การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 17 15-17 ตุลาคม 2546 จังหวัดปราจีนบุรี

ศักยภาพของเทคโนโลยีการเผาไหม้โดยอาศัยวัสดุพรุน เพื่อการประยุกต์ใช้กับเชื้อเพลิงเหลวโดยไม่มีการสเปรย์เป็นละออง

Potential for Porous-Meidum Combustion Technology As Applied to Liquid Fuel without Spray Atomization

สำเริง จักรใจ^{*} กฤษฎา ชูวิศิษฐ์ โกสินทร์ เฉลิมพรชัย และ ณัฐทวี เอี่ยมอำไพ ห้องปฏิบัติการวิจัยเครื่องยนต์และการเผาไหมั ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี 91 ถนนประชาอุทิศ (สูขสวัสดิ์ 48) แขวงบางมด เขตทุ่งครุ กรุงเทพฯ 10140

Sumrerng Jugjai^{*}, Krisada Chuvisit, Kosin Chalermpornchai and Nataweei Aieumumpai Combustion and Engine Research Laboratory (CERL)

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkut's University of Technology Thonburi 91 Prachauthit Road (Suksawad 48) Bangmod, Thung Kharu District, Bangkok 10140

Tel: 0-2470-9128 Fax: 0-2470-9111 E-mail: sumrueng.jug@kmutt.ac.th

บทคัดย่อ

จากประสบการณ์การวิจัยทราบว่าวัสดุพรุนมีลักษณะที่เด่น เช่น มี พื้นที่ผิวต่อปริมาตรที่สูง มีค่าสัมประสิทธิ์การดูดกลืนและแผ่รังสีความ ร้อนที่สูงและเป็นตัวเปลี่ยนรูปการถ่ายโอนพลังงานระหว่างการพาและ การแผ่รังสีความร้อนที่ดีจึงเหมาะที่จะนำไปประยุกต์ใช้งานเป็นได้ทั้งหัว เผาเพื่อเตรียมไอเชื้อเพลิงเหลวก่อนการเผาไหม้และเป็นตัวแผ่รังสี ความร้อนที่ดีเพื่อส่งเสริมทั้งการเผาไหม้และการถ่ายโอนความร้อน จึง ได้นำไปสู่แนวคิดใหม่ในติดตั้งภาระความร้อนเข้ากับระบบหัวเผาที่มีอยู่ โดยใช้วัสดุพรุนชนิดไม่มีการสเปรย์เป็นละอองด้วยหัวฉีดเหมือนหัวเผา ทั่วไป จากผลการทดลองเบื้องต้นทราบว่าที่สภาวะการทำงานที่เหมาะ สมที่สุดได้ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุด **η**_{เก}= 58 % มีปริมาณ CO และ NO_x เท่ากับ 400 และ 135 ppm ตามลำดับ นับได้ว่ามีศักย ภาพสูงพอที่จะนำไปพัฒนาเพื่อประยุกต์ใช้งานจริงเช่นเป็นอุปกรณ์แลก เปลี่ยนความร้อนแบบใหม่ประสิทธิภาพสูงในอนาคดได้เป็นอย่างดี

Abstract

Several distinguished characteristics of porous medium, such as having a high surface area to volume ratio, having a high radiative absorption/emission coefficient and being capable of converting energy transfer from convection to thermal radiation

Corresponding author

and vice versa have been well understood by author's research experience. The porous medium are, therefore, very suitable for applying to a burner for mixture formation as well as for enhancing combustion and heat transfer to a thermal load. This leads to a concept of integrating a thermal load to the existing porous medium burner, in which a liquid kerosene fuel can be burnt without atomization. Preliminary experimental results showed that, at an optimum operating condition, the maximum thermal efficiency of 58 % was obtained with the maximum amount of CO and NO_X emissions of about 400 ppm and 135 ppm, respectively. With further development, application of this kind of technology to a high efficient, next generation heat exchanger can be possible with high potential.

1. บทนำ

การเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวโดยวิธีดั้งเดิมทั่วไปนั้นจำเป็นต้องทำให้ เชื้อเพลิงแตกตัวเป็นละอองที่ละเอียดมากเสียก่อนเพื่อเพิ่มอัตราส่วน พื้นที่ผิวต่อปริมาตรเป็นการช่วยส่งเสริมการถ่ายเทความร้อนจากแก๊ส ร้อนสู่เชื้อเพลิงให้ระเหยกลายเป็นไออย่างสมบูรณ์ก่อนผสมคลุกเคล้า กับอากาศเพื่อเผาไหม้ได้อย่างมีประสิทธิภาพ จะเห็นว่าวิธีการดังกล่าว มีข้อเสียคือห้องเผาไหม้ต้องมีขนาดใหญ่เพื่อรองรับการฟุ้งกระจายของ ละอองเชื้อเพลิง ห้องเผาไหม้ต้องมีอุณหภูมิสูงพอเพื่อให้แน่ใจว่าละออง เชื้อเพลิงเหลวสามารถระเหยกลายเป็นไอได้หมดสมบูรณ์และที่สำคัญ คือต้องใช้หัวฉีดความดันสูงในการแตกตัวเป็นละอองทำให้สิ้นเปลือง พลังงานมาก Sumrerng et al. [1] จึงได้เสนอทางเลือกใหม่ในการเผา ไหม้เชื้อเพลิงเหลวโดยวัสดุพรุนชนิดไม่ต้องมีการแตกตัวเป็นละอองอีก ด่อไปแต่ใช้การหยดแทนและได้พัฒนามาอย่างต่อเนื่องจนมีสมรรถนะ การระเหยและการเผาไหม้ดียิ่งตามลำดับ ในงานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์ เพื่อทดลองติดตั้งภาระความร้อนเข้ากับระบบการเผาไหม้ที่ได้พัฒนามา ก่อนหน้า [2, 3] พร้อมทั้งหาทางปรับปรุงสมรรถนะการทำงานของหัว เผาให้มีประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุดแต่ปลดปล่อยมลพิษด่ำสุดเท่า ที่จะทำได้และหาทางนำไปประยุกต์ใช้งานจริงในอุตสาหกรรมต่อไป

2. อุปกรณ์และวิธีการทดลอง

ฐปที่ 1 แสดงอุปกรณ์การทดลองซึ่งมีหลักการทำงาน รายละเอียด ของส่วนประกอบที่สำคัญๆพร้อมทั้งมิติ เครื่องมือวัดค่าต่างๆได้แก่ อุณหภูมิ T ความเข้มข้นแก๊สไอเสีย CO และ NO_x ความดันในห้องเผา ไหม้ P₁ อัตราการไหลของอากาศและเชื้อเพลิงเหลว kerosene ตลอด จนวิธีการทดลองยังคงเหมือนกับที่ปรากฏในผลงานก่อนหน้า [2, 3] ทุก ประการกล่าวคือเป็นห้องเผาไหม้แบบไหลลง (down-flow combustion) แต่มีส่วนที่แตกต่างกันเพิ่มเติมเข้ามาในการทดลองนี้คือห้องน้ำเย็น (water jackets) ซึ่งห่อหุ้มล้อมรอบส่วนที่เป็นตัวแผ่รังสี (porous emitter) โดยตลอดจนถึงทางออกของแก๊สร้อนทางด้านล่าง ห้องน้ำเย็น แบ่งออกเป็นสี่ห้องแต่ละห้องมีทางเข้าและออกของน้ำแยกเป็นอิสระต่อ กันแต่ว่าในการทดลองจะกำหนดให้อัตราการไหลของน้ำในแต่ละห้อง เท่ากันหมดคือ 2 kg/min รวมทั้งหมดคือ m่ = 8 kg/min อย่างไรก็ ตามอุณหภูมิน้ำเข้าและออกของแต่ละห้องวัดแยกอิสระต่อกันแล้วนำไป ้ คำนวณหาประสิทธิภาพเชิงความร้อนรวม $\eta_{ ext{th}}$ ของระบบซึ่งนิยามไว้คือ ผลรวมของอัตราความร้อนที่น้ำในแต่ละห้องน้ำเย็นได้รับต่อความร้อน ป้อน (CL) เข้าสู่ระบบ ช่วงค่าตัวแปรต่างๆที่ใช้เป็นเงื่อนไขในการ ทดลองรวบรวมไว้ในตารางที่ 1

ตารางที่ 1. เงื่อนไขการทดลอง

<u>ปริมาณ</u>

<u>ค่า</u>

Absorption coefficient of the porous emitter, K 11.68-13.48 1/m Average diameter of alumina sphere 19, 25 of the porous emitter, dp mm Distance between porous burner and emitter, d 80 mm Equivalence ratio, Φ 0.4-0.7 Length of the porous emitter (PE), LPE 140-210 mm 42 MJ/kg Low heating value of kerosene Mesh size of the porous burner (PB), ms 30 mesh/inch Optical thickness of the porous emitter, $\tau = \kappa L_{PE}$ 1.89–2.78 Thermal input, CL 9-13 kW Total cooling water mass flow rate, m 6-14 kg/min



รูปที่ 1. อุปกรณ์การทดลอง

3. ผลการทดลอง

3.1 อิทธิพลของภาระความร้อนและ Porous emitter (PE)

จากการทดลองเบื้องต้นโดยการแปรเปลี่ยนค่า m๋ จาก 6 ถึง 14 kg/min ที่เงื่อนไขการทดลอง CL = 13 kW, ms = 30, Φ = 0.55, K = 13.48 1/m และ τ = 2.78 ทราบว่าการเผาไหม้ดำเนินไปได้ด้วยดีแม้ว่า จะมีอิทธิพลการทำให้เย็น (quenching effect) จากภาระความร้อนก็ ตาม m๋ มีอิทธิพลต่อประสิทธิภาพเชิงความร้อนรวม η_{th} บ้างเล็กน้อย และพบว่าที่ค่า m๋ = 8 kg/min เป็นค่าที่ดีที่สุดโดยให้ค่าสูงสุดของ η_{th}, CO และ NO_x เท่ากับ 55 %, 750 ppm และ140 ppm ที่ 0 % ออกซิเจนส่วนเกินตามลำดับ จะเห็นว่าปริมาณ CO ค่อนข้างสูง อย่าง ไรก็ตามจะกำหนดให้ m๋ = 8 kg/min คงที่ตลอดการทดลองเพื่อหา ทางลด CO ให้เหลือน้อยที่สุด

รูปที่ 2 ถึง 7 แสดงอิทธิพลของ PE เทียบกับที่ไม่ติดตั้ง PE ที่ค่า Φ ต่าง ๆกัน พบว่ากรณีติดตั้ง PE (รูปที่ 2) ให้อุณหภูมิการเผาไหม้สูง สุดที่สูงกว่ากรณีไม่ติดตั้ง PE (รูปที่ 3) อย่างชัดเจน การติดตั้ง PE ให้ การเผาไหม้บางส่วนเกิดขึ้นใน PE นอกเหนือจากที่เกิดในห้องเผาไหม้ (combustion chamber) ทำให้ได้สภาวะการเผาไหม้ที่พึงประสงค์คือ เกิดการหมุนเวียนความร้อนจากไอเสียร้อนสู่อากาศเผาไหม้และเชื้อ เพลิงเหลวโดยการแผ่รังสีความร้อนจึงช่วยส่งเสริมทั้งการเผาไหม้และ การระเหยเป็นอย่างดี [3] การติดตั้ง PE ให้การลดลงของอุณหภูมิ ตลอดความยาว water jacket อย่างรวดเร็วโดยให้อุณหภูมิขาออกจาก เตาประมาณ 400 ^oC ในขณะที่กรณีไม่มี PE มีค่าสูงถึง 900 ^oC จึงสูญ เสียความร้อนมากกว่า ดังนั้นระบบมี PE จึงให้ η_{th} ที่เหนือกว่ามากดัง รูปที่ 4 โดยให้ค่าสูงสุดของ $\eta_{th} = 60 \%$ เมื่อเทียบกับ 40 % ของกรณี ไม่มี PE ที่ $\Phi = 0.65$ เท่ากัน อย่างไรก็ตามระบบมี PE ให้ค่าปริมาณ CO ต่ำสุดที่สูงกว่าอย่างชัดเจนโดยมีค่าถึง 790 ppm ในขณะที่ค่าต่ำ สุดของระบบไม่มี PE มีค่าเพียง 150 ppm ที่ $\Phi = 0.55$ เท่ากัน



รูปที่ 2. โพรไฟล์อุณหภูมิ (ติดตั้ง Porous emitter, PE) (Base case)



รูปที่ 3. โพรไฟล์อุณหภูมิ (ไม่ติดตั้ง Porous emitter, PE)



รูปที่ 4. เปรียบเทียบปริมาณ η_{th} ระหว่างติดและไม่ติดตั้ง PE



รูปที่ 5. เปรียบเทียบปริมาณ CO ระหว่างติดและไม่ติดตั้ง PE



รูปที่ 6. เปรียบเทียบความดัน P₁ ระหว่างติดและไม่ติดตั้ง PE



รูปที่ 7. เปรียบเทียบปริมาณ NO_x ระหว่างติดและไม่ติดตั้ง PE

ดังแสดงในรูปที่ 5 ทั้งนี้เพราะเหตุผลสองประการคืออิทธิพลการทำให้
 เย็นโดยทั้ง water jacket และโดยตัว PE เอง และการเพิ่มขึ้นของความ
 ดันในห้องเผาไหม้ P₁ ตามค่า Φ ที่ลดลงเนื่องจากการกีดขวางการไหล
 โดย PE ดังรูปที่ 6 จึงทำให้เกิดการอั้นของไอเสียเนื่องจากความดัน
 ย้อนกลับ (back pressure) การระบายไอเสียเป็นไปได้ยาก รูปที่ 7
 เปรียบเทียบปริมาณ NO_x พบว่าการติดตั้ง PE มีแนวโน้มให้ค่า NO_x ที่
 สูงกว่าเมื่อไม่มี PE เล็กน้อยแต่ไม่เกิน 160 ppm ทุกค่า Φ ที่ทดลอง

แม้ว่า η_{th} ที่ได้จากหัวเผาที่ติดตั้ง PE จะมีค่าสูงกว่าเมื่อไม่ติดตั้ง PE แต่มีปัญหาเกี่ยวกับปริมาณการเกิด CO ที่สูงกว่าเนื่องจากเหตุผล ดังที่กล่าวมาแล้ว จึงจำเป็นต้องแก้ไขซึ่งอาจทำได้โดยการแปรเปลี่ยน ค่าสมบัติของวัสดุพรุนคือ τ และ κ อย่างเป็นระบบเพื่อทราบอิทธิพล ต่อหัวเผาแล้วนำผลการทดลองที่ได้ไปเปรียบเทียบกับผลการทดลอง ของกรณีเปรียบเทียบ (base case) (รูปที่ 2) ที่ CL= 13 kW, m_w = 8 kg/min, ms = 30 mesh/inch, d = 80 mm, κ = 13.48 m⁻¹, τ = 2.78 ทั้งนี้เพื่อมุ่งลด CO พร้อมทั้งรักษา η_{th} ให้สูงคงเดิม

3.2 อิทธิพลของ Optical thickness (τ) ของ Porous emitter

รูปที่ 8 ถึง 10 แสดงอิทธิพลของค่า τ ที่มีผลต่ออุณหภูมิ T ปริมาณ CO และ $\eta_{
m th}$ ตามลำดับที่ค่าตัวแปรอื่นๆคงที่ตามที่ระบุใน กราฟ การทดลองกระทำที่ค่า Φ ในช่วง 0.45-0.75 การลดค่า au ทำได้ โดยลด L_{PE} จาก 210 mm เป็น 140 mm มีผลทำให้ค่า au ลดลงจาก au= 2.78 ของกรณีเปรียบเทียบ (รูปที่ 2) เป็น τ = 1.89 (รูปที่ 8) พบว่า อุณหภูมิการเผาไหม้สูงสุดจะลดลงเล็กน้อยตามค่า τ ที่ลดลง การยก ้ตัวของโครงสร้างทางความร้อนภายในชั้น PE เห็นได้อย่างชัดเจนเนื่อง จากการเผาไหม้ส่วนใหญ่เกิดภายใน PE ในขณะที่อุณหภูมิไอเสียที่ ออกจากชั้น PE จะต่ำลงอย่างรวดเร็วเนื่องจากการดูดซับความร้อนจาก ไอเสียโดย water jacket ยิ่งค่า Φ ลดลงอุณหภูมิตลอดความยาว L_{PE} ี้ยิ่งมีค่าต่ำลงตามไปด้วย รูปที่ 9 แสดงอิทธิพลของการลดค่า au ต่อ ปริมาณการเกิด CO พบว่าปริมาณ CO มีแนวโน้มลดลงเนื่องจากการ ลด L_{PE} ทำให้การระบายไอเสียดีขึ้นเพราะเป็นการลดพื้นที่ผิวของ PE ทำให้ลดปรากฏการณ์ quenching ลงได้มาก รูปที่ 10 แสดงอิทธิพล ของการลดค่า au ต่อ $\eta_{ ext{th}}$ พบว่า $\eta_{ ext{th}}$ มีค่าใกล้เคียงกันมากอาจเนื่องมา จากการหักล้างกันพอดีระหว่างการเผาใหม้ที่สมบรูณ์ดีขึ้นกับพื้นที่ผิว การถ่ายเทความร้อนโดยการแผ่รังสีจาก PE ที่น้อยลง

3.3 อิทธิพลของ Absorption coefficient (Ҟ) ของ Porous emitter

รูปที่ 11 ถึง 13 แสดงอิทธิพลของค่า κ ต่ออุณหภูมิ T ปริมาณ CO และ η_{th} ตามลำดับที่ค่าตัวแปรอื่น ๆคงที่ตามระบุ การทดลอง กระทำที่ค่า Φ ในช่วง 0.45-0.75 การลดค่า κ ทำได้โดยเพิ่มขนาด อนุภาคของ PE (d_p) จากขนาด 19 mm เป็น 25 mm มีผลทำให้ค่า κ ลดลงจากกรณีเปรียบเทียบ κ = 13.48 m⁻¹ (รูปที่ 2) เป็น κ = 11.68 m⁻¹ (รูปที่ 11) ขณะเดียวกันก็ทำให้ τ ลดจาก 2.78 เป็น 2.45 หรือลด ลงเพียง 11.84 % เพราะใช้ L_{PE} = 210 mm คงที่ จึงพอประมาณได้ว่า















รูปที่ 13. อิทธิพลของ κ ต่อ $\eta_{
m th}$

รูปที่ 16. อิทธิพลของ CL ต่อ NO_x



รูปที่ 17. อิทธิพลของ CL ต่อ $\eta_{
m th}$

200180 ms =30 $,\dot{m}_w = 8 \text{ kg/min}$ $\kappa = 11.68$, $\tau = 2.45$, d = 30 mm 160 140 U, w/m^2K 120 100 13 kw 12 kw 80 11 kw 60 9 kw $12 \text{ kw}, (\kappa = 0)$ 40 20 0 .2 .3 .5 .6 .7 .8 .9 1.0 0.0 .1 .4 Φ



เป็นการศึกษาอิทธิพลของ κ แต่เพียงอย่างเดียว เมื่อเปรียบเทียบ T ระหว่างรูปที่ 11 กับกรณีเปรียบเทียบรูปที่ 2 ที่ Φ เดียวกันพบว่า อุณหภูมิแก็สไอเสียทางออกของ รูปที่ 11 มีค่าสูงขึ้นอย่างชัดเจนเพราะ อิทธิพลการทำให้เย็นโดย PE ลดลงเมื่อ d_p เพิ่มขึ้นนั้นเอง รูปที่ 12 แสดงอิทธิพลของ κ ต่อปริมาณ CO พบว่าที่ค่า Φ สูงกว่า 0.6 แนว ์ โน้มการเกิด CO จะต่ำกว่าของกรณีเปรียบเทียบรปที่ 2 ตาม Φ ที่เพิ่ม ขึ้นเพราะการลดค่า K ทำให้ช่องว่างในชั้น PE มากขึ้น ทำให้การ ระบายไอเสียง่ายขึ้นแต่มีพื้นที่ผิวต่อปริมาตรลดลงทำให้เกิดปรากภู การณ์ quenching น้อยลงแต่สามารถทำการทดลองได้ถึงแค่ Φ = 0.75 เท่านั้นเพราะมีข้อจำกัดในเรื่องเทอร์โมคัปเปิ้ล type N ที่ใช้วัดได้ ไม่เกิน 1300 [°]C สำหรับ NO_x มีค่าเปลี่ยนแปลงเล็กน้อยจึงไม่ได้แสดง ไว้ รูปที่ 13 แสดงค่า $\eta_{\mathfrak{w}}$ ได้เมื่อลดค่า κ พบว่าในช่วง Φ น้อยกว่า 0.65 จะให้แนวโน้ม $\eta_{\mathfrak{th}}$ ต่ำกว่ากรณีเปรียบเทียบแต่เมื่อทดลองที่ค่า Φ สูงกว่านั้นแล้วค่า $\eta_{\mathfrak{w}}$ มีแนวโน้มสูงขึ้นจนถึงค่า Φ = 0.75 จะให้ค่า $\eta_{{}_{th}}$ ที่สูงกว่ากรณีเปรียบเทียบเนื่องจากปริมาณ CO ลดลงทำให้การ เผาไหม้สมบูรณ์ขึ้น ดังนั้นจึงมีแนวโน้มว่าถ้าสามารถทำการทดลองที่ ้ค่า Φ มากกว่า 0.75 อาจให้ปริมาณการเกิด CO ต่ำลงได้อีกและต่ำ η_{th} สูงขึ้นไปอีกก็ได้แต่ไม่ กว่าของกรณีเปรียบเทียบซึ่งจะทำให้มี สามารถทำการทดลองเช่นนั้นได้เพราะมีข้อจำกัดของเทอร์โมคัปเปิ้ลจึง หลีกเลี่ยงไปทดลองที่ค่า CL ต่ำกว่า 13 kW ดังจะกล่าวถึงในหัวข้อถัด ٩٩I

3.4 อิทธิพลของ Thermal input (CL)

รูปที่ 14 ถึง 18 แสดงอิทธิพลการลด CL จาก 13 kW ถึง 9 kW ต่อ อุณหภูมิ T ปริมาณ CO, NO_X, **η**_{th} และสัมประสิทธิ์การถ่ายโอนความ ร้อนรวม U ตามลำดับ ที่ค่า CL ใดๆจะทำการปรับอัตราการไหลของ อากาศเพื่อให้ได้ค่า **Φ** หลายๆค่าเพื่อสะดวกในการเปรียบเทียบ เมื่อ CL ลดลงอุณหภูมิ T นับจากผิวหน้าของ PB เป็นต้นไปมีแนวโน้มลดลง โดยตลอดอย่างเห็นได้ชัดดังรูปที่ 14 CO มีแนวโน้มลดลงมาต่ำสุดที่ CL = 12 kW แล้วกลับสูงขึ้นไปอีกเมื่อ CL ลดลงอย่างต่อเนื่องดังแสดง ในรูปที่ 15 พบว่าที่ CL = 12 kW และ Φ = 0.6 เป็นค่าที่เหมาะสมที่ สุดเพราะให้ปริมาณ CO ต่ำสุดเท่ากับ 400 ppm เทียบกับ 130 ppm ของกรณีไม่ติดตั้ง PE (K = 0) ที่เงื่อนไขเดียวกัน รูปที่ 16 แสดงปริมาณ NO_x ที่ค่า CL อยู่ในช่วง 9-13 kW ซึ่งให้ปริมาณ NO_x ใกล้เคียงกันและ มีค่าสูงสุดไม่เกิน 160 ppm รูปที่ 17 แสดงการเปรียบเทียบ η_{th} พบว่า ที่สภาวะที่เหมาะสมที่สุดดังกล่าวให้ค่า η_{th} สูงสุดเท่ากับ 58 % โดยสูง กว่าถึง 22 % เมื่อเปรียบเทียบกับกรณีไม่ติดตั้ง PE (K = 0) รูปที่ 18 แสดงสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม U ซึ่งมีแนวโน้มเช่นเดียวกับ ค่า η_{th}

4.สรุป

ประสบความสำเร็จอย่างสูงในการทดลองเบื้องต้นติดตั้งภาระความ ร้อนแบบ water jacket ให้กับหัวเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวโดยวัสดุพรุน ชนิดไม่แตกตัวเป็นฝอยละอองเพื่อดึงความร้อนมาใช้ประโยชน์ ได้ สภาวะการทำงานที่ให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุดแต่ปลดปล่อย มลพิษต่ำสุดซึ่งเป็นประโยชน์ที่จะพัฒนาให้ดียิ่งขึ้นต่อไปในอนาคต

เอกสารอ้างอิง

[1] S. Jugjai, et al. "Liquid Fuels Porous Medium Burner", 15th Symposium on Mechanical Engineering Network of Thailand (ME-NETT), 2001, at Univ. of Srinakariatarawirot Prasanmitr, pp. CE-14-CE-20.

[2] S. Jugjai, et al. "Experimental Study on Combustion of Liquid Fuels by a Porous Medium", Experimental Thermal and Fluid Science, 2002, Vol. 26, No. 1, pp. 15-23.

[3] S. Jugjai, et al. "Enhancement of Evaporation and Combustion of Liquid Fuels through Porous Media", Experimental Thermal and Fluid Science, 2003, Vol. 27, No. 8, pp. 901-909.