

รายการอ้างอิง

1. Graham T. Reader, Charles Hooper. Stirling engines, London: E. & F. N. Spon, 11 New Fetter Lane, 1983.
2. C.M. Hargreaves, The Philips Stirling engine, Amsterdam, The Netherlands : Elsevier science publishers B.V
3. ไพบุญย์ ศรีภคการ, การออกแบบเชิงวิเคราะห์สำหรับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบความต่างของอุณหภูมิต่ำ, การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 17, ตุลาคม 2546.
4. <http://www.ent.ohiou.edu/~urieli/stirling/me422.html>
5. Yunus A. Cengel, Michael A. Boles Thermodynamics : An Engineering Approach, Newyork, McGraw-Hill Company, 1998.
6. Noboru Kagawa, An experimantal study of a 3 kW Stirling engine, Journal of Propalsion and Power, Vol.18, No.3, May – June 2002.
7. ธรารินทร์ จันทนา, การศึกษาการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงจากเครื่องยนต์ตัวแบบที่มีขนาดกำลังไม่เกิน 1 กิโลวัตต์, วิทยานิพนธ์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2539
8. Koichi Hirata, A performance evaluation for a 100 W Stirling engine, Proceedings of 8th International Stirling Engine Conference, p.19-28, 1997.
9. Walker. G, Stirling engine, New York : Oxford University Press, 1980.
10. Shoichi Iwamoto, Performance of Stirling engine (Arranging method of experimental results and performance prediction), Transaction of the Japan Society of Mechanical Engineering, No.65, Vol.635, B,p.361-368.
11. West C.D, Principles and applications of Stirling engines, Van Nostrand Reinhold Company, New York, 1986.
12. J I Prieto, A B Stefanovskiy, Dimensional analysis of leakage and mechanical power losses of kinematic Stirling engines, Proceedings- Institution of Mechanical Engineers Vol.217 PART C JOURNAL OF MECHANICAL ENGINEERING SCIENCE, P.917-934.
13. Halit Karabulut, Manufacturing and testing of a V-type Stirling engine, Turkish Journal of Engineering and Environmental Sciences, Vol24, p.71-80, 2000.

ภาคผนวก

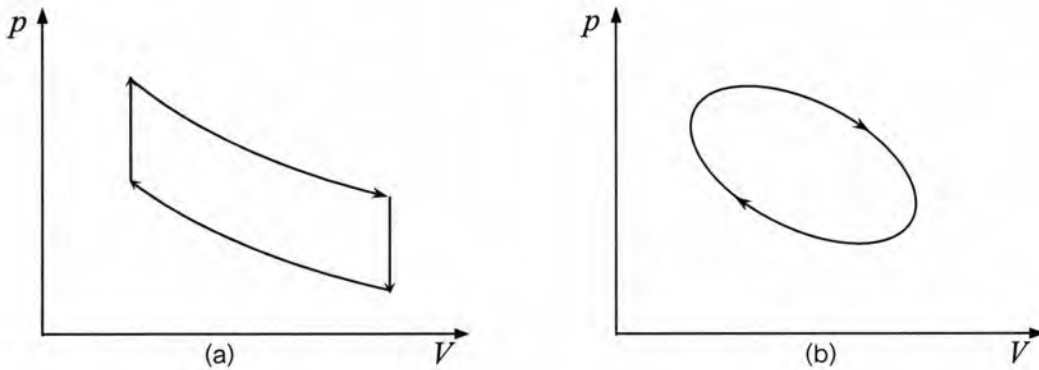
ภาคผนวก ก

การเคลื่อนที่ของลูกสูบแบบฮาร์มอนิก (Harmonic motion)

ก1. การเคลื่อนที่ของลูกสูบแบบฮาร์มอนิก (Harmonic motion)

ในบทที่ 2 จากการวิเคราะห์เบื้องต้นแบบอุดมคติ เพื่อให้การวิเคราะห์วัฏจักรสเตอร์ลิง มีผลลัพธ์ที่ถูกต้องมากขึ้น จำเป็นต้องคำนึงถึงผลของการเปลี่ยนแปลงปริมาตรของลูกสูบ ที่เกิดจากการขับเคลื่อนของระบบกลไก ซึ่งโดยปกติแล้วการขับเคลื่อนด้วยกลไกแบบ Slider-crank จะเป็นแบบการเคลื่อนที่คล้ายแบบฮาร์มอนิก ซึ่งต่างจากการพิจารณาในแบบอุดมคติ

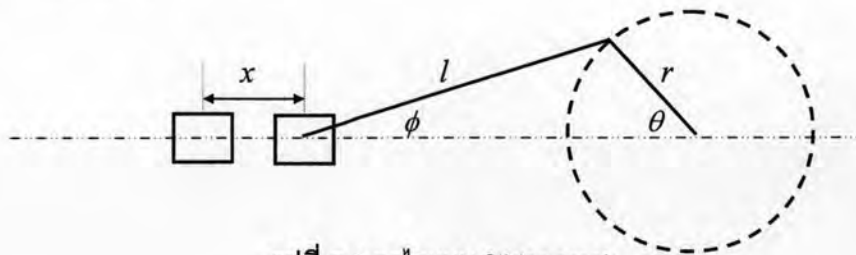
ผลของการเคลื่อนที่แบบฮาร์มอนิก จะทำให้ลักษณะของแผนภาพ $p-V$ เปลี่ยนแปลงไป โดยทั่วๆไปแล้ว จะมีลักษณะดังรูปที่ ก-1



รูปที่ ก-1 $p-V$ diagram เมื่อคำนึงถึงผลของการเคลื่อนที่แบบฮาร์มอนิก [1]

(a) คือลักษณะของวัฏจักรอุดมคติ (b) คือลักษณะของวัฏจักรที่มีการเคลื่อนที่แบบฮาร์มอนิก

สำหรับการเคลื่อนที่ของลูกสูบนั้น จะได้ยกตัวอย่าง กลไกแบบ Slider-crank ดังต่อไปนี้ว่ามีการเคลื่อนที่คล้ายแบบฮาร์มอนิกได้อย่างไร



รูปที่ ก-2 กลไกแบบ Slider-crank

จากรูปที่ ก-2 เมื่อกำหนดให้ θ คือ มุมข้อเหวี่ยง, x คือระยะการเคลื่อนที่ของลูกสูบ ทิศการเคลื่อนที่ไปทางด้านขวาเป็นบวก ดังนั้นปริมาตรที่ลูกสูบเคลื่อนที่ไปตามมุม θ จะเป็นไปตามความสัมพันธ์

$$V(\theta) = \text{พื้นที่หน้าตัดลูกสูบ } (A_p) \times \text{ระยะการเคลื่อนที่ } (x) \tag{ก-1}$$

ระยะการเคลื่อนที่มีความสัมพันธ์กับ θ และ ϕ ตามสมการ

$$x = r(1 - \cos\theta) + l(1 - \cos\phi)$$

จากรูป $r \sin\theta = l \sin\phi$ เมื่อกำหนดให้ $n = l/r$ และใช้ความสัมพันธ์ $\cos\phi = (1 - \sin^2\phi)^{0.5}$

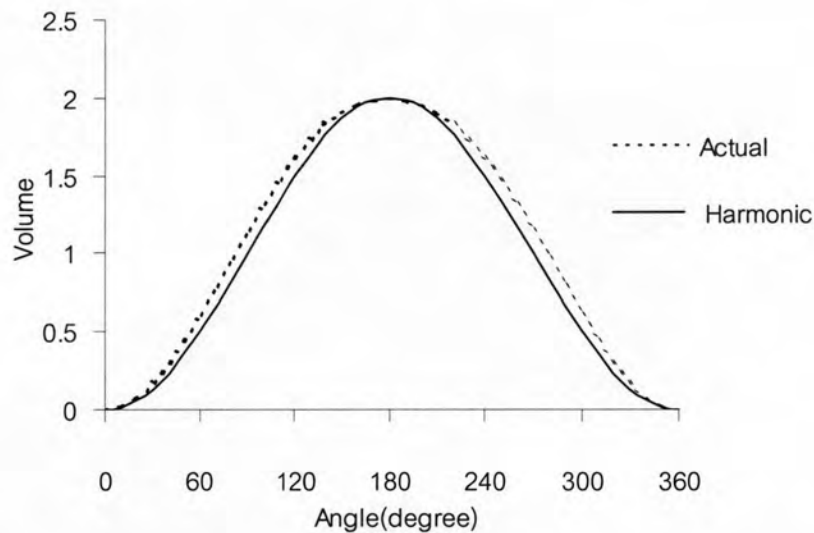
$$x = r(1 - \cos\theta) + l(1 - (1 - \sin^2\phi)^{0.5})$$

$$V(\theta) = A_p r(1 - \cos\theta) + l - ((l^2)(1 - \sin^2\phi)^{0.5})$$

ปริมาตรสูงสุด (V_s) ที่เกิดจากการเคลื่อนที่ของลูกสูบคือ $2rA_p$ ดังนั้น

$$V(\theta) = \frac{V_s}{2} \{1 - \cos\theta + n[1 - (1 - \frac{\sin^2\theta}{n^2})^{0.5}]\} \quad (n-2)$$

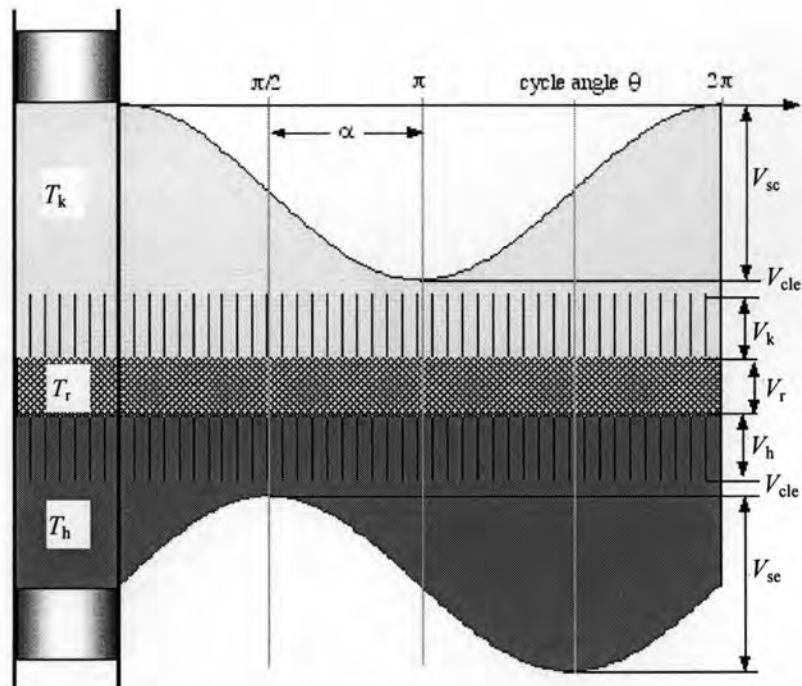
สมการ (n-2) ก็คือความสัมพันธ์ของปริมาตรที่เป็นฟังก์ชันของมุม θ ที่ใช้อธิบายกลไกแบบ Slider-crank ผลของการเคลื่อนที่นั้น เป็นไปตามเส้นประของรูปที่ n-3 แต่อย่างไรก็ดีการเปลี่ยนแปลงปริมาตรตามสมการ (n-2) นั้นพบว่ามีคล้ายคลึงกับการเคลื่อนที่แบบคลื่นรูปไซน์ หรือแบบฮาร์มอนิก (เส้นทึบในรูปที่ n-3) ดังนั้นเพื่อความสะดวกในการใช้งาน จะใช้การอธิบายการเคลื่อนที่แบบฮาร์มอนิกแทน



รูปที่ n-3 การเคลื่อนที่จริงของกลไกแบบ Slider-Crank และการประมาณการเคลื่อนที่แบบฮาร์มอนิก [1]

ในปี 1871 Gustav Schmidt ได้นำเสนอการวิเคราะห์ห้วงจักร โดยสมมติให้การเคลื่อนที่ของลูกสูบเป็นแบบฮาร์มอนิก (เส้นทึบในรูปที่ n-3) โดยกำหนดให้ปริมาตรที่เปลี่ยนไปตามมุม θ แทนค่าด้วยสมการ

$$V(\theta) = \frac{V_s}{2} (1 + \cos\theta) \quad (n-3)$$



รูปที่ ก-4 เปลี่ยนแปลงปริมาตรอัดตัวและปริมาตรขยายตัวที่มุม θ ต่างๆ โดยที่ α คือระยะเชิงมุมที่ปริมาตรขยายตัวนำหน้าปริมาตรอัดตัว [4] ซึ่งสามารถอธิบายการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบอัลฟา ได้เป็นอย่างดี

จากรูปที่ ก-4 θ มีค่าเป็นศูนย์เมื่อลูกสูบด้านปริมาตรอัดตัว อยู่ที่ตำแหน่งปลายด้านนอกของกระบอกสูบ โดยกำหนดให้ V_{sc} คือปริมาตรกระจัดด้านอัดตัว V_{cle} คือ ปริมาตรช่องว่างด้านอัดตัว
 V_{sc} คือปริมาตรกระจัดด้านขยายตัว V_{cle} คือ ปริมาตรช่องว่างด้านขยายตัว

ก2. อัตราส่วนการอัดตัวเชิงปริมาตร สำหรับการวางตัวของลูกสูบแบบอัลฟา (γ_v)

เมื่อลูกสูบเคลื่อนที่แบบคลื่นรูปไซน์ ทำให้ปริมาตรรวมของระบบ เป็นฟังก์ชันของมุม α และค่า γ_v ก็เป็นฟังก์ชันของมุม α ด้วย ซึ่งสามารถพิจารณาได้จากรูปที่ ก-4 และสมการ (ก-3)

$$\text{การเปลี่ยนแปลงปริมาตรขยายตัวคือ } V_e = V_{cle} + \frac{V_{sc}}{2}(1 + \cos \theta) \quad (\text{ก-4})$$

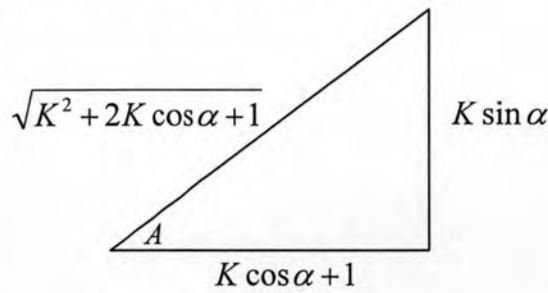
$$\text{การเปลี่ยนแปลงปริมาตรอัดตัวคือ } V_c = V_{cle} + \frac{V_{sc}}{2}(1 + \cos(\theta + \alpha)) \quad (\text{ก-5})$$

$$\text{กำหนดให้ } V_d \text{ คือปริมาตรคงที่ (Dead volume), } K = \frac{V_{sc}}{V_{se}} \text{ และ } X = \frac{V_d}{V_{se}}$$

$$\text{ปริมาตรรวมคือ } V_{tot} = V_e + V_c + V_d \quad (\text{ก-6})$$

$$\begin{aligned} &= V_{cle} + \frac{V_{sc}}{2}(1 + \cos \theta) + V_{cle} + \frac{V_{sc}}{2}(1 + \cos(\theta + \alpha)) + XV_{se} \\ &= \frac{V_{se}}{2} \left[\frac{2V_{cle}}{V_{se}} + \frac{2V_{cle}}{V_{se}} + 1 + K + \cos \theta + K \cos \theta \cos \alpha - K \sin \theta \sin \alpha + 2X \right] \end{aligned}$$

เมื่อจัดกลุ่มตัวแปร แล้วใช้ความสัมพันธ์ตามรูปสามเหลี่ยม



$$\begin{aligned}
 &= \frac{V_{se}}{2} \left[\frac{2V_{cle}}{V_{se}} + \frac{2V_{clc}}{V_{se}} + 1 + K + 2X + \cos \theta (K \cos \alpha + 1) - \sin \theta \cdot K \sin \alpha \right] \\
 &= \frac{V_{se}}{2} \left[\frac{2V_{cle}}{V_{se}} + \frac{2V_{clc}}{V_{se}} + 1 + K + 2X + \cos \theta \cdot (K^2 + 2K \cos \alpha + 1)^{1/2} \cdot \cos A \right. \\
 &\quad \left. - \sin \theta \cdot (K^2 + 2K \cos \alpha + 1)^{1/2} \cdot \sin A \right] \\
 &= \frac{V_{se}}{2} \left[\left(\frac{2V_{cle}}{V_{se}} + \frac{2V_{clc}}{V_{se}} + 1 + K + 2X \right) + (K^2 + 2K \cos \alpha + 1)^{1/2} \cos(\theta + A) \right] \quad (n-7)
 \end{aligned}$$

อัตราส่วนการอัดหาได้จากความสัมพันธ์ $\text{compression ratio} = \frac{\text{max total gas volume}}{\text{min total gas volume}}$

จากสมการ (n-7) พบว่าปริมาตรรวมของระบบ มีค่ามากที่สุดเมื่อ $\cos(\theta + A) = 1$ และมีค่าน้อยที่สุดเมื่อ $\cos(\theta + A) = -1$ ดังนั้น อัตราส่วนการอัดเชิงปริมาตรหาได้จาก

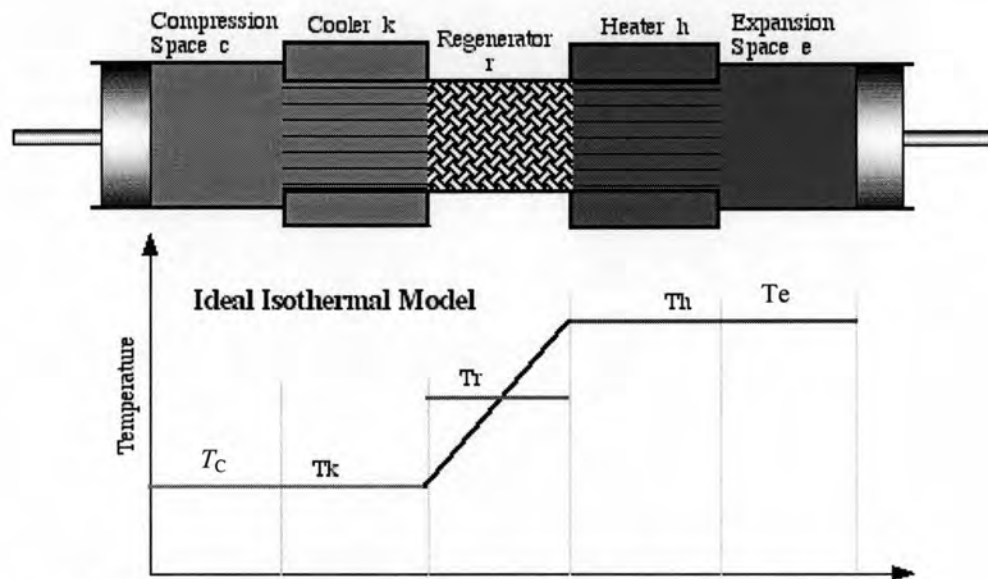
$$\gamma_v = \frac{\left(\frac{2V_{cle}}{V_{se}} + \frac{2V_{clc}}{V_{se}} + 1 + K + 2X \right) + (K^2 + 2K \cos \alpha + 1)^{1/2}}{\left(\frac{2V_{cle}}{V_{se}} + \frac{2V_{clc}}{V_{se}} + 1 + K + 2X \right) - (K^2 + 2K \cos \alpha + 1)^{1/2}} \quad (n-8)$$

ภาคผนวก ข

การวิเคราะห์วัฏจักรแบบ Isothermal – Harmonic motion (Schmidt analysis)

วิธีการนี้ เป็นวิธีการที่นำเสนอโดย Gustav Schmidt (หรือเรียกว่า Schmidt Analysis) เมื่อวิเคราะห์วัฏจักร โดยคำนึงถึงผลของการเคลื่อนที่ของลูกสูบในการทำงานจริง ซึ่งมีลักษณะการเคลื่อนที่แบบฮาร์มอนิก นั่นคือมีสมมติฐานที่แตกต่างออกไปจากวัฏจักรแบบ Ideal Isothermal 2 ข้อ คือ

1. การเคลื่อนที่ของลูกสูบ เป็นแบบฮาร์มอนิก
2. รีเจนเนอเรเตอร์ทำงานได้อย่างสมบูรณ์



รูปที่ ข-1 การแบ่งปริมาตรของระบบ และการกระจายตัวของอุณหภูมิ สำหรับการวิเคราะห์แบบ Schmidt analysis[4]

จากรูปที่ ข-1 มีการแบ่งปริมาตรของระบบ ออกเป็น 5 ส่วน ประกอบไปด้วย

- | | | |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---|----------------------------------------------|
| ปริมาตรอัดตัว (Compression space), c
ปริมาตรคูลเลอร์, k
ปริมาตรรีเจนเนอเรเตอร์, r
ปริมาตรฮีทเตอร์, h
ปริมาตรขยายตัว (Expansion space), e | } | ตัวอักษร c k r h e ใช้อ้างอิงแทนปริมาตรต่างๆ |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---|----------------------------------------------|

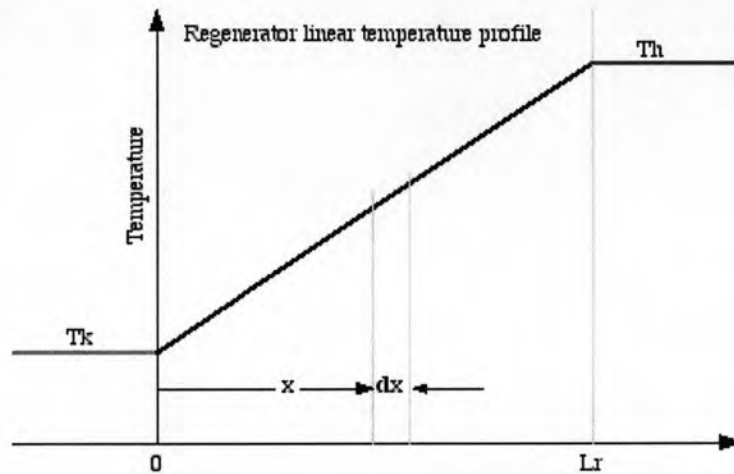
โดยที่ $T_c = T_k$ และ $T_e = T_h$

พิจารณามวลของก๊าซรวมทั้งระบบ $M = m_c + m_k + m_r + m_h + m_e$ (ข-1)

แทนค่าด้วยสมการของก๊าซอุดมคติ $m = \frac{pV}{RT}$

$$\text{ได้} \quad M = \frac{p}{R} \left(\frac{V_c}{T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_h} \right) \quad (\text{ข-2})$$

T_r คืออุณหภูมิเฉลี่ยในรีเจนเนอเรเตอร์ (Regenerator mean effective temperature) โดยมีเงื่อนไขว่าการกระจายตัวของอุณหภูมิในรีเจนเนอเรเตอร์ มีลักษณะเป็นเส้นตรง



รูปที่ ข-2 การกระจายตัวของอุณหภูมิในรีเจนเนอเรเตอร์ [4]

ดังนั้นอุณหภูมิที่เป็นฟังก์ชันของระยะตามยาว คือ $T(x) = \frac{(T_h - T_k)}{L_r} \cdot x + T_k$

เมื่อ L_r คือความยาวของรีเจนเนอเรเตอร์

มวลของก๊าซที่อยู่ในรีเจนเนอเรเตอร์หาได้จาก $m_r = \int_0^{V_r} \rho \cdot dV_r$

เมื่อ ρ คือความหนาแน่นของก๊าซ และใช้สมการของก๊าซอุดมคติ ที่มีกรไหลผ่านพื้นที่ A_r จะได้ความสัมพันธ์

$$p = \rho \cdot RT$$

$$dV_r = A_r \cdot dx$$

$$V_r = A_r \cdot L_r$$

เมื่อแทนค่า ρ, V_r, dV_r

$$\begin{aligned} m_r &= \frac{p}{R} \int_0^{L_r} \frac{A_r}{T(x)} dx \\ &= \frac{pV_r}{R} \int_0^{L_r} \frac{1}{\frac{(T_h - T_k)}{L_r} \cdot x + T_k} \cdot \frac{1}{L_r} dx \\ &= \frac{p \cdot V_r}{R} \frac{\ln(T_h/T_k)}{(T_h - T_k)} \end{aligned}$$

เมื่อเปรียบเทียบกับสมการของก๊าซอุดมคติ จะได้ว่า $T_r = \frac{(T_h - T_k)}{\ln(T_h / T_k)}$ (ข-3)

เมื่อแทนค่าลงในสมการ (ข-2) มวลของก๊าซรวมทั้งระบบจึงมีค่าเป็น

$$M = \frac{P}{R} \left(\frac{V_c}{T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r \cdot \ln(T_h / T_k)}{(T_h - T_k)} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_h} \right) \quad (ข-4)$$

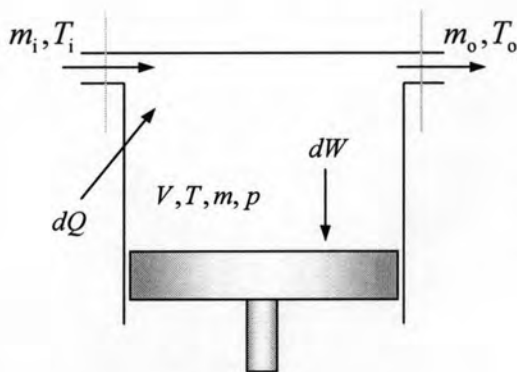
แล้วจัดรูปสมการใหม่โดยให้ความดันเป็นฟังก์ชันของ V_c และ V_e

$$P = \frac{MR}{\left(\frac{V_c}{T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r \cdot \ln(T_h / T_k)}{(T_h - T_k)} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_h} \right)} \quad (ข-5)$$

งานสุทธิตลอดทั้งวัฏจักร คือ

$$\begin{aligned} W_{tot} &= W_c + W_e = \oint pdV_c + \oint pdV_e \\ &= \oint p \left(\frac{dV_c}{d\theta} + \frac{dV_e}{d\theta} \right) d\theta \end{aligned} \quad (ข-6)$$

ในลำดับต่อมาจะพิจารณาการถ่ายเทความร้อน



รูปด้านซ้ายมือ มีปริมาตร = V
 มวลที่สะสมอยู่ข้างในคือ $m_i - m_o = dm$
 และเนื่องจากพิจารณาเป็นกระบวนการอุณหภูมิกคงที่
 ทำให้ $T_i = T_o = T$

สมการของสมดุลพลังงานในปริมาตรคือ

$$\begin{aligned} \text{อัตราการถ่ายเทความร้อนเข้าสู่อุปกรณ์} + \text{การเปลี่ยนแปลงของเอนทัลปีในปริมาตร} &= \text{งานได้ที่จากระบบ} + \text{การเปลี่ยนแปลงของพลังงานภายใน} \\ \text{ร้อนเข้าสู่อุปกรณ์} & \quad \text{สุทธิของเอนทัลปี} & \quad \text{สุทธิของพลังงานภายใน} \end{aligned}$$

โดยใช้ความสัมพันธ์ทางเทอร์โมไดนามิกส์ เมื่อกำหนดให้ความร้อนจำเพาะมีค่าคงที่

เอนทัลปีสุทธิหาได้จากสมการ $H_i - H_o = m_i C_p T_i - m_o C_p T_o = C_p T dm$ (ข-7)

พลังงานภายในสุทธิหาได้จากสมการ $U_i - U_o = m_i C_v T_i - m_o C_v T_o = C_v T dm$ (ข-8)

ดังนั้นสมการของสมดุลพลังงานจะเขียนได้เป็น

$$\begin{aligned} dQ + C_p T dm &= dW + C_v T dm \\ dQ &= dW + (C_v - C_p) T dm \\ dQ &= dW - RT dm \end{aligned}$$

จากสมการที่ได้ เมื่อทำการอินทิเกรตตลอดวัฏจักรการทำงาน จะได้ปริมาณการถ่ายเทความร้อน (Q)

$$\oint dQ = \oint dW - \oint RTdm$$

แต่จากข้อกำหนดที่ว่า "มวลในระบบมีค่าคงที่ตลอดช่วงการทำงาน" ดังนั้นเทอม $\oint RTdm = 0$

จะได้ว่า $Q_c = W_c$ และ $Q_e = W_e$ (ข-9)

สำหรับปริมาตรในคูเลออร์และฮีทเตอร์ ไม่ก่อให้เกิดงาน

$$Q_k = 0 \text{ และ } Q_h = 0 \quad (\text{ข-10})$$

ดังนั้น การวิเคราะห์วัฏจักรแบบ Isothermal จะได้ชุดของสมการ ที่นำมาพิจารณา ดังนี้

ความดัน จากสมการ (ข-5)

$$p = \frac{MR}{\left(\frac{V_c}{T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r \cdot \ln(T_h/T_k)}{(T_h - T_k)} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_h} \right)}$$

การถ่ายเทความร้อน จากสมการ (ข-9)

$$Q_c = W_c = \int p \left(\frac{dV_c}{d\theta} \right) d\theta$$

$$Q_e = W_e = \int p \left(\frac{dV_e}{d\theta} \right) d\theta$$

งาน จากสมการ (ข-6)

$$W_{\text{tot}} = W_c + W_e$$

ในการหาผลเฉลยในรูปแบบผลเฉลยแบบปิด (Close form solution) โดยใช้วิธี Schmidt analysis จะพิจารณา การเปลี่ยนแปลงปริมาตรในกระบอกสูบ เป็นแบบฮาร์มอนิก (Harmonic motion volume variation) ที่มุม θ ต่างๆ โดยเริ่มจากสมการ

$$V_c = V_{\text{clc}} + \frac{V_{\text{sc}}}{2}(1 + \cos\theta) \text{ และ } V_e = V_{\text{cle}} + \frac{V_{\text{se}}}{2}(1 + \cos(\theta + \alpha))$$

นำไปแทนลงในสมการ (ข-5)

$$p = \frac{MR}{\left(\frac{V_{\text{sc}}(1 + \cos\theta)}{2T_k} + \frac{V_{\text{clc}}}{T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r \cdot \ln(T_h/T_k)}{(T_h - T_k)} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_{\text{cle}}}{T_h} + \frac{V_{\text{se}}(1 + \cos(\theta + \alpha))}{2T_h} \right)} \quad (\text{ข-11})$$

แล้วใช้ความสัมพันธ์ $\cos(\theta + \alpha) = \cos\theta \cdot \cos\alpha - \sin\theta \cdot \sin\alpha$ และจัดกลุ่มตัวแปร โดยรวมเทอมที่ไม่

ขึ้นกับมุม θ เข้าด้วยกัน โดยกำหนดให้

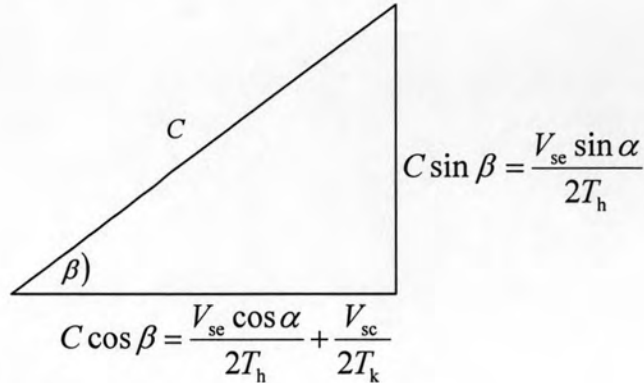
$$S = \left(\frac{V_{\text{sc}}}{2T_k} + \frac{V_{\text{clc}}}{T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r \cdot \ln(T_h/T_k)}{(T_h - T_k)} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_{\text{cle}}}{T_h} + \frac{V_{\text{se}}}{2T_h} \right)$$

นำ S ไปแทนค่าในสมการ (ข-11) จะได้

$$p = \frac{MR}{\left(S + \frac{V_{\text{sc}} \cos\theta}{2T_k} + \frac{V_{\text{se}}}{2T_h} (\cos\theta \cdot \cos\alpha) - \frac{V_{\text{se}}}{2T_h} (\sin\theta \cdot \sin\alpha) \right)}$$

$$= \frac{MR}{S + \left(\frac{V_{sc}}{2T_k} + \frac{V_{se} \cos \alpha}{2T_h} \right) \cdot \cos \theta - \left(\frac{V_{se} \sin \alpha}{2T_h} \right) \cdot \sin \theta}$$

เพื่อจัดรูปให้สมการง่ายขึ้น พิจารณารูปสามเหลี่ยมด้านล่างนี้



จากรูปสามเหลี่ยม จะได้ความสัมพันธ์

$$\beta = \tan^{-1} \left(\frac{\frac{V_{se} \sin \alpha}{T_h}}{\frac{V_{se} \cos \alpha}{T_h} + \frac{V_{sc}}{T_k}} \right) \quad \text{และ} \quad C = \sqrt{\left(\frac{V_{se}}{T_h} \right)^2 + 2 \frac{V_{sc}}{T_k} \cdot \frac{V_{se}}{T_h} \cos \alpha + \left(\frac{V_{sc}}{T_k} \right)^2}$$

เมื่อสมการความดันมาเขียนให้อยู่ในรูปของ C และ β

$$p = \frac{MR}{S + C \cos \beta \cdot \cos \theta - C \sin \beta \cdot \sin \theta} = \frac{MR}{S + C \cos(\beta + \theta)}$$

กำหนดให้ $\phi = \beta + \theta$ และ $b = C/S$

ดังนั้น

$$p = \frac{MR}{S(1 + b \cos \phi)} \quad (\text{ข-12})$$

ความดันสูงสุด ต่ำสุด เกิดขึ้นเมื่อ $\cos \phi = \pm 1$

จะได้ว่า

$$p_{\max} = \frac{MR}{S(1-b)} \quad \text{และ} \quad p_{\min} = \frac{MR}{S(1+b)} \quad (\text{ข-13})$$

ความดันเฉลี่ยหาได้จากสมการ

$$\begin{aligned} p_m &= \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} p d\phi \\ &= \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \frac{MR}{S(1+b \cos \phi)} d\phi \\ &= \frac{MR}{S\sqrt{1-b^2}} \end{aligned} \quad (\text{ข-14})$$

จากสมการ (ข-6) งานสุทธิจากระบบ

$$W_{\text{tot}} = W_c + W_e$$

โดยที่
$$W_c = \int p \left(\frac{dV_c}{d\theta} \right) d\theta$$

และ
$$W_e = \int p \left(\frac{dV_e}{d\theta} \right) d\theta$$

จากความสัมพันธ์ $V_c = V_{c1c} + \frac{V_{sc}}{2}(1 + \cos\theta)$, $\frac{dV_c}{d\theta} = -\frac{V_{sc}}{2}\sin\theta$

ในทำนองเดียวกัน $V_e = V_{c1e} + \frac{V_{se}}{2}(1 + \cos(\theta + \alpha))$, $\frac{dV_e}{d\theta} = -\frac{V_{se}}{2}\sin(\theta + \alpha)$

ดังนั้น
$$W_c = \int p \left(-\frac{V_{sc}}{2}\sin\theta \right) d\theta \quad (\text{ข-15})$$

$$W_e = \int p \left(-\frac{V_{se}}{2}\sin(\theta + \alpha) \right) d\theta \quad (\text{ข-16})$$

การหาค่าอินทิกรัลของสมการ (ข-15) และ สมการ (ข-16) หาได้โดยใช้นุกรมฟูเรียร์กระจายสมการ (ข-12)

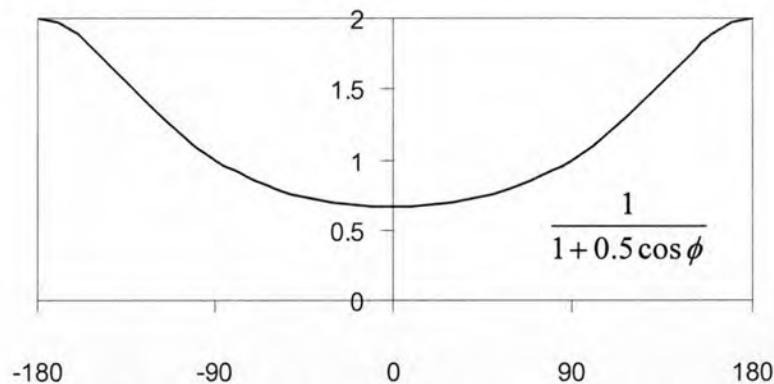
$$p(\phi) = p_0 + \sum_{n=1}^{\infty} [p_{cn} \cos(n\phi) + p_{sn} \sin(n\phi)] \quad (\text{ข-17})$$

เมื่อ p_0 , p_{cn} และ p_{sn} คือสัมประสิทธิ์ฟูเรียร์

$$p_0 = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} p(\phi) d\phi$$

$$p_{cn} = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} p(\phi) \cos(n\phi) d\phi$$

$$p_{sn} = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} p(\phi) \sin(n\phi) d\phi$$



รูปที่ ข-3 ความสัมพันธ์ระหว่างความดัน (p) กับมุม ϕ [4]

จากรูปที่ ข-3 พบว่าลักษณะของ $p(\phi)$ เป็นฟังก์ชันคู่ จึงทำให้นุกรมฟูเรียร์ในสมการ (ข-17) ลดรูปเหลือ

$$p(\phi) = p_0 + \sum_{n=1}^{\infty} [p_{cn} \cos(n\phi)] \quad (\text{ข-18})$$

นำสมการ (ข-18) และ สมการ (ข-12) แทนค่าลงในสมการ (ข-15)

$$W_c = -\frac{V_{sc}}{2} \int_0^{2\pi} \left[p_0 + \sum_{n=1}^{\infty} p_{cn} \cos(n\phi) \right] \sin\theta \cdot d\theta \quad (\text{ข-19})$$

กระจายสมการ (ข-19)

$$W_c = -\frac{V_{sc}}{2} \int_0^{2\pi} p_0 \sin \theta \cdot d\theta - \frac{V_{sc}}{2} \int_0^{2\pi} p_{c1} \cos(\theta + \beta) \sin \theta \cdot d\theta - \frac{V_{sc}}{2} \sum_{n=2}^{\infty} \int_0^{2\pi} p_{c2} \cos n(\theta + \beta) \sin \theta \cdot d\theta \quad (\text{ข-20})$$

ผลของการอินทิเกรตสมการ (ข-20) พบว่า เฉพาะเทอมกกลางเท่านั้น ที่ไม่เป็นศูนย์ ทำให้

$$W_c = -\frac{V_{sc}}{2} \int_0^{2\pi} p_{c1} \cos(\theta + \beta) \sin \theta \cdot d\theta \quad (\text{ข-21})$$

แทนค่า $p_{c1} = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} \frac{MR}{S(1+b \cos \phi)} \cos \phi \cdot d\phi$ ลงในสมการ (ข-21)

$$W_c = -\frac{V_{sc}}{2} \int_0^{2\pi} \left(\frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} \frac{MR}{S(1+b \cos \phi)} \cos \phi \cdot d\phi \right) \cos(\theta + \beta) \sin \theta \cdot d\theta = \frac{2\pi \cdot MR V_{sc}}{b \cdot S} \left(1 - \frac{1}{\sqrt{1-b^2}} \right) \sin \beta \quad (\text{ข-22})$$

แทนค่าสมการ (ข-14) ลงในสมการ (ข-22) แล้วจัดรูปใหม่ได้

$$W_c = \frac{\pi \cdot V_{sc}}{b} \cdot p_m \sin \beta \cdot (\sqrt{1-b^2} - 1) \quad (\text{ข-23})$$

ในทำนองเดียวกัน

$$W_e = \frac{\pi \cdot V_{se}}{b} \cdot p_m \sin(\beta - \alpha) \cdot (\sqrt{1-b^2} - 1) \quad (\text{ข-24})$$

ดังนั้นงานสุทธิตลอดวัฏจักรสำหรับการเคลื่อนที่แบบฮาร์มอนิกคือ

$$W_{tot} = \frac{\pi}{b} \cdot p_m (\sqrt{1-b^2} - 1) [V_{sc} \sin \beta + V_{se} \sin(\beta - \alpha)] \quad (\text{ข-25})$$

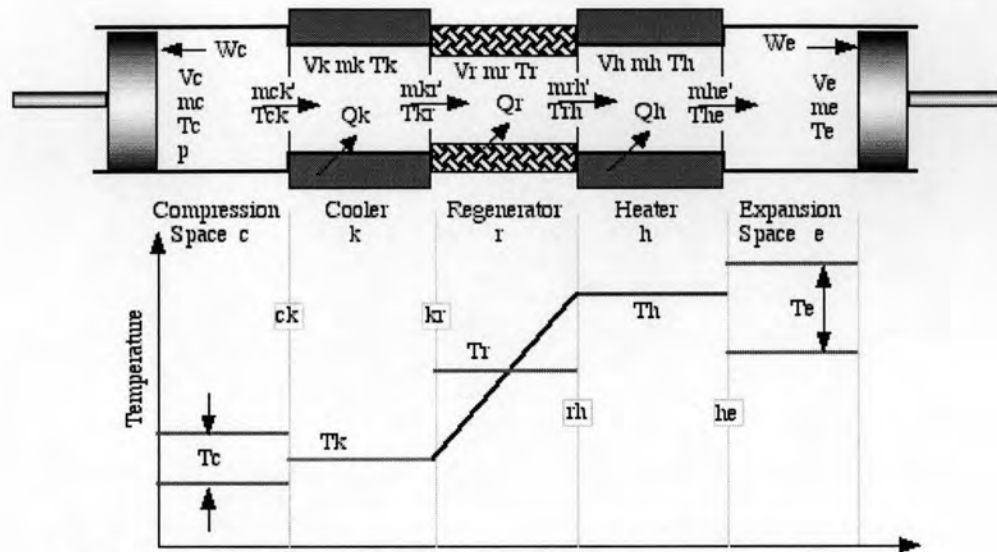
โดยที่ p_m กำหนดโดยสมการ (ข-14)

$$\text{และ} \quad b = \frac{C}{S} = \frac{\sqrt{\left(\frac{V_{se}}{T_h}\right)^2 + 2 \frac{V_{se}}{T_k} \cdot \frac{V_{sc}}{T_h} \cdot \cos \alpha + \left(\frac{V_{sc}}{T_k}\right)^2}}{\left(\frac{V_{sc}}{2T_k} + \frac{V_{clc}}{T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r \cdot \ln(T_h/T_k)}{(T_h - T_k)} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_{cle}}{T_h} + \frac{V_{se}}{2T_h}\right)}$$

จากที่ได้กล่าวมา คือการวิเคราะห์วัฏจักรการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง โดยกำหนดให้การอัด-ขยายตัวของลูกสูบ เป็นไปตามกระบวนการ Isothermal และลูกสูบลูกสูบมีการเคลื่อนที่แบบฮาร์มอนิก วิธีการนี้สามารถหางานสุทธิตลอดวัฏจักรได้โดยการแก้สมการ (ข-6) และได้ผลเฉลยของสมการในรูปแบบผลเฉลยแบบปิด (คือสมการ (ข-25))

ภาคผนวก ค

การวิเคราะห์วัฏจักรแบบ Adiabatic – Harmonic motion (Adiabatic analysis)



รูปที่ ค-1 การแบ่งปริมาตรของระบบ และการกระจายตัวของอุณหภูมิ สำหรับการวิเคราะห์แบบ Adiabatic analysis [4]

จากรูปที่ ค-1 มีการแบ่งปริมาตรออกเป็น 5 ส่วน ประกอบไปด้วย c k r h e และมีจุดต่อ (interface) คือ ck, kr, rh, he โดยจะพิจารณาให้อุณหภูมิในปริมาตรอัดตัว และปริมาตรขยายตัวสามารถมีค่าขึ้นลงได้ตามกระบวนการ Adiabatic ทำให้ T_c, T_e มีค่าไม่คงที่

จากสมการของก๊าซอุดมคติ

$$pV = mRT$$

$$d(pV) = d(mRT)$$

$$pdV + Vdp = R(Tdm + mdT)$$

$$\frac{dV}{V} + \frac{dp}{p} = \frac{dm}{m} + \frac{dT}{T} \tag{ค-1}$$

มวลของก๊าซรวมทั้งระบบ

$$M = m_c + m_k + m_r + m_h + m_e \tag{ค-2}$$

Differential ของสมการ (ค-2) คือ

$$0 = dm_c + dm_k + dm_r + dm_h + dm_e \tag{ค-3}$$

พิจารณาเฉพาะส่วนที่ปริมาตรคงที่ก่อนคือ k, r, h เนื่องจากปริมาตรและอุณหภูมิคงที่ ดังนั้นสมการ (ค-1) ลดรูปเป็น

$$\frac{dp}{p} = \frac{dm}{m} \tag{ค-4}$$

สมการ (ค-4) จัดรูปใหม่ได้เป็น

$$\frac{V}{RT} dp = dm \tag{ค-5}$$

แทนค่าสมการ (ค-5) ลงในสมการ (ค-3) โดยพิจารณาว่าความดันมีค่าสม่ำเสมอทั้งระบบ

ในทำนองเดียวกัน

$$dm_e = \frac{pdV_e}{RT_{he}} + \frac{V_e dp}{k \cdot RT_{he}} \quad (\text{ค-10})$$

เมื่อแทนสมการ (ค-9) และ (8-10) ลงในสมการ (ค-6)

$$\frac{pdV_c}{RT_{ck}} + \frac{V_c dp}{k \cdot RT_{ck}} + \frac{pdV_e}{RT_{he}} + \frac{V_e dp}{k \cdot RT_{he}} + \frac{dp}{R} \left[\frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} \right] = 0$$

แล้วจัดรูปสมการได้

$$dp = \frac{-pk \left(\frac{pdV_c}{RT_{ck}} + \frac{dV_e}{T_{he}} \right)}{\frac{V_c}{T_{ck}} + k \left[\frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} \right] + \frac{V_e}{T_{he}}} \quad (\text{ค-11})$$

ในลำดับต่อมาเป็นการหา Differential ของ T

เริ่มจากจากสมการ

$$pV = mRT$$

แล้วใช้วิธีพิสูจน์เหมือนสมการ(ค-1)

$$\frac{dV}{V} + \frac{dp}{p} = \frac{dm}{m} + \frac{dT}{T}$$

ดังนั้น

$$dT_c = T_c \left[\frac{dp}{p} + \frac{dV_c}{V_c} - \frac{dm_c}{m_c} \right] \quad (\text{ค-12})$$

และ

$$dT_e = T_e \left[\frac{dp}{p} + \frac{dV_e}{V_e} - \frac{dm_e}{m_e} \right] \quad (\text{ค-13})$$

และ Differential ของ Q ที่ผ่าน รีเจนเนอเรเตอร์, ฮีตเตอร์ และคูลเลอร์ หาได้จาก สมการสมดุลของพลังงาน

$$dQ + (C_p T_i m_i - C_p T_o m_o) = dW_c + C_v d(mT)$$

บริเวณของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีอุณหภูมิคงที่ และไม่มีการเกิดขึ้น ดังนั้น $dW = 0$ และ $T =$ ค่าคงที่

$$dQ + (C_p T_i m_i - C_p T_o m_o) = C_v T dm \quad (\text{ค-14})$$

นำสมการ (ค-5) แทนค่าลงไปในสมการ (ค-11)

$$dQ + (C_p T_i m_i - C_p T_o m_o) = \frac{C_v}{R} V dp \quad (\text{ค-15})$$

จะได้สมการสำหรับการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์ทั้ง 3 ชนิดดังนี้

$$dQ_k = \frac{C_v}{R} V_k dp - C_p (T_{ck} m_{ck} - T_{kr} m_{kr}) \quad (\text{ค-16})$$

$$dQ_r = \frac{C_v}{R} V_r dp - C_p (T_{kr} m_{kr} - T_{rh} m_{rh}) \quad (\text{ค-17})$$

$$dQ_h = \frac{C_v}{R} V_h dp - C_p (T_{rh} m_{rh} - T_{he} m_{he}) \quad (\text{ค-18})$$

เมื่อกำหนดอุณหภูมิที่ฮีตเตอร์ และคูลเลอร์ มีค่าคงที่, รีเจนเนอเรเตอร์ มีประสิทธิภาพ 100% ทำให้ $T_{kr} = T_k$

และ $T_{rh} = T_h$

งานที่ได้จากระบบคือ

$$W_{tot} = W_c + W_e \quad (ค-19)$$

$$dW_c = pdV_c \text{ และ } dW_e = pdV_e \quad (ค-20)$$

จากที่ได้กล่าวมาทั้งหมด สรุปได้ว่ากรณีวิเคราะห์แบบ Adiabatic analysis จะได้ชุดของสมการในรูป Differential ดังนี้

ความดัน จากสมการ (ค-11)

$$dp = \frac{-pk \left(\frac{pdV_c}{RT_{ck}} + \frac{dV_e}{T_{he}} \right)}{\frac{V_c}{T_{ck}} + k \left[\frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} \right] + \frac{V_e}{T_{he}}}$$

อุณหภูมิ จากสมการ (ค-12) และสมการ (ค-13)

$$dT_c = T_c \left[\frac{dp}{p} + \frac{dV_c}{V_c} - \frac{dm_c}{m_c} \right]$$

$$dT_e = T_e \left[\frac{dp}{p} + \frac{dV_e}{V_e} - \frac{dm_e}{m_e} \right]$$

พลังงาน จากสมการ (ค-16) ถึง สมการ (ค-20)

$$dQ_k = \frac{C_v}{R} V_k dp - C_p (T_{ck} m_{ck} - T_k m_{kr})$$

$$dQ_r = \frac{C_v}{R} V_r dp - C_p (T_k m_{kr} - T_h m_{rh})$$

$$dQ_h = \frac{C_v}{R} V_h dp - C_p (T_h m_{rh} - T_{he} m_{he})$$

$$W_{tot} = W_c + W_e$$

$$dW_c = pdV_c \text{ และ } dW_e = pdV_e$$

อัตราการเปลี่ยนแปลงของมวลก๊าซจากสมการ (ค-5), สมการ (ค-9) และสมการ (ค-10)

$$dm_k = \frac{m_k}{p} dp, \quad dm_r = \frac{m_r}{p} dp, \quad dm_h = \frac{m_h}{p} dp$$

$$dm_c = \frac{pdV_c}{RT_{ck}} + \frac{V_c dp}{\gamma \cdot RT_{ck}}$$

$$dm_e = \frac{pdV_e}{RT_{he}} + \frac{V_e dp}{k \cdot RT_{he}}$$

จากระบบสมการทั้งหมด จะสังเกตได้ว่าชุดของสมการมีลักษณะไม่เชิงเส้น (Nonlinear) จึงไม่สามารถหาผลเฉลยแบบปิดได้ แต่คำตอบของระบบสมการนี้หาได้โดยวิธีอินทิเกรตเชิงตัวเลข (Numerical integration) โดยการกำหนดขนาดของเครื่องยนต์และอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อหาค่าเริ่มต้นของ V_e, V_c, V_k, V_r, V_h และเลือกสรรทำงานเพื่อกำหนดค่า R, C_p, C_v, k โดยตัวแปรทุกตัวเป็นฟังก์ชันของมุม θ บนช่วง 0 ถึง 2π

ระบบสมการทั้งหมดมีตัวแปรทั้งหมด 22 ตัว โดยแบ่งเป็น 3 กลุ่ม คือ

- 1 $T_c, T_e, Q_k, Q_r, Q_h, W_c, W_e$ อยู่ในรูป Derivative ซึ่งขึ้นอยู่กับมุม θ และขึ้นอยู่กับตัวแปรกลุ่มที่ 2
- 2 $W, p, V_c, V_e, m_c, m_k, m_r, m_h$ อยู่ในรูป Derivative ขึ้นอยู่กับมุม θ เท่านั้น
3. $T_{ck}, T_{he}, m_{ck}, m_{kr}, m_{rh}, m_{he}$ เป็นเงื่อนไขที่ใช้ในการแก้สมการ

เมื่อกำหนดให้ระบบมีการทำงานแบบ Quasi steady flow ดังนั้น $m_{ck}, m_{kr}, m_{rh}, m_{he}$ จึงมีค่าคงที่และไม่มีผลเนื่องมาจากความเร็ว

กำหนดเงื่อนไขเริ่มต้นโดยให้เวกเตอร์ Y แทนตัวแปรกลุ่มที่ 1 กำหนดให้ $Y(\theta = 0) = Y_0$

และ $dY = F(\theta, Y)$ คำตอบของสมการค่าแรกเกิดขึ้นที่ $\theta = 0$ จากนั้นคำนวณหาคำตอบค่าถัดไปที่ $\theta_0 + \Delta\theta$ ซึ่งวิธี Runge-Kutta 4th order เป็นวิธีที่นิยมใช้สำหรับการแก้ปัญหาในลักษณะนี้

เพื่อความสะดวกในการแก้สมการ จึงใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์ ของ Israel Urieli เพื่อแก้ระบบสมการดังกล่าว ในรูปแบบภาษา MATLAB ซึ่งสามารถ download ได้จาก

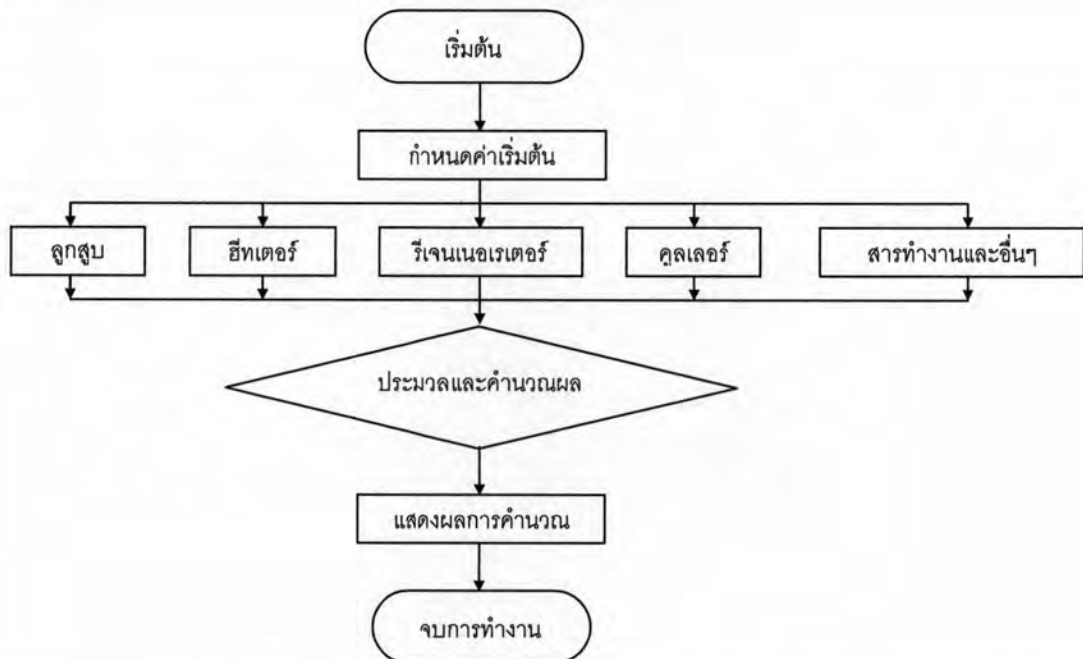
www.ent.ohiou.edu/~urieli/stirling/me422.html

ภาคผนวก ง

การป้อนข้อมูลในโปรแกรมคอมพิวเตอร์ของ Urieli เพื่อทำนายสมรรถนะในหัวข้อ 2.6.4

โปรแกรมคอมพิวเตอร์ของ Urieli สามารถใช้วิเคราะห์วัฏจักรสเตอร์ลิงได้สะดวกรวดเร็วขึ้น โดยสามารถวิเคราะห์ได้ทั้งวิธี Schmidt analysis และวิธี Adiabatic analysis นอกจากนี้แล้วยังมีส่วนเพิ่มเติมที่เรียกว่า Simple analysis ซึ่งมีข้อดีคือสามารถคำนวณหาปริมาณการถ่ายเทความร้อนและความดันสูญเสียของอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนทั้ง 3 ชนิดได้ แต่จะไม่นำมาใช้ในการทดลองนี้

ในภาคผนวกนี้เป็นการแสดงรายละเอียดการป้อนข้อมูลในโปรแกรมคอมพิวเตอร์เพื่อแก่ระบบสมการในภาคผนวก ค. ซึ่งใช้คำนวณหาและกำลังที่ได้จากเครื่องยนต์ โดยมีขั้นตอนการทำงานที่สามารถเขียนเป็น Flow chart ได้ดังนี้



สำหรับโปรแกรมนี้จะใช้คำนวณหากำลังที่ได้จากวิธี Schmidt analysis และวิธี Adiabatic analysis ข้อมูลจากตารางที่ 2-2 ในบทที่ 2 จะได้ $V_{cle} = 20 \times 10^{-6} \text{ m}^3$, $V_{cle} = 40 \times 10^{-6} \text{ m}^3$, $V_{se} = 192 \times 10^{-6} \text{ m}^3$, $V_d = 355 \times 10^{-6} \text{ m}^3$, $X = 1.85$, $K = 0.9$, $\alpha = 100^\circ$ และแทนค่าเหล่านี้ลงในสมการ(ก-8) ทำให้ได้อัตราส่วนการอัดจากการคำนวณ $\gamma_V = 1.50$ เมื่อนำไปเปรียบเทียบกับอัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์จริงมีค่า $\gamma_V = 1.63$ ซึ่งถือว่ามีความใกล้เคียงกัน

เริ่มต้นโปรแกรมด้วยการป้อนข้อมูลพื้นฐานของเครื่องยนต์ ซึ่งแบ่งเป็น 5 ขั้นตอน ในการทดสอบนี้ ค่าต่างๆ ที่ป้อนเข้าไปในโปรแกรม จะกำหนดให้สอดคล้องกับตารางที่ 2-2 ในบทที่ 2 เพื่อเป็นการเปรียบเทียบผลจากการคำนวณกับผลการทดลองจริง

1. กำหนดขนาดลูกสูบ

Engine type : s (Sinusoidal drive)

Compression space clearance volume = $20 \times 10^{-6} \text{ m}^3$

Compression space swept volume = $173 \times 10^{-6} \text{ m}^3$

Expansion space clearance volume = $40 \times 10^{-6} \text{ m}^3$

Expansion space swept volume = $192 \times 10^{-6} \text{ m}^3$

Expansion phase angle advance = 100 degrees:



2. กำหนดขนาดคูลเลอร์

เนื่องจากคูลเลอร์ที่ใช้กับเครื่องยนต์จริงเป็นแบบท่อมีครีبد้านใน ขนาดของครีบไม้ได้ระบุ ท่อมีขนาด 13 mm ความยาว 150.5 mm มีพื้นที่ถ่ายเทความร้อนรวม 0.1 m^2 ค่าจากข้อมูลเหล่านี้ไม่สามารถป้อนเข้าไปในโปรแกรมได้โดยตรง เนื่องจากโปรแกรมออกแบบมาเพื่อใช้กับอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนอย่างง่าย คือเป็นแบบท่อกกลม (pipe) หรือ ท่อซ้อน (annulus) เท่านั้น ดังนั้นแนวทางของการคำนวณจึงได้เลือกท่อแบบกลม ซึ่งมีอยู่ในโปรแกรม แล้วปรับค่าให้ได้พื้นที่การถ่ายเทความร้อนและปริมาตรให้ได้เทียบเท่าเครื่องยนต์จริง จึงปรับเปลี่ยนขนาดและจำนวนท่อ เพื่อให้พื้นที่ถ่ายเทความร้อนรวมยังคงเท่ากับ 0.1 m^2 และปริมาตร ยังคงเท่ากับ 45 cc

Cooler type : p (Smooth pipe)

Pipe inside diameter = 0.0018 m

Heat exchanger length = 0.161 m

Number of pipes in bundle = 110

ขนาดของคูลเลอร์ที่กำหนด สามารถคำนวณหา Wetted area = 0.10 m^2 , Void volume = 45.07 cc

3. กำหนดขนาด รีเจนเนเรเตอร์

รีเจนเนเรเตอร์ที่ใช้กับเครื่องยนต์ มีลักษณะคล้ายกระป๋อง ด้านในบรรจุตาข่ายรูวงกลมจำนวน 560 แผ่น แต่ละแผ่นทำมาจากเส้นลวดไขว้สลับไปมา โดยที่เส้นลวดในแนวตั้งมีขนาด 0.061 mm แนวนอนมีขนาด 0.05 mm มีพื้นที่ถ่ายเทความร้อนรวม 5.02 m^2 สำหรับการป้อนเข้ามูลเข้าสู่โปรแกรมก็ต้องมีการปรับเปลี่ยนเช่นเดียวกันเพื่อให้พื้นที่ถ่ายเทความร้อนรวมยังคงเท่ากับ 5.02 m^2 และปริมาตร = 150 cc

Regenerator configuration : t (Tubular regenerator housing)

Tube housing external diameter = 0.08 m

Tube housing internal diameter = 0.07 m

Regenerator length = 0.06 m

Number of tubes = 1

Matrix type m (mesh matrix)

Matrix porosity = 0.65

Matrix wire diameter = $6.44 \times 10^{-5} \text{ m}$

โดยจะเห็นได้ว่าการประมาณข้างต้น ขนาดของเส้นลวดมีเส้นผ่าศูนย์กลางเท่ากับ 0.0644 mm ซึ่งมีขนาดใกล้เคียงกับขนาดของเส้นลวดจริง ทำให้ขนาดของรีจันเนอเรเตอร์ ที่กำหนด สามารถคำนวณหา Total wetted area = 5.02 m², Void volume = 150.09 cc

4. กำหนดขนาดฮีทเตอร์

ฮีทเตอร์ที่ใช้กับเครื่องยนต์จริงเป็นแบบท่อมีครีบ ขนาดของครีบไม่ได้ระบุ ขนาดท่อ 16 mm ความยาว 152 mm มีพื้นที่ถ่ายเทความร้อนรวม 0.09 m² ค่าต่างๆป้อนเข้าไปในโปรแกรมมีรายละเอียดดังนี้

Heater type : p (Smooth pipe)

Pipe inside diameter = 4.4 mm

Heat exchanger length = 161 mm

Number of pipes in bundle = 40

ขนาดของฮีทเตอร์ที่กำหนด สามารถคำนวณหา Wetted area = 0.089 m², Void volume = 97.92 cc

5. กำหนดชนิดของสารทำงาน และค่าอื่น

การกำหนดค่าอื่นๆที่เหลือ สามารถป้อนข้อมูลจากตารางที่ 2. ได้โดยตรงๆ

Gas type: he (Helium)

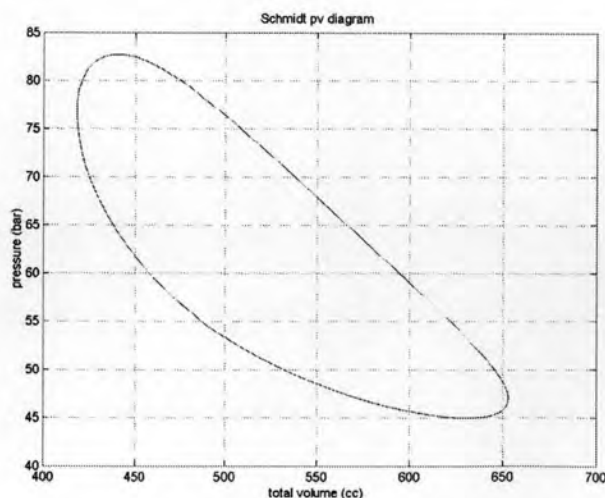
Mean pressure = 6.1 MPa

Cold sink temperature = 298 K

Hot source temperature = 1071 K

Operating frequency = 15 Herz (900 rpm)

ผลจากการคำนวณโดยโปรแกรมสำหรับวิธี Schmidt analysis ได้กำลัง = 5.97 kW ผลจากการคำนวณโดยวิธี Adiabatic analysis ได้กำลัง = 6.23 kW และนอกจากนี้แล้ว โปรแกรมยังสามารถพล็อตแผนภาพความดันต่อปริมาตรได้ดังนี้

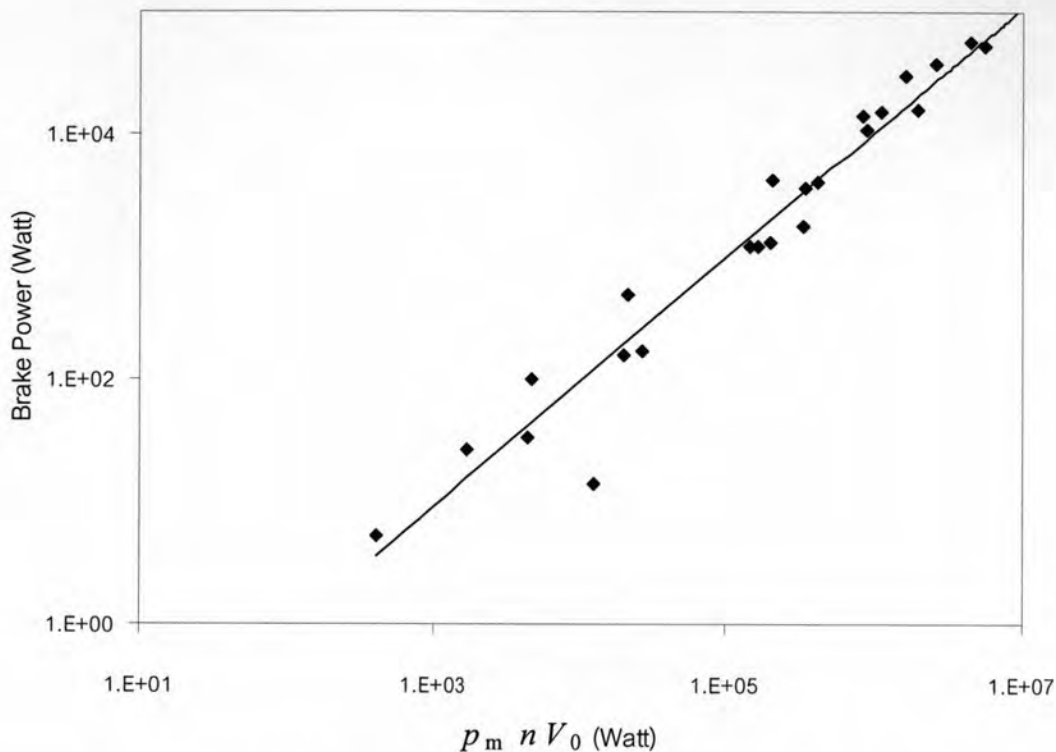


รูปที่ ง-1 การเปลี่ยนแปลงความดันต่อปริมาตร (p - V Diagram)

ภาคผนวก จ

การวิเคราะห์หาค่ากำลังและความเร็วรอบโดยวิธีของ Iwamoto

การหาค่ากำลังของเครื่องยนต์โดยสมการของ Beale ที่กล่าวไว้ในบทที่ 2 มีที่มาจาก ผลการทดสอบเครื่องยนต์ จำนวนหลายๆเครื่อง(ข้อมูลจากตาราง 6.1 ของเอกสารหมายเลข [11]) แล้วนำมาพล็อตความสัมพันธ์ดังรูปที่ จ-1



รูปที่ จ-1 ความสัมพันธ์ของกำลังขาออกและกลุ่มตัวแปร $p_m n V_{se}$ [11]

William Beale พบว่าหากเครื่องยนต์ทำงานอยู่ในช่วงอุณหภูมิด้านร้อนประมาณ 650°C และอุณหภูมิด้านเย็นประมาณ 65°C จะทำให้อัตราส่วนของ $\frac{P_B}{V_0 \cdot p_m \cdot n}$ มีค่าเฉลี่ยประมาณ 0.15 (จากความสัมพันธ์ของกราฟในรูปที่ จ-1) ซึ่งค่าเฉลี่ยนี้เรียกว่า Beale number (β_E)

เพื่อเพิ่มความสามารถในการประเมินกำลังของเครื่องยนต์ เมื่อมีช่วงการทำงานที่อุณหภูมิสูงขึ้น West [11] จึงได้นำเสนอสมการที่มีเทอมของอุณหภูมิเข้ามาเกี่ยวข้อง (สมการ (69) ในบทที่2) และเมื่อมาจัดรูปเสียใหม่จะได้

$$F = \frac{P_B}{V_{se} \cdot p_m \cdot n \cdot \frac{T_H - T_L}{T_H + T_L}} \quad (จ-1)$$

โดยที่ F เรียกว่า West number เป็นค่าคงที่มีค่าประมาณ 0.35 ถ้าเครื่องยนต์ให้กำลังน้อยกว่า 5 kW และเท่ากับ 0.25 ถ้าเครื่องยนต์ให้กำลังในช่วง 5 -150 kW [12] ซึ่งค่าคงที่เหล่านี้ ก็ได้มาจากการทดลองในลักษณะเดียวกันเดียวกัน

ทั้งสองวิธีนี้นิยมนำมาใช้ประมาณกำลังของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบคร่าวๆ แต่มีจุดด้อยตรงที่จำเป็นต้องทราบความเร็วรอบการทำงานเสียก่อน จึงจะนำไปคำนวณหากำลังขาออกได้ เพื่อกำจัดปัญหานี้ Iwamoto[10] ได้นำเสนอการวิเคราะห์เพื่อหากำลังและความเร็วรอบไปพร้อมๆกัน โดยใช้แนวคิดคล้ายกับวิธีการของ Beale กล่าวคือใช้ตัวแปรต่างๆ นำมาจัดเป็นกลุ่มๆให้อยู่ในรูปตัวแปรแบบไม่มีหน่วย ดังนี้

$$\text{Nondimensional engine speed, } n^* \quad n^* = \frac{nV_{se}^{2/3}}{v} \quad (จ-2)$$

$$\text{Nondimensional engine work, } W_S^* \quad W_S^* = \frac{W_S}{p_m V_{se} p^* T^*} \quad (จ-3)$$

$$\text{Nondimensional output power, } L_S^* \quad L_S^* = W_S^* \cdot n^* \quad (จ-4)$$

$$\text{Nondimensional engine specification, } S^* \quad S^* = \frac{T_{lim} R V_{se}^{2/3}}{v_{lim}} \quad (จ-5)$$

$$\text{Design pressure ratio, } p^* \quad p^* = \frac{p_m}{p_{lim}} \quad (จ-6)$$

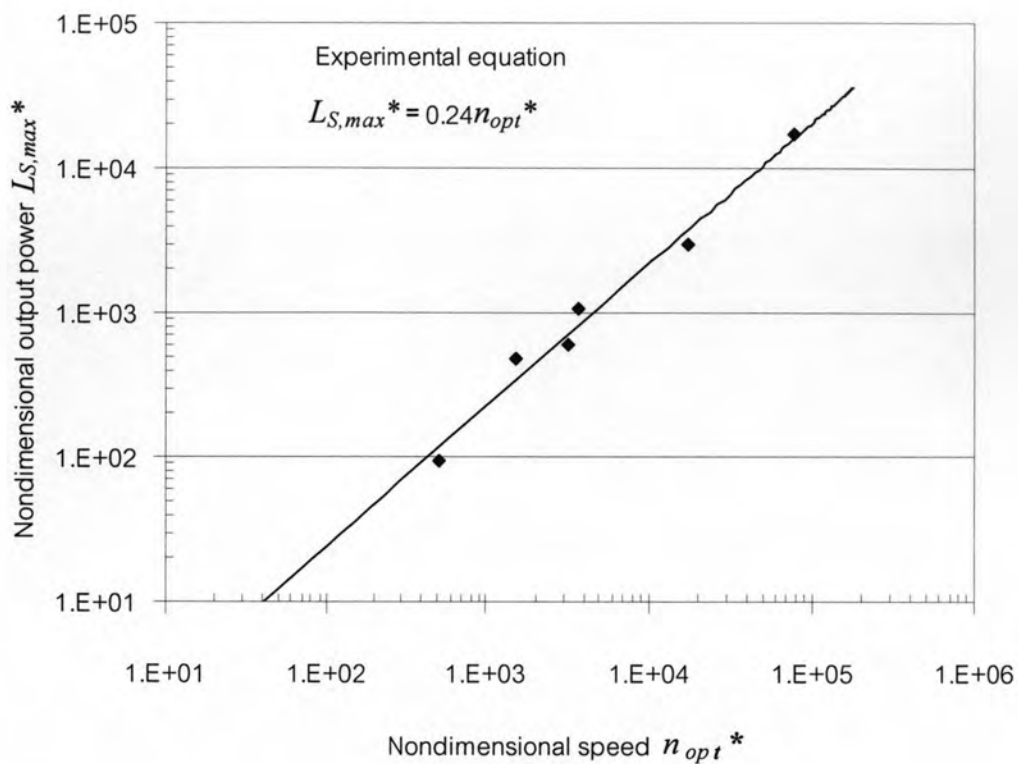
$$\text{Nondimensional temperature, } T^* \quad T^* = \frac{T_H - T_L}{T_H + T_L} \quad (จ-7)$$

หมายเหตุ v_{lim} คือ ความหนืดของสารทำงานที่สภาวะ T_{lim} และ p_{lim} .

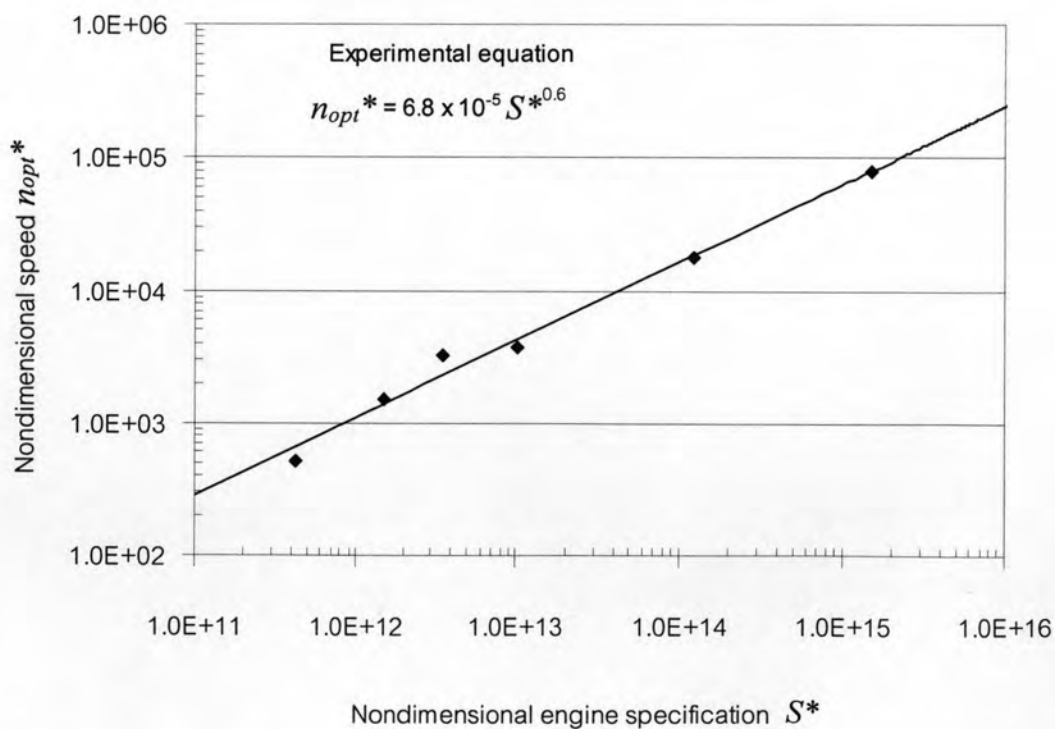
จากนั้นใช้ข้อมูลจากการทดสอบเครื่องยนต์ต้นแบบ ที่สภาวะการทำงานสูงสุดจำนวน 6 ชุดข้อมูล ซึ่งแสดงไว้ในตารางที่ จ-1 นำมาสร้างกราฟความสัมพันธ์ระหว่าง L_S^* กับ n^* (รูปที่ จ-2) และ S^* กับ n^* (รูปที่ จ-3) โดยจากรูปที่ จ-2 สรุปได้ว่า อัตราส่วนของ $\frac{L_{S,max}^*}{n_{opt}^*}$ มีค่าประมาณ 0.24 และจากรูปที่ จ-3 ได้อัตราส่วนของ $\frac{n_{opt}^*}{S^{*0.6}}$ มีค่าประมาณ 6.8×10^{-6}

ตารางที่ จ-1 รายละเอียดเครื่องยนต์ที่ Iwamoto นำมาใช้สร้างความสัมพันธ์ในรูปที่ จ-2 และรูปที่ จ-3

Engine	A	A	B	C	D	E
Engine type	γ	γ	α	β	α	γ
p_{lim} (MPa)	0.9	0.8	0.55	3.8	1	0.22
T_E (°C)	488	464	451	503	92	100
Working gas	He	N_2	Air	He	N_2	Air
V_{se} (cm ³)	81.4	81.4	98.2	132.7	20100	40200
S^*	4.18×10^{11}	3.52×10^{12}	1.49×10^{12}	1.01×10^{13}	1.51×10^{15}	1.24×10^{14}
$L_{S,max}$ (W)	102	71	59	1241	747	194
n_{opt} (rpm)	1103	954	560	1407	139	93
$L_{S,max}^*$	9.32×10^1	6.05×10^2	4.74×10^2	1.06×10^3	1.70×10^4	2.95×10^3
n_{opt}^*	5.17×10^2	3.21×10^3	1.52×10^3	3.69×10^3	7.84×10^4	1.76×10^4



รูปที่ ๑-๒ ความสัมพันธ์ของ Nondimensional output power กับ Nondimensional engine speed (n^* มีตัวห้อยเป็น opt หมายถึงรอบเครื่องยนต์ที่ให้กำลังสูงสุด) จากเครื่องยนต์ ในตารางที่ ๑-1

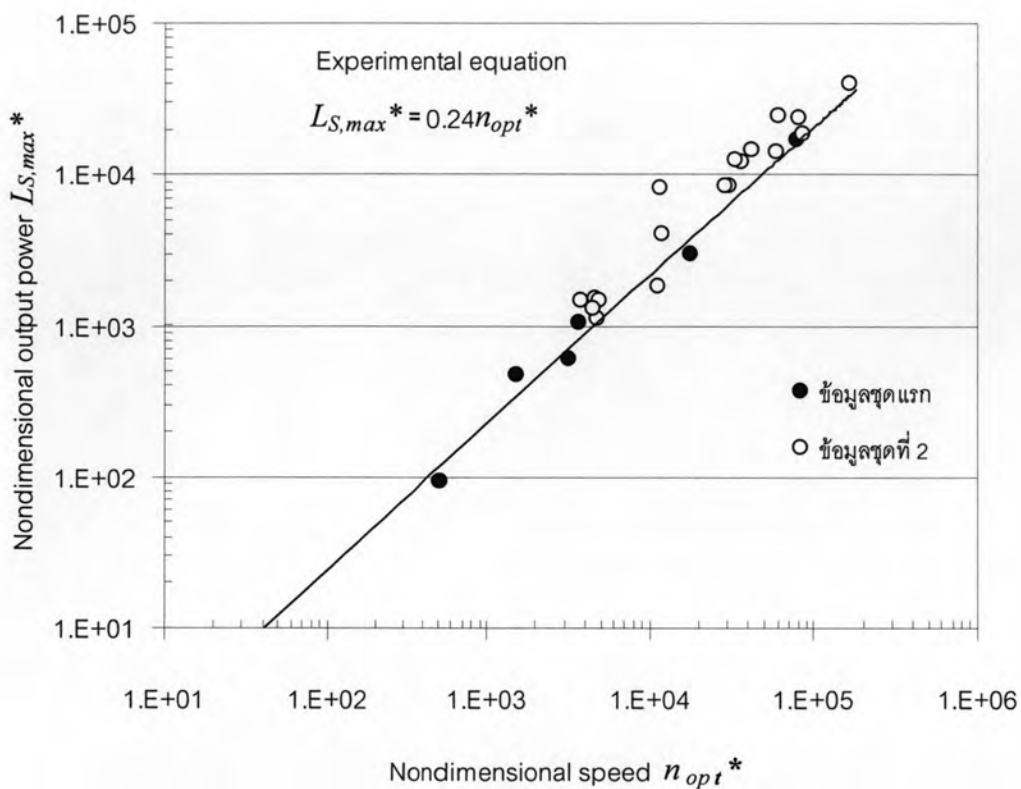


รูปที่ ๑-๓ ความสัมพันธ์ของ Nondimensional engine speed กับ Nondimensional engine specification จากเครื่องยนต์ ในตารางที่ ๑-1

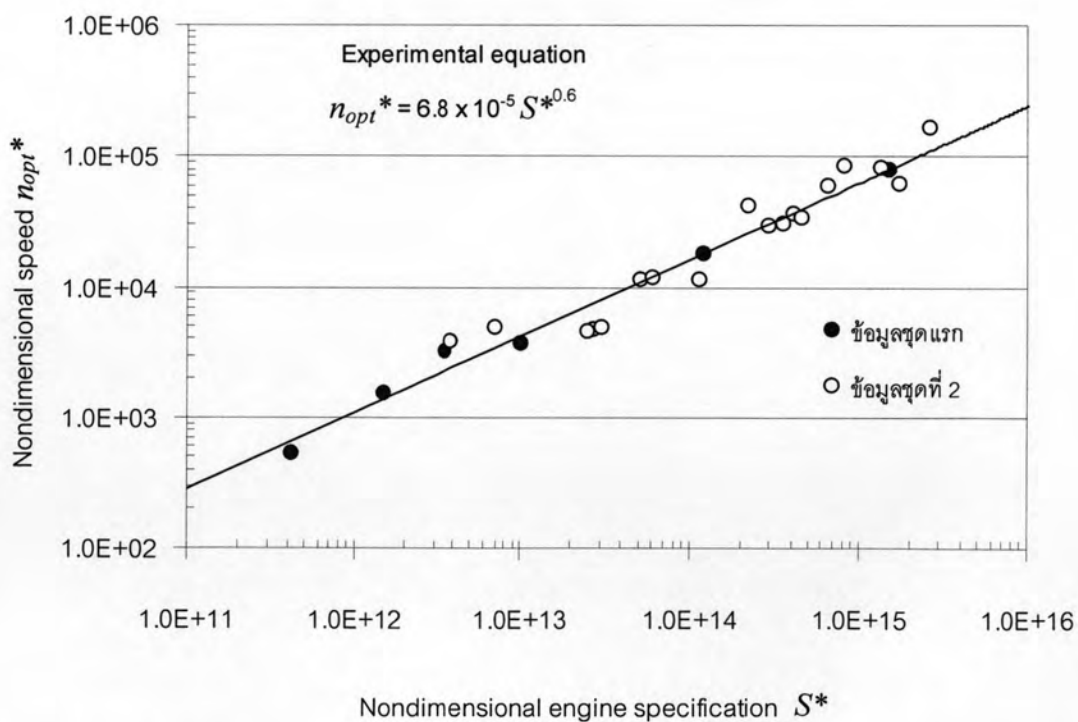
ขั้นตอนที่สอง Iwamoto ได้นำผลการทดสอบของเครื่องยนต์อีกชุดหนึ่ง จำนวน 18 เครื่อง ซึ่งมีช่วงการทำงานที่แตกต่างกัน ซึ่งแสดงไว้ในตารางที่ จ-2 มาคำนวณหา $L_{S,max}^*$, n_{opt}^* และ S^* เพื่อที่จะนำมาเปรียบเทียบกับผลการทดสอบของเครื่องยนต์ชุดแรก และแสดงผลการเปรียบเทียบไว้ในรูปที่ จ-4 และรูปที่ จ-5 ซึ่ง Iwamoto พบว่า ลักษณะการกระจายตัวของข้อมูลชุดที่ 2 นี้ (จุดสีขาว) มีค่าใกล้เคียงกับข้อมูลชุดแรก (จุดสีดำ)

ตารางที่ จ-2 รายละเอียดของเครื่องยนต์ ที่นำมาคำนวณหา $L_{S,max}^*$, n_{opt}^* และ S^* เพื่อนำมาใช้เปรียบเทียบกับรูปที่ จ-2 และรูปที่ จ-3

Name	T_H (°C)	P_m (MPa)	V_{sc} (m ³)	S^*	n_{opt}^*	$L_{S,max}^*$
1) NS-03M (He)	698	6.2	1.80×10^{-4}	2.75×10^{13}	4700	1500
2) NS-03T (He)	718	6.4	1.90×10^{-4}	3.05×10^{13}	4860	1470
3) NS-03A (He)	660	14.7	5.92×10^{-4}	3.63×10^{14}	30400	8430
4) NS-03S (He)	685	15.5	5.80×10^{-4}	4.17×10^{14}	36400	12000
5) V-16DMA (He)	625	12.5	1.60×10^{-4}	1.15×10^{14}	11500	8120
6) P40/4-95 (H ₂)	750	15	3.80×10^{-4}	6.58×10^{14}	59600	13900
7) 102C (Air)	800	1.2	6.70×10^{-5}	3.85×10^{12}	3770	1460
8) MP1002CA (Air)	700	1.5	5.94×10^{-5}	7.03×10^{12}	4810	1100
9) PD-46 (He)	660	10.2	8.10×10^{-5}	5.21×10^{13}	11200	1790
10) BASIC 400HP(He)	694	11	1.74×10^{-2}	1.74×10^{15}	61500	24300
11) MELSE II (He)	585	4.5	3.02×10^{-4}	2.51×10^{13}	4570	1310
12) GPU-3 (H ₂)	746	6.9	1.20×10^{-4}	6.16×10^{13}	11800	3980
13) 1--98 (He)	630	22	9.80×10^{-5}	2.98×10^{14}	29000	8330
14) 1--365 (H ₂)	600	10.5	3.65×10^{-4}	4.65×10^{14}	33800	12600
15) MOD I (H ₂)	660	15	4.96×10^{-4}	8.19×10^{14}	84700	18700
16) MT79 (He)	650	10	7.56×10^{-4}	2.28×10^{14}	41400	14400
17) 4--275 (H ₂)	750	15	1.10×10^{-3}	1.37×10^{15}	80600	23900
18) 4--215 (H ₂)	650	20	8.60×10^{-4}	2.63×10^{15}	167000	39600

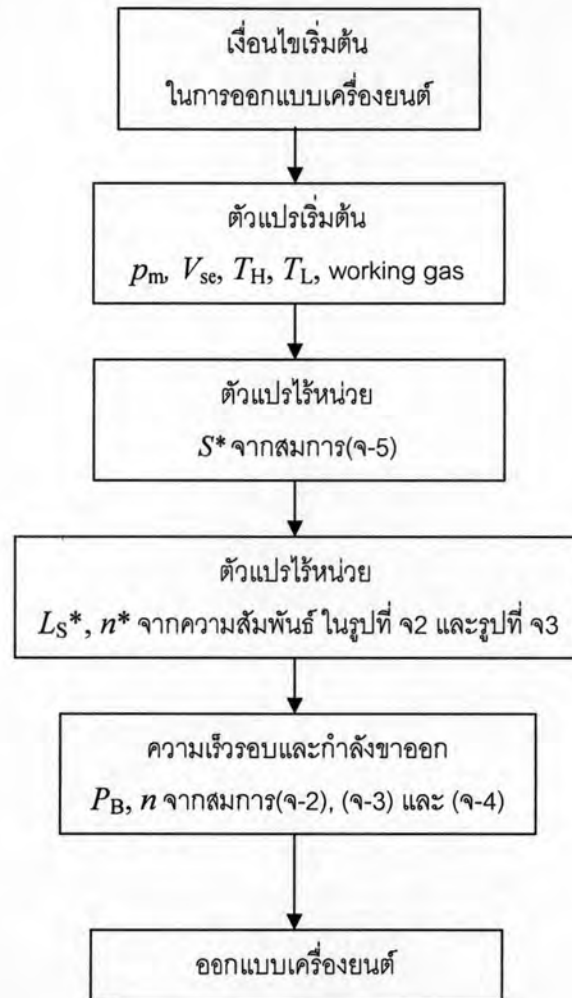


รูปที่ ๑-4 ความสัมพันธ์ของ Nondimensional output power กับ Nondimensional engine speed โดยเปรียบเทียบระหว่างข้อมูลจากตารางที่ ๑-1 และตารางที่ ๑-2



รูปที่ ๑-5 ความสัมพันธ์ของ Nondimensional engine speed กับ Nondimensional engine specification โดยเปรียบเทียบระหว่างข้อมูลจากตารางที่ ๑-1 และตารางที่ ๑-2

Iwamoto สรุปว่า ความสัมพันธ์ของตัวแปรที่ไม่มีหน่วย $L_{S,max}^*$, n_{opt}^* และ S^* มีสัดส่วนคงที่ ตามสมการ $L_{S,max}^* = 0.24n_{opt}^*$ และ $n_{opt}^* = 6.8 \times 10^{-5} S^{*0.6}$ (โดยนำข้อมูลมาจากเครื่องยนต์สเตอร์ลิงหลายๆเครื่อง และมีสภาวะการทำงานที่แตกต่างกัน) สำหรับสมการความสัมพันธ์ที่ได้ สร้างมาจากข้อมูลของเครื่องยนต์ต้นแบบที่ทดสอบเองจำนวน 6 เครื่อง มีช่วงความดันในใช้งานระหว่าง 0.25 – 4.0 MPa จากนั้นจึงตรวจสอบสมการอีกครั้ง ด้วยการนำข้อมูลของการทดสอบเครื่องยนต์อีกชุดหนึ่ง จำนวน 18 เครื่องที่มีการทดสอบไว้แล้ว โดยมีช่วงความดันใช้งานระหว่าง 1.2 – 20 MPa มาเปรียบเทียบกับข้อมูลชุดแรก ซึ่งปรากฏว่าให้ผลที่ใกล้เคียงกันดังรูปที่ ๑-4 และรูปที่ ๑-5 สำหรับขั้นตอนเพื่อประเมินกำลังและความเร็วรอบ ตามวิธีของ Iwamoto มีขั้นตอนดัง Flowchart ต่อไปนี้



ข้อสังเกต ด้วยวิธีของ Iwamoto นี้ถ้าหากเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ทำงานที่ความดันเฉลี่ยสูงสุด จะทำให้ $p^* = 1$ ดังนั้นสมการ (๑-3) จะลดรูปเหลือ

$$W_s^* = \frac{W_s}{p_m V_{se} T^*} \quad (๑-8)$$

โดย W_s^* มีค่าเท่ากับ 0.24 และจากความสัมพันธ์ $P_B = 2\pi n W_s$ จะได้ว่า

$$W_s^* = \frac{P_B}{p_m V_{se} T^* n} \quad (๑-9)$$

ความเร็วรอบ (n) ที่ใช้กับสมการ ๑-9 นี้ ได้มาจากการคำนวณโดยสมการ ๑-2

ซึ่งสมการ ๑-9 นี้มีลักษณะคล้ายกับสมการของ West คือ $F = \frac{P_B}{V_{se} p_m T^* n}$ โดย F มีค่าเท่ากับ 0.25 หรือ 0.35

เมื่อนำสองวิธีการนี้มาคำนวณเปรียบเทียบผลลัพธ์ได้ผลดังนี้

ตารางที่ ๑3 ผลการคำนวณโดยวิธีของ West กับวิธีของ Iwamoto

เครื่องยนต์	ผลจากการทดลอง		ผลจากวิธีของ Iwamoto		ผลจากวิธีของ West
	กำลัง (kW)	ความเร็วรอบ (rpm)	กำลัง (kW)	ความเร็วรอบ (rpm)	กำลัง (kW)
1) NS-03M (He)	3.81	1401	29.65	2308	4.18
2) NS-03T (He)	4.14	1299	33.95	2138	4.79
3) NS-03A (He)	30.4	1500	19.31	1776	27.06
4) NS-03S (He)	45.6	1805	22.23	1941	34.3
5) V-16DMA (He)	16.2	1500	56.36	2322	6.04
6) P40/4-95 (H ₂)	45	4000	246.45	3239	50.48
7) 102C (Air)	0.48	1600	1.04	938	0.41
8) MP1002CA (Air)	0.25	1500	1.13	984	0.4
9) PD-46 (He)	3	3000	30.44	2948	7.19
10) BASIC 400HP (He)	291	452	1693.5	689	184.18
11) MELSE II (He)	3.1	1000	24.72	1556	3.69
12) GPU-3 (H ₂)	8.95	3600	39.85	3615	6.58
13) 1--98 (He)	15	3000	86.89	3307	13.07
14) 1--365 (H ₂)	30	2500	150.4	3309	18.85
15) MOD I (H ₂)	53	4000	247.31	2659	61.7
16) MT79 (He)	57	2500	13.28	142	38.86
17) 4--275 (H ₂)	118	2600	16.36	74	94.99
18) 4--215 (H ₂)	127	4000	181.7	85	141.48

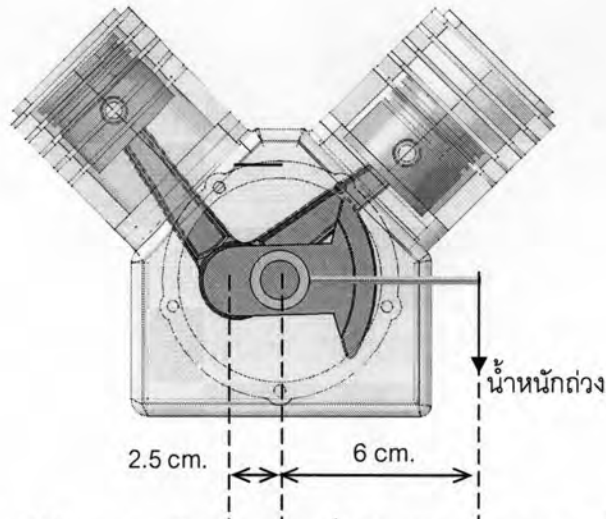
ซึ่งพบว่า การประมาณความเร็วรอบมีความคลาดเคลื่อนเฉลี่ย 43%, การประมาณกำลังโดยใช้วิธีของ Iwamoto มีความคลาดเคลื่อนเฉลี่ย 412%, การประมาณกำลังโดยใช้วิธีของ West มีความคลาดเคลื่อนเฉลี่ย 31%

วิธีคำนวณของ Iwamoto ให้ค่าประมาณความเร็วรอบที่ดีในระดับหนึ่ง แต่ไม่เหมาะสมในการนำมาใช้หา ค่าประมาณกำลังขาออก เพราะให้ความคลาดเคลื่อนที่สูงมาก สำหรับวิธีการโดยละเอียดดูที่เอกสารหมายเลข [10]

ภาคผนวก จ

การทดลองกำลังเสียดทานและผลการทดสอบเครื่องยนต์

จ1. การหาแรงเสียดทานในขณะหยุดนิ่ง



รูปที่ จ-1 วิธีการหาแรงเสียดทานของเครื่องอัดอากาศในขณะหยุดนิ่ง

วัตถุประสงค์

การทดลองนี้ มีวัตถุประสงค์เพื่อที่จะหาค่าแรงเสียดทานที่เกิดขึ้นระหว่างผิวสัมผัสของชิ้นส่วนต่างๆในเครื่องอัดอากาศ เช่น ลูกสูบ, ตลับลูกปืน ในขณะหยุดนิ่ง หลังจากนั้นจึงผลการทดลองไปคำนวณหาค่ากำลังเสียดทานที่ความเร็วรอบต่างๆ เพื่อที่จะนำผลไปเปรียบเทียบกับกำลังที่คำนวณได้จากทฤษฎี โดยเป็นความพยายามในช่วงแรกของการออกแบบชุดทดลองในขณะที่ยังไม่ได้ทำการต่อเพลาชักออกมาสู่แท่นลูกปืนตัวนอก โดยมีสมมติฐานว่าแรงเสียดทานในขณะหยุดนิ่ง (static friction) มักมีค่าสูงกว่าแรงเสียดทานในขณะเคลื่อนไหว (running friction) ดังนั้นหากสามารถประเมินแรงเสียดทานในขณะหยุดนิ่งได้ เมื่อนำค่ามาคูณกับความเร็วยกกำลังสองก็จะได้กรอบค่าสูงสุดของกำลังเสียดทานที่จะเป็นไปได้จากเครื่องยนต์

วิธีการทดลอง

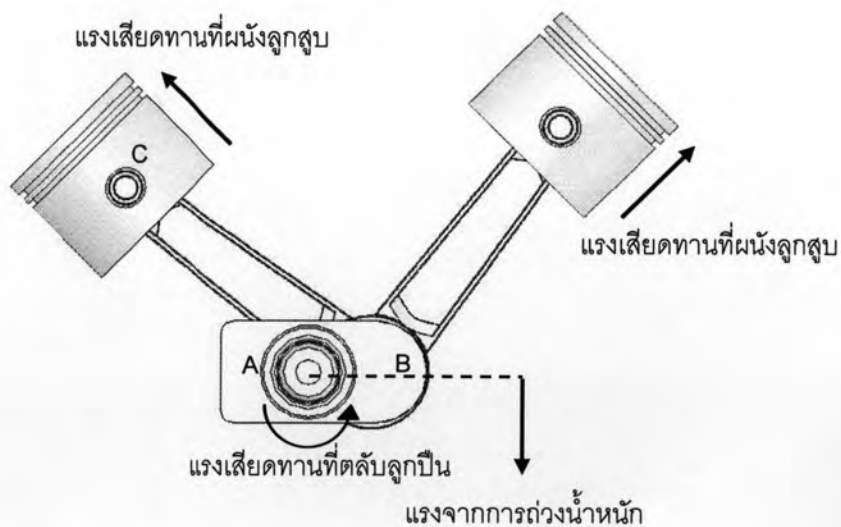
1. จากรูปที่ จ-1 จัดตำแหน่งเพลาชักเหวี่ยง โดยให้ลูกสูบด้านขวาหยุดอยู่ที่ตำแหน่งบนสุด ของกระบอกสูบ (Top dead center) ที่จุดนี้จะให้มุมของเพลาชักเหวี่ยงเป็น 0°
2. ใช้ตุ้มน้ำหนักถ่วงที่เพลาชักเหวี่ยง ค่อยๆเพิ่มน้ำหนัก จนกระทั่งลูกสูบเริ่มเคลื่อนที่ แล้วบันทึกผล
3. ทดลองซ้ำตามข้อ 2 อีกครั้ง โดยหมุนขยับเพลาชักเหวี่ยงไปครั้งละ 45° ในทิศตามเข็มนาฬิกาจนครบรอบ

ผลการทดลอง

ตารางที่ จ-1 ผลการทดลองหาแรงเสียดทานของเครื่องอัดอากาศในขณะหยุดนิ่ง

มุมเพลาช้อเหวี่ยง	น้ำหนักถ่วง(kg.)			
	ครั้งที่ 1	ครั้งที่ 2	ครั้งที่ 3	เฉลี่ย
0°	0.100	0.100	0.100	0.100
45°	0.190	0.190	0.200	0.193
90°	0.160	0.160	0.150	0.156
135°	0.180	0.180	0.200	0.186
180°	0.140	0.140	0.140	0.140
225°	0.110	0.110	0.120	0.113
270°	0.100	0.100	0.100	0.100
315°	0.100	0.100	0.100	0.100
360°	0.100	0.100	0.100	0.100

ผลการทดลองพบว่า เมื่อเพลาช้อเหวี่ยงทำมุม 135° (มุม BAC) ต้องใช้น้ำหนักถ่วงมากที่สุดคือ 0.186 kg และระยะจากน้ำหนักถ่วงถึงจุดหมุน (จุด A) คือ 6.5 cm ดังนั้นแรงเสียดทานของเครื่องอัดอากาศขณะหยุดนิ่ง (ในหน่วยของโมเมนต์) มีค่า 0.12 Nm. สำหรับกำลังเสียดทานหาได้จากความสัมพันธ์ $P_f = 2\pi nW_s$ และสรุปไว้ในตารางที่ จ-2



รูปที่ จ-2 แรงที่กระทำกับเพลาช้อเหวี่ยง

ตารางที่ จ-2. กำลังเสียดทานของเครื่องอัดอากาศขณะหยุดนิ่งที่ความเร็วรอบต่างๆ

ความเร็วรอบ, rpm	กำลัง, Watt
150	1.88
200	2.51
250	3.14
300	3.77
350	4.40
400	5.03
450	5.65
500	6.28

จ2. การหาแรงเสียดทานในขณะหมุน

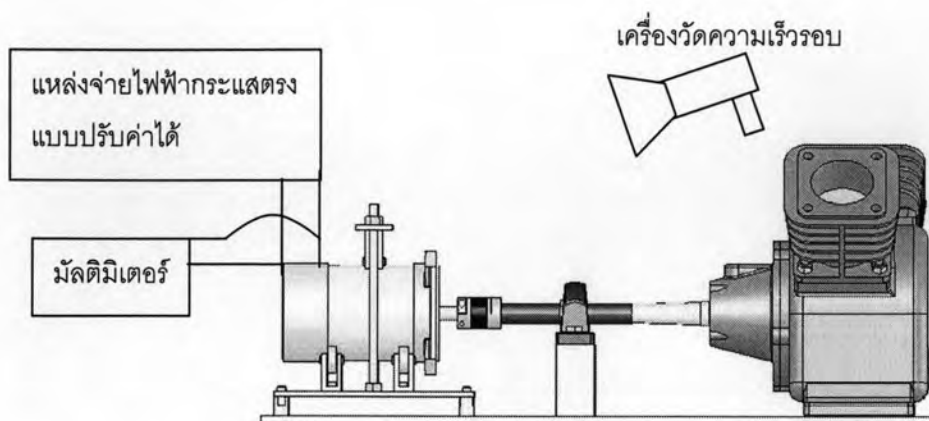
วัตถุประสงค์

การทดลองนี้ เป็นการหาค่าแรงเสียดทานของชิ้นส่วนต่างๆที่เป็นส่วนประกอบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงในขณะหมุน หลังจากนั้นจะนำผลการทดลองไปคำนวณหาค่ากำลังเสียดทานที่ความเร็วรอบต่างๆ เพื่อที่จะนำไปเปรียบเทียบกับกำลังที่คำนวณได้จากทฤษฎี โดยแบ่งออกเป็น 2 ส่วนคือ

จ2.1 แรงเสียดทานจากความฝืดของเครื่องอัดอากาศขณะหมุน

จ2.2 แรงเสียดทานจากแรงต้านการไหลของอากาศผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนรวมกับผลของความฝืดของเครื่องอัดอากาศ ซึ่งในการทดลองนี้จะใช้รีเจนเนอเรเตอร์ที่มีค่าความพรุนต่างกันคือ 0, 0.07 และ 0.1 (ค่าความพรุน = 0 หมายถึงไม่ใส่ลวดสแตนเลสในทอรีเจนเนอเรเตอร์)

จ.2.1 แรงเสียดทานจากความฝืดของเครื่องอัดอากาศขณะหมุน



รูปที่ จ-3 วิธีการแรงเสียดทานจากความฝืดของเครื่องอัดอากาศขณะหมุน

วิธีการทดลอง

1. ติดตั้งอุปกรณ์ตามรูปที่ จ-4 เริ่มจ่ายไฟให้กับมอเตอร์ จนกระทั่งมอเตอร์หมุนด้วยความเร็ว 150 rpm (โดยใช้เครื่องมือวัดความเร็วรอบตรวจสอบ)
2. ใช้มัลติมิเตอร์วัดแรงดันและกระแสไฟฟ้าที่จ่ายให้กับมอเตอร์แล้วบันทึกผล
3. ทำการทดลองซ้ำอีกครั้ง โดยเพิ่มความเร็วทุกๆ 50 rpm

ผลการทดลอง

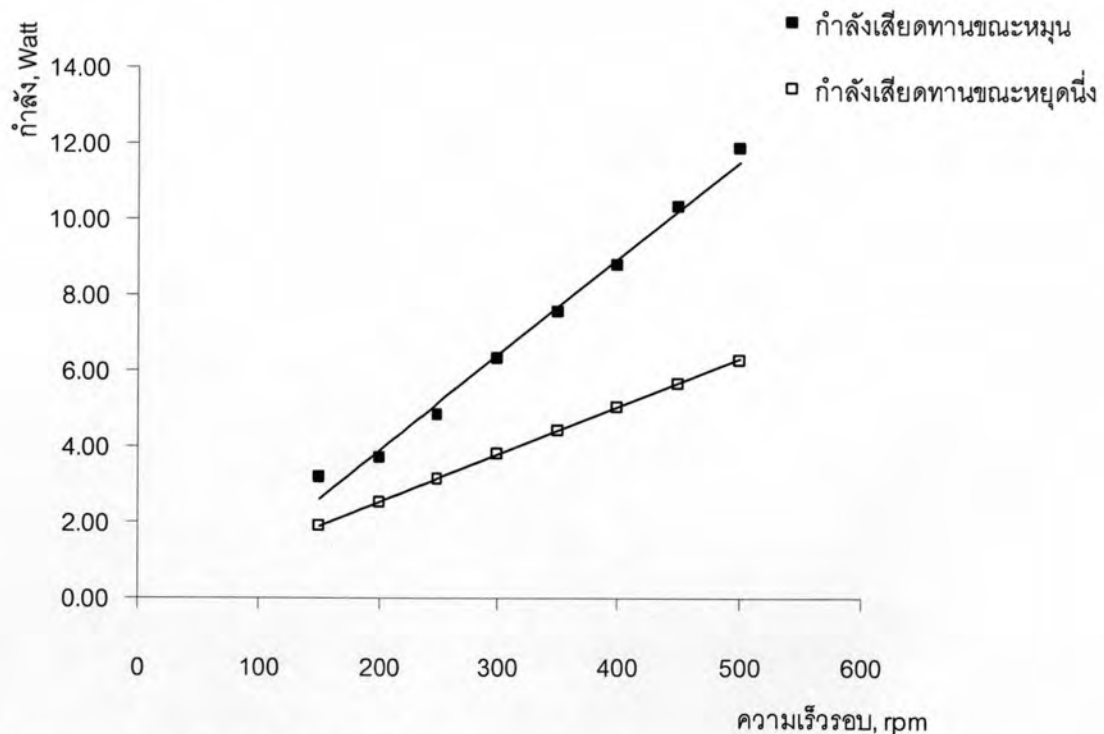
ตารางที่ จ-3. แรงเสียดทานจากความฝืดของเครื่องอัดอากาศขณะหมุน

ความเร็วรอบ, rpm	ทดลองครั้งที่1		ทดลองครั้งที่2		ค่าเฉลี่ย	
	แรงดัน, Volt	กระแส, Amp	แรงดัน, Volt	กระแส, Amp	แรงดัน, Volt	กระแส, Amp
150	5.81	0.56	5.90	0.52	5.86	0.54
200	7.25	0.55	6.41	0.53	6.83	0.54
250	8.65	0.61	7.91	0.56	8.28	0.59
300	9.97	0.64	9.60	0.65	9.79	0.65
350	11.50	0.65	11.64	0.65	11.57	0.65
400	13.00	0.65	12.42	0.73	12.71	0.69
450	14.39	0.74	13.45	0.74	13.92	0.74
500	15.89	0.76	14.88	0.78	15.39	0.77

จากผลการทดลองที่ได้สามารถนำมาคำนวณหากำลังที่ใช้ขับเครื่องอัดอากาศได้โดยใช้ความสัมพันธ์
กำลัง(Watt) = แรงดัน(Volt) × กระแสไฟ(Amp) และสรุปไว้ในตารางที่ จ-4

ตารางที่ จ-4. กำลังเสียดทานจากความฝืดของเครื่องอัดอากาศขณะหมุนที่ความเร็วรอบต่างๆ

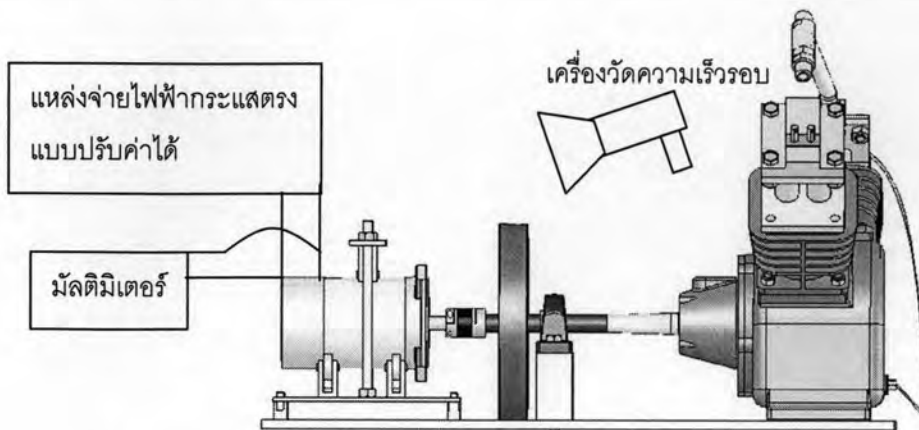
ความเร็วรอบ, rpm	กำลัง, Watt
150	3.16
200	3.69
250	4.84
300	6.31
350	7.52
400	8.77
450	10.30
500	11.85



รูปที่ จ-4 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างกำลังเสียดทานของเครื่องอัดอากาศในขณะหยุดนิ่งและในขณะหมุน

จากผลการทดลองแสดงให้เห็นว่า กำลังเสียดทานของเครื่องอัดอากาศในขณะหมุนมีค่ามากกว่าแรงเสียดทานขณะหยุดนิ่ง ซึ่งเป็นข้อสรุปที่ขัดแย้งกับข้อสมมติที่ได้กล่าวไว้ในบทที่ 2 ทั้งนี้เป็นผลมาจากความฝืดที่เพิ่มขึ้นของเพลาส่วนต่อและชุดแบร็งที่รองรับเพลารวมถึงความเสียดทานในตัวของมอเตอร์เอง

จ.2.2 แรงเสียดทานที่เพิ่มขึ้นจากแรงต้านการไหลของอากาศผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน



รูปที่ จ-5 วิธีการหาแรงเสียดทานจากแรงต้านการไหลของอากาศผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

วิธีการทดลอง

สำหรับการหาแรงเสียดทานจากแรงต้านการไหลของอากาศผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน มีวิธีทดลองเดียวกับหัวข้อ จ.2.1 แต่ต้องประกอบอุปกรณ์ให้มีลักษณะตามรูปที่ จ-5 โดยคลายเกลียวเพื่อเปิดช่องอากาศที่ข้อต่อด้านฮีตเตอร์และด้านคูลเลอร์ตามลำดับ

ผลการทดลอง

ตารางที่ จ-5 แรงเสียดทานจากแรงต้านการไหลของอากาศผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเมื่อใช้รีเจนเนอเรเตอร์ที่มีค่าความพรุน = 1 โดยเปิดท่ออากาศด้านฮีตเตอร์

ความเร็วรอบ, rpm	ทดลองครั้งที่1		ทดลองครั้งที่2		ค่าเฉลี่ย	
	แรงดัน, Volt	กระแส, Amp	แรงดัน, Volt	กระแส, Amp	แรงดัน, Volt	กระแส, Amp
150	5.90	0.95	6.10	1.10	6.00	1.03
200	7.82	1.35	8.75	1.55	8.29	1.45
250	9.87	1.75	10.26	1.85	10.07	1.80
300	11.90	2.30	12.00	2.40	11.95	2.35
350	13.60	2.90	14.50	3.15	14.05	3.03
400	16.00	3.20	15.80	3.40	15.90	3.30
450	18.00	4.10	18.00	4.10	18.00	4.10
500	20.10	4.60	20.00	4.60	20.05	4.60

ตารางที่ ๑-6 แรงเสียดทานจากแรงต้านการไหลของอากาศผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเมื่อใช้
รีเจนเนอเรเตอร์ที่มีค่าความพรุน = 1 โดยเปิดท่ออากาศด้านคูเลออร์

ความเร็วรอบ, rpm	ทดลองครั้งที่1		ทดลองครั้งที่2		ค่าเฉลี่ย	
	แรงดัน, Volt	กระแส, Amp	แรงดัน, Volt	กระแส, Amp	แรงดัน, Volt	กระแส, Amp
150	6.15	0.95	6.10	0.95	6.13	0.95
200	7.97	1.35	8.00	1.35	7.99	1.35
250	9.96	1.85	9.95	1.80	9.96	1.83
300	12.08	2.35	12.01	2.30	12.05	2.33
350	13.98	2.75	14.12	2.80	14.05	2.78
400	16.00	3.50	15.80	3.30	15.90	3.40
450	18.00	4.00	18.20	4.10	18.10	4.05
500	20.00	4.50	19.80	4.40	19.90	4.45

ตารางที่ ๑-7. กำลังเสียดทานจากการไหลของอากาศผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้รีเจนเนอเรเตอร์ที่มี
ค่าความพรุน = 1

ความเร็วรอบ, rpm	เปิดท่ออากาศที่ฮีทเตอร์, Watt	เปิดท่ออากาศที่คูเลออร์, Watt
150	6.15	5.82
200	12.01	10.78
250	18.12	18.17
300	28.08	28.00
350	42.50	38.99
400	52.47	54.06
450	73.80	73.31
500	92.23	88.56

ตารางที่ ๘-8 แรงเสียดทานจากแรงต้านการไหลของอากาศผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเมื่อใช้
รีเจนเนอเรเตอร์ที่มีค่าความพรุน = 0.93 โดยเปิดท่ออากาศด้านฮีตเตอร์

ความเร็วรอบ, rpm	ทดลองครั้งที่1		ทดลองครั้งที่2		ค่าเฉลี่ย	
	แรงดัน, Volt	กระแส, Amp	แรงดัน, Volt	กระแส, Amp	แรงดัน, Volt	กระแส, Amp
150	6.85	1.25	6.49	1.25	6.67	1.25
200	8.66	1.65	8.21	1.80	8.44	1.73
250	10.76	2.30	10.89	2.30	10.83	2.30
300	12.92	2.90	12.69	3.05	12.81	2.98
350	14.03	3.40	15.01	3.80	14.52	3.60
400	17.21	4.20	16.79	4.40	17.00	4.30
450	19.00	4.90	19.21	4.90	19.11	4.90
500	21.20	5.40	20.50	5.40	20.85	5.40

ตารางที่ ๘-9 แรงเสียดทานจากแรงต้านการไหลของอากาศผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน
เมื่อใช้รีเจนเนอเรเตอร์ที่มีค่าความพรุน = 0.93 โดยเปิดท่ออากาศด้านคูลเลอร์

ความเร็วรอบ, rpm	ทดลองครั้งที่1		ทดลองครั้งที่2		ค่าเฉลี่ย	
	แรงดัน, Volt	กระแส, Amp	แรงดัน, Volt	กระแส, Amp	แรงดัน, Volt	กระแส, Amp
150	6.91	1.10	6.62	1.15	6.77	1.13
200	8.93	1.55	8.55	1.65	8.74	1.60
250	11.21	2.10	11.15	2.20	11.18	2.15
300	13.15	2.60	12.97	2.85	13.06	2.73
350	15.01	3.20	14.54	3.30	14.78	3.25
400	16.67	3.50	16.53	3.85	16.60	3.68
450	19.23	4.15	18.77	4.40	19.00	4.28
500	20.20	4.70	20.40	5.00	20.30	4.85

ตารางที่ จ-10. กำลังเสียดทานจากการไหลของอากาศผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้รีเจนเนอเรเตอร์ที่มีค่าความพรุน = 0.93

ความเร็วรอบ, rpm	เปิดท่ออากาศที่ฮีตเตอร์, Watt	เปิดท่ออากาศที่คูลเลอร์, Watt
150	8.34	7.61
200	14.55	13.98
250	24.90	24.04
300	38.09	35.59
350	52.27	48.02
400	73.10	61.01
450	93.61	81.23
500	112.59	98.46

ตารางที่ จ-11 แรงเสียดทานจากแรงต้านการไหลของอากาศผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเมื่อใช้รีเจนเนอเรเตอร์ที่มีค่าความพรุน = 0.9 โดยเปิดท่ออากาศด้านฮีตเตอร์

ความเร็วรอบ, rpm	ทดลองครั้งที่1		ทดลองครั้งที่2		ค่าเฉลี่ย	
	แรงดัน, Volt	กระแส, Amp	แรงดัน, Volt	กระแส, Amp	แรงดัน, Volt	กระแส, Amp
150	7.80	2.05	7.44	2.15	7.62	2.10
200	10.59	3.10	10.33	3.05	10.46	3.08
250	12.71	4.00	12.83	3.95	12.77	3.98
300	14.88	4.80	15.04	4.80	14.96	4.80
350	17.24	5.35	17.51.	5.50	17.24	5.43

หมายเหตุ การทดลองนี้ปรับความเร็วมอเตอร์ได้สูงสุด 350 rpm เพราะหากทดลองที่ความเร็วรอบสูงกว่านี้จะต้องจ่ายไฟที่เกินขีดจำกัดกำลังของมอเตอร์

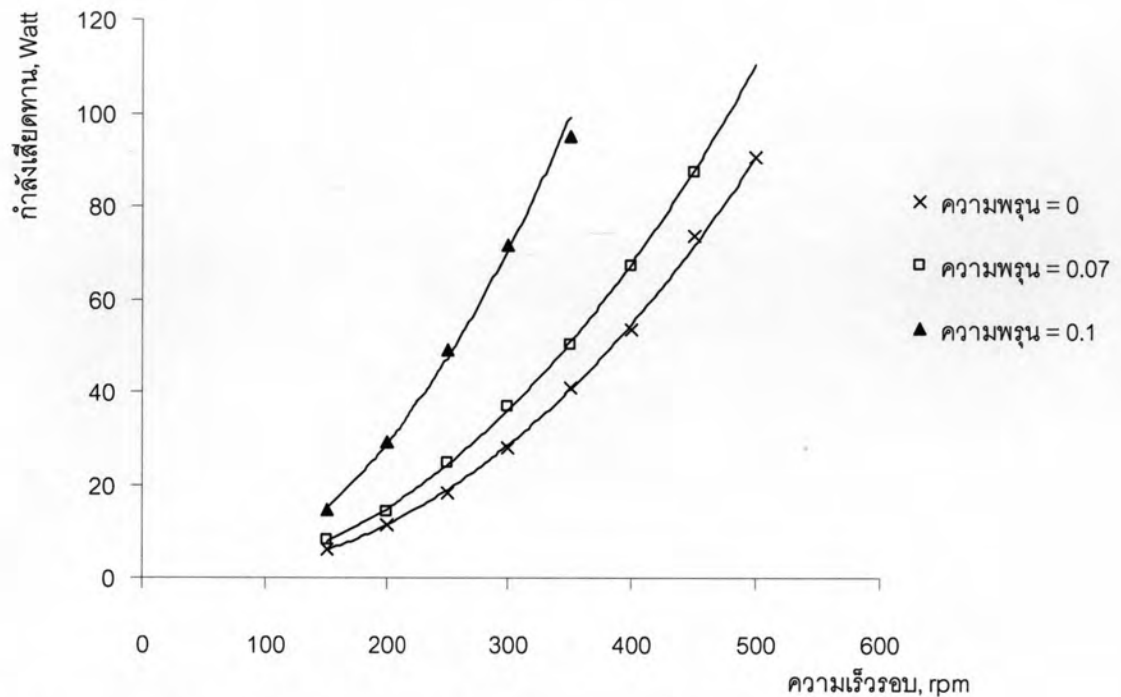
ตารางที่ จ-12 แรงเสียดทานจากแรงต้านการไหลของอากาศผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเมื่อใช้
รีเจนเนอเรเตอร์ที่มีค่าความพรุน = 0.9 โดยเปิดท่ออากาศด้านคูเลเลอร์

ความเร็วรอบ, rpm	ทดลองครั้งที่1		ทดลองครั้งที่2		ค่าเฉลี่ย	
	แรงดัน, Volt	กระแส, Amp	แรงดัน, Volt	กระแส, Amp	แรงดัน, Volt	กระแส, Amp
150	7.27	1.85	7.26	1.85	7.27	1.85
200	9.67	2.65	9.92	2.70	9.80	2.68
250	12.62	3.75	12.48	3.75	12.55	3.75
300	15.21	4.70	14.92	4.75	15.07	4.73
350	17.81	5.85	17.60	5.60	16.90	5.73

หมายเหตุ การทดลองนี้ปรับความเร็วมอเตอร์ได้สูงสุด 350 rpm เพราะหากทดลองที่ความเร็วรอบสูงกว่านี้จะต้องจ่ายไฟที่เกิน
ขีดจำกัดกำลังของมอเตอร์

ตารางที่ จ-13 กำลังเสียดทานจากการไหลของอากาศผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้รีเจนเนอเรเตอร์ที่มี
ค่าความพรุน = 0.9

ความเร็วรอบ, rpm	เปิดท่ออากาศที่ฮีทเตอร์, Watt	เปิดท่ออากาศที่คูเลเลอร์, Watt
150	16.00	13.44
200	32.16	26.20
250	50.76	47.06
300	71.81	71.18
350	93.53	96.75



รูปที่ จ-6 กราฟของกำลังเสียดทานจากการไหลของอากาศผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้รีเจนเนอเรเตอร์ที่มีค่าความพรุน = 1, 0.93 และ 0.9

ในการทดลองที่ จ.2.2 นี้ เป็นการหาค่ากำลังเสียดทานที่เกิดจากการไหลรวมกับกำลังเสียดทานจากความฝืดของเครื่องอัดอากาศ ผลการทดลองจากตารางที่ จ- 7 ถึงตารางที่ จ- 12 แสดงให้เห็นว่า ไม่ว่าจะเปิดท่ออากาศทางด้านไหนก็ตาม กำลังเสียดทานจะมีค่าไม่แตกต่างกันมากนัก และพบว่าหากใช้รีเจนเนอเรเตอร์ที่มีความพรุนสูง กำลังเสียดทานจะเพิ่มขึ้นตามความสัมพันธ์แบบยกกำลังสอง กับความเร็วรอบ

จ3. การทดสอบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

ในหัวข้อนี้เป็นการแสดงผลสำหรับการทดสอบในบทที่ 4 และให้ผลการทดสอบดังนี้

ตารางที่ จ-14 แรงดันและกระแสไฟ เมื่อไม่มีการให้ความร้อนแก่เครื่องยนต์ โดยใช้รีเจนเนอเรเตอร์ที่มีค่า

ความพรุน = 1

ความเร็วรอบ, rpm	ทดลองครั้งที่1		ทดลองครั้งที่2		ค่าเฉลี่ย	
	แรงดัน, Volt	กระแส, Amp	แรงดัน, Volt	กระแส, Amp	แรงดัน, Volt	กระแส, Amp
150	11.26	5.00	11.19	4.95	11.23	4.98
200	12.50	4.80	12.46	4.75	12.48	4.78
250	13.77	4.75	13.81	4.90	13.79	4.83
300	15.12	4.85	15.15	4.95	15.14	4.90
350	16.70	5.00	16.60	4.90	16.65	4.95
400	18.30	5.30	18.00	5.10	18.15	5.20
450	20.10	5.50	20.00	5.20	20.05	5.35

หมายเหตุ การทดลองนี้ปรับความเร็วมอเตอร์ได้สูงสุด 450 rpm เพราะหากทดลองที่ความเร็วรอบสูงกว่านั้นจะต้องจ่ายไฟที่เกินขีดจำกัดกำลังของมอเตอร์

ตารางที่ จ-15. กำลังที่ใช้ขับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเมื่อไม่มีการให้ความร้อนโดยใช้รีเจนเนอเรเตอร์ที่มีค่า

ความพรุน = 1

ความเร็วรอบ, rpm	กำลัง, Watt
150	55.92
200	59.65
250	66.61
300	74.19
350	82.42
400	94.38
450	107.27

ตารางที่ จ-16 แรงดันและกระแสไฟ เมื่อให้ความร้อนแก่เครื่องยนต์ โดยใช้รีเจนเนอเรเตอร์ที่มีค่าความพูน = 1

ความเร็วรอบ (rpm)	ทดลองครั้งที่1		ทดลองครั้งที่2		ค่าเฉลี่ย		อุณหภูมิเฉลี่ย ของอากาศที่ ฮีทเตอร์ (°C)	อุณหภูมิเฉลี่ย ของอากาศที่ คูเลอ์ (°C)
	แรงดัน (Volt)	กระแส (Amp)	แรงดัน (Volt)	กระแส (Amp)	แรงดัน (Volt)	กระแส (Amp)		
150	9.30	3.40	9.70	3.60	9.50	3.50	244.5	67.5
200	10.20	3.10	10.62	3.20	10.41	3.15	248.5	69.5
250	11.00	2.85	11.82	3.00	11.41	2.93	250.5	72.5
300	12.52	2.70	12.73	2.90	12.63	2.80	250.5	73
350	13.93	2.80	14.20	3.00	14.07	2.90	248.5	74.5
400	15.51	3.10	15.49	3.10	15.50	3.10	250	78
450	19.95	3.20	17.03	3.25	18.49	3.23	249	78.5
500	18.53	3.40	18.64	3.40	18.59	3.40	248	80

ตารางที่ จ-17 กำลังที่ใช้ขับเครื่องยนต์สเตรลิงเมื่อให้ความร้อนโดยใช้รีเจนเนอเรเตอร์ที่มีค่า

ความพูน =

ความเร็วรอบ, rpm	กำลัง, Watt
150	33.25
200	32.79
250	33.37
300	35.35
350	40.79
400	48.05
450	59.63
500	63.19

ตารางที่ จ-18 แรงดันและกระแสไฟ เมื่อไม่มีการให้ความร้อนแก่เครื่องยนต์ โดยใช้รีเจนเนอเรเตอร์ที่มีค่า
ความพหุน = 0.93

ความเร็วรอบ, rpm	ทดลองครั้งที่1		ทดลองครั้งที่2		ค่าเฉลี่ย	
	แรงดัน, Volt	กระแส, Amp	แรงดัน, Volt	กระแส, Amp	แรงดัน, Volt	กระแส, Amp
150	11.68	5.20	11.95	5.65	11.82	5.43
200	14.35	5.80	13.46	5.80	13.91	5.80
250	15.43	5.95	15.17	5.75	15.30	5.85
300	16.49	6.20	16.56	6.20	16.53	6.20
350	18.48	6.35	19.14	6.20	18.81	6.28

หมายเหตุ การทดลองนี้ปรับความเร็วมอเตอร์ได้สูงสุด 350 rpm เพราะหากทดลองที่ความเร็วรอบสูงกว่านี้จะต้องจ่ายไฟที่เกิน
ขีดจำกัดกำลังของมอเตอร์

ตารางที่ จ-19 กำลังที่ใช้ขับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเมื่อไม่มีการให้ความร้อนโดยใช้รีเจนเนอเรเตอร์ที่มีค่า
ความพหุน = 0.93

ความเร็วรอบ, rpm	กำลัง, Watt
150	64.10
200	80.65
250	89.51
300	102.46
350	118.03

ตารางที่ จ-20 แรงดันและกระแสไฟ เมื่อให้ความร้อนแก่เครื่องยนต์ โดยใช้รีเจนเนอเรเตอร์ที่มีค่า

ความพูน = 0.93

ความเร็วรอบ (rpm)	ทดลองครั้งที่1		ทดลองครั้งที่2		ค่าเฉลี่ย		อุณหภูมิเฉลี่ย ของอากาศที่ ฮีทเตอร์ (°C)	อุณหภูมิเฉลี่ย ของอากาศที่ คูลเลอร์ (°C)
	แรงดัน (Volt)	กระแส (Amp)	แรงดัน (Volt)	กระแส (Amp)	แรงดัน (Volt)	กระแส (Amp)		
150	9.97	3.40	10.00	2.45	9.99	2.93	251	70
200	10.15	3.10	10.25	2.50	10.20	2.80	253	71.5
250	11.08	2.85	10.42	2.50	10.75	2.68	255	72.5
300	12.18	2.70	11.53	2.50	11.86	2.60	255.5	73
350	13.42	2.80	12.64	2.55	13.03	2.68	256	74.5
400	15.46	3.10	15.10	2.60	15.28	2.85	254	78
450	16.87	3.20	16.26	2.90	16.57	3.05	255	79
500	17.49	3.45	17.20	3.20	17.35	3.33	259	79

ตารางที่ จ-21 กำลังที่ใช้ขับเคลื่อนเครื่องยนต์สแตอริลิ่งเมื่อให้ความร้อนโดยใช้รีเจนเนอเรเตอร์ที่มีค่า

ความพูน = 0.93

ความเร็วรอบ, rpm	กำลัง, Watt
150	29.21
200	28.56
250	28.76
300	30.82
350	34.86
400	43.55
450	50.52
500	57.67

ตารางที่ จ-22 แรงดันและกระแสไฟ เมื่อไม่มีการให้ความร้อนแก่เครื่องยนต์ โดยใช้รีเจนเนอเรเตอร์ที่มีค่า

ความพูน = 0.9

ความเร็วรอบ, rpm	ทดลองครั้งที่1		ทดลองครั้งที่2		ค่าเฉลี่ย	
	แรงดัน, Volt	กระแส, Amp	แรงดัน, Volt	กระแส, Amp	แรงดัน, Volt	กระแส, Amp
150	11.87	5.45	11.90	5.40	11.89	5.43
200	13.77	6.25	13.98	6.30	13.88	6.28
250	15.35	6.55	15.46	6.75	15.41	6.65
285	16.88	7.05	17.01	7.15	16.95	7.10

หมายเหตุ การทดลองนี้ปรับความเร็วมอเตอร์ได้สูงสุด 285 rpm เพราะหากทดลองที่ความเร็วรอบสูงกว่านี้จะต้องจ่ายไฟที่เกินขีดจำกัดกำลังของมอเตอร์

ตารางที่ จ-23 กำลังที่ใช้ขับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเมื่อไม่มีการให้ความร้อนโดยใช้รีเจนเนอเรเตอร์ที่มีค่า

ความพูน = 0.9

ความเร็วรอบ, rpm	กำลัง, Watt
150	64.48
200	87.07
250	102.44
285	120.31

ตารางที่ จ-24 แรงดันและกระแสไฟ เมื่อให้ความร้อนแก่เครื่องยนต์ โดยใช้รีเจนเนอเรเตอร์ที่มีค่าความพุน = 0.9

ความเร็วรอบ (rpm)	ทดลองครั้งที่1		ทดลองครั้งที่2		ค่าเฉลี่ย		อุณหภูมิเฉลี่ย ของอากาศที่ ฮีทเตอร์ (°C)	อุณหภูมิเฉลี่ย ของอากาศที่ คูลเลอร์ (°C)
	แรงดัน (Volt)	กระแส (Amp)	แรงดัน (Volt)	กระแส (Amp)	แรงดัน (Volt)	กระแส (Amp)		
150	10.10	2.40	9.87	2.45	9.99	2.43	246	64
200	10.50	2.45	10.20	2.50	10.35	2.48	247	66
250	10.66	2.65	10.89	2.70	10.78	2.68	250.5	68
300	12.06	3.00	12.85	2.90	12.46	2.95	255.5	68
350	15.22	3.50	14.68	3.35	14.95	3.43	256	70
400	17.06	3.95	16.88	3.85	16.97	3.90	260	72.5
450	18.77	4.25	18.92	4.35	18.85	4.30	261.5	72.5
500	20.80	5.10	20.70	5.10	20.75	5.10	258	72

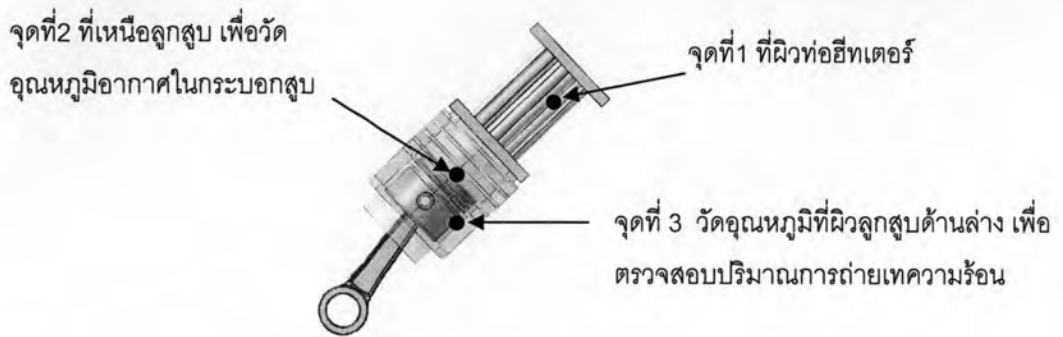
ตารางที่ จ-25 กำลังที่ใช้ขับเครื่องยนต์สเตรลิงเมื่อให้ความร้อนโดยใช้รีเจนเนอเรเตอร์ที่มีค่า
ความพุน = 0.9

ความเร็วรอบ, rpm	กำลัง, Watt
150	24.21
200	25.62
250	28.82
300	36.74
350	51.20
400	66.18
450	81.03
500	105.83

ภาคผนวก ข
การวัดอุณหภูมิของก๊าซในระบบอกสูบ

วัตถุประสงค์

เพื่อวัดอุณหภูมิของก๊าซร้อนที่ส่งผ่านมาจากฮีตเตอร์ อุณหภูมิที่วัดได้นี้จะนำไปใช้เพื่อประเมินว่า ฮีตเตอร์นี้มีความเหมาะสมในการนำไปใช้งานหรือไม่ ในการทดลองที่นี้จะทดลองโดยใช้ฮีตเตอร์แบบใช้เปลวไฟให้ความร้อน



รูปที่ ข-1 ตำแหน่งที่ติดตั้งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิ

วิธีการทดลอง

1. ติดตั้งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิ ณ ตำแหน่งซึ่งแสดงไว้ในรูปที่ ข-1
2. ให้ความร้อนแก่ฮีตเตอร์โดยใช้ก๊าซ LPG เป็นแหล่งพลังงานความร้อน แล้วหมุนเพลลาข้อเหวี่ยงช้าๆ ด้วยความเร็วประมาณ 1 รอบต่อวินาที เพื่อให้ลูกสูบเคลื่อนที่
3. บันทึกอุณหภูมิฮีตเตอร์ทั้งสามตำแหน่งทุกๆ 2 นาที

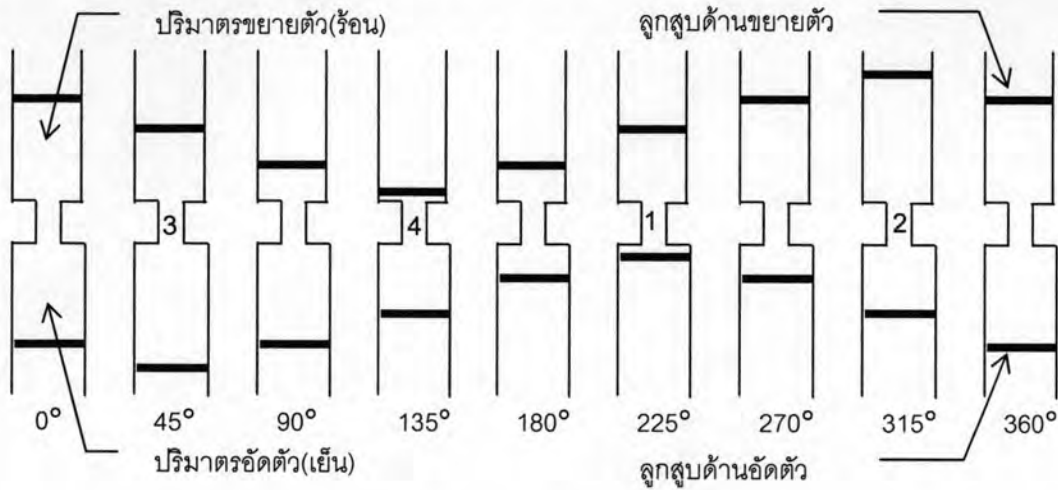
ผลการทดลอง

ตารางที่ ข -1 ผลการวัดอุณหภูมิของฮีตเตอร์แบบใช้เปลวไฟให้ความร้อน

เวลา	ผลการวัดอุณหภูมิ (°C)		
	จุดที่ 1 บริเวณผิว heater	จุดที่ 2 ผิวลูกสูบด้านบน	จุดที่ 3 ผิวลูกสูบด้านล่าง
เริ่มต้น	780	75	37
2 นาที	821	131	41
4 นาที	870	139	46
6 นาที	859	152	48
8 นาที	865	154	51
10 นาที	870	154	54
12 นาที	875	163	54
14 นาที	875	172	55
16 นาที	876	192	62
18 นาที	880	197	65

ภาคผนวก ข
 ทิศทางการหมุนของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

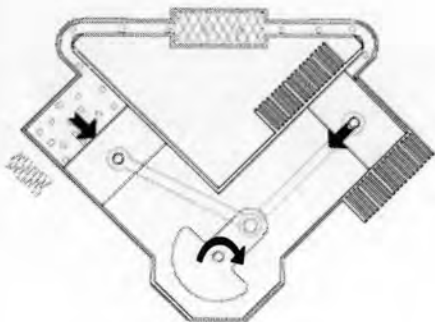
จากบทที่ 2 เราได้ทราบว่าวัฏจักรสเตอร์ลิงเป็นวัฏจักรการทำงานแบบย้อนกลับได้ ดังนั้นเครื่องจักรสเตอร์ลิงจึงสามารถทำงานเป็นได้ทั้งเครื่องยนต์และเครื่องสูบลมร้อน สำหรับการทำงานเป็นเครื่องยนต์ มุมเฟสของปริมาตรขยายตัวจะนำหน้าปริมาตรอัดตัวอยู่ 90° ดังรูปที่ ข-1



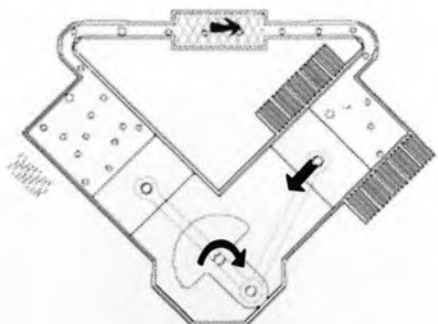
รูปที่ ข-1 ตำแหน่งของลูกสูบทุก 45° ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบอัลฟา [11]

จากรูปที่ ข-1 สามารถอธิบายการทำงานได้โดยแบ่งเป็น 4 ขั้นตอน ตามลักษณะการไหลของก๊าซและทิศทางการเคลื่อนที่ของลูกสูบได้ดังนี้

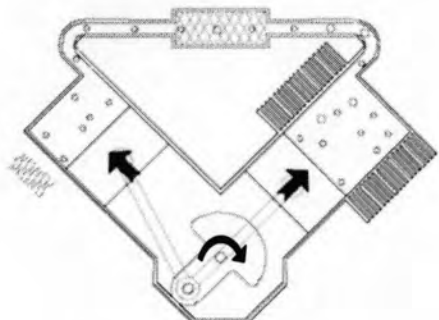
รูปด้านล่างนี้คือเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบอัลฟา มีฮีทเตอร์อยู่ที่ด้านซ้ายมือ และลูกศรแสดงทิศการเคลื่อนที่ของลูกสูบที่หมุนไปตามเข็มนาฬิกา กระบวนการที่เกิดขึ้นตรงตามตำแหน่ง 225° , 315° , 45° , 135° ในรูปที่ ข-1



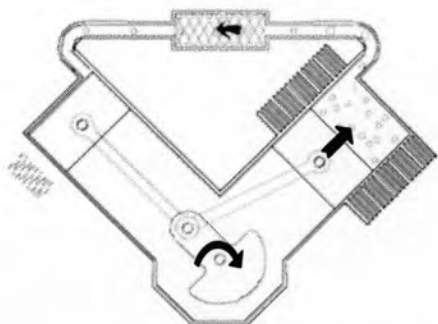
1. ก๊าซขยายตัว ที่ตำแหน่งนี้ มวลของก๊าซส่วนใหญ่อยู่ในกระบอกสูบด้านร้อน และได้รับความร้อน ดันลูกสูบให้เคลื่อนที่ลง ในขณะที่ลูกสูบด้านเย็นอยู่ที่ตำแหน่งจุดศูนย์ตายบน



2. ก๊าซถ่ายเทมวล เมื่อลูกสูบด้านร้อนถูกดันให้เคลื่อนที่ถึงจุดศูนย์ตายล่าง ลูกสูบด้านเย็นเคลื่อนที่ลง ที่ตำแหน่งนี้มีมวลก๊าซส่วนใหญ่ยังคงอยู่ที่กระบอกลูกสูบด้านร้อน แต่จะเริ่มไหลไปยังกระบอกลูกสูบด้านเย็น

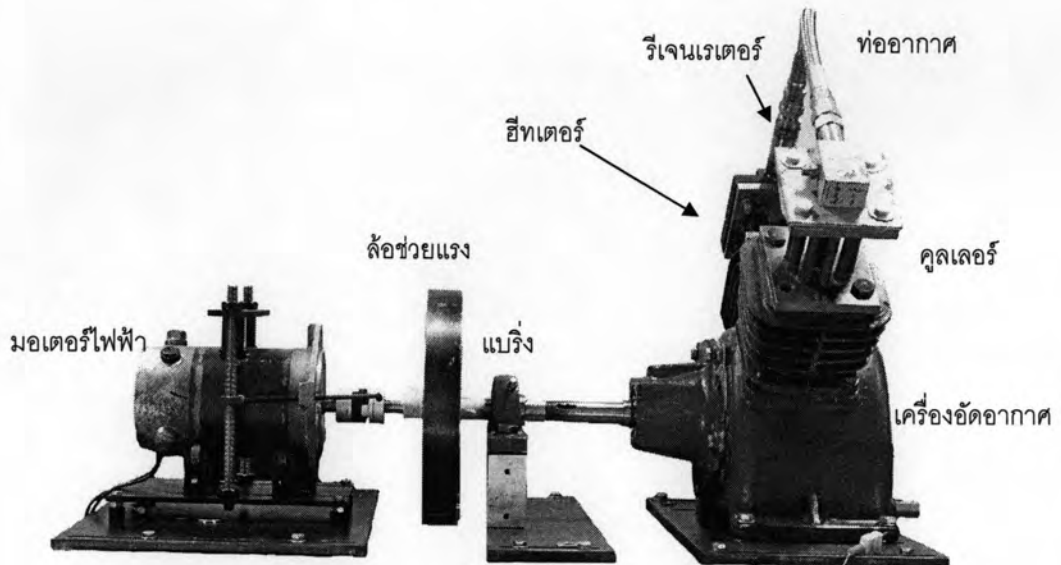


3. ก๊าซอัดตัว เมื่อลูกสูบด้านเย็นเคลื่อนที่ถึงจุดศูนย์ตายล่าง เข้าสู่กระบวนการอัดตัว โดยลูกสูบทั้งสองด้านเคลื่อนที่ขึ้น



4. ก๊าซถ่ายเทมวล ที่ตำแหน่งนี้ มวลของก๊าซส่วนใหญ่อยู่ในกระบอกลูกสูบด้านเย็น และถ่ายเทความร้อนสู่บรรยากาศภายนอก ล้อช่วยแรงจะช่วยให้ลูกสูบเคลื่อนที่ต่อไป ทำให้ก๊าซไหลกลับไปสู่ด้านร้อนและเริ่มกระบวนการที่ 1 อีกครั้ง

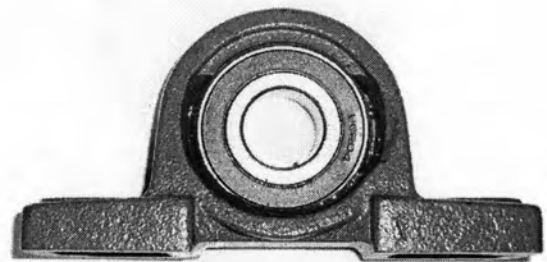
ภาคผนวก ฉ
รูปถ่ายชุดทดลองเครื่องยนต์สเตอร์ลิง



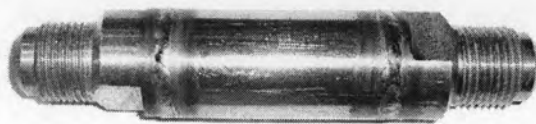
รูปที่ ฉ-1 ชุดทดลองเครื่องยนต์สเตอร์ลิง



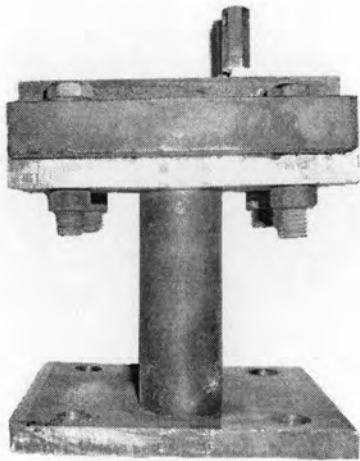
รูปที่ ฉ-2 ท่ออากาศ



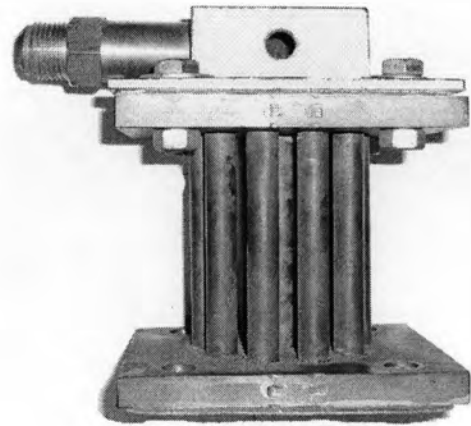
รูปที่ ฉ-3 แบริ่ง



รูปที่ ฉ-4 รีเจนเนอเรเตอร์



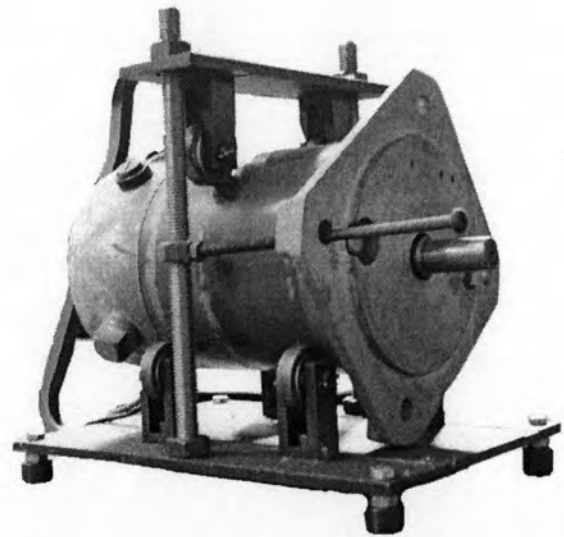
รูปที่ ๘- 5 ซีทเตอร์



รูปที่ ๘- 6 คุลเลอร์



รูปที่ ๘- 5 เครื่องอัดอากาศ



รูปที่ ๘- 7 มอเตอร์ไฟฟ้า



ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์

นายจิตรกร ศรีสายชล เกิดเมื่อวันที่ 6 ตุลาคม พ.ศ. 2519 ที่ จ.ประจวบคีรีขันธ์ สำเร็จการศึกษาระดับปริญญาบัณฑิตจาก ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ เมื่อปีการศึกษา 2542 เมื่อจบการศึกษาระดับปริญญาบัณฑิต ทำงานในตำแหน่งวิศวกรที่ บริษัทเอ็ม เอ็ม ซี สิทธิผล จำกัด ซึ่งเป็นโรงงานประกอบรถยนต์

หลังจากนั้นจึงเข้าศึกษาต่อในระดับปริญญาโทที่ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย ปีการศึกษา 2545