

การออกแบบเชิงวิเคราะห์สำหรับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบความต่างของอุณหภูมิต่ำ Analytical Design of a Low-Temperature Difference Stirling Engine

ไพบุณย์ ศรีภักการ

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

พญาไท ปทุมวัน กรุงเทพฯ 10330

โทร 0-22186610 โทรสาร 0-22522889 E-mail: Paiboon.S@Chula.ac.th

Paiboon Sripakagorn

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Chulalongkorn University

Phaya Thai Road, Wang Mai, Pathum Wan, Bangkok, Thailand 10330

Tel. +66 (0)-2218-6610 Fax. +66 (0)-2252-2889 E-mail: Paiboon.S@Chula.ac.th

บทคัดย่อ

การเปรียบเทียบระหว่างวัฏจักรสเตอร์ลิงกับวัฏจักรกึ่งสเตอร์ลิงแสดงให้เห็นว่าวัฏจักรกึ่งสเตอร์ลิงซึ่งใช้แบบจำลองการอัดตัวของแก๊สแบบ adiabatic สะท้อนพฤติกรรมของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงได้ดีกว่า ผลยังแสดงให้เห็นว่าในการทำงานที่ความต่างของอุณหภูมิต่ำ เครื่องยนต์สเตอร์ลิงจำเป็นต้องมีค่าอัตราส่วนการอัดตัวที่ต่ำ นอกจากนั้นค่าความร้อนจำเพาะของแก๊สที่ใช้ควรจะมีค่าต่ำ ซึ่งจะให้ช่วงของค่าอัตราส่วนการอัดตัวที่งานขาออกเป็นบวกกว้างขึ้นและมีค่างานขาออกแบบไร้มิติมากขึ้น ด้วยการวิเคราะห์เครื่องยนต์สเตอร์ลิงในห้าปริมาตรด้วยแบบจำลองแบบ adiabatic ก็ยังคงแสดงให้เห็นถึงข้อจำกัดของอัตราส่วนการอัดตัวสูงสุดด้วยแนวโน้มเดียวกัน ค่าอัตราส่วนการอัดตัวได้ถูกแสดงว่าเป็นพารามิเตอร์ในการออกแบบที่สำคัญ

Abstract

Compared with ideal Stirling cycle, pseudo-Stirling cycle which is based on adiabatic model of gas expansion performs better in describing the changes in power output in response to the changes in the compression ratio. Results from pseudo-Stirling cycle also illustrate an upper limit to the compression ratio allowable for positive power output. For low-temperature difference engine, the working gas with low specific heat ratio is preferred by allowing wider range of usable compression ratio and higher power output. The analysis has been extended by dividing the engine into five spaces and the adiabatic model was applied. The trend of the results remains the same suggesting that the compression ratio is an important design parameter and the upper limit should be taken into the consideration during the design phase.

1. บทนำ

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงจัดเป็นหนึ่งในจำพวกของเครื่องยนต์ความร้อนแบบวงจรปิดที่มีการใช้ regenerator เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพในการทำงาน (closed-cycle regenerative heat engine) ซึ่งการใช้ regenerator นี้เป็นสิ่งประดิษฐ์ที่ค้นพบโดยท่านศาสตราจารย์ Robert Stirling ชาวสกอตแลนด์ โดยมีการจดสิทธิบัตรในปี ค.ศ. 1816 ด้วยลักษณะเด่นหลายประการ เช่นศักยภาพที่จะมีประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูง การเป็นเครื่องยนต์สันดาปภายนอกทำให้มีความคล่องตัวในการปรับใช้แหล่งเชื้อเพลิง ช่วยลดการพึ่งพาเชื้อเพลิงจาก fossil และสามารถเลือกแก๊สที่ใช้ได้อย่างอิสระโดยไม่ต้องกังวลถึงการถ่ายไอเสียออกสู่ภายนอกเหมือนเครื่องยนต์สันดาปภายใน นอกจากนั้นแล้วจากการทำงานภายในที่ราบเรียบเมื่อเทียบกับเครื่องยนต์สันดาปภายในเครื่องยนต์สเตอร์ลิงจึงมีความทนทานและทำงานได้ที่ระดับเสียงที่ต่ำมาก เครื่องยนต์สเตอร์ลิงยังมีความยืดหยุ่นสูงในการนำไปใช้งาน เช่นเมื่อเอาแหล่งความร้อนออกและขับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงด้วยกำลังจากภายนอกแล้วเครื่องยนต์สเตอร์ลิงสามารถทำงานเป็นปั๊มความร้อน (heat pump) เช่นเครื่องปรับอากาศได้ อย่างไรก็ตาม ด้วยปัจจัยหลายหลาก เครื่องยนต์สเตอร์ลิงยังไม่ได้รับการใช้งานได้อย่างกว้างขวางมากนัก นอกจากเป็นความสนใจในเชิงงานอดิเรกของคนจำนวนมากแล้ว เครื่องยนต์สเตอร์ลิงได้รับการใช้งานในวงจำกัดในเชิงการตลาด เช่น สำหรับการเป็นต้นกำลังสำหรับปั๊มไฟฟ้าด้วยกำลังแสงอาทิตย์ (department of Energy, USA) สำหรับเป็นต้นกำลังสำหรับเรือดำน้ำขนาดเล็ก (บริษัท Kockums ของสวีเดนในงานทางการทหาร) สำหรับเป็นต้นกำลังสำหรับใช้ในการสำรวจอวกาศ (องค์การ NASA) เป็นที่น่าสนใจว่าในปัจจุบัน กลับมีความสนใจในเครื่องยนต์สเตอร์ลิงขึ้นมาอีกครั้งหนึ่งจากนักคิดค้นและลงทุนชาวสหรัฐอเมริกา Dean Kamen [1]โดยมีมุมมองว่าด้วยความคล่องตัวของแหล่งเชื้อเพลิง

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงสามารถจะนำพลังงานไฟฟ้าในรูปของอุปกรณ์ขนาดเล็กที่สุดแหล่งห่างไกลได้ ซึ่งจะช่วยแก้ปัญหาสำคัญในการดำรงชีวิตในปัจจุบันได้ เช่นใช้ไฟฟ้าในการเดินเครื่องสำหรับท่าอากาศยานน้ำตื้น และใช้ไฟฟ้าในการสื่อสาร ในมุมมองที่คล้ายคลึงกัน บทความนี้เป็นส่วนหนึ่งในการเริ่มต้นในการทำความเข้าใจการออกแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงโดยมีจุดมุ่งเน้นที่การทำงานที่อุณหภูมิต่ำ ซึ่งจะทำให้มีการนำไปใช้ในเชิงการใช้พลังงานทดแทน (เครื่องยนต์สเตอร์ลิงกับงานรวมแสงอาทิตย์) และการประหยัดพลังงาน (การนำ waste heat ในโรงงานอุตสาหกรรมมาใช้)

การออกแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงนั้นสามารถกระทำได้หลายระดับ ตั้งแต่ระดับที่ง่ายที่สุด (zeroth-order design) โดยนำสมการออกแบบที่ได้จากการทดลอง (empirical formula) มาใช้ ในขั้นต่อมา การออกแบบระดับที่หนึ่ง (first-order design) จะอิงอยู่กับวัฏจักรทางอุณหพลศาสตร์ (Thermodynamics cycle) เช่นวัฏจักรสเตอร์ลิงในอุดมคติ (Ideal Stirling cycle) การวิเคราะห์ในระดับที่สอง (second-order design) จะอิงพื้นฐานอยู่บนการวิเคราะห์ระดับที่หนึ่ง แต่เพิ่มการพิจารณาถึงการสูญเสียพลังงานไปในส่วนต่าง ๆ [2,3,4] เช่น การสูญเสียความดันในการไหลผ่าน regenerator หรือการรั่วไหลผ่านช่องว่างในเครื่อง ในท้ายที่สุดจะเป็นการวิเคราะห์ในระดับที่สาม (third-order design) โดยในระดับนี้จะอยู่ในลักษณะ nodal analysis โดยจะแบ่งบริเวณของเครื่องออกเป็นส่วนเล็กๆ (discretization) แล้วคำนวณสมการ differential ที่กำหนดพฤติกรรมทางความร้อนและอื่น ๆ [5]

ในการจำลองการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงนั้น ถึงแม้ว่าด้วยความเข้าใจทั่วไป การคำนวณที่ระดับสูงขึ้นควรจะให้ความแม่นยำที่สูงกว่า แต่สำหรับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแล้ว ปรากฏการณ์ในรายละเอียดของส่วนต่างๆ เช่น ปริมาตรอัดตัวที่มีการสูบเข้าและขับออกของแก๊สอยู่ตลอดเวลา รวมถึง regenerator ที่เป็นชิ้นส่วนสำคัญยังไม่มีแบบจำลองที่ยอมรับกันว่าแม่นยำ ดังนั้นในการใช้งานจริง ยังไม่มีข้อสรุปที่แน่ชัดว่าการคำนวณที่ระดับสูงขึ้นจะให้ความแม่นยำที่สูงกว่า [6] ในที่นี้จะอิงการวิเคราะห์อยู่ระดับที่หนึ่ง เพื่อจะชี้ถึงปฏิสัมพันธ์ระหว่างพารามิเตอร์ในการออกแบบต่อพฤติกรรมในเชิงอุณหพลศาสตร์

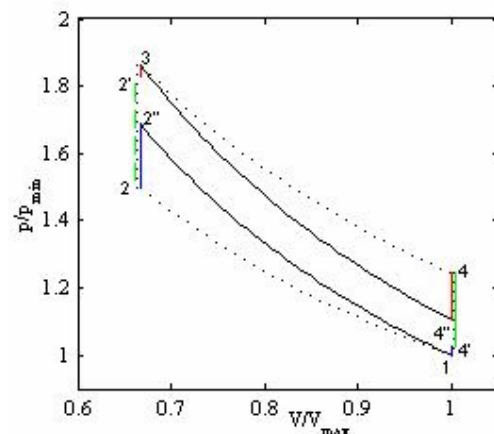
2 การออกแบบเชิงวิเคราะห์ในระดับที่หนึ่ง

การวิเคราะห์จะเริ่มด้วยการเปรียบเทียบระหว่างวัฏจักรสเตอร์ลิงในอุดมคติ (ซึ่งต่อไปนี้จะเรียกโดยย่อว่าวัฏจักรสเตอร์ลิง) กับวัฏจักรกึ่งสเตอร์ลิง (pseudo-Stirling cycle) วัฏจักรสเตอร์ลิงได้ถูกแสดงไว้ในรูปที่ 1 เป็นเส้นไขปลา อันประกอบด้วยจุดทำงาน 1-2-3-4 ตามลำดับ การทำงานของวัฏจักรสเตอร์ลิงนี้ขึ้นอยู่กับอัตราส่วนการอัดตัวเชิงปริมาตร

(compression ratio, $r = V_{\max} / V_{\min}$) อัตราส่วนอุณหภูมิด้านสูงต่อด้านต่ำ ($\tau = T_H / T_C$) และประสิทธิภาพของ regenerator จากการวิเคราะห์ [6] พบว่างานขาออกและประสิทธิภาพเชิงความร้อน (thermal efficiency) จะมีค่าสูงขึ้นในทิศทางเดียวกับการเพิ่มขึ้นของทั้งสองตัวแปร คือ r และ τ อยู่ตลอด สำหรับผลของประสิทธิภาพของ regenerator นั้น ปรากฏว่ามีความร้อนเข้าสู่ระบบเพื่อชดเชยการสูญเสียความร้อน (reheat loss) ของ regenerator ประสิทธิภาพของ regenerator จะไม่มี

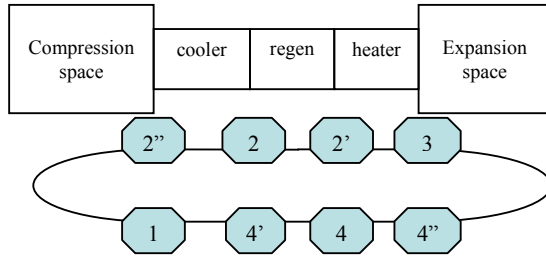
ผลต่องานขาออก แต่จะมีผลอย่างมากต่อประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์ โดยเฉพาะในช่วงอัตราส่วนการอัดตัวที่ต่ำ แต่อย่างไรก็ดี เมื่อเปรียบเทียบกับข้อมูลจากเครื่องยนต์จริง ประสิทธิภาพจะมีค่าสูงสุดอยู่ที่ประมาณ $r = 2-3$ [7] แล้วลดค่าลงเมื่อค่า r ดังนั้นวัฏจักรสเตอร์ลิงนี้จึงไม่สามารถสะท้อนพฤติกรรมของเครื่องยนต์ได้แม้แต่ในแนวโน้ม

จากนั้น พิจารณาวัฏจักรกึ่งสเตอร์ลิงในรูปที่ 1 ในเส้นทึบซึ่งประกอบด้วยจุดทำงาน 1-2'-2''-3-4''-4'-1 ตามลำดับ วัฏจักรนี้เกิดมาจากการพิจารณารายละเอียดในการอัดและขยายตัวของแก๊ส ด้วยเหตุที่โดยปกติแล้วเครื่องยนต์สเตอร์ลิงทำงานที่ความเร็วรอบที่สูงในระดับร้อยถึงระดับพันรอบต่อวินาที ดังนั้นการอัดตัวเกิดขึ้นด้วยความรวดเร็วแล้ว การถ่ายเทความร้อนระหว่างการอัดตัวนั้นจะเกิดขึ้นได้ยาก ทำให้มีแนวคิดใช้แบบจำลองการอัดตัวของแก๊สแบบ adiabatic แทนแบบอุณหภูมิคงที่ที่ใช้ในวัฏจักรสเตอร์ลิง จากการวิเคราะห์วัฏจักรแบบนี้ ก็พบว่าประสิทธิภาพเชิงความร้อน [6, p.37] มีค่าสูงสุดที่ประมาณ 2-3 ซึ่งสามารถจำลองพฤติกรรมจริงได้ในระดับหนึ่ง ดังนั้น ในที่นี้จะทำการวิเคราะห์เพิ่มเติมเพื่อดูถึงแนวโน้มอื่นๆ ที่วัฏจักรกึ่งสเตอร์ลิงจะให้ได้



รูปที่ 1 แผนภาพความดันต่อปริมาตร (P-V diagram) ระหว่างวัฏจักรสเตอร์ลิง (เส้นไขปลา) กับวัฏจักรกึ่งสเตอร์ลิง (เส้นทึบ)

ในรายละเอียดแล้ว การอัดตัวของแก๊สแบบอุณหภูมิคงที่นั้น ระหว่างการอัดตัวจะมีการถ่ายเทความร้อนออกอย่างสม่ำเสมอเพื่อรักษาให้อุณหภูมิมีค่าคงที่ แต่สำหรับการอัดตัวของแก๊สแบบ Adiabatic ในวัฏจักรกึ่งสเตอร์ลิงนั้น การอัดตัวจะเกิดขึ้นพร้อมไปกับการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิของแก๊ส จากนั้นความร้อนที่เกิดขึ้นจากการอัดตัวของแก๊สจะถูกถ่ายเทออกด้วยอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนเช่น cooler ในภายหลัง เช่นเดียวกัน การขยายตัวของแก๊สในลูกสูบขยายก็มีผลให้อุณหภูมิของแก๊สมีค่าลดลง ซึ่งจะต้องการ heater เพื่อเพิ่มอุณหภูมิของแก๊สขึ้นในภายหลัง ดังนั้น ในมุมมองของวัฏจักรกึ่งสเตอร์ลิง เครื่องยนต์แทนที่จะประกอบด้วยปริมาตรสามส่วนคือปริมาตรอัดตัว (compression space) ปริมาตรของ regenerator และปริมาตรขยายตัว (expansion space) ดังเช่นในวัฏจักรสเตอร์ลิง ก็จะประกอบด้วยห้าส่วนปริมาตร คือ ปริมาตรอัดตัว cooler regenerator heater และปริมาตรขยายตัว โดยจุดทำงานในรูปที่ 1 จะสอดคล้องกับปริมาตรทั้งห้าดังรูปที่ 2



รูปที่ 2 จุดทำงานในรูปที่ 1 ที่สอดคล้องกับปริมาตรทั้งห้าของการวิเคราะห์ด้วยวัฏจักรกึ่งสเตอร์ลิง

นอกจากการขยายการพิจารณาเป็นห้าปริมาตรดังรูปที่ 2 แล้ว ผลสำคัญที่เกิดขึ้นจากการใช้แบบจำลอง adiabatic ก็คือในรูปที่ 1 พื้นที่ภายในแผนภาพความดันต่อปริมาตรซึ่งมีผลโดยตรงต่องานขาออกของเครื่องยนต์มีค่าต่ำลงอย่างเห็นได้ชัด เพื่อการเปรียบเทียบในเชิงตัวเลขค่างานขาออกแบบไร้มิติ W_n โดยสำหรับวัฏจักรสเตอร์ลิงอยู่ในรูป

$$W_n = \frac{W}{p_{\min} V_{sw}} = \frac{r(\tau - 1)}{r - 1} \ln r \quad (1)$$

โดยที่ W คือค่างานขาออก $p_{\min} V_{sw}$ คือผลคูณระหว่างค่าความดันต่ำสุดและปริมาตรกวาดของเครื่อง และ $\gamma = c_p / c_v$ คือค่าความจุความร้อนจำเพาะ ในขณะที่สำหรับวัฏจักรกึ่งสเตอร์ลิง

$$W_n = \frac{\tau r}{(r - 1)(1 - k)} \left[\frac{1}{\tau} (r^{k-1} - 1) + r^{1-k} - 1 \right] \quad (2)$$

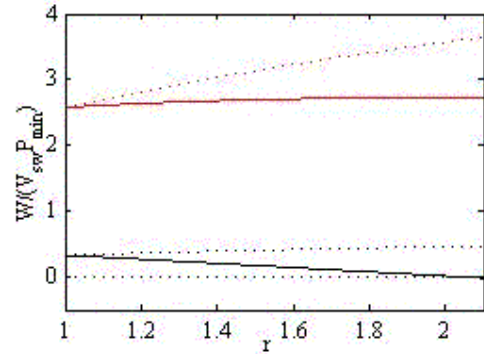
เมื่อมองถึงค่า W_n ในรูปที่ 3 โดยรวมแล้วค่าที่ได้จากวัฏจักรกึ่งสเตอร์ลิงจะมีค่าน้อยกว่าค่าที่ได้จากวัฏจักรสเตอร์ลิง สำหรับการที่ค่า $\tau = 3.58$ ซึ่งอยู่ในช่วงปกติสำหรับการที่ความต่างของอุณหภูมิสูงจะให้ค่า W_n ที่ค่อนข้างคงที่ ไม่ขึ้นกับค่า r มากนัก พฤติกรรมของค่า W_n นี้สอดคล้องกับแนวการออกแบบระดับง่ายที่สุด เช่นการใช้สมการของ West [2] ซึ่งอยู่ในรูป

$$P = F \cdot f \cdot V_{sw} \cdot p_{mean} \cdot \frac{T_H - T_C}{T_H + T_C} \quad (3)$$

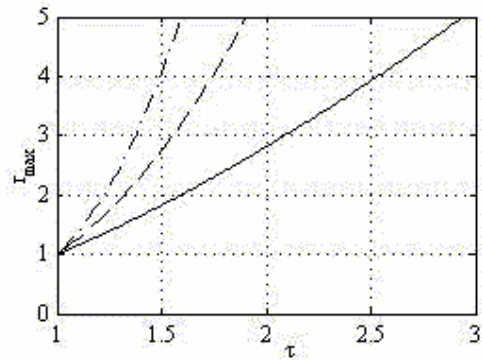
โดยที่ P และ f คือค่ากำลังขาออกและความถี่เป็น Hz ซึ่งสมการ (3) บ่งเป็นนัยสำหรับค่า τ หนึ่งๆ อัตราส่วนระหว่างงานขาออกต่อผลคูณระหว่างความดันกับปริมาตรอ้างอิงจะมีค่าคงที่ ผลในรูปที่ 3 บ่งชี้ไปในทิศทางเดียวกัน แต่ในการทำงานกับค่า τ ที่ต่ำ ต่างจากวัฏจักรสเตอร์ลิง ค่า W_n จากวัฏจักรกึ่งสเตอร์ลิงจะมีแนวโน้มลดลงกับค่า r ที่เพิ่มขึ้น จนมีค่าเป็นลบได้ ดังนั้นเมื่อพิจารณาถึงกรอบของอุณหภูมิที่

ถูกกำหนดไว้ด้วยค่า $\tau = T_H / T_C$ ค่า r ที่สูงเกินไปจะยังผลทำให้มีค่า W_n เป็นลบได้ นั่นก็คือ W_n จะมีค่าเป็นบวกก็ต่อเมื่อ

$$r < \exp \left(\frac{\ln \tau}{\gamma - 1} \right) \quad (4)$$



รูปที่ 3 งานขาออกแบบไร้มิติเทียบกับอัตราส่วนการอัดตัว ($\gamma = 1.4$ สำหรับวัฏจักรสเตอร์ลิง (เส้นไขปลา) และวัฏจักรกึ่งสเตอร์ลิง (เส้นทึบ) สองเส้นบนสำหรับค่า $\tau = 1073/300 = 3.58$ และสองเส้นล่างสำหรับค่า $\tau = 400/300 = 1.33$

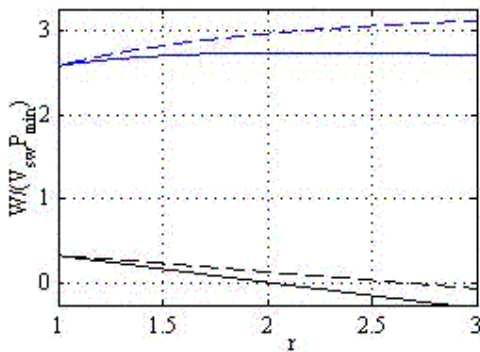


รูปที่ 4 ค่า r สูงสุดจากสมการที่ 3 สำหรับ $\gamma = 1.67$ (เส้นทึบ), 1.4 (เส้นประ) และ 1.289 (เส้นประ/จุด)

ในรูปที่ 4 ได้แสดงถึงขีดจำกัดสำหรับค่า r สูงสุดเพื่อค่า W_n เป็นบวก (สมการที่ 4) โดยตัวอย่างแก๊สสำหรับค่า $\gamma = 1.67, 1.4$ และ 1.289 คือแก๊สอะตอมเดี่ยวเช่น ฮีเลียม แก๊สอะตอมคู่เช่น ไฮโดรเจน ไนโตรเจน รวมทั้งอากาศโดยประมาณ และแก๊สหลากหลายโมเลกุลเช่น CO_2 ในกรณีของเครื่องทั่วไป ที่ τ มีค่าสูงประมาณ 2-3 ข้อจำกัดนี้จะไม่เป็นผลมากเนื่องจากค่า r มักจะมีค่าอยู่ไม่เกิน 2-3 แต่ที่ความต่างของอุณหภูมิต่ำ (τ มีค่าต่ำ) เครื่องยนต์สเตอร์ลิงจำเป็นต้องมีค่า r ที่ต่ำ ข้อสรุปนี้สอดคล้องกับข้อปฏิบัติในการออกแบบเครื่องยนต์ที่มีความต่างของอุณหภูมิต่ำทั่วไป คือในกรณีของเครื่องแบบมี piston และ displacer จะมีปริมาตรของกระบอกสูบ displacer ที่มากกว่าของ power piston อยู่มาก นอกจากนั้นแล้วตัวเลือกของแก๊สจะมีผลได้อย่างสำคัญ โดยมาจากค่า γ จากรูปที่ 4 จะเห็นว่าในกรณีที่ τ มีค่าต่ำ โดย

ในการใช้ฮีเลียมหรือไฮโดรเจน ค่า r จะถูกจำกัดไว้ที่ค่าต่ำกว่าในกรณีของ CO_2

ผลของแก๊สต่อค่า W_n ได้ถูกพิจารณาในรูปที่ 5 โดยในการอัดตัวแบบ adiabatic นี้ค่า ค่าความจุความร้อนจำเพาะ γ ส่งผลอย่างสำคัญ รูปที่ 5 นี้เปรียบเทียบค่า W_n ระหว่างการใช้อากาศกับการใช้ CO_2 โดยที่ค่า γ ลดลงจาก 1.400 สำหรับอากาศ เป็น 1.289 สำหรับ CO_2 ผลที่ได้คือการลดลงเพียงเล็กน้อยของค่า γ (8%) มีผลต่อค่า W_n ได้อย่างมาก โดยเฉพาะในกรณีที่มีค่า r มีค่าต่ำ ในกรณีนี้ค่าสูงสุดของค่า r เป็น 2.05 สำหรับอากาศ แต่เพิ่มขึ้นเป็น 2.70 คือ เพิ่มขึ้น 32% ในกรณีที่เปลี่ยนเป็น CO_2 ดังนั้นการวิเคราะห์วัฏจักรกึ่งสเตอร์ลิงบ่งชี้ว่าการทำงานที่ความต่างของอุณหภูมิมีค่า แก๊สที่ใช้ควรมีค่าความจุความร้อนจำเพาะที่ต่ำ ซึ่งจะยังผลให้มีงานขาออกแบบไร้มิติมากขึ้น รวมทั้งมีความยืดหยุ่นในการทำงานสูงขึ้นอีกด้วยเนื่องจากช่วงของค่าอัตราส่วนการอัดตัวที่งานขาออกเป็นบวกกว้างขึ้น



รูปที่ 5 งานขาออกแบบไร้มิติสำหรับวัฏจักรกึ่งสเตอร์ลิง
เส้นประสำหรับการใช้ CO_2 และเส้นทึบสำหรับการใช้อากาศ
สองเส้นบนสำหรับค่า $r = 3.58$ และสองเส้นล่างสำหรับค่า $r = 1.33$

จากการวิเคราะห์วัฏจักรกึ่งสเตอร์ลิงข้างต้น จะเห็นได้ว่าการเพิ่มรายละเอียดจากวัฏจักรสเตอร์ลิงไปสู่วัฏจักรกึ่งสเตอร์ลิงคือ การปรับเปลี่ยนแบบจำลองและการขยายการวิเคราะห์เครื่องยนต์สเตอร์ลิงจากที่มีสามปริมาตรเป็นห้าปริมาตร(รูปที่ 2) ดังได้เห็นแล้วว่าทำให้การทำนายแนวโน้มการทำงานของเครื่องยนต์มีความแม่นยำมากขึ้น

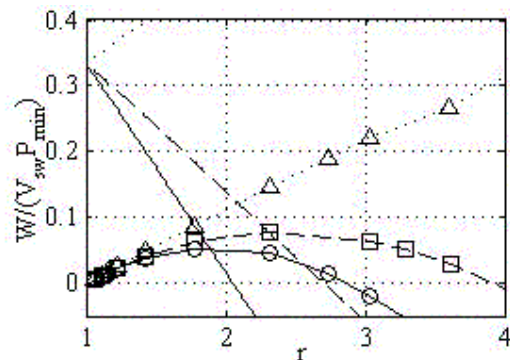
3 การวิเคราะห์เครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบ adiabatic

ณ จุดนี้สังเกตว่าในการวิเคราะห์ข้างต้นยังคงใช้การวิเคราะห์ที่อิงกับแผนภาพความดันต่อปริมาตรอันเดียว เป็นที่ทราบกันดีว่าเครื่องยนต์สเตอร์ลิงโดยแท้จริงแล้วไม่ได้ทำงานอยู่บนวัฏจักรที่คล้ายกับวัฏจักรสเตอร์ลิงนี้[5] ซึ่งจะต่างกับการเปรียบเทียบการทำงานอย่างเช่นของเครื่องยนต์เบนซินกับวัฏจักรออตโต (Otto cycle) ซึ่งจะมีการเปรียบเทียบกันอย่างค่อนข้างสมเหตุสมผลเนื่องจากมวลแก๊สเดียวจะผ่านเข้าสู่เครื่องยนต์และพบกับปรากฏการณ์ต่างๆดังอธิบายโดยสังเขปไว้ด้วยวัฏจักรทางอุณหพลศาสตร์นั้นๆ แต่โดยเปรียบเทียบแล้ว ในแต่ละจังหวะในการทำงาน มวลแก๊สที่อยู่ในเครื่องยนต์สเตอร์ลิงจะไม่มีมีการเข้าหรือออกจากปริมาตรเครื่อง แต่จะมีการกระจายตัวอยู่ใน

แต่ละส่วนซึ่งต่างก็มีอุณหภูมิและความดันที่แตกต่างกัน ดังนั้นการประมาณการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงด้วยมวลแก๊สเพียงค่าเดียว (นั่นคือแผนภาพความดันต่อปริมาตรอันเดียว)ก็ดูเหมือนจะไม่สมเหตุสมผล

นอกจากนั้นแล้ว ในการทำงานจริง การเคลื่อนตัวของลูกสูบแบบที่มีการเปลี่ยนแปลงปริมาตรและความดันไม่ต่อเนื่องดังแสดงในแผนภาพของความดันต่อปริมาตรเช่นรูปที่ 1 นั้นทำได้ยาก ถึงแม้จะทำให้ ความซับซ้อนในเชิงกลไกก็จะมีผลจำกัดความเร็วในการทำงานและเพิ่มแรงเสียดทานในการทำงานด้วย ดังนั้นการเคลื่อนตัวของลูกสูบในการทำงานจริงจะมีความต่อเนื่องในลักษณะคล้ายคลื่นรูปไซน์ (Sinusoidal motion) ผลก็คือแผนภาพของความดันต่อปริมาตรจะถูกกลบเหลี่ยมลงยังผลให้งานขาออก (indicated work) มีค่าลดลง

สำหรับวัฏจักรสเตอร์ลิง การเพิ่มข้อพิจารณาทั้งสองข้างต้นจะได้การวิเคราะห์แบบ Schmidt[5,6,8] โดยเป็นการใช้แบบจำลองแบบอุณหภูมิคงที่แต่ยอมให้อุณหภูมิของมวลแก๊สในแต่ละปริมาตรมีค่าต่างกันได้พร้อมด้วยการเคลื่อนตัวแบบคลื่นรูปไซน์ การวิเคราะห์แบบนี้ ถึงแม้ว่าจะมีความแม่นยำจำกัด แต่เนื่องจากมีรูปแบบสมการที่มีคำตอบแบบ closed-form solution ทำให้หาผลลัพธ์ได้ง่ายจึงเป็นที่นิยมใช้เพื่อให้เป็นแนวทางในการออกแบบ อย่างไรก็ตาม เมื่อจะปรับใช้แบบจำลองแบบ adiabatic เช่นเดียวกับในวัฏจักรกึ่งสเตอร์ลิงรูปแบบสมการแบบ closed-form solution จะไม่สามารถหาได้ ดังนั้นต้องใช้การพิจารณาสมการควบคุม (governing equations) สำหรับมวลแก๊สในห้าปริมาตร ซึ่งได้ถูกแสดงไว้ในภาคผนวก ก ผลของการวิเคราะห์แบบ Schmidt และแบบ adiabatic ในกรณีของการทำงานที่ความต่างของอุณหภูมิมีค่า ($r = 1.33$) ได้ถูกแสดงไว้ในรูปที่ 6



รูปที่ 6 การเปรียบเทียบค่างานขาออกแบบไร้มิติ
สามเส้นบน: เส้นไขว้ลาจากวัฏจักรสเตอร์ลิง เส้นทึบและเส้นประ
จากวัฏจักรกึ่งสเตอร์ลิงสำหรับอากาศและ CO_2 ตามลำดับ
สามเส้นล่าง: — Δ — จากการวิเคราะห์แบบ Schmidt อีกสองเส้น
จากการวิเคราะห์เครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบ adiabatic (— $\circ$ — สำหรับ
อากาศ — $\square$ — สำหรับ CO_2) โดยทั้งหกเส้นมีเงื่อนไขคือ $r = 1.33$
และ $\alpha = 90^\circ$

ในที่นี้หมายเหตุไว้ว่าในการวิเคราะห์ระดับนี้ พฤติกรรมของเครื่องยนต์(กำลังขาออกและประสิทธิภาพเชิงความร้อน)จะขึ้นกับพารามิเตอร์ในการออกแบบดังต่อไปนี้[5]

$$W_n, \eta_{th} = f[\tau, \gamma, \kappa, \delta_i, \alpha] \quad (5)$$

โดยที่ κ คืออัตราส่วนระหว่างปริมาตรอัดต่อปริมาตรขยาย (V_c/V_e) และ δ_i คืออัตราส่วนระหว่างปริมาตรนิ่ง(dead volume)ในปริมาตรทั้งห้าต่อปริมาตรขยาย โดยที่ α คือระยะเชิงมุมของปริมาตรอัดที่ตามหลังปริมาตรขยาย สิ่งทีพบในระหว่างการผลิตรูปที่ 6 ก็คือที่มุม α หนึ่งๆการปรับเปลี่ยนของปริมาตรทั้งห้าผ่านค่า κ และ δ_i จะไม่มีผลมากนักต่อค่างานขาออกแบบไร้มิติตรงที่ปริมาตรทั้งหมดยังให้ค่า r เดียวกันอยู่ ดังนั้นในรูปที่ 6 จึงใช้ค่า r เป็นพารามิเตอร์

การเปรียบเทียบค่า W_n ในรูปที่ 6 จะเห็นได้ว่าผลจากวัฏจักรทางอุณหพลศาสตร์ซึ่งอิงกับการเปลี่ยนแปลงของมวลแก๊สปริมาตรเดียว (สามเส้นบนในรูปที่ 6) ให้ผลที่มีความผิดปกติโดยให้ค่า W_n ที่ไม่เป็นศูนย์ถึงแม้ว่าค่า r จะเข้าใกล้หนึ่งคือไม่มีการอัดตัวของแก๊ส ในขณะที่ผลจากการวิเคราะห์ที่อิงกับปริมาตรที่แยกกันห้าปริมาตร(สามเส้นล่างในรูปที่ 6) จะดูเป็นเหตุเป็นผลมากกว่า และโดยเปรียบเทียบแล้ว การวิเคราะห์ที่อิงกับแบบจำลองแบบ adiabatic คือทั้งวัฏจักรกึ่งสเตอร์ลิงและการวิเคราะห์เครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบ adiabatic ยังคงแสดงให้เห็นถึงข้อจำกัดของค่า r สูงสุดอยู่แม้ว่าขีดจำกัดจะต่างกัน และการใช้แก๊สที่มีค่า specific heat ต่ำลงเพียงเล็กน้อย เช่นการใช้ CO_2 เมื่อเทียบกับอากาศ สามารถมีผลยืดช่วงการทำงานได้เป็นอย่างมาก

ท้ายที่สุดนี้ ข้อได้เปรียบของการใช้แก๊สที่มีค่า γ ต่ำอย่าง CO_2 ควรได้รับการตั้งข้อสังเกต ในเชิงปฏิบัตินั้น ถ้าไม่ใช้อากาศแล้ว เพื่อสมรรถนะที่ดีกว่าก็มักจะใช้ไฮโดรเจนหรือฮีเลียม โดยดูว่าจะไม่เคยมีการใช้ CO_2 ในเครื่องยนต์สเตอร์ลิงมาก่อน สำหรับเหตุผลของความนิยมในการใช้ไฮโดรเจนนั้นมาจากข้อพิจารณาของอัตราส่วนระหว่างความสามารถในการถ่ายเทความร้อนต่อการสูญเสียความดันในการไหล บทที่ 8 ของ [6] แสดงให้เห็นว่าอัตราส่วนนี้ขึ้นกับ $\sqrt{MW^2 c_p^3}$ โดย MW คือน้ำหนักโมเลกุล ซึ่งจะพบว่าไฮโดรเจนดีที่สุด ในขณะที่อากาศก็ยิ่งดีกว่า CO_2 แต่อย่างไรก็ดี การพิจารณาใน [6] อิงอยู่การทำงานที่ความต่างของอุณหภูมิสูงเท่านั้น ข้อสังเกตก็คือที่อุณหภูมิสูง รูปที่ 5 แสดงให้เห็นว่าผลของแก๊ส (ผ่านค่า γ) ต่องานขาออกในเงื่อนไขทางอุณหพลศาสตร์จะมีไม่มากนัก ดังนั้นข้อตัดสินใจจะเป็นด้วยความสามารถในการถ่ายเทความร้อนต่อการสูญเสียความดันข้างต้น แต่หากให้ความสำคัญกับการทำงานที่อุณหภูมิต่ำ งานขาออกในเงื่อนไขทางอุณหพลศาสตร์มีค่าน้อยอยู่แล้ว ดังนั้นการให้ความสำคัญโดยเลือกแก๊สและค่า r ที่เหมาะสมจึงเป็นสิ่งสำคัญกว่า โดยใน [6] ก็บ่งชี้ว่าข้อได้เปรียบของไฮโดรเจนมีไม่มากนักเมื่อทำงานที่ความเร็วรอบและขนาดกำลังขาออกที่ต่ำ ดังนั้นการใช้ CO_2 จึงเป็นสิ่งที่น่าพิจารณา

4 สรุปและงานต่อเนื่อง

การวิเคราะห์ข้างต้นเป็นการพิจารณาทางอุณหพลศาสตร์ถึงพฤติกรรมของงานขาออกจากผลของพารามิเตอร์ออกแบบคือค่าอัตราส่วนการอัดตัวคือค่า r และตัวเลือกของแก๊สคือค่า γ การเปรียบเทียบระหว่างผลจากวัฏจักรทางอุณหพลศาสตร์กับการวิเคราะห์แบบห้าปริมาตรให้ผลในแนวโน้มเดียวกัน โดยบ่งชี้ถึงข้อจำกัดของค่า r ในการทำงานที่ความต่างของอุณหภูมิต่ำ และเน้นถึงความได้เปรียบในการใช้ CO_2 เป็นแก๊สทำงาน จากแนวโน้มที่ได้จากบทความนี้ผู้ออกแบบสามารถกำหนดขนาดเบื้องต้นพร้อมทั้งมีแนวทางในการพิจารณาปรับแก้ขนาดได้ด้วยข้อพิจารณาทางอุณหพลศาสตร์ ความคลาดเคลื่อนในเชิงปฏิบัตินอกเหนือจากการวิเคราะห์ในระดับนี้สามารถพิจารณาได้จากแบบจำลองการสูญเสียทางความร้อนและของความดันดังที่ได้กล่าวอย่างสังเขปในบทนำ แนวคิดในการวิเคราะห์การออกแบบนี้เป็นที่ใช้กันอยู่ในหลายกลุ่มวิจัย [3,7,9] ด้วย งานต่อเนื่องจากงานปัจจุบันก็คือการเพิ่มแบบจำลองของการสูญเสียในส่วนต่างๆ เพื่อนำข้อพิจารณาทางการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานในการไหลเข้ามาร่วมพิจารณา

เอกสารอ้างอิง

- [1] <http://www.dekaresearch.com>
- [2] West ,C. D., *Principles and applications of Stirling engines*. Van Nostrand Reinhold, New York, 1983
- [3] Hirata K., et.al., "Performance evaluation for a 100 W Stirling engine," *Proceeding of the 8th International Stirling Engine Conference*, 1997, pp.19-28
- [4] de Monte F., "Thermal analysis of the heat exchangers and regenerator in Stirling cycle machines," *Journal of Propulsion and Power*, Vol. 13, No. 3, pp. 404-411
- [5] Organ, A. J., *Thermodynamics and gas dynamics of the Stirling cycle machine*, Cambridge Univ. Press, London, 1992
- [6] Walker G., *Stirling Engines*. Clarendon, Oxford, 1980
- [7] Thorsen J. E., et.al., "3 kW Stirling engine for power and heat production," *Proceeding of the IECEC*, 1996, pp.1289-1294
- [8] Hargreaves, C. M., *The Philips Stirling engine*. Elsevier, Amsterdam, 1991
- [9] Kagawa N., "Analytical method for Stirling engines and coolers," *JSME International Journal*, Series B, Vol. 41, No. 3, pp.632-640

ภาคผนวก ก

การวิเคราะห์แบบ Adiabatic โดย Urielli

ในที่นี้จะเริ่มด้วยการอธิบายส่วนประกอบและพฤติกรรมโดยรวมของอุณหภูมิในแต่ละส่วนก่อน โดยในการวิเคราะห์นี้ จะแบ่งส่วนประกอบของเครื่องยนต์ออกเป็น 5 ส่วน ได้แก่ ปริมาตรอัดตัว,

cooler, regenerator, heater และปริมาตรขยายตัว (ซึ่งจะถูกให้สัญลักษณ์เป็นตัวห้อย c, k, r, h และ e ตามลำดับ) โดยในระดับการออกแบบนี้ อุณหภูมิของแก๊สใน cooler และ heater จะถูกประมาณให้มีค่าเดียวกับผิวการถ่ายเทความร้อน สำหรับ regenerator ก็จะมีอุณหภูมิทั้งสองปลายที่ค่าเดียวกับค่าของ cooler และ heater ในขณะที่การกระจายตัวของอุณหภูมิใน regenerator จะเป็นแบบเชิงเส้น และที่สำคัญก็คืออุณหภูมิของแก๊สในปริมาตรอัดตัวและปริมาตรขยายตัวจะมีค่าที่ขึ้นลงได้ตามแต่จังหวะที่แก๊สถูกอัดตัวหรือมีการขยายตัว

จุดเริ่มต้นก็คือการพิจารณาการกระจายตัวของมวลของแก๊สในเครื่อง โดยผลรวมของมวลมีค่าคงตัว

$$m_c + m_k + m_r + m_h + m_e = M \quad (2.1)$$

การหา differentiation ของสมการข้างต้นจะได้

$$dm_c + dm_k + dm_r + dm_h + dm_e = 0 \quad (2.2)$$

จากนั้นพิจารณาของแก๊สในอุดมคติ คือ $pV = mRT$ จะได้

$$dp/p + dV/V = dm/m + dT/T \quad (2.3)$$

สำหรับปริมาตรที่ไม่เคลื่อนไหวคือ cooler, regenerator และ heater เมื่อให้อุณหภูมิของแก๊สมีค่าคงที่ดังกล่าวข้างต้นก็จะมีค่า derivative ของปริมาตรและอุณหภูมิเป็นศูนย์ ซึ่งทำให้เหลือสมการเป็น

$$dp/p = dm/m \quad (2.4)$$

ด้วยสมมติฐานว่าความดันมีค่าสม่ำเสมอตลอดทุกส่วน ก็จะได้

$$dm_i = dp(m_i/p) = (dp/R)(V_i/T_i) \quad (2.5)$$

โดย $i = 1-3$ สำหรับ cooler, regenerator และ heater เมื่อแทนรูปแบบกลับเข้าไปยัง (2.1)

$$dm_c + dm_e + (dp/R)(\sum_{i=1-3} V_i/T_i) = 0 \quad (2.6)$$

จากนั้นจะเป็นความพยายามในการกำจัด dm_c และ dm_e เพื่อให้ได้รูปแบบของ dp วิธีทำก็โดยการพิจารณาสมการพลังงานของปริมาตรที่มีการเปลี่ยนแปลงขนาด โดยสมการทั่วไปก็คือ

$$dQ + c_p(T_i m_i - T_o m_o) = dW + c_v d(mT) \quad (2.7)$$

ซึ่งประกอบด้วยอัตราการถ่ายเทความร้อนเข้าสู่ปริมาตร อัตราการพา enthalpy เข้าสู่ปริมาตร ค่างานที่เกิดขึ้นและอัตราการเพิ่มของ internal energy ภายในปริมาตรตามลำดับ โดยสังเกตว่าสมการนี้ได้ละเลยผลของการเปลี่ยนแปลงของพลังงานจลน์และพลังงานศักย์ เพื่อเป็นตัวอย่าง ปรับใช้สมการนี้เข้ากับปริมาตรอัดตัวซึ่งถูกพิจารณาให้เป็นปริมาตรแบบ adiabatic และพิจารณาให้การไหลของมวลแก๊สออกจากปริมาตรอัดตัวเป็นทิศตั้งต้น ก็จะได้

$$-c_p T_{c-k} m_{c-k} = dW_c + c_v d(m_c T_c) \quad (2.8)$$

โดยตัวห้อย $c-k$ ก็คือค่าปริมาณที่วิ่งผ่านจากปริมาตรอัดตัวมาสู่ cooler จากนั้น การพิจารณาสมดุลของมวลแก๊สก็จะพบว่า dm_c ที่เป็นบวกจะอยู่สมดุลกับการไหลของมวลแก๊สในทิศเข้าสู่ปริมาตร คือ $-m_{c-k}$ และเมื่อ dW_c เท่ากับ pdV_c ก็จะได้

$$c_p T_{c-k} dm_c = pdV_c + c_v d(m_c T_c) \quad (2.9)$$

จากนั้นพยายามจัดรูปเพื่อให้ได้ dm_c โดยใช้สมการแก๊สในอุดมคติในรูป $d(pV_c) = Rd(m_c T_c)$ และใช้สมบัติ $c_p - c_v = R$ และ $c_p/c_v = \gamma$ จะได้ว่า

$$dm_c = (pdV_c + V_c dp/\gamma)/(RT_{c-k}) \quad (2.10)$$

สำหรับ dm_e ก็คล้ายกัน เมื่อแทนรูปแบบทั้งสองกลับไปในสมการของมวลแก๊สก็จะได้สมการการเปลี่ยนแปลงของค่าความดัน

$$dp = \frac{-\gamma p(dV_c/T_{c-k} + dV_e/T_{h-e})}{\left[\frac{V_c}{T_{c-k}} + \gamma\left(\frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h}\right) + \frac{V_e}{T_{h-e}}\right]} \quad (2.11)$$

จากนั้นจากกฎของแก๊สในอุดมคติก็จะได้สมการการเปลี่ยนแปลงของค่าอุณหภูมิ

$$dT_c = T_c(dp/p + dV_c/V_c - dm_c/m_c) \quad (2.12)$$

$$dT_e = T_e(dp/p + dV_e/V_e - dm_e/m_e) \quad (2.13)$$

สำหรับ heat exchanger ทั้งสาม พิจารณาสมการของพลังงาน ซึ่งสำหรับ heat exchanger มี $dW = 0$ และค่าปริมาตรและอุณหภูมิคงที่ก็จะได้

$$dQ + c_p(T_i m_i - T_o m_o) = c_v T dm = c_v V dp/R \quad (2.14)$$

ดังนั้น ตัวอย่างสำหรับ regenerator ก็คือ

$$dQ_r = c_v V_r dp/R - c_p(T_{k-r} m_{k-r} - T_{r-h} m_{r-h}) \quad (2.15)$$

โดยสังเกตว่าด้วยการมีอุณหภูมิคงที่ของ heat exchanger และความเป็น regenerator ในอุดมคติ จะได้ว่า $T_{k-r} = T_k$ และ

$T_{r-h} = T_h$ และในที่นี้สามารถใช้รูปแบบของอุณหภูมิยังผลของ regenerator แบบ log-mean temperature difference ได้ นั่นคือ

$$T_r = (T_h - T_k)/\ln(T_h/T_k)$$

ขั้นตอนการหาผลลัพธ์

ขั้นตอนเริ่มด้วยการกำหนดค่าออกแบบเบื้องต้นได้แก่ อุณหภูมิด้านร้อนและเย็น คือ T_h และ T_k ซึ่งก็จะให้อุณหภูมิยังผลของ regenerator, $T_r = (T_h - T_k)/\ln(T_h/T_k)$ และปริมาตรอัดตัวและขยายตัว V_c และ V_e ซึ่งเมื่อพิจารณาถึงกลไกในการขับเคลื่อน ลูกสูบก็จะสามารถหาค่า derivatives dV_c และ dV_e ได้ นอกจากนั้น ตัวเลือกของแก๊สก็จะให้ค่าคงตัวต่างๆเช่น R , c_p และ c_v

การวิเคราะห์ข้างต้นให้ผลสำคัญคือ derivatives 7 สมการหลัก อันประกอบด้วย

$$dT_c = T_c(dp/p + dV_c/V_c - dm_c/m_c) \quad (2.12)$$

$$dT_e = T_e(dp/p + dV_e/V_e - dm_e/m_e) \quad (2.13)$$

$$dQ_k = c_v V_k dp/R - c_p(T_{c-k} m_{c-k} - T_k m_{k-r}) \quad (2.16)$$

$$dQ_r = c_v V_r dp/R - c_p(T_{k-r} m_{k-r} - T_{r-h} m_{r-h}) \quad (2.15)$$

$$dQ_h = c_v V_h dp/R - c_p(T_h m_{r-h} - T_{h-e} m_{h-e}) \quad (2.17)$$

$$dW_c = pdV_c \quad (2.18)$$

$$dW_e = pdV_e \quad (2.19)$$

ความสำคัญของสมการ derivatives เหล่านี้คือเป็นสมการที่หามาได้จากสมมูลของพลังงานในแต่ละปริมาตร (ทั้งหมด 5 ปริมาตรสำหรับสมการของ derivatives ของ 2 ค่าอุณหภูมิและ 3 ค่าการถ่ายเทความร้อน) และสองสมการสุดท้ายคือการหาค่างานในการอัดและขยายตัวของแก๊สในลูกสูบทั้งสอง

สำหรับการหาค่าทั้ง 7 ในแต่ละจังหวะของมุมการหมุนนั้น สังเกตว่าโดยรวมแล้ว ปัญหาที่มีคือการหาค่าทั้ง 7 ที่สภาวะการทำงานของเครื่องแบบกึ่งคงที่(quasi-steady) แต่ในการหาค่า วิธีที่ง่ายที่สุดก็คือการหาผลของ ordinary differential equation จากค่าเริ่มต้นที่เรียกว่า initial-value problem ซึ่งในไม่ช้า ผลจะเริ่มวิ่งไปสู่ค่าที่คงที่ วิธีการในการคำนวณ ordinary differential equation ก็คือวิธี Runge-Kutta ซึ่งเป็นวิธีพื้นฐานที่ใช้งานทั่วไป สำหรับสมการข้างต้น จะมีค่าเริ่มต้นเพื่อการคำนวณดังนี้

$$\begin{aligned} T_{c,0} &= T_k, T_{e,0} = T_h, \\ Q_{k,0} &= Q_{r,0} = Q_{h,0} = W_{c,0} = W_{e,0} = 0 \end{aligned} \quad (2.20)$$

เมื่อค่าทั้ง 7 ได้ถูกคำนวณแล้ว ก็จะสามารถนำมาใช้หาค่าอื่นๆที่น่าสนใจได้ตามลำดับ

ค่าความดัน

$$\begin{aligned} p &= MR / \left(\frac{V_c}{T_c} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_e} \right) \quad (2.21) \\ dp &= \frac{-\gamma p (dV_c / T_{c-k} + dV_e / T_{h-e})}{\left[\frac{V_c}{T_{c-k}} + \gamma \left(\frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} \right) + \frac{V_e}{T_{h-e}} \right]} \quad (2.11) \end{aligned}$$

มวลของแก๊ส

$$m_i = pV_i / (RT_i) \quad (2.22)$$

โดยที่ $i = 1-5$ สำหรับปริมาตรทั้ง 5

การเปลี่ยนแปลงของมวลแก๊ส

$$dm_c = (pdV_c + V_c dp / \gamma) / (RT_{c-k}) \quad (2.10)$$

$$dm_e = (pdV_e + V_e dp / \gamma) / (RT_{h-e}) \quad (2.23)$$

$$dm_i = m_i (dp / p) \quad (2.24)$$

(มาจาก (2.5) โดย $i = 1-3$ สำหรับ cooler, regenerator และ

heater

การไหลของแก๊สข้ามขอบเขตปริมาตร

$$m_{c-k} = -dm_c \quad (2.25)$$

$$m_{k-r} = m_{c-k} - dm_k \quad (2.26)$$

$$m_{h-e} = dm_e \quad (2.27)$$

$$m_{r-h} = m_{h-e} + dm_h \quad (2.28)$$

ค่าอุณหภูมิตามที่ติดทางการไหล

$$\begin{aligned} \text{ถ้า } m_{c-k} > 0 & \quad \text{ก็จะได้ } T_{c-k} = T_c \\ & \quad \text{ไม่เช่นนั้น } T_{c-k} = T_k \end{aligned} \quad (2.29)$$

$$\begin{aligned} \text{ถ้า } m_{h-e} > 0 & \quad \text{ก็จะได้ } T_{h-e} = T_h \\ & \quad \text{ไม่เช่นนั้น } T_{h-e} = T_e \end{aligned} \quad (2.30)$$

ค่างานขาออก

$$dW_c = pdV_c \quad (2.31)$$

$$dW_e = pdV_e \quad (2.32)$$

$$W = W_c + W_e \quad (2.33)$$

เอกสารอ้างอิง

Urielli, I., and Berchowitz, D., *Stirling cycle engine analysis*, Adam Hilger, Bristol, 1984
พร้อมด้วย update ที่ www.ent.ohiou.edu/~urielli/stirling