การพัฒนาแบบจำลองคณิตศาสตร์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงทำงานที่ความแตกต่างอุณหภูมิต่ำด้วยการพิจารณาลักษณะการไหลแบบกลับไปกลับมาในรีเจนเนอร์เรเตอร์ชนิดแถบโลหะบาง

Development of mathematical model of a Low temperature difference Stirling engine with considering oscillating flow in the foil-type regenerator

นายธนาตย์ ลือโสภา รหัสนิสิต 58362384

นายศิวกร คงคำเปา รหัสนิสิต 58362803

นายอัคนีรุทธ์ ผาลัย รหัสนิสิต 58362964

ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต

สาขาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยนเรศวร

ปีการศึกษา 2561

ใบรับรองปริญญานิพนธ์

ชื่อหัวข้อโครงงาน การพัฒนาแบบจำลองคณิตศาสตร์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงทำงานที่ความแตกต่างอุณหภูมิต่ำด้วยการพิจารณาลักษณะการไหลแบบกลับไปกลับมาในรีเจนเนอร์เรเตอร์ชนิดแถบโลหะบาง

ผู้ดำเนินโครงงาน
นายธนาตย์ ลือโสภา รหัสนิสิต 58362384
นายศิวกร คงคำเปา รหัสนิสิต 58362803
นายอัคนีรุทธ์ ผาลัย รหัสนิสิต 58362964

ที่ปรึกษาโครงงาน ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. ขวัญชัย ไกรทอง

สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล

ภาควิชา วิศวกรรมเครื่องกล

ปีการศึกษา 2561

คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยนเรศวร อนุมัติให้ปริญญานิพนธ์ฉบับนี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล

.....ที่ปรึกษาโครงงาน
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. ขวัญชัย ไกรทอง)

.....กรรมการ
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. อนันต์ชัย อยู่แก้ว)

.....กรรมการ
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. นินนาท ราชประดิษฐ์)

ชื่อหัวข้อโครงงาน การพัฒนาแบบจำลองคณิตศาสตร์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงทำงานที่ความแตกต่างอุณหภูมิต่ำด้วยการพิจารณาลักษณะการไหลแบบกลับไปกลับมาในรีเจนเนอร์เรเตอร์ชนิดแถบโลหะบาง

ผู้ดำเนินโครงงาน นายธนาตย์ ลือโสภา รหัสนิสิต 58362384
นายศิวกร คงคำเปา รหัสนิสิต 58362803
นายอัคนีรุทธ์ ผาลัย รหัสนิสิต 58362964

ที่ปรึกษาโครงงาน ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. ขวัญชัย ไกรทอง

สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล

ภาควิชา วิศวกรรมเครื่องกล

ปีการศึกษา 2561

บทคัดย่อ

วัตถุประสงค์ของงานวิจัยนี้คือ การพัฒนาแบบจำลองคณิตศาสตร์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบ Quasi steady flow model ขึ้นมาใหม่โดยการพิจารณาลักษณะการไหลแบบกลับไปกลับมาในรีเจนเนอร์เรเตอร์ชนิดแถบโลหะบางที่ทำจากโลหะสแตนเลส ในช่วงความเร็วรอบ 2-10 Hz และใช้สารทำงานเป็นอากาศที่ความดัน 1 bar ภายใต้สภาวะการทำงานที่อุณหภูมิของรีเจนเนอร์เรเตอร์มีค่าเท่ากับ 60-80 °C เพื่อใช้ในการสร้างสมการความสัมพันธ์ของค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานภายใต้การไหลแบบกลับไปกลับมาและคำนวณค่าความดันลดที่เกิดขึ้นในรีเจนเนอร์เรเตอร์ด้วยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ ที่พิจารณาผลการเปลี่ยนแปลงความดันแบบเป็นคาบในรีเจนเนอร์เรเตอร์

จากผลการทดสอบสามารถสร้างชุดสมการความสัมพันธ์ของค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานภายใต้การไหลแบบกลับไปกลับมาในรีเจนเนอร์เรเตอร์และค่าตัวแปร Breathing จากนั้นเมื่อนำไปประยุกต์ใช้กับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่คำนึงถึงผลของการไหลแบบกลับไปกลับมาในรีเจนเนอร์เรเตอร์ที่พัฒนาขึ้น พบว่ามีความผิดพลาดในการทำนายความดันลด ซึ่งส่งผลต่อการทำนายกำลังเพลาของเครื่องยนต์ที่ต่ำกว่าผลทดสอบเมื่อเปรียบเทียบกับผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงทำงานที่ความแตกต่างอุณหภูมิต่ำ ซึ่งอาจมาจากการทำนายสภาวะการทำงานของเครื่องยนต์นอกช่วงของค่าเรโนล์นัมเบอร์ในสมการความสัมพันธ์ที่พัฒนาขึ้น

Project title Development of mathematical model of a Low temperature difference Stirling engine with considering oscillating flow in the foil-type regenerator

Name Mr. Thanat Luesopa ID : 58362384
Mr. Siwakorn Khongkhampao ID : 58362803
Mr. Aukkaneerut Phalai ID : 58362964

Project advisor Asst. Prof. Kwanchai Kraitong

Major Mechanical Engineering

Department Mechanical Engineering

Academic year 2018

Abstract

The objective of this study is development of quasi steady flow mathematical model with the consideration of oscillating flow under pulsating pressure condition in regenerator foil-type. The matrix made from stainless steel foil regenerators were tested at the engine speed of 2-10 Hz. Air as working fluid under the operating pressure of 1 bar was performed at the fluid temperature of the regenerator between 60-80 C° in order to develop a set of the correlation equations of friction coefficient under oscillating flow of the regenerator

From the experimental results, a set of the correlation equations of friction coefficient under oscillating flow of the regenerator and the correlation equation of Breathing factor were developed and applied to the developed mathematical model considering the oscillating flow in the regenerator of a low temperature difference Stirling engine. It was found that an error of the predicted pressure drop in the regenerator. It caused the lower predicted shaft power when compared to the experimental shaft power of a LTD Stirling engine. It was because of the simulation applied to the engine operating condition being out of Reynolds number range of the developed friction coefficient correlation equations.

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้ประสบความสำเร็จลุล่วงได้ด้วยความกรุณาอย่างยิ่งจากผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. ขวัญชัย ไกรทอง ซึ่งเป็นประธานที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ดร.สุเมธ เหมะวัฒนะชัย และนายณัฐกุล เจียมศักดิ์ ที่ให้คำปรึกษาการทำวิทยานิพนธ์มาตลอด จนวิทยานิพนธ์ฉบับนี้เสร็จสมบูรณ์ ผู้วิจัยขอกราบพระคุณเป็นอย่างยิ่ง

ขอขอบพระคุณเจ้าหน้าที่ห้องปฏิบัติการในภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยนเรศวรทุกท่าน ที่ให้ความอนุเคราะห์ด้านเครื่องมือ และอำนวยความสะดวกในการใช้ห้องปฏิบัติการตลอดการวิจัยอย่างดี

สุดท้ายนี้ขอกราบขอบพระคุณบิดา มารดา ที่ให้คำปรึกษาในเรื่องต่างๆ ให้การสนับสนุนในทุกๆ ด้าน รวมทั้งเป็นกำลังใจที่ดีเสมอมา จนทำให้วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลุล่วง

คุณค่าและคุณประโยชน์จากวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ ผู้วิจัยขอมอบ และอุทิศแด่ผู้มีพระคุณทุกท่าน

ผู้ดำเนินโครงการ

นายธนาตย์ ลือโสภา

นายศิวกร คงคำเปา

นายอัคนีรุทย์ ผาลัย

สารบัญ

ชื่อเรื่อง **หน้า**

บทคัดย่อ.....ข

Abstract.....ค

กิตติกรรมประกาศ.....ง

สารบัญ.....จ

สารบัญตาราง.....ช

สารบัญภาพ.....ซ

อักษรย่อ.....ฌ

บทที่ 1 บทนำ.....1

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของโครงงาน.....1

1.2 ความมุ่งหมายการวิจัย.....4

1.3 ขอบเขตของการวิจัย.....4

1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....5

1.5 แผนการดำเนินงาน.....5

1.6 งบประมาณ.....6

บทที่ 2 ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....7

2.1 วัฏจักรทางเทอร์โมไดนามิกส์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง.....7

2.2 การหาค่าสัมประสิทธิ์การไหลในรีเจนเนอร์เรเตอร์.....9

2.2.1 การไหลในรีเจนเนอเรเตอร์และการไหลแบบกลับไปกลับมา.....9

2.2.2 สมการความสัมพันธ์ของค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการไหลแบบกลับไปกลับมาในรีเจนเนอเรเตอร์.....11

2.3 แบบจำลองทางกายภาพ.....15

สารบัญ (ต่อ)

ชื่อเรื่อง **หน้า**

บทที่ 3 วิธีดำเนินงานวิจัย.....18

3.1 การทดลองหาสมการความสัมพันธ์ของค่าความสัมพันธ์สัมประสิทธิ์ความเสียดทานภายใต้การไหลแบบกลับไปกลับมา.....18

3.1.1 การพัฒนาชุดทดสอบการไหลในรีเจนเนอร์เรเตอร์.....18

3.1.2 วิธีการทดลอง.....24

3.2 แบบจำลองคณิตศาสตร์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่คำนึงถึงการไหลแบบกลับไปกลับมา.....28

บทที่ 4 ผลการวิจัย.....46

4.1 ผลการทดลองจากชุดทดสอบการไหลในรีเจนเนอร์เรเตอร์.....46

4.1.1 การเคลื่อนเฟสของตัวแปรการทำงานของสารทำงาน.....46

4.2.2 สมการความสัมพันธ์ของสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการไหลแบบกลับไปกลับมาเฉลี่ย.....49

4.2.3 สมการความสัมพันธ์ของ Breathing factor.....49

4.2 สมการความสัมพันธ์สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการไหล และตัวแปร Breathing factor.....48

4.3 การประยุกต์ใช้สมการความสัมพันธ์ที่ได้จากการทดลองร่วมกับแบบจำลอง คณิตศาสตร์แบบ Quasi steady flow.....51

บทที่ 5 บทสรุป.....51

5.1 สรุปผลการวิจัย.....51

5.1.1 ชุดสมการความสัมพันธ์.....51

5.1.2 การประยุกต์ใช้สมการความสัมพันธ์ที่ได้จากการทดลองร่วมกับแบบจำลองคณิตศาสตร์แบบ Quasi steady flow.....52

5.2 ข้อเสนอแนะ.....52

เอกสารอ้างอิง.....53

ภาคผนวก.....55

สารบัญตาราง

ตารางที่ **หน้า**

1.1 การใช้พลังงานในปี 2560.....1

1.2 ระยะเวลาทำการวิจัยและแผนการดำเนินงานตลอดโครงการวิจัย.....5

2.1 ข้อมูลของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง LTD สำหรับการวิเคราะห์เชิงตัวเลขของ Kongtragool และ Wongwises.....17

4.1 แสดงการเปรียบเทียบผลการทำนายค่ากำลังบ่งชี้ของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์.....51

มหาวิทยาลัยนเรศวร

สารบัญภาพ

รูปที่ **หน้า**

1.1 องค์ประกอบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง....2

1.2 ลักษณะการเรียงตัวของลูกสูบทั้ง 3 ประเภท....2

2.1 หลักการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง....8

2.2 แผนภาพ P-V diagram และ T-s diagram ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง....8

2.3 แผนภาพ P-V เปรียบเทียบระหว่างวัฏจักรทางอุดมคติและวัฏจักรการทำงานจริง....9

2.4 รูปร่างความเร็วเมื่อ (a) ความดันคงที่ และ (b) ความดันเปลี่ยนแปลงแบบเป็นคาบ....9

2.5 รูปร่างความเร็วของอากาศภายใต้การไหลแบบกลับไปกลับมาที่แต่ละวาเลนซีนัมเบอร์....11

2.6 เปรียบเทียบข้อมูลการวัดของอัตราการไหล และความดันที่ด้าน Warm end และ Cold end ของรีเจนเนอเรเตอร์ (a) ความเร็วรอบ 4.6 Hz (b) ความเร็วรอบ 60 Hz....13

2.7 แผนภาพลักษณะทางกายภายของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง LTD....16

2.8 แผนภาพลักษณะทางกายภายของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง LTD แบบลูกสูบคู่ ของ Kongtragool and Wongwises....16

3.1 ชุดทดสอบการไหลในรีเจนเนอร์เรเตอร์....18

3.2 ส่วนแลกเปลี่ยนความร้อน....19

3.3 เพลาขับเคลื่อน....19

3.4 รีเจนเนอเรเตอร์....20

3.5 ระบบขับเคลื่อน....20

3.6 ชุดระบายไอเสียร้อน....21

3.7 เครื่องทำน้ำเย็น....21

สารบัญภาพ (ต่อ)

รูปที่ **หน้า**

3.8 ชุดควบคุมอุณหภูมิ.....22

3.9 ตำแหน่งการติดตั้งหัววัด.....22

3.10 หัววัดความดัน (Pressure sensor).....23

3.11 หัววัดอุณหภูมิ (Thermocouple).....23

3.12 เครื่องมือวัดอัตราการไหล.....23

3.13 ชุดอุปกรณ์เก็บข้อมูลสำหรับการทดลอง.....24

3.14 ทิศทางการไหลของสารที่ทำงานในแบบจำลองคณิตศาสตร์ของ Kraitong.....28

3.15 Free body diagram ของกลไกการส่งกำลังของเครื่องยนต์ลูกสูบ.....38

3.16 แผนผังแสดงผังขั้นตอนของโปรแกรมในการทำนายสมรรถนะของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง.....45

4.1 แสดงกราฟข้อมูลการเปลี่ยนแปลงความดันของสารทำงานที่ด้านรับความร้อนและ
ทางด้านระบายความร้อนของรีเจนเนอเรเตอร์ ใช้แถบโลหะบาง ที่ความเร็ว 5 Hz.....47

4.2 กราฟแสดงความสัมพันธ์ของสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการไหลที่ทางด้านรับความร้อนและ
ตัวแปร Breathing factor เมื่อเทียบกับค่าเรโนลนัมเบอร์.....50

ก1 แสดงกราฟข้อมูลการเปลี่ยนแปลงความดันของสารทำงานที่ด้านรับความร้อนและทางด้าน
ระบายความร้อนของรีเจนเนอเรเตอร์ ใช้แถบโลหะบาง ที่ความเร็ว 2 Hz.....56

ก2 แสดงกราฟข้อมูลการเปลี่ยนแปลงความดันของสารทำงานที่ด้านรับความร้อนและทางด้าน
ระบายความร้อนของรีเจนเนอเรเตอร์ ใช้แถบโลหะบาง ที่ความเร็ว 3 Hz.....56

ก3 แสดงกราฟข้อมูลการเปลี่ยนแปลงความดันของสารทำงานที่ด้านรับความร้อนและทางด้าน
ระบายความร้อนของรีเจนเนอเรเตอร์ ใช้แถบโลหะบาง ที่ความเร็ว 4 Hz.....57

ก4 แสดงกราฟข้อมูลการเปลี่ยนแปลงความดันของสารทำงานที่ด้านรับความร้อนและทางด้านระบายความร้อนของรีเจนเนอเรเตอร์ ใช้แถบโลหะบาง ที่ความเร็ว 5 Hz.....57

ก5 แสดงกราฟข้อมูลการเปลี่ยนแปลงความดันของสารทำงานที่ด้านรับความร้อนและทางด้านระบายความร้อนของรีเจนเนอเรเตอร์ ใช้แถบโลหะบาง ที่ความเร็ว 6 Hz.....58

ก6 แสดงกราฟข้อมูลการเปลี่ยนแปลงความดันของสารทำงานที่ด้านรับความร้อนและทางด้านระบายความร้อนของรีเจนเนอเรเตอร์ ใช้แถบโลหะบาง ที่ความเร็ว 7 Hz.....58

ก7 แสดงกราฟข้อมูลการเปลี่ยนแปลงความดันของสารทำงานที่ด้านรับความร้อนและทางด้านระบายความร้อนของรีเจนเนอเรเตอร์ ใช้แถบโลหะบาง ที่ความเร็ว 8 Hz.....59

ก8 แสดงกราฟข้อมูลการเปลี่ยนแปลงความดันของสารทำงานที่ด้านรับความร้อนและทางด้านระบายความร้อนของรีเจนเนอเรเตอร์ ใช้แถบโลหะบาง ที่ความเร็ว 9 Hz.....59

ก9 แสดงกราฟข้อมูลการเปลี่ยนแปลงความดันของสารทำงานที่ด้านรับความร้อนและทางด้านระบายความร้อนของรีเจนเนอเรเตอร์ ใช้แถบโลหะบาง ที่ความเร็ว 10 Hz.....60

อักษรย่อ

A_g = wetted area (m^2)

B = Breathing factor

C_p = heat capacity at constant pressure (J/KgK)

C_v = heat capacity at constant volume (J/kgK)

D = hydraulic diameter (m)

dQ = Derivative of heat transfer

f = frequency (Hz)

f_{osc} = oscillating friction factor

f_{oscm} = mean oscillating friction factor

h = convective heat transfer coefficient (W/m^2 K)

L_r = Length of regenerator (m)

M = mass (kg)

W_c = compression work (J)

W_e = expansion work (J)

W_i = cyclicsion work (J)

$X_{\Delta p}$ = amplitude of pressure drops (Pa)

$X\dot{m}$ = amplitude of mean flow rate (kg/s)

$X\dot{m}_1$ = amplitude of mass flow rate at hot end (kg/s)

$X\dot{m}_2$ = amplitude of mass flow rate at cold end (kg/s)

$\dot{m}_o$ = outlet mass flow rate (kg/s)

P_i = indicated power (W)

Re = Reynold number

Re_1 = Reynold number at hot end

t = time (s)

T = gas temperature (K)

T_i = inlet gas temperature (K)

T_o = outlet gas temperature (K)

u = gas velocity (m/s)

Va = Valensi number

V_c = compression space volume (m^3)

V_e = expansion space volume (m^3)

X_{um} = amplitude of mean velocity (m/s)

X_{u1} = amplitude of velocity hot end (m/s)

Greek symbols

ε = expansion parameter

μ = gas viscosity (Pa.s)

ρ = gas density (Kg/m3)

$\phi_{\dot{m}}$ = phase angle of mass flow rate (°)

ω = angular velocity (rad/s)

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของโครงงาน

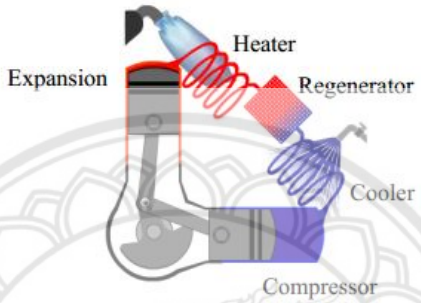
ในปัจจุบันปฏิเสธไม่ได้เลยว่าพลังงานมีความสำคัญกับชีวิตประจำวันเป็นอย่างยิ่ง ทั้งในด้านอุตสาหกรรมและการขนส่ง ซึ่งทั้งสองด้านนี้มีแนวโน้มที่ใช้พลังงานสูงสุดเมื่อเทียบกับด้านอื่นๆ ด้วยจำนวนประชากรที่เพิ่มมากขึ้นเรื่อยๆ ทำให้การใช้พลังงานมากขึ้นไปด้วย ดังแสดงค่าการใช้พลังงานของประเทศไทยในปี 2560 ดังแสดงในตารางที่ 1 [1]

ตารางที่ 1.1 การใช้พลังงานในปี 2560 [1]

การใช้พลังงานขั้นต้น	ปริมาณ (พันบาร์เรลน้ำมันดิบต่อวัน)
น้ำมัน	816
ก๊าซธรรมชาติ	894
ถ่านหิน/ลิกไนต์	360
พลังน้ำ/ไฟฟ้านำเข้า	50
รวม	2,120

พลังงานหลักที่ใช้ในกิจกรรมเหล่านี้ล้วนมาจากน้ำมันและแก๊สธรรมชาติเป็นส่วนใหญ่ ซึ่งน้ำมันและแก๊สธรรมชาติถือว่าเป็นทรัพยากรที่จำกัดและมีแต่จะหมดไป จึงต้องมีการหาพลังงานทดแทนต่างๆ ได้แก่ พลังงานแสงอาทิตย์ พลังงานลม พลังงานน้ำ พลังงานชีวมวล พลังงานชีวภาพ พลังงานความร้อนใต้พิภพหรือแม้แต่ขยะมูลฝอย ซึ่งเป็นพลังงานทดแทนที่ถูกพิจารณาว่าสามารถนำมาใช้แทนเชื้อเพลิงได้ ปัจจุบันเทคโนโลยีเกี่ยวกับพลังงานทดแทนนี้ได้รับการพัฒนาไปอย่างมาก เครื่องยนต์สเตอร์ลิง (Stirling engine) คือเครื่องจักรชนิดหนึ่งที่ประยุกต์ใช้กับพลังงานพลังงานทดแทนได้หลากหลายชนิด ซึ่งในปัจจุบันมีนักวิจัยให้ความสนใจในการพัฒนาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเป็นอย่างมาก เพราะเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเป็นเครื่องยนต์ที่สามารถเปลี่ยนแปลงพลังงานความร้อนให้อยู่

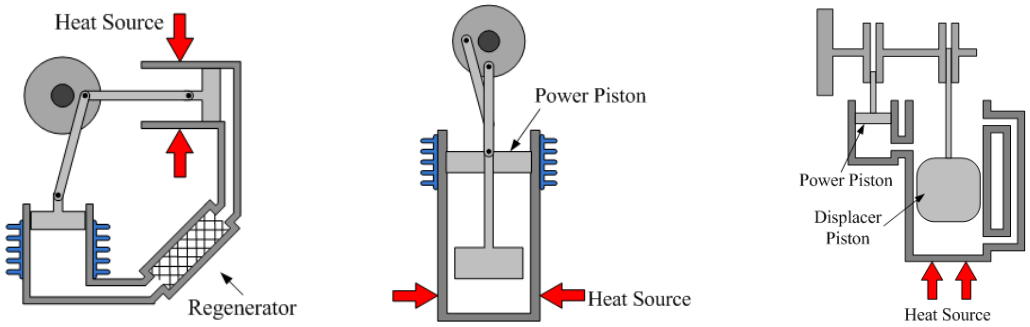
ในรูปพลังงานกลหรือพลังงานไฟฟ้าได้ โดยลักษณะการทำงานเมื่อให้ความร้อนในกระบอกสูบจะทำให้อากาศในกระบอกสูบเกิดการขยายตัว และอากาศในกระบอกสูบจะเกิดการหดตัวเมื่อได้รับความเย็น ซึ่งกระบวนการนี้สามารถสร้างแรงดันลูกสูบให้ลูกสูบเคลื่อนที่สลับไปมาภายในกระบอกสูบเกิดเป็นวัฏจักรอย่างต่อเนื่อง โดยมีส่วนประกอบหลักอยู่ 5 ส่วน คือ ส่วนขยาย (Expansion space) ส่วนอัด (Compression space) ส่วนให้ความร้อน (Heater) ส่วนระบายความร้อน (Cooler) รีเจนเนอเรเตอร์ (Regenerator) โดยลักษณะเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแสดงดังรูปที่ 1.1



รูปที่ 1.1 องค์ประกอบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง [2]

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงสามารถจำแนกได้ด้วยช่วงอุณหภูมิทำงาน โดยแบ่งเป็นช่วงอุณหภูมิแตกต่างสูง (High temperature difference) คือในช่วงระหว่างอุณหภูมิ 400-800 °C ช่วงอุณหภูมิแตกต่างปานกลาง (Medium temperature difference) คือในช่วงระหว่างอุณหภูมิ 150-400 °C และช่วงอุณหภูมิแตกต่างต่ำ (Low temperature difference) คือในช่วงระหว่างอุณหภูมิ 80-150 °C ดังนั้นจึงสามารถนำไปใช้งานร่วมกับแหล่งพลังงานความร้อนในอุณหภูมิต่างๆ ได้อย่างครอบคลุม

นอกจากนี้ยังสามารถแบ่งเครื่องยนต์สเตอร์ลิงตามลักษณะทางกายภาพได้เป็น 3 ชนิด คือ แบบแอลฟา (Alpha) แบบบีตา (Beta) และแบบแกมมา (Gamma) ซึ่งแต่ละประเภทแสดงดังรูปที่ 1.2



Alpha type Beta type Gamma type

รูปที่ 1.2 ลักษณะการเรียงตัวของลูกสูบทั้ง 3 ประเภท [3]

แนวทางในการพัฒนาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงในปัจจุบัน สามารถใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ (Mathematical model) ในการทำนายค่าสมรรถนะของเครื่องยนต์ เนื่องจากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เป็นเครื่องมือที่มีความแม่นยำในการทำนายค่าสมรรถนะของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง โดยใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ในการหาค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อน ค่าความ สูญเสีย (Losses) ที่เกิดขึ้นในชุดแลกเปลี่ยนความร้อน และค่าความดันลดในส่วนแลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องยนต์ แล้วนำค่าเหล่านี้มาเปรียบเทียบเพื่อหาค่าความเหมาะสม (Optimisation method) ที่จะใช้พัฒนาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงให้มีประสิทธิภาพในการทำงานมากขึ้น [2]

แบบจำลองคณิตศาสตร์ที่นิยมใช้ในการทำนายค่าสมรรถนะของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงส่วนมากเป็นแบบจำลองลำดับที่สอง (Second order Stirling engine model) เพราะเป็นแบบจำลองที่มีความซับซ้อนไม่มาก ส่งผลให้ใช้เวลาในการคำนวณน้อยแต่ให้ความแม่นยำในระดับที่ยอมรับได้ โดยแบบจำลองนี้จะแบ่งลักษณะการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงในส่วนต่างๆ ด้วยสมการการอนุรักษ์มวลและสมการการอนุรักษ์พลังงาน ในส่วนการแลกเปลี่ยนความร้อนทั้ง 3 ส่วนของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง มีการใช้สมการความสัมพันธ์ของค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานการไหลจากการทดลองเพื่อคำนวณหาค่าการถ่ายเทความร้อน และความดันตกคร่อม (Pressure drop) ซึ่งพารามิเตอร์เหล่านี้มีผลกระทบอย่างมากต่อประสิทธิภาพของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง โดยเฉพาะส่วนรีเจนเนอเรเตอร์จะมีความซับซ้อนเป็นอย่างมาก การแลกเปลี่ยนความร้อนในรีเจนเนอเรเตอร์เกิดขึ้นเมื่อมีสารทำงานไหลผ่านวัสดุพรุน (Porous media) ในรีเจนเนอเรเตอร์ ทำให้เกิดความต้านทานการไหล ส่งผลให้ความดันลดลง คิดเป็น 90 % ของการสูญเสียจากความต้านทานการไหล [5] ทั้งหมดของเครื่องยนต์ ดังนั้นเพื่อให้ได้ค่าใกล้เคียงกับการทำงานจริงของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง การใช้สมการความสัมพันธ์ของค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานการไหลในการหาความดันตกคร่อมในรีเจนเนอเรเตอร์ จึงมีความสำคัญอย่างมาก

มีการสร้างสมการความสัมพันธ์ของค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานการไหลจากการทดสอบหลายสมการและถูกนำเสนอเพื่อใช้ทำนายค่าความดันตกคร่อมในรีเจนเนอเรเตอร์ [6] นักวิจัยหลายท่านนำสมการเหล่านี้มาใช้ในแบบจำลองคณิตศาสตร์ของเครื่องยนต์สเตอร์ ซึ่งในการพัฒนาเพื่อให้ได้สมการที่สามารถทำนายค่าสมรรถนะได้ใกล้เคียงกับการทำงานจริงของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงมากขึ้น Khiaonoi and Kraitong [8] ได้นำสมการความสัมพันธ์ของค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานการไหลจากการทดลองภายใต้การไหลแบบกลับไปกลับมา โดยคำนึงถึงผลการเปลี่ยนแปลงความดันแบบเป็นคาบในรีเจนเนอร์เรเตอร์ที่มีลักษณะการทำงานคล้ายกับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงของไครโอคูเลอร์ (Cryocooler) แต่มีอุณหภูมิการทำงานที่อุณหภูมิห้องที่นำเสนอโดย Choi et al. [9] และใช้ค่า Breathing factor ซึ่งเป็นค่าที่แสดงคุณลักษณะของการไหลแบบกลับไปกลับมาในสมการอนุรักษ์มวลของรีเจนเนอร์เตอร์ ในแนวคิดของ Nam and Joeng [10-12] มาประยุกต์ใช้ร่วมกับแบบจำลอง

คณิตศาสตร์แบบลำดับที่สองที่พัฒนาขึ้นโดย Kraitong [2] พบว่าสามารถใช้ทำนายค่าสมรรถนะของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงได้ใกล้เคียงมากขึ้นกว่าเดิม อย่างไรก็ตามสมการความสัมพันธ์ภายใต้การไหลแบบกลับไปกลับมา โดยคำนึงถึงผลการเปลี่ยนแปลงความดันแบบเป็นคาบในรีเจนเนอเรเตอร์ที่นำมาใช้ใน Khiaonoi and Kraitong [8] ถูกทดสอบที่อุณหภูมิห้อง ซึ่งในส่วนรีเจนเนอร์เรเตอร์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงอุณหภูมิการทำงานจริงจะสูงกว่าอุณหภูมิห้อง รวมถึงงานวิจัยเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่ทำงานในช่วงอุณหภูมิ 150-400 °C ซึ่งเป็นอุณหภูมิแตกต่างปานกลางใช้ในการทำนายพฤติกรรมการไหลแบบกลับไปกลับมาและคำนวณค่าความดันลดที่เกิดขึ้นในรีเจนเนอเรเตอร์ด้วยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ (Quasi steady flow model) ซึ่งมีความแม่นยำในการทำนายค่ากำลังบ่งชี้ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเพิ่มขึ้น 9.21 % เมื่อเปรียบเทียบผลการทำนายที่ได้จากแบบจำลองที่เสนอโดย ณัฐกุล เจียมศักดิ์ และคณะ [13]

จากที่กล่าวมาข้างต้น ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงมีความสนใจที่จะทำการทดสอบการไหลแบบกลับไปกลับมาในรีเจนเนอเรเตอร์ในช่วงการทำงานของเครื่องนี้ที่อุณหภูมิแตกต่างต่ำซึ่งอยู่ในช่วงระหว่างอุณหภูมิ 80-150 °C เพื่อนำค่าที่ได้จากการทดสอบไปใช้ในการสร้างชุดข้อมูลสำหรับสร้างสมการความสัมพันธ์ของสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการไหลแบบกลับไปกลับมาและสมการความสัมพันธ์ของค่าตัวแปร Breathing factor และนำสมการความสัมพันธ์เหล่านี้มาจำลองการทำงานจริงของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงด้วยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์แบบ Quasi steady flow model ของเครื่องยนต์ทำงานที่อุณหภูมิแตกต่างต่ำ ซึ่งจะพัฒนาจากงานของ Kraitong [2] โดยแบบจำลองนี้จะคำนึงถึงผลการเปลี่ยนแปลงความดันและคาบเวลาในรีเจนเนอเตอร์ เพื่อให้สามารถทำนายค่าสมรรถนะของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงได้ใกล้เคียงการทำงานจริงมากขึ้น

1.2 ความมุ่งหมายการวิจัย

สร้างสมการความสัมพันธ์ของค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานภายใต้การไหลแบบกลับไปกลับมา โดยคำนึงถึงผลการเปลี่ยนแปลงความดันแบบเป็นคาบในรีเจนเนอเรเตอร์ชนิดแถบโลหะบางของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ที่อุณหภูมิแตกต่างของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงอยู่ในช่วงอุณหภูมิ 80-150 oC ซึ่งเป็นความแตกต่างอุณหภูมิต่ำ เพื่อใช้ในการทำนายพฤติกรรมการไหลแบบกลับไปกลับมาและคำนวณค่าความดันลดที่เกิดขึ้นในรีเจนเนอเรเตอร์ด้วยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ (Quasi steady flow model) ที่ คำนึงถึงผลการเปลี่ยนแปลงความดันและคาบเวลาในรีเจนเนอร์เรเตอร์ที่พัฒนาขึ้น

1.3 ขอบเขตของการวิจัย

1.3.1 พัฒนาแบบจำลองคณิตศาสตร์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบ Quasi steady flow model ด้วยการพิจารณาลักษณะการไหลแบบกลับไปกลับมาในรีเจนเนอร์เรเตอร์ชนิดแถบโลหะบาง และพิจารณาผลการเปลี่ยนแปลงความดันแบบเป็นคาบ โดยใช้ร่วมกับสมการความสัมพันธ์ของค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานภายใต้การไหลแบบกลับไปกลับมาของแถบโลหะบางที่ได้จากการทดสอบที่สภาวะการทำงานของสารทำงานเป็นอากาศที่ความดัน 1 bar ทำงานที่ช่วงความแตกต่างอุณหภูมิต่ำ (Low temperature difference)

1.3.2 เปรียบเทียบการทำนายสมรรถนะแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่ได้พัฒนาขึ้นกับผลการทดสอบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่ทำงานในช่วงความแตกต่างของอุณหภูมิต่ำจากงานวิจัยที่ผ่านมา

1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

ได้สมการที่มีผลกระทบต่อประสิทธิภาพการทำงานการไหลกลับไปกลับมาและแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่สามารถทำนายสมรรถณะของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่ทำงานในช่วงความแตกต่างอุณหภูมิต่ำ

1.5 แผนการดำเนินงาน

ตารางที่ 1.2 ระยะเวลาทำการวิจัยและแผนการดำเนินงานตลอดโครงการวิจัย

กิจกรรม	2561					2562					
	ส.ค.	ก.ย.	ต.ค.	พ.ย.	ธ.ค.	ม.ค.	ก.พ.	มี.ค.	เม.ย.	พ.ค.	มิ.ย.
1. ศึกษาข้อมูลเกี่ยวกับงานวิจัย											
2. ปรับปรุงแก้ไขเครื่องยนต์สเตอร์ลิงและชุดทดสอบรีเจนเนอร์เรเตอร์											
3. ทำการทดลองรีเจนเนอเรเตอร์ภายใต้การไหลแบบกลับไปกลับมา โดย											

คำนึงถึงผลการเปลี่ยนแปลงความดันแบบเป็นคาบ											
4. สร้างสมการความสัมพันธ์ของค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียบทาน											
5. พัฒนาแบบจำลองคณิตศาสตร์ และทดสอบแบบจำลองโดยใช้สมการที่สร้างขึ้น											
6. เปรียบเทียบผลกับงานวิจัยที่ผ่านมา											
7. สรุปผลการวิจัย											
8. จัดทำรูปเล่มปริญญานิพนธ์											

1.6 งบประมาณ

1.6.1 งบประมาณที่ใช้ในโครงการได้รับการสนับสนุนจากโครงการวิจัย การจำลองเชิงตัวเลขสำหรับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงด้วยการวิเคราะห์ลักษณะการไหลแบบกลับไปกลับมาในรีเจนเนอร์เรเตอร์ ทุนวิจัย มหาวิทยาลัยนเรศวร งบประมาณเงินรายได้ปี 2561

บทที่ 2

ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

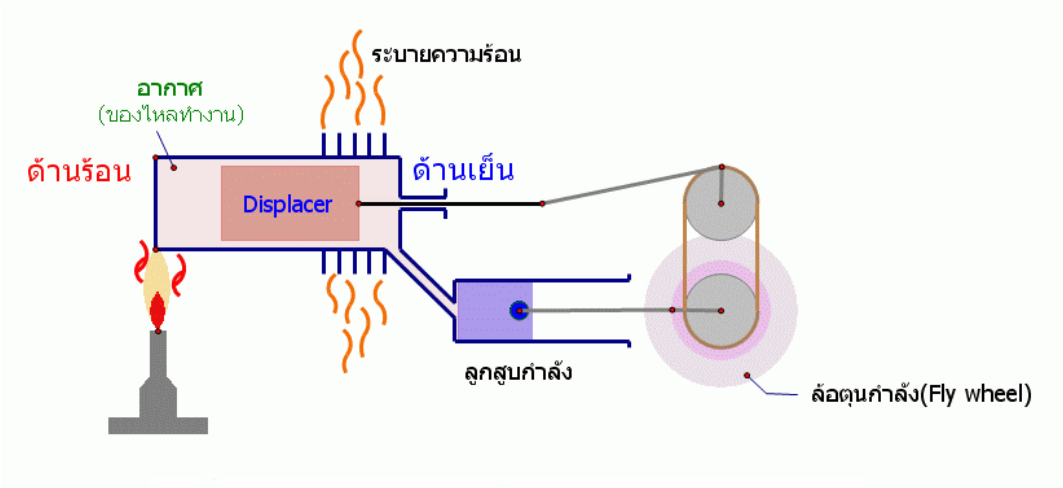
บทนี้แสดงถึงทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับวัฏจักรทางเทอร์โมไดนามิกส์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ลำดับที่สอง (Quasi steady flow model) ที่คำนึงถึงการไหลแบบกลับไปกลับมา และการหาค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานของการไหลในรีเจนเนอเรเตอร์

2.1 วัฏจักรทางเทอร์โมไดนามิกส์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

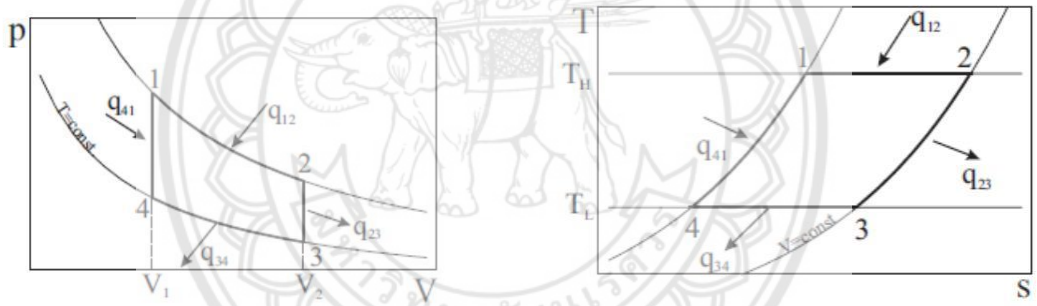
วัฏจักรสเตอร์ลิงในอุดมคตินั้น จะมีกระบวนการที่เกิดขึ้นภายในวัฏจักรทั้งหมดสี่กระบวนการทางเทอร์โมไดนามิกส์ โดยแต่ละกระบวนการจะหมุนวนเป็นวัฏจักรไปเรื่อยๆ ลักษณะการทำงานจะเป็นดังรูปที่ 2.1 สารทำงานในแต่ละกระบวนการก็จะมีคุณสมบัติที่แตกต่างกันไปดังในแผนภาพ P-V diagram และ T-s diagram ในรูปที่ 2.2 ซึ่งในวัฏจักรประกอบด้วย กระบวนการอัดตัวแบบอุณหภูมิคงที่ (Isothermal Compression)

ให้ความร้อนกับระบบฝั่งร้อนซึ่งทำให้สารทำงานภายในระบบมีความดันเพิ่มขึ้น ดันลูกสูบไล่เคลื่อนที่มาทางฝั่งเย็น ในขณะที่ลูกสูบกำลังยังคงหยุดนิ่ง จากนั้นจะเป็นกระบวนการให้ความร้อนที่ปริมาตรคงที่ (Constant Volume Heating) เมื่อได้รับความร้อน อุณหภูมิของลูกสูบทางด้านฝั่งร้อนจะสูงขึ้น กระบวนการนี้จะเกิดความร้อนถ่ายเทจากรีเจนเนอเรเตอร์ (Regenerator) ไปยังสารทำงานที่ปริมาตรคงที่ ทำให้ความดันเพิ่มสูงขึ้น เกิดแรงดันลูกสูบกำลังให้เคลื่อนตัวไปทางขวา จนอุณหภูมิคงตัว ความดันก็จะลดลง ต่อมาจะเป็นกระบวนการขยายตัวที่อุณหภูมิคงที่ (Isothermal Expansion) เมื่อลูกสูบกำลังเคลื่อนตัวมาทางด้านขวา ทำให้ล้อตุนกำลังจะทำการหมุนและดัน

ลูกสูบไล่ให้เคลื่อนที่ไปทางด้านซ้าย เพื่อระบายความร้อนทางด้านเย็น ออกสู่ภายนอกระบบ สุดท้ายจะเกิดกระบวนการคายความร้อนปริมาตรคงที่ (Constant Volume Cooling) ล้อตุนกำลังจะหมุนไปพร้อมกับดึงลูกสูบไล่กลับมาทางด้านร้อน จะเกิดการถ่ายเทความร้อนจากสารทำงานไปยังรีเจนเนอร์เรเตอร์ (Regenerator) ที่ปริมาตรคงที่และวนเป็นวัฏจักรแบบนี้ไปเรื่อยๆ

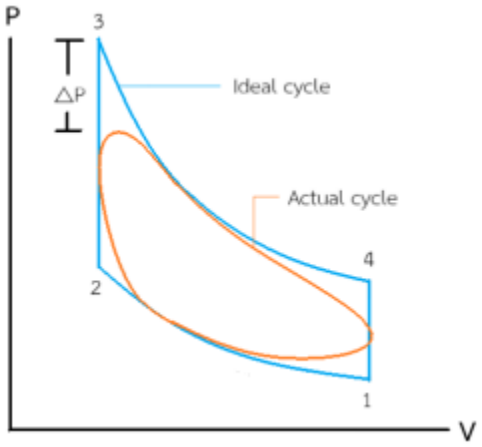


รูปที่ 2.1 หลักการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง [14]



รูปที่ 2.2 แผนภาพ P-V diagram และ T-s diagram ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง [15]

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงในการทำงานจริงจะมีการสูญเสียความดันของสารทำงานเกิดขึ้น ทำให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนในวัฏจักรการทำงานจริงต่ำกว่าการทำงานทางอุดมคติ สามารถเปรียบเทียบการทำงานระหว่างวัฏจักรทางอุดมคติและการทำงานจริงได้ดังรูปที่ 2.3

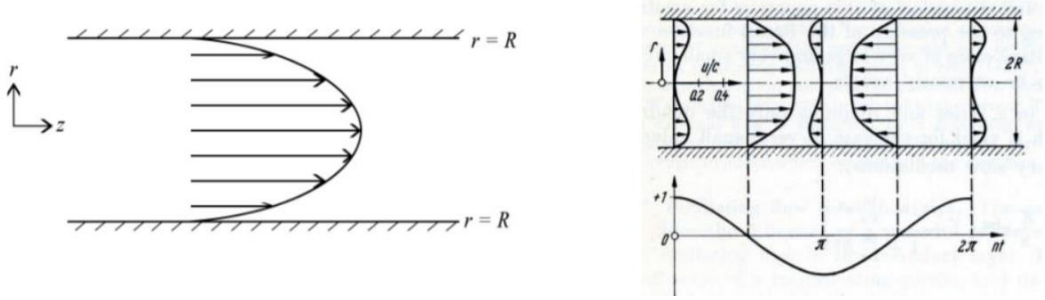


รูปที่ 2.3 แผนภาพ P-V เปรียบเทียบระหว่างวัฏจักรทางอุดมคติและวัฏจักรการทำงานจริง

2.2 การหาค่าสัมประสิทธิ์การไหลในรีเจนเนอร์เรเตอร์

2.2.1 การไหลในรีเจนเนอเรเตอร์และการไหลแบบกลับไปกลับมา

ในการสร้างสมการความสัมพันธ์ของสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานและสมการความดันลดที่มีการทำนายผลของการสูญเสียกำลังได้อย่างแม่นยำ จะต้องมีการศึกษาคุณลักษณะการไหลในรีเจนเนอเรเตอร์ พบว่าเป็นการไหลแบบไม่คงตัว ซึ่งได้แก่การไหลแบบปั่นป่วน (Turbulence flow) และการไหลแบบกลับไปกลับมา (Oscillating flow) เกิดขึ้นในตัวรีเจนเนอเรเตอร์ อีกปัจจัยหนึ่งที่มีอิทธิพลต่อการเกิดความดันลดก็คือรูปแบบของการเปลี่ยนแปลงความดันในขณะการไหล ซึ่งการเปลี่ยนแปลงความเร็วของการไหลแต่ละชนิดและความสัมพันธ์ของความดันต่อรูปร่างความเร็ว (Velocity profile) ของการไหล แสดงในรูปที่ 2.4



(a) (b)

รูปที่ 2.4 รูปร่างความเร็วเมื่อ (a) ความดันคงที่ และ (b) ความดันเปลี่ยนแปลงแบบเป็นคาบ [16]

ขณะที่เครื่องยนต์สเตอร์ลิง ทำงานก๊าซในกระบอกสูบจะเคลื่อนที่แบบกลับไปกลับมาซึ่งสัมพันธ์กับการเคลื่อนที่ของลูกสูบที่เคลื่อนตามความเร็วรอบของเครื่องยนต์) ในการศึกษาการไหลโดยพิจารณาให้ความเร็วการไหลของก๊าซมีการเปลี่ยนแปลงแบบคลื่นรูปไซน์ที่มีความเร็วเฉลี่ยเป็นศูนย์ (Zero mean velocity) จะมีการใช้ตัวแปรไร้มิติ มาช่วยพิจารณา ประกอบด้วย เรย์โนลด์นัมเบอร์สูงสุด วาเลนซี่นัมเบอร์ สัดส่วนโดเมนของก๊าซ และตัวแปรการขยาย

2.2.1.1 เรย์โนลด์นัมเบอร์สูงสุด (Maximum Reynold number, Re_{max}) เป็นเลขดัชนีที่บอกสภาพปรากฏการณ์การไหลของของไหล จำนวนเลขเรย์โนลด์จะมีค่าขึ้นอยู่กับความเร็วการไหล ความหนืด ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางท่อ และความหนาแน่นของของไหล เราอาจเขียนความสัมพันธ์ดังกล่าวได้ดังแสดงในสมการที่

2.3.1.2 วาเลนซี่นัมเบอร์ (Valency number, Va) หรือเรย์โนลด์นัมเบอร์เชิงความถี่ (Angular Reynold number, Re_ω) เป็นตัวแปรไร้มิติที่พิจารณาที่ความเร็วเชิงมุมของการไหล แสงในสมการที่ (2.1)

$$\mathrm{Re}_{\max} = \frac{U_{\max} D_h}{\nu} \tag{2.1}$$

$$Va = \mathrm{Re}_{\max} = \frac{\omega D_h^2}{\nu} \tag{2.2}$$

โดยที่ U_{max} คือ ความเร็วสูงสุด (m/s)

ω คือ ความเร็วรอบ (rad/s)

D_h คือ เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิค (m)

ν คือ ความหนืดเชิงจลน์ (m^2/s)

2.3.1.3 สัดส่วนโดเมนของก๊าซ (Gas domain ratio, L/D) คืออัตราส่วนระหว่างเส้นผ่านศูนย์กลางเทียบกับความยาวของตัวรีเจนเนอเรเตอร์

2.3.1.4 ตัวแปรการขยาย (Expansion parameter, ε) คืออัตราส่วนของระยะทางการเคลื่อนที่ของก๊าซต่อความยาวของตัวรีเจนเนอเรเตอร์แสดงในสมการที่ (2.3)

$$\varepsilon = \frac{U}{\omega L} \tag{2.3}$$

โดยที่ U คือ ความเร็วก๊าซ (m/s)

ω คือ ความเร็วรอบ (rad/s)

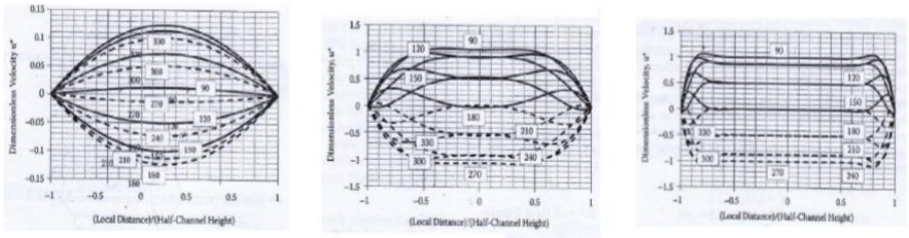
L คือ ความยาวของช่องการไหล (m)

2.2.2 สมการความสัมพันธ์ของค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการไหลแบบกลับไปกลับมาในรีเจนเนอเรเตอร์

ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน (Flow friction factor) นั้น ส่วนใหญ่จะได้ค่าจากการทดลอง โดยลักษณะของการทดลองจะแบ่งออกเป็นสองประเภทคือ การทดลองภายใต้การไหลทางเดียวแบบคงตัว (Unidirectional steady flow) และการทดลองภายใต้การไหลแบบกลับไปกลับมา (Oscillating flow)

ความแตกต่างของค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานภายใต้การไหลของสองแบบนี้ก็คือค่าสัมประสิทธิ์การไหลทางเดียวแบบคงตัว (Unidirectional steady flow) จะขึ้นอยู่กับค่าเรโนลด์นัมเบอร์ (Re) อย่างเดียว ส่วนค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานภายใต้การไหลแบบกลับไปกลับมา (Oscillating flow) จะมีค่าเรโนลด์นัมเบอร์สูงสุด (Re_{max}) และวาเลนซีนัมเบอร์ (Va) ด้วย

จากข้อมูลการทดลอง พบว่าที่ความเร็วรอบต่ำรูปร่างความเร็วทั้งการไหลทางเดียวแบบคงตัวและการไหลแบบกลับไปกลับมา จะมีลักษณะคล้ายพาราโบล่า แต่ในขณะที่ความเร็วรอบ (Va>20) รูปร่างความเร็วการไหลแบบกลับไปกลับมาจะมีลักษณะแบนราบ จึงมีการนำสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานแบบคงตัวมาคำนวณเพื่อหาความดันลดที่เกิดขึ้นในความเร็วรอบต่ำ ผลการทำนายนั้นสามารถเป็นที่ยอมรับได้ในระดับหนึ่ง



รูปที่ 2.5 รูปร่างความเร็วของอากาศภายใต้การไหลแบบกลับไปกลับมาที่แต่ละวาเลนซีนัมเบอร์ [17]

ตัวอย่างของงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการไหลแบบกลับไปกลับมาเนื่องจากการไหลกลับไปกลับมาในรีเจนเนอเรเตอร์ ทำให้มีค่าสัมประสิทธ์แรงเสียดทานในการสูญเสียการไหลมากที่สุด จึงมี

งานวิจัยต่างๆ ที่ศึกษาและพัฒนาสร้างสมการความสัมพันธ์นี้ เพื่อนำมาหาค่าความดันลดที่ทำให้ค่ากำลังที่ได้มีค่าลดน้อยลง

Tanaka et al. [6] ได้เสนอสมการความสัมพันธ์ของนัสเซลท์นัมเบอร์ (Nusselt number) ที่เกี่ยวข้องกับความสัมพันธ์ของสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการไหลในรีเจนเนอเรเตอร์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ยังพบว่าเมื่อลูกสูบมีความเร็วที่สูงขึ้นจะทำให้ค่าความดันลดสูงขึ้นด้วย ความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วของลูกสูบและค่าความดันลดสามารถเขียนให้อยู่ในรูปสมการของสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานและเรโนลด์นัมเบอร์ได้คือ

$$f_h = \frac{175}{\mathrm{Re}_h} + 1.60 \qquad (2.4)$$

เมื่อ f_h คือ สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการไหล

Re_h คือ เรย์โนลนัมเบอร์ที่ความเร็วสูงสุด

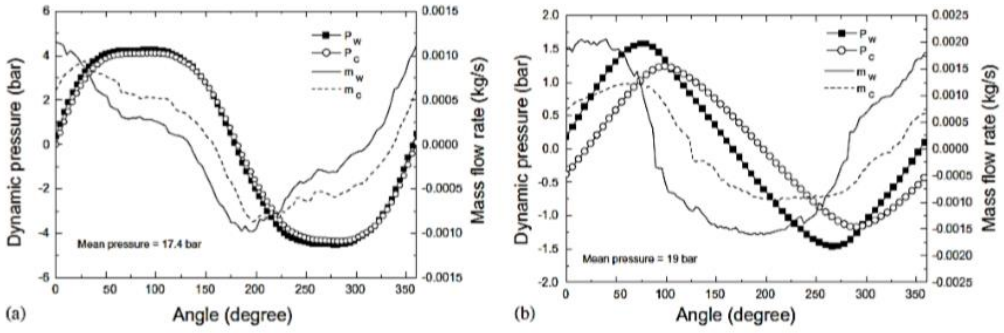
และเมื่อนำค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในการไหลกลับไปกลับมาในรีเจนเนอเรเตอร์ มาเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานภายใต้การไหลแบบคงตัว พบว่าค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานภายใต้การไหลแบบกลับไปกลับมามีค่ามากกว่าอยู่ประมาณ 30% และขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางช่องถัก mesh และความยาวของรีเจนเนอเรเตอร์จะมีผลต่อค่าประสิทธิ์ภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงอีกด้วย สามารถเขียนสมการความสัมพันธ์ของนัสเซลท์นัมเบอร์ได้ดังนี้

$$\overline{Nu}_h = 0.33\overline{\mathrm{Re}}_h^{0.67} \qquad (2.5)$$

เมื่อ $\overline{Nu}_h$ คือ นัสเซลท์นัมเบอร์เฉลี่ย

$\overline{\mathrm{Re}}_h$ คือ เรย์โนลด์นัมเบอร์ที่ความเร็วเฉลี่ย

Nam and Joeng [10] ได้ศึกษาเพิ่มเติมเกี่ยวกับค่าสัมประสิทธิ์ของไครโอคูลเลอร์ โดยใช้แบบจำลองของก๊าซฮีเลียมที่อุณหภูมิห้อง ผลการวิจัยได้พบว่าสมการความสัมพันธ์ของค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการไหลมีความผิดพลาด เมื่ออุณหภูมิที่ทางออกรีเจนเนอเรเตอร์เป็นอุณหภูมิแบบไครโอเจนิค โดยมีค่าความหนาแน่น ความหนืด และค่าวาเลนซีนัมเบอร์ที่มีค่าใกล้เคียงกัน Nam and Joeng จึงใช้ข้อมูลของก๊าซไนโตรเจนที่อุณหภูมิของห้องแทนก๊าซฮีเลียมที่อุณหภูมิไครโอเจนิค และได้นำข้อมูลหนึ่งในวัฏจักรการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงมาเปรียบเทียบความต่างของแอมพิจูดและเฟส เพื่อทำให้สมการความสัมพันธ์ของค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการไหลไม่เกิดความผิดพลาด ดังรูปที่ 2.6



รูปที่ 2.6 เปรียบเทียบข้อมูลการวัดของอัตราการไหล และความดันที่ด้าน Hot end และ Cold end ของรีเจนเนอเรเตอร์ (a) ความเร็วรอบ 4.6 Hz (b) ความเร็วรอบ 60 Hz [18]

Choi et al. [9] ได้ศึกษาการทดลองในไครโอคูลเลอร์ที่มีการทำงานคล้ายกับรีเจนเนอเรเตอร์ในเครื่องยนต์สเตอร์ลิง โดยจุดมุ่งหมายเพื่อพัฒนาเกี่ยวกับแบบจำลองความดันลดในรีเจนเนอเรเตอร์ภายใต้การไหลแบบกลับไปกลับมากลับมาโดยคำนึงถึงการเปลี่ยนแปลงความดันตามคาบเวลา แบบจำลองที่ Choi et al. [9] ได้พัฒนาจะแสดงให้เห็นถึงความสัมพันธ์แอมพลิจูดและเฟสของความดันที่มีต่ออัตราการไหลเชิงมวลที่ทางด้านรับความร้อน (Hot end) ของรีเจนเนอเรเตอร์ ในการทดลองจะทดลองที่ความเร็วรอบและอัตราการไหลที่แตกต่างกันของรีเจนเนอเรเตอร์ที่ถักแบบ twill screen ผลที่ได้คือสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการไหลแบบกลับไปกลับมาเป็นฟังก์ชันของเรโนลด์นัมเบอร์ และความต่างเฟสความดันเป็นฟังก์ชันของวาเลนซีนัมเบอร์ และความยาวของโดเมนก๊าซ

$$f_{osc} = \frac{39.2}{\mathrm{Re}} + 0.01; 5 \le \mathrm{Re}_1 \le 100 \tag{2.6}$$

$$\phi_{\Delta p} = 1.32 \times 10^{-9} \left(\frac{d_h}{L} \right)^{-0.62} Va; \left(0.15 \le Va \le 0.80 : 0.00075 \le \frac{d_h}{L} \le 0.00129 \right) \tag{2.7}$$

โดยที่ f_{osc} คือ สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการไหลแบบกลับไปกลับมา

Re_1 คือ เรโนลด์นัมเบอร์ที่ทางเข้าของรีเจนเนอเรเตอร์

$\phi_{\Delta P}$ คือ ความต่างเฟสของความดันลด

d_h คือ เส้นผ่านศูนย์กลางของช่องถักของรีเจนเนอเรเตอร์ (m)

L คือ ความยาวของรีเจนเนอเรเตอร์ (m)

Va คือ วาเลนซีนัมเบอร์

Khiaonoi and Kraitong [8] ได้พัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลำดับที่สองแบบ Quasi steady flow ที่นำเสนอโดย Kraitong [2] ได้นำสมการความสัมพันธ์ของค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานการไหลจากการทดลองภายใต้การไหลแบบกลับไปกลับมาของ Choi et al. [9] ที่แสดงอยู่ในรูปของอัตราการไหลและค่า Breathing factor เป็นค่าที่แสดงคุณลักษณะของการไหลแบบกลับไปกลับมาในสมการอนุรักษ์มวลของรีเจนเนอร์เตอร์ ในแนวคิดของ Nam and Joeng [10-11] มาประยุกต์ใช้ในแบบจำลอง

$$B = \frac{1}{f_{osc1}}\left(\frac{65.78}{\mathrm{Re}_1} - 0.14\right); 5 \le \mathrm{Re}_1 \le 100 \qquad (2.8)$$

โดยที่ B คือ Breathing factor

f_{osc1} คือ สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการไหลแบบกลับไปกลับมา

Re_1 คือ เรย์โนลนัมเบอร์ที่ทางเข้าของรีเจนเนอรเรเตอร์

และยังได้ศึกษาถึงผลกระทบของอุณหภูมิที่มีต่อสมการความสัมพันธ์ของสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการไหลแบบกลับไปกลับมาภายใต้อุณหภูมิห้อง พบว่าค่าความดันลดที่ทำนายจากสมการสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานมีความผิดพลาดเมื่ออุณหภูมิด้านระบายความร้อนของรีเจนเนอเรเตอร์เป็นอุณหภูมิที่อยู่ในช่วงไครโอเจนิค จากข้อมูลการทดลองได้ สมการความสัมพันธ์ดังนี้

$$f_{oscm} = \frac{1}{Va^{0.65}}\left(\frac{0.065}{\varepsilon_m} + 0.092\right) \qquad (2.9)$$

$$f_{osc1} = \frac{1}{Va^{0.65}}\left(\frac{0.045}{\varepsilon_1} + 0.096\right)$$

(2.10)

โดยที่ f_{oscm} คือ สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการไหลแบบกลับไปกลับมาเฉลี่ย

ε คือ ตัวแปรการขยายตัว (Expansion parameter) หาได้จาก

จาก $$\varepsilon_1 = \mathrm{Re}_1 \times \frac{d_c}{L} \times \frac{1}{Va_1} \qquad (2.11)$$

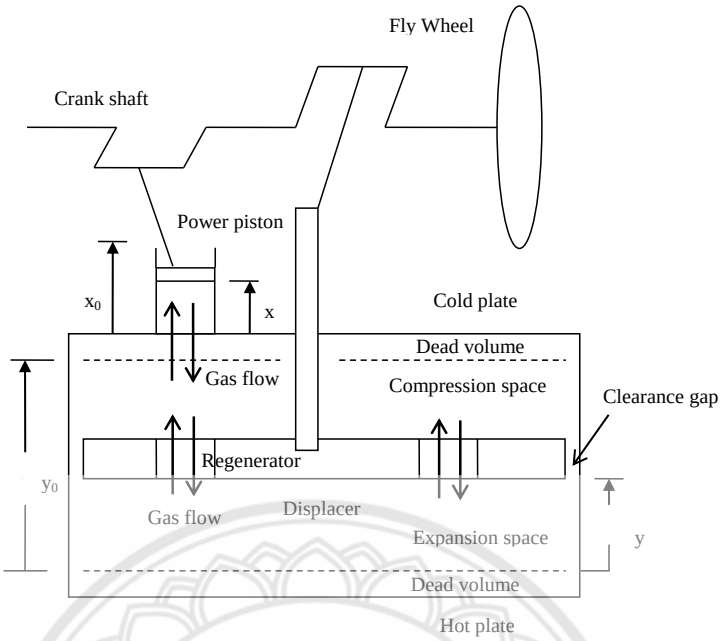
โดยที่ d_c คือ เส้นผ่าศูนย์กลางของท่อชุดทดสอบ (m)

ε_1 คือ ตัวแปรการขยายตัวเมื่อพิจารณาที่ทางเข้าของรีเจนเนอเรเตอร์

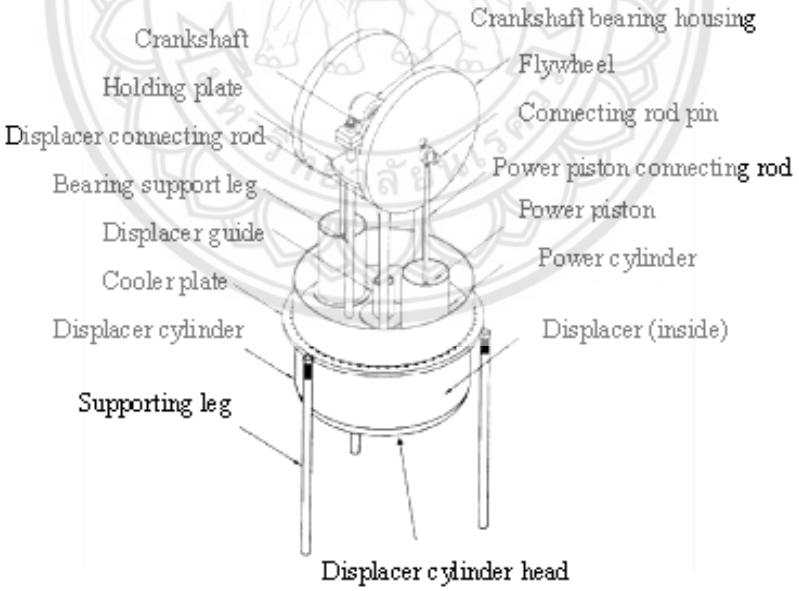
จากงานวิจัย Khiaonoi and Kraitong [8] ที่พัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์สำหรับเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ที่พิจารณาภายใต้การไหลแบบกลับไปกลับมาในรีเจนเนอเรเตอร์ และงานวิจัยของณัฐกุล เจียมศักดิ์ และคณะ [13] ที่นำสมการค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการไหลแบบกลับไปกลับมาสำหรับรีเจนเนอเรเตอร์ที่ทำงานที่อุณหภูมิห้องมาประยุกต์ใช้ในความแตกต่างอุณหภูมิปานกลางพบว่า สามารถทำนายค่ากำลังบ่งชี้ได้แม่นยำกว่าแบบจำลองคณิตศาสตร์ที่ไม่ได้คำนึงถึงการไหลแบบกลับไปกลับมา ดังนั้นการหาค่าสมการความสัมพันธ์ของค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการไหลโดยการพิจารณาภายใต้การไหลแบบกลับไปกลับมาของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงทำงานที่ความแตกต่างอุณหภูมิต่ำในรีเจนเนอเรเตอร์ จึงควรถูกค้นคว้าวิจัยต่อไปเพื่อให้สามารถจำลองการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงได้ใกล้เคียงการทำงานจริงมากยิ่งขึ้น

2.3 แบบจำลองทางกายภาพของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงทำงานที่ความแตกต่างอุณหภูมิต่ำ

ลักษณะทางกายภายของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง LTD นั้นค่อนข้างคล้ายคลึงกับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบแกมมาดั้งเดิม ดังรูปที่ 2.7 ที่แสดงให้เห็นถึงลักษณะของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบแกมมาและทิศทางการไหลของก๊าซ โดยส่วนประกอบหลักประกอบด้วย 1.ลูกสูบกำลังและกระบอกสูบ 2. ดิสเพลสเซอร์ซึ่งแยกส่วนการขยายและส่วนอัดในกระบอกสูบร้อน 3. Hot plate ที่ติดตั้งด้านล่างของกระบอกดิสเพลสเซอร์ ใช้ในการถ่ายโอนความร้อนจากแหล่งความร้อนไปยังสารทำงานในส่วนขยาย 4. cold plate ที่ติดตั้งด้านบนของกระบอกดิสเพลสเซอร์ ทำหน้าที่เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ถ่ายโอนจากสารทำงานในส่วนอัดไปยังแหล่งระบายความร้อน 5. รีเจนเนอร์เรเตอร์ที่อยู่ภายในดิสเพลสเซอร์ 6. ระบบส่งกำลังและระบบขับเคลื่อน 7. Flywheel การไหลของก๊าซเกิดจากการเคลื่อนที่ของลูกสูบ ในงานวิจัยนี้ได้นำมิติทางกายภาพและข้อมูลการทดลองของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง LTD แบบลูกสูบคู่ที่อธิบายไว้โดย Kongtragool and Wongwises [17] มาใช้เพื่อเปรียบเทียบผลลัพธ์เชิงตัวเลข เครื่องยนต์นี้มีลูกสูบกำลังสองตัว แต่ละตัวติดตั้งในกระบอกสูบของตัวเองและอีกหนึ่งตัวแยกอยู่กับรีเจนเนอร์เรเตอร์ ตัวรีเจนเนอเรเตอร์ทำจากตาข่ายสแตนเลสพรุน ก้านของดิสเพลสเซอร์ติดตั้งอยู่กับซีลยางสองอันเพื่อป้องกันการรั่วไหลของก๊าซ ลักษณะของเครื่องยนต์แสดงในรูปที่ 2.7 และแสดงข้อมูลของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง LTD แบบลูกสูบคู่ในตารางที่ 2.1



รูปที่ 2.7 แผนภาพลักษณะทางกายภายของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง LTD [19]



รูปที่ 2.8 แผนภาพลักษณะทางกายภายของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง LTD แบบลูกสูบคู่ ของ Kongtragool and Wongwises [19]

ตารางที่ 2.1 ข้อมูลของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง LTD สำหรับการวิเคราะห์เชิงตัวเลขของ Kongtragool และ Wongwises [19]

ข้อมูลของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง LTD แบบลูกสูบคู่	**Value**
ระยะชักลูกสูบ (m)	0.0826
เส้นผ่านศูนย์กลางลูกสูบ (m)	0.083
ปริมาตรลูกสูบที่กวาดได้ (m^3)	893.8×10^{-6}
ระยะชักลูกสูบดิสเพลสเซอร์ (m)	0.0795
เส้นผ่านศูนย์กลางลูกสูบดิสเพลสเซอร์ (m)	0.32
ปริมาตรลูกสูบดิสเพลสเซอร์ที่กวาดได้ (m^3)	6393.8×10^{-6}
อัตราส่วนปริมาตรที่กวาดได้	7.15
มุมลูกสูบ (°)	90
ความหนาดิสเพลสเซอร์ (m)	0.075
ความยาวก้านสูบของลูกสูบกำลัง (m)	0.265
ความยาวก้านสูบของดิสเพลสเซอร์ (m)	0.185

บทที่ 3

วิธีดำเนินงานวิจัย

การพัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์แบบ Quasi steady flow ที่พิจารณาถึงการไหลแบบกลับไปกลับมาใต้การเปลี่ยนแปลงโดยคำนึงถึงผลการเปลี่ยนแปลงความดันแบบเป็นคาบในรีเจเนอเรเตอร์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงทำงานที่ความแตกต่างอุณหภูมิต่ำ จะแบ่งเป็น 2 ส่วนคือส่วนการทดลองหาสมการความสัมพันธ์ของค่าความสัมพันธ์สัมประสิทธิ์ความเสียดทานภายใต้การไหลแบบกลับไปกลับมาและส่วนแบบจำลองคณิตศาสตร์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงทำงานที่ความแตกต่างอุณหภูมิต่ำที่คำนึงถึงการไหลแบบกลับไปกลับมา

3.1 การทดลองเพื่อหาสมการความสัมพันธ์ของค่าความสัมพันธ์สัมประสิทธิ์ความเสียดทานภายใต้การไหลแบบกลับไปกลับมา

ในหัวข้อนี้จะแสดงรายละเอียดในชุดทดสอบที่ใช้ในการหาค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานภายใต้การไหลแบบกลับไปกลับมาในรีเจนเนอเรเตอร์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

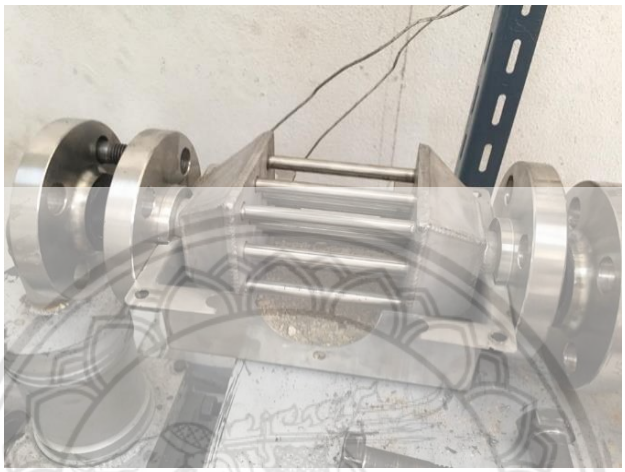
3.1.1 การพัฒนาชุดทดสอบการไหลในรีเจนเนอร์เรเตอร์

แบบชุดทดสอบที่ใช้เพื่อหาสมการสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการไหลมีลักษณะเป็นเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบอัลฟ่า โดยสามารถควบคุมอุณหภูมิผิวของส่วนรับความร้อนและส่วนระบายความร้อนได้ และสามารถควบคุมความเร็วรอบของลูกสูบได้ เพื่อให้เหมาะสมกับการทดลองมากยิ่งขึ้น ผู้วิจัยได้มีการปรับปรุงและพัฒนาชุดทดสอบบางส่วนแสดงให้เห็นดังรูปที่ 3.1

รูปที่ 3.1 ชุดทดสอบการไหลในรีเจนเนอร์เรเตอร์

3.1.1.1 อุปกรณ์ส่วนที่ให้ความร้อน (Heater)

ผู้วิจัยได้ออกแบบส่วนแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นลักษณะท่อเล็กหลายท่อ เพื่อเพิ่มพื้นที่ผิวสัมผัสในการแลกเปลี่ยนความร้อน ทำให้สามารถแลกเปลี่ยนความร้อนได้ดีขึ้น โดยประกอบด้วยหน้าแปลนสแตนเลสเกรด 316 Pressure Class 600 เชื่อมติดกับท่อแลกเปลี่ยนความร้อนสแตนเลสเกรด 316 ขนาด 1/4 นิ้ว จำนวน 15 ท่อดังรูปที่ 3.2



รูปที่ 3.2 ส่วนแลกเปลี่ยนความร้อน

3.1.1.2 เพลาขับเคลื่อน

เพลาขับเคลื่อนที่พัฒนาขึ้นจะมีความสามารถในการเปลี่ยนมุมเฟสของลูกสูบ ได้แก่มุม 90 องศา, 120 องศา, 150 องศา, และ 180 องศา นอกจากนี้ยังทำหน้าที่เป็น Flywheel สะสมพลังงานที่เกิดขึ้นจากการหมุนและถ่ายเทพลังงานที่ได้สะสมเอาไว้ไปหมุนต่อไป ทำให้การหมุนของเพลาราบเรียบขึ้น

รูปที่ 3.3 เพลาขับเคลื่อน

3.1.1.3 รีเจนเนอเรเตอร์

รีเจนเนอเรเตอร์ทำจากทองเหลือง มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 18 mm ยาว 50 mm วัสดุในท่อรีเจนเนอเรเตอร์ทำจากสแตนเลสแถบบาง มีความหนา 0.0004 mm ถูกอัดแน่นในท่อจนได้ค่าความพรุน 0.95 จากนั้นใส่ลวดขัดปลายรีเจนเนอเรเตอร์ทั้งสองด้าน เพื่อป้องกันไม่ให้สแตนเลสแถบบางหลุดออกจากรีเจนเนอเรเตอร์ แสดงให้เห็นดังรูปที่ 3.4

รูปที่ 3.4 รีเจนเนอเรเตอร์

3.1.1.5 ระบบขับเคลื่อน

ขับเคลื่อนโดยใช้มอเตอร์กระแสสลับขนาด 5 kW และส่งกำลังจากพูเล่ย์ของมอเตอร์ไปยังพูเล่ย์ของชุดทดสอบโดยใช้สายพานแบบ Timing belt ดังรูปที่ 3.5 และสามารถควบคุมรอบของมอเตอร์ได้โดยใช้อินเวอร์เตอร์

รูปที่ 3.5 ระบบขับเคลื่อน

3.1.1.4 ชุดระบายไอเสียร้อน

มีการติดตั้งท่อระบายไอเสียร้อน เพื่อระบายไอเสียจาก Burner ในส่วนแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งจะมีพัดลมดูดอากาศในการช่วยระบายไอเสียร้อนจากชุดทดสอบ

รูปที่ 3.6 ชุดระบายไอเสียร้อน

3.1.1.5 ชุดหล่อเย็นระบบ

น้ำหล่อเย็นจะส่งมาจากเครื่องทำน้ำเย็นขนาด 1.5 HP เพื่อใช้รักษาอุณหภูมิให้กับส่วนระบายความร้อน ดังรูปที่ 3.7

รูปที่ 3.7 เครื่องทำน้ำเย็น

3.1.1.6 ชุดควบคุมอุณหภูมิ

ในชุดควบคุมอุณหภูมิประกอบไปด้วยอุปกรณ์หลักๆคือหัววัดอุณหภูมิ (Thermocouple), เครื่องควบคุมอุณหภูมิ (temperature controlle), เขี้ยวสปาร์คแก๊ส, สวิตซ์ตัด-ต่อวงจรแบบอิเล็กทรอนิกส์ (Relay), อุปกรณ์ควบคุมการปิด-เปิดทางไหลของก๊าซ (Solenoid Valve) ดังรูปที่

การทำงานคือเปิดวาล์วก๊าซ จากนั้นเปิดสวิซท์จุดประกายไฟ ไฟแสดงสถานะจะขึ้นสีน้ำเงิน เมื่อไฟติดการจุดประกายไฟก็จะหยุดลง ไฟแสดงสถานะจะขึ้นสีเขียว

รูปที่ 3.8 ชุดควบคุมอุณหภูมิ

3.1.1.7 อุปกรณ์การวัดค่าต่างๆ ในชุดทดสอบ

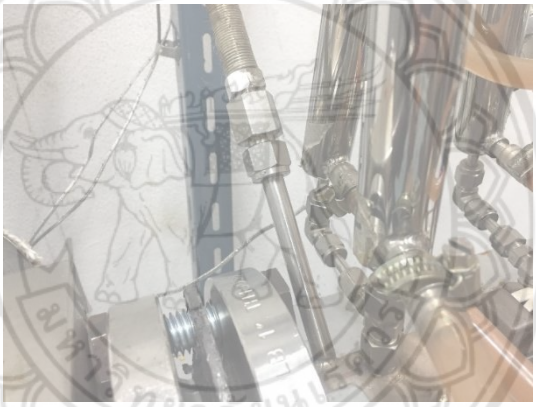
การวัดคุณสมบัติต่างๆ ของสารทำงานที่ทางเข้าและทางออกของรีเจนเนอร์เรเตอร์จากชุดทดสอบทำได้โดยการติดตั้งเซ็นเซอร์ที่ใช้ในการวัดในจุดต่างๆ ดังรูปที่ 3.9 ซึ่งประกอบไปด้วยอุปกรณ์ดังนี้

รูปที่ 3.9 ตำแหน่งการติดตั้งหัววัด

3.1.1.7.1 หัววัดความดัน (Pressure sensor) เป็นหัววัดที่อ่านค่าความดันได้อยู่ในช่วง 0 ถึง 100 บาร์ ทนอุณหภูมิได้ไม่น้อยกว่า 100 °C มีจำนวนทั้งหมด 4 ชุด ซึ่งประกอบไปด้วยหัววัดความดันแบบ Dynamic pressure sensor จำนวน 2 ชุด และหัววัดความดันแบบ Static pressure sensor จำนวน 2 ชุด ดังรูปที่ 3.10

รูปที่ 3.10 หัววัดความดัน (Pressure sensor)

3.1.1.7.2 หัววัดอุณหภูมิ (Thermocouple) หัววัดอุณหภูมิเป็นเซ็นเซอร์แบบ type K ต่อเข้ากับชุดทดสอบ ดังรูปที่ 3.11



รูปที่ 3.11 หัววัดอุณหภูมิ (Thermocouple)

3.1.1.7.3 เครื่องมือวัดอัตราการไหล เป็นเครื่องมือวัดความดันแบบ Differential pressure จำนวน 2 ชุด ทนอุณหภูมิได้สูงถึง 400 °C สามารถวัดอัตราการไหลของสารทำงานในช่วงประมาณ 0 ถึง 90 g/s

รูปที่ 3.12 เครื่องมือวัดอัตราการไหล

3.1.1.8 ชุดอุปกรณ์เก็บข้อมูลสำหรับการทดลอง

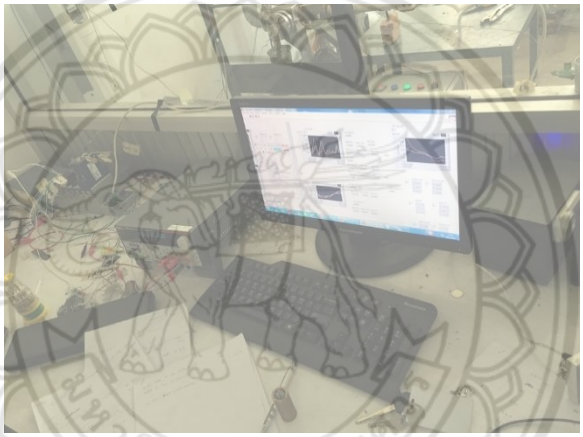
ในการเก็บข้อมูลการทดลองจากชุดทดสอบ หัววัดที่ติดตั้งไว้แต่ละชุด จะส่งข้อมูลมายังเครื่องประมวลผลสัญญาณ (Data acquisition) และแสดงผลบนหน้าจอคอมพิวเตอร์ผ่านโปรแกรม Lab view ดังรูปที่ 3.13 สำหรับชุดอุปกรณ์เก็บข้อมูลสำหรับการทดลองจะไปด้วยอุปกรณ์ดังนี้

3.1.1.8.1 คอมพิวเตอร์

3.1.1.8.2 เครื่อง Data Acquisition ทำหน้าที่อ่านค่า Volt จากเซนเซอร์เข้าคอมพิวเตอร์

3.1.1.8.3 Power supply ทำหน้าที่จ่ายกระแสไฟฟ้าให้กับเซนเซอร์

3.1.1.8.4 เครื่อง PCB ทำหน้าที่แปลงประจุไฟฟ้าให้เป็น Volt



รูปที่ 3.13 ชุดอุปกรณ์เก็บข้อมูลสำหรับการทดลอง

3.1.2 วิธีการทดลอง

3.1.2.1 นำรีเจนเนอร์เตอร์ที่ใส่สแตนเลสแถบบาง ค่าความพรุน 0.95 ติดตั้งในชุดทดสอบ จากนั้นติดตั้งหัววัดต่างๆเข้ากับชุดเก็บข้อมูล โดยให้รีเจนเนอร์เรเตอรือยู่กึ่งกลางระหว่างหัววัด Pitot tube

3.1.2.2 ตรวจสอบการทำงานของการอ่านค่าของชุดเก็บข้อมูลที่ได้มาจากตัวประมวลผลสัญญาณของเซ็นเซอร์ต่างๆโดยการ Calibrate ค่ากราฟในโปรแกรม Labview โดยให้ Dynamic pressure sensor และ Differentail pressure sensor ตัวที่ 1 และ 2 มีค่า เท่ากับ 0 และ Static pressure sensor ตัวที่ 1 และ 2 มีค่าเท่ากับ, 1

3.1.2.3 ตรวจสอบชุดขับเคลื่อนโดยตั้งมุมต่างเฟสของลูบสูบที่ 90 องศา จากนั้นเปิดการทำงานของมอเตอร์ โดยเพิ่มความเร็วรอบขึ้นตั้งแต่ 0 Hz ถึง 20 Hz แล้วค่อยๆลดความเร็วรอบลงจาก 20 Hz จนถึง 0 Hz

3.1.2.4 เปิดเครื่องทำน้ำเย็น ตรวจสอบว่ามีการรั่วซึมหรือไม่ กำหนดให้น้ำเย็นมีอุณหภูมิอยู่ที่ 5 ºC จากนั้นปล่อยน้ำหล่อเย็นให้ไหลเวียนในระบบ

3.1.2.5 ทำการเปิด Burner ให้กับส่วนแลกเปลี่ยนความร้อน จนมีอุณหภูมิของรีเจนเนอร์เรเตอร์อยู่ในช่วงทำงานที่ความแตกต่างอุณหภูมิต่ำ

3.1.2.6 เปิดการทำงานการขับเคลื่อนชุดทดสอบ โดยเริ่มจากความเร็วรอบของลูกสูบที่ 10 Hz จากนั้นทำการเก็บข้อมูลจากโปรแกรม Labview

3.1.2.7 ทำการทดสอบซ้ำในข้อ 3.2.6 โดยลดความเร็วรอบของลูกสูบลงมาที่ 9 Hz จนถึง 2 Hz และทำการเก็บข้อมูลทุกครั้งที่ลดความเร็วรอบของลูกสูบลง

3.1.2.8 นำข้อมูลที่ได้จากการทดสอบทั้งหมด 10 รอบ รอบละ 500 ค่า มาเฉลี่ยเหลือ 1 รอบ จากนั้นนำมาวิเคราะห์หาค่าความเร็วและค่าความดันของสารทำงาน จากข้อมูลทางไฟฟ้าที่ได้จากหัววัดความดัน Differentialและ pressure sensor ของทางเข้าและออกรีเจนเนอเรเตอร์ ดังนี้

ก. คำนวณหาค่าความดันสถิต (Static pressure) จากค่าแรงดันไฟฟ้าได้โดยสมการ

$$Pstat = \left(\left(ST \times \left(\frac{99}{4.99} \right) \right) + 1 \right) \times 100000 Pa \qquad (3.1)$$

ข. หาค่าความดันพลศาสตร์ (Dynamic pressure) จากค่าแรงดันไฟฟ้าได้โดยสมการ

$$P_{dyn} = Dy \times 1376462.49139711 Pa \qquad (3.2)$$

ค. คำนวณค่าความดันรวมได้ดดยสมการ

$$P_{tot} = P_{stat} + P_{dyn} \qquad (3.3)$$

ง. หาค่าความเร็วอากาศ จากค่าแรงดันไฟฟ้าได้โดยสมการ

$$V = \sqrt{\left| 498.7 DF \left(\frac{2}{\rho} \right) \right|} \qquad (3.4)$$

โดยที่ DF คือ ค่าแรงดันไฟฟ้าที่ได้จากหัววัด Differential pressure sensor

ความหนาแน่น (ρ) สามารถหาได้จากตารางของเทอร์โมไดนามิกส์ ที่อุณหภูมิจากหัววัดอุณหภูมิภายใต้สภาวะหนึ่งความดันบรรยากาศ

3.1.2.9 คำนวณหาผลต่างความดันลดจากของทางเข้าและทางออกของรีเจนเนอร์เรเตอร์

$$\Delta P = P_2 - P_1 \qquad (3.4)$$

โดยที่ $P_1 = P_{tot}$ คือ ความดันรวมด้านทางเข้ารีเจนเนอเรเตอร์

$P_2 = P_{tot}$ คือ ความดันรวมด้านทางออกรีเจนเนอเรเตอร์

3.1.2.10 คำนวณหาอัตราการไหลเชิงมวล ($\dot{m}$) ที่ทางเข้าและออกของรีเจนเนอเรเตอร์

$$\dot{m} = \rho V A_g \tag{3.5}$$

$$A_g = \frac{e_v \pi D^2}{4} \tag{3.6}$$

โดยที่ V คือ ความเร็วที่ได้คำนวณจาก (ข้อ ง.)

D คือ เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของรีเจนเนอเรเตอร์

e_v คือ ค่าความพรุนของรีเจนเนอเรเตอร์ (0.7)

3.1.2.11 คำนวณหาค่าวาเลนซี่นัมเบอร์ ได้โดยสมการ

$$Va = \frac{2\pi f D_h^2}{v} \tag{3.7}$$

$$D_h = D_w \left(\frac{e_v}{1 - e_v} \right) \tag{3.8}$$

โดยที่ ความหนืดเชิงจลน์ v หาได้จากตารางเทอร์โมไดนามิกส์ ที่อุณหภูมิจากหัววัดอุณหภูมิที่สภาวะหนึ่งความดันบรรยากาศ

D_h คือ ขนาดของช่องถักวัสดุพรุนในรีเจนเนอเรเตอร์

D_w คือ เส้นผ่าศูนย์กลางของเส้นลวด

3.1.2.12 คำนวณหาค่าเรโนล์นัมเบอร์รีเจนเนอเรเตอร์ (Re_1) โดยความเร็วทางเข้าของรีเจนเนอเรเตอร์ และคำนวณหาค่าเรโนล์นัมเบอร์เฉลี่ยของรีเจนเนอร์เรเตอร์โดยใช้ความเร็วเฉลี่ยจากความเร็วที่ทางเข้าและทางออกของรีเจนเนอร์เรเตอร์

$$\mathrm{Re}_1 = \frac{\rho_1 V_1 D_h}{\mu} \tag{3.9}$$

และ $$\mathrm{Re}_m = \frac{\rho_2 V_m D_h}{\mu} \tag{3.10}$$

3.1.2.13 คำนวณหาค่าอัตราส่วนการขยายตัวบริเวณทางเข้าของรีเจนเนอร์เรเตอร์และอัตราส่วนการขยายตัวที่ทางเข้าเฉลี่ยของรีเจนเนอเรเตอร์จากสมการ

$$\varepsilon_1 = \frac{\mathrm{Re}_1}{Va}\left(\frac{D_h}{L_r}\right) \tag{3.11}$$

$$\varepsilon_m = \frac{\mathrm{Re}_m}{Va}\left(\frac{D_h}{L_r}\right) \tag{3.12}$$

โดยที่ L_r คือ ความยาวรีเจนเนอเรเตอร์

3.1.2.14 คำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการไหลจากสมการ

$$f_{osc1} = \frac{\Delta P}{2\rho_1 V_1^2}\frac{D_h}{L_r} \tag{3.13}$$

$$f_{oscm} = \frac{\Delta P}{2\rho_m V_m^2}\frac{D_h}{L_r} \tag{3.14}$$

3.1.2.15 คำนวณหาค่า Breathing factor จากสมการ

$$B = \frac{\Delta \dot{m} R T_m}{L_r A_g \partial P_m / \partial t} \tag{3.15}$$

$$\partial P_m / \partial t = \omega P_m \tag{3.16}$$

โดยที่ ω คือ ค่าความถี่เชิงมุม

P_m คือ ค่าความดันรวมเฉลี่ยที่ทางเข้าและทางออกของรีเจนเนอเรเตอร์

3.1.2.16 สร้างกราฟความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการไหล และค่าเรโนลด์นัมเบอร์

3.1.2.17 สร้างกราฟความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการไหล อัตราส่วนการขยายตัวและวาเลนซีนัมเบอร์

3.1.2.18 สร้างกราฟความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการไหล ค่าเรโนลด์นัมเบอร์และBreathing factor

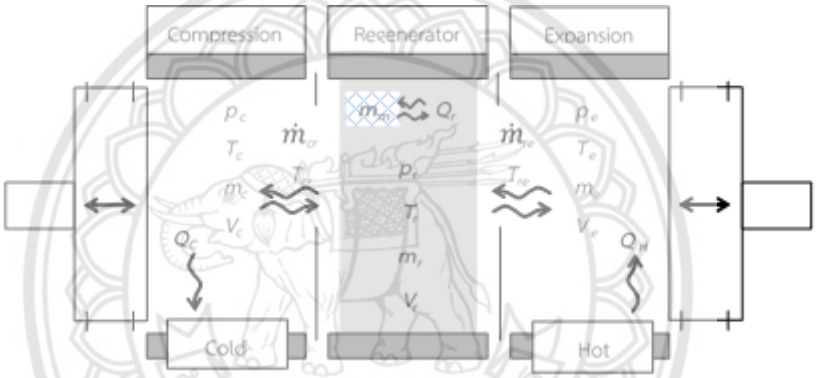
3.1.2.19 คำนวณหาสมการความสัมพันธ์จากกราฟทั้งสามในข้อ 3.2.16 – 3.2.18

3.1.2.20 นำสมการความสัมพันธ์ในข้อ 3.2.19 ไปประยุกต์ใช้ร่วมกับแบบจำลองคณิตสาสตร์แบบ Quasi steady flow ของ Khiaonoi and Kraitong [8]

3.1.2.21 สรุปผลการทดลอง

3.2 แบบจำลองคณิตศาสตร์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงทำงานที่ความแตกต่างอุณหภูมิต่ำที่คำนึงถึงการไหลแบบกลับไปกลับมา

ในการวิเคราะห์กระบวนการทำงานและการทำนายประสิทธิภาพของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่อุณหภูมิแตกต่างต่ำ วงจรภายในเครื่องยนต์จะถูกแบ่งเป็นปริมาตรควบคุม แบบจำลองคณิตศาสตร์ลำดับที่สองที่พัฒนาขึ้นจะขึ้นอยู่กับสมการอนุรักษ์พลังงาน สมการอนุรักษ์มวล และสมการของก๊าซในอุดมคติ ที่เขียนขึ้นสำหรับแต่ละปริมาตรควบคุม แบบจำลองทางอุณหพลศาสตร์ได้แบ่งปริมาตรภายในของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงทำงานที่ความแตกต่างอุณหภูมิแตกต่างต่ำออกเป็นสามส่วน ได้แก่ ส่วนอัด ส่วนขยาย และส่วนรีเจนเนอร์เรเตอร์ ดังรูปที่ 3.14



รูปที่ 3.14 ทิศทางการไหลของสารที่ทำงานในแบบจำลองคณิตศาสตร์ของ Kraitong [2]

โดยข้อกำหนดของแบบจำลองคณิตศาสตร์มีดังต่อไปนี้

1. การเปลี่ยนแปลงความดันเทียบกับเวลาในแต่ละส่วนมีค่าเท่ากัน
2. ไม่มีของไหลทำงานรั่วไหลออกจากกระบอกสูบ
3. สารที่ทำงานเป็นก๊าซอุดมคติ
4. ไม่มีการถ่ายเทความร้อนที่ผนังของลูกสูบ
5. สภาพการทำงานของเครื่องยนต์คงที่
6. ไม่มีช่องว่างระหว่างตัวดิสเพลสเซอร์และกระบอกสูบ ดังนั้นสารทำงานจะไหลผ่านในรีเจนเนอเรเตอร์เท่านั้น

จากสมมติฐานข้างต้นจะได้สมการที่อธิบายการทำงานของเครื่องยนต์ ลูกสูบและดิสเพลสเซอร์ตามลำดับ ดังนี้

$$x = \frac{x_0}{2}\left(1+\cos(\theta-\varphi)\right) \tag{3.17}$$

$$y = \frac{y_0}{2}\left(1+\cos\theta\right) \tag{3.18}$$

เมื่อ x คือ ความยาวลูกสูบ (m)

x_0 คือ ระยะชักลูกสูบ (m)

y คือ ความยาวดิสเพลสเซอร์ (m)

y_0 คือ ระยะชักดิสเพลสเซอร์ (m)

θ คือ มุมองศาลูกสูบ

ϕ คือ มุมเฟส

โดยปริมาตรของส่วนอัดตัว (Compression space) และส่วนขยายตัว (Expansion space) สามารถคำนวณได้ดังนี้

$$V_c = V_{d-c} + xA_P + (y_0 - y)A_D \tag{3.19}$$

$$V_c = V_{d-c} + \frac{V_{S-P}}{2}(1+\cos\theta) + \frac{V_{S-D}}{2}(1-\cos\theta) \tag{3.20}$$

$$V_e = V_{d-e} + yA_D \tag{3.21}$$

$$V_e = V_{d-c} + \frac{V_{S-D}}{2}(1+\cos\theta) \tag{3.22}$$

โดยที่ A_P คือ พื้นที่สัมผัสของลูกสูบกำลัง (m^3)

A_D คือ พื้นที่สัมผัสของดิสเพลสเซอร์ (m^3)

V_c คือ ปริมาตรของส่วนอัด (m^3)

V_{d-c} คือ ปริมาตรตายของส่วนอัด (m^3)

V_{S-P} คือ ปริมาตรกวาดของลูกสูบกำลัง (m^3)

V_{S-D} คือ ปริมาตรกวาดของลูกสูบไล่ (m^3)

V_e คือ ปริมาตรของส่วนขยาย (m^3)

V_{d-e} คือ ปริมาตรตายของส่วนขยาย (m^3)

สามารถหาอนุพันธ์ของปริมาตรได้ดังนี้

$$\frac{dV_c}{dt} = -\frac{V_{S-P}}{2}\omega\sin(\theta-\varphi) + \frac{V_{S-D}}{2}\omega\sin\theta \quad (3.23)$$

$$\frac{dV_e}{dt} = -\frac{V_{S-D}}{2}\omega\sin\theta \quad (3.24)$$

เมื่อ ω คือ ความเร็วเชิงมุม (rad/s)

t คือ เวลา (s)

โดยอุณหภูมิของสารทำงานระหว่างส่วนอัดกับส่วนรีเจนเนอร์เรเตอร์สามารถกำหนดได้ดังนี้

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

$T_{c\text{-}r.} = T_r$ ถ้า $\dot{m}_{c-r} \le 0$

โดยที่ $\dot{m}_{c-r}$ คือ อัตราการไหลของสารทำงานระหว่างส่วนอัดกับส่วนรีเจนเนอร์เรเตอร์ (kg/s)

$T_{c\text{-}r}$ คือ อุณหภูมิของอัตราการไหลของสารทำงานระหว่างส่วนอัดกับรีเจนเนอร์เรเตอร์ (K)

T_c คือ อุณหภูมิก๊าซในส่วนอัด (K)

T_r คือ อุณหภูมิก๊าซในส่วนรีเจนเนอร์เรเตอร์ (K)

อุณหภูมิของสารทำงานระหว่างส่วนรีเจนเนอเรเตอร์และส่วนอัดสามารถกำหนดได้ดังนี้

$T_{r\text{-}e.} = T_r$ ถ้า $\dot{m}_{r-e} > 0$

$T_{r\text{-}e.} = T_e$ ถ้า $\dot{m}_{r-e} \le 0$

โดยที่ $\dot{m}_{r-e}$ คือ อัตราการไหลของสารทำงานระหว่างส่วนเจนเนอเรเตอร์และส่วนอัด (kg/s)

T_e คือ อุณหภูมิของก๊าซในส่วนขยาย (K)

T_{r-e} คือ อุณหภูมิของอัตราการไหลของสารทำงานระหว่างส่วนรีเจนเนอเรเตอร์และส่วนขยาย (K)

สมการอนุรักษ์พลังงานสำหรับส่วนอัด ส่วนรีเจนเนอร์เรเตอร์ และส่วนขยาย สามารถแสดงได้ตามลำดับดังสมการต่อไปนี้

$$C_v \frac{d(m_c T_c)}{dt} = dQ_C - \frac{dW_c}{dt} - \dot{m}_{c-r} C_p T_{c-r} \quad (3.25)$$

$$C_v \frac{d(m_r T_r)}{dt} = dQ_r - dQ_{loss,disip-r} + \dot{m}_{c-r} C_p T_{c-r} - \dot{m}_{r-e} C_p T_{r-e} \quad (3.26)$$

$$C_v \frac{d(m_e T_e)}{dt} = dQ_H - \frac{dW_e}{dt} + \dot{m}_{r-e} C_p T_{r-e} \quad (3.27)$$

เมื่อ $\dot{m}_c$, คือ มวลของก๊าซในส่วนอัด (kg)

$\dot{m}_r$ คือ มวลของก๊าซในส่วนรีเจนเนอร์เรเตอร์ (kg)

m_e คือ มวลของก๊าซในส่วนขยาย (kg)

Q_C คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนในส่วนระบายความร้อน (W)

Q_r คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนในส่วนรีเจนเนอเรเตอร์ความร้อน (W)

Q_H คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนในส่วนรับความร้อน (W)

$Q_{loss,disip-r}$ คือ การสูญเสียความร้อน เนื่องจากแรงเสียดทานการไหลของรีเจนเนอเรเตอร์ (W)

W_c คือ งานที่เกิดขึ้นโดยก๊าซในส่วนอัด (J)

W_e คือ งานที่เกิดขึ้นโดยก๊าซในส่วนขยาย (J)

งานที่เกิดขึ้นโดยก๊าซในส่วนอัดและส่วนขยายสามารถคำนวณได้ตามลำดับ โดยสมการ

$$\frac{dW_c}{dt} = p_c \frac{dV_c}{dt} \text{ และ } \frac{dW_e}{dt} = p_e \frac{dV_e}{dt} \quad (3.28)$$

เมื่อพิจารณาสมการ Ideal gas ($pV = mRT$) และคุณสมบัติของก๊าซซึ่งคำนวณได้จาก $R = C_p - C_v$ โดยที่ $\gamma = \frac{C_p}{C_v}$ อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำงานโดยสมการอนุรักษ์พลังงานสามารถคำนวณได้ด้วยสมการดังต่อไปนี้

อัตราการไหลเชิงมวลระหว่างปริมาตรควบคุมของส่วนอัดตัวและส่วนระบายความร้อน

$$\dot{m}_{c-r} = -\frac{1}{RT_{c-r}}\left(-\frac{R}{C_p}dQ_C + p_c\frac{dV_c}{dt} + \frac{V_c}{\gamma}\frac{dp}{dt}\right) \quad (3.29)$$

อัตราการไหลเชิงมวลระหว่างปริมาตรควบคุมของส่วนระบายความร้อนและรีเจนเนอร์เรเตอร์

$$\dot{m}_{r-e} = \frac{1}{RT_{r-e}}\left(-\frac{R}{C_p}dQ_H + p_e\frac{dV_e}{dt} + \frac{V_e}{\gamma}\frac{dp}{dt}\right) \quad (3.30)$$

เมื่อ R คือ ค่าคงที่ของก๊าซ

C_p คือ ค่าความจุความร้อนจำเพาะที่ความดันคงที่ (J/ kgK)

C_v คือ ค่าความจุความร้อนจำเพาะที่ปริมาตรคงที่ (J/ kgK)

P คือ ความดันก๊าซในเครื่องยนต์ (Pa)

p_c คือ ความดันก๊าซในส่วนอัด (Pa)

p_e คือ ความดันก๊าซในส่วนขยาย (Pa)

หากรวมสมการอนุรักษ์พลังงานสำหรับแต่ละพื้นที่เข้าด้วยกัน จะสามารถหาอนุพันธ์ความดันได้ตามสมการนี้

$$\frac{dp}{dt} = \frac{1}{C_v V_T}\left(R\left(dQ_H + dQ_r + dQ_C - dQ_{loss,disip-r}\right) - C_p\left(p_c\frac{dV_c}{dt} + p_e\frac{dV_e}{dt}\right)\right) \quad (3.31)$$

เมื่อ V_T คือผลรวมปริมาตรก๊าซในเครื่องยนต์ (m^3)

นอกจากนี้สมการอนุรักษ์พลังงานสำหรับวัสดุพรุนในรีเจนเนอเรเตอร์สามารถเขียนได้ดังนี้

$$m_m C_p\frac{dT_m}{dt} = -dQ_r \quad (3.32)$$

ดังนั้นอนุพันธ์ของอุณหภูมิในส่วนของวัสดุพรุนในรีเจนเนอเรเตอร์แต่ละส่วนสามารถคำนวณได้ดังนี้

$$\frac{dT_m}{dt} = \frac{1}{m_m C_p}\left(-dQ_r\right) \tag{3.33}$$

เมื่อ m_m คือ มวลของวัสดุพรุนในรีเจนเนอร์เรเตอร์

T_m คือ อุณหภูมิของวัสดุพรุนในรีเจนเนอร์เรเตอร์

สมการอนุรักษ์มวลของสารทำงานสามารถแสดงได้ดังนี้

$$\frac{dm_c}{dt} = -\dot{m}_{c-r} \quad \text{สมการอนุรักษ์มวลของส่วนอัดตัว} \tag{3.34}$$

$$B\frac{dm_r}{dt} = \dot{m}_{c-r} - \dot{m}_{r-e} \quad \text{สมการอนุรักษ์มวลส่วนระบายความร้อน} \tag{3.35}$$

$$\frac{dm_e}{dt} = \dot{m}_{r-e} \quad \text{สมการอนุรักษ์มวลของรีเจนเนอร์เรเตอร์} \tag{3.36}$$

จากสมการ Ideal gas อุณหภูมิของก๊าซในส่วนอัด ส่วนรีเจนเนอร์เรเตอร์ และส่วนขยาย สามารถคำนวณได้ตามลำดับ ดังนี้

$$T_c = \frac{p_c V_c}{R m_c} \tag{3.37}$$

$$T_r = \frac{p_r V_r}{R m_r} \tag{3.38}$$

$$T_e = \frac{p_e V_e}{R m_e} \tag{3.39}$$

เมื่อ V_r คือปริมาตรก๊าซในรีเจนเนอเรเตอร์ (m^3)

p_r คือความดันก๊าซในรีเจนเนอเรเอตร์ (Pa)

ส่วนการคำนวณหาความดันตกคร่อมในรีเจนเนอร์เรเตอร์ สามารถคำนวณได้ดังสมการนี้

$$-\frac{\Delta p_{r(i)}}{\Delta x} = -\frac{2}{D_h}\frac{\dot{X}_m^2}{\rho A_g^2} f_{oscm} \sin(\omega t + \theta_m) \tag{3.40}$$

ความร้อนที่เกิดในรีเจนเนอร์เรเตอร์โดยแรงเสียดทานการไหล แสดงได้ดังนี้

$$Q_{loss,disip} = \frac{\Delta p \dot{m}}{\rho} \tag{3.41}$$

เมื่อ $Q_{loss,disip}$ คือความร้อนสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทานการไหล (W)

$\dot{m}$ คือ อัตราการไหล (kg/s)

ρ คือ ความหนาแน่น (kg/m^3)

สมการความดันลดที่เกิดขึ้นในรีเจนเนอร์เรเตอร์และส่วนขยายที่ถูกพิจารณาภายใต้การไหลแบบกลับไปกลับมา แสดงได้ดังนี้

$$p_r = p_c + \frac{\Delta p_r}{2} \tag{3.42}$$

$$p_e = p_r + \frac{\Delta p_r}{2} \tag{3.43}$$

เมื่อ Δp_r คือความดันตกคร่อมที่เกิดขึ้นในรีเจนเนอเรเตอร์ (Pa)

อัตราการถ่ายเทความร้อนในแต่ละพื้นที่สามารถคำนวณได้ดังนี้

$$dQ_H = h_H A_{h-H}\left(T_H - T_e\right) \tag{3.44}$$

$$dQ_r = e_{eff} h_m A_{h-m}\left(T_m - T_r\right) \tag{3.45}$$

$$dQ_C = h_C A_{h-C}\left(T_C - T_c\right) \tag{3.46}$$

เมื่อ e_{eff} คือ ประสิทธิภาพของรีเจนเนอร์เรเตอร์

h_H คือ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในส่วนให้ความร้อน (W/m^{2}K)

h_m คือ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของวัสดุพรุนในรีเจนเนอร์เรเตอร์ (W/m^{2}K)

h_C คือ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในส่วนระบายความร้อน (W/m^{2}K)

T_H คือ อุณหภูมิของส่วนให้ความร้อน (K)

T_C คือ อุณหภูมิของส่วนระบายความร้อน (K)

A_{h-H} คือ พื้นที่ถ่ายเทความร้อนของส่วนให้ความร้อน (m^2)

A_{h-C} คือ พื้นที่ถ่ายเทความร้อนของส่วนระบายความร้อน (m^2)

A_{h-m} คือ พื้นที่ถ่ายเทความร้อนของวัสดุพรุน (m^2)

พิจารณาถึงการสูญเสียความร้อนเนื่องจากการพาความร้อนสู่พื้นผิวสามารถคำนวนได้โดยสมการต่อไปนี้

$$\alpha \dot{Q}i = \varepsilon\sigma\left(T_H^4 - T_0^4\right) + h_0\left(T_H - T_0\right) + h_H\left(T_H - T_e\right) \quad (3.47)$$

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนระหว่างเพลทและสารทำงานในส่วนขยายและส่วนอัดที่สามารถกำหนดได้เช่นเดียวกับการถ่ายเทความร้อนในกระบอกสูบของเครื่องยนต์ลูกสูบ ดังสมการต่อไปนี้

$$h = 2.43V_P^{1/3}\left(p_{inst}T_g\right)^{1/2} \quad (3.48)$$

เมื่อ h คือ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (W/m^2K)

V_p คือ ความเร็วลูกสูบเฉลี่ย (m/s)

p_{inst} คือความดันในกระบอกสูบในขณะนั้น (bar)

T_g คืออุณหภูมิของสารทำงาน (K)

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยระหว่างวัสดุพรุนและสารทำงานในรีเจนเนอเรเตอร์ที่แสดงโดย Tanaka et al. [6] เป็นไปตามสมการดังนี้

$$\overline{Nu} = 0.33\overline{Re}^{0.67} \quad (3.49)$$

$$NTU = \frac{4\overline{Nu}H_D}{Pr\overline{R}ed_h} \quad (3.50)$$

$$\bar{h}_m = \frac{NTUC_p\overline{\dot{m}}}{A_{h-m}} \quad (3.51)$$

เมื่อ $\overline{Nu}$ คือ นัสเซลนัมเบอร์เฉลี่ย

$\overline{Re}$ คือ เรโนลด์นัมเบอร์เฉลี่ย

NTU คือ จำนวนของ transfer units

H_D คือ ความหนาของรีเจนเนอร์เรเตอร์ (m)

Pr คือ พรันด์เทิลนัมเบอร์

$\bar{h}_m$ คือ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยบนพื้นผิวของวัสดุพรุน (W/m^2K)

$A_{h\text{-}m}$ คือ คือพื้นที่ถ่ายเทความร้อนในวัสดุพรุน (m^2)

ประสิทธิผลของการแลกเปลี่ยนความร้อนในรีเจนเนอเรเตอร์ สามารถคำนวณได้ดังนี้

$$e_{eff} = \frac{NTU}{NTU + 2} \tag{3.52}$$

งานที่ได้จากเครื่องยนต์สามารถคำนวณได้ดังนี้

$$\frac{dW_i}{dt} = \frac{dW_c}{dt} + \frac{dW_e}{dt} = p_c \frac{dV_c}{dt} + p_e \frac{dV_e}{dt} \tag{3.53}$$

งานทางทฤษฎีของวัฏจักร (Cyclic indicated work) สามารถคำนวณได้

$$W_i = \oint \left(\frac{dW_i}{dt} \right) dt = \int_0^{\tau} \left(\frac{dW_c}{dt} + \frac{dW_e}{dt} \right) dt = \int_0^{\tau} \left(p_c \frac{dV_c}{dt} + p_e \frac{dV_e}{dt} \right) dt \tag{3.54}$$

โดยที่ p_c คือ ความดันของสารทำงานในส่วนการอัด (Pa)

p_e คือ ความดันของสารทำงานในส่วนการขยาย (Pa)

V_c คือ ปริมาตรในส่วนการอัด (m^3)

V_e คือ ปริมาตรในส่วนการขยาย (m^3)

W_c คือ งานที่เกิดในส่วนการอัด (J)

W_e คือ งานที่เกิดในส่วนการขยาย (J)

W_i คือ งาน (J)

τ คือ เวลาในหนึ่งวัฏจักร (s)

กำลังบ่งชี้ของวัฏจักร (Cyclic indicated power)

$$P_i = W_i f \tag{3.55}$$

โดยที่ f คือ ความถี่ (Hz)

P_i คือ กำลัง (W)

W_i คือ งาน (J)

Free body diagram ของกลไกการส่งผ่านของเครื่องยนต์ลูกสูบแสดงได้ดังรูป มุม, β และความเร็วเชิงมุมของข้อเหวี่ยง สามารถหาได้จาก

$$\beta = \theta - \pi \tag{3.56}$$

$$\dot{\beta} = \dot{\theta} \tag{3.57}$$

ภาระตามแนวแกนของลูกสูบ คำนวณได้จาก

$$Q_{pi}(t) = \left(F_r + \mu_{k-pi}\left|S_{pi}\right| + F_{Load}\right) \tag{3.58}$$

เมื่อ $Q_{pi}(t)$ คือ ภาระตามแนวแกนของลูกสูบ (N)

F_r คือ แรงเสียดทานในแหวนลูกสูบ (N)

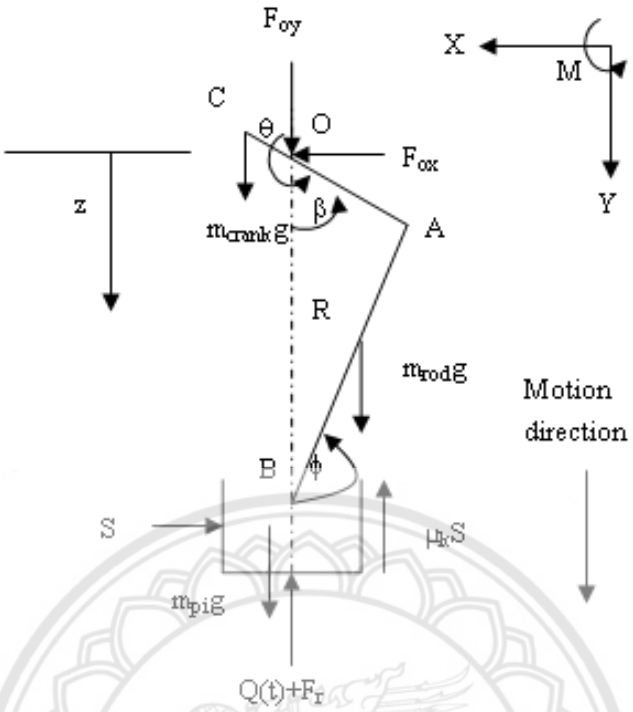
$\mu_{k\text{-}pi}$ คือ สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในคัปปลิ้งของลูกสูบ (N)

S_{pi} คือ แรงกระทำที่ด้านข้างของลูกสูบ (N)

F_{Load} คือ โหลดภายนอก (N)

โหลดภายนอกที่กระต่อลูกสูบสามารถคำนวณได้จาก

$$F_{Load-P} = p_c A_P - p_a A_P \tag{3.59}$$



รูปที่ 3.15 Free body diagram ของกลไกการส่งกำลังของเครื่องยนต์ลูกสูบ [2]

ภาระภายนอกที่กระทำบนดิสเพลสเซอร์สามารถคำนวณได้จาก

$$F_{Load-D} = p_e A_{D-e} - p_c A_{D-c} \tag{3.60}$$

เมื่อ p_a คือ ความกดอากาศ (Pa)

$A_{D\text{-}e}$ คือ พื้นที่สัมผัสของดิสเพลสเซอร์ (m^2)

$A_{D\text{-}c}$ คือ พื้นที่สัมผัสของส่วนอัด (m^2)

แรงรัศมีในเพลาข้อเหวี่ยงและแรงด้านข้างของพื้นผิวลูกสูบที่ความเร็วเครื่องยนต์คงที่ สามารถคำนวณหาได้จาก

$$F_{Ox} = -r\dot{\beta}^2 Sin\beta\left(m_{crank} h_{pi} - m_{rod}\left(1-j\right)\right) + S_{pi} \tag{3.61}$$

$$F_{Oy} = r\dot{\beta}^2\left[m_{pi}\left(\frac{r\cos^2\beta}{l_{rod}\cos^3\phi} - \sin\beta\tan\phi - \cos\beta \right) + \right.$$
$$\left. m_{rod}\left(\frac{jr\cos^2\beta}{l_{rod}\cos^3\phi} - j\sin\beta\tan\phi - \cos\beta \right) + m_{crank}L\cos\beta \right] \qquad (3.62)$$
$$- g\left(m_{pi} + m_{rod} + m_{crank}\right) + F_r + \mu_{k-pi}\left|S_{pi}\right| + p_g A_{pi} - p_a A_{pi}$$

$$S_{pi} = \frac{\left\{ \begin{array}{l} -r\dot{\beta}^2\left[\frac{I_{rod}}{\left(l_{rod}\cos\phi\right)^2}\left(\frac{r\cos^2\beta\tan\phi}{l_{rod}\cos\phi} - \sin\beta \right) \right. \\ + m_{pi}\tan\phi\left(\frac{r\cos^2\beta}{l_{rod}\cos^3\phi} - \sin\beta\tan\phi - \cos\beta \right) \\ \left. jm_{rod}\left(\frac{jr\cos^2\beta\tan\phi}{l_{rod}\cos^3\phi} - \cos\beta\tan\phi + \sin\beta - \frac{j\sin\beta}{\cos^2\phi} \right) \right] \\ + g\tan\phi\left(m_{pi} + jm_{rod}\right) - F_r\tan\phi - p_g A_{pi}\tan\phi + p_a A_{pi}\tan\phi \end{array} \right\}}{D_{pi}} \qquad (3.63)$$

เมื่อ A_{pi} คือ พื้นที่สัมผัสของลูกสูบ (m^2)

F_{ox} คือ แรงกระทำต่อเพลาข้อเหวี่ยงในแกน X (N)

F_{oy} คือ แรงกระทำต่อเพลาข้อเหวี่ยงในแกน Y (N)

g คือ ความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วง (m/s^2)

I_{rod} คือ ความเฉื่อยของก้านสูบ ($kg.m^2$)

J คือ อัตราส่วนความยาวของ AR และ AB ที่แสดงในรูปที่

l_{rod} คือ ความยาวของก้านสูบ (m)

L คือ อัตราส่วนความยาวของ OC และ OA ที่แสดงในรูปที่

m_{pi} คือ มวลของลูกสูบ (kg)

m_{crank} คือ มวลของข้อเหวี่ยงในลูกสูบกำลัง (kg)

m_{rod} คือ มวลของแกนเชื่อมต่อในลูกสูบกำลัง (kg)

r คือ ระยะเหวี่ยง (OA) ของลูกสูบ (m)

D_{pi} สามารถคำนวณได้จาก

$$D_{pi}D = 1 + \mu_{k-pi} \tan\varphi \qquad \left\{ \begin{matrix} \dot{z}_{pi} \geq 0, & S_{pi} \geq 0 \\ \dot{z}_{pi} < 0, & S_{pi} < 0 \end{matrix} \right\} \tag{3.64}$$

$$D_{pi} = 1 - \mu_{k-pi} \tan\varphi \qquad \left\{ \begin{matrix} \dot{z}_{pi} \geq 0, & S_{pi} < 0 \\ \dot{z}_{pi} < 0, & S_{pi} \geq 0 \end{matrix} \right\} \tag{3.65}$$

เมื่อ $\mu_{k\text{-}pi}$ คือ ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานระหว่างลูกสูบกับกระบอกลูกสูบที่หล่อลื่นด้วยน้ำมัน มีค่าเท่ากับ 0.3

$\dot{z}_{pi}$ คือ ความเร็ว stroke ของลูกสูบ (m/s)

แรงเสียดทานในแหวนซีลของแกนดิสเพลสเซอร์สามารถหาได้จาก

$$F_r = F_{frs1} + F_{frs2} \tag{3.66}$$

เมื่อ F_{frs1} คือ แรงเสียดทานในแหวนซีลตัวแรก (N)

F_{frs2} คือ แรงเสียดทานในแหวนซีลตัวที่สอง (N)

ถ้า $p_c \geq p_{br}$

$$F_{frs1} = \mu_{sd} \pi H \left(\left(p_c + p_{spr} \right) d_s' - 0.9 \bar{p}_{es1} d_s \right) \tag{3.67}$$

ถ้า $p_c \leq p_{br}$

$$F_{frs1} = \mu_{sd} \pi H \left(\left(p_{br} + p_{spr} \right) d_s' - 0.9 \bar{p}_{es1} d_s \right) \tag{3.68}$$

ถ้า $p_{br} \geq p_{c-c}$

$$F_{frs2} = \mu_{sd} \pi H \left(\left(p_{br} + p_{spr} \right) d_s' - 0.9 \bar{p}_{es2} d_s \right) \tag{3.69}$$

ถ้า $p_{br} \leq p_{c-c}$

$$F_{frs2} = \mu_{sd} \pi H \left(\left(p_{c-c} + p_{spr} \right) d_s' - 0.9 \bar{p}_{es2} d_s \right) \tag{3.70}$$

d_s คือ เส้นผ่านศูนย์กลางของก้านดิสเพลสเซอร์ (m)

d_s' คือ ป็นเส้นผ่าศูนย์กลางภายในของวงแหวนซีล (m)

H คือ ความสูงของแหวนซีล (m)

p_{br} คือ ความดันของก๊าซที่อยู่ระหว่างแหวนซีลตัวแรกและตัวที่สอง (Pa)

p_{spr} คือ ความดันเพิ่มบนวงแหวนซีล (Pa)

$p_{c\text{-}c}$ คือ แรงดันแก๊สใน Crankcase (Pa)

$\overline{p}_{es1}$ คือ ความดันแก๊สเฉลี่ยที่ผิวด้านนอกของวงแหวนตัวแรก (Pa)

$\overline{p}_{es2}$ คือ ความดันแก๊สเฉลี่ยที่ผิวด้านนอกของวงแหวนตัวที่สอง (Pa)

μ_{sd} คือ ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานระหว่างวงแหวนซีลและแกนของดิสเพลสเซอร์ (Pa)

ความดันก๊าซระหว่างซีลตัวแรกและซีลตัวที่สอง สามารถคำนวณได้ดังนี้

$$p_{br} = \frac{1}{2}(p_{c-c} + p_c) \tag{3.71}$$

ความดันที่พื้นผิวด้านนอกของวงแหวนสันนิษฐานได้ว่ามีการกระจายเชิงเส้นเกิดขึ้นตามสมการนี้

$$\overline{p}_{es1} = \frac{1}{2}(p_c + p_{br}) \tag{3.72}$$

$$\overline{p}_{es2} = \frac{1}{2}(p_{c-c} + p_{br}) \tag{3.73}$$

ในการกำหนดกำลังเบรกของเครื่องยนต์จะต้องคำนวณแรงบิดทั้งหมดบนเพลาข้อเหวี่ยง เครื่องยนต์สเตอร์ลิ่งแบบแกมม่ามีสองลูกสูบเชื่อมกับเพลาข้อเหวี่ยง, ลูกสูบกำลังและดิสเพลสเซอร์ งานที่กระทำโดยลูกสูบกำลังจะถูกถ่ายโอนไปยังเพลาข้อเหวี่ยงและมู่เล่ มู่เล่ก็จะถ่ายโอนพลังงานสะสมกลับไปยังสารทำงาน โดยสามารถคำนวณแรงบิดทั้งหมดในเพลาข้อเหวี่ยงได้ดังนี้

$$Tor_T = \Sigma Tor \tag{3.74}$$

เมื่อ Tor_T คือ แรงบิดลูกสูบทั้งหมด (Nm)

Tor คือ แรงบิดลูกสูบ (Nm)

แรงบิดจากลูกสูบกำลังแต่ละอันและดิสเพลสเซอร์ (Tor) ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์คงที่ สามารถคำนวณได้โดยใช้สมการต่อไปนี้

$$Tor = \frac{1}{2}\dot{\beta}^{2} I'(\beta) + g(\beta) + Q(t,\beta) \tag{3.75}$$

เมื่อ $I'(\beta)$ คือ อัตราการเปลี่ยนแปลงของความเฉื่อย

$g(\beta)$ คือ แรงบิดโน้มถ่วง

$$\begin{aligned} I'(\beta) = {} & 2I_{rod} E(\mu_{k-pi}) \left(\frac{r\cos\beta}{l_{rod}\cos\phi}\right)^{2} \left(\frac{r\cos\beta}{l_{rod}\cos\phi}\tan\phi - \tan\beta\right) \\ & + 2m_{pi} r^{2} \left(E(\mu_{k-pi})\cos\beta\tan\phi - \sin\beta\right) \left(\frac{r\cos^{2}\beta}{l_{rod}\cos^{3}\phi} - \cos\beta - \sin\beta\tan\phi\right) \\ & - 2m_{rod} r^{2} (1-j)^{2} \sin\beta\cos\beta + 2m_{rod} r^{2} \left(j\,E(\mu_{k-pi})\cos\beta\tan\phi - \sin\beta\right) \\ & \left(\frac{j\,r\cos^{2}\beta}{l_{rod}\cos^{3}\phi} - \cos\beta - j\sin\beta\tan\phi\right) \end{aligned} \tag{3.76}$$

$$g(\beta) = gr \begin{bmatrix} m_{pi}\left(E(\mu_{k-pi})\cos\beta\tan\phi - \sin\beta\right) + m_{rod}\left(j\,E(\mu_{k-pi})\cos\beta\tan\phi - \sin\beta\right) \\ + m_{crank} L \sin\beta \end{bmatrix} \tag{3.77}$$

ค่าแรงบิดของแรงโน้มถ่วงนั้นได้รับอิทธิพลเพิ่มจากแรงเสียดทานระหว่างลูกสูบและผิวกระบอกสูบซึ่งไม่ได้เป็นศูนย์ตลอดวัฏจักร ซึ่งส่งผลให้รอบของแรงบิดแรงโน้มถ่วงไม่เป็นศูนย์

ภาระแรงบิด ($Q(t,\beta)$) ของลูกสูบสามารถคำนวณหาได้ดังนี้

$$Q(t,\beta) = (F_r + F_{Load}) r \left(E(\mu_{k-pi})\cos\beta\tan\phi - \sin\beta\right) \tag{3.78}$$

เมื่อ

$$E(\mu_{k-pi}) = \frac{1+\mu_{k-pi}\tan\beta}{1+\mu_{k-pi}\tan\varphi} \qquad \begin{Bmatrix} \dot{z}_{pi} \geq 0, & S_{pi} \geq 0 \\ \dot{z}_{pi} < 0, & S_{pi} < 0 \end{Bmatrix} \tag{3.79}$$

$$E\left(\mu_{k-pi}\right)=\frac{1-\mu_{k-pi}\tan\beta}{1-\mu_{k-pi}\tan\varphi} \qquad \left\{\begin{matrix}\dot{z}_{pi}\geq 0, & S_{pi}<0\\ \dot{z}_{pi}<0, & S_{pi}\geq 0\end{matrix}\right\} \tag{3.80}$$

การสูญเสียเชิงกลเนื่องจากแรงเสียดทานในแบริ่งหาได้จาก

$$Tor_B=\mu_{k-B}F_O\frac{D_B}{2} \tag{3.81}$$

เมื่อ Tor_B คือ แรงบิดสูญเสียในในแบริ่ง (Nm)

μ_{k-B} คือ ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในแบริ่ง มีค่าเท่ากับ 0.0015

D_B คือ เส้นผ่าศูนย์กลางแบริ่ง (m)

F_O คือ แรงที่กระทำต่อแบริ่ง (N)

สามารถคำนวณแรงแบบสัมบูรณ์ที่กระทำกับลูกปืนแบริ่งได้ดังนี้

$$\vec{F}_O=\vec{F}_{O-P}+\vec{F}_{O-D} \tag{3.82}$$

เมื่อ $\vec{F}_{O-P}$ คือ ผลรวมเวกเตอร์แรงทั้งหมดที่กระทำต่อเพลาข้อเหวี่ยงจากด้านข้างลูกสูบกำลัง (N)

$\vec{F}_{O-D}$ คือ ผลรวมเวกเตอร์แรงทั้งหมดที่กระทำต่อเพลาข้อเหวี่ยงจากด้านข้างดิสเพลสเซอร์ (N)

งานของ cyclic brake สามารถหาได้ดังนี้

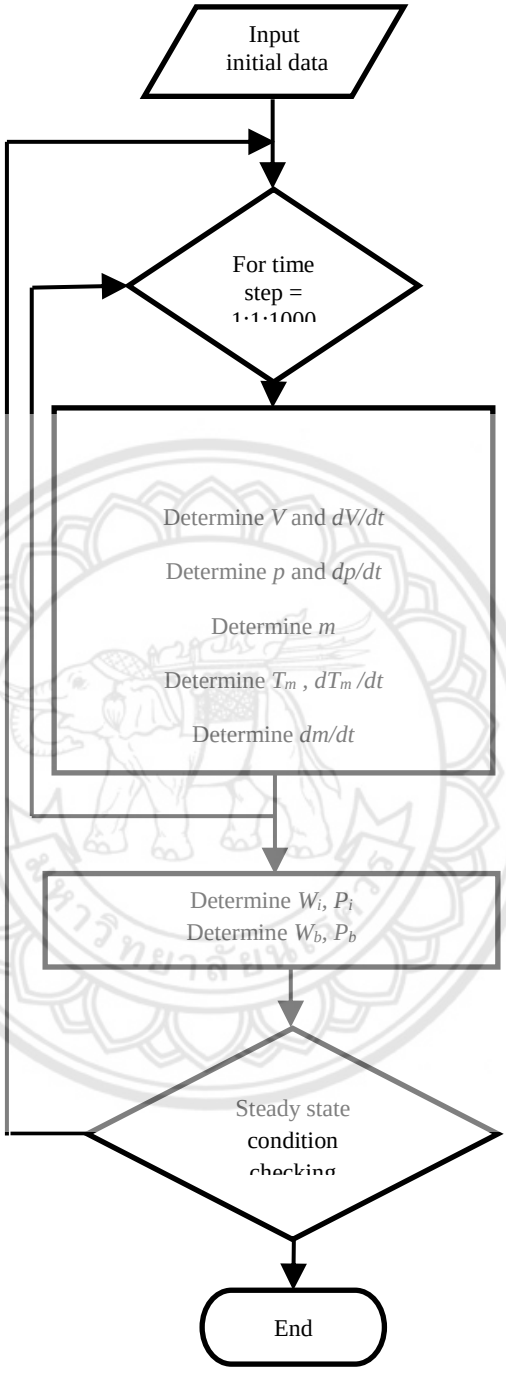
$$W_b=\oint\left(\frac{dW_b}{dt}\right)dt=\int_0^{\tau}\left(\left(Tor_T-Tor_B\right)\frac{d\theta}{dt}\right)dt \tag{3.83}$$

และกำลังของ cyclic brake สามารถหาได้ดังนี้

$$P_b=W_b f \tag{3.84}$$

รูปที่ 3.16 คือแผนผังลำดับงานของการจำลองเชิงตัวเลข สำหรับการจำลองเชิงตัวเลขข้างต้นทำโดยใช้โปรแกรม MATLAB บนคอมพิวเตอร์ ค่าพารามิเตอร์ต่างๆ ของเครื่องยนต์จะเป็นข้อมูล input ที่ใช้เริ่มต้นในการคำนวณ ในช่วงเริ่มต้นของการทำแบบจำลอง อุณหภูมิของก๊าซในส่วนอัดจะ

ถูกตั้งค่าให้เท่ากับอุณหภูมิคงที่ของ cold plate และอุณหภูมิของก๊าซในส่วนขยายจะถูกตั้งค่าให้เท่ากับอุณหภูมิของ hot plate ในการแก้ปัญหาเชิงตัวเลขของชุดสมการเชิงอนุพันธ์ (Eq.3.12 และ Eq.3.14-3.17) จะทำให้ได้ค่าความดันในส่วนอัด, มวลของก๊าซในแต่ละส่วน และอุณหภูมิของแหล่งกำเนิดในรีเจนเนอร์เรเตอร์ หลังจากนั้นค่าความดันตกคร่อมในรีเจนเนอร์เรเตอร์และค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวทั้งหมดของ hot plate และ cold plate และแหล่งกำเนิดความร้อนจะถูกใช้คำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อน อุณหภูมิของก๊าซในแต่ละส่วนคำนวณโดยใช้สมการของก๊าซอุดมคติ (Eq.3.18-3.20) แรงบิดทั้งหมดของเพลาข้อเหวี่ยงคำนวณโดยใช้สมการ Eq.3.37- Eq.3.61 ในการคำนวณ โปรแกรมคอมพิวเตอร์จะคำนวณเป็น 1,000 ส่วนใน 1 รอบ จนกว่าถึงสภาวะสมดุล



รูปที่ 3.16 แผนผังแสดงผังขั้นตอนของโปรแกรมในการทำนายสมรรถนะของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง [2]

บทที่ 4

ผลการวิจัย

ผลการทดลองจากชุดทดสอบการไหลในรีเจนเนอเรเตอร์และผลการจำลองเชิงตัวเลขด้วยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่ถูกพัฒนาขึ้นถูกแสดงไว้ในบทนี้ โดยมีรายละเอียดดังต่อไปนี้

4.1 ผลการทดลองจากชุดทดสอบการไหลในรีเจนเนอร์เรเตอร์

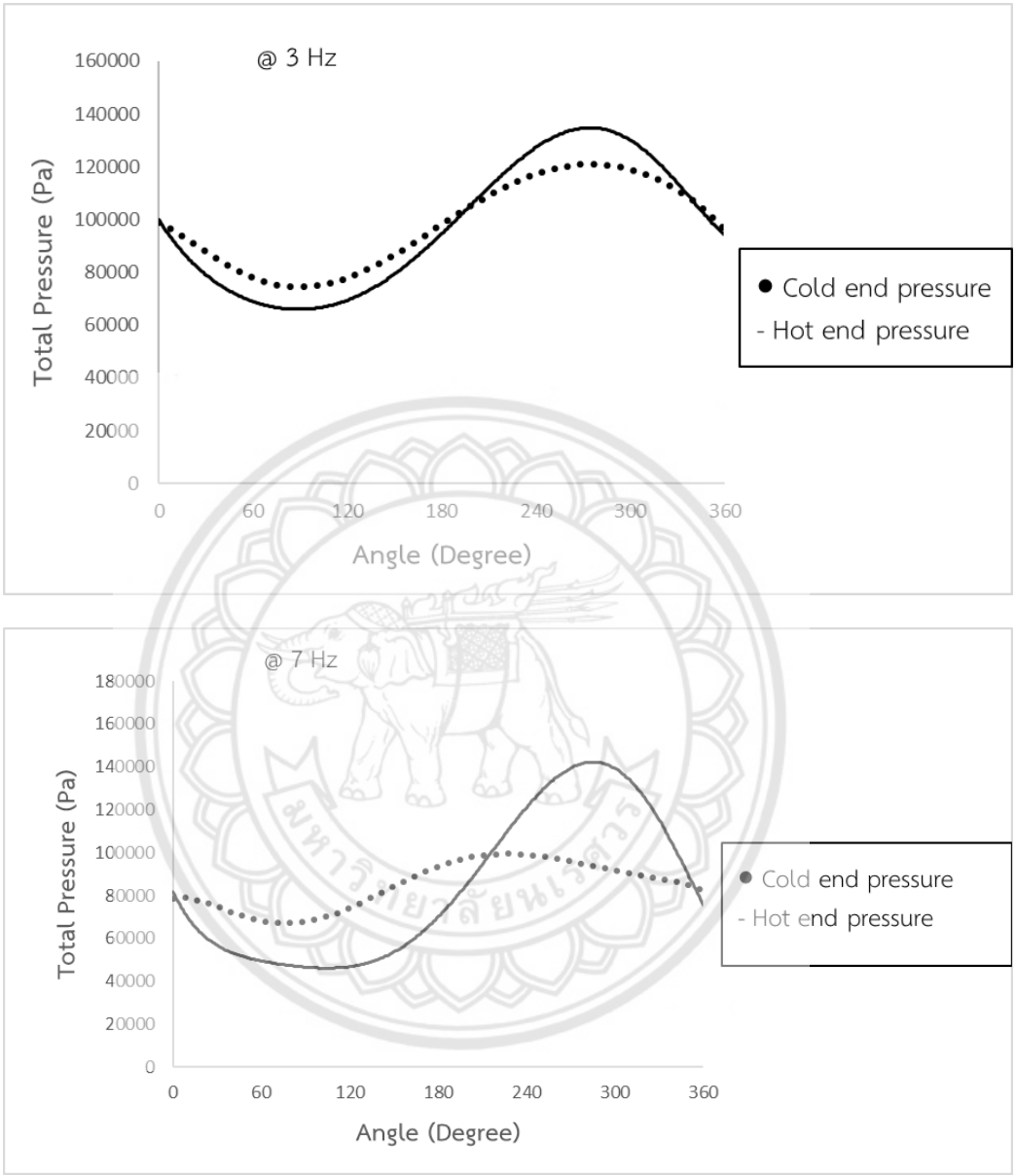
การทดลองการไหลจากชุดทดสอบรีเจนเนอเรเตอร์ ใช้อากาศเป็นสารทำงานให้กับชุดทดสอบสภาวะความดัน 1 Bar โดยเก็บข้อมูลการทดลองในช่วงความเร็วรอบลูกสูบด้วยความถี่ 2-10 Hz ที่อุณหภูมิแตกต่างต่ำ กำหนดให้สภาวะการทำงานของสารทำงานในรีเจนเนอร์เรเตอร์ที่ช่วงอุณหภูมิ 60-80 °C วัสดุภายในรีเจนเนอเรเตอร์เป็นแถบโลหะบาง ที่มีค่าความพรุนเท่ากับ 0.95 มุมต่างเฟสของลูกสูบเท่ากับ 90 องศา

ซึ่งผลการทดลองแสดงเป็นค่าการเคลื่อนเฟส (Phase shift) ของตัวแปรการทำงานที่ประกอบไปด้วยความดันของสารทำงานและอัตราการไหลของสารทำงานทางด้านรับความร้อนและทางด้านระบายความร้อนของรีเจนเนอเรเตอร์

4.1.1 การเคลื่อนเฟสของตัวแปรการทำงานของสารทำงาน

การเคลื่อนเฟสของความดัน

จากผลการทดลองการไหลที่ได้พบว่าการเปลี่ยนแปลงตามคาบการเคลื่อนที่ของความดันมีรูปแบบเดียวกันในทุกชุดข้อมูลที่เก็บค่าได้ โดยการเปลี่ยนแปลงความดันของสารทำงานทั้งทางด้านรับความร้อนและทางด้านระบายความร้อนของรีเจนเนอเรเตอร์ใช้แถบโลหะบางที่ความเร็วรอบ 3 Hz และ 7 Hz แสดงได้ดังรูปที่ 4.1 ส่วนข้อมูลที่ความเร็วรอบอื่นถูกนำไปแสดงไว้ในภาคผนวก



รูปที่ 4.1 แสดงกราฟข้อมูลการเปลี่ยนแปลงความดันของสารทำงานที่ด้านรับความร้อนและทางด้านระบายความร้อนของรีเจนเนอเรเตอร์ ใช้แถบโลหะบาง ที่ความเร็วรอบ 3 Hz และ 7 Hz

จากรูปที่ 4.1 จะเห็นได้ว่าค่าความดันของสารทำงานเมื่อมีการไหลกลับไปกลับมาผ่านรีเจนเนอเรเตอร์ทั้งที่ทางด้านรับความร้อนและทางด้านระบายความร้อนของรีเจนเนอเรเตอร์มีลักษณะการเคลื่อนที่เป็นแบบคลื่นรูปไซน์ (Sinusoidal motion) เมื่อพิจารณาการเปลี่ยนแปลงความดันของสารทำงานที่ไหลผ่านรีเจนเนอร์เรเตอร์ พบว่าความดันทางด้านรับความร้อนมีค่าน้อยกว่า เนื่องจากฮีทเตอร์ที่ได้พัฒนาขึ้นมาใหม่มีรูที่เล็กสารทำงานที่ไหลผ่าน

เกิดความดันลด นอกจากนี้ยังพบความต่างของมุมเฟสของความดันทางด้านรับความร้อนและทางด้านระบายความร้อนของรีเจนเนอร์เรเตอร์และมีความต่างเพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มความเร็วรอบให้กับชุดทดสอบดังที่แสดงในรูปที่ 4 ซึ่งเรียกปรากฏการณ์เรียกว่าการเคลื่อนเฟสของความดัน และผลการทดลองการเคลื่อนที่แบบไหลกลับไปกลับมาที่มีความดันเปลี่ยนแปลงแบบเป็นคาบที่ได้ยังไปสอดคล้องกับผลการทดลองของ Num and Joueg [10,20] คือการเคลื่อนที่แบบไหลกลับไปกลับมาที่มีความดันเปลี่ยนแปลงแบบเป็นคาบ

4.2 สมการความสัมพันธ์สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการไหล และตัวแปร Breathing factor

จากการทดลองจะได้ข้อมูลค่าอัตราการไหลและความดันลดในแต่ละช่วงความเร็วรอบของรีเจนเนอเรเตอร์ที่มีค่าความพรุนเท่ากับ 0.95 และจากแนวโน้มที่แสดงไว้โดย Num and Joueg [5,8] ทำให้สามารถสร้างชุดข้อมูลที่ใช้สำหรับสร้างชุดสมการความสัมพันธ์สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการไหลแบบกลับไปกลับมา สัมประสิทธิ์แรงเสียทานการไหลแบบกลับไปกลับมาเฉลี่ยและค่าตัวแปร Breathing factor โดยสมการที่สร้างขึ้นนั้น จะใช้ค่าวาเลนซี่นัมเบอร์ในช่วง 0.01-0.1 ค่าเรโนลนัมเบอร์ในช่วง 1000-9000

4.2.1 สมการความสัมพันธ์ของสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการไหลแบบกลับไปกลับมาที่ทางเข้าด้านให้ความร้อน (Hot end)

$$f_{osc1} = \frac{1}{Va^{0.65}}\left(\frac{598.97}{\varepsilon_1} - 16.595\right)$$

เมื่อ $13 \le Va \le 69,\ 6 \le \varepsilon_1 \le 10.7$

โดยที่ f_{osc1} คือ สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการไหลแบบกลับไปกลับมา

ε คือ อัตราส่วนขยาย

Va คือ วาเลนซี่นัมเบอร์

4.2.2 สมการความสัมพันธ์ของสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการไหลแบบกลับไปกลับมาเฉลี่ย

$$f_{oscm} = \frac{1}{Va^{0.65}}\left(\frac{151.38}{\varepsilon_m} + 34.829\right)$$

เมื่อ $13 \le Va \le 69,\ 12 \le \varepsilon_m \le 20$

โดยที่ f_{oscm} คือ สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการไหลแบบกลับไปกลับมาเฉลี่ย

ε คือ อัตราส่วนขยายเฉลี่ย

Va คือ วาเลนซี่นัมเบอร์

4.2.3 สมการความสัมพันธ์ของ Breathing factor

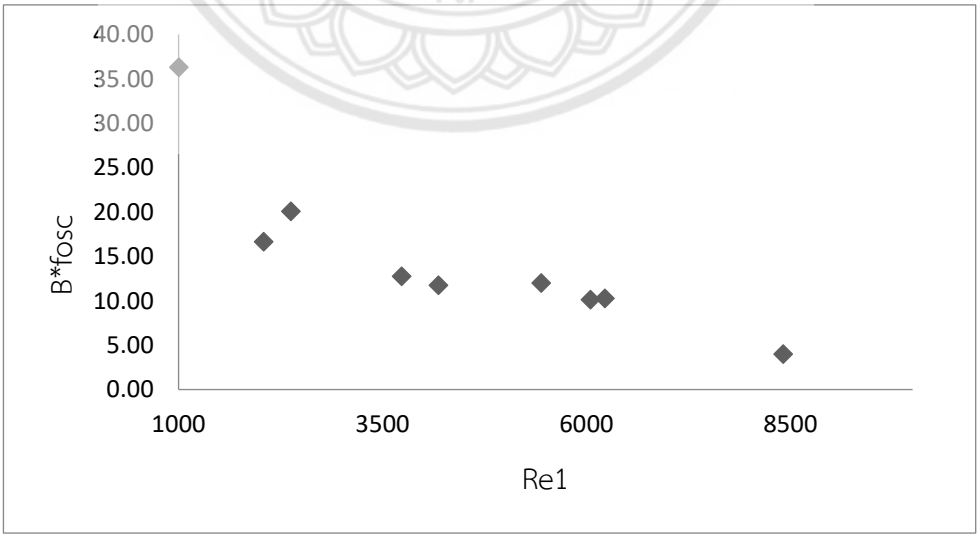
$$B = \frac{1}{f_{osc1}}\left(\frac{32302}{\mathrm{Re}_1} + 3.99\right)$$

เมื่อ $1000 \le \mathrm{Re}_1 \le 9000$

โดยที่ B คือ Breathing factor

Re_1 คือ เรโนลนัมเบอร์ที่ด้านร้อนของรีเจนเนอเรเตอร์

สามารถแสดงกราฟสมการความสัมพันธ์ดังกล่าวของรีเจนเนอเรเตอร์ที่ใช้สแตนเลสแถบบางมีค่าความพรุนเท่ากับ 0.95 จะ ได้ดังรูปที่ 4.2



รูปที่ 4.2 กราฟแสดงความสัมพันธ์ของสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการไหลที่ทางด้านรับความร้อนและตัวแปร Breathing factor เมื่อเทียบกับค่าเรโนลนัมเบอร์

4.3 การประยุกต์ใช้สมการความสัมพันธ์ที่ได้จากการทดลองร่วมกับแบบจำลอง คณิตศาสตร์แบบ Quasi steady flow

นำสมการความสัมพันธ์ที่พัฒนาขึ้นไปใช้ร่วมกับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ลำดับที่สองของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเพื่อใช้ในการเปรียบเทียบกับค่าสมรรถนะของเครื่องยนต์ทำงานที่อุณหภูมิแตกต่างต่ำที่พัฒนาโดย บัญชา ค้งตระกูล [21] ซึ่งให้การทำนายค่ากำลังเพลา ดังตารางที่ 4.1

ตารางที่ 4.1 แสดงการเปรียบเทียบผลการทำนายค่ากำลังเพลาของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

Results	Experiment [21]	Kraitong [2]	Developed Oscillating flow model
Brake power (W)	0.969	1.117	0 (-1.19)

จากตารางที่ 4.1 พบว่า ค่ากำลังเพลาที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่คำนึงถึงผลการเปลี่ยนแปลงความดันและคาบเวลาในรีเจนเนอร์เรเตอร์ร่วมกับการใช้สมการความสัมพันธ์ของค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานภายใต้การไหลแบบกลับไปกลับมาที่ได้จากงานวิจัยนี้ให้ค่ากำลังเพลาติดลบ นั่นหมายถึงเครื่องยนต์ไม่สร้างงานในสภาวะการทำนายมีค่ากำลังเท่ากับศูนย์ จากการวิเคราะห์ค่าตัวแปรต่างๆที่ได้จากการทำนายพบว่าค่าความดันลดมีค่าสูง ส่งผลให้ค่ากำลังจากลูกสูบกำลังมีค่าน้อยกว่าค่ากำลังจากดิสเพลสเซอร์ ซึ่งเมื่อเปรียบเทียบกับผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่ได้ถูกทำโดย บัญชา ค้งตระกูล [21] พบว่ามีความแม่นยำในการทำนายค่ากำลังเพลาของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่น้อยกว่าผลการทำนายที่ได้จากแบบจำลองทางที่นำเสนอโดย Kraitong [2] ซึ่งอาจมาจากสาเหตุของการใช้สมการความสัมพันธ์ของค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานภายใต้การไหลแบบกลับไปกลับมาเพื่อใช้ทำนายสภาวะการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่พัฒนาโดย บัญชา ค้งตระกูล [21] ที่มีค่าเรโนล์นัมเบอร์ประมาณ 30 ซึ่งอยู่นอกช่วงของค่าเรโนล์นัมเบอร์ในสมการความสัมพันธ์ที่พัฒนาขึ้นในโครงการนี้

ดังนั้นอาจสามารถสรุปได้ว่า ในการประยุกต์ใช้ชุดสมการความสัมพันธ์ของค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานภายใต้การไหลแบบกลับไปกลับมาที่ได้จากงานวิจัยนี้ในการทำนายค่ากำลังเพลาของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่ทำงานภายใต้ความแตกต่างอุณหภูมิต่ำนั้น จำเป็นต้องพิจารณาถึงช่วงค่าเรโนล์นัมเบอร์ของเครื่องยนต์ที่ควรต้องสอดคล้องกับช่วงของค่าเรโนล์นัมเบอร์ในสมการความสัมพันธ์ที่พัฒนาขึ้นในโครงการนี้

บทที่ 5

บทสรุป

5.1 สรุปผลการวิจัย

จากการวิจัยสามารถสรุปผลการทำงานเป็นสองส่วนดังนี้

5.1.1 ชุดสมการความสัมพันธ์

ผลการทดสอบการไหลแบบกลับไปกลับมาในรีเจนเนอเรเตอร์ด้วยชุดทดสอบรีเจนเนอร์เรเตอร์สามารถสร้างสมการความสัมพันธ์ของรีเจนเนอร์เรเตอร์ชนิดแถบโลหะบาง ดังนี้

สมการความสัมพันธ์ของสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการไหลแบบกลับไกลับมาที่ด้านให้ความร้อนของรีเจนเนอร์เรเตอร์

$$f_{osc1} = \frac{1}{Va^{0.65}}\left(\frac{598.97}{\varepsilon_1} - 16.595\right)$$

เมื่อ $13 \le Va \le 69,\ 6 \le \varepsilon_1 \le 10.7$

สมการความสัมพันธ์ของสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการไหลแบบกลับไกลับมาเฉลี่ย

$$f_{oscm} = \frac{1}{Va^{0.65}}\left(\frac{151.38}{\varepsilon_m} + 34.829\right)$$

เมื่อ $13 \le Va \le 69,\ 12 \le \varepsilon_m \le 20$

สมการความสัมพันธ์ของ Breathing factor

$$B = \frac{1}{f_{osc1}}\left(\frac{32302}{\mathrm{Re}_1} + 3.99\right)$$

เมื่อ $1000 \le \mathrm{Re}_1 \le 9000$

5.1.2 การประยุกต์ใช้สมการความสัมพันธ์ที่ได้จากการทดลองร่วมกับแบบจำลองคณิตศาสตร์แบบ Quasi steady flow

พบความผิดพลาดในการใช้ทำนายค่าความดันลด ซึ่งส่งผลต่อค่าการทำนายกำลังเพลาของเครื่องยนต์ที่ต่ำกว่าเมื่อเปรียบเทียบกับผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงทำงานที่ความแตกต่างอุณหภูมิต่ำ ซึ่งอาจมาจากสาเหตุของการใช้สมการความสัมพันธ์ของค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานภายใต้การไหลแบบกลับไปกลับมาเพื่อใช้ทำนายสภาวะการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ที่ทำงานนอกช่วงของค่าเรโนล์นัมเบอร์ในสมการความสัมพันธ์ที่พัฒนาขึ้น

ดังนั้นในการประยุกต์ใช้ชุดสมการความสัมพันธ์ของค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานภายใต้การไหลแบบกลับไปกลับมาที่ได้จากงานวิจัยนี้ในการทำนายค่ากำลังเพลาของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่ทำงานภายใต้ความแตกต่างอุณหภูมิต่ำนั้น จำเป็นต้องพิจารณาถึงช่วงค่าเรโนล์นัมเบอร์ของเครื่องยนต์ที่ควรต้องสอดคล้องกับช่วงของค่าเรโนล์นัมเบอร์ในสมการความสัมพันธ์ที่พัฒนาขึ้นในโครงการนี้

5.2 ข้อเสนอแนะ

การพัฒนาแบบจำลองคณิตศาสตร์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงทำงานที่ความแตกต่างอุณหภูมิต่ำ เพื่อให้ได้แบบจำลองที่สามารถทำนายสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่ดีนั้น มีข้อเสนอแนะดังนี้

5.2.1 ควรมีการเปลี่ยนมุมเฟสของลูกสูบที่หลากหลายมุมยิ่งขึ้น ให้ได้ข้อมูลทางการทดลองที่ครอบคลุม จนค่าความแม่นยำในการทำนายสมรรถนะของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงมีค่าใกล้เคียงกับการทำงานจริงมากยิ่งขึ้น

5.2.2 ควรใช้วัสดุพรุนในรีเจนเนอร์เรเตอร์ที่มีค่าความพรุนที่หลากหลาย เพื่อให้ได้ข้อมูลทางการทดลองที่ครอบคลุมการพัฒนาแบบจำลองคณิตศาสตร์มากยิ่งขึ้น

5.2.2 ควรทำการเปรียบเทียบกับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงในช่วงค่าเรโนล์นัมเบอร์อื่นๆ

เอกสารอ้างอิง

[1] ข้อมูลการใช้พลังงาน. สืบค้นเมื่อ 31 ตุลาคม 2561, 0kd https://drive.google.com/file/d/1WcNsEWr93CmhqQpMJMVbdHRNaQVwr_d4/view?fbclid=IwAR21jERGOtoNIaOqK0DNA6OfeDWo0Nv15HfHkHGAP0bgu-iDKwHPXs7qgsU

[2] 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.

[3] The different types of Stirling. สืบค้นเมื่อ 31 ตุลาคม 2561 http://magicalmachines.weebly.com/the-stirling-cycle-engine.html

[4] Stirling cycle. สืบค้นเมื่อ 31 ตุลาคม 2561, จาก http://en.wikipedia.org/wiki/Stirling_cycle

[5] K. Hirata. Analysis of Stirling engine. Available at. https://www.nmri.go.jp/eng/khirata/stirling/kiriki/analysis/index.html (accessed on 2 November 2018).

[6] M. Tanaka, I. Yamashita, F. Chisaka. Flow and Heat Transfer Characteristics of the Stirling Engine Regenerator in an Oscillating Flow. JSME international journal, Ser. 2, Fluids engineering, heat transfer, power, combustion, thermophysical properties, 33 (1990):283-289.

[7] M. B. Ibrahim and R. C. Tew , Jr. (2012). Stirling converter regenerator, 29-31, 269.

[8] N. Khiaonoi, K. Kraitong. Quasi steady flow mathematical model of a stirling engine with consideration of oscillating flow in the regenerator. Proceedings of the 17th International Stirling Engine Conference and Technology Exhibition. 2016 August 24-26; Newcastle, UK; 2016, :384-94.

[9] S. Choi, K. Nam, S. Jeong. Investigation on the pressure drop characteristics of Cryocooler regenerators under oscillating flow and pulsating. Cryogenics (2004), 44:203-210.

[10] K. Nam, S. Jeong. Novel flow analysis of regenerator under oscillating flow with pulsating pressure. Cryogenics (2005), 45:368-379.

[11] K. Nam, S. Jeong. Investigation of oscillating flow friction factor for Cryocooler regenerator considering cryogenic temperature effect. Cryogenics (2005),45:733-738.

[12] K. Mahkamov. Stirling Engine Based Micro-Energy Systems. In: R. Beith, I.P. Burdon, M. Knowles (Eds.). Micro-Energy Systems. John Wiley & Sons (2004), :101-144.

[13] ณัฐกุล เจียมศักดิ์**,** ปรเมษฐ์ จันทร์ต้น**,** พิสิฐ เอี่ยมสอาด (2560) การหาค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานภายใต้การไหลแบบกลับไปกลบัมาในรีเจนเนอเรเตอร์ของเครื่องยนต์สเตอรฺ์ง วิทยานิพนธ์ วศ.ม.**,** มหาวิทยาลัยนเรศวร**,**พิษณุโลก

[14] Stirling cycle. สืบค้นเมื่อ 31 ตุลาคม 2561, จาก https://th.wikipedia.org/wiki/

[15] อิศเรศ ธุชกัลยา. เครื่องยนต์วัฏจักรสเตอร์ลิง. สืบค้นเมื่อ 31 ตุลาคม 2561 จาก http://somsak.me.engr.tu.ac.th/download/The%20Stirling%20Cycle%20Engine_TH.pdf?fbclid=IwAR2U6UEVh6vX0fKS0rO6DvOMWxZqpMY150hB66-SHt-7SYch21gUMK5f8LE

[16] J.N. Libii. (2013). A Method of Evaluating the Presence of Fan-Blade-Rotation Induced Unsteadiness in Wind Tunnel Experiments. Wind Tunnel Designs and Their Diverse Engineering Applications,218.

[17] M. B. Ibrahim and R. C. Tew , Jr. (2012). Stirling converter regenerator, 29-31, 269.

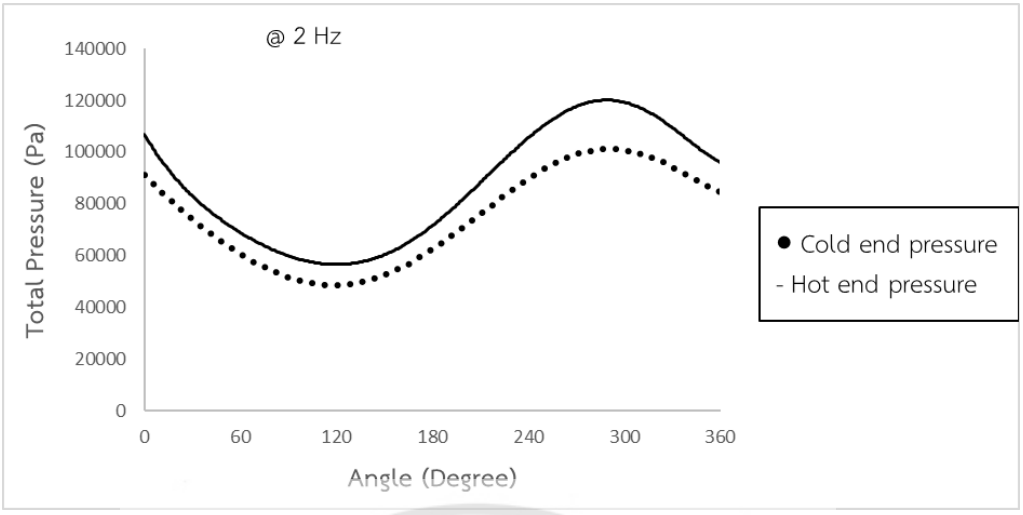
[18] K. Nam and S. Jeong. (2003). Measurement of cryogenic regenerator characteristics under oscillating flow and pulsating pressure. Cryogenics, 43, 575-581.

[19] B. Kongtragool, S. Wongwises. Performance of a twin power piston low temperature differential Stirling engine powered by a solar simulator. Solar Energy, 81 (2007):884-895.

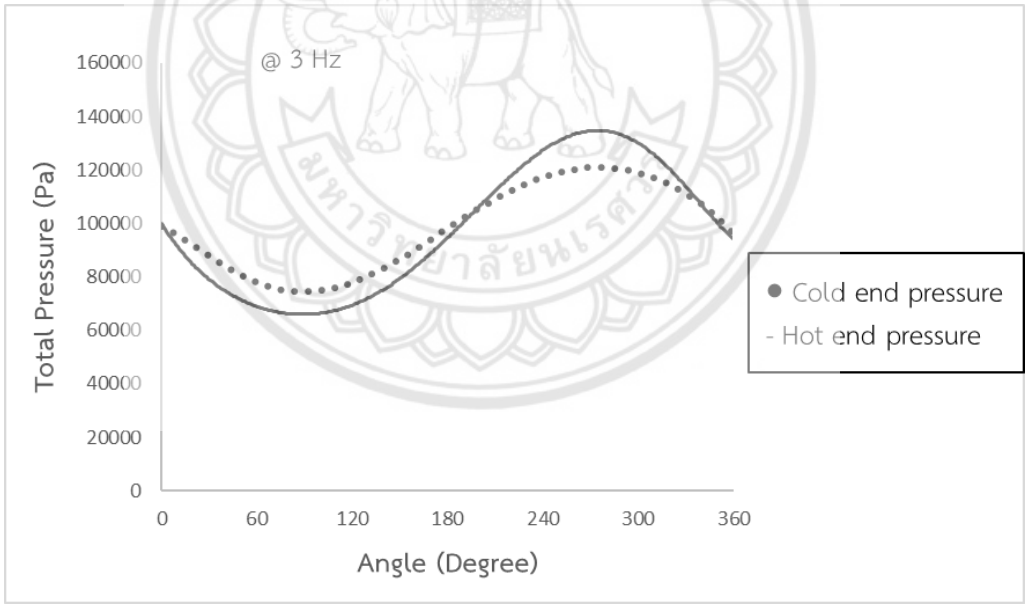
[20] S. Choi, K. Nam, S. Jeong. Investigation on the pressure drop characteristics of Cryocooler regenerators under oscillating flow and pulsating. Cryogenics (2004), 44:203-210.

[21] บัญชา ค้งตระกูล การพัฒนาต้นแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบกำลังทำงานสองด้าน งานวิจัย วศ.ม., มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ องครักษ์

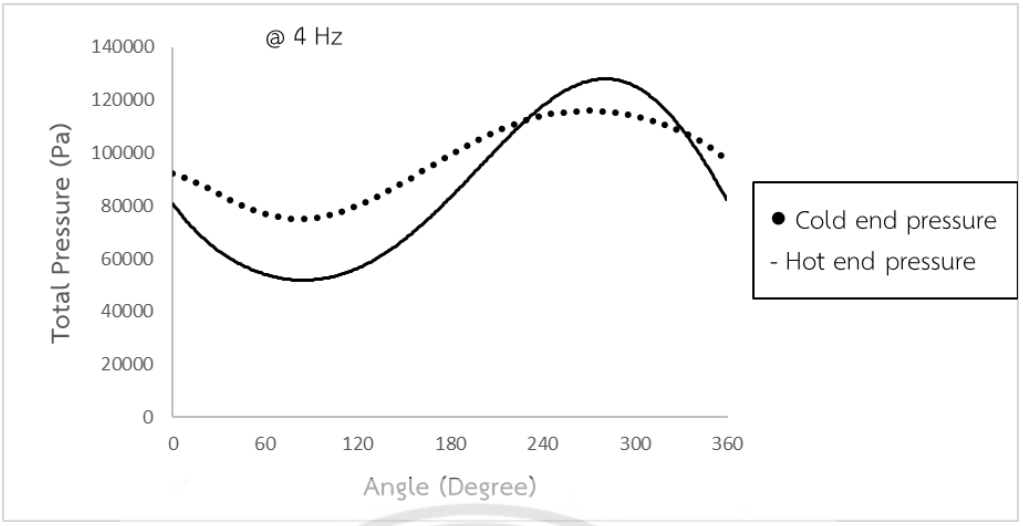
ภาคผนวก



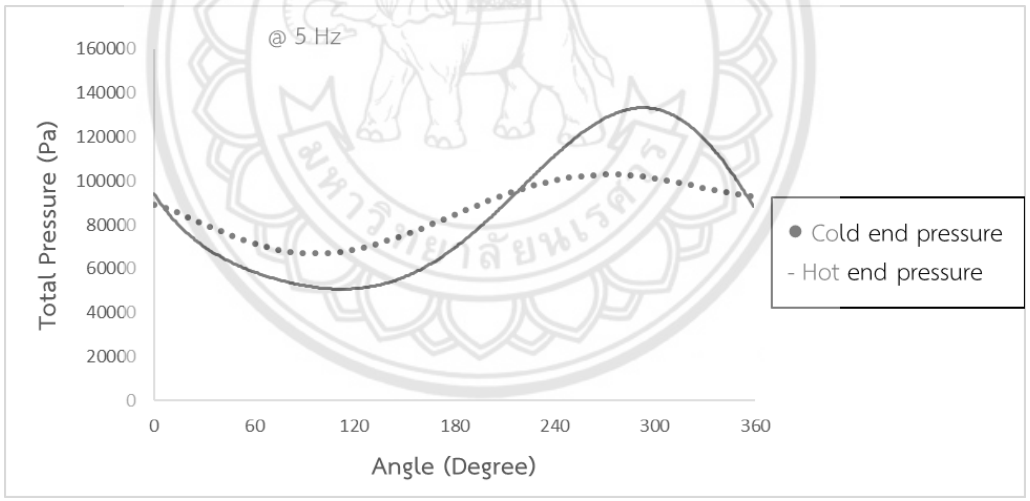
รูปที่ ก1 แสดงกราฟข้อมูลการเปลี่ยนแปลงความดันของสารทำงานที่ด้านรับความร้อนและทางด้านระบายความร้อนของรีเจนเนอเรเตอร์ ใช้แถบโลหะบาง ที่ความเร็วรอบ 2 Hz



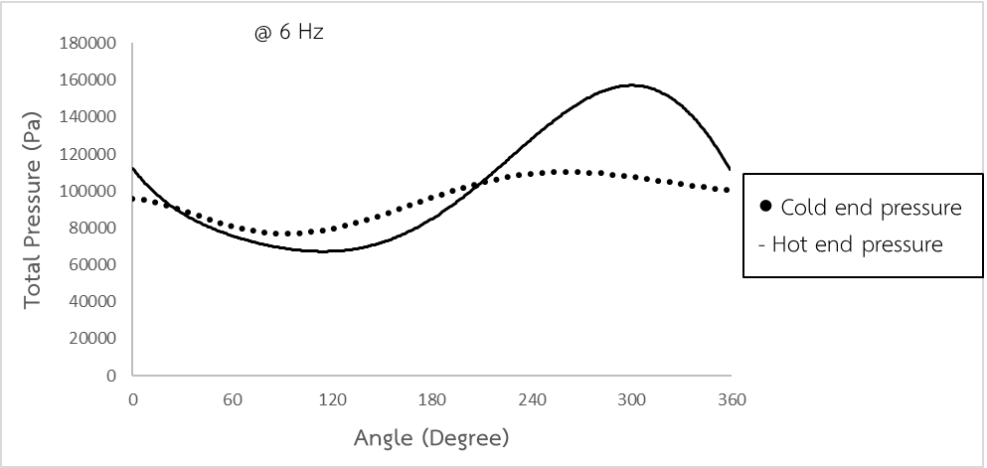
รูปที่ ก2 แสดงกราฟข้อมูลการเปลี่ยนแปลงความดันของสารทำงานที่ด้านรับความร้อนและทางด้านระบายความร้อนของรีเจนเนอเรเตอร์ ใช้แถบโลหะบาง ที่ความเร็วรอบ 3 Hz



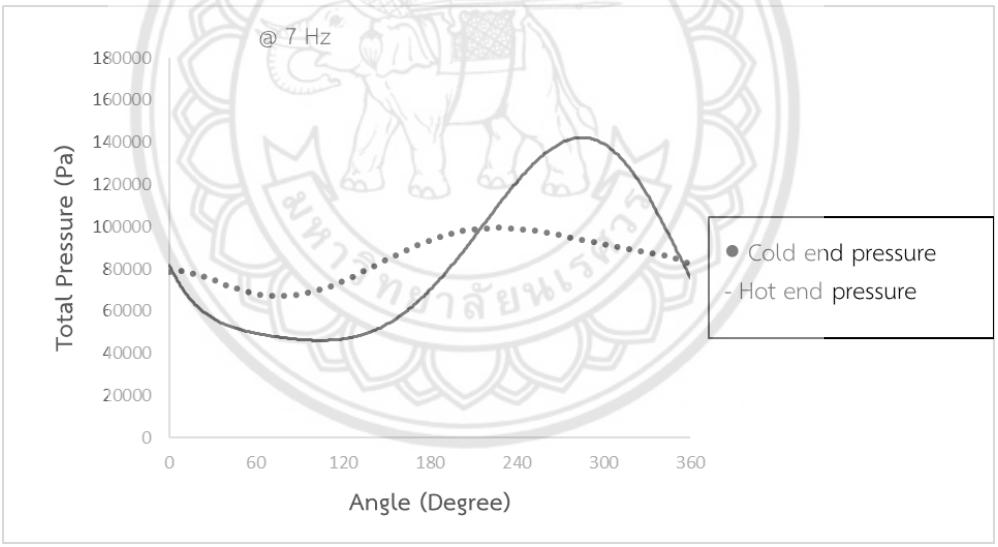
รูปที่ ก3 แสดงกราฟข้อมูลการเปลี่ยนแปลงความดันของสารทำงานที่ด้านรับความร้อนและทางด้านระบายความร้อนของรีเจนเนอเรเตอร์ ใช้แถบโลหะบาง ที่ความเร็วรอบ 4 Hz



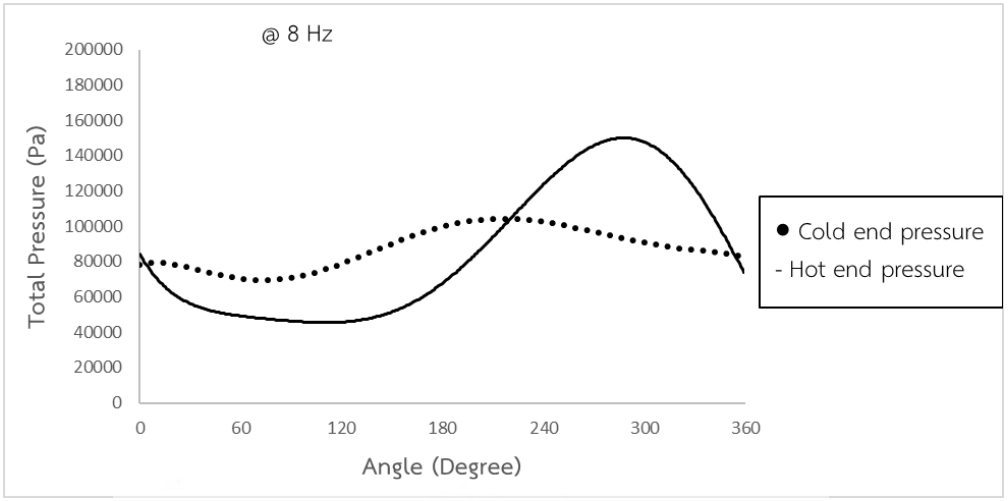
รูปที่ ก4 แสดงกราฟข้อมูลการเปลี่ยนแปลงความดันของสารทำงานที่ด้านรับความร้อนและทางด้านระบายความร้อนของรีเจนเนอเรเตอร์ ใช้แถบโลหะบาง ที่ความเร็วรอบ 5 Hz



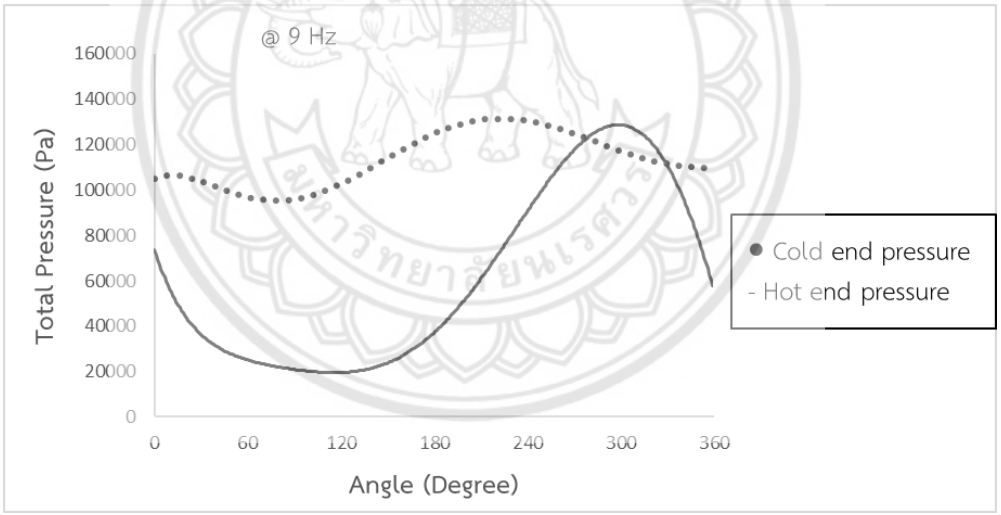
รูปที่ ก5 แสดงกราฟข้อมูลการเปลี่ยนแปลงความดันของสารทำงานที่ด้านรับความร้อนและทางด้านระบายความร้อนของรีเจนเนอเรเตอร์ ใช้แถบโลหะบาง ที่ความเร็วรอบ 6 Hz



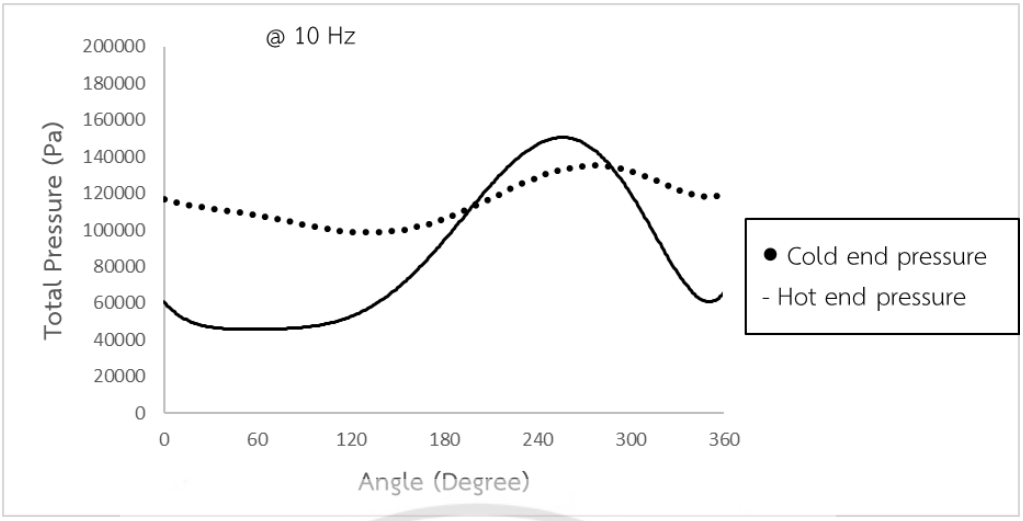
รูปที่ ก6 แสดงกราฟข้อมูลการเปลี่ยนแปลงความดันของสารทำงานที่ด้านรับความร้อนและทางด้านระบายความร้อนของรีเจนเนอเรเตอร์ ใช้แถบโลหะบาง ที่ความเร็วรอบ 7 Hz



รูปที่ ก7 แสดงกราฟข้อมูลการเปลี่ยนแปลงความดันของสารทำงานที่ด้านรับความร้อนและทางด้านระบายความร้อนของรีเจนเนอเรเตอร์ ใช้แถบโลหะบาง ที่ความเร็วรอบ 8 Hz



รูปที่ ก8 แสดงกราฟข้อมูลการเปลี่ยนแปลงความดันของสารทำงานที่ด้านรับความร้อนและทางด้านระบายความร้อนของรีเจนเนอเรเตอร์ ใช้แถบโลหะบาง ที่ความเร็วรอบ 9 Hz



รูปที่ ก9 แสดงกราฟข้อมูลการเปลี่ยนแปลงความดันของสารทำงานที่ด้านรับความร้อนและทางด้านระบายความร้อนของรีเจนเนอเรเตอร์ ใช้แถบโลหะบาง ที่ความเร็วรอบ 10 Hz

ชื่อ นายอัคนีรุทธ์ ผาลัย

ภูมิลำเนา 119 ม.7 ต.ทุ่งกล้วย อ.ภูซาง จ.พะเยา

ประวัติการศึกษา

- จบระดับมัธยมศึกษาจากโรงเรียนภูซางวิทยาคม
- ปัจจุบันกำลังศึกษาในระดับปริญญาตรีชั้นปีที่ 4 สาขาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยนเรศวร

E-mail aukkaneerutp58@email.nu.ac.th