



วารสารวิชาการ วิศวกรรมศาสตร์ ม.อบ. UBU Engineering Journal

บทความวิจัย

การปรับปรุงสมรรถนะของเตาแก๊สหุงต้มเชื้อเพลิงแก๊สชีวภาพ

Performance Improvement of a Biogas Fueled Cooking Burner

อภิณันต์ นามเขต* ทำนุรัฐ ช้ายขวา อำไพศักดิ์ ทิบุญมา

ศูนย์เทคโนโลยีด้านวัสดุพูนและพลังงานที่เหมาะสม ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยอุบลราชธานี อำเภวาริน
ชำราบ จังหวัดอุบลราชธานี 34190

Apinunt Namkhat* Tamnurat Zhaikwa Umphisak Teeboonma

Appropriate Technology on Porous Media and Energy Center, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering,
Ubon Ratchathani University, Warin Chamrap, Ubon Ratchathani 34190

* Corresponding author.

E-mail: apinunt.n@ubu.ac.th; Telephone: 0 4535 3309

บทคัดย่อ

วัตถุประสงค์หลักของงานวิจัยนี้เพื่อนำเสนอผลการศึกษาศมรรถนะของเตาแก๊สหุงต้มเชื้อเพลิงแก๊สชีวภาพ โดยการปรับปรุงหัวฉีดแก๊สเชื้อเพลิง ท่อผสมและหัวเตาเพื่อให้ได้สมรรถนะเพิ่มมากขึ้น ภายใต้การปรับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของหัวฉีดแก๊สเชื้อเพลิงและคอคอดในช่วงจาก 0.8 ถึง 1.3 มิลลิเมตร และ 17 ถึง 24 มิลลิเมตร ตามลำดับ นอกจากนั้นรูทางออกของเปลวไฟได้ถูกปรับปรุงให้เป็นแบบหมุนวน การทดสอบสมรรถนะการเผาไหม้ของเตาใช้การทดสอบตามมาตรฐาน DIN EN 203-2 โดยศึกษาอิทธิพลของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของหัวฉีดแก๊สเชื้อเพลิงและคอคอดต่อสมรรถนะการเผาไหม้ เช่น ประสิทธิภาพเชิงความร้อนและมลพิษ ผลจากการศึกษาพบว่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางที่เหมาะสมของหัวฉีดแก๊สและคอคอดคือ 1.2 และ 20 มิลลิเมตร ตามลำดับ เนื่องจากให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุดและยังปลดปล่อยมลพิษ CO น้อยที่สุด ในขณะที่เดียวกันหัวเตาแบบหมุนวน (SB) ช่วยเพิ่มประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงขึ้นและปลดปล่อยมลพิษ CO ค่อนข้างสูงกว่าหัวเตาตั้งเดิมแบบไหลตามแนวรัศมี (RB) อย่างไรก็ตามมลพิษ CO ยังคงต่ำกว่าค่ามาตรฐานที่กำหนด (1,500 ppm ที่ 0% excess O₂)

คำสำคัญ

เตาแก๊สหุงต้ม ประสิทธิภาพเชิงความร้อน หัวฉีดแก๊ส ท่อผสม การเหนี่ยวนำอากาศส่วนแรก

Abstract

The main objective of this research presents about the investigation of performance of a biogas fueled cooking burner. The present paper has suggested performance improvement through different designs modifications in the fuel injection nozzle, mixing tube and burner cap. The fuel injection nozzles and throat diameters were varied from 0.8 to 1.3 mm and 17 to 24 mm, respectively. Moreover, the burner port has been modified as a swirling flame. The DIN EN 203-2 standard was applied to performance burner test. The effect of fuel injection nozzles and throat diameters on combustion performance such as thermal efficiency and emission was studied. The results show that the optimum injection nozzle and throat diameter was observed at 1.2 and 20 mm, respectively, due to the obtained maximum thermal efficiency and also emits lowest concentration of carbon monoxide (CO). Additionally, the swirl flow burner (SB) yields higher thermal efficiency and emits only slightly higher CO concentration than those of the conventional radial flow burner (RB). However, the CO emission is also lower than the value specified by the considered emissions standard (1,500 ppm at 0% excess O₂).

Keywords

cooking burner; thermal efficiency; injection nozzle; mixing tube; primary air entrainment

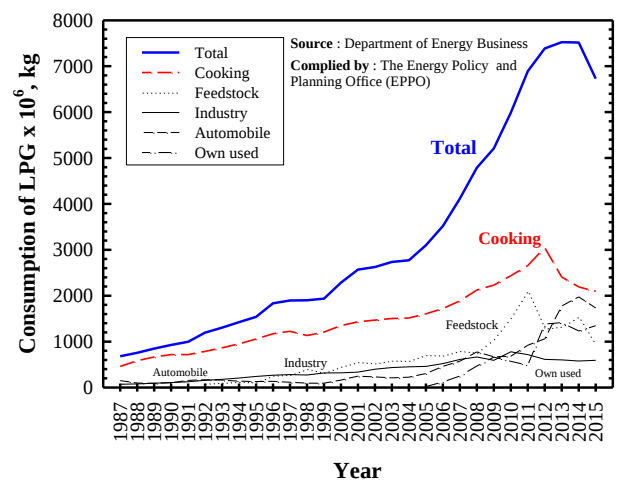
1. บทนำ

สถานการณ์โลกปัจจุบันต้องยอมรับว่าทั่วโลกกำลังเผชิญกับปัญหาด้านทรัพยากรธรรมชาติที่ลดน้อยลงอย่างต่อเนื่องอันเกิดจากปัจจัยหลายด้าน ทั้งการเจริญเติบโตทางด้านเศรษฐกิจและการเพิ่มขึ้นของจำนวนประชากรโลก ดังนั้นปัญหาทรัพยากรธรรมชาตินับวันยิ่งทวีความรุนแรงเพิ่มมากขึ้น โดยเฉพาะวิกฤติด้านพลังงานพบว่า ปัจจุบันมีการใช้ทรัพยากรด้านนี้อย่างฟุ่มเฟือย จึงส่งผลให้ทรัพยากรที่มีอยู่ลดน้อยลงไปเรื่อย ๆ จากสถิติการใช้พลังงานของกระทรวงพลังงานพบว่าประเทศไทยมีปริมาณความต้องการการใช้ทรัพยากรธรรมชาติที่เป็นผลิตภัณฑ์ปิโตรเลียมอย่างกว้างขวาง โดยเฉพาะแก๊สปิโตรเลียมเหลว หรือ แอลพีจี (liquefied petroleum gas, LPG) ที่เป็นส่วนผสมของโพรเพน (propane) และบิวเทน (butane) ด้วยเหตุผลที่ว่าแก๊สแอลพีจีเป็นเชื้อเพลิงที่สะอาดเผาไหม้ได้สมบูรณ์และสะดวกต่อการใช้งาน ดังนั้นจึงเป็นที่นิยมใช้กันอย่างแพร่หลายทั้งในภาคครัวเรือน การขนส่ง และอุตสาหกรรม พบว่าในปี ค.ศ. 2015 (พ.ศ. 2558) ประเทศไทยใช้แก๊สแอลพีจีในภาคครัวเรือนคิดเป็นปริมาณมากที่สุด [1] คิดเป็น 31 เปอร์เซ็นต์ของการใช้แก๊สแอลพีจีทั้งหมดดังรูปที่ 1 จากปริมาณการใช้ที่มีแนวโน้มเพิ่มสูงขึ้นเรื่อย ๆ จึงเป็นสาเหตุทำให้แก๊สแอลพีจีมีราคาสูงขึ้น และในบางช่วงอาจไม่เพียงพอต่อความต้องการของประชาชน ดังนั้นเราจึงควรนำองค์ความรู้มาพัฒนาเตาแก๊สหุงต้ม โดยเฉพาะเตาแก๊สหุงต้มขนาด KB-5 เนื่องจากมีปริมาณการใช้สูง โดยการเพิ่มประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเตาแก๊สให้สูงขึ้น นำไปสู่การประหยัดพลังงานเชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจี ซึ่งจะเป็นการช่วยลดค่าใช้จ่ายให้แก่ประชาชนและได้ใช้ประโยชน์จากพลังงานแก๊สแอลพีจีอย่างเต็มประสิทธิภาพ

การใช้แก๊สแอลพีจีในภาคครัวเรือนจะต้องใช้ร่วมกับหัวเตาแก๊สหุงต้ม แต่เตาแก๊สหุงต้มที่นำมาใช้ในปัจจุบันนั้นมีการเผาไหม้ในลักษณะเปิดจึงไม่สามารถนำความร้อนที่ได้จากการเผาไหม้มาใช้ประโยชน์ได้อย่างเต็มที่ เพราะการถ่ายเทความร้อนจากเปลวไฟไปยังภาชนะถูกจำกัดโดยการพาความร้อน

เป็นส่วนใหญ่ อีกทั้งยังมีการสูญเสียความร้อนเป็นจำนวนมากไปกับแก๊สไอเสีย

โดยการพาความร้อน [2] ซึ่งทำให้เตาแก๊สหุงต้มมีประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่ค่อนข้างต่ำ ดังนั้นจึงทำให้เกิดแนวความคิดที่จะทำให้เตาแก๊สหุงต้มมีประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่สูงขึ้น โดยการนำความร้อนหมุนเวียนกลับมาใช้ใหม่ [3–8] ซึ่งจะนำเอาวัสดุพ่นเข้ามาช่วยในการหมุนเวียนความร้อน เนื่องจากวัสดุพ่นมีลักษณะเด่นคือ สามารถเป็นได้ทั้งตัวรับความร้อนและตัวแผ่รังสีความร้อน โดยจะนำความร้อนจากไอเสียมาทำการอุ่นอากาศส่วนแรก (primary air) ก่อนที่จะผสมกับเชื้อเพลิง ซึ่งจะช่วยให้เตาแก๊สหุงต้มมีประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงขึ้นนอกจากนี้ยังพบว่ามี การศึกษาการพัฒนาทางออกของเปลวไฟ เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเตาแก๊สหุงต้ม โดยการปรับปรุงหัวเตาแก๊สแบบทั่วไป (conventional burner, CB) มาเป็นแบบหมุนวน (swirl burner, SB) การไหลแบบหมุนวนของเปลวไฟส่งเสริมการถ่ายเทความร้อนสู่ภาชนะได้มากขึ้น [9] เนื่องจากการหมุนวนของเปลวไฟก่อให้เกิดแรงเฉือน ซึ่งช่วยเพิ่มระยะเวลาในการสัมผัสของเปลวไฟกับภาชนะ และการผสมของเชื้อเพลิงกับอากาศ [10–12] นอกจากนี้ยังพบว่าการไหลแบบหมุนวนช่วยดึงดูดอากาศส่วนที่สองมากขึ้น [13]



รูปที่ 1 ปริมาณการใช้แก๊สแอลพีจีในประเทศไทย

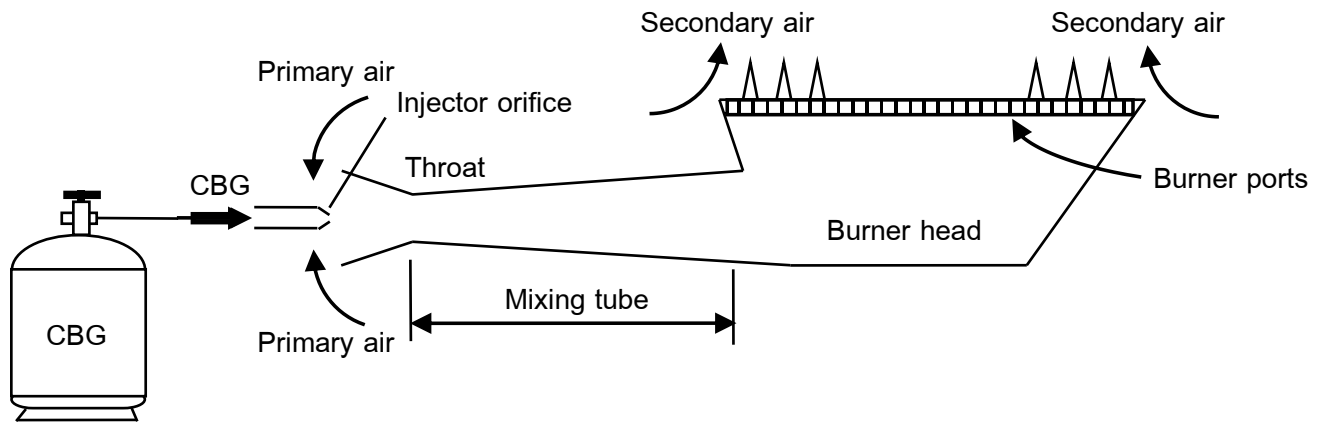
ส่งผลต่อการเพิ่มประสิทธิภาพการเผาไหม้ Tamir และคณะ [14] ได้ศึกษาประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเตาแก๊สหุงต้มที่ใช้แก๊สธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิงในการเผาไหม้ ซึ่งพบว่าหัวเผาแบบหมุนวนที่ให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุดจะมีลักษณะเฉพาะคือ มุมเงย เท่ากับ 26 องศา มุมเอียง เท่ากับ 15 องศา โดยประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุดของเตาแบบเดิมมีค่าประมาณร้อยละ 52 แต่เมื่อเปลี่ยนมาใช้แบบ SB ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุดของเตามีค่าประมาณร้อยละ 58 ทั้งนี้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเตาแก๊สหุงต้มอาศัยการถ่ายเทความร้อนของเปลวไฟเป็นหลัก ดังนั้นระยะห่างระหว่างหัวเตาถึงกันภาชนะจึงมีความสำคัญ [15,16] ทั้งนี้ผลจากการวิจัยที่ผ่านมาจะช่วยพัฒนาและส่งเสริมให้เตาแก๊สหุงต้มมีประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่สูงขึ้น แต่ปริมาณการใช้แก๊สแอลพีจียังมีปริมาณที่สูงเพราะปริมาณความต้องการใช้พลังงานที่เพิ่มมากขึ้นอันเนื่องมาจากจำนวนประชากรที่เพิ่มมากขึ้นเรื่อย ๆ และการเจริญเติบโตทางด้านเศรษฐกิจ จากปัญหาดังกล่าวทำให้ประเทศไทยให้ความสำคัญกับปัญหาการขาดแคลนพลังงานและต้องการลดค่าใช้จ่ายจากการนำเข้าก๊าซธรรมชาติจากต่างประเทศ จึงมีแนวคิดที่จะพัฒนาพลังงานทดแทนจากธรรมชาติที่มีอยู่เพื่อแก้ไขปัญหา โดยมีการผลักดันให้ใช้พลังงานหมุนเวียน โดยเฉพาะเชื้อเพลิงที่เราใช้ในภาคครัวเรือน เช่น แก๊สแอลพีจี ซึ่งพลังงานทดแทนที่จะนำมาใช้คือแก๊สชีวภาพจากมูลสัตว์ และสามารถนำมาปรับปรุงคุณภาพเชื้อเพลิงโดยการเพิ่มองค์ประกอบของก๊าซมีเทน (CH_4) ให้มากขึ้นและลดปริมาณของก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ (CO_2) และความชื้นลง ซึ่งจะได้แก๊สชีวภาพอัดถัง (compressed bio-methane gas, CBG) ที่มีค่าความร้อนของเชื้อเพลิงเพิ่มมากขึ้น ปัจจุบันมีการนำเชื้อเพลิงแก๊สชีวภาพมาใช้กับเตาแก๊สหุงต้มเพื่อทดแทนเชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจีเพิ่มมากขึ้น ซึ่งมีผู้ศึกษาเกี่ยวกับการเพิ่มประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเตาแก๊สหุงต้มเชื้อเพลิงแก๊สชีวภาพโดยทำการปรับปรุงเตาดั้งเดิม Kurchania และคณะ [17] ได้ออกแบบหัวเตาแก๊สหุงต้มที่ใช้ร่วมกับแก๊สชีวภาพโดยท่อผสมมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 14 มิลลิเมตร รูทางออกของเปลวไฟขนาด 2 มิลลิเมตร จำนวน 49 รู ระยะห่างความสูงของเตาถึงกันหม้อ 35 มิลลิเมตร โดยใช้การทดสอบตามมาตรฐานของอินเดีย พบว่าเตามีประสิทธิภาพเชิงความร้อนร้อยละ 60 และปลดปล่อยก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์

(CO_2) อยู่ในช่วง 150–180 ppm ซึ่งให้ค่าสอดคล้องใกล้เคียงกับ Mahin [18] และ Chan [19] โดยมีค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนอยู่ในช่วงร้อยละ 59–62 ในขณะเดียวกัน Dutt และคณะ [20] ทดสอบประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเตาพบว่าค่าอยู่ในช่วงร้อยละ 40–65 ต่อมา Burbano และคณะ [21] ได้ศึกษาการเติมก๊าซไฮโดรเจนผสมกับแก๊สชีวภาพสำหรับเตาแก๊สหุงต้ม พบว่าเมื่อเติมก๊าซไฮโดรเจนเพิ่มมากขึ้นจะส่งผลให้เปลวไฟสั้นลง และปลดปล่อยมลพิษต่ำเนื่องจากการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ยิ่งขึ้น ในขณะเดียวกัน Jadhav และคณะ [22] ได้ศึกษาการทำนายอุณหภูมิเปลวไฟของเตาแก๊สหุงต้ม โดยการออกแบบเตาด้วยวิธีการจำลองพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ พบว่าที่เส้นผ่านศูนย์กลางของรูทางออกเปลวไฟขนาด 4 มิลลิเมตร จำนวน 24 รู จะให้อุณหภูมิเปลวไฟสูงสุด $1,297^\circ\text{C}$ จากงานวิจัยที่ผ่านมา การปรับปรุงเตาแก๊สหุงต้มเพื่อใช้กับเชื้อเพลิงแก๊สชีวภาพ จะเน้นที่การออกแบบขนาดรูทางออกของเปลวไฟเป็นหลัก เพื่อให้ได้เปลวไฟที่เสถียร ซึ่งนำไปสู่ประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่มีค่าสูงตามไปด้วย แต่การออกแบบเตาที่ดีจะต้องให้ขนาดรูหัวฉีดแก๊สเชื้อเพลิง คอคอดของท่อผสม และรูทางออกของเปลวไฟมีขนาดที่สัมพันธ์กันเพื่อให้ได้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่สูง แต่มีการปลดปล่อยมลพิษที่ต่ำ

ดังนั้นงานวิจัยนี้ จะทำการปรับปรุงเตาแก๊สหุงต้มเพื่อใช้ร่วมกับเชื้อเพลิงแก๊สชีวภาพ โดยการศึกษา อิทธิพลของขนาดรูหัวฉีดแก๊สเชื้อเพลิงและขนาดคอคอดของท่อผสม อีกทั้งยังเปรียบเทียบผลการทดลองกับกรณีรูทางออกของเปลวไฟแบบหมุนวน เพื่อดูผลของประสิทธิภาพเชิงความร้อน การปลดปล่อยมลพิษ ความดันตกคร่อมภายในท่อผสม และปริมาณการเหนี่ยวนำอากาศส่วนแรก ผลจากการศึกษาครั้งนี้จะช่วยให้ได้เตาที่มีประสิทธิภาพสูง และข้อมูลดังกล่าว จะช่วยนำไปสู่การออกแบบเตาแก๊สหุงต้มเชื้อเพลิงแก๊สชีวภาพในอนาคตที่ใช้ร่วมกับระบบอุ่นอากาศต่อไป

2. ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

รูปที่ 2 แสดงตัวอย่าง เตาแก๊สหุงต้มขนาด KB-5 ที่ใช้ในการทดลอง หัวเผาดังกล่าวประกอบด้วยส่วนหลักๆ สามประการ คือ ท่อผสม (mixing tube) หัวเผา (burner head) และหัวฉีดแก๊ส (injector orifice) ท่อผสมส่วนใหญ่ทำจาก



รูปที่ 2 โครงสร้างและการทำงานของเตาแก๊สหุงต้มขนาด KB-5

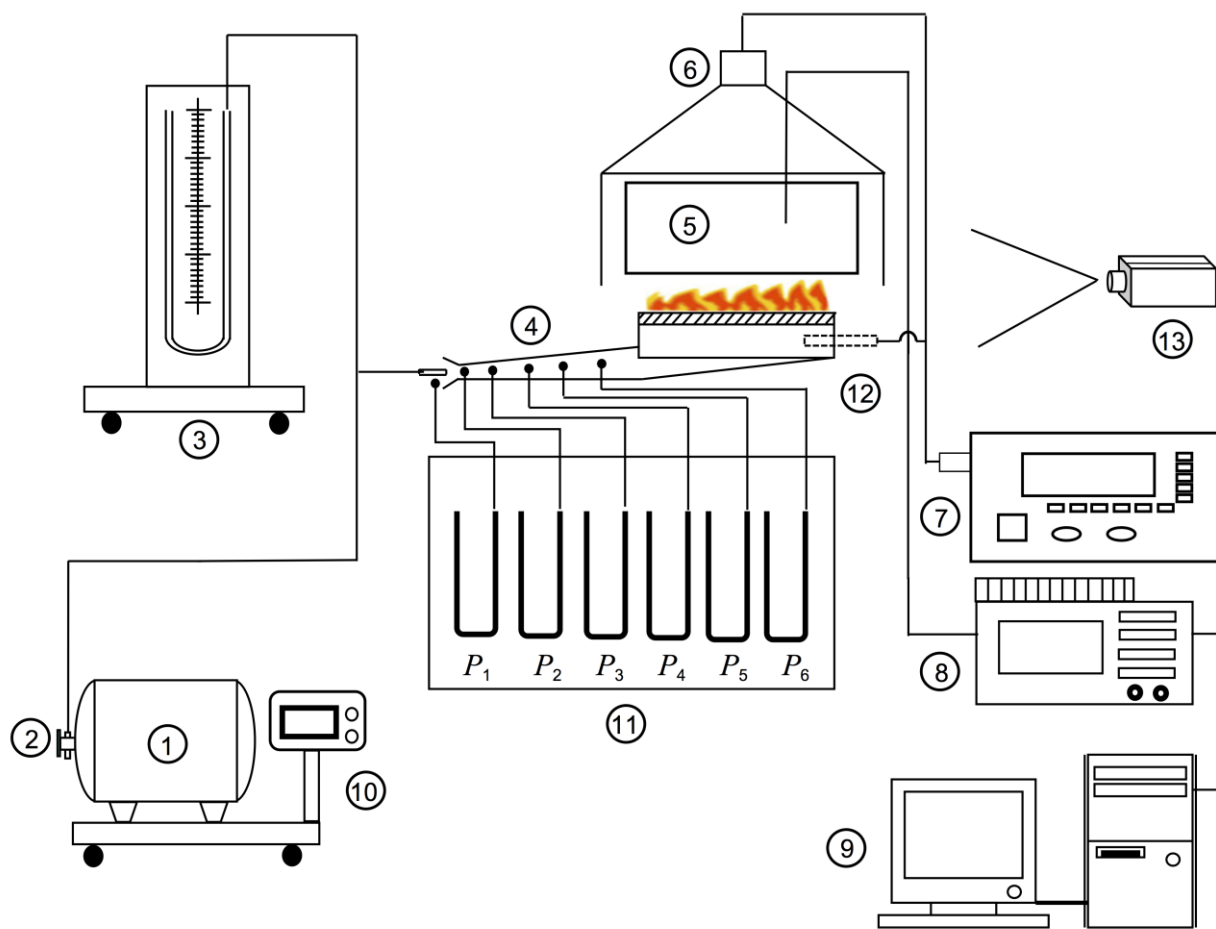
เหล็กหล่อได้รับการออกแบบให้มีลักษณะเป็นคอคอด (throat) ใกล้กับบริเวณทางเข้าของแก๊สและอากาศส่วนแรก (primary air) เพื่อผลทางด้านพลศาสตร์ของการไหลในท่อและจะมีมากกว่าหนึ่งท่อนก็ได้แล้วแต่การออกแบบ หัวเผาส่วนใหญ่ทำจากเหล็กหล่อมีรูปร่างได้หลายแบบขึ้นอยู่กับการใช้งาน เช่น อาจเป็นแผ่นวงกลมตัน (cap) หรือเป็นวงแหวน (circular ring) และจะมีจำนวนมากกว่าหนึ่งวงแหวนก็ได้ ที่ขอบวงแหวนทั้งด้านในและด้านนอกถูกเจาะรูจำนวนหลายรูในแนวรัศมีเพื่อทำหน้าที่เป็นรูกระจายแก๊ส (burner port) และเปลวไฟที่ติดอยู่เหนือรูให้กระทยอย่างสม่ำเสมอต่อภาชนะหุงต้มที่วางอยู่เหนือหัวเผา

หลักการทำงานของหัวเผาเริ่มจากแก๊สพร้อมความดันที่ใช้ทำงานตามปกติถูกพ่นออกจากหัวฉีดแก๊สเข้าไปในท่อผสม ขณะเดียวกันอากาศส่วนแรกที่อยู่บริเวณใกล้ ๆ หัวฉีดแก๊สจะถูกเหนี่ยวนำ (entrained) ผ่านช่องอากาศส่วนแรก (primary air port) เข้าไปในท่อผสมพร้อม ๆ กับแก๊สโดยอาศัยการถ่ายเทโมเมนตัมระหว่างแก๊สและอากาศโดยรอบ จากนั้นส่วนผสมของอากาศส่วนแรกและแก๊สจะไหลผ่านรูกระจายแก๊ส และลุกติดไฟให้เปลวไฟแบบผสมกันมาก่อน ลอยนิ่งอยู่เหนือหัวเผาภายหลังจากที่ถูกจุดประกาย (ignition) ด้วยวิธีการที่เหมาะสม ในขณะเดียวกันอากาศส่วนที่สอง (secondary air) จะถูกชักนำเข้าจากด้านข้างเปลวไฟและจากด้านล่างหัวเผาซึ่งทำเป็นช่องว่างไว้ ทั้งนี้โดยอาศัยการถ่ายเทโมเมนตัมและแรงลอยตัวของแก๊สร้อนที่ขยายตัวและลอยสูงขึ้น ช่วยทำให้อากาศโดยรอบที่เย็นกว่าถูกดูดเข้ามาผสมกับเปลวไฟทำให้การเผาไหม้สมบูรณ์ยิ่งขึ้น ตัวอย่างของหัวเผา

แบบนี้ที่เห็นได้ชัดคือ เตาแก๊สหุงต้ม ซึ่งหัวเผาประเภทนี้การเหนี่ยวนำอากาศเข้ามาผสมกับแก๊สเชื้อเพลิงจึงมีความสำคัญเป็นอย่างมากเพราะหัวเผาจะต้องเหนี่ยวนำอากาศเอง โดยปริมาณอากาศดังกล่าวจะต้องมีเพียงพอต่อการเผาไหม้เพื่อให้เกิดการเผาไหม้สมบูรณ์ ดังนั้นชุดหัวเผาจะต้องได้รับการออกแบบที่ดี จึงควรทำความเข้าใจเกี่ยวกับอิทธิพลของตัวแปรต่าง ๆ ที่ส่งผลต่อคุณลักษณะของการเหนี่ยวนำอากาศส่วนแรกที่ใช้ในการเผาไหม้

3. วิธีการศึกษา

อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลองหาประสิทธิภาพเชิงความร้อนและการปลดปล่อยมลพิษของหัวเตาที่มีลักษณะดังรูปที่ 3 ซึ่งมีส่วนประกอบหลักๆสองส่วนคือ ส่วนแรกจะเป็นชุดหัวเตาแก๊สหุงต้มที่ใช้ในการทดสอบ ซึ่งเป็นเตาแก๊สที่มีขายทั่วไปตามท้องตลาดขนาด KB-5 (ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของหัวฉีดแก๊สเชื้อเพลิงและคอคอดท่อผสมเท่ากับ 0.8 และ 19 มิลลิเมตรตามลำดับ) โดยนำมาปรับปรุงเพื่อให้สามารถปรับเปลี่ยนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของหัวฉีดแก๊สเชื้อเพลิง คอคอดของท่อผสม และชนิดรูทางออกของเปลวไฟ ผลจากการศึกษาการปรับเปลี่ยนมิติของเตาดังกล่าวจะได้เตาที่มีประสิทธิภาพสูงสำหรับเชื้อเพลิงแก๊สชีวภาพ โดยรายละเอียดขนาดมิติของเตาที่ใช้ในการทดสอบแสดงในตารางที่ 1 ซึ่งเป็นขนาดที่ปรับเปลี่ยนไปจากค่ามาตรฐานเดิมของเตา KB-5 ที่ระบุไปข้างต้น โดยขนาดที่เหมาะสมจากการทดลองจะต้องให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุดและปลดปล่อยมลพิษ CO น้อยที่สุด



1. แก๊สชีวภาพอัดถัง (CBG)

2. Pressure regulator

3. Manometer ปรอท

4. เตาแก๊สหุงต้ม

5. หม้อขนาด 45 ซม.

6. ชุดดักไอเสีย (Hood)

7. เครื่องวิเคราะห์แก๊สไอเสีย

8. Data logger

9. คอมพิวเตอร์

10. เครื่องชั่งน้ำหนักดิจิตอล

11. Manometer น้ำ

12. ท่อวัดปริมาณอากาศส่วนแรก

13. กล้องถ่ายภาพดิจิตอล

รูปที่ 3 แผนภูมิอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง

ส่วนที่สองจะเป็นชุดอุปกรณ์ที่ใช้ในการวัดและเก็บข้อมูลในการทดลองโดยอาศัยเครื่องวัดปริมาณแก๊สไอเสีย (exhaust gas analyzer) ของบริษัท Entech รุ่น Testo350 ซึ่งเป็น electromechanical sensor วัดในลักษณะไอเสียแห้ง (dry basis) ซึ่งค่าที่วัดได้จะมีความคลาดเคลื่อน 0.05 เปอร์เซ็นต์ และอุปกรณ์เก็บบันทึกค่าอุณหภูมิใช้ data logger รุ่น Midi logger GL220 ในการเก็บบันทึกค่าอุณหภูมิของน้ำ เพื่อใช้ทดลองหาค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเตาแก๊สหุงต้ม

ขั้นตอนการทดลองเริ่มจากการเปิดแก๊สเชื้อเพลิงจากถังบรรจุแก๊ส ซึ่งเป็นแก๊สชีวภาพอัดถังโดยมีองค์ประกอบของแก๊สคือ มีเทน ร้อยละ 89.6 ไนโตรเจน ร้อยละ 3.4

คาร์บอนไดออกไซด์ร้อยละ 5.9 และออกซิเจนร้อยละ 1.1 (โดยปริมาตร) และมีค่าความร้อนของเชื้อเพลิงเท่ากับ 37.16 MJ/kg หรือคิดเป็น 0.75 เท่าของเชื้อเพลิง LPG ซึ่งจะใช้ pressure regulator เป็นตัวควบคุมปริมาณการไหลของแก๊สเชื้อเพลิง โดยมีการชั่งน้ำหนักของแก๊สเชื้อเพลิงที่ลดลงจากการทดลองด้วยเครื่องชั่งน้ำหนักดิจิตอล เพื่อคำนวณหาอัตราการไหลเชิงมวลของแก๊ส ($\dot{m}_g$) ขณะเดียวกันความดันของแก๊สเชื้อเพลิงจะถูกวัดด้วย Manometer ที่เป็นปรอท จากนั้นแก๊สจะถูกพ่นออกจากหัวฉีดเข้าไปในท่อผสม อากาศที่อยู่รอบ ๆ ทางเข้าท่อผสมจะถูกเหนี่ยวนำผ่านช่องอากาศส่วนแรกเข้าไปในท่อผสมพร้อม ๆ กับแก๊สเชื้อเพลิงโดยอาศัยการถ่ายเท

ตารางที่ 1 รายละเอียดขนาดมิติของเตาที่ใช้ในการทดสอบ

มิติของเตา	ขนาดและรูปร่างมิติที่ทดสอบ
เส้นผ่านศูนย์กลางของหัวฉีด แก๊สเชื้อเพลิง (D_f), mm	0.8, 0.9, 1.0, 1.1, 1.2, และ 1.3
เส้นผ่านศูนย์กลางคอคอดของ ท่อผสม (D_p), mm	17, 18, 19, 20, 21, 22, 23, และ 24
ชนิดรูทางออกของเปลวไฟ	- conventional radial flow burner (RB) - swirl flow burner (SB)

โมเมนต์ระหว่างแก๊สและอากาศโดยรอบ จากนั้นส่วนผสมของอากาศส่วนแรกและแก๊สจะไหลผ่านทางออกเปลวไฟ และถูกติดไฟให้เปลวไฟชนิดผสมมาก่อน (premixed flame) การวัดประสิทธิภาพเชิงความร้อนจะอ้างอิงตามมาตรฐาน DIN EN 203-2:1997 โดยทำการเลือกขนาดของหม้อภาชนะ (pot) ที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 45 เซนติเมตร [24] ซึ่ง hood ที่ทำการวัดโอเลียมสามารถรอบได้ และเติมน้ำปริมาณ 30.6 กิโลกรัมลงในหม้อภาชนะ ใช้ระยะความสูงกันหม้อ (H) ที่ระยะ 3 cm ทำการต้มน้ำจากอุณหภูมิห้องจนกระทั่งถึงประมาณ 90 °C จากนั้นทำการบันทึกค่าอุณหภูมิและเวลาที่ใช้ในการทดสอบ พร้อมทั้งบันทึกค่าปริมาณแก๊สโอเลียม (CO , NO_x) และถ่ายรูปโครงสร้างของเปลวไฟ สมการที่ใช้ในการคำนวณหาประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเตาแสดงดังสมการ (1)

$$\eta_{th} = \frac{m_{water} C_{p,water} (90 - T_{water,i})}{\dot{m}_g \times LHV \times t} \quad (1)$$

เมื่อ	η_{th}	คือ ประสิทธิภาพเชิงความร้อน (-)
	m_{water}	คือ น้ำหนักของน้ำ (kg)
	$C_{p,water}$	คือ ค่าความจุความร้อนของน้ำ (kJ/kg.K)
	$T_{water,i}$	คือ อุณหภูมิของน้ำเริ่มต้น (°C)
	$\dot{m}_g$	คือ อัตราการไหลเชิงมวลของแก๊ส (kg/s)
	LHV	คือ ค่าความร้อนของเชื้อเพลิง (kJ/kg)
	t	คือ เวลาที่ใช้ในการทดสอบ (s)

งานวิจัยนี้ได้ทำการทดลองที่เงื่อนไขเดิมซ้ำ 3 ครั้ง เพื่อหาค่าเฉลี่ยในการรายงานผล ดังนั้นในการทดลองแต่ละเงื่อนไขการปรับค่าอัตราการป้อนเชื้อเพลิงจึงมีความสำคัญเป็นอย่างยิ่ง เพื่อให้มีความละเอียดและแม่นยำมากขึ้นจึงได้นำ

manometer ที่เป็ปรอท ใช้วัดความดันของแก๊สเชื้อเพลิง ซึ่งในการทดลองจะทำการปรับค่าความร้อนป้อนเชื้อในช่วง 5 ถึง 19 kW เนื่องจากเป็นช่วงการทำงานที่เหมาะสมของเตาแก๊สแบบ KB-5 ซึ่งการควบคุมอัตราการเผาไหม้สามารถทำได้โดยการปรับค่าอัตราการไหลเชิงมวลของแก๊ส ($\dot{m}_g$) ซึ่งค่าความร้อนป้อนเชื้อเพลิงของเตา (q) สามารถคำนวณหาได้ดังสมการ (2)

$$q = \dot{m}_g \times LHV \quad (2)$$

ในส่วนของการวัดปริมาณอากาศส่วนแรกที่ใช้ในการเผาไหม้ ส่วนผสมของอากาศส่วนแรกและเชื้อเพลิงที่อยู่บริเวณหัวเผาจะถูกดูดผ่านไปยังเครื่องวิเคราะห์แก๊สโอเลียม (exhaust gas analyzer) สามารถวัดปริมาณแก๊สออกซิเจน ($\%O_2$) ออกมา เพื่อใช้ในการคำนวณหาปริมาณอากาศส่วนแรก (PA) ซึ่งสามารถคำนวณได้จากสมการ (3)

$$PA = \frac{\%O_2}{(A/F)_{stoi} \times (21 - \%O_2)} \times 100 \quad (3)$$

เมื่อ PA คือ ปริมาณอากาศส่วนแรกที่ใช้ในการเผาไหม้ (%)

$(A/F)_{stoi}$ คือ ปริมาณอากาศต่อเชื้อเพลิงทางทฤษฎี (-)

$\%O_2$ คือ ปริมาณออกซิเจนที่วัดได้ (%)

ในขณะเดียวกันความดันตกคร่อมที่เกิดขึ้นตลอดช่วงความยาวของท่อผสมจะถูกวัดด้วย manometer ที่เป็นน้ำ จำนวนทั้งหมด 6 จุด ดังแสดงในรูปที่ 3 เพื่อศึกษาอิทธิพลของขนาดคอคอดที่ส่งผลต่อการเหนี่ยวนำอากาศส่วนแรกที่ใช้ในการเผาไหม้

การทดลองทั้งหมดจะแบ่งออกเป็น 3 ตอน ตอนแรกจะเป็นการศึกษาอิทธิพลของขนาดหัวฉีดแก๊สเชื้อเพลิง เพื่อทดสอบหาขนาดที่เหมาะสมเพื่อใช้สำหรับเตาเชื้อเพลิงแก๊สชีวภาพ จากนั้นตอนที่สอง ศึกษาอิทธิพลของขนาดคอคอดท่อผสม โดยปรับขนาดคอคอดตามตารางที่ 1 และเลือกใช้ขนาดหัวฉีดแก๊สที่เหมาะสมที่ได้จากตอนแรก จากนั้นตอนสุดท้ายจะศึกษาชนิดรูทางออกของเปลวไฟทั้งแบบ RB และ SB ที่ส่งผลกระทบท่อประสิทธิภาพของเตา โดยเลือกใช้ขนาดหัวฉีดแก๊สและคอคอดที่เหมาะสมจากการทดลองก่อนหน้า

4. ผลการศึกษาและอภิปรายผล

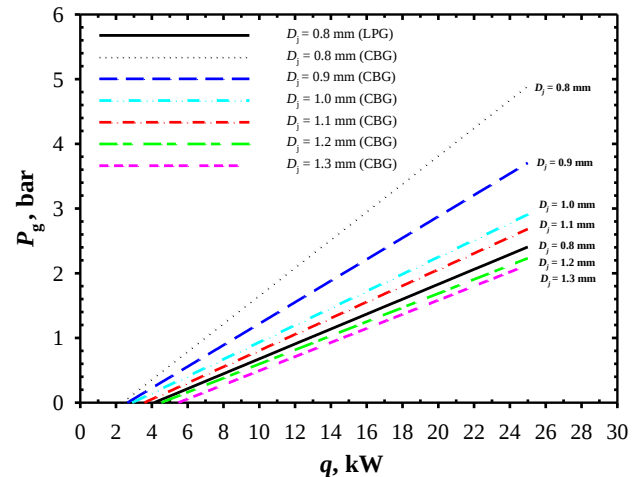
4.1 อิทธิพลของขนาดรูหัวฉีดแก๊สเชื้อเพลิง

เนื่องจากแก๊สชีวภาพมีค่าความร้อนต่ำกว่าแก๊สแอลพีจี ดังนั้นเมื่อนำแก๊สชีวภาพไปใช้กับหัวฉีดดั้งเดิม จะส่งผลให้ได้ค่าความร้อนป้อนเชื้อเพลิงต่ำ ไม่อยู่ในช่วงการทำงานที่เหมาะสมของเตา เพื่อให้ได้ค่าความร้อนป้อนเชื้อเพลิงที่สูงขึ้นเทียบเท่าเตาเชื้อเพลิงแอลพีจี ทำได้โดยการปรับแรงความดันแก๊สให้สูงขึ้น พบว่าความดันดังกล่าวมีค่าที่สูงและเป็นอันตรายต่อระบบการทำงานในระดับครัวเรือน จึงถือว่าไม่เหมาะสมที่จะนำมาใช้งาน ดังนั้นวิธีการแก้ไขคือ ปรับขนาดรูหัวฉีดแก๊สเชื้อเพลิงให้ใหญ่ขึ้น เพื่อเพิ่มอัตราการไหลเชิงมวลของแก๊ส ($\dot{m}_g$) ให้สูงขึ้นที่ค่าความดันแก๊สเท่าเดิม ส่งผลให้เตาทำงานที่ค่าความร้อนป้อนเชื้อเพลิงที่สูงเทียบเท่าเตาเชื้อเพลิงแอลพีจี โดยมีความดันแก๊สทำงานที่สภาวะปกติ

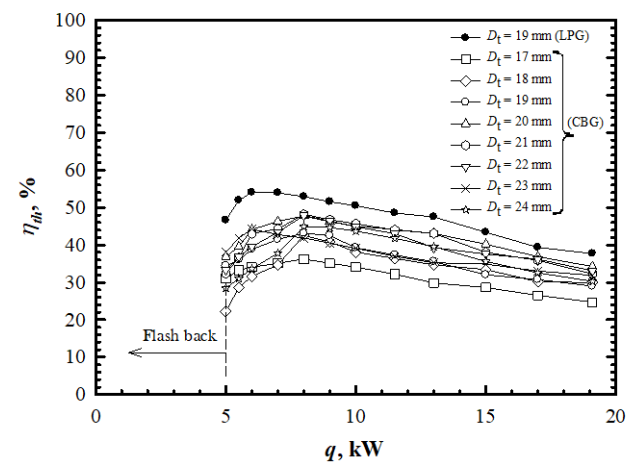
รูปที่ 4 แสดงการสอบเทียบค่าความร้อนป้อนเชื้อเพลิงที่ความดันแก๊สต่าง ๆ โดยหัวฉีดที่ใช้สำหรับเชื้อเพลิงแอลพีจีมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.8 mm พบว่าเมื่อปรับความดันแก๊สให้สูงขึ้น ส่งผลให้ค่าความร้อนป้อนเชื้อเพลิงสูงขึ้นตามเนื่องจากการเพิ่มขึ้นของอัตราการไหลเชิงมวลของแก๊ส ($\dot{m}_g$) และพบว่าหัวฉีดที่ใช้สำหรับเชื้อเพลิงแก๊สชีวภาพที่เหมาะสมที่สุดคือขนาด 1.2 mm เนื่องจากมีพฤติกรรมคล้ายหัวฉีดเชื้อเพลิงแอลพีจี เพราะให้ค่าที่ใกล้เคียงกันมากที่สุด

4.2 อิทธิพลขนาดคอคอดของท่อผสม

อิทธิพลของขนาดคอคอด (D_t) ต่อประสิทธิภาพเชิงความร้อน แสดงดังรูปที่ 5 พบว่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของคอคอดทุกขนาดนั้นมีแนวโน้มเหมือนกันคือ ประสิทธิภาพเชิงความร้อนจะมีค่าสูงสุดที่ปริมาณความร้อนป้อนเชื้อเพลิง (q) ค่าหนึ่งประมาณ 8 kW (สำหรับเตาเชื้อเพลิงแก๊สชีวภาพ) ในขณะที่ช่วงค่าความร้อนป้อนเชื้อเพลิงที่ต่ำและสูงเกินไป จะให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนต่ำ เนื่องจากการสูญเสียความร้อน (heat loss) ในขณะเดียวกันพบว่าขนาดคอคอดที่เหมาะสมสำหรับเตาแก๊สเชื้อเพลิงแก๊สชีวภาพคือ 20 mm เนื่องจากให้ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุดเท่ากับร้อยละ 47.74 ซึ่งมากกว่าขนาดคอคอดแบบมาตรฐานดั้งเดิม ($D_t = 19$ mm) ที่ให้ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุดเท่ากับร้อยละ 43.17 และพบว่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเตาแก๊ส



รูปที่ 4 ความร้อนป้อนเชื้อเพลิงที่ความดันแก๊สต่าง ๆ

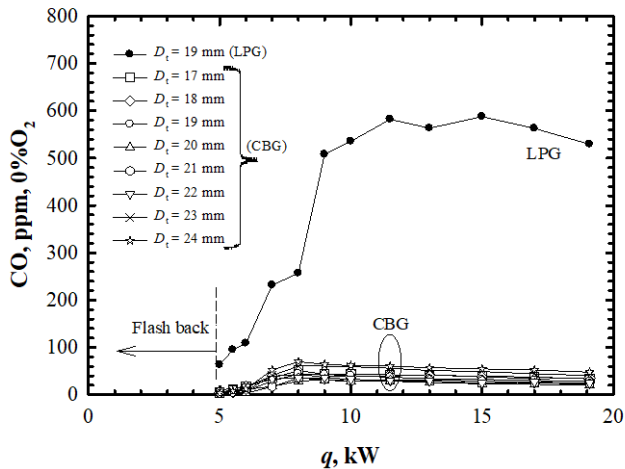


รูปที่ 5 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเตาที่ขนาดคอคอดต่าง ๆ

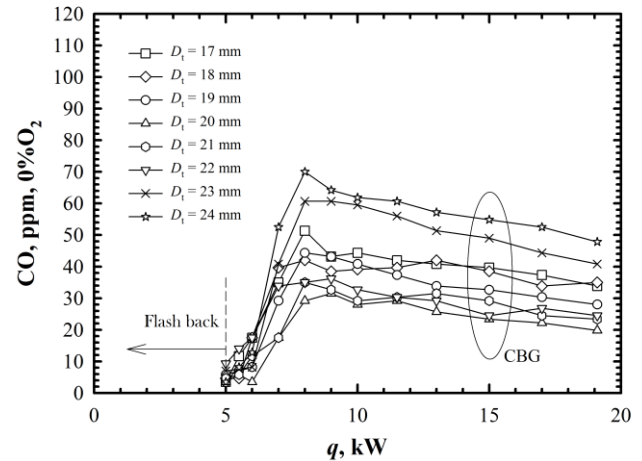
เชื้อเพลิงแอลพีจี ที่ใช้ท่อมาตรฐาน ($D_t = 19$ mm) มีค่าสูงกว่าเตาแก๊สเชื้อเพลิงแก๊สชีวภาพ เนื่องจากคุณสมบัติของเชื้อเพลิงแก๊สชีวภาพ ที่ทำให้เกิดการเผาไหม้ที่สภาวะไอดีบาง (lean mixture) ส่งผลให้เปลวไฟสั้นและห่างจากกันหม้อทำให้เกิดการสูญเสียความร้อนเพิ่มมากขึ้น

อิทธิพลของขนาดคอคอด (D_t) ต่อการปลดปล่อยมลพิษ CO แสดงดังรูปที่ 6 และ 7 พบว่าปริมาณ CO ของคอคอดทุกขนาด จะให้ผลการทดลองมีแนวโน้มเหมือนกันคือ ที่ปริมาณความร้อนป้อนเชื้อเพลิง (q) ต่ำ ๆ จะให้ค่าปริมาณ CO น้อย ในขณะเดียวกัน CO จะเพิ่มสูงขึ้นตามปริมาณความร้อนป้อนเชื้อเพลิง (q) ที่เพิ่มขึ้น

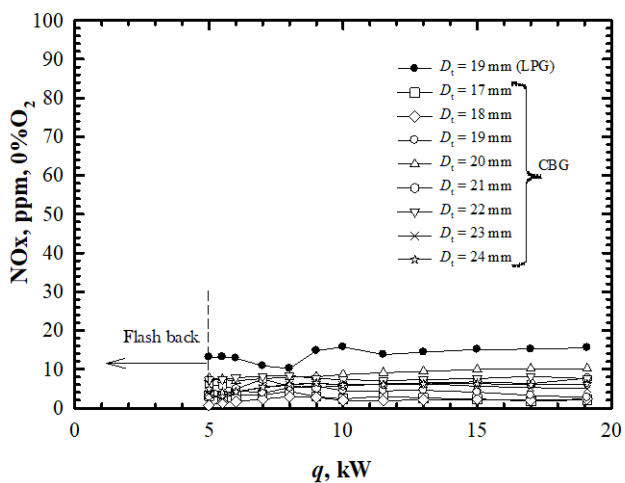
เนื่องจากเปลวไฟที่ยาวขึ้นจะสัมผัสกันหม้อเพิ่มมากขึ้น ส่งผลให้เกิดการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ เนื่องจากอิทธิพลของเปลว



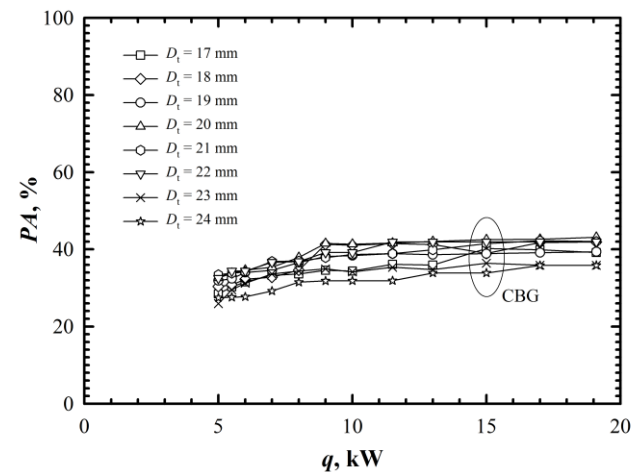
รูปที่ 6 ปริมาณการปล่อย CO ของเตาเชื้อเพลิง LPG และ CBG



รูปที่ 7 ปริมาณการปล่อย CO ของเตาเชื้อเพลิง CBG



รูปที่ 8 ปริมาณการปลดปล่อย NOx ที่ขนาดคอคอดต่าง ๆ



รูปที่ 9 ปริมาณการเหนี่ยวนำอากาศส่วนแรกของเตา

ไฟดับ (flame quenching) ในขณะเดียวกันที่ค่าความร้อนป้อนเชื้อเพลิง (q) สูงสุดจะส่งผลให้ปริมาณ CO ลดน้อยลง เนื่องจากที่ค่าความร้อนป้อนเชื้อเพลิงสูง ๆ จะเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่สองเข้ามาช่วยในการเผาไหม้ได้มากยิ่งขึ้น ส่งผลให้เกิดการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ และเมื่อพิจารณาการปลดปล่อยมลพิษ CO เปรียบเทียบระหว่างเตาเชื้อเพลิง LPG และ CBG ดังแสดงในรูปที่ 6 พบว่าปริมาณการปลดปล่อยมลพิษ CO ของเตาเชื้อเพลิง CBG มีค่าน้อยกว่า LPG เนื่องจากคุณสมบัติของเชื้อเพลิงแก๊สชีวภาพ ที่ทำให้เกิดการเผาไหม้ที่สภาวะไอดีบาง (lean mixture) ส่งผลให้เปลวไฟสั้นและห่างจากกันหม้อ ดังนั้นจะทำให้เกิดการเผาไหม้ที่สมบูรณ์กว่า เนื่องจากอิทธิพลของ flame quenching ลดน้อยลง ในขณะเดียวกันพบว่า

ขนาดคอคอด (D_t) ที่ใหญ่และเล็กมากเกินไป จะปล่อย CO สูงที่สุดเนื่องจากขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางคอคอดที่ใหญ่เกินไป ส่งผลให้ความเร็วแก๊สต่ำ ทำให้ความสามารถในการดูดอากาศส่วนแรกน้อยลง และถ้าขนาดคอคอดที่เล็กเกินไป ลำพุงของเชื้อเพลิงจะไปขัดขวางทางเข้าของอากาศส่วนแรก ดังนั้น CO จึงเพิ่มสูงขึ้น ในขณะที่คอคอดขนาด 20 mm ให้ค่าปริมาณการปลดปล่อย CO ต่ำสุดเนื่องจากมีขนาดคอคอดที่เหมาะสม จึงสามารถเหนี่ยวนำปริมาณอากาศส่วนแรกไปใช้ในการเผาไหม้ได้ดีและส่งผลให้เกิดการเผาไหม้สมบูรณ์ดีที่สุด

จากรูปที่ 8 ปริมาณของ NOX จะบ่งบอกถึงระดับอุณหภูมิการเผาไหม้ของหัวเตานั้น ๆ [25] พบว่าปริมาณการปลดปล่อย NOX ของเตาแก๊สที่ขนาดคอคอดต่าง ๆ ให้ผลที่เหมือนกันคือ

ปริมาณการปลดปล่อย NOX ต่ำ (น้อยกว่า 20 ppm) และมีปริมาณคงที่ตลอดช่วงการทำงานของเตา ดังนั้นขนาดของคอคอดส่งผลต่อปริมาณการปลดปล่อย NOX น้อยมาก ของเชื้อเพลิงทั้งสองชนิด

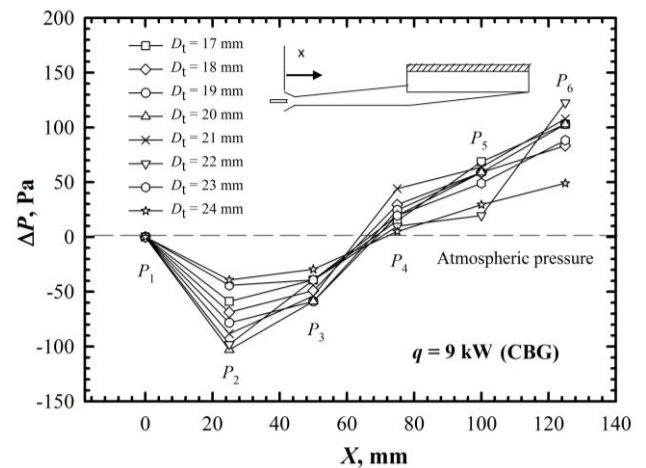
อิทธิพลของขนาดคอคอด (D_t) ต่อการเหนี่ยวนำอากาศส่วนแรก แสดงดังรูปที่ 9 พบว่าทุกขนาดคอคอด จะให้ผลทดลองแนวโน้มที่เหมือนกันคือ ปริมาณการเหนี่ยวนำอากาศส่วนแรก (primary aeration, PA) จะค่อยๆ เพิ่มขึ้นตามค่าปริมาณความร้อนป้อนเชื้อเพลิง (q) เนื่องจากความเร็วของแก๊สที่สูงขึ้นจึงส่งผลให้โมเมนตัมที่ทางออกหัวฉีดสูงและสามารถดึงดูดอากาศได้มากขึ้นจนกระทั่งคงที่ที่ปริมาณความร้อนป้อนเชื้อเพลิง (q) สูง ๆ เนื่องจากถูกกำกับโดยขนาดท่อผสมและทางออกของรูเปลวไฟ และพบว่าขนาดคอคอดเท่ากับ 20 mm มีปริมาณการเหนี่ยวนำอากาศส่วนแรกมากที่สุด

อิทธิพลของขนาดคอคอด (D_t) ต่อความดันตกคร่อม (ΔP) ในท่อผสม แสดงดังรูปที่ 10 พบว่าเมื่อทำการปรับเปลี่ยนขนาดคอคอดของท่อผสม จะส่งผลต่อค่าความดันตกคร่อมในท่อผสม โดยความดันบริเวณคอคอด P2 จะมีค่าต่ำที่สุด เนื่องจากคอคอดมีขนาดเล็ก ทำให้เชื้อเพลิงเคลื่อนที่ด้วยความเร็วสูง ซึ่งทำให้ความดันลดลงและเหนี่ยวนำอากาศเข้ามาได้ดี และเมื่อพิจารณาที่ค่าความร้อนป้อนเชื้อเพลิงเดียวกันที่ 9 kW พบว่า ความดันบริเวณคอคอด P2 ของท่อผสมที่ขนาดคอคอดเท่ากับ 20 mm มีค่าน้อยที่สุด ดังนั้นจะสามารถเหนี่ยวนำอากาศส่วนแรกเข้ามามากที่สุด

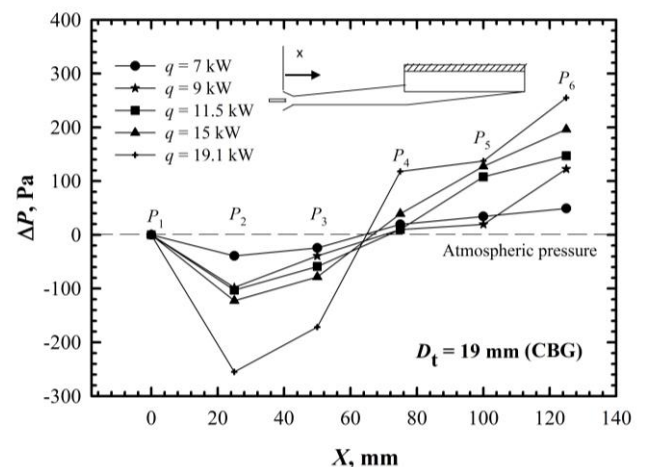
อิทธิพลของความร้อนป้อนเชื้อเพลิง (q) ต่อความดันตกคร่อมในท่อผสมจากการทดลองพบว่า เมื่อทำการปรับเปลี่ยนปริมาณความร้อนป้อนเชื้อเพลิง (q) ของเตาแก๊สสูงขึ้นจะทำให้ความดันบริเวณคอคอด P2 ลดต่ำลง เนื่องจากความเร็วลำพุ่งของเชื้อเพลิงเพิ่มสูงขึ้น ทำให้ความดันลดลงและเหนี่ยวนำอากาศเข้ามาได้ดี และเมื่อพิจารณาที่ขนาดคอคอดเดียวกันที่ 19 mm พบว่า ความดันบริเวณคอคอด P2 ที่ความร้อนป้อนเชื้อเพลิง (q) เท่ากับ 19.1 kW มีความดันต่ำที่สุด แสดงดังรูปที่ 11

4.3 อิทธิพลของรูปร่างรูทางออกของเปลวไฟ

อิทธิพลของรูปร่างรูทางออกของเปลวไฟ ต่อค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อน แสดงดังรูปที่ 12 พบว่า



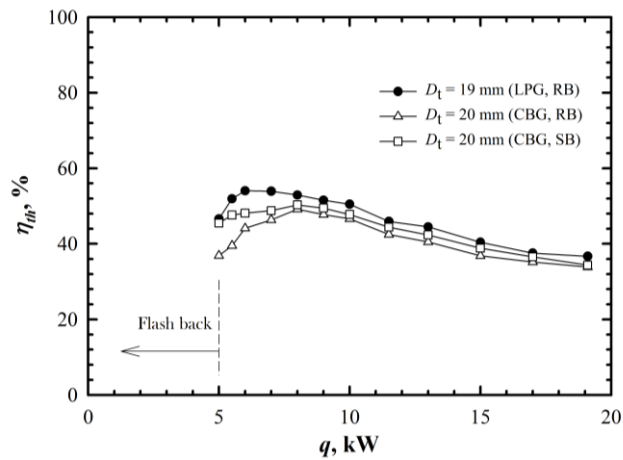
รูปที่ 10 ความดันตกคร่อมของคอคอดที่ขนาดต่าง ๆ



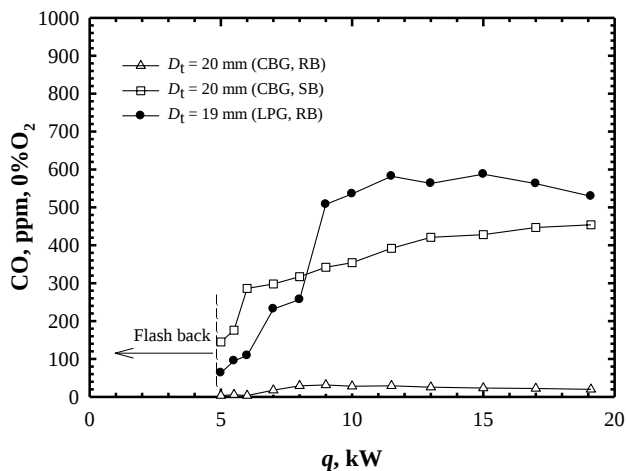
รูปที่ 11 ความดันตกคร่อมที่ความร้อนป้อนเชื้อเพลิงต่าง ๆ

ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของทุกหัวเตานั้นมีแนวโน้มเหมือนกัน โดยประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเตาแก๊สเชื้อเพลิงแอลพีจี มีค่าสูงกว่าเตาแก๊สเชื้อเพลิงแก๊สชีวภาพ เนื่องจากคุณสมบัติของเชื้อเพลิงแก๊สชีวภาพ ที่ทำให้เกิดการเผาไหม้ที่สภาวะไอดีบาง (lean mixture) ส่งผลให้เปลวไฟสั้นและห่างจากกันหม้อทำให้เกิดการสูญเสียความร้อนเพิ่มมากขึ้น และเมื่อเปรียบเทียบระหว่างหัวเผาแบบไหลตามแนวรัศมี (RB) และหัวเผาแบบหมุนวน (SB) เชื้อเพลิง CBG พบว่าหัวเผาแบบหมุนวน (SB) ให้ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่สูงกว่า เนื่องจากแบบหมุนวนจะช่วยส่งเสริมการถ่ายเทความร้อนจากเปลวไฟไปสู่หม้อ เพราะความปั่นป่วนของเปลวไฟ

ปริมาณการปลดปล่อยมลพิษ CO ของหัวเตาชนิดต่าง ๆ แสดงดังรูปที่ 13 พบว่าค่า CO ของทุกหัวเตานั้นมีแนวโน้มเหมือนกัน โดยปริมาณการปลดปล่อยมลพิษ CO ของเตา



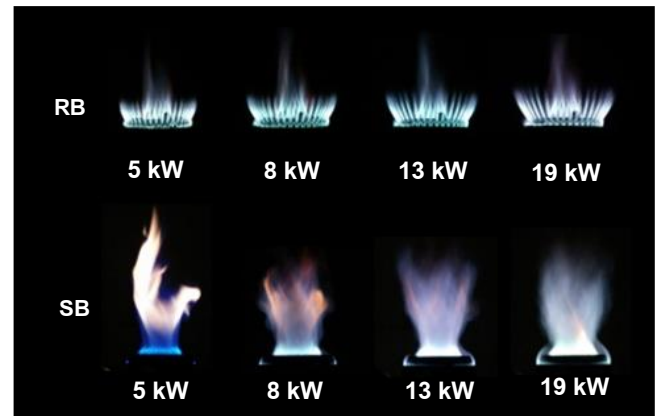
รูปที่ 12 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเตาชนิดต่าง ๆ



รูปที่ 13 ปริมาณการปลดปล่อย CO ของเตาชนิดต่าง ๆ

เชื้อเพลิง CBG มีค่าน้อยกว่า LPG เนื่องจากคุณสมบัติของเชื้อเพลิงแก๊สชีวภาพ ที่ทำให้เกิดการเผาไหม้ที่สภาวะไอดีบาง (lean mixture) ส่งผลให้เปลวไฟสั้นและห่างจากกันหม้อ ดังนั้นจะทำให้เกิดการเผาไหม้ที่สมบูรณ์กว่า เนื่องจากอิทธิพลของ flame quenching ลดน้อยลง ในขณะเดียวกันพบว่า กรณีหัวเตาเชื้อเพลิง CBG รูปร่างเปลวไฟแบบหมุนวน (SB) จะให้ค่า CO ที่สูงกว่าแบบไหลตามแนวรัศมี (RB) เนื่องจากเปลวไฟแบบหมุนวนจะให้เปลวไฟที่ยาวกว่า ดังนั้นเปลวไฟจะสัมผัสหม้อมากขึ้น เกิด flame quenching และนำไปสู่การเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์ แต่ทั้งนี้ค่า CO ที่ได้ถือว่าไม่เกินค่ามาตรฐานที่กำหนด (1,500 ppm at 0%O₂)

การศึกษาโครงสร้างของเปลวไฟ อาศัยการสังเกตโดยการบันทึกภาพจากกล้องดิจิทัล ผลการเปรียบเทียบรูปร่างเปลวไฟระหว่างหัวเตาแบบ RB และ SB แสดงดังรูปที่ 14 เป็น



รูปที่ 14 โครงสร้างเปลวไฟชนิดต่าง ๆ กรณี Free flame (ที่ค่า Dj = 1.2 mm และ Dt = 20 mm)

การทดสอบกรณี free flame ที่ความร้อนป้อนเชื้อเพลิง (q) ต่าง ๆ พบว่า กรณีหัวเตาแบบ RB เมื่อเพิ่ม q ส่งผลให้เกิดเปลวไฟยาวเนื่องจากการเพิ่มขึ้นของความเร็วส่วนผสมระหว่างเชื้อเพลิงและอากาศ ในขณะเดียวกัน กรณีหัวเตาแบบ SB ที่ค่า q ต่ำสุด ก่อให้เกิดการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ เกิดเปลวไฟสีเหลือง เนื่องจากเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่สองได้ไม่เพียงพอ และเมื่อเพิ่ม q มากขึ้น ทำให้เกิดการเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่สองได้มากขึ้น และเผาไหม้สมบูรณ์ได้เปลวไฟสีฟ้า นอกจากนั้นพบว่าความยาวของเปลวไฟของหัวเตาแบบ SB มากกว่าแบบ RB ทุกค่าความร้อนป้อนเชื้อเพลิง

5. สรุปผลการศึกษา

จากการศึกษาการปรับปรุงสมรรถนะของเตาแก๊สหุงต้มเชื้อเพลิงแก๊สชีวภาพ สามารถสรุปได้ดังนี้

- 1) หัวฉีดที่ใช้สำหรับเชื้อเพลิงแก๊สชีวภาพที่เหมาะสมที่สุดคือขนาด 1.2 mm เนื่องจากมีพฤติกรรมคล้ายหัวฉีดเชื้อเพลิงแอลพีจีมากที่สุด
- 2) ขนาดคอคอดของท่อผสมที่ใช้สำหรับเชื้อเพลิงแก๊สชีวภาพที่เหมาะสมที่สุดคือขนาด 20 mm เนื่องจากให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงที่สุดและปลดปล่อยมลพิษต่ำ
- 3) หัวเผาแบบหมุนวน (SB) ให้ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนและปลดปล่อยมลพิษ CO ที่สูงกว่าแบบไหลตามแนวรัศมี (RB) แต่ทั้งนี้ค่า CO ที่ได้ถือว่าไม่เกินค่ามาตรฐานที่กำหนด

กิตติกรรมประกาศ

ผู้วิจัยขอขอบคุณ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยอุบลราชธานี ที่ให้ความสะดวกด้านอุปกรณ์ในการวิจัย และขอขอบพระคุณ ศ.ดร.สำเริง จักรใจ ที่กรุณาสละเวลาให้คำแนะนำและให้คำปรึกษาในทุก ๆ ด้านตลอดการศึกษาในครั้งนี้

เอกสารอ้างอิง

- [1] สำนักงานนโยบายและแผนพลังงาน. ข้อมูลพลังงาน (Energy Database). เข้าถึงได้จาก: <http://www.eppo.go.th/info/index.html>. [เข้าถึงเมื่อ 21 พ.ค. 2559].
- [2] วสันต์ โยคเสนะกุล. หัวเผาเชื้อเพลิงแก๊สที่มีการหมุนเวียนความร้อนและการไหลแบบหมุนวน. วิทยานิพนธ์หลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิตสาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี. 2547.
- [3] Weinberg, FJ. Heat-recirculating burners. principles and some recent developments. *Combustion Science and Technology*. 1986; 121: 3–22.
- [4] Yoshizawa Y, Echigo R, Tomimura T. A study on a high performance radiant heater. In: *Proceedings of the 2nd ASME/JSME Thermal Engineering Joint Conference*; 1987. p. 317–323.
- [5] ณัฐวุฒิ รังสิมันตุชาติ. การประยุกต์ใช้วัสดุพูนเพื่อการประหยัดพลังงานในเตาแก๊สหุงต้ม. วิทยานิพนธ์หลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิตสาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี. 2544.
- [6] Jugjai S, Rungsimuntuchart N. High efficiency heat recirculating domestic gas burners. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2002; 26: 581–592.
- [7] Pantangi VK, et al. Studies on porous radiant burners for LPG (Liquefied Petroleum Gas) cooking applications. *Energy*. 2011; 36: 1–7.
- [8] Muthukumar P, Shyamkumar PI. Development of novel porous radiant burners for LPG cooking applications. *Fuel*. 2011; 112: 562–566.
- [9] Shtern V, Borissov A, Hussain F. Temperature distribution in swirling jets. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 1998; 41: 2455–2467.
- [10] Tamir A, Elperin T, Yotzer S. Performance characteristics of a gas burner with a swirling central flame. *Energy*. 1989; 14: 373–382.
- [11] Tamir A. A swirling-flame combustor for lean mixtures. *Combustion Science and Technology*. 1993; 90: 193–209.
- [12] Hou SS, Ko YC. Influence of oblique angle and heating height on flame structure, temperature field and efficiency of an impinging laminar jet flame. *Energy Conversion and Management*. 2005; 46: 941–958.
- [13] Gupta AK, Lilley DG, Syred N. *Swirl flows*. Taylor & Francis; 1984.
- [14] Tamir A, Elperin I, Yotzer S. Performance characteristics of a gas burner with a swirl central flame. *Energy*. 1992; 14: 347–362.
- [15] Saha C, Ganguly R, Datta A. Heat transfer and emission characteristics of impinging rich methane and ethylene jet flames. *Experimental Heat Transfer*. 2008; 21: 169–187.
- [16] Chander S, Ray A. Flame impingement heat transfer: a review. *Energy Conversion and Management*. 2005; 46: 2803–2837.
- [17] Kurchania AK, Panwar NL, Pagar SD. Development of domestic biogas stove. *Biomass Conversion and Biorefinery*. 2011; 1: 99–103.
- [18] Mahin D.B. Biogas in developing countries, Bioenergy system report to USAID, Washington D.C. 1992.
- [19] Chan US. State of the art review on the integrated use of anaerobic processes in China. Internal report prepared for IRCWD. 1982.
- [20] Dutt GS, Ravindranath NH. Distribution of tree species on different sized farms in a semi-arid village, Farm forestry in South Asia, Sage Publications, India. 1993.

- [21] Burbano HJ, Amell AA, Garcia JM. Effects of hydrogen addition to methane on the flame structure and CO emissions in atmospheric burners. *International Journal of Hydrogen Energy*. 2008; 33: 3410–3415.
- [22] Jadhav P, Sudhakar DS. Analysis of burner for biogas by computational fluid dynamics and optimization of design by genetic algorithm. *International Journal for Research in Emerging Science and Technology*. 2015; 2: 39–44.
- [23] อภินันต์ นามเขต, สำเริง จักรใจ. คุณลักษณะการเหนี่ยวนำอากาศส่วนแรกของหัวเผาแบบ Self – aspirating. ใน: *การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 21, ชลบุรี, ประเทศไทย, 17-19 ตุลาคม*; 2550.
- [24] German Standards and Technical Rules. *Gas-heated Catering Equipment*. 1997; 203(2): 17 pages.
- [25] อนุชา กล้าน้อย, บัณฑิต กฤตาคม. การประยุกต์ใช้วิธีการถดถอยแบบเส้นตรงเชิงพหุสำหรับทำนายปริมาณ NOx จากการเผาไหม้เชื้อเพลิงแก๊สของหัวพ่นไฟวัสดุพูนแบบเม็ดกลมอัดแน่น. *วารสารวิชาการ วิศวกรรมศาสตร์ ม.อบ.* 2559; 9(1): 31–38.