การเพิ่มประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเตาแก๊สหุงต้มแบบ Vertical ports โดยการไหลแบบหมุนวน

Thermal Efficiency Improvement of Vertical Port Cooking Burner using Swirling Flow

จีระวุฒิ ประกอบดี, อนิรุตต์ มัทธุจักร์* และบงกช บุญเพชร
ห้องปฏิบัติการการประยุกต์ใช้ลำเจ็ทและการเผาไหม้ (CJARL) ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยอุบลราชธานี
ตำบลเมืองศรีไค อำเภอวารินชำราบ จังหวัดอุบลราชธานี 34190
*E-mail : Anirut.mat@gmail.com, Anirut.M@ubu.ac.th Tel: 0-4535-3309

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเตาแก๊สหุงต้มที่ใช้ในครัวเรือนแบบ Vertical ports ที่มีปริมาณการใช้แก๊สแอลพีจี (Liquefied Petroleum Gas, LPG) สูงสุดไม่เกิน 5.78 kW ตามมาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรม มอก.2312-2549 โดยทำการดัดแปลงหัวเตาจากแบบ Vertical ports แบบมาตรฐาน (Conventional burner, CB) มาเป็นแบบหมุนวน (Swirling burner, SB) ที่ทำมุมเงย (β) เท่ากับ 26 องศา มุมเอียง (α) เท่ากับ 15 องศา และทำการทดสอบประสิทธิภาพเชิงความร้อน โดยอาศัยหลักการต้มน้ำ (Boiling test) ตามมาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรม มอก. 2312-2549 และทำการตรวจวัดมลพิษที่เกิดจากเผาไหม้ นอกจากนี้ยังศึกษาอิทธิพลของ Firing rate และชนิดของภาชนะต่อประสิทธิภาพเชิงความร้อนอีกด้วย จากการทดลองพบว่า เมื่อ Firing rate เพิ่มสูงขึ้นประสิทธิภาพเชิงความร้อนจะมีค่าต่ำลง อย่างไรก็ตาม ประสิทธิภาพเชิงความร้อนจะมีค่าสูงขึ้นเมื่อภาชนะมีขนาดใหญ่ขึ้น เนื่องจากการไหลแบบหมุนวนจึงทำให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเตาแก๊สแบบหมุนวนมีค่าสูงขึ้นเป็นร้อยละ 59 ในขณะที่เตาแก๊สแบบมาตรฐานมีค่าร้อยละ 58 ที่หม้อ 32 cm Firing rate เท่ากับ 1.79 kW และมีการปลดปล่อย CO และ NO_x สูงสุดไม่เกิน 1,052 ppm และ 89 ppm ตามลำดับ ในทุกกรณี

คำหลัก: ประสิทธิภาพเชิงความร้อน, เตาแก๊สหุงต้มแบบ Vertical ports, หัวเตาแบบหมุนวน, มลพิษ

Abstract

The objective of this research is to improve the thermal efficiency of vertical port gas burner, which consumes the highest amount of Liquefied Petroleum Gas (LPG) not excess 5.78 kW, in accordance with Thai Industrial Standard 2312-2549 (TIS. 2312-2549). In this study, the conventional vertical port burner (CB) was modified to be the swirling burner (SB), being the inclination angle (β) of 26° and the swirling angle (α) of 15°. The thermal efficiency and pollutant emission of the gas burners were investigated by boiling test based upon TIS 2312-2549. Moreover, effect of firing rate and container sizes on thermal efficiency and pollutant emission was also studied. From the experimental results, it was found that the firing rate increased, the thermal efficiency decreased. However, the thermal efficiency increased when the container size increased. Due to the swirling flow, the thermal efficiency of the swirling burner is higher than that of the conventional burner, being 59 % and 58%, respectively, at the pot of 32 cm and the firing rate of 1.79 kW. The CO and NO_x emission of SB and CB were not more than 1,052 ppm and 89 ppm, respectively, in all cases.

Keywords: Thermal efficiency, vertical port cooking burner, swirl burner, pollutant emission.

1. บทนำ

ปัจจุบันการใช้แอลพีจีในครัวเรือน เพื่อใช้เป็นแก๊สหุงต้มมีความจำเป็นต่อความเป็นอยู่ในชีวิตประจำวันของคนทั้งโลก รวมถึงประเทศไทยที่ใช้เตาแก๊สหุงต้มในครัวเรือนตามมาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรม มอก.2312-2549 จึงส่งผลให้มีการใช้แอลพีจีมากขึ้นทุกปีและประสบปัญหาสถานการณ์วิกฤติด้านพลังงาน จากสถิติการใช้พลังงานของกระทรวงพลังงาน [1] พบว่า ประเทศไทยมีการใช้ทรัพยากรธรรมชาติที่เป็นผลิตภัณฑ์ปิโตรเลียมอย่างกว้างขวางโดยเฉพาะ แก๊สปิโตรเลียมเหลว หรือ แอลพีจี (Liquefied Petroleum Gas,LPG) จากสถิติปริมาณการใช้แก๊ส LPG ของประเทศไทย ปี พ.ศ. 2553-2557 ภาคครัวเรือนใช้แก๊สแอลพีจีคิดเป็นร้อยละ 31 ในขณะที่ภาคขนส่งหรือรถยนต์ใช้แก๊สแอลพีจีคิดเป็นร้อยละ 25 ซึ่งจากปัญหาวิกฤตด้านพลังงานดังกล่าวข้างต้น ก็ส่งผลกระทบต่อแก๊สแอลพีจีเช่นกัน โดยเฉพาะอย่างยิ่งภาคครัวเรือน หรืออุตสาหกรรมด้านอาหารที่ต้องใช้เตาแก๊สหุงต้มเป็นแหล่งให้ความร้อนในเตาแก๊สหุงต้ม ซึ่งการถ่ายเทความร้อนในเตาแก๊สหุงต้มจะเป็นลักษณะของเปลวไฟพุ่งชน (Impinging Flame Jet) ซึ่งจะทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนสูง [2] และต้องใช้แอลพีจีค่อนข้างมาก ซึ่งเตาแก๊สหุงต้มที่ใช้ในครัวเรือนมีการเผาไหม้แบบเปิด (Open combustion) จึงไม่สามารถนำความร้อนที่ได้จากการเผาไหม้มาใช้ประโยชน์ได้อย่างเต็มที่ เนื่องจากการถ่ายเทความร้อนจากเปลวไฟไปยังภาชนะถูกจำกัดด้วยการพาความร้อน (Convection) เป็นส่วนใหญ่ ทั้งยังมีการสูญเสียความร้อนเป็นจำนวนมากไปกับแก๊สไอเสียโดยการพาความร้อน (Convection) และสูญเสียความร้อนของเปลวไฟจากแผ่รังสีความร้อน (radiation) อีกด้วย ซึ่งทำให้เตาแก๊สหุงต้มที่ใช้กันอยู่ในปัจจุบันมีประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่ค่อนข้างต่ำ

ดังนั้นจึงมีงานวิจัยเพื่อศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเตาแก๊งหุงต้มอย่างต่อเนื่อง โดย Jugjai และ Sanijai [3] ได้ปรับปรุงเตาแก๊สหุงต้มที่ใช้ในครัวเรือนให้มีประสิทธิภาพเชิงความร้อนเพิ่มขึ้น โดยใช้หลักหมุนเวียนความร้อนไอเสียนำไปอุ่นอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้ (Preheat) จากหลักการนี้เองทำให้เกิดแนวความคิดค้น เตาต้นแบบเตาแก๊สประสิทธิภาพสูง (Porous Radiant Recirculated Burner, PRRB) แต่เนื่องจากหัวเตาแก๊สที่อยู่นั้นเป็นหัวเตาขนาดเล็กไม่เหมาะสมกับการใช้ในอุตสาหกรรมอาหาร ณัฐวุฒิ รังสิมันตุชาติ [4] จึงขยายขนาดให้ใหญ่ขึ้นโดยใช้กับหัวเตาแก๊สขนาด KB-10 พบว่าสามารถเพิ่มประสิทธิภาพเชิงความร้อนให้สูงขึ้นได้โดยเฉลี่ยประมาณร้อยละ 12 และคิดเป็นอัตราการประหยัดโดยเฉลี่ยประมาณร้อยละ 30 เมื่อเปรียบกับเตา KB-10 ทั่วๆ ไป และได้ปรับปรุงหัวเผาให้เปลวไฟที่พุ่งออกมามีลักษณะของการหมุนวนสู่ศูนย์กลาง พบว่าสามารถเพิ่มประสิทธิภาพเชิงความร้อนให้สูงขึ้นได้โดยเฉลี่ยประมาณร้อยละ 20 เมื่อเปรียบเทียบกับเตาแบบ Swirl Burner ที่ยังไม่ได้มีการประกอบเข้ากับโครงสร้างที่ออกแบบไว้ และเมื่อเปรียบเทียบกับเตา KB-10 ที่ใช้กันอยู่ทั่วๆ ไป พบว่าสามารถเพิ่มประสิทธิภาพเชิงความร้อนให้สูงขึ้นได้โดยเฉลี่ยประมาณร้อยละ 30 และคิดเป็นอัตราการประหยัดโดยเฉลี่ยประมาณร้อยละ 51

ต่อมา Tamir และคณะ [5] ได้ศึกษาประสิทธิภาพเชิงความร้อนเตาหุงต้มที่ใช้แก๊สธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิงโดยปรับปรุงจากแบบเดิม (Conventional Burner, CB) เป็นมาเป็นแบบ (Swirl Burner, SB) ซึ่งพบว่า swirl burner ที่ให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุดจะมีลักษณะเฉพาะคือ มุมเงย (β) เท่า 26 องศา มุมเอียง (α) เท่ากับ 15 องศา ซึ่งเป็นผลจากการหมุนวนของเปลวไฟช่วยให้ระยะเวลาในการผสมของเชื้อเพลิงและอากาศ ซึ่งทำให้การสัมผัสของเปลวไฟกับภาชนะและการดึงดูดอากาศส่วนที่สองเพิ่มขึ้น

จากการวิจัยที่ผ่านมา [2-5] ได้ให้ความสนใจในการเพิ่มประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเตาแก๊สหุงต้มแรงดันสูง KB-5 และ KB-10 ที่มีขนาดหัวเตา 5 นิ้ว และ 10 นิ้ว ตามลำดับ เป็นเตาที่มีการใช้แก๊สแอลพีจีสูงมมากกว่า 5.78 kW ต่อหัวเตา การพัฒนาประสิทธิภาพดังกล่าว เมื่อนำมาประยุกต์ใช้ในชีวิตประจำวันมีข้อจำกัดอยู่หลายประการ อาทิ การเปลี่ยนแปลงโครงสร้างของเตาที่ใช้งานเดิมอยู่ และขีดจำกัดด้านการงานใช้งานจริงร่วมกับภาชนะต่างๆ

ดังนั้น งานวิจัยนี้จึงได้ศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเตาแก๊สหุงต้มในครัวเรือนตามมาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรม มอก. 2312-2549 [6] ที่มีปริมาณการใช้แก๊สแอลพีจีสูงสุด ไม่เกิน 5.78 kW ต่อหัวเตา โดยการดัดแปลงหัวเตาจากแบบ Vertical Ports แบบมาตรฐาน (Conventional burner, CB) มาเป็นแบบหมุนวน (Swirling burner, SB) ให้ทำมุมเงย (β)

เท่ากับ 26 องศา มุมเอียง (α) เท่ากับ 15 องศา ซึ่งจากการวิจัยของ Tamir และคณะ [5] พบว่าเป็นมุมที่ให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงที่สุด จากนั้นได้ทำการทดสอบประสิทธิภาพเชิงความร้อน โดยอาศัยหลักการต้มน้ำ boiling test ตามมาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรม มอก. 2312-2549 [6] และทำการตรวจวัดมลพิษ และนำผลการทดลองที่ได้มาเปรียบเทียบกับเตา Vertical Ports แบบมาตรฐาน (Conventional burner, CB)

2. การหาประสิทธิภาพเชิงความร้อน (Thermal efficiency, η_{th})

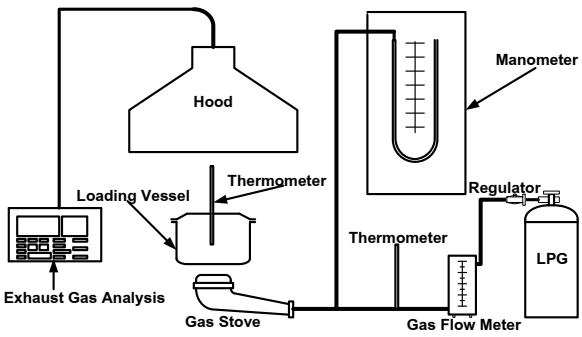
การทดสอบ η_{th} ในการศึกษานี้ใช้การทดสอบตามมาตรฐาน มอก. 2312-2549 [6] หาได้จากสมการที่ 1

$$\eta_{th} = \left\{ \frac{m \times C \times (t_2 - t_1)}{V \times Q} \times \frac{273 + t_g}{298} \times \frac{101.3}{B + P_m - S} \right\} \times 100 \qquad (1)$$

เมื่อ m คือ มวลของน้ำที่ใช้ในการทดสอบ (kg)
C คือ ค่าความร้อนจำเพาะของน้ำ (MJ/kg·K)
t_1 คือ อุณหภูมิเริ่มต้นของน้ำ (K)
t_2 คือ อุณหภูมิสุดท้ายของน้ำ (K)
V คือ ปริมาณของแก๊สที่ใช้ทดสอบ (m^3)
Q คือ LHV_{LPG} (MJ/m^3) ที่ความดัน 101.3 kPa
t_g คือ อุณหภูมิของแก๊สที่ใช้ทดสอบ (^oC)
B คือ ความดันบรรยากาศขณะทดสอบ (kPa)
P_m คือ ความดันของแก๊สที่ใช้ทดสอบ (kPa)
S คือ ความดันของไอน้ำอิ่มตัวที่ t_g (^oC) (kPa)

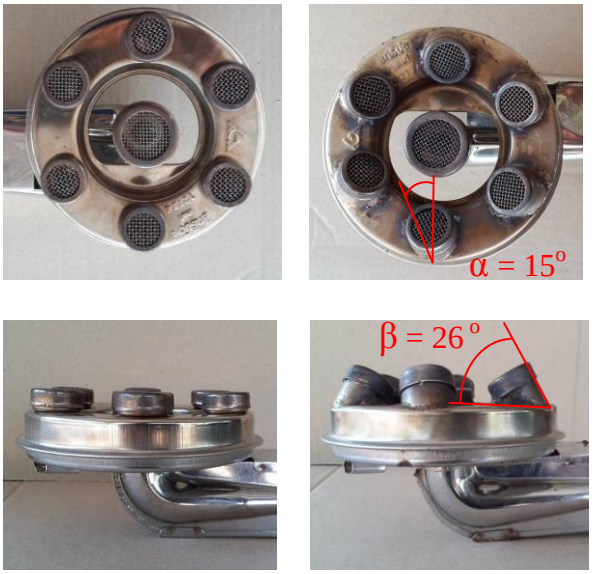
3. อุปกรณ์และวิธีการทดลอง

3.1 อุปกรณ์การทดลอง



รูปที่ 1 การติดตั้งอุปกรณ์การทดลอง

รูปที่ 1 แสดงรายละเอียดการติดตั้งอุปกรณ์ต่าง ๆ เพื่อทดลองหาประสิทธิภาพเชิงความร้อน ในที่นี้อ้างอิงตามมาตรฐาน มอก.2312-2549 ซึ่งใช้หลักการ Boiling test เริ่มจากการอุ่นหัวเตาให้ร้อนเป็นเวลา 15 นาที จากนั้นนำน้ำที่ชั่งมวล 2.7 kg ในหม้อเบอร์ขนาด 22 cm พร้อมทั้งวัดอุณหภูมิน้ำก่อนต้ม ปรับอัตราการไหลของแก๊สตามต้องการแล้วบันทึกค่าไว้เพื่อนำไปหาค่าอัตราการเผาไหม้ นำหม้อที่ใส่น้ำแล้วตั้งบนเตาพร้อมทั้งจับเวลาและวัดอุณหภูมิของน้ำด้วย ต้มจนกระทั่งน้ำมีอุณหภูมิถึง 90 ^oC แล้วบันทึกผลการทดลอง ในการทดลองครั้งนี้ได้ทำการปรับปรุงหัวเตาจากหัวเตา Vertical Ports แบบมาตรฐาน (Conventional Burner, CB) ดังแสดงในรูปที่ 2a มาเป็นหัวเตาแบบหมุนวน (Swirl Burner, SB) ที่ทำมุมเงย (β) เท่ากับ 26 องศา มุมเอียง (α) เท่ากับ 15 องศา ดังแสดงในรูปที่ 2b



(a) (b)

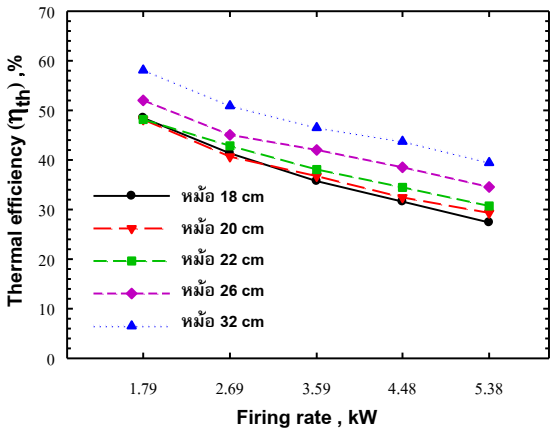
รูปที่ 2 (a) หัวเตาแบบ Vertical Ports (Conventional Burner, CB) (b) หัวเตาแบบ (Swirl Burner, SB)

4. ผลการทดลอง

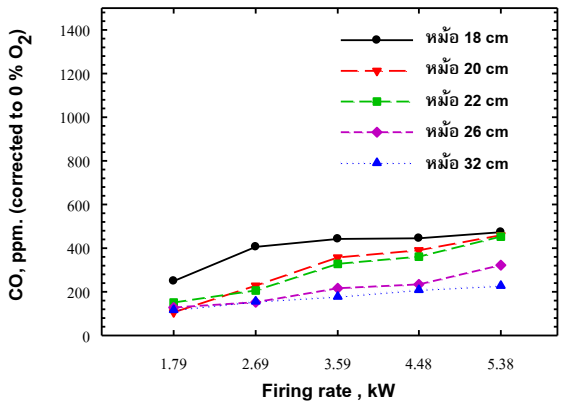
4.1 อิทธิพลของภาชนะเมื่อใช้เตาแก๊สแบบ Vertical Ports (Conventional Burner, CB)

รูปที่ 3 แสดงอิทธิพลของภาชนะต่อ η_{th} ที่ Firing rate ต่างๆ โดยทดสอบกับหม้อ 18 cm, 20 cm, 22 cm, 26 cm และ 32 cm ตามลำดับ เมื่อพิจารณาพบว่า η_{th} มี

ค่าเพิ่มสูงขึ้นเมื่อ Firing rate มีค่าลดลง (Firing rate = V x Q) ซึ่งมีแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกันทุกภาชนะ เนื่องจากปริมาณความร้อน (Firing rate) ที่มากขึ้นไม่ได้นำไปใช้ประโยชน์ แต่กลับเพิ่มปริมาณความร้อนสูญเสีย (Heat loss) ให้สูงขึ้นและเมื่อพิจารณา Firing rate เดียวกันพบว่า เมื่อหม้อขนาดใหญ่ขึ้นจะมี η_{th} สูงขึ้น เนื่องจาก พื้นที่ในการรับความร้อนสูงขึ้น โดยหม้อ 32 cm มี η_{th} สูงที่สุดเท่ากับร้อยละ 58 รองลงมาคือหม้อ 26 cm มีค่าเท่ากับร้อยละ 52 และหม้อ 22 cm, 20 cm, 18 cm มีค่าประมาณร้อยละ 48

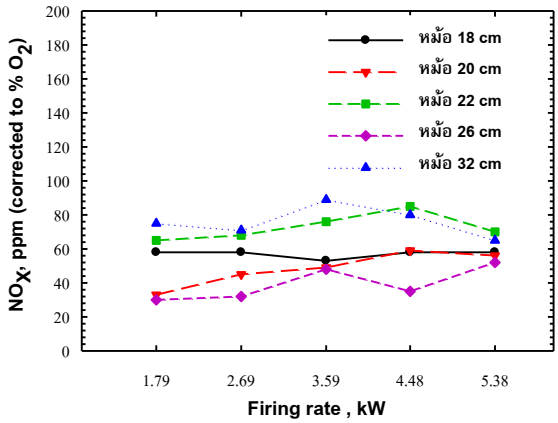


รูปที่ 3 อิทธิพลของภาชนะขนาดต่าง ๆ ต่อ η_{th} ที่ Firing rate ต่าง ๆ

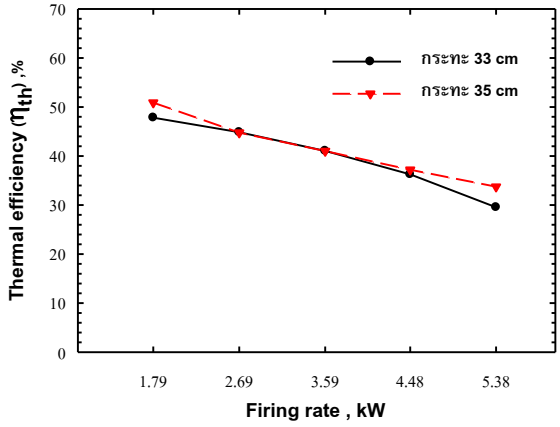


รูปที่ 4 ปริมาณ CO ของภาชนะขนาดต่าง ๆ ที่ Firing rate ต่าง ๆ

รูปที่ 4 แสดงปริมาณ CO ของภาชนะขนาดต่างๆ ที่ Firing rate ต่างๆ เมื่อพิจารณาพบว่า ปริมาณ CO มีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อ Firing rate เพิ่มขึ้นและมีแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกันของทุกภาชนะ เมื่อพิจารณาหม้อ 18 cm พบว่า ปริมาณ CO สูงที่สุด เนื่องจากก้นของภาชนะมีขนาดเล็กรองลงมาคือหม้อ 20 cm, 22 cm, 26 cm และ 32 cm ซึ่งมีค่าสูงสุดประมาณ 473 ppm, 459 ppm, 453 ppm, 322 ppm และ 228 ppm ตามลำดับ โดยจะสอดคล้องกับ η_{th} ที่ลดลงดังแสดงในรูปที่ 3



รูปที่ 5 ปริมาณ NO_X ของภาชนะขนาดต่างๆ ที่ Firing rate ต่างๆ

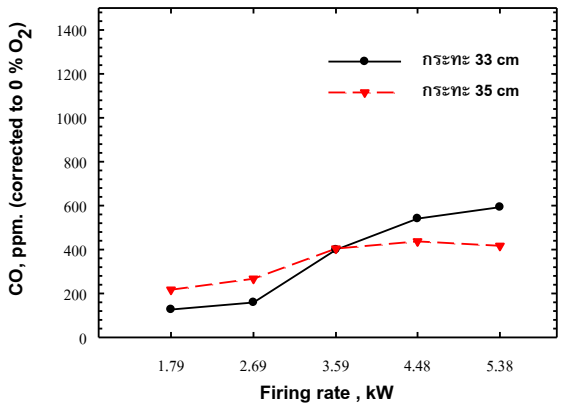


รูปที่ 6 อิทธิพลของกระทะต่อ η_{th} ที่ Firing rate ต่าง ๆ

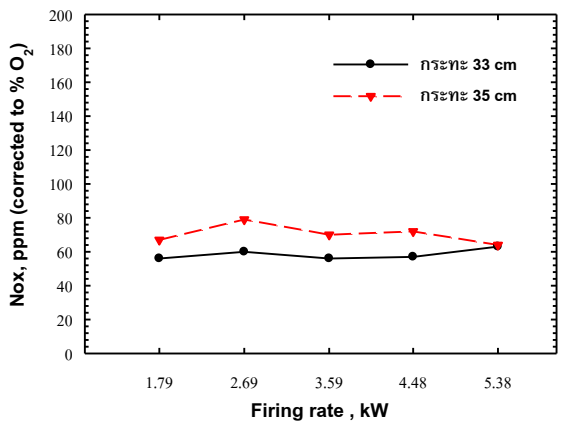
รูปที่ 5 แสดงปริมาณ NO_X ของภาชนะขนาดต่างๆ ที่ Firing rate ต่างๆ เมื่อพิจารณาพบว่า NO_X มีค่าต่ำที่ทุกสภาวะและมีค่าใกล้เคียงกันทุกภาชนะ โดยมีค่าไม่เกิน 73 ppm ซึ่งมีค่าต่ำมาก

รูปที่ 6 แสดงอิทธิพลของกระทะเบอร์ 33 cm และ 35 cm ต่อ η_{th} ที่ Firing rate ต่างๆ เมื่อพิจารณาพบว่า η_{th} มีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อ Firing rate มีค่าลดลงด้วยเหตุผลเดียวกันกับรูปที่ 3 เมื่อพิจารณากระทะ 33 cm และ 35

cm พบว่ามี η_{th} ใกล้เคียงกันโดยมีค่าสูงสุดเท่ากับร้อยละ 47 และ 50 ตามลำดับ



รูปที่ 7 ปริมาณ CO ของกระทะที่ Firing rate ต่าง ๆ



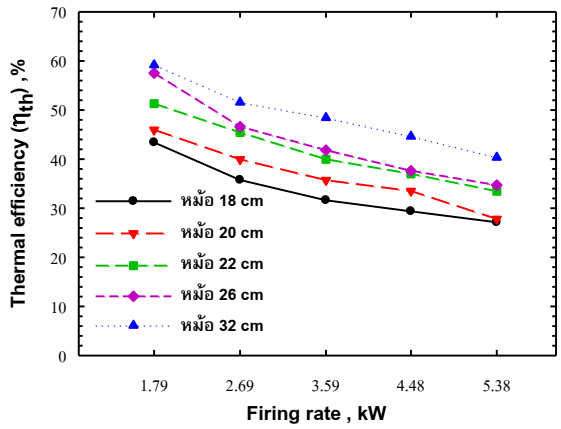
รูปที่ 8 ปริมาณ NO_X ของกระทะที่ Firing rate ต่างๆ

รูปที่ 7 แสดงปริมาณ CO ของกระทะที่ Firing rate ต่างๆ พบว่าเมื่อ Firing rate เพิ่มขึ้น ปริมาณ CO มีค่าสูงขึ้น เนื่องจากความร้อนสูญเสียเพิ่มขึ้น นอกจากนี้ยังพบว่าความโค้งของก้นกระทะจะมีผลต่อแนวโน้มหรือความชันของปริมาณ CO ดังรูป โดยเมื่อก้นกระทะมีความโค้งมาก (กระทะ 33 cm) จะทำให้ความชันของปริมาณ CO มากขึ้น ซึ่งปริมาณ CO สูงสุดมีค่าเท่ากับ 593 ppm และ 417 ppm สำหรับกระทะ 33 cm และ 35 cm ตามลำดับ

จากรูปที่ 8 แสดงปริมาณ NO_X ของกระทะที่ Firing rate ต่างๆ เมื่อพิจารณากระทะเบอร์ 33 cm และ 35 cm พบว่า ปริมาณ NO_X มีค่าค่อนข้างคงที่ โดยมีค่าไม่เกิน 80 ppm ซึ่งมีค่าต่ำมาก

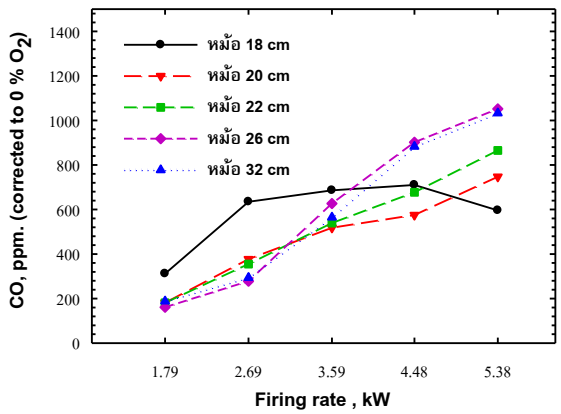
4.2 อิทธิพลของภาชนะเมื่อใช้เตาแก๊สแบบหมุนวน (Swirl Burner, SB)

รูปที่ 9 แสดงอิทธิพลของภาชนะโดยทดสอบกับหม้อเบอร์ 18 cm, 20 cm, 22 cm, 26 cm และ 32 cm ต่อ η_{th} ที่ Firing rate ต่างๆ เมื่อพิจารณาพบว่า η_{th} มีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อ Firing rate มีค่าลดลง ซึ่งมีแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกันทุกภาชนะ เนื่องจากปริมาณความร้อน (Firing rate) ที่มากขึ้นไม่ได้นำไปใช้ประโยชน์ แต่กลับเพิ่มปริมาณความร้อนสูญเสีย (Heat loss) ให้สูงขึ้นและเมื่อพิจารณา Firing rate เดียวกันพบว่า เมื่อหม้อมีขนาดใหญ่ขึ้นจะมี η_{th} สูงขึ้นเนื่องจาก พื้นที่ในการรับความร้อนสูงขึ้นโดยหม้อ 32 cm มี η_{th} สูงที่สุดเท่ากับร้อยละ 59 รองลงมาคือหม้อ 26 cm, 22 cm, 20 cm, 18 cm มีค่าเท่ากับร้อยละ 57, 51, 45 และ 43 ตามลำดับ

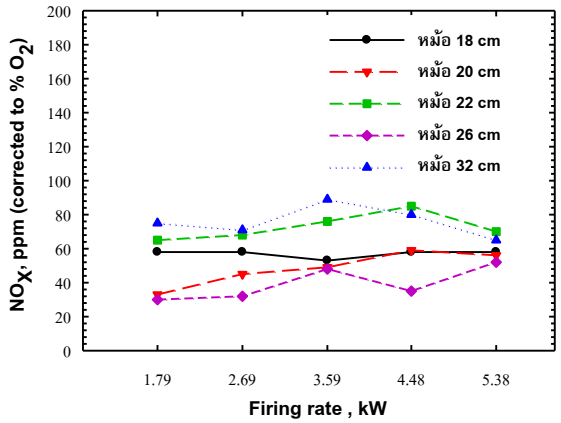


รูปที่ 9 อิทธิพลของภาชนะขนาดต่าง ๆ ต่อ η_{th} ที่ Firing rate ต่าง ๆ

รูปที่ 10 แสดงปริมาณ CO ของภาชนะขนาดต่าง ๆ ที่ Firing rate ต่างๆ พบว่า ปริมาณ CO มีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อ Firing rate มีค่าเพิ่มขึ้น ซึ่งมีแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกันทุกภาชนะยกเว้นหม้อ 18 cm ซึ่งปริมาณ CO จะมีค่าสูงขึ้นและต่ำลงเนื่องจาก เมื่อ Firing rate เพิ่มสูงขึ้นเปลวไฟจะหลุดจากก้นหม้อซึ่งมีขนาดเล็กจึงทำให้เปลวไฟสัมผัสกับอากาศส่งผลให้เกิดการเผาไหม้ที่ดีโดยปริมาณ CO มีค่าสูงสุดเท่ากับ 1,033 ppm, 1,052 ppm, 865 ppm, 747 ppm, 596 ppm สำหรับหม้อ 32 cm, 26 cm, 22 cm, 20 cm และ 18 cm ตามลำดับ



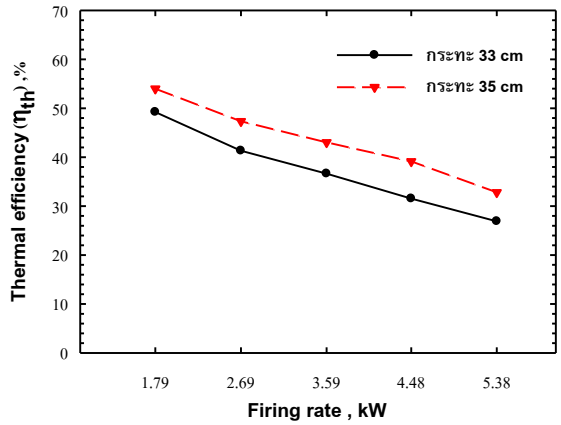
รูปที่ 10 ปริมาณ CO ของภาชนะขนาดต่าง ๆ ที่ Firing rate ต่าง ๆ



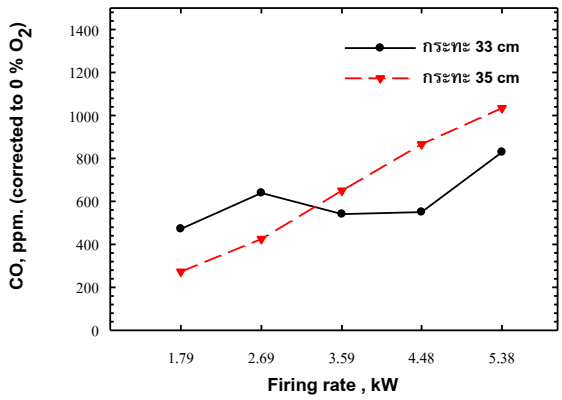
รูปที่ 11 ปริมาณ NO_X ของภาชนะขนาดต่าง ๆ ที่ Firing rate ต่าง ๆ

รูปที่ 11 แสดงปริมาณ NO_X ของภาชนะขนาดต่างๆ ที่ Firing rate ต่างๆ เมื่อพิจารณาพบว่า NO_X มีค่าต่ำที่ทุกสภาวะและมีค่าใกล้เคียงกันทุกภาชนะ โดยมีค่าไม่เกิน 89 ppm ซึ่งมีค่าต่ำมาก

รูปที่ 12 แสดงอิทธิพลของกระทะเบอร์ 33 cm และ 35 cm ต่อ η_{th} ที่ Firing rate ต่าง ๆ เมื่อพิจารณาพบว่า η_{th} มีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อ Firing rate มีค่าลดลงด้วยเหตุผลเดียวกันกับรูปที่ 3 เมื่อพิจารณากระทะ 33 cm และ 35 cm พบว่ามี η_{th} ใกล้เคียงกันโดยมีค่าสูงสุดเท่ากับร้อยละ 49 และ 53 ตามลำดับ



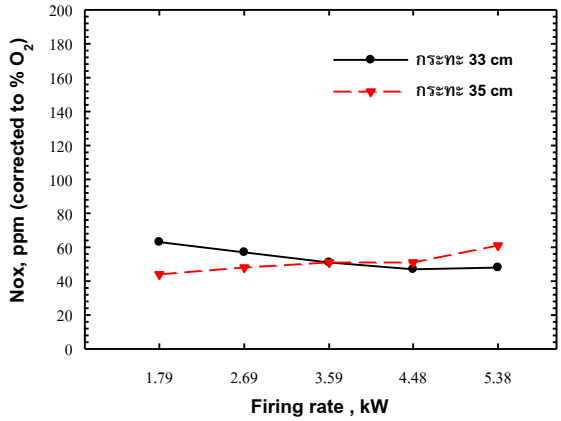
รูปที่ 12 อิทธิพลของกระทะต่อ η_{th} ที่ Firing rate ต่าง ๆ



รูปที่ 13 ปริมาณ CO ของกระทะที่ Firing rate ต่าง ๆ

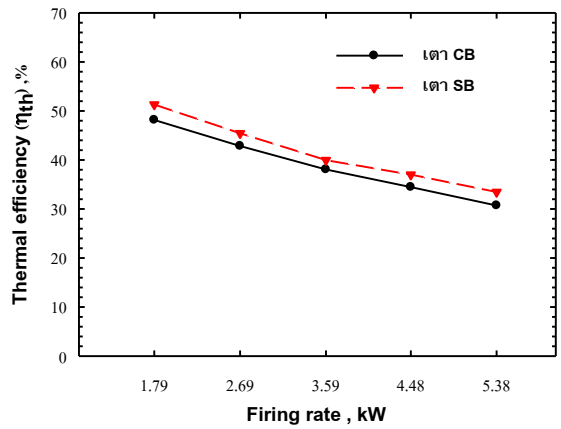
รูปที่ 13 แสดงปริมาณ CO ของกระทะที่ Firing rate ต่างๆ พบว่าเมื่อ Firing rate เพิ่มขึ้น ปริมาณ CO มีค่าสูงขึ้น เนื่องจากความร้อนสูญเสียเพิ่มขึ้น นอกจากนี้ยังพบว่าความโค้งของก้นกระทะจะมีผลต่อแนวโน้มหรือความชันของปริมาณ CO ดังรูป โดยเมื่อก้นกระทะมีความโค้งมาก (กระทะ 33 cm) จะทำให้ความชันของปริมาณ CO มากขึ้น ซึ่งปริมาณ CO สูงสุดมีค่าเท่ากับ 829 ppm และ 1,034 ppm สำหรับกระทะ 33 cm และ 35 cm ตามลำดับ

รูปที่ 14 แสดงปริมาณ NO_X ของกระทะที่ Firing rate ต่างๆ เมื่อพิจารณากระทะเบอร์ 33 cm และ 35 cm พบว่า ปริมาณ NO_X มีค่าค่อนข้างคงที่ โดยมีค่าไม่เกิน 64 ppm ซึ่งมีค่าต่ำมาก



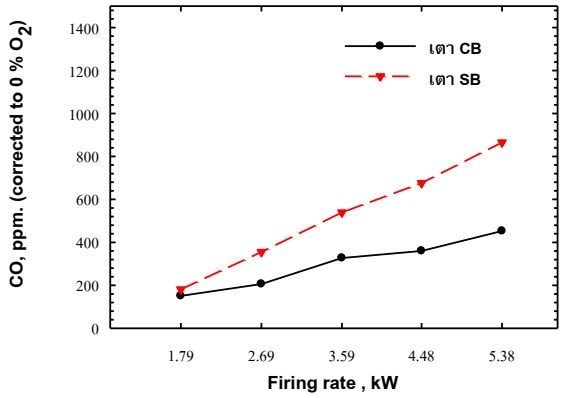
รูปที่ 14 ปริมาณ NO_X ของกระทะ ที่ Firing rate ต่าง ๆ

4.3 การเปรียบเทียบประสิทธิภาพเชิงความร้อนระหว่างเตาแก๊สแบบ Vertical Ports (Conventional Burner, CB) และเตาแก๊สแบบหมุนวน (Swirl Burner, SB)

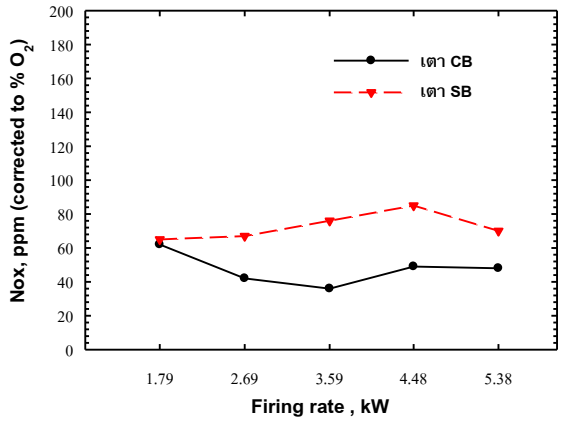


รูปที่ 15 เปรียบเทียบประสิทธิภาพเชิงความร้อนระหว่างเตาแก๊สแบบ CB และเตาแก๊ส SB ของหม้อ 22 cm ที่ Firing rate ต่าง ๆ

รูปที่ 15 แสดงการเปรียบเทียบประสิทธิภาพเชิงความร้อน ที่ Firing rate ต่างๆ ของเตาแก๊สแบบ Vertical Ports (Conventional Burner, CB) และเตาแก๊สแบบหมุนวน (Swirl Burner, SB) ของหม้อ 22 cm พบว่าเมื่อ Firing rate เพิ่มสูงขึ้น η_{th} มีค่าลดลงโดยมีแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกันสำหรับเตาทั้ง 2 ชนิด ด้วยเหตุผลที่ได้กล่าวไว้แล้ว และเมื่อพิจารณาที่ทุกๆ Firing rate พบว่าเตา SB จะมี η_{th} สูงกว่าเตา CB ประมาณร้อยละ 2-3 เนื่องจากเปลวไฟแบบหมุนวนจะมีเวลาและพื้นที่ในการสัมผัสกันภาชนะที่มากกว่า โดย η_{th} ของ SB สูงสุดเท่ากับร้อยละ 51 ที่ Firing rate 1.79 kW



รูปที่ 16 เปรียบเทียบปริมาณ CO ระหว่างเตาแบบ CB และเตาแบบ SB ของหม้อ 22 cm ที่ Firing rate ต่าง ๆ



รูปที่ 17 เปรียบเทียบปริมาณ NO_X ระหว่างเตาแบบ CB และเตาแบบ SB ของหม้อ 22 cm ที่ Firing rate ต่าง ๆ

รูปที่ 16 แสดงการเปรียบเทียบปริมาณ CO ระหว่างเตาแบบ CB และเตาแบบ SB ของหม้อ 22 cm พบว่าปริมาณ CO มีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อ Firing rate มีค่าเพิ่มซึ่งมีแนวโน้มเดียวกันทั้ง 2 เตา โดยเตาแบบ SB มีปริมาณ CO สูงกว่าเตาแบบ CB ทุก Firing rate เนื่องจากเปลวไฟแบบหมุนวนจะได้รับผลจาก quenching effect สูงกว่าเตาแบบ CB โดยปริมาณ CO มีค่าสูงสุดเท่ากับ 865 ppm และ 453 ppm สำหรับเตา SB และ CB ตามลำดับ

จากรูปที่ 17 แสดงปริมาณ NO_X ระหว่างเตาแบบ CB และ SB ของหม้อ 22 cm ที่ Firing rate ต่างๆ เมื่อพิจารณาพบว่า NO_X มีค่าต่ำที่ทุกสภาวะและมีค่าใกล้เคียงกันทุก Firing rate โดยมีค่าไม่เกิน 85 ppm ซึ่งมีค่าต่ำมาก

5. สรุป

จากการศึกษาประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเตาแก๊สหุงต้มในครัวเรือน โดยการออกแบบหัวเตาแก๊สแบบ Vertical Ports (Conventional Burner, CB) มาเป็นหัวเตาแก๊สแบบหมุนวน (Swirl Burner, SB) และทำการทดสอบโดย Boiling Test พบว่า

1. เมื่อ Firing rate เพิ่มสูงขึ้น η_{th} ของเตาทั้ง 2 แบบ มีค่าลดลง
2. เมื่อขนาดของหม้อใหญ่ขึ้น η_{th} ของเตาทั้ง 2 แบบ มีค่าเพิ่มขึ้น
3. เมื่อขนาดกระทะใหญ่ขึ้น η_{th} ของเตาทั้ง 2 แบบ มีค่าเพิ่มขึ้น
4. η_{th} ของเตาแบบ CB และ SB มีค่าสูงสุดเท่ากับร้อยละ 58 และ 59 ที่หม้อ 32 cm Firing rate เท่ากับ 1.79 kW ตามลำดับ
5. η_{th} ของเตาแบบ CB และ SB มีค่าสูงสุดเท่ากับร้อยละ 50 และ 53 ที่กระทะ 35 cm Firing rate เท่ากับ 1.79 kW ตามลำดับ
6. การปลดปล่อยปริมาณ CO และ NO_X ของเตาทั้ง 2 แบบ มีค่าสูงสุดไม่เกิน 1,052 ppm และ 89 ppm ตามลำดับ
7. มุมเงยและมุมเอียงที่ใช้ในเตาแบบ SB ยังไม่เหมาะสมสำหรับเตาแก๊สแบบ Vertical Ports ซึ่งทำให้ η_{th} ยังไม่เพิ่มสูงขึ้นเท่าที่ควร ดังนั้นจึงจำเป็นต้องศึกษาเพิ่มเติมต่อไป

6. กิตติกรรมประกาศ

ผู้วิจัยขอขอบคุณนายวีรยุทธ จันทะโยทา และนายอมรพันธุ์ แสงส่อง นักศึกษาชั้นปีที่ 4 ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล ที่ให้ความช่วยเหลือในการเก็บรวบรวมข้อมูลการทดลองและขอบพระคุณอาจารย์ประจำภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยอุบลราชธานีทุกท่านที่ช่วยเหลือและให้คำเสนอแนะ

งานวิจัยนี้ได้รับทุนสนับสนุนการวิจัยจากมหาวิทยาลัยอุบลราชธานี

7. เอกสารอ้างอิง

[1] สำนักนโยบายและแผนพลังงาน, (2557). ข้อมูลพลังงาน, [Energy Database], Available online: http://www.eppo.go.th/

[2] Dong, L.L., Cheung, C.S. and Leung, C.W. (2002). Heat Transfer from an Impinging Premixed Butane/Air Slot Flame Jets, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 45, pp. 972-992

[3] Jugjai, S. and Sanijai, S., (1996). Parametric Studies of Thermal Efficiency in a Proposed Porous Radiant Recirculated Burner (PRRB) : A Design Concept for the Future Burner, Proceedings of RERIC International Energy Journal, vol. 18, pp. 97-111.

[4] ณัฐวุฒิ รังสิมันตุชาติ, “การประยุกต์ใช้วัสดุพรุนเพื่อการประหยัดพลังงานในเตาแก๊สหุงต้ม, วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตร์มหาบัณฑิตสาขาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี, 2544

[5] Tamir A., Elperin I. and Yotzer S., “Performance Characteristics of a gas burner with a swirl central flame”, Energy, Vol. 14, NO. 15, pp. 347-362, 1992.

[6] มาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรม (Thai Industrial Standard, TIS) มอก. 2312-2549: เตาหุงต้มในครัวเรือนใช้กับก๊าซปิโตรเลียมเหลว, เล่ม 126 (ตอนพิเศษ 40ง)

[7] Shuhn-Shyurng-Hou, Chien-Ying Lee, and Ta-Hui Lin., (2007). Efficiency and emission of a new domestic gas burner with a swirling flame.

[8] Weinberg, F. J. (1996). Heat – recirculating burners: principles and some recent developments. Combustion Science and Technology, Vol. 121, pp. 3 – 22.