

การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 19
19-21 ตุลาคม 2548 จังหวัดภูเก็ต

เตาแก๊สประสิทธิภาพสูงชนิดหมุนเวียนความร้อนโดยวัสดุพรุน High-efficiency heat-recirculating gas burners by porous media

สำเริง จักรใจ* และ วสันต์ โยksenกุล
ห้องปฏิบัติการวิจัยเครื่องยนต์และการเผาไหม้
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี แขวงบางมด เขตทุ่งครุ กรุงเทพฯ 10140
*E-mail: sumrueng.jug@kmutt.ac.th

Sumrerng Jugjai* and Wasan Yoksenakul
Combustion and Engine Research Laboratory (CERL),
Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering,
King Mongkut's University of Technology Thonburi (KMUTT), Bangmod, Tungkru, Bangkok 10140
*E-mail: sumrueng.jug@kmutt.ac.th

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์หลัก เพื่อพัฒนาเตาแก๊สที่ทำด้วยเหล็กหล่อแบบทั่วไป (CB) ซึ่งให้รูปร่างเปลวไฟแบบหลายเจ็ตอิสระไหลตามแนวรัศมี (conventional burner with multiple free-flame jet with radial flow) ให้มีประสิทธิภาพเชิงความร้อน (η_{th}) สูงขึ้น เตา CB นี้เรียกอีกอย่างหนึ่งว่าเตา "KB-10" เพราะมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของหัวเผาประมาณ 10 นิ้ว แม้ว่าเตา CB จะมีข้อเด่นหลายประการ เช่น โครงสร้างง่าย ใช้งานสะดวก ราคาถูก และหาซื้อได้ทั่วไป เป็นต้น แต่มีข้อเสียที่สำคัญคือให้ η_{th} ต่ำประมาณ 30-36 เปอร์เซ็นต์ ดังนั้นการพัฒนาเตา CB ให้มี η_{th} สูงขึ้นนับเป็นสิ่งสำคัญยิ่ง แนวคิดที่ใช้ในการปรับปรุงเตา CB มีสองประการ คือ ติดตั้งระบบการหมุนเวียนความร้อนโดยการแผ่รังสีความร้อนจากแก๊สไอเสียร้อนสู่อากาศเผาไหม้ โดยอาศัยวัสดุพรุน (Porous medium) เพื่ออุ่นอากาศเผาไหม้ และอีกประการหนึ่งคือ เปลี่ยนรูปร่างเปลวไฟจากเดิม CB มาเป็น SB (swirling burner with multiple free-flame jet with centrally and swirling flow) หรือเรียกสั้นๆ ว่าเตา SB เพื่อเพิ่มเวลาการเผาไหม้ และเวลาสัมผัสกันภาชนะให้มากขึ้น เตาที่ได้พัฒนาขึ้นโดยรวมแนวคิดทั้งสองนี้เข้าด้วยกันเรียกว่า Porous Radiant Recirculated Burner with Swirling Burner หรือ **PRRB (SB)** ผลการทดลองกับภาชนะรูปร่างต่างกันสามแบบคือ ทรงกระบอกก้นโค้ง ทรงกระบอกก้นแบน และกะทะเหล็กหล่อ พบว่าเตา PRRB (SB) ให้ η_{th} สูงกว่าเตา CB โดยเฉลี่ยประมาณ 10 เปอร์เซ็นต์ ในทุกรูปร่างของภาชนะและตลอดช่วงอัตราการป้อนเชื้อเพลิง CL ที่ใช้ทดลอง คิดเป็นอัตราการประหยัดพลังงานโดยเฉลี่ยประมาณ 12-32 เปอร์เซ็นต์ ขึ้นอยู่กับรูปร่างภาชนะ และ CL เตา PRRB (SB) ยังปลดปล่อย CO ต่ำกว่ามาตรฐานที่กำหนด (2,000 ppm at 0 % excess O_2) ดังนั้นเตา PRRB (SB) จึง

เหมาะที่จะนำไปใช้ทดแทนเตาแบบ CB อย่างเร่งด่วน เพื่อการประหยัดพลังงานของชาติ โดยเฉพาะอย่างยิ่งในยุคที่พลังงานมีราคาแพงมากเช่นนี้

คำหลัก เตาแก๊สหมุนเวียน วัสดุพรุน การหมุนเวียนความร้อน

Abstract

This work attempts to develop a conventional burner (CB) that is made of cast iron and producing multiple free-flame jet with radial flow so as to improve its thermal efficiency (η_{th}). This burner is also called a "KB-10 burner" because it has a diameter of about 10 inches. Despite a number of merits of the CB, such as simple structure, convenience, inexpensiveness and availability, there exists a major draw back of having relatively low thermal efficiency of about 30-36 percent. Thus, improvement in thermal efficiency of the CB is of great importance in view of energy saving. The improvement of the CB is based on two main concepts; by re-circulating heat from the exhaust gases to preheat the combustion air by thermal radiation emitted from porous media and by transforming the flame shape from CB to SB (swirling burner with multiple free-flame jet with centrally and swirling flow) so as to increase the residence time for combustion and heat transfer. The combination of the two concepts leads to the so called "Porous Radiant Re-circulated Burner with Swirling Burner" or PRRB (SB). Experimental results show that under the same configurations of various test vessels, i.e. a curve-bottom cylinder vessel, a flat-bottom cylinder vessel and a cast iron pan, the PRRB (SB) yields about 10 percent higher thermal efficiency

than that of the CB for the same considered range of thermal input (CL). This is equivalent to an energy saving of about 12-32 percent depending on shape of the test vessel and value of CL . The PRRB (SB) emits lower concentration of carbon monoxide (CO) than the value specified by the considered emissions standard (2,000 ppm at 0 % excess O_2). Replacement the CB with the PRRB (SB) in the Thai industries is an urgent need so as to attain energy saving of the nation, particularly in such the present situation of high price of energy.

Keywords: gas burner, porous medium, heat recirculation

บทนำ

จากผลงานวิจัยก่อนหน้า [1] ได้พัฒนาเตา PRRB (SB) ให้ใช้ร่วมกับเตา CB หรือ “KB-10” ที่มีจำหน่ายอย่างแพร่หลายทั่วไปในท้องตลาดจนประสบความสำเร็จมาแล้วในระดับหนึ่ง แต่อย่างไรก็ตาม ปัญหาสำคัญบางประการที่ยังไม่ได้แก้ไข คือช่วงการป้อนเชื้อเพลิง (CL) ที่มีค่าค่อนข้างต่ำประมาณ 5-30 kW ดังนั้นในงานวิจัยนี้ จึงได้พยายามพัฒนาเตา PRRB (SB) ให้มีขอบเขตการป้อนเชื้อเพลิงมากขึ้นกว่าเดิม เป็น 30-70 kW อีกทั้งยังใช้ภาชนะทดลองต่างกันสามแบบคือ ทรงกระบอกก้นโค้ง ทรงกระบอกก้นแบน และกะทะเหล็กหล่อ ทั้งนี้เพื่อขยายการประยุกต์การใช้งานให้กว้างขึ้น และใช้ประโยชน์ได้จริงในอุตสาหกรรมต่างๆ เช่น อุตสาหกรรมการเจียระไน เพื่อบริโภคเป็นวัตถุดิบของอุตสาหกรรมอาหารในขั้นสูงต่อไป เป็นต้น

1. ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

1.1 เทอร์โมไดนามิกส์ของการเผาไหม้แบบหมุนเวียนความร้อน

(Thermodynamics of heat-recirculating combustion)

รูปที่ 1 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายอุณหภูมิแบบหนึ่งมิติของระบบการเผาไหม้แบบผสมมาก่อน ชนิดที่มีการดึงความร้อนจากเปลวไฟมาใช้ประโยชน์โดยอาศัย converter ระหว่าง กรณีไม่มี และการหมุนเวียนความร้อนเพื่ออุ่นส่วนผสม (อากาศ+เชื้อเพลิง) หรือไอดีที่เจือปนไฮโดรคาร์บอนไอดี M และคุณภาพไอดี f และ Q เดียวกัน กรณีที่มีการหมุนเวียนความร้อน ไอดีจะถูกอุ่นให้มีอุณหภูมิสูงขึ้นก่อนไหลเข้าสู่บริเวณเปลวไฟ โดยการถ่ายโอนความร้อนจากไอเสียร้อนสู่ไอดีเย็นโดยไม่มีการผสมกันระหว่างไอดีทั้งสอง ผลของการอุ่นไอดีก่อให้เกิดผลดีสองประการ (เมื่อเทียบกับระบบที่ไม่มีการอุ่นไอดี) ประการแรก ค่าอุณหภูมิการเผาไหม้สูงขึ้นอย่างมาก $T'_b > T_b$ และสูงได้อย่างไม่จำกัด ขึ้นกับปริมาณความร้อนที่หมุนเวียนจากไอเสียสู่ไอดี อย่างไรก็ตามค่าอุณหภูมิของการเผาไหม้ จะถูกจำกัดโดยจุดติดไฟด้วยตัวเองของส่วนผสม หรือจุดหลอมเหลวของโลหะ หรืออุณหภูมิของการเกิดออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x) แล้วแต่อย่างไหนจะเกิดก่อน หากเลือกอุณหภูมิเฉพาะอากาศอย่างเดียว ก็สามารถเลี่ยงการติดไฟด้วยตัวเองได้ การอุ่นไอดีจะได้ความเร็วการเผาไหม้ที่สูงกว่า เสถียรภาพเปลวไฟที่ดีกว่า ความเข้มข้นการเผาไหม้ที่สูงกว่า สามารถเผาไหม้เชื้อเพลิงที่เผาไหม้ยากๆได้เพื่อนำความร้อนมาใช้ประโยชน์ ประการที่สอง ระบบการเผาไหม้ที่มีการอุ่นไอดีย่อมให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อน (η_{th}) ที่สูงกว่า

เพราะมีอุณหภูมิการเผาไหม้ที่สูงกว่า หากพิจารณาให้ converter มีความยาวมากเพียงพอจนทำให้อุณหภูมิที่ทางออกของ converter (T_w) ของกรณีทั้งสองมีค่าต่ำสุดเท่าที่จะเป็นไปได้แล้ว (ตามแนวเส้นประ) และจาก Carnot efficiency ที่แหล่งความร้อนอุณหภูมิสูงมีค่าอุณหภูมิไม่คงที่ เราจะได้ η_{th} ของกรณีไม่มี และมีการหมุนเวียนความร้อนแสดงดังสมการ (1) และ (2) ตามลำดับ [2]

$$\eta_{th} = 1 - \left[\frac{T_o}{(T_b - T_o)} \right] \ln \frac{T_b}{T_o} \quad (1)$$

$$\eta'_{th} = 1 - \left[\frac{T_o}{(T'_b - T_{pre})} \right] \ln \frac{T'_b}{T_{pre}} \quad (2)$$

สมการ (2) เขียนใหม่ได้

$$\eta'_{th} = 1 - \left[\frac{T_o}{(T'_b - T_o)(1-r)} \right] \ln \frac{T'_b}{T_o + r(T'_b - T_o)} \quad (3)$$

เมื่อ r คือ fraction of heat recirculation นิยามโดยสมการ (4)

$$r = \frac{T_{pre} - T_o}{T'_b - T_o} \quad (4)$$

ถ้า $r = 0$ หมายความว่าไม่มีการหมุนเวียนความร้อนและ $T'_b = T_b$ สมการ (3) จะเหมือนสมการ (1) ทุกประการ ถ้านำสมการ (3) ไปเขียนกราฟได้ดังรูปที่ 2 เห็นได้ชัดเจนว่าถ้าให้ T'_b มีค่าคงที่ กรณีที่มีการหมุนเวียนความร้อน ($r = r$) ให้ η'_{th} สูงกว่ากรณีไม่มีการหมุนเวียนความร้อน ($r = 0$) เพราะ converter ของกรณีที่มีการหมุนเวียนความร้อนทำงานที่อุณหภูมิเฉลี่ยที่สูงกว่า ของกรณีไม่มีการหมุนเวียนความร้อน แม้ว่าอุณหภูมิสูงสุดของทั้งสองกรณีจะเท่ากันก็ตาม (T'_b) สิ่งนี้สามารถเห็นได้อย่างชัดเจนจากการเปรียบเทียบสมการ (1) และ (2) โดยกำหนดให้ $T_b = T'_b$ นอกจากนั้น η'_{th} จะเพิ่มตาม r และยิ่งเพิ่มสูงขึ้นเมื่อ T'_b เพิ่มขึ้น

1.2 วิธีการอุ่นอากาศเผาไหม้อย่างมีประสิทธิภาพ

(Effective method for combustion air preheating)

การอุ่นอากาศเผาไหม้ให้มีอุณหภูมิสูงขึ้น สามารถทำได้โดยอาศัยเทคโนโลยีวัสดุพูน ซึ่งมีคุณสมบัติเปลี่ยนรูปพลังงานระหว่างการแผ่รังสีความร้อน ไปเป็นการเพิ่มขึ้นของเอนทัลปีของอากาศหรือกลับกัน [3] รายละเอียดของรูปร่างและการจัดวางวัสดุพูนภายใน PRRB(SB) เพื่อก่อให้เกิดการหมุนเวียนความร้อนจากแก๊สไอเสีย ไปสู่อากาศเผาไหม้ โดยไม่มีการผสมกันสามารถดูได้จากเอกสาร อ้างอิง [1] ซึ่งไม่ขอกล่าวซ้ำอีก

1.3 การส่งเสริมการถ่ายโอนความร้อน โดยเปลวไฟหมุนวนเข้าสู่ศูนย์กลาง (Enhancement of heat transfer by a swirling central flame burner, SB)

การเปลี่ยนรูปร่างเปลวไฟจากไหลตามแนวรัศมี(CB) มาเป็นการไหลหมุนวนเข้าสู่ศูนย์กลาง (swirling central flame, SB) ก่อนที่เปลวไฟจะชนกันภาชนะ นับเป็นผลดีต่อการผสมและการเผาไหม้ อีกทั้งยังช่วยส่งเสริมการถ่ายโอนความร้อนสู่กันภาชนะได้เป็นอย่างดี [4] เพราะช่วยเพิ่มเวลา (residence time) ในการสัมผัสของแก๊สร้อนกับพื้นผิวกันภาชนะให้นานขึ้น ทำให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงขึ้น นอกจากนั้นยังให้พื้นที่สัมผัสของเปลวไฟร้อนกับกันภาชนะ (heat transfer area) ที่มากกว่าเมื่อเทียบกับของ CB เนื่องจากการหมุนกวาดของเปลวไฟหมุนวนไปตามกันภาชนะ จึงได้พื้นที่ถ่ายเทความร้อนเป็นรูปวงกลมแทนที่จะได้เป็นแฉกๆ ตามแนวรัศมีเหมือนที่ปรากฏในเปลวไฟของ CB

2. อุปกรณ์และวิธีการทดลอง

รูปที่ 3 แสดงเตา PRRB (SB) ภายหลังการปรับปรุง ให้สังเกต T_{pre} (อุณหภูมิการอุ่น) ให้ดี โดยรายละเอียดในการปรับปรุง มีดังนี้ ขยายช่องเปิดด้านล่างของเตาให้กว้างขึ้น เพื่อการไหลเข้าอย่างสะดวกของอากาศส่วนที่สอง และการเปลี่ยนวงแหวนหัวเผาภายในให้เป็น SB เหมือนวงนอก เพื่อส่งเสริมการเผาไหม้และการถ่ายเทความร้อนที่ดี ส่วนรูปที่ 4 5 และ 6 แสดงการใช้งานเตา PRRB (SB) และ CB ร่วมกับภาชนะหุงต้มของจริงขนาดใหญ่มีรูปร่างต่างกันสามแบบ เพื่อการเปรียบเทียบสมรรถนะ โดยภาชนะที่ใช้ในการทดลองคือ ภาชนะทรงกระบอกก้นโค้งทำด้วยสแตนเลส ทรงกระบอกก้นแบนทำด้วยสแตนเลส และกะทะเหล็กหล่อ มิติต่างๆเป็นไปตามที่ระบุ ระยะกันหม้อถึงหัวเผา H ของเตาทั้งสองในทุกรูปแบบของภาชนะไม่จำเป็นต้องเท่ากัน แต่เป็นระยะแคบที่สุดโดยเปลวไฟปลดปล่อยปริมาณ CO ไม่เกิน 1,500 ppm (at 0 % O_2) ตามมาตรฐาน DIN EN 203-2 ที่ใช้อ้างอิงในการทดสอบนี้

3. ผลการทดลอง

3.1 อุณหภูมิการอุ่น (Preheated temperature)

รูปที่ 7 แสดงอุณหภูมิการอุ่น T_{pre} ของเตา PRRB (SB) เมื่อใช้กับภาชนะแต่ละแบบ T_{pre} สูงสุดที่ได้มีค่าอยู่ระหว่าง 300 ถึง 360 °C ขึ้นกับรูปร่างภาชนะ ภาชนะก้นแบนให้ค่าสูงสุดรองลงมาคือ ก้นโค้ง และกะทะตามลำดับ เหตุที่เป็นเช่นนี้อาจเป็นเพราะภาชนะก้นแบนมีรูปร่างของ porous emitter เป็นแบบกรวยตัด ในขณะที่ของก้นโค้งรวมทั้งกะทะเป็นวงแหวนแบน จึงมีพื้นที่ผิวการแผ่รังสีของ porous emitter มากกว่าจึงอาจให้ปริมาณการหมุนเวียนความร้อนที่มากกว่านั่นเอง

3.2 คุณลักษณะการเผาไหม้ (Combustion characteristics)

รูปที่ 8 9 และ 10 เปรียบเทียบปริมาณ CO และ NO_x (at 0 % O_2) ระหว่างเตา CB และ PRRB (SB) ของภาชนะก้นโค้ง ก้นแบน และกะทะ ตามลำดับ ในทุกกรณี ความสัมพันธ์ระหว่าง CO และ NO_x เป็นไปอย่างปกติ กล่าวคือจะแปรเปลี่ยนอย่างผกผันซึ่งกันและกันเมื่อ CL แปรเปลี่ยนไป ในทุกกรณี เตา PRRB (SB) ให้แนวโน้มปริมาณ CO ที่ต่ำกว่าของเตา CB โดยเฉพาะอย่างยิ่งเมื่อ $CL < 50$ kW อาจเนื่องจาก Turbulence intensity ที่สูงขึ้นเนื่องจากผลการหมุนวนจึงช่วยปรับปรุงการผสมและส่งเสริมการเผาไหม้ให้ดีขึ้น ในทางกลับกัน หาก

$CL > 50$ kW เตา PRRB (SB) กลับให้แนวโน้ม CO สูงกว่าเตา CB ทั้งนี้เนื่องจากอุณหภูมิการอุ่นที่สูงขึ้นอย่างมาก จนทำให้ความหนืดของอากาศเพิ่มขึ้น และทำให้ปริมาณการไหลเข้าของอากาศปฐมภูมิลดลง สิ่งที่น่าสนใจคือเตา PRRB (SB) สามารถทำงานที่ $CL = 70$ kW ได้โดยไม่มีปัญหาเรื่องปริมาณ CO กล่าวคือ ไม่เกิน 1,500 ppm (at 0 % O_2) ตามมาตรฐานที่ใช้ทดสอบ

3.3 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนและการประหยัดพลังงาน

(Thermal efficiency and energy saving)

รูปที่ 11 แสดงการเปรียบเทียบ η_{th} ระหว่างเตา PRRB (SB) และ CB เป็นที่ชัดเจนว่าเตา PRRB (SB) ให้ η_{th} สูงกว่าของเตา CB โดยเฉลี่ยประมาณ 10 % อย่างเห็นได้ชัดในทุกกรณีของภาชนะตลอดช่วง CL ที่ใช้ ทั้งนี้เพราะอิทธิพลของการหมุนเวียนความร้อนตามที่ได้กล่าวมาข้างต้นนั่นเอง นอกจากนี้ผลการเปรียบเทียบระหว่างหัวเผา SB และ CB ที่ระยะกันหม้อหัวเผาดียวกัน $H = 127$ mm ก็มีแสดงไว้ด้วยเพื่อศึกษาอิทธิพลของเฉพาะเปลวไฟแบบหมุนวนเข้าสู่ศูนย์กลางโดยไม่มียิทธิพลการอุ่นเข้ามาเกี่ยวข้อง เป็นที่ชัดเจนว่า เตา SB ให้ η_{th} สูงกว่าของเตา CB โดยเฉลี่ยประมาณ 3 % นั้นแสดงให้เห็นว่า η_{th} ที่เพิ่มขึ้นอย่างมากของเตา PRRB (SB) เมื่อเทียบกับเตา CB เป็นเพราะอิทธิพลการอุ่นอากาศเผาไหม้ หรือการหมุนเวียนความร้อนเป็นสำคัญนั่นเอง

รูปที่ 12 แสดงอัตราการประหยัดพลังงานของเตา PRRB (SB) เมื่อเทียบกับเตา CB อัตราการประหยัดพลังงานหาได้จากอัตราส่วนระหว่างประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่เพิ่มขึ้นจากการใช้เตา PRRB (SB) เมื่อเทียบกับเตา CB ต่อประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเตา PRRB (SB) เป็นที่ชัดเจนว่าอัตราการประหยัดพลังงานมีค่าโดยเฉลี่ยประมาณ 12-32 % ขึ้นกับรูปร่างภาชนะและอัตราการป้อนเชื้อเพลิง CL ที่ค่า CL สูงๆจะให้แนวโน้มอัตราการประหยัดพลังงานต่ำกว่าที่ค่า CL ต่ำๆ

3.4 เปรียบเทียบกับผลงานก่อนหน้า [1]

รูปที่ 13 และ 14 แสดงการเปรียบเทียบ η_{th} และปริมาณ CO ของเตา PRRB (SB) ระหว่างผลงานก่อนหน้า [1] และผลงานปัจจุบัน เป็นที่ชัดเจนว่าสามารถขยายขอบเขตการทำงาน CL ของเตาให้มากขึ้นกว่าเดิมแต่ปลดปล่อยปริมาณ CO น้อยลงกว่าเดิมมาก อย่างไรก็ตาม η_{th} จะน้อยลงกว่าเดิมเพราะว่าอัตราการป้อนเชื้อเพลิง CL ที่ใช้สูงกว่าเดิมถึงสองเท่า

4. สรุป

ประสบความสำเร็จอย่างดีในการพัฒนาเตา PRRB (SB) ให้ค่า CL สูงถึง 70 kW โดยไม่มีปัญหาเรื่องการปลดปล่อยปริมาณ CO ไม่เกิน 1,500 ppm ที่ 0 % O_2) นอกจากนี้ยังสามารถใช้เตา PRRB (SB) ร่วมกับภาชนะที่มีรูปร่างต่างกัน ได้อย่างมีประสิทธิภาพสูง สามารถช่วยประหยัดพลังงานได้ถึง 12-32 % เมื่อเทียบกับเตา CB ขึ้นกับรูปร่างภาชนะที่ใช้และค่าความร้อนป้อนเข้าเตา CL

รายการสัญลักษณ์

 CL = heat input, kW c = effective mean specific heat, kJ/kg.K D_p = vessel diameter, mm f = fraction of stoichiometric H = inter-distance between vessel bottom and burner, mm Q = heat of combustion per unit mass of stoichiometric mixture, kJ/kg M = mass flow rate of mixture, kg/s R = heat recirculated per unit time, kW r = fraction of heat recirculated T = temperature, K W = heat utilized per unit time, kW x = distance, mm η_{th} = thermal efficiency

Subscripts

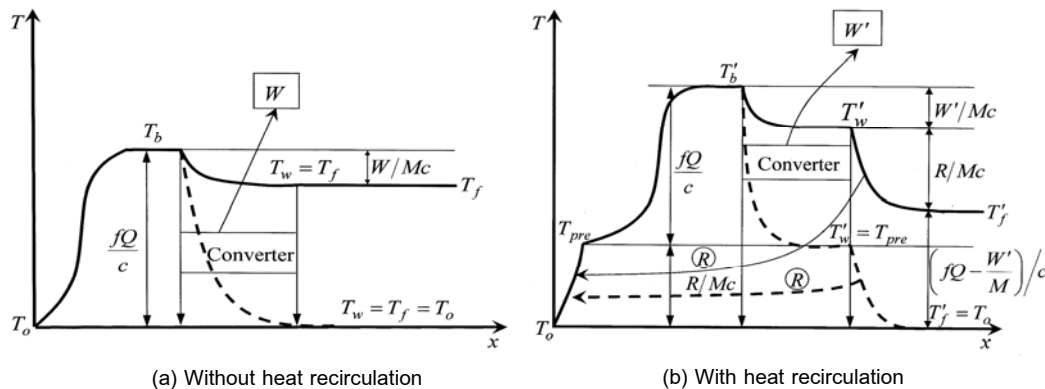
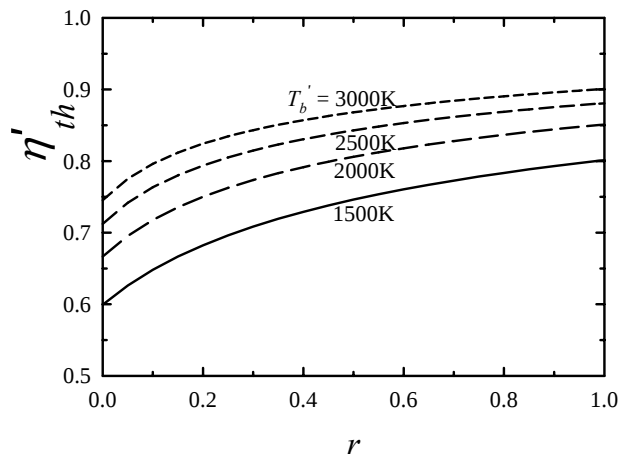
 b = burned (just downstream of flame) f = final (at burner exit) pre = preheat or unburned (just upstream of flame) w = after heat extraction or exit of converter o = ambient

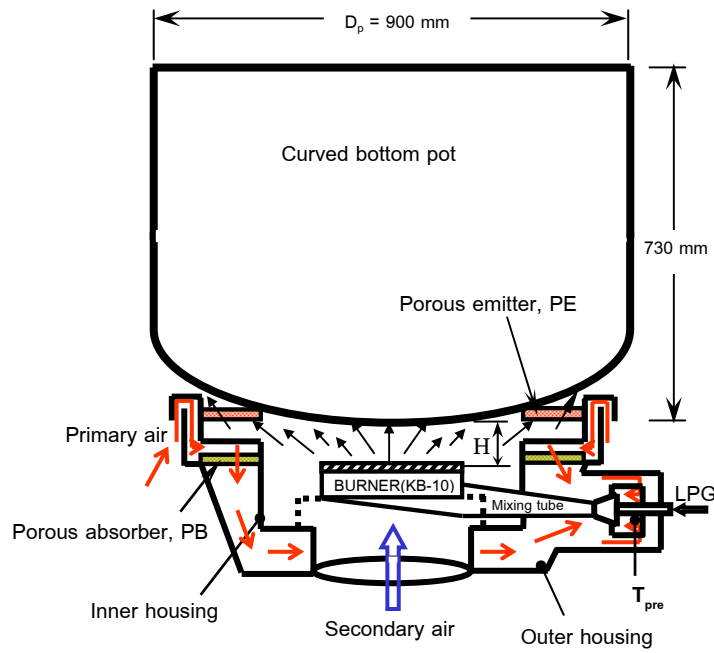
Superscript

 $'$ = with heat recirculation

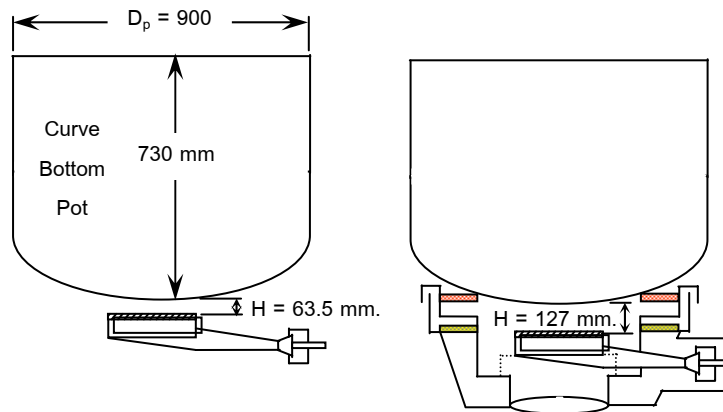
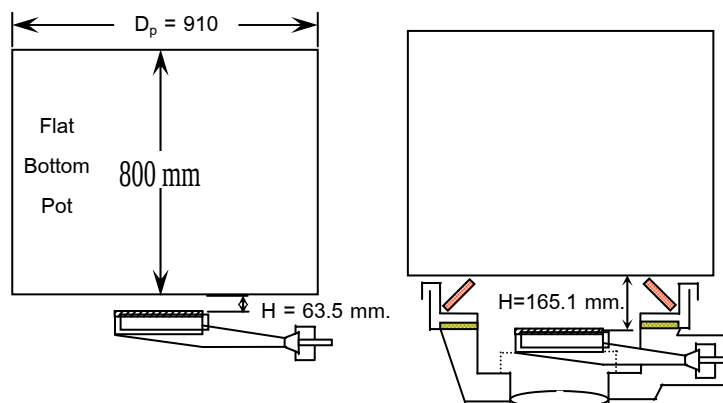
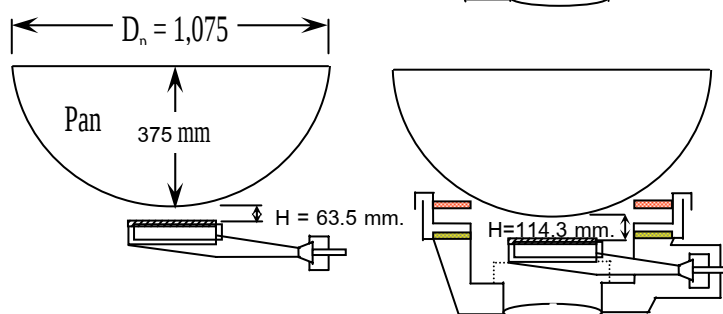
References

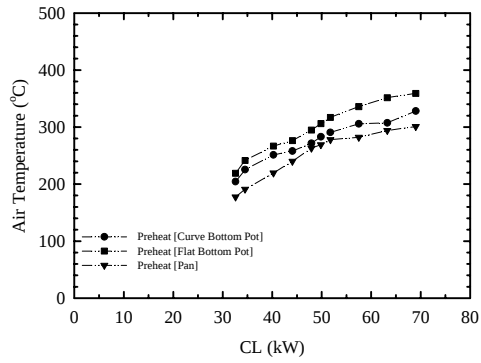
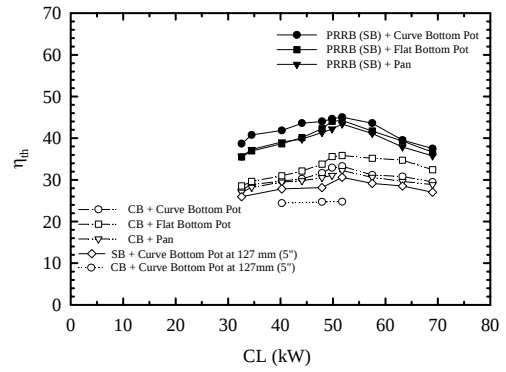
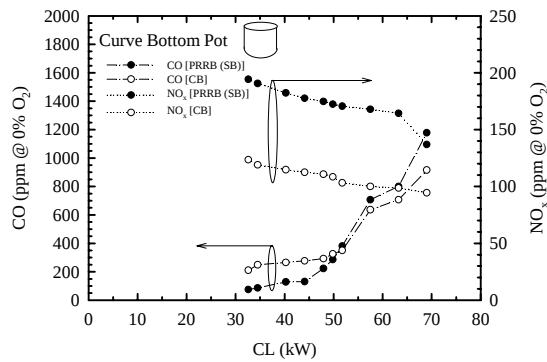
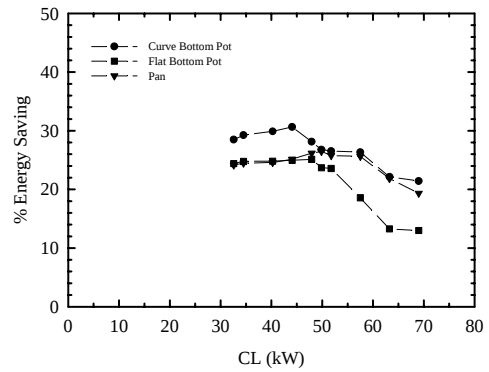
- [1] S. Jugjai, N. Rungsimuntchart, Exp. Therm. Fluid Sci. 26 (5) (2002) 581-592.
- [2] Weinberg, F.J., Ed. (1986) "Advanced Combustion Methods" Academic Press, London.
- [3] R. Echigo, Effective energy conversion method between enthalpy and thermal radiation and application to industrial furnace, Proc. 7th Heat Transfer Conf., Munich 6 (1982) 361-366.
- [4] A. Tamir, T. Elperin, S. Yotzer, Performance characteristics of a gas burner with a swirling central flame, Energy 14(7) (1989) 373-382.

รูปที่ 1 เปรียบเทียบการกระจาย T ของระบบการเผาไหม้ที่มีภาวะความร้อนระหว่างกรณีที่มีและไม่มี การหมุนเวียนความร้อนรูปที่ 2 ความสัมพันธ์ระหว่าง η'_{th} และ r ของระบบการเผาไหม้ที่มีการหมุนเวียนความร้อน

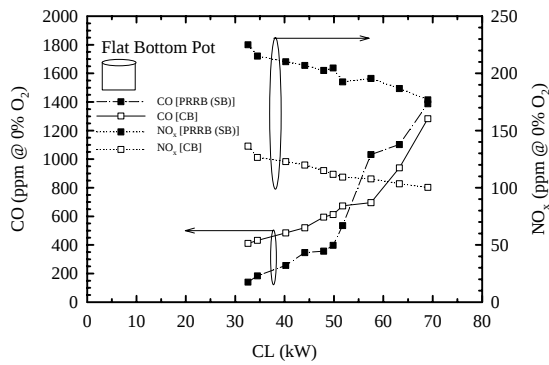
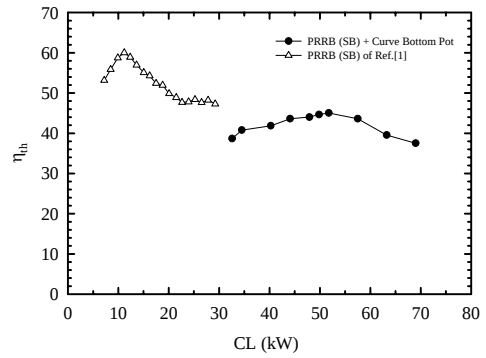
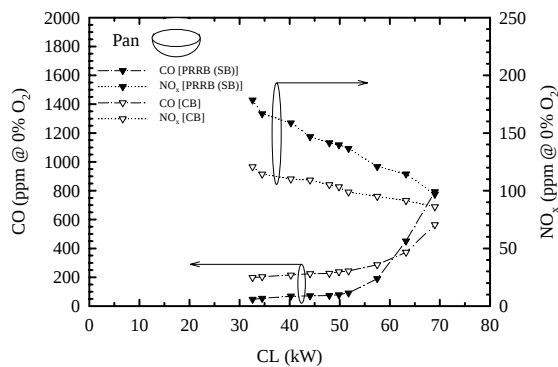
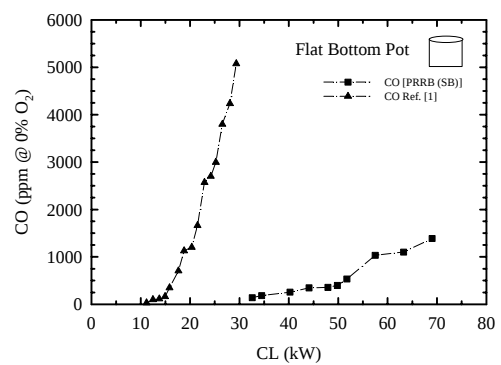


รูปที่ 3 เตา PRRB (SB)

รูปที่ 4 ระยะ H ของหัวเผาแบบ CB
และ PRRB (SB) (ภาชนะก้นโค้ง)รูปที่ 5 ระยะ H ของหัวเผาแบบ CB
และ PRRB (SB) (ภาชนะก้นแบน)รูปที่ 6 ระยะ H ของหัวเผาแบบ CB
และ PRRB (SB) (กะทะ)

รูปที่ 7 อุณหภูมิการอุ่น T_{pre} ของเตา PRRB (SB)รูปที่ 11 เปรียบเทียบ η_{th} รูปที่ 8 เปรียบเทียบ CO และ NO_x (ภาชนะก้นโค้ง)

รูปที่ 12 อัตราการประหยัดพลังงานของเตา PRRB (SB) เทียบกับเตา CB

รูปที่ 9 เปรียบเทียบ CO และ NO_x (ภาชนะก้นแบน)รูปที่ 13 เปรียบเทียบ η_{th} ของเตา PRRB (SB) กับ [Ref. 1]รูปที่ 10 เปรียบเทียบ CO และ NO_x (กะทะ)

รูปที่ 14 เปรียบเทียบปริมาณ CO ของเตา PRRB (SB) กับ [Ref. 1]