

การวิเคราะห์เชิงตัวเลขเพื่อหาขนาดที่เหมาะสมของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิด  
ผลต่างอุณหภูมิต่ำแบบแกมมาสำหรับแหล่งพลังงานในประเทศไทย



นายณัฐกิจ ทองดี

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต  
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกลและระบบกระบวนการ  
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี  
ปีการศึกษา 2562

**NUMERICAL STUDY ON OPTIMAL PARAMETERS OF  
A GAMMA TYPE LTD STIRLING ENGINE FOR  
ENERGY RESOURCES IN THAILAND**



**A Thesis Submitted in Partial Fulfillment of the Requirement for the  
Degree of Master of Engineering in Mechanical  
and Process System Engineering  
Suranaree University of Technology  
Academic Year 2019**

การวิเคราะห์เชิงตัวเลขเพื่อหาขนาดที่เหมาะสมของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิด  
ผลต่างอนุกรมิตำแบบเกมมำสำหรับแหล่งพลังงานในประเทศไทย

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี อนุมัติให้นักวิทยานิพนธ์ฉบับนี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษา  
ตามหลักสูตรปริญญาวิทยาศาสตรบัณฑิต

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์



(ผศ. ดร. ขวัญชัย ไกรทอง)

ประธานกรรมการ



(ผศ. ดร. ชโลธร ธรรมแท้)

กรรมการ (อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์)



(อ. ดร. ชิตัตต์ คุลวิชัย)

กรรมการ



(อ. ดร. โสรฎา แจ็งการ)

กรรมการ



(รศ. ร.อ. ดร. กนต์ธร ชำนิประศาสน์)

รองอธิการบดีฝ่ายวิชาการและพัฒนาความเป็นสากล



(รศ. ดร. พรศิริ จงกล)

คณบดีสำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์

ณัฐกิจ ทองดี : การวิเคราะห์เชิงตัวเลขเพื่อหาขนาดที่เหมาะสมของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดผลต่างอุณหภูมิต่ำแบบแกมมาสำหรับแหล่งพลังงานในประเทศไทย (NUMERICAL STUDY ON OPTIMAL PARAMETERS OF A GAMMA TYPE LTD STIRLING ENGINE FOR ENERGY RESOURCES IN THAILAND) อาจารย์ที่ปรึกษา : ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ชโลธร ธรรมแท้, 112 หน้า.

ในทศวรรษที่ผ่านมามีการใช้พลังงานรวมสุทธิ (TFEC) เพิ่มขึ้นอย่างต่อเนื่อง จากการศึกษาดังกล่าวประเทศไทยจึงมีการตั้งเป้าหมายให้มีการใช้พลังงานหมุนเวียน (Renewable Energy) ให้มีอัตราส่วนคิดเป็น 30 เปอร์เซ็นต์ของ TFEC ดังนั้นการศึกษาและพัฒนาเครื่องยนต์ ตัวอย่างเช่น เครื่องยนต์สเตอร์ลิงจึงเป็นแนวทางสำคัญ งานวิจัยนี้จึงมีวัตถุประสงค์ที่จะศึกษาหาขนาดที่เหมาะสมของเครื่องยนต์ โดยเลือกพิจารณาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดผลต่างอุณหภูมิต่ำแบบแกมมา โดยพิจารณาตัวแทนของแหล่งอุณหภูมิความร้อนคงที่ที่แตกต่างกัน 3 แหล่งความร้อน (80, 500 และ 1,000 องศาเซลเซียส) และเพิ่มความดันในกระบอกสูบภายในเครื่องยนต์ที่แตกต่างกัน 3 ค่า (1, 2 และ 3 บาร์) โดยการวิเคราะห์ตัวแปร 4 ตัว คือ เส้นผ่านศูนย์กลางและระยะชักของลูกสูบกำลัง, ความหนาและระยะชักของลูกสูบดิสเพลสเซอร์ การวิเคราะห์แบ่งเป็น 2 ส่วน คือ การใช้วิธีทางพันธุกรรม (Genetic Algorithm) ร่วมกับการประเมินด้วยสมการทางเทอร์โมไดนามิกส์ เพื่อหาขนาดที่เหมาะสม และส่วนที่สองจึงนำมาวิเคราะห์ด้วยพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (CFD) จากการศึกษาพบว่า เครื่องยนต์จะสามารถสร้างกำลังได้ดีที่แหล่งความร้อน 1,000 องศาเซลเซียส และความดันในกระบอกสูบที่ 3 บาร์ โดยขนาดเครื่องยนต์ที่ได้ คือ มีเส้นผ่านศูนย์กลางของลูกสูบกำลัง 0.129 เมตร ระยะชักของลูกสูบกำลัง 0.099 เมตร ความหนาลูกสูบดิสเพลสเซอร์ 0.06 เมตร และระยะชักของลูกสูบดิสเพลสเซอร์ 0.117 เมตร

สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล  
ปีการศึกษา 2562

ลายมือชื่อนักศึกษา ณัฐกิจ  
ลายมือชื่ออาจารย์ที่ปรึกษา [ลายมือ]

NATTAKIT TONGDEE : NUMERICAL STUDY ON OPTIMAL  
PARAMETERS OF A GAMMA TYPE LTD STIRLING ENGINE FOR  
ENERGY RESOURCES IN THAILAND. THESIS ADVISOR : ASST.  
PROF. CHALOTHORN THUMTHAE, Ph.D., 112 PP.

STIRLING ENGINE/COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS/RENEWABLE  
ENERGY

For the past decade, Thailand's total final energy consumption (TFEC) has been steadily increasing. Accordingly, Thailand has set a new renewable energy target of 30% of TFEC. Therefore, study and development heat engine, such as Stirling engine, plays an important role. In this study, A Gamma-type LTD Stirling engine was considered. Assume the engine is operated with 3 different constant temperature heat source (80, 500 and 1,000 degree Celsius) and 3 different charged pressure (1, 2 and 3 bar). The 4 engine parameters were analyzed. The engine parameters are stroke and diameter of power piston, diameter of displacer and regenerator thickness. Analysis and optimization are separated in 2 parts. First, Genetic algorithm and second-order thermodynamics model are used to optimize engine parameters. Second, the 3D domain was crated from optimized parameters for computational fluid dynamics (CFD) analysis. The results show that the highest power output from the engine that operate with charged pressure 3 bar, heat source temperature 1,000 degree Celsius. Optimal values of stroke and diameter of power piston, stroke of displacer and regenerator thickness are 0.099 meters, 0.129 meters, 0.117 meters and 0.06 meters respectively.

School of Manufacturing Engineering

Academic year 2019

Student's Signature นัททกิต ทองดี

Advisor's Signature ชลาธร ทุมธำ

## กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์เล่มนี้สำเร็จลุล่วงด้วยดี ทั้งนี้ผู้วิจัยขอขอบพระคุณบุคคลและหน่วยงานต่าง ๆ ที่ให้คำปรึกษา แนะนำ ชี้แนะแนวทาง และให้ความช่วยเหลืออย่างดีเสมอมา ได้แก่

ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ชโลธร ธรรมแท้ อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ที่ให้โอกาสทางการศึกษาระดับบัณฑิตศึกษา ให้คำแนะนำ ปรึกษา และแก้ปัญหาที่เกิดขึ้น โดยตลอด รวมทั้งช่วยตรวจทาน แก้ไขวิทยานิพนธ์เล่มนี้จนเสร็จสมบูรณ์

ขอขอบคุณคณาจารย์ในสาขาวิชาที่คอยติดตามการดำเนินงาน ให้กำลังใจ และให้คำแนะนำ

ขอขอบคุณพี่ ๆ เลขานุการ สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ที่คอยให้ความช่วยเหลือ และให้คำแนะนำในการเตรียมเอกสารต่าง ๆ ในการทำวิทยานิพนธ์เป็นอย่างดี

ขอขอบคุณมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารีและสาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล สำหรับโอกาสในการศึกษาและทุนการศึกษา

ขอขอบคุณเพื่อน ๆ พี่ ๆ และน้อง ๆ บัณฑิตศึกษา สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกลทุกคนที่คอยให้ความช่วยเหลือให้คำแนะนำในการเรียนและการทำวิจัยด้วยดีเสมอมา

สุดท้ายนี้ ขอกราบขอบพระคุณบิดา มารดา ที่ให้การอุปการะอบรมเลี้ยงดู ผลักดัน และส่งเสริมการศึกษา รวมถึงเป็นกำลังใจที่สำคัญในการฝ่าฟันอุปสรรคที่เกิดขึ้นจนสำเร็จการศึกษา

ณัฐกิจ ทองดี

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

# สารบัญ

หน้า

บทคัดย่อ (ภาษาไทย).....	ก
บทคัดย่อ (ภาษาอังกฤษ).....	ข
กิตติกรรมประกาศ.....	ค
สารบัญ.....	ง
สารบัญตาราง.....	ช
สารบัญรูป.....	ซ
<b>บทที่</b>	
<b>1 บทนำ.....</b>	<b>1</b>
1.1 ที่มาและความสำคัญของปัญหาการวิจัย.....	1
1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย.....	4
1.3 ขอบเขตของการวิจัย.....	4
1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	4
<b>2 ปรัชญาบรรณกรรมและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....</b>	<b>5</b>
2.1 หลักการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง.....	5
2.2 ลักษณะของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง.....	7
2.2.1 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบอัลฟา.....	8
2.2.2 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบเบต้า.....	8
2.2.3 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแบบแกมมา.....	9
2.2.4 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดผลต่างอุณหภูมิต่ำแบบแกมมา.....	10
2.3 แหล่งอุณหภูมิความร้อน.....	10
2.3.1 แหล่งพลังงานความร้อนใต้พิภพ (Geothermal Energy).....	10
2.3.2 แหล่งพลังงานความร้อนจากพลังงานชีวมวล.....	11
2.3.3 แหล่งพลังงานความร้อนจากความร้อนทิ้ง.....	12
2.4 การวิเคราะห์เครื่องยนต์สเตอร์ลิง.....	12

## สารบัญ (ต่อ)

หน้า

2.4.1	การวิเคราะห์เครื่องยนต์สเตอร์ลิงโดยการจำลองสมการ จากการทดลอง (Empirical Modeling).....	12
2.4.2	การวิเคราะห์เครื่องยนต์สเตอร์ลิงโดยสมการทางคณิตศาสตร์.....	13
2.4.2.1	การวิเคราะห์แบบ First-Order Model.....	13
2.4.2.2	การวิเคราะห์แบบ Second-Order Model.....	15
2.4.2.3	การวิเคราะห์แบบ Third-Order Model.....	26
2.4.3	กระบวนการแก้ปัญหาด้วยระเบียบวิธีเชิงตัวเลข (Numerical Simulation).....	27
2.4.4	การวิเคราะห์เครื่องยนต์สเตอร์ลิงด้วยพลศาสตร์ของไหล เชิงคำนวณ (CFD).....	28
2.4.5	การหาค่าเหมาะสมด้วยวิธีเชิงพันธุกรรมหรือ Genetic Algorithms (GA).....	34
3	วิธีดำเนินการวิจัย.....	39
3.1	การตรวจสอบความถูกต้องของซอฟต์แวร์.....	39
3.1.1	การวิเคราะห์เครื่องยนต์สเตอร์ลิงด้วยสมการทาง เทอร์โมไดนามิกส์.....	41
3.1.2	การวิเคราะห์เครื่องยนต์สเตอร์ลิงด้วยพลศาสตร์ของไหล เชิงคำนวณ (CFD).....	42
3.1.2.1	การตรวจสอบความถูกต้องเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ชนิดแกมมาแบบผลต่างอุณหภูมิต่ำ.....	42
3.1.2.2	การตรวจสอบความถูกต้องเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ชนิดเบต้า.....	48
3.2	การหาค่าเหมาะสมของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงด้วยขั้นตอนวิธีเชิงพันธุกรรม.....	53
4	ผลการดำเนินการวิจัย.....	56
4.1	ผลการเปรียบเทียบความถูกต้องของโปรแกรม.....	56
4.1.1	การเปรียบเทียบความถูกต้องของสมการทางเทอร์โมไดนามิกส์.....	56



## สารบัญ (ต่อ)

หน้า

4.1.2	การเปรียบเทียบความถูกต้องของ CFD ด้วยโดเมนสองมิติ.....	58
4.1.3	การเปรียบเทียบความถูกต้องของ CFD ด้วยโดเมนสามมิติ.....	60
4.2	การวิเคราะห์ผลกระทบต่อกำลังเครื่องยนต์ของเงื่อนไขขอบเขต.....	61
4.3	การวิเคราะห์ผลกระทบต่อกำลังเครื่องยนต์ของการเปลี่ยนแปลงค่าตัวแปร.....	61
4.3.1	การเปลี่ยนแปลงเส้นผ่านศูนย์กลางของลูกสูบกำลัง.....	62
4.3.2	การเปลี่ยนแปลงระยะชักของลูกสูบกำลัง.....	63
4.3.3	การเปลี่ยนแปลงความหนาของลูกสูบดิสเพลสเซอร์.....	64
4.3.4	การเปลี่ยนแปลงระยะชักของลูกสูบดิสเพลสเซอร์.....	65
4.4	ผลการวิเคราะห์หาค่าที่เหมาะสมของตัวแปรเครื่องยนต์สเตอร์ลิง.....	65
4.5	ผลการวิเคราะห์เครื่องยนต์สเตอร์ลิงด้วย CFD จากค่าตัวแปรที่เหมาะสม.....	68
<b>5</b>	<b>บทสรุปและข้อเสนอแนะ.....</b>	<b>74</b>
5.1	สรุปผลการวิจัย.....	74
5.2	ข้อเสนอแนะ.....	75
	รายการอ้างอิง.....	76
	ภาคผนวก	
	ภาคผนวก ก. บทความทางวิชาการที่ได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่ในระหว่างศึกษา.....	79
	ประวัติผู้เขียน.....	112

## สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
2.1	อุณหภูมิแหล่งน้ำร้อนที่ได้จากการสำรวจ ..... 11
3.1	ค่าขนาดของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดผลต่างอุณหภูมิต่ำ ..... 41
3.2	ค่าเงื่อนไขขอบเขตในการคำนวณของเครื่องยนต์ ..... 42
3.3	การตั้งค่าตัวพารามิเตอร์ของโดเมน 3D ..... 45
3.4	ความสัมพันธ์ระหว่างความดันสูญเสียและความเร็วการไหลของ SM15 ..... 46
3.5	ขนาดของเครื่องยนต์ต้นแบบชนิดเบต้า ..... 48
3.6	การตั้งค่าตัวพารามิเตอร์ของโดเมน 2D ..... 53
3.7	การตั้งค่าของ Genetic Optimization Algorithm ..... 54
4.1	ค่าตัวแปรเครื่องยนต์ที่ได้จากการวิเคราะห์หาค่าเหมาะสม ..... 66
4.2	ผลลัพธ์การประเมินกำลังและประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์ ..... 67
4.3	ผลลัพธ์การประเมินค่าตัวแปรที่เหมาะสมเมื่อกำหนดขอบเขตใหม่ ..... 68

## สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
1.1	สัดส่วนการใช้พลังงานของทั้งโลก..... 1
1.2	ตัวอย่างส่วนประกอบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดผลต่างอุณหภูมิตำแหน่งแกมมา ..... 2
1.3	ตัวอย่างเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดผลต่างอุณหภูมิตำแหน่งแกมมา ..... 3
2.1	กระบวนการให้ความร้อนที่ปริมาตรคงที่..... 5
2.2	กระบวนการขยายตัว ..... 6
2.3	กระบวนการระบายความร้อนที่ปริมาตรคงที่..... 6
2.4	กระบวนการอัดสารทำงาน ..... 7
2.5	ลักษณะเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบอัลฟา..... 8
2.6	ลักษณะเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบเบต้า..... 9
2.7	ลักษณะเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบแกมมา ..... 9
2.8	แผนที่ประเทศไทยแสดงตำแหน่งของแหล่งอุณหภูมิใต้พิภพ ..... 10
2.9	ปริมาตรควบคุมภายในเครื่องยนต์เพื่อนำมาวิเคราะห์ ..... 16
2.10	การแบ่งปริมาตรภายในเครื่องยนต์แบบ Nodal Analysis ..... 26
2.11	ลำดับขั้นตอนการแก้ปัญหาของโปรแกรมที่เขียนบน MATLAB..... 27
2.12	ลำดับขั้นตอนการแก้ปัญหาของวิธีการเชิงพันธุกรรม ..... 36
3.1	ส่วนประกอบภายในเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดผลต่างอุณหภูมิตำแหน่งแกมมา ..... 40
3.2	ส่วนประกอบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดผลต่างอุณหภูมิตำแหน่งแกมมา..... 40
3.3	เครื่องยนต์สเตอร์ลิงเมื่อถูกสร้างเป็นโดเมน 3D ..... 43
3.4	เครื่องยนต์สเตอร์ลิงเมื่อถูกสร้างเป็นโดเมน 3D ณ มุม 0, 90, 180 และ 270 องศา..... 44
3.5	การหาจำนวนกริดที่เหมาะสมสำหรับการวิเคราะห์โดเมน 3D..... 45
3.6	ความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วการไหลและความดันสูญเสีย..... 47
3.7	ลักษณะของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดเบต้า ..... 49
3.8	โดเมนของสารทำงานภายในเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดเบต้า ..... 50
3.9	ความสัมพันธ์ของตำแหน่งการเคลื่อนที่ระหว่างลูกสูบและลูกสูบดิสเพลสเซอร์ ..... 51
3.10	การหาจำนวนกริดที่เหมาะสมสำหรับโดเมน 2D ..... 52

## สารบัญรูป (ต่อ)

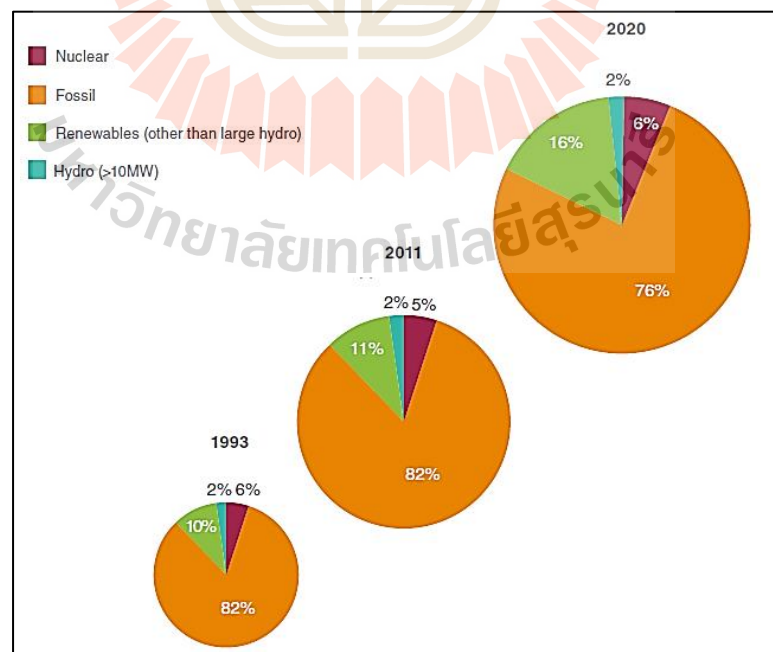
รูปที่	หน้า
3.11 ตัวอย่างชุดทดลอง .....	52
4.1 ผลลัพธ์ของการประเมินกำลังเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดผลต่างอุณหภูมิต่ำ แบบแกมมา .....	57
4.2 ผลลัพธ์ของการประเมินกำลังเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดเบต้า .....	59
4.3 ผลลัพธ์การกระจายอุณหภูมิต่ำ (เคลวิน) เมื่อทำการคำนวณครบหนึ่งรอบวัฏจักร .....	59
4.4 การกระจายอุณหภูมิต่ำ (เคลวิน) ของสารทำงานภายในเครื่องยนต์ .....	60
4.5 การเปลี่ยนแปลงของกำลังเครื่องยนต์ที่แปรผันต่อเส้นผ่านศูนย์กลางลูกสูบกำลัง .....	62
4.6 การเปลี่ยนแปลงของกำลังเครื่องยนต์ที่แปรผันต่อระยะชักของลูกสูบกำลัง .....	63
4.7 การเปลี่ยนแปลงของกำลังเครื่องยนต์ที่แปรผันต่อความหนาของลูกสูบดิสเพลสเซอร์ .....	64
4.8 การเปลี่ยนแปลงของกำลังเครื่องยนต์ที่แปรผันต่อระยะชักของลูกสูบดิสเพลสเซอร์ .....	65
4.9 ผลลัพธ์ของกำลังที่ประเมินได้สูงที่สุดในแต่ละรุ่นโครโมโซม .....	68
4.10 การกระจายอุณหภูมิต่ำ (เคลวิน) ภายในเครื่องยนต์ ณ ตำแหน่ง 90 องศา .....	69
4.11 การกระจายอุณหภูมิต่ำ (เคลวิน) ภายในเครื่องยนต์ ณ ตำแหน่ง 180 องศา .....	70
4.12 การกระจายอุณหภูมิต่ำ (เคลวิน) ภายในเครื่องยนต์ ณ ตำแหน่ง 270 องศา .....	70
4.13 การกระจายอุณหภูมิต่ำ (เคลวิน) ในเครื่องยนต์ ณ ตำแหน่ง 360 องศา .....	71
4.14 การกระจายอุณหภูมิต่ำของสารทำงานในหนึ่งรอบวัฏจักร .....	71
4.15 การกระจายความดันของสารทำงานในหนึ่งรอบวัฏจักร .....	72

# บทที่ 1

## บทนำ

### 1.1 ที่มาและความสำคัญของปัญหาการวิจัย

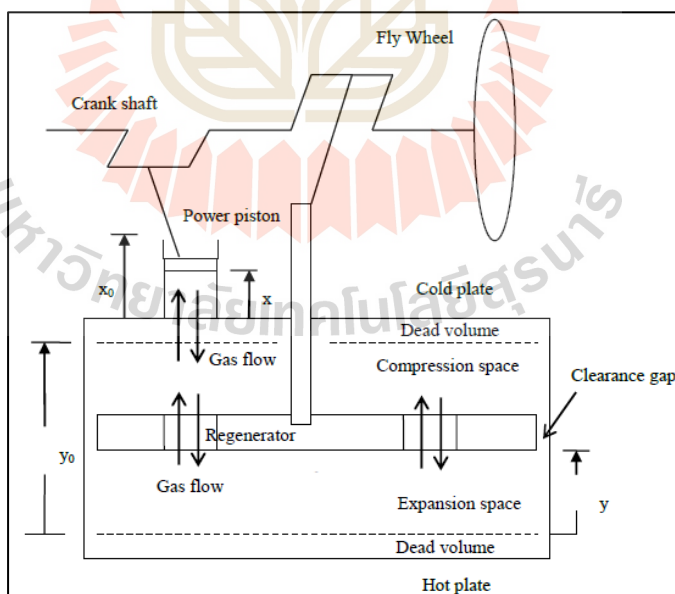
จากการศึกษาของ Pierre Gadonneix และคณะ (2013) การใช้พลังงานในปัจจุบันมีแนวโน้มสูงขึ้นในทุก ๆ ปี ดังรูปที่ 1.1 แหล่งพลังงานที่ใช้นั้นจากการสำรวจของการใช้พลังงานทั่วโลกพบว่าแหล่งพลังงานจากพลังงานฟอสซิลคิดเป็น 82 เปอร์เซ็นต์ จากการสำรวจตั้งแต่ปี ค.ศ. 1993 ถึง ค.ศ. 2011 นั้นสามารถตีความถึงมลพิษที่เกิดตามมาหลังจากที่มีการเผาเชื้อเพลิงชนิดนี้ ซึ่งส่งผลเสียอย่างมากต่อสภาพสิ่งแวดล้อมของโลก ในขณะที่จากการสำรวจนั้นก็คาดการณ์ออกมาว่าภายในปี ค.ศ. 2020 อัตราส่วนของพลังงานจากเชื้อเพลิงฟอสซิลจะมีแนวโน้มลดลง แต่พลังงานจากแหล่งพลังงานหมุนเวียน (Renewable Energy) จะมีแนวโน้มเพิ่มสูงขึ้น ซึ่งตัวอย่างของแหล่งพลังงานหมุนเวียนที่เห็นได้ชัดเจน เช่น พลังงานลม พลังงานแสงอาทิตย์ เป็นต้น ทำให้เห็นว่าพลังงานจากแหล่งพลังงานหมุนเวียนเหล่านี้กำลังมีความสามารถมากขึ้นที่จะเข้ามาทดแทนเชื้อเพลิงฟอสซิล ซึ่งประกอบกับข้อดีของการที่มีความสามารถลดการปล่อยมลพิษสู่สิ่งแวดล้อมในอีกทางหนึ่งด้วย



รูปที่ 1.1 สัดส่วนการใช้พลังงานของทั้งโลก (Pierre Gadonneix และคณะ, 2008)

Nattaporn Chaiyat และคณะ (2014) ได้กล่าวไว้ในการศึกษาแหล่งอุณหภูมิความร้อนจากใต้พิภพ (Geothermal Energy) ซึ่งเกิดจากนโยบายของภาครัฐที่จะให้มีการเพิ่มกำลังการผลิตพลังงานจากแหล่งพลังงานใต้พิภพให้สูงขึ้น ซึ่งจากการศึกษาจะพบว่าทางภาคเหนือของประเทศไทยมีความสามารถที่จะผลิตพลังงานเพื่อนำมาใช้สู่ครัวเรือนนำมาซึ่งการศึกษาและประดิษฐ์เทคโนโลยีที่เหมาะสม เพื่อที่จะสามารถทำงานภายใต้แหล่งอุณหภูมิที่ได้จากแหล่งพลังงานความร้อนใต้พิภพ และสามารถเปลี่ยนเป็นพลังงานในรูปแบบที่สามารถนำไปใช้ประโยชน์ต่อได้อย่างเหมาะสม Bancha Kongtragool และ Somchai Wongwises (2008) ได้ศึกษาหนึ่งในเทคโนโลยีที่มีการศึกษากันอย่างแพร่หลาย นั่นคือเครื่องยนต์สเตอร์ลิง เครื่องยนต์นี้สามารถทำงานได้โดยมีความสามารถที่จะทำงานได้แม้ผลต่างอุณหภูมิแหล่งร้อนและเย็นจะต่างกันน้อยมากก็ตาม

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงถูกประดิษฐ์ขึ้นมาครั้งแรกในปี ค.ศ. 1816 โดย โรเบิร์ต สเตอร์ลิง เพื่อที่จะใช้แทนเครื่องจักรไอน้ำ ซึ่งในสมัยอุตสาหกรรมที่ใช้เครื่องจักรไอน้ำยังมีความไม่ปลอดภัยในการทำงาน เนื่องจากหม้อน้ำมีไอน้ำแรงดันสูงและมักเกิดการระเบิดเป็นอันตรายต่อคนงาน เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดผลต่างอุณหภูมิต่ำแบบแกมมาจึงถูกเสนอ เพื่อนำมาใช้งานกับแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำเพราะตัวเครื่องยนต์มีความซับซ้อนที่น้อยกว่าและสามารถทำงานได้อย่างปลอดภัยกว่าระบบไอน้ำ

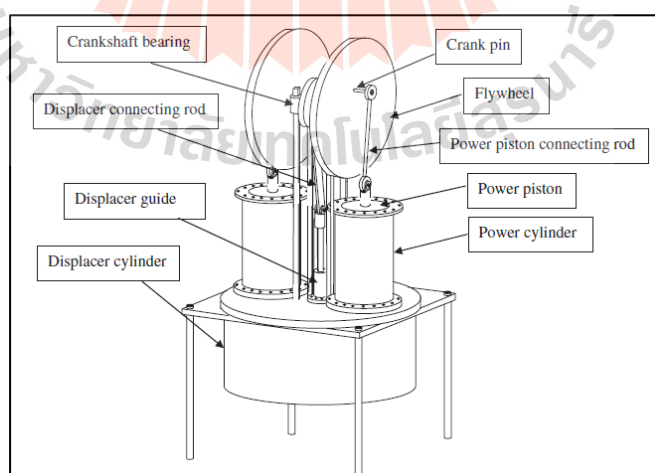


รูปที่ 1.2 ตัวอย่างส่วนประกอบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดผลต่างอุณหภูมิต่ำแบบแกมมา

(Kwanchai Kraitong, 2012)

Janjai และคณะ (2011) ศึกษาโดยนำเทคโนโลยีเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเปรียบเทียบกับเทคโนโลยีอื่น ๆ โดยใช้ข้อมูลแหล่งพลังงานความร้อนจากประเทศไทย จากการศึกษาพบว่าเทคโนโลยีสเตอร์ลิงมีประสิทธิภาพในการเปลี่ยนพลังงานความร้อนไปเป็นพลังงานไฟฟ้าสูงที่สุดคือ 21.7 เปอร์เซ็นต์ และเครื่องยนต์สเตอร์ลิงได้ถูกนำเสนอถึงข้อได้เปรียบกว่าเทคโนโลยีอื่นเพิ่มเติมอีก นั่นคือ การใช้พื้นที่ 56.7 ตารางเมตรต่อหนึ่งเครื่อง ซึ่งน้อยกว่าระบบอื่นอย่างชัดเจน และให้ปริมาณการผลิตไฟฟ้าที่เพียงพอต่อระบบการใช้งานขนาดเล็ก ทำให้สามารถทำงานได้ในบริเวณที่มีพื้นที่อย่างจำกัด เช่น หลังคาของอพาร์ทเมนท์ภายในชุมชนเมืองหรือสำหรับผลิตไฟฟ้าให้บ้านพักอาศัยในแหล่งชนบท

ในการศึกษานี้จึงได้เลือกทำการศึกษาและทดสอบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดผลต่างอุณหภูมิต่ำแบบแกมมาซึ่งมีลักษณะตามตัวอย่างดังรูปที่ 1.2 โดยวิเคราะห์การทำงานภายใต้แหล่งอุณหภูมิของแหล่งพลังงานความร้อนได้พิภพที่มีภายในประเทศไทย และศึกษาเพิ่มเติมกับแหล่งพลังงานที่มีอุณหภูมิแหล่งความร้อนที่สูงขึ้น ตัวอย่างเช่น พลังงานชีวมวล (Biomass), ระบบระบายความร้อนทิ้งจากโรงงาน (Waste Heat) เป็นต้น เพื่อหาความสามารถในการผลิตพลังงานจากแหล่งอุณหภูมิที่ต่างกันของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดผลต่างอุณหภูมิต่ำแบบแกมมา นอกจากนั้นยังศึกษาอิทธิพลเนื่องจากการเพิ่มขึ้นของความดันภายในเครื่องยนต์ เพื่อหาแนวโน้มการเปลี่ยนแปลงในอีกทางหนึ่งด้วย โดยมีการนำเครื่องยนต์ต้นแบบจาก Bancha Kongtragool และ Somchai Wongwises (2007) มาทำการปรับปรุงให้เหมาะสมกับแหล่งความร้อนและความดันตามที่กล่าวไปข้างต้นโดยลักษณะเครื่องยนต์ต้นแบบแสดงดังรูปที่ 1.3



รูปที่ 1.3 ตัวอย่างเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดผลต่างอุณหภูมิต่ำแบบแกมมา  
(Bancha Kongtragool และ Somchai Wongwises, 2007)

## 1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย

1.2.1 เพื่อศึกษาหาแนวโน้มผลกระทบของตัวแปรเครื่องยนต์ต่อการเพิ่มขึ้นของกำลังเครื่องยนต์

1.2.2 เพื่อหาขนาดที่เหมาะสมของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดผลต่างอุณหภูมิต่ำแบบแกมมาบนแหล่งอุณหภูมิความร้อนและความดันที่กำหนด

## 1.3 ขอบเขตของการวิจัย

1.3.1 ศึกษาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดผลต่างอุณหภูมิต่ำแบบแกมมา 2 ลูกสูบกำลัง

1.3.2 พิจารณาอุณหภูมิของแหล่งอุณหภูมิความร้อนคงที่ 3 แหล่ง

1) แหล่งอุณหภูมิต่ำ 80 องศาเซลเซียส

2) แหล่งอุณหภูมิปานกลาง 500 องศาเซลเซียส

3) แหล่งอุณหภูมิสูง 1,000 องศาเซลเซียส

1.3.3 อุณหภูมิของแหล่งระบายความร้อนคงที่ที่ 32 องศาเซลเซียส

1.3.4 พิจารณาการเพิ่มความดันในกระบอกสูบภายในเครื่องยนต์ที่ 3 ความดัน

1) ความดัน 1 บาร์

2) ความดัน 2 บาร์

3) ความดัน 3 บาร์

1.3.5 สารทำงานภายในเครื่องยนต์สเตอร์ลิง คือ อากาศ

1.3.6 วิเคราะห์วิธีการแก้ปัญหาเชิงตัวเลขโดยสมการทางเทอร์โมไดนามิกส์ โดยใช้โปรแกรม MATLAB และพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ โดยใช้โปรแกรม ANSYS-FLUENT 16.0

## 1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1.4.1 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดผลต่างอุณหภูมิต่ำแบบแกมมาที่มีขนาดที่เหมาะสมที่สามารถทำงานได้บนแหล่งอุณหภูมิความร้อนคงที่

1.4.2 แนวทางการพัฒนาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงให้สามารถพัฒนากำลังให้มากขึ้นและเพียงพอต่อความต้องการ



## บทที่ 2

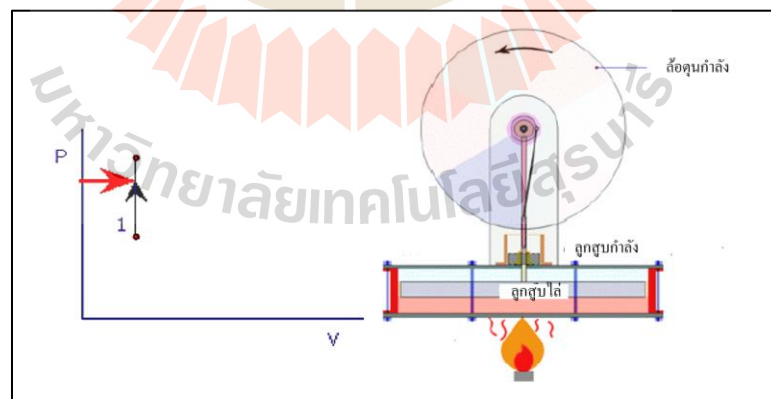
### ปรีทัศน์วรรณกรรมและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

ในส่วนนี้เป็นการเสนอสิ่งที่ผู้วิจัยได้ทำการศึกษาค้นคว้างานวิจัยที่เกี่ยวข้อง โดยสรุปของการวิเคราะห์ออกแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดผลต่างอุณหภูมิต่ำแบบแกมมา การออกแบบโดยวิธีการเชิงตัวเลขโดยใช้สมการทางเทอร์โมไดนามิกส์และพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (CFD) ศึกษาหาแหล่งอุณหภูมิที่น่าสนใจที่นำมาวิเคราะห์เป็นแหล่งพลังงานความร้อนให้แก่เครื่องยนต์สเตอร์ลิง โดยถูกนำเสนอตามหัวข้อดังต่อไปนี้

#### 2.1 หลักการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงเป็นเครื่องยนต์ชนิดเผาไหม้ภายนอก การรับความร้อนจึงเป็นการนำความร้อนจากแหล่งความร้อนหนึ่งนำมาถ่ายเทเข้าสู่สารทำงานภายใน แล้วทำให้เกิดกระบวนการภายในเป็นวัฏจักร กระบวนการที่เกิดขึ้นภายในเครื่องยนต์สเตอร์ลิงจะสามารถถูกแบ่งออกเป็น 4 กระบวนการพื้นฐานทางเทอร์โมไดนามิกส์ได้ดังต่อไปนี้

- 1) กระบวนการให้ความร้อนที่ปริมาตรคงที่ (Isovolumetric Heat Addition Process)

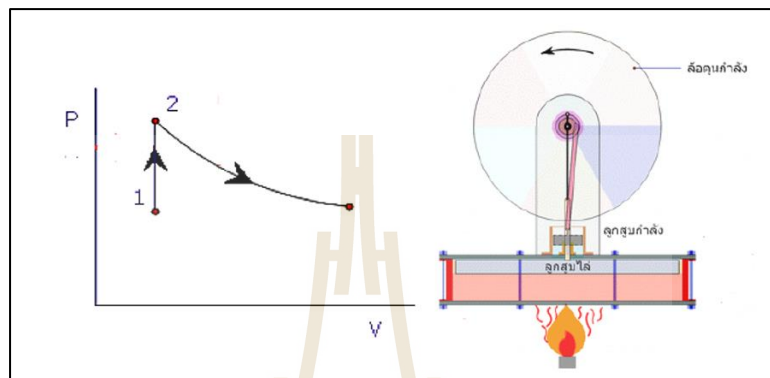


รูปที่ 2.1 กระบวนการให้ความร้อนที่ปริมาตรคงที่

จากรูปที่ 2.1 วัฏจักรเริ่มพิจารณา ณ ตำแหน่งลูกสูบกำลังอยู่ที่ศูนย์กลางบน ปริมาตรของสารทำงานภายในเครื่องยนต์จะมีปริมาตรน้อยที่สุด ความร้อน ( $Q_m$ ) จะถ่ายเทเข้ามาสู่สารทำงานภายใน

ในเครื่องยนต์สเตอร์ลิง เนื่องจากผลต่างของอุณหภูมิที่บริเวณผิวร้อนกับสารทำงาน สารทำงานได้รับความร้อนจึงส่งผลให้ความดันภายในระบบเพิ่มสูงขึ้นและเตรียมผลักลูกสูบกำลัง เพื่อให้เกิดงานในกระบวนการถัดไป

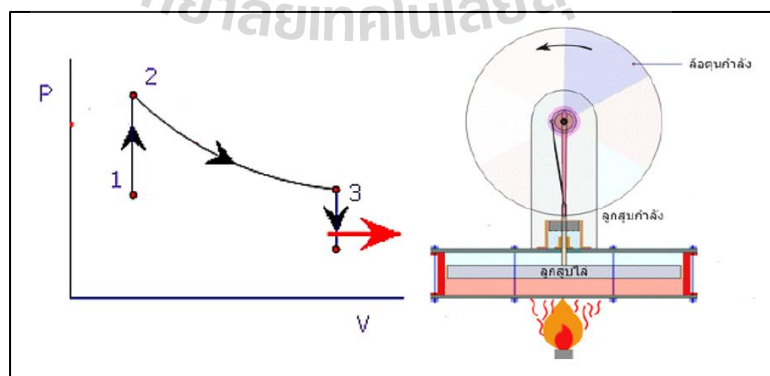
### 2) กระบวนการขยายตัว (Isothermal Expansion Process)



รูปที่ 2.2 กระบวนการขยายตัว

จากรูปที่ 2.2 เมื่อสารทำงานภายในมีความดันเพิ่มขึ้น ความดันนั้นดันให้ลูกสูบกำลังเคลื่อนที่จากศูนย์ตายบนไปยังศูนย์ตายล่าง เป็นการสร้างงาน ( $W_{out}$ ) ขึ้นจากเครื่องยนต์สเตอร์ลิงหรือเรียกว่าเป็นจังหวะให้กำลังของเครื่องยนต์ หลังจากนั้นความดันในระบบลดลงในขณะที่ปริมาตรภายในสารทำงานจะเพิ่มขึ้น

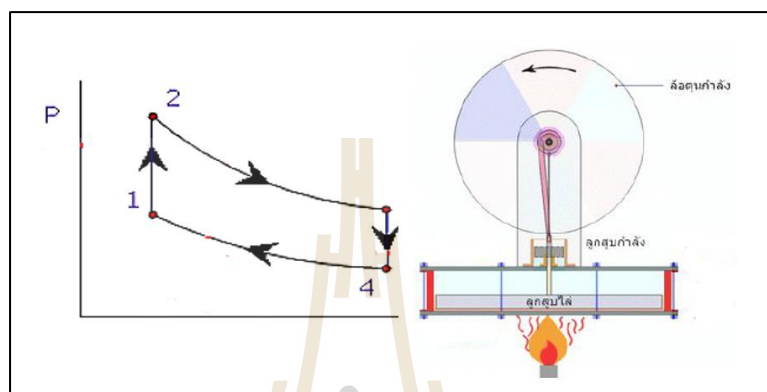
### 3) กระบวนการระบายความร้อนที่ปริมาตรคงที่ (Isovolumetric Heat Rejection Process)



รูปที่ 2.3 กระบวนการระบายความร้อนที่ปริมาตรคงที่

จากรูปที่ 2.3 สารทำงานภายในเริ่มกระบวนการระบายความร้อน ( $Q_{out}$ ) ที่มีในสารทำงานออกไปสู่แหล่งความร้อนที่ผ่านทางผิวด้านบนและส่วนหนึ่งจะถูกกักเก็บในรีเจนเนอเรเตอร์ทำให้สารทำงานเริ่มมีอุณหภูมิและความดันที่ลดลง

#### 4) กระบวนการอัดสารทำงาน (Isothermal Compression Process)



รูปที่ 2.4 กระบวนการอัดสารทำงาน

จากรูปที่ 2.4 เมื่อสารทำงานที่ถูกระบายความร้อนออกนั้นลูกสูบกำลังเคลื่อนที่กลับมาสู่ตำแหน่งศูนย์ตายบนแล้วเกิดการอัดสารทำงานภายใน ซึ่งในกระบวนการนี้จะต้องให้งาน ( $W_{in}$ ) เข้าไปกับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเพื่ออัดสารทำงาน ซึ่งงานที่ใช้ก็มาจากพลังงานที่ถูกเก็บอยู่ที่ล้อตุ่นกำลัง

เมื่อทำการพิจารณาครบ 1 รอบวัฏจักรการทำงาน สามารถหางานสุทธิได้จากการรวมงานที่ได้มาจากการขยายตัวของสารทำงานและงานที่ให้เพื่ออัดสารทำงาน ได้ดังสมการที่ 2.1

$$W_{net} = W_{out} + W_{in} \quad (2.1)$$

## 2.2 ลักษณะของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

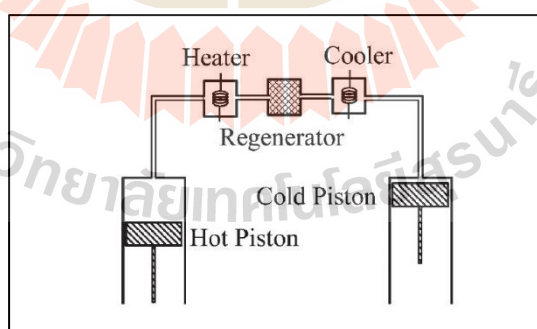
เครื่องยนต์สเตอร์ลิงเป็นอุปกรณ์ทางกลที่สามารถเปลี่ยนพลังงานความร้อนจากแหล่งพลังงานความร้อนให้เป็นพลังงานทางกล ซึ่งเป็นเครื่องชนิดเผาไหม้ภายนอก (External Combustion Engine) ทำให้เครื่องชนิดนี้สามารถทำงานได้โดยใช้เชื้อเพลิงใดก็ได้ เช่น แหล่งความร้อนที่จากเครื่องเผาไหม้ภายใน (Exhaust Gas), ความร้อนจากแหล่งพลังงาน

หมุนเวียนหรือการเผาไหม้ของเศษซากทางเกษตรกรรม เป็นต้น นอกจากนั้นเครื่องยนต์สเตอร์ลิงยังเป็นเครื่องยนต์ที่เรียบง่ายในการสร้างและมีการทำงานที่ไม่ซับซ้อน

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงเป็นเครื่องยนต์ที่ทำงานโดยอาศัยวัฏจักรสเตอร์ลิง สารทำงานภายในเครื่องยนต์เป็นระบบปิด ซึ่งสารทำงานจะถูกผลักให้ไหลโดยลูกสูบกำลังหรือลูกสูบดีสเพลสเซอร์ตามแต่ชนิดของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง โดยจะทำงานสัมพันธ์กันด้วยความแตกต่างของมุมเฟสอยู่ที่ 90 องศาเป็นส่วนใหญ่ สารทำงานจะถูกทำให้ไหลไปยังฝั่งผิวเย็นเพื่อระบายความร้อนออกไปจากสารทำงานและสามารถกลับมารับความร้อนใหม่เกิดเป็นวัฏจักรได้ต่อไป ซึ่งโดยพื้นฐานลักษณะของเครื่องยนต์สามารถถูกแบ่งออกเป็น 3 ชนิด ดังนี้

### 2.2.1 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบอัลฟา

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบอัลฟา ดังรูปที่ 2.5 เป็นเครื่องยนต์ที่มีลูกสูบกำลัง (Power Piston) 2 ลูกสูบ ถูกเรียกว่าลูกสูบกำลังฝั่งร้อน (Hot piston) และลูกสูบกำลังฝั่งเย็น (Cold Piston) ซึ่งทำงานโดยผลัดสารทำงานภายในไหลผ่านไปมาระหว่างกระบอกลูกสูบร้อน (Expansion Space) และกระบอกลูกสูบเย็น (Compression Space) ซึ่งงานที่ได้มาจะเกิดจากสารทำงานที่ไหลผ่านผิวร้อน (Heater) แล้วเกิดการขยายตัวไต่กันในกระบอกลูกสูบร้อน แต่ก็จะเสียนงานจากในกระบวนการระบายความร้อนที่ผิวเย็น (Cooler) ในฝั่งกระบอกลูกสูบเย็นด้วยเช่นกัน โดยระหว่างกลางจะมี Regenerator เพื่อดูดซับและคายความร้อนให้กับสารทำงานภายใน ซึ่งจะช่วยให้ประสิทธิภาพและกำลังของเครื่องยนต์ได้

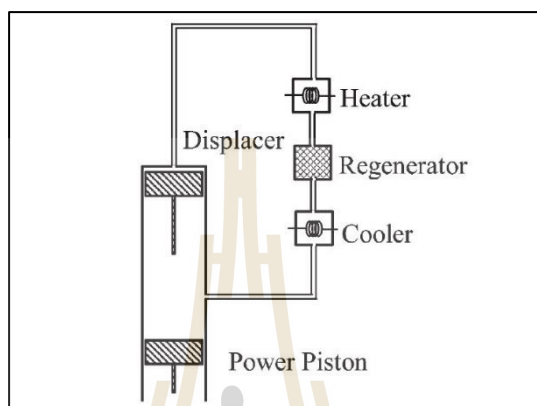


รูปที่ 2.5 ลักษณะเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบอัลฟา (Tamrat Abishu Gelu, 2014)

### 2.2.2 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบเบต้า

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบเบต้า ดังรูปที่ 2.6 เป็นเครื่องยนต์ที่มีลูกสูบกำลัง 1 ลูกสูบ และมีลูกสูบดีสเพลสเซอร์ (Displacer Piston) อีก 1 ลูกสูบ โดยทั้งสองจะทำงานภายในกระบอกลูกสูบ

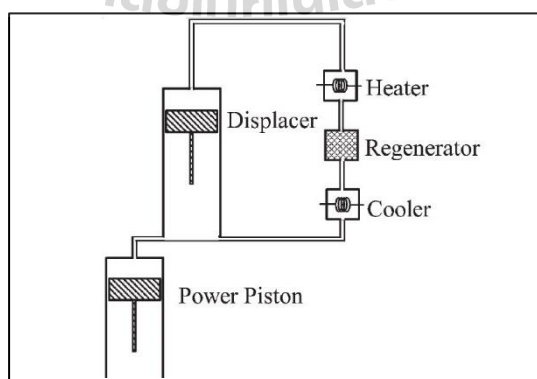
เครื่องยนต์เดียวกัน โดยมีความสัมพันธ์ของตำแหน่งการเคลื่อนที่แตกต่าง 90 องศา โดยลูกสูบ ดิสเพลสเซอร์จะผลัดสารทำงานให้ไหลไปกลับระหว่างกระบอกสูบฝั่งร้อนและกระบอกสูบฝั่งเย็น ซึ่งกระบอกสูบฝั่งร้อนเป็นบริเวณที่อยู่ระหว่างลูกสูบดิสเพลสเซอร์และลูกสูบกำลัง ส่วนกระบอก สูบฝั่งเย็นเป็นบริเวณเหนือลูกสูบดิสเพลสเซอร์



รูปที่ 2.6 ลักษณะเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบเบต้า (Tamrat Abishu Gelu, 2014)

### 2.2.3 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแบบแกมมา

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบแกมมา ดังรูปที่ 2.7 จะมีส่วนประกอบเหมือนกับ เครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบเบต้า แต่จะมีลักษณะแตกต่างออกไป คือ การแยกกระบอกสูบออกเป็น 2 ส่วน โดยส่วนหนึ่งเป็นของลูกสูบดิสเพลสเซอร์และอีกส่วนหนึ่งเป็นของลูกสูบกำลัง แต่หลักการ ทำงานยังคงเหมือนเดิม



รูปที่ 2.7 ลักษณะเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบแกมมา (Tamrat Abishu Gelu, 2014)

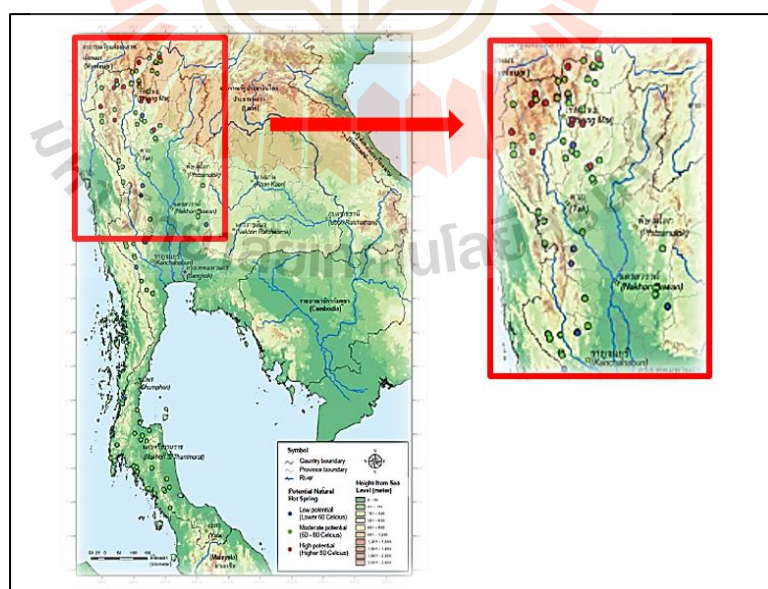
### 2.2.4 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดผลต่างอุณหภูมิต่ำแบบแกมมา

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดผลต่างอุณหภูมิต่ำหรือ Low Temperature Differential (LTD) Stirling engine จะแตกต่างออกมาจาก 3 เครื่องยนต์ที่เสนอก่อนหน้านี้ คือ สามารถทำงานได้เมื่อมีอุณหภูมิแตกต่างกันของแหล่งอุณหภูมิความร้อนและแหล่งอุณหภูมิความร้อนทิ้งไม่มาก ตัวอย่างเช่น อุณหภูมิความร้อนน้อยกว่า 100 องศาเซลเซียส ในขณะที่แหล่งความร้อนทิ้งมีอุณหภูมิ 35 องศาเซลเซียส ซึ่งเครื่องยนต์สเตอร์ลิงก่อนหน้านี้ต้องอาศัยแหล่งอุณหภูมิที่สูงกว่า (Van Arsdell BH, 2001) นั่นทำให้เครื่องยนต์ชนิดนี้สามารถทำงานได้กับแหล่งอุณหภูมิความร้อนที่ราคาถูกและหาง่าย มากกว่านั้นเนื่องด้วยแหล่งอุณหภูมิที่มีค่าอุณหภูมิไม่สูงทำให้วัสดุในการทำไม่จำเป็นต้องการทนความร้อนสูง จึงทำให้ตัวเครื่องยนต์มีราคาถูกอีกด้วย

## 2.3 แหล่งอุณหภูมิความร้อน

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงจะสามารถทำงานได้โดยอาศัยผลต่างของแหล่งอุณหภูมิ 2 แหล่ง ซึ่งเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเป็นเครื่องยนต์เผาไหม้ภายนอก นั่นทำให้ที่มาของแหล่งพลังงานจะสามารถหาได้ง่าย แหล่งพลังงานความร้อนตั้งแต่อุณหภูมิต่ำไปจนถึงระดับอุณหภูมิสูง ดังนั้นในหัวข้อนี้จึงนำเสนอแหล่งความร้อนที่น่าสนใจดังต่อไปนี้

### 2.3.1 แหล่งพลังงานความร้อนใต้พิภพ (Geothermal Energy)



รูปที่ 2.8 แผนที่ประเทศไทยแสดงตำแหน่งของแหล่งอุณหภูมิใต้พิภพ

(Nattaporn Chaiyat และคณะ, 2014)

แหล่งพลังงานหมุนเวียนเป็นแหล่งพลังงานที่สามารถให้พลังงานได้อย่างไม่มีจำกัด ถ้าหากเราสามารถนำแหล่งพลังงานนั้นมาเปลี่ยนเป็นพลังงานที่เรานำมาใช้ได้ เช่น พลังงานไฟฟ้า เป็นต้น ทำให้เราสามารถลดปริมาณการใช้พลังงานที่ได้จากการเผาไหม้เชื้อเพลิงฟอสซิลลง และยังส่งผลต่อการลดการปล่อยก๊าซเรือนกระจกสู่สิ่งแวดล้อมได้อีกด้วย ซึ่งแหล่งพลังงานความร้อนใต้พิภพเป็นแหล่งพลังงานที่น่าสนใจอีกแหล่งหนึ่ง การสำรวจถึงความสามารถของแหล่งพลังงานใต้พิภพที่มีในประเทศไทยพบว่า ความสามารถของแหล่งพลังงานใต้พิภพในประเทศไทยจะอยู่ทางบริเวณภาคเหนือ ดังรูปที่ 2.8 ซึ่งเป็นแหล่งน้ำพุร้อนแสดงดังตารางที่ 2.1

ตารางที่ 2.1 อุณหภูมิแหล่งน้ำร้อนที่ได้จากการสำรวจ (กรมทรัพยากรน้ำบาดาล, 2559)

สถานที่	จังหวัด	อุณหภูมิ (องศาเซลเซียส)
แม่จัน 1	เชียงราย	93.0
แม่จัน 2	เชียงราย	93.0
สันกำแพง	เชียงใหม่	88.5
คอยสะเก็ด	เชียงใหม่	96.3
ฝาง	เชียงใหม่	98.1
โป่งเดือด	เชียงใหม่	95.0
เทพพนม	เชียงใหม่	98.9
ป่าโป่ง	แม่ฮ่องสอน	87.4
เมืองแปง	แม่ฮ่องสอน	96.0
หนองแห้ง	แม่ฮ่องสอน	81.1
แจ้ซ้อน	ลำปาง	83.7
แม่ใจ	แพร่	80.7

### 2.3.2 แหล่งพลังงานความร้อนจากพลังงานชีวมวล

หนึ่งในแหล่งพลังงานที่สามารถหาได้ง่ายในประเทศไทย คือ พลังงานจากชีวมวล เนื่องด้วยประเทศไทยเป็นประเทศที่มีการทำเกษตรกรรม ทำให้เศษซากจากภาคการเกษตรมีปริมาณที่สูง แต่ในขณะเดียวกันยังมีส่วนที่เหลืออยู่มากที่ไม่ถูกนำมาใช้ประโยชน์ (Ministry of Energy, 2012) จึงเป็นโอกาสในการใช้งานแหล่งพลังงานชนิดนี้ให้แพร่หลายได้มากขึ้น โดยเฉพาะในแหล่งชุมชน

### 2.3.3 แหล่งพลังงานความร้อนจากความร้อนทิ้ง

ในโรงงานอุตสาหกรรมก็เป็นอีกส่วนหนึ่งที่มีการใช้พลังงานเป็นจำนวนมาก เช่น โรงงานเหล็ก โรงงานที่มีการเผาไหม้เกิดขึ้นจำพวก โรงงานไฟฟ้าแก๊สเทอร์ไบน์ เป็นต้น ซึ่งในโรงงานเหล่านี้พลังงานกว่า 20-50 เปอร์เซ็นต์ จะถูกปล่อยทิ้งออกไปโดยไม่ได้นำไปใช้ประโยชน์ (Waste Heat) ซึ่งมักจะอยู่ในรูปของแก๊สร้อน (Flue Gas) หรือถูกทิ้งไปกับน้ำหล่อเย็น เป็นต้น ซึ่งหากสามารถนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ให้เกิดประโยชน์ นอกจากจะทำให้ประสิทธิภาพการใช้พลังงานสูงมากขึ้นยังเป็นการประหยัดเชื้อเพลิงที่ใช้ได้แม้จะเป็นทางอ้อมที่จะสามารถประหยัดพลังงานในส่วนอื่น ๆ ของโรงงานแทนความร้อนที่ออกมาสามารถประมาณอยู่ในช่วง 3 ระดับ คือ ระดับต่ำจะมีอุณหภูมิน้อยกว่า 230 องศาเซลเซียส, ระดับกลางมีอุณหภูมิ 230-650 องศาเซลเซียส และระดับสูงมีอุณหภูมิมากกว่า 650 องศาเซลเซียส ซึ่งโรงงานอุตสาหกรรมมีแหล่งอุณหภูมิความร้อนทิ้งครอบคลุมตั้งแต่ 100-1,650 องศาเซลเซียส ตัวอย่างเช่น เตาเหล็กคูโปล่ามีอุณหภูมิความร้อนทิ้งประมาณ 890-980 องศาเซลเซียส, Steel Electric Arc Furnace ให้อุณหภูมิประมาณ 1,370-1,650 องศาเซลเซียส (U.S. department of energy, 2008)

## 2.4 การวิเคราะห์เครื่องยนต์สเตอร์ลิง

การวิเคราะห์เครื่องยนต์สเตอร์ลิงเพื่อทำการออกแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงให้เหมาะสมกับแหล่งพลังงานความร้อนหรือเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพของเครื่องยนต์นั้นสามารถหาได้จากหลายวิธี ซึ่งนับตั้งแต่มีการประดิษฐ์เครื่องยนต์สเตอร์ลิงขึ้นมาก็มีวิธีการประมาณค่าเพื่อทำนายและพัฒนา กำลังของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงให้ได้มีความแม่นยำมากขึ้น ซึ่งสามารถแบ่งออกเป็นหัวข้อได้ดังนี้

### 2.4.1 การวิเคราะห์เครื่องยนต์สเตอร์ลิงโดยการจำลองสมการจากการทดลอง (Empirical Modeling)

การศึกษาย่างง่ายเริ่มต้นจากการหาสมการที่ใช้ทำนายกำลังของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง สมการเริ่มต้นที่เป็นที่รู้จักคือ “Beale Formula” ซึ่งเป็นวิธีหนึ่งที่สามารถหากำลังเครื่องยนต์สเตอร์ลิงได้อย่างง่ายดายและมีความซับซ้อนน้อย ได้มาจากการทดลองเครื่องยนต์สเตอร์ลิงหลากหลายขนาด เพื่อนำมาหาความสัมพันธ์ของตัวแปรต่าง ๆ ที่มีความเกี่ยวข้อง และจะสามารถหาค่าคงที่ค่าหนึ่งที่เหมาะสมกับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงได้

$$P = B_n \times P_{\text{mean}} \times V_P \times f_P \quad (2.2)$$



โดยที่	$P$	คือ กำลังเครื่องยนต์สเตอร์ลิง (วัตต์)
	$B_n$	คือ Beale Number
	$P_{\text{mean}}$	คือ ความดันเฉลี่ยในเครื่องยนต์สเตอร์ลิง (บาร์)
	$V_p$	คือ ปริมาตรช่วงชักลูกสูบ (ลูกบาศก์เซนติเมตร)
	$f_p$	คือ ความเร็วของเครื่องยนต์ (เฮิรตซ์)

จากสมการที่ 2.2 จะถูกใช้เพื่อหาลำกำลังของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง โดยค่า Beale Number จะอยู่ในช่วง 0.015-0.035 ต่อมาก็ถูกนำมาพัฒนาต่อเพื่อให้มีความแม่นยำมากขึ้น ในชื่อ Mean Pressure Power Formula ดังสมการที่ 2.3

$$P = F \times P_{\text{mean}} \times V_p \times f \times \left( \frac{T_H - T_C}{T_H + T_C} \right) \quad (2.3)$$

โดยที่	$F$	คือ ตัวแปรค่าคงที่ที่ได้จากการทดสอบ
	$T_H$	คือ แหล่งอุณหภูมิความร้อน (องศาเซลเซียส)
	$T_C$	คือ แหล่งอุณหภูมิละบายความร้อน (องศาเซลเซียส)

ซึ่งค่า  $F$  จะถูกกำหนดให้มีค่าอยู่ที่ 2 แต่ต่อมาก็ถูกแนะนำให้ใช้ 0.25-0.35 สำหรับในทางปฏิบัติ

#### 2.4.2 การวิเคราะห์เครื่องยนต์สเตอร์ลิงโดยสมการทางคณิตศาสตร์

การวิเคราะห์โดยใช้สมการทางเทอร์โมไดนามิกส์เริ่มถูกนำมาใช้เพื่อวิเคราะห์เครื่องยนต์สเตอร์ลิงโดยเป็นวิธีที่ทำให้เข้าใจการทำงานได้มากขึ้น สามารถอธิบายการทำงาน, ผลของตัวแปรต่าง ๆ ภายในเครื่องยนต์ต่อกำลังและประสิทธิภาพได้ ซึ่งจะถูกแบ่งออกมาเป็นหัวข้อดังนี้

##### 2.4.2.1 การวิเคราะห์แบบ First-Order Model

การวิเคราะห์เครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบ First-Order Model จะพิจารณาจากการเคลื่อนที่ของลูกสูบดิสเพลสเซอร์และลูกสูบกำลัง โดยใช้สมการการเคลื่อนที่ของลูกสูบกำลังและลูกสูบดิสเพลสเซอร์มาอธิบายการเปลี่ยนแปลงของสารทำงานภายในเครื่องยนต์สเตอร์ลิง Schmidt Theory เป็นชุดสมการหนึ่งที่ใช้หลักการดังกล่าว การวิเคราะห์จะแบ่งเครื่องยนต์สเตอร์ลิงออกเป็น 3 ปริมาตรควบคุมในการวิเคราะห์คือ Compression Space ( $V_C$ ), Expansion Space ( $V_E$ ) และ Dead Volume ( $V_D$ ) ซึ่งจะใช้สมการที่ 2.4 และสมการที่ 2.5 เพื่อคำนวณ

หาปริมาตรของสารทำงานใน Compression Space และ Expansion Space โดยเริ่มพิจารณาที่มุมเพลลาข้อเหวี่ยง (Crank Angle,  $x$ ) ตั้งแต่ 0-360 องศาไปที่ละมุม ซึ่งแต่ละมุมจะสามารถใช้สมการที่ 2.6-2.14 เพื่อหางานที่เกิดขึ้น ในขั้นตอนสุดท้ายเมื่อทำการคำนวณครบ 1 รอบการทำงานก็จะได้งานรวมสุทธิที่เครื่องยนต์สเตอร์ลิงสร้างได้ออกมา

$$V_E = V_{SE} (1 - \cos x) + V_{DE} \quad (2.4)$$

$$V_C = \frac{V_{SE}}{2} (1 + \cos x) + \frac{V_{SC}}{2} [1 - \cos(x - dx)] + V_{DC} \quad (2.5)$$

$$P = \frac{P_{\text{mean}} \sqrt{1 - c^2}}{1 - c \cdot \cos(x - a)} \quad (2.6)$$

$$a = \tan^{-1} \left( \frac{v \sin dx}{t + \cos dx - 1} \right) \quad (2.7)$$

$$c = \frac{B}{S} \quad (2.8)$$

$$S = t + 2tX_{DE} + \frac{4tV_R}{1+t} + v + 2X_{DC} + 1 \quad (2.9)$$

$$B = \sqrt{t^2 + 2(t-1)v \cos dx + v^2 - 2t + 1} \quad (2.10)$$

$$t = \frac{T_C}{T_H} \quad (2.11)$$

$$W_E = \frac{P_{\text{mean}} V_{SE} \pi c \sin a}{1 + \sqrt{1 - c^2}} \quad (2.12)$$

$$W_C = - \frac{P_{\text{mean}} V_{SC} \pi c t \sin a}{1 + \sqrt{1 - c^2}} \quad (2.13)$$

$$W_{\text{indicated}} = W_E + W_C \quad (2.14)$$

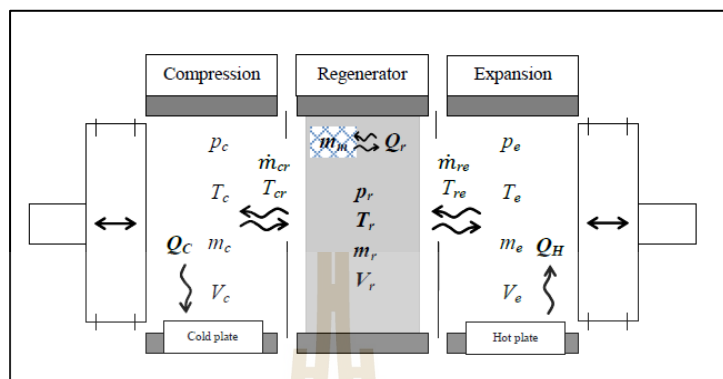
โดยที่	$V_{SE}, V_{SC}$	คือ ปริมาตรช่วงชักของ Expansion และ Compression Space (ลูกบาศก์เมตร) ตามลำดับ
	$V_{DE}, V_{DC}$	คือ Dead Volume ที่มีภายใน Expansion และ Compression Space (ลูกบาศก์เมตร) ตามลำดับ
	$V_E, V_C$	คือ ปริมาตรภายใน Expansion Space และ Compression Space (ลูกบาศก์เมตร) ตามลำดับ
	$P, P_{\text{mean}}$	คือ ความดันภายในเครื่องยนต์ช่วงชักและความดันภายในเครื่องยนต์เฉลี่ย (ปาสคาล) ตามลำดับ
	$W_E, W_C, W_{\text{indicated}}$	คือ งานที่ได้จากปริมาตรของ Expansion, Compression Space และงานรวมสุทธิ (จูล) ตามลำดับ
	$x$	คือ มุมเพลลาข้อเหวี่ยง (เรเดียน)
	$Dx$	คือ มุมเฟส (เรเดียน)
	$t$	คือ อัตราส่วนอุณหภูมิฝั่งเย็นต่อฝั่งร้อน
	$v$	คือ อัตราส่วนปริมาตร Compression Space ต่อ Expansion Space

#### 2.4.2.2 การวิเคราะห์แบบ Second-Order Model

การวิเคราะห์เครื่องยนตส์เตอร์ลิงแบบ First-Order Model เป็นการวิเคราะห์ที่สามารถเห็นเพียงแค่การเปลี่ยนแปลงความดันของสารทำงานภายในเครื่องยนต์เท่านั้น ดังนั้นการวิเคราะห์แบบ Second-Order Model ซึ่งเป็นการวิเคราะห์บนพื้นฐานของ Schmidt Theory แต่เพื่อให้มีความถูกต้องและสามารถวิเคราะห์ตัวแปรได้มากขึ้น จึงมีการวิเคราะห์รวมผลของการถ่ายเทความร้อนที่สมจริงภายในตัวแลกเปลี่ยนความร้อน, การเกิดความดันสูญเสียและความร้อนสูญเสียเข้ามาในการพิจารณา นั้นทำให้สามารถทำนายกำลังได้ถูกต้องมากขึ้นเมื่อนำไปเทียบกับผลลัพธ์ของวิธีแบบเดิม ซึ่งต่อมาได้มีการพัฒนาการวิเคราะห์ให้มีความแม่นยำมากยิ่งขึ้น ตัวอย่างเช่น พิจารณาความไม่สมบูรณ์ของการถ่ายเทความร้อนในตัวแลกเปลี่ยนความร้อนทำให้ได้ค่าที่ใกล้เคียงกับการทดลองมากขึ้น เป็นต้น

ในการวิเคราะห์เพื่อหาความสามารถของเครื่องยนตส์เตอร์ลิงจะทำการพิจารณาสารทำงานภายในโดยแบ่งออกเป็น ส่วน ๆ ในแต่ละส่วนจะถูกสมการควบคุมนำมาพิจารณาเพื่อหาค่าและการเปลี่ยนแปลงที่เกิดขึ้น โดยสมการที่นำมาอธิบาย ได้แก่ สมการอนุรักษ์

พลังงาน, สมการอนุรักษ์มวลและสมการสถานะของแก๊ส ภายในเครื่องยนต์ถูกแบ่งออกเป็น Expansion Space, Compression Space และ Regenerator ดังรูปที่ 2.9



รูปที่ 2.9 ปริมาตรควบคุมภายในเครื่องยนต์เพื่อนำมาวิเคราะห์ (Kwanchai Kraitong, 2012)

การตั้งสมมติฐานในการวิเคราะห์

1. ความดันภายในของแต่ละส่วนมีค่าเท่ากัน
  2. ไม่มีอากาศรั่วไหล
  3. ไม่มีช่องว่างระหว่างลูกสูบดิสเพลสเซอร์และผนังกระบอกสูบของลูกสูบดิสเพลสเซอร์
- สารทำงานภายในจะไหลผ่าน Regenerator ทั้งหมด
4. พิจารณาสารทำงานภายในเป็นแบบแก๊สในอุดมคติ โดยในเครื่องยนต์นี้มีอากาศเป็นสารทำงาน
  5. พิจารณากระบอกสูบของทั้งลูกสูบกำลังและลูกสูบดิสเพลสเซอร์พิจารณาให้เป็นฉนวน
  6. เครื่องยนต์พิจารณาช่วงที่เป็น Steady State Condition
- จากการตั้งสมมติฐานเบื้องต้นดังกล่าวจึงสามารถทำให้ใช้สมการที่จะกล่าวต่อไปนำมาพิจารณาปริมาตรควบคุมแต่ละส่วนได้ โดยสมการที่นำมาพิจารณามีดังต่อไปนี้
- ตำแหน่งการเคลื่อนที่ของลูกสูบกำลังและลูกสูบดิสเพลสเซอร์ตามลำดับ

$$x = \frac{x_0}{2} (1 + \cos(\theta - \phi)) \quad (2.15)$$

$$y = \frac{y_0}{2} (1 + \cos(\theta)) \quad (2.16)$$

โดยที่	$x$	คือ ระยะการเคลื่อนที่ของลูกสูบกำลัง (เมตร)
	$x_0$	คือ ระยะชักของลูกสูบกำลัง (เมตร)
	$y$	คือ ระยะการเคลื่อนที่ของลูกสูบดิสเพลสเซอร์ (เมตร)
	$y_0$	คือ ระยะชักของลูกสูบดิสเพลสเซอร์ (เมตร)
	$\theta$	คือ มุมเพลลาข้อเหวี่ยง (องศา)
	$\phi$	คือ Phase Angle (องศา)

เมื่อรู้ระยะของลูกสูบทั้งสองก็สามารถนำมาคำนวณให้เป็นปริมาตรของ Expansion Space และ Compression Space ได้ ดังนี้

$$V_c = V_{d-c} + xA_p + (y_0 - y)A_D \quad (2.17)$$

$$V_c = V_{d-c} + \frac{V_{S-P}}{2}(1 + \cos(\theta - \phi)) + \frac{V_{S-D}}{2}(1 - \cos\theta) \quad (2.18)$$

$$V_c = V_{d-c} + yA_D \quad (2.19)$$

$$V_e = V_{d-e} + \frac{V_{S-D}}{2}(1 + \cos\theta) \quad (2.20)$$

โดยที่	$V_c$	คือ ปริมาตรของ Compression Space (ลูกบาศก์เมตร)
	$V_{d-c}$	คือ ปริมาตรตายที่อยู่ภายใน Compression Space (ลูกบาศก์เมตร)
	$V_e$	คือ ปริมาตรของ Expansion Space (ลูกบาศก์เมตร)
	$V_{d-e}$	คือ ปริมาตรตายที่อยู่ภายใน Expansion Space (ลูกบาศก์เมตร)
	$V_{S-P}$	คือ ปริมาตรระยะชักของลูกสูบกำลัง (ลูกบาศก์เมตร)
	$V_{S-D}$	คือ ปริมาตรระยะชักของลูกสูบดิสเพลสเซอร์ (ลูกบาศก์เมตร)
	$A_p$	คือ พื้นที่หน้าตัดของลูกสูบกำลัง (ตารางเมตร)
	$A_D$	คือ พื้นที่หน้าตัดของลูกสูบดิสเพลสเซอร์ (ตารางเมตร)

อัตราการเปลี่ยนแปลงของปริมาตร

$$\frac{dV_e}{dt} = -\frac{V_{S-P}}{2}(\omega \sin(\theta - \varphi)) + \frac{V_{S-D}}{2}(\omega \sin \theta) \quad (2.21)$$

$$\frac{dV_e}{dt} = -\frac{V_{S-D}}{2}(\omega \sin \theta) \quad (2.22)$$

โดยที่  $\omega$  คือ อัตราเร็วเชิงมุมของเครื่องยนต์ (เรเดียนต่อวินาที)  
 $t$  คือ เวลา (วินาที)

ในการพิจารณาอุณหภูมิของมวลที่ไหลผ่านระหว่างปริมาตรต่าง ๆ จะถูกระบุด้วยทิศทางการไหลของสารทำงานภายในดังนี้

$$T_{C-r} = T_C \quad \text{เมื่อ } \dot{m}_{C-r} > 0$$

$$T_{C-r} = T_r \quad \text{เมื่อ } \dot{m}_{C-r} \leq 0$$

โดยที่  $\dot{m}_{C-r}$  คือ อัตราการไหลมวลของสารทำงานระหว่าง Compression Space และ Regenerator Space (กิโลกรัมต่อวินาที)

$T_C$  คือ อุณหภูมิของสารทำงานภายใน Compression Space (เคลวิน)

$T_r$  คือ อุณหภูมิของสารทำงานภายใน Regenerator Space (เคลวิน)

$T_{C-r}$  คือ อุณหภูมิของมวลของสารทำงานที่ไหลผ่านระหว่าง Compression Space และ Regenerator Space (เคลวิน)

ในทำนองเดียวกันการจะอธิบายอุณหภูมิของมวลที่ไหลผ่านระหว่าง Expansion Space และ Regenerator Space เป็นไปตามสมการดังต่อไปนี้

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

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

โดยที่  $\dot{m}_{r-e}$  คือ อัตราการไหลมวลของสารทำงานระหว่าง Expansion Space และ Regenerator Space (กิโกรัมต่อวินาที)

$T_e$  คือ อุณหภูมิของสารทำงานภายใน Expansion Space (เคลวิน)

$T_{r-e}$  คือ อุณหภูมิของมวลของสารทำงานที่ไหลผ่านระหว่าง Expansion Space และ Regenerator Space (เคลวิน)

### 1. สมการอนุรักษ์พลังงาน

สมการอนุรักษ์พลังงานที่นำมาอธิบายการเปลี่ยนแปลงของปริมาตรควบคุม คือ Compression Space, Regenerator และ Expansion Space มีหลักคิดโดยอัตราการเปลี่ยนแปลงพลังงานของปริมาตรควบคุมจะมีค่าเท่ากับอัตราของพลังงานสุทธิที่เข้าและออกจากปริมาตรควบคุมที่สนใจ โดยแสดงได้ดังต่อไปนี้

$$C_v \frac{d(m_c T_c)}{dt} = dQ_c - \frac{dW_c}{dt} - \dot{m}_{c-r} C_p T_{c-r} \quad (2.23)$$

$$C_v \frac{d(m_r T_r)}{dt} = dQ_r - dQ_{\text{loss, disp-r}} + \dot{m}_{c-r} C_p T_{c-r} - \dot{m}_{r-e} C_p T_{r-e} \quad (2.24)$$

$$C_v \frac{d(m_e T_e)}{dt} = dQ_H - \frac{dW_e}{dt} + \dot{m}_{r-e} C_p T_{r-e} \quad (2.25)$$

โดยที่  $m_c, m_r, m_e$  คือ มวลของแก๊สใน Compression Space, Regenerator และ Expansion Space ตามลำดับ (กิโกรัม)

$Q_c, Q_r, Q_H$  คือ อัตราความร้อนที่ไหลเข้าและออกของแต่ละปริมาตรควบคุมตามลำดับ (วัตต์)

$Q_{\text{loss, disp-r}}$  คือ ความร้อนที่สูญเสียไปเนื่องจากความเสียดทานของการไหลที่เกิดภายใน Regenerator (วัตต์)

$W_c, W_e$  คือ งานเนื่องจากการไหลของสารทำงานภายใน Compression Space และ Expansion Space ตามลำดับ (จูล)

จากสมการที่ 2.23 และสมการที่ 2.25 สามารถนำมาพิจารณาต่อ โดยจะสามารถนำมาหาอัตราการไหลของมวลระหว่างปริมาตรควบคุมได้ โดยพิจารณาเงื่อนไขเพิ่มเติม คือ

ำให้งานเนื่องจากการไหลของสารทำงานภายในสามารถหาได้จาก  $dW_e/dt = p_c dV_e/dt$  และ  $dW_e/dt = p_e dV_e/dt$  สมบัติของแก๊สในอุดมคติ จะสามารถนำสมการสถานะเข้ามาใช้  $pV = mRT$  รวมถึงคุณสมบัติของแก๊ส  $\gamma = c_p/c_v$  และ  $R = C_p - C_v$  ดังนั้นเมื่อรวมสมการที่พิจารณาเพิ่มเติมทั้งหมดแล้วทำการจัดรูปใหม่ให้อยู่ในรูปของอัตราการใช้ของมวลระหว่างปริมาตรควบคุมได้ดังนี้

$$\dot{m}_{c-r} = -\frac{1}{RT_{c-r}} \left( -\frac{R}{c_p} dQ_c + p_c \frac{dV_c}{dt} + \frac{V_c}{\gamma} \frac{dp}{dt} \right) \quad (2.26)$$

$$\dot{m}_{r-e} = \frac{1}{RT_{r-e}} \left( -\frac{R}{c_p} dQ_H + p_e \frac{dV_e}{dt} + \frac{V_e}{\gamma} \frac{dp}{dt} \right) \quad (2.27)$$

โดยที่  $R$  คือ ค่าคงที่ของแก๊ส  
 $C_p$  คือ ค่าความจุความร้อนจำเพาะของแก๊สที่ความดันคงที่ (จุดต่อกิโกลกรัมเคลวิน)  
 $C_v$  คือ ค่าความจุความร้อนจำเพาะของแก๊สที่ปริมาตรคงที่ (จุดต่อกิโกลกรัมเคลวิน)  
 $p$  คือ ความดันของแก๊สที่อยู่ภายในเครื่องยนต์ (ปาสคาล)  
 $p_c, p_e$  คือ ความดันของแก๊สภายในเครื่องยนต์ของ Compression Space และ Expansion Space ตามลำดับ (ปาสคาล)

เมื่อพิจารณารวมทุกปริมาตรควบคุมเป็นปริมาตรเดียว ซึ่งหมายถึงการรวมพลังงานความร้อนและงานที่เปลี่ยนแปลงในแต่ปริมาตรควบคุมด้วย จะสามารถหาการเปลี่ยนแปลงของความดันรวมภายในเครื่องยนต์ได้ ดังนี้

$$\frac{dp}{dt} = \frac{1}{c_v V_T} \left( R(dQ_H + dQ_r + dQ_c - dQ_{\text{loss, disp-r}}) - C_p \left( p_c \frac{dV_c}{dt} + p_e \frac{dV_e}{dt} \right) \right) \quad (2.28)$$

โดย  $V_T$  คือ ปริมาตรแก๊สรวมทั้งหมดภายในเครื่องยนต์ (ลูกบาศก์เมตร)

พิจารณาที่วัสดุพูน (Regenerator Matrix) ก็จะสามารถพิจารณาได้ด้วยสมการอนุรักษ์พลังงานของตัววัสดุได้ด้วยเช่นเดียวกัน สามารถแสดงได้ดังนี้



$$m_c C_p \frac{dT_m}{dt} = -dQ_r \quad (2.29)$$

ดังนั้นจะสามารถพิจารณาการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิของวัสดุได้จากการจัดรูปสมการ 3.13 คือ

$$\frac{dT_m}{dt} = -\frac{dQ_r}{m_m C_p} \quad (2.30)$$

โดยที่  $m_m$  คือ มวลของวัสดุพอรุน (กิโลกรัม)  
 $T_m$  คือ อุณหภูมิของวัสดุพอรุน (เคลวิน)

## 2. สมการอนุรักษ์มวล

สมการอนุรักษ์มวลถูกนำมาพิจารณามวลที่มีอยู่ภายในแต่ละปริมาตรควบคุม ซึ่งอาศัยหลักการในลักษณะเดียวกันกับสมการอนุรักษ์พลังงาน กล่าวคือ อัตราการเปลี่ยนแปลงมวลภายในปริมาตรควบคุมจะมีค่าเท่ากับผลรวมสุทธิของอัตราการไหลเข้าและออกจากปริมาตรควบคุม แสดงได้ดังนี้

$$\frac{dm_c}{dt} = -\dot{m}_{c-r} \quad (2.31)$$

$$\frac{dm_c}{dt} = \dot{m}_{c-r} - \dot{m}_{r-e} \quad (2.32)$$

$$\frac{dm_e}{dt} = \dot{m}_{r-e} \quad (2.33)$$

## 3. สมการสถานะของแก๊สในอุดมคติ

จากสมการสถานะของแก๊สในอุดมคติสามารถนำมาหาอุณหภูมิของแก๊สในแต่ละปริมาตรควบคุมได้ ดังนี้

$$T_c = \frac{p_c V_c}{m_c R} \quad (2.34)$$

$$T_r = \frac{p_r V_r}{m_r R} \quad (2.35)$$

$$T_e = \frac{p_e V_e}{m_e R} \quad (2.36)$$

โดยที่  $V_r$  คือ ปริมาตรควบคุมของ Regenerator Space (ลูกบาศก์เมตร)  
 $p_r$  คือ ความดันที่เกิดขึ้นภายใน Regenerator Space (ปาสกาล)

การพิจารณาการสูญเสียความดันที่เกิดขึ้นภายในเครื่องยนต์ที่เกิดจากการที่สารทำงานมีการไหลผ่านวัสดุพอร์น การสูญเสียที่เกิดขึ้นส่งผลให้ความดันภายในเครื่องยนต์ต่ำลง ส่งผลให้ ณ ขณะที่เครื่องยนต์อยู่ในจังหวะสร้างกำลัง ก็จะทำให้สร้างกำลังได้น้อยลง โดยสมการที่ใช้ในการพิจารณาการสูญเสียความดันแสดงดังนี้

$$\Delta p = - \frac{2f_r \mu UV}{A_{\text{free}} d_h^2} \quad (2.37)$$

โดยที่  $\Delta p$  คือ ค่าความดันที่สูญเสียในการไหลผ่านวัสดุพอร์น (ปาสกาล)  
 $f_r$  คือ Reynolds Friction Coefficient หามาจาก Friction Coefficient ( $f_c$ )  
 $\mu$  คือ ความหนืดของสารทำงาน (ปาสคาลวินาที)  
 $U$  คือ ความเร็วของสารทำงานที่ไหลผ่านวัสดุพอร์น (เมตรต่อวินาที)  
 $V$  คือ ปริมาตรของสารทำงานที่มีอยู่ในส่วนของ Regenerator Space (ลูกบาศก์เมตร)  
 $A_{\text{free}}$  คือ พื้นที่การไหล (ตารางเมตร)  
 $d_h$  คือ Hydraulic Diameter (เมตร)

เมื่อเกิดการสูญเสียเกิดขึ้นพลังงานที่สูญเสียเปลี่ยนรูปไปเป็นพลังงานความร้อน โดยพิจารณาได้ ดังนี้

$$Q_{\text{loss,disip}} = \frac{\Delta p \dot{m}}{\rho} \quad (2.38)$$

โดยที่  $Q_{\text{loss,disip}}$  คือ ความร้อนสูญเสียที่เกิดจากความเสียดทานของการไหล (วัตต์)  
 $\dot{m}$  คือ อัตราการไหลของมวลสารทำงาน (กิโลกรัมต่อวินาที)  
 $\rho$  คือ ความหนาแน่น (กิโลกรัมต่อลูกบาศก์เมตร)

ดังนั้นในการพิจารณาความดันที่เกิดขึ้นในแต่ละปริมาตรควบคุมจะสามารถเริ่มต้นพิจารณาที่ความดันของ Compression Space ซึ่งได้มาจากการเปลี่ยนแปลงของสมการที่ 2.28 เพื่อหาค่าใหม่ของความดันที่เกิดขึ้น หลังจากนั้นการเปลี่ยนแปลงความดันของปริมาตรควบคุมในส่วนอื่น ๆ จะสัมพันธ์ต่อเนื่องกันไป ดังต่อไปนี้

$$p_r = p_c + \frac{\Delta p_r}{2} \quad (2.39)$$

$$p_e = p_r + \frac{\Delta p_r}{2} \quad (2.40)$$

โดยที่  $\Delta p_r$  คือ ความดันสูญเสียที่เกิดขึ้นภายใน Regenerator Space (ปาสคาล)  
 การถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นกับสารทำงานในแต่ละปริมาตรควบคุม

$$dQ_H = h_H A_{h-H} (T_H - T_c) \quad (2.41)$$

$$dQ_r = e_{\text{eff}} h_m A_{h-m} (T_m - T_r) \quad (2.42)$$

$$dQ_C = h_C A_{h-C} (T_C - T_c) \quad (2.43)$$

โดยที่  $e_{\text{eff}}$  คือ ค่าประสิทธิภาพของ Regenerator (Effectiveness of the Regenerator)  
 $h_H$  คือ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่บริเวณผิวร้อน (วัตต์ต่อตารางเมตรเคลวิน)  
 $h_m$  คือ การถ่ายเทความร้อนที่วัสดุพอรุน (วัตต์ต่อตารางเมตรเคลวิน)  
 $h_C$  คือ การถ่ายเทความร้อนที่บริเวณผิวเย็น (วัตต์ต่อตารางเมตรเคลวิน)  
 $T_H, T_C$  คือ อุณหภูมิของบริเวณผิวร้อนและผิวเย็นตามลำดับ (เคลวิน)

- $A_{h-H}$  คือ พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนของผิวร้อน (ตารางเมตร)  
 $A_{h-C}$  คือ พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนที่ผิวเย็น (ตารางเมตร)  
 $A_{h-m}$  คือ พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนของวัสดุพูน (ตารางเมตร)

เครื่องยนต์ต้นแบบจาก Bancha Kongtrakool และ Somchai Wongwises (2012) ที่นำมาวิเคราะห์ห้มีการทำงานบนแหล่งความร้อนที่สร้างขึ้นเสมือนแสงของพระอาทิตย์ โดยพิจารณาให้เป็นการแผ่รังสีของดวงอาทิตย์ลงบนแผ่นโลหะบางเพื่อให้เกิดความร้อนเกิดขึ้นและเป็นแหล่งพลังงานความร้อนให้กับอากาศต่อไป โดยรวมผลของการสูญเสียความร้อนเนื่องจากการเกิดการพาความร้อนของอากาศรอบนอก กำหนดค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยการพาความร้อนของอากาศ  $h_0$  มีค่า 4 วัตต์ต่อตารางเมตรเคลวิน และการแผ่รังสีความร้อนสู่สิ่งแวดล้อม

$$\alpha \dot{Q}_i = \varepsilon \sigma (T_H^4 - T_0^4) + h_0 (T_H - T_0) + h_H (T_H - T_c) \quad (2.43)$$

- โดยที่  $\dot{Q}_i$  คือ ค่าการแผ่รังสีของดวงอาทิตย์ (วัตต์ต่อตารางเมตร)  
 $\alpha$  คือ ค่า Absorption ของผิวร้อน (มีค่าเท่ากับ 0.96)  
 $\varepsilon$  คือ ค่า Emissivity ของผิวร้อน (มีค่าเท่ากับ 0.8)  
 $h_0$  คือ ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของผิวด้านนอก (วัตต์ต่อตารางเมตรเคลวิน)  
 $T_0$  คือ อุณหภูมิสิ่งแวดล้อม (เคลวิน)

ในการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นระหว่างผิวร้อนและเย็นกับสารทำงานภายในเครื่องยนต์จะสามารถประเมินสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนด้วยวิธีการพาความร้อนได้จาก Eichelberg ดังนี้

$$h = 2.43 V_p^{1/3} (p_{inst} T_g)^{1/2} \quad (2.45)$$

- โดยที่  $h$  คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนด้วยการพาความร้อน (วัตต์ต่อตารางเมตรเคลวิน)  
 $V_p$  คือ ความเร็วเฉลี่ยของลูกสูบ (เมตรต่อวินาที)  
 $p_{inst}$  คือ ความดันภายในเครื่องยนต์ (บาร์)  
 $T_g$  คือ อุณหภูมิของสารทำงาน (เคลวิน)

ในทำนองเดียวกันการประเมินสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นกับวัสดุ  
พูนและสารทำงานถูกเสนอโดย Makoto Tanaka และคณะ (1990)

$$\overline{Nu} = 0.33\overline{Re}^{0.67} \quad (2.46)$$

$$NTU = \frac{4\overline{Nu}H_D}{Pr\overline{Re}d_h} \quad (2.47)$$

$$\overline{h}_m = \frac{NTUC_p\overline{m}}{A_{h-m}} \quad (2.48)$$

โดยที่  $\overline{Nu}$  คือ ค่าเฉลี่ยของ Nusselt Number  
 $\overline{Re}$  คือ ค่าเฉลี่ยของ Reynolds Number ที่พิจารณาจากความเร็วเฉลี่ยของลูกสูบ  
 $NTU$  คือ Number of Transfer Units  
 $H_D$  คือ ความหนาของ Regenerator (เมตร)  
 $Pr$  คือ Prandtl Number  
 $\overline{h}_m$  คือ ค่าเฉลี่ยของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของวัสดุพูน  
 (วัดต่อตารางเมตรเคลวิน)  
 $A_{h-m}$  คือ พื้นที่ของการถ่ายเทความร้อนภายในวัสดุพูน (ตารางเมตร)  
 ตัวแปรค่าประสิทธิภาพของ Regenerator สามารถหาได้ดังนี้

$$e_{\text{eff}} = \frac{NTU}{NTU + 2} \quad (2.49)$$

เมื่อจะพิจารณาการทำงานของทั้งวัฏจักรของเครื่องยนต์จึงจำเป็นต้องแบ่งการ  
พิจารณาหนึ่งวัฏจักรให้กลายเป็นช่วงเวลาสั้นๆ ช่วงเวลาหนึ่งแล้วทำการคำนวณงาน ณ ช่วงเวลานั้น  
ออกมา (Instantaneous Indicated Work) ซึ่งสามารถหาได้ดังนี้

$$\frac{dW_{\text{indicated}}}{dt} = \frac{dW_c}{dt} + \frac{dW_e}{dt} = \rho_c \frac{dV_c}{dt} + \rho_e \frac{dV_e}{dt} \quad (2.50)$$

ดังนั้นจึงทำการรวมงานที่เกิดขึ้น ณ ขณะเวลาต่าง ๆ เข้าด้วยกันจนครบหนึ่งวัฏจักร  
ได้ดังนี้

$$W_{\text{indicated}} = \oint \left( \frac{dW_i}{dt} \right) dt = \int_0^{\tau} \left( \frac{dW_c}{dt} + \frac{dW_e}{dt} \right) dt = \int_0^{\tau} \left( \rho_c \frac{dV_c}{dt} + \rho_e \frac{dV_e}{dt} \right) dt \quad (2.51)$$

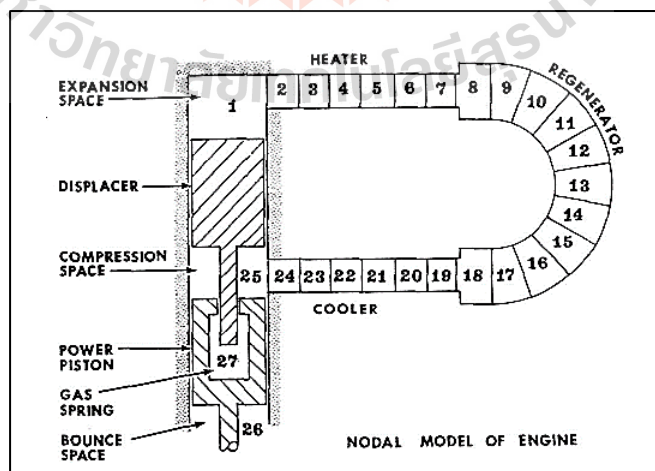
และสามารถคำนวณหาค่ากำลังของเครื่องยนต์ (Indicated Power) ได้ดังนี้

$$P_i = fW_{\text{indicated}} \quad (2.52)$$

โดยที่  $f$  คือ ความถี่การทำงานของเครื่องยนต์ (เฮิร์ตซ์)

#### 2.4.2.3 การวิเคราะห์แบบ Third-Order Model

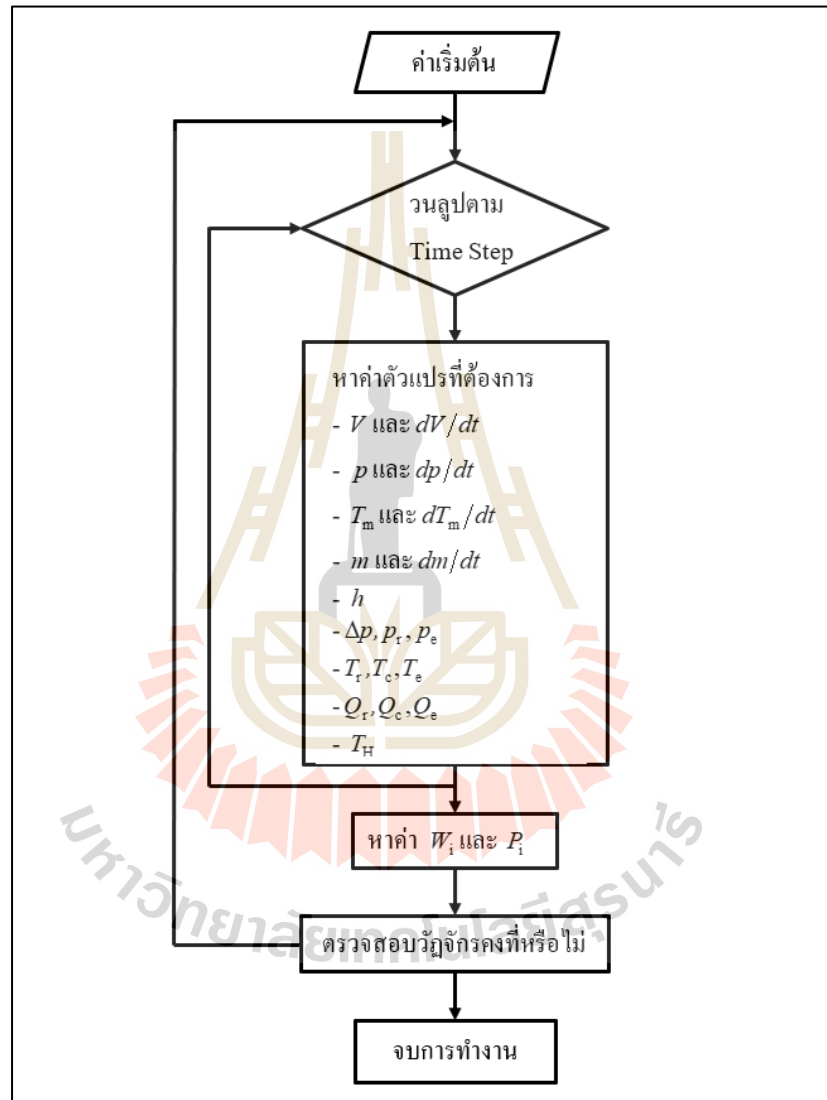
การวิเคราะห์เครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบ Third-Order Model จะพัฒนาต่อมา เพื่อให้มีความใกล้เคียงกับเครื่องยนต์มากขึ้น การวิเคราะห์จะถูกระบุวิเคราะห์โดยใช้ระเบียบวิธี Finite Element และใช้สมการอนุกรมมวล สมการอนุกรมพลังงานและสมการโมเมนต์เข้ามาช่วย เพื่อแก้ปัญหา โดยการวิเคราะห์จะอยู่ในลักษณะคล้ายกับการวิเคราะห์ด้วย Second-Order แต่จะมีการแบ่งพิจารณาปริมาตรภายในที่ละเอียดกว่า เช่น การแบ่งปริมาตรออกเป็น 20-30 ส่วน เป็นต้น กระบวนการข้างต้นมักจะถูกเรียกว่า “Nodal Analysis”



รูปที่ 2.10 การแบ่งปริมาตรภายในเครื่องยนต์แบบ Nodal Analysis (Alfred Schock, 1978)

จากรูปที่ 2.10 เป็นการวิเคราะห์เครื่องยนต์ของ Alfred Schock (1978) จะเห็นเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดเบต้าโดยทำงานแบบเป็น Free-Piston ซึ่งภายในเครื่องยนต์จะถูกแบ่งส่วนออกเป็นทั้งหมด 25 ส่วน ในขณะที่บริเวณที่ 26 และ 27 เป็นส่วนที่ทำหน้าที่เป็น Gas Springs

### 2.4.3 กระบวนการแก้ปัญหาด้วยระเบียบวิธีเชิงตัวเลข (Numerical Simulation)



รูปที่ 2.11 ลำดับขั้นตอนการแก้ปัญหาของ โปรแกรมที่เขียนบน MATLAB

กระบวนการแก้ปัญหาด้วยระเบียบวิธีเชิงตัวเลขถูกเขียนเพื่อแก้ปัญหาโดยใช้โปรแกรม MATLAB มีลำดับการแก้ปัญหา ดังรูปที่ 2.11 การแก้ปัญหานั้นจำเป็นต้องกำหนดให้ค่าเริ่มต้นของระบบเพื่อให้วัฏจักรมีข้อมูลเริ่มทำการแก้ปัญหา โดยกำหนดอุณหภูมิเริ่มต้นของ

สารทำงานภายใน Expansion Space ให้มีค่าเท่ากับอุณหภูมิผิวร้อน กำหนดอุณหภูมิของสารทำงานภายใน Compression Space ให้มีค่าเท่ากับผิวเย็น การแก้ปัญหาชุดของสมการเชิงอนุพันธ์ได้เลือกใช้วิธีการ Classical Fourth-Order Runge-Kutta เพื่อทำการคำนวณหาความดันที่เปลี่ยนแปลงที่เกิดขึ้นกับ Compression Space, มวลที่ถ่ายเทระหว่างปริมาตรควบคุมและอุณหภูมิของวัสดุพูน ถัดมา จะทำการคำนวณหาความดันสูญเสียที่เกิดขึ้นภายใน Regenerator, สัมประสิทธิ์การแลกเปลี่ยนความร้อนและอัตราการถ่ายเทความร้อนในแต่ละส่วน คำนวณอุณหภูมิของแก๊สผ่านสมการสถานะสำหรับแก๊สอุดมคติ ซึ่งที่กล่าวมาข้างต้นคือลำดับการคำนวณเป็นเพียงหนึ่งรอบของการคำนวณในวัฏจักรทั้งหมด โดยจะทำการคำนวณ 1,000 รอบในหนึ่งวัฏจักร เมื่อทำการคำนวณครบแล้วจะทำการเปรียบเทียบค่าตัวแปรของระบบกับค่า ณ จุดเริ่มต้นของวัฏจักรเพื่อเทียบหาว่าระบบมีการเปลี่ยนแปลงเข้าสู่ Periodic Steady State แล้วหรือไม่ ถ้าหากยังมีความแตกต่างกันกว่าเกณฑ์ที่ตั้งไว้จะทำการคำนวณทั้งวัฏจักรใหม่ต่อไป

#### 2.4.4 การวิเคราะห์เครื่องยนตส์เตอร์ลิงด้วยพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (CFD)

การแก้ปัญหาด้วยพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณนั้นจะถูกแก้ปัญหาโดยใช้สมการควบคุม คือ สมการอนุรักษ์มวล, สมการอนุรักษ์พลังงานและสมการโมเมนตัม แล้วพิจารณาสมการเพิ่มเติมเข้ามาเพื่อให้เกิดความสมจริงมากยิ่งขึ้น เช่น สมการการไหลแบบ Turbulent เป็นต้น ซึ่งจะมีผลต่อคำตอบที่ได้ให้มีค่าความถูกต้องมากขึ้น

การวิเคราะห์จากสมการทางเทอร์โมไดนามิกส์เริ่มมีการวิเคราะห์ที่ชัดเจนและเห็นภาพมากยิ่งขึ้นเนื่องจากสามารถเห็นถึงการเปลี่ยนแปลงเทียบกับแต่ละช่วงเวลาได้ สิ่งที่เกิดขึ้นเมื่อพิจารณาผลกระทบของตัวแปรต่าง ๆ ซึ่งนั่นคือ ข้อได้เปรียบที่มีมากกว่าการใช้สมการในส่วน of สมการ First Order แต่ขณะเดียวกันสมการทางเทอร์โมไดนามิกส์ก็ยังไม่สามารถแสดงภาพที่ชัดเจนได้ถึงระดับของการแสดงการไหลของสารทำงานภายในเครื่องยนต์ แสดงการกระจายของความดันและอุณหภูมิภายใน ซึ่งนั่นทำให้การแก้ปัญหาด้วยพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณเข้ามามีบทบาทที่สำคัญ กล่าวคือความสามารถในการแสดงสิ่งที่เกิดขึ้นได้อย่างชัดเจน เช่น ลักษณะการไหลของสารทำงานภายใน การกระจายตัวของความดัน อุณหภูมิ เป็นต้น ในขณะที่สมการทางเทอร์โมไดนามิกส์นั้นยังเป็นข้อจำกัดดังที่ได้กล่าวไว้ก่อนหน้านี้ นั่นทำให้สามารถเข้าใจถึงปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นได้อย่างลึกซึ้งรวมถึงการได้มาซึ่งคำตอบที่มีความถูกต้องมากยิ่งขึ้นอีกด้วย ดังนั้นในบทที่ 4 จะแสดงชุดของสมการเชิงอนุพันธ์ย่อย (Partial Differential Equations) ที่ใช้ในการแก้ปัญหามสมการควบคุมที่นำมาใช้ คือ สมการอนุรักษ์มวล, สมการอนุรักษ์พลังงาน, สมการอนุรักษ์โมเมนตัม นอกจากนี้ยังพิจารณาแบบจำลองการไหลแบบปั่นป่วน  $k-\epsilon$  เข้ามาอธิบายผลกระทบเนื่องจากการไหลแบบปั่นป่วนด้วย โดยเนื่องจากโมเดลการไหลแบบปั่นป่วน  $k-\epsilon$  เป็น



โมเดลการไหลที่สามารถใช้ได้ ในกรณีทั่วไปในการเริ่มพิจารณาปัญหาหนึ่ง ๆ ในเบื้องต้น และประกอบกับในการศึกษาที่ผ่านมาของ Kwanchai Kraitong (2012) ที่มีการวิเคราะห์ด้วย CFD เช่นเดียวกัน ซึ่งแสดงผลลัพธ์ว่าโมเดลการไหลปั่นป่วน  $k-\varepsilon$  เหมาะสมเพียงพอที่จะสามารถทำการประเมินกำลังของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงได้

### 1. สมการอนุรักษ์มวล

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w) = 0 \quad (2.53)$$

### 2. สมการอนุรักษ์โมเมนตัม

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u^2 + p)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho uw)}{\partial z} &= \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} \\ &+ \frac{\partial(-\rho \overline{u'^2})}{\partial x} \\ &+ \frac{\partial(-\rho \overline{u'v'})}{\partial y} + \frac{\partial(-\rho \overline{u'w'})}{\partial z} \end{aligned} \quad (2.54)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v^2 + p)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho vw)}{\partial z} &= \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} \\ &+ \frac{\partial(-\rho \overline{u'v'})}{\partial x} \\ &+ \frac{\partial(-\rho \overline{v'^2})}{\partial y} + \frac{\partial(-\rho \overline{v'w'})}{\partial z} \end{aligned} \quad (2.55)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho uw)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho vw)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w^2 + p)}{\partial z} &= \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} \\ &+ \frac{\partial(-\rho \overline{u'w'})}{\partial x} \\ &+ \frac{\partial(-\rho \overline{v'w'})}{\partial y} + \frac{\partial(-\rho \overline{w'^2})}{\partial z} \end{aligned} \quad (2.56)$$

## 3. สมการอนุรักษ์พลังงาน

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho e)}{\partial t} + \frac{\partial(u(\rho e + \rho))}{\partial x} + \frac{\partial(v(\rho e + \rho))}{\partial y} + \frac{\partial(w(\rho e + \rho))}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left[ \left( \lambda + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial T}{\partial x} \right] + \\ \frac{\partial}{\partial y} \left[ \left( \lambda + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial T}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \left( \lambda + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial T}{\partial z} \right] \end{aligned} \quad (2.57)$$

4. สมการพลังงานจลน์การไหลปั่นป่วน ( $k - \varepsilon$ )

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u k)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v k)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w k)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial y} \right] \\ + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial z} \right] + P_k - \rho(\varepsilon + \varepsilon_c) \\ + \overline{p''d''} \end{aligned} \quad (2.58)$$

## 5. สมการอัตราการแยกสลายพลังงานจลน์

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u \varepsilon)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v \varepsilon)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w \varepsilon)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right] + \\ \frac{\partial}{\partial z} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial z} \right] + c_{\varepsilon 1} P_k \frac{\varepsilon}{k} - c_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \end{aligned} \quad (2.59)$$

โดยที่  $x, y, z$  คือ ทิศทางของพิกัด 3 มิติ

$u, v, w$  คือ ความเร็วในทิศทาง  $x, y$  และ  $z$  ตามลำดับ (เมตรต่อวินาที)

$p$  คือ ความดัน (ปาสคาล)

$Pr_t$  คือ Turbulent Prandtl Number

$t$  คือ เวลา (วินาที)

$\rho$  คือ ความหนาแน่น (กิโลกรัมต่อลูกบาศก์เมตร)

$k$  คือ Turbulent Kinetic Energy (เมตรกำลังสองต่อวินาทีกำลังสอง)

$\varepsilon$  คือ Turbulent Dissipation (เมตรกำลังสองต่อวินาทีกำลังสอง)

$\mu$  คือ Dynamic Viscosity (ปาสคาลวินาที)

พจน์ของ Shear Stress สามารถหาได้จาก

$$\tau_{xx} = \mu \left( \frac{4}{3} \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{2}{3} \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{2}{3} \frac{\partial w}{\partial z} \right) \quad (2.60)$$

$$\tau_{yy} = \mu \left( \frac{4}{3} \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{2}{3} \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{2}{3} \frac{\partial w}{\partial z} \right) \quad (2.61)$$

$$\tau_{zz} = \mu \left( \frac{4}{3} \frac{\partial w}{\partial z} - \frac{2}{3} \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{2}{3} \frac{\partial v}{\partial y} \right) \quad (2.62)$$

$$\tau_{xy} = \tau_{yx} = \mu \left( \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \quad (2.63)$$

$$\tau_{xz} = \tau_{zx} = \mu \left( \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \quad (2.64)$$

$$\tau_{yz} = \tau_{zy} = \mu \left( \frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) \quad (2.65)$$

ค่าของ Production of Turbulence ( $P_k$ )

$$P_k = \mu_t \left[ \begin{aligned} & \left( \frac{4}{3} \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{2}{3} \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{2}{3} \frac{\partial w}{\partial z} \right) \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \left( \frac{4}{3} \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{2}{3} \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{2}{3} \frac{\partial w}{\partial z} \right) \left( \frac{\partial v}{\partial y} \right) \\ & + \left( \frac{4}{3} \frac{\partial w}{\partial z} - \frac{2}{3} \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{2}{3} \frac{\partial v}{\partial y} \right) \left( \frac{\partial w}{\partial z} \right) + \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \left( \frac{\partial u}{\partial y} \right) \\ & + \left( \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \left( \frac{\partial u}{\partial z} \right) + \left( \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \left( \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \left( \frac{\partial v}{\partial z} \right) \\ & + \left( \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \left( \frac{\partial w}{\partial x} \right) + \left( \frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) \left( \frac{\partial w}{\partial y} \right) \end{aligned} \right] \quad (2.66)$$

ค่าของ Turbulent Viscosity สามารถหาได้จาก

$$\mu_t = \rho c_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.67)$$

ในกรณีทั่วไปตัวแปรค่าคงที่จะถูกกำหนดไว้ตั้งแต่เริ่มต้น คือ  $\sigma_k = 1$ ,  $\sigma_\varepsilon = 1.3$ ,  $c_{\varepsilon 1} = 1.44$ ,  $C_{\varepsilon 1} = 1.92$  และ  $C_\mu = 0.09$

ค่าของ  $\overline{u'^2}$ ,  $\overline{v'^2}$  และ  $\overline{w'^2}$

$$\overline{u'^2} = 2\alpha_2 k \quad (2.68)$$

$$\overline{v'^2} = 2\alpha_3 k \quad (2.69)$$

$$\overline{w'^2} = 2\alpha_4 k \quad (2.70)$$

โดยที่  $\alpha_2$ ,  $\alpha_3$  และ  $\alpha_4$  คือ ค่าคงที่ของ Structural Scale

การหาค่าพจน์ของ Reynolds Stress ได้ดังนี้

$$-\rho \overline{u'v'} = \mu_t \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \quad (2.71)$$

$$-\rho \overline{u'w'} = \mu_t \left( \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \quad (2.72)$$

$$-\rho \overline{v'w'} = \mu_t \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \quad (2.73)$$

Turbulent Mach Number,  $M_t = \sqrt{2k / a_s^2}$  โดยที่  $a_s$  คือความเร็วเสียง (m/s) และค่าคงที่ที่ถูกกำหนดให้  $\gamma_1 = 1$ ,  $\gamma_2 = 0.4$  และ  $\gamma_3 = 0.2$

พิจารณาส่วนของ Regenerator จะถูกพิจารณาให้อยู่ในรูปของวัสดุพรุน (Porous Media) โดยมีคุณสมบัติเหมือนกันทั้งชิ้น (Homogenous) ดังนั้นในการพิจารณาการไหลผ่านวัสดุพรุนนี้ สมการอนุรักษ์โมเมนตัมจะถูกปรับเปลี่ยนด้วยการเพิ่มการพิจารณาพจน์ของการสูญเสียเนื่องจากความหนืด (Viscous Loss) และความเฉื่อย (Inertial Loss) เป็นไปตามสมการดังนี้

$$S_x = w \left( \frac{\mu}{\alpha} \right) + \frac{1}{2} C \rho |u| u \quad (2.74)$$

$$S_y = w \left( \frac{\mu}{\alpha} \right) + \frac{1}{2} C \rho |v| v \quad (2.75)$$

$$S_z = w \left( \frac{\mu}{\alpha} \right) + \frac{1}{2} C \rho |w| w \quad (2.76)$$

โดยที่  $\alpha$  คือ ค่าความสามารถในการแทรกซึมของวัสดุ (Permeability)

$C$  คือ ค่าความต้านทานความเฉื่อย (Inertial Resistance)

ค่าทั้งสองนั้นสามารถหาได้จากการคำนวณจากข้อมูลของวัสดุและชนิดของวัสดุ หรือสามารถหาได้จากการทดลองและเนื่องจากวัสดุพรุนสามารถนำความร้อนที่ได้ระหว่างสารทำงานกับตัววัสดุ ทำให้การพิจารณาการแลกเปลี่ยนความร้อนนี้เป็นไปตามสมการ ดังนี้

$$\begin{aligned} & \frac{\partial [\rho \Pi e (1 - \Pi) \rho_M e_M]}{\partial t} + \frac{\partial [u(\rho e + p)]}{\partial x} + \frac{\partial [v(\rho e + p)]}{\partial y} + \frac{\partial [w(\rho e + p)]}{\partial z} \\ & = \frac{\partial}{\partial x} \left[ \left( \lambda_{\Pi} + \frac{c_p \mu_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial T}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \left( \lambda_{\Pi} + \frac{c_p \mu_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial T}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \left( \lambda_{\Pi} + \frac{c_p \mu_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial T}{\partial z} \right] \end{aligned} \quad (2.77)$$

โดยที่  $\Pi$  คือ ค่าความพรุนของวัสดุ (Porosity)

$\rho_M$  คือ ความหนาแน่นของวัสดุพรุน

$e_M$  คือ พลังงานของวัสดุพรุน

$\lambda_{\Pi}$  คือ Effective Conductivity ของวัสดุพรุน โดยสามารถหาค่าได้จากสมการดังนี้

$$\lambda_{\Pi} = \Pi \lambda + \lambda_M (1 - \Pi) \quad (\lambda_M \text{ คือ Thermal Conductivity ของวัสดุพรุน})$$

### 2.4.5 การหาค่าเหมาะสมด้วยวิธีเชิงพันธุกรรมหรือ Genetic Algorithms (GA)

วิธีการเชิงพันธุกรรมเป็นวิธีการหาค่าเหมาะสมที่เลียนแบบตามวิธีการคัดสรรตามธรรมชาติ กล่าวคือ ตัวแปรที่ทำการวิเคราะห์จะถูกสุ่มขึ้นมาทำการคำนวณในเบื้องต้นแล้วหาตัวที่สามารถให้ผลลัพธ์ที่มีแนวโน้มดีขึ้นให้อยู่รอดเพื่อสร้างค่าของตัวแปรเพื่อคำนวณต่อในรุ่นถัดไป โดยการทำซ้ำแบบนี้ไปจนครบจำนวนรอบที่กำหนดก็จะได้ผลลัพธ์ที่เหมาะสมยิ่งขึ้นตามรอบการคำนวณ การคำนวณค่าตัวแปรจะถูกอิงกับค่าตัวเลขฐานสองในกระบวนการภายในของ GA เช่น กระบวนการ Cross Entropy เป็นต้น โดยจำนวนบิต (Bits) ที่ใช้สร้างโครโมโซมจะส่งผลถึงความละเอียดของชุดตัวเลขที่ทำการคำนวณ เพื่อให้เกิดความเข้าใจจะอธิบายในหัวข้อดังต่อไปนี้

#### 1. สมการเป้าหมาย (Objective Function)

ในการวิเคราะห์เพื่อหาค่าตัวแปรที่เหมาะสมสำหรับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดผลต่างอุณหภูมิต่ำจะทำการวิเคราะห์ตัวแปรทั้งหมด 4 ตัวแปร คือ เส้นผ่านศูนย์กลางของลูกสูบ กำลัง, ความสูงของลูกสูบดิสเพลสเซอร์, ระยะชักของลูกสูบกำลังและระยะชักของลูกสูบดิสเพลสเซอร์ตามลำดับ ดังสมการที่ 5.1 ตัวแปรที่กล่าวมาเป็น Geometric Parameters ทำให้เป็นการพิจารณาหาเพียงขนาดของเครื่องยนต์ที่เหมาะสม โดยไม่ได้มีส่วนเปลี่ยนแปลงคุณสมบัติเฉพาะของวัสดุในส่วนต่าง ๆ ของเครื่องยนต์ และการไม่พิจารณาของเส้นผ่านศูนย์กลางลูกสูบดิสเพลสเซอร์เนื่องจากการเพิ่มขึ้นของเส้นผ่านศูนย์กลางจะส่งผลในทิศทางเดียว คือ เพิ่มกำลังเครื่องยนต์ขึ้นอย่างต่อเนื่อง โดยไม่แสดงถึงจุดสูงสุดซึ่งแตกต่างกันไปจากตัวแปรทั้ง 4 ที่แสดงจุดเหมาะสม ณ ค่าหนึ่ง ทำให้การพิจารณาเส้นผ่านศูนย์กลางลูกสูบดิสเพลสเซอร์ถูกกำหนดเป็นค่าคงที่ 0.32 เมตรซึ่งเป็นค่าเริ่มต้นจากขนาดเครื่องยนต์ต้นแบบ โดยตัวแปรที่กล่าวมาจะถูกพิจารณาให้เป็นโครโมโซมสำหรับของเครื่องยนต์ ในขณะที่ตัวแปรอื่นถูกพิจารณาให้เป็นค่าคงที่ตลอดการคำนวณ

$$\text{Chromosome} = (D_p; H_D; Z_p; Z_D) \quad (2.78)$$

โดยที่	$D_p$	คือ เส้นผ่านศูนย์กลางของลูกสูบกำลัง (เมตร)
	$H_D$	คือ ความสูงของลูกสูบดิสเพลสเซอร์ (เมตร)
	$Z_p$	คือ ระยะชักของลูกสูบกำลัง (เมตร)
	$Z_D$	คือ ระยะชักของลูกสูบดิสเพลสเซอร์ (เมตร)

ค่าตัวแปรทั้ง 4 ตัว ในการคำนวณจะถูกจำกัดช่วงของค่าที่ใช้โดยเลือกใช้ค่าที่เหมาะสมโดยอิงจากค่าที่เหมาะสมสำหรับการผลิตเครื่องยนต์ในทางปฏิบัติ โดยเฉพาะเส้นผ่าน

ศูนย์กลางของลูกสูบกำลังจะถูกจำกัดด้วยขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางลูกสูบคิสเพลสเซอร์เนื่องจากลูกสูบกำลังติดตั้งอยู่ด้านบนเหนือลูกสูบคิสเพลสเซอร์ ซึ่งค่าขอบเขตที่ถูกกำหนดดังนี้

$$\text{เส้นผ่านศูนย์กลางของลูกสูบกำลัง (เมตร)} \quad 0.02 < D_p < 0.13$$

$$\text{ความหนาของลูกสูบคิสเพลสเซอร์ (เมตร)} \quad 0.01 < H_D < 0.20$$

$$\text{ระยะชักของลูกสูบกำลัง (เมตร)} \quad 0.04 < Z_p < 0.30$$

$$\text{ระยะชักของลูกสูบคิสเพลสเซอร์ (เมตร)} \quad 0.04 < Z_D < 0.30$$

โดยการคำนวณผลลัพธ์ที่ได้จากการแทนค่าโครโมโซมออกมาจะได้กำลังของเครื่องยนต์ที่ผลิตได้ (Indicated Power) ซึ่งถูกคำนวณมาจากสมการอันดับที่สองของสมการทางเทอร์โมไดนามิกส์สำหรับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดผลต่างอุณหภูมิต่ำ

$$\text{Indicated Power} = f(D_p; H_D; Z_p; Z_D) \quad (2.79)$$

## 2. การกำหนดประชากรเริ่มต้น (Initial Population)

การคำนวณเพื่อหาผลลัพธ์ของคำตอบที่เหมาะสมเพื่อนำไปสร้างประชากรรุ่นต่อไปจำเป็นต้องสร้างประชากรรุ่นแรกขึ้นมาเพื่อให้สามารถนำไปแทนค่าได้ โดยในรุ่นแรกจะเกิดจากการสุ่มขึ้นมาโดยการสุ่มจะสุ่มออกมาเป็นเซตของตัวแปรทั้ง 4 ตัว (1 โครโมโซม) มาเป็นจำนวน 30 ถึง 100 โครโมโซม ซึ่งเป็นจำนวนโครโมโซมที่แนะนำว่ามีความเหมาะสมต่อวิธีการเชิงพันธุกรรม เนื่องจากการเลือกจำนวนโครโมโซมมีผลต่อการคู่เข้าในการหาค่าเหมาะสมของกระบวนการดังนั้นในกรณีนี้จึงเลือกพิจารณา 30 โครโมโซม ในการคำนวณประชากรหนึ่งรุ่นเพื่อลดระยะเวลาในการคำนวณให้สั้นที่สุดและเป็นจำนวนแนะนำที่น้อยที่สุดสำหรับการหาค่าเหมาะสมโดยหลีกเลี่ยงการคู่เข้าก่อนเวลาอันควร

$$\text{จำนวนประชากร} = N_{\text{pop}} \times N_{\text{var}} \quad (2.80)$$

โดยที่  $N_{\text{pop}}$  คือ จำนวนโครโมโซมในหนึ่งรุ่นประชากร

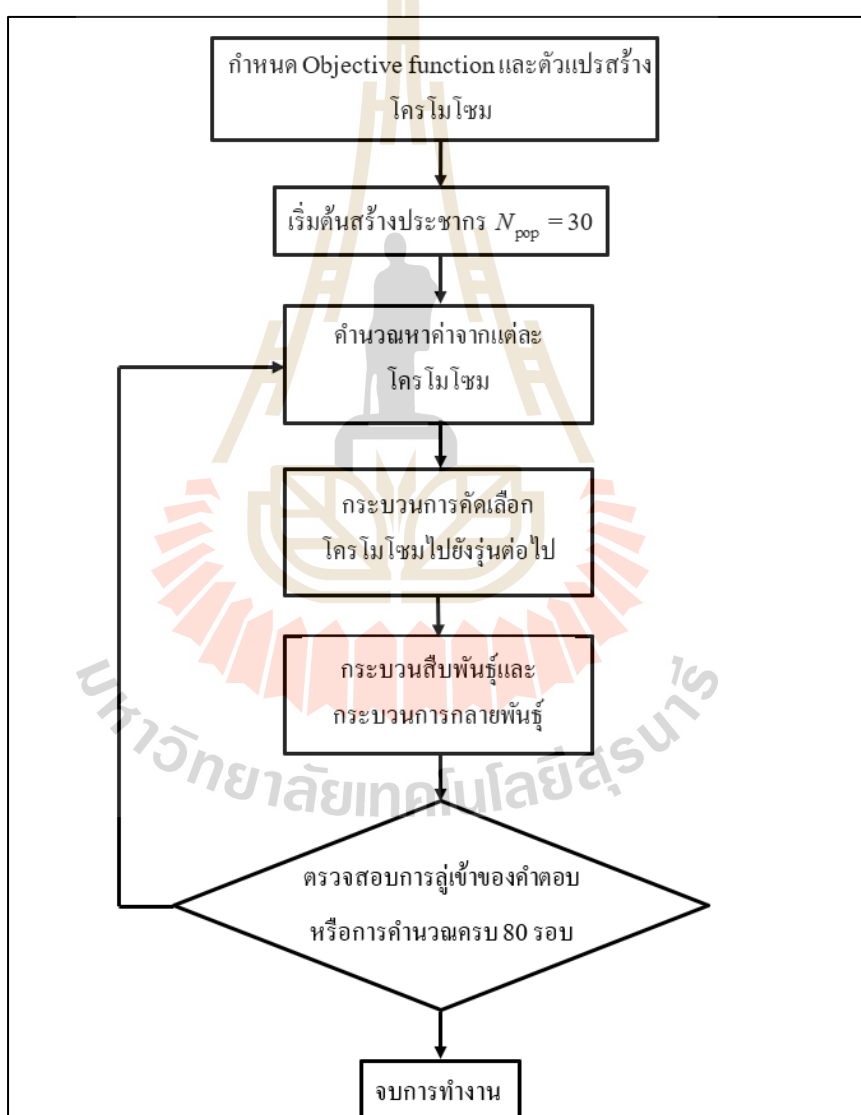
$N_{\text{var}}$  คือ จำนวนตัวแปรในหนึ่งโครโมโซม

## 3. วิธีการหาความเหมาะสม (Evaluation)

ในหนึ่งรุ่นประชากรที่ได้ทำการสุ่มประชากรขึ้นมาแล้วจัดเรียงเป็นชุดของโครโมโซม แต่ละโครโมโซมจะถูกนำไปคำนวณโดยสมการอันดับที่สองของสมการ

เทอร์โมไดนามิกส์และได้กำลังของเครื่องยนต์ที่สามารถสร้างได้ จะถูกนำมาประเมินความเหมาะสม เพื่อให้สามารถประเมินประชากรที่จะสามารถไปยังรุ่นถัดไปได้โดยใช้การประเมินดังสมการ Fitness Value โดย  $Max Value$  คือ ค่าผลลัพธ์สูงสุดของโครโมโซมในรุ่นประชากรนั้น,  $Value$  คือ ค่าผลลัพธ์ของแต่ละโครโมโซม

$$Fitness Value = \frac{1}{1 + MaxValue - Value} \quad (2.81)$$



รูปที่ 2.12 ลำดับขั้นตอนการแก้ปัญหาของวิธีการเชิงพันธุกรรม



#### 4. กระบวนการคัดเลือก (Selection Process)

ต่อมาจากกระบวนการหาค่าความเหมาะสมของแต่ละโครโมโซมจะนำมาจัดเรียงลำดับโดยเรียงจากโครโมโซมที่ให้ผลลัพธ์มากไปน้อย โดยจำนวนโครโมโซมที่จะรอดเพื่อไปสร้างเป็นประชากรรุ่นต่อไปจะถูกเลือกโดยการกำหนดจาก Selection Rate,  $X_{rate}$  โดยจำนวนโครโมโซมจะถูกเลือกมาดังนี้

$$N_{keep} = X_{rate} \times N_{pop} \quad (2.82)$$

โดยที่  $X_{rate}$  คือ Selection Rate ในกรณีนี้ใช้ค่าที่ 0.5

$N_{keep}$  คือ จำนวนโครโมโซมที่ถูกคัดเลือกไปยังรุ่นต่อไป

โครโมโซมที่ถูกคัดเลือกมาจะถูกนำมาสร้างประชากรรุ่นถัดไปโดยใช้การสุ่มด้วยวิธีการ Weighted Random Pairing Selection Procedure

#### 5. กระบวนการสืบพันธุ์ (Mating Process)

โครโมโซมที่ถูกสร้างขึ้นจะถูกสร้างขึ้นใหม่ในรุ่นลูกโดยการ Crossover Operator โดยจะทำการสุ่มตำแหน่งของโครโมโซมมาหนึ่งคู่แล้วทำการสลับกับระหว่างทั้ง 2 โครโมโซมนั้น ซึ่งจะทำให้สร้างโครโมโซมรุ่นลูกที่มีค่าต่างไปจากรุ่นพ่อแม่เพื่อนำไปทำการคำนวณต่อไป

#### 6. กระบวนการกลายพันธุ์ (Mutation Process)

ในกระบวนการคำนวณมีโอกาสที่ค่าเหมาะสมที่หาได้จะติดอยู่กับค่าสูงสุดหรือค่าต่ำสุดเฉพาะที่ (Local Maximum Value หรือ Local Minimum Value) ซึ่งจะส่งผลให้การหาค่าที่เหมาะสมไม่สามารถไปเจอจุดที่เป็นค่าสูงสุดหรือต่ำสุดจริงของปัญหา ดังนั้นในกระบวนการสร้างโครโมโซมจึงเพิ่มกระบวนการกลายพันธุ์ เพื่อให้ค่าของโครโมโซมถูกกระจายออกเพื่อหนีบริเวณที่เป็นค่าสูงสุดหรือค่าต่ำสุดเฉพาะที่ โดยการกลายพันธุ์จะเกิดกับโครโมโซมบางตัวที่ถูกคัดเลือกมาจากการคำนวณในรุ่นที่ก่อนหน้านี้ โดย Mutation Rate อยู่ที่ 0.2 ซึ่งส่งผลให้เกิดการลู่เข้าของค่าเหมาะสมนั้นช้าลง แต่สามารถส่งผลให้การลู่เข้านั้นมีความน่าเชื่อถือว่าเป็นค่าสูงสุดหรือต่ำสุดที่แท้จริงของปัญหา โดยค่าที่ 0.2 นั้นถือว่าเป็นค่าที่สูงเนื่องจากมีโอกาสในการกลายพันธุ์ 20 เปอร์เซ็นต์ เนื่องจากการวิเคราะห์เลือกโครโมโซมเพียง 30 ตัวต่อหนึ่งรุ่น ซึ่งเป็นจำนวนน้อยที่สุดจากการแนะนำนั้นทำให้โอกาสการเจอค่าเหมาะสมน้อยลง การเพิ่มโอกาสการกลายพันธุ์เพื่อชดเชยให้การพิจารณาแต่ละรุ่นมีโอกาสมากขึ้นที่สามารถเจอค่าเหมาะสมให้ได้

### 7. การตรวจสอบการลู่เข้า (Convergence Check)

ในกระบวนการคำนวณจะถูกพิจารณาใน 2 กรณี เพื่อให้หยุดกระบวนการคำนวณเป็นไปตามกระบวนการ ดังรูปที่ 2.12 วิธีที่หนึ่งคือ การตั้งค่าจำนวนรอบสูงสุดในการคำนวณ เพื่อให้ค่ามีความน่าเชื่อถือว่าให้ค่าสูงสุดหรือต่ำสุดที่แท้จริงสำหรับปัญหาของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง จากการศึกษาของ Kwanchai Kraitong (2012) พบว่าในการวิเคราะห์แบบเดียวกันนี้จำนวนรอบสูงสุดที่ถูกยืนยันว่าให้ค่าเหมาะสมคือ 80 รอบการคำนวณ และวิธีที่สองคือการเปรียบเทียบผลลัพธ์ที่เปลี่ยนแปลง โดยการเปรียบเทียบจะทำการเปรียบเทียบผลลัพธ์ของค่ากำลังที่เครื่องยนต์ผลิตได้ของการคำนวณในรุ่นปัจจุบันเปรียบเทียบกับการคำนวณใน 20 รุ่นที่ผ่านมา เพื่อหยุดการคำนวณซึ่งจะมีโอกาสที่จะไม่ต้องคำนวณจนถึง 80 รอบ



## บทที่ 3

### วิธีการดำเนินการวิจัย

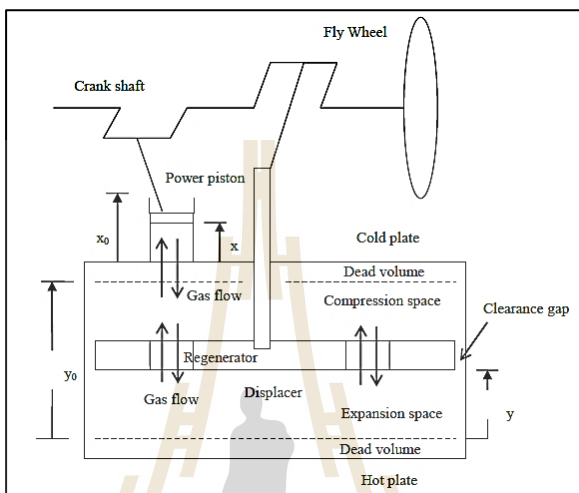
วิทยานิพนธ์นี้นำเสนอการหาขนาดที่เหมาะสมของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดผลต่างอุณหภูมิ ต่ำแบบแกมมาที่สามารถพิจารณาการทำงานได้บนแหล่งอุณหภูมิแตกต่างกัน 3 แหล่งอุณหภูมิ โดยวิธีการหาขนาดที่เหมาะสมของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงจะวิเคราะห์ตัวแปรของเครื่องยนต์ 4 ตัว คือ ระยะเวลาของลูกสูบดิสเพลสเซอร์ (Displacer Stroke), ความหนาของลูกสูบดิสเพลสเซอร์ (Displacer Thickness), เส้นผ่านศูนย์กลางของลูกสูบกำลัง (Power Piston Diameter) และระยะเวลาของลูกสูบกำลัง (Power Piston Stroke) โดยขั้นตอนการศึกษาถูกแบ่งออกเป็น 3 ส่วน โดยส่วนแรกเป็นการตรวจสอบกระบวนการใช้งานของซอฟต์แวร์ทั้ง 2 โปรแกรม คือ โปรแกรมการประเมิน ด้วยสมการเทอร์โมไดนามิกส์แบบ Second-Order Modeling และ ANSYS Fluent 16.0 เพื่อให้เกิดความน่าเชื่อถือ ส่วนที่สองคือการวิเคราะห์ห้วงจักรที่เกิดขึ้นภายในเครื่องยนต์เพื่อให้ทราบผลกระทบต่าง ๆ ที่เกิดขึ้นกับกำลัง การวิเคราะห์เพื่อหาค่าขนาดที่เหมาะสมของเครื่องยนต์ดังที่ได้กล่าวไปก่อนหน้านี้ และส่วนที่สามคือ นำขนาดที่เหมาะสมมาจำลองการทำงานเพื่อให้เข้าใจปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นภายในเครื่องยนต์

#### 3.1 การตรวจสอบความถูกต้องของซอฟต์แวร์

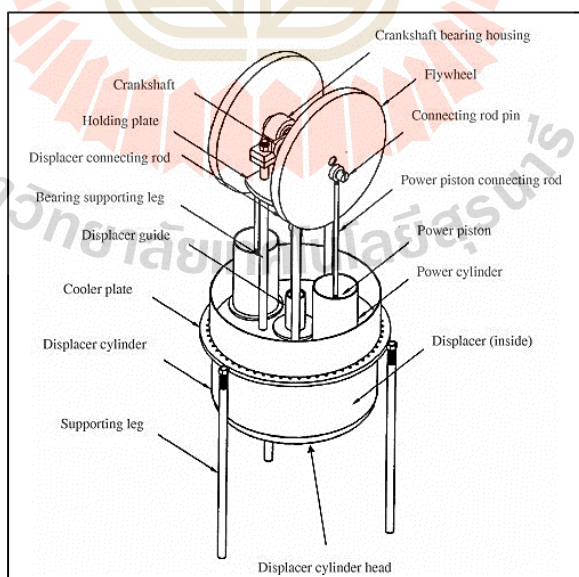
ในบทนี้ผู้วิจัยได้ดำเนินการตรวจสอบความน่าเชื่อถือของซอฟต์แวร์โดยจะแบ่งออกเป็น 2 ส่วน ส่วนที่หนึ่งเป็นการตรวจสอบความถูกต้องของซอฟต์แวร์การประเมินเครื่องยนต์ด้วยสมการเทอร์โมไดนามิกส์ ซึ่งถูกเขียนและคำนวณผ่าน MATLAB ส่วนที่สองคือ การจำลองการทำงานของเครื่องยนต์ด้วย ANSYS Fluent 16 ซึ่งในทั้งสองส่วนที่กล่าวมาทำการตรวจสอบความถูกต้อง โดยเปรียบเทียบจากการทดสอบของ Bancha Kongtragool และ Somchai Wongwises (2007) การทดสอบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดผลต่างอุณหภูมิต่ำแบบแกมมา ใช้หลอดไฟให้พลังงานความร้อนในรูปแบบของ Solar Radiation เพื่อแทนการให้พลังงานจากแสงอาทิตย์

ในการวิเคราะห์เครื่องยนต์สเตอร์ลิงจะแบ่งส่วนปริมาตรภายในเครื่องยนต์ออกไปสองส่วน โดยจะถูกแบ่งด้วยลูกสูบดิสเพลสเซอร์ ปริมาตรในส่วนที่อยู่เหนือลูกสูบดิสเพลสเซอร์ เรียกว่า “Compression Space” และผิวด้านบนที่เป็นผิวเย็น เพื่อดึงความร้อนออกจากสารทำงานภายใน ในขณะที่ปริมาตรส่วนที่อยู่ใต้ลูกสูบดิสเพลสเซอร์ เรียกว่า “Expansion Space” และผิวที่อยู่ด้านล่างคือผิวร้อนที่จะได้รับความร้อนจากแหล่งความร้อนภายนอกแล้วถ่ายเทสู่สารทำงานภายในเครื่องยนต์

การเคลื่อนตัวของสารทำงานภายในเกิดจากการเหนี่ยวนำให้เคลื่อนที่ของลูกสูบกำลังและลูกสูบดีสเพลสเซอร์ เครื่องยนต์สเตอร์ลิงมีลูกสูบกำลังสองลูกสูบแยกออกจากกัน มีลูกสูบดีสเพลสเซอร์ที่อยู่ในลูกบรรจุด้วยวัสดุที่เก็บความร้อนเพื่อทำเป็น Build-In Regenerator ทำจาก Stainless Steel ดังรูปที่ 3.1 โดยขนาดของเครื่องยนต์ในส่วนต่าง ๆ แสดงดังตารางที่ 3.1



รูปที่ 3.1 ส่วนประกอบภายในเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดผลต่างอุณหภูมิต่ำ (Kwanchai Kraitong, 2012)



รูปที่ 3.2 ส่วนประกอบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดผลต่างอุณหภูมิต่ำ

(Banchar Kongtrakool และ Somchai Wongwis, 2007)

ตารางที่ 3.1 ค่าขนาดของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดผลต่างอุณหภูมิต่ำ

(Bancha Kongtragool และ Somchai Wongwises, 2007)

ขนาดของเครื่องยนต์	ค่าตัวแปร
ระยะชักของลูกสูบกำลัง (เมตร)	0.0826
เส้นผ่านศูนย์กลางของลูกสูบกำลัง (เมตร)	0.083
ปริมาตรระยะชักของลูกสูบกำลัง (ลูกบาศก์เมตร)	$893.8 \times 10^{-6}$
ระยะชักของลูกสูบดิสเพลสเซอร์ (เมตร)	0.0795
เส้นผ่านศูนย์กลางของลูกสูบดิสเพลสเซอร์ (เมตร)	0.32
ปริมาตรระยะชักของลูกสูบดิสเพลสเซอร์ (ลูกบาศก์เมตร)	$6,393.8 \times 10^{-6}$
อัตราส่วนปริมาตรระยะชัก	7.15
Phase Angle (องศา)	90
ความหนาของลูกสูบดิสเพลสเซอร์ (เมตร)	0.075
ความยาวก้านสูบของลูกสูบกำลัง (เมตร)	0.265
ความยาวก้านสูบของลูกสูบดิสเพลสเซอร์ (เมตร)	0.185

### 3.1.1 การวิเคราะห์เครื่องยนต์สเตอร์ลิงด้วยสมการทางเทอร์โมไดนามิกส์

ในส่วนที่หนึ่งนี้การวิเคราะห์เครื่องยนต์สเตอร์ลิงด้วยสมการทางเทอร์โมไดนามิกส์ เป็นการเขียนชุดของโปรแกรมเพื่อให้คำนวณปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นภายในเครื่องยนต์ โดยการใช้สมการมาประเมิน โปรแกรมที่นำมาใช้ถูกเขียนโดย Kwanchai Kraitong (2012) ภายในโปรแกรมเป็นส่วนประกอบกันระหว่างส่วนที่เป็นการคำนวณเครื่องยนต์สเตอร์ลิงและการทำ Genetic Optimization Algorithm ดังนั้นในขั้นตอนแรกต้องการที่จะทำการตรวจสอบโปรแกรมเฉพาะในส่วนของการคำนวณเครื่องยนต์เท่านั้น เพื่อดูผลลัพธ์ว่ามีความสอดคล้องกับค่าการทดลองหรือไม่ การกำหนดเงื่อนไขในการคำนวณของขนาดในส่วนต่าง ๆ ของเครื่องยนต์เป็นไปดังตารางที่ 3.1 ส่วนค่าเงื่อนไขอื่น ๆ ถูกตั้งค่าแสดงดังตารางที่ 3.2 หลังจากการคำนวณจึงทำการเปรียบเทียบผลลัพธ์ของกำลังเครื่องยนต์ที่ได้กับผลลัพธ์ที่ได้จากการทดสอบที่ความเร็วรอบต่าง ๆ รวมถึงการวิเคราะห์หาผลกระทบของตัวแปรและอุปกรณ์ที่อยู่ในเครื่องยนต์ว่าเป็นอย่างไรเมื่อมีการเปลี่ยนแปลง

ตารางที่ 3.2 ค่าเงื่อนไขขอบเขตในการคำนวณของเครื่องยนต์

ตัวแปร	ค่าของตัวแปร
<b>ผิวรับความร้อน</b>	
- Solar Irradiation Flux (วัตต์ต่อตารางเมตร)	5,097
- Convection Heat Transfer Coefficient (วัตต์ต่อตารางเมตรเคลวิน)	4
- Free Stream Velocity (เมตรต่อวินาที)	4
- Free Stream Temperature (เคลวิน)	305.5
<b>ผิวระบายความร้อน</b>	
- อุณหภูมิ (เคลวิน)	307
สารทำงาน	อากาศ
Time Step (รอบ)	1,000

### 3.1.2 การวิเคราะห์เครื่องยนต์สเตอร์ลิงด้วยพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (CFD)

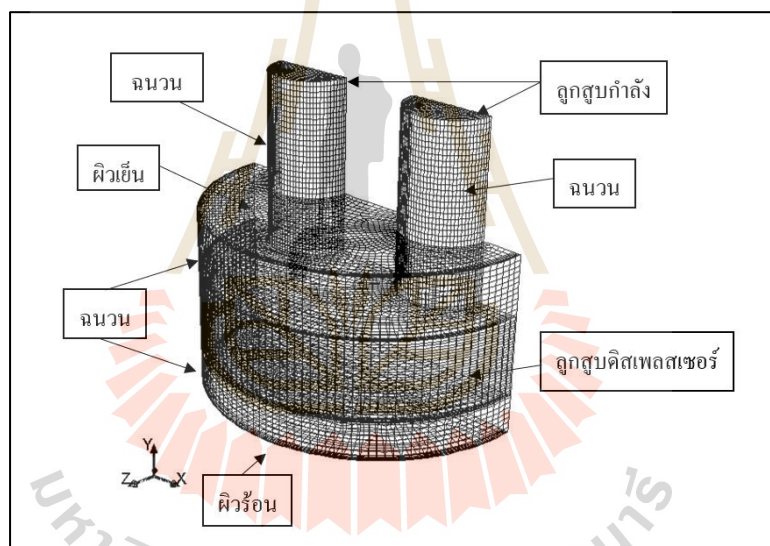
ในการแก้ปัญหาพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณเครื่องยนต์สเตอร์ลิงจะถูกจำลองปริมาตรของสารทำงานภายในเครื่องยนต์ในรูปแบบโดเมนสามมิติหรือสองมิติแล้วแต่รูปทรง (3D, 2D Domain) โดยการทำงานของวัฏจักรเป็นไปตามการเคลื่อนที่สัมพันธ์กันของลูกสูบกำลังและลูกสูบดิสเพลสเซอร์ โดยในหัวข้อนี้จะสามารถการตรวจสอบความถูกต้องด้วยกัน 2 กรณี กรณีที่หนึ่งคือ การตรวจสอบโปรแกรมเทียบกับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมาแบบผลต่างอุณหภูมิต่ำ ซึ่งจะเห็นว่าเป็นลักษณะการแก้ปัญหาด้วยโดเมนสามมิติเพื่อให้เกิดความสมจริง ในขณะที่สองแสดงให้เห็นการตรวจสอบโปรแกรมกับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดเบต้าที่มีรูปทรงที่สามารถทำการแก้ปัญหาได้โดยโดเมนสองมิติ ทั้งสองกรณีแสดงได้ดังต่อไปนี้

#### 3.1.2.1 การตรวจสอบความถูกต้องเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมาแบบผลต่างอุณหภูมิต่ำ

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมาแบบผลต่างอุณหภูมิต่ำถูกเลือกเพื่อวิเคราะห์ เนื่องจากความสามารถในการทำงานที่แหล่งอุณหภูมิความร้อนต่ำ ดังนั้นการเปลี่ยนปริมาตรควบคุมภายในให้เป็นโดเมนในการศึกษาทาง CFD จะต้องทำให้เกิดความสมจริงทั้งรูปทรงและเงื่อนไขขอบเขต เครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบนั้นนำมาจากบทความของ Bancha Kongtragool และ Somchai Wongwises (2007) ดังที่แสดงในตารางที่ 3.1

### 1) การสร้างโดเมน

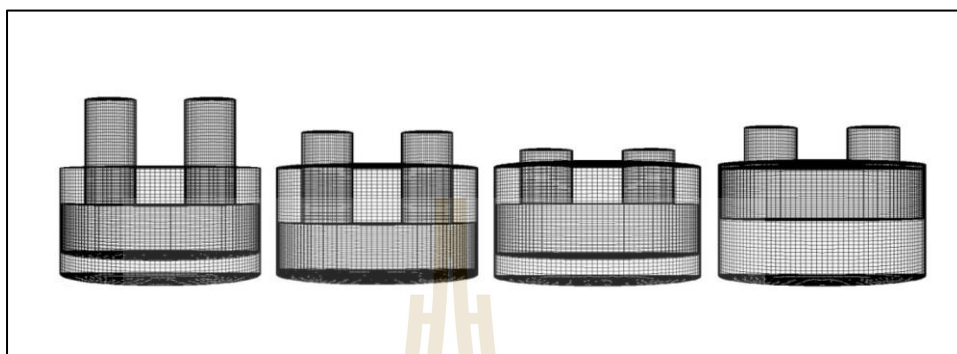
สเตอร์ลิงต้นแบบนั้นนำมาจากบทความของ Bancha Kongtragool และ Somchai Wongwis (2007) ดังรูปที่ 3.1 และดังรูปที่ 3.2 โดเมนเครื่องยนต์จะถูกสร้างเป็น 3D โดเมนเพื่อให้เกิดความสมจริงแต่ในขณะเดียวกันรูปทรงมีความสมมาตรกับระนาบแนวตั้ง จึงทำให้สามารถสร้างโดเมนในการวิเคราะห์ให้เหลือเพียงครึ่งเดียวได้ ดังรูปที่ 3.3 ในกระบวนการสร้างโดเมนจะเห็นได้ว่ารูปทรงเครื่องยนต์นั้นมีความซับซ้อนนำไปสู่ปัญหาการสร้างโดเมนและกริด หากขึ้นรูปมาเป็นชิ้นเดียว ดังนั้นการสร้างโดเมนจึงทำการแบ่งส่วนย่อยออกเป็น 6 ส่วน ได้แก่ ลูกสูบกำลัง 2 ส่วนทั้งซ้ายและขวา, ปริมาตรสารทำงานฝั่งร้อนและฝั่งเย็น, Regenerator และปริมาตรของช่องว่างด้านข้าง เมื่อสร้างทุกส่วนครบจะนำมาประกอบกัน โดยการตั้งค่าจาก Interface ผิวที่ได้ทำการตั้งชื่อไว้ในส่วนต่าง ๆ ตั้งแต่ขั้นตอนการสร้างแต่ละส่วน



รูปที่ 3.3 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงเมื่อถูกสร้างเป็น โดเมน 3D

ในการแก้ปัญหาด้วยวิธี CFD หากพิจารณาด้วยรูปทรงและลักษณะการเคลื่อนที่ของผิวจะเห็นได้ว่าการเคลื่อนที่ในแนวแกนเดียวนั้นคือ แกนตั้ง กล่าวคือบริเวณลูกสูบดิสเพลสเซอร์และลูกสูบกำลังมีการเคลื่อนที่ในแนวขึ้นลงเท่านั้น ดังนั้นในลักษณะการเคลื่อนที่แบบดังกล่าวการตั้งค่าของกริดตอนคำนวณจะสามารถเลือกใช้การ Moving Mesh แบบ Layering ได้ ซึ่งเป็นการสร้างกริดหรือลบกริดเฉพาะบริเวณผิวที่มีการเคลื่อนที่เท่านั้น ไม่ได้ทำการสร้างกริดใหม่หมดทั้งก้อนในทุก ๆ รอบการคำนวณ และการตั้งค่านี้นำไปสู่การสร้างกริดใน

ลักษณะที่เป็น Layer ค้ำยเช่นกัน ตัวอย่างเช่นบริเวณผิวด้านบนของลูกสูบกำลังมีการสร้างกริดแบบ Unstructured ก่อนแล้วจึงสร้างกริดลงไปเป็นชั้น ๆ ตามแนวยาวของลูกสูบกำลังและทำเช่นเดียวกันนี้ในทุก ๆ ส่วน



รูปที่ 3.4 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงเมื่อถูกสร้างเป็นโดเมน 3D ณ มุม 0, 90, 180 และ 270 องศา

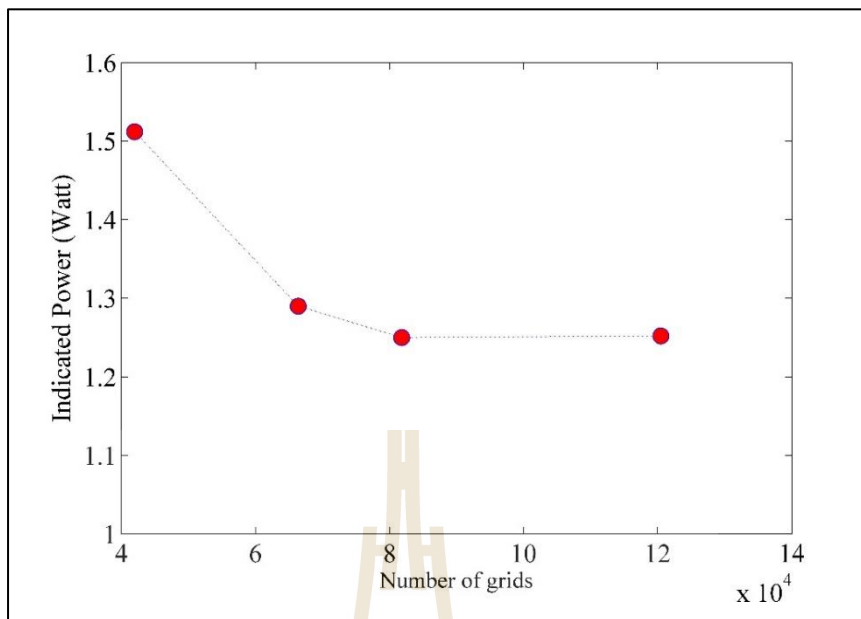
## 2) การสร้างโปรไฟล์ของลูกสูบ

โดเมนที่ถูกสร้างขึ้นจะถูกตั้งค่าให้สามารถ Moving Mesh ได้ โดยการตั้งค่าบริเวณลูกสูบและลูกสูบดิสเพลสเซอร์ทั้งชิ้นให้มีการเคลื่อนที่ โดยอาศัยสมการทางคณิตศาสตร์สร้างโปรไฟล์การเคลื่อนที่ของทั้งสองส่วนให้เคลื่อนที่สัมพันธ์กัน ดังสมการที่ 2.1 และสมการที่ 2.2 การสร้างโปรไฟล์จะถูกสร้างในสองส่วนคือ โปรไฟล์ของลูกสูบกำลังและโปรไฟล์ของลูกสูบดิสเพลสเซอร์ การทำงานจะเริ่มต้นที่มุมเพลทซ์เอียง 0 องศา โดยกำหนดให้ผิวลูกสูบกำลังอยู่ ณ จุดสูงที่สุดหรือตำแหน่งศูนย์ตายล่าง ในขณะที่มุมเดียวกันนี้ตำแหน่งของลูกสูบดิสเพลสเซอร์จะต้องถูกคำนวณออกมาและถูกตั้งให้เป็นตำแหน่งเริ่มต้นให้ถูกต้อง

## 3) การหาความเป็นอิสระของกริดและเวลา

การทดสอบความเป็นอิสระของกริดด้วยการสร้างกริดที่ใช้ในการจำลองการไหลด้วยขนาดต่าง ๆ กัน โดยผลจากการทดสอบความเป็นอิสระของกริดทำให้ได้กริดสำหรับการจำลอง ซึ่งหา Grid และ Time-Step ที่เหมาะสมซึ่งจะไม่ส่งผลกระทบต่อผลลัพธ์ของการคำนวณที่จะได้มา โดยจากการทดสอบปรับปรุงด้วยการเพิ่มจำนวนกริดและเพิ่มจำนวนรอบการคำนวณแสดง ดังรูปที่ 3.5 พบว่าจำนวนกริดที่ 81,805 เซลล์ และมีการคำนวณ 500 รอบต่อหนึ่งวัฏจักร เป็นค่าที่เหมาะสมซึ่งจะไม่ส่งผลถึงผลลัพธ์ที่จะได้มา รวมถึงจำนวนทั้งสองมีความใกล้เคียงกับการทดสอบด้วย CFD จากการศึกษาของ Kwanchai Kraitong (2012)





รูปที่ 3.5 การหาจำนวนกริดที่เหมาะสมสำหรับการวิเคราะห์โดเมน 3D

#### 4) การกำหนดการตั้งค่า

การกำหนดการตั้งถ่วงถึงเงื่อนไขขอบที่สอดคล้องกับความเป็นจริงมากที่สุดจะสามารถให้ผลลัพธ์ที่มีความน่าเชื่อถือและทำให้ผลเฉลยมีความถูกต้อง เงื่อนไขและการตั้งค่าแสดงดังตารางที่ 3.3

ตารางที่ 3.3 การตั้งค่าตัวพารามิเตอร์ของโดเมน 3D

ขอบเขต	เงื่อนไข	ขนาด
สารทำงาน	Ideal-Gas	อากาศ
Operating Pressure	-	101,325 Pa
ผิวร้อน	Constant Solar Irradiation Flux	5,097 W/m <sup>2</sup>
ผิวร้อน	Heat Convection Losses	4 m/s, 305.5 K
อุณหภูมิผิวเย็น	Constant Temperature	307 K
ผิวด้านข้างกระบอกลูกสูบกำลัง	Adiabatic Wall	-
ผิวด้านข้างกระบอกลูกสูบดิสเพลสเซอร์	Adiabatic Wall	-
Viscous Model	-	Standard $k-\epsilon$

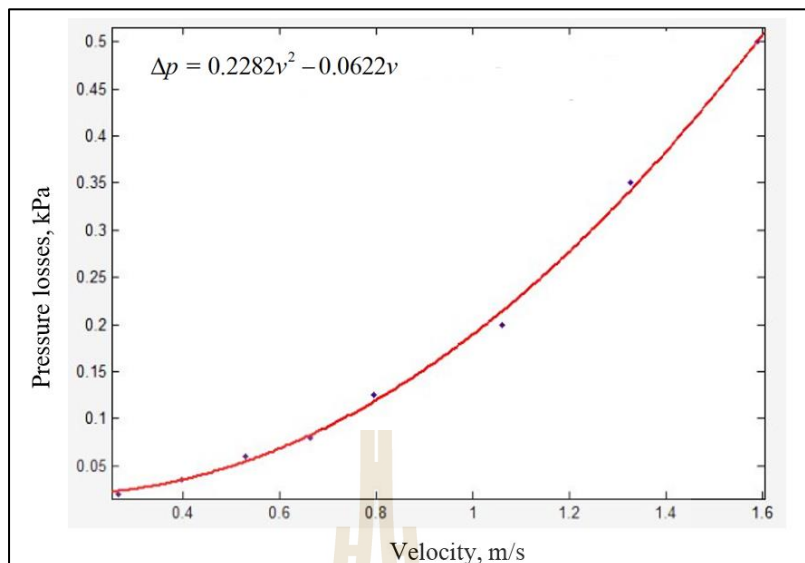
### 5) การประเมินคุณสมบัติของวัสดุพรุน

ภายในเครื่องยนต์ต้นแบบมีการใช้ส่วนของลูกสูบดิสเพลสเซอร์ที่มีวัสดุที่สามารถเก็บความร้อนได้ซึ่งทำหน้าที่เป็น Regenerator ที่สามารถกักเก็บและถ่ายเทความร้อนให้สารทำงาน Kwanchai Kraitong (2012) พิจารณาวัสดุที่ใช้ในเครื่องยนต์ต้นแบบมีลักษณะพรุนหรือ Porous Media ซึ่งมีค่าคุณสมบัติทางโลหะเป็น SM15 Metal Sponge โดยเมื่อทำการจำลองสารทำงานภายในเครื่องยนต์มีการไหลผ่านไปกลับระหว่าง Expansion Space และ Compression Space ผ่าน Regenerator พบว่าวัสดุลักษณะพรุนนี้ส่งผลทำให้การไหลมีการสูญเสียความดันเกิดขึ้นและส่งผลต่อการคำนวณกำลังที่เครื่องยนต์สามารถสร้างได้ ในการจำลองส่วนของ Regenerator หรือดิสเพลสเซอร์นั้นจะถูกพิจารณาเป็น Porous Media โดยจะต้องทำการกำหนดค่า Viscous Inertial Resistance ( $1/\alpha$ ) และ Inertial Resistance ( $C_2$ ) เพื่อให้การไหลเกิดความสมจริงในการไหลผ่านวัสดุที่มีลักษณะพรุน การหาค่าได้จากการคำนวณความสัมพันธ์ของความเร็วการไหลกับความดันสูญเสียของวัสดุ SM15 Metal Sponge โดยการจะประเมินความเร็วการไหลผ่านวัสดุพรุนไม่สามารถวัดได้โดยตรงจึงพิจารณาแทนด้วยค่าความเร็วเฉลี่ยลูกสูบดิสเพลสเซอร์ ความสัมพันธ์แสดงดังตารางที่ 3.4 แล้วทำการหาความสัมพันธ์ด้วยสมการกำลังสองดังรูปที่ 3.6

ตารางที่ 3.4 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันสูญเสียและความเร็วการไหลของ SM15

(Makoto Tanaka และคณะ, 1990)

rpm	Stroke of Displacer (m)	Mean Piston Velocity (m/s)	Pressure Drop (kPa)
100	0.0795	0.265	0.020
150	0.0795	0.397	0.035
200	0.0795	0.530	0.060
250	0.0795	0.662	0.080
300	0.0795	0.795	0.125
400	0.0795	1.060	0.200
500	0.0795	1.325	0.350
600	0.0795	1.590	0.500



รูปที่ 3.6 ความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วการไหลและความดันสูญเสีย

ในการพิจารณาโดเมนที่เป็น Porous Media จะสามารถทำการจำลองได้ โดยการเติม Source Term ของสมการโมเมนตัม ซึ่งประกอบไปด้วยเทอมของ Viscous Loss (Darcy's Law in Porous Media) และเทอมของ Inertial loss ดังสมการที่ 3.1

$$S_i = -\left(\frac{\mu}{\alpha} v_i + C_2 \frac{1}{2} \rho |v| v_i\right) \quad (3.1)$$

โดยที่  $\alpha$  คือ Permeability

$S_i$  คือ Source Term

ดังนั้นจึงสามารถเปรียบเทียบพจน์ที่ตรงกันของสมการความสัมพันธ์ ดังรูปที่ 3.5 กับสมการที่ 3.1 โดยเป็นไปตามความสัมพันธ์ของสมการที่ 3.2-3.4 แล้วจึงสามารถทำการคำนวณค่าที่ต้องการ คือ  $C_2$  มีค่าเท่ากับ 4.5106 (1/m) และ  $(1/\alpha)$  มีค่าเท่ากับ -3325.75 (1/m<sup>2</sup>)

$$\Delta p = -S_i \Delta n \quad (3.2)$$

$$0.2282 = C_2 \frac{1}{2} \rho \Delta n \quad (3.3)$$

$$-0.0622 = \frac{\mu}{\alpha} \Delta n \quad (3.4)$$

โดยที่  $\Delta n$  คือ ความหนาของวัสดุพูน (เมตร)

### 3.1.2.2 การตรวจสอบความถูกต้องเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดเบต้า

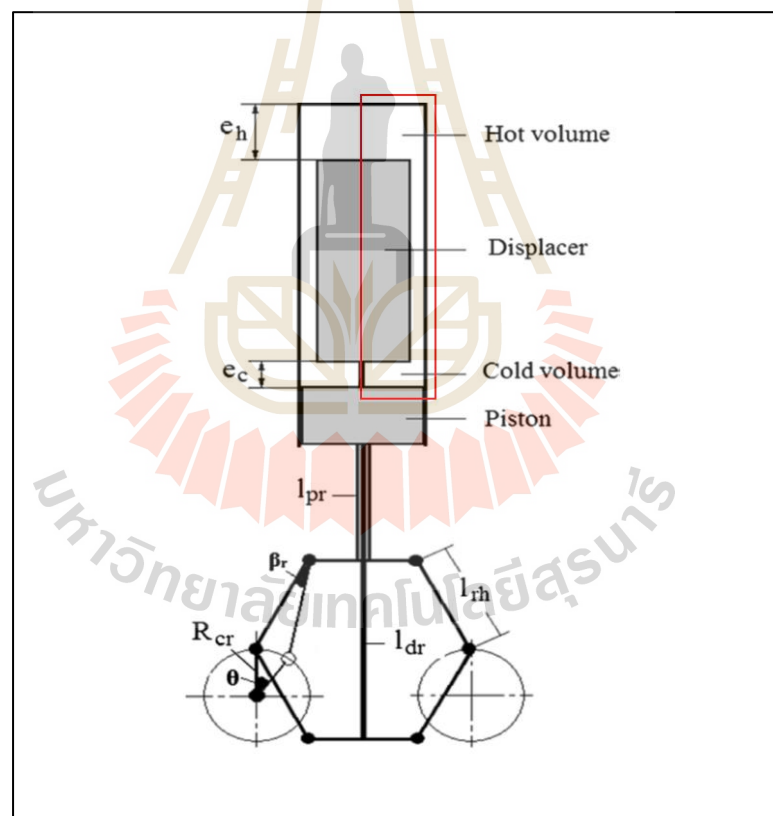
ในการวิเคราะห์การทำงานของเครื่องยนต์ด้วย CFD นอกเหนือไปจากการศึกษาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมาแล้ว เพื่อให้เกิดความน่าเชื่อถือของซอฟต์แวร์มากยิ่งขึ้น รวมถึงเป็นการเปรียบเทียบความสามารถของซอฟต์แวร์ในการวิเคราะห์เครื่องยนต์ที่มีลักษณะแตกต่างออกไปว่าสามารถทำการวิเคราะห์ได้เป็นที่น่าพอใจหรือไม่ ดังนั้นในการศึกษาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดเบต้าจึงถูกเลือกนำมาวิเคราะห์เพิ่มเติม เนื่องจากลักษณะเครื่องยนต์ที่มีความสมมาตรรอบแกนตามยาวของตัวเครื่องยนต์ทำให้สามารถวิเคราะห์หับนโดเมน 2D ได้ ในการศึกษาครั้งนี้จึงเลือกใช้เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดเบต้าจากบทความของ Aksoy และ Cinars (2013) โดยใช้ระบบกลไกแบบ Rhombic Drive โดยการวิเคราะห์เพื่อจะเปรียบเทียบผลลัพธ์ของกำลังเครื่องยนต์ที่คำนวณได้กับผลการทดสอบ ซึ่งมีข้อมูลขนาดเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแสดงภายในบทความ เพื่อนำมาสร้างโดเมนดังตารางที่ 3.5

ตารางที่ 3.5 ขนาดของเครื่องยนต์ต้นแบบชนิดเบต้า (Aksoy และ Cinars, 2013)

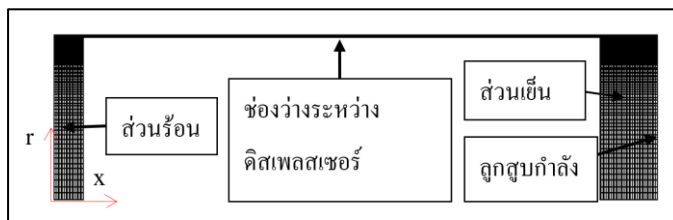
ตัวแปรของเครื่องยนต์	ขนาด (มิลลิเมตร)
เส้นผ่านศูนย์กลางของกระบอกลูกสูบดิสเพลสเซอร์	86
เส้นผ่านศูนย์กลางลูกสูบดิสเพลสเซอร์	84.5
เส้นผ่านศูนย์กลางของกระบอกลูกสูบดิสเพลสเซอร์	86
ความยาวลูกสูบดิสเพลสเซอร์	155
เส้นผ่านศูนย์กลางลูกสูบกำลัง	86
ความยาวของลูกสูบกำลัง	90
Rhombus Length ( $l_{rh}$ )	66
รัศมีของ Crankshaft ( $R_{cr}$ )	$l_{rh}/2.6666$
แหล่งความร้อน ( $T_H$ ) (K)	773
แหล่งความร้อนทิ้ง ( $T_C$ ) (K)	300
สารทำงาน	อากาศ

### 1) การวิเคราะห์และสร้างโดเมน

การเลือกเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดเบต้ามาเพื่อวิเคราะห์ เนื่องจากมีลักษณะของปริมาตรภายในเครื่องยนต์ที่สมมาตรรอบแกนตามยาวของเครื่องยนต์ ทำให้ในการสร้างโดเมนสามารถวิเคราะห์บนระนาบสมมาตร 2 มิติ (2D Axisymmetric) ได้ เครื่องยนต์ต้นแบบ ดังรูปที่ 3.7 การวิเคราะห์เครื่องยนต์ใช้อากาศเป็นสารทำงานภายในจะถูกแบ่งออกเป็น 3 ส่วน คือ ส่วนขยาย (Expansion Zone) หรือส่วนร้อน, ส่วนอัด (Compression Zone) หรือส่วนเย็น และช่องว่างระหว่างดิสเพลสเซอร์และกระบอกสูบ (Narrow Zone) โดยอากาศภายในทั้งสามส่วนจะถูกสร้างเป็นโดเมนของสารทำงาน โดยไม่พิจารณาการหายไปของปริมาตรอากาศที่เกิดจากแกนข้อต่อลูกสูบดิสเพลสเซอร์ เนื่องจากมีปริมาตรคิดเป็น 3.1 เปอร์เซ็นต์ของปริมาตรอากาศทั้งหมด และเพื่อให้สามารถลดความซับซ้อนในการคำนวณของโดเมนลงได้ ดังรูปที่ 3.8



รูปที่ 3.7 ลักษณะของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดเบต้า (Aksoy และ Cinar, 2013)



รูปที่ 3.8 โดเมนของสารทำงานภายในเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดเบต้า

## 2) การสร้างโปรไฟล์ของลูกสูบ

โดเมนที่ถูกสร้างขึ้นจะถูกตั้งค่าให้สามารถ Moving Mesh ได้ โดยการตั้งค่าบริเวณลูกสูบกำลังและลูกสูบคิสเพลตเซอร์ ให้มีการเคลื่อนที่โดยอาศัยสมการทางคณิตศาสตร์สร้างโปรไฟล์การเคลื่อนที่ของทั้งสองส่วนให้เคลื่อนที่สัมพันธ์กันเป็นไปตามกลไกแบบ Rhombic Drive ดังสมการที่ 3.5-3.7 ซึ่งจากสมการข้างต้นจะนำไปสู่การแปลงเพื่อหาตำแหน่งการเคลื่อนที่ของลูกสูบกำลังและลูกสูบคิสเพลตเซอร์เป็นไปตามรูปที่ 3.9

$$e_c = (R_{cr} \cos \theta + l_{rh} \cos \beta_r + l_r) - \left( l_{pr} + R_{cr} \cos \theta + l_{rh} \cos \beta_r + \frac{H_p}{9} \right) \quad (3.5)$$

$$e_h = U_c - (R_{cr} \cos \theta - l_{rh} \cos \beta_r + l_{dr} + H_d) \quad (3.6)$$

$$\beta_r = \sin^{-1} \left( 0.5 - \frac{R_{cr}}{l_{rh}} \sin \theta \right) \quad (3.7)$$

ปริมาตรของส่วนเย็นและส่วนร้อนสามารถหาได้ดังนี้

$$V_c = e_c A_c \quad (3.8)$$

$$V_h = e_h A_h \quad (3.9)$$

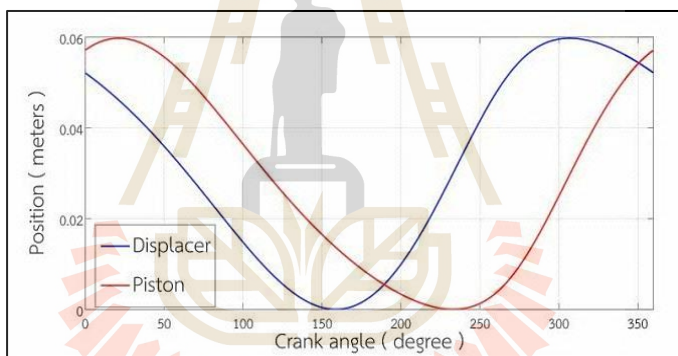
โดยที่  $V_c, V_h$  คือ ปริมาตรอากาศส่วนเย็นและส่วนร้อน  
 $A_c, A_h$  คือ พื้นที่หน้าตัดของส่วนเย็นและส่วนร้อน

และการคำนวณหาค่า Power Output ได้ดังนี้

$$W_{\text{indicated}} = \int_0^{\tau} \left( P_c \frac{dV_c}{dt} + P_h \frac{dV_h}{dt} \right) dt \quad (3.10)$$

$$P_{\text{indicated}} = fW_{\text{indicated}} \quad (3.11)$$

โดยที่  $P_c, P_h$  คือ ความดันภายในส่วนเย็นและส่วนร้อน (ปาสคาล)  
 $W_{\text{indicated}}$  คือ งานสุทธิที่เครื่องยนต์สร้างได้ใน 1 รอบวัฏจักร (จูล)  
 $f$  คือ ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ (เฮิร์ตซ์)  
 $P_{\text{indicated}}$  คือ กำลังที่เครื่องยนต์ที่สร้างใน 1 รอบวัฏจักร (วัตต์)

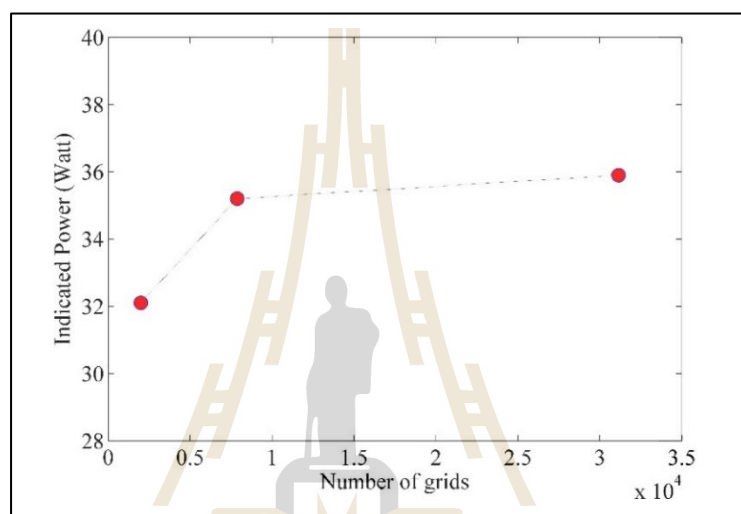


รูปที่ 3.9 ความสัมพันธ์ของตำแหน่งการเคลื่อนที่ระหว่างลูกสูบและลูกสูบดิสเพลสเซอร์

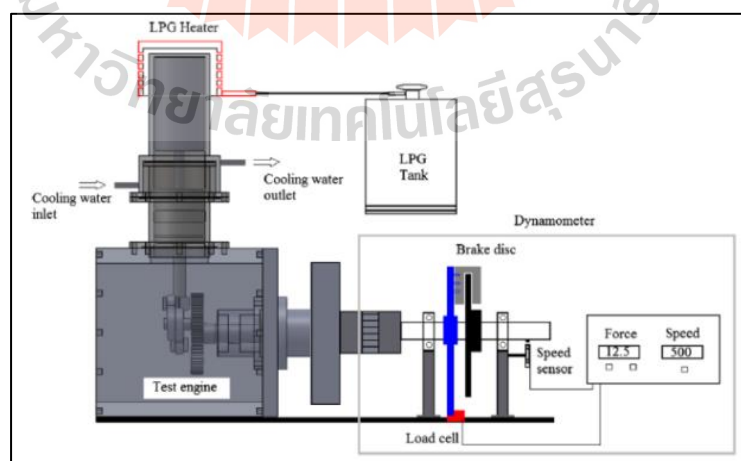
### 3) การหาความเป็นอิสระของกริดและเวลา

ในการแก้ปัญหาอันดับแรก เริ่มต้นจากการทดสอบเพื่อหากริด และ Time-Step ที่เหมาะสม โดยแสดงดังรูปที่ 3.10 ซึ่งจะไม่ส่งผลกระทบต่อผลลัพธ์ของการคำนวณที่จะได้มา โดยมีการทดสอบกับโดเมนที่มีปริมาณกริดแตกต่างกัน 3 ค่า โดยแต่ละโดเมนมีจำนวนกริดอยู่ที่ 1,995 กริด, 7,870 กริด และ 31,140 กริด และทำการทดสอบกับจำนวนรอบการคำนวณในหนึ่งวัฏจักรอีก 3 ค่าคือ 300, 600 และ 900 รอบต่อวัฏจักร โดยจากการทดสอบพบว่าจำนวนรอบที่ 300 รอบต่อวัฏจักรนั้นไม่สามารถใช้คำนวณที่จำนวนกริด 31,140 กริดได้ เนื่องจากในระหว่างการคำนวณจะเกิดปริมาตรเซลล์ในโดเมนติดลบ (Negative Cell Volume) หมายความว่า การเคลื่อนที่ของกริดเร็วกว่าการสร้างกริดใหม่ในบริเวณที่กริดมีการเคลื่อนตัว ส่งผลให้กริดเดิม

เคลื่อนตัวลงมาซ้อนทับกันและทำให้ซอฟต์แวร์ไม่สามารถคำนวณต่อไปได้ ดังนั้นจึงทำการเปรียบเทียบผลลัพธ์จากการที่คำนวณ 600 และ 900 รอบต่อวัฏจักร ซึ่งผลลัพธ์ที่ได้เปรียบเทียบแล้วพบว่ามีความต่างกันไม่เกิน 5 เปอร์เซ็นต์ จึงเลือกพิจารณาโดเมนให้มีการคำนวณ 600 รอบต่อวัฏจักร และผลลัพธ์ที่ได้จากการเปลี่ยนจำนวนกริดคือ 32.1, 35.2 และ 35.9 วัตต์ ตามลำดับ พบว่าผลลัพธ์ของโดเมนที่มีจำนวนกริด 7,870 กริด และ 31,140 กริด มีความต่างกันประมาณ 2 เปอร์เซ็นต์ ดังนั้นโดเมนที่เหมาะสมจะถูกสร้างให้มีกริดอยู่ที่ 7,870 กริด และจำนวนรอบการคำนวณที่ 600 รอบต่อวัฏจักร



รูปที่ 3.10 การหาจำนวนกริดที่เหมาะสมสำหรับโดเมน 2D



รูปที่ 3.11 ตัวอย่างชุดทดลอง (Aksoy และ Cinars, 2013)



#### 4) การกำหนดการตั้งค่า

เนื่องจากในบทความ Aksoy และ Cinars นั้นระบุข้อมูลของเครื่องยนต์ไว้เพียงพอที่จะสามารถนำมาใช้ในการทดสอบด้วย CFD ได้ แต่ในส่วนของพื้นที่การแลกเปลี่ยนความร้อนไม่ได้ถูกระบุมาในบทความจึงจำเป็นต้องอาศัยการประมาณจากรูปของการทดลอง ดังรูปที่ 3.11 เมื่อพิจารณาสารทำงานภายในเครื่องยนต์จากการทดสอบก่อนหน้า พบว่าในบางช่วงของวัฏจักรสารทำงานมีค่าเรย์โนลด์ส์ที่สูงกว่า 4,000 ดังนั้นจึงเลือกพิจารณาวัฏจักรโดยพิจารณาปรากฏการณ์ของการเกิดการไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent Flow) โดยการพิจารณา Turbulent Model Standard  $k - \epsilon$  เข้ามาร่วมด้วย เนื่องจากลักษณะของการไหลไม่ได้ซับซ้อนและเป็นโดเมนที่สามารถใช้ได้หลากหลายและมักถูกเลือก เมื่อต้องการศึกษาการเปลี่ยนแปลงพารามิเตอร์ของปัญหาที่สนใจ รวมถึงในบทความของ R. Ben-Mansour ซึ่งทำการศึกษาเครื่องยนต์ชนิดเดียวกันนี้ได้เลือกใช้โดเมนนี้ในการแก้ปัญหาด้วยเช่นกัน แต่ในส่วนเงื่อนไขขอบบริเวณผิวด้านข้างไม่มีการระบุการกระจายอุณหภูมิว่าเป็นลักษณะใด ทำให้ในการวิเคราะห์นี้ที่ผิวด้านข้างจะมีการประมาณความยาวของผิวแลกเปลี่ยนความร้อนที่ผิวร้อน 773 K และผิวเย็น 300 K ยาวผิวละ 12 เซนติเมตร ค่าตัวแปรที่กำหนดในการทดสอบ CFD แสดงดังตารางที่ 3.6

ตารางที่ 3.6 การตั้งค่าตัวพารามิเตอร์ของโดเมน 2D

โดเมน	2D-Axisymmetric
สารทำงาน	อากาศ
คุณสมบัติสารทำงาน	Ideal-Gas
อุณหภูมิฝั่งร้อน (K)	773
อุณหภูมิฝั่งเย็น (K)	300
Mesh	7,870
Time-Step	600
Viscous Model	Standard $k - \epsilon$

### 3.2 การหาค่าเหมาะสมของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงด้วยขั้นตอนวิธีเชิงพันธุกรรม

ในการวิเคราะห์เพื่อหาค่าที่เหมาะสมของตัวแปรของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงนั้น ตัวแปรที่พิจารณาแต่ละตัวแปรต่างก็ส่งผลต่อเครื่องยนต์และส่งผลซึ่งกันและกันด้วย ดังนั้นการพิจารณาในการเพิ่มลดค่าของตัวแปรจึงเป็นไปได้ยากเนื่องจากมีความเป็นไปได้หลายกรณี ทำให้การหาแนวโน้มของผลลัพธ์ที่ดีขึ้นก็ไม่ได้แสดงออกอย่างชัดเจนและต้องทำการคำนวณเป็นจำนวนมาก

อีกด้วย ดังนั้นในการวิเคราะห์ในลักษณะนี้วิธีการเชิงพันธุกรรมจึงเป็นวิธีหนึ่งที่เหมาะสมที่จะสามารถหาค่าเหมาะสมของแต่ละตัวแปรได้ โดยการทำงานร่วมกันสองส่วน ส่วนแรก คือ Genetic Optimization Algorithm กับส่วนที่สอง คือ สมการประเมินเครื่องยนต์ด้วยเทอร์โมไดนามิกส์ โดยส่วนที่หนึ่งจะเริ่มสร้างค่าตัวแปรชุดแรกหรือรุ่นที่ 0 ออกมา แล้วจึงส่งค่าเหล่านี้ไปคำนวณในส่วนที่สอง เมื่อส่วนที่สองคำนวณครบทุกสมาชิกก็จะส่งค่าที่ต้องการกลับไปยังส่วนแรกเพื่อทำการคัดเลือกและสร้างค่าตัวแปรใหม่ที่มีแนวโน้มของผลลัพธ์ตามที่ต้องการ การตั้งค่าของโปรแกรมเป็นไปตามตารางที่ 3.7

ตารางที่ 3.7 การตั้งค่าของ Genetic Optimization Algorithm

ตัวแปร	การตั้งค่า	
สมการเป้าหมาย (วัตถุประสงค์)	Indicated Power	
ตัวแปรที่หาค่าเหมาะสม	ระยะชักของลูกสูบกำลัง	
	ระยะชักของลูกสูบดิสเพลสเซอร์	
	เส้นผ่านศูนย์กลางของลูกสูบกำลัง	
	ความหนาของลูกสูบดิสเพลสเซอร์	
ขอบเขตของตัวแปร	ขอบเขตล่าง	ขอบเขตบน
- ระยะชักของลูกสูบกำลัง (เมตร)	0.04	0.30
- ระยะชักของลูกสูบดิสเพลสเซอร์ (เมตร)	0.04	0.30
- เส้นผ่านศูนย์กลางของลูกสูบกำลัง (เมตร)	0.02	0.13
- ความหนาของลูกสูบดิสเพลสเซอร์ (เมตร)	0.01	0.20
จำนวนโครโมโซม	30	
Selection Rate	0.5	
Mutation Rate	0.2	
จำนวนรอบสูงสุดในการคำนวณ	80	

โดยการหาค่าเหมาะสมของเครื่องยนต์จะถูกพิจารณาภายใต้ขอบเขตที่แตกต่างกัน เพื่อหาแนวโน้มการเปลี่ยนแปลงของตัวแปรเทียบกับปัจจัยภายนอกที่สนใจ โดยขอบเขตที่ต้องการเปลี่ยนแปลงของปัจจัยภายนอกที่หนึ่งคือ การเพิ่มความดันในกระบอกสูบภายในเครื่องยนต์ กำหนดให้ศึกษาที่ความดัน 1, 2 และ 3 บาร์ อีกปัจจัยภายนอก คือ การเปลี่ยนแปลงของแหล่งอุณหภูมิความร้อนที่ให้แก่เครื่องยนต์ โดยพิจารณาตามลำดับอุณหภูมิ คือ แหล่งพลังงานความร้อน

ต่ำแทนด้วยอุณหภูมิ 80 องศาเซลเซียส แหล่งพลังงานความร้อนระดับกลางแทนด้วยอุณหภูมิ 500 องศาเซลเซียส และแหล่งพลังงานความร้อนระดับสูงแทนด้วยอุณหภูมิ 1,000 องศาเซลเซียส เมื่อทำการหาผลลัพธ์ค่าเหมาะสมแล้วจะเปรียบเทียบกรณีที่เหมาะสมและนำมาวิเคราะห์ด้วย CFD อีกครั้ง



## บทที่ 4

### ผลการดำเนินการวิจัย

#### 4.1 ผลการเปรียบเทียบความถูกต้องของโปรแกรม

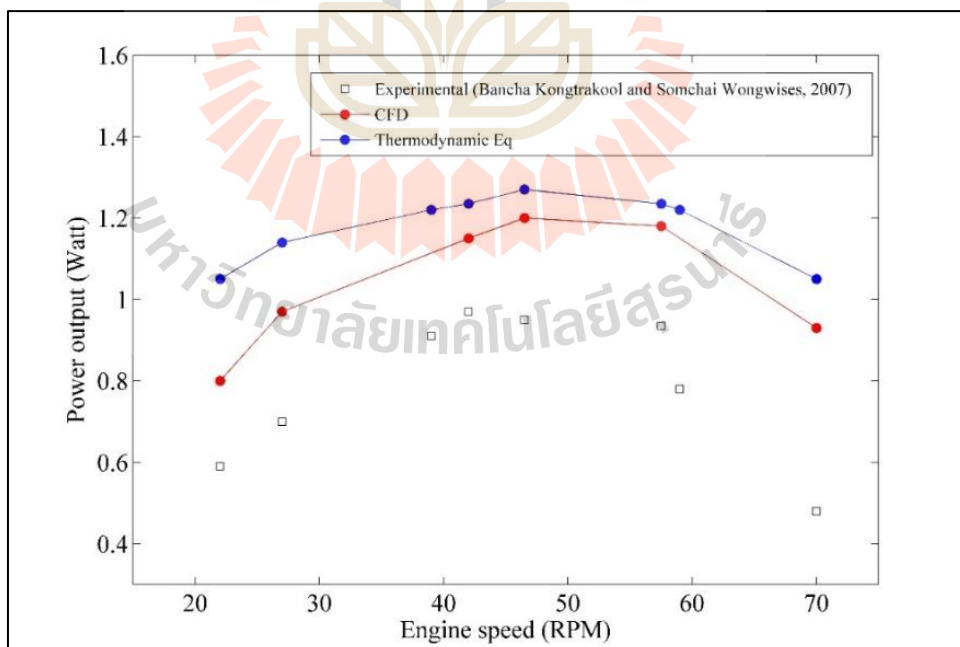
##### 4.1.1 การเปรียบเทียบความถูกต้องของสมการทางเทอร์โมไดนามิกส์

แม้ว่าการจำลองเครื่องยนต์สเตอร์ลิงด้วย CFD จะทำให้สามารถเห็นถึงปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นภายในเครื่องยนต์ได้อย่างชัดเจน ความถูกต้องเมื่อเทียบกับผลการทดลองก็มีความน่าเชื่อถือเป็นไปในแนวโน้มนี้อยู่ด้วยกันกับการทดสอบ ในทางกลับกันการคำนวณ CFD จำเป็นจะต้องใช้ระยะเวลาในการจำลองที่นานเมื่อเปรียบเทียบกับการใช้สมการทางเทอร์โมไดนามิกส์ ดังนั้นหากจะทำการหาค่าที่เหมาะสมจำเป็นจะต้องประเมินด้วยการเปลี่ยนแปลงค่าตัวแปรแล้วทำการคำนวณซึ่งมีกรณีให้ศึกษาเป็นจำนวนมาก ดังนั้นการเลือกใช้สมการทางเทอร์โมไดนามิกส์จึงมีข้อดีที่สามารถทำการประเมินได้รวดเร็วกว่า CFD และในการจำลองเพื่อหาค่าเหมาะสมนั้นจะสามารถนำมาผสมผสานรวมกับวิธีการเชิงพันธุกรรมได้ เพื่อให้ผลของการจำลองมีความน่าเชื่อถือจึงต้องทำการเปรียบเทียบผลการจำลองที่ได้จากสมการทางเทอร์โมไดนามิกส์กับผลลัพธ์ที่ได้จากการทดสอบ เครื่องยนต์ต้นแบบที่มีการทดสอบได้มาจากบทความของ Bancha Kongtragool และ Somchai Wongwises (2007) ซึ่งเป็นค่าการทดสอบเช่นเดียวกันกับในหัวข้อที่ 3.1.1.2 ของการเปรียบเทียบ CFD

จากรูปที่ 4.1 จะเห็นได้ว่าการวิเคราะห์กำลังเครื่องยนต์ที่ผลิตได้เปรียบเทียบกับความเร็วรอบของเครื่องยนต์มีลักษณะของกราฟโค้งคว่ำ ซึ่งสามารถเห็นได้จากผลลัพธ์ทั้งในส่วนที่เป็นการทดสอบและในส่วนของการคำนวณ โดยแนวโน้มนี้อาจเกิดจากกำลังของเครื่องยนต์จะมีค่าที่ต่ำในช่วงความเร็วรอบที่ต่ำ เนื่องจากในช่วงความเร็วรอบต่ำเวลาที่ใช้สำหรับหนึ่งรอบวัฏจักรจะใช้เวลามากกว่าเมื่อเทียบกับช่วงความเร็วรอบที่สูงกว่า ดังนั้นงานที่ถูกผลิตได้ในหนึ่งรอบวัฏจักรนั้นนำมาเทียบกับเวลาที่ใช้จึงออกมาเป็นค่ากำลังที่ต่ำ แต่เมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้นงานสามารถผลิตได้สูงมากยิ่งขึ้นประกอบกับเมื่อเทียบต่อเวลาที่ใช้แล้วจะพบว่า กำลังของเครื่องยนต์จะเพิ่มสูงขึ้นอย่างรวดเร็วในช่วงแรกที่ความเร็วรอบประมาณ 10-40 รอบต่อนาที หลังจากนั้นจะสูงขึ้นไปถึงค่าสูงที่สุดอยู่ที่ประมาณ 46.5 รอบต่อนาที แล้วหลังจากนั้นแนวโน้มกำลังเครื่องยนต์จะลดลงตามความเร็วรอบที่สูงขึ้น แม้ว่าจะใช้เวลาต่อหนึ่งวัฏจักรน้อยลงก็ตามแต่ด้วยความเร็วนี้กลับไม่เหมาะสมต่อการสร้างงานภายในเครื่องยนต์ด้วยความเร็วที่สูงจะทำให้กระบวนการถ่ายเทความร้อนภายในมีระยะเวลาใน

การดำเนินกระบวนการสั้นลงส่งผลต่อความสามารถในการสร้างงานที่น้อยลงด้วยเช่นเดียวกัน

สมการทางเทอร์โมไดนามิกส์กับการทดสอบเมื่อพิจารณาผลลัพธ์ที่ได้จะเห็นว่าแนวโน้มของการทดสอบกับการวิเคราะห์ที่เป็นไปในทิศทางเดียวกัน แต่จะเห็นได้ว่าผลลัพธ์จากการคำนวณมีค่าที่ได้สูงกว่าค่าจากการทดสอบ โดยเมื่อพิจารณาจุดสูงสุดที่สุดของผลลัพธ์ทั้งสองจะมีค่าความคลาดเคลื่อนเมื่อเปรียบเทียบค่าจากการคำนวณ 1.25 วัตต์ กับค่าจากการทดสอบ 0.969 วัตต์นั้น มีค่าเท่ากับ 31 เปอร์เซ็นต์ ความคลาดเคลื่อนที่เกิดขึ้นระหว่างการทดสอบกับการคำนวณเกิดจากการที่สมการทางเทอร์โมไดนามิกส์ที่เลือกพิจารณาไม่สามารถอธิบายปรากฏการณ์ของเครื่องยนต์ทดสอบได้อย่างครบถ้วน กล่าวคือ ประการแรกการพิจารณาการทำงานให้เป็นแก๊สในอุดมคติและให้เป็นไปตามกฎของแก๊สเพื่อให้สามารถทำการพิจารณาปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นได้ ซึ่งย่อมมีความคลาดเคลื่อนเกิดขึ้นเมื่อเปรียบเทียบกับแก๊สจริง ประการที่สอง คือในระบบที่มีกลไกการเคลื่อนที่ประกอบกันเป็นเครื่องยนต์ชิ้นส่วนต่าง ๆ นั้นย่อมมีการเสียดสีและเกิดเป็นแรงเสียดทานเกิดขึ้นส่งผลให้การผลิตกำลังของเครื่องยนต์มีค่าน้อยลง แต่ในการวิเคราะห์เครื่องยนต์ด้วยสมการไม่ได้ทำการรวมผลจากการเกิดแรงเสียดทานเข้าไปในระบบสมการ ดังนั้นผลการคำนวณจึงเรียกได้ว่าเป็น Indicated Power และส่งผลให้การวิเคราะห์ที่มีผลลัพธ์ที่ได้สูงกว่าผลจากการทดสอบ

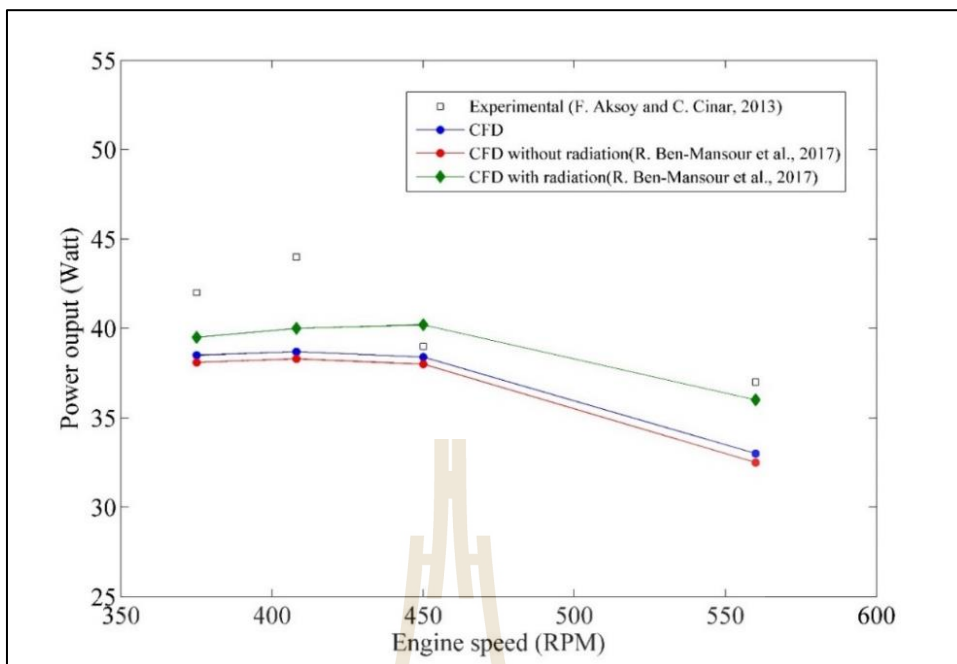


รูปที่ 4.1 ผลลัพธ์ของการประเมินกำลังเครื่องยนต์สี่ลูกสูบชนิดผลต่างอุณหภูมิตำแหน่งเกมมา

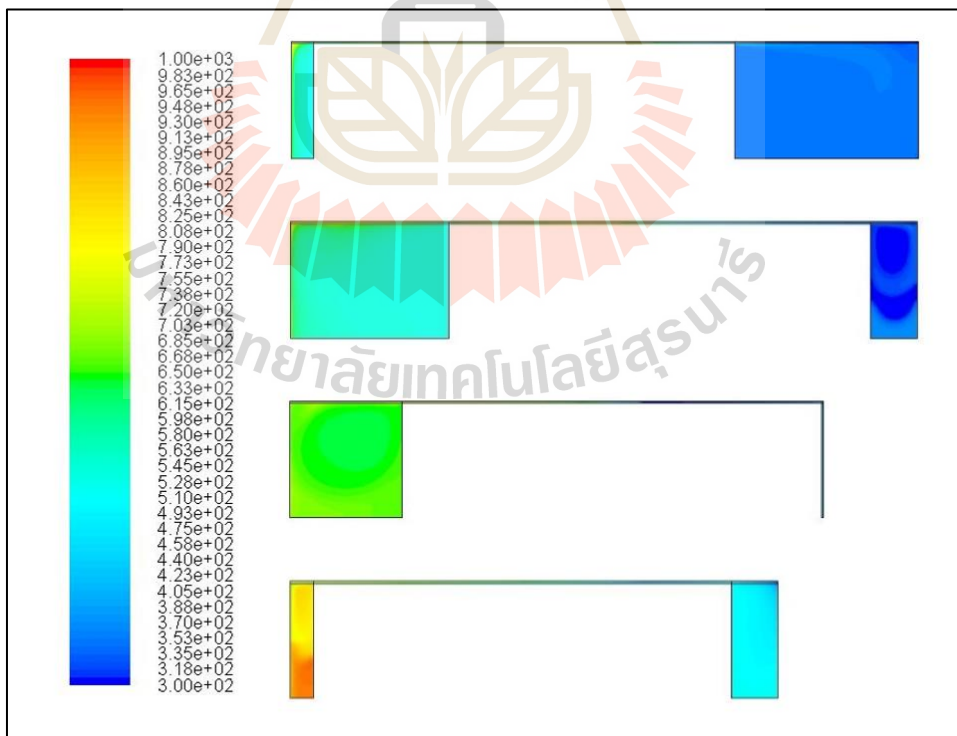
#### 4.1.2 การเปรียบเทียบความถูกต้องของ CFD ด้วยโดเมนสองมิติ

สำหรับการวิเคราะห์เพื่อหาขนาดที่เหมาะสมสามารถใช้สมการทางเทอร์โมไดนามิกส์วิเคราะห์ได้ เนื่องด้วยระยะเวลาในการคำนวณอันสั้น แต่ในทางกลับกันก็ไม่สามารถที่จะเห็นปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นได้อย่างชัดเจน และการประเมินในสมการบางชุดก็นำไปสู่ความคลาดเคลื่อนของผลลัพธ์ ดังนั้นการพิจารณาด้วย CFD จึงเป็นกระบวนการถัดมาเพื่อเพิ่มความเข้าใจและปรับปรุงกระบวนการให้ดีขึ้นได้ต่อไป เพื่อให้เกิดความน่าเชื่อถือของ CFD ในการศึกษาเปรียบเทียบค่าการจำลองกับการทดสอบจะทำการจำลองเปรียบเทียบใน 2 โดเมนคือ โดเมนสองมิติและโดเมนสามมิติ โดเมนสองมิติทำการจำลองเปรียบเทียบกับผลการจำลองของ R. Ben-Mansour (2017) ภายใต้การกำหนดค่าขอบเขตเดียวกันและเปรียบเทียบกับผลการทดสอบของเครื่องยนต์ของ Aksoy และ Cinar (2013) ดังรูปที่ 4.2 และตัวอย่างผลลัพธ์ในการคำนวณหนึ่งรอบวัฏจักรแสดงดังรูปที่ 4.3

การจำลองจะถูกเลือกพิจารณาที่ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ที่ 380, 408, 450 และ 560 RPM เพื่อให้ชุดข้อมูลที่จำลองได้ตรงกับจำลองของ R. Ben-Mansour (2017) ผลลัพธ์จากการจำลองนั้นมีแนวโน้มที่สอดคล้องและใกล้เคียงกับทั้งผลการทดสอบเครื่องยนต์ โดยจะเห็นว่าในขณะที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์เพิ่มขึ้น ค่ากำลังจะมีแนวโน้มที่จะเพิ่มสูงขึ้นไปจนถึงจุดหนึ่งจะเริ่มมีค่าที่ลดลง ซึ่งเป็นแนวโน้มที่สอดคล้องกับผลที่ได้จากการทดลอง และผลลัพธ์ที่ได้จาก CFD มีค่าความคลาดเคลื่อนสูงที่สุดอยู่ที่ 11.6% ที่ความเร็วรอบ 408 RPM เมื่อเทียบกับค่าจากการทดลอง อย่างไรก็ตามจะสังเกตว่าการจำลองทั้งที่ได้ทำการศึกษาและจากบทความมีค่ากำลังที่น้อยกว่าผลจากการทดสอบ ผลจากการวิเคราะห์พบว่าค่ากำลังที่สูญเสียไปเกิดจากการที่ไม่พิจารณาการแผ่รังสีความร้อน โดยการพิจารณาผลของการแผ่รังสีความร้อนโดยใช้ DO Radiation Model ซึ่งเมื่อเปรียบเทียบค่า ณ ตำแหน่งที่ค่ากำลังสูงสุดของการทดสอบคือ 43.2 วัตต์ ในขณะที่การจำลองคือ 40.07 วัตต์ มีค่าความคลาดเคลื่อนที่เพียง 7 เปอร์เซ็นต์เท่านั้น รวมถึงความผิดพลาดเนื่องด้วยการตั้งค่าของอุณหภูมิที่เงื่อนไขขอบเขตของปัญหายังไม่สมจริงเพียงพอ เนื่องจากในระหว่างการทำงานของเครื่องยนต์ความร้อนที่ถ่ายเทเข้าหรือออกระหว่างสารทำงานกับบริเวณเงื่อนไขขอบเขตจะเกิดการถ่ายเทด้วยการนำความร้อนผ่านตัวเครื่องยนต์ ซึ่งเป็นการถ่ายเทผ่านเนื้อของแข็ง อิทธิพลการนำความร้อนในเนื้อของแข็งสามารถส่งผลถึงอุณหภูมิที่เงื่อนไขขอบเขตโดยไม่สามารถทำให้เงื่อนไขขอบเขตมีอุณหภูมิคงที่ได้



รูปที่ 4.2 ผลลัพธ์ของการประเมินกำลังเครื่องยนต์สี่ลูกสูบสี่จังหวะ

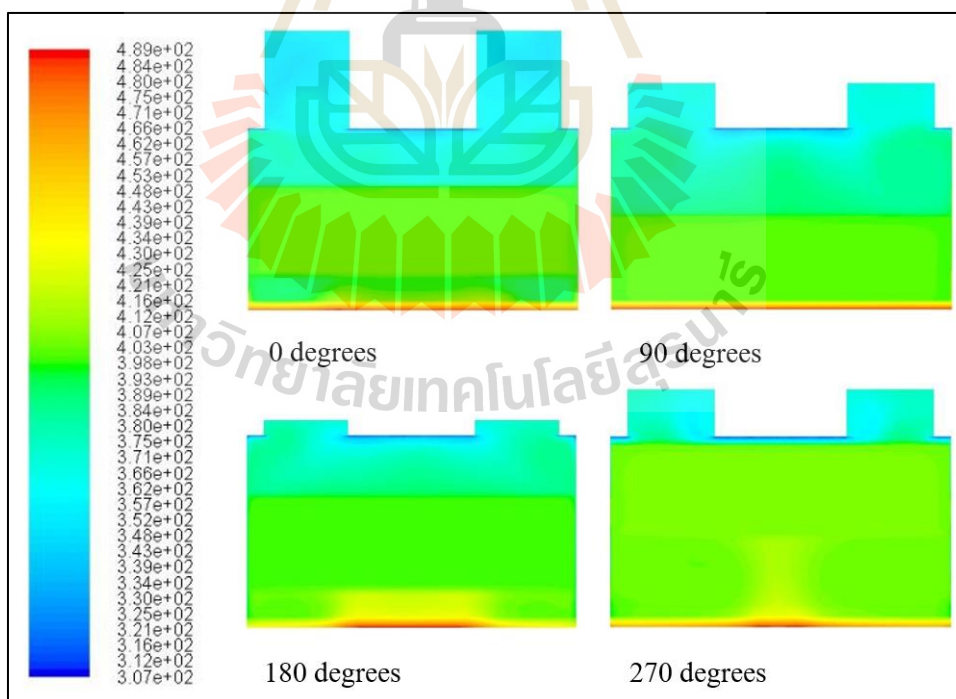


รูปที่ 4.3 ผลลัพธ์การกระจายอุณหภูมิ (เคลวิน) เมื่อทำการคำนวณครบหนึ่งรอบวัฏจักร

### 4.1.3 การเปรียบเทียบความถูกต้องของ CFD ด้วยโดเมนสามมิติ

การวิเคราะห์ด้วย CFD บนโดเมนสามมิติจะทำการจำลองที่ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ที่ 22, 27, 42, 46.5, 57.5 และ 70 RPM โดยใช้ผลการทดสอบเดียวกับหัวข้อที่ 4.1.1 จะเห็นว่าแนวโน้มสอดคล้องและใกล้เคียงกับผลการทดสอบ นั่นคือในขณะที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นค่ากำลังจะมีแนวโน้มที่จะเพิ่มสูงขึ้นไปจนถึงจุด ๆ หนึ่งจะเริ่มมีค่าที่ลดลง ซึ่งเป็นแนวโน้มที่สอดคล้องกับผลที่ได้จากการทดสอบ

หากพิจารณาที่กำลังเครื่องยนต์จะพบว่า ผลจากการจำลองด้วย CFD มีค่าที่ใกล้เคียงผลการทดสอบมากกว่าผลที่ได้จากการคำนวณด้วยสมการทางเทอร์โมไดนามิกส์เป็นผลมาจากการวิเคราะห์ด้วยสมการมีการตั้งสมมุติฐานของ Compression Space และ Expansion Space ที่ไม่สมจริง กล่าวคือ สารทำงานที่อยู่ภายในถือว่ามีารได้รับความร้อนหรือระบายความร้อนไปพร้อมกันทั่วทั้งปริมาตร ในทางกลับกัน CFD สามารถแสดงการไหลที่เสมือนจริงและแสดงให้เห็นถึงความสามารถในการแลกเปลี่ยนความร้อนและการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิภายในปริมาตรที่ไม่เป็นไปตามสมมุติฐานของสมการทางเทอร์โมไดนามิกส์และจะสามารถเห็นการกระจายอุณหภูมิได้ ดังรูปที่ 4.4



รูปที่ 4.4 การกระจายอุณหภูมิ (เคลวิน) ของสารทำงานภายในเครื่องยนต์ ที่มุม 0, 90, 180 และ 270 องศา



## 4.2 การวิเคราะห์ผลกระทบต่อกำลังเครื่องยนต์ของเงื่อนไขขอบเขต

การประเมินกำลังเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเพื่อเปรียบเทียบกับผลการทดสอบในหัวข้อที่ผ่านมา โดยในกรณีศึกษาของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดผลต่างอุณหภูมิต่ำแบบแกมมามีผลลัพธ์การประเมินจากสมการเทอร์โมไดนามิกส์และ CFD เป็นไปในทางเดียวกัน ดังรูปที่ 4.1 คือ กำลังที่ประเมินได้มีความสอดคล้องกับการทดสอบและให้ค่ากำลังที่สูงกว่าการทดสอบ โดยมีความคลาดเคลื่อนของการประเมินกำลังที่ +31 และ +23.8 เปอร์เซ็นต์ ตามลำดับ ในขณะที่กรณีของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดเบต้ามีการประเมินด้วย CFD เพียงอย่างเดียว โดยผลลัพธ์การประเมินที่ได้ดังรูปที่ 4.2 มีแนวโน้มสอดคล้องกับการทดสอบเช่นเดียวกัน แต่กลับมีค่ากำลังที่ประเมินได้ต่ำกว่าค่าการทดสอบ -11.6 เปอร์เซ็นต์

อย่างไรก็ตามจะเห็นได้ว่าการประเมินกำลังของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงทั้ง 2 ชนิดเกิดความคลาดเคลื่อนในลักษณะที่แตกต่างกัน อันเนื่องมาจากผลของการตั้งค่าเงื่อนไขขอบเขตที่แตกต่างกัน ในกรณีของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดผลต่างอุณหภูมิต่ำแบบแกมมาบริเวณขอบเขตที่เป็นผิวด้านข้างตัวเครื่องยนต์สเตอร์ลิงจะถูกตั้งค่าเงื่อนไขขอบเขตแบบไม่มีการถ่ายเทความร้อนเกิดขึ้นหรืออะเดียแบติก เมื่อไม่มีการถ่ายเทความร้อนก็ไม่มีการสูญเสียความร้อนของสารทำงานไปสู่สิ่งแวดล้อม นั่นทำให้ความร้อนทั้งหมดนำไปสร้างกำลังของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ในกรณีเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดเบต้า บริเวณขอบเขตที่เป็นผิวด้านข้างตัวเครื่องยนต์สเตอร์ลิงจะตั้งเงื่อนไขขอบเขตแบบอุณหภูมิคงที่และกระจายตัวเชิงเส้นตามความยาว ทำให้ความร้อนที่ได้จากผิวด้านหนึ่งสามารถถ่ายเทออกไปสู่สิ่งแวดล้อมได้ผ่านผิวด้านข้างและเหลือเพียงส่วนหนึ่งที่นำมาสร้างกำลังให้กับเครื่องยนต์ ทำให้การประเมินกำลังที่ควรสูงกว่าค่าทดสอบนั้นลดลง รวมถึงเงื่อนไขขอบเขตที่ให้เป็นอุณหภูมิคงที่และกระจายตัวเชิงเส้นก็ยังไม่มีความเหมาะสมเพียงพอที่จะอธิบายการกระจายของอุณหภูมิตามผิวของเครื่องยนต์ทดสอบจริงได้ จึงยังเสริมการประเมินกำลังให้ลดลง ดังนั้นจากทั้ง 2 กรณีจะเห็นได้ว่าผลของการตั้งค่าเงื่อนไขขอบเขตที่แตกต่างกันส่งผลอย่างชัดเจนต่อการประเมินกำลังของเครื่องยนต์ โดยการไม่ให้มีการถ่ายเทความร้อนการประเมินจะได้ผลลัพธ์สูงกว่าค่าการทดสอบซึ่งเป็นแนวโน้มที่ควรจะเป็นแต่หากพิจารณาให้มีการสูญเสียเกิดขึ้นประกอบกับไม่มีความเหมาะสมเพียงพอของเงื่อนไขขอบเขต การประเมินกำลังที่ได้ย่อมลดลงและเป็นผลทำให้การประเมินที่ได้ต่ำกว่าค่าทดสอบในกรณีของเครื่องยนต์ชนิดเบต้า

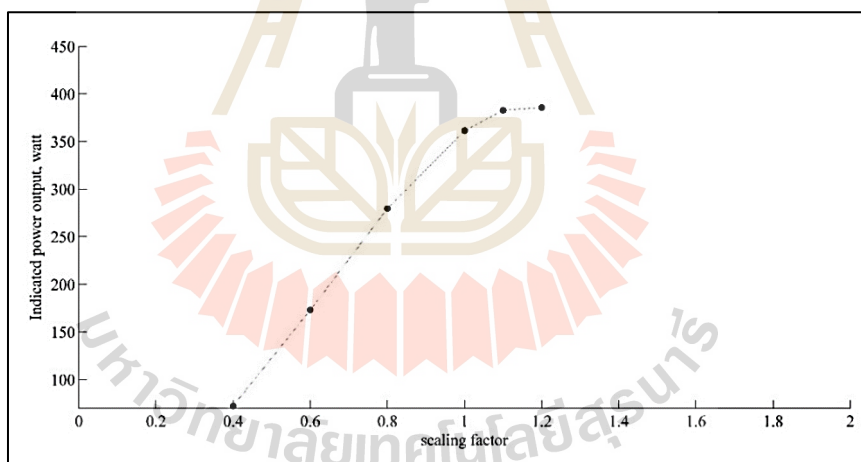
## 4.3 การวิเคราะห์ผลกระทบต่อกำลังเครื่องยนต์ของการเปลี่ยนแปลงค่าตัวแปร

ในการศึกษาการหาค่าที่เหมาะสมของเครื่องยนต์ โดยการเปลี่ยนแปลงค่าตัวแปรของเครื่องยนต์ทั้ง 4 ค่า ซึ่งมีผลต่อการเปลี่ยนแปลงกำลังที่เครื่องยนต์สามารถสร้างได้ ในหัวข้อนี้จึงจะแสดงผลกระทบอันเนื่องมาจากการเปลี่ยนแปลงค่าตัวแปรแต่ละตัวต่อกำลังที่เครื่องยนต์สร้างได้

โดยพิจารณาจากค่าของตัวแปรที่ทำการหาค่าเหมาะสมมาแล้วก่อนหน้านี้ โดยวิเคราะห์ด้วยสมการเทอร์โมไดนามิกส์บนแหล่งอุณหภูมิความร้อนที่ 1,000 องศาเซลเซียส และความดันภายในเครื่องยนต์ 3 บาร์ โดยทำการเปลี่ยนขนาดเครื่องยนต์ที่ละตัวแปรด้วยการคูณค่า Scaling Factor เพื่อขยายขนาดหรือลดขนาดลงเพื่อหาแนวโน้มการเปลี่ยนแปลง โดยผลการวิเคราะห์เป็นดังนี้

#### 4.3.1 การเปลี่ยนแปลงเส้นผ่านศูนย์กลางของลูกสูบกำลัง

การพิจารณาเครื่องยนต์ชนิดผลต่างอุณหภูมิต่ำแบบแกมมา การที่ขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางลูกสูบกำลังมีการเปลี่ยนแปลงไปจะส่งผลทำให้มีการเปลี่ยนแปลงในส่วนอื่นด้วย กล่าวคือ ลูกสูบกำลังทั้งสองข้างตั้งอยู่บนผิวเย็นที่ใช้เพื่อระบายความร้อนจากกระบวนการถ่ายเทความร้อนทิ้งของสารทำงาน แต่ผิวด้านข้างของลูกสูบกำลังพิจารณาเป็นฉนวน ดังนั้นการเพิ่มขึ้นของเส้นผ่านศูนย์กลางกลับจะทำให้พื้นที่ระบายความร้อนมีค่าน้อยลง ส่งผลให้การเปลี่ยนแปลงความดันรวมในระบบมีค่าลดลง ในทางกลับกันปริมาตรกระบอกสูบ (Swept Volume) ในส่วนลูกสูบกำลังมีมากขึ้น นั้นสามารถเพิ่มงานที่ระบบสามารถกระทำได้เช่นเดียวกันตามความสัมพันธ์ของการงานเนื่องจากความดัน (Flow Work)



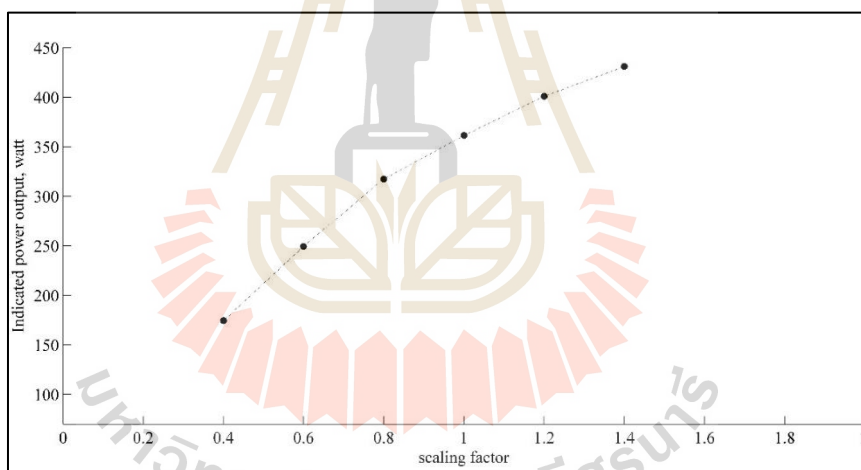
รูปที่ 4.5 การเปลี่ยนแปลงของกำลังเครื่องยนต์ที่แปรผันต่อเส้นผ่านศูนย์กลางลูกสูบกำลัง

จากรูปที่ 4.5 ค่าเส้นผ่านศูนย์กลางของลูกสูบกำลังที่ได้จากการหาค่าเหมาะสม ถูกปรับค่าให้ใหญ่ขึ้นและลดลงจากการคูณด้วย Scaling Factor จะเห็นได้ว่าผลจากการเปลี่ยนแปลงเส้นผ่านศูนย์กลางลูกสูบกำลังมีแนวโน้มที่เพิ่มสูงขึ้นในช่วงแรกจนถึงค่าที่ 1 นั่นคือจุดที่คำนวณได้ว่าเป็นจุดเหมาะสมซึ่งจะมีการเพิ่มขึ้นแต่ในอัตราการเพิ่มที่น้อยกว่าช่วงแรก โดยการวิเคราะห์ถึงค่าขอบเขตสูงที่สุดที่ 1.2 เป็นเพียงเพื่อให้เห็นแนวโน้มการเพิ่มขึ้นหลังจากค่าเหมาะสมที่

Scaling Factor เท่ากับ 1 แต่ในการวิเคราะห์ค่าเส้นผ่านศูนย์กลางของลูกสูบกำลังถูกจำกัดด้วยความกว้างของเครื่องยนต์ทำให้ผลลัพธ์ที่เหมาะสมจริงนั้นไม่สามารถขยายได้ใหญ่กว่าค่า ณ จุดที่ Scaling Factor เท่ากับ 1 ได้อีกแล้ว

#### 4.3.2 การเปลี่ยนแปลงระยะชักของลูกสูบกำลัง

การเปลี่ยนแปลงระยะชักของลูกสูบกำลังนั้นจะแตกต่างจากหัวข้อก่อนหน้านี้ คือการเปลี่ยนแปลงจะไม่ส่งผลต่อพื้นที่ระบายความร้อนของสารทำงาน เพียงแต่จะทำให้สามารถเพิ่มหรือลด Swept Volume ของเครื่องยนต์ได้เท่านั้น หากการเปลี่ยนแปลงไปในทางที่มากขึ้นนั้นหมายถึงการที่สารทำงานสามารถขยายตัวเพื่อดันลูกสูบกำลังให้สามารถสร้างงานได้เพิ่มมากขึ้น แต่ในทางปฏิบัติแล้วการเพิ่มระยะชักของลูกสูบจะส่งผลต่อการออกแบบเพลลาและก้านลูกสูบเนื่องจากการออกแบบจะถูกกำหนดให้ความยาวของก้านลูกสูบกำลังมีขนาดประมาณ 4 เท่าของระยะชัก (วุฒิชัย กปิลกาญจน์, 2528) ดังนั้นการหาค่าที่เหมาะสมของระยะชักลูกสูบกำลังจะถูกกำหนดค่าสูงที่สุดไว้ตามความเหมาะสมต่อการใช้งานจริง

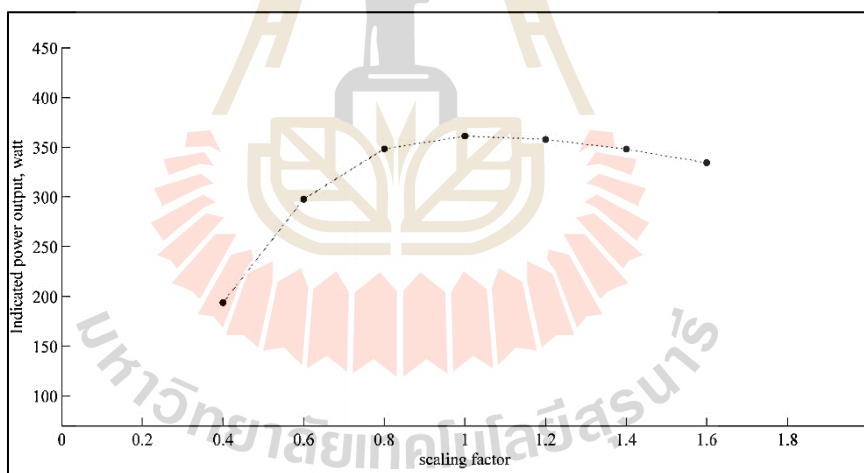


รูปที่ 4.6 การเปลี่ยนแปลงของกำลังเครื่องยนต์ที่แปรผันต่อระยะชักของลูกสูบกำลัง

จากรูปที่ 4.6 จะเห็นได้ว่าผลของระยะชักของลูกสูบกำลังให้แนวโน้มเดียวกันกับการขยายเส้นผ่านศูนย์กลางของลูกสูบกำลังแต่แนวโน้มในการเพิ่มขึ้นในช่วงแรกการเพิ่มขึ้นของระยะชักจะมีการส่งผลต่อกำลังเครื่องยนต์ที่น้อยกว่า แต่หากพิจารณาต่อไปในช่วงมากกว่า 1 จะเห็นแนวโน้มการเพิ่มขึ้นของกำลังเครื่องยนต์อย่างต่อเนื่อง แต่เนื่องจากในทางปฏิบัติระยะชักลูกสูบถูกกำหนดเพื่อความเหมาะสมซึ่งมีค่าอยู่ที่ประมาณจุด 1 ดังนั้นการวิเคราะห์นี้จึงแสดงให้เห็นเพียงแนวโน้มที่สามารถเพิ่มขึ้นได้แต่ไม่สามารถนำมาสร้างเครื่องในทางปฏิบัติได้

### 4.3.3 การเปลี่ยนแปลงความหนาของลูกสูบดิสเพลสเซอร์

ลูกสูบดิสเพลสเซอร์ที่พิจารณาภายในนั้นจะถูกสร้างจากวัสดุโลหะพอรุน (Regenerator Matrix) ซึ่งมีความสามารถที่จะให้สารทำงานไหลผ่านได้ระหว่างที่ตัวลูกสูบเคลื่อนที่ไปกลับระหว่างศูนย์กลางบนและศูนย์กลางล่าง ในระหว่างการไหลผ่านของสารทำงานกับวัสดุพอรุน จะเกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนเกิดขึ้น โดยในจังหวะที่สารทำงานเคลื่อนที่จากฝั่งร้อนไปฝั่งเย็น เพื่อระบายความร้อนออก ความร้อนส่วนหนึ่งจะถูกเก็บไว้อยู่กับวัสดุพอรุนนี้และในขณะเดียวกัน สารทำงานเมื่อระบายความร้อนที่ผิวเย็นแล้วพร้อมจะกลับมารับความร้อนที่ผิวฝั่งร้อนก็จะได้รับความร้อนคืนส่วนหนึ่งจากวัสดุพอรุนที่ได้เก็บความร้อนไว้ก่อนหน้านี้แล้วและนั่นจะช่วยทำให้ประสิทธิภาพของระบบดีขึ้น ดังนั้นการเพิ่มความหนาของลูกสูบดิสเพลสเซอร์จึงเป็นการเพิ่มตัวช่วยในการกักเก็บและให้ความร้อนแก่สารทำงาน แต่ขณะเดียวกันการที่สารทำงานไหลผ่านวัสดุพอรุนจะเกิดการสูญเสียในรูปของความดันเกิดขึ้น นั่นทำให้การที่สารทำงานจะต้องผ่านวัสดุพอรุนนี้ด้วยความหนาที่มากขึ้นก็จะมี การสูญเสียมากขึ้นตามไปด้วยเช่นเดียวกัน ซึ่งสามารถส่งผลถึงกำลังที่จะสามารถสร้างได้ลดลง

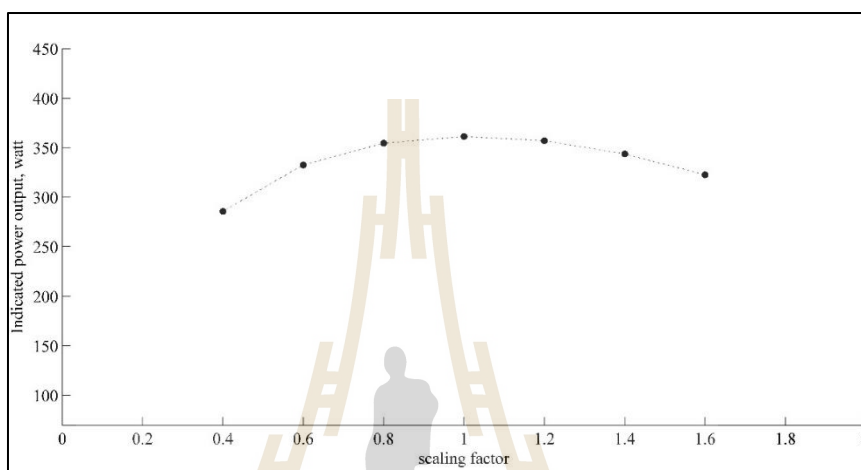


รูปที่ 4.7 การเปลี่ยนแปลงของกำลังเครื่องยนต์ที่แปรผันต่อความหนาของลูกสูบดิสเพลสเซอร์

จากรูปที่ 4.7 ผลกระทบเนื่องจากการเปลี่ยนแปลงความหนาของลูกสูบดิสเพลสเซอร์ มีค่าสูงที่สุดที่ Scaling Factor 1 นั่นคือค่าที่ถูกประเมินว่าเหมาะสมแล้ว การเปลี่ยนแปลงมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วเนื่องการเป็นการเพิ่มความสามารถในการเก็บกักความร้อน แต่เมื่อพิจารณาช่วงหลังจาก 1 แนวโน้มกลับลดลง

#### 4.3.4 การเปลี่ยนแปลงระยะชักของลูกสูบดิสเพลสเซอร์

ระยะชักของลูกสูบดิสเพลสเซอร์มีผลต่อปริมาตรทั้งหมดของสารทำงานภายใน เนื่องจากหากมีการเพิ่มขึ้นของระยะชัก ความสูงของเครื่องยนต์ก็จะสูงตามไปด้วย ในทางตรงกันข้ามหากลดระยะชักลงโดยยังคงจะต้องให้มี Dead Volume ให้น้อยที่สุด นั่นทำให้ความสูงของตัวเครื่องยนต์ลดลงตามระยะชักและนำไปสู่ปริมาตรภายในเครื่องยนต์ที่ลดลงด้วย



รูปที่ 4.8 การเปลี่ยนแปลงของกำลังเครื่องยนต์ที่แปรผันต่อระยะชักของลูกสูบดิสเพลสเซอร์

จากรูปที่ 4.8 จะเห็นได้ว่าค่ากำลังสูงสุดอยู่ที่ค่าที่ได้จากการประเมิน ซึ่งแนวโน้มมีความใกล้เคียงกันทั้งในช่วงแรกที่มีการเพิ่มขึ้นด้วยอัตราที่ไม่สูงมาก ในขณะที่เดียวกันก็มีอัตราการลดลงของกำลังที่ใกล้เคียงกับช่วงแรก และจะเห็นได้ว่าการเปลี่ยนแปลงระยะชักของลูกสูบดิสเพลสเซอร์มีผลกระทบต่อกำลังเครื่องยนต์น้อยที่สุดในตัวแปรที่พิจารณาทั้ง 4 ตัว

#### 4.4 ผลการวิเคราะห์หาค่าที่เหมาะสมของตัวแปรเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

การวิเคราะห์ผลกระทบต่อเครื่องยนต์ของการเปลี่ยนแปลงตัวแปรต่าง ๆ ในหัวข้อที่ 4.2 จะเห็นได้ว่าแม้การเปลี่ยนแปลงตัวแปรหนึ่งให้มีค่าผลลัพธ์ที่ดีขึ้นแต่กลับกันการเปลี่ยนแปลงมีผลต่อตัวแปรอื่น ๆ ในระบบด้วย และอาจส่งผลเสียต่อระบบแทนได้เช่นกัน ผลการวิเคราะห์โดยใช้วิธีเชิงพันธุกรรมประกอบกับการวิเคราะห์ด้วยสมการทางเทอร์โมไดนามิกส์ เพื่อหาค่าที่เหมาะสมแสดงดังต่อไปนี้

ตารางที่ 4.1 ค่าตัวแปรเครื่องยนต์ที่ได้จากการวิเคราะห์หาค่าเหมาะสม

ค่าเหมาะสมของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง				
แหล่งอุณหภูมิความร้อน (องศาเซลเซียส)		100	500	1,000
Operating Pressure 1 bar	ระยะชักลูกสูบกำลัง (เมตร)	0.266	0.299	0.299
	เส้นผ่านศูนย์กลางของลูกสูบกำลัง (เมตร)	0.050	0.094	0.129
	ระยะชักลูกสูบดิสเพลสเซอร์ (เมตร)	0.220	0.136	0.207
	ความหนาลูกสูบดิสเพลสเซอร์ (เมตร)	0.062	0.069	0.058
Operating Pressure 2 bar	ระยะชักลูกสูบกำลัง (เมตร)	0.283	0.299	0.299
	เส้นผ่านศูนย์กลางของลูกสูบกำลัง (เมตร)	0.045	0.085	0.124
	ระยะชักลูกสูบดิสเพลสเซอร์ (เมตร)	0.199	0.110	0.172
	ความหนาลูกสูบดิสเพลสเซอร์ (เมตร)	0.113	0.096	0.092
Operating Pressure 3 bar	ระยะชักลูกสูบกำลัง (เมตร)	0.286	0.299	0.299
	เส้นผ่านศูนย์กลางของลูกสูบกำลัง (เมตร)	0.045	0.079	0.120
	ระยะชักลูกสูบดิสเพลสเซอร์ (เมตร)	0.166	0.100	0.150
	ความหนาลูกสูบดิสเพลสเซอร์ (เมตร)	0.163	0.109	0.123

จากตารางที่ 4.1 การวิเคราะห์หาค่าของตัวแปรที่เหมาะสมจะพิจารณาแยกในอีก 9 กรณี คือ พิจารณาการเปลี่ยนแปลงแหล่งอุณหภูมิความร้อน 3 แหล่งความร้อน โดยในแต่ละแหล่งอุณหภูมิ พิจารณาผลของการเพิ่มความดันในกระบอกสูบเข้าไปภายในเครื่องยนต์ด้วยอีกอย่างละ 3 ค่า โดยในแต่ละแหล่งอุณหภูมิความร้อนแต่ละแหล่งจะถูกกำหนดความเร็วรอบในการพิจารณาแตกต่างกัน ทำการวิเคราะห์จากความเร็วรอบที่ให้กำลังสูงสุด ณ แหล่งอุณหภูมิความร้อนนั้น โดยที่ยังไม่ได้หาค่าเหมาะสม ซึ่งที่แหล่งอุณหภูมิความร้อน 100, 500 และ 1,000 องศาเซลเซียส มีความเร็วรอบพิจารณาที่ 20, 200 และ 280 รอบต่อนาที ตามลำดับ จากการพิจารณาในหัวข้อที่ 4.2 จะเห็นได้ว่าการเปลี่ยนแปลงของลูกสูบกำลังมีผลกระทบต่อกำลังของเครื่องยนต์เป็นอย่างมากทั้งระยะชักและเส้นผ่านศูนย์กลาง

เมื่อพิจารณาที่แหล่งอุณหภูมิ 100 องศาเซลเซียส ระยะชักจะยาวเพิ่มมากขึ้น เพื่อให้สารทำงานภายในสร้างงานได้มากขึ้น ในขณะที่เส้นผ่านศูนย์กลางมีการลดขนาดลงจากเดิมของเครื่องยนต์ต้นแบบเล็กน้อย เนื่องจากที่แหล่งอุณหภูมินี้ความสามารถของการขยายตัวของสารทำงานมีจำกัด จึงจำเป็นต้องรักษาปริมาตรภายในเครื่องยนต์ให้เหมาะสมในขณะเดียวกันด้วย เมื่อแหล่งพลังงานความร้อนมีค่าสูงขึ้นเป็น 500 และ 1,000 องศาเซลเซียส ระบบจะสามารถทำให้

สารทำงานมีอุณหภูมิสูงขึ้น สารทำงานมีสามารถในการขยายตัวเพื่อสร้างงานได้มากขึ้นส่งผลให้การขยายของลูกสูบกำลังเพิ่มขึ้นตามมาด้วย จะเห็นได้ว่าระยะชักยี่ค้อออกจนถึงค่าขอบเขตที่ตั้งเอาไว้ในตอนต้น และยังสามารถขยายเส้นผ่านศูนย์กลางเพิ่มขึ้นเช่นกัน โดยแนวโน้มการขยายตัวของลูกสูบกำลังมีลักษณะเหมือนกันไม่ว่าการเพิ่มความดันในกระบอกสูบภายในเครื่องยนต์จะอยู่ที่ 2 และ 3 บาร์

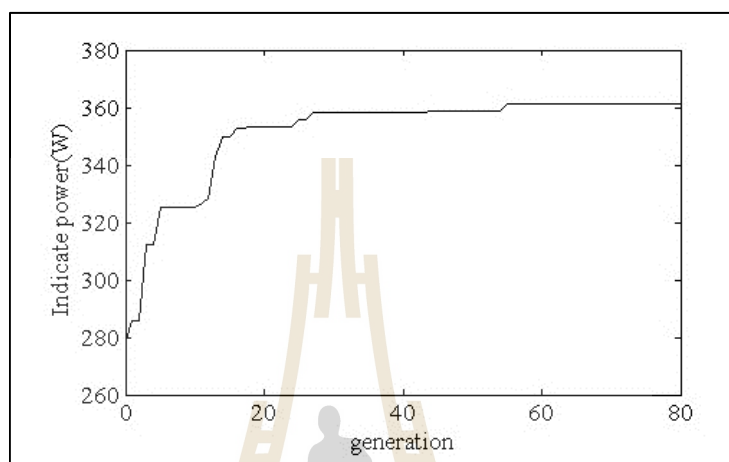
ขณะเดียวกันค่าที่เหมาะสมของความหนาลูกสูบดิสเพลสเซอร์ เมื่อพิจารณาอุณหภูมิของความดันที่เพิ่มขึ้นภายในระบบหมายถึงมวลของสารทำงานที่เพิ่มมากขึ้น ความสามารถในการสร้างงานก็เพิ่มสูงขึ้นในขณะเดียวกันก็ต้องการพลังงานที่มากขึ้นด้วย ซึ่งหากพื้นที่รับความร้อนคงที่ก็จำเป็นจะต้องเพิ่มความหนาของลูกสูบดิสเพลสเซอร์ เพื่อให้มีความสามารถในการกักเก็บและถ่ายเทพลังงานความร้อนให้สารทำงานได้มากขึ้นด้วย ส่วนระยะชักของลูกสูบดิสเพลสเซอร์นั้นจากการวิเคราะห์ก่อนหน้านี้พบว่า เป็นเป็นตัวแปรที่ส่งผลกระทบต่อกำลังเครื่องยนต์น้อยที่สุด ซึ่งการเปลี่ยนแปลงระยะชักมีผลต่อการเปลี่ยนแปลงปริมาตรสารทำงานในเครื่องยนต์ ดังนั้นระยะชักของลูกสูบดิสเพลสเซอร์จึงเป็นเสมือนตัวแปรที่ปรับตามตัวแปรทั้ง 3 ก่อนหน้านี้ เพื่อให้เกิดปริมาตรสารทำงานภายในเครื่องยนต์ที่เหมาะสม

ตารางที่ 4.2 ผลลัพธ์การประเมินกำลังและประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์

Operating Pressure	แหล่งอุณหภูมิความร้อน (องศาเซลเซียส)		
	100	500	1,000
1	0.634 W	74.410 W	395.850 W
	2.44 %	8.54 %	17.23 %
2	0.886 W	95.890 W	524.000 W
	2.29 %	8.19 %	13.89 %
3	1.072 W	110.860 W	605.870 W
	2.37 %	7.93 %	13.52 %

การเปรียบเทียบมีจุดประสงค์เพื่อหาเครื่องยนต์ที่สามารถสร้างกำลังให้ได้มีค่าสูงที่สุดซึ่งแสดงดังตารางที่ 4.2 จะเห็นได้ว่า เครื่องยนต์ที่สามารถให้กำลังได้สูงที่สุดคือเครื่องยนต์ที่ทำงานบนแหล่งอุณหภูมิ 1,000 องศาเซลเซียสที่การเพิ่มความดันในกระบอกสูบ 3 บาร์ ขนาดเครื่องยนต์มีระยะชักลูกสูบกำลัง, เส้นผ่านศูนย์กลางลูกสูบกำลัง, ความหนาลูกสูบดิสเพลสเซอร์และระยะชักลูกสูบดิสเพลสเซอร์ คือ 0.298 เมตร, 0.120 เมตร, 0.123 เมตร และ 0.150 เมตร ตามลำดับ ซึ่งความยาว

ของระยะชักลูกสูบกำลังนั้นไม่เหมาะสมกับการสร้างจริงในทางปฏิบัติ เพื่อให้เกิดความเหมาะสมต่อการพิจารณามากยิ่งขึ้น จึงเพิ่มการหาค่าความเหมาะสมใหม่อีกครั้งโดยกำหนดขอบเขตของระยะชักลูกสูบกำลังมีค่าขอบเขตบน คือ 0.1 เมตร เมื่อทำการประเมินใหม่จะได้ขนาดของเครื่องยนต์ดังตารางที่ 4.3 และค่ากำลังสูงสุดในแต่ละรุ่นการคำนวณได้ผลลัพธ์แสดงดังรูปที่ 4.9



รูปที่ 4.9 ผลลัพธ์ของกำลังที่ประเมินได้สูงที่สุดในแต่ละรุ่นโครโมโซม

ตารางที่ 4.3 ผลลัพธ์การประเมินค่าตัวแปรที่เหมาะสมเมื่อกำหนดขอบเขตใหม่

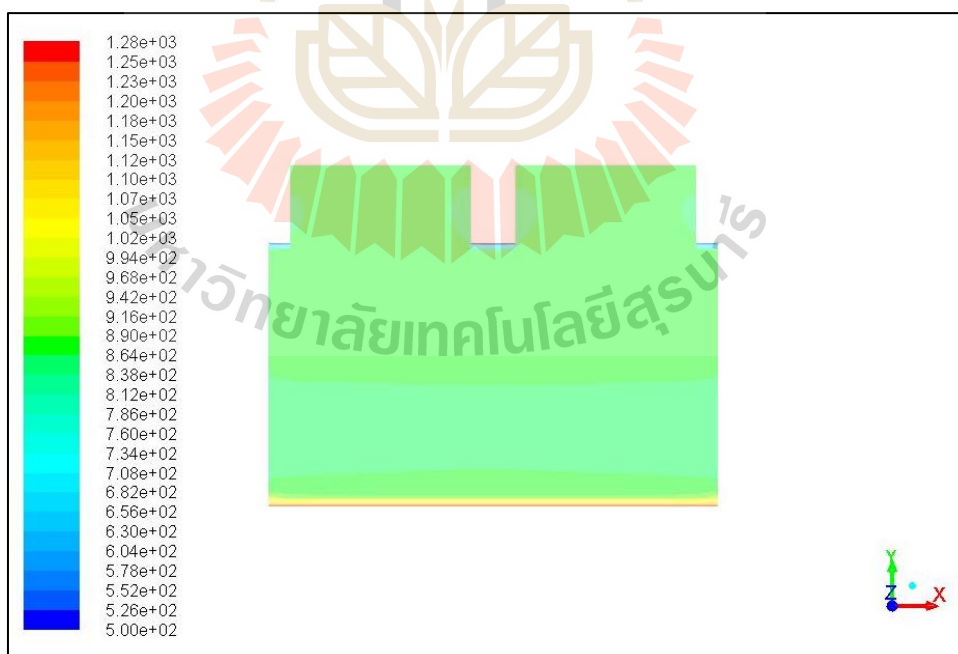
แหล่งอุณหภูมิความร้อน (องศาเซลเซียส)		1,000
Operating Pressure 3 bar	ระยะชักลูกสูบกำลัง (เมตร)	0.099
	เส้นผ่านศูนย์กลางของลูกสูบกำลัง (เมตร)	0.129
	ระยะชักลูกสูบดิสเพลสเซอร์ (เมตร)	0.117
	ความหนาลูกสูบดิสเพลสเซอร์ (เมตร)	0.060
	กำลังเครื่องยนต์ (วัตต์)	361.29
	ประสิทธิภาพ (เปอร์เซ็นต์)	4.84

#### 4.5 ผลการวิเคราะห์เครื่องยนต์สเตอร์ลิงด้วย CFD จากค่าตัวแปรที่เหมาะสม

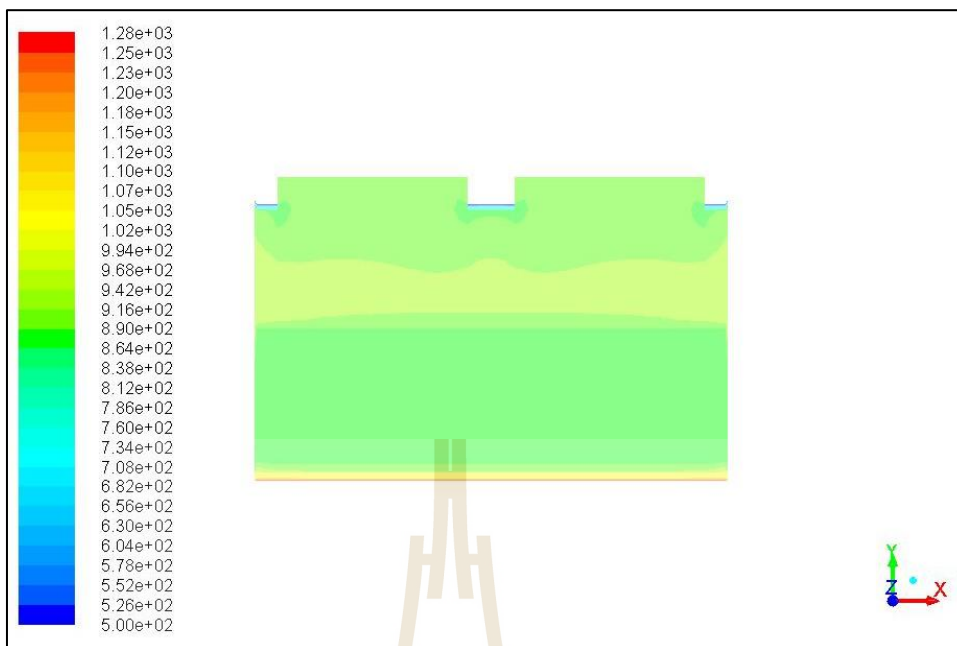
หลังจากการปรับขอบเขตและหาค่าเหมาะสมโดยการประเมินจากสมการเทอร์โมไดนามิกส์ การวิเคราะห์เครื่องยนต์ด้วย CFD จึงเป็นกระบวนการสุดท้าย เพื่อที่จะแสดงปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้น



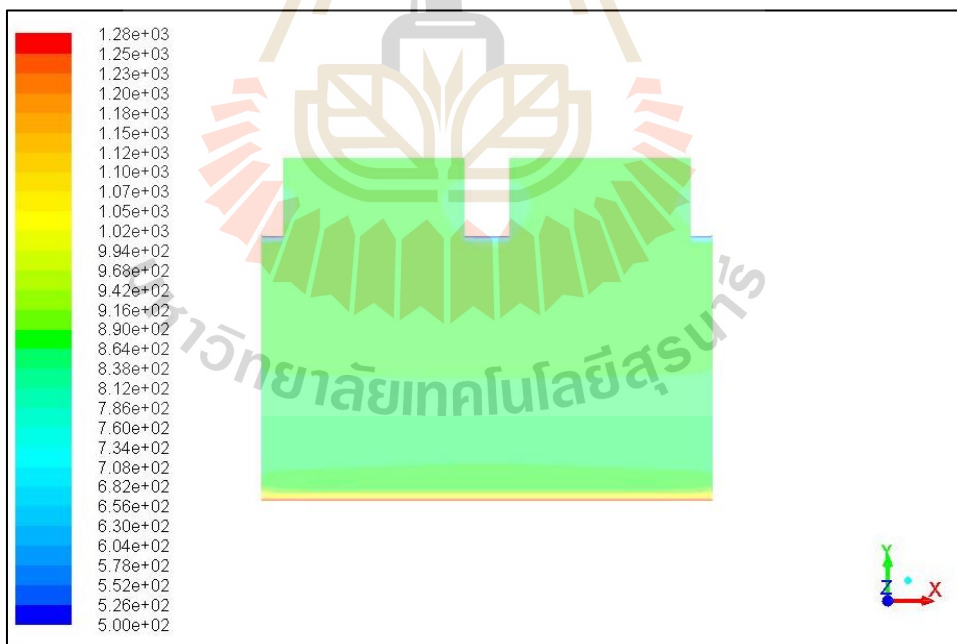
ภายในเครื่องยนต์และประเมินกำลังที่เครื่องยนต์สามารถสร้างได้ จากการวิเคราะห์ด้วย CFD พบว่าเครื่องยนต์สามารถให้กำลังได้ที่ 83.02 วัตต์ ที่ความเร็วรอบ 280 RPM ซึ่งจะเห็นได้ว่ามีค่าแตกต่างไปจากการประเมินด้วยสมการเทอร์โมไดนามิกส์ที่ประเมินไว้ 361.29 วัตต์ จะเห็นได้ว่าจากรูปที่ 4.10-4.13 เป็นการแสดงการกระจายตัวของอุณหภูมิสารทำงานภายในเครื่องยนต์ ณ ตำแหน่งมุมมองศาที่ 90, 180, 270 และ 360 องศา ตามลำดับ จากการกระจายตัวจะเห็นได้ว่าข้อแตกต่างเมื่อพิจารณาเปรียบเทียบกับผลการประเมินด้วยสมการเทอร์โมไดนามิกส์คือ ความสามารถในการแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งที่ผิวร้อนและผิวเย็น การประเมินด้วยสมการนั้นจะประเมินการถ่ายเทความร้อนโดยคิดสารทำงานเป็นเสมือนก้อนมวล การเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิที่เกิดขึ้นจะเปลี่ยนไปพร้อม ๆ กันทั้งก้อน ส่งผลให้การเพิ่มขึ้นหรือลดลงของความดันของสารทำงานก็มีการเปลี่ยนแปลงได้อย่างต่อเนื่อง ในขณะที่การถ่ายเทความร้อนภายในเครื่องยนต์นั้นเริ่มจากที่ผิวร้อนถ่ายเทไปสู่สารทำงานบริเวณชิดกับผิว แล้วความร้อนจะต้องอาศัยเวลาในการนำและพาความร้อน เพื่อให้ความร้อนกระจายสู่สารทำงานภายในอย่างทั่วถึง ในภาพจะสามารถเห็นได้ว่ามีความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิที่ใกล้ผิวร้อนและเย็นกับบริเวณอื่น ๆ ของสารทำงานอยู่ และเมื่อความร้อนไม่สามารถกระจายได้อย่างสม่ำเสมอ ความดันที่จะสามารถสร้างงานจะลดลง เครื่องยนต์จะสามารถสร้างกำลังได้น้อยลงเป็นผลตามมา



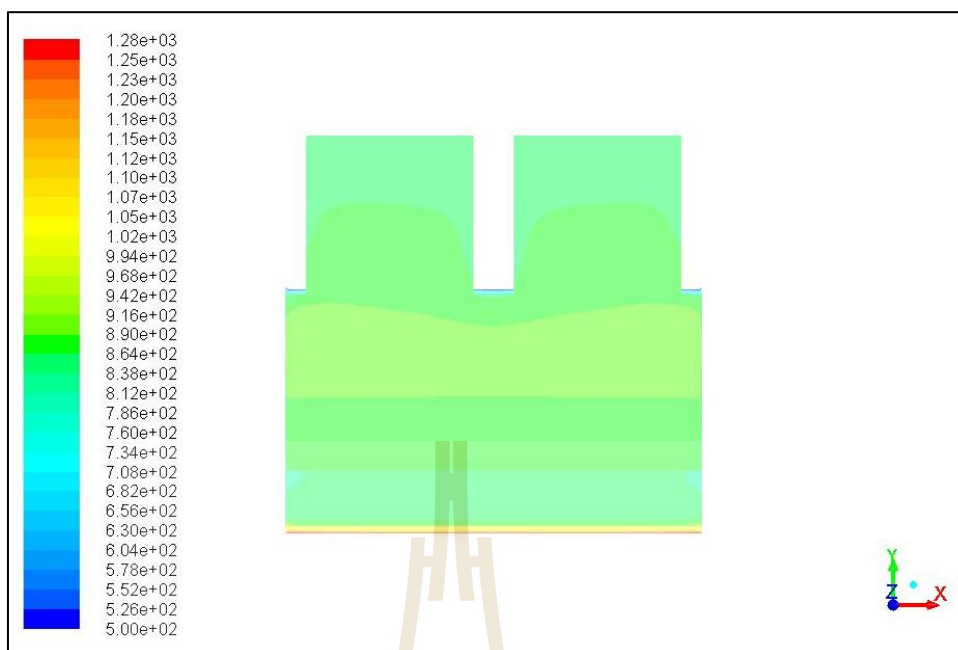
รูปที่ 4.10 การกระจายอุณหภูมิ (เคลวิน) ภายในเครื่องยนต์ ณ ตำแหน่ง 90 องศา



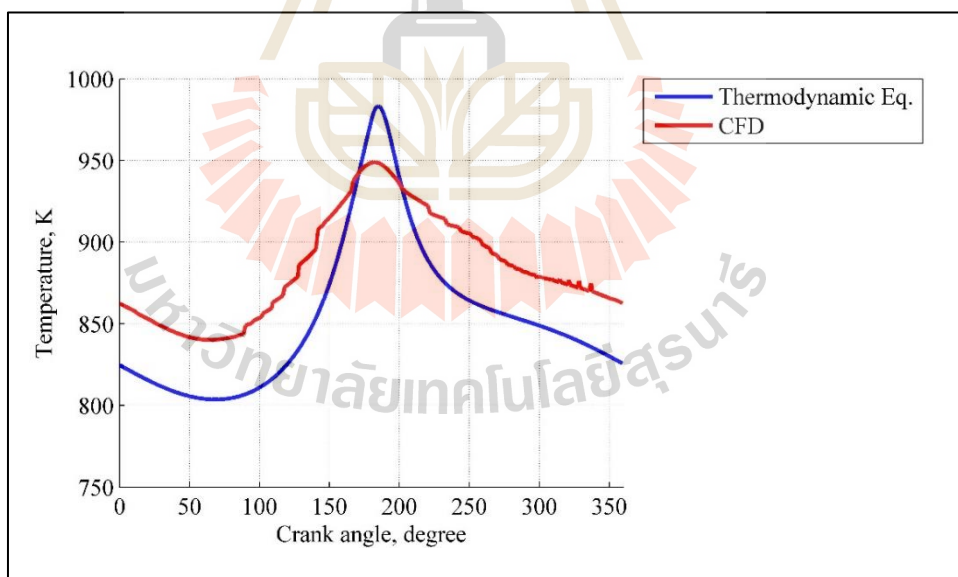
รูปที่ 4.11 การกระจายอุณหภูมิ (เคลวิน) ภายในเครื่องยนต์ ณ ตำแหน่ง 180 องศา



รูปที่ 4.12 การกระจายอุณหภูมิ (เคลวิน) ภายในเครื่องยนต์ ณ ตำแหน่ง 270 องศา



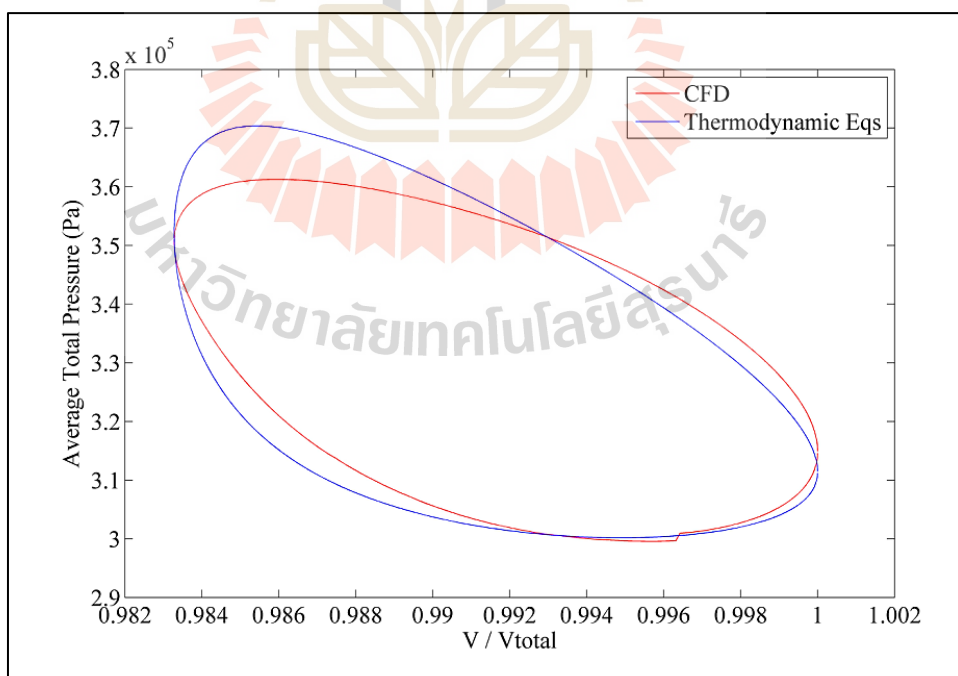
รูปที่ 4.13 การกระจายอุณหภูมิภายในเครื่องยนต์ ณ ตำแหน่ง 360 องศา



รูปที่ 4.14 การกระจายอุณหภูมิของสารทำงานในหนึ่งรอบวัฏจักร

จากรูปที่ 4.14 แสดงการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิสารทำงานภายในเปรียบเทียบกันระหว่างสมการเทอร์โมไดนามิกส์และ CFD จะเห็นได้ว่าอุณหภูมิเฉลี่ยในระบบจะอยู่ที่ประมาณ 890 เคลวิน

แต่ในการวิเคราะห์ด้วยสมการเทอร์โมไดนามิกส์จะเห็นว่าอุณหภูมิสารทำงานลดต่ำลงได้ถึง 805 เคลวิน และมีค่าสูงสุดถึง 980 เคลวิน แต่เมื่อพิจารณาการเปลี่ยนแปลงจาก CFD จะเห็นได้ว่า มีผลของการกระจายอุณหภูมิที่แตกต่างจากสมการเทอร์โมไดนามิกส์ ความร้อนที่ไม่สามารถถ่ายเทไปในสารทำงานอย่างทั่วถึงทำให้อุณหภูมิเฉลี่ยมีค่าต่ำสุด 840 เคลวิน และสูงสุดที่ 950 เคลวิน จะได้เห็นว่าช่วงกว้างของความแตกต่างอุณหภูมิที่เกิดขึ้นส่งผลต่อการเปลี่ยนแปลงความดันภายในเครื่องยนต์และส่งผลออกมาในรูปของกำลังเครื่องยนต์ที่ต่ำกว่าการประเมินจากสมการเทอร์โมไดนามิกส์หากพิจารณา ณ จุดสูงสุดของกราฟทั้งสองแล้ว พบว่าจุดสูงสุดของอุณหภูมิที่ประเมินด้วยสมการเทอร์โมไดนามิกส์นำหน้าจุดสูงสุดของ CFD อยู่เล็กน้อย สิ่งที่เกิดขึ้นถูกเรียกว่า “Phase Shift” เนื่องจากในกระบวนการวิเคราะห์ทางเทอร์โมไดนามิกส์อยู่บนการวิเคราะห์ด้วย Quasi-Steady กล่าวคือ การวิเคราะห์การเปลี่ยนแปลงในทุก ๆ ลำดับการคำนวณจะพิจารณาว่าอยู่ในสภาวะคงตัวแล้ว แต่ในขณะที่การวิเคราะห์ด้วย CFD การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิจะมีการเปลี่ยนแปลงไปอย่างต่อเนื่องและไม่ใช่ค่าที่สภาวะคงตัวในทุก ๆ ลำดับการคำนวณทำให้การประเมินด้วยสมการเทอร์โมไดนามิกส์จะมีการเปลี่ยนแปลงของระบบเร็วกว่าการประเมินด้วย CFD และส่งผลต่อการเปลี่ยนแปลงในระบบและต่อเนื่องไปยังการประเมินกำลังเครื่องยนต์ที่ได้อีกด้วย



รูปที่ 4.15 การกระจายความดันของสารทำงานในหนึ่งรอบวัฏจักร

จากรูปที่ 4.15 สืบเนื่องมาจากการกระจายของอุณหภูมิที่เกิดขึ้นเมื่อนำมาเปรียบเทียบกับ การกระจายตัวของความดันภายในเครื่องยนต์ แสดงให้เห็นในทิศทางเดียวกัน นั่นคือการกระจาย สูงที่สุดของความดันที่ประเมินได้จากสมการเทอร์โมไดนามิกส์มีค่าสูงกว่าการประเมินที่ได้ จาก CFD และการพิจารณาถึงงานและกำลังที่เครื่องยนต์ทำได้ก็สามารถพิจารณาโดยดูจากพื้นที่ ภายในกรอบวงรีของความดันและปริมาตร ซึ่งก็จะได้ว่ากำลังที่เกิดขึ้นจากการประเมินด้วยสมการ เทอร์โมไดนามิกส์จะมีค่าที่สูงกว่าเนื่องจากการกระจายของความดันที่สูงกว่า



## บทที่ 5

### บทสรุปและข้อเสนอแนะ

#### 5.1 สรุปผลการวิจัย

วิทยานิพนธ์นี้นำเสนอการวิเคราะห์หาขนาดที่เหมาะสมของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดผลต่างอุณหภูมิต่ำแบบแกมมาสำหรับแหล่งพลังงานในประเทศไทย เพื่อประเมินความสามารถของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงบนแหล่งอุณหภูมิความร้อนระดับต่ำ, ระดับกลาง และระดับสูง รวมถึงการเปลี่ยนแปลงความดันภายในกระบอกสูบ โดยมีรายละเอียดดังนี้

1. ตรวจสอบความถูกต้องของวิธีการประเมินเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดผลต่างอุณหภูมิต่ำแบบแกมมา ณ จุดกำลังสูงสุด สมการเทอร์โมไดนามิกส์ประเมินได้ 1.25 วัตต์ มีความคลาดเคลื่อนอยู่ที่ +31 เปอร์เซ็นต์ และการประเมินจาก CFD ได้ 1.20 วัตต์ โดยมีค่าความคลาดเคลื่อนอยู่ที่ +23.8 เปอร์เซ็นต์ เทียบกับการทดสอบของ Bancha Kongtragool และ Somchai Wongwises (2007)

2. การประเมินด้วย CFD ณ จุดกำลังสูงสุดกรณีเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดเบต้าบนเงื่อนไขขอบเขตแบบอุณหภูมิคงที่ส่งผลทำให้เกิดความร้อนสูญเสียที่ผิวด้านข้าง ซึ่งต่างไปจากกรณีเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดผลต่างอุณหภูมิต่ำแบบแกมมาที่เป็นอะเดียแบติก ทำให้การประเมินกำลังได้ต่ำกว่าการทดสอบของ F. Aksoy และ C. Cinar (2013) -11.6 เปอร์เซ็นต์

3. จากการประเมินด้วยสมการเทอร์โมไดนามิกส์ ณ จุดกำลังสูงสุด ผลลัพธ์ค่าเหมาะสมของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงภายใต้แหล่งอุณหภูมิความร้อนต่ำและไม่มีการเพิ่มความดันกระบอกสูบคือ 0.634 วัตต์ โดยมีขนาดระยะชักลูกสูบกำลังเพิ่มขึ้นเป็น 0.266 เมตร, เส้นผ่านศูนย์กลางลูกสูบกำลังลดลงเหลือ 0.050 เมตร, ความหนาลูกสูบดิสเพลสเซอร์ลดลงเหลือ 0.062 เมตร และระยะชักลูกสูบดิสเพลสเซอร์เพิ่มขึ้นเป็น 0.220 เมตร

4. จากการประเมินด้วยสมการเทอร์โมไดนามิกส์ การเพิ่มอุณหภูมิแหล่งความร้อนส่งผลต่อการขยายระยะชักและเส้นผ่านศูนย์กลางลูกสูบกำลัง เพื่อให้สามารถทำงานสร้างงานได้เพิ่มขึ้น ขณะที่การเพิ่มความดันกระบอกสูบส่งผลต่อการขยายระยะชักและความหนาลูกสูบดิสเพลสเซอร์ เพื่อเพิ่มความสามารถในการกักเก็บความร้อน เมื่อประเมินร่วมกับวิธีการเชิงพันธุกรรมผลลัพธ์ค่าเหมาะสมของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่ได้เมื่อพิจารณากำลังสูงสุดคือ ระยะชักลูกสูบกำลังเพิ่มขึ้นเป็น 0.099 เมตร, เส้นผ่านศูนย์กลางลูกสูบกำลังขยายกว้างขึ้นเป็น 0.129 เมตร, ความหนาลูกสูบดิสเพลสเซอร์ลดลงเหลือ 0.060 เมตร และระยะชักลูกสูบดิสเพลสเซอร์เพิ่มขึ้นเป็น 0.117 เมตร

5. การประเมินเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดผลต่างอุณหภูมิต่ำแบบแกมมาที่ค่าตัวแปรเหมาะสม การประเมินด้วยสมการเทอร์โมไดนามิกส์ได้ 361.29 วัตต์ และ CFD ได้ 83.02 วัตต์ เกิดความคลาดเคลื่อนเท่ากับ 334.93 เปอร์เซ็นต์ เนื่องจากสมการเทอร์โมไดนามิกส์ส่วนหนึ่งได้จากการทดลองซึ่งไม่สามารถอธิบายปรากฏการณ์ที่ซับซ้อนได้เพียงพอ ต่างจาก CFD ที่ครอบคลุมปรากฏการณ์ที่ซับซ้อนจากสมการการไหลในสามมิติ รวมถึงเงื่อนไขการประเมินที่เกินขอบเขตของสมการจากการทดลองทั้งอุณหภูมิที่สูงและขนาดเครื่องยนต์ที่ใหญ่ขึ้นคงคลังเลือด

## 5.2 ข้อเสนอแนะ

1. เครื่องยนต์ต้นแบบที่นำมาวิเคราะห์ที่เหมาะสมสำหรับการทำงานที่แหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำสำหรับแหล่งความร้อนอุณหภูมิที่สูงขึ้น ควรพิจารณาเลือกประเภทเครื่องยนต์อื่นที่มีรูปแบบเครื่องยนต์และวิธีการถ่ายเทความร้อนในลักษณะที่เหมาะสมกับแหล่งความร้อนนั้น เช่น เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดเบต้า เป็นต้น เพื่อให้เพิ่มความสามารถในการผลิตกำลังได้อย่างมีประสิทธิภาพมากขึ้น
2. การหาสมการการถ่ายเทความร้อนสำหรับการประเมินทางเทอร์โมไดนามิกส์ เพื่อนำมาประเมินการถ่ายเทความร้อนที่มีความแม่นยำยิ่งขึ้น โดยเฉพาะหากพิจารณาในกรณีอุณหภูมิสูงจะส่งผลให้การประเมินความสามารถในการส่งผ่านความร้อนของสารทำงานภายในเครื่องยนต์มีความผิดพลาดสูงขึ้น
3. การประเมินด้วย CFD สามารถเพิ่มการวิเคราะห์ที่เกี่ยวข้องกับการถ่ายเทความร้อนผ่านตัววัสดุของเครื่องยนต์ได้ โดยพิจารณาในลักษณะของการถ่ายเทความร้อนด้วยการนำความร้อนในเนื้อของแข็ง เพื่อให้ระบบใกล้เคียงกับเครื่องยนต์ทดสอบมากยิ่งขึ้น รวมถึงเพิ่มความสามารถในการประเมินการเยื้องของตำแหน่งการเกิดค่าสูงสุด (Phase Shift) ของระบบที่เกิดขึ้นได้อีกด้วย
4. การเพิ่มกำลังของเครื่องยนต์สามารถทำได้โดยการเพิ่มความดันในกระบอกสูบ ซึ่งในขณะเดียวกันก็ต้องพิจารณาการสร้างในทางปฏิบัติด้วย เนื่องจากจะต้องมีการป้องกันการรั่วของสารทำงานออกสู่สิ่งแวดล้อม

## รายการอ้างอิง

- กรมทรัพยากรน้ำบาดาล. การเจาะสำรวจแหล่งน้ำพุร้อนและประเมินศักยภาพ. ว่างรายงานฉบับ  
สมบูรณ์การเจาะสำรวจแหล่งน้ำพุร้อน. (2559).
- ปราโมทย์ เดชะอำไพ. (2555). พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณด้วยระเบียบวิธีไฟต์เอลิเมนต์และ  
ไฟไนต์วอลุ่ม. พิมพ์ครั้งที่ 8. กรุงเทพฯ: สำนักพิมพ์แห่งจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย.
- วุฒิชัย กปิลกาญจน์. (2528). กลไกและพลศาสตร์ของเครื่องจักรกล. พิมพ์ครั้งที่ 1. กรุงเทพฯ: ฟิสิกส์  
เซ็นเตอร์ การพิมพ์.
- สุจินต์ บุรีรัตน์. (2556). การหาค่าเหมาะสมที่สุดของระบบทางวิศวกรรมเครื่องกล เล่ม 1. พิมพ์ครั้งที่ 1.  
ขอนแก่น: โรงพิมพ์มหาวิทยาลัยขอนแก่น.
- Alfred Schock. (1978). Nodal analysis of Stirling cycle devices. Fairchild Space and Electronics  
Company, Germantown, Maryland.
- ANSYS FLUENT 12.0. (2009). **Continuity and Momentum Equations**. Retrieved April, 1<sup>st</sup> 2019.  
Available from: <http://www.afs.enea.it>.
- ANSYS FLUENT 12.0. (2009). **Heat Transfer Theory**. Retrieved April, 1st 2019. Available from:  
<http://www.afs.enea.it>.
- Bancha Kongtragool and Somchai Wongwises. (2003). **A review of solar powered Stirling  
engines and low temperature differential Stirling engine**. Renewable and Sustainable  
Energy Reviews, 7:131-154.
- Bancha Kongtragool and Somchai Wongwises. (2007). **Performance of low-temperature  
differential Stirling engines**. Renewable Energy, 32:547-566.
- Bancha Kongtragool and Somchai Wongwises. (2007). **Performance of a twin power piston low  
temperature differential Stirling engine powered by a solar simulator**. Solar Energy.  
81:884-895.
- Bancha Kongtragool and Somchai Wongwises. (2008). **A four power-piston low-temperature  
differential Stirling engine using simulated solar energy as a heat source**. Solar Energy.  
82:493-500.



- Benedikt Hoegel. (2014). **Thermodynamics-based design of stirring engines for low-temperature heat sources**. University of Canterbury.
- Chin-Hsiang Cheng and Hang-Suin Yang. (2012). **Optimization of geometrical parameters for Stirling engines based on theoretical analysis**. Applied Energy. 92:395-405.
- D.G. Thombarea and S.K. Verma. (2008). **Technological development in the Stirling cycle engines**. Renewable and Sustainable Energy Reviews. 12 :1-38.
- F. Aksoy and C. Cinar. (2013). **Thermodynamic analysis of a beta-type stirling engine with rhombic drive mechanism**. Energy Conversion and Management. 75: 319-324.
- Fluent User's Guide Manual, ANSYS Inc. (2006). **Porous Media Conditions** [Online]. Available from: <https://www.afs.enea.it>.
- G. Walker. (1980). **Stirling engines**. Clarendon Press.
- Halit Karabulut et al. (2009). **An experimental study on the development of a b-type Stirling engine for low and moderate temperature heat sources**. Applied Energy. 86: 68-73.
- Hojjatollah Damirchi et al. (2016). **Micro Combined Heat and Power to provide heat and electrical power using biomass and Gamma-type Stirling engine**. Applied Thermal Engineering. 103:1460-1469.
- J.R. Senft. (1996). **An introduction to low temperature differential stirling engines**. Moriya Press
- Kai Wang et al. (2016). **Stirling cycle engines for recovering low and moderate temperature heat: A review**. Renewable and Sustainable Energy Reviews.62:89-108.
- Krongkaew Laohalidanond, Palita Chaiyawong and Somrat Kerdsuwana. (2015). **Status of using biomass gasification for heat and power in Thailand**. Energy Procedia. 79:385-390.
- Kwanchai Kraitong. (2012). **Numerical modeling and design optimization of Stirling engines for power production**. University of North Umbria at Newcastle.
- Pierre Gadonneix et al. (2013). **World Energy Resources**. World Energy Council Registered in England and Wales,
- Wen-Lih Chen, Yu-Ching Yang and Jose Leon Salazar. (2015). **A CFD parametric study on the performance of a low-temperature differential gamma-type stirling engine**. Energy Conversion and Management. 106:635-643

- Wen-Lih Chen, King-Leung Wong and Yu-Feng Chang. (2014). **A computational fluid dynamics study on the heat transfer characteristics of the working cycle of a low-temperature differential gamma-type Stirling engine.** International Journal of Heat and Mass Transfer. 75:145-155
- Senft, J. R. (1995). **An Introduction to Stirling Engines.** River Falls, Wisconsin.
- Makoto T., Iwao Y. and Fumitake C. (1990). **Flow and the Heat Transfer Characteristic Stirling Engine Regenerator in an Oscillating Flow.** JSME international journal, Ser. 2, Fluids engineering, heat transfer, power, combustion, thermophysical properties. 33:283-289.
- Ministry of energy. (2012). **Biomass Database Potential in Thailand** [Online]. Available from: <http://weben.dede.go.th>.
- Nattaporn Chaiyat, Chatchawan Chaychana and Fongsaward S Singharajwarapan. (2014). **Geothermal energy potentials and technologies in Thailand.** Renewable Energy Applied.
- R. Ben-Mansour, A. Abuelyamen and Esmail M.A. Mokheimer. (2017). **CFD analysis of radiation impact on Stirling engine performance.** Energy Conversion and Management. 152: 354-365.
- S. Alfarawi, R. AL-Dadah and S. Mahmoud. (2016). **Influence of phase angle and dead volume on gamma type Stirling engine power using CFD simulation.** Energy Conversion and Management. 124: 130-140.
- S. Janjai, J. Laksanaboonsong and T. Seesaard. (2011). **Potential application of concentrating solar power system for generation of electricity in Thailand.** Applied energy. 88: 4960-4967.
- Tamrat Abishu Gelu. (2014). **Analysis of Stirling engine and comparison with other technologies using low temperature heat sources.** Tecnico Lisboa.
- U.S. Department of energy. (2008). **Waste heat recovery : Technology and Opportunities in U.S. Industry** [Online]. Available from: <https://www1.eere.energy.gov>.

ภาคผนวก ก

บทความทางวิชาการที่ได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่ในระหว่างศึกษา

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

## รายชื่อบทความวิชาการที่ได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่ในระหว่างศึกษา

ณัฐกิจ ทองดี และชโลธร ธรรมแท้ (2559). การวิเคราะห์ทางเทอร์โมไดนามิกส์เพื่อหาขนาดที่เหมาะสมของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมาที่ทำงานบนแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำคงที่. การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 30 (ME-NETT) 5-8 กรกฎาคม 2559 จังหวัดสงขลา

ณัฐกิจ ทองดี และชโลธร ธรรมแท้ (2562). การวิเคราะห์ด้วยพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณเพื่อหาผลกระทบเนื่องจากการอัดความดันภายในเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดเบต้าที่ทำงานบนแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำคงที่. วารสารวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่

Nattakit Tongdee, Mongkhon Jandakaew, Teetut Dolwichai and Chalothorn Thumthae (2017). Thermodynamics analysis for optimal geometrical parameters and influence of heat sink temperature of Gamma-configuration Stirling engine. Energy Procedia. 105: 1782-1788.

การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 30  
5-8 กรกฎาคม 2559 จังหวัดสงขลา



การวิเคราะห์ทางเทอร์โมไดนามิกส์เพื่อหาขนาดที่เหมาะสมของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมาที่  
ทำงานบนแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำค้างที่  
Thermodynamics analysis for optimal parameters of Gamma-Stirling engine with  
low temperature heat source

ณัฐกิจ ทองดี<sup>1</sup>, ชโลธร ธรรมแท้<sup>2</sup>

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี  
111 ถนนมหาวิทยาลัย ต.สุรนารี อ.เมือง นครราชสีมา 30000

<sup>1</sup>E-mail: nattakit\_td@hotmail.com \*, เบอร์โทรศัพท์: 0-4422-4410, เบอร์โทรสาร: 0-4422-4411

<sup>2</sup>E-mail: chalothorn@sut.ac.th , เบอร์โทรศัพท์: 0-4422-4556, เบอร์โทรสาร: 0-4422-4613

**บทคัดย่อ**

ปัจจุบันพลังงานหมุนเวียน(Renewable energy) เป็นแหล่งพลังงานที่กำลังถูกให้ความสนใจอย่างมากเพื่อนำมาเปลี่ยนรูปแล้วสามารถนำมาใช้ให้เกิดประโยชน์ต่อมนุษย์ได้เป็นอย่างมาก หนึ่งในแหล่งพลังงานนั้น คือ แหล่งพลังงานความร้อนใต้พิภพ ในการศึกษาครั้งนี้จึงเป็นการศึกษาหาขนาดที่เหมาะสมของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมาที่สามารถทำงานภายใต้แหล่งพลังงานความร้อนใต้พิภพในประเทศไทย โดยใช้การวิเคราะห์ทางเทอร์โมไดนามิกส์บนโปรแกรม MATLAB โดยอยู่ภายใต้แหล่งอุณหภูมิความร้อนคงที่ที่ 80 องศาเซลเซียสและแหล่งระบายความร้อนคงที่ที่ 34 องศาเซลเซียส ซึ่งพิจารณาที่ความเร็วรอบ 1, 2, 3 และ 4 RPM โดยพิจารณาจากการนำอัตราส่วนขยายคูณเข้ากับตัวแปรของเครื่องยนต์ต้นแบบ เพื่อจะหาค่าของ เส้นผ่านศูนย์กลางของ displacer, ระยะชักของลูกสูบกำลัง, ระยะชักของ displacer และ ความหนาของ regenerator ที่เหมาะสมที่ให้ค่า Power density สูงที่สุด จากการคำนวณจะพบว่าเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมาที่ทำงานบนรอบการทำงาน 4 RPM จะให้ Power density สูงที่สุดที่ 2.51 ( $w/m^3$ ) โดยมีค่าตัวแปรของ เส้นผ่านศูนย์กลางของ displacer, ระยะชักของลูกสูบกำลัง, ระยะชักของ displacer และ ความหนาของ regenerator คือ 1.44 เมตร, 0.29 เมตร, 0.21 เมตร และ 0.26 เมตร ตามลำดับ

**คำหลัก:** เครื่องยนต์สเตอร์ลิง, แหล่งอุณหภูมิความร้อนต่ำ, MATLAB

**Abstract**

Renewable energy is the most one of interesting energy source in the world. One of the renewable energy sources is geothermal energy. In this paper investigated optimal value of parameters of Stirling engine gamma configuration that can operate with geothermal heat source in Thailand. Thermodynamics equation, second-order mathematical modeling was use to predict indicated power output of engine under 80°C heat source and 34°C heat sink. Diameter of displacer, displacer stroke, power piston stroke and displacer thickness are considered. Investigate the highest Power density ( $w/m^3$ ) by changed scale factor and multiply parameters. The suitable engine operates at 4 RPM and gives maximum power density output 2.51  $w/m^3$



**Keywords:** Stirling engine, low temperature heat source, MATLAB.

### 1. บทนำ

ปัจจุบันการมองหาพลังงานทางเลือกที่เข้ามาแทนแหล่งพลังงานหลักอย่างน้ำมันกำลังเป็นที่สนใจและศึกษากันอย่างกว้างขวางเพื่อหาแหล่งพลังงานทางเลือกที่จะให้พลังงานได้ตามความต้องการที่เติบโตขึ้นทุกๆวันในปัจจุบัน แหล่งพลังงานหนึ่งที่มีความร้อนที่ไม่มีวันหมดคือ พลังงานความร้อนใต้พิภพ และนอกจากนี้ก็ยังมีความสนใจในพลังงานแสงอาทิตย์ เป็นต้น แหล่งพลังงานเหล่านี้ นอกจากจะมีอย่างไม่จำกัดแล้วยังไม่สร้างมลพิษเข้าสู่สิ่งแวดล้อมอีกด้วย นั่นทำให้มีการพัฒนาเทคโนโลยีที่จะเปลี่ยนพลังงานความร้อนไปเป็นพลังงานที่สามารถนำมาใช้ได้อย่างสะดวกขึ้น เช่น พลังงานไฟฟ้า หนึ่งในเทคโนโลยีนั้น คือ เครื่องยนต์สเตอร์ลิง โดยเครื่องยนต์สเตอร์ลิงจะเปลี่ยนพลังงานความร้อนไปเป็นพลังงานกลแล้วจึงสามารถเปลี่ยนพลังงานกลไปเป็นพลังงานไฟฟ้าที่สามารถนำไปใช้ได้ เครื่องยนต์สเตอร์ลิงจะสามารถทำงานโดยประกอบขึ้นจากชิ้นส่วนหลัก คือ ลูกสูบกำลัง (Power Piston), Displacer, อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนฝั่งร้อนและเย็น (Hot & Cold heat exchanger) และ Regenerator ซึ่งการทำงานได้จากสารทำงานที่บรรจุภายในเครื่องยนต์ถูกเหนี่ยวนำให้เคลื่อนที่โดย Displacer เพื่อให้รับความร้อนจากอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนฝั่งร้อนทำให้สารทำงานขยายตัวแล้วดันให้ลูกสูบกำลังเคลื่อนที่ แล้วสารทำงานจะเคลื่อนไปยังอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนฝั่งเย็นเพื่อนำความร้อนไปทิ้งและกลับมารับความร้อนใหม่เพื่อทำให้เป็นวัฏจักรอีกครั้งหนึ่ง โดย Regenerator จะทำหน้าที่ช่วยเก็บและปล่อยความร้อนให้สารทำงานเพื่อลดปริมาณความร้อนที่ต้องการจากแหล่งความร้อนทำให้สามารถเพิ่มประสิทธิภาพให้สูงขึ้นได้

B. Kongtragool and S. Wongwises [1] ทำการทดสอบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมา โดยอาศัยแหล่งพลังงานความร้อนจาก solar simulator ที่ความเข้มของ

แสงต่างกันเพื่อหาการตอบสนองการทำงานของเครื่องยนต์ต่อความเข้มแสงที่ได้

Hojjat Damirchi et al.[2] ได้ออกแบบเครื่องสเตอร์ลิงชนิดแกมมาเพื่อทำงานกับแหล่งพลังงานความร้อนจาก biomass ซึ่งจากผลการทดสอบจะแสดงให้เห็นว่าเครื่องยนต์สเตอร์ลิงมีความสามารถที่จะผลิตกระแสไฟฟ้าจาก biomass ได้และเป็นต้นแบบในการผลิตเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่สามารถผลิตกระแสไฟฟ้าได้เพื่อใช้ในแหล่งชนบท

Wen-Lih Chen et al.[3] ได้ทำการทดสอบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมาเพื่อหาตัวแปรของ regenerator ที่มีผลต่อกำลังที่ได้ โดยจากการทดสอบพบว่าการใช้ขนาดเส้นใยของ regenerator เล็กลงจะยิ่งทำให้ความดันที่สูญเสียสูงขึ้นและลดประสิทธิภาพของตัว regenerator เองด้วย

B. Kongtragool and S. Wongwises [4] ทำการหาสมการที่สามารถทำนายกำลังของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมาแล้วนำมาเปรียบเทียบและพบว่าสมการ mean pressure power formula เหมาะสมที่สุดซึ่งเป็นสมการที่ถูกพัฒนาต่อมาจาก Beale number โดยอาศัยการเก็บข้อมูลของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงขนาดต่างๆ

B. Kongtragool and S. Wongwises [5] สำรองการศึกษา พัฒนาและใช้งานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงบนแหล่งความร้อนจากแสงอาทิตย์ และเสนอเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมา สองลูกสูบกำลังว่ามีประสิทธิภาพที่จะทำงานได้บนแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำ

Nattaporn Chaïyat et al.[6] ทำการสำรวจแหล่งความร้อนใต้พิภพในประเทศไทยและเทคโนโลยีที่ใช้ โดยถูกแบ่งออกเป็น 3 กลุ่ม คือ แหล่งความร้อนสูง ปานกลาง และต่ำ โคนส่วนมากจะอยู่บริเวณภาคเหนือและภาคใต้ของประเทศไทย

M. Tanaka et al.[7] ทำการศึกษาทดลองเพื่อหาความสัมพันธ์ของตัวแปรของ regenerator และ



เครื่องยนต์สเตอร์ลิงเพื่อทำนายผลของความดันสูญเสียเมื่อสารทำงานไหลผ่าน regenerator

S. Janjai et al.[8] ทำการนำข้อมูลจากแหล่งต่างๆ มาสร้างเป็นข้อมูลโรงงานผลิตไฟฟ้าจำลองซึ่งประกอบด้วยด้วยเทคโนโลยีที่แตกต่างกัน เมื่อเปรียบเทียบในด้านต่างๆจะแสดงว่าระบบ parabolic trough เหมาะสมที่สุด แต่แสดงประเด็นข้อได้เปรียบของขนาดระบบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่ได้เปรียบเรื่องความเล็กของระบบซึ่งสามารถติดตั้งได้ในพื้นที่จำกัดที่มีพื้นที่ไม่มากได้

B. Kongtragool and S. Wongwises [9] ศึกษาผลกระทบของ dead volume ภายใน cold space, hot space และ regenerator ที่มีผลต่อกำลังเครื่องยนต์สเตอร์ลิงด้วยสมการเทอร์โมไดนามิกส์ ซึ่งแสดงให้เห็นว่ายังมีขนาดของ dead volume สูงขึ้นจะทำให้กำลังเครื่องยนต์ต่ำลงไป

ในบทความนี้ได้ทำการศึกษาหาขนาดของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมาที่เหมาะสมที่จะสามารถทำงานได้บนแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่างที่ 80 องศาเซลเซียส โดยใช้สมการเทอร์โมไดนามิกส์ที่ถูกเขียนบนโปรแกรม MATLAB โดยการนำ source code จาก Kwanchai Kraitong [10] มาปรับแก้ไขโดยเปลี่ยนการตั้งค่า boundary condition ของการรับพลังงานความร้อนจากการรับความร้อนแบบ heat flux มาเป็นการตั้งค่ารับความร้อนจากผนังอุณหภูมิคงที่และตัดส่วนของ optimization ออกเพื่อให้สามารถตั้งค่าตัวแปรตามจุดประสงค์ของบทความ และหาเครื่องยนต์ที่ให้ Power density ที่สูงที่สุด

ขนาดของตัวแปรที่เกี่ยวข้องกับเครื่องยนต์โดยใช้สมการเทอร์โมไดนามิกส์ second-order mathematical modeling

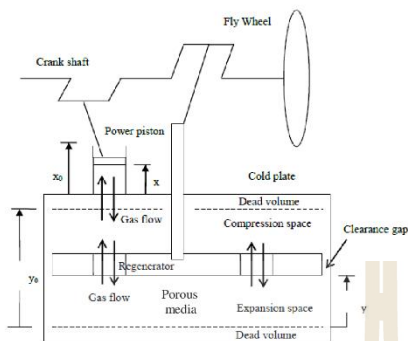
ตารางที่ 1 ขนาดของเครื่องยนต์ต้นแบบ

ชิ้นส่วนเครื่องยนต์	ขนาด(เซนติเมตร)
ลูกสูบกำลัง	
เส้นผ่านศูนย์กลาง	8.3
ระยะชัก	8.26
Displacer	
เส้นผ่านศูนย์กลาง	32
ระยะชัก	7.95
ความหนา	8.26

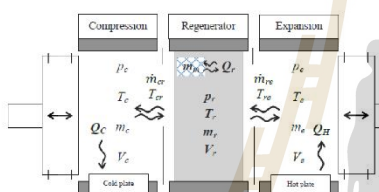
ซึ่งลักษณะของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่เป็นต้นแบบเป็นไปตามรูปที่ 1 และเมื่อได้ค่าตัวแปรเริ่มต้นแล้วก็จะถูกนำไปใส่ในสมการเทอร์โมไดนามิกส์แล้วทำการเปลี่ยนแปลงตัวแปรโดยคิดเป็นร้อยละของขนาดเครื่องยนต์ต้นแบบ ในการพิจารณาเครื่องยนต์อากาศภายในจะถูกแบ่งออกเป็น 3 ส่วน คือ expansion space, compression space และ regenerator โดยอากาศภายในทั้งสามส่วนจะถูกคำนวณด้วย สมการอนุรักษ์มวล, สมการอนุรักษ์พลังงาน และสมการสภาวะ โดยพิจารณาเป็นแก๊สอุดมคติแสดงในรูปที่ 2

## 2. การจำลองระบบ

ในการหาขนาดที่เหมาะสมสำหรับแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่างที่ จะใช้เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมา จาก B. Kongtragool and S. Wongwises [1] โดยมีขนาดเครื่องยนต์ดังตารางที่ 1 แล้วทำการเปลี่ยนแปลง



รูปที่ 1 แสดงลักษณะของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมา [10]



รูปที่ 2 แสดงผังการพิจารณาปริมาตรควบคุมภายในเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมา [10]

3. แบบจำลองทางคณิตศาสตร์

แบบจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์ที่ใช้เป็นแบบ second-order mathematical modeling อากาศที่เป็นสารทำงานภายในเครื่องยนต์จะถูกแบ่งออกเป็น 3 ส่วน ซึ่งจะถูกตั้งสมมุติฐานไว้ ดังนี้

1. ความดันภายในปริมาตรควบคุมนั้นๆจะเท่ากัน
2. ไม่มีอากาศรั่วไหลออกไปนอกเครื่องยนต์
3. ไม่มี clearance gap ระหว่าง displacer และ displacer cylinder
4. พิจารณาสารทำงานเป็น perfect gas และในบทความนี้จะใช้อากาศเป็นสารทำงาน
5. ผนังอื่นนอกจาก ผนังร้อน(Hot plate)และผนังเย็น(Cold plate)ถือว่าเป็นฉนวน

6. เครื่องยนต์ทำงานภายใต้สภาวะคงที่(steady state condition)

อากาศจะเคลื่อนที่สัมพันธ์กับการเคลื่อนที่ของลูกสูบกำลังและ displacer ซึ่งจะมีความสัมพันธ์กันโดยจะเคลื่อนที่ต่างกัน 90 องศาของเฟลา(phase angle = 90°) ดังนั้นระยะของลูกสูบกำลังและระยะของ displacer จะเป็นการหาได้จากสมการ ดังนี้

$$x = \frac{x_0}{2} \{1 + \cos(\theta - \phi)\} \tag{1}$$

$$y = \frac{y_0}{2} \{1 + \cos \theta\} \tag{2}$$

เมื่อรู้ระยะก็จะสามารถหาปริมาณของปริมาตรควบคุมขณะมุมของเฟลาใดๆได้ ดังนี้

$$V_c = V_{d-c} + \frac{V_{s-p}}{2} \{1 + \cos(\theta - \phi)\} + \frac{V_{s-d}}{2} (1 - \cos \theta) \tag{3}$$

$$V_e = V_{d-e} + \frac{V_{s-d}}{2} (1 + \cos \theta) \tag{4}$$

เมื่อปริมาตรควบคุมแต่ละฝั่งเปลี่ยนไปอากาศภายในก็จะไหลผ่านจากปริมาตรหนึ่งไปอีกปริมาตรหนึ่งโดยอุณหภูมิของอากาศที่ไหลก็จะบอกถึงปริมาณพลังงานที่อากาศพาไปด้วยโดยกระบวนการจะพิจารณาทิศทางการย้ายไปขวาตามรูปที่ 2 จะเป็นค่าบวก ซึ่งอุณหภูมิของอากาศที่ไหลจะถูกกำหนด ดังนี้

$$T_{c-r} = T_c \quad \text{เมื่อ } \dot{m}_{c-r} > 0 \tag{5}$$

$$T_{c-r} = T_r \quad \text{เมื่อ } \dot{m}_{c-r} \leq 0 \tag{6}$$

จะเห็นว่าสมการพิจารณาทิศทางการย้ายไปยัง regenerator ก็จะทำให้  $\dot{m}_{c-r}$  มีค่ามากกว่าศูนย์หรือมีค่าเป็นบวกนั่นเอง และเช่นเดียวกันกับการไหล





ระหว่าง regenerator กับ expansion space ก็จะได้  
ดังนี้

$$T_{r-e} = T_r \quad \text{เมื่อ} \quad \dot{m}_{r-e} > 0 \quad (7)$$

$$T_{r-e} = T_e \quad \text{เมื่อ} \quad \dot{m}_{r-e} \leq 0 \quad (8)$$

เมื่อรู้อุณหภูมิของอากาศที่ไหลเปลี่ยนผ่านระหว่าง  
ปริมาตรควบคุมก็จะสามารถหาปริมาณพลังงานที่ถ่ายเท  
ไปตามมวลของอากาศได้ จะถูกคำนวณด้วยสมการ  
อนุรักษ์พลังงาน ดังนี้

$$C_V \frac{d(m_r T_r)}{dt} = dQ_C - \frac{dW_c}{dt} - \dot{m}_{c-r} C_P T_{c-r} \quad (9)$$

สมการที่ 9 เป็นสมการอนุรักษ์พลังงานของ  
compression space ซึ่งก็คือพลังงานในปริมาตร  
ควบคุมเปลี่ยนไปเท่ากับพลังงานความร้อนที่ระบายออก  
( $dQ_C$ ) ลบกับ flow work ( $\frac{dW_c}{dt}$ ) และพลังงานที่มีอยู่  
ในมวลที่ไหลออกจากปริมาตรควบคุม และเช่นเดียวกัน  
กับอีก 2 ปริมาตรควบคุมก็จะได้ ดังนี้

$$C_V \frac{d(m_r T_r)}{dt} = dQ_r - dQ_{loss, disp-r} + \dot{m}_{c-r} C_P T_{c-r} - \dot{m}_{r-e} C_P T_{r-e} \quad (10)$$

$$C_V \frac{d(m_e T_e)}{dt} = dQ_H - \frac{dW_e}{dt} + \dot{m}_{r-e} C_P T_{r-e} \quad (11)$$

ดังนั้นจากสมการอนุรักษ์พลังงานก็จะสามารถ  
จัดรูปใหม่จะสามารถหาค่าของ  $\dot{m}_{c-r}$  และ  $\dot{m}_{r-e}$  ได้ และ  
เมื่อนำสมการ (9) - (11) มาพิจารณารวมกันจะสามารถ

หา  $\frac{dP}{dt}$  ได้ ดังนี้

$$\frac{dP}{dt} = \frac{1}{C_V V_T} \left\{ R(dQ_H + dQ_r + dQ_c - dQ_{loss, disp-r}) - C_P(P_c \frac{dV_c}{dt} + P_e \frac{dV_e}{dt}) \right\} \quad (12)$$

สมการอนุรักษ์มวลจะสามารถหามวลที่  
เปลี่ยนไปในแต่ละปริมาตรควบคุมได้ ดังนี้

$$\frac{dm_c}{dt} = -\dot{m}_{c-r} \quad (13)$$

$$\frac{dm_r}{dt} = \dot{m}_{c-r} - \dot{m}_{r-e} \quad (14)$$

$$\frac{dm_e}{dt} = \dot{m}_{r-e} \quad (15)$$

ใช้สมการสถานะเพื่อหาอุณหภูมิขณะนั้นๆ ของ  
แต่ละปริมาตรควบคุม

$$T = \frac{PV}{Rm} \quad (16)$$

เมื่อการไหลภายในเครื่องยนต์อากาศจะต้องผ่าน  
regenerator ทำให้มีผลของความดันสูญเสียเกิดขึ้น  
สมการที่ใช้ถูกเสนอโดย M. Tanaka et al. [7]

$$\Delta P = \frac{-2f_r \mu UV}{A_{free} d_h^2} \quad (17)$$

ซึ่งนอกจากจะทำให้ความดันตกลงแล้วก็จะทำให้เกิด  
ความร้อนสูญเสียไปด้วยเช่นเดียวกัน ซึ่งสมการ  
ความสัมพันธ์ถูกเสนอโดย I. Tlili [11], Y. Timoumi  
[12]

$$Q_{loss, disp} = \frac{\Delta P \dot{m}}{\rho} \quad (18)$$



การหาความดันในแต่ละปริมาตรควบคุมก็เริ่มจากหา  $P_c$  ได้จากสมการที่ (12) เป็นความดันของ compression space และจะทำให้สามารถหาความดันได้ ดังนี้ สำหรับ regenerator

$$P_r = P_c + \frac{\Delta P_r}{2} \quad (19)$$

และสำหรับ expansion space

$$P_e = P_r + \frac{\Delta P_r}{2} \quad (20)$$

การถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นจะอยู่ในรูปของ heat convection ระหว่างอากาศภายในกับ hot plate และ cold plate โดยค่า heat transfer coefficient [13]

$$h = 2.43V_p^{1/3} (P_{inst} T_g)^{1/2} \quad (21)$$

$$dQ = hA(\Delta T) \quad (22)$$

ในหนึ่งรอบวัฏจักรจะทำการคำนวณที่ 1,000 step ต่อหนึ่งรอบ แล้ววนรอบใหม่เพื่อทำการคำนวณซ้ำ จนกว่าค่าอุณหภูมิและความดันเริ่มต้นของวัฏจักรจะไม่เปลี่ยนแปลงจากวัฏจักรก่อนหน้า แล้วจึงจะสามารถหาค่า indicated power ได้ ดังนี้

$$W_{indicated} = \int_0^{\tau} (P_c \frac{dV_c}{dt} + P_e \frac{dV_e}{dt}) dt \quad (23)$$

$$P_{indicated} = fW_{indicated} \quad (24)$$

**4. ตรวจสอบความถูกต้องของโปรแกรม**

ในบทความนี้จะเป็นการใช้สมการทางเทอร์โมไดนามิกส์ second-order mathematical modeling มาเพื่อทำนายกำลังที่ได้จากเครื่องยนต์ออร์ลิงชนิด

แกมมา ดังนั้นเพื่อให้ทราบว่าค่าที่ทำนายได้มีความถูกต้องมากเท่าไรเมื่อเทียบกับการทดลอง ในส่วนนี้จึงทำการคำนวณค่ากำลังเปรียบเทียบกับค่าที่ได้จากการทดลองจากเครื่องยนต์ของ B. Kongtragool and S. Wongwises [1] โดยใช้โปรแกรมที่ถูกแก้ไขแล้วทำนายกำลังที่ออกมาและ 3D-CFD ด้วยโปรแกรม ANSYS, Fluent ซึ่งค่าจะได้ ดังนี้

ตารางที่ 2 แสดงค่าเปรียบเทียบกำลังที่ทำนายได้จากสมการเทอร์โมไดนามิกส์และ 3D-CFD เปรียบเทียบกับการทดลอง

	Power(W)		
	Experimental	2nd order	3D-CFD
B.Kongtragool [1]	0.969	1.276	1.162
โปรแกรมปรับแก้	-	1.284	1.207

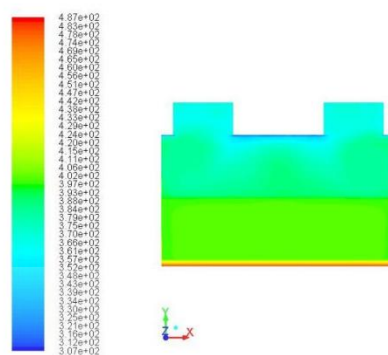
ตารางที่ 3 แสดงการตั้งค่าตัวแปรของ 3D-CFD

3D-CFD Model		
Working Fluid		Unit
-Air	1	bar
Viscous	standard $k - \epsilon$	
Hot plate		
-Direct solar irradiation	5097	$w/m^2$
-Heat convection		
-Heat transfer coefficient	26.45	$w/m^2 K$
-Free stream temperature	305.5	K
Cold plate		
-Temperature	307	K

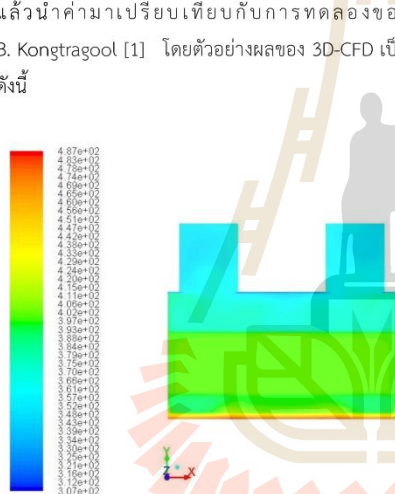


Other wall	Insulated	
Porous media		
-Viscous		
Resistance	-3325.75	$1/m^2$
-Inertial		
Resistance	4.51055	$1/m$
-Porosity	0.956	
3D-CFD mesh	83627	

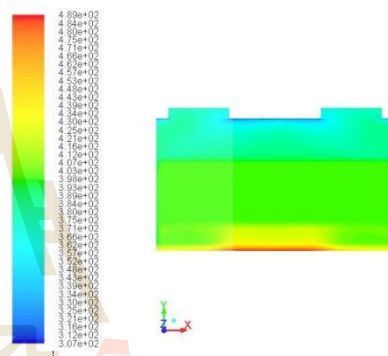
โดยการใช้ตัวแปรที่ตั้งค่าตามตารางที่ 3 เป็นข้อมูลที่นำมาจาก K. Kraitong [10] เพื่อทำการจำลอง แล้วนำค่ามาเปรียบเทียบกับผลการทดลองของ B. Kongtragool [1] โดยตัวอย่างผลของ 3D-CFD เป็นดังนี้



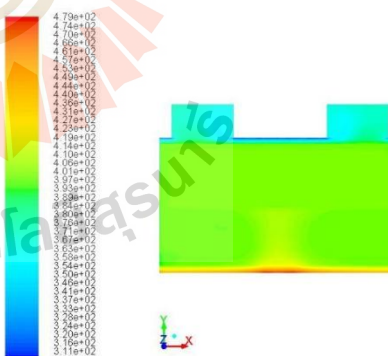
รูปที่ 4 Stirling engine at 90° of crank angle



รูปที่ 3 Stirling engine at 0° of crank angle



รูปที่ 5 Stirling engine at 180° of crank angle



รูปที่ 6 Stirling engine at 270° of crank angle

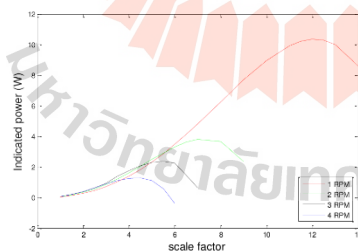
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



จากตารางที่ 2 จะสามารถเปรียบเทียบผลที่ทำนายได้จาก สมการทางเทอร์โมไดนามิกส์ second-order mathematical modeling ด้วยโปรแกรมที่ถูกปรับแก้เปรียบเทียบกับทดลองจะมีความคลาดเคลื่อนเท่ากับ 28.4 % และเปรียบเทียบผลของ 3D-CFD เท่ากับ 55.6 % ซึ่งค่าความคลาดเคลื่อนเป็นตัวเลขที่สูงเนื่องจากเปรียบเทียบค่าระหว่างตัวเลขที่มีค่าไม่สูงทำให้ผลต่างเพียงเล็กน้อยจะส่งผลให้มีร้อยละของความคลาดเคลื่อนที่สูง โดยผลของ 3D-CFD เกิดความคลาดเคลื่อนขึ้นเนื่องจากการสร้างโมเดลมีข้อผิดพลาดที่เกิดขึ้นเนื่องจากความแตกต่างกับเครื่องยนต์จริงเกิดขึ้น แต่ก็เห็นว่าการทำนายได้จากทั้งสมการทางเทอร์โมไดนามิกส์ second-order mathematical modeling และ 3D-CFD ยังคงมีค่าอยู่ในระดับ order of magnitude เดียวกันกับผลการทดลอง

#### 5. ผลการวิเคราะห์และการอภิปราย

จากการใช้ second-order mathematical modeling โดยในครั้งแรกจะหาขนาดเครื่องยนต์ที่สามารถทำงานได้บนแหล่งความร้อน  $80^{\circ}\text{C}$  ด้วยการวิเคราะห์เครื่องยนต์ต้นแบบจาก B. Kongtragool and S. Wongwiset [1] แล้วทำการขยายเครื่องยนต์ต้นแบบด้วยอัตราส่วนขยาย (scale factor) เพื่อหาว่าที่ขนาดเท่าใดได้กำลังสูงสุด

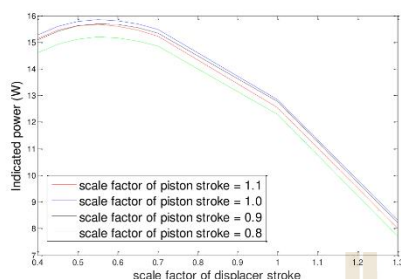


รูปที่ 7 แสดงค่าการทำนาย Indicated power ที่ขนาดเครื่องยนต์ต่างๆที่ถูกขยายด้วยอัตราส่วนขยาย

จากรูปที่ 7 จะเห็นว่าเมื่อเครื่องยนต์ทำงานที่แหล่งความร้อนอุณหภูมิ  $80^{\circ}\text{C}$  จะพิจารณาที่ความเร็วรอบ 4 ค่าคือ 1, 2, 3 และ 4 RPM จะได้ขนาดอัตราส่วนขยายเครื่องยนต์ที่ให้กำลังสูงสุด คือ 12, 7, 5.5 และ 4.5 ตามลำดับ ด้วยการขยายขนาดเครื่องยนต์ที่ใหญ่ขึ้นเพื่อจะหาขนาดที่มีพื้นที่รับความร้อนและระบายความร้อนที่เหมาะสมโดยดูที่กำลังที่ออกมา ซึ่งการเพิ่มขนาดขึ้นจะสามารถเพิ่มกำลังที่ได้ให้มากขึ้นในช่วงแรก เพราะพื้นที่การรับความร้อนเพิ่มขึ้น แต่เมื่อถึงขนาดๆหนึ่งจะลดลงเนื่องจากการที่มีขนาดใหญ่ แม้ความร้อนที่เข้าสู่เครื่องยนต์จะเพิ่มขึ้นแต่เมื่อเทียบต่อปริมาตรอากาศที่เพิ่มขึ้นตามการขยายเครื่องยนต์ ทำให้ปริมาณความร้อนไม่เพียงพอต่อปริมาตรอากาศที่จะเกิดการขยายตัวให้ได้กำลังออกมา และการขยายเครื่องยนต์ใหญ่ขึ้นจะต้องอาศัยเวลาเพิ่มขึ้นเพื่อให้อากาศได้รับความร้อนทำให้ความเร็วรอบการทำงานตกลง

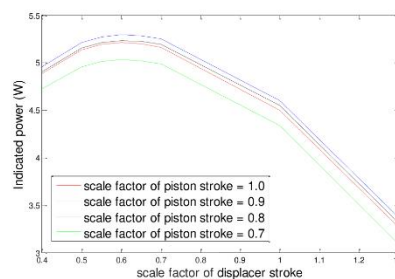
#### 5.1 พิจารณาอิทธิพลของระยะชักของ displacer และ ลูกสูบกำลัง

จากรูปที่ 7 ทำให้เลือกพิจารณาเครื่องยนต์มาได้ 4 ขนาดที่ให้กำลังสูงสุด ที่ความเร็วรอบทั้ง 4 ค่า คือ 1, 2, 3 และ 4 RPM พิจารณาที่รอบ 1 RPM จะเห็นว่าขนาดอัตราส่วนขยายที่คูณ คือ 12 ซึ่งเป็นอัตราส่วนที่ขยายทุกส่วนบนเครื่องยนต์ ในส่วนนี้จะเสนอผลของการเปลี่ยนขนาดความยาวของระยะชักของ displacer และ ลูกสูบกำลังว่ามีผลอย่างไรต่อกำลังที่ออกมาโดยการคูณอัตราส่วนขยายของ displacer stroke (scale factor of displacer stroke) และอัตราส่วนขยายของลูกสูบกำลัง (scale factor of power piston)

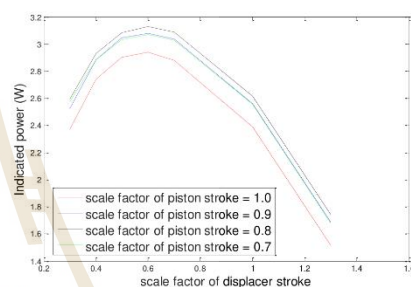


รูปที่ 8 กราฟแสดงความสัมพันธ์ของ Indicated power ที่ได้เมื่อเปลี่ยนระยะชักของ displacer และลูกสูบกำลังที่ ความเร็วรอบ 1 RPM

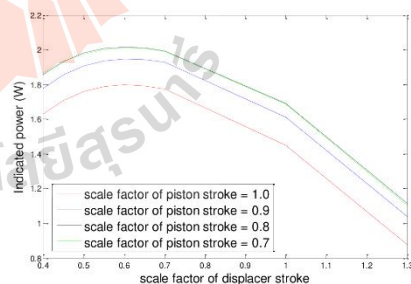
จากรูปที่ 8 จะเห็นว่าสำหรับระยะชักของ displacer จะให้กำลังสูงสุดที่ค่าอัตราส่วนขยายของ displacer ที่ 0.55 นั่นคือ ระยะชักที่เหมาะสมจะน้อยกว่าระยะชักของเครื่องยนต์ต้นแบบเนื่องจากการเคลื่อนที่ของ displacer ที่มี regenerator อยู่ภายใน แม้จะช่วยเก็บและให้ความร้อนแก่อากาศได้ดีขึ้นแต่การไหลผ่านวัสดุที่มีลักษณะเป็นรูพรุนจะทำให้เกิดการสูญเสียของความดันและความร้อนขึ้นเช่นเดียวกัน และหากพิจารณา ระยะชักของลูกสูบกำลังจะเห็นว่าที่ระยะเดิมของเครื่องยนต์ (scale factor of power piston = 1) จะให้กำลังสูงสุด เนื่องจากการเปลี่ยนระยะชักของลูกสูบกำลังจะมีผลต่อการเปลี่ยนแปลงของปริมาตรอากาศภายในเครื่องยนต์ การที่อากาศได้รับความร้อนแล้วขยายตัว swept volume ที่เหมาะสมจะทำให้อากาศที่ขยายตัวนั้นทำงานได้เต็มที่ หาก swept volume มากไปซึ่งเกิดจากระยะชักที่ยาว อากาศจะขยายไม่พอต่อปริมาตรที่มีทำให้เกิดการเสียนงานแทนการได้งานจากอากาศและหา swept volume น้อย อากาศที่ขยายตัวก็ไม่สามารถให้งานได้อย่างเต็มที่ และเมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบที่ 2, 3 และ 4 จะได้ ดังนี้



รูปที่ 9 กราฟแสดงความสัมพันธ์ของ Indicated power ที่ได้เมื่อเปลี่ยนระยะชักของ displacer และลูกสูบกำลังที่ ความเร็วรอบ 2 RPM



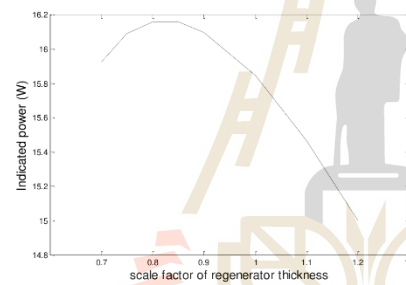
รูปที่ 10 กราฟแสดงความสัมพันธ์ของ Indicated power ที่ได้เมื่อเปลี่ยนระยะชักของ displacer และ ลูกสูบกำลังที่ความเร็วรอบ 3 RPM



รูปที่ 11 กราฟแสดงความสัมพันธ์ของ Indicated power ที่ได้เมื่อเปลี่ยนระยะชักของ displacer และ ลูกสูบกำลังที่ความเร็วรอบ 4 RPM

## 5.2 พิจารณานี้อธิพลของความหนาของ regenerator ที่อยู่ใน displacer

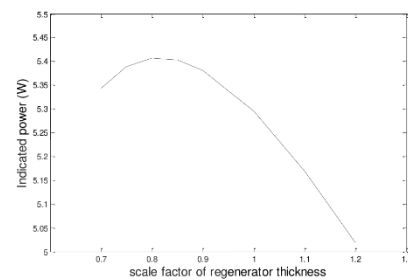
เนื่องจากในหัวข้อที่แล้วจะทราบว่าการไหลผ่าน regenerator หรือวัสดุที่มีลักษณะเป็นรูพรุนนั้นจะทำให้เกิดการสูญเสียความดันและความร้อนไป แต่ regenerator ก็เป็นอุปกรณ์ในการกักเก็บความร้อนแล้วคายความร้อนซึ่งช่วยให้วัฏจักรมีประสิทธิภาพสูงขึ้น ในส่วนนี้หลังจากที่ได้ทราบขนาดของเครื่องยนต์ และระยะชักของลูกสูบกำลังและ displacer แล้ว ก็จะมาหาผลกระทบของความหนาของ regenerator ที่มีผลต่อกำลังของเครื่องยนต์ พิจารณาที่ 1 RPM โดยใช้อัตราส่วนขยาย regenerator คุณเข้ากับความหนาของลูกสูบกำลังที่ได้จะไดดังรูปที่ 12



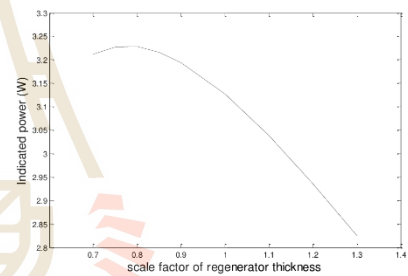
รูปที่ 12 กราฟแสดงความสัมพันธ์ของ Indicated power ที่ได้เมื่อเปลี่ยนความหนาของ regenerator (regenerator thickness) ที่ความเร็วรอบ 1 RPM

จากรูปที่ 12 ก็จะเห็นว่า จะมีค่าที่เหมาะสมอยู่ที่อัตราส่วนขยายของ regenerator = 0.8 ซึ่งหากมีความหนามากกว่านี้อธิพลของการสูญเสียความดันและความร้อนจะสูงขึ้นและส่งผลให้กำลังที่ได้ต่ำลง และหากความหนาน้อยกว่า 0.8 จะทำให้ความสามารถในการกักเก็บความร้อนและปล่อยความร้อนสู่อากาศของ regenerator มีความสามารถน้อยลงไปทำให้ ความร้อนที่ได้จากแหล่งความร้อนเมื่อรวมกับความร้อนที่ได้จาก regenerator ทำให้อากาศที่พุ่งออกมาได้น้อยลงเพราะได้รับความ

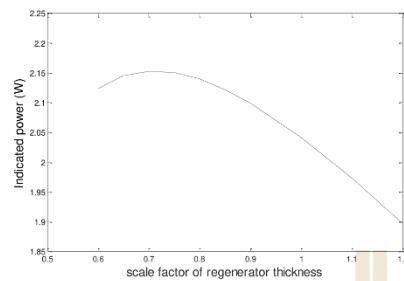
ร้อนน้อยลง และเมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบ 2, 3 และ 4 RPM จะได้ ดังนี้



รูปที่ 13 กราฟแสดงความสัมพันธ์ของ Indicated power ที่ได้เมื่อเปลี่ยนความหนาของ regenerator (regenerator thickness) ที่ความเร็วรอบ 2 RPM



รูปที่ 14 กราฟแสดงความสัมพันธ์ของ Indicated power ที่ได้เมื่อเปลี่ยนความหนาของ regenerator (regenerator thickness) ที่ความเร็วรอบ 3 RPM



รูปที่ 15 กราฟแสดงความสัมพันธ์ของ Indicated power ที่ได้เมื่อเปลี่ยนความหนาของ regenerator (regenerator thickness) ที่ความเร็วรอบ 4 RPM

เมื่อได้อัตราส่วนขยายที่เหมาะสมก็นำมาทำการคูณเข้ากับตัวแปรเครื่องยนต์ต้นแบบ ซึ่งจะได้ขนาดดังตารางที่ 4

ตารางที่ 4 แสดงค่าตัวแปรที่เหมาะสมของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมาที่ความเร็วรอบ 1, 2, 3 และ 4 RPM

RPM	ตัวแปร	ค่าตัวแปร (เมตร)
1	ระยะชักลูกสูบกำลัง	0.79
	ระยะชัก displacer	0.57
	เส้นผ่านศูนย์กลางของ displacer	3.84
2	ความหนาของ displacer	0.79
	ระยะชักลูกสูบกำลัง	0.52
	ระยะชัก displacer	0.33
3	เส้นผ่านศูนย์กลางของ displacer	2.24
	ความหนาของ displacer	0.46
	ระยะชักลูกสูบกำลัง	0.36
4	ระยะชัก displacer	0.26
	เส้นผ่านศูนย์กลางของ displacer	1.76
	ความหนาของ displacer	0.36

ระยะชักลูกสูบกำลัง	0.29
ระยะชัก displacer	0.21
4 เส้นผ่านศูนย์กลางของ displacer	1.44
ความหนาของ displacer	0.26

จากตัวเลขที่ได้ในตารางที่ 4 ก็จะเห็นได้ชัดเจนขึ้นว่าเครื่องยนต์ที่มีขนาดใหญ่ขึ้นจะสามารถให้กำลังออกมาได้มากขึ้นแต่ในทางกลับกันก็ต้องใช้เวลาในการรับความร้อนเพื่อให้อากาศขยายตัวมากขึ้น นั่นส่งผลให้รอบการทำงานของเครื่องยนต์ต่ำลง ยิ่งเครื่องยนต์ใหญ่ขึ้นปริมาตรอากาศจะมากขึ้นทำให้เป็นข้อได้เปรียบที่ทำให้เครื่องยนต์ที่ใหญ่ให้กำลังได้มากกว่า ดังนั้นจึงใช้การเปรียบเทียบจาก Power density เพื่อจะหาลำดับที่ได้นั้นต่อหน่วยปริมาตรอากาศของแต่ละเครื่องยนต์ เครื่องยนต์ใดจะสามารถให้ค่า Power density ได้มากที่สุด ซึ่งจะได้ดังตารางที่ 5

ตารางที่ 5 แสดงค่ากำลังและ Power density ของเครื่องยนต์ที่ความเร็วรอบ 1, 2, 3 และ 4 RPM

RPM	Indicated power (w)	Total volume ( $m^3$ )	Power density ( $w/m^3$ )
1	16.16	17.17	0.94
2	5.4	3.45	1.56
3	3.23	1.67	1.94
4	2.15	0.86	2.51

ดังนั้นเมื่อเปรียบเทียบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงทั้ง 4 ที่มีขนาดต่างกัน ซึ่งทำงานที่ความเร็วรอบต่างกันด้วยเช่นกัน เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมาที่เหมาะสมที่สุดนั้นคือเครื่องยนต์ที่ทำงานบนรอบ 4 RPM ซึ่งให้ Power density สูงที่สุดที่  $2.51 w/m^3$



## 6. สรุปผล

ในบทความนี้เป็นการหาขนาดตัวแปรของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมม่าที่เหมาะสมโดยสามารถทำงานบนแหล่งอุณหภูมิความร้อนต่ำคงที่ที่  $80^{\circ}\text{C}$  โดยมีขนาดของเครื่องยนต์ต้นแบบเพื่อนำมาทำการปรับขนาดด้วยอัตราส่วนขยาย(scale factor) เพื่อหาค่าตัวแปรที่ให้ Power density สูงที่สุดโดยพิจารณาที่ความเร็วรอบ 4 ค่า คือ 1, 2, 3 และ 4 RPM ซึ่งจากการคำนวณด้วยสมการเทอร์โมไดนามิกส์ second-order mathematical modeling จะได้ขนาดของเครื่องยนต์ที่ทำงานบนรอบ 4 RPM ซึ่งให้ค่า Power density สูงที่สุดที่  $2.51 \text{ w/m}^3$  และให้กำลัง 2.15 W โดยมีค่าตัวแปรของเส้นผ่านศูนย์กลางของ displacer, ระยะชักของลูกสูบกำลัง, ระยะชักของ displacer และ ความหนาของ regenerator คือ 1.44 เมตร, 0.29 เมตร, 0.21 เมตร และ 0.26 เมตร ตามลำดับ

## 7. เอกสารอ้างอิง

- [1] B. Kongtragool and S. Wongwises(2007). Performance of a twin power piston low temperature differential Stirling engine powered by a solar simulator, *Solar Energy*, vol. 81, 884 – 895.
- [2] Hojjat Damirchia, Gholamhassan Najafi, Siamak Alizadehnia , Barat Ghobadian, Talal Yusaf and Rizalman Mamat(2015). Design, Fabrication and Evaluation of Gamma-Type Stirling Engine to Produce Electricity from Biomass for the micro-CHP system, *Energy Procedia*, vol. 75, 137-143.
- [3] Wen-Lih Chen , King-Leung Wong, Hung-En Chen(2014). An experimental study on the performance of the moving regenerator for a  $\gamma$ -type twin power piston Stirling engine, *Energy Conversion and Management*, vol. 77, 118-128.
- [4] B. Kongtragool and S. Wongwises(2005). Investigation on power output of the gamma-configuration low temperature differential Stirling engines, *Renewable Energy*, vol. 30, 465-476.
- [5] B. Kongtragool and S. Wongwises(2003). A review of solar-powered Stirling engines and low temperature differential Stirling engines, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 7, 131-154.
- [6] Nattaporn Chaiyat, Chatchawan Chaychana and Fongsaward S Singharajwarapan(2014). Geothermal Energy Potentials and Technologies in Thailand, *Fundamentals of Renewable Energy and Applications*, vol. 4
- [7] 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.
- [8] S. Janjai, J. Laksanaboonsong, T. Seesaard(2011). Potential application of concentrating solar power systems for the generation of electricity in Thailand, vol. 88, 4960-4967.
- [9] B. Kongtragool and S. Wongwises(2006). Thermodynamic analysis of a Stirling engine including dead volumes of hot space, cold space and regenerator, *Renewable Energy*, vol. 31, 345-359
- [10] Kwanchai Kraitong, "NUMERICAL MODELLING AND DESIGN OPTIMISATION OF STIRLING ENGINES FOR POWER PRODUCTION," (Doctoral dissertation, Computing Engineering and





Information Sciences, University of Northumbria,2012)

[11] 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.

[12] Y. Timoumi, I. Tlili, S. Ben Nasrallah. Design and performance optimization of GPU-3 Stirling engines. Energy, 33 (2008):1100-1114.

[13] C.A. Finol, K. Robinson. Thermal modelling of modern engines: A review of empirical correlations to estimate the in-cylinder heat transfer coefficient. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 220 (2006):1765-1781.



มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



รายการสัญลักษณ์		
$A_{free}$	Free flow area ( $m^2$ )	
$C_v, C_p$	Specific Heat ขณะปริมาตรคงที่และความดันคงที่ตามลำดับ ( $J/kg \cdot K$ )	
$d_h$	Hydraulic diameter (m)	
$f_r$	Reynolds friction coefficient	
$h$	Heat transfer coefficient ( $W/m^2 \cdot K$ )	
$m_c, m_e, m_r$	มวลแก๊สใน compression space, expansion space, regenerator ตามลำดับ (kg)	
$\dot{m}_{r-e}, \dot{m}_{c-r}$	Mass flow rate ( $kg/s$ )	
$P$	Pressure (Pa)	
$P_{indicated}$	Indicated power (W)	
$dQ_c, dQ_e, dQ_r$	Heat flow rate (W)	
$dQ_{loss, disp-r}$	Heat loss (W)	
$R$	Gas constant ( $J/kg \cdot K$ )	
$T_c, T_e, T_r$	อุณหภูมิของแก๊สใน compression space, expansion space, regenerator ตามลำดับ (K)	
$T_g$	อุณหภูมิของแก๊ส (K)	
$T_{c-r}, T_{r-e}$	อุณหภูมิของแก๊สที่ไหลผ่านปริมาตรควบคุม (K)	
$U$	Fluid velocity (m/s)	
$V$	Corresponding volume ( $m^3$ )	
$V_T$	Total gas volume ( $m^3$ )	
$V_p$	Mean piston speed (m/s)	
$V_c, V_e$	ปริมาตรของ compression และ expansion space ( $m^3$ )	
$V_{d-c}, V_{d-e}$	Dead volume ของ compression และ expansion space ( $m^3$ )	
$V_{s-D}, V_{s-P}$	Swept volume ( $m^3$ )	
$W$	Work (J)	
$x, y$	ระยะชักของ Power piston และ displacer (m)	
$x_0, y_0$	ตำแหน่งของ Power piston และ displacer (m)	
$\theta$	Crank angle (rad)	
$\phi$	Phase angle (rad)	
$\mu$	Gas dynamic viscosity (Pa.s)	
$\rho$	Gas density ( $kg/m^3$ )	
$t$	เวลา (s)	

การวิเคราะห์ด้วยพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณเพื่อหาผลกระทบ  
เนื่องจากการอัดความดันภายในเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดเบต้า

ทำงานบนแหล่งความร้อนอุณหภูมิคงที่

**CFD Analysis on Charged Pressure Effect of  
Beta-Stirling Engine  
with Constant Temperature Heat Source**

นัททกิจ ทองดี และ ชโลธร ชรรวมแท้\*

**Nattakit Tongdee and Chalothorn Thumthae \***

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี นครราชสีมา

School of Mechanical Engineering, Institute of Engineering, Suranaree University of Technology

111 University Avenue, Muang District, Nakhon Ratchasima 30000, Thailand

\*E-mail: chalothorn@sut.ac.th

**บทคัดย่อ**

การศึกษานี้เป็นการศึกษาพารามิเตอร์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดเบต้า โดยพารามิเตอร์ที่ทำการศึกษาได้แก่ความดัน (Charged pressure) ที่อัดเข้าไปภายในเครื่องยนต์สเตอร์ลิง โดยการคำนวณผลทางพลศาสตร์ของไหลและการวิเคราะห์กำลังของเครื่องยนต์ผ่านการใช้โปรแกรม ANSYS Fluent 16.2 ในการวิเคราะห์โดเมนของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ถูกสร้างในลักษณะของ 2D-Axisymmetric และแบบจำลองความปั่นป่วน  $k-\epsilon$  กำหนดให้แหล่งอุณหภูมิความร้อนคงที่ 773 K แหล่งอุณหภูมิความเย็นคงที่ 300 K และมีกำหนดการอัดความดันตั้งแต่ 1, 2, 3 และ 4 bar โดยผลจากการวิเคราะห์แสดงให้เห็นว่ากำลัง, อัตราการถ่ายเทความร้อน, ความเร็วของอากาศภายในเครื่องยนต์เปลี่ยนแปลงไปตามการอัดความดัน การอัดความดันภายในจะทำให้เกิดการเปลี่ยนแปลงความดันในวัฏจักรที่มากขึ้นจึงส่งผลให้กำลังสูงสุดได้มีค่าเพิ่มมากขึ้นตามการอัดความดัน ในขณะที่เดียวกันอากาศที่เป็นสารทำงานจะมีความเร็วการไหลและอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ผิวสูงขึ้นเมื่อความดันภายในเครื่องยนต์ถูกอัดให้มากขึ้น แต่ในทางกลับกันการกระจายของอุณหภูมิภายในมีค่าที่ต่ำลงซึ่งตรงกันข้ามกับค่าของการอัดความดัน

**ABSTRACT**

This project presented an investigation of effect of charged pressure for power generation from Beta-Stirling engine. The engine was calculated power output and analyzed by computational fluid dynamics software (ANSYS-Fluent 16.2). The control volume was considered as 2D axisymmetric for numerical method and the  $k-\epsilon$  turbulence model was used. The engine was calculated at constant hot end temperature, 773 K and constant cold end temperature, 300 K. The charged pressure in each case was 1, 2, 3 and 4 bar. The results showed that power output, heat transfer rate and flow velocity were varied depending on the charged pressure. Increasing charged pressure of a working fluid resulted in increasing of power output due to increasing of pressure

distribution. Meanwhile, heat transfer rate increased due to higher fluid velocity. On the other hand, temperature variation in hot volume decreased when charged pressure was increased.

## 1. บทนำ

ปัจจุบันการมองหาพลังงานทางเลือกที่เข้ามาแทนแหล่งพลังงานหลักอย่างน้ำมันกำลังเป็นที่สนใจและศึกษากันอย่างกว้างขวางเพื่อหาแหล่งพลังงานทางเลือกที่สามารถตอบสนองความต้องการที่เพิ่มสูงขึ้น แหล่งพลังงานสะอาดที่สามารถให้พลังงานได้อย่างต่อเนื่องและไม่ก่อให้เกิดมลพิษเกิดขึ้นจึงเป็นแหล่งพลังงานที่มีความน่าสนใจอย่างมาก ตัวอย่างเช่น พลังงานแสงอาทิตย์ พลังงานลม พลังงานความร้อนใต้พิภพ เป็นต้น นั่นทำให้มีการพัฒนาเทคโนโลยีที่จะเปลี่ยนพลังงานความร้อนไปเป็นพลังงานที่สามารถนำมาใช้ให้เกิดประโยชน์ได้ เช่น การเปลี่ยนให้อยู่ในรูปของพลังงานไฟฟ้า เทคโนโลยีที่มีความน่าสนใจและมีการศึกษาเป็นจำนวนมากชนิดหนึ่งนั่นคือ เครื่องยนต์สเตอร์ลิง โดยเครื่องยนต์สเตอร์ลิงจะเปลี่ยนพลังงานความร้อนไปเป็นพลังงานกล แล้วจึงสามารถเปลี่ยนพลังงานกลไปเป็นพลังงานไฟฟ้าที่สามารถนำไปใช้ประโยชน์ได้ เครื่องยนต์สเตอร์ลิงจะสามารถทำงานโดยประกอบขึ้นจากชิ้นส่วนหลัก คือ ลูกสูบกำลัง (Power Piston), ลูกสูบดิสเพลสเซอร์ (Displacer), อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนฝั่งร้อนและเย็น (Hot & Cold heat exchanger) และ รีเจนเนอเรเตอร์ (Regenerator) ซึ่งการทำงานเกิดจากสารทำงานที่บรรจุภายในเครื่องยนต์ถูกเหนี่ยวนำให้เคลื่อนที่โดยลูกสูบดิสเพลสเซอร์เพื่อรับความร้อนจากอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในฝั่งร้อนทำให้สารทำงานมีอุณหภูมิสูงขึ้นแล้วจึงเกิดการขยายตัวเพื่อดันให้ลูกสูบกำลังเคลื่อนที่ หลังจากนั้นสารทำงานจะเคลื่อนไปยังอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในฝั่งเย็นเพื่อนำความร้อนไปทิ้งและเพื่อให้สามารถพร้อมกลับมารับความร้อนใหม่ เกิดเป็นวัฏจักรอีกครั้งหนึ่ง โดยรีเจนเนอเรเตอร์ที่บรรจุภายในเครื่องยนต์จะทำหน้าที่ช่วยกักเก็บและปล่อยความร้อนให้สารทำงาน ซึ่งจะสามารถลดปริมาณความร้อนที่ต้องการจากแหล่งความร้อน ช่วยทำให้การเพิ่ม

ประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ให้มีความสูงขึ้น นอกจากนี้ยังมีการศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ ดังนี้

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงเป็นเครื่องยนต์ที่เรียกว่าเครื่องยนต์เผาไหม้ภายนอก (External combustion engine) หมายความว่าเครื่องยนต์นั้นไม่เกิดการเผาไหม้ภายในเครื่องยนต์แต่จะนำความร้อนมาจากแหล่งความร้อนภายนอก นั่นทำให้เครื่องยนต์สามารถรับความร้อนจากแหล่งความร้อนได้อย่างหลากหลายและการพัฒนาให้เครื่องยนต์มีประสิทธิภาพหรือกำลังที่สูงขึ้นได้ จึงเป็นต้องมีการศึกษาและปรับปรุงพารามิเตอร์ต่างๆของเครื่องยนต์ให้มีความเหมาะสม ในการประเมินผลกระทบของพารามิเตอร์ การทำการทดสอบเครื่องยนต์เป็นวิธีที่มีการศึกษาอยู่ไม่น้อย โดยทำการเปลี่ยนวัสดุหรือขนาดของพารามิเตอร์ต่างๆแล้วหาความสัมพันธ์ของพารามิเตอร์นั้นออกมา การศึกษาของ B. Kongtragool และ S. Wongwises [1,2] ทำการสำรวจการพัฒนาและการใช้งานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงบนแหล่งความร้อนจากแสงอาทิตย์และเสนอว่าเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมาสองลูกสูบกำลังนั้นมีความสามารถที่จะทำงานได้บนแหล่งความร้อนจากแสงอาทิตย์แล้วทำการสร้างและทดสอบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมา โดยอาศัยแหล่งพลังงานความร้อนจาก solar simulator ที่ความเข้มของแสงต่างกันเพื่อหาการตอบสนองการทำงานของเครื่องยนต์ต่อความเข้มแสงที่ได้ พบว่าความเข้มของแสงมีค่าสูงก็จะสามารถยังได้กำลังของเครื่องยนต์สูงขึ้นตามไปด้วย นอกจากการศึกษาการเปลี่ยนแหล่งความร้อน ค่าของพารามิเตอร์ภายในเครื่องยนต์ก็มีความสำคัญและมีการศึกษาเช่นกัน

Wen-Lih Chen et al.[3] ได้ทำการทดสอบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเพื่อหาตัวแปรของรีเจนเนอเรเตอร์ ที่มีผลต่อกำลังที่ได้ โดยจากการทดสอบพบว่าการใช้ขนาดเส้นใยของรีเจนเนอเรเตอร์ ที่เล็กลงจะทำให้ความดันที่

สูญเสียภายในเครื่องยนต์สูงขึ้นและส่งผลถึงการลดประสิทธิภาพของตัวรีเจนเนอเรเตอร์เองด้วยและการศึกษาของ M. Tanaka et al.[4] ทำการศึกษาทดลองเพื่อหาความสัมพันธ์ของตัวแปรของรีเจนเนอเรเตอร์ และเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเพื่อทำนายผลของความดันสูญเสียเมื่อสารทำงานไหลผ่านรีเจนเนอเรเตอร์ เพื่อที่จะสามารถทำการพัฒนาเครื่องยนต์ได้สะดวกมากขึ้น นอกจากการทดสอบแล้ว การใช้สมการมาเพื่ออธิบายปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นในเครื่องยนต์ก็มีการศึกษาอย่างแพร่หลายเช่นกัน

B. Kongtragool และ S. Wongwiset[5] ทำการหาสมการที่สามารถทำนายกำลังของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมา แล้วนำมาเปรียบเทียบผลลัพธ์ที่ได้ของแต่ละสมการ พบว่าการใช้สมการ Mean pressure power formula ในการประเมินมีความเหมาะสมเพียงพอที่จะหาค่าพารามิเตอร์ของเครื่องยนต์ในเบื้องต้น ซึ่งสมการดังกล่าวถูกพัฒนาต่อมาจาก Beale number โดยอาศัยการเก็บข้อมูลของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงขนาดต่างๆ

K. Kraitong และ K. Mahkamov[6] ทำการศึกษาหาค่าพารามิเตอร์ที่เหมาะสมสำหรับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่ทำงานกับพลังงานแสงอาทิตย์ โดยวิเคราะห์จากสมการทางเทอร์โมไดนามิกส์และทำการคำนวณร่วมกับ Genetic Algorithm ทำให้สามารถเพิ่มกำลังของเครื่องยนต์ให้สูงขึ้นได้โดยยังคงทำงานที่แหล่งความร้อนเดิม

B. Kongtragool และ S. Wongwiset [7] ได้มีการศึกษาผลกระทบของปริมาตรตาย (Dead volume) ภายในส่วนเย็น (Cold space), ส่วนร้อน (Hot space) และรีเจนเนอเรเตอร์ ที่มีผลต่อกำลังเครื่องยนต์สเตอร์ลิงด้วยสมการเทอร์โมไดนามิกส์เช่นกัน ซึ่งผลลัพธ์แสดงให้เห็นว่ายังมีขนาดของ ปริมาตรตาย ที่มากขึ้นจะส่งผลทำให้กำลังเครื่องยนต์ต่ำลงไป ซึ่งจะเห็นได้ว่าการศึกษาที่ได้กล่าวมานี้มีความซับซ้อนมากขึ้นตามลำดับ แต่ก็ยังคงไม่สามารถอธิบายปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นพร้อมกับสามารถเห็นภาพที่เกิดขึ้นได้อย่างชัดเจน ดังนั้นการวิเคราะห์ด้วยพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (Computational fluid

dynamics, CFD) จึงเข้ามามีบทบาทอย่างมาก เนื่องจากสามารถศึกษาและแสดงผลเฉพาะจุดที่สนใจได้และเห็นปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นได้ชัดเจนกว่าการวิเคราะห์ก่อนหน้านี้

Wen-Lih Chen et al.[8] ได้ทำการศึกษาหาค่าการถ่ายเทความร้อนผ่านผิวเครื่องยนต์สเตอร์ลิง การศึกษาบริเวณถ่ายเทความร้อนสามารถบอกได้ว่าบนบริเวณผิวที่ถ่ายเทความร้อนนั้นมีการถ่ายเทความร้อนไม่เท่ากันตลอดทั้งผิวเนื่องจากผลของอุณหภูมิและความเร็วการไหลที่ต่างกันในแต่ละบริเวณ

S. Alfarawi[9] ทำการศึกษาโดยใช้เทคนิคเดียวกันนี้เพื่อหาผลกระทบของมุมเฟส (Phase angle) กับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมา และพบว่าค่ามุมเฟสที่เหมาะสมคือ 105 องศา ซึ่งจะให้ค่ากำลังสูงสุด

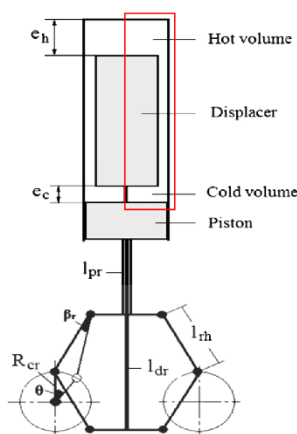
ดังนั้นในบทความนี้จึงมีแนวคิดที่จะทำการศึกษาค่าผลกระทบเนื่องจากการอัดความดันเข้าไปภายในเครื่องยนต์สเตอร์ลิง โดยเลือกพิจารณาชนิดเบต้าที่อุณหภูมิคงที่ เนื่องจากมีกระบวนการที่ครบถ้วนรวมถึงสามารถลดความซับซ้อนในการคำนวณได้ เครื่องยนต์จะถูกศึกษาโดยดูปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นภายในได้ผ่านการศึกษาด้านโปรแกรม ANSYS Fluent เพื่อให้สามารถทำความเข้าใจปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นภายในเมื่อมีความดันสูงขึ้น และสามารถรู้แนวโน้มในการสร้างงานและกำลังของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่มีความสัมพันธ์กับความดันที่อัดเข้าไปภายใน

## 2. การจำลองระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

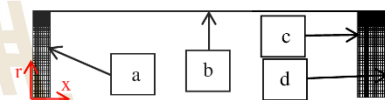
ในการศึกษาปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นภายในเครื่องยนต์สเตอร์ลิง มีการทดสอบในเครื่องยนต์หลากหลายรูปแบบและหลากหลายขนาด อย่างไรก็ตามการทดสอบเหล่านั้นส่วนมากไม่ได้ระบุข้อมูลที่ครบถ้วนชัดเจนสำหรับการนำมาสร้างเป็นโคเดนของโปรแกรม เช่น ขนาดของเครื่องยนต์ ค่าพารามิเตอร์ที่ขอบเขตต่างๆ เป็นต้น ดังนั้นในการศึกษานี้จึงเลือกใช้เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดเบต้าจากบทความของ Aksoy และ Cinar[10] โดยใช้ระบบ

กลไกแบบ Rhombic drive ซึ่งมีข้อมูลขนาดเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแสดงภายในบทความเพียงพอดังการสร้งโดเมนดังแสดงในตารางที่ 1

ซึ่งการเลือกเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดเบต้ามาเพื่อวิเคราะห์เนื่องจากมีลักษณะของปริมาตรภายในเครื่องยนต์ที่สมมาตรรอบแกนตามยาวของเครื่องยนต์ ทำให้ในการสร้งโดเมนเพื่อวิเคราะห์สามารถวิเคราะห์หับนระนาบสมมาตร 2 มิติ(2D Axisymmetric)ได้โดยเครื่องยนต์ต้นแบบแสดงตามรูปที่ 1 ในการวิเคราะห์เครื่องยนต์ใช้อากาศเป็นสารทำงาน ภายในจะถูกแบ่งออกเป็น 3 ส่วนคือ ส่วนขยาย (Expansion zone) หรือ ส่วนร้อน, ส่วนอัด (Compression zone) หรือ ส่วนเย็น และ ช่องว่างระหว่างดิสเพลสเซอร์และกระบอกสูบ (Narrow zone) โดยอากาศภายในทั้งสามส่วนจะถูกสร้งเป็นโดเมนของสารทำงานโดยไม่พิจารณาการหายไปของปริมาตรอากาศที่เกิดจากแกนข้อต่อลูกสูบดิสเพลสเซอร์ เนื่องจากมีปริมาตรคิดเป็นเพียง 3.1 เปอร์เซ็นต์ของปริมาตรอากาศทั้งหมดและเพื่อให้สามารถลดความซับซ้อนในการคำนวณของโดเมนลงได้ โดเมนถูกสร้งตามรูปที่ 2



รูปที่ 1 แสดงลักษณะของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดเบต้าและกลไกแบบ Rhombic drive [10]



รูปที่ 2 แสดงโดเมนของสารทำงานภายในเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดเบต้า[11] a- ส่วนร้อน b- ช่องว่างระหว่างดิสเพลสเซอร์และกระบอกสูบ c- ส่วนเย็น d – Moving wall

ตารางที่ 1 ขนาดของเครื่องยนต์ต้นแบบ[10]

ตัวแปรของเครื่องยนต์	ขนาด (มิลลิเมตร)
เส้นผ่านศูนย์กลางของกระบอกลูกสูบดิสเพลสเซอร์	86
เส้นผ่านศูนย์กลางลูกสูบดิสเพลสเซอร์	84.5
ความยาวลูกสูบดิสเพลสเซอร์	155
เส้นผ่านศูนย์กลางลูกสูบกำลัง	86
ความยาวของลูกสูบกำลัง	90
Rhombus length ( $l_{rh}$ )	66
รัศมีของ Crankshaft ( $R_{cr}$ )	$l_{rh}/2.6666$
แหล่งความร้อน ( $T_H$ ) (K)	773
แหล่งความร้อนทิ้ง ( $T_C$ ) (K)	300
สารทำงาน	อากาศ

3. แบบจำลองทางคณิตศาสตร์

3.1 แบบจำลองความสัมพันธ์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

โดเมนที่ถูกสร้งขึ้นจะถูกตั้งค่าให้สามารถ Moving mesh ได้ โดยการตั้งค่าบริเวณลูกสูบ(ผิว d)และลูกสูบดิสเพลสเซอร์(ผิว a, b, c) ให้มีการเคลื่อนที่โดยอาศัยสมการทางคณิตศาสตร์สร้าง โปรแกรมที่เคลื่อนที่ของทั้งสองส่วนให้เคลื่อนที่สัมพันธ์กันเป็นไปตามกลไกแบบ Rhombic drive ดังสมการที่แสดงต่อไปนี้

$$e_c = (R_{cr} \cos \theta - l_{rh} \cos \beta_r + l_r) - (l_{pr} + R_{cr} \cos \theta + l_{rh} \cos \beta_r + \frac{H_p}{g}) \tag{1}$$

$$e_h = U_c - (R_{cr} \cos \theta - l_{rh} \cos \beta_r + l_{dr} + H_d) \tag{2}$$

$$\beta_r = \sin^{-1}(0.5 - \frac{R_{cr}}{l_{rh}} \sin \theta) \tag{3}$$

แล้วสามารถนำมาแปลงเพื่อหาตำแหน่งการเคลื่อนที่ของลูกสูบและลูกสูบคิสเพลสเซอร์ที่เป็นไปตามรูปที่ 3 หาปริมาตรของส่วนเย็นและส่วนร้อน ได้ดังนี้

$$V_c = e_c A_c \tag{4}$$

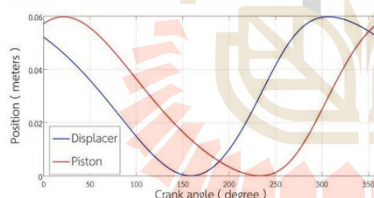
$$V_h = e_h A_h \tag{5}$$

โดย  $V_c, V_h$  คือปริมาตรอากาศส่วนเย็นและส่วนร้อน  $A_c, A_h$  คือพื้นที่หน้าตัดของส่วนเย็นและส่วนร้อน ในหนึ่งรอบวัฏจักรจะทำการคำนวณ 600 ครั้งต่อหนึ่งรอบวัฏจักร แล้ววนรอบใหม่เพื่อทำการคำนวณซ้ำจนกว่าค่าอุณหภูมิและความดันเริ่มต้นของวัฏจักรจะไม่เปลี่ยนแปลงไปจากวัฏจักรก่อนหน้า หลังจากนั้นจึงจะสามารถคำนวณหาค่า Power output ได้ดังนี้

$$W_{indicated} = \int_0^{\tau} (P_c \frac{dV_c}{dt} + P_h \frac{dV_h}{dt}) dt \tag{6}$$

$$P_{indicated} = f W_{indicated} \tag{7}$$

โดย  $P_c, P_h$  คือความดันภายในส่วนเย็นและส่วนร้อน  $W_{indicated}$  คืองานสุทธิที่เครื่องยนต์สร้างได้ใน 1 รอบวัฏจักร  $f$  คือความเร็วรอบของเครื่องยนต์ในหน่วยรอบต่อวินาทีและ  $P_{indicated}$  คือกำลังที่เครื่องยนต์สร้างใน 1 รอบวัฏจักร



รูปที่ 3 แสดงความสัมพันธ์ของตำแหน่งการเคลื่อนที่ระหว่างลูกสูบและลูกสูบคิสเพลสเซอร์

**3.2 สมการควบคุม**

ในการวิเคราะห์พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณจะสามารถทำการแก้ปัญหาโดยใช้วิธีการทาง Numerical โดยอาศัยการแก้สมการควบคุมคือ สมการความต่อเนื่อง สมการโมเมนตัม สมการพลังงานและสมการสภาวะ โดยพิจารณาอากาศสามารถอัดตัวได้ โดยสามารถเขียนได้ดังนี้

สมการความต่อเนื่อง[12]

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho v_x) + \frac{\partial}{\partial r}(\rho v_r) + \frac{\rho v_r}{r} = 0 \tag{8}$$

สมการโมเมนตัม[12]

$$\frac{\partial(\rho V_x)}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial(r \rho v_x v_x)}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial(r \rho v_r v_x)}{\partial r} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[ r \mu \left( 2 \frac{\partial v_x}{\partial x} - \frac{2}{3} (\nabla \cdot \vec{v}) \right) \right] + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[ r \mu \left( 2 \frac{\partial v_r}{\partial r} - \frac{\partial v_r}{\partial x} \right) \right] + F_x \tag{9}$$

$$\frac{\partial(\rho V_r)}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial(r \rho v_x v_r)}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial(r \rho v_r v_r)}{\partial r} = -\frac{\partial p}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[ r \mu \left( 2 \frac{\partial v_r}{\partial r} - \frac{2}{3} (\nabla \cdot \vec{v}) \right) \right] + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial x} \left[ r \mu \left( \frac{\partial v_r}{\partial x} + \frac{\partial v_x}{\partial r} \right) \right] - 2 \mu \frac{v_r}{r^2} + \frac{2}{3} \rho (\nabla \cdot \vec{v}) + \rho \frac{v_r^2}{r} + F_r \tag{10}$$

โดยที่

$$\nabla \cdot \vec{v} = \frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{v_r}{r} \tag{11}$$

สมการพลังงาน[13]

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \nabla \cdot (\vec{v}(\rho E + p)) = \nabla \cdot [k_{eff} \nabla T - \sum_j h_j \vec{j}_j + (\vec{\tau}_{eff} \cdot \vec{v})] \tag{12}$$

โดยที่

$$E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} \tag{13}$$

โดย  $\rho$  คือ ความหนาแน่น,

$x, r$  คือ axial coordinate และ radial coordinate

$v_x, v_r$  คือ axial velocity และ radial velocity

$\mu$  คือ molecular viscosity

$F$  คือ source terms

$k_{eff}$  คือ effective conductivity

$\vec{j}_j$  คือ diffusion flux

$\vec{\tau}_{eff} \cdot \vec{v}$  คือ viscous dissipation

$h$  คือ sensible enthalpy

ในการวิเคราะห์แบบจำลองความปั่นป่วนมีการเลือกใช้แบบจำลองความปั่นป่วน  $k - \epsilon$  เนื่องจากการไหลของสารทำงานภายในเครื่องยนต์มีค่า เรย์โนลด์ส์ (Reynolds number) เกินกว่าค่าวิกฤตในบางช่วงของวัฏจักร

#### 4. เปรียบเทียบผลลัพธ์กับผลการทดลอง

##### 4.1 การหาความเป็นอิสระของกริดและเวลา (grid and time-step independence)

การวิเคราะห์โดยอาศัยสมการควบคุมเพื่อให้สามารถอธิบายปรากฏการณ์ภายในเครื่องยนต์ผ่านการใช้โปรแกรม ANSYS fluent 16.2 ในการแก้ปัญหา โดยก่อนที่จะเริ่มต้นการวิเคราะห์ ได้ทำการหาผลลัพธ์จาก CFD มาเปรียบเทียบกับผลลัพธ์จากการทดลองเพื่อหาค่าความถูกต้องของโปรแกรมที่ใช้ การเปรียบเทียบเริ่มต้นจากการทดสอบเพื่อหา grid และ time-step ที่เหมาะสมซึ่งจะไม่ส่งผลกระทบต่อผลของการคำนวณที่จะได้มา โดยมีการทดสอบกับโดเมนที่มีปริมาตรกริดแตกต่างกัน 3 ค่า โดยแต่ละโดเมนมีจำนวนกริดอยู่ที่ 1,995 กริด, 7,870 กริดและ 31,140 กริดและทำการทดสอบกับจำนวนรอบการคำนวณในหนึ่งวัฏจักรอีก 3 ค่าคือ 300 , 600 และ 900 รอบต่อวัฏจักร โดยจากการทดสอบพบว่าจำนวนรอบที่ 300 รอบต่อวัฏจักรนั้นไม่สามารถใช้คำนวณที่จำนวนกริด 31,140 กริดได้เนื่องจากในระหว่างการคำนวณจะเกิดปริมาตรเซลล์ในโดเมนติดลบ(Negative cell volume) ดังนั้นจึงทำการเปรียบเทียบผลลัพธ์จากการที่คำนวณ 600 และ 900 รอบต่อวัฏจักร ซึ่งผลลัพธ์ที่ได้เปรียบเทียบแล้วพบว่ามีความต่างกันไม่เกิน 5 เปอร์เซ็นต์ จึงเลือกพิจารณาโดเมนให้มีการคำนวณ 600 รอบต่อวัฏจักร และผลลัพธ์ที่ได้จากการเปลี่ยนจำนวนกริดคือ 32.1, 35.2 และ 35.9 วัดค่าตามลำดับ พบว่าผลลัพธ์ของโดเมนที่มีจำนวนกริด 7,870 กริดและ 31,140 กริดมีค่าต่างกันประมาณ 2 เปอร์เซ็นต์ ดังนั้นโดเมนที่เหมาะสมจะถูกสร้างให้มีกริดอยู่ที่ 7,870 กริดและจำนวนรอบการคำนวณที่ 600 รอบต่อวัฏจักร

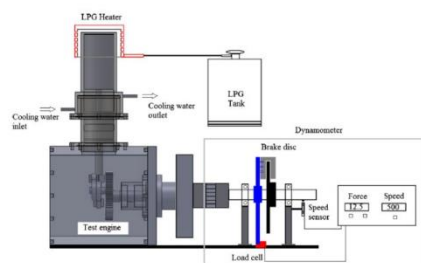
##### 4.2 การเปรียบเทียบผลการทดลอง

เนื่องจากในบทความ Aksoy และ Cinars นั้นระบุข้อมูลของเครื่องยนต์ไว้เพียงพอที่จะสามารถนำมาใช้ในการทดลองด้วย CFD ได้ ดังแสดงในตารางที่ 1 แต่ในส่วนของการแลกเปลี่ยนความร้อนไม่ได้ถูกระบุมาในบทความจึงจำเป็นต้องอาศัยการประมาณจากรูปของ

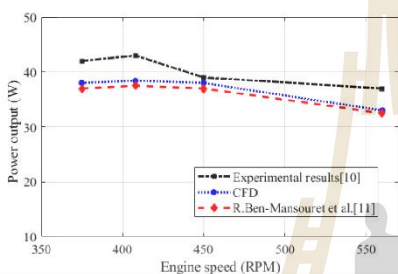
ทดลองดังแสดงในรูปที่ 4 เมื่อพิจารณาการทำงานภายในเครื่องยนต์จากการทดสอบก่อนหน้าพบว่าในบางช่วงของวัฏจักรการทำงานมีค่าเรย์โนลด์ส์ที่สูงกว่า 4,000 ดังนั้นจึงเลือกพิจารณาวัฏจักรโดยคิดรวมปรากฏการณ์ของการเกิดการไหลแบบปั่นป่วน(Turbulent flow)โดยการพิจารณา Turbulent model standard  $k-\epsilon$  เข้ามาช่วย เนื่องจากลักษณะของการไหลไม่ได้ซับซ้อนและเป็นโมเดลที่สามารถใช้ได้หลากหลายและมักถูกเลือกเมื่อต้องการศึกษาการเปลี่ยนแปลงพารามิเตอร์ของปัญหาที่สนใจรวมถึงในบทความของ R. Ben-Mansour et al.[11] ซึ่งทำการศึกษาเครื่องยนต์ชนิดเดียวกันนี้ได้เลือกใช้โมเดลนี้ในการแก้ปัญหาด้วยเช่นกัน แต่ในส่วนเงื่อนไขขอบบริเวณผิวด้านข้างไม่มีการระบุการกระจายอุณหภูมิว่าเป็นลักษณะใด ทำให้ในการวิเคราะห์นี้ที่ผิวด้านข้างจะมีการประมาณความยาวของผิวแลกเปลี่ยนความร้อนที่ผิวร้อน, 773 K และผิวเย็น, 300 K ขาวผิวละ 12 เซนติเมตร ผิวถูกสุบคิสเพลสเซอร์ไม่มีการถ่ายเทความร้อน ซึ่งจะส่งผลให้ผลลัพธ์มีความคลาดเคลื่อนเกิดขึ้นเมื่อเทียบกับผลลัพธ์ที่เคมีการวิเคราะห์ไว้ซึ่งแสดงตามรูปที่ 5 ค่าตัวแปรที่กำหนดในการทดสอบด้วย CFD แสดงในตารางที่ 2

โดยผลของการทดลองจะนำค่าจาก CFD เปรียบเทียบกับค่าที่ได้จากการทดลองพร้อมกับเปรียบเทียบค่าที่ได้จากการทดสอบด้วยเทคนิคเดียวกันนี้ในการศึกษาของ R. Ben-Mansour ซึ่งได้แสดงดังรูปที่ 5 ซึ่งมีการทดสอบที่ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ที่ 380, 408, 450 และ 560 RPM ซึ่งจะเห็นว่าผลลัพธ์จาก CFD นั้นมีแนวโน้มที่สอดคล้องและใกล้เคียงกับผลการทดลอง โดยจะเห็นว่าในขณะที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์เพิ่มขึ้น ค่ากำลังจะมีแนวโน้มที่จะเพิ่มสูงขึ้นไปจนถึงจุดหนึ่งจะเริ่มมีค่าที่ลดลง ซึ่งเป็นแนวโน้มที่สอดคล้องกับผลที่ได้จากการทดลอง และผลลัพธ์ที่ได้จาก CFD มีค่าความคลาดเคลื่อนสูงที่สุดอยู่ที่ 11.6 % ที่ความเร็วรอบ 408 RPM เมื่อเทียบกับค่าจากการทดลอง





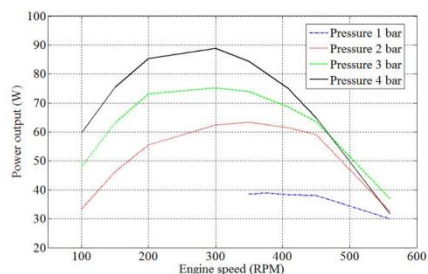
รูปที่ 4 แสดงตัวอย่างชุดทดลอง[10]



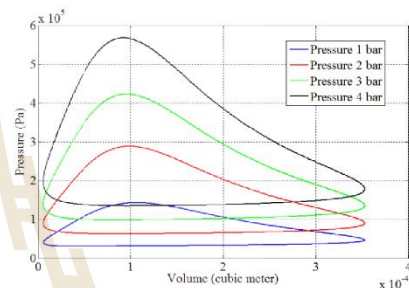
รูปที่ 5 ภาพเปรียบเทียบค่ากำลังที่ได้จากผลการทดลองที่ความดัน 1 bar และผลจากการวิเคราะห์ด้วย CFD

ตารางที่ 2 แสดงการตั้งค่าตัวพารามิเตอร์ของ 2D-CFD

โดเมน	2D-Axisymmetric
สารทำงาน	อากาศ
ความดันภายใน	1, 2, 3 และ 4 bar
อุณหภูมิตั้งร้อน(K)	773
อุณหภูมิตั้งเย็น(K)	300
Mesh	7,870
Time-step	600
Viscous model	standard $k-\epsilon$



รูปที่ 6 ภาพเปรียบเทียบค่ากำลังที่ได้เมื่อทำการอัดความดันภายในเครื่องยนต์



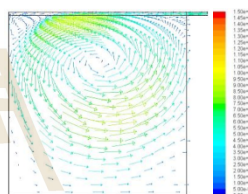
รูปที่ 7 ภาพเปรียบเทียบการเปลี่ยนแปลงความดันภายในเครื่องยนต์ความเร็วรอบ 408 RPM

5. ผลการวิเคราะห์และการอภิปราย

ผลจากการจำลองเชิงตัวเลขในการวิเคราะห์ผลทางพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณเพื่อหาค่ากำลังที่ได้เมื่อเปรียบเทียบกันในแต่ละกรณีที่เพิ่มความดันให้สูงขึ้นภายในเครื่องยนต์ โดยการวิเคราะห์จะไม่มีเปลี่ยนแปลงขนาดของเครื่องยนต์ แหล่งอุณหภูมิความร้อนและแหล่งอุณหภูมิความเย็น แต่จะปรับเพียงความดันภายใน (Operating pressure) ให้กับเครื่องยนต์เท่านั้นและหาค่ากำลังที่แปรผันตามความเร็วรอบ ผลลัพธ์ที่ได้แสดงดังรูปที่ 6 จะเห็นได้อย่างชัดเจนว่าการเพิ่มความดันเข้าไปภายในเครื่องยนต์จะสามารถทำให้เครื่องยนต์สเตอร์ลิงมีกำลังที่สูงขึ้น

พิจารณาการทำงานที่ 1 bar กำลังสูงสุดอยู่ที่ประมาณ 43 วัตต์ที่ความเร็วรอบ 408 RPM แต่เมื่อเพิ่มความดันจะส่งผลให้กำลังที่ได้สูงขึ้น โดยค่าสูงสุดโดยประมาณของการอัดความดันที่ 2, 3 และ 4 bar คือ 63.4 วัตต์ที่ 350 RPM, 75.2 วัตต์และ 88.8 วัตต์ที่ประมาณ 300 RPM ใกล้เคียงกันตามลำดับ เมื่อพิจารณาการเปลี่ยนแปลงกำลังเทียบกับความเร็วรอบที่เปลี่ยนไป แต่จะสามารถสังเกตเห็นได้ว่ากราฟของเส้นที่มีการอัดความดันที่สูงขึ้นจะเริ่มมีความชันของเส้นกราฟที่สูงขึ้นมาด้วย จะเห็นว่าเมื่อเทียบผลของ 2 และ 4 bar การเปลี่ยนแปลงผลลัพธ์ของกำลังที่ 4 bar จะมีการเปลี่ยนแปลงมากกว่า ในการคำนวณกำลังที่ได้ในวัฏจักรเครื่องยนต์สเตอร์ลิงจะสามารถวิเคราะห์ได้จากกราฟความสัมพันธ์ระหว่างความดันและปริมาตรของอากาศในหนึ่งรอบวัฏจักร ดังที่แสดงในรูปที่ 7 โดยเปรียบเทียบระหว่างเครื่องยนต์ที่มีการอัดความดันที่แตกต่างกัน โดยพิจารณาที่ความเร็วรอบเดียวกันที่ 408 RPM เพื่อให้การวิเคราะห์การไหลภายในนั้นไม่เปลี่ยนแปลงตามความเร็วของลูกสูบ การวิเคราะห์สามารถประเมินงานและกำลังได้จากพื้นที่ภายในวงรอบของความดันและปริมาตร ซึ่งพื้นที่ในวงรอบที่มากขึ้นหมายถึงความสามารถในการสร้างงานออกมาได้มากขึ้น จากการเปรียบเทียบแสดงให้เห็นว่าการที่เพิ่มความดันเข้าไปในระบบจะทำให้การเปลี่ยนแปลงความดันภายในวัฏจักรมีค่าสูงขึ้น ส่งผลให้พื้นที่ภายในวงรอบมากขึ้น กำลังของเครื่องยนต์จะสูงขึ้นตามไปด้วย ซึ่งผลลัพธ์ที่ได้นั้นเปรียบเทียบกับบทความที่มีการทดลองพบว่ามีแนวโน้มที่สอดคล้องกับผลการทดสอบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงของ Halit Karabulut et al.[14] โดยจะสามารถเห็นได้ว่าเมื่อมีการเพิ่มความดัน ค่ากำลังที่ได้จะมีค่าสูงมากขึ้น และเมื่อเพิ่มความดันจนถึงค่าๆหนึ่งแล้วผลลัพธ์จะมีกำลังที่ลดลง สอดคล้องกับผลลัพธ์ที่ได้ซึ่งจะเห็นว่าช่องว่างของกำลังที่เพิ่มขึ้นเมื่อมีการเพิ่มความดันให้สูงขึ้น ช่องว่างนั้นเริ่มลดลงเช่นเดียวกับการทดสอบพิจารณาการเปลี่ยนแปลงของความเร็วรอบของเครื่องยนต์สามารถส่งผลกระทบต่อการทำงานภายในได้เช่นกัน โดยที่

ความเร็วรอบที่สูงกว่าจุดที่ให้กำลังสูงสุด อากาศภายในจะมีเวลาในการแลกเปลี่ยนความร้อนที่น้อยลงทำให้ความสามารถในการสร้างงานในหนึ่งรอบวัฏจักรนั้นน้อยลง กำลังของเครื่องยนต์ก็จะสามารถสร้างได้น้อยลงตามไปด้วย ในทางกลับกันที่ความเร็วรอบต่ำกว่าจุดที่ให้กำลังสูงสุด อากาศสามารถสร้างงานในหนึ่งรอบวัฏจักรได้มากขึ้นเนื่องจากมีเวลาในการแลกเปลี่ยนความร้อนที่นานขึ้นแต่เวลาของหนึ่งรอบวัฏจักรที่ใช้ก็นานขึ้นเช่นกัน และเมื่อการเพิ่มความดันในระบบที่ความเร็วรอบเท่ากันเป็นผลให้ความเร็วการไหลของอากาศภายในไหลเร็วขีงขึ้น ในทำนองเดียวกันการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ได้น้อยลง ดังนั้นเมื่อเพิ่มความดันในระบบ ความเร็วรอบที่ให้กำลังสูงสุดจึงปรับตัวให้ความเร็วรอบลดลงเล็กน้อย เพื่อให้เหมาะสมที่จะสามารถรับความร้อน ได้ดีเทียบเป็นเวลาที่ใช้ในวัฏจักร



รูปที่ 8 ภาพแสดงตัวอย่างทิศทางการไหลของสารทำงานภายในส่วนร้อนที่มุมเครื่องยนต์ 90 องศา 1 bar



โดยมีข้อดีคือการที่สามารถวิเคราะห์ปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นภายในเครื่องยนต์ได้อย่างชัดเจน ในการศึกษาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดเบต้าได้ถูกนำมาวิเคราะห์ด้วยเทคนิคดังกล่าวเพื่อหาความสัมพันธ์ของการอัดความดันภายในเครื่องยนต์ที่สูงขึ้นจะสามารถส่งผลอย่างไร จากการทดสอบพบว่าการเพิ่มความดันเข้าไปภายในเครื่องยนต์ส่งผลให้การไหลของอากาศภายในมีความเร็วสูงขึ้นตามความดันที่เพิ่มขึ้นและส่งผลให้อัตราการถ่ายเทความร้อนที่

ผิวบริเวณแลกเปลี่ยนความร้อนมีค่าสูงขึ้นด้วย แต่ในขณะเดียวกันมีผลทำให้การกระจายอุณหภูมิภายในส่วนร้อนมีค่าต่ำลงซึ่งตรงข้ามกับการอัดความดันที่เพิ่มขึ้น การอัดความดันภายในเครื่องยนต์ทำให้อากาศมีความสามารถที่จะขยายตัวส่งผลทำให้การเปลี่ยนแปลงความดันในวัฏจักรมีค่ามากขึ้นและส่งผลให้เครื่องยนต์สามารถให้กำลังได้สูงขึ้น

#### เอกสารอ้างอิง

- [1] B. Kongtragool, S. Wongwises. Performance of a twin power piston low temperature differential Stirling engine powered by a solar simulator, *Solar Energy*, 2007:81: 884 – 895.
- [2] B. Kongtragool, S. Wongwises. A review of solar-powered Stirling engines and low temperature differential Stirling engines, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2003:7: 131-154.
- [3] Wen-Lih Chen, King-Leung Wong, Hung-En Chen. An experimental study on the performance of the moving regenerator for a gamma-type twin power piston Stirling engine, *Energy Conversion and Management*, 2014:77: 118-128.
- [4] 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*, 1990:33: 283-289.
- [5] B. Kongtragool, S. Wongwises. Investigation on power output of the gamma-configuration low temperature differential Stirling engines, *Renewable Energy*, 2005:30: 465-476.
- [6] Kwanchai Kraitong, Khamid Mahkamov. Optimisation of Low Temperature Difference Solar Stirling Engines using Genetic Algorithm, paper presented in the World renewable energy congress 2011, Linköping, Sweden.
- [7] B. Kongtragool, S. Wongwises. Thermodynamic analysis of a Stirling engine including dead volumes of hot space, cold space and regenerator, *Renewable Energy*, 2006:31: 345-359.
- [8] Wen-Lih Chen, King-Leung Wong, Yu-Feng Chang. A computational fluid dynamics study on the heat transfer characteristics of the working cycle of a low-temperature-differential gamma-type Stirling engine. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2014:75: 145-155.
- [9] S. Alfarawi, R. AL-Dadah, S. Mahmoud. Influence of phase angle and dead volume on gamma type Stirling engine power using CFD simulation. *Energy Conversion and Management*, 2016:124: 130-140.
- [10] F. Aksoy, C. Cinar. Thermodynamic analysis of a beta-type Stirling engine with rhombic drive mechanism, *Energy Conversion and Management*, 2013:75: 319–324.
- [11] R. Ben-Mansour, A. Abuelyamen, Esmail M.A. Mokheimer. CFD analysis of radiation impact on Stirling engine performance, *Energy Conversion and Management*, 2017:152: 354–365.
- [12] ANSYS FLUENT 12.0.(2009). Continuity and Momentum Equations. Retrieved April, 1<sup>st</sup> 2019 Web site: <http://www.afs.enea.it/project/neptunius/docs/fluent/html/th/node11.htm>
- [13] ANSYS FLUENT 12.0.(2009). Heat Transfer Theory. Retrieved April, 1<sup>st</sup> 2019 Web site: <http://www.afs.enea.it/project/neptunius/docs/fluent/html/th/node107.htm>
- [14] Halit Karabulut et al. An experimental study on the development of a b-type Stirling engine for low and moderate temperature heat sources. *Applied Energy*, 2009:86: 68-73.



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

ScienceDirect

Energy

Procedia

Energy Procedia 105 (2017) 1782 – 1788

The 8<sup>th</sup> International Conference on Applied Energy – ICAE2016

## Thermodynamics analysis for optimal geometrical parameters and influence of heat sink temperature of Gamma-configuration Stirling engine

Nattakit Tongdee<sup>a</sup>, Mongkhol Jandakaew<sup>b</sup>, Teetut Dolwichai<sup>a</sup> and Chalothorn Thumthae<sup>a\*</sup>

<sup>a</sup>School of Mechanical Engineering, Suranaree University of Technology, Nakhon Ratchasima 30000, Thailand  
<sup>b</sup>MNovative Energy Co., Ltd.22/29 Soi. Ladprao 21, Ladprao Road, Chomphon, Chatuchak, Bangkok 10900, Thailand

### Abstract

This paper provides theoretical predictions on the thermodynamic analysis of a low-temperature differential (LTD) Stirling engine. A twin power piston, gamma-configuration, LTD Stirling engine is considered with a heat source temperature of 353 K and heat sink temperature of 307 K. Second-order thermodynamic models are performed with MATLAB software. The geometrical parameters investigated include the power piston stroke, the displacer stroke, the displacer diameter, and the displacer thickness. Results from this study indicate that the indicated power density is achieved at a fixed 4 RPM engine. This engine has geometrical parameters with a power piston stroke of 0.29 m, displacer stroke of 0.21 m, displacer diameter of 1.44 m, and displacer thickness of 0.26 m. Additionally, the effects of the heat sink temperature on the indicated power output is performed and analyzed. The result shows that the indicated power output increased with a decreasing heat sink temperature.

© 2017 The Authors. Published by Elsevier Ltd. This is an open access article under the CC BY-NC-ND license (<http://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/>).

Peer-review under responsibility of the scientific committee of the 8th International Conference on Applied Energy.

*Keywords:* Stirling engine, low temperature heat source, geothermal energy ;

\* Chalothorn Thumthae. Tel. 0-4422-4556; fax 0-4422-4613  
E-mail address: [chalothorn@sut.ac.th](mailto:chalothorn@sut.ac.th).

## 1. Introduction

Alternative sources of energy are being sought to preserve fossil fuels as well as reduce the greenhouse effect. Renewable energy resources such as solar and geothermal are deemed to be the clean, efficient, and a sustainable energy resource [1]. Kongtragool B. and Wongwises S. review of the Stirling engine and the LTD Stirling engine. The result shows that the vertical twin power piston, gamma configuration Stirling engine is suitable for a low grade heat source [2] and they also tested the gamma configuration Stirling engine under a solar simulator [3]. Mansiria K. et al. are also interested in solar energy resources. They performed simulations of the solar dish Stirling engine. They studied the possibilities of a solar dish Stirling engine with solar irradiation data in Thailand [4]. Their conclusion is that solar energy is an interesting unlimited energy resource and environmental friendly but this technology is available only in the daytime and has less power output with unsuitable conditions. Alternative renewable energy resources are being sought to eliminate the limitations of solar energy. Geothermal energy is one type of renewable energy. It is also an unlimited energy resource, and environmental friendly because resources of geothermal energy range from the shallow ground to hot water and hot rock found a few miles beneath the Earth's surface. Chaiyat N, et al. surveyed the energy resources in Thailand. The result shows that most of the energy resources located in the northern region had a range of resource temperatures of not more than 100 °C [5]. The LTD Stirling engine technology seemed to be a suitable technology for geothermal energy with low temperature resources such as Thailand.

The aim of this study is to investigate suitable geometrical parameters of the LTD Stirling engine by performing thermodynamic models using MATLAB software. Kraitong K.'s source code is modified, changing the heat source from solar irradiation (constant heat flux) to a constant temperature as the heat source [6]

### Nomenclature

$f$	engine speed (revolution per second)
$P_c, P_e$	pressure of compression space and expansion space (Pa)
$P_{\text{indicated}}$	indicated power output (w)
$T_H, T_C$	temperature of heat source and heat sink (K)
$t, \tau$	time (second) and time per revolution (second)
$V_c, V_e$	volume of compression space and expansion space ( $m^3$ )
$V_{\text{Total}}$	total volume of working fluid in engine ( $m^3$ )
$W_{\text{indicated}}$	indicated work (J)
$x$	position of power piston (m)
$x_0$	stroke of power piston (m)
$y$	position of displacer (m)
$y_0$	stroke of displacer (m)

**2. Research Methodology**

The schematic diagrams of the LTD Stirling engine from Kraitong K. [6] are shown in Fig. 1. This engine has two power pistons, each installed in its own cylinder and a regenerator matrix within the displacer. The dimensions of this engine are shown in Table 1. They were used as the initial value for optimization of the power piston stroke, displacer stroke, displacer diameter, and displacer thickness. The numerical analysis of the LTD Stirling engine was selected to consider at 1 RPM, 2 RPM, 3 RPM, and 4RPM. The geometrical parameters are changed by multiple scale factors (scale factor > 1 parameters are increased and scale factor < 1 parameters are decreased) to obtain the numerical results (indicated power output and indicated power density). In this study, the internal volume of the LTD Stirling engine is divided into three main spaces, expansion space, compression, and regenerator matrix. The second order (2<sup>nd</sup>) thermodynamic model is performed, the pressure drop and heat loss due to the working fluid flow through the regenerator matrix are taken into account.

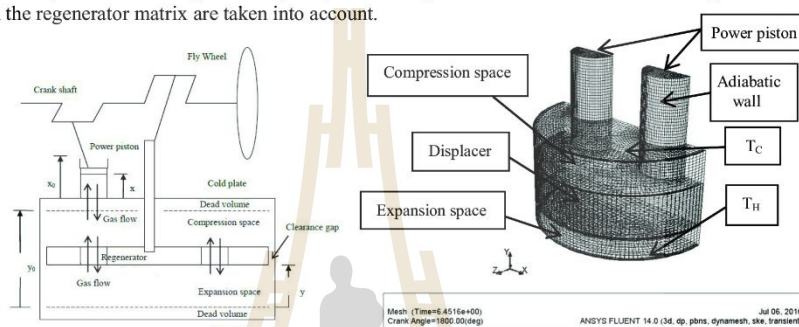


Fig. 1. Scheme of gamma configuration Stirling engine

Fig. 2. Computational domain

Table 1. Geometrical parameters of LTD Stirling engine from Kongtragool B. and Wongwiset S.

Engine parameters	Value (cm)	Engine parameters	Value (cm)
Power piston		Displacer	
Diameter	8.3	Diameter	32
Stroke	8.26	Stroke	7.95
		Thickness	8.26

The indicated work done ( $W_{indicated}$ ) on or by the working fluid inside the compression space and expansion space can be calculated by Eq. 1 and the indicated power output ( $P_{indicated}$ ) can be calculated by multiplying the frequency of the engine as shown in Eq. 2. The indicated work is affected by the change of geometrical parameters. Finally, the power density in Eq. 3 is calculated to obtain and compare the results from each of the geometrical parameters. The optimal geometrical parameters of the LTD Stirling engine were obtained. The optimal values of the geometrical parameters are decided by the power density.

$$W_{indicated} = \int_0^{\tau} (P_c \frac{dV_c}{dt} + P_e \frac{dV_e}{dt}) dt \quad (1)$$

$$P_{indicated} = fW_{indicated} \quad (2)$$

$$PowerDensity = \frac{P_{indicated}}{V_{Total}} \quad (3)$$

### 3. Model Validation

To predict the indicated power output obtained from the 2<sup>nd</sup> order thermodynamic model was validated with the use of the experimental results published by Kongtragool B. and Wongwiset S. Moreover, the 3D CFD simulation of the engine was performed. The 3D CFD computational domain was created and implemented in ANSYS (FLUENT) as shown in fig. 2. This numerical analysis carried out with the standard k-ε turbulence model for a compressible flow, moving mesh at the displacer and power piston. The working fluid in this engine is air. It is assumed to be an ideal gas. Boundary conditions applied to the model are similar to the data from Kraitong K. [5]. The energy resource from solar irradiation of 5,097 w/m<sup>2</sup> was applied to the bottom surface of the engine, a cooler temperature (T<sub>c</sub>) of 307 K was applied to the top surface of the engine, with an engine speed of 46.5 RPM. This LTD Stirling engine has a displacer with a built-in regenerator. The regenerator of the engine is SM15 metal sponge and the value of the inertial and viscosity resistant factors could be obtained by using the empirical correlation of pressure published by Tanaka et al. [7].

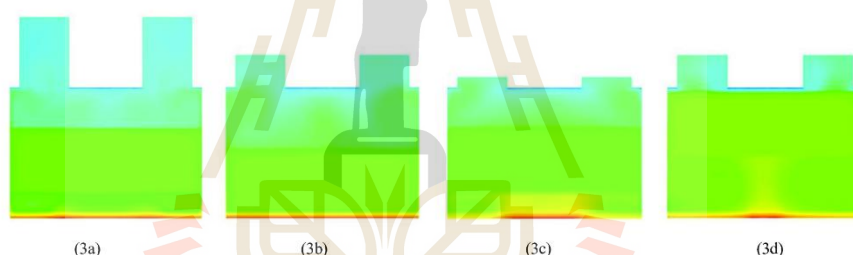


Fig. 3. 3D CFD simulation at 0 (3a), 90 (3b), 180 (3c) and 270 degree (3d) of LTD Stirling engine

Figure 4 shows the engine indicated power output results obtained using the 2<sup>nd</sup> thermodynamic model, obtained from the experiments presented by Kongtragool B. and Wongwiset S., and the 3D CFD simulation. The predicted indicated power output (continuous line) rose to its maximum value of 1.284 w at 46.5 RPM and then dropped while the engine speed increased. The trend of the results from the 2<sup>nd</sup> order thermodynamics model is similar to indicated power output from experimental data. However, the 2<sup>nd</sup> order thermodynamics model has an error because this model does not take into account the mechanical loss and heat loss to the environment. Moreover, the 3D CFD simulation results shown in Fig. 3 were compared using the 2<sup>nd</sup> order thermodynamics model. The indicated power output of the 3D CFD simulation is 1.207 w at 46.5 RPM. The better results are obtained from the 3D CFD simulation



because the 3D CFD simulation predicted the phenomenon in the LTD Stirling engine more accurately than the 2<sup>nd</sup> order thermodynamics model such as heat transfer in the regenerator matrix.

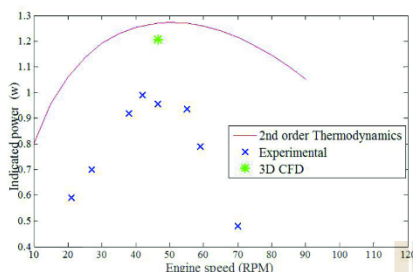


Fig.4.Comparison of indicated power output

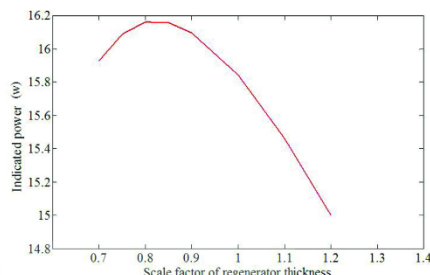


Fig. 5. Indicated power output as a function of regenerator thickness at fixed 1 RPM

#### 4. Result

This section focuses on the results obtained using the 2<sup>nd</sup> order thermodynamic model. The geometrical parameters, as shown in Table 1, were used as the initial value for the power piston stroke, displacer stroke, displacer diameter, and displacer thickness. Parameters were increased and decreased by multiply scale factor and the indicated power output was obtained. Figure 5 shows the effects of the displacer thickness. It can be seen that the indicated power first rises and then falls. The optimal scale factor of the displacer thickness is 0.8. The regenerator absorbed and rejected heat from the working fluid. It improved the LTD Stirling efficiency. The pressure drop in the regenerator may strongly affect the indicated power output due to the hydraulic resistance. Therefore, the displacer thickness is greater than the optimal value. The result obtains less indicated power output. On the other hand, the displacer thickness is less than optimal value. The result obtains less effectiveness of the regenerator and also a reduction in the indicated power output.

According to above discussion, the 2<sup>nd</sup> thermodynamic model obtained results of the optimal geometrical parameters of the LTD Stirling engine for each fixed engine speed as shown in Table 2.

Table 2. Optimal value for each fixed engine speed

Parameter		Fixed engine speed			
		1 RPM	2 RPM	3 RPM	4 RPM
Stroke of power piston	(m)	0.79	0.52	0.36	0.29
Stroke of displacer	(m)	0.57	0.33	0.26	0.21
Diameter of displacer	(m)	3.84	2.44	1.76	1.44
Displacer thickness	(m)	0.79	0.46	0.36	0.26

However, the fixed 1 RPM engine obtained the greatest indicated power output. This engine also has the greatest inside volume of working fluid. Therefore, the optimization of the geometrical parameters is the calculation of power density. The result of the power density is shown in Table 3.

Table 3. Comparison of power density

RPM	Indicated power (w)	Total volume (m <sup>3</sup> )	Power density (w/m <sup>3</sup> )
1	16.16	17.17	0.94
2	5.4	3.45	1.56
3	3.23	1.67	1.94
4	2.15	0.86	2.51

The optimal engine is a fixed 4 RPM engine because the result shows the greatest power density with the stroke of the power piston, stroke of the displacer, diameter of the displacer and displacer thickness are 0.29 m, 0.21 m, 1.44 m, and 0.26 m, respectively.

The optimal engine parameters were obtained using the 2<sup>nd</sup> order thermodynamic model. It fixed the temperature of the heat source and heat sink. In fact, the cooling temperature is controlled. Therefore, the indicated power can be increased by decreasing the cooling water (assuming the water is cooling fluid) and the trend of the indicated power are shown in Fig. 6. The graph shows the same trend for each fixed engine speed. The fixed 1 PRM engine obtained the greatest increasing indicated power output because it has the most area of heat transfer. It can release more heat than the other engine. The pressure variations in its engine are increased and then the result is an increasing indicated power output. The result of the slope shows that the engines fixed at 1 RPM, 2 RPM 4 RPM, and 4 RPM are -0.73 w/K, -0.2 w/K, -0.095 w/K, and -0.058 w/K, respectively.

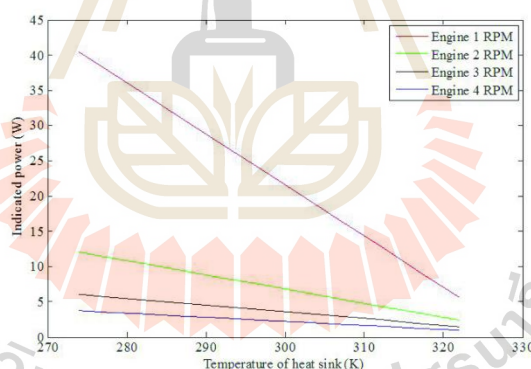


Fig. 6. Trends of indicated power output as function of temperature of heat sink

## 5. Conclusion

In this study, the optimal geometric parameters of the LTD Stirling engine was investigated by thermodynamics analysis. The geometrical parameters of the engine are multiplied by a scale factor for investigating the maximum indicated power and maximum power density. The calculations were done under the heat source and the heat sink at 353 K and 307 K, respectively. The results of this study show the stroke of power piston, stroke of displacer, diameter of displacer and displacer thickness are 0.29 m, 0.21 m, 1.44 m and 0.26 m, respectively. Moreover, the influence of the heat sink temperature affected the indicated power. The indicated power increased with the further decreasing in the heat sink temperature. The engine that was fixed at 1 RPM has the greatest area of heat transfer and the slope of the engine is -0.73 w/K.

## References

- [1] D.Y. Goswami, F. Kreith (Eds.), Handbook of Energy Efficiency and Renewable Energy, CRC Press, 2007.
- [2] B. Kongtragool and S. Wongwises. A review of solar-powered Stirling engines and low temperature differential Stirling engines, Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 7, 131-154.
- [3] B. Kongtragool and S. Wongwises. Performance of a twin power piston low temperature differential Stirling engine powered by a solar simulator. Solar Energy, vol. 81, 884 – 895.
- [4] Kongrit Mansiri, Sukrudee Sukchai and Chatchai Sirisamphanwong. Investigations to conduct a study about possibilities to use small scale solar dish Stirling engine system in Thailand, Energy procedia, vol. 56, 367 - 377
- [5] Nattaporn Chaiyat, Chatchawan Chaychana and Fongsaward S Singharajwarapan. Geothermal Energy Potentials and Technologies in Thailand, Fundamentals of Renewable Energy and Applications, vol. 4
- [6] Kwanchai Kraitong, "NUMERICAL MODELLING AND DESIGN OPTIMISATION OF STIRLING ENGINES FOR POWER PRODUCTION,"(Doctoral dissertation, Computing Engineering and Information Sciences, University of Northumbria,2012)
- [7] 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.



### Biography

Chalothorn Thumthae. Ph.D. : 2009, in Mechanical Engineering. Lecturer at Suranaree University of Technology. Fields of research are: wind turbine aerodynamics; internal combustion engine; CFD; FEM; and applied computational simulations.

## ประวัติผู้เขียน

นายณัฐกิจ ทองดี เกิดเมื่อวันที่ 20 ธันวาคม พ.ศ. 2535 ที่อำเภอเมือง จังหวัดนครราชสีมา เริ่มต้นชั้นประถมศึกษาที่โรงเรียนอนุบาลนครราชสีมา จังหวัดนครราชสีมา จนกระทั่งระดับมัธยมศึกษาตอนปลาย ได้เข้าศึกษาต่อที่โรงเรียนราชสีมาวิทยาลัย จังหวัดนครราชสีมา ต่อมาเมื่อปี พ.ศ. 2554 ได้โควต้าศึกษาต่อในระดับอุดมศึกษา สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล หลักสูตรวิศวกรรมอากาศยาน สำเร็จการศึกษาระดับปริญญาตรีบัณฑิตในปี พ.ศ. 2557 ต่อมาได้เข้าศึกษาต่อในระดับบัณฑิตศึกษา วิศวกรรมเครื่องกลและระบบกระบวนการ

ขณะศึกษาระดับบัณฑิตศึกษาได้รับมอบหมายให้เป็นผู้สอนในสาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล จำนวน 5 รายวิชา ดังต่อไปนี้

1. Introduction Flight Training with Flight Simulator
2. Aerodynamics and Aircraft Structure Laboratory
3. Aircraft Maintenance and Aircraft System Laboratory
4. Engineering Graphic I
5. Engineering Graphic II

ผลงานวิจัย: ได้นำเสนอบทความจำนวน 2 บทความ ดังต่อไปนี้

1. บทความเรื่อง “การวิเคราะห์ทางเทอร์โมไดนามิกส์เพื่อหาขนาดที่เหมาะสมของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแก๊มม่าที่ทำงานบนแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำคงที่” การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 30 (ME-NETT) 5-8 กรกฎาคม 2559 จังหวัดสงขลา ดังปรากฏในภาคผนวก ก.

2. ตีพิมพ์วารสารทางวิศวกรรมศาสตร์เรื่อง “การวิเคราะห์ด้วยพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณเพื่อหาผลกระทบเนื่องจากการเพิ่มความดันในกระบอกสูบภายในเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดเบต้าที่ทำงานบนแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำคงที่” วารสารวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่ ดังปรากฏในภาคผนวก ก.