

การวิเคราะห์วัฏจักรทางอุณหพลศาสตร์โดยวิธีออฟติไมเซชันสำหรับเครื่องยนต์กังหัน ก๊าซขนาดเล็กเพื่อการผลิตกระแสไฟฟ้าจากเชื้อเพลิงความร้อนต่ำ

The Analysis of Thermodynamic Cycle by Optimization of Micro Gas Turbine Engine for Electrical Generating Using Low-Calorific Value Fuel

ทรงศักดิ์ สันนา¹, ขวลิท กาพภักดี¹, จิตราภรณ์ วงสาขาม¹ และ จารุวัตร เจริญสุข^{1*}

¹ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง กรุงเทพฯ 10520

*ติดต่อ: โทรศัพท์: 023 264 197, โทรสาร: 023 264 198, E-mail: kcjarruw@kmitl.ac.th

บทคัดย่อ

บทความนี้ได้นำเสนอผลที่ได้จากการวิเคราะห์วัฏจักรทางอุณหพลศาสตร์ของระบบเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็กแบบที่มีการดึงความร้อนทิ้งกลับมาใช้ใหม่โดยใช้เชื้อเพลิงค่าความร้อนต่ำ การวิเคราะห์วัฏจักรนั้นจะใช้วิธีออฟติไมเซชันในการหาจุดที่เหมาะสมที่สุดสำหรับเครื่องยนต์ โดยกำหนดให้ค่าประสิทธิภาพของคอมเพรสเซอร์ ประสิทธิภาพของห้องเผาไหม้ ประสิทธิภาพของเทอร์ไบน์และประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน มีค่าร้อยละ 80, 97, 80 และ 60 ตามลำดับ ซึ่งพิจารณาถึงความดันสูญเสียภายในห้องเผาไหม้และภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วย ในงานวิจัยนี้กำหนดให้ประสิทธิภาพทางความร้อนของเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็กเป็นฟังก์ชันเป้าหมาย เมื่อวิเคราะห์ผลจากการทำออฟติไมเซชันและคำนึงถึงความเป็นไปได้ของอุปกรณ์แต่ละส่วนที่ใช้ในเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็กที่สามารถใช้งานได้จริง พบว่าประสิทธิภาพทางความร้อนให้ค่าสูงสุดอยู่ที่ร้อยละ 25.244 โดยมีตัวแปรออกแบบที่แสดงอยู่ในเทอมของอัตราส่วนความดันของคอมเพรสเซอร์ อุณหภูมิทางเข้าเทอร์ไบน์ ตัวประกอบความดันสูญเสียและอัตราส่วนระหว่างอากาศต่อเชื้อเพลิงมีค่า 6.624, 1273.2 K, 0.729, 24.984 ตามลำดับ โดยผลที่ได้จากการวิเคราะห์นี้จะนำไปออกแบบเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็กต่อไป

คำหลัก: เครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็ก, อุณหพลศาสตร์, ออฟติไมเซชัน

Abstract

This paper provides the thermodynamic cycle analysis of heat recovery micro gas turbine engine for low-calorific value fuel by optimization method. The efficiencies of compressor, combustor, turbine and the effectiveness of heat exchanger are assigned as 80, 97, 80, and 60 percents, respectively. Moreover, pressure losses within combustion chamber and heat recovery are considered. The thermal efficiency of micro gas turbine engine is assigned to be the objective function in this research. The results, a maximum thermal efficiency at 25.244 percent is obtained where the designated parameters are shown in terms of pressure ratio of compressor, turbine inlet temperature, pressure drop factor and air fuel ratio equal to 6.624, 1273.2 K, 0.729, 24.984, respectively. These results will further be used for component design of micro gas turbine engine in the future.

Keywords: Micro gas turbine, Thermodynamics, Optimization

TSF-2031

1.บทนำ

การเพิ่มประสิทธิภาพทางอุณหพลศาสตร์ของเครื่องยนต์กังหันก๊าซถูกใช้เป็นวัตถุประสงค์ของการวิจัยเป็นจำนวนมากในช่วงไม่กี่ทศวรรษที่ผ่านมาซึ่งการเพิ่มประสิทธิภาพของเครื่องยนต์กังหันก๊าซสามารถทำได้โดยหลายวิธี อาทิเช่น การแลกเปลี่ยนความร้อน(regenerating) การเพิ่มความร้อน(reheating) การลดอุณหภูมิของเครื่องอัดอากาศ(intercooling) เป็นต้น ประสิทธิภาพของเครื่องยนต์กังหันก๊าซขึ้นอยู่กับองค์ประกอบ 3 อย่าง คือ อุณหภูมิของก๊าซร้อนก่อนเข้าเทอร์ไบน์ ความดันของอากาศอัดก่อนเข้าห้องเผาไหม้ และประสิทธิภาพของเครื่องจักรที่แปรเปลี่ยนไป[1] เกือบทั้งหมดในงานวิจัยเหล่านี้เป็นความพยายามที่จะสร้างการออกแบบที่เหมาะสมของเครื่องยนต์ความร้อนเพื่อให้ได้ประสิทธิภาพทางความร้อนสูงสุด

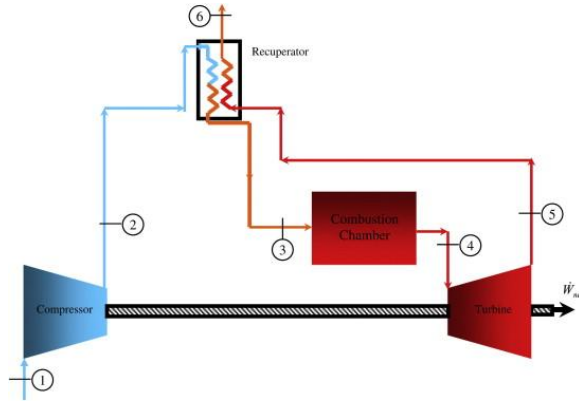
ด้วยเงื่อนไขทางด้านสังคมที่นำไปสู่กฎหมายกำกับกิจการผลิตไฟฟ้า ทำให้การผลิตกระแสไฟฟ้าในโรงไฟฟ้าขนาดใหญ่สำหรับประเทศไทยเป็นไปได้ยาก การผลิตกระแสไฟฟ้าในลักษณะที่เป็นโรงไฟฟ้าขนาดเล็กที่กระจายอยู่ตามแหล่งที่มีความต้องการกำลังไฟฟ้าและใกล้กับแหล่งวัตถุดิบที่นำมาแปรรูปเป็นเชื้อเพลิง เช่น ก๊าซสังเคราะห์จากวัสดุทางการเกษตร ก๊าซชีวมวล จึงเป็นทางเลือกที่น่าจะมีการเติบโตได้ สำหรับในต่างประเทศเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็กได้มีการพัฒนาขึ้นจนกระทั่งมีประสิทธิภาพเชิงความร้อนใกล้เคียงกับเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดใหญ่ ในการเผาไหม้ของเครื่องยนต์กังหันก๊าซมีการสูญเสียความร้อนไปเป็นจำนวนมากจากแก๊สไอเสียทิ้งจากห้องเผาไหม้ การนำความร้อนที่นี้กลับมาใช้ประโยชน์ใหม่เป็นวิธีหนึ่งที่สามารถช่วยให้มีการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงลดลงได้ และด้วยเทคนิคในการนำเอาความร้อนเหลือทิ้งจากไอเสียกลับมาใช้ในการอุ่นอากาศก่อนเข้าห้องเผาไหม้ ทำให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนมีเพิ่มขึ้น กิตติภาส วศินารมณ [2] ได้นำเสนอถึง กระบวนการออกแบบวิเคราะห์เชิงความร้อนของเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็กซึ่งได้

เปรียบเทียบระหว่างวัฏจักรมาตรฐาน วัฏจักร Recuperative และวัฏจักร STIG โดยที่กำหนดให้ทุกวัฏจักรมีค่าประสิทธิภาพของอุปกรณ์เท่ากัน ซึ่งได้แก่ค่าประสิทธิภาพการอัดของคอมเพรสเซอร์และการขยายตัวในเทอร์ไบน์มีค่าเท่ากับ 83% ค่าประสิทธิภาพการเผาไหม้ของห้องเผาไหม้ 96% ค่าประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 0.8 ค่าอุณหภูมิทางเข้าเทอร์ไบน์สูงสุดที่ 1200K ผลการวิเคราะห์เชิงความร้อนปรากฏว่า วัฏจักร Recuperative ให้ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงที่สุดที่อัตราส่วนการอัด 4 โดยให้ค่าประสิทธิภาพทางความร้อนเท่ากับ 28% โดยวัฏจักร Recuperative นี้ต้องอาศัยอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในการดึงความร้อนที่นี้กลับมาใช้ใหม่ การออกแบบอุปกรณ์สำหรับวัฏจักร Recuperative ให้มีสมรรถนะสูงสุดจึงเป็นประเด็นสำคัญที่นักศึกษาอย่างยิ่ง

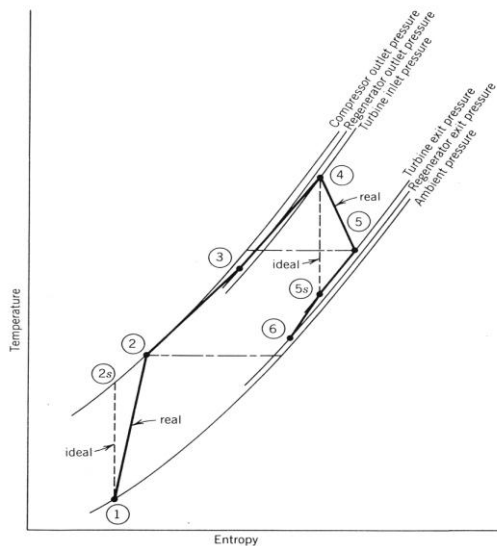
การศึกษาที่ผ่านมาในอดีตได้ยืนยันว่าเครื่องยนต์กังหันก๊าซแบบ regenerative ซึ่งทำงานบนพื้นฐานของวัฏจักรเบรตันที่ทำงานในอัตราส่วนความดันที่เหมาะสมนั้นสามารถนำไปสู่ประสิทธิภาพทางความร้อนสูงสุดที่เป็นไปได้ของวัฏจักร [3]

วัตถุประสงค์ของบทความนี้จะทำการศึกษาพิจารณาหาอัตราส่วนความดันที่เหมาะสมของวัฏจักรเบรตันแบบ regenerative การวิเคราะห์วัฏจักรนั้นจะใช้วิธีออฟติไมเซชันในการหาจุดที่เหมาะสมที่สุดตามแบบจำลองทางอุณหพลศาสตร์ของส่วนประกอบหลักตามทฤษฎีสำหรับวัฏจักรซึ่งผันกลับไม่ได้ ภายในระบบซึ่งถูกแทนด้วยประสิทธิภาพของคอมเพรสเซอร์ ประสิทธิภาพของห้องเผาไหม้ ประสิทธิภาพของเทอร์ไบน์และประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและความดันสูญเสียภายในห้องเผาไหม้และภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วย เพื่อที่จะนำไปสู่การทำให้ได้ประสิทธิภาพสูงสุดของวัฏจักรเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็ก

TSF-2031



รูปที่ 1 แผนภาพแสดงวัฏจักรเครื่องยนต์กังหัน
ก๊าซแบบ regenerative [4]



รูปที่ 2 แสดงแผนภาพ T-S ของกระบวนการ
จริงซึ่งพิจารณาความดันสูญเสียที่เกิดจากอุปกรณ์
ของวัฏจักรเครื่องยนต์กังหันก๊าซแบบ
regenerative [5]

2. สมการพื้นฐานของแบบจำลอง

สมการที่ใช้ในการทำออฟดีไมเซชันแสดงไว้
ต่อไปนี้

งานสุทธิ

$$W_{net} = W_T - W_C = C_{p_g}(T_4 - T_5) - C_{p_a}(T_2 - T_1) \quad (1)$$

ประสิทธิภาพของคอมเพรสเซอร์

$$T_2 - T_1 = \frac{T_1}{\eta_c} (r_p^\alpha - 1) ; \alpha = \frac{k-1}{k} ; k=1.4 \quad (2)$$

$$T_2 = T_1 \left(1 + \frac{r_p^\alpha - 1}{\eta_c} \right) \quad (3)$$

ประสิทธิภาพของเทอร์ไบน์

$$T_4 - T_5 = \eta_T T_4 \left[1 - \left(\frac{P_5}{P_4} \right)^\alpha \right]$$

$$\text{จาก } P_5 = \frac{P_6}{\Delta P_{R,h}} = \frac{P_1}{\Delta P_{R,h}} ; \text{ สมมติให้ } P_6 = P_1$$

$$\text{และ } P_4 = \Delta P_{comb} \times \Delta P_{R,c} \times r_p \times P_1$$

แทนค่าได้

$$T_4 - T_5 = \eta_T T_4 \left[1 - \left(\frac{\frac{P_6}{\Delta P_{R,h}}}{\Delta P_{comb} \times \Delta P_{R,c} \times r_p \times P_1} \right)^\alpha \right]$$

$$\text{ให้ } P_F = \Delta P_{comb} \times \Delta P_{R,c} \times \Delta P_{R,h} \quad (4)$$

แทนค่าได้

$$T_4 - T_5 = \eta_T T_4 \left[1 - (r_p P_F)^{-\alpha} \right] \Rightarrow T_5 = T_4 \left\{ 1 - \eta_T \left[1 - (r_p P_F)^{-\alpha} \right] \right\} \quad (5)$$

แทนค่าสมการ (2) และ (5) ในสมการ (1) ได้

$$W_{net} = C_{p_g} \left\{ \eta_T T_4 \left[1 - (r_p P_F)^{-\alpha} \right] \right\} - C_{p_a} \left\{ \frac{T_1}{\eta_c} (r_p^\alpha - 1) \right\} \quad (6)$$

ความร้อนที่ป้อนให้ต่อหน่วยอัตราการไหลเชิงมวล

$$Q_{in} = C_{p_g} (T_4 - T_3) \quad (7)$$

ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

$$T_3 = T_2 + \epsilon_R (T_5 - T_2) = T_2 (1 - \epsilon_R) + \epsilon_R T_5 \quad (8)$$

หรือ

$$T_3 = T_1 \left(1 + \frac{r_p^\alpha - 1}{\eta_c} \right) (1 - \epsilon_R) + \epsilon_R T_4 \left\{ 1 - \eta_T \left[1 - (r_p P_F)^{-\alpha} \right] \right\} \quad (9)$$

แทนค่าสมการ (9) ในสมการ (7) ได้

$$Q_{in} = C_{p_g} \left\{ T_4 - T_1 \left(1 + \frac{r_p^\alpha - 1}{\eta_c} \right) (1 - \epsilon_R) - \epsilon_R T_4 \left\{ 1 - \eta_T \left[1 - (r_p P_F)^{-\alpha} \right] \right\} \right\} \quad (10)$$

TSF-2031

ประสิทธิภาพของห้องเผาไหม้

$$\eta_{comb} = \frac{\dot{m}_a C_{p_g} (T_4 - T_3)}{\dot{m}_f LHV} \quad (11)$$

$$\begin{aligned} \text{หรือ } \eta_{comb} &= \frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_f) C_{p_{T_4}} T_4 - \dot{m}_a C_{p_{T_3}} T_3}{\dot{m}_f LHV} \\ T_4 - T_3 &= \frac{\dot{m}_f \eta_{comb} LHV}{\dot{m}_a C_{p_g}} \\ &= \frac{\eta_{comb} LHV}{(A/F)_{real} C_{p_g}} \\ &= \frac{\eta_{comb} LHV}{(A/F)_{stoic} C_{p_g} \Phi} = \frac{\eta_{comb} LHV \Phi}{(A/F)_{stoic} C_{p_g}} \quad (12) \end{aligned}$$

โดยที่ประสิทธิภาพทางความร้อน คือ

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_{in}} \quad \text{หรือ} \quad \eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_g LHV} \quad (13)$$

ความร้อนที่ป้อนให้ในรูปแบบอื่นๆ

แทนค่าสมการ (12) ในสมการ (7) จะได้

$$Q_{in} = \frac{\eta_{comb} LHV \Phi}{(A/F)_{stoic}} \quad (14)$$

แทนค่าสมการ (6) และ (14) ในสมการ (13) ได้

$$\eta_{th} = \frac{C_{p_g} \left(\eta_{T_4} T_4 (1 - (r_p P_F)^{-\alpha}) \right) - C_{p_a} \left(\frac{T_1}{\eta_c} (r_p^\alpha - 1) \right)}{\left(\frac{\eta_{comb} LHV \Phi}{(A/F)_{stoic} C_{p_g}} \right)} \quad (15)$$

หรือ

$$\eta_{th} = \frac{C_{p_g} \left(\eta_{T_4} T_4 (1 - (r_p P_F)^{-\alpha}) \right) - C_{p_a} \left(\frac{T_1}{\eta_c} (r_p^\alpha - 1) \right)}{C_{p_g} \left(T_4 - T_1 \left(1 + \frac{r_p^\alpha - 1}{\eta_c} \right) (1 - \varepsilon_R) - \varepsilon_R T_4 (1 - \eta_{T_4} (1 - (r_p P_F)^{-\alpha})) \right)} \quad (16)$$

3. วิธีการออฟติไมเซชัน

การออกแบบเครื่องยนต์จะมีการกำหนดค่าตัวแปรต่างๆ เช่น ประสิทธิภาพของแต่ละอุปกรณ์ ซึ่งค่าตัวแปรที่ถูกกำหนดเหล่านั้นจะต้องมีความเหมาะสมโดยต้องอยู่ในช่วงที่ได้มีการศึกษาผ่านมา [6, 7] โดยในงานวิจัยนี้ตัวแปรต่างๆ ที่ได้ถูกกำหนดขึ้นมาเป็นเป้าหมายในการออกแบบเครื่องยนต์ซึ่งจะนำมาใช้ในการทำออฟติไมเซชันนั้นมีค่าต่างๆ ตามตารางที่ 1

ตารางที่ 1 ตัวแปรที่กำหนดให้มีค่าคงที่สำหรับการทำออฟติไมเซชัน

ประสิทธิภาพของคอมเพรสเซอร์ (η_c)	0.8
ประสิทธิภาพของห้องเผาไหม้ (η_{comb})	0.97
ประสิทธิภาพของเทอร์ไบน์ (η_t)	0.8
ประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยน ความร้อน (ε)	0.6
ค่าความร้อนต่ำของเชื้อเพลิง (LHV)	18.4×10^3 kJ/kg
กำลังการผลิตไฟฟ้า (P_{gen})	60,000 Watts

ฟังก์ชันเป้าหมายจะแสดงอยู่ในรูปสมการ

ประสิทธิภาพทางความร้อน คือ

$$\eta_{th} = \frac{C_{p_g} \left(\eta_{T_4} T_4 (1 - (r_p P_F)^{-\alpha}) \right) - C_{p_a} \left(\frac{T_1}{\eta_c} (r_p^\alpha - 1) \right)}{C_{p_g} \left(T_4 - T_1 \left(1 + \frac{r_p^\alpha - 1}{\eta_c} \right) (1 - \varepsilon_R) - \varepsilon_R T_4 (1 - \eta_{T_4} (1 - (r_p P_F)^{-\alpha})) \right)}$$

ในการทำออฟติไมเซชันนั้นจะมีการกำหนดเงื่อนไขเพื่อกำหนดขอบเขตให้เหมาะสมสำหรับตัวแปรต่างๆ เช่น อุณหภูมิที่เข้าเทอร์ไบน์ (T_4) ซึ่งจะต้องไม่เกินขีดความสามารถที่วัสดุจะสามารถทนต่ออุณหภูมิสูงสุดได้ อัตราส่วนความดัน (r_p) ต้องกำหนดให้เหมาะสมกับช่วงความดันที่ต้องการจะทำได้จากคอมเพรสเซอร์ เป็นต้น โดยแสดงไว้ในตารางที่ 2

TSF-2031

ตารางที่ 2 เงื่อนไขที่ใช้สำหรับการออฟติไมเซชัน

อุณหภูมิที่เข้าเทอร์ไบน์(T_4)	$1073.15\text{ K} \leq T_4 \leq 1273.15\text{ K}$
อัตราส่วนความดัน(r_p)	$1 \leq r_p \leq 10$
อัตราส่วนระหว่างอากาศต่อเชื้อเพลิง(A/F_{real})	$1 \leq A/F_{real} \leq 1000$
ความดันลดทั้งหมดในระบบ(P_F)	$0 \leq P_F \leq 1$
	$P_F \leq (\Delta P_{comb} \times \Delta P_{R,c} \times \Delta P_{R,h})$
$Cp_g \left(T_4 - T_1 \left(1 + \frac{r_p^\alpha - 1}{\eta_c} \right) (1 - \varepsilon_R) - \varepsilon_R T_4 \left(1 - \eta_T (1 - (r_p P_F)^{-\alpha}) \right) \right) = \frac{\eta_{comb} LHV}{(A/F)_{real} Cp_g}$	

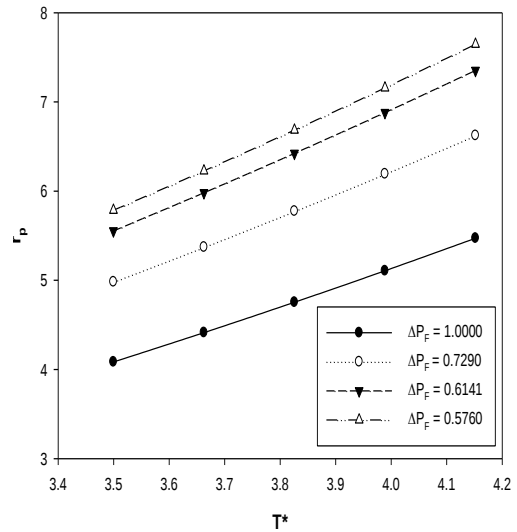
โดยในการทำการออฟติไมเซชันนั้นจะกำหนดให้มีการใช้ค่าความดันลดทั้งหมดในระบบที่แตกต่างกัน 4 ค่า ซึ่งแทนด้วยตัวแปรที่เรียกว่า ตัวประกอบความดันลดรวม(P_F , Pressure Drop Factor) ซึ่งค่านี้จะมีค่าอยู่ในช่วง 0 ถึง 1 ซึ่งจะเป็นค่าที่แปรผกผันกับความดันลดที่เกิดขึ้นภายในระบบ ซึ่งจะขึ้นอยู่กับผลคูณของค่าตัวประกอบความดันลดของแต่ละอุปกรณ์ตามสูตรคือ $P_F = \Delta P_{comb} \times \Delta P_{R,c} \times \Delta P_{R,h}$ ซึ่งค่าได้ระบุไว้ในตารางที่ 3

ตารางที่ 3 ค่าตัวประกอบความดันลดรวมต่างๆ ที่ใช้สำหรับการออฟติไมเซชัน

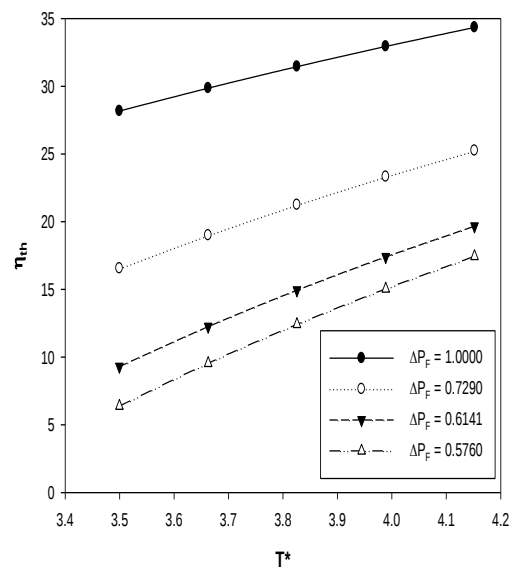
ค่าที่	ตัวประกอบความดันลดรวม	ตัวประกอบความดันลดของแต่ละอุปกรณ์		
	P_F	ΔP_{comb}	$\Delta P_{R,c}$	$\Delta P_{R,h}$
1	1.0000	1.0	1.0	1.0
2	0.7290	0.9	0.9	0.9
3	0.6141	0.85	0.85	0.85
4	0.5760	0.9	0.8	0.8

หมายเหตุ ตัวประกอบความดันลดรวม(PF) เท่ากับ 0.7290 หมายความว่า มีความดันลดทั้งหมดภายในระบบเท่ากับ $1 - 0.7290 = 0.271$ หรือ 27.1%

4. ผลการออฟติไมเซชัน

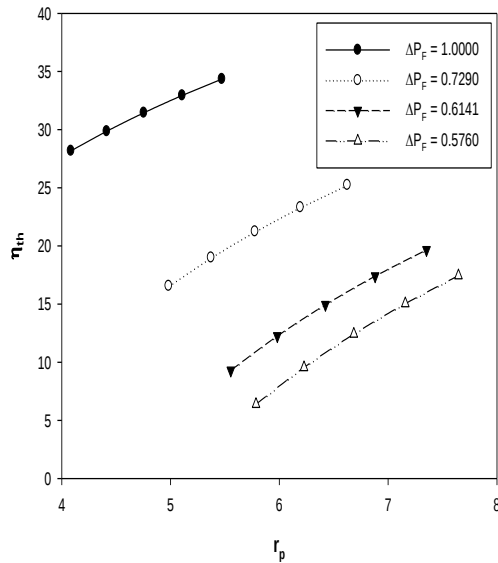


รูปที่ 3 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง T^* (T_4/T_1) และ r_p ที่ Pressure Drop Factor แตกต่างกัน (กำหนด T_4 ให้เป็นค่าคงที่)



รูปที่ 4 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง T^* (T_4/T_1) และ η_{th} ที่ Pressure Drop Factor แตกต่างกัน (กำหนด T_4 ให้เป็นค่าคงที่)

TSF-2031



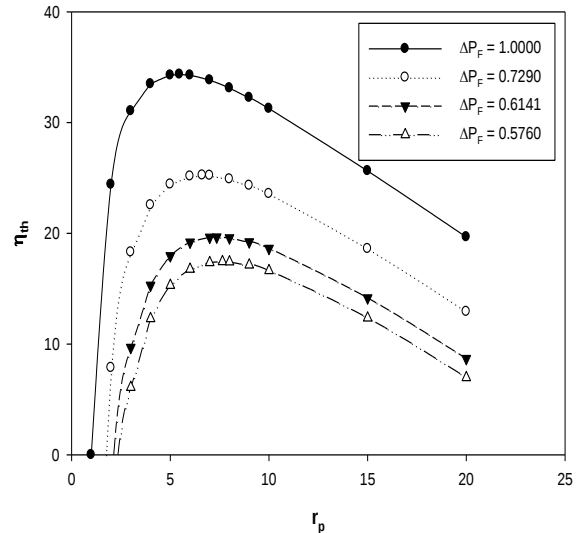
รูปที่ 5 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง r_p และ η_{th} ที่ Pressure Drop Factor แตกต่างกัน (กำหนด T_4 ให้เป็นค่าคงที่)

จากรูปที่ 3 - 5 แสดงกราฟซึ่งได้จากผลของการออฟติไมเซชันเพื่อจะหาค่าอัตราส่วนความดัน (r_p) ที่เหมาะสมที่สุดซึ่งจะทำให้ได้ค่าประสิทธิภาพทางความร้อนที่สูงที่สุด โดยในการทำออฟติไมเซชันนั้นจะกำหนดให้อุณหภูมิที่เข้าเทอร์ไบน์ (T_4) เป็นค่าคง ซึ่งเริ่มจากค่าอุณหภูมิที่เข้าเทอร์ไบน์ที่ 1073.15 K และเพิ่มขึ้นทีละ 50 K จนถึงค่า 1273.15 K (1073.15 K, 1123.15 K, 1173.15 K, 1223.15 K, 1273.15 K) โดยที่รูปที่ 3 จะแสดงค่าอัตราส่วนความดัน (r_p) เปรียบเทียบกับอัตราส่วนของอุณหภูมิสูงสุดต่ออุณหภูมิต่ำสุด (T_4/T_1 ซึ่งแทนด้วย T^*) ที่ค่า Pressure Drop Factor ที่ต่างกัน 4 ค่า จากกราฟจะพบว่าค่าอัตราส่วนความดัน (r_p) จะลดลงเมื่อ T^* หรือความดันลดภายในระบบนั้นลดลง

รูปที่ 4 แสดงกราฟค่าประสิทธิภาพทางความ (η_{th}) เปรียบเทียบกับค่า T^* ที่ค่า Pressure Drop Factor ที่ต่างกัน 4 ค่า ซึ่งเราสามารถที่จะเพิ่มค่าประสิทธิภาพทางความนี้ได้ด้วยการเพิ่มค่า T^* หรือลดค่าความดันลดภายในระบบลงนั่นเอง

รูปที่ 5 แสดงกราฟค่าประสิทธิภาพทางความ (η_{th}) เปรียบเทียบกับค่าอัตราส่วนความดัน (r_p) ที่ค่า Pressure Drop Factor ที่ต่างกัน 4 ค่า จากกราฟจะ

พบว่าค่าประสิทธิภาพทางความจะเพิ่มขึ้นเมื่ออัตราส่วนความดันเพิ่มหรือความดันลดภายในระบบนั้นลดลง



รูปที่ 6 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง r_p และ η_{th} ที่ Pressure drop factor แตกต่างกัน (กำหนด r_p ให้เป็นค่าคงที่)

จากรูปที่ 6 แสดงกราฟซึ่งได้จากผลของการออฟติไมเซชันเพื่อจะหาค่าอัตราส่วนความดัน (r_p) ที่เหมาะสมที่สุดซึ่งจะทำให้ได้ค่าประสิทธิภาพทางความร้อนที่สูงที่สุด โดยในการทำออฟติไมเซชันนั้นจะกำหนดให้ค่าอัตราส่วนความดัน (r_p) เป็นค่าคง ซึ่งเริ่มจากค่าอัตราส่วนความดันที่ 1 และเพิ่มขึ้นทีละ 1 จนถึงค่า 20 รูปที่ 6 นี้จะแสดงกราฟค่าประสิทธิภาพทางความ (η_{th}) เปรียบเทียบกับค่าอัตราส่วนความดัน (r_p) ที่ค่า Pressure Drop Factor ที่ต่างกัน 4 ค่า จากกราฟจะพบว่าค่าประสิทธิภาพทางความร้อน (η_{th}) ที่สูงที่สุดจะอยู่ในช่วงของอัตราส่วนความดันที่ 5-8 และจะเห็นได้ว่าความดันลดภายในระบบที่ลดลงนั้นจะนำไปสู่ค่าประสิทธิภาพทางความร้อนที่เพิ่มขึ้น

5. สรุปผล

จากการวิเคราะห์วัฏจักรทางอุณหพลศาสตร์เมื่อพิจารณาความเป็นไปได้ที่จะสามารถออกแบบเพื่อให้ได้เครื่องยนต์กังหันก๊าซแบบ regenerative ที่มีค่า

TSF-2031

ประสิทธิภาพทางความร้อนที่สูงที่สุดและเป็นไปได้ที่จะนำไปสู่การสร้างได้จริงนั้น จากการออฟติไมเซชันพบว่าประสิทธิภาพทางความร้อนให้ค่าสูงสุดอยู่ที่ร้อยละ 25.244 โดยมีตัวแปรออกแบบซึ่งได้แก่ อัตราส่วนความดันของคอมเพรสเซอร์ อุณหภูมิทางเข้าเทอร์ไบน์ ตัวประกอบความดันสูญเสียหรือความดันลดและอัตราส่วนระหว่างอากาศต่อเชื้อเพลิงนั้นมีค่าที่เหมาะสมที่สุดเท่ากับ 6.624, 1273.2 K, 0.729, 24.984 ตามลำดับ จากการวิเคราะห์วัฏจักรทางอุณหพลศาสตร์สำหรับการออกแบบเพื่อสร้างเครื่องยนต์จริงนั้นจะต้องมีการพิจารณาถึงความดันสูญเสียหรือความดันลดเพราะในการทำงานจริงของเครื่องยนต์นั้นเราไม่สามารถหลีกเลี่ยงความดันสูญเสียที่เกิดขึ้นภายในระบบได้เลย

6. กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบพระคุณ รศ.ดร.จรรุวัตร เจริญสุข ที่ให้ความอนุเคราะห์ให้คำปรึกษาและขอบคุณกลุ่มเพื่อนปริญญาโทที่ให้ความช่วยเหลือด้านการออฟติไมเซชันจนทำให้งานวิจัยเสร็จลงไปได้ด้วยดี

7. เอกสารอ้างอิง

- [1] Technicchan ClassNet (2554). โรงไฟฟ้าพลังงานก๊าซ(Gas turbine), [ระบบออนไลน์], แหล่งที่มา <http://classnet.technicchan.ac.th/entraining/file/>, เข้าดูเมื่อวันที่ 12/06/2556.
- [2] กิตติภาส วศินารมณ 2553. การวิเคราะห์ทางความร้อนและการจำลองเชิงตัวเลขของห้องเผาไหม้เครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็ก(200 กิโลวัตต์), วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
- [3] Dr. Meherwan P. Boyce and Mow-Shung Chen. *Optimization of various gas turbine cycle*, Gas turbine Laboratories Texas A&M University College Station, Texas 91768, USA, URL: turbolab.tamu.edu/proc/turboproc/T3/T3pg91-100.pdf, access on 25/06/2013.

- [4] Hoseyn Sayyaadi and Reza Mehrabipour (2012). Efficiency enhancement of a gas turbine cycle using an optimized tubular recuperative heat exchanger, *Energy*, vol. 38, Issue 1, February 2012, pp. 362-375.
- [5] William Stine and Michael Geyer. *Power Cycles for Electricity Generation*, Mechanical Engineering Department California State Polytechnic University Pomona, California 91768, USA, URL: <http://www.powerfromthesun.net/Book/chapter12/chapter12.html>, access on 12/06/2013.
- [6] Hih Saravanamuttoo, GFC Roger and H Cohen. (2001). *Gas Turbine Theory*, 5th edition, ISBN: 0-13-015847-X, Pearson Prentice Halls, Harlow
- [7] M.M El-Wakil. (1984). *Powerplant Technology*, ISBN: 0-07-066274-6, McGraw- Hill, New York.

8. รายการสัญลักษณ์

T_1	อุณหภูมิแวดล้อม
T_2	อุณหภูมิที่อัดตัวจากคอมเพรสเซอร์
T_3	อุณหภูมิที่ออกจาก recuperator ด้านอากาศดี
T_4	อุณหภูมิที่เข้าเทอร์ไบน์
T_5	อุณหภูมิที่ออกจากเทอร์ไบน์
T_6	อุณหภูมิที่ออกจาก recuperator ด้านแก๊สไอเสีย
W_C	งานคอมเพรสเซอร์
W_T	งานเทอร์ไบน์
W_{net}	งานสุทธิ
η_{th}	ประสิทธิภาพทางความร้อน
η_C	ประสิทธิภาพของคอมเพรสเซอร์
η_{Comb}	ประสิทธิภาพของห้องเผาไหม้
η_T	ประสิทธิภาพของเทอร์ไบน์
ε	ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
LHV	ค่าความร้อนต่ำของเชื้อเพลิง

TSF-2031

P_{gen}	กำลังการผลิตไฟฟ้า
r_p	อัตราส่วนความดันของคอมเพรสเซอร์
k	อัตราส่วนความร้อนจำเพาะ
P_F	ตัวประกอบความดันลดรวม
ΔP_{comb}	ตัวประกอบความดันลดของห้องเผาไหม้
$\Delta P_{R,c}$	ตัวประกอบความดันลดของ recuperator ด้านอากาศดี
$\Delta P_{R,h}$	ตัวประกอบความดันลดของ recuperator ด้านแก๊สไอเสีย
Q_{in}	ความร้อนที่ป้อนให้ต่อหน่วยอัตราการ ไหลเชิงมวล
$\dot{m}_a$	อัตราการไหลของมวลอากาศ
$\dot{m}_f$	อัตราการไหลของมวลเชื้อเพลิง
Φ	ค่า equivalent ratio
$(A/F)_{stoic}$	อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง stoic
$(A/F)_{real}$	อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง real