องยนต์ 360 รอบต่อนาที ประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ที่ได้รับการคำนวณเท่ากับ 11.88%

4.2 ผลจากการเปรียบเทียบผลแบบจำลองทางคณิตศาสตร์กับผลการทดสอบในห้องปฏิบัติการ

4.2.1 การเปลี่ยนแปลงกำลังขาออกตามความเร็วรอบในเครื่องยนต์สเตอร์ลิง SEB-100



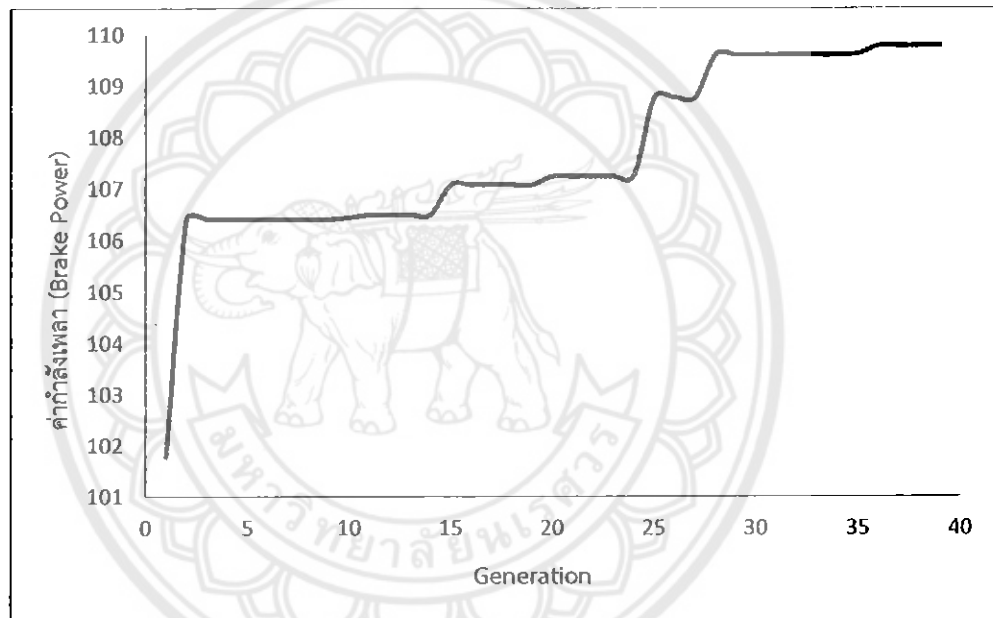
รูปที่ 4.5 แสดงการเปลี่ยนแปลงกำลังเพลาตามความเร็วรอบในเครื่องยนต์สเตอร์ลิง SEB-100

จากรูปที่ 4.5 นำเสนอข้อมูลเกี่ยวกับการเปลี่ยนแปลงกำลังเพลาตามความเร็วรอบในเครื่องยนต์สเตอร์ลิง SEB-100 โดยสภาพการทำงานที่ความเร็วรอบ 360 รอบต่อนาที อุณหภูมิของส่วนให้ความร้อน 500 องศาเซลเซียส ที่ความดันเฉลี่ย 7 บาร์ พบว่าที่ความเร็วรอบ 360 รอบต่อนาที ได้ค่ากำลังเพลาจากการทดสอบ[2] เท่ากับ 95.4 W โดยค่ากำลังเพลาจากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์แสดงค่าเท่ากับ 99.38 W ดังนั้นค่าความผิดพลาดในการทำนายเท่ากับ 4.18 % และจากกราฟความสัมพันธ์ระหว่างค่ากำลังเพลาที่ได้จากทำนายกับความเร็วรอบของเครื่องยนต์ พบว่าค่า

ความผิดพลาดของการทำนายค่ากำลังเพลามีค่าสูงขึ้น เมื่อความเร็วรอบของเครื่องยนต์สูงขึ้น โดยมีค่าความผิดพลาดอยู่ในช่วง 3.27– 138.99% ที่ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ 325 rpm – 606 rpm

อย่างไรก็ตามที่ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ ต่ำถึงปานกลาง พบว่าค่าความผิดพลาดในการทำนายค่ากำลังเพลาชองเครื่องยนต์เป็นค่าที่สามารถนำมาใช้ในการทำนายค่ากำลังเพลาชองเครื่องยนต์ได้ในช่วงความเร็วที่ไม่สูงมากนัก

4.3 ผลการหาค่าที่เหมาะสมที่สุดด้วยวิธีเชิงพันธุกรรม (Genetic algorithm)



รูปที่ 4.6 ค่ากำลังเพลาคงที่ที่ดีที่สุดของแต่ละรุ่นกับจำนวนของรุ่น

จากรูปที่ 4.6 นำเสนอข้อมูลเกี่ยวกับค่ากำลังเพลาชองออก กับจำนวนรุ่นจากกราฟค่างานกำลังมีลักษณะเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วที่จำนวนรุ่นเริ่มต้น และค่ากำลังค่อยๆ คงที่ที่จำนวนรุ่นที่สูงขึ้นตามลำดับจนกระทั่งกราฟเกือบมีค่าคงที่และแสดงค่าชุดพารามิเตอร์ที่เหมาะสม จากกระบวนการหาค่าที่เหมาะสมที่สุดให้กำลังเพลาสุงสุดเท่ากับ 109.78 W ประสิทธิภาพที่ได้เท่ากับ 12.65 % ที่รุ่นที่ 40 และชุดพารามิเตอร์ที่ได้แสดงในตารางที่ 4.1

ตารางที่ 4.1 พารามิเตอร์การออกแบบเครื่องยนต์จากการหาค่าที่เหมาะสมที่สุดด้วยวิธีเชิงพันธุกรรม (Genetic algorithm)

พารามิเตอร์เครื่องยนต์	พารามิเตอร์เครื่องยนต์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบ(m)	พารามิเตอร์เครื่องยนต์ที่เหมาะสมที่สุด(m)
ความยาวของรีเจนเนอเรเตอร์	0.0400	0.0666
ความยาวของส่วนให้ความร้อน	0.0570	0.0307
ความกว้างของร่องส่วนให้ความร้อน	0.0005	0.0003
ความกว้างของร่องส่วนระบายความร้อน	0.0005	0.0004
ความลึกของร่องส่วนให้ความร้อน	0.0026	0.0034
ความลึกของร่องส่วนระบายความร้อน	0.0029	0.0034
กำลังเพลจากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์(W)	99.38	109.78

จากตารางที่ 4.1 แสดงค่าพารามิเตอร์เครื่องยนต์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่เป็นต้นแบบและค่าพารามิเตอร์เครื่องยนต์ที่เหมาะสมที่สุด โดยการหาค่าที่เหมาะสมที่สุดด้วยวิธีเชิงพันธุกรรม (Genetic algorithm) ได้ค่าพารามิเตอร์การออกแบบที่เหมาะสมที่สุดค่าใหม่ดังนี้ความยาวของรีเจนเนอเรเตอร์เท่ากับ 0.0666 m ความยาวของส่วนให้ความร้อนเท่ากับ 0.0307 m ความหนาของร่องส่วนให้ความร้อนเท่ากับ 0.0003 m ความกว้างของร่องส่วนระบายความร้อนเท่ากับ 0.0004 m ความลึกของร่องส่วนให้ความร้อนเท่ากับ 0.0034 m ความลึกของร่องส่วนระบายความร้อนเท่ากับ 0.0034 m โดยจากตารางพบว่าค่าของพารามิเตอร์เครื่องยนต์ต้นแบบกับพารามิเตอร์ค่าที่เพิ่มขึ้นได้แก่ ความยาวของรีเจนเนอเรเตอร์ความลึกของร่องส่วนให้ความร้อนและความลึกของร่องส่วนระบายความร้อนส่วนค่าที่ลดลงได้แก่ ความยาวของส่วนให้ความร้อนความกว้างของร่องส่วนให้ความร้อนและความลึกของร่องส่วนระบายความร้อน

บทที่ 5

สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ

5.1 สรุปผลโครงการ

งานวิจัยนี้เพื่อพัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ระบบส่งกำลังของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง SEB-100 โดยใช้งานร่วมกับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์แบบ 1 มิติ ชนิด Second-order Stirling engine model แบบ Quasi Steady Flow model และเพื่อหาค่าพารามิเตอร์การออกแบบที่เหมาะสม ในส่วนอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อเพิ่มสมรรถนะอันได้แก่ ค่ากำลังของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง SEB-100 ซึ่งเป็นเครื่องยนต์แบบเบต้าขนาดเล็กที่ถูกสร้าง พัฒนาและทดสอบที่อุณหภูมิกำลังทำงานแตกต่างกันปานกลาง 350°C โดย Sripakagorn and Srikam[2] ร่วมกับการหาจุดออกแบบที่เหมาะสมที่สุดด้วยวิธีเชิงพันธุกรรม (Genetic algorithm) ซึ่งกระบวนการนี้ได้ถูกนำเสนอโดย Kraitong[1] โดยจำลองสภาพการทำงานที่ความเร็วรอบ 360 รอบต่อนาที อุณหภูมิของส่วนให้ความร้อน 500°C องศาเซลเซียส ชนิดสารทำงานคืออากาศ ที่ความดันการทำงานเฉลี่ย 7 บาร์

จากผลการจำลองสภาพการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบ SEB-100 แสดงค่าอัตราส่วนความดันเท่ากับ 2.44 และอุณหภูมิต่ำสุดในส่วนการขยายเท่ากับ 475 K และค่าสูงสุดเท่ากับ 650 K รูปแบบการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิส่วนการบีบอัดคล้ายกับในส่วนการขยายตัวและค่าสูงสุดและต่ำสุดเป็น 445 K และ 340 K ตามลำดับ ได้ค่ากำลังบ่งชี้ที่ได้จากเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเท่ากับ 131.3 W และค่ากำลังเพลากับ 99.38 W ที่ความเร็วของเครื่องยนต์ 360 รอบต่อนาที ประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ที่ได้การคำนวณเท่ากับ 11.88 %

ผลการเปรียบเทียบผลแบบจำลองทางคณิตศาสตร์กับผลการทดสอบในห้องปฏิบัติการค่าความผิดพลาดของการทำนายค่ากำลังเพลามีค่าความผิดพลาดต่ำสุดเท่ากับ 3.27 % ที่ความเร็วรอบ 325 rpm พบว่าที่ความเร็วรอบ 360 รอบต่อนาที ได้ค่ากำลังเพลากับ 95.4 W ค่าความผิดพลาดในการทำนายเท่ากับ 4.18 % และจากกราฟความสัมพันธ์ระหว่างค่ากำลังเพลากับความเร็วรอบของเครื่องยนต์ พบว่าค่าความผิดพลาดของการทำนายค่ากำลังเพลามีค่าสูงขึ้นเมื่อความเร็วรอบของเครื่องยนต์สูงขึ้น โดยมีค่าความผิดพลาดอยู่ในช่วง 3.27–138.99% ที่ความเร็วรอบ

ของเครื่องยนต์ 325 rpm – 606 rpm ที่ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ ต่ำถึงปานกลาง พบว่าค่าความผิดพลาดในการทำนายค่ากำลังเพลลาของเครื่องยนต์เป็นค่าที่สามารถนำมาใช้ในการทำนายค่ากำลังเพลลาของเครื่องยนต์ได้ที่มีความเร็วรอบของเครื่องยนต์ไม่สูงมาก

การหาค่าที่เหมาะสมที่สุดของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงร่วมกับการหาจุดออกแบบที่เหมาะสมที่สุดด้วยวิธีเชิงพันธุกรรม พบว่าชุดค่าพารามิเตอร์ที่ได้จากกระบวนการหาค่าที่เหมาะสมที่สุดให้กำลังเพลลาสูงสุดเท่ากับ 109.78 W ที่รุ่นที่ 40 และค่าพารามิเตอร์เครื่องยนต์ที่เหมาะสมที่สุด โดยการหาค่าที่เหมาะสมที่สุดด้วยวิธีเชิงพันธุกรรม มีพารามิเตอร์การออกแบบค่าใหม่ดังนี้ความยาวของรีเจนเนอเรเตอร์เท่ากับ 0.0666 m ความยาวของส่วนให้ความร้อนเท่ากับ 0.0307 m ความกว้างของร่องส่วนให้ความร้อนเท่ากับ 0.0003 m ความกว้างของร่องส่วนระบายความร้อนเท่ากับ 0.0004 m ความลึกของร่องส่วนให้ความร้อนเท่ากับ 0.0034 m ความลึกของร่องส่วนระบายความร้อนเท่ากับ 0.0034 m โดยค่าพารามิเตอร์การออกแบบชุดใหม่ส่งผลทำให้ได้ค่าประสิทธิภาพสูงขึ้นจากค่าพารามิเตอร์เครื่องยนต์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่เป็นต้นฉบับเดิมจาก 11.88 % เพิ่มขึ้นเป็น 12.65 %

5.2 ข้อเสนอแนะ

ในการหาค่าพารามิเตอร์การออกแบบที่เหมาะสมของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ขนาดเล็กชนิดเบตานั้นไม่ได้มีเพียงการใช้ระเบียบวิธีเชิงพันธุกรรมเพียงอย่างเดียว อาจจะมีวิธีการหาค่าพารามิเตอร์การออกแบบที่เหมาะสมของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบอื่นที่อาจจะเหมาะสมกว่า

เอกสารอ้างอิง

- [1] K. Kraitong. Numerical modelling and design optimisation of Stirling engines for power production. PhD Thesis (2012). School of Computing, Engineering and Information Sciences, University of Northumbria at Newcastle.
- [2] A. Sripakagorn, C. Srikam. Design and performance of a moderate temperature difference Stirling engine. *Renewable Energy*, 36 (2011):1728-1733.
- [3] https://www.google.co.th/search?q=Stirling+Engine+beta+type&es_sm=93&tbm=isch&tbo=u&source=univ&sa=X&ei=ScR5U9LZNoWSuATb9ILABQ&ved=0CCoQsAQ#facrc=_&imgcr=TGwmQv4d3nJLQM%253A%3BfDoOMA29K45VOM%3Bhttp%253A%252F%252Fwww.ohio.edu%252Fmechanical%252Fstirling%252Fengines%252Fbeta.gif%3Bhttp%253A%252F%252Fwww.ohio.edu%252Fmechanical%252Fstirling%252Fengines%252Fbeta.html%3B372%3B174
- [4] <http://www.esan-htdr.com/teerapat/>.
I. Urieli, D.M. Berchowitz. Stirling cycle engine analysis, A. Hilger, 1984
- [5] A. Der Minassians. Stirling Engines for Low-temperature Solar-thermal-electric Power Generation. PhD Thesis (2007), University of California, Berkeley.
- [6] F.P. Incropera, D.P. DeWitt. Fundamentals of heat and mass transfer. John Wiley, 2007.
- [7] B. Thomas, D. Pittman. Update on the evaluation of different correlations for the flow friction factor and heat transfer of Stirling engine regenerators. Proceedings of the 35th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference and Exhibition, Las-Vegas, USA, 2000, pp. 76-84 vol.71.
- [8] I. Tlili, Y. Timoumi, S.B. Nasrallah. Analysis and design consideration of mean temperature differential Stirling engine for solar application. *Renewable Energy*, 33 (2008):1911-1921.
- [9] Y. Timoumi, I. Tlili, S. Ben Nasrallah. Design and performance optimization of GPU-3 Stirling engines. *Energy*, 33 (2008):1100-1114.
- [10] W.M. Kays, A.L. London. Compact Heat Exchangers. McGraw-Hill Book Company, 1964.

- [11] K.K. Makhkamov, D.B. Ingham. Analysis of the Working Process and Mechanical Losses in a Stirling Engine for a Solar Power Unit. *Journal of Solar Energy Engineering*, 121 (1999):121-127.
- [12] กฤษลิน ฅมยาบัตร. การศึกษากลไกการสูญเสียของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบผลต่างอุณหภูมิปานกลาง. *วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต(2553)*. จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย.
- [13] Hirata, K. and Iwamoto, S. Study on Design and Performance Prediction Methods for Miniaturized Stirling Engine. *Society of Automotive Engineers, Inc* (1998).
- [14] [Stirling_Cycle_color.png%3Bhttp%253A%252F%252Fen.wikipedia.org%252Fwiki%252Fstirling_cycle%3B220%3B215](http://stirling-cycle-color.png%3Bhttp%253A%252F%252Fen.wikipedia.org%252Fwiki%252Fstirling_cycle%3B220%3B215).
- [15] http://stirling-engine-may.blogspot.com/2012_02_01_archive.html.





โปรแกรมสำหรับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบส่งกำลังของ
เครื่องยนต์สเตอร์ลิง SEB-100
(Program codes for Mathematical modeling of the transmission
system of the SEB-100 Stirling engine)



ก. ขั้นตอนการเขียนโปรแกรมสำหรับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบส่งกำลังของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง SEB-100

```
function [y,dy]=cal_function_GA(t,y)
% calculalte brake work

global_file_MTD

define_y_parameter_MTD
[t,y,dy] = rk4('cal_function_MTD',25,t,dt,y);
y(Pp)=(y(Pc)-pA); %ตามหลักpower%
Ad=rd1^2*pi; %พื้นที่หน้าตัดdis%
Ap=rp1^2*pi; %พื้นที่หน้าตัดpower%
y(Fd)=(y(Pe)*Ad)-(y(Pc)*((Ad-((pi*Drod^2)/4))));
y(Fp)=(y(Pp)*Ap)/2;

theta1=theta+pi;
theta4=theta1-((120*pi)/180);

dtheta1=2*pi*f;

y(xid)=0.035+0.0185*cos(theta1);
y(xip)=0.035+0.0185*cos(theta4);
dy(xid)=-0.0185*sin(theta1)*dtheta1;
dy(xip)=-0.0185*sin(theta4)*dtheta1;

y(Pbr)=1/2*(pA+y(Pc));
y(Pes1)=1/2*(y(Pc)+y(Pbr));
y(Pes2)=1/2*(pA+y(Pbr));
if y(Pc)>=y(Pbr)
y(Frp1)=mufp*pi*Hringp*((y(Pc)+Pspr)*Dringp_i-0.9*y(Pes1)*Dp);
elseif y(Pc)<y(Pbr)
y(Frp1)=mufp*pi*Hringp*((y(Pbr)+Pspr)*Dringp_i-0.9*y(Pes1)*Dp);
end
if y(Pbr)>=pA
y(Frp2)=mufp*pi*Hringp*((y(Pbr)+Pspr)*Dringp_i-0.9*y(Pes2)*Dp);
elseif y(Pbr)<pA
y(Frp2)=mufp*pi*Hringp*((pA+Pspr)*Dringp_i-0.9*y(Pes2)*Dp);
end

y(Pes3)=1/2*(y(Pe)+y(Pc));

if y(Pe)>=y(Pc)
y(Frp3)=mufD*pi*HringD*((y(Pe)+Pspr)*DringD_i-0.9*y(Pes3)*DD);
elseif y(Pe)<y(Pc)
y(Frp3)=mufD*pi*HringD*((y(Pc)+Pspr)*DringD_i-0.9*y(Pes3)*DD);
end

ifdy(xip)>0
```

```

y(Frp)=- (y(Frp1)+y(Frp2));
elseifdy(xip)==0
y(Frp)= 0;
elseifdy(xip)<0
y(Frp)=(y(Frp1)+y(Frp2));
end
ifdy(xid)>0
y(FrD)=- (y(Frp3));
elseifdy(xid)==0
y(FrD)= 0;
elseifdy(xid)<0
y(FrD)=(y(Frp3));
end

y(Fsealp)=y(Frp);
y(FsealD)=y(FrD);

ayd=2*(-0.0185)*(dtheta1^2)*cos(theta1);
ayp=2*(-0.0185)*(dtheta1^2)*cos(theta4);

y(Fd1)=y(Fd)+(m1d*g)-y(FsealD)-(m1d*ayd);
y(Fcpd)=y(Fd1)+(m2d*g)-(m2d*ayd);
y(Fp1)=y(Fp)+(m1p*g)-y(Fsealp)-(m1p*ayp);
y(Fcpp)=y(Fp1)+(m2p*g)-(m2p*ayp);

ar=-0.0185*dtheta1^2;
ac=0;

y(Foxd)=m3d*ar*sin(theta1);
y(Foyd)=y(Fcpd)+(m3d*g)+m3d*ar*cos(theta1);
y(Foxp)=m3p*ar*sin(theta4);
y(Foyp)=y(Fcpp)+(m3p*g)+m3p*ar*cos(theta4);

y(Fay)=(((y(Foyp))*0.115)+((y(Foyp))*0.075)+((y(Foyd))*0.095)-
mfw*g*0.075)/0.170;
y(Fax)=(((y(Foxp))*0.115)+((y(Foxp))*0.075)+((y(Foxd))*0.095))/0.170;
y(Fa)=((y(Fay)^2)+(y(Fax)^2))^(1/2);

y(Fby)=y(Foyp)+y(Foyp)+y(Foyd)-y(Fay);
y(Fbx)=y(Foxp)+y(Foxp)+y(Foxd)-y(Fax);
y(Fb)=((y(Fby)^2)+(y(Fbx)^2))^(1/2);
y(td)=((y(Fcpd)+m3d*g)*0.0185*(sin(theta1))); %นิพจน์
y(tp)=((2*y(Fcpp)+m3p*g)*0.0185*(sin(theta4))); %นิพจน์power
y(tfa)=(MU*y(Fa)*(Dia/2)); %นิพจน์ที่1
y(tfb)=(MU*y(Fb)*(Dib/2)); %นิพจน์ที่2

%power
y(ptd)=dtheta1*y(td);
y(ptp)=dtheta1*y(tp);
y(ptfa)=dtheta1*y(tfa);
y(ptfb)=dtheta1*y(tfb);
end

```