

การวิเคราะห์ทางเทอร์โมไดนามิกส์เพื่อหาขนาดที่เหมาะสมของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมาที่ ทำงานบนแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำคงที่

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

ณัฐกิจ ทองดี¹, ชโลธร ธรรมแท้²

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

111 ถ.มหาวิทยาลัย ต.สุรนารี อ.เมือง นครราชสีมา 30000

¹E-mail: nattakit_td@hotmail.com *, เบอร์โทรศัพท์: 0-4422-4410, เบอร์โทรสาร: 0-4422-4411

²E-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

ปัจจุบันการมองหาพลังงานทางเลือกที่เข้ามาแทนแหล่งพลังงานหลักอย่างน้ำมันกำลังเป็นที่สนใจและศึกษากันอย่างกว้างขวางเพื่อหาแหล่งพลังงานทางเลือกที่จะให้พลังงานได้ตามความต้องการที่เติบโตขึ้นทุกวันในปัจจุบัน แหล่งพลังงานหนึ่งที่มีความร้อนให้ไม่มีวันหมดคือ 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 เพื่อให้ความร้อนจากอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนฝั่งร้อนทำให้สารทำงานขยายตัวแล้วดันให้ลูกสูบกำลังเคลื่อนที่ แล้วสารทำงานจะเคลื่อนไปยังอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนฝั่งเย็นเพื่อนำความร้อนไปทิ้งและกลับมารับความร้อนใหม่เพื่อทำให้เป็นวัฏจักรอีกครั้งหนึ่ง โดย Regenerator จะทำหน้าที่ช่วยเก็บและปล่อยความร้อนให้สารทำงานเพื่อลดปริมาณความร้อนที่ต้องการจากแหล่งความร้อนทำให้สามารถเพิ่มประสิทธิภาพให้สูงขึ้นได้

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

แสงต่างกันเพื่อหาการตอบสนองการทำงานของเครื่องยนต์ต่อความเข้มแสงที่ได้

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

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

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

B. Kongtragool and S. Wongwises [5] สำนวนการศึกษา พัฒนาและใช้งานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงบนแหล่งความร้อนจากแสงอาทิตย์ และเสนอเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแก้มมา สองลูกสูบกำลังว่ามีความสามารถที่จะทำงานได้บนแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำ

Nattaporn Chaiyat et al.[6] ทำการสำรวจแหล่งความร้อนใต้พิภพในประเทศไทยและเทคโนโลยีที่ใช้ โดยถูกแบ่งออกเป็น 3 กลุ่ม คือ แหล่งความร้อนสูง ปานกลาง และต่ำ โดอนส่วนมากจะอยู่บริเวณภาคเหนือและภาคใต้ของประเทศไทย

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

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

2. การจำลองระบบ

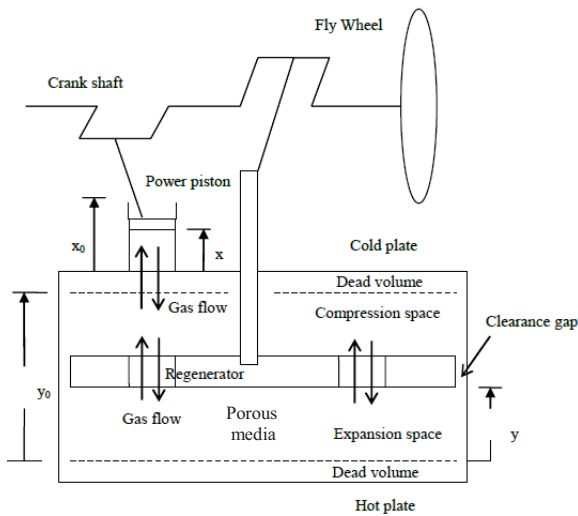
ในการหาขนาดที่เหมาะสมสำหรับแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำคงที่ จะใช้เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแก๊มมา จาก B. Kongtragool and S. Wongwises [1] โดยมีขนาดเครื่องยนต์ดังตารางที่ 1 แล้วทำการเปลี่ยนแปลง

ขนาดของตัวแปรที่เกี่ยวข้องกับเครื่องยนต์โดยใช้สมการเทอร์โมไดนามิกส์ second-order mathematical modeling

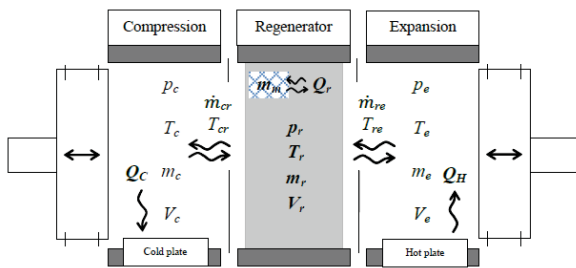
ตารางที่ 1 ขนาดของเครื่องยนต์ต้นแบบ

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 โดยพิจารณาเป็นแก๊สอุดมคติดังแสดงในรูปที่ 2



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

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

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

เมื่อรู้ระยะก็จะสามารถหาปริมาตรของปริมาตรควบคุมขณะมุมของเฟลาใดๆได้ ดังนี้

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

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

เมื่อปริมาตรควบคุมแต่ละฝั่งเปลี่ยนไปอากาศภายในก็จะไหลผ่านจากปริมาตรหนึ่งไปอีกปริมาตรหนึ่งโดยอุณหภูมิของอากาศที่ไหลก็จะบอกถึงปริมาณพลังงานที่อากาศพาไปด้วยโดยกระบวนการจะพิจารณาทิศทางซ้ายไปขวาตามรูปที่ 2 จะเป็นค่าบวก ซึ่งอุณหภูมิของอากาศที่ไหลจะถูกกำหนด ดังนี้

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

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

จะเห็นว่าสมการพิจารณาทิศทางจาก compression space ไปยัง 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
ปริมาตรควบคุมก็สามารถหาปริมาณพลังงานที่ถ่ายเท
ไปตามมวลของอากาศได้ จะถูกคำนวณด้วยสมการ
อนุรักษ์พลังงาน ดังนี้

$$C_V \frac{d(m_c T_c)}{dt} = dQ_c - \frac{dW_c}{dt} - \dot{m}_{c-r} C_P T_{c-r} \quad (9)$$

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

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

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

ดังนั้นจากสมการอนุรักษ์พลังงานก็สามารถ
จัดรูปใหม่จะสามารถหาค่าของ $\dot{m}_{c-r}$ และ $\dot{m}_{r-e}$ ได้ และ
เมื่อนำสมการ (9) - (11) มาพิจารณารวมกันจะสามารถ
หา $\frac{dP}{dt}$ ได้ ดังนี้

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

สมการอนุรักษ์มวลจะสามารถหามวลที่
เปลี่ยนไปในแต่ละปริมาตรควบคุมได้ ดังนี้

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

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

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

ใช้สมการสถานะเพื่อหาอุณหภูมิขณะนั้นๆของ
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]

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

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]

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

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

ในหนึ่งรอบวัฏจักรจะทำการคำนวณที่ 1,000 step ต่อหนึ่งรอบ แล้ววนรอบใหม่เพื่อทำการคำนวณซ้ำ จนกว่าค่าอุณหภูมิและความดันเริ่มต้นของวัฏจักรจะไม่เปลี่ยนแปลงจากวัฏจักรก่อนหน้านี้ แล้วจึงจะสามารถหา ค่า indicated power ได้ ดังนี้

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

$$P_{indicated} = f W_{indicated} \quad (24)$$

4. ตรวจสอบความถูกต้องของโปรแกรม

ในบทความนี้จะเป็นการใช้สมการทางเทอร์โมไดนามิกส์ second-order mathematical modeling มาเพื่อทำนายกำลังที่ได้จากเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิด

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

ตารางที่ 2 แสดงค่าเปรียบเทียบกำลังที่ทำนายได้จากสมการเทอร์โมไดนามิกส์และ 3D-CFD เปรียบเทียบกับการทดลอง

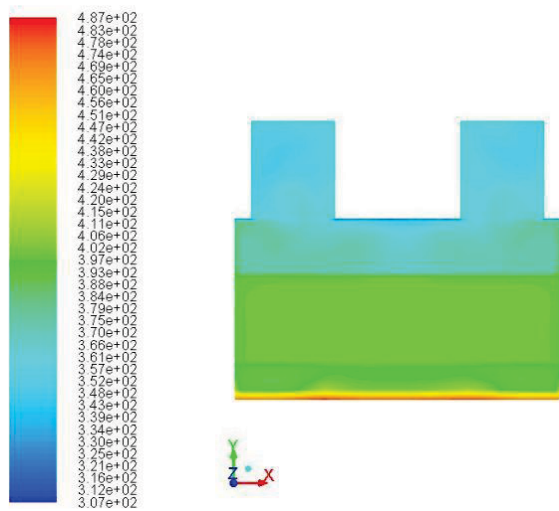
Power(W)			
	Experimental	2nd order	3D-CFD
B.Kongtragool [1]	0.969	1.276	1.162
โปรแกรมปรับแก้	-	1.284	1.207

ตารางที่ 3 แสดงการตั้งค่าตัวแปรของ 3D-CFD

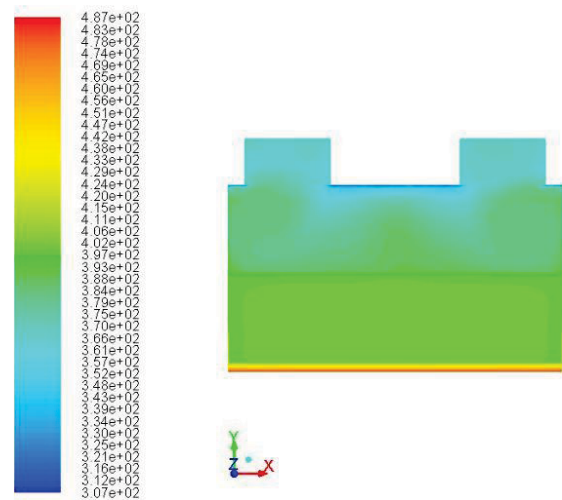
3D-CFD Model		
Working Fluid	Unit	
-Air	1	bar
Viscous	standard $k - \epsilon$	
Hot plate		
-Direct solar irradiation	5097	w / m^2
-Heat convection		
-Heat transfer coefficient	26.45	$w / m^2 K$
-Free stream temperature	305.5	K
Cold plate		
-Temperature	307	K

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	

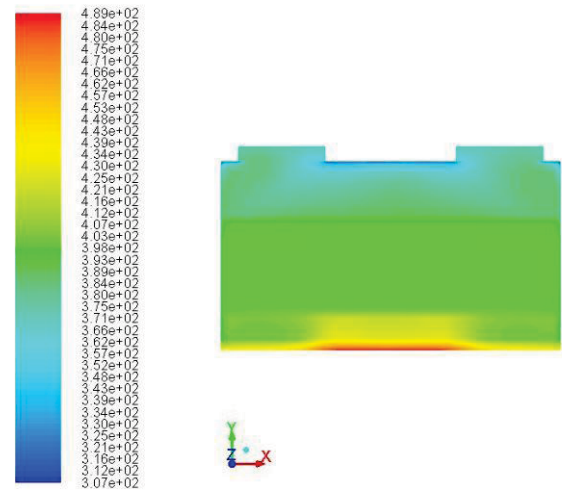
โดยใช้ตัวแปรที่ตั้งค่าตามตารางที่ 3 เป็นข้อมูลที่นำมาจาก K. Kraitong [10] เพื่อทำการจำลอง แล้วนำค่ามาเปรียบเทียบกับผลการทดลองของ B. Kongtragool [1] โดยตัวอย่างผลของ 3D-CFD เป็นดังนี้



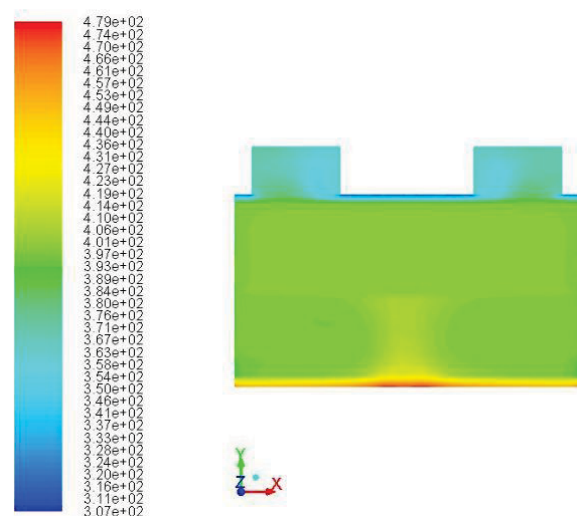
รูปที่ 3 Stirling engine at 0° of crank angle



รูปที่ 4 Stirling engine at 90° of crank angle



รูปที่ 5 Stirling engine at 180° of crank angle

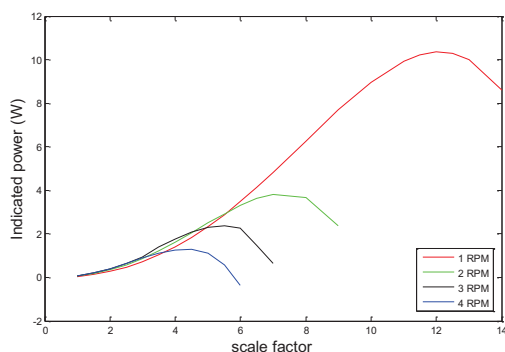


รูปที่ 6 Stirling engine at 270° of crank angle

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

5. ผลการวิเคราะห์และการอภิปราย

จากการใช้ second-order mathematical modeling โดยในส่วนแรกจะหาขนาดเครื่องยนต์ที่สามารถทำงานได้บนแหล่งความร้อน 80°C ด้วยการวิเคราะห์เครื่องยนต์ต้นแบบจาก B. Kongtragool and S. Wongwises [1] แล้วทำการขยายเครื่องยนต์ต้นแบบด้วยอัตราส่วนขยาย (scale factor) เพื่อหาว่าที่ขนาดเท่าใดได้กำลังสูงสุด

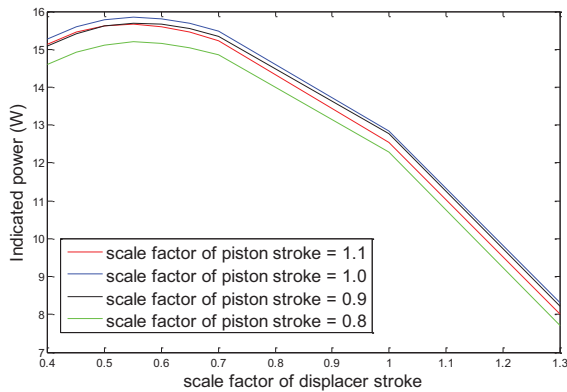


รูปที่ 7 แสดงค่าการทำนาย Indicated power ที่ขนาดเครื่องยนต์ต่างๆที่ถูกขยายด้วยอัตราส่วนขยาย

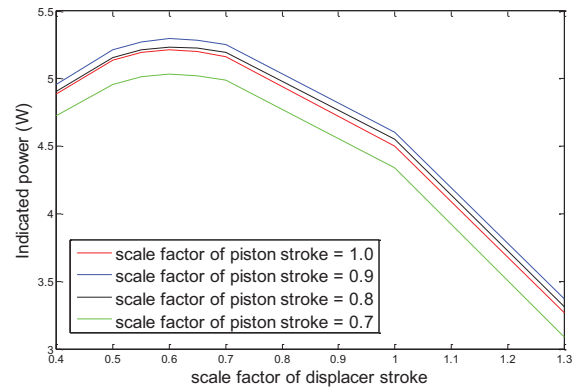
จากรูปที่ 7 จะเห็นว่าเมื่อเครื่องยนต์ทำงานที่แหล่งความร้อนอุณหภูมิ 80°C จะพิจารณาที่ความเร็วรอบ 4 ค่าคือ 1, 2, 3 และ 4 RPM จะได้ขนาดอัตราส่วนขยายเครื่องยนต์ที่ให้กำลังสูงสุด คือ 12, 7, 5.5 และ 4.5 ตามลำดับ ด้วยการขยายขนาดเครื่องยนต์ให้ใหญ่ขึ้นเพื่อจะหาขนาดที่มีพื้นที่รับความร้อนและระบายความร้อนที่เหมาะสมโดยดูที่ กำลังที่ออกมา ซึ่งการเพิ่มขนาดขึ้นจะสามารถเพิ่มกำลังที่ได้ให้มากขึ้นในช่วงแรก เพราะพื้นที่การรับความร้อนเพิ่มขึ้น แต่เมื่อถึงขนาดๆหนึ่งจะลดลงเนื่องจากการที่มีขนาดใหญ่ แม้ความร้อนที่เข้าสู่เครื่องยนต์จะเพิ่มขึ้นแต่เมื่อเทียบกับปริมาตรอากาศที่เพิ่มขึ้นตามการขยายเครื่องยนต์ ทำให้ปริมาณความร้อนไม่เพียงพอต่อปริมาตรอากาศที่จะเกิดการขยายตัวให้ได้ กำลังออกมา 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)

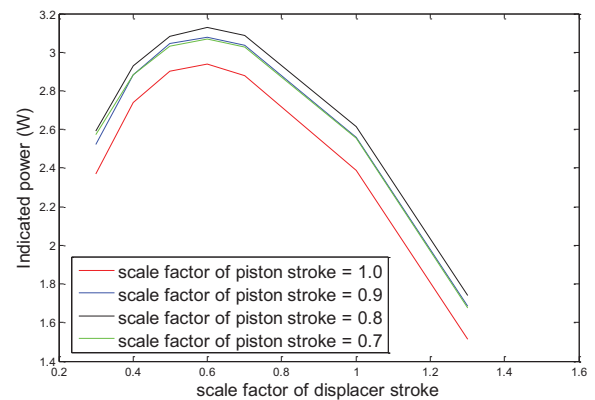


รูปที่ 8 กราฟแสดงความสัมพันธ์ของ Indicated power ที่ได้เมื่อเปลี่ยนระยะชักของ displacer และลูกสูบกำลังที่ความเร็วรอบ 1 RPM

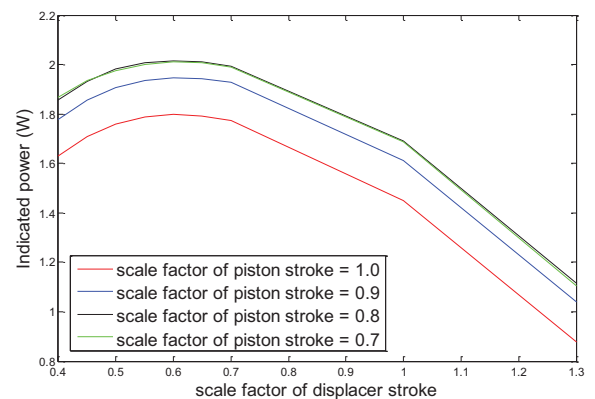


รูปที่ 9 กราฟแสดงความสัมพันธ์ของ Indicated power ที่ได้เมื่อเปลี่ยนระยะชักของ displacer และลูกสูบกำลังที่ความเร็วรอบ 2 RPM

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 ที่เหมาะสมจะทำให้อากาศที่ขยายตัวนั้นให้งานได้เต็มที่ หาก swept volume มากไปซึ่งเกิดจากระยะชักที่ยาว อากาศจะขยายไม่พอต่อปริมาตรที่มีทำให้เกิดการเสียนงานแทนการได้อานจากอากาศและหา swept volume น้อย อากาศที่ขยายตัวก็ไม่สามารถให้งานได้อย่างเต็มที่ และเมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบที่ 2, 3 และ 4 จะได้ ดังนี้



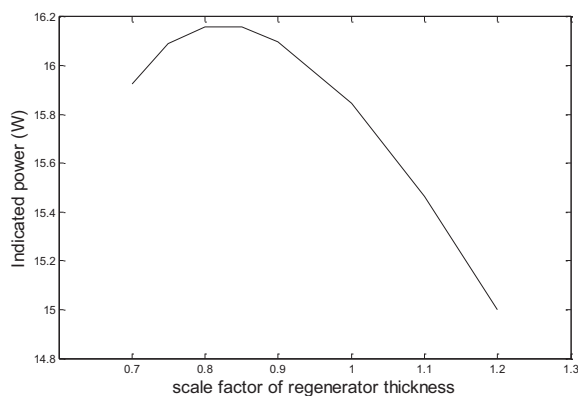
รูปที่ 10 กราฟแสดงความสัมพันธ์ของ Indicated power ที่ได้เมื่อเปลี่ยนระยะชักของ displacer และลูกสูบกำลังที่ความเร็วรอบ 3 RPM



รูปที่ 11 กราฟแสดงความสัมพันธ์ของ Indicated power ที่ได้เมื่อเปลี่ยนระยะชักของ displacer และลูกสูบกำลังที่ความเร็วรอบ 4 RPM

5.2 พิจารณาอิทธิพลของความหนาของ regenerator ที่อยู่ใน displacer

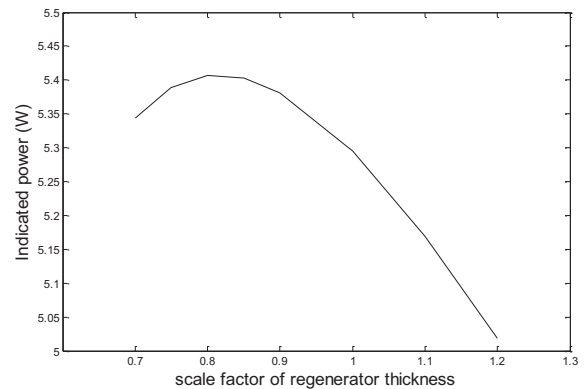
เนื่องจากในหัวข้อที่แล้วจะทราบว่าการไหลผ่าน regenerator หรือวัสดุที่มีลักษณะเป็นรูพรุนนั้นจะทำให้เกิดการสูญเสียความดันและความร้อนไป แต่ regenerator ก็เป็นอุปกรณ์ในการกักเก็บความร้อนแล้วคายความร้อนซึ่งช่วยให้วัฏจักรมีประสิทธิภาพสูงขึ้น ในส่วนนี้หลังจากที่ได้ทราบขนาดของเครื่องยนต์ และระยะชักของลูกสูบกำลังและ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



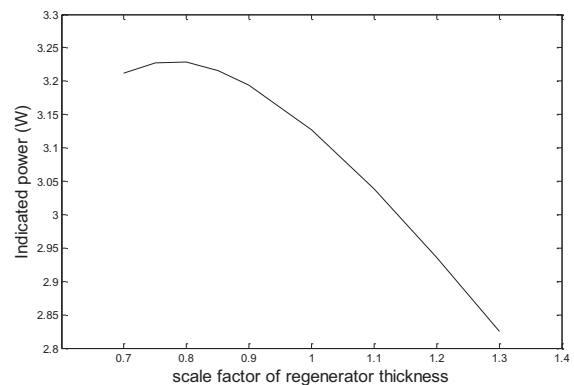
รูปที่ 12 กราฟแสดงความสัมพันธ์ของ Indicated power ที่ได้เมื่อเปลี่ยนความหนาของ regenerator (regenerator thickness) ที่ความเร็วรอบ 1 RPM

จากรูปที่ 12 ก็จะเห็นว่า จะมีค่าที่เหมาะสมอยู่ที่อัตราส่วนขยายของ regenerator = 0.8 ซึ่งหากมีความหนามากกว่านี้อิทธิพลของการสูญเสียความดันและความร้อนจะสูงขึ้นและส่งผลให้กำลังที่ได้ต่ำลง และหากความหนาน้อยกว่า 0.8 จะทำให้ความสามารถในการกักเก็บความร้อนและปล่อยความร้อนสู่อากาศของ regenerator มีความสามารถน้อยลงไปทำให้ ความร้อนที่ได้จากแหล่งความร้อนเมื่อรวมกับความร้อนที่ได้จาก regenerator ทำให้อากาศให้งานออกมาได้น้อยลงเพราะได้รับความ

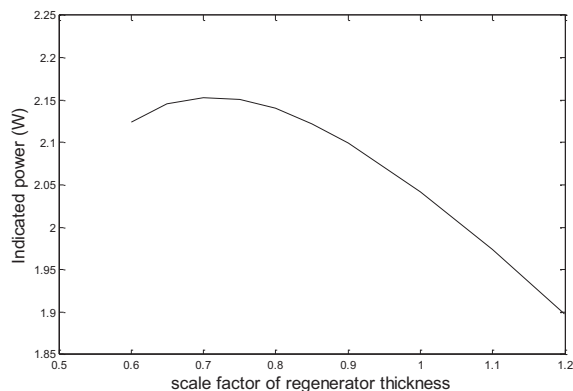
ร้อนน้อยลง และเมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบ 2, 3 และ 4 RPM จะได้ ดังนี้



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
	ความหนาของ displacer	0.79
2	ระยะชักลูกสูบกำลัง	0.52
	ระยะชัก displacer	0.33
	เส้นผ่านศูนย์กลางของ displacer	2.24
	ความหนาของ displacer	0.46
3	ระยะชักลูกสูบกำลัง	0.36
	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 ก็จะได้เห็นได้ชัดเจนขึ้นว่าเครื่องยนต์ที่มีขนาดใหญ่ขึ้นจะสามารถให้กำลังออกมาได้มากขึ้นแต่ในทางกลับกันก็ต้องใช้เวลาในการรับความร้อนเพื่อให้อากาศขยายตัวมากขึ้น นั่นส่งผลให้รอบการทำงานของเครื่องยนต์ต่ำลง ยิ่งเครื่องยนต์ใหญ่ขึ้นปริมาตรอากาศจะมากขึ้นทำให้เป็นข้อได้เปรียบที่ทำให้เครื่องยนต์ที่ใหญ่ให้กำลังได้มากกว่า ดังนั้นจึงใช้การเปรียบเทียบจาก Power density เพื่อจะหว่ากำลังที่ได้ขึ้นต่อหน่วยปริมาตรอากาศของแต่ละเครื่องยนต์ 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 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมาที่เหมาะสมที่สุด นั่นคือเครื่องยนต์ที่ทำงานบนรอบ 4 RPM ซึ่งให้ Power density สูงที่สุดที่ $2.51 w/m^3$

6. สรุปผล

ในบทความนี้เป็นการหาขนาดตัวแปรของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมาที่เหมาะสมโดยสามารถทำงานบนแหล่งอุณหภูมิความร้อนต่ำคงที่ที่ 80°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 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 γ -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.

รายการสัญลักษณ์

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