

อิทธิพลการจ่ายอากาศแบบขั้นและการใช้ไอน้ำพ่นฝอยละออง  
ที่มีต่อคุณลักษณะการเผาไหม้ในวัสดุพรุน

INFLUENCE OF AIR STAGING AND STEAM ASSISTED ATOMIZATION ON  
COMBUSTION CHARACTERISTICS IN POROUS MEDIA



วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรดุษฎีบัณฑิต  
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล  
คณะวิศวกรรมศาสตร์  
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง  
พ.ศ. 2560  
KMITL -2017-EN-D-058-003

อิทธิพลการจ่ายอากาศแบบชั้นและการใช้น้ำพ่นฝอยละออง  
ที่มีต่อคุณลักษณะการเผาไหม้ในวัสดุพรุน  
INFLUENCE OF AIR STAGING AND STEAM ASSISTED ATOMIZATION ON  
COMBUSTION CHARACTERISTICS IN POROUS MEDIA



วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรดุษฎีบัณฑิต  
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล  
คณะวิศวกรรมศาสตร์  
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง  
พ.ศ. 2560  
KMITL -2017-EN-D-058-003

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

INFLUENCE OF AIR STAGING AND STEAM ASSISTED ATOMIZATION ON  
COMBUSTION CHARACTERISTICS IN POROUS MEDIA

ARWUT LAPIRATTANAKUN

A THESIS SUBMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT  
OF THE REQUIREMENT FOR THE DEGREE OF  
DOCTORAL OF ENGINEERING IN MECHANICAL ENGINEERING  
FACULTY OF ENGINEERING  
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG  
2017  
KMITL-2017-EN-D-058-003

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



COPYRIGHT 2017

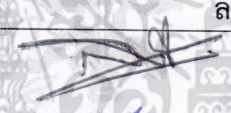
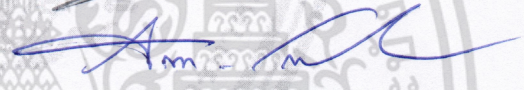
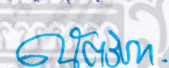


FACULTY OF ENGINEERING

KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อผู้ยูสเซอร์เห็นนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

คณะวิศวกรรมศาสตร์  
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง  
ใบรับรองวิทยานิพนธ์

หัวข้อวิทยานิพนธ์ อิทธิพลของการจ่ายอากาศแบบขั้นและการใช้ไอน้ำพ่นฝอยละอองที่มีต่อคุณลักษณะ  
การเผาไหม้ในวัสดุพรุน  
Thesis Title Influence of Air Staging and Steam Assisted Atomization on Combustion  
Characteristics in Porous Media  
นักศึกษา นายอาวุธ สภีรัตน์ากุล  
รหัสประจำตัว 52610205  
ปริญญา วิศวกรรมศาสตรดุษฎีบัณฑิต  
สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล  
อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ รศ.ดร.จรรูวัตร เจริญสุข  
หมายเลขวิทยานิพนธ์ KMITL-2017-EN-D-058-003

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์		ลายมือชื่อ
ศ.ดร.สำเร็จ	จักรใจ	
ผศ.ดร.จินดา	เจริญพรพาณิชย์	
ผศ.ดร.ณัตวิภา	เจียรระเนาชิระ	
รศ.ดร.พงษ์เจต	พรหมวงศ์	
รศ.ดร.จรรูวัตร	เจริญสุข	

วัน / เดือน / ปี ที่สอบ วันพุธที่ 7 ธันวาคม พ.ศ. 2559 เวลา 10.00-12.00 น.  
สถานที่สอบ ณ อาคาร A ชั้น 5 ห้องประชุม 3

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง  
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

คณะวิศวกรรมศาสตร์ รับรองแล้ว

(รองศาสตราจารย์ ดร. คมสัน มาลีสี)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ฉบับตี คณะวิศวกรรมศาสตร์  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้  
วันที่ 7 ธันวาคม พ.ศ. 2559

หัวข้อวิทยานิพนธ์	อิทธิพลของการจ่ายอากาศแบบชั้นและการใช้ไอน้ำพ่นฝอยละอองที่มีต่อคุณลักษณะการเผาไหม้ในวัสดุพูน
นักศึกษา	นายอาวุธ ลภีรัตน์กุล
รหัสประจำตัว	52610205
ปริญญา	วิศวกรรมศาสตรดุษฎีบัณฑิต
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
พ.ศ.	2560
อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์	รศ.ดร.จากรวัตร เจริญสุข

### บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้แบ่งการศึกษาออกเป็นสองส่วน ส่วนแรกเป็นการศึกษาปรากฏการณ์ภายในหัวเผาวัสดุพูนแบบแบ่งจ่ายอากาศเป็นชั้นสำหรับเชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจีและส่วนที่สองเป็นการศึกษาสมรรถนะการเผาไหม้ของหัวเผาน้ำมันพีซีใช้แล้วที่ใช้ไอน้ำช่วยในการพ่นฝอยละออง โดยทั้งสองการศึกษาได้ประยุกต์ใช้วัสดุพูนมาช่วยส่งเสริมการเผาไหม้ในแง่การเพิ่มความปั่นป่วนในการผสมและเป็นตัวยึดติดของฐานเปลวไฟ

งานวิจัยในส่วนแรกเป็นการศึกษาปรากฏการณ์ภายในหัวเผาวัสดุพูนแบบแบ่งจ่ายอากาศเป็นชั้นสำหรับเชื้อเพลิงแก๊สแอลพีจีที่ถูกใช้เพื่อเป็นแหล่งผลิตความร้อนในการผลิตก๊าซไฮโดรเจนสำหรับระบบเซลล์เชื้อเพลิงแบบออกไซด์ของแข็ง(SOFC) ซึ่งหัวเผามีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 100mm สูง 325mm มีการแบ่งจ่ายอากาศสามส่วนคือ อากาศส่วนที่หนึ่งจ่ายพร้อมกับเชื้อเพลิงผสมกันในกล่องผสมผสมกันแบบส่วนผสมหนา ก่อนป้อนเข้าสู่ห้องเผาไหม้ ส่วนอากาศส่วนที่สองและสามป้อนที่ระดับความสูง 0mm และ 100mm จากแผ่นกระจายของผสม พิกัดความร้อนของหัวเผามีขนาด 3 kW ด้วยการปรับเปลี่ยนอากาศส่วนเกิน 110-180% ในการทดสอบทำการตรวจวัดการกระจายตัวของอุณหภูมิตามความสูงของหัวเผา เมื่อปรับเปลี่ยนค่าความพรุนของวัสดุพูน 3 ขนาด (9% 27% และ 45%) โดยอภิปรายผลเชื่อมโยงกับหลักการของตัวเลข Peclet การพาความร้อนและการผสมแบบปั่นป่วนระหว่างแก๊สไอเสียร้อนกับสารตั้งต้น จากผลการทดลองพบว่าสามารถใช้ความเร็วเปลวไฟแบบราบเรียบของโพเรน ค่าพหุนามค่าตัวเลข Peclet เพื่อเป็นเกณฑ์ในการหาเสถียรภาพของการเผาไหม้ ซึ่งพบว่าอุณหภูมิการเผาไหม้เกิดการกระจายตัวอย่างสม่ำเสมอตลอดหัวเผา คุณลักษณะสำคัญของหัวเผานี้คืออุณหภูมิการเผาไหม้ควรจะต้องมีค่ามากกว่า 800 °C ภายในช่วง 100mm จากแผ่นกระจายของผสม เพื่อเป็นการยืนยันว่าการเผาไหม้จะเกิดขึ้นอย่างมีเสถียรภาพในแนววัสดุพูนตลอดความสูงของหัวเผา นอกจากนี้พบว่าค่าความพรุนของวัสดุพูนมีผลต่อเสถียรภาพการเผาไหม้ภายในหัวเผาวัสดุพูน โดยการลดลงของขนาดวัสดุพูนทำให้ช่องว่างของวัสดุพูนลดลง ส่งผลให้อุณหภูมิและประสิทธิภาพการเผาไหม้ลดต่ำลง สอดคล้องกับการลดลงของปริมาณ  $C_xH_y$  และ CO ตามลำดับ จากผลการศึกษาปรากฏการณ์ภายในหัวเผาวัสดุพูนสำหรับเผาไหม้เชื้อเพลิงแอลพีจี ทำให้ทราบถึงข้อดีของวัสดุพูนที่สามารถสร้างเสถียรภาพการเผาไหม้ ทำหน้าที่เป็นที่ยึดฐานเปลวไฟ มีการกระจายตัวของอุณหภูมิภายในแนววัสดุพูนอย่างสม่ำเสมอและตอบสนองต่อการเปลี่ยนแปลงภาระการเผาไหม้ ซึ่งเป็นการเหมาะสมที่จะนำวัสดุพูนมาประยุกต์ใช้กับการเผาไหม้น้ำมันพีซีใช้แล้ว ซึ่งเป็นเชื้อเพลิงที่มีจุดเดือด ความหนืดสูงและเผาไหม้ได้ยาก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ดังนั้นการศึกษาในส่วนที่สองนี้เป็นการออกแบบหัวเผาวัสดุพูนที่ใช้ในการเผาไหม้น้ำมันพีซีใช้แล้ว โดยหัวเผานี้ประยุกต์ใช้วัสดุพูนเม็ดอะลูมินาขนาด 20mm มาช่วยในการส่งเสริมการเผาไหม้และทำหน้าที่เป็นที่ยึดติดของฐานเปลวไฟ อีกทั้งยังนำไอน้ำมาช่วยในการสร้างฝอยละอองน้ำมันพีซีใช้แล้วและเหนี่ยวนำอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้ป้อนเข้าสู่ห้องเผาไหม้ของหัวเผา ข้อดีของไอน้ำยังมีส่วนช่วยในการลดเขม่าและปริมาณ CO ที่ได้จากการเผาไหม้ ในการทดสอบดำเนินการตามมาตรฐาน DIN EN 203-1 ทำการปรับเปลี่ยนภาระความร้อนต่อพื้นที่หน้าตัดของหัวเผาและปรับเปลี่ยนอัตราการไหลของน้ำเท่ากับ 0.16 0.20 และ 0.22 kg/min ทำการตรวจวัดอุณหภูมิการเผาไหม้ ปริมาณมลพิษ ลักษณะของเปลวไฟที่เกิดขึ้น ประสิทธิภาพเชิงความร้อนและประสิทธิภาพการเผาไหม้ จากผลการทดสอบพบว่าภายใต้การออกแบบและเงื่อนไขของหัวเผานี้ หัวเผาสามารถเผาไหม้ได้ดีในย่านภาระความร้อนต่อพื้นที่หน้าของหัวเผาในช่วง 325-548 kW/m<sup>2</sup> ด้วยอัตราการไหลไอน้ำ 0.16 kg/min ที่อัตราส่วนความสูงต่อเส้นผ่านศูนย์กลางของหัวเผาเท่ากับ 0.75 เมื่อเกิดการเผาไหม้แล้วมีปริมาณ CO และ NO<sub>x</sub> เท่ากับ 171 ppm และ 40 ppm ที่มาตรฐาน O<sub>2</sub> เท่ากับ 6% ตามลำดับ ประสิทธิภาพเชิงความร้อนและประสิทธิภาพการเผาไหม้เท่ากับ 28% และ 99.5% ตามลำดับ ทั้งนี้หากเผาไหม้ที่อัตราการให้พลังงานสูงกว่าที่กล่าวไว้ ผลของการเพิ่มอัตราส่วนการใช้ไอน้ำต่อเชื้อเพลิงจะเริ่มทำให้ประสิทธิภาพการเผาไหม้ลดลงอย่างมีนัยสำคัญ อย่างไรก็ตาม ผลการทดสอบบ่งชี้ว่าสมรรถนะของหัวเผาจะดีขึ้นด้วยการเพิ่มอัตราส่วนความสูงต่อเส้นผ่านศูนย์กลางของหัวเผาเท่ากับ 1.5 ส่งผลให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเพิ่มขึ้นเป็น 42%

**คำสำคัญ :** หัววัสดุพูนสำหรับแก๊สแอลพีจี การจ่ายอากาศเป็นชั้น หัวเผาน้ำมันพีซีใช้แล้ว วัสดุพูน

<b>Thesis Title</b>	INFLUENCE OF AIR STAGING AND STEAM ASSISTED ATOMIZATION ON COMBUSTION CHARACTERISTICS IN POROUS MEDIA
<b>Student</b>	Mr.Arwut Lapirattanakun
<b>Student ID.</b>	52610205
<b>Degree</b>	Doctoral of Engineering
<b>Programme</b>	Machanical Engineering
<b>Year</b>	2017
<b>Thesis Advisor</b>	Dr.Jaruwat Charoensuk, Assoc. Prof.

### Abstract

This research was separated in two parts, the firstly, study the phenomenon of air staged porous media burner for LPG as fuel and the secondly, study the combustion performance of a waste vegetable oil burner (WVOB) which steam assisted atomization. Both LPG air staged burner and WVOB applied a porous media to support the combustion of burner as flame stabilizer, turbulent mixing and flame holder.

The firstly, study the phenomenon of air staged porous media burner. A porous combustor burning partially premixed LPG with staged air is investigated prior to be used as a prime heat source in a hydrogen production unit of Solid Oxide Fuel Cell System. It has 325 mm in height with 100 mm of inside diameter. The small amount of air is mixed with liquid petroleum gas at the bottom of the combustor and the rest is staged at 0 and 100 mm next to the distributor plate. Thermal throughput is kept at 3 kW with the excess air ranging from 110% to 180%. Temperature distributions are investigated for three values of porosity and linked with Peclet number, convection and turbulent mixing of hot product and unburned reactant. Experimental data suggested that it is reasonable to use Peclet number calculated using the flame speed of propane to determine the combustion stability. Low and well distributed temperature profile is achieved. The apparatus meets the design criteria with staged air but caution must be made to avoid over-staging. An important operation criterion is found in the mixture preheating zone; the temperature level within the distance of 100 mm. from the distributor plate must be higher than 800 °c for a sufficient level temperature throughout the burner domain.

From the result of the phenomena within a LPG porous burner, it can be concluded that porous media can help to support the combustion as flame holder, flame stabilizer, well temperature distribution and slowly responded to change in thermal load. Therefore, it is suitable to apply the porous media to burn the waste vegetable oil

Another burner of this research is a newly designed cooking stove using Wasted Vegetable Oil (WVO) as fuel. Porous media, containing 2 cm diameter of spherical ceramic balls, was used as a flame stabilizer. Steam was successfully applied in a burner at this scale to atomize WVO droplet and entrain air into the combustion zone as well as to reduce soot and CO emission. DIN EN 203-1 testing standard was adopted and the experiment was conducted at various firing rate with the water flow rate at 0.16, 0.20 and 0.22 kg/min. Temperature, emissions, visible flame length, thermal efficiency as well as combustion efficiency were evaluated. Under the current WVOB design, it was suitable to operate the burner at the range of nominal firing rate between 325-548 kW/m<sup>2</sup> with water flow rate of 0.16 kg/min, at burner height to diameter ratio of 0.75, giving CO and NO<sub>x</sub> emissions up to 171 and 40 ppm, respectively (at 6% O<sub>2</sub>). Thermal efficiency was at around 28% where the combustion efficiency was approximately at 99.5%. Moreover, at the high of range of nominal firing rate, increasing in water to fuel ratio leads to decrease obviously in combustion efficiency. The performance of WVO burner could be improved further if increasing the H/D ratio to 1.5, yielding thermal efficiency up to 42 %.

Keyword: Air staged LPG porous media burner, Staged combustion, Waste vegetable oil burner, Porous media

## กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยนี้สำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยความอนุเคราะห์สนับสนุนจากหน่วยงาน และบุคคลต่าง ๆ เป็นอย่างดี มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานครที่ได้จัดสรรทุนอุดหนุนและเอื้อเฟื้อสถานที่ในการทำวิทยานิพนธ์ครั้งนี้ รองศาสตราจารย์ ดร.จารุวัตร เจริญสุข อาจารย์ที่ปรึกษาได้กรุณาให้คำปรึกษาแนะนำ อันเป็นประโยชน์ยิ่งในการทำวิทยานิพนธ์ให้สำเร็จลุล่วงไปด้วยดี นอกจากนี้งานวิจัยเรื่องนี้ยังได้รับคำแนะนำอย่างดีจากคณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์ ซึ่งเป็นประโยชน์อย่างสูงที่ทำให้งานวิจัยเรื่องนี้สำเร็จอย่างสมบูรณ์

ขอขอบคุณผู้ที่ให้กำลังใจและให้การสนับสนุนการศึกษาเล่าเรียนและทำวิจัยของผู้วิจัยมาโดยตลอดได้แก่ คุณพ่อ คุณแม่ พี่ น.ส ภรณ์เพ็ญ ลภีรัตนากุล ที่คอยสนับสนุนในทุกๆ เรื่อง และขอขอบคุณครอบครัวของผู้วิจัย ที่ช่วยเป็นกำลังใจให้เสมอมา ผู้วิจัยรู้สึกซาบซึ้งในพระคุณเป็นอย่างยิ่ง

ขอขอบคุณนายเกษมศิลป์ อ่อนทอง สำหรับความช่วยเหลือเรื่องทดสอบและข้อมูลการทดสอบ ขอขอบคุณพี่ๆ เพื่อนๆ น้องๆ จากสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง และมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานคร โดยเฉพาะอย่างยิ่งนักศึกษามหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานคร ที่ให้ความช่วยเหลือข้าพเจ้าในทุกๆ ด้านที่ทำให้งานวิจัยสำเร็จไปด้วยดี

ขอขอบพระคุณในทุกประการที่ให้แก่งานวิจัยเรื่องนี้ไว้ ณ โอกาสนี้

อาวุธ ลภีรัตนากุล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## รายการคำย่อและสัญลักษณ์

$(A/F)$	อัตราส่วนของปริมาณอากาศต่อปริมาณของเชื้อเพลิง, $\text{kg}_{\text{air}}/\text{kg}_{\text{fuel}}$
$(A/F)_{\text{Stoic}}$	อัตราส่วนของปริมาณอากาศต่อปริมาณของเชื้อเพลิงตามทฤษฎี, $\text{kg}_{\text{air}}/\text{kg}_{\text{fuel}}$
$C_{p \text{ ambient}}$	ค่าความจุความร้อนของอากาศ, $\text{kJ}/\text{kg}\cdot\text{K}$
$C_{p \text{ flue gas}}$	ค่าความจุความร้อนของก๊าซไอเสีย, $\text{kJ}/\text{kg}\cdot\text{K}$
$D$	เส้นผ่านศูนย์กลางของเตาเผา, $\text{m}$
$D_o$	เส้นผ่านศูนย์กลางของห้องเผาไหม้, $\text{m}$
$(F/A)_{\text{Stoic}}$	อัตราส่วนของปริมาณเชื้อเพลิงต่อปริมาณของอากาศตามทฤษฎี, $\text{kg}_{\text{fuel}}/\text{kg}_{\text{air}}$
$(F/A)$	อัตราส่วนของปริมาณเชื้อเพลิงต่อปริมาณของอากาศ, $\text{kg}_{\text{fuel}}/\text{kg}_{\text{air}}$
$h_{fg}$	เอนทัลปีจำเพาะของการกลายเป็นไอหรือความร้อนแฝง, $\text{kJ}/\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}$
$HHV$	ค่าความร้อนขั้นสูง, $\text{kJ}/\text{kg}$
$LHV$	ค่าความร้อนขั้นต่ำ, $\text{kJ}/\text{kg}$
$m_{\text{air}}$	มวลของอากาศที่เข้าทำปฏิกิริยาการเผาไหม้, $\text{kg}$
$\dot{m}_{\text{air}}$	อัตราการไหลของก๊าซไอเสีย $\text{kg}/\text{s}$
$m_{\text{fuel}}$	มวลของเชื้อเพลิงที่เข้าทำปฏิกิริยาการเผาไหม้, $\text{kg}$
$\dot{m}_{\text{fuel}}$	อัตราป้อนของเชื้อเพลิง, $\text{kg}/\text{s}$
$m_{\text{H}_2}$	มวลของไฮโดรเจนต่อหนึ่งหน่วยมวลของเชื้อเพลิง, $\text{kg}/\text{kg}_{\text{fuel}}$
$m_w$	มวลของไอน้ำที่เกิดขึ้นจากการเผาไหม้ต่อหนึ่งหน่วยมวลของเชื้อเพลิง, $\text{kg}/\text{kg}_{\text{fuel}}$
M.W.	มวลโมเลกุล, $\text{g}/\text{mole}$
$N_i$	โมลของก๊าซผสม, $\text{mole}$
$P$	ความดัน, $\text{Pa}$
$P_i$	ความดันย่อย, $\text{Pa}$
$q$	ภาระความร้อนที่เตาเผาผลิตได้, $\text{kJ}/\text{hr}/\text{m}^3$
$Q$	ค่าความร้อนของแก๊ส, $\text{kJ}/\text{kg}$
$q_1$	ความร้อนที่ถ่ายเทสู่น้ำที่นำไปใช้ประโยชน์, $\text{kJ}/\text{s}$
$q_2$	ความร้อนสุทธิในก๊าซไอเสียที่ออกจากเตาเผา, $\text{kJ}/\text{s}$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## รายการคำย่อและสัญลักษณ์ (ต่อ)

$q_3$	ความร้อนสูญเสียเนื่องจากคาร์บอนที่เผาไหม้ไม่หมดในซีเถ้า, kJ/s
$q_4$	ความร้อนสูญเสียเนื่องจากเผาไหม้ไม่สมบูรณ์, kJ/s
$q_5$	ความร้อนสูญเสียผ่านผนังเตา, kJ/s
$q_{air}$	พลังงานจากอากาศ, kJ/s
$q_{fuel}$	พลังงานที่อยู่ภายในเชื้อเพลิง, kJ/s
$Q_S$	อัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศหตุยภูมิ, U/min
$Q_T$	อัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศทั้งหมด, U/min
$r$	ระยะของตำแหน่งที่ทำการวัดอุณหภูมิตามแนวรัศมี, m
$R$	รัศมีของเตาเผา, m
$r/R$	ระยะที่ทำการวัดจากกึ่งกลางเตาต่อรัศมีของเตาเผา
$T_{flue\ gas}$	อุณหภูมิของก๊าซไอเสีย, K
$T_{ambien}$	อุณหภูมิอากาศภายนอก, K
$U$	ความเร็วตามแนวรัศมี, m/s
$V$	ความเร็วตามแนวเชิงมุม, m/s
$W$	ทิศทางความเร็วตามแนวแกน, m/s
$x$	ความสูง ณ ตำแหน่งที่ทำการวัดอุณหภูมิตามแนวแกน, m
$x/D$	ความสูงต่อเส้นผ่าศูนย์กลางเตาเผา
% stoic air	เปอร์เซ็นต์อากาศพอดีทางทฤษฎี
% excess air	เปอร์เซ็นต์ของอากาศส่วนเกิน
$\lambda$	สัดส่วนปริมาณอากาศหตุยภูมิต่ออากาศรวมเชิงปริมาตร
$\eta_{com}$	ประสิทธิภาพการเผาไหม้, %
$\Phi$	อัตราส่วนสมมูล
$\rho_a$	ความหนาแน่นของอากาศ, kg/m <sup>3</sup>
$\chi_i$	สัดส่วนโมลของก๊าซผสม
$a$	Molar Oxygen-fuel ratio, kmol / kmol
$LHV_{oil}$	Net calorific of oil palm, (kJ / kg)
$\dot{m}_{oil}$	Mass flow rate of oil palm (kg / s)
$A_{entrain}$	มวลอากาศที่ถูกเหนี่ยวนำเข้าห้องเผาไหม้
$A_{exit}$	มวลอากาศที่เหลือจากการเผาไหม้
$A_{stoic}$	ปริมาณอากาศที่เผาไหม้พอดี
$C_p$	ค่าความร้อนจำเพาะของน้ำ, (kJ / kg · K)
$h_{fg}$	ค่าความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอ, kJ / kg
$MW_i$	Molar mass of species, kg / kmol

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$MW_{air}$	น้ำหนักมวลโมเลกุลของอากาศ, $kg / kmol$
$MW_{fuel}$	น้ำหนักมวลโมเลกุลของเชื้อเพลิง, $kg / kmol$
$n_i$	Mole of Species i, (Mole)
$Q_{fuel}$	ความร้อนที่ได้จากการเผาไหม้เชื้อเพลิง
$Q_{loss,co}$	ปริมาณความร้อนที่สูญเสียจากการที่ $CO$ ไม่ถูกเผาไหม้เป็น $CO_2$
$T_{wi}$	อุณหภูมิของน้ำก่อนการทดสอบ, $^{\circ}C$
$T_{wf}$	อุณหภูมิของน้ำหลังการทดสอบ, $^{\circ}C$
$w_w$	น้ำหนักของน้ำก่อนการทดสอบ, (kg)
$w_v$	น้ำหนักของน้ำที่ระเหยกลายเป็นไอ, (kg)
$\eta_c$	ประสิทธิภาพการเผาไหม้
$\eta_{th}$	ประสิทธิภาพเชิงความร้อน
$\rho_{water}$	ค่าความหนาแน่นของน้ำ, ( $kg / m^3$ )
$\rho_{oil}$	ค่าความหนาแน่นของน้ำมัน, ( $kg / m^3$ )
$CO$	คาร์บอนมอนอกไซด์
$O_2$	ออกซิเจน
$CO_2$	คาร์บอนไดออกไซด์
$NO_x$	ไนโตรเจนออกไซด์
$H_2$	ไฮโดรเจน
$SO_2$	ซัลเฟอร์ไดออกไซด์
$V_{cavity}$	ปริมาตรช่องว่างของแผงวัสดุพอร์ซเลน
$V_{total}$	ปริมาตรของถ้วยปีกเกอร์ขนาด $500\text{ cm}^3$
$\lambda$	ปริมาณอากาศส่วนที่สามต่อปริมาณอากาศทั้งหมด
$Re_{part}$	Particle Reynold number
$d_{part}$	ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของวัสดุพอร์ซเลน
$U_{bed}$	ความเร็วของของไหลที่ไหลผ่านแผงวัสดุพอร์ซเลน
$V'_{rms}$	Turbulence intensity
$L$	Macroscale
$l_o$	Intregal scale
$l_{\lambda}$	Taylor microscale
$l_k$	Kolmogorov microscale
$\delta_L$	Turbulent flame thickness
$V'_{rms} / S_L$	อัตราส่วนของความรุนแรงของความปั่นป่วนต่อความเร็วเปลวไฟแบบราบเรียบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$S_T / S_L$	อัตราส่วนของความเร็วเปลวไฟแบบปั่นป่วนต่อความเร็วเปลวไฟแบบราบเรียบ
$E_f$	พลังงานที่ป้อนให้แก่หัวเผา
$E_{CO}$	พลังงานที่สูญเสียไปกับการเผาไหม้ CO
$E_{CH_4}$	พลังงานที่สูญเสียไปกับการเผาไหม้ไฮโดรคาร์บอนที่ไม่เผาไหม้
$Pe$	Peclet number
$S_L$	ความเร็วเปลวไฟแบบราบเรียบ
$d_m$	Equivalent diameter
$\delta$	ขนาดของวัสดุพอรุน
$Pe_{critical}$	Critical Peclet number
$\lambda_{f,s}$	Heat conductivity of fluid/solid
$\alpha_f$	Heat transmission coefficient



## สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อ.....	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ .....	III
กิตติกรรมประกาศ.....	VI
สารบัญ.....	V
สารบัญตาราง.....	VIII
สารบัญรูปภาพ.....	XI
รายการคำย่อและสัญลักษณ์.....	XIII
บทที่ 1 บทนำ.....	1
1.1 ความเป็นมา.....	1
1.2 ความมุ่งหมายและวัตถุประสงค์.....	3
1.3 สมมติฐานของการศึกษา.....	4
1.4 ขอบเขตของงานวิจัยส่วนที่หนึ่ง.....	4
1.5 ขอบเขตของงานวิจัยส่วนที่สอง.....	5
1.6 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	5
บทที่ 2 วรรณกรรมปริทรรศน์.....	6
บทที่ 3 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง.....	18
3.1 หลักการของวัสดุพอรู.....	18
3.2 การถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นภายในวัสดุพอรู.....	21
3.3 วัสดุพอรูชนิดเซรามิค.....	24
3.4 การเผาไหม้ที่มีการหมุนเวียนความร้อน.....	25
3.5 การเผาไหม้.....	28
3.6 เทคนิคการเผาไหม้แบบเป็นขั้นตอน.....	29
3.7 การไหลแบบปั่นป่วน.....	30
3.7.1 ความปั่นป่วนคืออะไร.....	21
3.7.2 การเปลี่ยนผ่านจากการไหลแบบราบเรียบสู่การไหลแบบเทอร์บูเลนต์.....	33
3.7.3 LENGTH SCALES IN TURBULENT FLOWS.....	37
3.7.4 Turbulence Reynold numbers.....	38
3.7.5 Three Flame Regimes.....	39
3.8 การปล่อยมลพิษ.....	41
3.8.1 มลพิษของคาร์บอนมอนอกไซด์.....	41
3.8.2 การก่อเกิด NO <sub>x</sub> และการควบคุม.....	41
3.8.3 เทคนิคการลด NO <sub>x</sub> .....	41

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



## สารบัญ (ต่อ)

หน้า

5.4.4 การเปรียบเทียบปริมาณ NO <sub>x</sub> ระหว่างหัวเผาวัสดุพูนแบบแบ่งจ่าย อากาศเป็นชั้นกับหัวเผาแบบแบ่งจ่ายอากาศเป็นชั้นทั่วไป.....	109
5.5 สรุปผลการทดสอบ.....	110
5.6 เอกสารอ้างอิง.....	111
บทที่ 6 หัวเผาน้ำมันพีซีใช้แล้ว.....	112
6.1 องค์ประกอบของหัวเผาน้ำมันพีซีใช้แล้วและวิธีการทดลอง.....	112
6.1.1 องค์ประกอบของน้ำมันพีซีใช้แล้ว.....	112
6.1.2 ส่วนประกอบของหัวเผาน้ำมันพีซีใช้แล้ว.....	113
6.1.3 การวัดผลอุณหภูมิและแก๊สไอเสียที่ได้จากการเผาไหม้.....	116
6.2 ผลการทดสอบและวิจารณ์ผลการทดสอบ.....	118
6.2.1 อุณหภูมิเผาไหม้เฉลี่ยภายในวัสดุพูนและประสิทธิภาพเชิงความร้อน.....	120
6.2.2 ปริมาณแก๊สไอเสียที่เกิดขึ้นจากการเผาไหม้และประสิทธิภาพ การเผาไหม้.....	126
6.3 การประเมินความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์.....	131
6.4 สรุปผลการทดลอง.....	132
6.5 เอกสารอ้างอิง.....	132
บทที่ 7 สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ.....	134
7.1 สรุปผลการทดลองหัวเผาวัสดุพูนแบบแบ่งจ่ายอากาศเป็นชั้นสำหรับแก๊ส แอลพีจี.....	134
7.1.1 ข้อเสนอแนะ.....	134
7.2 สรุปผลการทดลองหัวเผาน้ำมันพีซีใช้แล้ว.....	135
7.2.1 ข้อเสนอแนะ.....	135
บรรณานุกรม.....	137
ภาคผนวก ก : ตัวอย่างการคำนวณ	
ภาคผนวก ข : บทความที่ได้รับการตีพิมพ์	
ภาคผนวก ค : การยื่นขอสิทธิบัตรหัวเผาน้ำมันพีซีใช้แล้ว	
ประวัติผู้เขียน	

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## สารบัญตาราง

หน้า

ตารางที่ 2.1 แสดงสิทธิบัตรที่ประยุกต์ใช้เทคนิควิศวกรรมมาใช้ในการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลว.....	22
ตารางที่ 3.1 แสดงการเปรียบเทียบคุณสมบัติของเซรามิคแต่ละประเภทที่นำมาใช้เป็นวัสดุพอรุน.....	24
ตารางที่ 3.2 คุณสมบัติของ LPG.....	64
ตารางที่ 3.3 ค่าความร้อนของการเผาไหม้แก๊ส LPG.....	65
ตารางที่ 5.1 เงื่อนไขอากาศที่ใช้ในการทดลอง.....	83
ตารางที่ 5.2 แสดงคุณสมบัติของแก๊ส LPG (Commercial Butane).....	85
ตารางที่ 5.3 แสดงผลของการจัดจำแนกพฤติกรรมการไหลแบบปั่นป่วนตามตัวเลขเรย์โนลด์ระดับ อนุภาค ที่วัสดุพอรุนขนาดต่างๆ.....	89
ตารางที่ 5.4 แสดงค่าตัวเลขเรย์โนลด์อนุภาคเมื่อปรับเปลี่ยนปริมาณอากาศส่วนเกิน.....	89
ตารางที่ 5.5 แสดงค่า Peclet numbers ที่คำนวณได้จากเงื่อนไขการทดสอบเมื่อทำการปรับเปลี่ยน ขนาดของวัสดุพอรุน.....	102
ตารางที่ 6.1 แสดงองค์ประกอบของน้ำมันพีชใหม่และน้ำมันพีชใช้แล้ว.....	113
ตารางที่ 6.2 แสดงการเปรียบเทียบข้อมูลจำเพาะและสมรรถนะการเผาไหม้ระหว่างหัวเผารุ่นเก่า กับหัวเผารุ่นปัจจุบัน.....	115
ตารางที่ 6.3 แสดงผลการสอบเทียบเครื่องวิเคราะห์ห้องค์ประกอบแก๊สไอเสีย (TESTO 350XL).....	118
ตารางที่ 6.4 แสดงเงื่อนไขการทดสอบสมรรถนะของหัวเผาน้ำมันพีชใช้แล้ว.....	113

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## สารบัญรูปภาพ

หน้า

รูปที่ 3.1 แสดงไดอะแกรมแสดงกลไกการเกิดปฏิกิริยาภายในหัวเผาวัสดุพอรุน.....	19
รูปที่ 3.2 แสดงการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นภายในแผงวัสดุพอรุน.....	19
รูปที่ 3.3 แสดงไดอะแกรมของการจัดเรียงวัสดุพอรุนภายในหัวเผาวัสดุพอรุน.....	20
รูปที่ 3.4 แสดงการเปรียบเทียบปริมาณปริมาณ CO และ NO <sub>x</sub> ที่ได้จากการเผาไหม้กับมาตรฐาน นานาชาติ.....	21
รูปที่ 3.5 แสดงปริมาณNO <sub>x</sub> ที่เกิดขึ้นที่ขนาดพิกัดความร้อนย่านต่ำ เปรียบเทียบกับวัสดุพอรุนคนละ ประเภท.....	21
รูปที่ 3.6 แสดงการเผาไหม้ภายในหัวเผาวัสดุพอรุนที่ทำจากวัสดุต่างประเภทกัน (a) C/SiC structure; (b) Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> fibre structure; (c) zirconium foam static mixer; (d) Fe-Cr-Al alloy wire mesh.....	22
รูปที่ 3.7 แสดงวัสดุพอรุนชนิดเซรามิกชนิดต่างๆ.....	24
รูปที่ 3.8 แสดงเปรียบเทียบอุณหภูมิการเผาไหม้ชนิดที่มีและไม่มีกรหมุนเวียนความร้อน.....	25
รูปที่ 3.9 แสดงหลักการทำงานของวัสดุพอรุน.....	26
รูปที่ 3.10 ค่าความเร็วที่จุดต่างๆ ในสนามการไหลแบบปั่นป่วน.....	30
รูปที่ 3.11 ภาพที่เห็นได้ด้วยตาเมื่อใช้เทคนิค flow visualization ของการไหลที่บริเวณ ชั้นขีดผิวผนัง.....	31
รูปที่ 3.12 ค่าของพลังงานตลอดสเปกตรัมของควมถี่ของความปั่นป่วนที่เกิดจากการไหลผ่านกริด.....	33
รูปที่ 3.13 โปรไฟล์ของความเร็ว a) Inviscid instability b) Viscous instability.....	34
รูปที่ 3.14 กระบวนการเปลี่ยนผ่านของลำการไหล.....	35
รูปที่ 3.15 ภาพด้านบนแสดงกระบวนการเปลี่ยนผ่านไปสู่ความปั่นป่วนของการไหลผ่าน แผ่นผิวเรียบ.....	36
รูปที่ 3.16 แสดงภาพถ่ายของการเกิดการเปลี่ยนผ่านไปสู่ความปั่นป่วนของการไหลผ่าน แผ่นผิวเรียบ.....	37
รูปที่ 3.17 แสดงอิทธิพลของขนาดความยาวของความปั่นป่วนต่อความเร็วเปลวไฟแบบปั่นป่วน สำหรับความรุนแรงของความปั่นป่วนค่าต่างๆ.....	40
รูปที่ 3.18 แสดงการปลดปล่อยสารไนโตรเจนออกไซด์ของประเทศสหรัฐอเมริกาในปี 1975 และ 1995.....	42
รูปที่ 3.19 วัฏจักรการเกิดฝนกรด.....	42
รูปที่ 3.20 การเกิดหมอกควัน.....	43
รูปที่ 3.21 กระบวนการเกิด NO <sub>x</sub> ประเภทต่างๆ.....	43
รูปที่ 3.22 แนวโน้มการเกิด Thermal NO <sub>x</sub> .....	44
รูปที่ 3.23 กระบวนการเกิด Fuel NO <sub>x</sub> .....	45
รูปที่ 3.24 การเกิด NO <sub>x</sub> ประเภทต่างๆ เทียบอุณหภูมิ.....	45

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อการใช้งานภายในเท่านั้น ไม่อนุญาตให้เผยแพร่หรือใช้ในการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## สารบัญรูปภาพ

หน้า

รูปที่ 3.25 ชนิดเชื้อเพลิงที่ส่งผลต่อการเกิด $\text{NO}_x$ .....	46
รูปที่ 3.26 อุณหภูมิอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้ที่ส่งผลต่อการเกิด $\text{NO}_x$ .....	48
รูปที่ 3.27 การเผาไหม้แบบเชื้อเพลิงลำดับชั้น.....	48
รูปที่ 3.28 การเผาไหม้แบบอากาศลำดับชั้น.....	49
รูปที่ 3.29 ปริมาณ $\text{NO}_x$ ที่เกิดขึ้นในเตาเผาลำดับชั้นแบบมีวัสดุพอรุนและไม่มีวัสดุพอรุน.....	49
รูปที่ 3.30 การหมุนวนก๊าซไอเสียแบบ External และ Internal.....	50
รูปที่ 3.31 เทคนิค Selective Catalytic Reduction (Johnson Matthey Plc 2007).....	51
รูปที่ 3.32 เทคนิค Selective Catalytic Reduction.....	51
รูปที่ 3.33 ตารางเปรียบเทียบวิธี SCR และ SNCR.....	52
รูปที่ 3.34 (a) แสดงเครื่องหมายของค่า $dT/dx$ สำหรับการนำความร้อน	
(b) แสดงทิศทางการไหลของความร้อน.....	54
รูปที่ 3.35 แสดงการนำความร้อนผ่านผนังร่ายที่มีค่าการนำความร้อน $k$ คงที่.....	54
รูปที่ 3.36 แสดงการนำความร้อนแบบมิติเดียวที่ไหลผ่านผนังหลายชั้น และการเปรียบเทียบกับวงจรไฟฟ้า.....	56
รูปที่ 3.37 แสดงการเปลี่ยนแปลงความเร็วและอุณหภูมิเหนือแผ่นวัตถุร้อนของการพาความร้อนแบบบังคับ.....	58
รูปที่ 3.38 แสดงการเปลี่ยนแปลงความเร็วและอุณหภูมิของของไหลบนแผ่นวัตถุเอียงร้อนของการพาความร้อนแบบอิสระ.....	58
รูปที่ 3.39 แสดงวงจรความร้อนสำหรับการถ่ายเทความร้อนผ่านผนังเมื่อผิวทั้งสองด้านมีการถ่ายเทความร้อนโดยการพา.....	59
รูปที่ 3.40 แสดงการนำความร้อนตัวกลางพิกัดทรงกลม $(r, \phi, \theta)$ .....	62
รูปที่ 5.1 แสดงระบบของหัวเผาวัสดุพอรุนแบบแบ่งจ่ายอากาศเป็นชั้นสำหรับเชื้อเพลิงแก๊ส.....	80
รูปที่ 5.2 แสดงมิติของขนาดของหัวเผา ตำแหน่งและลักษณะการจ่ายอากาศส่วนที่สองและสาม.....	81
รูปที่ 5.3 แสดงหัวฉีดของผสมระหว่างอากาศและเชื้อเพลิง.....	81
รูปที่ 5.4 แสดงเม็ดดอลูมิน่าทรงกลมสามขนาดที่ใช้ในการทดสอบ (หน่วย cm).....	82
รูปที่ 5.5 แสดงกลไกการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นระหว่างแก๊สไอเสีย แผงวัสดุพอรุนและเทอร์โมคัพเปิ้ลวัดอุณหภูมิ.....	84
รูปที่ 5.6 แสดงรูปแบบของการผสมกันระหว่างอากาศกับเชื้อเพลิงเมื่อทำการปรับเปลี่ยน $\lambda$ .....	86
รูปที่ 5.7 แสดงอิทธิพลของอากาศส่วนเกินที่ส่งผลต่อการกระจายตัวของอุณหภูมิตามแนวแกนของหัวเผา.....	87
รูปที่ 5.8 แสดงอิทธิพลของขนาดความยาวของความปั่นป่วนต่อความเร็วเปลวไฟแบบปั่นป่วนสำหรับความรุนแรงของความปั่นป่วนค่าต่างๆ.....	90
รูปที่ 5.9 แสดงพฤติกรรมกรรมการหมุนวนแบบปั่นป่วนของการไหลผ่านแผงวัสดุพอรุนที่ตัวเลขเรย์โนลด์ค่าต่างๆ.....	91

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้ทำซ้ำโดยไม่ได้รับอนุญาต  
 ไม่ว่ากรรมใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## สารบัญรูปภาพ

	หน้า
รูปที่ 5.10 แสดงคุณลักษณะของขนาดความยาวของความปั่นป่วน ( $L_m$ ) ที่สอดคล้องกับความเร็วของการหมุนวน ( $V_{mix}$ ).....	92
รูปที่ 5.11 แสดงการเปรียบเทียบอุณหภูมิสูงสุดที่ได้จากการเผาไหม้กับอุณหภูมิไอเสียอะเดียแบติกที่ปริมาณอากาศส่วนเกินค่าต่างๆ.....	94
รูปที่ 5.12 แสดงอิทธิพลของอากาศส่วนเกินที่ส่งผลต่อปริมาณ $CO$ .....	95
รูปที่ 5.13 แสดงอิทธิพลของอากาศส่วนเกินที่ส่งผลต่อปริมาณ $NO_x$ .....	95
รูปที่ 5.14 แสดงอิทธิพลของอากาศส่วนเกินที่ส่งผลต่อปริมาณ $C_xH_y$ .....	96
รูปที่ 5.15 อิทธิพลของปริมาณอากาศส่วนเกินที่ส่งผลต่อประสิทธิภาพการเผาไหม้.....	98
รูปที่ 5.16 แสดงอิทธิพลของค่าความพรุนของวัสดุพอรุนที่ส่งผลต่อการกระจายตัวของอุณหภูมิตามแนวแกน.....	100
รูปที่ 5.17 แสดงลักษณะของเปลวไฟที่เกิดขึ้นจากการเผาไหม้เมื่อปรับเปลี่ยนค่า Peclet number..	100
รูปที่ 5.18 แสดงอิทธิพลของค่าความพรุนของวัสดุพอรุนที่ส่งผลต่อปริมาณ $CO$ .....	102
รูปที่ 5.19 แสดงอิทธิพลของค่าความพรุนของวัสดุพอรุนที่ส่งผลต่อปริมาณ $NO_x$ .....	103
รูปที่ 5.20 แสดงอิทธิพลของค่าความพรุนของวัสดุพอรุนที่ส่งผลต่อปริมาณ $C_xH_y$ .....	103
รูปที่ 5.21 แสดงอิทธิพลของค่าความพรุนของวัสดุพอรุนที่ส่งผลต่อประสิทธิภาพการเผาไหม้.....	104
รูปที่ 5.22 แสดงอิทธิพลของอากาศส่วนเกินที่ส่งผลต่อประสิทธิภาพการเผาไหม้ที่คำนวณจากสมการทั่วไป.....	105
รูปที่ 5.23 แสดงอิทธิพลของค่าความพรุนของวัสดุพอรุนที่ส่งผลต่อประสิทธิภาพการเผาไหม้ที่คำนวณจากสมการทั่วไป.....	106
รูปที่ 5.24 แสดงอิทธิพลของการแบ่งจ่ายอากาศเป็นชั้นที่ส่งผลต่อการกระจายตัวของอุณหภูมิตามแนวแกนของหัวเผา.....	107
รูปที่ 5.25 แสดงอิทธิพลของการแบ่งจ่ายอากาศเป็นชั้นที่ส่งผลต่อปริมาตรแก๊สไอเสียที่เกิดขึ้น.....	107
รูปที่ 5.26 แสดงการเปรียบเทียบลักษณะของหัวเผาระหว่างหัวเผาวัสดุพอรุนแบบแบ่งจ่ายอากาศเป็นชั้นกับหัวเผาแบบแบ่งจ่ายอากาศเป็นชั้นทั่วไป.....	109
รูปที่ 5.27 แสดงการเปรียบเทียบปริมาณ $NO_x$ ระหว่างหัวเผาวัสดุพอรุนแบบแบ่งจ่ายอากาศเป็นชั้นกับหัวเผาแบบแบ่งจ่ายอากาศเป็นชั้นทั่วไป.....	109
รูปที่ 6.1 น้ำมันพีซใหม่ (VO) (ก) และน้ำมันพีซใช้แล้ว (WVO)(ข).....	112
รูปที่ 6.2 หัวเผาน้ำมันพีซใช้แล้วก่อนการปรับปรุง (ไม่มีวัสดุพอรุน) (ก) และหัวเผาน้ำมันพีซใช้แล้วรุ่นปัจจุบัน(มีวัสดุพอรุน) (ข).....	114
รูปที่ 6.3 แสดง มิติขนาดของหัวเผาน้ำมันพีซใช้แล้วรุ่นเก่าและชุดขดลวดอุณหภูมิใช้น้ำมันพีซใช้แล้ว.....	114
รูปที่ 6.4 แสดงรายละเอียดส่วนประกอบของหัวเผาน้ำมันพีซใช้แล้ว (WVOB) และรูปแสดงภาคตัดของหัวฉีดน้ำมันพีซใช้แล้วและไอน้ำ.....	116
รูปที่ 6.5 แสดงตำแหน่งการวัดอุณหภูมิแก๊สที่ได้จากการเผาไหม้และมิติขนาดของห้องเผาไหม้วัสดุพอรุน.....	117

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## สารบัญรูปภาพ

หน้า

รูปที่ 6.6 แสดงมาตรฐานการทดสอบ DIN EN 203-1 และตำแหน่งวัดแก๊สไอเสีย.....	117
รูปที่ 6.7 แสดงอุณหภูมิเผาไหม้เฉลี่ยภายในวัสดุพอรุน (ก) และประสิทธิภาพเชิงความร้อนของหัวเผา (ข) ที่ภาระความร้อนต่อพื้นที่หน้าตัดของหัวเผาต่างๆ เมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการไหลน้ำเท่ากับ 0.16, 0.20 และ 0.22 kg/min.....	120
รูปที่ 6.8 แสดงลักษณะของเปลวไฟที่ได้จากการเผาไหม้ที่ภาระความร้อนต่อพื้นที่หน้าตัดของหัวเผา และคงที่อัตราการป้อนน้ำเท่ากับ 0.16 kg/min.....	121
รูปที่ 6.9 แสดงอุณหภูมิเผาไหม้เฉลี่ยภายในวัสดุพอรุน (ก) และประสิทธิภาพเชิงความร้อนของหัวเผา (ข) ที่ภาระความร้อนต่อพื้นที่หน้าตัดของหัวเผาต่างๆ เมื่อปรับเปลี่ยนอัตราส่วนปริมาณน้ำต่อเชื้อเพลิง.....	122
รูปที่ 6.10 แสดงอิทธิพลของการปรับเปลี่ยนอัตราส่วนความสูงต่อเส้นผ่านศูนย์กลางของหัวเผาจาก 0.75 1.00 1.25 และ 1.50 ต่อสมรรถนะการเผาไหม้ของหัวเผา.....	124
รูปที่ 6.11 แสดงกลไกการเผาไหม้และการถ่ายเทความร้อนภายในหัวเผาน้ำมันพีซีใช้แล้ว.....	125
รูปที่ 6.12(ก-ค) แสดงอิทธิพลของภาระความร้อนต่อพื้นที่หน้าตัดของหัวเผาต่อปริมาณ O <sub>2</sub> (ก) NO <sub>x</sub> (ข) และปริมาณ CO (ค) เมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการป้อนน้ำเท่ากับ 0.16, 0.20 และ 0.22 kg/min.....	127
รูปที่ 6.13 แสดงอิทธิพลของภาระความร้อนต่อพื้นที่หน้าตัดของหัวเผาต่อประสิทธิภาพการเผาไหม้เมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการป้อนน้ำเท่ากับ 0.16, 0.20 และ 0.22 kg/min.....	128
รูปที่ 6.14 แสดงความสัมพันธ์ของปริมาณ CO และ H <sub>2</sub> ที่เกิดขึ้นจากการเผาไหม้.....	130
รูปที่ 6.15 แสดงปริมาณเขม่าที่เกิดขึ้นจากเผาไหม้ที่เกิดขึ้นที่ก้นภาชนะที่อัตราการไหลของน้ำ 0.16 kg/min (a) 0.20 kg/min (b) 0.22 kg/min (c).....	130

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

# บทที่ 1

## บทนำ

### 1.1 ความเป็นมา

จากการพัฒนาที่เกิดขึ้นอย่างรวดเร็ว ทำให้พลังงานจากเชื้อเพลิงฟอสซิลจำนวนมากถูกเผาผลาญเพื่อนำมาใช้ในการผลิตกระแสไฟฟ้า การคมนาคมขนส่ง การผลิต การบริการ รวมถึงภาคการเกษตรและอุตสาหกรรม ซึ่งทั้งหมดนี้ก็เพื่อสร้างความสะดวกสบายและเพิ่มคุณภาพชีวิตให้แก่มนุษย์เรานั้นเอง แต่การเผาผลาญพลังงานอย่างมากมายและต่อเนื่องนี้ได้ส่งผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อมของโลก ทำให้เกิดมลพิษ ภัยธรรมชาติต่างๆ ก่อให้เกิดผลร้ายต่อสิ่งมีชีวิตในโลก จึงทำให้ทุกวันนี้ปริมาณน้ำมันซึ่งเปรียบเหมือนเส้นเลือดหล่อเลี้ยงการพัฒนาเศรษฐกิจของโลกกำลังจะหมดไป ผลที่ตามมาคือมูลค่าของน้ำมันดิบในตลาดโลกปรับตัวสูงขึ้นเป็นประวัติการณ์จนเป็นเหตุให้เศรษฐกิจในหลายประเทศได้รับผลกระทบตามไปด้วย ซึ่งประเทศไทยเป็นหนึ่งในประเทศที่ได้รับผลกระทบจากวิกฤตราคาน้ำมันโดยตรง เพราะประเทศไทยไม่มีแหล่งน้ำมันดิบที่มีศักยภาพที่จะผลิตน้ำมันใช้เองได้ โดยในแต่ละปีประเทศไทยมีสัดส่วนปริมาณการผลิตน้ำมันดิบเพียงร้อยละ 18 ของความต้องการใช้ในประเทศ ด้วยเหตุนี้ประเทศไทยจึงต้องสูญเสียเงินรายได้ในการนำเข้าน้ำมันจากต่างประเทศเป็นจำนวนมาก ซึ่งอัตราการนำเข้าน้ำมันของประเทศไทยเป็นไปแบบก้าวกระโดด กล่าวคือในปี พ.ศ. 2556 ประเทศไทยนำเข้าน้ำมันร้อยละ 37.5 ของพลังงานที่ใช้ในประเทศ คิดเป็นมูลค่า 300,000 ล้านบาท และในปี พ.ศ. 2557 ประเทศไทยนำเข้าน้ำมันเพิ่มขึ้นเป็นร้อยละ 70 ของพลังงานที่ใช้ในประเทศ ซึ่งคิดเป็นมูลค่าประมาณ 700,000 ล้านบาท[1] โดยภาพรวมของวิกฤติพลังงานในปัจจุบันมีความชัดเจนมากขึ้น สังเกตได้จากราคาน้ำมันที่เพิ่มขึ้นอย่างต่อเนื่อง ซึ่งการพึ่งพาพลังงานจากต่างประเทศในปริมาณที่สูงเช่นนี้ เป็นผลให้เกิดความอ่อนแอด้านพลังงานของประเทศ เป็นสาเหตุให้เกิดความอ่อนแอในด้านเศรษฐกิจ การเมืองและสังคมอย่างหลีกเลี่ยงไม่ได้ นั่นก็เพราะพลังงานเป็นปัจจัยที่สำคัญต่อการพัฒนาประเทศดังได้กล่าวมาแล้ว

ด้วยเหตุที่ประเทศไทยต้องเผชิญกับวิกฤตพลังงาน จึงทำให้ประเทศไทยต้องตระหนักถึงการพึ่งพาตนเองให้มากขึ้น ทางออกที่ดีแนวทางหนึ่งคือการพยายามหาแหล่งพลังงานอื่นมาทดแทน ซึ่งงานวิจัยนี้ได้ศึกษาการใช้พลังงานทดแทนและหาวิธีการผลิตพลังงานอย่างมีประสิทธิภาพ มีการปล่อยมลพิษต่ำ โดยการศึกษาแนวทางการปรับปรุงประสิทธิภาพการผลิตพลังงานของเทคโนโลยีเซลล์เชื้อเพลิง ซึ่งเป็นระบบที่สามารถผลิตพลังงานได้แต่มีมลพิษต่ำ

โดยในส่วนแรกของงานวิจัยนี้ได้ทำการศึกษาคือการพัฒนาอุปกรณ์ผลิตพลังงานความร้อนให้แก่เทคโนโลยีเซลล์เชื้อเพลิงเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพของระบบ ซึ่งเป็นที่ทราบกันว่าเซลล์เชื้อเพลิงเป็นระบบที่สามารถผลิตพลังงานได้แต่มีมลพิษต่ำ โดยปัจจุบันได้มีการพัฒนาระบบของเซลล์เชื้อเพลิงเพื่อให้สามารถผลิตพลังงานได้อย่างมีประสิทธิภาพดียิ่งขึ้น ด้วยการติดตั้ง reformer เข้าไปในระบบเพื่อช่วยในการอุ่นก๊าซออกซิเจนและสังเคราะห์ก๊าซไฮโดรเจนก่อนเข้าทำปฏิกิริยา โดยแหล่งพลังงานความร้อนที่ป้อนให้กับ reformer ได้มาจากการติดตั้งเตาเผาไหม้เพิ่มเข้าไปในระบบ ซึ่งรูปแบบของการติดตั้งทั้ง reformer และ เตาเผาไหม้ เข้าไปในระบบของเซลล์เชื้อเพลิงนั้น ทำได้โดยการติดตั้งเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

reformer ไว้ภายในเตาเผาไหม้ เตาเผาไหม้ที่ใช้กันอยู่ทั่วไปส่วนใหญ่เป็นเตาเผาไหม้ประเภท free flame ซึ่งข้อเสียของเตาเผาไหม้จำพวกนี้คือ ผลิตพลังงานความร้อนได้ไม่เสถียร เกิดการแกว่งของอุณหภูมิสูง อีกทั้งยังมีอัตราการเกิดมลพิษสูงอีกด้วย ซึ่งจากข้อเสียดังกล่าวเมื่อนำเตาเผาไหม้มาติดตั้งเข้ากับระบบของเซลล์เชื้อเพลิงแล้ว จะทำให้เกิด thermal stress กับ reformer ส่งผลอุปกรณ์เกิดความเสียหายได้ โดยจากการศึกษาพบว่าทางเลือกหนึ่งที่สามารถลดปัญหาดังกล่าวได้คือการนำเตาเผาไหม้วัสดุพรุน (Porous media combustor) มาติดตั้งเข้ากับระบบของเซลล์เชื้อเพลิงแทนเตาเผาไหม้เดิมที่ใช้กันอยู่ (Conventional combustor) ด้วยเหตุผลที่ว่าเตาเผาไหม้วัสดุพรุนนั้น มีการเผาไหม้ที่เสถียรคือการปรับเปลี่ยนสัดส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงไม่ค่อยส่งผลกระทบต่อเตาเผาไหม้อัตราการเกิดมลพิษต่ำและลดอัตราการแพร่ของอากาศเข้าสู่เชื้อเพลิง ซึ่งช่วยให้อัตราการเกิดปฏิกิริยาระหว่างอากาศและเชื้อเพลิงเกิดขึ้นช้าลงได้ โดยหัวเผาวัสดุพรุนที่มีใช้อยู่ในขณะนี้มีอยู่ด้วยกันสองรูปแบบ คือ หัวเผาวัสดุพรุนแบบจ่ายอากาศชั้นเดียว(single stage) และแบบจ่ายอากาศหลายชั้น(multi-stage) ซึ่งจากการค้นคว้าพบว่าเตาเผาไหม้แบบจ่ายอากาศชั้นเดียวนั้นไม่สามารถควบคุมปริมาณความร้อนที่เกิดขึ้นตามระดับความสูงของเตา ส่งผลให้ถ้าติดตั้งชุดแลกเปลี่ยนความร้อนไว้ภายในเตาเผา จะทำให้เกิดความเสียหายต่ออุปกรณ์ได้เนื่องจากปริมาณความร้อนสูงเกินไป ซึ่งแตกต่างจากเตาเผาไหม้วัสดุพรุนแบบจ่ายอากาศหลายชั้นที่สามารถควบคุม บริเวณที่เกิดการเผาไหม้ (Combustion zone) ที่เกิดขึ้นตามระดับความสูงของเตาได้ โดยควบคุมจากปริมาณอากาศที่ป้อนให้กับเชื้อเพลิงในแต่ละระดับความสูงของเตาเผาไหม้ จึงทำให้ไม่ก่อให้เกิดความเสียหายกับอุปกรณ์ที่ติดตั้งอยู่ภายในเตาเผาไหม้

ดังนั้นงานวิจัยในส่วนแรกนี้ เน้นด้านการศึกษาพฤติกรรมของการเผาไหม้เชื้อเพลิงแอลพีจีภายในหัวเผาวัสดุพรุนที่มีการจ่ายอากาศเป็นขั้นที่ใช้สำหรับระบบของเซลล์เชื้อเพลิง โดยศึกษาอิทธิพลของปริมาณอากาศส่วนเกินและค่าความพรุนของวัสดุพรุนที่ส่งผลต่อสมรรถนะการเผาไหม้ของหัวเผาในแง่ประสิทธิภาพการเผาไหม้ การกระจายอุณหภูมิตามความสูงและปริมาณมลพิษที่เกิดขึ้น โดยวิเคราะห์ผลในเชิงมิติของ ความปั่นป่วนในแง่ของ การผสมกันแบบปั่นป่วน (Turbulent mixing) ความรุนแรงของความปั่นป่วน (turbulent intensity) ขนาดความยาวของความปั่นป่วน (turbulent length scale) ความเร็วเปลวไฟแบบปั่นป่วน (turbulent flame speed) และ ความเร็วเปลวไฟแบบราบเรียบ (laminar flame speed) ซึ่งถือว่าเป็นการพัฒนาเทคโนโลยีเซลล์เชื้อเพลิงของตนเองโดยไม่ต้องพึ่งพาต่างชาติ ทำให้ศักยภาพในการแข่งขันทางด้านเศรษฐกิจเพิ่มมากขึ้น อีกทั้งยังเป็นการลดการสูญเสียเงินตราในการนำเข้าพลังงานจากต่างประเทศอีกด้วย

จากผลการศึกษาปรากฏการณ์ภายในหัวเผาวัสดุพรุนสำหรับเผาไหม้เชื้อเพลิงแอลพีจี ทำให้ทราบถึงข้อดีของวัสดุพรุนที่สามารถสร้างเสถียรภาพการเผาไหม้ ทำหน้าที่เป็นที่ยึดฐานเปลวไฟ มีการกระจายตัวของอุณหภูมิภายในแผงวัสดุอย่างสม่ำเสมอและตอบสนองต่อการเปลี่ยนแปลงภาระการเผาไหม้ ซึ่งเป็นการเหมาะสมที่จะนำวัสดุพรุนมาประยุกต์ใช้มาช่วยในการส่งเสริมการเผาไหม้และทำหน้าที่เป็นที่ยึดติดของฐานเปลวไฟ สำหรับการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวที่มีจุดเดือด ความหนืดสูงและเผาไหม้ได้ยาก ซึ่งเป็นที่มาของงานวิจัยต่อเนื่องที่ได้ทำการประยุกต์ใช้วัสดุพรุนในการเผาไหม้น้ำมันพืชใช้แล้วเพื่อลดต้นทุนการใช้เชื้อเพลิงแอลพีจีในการประกอบอาหาร โดยจากการศึกษาพบว่าปัจจุบันประเทศไทยมีปริมาณการบริโภคน้ำมันพืชประมาณ 8 แสนตันต่อปี โดยร้อยละ 50% เป็นการบริโภคในครัวเรือน จากการประกอบอาหารเช่นน้ำมันที่เหลือจากการทอด ปลาทอดโกโก้ หรือการทอดไก่ อีกร้อยละ 50 ใช้ในอุตสาหกรรมอาหาร[2] ทั้งนี้ น้ำมันที่เหลือใช้หากนำกลับมาประกอบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อนุญาตให้นำไปเผยแพร่บนสื่อออนไลน์ การคัดลอกหรือการนำข้อมูลไปใช้โดยไม่ได้รับอนุญาตถือว่าผิดกฎหมาย

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อาหารซ้ำมีความเสี่ยงต่อการก่อให้เกิดโรคมะเร็งได้ เนื่องจากในน้ำมันพืชใช้แล้วที่นำกลับมาใช้ซ้ำมีสารพิษก่อมะเร็ง (carcinogen) อยู่ 2 กลุ่ม คือ อนุมูลอิสระ (free radicals) และไดออกซิน จึงได้มีการนำน้ำมันเก่าเหล่านั้นมาแปรรูปให้เกิดประโยชน์เป็นพลังงานแทนการนำกลับไปใช้บริโภคซ้ำ โดยสามารถนำน้ำมันพืชใช้แล้วกลับไปทำน้ำมันไบโอดีเซลใช้สำหรับเครื่องยนต์ดีเซลผ่านกระบวนการทางเคมี ที่เรียกว่า ทรานส์เอสเทอร์ริฟิเคชัน (Trans-esterification) โดยการเติมแอลกอฮอล์และให้พลังงานความร้อนเพื่อผลิตเป็นเอสเทอร์ที่มีคุณสมบัติใกล้เคียงกับน้ำมันดีเซล ซึ่งพบว่าปกติน้ำมันพืชใช้แล้ว ปริมาตร 10 ลิตรสามารถผลิตน้ำมันไบโอดีเซลได้เพียง 0.9 ลิตร [3] อีกแนวทางหนึ่งคือการนำน้ำมันพืชใช้แล้วมาผลิตพลังงานความร้อนโดยตรง ทดแทนการใช้ก๊าซหุงต้มในการประกอบอาหาร โดยออกแบบและสร้างหัวเผาที่ใช้ น้ำมันพืชใช้แล้วเป็นเชื้อเพลิง หัวเผาน้ำมันพืชใช้แล้วนี้ได้นำเทคนิคการสร้างละอองน้ำมันด้วยการใช้น้ำพ่นผ่านหัวฉีดแรงดันสูง ไอน้ำจะนำพาละอองน้ำมันพืชใช้แล้ว พร้อมกับการเหนี่ยวนำอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้เพื่อป้อนเข้าสู่เตา อีกทั้งไอน้ำยังมีส่วนช่วยทำความสะอาดหัวฉีดในขณะที่องค์ประกอบไฮโดรเจนในโมเลกุลของน้ำจะเข้าไปแย่งอะตอมของคาร์บอนในโมเลกุลของเชื้อเพลิง ในปฏิกิริยาที่เรียกว่า Water Gas Shift Reaction ซึ่งช่วยบรรเทาปัญหาของการเกิดคราบเขม่าที่เกิดจากการเผาไหม้น้ำมันพืชใช้แล้วลงได้ ในด้านเทคนิคการเผาไหม้ หัวเผานี้ได้ประยุกต์ใช้วัสดุพอร์ซเลนมาช่วยสร้างเสถียรภาพในการเผาไหม้น้ำมันพืชใช้แล้ว และเป็นตัวช่วยในการยึดติดของฐานเปลวไฟ (Flame holder) และใช้ความร้อนที่เกิดขึ้นภายในวัสดุพอร์ซเลนสร้างไอน้ำให้แก่เตา

ดังนั้นงานวิจัยในส่วนที่สองนี้ มีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาสมรรถนะการเผาไหม้ของหัวเผาในแง่ประสิทธิภาพเชิงความร้อน ประสิทธิภาพการเผาไหม้ อุณหภูมิการเผาไหม้ภายในวัสดุพอร์ซเลน และมลพิษที่เกิดขึ้น โดยปรับเปลี่ยนภาระความร้อนต่อพื้นที่หน้าตัดของหัวเผา อัตราการป้อนน้ำที่ใช้สร้างไอน้ำและอัตราส่วนความสูงต่อเส้นผ่านศูนย์กลางของหัวเผา ซึ่งคาดหวังว่าในอนาคตจะสามารถที่จะนำหัวเผาน้ำมันพืชที่ถูกสร้างขึ้นมานำไปใช้งานเพื่อเกิดประโยชน์และยังสามารถช่วยลดค่าใช้จ่ายในการประกอบอาหารได้อีกทางหนึ่งด้วยและยังสามารถช่วยลดแทนเชื้อเพลิงที่มีการใช้กันอยู่ในปัจจุบันและอาจมีการนำไปใช้แทนการขาดแคลนเชื้อเพลิงในอนาคตได้อีกด้วย

## 1.2 ความมุ่งหมายและวัตถุประสงค์

วัตถุประสงค์ของวิทยานิพนธ์แบ่งเป็นสองส่วน คือ หัวเผาวัสดุพอร์ซเลนที่แบบแบ่งจ่ายอากาศเป็นขั้นสำหรับเชื้อเพลิงแอลพีจีและหัวเผาวัสดุพอร์ซเลนที่ใช้น้ำมันพืชใช้แล้วเป็นเชื้อเพลิง โดยมีรายละเอียดดังต่อไปนี้

1.2.1 วัตถุประสงค์ในส่วนของหัวเผาวัสดุพอร์ซเลนแบบแบ่งจ่ายอากาศเป็นขั้นสำหรับเชื้อเพลิงแอลพีจี

- ศึกษาอิทธิพลของปริมาณอากาศส่วนเกินและค่าความพรุนของวัสดุพอร์ซเลนที่ส่งผลต่อสมรรถนะการเผาไหม้ของหัวเผาในแง่ประสิทธิภาพการเผาไหม้ การกระจายอุณหภูมิตามความสูงและปริมาณมลพิษที่เกิดขึ้น โดยวิเคราะห์ผลในเชิงมิติของความปั่นป่วนในแง่ของ การผสมกันแบบปั่นป่วน (Turbulent mixing) ความรุนแรงของความปั่นป่วน (turbulent intensity) ขนาดความยาวของความปั่นป่วน (turbulent length scale) ความเร็วเปลวไฟแบบปั่นป่วน (turbulent flame speed) และ ความเร็วเปลวไฟแบบราบเรียบ (laminar flame speed)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 1.2.2 วัตถุประสงค์ในส่วนของหัวเผาวัสดุพูนที่ใช้ น้ำมันพีซีแล้วเป็นเชื้อเพลิง

- ออกแบบและสร้างหัวเผาวัสดุพูนที่ใช้ น้ำมันพีซีแล้วเป็นเชื้อเพลิง
- ศึกษาอิทธิพลของภาวะความร้อนต่อพื้นที่หน้าตัดของหัวเผา อัตราการป้อนน้ำที่ใช้สร้างไอน้ำและอัตราส่วนความสูงต่อเส้นผ่านศูนย์กลางของหัวเผาที่ส่งผลต่อสมรรถนะการเผาไหม้ของหัวเผาในแง่ประสิทธิภาพเชิงความร้อน ประสิทธิภาพการเผาไหม้ อุณหภูมิการเผาไหม้ภายในวัสดุพูน และมลพิษที่เกิดขึ้น

### 1.3 สมมติฐานของการศึกษา

1. การเผาไหม้ที่มีการจ่ายอากาศแบบขั้นนำจะช่วยให้การกระจายอุณหภูมิในเตามีความสม่ำเสมอและเกิดขึ้นในบริเวณที่กว้างมากขึ้น
2. การแบ่งอากาศเข้าสู่ห้องเผาไหม้ น่าจะช่วยให้อุณหภูมิสูงสุดในห้องเผาไหม้มีระดับลดลงส่งผลให้ ก๊าซไนโตรเจนออกไซด์มีระดับลดลง แต่อาจมีผลต่อประสิทธิภาพของการเผาไหม้
3. ส่วนผสมของเชื้อเพลิงกับอากาศที่เผาไหม้ในช่องว่างระหว่างเม็ดวัสดุ เมื่อมีปฏิสัมพันธ์ในเชิงความร้อนกับเม็ดวัสดุ น่าจะทำให้ประสิทธิภาพการเผาไหม้สูงอยู่ในระดับที่ดี
4. การฉีดไอน้ำเข้าสู่บริเวณที่เกิดการเผาไหม้ น่าจะมีส่วนช่วยในการลดเขม่าและปริมาณ CO ที่เกิดขึ้นจากการเผาไหม้ลงได้

### 1.4 ขอบเขตของงานวิจัยในส่วนของหัวเผาวัสดุพูนแบบแบ่งจ่ายอากาศเป็นขั้นสำหรับเชื้อเพลิงแอลพีจี

#### 1.4.1 วิเคราะห์ผลในเชิงมิติของความปั่นป่วนที่สัมพันธ์กับผลการทดสอบดังต่อไปนี้

1. การกระจายอุณหภูมิตามระดับความสูงของเตาเผาไหม้วัสดุพูน
2. การปล่อยมลพิษ
3. ประสิทธิภาพการเผาไหม้

#### 1.4.2 ศึกษาผลกระทบในข้อที่ 1.4.1 เมื่อเปลี่ยนแปลงพารามิเตอร์ดังต่อไปนี้

1. อากาศส่วนเกิน (%Excess air)
2. ขนาดของวัสดุสร้างความพูน รวมถึงกรณีที่ไม่ใส่วัสดุสร้างความพูน

#### 1.4.3 ขอบเขตของการทดลอง

1. ใช้เม็ดอลูมินา (Alumina Ceramic) ขนาด 0.5-2 cm เป็นวัสดุสร้างความพูน
2. ใช้ LPG เป็นเชื้อเพลิง ซึ่งเป็นสารประกอบที่มีสัดส่วน Propane : Butane เท่ากับ 40:60 โดยมีค่าความร้อนและความหนาแน่นเท่ากับ 45.8 MJ/kg และ 2.001 kg/m<sup>3</sup> ตามลำดับ
3. พลังงานความร้อนที่เตาสามารถผลิตได้คือ 3 kw
4. ปริมาณอากาศส่วนที่หนึ่งมีค่าเท่ากับ 4 L/min
5. สัดส่วนอากาศเชิงปริมาตรของอากาศส่วนที่สามต่ออากาศทั้งหมดมีค่าเท่ากับ 0, 0.3, 0.5, 0.7 และ 0.96

6. ปริมาณอากาศส่วนเกินมีค่าเท่ากับ 110, 150 และ 180%

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่จัดทำขึ้นเพื่อใช้ในการศึกษาวิจัยเท่านั้น ไม่สามารถนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

#### 1.4.4 การทำให้เป็นปัญหาอย่างง่าย

1. ค่า Thermal conductivity และ Specific heat ของ LPG ใช้จากคุณสมบัติของโพรเพน
2. ค่า Flame speed ของ LPG ใช้คุณสมบัติของโพรเพนที่เงื่อนไขแบบบาง
3. ในการหาค่าประสิทธิภาพการเผาไหม้ ให้ก๊าซไฮโดรคาร์บอนที่ได้จากการเผาไหม้เป็น LPG ( $C_3H_8 + C_4H_{10}$ )
4. วัสดุสร้างความพรุณไม่ทำปฏิกิริยาในการเผาไหม้
5. การเรียงตัวกันของวัสดุสร้างความพรุณถือว่าเรียงตัวกันแบบ random

### 1.5 ขอบเขตของงานวิจัยในส่วนของหัวเผาวัสดุพรุณที่ใช้น้ำมันพีซีใช้แล้วเป็นเชื้อเพลิง

#### 1.5.1 รายงานผลการทดสอบดังต่อไปนี้

1. อุณหภูมิการเผาไหม้ภายในวัสดุพรุณ
2. การปล่อยมลพิษ
3. ประสิทธิภาพการเผาไหม้
4. ลักษณะของเปลวไฟที่ได้จากการเผาไหม้

#### 1.5.2 ศึกษาผลกระทบในข้อที่ 1.5.1 เมื่อเปลี่ยนแปลงพารามิเตอร์ดังต่อไปนี้

1. ภาวะความร้อนต่อพื้นที่หน้าตัดของหัวเผา
2. อัตราการป้อนน้ำที่ใช้สร้างไอน้ำ
3. อัตราส่วนความสูงต่อเส้นผ่านศูนย์กลางของหัวเผา

#### 1.5.3 ขอบเขตของการทดลอง

1. ใช้เม็ดอลูมิน่า (Alumina Ceramic) 2 cm เป็นวัสดุสร้างความพรุณ
2. ใช้น้ำมันพีซีใช้แล้วเป็นเชื้อเพลิง โดยมีค่าความร้อนและความหนาแน่นเท่ากับ 36.5 MJ/kg และ 2.00 kg/m<sup>3</sup> ตามลำดับ
3. ภาวะความร้อนต่อพื้นที่หน้าตัดของหัวเผาอยู่ในย่าน 325-1,475 kW/m<sup>2</sup>
4. อัตราการป้อนน้ำที่ใช้สร้างไอน้ำเท่ากับ 0.16 0.20 และ 0.22 kg/min
5. อัตราส่วนความสูงต่อเส้นผ่านศูนย์กลางของหัวเผาอยู่ในช่วง 0.75-1.5
6. การเรียงตัวกันของวัสดุสร้างความพรุณถือว่าเรียงตัวกันแบบ random

### 1.6 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1. พัฒนาการใช้พลังงานอย่างเหมาะสม
2. ทราบถึงพฤติกรรมการเผาไหม้ของเตาเผาไหม้วัสดุพรุณที่มีการจ่ายอากาศเป็นชั้น โดยใช้ LPG เป็นเชื้อเพลิง
3. เป็นต้นแบบของเตาเผาไหม้วัสดุพรุณที่มีการจ่ายอากาศเป็นชั้นเพื่อนำไปประยุกต์ใช้เป็นแหล่งพลังงานให้กับระบบของเซลล์เชื้อเพลิงต่อไป
4. ลดค่าใช้จ่ายในการประกอบอาหารได้อีกทางหนึ่งด้วยและยังสามารถช่วยทดแทนเชื้อเพลิงที่มีการใช้กันอยู่ในปัจจุบัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## บทที่ 2

### วรรณกรรมปริทรรศน์เกี่ยวกับวัสดุพอรุน

#### 2.1 ประวัติการพัฒนากลไกการเผาไหม้ภายในวัสดุพอรุน

ในอดีตกลไกการเผาไหม้ภายในวัสดุพอรุน เป็นที่รู้จักกันมานานแต่การประยุกต์ใช้งานยังไม่ค่อยมีการกล่าวถึงมากนัก นักวิจัยหลายประเทศ (ส่วนใหญ่ประเทศ USA เยอรมัน อังกฤษ รัสเซีย และญี่ปุ่น) ได้ทำการศึกษาเทคโนโลยีนี้ โดยพยายามอธิบายถึงพื้นฐานเทอร์โมไดนามิกส์ของการเผาไหม้ภายในวัสดุพอรุนและพัฒนากลไกการควบคุมการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นภายในวัสดุพอรุน แต่มันเป็นการยากที่จะสามารถเข้าใจถึง ปรากฏการณ์ต่างๆ เนื่องจากมีหลายปัจจัยที่เกี่ยวข้อง เช่นอุณหภูมิภายในวัสดุพอรุน พลังงานที่สามารถผลิตได้จากหัวเผาและมลพิษที่เกิดขึ้นจากการเผาไหม้ เป็นต้น ดังนั้นแนวโน้มของการศึกษาเทคนิคการเผาไหม้ภายในวัสดุพอรุนในช่วงแรกจึงมุ่งเน้นไปในสองแนวทาง คือ การศึกษาพื้นผิวและปริมาตรของการเผาไหม้ภายในวัสดุพอรุน นักวิจัยคนแรกที่ศึกษาถึงการเผาไหม้แบบพื้นผิวภายในวัสดุพอรุน (Surface combustion) ,Sir Humphry Davy, 19<sup>th</sup> century [4], พบว่าการเผาไหม้ไม่สามารถเกิดขึ้นได้ภายในท่อ เนื่องจากเปลวไฟเย็นตัวลง (Local cooling of flame) และแสดงให้เห็นว่าแก๊สสามารถเผาไหม้ได้ที่อุณหภูมิต่ำกว่าจุดติดไฟแต่ไม่มีเปลวไฟ จึงเกิดการนิยามระยะเปลวไฟดับ (Quenching distance) และ การเผาไหม้แบบไม่มีเปลวไฟ (Flameless combustion) ต่อมาในปี 1858 F.C Krause ทำการประดิษฐ์หัวเผาแก๊สแบบใหม่ [5] เผาไหม้ภายในตัวกลางผงแก้วและโซดาคาร์บอเนต ซึ่งตัวกลางผสมกันจะมีคุณลักษณะความพอรุนและการเผาไหม้จะเกิดขึ้นที่บริเวณพื้นผิวของวัสดุพอรุนและมีความหนาแน่นสูง จากนั้นปี 1890 William Welch [6] ได้สร้างหัวเผาแก๊สซึ่งภายในบรรจุหลอดโลหะและแร่ธาตุเม็ดกลมเพื่อเป็นการกรองและทำให้แก๊สบริสุทธิ์ก่อนจุดติดไฟ ผลที่ตามมาทำให้เกิด super-heating ของแก๊ส ปี 1898 William Philips Thompson [7] ได้ประดิษฐ์เตาหลอมอัลลอยด์ โดยส่วนหนึ่งของเตาบรรจุด้วยวัสดุพอรุนชนิด asbestos พบว่าเตาหลอมสามารถเก็บความร้อนได้นาน มีเสถียรภาพในการเผาไหม้ที่ดี

ปี 1904 Charles E.Lucke [8] ประยุกต์ใช้วัสดุทนไฟมาเป็นวัสดุพอรุน โดยพยายามหาเงื่อนไขที่ทำให้เกิดเสถียรภาพในการเผาไหม้ของแก๊ส ด้วยการทำให้ความเร็วของของผสมระหว่างอากาศและเชื้อเพลิงมากกว่าอัตราการแพร่ของเปลวไฟ การเผาไหม้จะเกิดขึ้นกระจายตัวอย่างรวดเร็วและนำเทคนิคนี้มาใช้กับหัวเผาเชื้อเพลิงเหลวโดยเฉพาะเชื้อเพลิงน้ำมันที่ใช้ในอุตสาหกรรม [9] ต่อมาในปี 1910 Rudolf Schnabel [10] พัฒนาหัวเผาลักษณะเป็นท่อภายในบรรจุวัสดุพอรุนเผาไหม้ของผสมกันระหว่างอากาศและเชื้อเพลิง พบว่าการเผาไหม้สามารถเกิดขึ้นได้ภายในท่อวัสดุพอรุน จากนั้นปี 1912 W. A. Bone และคณะ [11, 12, 13] ประดิษฐ์ไดอะเฟรมที่ทำจากวัสดุพอรุนชนิดวัสดุทนไฟใช้ในการให้ความร้อน โดยการป้อนของผสมระหว่างอากาศและเชื้อเพลิงได้แผ่นไดอะเฟรม การเผาไหม้เกิดขึ้นอย่างมีเสถียรภาพบริเวณผิวด้านบนของแผ่นไดอะเฟรม และประยุกต์ความร้อนที่ได้ในการสร้างไอน้ำภายในหม้อไอน้ำ (Multi-tubular boiler) การพัฒนาระบบสำหรับการเผาไหม้ของของผสมแก๊สโดย Frank Creelman ปี 1914 [14] สร้างระบบการป้องกันเปลวไฟย้อนและเปลวไฟเป่าดับ ด้วยหลักการควบคุมความเร็วของของผสมให้มากกว่าการแพร่ของเปลวไฟจะสามารถป้องกันเปลวไฟย้อนกลับ ในขณะที่สามารถลดความเร็วของของผสมเพื่อป้องกันการเป่าดับและได้มีการทดสอบหลักการของ Frank กับกาเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวภายในหัวเผาวัสดุพอรุนโดย C .E. Lucke ปี

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1915 [15, 16] พบว่าการเผาไหม้สามารถเกิดขึ้นได้ภายในวัสดุพฐุน ทำให้เกิดเทคนิคใหม่ในการเผาไหม้เชื้อเพลิงแก๊สและเชื้อเพลิงเหลวภายในวัสดุพฐุน

การประยุกต์ใช้หัวเผาวัสดุพฐุนชนิดวัสดุพฐุนไฟ ให้ความร้อนในการสร้างไอน้ำของหม้อไอน้ำขนาดเล็กเพื่อเป็นต้นกำลังให้แก่การส่งกำลังให้แก่เครื่องบินและรถยนต์โดย Joseph W. Hays ปี 1937 [17, 18] พบว่าเมื่อเกิดการจุดติดไฟของของผสมการเผาไหม้เกิดขึ้นบริเวณพื้นผิวสามารถผลิตแก๊สร้อนที่มีอุณหภูมิสูงและเกิดการถ่ายเทความร้อนอย่างมีประสิทธิภาพสู่ท่อน้ำผลิตไอน้ำได้อย่างสม่ำเสมอ ในปี 1963 Gordon R. Smith [19] สร้างหัวเผาด้วยแบบลูกฟูกอลูมินาใช้ในการเผาไหม้แก๊สไอเสียที่ได้จากการสันดาปของเครื่องยนต์ (After burner) พบว่าการเผาไหม้แก๊สไอเสียเกิดขึ้นอย่างมีประสิทธิภาพ บริเวณของการเผาไหม้เกิดขึ้นที่ผิวลูกฟูก อีกทั้งได้มีการเปลี่ยนวัสดุพฐุนทำลูกฟูกได้แก่ซิลิกอนคาร์ไบด์ เซอร์โคเนียและเพทาไลต์ พบการเผาไหม้เกิดขึ้นเช่นเดียวกับบอลูมินา ต่อมาในปี 1984 R. Echigo [20] พัฒนาวิธีการและอุปกรณ์สำหรับการเผาไหม้เชื้อเพลิงแก๊สภายในห้องเผาไหม้วัสดุพฐุน โดยสามารถลดปริมาณ Thermal  $\text{NO}_x$ , CO และ UHC ที่เกิดขึ้นจากการเผาไหม้ได้ เนื่องจากอุณหภูมิการเผาไหม้เกิดกระจายตัวอย่างสม่ำเสมอส่งผลให้ประสิทธิภาพการเผาไหม้มีค่าสูงขึ้น

ปี 1991 V. S. Babkin และคณะ [21] ศึกษาฟิสิกส์ของการแพร่ของความเร็วเปลวไฟภายในวัสดุพฐุน โดยวัดความเร็วเปลวไฟของ ก๊าซมีเทน-อากาศและก๊าซโพรเพน-อากาศ ภายในวัสดุพฐุนชนิด ทำให้สามารถอธิบายปรากฏการณ์เปลวไฟดับภายในวัสดุพฐุน ซึ่งเป็นตัวแปรสำคัญในการนิยามความเสถียรของความเร็วเปลวไฟนำไปสู่การเผาไหม้อย่างมีประสิทธิภาพ จนทำให้ได้ตัวแปรสำคัญ คือ Peclet number ที่ใช้ในการพิจารณาการป้องกันการเกิดเปลวไฟย้อนกลับของการเผาไหม้ภายในวัสดุพฐุน ในปีเดียวกันนี้ Chaffin [22] (1991) ได้ทำการศึกษาปริมาณ  $\text{NO}_x$  ที่เกิดขึ้นโดยใช้เตาเผาไหม้วัสดุพฐุนแบบสองชั้น โดยใช้เซรามิกเป็นวัสดุพฐุน ซึ่งในการทดลองเบื้องต้นได้ทำการจ่ายของผสมระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศในอัตราส่วนผสมแบบหนาในขั้นแรก (1<sup>st</sup> stage) และทำการจ่ายของผสมแบบบางในขั้นสอง (2<sup>nd</sup> stage) โดยจากการทดลองพบว่า ปริมาณ  $\text{NO}_x$  ที่เกิดขึ้นมีปริมาณมากกว่าการเผาไหม้โดยใช้เตาเผาไหม้วัสดุพฐุนแบบชั้นเดียว ที่เงื่อนไขอัตราส่วนผสมเดียวกัน ด้วยเหตุนี้การทดลองต่อมาจึงได้ทำการเผาไหม้ โดยทำการจ่ายของผสมแบบบางในขั้นแรก (1<sup>st</sup> stage) และทำการจ่ายของผสมแบบหนาในขั้นสอง (2<sup>nd</sup> stage) ซึ่งจากการทดลองพบว่าปริมาณ  $\text{NO}_x$  ที่เกิดขึ้นมีปริมาณน้อยกว่าการเผาไหม้โดยใช้เตาเผาไหม้วัสดุพฐุนแบบชั้นเดียว ที่เงื่อนไขอัตราส่วนผสมเดียวกัน จากนั้นในปี 1992 Martin และคณะ [23] ศึกษาวิธีการควบคุมปฏิกิริยาการเผาไหม้เชื้อเพลิงก๊าซภายในแผงเบด พบว่าสามารถควบคุมบริเวณของการเผาไหม้เพื่อกำจัดมลพิษที่เกิดขึ้นเช่น  $\text{NO}_x$ , UHC และ CO โดยควบคุมอุณหภูมิตามเส้นทางการไหลของของผสมจนถึงภายในแผงเบดและปรับเปลี่ยนอัตราการไหลของก๊าซให้เหมาะสมเพื่อควบคุมเสถียรภาพของการเผาไหม้ ในปีเดียวกันนี้ Ronald D.B และคณะ (1992) [24] ได้ทำการศึกษาสมรรถนะของเตาเผาไหม้วัสดุพฐุนแบบผสมก่อนที่มีการจ่ายของผสมระหว่างอากาศกับเชื้อเพลิงเป็นขั้น โดยได้ทำการศึกษาเตาเผาไหม้วัสดุพฐุนแบบ 2 ชั้น ซึ่งส่วนผสมแบบหนา (ปริมาณ  $\text{O}_2$  ประมาณ 60-75%) จะถูกจ่ายที่บริเวณที่เกิดการเผาไหม้ส่วนแรก (First combustion zone) และส่วนผสมแบบบาง (ปริมาณ  $\text{O}_2$  ประมาณ 100-125%) จะถูกจ่ายที่บริเวณที่เกิดการเผาไหม้ส่วนสอง (Second combustion zone) ซึ่งจากการศึกษาพบว่าการจ่ายอากาศเป็นขั้นสามารถควบคุมอุณหภูมิสูงสุดที่เกิดขึ้นได้ ส่งผลให้อัตราการเกิด Thermal  $\text{NO}_x$  มีปริมาณลดลง นอกจากนี้เมื่อเปรียบเทียบปริมาณ  $\text{NO}_x$  ที่เกิดขึ้นระหว่างเตาเผาไหม้แบบนี้กับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อนุญาตให้นำไปเผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาต  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เตาเผาไหม้แบบต่างๆไป (Conventional combustor) พบว่าเตาเผาไหม้แบบนี้สามารถลดปริมาณ  $\text{NO}_x$  ลงได้ประมาณ 50-80% ในขณะที่ Ronald D. และคณะ (1992) [25] ได้ทำการศึกษามรรถนะของเตาเผาไหม้วัสดุพรมที่มีการจ่ายของผสมระหว่างอากาศกับเชื้อเพลิงเป็นชั้น โดยในการทดลองได้ทำการปรับเปลี่ยนอัตราส่วนสมมูลของของผสมที่ป้อนเข้าเตาเผาไหม้ในชั้นที่หนึ่งและชั้นที่สอง รวมถึงได้ทำการเปรียบเทียบสมรรถนะของเตาเผาไหม้กับเตาเผาไหม้วัสดุพรมที่มีการจ่ายของผสมชั้นเดียว (single stage) ซึ่งจากการทดลองพบว่าเตาเผาไหม้ภายในเตาเผาไหม้วัสดุพรมที่มีการจ่ายของผสมเป็นชั้น มีอุณหภูมิการเผาไหม้เฉลี่ย ปริมาณ  $\text{NO}$  และปริมาณ  $\text{CO}$  ที่เกิดขึ้นน้อยกว่าการเผาไหม้ภายในเตาเผาไหม้วัสดุพรมที่มีการจ่ายของผสมชั้นเดียว โดยเงื่อนไขที่ดีที่สุดคือกรณีป้อนของผสมแบบบางในชั้นที่หนึ่งและป้อนของผสมแบบหนาในชั้นที่สอง ซึ่งปริมาณ  $\text{NO}$  มีค่าต่ำเท่ากับ 10 vppm เนื่องจากอุณหภูมิที่ได้จากการเผาไหม้มีค่าต่ำกว่าอุณหภูมิที่ก่อให้เกิด Thermal  $\text{NO}_x$  ส่วนปริมาณ  $\text{CO}$  ที่เกิดขึ้นมีค่าน้อยจนไม่สามารถตรวจวัดได้

นอกจากงานวิจัยที่เกี่ยวกับการเผาไหม้ภายในเตาเผาไหม้วัสดุพรมที่มีการจ่ายของผสมระหว่างอากาศและเชื้อเพลิงเป็นชั้นดังกล่าวมาแล้ว ยังได้มีการวิจัยเกี่ยวกับการเผาไหม้ภายในเตาเผาไหม้วัสดุพรมที่มีการจ่ายอากาศเป็นชั้น Mark J และคณะ (1992) [26] ซึ่งได้ทำการศึกษาพฤติกรรมการเผาไหม้ของเตาเผาไหม้วัสดุพรมที่มีการจ่ายอากาศเป็นชั้นและได้ทำการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้น้ำเป็นของไหลไว้ภายในเตาเผาไหม้ โดยในการทดลองใช้ก๊าซธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิงในการเผาไหม้ และได้ทำการป้อนของผสมระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศที่บริเวณกันเตาเผาไหม้ ในอัตราส่วนผสมพอดี (Stoichiometric ratio) ระหว่าง 0.5-1.0 ซึ่งจากการทดลองพบว่าอุณหภูมิเปลวไฟที่ได้จากการเผาไหม้มีค่าต่ำกว่าอุณหภูมิที่ก่อให้เกิด Thermal  $\text{NO}_x$  เนื่องจากได้สูญเสียพลังงานจากการเผาไหม้ประมาณ 10-30% ไปกับของไหลอุณหภูมิต่ำที่ไหลอยู่ในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน อีกทั้งอัตราการเกิด Prompt  $\text{NO}_x$  ยังมีค่าลดลงเพราะสารประกอบไฮโดรคาร์บอนในเชื้อเพลิงถูกเผาไหม้ตั้งแต่บริเวณห้องเผาไหม้ส่วนแรก จึงทำให้ที่บริเวณห้องเผาไหม้ส่วนที่สองมีปริมาณ unburned hydrocarbon ในก๊าซเผาไหม้ที่เกิดจากห้องเผาไหม้ส่วนแรกมีปริมาณต่ำ ทำให้บริเวณห้องเผาไหม้ส่วนที่สองนี้มีอัตราการเกิด Prompt  $\text{NO}_x$  ในปริมาณที่ต่ำ ด้วยเหตุนี้จึงทำให้ปริมาณ  $\text{NO}_x$  ที่เกิดขึ้นจากการเผาไหม้ภายในเตาเผาไหม้วัสดุพรมแบบสองชั้นมีค่าต่ำประมาณ 10 vppm นอกจากนี้อีกเหตุผลหนึ่งที่ทำให้ปริมาณ  $\text{NO}_x$  ที่เกิดจากการเผาไหม้มีค่าต่ำคือวัสดุพรมที่อยู่ภายในเตาเผาไหม้มีส่วนช่วยทำให้เกิดการไหลแบบปั่นป่วนภายในเตาเผาไหม้ทั้งบริเวณห้องเผาไหม้ในส่วนแรกและส่วนที่สอง จึงทำให้เกิดการผสมเป็นเนื้อเดียวกัน (Homogenous mixing) ระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศ ส่งผลให้เกิดการเผาไหม้ที่เป็นเนื้อเดียวกัน ทำให้เป็นการลดอุณหภูมิการเผาไหม้สูงสุดที่เกิดขึ้น

ในปี 1995 M. J. Khinkis [27] ศึกษากระบวนการเผาไหม้ของเตาเผาพื้นผิวแบบขดลดความร้อน โดยแบ่งชั้นของขนาดวัสดุพรมและนำเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนบรรจุไว้ภายใน ผลการศึกษาพบว่าเกิดการเผาไหม้อย่างรุนแรงและอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนสูง เกิด Thermal  $\text{NO}_x$  และ Prompt  $\text{NO}_x$  ในปริมาณที่ต่ำ ในปีเดียวกัน Goel and Ellzey (1995) [28] ได้ศึกษาปริมาณ  $\text{NO}$  และ  $\text{CO}$  ที่เกิดขึ้นในการโดยใช้เตาเผาไหม้วัสดุพรมแบบสองชั้น โดยทำการปรับเปลี่ยนอัตราส่วนสมมูลของของผสมที่จ่ายในชั้นที่หนึ่ง ระหว่าง 0.67 – 0.94 และปรับเปลี่ยนอัตราส่วนสมมูลของของผสมที่จ่ายในชั้นที่สอง ระหว่าง 0.93 – 1.1 ซึ่งคิดเป็นอัตราส่วนสมมูลรวม (overall equivalent ratio) อยู่ในช่วง 0.77-1.02 โดยจากการทดลองพบว่า การปรับเปลี่ยนอัตราส่วนสมมูล

ของของผสมที่จ่ายในชั้นที่สองส่งผลต่อปริมาณ CO และ NO ที่เกิดขึ้น ซึ่งถ้าทำการจ่ายของผสมแบบบางในชั้นที่สอง ปริมาณ CO ที่เกิดขึ้นมีค่าอยู่ในช่วง 10-75 ppm ในขณะที่เมื่อทำการจ่ายของผสมแบบหนาปริมาณ CO มีค่าเพิ่มขึ้นใกล้เคียง 9000 ppm ส่วนปริมาณ NO ที่เกิดขึ้นพบว่ามีความอยู่ในช่วง 16-28 ppm เนื่องจากอุณหภูมิเปลวไฟที่เกิดขึ้นมีค่าประมาณ 1800 K จึงทำให้อัตราการเกิด Thermal NO

ในปี 1996 Durst และคณะ [29] ประดิษฐ์หัวเผาวัสดุพอรุนที่สามารถทำงานได้อย่างเสถียรที่อุณหภูมิต่ำและมีมลพิษต่ำและปราศจากการย้อนกลับของเปลวไฟ โดยปรับเปลี่ยนย่านการทำงานของหัวเผา หัวเผานั้นมีขนาดความพอรุนเพิ่มขึ้นตามทิศทางการไหลของของผสมส่งผลให้ค่า Critical Peclet เปลี่ยนแปลงตามทิศทางการไหล พฤติกรรมการไหลของไหลผ่านวัสดุพอรุนจะเกิดความปั่นป่วนในอัตราที่สูง ทำให้อัตราการเผาไหม้มีค่ามากกว่า 50 เท่าของการไหลปกติที่ไม่มีวัสดุพอรุน ผลที่ได้คือประสิทธิภาพการเผาไหม้เพิ่มขึ้น อุณหภูมิการเผาไหม้และมลพิษมีค่าต่ำ ดังนั้นจึงไม่ต้องการระบบหล่อเย็น นอกจากนี้ยังได้ทำการศึกษารเปรียบเทียบพฤติกรรมการเผาไหม้ระหว่างเตาเผาไหม้วัสดุพอรุนกับเตาเผาไหม้ทั่วไป ซึ่งพบว่าการเผาไหม้ภายในเตาเผาไหม้วัสดุพอรุนจะเกิดขึ้นได้ก็ต่อเมื่อ Peclet-number มีค่ามากกว่า 65 และในการเผาไหม้ก๊าซธรรมชาติภายในเตาเผาไหม้วัสดุพอรุน อัตราส่วนอากาศส่วนเกินที่เหมาะสมควรมีค่าอยู่ระหว่าง 1.1-1.8 นอกจากนี้ยังพบว่า การเผาไหม้ด้วยเตาเผาไหม้วัสดุพอรุน ส่งผลให้ความเข้มข้นของการเผาไหม้มีค่าสูง (High combustion intensity) และมลพิษต่ำกว่าเตาเผาไหม้ทั่วไป ต่อมา Pickenäcker, O และคณะ (2000) [30] ได้ทำการออกแบบหัวเผาวัสดุพอรุนที่มีการจ่ายอากาศหรือเชื้อเพลิงหรือของผสมระหว่างอากาศกับเชื้อเพลิงเป็นชั้นเพื่อใช้สำหรับหม้อน้ำหรือเตาเผาไหม้ โดยทำการปรับเปลี่ยนปริมาณเชื้อเพลิงหรืออากาศในแต่ละชั้น จากการศึกษาพบว่า การจ่ายเป็นชั้นทำให้ปริมาณ  $\text{NO}_x$  ลดลง 30% อีกทั้งยังพบว่า การจ่ายของผสมระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศเป็นชั้น จะส่งผลให้สามารถหลีกเลี่ยงอุณหภูมิสูงสุดที่เกิดขึ้นได้ จึงทำให้ไม่เกิดความเสียหายต่ออุปกรณ์และยังส่งผลให้อัตราการเกิด Thermal  $\text{NO}_x$  ลดลงอีกด้วย จากนั้น ในปี 2004 Jia F. Liu and Wen H. Hsieh. [31] ได้ทำการศึกษสมรรถนะของหัวเผาวัสดุพอรุนที่ใช้ LPG เป็นเชื้อเพลิง โดยปรับเปลี่ยนค่าอัตราส่วนสมมูลและทำการบันทึกค่าการกระจายตัวของอุณหภูมิ และปริมาณก๊าซไอเสียที่เกิดขึ้นจากการเผาไหม้ ( $\text{NO}_x$  และ CO) ซึ่งจากการทดลองพบว่าการเผาไหม้เกิดขึ้นอย่างเสถียรภายใต้เงื่อนไขการเผาไหม้แบบเบาบาง ด้วยค่าอัตราส่วนสมมูลที่ต่ำกว่าหัวเผาปกติทั่วไป นอกจากนี้ยังพบว่า การเผาไหม้ของหัวเผาวัสดุพอรุนแสดงให้เห็นถึงคุณลักษณะเฉพาะคือ อุณหภูมิเปลวไฟต่ำ (Low flame temperature) ช่วงการเผาไหม้ที่กว้าง (Extended reaction zone) และมลพิษต่ำ (Low emission)

การศึกษารเผาไหม้เชื้อเพลิงแก๊สภายในวัสดุพอรุนทุกวันนี้มุ่งเน้นพัฒนาเพื่อลดมลพิษ ลดขนาดของหัวเผาและเพิ่มย่านการทำงานของหัวเผา โดยในปี 2014 Hongmin Wang และคณะ [32] ได้ทดสอบการจุดติดและดับการทำงานของหัวเผาวัสดุพอรุนแบบผสมก่อนการเผาไหม้ใช้สำหรับเผาไหม้ก๊าซมีเทน โดยใช้ลูมิน่าขนาด 10mm และ 4.3 mm เป็นวัสดุพอรุน ศึกษาอิทธิพลของอัตราส่วนสมมูลและขนาดของวัสดุพอรุนที่ส่งผลต่ออุณหภูมิตามแนวแกนของหัวเผา จากผลการทดลองพบว่าการเพิ่มอัตราการป้อนอากาศ ส่งผลให้อุณหภูมิในบริเวณอุ่นอากาศและเชื้อเพลิง (Preheating zone) มีค่าลดลงแต่อุณหภูมิในบริเวณที่เกิดปฏิกิริยาและหลังบริเวณ (Reaction and post-reaction zone) นี้มีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากผลของการพาความร้อน นอกจากนี้เมื่อใช้วัสดุพอรุนขนาด 10mm ส่งผลให้อุณหภูมิในช่วงอุ่นของผสมและหลังบริเวณเกิดปฏิกิริยาการเผาไหม้มีค่าเพิ่มขึ้นแต่

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่ออนุญาตให้นำไปเผยแพร่โดยไม่หวังกำไร

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อุณหภูมิต่ำในช่วงปฏิกิริยามีค่าลดลง ต่อมาในปี 2015 J.F. Pan และคณะ [33] ประยุกต์ใช้วัสดุพอรุนภายในหัวเผาขนาดเล็ก (Micro-burner) เพื่อปรับปรุงประสิทธิภาพของหัวเผาที่ใช้กับระบบ Micro thermophoto voltaic (TPV) ศึกษาถึงอิทธิพลของอัตราส่วนสมมูลระหว่างไฮโดรเจนกับออกซิเจนชนิดของวัสดุพอรุน ค่าความพอรุน ความเร็วของของผสม โดยใช้การคำนวณระเบียบวิธีเชิงคณิตศาสตร์ จากผลการคำนวณพบว่าเลือกใช้วัสดุพอรุนชนิด SiC มีความเหมาะสมในการเผาไหม้ เนื่องจากประสิทธิภาพการเผาไหม้ที่ได้จากหัวเผามีค่าสูงเมื่อเทียบกับวัสดุพอรุนชนิดอื่น ด้วยเงื่อนไขที่เหมาะสมคือ อัตราส่วนสมมูลระหว่างไฮโดรเจนกับออกซิเจนเท่ากับ 0.5 ความเร็วของของผสมเท่ากับ 6 m/s และค่าความพอรุนของวัสดุพอรุนเท่ากับ 0.5 อีกทั้งในปีเดียวกัน Bernardo และคณะ (2015) [34] ศึกษาอิทธิพลของอัตราส่วนสมมูลของเชื้อเพลิงแอลพีจีกับอากาศที่ส่งผลต่อเสถียรภาพในการเผาไหม้และประสิทธิภาพเชิงความร้อนของหัวเผาวัสดุพอรุนสำหรับการประกอบอาหารในอุตสาหกรรม โดยใช้เม็ดอลูมิน่าเป็นวัสดุพอรุน จากผลการศึกษาพบว่าหัวเผาสามารถเผาไหม้ได้อย่างมีเสถียรภาพในย่านการเผาไหม้แบบส่วนผสมบางและส่วนผสมพอดีโดยไม่เกิดการย้อนกลับของเปลวไฟ ปริมาณ CO มีค่าต่ำเท่ากับ 25 ppm ที่ปริมาณความร้อนต่อหน้าตัดของหัวเผาเท่ากับ  $154 \text{ kW/m}^2$  โดยปริมาณ CO จะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อย่านของปริมาณความร้อนต่อหน้าตัดของหัวเผามีค่าสูง

โดยสรุปแล้วจุดเด่นของวัสดุพอรุน คือ วัสดุพอรุนจะมีส่วนช่วยให้เกิดความปั่นป่วนย่อยๆ ในช่องว่างระหว่างวัสดุพอรุน ทำให้อัตราการผสมกันระหว่างอากาศกับเชื้อเพลิงเป็นไปได้ด้วยดี อีกทั้งยังทำหน้าที่เป็นตัวสะสมความร้อนช่วยให้ ความร้อนที่เกิดขึ้นจากปฏิกิริยาการเผาไหม้ไม่สูงเกินไปในขณะที่ช่วยป้องกันความร้อนกลับมายังส่วนผสมเชื้อเพลิงและอากาศที่ยังไม่เผาไหม้ไปพร้อมๆ กัน ดังนั้นวัสดุพอรุนที่เป็นส่วนประกอบในหัวเผาหรือเตาเผาไหม้นั้น จะช่วยในการส่งเสริมการเผาไหม้ให้ดีขึ้นช่วยให้การเผาไหม้สมบูรณ์มากยิ่งขึ้น

## 2.2 เทคนิคการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลว

ขั้นตอนของการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวคือต้องทำให้เชื้อเพลิงเหลวแตกตัวเป็นฝอยละอองเพื่อเพิ่มพื้นที่ผิวสัมผัสกับอากาศ อีกทั้งทำให้ง่ายต่อการระเหยกลายเป็นไอก่อนการเผาไหม้ โดยที่ผ่านมามีหลายเทคนิคในการสร้างฝอยละอองและทำระเหยเชื้อเพลิงเหลว มีทั้งการใช้ปั๊มเป็นต้นกำลังในการฉีดน้ำมันผ่านหัวฉีดแรงดันสูงประดิษฐ์ขึ้นโดย Leif B, Soren B [35] โดยติดตั้งชุดอุ่นน้ำมันเพื่อลดความหนืดก่อนป้อนเข้าหัวฉีด ช่วยให้สามารถสร้างฝอยละอองน้ำมันได้ง่ายขึ้นและติดตั้งสปริงพร้อมลูกบอลเหล็กขนาดเล็ก ที่สภาวะปกติสปริงจะสร้างแรงต้านกดให้ลูกบอลปิดช่องจ่ายน้ำมันก่อนป้อนเข้าหัวฉีดทำให้ไม่มีการจ่ายน้ำมัน แต่เมื่อแรงดันของน้ำมันมากกว่าแรงต้านของสปริงลูกบอลจะถูกยก น้ำมันจะถูกป้อนเข้าสู่หัวฉีดสร้างละอองน้ำมันพ่นเข้าสู่ห้องเผาไหม้ตามลำดับการออกแบบนี้จะช่วยควบคุมแรงดันในการป้อนน้ำมันเข้าสู่หัวฉีดได้ อีกรูปแบบหนึ่งในการสร้างฝอยละอองน้ำมันโดยอาศัยแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง Jan S [36] โดยใช้ถ้วยสร้างละอองน้ำมันทรงกรวยทำมุม 7-9 องศากับแนวแกน ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 30 mm ต่อเข้ากับเพลลาที่ขับเคลื่อนด้วยมอเตอร์ด้วยความเร็วรอบประมาณ 2500 รอบต่อนาที น้ำมันถูกที่ป้อนเข้าถ้วยจะถูกเหวี่ยงออกในแนวรัศมีลักษณะที่เป็นแผ่นฟิล์มน้ำมันบางๆ ความหนาของชั้นฟิล์มลดลงอย่างต่อเนื่องตลอดแนวรัศมี จนกระทั่งกระจายตัวออกเป็นละอองละเอียดเข้าสู่ห้องเผาไหม้ ส่วนอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้ใช้พัดลมเป็นต้นกำลังพ่นผ่านหัวฉีดอากาศ ป้อนอากาศเข้าผสมกับละอองน้ำมันพ่นเข้าสู่ห้องเผาไหม้ในลักษณะเป็นของผสม เทคนิคดังกล่าวนี้ช่วยทำให้ไม่เกิดปัญหาการอุดตันตัวของคราบเขม่าที่หัวฉีด จึงทำให้สามารถป้อนเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับกรู๊วงานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อนุญาตให้นำไปเผยแพร่บนสื่อออนไลน์ใดๆ ไม่ว่ากรณินใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

น้ำมันได้อย่างต่อเนื่อง อีกทั้งยังสามารถเผาไหม้ไขมันได้หลากหลายทั้งน้ำมันเตารวมถึงน้ำมันพืช แต่ กระนั้นข้อเสียหลักคือต้องใช้พลังงานในการสร้างละอองน้ำมันและการป้อนอากาศค่อนข้างสูง

เทคนิคการสร้างฝอยละอองน้ำมันโดยใช้หัวฉีดแบบปืนพ่นของเหลวแรงดันสูงประดิษฐ์ขึ้น โดย Joseph H [37] ลักษณะของละอองน้ำมันเป็นอนุภาคละเอียดขนาดเล็กกระจายตัวบานออก เหมือนละอองจากปืนพ่นสี เทคนิคนี้มุ่งเน้นการปรับปรุงประสิทธิภาพการเผาไหม้และความสามารถในการไหม้แรง ด้วยการควบคุมปริมาณอากาศส่วนเกินที่ป้อนให้แก่หัวเผา อีกทั้งได้นำปลายของหัวฉีดแบบปืนพ่นของเหลวแรงดันสูงต่อเข้ากับหัวฉีดแบบบานออกรูปทรงกรวยตัดปลาย เส้นผ่านศูนย์กลางที่ปลาย 24.8 mm ผิวทรงกรวยทำมุม 60 องศากับแนวแกนและถูกเจาะรูตลอดเส้นรอบวงเรียงเป็นชั้นๆ ตามความสูงจากปากกรวยถึงฐานกรวย ซึ่งจากผลการทดสอบพบว่าหัวเผาสามารถลดอากาศส่วนเกินได้จาก 218% เหลือ 7% ทำให้ปริมาณ  $CO_2$  เพิ่มขึ้นจาก 4% เป็น 14% ตามลำดับ ซึ่งหมายถึงการเพิ่มขึ้นของประสิทธิภาพการเผาไหม้ แสดงถึงการเผาไหม้ที่สมบูรณ์มากขึ้น

เทคนิคการใช้ความร้อนภายในห้องเผาไหม้ช่วยในการระเหยน้ำมันให้กลายเป็นละอองน้ำมัน ประดิษฐ์โดย EP Michael R และคณะ [38] โดยติดตั้งห้องทำระเหยขนาดเล็กได้ภายในห้องเผาไหม้ น้ำมันถูกป้อนเข้าสู่ห้องทำระเหยด้วยหัวฉีด ซึ่งมีลักษณะเป็นหัวซ้อนกันสองชั้น ชั้นในเป็นช่องจ่ายน้ำมัน ส่วนชั้นของเป็นช่องว่างเพื่อทำหน้าที่เป็นฉนวนกันความร้อนจากห้องเผาไหม้ เพื่อกันไม่ให้น้ำมันเกาะตัวกันเป็นคราบเขม่าของคาร์บอน ซึ่งจะทำให้หัวฉีดอุดตันได้ โดยผิวด้านนอกสุดของหัวฉีดจะถูกหล่อเย็นด้วยอากาศตลอดเวลา อีกทั้งยังมีการสร้างละอองน้ำมันด้วยการพ่นน้ำมันผ่านหัวฉีด ซึ่งน้ำมันจะถูกอุ่นเพื่อลดความหนืดก่อนป้อนเข้าสู่หัวฉีด ประดิษฐ์ขึ้นโดยได้รับการสนับสนุนจากสำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัยปี พ.ศ 2548 Charoensuk J และคณะ[39] เป็นหัวเผาที่มีการผสมกันระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศก่อนเผาไหม้ทำให้ได้การเผาไหม้ที่สมบูรณ์ขึ้น ไม่มีเขม่าติดกัน ภาชนะ และมีการเพิ่มขดท่ออุ่นน้ำมันขดไว้ด้านบนเพื่อเพิ่มพื้นที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำมันในขดท่อเข้ากับเปลวไฟทำให้น้ำมันที่ระเหยเป็นไอน้ำมันได้ดีขึ้นทำให้ได้การเผาไหม้ที่ดี แต่จุดด้อยของหัวเผารุ่นก่อนคือ 1) เมื่อใช้งานไปสักระยะเกิดการรั่วของท่อน้ำมันทำให้หัวเผาไม่สามารถทำงานได้ เกิดจากการที่ขดท่อน้ำมันได้รับความร้อนอย่างรุนแรง น้ำมันไม่สามารถระบายความร้อนออกจากขดท่อได้ทัน 2) การเผาไหม้เกิดขึ้นอย่างไม่เสถียรภาพ เกิดการเผาไหม้เป็นช่วงๆ ตามจังหวะการฉีดของไอ น้ำมันที่ไม่ต่อเนื่อง ทำให้ยานของการเผาไหม้อยู่ในช่วงแคบ 3) เกิดการอุดตันที่หัวฉีดน้ำมัน เนื่องจากน้ำมันได้รับความร้อนจากการอุ่นในปริมาณมากทำให้เกิดการก่อตัวของคราบเขม่าไปอุดตันหัวฉีด

นอกจากนี้เทคนิคดังกล่าวแล้ว การออกแบบให้หัวเผาสามารถเผาไหม้ได้อย่างสมบูรณ์ยังสามารถทำได้โดยประยุกต์ใช้เทคนิควัสดุพูนมาช่วยในการส่งเสริมการเผาไหม้ โดยมีการศึกษาการเผาไหม้น้ำมันก๊าดภายในแผงวัสดุพูนเพื่อลดปริมาณมลพิษเช่น  $NO_x$ , CO และเขม่าที่เกิดขึ้นจากการเผาไหม้ Kaplan et al. [40] โดยเลือกใช้วัสดุพูนชนิดซิลิคอนคาร์ไบด์ที่ถูกทาผิวด้วยโพลีคาร์บอน เพื่อเพิ่มความแข็งแรงของวัสดุพูน ทดสอบด้วยการปรับเปลี่ยนตำแหน่งของหัวฉีดเชื้อเพลิง สามตำแหน่งคือ 1) หัวฉีดติดตั้งที่บริเวณต้นทางของวัสดุพูน (Upstream region) ส่งผลให้เชื้อเพลิงถูกอุ่นเกิดการระเหยและผสมกับอากาศเป็นอย่างดีก่อนการเผาไหม้ 2) หัวฉีดติดตั้งที่บริเวณรอยต่อระหว่างตำแหน่งที่ 1 กับแผงวัสดุพูน ส่งผลให้เกิดการอุ่นและระเหยก่อนการเผาไหม้ในอัตราที่สูง และ 3) หัวฉีดติดตั้งที่บริเวณแผงวัสดุพูน ส่งผลให้ระยะเวลาในการระเหยและผสมกันระหว่างอากาศและเชื้อเพลิงก่อนการเผาไหม้ไม่เพียงพอ ส่งผลให้มีละอองเชื้อเพลิงเหลือและเกิดการเผาไหม้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาค้นคว้าเท่านั้น ไม่นิยมนำไปเผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาต  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แบบเปลวไฟแพร่ (Diffusion flame) จากผลการทดสอบเมื่อเปรียบเทียบกับทั้งสามเงื่อนไขพบว่า ตำแหน่งที่ 1 การเผาไหม้เกิดขึ้นอย่างสมบูรณ์ในช่วงอัตราส่วนสมมูลเท่ากับ 0.57-0.67 มีปริมาณมลพิษจากการเผาไหม้น้อยที่สุด ส่วนปริมาณ CO และ NO<sub>x</sub> อยู่ในช่วง 3-7 ppm และ 15 – 20 ppm ตามลำดับที่มาตรฐาน O<sub>2</sub> เท่ากับ 3% อีกทั้ง Takami et al. [41] พัฒนาการเผาไหม้น้ำมันก๊าดภายในหัวเผาวัสดุพอร์ซเลนต่อจากงานวิจัยของ Tseng and Howell [42] โดยไม่ใช้หัวฉีดเชื้อเพลิงในการสร้างละอองเชื้อเพลิง แต่ใช้หลักการหยดน้ำมันก๊าดลงบนแผ่นวัสดุพอร์ซเลน ซึ่งอุณหภูมิที่หัวเผาสามารถทำงานได้อยู่ที่อัตราส่วนสมมูลเท่ากับ 0.1 ด้วยอัตราส่วนการหริ่สูงสุดเท่ากับ 5.8 ซึ่งย่านภาระความร้อนต่อพื้นที่หน้าตัดของหัวเผาอยู่ในช่วง 670-3880 kW/m<sup>2</sup>

งานวิจัยทางการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวด้วยเทคนิควัสดุพอร์ซเลนได้ถูกศึกษาด้วยเทคนิคขั้นสูงด้วยการพิจารณาการระเหยภายในหัวเผาวัสดุพอร์ซเลน Jugjai และคณะ [43] โดยการติดตั้งวัสดุพอร์ซเลนที่บริเวณต้นท่าง่อนการเผาไหม้ทำหน้าที่เป็นตัวทำระเหยเชื้อเพลิงและติดตั้งแผงวัสดุพอร์ซเลนที่บริเวณปลายท่างของห้องเผาไหม้ทำหน้าที่เผาไหม้แก๊สไอเสียที่ยังเผาไหม้ไม่หมด ศึกษาอิทธิพลของพลังงานที่ป้อนให้หัวเผาและอัตราส่วนสมมูลที่ส่งผลต่อสมรรถนะการเผาไหม้ จากผลการทดสอบพบว่าการประยุกต์ใช้วัสดุพอร์ซเลนในการเผาไหม้ มีส่วนช่วยปรับปรุงการผสมกันระหว่างอากาศ/ไอของเชื้อเพลิงและอัตราการหริ่เชื้อเพลิงให้ดีขึ้น จากนั้น Jugjai and Pongsai [44] ได้ศึกษาเพิ่มเติมในงานวิจัยที่คล้ายกันและเรียกหัวเผาชนิดนี้ว่า “Liquid fuel-fired porous combustors” (LFFPC).

ในส่วนของสิทธิบัตรที่ประยุกต์ใช้เทคนิควัสดุมาใช้ในการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลว สามารถสรุปได้ดังตาราง

ตารางที่ 2.1 แสดงสิทธิบัตรที่ประยุกต์ใช้เทคนิควัสดุมาใช้ในการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลว

Patent No.	ชื่อสิ่งประดิษฐ์	วัสดุที่ใช้ทำวัสดุพอร์ซเลน	การประยุกต์ใช้วัสดุพอร์ซเลน
EP 1167880 A1 [45]	Combustion in a porous wall furnace	Ceramic membrane	ใช้ทำเป็นผนังเตาเผาไหม้สำหรับเผาไหม้เชื้อเพลิงก๊าซ วัตถุประสงค์เพื่อรักษาอุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้ ลดความร้อนสูญเสียภายในห้องเผาไหม้ อีกทั้งยังทำการป้องกันอากาศผ่านแผงวัสดุพอร์ซเลน ช่วยให้ความเร็วของอากาศต่ำลง ส่งผลให้เพิ่มอัตราการผสมระหว่างอากาศกับเชื้อเพลิงให้เร็วขึ้น ทำให้การเผาไหม้เกิดขึ้นได้อย่างสมบูรณ์
EP 0187508 B1 [46]	High temperature surface combustion burner	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> Ceramic plate of 25-500 μm pore size	ใช้วัสดุพอร์ซเลนทำหน้าที่เป็นหัวเผาสำหรับเผาไหม้เชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติ โดยวัสดุพอร์ซเลนมีส่วนช่วยให้อุณหภูมิในการเผาไหม้มีกระจายตัวอย่างสม่ำเสมอตลอดหัวเผา อีกทั้งยังใช้งานอยู่ในช่วงกว้าง มีความทนทานสูง ทนต่อ Thermal shock ได้ดี ซึ่งเหมาะแก่การนำไปใช้ในอุตสาหกรรม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

US 8413445 B2 [47]	Method and system for porous flame holder for hydrogen and syngas combustion	High porosity honey comb with Thermal barrier coating	ประยุกต์ใช้วัสดุพอรุนในการเป็น flame stabilizer ในการเผาไหม้เชื้อเพลิง ไฮโดรเจนและ syngas โดยเลือกใช้วัสดุพอรุนแบบมีค่าความพอรุนสูง จึงมีส่วนช่วยให้การเผาไหม้เกิดขึ้นอย่างเสถียร เพราะของผสมระหว่างอากาศกับเชื้อเพลิงที่ไหลผ่านวัสดุมีความเร็วเพิ่มขึ้น ส่งผลช่วยป้องกันการเปลวไฟวิ่งย้อนกลับเข้าสู่ภายในท่อจากอากาศ เนื่องจาก ไฮโดรเจนและ syngas ที่ใช้ในการเผาไหม้มีความเร็วเปลวไฟสูงประมาณ 6-7 เท่าของก๊าซธรรมชาติ
US 4784599 A [48]	Liquid fuel combustion with porous fiber burner	Distributed uniformly aluminum powder	ประยุกต์ใช้วัสดุพอรุนแบบไฟเบอร์เป็นหัวเผา เพื่อเป็นการช่วยเพิ่มสัดส่วนการแผ่รังสีความร้อนจากการเผาไหม้ ออกจากผิวด้านนอกของหัวเผา โดยเชื้อเพลิงน้ำมันก๊าดจะถูกทำระเหยภายในเครื่องทำระเหยก่อนถูกป้อนเข้าสู่หัวเผา ส่วนอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้จะถูกอุ่นด้วยแก๊สไอเสียร้อนก่อนเข้าผสมกับละอองเชื้อเพลิง ผสมกันเข้าสู่ห้องเผาไหม้ตามลำดับ ส่งผลให้ประสิทธิภาพของหัวเผามีค่าสูงขึ้นและปลดปล่อยมลพิษต่ำลง
US 5147201A [49]	Ultra-low pollutant emissions radiant gas burner with stabilized porous-phase combustion	Refractory particle	ประยุกต์ใช้วัสดุพอรุนเพื่อสร้างเสถียรภาพในการเผาไหม้เชื้อเพลิงก๊าซ โดยติดตั้งแผงเม็ดวัสดุพอรุน เรียงตัวกันเป็นทรงกรวยหงายตัดปลาย ซึ่งวางอยู่บนแผ่นกระจายอากาศ/เชื้อเพลิง การเผาไหม้เกิดขึ้นภายในวัสดุพอรุนอย่างมีเสถียรภาพ สามารถควบคุมอุณหภูมิของการเผาไหม้ ส่งผลให้ปริมาณ NO <sub>x</sub> มีค่าต่ำ อัตราการส่วนการหรือเชื้อเพลิงมีค่ามากกว่า 6:1
US 5141432 A [50]	Apparatus and method for combustion within porous	Zirconia, Glass bead, Ceramics wire, Ceramic honey comb	ใช้เทคนิคการเผาไหม้เชื้อเพลิงก๊าซในแผงวัสดุพอรุนแบบเป็นชั้น เพื่อควบคุมการเกิดปฏิกิริยาการเผาไหม้ ทำให้สามารถควบคุมอัตราการก่อเกิด NO <sub>x</sub> โดยแบ่งห้อง

เอกสารนี้เป็นเอกสาร

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

	matrix element		เผาไหม้ออกเป็นสองส่วน ห้องแรกเผาไหม้ ส่วนผสมอากาศและเชื้อเพลิงแบบหนา ในขณะที่ห้องเผาไหม้ส่วนที่สองใช้ในการเผาไหม้อากาศและก๊าซที่เผาไหม้ไม่สมบูรณ์ อุณหภูมิของการเผาไหม้ประมาณ 1000-1800K
US 5476375 A [51]	Staged combustion in a porous-matrix surface combustor to promote ultra-low NO <sub>x</sub> emissions	2 cm of ceramics Sphere	ประยุกต์ใช้วัสดุพูนในการส่งเสริมการเผาไหม้ โดยการเผาไหม้อากาศและเชื้อเพลิงแบบผสมก่อนการเผาไหม้ภายในแผงวัสดุพูนแบบจ่ายอากาศเป็นชั้น อีกทั้งยังทำการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนภายในห้องเผาไหม้เพื่อช่วยควบคุมอุณหภูมิการเผาไหม้ มีส่วนช่วยให้ปริมาณ NO <sub>x</sub> มีค่าลดน้อยลง
EP 0401172 B1 [52]	A heating mantle with a porous radiation wall	Silicon carbide porous ceramic	ประยุกต์ใช้วัสดุพูนทำเป็นผนังในส่วนของห้องเผาไหม้มีลักษณะเป็นทรงกระบอก วัสดุพูนมีส่วนช่วยในการถ่ายเทความร้อนแบบแผ่รังสีความร้อนให้แก่ของผสมระหว่างอากาศและเชื้อเพลิง เป็นการอุ่นของผสมก่อนการเผาไหม้ อุณหภูมิการเผาไหม้ภายในห้องเผาไหม้มีค่าอยู่ในช่วง 1000-2700 F
เลขที่คำขอ 1001000873 (กรมทรัพย์สินทางปัญญา) [53]	หัวเผาวัสดุพูนชนิดประเภทเหนียวนำอากาศด้วยตัวเองชนิดเปลวไฟติดฝังในวัสดุพูน	เม็ดกลมเซรามิกสีทนไฟ	ใช้วัสดุพูนหลายเม็ดวางเรียงบรรจุแบบเตาสุ่มภายในหัวเผาที่มีลักษณะเป็นทรงกระบอก มีแผ่นรองรับวัสดุพูนคั่นอยู่ตรงกลาง มีหน้าที่กระจายอากาศและป้องกันเปลวไฟย้อนกลับ เชื้อเพลิงแก๊สจะถูกฉีดเข้าที่ปากทางเข้าของท่อเวนจูรี่พร้อมกับเหนียวนำอากาศเผาไหม้เข้าสู่หัวเผาเปลวไฟที่เกิดจากการเผาไหม้ติดฝังและเสถียรอย่างสมบูรณ์ภายในวัสดุพูนที่บริเวณตำแหน่งกึ่งกลางความสูงของหัวเผา ทำให้ค่าประสิทธิภาพการแผ่รังสีความร้อนมีค่าสูง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้เฉพาะเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้ทำไปใช้ประโยชน์ใดๆ ได้

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เลขที่คำขอ 1001000873(กรมทรัพย์สินทาง ปัญญา) [54]	หัวเผาเวเนจูรี สมรรถนะสูง ชนิดที่มีการอุ่น อากาศโดยการ แผ่รังสีความร้อน จากวัสดุพอรุน	แผงเซรามิกส์	ประยุกต์ใช้วัสดุพอรุนช่วยในการแผ่รังสีความร้อน โดยติดตั้งวัสดุพอรุนที่ทางออกของแก๊สไอเสีย เพื่อเปลี่ยนความร้อนส่วนหนึ่งในแก๊สไอเสียร้อนให้เป็นพลังงานในการแผ่รังสีความร้อน นอกจากนี้ยังมีติดตั้งวัสดุพอรุนที่ตรงทางเข้าอากาศส่วนที่หนึ่งเพื่ออุ่นอากาศก่อนการเผาไหม้ ประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่ได้จากการเผาไหม้มีค่าสูงกว่าหัวเผาแบบเวเนจูรีทั่วไปประมาณ 4-12% โดยคิดเป็นอัตราการประหยัดพลังงานประมาณ 12-30%
--	--	--------------	--

งานวิจัยเกี่ยวกับการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวภายในหัวเผาวัสดุทุกวันนี้ ที่ใกล้เคียงกับงานวิจัยนี้เป็นการศึกษาการเผาไหม้เชื้อเพลิงผสมระหว่างน้ำมันก๊าดและน้ำมันพีช [55, 56] ภายในหัวเผาวัสดุพอรุนแบบแยกบริเวณทำระเหยและบริเวณเผาไหม้เชื้อเพลิงออกจากกัน โดยต้องออกแบบหัวเผาให้บริเวณทำระเหยเชื้อเพลิงมีอุณหภูมิสูงเพียงพอแต่ไม่ก่อให้เกิดการก่อตัวของเขม่าของเชื้อเพลิง อันเป็นสาเหตุให้เกิดการอุดตันในระบบลำเลียงเชื้อเพลิง เนื่องด้วยหลักการออกแบบของหัวเผาที่มีการป้อนเชื้อเพลิงเหลวเข้าสู่บริเวณทำระเหยแบบไม่เป็นอิสระ ทำให้เกิดการก่อตัวของคราบเขม่าในระบบนี้อาจเป็นเหตุผลที่ไม่ค่อยมีงานวิจัยลักษณะนี้ในการเผาไหม้น้ำมันพีชภายในหัวเผาวัสดุพอรุนมากนัก

นอกจากนี้งานวิจัยนี้ได้ประยุกต์ใช้หลักการเจ็ตปั๊ม มาช่วยในการป้อนเชื้อเพลิงเข้าสู่ห้องเผา โดยใช้ไอน้ำที่สร้างจากความร้อนในการเผาไหม้ พ่นผ่านหัวฉีดขนาดเล็กทำให้เกิดแรงเฉือนที่ผิวของน้ำมัน ส่งผลให้น้ำมันเกิดการแตกตัวเป็นฝอยละเอียดและถูกนำพาเข้าสู่ห้องเผาไหม้ อีกทั้งน้ำในสถานะไอจะช่วยทำความสะอาดหัวฉีดในขณะที่ห้องค้ำประกอบไฮโดรเจนในโมเลกุลของน้ำจะเข้าไปแย่งอะตอมของคาร์บอนในโมเลกุลของเชื้อเพลิง ในปฏิกิริยาที่เรียกว่า Water Gas Shift Reaction ซึ่งน่าจะช่วยบรรเทาปัญหาของการเกิดคราบเขม่าลงได้ ซึ่งเมื่อทำการสืบค้นงานวิจัยที่เกี่ยวข้องทั้งในประเทศและต่างประเทศ พบว่า มีสิทธิบัตรที่มีการฉีดไอน้ำเข้าสู่ห้องเผาไหม้ โดย Robert D. Reed และคณะ [57] ได้ทำการปรับปรุงระบบของหัวเผาเชื้อเพลิงก๊าซ ให้สามารถเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวและเชื้อเพลิงก๊าซด้วยหัวเผาชนิดเดียวกัน ซึ่งใช้หลักการทำให้เชื้อเพลิงเหลวเกิดการแตกตัวเป็นฝอยละเอียดอย่างสมบูรณ์ก่อนป้อนเข้าสู่หัวเผา โดยการนำความร้อนจากไอน้ำ ไปแลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำมัน ส่งผลให้น้ำมันแตกตัวเป็นหยดน้ำมันขนาดเล็ก (oil Droplet) ผสมรวมกับไอน้ำกลายเป็นของผสม ก่อนที่จะรับความร้อนจากขดลวดความร้อนจนกลายเป็นละอองของผสมระหว่างไอน้ำและไอน้ำมันอย่างสมบูรณ์ โดยผลการทดลองพบว่าสามารถสลับเปลี่ยนฟังก์ชันการทำงานระหว่างหัวเผาเชื้อเพลิงของเหลวและเชื้อเพลิงก๊าซได้อย่างดีและเกิดการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ อีกทั้ง Robert D. Reed และคณะ [58] ได้ทำการสร้างหัวเผา เชื้อเพลิงเหลวโดยใช้เทคนิคฉีดไอน้ำความดันต่ำผ่านช่องขนาดเล็ก เพื่อสร้างแรงเหนี่ยวนำ นำอากาศป้อนเข้าสู่ห้องเผาไหม้ แต่กระนั้นการป้อนเชื้อเพลิงเข้าสู่ห้องเผาไหม้ยังคงต้องทำการป้อนผ่านหัวฉีด เพื่อสร้างฝอยละเอียดน้ำมัน เหมือนกับหัวเผาเชื้อเพลิงเหลว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์เพื่อการศึกษานี้เท่านั้น เมื่อผู้ผู้ใดเห็นไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ทั่วไป โดยในการทดลองได้ทำการปรับเปลี่ยนสัดส่วนโดยน้ำหนักระหว่างปริมาณไอน้ำกับปริมาณเชื้อเพลิง ซึ่งผลการทดลองพบว่า การฉีดไอน้ำเข้าสู่ระบบส่งผลให้ปริมาณ  $\text{NO}_x$  ที่เกิดขึ้นมีปริมาณลดลงจาก 200 ppm กลายเป็น 50 ppm

## 2.3 สรุปงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับงานวิจัยนี้

งานวิจัยนี้เป็นการประยุกต์ใช้วัสดุพอร์มาช่วยส่งเสริมการเผาไหม้ภายในหัวเผาสองแบบสำหรับเชื้อเพลิงสองชนิดคือ หัวเผาวัสดุพอร์แบบแบ่งจ่ายอากาศเป็นชั้นสำหรับเชื้อเพลิงแอลพีจีที่ใช้สำหรับเป็นแหล่งพลังงานความร้อนในการสังเคราะห์ไฮโดรเจนในระบบเซลล์เชื้อเพลิง และการประยุกต์ใช้ข้อดีของวัสดุพอร์ในการทำหน้าที่เป็นที่ยึดติดของฐานเปลวไฟ ในการออกแบบหัวเผาน้ำมันพีซีใช้แล้วด้วยเทคนิควัสดุพอร์ จากการศึกษางานวิจัยที่เกี่ยวข้องพบว่าสามารถสรุปได้ดังนี้

### 2.3.1 หัวเผาวัสดุพอร์แบบแบ่งจ่ายอากาศเป็นชั้นสำหรับเชื้อเพลิงแอลพีจี

จากการศึกษาวิจัยที่เกี่ยวข้องพบว่า เตาเผาไหม้หรือหัวเผาที่นำวัสดุพอร์มาประยุกต์ใช้นั้น การเผาไหม้จะเกิดขึ้นอย่างเสถียรภายใต้เงื่อนไขการเผาไหม้แบบเบาบาง ด้วยค่าอัตราส่วนสมมูลที่ต่ำกว่าหัวเผาปกติทั่วไป อีกทั้งยังพบว่า การเผาไหม้ของหัวเผาวัสดุพอร์แสดงให้เห็นถึงคุณลักษณะเฉพาะคือ อุณหภูมิเปลวไฟต่ำ (Low flame temperature) ช่วงการเผาไหม้ที่กว้าง (Extended reaction zone) และมลพิษต่ำ (Low emission) นอกจากนี้ถ้าทำการเผาไหม้ โดยใช้เตาเผาไหม้วัสดุพอร์ที่มีการจ่ายของผสมระหว่างอากาศกับเชื้อเพลิงเป็นชั้นหรือแบบจ่ายอากาศเป็นชั้นแล้ว จะสามารถควบคุมอุณหภูมิสูงสุดที่เกิดขึ้นได้ ส่งผลให้อัตราการเกิด Thermal  $\text{NO}_x$  มีปริมาณลดลง ซึ่งจะมีปริมาณ  $\text{NO}_x$  ลงได้ประมาณ 50-80% เมื่อเปรียบเทียบกับปริมาณ  $\text{NO}_x$  ที่เกิดขึ้นกับเตาเผาไหม้แบบทั่วไป (Conventional combustor) ด้วยเหตุนี้จึงเป็นที่มาของงานวิจัย คือ การศึกษาสมรรถนะความร้อนของเตาเผาไหม้แบบวัสดุพอร์ที่มีการจ่ายอากาศเป็นชั้น โดยคาดว่า การเผาไหม้ที่มีการจ่ายอากาศแบบชั้นน่าจะช่วยให้การกระจายอุณหภูมิในเตามีความสม่ำเสมอและเกิดขึ้นในบริเวณที่กว้างมากขึ้นและอุณหภูมิสูงสุดในห้องเผาไหม้มีระดับลดลงส่งผลให้และ ก๊าซไนโตรเจนออกไซด์มีระดับลดลง ซึ่งที่ผ่านมาพบว่าได้มีการวิจัยเกี่ยวกับเตาเผาไหม้วัสดุพอร์แบบหลายชั้นกันอย่างไรแพร่หลาย แต่ทั้งนี้จะเห็นได้ว่างานวิจัยส่วนใหญ่กล่าวถึงเฉพาะผลของการปรับเปลี่ยนอัตราส่วนสมมูลในแต่ละชั้นที่มีผลต่อมลพิษ (CO และ  $\text{NO}_x$ ) และอุณหภูมิสูงสุดที่เกิดขึ้น โดยไม่ได้กล่าวถึงสมรรถนะในด้านอื่น เช่นการกระจายตัวของอุณหภูมิที่เกิดขึ้นภายในเตาเผาไหม้ ซึ่งดัชนีนี้จะเป็นตัวที่บ่งบอกถึงบริเวณของการเผาไหม้ที่เกิดขึ้น รวมถึงประสิทธิภาพการเผาไหม้และปริมาณ  $\text{C}_x\text{H}_y$  ที่เกิดขึ้น ซึ่งสมรรถนะดังกล่าวเป็นดัชนีที่จำเป็นต้องศึกษา

ดังนั้น วัตถุประสงค์ของงานวิจัยในหัวข้อนี้คือทำการศึกษาพฤติกรรมการเผาไหม้ของก๊าซ LPG ที่เกิดขึ้นภายในเตาเผาไหม้แบบวัสดุพอร์ที่มีการจ่ายอากาศเป็นชั้น ได้แก่ประสิทธิภาพการเผาไหม้ ( $\eta_c$ ) การกระจายอุณหภูมิและปริมาณมลพิษที่เกิดขึ้น (CO  $\text{C}_x\text{H}_y$  และ  $\text{NO}_x$ ) โดยได้ทำการปรับเปลี่ยนขนาดของวัสดุสร้างความพอร์ ปริมาณอากาศส่วนเกินและสัดส่วนเชิงปริมาตรของอากาศส่วนที่สามต่ออากาศทั้งหมด ซึ่งเน้นอภิปรายผลในเชิงมิติของ ความปั่นป่วนในแง่ของ Turbulent mixing, Turbulent intensity, Turbulent length scale, Turbulent flame speed และ Laminar flame speed

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 2.3.2 หัวเผา น้ำมันพีซีใช้แล้วด้วยเทคนิควัสดุพูน

จากงานวิจัยที่ผ่านมาที่เกี่ยวข้องกับการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวพบว่า มีหลายเทคนิคในการสร้างฝอยละอองของเชื้อเพลิงเหลวเช่น การใช้หัวฉีดแรงดันสูงด้วยการปรับเปลี่ยนลักษณะลำเจ็ต การใช้แรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางและการหมุนเวียนก๊าซไอเสีย แต่ในหัวเผาน้ำมันพีซีใช้แล้วนี้ได้ประยุกต์ใช้วัสดุพูนทำหน้าที่ในการป้องกันความร้อนกลับสู่ละอองเชื้อเพลิงเหลว ทำให้เป็นการเพิ่มความสามารถในการระเหยเชื้อเพลิง โดยวัสดุพูนถูกติดตั้งภายในห้องเผาไหม้วงแหวนทำหน้าที่ทั้งเป็นเครื่องทำระเหยและเป็นที่ยึดเกาะเปลวไฟ (Flame holder) หัวเผาน้ำมันพีซีใช้แล้วนี้ได้นำเทคนิคการสร้างละอองน้ำมันด้วยการใช้ไอน้ำพ่นผ่านหัวฉีดแรงดันสูง ไอน้ำจะนำพาละอองน้ำมันพีซีใช้แล้วพร้อมกับการเหนี่ยวนำอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้เพื่อป้อนเข้าสู่เตา อีกทั้งไอน้ำยังมีส่วนช่วยทำความสะอาดหัวฉีดในขณะที่องค์ประกอบไฮโดรเจนในโมเลกุลของน้ำจะเข้าไปแย่งอะตอมของคาร์บอนในโมเลกุลของเชื้อเพลิง ในปฏิกิริยาที่เรียกว่า Water Gas Shift Reaction ซึ่งช่วยบรรเทาปัญหาของการเกิดคราบเขม่าที่เกิดจากการเผาไหม้น้ำมันพีซีใช้แล้วลงได้ ในด้านเทคนิคการเผาไหม้ เตานี้ได้ประยุกต์ใช้วัสดุพูนมาช่วยสร้างเสถียรภาพในการเผาไหม้น้ำมันพีซีใช้แล้ว และใช้ความร้อนที่เกิดขึ้นภายในวัสดุพูนสร้างไอน้ำให้แก่เตา

ดังนั้น วัตถุประสงค์หลักของหัวข้องานวิจัยนี้คือ การศึกษาสมรรถนะเบื้องต้นของหัวเผาน้ำมันพีซีใช้แล้วด้วยเทคนิควัสดุพูน โดยทำการปรับเปลี่ยน ภาวะความร้อนต่อพื้นที่หน้าตัดของหัวเผา อัตราส่วนปริมาณน้ำป้อนต่อปริมาณเชื้อเพลิงและอัตราส่วนของความสูงต่อเส้นผ่านศูนย์กลางของหัวเผา (H/D) สมรรถนะเบื้องต้นประเมินจากอุณหภูมิการเผาไหม้ภายในวัสดุพูน ประสิทธิภาพเชิงความร้อน ลักษณะของเปลวไฟที่เกิดจากการเผาไหม้ ก๊าซที่ได้จากการเผาไหม้ ( $O_2$ ,  $CO$  และ  $NO_x$ ) และประสิทธิภาพการเผาไหม้ โดยประสิทธิภาพเชิงความร้อนและประสิทธิภาพการเผาไหม้ ซึ่งผลที่ได้คาดว่าทำให้สามารถลดการใช้เตาแก๊สหุงต้มในการประกอบอาหาร เป็นการลดต้นทุนการใช้เชื้อเพลิงแอลพีจี อีกทั้งลดการนำน้ำมันพีซีใช้แล้วกลับมาทอดซ้ำ ทั้งนี้ น้ำมันที่เหลือใช้หากนำกลับมาประกอบอาหารซ้ำมีความเสี่ยงต่อการก่อให้เกิดโรคมะเร็งได้

## บทที่ 3 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

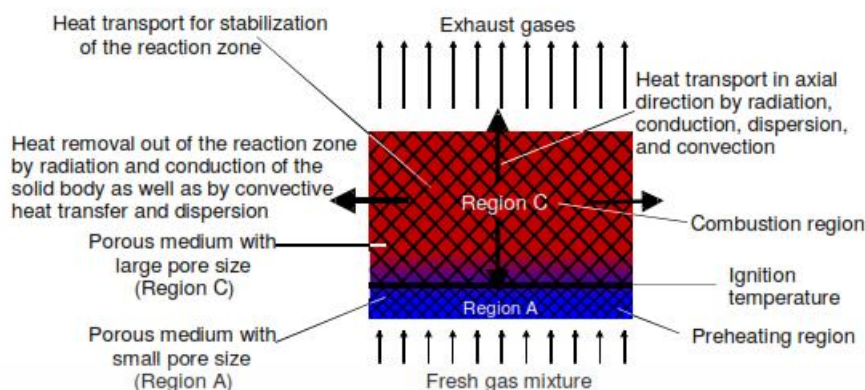
### 3.1. หลักการของวัสดุพอรุน

จากงานวิจัยที่ผ่านมาพบว่าการประยุกต์ใช้วัสดุพอรุนในกระบวนการเผาไหม้ สามารถช่วยส่งเสริมการเผาไหม้ในแง่ของเพิ่มอัตราการผสมระหว่างสารตั้งต้นกับแก๊สไอเสียร้อน ช่วยเป็นที่ยึดเกาะของฐานเปลวไฟ (Flame holder) และช่วยป้องกันความร้อนย้อนกลับจากบริเวณปลายท่สู่บริเวณต้นท่ของหัวเผา ส่งผลให้เกิดการอุ่นสารตั้งต้นก่อนการเผาไหม้ ทำให้เกิดการเผาไหม้อย่างสมบูรณ์ ซึ่งนิยามพารามิเตอร์ที่ใช้เป็นเกณฑ์ในการพิจารณาการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นภายในแผงวัสดุพอรุน พารามิเตอร์ดังกล่าวคือ ตัวเลข Peclet critical ( $Pe_{critical}$ ) ถ้าค่า  $Pe$  ในเงื่อนไขการทดสอบของหัวเผา มีค่าน้อยกว่าค่า  $Pe_{critical}$  ( $Pe < Pe_{critical}$ ) จะไม่เกิดการเผาไหม้ภายในช่องว่างของวัสดุพอรุน เกิดการดับของเปลวไฟ ในทางตรงกันข้าม ถ้าค่า  $Pe$  ในเงื่อนไขการทดสอบของหัวเผา มีค่ามากกว่าค่า  $Pe_{critical}$  ( $Pe > Pe_{critical}$ ) จะเกิดการเผาไหม้อย่างมีเสถียรภาพภายในช่องว่างของวัสดุพอรุน โดยจากการทดลองของ Babkin และคณะ [18] ค่า  $Pe_{critical}$  ที่เป็นเกณฑ์พิจารณาการเผาไหม้ภายในแผงวัสดุพอรุน ที่ค่ามากกว่าหรือเท่ากับ 65 ค่า  $Pe$  สามารถหาได้จากสมการที่ 1

$$Pe = \frac{S_L d_m c_p \rho}{\lambda} \quad (3.1)$$

ดังนั้นถ้าค่า  $Pe \leq 65$  จะไม่เกิดการเผาไหม้ภายในช่องว่างของวัสดุพอรุน เกิดการดับของเปลวไฟ เนื่องจากเกิดการถ่ายโอนความร้อนจากการเผาไหม้ความร้อนสู่วัสดุพอรุนในอัตราที่สูงกว่าการผลิตความร้อน

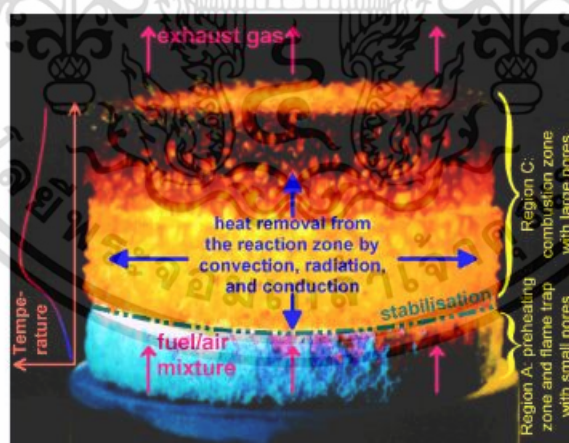
กระบวนการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นภายในแผงวัสดุพอรุนจะเกิดขึ้นอย่างมีเสถียรภาพเริ่มจากที่บริเวณรอยต่อของวัสดุพอรุนสอดคล้องกับการเปลี่ยนแปลง  $Pe$  ภายในห้องเผาไหม้ดังแสดงในรูปที่ 3.1 จากรูปบริเวณ C เป็นบริเวณที่ช่องว่างวัสดุพอรุนมีขนาดใหญ่เพียงพอในการเผาไหม้ภายในช่องว่าง ในขณะที่บริเวณ A เป็นบริเวณที่เกิดการอุ่นสารตั้งต้นก่อนการเผาไหม้ กลไกที่เกิดขึ้นภายในวัสดุพอรุน ประกอบด้วยกระบวนการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างผลิตภัณฑ์ร้อน สารตั้งต้นและตัวกลางวัสดุพอรุน ด้วยกลไกการนำ การพาและการแผ่รังสีความร้อน



รูปที่ 3.1 แสดงไดอะแกรมแสดงกลไกการเกิดปฏิกิริยาภายในหัวเผาวัสดุพอร์น

เมื่อเปรียบเทียบสมรรถนะการเผาไหม้ระหว่างหัวเผาวัสดุพอร์นกับหัวเผาแบบเปลวอิสระทั่วไปสามารถสรุปดังนี้

- การเผาไหม้ของหัวเผาวัสดุพอร์นเกิดขึ้นอย่างมีเสถียรภาพ ในช่วงอัตราส่วนสมมูล 0.53-0.91 สำหรับ ของผสมระหว่าง  $\text{CH}_4$ /อากาศ
- หัวเผาวัสดุพอร์นมีอัตราการปลดปริมาณ  $\text{CO}$  และ  $\text{NO}_x$  ต่ำ
- อัตราการผลิตพลังงานความร้อนสูง เนื่องจากความสามารถในการเก็บความร้อนของตัวกลางวัสดุพอร์น
- ขนาดของหัวเผาวัสดุพอร์นเล็กกว่าหัวเผาทั่วไปประมาณ 10 เท่า เปรียบเทียบกับขนาดพิสัยความร้อนเดียวกัน

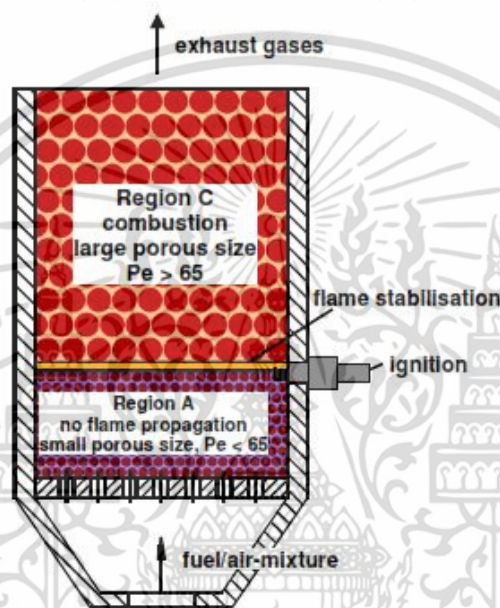


รูปที่ 3.2 แสดงการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นภายในแผงวัสดุพอร์น

จากรูปที่ 3.2 แสดงภาพการเผาไหม้อย่างเสถียรภาพภายในแผงวัสดุพอร์นและการกระจายอุณหภูมิภายในวัสดุพอร์น จากรูปจะเห็นได้ว่าการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นช่วยทำให้การกระจายตัวของอุณหภูมิค่อนข้างสม่ำเสมอส่งผลให้อุณหภูมิสูงสุดที่ได้จากการเผาไหม้มีค่าไม่สูงมากนัก ทำให้เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อนูญาติเห็นหาใช่ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปริมาณ CO และ  $\text{NO}_x$  มีปริมาณต่ำ อีกทั้งมีความร้อนส่วนหนึ่งป้อนกลับสู่บริเวณต้นทางของหัวเผา ส่งผลให้เป็นการอุ่นสารตั้งต้นและเกิดการเผาไหม้สมบูรณ์อย่างมีประสิทธิภาพ

การผลิตพลังงานความร้อนเพื่อใช้ในระบบของอุตสาหกรรม ส่วนใหญ่นิยมใช้หัวเผาชนิดเปลวไฟอิสระ พลังงานความร้อนที่ได้ใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนกับเพื่อผลิตน้ำร้อนหรือไอน้ำภายในชุดแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งหัวเผาประเภทนี้มีการปลดปล่อย  $\text{NO}_x$  ที่บริเวณผิวเปลวไฟในปริมาณที่สูง อีกทั้งอุณหภูมิการเผาไหม้มีค่าสูงทำให้อุณหภูมิแก๊สไอเสียที่ไหลออกจากชุดแลกเปลี่ยนความร้อนยังคงมีอุณหภูมิสูงอยู่ เป็นการสูญเสียความร้อนไปกับการแก๊สไอเสีย ทำให้มีการพัฒนาหัวเผาเป็นหัวเผาวัสดุพอร์ซัน โดยนักวิทยาศาสตร์ชาวรัสเซีย ผู้ซึ่งค้นพบพารามิเตอร์ที่ใช้เป็นเกณฑ์ในการพิจารณาการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นภายในแผงวัสดุพอร์ซัน โดยมีการจัดเรียงวัสดุพอร์ซันดังแสดงในรูปที่ 3.3



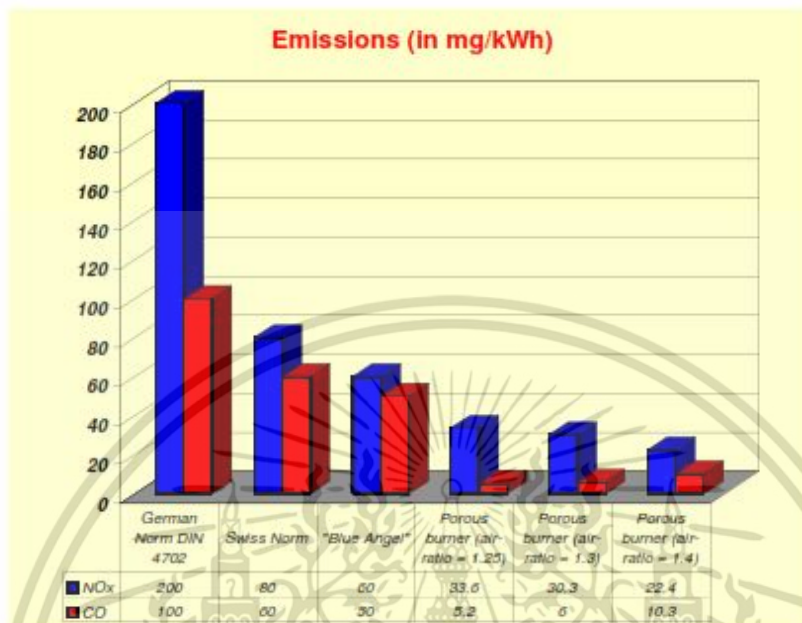
รูปที่ 3.3 แสดงไดอะแกรมของการจัดเรียงวัสดุพอร์ซันภายในหัวเผาวัสดุพอร์ซัน [59]

จากรูปที่ 3.3 บริเวณ A บรรจุด้วยวัสดุพอร์ซันที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางสมมูลของช่องว่างวัสดุพอร์ซันน้อยกว่าเส้นผ่านศูนย์กลางการเป่าดับ (Quenching diameter) ของเงื่อนไขการทดสอบ ดังนั้นจะไม่เกิดการเผาไหม้ภายในบริเวณนี้ ในขณะที่บริเวณ C บรรจุด้วยวัสดุพอร์ซันที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางสมมูลของช่องว่างวัสดุพอร์ซันมากกว่าเส้นผ่านศูนย์กลางการเป่าดับ (Quenching diameter) ทำให้การเผาไหม้เกิดขึ้นอย่างมีประสิทธิภาพภายในบริเวณนี้ ซึ่งการเปลี่ยนแปลงภาวะของการเผาไหม้จะไม่ส่งผลกระทบต่อบริเวณการเผาไหม้ โดยข้อดีของการเผาไหม้ภายในหัวเผาวัสดุพอร์ซันสามารถสรุปได้ดังนี้

- วัสดุพอร์ซันทำให้พื้นผิวแลกเปลี่ยนความร้อนภายในเพิ่มขึ้น ซึ่งเป็นการเพิ่มอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างแก๊สไอเสียร้อนกับวัสดุพอร์ซัน
- จากคุณสมบัติการถ่ายเทความร้อนที่ดี ทำให้เกิดการกระจายตัวของอุณหภูมิสม่ำเสมอ อุณหภูมิสูงสุดของการเผาไหม้ไม่สูงมากนักทำให้ปริมาณ  $\text{NO}_x$  มีปริมาณต่ำ
- วัสดุพอร์ซันสามารถกักเก็บความร้อนได้ดี ทำให้การเผาไหม้เกิดขึ้นอย่างมีประสิทธิภาพไม่เปลี่ยนแปลงตามภาวะการเผาไหม้มากนัก

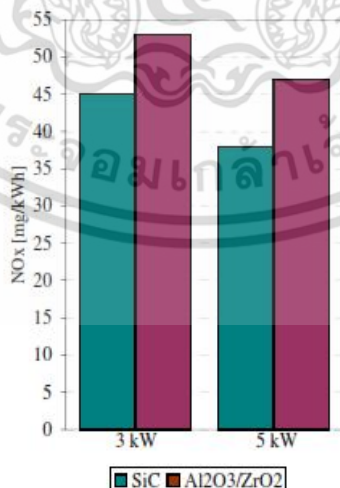
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปริมาณ CO และ NO<sub>x</sub> ที่วัดได้จากการเผาไหม้ด้วยหัวเผาวัสดุพอร์นเปรียบเทียบกับบรรทัดฐานนานาชาติแสดงดังรูป 3.4 โดยพบว่าปริมาณมลพิษที่เกิดขึ้นมีค่าต่ำกว่ามาตรฐานมาก



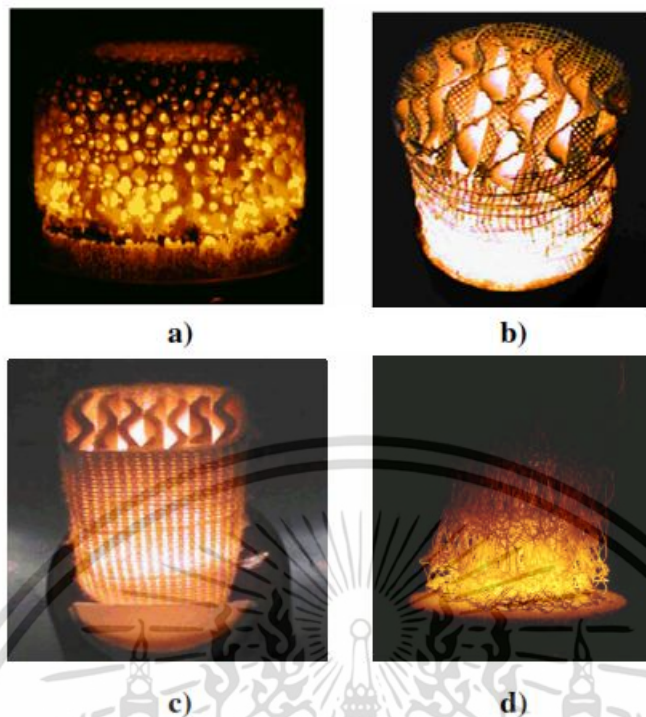
รูปที่ 3.4 แสดงการเปรียบเทียบปริมาณ CO และ NO<sub>x</sub> ที่ได้จากการเผาไหม้กับมาตรฐานนานาชาติ

การประยุกต์ใช้หัวเผาวัสดุพอร์นกับระบบให้ความร้อนในครัวเรือน ที่ขนาดพิกัดความร้อน 3 และ 5 kW พบว่าแก๊สไอเสียที่เกิดขึ้นมีอุณหภูมิต่ำ จึงส่งผลให้ปริมาณ NO<sub>x</sub> ที่เกิดขึ้นมีค่าน้อยแสดงดังรูปที่ 3.5



รูปที่ 3.5 แสดงปริมาณ NO<sub>x</sub> ที่เกิดขึ้นที่ขนาดพิกัดความร้อนย่านต่ำ เปรียบเทียบกับวัสดุพอร์นคนละประเภท

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.6 แสดงการเผาไหม้ภายในหัวเผาวัสดุพอร์ซันที่ทำจากวัสดุต่างประเภทกัน (a) C/SiC structure; (b) Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> fibre structure; (c) zirconium foam static mixer; (d) Fe-Cr-Al alloy wire mesh

จากงานวิจัยที่ผ่านมาได้มีการศึกษาการเผาไหม้ภายในวัสดุพอร์ซัน โดยการปรับเปลี่ยนชนิดของวัสดุพอร์ซัน ดังแสดงในรูป 3.6 จากรูป 3.6a เป็นการเผาไหม้เป็นการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นภายในวัสดุพอร์ซันชนิดโฟม ขนาดพิกัดความร้อน 20 kW ด้วยอัตราส่วนอากาศเท่ากับ 1.3 รูป 3.6b เป็นการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นภายในวัสดุพอร์ซันชนิดเส้นใยเซรามิก ขนาดพิกัดความร้อน 15 kW ด้วยอัตราส่วนอากาศเท่ากับ 1.3 รูป 3.6c เป็นการเผาไหม้เป็นการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นภายในวัสดุพอร์ซันชนิดที่มีคุณสมบัติการนำความร้อนต่ำ การแผ่ความร้อนสูง และรูปที่ 3.6 d เป็นการเผาไหม้เป็นการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นภายในวัสดุพอร์ซันชนิดลวดโลหะขนาดพิกัดความร้อน 10 kW ด้วยอัตราส่วนอากาศเท่ากับ 1.3 เป็นวัสดุพอร์ซันชนิดที่มีคุณสมบัติการนำความร้อนและการแผ่ความร้อนต่ำ แต่ค่าความพอร์ซันของวัสดุพอร์ซันมีค่าสูง

### 3.2. การถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นภายในวัสดุพอร์ซัน [60]

วัสดุพอร์ซันเป็นวัสดุที่มีพื้นที่ผิวต่อปริมาตรสูง ทนอุณหภูมิได้สูงและมีบทบาทที่สำคัญในการเผาไหม้คือเป็นตัวทำให้เกิดการหมุนเวียนพลังงาน (Energy Recirculation) ในระบบโดยวัสดุพอร์ซันจะทำหน้าที่ดูดซับเอนทาลปีบางส่วนของแก๊สร้อน (Hot Product) ไว้แล้วแผ่รังสีความร้อนกลับมายังต้นทางของหัวเผา และเนื่องจากวัสดุพอร์ซันมีพื้นที่ในการสัมผัสกับของไหลสูงหรือมีอัตราส่วนพื้นที่ต่อปริมาตรสูง (Surface Area to Volume Ratio) สูง ดังนั้นการถ่ายเทความร้อนจึงมีประสิทธิภาพสูง ซึ่งปัจจุบันวัสดุพอร์ซันได้ถูกผลิตขึ้นมาในรูปแบบต่างๆกัน เนื่องมาจากมีผู้สนใจมาใช้เพิ่มประสิทธิภาพของหัวเผาเป็นจำนวนมาก อีกทั้งยังมีแนวโน้มที่นำวัสดุ ไปใช้กับอุปกรณ์ความร้อนอื่นเช่นเครื่องยนต์ความร้อน อุปกรณ์ผลิตกระแสไฟฟ้าโดยใช้ความแตกต่างของอุณหภูมิ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยมนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาพสูง แสดงหลักการทำงานวัสดุพูน มีดังนี้คือ เมื่อแก๊สร้อนจากการเผาไหม้ไหลผ่านวัสดุพูน วัสดุพูนจะทำหน้าที่ดูดซับ เอนทาลปีส่วนหนึ่งจากแก๊สร้อนเอาไว้และแผ่รังสีความร้อนส่วนใหญ่ไปยังวัสดุพูนบริเวณ Upstream ดังนั้นเมื่ออากาศและเชื้อเพลิงที่มีอุณหภูมิต่ำไหลผ่านก็จะได้รับความร้อนที่วัสดุพูนดูดซับไว้ทำให้อากาศและเชื้อเพลิงมีค่าเอนทาลปีสูงขึ้นอย่างรวดเร็วจากหลังการดังกล่าวทำให้ระบบการเผาไหม้ภายใต้การแผ่รังสีความร้อนของวัสดุพูนมีประสิทธิภาพในการเผาไหม้สูงและประหยัดเชื้อเพลิงที่ป้อนให้กับระบบการเผาไหม้

กลไกการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นภายในแผงวัสดุพูนประกอบด้วย การนำ การพาและการแผ่รังสีความร้อน ซึ่งเป็นกลไกที่เป็นตัวกำหนดสมรรถนะการเผาไหม้ การกระจายตัวของอุณหภูมิและการปลดปล่อยมลพิษของหัวเผา โดยการนำความร้อนเป็นกลไกที่เกิดขึ้นผ่านอะตอมและโมเลกุลของวัสดุและของไหล พื้นฐานมาจากกฎของฟูเรียร์ ดังสมการ 2

$$q_L = -\lambda_{f,s} \frac{\partial T_{f,s}}{\partial x_L} \quad (3.2)$$

กลไกการพาความร้อนเกิดขึ้นในกระบวนการมหภาคขึ้นอยู่กับสนามการไหล สนามอุณหภูมิ ความจุความร้อนและเอนทาลปีของของผสม โดยนิยามจากกฎของนิวตันดังแสดงในสมการ 3

$$q = \alpha_f (T_f - T_w) \quad (3.3)$$

โดย  $\alpha_f$  คือสัมประสิทธิ์การส่งผ่านความร้อน คำนวณจากความหนาชั้นขอบเขตความร้อน  $\delta$  และค่าการนำความร้อนของของไหล สมการที่ 4

$$\alpha_f = \frac{\lambda_f}{\delta} \quad (3.4)$$

ตัวแปรไร้มิติที่ใช้ในการหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อนถูกอธิบายด้วยเทอมของ ตัวเลขนัสเซล (Nu) ซึ่งสามารถคำนวณได้จากสมการสหสัมพันธ์ของ Reynold number (Re) Prandtl number (Pr) และคุณลักษณะของรูปทรง ดังสมการที่ 5 และ 6

$$Nu = \frac{\alpha_f L}{\lambda_f} \quad (3.5)$$

$$Nu = f(Re, Pr, geometry) \quad (3.6)$$

กลไกการแผ่รังสีความร้อนถูกอธิบายโดยกฎของ Stefan-Boltzmann Planck และ Kirchoff ซึ่งสัมพันธ์กับความยาวคลื่นดังสมการ 7

$$q_{B,b} = \int_0^{\infty} i_b d\lambda_w = \int_0^{\infty} \frac{2\pi c_1 / \lambda_w^5}{[\exp(c_2 / \lambda_w T) - 1]} d\lambda_w = \sigma T^4 \quad (3.7)$$

โดย Stefan-boltzmann constant ( $\sigma$ ) =  $5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$

Planck radiation constant ( $c_1$ ) =  $5.95 \times 10^{-17} \text{ Wm}^2$ ,  $c_2 = 1.43 \times 10^{-2} \text{ m/K}$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 3.3 วัสดุพอรุนชนิดเซรามิก

ข้อดีของวัสดุประเภทเซรามิกคือการทนต่ออุณหภูมิ หมายถึงการทนต่อการเปลี่ยนแปลงทางความร้อน อีกทั้งมีค่าการนำความร้อนสูง จึงทำให้เกิดการกระจายตัวของอุณหภูมิไม่เกิดบริเวณร้อน (hot spot) แต่ข้อเสียคือมีความยืดหยุ่นต่ำ โดยเซรามิกที่เลือกใช้เป็นวัสดุพอรุนเป็นจำพวก โปมหรือ โครงสร้าง [61] ดังแสดงดังรูปที่ 3.7 โดยข้อดีของวัสดุพอรุนประเภทนี้คือ

- โครงสร้างของรูพอรุนเป็นแบบเปิด คือ ของไหลสามารถไหลผ่านได้ มีความดันสูญเสียน้อยทำให้ขนาดของพัดลมมีขนาดเล็ก กินพลังงานน้อย
- อัตราการถ่ายเทความร้อนสูง ทำให้เกิดสมดุลทางความร้อน
- น้ำหนักเบา สามารถส่งผ่านความร้อนปรับเปลี่ยนภาระตามการทำงานได้อย่างรวดเร็ว



รูปที่ 3.7 แสดงวัสดุพอรุนชนิดเซรามิกชนิดต่างๆ

Aluminium oxide ( $\text{Al}_2\text{O}_3$ ) ทนต่ออุณหภูมิสูงประมาณ  $1900^\circ\text{C}$  มีส่วนประกอบของ  $\text{SiO}_2$  สูงประมาณ 20-40% อีกทั้งสัมประสิทธิ์การขยายตัวทางความร้อนและค่าการนำความร้อนเฉลี่ยมีค่าสูง ทำให้การทนต่อการเปลี่ยนแปลงทางความร้อนค่อนข้างต่ำ

Silicium carbide ( $\text{SiC}$ ) ทนต่ออุณหภูมิสูงประมาณ  $1600^\circ\text{C}$  การทนต่อการเปลี่ยนแปลงทางความร้อนค่อนข้างสูงเนื่องจากสัมประสิทธิ์การขยายตัวทางความร้อนและค่าการนำความร้อนเฉลี่ยมีค่าต่ำ

Zirconium oxide ( $\text{ZrO}_2$ ) ทนต่ออุณหภูมิสูงประมาณ  $2300^\circ\text{C}$  สัมประสิทธิ์การขยายตัวทางความร้อนสูงและค่าการนำความร้อนเฉลี่ยมีค่าต่ำ ทำให้การทนต่อการเปลี่ยนแปลงทางความร้อนค่อนข้างต่ำ และการกระจายตัวของอุณหภูมิต่ำ

ตารางที่ 3.1 แสดงการเปรียบเทียบคุณสมบัติของเซรามิกแต่ละประเภทที่นำมาใช้เป็นวัสดุพอรุน

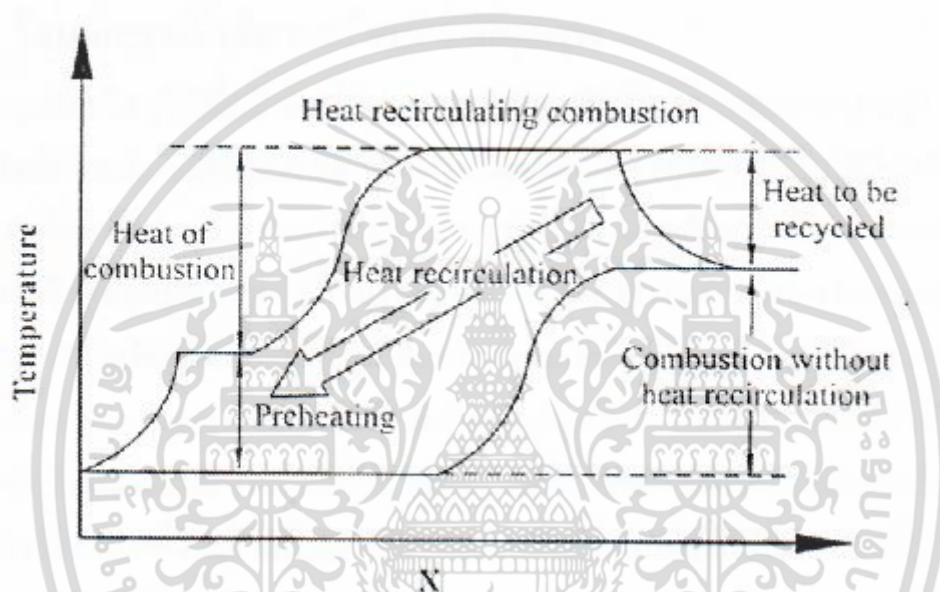
Parameter	Dimensions	$\text{Al}_2\text{O}_3$	$\text{SiC}$	$\text{ZrO}_2$
Maximum allowable temperature in air	$^\circ\text{C}$	1900	1600	1800
Thermal expansion coefficient $\alpha$ (20-1000 $^\circ\text{C}$ )	$10^{-6}$ 1/K	8	4-5	10-13
Thermal conductivity $\lambda$ at 20 $^\circ\text{C}$	W/mK	20-30	80-150	2-5
Thermal conductivity $\lambda$ at 1000 $^\circ\text{C}$	W/mK	5-6	20-50	2-4
Specific thermal capacity	J/gK	0.9-1	0.7-0.8	0.5-0.6
Thermal stress resistance parameter, hard shock, $R$ ( $\sigma/E\alpha$ )	K	100	230	230
Thermal stress resistance parameter, mild thermal shock, $R'$ ( $R\lambda$ )	$10^{-3}$ W/m	3	23	1
Total emissivity at 2000 K	-	0.28	0.9	0.31

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อผู้ดูแลเห็นใบใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 3.4 การเผาไหม้ที่มีการหมุนเวียนความร้อน (Heat Recirculating Combustion)

ระบบการเผาไหม้ที่มีการหมุนเวียนความร้อน (Heat Recirculating Combustion) เป็นระบบการเผาไหม้ที่มีประสิทธิภาพสูง ประหยัดพลังงาน ปลอดภัย CO ต่ำ ทำให้ปัจจุบันมีการนำไปใช้กันอย่างแพร่หลายในโรงงานอุตสาหกรรม เนื่องจากระบบดังกล่าวเมื่อนำไปประยุกต์ใช้งานแล้วมีประโยชน์อย่างมากเพราะสามารถเพิ่มประสิทธิภาพการเผาไหม้ เพิ่มความเข้มการเผาไหม้ และประหยัดพลังงานได้อย่างมีประสิทธิภาพ ซึ่งในงานวิจัยกระบวนการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวโดยวัสดุพรุณแบบสลับทิศทางการไหลอย่างเป็นจังหวะก็ได้อาศัยหลักการเผาไหม้ที่มีการหมุนเวียนความร้อนดังที่จะได้กล่าวต่อไป

#### 3.4.1 หลักการทำงานการเผาไหม้ที่มีการหมุนเวียนความร้อน



รูปที่ 3.8 แสดงเปรียบเทียบอุณหภูมิการเผาไหม้ชนิดที่มีและไม่มี การหมุนเวียนความร้อน

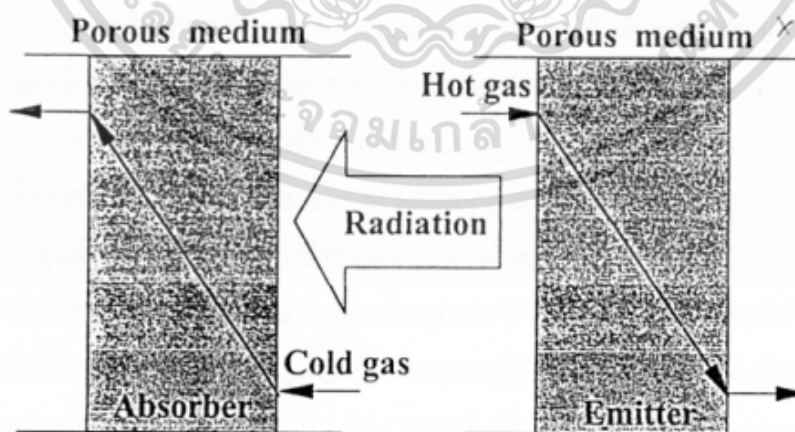
รูปที่ 3.8 เปรียบเทียบหลักการทำงานระหว่างระบบที่มีและไม่มี การหมุนเวียนความร้อน ขณะที่ยังไม่มีภาวะความร้อนเข้ามาเกี่ยวข้อง เมื่อใช้ปริมาณเชื้อเพลิงเท่ากันพบว่าระบบที่ไม่มี การหมุนเวียนความร้อน เมื่อไอดีไหลเข้าทางด้านซ้ายมือและมีการเผาไหม้เกิดขึ้น อุณหภูมิการเผาไหม้ จะสูงอยู่ในระดับหนึ่ง แก๊สไอเสียที่เกิดขึ้นในระบบก็จะไหลออกทางด้านขวา โดยความร้อนจาก แก๊สไอเสียไม่ได้ถูกกักเก็บไว้ใช้ประโยชน์ และเมื่อนำมาทำการเปรียบเทียบกับเส้นบน ซึ่งแสดง ระบบที่มีการหมุนเวียนความร้อนจากแก๊สไอเสียมาทำการอุ่นไอดี ทำให้อุณหภูมิการเผาไหม้สูงขึ้น แต่อุณหภูมิสุดท้ายที่ทางออกยังคงเท่าเดิมเหมือนกับกรณีที่ไม่มี การหมุนเวียนความร้อนเพราะต้อง หมุนเวียนความร้อนเพราะต้องหมุนเวียนความร้อนจากแก๊สไอเสีย มาทำการอุ่นไอดีอย่างต่อเนื่อง ด้วยเหตุนี้ระบบที่มีการหมุนเวียนความร้อนจะให้อุณหภูมิการเผาไหม้และอัตราการเผาไหม้ที่สูงกว่า ระบบที่ไม่มี การหมุนเวียนความร้อนเมื่อทำการเปรียบเทียบในกรณีอุณหภูมิสูงสุดของการเผาไหม้ เท่ากัน พบว่าปริมาณเชื้อเพลิงซึ่งใช้ใน ระบบที่มีการหมุนเวียนความร้อนจะน้อยกว่าระบบที่ไม่มี การหมุนเวียนความร้อนจึงประหยัดพลังงานได้มาก นอกจากนี้ ระบบการเผาไหม้ที่มีการหมุนเวียนความร้อนยังทำให้ได้ค่าความเร็วในการเผาไหม้ (Burning Velocity) และความเข้มในการเผาไหม้สูง (High Combustion Intensity) [14]ทำให้สามารถออกแบบให้เตาเผาไหม้ที่มีขนาดเล็กกะทัดรัด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อผู้ใดเห็นประโยชน์หรือต้องการนำเอกสารนี้ไปใช้โดยไม่ได้รับอนุญาตจากเจ้าของลิขสิทธิ์ กรุณาแจ้งให้ทราบล่วงหน้า และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ทั้งยังช่วยขยายขอบเขตการเผาไหม้ (Flammability Limits) ให้กว้างขึ้นเหมาะแก่การนำไปเผาไหม้เชื้อเพลิงที่มีความร้อนน้อย ๆ ที่ไม่สามารถทำการเผาไหม้ในระบบปกติได้

### 3.4.2 การหมุนเวียนความร้อนโดยการเปลี่ยนรูปความร้อนระหว่างการพาความร้อนและแผ่รังสีความร้อนในวัสดุพรุน

วัสดุพรุนเป็นวัสดุที่มีพื้นผิวต่อปริมาตรสูง สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูง สัมประสิทธิ์การดูดกลืนรังสีความร้อนสูง และทนต่อสภาวะที่มีอุณหภูมิสูงๆ ได้ คุณสมบัติที่สำคัญของวัสดุพรุน คือ สามารถที่จะเปลี่ยนพลังงานกลับไปกลับมาระหว่างเอนทาลปีของแก๊สและการแผ่รังสีความร้อนได้ เนื่องจากวัสดุพรุนมีอัตราส่วนพื้นที่ผิวต่อปริมาตรสูงมาก (Surface Area to Volume Ratio) ดังนั้นในการถ่ายเทความร้อนจึงเป็นไปอย่างมีประสิทธิภาพ จึงถือได้ว่าวัสดุพรุนเป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger) ที่มีประสิทธิภาพสูง โดยมีหลักการทำงานดังนี้คือ เมื่อแก๊สร้อนไหลผ่านวัสดุพรุนอันขูดังแสดงในรูปที่ 3.9 วัสดุพรุนดังกล่าวจึงทำหน้าที่เป็นตัวดูดกลืนเอนทาลปีของแก๊สร้อนเอาไว้ส่วนหนึ่งแล้วเมื่อเปลี่ยนพลังงานส่วนที่ดูดกลืนมานี้ไปเป็นการแผ่รังสีความร้อน ซึ่งเรียกลักษณะเช่นนี้ว่าเป็นตัวแผ่รังสี (Emitter) แผ่รังสีสวนทางกับการไหลของแก๊สร้อนมายังวัสดุพรุนอีกด้านหนึ่งซึ่งทำหน้าที่เป็นตัวรับรังสี (Absorber) ดังนั้นอากาศร้อนที่ไหลผ่านตัวแผ่รังสีจะมีอุณหภูมิลดลง และเมื่อมีอากาศเย็นไหลผ่านตัวรับรังสีอากาศเย็นที่ดูดความร้อนที่ถูกดูดกลืนไว้ทำให้อากาศมีค่าเอนทาลปีและอุณหภูมิสูงขึ้น จากหลักการดังกล่าวถ้านำตัวแผ่รังสีและตัวรับรังสีมาอยู่ติดกัน แล้วไอเสียซึ่งมีอุณหภูมิสูงที่เกิดการเผาไหม้ไหลผ่านวัสดุพรุนตัวที่ทำหน้าที่เป็นตัวแผ่รังสีแล้วอากาศเย็นที่ใช้ในการเผาไหม้ไหลผ่านวัสดุพรุนที่ทำหน้าที่เป็นตัวรับรังสี ซึ่งส่งผลให้เกิดการหมุนเวียนความร้อนจากไอเสียมาสู่อากาศเผาไหม้ได้อย่างมีประสิทธิภาพ โดยอาศัยวัสดุพรุนเป็นตัวกลาง (ดูรูปที่ 3.8 ประกอบ) คาดว่าระบบดังกล่าวจะมีประสิทธิภาพในการเผาไหม้เพิ่มสูงขึ้น เนื่องจากผลของการอุ่นอากาศ (Preheat) ที่มีประสิทธิภาพ ส่งผลให้การเผาไหม้มีความสมบูรณ์ยิ่งขึ้น ทั้งนี้ยังทำให้ได้ค่าความเร็วในการเผาไหม้ (Burning Velocity) และให้ความเข้มการเผาไหม้สูง (High Combustion Intensity) ทำให้ออกแบบให้เตาเผาไหม้มีขนาดกะทัดรัด นอกจากนี้ยังช่วยขยายขอบเขตการเผาไหม้ได้ (Flammability Limits) กว้างขึ้น



รูปที่ 3.9 แสดงหลักการการทำงานของวัสดุพรุน

### 3.4.3 สมการที่ใช้ในการคำนวณหาค่า Preheat Air Temperature ( $T_{ad}$ )

เมื่อวัสดุพูนถูกทำให้ร้อนโดยได้รับความร้อนจากแก๊สร้อน ที่เกิดจากการเผาไหม้ เมื่อสลับทิศทางการไหลของอากาศ วัสดุพูนจะถ่ายเทความร้อนสู่อากาศทำให้อุณหภูมิวัสดุพูนลดลงตามเวลา สมมติให้พิจารณาวัสดุพูนเป็นก้อน (Lump) จะสามารถหาอุณหภูมิที่ลดลงของวัสดุพูนนี้ได้จากทฤษฎีต่อไปนี้

สมการ ความร้อน( $q$ ) จากวัสดุพูนถ่ายเทให้กับอากาศโดยการพาความร้อน

$$Q = hv(T_s - T_\infty) \quad (3.8)$$

ความร้อนที่วัสดุพูนได้รับจากอากาศ เมื่อพิจารณาเป็น one dimensional, unsteady heat transfer

$$-qdt = mc_p dT_s \quad (3.9)$$

จากสมการ 3.26 และ 3.27 ความร้อนที่อากาศให้กับวัสดุพูนเท่ากับความร้อนที่วัสดุพูนได้รับ จะได้

$$-\frac{dT_s}{T_s - T_\infty} = \frac{hv}{mc_p} dt \quad (3.10)$$

Integrate สมการ 3.28 จะได้

$$\ln(T_s - T_\infty) - \ln(T_{s0} - T_\infty) = -\frac{hv}{mc_p} t \quad (3.11)$$

จากสมการ 3.29 สามารถหาค่าความร้อนขอวัสดุพูน,  $T_s$  ได้ ซึ่งต้องทราบค่าตัวแปรอื่นๆ ดังได้แสดงวิธีการคำนวณในภาคผนวก จ และเมื่อนำค่า  $T_s$  แทนลงในสมการ 3.27 ก็จะได้ค่าความร้อน,  $q$  ที่วัสดุพูนได้รับเช่นกัน จากนั้นก็สามารถหาค่าความร้อนรวมทั้งหมดที่วัสดุพูนได้รับโดยการพา,  $Q_{conv}$  จากไอเสียร้อนในระยะเวลาในแต่ละช่วง Half Period,  $t_{hp}$  ได้จากสมการ

$$Q_{conv} = \int_{t=0}^{t=t_{hp}} qdt \quad (3.12)$$

ความร้อนจากวัสดุพูน ( $Q_{conv}$ ) ส่วนหนึ่งจะสูญเสียไปกับการทำให้เชื้อเพลิงเหลวระเหยกลายเป็นไออย่างสมบูรณ์ที่  $250^\circ\text{C}$  โดยความร้อนส่วนนี้มีค่าเท่ากับ

$$Q_{evap} = \dot{m}c_p\Delta T + \dot{m}LHV \quad (3.13)$$

ดังนั้นจะเหลือความร้อนที่วัสดุพูนใช้อุ่นอากาศ เท่ากับ

$$Q = Q_{conv} - Q_{evap} \quad (3.14)$$

ความร้อนจากสมการ 3.32 จะนำไปอุ่นให้อากาศร้อนขึ้น ดังนั้นจะสามารถคำนวณ Preheated Air Temperature ได้จากสมการ

$$T_{pre} = T_\infty + \frac{Q}{m \cdot t_{hp} c_p} \quad (3.15)$$

### 3.5 การเผาไหม้ (Combustion)

การเผาไหม้เป็นปฏิกิริยาออกซิเดชันที่อุณหภูมิสูงระหว่างเชื้อเพลิงหรือสารที่สามารถเผาไหม้ได้กับออกซิเจนอย่างรวดเร็วและจะคายความร้อนออกมาระหว่างการทำปฏิกิริยา โดยสารที่สามารถเผาไหม้ได้ในเชื้อเพลิงคือ คาร์บอน (C) ไฮโดรเจน (H) และกำมะถัน (S) การเผาไหม้สามารถแบ่งออกเป็น 3 แบบ คือ

1. การเผาไหม้เชื้อเพลิงแข็ง (Solid fuel combustion)
2. การเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลว (Liquid fuel combustion)
3. การเผาไหม้เชื้อเพลิงแก๊ส (Gaseous fuel combustion)

การศึกษาวิจัยในครั้งนี้จะเน้นไปทางการเผาไหม้เชื้อเพลิงแข็งเป็นหลักดังนั้นจึงจะนำเสนอเฉพาะการเผาไหม้เชื้อเพลิงแข็งเท่านั้น ทั้งนี้หลักการของการทำปฏิกิริยาการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นของธาตุต่าง ๆ ในการเผาไหม้ทั้งสามแบบไม่แตกต่างกัน

#### 3.5.1 ปฏิกิริยาการเผาไหม้ (Combustion reaction)

ปฏิกิริยาการเผาไหม้เป็นปฏิกิริยาออกซิเดชัน (Oxidation) ระหว่างองค์ประกอบต่าง ๆ ในเชื้อเพลิง (C H N O S) กับออกซิเจนในอากาศได้ผลผลิต (product) จากการเผาไหม้ในรูปของแก๊สเผาไหม้ และความร้อนออกมาดังแสดงในสมการ



#### 3.5.2 ปัจจัยที่ส่งผลต่อการเผาไหม้

##### 3.5.2.1 ปริมาณอากาศที่เพียงพอต่อการเผาไหม้ (Sufficient air to combustion)

ในการเผาไหม้เชื้อเพลิงให้สมบูรณ์จำเป็นต้องมีสัดส่วนของอากาศหรือออกซิเจนที่เพียงพอต่อการทำปฏิกิริยาการเผาไหม้ โดยปริมาณอากาศที่น้อยที่สุดที่สามารถทำให้เกิดการเผาไหม้ที่สมบูรณ์จะเรียกว่าปริมาณอากาศทางทฤษฎี (Theoretical air) ซึ่งสามารถหาจากสมการการทำปฏิกิริยาการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ทางทฤษฎีของ คาร์บอน ไฮโดรเจน และกำมะถัน ข้างต้น

##### 3.5.2.2 ระยะเวลาในการเผาไหม้ (Burning Time) เนื่องจากในการทำปฏิกิริยา

จำเป็นต้องอาศัยเวลาเพื่อจะทำให้ได้ปฏิกิริยาการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ โดยเฉพาะอย่างยิ่งการเผาไหม้เชื้อเพลิงภายในเตาเผาไหม้นั้นจำเป็นต้องให้เชื้อเพลิงถูกเผาไหม้ในระยะเวลาที่นานเพียงพอเพื่อให้ธาตุที่เผาไหม้ได้ในเชื้อเพลิงมีโอกาสที่จะถูกทำปฏิกิริยาเผาไหม้จนหมดภายในเตา ซึ่งหากระยะเวลาในการเผาไหม้ไม่เพียงพอจะส่งผลให้ประสิทธิภาพการใช้เชื้อเพลิงต่ำและนับว่าเป็นการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงด้วย

##### 3.5.2.3 อุณหภูมิของการเผาไหม้ (Combustion Temperature) เป็นที่ทราบดีว่า

การเผาไหม้เชื้อเพลิงนั้นเป็นการเกิดปฏิกิริยาเคมีซึ่ง ความเร็วของการเกิดปฏิกิริยานั้นจะขึ้นอยู่กับอุณหภูมิของการเกิดปฏิกิริยาเป็นสำคัญด้วย โดยหากอุณหภูมิการเผาไหม้มีค่าสูงความเร็วของการเผาไหม้ก็จะมีค่ามาก แต่ทั้งนี้ในการเผาไหม้ทางปฏิบัติจำเป็นต้องทำการควบคุมอุณหภูมิให้อยู่ภายใต้ขอบเขตที่วัสดุ ที่ก่อสร้างเตาเผาไหม้สามารถทนได้ ซึ่งมีค่าประมาณ  $1000\text{ }^{\circ}\text{C}$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

**3.5.2.1 ความปั่นป่วนระหว่างการเผาไหม้ (Turbulence)** เนื่องจากการเผาไหม้นั้นเป็นการทำปฏิกิริยาของเชื้อเพลิงและออกซิเจนหรืออากาศ ซึ่งหากระหว่างการเผาไหม้มีความปั่นป่วนเกิดขึ้นจะทำให้เกิดการคลุกเคล้ากันอย่างดีของเชื้อเพลิงและออกซิเจน ทำให้โอกาสที่ออกซิเจนจะเข้าไปทำปฏิกิริยากับเชื้อเพลิงและเกิดการเผาไหม้ที่สมบูรณ์มีมากขึ้น

### 3.5.3 ปริมาณอากาศทางทฤษฎี อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงและอากาศส่วนเกิน

จากปัจจัยที่ส่งผลต่อการเผาไหม้เชื้อเพลิงข้างต้นพบว่าสิ่งสำคัญที่จะก่อให้เกิดการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ได้เป็นอันดับแรกคือ ปริมาณอากาศที่เพียงพอ และมีปัจจัยที่ส่งผลให้การเผาไหม้ดีขึ้นซึ่งเรียกสั้น ๆ ว่าปัจจัย 3T (Time Temperature และ Turbulence) ดังนั้นในการเผาไหม้เชื้อเพลิงต่าง ๆ จำเป็นต้องทราบปริมาณอากาศที่เพียงพอต่อการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ทางทฤษฎี (Theoretical air) ซึ่งเชื้อเพลิงแต่ละชนิดจะใช้ปริมาณอากาศต่อปริมาณเชื้อเพลิง (Air to Fuel Ratio; A/F) ในการเผาไหม้ทางทฤษฎีแตกต่างกัน นอกจากนี้ปริมาณอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้เชื้อเพลิงจริงอาจมีค่ามากกว่าปริมาณอากาศทางทฤษฎีเพราะในทางปฏิบัติหากจ่ายปริมาณอากาศเท่ากับทฤษฎีพบว่ามีโอกาสน้อยมากที่ออกซิเจนจะเข้าไปทำปฏิกิริยากับเชื้อเพลิงได้อย่างสมบูรณ์หรืออาจต้องใช้ระยะเวลาานานมาก ดังนั้นจึงจำเป็นต้องมีการจ่ายอากาศในปริมาณที่มากกว่าทฤษฎีซึ่งเรียกว่าปริมาณอากาศส่วนเกิน (Excess air) สำหรับผลกระทบของปริมาณอากาศหรืออัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงที่มีต่อการเผาไหม้ดังนี้

**3.5.3.1** ถ้าปริมาณอากาศน้อยกว่าปริมาณอากาศทางทฤษฎี หรือ A/F น้อยกว่า A/F ทางทฤษฎี การเผาไหม้จะไม่สมบูรณ์ได้ความร้อนน้อย และก่อให้เกิดมลพิษ (มี CO เกิดขึ้น)

**3.5.3.2** ถ้าให้ปริมาณอากาศมากกว่าปริมาณอากาศทางทฤษฎีหรือ A/F มากกว่า A/F ทางทฤษฎี จะทำให้โอกาสที่จะเกิดการเผาไหม้อย่างสมบูรณ์มีความเป็นไปได้มากขึ้น ทั้งนี้หากทำการจ่ายปริมาณอากาศมากเกินไปจะส่งผลให้ความร้อนส่วนหนึ่งที่ได้จากการเผาไหม้สูญเสียไปกับการทำให้  $O_2$  และ  $N_2$  ที่เหลือจากการเผาไหม้มีอุณหภูมิสูงขึ้น

### 3.5.4 การหาปริมาณอากาศส่วนเกิน (Determination of excess air)

สำหรับการหาปริมาณอากาศส่วนเกินนั้นสามารถทำได้ 2 วิธีด้วยกันคือ

- การวัดปริมาณอากาศที่เข้าไปทำปฏิกิริยาการเผาไหม้จริง ( $A/F_{ac}$ )

- การวัดปริมาณออกซิเจนที่เหลือจากการเผาไหม้ที่ทางออกของเตาเผาไหม้แล้วมาคำนวณย้อนกลับไปเป็นปริมาณอากาศที่เหลือจากการเผาไหม้ซึ่งจะพิจารณาว่าอากาศส่วนนี้เป็นอากาศที่จ่ายเข้าไปเกินความต้องการ โดยทั่วๆไปการบอกปริมาณอากาศส่วนเกินนิยมบอกเป็นเปอร์เซ็นต์ในสองลักษณะคือ เปอร์เซ็นต์อากาศส่วนเกิน (% Excess air) และเปอร์เซ็นต์ของอากาศทางทฤษฎี (% Theoretical air) ซึ่งสามารถหาค่าได้ดังนี้

$$\%EA = \left( \frac{A/F_{ac} - A/F_{th}}{A/F_{th}} \right) \times 100\% \quad (3.16)$$

## 3.6 เทคนิคการเผาไหม้แบบเป็นขั้นตอน (Staged-combustion technique)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

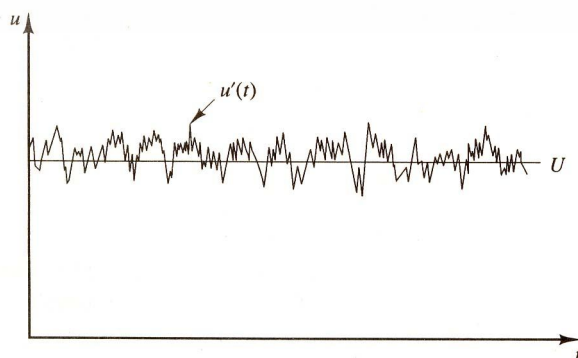
เทคนิคการเผาไหม้แบบแบ่งเป็นขั้นตอนเป็นเทคนิคการเผาไหม้ที่ควบคุมการเกิดมลพิษ โดยการควบคุมการผสมกันระหว่างเชื้อเพลิงและออกซิเจนในลักษณะที่ป้องกันไม่ให้เกิดการเผาไหม้ในสภาวะสตอยคิโอเมตรี การผสมอาจเป็นไปในลักษณะที่ทำให้เกิดการเผาไหม้ในห้องเผาไหม้ภายใต้ค่าอัตราส่วนสมมูลที่ต่างกันหลายค่าจากไอติบางไปหาไอติหนาหรือกลับกันก็ได้ต้องไม่ให้เกิดการเผาไหม้สภาวะสตอยคิโอเมตรี อย่างเด็ดขาด เพื่อให้เป็นไปตามวัตถุประสงค์ดังกล่าว จึงต้องแบ่งกาภาคออกเป็นหลายๆส่วน(หรือต้องการทำให้เชื้อเพลิงขาดอากาศ) แล้วป้อนเข้าสู่เตาเผาไหม้เพื่อเผาไหม้กับเชื้อเพลิงที่ตำแหน่งต่างๆกัน จึงเกิดการเผาไหม้แบบแบ่งเป็นหลายขั้นตอนขึ้นในห้องเผาไหม้และเพื่อควบคุมการเกิด thermal  $\text{NO}_x$  เป็นไปอย่างมีประสิทธิภาพสูงยิ่งขึ้น อาจมีการดึงความร้อนออกจากแก๊สร้อนที่เกิดจากการเผาไหม้ในขั้นตอนปฐมภูมิ (Primary combustion) เพื่อลดอุณหภูมิลงก่อนที่จะเผาไหม้ในขั้นทุติยภูมิ (Secondary combustion) การเผาไหม้แบบสองขั้นนี้จะช่วยให้พื้นที่เผาของเปลวไฟ(Flame zone) ถูกขยายออกไป และลดอุณหภูมิสูงสุด (peak temperature) ของการเผาไหม้ ทำให้ลดปริมาณ  $\text{NO}_x$  ได้ นอกจากนี้การเผาไหม้เป็นขั้นตอนหรือการเผาไหม้ในห้องเผาไหม้ทุติยภูมิยังทำให้การเผาไหม้มีความสมบูรณ์มากขึ้นเนื่องจากในห้องเผาไหม้ทุติยภูมิยังคงเหลือแก๊สหรืออนุภาคที่ยังเผาไหม้ไม่หมดในห้องเผาไหม้ขั้นแรก

### 3.7 การไหลแบบปั่นป่วน

#### 3.7.1 ความปั่นป่วนคืออะไร

ในขั้นต้นนี้เรามาดูคุณลักษณะเด่นๆ ของการไหลแบบปั่นป่วน ค่าเรย์โนลด์์นัมเบอร์ของการไหลจะเป็นตัวชี้วัด ซึ่งบ่งชี้ถึงอัตราส่วนของแรงเฉื่อย (ซึ่งสัมพันธ์กับการพาของของไหล) ต่อ แรงเนื่องจากความหนืด ในการทดลองเราจะสังเกตได้ว่าที่ค่าเรย์โนลด์์ต่ำกว่าค่าๆ หนึ่งที่เรียกว่าเป็นค่าวิกฤติ  $Re_{crit}$  นั้นการไหลจะมีลักษณะราบเรียบ ซึ่งแต่ละชั้นของของไหลจะมีความเป็นระเบียบ ซึ่งเป็นการไหลแบบลามินาร์

ที่ค่าเรย์โนลด์์นัมเบอร์เกิน  $Re_{crit}$  จะเกิดปรากฏการณ์ที่ซับซ้อนขึ้นหลายอย่างซึ่งทำให้ในที่สุดแล้วเกิดการเปลี่ยนแปลงคุณลักษณะจำเพาะของการไหลไปอย่างมาก สุดท้ายการไหลก็เป็นแบบไร้ระเบียบและยุ่งเหยิง การเคลื่อนที่ของของไหลเป็นแบบไม่คงตัวตลอดเวลา ถึงแม้จะมีเงื่อนไขขอบเขตที่คงที่ก็ตาม ค่าและทิศทางของความเร็วรวมทั้งคุณสมบัติอื่นๆ ของการไหลก็จะเปลี่ยนแปลงอย่างยุ่งเหยิงเช่นเดียวกัน ซึ่งเป็นการไหลแบบปั่นป่วนนั่นเอง อย่างไรก็ตามหากเราทำการวัดค่าของความเร็วที่จุดใดจุดหนึ่งตลอดเวลาที่ยาวนานพอสมควร ค่าของความเร็วก็จะเป็นตามรูปแบบในรูป ที่ 3.10 ข้างล่างนี้

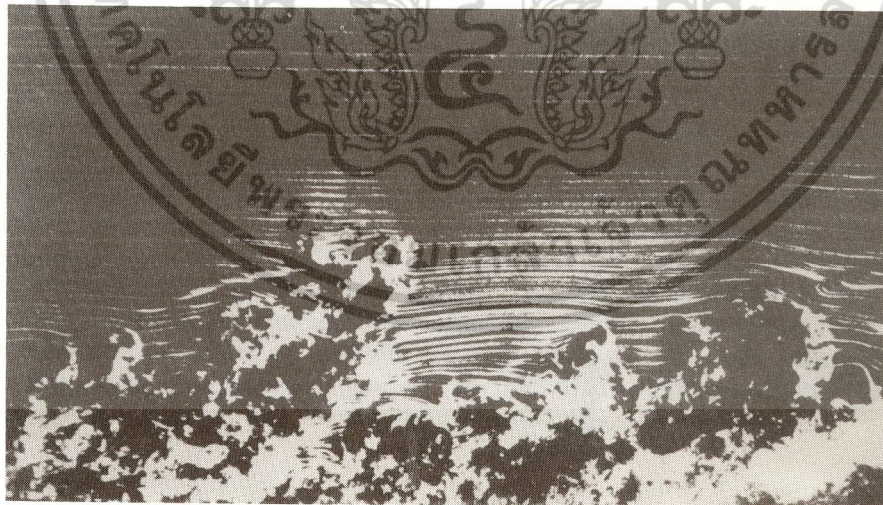


เอกสารนี้เป็นเอกสาร **รูปที่ 3.10** ค่าความเร็วที่จุดต่างๆ ในสนามการไหลแบบปั่นป่วน ไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ความยุ่งเหยิงดังกล่าวนี้เป็นผลให้เราไม่สามารถคำนวณหา หรืออธิบายการเคลื่อนที่ของอนุภาคของไหลได้ แต่หากเราพิจารณาค่าของความเร็วดังที่แสดงในรูปที่ 3.10 ก็จะสามารถสังเกตเห็นได้ว่าความเร็วประกอบด้วย ค่าความเร็วเฉลี่ยที่คงตัว คือ  $U$  และ ค่าของความเร็วที่ผันแปรหรือแกว่งไปมา  $u'(t)$  ที่ซ้อนทับกันอยู่ ดังนั้นจึงได้ว่า  $u(t) = U + u'(t)$  และโดยทั่วไปเราจะทำการพิจารณาลักษณะการไหลแบบปั่นป่วน โดยดูจากองค์ประกอบของความเร็วและคุณสมบัติเฉลี่ย  $U, V, W, P$  เป็นต้น และ ค่าความเร็วและคุณสมบัติผันแปรที่เกิดขึ้นในแต่ละแกน  $u', v', w', p'$  เป็นต้น

ถึงแม้ว่าปัญหาการไหลบางแบบสามารถลดรูปการพิจารณาเป็นแบบเชิงเส้น 1 มิติ หรือระนาบ 2 มิติ แต่ปรากฏการณ์ความปั่นป่วนนั้นจะเป็นแบบที่เกิดขึ้นในปริภูมิ 3 มิติเสมอ นอกจากนี้เมื่อทำการสังเกตด้วยตาโดยใช้เทคนิคทางด้าน Flow visualization จะพบว่า จะเกิดการหมุนวนของกระแสการไหล ที่เรียกว่าการหมุนวนปั่นป่วน (Turbulent eddies) ซึ่งมีขนาดต่างๆ กัน รูป 3.11 แสดงภาพตัดขวางของชั้นของไหลที่เกิดความปั่นป่วนขึ้น ในบริเวณที่ขีดผิวผนังที่เป็นขอบเขตของการไหล ขนาดของการหมุนวนมีขนาดใกล้เคียงกับขนาดของขอบเขตการไหล ซึ่งมีการหมุนวนที่มีขนาดรองลงมา และการหมุนวนเล็กๆ ที่อยู่ใกล้ๆ กันนั้นเกิดขึ้นด้วย

อนุภาคของไหลที่อยู่ห่างกันในระยะหนึ่งนั้นอาจถูกพามาให้ใกล้ชิดกันได้เพราะการหมุนวนของความปั่นป่วนนี้ ดังนั้นคุณสมบัติในเชิงมหภาคของของไหลก็จะเกิดการผสมผสานกันได้ดีจากการหมุนวนนี้ หากเราปล่อยน้ำสีเข้าไปในสนามการไหลที่มีความปั่นป่วน เราจะเห็นการกระจายของสีอย่างรวดเร็ว การผสมกันที่ดีนี้หมายถึงการไหลดังกล่าวจะมีค่าสัมประสิทธิ์การแพร่ของมวล โมเมนตัม และพลังงานที่สูงนั่นเอง



รูปที่ 3.11 ภาพที่เห็นได้ด้วยตาเมื่อใช้เทคนิค flow visualization ของการไหลที่บริเวณชั้นขีดผิวผนัง

ความเร็ว  $U$  และขนาด  $l$  ของการหมุนวนขนาดใหญ่ จะอยู่ในย่านเดียวกับความเร็วเฉลี่ย  $U$  ของการไหลและขนาด  $L$  ของการไหลเฉลี่ยตามลำดับ ดังนั้นค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ของการหมุนวนขนาดใหญ่  $(=Ul/\nu)$  จะมีค่าสูงมากในการไหลแบบปั่นป่วน (เพราะเนื่องจากค่า  $UL/\nu$  จะมีค่าสูงเกินกว่าคริติคัล) ทั้งนี้ทั้งนั้น การไหลปั่นป่วนจะเกิดขึ้นได้ก็ต่อเมื่อการไหลมีการเคลื่อนที่อย่างรวดเร็วพอที่จะทำให้เกิดการปั่นป่วนได้ และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

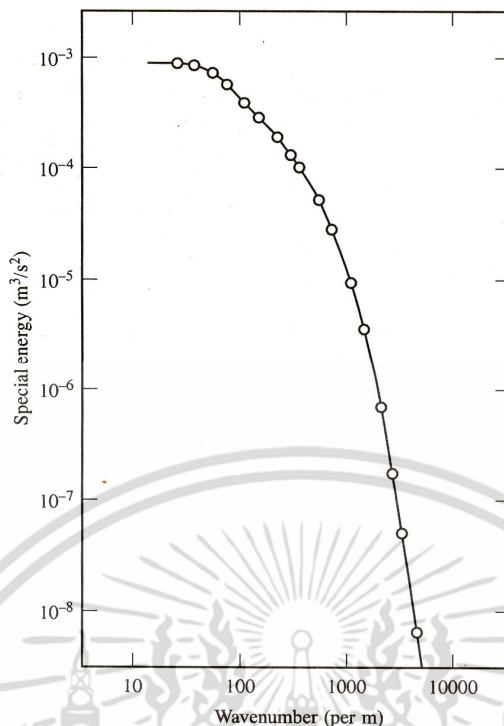
เช่นกัน) ดังนั้นการหมุนวนขนาดใหญ่จะอยู่ภายใต้อิทธิพลของแรงเฉื่อยเป็นหลัก ซึ่งทำให้อิทธิพลของแรงอันเนื่องมาจากความหนืดมีผลน้อยมาก

จะเห็นได้ว่าการหมุนวนขนาดใหญ่เกือบจะเป็นการไหลแบบไร้ความหนืด ค่าโมเมนตัมเชิงมุมก็เกือบจะคงที่ระหว่างการคลายตัวของการหมุนวน ทำให้ความเร็วของการหมุนวนลดลงเมื่อรัศมีของการหมุนวนเพิ่มขึ้น กระบวนการนี้จะสร้างการเคลื่อนที่ของกระแสหมุนวนที่มีขนาดเล็กกว่าเกิดอยู่ข้างกระแสหมุนวนหลักนั้นโดยมีความเร็วแปรผันมากกว่าและคาบเวลาสั้นกว่า งานที่เกิดขึ้นจากการไหลหลักจะป้อนให้กับกระแสหมุนวนขนาดใหญ่ซึ่งจะทำให้ความปั่นป่วนดำรงสภาพอยู่ได้

การคลายตัวของการหมุนวนขนาดเล็กจะเกิดขึ้นโดยถ่ายเทโมเมนตัมไปสู่กระแสหมุนวนที่เล็กกว่า ซึ่งการเกิดปรากฏการณ์เช่นนี้ พลังงานจลน์จะถูกส่งผ่านจากกระแสหมุนวนขนาดใหญ่ไปสู่กระแสหมุนวนที่เล็กกว่าและเล็กลงเรื่อยๆ หรือที่เรียกว่า ชั้นของระดับพลังงาน (Energy cascade) คุณสมบัติที่ผันแปรในการไหลแบบปั่นป่วนนั้น บ่งชี้ถึงพลังงานจลน์ที่แฝงอยู่ พลังงานจลน์นี้มีอยู่ในความผันแปรที่ทุกๆ ความถี่ ( $=2\pi f/U$  โดยที่  $f$  คือความถี่ของการสั่น) ค่าของพลังงานตลอดสเปกตรัมความถี่แสดงให้เห็นในรูป 3.12

การเคลื่อนที่ผันแปรของของไหลในระดับที่เล็กที่สุดในการไหลแบบปั่นป่วน จะได้รับอิทธิพลของแรงอันเนื่องมาจากความหนืดของของไหลนั้นเป็นหลัก ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ของการหมุนวนขนาดเล็กที่สุดนั้นคำนวณได้จากความเร็ว  $U$  ของการหมุนวนนั้นกับขนาดของการหมุนวน  $\eta$  ( $Re = U\eta/\nu$ ) ซึ่งจะเท่ากับ 1 ที่ระดับนี้ (อยู่ระหว่าง 0.1 – 0.01 มิลลิเมตร และความถี่อยู่ราวๆ 10 กิโลเฮิร์ตซ์ในการไหลทางวิศวกรรมทั่วไป) ความหนืดจะมีอิทธิพลสูงจึงมีความสำคัญ ซึ่งแตกต่างกับการหมุนวนที่ระดับใหญ่ และจะเกิดงานขึ้นเพื่อใช้เอาชนะความหนืด ดังนั้นพลังงานที่แฝงอยู่ในการหมุนวนจะถูกลดทอน และเปลี่ยนไปเป็นพลังงานความร้อนที่อยู่ภายในของไหล เป็นผลให้เกิดการสูญเสียพลังงานจลน์ในการไหลแบบปั่นป่วนนั่นเอง

เมื่อพิจารณาโครงสร้างของการหมุนวนขนาดใหญ่เราจะพบว่ามันมีโครงสร้างแบบ Anisotropic กล่าวคือเป็นการหมุนวนแบบไม่เท่ากันในแต่ละทิศทางและโครงสร้างของการหมุนวนมีความเกี่ยวพันกับสนามการไหลอย่างมาก และการส่งผ่านพลังงานไปสู่การหมุนวนขนาดเล็กจะแตกต่างกันในแต่ละทิศทาง หากแต่ที่การหมุนวนขนาดเล็กพลังงานจะถูกลดทอนทุกทิศทางอันเนื่องมาจากความหนืด ดังนั้นที่การไหลในระดับการหมุนวนขนาดเล็กนั้นจะมีการแพร่กระจายของคุณสมบัติของการไหลแบบ Isotropic (non-directional)



รูปที่ 3.12 ค่าของพลังงานตลอดสเปกตรัมของความถี่ของความปั่นป่วนที่เกิดจากการไหลผ่านกริด

### 3.7.2 การเปลี่ยนผ่านจากการไหลแบบราบเรียบสู่การไหลแบบเทอร์บูเลนซ์

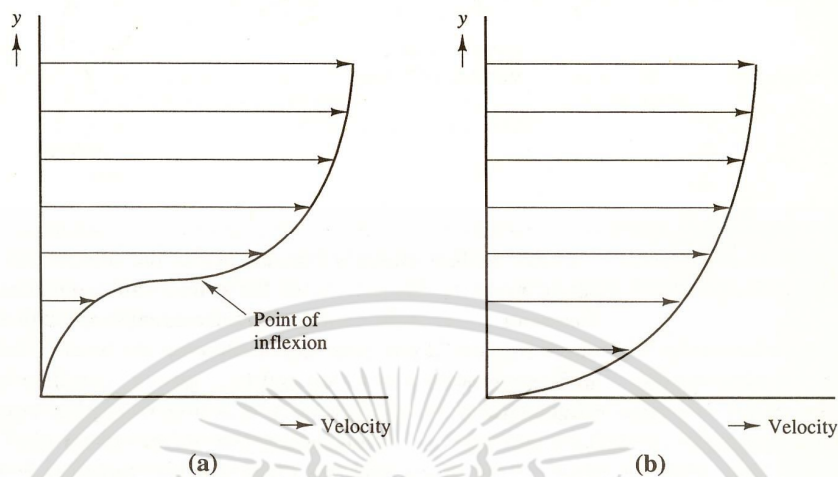
การเปลี่ยนผ่านจากการไหลแบบลามินาร์ ไปสู่การไหลแบบปั่นป่วนจะเริ่มต้นจากการที่มีภาวะของการรบกวนการไหลเล็กๆขึ้น อันเนื่องมาจากความไม่เสถียรของการไหล หรือเรียกว่า Hydrodynamic instability ความไม่เสถียรนี้เกิดได้จากการไหลที่มีความเค้นเฉือน ได้มีงานวิจัยมากพอควรในการทำความเข้าใจปรากฏการณ์นี้ มีทฤษฎีหนึ่งที่ว่าด้วย Linear hydrodynamic instability ซึ่งพยายามที่จะหาเงื่อนไขที่ทำให้การรบกวนเล็กๆที่เกิดขึ้นนั้น ถูกขยายให้มีความรุนแรงมากขึ้นในทางวิศวกรรมเรามักจะสนใจจุดเปลี่ยนที่สำคัญ คือ  $Re_{x,crit}(=Ux_{crit}/\nu)$  ซึ่งเกิดภาวะดังกล่าวขึ้นและอีกจุดหนึ่ง คือ  $Re_{x,tr}(=Ux_{tr}/\nu)$  ซึ่งเป็นภาวะที่การไหลเปลี่ยนจากการไหลแบบไม่เสถียรดังกล่าว หรือเรียกว่า Transition flow ไปสู่การไหลแบบปั่นป่วนอย่างสมบูรณ์

#### ความไม่เสถียรของการไหลแบบลามินาร์

มีกลไกที่ก่อให้เกิดความไม่เสถียรของการไหลอยู่ 2 แบบ กลไกนี้เชื่อมโยงกับลักษณะการกระจายความเร็วพื้นฐาน 2 ชนิด อย่างแรกคือการกระจายความเร็วในลักษณะที่เกิดจุดเปลี่ยนโค้งของเส้นโปรไฟล์การไหล ซึ่งแสดงให้เห็นในรูป 3.13a โดยที่จุดดังกล่าวจะเกิดความไม่เสถียรขึ้น เมื่อค่าของเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์มีค่าสูงถึงค่าหนึ่ง ลักษณะการกระจายความเร็วนี้ได้จากการแก้สมการของการเกิดการรบกวนกระแสการไหล ภายใต้สมมุติฐานว่าการไหลเป็นแบบไร้ความหนืด จากนั้นจึงทำการปรับปรุงสมการโดยใส่ผลกระทบของความหนืดเข้าไปเพื่อหาคำตอบอีกครั้งหนึ่ง และพบว่าโปรไฟล์การไหลมีการเปลี่ยนแปลงน้อยมาก จากที่มาของการหาคำตอบของโปรไฟล์การไหลดังกล่าว ความไม่เสถียรที่ทำให้ปรากฏจุดเปลี่ยนโค้งของโปรไฟล์การไหลนี้จึงเรียกว่า ความไม่เสถียรแบบไร้ความหนืด หรือ inviscid instability ลักษณะนี้ จะพบเห็นได้ในการไหลของลำของไหล (jet flow) การผสมกันของของไหล การเกิดคลื่น การเกิดชั้นของไหลชนิดผิวผนัง อันเนื่องมาจากความดันต้าน

เอกสารนี้เป็นเอกสารหลวงวินไวสำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อนุญาตให้นำไปเผยแพร่บนสื่อออนไลน์โดยไม่ได้รับอนุญาต  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

( $\partial P/\partial x > 0$ ) เป็นต้น การเกิดการรบกวนการไหลเช่นนี้ ความหนืดจะมีบทบาทในการหน่วงกระบวนการการเกิดความแกว่งไกวหรือการผันแปร ซึ่งเป็นจุดเริ่มของความไม่เสถียรในการไหล ที่ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ต่ำๆ



รูปที่ 3.13 โปรไฟล์ของความเร็ว a) Inviscid instability b) Viscous instability

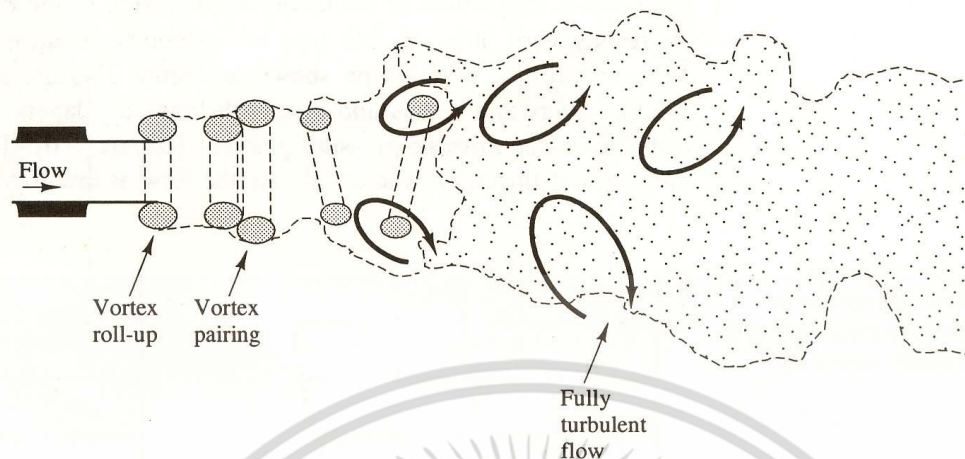
การไหลแบบลามินาร์มีนาร์ในแบบที่ไม่มีจุดผกผันของความโค้งของเส้นโปรไฟล์การไหล เช่นที่ได้แสดงในรูป 3.13b จะเป็นลักษณะที่อ่อนไหวต่อการเกิดความไม่เสถียรในแบบที่สอง คือแบบที่มีความหนืดหรือที่เรียกว่า viscous instability โปรไฟล์การไหลแบบนี้หากเราใช้ทฤษฎีของการไหลแบบไร้ความหนืด ดังที่ได้แสดงไว้ในตอนต้นมาพิจารณา ก็จะพบว่าไม่มีเงื่อนไขที่ทำให้เกิดความไม่เสถียรเลย เนื่องจากไม่มีจุดผกผันในความโค้ง หรือจุดเปลี่ยนโค้งของโปรไฟล์การไหล ซึ่งไม่ใช่สิ่งที่เกิดขึ้นจริงในการไหลจำพวกที่เกิดขึ้นในท่อ หรือการไหลผ่านแผ่นบางที่ปราศจากเกรเดียนต์ของความดันที่ต้านการไหล ( $\partial P/\partial x \leq 0$ ) อย่างไรก็ตามการไหลแบบที่มีความหนืดมีอิทธิพลที่ค่อนข้างซับซ้อนต่อเสถียรภาพของการไหล กล่าวคือมันจะส่งผลเป็นตัวหน่วงภาวะไร้เสถียรภาพของการไหลที่เรย์โนลด์นัมเบอร์ต่ำๆ และสูงๆ แต่กลับส่งผลเป็นตัวที่ทำให้เกิดความไม่เสถียรของการไหลที่เรย์โนลด์นัมเบอร์ที่มีค่าอยู่ระหว่างค่าดังกล่าวข้างต้น

#### การเปลี่ยนผ่านไปสู่ความปั่นป่วน

จุดที่ความไม่เสถียรของการไหลนั้นมักอยู่ ณ บริเวณต้นกระแสรไหล ก่อนตำแหน่งของจุดที่จะเกิดภาวะของการเปลี่ยนผ่านไปสู่ความปั่นป่วน ระยะห่างระหว่างจุดทั้งสองจะขึ้นอยู่กับระดับความรุนแรงของความไม่เสถียร ที่จุดที่เกิดความไม่เสถียรนั้นค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์จะเท่ากับ  $Re_{x,crit}$  และที่จุดที่เริ่มมีการเปลี่ยนผ่านค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์จะเท่ากับ  $Re_{x,tr}$  จุดดังกล่าวสามารถทำนายได้โดยใช้ทฤษฎีเชิงเส้นของความไม่เสถียรของการไหลแบบลามินาร์ดังที่ได้กล่าวไว้ในหัวข้อก่อนนี้ อย่างไรก็ตามก็ยังไม่มียุทธศาสตร์ที่สมบูรณ์ที่จะอธิบายปรากฏที่กล่าวข้างต้นได้ สิ่งที่จะอธิบายต่อไปนี้จะ เป็นสิ่งที่สังเกตได้จากการทดลองโดยสังเกตจากการไหล 3 รูปแบบอย่างง่ายคือ 1. ลำการไหล 2. การไหลผ่านแผ่นเรียบ และ 3. การไหลในท่อ

ลำการไหล (Jet flow) เป็นตัวอย่างของการไหลที่เกิดจุดเปลี่ยนโค้งของโปรไฟล์ความเร็ว การไหลที่เกิดจุดเปลี่ยนโค้งนี้ จะสร้างความไม่เสถียรขึ้นในลักษณะที่เป็นคาบยาว (ความถี่ต่ำ) ที่ตลอดเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยมนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ช่วงของเรย์โนลด์นัมเบอร์ที่มากกว่าสิบ กระบวนการเปลี่ยนผ่านไปสู่อุณหภูมิปั่นป่วนแสดงให้เห็นได้ดังรูป 3.14



รูปที่ 3.14 กระบวนการเปลี่ยนผ่านของลำการไหล

จากรูปเมื่อลำการไหลพุ่งออกจากท่อ มันจะสร้างวงแหวนการหมุนวนขึ้นรอบๆลำการไหล จากนั้นก็จะเกิดปรากฏการณ์การขยายขนาดการหมุนวน โดยเกิดวงแหวนเป็นคู่อยู่ชิดกันโดยมีความแรงมากขึ้น เมื่อสังเกตต่อไปจะพบว่าเกิดการเสีรูปร่างของวงแหวนดังกล่าวและลักษณะของวงแหวนนั้นจะสังเกตเห็นได้ยากขึ้น กล่าวคือลำการไหลจะแตกออกและเกิดการหมุนวนเล็กๆขึ้นมากมายซึ่งได้วิวัฒนาการเป็นความปั่นป่วนในที่สุด การผสมกันของกระแสการไหล 2 กระแส หรือการเกิดคลื่นของกระแสการไหลที่ผ่านวัตถุแล้วแต่อยู่ในข่ายนี้

การไหลผ่านแผ่นเรียบ (Boundary layer on a flat plate) เป็นตัวอย่างของการไหลที่ไม่มีจุดเปลี่ยนโค้งของโปรไฟล์ความเร็ว ที่การไหลเช่นนี้จะมีบริเวณเหนือแผ่นผิวเรียบช่วงหนึ่งที่เป็นบริเวณที่เกิดการรบกวนการไหลและการขยายตัวของการรบกวนนั้น (ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์,  $Re_\delta = 1,000$ ) บริเวณเหนือแผ่นผิวเรียบช่วงดังกล่าวคือชั้นความหนาขีดผิวของการไหล ( $\delta$  = Boundary layer thickness)

ลำดับขั้นตอนของการเกิดเหตุการณ์ต่างๆ จะมีความอ่อนไหวมากต่อความนิ่งของกระแสการไหลก่อนที่จะเข้าสู่แผ่นเรียบ อย่างไรก็ตามถ้าการไหลมีการควบคุมอย่างดีเราจะสามารถมองเห็นวิวัฒนาการจากจุดที่เริ่มเกิดความไม่เสถียรไปสู่การเกิดการรบกวนการไหลซึ่งเกิดคลื่นที่มีคาบของการสั่นกว้างๆได้อย่างชัดเจน ภาพร่างของปรากฏการณ์ดังกล่าวสามารถแสดงให้เห็นได้ในรูปที่ 3.15

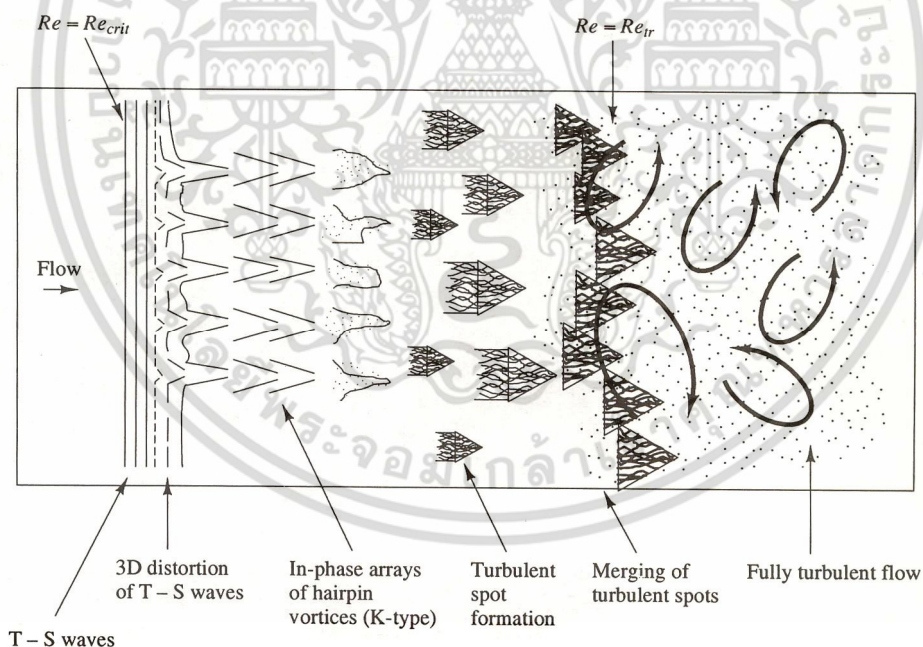
จากการทดลองพบว่าหากการไหลที่เข้าสู่แผ่นเรียบเป็นแบบลามินาร์ ความไม่เสถียรจะเกิดขึ้นที่จุดที่มีค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์  $Re_{x,crit}$  ประมาณ 91000 คลื่นการรบกวนกระแสการไหลที่ถูกสร้างขึ้นนี้เรียกว่า คลื่น Tollmein-Schliching (T-S) ซึ่งขนาดของคลื่นนี้จะถูกขยายใหญ่ขึ้นในทิศทางของการไหล

ปรากฏการณ์อันดับถัดไปจากการเกิดคลื่นดังกล่าว จะขึ้นอยู่กับขนาดของคลื่นในช่วงแรกนี้ เนื่องจากช่วงที่มีการขยายตัวของคลื่นนี้มีระยะจำกัดในย่านของค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์หนึ่งเท่านั้น ดังนั้นจึงมีความเป็นไปได้ที่คลื่นดังกล่าวจะสลายตัวไปที่ตำแหน่งของปลายทางการไหล ดังนั้นการไหลจึงยังคงสภาพเป็นการไหลแบบลามินาร์ แต่ถ้าขนาดของคลื่นรบกวนนั้นมีค่ามากพอ ก็จะเกิดการสร้างลักษณะการไหลทุติยภูมิในลักษณะที่เป็นแบบไม่เชิงเส้นขึ้นและไม่เสถียร ซึ่งหมายถึงคลื่น

Tollmein-Schlichting จะกลายเป็นการหมุนวนที่เรียกว่า hairpin  $\Lambda$ -vortices ซึ่งเรียงเป็นแนวเดียวกัน

ที่บริเวณเหนือการหมุนวนนั้นจะเกิดการเฉือนที่สูงมาก ซึ่งต่อมาก็จะมีความรุนแรงมากขึ้น มีการยืดออกและมีการม้วนตัว จากนั้นบริเวณที่มีความเฉือนสูงก็จะขาดออกจากกันเป็นหน่วยย่อยๆ และจากหน่วยย่อยๆ เป็นหน่วยเล็กๆ ซึ่งหากวัดค่าของพารามิเตอร์ที่เป็นคุณสมบัติของของไหลก็จะพบว่าเกิดสเปกตรัมของความถี่ต่างๆของความเปลี่ยนแปลงคุณสมบัติ ที่เข้าสู่ลักษณะที่ไม่แน่นอน และจะเกิดบริเวณเล็กๆที่มีการเปลี่ยนแปลงของคุณสมบัติของไหลอย่างอย่างรวดเร็วและรุนแรงมาก ซึ่งเกิดขึ้นอย่างไร้รูปแบบ บริเวณเล็กๆนี้กระจายอยู่ทั่วไปใกล้ๆกับแผ่นเรียบ ซึ่งจะเกิดจุดของการก่อตัวของความปั่นป่วนขึ้นในรูปแบบสามเหลี่ยมจากบริเวณเหล่านี้ จุดเหล่านี้เคลื่อนไปพร้อมกับการไหล และความปั่นป่วนจะขยายวงกว้างขึ้นด้านข้างกินบริเวณการไหลที่เป็นแบบลามินาร์ให้ลดน้อยลงจนหมดไปในที่สุด

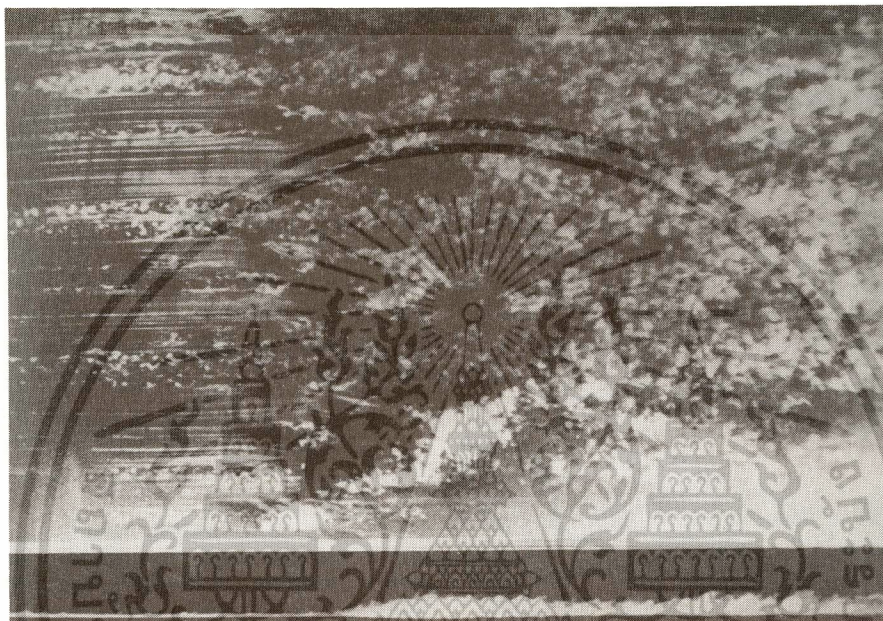
การเปลี่ยนผ่านไปสู่ความปั่นป่วนของชั้นขีดผิวแผ่นเรียบนั้นจะประกอบไปด้วยการเกิดจุดที่สร้างความปั่นป่วนดังกล่าว จากนั้นความปั่นป่วนจะถูกพัดพาไปตามกระแสการไหลขยายวงกว้างขึ้นจนกระทั่งผสานรวมกับกระแสของความปั่นป่วนที่เกิดจากจุดอื่นๆ ซึ่งเกิดขึ้น ณ ตำแหน่งที่ค่า เรย์โนลด์ส์นัมเบอร์  $Re_{x,tr} = 10^6$  รูปที่ 3.16 เป็นรูปที่ถ่ายจากด้านบนของการไหลผ่านแผ่นผิวเรียบ ซึ่งแสดงกระบวนการดังที่กล่าวมา



รูปที่ 3.15 ภาพด้านบนแสดงกระบวนการเปลี่ยนผ่านไปสู่ความปั่นป่วนของการไหลผ่านแผ่นผิวเรียบ

การไหลผ่านท่อ (Pipe flow) เป็นอีกตัวอย่างหนึ่งของการไหลแบบที่ไม่มีจุดเปลี่ยนโค้งของโปรไฟล์การไหล แต่ในทางปฏิบัตินั้นกระบวนการเปลี่ยนผ่านจะเกิดขึ้นที่เรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ ในช่วง  $2,000 - 100,000$  ในการไหลเช่นนี้ทฤษฎีของความไม่เสถียรที่กล่าวไว้ข้างต้นยังไม่สามารถนำมาใช้อธิบายได้ สาเหตุของความล้มเหลวในการใช้ทฤษฎีข้างต้นมาอธิบายการไหลในกรณีเช่นนี้อาจเป็นไปได้ ไม่ว่าจะเป็นกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ได้อย่างมากว่า เกิดจากสาเหตุการเสียรูปของสนามการไหลที่ทางเข้าของท่อ และผลจากการรบกวนการไหลที่ทางเข้า ในการทดลองการไหลในท่อพบว่าจุดที่ก่อกำเนิดความปั่นป่วนนั้นเริ่มต้นที่บริเวณใกล้ผิวท่อซึ่งเหมือนกับกรณีของแผ่นเรียบ ความปั่นป่วนนี้ขยายวงกว้างขึ้นจนเต็มหน้าตัดท่อเกิดเป็นกระแสความปั่นป่วนเป็นช่วงๆ ในท่อที่ใช้ทั่วไปในงานอุตสาหกรรมจะพบการไหลแบบปั่นป่วนสลับกับการไหลแบบราบเรียบในช่วงเรย์โนลด์นัมเบอร์ราวๆ 2000 เมื่อค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์มากกว่า 2300 ความปั่นป่วนจะเชื่อมถึงกันจนเป็นความปั่นป่วนเต็มทั้งท่อ



รูปที่ 3.16 แสดงภาพถ่ายของการเกิดการเปลี่ยนผ่านไปสู่ความปั่นป่วนของการไหลผ่านแผ่นผิวเรียบ

### 3.7.3 LENGTH SCALES IN TURBULENT FLOWS [62]

คุณลักษณะการไหลแบบปั่นป่วนสามารถอธิบายพฤติกรรมได้ด้วยมิติของ ขนาดความยาวความปั่นป่วน (Turbulent length scale) ซึ่งจะช่วยให้เข้าใจถึงปรากฏการณ์ความปั่นป่วนที่เกิดขึ้นกับการเผาไหม้แบบผสมก่อนการเผาไหม้ โดยสามารถแบ่งขนาดความยาวความปั่นป่วนได้ออกเป็นสี่แบบ ประกอบด้วย Macroscale ( $L$ ), Integral scale ( $L_0$ ), Taylor microscale ( $L_\lambda$ ) และ Kolmogorov microscale ( $L_\eta$ ) โดยแต่ละขนาดสามารถอธิบายได้ดังนี้

- Macroscale ( $L$ ) เป็นขนาดความยาวความปั่นป่วนที่มีขนาดใหญ่ที่สุด เช่นการไหลในท่อ  $L$  จะหมายถึงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ หรือถ้าเป็นการพิจารณาการไหลของลำเจ็ท  $L$  จะหมายถึงความกว้างของลำเจ็ทที่ตำแหน่งตามแนวแกนนั้นๆ ซึ่งขนาดความยาวความปั่นป่วนนี้เป็นตัวแปรที่ใช้ในการหา ตัวเลขเรย์โนลด์ของการไหลที่สอดคล้องกับความเร็วเฉลี่ยของการไหลแต่ไม่สามารถใช้ในการหาค่าตัวเลขเรย์โนลด์ของความปั่นป่วน (Turbulent Reynolds number)
- Integral scale ( $L_0$ ) เป็นขนาดความยาวความปั่นป่วนที่แทนขนาดของการหมุนวนขนาดใหญ่ (Large eddy) ในการไหลแบบปั่นป่วนที่มีขนาดเล็กกว่า Macroscale ( $L$ )

เป็นการหมุนวนที่มีความถี่ต่ำและความยาวคลื่นสูง โดย  $L_0$  เป็นระยะห่างระหว่างจุดเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อนำไปเผยแพร่บนเว็บไซต์หรือสื่อออนไลน์โดยไม่ได้รับอนุญาตถือว่าผิดกฎหมาย และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สองจุดในสนามการไหล ที่เป็นสหสัมพันธ์กับความไม่สม่ำเสมอของความเร็ว โดยสามารถหาได้จากสมการ

$$l_o = \int_0^{\infty} R_x(r) dr \quad (3.17)$$

โดย 
$$R_x(r) = \frac{\overline{v'_x(0)v'_x(r)}}{v'_{x,rms}(0)v'_{x,rms}(r)} \quad (3.18)$$

- c) Taylor microscale ( $l_\lambda$ ) เป็นขนาดความยาวความปั่นป่วนที่มีขนาดอยู่ระหว่าง  $l_o$  และ  $l_k$  แต่มีแนวโน้มใกล้เคียงกับทาง  $l_k$  ซึ่งเป็นตัวแปรที่มีความสัมพันธ์กับอัตราความเครียดเฉลี่ย (Mean rate of strain) ดังสมการ

$$l_\lambda = \frac{v'_{x,rms}}{\left[ \left( \frac{\partial v'_x}{\partial x} \right)^2 \right]^{1/2}} \quad (3.19)$$

- d) Kolmogorov microscale ( $l_k$ ) เป็นขนาดความยาวความปั่นป่วนที่มีขนาดเล็กที่สุด แทนการหมุนวนที่เล็กที่สุด (smallest eddy) ในสนามการไหลแบบปั่นป่วน ซึ่งสอดคล้องกับการสูญเสียพลังงานจลน์แบบปั่นป่วน (Dissipation of turbulent kinetic energy) เกิดเป็นพลังงานภายในในสนามการไหล โดย  $l_k$  เป็นมิติที่เกิดการเปลี่ยนแปลงในระดับโมเลกุล ซึ่งมีความสัมพันธ์กับอัตราการสูญเสียพลังงานดังสมการ

$$l_k \approx (v'^3 / \varepsilon_0)^{1/4} \quad (3.20)$$

$$\varepsilon_0 \equiv \frac{\delta(ke_{urb})}{\delta t} \approx \frac{3v'^2_{rms}/2}{l_o/v'_{rms}} \quad (3.21)$$

### 3.7.4 Turbulence Reynold numbers

ตัวเลขเรย์โนลด์ของความปั่นป่วน (Turbulent Reynold number) สามารถหาได้จากขนาดความยาวความปั่นป่วน สามตัวแปรคือ Integral scale ( $l_o$ ), Taylor microscale ( $l_\lambda$ ) และ Kolmogorov microscale ( $l_k$ ) ซึ่งมีความสัมพันธ์กับค่าเฉลี่ยรากที่สองของความไม่สม่ำเสมอของความเร็วหรือความรุนแรงของความปั่นป่วน ( $V'_{rms}$ ) ดังสมการ

$$Re_{l_o} \equiv v'_{rms} l_o / \nu \quad (3.22)$$

$$Re_{l_\lambda} \equiv v'_{rms} l_\lambda / \nu \quad (3.23)$$

$$Re_{l_k} \equiv v'_{rms} l_k / \nu \quad (3.24)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยนิยามของ  $l_k$  มีสัมพันธ์กับ  $\varepsilon_0$  ซึ่งสามารถเชื่อมโยงความสัมพันธ์ระหว่าง  $l_o$  และ  $l_k$  ได้ดังสมการ

$$\frac{l_o}{l_k} = \text{Re}_{l_o}^{3/4} \quad \text{โดย } \text{Re}_{l_o} = v'_{rms} l_o / \nu \quad (3.25)$$

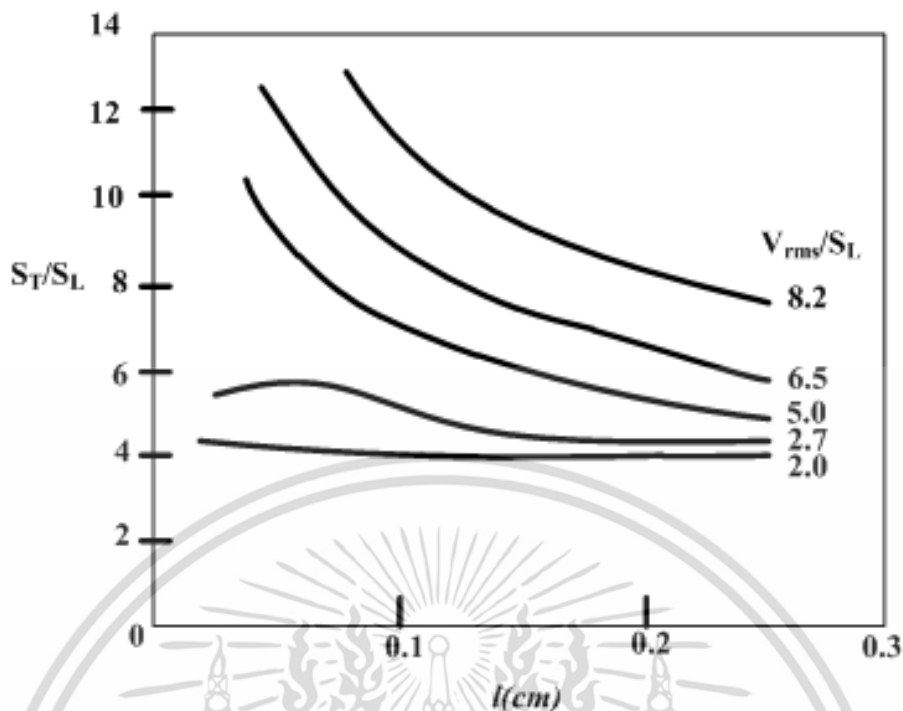
นอกจากนั้นสามารถนิยามความสัมพันธ์ระหว่าง  $l_\lambda$  และ  $\text{Re}_{l_o}$  ดังสมการ

$$\frac{l_o}{l_\lambda} = \text{Re}_{l_o}^{1/2} \quad (3.26)$$

จากสมการแสดงให้เห็นว่าถ้า  $\text{Re}_{l_o}$  ของการไหลเพิ่มมากขึ้นจะส่งผลให้ขนาดความยาวของความปั่นป่วนขนาดเล็กที่สุดมีปริมาณเพิ่มขึ้น (มีความละเอียดมากขึ้น) เช่นถ้า  $\text{Re}_{l_o} = 1000$  จะทำให้  $\frac{l_o}{l_k} = 178 : 1$  แต่ถ้าถ้า  $\text{Re}_{l_o} = 10,000$  จะทำให้  $\frac{l_o}{l_k} = 1,000 : 1$

### 3.7.5 Three Flame Regimes

โดยทั่วไปแล้วพฤติกรรมของความปั่นป่วนของเปลวไฟแบบผสมก่อนการเผาไหม้ (Turbulent premixed flames) ขึ้นอยู่กับความรุนแรงของความปั่นป่วน (Turbulence intensity,  $V'_{rms}$ ) และขนาดความยาวของความปั่นป่วน (turbulent length scale,  $l$ ) โดยความรุนแรงของความปั่นป่วนนิยามจากอัตราส่วนของค่าเฉลี่ยรากที่สองของความไม่สม่ำเสมอของความเร็ว (Root mean square of the velocity fluctuations) กับการไหลในท่อ (Bulk flow) ในขณะที่ขนาดความยาวของความปั่นป่วนสัมพันธ์กับขนาดของการหมุนวนของการไหล จากหลักการที่กล่าวไว้ใน S.R. Turns (2000) [5] สามารถจัดจำแนกขนาดความยาวของความปั่นป่วนออกเป็นสี่ประเภทตามการลดลงของขนาดของการหมุนวน คือ Macroscale ( $L$ ), Integral scale ( $l_o$ ), Taylor microscale ( $l_\lambda$ ) and Kolmogorov microscale ( $l_k$ ) อีกทั้งเมื่อพิจารณาความสัมพันธ์ของขนาดความยาวของความปั่นป่วนกับความหนาของเปลวไฟแบบปั่นป่วน (Turbulent flame thickness,  $\delta_L$ ) สามารถจัดจำแนกได้เป็นสามแบบคือ wrinkled laminar flames,  $\delta_L \leq l_k$ , Flamelets in eddies,  $l_o > \delta_L > l_k$  และ distributed reactions,  $\delta_L \leq l_o$ . ซึ่งสุดท้ายแล้วพฤติกรรมความปั่นป่วนของเปลวไฟแบบผสมก่อนการเผาไหม้สามารถอธิบายในมิติของตัวแปรไร้หน่วยคืออัตราส่วนของความรุนแรงของความปั่นป่วนต่อความเร็วเปลวไฟแบบราบเรียบ ( $V'_{rms} / S_L$ ) และอัตราส่วนของความเร็วเปลวไฟแบบปั่นป่วนต่อความเร็วเปลวไฟแบบราบเรียบ ( $S_T / S_L$ )



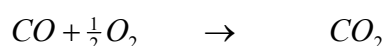
รูปที่ 3.17 แสดงอิทธิพลของขนาดความยาวของความปั่นป่วนต่อความเร็วเปลวไฟแบบปั่นป่วน สำหรับความรุนแรงของความปั่นป่วนค่าต่างๆ

จากรูปที่ 3.17 แสดงอิทธิพลของขนาดความยาวของความปั่นป่วน  $l$  ต่อความเร็วเปลวไฟแบบปั่นป่วนสำหรับความรุนแรงของความปั่นป่วนค่าต่างๆ แสดงให้เห็นว่าอัตราส่วนของความเร็วเปลวไฟแบบปั่นป่วนต่อความเร็วเปลวไฟแบบราบเรียบ ( $S_T/S_L$ ) มีค่าลดลงเมื่อขนาดความยาวของความปั่นป่วนเพิ่มมากขึ้น ในขณะที่การเพิ่มอัตราส่วนของความรุนแรงของความปั่นป่วนต่อความเร็วเปลวไฟแบบราบเรียบ ( $V'_{rms}/S_L$ ) ส่งผลให้อัตราส่วนของความเร็วเปลวไฟแบบปั่นป่วนต่อความเร็วเปลวไฟแบบราบเรียบ ( $S_T/S_L$ ) มีค่าเพิ่มขึ้น นอกจากนี้พบว่าเมื่อขนาดความยาวของความปั่นป่วนมีค่ามากขึ้น อัตราส่วนความเร็วเปลวไฟดังกล่าว มีแนวโน้มขึ้นอยู่กั้อัตราส่วนของความรุนแรงของความปั่นป่วนต่อความเร็วเปลวไฟแบบราบเรียบ ( $V'_{rms}/S_L$ ) น้อยลง และเมื่อขนาดความยาวของความปั่นป่วนมีค่าน้อยลง หรือใกล้ 0 cm ความรุนแรงของความปั่นป่วนจะส่งผลต่อการเปลี่ยนแปลงของความเร็วเปลวไฟแบบปั่นป่วนมากขึ้น ซึ่งเมื่อความเร็วเปลวไฟแบบปั่นป่วนมีค่ามาก จะส่งผลให้อัตราการเกิดปฏิกิริยาเคมีเกิดขึ้นอย่างรวดเร็วมากตามไปด้วย

### 3.8 การปล่อยมลพิษ (Emission)

#### 3.8.1 มลพิษของคาร์บอนมอนอกไซด์

มลพิษจาก CO จากกระบวนการเผาไหม้เป็นการสูญเสียประสิทธิภาพเชิงความร้อนของระบบ หากการเผาไหม้ค่อนข้างมีอุณหภูมิสูง อาจทำให้ CO<sub>2</sub> เกิดการแยกสลายกลับมาเป็น CO ได้ หรือในขณะเดียวกันถ้าหากเชื้อเพลิงที่กำลังเผาไหม้มีเวลาน้อยเกินไปในห้องเผาไหม้ ไม่มีเวลามากพอที่จะทำให้ปฏิกิริยาเกิดขึ้นอย่างเต็มที่ จะทำให้ไม่สามารถเปลี่ยนแปลงเป็น CO<sub>2</sub> ได้เช่นกัน ดังสมการ



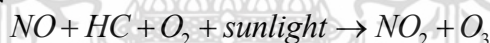
ดังนั้นเพื่อให้การเผาไหม้เป็นไปได้อย่างสมบูรณ์ต้องอาศัยปัจจัยที่สำคัญ 3 ประการ คือ

1. เวลาในการเผาไหม้ต้องนานเพียงพอ เพื่อให้เชื้อเพลิงเผาไหม้อย่างสมบูรณ์ทั้งหมด
2. อุณหภูมิการเผาไหม้ต้องสูงเพียงพอที่จะทำให้เกิดการเผาไหม้อย่างต่อเนื่อง
3. การผสมผสานระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศจะต้องอยู่ในลักษณะการไหลผสมแบบปั่นป่วน

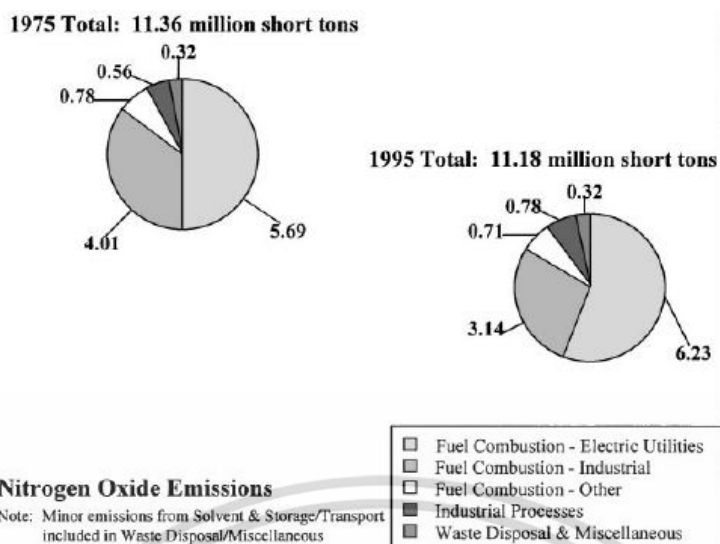
(turbulence)

#### 3.8.2 การก่อเกิดไนโตรเจนไดออกไซด์และการควบคุม

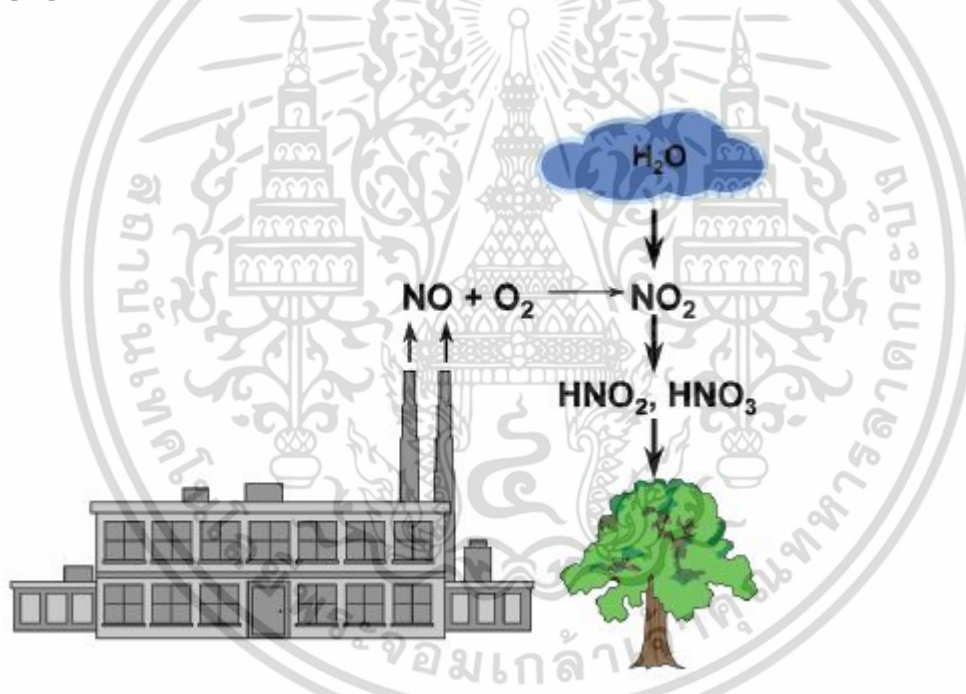
ไนโตรเจนคือโมเลกุลคู่ของสารที่มีอยู่ในอากาศมากถึง 78% โดยปริมาตร ส่วนสารประกอบไนโตรเจนออกไซด์(NO<sub>x</sub>)เป็นสารประกอบระหว่างอนุภาคไนโตรเจนและออกซิเจนอาจอยู่ในรูปของไนตริกออกไซด์ (NO) ไนโตรเจนไดออกไซด์ (NO<sub>2</sub>)โดยNO<sub>x</sub>เป็นสารพิษ ก่อให้เกิดอันตรายต่อสิ่งมีชีวิต เป็นสารที่ทำให้เกิดอาการระคายเคืองต่อการมองเห็นและระบบทางเดินหายใจ และสามารถก่อให้เกิดก๊าซโอโซนบนภาคพื้นดินจากปฏิกิริยา:



ซึ่งโดยปกติ โอโซนจะอยู่บนชั้นบรรยากาศของโลก มีหน้าที่ช่วยสะท้อนรังสีจากดวงอาทิตย์ไม่ให้ตรงมายังโลกมากเกินไป อย่างไรก็ตามโอโซนก็เป็นสารที่อันตรายต่อมนุษย์เช่นกัน หากสัมผัสหรือสูดดมก็จะเกิดอาการระคายเคือง นอกจากนี้ยังเป็นตัวการก่อให้เกิดฝนกรดอีกด้วย[63] ดังนั้นในปัจจุบันการเกิดสารประกอบไนโตรเจนออกไซด์ถือเป็นปัญหาสำคัญที่ควรได้รับการแก้ไขในลำดับต้นๆ ของภาคอุตสาหกรรมที่มีการเผาไหม้เป็นกระบวนการหลัก จากการประมาณค่าการปลดปล่อยมลพิษชนิดต่างๆ ของ M. Placet[64] ในปี 1999 ซึ่งได้ตระหนักถึงการก่อกำเนิดมลพิษแต่ละชนิดที่เป็นตัวการก่อให้เกิดก๊าซโอโซนซึ่งเป็นอันตรายต่อมนุษย์ พบว่าในปี 1995 ประเทศสหรัฐอเมริกามีการปลดปล่อย NO<sub>x</sub>ของแหล่งกำเนิดที่ไม่มีการเคลื่อนย้ายถึง 11.2 ล้านตัน แหล่งกำเนิดเคลื่อนที่ 10.6 ล้านตัน

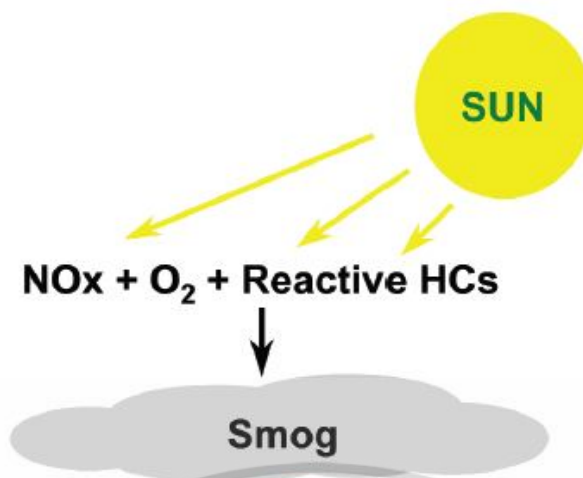


รูปที่ 3.18 แสดงการปลดปล่อยสารไนโตรเจนออกไซด์ของประเทศสหรัฐอเมริกาในปี 1975 และ 1995 [64]



รูปที่ 3.19 วัฏจักรการเกิดฝนกรด [63]

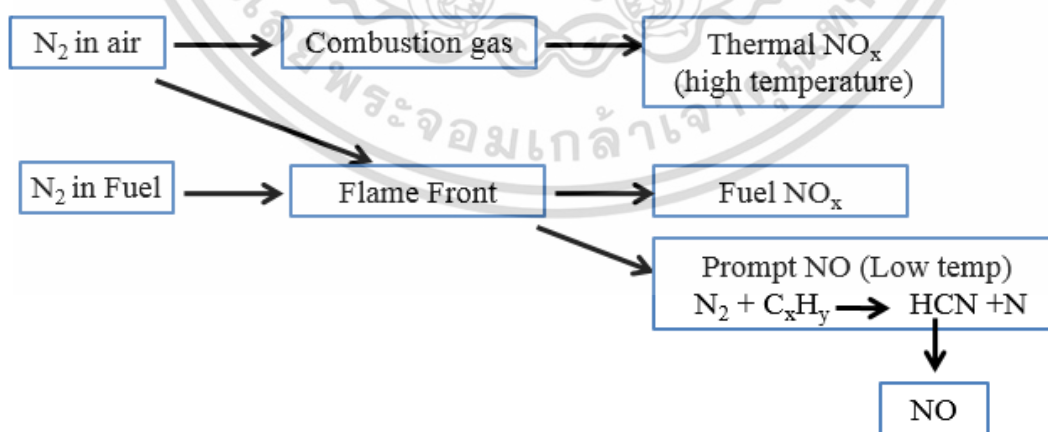
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.20 การเกิดหมอกควัน [63]

การก่อเกิด  $\text{NO}_x$ 

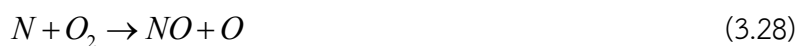
ในกระบวนการเผาไหม้โดยทั่วไปที่ต้องการก๊าซไอเสียหรือผลิตภัณฑ์จากการเผาไหม้ที่มีอุณหภูมิสูงในปริมาณมากเพื่อนำไปใช้ประโยชน์ในการแลกเปลี่ยนความร้อนหรือสร้างงานให้กับอุปกรณ์อื่น ผลิตภัณฑ์ที่ได้จากการเผาไหม้นั้นควรมีการหมุนเวียนภายในห้องเผาไหม้เวลา (resident time) เป็นระยะเวลานานจึงจะส่งผลให้เกิดประสิทธิภาพทางความร้อนที่สูง แต่อย่างไรก็ตามสิ่งที่เกิดตามมาและไม่พึงประสงค์ก็คือการเกิด  $\text{NO}_x$  โดย  $\text{NO}_x$  สามารถเกิดขึ้นได้จากหลายปฏิกิริยา สามารถแบ่งออกได้เป็น 3 ประเภทหลัก ได้แก่ Thermal, Prompt และ Fuel  $\text{NO}_x$  โดยลักษณะและบริเวณการเกิด  $\text{NO}_x$  ประเภทต่างๆ แสดงดังรูปที่ 3.20 [62]

รูปที่ 3.21 กระบวนการเกิด  $\text{NO}_x$  ประเภทต่างๆ

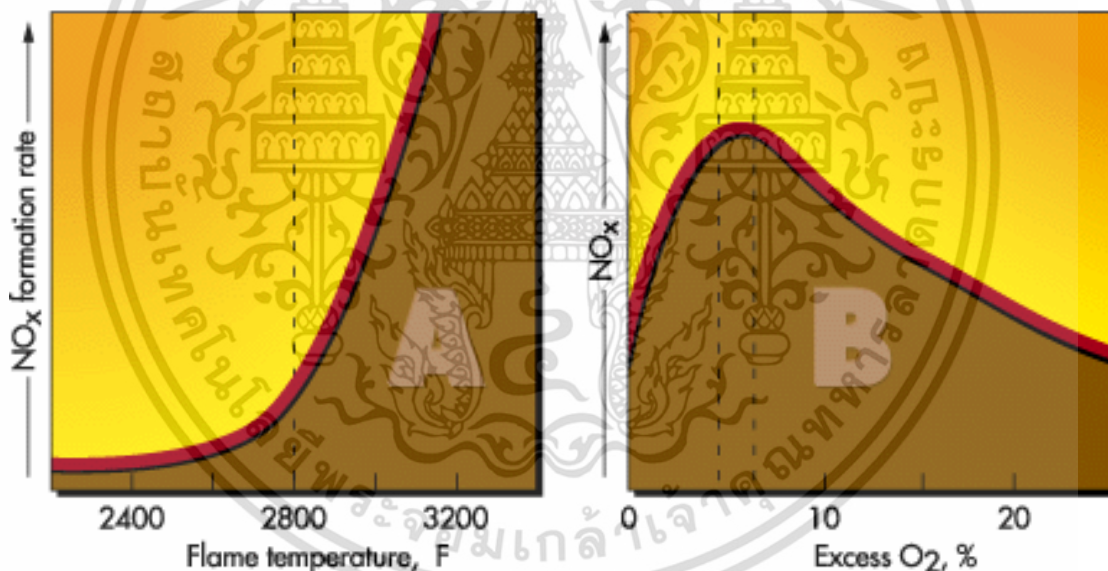
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### - Thermal NO<sub>x</sub>

เกิดจากกระบวนการออกซิเดชันของโมเลกุลไนโตรเจนที่อยู่ในอากาศบริเวณแหล่งกำเนิดก๊าซไอเสียที่มีอุณหภูมิสูงตั้งแต่ 1100°C ขึ้นไป โดยกระบวนการดังกล่าวจะเกิดขึ้นเฉพาะภายใต้เงื่อนไขอุณหภูมิก๊าซไอเสียและระยะเวลาในห้องเผาไหม้ที่เหมาะสม ซึ่ง 3 ปฏิกิริยาย่อยที่ทำให้เกิด Thermal NO<sub>x</sub> ได้แก่



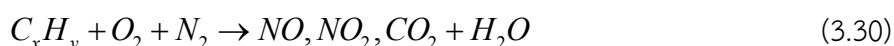
โดยทั้ง 3 ปฏิกิริยาเป็นปฏิกิริยาแบบผันกลับได้ เรียกว่า Zeldovich mechanism ดังนั้นในเมื่อการเกิด NO<sub>x</sub> ประเภทนี้ขึ้นอยู่กับอุณหภูมิและระยะเวลาของผลิตภัณฑ์ในห้องเผาไหม้ ดังนั้นการแก้ไขการก่อเกิด Thermal NO<sub>x</sub> ในเบื้องต้นจึงเป็นการทำห้องเผาไหม้ให้มีความยาวนานน้อยลงเพื่อช่วยลดระยะเวลาในการเผาไหม้ แต่อย่างไรก็ตามผลิตภัณฑ์ที่ได้จากการเผาไหม้ก็จะได้ไม่ได้อุณหภูมิตามที่ต้องการและจะเกิดเชื้อเพลิงที่เผาไหม้เหลืออีกด้วยนอกจากนี้จากรูปที่ 5 ยังแสดงให้เห็นว่าการเผาไหม้โดยทั่วไป Thermal NO<sub>x</sub> มีแนวโน้มการเกิดสูงที่ปริมาณอากาศส่วนเกินประมาณ 5-8 เปอร์เซ็นต์



รูปที่ 3.22 แนวโน้มการเกิด Thermal NO<sub>x</sub> ([www.alentecinc.com](http://www.alentecinc.com))

### - PromptNO<sub>x</sub>

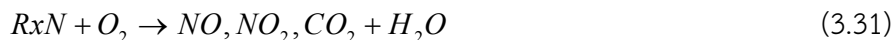
เกิดจากเชื้อเพลิงที่เกิดการสลายตัวเป็น residual เช่น C, CH และ CH<sub>2</sub> เข้าทำปฏิกิริยากับโมเลกุลไนโตรเจนในอากาศ มักเกิดขึ้นในระยะแรกของการเผาไหม้หรือในช่วงที่อุณหภูมียังไม่สูงก่อให้เกิดสารประกอบไนโตรเจน เช่น NH (Nitrogen monohydride), HCN (Hydrogen cyanide) เป็นต้น ซึ่งเป็นสารประกอบที่พร้อมเกิดปฏิกิริยาออกซิเดชัน และกลายเป็น NO<sub>x</sub> ต่อไปโดยมีลักษณะปฏิกิริยาเป็นดังนี้



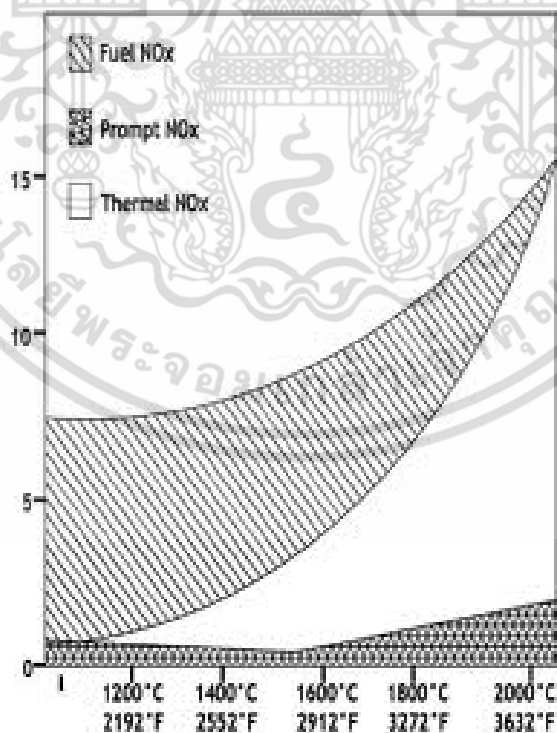
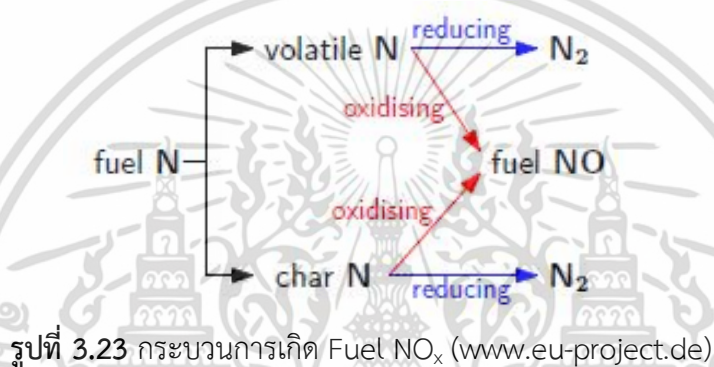
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### - Fuel NO<sub>x</sub>

NO<sub>x</sub> ประเภทนี้มีต้นกำเนิดมาจากเชื้อเพลิงที่มีไนโตรเจนเป็นองค์ประกอบ ในขณะที่ NO<sub>x</sub> สองชนิดแรกเกิดจากไนโตรเจนที่อยู่ในอากาศ ดังนั้น NO<sub>x</sub> ประเภทนี้จึงแทบไม่เกิดเลยในเชื้อเพลิงก๊าซ แต่จะเป็นมลพิษที่เกิดจากการเผาไหม้เชื้อเพลิงแข็งและน้ำมันมีลักษณะการเกิดปฏิกิริยาค่ำๆ ดังนี้



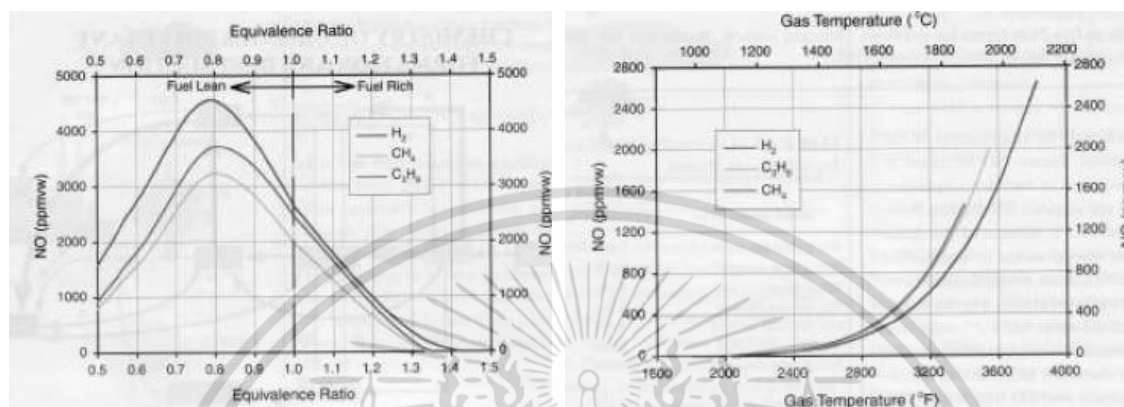
อย่างไรก็ตาม NO<sub>x</sub> ประเภทนี้มีลักษณะการเกิด 2 ลักษณะ คือเกิดจากปฏิกิริยาออกซิดชันของสารระเหยไนโตรเจน (Volatile nitrogen species) และเกิดจากการเผาไนโตรเจนที่อยู่ในชาร์(Char) โดยกระบวนการเกิด Fuel NO<sub>x</sub> ทั้ง 2 ลักษณะแสดงดังรูปที่ 3.22



รูปที่ 3.24 การเกิด NO<sub>x</sub> ประเภทต่างๆ เทียบอุณหภูมิ (www.alentecinc.com)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากกระบวนการเกิด  $\text{NO}_x$  ประเภทต่างๆ ทำให้ทราบว่ากลไกการเกิดสารประกอบนี้ขึ้นอยู่กับหลายปัจจัย ยกตัวอย่างเช่น นอกจากอุณหภูมิและปริมาณอากาศส่วนเกินในรูปที่ 3.21 แล้ว ชนิดของเชื้อเพลิงก็มีผลเช่นกัน โดยเฉพาะเชื้อเพลิงที่ติดไฟง่ายจะมีปริมาณ  $\text{NO}_x$  ค่อนข้างสูง เนื่องมาจากอุณหภูมิก๊าซไอเสียที่ได้จากการเผาไหม้มีค่าสูง ส่วนการอุ่นอากาศก่อนการเผาไหม้ก็ส่งผลทำให้อัตราการเกิด  $\text{NO}_x$  เพิ่มขึ้นเช่นกันโดยส่วนใหญ่เป็น Thermal  $\text{NO}_x$  [65]



รูปที่ 3.25 ชนิดเชื้อเพลิงที่ส่งผลต่อการเกิด  $\text{NO}_x$  [65]

### 3.8.3 เทคนิคการลด $\text{NO}_x$

ในปัจจุบัน อุตสาหกรรมหนักในหลายๆ ประเทศกำลังขยายตัวมากขึ้น ทำให้เกิดมลพิษตามมาอย่างมหาศาล ดังนั้นภาคอุตสาหกรรมและภาครัฐในหลายประเทศจึงตื่นตัวและให้ความสำคัญกับการลดมลพิษทางอากาศมากขึ้น โดยเฉพาะอย่างยิ่งให้ความสำคัญกับการปลดปล่อย  $\text{NO}_x$  จากการศึกษาทางวิจัยพบว่าเทคโนโลยีการลด  $\text{NO}_x$  มีอยู่ด้วยกันหลายวิธี แต่สามารถแบ่งออกเป็น 3 กลุ่มหลักดังนี้ [65]

1. การบำบัดก่อนการเผาไหม้ (Pre-treatment)
2. การปรับเปลี่ยนลักษณะกระบวนการการเผาไหม้ (Combustion modification)
3. การบำบัดหลังการเผาไหม้

โดยแต่ละวิธีมีรายละเอียดดังต่อไปนี้

**3.8.3.1 การบำบัดก่อนการเผาไหม้** เป็นการป้องกันการกลไกการเกิด  $\text{NO}_x$  ด้วยการปรับปรุงคุณสมบัติของสารตั้งต้นของการเผาไหม้

- 1.1 Fuel Switching- เป็นการเปลี่ยนเชื้อเพลิงที่คาดว่าจะมีแนวโน้มการเกิด  $\text{NO}_x$  สูง เช่น เชื้อเพลิงแข็ง โดยเปลี่ยนมาใช้เชื้อเพลิงแก๊สเป็นต้น
- 1.2 Additives -การปรับเปลี่ยนโครงสร้างทางเคมีของเชื้อเพลิงหรือแม้แต่ออกซิโดเซอร์ เช่นการเพิ่มแอมโมเนียเข้าไปในอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้เพื่อลด  $\text{NO}_x$
- 1.3 Fuel Treatment -เป็นการปรับโครงสร้างของเชื้อเพลิงให้เหมาะสมต่อการเผาไหม้และช่วยลดกลไกการเกิด  $\text{NO}_x$  เช่น การนำโมเลกุลของไนโตรเจนออกจากเชื้อเพลิงก่อนนำไปเข้ากระบวนการเผาไหม้ อย่างไรก็ตามวิธีนี้มีค่าใช้จ่ายค่อนข้างสูง

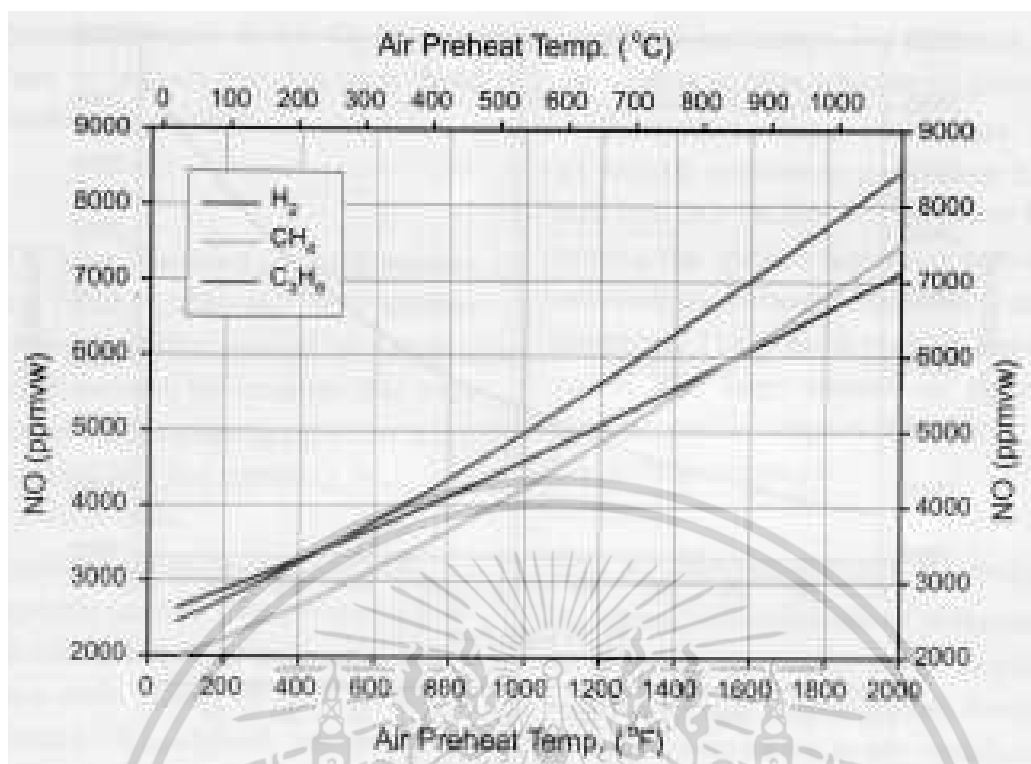
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1.4 Oxidizer Switching –การเปลี่ยนตัวออกซิไดเซอร์ที่ทำให้มีแนวโน้มการเกิด  $\text{NO}_x$  สูงออก เช่นการใช้ออกซิเจนแทนอากาศในการเผาไหม้

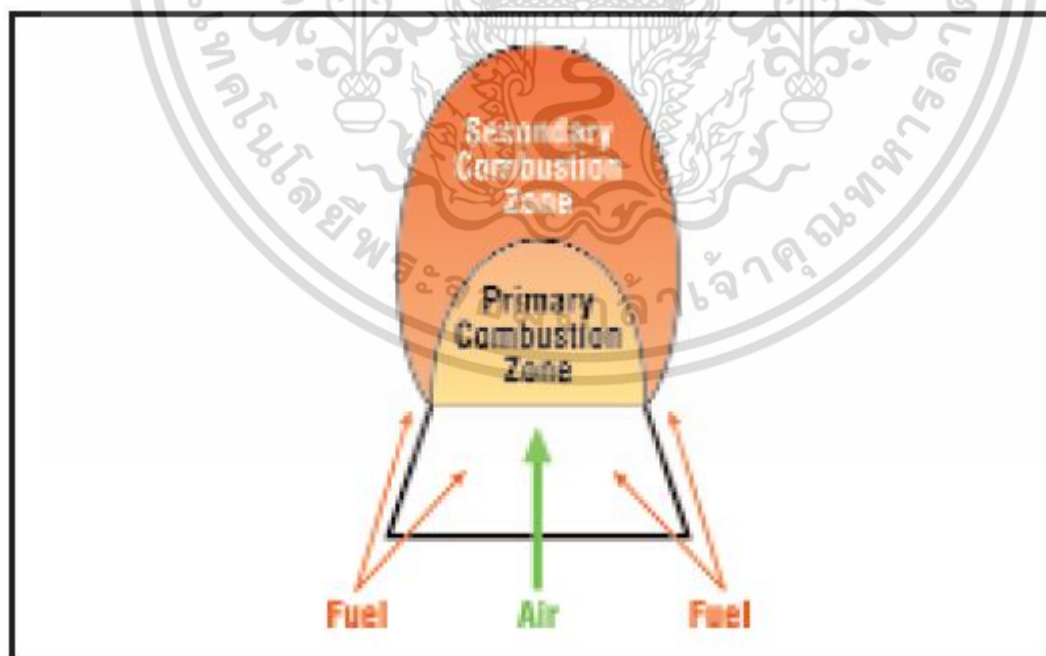
### 3.8.3.2 การปรับเปลี่ยนลักษณะกระบวนการการเผาไหม้

เป็นการป้องกันการเกิด  $\text{NO}_x$  ด้วยการปรับเปลี่ยนกระบวนการเผาไหม้ ซึ่งมีด้วยกันหลายวิธี แต่วิธีที่นิยมกันที่สุดในภาคอุตสาหกรรมคือการใช้ หัวเผาผลพิษต่ำหรือ Low  $\text{NO}_x$  Burner โดยวิธีที่นิยมมีดังนี้

- Air Preheat Reduction –อากาศที่ถูกอุ่นก่อนเข้ากระบวนการการเผาไหม้มักเป็นตัวการก่อให้เกิด Thermal  $\text{NO}_x$  ดังรูปที่ 3.26 ดังนั้นการลดอุณหภูมิของอากาศที่ถูกอุ่นก่อนการเผาไหม้จะช่วยส่งผลทำให้เกิด  $\text{NO}_x$  น้อยลง แต่อย่างไรก็ตามประสิทธิภาพการเผาไหม้ก็จะลดลงด้วย
- Low Excess Air – การลดปริมาณอากาศที่เข้าสู่กระบวนการเผาไหม้ถือเป็นการลดการก่อให้เกิด  $\text{NO}_x$  เช่นกัน แสดงดังรูปที่ 3.22 เนื่องจากมีโมเลกุลไนโตรเจนที่ติดมากับอากาศเข้าสู่กระบวนการเผาไหม้น้อยลงทำให้โมเลกุลของไนโตรเจนและออกซิเจนสามารถรวมกันได้ในบริเวณที่เกิดปฏิกิริยาและมีอุณหภูมิสูง นอกจากนี้การเกิดการรั่วของห้องเผาไหม้ก็เป็นอีกปัจจัยหนึ่งที่ทำให้อากาศเข้าสู่กระบวนการมากเกินไปเช่นกันอากาศที่รั่วเข้าสู่กระบวนการเพียงนิดเดียวอาจส่งผลให้เกิด  $\text{NO}_x$  ในปริมาณสูงได้ถึงแม้การลดปริมาณอากาศส่วนเกินจะส่งผลดีต่อการเผาไหม้ ทำให้ส่วนผสมระหว่างเชื้อเพลิงและอากาศเข้าใกล้ส่วนผสมพอดีมากขึ้น แต่อย่างไรก็ตามการแก้ปัญหาด้วยวิธีนี้ก็มักมีขอบเขตการใช้งานเช่นกัน โดยหากลดปริมาณอากาศส่วนเกินจนเกินพอดีอาจทำให้ประสิทธิภาพการเผาไหม้แย่งและอาจทำให้เกิดมลพิษชนิดอื่นขึ้นแทน เช่น คาร์บอนมอนอกไซด์ ซึ่งนอกจากจะเป็นอันตรายแล้ว ยังทำให้สูญเสียเชื้อเพลิงอย่างเปล่าประโยชน์อีกด้วย
- Staged –เป็นการแบ่งส่วนของเชื้อเพลิงหรือออกซิไดเซอร์ออกเป็นส่วนๆ เพื่อลดความรุนแรงในการเผาไหม้ยกตัวอย่างเช่น ส่วนหนึ่งของเชื้อเพลิงถูกฉีดเข้าโซนแรกของห้องเผาไหม้พร้อมกับอากาศในปริมาณที่เหมาะสมกับปริมาณเชื้อเพลิงทั้งหมดที่ใช้ในการเผาไหม้ทำให้บริเวณดังกล่าวมีการเผาไหม้แบบเชื้อเพลิงบาง อุณหภูมิจึงไม่สูงเท่าที่ควร จากนั้นเชื้อเพลิงที่เหลือจะถูกฉีดเข้าห้องเผาไหม้ในโซนที่สอง (และสาม) ดังนั้นอากาศที่เหลือจากการเผาไหม้บริเวณโซนแรกจะเข้าไปทำปฏิกิริยาต่อกับเชื้อเพลิงในโซนนี้และเกิดการเผาไหม้อีกครั้ง เรียกการเผาไหม้แบบนี้ว่า Staged Fuel Combustion ในขณะที่ Staged Air Combustion หมายถึงการแบ่งอากาศหรือตัวออกซิไดเซอร์ออกเป็นส่วนๆ แทนเชื้อเพลิงในขั้นตอนที่แล้ว ดังนั้นการเผาไหม้ในโซนแรกจะเกิดขึ้นแบบเชื้อเพลิงหนาในการเผาไหม้แบบนี้ขั้นตอนนี้ ถึงแม้จะทำให้อุณหภูมิสูงสุดลดลง แต่ปริมาณความร้อนที่แผ่ออกจากเปลวไฟยังคงมีค่าเท่าเดิม การเผาไหม้ประเภทนี้จึงไม่ทำให้ประสิทธิภาพทางความร้อนลดลงแต่กลับลดการเกิด Thermal  $\text{NO}_x$  ได้ดี

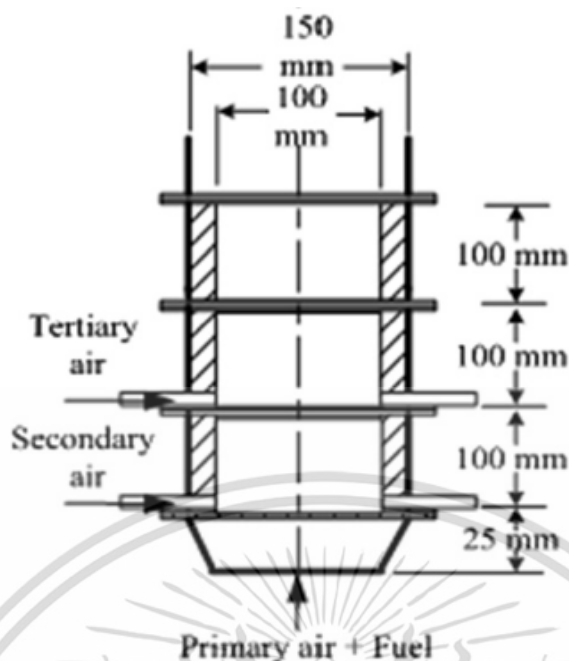


รูปที่ 3.26 อุณหภูมิอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้ที่ส่งผลต่อการเกิด NO<sub>x</sub> [65]



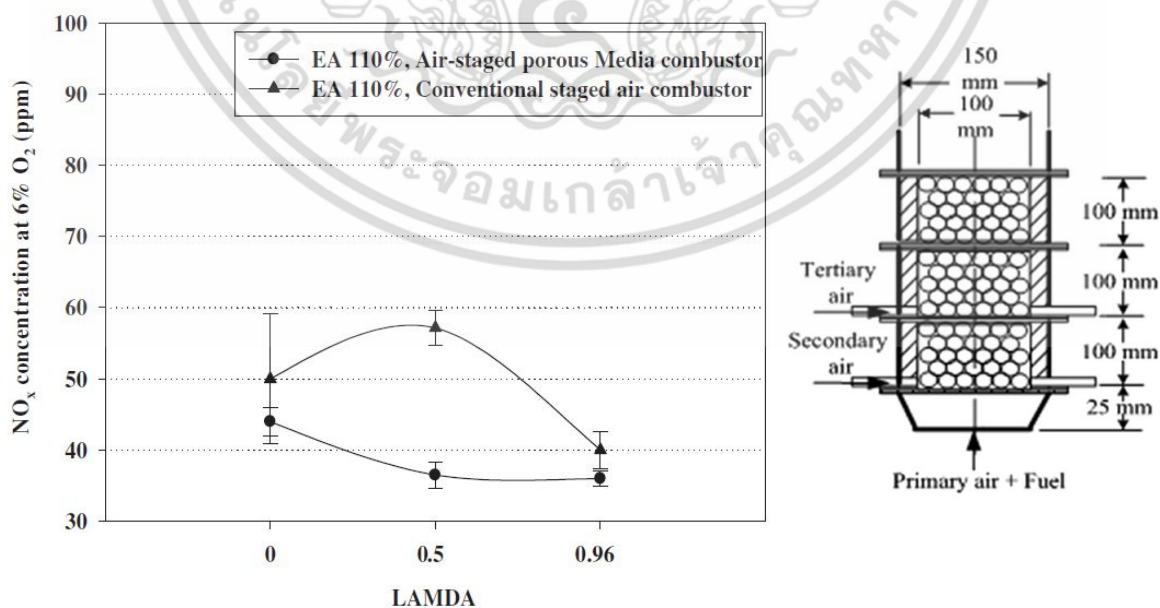
รูปที่ 3.27 การเผาไหม้แบบเชื้อเพลิงลำดับชั้น [63]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.28 การเผาไหม้แบบอากาศลำดับชั้น [66]

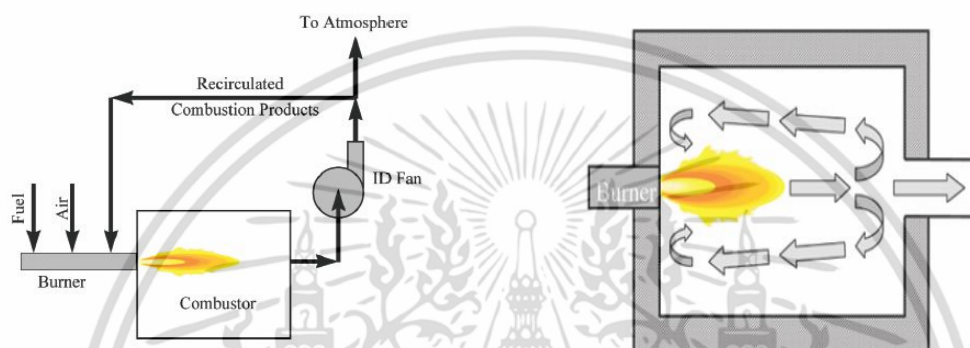
นอกจากการเผาไหม้แบบลำดับชั้นจะส่งผลให้เกิด  $\text{NO}_x$  ในปริมาณที่ต่ำแล้ว ในปี 2011 Lapidattanakun, A [66] ได้ศึกษาการเผาไหม้แบบอากาศเป็นลำดับชั้นของเตาเผาไหม้เชื้อเพลิงขนาด 3 kW โดยประยุกต์ใช้วัสดุพรุนร่วมด้วย พบว่าเตาเผาไหม้ที่ใช้วัสดุพรุนมีปริมาณ  $\text{NO}_x$  ที่น้อยกว่า เนื่องจากลักษณะการไหลของก๊าซร้อนผ่านช่องวัสดุพรุนมีลักษณะเป็นเทอร์บิวเลนซ์ ช่วยลดการปล่อยรังสีจากเชื้อเพลิง แต่เพิ่มอัตราการพาความร้อนไปสู่โซนที่ไกลออกไป ทำให้บริเวณที่เกิดปฏิกิริยาอยู่ห่างออกไปจากหัวเผาและมีอุณหภูมิก๊าซไอเสียลดลง



รูปที่ 3.29 ปริมาณ  $\text{NO}_x$  ที่เกิดขึ้นในเตาเผาลำดับชั้นแบบมีวัสดุพรุนและไม่มีวัสดุพรุน [66]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- Gas Recirculation –เป็นการนำก๊าซไอเสียที่เกิดจากการเผาไหม้หมุนวนเข้าสู่โซนที่เกิดปฏิกิริยา เพื่อช่วยลดความรุนแรงในการเผาไหม้ ทำให้จุดที่มีอุณหภูมิสูงมีการลดค่าอุณหภูมิลง ส่งผลให้อัตราการเกิด Thermal  $\text{NO}_x$  ลดลง เนื่องจากถึงแม้ก๊าซไอเสียที่เกิดจากการเผาไหม้จะมีอุณหภูมิสูง ก็ยังมีค่าต่ำกว่าบริเวณการเกิดปฏิกิริยาซึ่งก๊าซไอเสียที่นำมาหมุนวนสามารถนำมาจากกาเผาไหม้ภายในเตาด้วยการปรับลักษณะการไหลภายใน หรือหมุนวนมาจากการประยุกต์ใช้อุปกรณ์อื่นก็ได้ เรียกว่า Internal Gas Recirculation และ External Gas Recirculation ตามลำดับ

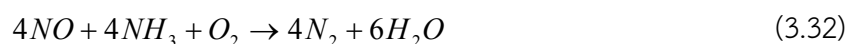


รูปที่ 3.30 การหมุนวนก๊าซไอเสียแบบ External และ Internal [63]

- Water Steam Injection – การลดอุณหภูมิของเปลวไฟด้วยการฉีดไอน้ำเข้าไปผสม อย่างไรก็ตาม วิธีนี้สามารถลด  $\text{NO}_x$  ได้ระดับหนึ่งเท่านั้น
- Reburning – ลักษณะเทคนิคประเภทนี้จะคล้ายกับการเผาไหม้แบบเชื้อเพลิงลำดับชั้น โดยมีการฉีดเชื้อเพลิงที่อุณหภูมิต่ำกว่าเปลวไฟ เข้าสู่บริเวณที่เกิดปฏิกิริยาเพื่อลดอุณหภูมิ และส่งผลให้ลดอัตราการเกิด  $\text{NO}_x$

### 3.8.3.3 การบำบัดหลังการเผาไหม้[67] เป็นการนำ $\text{NO}_x$ ออกจากก๊าซไอเสียที่ได้จากการเผาไหม้ เทคนิคที่นิยมใช้แบ่งออกเป็น 2 วิธีคือ

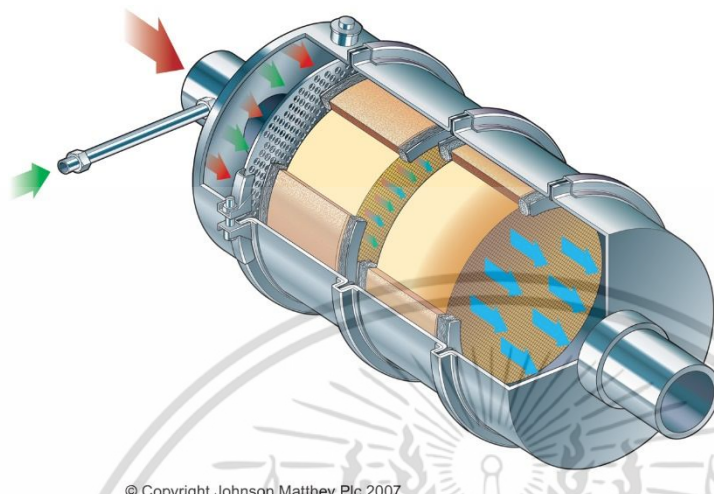
- Selective Catalytic Reduction (SCR) – เป็นเทคนิคการลด  $\text{NO}_x$  ในก๊าซไอเสียโดยการนำแอมโมเนีย ( $\text{NH}_3$ ) ที่ฉาบอยู่บนตัวเร่งปฏิกิริยา (catalytic bed) ด้านที่ก๊าซไอเสียวิ่งเข้าปะทะเข้ามาทำปฏิกิริยากับ  $\text{NO}$  และ  $\text{NO}_2$  ที่อยู่ในก๊าซไอเสียในช่วงอุณหภูมิที่เหมาะสม 200-400 °C ซึ่งปฏิกิริยาดังกล่าวได้แก่



การลด  $\text{NO}_x$  ของวิธี SCR ถูกควบคุมให้อยู่ในช่วง 80-90% ซึ่งปัจจัยที่ส่งผลต่อสมรรถนะของเทคโนโลยีนี้ได้แก่ อุณหภูมิ อัตราส่วน  $\text{NH}_3/\text{NO}_x$  ซึ่งมักมีค่าไม่เกิน 1 เพื่อลดปัญหามลพิษที่เกิดจากปริมาณแอมโมเนียที่มากเกินไปดังสมการที่ (33) และส่วนตัวเร่งปฏิกิริยาที่ใช้มัก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

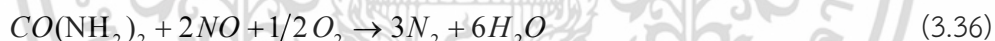
เป็นรูปปรับฝั่ง อย่างไรก็ตามปัญหาที่เกิดขึ้นตามเทคโนโลยีนี้คือปัญหาเรื่องความดันตกคร่อม เนื่องจากมีการขวางช่องการไหล ทำให้ต้องใช้พลังงานในการทำงานมากขึ้น



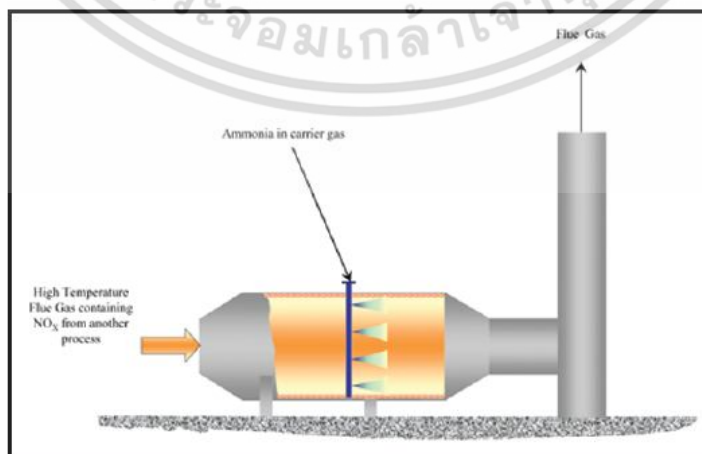
© Copyright Johnson Matthey Plc 2007

รูปที่ 3.31 เทคนิค Selective Catalytic Reduction (Johnson Matthey Plc 2007)

- Selective Non-catalytic Reduction (SNCR) – เป็นเทคนิคการลด NO<sub>x</sub> ที่คล้ายกับวิธี SCR ใช้แอมโมเนียหรือยูเรียเข้าทำปฏิกิริยากับ NO<sub>x</sub> โดยปราศจากตัวเร่งปฏิกิริยา ในช่วงอุณหภูมิ 900-1000°C ซึ่งปฏิกิริยาดังกล่าวได้แก่



ซึ่งเทคนิคนี้มีต้นทุนต่ำกว่า SCR เนื่องจากไม่มีตัวเร่งปฏิกิริยา ต้องการเพียงหัวฉีดเพื่อฉีดแอมโมเนียให้เข้าทำปฏิกิริยากับก๊าซไอเสียเท่านั้น แต่สามารถลดปริมาณ NO<sub>x</sub> ลงได้เพียง 30-70% เท่านั้น ทำให้ปัจจุบันอุตสาหกรรมต่างๆ เลือกใช้ SCR มากกว่า เนื่องจากต้องการลด NO<sub>x</sub> ออกจากระบบให้มากที่สุด



รูปที่ 3.32 เทคนิค Selective Catalytic Reduction [63]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Comparison of SCR and SNCR (adapted from Radojevic, 1998)

	SCR	SNCR
NO <sub>x</sub> removal efficiency (%)	70–90	30–80
Operating temperature (°C)	200–500	800–1100
NH <sub>3</sub> /NO <sub>x</sub> molar ratio	0.4–1.0	0.8–2.5
NH <sub>3</sub> slip (ppm)	<5	5–20
Capital cost	High	Low
Operating cost	Moderate	Moderate

รูปที่ 3.33 ตารางเปรียบเทียบวิธี SCR และ SNCR [67]

### 3.9. การถ่ายเทความร้อน [68,69]

เมื่อจุดสองจุดมีอุณหภูมิที่แตกต่างกันก็จะมีพลังงานถ่ายเทจากจุดที่มีอุณหภูมิสูงไปยังจุดที่มีอุณหภูมิต่ำ พลังงานกำลังเคลื่อนที่ด้วยอิทธิพลของอุณหภูมิที่แตกต่างกันนี้เรียกว่า ความร้อน ถึงแม้ว่าวิชาเทอร์โมไดนามิกส์จะเป็นวิชาที่ศึกษาเกี่ยวกับการถ่ายเทของพลังงานก็ตาม แต่ก็เป็นการศึกษาเฉพาะในกรณีที่ระบบความร้อนนั้นอยู่ในสถานะที่สมดุลแล้วเท่านั้นดังนั้นกฎเกณฑ์ต่างๆ ในวิชาเทอร์โมไดนามิกส์จึงใช้ได้เพียงแค่ทำนายจำนวนพลังงานที่ใช้ในการเปลี่ยนแปลงสถานะของระบบความร้อนที่อยู่ในสถานะสมดุล จากสถานะหนึ่งไปยังอีกสถานะหนึ่งเท่านั้น ไม่สามารถที่จะบอกให้ทราบว่า การเปลี่ยนแปลงนั้นเกิดขึ้นได้รวดเร็วเพียงไร ศาสตร์จากวิชาการถ่ายเทความร้อนนี้จะช่วยต่อเติมกฎข้อที่ 2 ของเทอร์โมไดนามิกส์ด้วยการวิเคราะห์ที่สามารถนำมาใช้หาอัตราการถ่ายเทความร้อนได้

รายละเอียดที่จะนำมาใช้ในการวิเคราะห์ทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนนั้นพิจารณาได้จากแหล่งที่ก่อกำเนิดร้อนร้อนขึ้นเมื่อนำไปแช่ทิ้งไว้ในน้ำร้อน จากกฎของเทอร์โมไดนามิกส์ จะทำให้สามารถหาอุณหภูมิของแหล่งและของน้ำร้อนได้เมื่อแหล่งและน้ำร้อนอยู่ในสถานะสมดุลแล้ว แต่ก็ไม่สามารถบอกให้ทราบถึงอัตราการถ่ายเทความร้อนและอุณหภูมิในช่วงเวลาที่กำหนดให้และไม่สามารถบอกให้ทราบว่า จะต้องใช้เวลานานเท่าไร แหล่งและน้ำร้อนจึงจะมีอุณหภูมิตามต้องการ ส่วนการวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนนั้นจะสามารถทำนายอัตราการถ่ายเทความร้อนจากน้ำร้อนไปยังแหล่งได้ นอกจากนี้ยังสามารถคำนวณหาอุณหภูมิของแหล่ง และของน้ำร้อนในฟังก์ชันของเวลาได้อีกด้วย

การวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนที่ดีนั้นจะต้องทราบถึงกลไกของการถ่ายเทความร้อนแบบต่าง ๆ ซึ่งมีอยู่ด้วยกัน 3 แบบคือ

- การถ่ายเทความร้อนโดยการนำ หรือการนำความร้อน (conduction)
- การถ่ายเทความร้อนโดยการพา หรือการพาความร้อน (convection)
- การถ่ายเทความร้อนโดยการแผ่รังสี หรือการแผ่รังสีความร้อน (radiation)

ในการออกแบบระบบความร้อนและการวิเคราะห์การแลกเปลี่ยนความร้อน นั้นจะ ต้องเข้าไปในกลไกของการถ่ายเทความร้อนแต่ละแบบ และต้องทราบถึงความสัมพันธ์ของการถ่ายเทความร้อนแบบนั้น ๆ สำหรับในบทนี้จะพิจารณาถึงกฎเกณฑ์สำคัญ ๆ ของการถ่ายเทความร้อนและการใช้งานที่พื้น ๆ ส่วนรายละเอียดของการถ่ายเทความร้อนแต่ละแบบนี้จะกล่าวถึงในภายหลัง

### 3.9.1 การถ่ายเทความร้อนโดยการนำ (Conduction Heat Transfer)

การถ่ายเทความร้อนโดยการนำหรือการนำความร้อน เป็นการถ่ายเทความร้อนเพียงวิธีเดียวที่เกิดขึ้นในวัตถุที่เป็นตัวกลางทึบแสงเมื่อมีความลาดชันของอุณหภูมิเกิดขึ้นในวัตถุก้อนนั้น อัตราการถ่ายเทความร้อนโดยการนำซึ่งใช้  $q_k$  เป็นสัญลักษณ์นี้จะเป็นสัดส่วนกับ  $dT/dx$  ซึ่งเป็นค่าความลาดชันของอุณหภูมิ คูณกับพื้นที่  $A$  ที่ความร้อนไหลผ่าน (รูปที่ 3.34a) ถ้าหากจะเขียนเป็นสมการแล้วจะได้รูปสมการเป็น

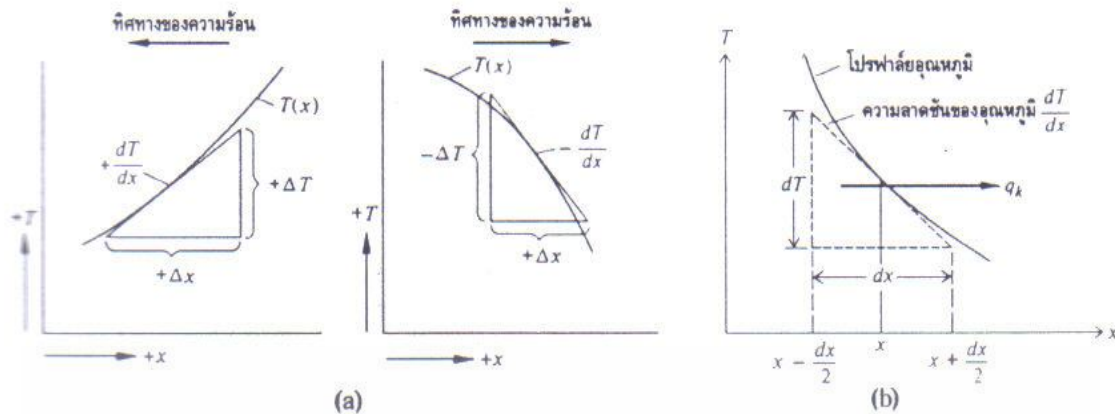
$$q_k \propto A \cdot \frac{dT}{dx} \quad (3.37)$$

เมื่อ  $q_k$  = อัตราการถ่ายเทความร้อนโดยนำ หรือการนำความร้อน  
 $A$  = พื้นที่ที่ความร้อนไหลผ่าน  
 $T$  = อุณหภูมิ  
 $x$  = ระยะทางการเคลื่อนที่ของความร้อน

สำหรับอัตราการถ่ายเทความร้อนจริงนั้นจะขึ้นอยู่กับค่าการนำความร้อน (thermal conductivity)  $k$  ซึ่งเป็นคุณสมบัติทางฟิสิกส์ของตัวกลางที่ความร้อนเคลื่อนที่ผ่าน ฉะนั้นอัตราการนำความร้อนจึงมีค่าเป็น

$$q_k = -kA \times \frac{dT}{dx} \quad (3.38)$$

สมการ(37) นี้มีชื่อเรียกว่า กฎการนำความร้อนของฟูเรียร์ (Fourier's law of conduction) เครื่องหมายลบที่อยู่ทางด้านขวามือของสมการเป็นผลที่เนื่องมาจากกฎข้อที่สองของเทอร์โมไดนามิกส์ ซึ่งกำหนดไว้ว่า ความร้อนจะต้องไหลจากจุดที่มีอุณหภูมิสูงไปยังจุดที่มีอุณหภูมิต่ำ แต่เนื่องจากความลาดชันของอุณหภูมิที่อยู่ในรูปที่ 3.34b นั้นมีเครื่องหมายเป็นลบ ทั้งนี้เพราะอุณหภูมิจะลดน้อยลงเมื่อระยะทาง  $x$  เพิ่มมากขึ้น ดังนั้นถ้าหากต้องการให้อัตราการถ่ายเทความร้อนมีค่าเป็นบวกเมื่อไหลไปในทางทิศทางที่เป็นบวกแล้ว ก็จะต้องเติมเครื่องหมายลบ ไว้ทางด้านขวาของสมการ (37)



รูปที่ 3.34 (a) แสดงเครื่องหมายของค่า  $dT/dx$  สำหรับการนำความร้อน  
 (b) แสดงทิศทางการไหลของความร้อน

### 3.9.1.1 การนำความร้อนในผนังราบ (Plane wall)

ให้พิจารณาการถ่ายเทความร้อนที่ไหลผ่านผนังราบเมื่อผิวมีอุณหภูมิคงที่ และมีขนาดสม่ำเสมอทั่วทั้งผิวดังรูปที่ 3.35 เนื่องจากผิวทั้งสองมีอุณหภูมิที่แตกต่างกัน ดังนั้นจึงมีความร้อนไหลจากผิวที่มีอุณหภูมิสูงไปยังผิวที่มีอุณหภูมิต่ำ



รูปที่ 3.35 แสดงการนำความร้อนผ่านผนังราบที่มีค่าการนำความร้อน k คงที่

ถ้าหากค่าการนำความร้อน k ของผนังมีค่าคงที่แล้ว เมื่อแทนค่า k นี้ลงไปในสมการ(x)แล้ว อินทิเกรต ก็จะได้อัตราการนำความร้อนเป็น

$$q_k = -\frac{kA}{L}(T_1 - T_2) = \frac{kA}{L}(T_1 - T_2) \tag{3.39}$$

- เมื่อ
- $q_k$  = อัตราความร้อนที่ไหลผ่านผนัง, Watt
  - k = ค่าการนำความร้อนของผนัง, W/m.K
  - A = พื้นที่ของผนังที่ตั้งฉากกับทิศทางการไหลของความร้อน,  $m^2$
  - L = ความหนาของผนัง, m
  - $T_1$  = อุณหภูมิทางด้านซ้าย ที่  $(x=0)$ , K

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$T_2$  = อุณหภูมิทางด้านซ้าย ที่  $(x=0), K$

วัตถุเป็นจำนวนมากที่มีค่าการนำความร้อน  $k$  ไม่คงที่ แต่จะแปรค่าไปตามอุณหภูมิและมีหลายกรณีที่สามารถประเมินได้ว่า ค่าการนำความร้อน  $k$  นี้แปรค่าเป็นเส้นตรงกับอุณหภูมิ นั่นคือ

$$k = k_0(1 + \beta T) \quad (3.40)$$

เมื่อ  $k$  = ค่าการนำความร้อนที่อุณหภูมิ  $T$  ใด ๆ  
 $k_0$  = ค่าการนำความร้อนของอุณหภูมิที่อ้างอิงถึง  
 $\beta$  = ค่าคงที่จากการทดลอง  
 $T$  = อุณหภูมิใด ๆ

สำหรับกรณีดังกล่าวเมื่อแทนค่าเมื่อแทนค่า  $k = k_0(1 + \beta T)$  นี้ลงในสมการ (39) แล้วอินทิเกรท ก็จะได้อัตราการถ่ายเทความร้อนเป็น

$$q_k = \frac{k_0 A}{L} \left[ (T_1 - T_2) + \frac{\beta}{2} (T_1^2 - T_2^2) \right] \quad (3.41)$$

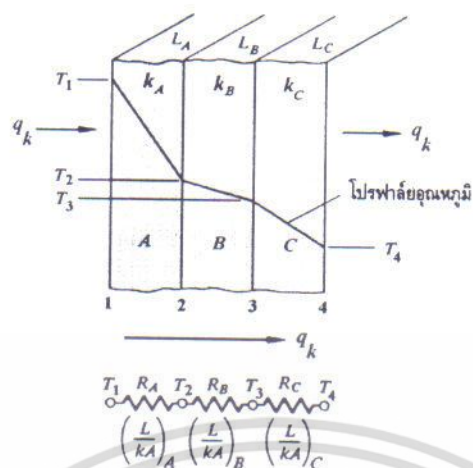
หรือ

$$q_k = \frac{k_m A}{L} (T_1 - T_2) \quad (3.42)$$

เมื่อ  $k_m$  = ค่าการนำความร้อนที่อุณหภูมิเฉลี่ย  $\frac{T_1 + T_2}{2}$

### 3.9.1.2 การนำความร้อนในผนังราบที่เรียงซ้อนกันแบบอนุกรม (Plane walls in series)

ถ้าหากความร้อนไหลผ่านผนังที่เรียงซ้อนกันหลายชั้นโดยการนำ เช่น ผนังของอาคารบ้านเรือนแล้วการวิเคราะห์เกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อนก็จะยากยิ่งขึ้น ในกรณีที่สภาวะต่าง ๆ คงที่หรือไม่แปรตามเวลาแล้วนั้น อัตราความร้อนที่ไหลผ่านผนังแต่ละชั้นจะมีขนาดเท่า ๆ กัน



รูปที่ 3.36 แสดงการนำความร้อนแบบมิติเดียวที่ไหลผ่านผนังหลายชั้น และการเปรียบเทียบกับวงจรไฟฟ้า

ความลาดชันของอุณหภูมิในผนังแต่ละชั้นมีค่าแตกต่างกัน ในกรณีนี้อัตราการนำความร้อนที่ไหลผ่านผนังแต่ละชั้นของรูปที่ 3.36 จะมีค่าเป็น

$$q_k = \left(\frac{kA}{L}\right)_A (T_1 - T_2) = \left(\frac{kA}{L}\right)_B (T_2 - T_3) = \left(\frac{kA}{L}\right)_C (T_3 - T_4) \quad (3.43)$$

เมื่อ  $T_2$  และ  $T_3$  ออกจากสมการ (42) แล้วก็จะได้อัตราการถ่ายเทความร้อน

$$q_k = \frac{(T_1 - T_4)}{(L/kA)_A + (L/kA)_B + (L/kA)_C} \quad (3.44)$$

สำหรับในกรณีที่ผนังเรียงซ้อนกันถึง  $n$  ชั้น และแต่ละชั้นสัมผัสกันเต็มพื้นที่แล้ว อัตราการถ่ายเทความร้อนที่ไหลผ่านผนังจำนวน  $n$  ชั้นก็จะมีค่าเป็น

$$q_k = \frac{(T_i - T_{i+1})}{(L/kA)_i} = \frac{(T_1 - T_{n+1})}{\sum_{i=1}^n (L/kA)_i} \quad (3.45)$$

เมื่อ  $T_i$  = อุณหภูมิของผิวของผนังชั้นแรก

$T_{n+1}$  = อุณหภูมิผิวของชั้นที่  $n$

### 3.9.2 การถ่ายเทความร้อนโดยการพาความร้อน(Convection heat transfer)

เมื่อของไหลสัมผัสกับผิวของวัตถุที่มีอุณหภูมิแตกต่างกัน ก็จะมีการแลกเปลี่ยนพลังงานความร้อนระหว่างของไหลกับวัตถุ กระบวนการแลกเปลี่ยนความร้อนนี้เรียกว่า การถ่ายเทความร้อน โดยการพาหรือการพาความร้อน กระบวนการพาความร้อนดังกล่าวนี้เป็นปรากฏการณ์พื้นฐานๆ แต่กลไกของการถ่ายเทความร้อนนั้นซับซ้อนมาก สมการหลักๆที่สามารถใช้ในการคำนวณหาอัตราการพาความร้อนจากส่วนย่อยๆของระบบ ซึ่งเป็นส่วนสำคัญของระบบที่ให้ความร้อนและใช้ระบายความร้อน การถ่ายเทความร้อนโดยการพาหรือการพาความร้อนนี้แบ่งออกได้เป็น 2 ลักษณะคือ การพาความร้อนแบบอิสระ (free convection) และการพาความร้อนแบบบังคับ (force convection)

แรงที่ทำให้ของไหลเกิดการเคลื่อนไหวของการพาความร้อนแบบอิสระนั้น เกิดจากความแตกต่างของอุณหภูมิภายในก้อนของไหล ที่เนื่องมาจากการที่ของไหลสัมผัสกับผิวของวัตถุที่มีอุณหภูมิแตกต่างกันจนทำให้เกิดแรงลอยตัวขึ้น ตัวอย่างของการพาความร้อนแบบอิสระนี้ได้แก่การถ่ายเทความร้อนระหว่างผนังหรือหลังคาบ้านที่เกิดขึ้นในวันที่ไม่มีลมพัด การพาความร้อนภายในกาต้มน้ำที่มีขดลวดให้ความร้อน หรือการถ่ายเทความร้อนจากผิวของตัวเก็บความร้อนที่ได้มาจากดวงอาทิตย์ในช่วงที่ไม่มีลมพัด

การพาความร้อนแบบบังคับ จะเกิดขึ้นเมื่อมีแรงภายนอกมาบังคับให้ของไหลเคลื่อนที่ผ่านผิววัตถุที่ร้อนกว่าหรือเย็นกว่า เนื่องจากการไหลของการพาความร้อนแบบบังคับก็มีอัตราการพาความร้อนที่สูงกว่า แต่ไม่ว่าจะเป็นพาความร้อนแบบไหนก็ตาม ต่างก็มีสมการสำหรับหาอัตราการพาความร้อนที่อยู่ในรูปของ กฎการเย็นตัวของนิวตัน (Newton's law of cooling) ซึ่งมีรูปแบบสมการเป็น

$$q_c = \bar{h}_c A (T_s - T_{f,\infty}) \quad (3.46)$$

เมื่อ  $\bar{h}_c$  = สัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ย (average convective heat transfer coefficient) ที่ผิวสัมผัสระหว่างของไหลกับวัตถุ หรือ หนึ่งหน่วยการนำจากการพาความร้อน (unit thermal convective conductance),  $W/m^2 \cdot K$

$A$  = พื้นที่ผิวของวัตถุที่สัมผัสกับของไหล,  $m^2$

$T_s$  = อุณหภูมิของผิววัตถุ, K

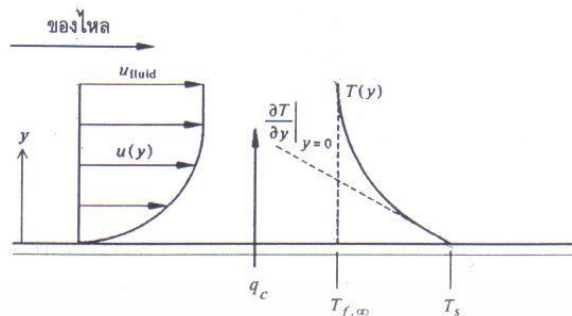
$T_{f,\infty}$  = อุณหภูมิของของไหลอิสระที่อยู่ห่างออกไปจากผิว, K

ค่า  $\bar{h}_c$  นี้หาได้ทั้งโดยวิธีวิเคราะห์และโดยวิธีทดลอง หน่วยของ  $\bar{h}_c$  ในระบบเอสไอนั้นเป็นวัตต์ ต่อ ตารางเมตร ต่อ องศาเซลวิน

รูป 3.37 เป็นรูปของแผ่นวัตถุร้อนที่ถูกทำให้เย็นลงในอากาศที่ถูกบังคับให้ไหลผ่านไปบนแผ่นวัตถุ นอกจากนี้ยังแสดงให้เห็นการเปลี่ยนแปลงของความเร็วและของอุณหภูมิอีกด้วย จุดที่น่าสังเกตจุดแรกก็คือความเร็ว  $u(y)$  จะลดน้อยลงในทิศทางที่วิ่งเข้าสู่ผิวของแผ่นวัตถุด้วยผลกระทบของแรงจากความเสียดทาน ที่เนื่องมาจากความหนืดของของไหลและเนื่องจากของไหลชั้นที่อยู่ติดกับผิววัตถุนั้นมีความเร็วเป็นศูนย์ ดังนั้นการถ่ายเทความร้อนต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ระหว่างผิววัตถุกับผิวของไหลนั้น ก็จะต้องเป็นการถ่ายเทความร้อนโดยการนำ แต่เพียงอย่างเดียว นั่นก็คือ :

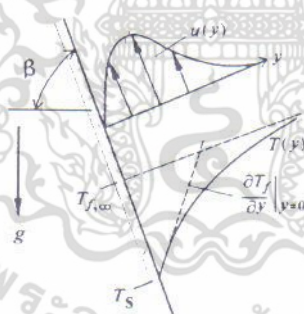
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\frac{q_c}{A} = q_c'' = -K_f \left. \frac{\partial T}{\partial Y} \right|_{y=0} = \bar{h}_c (T_s - T_{f,\infty}) \tag{3.47}$$



รูปที่ 3.37 แสดงการเปลี่ยนแปลงความเร็วและอุณหภูมิเหนือแผ่นวัตถุร้อนของการพาความร้อนแบบบังคับ

จากประเด็นดังกล่าวนี้เองจึงทำให้สามารถหาค่า  $(dT/dy)|_{y=0}$  ที่ผิวของวัตถุได้ ทั้งนี้ก็โดยการให้อัตราการนำความร้อนระหว่างผิววัตถุกับชั้นของไหลที่เกาะติดอยู่กับผิววัตถุ มีค่าเท่ากับอัตราการพาความร้อนจากก้อนของไหลที่เกาะติดอยู่กับผิววัตถุ ไปยังก้อนของไหลหลักที่อยู่ห่างออกไปของไหลที่มีความเร็วสูงจะมีผลทำให้ค่าความลาดชันของอุณหภูมิที่ผิววัตถุมีค่าสูงและให้อัตราการนำความร้อนมีค่าสูงตามไปด้วย ค่าการนำความร้อนของก้อนของไหลก็เช่นเดียวกันจะมีผลกระทบต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนด้วย เช่น ค่าการนำความร้อน  $k_f$  ของน้ำจะมีค่ามากกว่าค่า  $k_f$  ของอากาศ ดังนั้นสัมประสิทธิ์การพาความร้อน  $\bar{h}_c$  ของน้ำก็จะมีค่าสูงกว่า  $\bar{h}_c$  ของอากาศ



รูปที่3.38 แสดงการเปลี่ยนแปลงความเร็วและอุณหภูมิของของไหลบนแผ่นวัตถุเย็นร้อนของการพาความร้อนแบบอิสระ

การพาความร้อนแบบอิสระก็มีสภาพเช่นเดียวกับการพาความร้อนแบบบังคับ ความแตกต่างที่สำคัญระหว่างการพาความร้อนแบบบังคับ กับแบบอิสระก็คือความเร็วของของไหลของการพาความร้อนแบบบังคับนั้นเกิดจากแรงภายนอก ส่วนความเร็วของของไหลของการพาความร้อนแบบอิสระนั้น ในช่วงแรกจะเพิ่มขึ้นตามระยะห่างที่วัดจากผิวของวัตถุ ทั้งนี้เพราะผลกระทบจากความหนืดที่ลดลงอย่างรวดเร็ว ในขณะที่เดียวกันความแตกต่างของความหนาแน่นก็ยิ่งลดน้อยลง อย่างไรก็ตามโดยปกติแล้วแรงลอยตัวจะลดน้อยลงในขณะที่ความหนาแน่นของของไหลค่อย ๆ เพิ่มเข้าสู่ความหนาแน่นของของไหลที่อยู่รอบ ๆ เป็นผลให้ของไหลมีความเร็วสูงสุดและตกลงจนเป็นศูนย์เมื่อห่างออกไปจากผิวที่ร้อนนั้น สำหรับสนามอุณหภูมิของการพาความร้อนแบบบังคับและแบบอิสระนั้นจะมีการคำนวณว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปร่างคล้ายคลึงกันและ ทั้งคู่ต่างก็มีกลไกของการถ่ายเทความร้อนที่ผิวสัมผัสระหว่างของไหลกับวัตถุ เป็นการถ่ายเทความร้อนโดยการพา

จากรายละเอียดที่ผ่านมาแสดงว่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน จะขึ้นอยู่กับความหนาแน่น ความหนืด และความเร็วของของไหล รวมทั้งขึ้นอยู่กับคุณสมบัติทางด้านความร้อนต่าง ๆ เช่น ค่าการนำความร้อน  $k$  และความร้อนจำเพาะ  $c_p$  ในการพาความร้อนแบบบังคับนั้นความเร็วของของไหลในระบบนั้นจะถูกกำหนดด้วยปั๊มหรือพัดลม แต่สำหรับความเร็วของของไหลที่ใช้พาความร้อนแบบอิสระนั้น จะขึ้นอยู่กับความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิของผิววัตถุกับของไหล, สัมประสิทธิ์การขยายตัวของของไหลและสนามของแรง เช่น แรงดึงดูดของโลกเมื่อระบบนั้นอยู่บนพื้นโลก เป็นต้น

การถ่ายเทความร้อนโดยการพา นี้ ก็สามารถนำมาเปรียบเทียบกับ การไหลของกระแสไฟฟ้าได้เช่นเดียวกัน จากสมการ(2.10) นั้น ค่าความต้านทานความร้อนของการถ่ายเทความร้อนโดยการพาจะมีค่าเป็น :

$$R_c = \frac{1}{h_c A} \quad (3.48)$$

ความต้านทานความร้อนที่ผิวสัมผัสนี้ สามารถไปรวมเข้ากับความต้านทานค่าอื่น ๆ ที่อยู่ในระบบได้โดยง่าย เช่น การถ่ายความร้อนจากบรรยากาศภายในผนังที่มีอุณหภูมิ  $T_i$  ผ่านผนังออกไปยังบรรยากาศภายนอกที่มีอุณหภูมิ  $T_o$  ดังรูปที่ 3.6 ซึ่งในกรณีนี้จะมีอัตราการถ่ายเทความร้อนเป็น

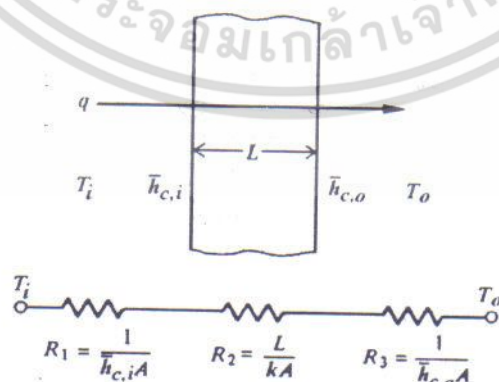
$$q = \frac{T_i - T_o}{\sum_{i=1}^{i=3} R_i} = \frac{T_i - T_o}{R_1 + R_2 + R_3} \quad (3.49)$$

เมื่อ

$$R_1 = (1/\bar{h}_{c,i}A)$$

$$R_2 = (L/kA)$$

$$R_3 = (1/\bar{h}_{c,o}A)$$



รูปที่ 3.39 แสดงวงจรความร้อนสำหรับการถ่ายเทความร้อนผ่านผนังเมื่อผิวทั้งสองด้านมีการถ่ายเทความร้อนโดยการพา

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 3.9.3. การถ่ายเทความร้อนโดยการแผ่รังสีความร้อน (Radiation heat transfer)

ความร้อนจากการนำและการพา จะเคลื่อนที่ผ่านได้เฉพาะในกรณีที่มีตัวกลางเป็น (ตัวกลาง) medium) เท่านั้น สำหรับความร้อนจากการแผ่รังสีนั้นจะสามารถเคลื่อนที่ผ่านได้โดยไม่ต้องมีตัวกลางเลย เช่น ในบริเวณที่เป็นสุญญากาศ เป็นต้น พลังงานความร้อนจากการแผ่รังสีนั้นจะเคลื่อนที่ไปในรูปของคลื่นแม่เหล็กไฟฟ้าที่มีความเร็วเท่ากับความเร็วของแสง ซึ่งมีความเร็วเท่ากับ  $3 \times 10^{10}$  cm/s พลังงานที่เคลื่อนที่ไปในรูปของคลื่นแม่เหล็กไฟฟ้านั้นมีอยู่มากมายหลายชนิด เช่น รังสีเอ็กซ์ รังสีอินฟราเรด แต่สำหรับในที่นี้จะพิจารณาแต่เพียงพลังงานความร้อนจากการแผ่รังสีเท่านั้น

จำนวนพลังงานที่ส่งออกจากผิววัตถุในรูปรังสีความร้อน (radiant heat) นั้นขึ้นอยู่กับอุณหภูมิสัมบูรณ์และลักษณะของผิว วัตถุที่สามารถแผ่รังสีได้สูงสุด หรือที่เรียกว่า วัตถุดำ (black body) นั้นจะมีอัตราการแผ่รังสีความร้อน เป็น :

$$q_r = \sigma AT^4 \quad (3.50)$$

เมื่อ :  $q_r$  = อัตราความร้อนจากการแผ่รังสี, Watt  
 $A$  = พื้นที่ผิวของตัวแผ่รังสีความร้อน,  $m^2$   
 $T$  = อุณหภูมิผิวของตัวแผ่รังสีความร้อน, K  
 $\sigma$  = ค่าคงที่สเตฟาน – โบลทซ์มันน์ (Stefan-Boltzmann constant) มีค่าเท่ากับ  $5.67 \times 10^{-8}$  W /  $m^2 \cdot K^4$

จะเห็นได้จากสมการ (49)ว่า อัตราความร้อนจากการแผ่รังสีของวัตถุดำนี้แปรโดยตรงกับกำลังสี่ของอุณหภูมิสัมบูรณ์ และทั้ง ๆ ที่อัตราการแผ่รังสีความร้อนไม่ขึ้นอยู่กับสภาพของสิ่งแวดล้อมก็กลับปรากฏว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนสุทธิของการแผ่รังสี ขึ้นอยู่กับความแตกต่างของอุณหภูมิระหว่างวัตถุ 2 ชิ้น หรือมากกว่า 2 ชิ้น ที่กำลังแลกเปลี่ยนความร้อนซึ่งกันและกัน ถ้าวัตถุดำแผ่รังสีความร้อนไปยังวัตถุที่อยู่รอบ ๆ (Enclosure) และวัตถุที่อยู่รอบ ๆ ก็เป็นวัตถุดำ (สามารถดูดซับพลังงานจากการแผ่รังสีที่มาตกกระทบได้หมด) ด้วยแล้วอัตราการถ่ายเทความร้อนสุทธิจากการแผ่รังสีของวัตถุดำที่มีอุณหภูมิ  $T_1$  ไปยังวัตถุดำที่อยู่รอบ ๆ ซึ่งอุณหภูมิเป็น  $T_2$  ก็จะมีค่าเป็น:

$$q_r = \sigma A_1 (T_1^4 - T_2^4) \quad (3.51)$$

เมื่อ :  $T_1$  = อุณหภูมิผิวของวัตถุดำ, K  
 $T_2$  = อุณหภูมิผิวของวัตถุที่อยู่รอบ ๆ (เป็นวัตถุดำด้วย)

วัตถุจริงจะไม่สามารถแผ่รังสีความร้อนได้มากเท่ากับตัวแผ่รังสี ในจินตนาการที่เรียกว่า วัตถุดำแต่จะแผ่ได้น้อยกว่า แต่ถ้าหากที่อุณหภูมิเท่า ๆ กันนั้นวัตถุจริงสามารถแผ่รังสีความร้อนในอัตราส่วนที่คงที่กับวัตถุดำได้ทุกความยาวคลื่นแล้ว วัตถุจริงนั้นก็จะมีชื่อเรียกว่า วัตถุเทา ซึ่งจะแผ่รังสีความร้อนในอัตรา :

$$q_r = \sigma \epsilon AT^4 \quad (3.52)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ส่วนอัตราการถ่ายเทความร้อนสุทธิจากการแผ่รังสีของวัตถุเทาที่อุณหภูมิเป็น  $T_1$  ไปยังวัตถุดำที่อยู่รอบ ๆ และมีอุณหภูมิเป็น  $T_2$  จะมีค่าเป็น:

$$q_r = \sigma \varepsilon_1 A_1 (T_1^4 - T_2^4) \quad (3.53)$$

เมื่อ :  $e$  = ค่าการแผ่รังสี (remittance) ของวัตถุเทา มีค่าเท่ากับอัตราส่วนของความร้อนจากการแผ่รังสีของวัตถุเทากับวัตถุดำเมื่อมีอุณหภูมิเท่า ๆ กัน

สำหรับในกรณีที่วัตถุทั้งสองต่างก็ไม่ใช่วัตถุที่สามารถแผ่รังสีความร้อนได้สูงสุดดังที่มีชื่อว่าวัตถุดำ และถ้าวัตถุทั้งสองจำพวกนี้มีความสัมพันธ์ทางด้านรูปร่างซึ่งกันและกันแล้ว อัตราการถ่ายเทความร้อนสุทธิจากการแผ่รังสีระหว่างวัตถุทั้งสองก็จะมีค่าเป็น

$$q_r = \sigma A_1 \mathfrak{S}_{1-2} (T_1^4 - T_2^4) \quad (3.54)$$

เมื่อ :  $\mathfrak{S}_{1-2}$  = โมดูลัสที่ใช้ตัดแปลงสมการแผ่รังสีความร้อนของวัตถุดำเพื่อใช้หาอัตราการถ่ายเทความร้อนระหว่างวัตถุจริงที่คิดค่าการแผ่รังสีและความสัมพันธ์ทางด้านรูปร่างรวมเข้าไปด้วย

ปัญหาในงานทางด้านวิศวกรรมเป็นจำนวนมาก ที่มีการถ่ายเทความร้อนโดยการแผ่รังสีเกิดขึ้นพร้อม ๆ กับการถ่ายเทความร้อนแบบอื่น ๆ การแก้ปัญหาดังกล่าวจะสามารถทำได้ง่ายขึ้นถ้านำค่าความต้านทานความร้อนของการแผ่รังสี  $R_r$  มาใช้ คำนิยามของความต้านทานความร้อนจากการแผ่รังสีนี้ก็คล้ายกับความต้านทานจากการนำและการพา ถ้าให้อัตราการถ่ายเทความร้อนจากการแผ่รังสีมีรูปง่าย ๆ เป็น

$$q_r = \frac{T_1 - T_2'}{R_r} \quad (3.55)$$

เมื่อนำสมการ (53) นี้มาเปรียบเทียบกับสมการ (54) แล้วก็จะได้ค่าความต้านทานความร้อนจากการแผ่รังสีเป็น

$$q_r = \frac{T_1 - T_2'}{\sigma A_1 \mathfrak{S}_{1-2} (T_1^4 - T_2^4)} \quad (3.56)$$

และสามารถให้ค่านิยามของค่าหนึ่งการนำจากการแผ่รังสีความร้อน  $\bar{h}_r$  ว่า :

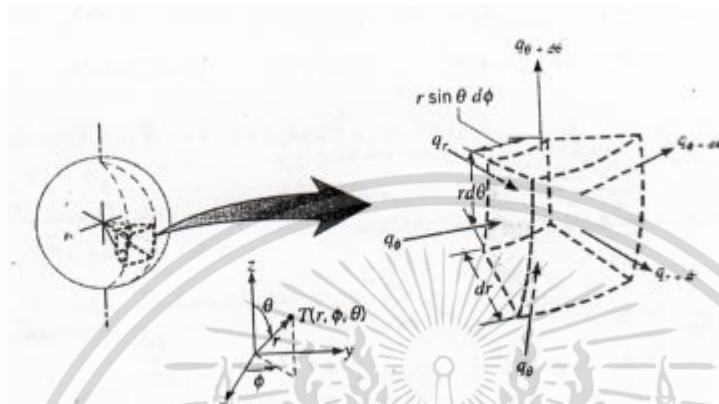
$$\bar{h}_r = \frac{1}{R_r A_1} = \frac{\sigma \mathfrak{S}_{1-2} (T_1^4 - T_2^4)}{T_1 - T_2'} \quad (3.57)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อ :  $T_2' =$  อุณหภูมิที่เลือกตามสมการของการพาความร้อน

### 3.9.4. การนำความร้อนในพิกัดทรงกลม

สำหรับการนำความร้อนในพิกัดทรงกลม  $(r, \phi, \theta)$  จากรูปที่ 3.40 พิจารณานับปริมาตรควบคุมขนาด  $dr, r \sin \theta, rd\theta$  จะได้สมการนำความร้อนดังนี้



รูปที่ 3.40 แสดงการนำความร้อนตัวกลางพิกัดทรงกลม  $(r, \theta, \theta)$

$$\frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \left( kr^2 \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2 \sin^2 \theta} \frac{\partial}{\partial \phi} \left( k \frac{\partial T}{\partial \phi} \right) + \frac{1}{r^2 \sin \theta} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( k \sin \theta \frac{\partial T}{\partial \theta} \right) + q_0 = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad (3.58)$$

การนำความร้อนในพิกัดทรงกลมยังแบ่งเป็นกรณีย่อยดังต่อไปนี้

กรณีเป็นการนำความร้อนใน 1 มิติ พิกัด  $r$  เท่านั้น  $T = T(r, t)$

$$\frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \left( kr^2 \frac{\partial T}{\partial r} \right) + q_0 = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad (3.59)$$

การนำความร้อนใน 1 มิติ พิกัด  $r$  ในสภาวะคงตัว และมีแหล่งผลิตพลังงาน

$$\frac{1}{r^2} \frac{d}{dr} \left( kr^2 \frac{dT}{dr} \right) + q_0 = 0 \quad (3.60)$$

ในกรณี  $k$  เป็นค่าคงที่ จะได้

$$\frac{1}{r^2} \frac{d}{dr} \left( r^2 \frac{dT}{dr} \right) + \frac{q_0}{k} = 0 \quad (3.61)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 3.10 แก๊สเชื้อเพลิง [70]

แก๊สเชื้อเพลิงหลักคือ แก๊สธรรมชาติและ แก๊สปิโตรเลียมเหลว นอกจากนี้ยังมีแก๊สเชื้อเพลิงยังสามารถผลิตได้จาก ถ่านหิน ไม้ แก๊สธรรมชาติ และ ปิโตรเลียมอีกด้วย

#### 3.10.1 ชนิดของแก๊สเชื้อเพลิง

แก๊สเชื้อเพลิงที่สำคัญและนิยมใช้กันมากในปัจจุบันมีดังนี้

แก๊สธรรมชาติมักถูกพบบ่อยๆ ในบริเวณใกล้ๆ หรือเหนือแหล่งน้ำมันในบริเวณหินปูน และถูกอัดด้วยความดันสูงอยู่ใต้ดิน แก๊สธรรมชาติคือส่วนผสมของสารประกอบไฮโดรคาร์บอนชนิดต่างๆ เช่น มีเทน อีเทน โพรเพน บิวเทน และเพนเทน เป็นต้น โดยจะมีเทนเป็นหลักไฮโดรคาร์บอนส่วนที่เหลือมีเป็นส่วนน้อย ในบางครั้งก็มีแก๊สคาร์บอนไดออกไซด์และแก๊สไนโตรเจนปนอยู่ด้วย การนำแก๊สธรรมชาติมาใช้ประโยชน์ทำได้โดยการอัดและหล่อเย็นจนกระทั่งสารประกอบไฮโดรคาร์บอนตัวหนักๆ กลายเป็นของเหลวจากนั้นจึงแยกแก๊สธรรมชาติแห้งความดันสูงส่งไปตามท่อเพื่อใช้งานต่อไป ในบางแหล่งแก๊สธรรมชาติจะถูกทำให้เย็นที่อุณหภูมิ  $-164^{\circ}\text{C}$  จนกลายเป็นของเหลว (liquefied natural gas, L.N.G) แล้วขนส่งลงทางเรือต่อไป

แก๊สปิโตรเลียมเหลว (liquefied petroleum gas, L.P.G) ผลิตจากแก๊สธรรมชาติในโรงแยกแก๊สมีส่วนประกอบหลักคือ อีเทน โพรเพน และบิวเทน นอกจากนั้น L.P.G ยังรวมถึงแก๊สเหลวที่ได้จากการกลั่นน้ำมันดิบในโรงกลั่นน้ำมัน เช่น เอทิลีน โพรพิลีน และ บิวทิลีน เป็นต้น การขนส่งแก๊ส L.P.G ทำได้โดยการบรรจุใส่ถังภายใต้ความดันและ L.P.G จะกลายเป็นไอภายใต้บรรยากาศปกติ

โพรดิวเซอร์แก๊ส (producer) คือแก๊สที่ผลิตโดยปล่อยอากาศในปริมาณที่น้อยกว่าค่าทางทฤษฎี (substoichiometric gas) ผ่านชั้นร้อนของ ถ่านหิน พีต ไม้ หรือของเหลือทางด้านเกษตร ส่วนประกอบหลักของโพรดิวเซอร์แก๊สคือ คาร์บอนมอนอกไซด์ ไฮโดรเจน ไนโตรเจน (มากถึง 55 %) และคาบอนไดออกไซด์ในปริมาณน้อย การนำไปใช้งานอาจนำไปใช้ได้ทันทีที่ผลิตได้ ขณะยังร้อนอยู่ หรือนำไปพอกให้สะอาดเพื่อกำจัดน้ำมันดิบและเขม่าออกเสียก่อน อย่างไรก็ตามโพรดิวเซอร์แก๊สมีค่าความร้อนต่ำเนื่องจากมีแก๊สไนโตรเจนปนอยู่มากดังนั้นถ้าต้องการให้ค่าความร้อนสูงขึ้นต้องใช้แก๊สออกซิเจนในปริมาณน้อยกว่าค่าทางทฤษฎีแทนอากาศในการผลิต

#### 3.10.2 คุณสมบัติของแก๊ส LPG

คุณสมบัติทางเคมี

คุณสมบัติทางเคมีของแก๊ส LPG หมายความรวมถึงแก๊สไฮโดรเจนที่มีส่วนประกอบของคาร์บอนในระดับ C3 และ C4 ซึ่งในระบบนี้ไฮโดรคาร์บอนจะสามารถเปลี่ยนสถานะเป็นของเหลวได้ภายใต้ความดันที่ไม่สูงมากนัก ที่อุณหภูมิปกติไฮโดรคาร์บอนกลุ่มนี้ประกอบด้วย

โพรเพน	Propane	$\text{C}_3\text{H}_8$
โพรพิลีน	Propylene	$\text{C}_3\text{H}_6$
บิวเทน	Butane	$\text{C}_4\text{H}_{10}$
บิวทิลีน	Butylene	$\text{C}_4\text{H}_8$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

และมีสารประกอบที่ไม่ใช่ ไฮโดรคาร์บอนรวมอยู่บ้างเล็กน้อยเนื่องจากความหลากหลายของ ส่วนประกอบทำให้มีการตั้งมาตรฐานของแก๊ส LPG ที่ใช้เป็นเชื้อเพลิงให้แน่ชัดและเป็นข้อมูลในการ ออกแบบระบบให้ถูกต้องและปลอดภัย

อย่างไรก็ตาม C3 และ C4 ที่ปรากฏอยู่ในส่วนผสมของแก๊ส LPG อาจแบ่งออกเป็นสอง กลุ่มคือพวก Saturated และ Unsaturated ซึ่งทั้งสองกลุ่มนี้ต่างกันตรงลักษณะการจับตัวของ คาร์บอนอะตอม

กลุ่ม Saturated hydrocarbon ได้แก่ Propane , N-Butane , iso-Butylene

กลุ่ม Unsaturated hydrocarbon ได้แก่ Propylene , N-Butylene, iso-Butylene

### 3.10.2.1 คุณสมบัติทางกายภาพ

เมื่อพิจารณาในสถานะเหลว เนื่องจาก LPG นั้นมีจุดเดือดต่ำมาก คือโพรเพน 42 องศาเซลเซียส นอร์มัลบิวเทน 0.5 องศาเซลเซียส ไอโซบิวเทน 11.72 องศาเซลเซียส ดังนั้น LPG จะมี จุดเดือดและมีสถานะเป็นแก๊สที่บรรยากาศวันเสียถูกอัดด้วยความดันอยู่ภายในถึง ค่าความดันที่ทำให้ เป็นของเหลวคือความดันของ LPG เอง

### ตาราง 3.2 คุณสมบัติของ LPG สถานะของเหลว

	โพรเพน	นอร์มัลบิวเทน	ไอโซบิวเทน
น้ำหนักโมเลกุล	44.079	58.124	58.124
จุดเดือด (องศาเซลเซียส 1 บรรยากาศ)	42.045-	0.50-	11.72-
อุณหภูมิวิกฤต(องศาเซลเซียส)	96.67	152.03	134.99

เมื่อพิจารณาในสถานะก๊าซ ช่วงการลุกไหม้ แก๊สที่สันดาปได้จะมีช่วงส่วนผสมกับอากาศ เพียงช่วงเดียวที่จุดไฟแล้วลุกไหม้ได้ เพราะอากาศผสมอยู่ในปริมาณที่พอเหมาะช่วงการลุกไหม้จะ แสดงค่าเป็นร้อยละของปริมาตร แก๊สต่ออากาศ ค่าความเข้มข้นสูงสุดของการลุกไหม้เรียกว่าค่าขอบบน ส่วนทางด้านต่ำเรียกว่า ค่าขอบล่าง LPG ของผสมระหว่างโพรเพนกับบิวเทน โดยโพรเพน มีช่วงการ ลุกไหม้ 9.5-2.4% ในอากาศและบิวเทน มีช่วงการลุกไหม้ 8.4-1.8% ในอากาศถ้าส่วนผสมมาก หรือน้อยกว่านี้จะไม่ติดไฟ

### 3.10.2.3 อุณหภูมิของการจุดติดไฟ

เมื่อค่อยๆเพิ่มอุณหภูมิให้กับเชื้อเพลิงจนเลยอุณหภูมิค่าหนึ่ง แล้วแม้จะไม่มีประกายไฟ หรือสาเหตุของการติดไฟ เชื้อเพลิงก็จะลุกไหม้เองตามธรรมชาติอุณหภูมิต่ำสุดที่เกิดการลุกไหม้ตาม ธรรมชาตินี้เรียกว่าอุณหภูมิการจุดติดไฟ ของโพรเพนคือ 580-460องศาเซลเซียส ของบิวเทนคือ 50-540องศาเซลเซียส

### 3.10.2.4 อุณหภูมิของเปลวไฟ

อุณหภูมิของเปลวไฟที่ได้จากการเผาไหม้ของแก๊สหุงต้มมีสูงมากพบที่หลอมละลาย โลหะต่างๆได้เช่น เหล็กหล่อ ทองเหลือง อะลูมิเนียม และแก้วเป็นต้น โดยโพรเพนมีอุณหภูมิ เปลวไฟในอากาศ 1930 องศาเซลเซียส บิวเทน 1900องศาเซลเซียส

### 3.10.2.5 อัตราส่วนปริมาตรของเหลวต่อแก๊ส

แก๊สหุงต้มเหลวเมื่ออยู่ในสถานะแก๊ส ปริมาตรจะเปลี่ยนแปลงไปอย่างมากโดย โพรเพน 1 หน่วยปริมาตรเมื่อกลายเป็นแก๊สแล้วจะมีปริมาตรเป็น 2 หน่วยที่ 15.5 องศาเซลเซียส ส่วนบิวเทน 1 หน่วยปริมาตร เมื่อกลายเป็นแก๊สแล้วจะมีปริมาตรเป็น 233 หน่วยที่ 15.5 องศาเซลเซียส

### 3.10.2.6 ค่าความร้อนของการเผาไหม้

ค่าความร้อนของการเผาไหม้หมายถึง ปริมาณความร้อนที่เกิดจากการนำเอาแก๊ส LPG หนึ่งหน่วยน้ำหนัก หรือ 1 หน่วยปริมาตร มาทำการเผาไหม้ที่ความดันและอุณหภูมิปกติ (25 องศาเซลเซียส)

ตารางที่ 3.3 ค่าความร้อนของการเผาไหม้แก๊ส LPG

ที่อุณหภูมิ 25 °C	โพรเพน	นอร์มัลบิวเทน	ไอโซบิวเทน
Gross :			
กิโลแคลอรี / กิโลกรัม	11943	11742	11714
บีทียู/ปอนด์	21497	21135	21085
กิโลแคลอรี/ลบ.เมตร	23700	30600	30500
บีทียู/ลบ.ฟุต	2663	3438	3427
Net :			
กิโลแคลอรี / กิโลกรัม	10989	10837	10810
บีทียู/ปอนด์	19780	19506	19458
กิโลแคลอรี/ลบ.เมตร	22250	29400	29200
บีทียู/ลบ.ฟุต	2500	3304	3281

### 3.10.2.7 ปริมาณอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้ (Air Requirement)

แก๊สออกซิเจนเป็นแก๊สที่มีผสมอยู่ในอากาศ 21% โดยปริมาตรและเป็นปัจจัยสำคัญที่ช่วยให้เกิดการเผาไหม้ ดังนั้นปริมาณอากาศที่ป้อนเข้าไปในห้องเผาไหม้ จะต้องมีความที่แน่นอน ในกรณีที่แก๊ส LPG เผาไหม้อย่างสมบูรณ์ทั้งหมด ก็จะกลายเป็นแก๊สคาร์บอนไดออกไซด์ การเปลี่ยนแปลงสามารถเขียนเป็นสมการเคมีได้ดังนี้



ดังจะเป็นสมการเหล่านี้ ปริมาณออกซิเจนที่จำเป็นต่อการเผาไหม้อย่างสมบูรณ์จะเป็น 5 เท่า ในกรณีของโพรเพนจะเป็น 6.5 เท่าในกรณีของบิวเทน เนื่องจากปริมาณออกซิเจนในอากาศจะมีปริมาณ 21 % ฉะนั้นในการเผาไหม้โพรเพนอย่างสมบูรณ์ 1ลบ.เมตร จะต้องใช้อากาศ 24ลบ.เมตร ส่วนบิวเทน 1 ลบ.เมตร จะต้องใช้อากาศ 31ลบ.เมตร ดังนั้นเมื่อมีการเปรียบเทียบกับน้ำมันเบนซินแล้ว LPG ต้องการอากาศมากกว่าเล็กน้อย

### 3.10.2.8 สี กลิ่น ความเป็นพิษและการละลาย

LPG บริสุทธิ์จะไม่มีสี ไม่มีกลิ่น ดังนั้นบริษัทผู้ผลิตจึงต้องเติมสารประกอบที่มีกลิ่นเหม็นลงไปด้วยเพื่อให้ผู้ใช้รู้เมื่อเกิดการรั่วเกิดขึ้น สารประกอบที่ใส่ลงไปจะเป็น เมอร์แคปเทน (Mercaptan) แก๊ส LPG เป็นแก๊สที่ไม่มีพิษแต่ในกรณีเกิดการสันดาปอย่างไม่สมบูรณ์จะเกิดแก๊สคาร์บอนมอนอกไซด์ได้เช่นกัน เนื่องจาก LPG ไม่มีสารพิษร้ายแรง (Mercaptan) เช่น Tetraethyl Lead ซึ่งจะมีอยู่ในน้ำมันเบนซิน ฉะนั้นแก๊สเสียของ LPG จึงสะอาดเมื่อเทียบกับการเผาไหม้ของน้ำมันเบนซิน

นอกจากนั้นแก๊ส LPG มีคุณสมบัติตัวทำละลายเช่นเดียวกับพวกน้ำมันระเหยจึงสามารถทำให้อุปกรณ์ต่างๆที่ทำมาจากยางธรรมชาติเสียคุณสมบัติได้เช่น ปะเก็น หรือ ซีลต่างๆ ดังนั้นอุปกรณ์ที่นำมาใช้กับถังที่บรรจุแก๊สธรรมชาติ ควรใช้วัสดุอื่นที่ไม่ทำมาจากยางธรรมชาติ เช่น ยางสังเคราะห์ เป็นต้น



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

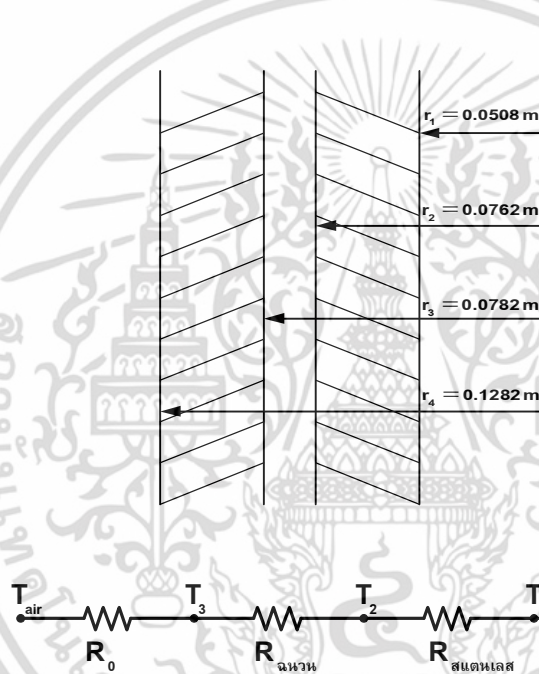
## บทที่ 4

### การประเมินความร้อนสูญเสียที่เปลือกและการกำหนดเงื่อนไข การทดสอบเตาเผาไหม้วัสดุพูน

ในการทดสอบสมรรถนะของเตาเผาไหม้วัสดุพูนในงานวิจัยนี้ ได้ทำการประเมินความร้อนสูญเสียที่เกิดขึ้นบริเวณเปลือกเตาเผาไหม้วัสดุพูน เนื่องจากเป็นส่วนสำคัญในการติดตั้งเตาเผาไหม้วัสดุพูนเข้าไปในระบบของเซลล์เชื้อเพลิง โดยมีรายละเอียดดังต่อไปนี้

#### 4.1 การคำนวณเพื่อประเมินความร้อนสูญเสียที่เปลือกเตาเผาไหม้วัสดุพูน

หาการถ่ายเทความร้อนแต่ละชั้นของผิว



$$R_{\text{ปูน}} = \frac{\ln(r_1/r_2)}{2\pi Lk_1} = \frac{\ln(3 \times 0.02541 / 2 \times 0.02541)}{2\pi \times 300 \times 10^{-3} \times 0.3}$$

$$= 0.717 \frac{k}{w}$$

$$R_{\text{สแตนเลส}} = \frac{\ln(r_3/r_2)}{2\pi Lk_2} = \frac{\ln(0.0782 / 3 \times 0.02541)}{2\pi \times (300 \times 10^3) \times 16.3}$$

$$= 8.43 \times 10^{-4} \frac{k}{w}$$

$$R_{\text{ฉนวน}} = \frac{\ln(r_4/r_3)}{2\pi Lk} = \frac{\ln(0.1282 / 0.07821)}{2 \times \pi \times 300 \times 10^{-3} \times 0.08}$$

$$= 0.98 \frac{k}{w}$$

$$R_0 = \frac{1}{h_0 A} = \frac{1}{20 \times \pi D_4 L}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$= 0.207 \frac{k}{w}$$

$$\begin{aligned} R_{\text{รวม}} &= R_o + R_{\text{ฉนวน}} + R_{\text{สแตนเลส}} + R_{\text{ปูน}} \\ &= 0.207 + 0.98 + 8.43 \times 10^{-4} + 0.717 \\ &= 0.9086 \end{aligned}$$

$$Q = \frac{\Delta T}{R_{\text{total}}} = \frac{T_f - T_{\text{crib}}}{R_{\text{total}}} = \frac{(1100 + 273) - (30 + 273)}{1.9086}$$

$$Q = 560.62$$

$T_1$  = ระหว่างปูนกับสแตนเลส

$$Q = \frac{T_f - T_1}{R_1}$$

$$\begin{aligned} \text{หา } T_1 \Rightarrow T_1 &= T_f - (560 \times 0.217) \\ &= 698^\circ\text{C} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{หา } T_2 \Rightarrow T_2 &= T_1 - QR_2 \\ &= 697.5^\circ\text{C} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{หา } T_3 \Rightarrow T_3 &= T_2 - QR_3 \\ &= 137.9^\circ\text{C} \end{aligned}$$

#### 4.2 การกำหนดเงื่อนไขการทดสอบเตาเผาไหม้วัสดุพอรุน

จากการศึกษาที่ผ่านมาพบว่า ปริมาณอากาศส่วนเกินที่เหมาะสมต่อการเผาไหม้ภายในเตาเผาไหม้วัสดุพอรุนมีค่าอยู่ในช่วง

$$1.1 \leq \text{Excess-Air Ratio} \leq 1.8$$

หรือ

$$1.1 \leq \left( \frac{A/F_{ac} - A/F_{stoi}}{A/F_{stoi}} \right) \leq 1.8$$

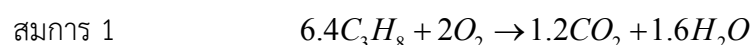
อัตราส่วนระหว่างอากาศต่อเชื้อเพลิง Air-Fuel ratio

$$\text{จากสูตร} \quad A/F_{stoi} = \frac{m_a}{m_f}$$

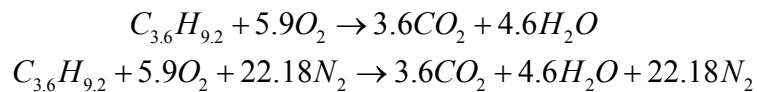
การหาปริมาณอากาศทางทฤษฎีของ LPG

LPG มี โพรเพน  $C_3H_8 = 40\%$  โดยปริมาณ

LPG มี บิวเทน  $C_4H_{10} = 60\%$  โดยปริมาณ



เอกสารนี้จัดทำขึ้นโดยสถาบันวิจัยและพัฒนาพื้นที่สูง (สวพ.) เพื่อใช้ในการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



$$\therefore C_{3.6}H_{9.2} \text{ จำนวน 1 โมล จะมีปริมาณเท่ากับ } 1 \text{ mole} \times 52.4 \frac{\text{g}}{\text{mole}} \times \frac{1\text{kg}}{1000\text{g}} = 0.052 \text{ kg}$$

$$\therefore \text{อากาศจำนวน 1 โมล จะมีปริมาณเท่ากับ } \frac{(5.9 \times 32) + (22.18 \times 28)}{1000} = 0.810 \text{ kg}$$

นำไปแทนในสูตร Air-Fuel ration

$$A/F_{stoi} = \frac{m_a}{m_f} = \frac{0.81}{0.052} = 15.6 \frac{\text{kg}_{air}}{\text{kg}_f}$$

จากนำไปแทนในสูตร Excess air

ที่ Excess-Air Ratio = 1.1

$$EA\% = \frac{(A/F_{ac} - 1)}{A/F_{stoi}} \times 100$$

$$A/F_{ac} \geq (1.1+1) \times 15.6$$

$$\therefore A/F_{ac} \geq 32.76$$

$$m_a \geq 32.76 \times m_f \times \rho$$

$$\frac{32.76 \times 2.5 \times 2}{60 \times 1000}$$

$$m_a \geq 2.7 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$$

ที่ Excess-Air Ratio = 1.8

$$EA\% = \frac{(A/F_{ac} - 1)}{A/F_{stoi}} \times 100$$

$$\frac{(A/F_{ac} - 1)}{A/F_{stoi}} \times 100 \leq 180$$

$$A/F_{ac} \leq (1.8+1) \times 15.6$$

$$\leq 43.68$$

$$m_a \leq 43.68 \times m_f \times \rho$$

$$\frac{43.68 \times 2.5 \times 2}{60 \times 1000}$$

$$m_a \leq 3.64 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปริมาณอากาศที่ใช้ในการทดลอง

$$2.7 \times 10^{-3} \leq m_a \leq 3.64 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$$

ปริมาณความร้อนที่เตาเผาไหม้สามารถผลิตได้ (kw)

$$Q = \dot{V}_{LPG} \times LHV \times \rho_{LPG}$$

$$Q = \dot{V} \text{ ที่อ่านได้จากโรตมิเตอร์อากาศ} \times \sqrt{\frac{\rho_{air}}{\rho_{LPG}}} \times LHV \times \rho_{LPG}$$

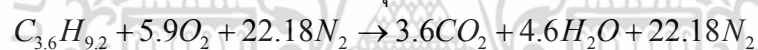
$$= \frac{2.5}{60 \times 1000} \sqrt{\frac{1.2}{2}} \times 45.8 \times 10^3 \times 2$$

$$\therefore Q = 3 \text{ kw}$$

#### 4.3 การคำนวณหาอุณหภูมิอะเดียแบติก (Adiabatic Flame Temperature)

กรณีอากาศทางทฤษฎี

จากสัดส่วนโดยโมลของ LPG เขียนเป็นสมการสมดุลทางเคมีได้ดังนี้



จากสูตรระบบที่มีปฏิกิริยาเคมีที่มีการไหลคงตัวในกรณีที่สารตั้งต้นเข้าห้องเผาไหม้ที่ 25°C

$$H_{prod} = H_{react}$$

$$\sum Np(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)p = \sum Nr(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)r$$

ตารางที่ 1 แสดงค่าเอนทัลปีของธาตุที่สภาวะอ้างอิงมาตรฐานและที่ 298 K

สาร	$h_f^\circ (KJ / kmol)$	$\bar{h}_{298K}$
C	0	0
H <sub>2</sub>	0	8,468
O <sub>2</sub>	0	8,682
N <sub>2</sub>	0	8,669
CO <sub>2</sub>	-393,520	9,364
H <sub>2</sub> O(gas)	-241,820	9,904
H <sub>2</sub> O(liquid)	-285,830	9,904

แทนค่า

$$N_{CO_2}(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}_{298K})_{CO_2} + N_{H_2O}(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}_{298K})_{H_2O} + N_{N_2}(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}_{298K})_{N_2}$$

$$= N_{LPG}(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}_{298K})_{LPG}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$3.6\text{kmol}_{CO_2}(-393,520 + \bar{h}_{CO_2} - 9364) + 4.6\text{kmol}_{H_2O}(-241,820 + \bar{h}_{H_2O} - 9,904) + 22.18\text{kmol}_{N_2}(\bar{h}_{N_2} - 8669) = 0.4(-103,900) + 0.6(-126,200)$$

$$3.6\bar{h}_{CO_2} + 4.6\bar{h}_{H_2O} + 22.18\bar{h}_{N_2} = 2,683,310 \text{ kJ/kg}_f$$

สมมุติอุณหภูมิของแก๊สเท่ากับ 2000 K

$$3.6(100,804)_{CO_2} + 4.6(82,593)_{H_2O} + 22.18(64,810)_{N_2} = 2,180,308 \text{ kJ/kg}_f$$

สมมุติอุณหภูมิของแก๊สเท่ากับ 3000 K

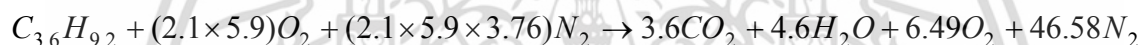
$$3.6(162,226)_{CO_2} + 4.6(136,264)_{H_2O} + 22.18(101,407)_{N_2} = 3,460,035 \text{ kJ/kg}_f$$

ทำการประมาณค่าภายในช่วง (Interpolation) หาค่าอุณหภูมิแก๊สได้เท่ากับ

$$T = 2,393\text{K} \\ = 2,120 \text{ }^\circ\text{C}$$

### กรณีอากาศส่วนเกิน 110%

จากสัดส่วนโดยโมลของ LPG เขียนเป็นสมการสมดุลทางเคมีได้ดังนี้



แทนค่า

$$N_{CO_2}(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}_{298k})_{CO_2} + N_{H_2O}(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}_{298k})_{H_2O} + N_{N_2}(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}_{298k})_{N_2} + N_{O_2}(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}_{298k})_{O_2} = N_{LPG}(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}_{298k})_{LPG}$$

$$3.6\text{kmol}_{CO_2}(-393,520 + \bar{h}_{CO_2} - 9364) + 4.6\text{kmol}_{H_2O}(-241,820 + \bar{h}_{H_2O} - 9,904) + 46.58\text{kmol}_{N_2}(\bar{h}_{N_2} - 8,669) + 6.49\text{kmol}_{O_2}(\bar{h}_{O_2} - 8,682) = 0.4(-103,900) + 0.6(-126,200)$$

$$3.6\bar{h}_{CO_2} + 4.6\bar{h}_{H_2O} + 46.58\bar{h}_{N_2} + 6.49\bar{h}_{O_2} = 2,951,236 \text{ kJ/kg}_f$$

สมมุติอุณหภูมิของแก๊สเท่ากับ 1000 K

$$3.6(42,769)_{CO_2} + 4.6(35,882)_{H_2O} + 22.18(30,129)_{N_2} = 1,854,147 \text{ kJ/kg}_f$$

สมมุติอุณหภูมิของแก๊สเท่ากับ 3000 K

$$3.6(162,226)_{CO_2} + 4.6(136,264)_{H_2O} + 22.18(101,407)_{N_2} = 3,460,035 \text{ kJ/kg}_f$$

ทำการประมาณค่าภายในช่วง (Interpolation) หาค่าอุณหภูมิแก๊สได้เท่ากับ

$$T = 1,484 \text{ K} = 1,211 \text{ }^\circ\text{C}$$

ในทำนองเดียวกันสามารถคำนวณหาอุณหภูมิอะเดียบาติกกรณีอากาศส่วนเกินเท่ากับ 150% และ 180% ได้เท่ากับ 1,046  $^\circ\text{C}$  และ 952  $^\circ\text{C}$  ตามลำดับ

### 4.4 การคำนวณหาค่าความพรุนของวัสดุพรุน (Porosity)

ในการคำนวณความพรุนของวัสดุพรุนมีวิธีคำนวณดังนี้

กรณีเม็ดตะกั่วมีขนาดใหญ่มากกว่า 2 cm การใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1. นำเม็ดอะลูมินาใส่ลงในหลอดแก้วทดลองและบันทึกปริมาตรเม็ดอะลูมินาในหลอดแก้ว
  2. ใช้หลอดฉีดยาคูดูทุโลอิน แล้วฉีดทุโลอินลงในหลอดแก้วจนกระทั่งปริมาณของทุโลอินท่วมเม็ดอะลูมินา บันทึกปริมาตรทุโลอินที่ใช้ในหลอดแก้ว
- หลังจากนั้นหาสัดส่วนช่องว่าง( $\epsilon_0$ )จาก

$$\epsilon_0 = \left[ \frac{\text{ปริมาตรทุโลอินที่ใช้ผสม}}{\text{ปริมาตรหลังเติมทุโลอิน}} \right]$$

$$\text{ปริมาตรทุโลอินที่ใช้ผสม} = 224 \text{ cm}^3$$

$$\text{ปริมาตรทั้งหมดหลังจากเติมทุโลอิน} = 500 \text{ cm}^3$$

ดังนั้น

$$\text{สัดส่วนช่องว่างขณะเบดนิ่งของแกลบ} (\epsilon_0) = \frac{224}{500} \times 100 = 44.9\%$$

ในการทำงานเดียวกันสามารถคำนวณหาความพรุนของเม็ดอะลูมินาขนาดกลางและขนาดเล็กได้เท่ากับ 27% และ 9% ตามลำดับ

#### 4.5 องค์ประกอบทางเคมีของน้ำมันปาล์ม

ส่วนประกอบของธาตุต่างๆในเชื้อเพลิงเป็นสิ่งที่จะต้องทราบเพื่อที่จะใช้วิเคราะห์และทำให้เข้าใจปรากฏการณ์จากการทดสอบได้ดียิ่งขึ้น ในเชื้อเพลิงจะมีธาตุองค์ประกอบต่างๆ เช่น คาร์บอน ออกซิเจน ไนโตรเจน และอื่นๆ ซึ่ง จากการส่งตัวอย่างน้ำมันปาล์มไปวิเคราะห์จากกรมวิทยาศาสตร์บริการโดยองค์ประกอบของน้ำมันปาล์มแสดงดังตารางที่ 3.3

ตารางที่ 2 แสดงองค์ประกอบของน้ำมันปาล์ม

น้ำมันปาล์ม	ยังไม่ผ่านการใช้งาน	ผ่านการใช้งานแล้ว	หน่วย
Sulphur	0.01	0.01	%(mass)
Carbon	76.4	75.6	%(mass)
Hydrogen	11.4	11.3	%(mass)
Nitrogen	0.19	0.19	%(mass)
Oxygen	12.0	12.9	%(mass)
Ash	0.006	0.005	%(mass)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

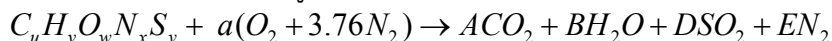
#### 4.5.1 สมการการเผาไหม้ของน้ำมันปาล์มที่ยังไม่ผ่านการใช้งาน

จากองค์ประกอบทางเคมีของน้ำมันปาล์มที่ยังไม่ผ่านการใช้งานที่แสดงดังตารางที่ 3.3 จะได้

ว่า

$$C = 76.4\%, H = 11.4\%, O = 12\%, N = 0.19\%, S = 0.01\%$$

สำหรับเชื้อเพลิงที่ใช้เป็นสารประกอบไฮโดรคาร์บอนซึ่งมีคาร์บอนและไฮโดรเจนเป็นองค์ประกอบหลักโดยการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ [15] สามารถแสดงได้ด้วย



เมื่อ  $u, v, w, x, y$  คือ atomic number(n)ของสารประกอบที่อยู่ในน้ำมันปาล์มที่หาได้จาก

$$n_i = \frac{\text{mass of compound in palm oil} \left( \frac{g}{g / \text{mole}} \right)}{MW_i}$$

โดยที่ Molecular Weight[15]

$$MW_C = 12.011 \text{ kg / kmol}$$

$$MW_H = 1.0079 \text{ kg / kmol}$$

$$MW_O = 15.994 \text{ kg / kmol}$$

$$MW_N = 14.006 \text{ kg / kmol}$$

$$MW_S = 32.06 \text{ kg / kmol}$$

ซึ่งทำการคิดจากเชื้อเพลิง 1 kg จะได้จำนวนโมลขององค์ประกอบแต่ละตัวดังนี้

$$u: \quad n_C = \frac{\left[ \frac{76.4\%}{100\%} \times 1000 \right] (g)}{12.011 (g / \text{mole})} = 63.608 \text{ mole}$$

$$v: \quad n_H = \frac{\left[ \frac{11.4\%}{100\%} \times 1000 \right] (g)}{1.00794 (g / \text{mole})} = 113.102 \text{ mole}$$

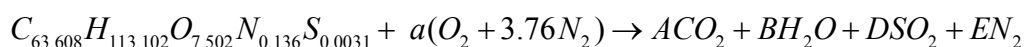
$$w: \quad n_O = \frac{\left[ \frac{12\%}{100\%} \times 1000 \right] (g)}{15.994 (g / \text{mole})} = 7.502 \text{ mole}$$

$$x: \quad n_N = \frac{\left[ \frac{0.19\%}{100\%} \times 1000 \right] (g)}{14.0067 (g / \text{mole})} = 0.136 \text{ mole}$$

$$y: \quad n_S = \frac{\left[ \frac{0.01\%}{100\%} \times 1000 \right] (g)}{32.06 (g / \text{mole})} = 0.0031 \text{ mole}$$

ดังนั้นจะได้สมการการเผาไหม้ของน้ำมันปาล์มบริสุทธิ์ คือ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



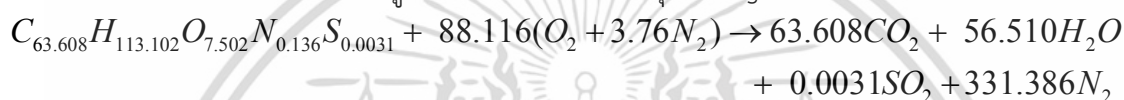
สมดุลสมการเคมี

$$\begin{aligned} C: & \quad 63.608 = A \\ H: & \quad 113.102 = 2B \\ O: & \quad 7.502 + 2a = 2A + 2B + 2D \\ N: & \quad 0.136 + (3.76 \cdot 2 \cdot a) = 2E \\ S: & \quad 0.0031 = D \end{aligned}$$

เพราะฉะนั้น

$$A = 63.608, B = 56.510, D = 0.0031, a = 88.116, E = 331.386$$

ดังนั้นจะได้สมการการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ของน้ำมันปาล์มบริสุทธิ์ 1 kg คือ



#### 4.5.2 สมการเผาไหม้ของน้ำมันปาล์มที่ผ่านการใช้งานแล้ว

จากองค์ประกอบทางเคมีของน้ำมันปาล์มที่ผ่านการใช้งานที่แสดงดังตารางที่ 3.2 จะได้ว่า

$$C = 75.6\%, H = 11.3\%, O = 12.9\%, N = 0.19\%, S = 0.01\%$$

ซึ่งทำการคิดจากเชื้อเพลิง 1 kg จะได้จำนวนโมลขององค์ประกอบแต่ละตัวดังนี้

$$u: \quad n_C = \frac{\left[ \frac{75.6\%}{100\%} \times 1000 \right] (g)}{12.011 (g / mole)} = 62.942 \text{ mole}$$

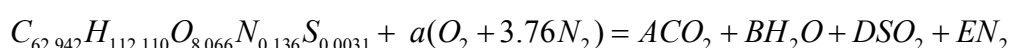
$$v: \quad n_H = \frac{\left[ \frac{11.3\%}{100\%} \times 1000 \right] (g)}{1.00794 (g / mole)} = 112.110 \text{ mole}$$

$$w: \quad n_O = \frac{\left[ \frac{12.9\%}{100\%} \times 1000 \right] (g)}{15.994 (g / mole)} = 8.066 \text{ mole}$$

$$x: \quad n_N = \frac{\left[ \frac{0.19\%}{100\%} \times 1000 \right] (g)}{14.0067 (g / mole)} = 0.136 \text{ mole}$$

$$y: \quad n_S = \frac{\left[ \frac{0.01\%}{100\%} \times 1000 \right] (g)}{32.06 (g / mole)} = 0.0031 \text{ mole}$$

ดังนั้นจะได้สมการการเผาของน้ำมันปาล์มที่ผ่านการใช้งานแล้ว คือ



สมดุลสมการเคมี

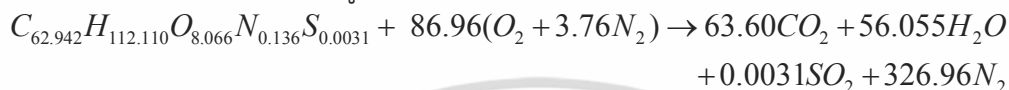
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\begin{aligned}
 C: & \quad 62.942 = A \\
 H: & \quad 112.110 = 2B \\
 O: & \quad 8.066 + 2a = 2A + 2B + 2D \\
 N: & \quad 0.136 + (3.76 \cdot 2 \cdot a) = 2E \\
 S: & \quad 0.0031 = D
 \end{aligned}$$

เพราะฉะนั้น

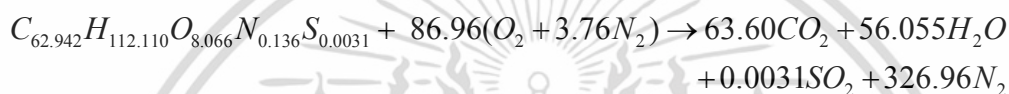
$$A = 62.942, B = 56.055, D = 0.0031, a = 86.940, E = 326.96$$

ดังนั้นจะได้สมการการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ของน้ำมันปาล์มที่ผ่านการใช้งานแล้วที่ 1 kg คือ



#### 4.6 การคำนวณปริมาณอากาศที่ถูกเหนี่ยวนำเข้าห้องเผาไหม้

จากสมการเคมีของน้ำมันปาล์มที่ผ่านการใช้งานแล้วในหัวข้อที่ 3.6.2 จะได้ว่า



หาปริมาณอัตราส่วนระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศ  $(A/F)_{stoic}$  จาก

$$(A/F)_{stoic} = \frac{MW_{air} \cdot 4.76a}{MW_{fuel} \cdot 1}$$

$$(A/F)_{stoic} = \frac{86.96 \times 28.85 \times 4.76}{(12 \times 62.94) + (112.110) + (16 \times 8.066) + (14 \times 0.136) + (32 \times 0.0031)}$$

$$(A/F)_{stoic} = \frac{11941}{998.35}$$

$$(A/F)_{stoic} = 11.96 \text{ ต่อ 1 กิโลกรัมของเชื้อเพลิง}$$

หาปริมาณอากาศที่ถูกเหนี่ยวนำเข้าสู่ห้องเผาไหม้โดยสมมุติว่าเชื้อเพลิงเผาไหม้สมบูรณ์และเป็นการเผาไหม้แบบบางจากสมการ

$$(A_{entrain} - A_{stoic}) = A_{exit}$$

ในการทดลองถ้าหากปริมาณ  $A_{exit}$  ที่เหลือจากการเผาไหม้ในการทดลองเท่ากับ 14 % mole

จำนวน Mole Product ทั้งหมดเท่ากับ (กรณีนี้คิดน้ำมันพีชที่ผ่านการใช้งานแล้ว)

$$63.60 + 56.51 + 0.0031 + 326.96 = 451 \text{ \% mole ต่อ } 998.35 \text{ กิโลกรัมของเชื้อเพลิง}$$

$$\text{ดังนั้นจำนวนมวลอากาศที่เหลือจากการเผาไหม้เท่ากับ } 451 \times \frac{14}{100} = 63.14 \text{ mole}$$

$$\text{เปลี่ยนโมลเป็นกิโลกรัม } 28.85 \times 63.14 = 1818 \text{ kg ต่อ } 998.35 \text{ กิโลกรัมของเชื้อเพลิง}$$

ดังนั้น

$$A_{entrain} - 11941 = 1818$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้  $A_{entrain} = 1818 + 11941$  ปรึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$A_{\text{entrain}} = 13759 \text{ kg} \text{ ต่อ } 998.35 \text{ กิโลกรัมของเชื้อเพลิง}$$

ดังนั้นถ้าคิดที่ปริมาณเชื้อเพลิง 1 กิโลกรัมจะได้อากาศที่ใช้ในการเผาไหม้

$$A_{\text{entrain}} = \frac{13759}{998.35} = 13.76 \text{ kg} \text{ ต่อ } 1 \text{ กิโลกรัมของเชื้อเพลิง}$$

#### 4.7 หาความยาวท่อของชุดทำระเหยน้ำของหัวเผา น้ำมันพีซีใช้แล้ว

จาก

$$Q = UA(T_w - T_\infty)$$

$$Q = \dot{m}C_p\Delta T$$

เมื่อ

$Q$  คือ อัตราการถ่ายเทความร้อน

$\dot{m}$  คือ อัตราการไหลเชิงมวล

$C_p$  คือ ค่าความจุความร้อน

$\Delta T$  คือ ผลต่างระหว่างอุณหภูมิ

โดยที่

$$Q = \dot{m}_{\text{H}_2\text{O}}C_p\Delta T + \dot{m}_{\text{H}_2\text{O}}h_{fg} + \dot{m}_{\text{H}_2\text{O}}C_p\Delta T$$

$$Q = \dot{m}_{\text{H}_2\text{O}}C_p(200-100) + \dot{m}_{\text{H}_2\text{O}}h_{fg} + \dot{m}_{\text{H}_2\text{O}}C_p(100-30)$$

หาค่าอัตราการไหลเชิงมวล

เมื่อ

$$Q = 2 \frac{\text{L}}{\text{min}}$$

ดังนั้น

$$\dot{m} = 2 \frac{\text{L}}{\text{min}} \times \frac{\text{min}}{60\text{s}} \times \frac{\text{m}^3}{1000\text{L}} \times \frac{1000\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\dot{m} = 0.033 \text{ kg/s}$$

จาก (PK.NAG )

$$T = (200 + 100) / 2 = 150^\circ\text{C}$$

$$= 423\text{K}$$

$$C_p = 4.311 \frac{\text{kJ}}{\text{kg-K}} ; h_{fg} = 2113 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$T = (100 + 30) / 2 = 65^\circ\text{C}$$

$$= 338\text{K}$$

$$C_p = 4.187 \frac{\text{kJ}}{\text{kg-K}}$$

$$Q = (0.033 \times 4.311 \times 100) + (0.033 \times 2113) + (0.033 \times 4.187 \times 70)$$

$$= 93\text{KW}$$

หาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมจาก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o}}$$

เมื่อ

$$h_i = Nu_d \left( \frac{k}{D} \right)$$

ที่  $T = 30 \text{ }^\circ\text{C}$  ได้  $\mu = 0.000696 \text{ Ns/m}^2$ ,  $k = 0.6172 \text{ W/m-K}$ ,  $Pr = 5.452$   
หาค่าเรโนลด์นัมเบอร์จาก

$$Re_d = \frac{\dot{m}d}{\mu A}$$

$$Re_d = \frac{0.033 \times 0.005}{0.000696 \times 0.000019} = 12477$$

หาค่านัสเซลท์นัมเบอร์ จาก (PK.NAG)

$$Nu_d = 0.638 Re^{0.466} Pr^{0.333}$$

$$Nu_d = 0.638 (12477)^{0.466} (5.452)^{0.333} = 75.3$$

ดังนั้น

$$h_i = 75.3 \times \frac{0.6172}{0.005} = 9295 \text{ W/m}^2\text{-K}$$

หาค่า

$$h_o = Nu_d \left( \frac{k}{D} \right)$$

โดยที่

$$T = \frac{(T_{ambient} + T_w)}{2} = \frac{(30 + 300)}{2} = 165 \text{ }^\circ\text{C} = 438 \text{ K}$$

$$\beta = \frac{1}{T} = \frac{1}{438} = 0.002$$

ที่  $T = 438 \text{ K}$  ได้  $Pr = 0.868$ ,  $k = 36.46 \times 10^{-3} \text{ W/m-K}$ ,  $\nu = 30.83 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

$$Gr_d = \frac{g\beta\theta D^3}{\nu^2} = \frac{(9.81 \times 0.002 \times 200 \times 0.005^3)}{(30.83 \times 10^{-6})^2} = 589.1$$

สูตรการไหลในท่อแนวอนการพาความร้อนแบบธรรมชาติ

$$Nu_d = 0.53 (Gr_d Pr)^{0.25}$$

$$Nu_d = 0.53 (589.1 \times 0.686)^{0.25} = 2.37$$

จะได้

$$h_o = \frac{2.37 \times 36.46 \times 10^{-3}}{0.005} = 10.28 \text{ W/m}^2\text{-K}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$U = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_i}\right)}$$

$$U = \frac{1}{\left(\frac{1}{17.28} + \frac{1}{9295}\right)}$$

$$U = 17.24 \text{ W/m}^2\text{-K}$$

$$L = \frac{Q}{U\pi D(T_w - T_\infty)}$$

$$L = \frac{93}{(17.24 \times 3.14 \times 0.005 \times 473)}$$

$$L = 0.72 \text{ m}$$



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## บทที่ 5

### หัวเผาวัสดุพอรุนแบบแบ่งจ่ายอากาศเป็นชั้นสำหรับเชื้อเพลิงแก๊ส

จากการศึกษาค้นคว้างานวิจัยที่ผ่านมาพบว่าเตาเผาไหม้แบบจ่ายอากาศชั้นเดียว (Single-stage combustor) นั้นไม่สามารถควบคุมปริมาณความร้อนที่เกิดขึ้นตามระดับความสูงของเตาได้ ส่งผลให้ถ้าทำการติดตั้งชุดแลกเปลี่ยนความร้อนไว้ภายในเตาเผาไหม้ จะก่อให้เกิดความเสียหายต่ออุปกรณ์ที่ติดตั้งอยู่ภายในเตาเผาไหม้ได้ ซึ่งแตกต่างจากเตาเผาไหม้ที่มีการจ่ายอากาศหลายชั้น (Multi-stage combustor) ที่สามารถควบคุมปริมาณอากาศที่ป้อนเข้าเตาเผาไหม้ในแต่ละระดับความสูงของเตาเผาไหม้ได้ ทำให้สามารถควบคุมบริเวณการเผาไหม้ (Combustion zone) ที่เกิดขึ้นตามระดับความสูงของเตาและควบคุมอุณหภูมิสูงสุดที่เกิดขึ้นได้

งานวิจัยนี้เป็นการวิเคราะห์ทฤษฎีเชิงมิติของ ความปั่นป่วนในแง่ของ การผสมกันแบบปั่นป่วน (Turbulent mixing) ความรุนแรงของความปั่นป่วน (turbulent intensity) ขนาดความยาวของความปั่นป่วน (turbulent length scale) ความเร็วเปลวไฟแบบปั่นป่วน (turbulent flame speed) และ ความเร็วเปลวไฟแบบราบเรียบ (laminar flame speed) ซึ่งสัมพันธ์กับปรากฏการณ์ต่างๆที่เกิดขึ้นภายในหัวเผาวัสดุพอรุนแบบแบ่งจ่ายอากาศเป็นชั้นเมื่อทำการปรับเปลี่ยน ขนาดของวัสดุสร้างความพอรุน ปริมาณอากาศส่วนเกินและสัดส่วนเชิงปริมาตรของอากาศส่วนที่สามต่ออากาศทั้งหมด

#### 5.1. หัวเผาวัสดุพอรุนแบบแบ่งจ่ายอากาศเป็นชั้นสำหรับเชื้อเพลิงแก๊ส

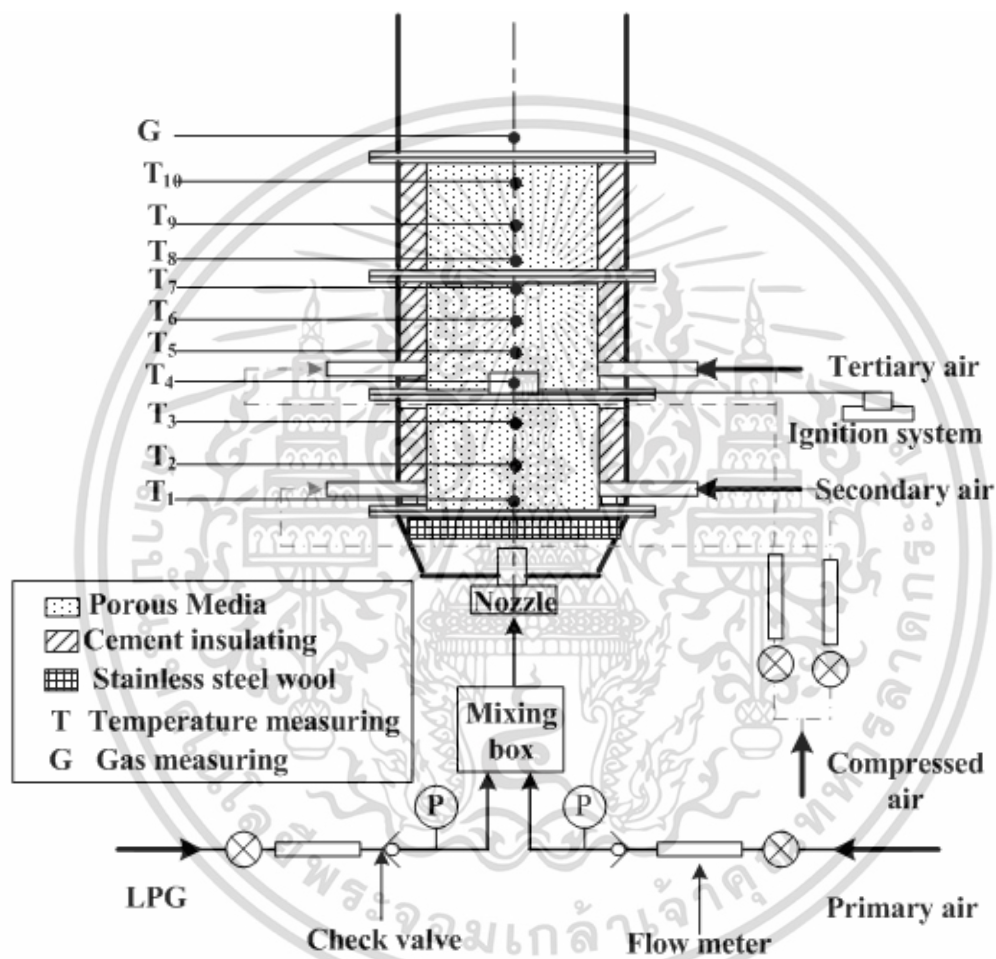
จากงานวิจัยที่ผ่านมาพบว่าหัวเผาวัสดุพอรุนสามารถผลิตพลังงานความร้อนได้สูงแต่มีขนาดกะทัดรัด โดย Trimis et al [1] ได้ออกแบบหัวเผาสองแบบขนาดพิกัดความร้อน 10 และ 20 kW หัวเผาทั้งสองใช้วัสดุพอรุนเม็ดกลมขนาดเล็กบรรจุไว้ที่ตำแหน่งด้านล่างเพื่อป้องกันเปลวไฟย้อนกลับ (Flash back) และใช้วัสดุพอรุนเม็ดกลมขนาดใหญ่ที่มีค่าความพอรุนสูงทำหน้าที่เป็นห้องเผาไหม้ ผลการทดสอบที่ได้พบว่าเกิดการเผาไหม้อย่างสมบูรณ์ มีมลพิษต่ำ ดังนั้นจึงเป็นที่มาของการออกแบบชุดหัวเผาวัสดุพอรุนแบบแบ่งจ่ายอากาศเป็นชั้นสำหรับเชื้อเพลิงแก๊ส โดยบรรจุเส้นใยสแตนเลสที่มีค่าความพอรุนน้อย ไว้ที่บริเวณด้านล่างก่อนทางเข้าของผสมระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศ ทำหน้าที่ป้องกันการเกิดเปลวไฟย้อนกลับ และบรรจุเม็ดกลมมีนาทรงกลมขนาด 20 mm ที่มีค่าความพอรุนสูง ไว้ที่บริเวณถัดจากเส้นใยสแตนเลส ทำหน้าที่เป็นห้องเผาไหม้ ซึ่งค่าความพอรุนของแผงวัสดุพอรุน เป็นอัตราส่วนระหว่างปริมาตรช่องว่างของแผงวัสดุพอรุนต่อปริมาตรของถ้วยปีกเกอร์ โดยมีค่าตั้งแต่ศูนย์ถึงหนึ่ง คำนวณจากสมการที่ 1

$$\text{Porosity} = \frac{V_{\text{Cavity}}}{V_{\text{total}}} \times 100 \quad (1)$$

$V_{\text{cavity}}$  หมายถึง ปริมาตรช่องว่างของแผงวัสดุพอรุน ได้จากการวัดจากปริมาตรของโกลูอินที่ฉีดเข้าไปในแผงวัสดุพอรุน ส่วน  $V_{\text{total}}$  หมายถึงปริมาตรของถ้วยปีกเกอร์ขนาด 500 cm<sup>3</sup>

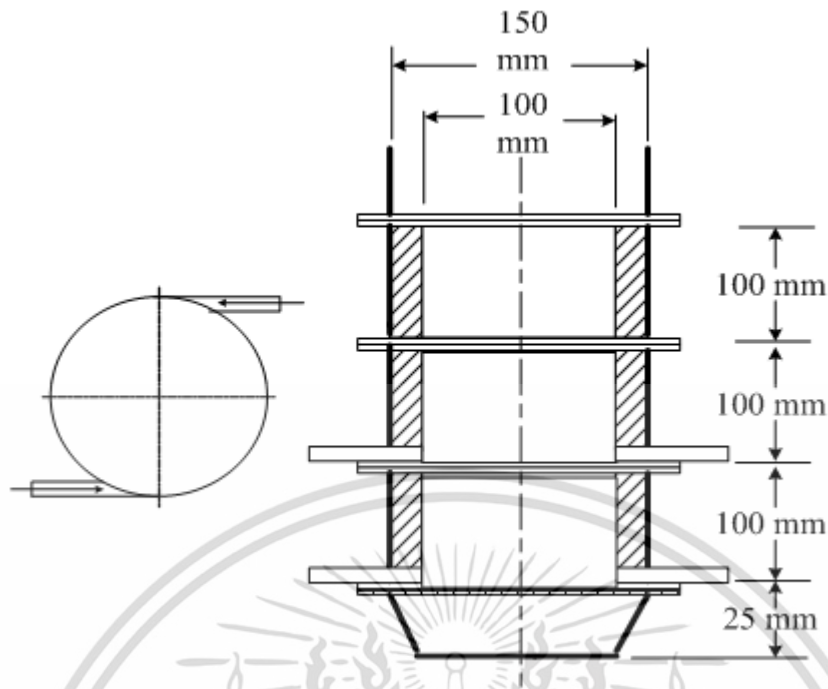
รายละเอียดมิติของขนาดและตำแหน่งการวัดของหัวเผาวัสดุพอรุนแบบแบ่งจ่ายอากาศเป็นชั้นสำหรับเชื้อเพลิงแก๊สแสดงดังรูปที่ 5.1 และ 5.2 หัวเผาทำจากสแตนเลสแบ่งออกเป็นสองส่วนคือ (1) การคำนวณว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ส่วนด้านล่างของห้องเผาไหม้มีลักษณะเป็นทรงกรวยหงาย ภายในบรรจุเส้นใยสเตนเลส ส่วนนี้ทำหน้าที่เป็นตัวกระจายของผสมและผสมกันระหว่างอากาศกับเชื้อเพลิง ที่บริเวณปากทางเข้าของทรงกรวยหงายทำการติดตั้งหัวฉีดของผสมระหว่างอากาศและเชื้อเพลิงที่มาจากกล่องผสม หัวฉีดมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางนอก 1 cm สูง 2 cm รูฉีดยังผสมมีขนาด 0.8 mm แสดงดังรูปที่ 5.3 2) ส่วนด้านบนมีลักษณะเป็นทรงกรวยกลับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 300 mm ภายในบรรจุอลูมินาเม็ดกลมขนาด 20 mm ทำหน้าที่เป็นห้องเผาไหม้ ผิวด้านนอกของทรงกรวยกลับถูกหุ้มด้วยซีเมนฉนวนหนา 23 mm



รูปที่ 5.1 แสดงระบบของหัวเผาวัสดุพอร์นแบบแบ่งจ่ายอากาศเป็นชั้นสำหรับเชื้อเพลิงแก๊ส

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.2 แสดงมิติของขนาดของหัวเผา ตำแหน่งและลักษณะการจ่ายอากาศส่วนที่สองและสาม

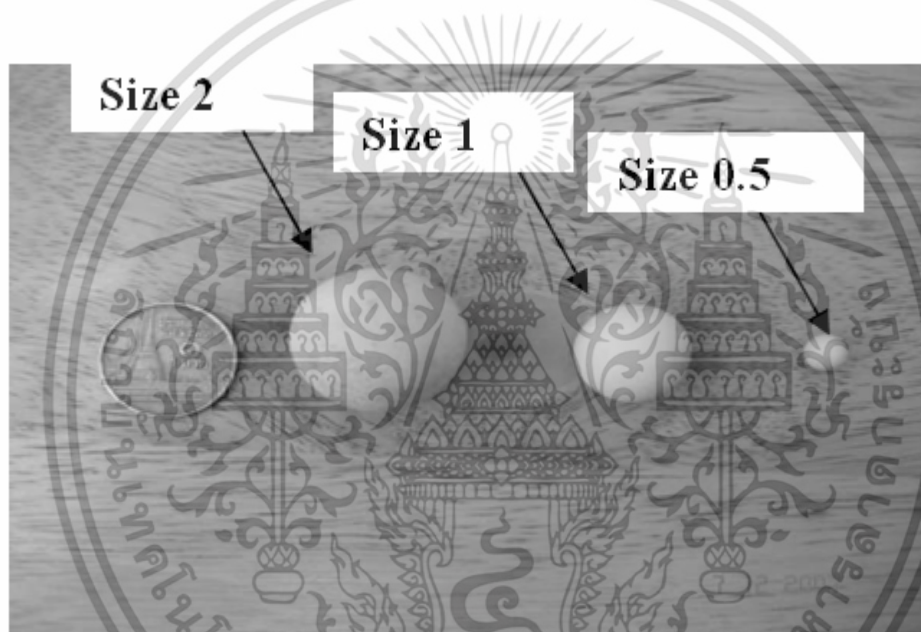


รูปที่ 5.3 แสดงหัวฉีดของผสมระหว่างอากาศและเชื้อเพลิง

ผิวด้านนอกของหัวเผาถูกหุ้มด้วยฉนวนกันความร้อน (Ceramic fiber) เพื่อป้องกันการสูญเสียความร้อน ความสูงรวมทั้งหมดของหัวเผาเท่ากับ 325 mm โดยอากาศที่ป้อนเข้าสู่หัวเผาทั้งหมดแบ่งเป็นสามส่วน ส่วนที่หนึ่งถูกจ่ายเข้าสู่ห้องผสมพร้อมกับเชื้อเพลิง ทำให้เกิดการผสมกันมาเป็นอย่างดีก่อนป้อนเข้าสู่หัวเผา อากาศจ่ายด้วยอัตราการไหล 4 liter/min ซึ่งถูกกำหนดด้วยข้อจำกัดของความดันถังแก๊สแอลพีจี ในขณะที่อากาศส่วนที่สองและสามถูกป้อนเข้าสู่ห้องเผาไหม้ในแนวสัมผัสที่ตำแหน่ง 0 mm และ 100 mm จากแผ่นกระจายของผสมตามลำดับ

คุณสมบัติของการถ่ายโอนความร้อนของแผงวัสดุพอร์นมีความสัมพันธ์กับโครงสร้างและคุณลักษณะทางความร้อนของวัสดุที่เลือกใช้เป็นวัสดุพอร์น หนึ่งในคุณลักษณะที่สำคัญคือค่าความพอร์น เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยมนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ของแผงวัสดุพรุณ ซึ่งถ้าวัสดุพรุณมีค่าความพรุณสูง ความสามารถในการพาความร้อนจะมีค่าน้อยและ Optical thickness จะมีค่ามาก ส่งผลให้ความสามารถในการแผ่รังสีสูง (Trimis et al [1] )ผลที่ได้คือมีการแพร่กระจายของความร้อนในอัตราที่สูงย้อนกลับไปสู่บริเวณต้นทางของหัวเผา (upstream) ของผสมระหว่างอากาศและเชื้อเพลิงที่ถูกป้อนเข้ามาในหัวเผาจึงได้รับการอุ่นก่อนการเผาไหม้ตลอดเวลา ในการทดลองทำการเลือกอลูมินาเม็ดกลมขนาด 20mm 10mm และ 5mm เป็นวัสดุสร้าง ความพรุณดังแสดงในรูปที่ 5.4 ศึกษาอิทธิพลของอากาศส่วนเกินที่สอดคล้องกับความเข้มข้นของความปั่นป่วน (turbulent intensity) ที่ส่งผลต่อคุณลักษณะของเปลวไฟ (Flame characteristic) ซึ่งบทบาทของความเข้มข้นของความปั่นป่วนของการเผาไหม้ส่งผลต่อโครงสร้างของเปลวไฟ(Howell et. al.[2].) นอกจากนี้ยังได้ทำการศึกษาอิทธิพลของการแบ่งจ่ายปริมาณอากาศ ส่วนที่สองและส่วนที่สามต่อปริมาณอากาศทั้งหมด ( $\lambda$ ) ที่ส่งผลต่อพฤติกรรมของการเผาไหม้ โดยเงื่อนไขการทดสอบทั้งหมดแสดงดังตารางที่ 5.1



รูปที่ 5.4 แสดงเม็ดอลูมินาทรงกลมสามขนาดที่ใช้ในการทดสอบ (หน่วย cm)

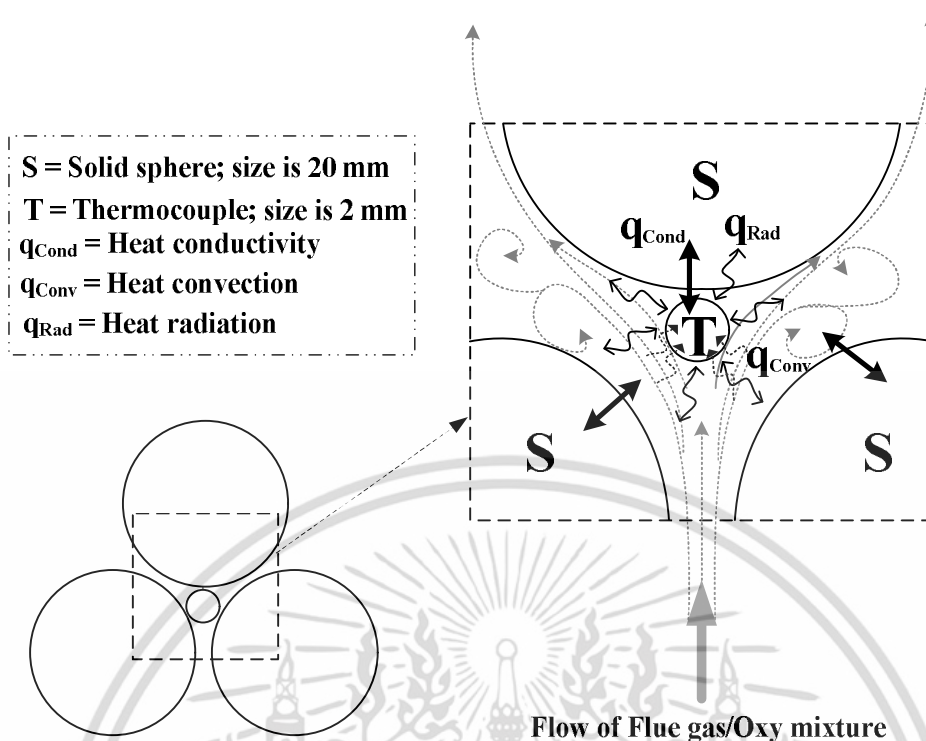
ตารางที่ 5.1 แสดงเงื่อนไขการทดสอบ

Energy Input (kw)	Excess Air (%)	Size of ceramic sphere (cm)	Lamda ( $\lambda$ ) <sup>2</sup>	Primary air		Secondary air		Tertiary air	
				Flow rate (L/m)	Fraction (-)	Flow rate (L/m)	Fraction (-)	Flow rate (L/m)	Fraction (-)
<b>Effect of ceramic size</b>									
3	110	0.5 (small)	0	4	3.63	106	96.34	0	0
			0.96	4	3.63	0	0	106	96.34
		1.0 (medium)	0	4	3.63	106	96.34	0	0
			0.96	4	3.63	0	0	106	96.34
		2.0 (Big)	0	4	3.63	106	96.34	0	0
			0.96	4	3.63	0	0	106	96.34
<b>Effect of Excess air and Effect of staged air (<math>\lambda</math>)</b>									
3	110	2.0 (Big)	0	4	3.63	106	96.34	0	0
			0.3	4	3.63	71	66.34	31	30
			0.5	4	3.63	49	46.34	53	50
			0.7	4	3.63	27	26.34	75	70
			0.96	4	3.63	0	0	106	96.34
			150	0	4	3.08	126	96.92	0
	150	0.96	4	3.08	0	0	126	96.92	
		180	0	4	2.75	142	97.25	0	0
	180	0.96	4	2.75	0	0	142	97.25	

<sup>a</sup> the ratio of the tertiary to the secondary air flow rate

## 5.2 การวัดผลการทดสอบ

ในการทดสอบทำการวัดการกระจายตัวของอุณหภูมิตามแนวแกนโดยใช้เทอร์โมคัปเปิ้ลชนิด K ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 2 mm เป็นเซนเซอร์และใช้อุปกรณ์บันทึกผล (Data logger) ความถูกต้อง  $\pm 1$  °C ตำแหน่งที่วัดอุณหภูมิมีทั้งหมด 10 ตำแหน่งตามระดับความสูง 0 50 80 100 130 160 190 200 250 และ 300 mm จากแผ่นกระจายอากาศแสดงดังรูปที่ 5.1 โดยทั่วไปแล้วอุณหภูมิที่อ่านค่าได้ เกิดจากผลของสมดุลการถ่ายเทความร้อนระหว่างแผงวัสดุพูนทรงกลม แก๊สไอเสียและเซนเซอร์วัดอุณหภูมิ (Thermo couple) ที่ตำแหน่งตรวจวัด โดยภายในแผงวัสดุพูน เมื่อพิจารณาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของเซนเซอร์วัดอุณหภูมิ (2mm) พบว่าพื้นที่ผิวมีขนาดเล็กเมื่อเปรียบเทียบกับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของวัสดุพูนทรงกลม (20mm) แต่เซนเซอร์วัดอุณหภูมิมีความสามารถในการนำความร้อนดีกว่าเนื่องจากทำจากสแตนเลส ทำให้อิทธิพลของการเพิ่ม/ลดอุณหภูมิ ส่งผลเพียงเล็กน้อยต่อการวัดอุณหภูมิของเซนเซอร์เมื่อเปรียบเทียบกับขนาดของวัสดุพูน โดยไม่คำนึงถึงผลของความแตกต่างของคุณสมบัติการแผ่รังสีความร้อน ด้วยเหตุนี้จึงทำให้เซนเซอร์วัดอุณหภูมิมีความไวต่อการตรวจวัดอุณหภูมิการเปลี่ยนแปลงของแก๊สไอเสียมากกว่าแผงวัสดุพูนแสดงดังรูป 5.5



รูปที่ 5.5 แสดงกลไกการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นระหว่างแก๊สไอเสีย แผงวัสดุพอรุนและเทอร์โมคัพเปิ้ลวัดอุณหภูมิ

เมื่อการเผาไหม้เข้าสู่สภาวะคงตัว (ประมาณ 3 ชั่วโมงหลังจากจุดหัวเผา) เริ่มทำการเก็บบันทึกแก๊สไอเสียที่ได้จากการเผาไหม้ทุกๆ 1 นาทีเป็นระยะเวลา 30 นาที ที่ตำแหน่งทางออกของหัวเผา ด้วยเครื่องวิเคราะห์ห้องค์ประกอบแก๊สไอเสีย (TESTO 350XL) ปริมาณ  $\text{CO}$ ,  $\text{O}_2$ ,  $\text{C}_x\text{H}_y$ ,  $\text{NO}$  และ  $\text{NO}_2$  ที่บันทึกได้ ตรวจวัดด้วยเซลล์ที่ติดตั้งภายในเครื่อง ส่วนแก๊ส  $\text{CO}_2$  คำนวณจากแก๊ส  $\text{O}_2$  ที่ตรวจวัดได้ ความแม่นยำของการตรวจวัด  $\text{O}_2$  ประมาณ  $\pm 0.3\%$  ในขณะที่แก๊ส  $\text{CO}$  และ  $\text{NO}_x$  มีความแม่นยำของการตรวจวัดประมาณ  $\pm 5\%$  ประสิทธิภาพการเผาไหม้ของหัวเผาคำนวณจากปริมาณ  $\text{CO}$  และ  $\text{C}_x\text{H}_y$  ได้จากการเผาไหม้

### 5.3 การวิเคราะห์ห้องค์ประกอบเชื้อเพลิง

ก๊าซแอลพีจี (LPG) ถูกใช้เป็นเชื้อเพลิงสำหรับหัวเผาวัสดุพอรุนแบบแบ่งจ่ายอากาศเป็นชั้น โดยที่องค์ประกอบของแก๊สแสดงดังตารางที่ 5.2 จากตารางพบว่า LPG มีค่าความร้อนต่ำเท่ากับ  $45.8 \text{ MJ/kg}$  ความหนาแน่น  $2.011 \text{ kg/m}^3$  เนื้อแก๊สประกอบด้วย โพรเพนเท่ากับ 40% และบิวเทนเท่ากับ 60% โดยปริมาตร (จากการปิโตรเลียมแห่งประเทศไทย) ซึ่งในการทดลองควบคุมอัตราการไหลของเชื้อเพลิงด้วยวาล์วเข็มและวัดอัตราการไหลด้วยโรตามิเตอร์

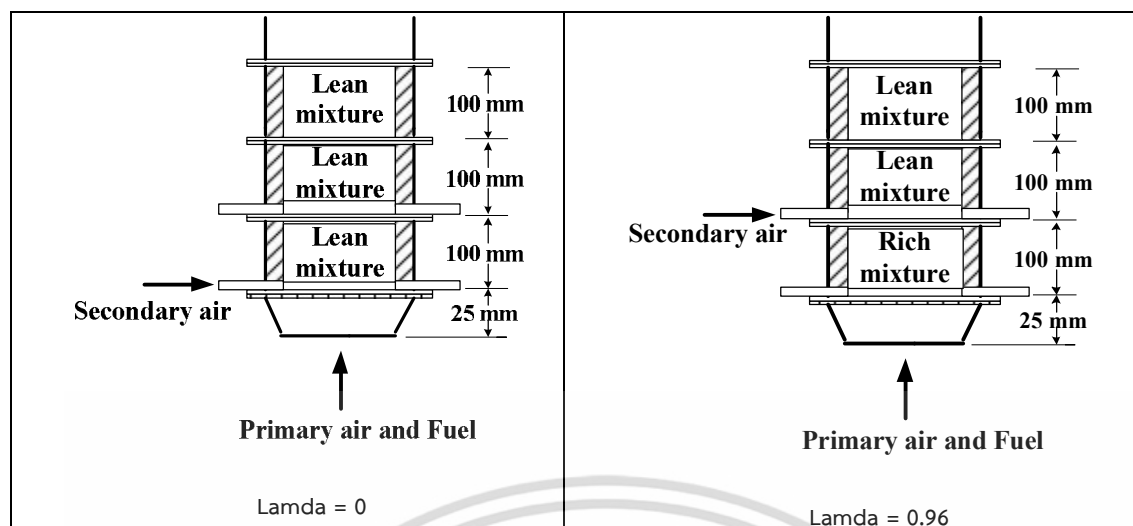
## ตารางที่ 5.2 แสดงคุณสมบัติของแก๊ส LPG (Commercial Butane)

Properties of	Quantity	Unit
Chemical formula (Propane : Butane)	$C_3H_8:C_4H_{10}$	-
Proportional of gas mixture Propane : Butane	40:60	% by volume
Low Heating Value	45.8	MJ/kg
Density of gas	2.011	kg/m <sup>3</sup>
Volume of 1 kg Gas (at 1 bar) at 0°C	508	liter
Wobbe index	20.79	kwh
Flame temperature	1,925	°C
Ignition temperature with air	510	°C
Air fuel ratio (stoichiometry)	15.6	kg <sub>air</sub> /kg <sub>f</sub>

### 5.4 ผลการทดลองและวิจารณ์ผลการทดลอง

ระบบจุดติดไฟของเชื้อเพลิงภายในหัวเผาสามารถอธิบายได้สองกลไก คือ 1) เริ่มต้นการจุดติดไฟจะทำการป้อนส่วนผสมระหว่างอากาศกับเชื้อเพลิงแบบบาง ในช่วงเวลาขณะนี้จะเกิดการจุดติดไฟในย่านการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง เมื่ออุณหภูมิการเผาไหม้เพิ่มสูงขึ้น จะทำให้แก๊สตัวผสมมีอุณหภูมิเพิ่มขึ้นจนถึงระดับของอุณหภูมิที่ของผสมระหว่างอากาศและเชื้อเพลิงสามารถจุดติดไฟได้เอง (ใช้ระยะเวลาประมาณ 10 นาที หลังจากเริ่มจุดติดไฟ) จากนั้นชุดจุดติดไฟจะถูกถอดออก ส่วนกลไกที่ 2) เมื่อระบบเข้าสู่สภาวะคงตัว การจุดติดไฟของส่วนผสมระหว่างอากาศกับเชื้อเพลิงจะเกิดขึ้นภายใต้ส่วนผสมแบบหนา โดยความร้อนจากการเผาไหม้จะถูกป้อนกลับจากบริเวณปลายหัวเผาย้อนกลับมายังบริเวณต้นทางของหัวเผาด้วยกลไกการถ่ายเทความร้อนแบบการนำและการแผ่รังสีความร้อนผ่านแก๊สตัวผสม ซึ่งกลไกเหล่านี้จะทำให้สิ่งแวดล้อมภายในหัวเผามีอุณหภูมิสูงขึ้นด้วยสถานะที่ขาดแคลน  $O_2$  ในสถานะนี้ไอน้ำจากการเผาไหม้จะทำปฏิกิริยากับไฮโดรคาร์บอนกลายเป็นไฮโดรคาร์บอนโมเลกุลเล็ก (Hydrocarbon radical) เรียกปฏิกิริยานี้ว่ากระบวนการแตกตัวทางความร้อน (Thermal cracking process) เกิดขึ้นภายใต้อุณหภูมิของแก๊สไอเสียร้อนประมาณ 700-1000 °C (R. Nabavi. et. al (2007)[3]) ปรากฏการณ์นี้เป็นกระบวนการดูดความร้อน (Endothermic process) ส่งผลให้อุณหภูมิของแก๊สไอเสียมีค่าต่ำลงที่บริเวณความสูง 0-100 mm จากแผ่นกระจายของผสม

การป้อนอากาศส่วนที่สองที่ใช้ในการเผาไหม้แบ่งเป็นสองกรณีคือ 1) เมื่อปริมาณอากาศสัดส่วน 96% ของปริมาณอากาศทั้งหมดถูกป้อนสู่หัวเผาที่ระดับความสูง 25 mm จากแผ่นกระจายของผสม ( $\lambda = 0$ ) การจุดติดไฟจะเกิดขึ้นตั้งแต่ระดับความสูงนี้ด้วยการเผาไหม้แบบส่วนผสมบาง และเกิดการเผาไหม้ต่อเนื่องจนออกจากหัวเผา ส่วนกรณีที่ 2) เมื่อปริมาณอากาศส่วนใหญ่ถูกป้อนสู่หัวเผาที่ระดับความสูง 100mm จากแผ่นกระจายของผสม ( $\lambda = 0.96$ ) การจุดติดไฟจะเกิดขึ้นตั้งแต่ระดับความสูง 25mm จากแผ่นกระจายของผสมด้วยการเผาไหม้แบบส่วนผสมหนาและเกิดการเผาไหม้แบบส่วนผสมบางที่ตำแหน่งจ่ายอากาศที่ระดับความสูง 100mm จากแผ่นกระจายของผสม และเกิดการเผาไหม้ต่อเนื่องจนออกจากหัวเผา แสดงดังรูปที่ 5.6

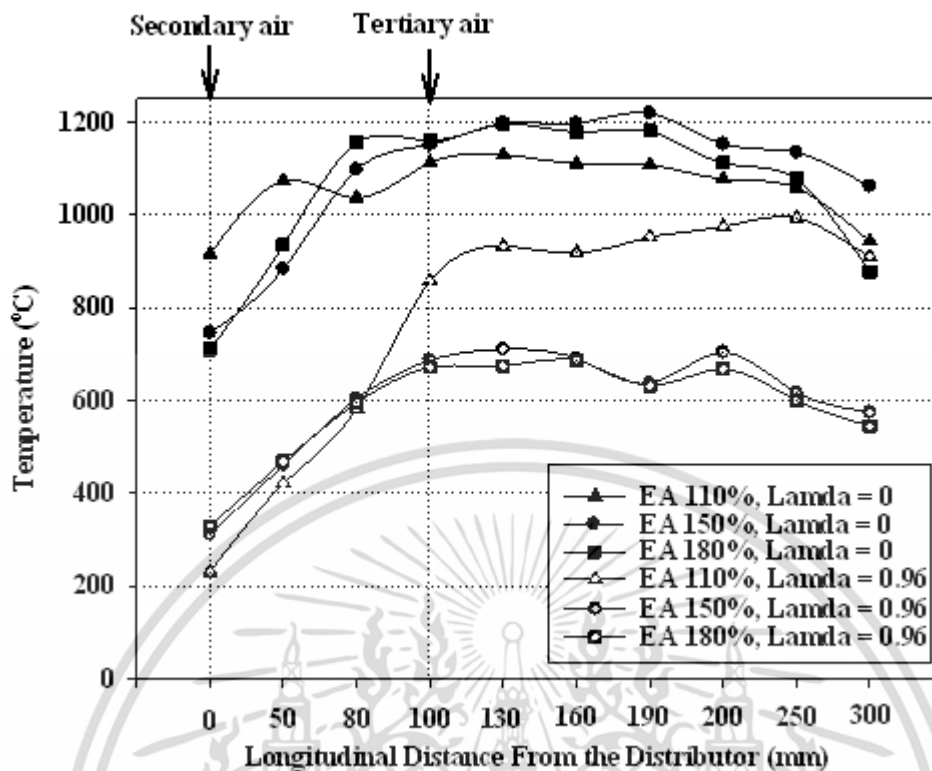


รูปที่ 5.6 แสดงรูปแบบของการผสมกันระหว่างอากาศกับเชื้อเพลิงเมื่อทำการปรับเปลี่ยน  $\lambda$

#### 5.4.1 อิทธิพลของอากาศส่วนเกิน

##### 5.4.1.1 การกระจายตัวของอุณหภูมิตามแนวแกน

เป็นที่ทราบกันดีว่ากลไกการนำและการแผ่รังสีความร้อนภายในแผงวัสดุพอร์ซเลนเป็นกลไกการถ่ายเทความร้อนที่สำคัญที่เกิดขึ้นในการเผาไหม้ของหัวเผาวัสดุพอร์ซเลน แต่ในงานวิจัยนี้จะทำการอภิปรายผลในแง่ของอิทธิพลของการพาความร้อนและการผลิตพลังงานความร้อนด้วยการผสมแบบปั่นป่วน (Turbulent mixing) โดยบริเวณที่มีอุณหภูมิสูงภายในหัวเผาเกิดขึ้นเมื่ออัตราการบริโภคน้ำมันและอัตราการปลดปล่อยพลังงานของเชื้อเพลิงมากกว่าอัตราการส่งผ่านพลังงานความร้อนด้วยการพา กลไกเหล่านี้ส่งผลต่อการกระจายตัวของอุณหภูมิภายในหัวเผา ดังแสดงในรูปที่ 5.7 ที่แสดงการกระจายตัวของอุณหภูมิเมื่อปรับเปลี่ยนปริมาณอากาศส่วนเกินเป็น 110% 150% และ 180% โดยทั้งสามกรณีปรับอัตราส่วนอากาศส่วนที่สองต่อปริมาณอากาศทั้งหมดเท่ากับ 0 และ 0.96 ภายใต้แผงวัสดุพอร์ซเลนที่บรรจุด้วยเม็ดอะลูมินาขนาด 20 mm



รูปที่ 5.7 แสดงอิทธิพลของอากาศส่วนเกินที่ส่งผลต่อการกระจายตัวของอุณหภูมิตามแนวแกนของหัวเผา

กรณี  $\lambda=0.0$  เมื่อเพิ่มปริมาณอากาศส่วนเกิน ทำให้บริเวณการเผาไหม้จะถูกเลื่อนไปทางบริเวณปลายหัวเผา เนื่องจากอิทธิพลของการพาเพิ่มขึ้น สืบเนื่องจากการขยายตัวของบริเวณที่มีอุณหภูมิสูงสุดของแต่ละอากาศส่วนเกิน อีกทั้งพบว่าเมื่ออากาศส่วนเกินเท่ากับ 110% อัตราการเกิดปฏิกิริยาเกิดขึ้นน้อยเมื่อเปรียบเทียบกับกรณีปริมาณอากาศส่วนเกินอื่นๆ แต่บริเวณของการเผาไหม้กว้างกว่าปริมาณอากาศส่วนเกินกรณีอื่น ซึ่งในทางทฤษฎีการเผาไหม้ด้วยอากาศส่วนเกินน้อย ๆ ส่งผลให้อุณหภูมิเกิดการสูญเสียความร้อนจากการเผาไหม้เกิดขึ้นได้น้อยลง ดังนั้นอุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ได้จากการเผาไหม้ควรมีแนวโน้มผกผันกับปริมาณอากาศส่วนเกิน แต่ทว่าปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นกับการเผาไหม้ภายในวัสดุพอร์ซเลนของหัวเผาชนิดนี้ขัดแย้งกับหลักการดังกล่าวในบางเงื่อนไข บ่งชี้ให้เห็นถึงอิทธิพลของปัจจัยอื่นเข้ามาอิทธิพลเหนือจากหลักการที่กล่าวมา ดังจะอภิปรายในย่อหน้าถัดไป

กรณีเผาไหม้ด้วยการเพิ่มปริมาณอากาศส่วนเกิน จาก 110% เป็น 150% นั้น การผสมกันระหว่างเชื้อเพลิง อากาศ และแก๊สไอเสียร้อนมีการเพิ่มขึ้นอย่างมีนัยยะสำคัญเพียงพอที่จะเอาชนะอิทธิพลของอากาศส่วนเกิน อุณหภูมิภายในวัสดุพอร์ซเลนจึงเพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มปริมาณอากาศส่วนเกิน หากแต่ ในขณะที่เมื่อเพิ่มปริมาณอากาศส่วนเกินต่อไปเป็น 180% ปริมาณอากาศเข้ามามีอิทธิพลเหนืออัตราการผสม จึงทำให้เกิดลดต่ำลง ปริมาณอากาศที่มากเกินไปทำให้เกิดการสูญเสียความร้อนจากการเผาไหม้ไปกับปริมาณอากาศที่เกินพอดี อุณหภูมิสูงสุดของการเผาไหม้ที่พบ เท่ากับ 1100 °C, 1250 °C และ 1180 °C เมื่ออากาศส่วนเกินเท่ากับ 110%, 150% และ 180% ตามลำดับ สังเกตได้

ว่าอุณหภูมิที่ได้จากการเผาไหม้ทั้งสามกรณีมีค่ามากกว่า 800 °C ซึ่งเป็นเกณฑ์ชี้วัดที่สำคัญประการหนึ่งที่สัมพันธ์กับการปลดปล่อยมลพิษดังจะได้กล่าวในหัวข้อต่อไป

ปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นภายในหัวเผาวัสดุพอร์ซเลนแบบแบ่งจ่ายอากาศเป็นชั้นนี้ มีความน่าสนใจที่จะวิจารณ์ความสัมพันธ์ในมิติของความเร็วของการหมุนวนเล็กๆ (Eddy velocity) ซึ่งสัมพันธ์กับความเร็วของของผสม โดยสามารถอธิบายในเทอมของศาสตร์ของความปั่นป่วน โดยทั่วไปแล้วอัตราการสูญเสียของความปั่นป่วน (Turbulent dissipation) หรือ อัตราการสลายตัวของการหมุนวน (Eddy break-up rate) สอดคล้องกับอัตราการเกิดปฏิกิริยาการเผาไหม้สำหรับการเผาไหม้แบบผสมก่อน (pre-mixed combustion) โดยที่การจุดติดไฟเกิดขึ้นจากการส่งผ่านความร้อนของแก๊สไอเสียร้อนจากการเผาไหม้ที่บริเวณปลายหัวเผาย้อนกลับมาสู่ของผสมระหว่างอากาศและเชื้อเพลิงที่บริเวณต้นทางของหัวเผาด้วยกลไกการถ่ายเทความร้อนแบบนำและแผ่รังสีความร้อนผ่านแผงวัสดุพอร์ซเลน ซึ่งกลไกนี้เกิดขึ้นจากความปั่นป่วนย่อยๆภายในช่องว่างภายในแผงวัสดุพอร์ซเลน โดยส่งผ่านความร้อนจากแก๊สไอเสียร้อนสู่ของผสมที่ยังไม่เกิดปฏิกิริยาผ่านการหมุนวนเล็กๆ ทำให้เกิดการผสมกันอย่างดี จึงเกิดการจุดติดไฟเกิดขึ้นเป็นวัฏจักรอย่างสมบูรณ์ ซึ่งเมื่อเพิ่มปริมาณอากาศส่วนเกิน กลไกการคลุกเคล้าระหว่างไอเสียร้อนและของผสมระหว่างอากาศกับเชื้อเพลิงจะรุนแรงมากขึ้นตามการพัดพาในช่องการไหลที่เพิ่มมากขึ้น ทำให้อัตราการเกิดปฏิกิริยาและการปลดปล่อยพลังงานเพิ่มมากขึ้น เพราะอัตราการผสมกันระหว่างอากาศและเชื้อเพลิงเกิดขึ้นเป็นอย่างดี

ที่ผ่านมานักวิจัยหลายท่านอธิบายเกณฑ์การไหลแบบปั่นป่วนภายในวัสดุพอร์ซเลนในมิติของตัวเลขเรย์โนลด์ แสดงดังตารางที่ 5.3 เกณฑ์การจัดจำแนกพฤติกรรมการไหลแบบปั่นป่วนนิยามจากตัวเลขเรย์โนลด์ระดับอนุภาค (Particle Reynold number ( $Re_{part}$ )) โดยเมื่อตัวเลขเรย์โนลด์อนุภาคมีค่ามากกว่า 300 พฤติกรรมการไหลของของไหลผ่านแผงวัสดุพอร์ซเลนจะเป็นการไหลแบบปั่นป่วน (D. Seguin.et. al (1998) [4]). ซึ่งตัวเลขเรย์โนลด์ระดับอนุภาค คำนวณจากสมการที่ 2 ดังนี้

$$Re = \frac{\rho_f U_{bed} d_{part}}{\mu} \quad (2)$$

โดย  $d_{part}$  คือขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของวัสดุพอร์ซเลน

$U_{bed}$  คือความเร็วของของไหลที่ไหลผ่านแผงวัสดุพอร์ซเลนหรือ ความเร็วภายในช่องว่าง (Pore velocity) คำนวณจากอัตราส่วนของความเร็วที่หน้าตัดของหัวเผาต่อค่าความพรุน

ตารางที่ 5.3 แสดงผลของการจัดจำแนกพฤติกรรมการไหลแบบปั่นป่วนตามตัวเลขเรย์โนลด์ระดับอนุภาค ที่วัสดุพอร์นขนาดต่างๆ[4]

References	Porous media	Measurements location	Remarks about the observation of the turbulent regime	Criterion for flow regime characterization
Mickley <i>et al.</i> (1965)	Spheres $d_{part} = 3.81$ cm	Internal	Turbulent regime for $Re_{part} = 4000$ and $7000$	Velocity fluctuation spectra shape
Jolls <i>et al.</i> (1966)	Spheres $2.54$ cm	Internal	Turbulent regime for $Re_{part} = 300$	Visualization of turbulent streamlines
Van der Merwe <i>et al.</i> (1971)	Spheres $d_{part} = 7$ cm	Internal	Turbulent regime for $Re_{part} = 2500, 5000, 10,000$ and $27,000$	Velocity fluctuation spectra shape. Velocity turbulent intensity
Dybbbs <i>et al.</i> (1984)	Cylinders arrangement	Internal	Beginning of turbulent regime: $Re_{part}/\epsilon = 300$	Visualization of turbulent streamlines
Latifi <i>et al.</i> (1989)	Spheres $0.5$ cm	Wall column	Turbulent regime above $Re_{part} \approx 400$	Fluctuating current spectra shape. Friction factor evolution
Rode <i>et al.</i> (1994)	Spheres $0.5$ cm	Wall column	for $Re_{part} \geq 300$ Manifestation of turbulence but no fully turbulent regime	Velocity gradient spectra shape $F_R$ evolution Liquid aggregate sizes
Hall and Hiatt (1996)	Ceramic foams	Internal	Beginning of turbulent regime: $Re_p^* = 150$	Evolution of the velocity turbulent intensity

$Re_p^*$  based on the physical diameter of the pores and on the superficial velocity.

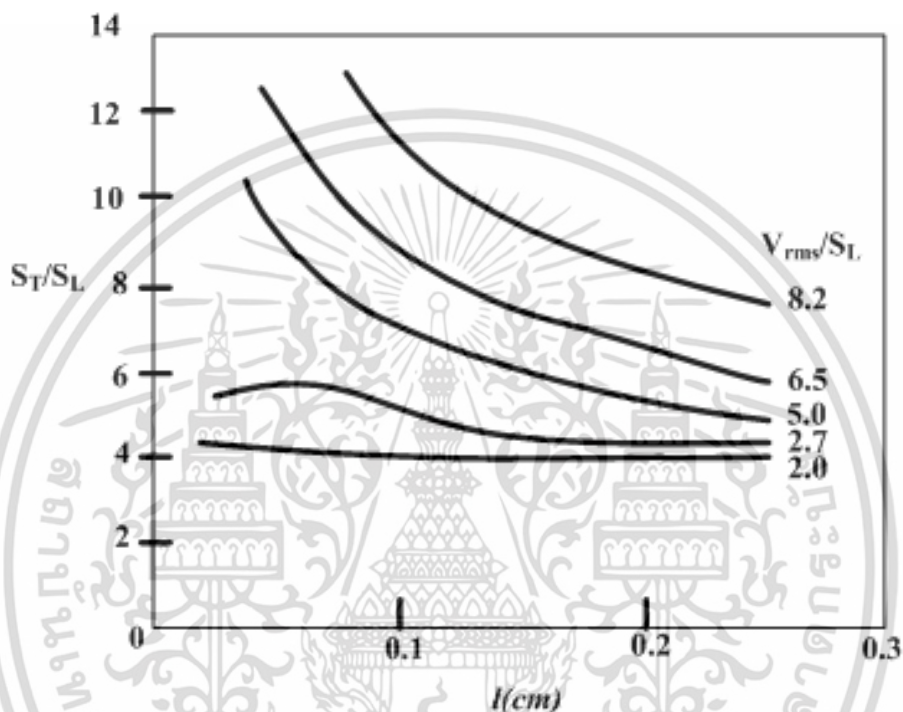
เมื่อพิจารณาหลักเกณฑ์การจัดจำแนกพฤติกรรมการไหลตามนิยามของ ตัวเลขเรย์โนลด์ระดับอนุภาคของหัวเผาวัสดุพอร์นแบบจ่ายอากาศเป็นชั้นนี้ ที่ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของวัสดุพอร์นอะลูมินาทรงกลมเท่ากับ 20 mm ค่าความพอร์นเท่ากับ 45% โดยคำนวณจากสมการที่ 2 แสดงดังตารางที่ 5.4 ซึ่งพบว่าในทุกเงื่อนไขของปริมาณอากาศส่วนเกินสามารถคำนวณได้ค่าตัวเลขเรย์โนลด์อนุภาคมีค่ามากกว่า 300 แสดงให้เห็นว่าพฤติกรรมการไหลของของไหลผ่านแผงวัสดุพอร์นเป็นการไหลแบบปั่นป่วน

ตารางที่ 5.4 แสดงค่าตัวเลขเรย์โนลด์อนุภาคเมื่อปรับเปลี่ยนปริมาณอากาศส่วนเกิน

Excess Air (%)	Particle Reynold number
110	553
150	655
180	731

โดยทั่วไปแล้วพฤติกรรมความปั่นป่วนของเปลวไฟแบบผสมก่อนการเผาไหม้ (Turbulent premixed flames) ขึ้นอยู่กับความรุนแรงของความปั่นป่วน (Turbulence intensity,  $V'_{rms}$ ) และขนาดความยาวของความปั่นป่วน (turbulent length scale,  $l$ ) โดยความรุนแรงของความปั่นป่วนนิยามจากอัตราส่วนของค่าเฉลี่ยรากที่สองของความไม่สม่ำเสมอของความเร็ว (Root mean square of the velocity fluctuations) กับการไหลในท่อ (Bulk flow) ในขณะที่ขนาดความยาวของความปั่นป่วนสัมพันธ์กับขนาดของการหมุนวนของการไหล จากหลักการที่กล่าวไว้ใน S.R. Turns (2000) [5] สามารถจัดจำแนกขนาดความยาวของความปั่นป่วนออกเป็นสี่ประเภทตามการลดลงของขนาดของการหมุนวน คือ Macroscale ( $L$ ), Integral scale ( $l_0$ ), Taylor microscale ( $l_\lambda$ ) and Kolmogorov microscale ( $l_k$ ) อีกทั้งเมื่อพิจารณาความสัมพันธ์ของขนาดการคำนวณ ไม่ว่าจะเป็นกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ความยาวของความปั่นป่วนกับความหนาของเปลวไฟแบบปั่นป่วน (Turbulent flame thickness,  $\delta_L$ ) สามารถจัดจำแนกได้เป็นสามแบบคือ wrinkled laminar flames,  $\delta_L \leq l_k$ , Flamelets in eddies,  $l_o > \delta_L > l_k$  และ distributed reactions,  $\delta_L \leq l_o$ . ซึ่งสุดท้ายแล้วพฤติกรรมของความปั่นป่วนของเปลวไฟแบบผสมก่อนการเผาไหม้สามารถอธิบายในมิติของตัวแปรไร้หน่วยคืออัตราส่วนของความรุนแรงของความปั่นป่วนต่อความเร็วเปลวไฟแบบราบเรียบ ( $V'_{rms}/S_L$ ) และอัตราส่วนของความเร็วเปลวไฟแบบปั่นป่วนต่อความเร็วเปลวไฟแบบราบเรียบ ( $S_T/S_L$ )



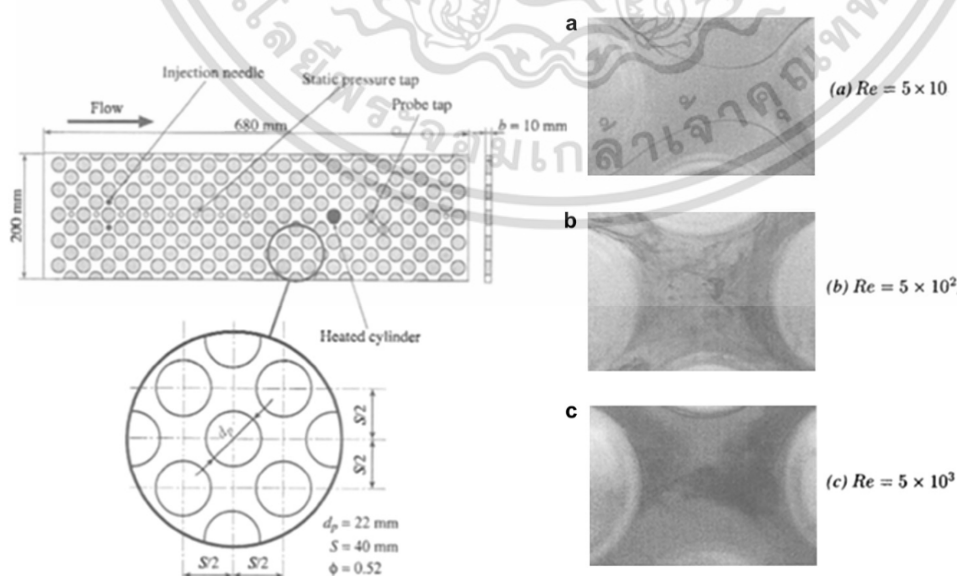
รูปที่ 5.8 แสดงอิทธิพลของขนาดความยาวของความปั่นป่วนต่อความเร็วเปลวไฟแบบปั่นป่วนสำหรับความรุนแรงของความปั่นป่วนค่าต่างๆ [20]

จากรูปที่ 5.8 แสดงอิทธิพลของขนาดความยาวของความปั่นป่วน  $l$  ต่อความเร็วเปลวไฟแบบปั่นป่วนสำหรับความรุนแรงของความปั่นป่วนค่าต่างๆ แสดงให้เห็นว่าอัตราส่วนของความเร็วเปลวไฟแบบปั่นป่วนต่อความเร็วเปลวไฟแบบราบเรียบ ( $S_T/S_L$ ) มีค่าลดลงเมื่อขนาดความยาวของความปั่นป่วนเพิ่มมากขึ้น ในขณะที่การเพิ่มอัตราส่วนของความรุนแรงของความเร็วปั่นป่วนต่อความเร็วเปลวไฟแบบราบเรียบ ( $V'_{rms}/S_L$ ) ส่งผลให้อัตราส่วนของความเร็วเปลวไฟแบบปั่นป่วนต่อความเร็วเปลวไฟแบบราบเรียบ ( $S_T/S_L$ ) มีค่าเพิ่มขึ้น นอกจากนี้พบว่าเมื่อขนาดความยาวของความปั่นป่วนมีค่ามากขึ้น อัตราส่วนความเร็วเปลวไฟดังกล่าว มีแนวโน้มขึ้นอยู่กับอัตราส่วนของความรุนแรงของความปั่นป่วนต่อความเร็วเปลวไฟแบบราบเรียบ ( $V'_{rms}/S_L$ ) น้อยลง และเมื่อขนาดความยาวของความปั่นป่วนมีค่าน้อยลง หรือใกล้ 0 cm ความรุนแรงของความเร็วปั่นป่วนจะส่งผลต่อการเปลี่ยนแปลงของความเร็วเปลวไฟแบบปั่นป่วนมากขึ้น ซึ่งเมื่อความเร็วเปลวไฟแบบปั่นป่วนมีค่ามาก จะส่งผลให้อัตราการเกิดปฏิกิริยาเคมีเกิดขึ้นอย่างรวดเร็วมากตามไปด้วย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากที่กล่าวมาถึงทฤษฎีที่เกี่ยวกับความสัมพันธ์ระหว่าง ความรุนแรงของความปั่นป่วน ขนาด ความยาวของความปั่นป่วนและความเร็วเปลวไฟแบบปั่นป่วน มีความน่าสนใจที่จะนำมาอธิบาย พฤติกรรมการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นภายในหัวเผานี้กรณีทดสอบที่ปริมาณอากาศส่วนเกินสูงๆ โดยพบว่า เมื่อเพิ่มปริมาณอากาศส่วนเกินส่งผลให้ตัวเลขเรย์โนลด์อนุภาคมีค่ามากกว่า 300 แสดงว่าพฤติกรรมการไหลผ่านแผงวัสดุพอรุนเป็นการไหลแบบปั่นป่วนด้วยระดับความรุนแรงของความปั่นป่วนในปริมาณ มาก อยู่บริเวณภายในช่องว่างของแผงวัสดุพอรุน เป็นสาเหตุให้อัตราการผสมกันระหว่างแก๊สไอเสีย ร้อนกับของผสมที่ถูกป้อนเข้าหัวเผามีค่าเพิ่มมากขึ้น นั้นหมายถึงการเพิ่มขึ้นของอัตราส่วนความเร็ว เปลวไฟ นอกจากนี้พบว่าตัวเลขเรย์โนลด์ที่เพิ่มมากขึ้นตามการเพิ่มปริมาณอากาศส่วนเกิน ส่งผลให้ เป็นการลดขนาดของการหมุนวนเล็กๆ (S.R. Turns (2000) [5]) เรียกการหมุนวนขนาดเล็กที่สุดนี้ว่า Kolmogorov scale ( $L_k$ ) ซึ่งสอดคล้องกับการเพิ่มขึ้นของความเร็วเปลวไฟแบบปั่นป่วนเช่นเดียวกัน ดังนั้นสามารถสรุปได้ว่าเมื่อเพิ่มปริมาณอากาศส่วนเกิน ส่งผลให้อุณหภูมิของแก๊สไอเสียเพิ่มมากขึ้นใน บางกรณี เนื่องจากเพิ่มความรุนแรงในการผสมกันแบบปั่นป่วน ส่งผลให้อัตราการปลดปล่อยพลังงาน เพิ่มสูงขึ้นนั่นเอง

ทั้งนี้สามารถยืนยันถึงการอธิบายพฤติกรรมการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นภายในหัวเผาได้จากผลการ ทดลองของ Takatsu and Masuoka (2002) [6] ซึ่งศึกษาเชิงทดลองหาพฤติกรรมการไหลแบบ ปั่นป่วนภายในช่องว่างของแผงวัสดุพอรุนเมื่อปรับเปลี่ยนค่าตัวเลขเรย์โนลด์ จากผลการทดลองพบว่า หลักฐานการเกิดพฤติกรรมการหมุนวนแบบปั่นป่วนที่สัมพันธ์กับการถ่ายโอนโมเมนตัมและพลังงาน ของของไหลผ่านแผงวัสดุพอรุนเมื่อปรับเปลี่ยนตัวเลขเรย์โนลด์ ( $Re = \frac{\rho_f U_D d_p}{\mu}$ ) แสดงดังรูปที่ 5.9 ซึ่งจะเห็นได้ว่าพฤติกรรมการหมุนวนแบบปั่นป่วนเกิดขึ้นอย่าง เห็นได้ชัดเมื่อตัวเลขเรย์โนลด์เพิ่มสูงขึ้น สังเกตเห็นการบิดเบี้ยวของการไหลอันเนื่องมาจากแผงวัสดุ พอรุนที่ขวางการไหลและการพัฒนาตัวของชั้นขอบเขตแบบปั่นป่วน (turbulent boundary layers) ตามผิวของแผงวัสดุพอรุนเกิดเป็นการหมุนวนเล็กๆทำให้เกิดการผสมกันเป็นอย่างดีและเกิดการแผ่ กระจายเป็นบริเวณกว้างของการหมุนวนขนาดเล็กๆเมื่อเพิ่มตัวเลขเรย์โนลด์



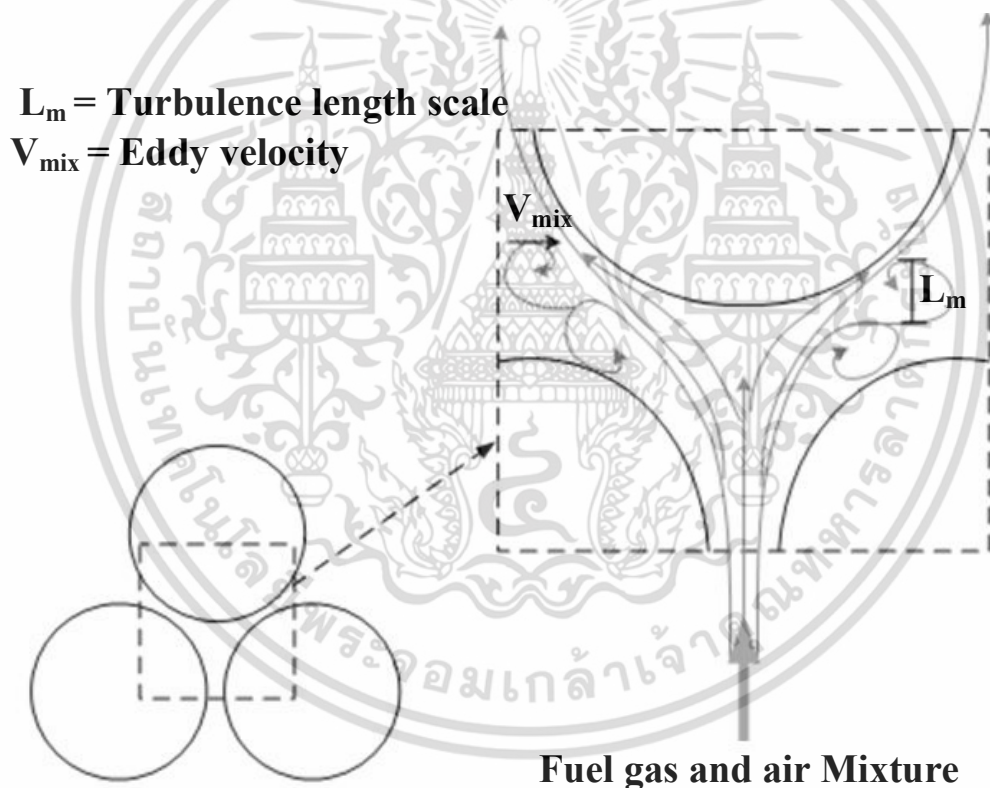
รูปที่ 5.9 แสดงพฤติกรรมการหมุนวนแบบปั่นป่วนของการไหลผ่านแผงวัสดุพอรุนที่ตัวเลขเรย์โนลด์ค่า ต่างๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 5.10 แสดงคุณลักษณะของขนาดความยาวของความปั่นป่วน ( $L_m$ ) ที่สอดคล้องกับความเร็วของการหมุนวน ( $V_{mix}$ ) ที่ส่งผลต่ออัตราการผสมภายในช่องว่างของแผงวัสดุพอร์ซุสทรงกลม โดยอัตราส่วนระหว่าง Integral scale ( $I_o$ ) กับการหมุนวนขนาดเล็ก (Kolmogorov scale,  $I_k$ ) สอดคล้องกับมิติของตัวเลขเรย์โนลด์ที่มีความสัมพันธ์แบบไม่เป็นเชิงเส้น (nonlinear) ซึ่งตัวเลขเรย์โนลด์มีความสัมพันธ์กับค่าเฉลี่ยรากที่สองของความไม่สม่ำเสมอของความเร็วและขนาดความยาวของความปั่นป่วนตามสมการ 3 (Takatsu. Y. et. al. (2002) [7] and Tenneks. H. (1998) [8])

$$\frac{I_o}{I_k} = Re_{I_o}^{3/4} \quad \text{โดย } Re_{I_o} = v'_{rms} I_o / \nu \quad (3)$$

กายภาพของความสัมพันธ์ตามสมการนี้ช่วยให้เราเข้าใจได้ว่าอัตราการผสมเพิ่มขึ้นได้ด้วยการเพิ่มความเร็วของการไหล ซึ่งส่งผลให้การหมุนวนเล็ก ( $I_k$ ) มีขนาดลดลง (ละเอียดมากขึ้น) ทำให้อัตราการผสมเพิ่มมากขึ้นด้วยความรุนแรงของความปั่นป่วนสูง เกิดการเผาไหม้อย่างรวดเร็ว ส่งผลถึงความสามารถในการปลดปล่อยพลังงานที่เพิ่มสูงขึ้น แต่ในทางตรงกันข้ามการหมุนวนขนาดใหญ่ยังคงเท่ากับขนาดช่องทางการไหล



รูปที่ 5.10 แสดงคุณลักษณะของขนาดความยาวของความปั่นป่วน ( $L_m$ ) ที่สอดคล้องกับความเร็วของการหมุนวน ( $V_{mix}$ )

เมื่อกรณีพิจารณา  $\lambda = 0.0$  ที่ปริมาณอากาศส่วนเกิน 110% อุณหภูมิของการเผาไหม้ที่บริเวณตำแหน่งจุดวัดอุณหภูมิที่ระดับความสูงที่ 3 (80 mm จากแผ่นกระจายของผสม) มีค่าต่ำประมาณ 1000 °c เมื่อเปรียบเทียบกับตำแหน่งอื่น คาดว่าเป็นเพราะการเผาไหม้ที่ไม่มีเสถียรภาพของแก๊สผสม และหลังจากตำแหน่งจุดวัดอุณหภูมิที่ระดับความสูงที่ 5 (130 mm จากแผ่นกระจาย

ของผสม) อุณหภูมิการเผาไหม้มีค่าลดลงเรื่อยจนถึงทางออกหัวเผา แต่ทั้งนี้อุณหภูมิตลอดความสูงของหัวเผายังคงมีค่ามากกว่า  $800^{\circ}\text{C}$

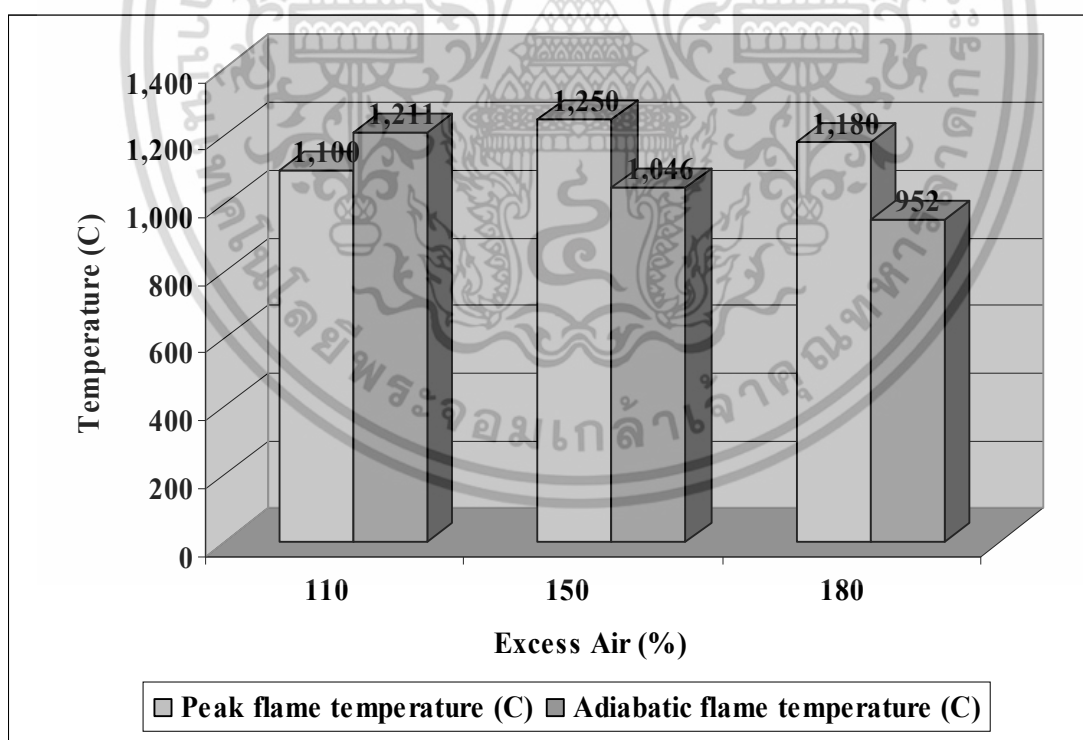
โดยทั่วไปแล้วผลกระทบของการพามีอิทธิพลอย่างรุนแรงตั้งแต่บริเวณตำแหน่งจุดวัดอุณหภูมิที่ระดับความสูงที่ 1 (0 mm จากแผ่นกระจายของผสม) แต่ในกรณีของอากาศส่วนเกิน 110% อัตราการผสมและการปลดปล่อยพลังงานมีอิทธิพลมากกว่าการพา เนื่องจากปริมาตรจำเพาะของแก๊สเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มของอุณหภูมิ จึงทำให้การกระจายตัวของอุณหภูมิสูงใกล้เคียงกันตลอดความสูงของหัวเผา อีกทั้งพบว่าอุณหภูมิการเผาไหม้ที่บริเวณตั้งแต่ตำแหน่งจุดวัดอุณหภูมิที่ระดับความสูงที่ 3 (80 mm จากแผ่นกระจายของผสม) กรณีอากาศส่วนเกิน 150% และ 180% มีค่ามากกว่าอุณหภูมิกรณีอากาศส่วนเกิน 110 % นอกจากนี้เมื่อเปรียบเทียบอุณหภูมิกรณีอากาศส่วนเกิน 150% และ 180% พบว่าอุณหภูมิที่ตำแหน่ง 2 และ 3 ของกรณีอากาศส่วนเกิน 180% มีค่าสูงกว่าอุณหภูมิของกรณีอากาศส่วนเกิน 150% สำหรับกรณีอากาศส่วนเกิน 150% อุณหภูมิสูงสุดอยู่ที่ตำแหน่งที่ 190 mm มีค่าเท่ากับ  $1220^{\circ}\text{C}$  และที่ตำแหน่งบริเวณทางออกอุณหภูมิการเผาไหม้มีค่ามากกว่า  $900^{\circ}\text{C}$  ในขณะที่กรณีอากาศส่วนเกิน 180% อุณหภูมิสูงสุดอยู่ที่ตำแหน่งที่ 130 mm มีค่าเท่ากับ  $1200^{\circ}\text{C}$  และอุณหภูมิมีค่าลดลงจนถึงทางออกของหัวเผาที่มีค่าประมาณ  $875^{\circ}\text{C}$  เหตุที่เป็นเช่นนี้เพราะว่ากรณีอากาศส่วนเกิน 180% มีอัตราการเผาไหม้สูงในระดับความสูงช่วงต้นของหัวเผา แต่เนื่องจากปริมาณอากาศมากเกินไปทำให้เป็นภาระทางความร้อนของการเผาไหม้จึงทำให้อุณหภูมิการเผาไหม้จึงลดลงจนออกจากหัวเผา เมื่อพิจารณากรณี  $\lambda = 0.96$  ซึ่งปริมาณอากาศ 96% ของปริมาณอากาศทั้งหมดถูกป้อนที่ตำแหน่ง 100mm จากแผ่นกระจายของผสม ส่วนอากาศส่วนที่หนึ่งอีก 4% ของปริมาณอากาศทั้งหมดถูกป้อนพร้อมกับเชื้อเพลิงทำให้ของผสมระหว่างเชื้อเพลิงและอากาศส่วนที่หนึ่งนี้เป็นส่วนผสมแบบหนา ของผสมนี้จะถูกอุ่นและผสมคลุกเคล้ากันจนได้รับปริมาณอากาศอีก 96 % ของปริมาณอากาศทั้งหมดที่ระดับความสูง 100mm จากแผ่นกระจายของผสม

จากผลการทดลองพบว่าลักษณะการกระจายตัวของอุณหภูมิกรณี  $\lambda = 0.96$  มีความแตกต่างจากกรณี  $\lambda = 0.0$  โดยเมื่อพิจารณากรณีอากาศส่วนเกิน 110% มีอุณหภูมิสูงสุดเท่ากับ  $980^{\circ}\text{C}$  เกิดขึ้นที่บริเวณปลายของหัวเผาและอุณหภูมิลดลงเหลือ  $900^{\circ}\text{C}$  เมื่อออกจากหัวเผาเนื่องจากการสูญเสียความร้อน โดยการผสมกันของแก๊สที่เผาไหม้ไม่หมดกับปริมาณอากาศ 96 % ของปริมาณอากาศทั้งหมดทำให้เกิดปฏิกิริยาการเผาไหม้ ส่งผลให้อุณหภูมิบริเวณนี้และบริเวณต้นทางของหัวเผา มีค่าสูงขึ้น เนื่องจากมีการถ่ายโอนความร้อนย้อนกลับด้วยกลไกการนำและการแผ่รังสีความร้อน โดยสังเกตได้จากอุณหภูมิการเผาไหม้มีค่าสูงขึ้นตั้งแต่ระดับความสูงที่ 80mm จากแผ่นกระจายของผสม ซึ่งผลของอุณหภูมิที่ได้ขัดแย้งกันกับกรณี  $\lambda = 0.0$  ที่ผลกระทบของการพามีอิทธิพลอย่างรุนแรงตั้งแต่บริเวณตำแหน่งจุดวัดอุณหภูมิที่ระดับความสูงที่ 1 (0 mm จากแผ่นกระจายของผสม) และเกิดการผสมและการปลดปล่อยพลังงานอย่างรุนแรงตลอดความสูงของหัวเผา

เมื่อพิจารณาอากาศส่วนเกิน 110% กรณี  $\lambda = 0.96$  พบว่าอุณหภูมิการเผาไหม้มีค่ามากกว่า  $800^{\circ}\text{C}$  ตั้งแต่บริเวณตำแหน่งที่ 4 ซึ่งเป็นตำแหน่งป้อนอากาศส่วนที่สอง ทำให้เกิดการผสมกันเป็นอย่างดีระหว่างของผสมและแก๊สไอเสียร้อนที่บริเวณนี้ อีกทั้งอิทธิพลของการพาส่งผลน้อยกว่ากรณีอากาศส่วนเกินสูง และกลไกการจุดติดไฟเกิดขึ้นอย่างสม่ำเสมอ ทำให้อุณหภูมิการเผาไหม้มีค่าสูงตั้งแต่บริเวณตำแหน่งที่ 4 จนถึงบริเวณทางออกของหัวเผาเมื่อเปรียบเทียบกับอากาศส่วนเกินกรณีอื่นๆ นอกจากนี้พบว่าที่บริเวณทางออกกรณีอากาศส่วนเกิน 110% อุณหภูมิมีค่าลดลงเนื่องจากการเผาไหม้ที่ยังไม่สมบูรณ์ ระยะเวลาในการเผาไหม้ไม่เพียงพอ สังเกตได้จากปริมาณแก๊สไอเสียที่

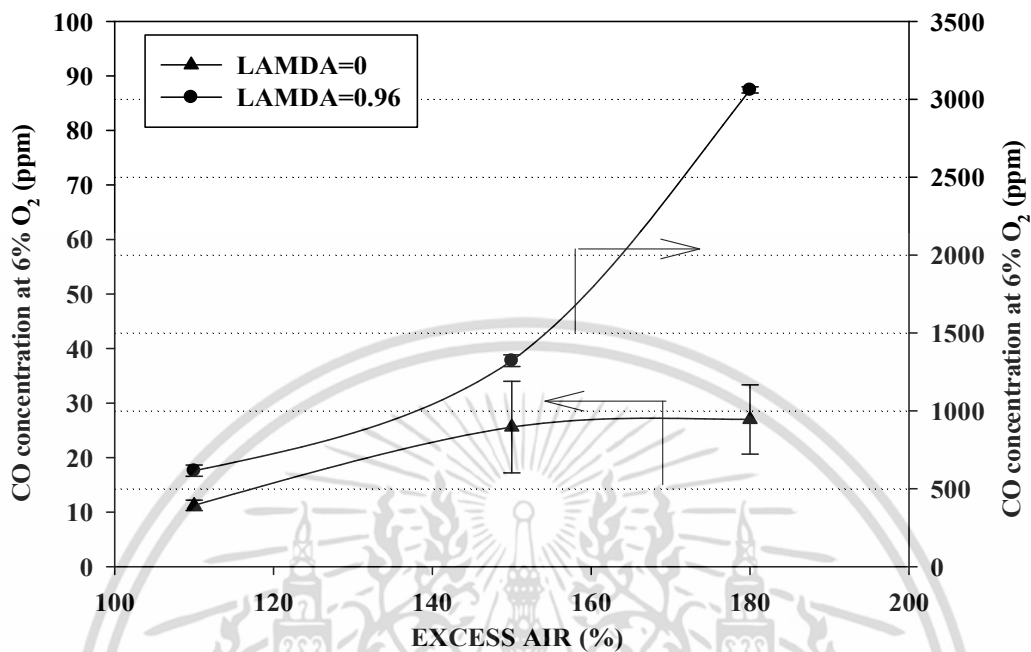
เกิดขึ้นจากการเผาไหม้ที่จะอธิบายในหัวข้อถัดไป ส่วนอากาศส่วนเกิน 150% และ 180% กรณี  $\lambda = 0.96$  พบว่าอุณหภูมิการเผาไหม้มีค่าเพิ่มขึ้นตั้งจุดวัดอุณหภูมิตำแหน่ง 1-3 และมีค่าสูงสุดในช่วง 600-650°C ที่บริเวณตำแหน่งที่ 4 และมีค่าลดลงเรื่อยจนแก๊สไอเสียออกจากหัวเผา เนื่องจากอิทธิพลของการพาความร้อนจากปริมาณอากาศที่มีปริมาณมากและอุณหภูมิการเผาไหม้มีค่าสูงไม่เพียงพอต่อการจุดติดไฟ นอกจากนี้ยังพบว่ากรณีอากาศส่วนเกิน 180% อุณหภูมิการเผาไหม้มีค่าต่ำกว่าอุณหภูมิของกรณีอากาศส่วนเกิน 150% เพราะว่อิทธิพลของการสูญเสียความร้อนไปกับปริมาณอากาศที่มากเกินไปและการพาแก๊สไอเสียร้อนไปสู่ปลายทางออกของหัวเผา

รูปที่ 5.11 แสดงอุณหภูมิไอเสียแบบ super-adiabatic ซึ่งนิยามจากการเปรียบเทียบระหว่างอุณหภูมิไอเสียอะเดียแบติก ซึ่งคำนวณจากเอนทาลปีมาตรฐานของสารตั้งต้นทำปฏิกิริยาภายใต้ความดันคงที่ที่สภาวะมาตรฐานสัมพันธ์กับอุณหภูมิสูงสุดที่วัดได้จากการเผาไหม้ จากผลการคำนวณพบว่าอุณหภูมิสูงสุดของการเผาไหม้ในกรณีอากาศส่วนเกินเท่ากับ 150% และ 180% เมื่อ  $\lambda = 0.0$  มีค่ามากกว่าอุณหภูมิไอเสียอะเดียแบติกที่สภาวะมาตรฐาน เนื่องจากเกิดการอุ่นสารตั้งต้นก่อนการเผาไหม้ด้วยกลไกการหมุนเวียนความร้อนจากการนำและการแผ่รังสีความร้อนจากบริเวณปลายหัวเผาย้อนกลับมายังบริเวณต้นทางของหัวเผา ซึ่งสามารถยืนยันผลได้จากงานวิจัยของ Tekeno.T et. al. (1981) [9] โดยเรียกปรากฏการณ์นี้ว่า excess enthalpies หรือ super adiabatic temperature ส่วนกรณีอากาศส่วนเกิน 110% พบว่ามีอุณหภูมิสูงสุดของการเผาไหม้น้อยกว่าอุณหภูมิเปลวไฟอะเดียแบติกเนื่องจากมีอัตราการผสมต่ำซึ่งจะอธิบายในหัวข้อถัดไป

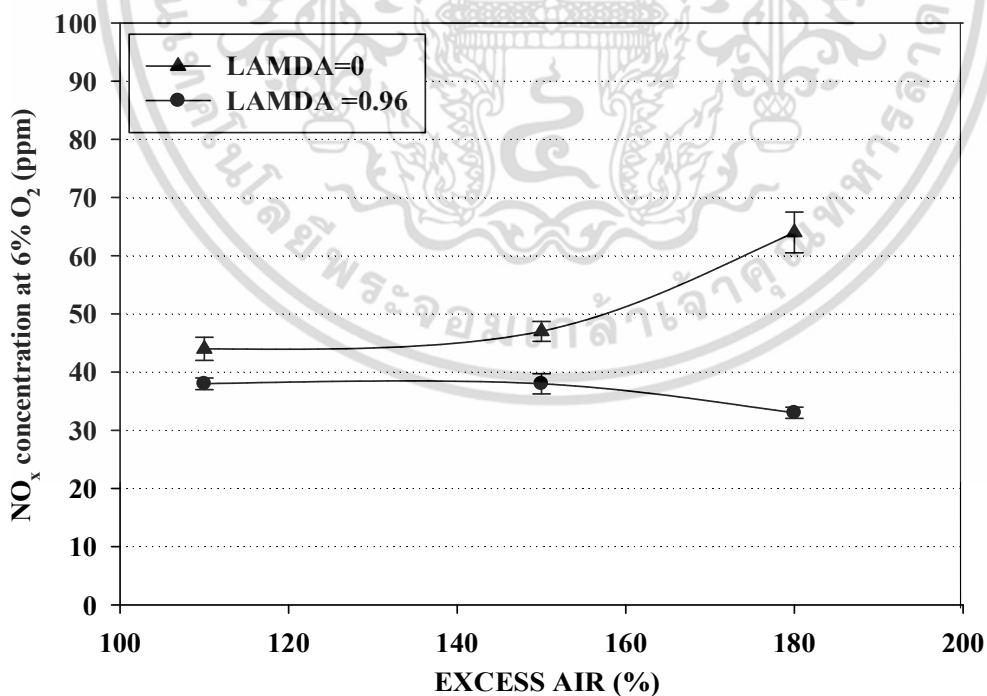


รูปที่ 5.11 แสดงการเปรียบเทียบอุณหภูมิสูงสุดที่ได้จากการเผาไหม้กับอุณหภูมิไอเสียอะเดียแบติกที่ปริมาณอากาศส่วนเกินค่าต่างๆ

5.4.1.2 ปริมาณไอเสียที่เกิดจากการเผาไหม้

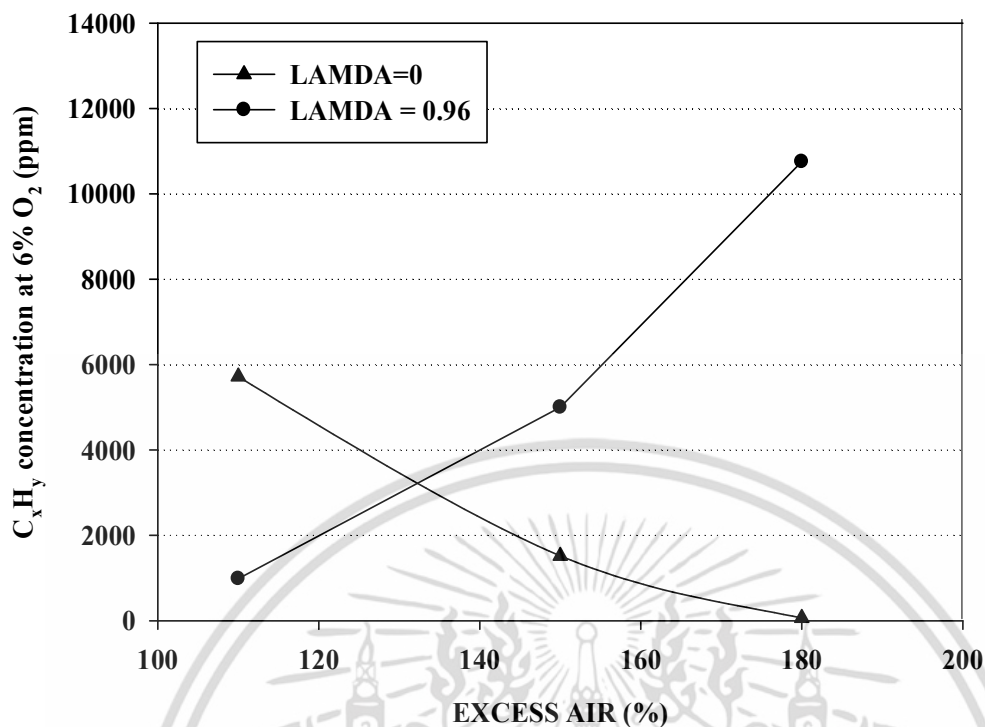


รูปที่ 5.12 แสดงอิทธิพลของอากาศส่วนเกินที่ส่งผลต่อปริมาณ CO



รูปที่ 5.13 แสดงอิทธิพลของอากาศส่วนเกินที่ส่งผลต่อปริมาณ NO<sub>x</sub>

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.14 แสดงอิทธิพลของอากาศส่วนเกินที่ส่งผลต่อปริมาณ  $C_xH_y$

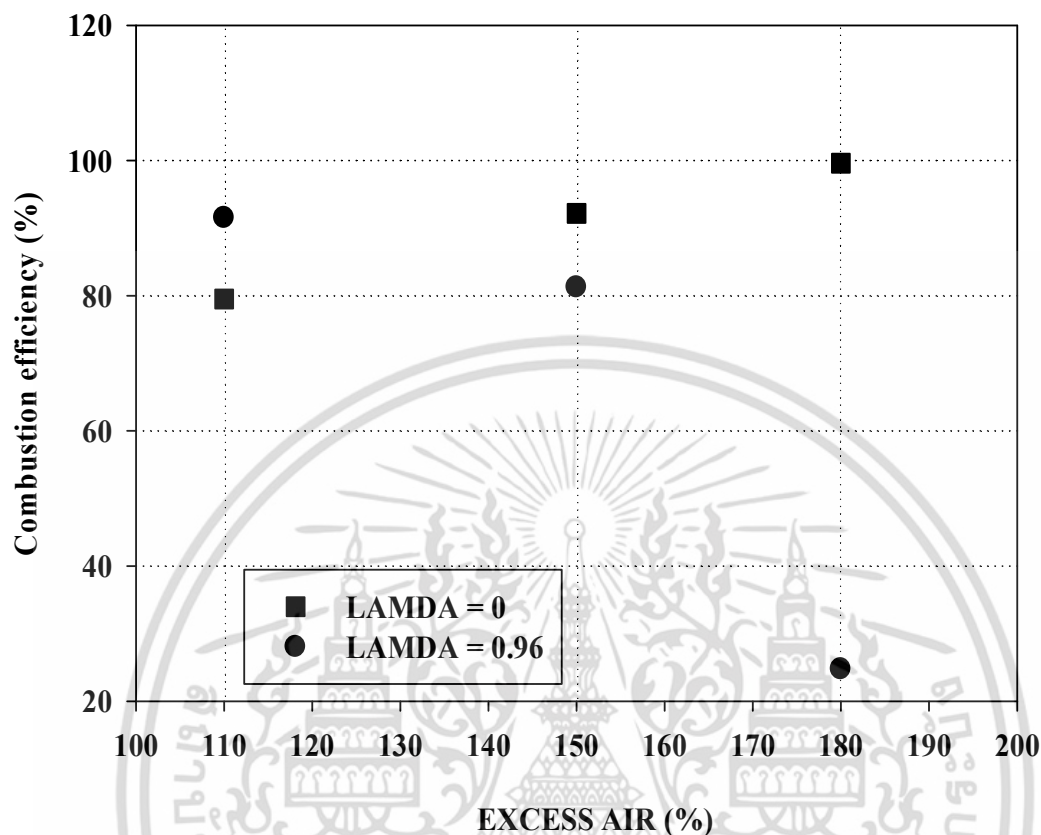
รูปที่ 5.12 5.13 และ 5.14 แสดงอิทธิพลของอากาศส่วนเกินที่ส่งผลต่อปริมาณ CO NO<sub>x</sub> และ C<sub>x</sub>H<sub>y</sub> ตามลำดับ จากผลการทดลองพบว่าปริมาณ CO กรณี  $\lambda=0.0$  มีค่าต่ำในช่วง 10-30 ppm ที่มาตรฐาน O<sub>2</sub> เท่ากับ 6 % ส่วนกรณี  $\lambda=0.96$  ปริมาณ CO กรณีมีค่าในช่วง 500-3000 ppm ที่มาตรฐาน O<sub>2</sub> เท่ากับ 6 % แสดงให้เห็นว่ามีระยะเวลาในการเผาไหม้ไม่เพียงพอที่จะทำให้เกิดการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ สอดคล้องกับอุณหภูมิการเผาไหม้ในกรณีนี้ที่มีค่าต่ำ อีกทั้งพบว่าปริมาณ CO และ C<sub>x</sub>H<sub>y</sub> มีค่าสูงในกรณีที่เผาไหม้ด้วยอากาศส่วนเกินมากๆ เนื่องจากผลกระทบของการสูญเสียความร้อนจากการเผาไหม้ไปกับอากาศที่มากเกินไปแสดงดังรูป 5.12 และ 5.14 กรณี  $\lambda=0.0$  การเพิ่มปริมาณอากาศส่วนเกิน ส่งผลให้ปริมาณ CO มีค่าเพิ่มขึ้น จะเห็นได้ว่าการเปลี่ยนแปลงอากาศส่วนเกินส่งผลเล็กน้อยต่อปริมาณ CO ที่เกิดขึ้น แสดงว่าระยะเวลาในการผสมและเผาไหม้มีเพียงพอก่อนแก๊สไอเสียออกจากหัวเผา ส่วนกรณีที่ปริมาณ CO เพิ่มขึ้นเล็กน้อยกรณีอากาศส่วนเกิน 150% และ 180% เนื่องจากมีระยะเวลาในการผสมและเผาไหม้น้อยกว่ากรณีอากาศส่วนเกิน 110% ทำให้ระยะเวลาในการเผาไหม้ CO เพื่อทำปฏิกิริยาต่อจนกลายเป็น CO<sub>2</sub> มีไม่เพียงพอ

ปริมาณ C<sub>x</sub>H<sub>y</sub> ที่ได้จากการเผาไหม้แสดงให้เห็นถึงปริมาณไฮโดรคาร์บอนที่ไม่เผาไหม้ที่ออกจากทางออกของหัวเผา ซึ่งเกิดขึ้นจากการแตกตัวจากเชื้อเพลิงเป็นไฮโดรคาร์บอนโมเลกุลเล็กระหว่างปฏิกิริยาการสลายตัว (Pyrolysis) ดังแสดงในรูป 5.14 จากรูปจะเห็นได้ว่าเมื่อพิจารณาที่  $\lambda=0.0$  ปริมาณไฮโดรคาร์บอนที่ไม่เผาไหม้มีปริมาณลดลงตามการเพิ่มอากาศส่วนเกิน แสดงให้เห็นว่าเกิดการเผาไหม้ไฮโดรคาร์บอนอย่างชัดเจนตามการเพิ่มอากาศส่วนเกิน โดยเฉพาะกรณีอากาศส่วนเกินเท่ากับ 180% สอดคล้องกับอุณหภูมิที่เพิ่มขึ้นแสดงดังรูปที่ 5.7 ซึ่งอุณหภูมิมี่ค่าสูงและลดลงเล็กน้อยเมื่อแก๊สเอกซาร์เนเป็นเอกซาร์เนที่ส่งวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นับญาติให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ไอเสียออกจากหัวเผา ส่วนกรณีอากาศส่วนเกินเท่ากับ 150% พบว่าปริมาณไฮโดรคาร์บอนมีค่ามากกว่ากรณีเผาไหม้ด้วยอากาศส่วนเกิน 180% เนื่องจากอัตราการผสมน้อยกว่าเพราะความเร็วของผสมมีค่าต่ำและอิทธิพลของการพาความร้อนทำให้อุณหภูมิสูงสุดของการเผาไหม้ขยับไปที่จุดวัดอุณหภูมิตำแหน่งที่ระดับความสูง 190mm จากแผ่นกระจายของผสม ในขณะที่อากาศส่วนเกินเท่ากับ 110% มีปริมาณไฮโดรคาร์บอนสูงที่สุดเนื่องจากอุณหภูมิสูงสุดของการเผาไหม้มีค่าต่ำกว่ากรณีอื่น เมื่อพิจารณาปริมาณไฮโดรคาร์บอนกรณี  $\lambda=0.96$  ดังรูป 5.14 จากรูปเห็นได้ว่าปริมาณไฮโดรคาร์บอนเพิ่มสูงขึ้นตามการเพิ่มขึ้นของปริมาณอากาศส่วนเกิน สอดคล้องกับปริมาณ CO ดังรูปที่ 5.12 แสดงให้เห็นถึงการเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์ ซึ่งเมื่อเพิ่มปริมาณอากาศส่วนเกินการเผาไหม้จะเกิดขึ้นแบบส่วนผสมบางตั้งแต่ระดับความสูง 100mm จากแผ่นกระจายของผสม ซึ่งเป็นสาเหตุให้เกิดการเพิ่มขึ้นของปริมาณ CO ในขณะที่การเผาไหม้บริเวณตั้งแต่ระดับความสูงตั้งแต่ 0-100 mm จะเป็นการเผาไหม้แบบส่วนผสมหนา ด้วยเหตุที่การเผาไหม้ไฮโดรคาร์บอนทำปฏิกิริยากลายเป็น CO เกิดขึ้นช้าเนื่องจากอุณหภูมิการเผาไหม้ช่วงนี้ต่ำ ทำให้ระยะเวลาในการเผาไหม้มีไม่เพียงพอ ถ้าเทียบเคียงจากระดับความสูงของหัวเผาพบว่า กรณี  $\lambda=0.96$  มีระยะเวลาในการเผาไหม้ไฮโดรคาร์บอนกลายเป็น CO ประมาณ 2/3 ส่วนของความสูงหัวเผา ซึ่งมีระยะเวลาไม่เพียงพอ

รูปที่ 5.13 แสดงอิทธิพลของปริมาณอากาศส่วนเกินที่ส่งผลต่อปริมาณ  $\text{NO}_x$  จากรูปเมื่อพิจารณากรณี  $\lambda=0.0$  ปริมาณ  $\text{NO}_x$  มีค่าอยู่ในช่วง 43-65 ppm ที่มาตรฐาน  $\text{O}_2$  เท่ากับ 6 % และเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มปริมาณอากาศส่วนเกิน คาดว่าปริมาณ  $\text{NO}_x$  ที่เกิดขึ้นเป็นชนิด Thermal  $\text{NO}_x$  and Prompts  $\text{NO}_x$  (ไม่มี Fuel  $\text{NO}_x$  เนื่องจากในเชื้อเพลิงไม่มีองค์ประกอบของ N) โดยอุณหภูมิการเผาไหม้ที่วัดได้มีค่ามากกว่าอุณหภูมิการก่อเกิดปฏิกิริยาของ Thermal  $\text{NO}_x$  ในขณะที่ Prompts  $\text{NO}_x$  เกิดจากการทำปฏิกิริยาระหว่างไฮโดรคาร์บอนโมเลกุลเล็กกับไนโตรเจนที่บริเวณใกล้ๆ เปลวไฟ (Flame front) นอกจากนี้พบว่ากรณีอากาศส่วนเกินเท่ากับ 180% ปริมาณ  $\text{NO}_x$  มีค่าสูงที่สุด เนื่องจากเป็นเงื่อนไขที่มีอุณหภูมิการเผาไหม้สูงและปริมาณ  $\text{N}_2$  ในอากาศมีปริมาณมาก เมื่อพิจารณากรณี  $\lambda=0.96$  พบว่าปริมาณ  $\text{NO}_x$  มีค่าสูงสุดเท่ากับ 38 ppm ที่มาตรฐาน  $\text{O}_2$  เท่ากับ 6 % ที่กรณีอากาศส่วนเกิน 110% และมีปริมาณลดลงตามการเพิ่มขึ้นของปริมาณอากาศส่วนเกินจนมีปริมาณต่ำที่สุดเท่ากับ 32 ppm ที่มาตรฐาน  $\text{O}_2$  เท่ากับ 6 % ที่กรณีอากาศส่วนเกิน 180% เนื่องจากอุณหภูมิที่ได้จากการเผาไหม้มีค่าต่ำและปริมาณไฮโดรคาร์บอนที่ไม่เผาไหม้มีค่าสูง จึงส่งผลให้ปริมาณ  $\text{NO}_x$  มีค่าต่ำ แสดงดังรูป 5.7 5.13 และ 5.14 (Fenimore. C. P (1992) [10])

5.4.1.3 ประสิทธิภาพการเผาไหม้



รูปที่ 5.15 อิทธิพลของปริมาณอากาศส่วนเกินที่ส่งผลต่อประสิทธิภาพการเผาไหม้

ประสิทธิภาพการเผาไหม้ ( $E_c$ ) คำนวณได้จากสมการที่ 4

$$E_c = [(E_f - E_{CO} - E_{C_{xHy}}) / E_f] \times 100\% \quad (4)$$

โดย  $E_f$  หมายถึงพลังงานที่ป้อนให้แก่หัวเผา (kW)

$E_{CO}$  หมายถึงพลังงานที่สูญเสียไปกับการเผาไหม้ CO (kW)

$E_{C_{xHy}}$  หมายถึงพลังงานที่สูญเสียไปกับการเผาไหม้ไฮโดรคาร์บอนที่ไม่เผาไหม้ (kW)

เนื่องจากความซับซ้อนขององค์ประกอบของไฮโดรคาร์บอนในแก๊สไอเสีย ซึ่งเป็นการยากที่จะระบุค่าเอนทาลปีของการก่อเกิดของไฮโดรคาร์บอนในแก๊สไอเสีย (ไม่มีงานวิจัยที่เกี่ยวข้องที่ศึกษาเรื่องนี้) ดังนั้นในงานวิจัยนี้ได้หาค่าประสิทธิภาพการเผาไหม้ โดยการใช้ค่าเอนทาลปีของการก่อเกิดของ LPG แทนการใช้ค่าเอนทาลปีของการก่อเกิดของไฮโดรคาร์บอน ซึ่งเป็นการประมาณค่าประสิทธิภาพการเผาไหม้ของหัวเผาแบบหยาบ แต่สามารถใช้ในดูแนวโน้มของประสิทธิภาพการเผาไหม้เพื่อปรับปรุงสมรรถนะของหัวเผา

ประสิทธิภาพการเผาไหม้เป็นดัชนีที่บ่งชี้ถึงการแปลงพลังงานที่อยู่ในเชื้อเพลิงเป็นพลังงานความร้อน โดยหลังจากเชื้อเพลิงเกิดการเผาไหม้จะปลดปล่อยพลังงานออกมาจนกลายเป็นแก๊สไอเสีย ซึ่งพลังงานส่วนหนึ่งจะสูญเสียไปกับการเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์ ในรูปแบบของเอนทาลปีของการก่อเกิด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อผู้ใดเห็นประโยชน์ของการนำเอกสารนี้ไปใช้โดยไม่ได้รับอนุญาตจากผู้จัดทำเอกสารฯ ขอสงวนสิทธิ์ในสิ่งที่ปรากฏ และขอสงวนสิทธิ์ในการนำเอกสารนี้ไปใช้

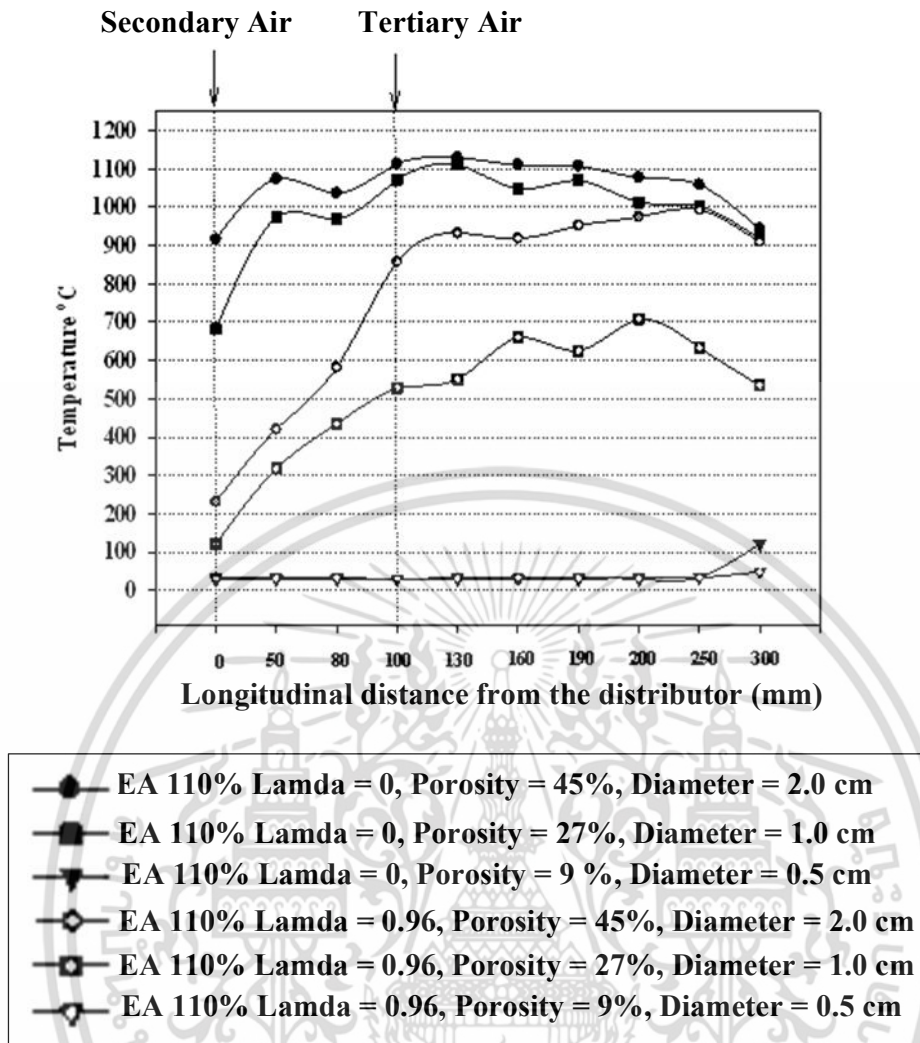
CO และ  $C_xH_y$  จากรูปที่ 5.15 แสดงประสิทธิภาพการเผาไหม้ที่ปริมาตรอากาศส่วนเกินต่างๆ เห็นได้ว่า กรณีส  $\lambda = 0$  ประสิทธิภาพการเผาไหม้มีค่าสูงสุดมากกว่า 99 % และมีค่าเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มปริมาณอากาศส่วนเกิน ในขณะที่กรณีส  $\lambda = 0.96$  พบว่าประสิทธิภาพการเผาไหม้ลดลงตามการเพิ่มขึ้นของ ปริมาตรอากาศส่วนเกินเนื่องจากเงื่อนไขปริมาณ CO และ ไฮโดรคาร์บอนที่ไม่เผาไหม้มีปริมาณสูง โดยประสิทธิภาพการเผาไหม้มีค่าสูงสุดเท่ากับ 91% ที่อากาศส่วนเกิน 110% และมีค่าต่ำที่สุดเท่ากับ 25% ที่อากาศส่วนเกิน 180%

เมื่อพิจารณาสมรรถนะที่ได้จากการเผาไหม้กรณีส  $\lambda = 0.0$  ที่อากาศส่วนเกิน 110% พบว่า อุณหภูมิมีค่าสูงมากกว่า 1000 °C ตั้งแต่จุดวัดอุณหภูมิที่ตำแหน่งที่ 2 จนถึงทางออกของหัวเผา (ยกเว้นที่ตำแหน่งทางออกที่มีผลกระทบของของสิ่งแวดล้อมที่ปากทางออกหัวเผา) มีมลพิษต่ำ โดยขนาดของเม็ดอะลูมินาทรงกลมที่เลือกใช้มีขนาด 20 mm ซึ่งขนาดของเม็ดอะลูมินาทรงกลมคาดว่าจะส่งผลต่อสมรรถนะของหัวเผา ซึ่งจะทำให้การอธิบายในหัวข้อถัดไป

## 5.4.2 อิทธิพลของค่าความพรุนของวัสดุพอร์

### 5.4.2.1 การกระจายตัวของอุณหภูมิตามแนวแกนของหัวเผา

โดยปกติแล้วการลดขนาดของวัสดุพอร์ จะทำให้ขนาดช่องว่างระหว่างวัสดุพอร์มีขนาดเล็กลง ซึ่งส่งผลต่อพฤติกรรมการเผาไหม้ภายในแ่งวัสดุพอร์ โดยสามารถอธิบายได้ในมิติของ Peclet number (Pe) ซึ่งงานวิจัยที่ผ่านมาได้มีการศึกษาความสัมพันธ์ของ Pe กับ เชื้อเพลิงหลายๆชนิด (Trimis, D.(1996)[11]) จากรูปที่ 5.16 แสดงอิทธิพลของค่าความพรุนของวัสดุพอร์ที่ส่งผลต่อการกระจายตัวของอุณหภูมิตามแนวแกน ในการทดสอบทำการคงที่ปริมาณอากาศส่วนเกินไว้ที่ 110% ที่  $\lambda = 0.0$  กับ  $\lambda = 0.96$  และปรับเปลี่ยนค่าความพรุนของวัสดุพอร์เป็น 9% 27% และ 45% เทียบได้กับขนาดของวัสดุพอร์ 5mm 10mm และ 20mm ตามลำดับ นอกจากนี้รูปที่ 5.17 แสดงลักษณะของเปลวไฟที่เกิดขึ้นจากการเผาไหม้เมื่อปรับเปลี่ยนค่า Peclet number ซึ่งคาดว่าถ้าค่าความพรุนของวัสดุพอร์มีค่าต่ำ จะส่งผลให้อุณหภูมิการเผาไหม้มีค่าต่ำตลอดความสูงของหัวเผา เนื่องจากจะไม่เกิดการเผาไหม้ภายในช่องว่างของวัสดุพอร์ ทั้งนี้การประยุกต์การใช้งานของวัสดุพอร์ขนาดเล็กเหมาะสำหรับใช้ป้องกันการย้อนกลับของเปลวไฟเข้าสู่ท่อจ่ายเชื้อเพลิงขณะกำลังทำการเผาไหม้ ซึ่งสามารถทำได้โดยใส่วัสดุพอร์ที่มีความพรุนน้อยนี้ใส่ไว้บริเวณทำการจ่ายเชื้อเพลิงก่อนเข้าสู่เตาเผาไหม้



รูปที่ 5.16 แสดงอิทธิพลของค่าความพรุนของวัสดุพรุนที่ส่งผลต่อการกระจายตัวของอุณหภูมิตามแนวแกน



รูปที่ 5.17 แสดงลักษณะของเปลวไฟที่เกิดขึ้นจากการเผาไหม้เมื่อปรับเปลี่ยนค่า Pelet number

จากรูป 5.16 พบว่าความพรุนของวัสดุพรุนมีผลต่อการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิตามระดับความสูงอย่างเห็นได้ชัด โดยการเผาไหม้โดยใช้วัสดุพรุนที่มีความพรุน 45 % ทั้งกรณีสัดส่วนอากาศส่วนที่

เอกรูปนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อการศึกษาค้นคว้าเท่านั้น เมื่อผู้ใดเห็นประโยชน์ของการนำเอกสารนี้ไปใช้โดยไม่ผ่านการคัดค้านจากเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สามต่ออากาศทั้งหมด ( $\lambda$ ) เท่ากับ 0 และ 0.96 มีค่าอุณหภูมิค่อนข้างคงที่ตลอดความสูงของเตาเผาไหม้ โดยมีค่าอุณหภูมิสูงที่สุดอยู่ในช่วง 700 – 1,150 °C และบริเวณของการเผาไหม้มีช่วงที่กว้างเกิดขึ้นทั่วทั้งเตา ในขณะที่การเผาไหม้โดยใช้วัสดุพูนที่มีความพูน 27 % พบว่าอุณหภูมิการเผาไหม้เริ่มเข้าสู่สภาวะคงตัวตั้งแต่ระดับความสูง 100 mm โดยกรณี  $\lambda$  เท่ากับ 0 มีค่าอุณหภูมิสูงกว่ากรณี  $\lambda$  เท่ากับ 0.96 อย่างเห็นได้ชัด ซึ่งมีความมากกว่าประมาณ 300 °C ส่วนเมื่อทำการเผาไหม้โดยใช้วัสดุพูนที่มีความพูน 9 % พบว่าทั้งกรณี  $\lambda$  เท่ากับ 0 และ 0.96 การเผาไหม้ไม่สามารถเกิดขึ้นได้ภายในเตาเผาไหม้แต่การเผาไหม้จะเกิดขึ้นที่บริเวณท่อทางออกของเตาเผาไหม้ ซึ่งสอดคล้องกับการทดลองที่สังเกตเห็นเปลวไฟมีลักษณะเป็นสีเหลืองลุกไหม้อยู่ที่บริเวณท่อทางออก ดังแสดงในรูปที่ 5.17 โดยอุณหภูมิที่บริเวณท่อทางออกมีค่าประมาณ 50-130 °C ส่วนอุณหภูมิภายในเตาเผาไหม้มีค่าประมาณ 28-30 °C

เหตุที่กรณีการเผาไหม้ด้วยวัสดุพูนที่มีความพูน 45 % มีค่าการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิและบริเวณของการเผาไหม้สูงที่สุดเมื่อเปรียบเทียบกับกรณีการเผาไหม้โดยใช้วัสดุพูนที่มีความพูน น้อยกว่า เพราะว่าเมื่อความพูนของวัสดุพูนที่ใช้ในการเผาไหม้มีขนาดเล็กลง จะทำให้ปริมาตรช่องว่างระหว่างวัสดุสร้างความพูนที่อยู่ในเตาเผาไหม้มีปริมาตรลดลง จึงทำให้อัตราการคลุกเคล้า (Mixing rate) ระหว่างอากาศกับเชื้อเพลิงมีค่าลดลง เป็นสาเหตุให้เกิดการเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์ ทำให้อุณหภูมิการเผาไหม้มีค่าลดลงตามลำดับ นอกจากนี้ปริมาตรช่องว่างที่มีขนาดใหญ่ยังมีส่วนช่วยในการยึดติดของฐานเปลวไฟที่เกิดขึ้น ซึ่งถือว่าเป็นข้อดีอีกประการหนึ่งที่มีส่วนช่วยในการส่งเสริมการเผาไหม้ให้สมบูรณ์มากขึ้น

จากงานวิจัยที่ผ่านมา (Trimis. D. (1996) [12]) พบว่าการเผาไหม้ภายในวัสดุพูนสามารถเกิดขึ้นได้อย่างมีเสถียรภาพพิจารณาได้จากตัวแปรไร้หน่วย Peclet number ซึ่งสามารถคำนวณได้จากสมการที่ 5

$$Pe = \frac{S_L d_m C_p \rho}{\lambda} \quad (5)$$

เมื่อ  $S_L$  คือความเร็วเปลวไฟแบบราบเรียบของเชื้อเพลิง (cm/s)

$C_p$  คือค่าความร้อนจำเพาะของของผสม (kJ/kgK)

$\rho$  คือความหนาแน่นของเชื้อเพลิง (kg/m<sup>3</sup>)

$\lambda$  คือค่าการนำความร้อนของเชื้อเพลิง (w/mK)

$d_m = \frac{\delta}{2.77}$  เมื่อ  $\delta$  คือขนาดของวัสดุพูน (m)

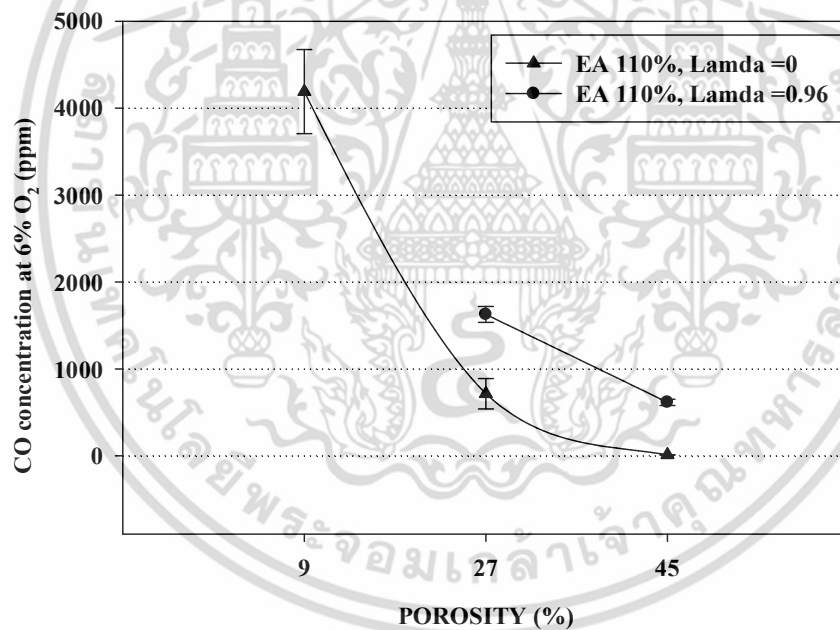
ถ้าค่า Pe มีค่าน้อยกว่าค่าวิกฤต ( $Pe < Pe_{critical}$ ) การเผาไหม้จะไม่สามารถเกิดขึ้นได้ภายในแผงวัสดุพูน แต่ถ้า Pe มีค่ามากกว่าค่าวิกฤต ( $Pe > Pe_{critical}$ ) การเผาไหม้จะสามารถเกิดขึ้นได้อย่างมีเสถียรภาพภายในแผงวัสดุด้วยอัตราการถ่ายโอนความร้อนต่ำและ optical thickness มีค่าสูง

ตารางที่ 5.5 แสดงค่า Peclet numbers ที่คำนวณได้จากเงื่อนไขการทดสอบเมื่อทำการปรับเปลี่ยนขนาดของวัสดุพอร์น

Size of porous media , $\delta$ (mm)	Equivalent diameter, $d_m$ (mm)	Peclet No.
5	1.78	27.4
10	3.60	55.0
20	7.20	109.0

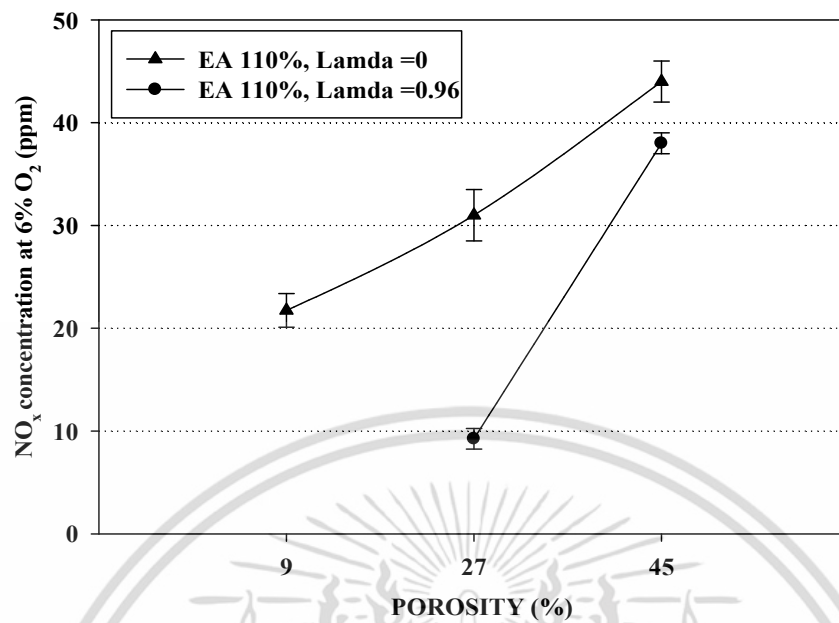
ตารางที่ 5.5 แสดงค่า Pe ที่คำนวณได้จากเงื่อนไขการทดสอบเมื่อทำการปรับเปลี่ยนขนาดของวัสดุพอร์น โดยใช้ค่าคุณสมบัติของโพรเพน ( $S_L = 26.09$  ที่อัตราส่วนสมมูลยว่นต่ำ,  $C_p = 1.2$  kJ/kgK,  $\lambda = 0.041 \times 10^{-6}$  w/mK and  $\rho = 2.01$  kg/m<sup>3</sup>)

#### 5.4.2.2 ประสิทธิภาพการเผาไหม้และปริมาณแก๊สไอเสียที่ได้จากการเผาไหม้

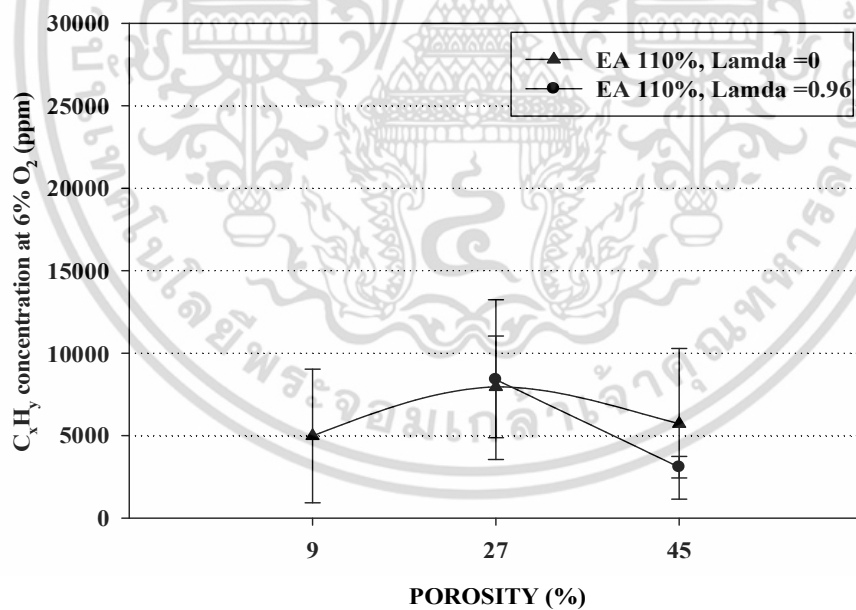


รูปที่ 5.18 แสดงอิทธิพลของค่าความพรุนของวัสดุพอร์นที่ส่งผลต่อปริมาณ CO

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

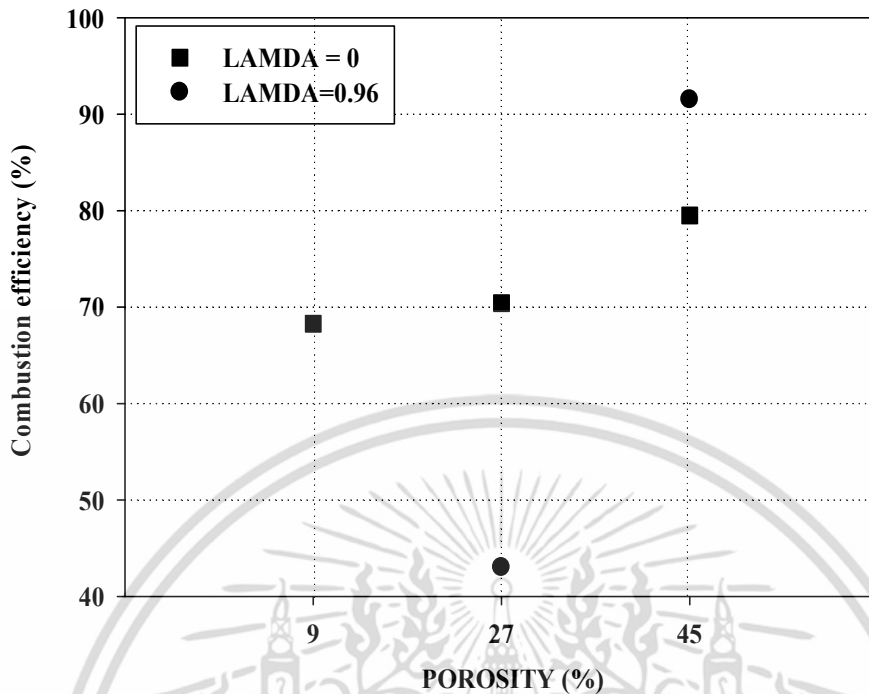


รูปที่ 5.19 แสดงอิทธิพลของค่าความพรุนของวัสดุพรุนที่ส่งผลต่อปริมาณ  $\text{NO}_x$



รูปที่ 5.20 แสดงอิทธิพลของค่าความพรุนของวัสดุพรุนที่ส่งผลต่อปริมาณ  $\text{C}_x\text{H}_y$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

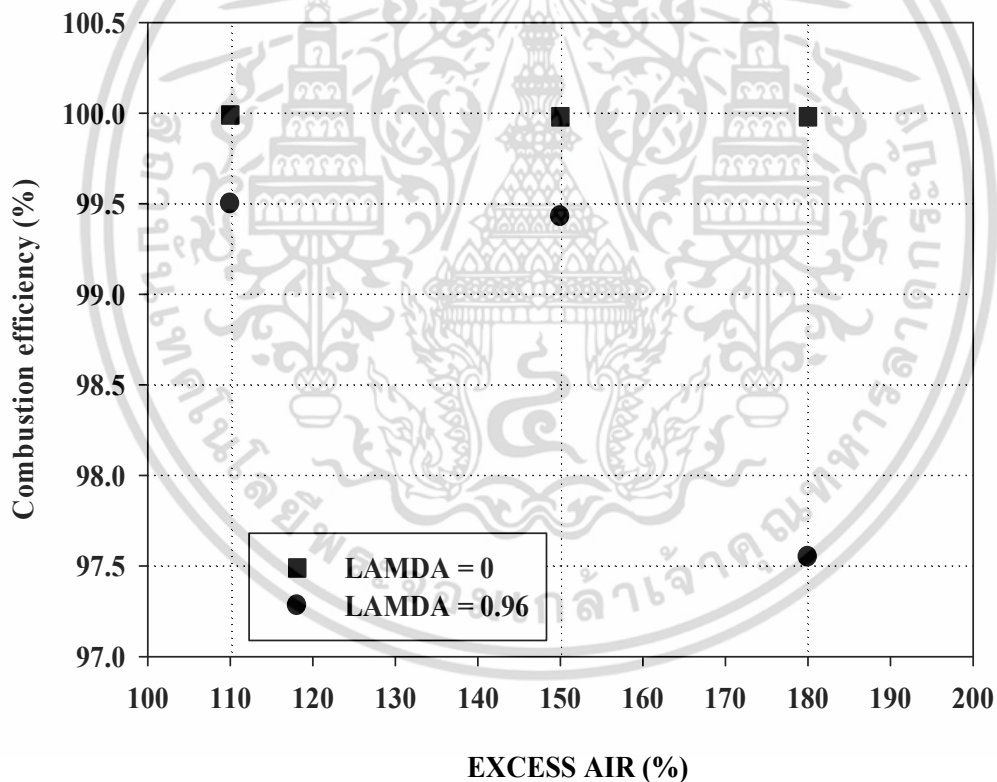


รูปที่ 5.21 แสดงอิทธิพลของค่าความพรุนของวัสดุพรุนที่ส่งผลต่อประสิทธิภาพการเผาไหม้

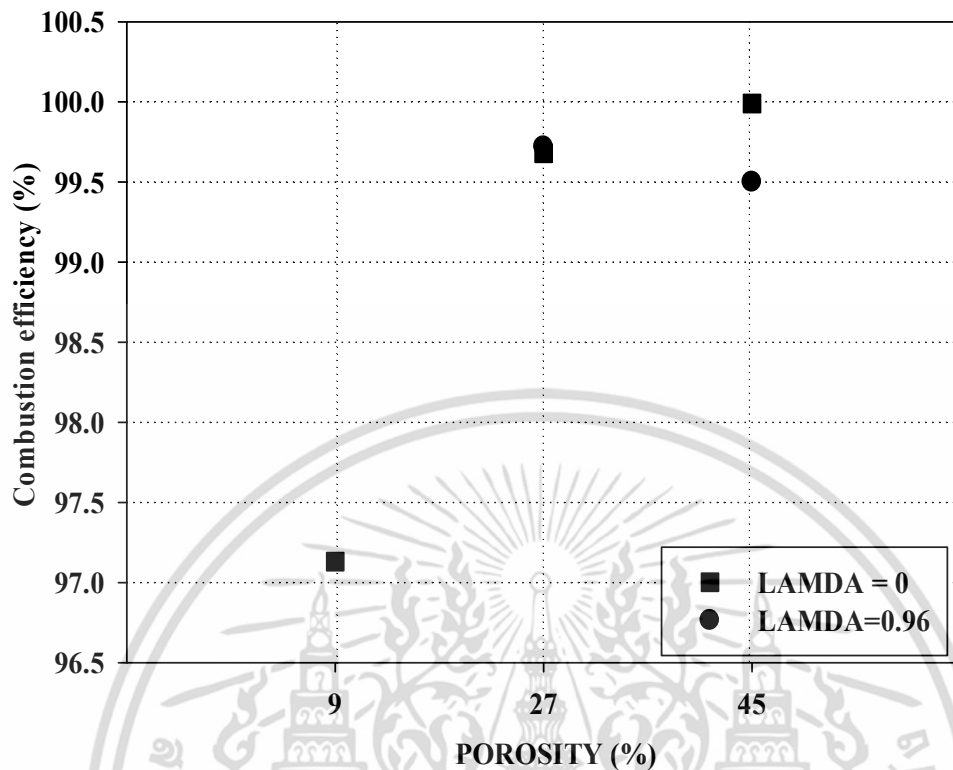
การเผาไหม้ภายในวัสดุพรุนที่มีค่าความพรุนน้อยที่สุดในเงื่อนไขการทดสอบของหัวเผานี้พบว่าปริมาณ CO และ  $C_xH_y$  มีปริมาณสูงสุดคล้อยกับประสิทธิภาพการเผาไหม้ที่มีค่าลดต่ำลงดังแสดงในรูป 5.17 5.20 และ 5.21 โดยค่าประสิทธิภาพการเผาไหม้คำนวณจากผลต่างของพลังงานที่ป้อนให้หัวเผากับพลังงานที่สูญเสียไปกับการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ (CO และ  $C_xH_y$ ) นอกจากนี้พบว่าการเผาไหม้ด้วยวัสดุพรุนที่มีค่าความพรุนน้อย การจ่ายอากาศเป็นชั้นจะส่งผลให้อุณหภูมิการเผาไหม้ลดลงดังแสดงในรูป 5.16 และ 5.17c และส่งผลให้ประสิทธิภาพการเผาไหม้ลดลงอย่างเห็นได้ชัด ดังแสดงในรูป 5.21 เมื่อพิจารณาปริมาณ  $NO_x$  ที่เกิดขึ้นพบว่ามีความแปรผันเปลี่ยนแปลงในทิศทางตรงกันข้ามกับการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิ โดยพบว่า  $NO_x$  มีปริมาณลดลงตามการลดความพรุนของวัสดุพรุน คาดว่าเกิดมาจากการลดความพรุนของวัสดุพรุน ส่งผลให้เกิดการเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์ ทำให้การเผาไหม้ที่เกิดขึ้นเป็นการเผาไหม้ที่อุณหภูมิเปลวไฟมีค่าต่ำ (Low flame temperature) ทำให้โอกาสเกิด Thermal  $NO_x$  (Zeldovich mechanism) มีน้อยลง เนื่องจาก  $NO_x$  ประเภทนี้เกิดขึ้นที่อุณหภูมิสูง ( $> 1300$  °C) และด้วยเหตุที่ LPG เป็นเชื้อเพลิงที่ไม่มีองค์ประกอบของไนโตรเจนจึงทำให้ไม่มีโอกาสเกิด fuel  $NO_x$  เช่นเดียวกัน ดังนั้นปริมาณ  $NO_x$  ที่เกิดขึ้นจากการเผาไหม้จึงมีปริมาณต่ำ ซึ่งปริมาณ  $NO_x$  ที่เกิดขึ้นส่วนใหญ่คาดว่าจะเกิดขึ้นมาจาก prompt  $NO_x$  ซึ่งเป็น  $NO_x$  ที่เกิดขึ้นมาจากการทำปฏิกิริยากันในระหว่างไฮโดรคาร์บอนกับไนโตรเจนในของผสมระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศ โดยปฏิกิริยาจะเกิดขึ้นที่อุณหภูมิต่ำ โดยปริมาณ  $NO_x$  มีปริมาณสูงขึ้นเมื่อทำการเผาไหม้โดยใช้วัสดุพรุนที่มีความพรุน 45 % ในกรณี  $\lambda$  เท่ากับ 0 และ 0.96 มีปริมาณเท่ากับ 43 และ 38 ppm โดยคิดที่มาตรฐาน  $O_2$  6% ตามลำดับ และปริมาณ  $NO_x$  มี

ปริมาณน้อยที่สุดเมื่อทำการเผาไหม้โดยใช้วัสดุพูนที่มีความพูน 27 % ในกรณี  $\lambda$  เท่ากับ 0.96 โดยมีปริมาณเท่ากับ 8 ppm ที่มาตรฐาน  $O_2$  6% แสดงดังรูปที่ 5.19

ส่วนปริมาณ  $C_xH_y$  ที่วัดได้จากการเผาไหม้แสดงดังรูปที่ 5.20 พบว่ากรณี  $\lambda$  เท่ากับ 0.96 พบว่าปริมาณ  $C_xH_y$  มีค่าสูงที่สุดประมาณ 8000 ppm โดยคิดที่มาตรฐาน  $O_2$  6% เนื่องจากเป็นกรณีที่มีค่าอุณหภูมิที่ได้จากการเผาไหม้มีค่าต่ำประมาณ  $600 - 700^\circ C$  ในขณะที่เผาไหม้โดยใช้วัสดุพูนที่มีความพูน 9 % กรณี  $\lambda$  เท่ากับ 0 พบว่าปริมาณ  $C_xH_y$  มีค่าลดลงเป็น 5000 ppm โดยคิดที่มาตรฐาน  $O_2$  6% เมื่อพิจารณาประกอบความเข้มข้นของ CO ที่สูงขึ้นอย่างมากในกรณีนี้จึงอธิบายได้ว่า  $C_xH_y$  ได้ทำปฏิกิริยาต่อไป เป็น CO ในปริมาณที่มากกว่ากรณีของการใช้วัสดุพูนที่มีความพูน 27 % อย่างไรก็ตาม ค่าที่วัดได้มีความกว้างสูงอันเป็นสาเหตุมาจากความไม่เสถียรของการเผาไหม้ในเงื่อนไขการทดสอบนี้ คาดว่าเป็นเพราะเกิดจากเปลวไฟดับและการจุดติดไฟที่ไม่สม่ำเสมอ ซึ่งอาจเป็นเพราะว่า 1) ความเร็วของของผสมเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มอุณหภูมิ 2) ความไม่สม่ำเสมอในการผสมกันระหว่างสารตั้งต้นอุณหภูมิต่ำกับแก๊สไอเสียร้อน แต่ถึงกระนั้นการเปลี่ยนแปลงของปริมาณ  $C_xH_y$  อยู่นอกเหนือขอบเขตของงานวิจัยนี้



รูปที่ 5.22 แสดงอิทธิพลของอากาศส่วนเกินที่ส่งผลต่อประสิทธิภาพการเผาไหม้ที่คำนวณจากสมการทั่วไป



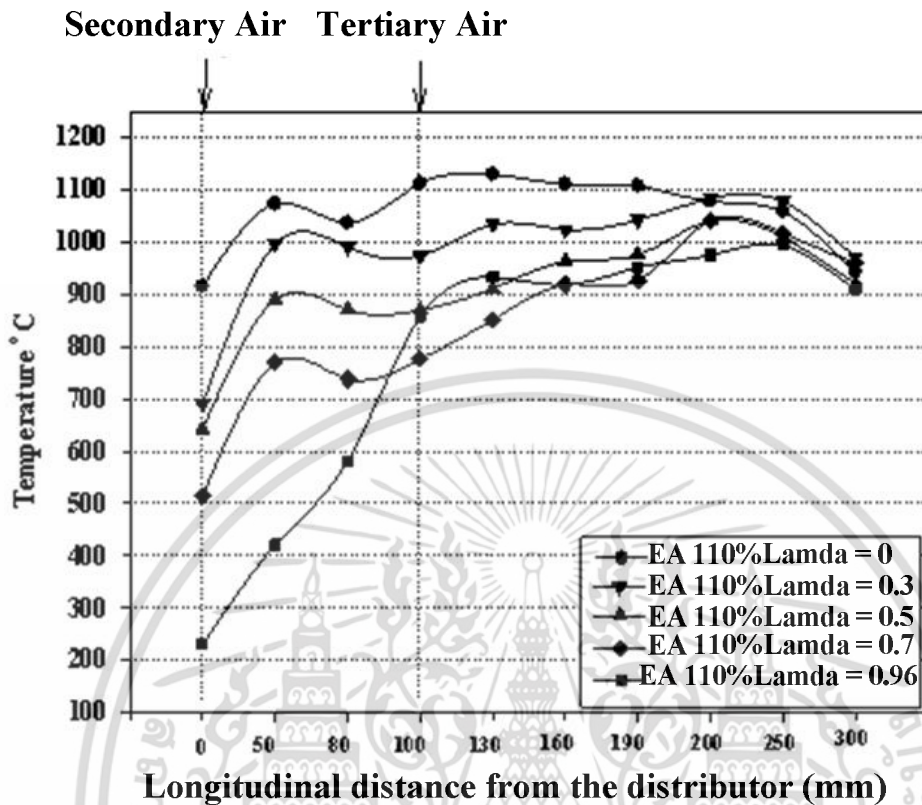
รูปที่ 5.23 แสดงอิทธิพลของค่าความพรุนของวัสดุพูนที่ส่งผลต่อประสิทธิภาพการเผาไหม้ที่คำนวณจากสมการทั่วไป

รูปที่ 5.22 และ 5.23 แสดงอิทธิพลของอากาศส่วนเกินและค่าความพรุนของวัสดุพูนที่ส่งผลต่อประสิทธิภาพการเผาไหม้ ซึ่งในที่นี้ประสิทธิภาพการเผาไหม้คำนวณจากนิยามทั่วไปที่ตั้งแสดงในสมการที่ 6 โดยไม่พิจารณาพลังงานที่สูญเสียไปกับการเผาไหม้ไฮโดรคาร์บอน

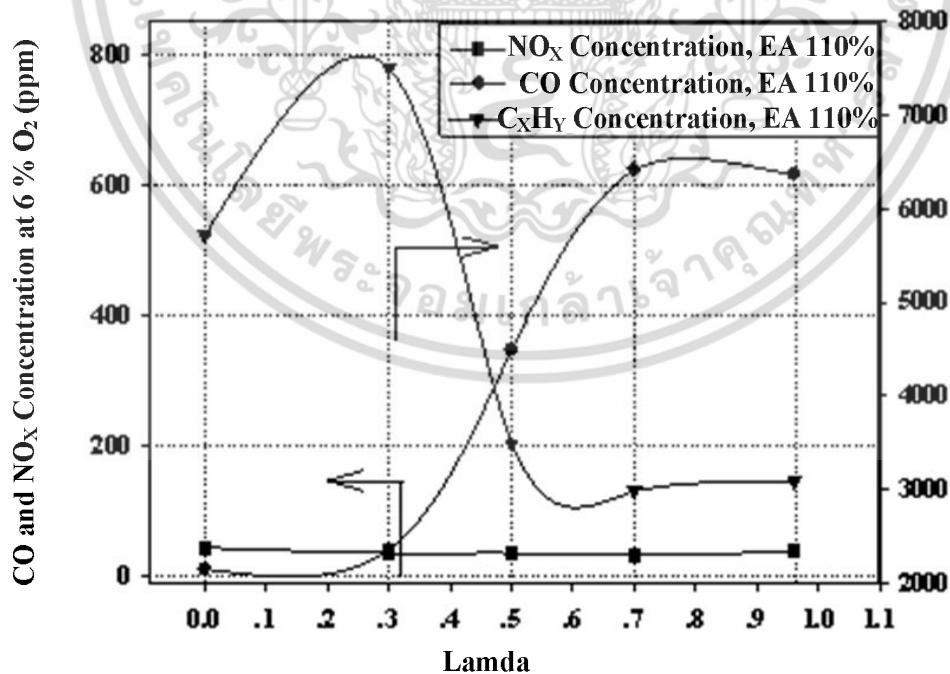
$$E_c = [(E_f - E_{CO}) / E_f] \times 100\% \quad (6)$$

จากผลการทดลองพบว่าประสิทธิภาพการเผาไหม้มีค่ามากกว่า 97.5% ค่ามากที่สุดใกล้เคียง 100 % ที่ค่า  $\lambda = 0.0$  ซึ่งเมื่อเปรียบเทียบค่าประสิทธิภาพการเผาไหม้จากทั้งสองสมการ (สมการ 4 และ 6) ประสิทธิภาพเชิงความร้อนมีแนวโน้มเดียวกัน ซึ่งทั้งสองสมการสะท้อนถึงการเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์

### 5.4.3 อิทธิพลของการจ่ายอากาศเป็นชั้น



รูปที่ 5.24 แสดงอิทธิพลของการแบ่งจ่ายอากาศเป็นชั้นที่ส่งผลต่อการกระจายตัวของอุณหภูมิตามแนวแกนของหัวเผา

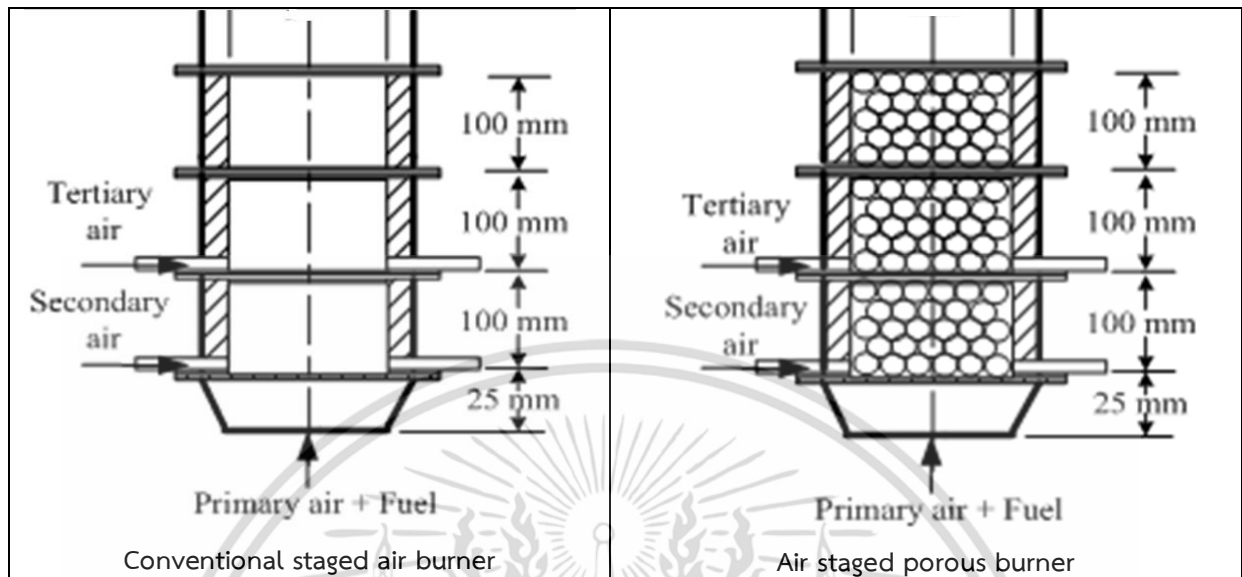


รูปที่ 5.25 แสดงอิทธิพลของการแบ่งจ่ายอากาศเป็นชั้นที่ส่งผลต่อปริมาณแก๊สไอเสียที่เกิดขึ้น

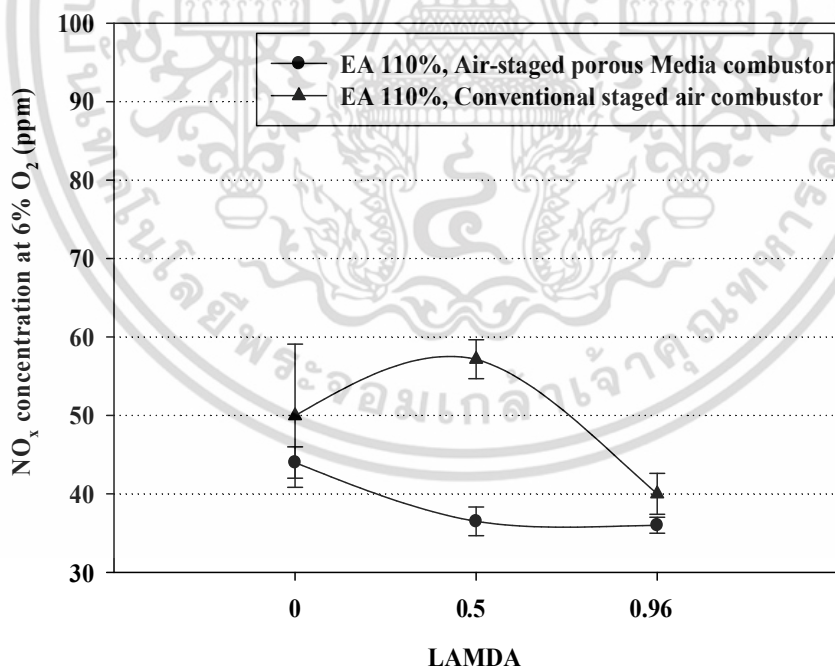
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อากาศที่แบ่งจ่ายเป็นชั้นเป็นการแบ่งสัดส่วนการจ่ายระหว่างอากาศส่วนที่สองและอากาศส่วนที่สามจากปริมาณอากาศ 96% ของปริมาณอากาศทั้งหมดที่ป้อนเข้าสู่หัวเผา (สัดส่วนอากาศ 4% เป็นอากาศส่วนที่หนึ่งที่ถูกป้อนเข้าผสมกับเชื้อเพลิงเข้าสู่กล่องผสม) โดยอากาศทั้งสองส่วนนี้ถูกจ่ายเข้าที่ช่องป้อนที่ระดับความสูง 0mm และ 100mm จากแผ่นกระจายเชื้อเพลิงตามลำดับ ในลักษณะจ่ายอากาศในแนวสัมผัสกับผนังของหัวเผา จากรูปที่ 5.24 แสดงอิทธิพลของการแบ่งจ่ายอากาศเป็นชั้นที่ส่งผลต่อการกระจายตัวของอุณหภูมิตามแนวแกนของหัวเผา โดยปรับเปลี่ยนปริมาณอากาศส่วนที่สามต่อปริมาณอากาศทั้งหมดเป็น ( $\lambda$ ) 0, 0.3, 0.5, 0.7 and 0.96 ตามลำดับ ซึ่งจะส่งผลให้อัตราการผสมเกิดขึ้นช้าลง และคงที่ปริมาณอากาศส่วนเกินเท่ากับ 110% จากผลการทดสอบพบว่า อุณหภูมิที่ได้จากการเผาไหม้มีค่าสูง อยู่ในช่วง 900 -1150 °C (เมื่อเข้าสู่สภาวะคงตัว) นอกจากนี้พบว่า พบว่าเมื่อทำการเพิ่ม  $\lambda$  จะส่งผลให้อุณหภูมิที่ได้จากการเผาไหม้มีแนวโน้มลดลงตามลำดับ คาดว่าเนื่องมาจากการเพิ่ม  $\lambda$  ซึ่งเป็นการเพิ่มปริมาณอากาศส่วนที่สาม และลดปริมาณอากาศส่วนที่สอง จะทำให้การเผาไหม้เกิดขึ้นช้าลงและทำให้ระยะเวลาเฉลี่ยในการเผาไหม้ภายในเตาเผาไหม้ลดน้อยลง อีกเหตุผลหนึ่งการเพิ่ม  $\lambda$  คือการเพิ่มปริมาณอากาศเย็นเข้าเตาเผาไหม้ที่ระดับความสูง 100mm จากแผ่นกระจายอากาศและเชื้อเพลิง ซึ่งมีผลทำให้เกิดการสูญเสียความร้อนที่ผลิตได้ให้กับอากาศเย็นที่ฉีดเข้าเตาเผาไหม้ โดยอุณหภูมิการเผาไหม้เมื่อเข้าสู่สภาวะคงตัวมีค่าประมาณ 1150 °C และ 900 °C ที่  $\lambda$  เท่ากับ 0 และ 0.96 ตามลำดับ อีกทั้งการเพิ่ม  $\lambda$  จาก 0 ถึง 0.7 ส่งผลให้อุณหภูมิการเผาไหม้ในช่วงต้นของหัวเผามีค่าลดลงและมีการลดลงอย่างเห็นได้ชัดเมื่อ  $\lambda = 0.96$  หากพิจารณาปริมาณแก๊สไอเสียที่เกิดขึ้นดังแสดงในรูป 5.25 พบว่าปริมาณ  $C_xH_y$  มีค่าลดลงเมื่อค่า  $\lambda$  สูงขึ้นโดยเฉพาะตั้งแต่ 0.3-0.5 ลดลงอย่างเห็นได้ชัดจาก 7500 ppm เหลือ 3200 ppm ที่มาตรฐาน  $O_2$  เท่ากับ 6% เนื่องจากมีการกระจายอากาศทั่วถึงตลอดความสูงของหัวเผามากขึ้น ซึ่งสอดคล้องกับปริมาณ  $CO$  ที่มีค่าสูงเมื่อค่า  $\lambda$  สูงขึ้น เพราะ ไฮโดรคาร์บอนทำปฏิกิริยากับออกซิเจนในอากาศจนกลายเป็น  $CO$  ส่วนปริมาณ  $NO_x$  พบว่าการปรับเปลี่ยน  $\lambda$  ไม่ค่อยส่งผลต่อปริมาณ  $NO_x$  เมื่อพิจารณาความสัมพันธ์ระหว่างปริมาณ  $NO_x$  กับปริมาณ  $C_xH_y$  ภายใต้หลักกลไกทางเคมีของการสลาย  $NO_x$  อันเนื่องมาจากการทำปฏิกิริยากับอนุมูลอิสระของไฮโดรคาร์บอน พบความสัมพันธ์ที่สนับสนุนทฤษฎีนี้ โดยเฉพาะในเงื่อนไขการทดสอบที่พบอนุมูลอิสระของไฮโดรคาร์บอนสูง ซึ่งจะพบการปลดปล่อย  $NO_x$  ต่ำ เป็นความสัมพันธ์ที่ผกผันต่อกันตลอดช่วงที่ศึกษา

#### 5.4.4 การเปรียบเทียบปริมาณ $\text{NO}_x$ ระหว่างหัวเผาวัสดุพรุนแบบแบ่งจ่ายอากาศเป็นชั้นกับหัวเผาแบบแบ่งจ่ายอากาศเป็นชั้นทั่วไป



รูปที่ 5.26 แสดงการเปรียบเทียบลักษณะของหัวเผาระหว่างหัวเผาวัสดุพรุนแบบแบ่งจ่ายอากาศเป็นชั้นกับหัวเผาแบบแบ่งจ่ายอากาศเป็นชั้นทั่วไป



รูปที่ 5.27 แสดงการเปรียบเทียบปริมาณ  $\text{NO}_x$  ระหว่างหัวเผาวัสดุพรุนแบบแบ่งจ่ายอากาศเป็นชั้นกับหัวเผาแบบแบ่งจ่ายอากาศเป็นชั้นทั่วไป

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ลักษณะของหัวเผาระหว่างหัวเผาวัสดุพูนแบบแบ่งจ่ายอากาศเป็นชั้นกับหัวเผาแบบแบ่งจ่ายอากาศเป็นชั้นทั่วไปแสดงดังรูป 5.26 โดยทั้งหัวเผาสองแบบมีมิติของขนาดและตำแหน่งการจ่ายอากาศเดียวกัน มีการจ่ายอากาศในแนวสัมผัสกับหัวเผา หัวเผาแบบทั่วไปมีการทำงานคล้ายกับหัวเผาแบบหมุนควง (Swirl-induced burner) แต่ต่างกันตรงที่ตำแหน่งของการจ่ายอากาศของหัวเผาทั่วไปนี้ห่างจากตำแหน่งจ่ายเชื้อเพลิงและรูปทรงของหัวเผาไม่ใช่ลักษณะทรงกรวย จึงทำให้การผสมกันระหว่างอากาศกับเชื้อเพลิงเกิดขึ้นได้ไม่ดีและไม่มีการหมุนเวียนก๊าซไอเสียภายในหัวเผาเหมือนหลักการของหัวเผาแบบหมุนควง เมื่อเปรียบเทียบปริมาณ  $\text{NO}_x$  ที่มาตรฐาน  $\text{O}_2$  เท่ากับ 6 % แสดงดังรูป 5.27 โดยปรับเปลี่ยน  $\lambda$  เท่ากับ 0.0 0.5 และ 0.96 คงที่ปริมาณอากาศส่วนเกินเท่ากับ 110% จากผลการทดลองพบว่าหัวเผาวัสดุพูนมีปริมาณ  $\text{NO}_x$  อยู่ในช่วง 37-45 ppm และน้อยกว่าหัวเผาทั่วไปอย่างเห็นได้ชัด คาดว่าเป็น  $\text{NO}_x$  ประเภท prompt  $\text{NO}_x$  เพราะอุณหภูมิการเผาไหม้ต่ำกว่า  $1300^\circ\text{C}$  และไม่มีองค์ประกอบ N ในเชื้อเพลิง อีกทั้งแผงวัสดุพูนทำให้เกิดการกระจายความร้อนอย่างสม่ำเสมอตลอดทั่วทั้งหัวเผาไม่เกิดบริเวณที่มีอุณหภูมิสูง (hot spot) และด้วยเหตุที่หัวเผาทั่วไปในงานวิจัยนี้ไม่มีการหมุนเวียนแก๊สไอเสียเหมือนหัวเผาหมุนควงทั่วไป จึงทำให้  $\text{NO}_x$  ที่เกิดขึ้นมีปริมาณสูง

## 5.5 สรุปผลการทดลอง

งานวิจัยนี้เป็นการศึกษาสมรรถนะการเผาไหม้ในแง่ประสิทธิภาพการเผาไหม้ การกระจายตัวของอุณหภูมิและปริมาณแก๊สไอเสียที่เกิดขึ้นจากการเผาไหม้ของหัวเผาวัสดุพูนแบบแบ่งจ่ายอากาศเป็นชั้นสำหรับเชื้อเพลิง LPG ขนาดพิกัดความร้อนของหัวเผามีค่าเท่ากับ 3 kW โดยทำการศึกษาอิทธิพลของปริมาณอากาศส่วนเกินเท่ากับ 110% 150% และ 180% ด้วยการปรับเปลี่ยนค่าความพูนของวัสดุพูนเท่ากับ 5mm 10mm และ 20mm ตามลำดับ

เมื่อเพิ่มปริมาณอากาศส่วนเกิน ซึ่งโดยทั่วไปแล้วจะทำให้เป็นการสูญเสียความร้อนจากการเผาไหม้ แต่อุณหภูมิการเผาไหม้ของหัวเผานี้กลับมีค่าสูงขึ้น เพราะเกิดความปั่นป่วนด้วยการหมุนวนย่อยๆ ภายในช่องว่างของวัสดุพูน ทำให้เกิดการผสมกันเป็นอย่างดีระหว่างสารตั้งต้นและแก๊สไอเสียร้อนและเกิดการจุดติดไฟของของผสมสม่ำเสมอเนื่องจากกลไกการป้อนความร้อนของแก๊สไอเสียร้อนป้อนจากบริเวณปลายย้อนกลับสู่ต้นทางของหัวเผาด้วยกลไกการนำและการแผ่รังสีความร้อน ส่งผลให้ปริมาณ  $\text{C}_x\text{H}_y$  มีค่าลดลง ในขณะที่ ปริมาณ  $\text{NO}_x$  มีค่าเพิ่มขึ้น ตามการเพิ่มความเร็วของของไหล อีกทั้งอิทธิพลของการพัดพาทำให้บริเวณที่เกิดปฏิกิริยาการเผาไหม้ขยับไปสู่บริเวณปลายหัวเผา แต่ถึงกระนั้นการเพิ่มปริมาณอากาศส่วนเกินมากเกินไป (อากาศส่วนเกิน 180%) จะส่งผลให้ความร้อนจากการเผาไหม้สูญเสียไปกับปริมาณอากาศที่เกินพอดี ซึ่งมีอิทธิพลมากกว่าการปลดปล่อยพลังงานเนื่องจากอัตราการผสมที่สูงและการจุดติดไฟที่สม่ำเสมอ ปริมาณ CO พบว่ามีค่าเพิ่มขึ้นเนื่องจากระยะเวลาในการเผาไหม้มีไม่เพียงพอให้ CO ทำปฏิกิริยากลายเป็น  $\text{CO}_2$

คุณลักษณะสำคัญของหัวเผานี้คืออุณหภูมิการเผาไหม้ควรจะต้องมีค่ามากกว่า  $800^\circ\text{C}$  ภายในช่วง 100mm จากแผ่นกระจายของผสม เพื่อเป็นการยืนยันว่าการเผาไหม้จะเกิดขึ้นอย่างเสถียรภาพในแผงวัสดุพูนตลอดความสูงของหัวเผา นอกจากนี้พบว่าค่าความพูนของวัสดุพูนมีผลต่อเสถียรภาพการเผาไหม้ภายในหัวเผาวัสดุพูน โดยการลดลงของขนาดวัสดุพูนทำให้ช่องว่างของ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

วัสดุพรุนลดลง ส่งผลให้อุณหภูมิและประสิทธิภาพการเผาไหม้ลดต่ำลงสอดคล้องกับการลดลงของปริมาณ  $C_xH_y$  และ CO ตามลำดับ

## 5.6 เอกสารอ้างอิง

- [1] Trimis. D, Durst. F, Pickenäcker. O and Pickenäcker. K. 2000, “Porous medium combustor versus combustion system with free flames” Institute of fluid mechanics, universität Erlangen-Nürnberg, Germany.
- [2] R. Nabavi, A. Niaei, D. Salari and J. Towfighi. 2007, Modeling of thermal cracking of LPG: Application of artificial neural network in prediction of the main product yields, *J. Anal. Appl. Pyrolysis*, Vol. 80, pp. 175–181.
- [3] D. Seguin, A. Montillet, J. Comiti and F. Huett. 1998, Experimental characterization of flow regimes in various porous media II: Transition to turbulent regime, *Chemical Engineering Science*, Vol. 53, No. 22, pp. 3897-3909,
- [4] N. Peters. 2000, Turbulent combustion, Cambridge university, Massachusetts, London, England.
- [5] S.R. Turns. 2000, An introduction to combustion, 2<sup>nd</sup> edition, Mc Graw Hill.
- [6] Masuoka. T and Takatsu. Y. 2002, “Turbulence characteristics in porous media” Department of mechanical engineering science, Kyushu university, Japan
- [7] Tenneks. H., 1968, “Simple model for the small-scale structure of turbulence.” *Physics of Fluids*, 11: 669-671
- [8] Tekeno.T, Sato. K and Hase.K, 1981. “ A theoretical study on an excess enthalpy flame” Eighteenth International Symposium on combustion. The combustion institute. Waterloo. pp 465-472, 17-22 August. Canada
- [9] Fenimore, C. T., 1992. “Control of combustion-generated nitrogen oxide emission: Technology driven by regulations.” Twenty-Fourth symposiums (International) on combustion. The Combustion institute. Pittsburgh. PA. pp. 859-878.
- [10] Durst. F and Trimis. D. 1996, “ Burner having porous material of varying porosity” United States Patent. US005522723A. Jun.4.
- [11] Durst. F and Trimis. D. 1996, “ Burner having porous material of varying porosity” United States Patent. US005522723A. Jun.4.
- [12] Trimis. D. and Wawrzinek. 2003. “ Flame stabilization of highly diffusive gas mixtures in porous inert media”. Institute of fluid mechanics. Friedrich-Alexander-university of Erlangen-Nuremberg

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## บทที่ 6

### หัวเผา น้ำมันพืชใช้แล้ว

#### (Waste vegetable oil burner, WVOB)

งานวิจัยนี้ทำการศึกษาสมรรถนะของหัวเผาน้ำมันพืชใช้แล้ว มีวัตถุประสงค์หลักเพื่อลดการใช้เตาแก๊สหุงต้มในการประกอบอาหาร เป็นการลดต้นทุนการใช้เชื้อเพลิงแอลพีจี อีกทั้งลดการนำน้ำมันพืชใช้แล้วกลับมาทอดซ้ำ ทั้งนี้ น้ำมันที่เหลือใช้หากนำกลับมาประกอบอาหารซ้ำมีความเสี่ยงต่อการก่อให้เกิดโรคมะเร็งได้ เนื่องจากในน้ำมันพืชใช้แล้วที่นำกลับมาใช้ซ้ำมีสารพิษก่อมะเร็ง (Carcinogen) อยู่ 2 กลุ่ม คือ อนุมูลอิสระ (free radicals) และไดออกซิน

หัวเผาน้ำมันพืชใช้แล้วนี้ได้นำเทคนิคการสร้างละอองน้ำมันด้วยการใช้น้ำพ่นผ่านหัวฉีดแรงดันสูง ใอน้ำจะนำพาละอองน้ำมันพืชใช้แล้วพร้อมกับการเหนียวนำอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้เพื่อป้อนเข้าสู่เตา อีกทั้งใอน้ำยังมีส่วนช่วยทำความสะอาดหัวฉีดในขณะที่องค์ประกอบไฮโดรเจนในโมเลกุลของน้ำจะเข้าไปแย่งอะตอมของคาร์บอนในโมเลกุลของเชื้อเพลิง ในปฏิกิริยาที่เรียกว่า Water Gas Shift Reaction ซึ่งช่วยบรรเทาปัญหาของการเกิดคราบเขม่าที่เกิดจากการเผาไหม้น้ำมันพืชใช้แล้วลงได้ ในด้านเทคนิคการเผาไหม้ เตานี้ได้ประยุกต์ใช้วัสดุพูนมาช่วยสร้างเสถียรภาพในการเผาไหม้น้ำมันพืชใช้แล้ว และใช้ความร้อนที่เกิดขึ้นภายในวัสดุพูนสร้างใอน้ำให้แก่เตา

#### 6.1 องค์ประกอบของหัวเผาน้ำมันพืชใช้แล้วและวิธีการทดลอง

##### 6.1.1 องค์ประกอบของน้ำมันพืชใช้แล้ว



(ก)

(ข)

รูปที่ 6.1 น้ำมันพืชใหม่ (VO) (ก) และน้ำมันพืชใช้แล้ว (WVO) (ข)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 6.1 แสดงองค์ประกอบของน้ำมันพืชใหม่และน้ำมันพืชใช้แล้ว

Properties	Vegetable oil (VO)	WVO	Unit
LHV	37.0	36.0	MJ/kg
Viscosity	0.0489	0.0543	Ns/m <sup>2</sup>
Sulphur	0.08	0.01	%(mass)
Carbon	76.92	76.35	%(mass)
Hydrogen	12.64	12.42	%(mass)
Nitrogen	0.55	0.51	%(mass)
Oxygen	12.0	11.68	%(mass)
Ash	0.006	0.005	%(mass)

ลักษณะทางกายภาพและองค์ประกอบของน้ำมันพืชใหม่กับน้ำมันพืชใช้แล้วแสดงดังรูปและตารางที่ 6.1 องค์ประกอบของน้ำมันพืชเก่าและน้ำมันพืชใหม่ตรวจวัดที่ ศูนย์เครื่องมือเพื่อการวิจัยทางวิศวกรรม ภาควิชาวิศวกรรมเคมี สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง โดยการวิเคราะห์องค์ประกอบ CHNS ของน้ำมันพืชใช้แล้วและน้ำมันพืชใหม่ ใช้เซนเซอร์การนำความร้อน (Thermal Conductivity Detector, TCD) เป็นอุปกรณ์ตรวจวัด ใช้ระยะเวลาวิเคราะห์ประมาณ 10 นาทีต่อตัวอย่างปริมาณ 5 mg ส่วนการวิเคราะห์องค์ประกอบ O ของน้ำมันพืชใช้แล้วและน้ำมันพืชใหม่ เป็นการวิเคราะห์แบบการเผาไหม้แบบไพโรเลซิส ใช้เวลาวิเคราะห์ประมาณ 8-15 นาที ผลการวิเคราะห์พบว่าน้ำมันพืชใช้แล้ว มีค่าความร้อนต่ำและองค์ประกอบของคาร์บอนเท่ากับ 36 MJ/kg และ 75.6% (โดยน้ำหนัก) ตามลำดับ ซึ่งยังคงมีค่าสูงแตกต่างจากน้ำมันพืชใหม่เล็กน้อย ดังนั้นจึงเป็นการเหมาะสมในการนำน้ำมันพืชใช้แล้วมาใช้เป็นเชื้อเพลิงสำหรับหัวเผา

### 6.1.2 ส่วนประกอบของหัวเผาน้ำมันพืชใช้แล้ว

หัวเผาน้ำมันพืชใช้แล้วร่อนก่อนปรับปรุง ได้ประยุกต์ใช้หลักการอุ่นน้ำมันพืชใช้แล้วโดยใช้ชุดลดความร้อน รับความร้อนที่ได้จากการเผาไหม้แก๊สแอลพีจี เพื่อลดความหนืดของน้ำมันก่อนป้อนผ่านหัวฉีดแรงดันสูง ฟันเป็นฝอยละอองน้ำมันเข้าสู่ห้องเผาไหม้ ดังรูปที่ 6.2ก หัวเผารุ่นนี้สามารถเผาไหม้น้ำมันพืชใช้แล้วทำงานได้อย่างต่อเนื่อง แต่ทั้งนี้ยังมีปัญหาเกิดขึ้นหลายอย่าง เช่น การเผาไหม้เกิดขึ้นอย่างไม่มีเสถียร น้ำมันพืชใช้แล้วเมื่อได้รับความร้อนจะเกิดเขม่าซึ่งส่งผลให้เกิดการอุดตันภายในหัวฉีด ยานการทำงานของหัวเผาค่อนข้างแคบเมื่อเทียบกับเตาแก๊สหุงต้มและการตอบสนองต่อการหรี่เร่งมีน้อย แนวทางแก้ไขปัญหาดังกล่าวคือ

- ปัญหาการอุดตันของเขม่าน้ำมันภายในหัวฉีด หลีกเลี่ยงโดยประยุกต์ใช้อุณหภูมิในการสร้างฝอยละอองน้ำมัน และนำพาละอองน้ำมันเข้าสู่ห้องเผาไหม้ แทนการสร้างฝอยละอองน้ำมันด้วยการพ่นผ่านหัวฉีด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

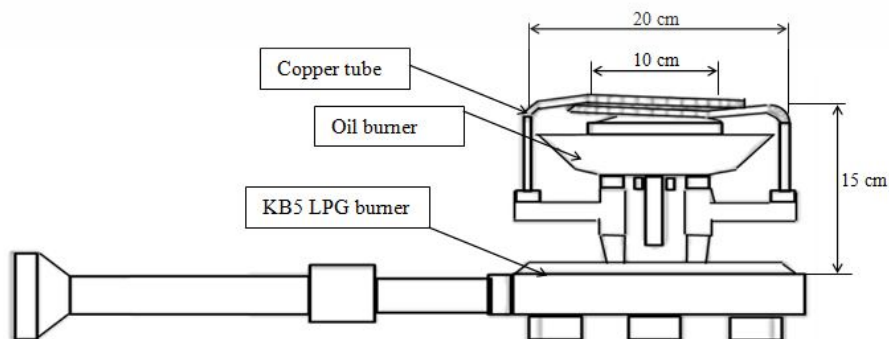
- ปัญหาการเผาไหม้ที่ไม่มีเสถียรภาพ แก้ไขโดยการประยุกต์ใช้วัสดุพอร์ซันชนิดเม็ดกลมอลูมินา ขนาด 2 cm มาช่วยในการส่งเสริมการเผาไหม้ ทำหน้าที่เป็นที่ยึดเกาะของฐานเปลวไฟ (flame holder)

ดังนั้นจึงพัฒนาหัวเผาใช้น้ำมันพืชใช้แล้วในรุ่นที่ใช้ทดสอบในปัจจุบันแสดงดังรูป 6.2ข



รูปที่ 6.2 หัวเผาน้ำมันพืชใช้แล้วก่อนการปรับปรุง (ไม่มีวัสดุพอร์ซัน) (ก) และหัวเผาน้ำมันพืชใช้แล้วรุ่นปัจจุบัน(มีวัสดุพอร์ซัน) (ข)

มิติของขนาดและเทคนิคการเผาไหม้ของหัวเผาน้ำมันพืชใช้แล้วรุ่นปัจจุบันนี้ ได้ประยุกต์มาจากหัวเผารุ่นก่อนและงานวิจัยเกี่ยวกับการเผาไหม้ภายในวัสดุพอร์ซัน โดยมิติของขนาดห้องเผาไหม้ภายในเส้นผ่านศูนย์กลาง 10 cm และขนาดห้องเผาไหม้วัสดุพอร์ซันเส้นผ่านศูนย์กลาง 20 cm (Porous domain) อ้างอิงมาจากขนาดของเตาแก๊สแอลพีจีรุ่น KB-5 ดังรูปที่ 6.3 ส่วนมิติความสูงขนาด 15 cm อ้างอิงมาจากขนาดความสูงของชุดหลอดแดงที่ใช้ในการอุ่นน้ำมันพืชใช้แล้ว ที่ถูกล้อมรอบด้วยเปลวไฟที่ได้จากการเผาไหม้ โดยสามารถสรุปถึงความแตกต่างของข้อมูลจำเพาะและสมรรถนะการเผาไหม้ระหว่างหัวเผารุ่นเก่ากับหัวเผารุ่นปัจจุบัน ในแง่ของอัตราการผลิตพลังงาน เทคนิคการสร้างฝอยละออง การป้อนอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้และเทคนิคการเผาไหม้แสดงดังตารางที่ 6.2 ในขณะที่ขนาดของวัสดุพอร์ซันสำหรับหัวเผาน้ำมันพืชรุ่นปัจจุบัน เป็นชนิดอลูมินาทรงกลมขนาด 2 cm เมื่อนำบรรจุในห้องเผาไหม้มีค่าความพรุนเท่ากับ 45% ทำหน้าที่สร้างเสถียรภาพในการเผาไหม้ โดยอ้างอิงมาจากการเผาไหม้เชื้อเพลิงแอลพีจีภายในหัวเผาวัสดุพอร์ซันชนิดอลูมินาทรงกลมขนาด 2 cm ที่ใช้ในการผลิตก๊าซไฮโดรเจน [1]



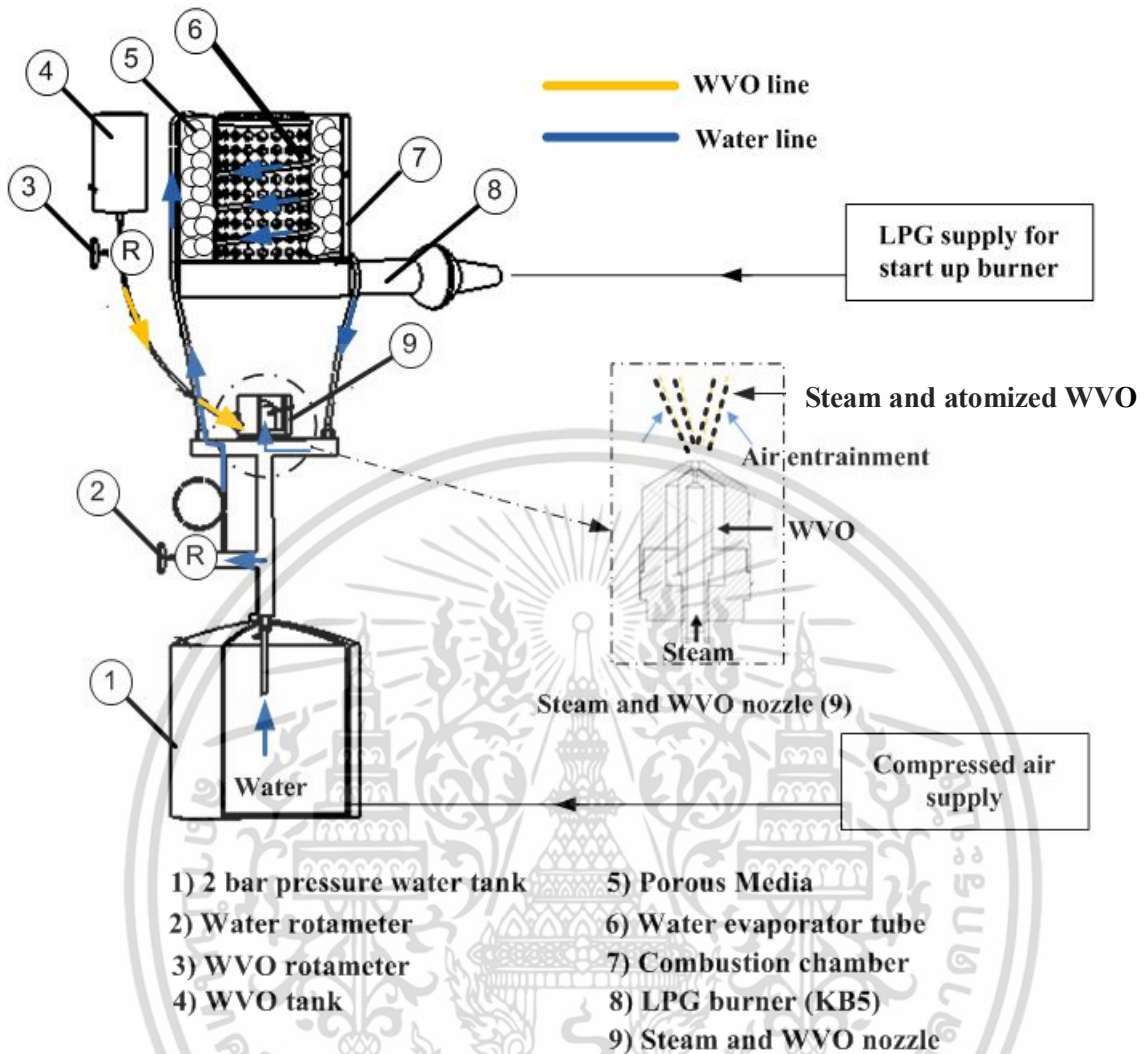
เอกสารรูปที่ 6.3 แสดง มิติขนาดของหัวเผาน้ำมันพืชใช้แล้วรุ่นเก่าและชุดชุดหลอดอุ่นน้ำมันพืชใช้แล้ว ด้านการคำนวณว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## ตารางที่ 6.2 แสดงการเปรียบเทียบข้อมูลจำเพาะและสมรรถนะการเผาไหม้ระหว่างหัวเผาหุ่นเก่ากับหัวเผาหุ่นปัจจุบัน

Item and researcher	Pethnoi B [2]	Jareansuk, N. [3]	Current WVOB
Firing rate	3.5-6.3kW	2.43-8.5 kW	13-59 kW
Type of atomization	Oil nozzle pressurize	Oil nozzle pressurize	Shearing force from steam nozzle injection
Feeding the combustion air	Natural air entrainment	Natural air entrainment	Natural air entrainment
Combustion technique	Free flame with palm oil preheater	Free flame with palm oil preheater	Ceramic ball porous media

รายละเอียดส่วนประกอบของหัวเผาน้ำมันพีซีใช้แล้ว (WVOB) และรูปแสดงภาคตัดของหัวฉีดน้ำมันพีซีใช้แล้วและไอน้ำแสดงดังรูปที่ 6.4 หัวเผานี้ได้ประยุกต์ใช้เตาแก๊สแอลพีจี KB5 ทำหน้าที่อุ่นวัสดุพอร์นให้ร้อนแดง ตอนเริ่มจุดหัวเผา ด้านบนของเตาแก๊สแอลพีจีติดตั้งห้องเผาไหม้ของหัวเผา ห้องเผาไหม้ทำจากสเตนเลสมีลักษณะวงแหวนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก 20 cm เส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 10 cm สูง 15 cm ผิวผนังห้องเผาไหม้ภายนอกผนังหุ้มด้วยฉนวนเซรามิกเพื่อป้องกันการสูญเสียความร้อน ภายในห้องเผาไหม้มีวงแหวนถูกบรรจุด้วยวัสดุพอร์นอลูมินาทรงกลมขนาด 2 cm เรียงตัวกันแบบอิสระ (ค่าความพอร์น 45%) นอกจากนี้ภายในห้องเผาไหม้มีวงแหวนยังบรรจุชุดลดกำเนิดไอน้ำทำจากท่อทองแดงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางนอก 5 mm ติดตั้งพันเป็นเกลียวรอบแกนกลางของห้องเผาไหม้และถูกล้อมรอบด้วยวัสดุพอร์นทรงกลม เพื่อให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนจากการเผาไหม้กับน้ำในชุดลดกำเนิดไอน้ำ ผลิตภัณฑ์ที่ใช้ในกระบวนการอย่างต่อเนื่องสม่ำเสมอ ไอน้ำที่ผลิตได้จะถูกลำเลียงผ่านหัวฉีดที่มีลักษณะเป็นหัวฉีดซ้อนกันดังรูป หัวฉีดชั้นในลำเลียงไอน้ำ หัวฉีดชั้นนอกถูกป้อนด้วยน้ำมันพีซีใช้แล้ว โดยน้ำมันพีซีใช้แล้วบริเวณนี้ จะได้รับการถ่ายเทความร้อนจากไอน้ำที่มีอุณหภูมิสูง ซึ่งเป็นการอุ่นน้ำมันพีซีใช้แล้วทำให้ความหนืดลดลง ถือเป็นความช่วยเหลือส่งเสริมคุณลักษณะของการสร้างฝอยละอองน้ำมันพีซีใช้แล้วให้มีประสิทธิภาพดีขึ้น ไอน้ำจะทำหน้าที่ฉีกอนุภาคของน้ำมันพีซีใช้แล้วด้วยแรงเฉือน เกิดเป็นฝอยละอองน้ำมัน โมเมนตัมของไอน้ำจะเป็นตัวพาฝอยละอองน้ำมันพีซีใช้แล้วและเหนี่ยวนำอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้ พุ่งเข้าสู่แกนกลางของห้องเผาไหม้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



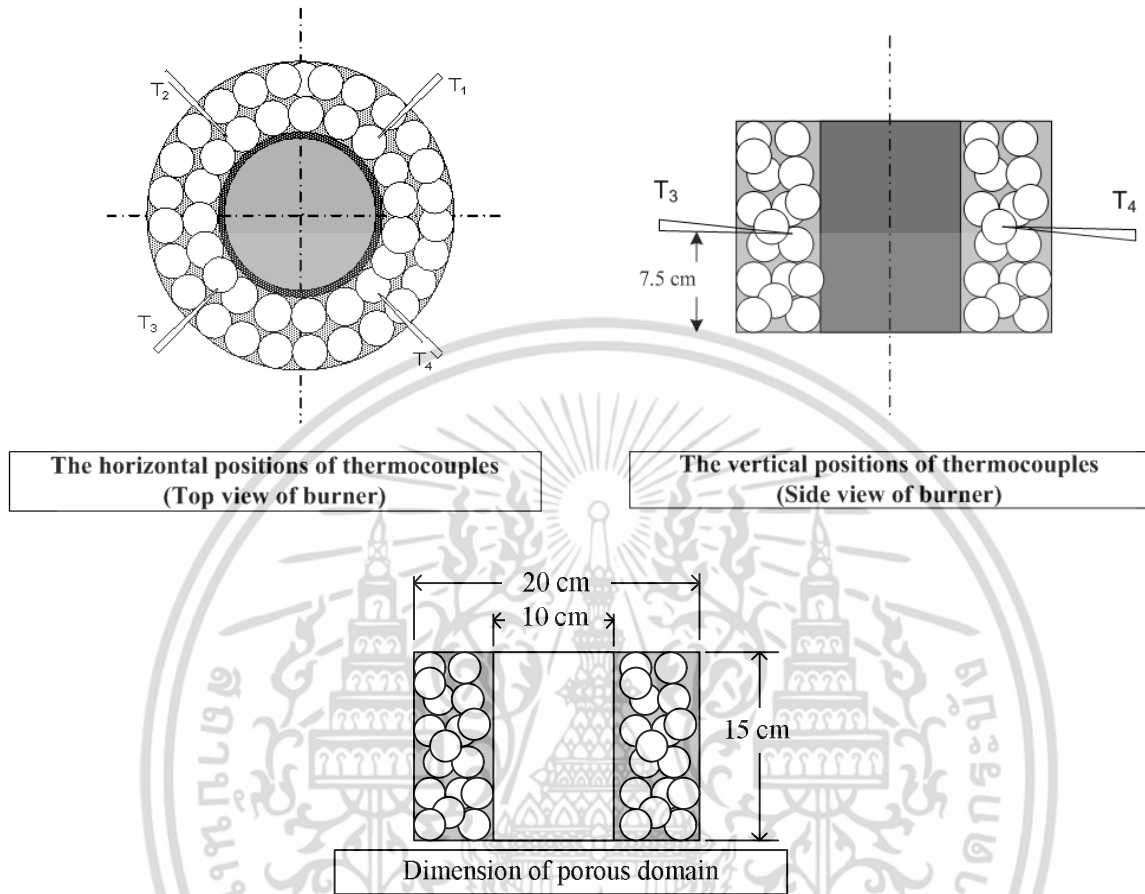
รูปที่ 6.4 แสดงรายละเอียดส่วนประกอบของหัวเผา น้ำมันพีซีใช้แล้ว (WVOB) และรูปแสดงภาคตัดของหัวฉีดน้ำมันพีซีใช้แล้วและไอน้ำ [4].

### 6.1.3 การวัดผลอุณหภูมิและแก๊สไอเสียที่ได้จากการเผาไหม้

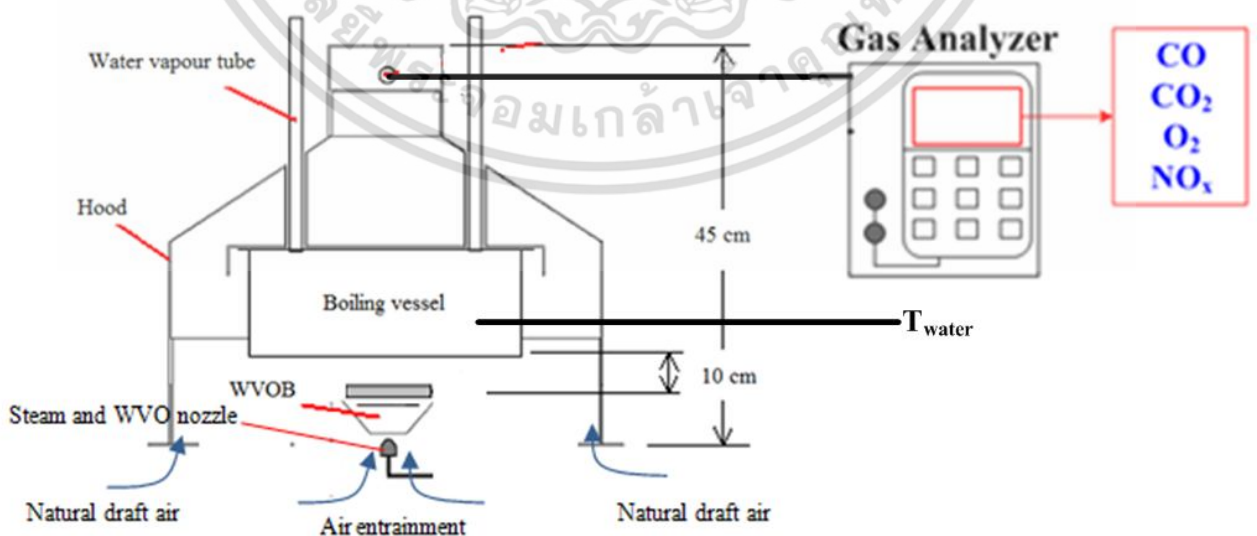
รูปที่ 6.4-6.6 แสดงระบบการทดสอบสมรรถนะของหัวเผา น้ำมันพีซีใช้แล้วทดสอบตามมาตรฐาน DIN EN 201-3 และตำแหน่งวัดอุณหภูมิ ในการทดสอบทำการปรับเปลี่ยนปริมาณความร้อนที่ป้อนให้แก่เผาและปริมาณน้ำที่ใช้ในการสร้างไอน้ำ อุณหภูมิเฉลี่ยที่ได้จากการเผาไหม้วัดทั้งหมด 4 ตำแหน่งที่ระดับความสูง 7.5 cm จากเตาแก๊สแอลพีจี KB5 ตรวจวัดด้วยเซนเซอร์วัดอุณหภูมิชนิดเค แสดงผลด้วยอุปกรณ์บันทึกผล (Data logger) ความแม่นยำ  $\pm 1\%$  แสดงดังรูปที่ 6.5

เมื่อการเผาไหม้เข้าสู่สภาวะคงตัว เริ่มทำการเก็บบันทึกแก๊สไอเสียที่ได้จากการเผาไหม้ทุกๆ 1 นาที เป็นระยะเวลา 30 นาที ที่ตำแหน่งทางออกของหัวเผา ด้วยเครื่องวิเคราะห์ห้องค์ประกอบแก๊สไอเสีย (TESTO 350XL) ปริมาณ  $\text{CO}$ ,  $\text{O}_2$ ,  $\text{NO}$  และ  $\text{NO}_2$  ที่บันทึกได้ ตรวจวัดด้วยเซลล์ที่ติดตั้งภายในเครื่อง ส่วนแก๊ส  $\text{CO}_2$  คำนวณจากแก๊ส  $\text{O}_2$  ที่ตรวจวัดได้ ความแม่นยำของการตรวจวัด  $\text{O}_2$  ประมาณ  $\pm 0.3\%$  ในขณะที่แก๊ส  $\text{CO}$  และ  $\text{NO}_x$  มีความแม่นยำของการตรวจวัดประมาณ  $\pm 5\%$  ผลการสอบเทียบเครื่องวิเคราะห์ห้องค์ประกอบ เอกสารเป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อนุญาตให้นำไปเผยแพร่ขอรับการตีพิมพ์ ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แก๊สไอเสียแสดงดังตารางที่ 6.3 โดยบริษัท Entech Associate Co., Ltd, ประสิทธิภาพการเผาไหม้ของหัวเผาคำนวณจากปริมาณ CO ที่ได้จากการเผาไหม้



รูปที่ 6.5 แสดงตำแหน่งการวัดอุณหภูมิแก๊สที่ได้จากการเผาไหม้และมิติขนาดของห้องเผาไหม้วัสดุพอร์น



รูปที่ 6.6 แสดงมาตรฐานการทดสอบ DIN EN 203-1 และตำแหน่งวัดแก๊สไอเสีย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อนำไปใช้โดยไม่ได้รับอนุญาตเห็นได้ชัดว่าผิดกฎหมายและไม่ควรละเมิดใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### ตารางที่ 6.3 แสดงผลการสอบเทียบเครื่องวิเคราะห์ห้องประกอบแก๊สไอเสีย (TESTO 350XL)

Standard	Standard value	Reading	Error	Allowed tolerance
O <sub>2</sub>	2.48 % Vol.	2.52 % Vol.	0.04 % Vol.	0.21 % Vol.
CO	308 ppm	310 ppm	2 ppm	±21.0 ppm
NO	158 ppm	157 ppm	-1 ppm	±8.85 ppm
NO <sub>2</sub>	84.0 ppm	83.5 ppm	-0.5 ppm	±4.3 ppm
SO <sub>2</sub>	101 ppm	100 ppm	-1 ppm	±6.0 ppm

Entech Associate Co., Ltd. ([www.entech.co.th](http://www.entech.co.th))

## 6.2 ผลการทดสอบและวิจารณ์ผลการทดสอบ

สมรรถนะเบื้องต้นของหัวเผา น้ำมันพีซีใช้แล้วประเมินจากอุณหภูมิการเผาไหม้ภายในวัสดุพอร์นประสิทธิภาพเชิงความร้อน ลักษณะของเปลวไฟที่เกิดจากการเผาไหม้ ก๊าซที่ได้จากการเผาไหม้ (O<sub>2</sub>, CO และ NO<sub>x</sub>) และประสิทธิภาพการเผาไหม้ โดยประสิทธิภาพเชิงความร้อนและประสิทธิภาพการเผาไหม้ทดสอบภายใต้ฝาครอบ (Hood) ตามมาตรฐาน DIN EN 201-3 ดังแสดงในรูปที่ 6.6 ในขณะที่ลักษณะของเปลวไฟเก็บผลขณะทำการทดลองแบบเปลวไฟอิสระ (Free flame) ยานการทำงานของหัวเผา น้ำมันพีซีใช้แล้วแสดงในรูปแบบของภาระความร้อนต่อพื้นที่หน้าตัดของหัวเผา (Nominal thermal load (kW/m<sup>2</sup>)) เพื่อให้สามารถนำไปประยุกต์กับการขยายขนาดของพิกัดอัตราการเผาไหม้ด้วยวิธีความเร็วคงที่ (constant velocity scaling) โดยคงที่อัตราส่วนของความสูงต่อเส้นผ่านศูนย์กลางของหัวเผา (H/D) ไว้ที่ 0.75 ซึ่งในการทดสอบได้ศึกษาอิทธิพลต่างๆที่ส่งผลต่อสมรรถนะการเผาไหม้ของหัวเผาดังนี้

- อิทธิพลของภาระความร้อนต่อพื้นที่หน้าตัดของหัวเผาที่ส่งผลต่อสมรรถนะการเผาไหม้ของหัวเผา น้ำมันพีซีใช้แล้ว เพื่อศึกษายานการทำงานของหัวเผา
- อิทธิพลของการปรับเปลี่ยนอัตราการป้อนปริมาณน้ำต่อสมรรถนะของหัวเผา เพื่อศึกษาการลดปริมาณเขม่าและ CO ที่เกิดขึ้นจากการเผาไหม้อันเนื่องมาจากการเกิดปฏิกิริยา Water gas shift
- อิทธิพลของอัตราส่วนของความสูงต่อเส้นผ่านศูนย์กลางของหัวเผา (H/D) ที่ส่งผลต่อสมรรถนะการเผาไหม้ของหัวเผา น้ำมันพีซีใช้แล้ว โดยบ่งบอกถึงการเพิ่มระยะเวลาในการเผาไหม้ น้ำมันพีซีใช้แล้วของหัวเผา

เงื่อนไขการทดสอบสมรรถนะการเผาไหม้ของหัวเผา น้ำมันพีซีใช้แล้วแสดงดังตารางที่ 6.4

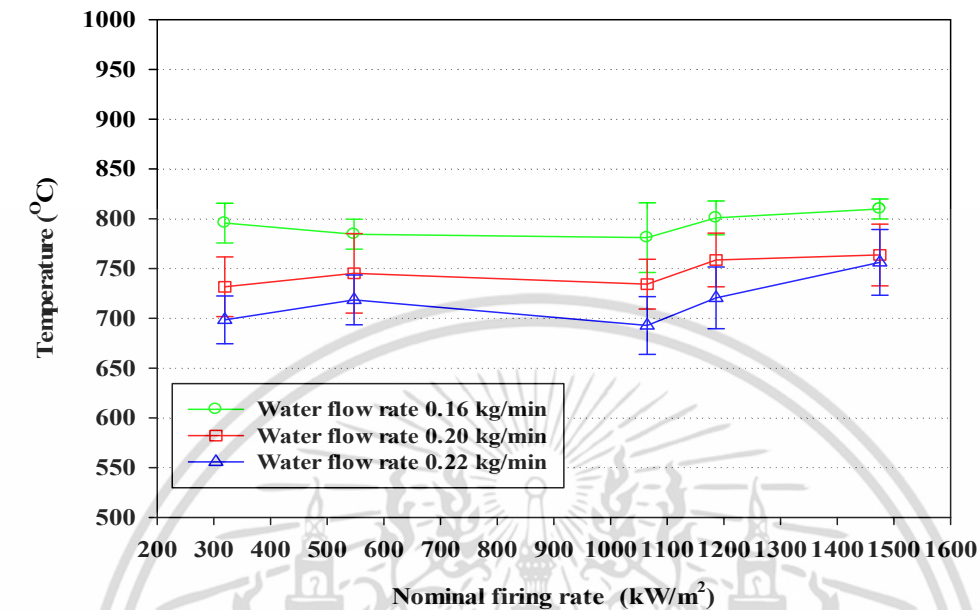
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 6.4 แสดงเงื่อนไขการทดสอบสมรรถนะของหัวเผาใช้น้ำมันพีซีใช้แล้ว

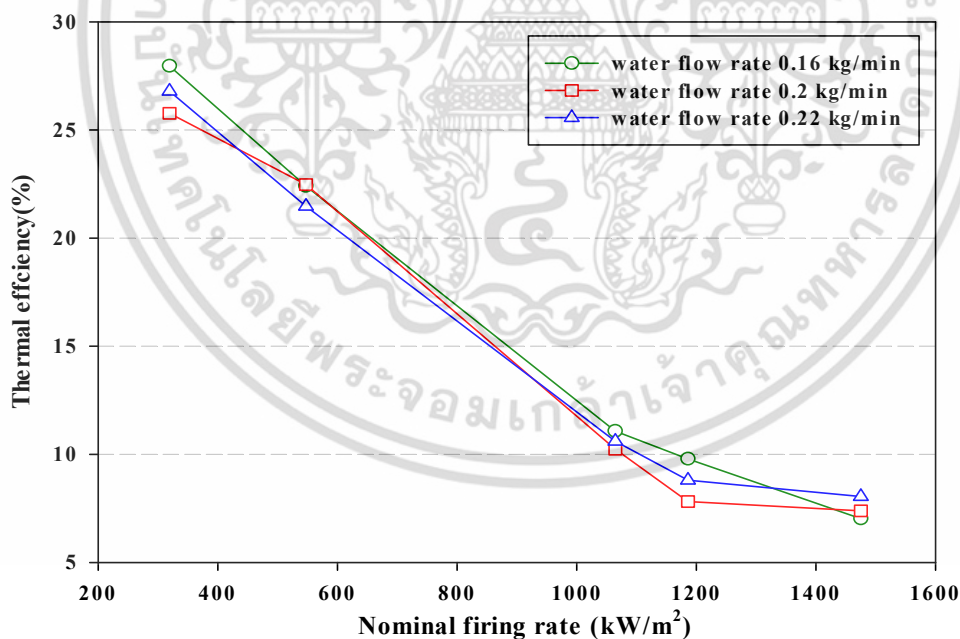
Nominal firing rate (kW/m <sup>2</sup> )	Water flow rate (kg/min)	W/F ratio	H/D ratio
<i>Effect of nominal firing rate and water flow rate</i>			
325	0.16	7.6	0.75
	0.20	9.5	
	0.22	10.5	
548	0.16	4.4	
	0.20	5.6	
	0.22	6.1	
1,065	0.16	2.3	
	0.20	2.9	
	0.22	3.1	
1,186	0.16	2.1	
	0.20	2.6	
	0.22	2.8	
1,475	0.16	1.6	
	0.20	2.1	
	0.22	2.3	
<i>Effect of H/D ratio</i>			
325	0.16	7.6	0.75
			1.00
			1.25
			1.50

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 6.2.1 อุณหภูมิเผาไหม้เฉลี่ยภายในวัสดุพูนและประสิทธิภาพเชิงความร้อน



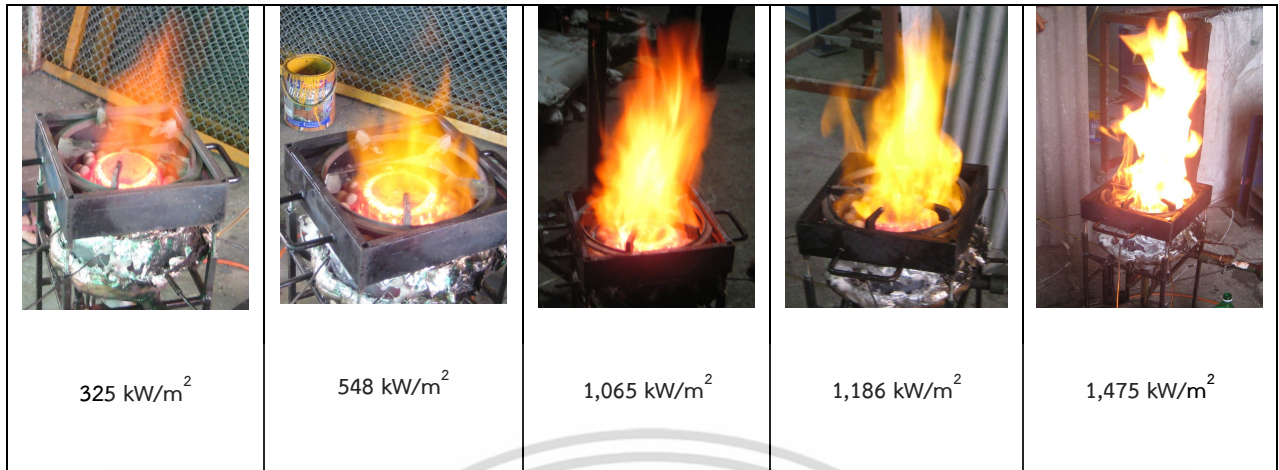
(ก)



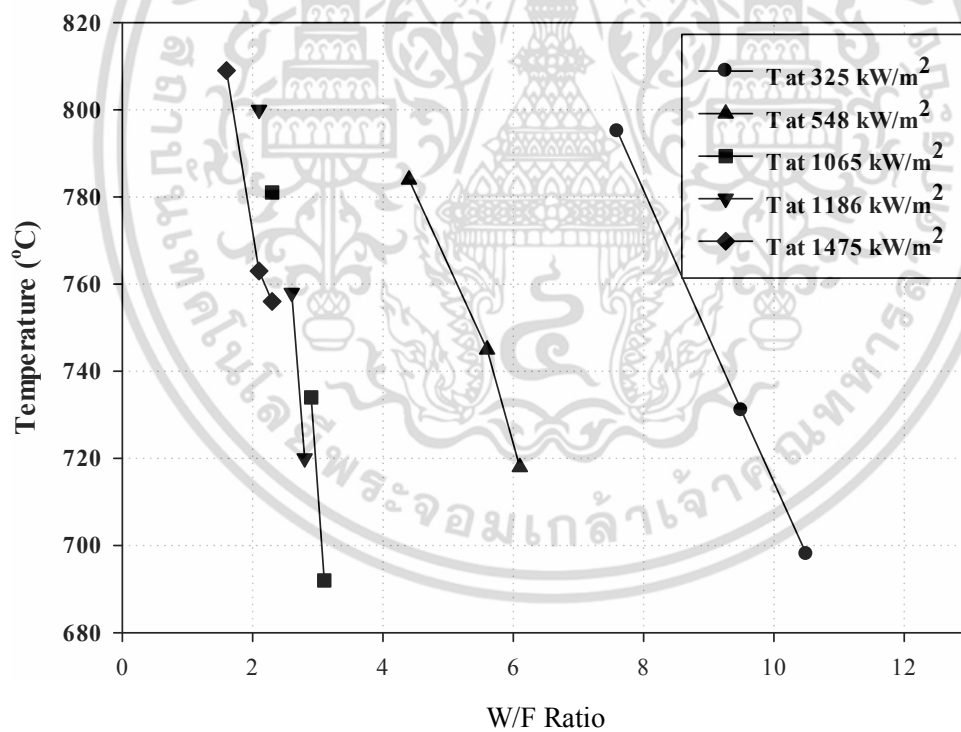
(ข)

รูปที่ 6.7 แสดงอุณหภูมิเผาไหม้เฉลี่ยภายในวัสดุพูน (ก) และประสิทธิภาพเชิงความร้อนของหัวเผา (ข) ที่ภาวะความร้อนต่อพื้นที่หน้าตัดของหัวเผาต่างๆ เมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการไหลน้ำเท่ากับ 0.16, 0.20 และ 0.22 kg/min

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

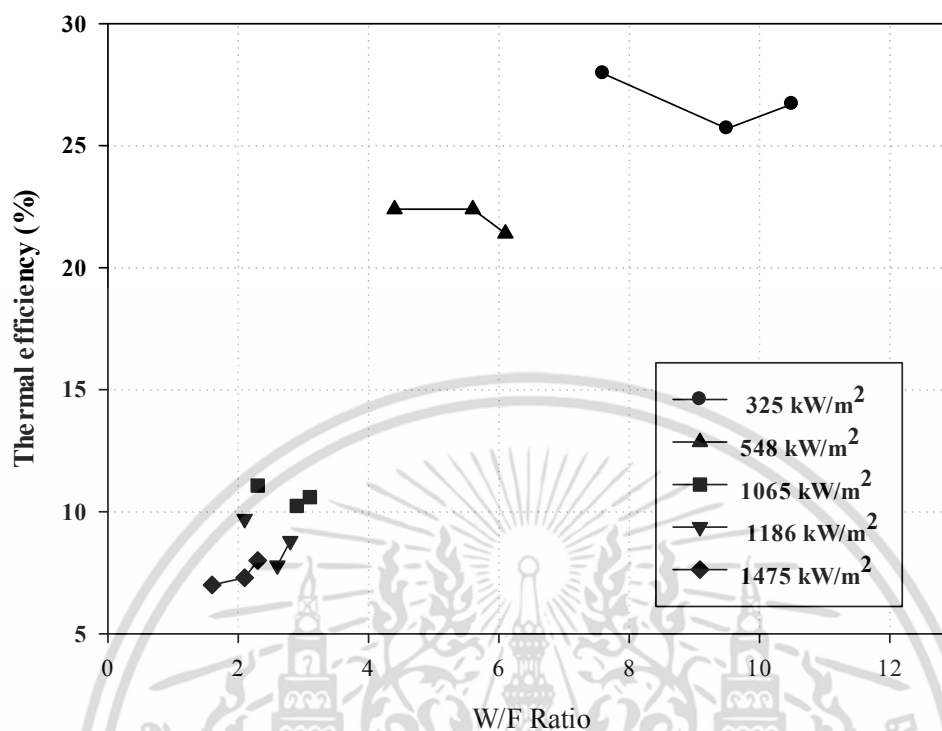


รูปที่ 6.8 แสดงลักษณะของเปลวไฟที่ได้จากการเผาไหม้ที่ภาระความร้อนต่อพื้นที่หน้าตัดของหัวเผาและคงที่ อัตราการป้อนน้ำเท่ากับ 0.16 kg/min



(ก)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(ข)

รูปที่ 6.9 แสดงอุณหภูมิเผาไหม้เฉลี่ยภายในวัสดุพรม (ก) และประสิทธิภาพเชิงความร้อนของหัวเผา (ข) ที่ภาระความร้อนต่อพื้นที่หน้าตัดของหัวเผาต่างๆ เมื่ออัตราส่วนปริมาณน้ำต่อปริมาณเชื้อเพลิง

หัวเผาน้ำมันพืชใช้แล้วสามารถเผาไหม้ได้อย่างต่อเนื่อง ทำงานได้ในย่านภาระความร้อนต่อพื้นที่หน้าตัดของหัวเผา 325- 1,475 kW/m<sup>2</sup> สมรรถนะการเผาไหม้ในแง่อุณหภูมิเผาไหม้เฉลี่ยภายในวัสดุพรมแสดงดังรูปที่ 6.7(ก) ส่วนประสิทธิภาพเชิงความร้อนของหัวเผาแสดงดังรูปที่ 6.7 (ข) ที่ภาระความร้อนต่อพื้นที่หน้าตัดของหัวเผา 325- 1,475 kW/m<sup>2</sup> โดยในแต่ละเงื่อนไขปรับเปลี่ยนอัตราการไหลน้ำเท่ากับ 0.16, 0.20 และ 0.22 kg/min จากผลการทดสอบพบว่าอุณหภูมิการเผาไหม้เฉลี่ยภายในวัสดุพรมมีค่ามากที่สุดเท่ากับ 810 °C ที่ภาระความร้อนต่อพื้นที่หน้าตัดของหัวเผา 1,475 kW/m<sup>2</sup> อัตราการป้อนไอน้ำเท่ากับ 0.16 kg/min คิดเป็นอัตราส่วนปริมาณน้ำต่อปริมาณเชื้อเพลิงเท่ากับ 1.6 ส่วนประสิทธิภาพเชิงความร้อนพบว่ามีค่าต่ำที่สุดในช่วงย่านการทำงานของหัวเผาสูงๆ นอกจากนี้พบว่าการเพิ่มอัตราการไหลน้ำจาก 0.20 – 0.22 kg/min ส่งผลให้อุณหภูมิการเผาไหม้ลดค่าลงเล็กน้อยประมาณ 50 °C ที่ภาระความร้อนต่อพื้นที่หน้าตัดของหัวเผา 325 และ 1,186 kW/m<sup>2</sup> ดังรูป 6.7(ก) เนื่องจากที่เงื่อนไขไอน้ำสามารถสร้างฝอยละอองน้ำมันพืชใช้แล้วได้อย่างดีและมีความรุนแรงของโมเมนตัมมากพอที่จะเหนี่ยวนำอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้และฝอยละอองน้ำมันพืชใช้แล้วเข้าสู่ห้องเผาไหม้ ของหัวเผาและเกิดการเผาไหม้อย่างรุนแรง

เมื่อพิจารณาอิทธิพลของการปรับเปลี่ยนอัตราการป้อนน้ำต่อประสิทธิภาพเชิงความร้อน จากผลการทดสอบพบว่าที่ภาระความร้อนต่อพื้นที่หน้าตัดของหัวเผาในย่านต่ำ (325- 1,065 kW/m<sup>2</sup>) อิทธิพลของการปรับเปลี่ยนปริมาณน้ำส่งผลเล็กน้อยต่อประสิทธิภาพเชิงความร้อนสอดคล้องกับปริมาณ CO แสดงถึงการเกิดเอกซาร์เทนเป็นเอกซาร์เทนที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นับญาติให้ไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การเผาไหม้อย่างดีภายในวัสดุพุน ดังแสดงในรูป 6.12(ค) แต่อิทธิพลของปริมาณน้ำส่งกระทบอย่างรุนแรงต่อการเพิ่มขึ้นของปริมาณ CO เมื่อภาวะความร้อนต่อพื้นที่หน้าตัดของหัวเผาในย่านสูง (มากกว่า  $1,065 \text{ kW/m}^2$ ) สอดคล้องกับการลดลงของประสิทธิภาพการเผาไหม้ แสดงให้เห็นว่าหัวเผาน้ำมันพีซีใช้แล้วนี้สามารถทำงานได้ดีในย่านการเผาไหม้ต่ำไม่เกิน  $1,065 \text{ kW/m}^2$  ไม่เหมาะสมกับการเผาไหม้ในย่านที่สูงกว่านี้เนื่องจากระยะเวลาในการเผาไหม้น้ำมันพีซีแล้วภายในห้องเผาไหม้วัสดุพุนมีไม่เพียงพอต่อการทำปฏิกิริยาของ CO เผาไหม้ต่อเนื่องกลายเป็น  $\text{CO}_2$  ซึ่งจะเห็นได้ว่า CO มีปริมาณเพิ่มขึ้นที่ย่านการเผาไหม้ดังกล่าว สอดคล้องกับการสังเกตเห็นเปลวไฟสีเหลืองยาวเกิดการเผาไหม้อย่างรุนแรงนอกห้องเผาไหม้ แสดงดังรูปที่ 6.8

จากรูปที่ 6.9 (ก และ ข) เมื่อพิจารณาความสัมพันธ์ระหว่างค่าอัตราส่วนปริมาณน้ำต่อปริมาณเชื้อเพลิง (W/F ratio) กับภาวะความร้อนต่อพื้นที่หน้าตัดของหัวเผาที่ส่งผลต่อการเผาไหม้พบว่า จุดเหมาะสมต่อการทำงานของหัวเผาที่ภาวะความร้อนต่อพื้นที่หน้าตัดของหัวเผาอยู่ในย่านต่ำ ไม่เกิน  $1,065 \text{ kW/m}^2$  และค่า W/F ratio มีค่าอยู่ในย่านสูง การเผาไหม้จะเกิดขึ้นอย่างสมบูรณ์ ปริมาณ CO มีค่าต่ำ แสดงให้เห็นว่าปริมาณน้ำที่ใช้ในการเผาไหม้มีค่าสูงจะมีส่วนช่วยส่งเสริมการเผาไหม้ของหัวเผาส่งผลให้เกิดมลพิษต่ำ อีกทั้งยังทำให้ความสามารถในการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างแก๊สไอเสียร้อนกับภาชนะน้ำทดสอบเกิดขึ้นได้อย่างดี ส่งผลให้ประสิทธิภาพการเผาไหม้มีค่าสูง แต่ในตรงกันข้ามเมื่อภาวะความร้อนต่อพื้นที่หน้าตัดของหัวเผาอยู่ในย่านสูงมากกว่า  $1,065 \text{ kW/m}^2$  และค่า W/F ratio มีค่าอยู่ในย่านต่ำ การเผาไหม้จะเกิดขึ้นอย่างไม่สมบูรณ์เนื่องจากระยะเวลาในการเผาไหม้มีไม่เพียงพอและปริมาณน้ำที่ป้อนให้แก่หัวเผากลายเป็นภาระของการเผาไหม้ทำให้เกิดการสูญเสียความร้อนจากการเผาไหม้

การทดสอบสมรรถนะการเผาไหม้ในแง่ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของหัวเผาน้ำมันพีซีแล้วนี้ทดสอบตามมาตรฐาน DIN EN 203-1 โดยการควบคุมแก๊สไอเสียที่ได้จากการเผาไหม้ด้วยฝาครอบ (hood) แสดงดังรูป 6.6 ใช้หลักการต้มน้ำเดือดภายใต้ความดันบรรยากาศ (Water pool boiling method) โดยนำความร้อนที่ได้จากการเผาไหม้ไปต้มน้ำปริมาณ  $3000 \text{ g}$  ทำให้น้ำภายในภาชนะมีอุณหภูมิเพิ่มขึ้นจาก  $35 \text{ }^\circ\text{C}$  เป็น  $95 \text{ }^\circ\text{C}$  ซึ่งสามารถคำนวณหาค่าความร้อนสัมผัสของน้ำ (sensible heat) จากนั้นปล่อยให้ น้ำเดือดต่อเนื่องเป็นระยะเวลา 5 นาที บันทึกน้ำหนักของน้ำหลังการทดสอบ จะทำให้สามารถหาปริมาณน้ำที่ระเหยกลายเป็นไอน้ำ ในขั้นตอนนี้จะสามารถคำนวณหาค่าความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอน้ำได้ (latent heat) ผลรวมของค่าความร้อนทั้งสองนี้เป็นความร้อนที่น้ำได้รับจากแก๊สไอเสีย เมื่อนำไปเทียบกับความร้อนที่ป้อนให้กับหัวเผา จะสามารถประเมินประสิทธิภาพเชิงความร้อนของหัวเผาน้ำมันพีซีแล้วนี้ แสดงตามสมการที่ 1

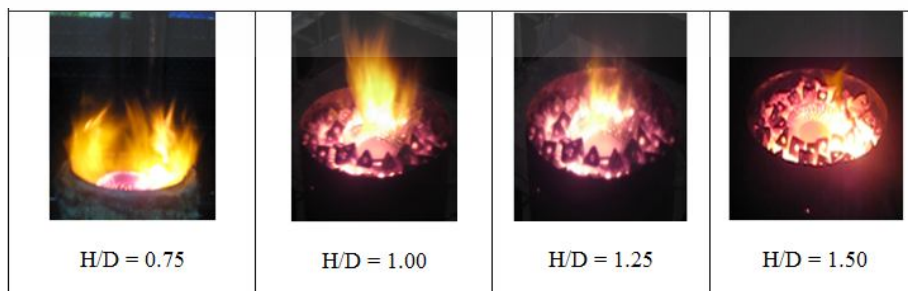
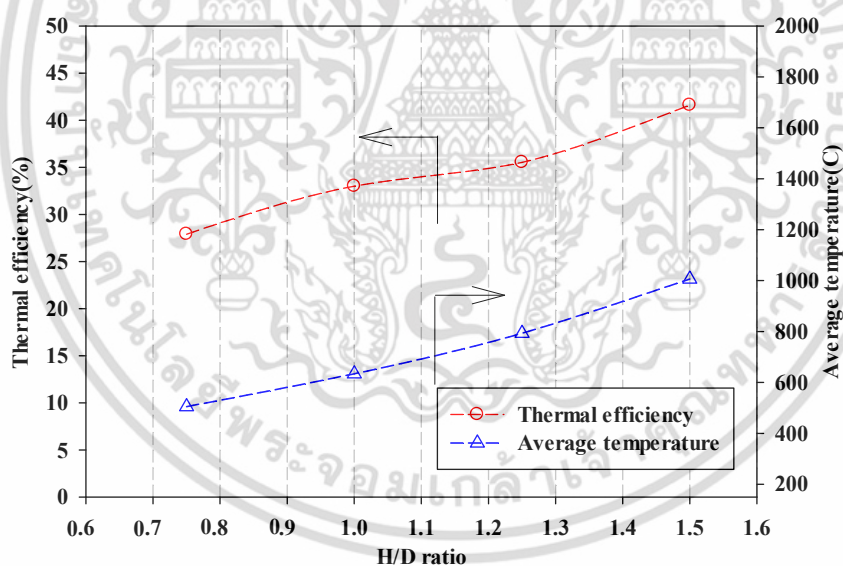
$$\eta_{th} = \frac{(C_{p,water} \times W_{water} \times \Delta T) + (h_{fg,vapour} \times W_{vapor})}{\dot{m}_{fuel} \times LHV_{fuel} \times t_{total}} \times 100 \quad (1)$$

สมการนี้พิจารณาเฉพาะพลังงานความร้อนของแก๊สไอเสียที่ใช้ในการต้มน้ำเดือดที่บรรจุในภาชนะเท่านั้นไม่พิจารณาพลังงานความร้อนในการสร้างไอน้ำที่ใช้ในระบบและในปฏิกิริยา Water-gas shift ในที่นี้ ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเป็นดัชนีที่บ่งบอกถึงประสิทธิภาพในการเปลี่ยนรูปพลังงาน ซึ่งขึ้นอยู่กับความสามารถในการเปลี่ยนรูปพลังงานเคมีเป็นพลังงานความร้อนในแก๊สไอเสียและการถ่ายโอนพลังงานความร้อนในแก๊สไอเสียสู่น้ำในภาชนะ

รูปที่ 6.7 (ข) แสดงประสิทธิภาพเชิงความร้อนของหัวเผา ที่ภาวะความร้อนต่อพื้นที่หน้าตัดของหัวเผาต่างๆ เมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการไหลน้ำเท่ากับ  $0.16, 0.20$  และ  $0.22 \text{ kg/min}$  จากผลการทดลองพบว่า ค่าไม่ต่างกันใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

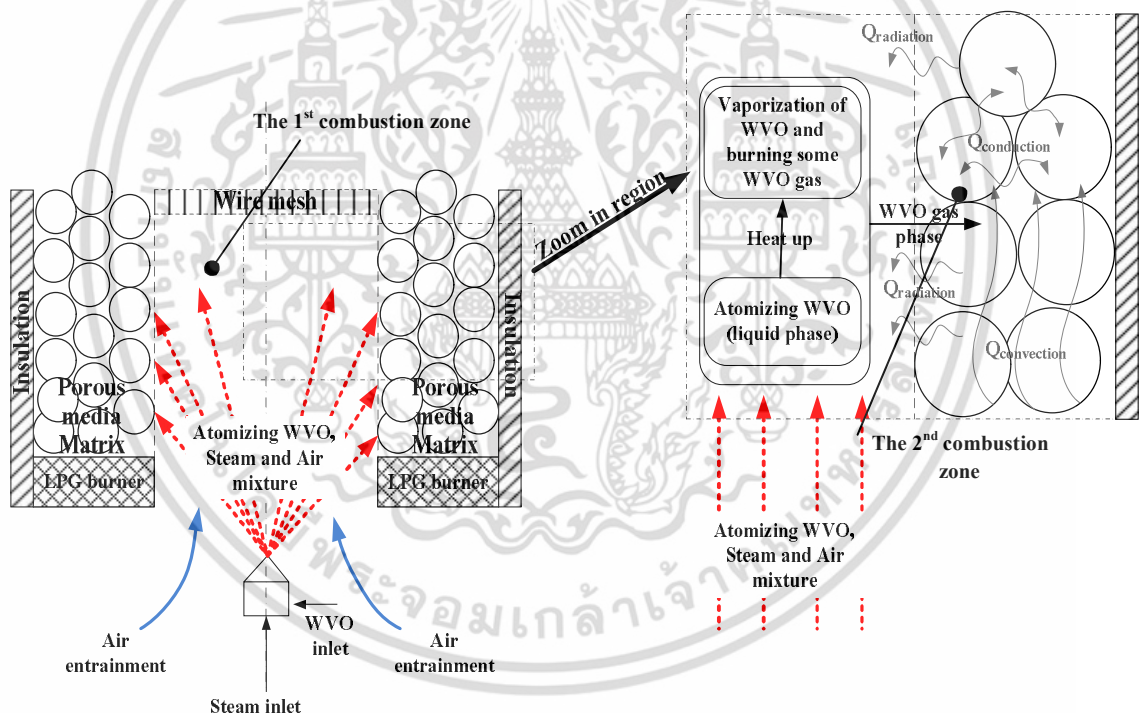
ประสิทธิภาพเชิงความร้อนมีค่าลดลงตามการเพิ่มภาระความร้อนต่อพื้นที่หน้าตัดของหัวเผา ซึ่งการเพิ่มภาระความร้อนต่อพื้นที่หน้าตัดเป็นการเพิ่มความสามารถในการปลดปล่อยพลังงาน ในขณะที่เดียวกันการพาความร้อนเพิ่มขึ้นเช่นกัน เนื่องจากโมเมนต์ของก๊าซไอเสียเพิ่มมากขึ้น ส่งผลให้ระยะเวลาในการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างแก๊สไอเสียร้อนกับภาชนะทดสอบน้อยลง ปริมาณแก๊สไอเสียส่วนใหญ่ไหลออกสู่ปล่องทางออกของชุดทดสอบ ซึ่งหมายถึงพลังงานความร้อนจากการเผาไหม้สูญเสียไปกับแก๊สไอเสียและการแผ่รังสีความร้อนสู่สิ่งแวดล้อม (flue gas and radiation loss) สอดคล้องการเพิ่มขึ้นของปริมาณ CO กับลักษณะเปลวไฟที่มีความยาวเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มภาระความร้อนต่อพื้นที่หน้าตัด พบว่าเปลวไฟเป็นสีเหลืองแสดงถึงความเข้มข้นของปริมาณเขม่าที่เกิดขึ้นจากการเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์ ดังรูปที่ 6.8 และ 6.12 (ค) โดยเฉพาะที่ภาระความร้อนต่อพื้นที่หน้าตัด  $1,186 \text{ kW/m}^2$  พบว่าปริมาณ CO มีค่าสูง และเปลวไฟยาว ส่งผลให้ประสิทธิภาพการเผาไหม้ลดลงตามลำดับ เป็นไปตามสมการที่ 3

เมื่อทดสอบสมรรถนะของหัวเผาน้ำมันพืชใช้แล้วที่สภาวะบรรยากาศ ( $30 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $1 \text{ atm.}$ ) พบว่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนมีค่ามากที่สุดและต่ำที่สุดเท่ากับ 28% และ 7% ที่ภาระความร้อนต่อพื้นที่หน้าตัด 325 และ  $1,475 \text{ kW/m}^2$  อัตราการไหลของน้ำที่ใช้ผลิตไอน้ำเท่ากับ  $0.16 \text{ kg/min}$  ตามลำดับ นอกจากนี้การปรับเปลี่ยนอัตราการไหลน้ำเท่ากับ 0.16, 0.20, 0.22  $\text{kg/min}$  ไม่ค่อยส่งผลต่อประสิทธิภาพเชิงความร้อนแสดงดังรูป 6.7(ข)



รูปที่ 6.10 แสดงอิทธิพลของการปรับเปลี่ยนอัตราส่วนความสูงต่อเส้นผ่านศูนย์กลางของหัวเผาจาก 0.75 1.00 1.25 และ 1.50 ต่อสมรรถนะการเผาไหม้ของหัวเผา ศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 6.10 แสดงอิทธิพลของการปรับเปลี่ยนอัตราส่วนความสูงต่อเส้นผ่านศูนย์กลางของหัวเผา (H/D) จาก 0.75 1.00 1.25 และ 1.50 ต่อสมรรถนะการเผาไหม้ของหัวเผาน้ำมันพืชใช้แล้ว การปรับอัตราส่วนความสูงต่อเส้นผ่านศูนย์กลางของหัวเผา แสดงถึงการปรับเปลี่ยนความสูงของห้องเผาไหม้วัสดุพอร์น โดยการทดสอบเลือกเงื่อนไขที่ภาระความร้อนต่อพื้นที่หน้าตัด 325 kW/m<sup>2</sup> อัตราการไหลของน้ำที่ใช้ผลิตไอน้ำเท่ากับ 0.16 kg/min คิดเป็นอัตราส่วนปริมาณน้ำต่อปริมาณเชื้อเพลิงเท่ากับ 7.6 เนื่องจากเป็นเงื่อนไขที่ได้ผลการทดสอบประสิทธิภาพเชิงความร้อนดีที่สุด จากผลทดสอบพบว่า ประสิทธิภาพเชิงความร้อนและอุณหภูมิเฉลี่ยภายในวัสดุพอร์นมีค่าสูงที่สุดเท่ากับ 42% และ 1050 °C ตามลำดับ ที่อัตราส่วนความสูงต่อเส้นผ่านศูนย์กลางของหัวเผา (H/D) เท่ากับ 1.5 นอกจากนี้พบว่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนและอุณหภูมิเฉลี่ยภายในวัสดุพอร์นมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มอัตราส่วนความสูงต่อเส้นผ่านศูนย์กลางของหัวเผา เพราะว่าที่อัตราส่วนความสูงต่อเส้นผ่านศูนย์กลางของหัวเผามีค่าสูง เป็นการเพิ่มระยะเวลาการผสมกันระหว่างอากาศและเชื้อเพลิง ทำให้มีระยะเวลาในการเผาไหม้ภายในห้องเผาไหม้วัสดุพอร์นนานเพียงพอ พลังงานความร้อนที่สูญเสียในรูปของการแผ่รังสีความร้อนลดลง หากอัตราส่วนความสูงต่อเส้นผ่านศูนย์กลางของหัวเผามีค่าน้อยจะสังเกตเห็นเปลวไฟหลุดออกมาจากหัวเผาภายนอกห้องเผาไหม้วัสดุพอร์นดังแสดงในรูปที่ 6.10

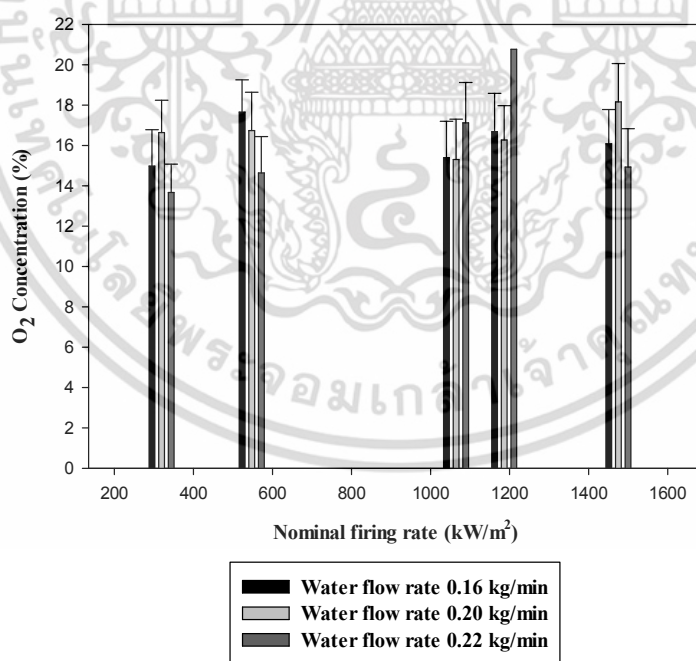


รูปที่ 6.11 แสดงกลไกการเผาไหม้และการถ่ายเทความร้อนภายในหัวเผาน้ำมันพืชใช้แล้ว

รูปที่ 6.11 อธิบายกลไกการเผาไหม้ภายในห้องเผาไหม้วัสดุพอร์นของหัวเผาน้ำมันพืชใช้แล้ว น้ำมันพืชใช้แล้วถูกป้อนผ่านหัวฉีดที่มีลักษณะเป็นทรงกระบอกซ้อนกัน มีเส้นผ่านศูนย์กลางเดียวกันแสดงดังรูปที่ 6.4 [4] หัวฉีดชั้นในใช้ในการป้อนไอน้ำ โดยไอน้ำในระบบผลิตจากการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างแก๊สร้อนจากการเผาไหม้เชื้อเพลิงแอลพีจี (เริ่มต้นจะใช้แอลพีจีเป็นเชื้อเพลิงช่วยในการจุดติดไฟ อุณหภูมิวัสดุพอร์นร้อนแดง) และน้ำภายในขวดลดกำเนิดไอน้ำที่ติดตั้งภายในห้องเผาไหม้วัสดุพอร์น ส่วนหัวฉีดชั้นนอกใช้ในการป้อนน้ำมันพืชใช้แล้ว เมื่อไอน้ำแรงดันสูงพุ่งผ่านหัวฉีดชั้นใน ลำเจ็ทของไอน้ำจะสร้างแรงเฉือนฉีกอนุภาคของน้ำมันพืชใช้แล้ว ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

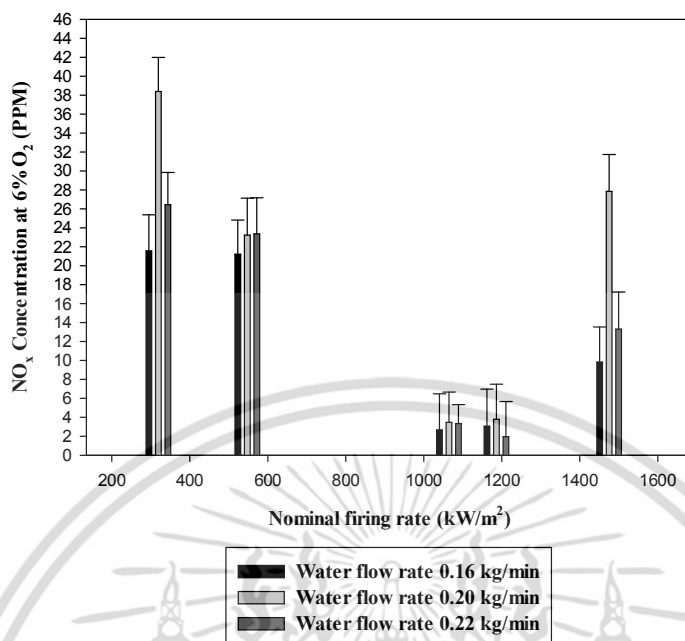
แล้วให้เป็นฝอยละออง สิ่งสำคัญของหัวเผาเรื่องนี้คืออุณหภูมิของไอน้ำมีค่าต่ำกว่าอุณหภูมิการเกิดเขม่าของน้ำมันพีซีใช้แล้ว ทำให้ไม่เกิดเขม่าอุดตันหัวฉีดเหมือนกับหัวเผารุ่นเก่า โมเมนต์ของไอน้ำนี้จะนำพาฝอยละอองน้ำมันพีซีใช้แล้วและเหนียวนำอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้ เกิดการผสมและคลุกเคล้ากันระหว่าง อากาศฝอยละอองน้ำมันพีซีใช้แล้วและไอน้ำ พุ่งเข้าสู่ห้องเผาไหม้แกนกลางชั้นในของหัวเผา (1<sup>st</sup> combustion zone) ของผสมระหว่างอากาศ ฝอยละอองน้ำมันพีซีใช้แล้วจะถูกระเหยกลายเป็นไอของน้ำมันพีซีใช้แล้ว จากนั้นไอของน้ำมันพีซีใช้แล้ว อากาศและไอน้ำจะถูกจุดติดทำให้เกิดปฏิกิริยาการเผาไหม้ภายในห้องเผาไหม้ชั้นใน ก๊าซที่ยังเผาไหม้ไม่หมดจะถูกบังคับให้ไหลเข้าไปสู่แผงวัสดุพอร์ซ (2<sup>nd</sup> combustion zone) เกิดการเผาไหม้อย่างรุนแรงและต่อเนื่องภายในช่องว่างของวัสดุพอร์ซ ความร้อนจากการเผาไหม้บางส่วนถูกถ่ายเทความร้อนอย่างต่อเนื่อง กลับสู่ห้องเผาไหม้แกนกลางด้วยกลไกการแผ่รังสีความร้อน ทำให้สิ่งแวดล้อมภายในห้องเผาไหม้แกนกลางมีอุณหภูมิสูงเพียงพอ ส่งผลให้ฝอยละอองน้ำมันพีซีใช้แล้วที่เข้ามาใหม่ถูกทำระเหยและจุดติดไฟอยู่ตลอดเวลา อีกทั้งพลังงานความร้อนดังกล่าวยังช่วยอุ่นอากาศก่อนการเผาไหม้อีกด้วย เมื่อกลไกการเผาไหม้และการแผ่รังสีความร้อนจากแผงวัสดุพอร์ซสู่ห้องเผาไหม้แกนกลางเกิดขึ้นอย่างต่อเนื่อง หัวเผาแก๊สแอลพีจีจะหยุดทำงาน (รวมระยะเวลาที่ใช้แก๊สแอลพีจีในการอุ่นวัสดุพอร์ซใช้ระยะเวลาประมาณ 5 นาที) โดยจะใช้น้ำมันพีซีใช้แล้วเพียงอย่างเดียวในการทำงานงานของหัวเผา สุดท้ายผลิตภัณฑ์ที่เกิดจากการเผาไหม้ภายในห้องเผาไหม้วัสดุพอร์ซจะถูกพาขึ้นสู่ด้านบนของหัวเผาสำหรับการให้ความร้อนในการประกอบอาหารต่อไป

## 6.2.2 ปริมาณแก๊สไอเสียที่เกิดขึ้นจากการเผาไหม้และประสิทธิภาพการเผาไหม้

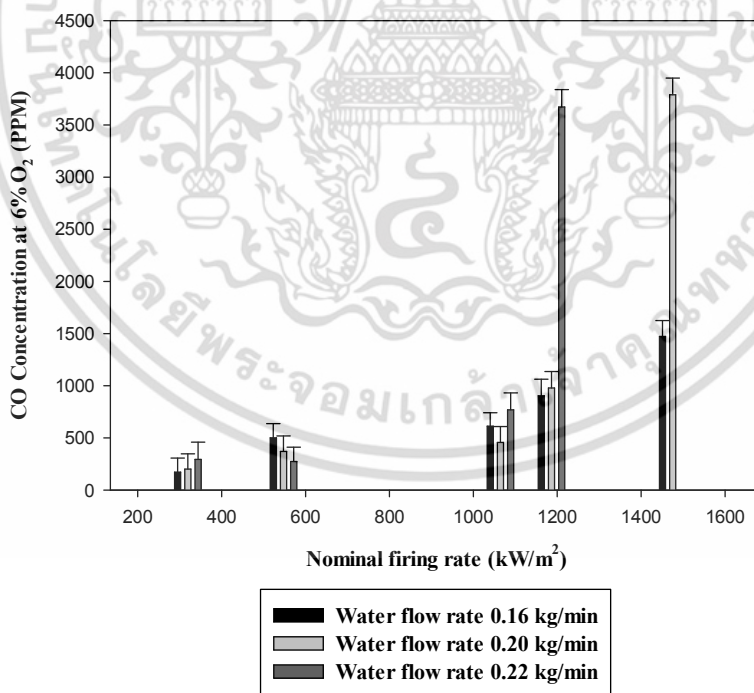


(ก)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



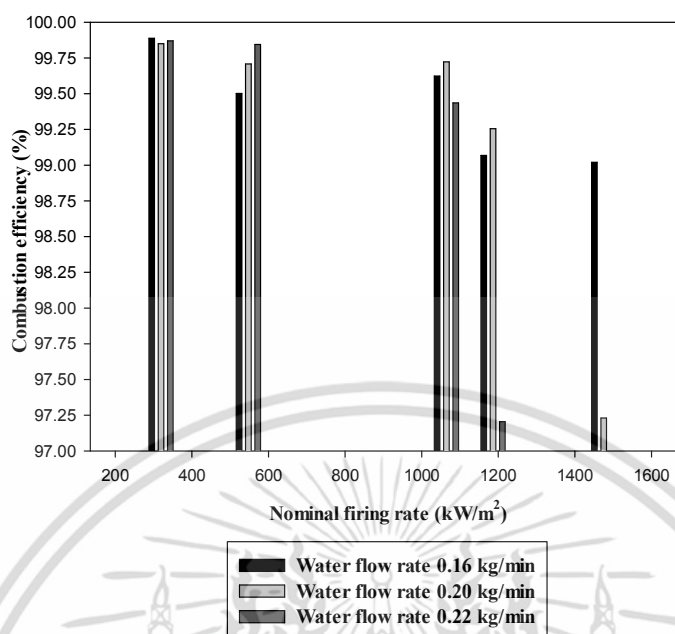
(ข)



(ค)

รูปที่ 6.12(ก-ค) แสดงอิทธิพลของภาวะความร้อนต่อพื้นที่หน้าตัดของหัวเผาต่อปริมาณ O<sub>2</sub> (ก) NO<sub>x</sub> (ข) และปริมาณ CO (ค) เมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการป้อนน้ำเท่ากับ 0.16, 0.20 และ 0.22 kg/min.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.13 แสดงอิทธิพลของภาระความร้อนต่อพื้นที่หน้าตัดของหัวเผาต่อประสิทธิภาพการเผาไหม้ เมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการป้อนน้ำเท่ากับ 0.16, 0.20 และ 0.22 kg/min.

รูปที่ 6.12(ก-ค) แสดงอิทธิพลของภาระความร้อนต่อพื้นที่หน้าตัดของหัวเผา ( $\text{kW/m}^2$ ) ต่อปริมาณ  $\text{O}_2$ ,  $\text{NO}_x$  และปริมาณ CO เมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการป้อนน้ำเท่ากับ 0.16, 0.20 และ 0.22 kg/min. คงที่อัตราส่วนความสูงต่อเส้นผ่านศูนย์กลางหัวเผาเท่ากับ 0.75 จากข้อมูลเมื่อพิจารณาปริมาณ  $\text{O}_2$  หลังการเผาไหม้ดังรูป 6.12ก พบว่า  $\text{O}_2$  มีค่าอยู่ในช่วง 12-15% ที่อัตราการไหลน้ำ 0.16 kg/min และมีค่าเพิ่มขึ้นในช่วง 15-18% เมื่อเพิ่มอัตราการไหลของน้ำเป็น 0.20 kg/min นอกจากนี้ยังพบว่าปริมาณ  $\text{O}_2$  มีค่าสูงที่สุดประมาณ 21% ใกล้กับปริมาณ  $\text{O}_2$  ในบรรยากาศ ที่อัตราการไหลน้ำ 0.22 kg/min จากข้อมูลดังกล่าวพบว่าความสัมพันธ์ระหว่างภาระความร้อนต่อพื้นที่หน้าตัดของหัวเผากับปริมาณ  $\text{O}_2$  มีเป็นประเด็นที่ควรพิจารณาถึงความไม่แน่นอนของข้อมูลที่ได้จากการทดสอบหัวเผาน้ำมันพืชใช้แล้วนี้ อาจพิจารณาได้ 2 ประเด็นคือ 1) หัวเผาน้ำมันพืชใช้แล้วรุ่นนี้ใช้อากาศเผาไหม้ด้วยการเหนี่ยวนำโดยธรรมชาติของโมเมนตัมไอน้ำ ซึ่งเป็นปัจจัยที่ไม่สามารถควบคุมได้ 2) ความไม่สม่ำเสมอในการผสมกันระหว่างแก๊สไอเสียที่ได้จากการเผาไหม้กับอากาศส่วนที่สองที่บริเวณตำแหน่งจุดวัดแก๊สไอเสีย ซึ่งในความเป็นจริงสามารถคำนวณหาปริมาณอากาศที่ถูกเหนี่ยวนำได้จากองค์ประกอบของแก๊สไอเสียหลังการเผาไหม้ แต่ในที่นี้ปัจจัยเกี่ยวกับปริมาณอากาศเหนี่ยวนำไม่อยู่ในขอบเขตการศึกษาของวิทยานิพนธ์นี้

อนึ่ง การเผาไหม้เชื้อเพลิงควรเกิดขึ้นภายในหัวเผา เงื่อนไขการทำงานของหัวเผาที่ก่อให้เกิดเปลวไฟยาวหลุดออกมานอกหัวเผา แสดงให้เห็นถึงปริมาณอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้มีไม่เพียงพอต่อการเผาไหม้ ซึ่งหมายถึงความสามารถในการเหนี่ยวนำอากาศของลำเจ็ทไอน้ำทำได้ไม่ดี ภายใต้เงื่อนไขการทำงานของหัวเผาน้ำมันพืชใช้แล้วนี้สามารถสรุปย่านภาระความร้อนต่อพื้นที่หน้าตัดหัวเผาที่ก่อให้เกิดการเผาไหม้ที่มีเปลวไฟสั้นอยู่ภายในหัวเผาคือย่านการทำงานเท่ากับ  $325 \text{ kW/m}^2$  ที่อัตราส่วนความสูงต่อเส้นผ่านศูนย์กลางหัวเผา

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เท่ากับ 1.5 และเป็นเงื่อนไขที่การป้อนน้ำในอัตราการไหลต่างๆไม่ส่งผลต่อสมรรถนะของหัวเผา ดังแสดงในรูป 6.7-6.10

สมรรถนะการเผาไหม้ของหัวเผาอีกหนึ่งประเด็นที่ควรพิจารณาคือการปลดปล่อยมลพิษที่เงื่อนไขการทำงานต่างๆของหัวเผา โดยปริมาณมลพิษในงานวิจัยนี้ทำการเปรียบเทียบด้วยมาตรฐานการเจือจาง (Normalized dilution) ที่มาตรฐาน  $O_2$  ที่ได้จากการเผาไหม้เท่ากับ 6 % ข้อมูลตามมาตรฐานของกรมปลดปล่อยมลพิษ [5,6] พารามิเตอร์ที่ใช้ในการคำนวณปรับตามมาตรฐานดังกล่าวแสดงดังสมการที่ 2

$$[Emission]_{6\%} = [Emission] \left( \frac{21-6}{21-[O_2]} \right) \quad (2)$$

รูปที่ 6.12ข แสดงอิทธิพลของภาระความร้อนต่อพื้นที่หน้าตัดของหัวเผา ( $kW/m^2$ ) ต่อปริมาณ  $NO_x$  ที่มาตรฐาน  $O_2$  เท่ากับ 6% จากผลการทดสอบพบว่าเมื่อเพิ่มภาระความร้อนต่อพื้นที่หน้าตัดของหัวเผา ส่งผลให้ปริมาณ  $NO_x$  เพิ่มขึ้นเล็กน้อย โดยปริมาณ  $NO_x$  มีค่าต่ำอยู่ในช่วง 10-40 ppm ที่มาตรฐาน  $O_2$  เท่ากับ 6% เมื่อพิจารณาจากหลักการก่อเกิด  $NO_x$  จากการทำปฏิกิริยากันระหว่าง N และ  $O_2$  ภายใต้การเผาไหม้ทั่วไปแล้วพบว่าส่วนใหญ่แล้ว  $NO_x$  ที่เกิดขึ้นภายในหัวเผาน้ำมันพืชใช้แล้วนี้น่าจะเป็นชนิด Prompt  $NO_x$  และอาจจะมีสัดส่วนของ Fuel  $NO_x$  เพราะองค์ประกอบของน้ำมันพืชใช้แล้วมี N ประมาณ 0.51% โดยมวล แต่ไม่มีสัดส่วนของ Thermal  $NO_x$  เนื่องจากอุณหภูมิสูงสุดของการเผาไหม้ภายในวัสดุพรมมีค่าไม่เกินอุณหภูมิการก่อเกิดของ Thermal  $NO_x$  โดยทั่วไปแล้ว Prompt  $NO_x$  เกิดจากการทำปฏิกิริยากันระหว่างไฮโดรคาร์บอนโมเลกุลเล็ก (Hydrocarbon radical) กับ  $N_2$  ที่บริเวณใกล้กับเปลวไฟ[7]

กลไกการเกิด Prompt  $NO_x$  ภายในหัวเผาน้ำมันพืชใช้แล้วสามารถอธิบายกลไกได้ดังนี้ เมื่อของผสมระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศถูกป้อนเข้าสู่ห้องเผาไหม้แกนกลางจะเกิดการระเหยและจุดติดไฟตั้งแต่บริเวณขอบนอกของลำเจ็ต เนื่องจากความร้อนจากการป้อนกลับด้วยกลไกการแผ่รังสีความร้อนของแฉ่งวัสดุพรม จากนั้นแก๊สร้อนที่ยังเผาไหม้ไม่หมดจะพุ่งเข้าสู่ห้องเผาไหม้วัสดุพรมและเกิดการเผาไหม้ต่ออย่างรุนแรง สังเกตได้จากการเห็นวัสดุพรมร้อนแดงและเห็นการเผาไหม้เกิดขึ้นภายในช่องว่างวัสดุพรม เกิดเสียงกระเพื่อมอย่างรุนแรงสามารถได้ยินชัดเจน แสดงถึงบริเวณขอบของเปลวไฟ (Flame front) ซึ่งเป็นบริเวณที่เกิด Prompt  $NO_x$

รูปที่ 6.12ค แสดงอิทธิพลของภาระความร้อนต่อพื้นที่หน้าตัดของหัวเผา ( $kW/m^2$ ) ต่อปริมาณ CO ที่มาตรฐาน  $O_2$  เท่ากับ 6% เมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการป้อนน้ำเท่ากับ 0.16, 0.20 และ 0.22 kg/min. คงที่อัตราส่วนความสูงต่อเส้นผ่านศูนย์กลางหัวเผาเท่ากับ 0.75 จากผลการทดสอบพบว่า ปริมาณ CO มีค่าน้อยที่สุดเท่ากับ 171 ppm ที่ภาระความร้อนต่อพื้นที่หน้าตัดของหัวเผาเท่ากับ  $325 kW/m^2$  อีกทั้งยังพบว่า ปริมาณ CO มีค่าเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มภาระความร้อนต่อพื้นที่หน้าตัดของหัวเผา แสดงให้เห็นว่าระยะเวลาการเผาไหม้ภายในวัสดุพรมไม่เพียงพอในการทำปฏิกิริยาระหว่าง CO กับ  $O_2$  เผาไหม้กลายเป็น  $CO_2$

ความสัมพันธ์ระหว่างภาระความร้อนต่อพื้นที่หน้าตัดของหัวเผา ( $kW/m^2$ ) กับประสิทธิภาพการเผาไหม้แสดงดังรูปที่ 6.13 ประสิทธิภาพการเผาไหม้คำนวณจากอัตราส่วนของผลต่างระหว่างพลังงานที่หัวเผา

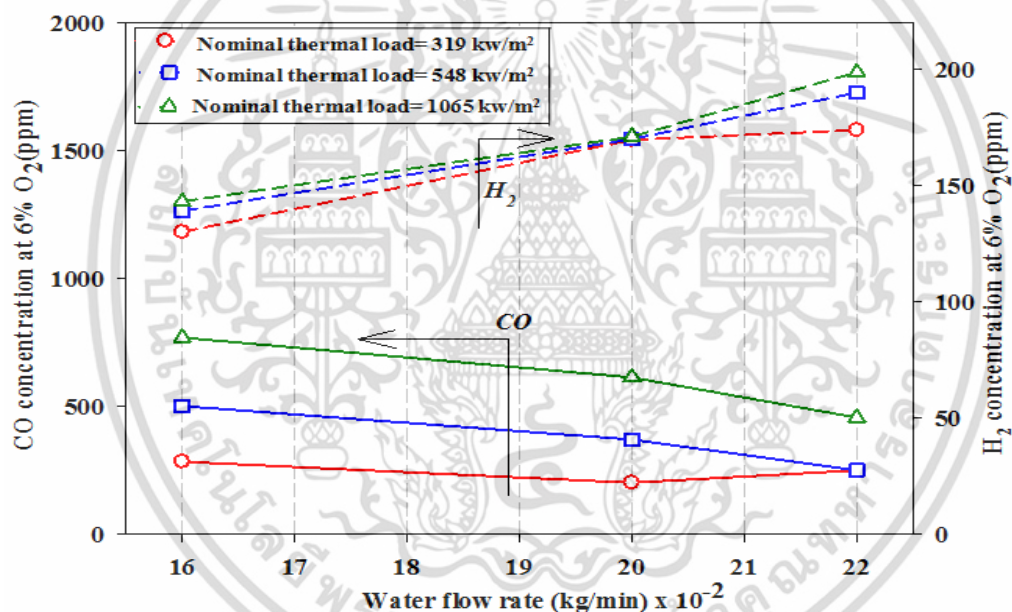
ได้รับกับพลังงานที่สูญเสียไปกับการเผาไหม้ CO ต่อพลังงานที่ป้อนให้แก่หัวเผา ดังแสดงในสมการที่ 3

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อนุญาตให้นำไปเผยแพร่บนสื่อออนไลน์ การคัดลอกหรือการนำข้อมูลไปใช้โดยไม่ได้รับอนุญาตถือว่าผิดกฎหมาย

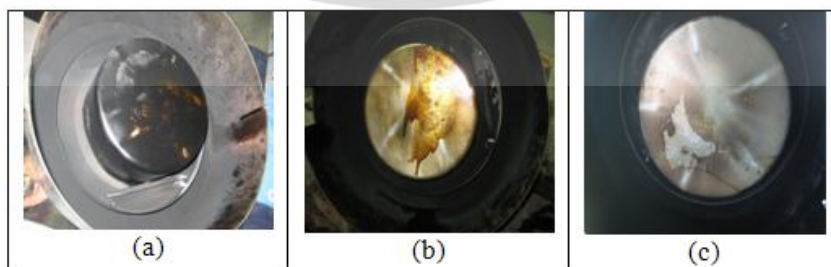
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$E_c = [(E_f - E_{CO}) / E_f] \times 100\% \quad (3)$$

จากรูปที่ 6.13 พบว่าประสิทธิภาพการเผาไหม้ในทุกเงื่อนไขการทดลองมีค่ามากกว่า 99.5% ที่ภาระความร้อนต่อพื้นที่หน้าตัดหัวเผาตั้งแต่น้อยถึง 1,065 kW/m<sup>2</sup> และประสิทธิภาพการเผาไหม้มีค่าลดลงอย่างเห็นได้ชัด เมื่อภาระความร้อนต่อพื้นที่หน้าตัดหัวเผามีค่ามากกว่าย่านดังกล่าว สอดคล้องกับการเพิ่มขึ้นของปริมาณ CO ในย่านภาระความร้อนต่อพื้นที่หน้าตัดหัวเผามีค่าสูงกว่า 1,065 kW/m<sup>2</sup> ดังแสดงในรูป 6.12 ค เนื่องจากระยะเวลาการเผาไหม้ของของผสมภายในช่องว่างวัสดุพอร์ซิมไม่เพียงพอ โดยทั่วไปแล้วประสิทธิภาพการเผาไหม้ของหัวเผาทั่วไปจะมีค่าต่ำกว่าหัวเผาในงานวิจัยนี้ เพราะเมื่อพิจารณาการคำนวณประสิทธิภาพการเผาไหม้ตามสมการที่ 3 พบว่าหัวเผานี้มีเฉพาะการคิดพลังงานในการสูญเสียไปในรูปของพลังงานของการก่อกำเนิด CO เท่านั้น เป็นการประเมินประสิทธิภาพการเผาไหม้อย่างง่าย เนื่องจากมีข้อจำกัดทางเครื่องมือวัด แต่ในความเป็นจริงต้องมีการพิจารณาพลังงานที่สูญเสียไปในรูปของพลังงานของการก่อกำเนิดของไฮโดรคาร์บอนและเขม่าด้วย



รูปที่ 6.14 แสดงความสัมพันธ์ของปริมาณ CO และ H<sub>2</sub> ที่เกิดขึ้นจากการเผาไหม้



รูปที่ 6.15 แสดงปริมาณเขม่าที่เกิดขึ้นจากเผาไหม้ที่เกิดขึ้นที่กั้นภาชนะที่อัตราการไหลของน้ำ 0.16 kg/min (a) 0.20 kg/min (b) 0.22 kg/min (c)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 6.14 แสดงความสัมพันธ์ของปริมาณ CO และ H<sub>2</sub> ที่เกิดขึ้นจากการเผาไหม้ เมื่อทำการปรับอัตราการป้อนน้ำเท่ากับ 0.16 0.20 และ 0.22 kg/min ที่ภาวะความร้อนต่อพื้นที่หน้าตัดของหัวเผาต่างๆ จากผลการทดสอบพบว่า การเพิ่มอัตราการป้อนน้ำเข้าสู่ระบบ ส่งผลให้ปริมาณ CO ลดลงแต่ปริมาณ H<sub>2</sub> เพิ่มขึ้น แสดงถึงปริมาณมลพิษและเขม่าลดลง สอดคล้องกับภาพแสดงปริมาณเขม่าที่กั้นภาชนะที่มีปริมาณลดลงอย่างเห็นได้ชัดเมื่อเพิ่มอัตราการป้อนน้ำเข้าสู่ระบบ ทั้งนี้คาดว่าสอดคล้องกับหลักการที่ว่า องค์ประกอบไฮโดรเจนในโมเลกุลของน้ำจะเข้าไปแย่งอะตอมของคาร์บอนในโมเลกุลของเชื้อเพลิง ในปฏิกิริยาที่เรียกว่า Water Gas Shift Reaction [8] ซึ่งช่วยบรรเทาปัญหาของการเกิดคราบเขม่าที่เกิดจากการเผาไหม้น้ำมันพืชใช้แล้วลงได้แสดงดังรูป 6.15

ภายใต้เงื่อนไขการทำงานของหัวเผาน้ำมันพืชใช้แล้วรุ่นนี้ สามารถสรุปได้ว่าหัวเผาน้ำมันพืชรุ่นนี้สามารถทำงานได้ดีในย่านการทำงานในช่วง 325-548 kW/m<sup>2</sup> ก่อให้เกิดปริมาณ CO และ NO<sub>x</sub> เท่ากับ 171 และ 40 ppm ตามมาตรฐาน 6% O<sub>2</sub> ตามลำดับ ปริมาณมลพิษที่เกิดขึ้นมีค่าต่ำกว่ามาตรฐานการปลดปล่อยมลพิษของกรมควบคุมมลพิษ โดยกำหนดว่าปริมาณปริมาณ CO และ NO<sub>x</sub> เท่ากับ 850 และ 250 ppm ตามมาตรฐาน 6% O<sub>2</sub> ตามลำดับ ในแง่ของประสิทธิภาพเชิงความร้อนและประสิทธิภาพการเผาไหม้ของหัวเผามีค่าเท่ากับ 28% และ 99.5% ตามลำดับ เมื่อเปรียบเทียบกับย่านการทำงานของหัวเผาน้ำมันพืชใช้แล้วกับหัวเผาวัสดุพูนเชื้อเพลิง LPG/NGV [9] พบว่าหัวเผาวัสดุพูนเชื้อเพลิง LPG/NGV มีย่านการทำงานของหัวเผาอยู่ในช่วง 100-600 kW/m<sup>2</sup> ในขณะที่เมื่อเปรียบเทียบปริมาณมลพิษที่เกิดขึ้นระหว่างหัวเผาน้ำมันพืชใช้แล้วกับหัวเผาแบบเปลวไฟอิสระ (Free flame) ภายใต้รูปทรงใกล้เคียงกัน พบว่าหัวเผาแบบเปลวไฟอิสระมีค่าการปลดปล่อย NO<sub>x</sub> เท่ากับ 250 ppm อีกทั้งเมื่อเปรียบเทียบสมรรถนะการเผาไหม้ระหว่างหัวเผาน้ำมันพืชใช้แล้วกับหัวเผาน้ำมันพืชใหม่พบว่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของหัวเผาน้ำมันพืชใหม่มีค่าอยู่ในช่วง 33-47 % ซึ่งใกล้เคียงกับกับสมรรถนะการเผาไหม้ที่ได้รับงานวิจัยของหัวเผาน้ำมันพืชใช้แล้วรุ่นเก่า [24] แต่หัวเผาน้ำมันพืชใช้แล้วรุ่นเก่าการเผาไหม้เกิดขึ้นอย่างไม่มีเสถียร น้ำมันพืชใช้แล้วเมื่อได้รับความร้อนจะเกิดเขม่าซึ่งส่งผลให้เกิดการอุดตันภายในหัวฉีดเมื่อทำงานใช้งานเป็นเวลานาน

### 6.3 การประเมินความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์

ราคาขาย LPG ในประเทศไทยเท่ากับ 23 บาท/กก.(ปตท. จำกัด (มหาชน)) สามารถคำนวณเป็นราคาต่อพลังงานได้เท่ากับ  $5.02 \times 10^{-4}$  บาท/กิโลจูล ในขณะที่ราคาขายน้ำมันพืชใช้แล้วอยู่ที่ 17 บาท/กก. (บางจากปิโตรเลียม) เพื่อใช้ในการผลิตน้ำมันไบโอดีเซล สามารถคำนวณเป็นราคาต่อพลังงานได้เท่ากับ  $4.72 \times 10^{-4}$  บาท/กิโลจูล ดังนั้นถ้าน้ำมันพืชใช้แล้วมาใช้ทดแทนการใช้ LPG ในการประกอบอาหาร พบว่ามีผลต่างของราคาต่อพลังงานได้เท่ากับ  $0.3 \times 10^{-4}$  Bath/kJ หากพิจารณาเลือกใช้เตาแก๊สหุงต้มขนาดพิกัดความร้อน 27 kW โดยพื้นฐานที่ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเท่ากัน คิดเป็นราคาที่สามารถประหยัดต่อชั่วโมงการทำงานได้เท่ากับ 3.0 บาท/ชม. ในที่นี้ต้นทุนของราคาการผลิตต้นแบบของหัวเผาน้ำมันพืชใช้แล้วมีค่าเท่ากับ 5,000 บาท/หัวเผา แต่ถ้าหากผลิตในปริมาณมาก (Mass production) ต้นทุนของราคาการผลิตต้นแบบของหัวเผาน้ำมันพืชใช้แล้วมีค่าเท่ากับ 3,000 บาท/หัวเผา ดังนั้นสามารถคำนวณระยะเวลาคืนทุนได้เท่ากับ 42 วัน โดยหัวเผาทำงาน 6 ชั่วโมงต่อวัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรรมใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 6.4 สรุปผลการทดลอง

คุณลักษณะที่สำคัญของหัวเผาน้ำมันพืชใช้แล้วรุ่นปัจจุบันคือการใช้ไอน้ำสร้างฝอยละอองน้ำมันพืชใช้แล้วและนำพาพร้อมเหนียวนำอากาศเข้าสู่ห้องเผาไหม้ ไอน้ำยังมีส่วนช่วยในการลดเขม่าและปริมาณ CO ที่เกิดขึ้นจากการเผาไหม้ อีกทั้งประยุกต์ใช้วัสดุพูนมาช่วยส่งเสริมการเผาไหม้ สร้างเสถียรภาพในการเผาไหม้ และป้องกันความร้อนกลับด้วยกลไกการถ่ายเทความร้อนแบบแผ่รังสีความร้อนไปยังห้องเผาไหม้ชั้นใน ส่งผลให้ภายในห้องเผาไหม้มีอุณหภูมิสูง ทำให้เป็นการอุ่น ระเหยและจุดติดไฟของผสมระหว่างอากาศกับละอองน้ำมันพืชใช้แล้ว การเผาไหม้เกิดขึ้นเริ่มต้นที่ห้องเผาไหม้ชั้นใน จากนั้นแก๊สไอเสียที่ยังเผาไหม้ไม่หมดพุ่งเข้าไปเผาไหม้ต่อภายในห้องเผาไหม้วัสดุพูน ซึ่งการเผาไหม้จะเกิดขึ้นอย่างรุนแรงภายในช่องว่างวัสดุพูน

การทดสอบเพื่อหาประสิทธิภาพเชิงความร้อนและประสิทธิภาพการเผาไหม้ดำเนินการตามมาตรฐาน DIN EN 203-1 โดยปรับเปลี่ยนภาวะความร้อนต่อพื้นที่หน้าตัดของหัวเผาในช่วง  $345-1,475 \text{ kW/m}^2$  ด้วยอัตราการป้อนน้ำ 0.16, 0.20 and 0.22 kg/min. จากการทดสอบพบว่าภายในแผงวัสดุพูนหัวเผามีการกระจายตัวของอุณหภูมิอย่างสม่ำเสมอ ปริมาณ CO เพิ่มขึ้น เมื่อเพิ่มภาวะความร้อนต่อพื้นที่หน้าตัดของหัวเผามากกว่า  $1,065 \text{ kW/m}^2$  แสดงให้เห็นว่าระยะเวลาในการเผาไหม้มีไม่เพียงพอถ้าหัวเผาทำงานที่ย่านมากกว่าย่านดังกล่าว นอกจากนี้พบว่า การปรับเปลี่ยนอัตราการป้อนน้ำไม่ส่งผลต่อสมรรถนะการเผาไหม้ของหัวเผา

หัวเผาน้ำมันพืชใช้แล้วในรุ่นปัจจุบันมีย่านการทำงานที่เหมาะสม อยู่ในช่วงภาวะความร้อนต่อพื้นที่หน้าตัดของหัวเผาเท่ากับ  $325-548 \text{ kW/m}^2$  ด้วยอัตราส่วนเส้นผ่านศูนย์กลางต่อความสูงของหัวเผาเท่ากับ 0.75 และอัตราการป้อนน้ำเท่ากับ 0.16 kg/min ปริมาณ CO และ  $\text{NO}_x$  เท่ากับ 171 และ 40 ppm ที่มาตรฐาน  $\text{O}_2$  เท่ากับ 6% ตามลำดับ ประสิทธิภาพเชิงความร้อนและประสิทธิภาพการเผาไหม้มีค่าเท่ากับ 28% และ 99.5% ตามลำดับ ซึ่งใกล้เคียงกับเตาแก๊สหุงต้มตามบ้านทั่วไป ทั้งนี้หากเผาไหม้ที่อัตราการให้พลังงานสูงกว่าที่กล่าวไว้ ผลของการเพิ่มอัตราส่วนการใช้ไอน้ำต่อเชื้อเพลิงจะเริ่มทำให้ประสิทธิภาพการเผาไหม้ลดลงอย่างมีนัยสำคัญนอกจากนี้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของหัวเผาสามารถปรับปรุงให้เพิ่มขึ้นได้ถึง 42% เมื่ออัตราส่วนเส้นผ่านศูนย์กลางต่อความสูงของหัวเผาเท่ากับ 1.5

## 6.5 เอกสารอ้างอิง

- [1] Chareonsuk J and Lapidattanakul A., On flame stability, temperature distribution and burnout of air-staged porous media combustor firing LPG with different porosity and excess air: Applied Thermal Engineering 312011; 3125-3141.
- [2] Pethnoi B., Development and performance of a premixed used-palm oil burner, *Master of engineering thesis*, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, 2006.
- [3] Jareansuk, N., Development of co-firing preheater for palm oil burner, Master thesis, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, ISBN: 9741523769, 2006
- [4] Chareonsuk J, and Lapidattanakul A., The used oil fuel burner, Thailand patent, 1301004433, 2013.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- [5] TSI incorporated, “Combustion analysis Basics: an Overview of Measurements, Methods and Calculations Used in Combustion Analysis”, copyright 2004
- [6] American Society of Mechanical Engineers, “Flue and Exhaust Gas Analysis, ASME Power Test
- [7] S.R. Turns. 2000, “An introduction to combustion”, 2<sup>nd</sup> edition, Mc Graw Hill.
- [8] Andrew. M., “Verification testing of emission from the combustion of A-55® clean fuels in a fire tube boiler” Environment Protection Agency (EPA), United States. EPA-600/R-98-0035, 1998
- [9] R. Nayarajan et al., Use of vegetable oil as fuel to improve the efficiency of cooking stove. Renewable 2008; 33: 2423–2427.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## บทที่ 7

### สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ

#### 7.1 สรุปผลการทดลองหัวเผาวัสดุพูนแบบแบ่งจ่ายอากาศเป็นชั้นสำหรับแก๊สแอลพีจี

งานวิจัยนี้เป็นการศึกษาสมรรถนะการเผาไหม้ในแง่ประสิทธิภาพการเผาไหม้ การกระจายตัวของอุณหภูมิและปริมาณแก๊สไอเสียที่เกิดขึ้นจากการเผาไหม้ของหัวเผาวัสดุพูนแบบแบ่งจ่ายอากาศเป็นชั้นสำหรับเชื้อเพลิง LPG ขนาดพิกัดความร้อนของหัวเผามีค่าเท่ากับ 3 kW โดยทำการศึกษาอิทธิพลของปริมาณอากาศส่วนเกินเท่ากับ 110% 150% และ 180% ด้วยการปรับเปลี่ยนค่าความพูนของวัสดุพูนเท่ากับ 5mm 10mm และ 20mm ตามลำดับ

เมื่อเพิ่มปริมาณอากาศส่วนเกิน ซึ่งโดยทั่วไปแล้วจะทำให้เป็นการสูญเสียความร้อนจากการเผาไหม้ แต่อุณหภูมิการเผาไหม้ของหัวเผานี้กลับมีค่าสูงขึ้น เพราะเกิดความปั่นป่วนด้วยการหมุนวนย่อยๆ ภายในช่องว่างของวัสดุพูน ทำให้เกิดการผสมกันเป็นอย่างดีระหว่างสารตั้งต้นและแก๊สไอเสียร้อนและเกิดการจุดติดไฟของของผสมสม่ำเสมอเนื่องจากกลไกการป้อนความร้อนของแก๊สไอเสียร้อนป้อนจากบริเวณปลายย้อนกลับสู่ต้นทางของหัวเผาด้วยกลไกการนำและการแผ่รังสีความร้อน ส่งผลให้ปริมาณ  $C_xH_y$  มีค่าลดลง ในขณะที่ ปริมาณ  $NO_x$  มีค่าเพิ่มขึ้น ตามการเพิ่มความเร็วของของไหล อีกทั้งอิทธิพลของการพัดพาทำให้บริเวณที่เกิดปฏิกิริยาการเผาไหม้ขยับไปสู่บริเวณปลายหัวเผา แต่ถึงกระนั้นการเพิ่มปริมาณอากาศส่วนเกินมากเกินไป (อากาศส่วนเกิน 180%) จะส่งผลให้ความร้อนจากการเผาไหม้สูญเสียไปกับปริมาณอากาศที่เกินพอดี ซึ่งมีอิทธิพลมากกว่าการปลดปล่อยพลังงานเนื่องจากอัตราการผสมที่สูงและการจุดติดไฟที่สม่ำเสมอ ปริมาณ CO พบว่ามีค่าเพิ่มขึ้นเนื่องจากระยะเวลาในการเผาไหม้มีไม่เพียงพอให้ CO ทำปฏิกิริยากลายเป็น  $CO_2$

คุณลักษณะสำคัญของหัวเผานี้คืออุณหภูมิการเผาไหม้ควรจะต้องมีค่ามากกว่า  $800\text{ }^{\circ}\text{C}$  ภายในช่วง 100mm จากแผ่นกระจายของผสม เพื่อเป็นการยืนยันว่าการเผาไหม้จะเกิดขึ้นอย่างเสถียรภายในแผงวัสดุพูนตลอดความสูงของหัวเผา นอกจากนี้พบว่าค่าความพูนของวัสดุพูนมีผลต่อเสถียรภาพการเผาไหม้ภายในหัวเผาวัสดุพูน โดยการลดลงของขนาดวัสดุพูนทำให้ช่องว่างของวัสดุพูนลดลง ส่งผลให้อุณหภูมิและประสิทธิภาพการเผาไหม้ลดต่ำลงสอดคล้องกับการเพิ่มขึ้นของปริมาณ  $C_xH_y$  และ CO ตามลำดับ

##### 7.1.1 ข้อเสนอแนะ

ในหัวข้อนี้ได้ทำการสรุปถึงข้อเสนอแนะที่เกี่ยวกับเตาเผาไหม้วัสดุพูนที่มีการจ่ายอากาศเป็นชั้นที่ใช้ในงานวิจัยนี้ เพื่อเป็นประโยชน์สำหรับการพัฒนางานวิจัยที่เกี่ยวกับเตาเผาไหม้วัสดุพูนที่มีการจ่ายอากาศเป็นชั้น ต่อไปในอนาคตหรือเพื่อการนำข้อมูลที่ได้จากงานวิจัยนี้ไปต่อยอดและออกแบบเตาเผาไหม้วัสดุพูนแบบอื่น ที่มีสมรรถนะทางความร้อนที่ดีกว่าหรือใกล้เคียงกันนั้น โดยมีรายละเอียดดังต่อไปนี้

7.1.1.1 ควรเพิ่มความสูงของเตาเผาไหม้ ให้มากขึ้น โดยคาดว่าจะทำให้ระยะเวลาในการเผาไหม้เพิ่มมากขึ้น ส่งผลให้บริเวณของการเผาไหม้ให้มีความกว้างขึ้นและก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์มีปริมาณลดลง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

7.1.1.2 ควรแบ่งการจ่ายอากาศ โดยให้มีการจ่ายอากาศในทั้งสามชั้นคือ ชั้นที่ 1 2 และ 3 ซึ่งคาดว่าจะส่งผลให้การกระจายตัวของอุณหภูมิมีความสม่ำเสมอยิ่งขึ้น

7.1.1.3 ควรเพิ่มระยะของตำแหน่งการจ่ายอากาศส่วนที่ 2 ให้มากขึ้น โดยจ่ายที่ระดับความสูงในช่วง 50-80 mm จากตระแกรง ซึ่งคาดว่าจะทำให้การกระจายตัวของอุณหภูมิมีความสม่ำเสมอยิ่งขึ้น เนื่องจากระยะห่างของตำแหน่งการจ่ายอากาศของเตาเผาใหม่ในงายวิชัยนี้มีระยะห่างเกินไป จึงทำให้อุณหภูมิที่ได้จากการเผาใหม่มีค่าลดลง

## 7.2 สรุปผลการทดลองหัวเผาน้ำมันพีซีใช้แล้ว

คุณลักษณะที่สำคัญของหัวเผาน้ำมันพีซีใช้แล้วรุ่นปัจจุบันคือการใช้ไอน้ำสร้างฝอยละอองน้ำมันพีซีใช้แล้วและนำพาพร้อมเหนียวนำอากาศเข้าสู่ห้องเผาไหม้ ไอน้ำยังมีส่วนช่วยในการลดเขม่าและปริมาณ CO ที่เกิดขึ้นจากการเผาไหม้ อีกทั้งประยุกต์ใช้วัสดุพูนมาช่วยส่งเสริมการเผาไหม้ สร้างเสถียรภาพในการเผาไหม้และป้องกันความร้อนกลับด้วยกลไกการถ่ายเทความร้อนแบบแผ่รังสีความร้อนไปยังห้องเผาไหม้ชั้นใน ส่งผลให้ภายในห้องเผาไหม้มีอุณหภูมิสูง ทำให้เป็นการอุ่น ระบายและจุดติดไฟของผสมระหว่างอากาศกับละอองน้ำมันพีซีใช้แล้ว การเผาไหม้เกิดขึ้นเริ่มต้นที่ห้องเผาไหม้ชั้นใน จากนั้นแก๊สไอเสียที่ยังเผาไหม้ไม่หมดพุ่งเข้าไปเผาไหม้ต่อภายในห้องเผาไหม้วัสดุพูน ซึ่งการเผาไหม้จะเกิดขึ้นอย่างรุนแรงภายในช่องว่างวัสดุพูน

การทดสอบเพื่อหาประสิทธิภาพเชิงความร้อนและประสิทธิภาพการเผาไหม้ดำเนินการตามมาตรฐาน DIN EN 203-1 โดยปรับเปลี่ยนภาระความร้อนต่อพื้นที่หน้าตัดของหัวเผาในช่วง 345-1,475 kW/m<sup>2</sup> ด้วยอัตราการป้อนน้ำ 0.16, 0.20 and 0.22 kg/min. จากการทดสอบพบว่าภายในแผงวัสดุพูนหัวเผามีการกระจายตัวของอุณหภูมิอย่างสม่ำเสมอ ปริมาณ CO เพิ่มขึ้น เมื่อเพิ่มภาระความร้อนต่อพื้นที่หน้าตัดของหัวเผามากกว่า 1,065 kW/m<sup>2</sup> แสดงให้เห็นว่าระยะเวลาในการเผาไหม้มีไม่เพียงพอถ้าหัวเผาทำงานที่ย่านมากกว่าย่านดังกล่าว นอกจากนี้พบว่าการปรับเปลี่ยนอัตราการป้อนน้ำในย่านที่ศึกษาไม่ส่งผลต่อสมรรถนะการเผาไหม้ของหัวเผา

หัวเผาน้ำมันพีซีใช้แล้วในรุ่นปัจจุบันมีย่านการทำงานที่เหมาะสม อยู่ในช่วงภาระความร้อนต่อพื้นที่หน้าตัดของหัวเผาเท่ากับ 325-548 kW/m<sup>2</sup> ด้วยอัตราส่วนเส้นผ่านศูนย์กลางต่อความสูงของหัวเผาเท่ากับ 0.75 และอัตราการป้อนน้ำเท่ากับ 0.16 kg/min ปริมาณ CO และ NO<sub>x</sub> เท่ากับ 171 และ 40 ppm ที่มาตรฐาน O<sub>2</sub> เท่ากับ 6% ตามลำดับ ประสิทธิภาพเชิงความร้อนและประสิทธิภาพการเผาไหม้มีค่าเท่ากับ 28% และ 99.5% ตามลำดับ ซึ่งใกล้เคียงกับเตาแก๊สหุงต้มตามบ้านทั่วไป ทั้งนี้ หากเผาไหม้ที่อัตราการให้พลังงานสูงกว่าที่กล่าวไว้ ผลของการเพิ่มอัตราส่วนการใช้ไอน้ำต่อเชื้อเพลิงจะเริ่มทำให้ประสิทธิภาพการเผาไหม้ลดลงอย่างมีนัยสำคัญ นอกจากนี้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของหัวเผาสามารถปรับปรุงให้เพิ่มขึ้นได้ถึง 42% เมื่ออัตราส่วนเส้นผ่านศูนย์กลางต่อความสูงของหัวเผาเท่ากับ 1.5

### 7.2.1 ข้อเสนอแนะ

7.2.1. ระบบป้อนเชื้อเพลิงควรใช้เป็นแบบป้อนด้วยแรงดันแทนที่การใช้แรงโน้มถ่วง ซึ่งจะทำให้สามารถป้อนเชื้อเพลิงได้อย่างสม่ำเสมอ

7.1.2. ในการวัดการกระจายตัวของอุณหภูมิภายในหัวเผา ควรเพิ่มตำแหน่งจุดวัดให้มากขึ้น เพื่อที่จะได้ทราบถึงสภาวะการเผาไหม้ภายในชั้นวัสดุพูนได้ดีขึ้น

7.1.3. ควรเปลี่ยนห้องเผาไหม้แกนกลางเป็นวัสดุอื่นแทนที่สแตนเลสที่สามารถทนอุณหภูมิสูง และทนต่อการกัดกร่อน เพื่อยืดอายุการใช้งานของหัวเผา



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## บรรณานุกรม

- [1] [www.eppo.go.th/images/POLICY](http://www.eppo.go.th/images/POLICY)
- [2] มุลนิธิพลังงานเพื่อสิ่งแวดล้อม (2550). *ทิศทางกิจการไฟฟ้า (ประเด็นที่ควรจับตามอง)*, แหล่งที่มา <http://learners.in.th/blog/biodiesel>
- [3] ศ.ดร ชงชัย พรรณสวัสดิ์ (2550). ไบโอดีเซล, กรุงเทพฯ: สำนักงานนโยบายและแผนพลังงาน กระทรวงพลังงาน
- [4] <http://eyrie.shef.ac.uk> and <http://chem.ch.huji.ac.il>
- [5] Krause, F. C., 1858, Gas Burner, Specification of Letters Patent No. 21 076, United States Patent Office, New York.
- [6] Welch, W., 1890, Improvements in Burners for the Use of Gas and other Inflammable Vapours, Invention No. 5293, London, Printed for Her Majesty's Stationery Office by Darling and Son, Ltd.
- [7] Thompson, W.P., 1898, An improved Furnace for Melting and Retaining in a Molten State Metal, Alloys of Metal, and Other Materials which when Heated, Invention No. 12003, London.
- [8] Lucke, C. E., 1904, Method of Combustion No. 755376, United States Patent Office, Washington, DC.
- [9] Lucke, C. E., 1904, Method of Burning Liquid or Gaseous Fuels, Invention No. 755377, United States Patent Office, Washington, DC.
- [10] Schnabel, R., 1910, Verfahren und Vorrichtung zur Erzeugung hoher Temperaturen für Heizzwecke, Kaiserliches Patentamt, Patentschrift, Nr. 2118998, Klasse 4g, Gruppe 55, Berlin.
- [11] Bone, W. A., et. al., 1912, Verfahren zur Verbrennung von explosiven Gasgemischen, Kaiserliches Patentamt, Patentschrift, Nr. 252369, Klasse 4g, Gruppe 55, Berlin.
- [12] Bone, W. A., et, al., 1912 Steam Generation, Feed Water Heating, and Heating of Liquids Generally, Invention No. 1015261, United States Patent Office, Washington, DC.
- [13] Bone, W. A., 1912, Surface Combustion, Journal of the Franklin Institute of the State of Pennsylvania, Devoted to Science and the mechanic Arts, Vol. CLXXIII, No, 2, February
- [14] Creelman, F., 1914, Apparatus for Burning Explosive Gaseous Mixtures, Invention No. 1113171, United States Patent Office, Washington, DC.
- [15] Lucke, C. E., 1915, Method of Burning Explosive Gaseous Mixtures, Invention No. 1146724, United States Patent Office, Washington, DC.
- [16] Lucke, C. E., 1915, Method of Burning Liquid and Other Fuels, Invention No. 1146726, United States Patent Office, Washington, DC.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- [17] Hays, J. W., 1937, Process for the Very Rapid Heating of Fluids, Invention No. 2082338, United States Patent Office, Washington, DC.
- [18] Hays, J. W., 1937, Heating Apparatus for Breaking Down Emulsions, Invention No. 2082337, United States Patent Office, Washington, DC.
- [19] Smith, G. R., 1963, Reaction Milieu and Afterburner Incorporating Same, Invention No. 3088271, United States Patent Office, Washington, DC.
- [20] Echigo, R., 1984, Method and Device for Combustion, Application No. 57-160456, Int. Cl. F23C11/00, Vol. 8, Number 154.
- [21] Babkin, V. S., Korzhavin, A. A. and Bunev, V. A., 1991, Propagation of Premixed Gaseous Explosion Flames in Porous Media, Combustion and Flame, No. 87, pp. 182-190.
- [22] Chaffin, C. August 1991, Reduction of  $\text{NO}_x$  emissions using the technique of two-stage combustion within porous inert media, M.S. Thesis, The thermal fluid group, Dept. of Mechanical Engineering, The university of Texas, Austin
- [23] Martin, R. J, Stilger, J. D and Holst, M. R., 1992 Method and Apparatus for Controlled Reaction in a Reaction Matrix, Patent No. 5165884, United States Patent.
- [24] Ronald D.B, William C.G and J.R. Howell. 1992, "Combustion method and apparatus for staged combustion within porous matrix elements" United States Patent. US005080577A. Jun. 14
- [25] Ronald D.B, William C.G and J.R. Howell. 1992, "Apparatus and method for combustion within porous matrix element" United States Patent. US005160254A. Nov.3.
- [26] Mark J., Hamid A. and Thomas D. 1995, "Staged combustion in a porous-matrix surface combustor to promote ultra-low  $\text{NO}_x$  emission" United States Patent. US005476375A. Dec 19.
- [27] Khinkis, M. J., Abbasi, H. A and Briselden, D. T., 1995, Staged Combustion in a porous-Matrix Surface Combustor to Promote Ultra-Low  $\text{NO}_x$  Emissions, United States Patent 5476375.
- [28] Janet L. Ellzey and Rakesh Goel. 1995, "EMISSIONS OF CO AND NO FROM A TWO STAGE POROUS MEDIA BURNER" Combustion Science and Technology, Volume 107, Issue 1 - 3 , pp 81 – 91
- [29] Durst, F., Trimis, D and Dimaczek, G., 1996, Burner Having Material of Varying Porosity, United States Patent 5522723.
- [30] Pickenäcker. O, Kesting. A and Trimis. D. 2000, "Novel low  $\text{NO}_x$  burner designs for boilers and furnaces by using staged combustion in inert porous media" Institute of fluid mechanics, universität Erlangen-Nürnberg, Germany.
- [31] Jia F. Liu and Wen H. Hsieh. 2004, " Experimental investigation of combustion in porous heating burners," Combustion and flame, Vol. 138, pp. 295-303.

- [32] Hongmin Wang, Chunzhi Wei, Pinghui Zhao and Taohong Ye. 2014, “Experimental study on temperature variation in a porous inert media burner for premixed methane air combustion, ” *Energy*, Vol. 72, pp. 195-200.
- [33] J.F. Pan, D.Wu, Y.X. Liu, H.F. Zhang, A.K. Tang and H. Xue. 2015, “Hydrogen/oxygen premixed combustion characteristics in micro porous media combustor ”, *Applied Energy*, Vol. 160, pp. 802–807.
- [34] Bernardo Herrera, Karen Cacia and Luis Olmos-Villalba. 2015, “Combustion stability and thermal efficiency in a porous media burner for LPG cooking in the food industry using  $Al_2O_3$  particles coming from grinding wastes ”, *Applied Thermal Engineering*, Vol.91, pp. 1127 – 1133.
- [35] Leif B, Soren B, 2003, Nozzle unit for oil burner. EP 0888517 B1.
- [36] [Jan S.](#) 2001, A rotary oil burner. EP 1570209 B1.
- [37] Joseph H. 1980, Oil burner diffuser and method of increasing the fuel/air mixing efficiency in a gun-type oil burner. EP 80300733.
- [38] EP Michael R. 2002, Stane F and Geoffrey PH. Vaporising oil burners. EP 1217296 A1.
- [39] Lapirattanakun A, Onthong K and Charoensuk J. Development on Used Vegetable Oil Burner using Porous Media. 3<sup>rd</sup> WREC. 18-23 May 2009. Bangkok Thailand.
- [40] Kaplan M, Hall MJ., 1995, The combustion of liquid fuels within a porous media radiant burner. *Experimental Thermal and Fluid Science*;11:113–20.
- [41] Takami H, Suzuki T, Itaya Y, Hasatani M., 1998, Performance of flammability of kerosene and  $NO_x$  emission in the porous burner, *Fuel*;77:165–71.
- [42] Tseng CJ and Howell JR., 1996, Combustion of Liquid fuels in a porous radiant burner, *Combustion science and Technology*;112:114-61.
- [43] Jugjai S, Wongpanit N, Laoketkan T, Nokkaew S., 2002, The combustion of liquid fuels using a porous medium. *Experimental Thermal and Fluid Science*; 26:15–23.
- [44] Jugjai S, Polmart N., 2003, Enhancement of evaporation and combustion of liquid fuels through porous media. *Experimental Thermal and Fluid Science*; 27: 901–909.
- [45] Combustion in a porous wall furnace. EP 1167880 A1
- [46] High temperature surface combustion burner. EP 0187508 B1
- [47] Madhavan Poyyapakkam, 2013, Method and system for porous flame holder for hydrogen and syngas combustion. US 8413445 B2.
- [48] Paul W. Garbo. 1988, Liquid fuel combustion with porous fiber burner. US 4784599 A.
- [49] Tian-yuXiong. 1992, Ultra-low pollutant emissions radiant gas burner with stabilized porous-phase combustion. US 5147201 A.
- [50] Ronald D. Bell, 1992, 5 More. Apparatus and method for combustion within porous matrix elements. US 5141432 A



- [66] Lapidattanakun, A. 2009. “Performance of air staging LPG porous media combustor ”, **Master degree of engineering Thesis**, KMITL.
- [67] Radojevic, M. (1998). “Reduction of nitrogen oxides in flue gases”, **Environmental Pollutant**. Vol 102, pp.685-689.
- [68] P.K.Nag , “ Heat Transfer ” Tata McGraw – Hill , pp. 692 - 712 ,2005.
- [69] รศ. มนตรี พิรุณเกษตร 2542 “ การถ่ายเทความร้อน ” บริษัท วิทย์พัฒน์ จำกัด , หน้า 515 – 519.
- [70] ศ.ดร. สำเร็จ จักรใจ 2547 “การเผาไหม้” สำนักพิมพ์แห่งจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, หน้า 50-301.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



ภาคผนวก ก  
รายการคำนวณ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## หัวเผาวัสดุพอรุนแบบแบ่งจ่ายอากาศเป็นชั้นสำหรับเชื้อเพลิงแก๊ส

### 1. Excess air calculation

Case  $\lambda = 0$  :

Volume flow rate of primary air	= 4	L/min
Volume flow rate of secondary air	= 106	L/min
Volume flow rate of tertiary air	= 0	L/min
Total air flow rate	= 110	L/min = 0.001833 m <sup>3</sup> /s
Volume flow rate of LPG	= 2	L/m = 3.3x10 <sup>-5</sup> m <sup>3</sup> /s
Density of air @ 30°C	= 1.2	kg/m <sup>3</sup>
Density of LPG @ 1bar	= 2.0	kg/m <sup>3</sup>
Air-Fuel ratio stoichoimetric of LPG	= 15.6	

The Excess air (EA) used in this study was defined by Eq.

$$EA\% = \left( \left( \frac{A/F_{ac}}{A/F_{stoi}} \right) - 1 \right) \times 100$$

Then, the excess air is

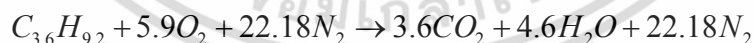
$$EA\% = \left( \left( \frac{(0.00183 \times 1.2) / (3.3 \times 10^{-5} \times 2)}{15.6} \right) - 1 \right) \times 100 = 110\%$$

### 2. Adiabatic flame temperature calculation

#### 2.1 The stoichoimetric relation of LPG can be expressed as



Mixture composition (For LPG):



From the constant-pressure adiabatic flame temperature:

$$H_{prod}(T_{ad}, P) = H_{react}(T_{initial}, P)$$

$$\sum Np(\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}^o)p = \sum Nr(\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}^o)r$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Table 2.1 Enthalpy of formation

Species	$h_f^\circ (KJ / kmol)$	$\bar{h}_{298K}$
C	0	0
H <sub>2</sub>	0	8,468
O <sub>2</sub>	0	8,682
N <sub>2</sub>	0	8,669
CO <sub>2</sub>	-393,520	9,364
H <sub>2</sub> O <sub>(gas)</sub>	-241,820	9,904
H <sub>2</sub> O <sub>(liquid)</sub>	-285,830	9,904

$$\begin{aligned}
 & N_{CO_2} (\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}_{298K})_{CO_2} + N_{H_2O} (\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}_{298K})_{H_2O} + N_{N_2} (\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}_{298K})_{N_2} \\
 & = N_{LPG} (\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}_{298K})_{LPG} \\
 & 3.6 kmol_{CO_2} (-393,520 + \bar{h}_{CO_2} - 9364) + 4.6 kmol_{H_2O} (-241,820 + \bar{h}_{H_2O} - 9,904) \\
 & + 22.18 kmol_{N_2} (\bar{h}_{N_2} - 8669) = 0.4(-103,900) + 0.6(-126,200) \\
 & 3.6\bar{h}_{CO_2} + 4.6\bar{h}_{H_2O} + 22.18\bar{h}_{N_2} = 2,683,310 \text{ kJ/kg}_f
 \end{aligned}$$

Assuming the 2000 K for gas temperature then:

$$3.6(100,804)_{CO_2} + 4.6(82,593)_{H_2O} + 22.18(64,810)_{N_2} = 2,180,308 \text{ kJ/kg}_f$$

Assuming the 3000 K for gas temperature then:

$$3.6(162,226)_{CO_2} + 4.6(136,264)_{H_2O} + 22.18(101,407)_{N_2} = 3,460,035 \text{ kJ/kg}_f$$

Interpolation and solving for T<sub>ad</sub>:

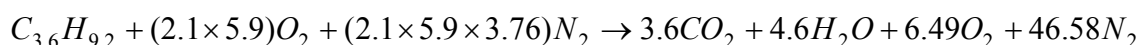
$$T_{ad} = 2,393K = 2,120^\circ C$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 2.2 adiabatic flame temperature at 110% excess air

$$EA\% = \left( \left( \frac{A/F_{ac}}{A/F_{stoi}} \right) - 1 \right) \times 100, \quad \frac{A/F_{ac}}{A/F_{th}} = \frac{110}{100} + 1 = 2.1$$

The 110 % of excess air relation of LPG can be expressed as



Substituting numerical values, we have

$$\begin{aligned} N_{CO_2}(\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}_{298k})_{CO_2} + N_{H_2O}(\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}_{298k})_{H_2O} + N_{N_2}(\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}_{298k})_{N_2} + \\ N_{O_2}(\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}_{298k})_{O_2} = N_{LPG}(\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}_{298k})_{LPG} \\ 3.6kmol_{CO_2}(-393,520 + \bar{h}_{CO_2} - 9364) + 4.6kmol_{H_2O}(-241,820 + \bar{h}_{H_2O} - 9,904) \\ + 46.58kmol_{N_2}(\bar{h}_{N_2} - 8,669) + 6.49kmol_{O_2}(\bar{h}_{O_2} - 8,682) = 0.4(-103,900) + 0.6(-126,200) \\ 3.6\bar{h}_{CO_2} + 4.6\bar{h}_{H_2O} + 46.58\bar{h}_{N_2} + 6.49\bar{h}_{O_2} = 2,951,236 \text{ kJ/kg}_f \end{aligned}$$

Assuming the 1000 K for gas temperature then:

$$3.6(42,769)_{CO_2} + 4.6(35,882)_{H_2O} + 22.18(30,129)_{N_2} = 1,854,147 \text{ kJ/kg}_f$$

Assuming the 3000 K for gas temperature then:

$$3.6(162,226)_{CO_2} + 4.6(136,264)_{H_2O} + 22.18(101,407)_{N_2} = 3,460,035 \text{ kJ/kg}_f$$

Interpolation and solving for  $T_{ad}$ :

$$T = 1,484 \text{ K} = 1,211 \text{ }^\circ\text{C}$$

Besides calculation, we can be solved the adiabatic flame temperature for 150% and 180% excess air case, which is **1,046** °C and **952** °C respectively

### 3. Combustion efficiency calculation

Assumption: The measured hydrocarbon from the flue gas is solely LPG ( $C_3H_8+C_4H_{10}$ ).  
The combustion efficiency ( $E_c$ ) used in this study was defined by Eq.

$$\eta_c = \left[ \frac{(E_F - E_{CO} - E_{C_xH_y})}{E_F} \right] \times 100 \%$$

$E_F$  is the heat throughput of the combustor with incoming fuel, *kw*

$E_{C_xH_y}$  is the heat leaving the combustor with hydrocarbon emission, *kw*

$E_{CO}$  is the heat leaving the combustor with CO emission, *kw*

Firstly, calculate the heat throughput of the combustor with incoming fuel, which can be expressed as,

$$E_F = \dot{m}_f e_f$$

$e_f$  is Heating value of LPG (kJ/kg), which is 45.8 MJ/kg

$\dot{m}_f$  is mass flow rate of LPG (kg/s), which is  $6.45 \times 10^{-5}$  kg/s

$$E_F = 6.45 \times 10^{-5} \times 45.8 \times 10^3 = 3 \text{ kw}$$

In 110% EA and  $\lambda = 0$  case, can be monitored the emission as,

Gas	Fraction	Molecular weight	Vol. Fraction × Molecular Weight. (kg)	Mass fraction (kg/kg <sub>dfg</sub> )
CO <sub>2</sub>	8 (%v/v)	44	3.52	0.118243434
CO	11.8 (ppm,v/v)	28	0.00033	$1.10988 \times 10^{-5}$
C <sub>x</sub> H <sub>y</sub>	5,717 (ppm,v/v)	52.4	0.299571	0.010063148
O <sub>2</sub>	8.74(%)	32	2.7968	0.093949783
N <sub>2</sub>	82.6 (%)	28	23.15239	0.777732536
		Total	29.76909	1

We can calculate the carbon content in dry flue gas (CO<sub>2</sub>, CO and C<sub>x</sub>H<sub>y</sub>) as follows,

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\left[ \frac{12}{44} \right] \times 0.118243434 + \left[ \frac{12}{28} \right] \times 1.10988 \times 10^{-5} + 0.824427 \times 0.010063148 = 0.040549 \frac{kg_c}{kg_{dfg}}$$

Because of, the carbon content in LPG is  $0.824427 \frac{kg_c}{kg_f}$ , we can calculate the ratio of dry

$$\text{flue gas per kilogram LPG, which is } \frac{0.8244}{0.040549} = 20.3314 \frac{kg_{dfg}}{kg_f}$$

Secondly, calculate the heat leaving the combustor with CO emission.

The ratio of CO emission in a kilogram fuel (The heating value of CO is 10,106 kJ/kg<sub>co</sub>),

$$CO = 20.3314 \left( \frac{kg_{dfg}}{kg_f} \right) \times 1.10988 \times 10^{-5} (kg_{C_{xH_y}} / kg_{dfg}) = 0.000225654 \frac{kg_{CO}}{kg_f}$$

Then, the heat leaving the combustor with CO emission is

$$E_{CO} = 0.000225654 \frac{kg_{CO}}{kg_f} \times 10,106 \frac{kJ}{kg_{CO}} \times 6.45 \times 10^{-5} \frac{kg_f}{s} = 1.47 \times 10^{-4} kw$$

Thirdly, calculate the heat leaving the combustor with CO emission.

The ratio of C<sub>x</sub>H<sub>y</sub> emission in a kilogram fuel (The heating value of C<sub>x</sub>H<sub>y</sub> is 45.8 MJ/kg from assumption),

$$C_{xH_y} = 20.3314 \left( \frac{kg_{dfg}}{kg_f} \right) \times 0.010063148 (kg_{C_{xH_y}} / kg_{dfg}) = 0.204598 \frac{kg_{C_{xH_y}}}{kg_f}$$

Then, the heat leaving the combustor with hydrocarbon emission is

$$E_{C_{xH_y}} = 0.204598 \frac{kg_{C_{xH_y}}}{kg_f} \times 45800 \frac{kJ}{kg_{C_{xH_y}}} \times 6.45 \times 10^{-5} \frac{kg_f}{s} = 0.604405 kw$$

Finally, the combustion efficiency is

$$\eta_c = \frac{3 - 0.000147 - 0.604405}{3} \times 100 = 79.53\%$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## การคำนวณหาประสิทธิภาพเชิงความร้อนของหัวเผาใช้น้ำมันพืชใช้แล้ว

การคำนวณหาประสิทธิภาพเชิงความร้อนสามารถคำนวณได้จากสมการ

$$\eta_{th} = \frac{w_w c_{p_w@25c} (T_{wf} - T_{wi}) + (h_{fg@1atm} w_v)}{t_{total} \dot{m}_{oil} LHV_{oil}} \times 100$$

จากเงื่อนไขการทดลองที่ความสูง 30 เซนติเมตรจะได้ค่าต่างๆดังนี้

$$C_{p_w@25c} = 4.186 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$w_w = 3 \text{ kg}$$

$$T_{wi} = 40^\circ \text{C}$$

$$T_{wf} = 95^\circ \text{C}$$

$$h_{fg@1atm} = 2260 \text{ kJ/kg}$$

$$w_v = 1.2 \text{ kg}$$

$$\dot{m}_{oil} = 0.0005 \text{ kg/s}$$

$$LHV = 36355 \text{ kJ/kg}$$

$$t_{total} = 7 \text{ min } 33 \text{ s}$$

แทนค่า

$$\eta_{th} = \frac{3 \times 4.186 \times (95 - 40) + (2,260 \times 1.2)}{(7 + 33/60) \times (0.0005) \times 36355} \times 100$$

$$\eta_{th} = 41.59 \%$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



ภาคผนวก ค

สิทธิบัตรหัวเผา น้ำมันพืชใช้แล้ว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



## Research Paper

## Development of porous media burner operating on waste vegetable oil



Arwut Lapirattanakun, Jarruwat Charoensuk\*

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Bangkok 10520, Thailand

## HIGHLIGHTS

- Steam was successfully applied to promote combustion of WVO.
- A specially designed porous domain was an essential element for stable combustion of WVO.
- The performance of WVO burner was in the range of cooking stove.
- Nozzle clog up in domestic WVO burner can be avoided when replacing it with a steam-assisted nozzle.

## ARTICLE INFO

## Article history:

Received 6 March 2016

Revised 24 August 2016

Accepted 25 August 2016

Available online 26 August 2016

## Keywords:

Waste vegetable oil burner

Porous media

Water Gas Shift reaction

## ABSTRACT

A newly designed cooking stove using Wasted Vegetable Oil (WVO) as fuel was introduced. Porous media, containing 2 cm diameter of spherical ceramic balls, was used as a flame stabilizer. Steam was successfully applied in a burner at this scale to atomize WVO droplet and entrain air into the combustion zone as well as to reduce soot and CO emission. DIN EN 203-1 testing standard was adopted and the experiment was conducted at various firing rate with the water flow rate at 0.16, 0.20 and 0.22 kg/min. Temperature, emissions, visible flame length, thermal efficiency as well as combustion efficiency were evaluated. Under the current WVOB design, it was suitable to operate the burner at the range of nominal firing rate between 325 and 548 kW/m<sup>2</sup> with water flow rate of 0.16 kg/min, at burner height to diameter ratio of 0.75, giving CO and NO<sub>x</sub> emissions up to 171 and 40 ppm, respectively (at 6% O<sub>2</sub>). Thermal efficiency was at around 28% where the combustion efficiency was approximately at 99.5%. The performance of WVO burner could be improved further if increasing the H/D ratio to 1.5, yielding thermal efficiency up to 42%. © 2016 Elsevier Ltd. All rights reserved.

## 1. Introduction

Over the last decade, Thailand could not sufficiently produce LPG for its glowing demand. LPG has been widely used in industrial, transportation, residential and commercial sectors, etc. The import of LPG has been increasing. In general, LPG is consumed at about 40% of all domestic energy consumption. Facing the crisis of imported energy, it is important to look for self-sufficiency. One of the solutions is to find an alternative source of energy and efficiently use it. It makes more sense to consider renewable, carbon neutral fuel source derived from biomass. The used vegetable oil (WVO) from cooking process is an interesting source of energy because the heating value remains high at about 36 MJ/kg. In addition, Thailand has the WVO at about 74.5 million L/year, 63.4% come from household uses. Vegetable oil and WVO can also be safely used as fuel with typical diesel engine by transforming it to bio-diesel. However, producing a bio-diesel from WVO need

additional heat source during the transesterification process that has more spending cost [1].

Using WVO as a substitution to LPG in domestic cooking process is an interesting choice. Apparently, the direct benefit is the reduction of LPG consumption. Consequently, WVO can be eliminated after cooking, avoiding the risk of consuming toxic element from WVO. To achieve this, a specific burner must be developed. With this type of burner, the mixing of air and fuel must be good within the premixed zone in order to achieve efficient combustion. The ignition must be stable at the designated location throughout the desired operation range. The retention time of flue gas mixture in the combustion zone must be long enough to eliminate soot generated at the early stage of combustion [2]. All these challenges must be overcome even at high turn-down ratio, while the technology must be simple to minimize the initial and operation cost.

High pressure atomization [3] was the early technique used for enhancing the rate of vaporization of liquid fuel with high vaporizing temperature like WVO. This was equipped with fuel preheating unit. A special atomization gun was developed [4] so that the oil particle was so small and highly dispersed leading to enhanced

\* Corresponding author.

E-mail address: [jarruwat.ch@kmitl.ac.th](mailto:jarruwat.ch@kmitl.ac.th) (J. Charoensuk).

## Nomenclature

$W_{water}$	mass of water in the container [kg]	$[Emission]_{6\%}$	emission at 6%V/V of $O_2$ in flue gas
$W_{vapor}$	mass of water vapor generated during test period [kg]	$[Emission]$	emission taken at the hood (%V/V, ppm)
$\Delta T$	temperature difference of water [ $^{\circ}C$ ]	$[O_2]$	oxygen concentration(%V/V)
$\dot{m}_{fuel}$	mass flow rate of oil used [kg/s]	$E_f$	heat throughput of the combustor with incoming fuel [kW]
$LHV_{WVO}$	lower heating value of WVO [kJ/kg]	$E_{CO}$	energy leaving the combustor in the form of enthalpy of formation of CO [kW]
$h_{fg,vapour}$	latent heat of vaporization [kJ/kg]		
$t_{total}$	total period of time in each experiment [s]		
$Cp_{water}$	specific heat of water [kJ/kg K]		

combustion efficiency and increase in turn-down ratio. However, these devices had suffered significantly from fuel impurities as it was operated on a principle of flow passing small orifice. Alternatively, a rotating cup [5] was developed for the same purpose. With this technique the oil liquid was spread into thin film by centrifugal force and spilled away from the disk in the form of small droplet. This later technique however, required relatively more sophisticated components and exhaustive mechanical energy during operation. It had therefore been adopted in large combustion system and not appropriate for a small device. As mentioned earlier, oil with high viscosity could be atomized with the aid of preheating unit. It had been adopted and developed further by installation of the atomizer and vaporizer in the combustion chamber [6] so that the heat from combustion shall be used for preheating and vaporizing purpose. These ideas, together with the nozzle-type atomizer were later adopted for the first version of WVO burner [7] with fuel-air premixed combustion chamber. The disadvantage, however, was found stemming from severe operating condition of the vaporizer as the material could not stand for high temperature within required period of operation. Combustion stability was also hindered by the continuity of oil injection pressure and heat transfer rate to the vaporizer unit. Furthermore, the deposition of solid carbon generated during thermal decomposition of WVO vapor had caused the blockage at the nozzle hole, the mechanism can be illustrated in Fig. 1.

In the last decade, many researchers in the field of burner development had adopted porous materials on their works due to their remarkable advantages. These led to improvement of combustion efficiency. The circulated heat through the porous matrix, by thermal radiation and conduction schemes, yielded excess enthalpy back to the reactant which led to super adiabatic flame. It produced higher peak temperature than the “standard adiabatic flame” obtained under the conventional condition [8–12]. Applications of porous materials on liquefied fuels can be found in various ways, such as using them as a liquid fuel atomizer to generate the liquid fuel droplet and as a vaporizer.

Kaplan et al. [13] investigated the combustion of kerosene inside porous medium, expecting to reduce the  $NO_x$ , CO and soot emissions. Silicon carbide (SiC) coated by carbon foam was used

as Porous Media (PM) to enhance the high strength structure. Three combustor operating regimes depending on an injector location were observed. Firstly: (a) an injector was placed on far upstream of PM, so fuel was pre-vaporized and well-premixed with air leading to homogenous reactant mixture. Secondly, (b) an injector was placed at intermediate region between the location in (a) and PM causing pre-vaporization of fuel. And finally, (c) an injector was located close to PM, thus the resident time was insufficient for evaporation and mixing prior to combustion. This had resulted in residual fuel in droplet form and diffusion flame was observed. Comparing between the three cases, (a) produced the lowest emissions, while (c) was the highest. Apparently, the emissions, i.e., CO,  $NO_x$  and soot, were significantly increased from (a) to (c). Kaplan and Hall used three types of porous ceramics namely magnesia-stabilized zirconia, silicon carbide, and yttrium-stabilized zirconia. Heptane, as fuel, was impinged on the combustion section by using the pressure atomizer. It was found that complete combustion was achieved within the equivalent ratios of 0.57–0.67. CO emission was varied from 3 to 7 ppm and  $NO_x$  also was from 15 to 20 ppm based on 3% of  $O_2$ .

Takami et al. [14] attempted to continue the previous work of Tseng and Howell [15] by developing the liquefied fuel porous ceramic burner without using a fuel atomizer. In their experiment, droplets of Kerosene were discovered on top of the horizontal porous ceramics plate. Flammable condition was found at minimum equivalent ratio of 0.1. The maximum turn-down ratio was 5.8 with nominal firing rate of 670–3880 kW/m<sup>2</sup>.

The advancement in porous combustion was stepped further by Jugjai et al. [16] by considering more details on evaporation mechanism inside porous burner. They focused specifically on the introduction of a packed bed emitter downstream of the porous burner. By adjusting the parameters including heat input and equivalent ratio, the result of combustion performance had definitely confirmed that the mixing of fuel vapor/air was improved and the turned-down ratio could be increased under porous media application. It was also found that the introduction of packed bed emitter was an efficient method for enhancing evaporation and combustion in liquefied fuel without a spray atomizer. Again in 2007 Jugjai and Pongsai [17] presented a similar type of experimental study on the so-called “Liquid fuel-fired porous combustors” (LFFPC).

The significant problem usually found on liquid fuel operating with insufficient air is the formation of soot. One of solutions is to inject superheated steam into the combustion zone. The hydrogen components in water molecules will react with the carbon components in fuel. It is called Water Gas Shift Reaction. There has been a number of works studying on this effect on emission. For instant, Robert et al. [18] designed the liquid fuel operating burner with steam injector. The low pressure steam was injected through a small hole in order to create inducing force that entrains the surrounding air into the combustion chamber. They also adjusted the weight fraction of steam and fuel. It had also been proven that the steam injection technique was capable to decrease

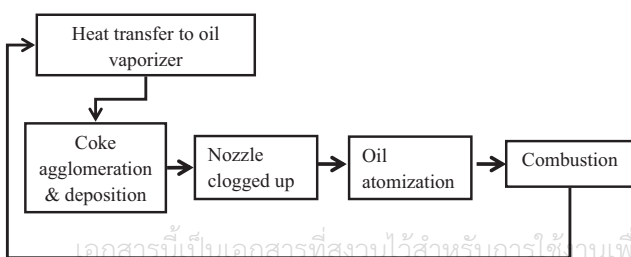


Fig. 1. Thermo/mechanical mechanism for pressure atomization of vegetable oil.

$\text{NO}_x$  formation from 200 ppm to 50 ppm. However, in order to feed the liquid fuel to combustion chamber, the fuel injector was still needed as well as in general application, see the diagram in Fig. 2.

Until most recently, researchers continue putting their efforts towards assessment of porous media for various fuel and applications. Among others, Hongmin Wang et al. [19] had studied the performance of porous media burner during start-up and shut down period. Temperature of the premixed zone was found decreased with increasing air flow rate while the temperature of the reaction zone increased due to more intense mixing within the porous matrix. The development of micro combustor from Pan et al. in 2014 [20], porous media was adopted to maintain stability and reduce hot spot of hydrogen combustion. SiC was found to be suitable as a porous matrix due to its highest thermal conductivity and inert to thermal degradation. Bernardo et al. [21] reported the effect of equivalent ratio on combustion stability and thermal efficiency of porous media burner for LPG cooking in food industry using  $\text{Al}_2\text{O}_3$  particles.

In most recent literatures, combustion in porous media of liquid fuel blend between kerosene and vegetable oil had been carried out in a unit where the vaporizing zone and the combustion zone were separated [21–23]. The challenge for this type of burner was to operate the vaporizing zone at sufficiently high temperature such that coke formation was minimized in a confined region and did not cause drastic effect on fuel feeding system. Liquid fuel had been introduced into the vaporizer zone without atomization. With this concept it was most likely that coke formation would occur in fuel feeding system. This might be the reason why the report on combustion of pure vegetable oil in porous media had not been found so far.

Our novel design concept introduced a combined effect of steam blast atomizer and utilized radiation from hot porous media to enhance vaporization rate while small droplets were suspended in the internal chamber of the porous burner. This could overcome coke deposition in the vaporizing zone and combustion of waste vegetable oil could be achieved without assistant of LPG flame. From previous literatures, several techniques were adopted to atomize the liquid fuel, for examples; high pressure injection, centrifugal force and flue gas recirculation. While most researchers focused on high pressure injectors with various jet patterns, our latest work had adopted porous media because of its advantage in radiation mode of heat transfer which could enhance vaporization of fuel droplet upstream. The porous media installed inside the combustion chamber would act as the evaporator and flame holder in one compact set. The unit was equipped with a small steam generator used for fuel atomization. The crucial part of this burner was a low-pressure nozzle. It was specifically designed such that the incoming low-pressure steam had passed through the port where WVO was introduced and atomized by the shearing force of the steam jet. Therefore, this liquid fuel combustor would not only be operated with high performance but also easy to be mobilized.

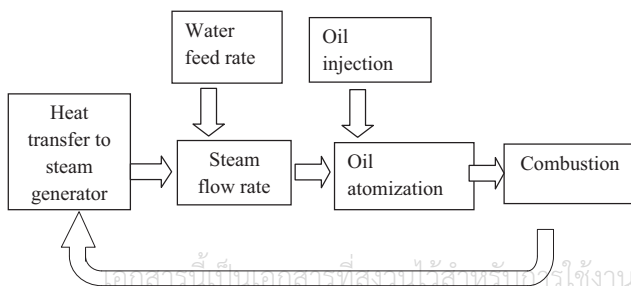


Fig. 2. Thermo/mechanical mechanism for steam atomization of vegetable oil.

In this paper, the utilization of waste vegetable oil as fuel for cooking stove with porous media is proposed. The effect of fuel feed rate on some important aspects of burner performance, i.e.; emission, temperature; thermal and combustion efficiency will be discussed. In addition, the performance was investigated in conjunction with retention time of fuel air mixture in the porous domain which are related to the thickness of porous layer. With this, an investigation on effect of H/D was carried out.

The ultimate aim of this activity is to assess the WVO as an attractive source of energy to be used instead of LPG for household cooking. The investigation was carried out by allowing incoming air to be entrained naturally into the unit, similar to those found in domestic application. If it could be evaluated as feasible, the advantages are not only reducing LPG consumption but also the risk of cancer from consuming the used oil.

As steam is the key driver that atomize WVO droplet and bring the air into the combustion chamber, steam injection rate was set as a controlled parameter subjecting to the experimental constraint, i.e.; nozzle diameter, operating pressure, etc., as given from our previous work [26]. The objective of our current work on this new design burner was to find the operation range of the burner at three different steam injection rates which were 0.16, 0.2 and 0.22 kg/min. At these rates WVO would be introduced at different flow rate ranging from 0.021 to 0.097 kg/min. This corresponded to the firing rate of 13–59 kW, respectively. The firing rate was defined as the rate of energy release per unit time. It was determined by the product of heating value of fuel and the fuel mass flow rate.

Additionally, the combustion retention time of WVO burner depend on the geometry of a porous domain. The scope of this paper also includes the investigation to the effect of H/D, defined as the height to the diameter of the porous domain, on the combustion performance.

## 2. Experimental set up

### 2.1. Detailed descriptions of the WVO burner components

In former development [24–27], the oil preheating technique was applied to reduce the viscosity of WVO using heat source from LPG burner. WVO, fed from pressure tank into an oil vaporizer, was preheated and injected into the burner by high pressure nozzle. In that version, WVO could be burnt successfully. Many problems, however, occurred such as; unstable flame, clogged up of oil nozzle due to coke deposition, low turn-down range with delayed response. Attempt had been made in this version by controlling the oil temperature using steam generated from heat released from LPG burner. Steam was applied to entrain WVO and air to the burner. With this technique nozzle clogged up could be avoided. Porous media had been introduced as a flame stabilizer and fuel evaporator due to its ability to promote higher combustion stability and wider turn-down range. Additional parts such as the air entrainment port and fuel feeding unit were also used. The new version of WVO burner is shown in Fig. 3.

This new version of vegetable oil burner was developed from the lesson learnt of our previous version, where WVO was vaporized in the copper tube submerged in the WVO flame. The burner size was determined by the flame zone of an existing LPG burner, KB5, see Fig. 4. LPG burner located underneath the WVO burner was used as a preheater of the unit. Detailed specification of previous version of oil burner and porous burner are given, as well as its performance, in Table 1. Later, an investigation was carried out on combustion of LPG in a non-premixed porous burner for hydrogen production [12]. The result suggested that stable flame could be achieved when the size of porous ceramic was 2 cm. The current

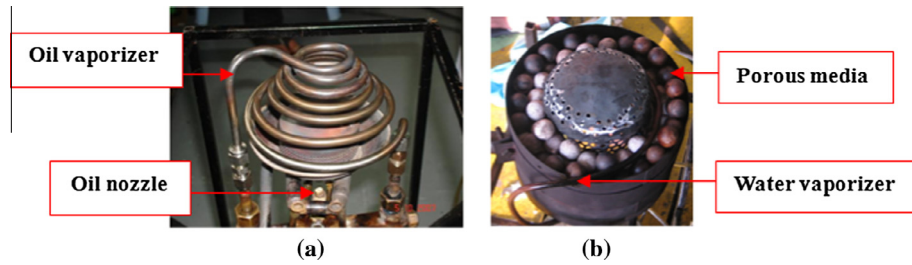


Fig. 3. Waste vegetable oil burner system previous version (w/o porous media) (a) and current version (with porous media) (b).

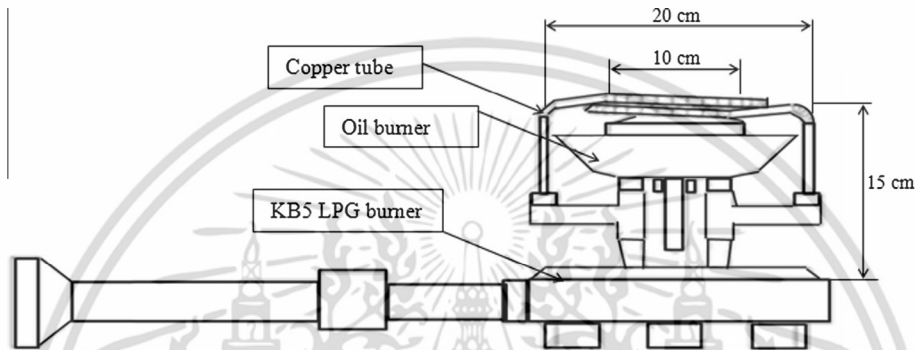


Fig. 4. The dimension of an early version of WVO burner with oil vapourizer unit.

Table 1  
Specification and performance of previous WVO burner.

Item and researcher	Pethnoi B [24]	Jareansuk, N [27]	Current WVOB
Firing rate	3.5–6.3 kW	2.43–8.5 kW	13–59 kW
Type of atomization	Oil nozzle pressurize	Oil nozzle pressurize	Shearing force from steam nozzle injection
Feeding the combustion air	Natural air entrainment	Natural air entrainment	Natural air entrainment
Combustion technique	Free flame with palm oil preheater	Free flame with palm oil preheater	Ceramic ball porous media

Table 2 are the operating conditions performed to meet the objective of this study.

### 2.2. Measurement

The experimental set up and measuring locations are shown in Figs. 5–7. Tests were carried out at different firing rate for three distinctions of water flow rate at 0.16, 0.20 and 0.22 kg/min. Due to inhomogeneity and random packing of porous domain, flue gas temperature was recorded and averaged from 4 different points at an elevation of 7.5 cm from the combustor base by using a data logger with an accuracy of  $\pm 1\%$  connected to type-K thermocouples, see Fig. 6. When steady state was reached, emissions of the burner were measured by gas analyzer (TESTO 350XL) at the exit port. The measuring principle was based on electrochemical cells for CO, O<sub>2</sub>, NO and NO<sub>2</sub> while CO<sub>2</sub> is derived from O<sub>2</sub> concentration based on a built-in algorithm in the instrument. An accuracy of the sensors was as follows:  $\pm 0.3\%$  O<sub>2</sub> for an O<sub>2</sub> sensor, and  $\pm 5\%$  of reading for NO<sub>x</sub> and CO. The flue gas analyzer has been regularly calibrated by Entech Associate Co., Ltd, see the calibrated result in Table 3. The emissions were continuously sampled for 30 min at 1 min interval. The CO value was used for the combustion efficiency calculation. All error bars appearing in the graph were obtained by referring the value of standard deviation of raw data.

### 2.3. Fuel analysis

Waste vegetable oil (WVO) was used as fuel (Fig. 8). The composition of WVO is given in Table 4, analyzed at Center of Advanced Instrument for Research in Engineering, Department of chemical Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang. The CHNS compositions were analyzed by elemental analysis of the CHNS method from sample with Thermal Conductivity Detector (TCD). The duration of CHNS analysis

version WVO burner had adopted previous findings of our works. However, to avoid coke deposition in the vaporizing tube, water was vaporized instead of WVO and porous media containing 2 cm ceramics sphere was adopted as a flame stabilizer.

Detailed descriptions of current waste vegetable oil burner (WVOB) components and detailed sectional view of the nozzle [28] are given in Fig. 5. The annular combustion chamber had 20 cm O.D., 10 cm I.D. and initially had 15 cm in height. It was made of stainless steel and insulated with ceramic fiber on outer surface. The annular combustion chamber contained with two parts; (1) flame stabilizer (porous media), made of 20 mm of ceramics sphere, when packed randomly, had the porosity  $\approx 45\%$  and, (2) steam generator, made of 5 mm O.D. copper tube compactly installed in a spiral form within spherical porous pack bed. KB-5 LPG burner had been adopted for preheating a flame stabilizer. Air was entrained by induced draft force generated by a nozzle through which hot steam flow. The desired WVO feed rate was regulated by a ball valve, and then was atomized and entrained into a combustion chamber by shearing force of the hot steam jet. Meanwhile, WVO was also preheated with hot steam that improved spray characteristics and atomization. Given in

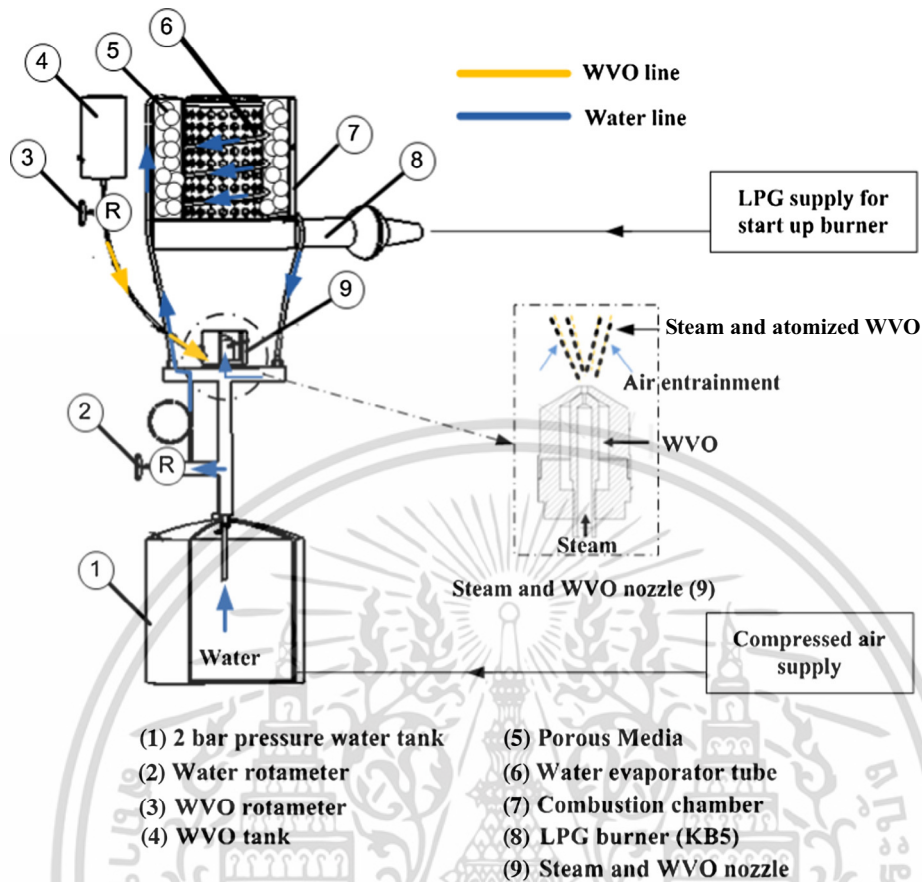


Fig. 5. Detailed descriptions of the WVOB and detailed sectional view of a nozzle [28].

Table 2

The operating conditions carried out in this study.

Nominal firing rate (kW/m <sup>2</sup> )	Water flow rate (kg/min)	H/D ratio
<i>Effect of nominal firing rate and water flow rate</i>		
325	0.16	0.75
	0.20	
	0.22	
548	0.16	0.75
	0.20	
	0.22	
1065	0.16	0.75
	0.20	
	0.22	
1186	0.16	0.75
	0.20	
	0.22	
1475	0.16	0.75
	0.20	
	0.22	
<i>Effect of H/D ratio</i>		
325	0.16	0.75
		1.00
		1.25
		1.50

was approximate 10 min at 5 mg sample weight. The O composition of WVOB had been analyzed with oxygen determination method by pyrolysis of samples with approximate 8–15 min duration. Apparently, the lower heating value (LHV) and carbon composition were 36 MJ/kg and 75.6% (by mass), respectively. These values were slightly different from those of vegetable oil. Therefore, it was economically viable to utilize WVO as fuel for cooking purposes.

### 3. Results and discussion

#### 3.1. The average temperature of porous domain and thermal efficiency

Combustion performances were demonstrated in terms of average combustion temperature within porous domain, visible flame length and thermal efficiency. Temperature in the porous domain and visible flame length were monitored under free flame mode. It is worth noting here that an assessment on thermal efficiency was carried out under the hood following the DIN EN 203-1 standard, see Fig. 7, while the results will be discussed in this section. The operation range of WVOB was presented in term of nominal firing rate (kW/m<sup>2</sup>), defined as the firing rate of fuel per unit area of burner exit plane. This characteristic will be useful for scaling up or down the burner size to the rated thermal power while maintaining geometrical similarity. Moreover, the effect of water variation and fuel mass flow rate on burner performance as well as achievement on soot reduction will be presented and discussed.

Different values of water flow rate; 0.16, 0.20 and 0.22 kg/min were fixed while the firing rate was adjusted. The average temperature in the porous domain is given in Fig. 9(a), while its corresponding thermal efficiency mentioned earlier is plotted against the nominal firing rate in Fig. 9(b). However, some operating conditions that provided essential features of visible flame were selected nominal firing rate ranging from 325 to 1475 kW/m<sup>2</sup> and illustrated in Fig. 10. At 0.16 kg/min of water flow rate, the maximum temperature was 810 °C as observed at nominal firing rate of 1475 kW/m<sup>2</sup>, while thermal efficiency was found the lowest compared with those with lower firing rate.

As far as the effect of steam injection rate was concerned, increasing the water flow rate to 0.20 and 0.22 kg/min had caused

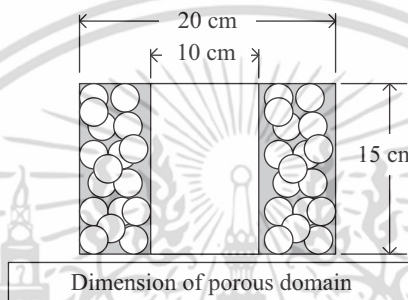
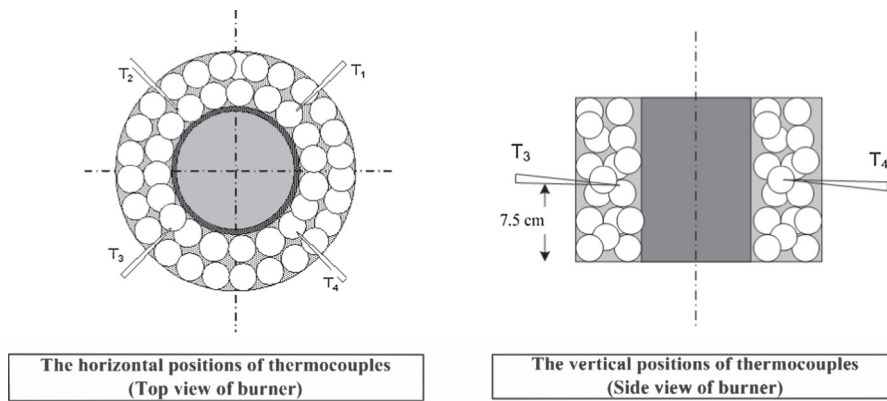


Fig. 6. Flue gas temperature measuring location and dimension of porous domain.

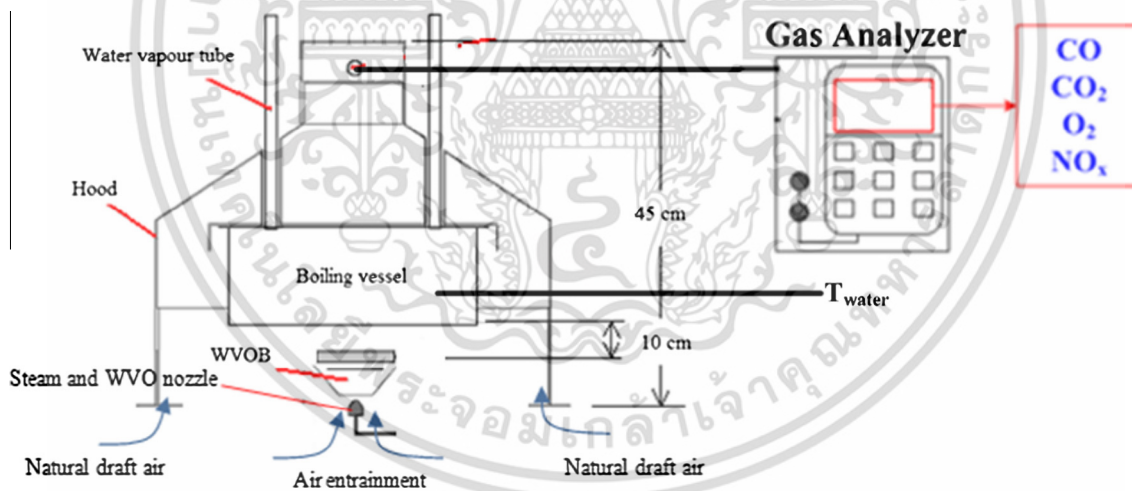


Fig. 7. DIN EN 203-1 testing standard and measuring point.

**Table 3**  
The calibrated result of flue gas analyzer.

Standard	Standard value	Reading	Error	Allowed tolerance
O <sub>2</sub>	2.48 vol.%	2.52 vol.%	0.04 vol.%	0.21 vol.%
CO	308 ppm	310 ppm	2 ppm	±21.0 ppm
NO	158 ppm	157 ppm	-1 ppm	±8.85 ppm
NO <sub>2</sub>	84.0 ppm	83.5 ppm	-0.5 ppm	±4.3 ppm
SO <sub>2</sub>	101 ppm	100 ppm	-1 ppm	±6.0 ppm

Entech Associate Co., Ltd. ([www.entech.co.th](http://www.entech.co.th)).

slightly decrease in average temperature with the difference up to 50 °C, taking place within the nominal firing rate between 325 and 1186 kW/m<sup>2</sup>, see Fig. 9a. The result suggested that steam was successfully applied to atomize WVO into fine droplets and also strong

enough to induce sufficient amount of air into the combustion zone.

Although emission performance will be given in later section, CO emission is an essential feature when discussing the effect of steam injection rate on thermal efficiency. From Fig. 13(c), variation of steam injection rate to the combustion zone did not have distinctive effect on CO emission at low firing rate (up to 1065 kW/m<sup>2</sup>), indicating that porous domain was able to accommodate good combustion up to this operating condition. However, increasing in water injection rate started to have negative impact on combustion efficiency when the firing rate was greater than 1065 kW/m<sup>2</sup>. This indicated the operation limit of the burner. Moreover, at this firing rate the porous domain could no longer provide sufficient retention time for complete combustion. At this corresponding condition when operated under free flame mode,

แม้ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

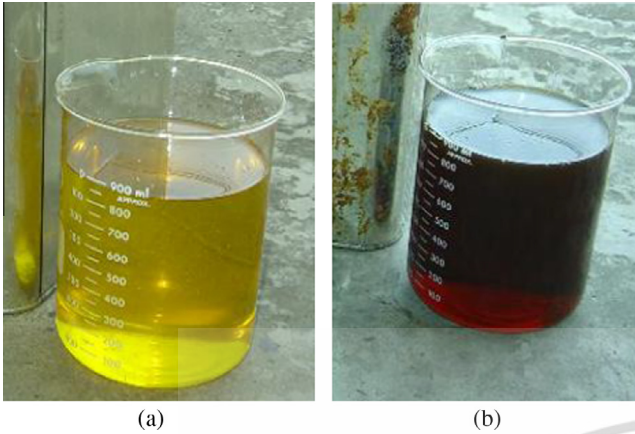


Fig. 8. Vegetable oil (a) and waste vegetable oil (WVO) (b).

Table 4  
The properties of vegetable oil and waste vegetable oil (WVO).

Properties	Vegetable oil	WVO	Unit
LHV	37.0	36.0	MJ/kg
Viscosity	0.0489	0.0543	Ns/m <sup>2</sup>
Sulphur	0.08	0.01	%(mass)
Carbon	76.92	76.35	%(mass)
Hydrogen	12.64	12.42	%(mass)
Nitrogen	0.55	0.51	%(mass)
Oxygen	12.0	11.68	%(mass)
Ash	0.006	0.005	%(mass)

fuel had continued to burn extensively outside the porous matrix as evidenced by long flame length above the burner, see Fig. 10.

As stated earlier, thermal efficiency of the burner at corresponding operating condition was assessed under confined chamber. As far as thermal efficiency is concerned, the usable thermal energy accounts for (i) sensible heat, and (ii) heat of vaporization of water in the container. It does not include thermal energy for production of steam used for atomization and water-gas shift reaction. It is worth noting here that the definition of thermal efficiency does not account enthalpy rise of steam as useable energy, therefore not included in the nominator of the equation.

The experiment was conducted based on the water boiling test following DIN-EN 203-1 standard test method. The thermal efficiency is defined by

$$\eta_{th} = \frac{(C_{p,water} \times W_{water} \times \Delta T) + (h_{fg,vapor} \times W_{vapor})}{\dot{m}_{fuel} \times LHV_{fuel} \times t_{total}} \times 100. \quad (1)$$

The nominator in Eq. (1) is composed of; (i) sensible heat and (ii) latent heat of water in the container, while the denominator is the total amount of thermal input to the burner. Thermal efficiency is attributed from the efficiency of two successive thermo-chemical and heat transfer processes, it depends on; (i) the fraction of chemical energy converting to thermal energy and (ii) the fraction of thermal energy transferring into water.

The results suggested that the thermal efficiency had decreased with increasing nominal firing rate. As a matter of fact that thermal efficiency is attributed to heat transfer and combustion efficiency. At higher firing rate, greater rate of thermal energy is released while the heat transfer from flue gas to the water container

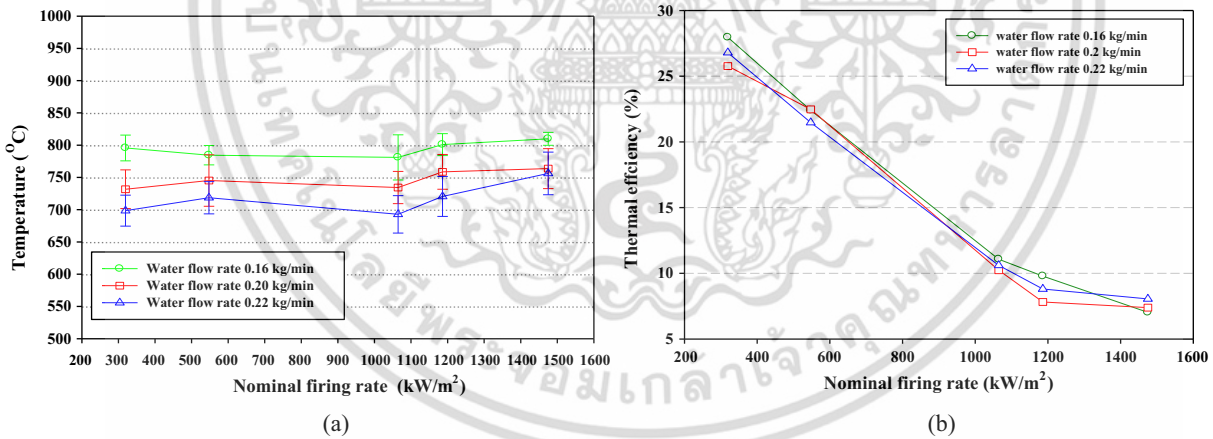


Fig. 9. Burner performance at different rate firing rate for three values of water flow rate 0.16, 0.20 and 0.22 kg/min, (a) temperature within porous domain and (b) thermal efficiency.

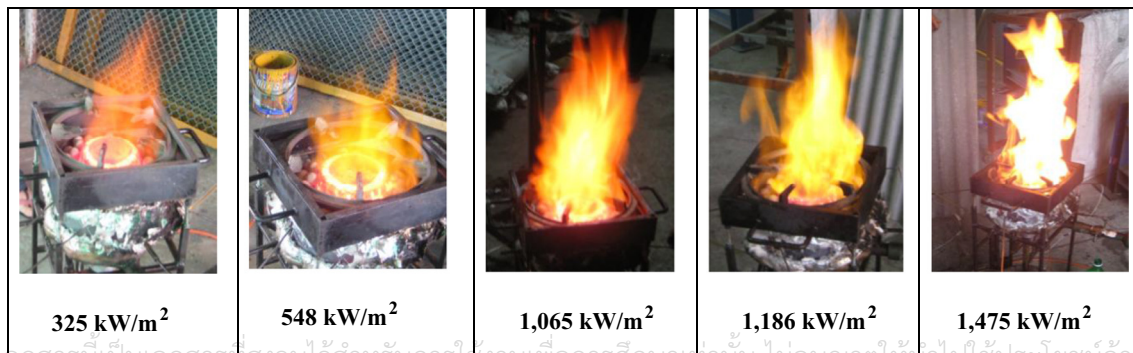


Fig. 10. Visible flame characteristic at 0.16 kg/min at different firing rate.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้ทำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้เด็ดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

become less effective as the contact area between hot flue gas and the container remained unchanged. Therefore, larger fraction of hot flue gas had escaped to the stack without making contact with the container. In addition, CO emission was high especially at  $1186 \text{ kW/m}^2$  indicating energy loss in form of chemical bonding of CO molecule in flue gas. A decrease in combustion efficiency and eventually to thermal efficiency were expected, see also Fig. 13(c) on CO emission and Eq. (3).

The released thermal energy was greater than that transported to the water and this difference increased when increasing the firing rate. Waste heat was in the form of flue gas loss and radiation loss to surrounding. This was confirmed by the long visible flame when conducted the test in the mode of free flame experiment, see Fig. 10, where color of the flame exhibited greater degree of soot combustion above the burner at higher thermal load. This series of flame images in Fig. 10 were taken at the water flow rate of  $0.16 \text{ kg/min}$ .

The maximum and minimum thermal efficiency, when tested under ambient condition ( $30^\circ\text{C}$ ,  $1 \text{ atm.}$ ) was about 28% and 7%, obtained at  $325$  and  $1475 \text{ kW/m}^2$  of nominal firing rate, respectively, and at the water flow rate of  $0.16 \text{ kg/min}$ , see Fig. 9(b). When considering the effect of water flow rate within the range  $0.16$ ,  $0.20$ ,  $0.22 \text{ kg/min}$ , it was found that the thermal efficiency was not prominently affected, see Fig. 9(b).

The effect of porous matrix thickness was also investigated. This essential feature of burner was presented in term of aspect ratio,  $H/D$ , where  $H$  is the thickness and  $D$  is the outside diameter of porous domain. Fig. 11 illustrates the effect of  $H/D$  ratio from  $0.75$ ,  $1.00$ ,  $1.25$  and  $1.50$ , respectively, on the combustion performance. The experiment was performed at  $325 \text{ kW/m}^2$  of nominal firing rate and at  $0.16 \text{ kg/min}$  of water flow rate. This nominal firing rate was selected because it could achieve sufficiently high thermal efficiency. It was observed that thermal efficiency and average

temperature of the combustion zone had increased with increasing ratio of  $H/D$ . Increasing the height of the porous domain would enable longer retention time for fuel and air to mix and react. The left-over fuel to be burned outside porous domain would decrease when increasing the ratio of  $H/D$ . In addition, thermal radiation from flame would be better trapped by opacity of the ceramic ball. It can be explained in short that by increasing the thickness of porous matrix, the retention time of reaction taking place inside the porous domain would increase and the radiation loss would decrease. This was confirmed by a series of flame images at different  $H/D$  ratio in Fig. 11. The maximum thermal efficiency and temperature within porous matrix were 42% and  $1050^\circ\text{C}$ , respectively, and at  $H/D$  1.5.

Fig. 12 describes the combustion mechanism in porous media burner. The housing of a nozzle is of cylindrical shape having annular co-axial exit, see Fig. 5 [28]. The inner nozzle is supplied by steam where the outer one was supplied by WVO. With this arrangement high speed flow of pressurized steam would create shearing force on the incoming WVO. This could atomize WVO liquid to sufficiently fine droplets. Initially, the waste vegetable oil was atomized by the steam generated from the heat release from LPG combustion. The steam induced both WVO droplets and air into the internal combustion chamber (1st combustion zone). It is important to note here that the steam temperature was well below the decomposition temperature of WVO, it could keep the temperature of the nozzle low enough to prevent coke build-up at the nozzle exit. The atomized WVO were vaporized and ignited within cylindrical combustion chamber. Then, the reacting mixture was forced into porous matrix and continued to burn intensively. Part of thermal energy radiated back to the internal combustion chamber and continuously vaporizes the incoming WVO droplets. This mechanism led to sufficiently hot environment where a mixture of vaporized WVO and entrained air could always be

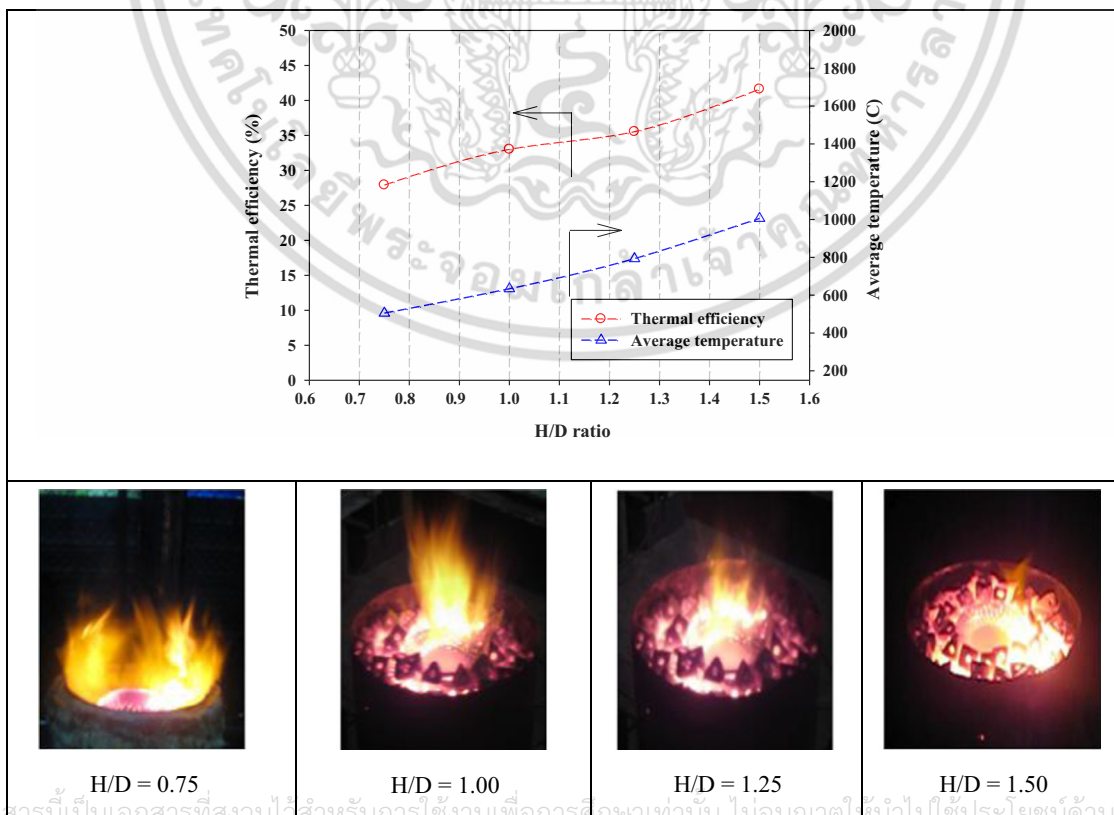


Fig. 11. Effect of the variation in  $H/D$  ratio from  $0.75$ ,  $1.00$ ,  $1.25$  and  $1.50$  respectively on the combustion performance of burner.

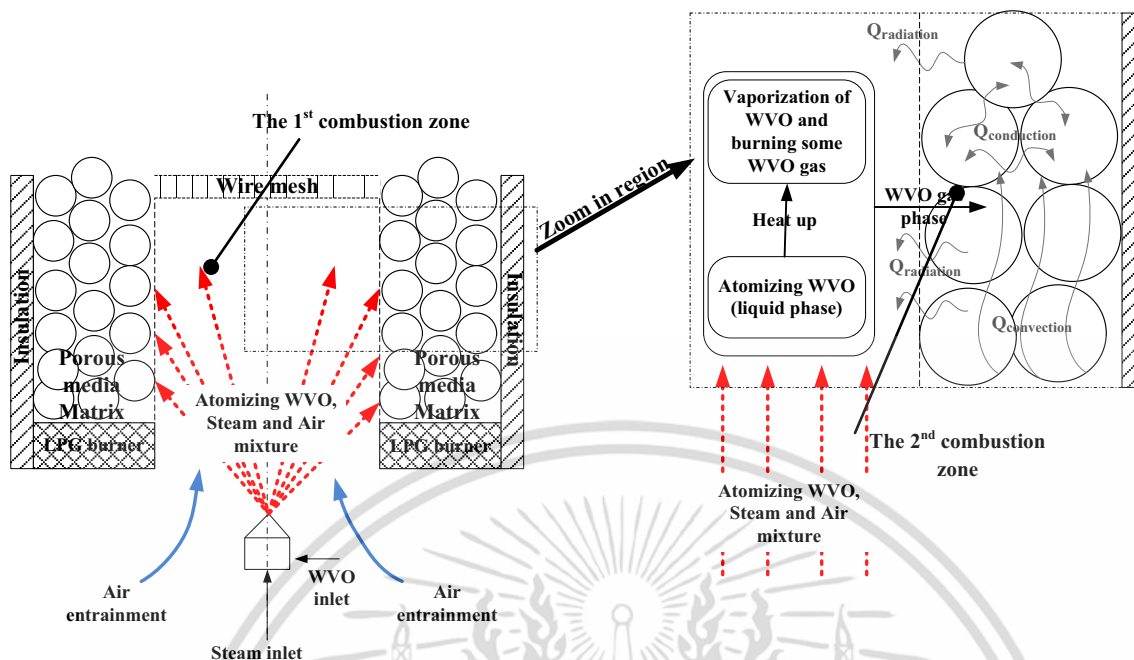


Fig. 12. Combustion and heat transfer mechanism within WVOB.

preheated and ignited as long as they were fed into this region. In fact this porous matrix was hot enough to support little discontinuity of incoming mixture. When this thermal mechanism was established, LPG was no longer needed. The products of WVO combustion transported to the top part of burner by convection.

### 3.2. Emissions and combustion efficiency

Fig. 13(a)–(c) presents the effect of firing rate on  $O_2$ , CO and  $NO_x$  emissions, respectively. The experiment was performed at water flow rate 0.16, 0.20 and 0.22 kg/min, and at H/D ratio of 0.75. From Fig. 13(a) the relationship between thermal throughput and  $O_2$  concentration was not clear, although the concentration was at the range of 12–15% when operated with 0.16 kg/min of water flow rate and at the range of 15–18% when increasing the amount of water at 0.20 kg/min. Surprisingly, the peak value of  $O_2$  for the case running at water flow rate of 0.22 kg/min was as high as the ambient oxygen concentration. The degree of uncertainty of this result suggested that there were significant effects of; (i) uncontrolled draft that naturally flow into the test unit and (ii) non-uniformity of mixing between flue gas and secondary air by the time it reached the monitoring location. Although, the amount air entrainment into the burner could be determined from flue gas composition with certain assumptions, it was not focused as a controlled parameter in this study.

Currently, it is desirable that fuel should be thoroughly burned within the media. The operating condition that led to long visible flame above the burner, indicating the need of large amount of supplementary air in addition to that induced by the steam jet, was regarded as undesirable. One can conclude from this point that the operating condition for this version of WVO burner that provide shortest flame is at the firing rate of 325 kW/m<sup>2</sup> and H/D ratio of 1.5 whereas the effect of water feed rate was not significant, see also Figs. 9–11. Nevertheless the emission at stack at different total excess air may be compared using normalized dilution effect. As a consequence, emissions were normalized at equivalent value at 6% oxygen content of flue gas (6%  $O_2$ ), referring to the standard reference condition, the Department of Pollution Control and as

adopted in existing literature [29,30]. The conversion factor may be expressed as follow.

$$[Emission]_{6\%} = [Emission] \left( \frac{21 - 6}{21 - [O_2]} \right) \quad (2)$$

Fig. 13(b) shows the effect of firing rate on  $NO_x$  emission (based on 6%  $O_2$ ). When increasing the firing rate, slightly rise in  $NO_x$  emission was observed with the emission level between 10 and 40 ppm. This was attributed to prompts  $NO_x$  and fuel  $NO_x$  (nitrogen content in fuel was 0.51% by mass and the value of peak combustion temperature within porous domain did not exceed temperature barrier for the formation of thermal  $NO_x$ ). Prompt  $NO_x$  formed as a product of hydrocarbon radicals and  $N_2$  at proximity of the flame. Considering Prompt  $NO_x$ , when fuel was introduced into the central cavity and vaporized by radiation. Substantial part of fuel in vapor phase, especially at the outer region of the jet, got mixed with entrained air and ignited prior to entering into the porous domain. This was evidenced by observation of flame front in the central cavity of the porous domain together with the noise of expansion and contraction of the gas therein. The location of flame front taking place around the fuel-rich region [31], it is reasonable to state that Prompt  $NO_x$  would occur at the vicinity of the flame front in the central cavity of the porous domain.

Fig. 13(c) illustrates the effect of nominal firing rate on CO emission (based on 6%  $O_2$ ) conducted at water flow rate of 0.16, 0.20 and 0.22 kg/min, and at H/D ratio of 0.75. Despite the injection of steam helps reducing CO from being detected at the hood of the test unit, the emission clearly increased with increasing firing rate, indicating the need for longer residence time of the mixture in the porous matrix in order to improve the combustion efficiency. CO was almost the final product that further reacts with  $O_2$  to form  $CO_2$  after the decomposition of hydrocarbon. The minimum CO emission was 171 ppm at 325 kW/m<sup>2</sup> of nominal firing rate.

The relationship between nominal firing rate (kW/m<sup>2</sup>) and combustion efficiency is presented in Fig. 14. The combustion efficiency was calculated from the ratio between; (1) the difference of nominal firing rate and the heat leaving the burner with CO to, (2) the thermal load itself. It is defined by

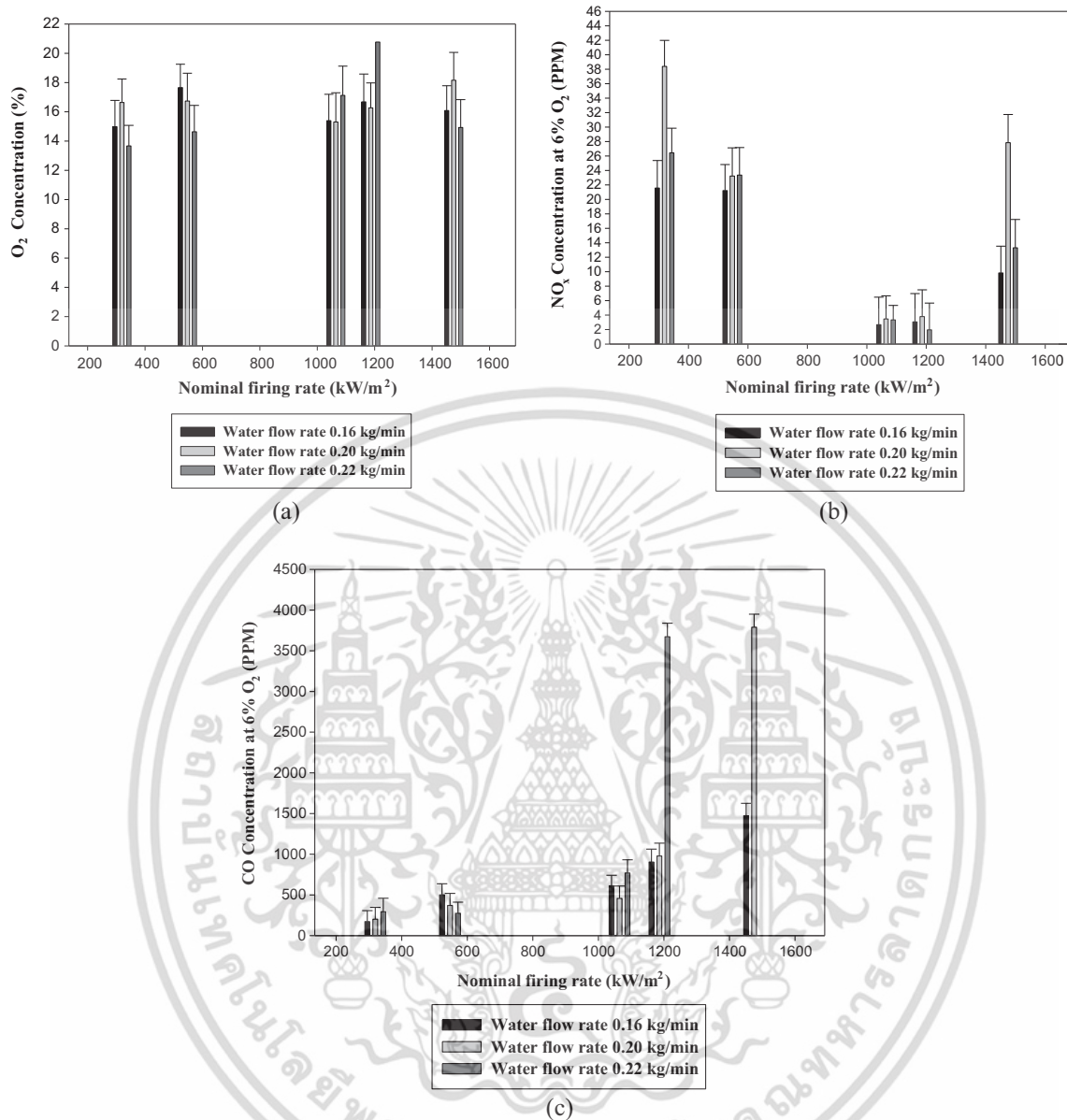


Fig. 13. (a–c) Effect of firing rate on O<sub>2</sub> (a), NO<sub>x</sub> (b) and CO emissions (c) for three distinction of water flow rate at 0.16, 0.20 and 0.22 kg/min.

$$E_c = [(E_f - E_{CO})/E_f] \times 100\%. \quad (3)$$

In Fig. 14, it was found that the combustion efficiency was high above 99.5% at low nominal firing rate up to 1065 kW/m<sup>2</sup> and decreased drastically when increasing firing rate beyond this value. This corresponded to rising in CO emissions, see also Fig. 13(c), suggesting the need in longer retention time of the mixture in the porous matrix for better combustion efficiency, if the burner was to be operated over this limit. It is worth taking note here that the definition of combustion efficiency being introduced in this paper is a simplified one, since it does not take into account the loss of thermal energy due to other unburned hydrocarbon and soot. Ones should be reminded that the actual combustion efficiency would be lower than the value presented in this paper, especially for the values associated with high CO content. In such condition, the amount of unburned species in flue gas was expected to be high. Nevertheless, this simplified definition is a reasonable indication for assessing the burner performance.

Under the current WVOB design, it was suitable to operate this WVOB in lower range of nominal firing rate between 325 and 548 kW/m<sup>2</sup>. At this operating condition, the burner emitted CO and NO<sub>x</sub> at 171 and 40 ppm, respectively, based on 6% O<sub>2</sub>. This is acceptable under the emission standard for CO and NO<sub>x</sub> from the Department of Pollution Control in Thailand, where CO and NO<sub>x</sub> emissions must not exceed 850 and 250 ppm, respectively. Thermal and combustion efficiencies at this firing rate were 28% and 99.5%, respectively. The operation range of WVOB was close to the operation range of the LPG/NGV porous burner [32] which was reported to give maximum nominal firing rate at the range of 100–600 kW/m<sup>2</sup>. Meanwhile, by comparing the WVOB with free-flame mode under similar geometry, higher value of NO<sub>x</sub> emission was found at about 250 ppm. When comparing the performance of VO burner with WVOB, it was found that the thermal efficiency of VO burner was in the range of 33–47% [33]. This was similar to our previous study in [24]. However, these vaporization and atomization concepts were susceptible from coke deposition and nozzle clogs up when operated for very long period.

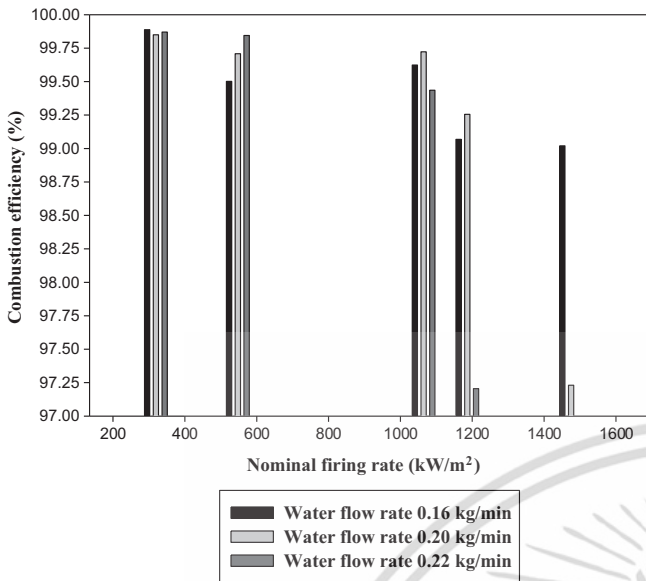


Fig. 14. Effect of firing rate on combustion efficiency for three distinction of water flow rate at 0.16, 0.20 and 0.22 kg/min.

### 3.3. Economic aspect of the WVO burner

In Thailand, the cost of LPG is 23 Baht/kg (from Petroleum Authority of Thailand (PTT)) which equals to  $5.02 \times 10^{-4}$  Baht/kJ. If WVO is not to be used as fuel for domestic cooking, it can be sold at 17 Baht/kg (from Bangchak Petroleum Public Company Limited) as a feed stock for biodiesel production, which equal to  $4.72 \times 10^{-4}$  Baht/kJ. Therefore, if WVO is to be used for cooking instead of LPG, the difference of fuel cost between LPG and WVO is  $0.3 \times 10^{-4}$  Baht/kJ. Considering the Stove operating at 27 kW of firing rate, the benefit will be at the rate of 3.0 Baht/h, assuming that the burners are of the same thermal efficiency. The cost of the prototype is 5000 baht/unit. When considering the unit cost of this stove in mass production, it will be 3000 baht/unit. Therefore the payback period will be 42 Days, if operated for 6 h per day.

## 4. Conclusions

Important characteristics of steam atomized WVO porous burner had been investigated. 2 mm ceramic sphere randomly packed to become porous media was introduced for this current burner as a flame stabilizer. Steam was applied to entrain the WVO droplet and air to the burner. Injecting steam to combustion zone could reduce soot formation and CO emission. Three values of steam injection rate were studied. Testing procedure following DIN EN 203-1 standard was carried out for assessment of thermal and combustion efficiencies at various firing rates.

Although the firing rate was varied from 345 to 1475 kW/m<sup>2</sup>, well-distributed temperature was achieved in the porous domain. A dominant effect of radiation from porous media to the internal combustion zone could continuously preheat and ignited the WVO-air mixture. The mixture continuously burned intensively within the cavity of porous matrix. CO emission significantly increased when the nominal firing rate was greater than 1065 kW/m<sup>2</sup>, indicating the need for longer retention time if the burner is to be operated beyond this limit. Nevertheless, the combustion performance was not prominently affected when operated with the water flow rate within the range of 0.16, 0.20 and 0.22 kg/min.

This current WVO burner was suitable to be operated within the range of nominal firing rate at 325–548 kW/m<sup>2</sup>, with H/D ratio

of 0.75 and water flow rate at 0.16 kg/min, yielding CO and NO<sub>x</sub> emission at 171 and 40 ppm respectively (normalized at 6% O<sub>2</sub> content of flue gas). Thermal and combustion efficiencies were 28% and 99.5% respectively which were similar to the conventional household burner. The performance of WVO burner could be improved further if increasing the H/D ratio to 1.5, giving thermal efficiency up to 42%.

## Acknowledgement

The authors wish to thanks Mr. Kasemsil Onthong for valuable contribution in this research work during his study for Master degree at KMITL. The National Metal and Materials Technology Center (MTEC) and Mahanakorn University of Technology (MUT), for facility and financial support are also gratefully acknowledged.

## References

- <http://www.biodiesel.org/>.
- M. Ian, Models of soot formation and oxidation, *Prog. Energy Combust. Sci.* 232 (1997) 95–132.
- B. Leif, B. Soren, Nozzle unit for oil burner, EP 0888517 B1, 2003.
- H. Joseph, Oil burner diffuser and method of increasing the fuel/air mixing efficiency in a gun-type oil burner, EP 80300733, 1980.
- S. Jan, A rotary oil burner, EP 1570209 B1, 2001.
- R. Michael, F. Stane, P.H. Geoffrey, Vaporising oil burners, EP 1217296 A1, 2002.
- A. Lapirattanakun, K. Onthong, J. Charoensuk, Development on Used Vegetable Oil Burner using Porous Media, in: 3rd WREC, Bangkok, Thailand, 18–23 May 2009.
- V.K. Pantangi, S.C. Mishra, Combustion of gaseous hydrocarbon fuels within porous media – a review, *Adv. Energy Res. (AER)* (2006) 455–461.
- J.R. Howell, M.J. Hall, J.L. Ellzey, Combustion of hydrocarbon fuels within porous inert media, *Prog. Energy Combust. Sci.* 22 (1996) 2121–2145.
- D. Trimis, F. Durst, Combustion in a porous medium – advances and applications, *Combust. Sci. Technol.* 121 (1996) 153–168.
- M.M. Kamal, A.A. Mohamad, Combustion in porous media, *Proc. Inst. Mech. Eng. A: J. Power Energy* 220 (A5) (2006) 487–509. London.
- J. Charoensuk, A. Lapirattanakun, On flame stability, temperature distribution and burnout of air-staged porous media combustor firing LPG with different porosity and excess air, *Appl. Therm. Eng.* 31 (2011) 3125–3141.
- M. Kaplan, M.J. Hall, The combustion of liquid fuels within a porous media radiant burner, *Exp. Thermal Fluid Sci.* 11 (1995) 113–120.
- H. Takami, T. Suzuki, Y. Itaya, M. Hasatani, Performance of flammability of kerosene and NO<sub>x</sub> emission in the porous burner, *Fuel* 77 (1998) 165–171.
- C.J. Tseng, J.R. Howell, Combustion of liquid fuels in a porous radiant burner, *Combust. Sci. Technol.* 112 (1996) 114–161.
- S. Jugjai, N. Wongpanit, T. Laoketkan, S. Nokkaew, The combustion of liquid fuels using a porous medium, *Exp. Thermal Fluid Sci.* 26 (2002) 15–23.
- S. Jugjai, N. Polmart, Enhancement of evaporation and combustion of liquid fuels through porous media, *Exp. Thermal Fluid Sci.* 27 (2003) 901–909.
- D. Robert, R. Richard, E. Hershel, Steam injection to zone of onset of combustion in fuel burner, United States Patent 4,152 108, May 1 1979.
- Hongmin Wang, Chunzhi Wei, Pinghui Zhao, Taohong Ye, Experimental study on temperature variation in a porous inert media burner for premixed methane air combustion, *Energy* 72 (1) (2014) 195–200.
- J.F. Pan, D. Wu, Y.X. Liu, H.F. Zhang, A.K. Tang, H. Xue, Hydrogen/oxygen premixed combustion characteristics in micro porous media combustor, *Energy Procedia* 61 (2014) 1279–1285.
- K.F. Mustafa, S. Abdullah, M.Z. Abdullah, K. Sopian, Experimental analysis of a porous burner operating on kerosene-vegetable cooking oil blends for thermophotovoltaic power generation, *Energy Convers. Manage.* 96 (15) (May 2015) 544–560.
- K.F. Mustafa, S. Abdullah, M.Z. Abdullah, K. Sopian, A.K. Ismail, Experimental investigation of the performance of a liquid fuel-fired porous burner operating on Kerosene-vegetable cooking oil (VCO) blends for micro-cogeneration of thermoelectric power, *Renewable Energy* 74 (2015) 505–516.
- Bernardo Herrera, Karen Cacia, Luis Olmos-Villaiba, Combustion stability and thermal efficiency in a porous media burner for LPG cooking in the food industry using Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> particles coming from grinding wastes, *Appl. Therm. Eng.* 91 (5) (2015) 1127–1133.
- B. Pethnoi, Development and performance of a premixed used-palm oil burner Master of Engineering Thesis, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, 2006.
- A. Phabpheng, Application porous burner with vegetable fuel, *Ladkrabang Eng. J.* 20 (2) (2004) 69–70.
- Surachai Chungchatupornchai, A development of used palm oil burner Master thesis, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, 2003. ISBN: 9743242562.

- [27] N. Jareansuk, Development of co-firing preheater for palm oil burner Master thesis, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, 2006. ISBN: 9741523769.
- [28] J. Chareonsuk, A. Lapirattanakul, The used oil fuel burner, Thailand patent 1301004433, 2013.
- [29] TSI incorporated, Combustion analysis Basics: an Overview of Measurements, Methods and Calculations Used in Combustion Analysis, copyright 2004.
- [30] American Society of Mechanical Engineers, Flue and Exhaust Gas Analysis, ASME Power Test Code 19.10, United Engineering Center New York, NY, 1981.
- [31] S.R. Turns, An Introduction to Combustion, second ed., McGraw Hill, 2000.
- [32] M. Andrew, Verification Testing of Emission From the Combustion of A-55® Clean Fuels in a Fire Tube Boiler, Environment Protection Agency (EPA), United States, 1998. EPA-600/R-98-0035.
- [33] R. Nayarajan et al., Use of vegetable oil as fuel to improve the efficiency of cooking stove, Renewable Energy 33 (2008) 2423–2427.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



ELSEVIER

Contents lists available at ScienceDirect

# Applied Thermal Engineering

journal homepage: [www.elsevier.com/locate/apthermeng](http://www.elsevier.com/locate/apthermeng)

## On flame stability, temperature distribution and burnout of air-staged porous media combustor firing LPG with different porosity and excess air

Jarruwat Charoensuk\*, Arwut Lapirattanakun

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Bangkok 10530, Thailand

### ARTICLE INFO

#### Article history:

Received 16 December 2009

Accepted 27 April 2011

Available online 23 May 2011

#### Keywords:

Porous media combustor

Air-staged combustion

Turbulent mixing

### ABSTRACT

A porous combustor burning partially premixed LPG with staged air is investigated prior to be used as a prime heat source in a hydrogen production unit of Solid Oxide Fuel Cell System. It has 325 mm in height with 100 mm of inside diameter. The small amount of air is mixed with liquid petroleum gas at the bottom of the combustor and the rest is staged at 0 and 100 mm next to the distributor plate. Thermal throughput is kept at 3 kW with the excess air ranging from 110% to 180%. Temperature distributions are investigated for three values of porosity and linked with Peclet number, convection and turbulent mixing of hot product and unburned reactant. Experimental data suggested that it is reasonable to use Peclet number calculated using the flame speed of propane to determine the combustion stability. Low and well-distributed temperature profile is achieved. The apparatus meets the design criteria with staged air but caution must be made to avoid over-staging. An important operation criterion is found in the mixture preheating zone; the temperature level within the distance of 100 mm from the distributor plate must be higher than 800 °C for a sufficient level temperature throughout the burner domain.

© 2011 Elsevier Ltd. All rights reserved.

### 1. Introduction

Global warming has become an important issue nowadays as the average temperature near the earth surface is increasing by an accumulation of carbon dioxide. It has been lately confirmed that this is due mainly to human's activities especially in power generation sector. It is therefore necessary to develop alternative means of energy conversion in order to reduce the rate of carbon dioxide emission. Fuel cell is one of the modern energy conversion technologies being developed for the last few decades. It produces an electrical energy by an electrochemical reaction, different in principle as compared with the conventional one (i.e.; the heat engine that is connected to the electrical generator). The value of 50% or above of electrical efficiency is quite common when pure hydrogen is used as fuel [1]. This shorter route in energy conversion enables greater possibilities in developing a system with higher overall efficiency. However, such difference leads to a number of emerging difficulties. Although recent attempt has been made on material development toward lower operating temperature, Solid Oxide fuel cell operates at high temperature of above 700 °C. It requires the start up unit in which the gas and air are to be heated

up to a desired temperature prior to injecting into the cell stack. As a result, fuel cells cannot operate alone without preconditioning of the feeding fuel. Moreover, many researchers have recently investigated the utilization of reformed gas in the solid oxide fuel cell in order to explore its potential as an alternative electrical generation system for distributed electrical supply. Consequently, there are a demand for cell-supporting utilities and energy conversion units which inevitably consume energy. One could enhance the fuel utilization by using the heat produced either from the cell stack or the left-over fuel. Complication due to such requirements has raised the development issues on systems components including fuel reformer and air pre-heater units. In the reformer unit, it is required that the temperature should be evenly distributed within a specified region in order to maintain optimum condition for the catalytic reaction, see Fig. 1.

One of interesting heating technologies suitable for above requirements is the porous media burner as it has the ability to absorb uncertainty of thermal loading of the raw gas. With this technology, the combustion taking place within the cavity of the spherical ceramic balls can be maintained stable under relatively wider operating condition. Consequently, thermal NO<sub>x</sub> is relatively lower compared to the conventional swirl induced burner Howell et al. (1996) [2]. Although lower NO emission could be achieved, the work on porous combustor with staged combustion by introducing fuel-rich mixture at the 1st stage and fuel-lean mixture at the 2nd

\* Corresponding author. Tel.: +662 3264197; fax: +662 3264198.

E-mail address: [kcjaruw@kmitl.ac.th](mailto:kcjaruw@kmitl.ac.th) (J. Charoensuk).

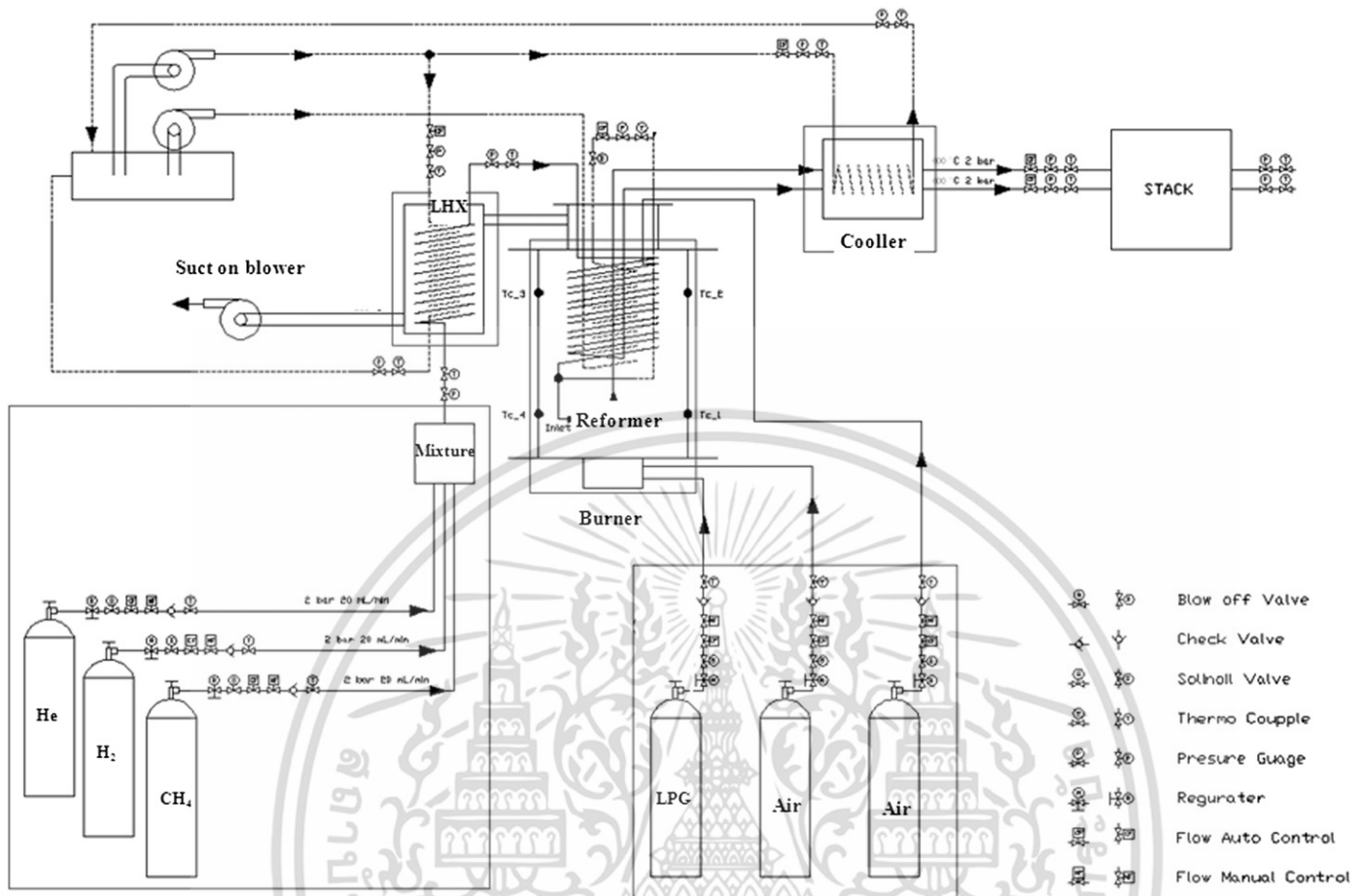


Fig. 1. Schematic diagram of SOFC System.

stage conducted by Chaffin(1991) [3] found that  $\text{NO}_x$  emission was higher than the combustion without staging. Lower  $\text{NO}_x$  was found in combustion with lean mixture at the 1st stage and rich mixture at the 2nd stage. Such comparisons were made at the same equivalent ratio without mentioning on the combustion efficiency. In concurrent with the work by Ronald D. et al. (1992) [4], they had found the optimum condition in minimizing  $\text{NO}_x$  emission. The fuel-lean mixture was introduced at the first staged zone and fuel-rich mixture was introduced into the 2nd staged zone. In their study the effect of staged combustion was investigated by looking at the mean temperature,  $\text{NO}$  and  $\text{CO}$  emissions. They also commented that the temperature was not high enough to form thermal  $\text{NO}_x$  and the  $\text{CO}$  emission was neglectable.

Goel and Ellzey (1995) [5] studied the  $\text{NO}$  and  $\text{CO}$  emissions in continuation of above studies within the equivalent ratios of 0.67 up to 0.94 at the 1st stage injection and 0.93 up to 1.1 at the 2nd stage injection. This had resulted in the overall equivalent ratios between 0.77 up to 1.02. It was found that by keeping lean fuel/air mixture of the 2nd stage injection, the  $\text{CO}$  emission would be as low as 10 up to 75 ppm. In contrast, the rich mixture injection at the same location led to  $\text{CO}$  emission as high as 9000 ppm., reflecting an incomplete combustion. In all cases thermal  $\text{NO}_x$  was found between 16 and 28 ppm. as the temperature was approximately 1800 K. Similar work by Ronald D.B. et al. (1992) [6] had studied the performance of premixed staged porous burner. The first combustion zone was operated under fuel-rich condition (at 60–75% of  $\text{O}_2$  requirement) where the lean mixture (100–125%  $\text{O}_2$  requirement) was introduced into the second combustion zone. This staged

combustion could bring down the peak temperature thus reducing thermal  $\text{NO}_x$  by 50–80%

The later development by Pickenäcker O. et al. (2000) [7] had used a non-premixed/premixed staged porous combustor for boiler and furnace applications. Adjustments were made in order to investigate the effects of change in fuel and air at each stage. The  $\text{NO}_x$  reduction can be achieved up to 30% by staging the combustor as the peak temperature could be avoided.

Apart from the above fuel/air mixture staging technology; there had been some works where secondary air was introduced in the secondary zone, defined as air staging. Marker J. et al. (1992) [8] had studied the combustion behavior of the air staging porous reactor. They installed the heat exchanger for water heater inside the chamber and used natural gas as fuel. The mixture of fuel and air was introduced at the bottom of the chamber with the value up to the stoichiometric requirement (equivalent ratio between 0.5 and 1.0). Experiments suggested that the temperature in the combustion zone was low due to 10–30% of generated heat had transferred to the heat exchanger, thus the formation of thermal  $\text{NO}_x$  was unfavorable. Further suggestion was made as the unburned hydrocarbon from the primary zone was low, leading to low rate of Prompt  $\text{NO}_x$  formation. The  $\text{NO}_x$  emission was as low as 10 ppm. They were convinced that the turbulent eddies inside the pore cavity between the ceramic spheres could stimulate homogeneous mixing between natural gas and air. As the combustion takes place homogeneously the discrete peak temperature could be diminished.

The works on porous staged combustion had been done by many researchers mainly to investigate the effects of equivalent

ratio of fuel-air mixture at each staged location on maximum temperature and emission such as CO and NO [9–16]. There was also an existing air-staging technique for the application for hot water production. This paper proposes additional discussion by relating the effect of equivalent ratio, porous size and air-staged ratio to three mode of heat transfer namely conduction convection and radiation and turbulent mixing within the porous cavity as evidenced by the temperature distribution. These are crucial factors especially when it is used as a reforming unit of the fuel cell system. Subjecting to availability, LPG is used as a fuel. The combustion efficiency is calculated using the amount of unburned hydrocarbon and CO emissions assuming they are equivalent in enthalpy of formation. The effect of three important parameters namely: (i) ceramic sphere size, (ii) the amount of excess air and (iii) volumetric ratio of tertiary air to the total air flow rate are investigated.

2. Experimental set up

2.1. A porous media burner

Previous literatures suggest that porous burner is compact and able to achieve high power density. Trimis et al [17]. had designed and constructed two porous combustors; one having the diameter of 110 mm with 300 mm in height, and the relatively larger one with diameter of 190 mm and 420 mm in height. The combustors comprised of the first porous layer containing small size of ceramic balls next to the inlet port to prevent flashback. The next layer with relatively higher porosity made by relatively larger ceramic balls was employed as a reaction zone where most of combustion took place. Both combustors were able to generate the heat up to 10 kW and 20 kW, respectively with low pollutant emission. Our study has adopted his idea of flashback prevention layer by applying stainless steel wool with low porosity at the inlet port of the combustor. The ceramic ball of 20 mm in diameter was applied to form an inert porous region downstream of the flashback prevention zone.

The porosity is defined by Eq. (1)

$$\text{Porosity} = \frac{V_{\text{Cavity}}}{V_{\text{total}}} \times 100 \tag{1}$$

$V_{\text{cavity}}$  is a volume of cavity of porous media pack bed. This volume is obtained by measuring the volume of injected toluene to porous media pack.  $V_{\text{total}}$  is volume of 500 cm<sup>3</sup> of cylindrical beaker. Porosity ( $\phi$ ) is the void volume within a porous media divided by the bulk volume of the sample. The porosity can only be a number between zero and one and is unitless.

Detailed descriptions of the burner components and the monitoring locations are given in Figs. 2 and 3. The burner is made of stainless steel with two basic components; firstly, the bottom part having an inverted cone shape acting as a gas distributor and air-fuel mixer, secondly the upper part having 300 mm cylindrical combustion chamber with the refractory liner at a thickness of 23 mm. The nozzle is given in Fig. 4. It has 1 cm. in outer diameter with the inner hole having a diameter of 0.8 mm. and 2 cm. height. It is made of copper and installed at the bottom of the lowest section of the burner. This section has an inverse-cone shape with adaptors for fuel and primary air connections.

The outer surface of the burner is wrapped with the insulating blanket. The total length including the first part is 325 mm. The burner also has three air inlets; the 1st air pipe is connected with the fuel pipe and mixing box. The mixing box is used in order to ensure good fuel/air mixing before getting into the furnace. The air flow rate of this inlet is kept constant at 4 liter/min in all test trials due to the pressure limitation of the LPG gas supply. The 2nd and

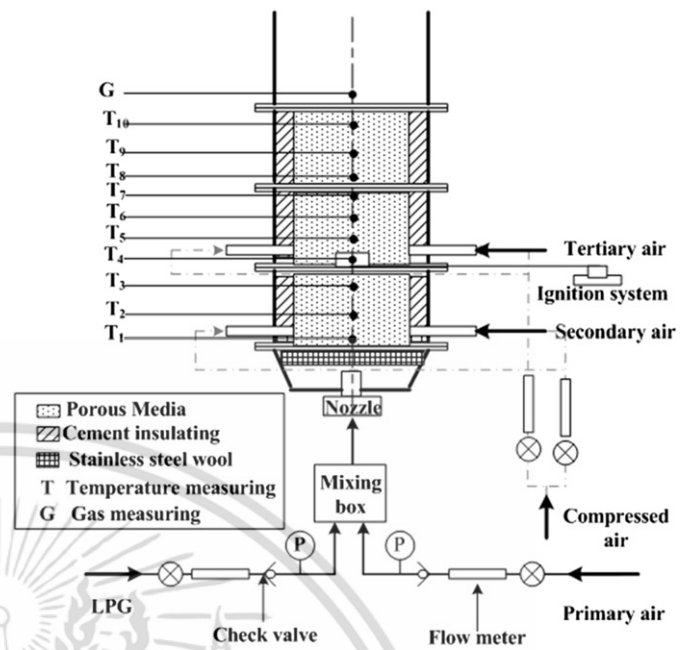


Fig. 2. Experimental setting up of staged porous media burner.

3rd air inlets are connected tangentially at the locations of 0 mm. and 100 mm. from the distribution plate, respectively.

Heat transport properties of the porous domain are related to the structural and thermal characteristics of the ceramic material being used. One of the important characteristics is the material porosity. At relatively higher porosity the convection rate is lower and the optical thickness is larger (greater view factor thus greater portion of thermal radiation), Trimis et al [17]. This has resulted in greater thermal diffusion effect upstream of the flow. In this study we have chosen three sizes of ceramic sphere, which are 20 mm., 10 mm. and 5 mm. subjecting to availability of the local supplier see Fig. 5. Tests are carried out at different values of excess air in order to explore the effect on turbulent intensity on flame characteristics. The role of turbulent intensity on combustion is well

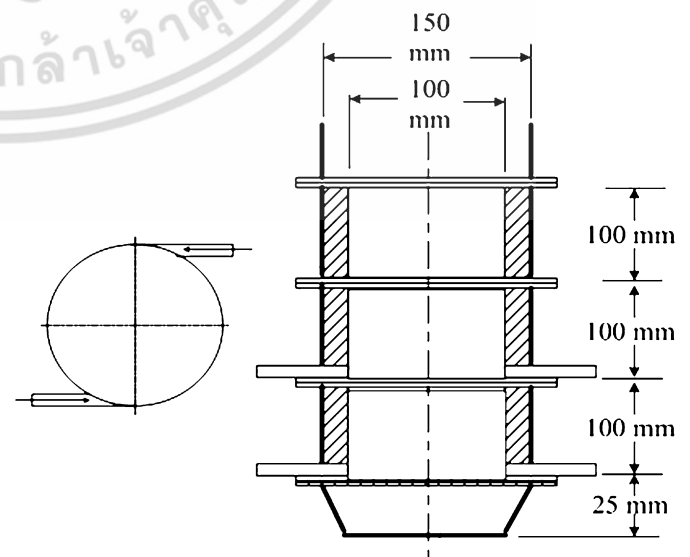


Fig. 3. Schematic of porous burner with secondary and tertiary air inlets.



Fig. 4. Fuel-air mixtures nozzle.

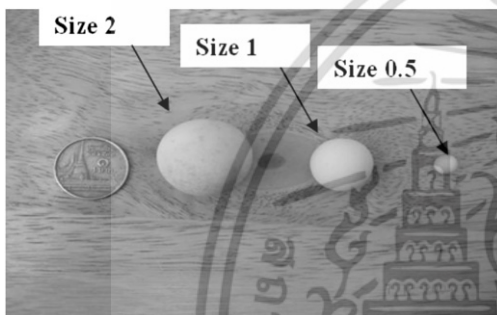


Fig. 5. Three sizes of ceramic sphere (in cm.).

established in conventional flame structure, Howell et al [2]. The effect of staged air are also investigated by splitting the amount of total air into the secondary and tertiary inlets, designated as the ratio of the tertiary to the total air flow rate  $\lambda$ , as given in Table 1.

## 2.2. Measurement

Measurement of axial temperature distribution within the combustion is carried out using a data logger with an accuracy of

$\pm 1^\circ\text{C}$  connected to 2 mm diameter, type-K thermocouples. The thermocouples are positioned at 10 different locations from 0, 50, 80, 100, 130, 160, 190, 200, 250 and 300 mm. of the distribution plate as illustrated in Fig. 2. Arguably, the temperature reading is a resultant of the balance of heat transfer among solid spheres, flue gas and the thermocouple probe at that specific location. In a porous domain, the thermocouple is subject to relatively smaller irradiative heating/cooling effect as compared with the inert ceramic sphere since it has much smaller in surface size, regardless of their differences in irradiative properties. The sectional surface-to-area ratio of thermocouple is also much less than the solid spheres (the ceramic sphere size is up to 20 mm. in diameter) with relatively higher in thermal conductivity. One may find it is reasonable to state that the thermocouple is rather sensitive to gas temperature than that of surrounding ceramic spheres, see Fig. 6

When a steady state is reached (approximately 3 hour after ignition), Gas concentrations were monitored using a multi-gas analyzer (Testo 350XL). The measuring principle was based on electrochemical cells for CO, O<sub>2</sub>, NO, C<sub>x</sub>H<sub>y</sub> and NO<sub>2</sub>. CO<sub>2</sub> is derived from O<sub>2</sub> concentration based on a built-in algorithm in the instrument. An accuracy of the sensors is as follows:  $\pm 0.3\%$  O<sub>2</sub> for an O<sub>2</sub> sensor, and  $\pm 5\%$  of reading for the other species. The emissions are collected every single minute continuously for 30 minutes. The values are used for the combustion efficiency calculation.

## 2.3. Fuel analysis

Liquefied petroleum gas (LPG) is used as fuel. The composition of LPG is given in Table 2. It has a lower heating value of 45.8 MJ/kg, density of 2.011 kg/m<sup>3</sup> and containing 40 mol% propane and 60 mol% butane (Petroleum Thailand Co., Ltd). The flow rate of LPG is controlled by needle valve and measured with flow rotameter.

## 3. Results and discussion

Prior to discussion on the performance of the burner, it is worthwhile to mention on ignition process. This may be discussed in two distinct contexts; (i) during the start up period where the mixture is lean as small amount of fuel is introduced. Under this circumstance, ignition occurs within the flammability range. When the porous domain is heated up to sufficient temperature level, the fuel-air mixtures can be self-ignited (Approximately 10 min from

**Table 1**  
Operating condition.

Energy input (kw)	Excess air (%)	Size of ceramic sphere (cm)	Lamda ( $\lambda$ ) <sup>a</sup>	Primary air		Secondary air		Tertiary air	
				Flow rate (L/m)	Fraction (·)	Flow rate (L/m)	Fraction (·)	Flow rate (L/m)	Fraction (·)
3	Effect of ceramic size								
	110	0.5 (small)	0	4	3.63	106	96.34	0	0
			0.96	4	3.63	0	0	106	96.34
	1.0 (medium)	0.96	0	4	3.63	106	96.34	0	0
			0.96	4	3.63	0	0	106	96.34
	2.0 (Big)	0.96	0	4	3.63	106	96.34	0	0
			0.96	4	3.63	0	0	106	96.34
	Effect of excess air and effect of staged air ( $\lambda$ ).								
	110	2.0 (Big)	0	4	3.63	106	96.34	0	0
			0.3	4	3.63	71	66.34	31	30
			0.5	4	3.63	49	46.34	53	50
			0.7	4	3.63	27	26.34	75	70
			0.96	4	3.63	0	0	106	96.34
			0.96	4	3.08	126	96.92	0	0
	150	0.96	0	4	3.08	0	0	126	96.92
0			4	2.75	142	97.25	0	0	
180	0.96	0	4	2.75	0	0	142	97.25	
		0.96	4	2.75	0	0	142	97.25	

<sup>a</sup> The ratio of the tertiary to the secondary air flow rate.

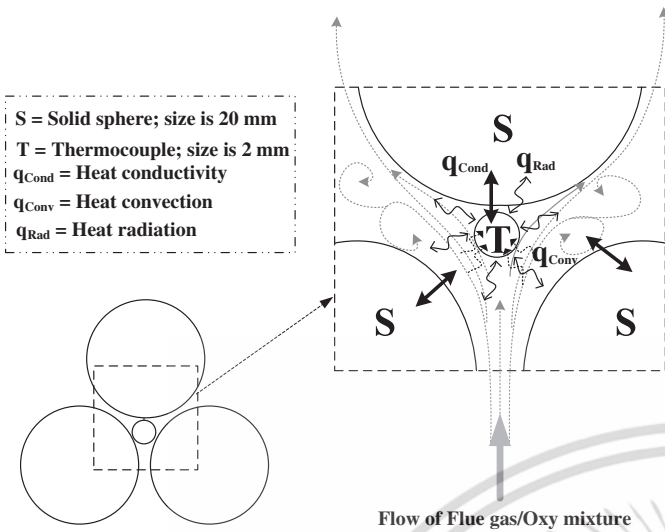


Fig. 6. Heat transfer among flue gas ceramic spheres and thermocouple probe.

Table 2  
Properties of LPG (Commercial Butane).

Properties of	Quantity	Unit
Chemical formula (Propane:Butane)	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> :C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	—
Proportional of gas mixture Propane:Butane	40:60	% by volume
Low heating value	45.8	MJ/kg
Density of gas	2.011	kg/m <sup>3</sup>
Volume of 1 kg Gas (at 1 bar) at 0 °C	508	liter
Wobbe index	20.79	kwh
Flame temperature	1925	oC
Ignition temperature with air	510	oC
Air fuel ratio (stoichiometry)	15.6	kg <sub>air</sub> /kg <sub>f</sub>

start up time), at this point the ignition source was removed. (ii) at steady state condition, where ignition of mixture under rich condition, significant amount of heat from downstream is fed back to upstream region with conduction and radiation heat transfer

mode through the porous matrix. These mechanisms lead to hot environment with O<sub>2</sub> starvation. Under this state, steam from combustion product react with hydrocarbon to produce hydrocarbon radical species. It is well known as thermal cracking process which occurs in a range of 700–1100 °C of flue gas temperature, R. Nabavi. et al. (2007) [18]. This phenomenon is an endothermic process that corresponds to decreasing in flue gas temperature at the region 0–100 mm. from the distributor plate. When almost of air is introduced to the burner corresponding to the operating condition with Lamda, λ = 0.96, the product of combustion from upstream region will further react with the secondary air that injected to the tertiary port. The combustion occurred continuously until traveling out from the burner.

From above explanation, tertiary air (secondary air that is injected into tertiary port) has an indirect effect to the ignition process. When increasing Lamda to 0.96, almost of the air is introduced to the burner at 100 mm. from the distributor. The combustion began at the bottom of burner with rich mixture condition and then the product from this region will further react within lean mixture condition after the presence of tertiary air, see Fig. 7.

### 3.1. Effect of excess air

#### 3.1.1. Temperature distribution along the axial distance

It is well known that radiation and conduction of the solid material are the two important modes of heat transfer in combustion of porous burner. In this context we have focused on effects of convection and heat generation by turbulent mixing. If the fuel is consumed and releases energy at the greater rate than the rate of energy transported by convection, higher temperature can be realized. These two competing mechanisms play important roles on the distribution of temperature. Fig. 8 shows the temperature distributions at different excess air from 110%, 150%–180% for two distinctive ratios of secondary to tertiary air, λ, at 0.0 and 0.96. The experiment is performed on the large spherical size (2.0 cm.). At λ = 0.0 the reaction zone shifts downstream with increasing excess air due to increasing in convection effect, see the peak of upper temperature profile. Moreover, at 110% excess air the

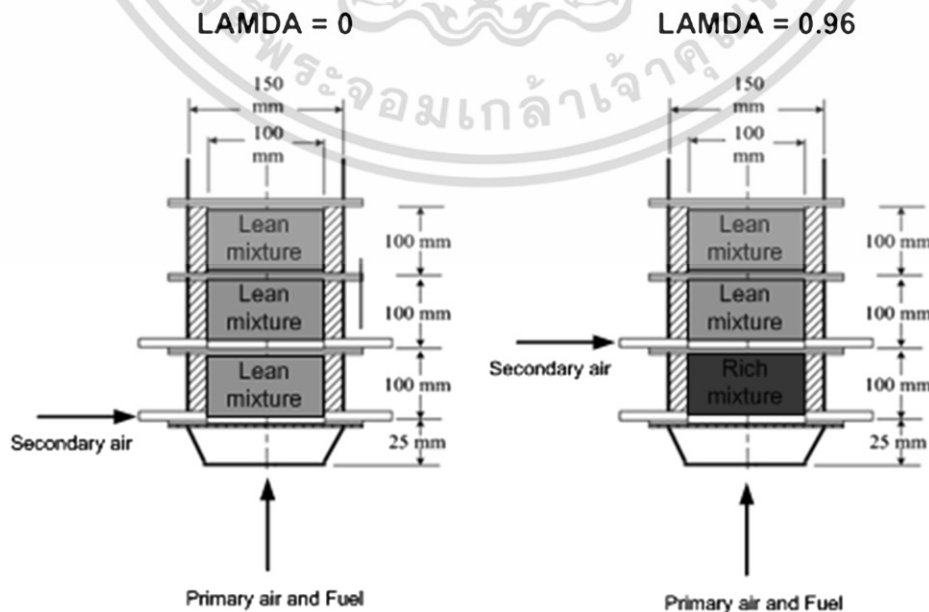


Fig. 7. Mixture condition at two values of Lamda.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไปอนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่วารณี่ใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

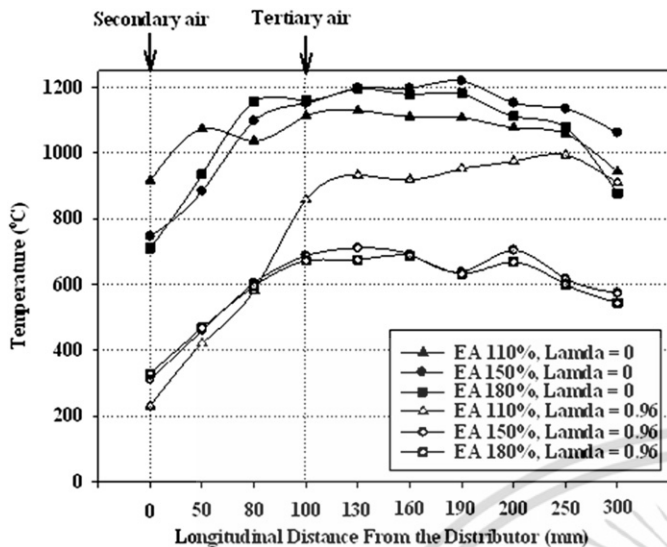


Fig. 8. Effect of excess air on temperature distribution along the axial distance.

reaction rate gets less intense than the other cases with higher excess air values. One could imagine that less excess air would result in less heating load, therefore higher temperature should be expected. However, this is not the case for the combustion inside the porous media since higher excess air is coupled with higher mixing intensity among premixed reactant and hot product, as can be obviously seen for the case of 150% excess air. At very high excess air, i.e.; inside the reactor running with 180% excess air, higher mixing intensity then become less useful as the fraction of hot product is small. The point is reached where less portion of mixture is ignited and heating load has taken over and played a dominant role on thermal balance in the porous domain.

Longer reaction zone is presented with less combustion intensity in the 110% case. Peak temperature of 1100°C, 1250°C and 1180°C are observed in the reactor with 110%, 150% and 180% excess air respectively. Of these three cases the temperature is well above 800°C as required for this particular application.

It is interesting to note here that the above relationship can be explained in term of eddy velocity that is associated with the bulk velocity of the gas mixture. This has been well described in turbulent terminology. The rate of turbulent dissipation or eddy brake-up rate is closely associated with the reaction rate which is also applicable for premixed combustion. Ignition of the mixed gas needs a feed-back heat from the hot product as well as radiation and conduction of inert spheres. Turbulence takes place in small cavities caused by the flow passing the porous domain. While the

mixed reactants undergoing combustion, the hot product is fed back by flow eddies and mixed with the un-reacted mixture, the ignition mechanism is achieved thus completing the cycle. With greater mixing rate as a consequence of increasing excess air, ignition is promoted thus reaction and energy release rates increase.

Many researchers have explained turbulent flow regimes in porous media in term of Reynold number, see Table 3. The turbulent regimes of almost literature are defined by using particle Reynold number ( $Re_{part}$ ) which are calculated from general Reynold number equation ( $Re = \frac{\rho_f U_{bed} d_{part}}{\mu}$ ) where  $d_{part}$  is a porous diameter sizes and  $U_{bed}$  is a velocity of fluid flowing through the bed, defined by the ratio of velocity at cross-section area of burner to porosity. Also known as pore velocity. They showed that the particle Reynold number is greater than 300 when the fluid flow develops to turbulent regimes, D. Seguin et al. (1998) [19].

The particle Reynold number of our research, that calculated by similar equation from literature, based on 2 cm of spherical alumina and 45% of porosity are given in Table 4. The value suggested in the literature for transition to fully turbulent flow regime is 300.

Generally speaking, the behavior of turbulent premixed flames depends on the turbulence intensity,  $V'_{rms}$ , and turbulent length scale,  $l$ . The turbulence intensity is defined as the ratio of root mean square of the velocity fluctuations to the bulk flow. While the turbulent length scale is related to the magnitude of eddies in the flow. According to, S.R. Turns (2000) [21], it can be classified as four length scale, when represented by decreasing order of sizes, these scales are as follows: macroscale ( $L$ ), integral scale ( $l_0$ ), Taylor microscale ( $l_\lambda$ ) and Kolmogorov microscale ( $l_k$ ). In addition, when considering the relation of turbulent length scale and flame thickness,  $\delta_L$ , the turbulent flames can be classified as wrinkled laminar flames,  $\delta_L \leq l_k$ , flamelets in eddies,  $l_0 > \delta_L > l_k$  and distributed reactions,  $\delta_L > l_k$ . It is convenient to discuss behavior of turbulent premixed flames in terms of dimensionless parameters as the turbulent intensity and laminar burning velocity,  $V'_{rms}/S_L$ , as well as the ratio of the turbulent burning velocity to laminar burning velocity,  $S_T/S_L$ .

Fig. 9 illustrates the effect of the turbulent length scale on the turbulent burning velocity for different turbulent intensity. It is found that turbulent flame speed ratio,  $S_T/S_L$ , decreases with increasing turbulent length scale. Meanwhile, Increasing in turbulent intensity,  $V'_{rms}/S_L$ , leads to rising in turbulent flame speed ratio,  $S_T/S_L$ . Moreover, when the turbulent length scale approach 0.3 cm, the flame speed ratio depends only on  $V'_{rms}/S_L$  and does not involve any other turbulent properties, such as length scales. In contrast, at the length scale nearly 0 cm, both the turbulent eddies and turbulence intensity dominate to turbulent flame speed. High turbulent flame speed implied that chemical reaction rates are fast with enhanced turbulence mixing.

Table 3

Result obtained in different porous media at high Reynold number [19].

References	Porous media	Measurements location	Remarks about the observation of the turbulent regime	Criterion for flow regime characterization
Mickley et al. (1965)	Spheres $d_{part} = 3.8$ 1 cm	Internal	Turbulent regime for $Re_{part} = 4000$ and 7000	Velocity fluctuation spectra shape
Jolls et al. (1966)	Spheres 2.54 cm	Internal	Turbulent regime for $Re_{part} = 300$	Visualization of turbulent streamlines
Van der Merwe et al. (1971)	Spheres $d_{part} = 7$ cm	Internal	Turbulent regime for $Re_{part} = 2500, 5000, 10,000$ and 27,000	Velocity fluctuation spectra shape Velocity turbulent intensity
Dybbs et al. (1984)	Cylinders arrangement	Internal	Beginning of turbulent regime: $Re_{part}/e = 300$	Visualization of turbulent streamlines
Latifi et al. (1989)	Spheres 0.5 cm	Wall column	Turbulent regime above $Re_{part} \approx 400$	Fluctuating current spectra shape. Friction factor evolution
Rode et al. (1994)	Spheres 0.5 cm	Wall column	for $Re_{part} \geq 300$ Manifestation of turbulence but no fully turbulent regime	Velocity gradient spectra shape $F-R_i$ evolution Liquid aggregate sizes
Hall and Hiatt (1996)	Ceramic foams	Internal	Beginning of turbulent regime: $Re_p^* = 150$	Evolution of the velocity turbulent intensity

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นอนกาดให้ นำไปเผยแพร่โดยไม่ขออนุญาตจาก

ไม่วารณมีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

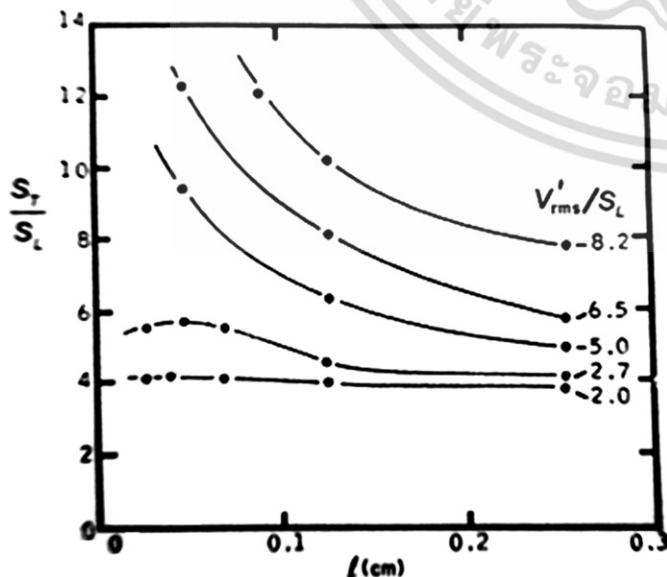
**Table 4**  
Shows Reynold number at various excess air of this research.

Excess Air (%)	Reynold number
110	553
150	655
180	731

As mentioned above, it is reasonable to adopt the relation of turbulence intensity, turbulent length scale and turbulent flame speed for discussion the combustion behavior of this burner at high excess air. When increasing in excess air, the particle Reynold number is greater than 300, the fluid flow develops to fully turbulent flow regimes with high degree of turbulent intensity within the cavities of porous matrix. This leads to increasing in mixing rate between hot product and incoming reactant, that means increasing in the flame speed ratio. Moreover bulk flow Reynolds number increases with increasing excess air, leading to a decreasing in the size of smallest eddy, S.R. Turns (2000) [21], known as Kolmogorov scale,  $L_k$ . This corresponds to rising in turbulent flame speed too. These suggest that the combustion rate is promoted by greater intense in turbulence mixing, energy release rate increases causing higher values in flue gas temperature.

In agreement with above discussion, the effect on turbulence within porous cavities when increasing in Reynold number can be confirmed by experimental result of, Takatsu and Masuoka (2002) [22]. They found the evidence of turbulent vortices related to the momentum and energy transport in flow through porous media at various global Reynolds numbers ( $Re = \frac{\rho_f U_0 d_p}{\mu}$ ), see Fig.10. The flow through porous media becomes turbulent at high Reynolds number. Flow distortions due to the obstructions in the solid matrix and the turbulent boundary layers developed along the solid surface produce additional mixing to that of the interstitial vortex. Furthermore, the spreading phenomenon of the tracer occurs with an increase in the Reynolds number.

Fig. 11 illustrates the role of turbulent length scale characterized by  $L_m$  and the corresponding characteristic eddy velocity,  $V_{mix}$ , on gas mixing in the cavity between the porous spheres. The ratio between the characteristic length scale and the smallest eddy,



**Fig. 9.** Effect of the turbulent scale on the turbulent burning velocity for different turbulent intensity [20].

known as Kolmogorov scale,  $L_k$ , is promotionally, though not linearly, related to the Reynolds number characterized by the root-mean-squared fluctuating velocity and the characteristic turbulent length scale, Takatsu. Y. et al. (2002) [22] and Tenneks. H. (1998) [23]. This turbulent Reynolds number is related to the bulk flow Reynolds number via geometrical and flow characteristics. The physical interpretation helps us to get the idea how mixing rate is enhanced by increasing the bulk flow. The size of smallest eddy decreases with increasing in bulk flow whereas the scale of the largest eddy is kept at the scale of the flow passage. With this smaller eddy size, mixing time scale is shorten thus enhance the mixing rate. This suggests that the combustion rate is promoted by greater intense in turbulence mixing with increasing in bulk flow of fluid. The mechanism is related to the cavity size and the bulk of fluid flow.

At  $\lambda = 0.0$ , the temperature of burning mixture with 110% excess air at the 3rd location is relatively lower compared to the neighboring locations which might be due to the combustion instability of the gas mixtures. The value is a little higher than 1000 °C and later improved as burning proceeds. After the 5th location the temperature slowly declined and significantly drops out as the gas left the combustor at 300 mm.

Convection effect is generally dominant at the 1st monitoring location. However, as the specific volume of the gas increases with temperature the mixing effect get stronger at greater extent compared with 110% excess air. As consequences, the temperature levels in the combustor operating with 150% and 180% excess air are higher at the 3rd monitoring location and onwards. Moreover, the temperature levels of the combustor with 180% excess air is higher than that with 150% in the zone between the 2nd and the 3rd monitoring locations. For the excess air of 150%, the peak temperature of 1220 °C takes place further downstream at 190 mm. and the value at the exit plane is above 900 °C. With 180% excess air, the maximum temperature of 1200 °C is observed at 130 mm. The value of temperature has declined significantly from this location with flue gas temperature at the exit plane dropped to 875 °C. Generally speaking, greater mixing of the 180% excess air enhances the percentage of burnout at the early stage of combustion zone. However, due to greater thermal load, flue gas leaves a combustor at lower temperature. A total burnout for 180% excess air is higher than that for 150% excess air (see also the emission result).

At  $\lambda = 0.96$ , majority of the air (96% of total air flow) is introduced at the location of 100 mm. from the distribution plate. With only 4% of the total amount of feeding air, the mixture ratio is richer than the flammability limit. The rich mixture is preheated until getting further mixed by the majority of incoming air at 100 mm. from the distributor plate.

The temperature distribution under this condition is however, different from the case with  $\lambda = 0.0$ . For the case with 110% excess air the maximum temperature of 980 °C takes place further downstream prior to the last monitoring location. Temperature reduces to 900 °C at the last monitoring location due to greater heat loss. As the mixture with unburned fuel gets further mixed with the tertiary air, temperatures at that location and the upstream locations also increase by conduction and radiation modes of heat transfer. Moreover, the effect of mixing enhancement due to increasing excess air is also evident as looking at the temperature profile up to 80 mm. from the distributor plate. Having said so, however, this is in contrast with the experimental trial with  $\lambda = 0.0$  at the first monitoring location (at the distributor plate) where convection is dominant which is reasonable since the amount of bulk flow of the mixed gas is much higher.

Despite mixing effect is dominant from the 2nd monitoring location for  $\lambda = 0.0$ , at  $\lambda = 0.96$ , this effect has begun to fade out as seen from the 3rd monitoring location. From 80 mm. onwards

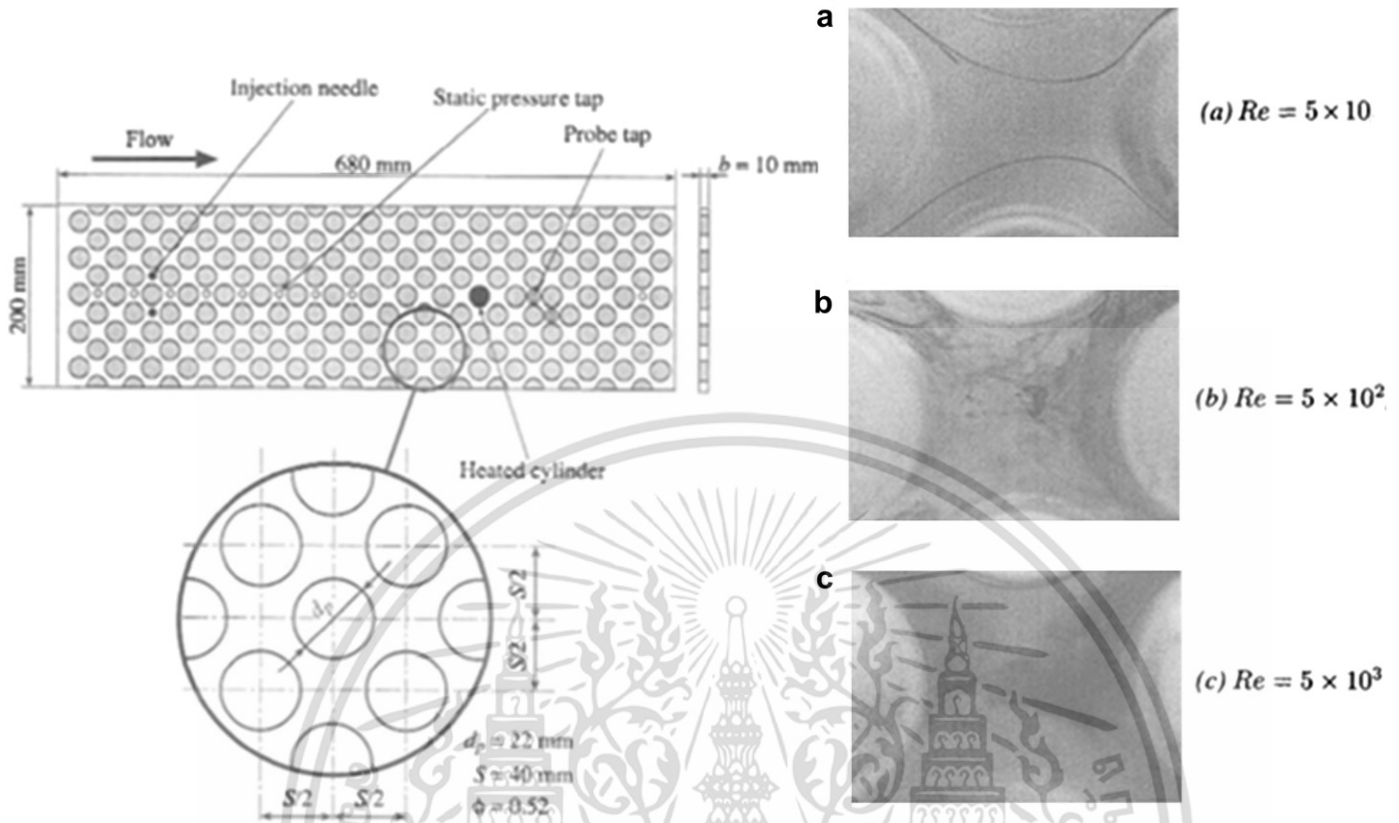


Fig. 10. Visualization of flow through a bank of tubes in a narrow gap [22].

especially at the 4th monitoring location, (100 mm. from the distribution plate) an important observation is made here as follow.

For the case of 110% excess air, the temperature is above 800 °C at the 4th monitoring location. This is the location where the tertiary air is introduced and mixed with the fuel from upstream. Among other cases, the one with 110% excess air has the lowest convection effect. With the effect not being strong enough to cause extinction, combustion is on the other hand promoted and rapid

increase in temperature is observed. High temperature for the excess air of 110% between 3rd and 4th monitoring locations reflects good mixing of hot product and the reactant throughout downstream of this location thus the ignition mechanism is relatively more stable than the other two cases. High temperature is observed throughout the burner distance except the last station since a large amount of heat had lost as the gas leaves the burner. The temperature increases along the axial distance up to 250 mm. and decreases up to 300 mm. at the exit plane. From the temperature profile, fair amount of fuel is left unburned downstream. This is confirmed by the emission results which will be discussed later.

The other two cases in which 150% and 180% excess air is employed, the temperature is lower with the value of 600–650 °C at the 4th monitoring location. With these latter cases, lower level of temperature is observed downstream, especially at 190 mm. from the distribution plate. Despite of slightly higher value of temperature at 1st, 2nd and 3rd locations, higher convection term (as a result of greater amount of tertiary air) affects to the local extinction at a greater extent than that of 110% excess air. Consequently, a much lower temperature value downstream (at 100 mm. from the distributor plate) can be observed. This gas temperature value is not high enough indicating that mixing cannot effectively promote ignition. Moreover, higher amount of tertiary air of the 180%'s case creates greater cooling effect than that of the 150%'s case as evidence in lower temperature at locations downstream for the rest of the combustor domain.

Fig. 12 gives the idea of the so-called super-adiabatic flame temperature by the comparison between the adiabatic flame temperature calculated from the standard state reactant's enthalpy undergoing constant pressure reaction (assuming the reactant enters the reactor at standard state temperature) and the maximum temperatures obtained from thermocouples. It is found

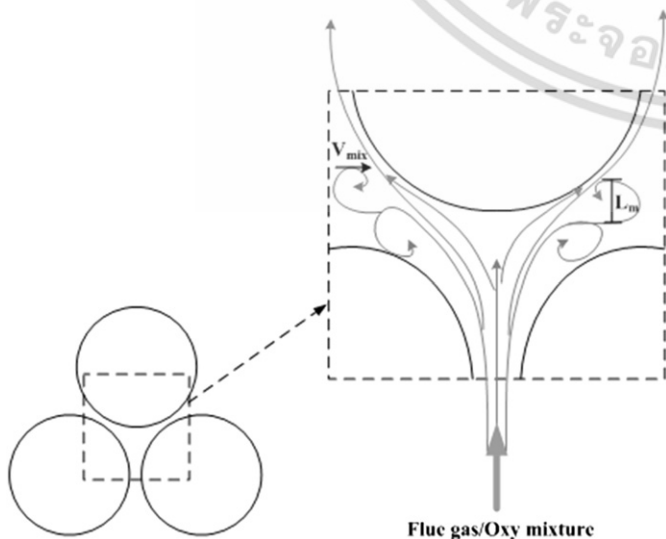


Fig. 11. Characteristic turbulent length scale,  $L_m$  and the corresponding eddy velocity,  $V_{mix}$ .

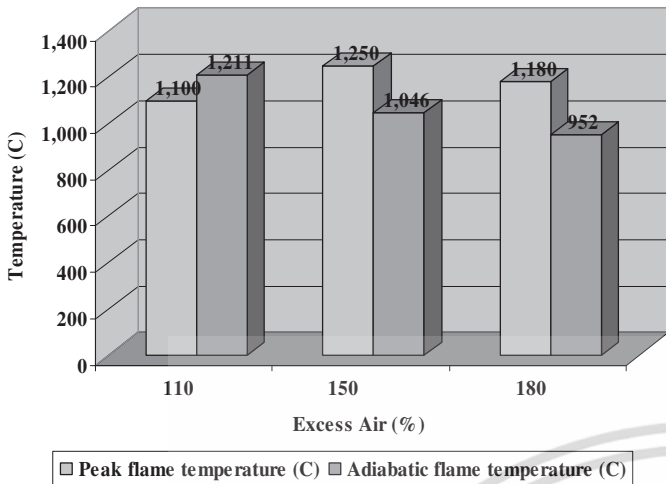


Fig. 12. Comparison of maximum temperature and corresponding adiabatic flame temperature at different values of excess air.

that the maximum temperatures of the cases with 150% and 180% excess air are higher than the corresponding standard state adiabatic flame temperature. It is so since the entering reactant is preheated by the re-circulated heat as a result of conduction and radiation from the downstream region. This confirms the finding of previous worker in this field which is generally known as excess enthalpies or super adiabatic flame temperature, Tekeno.T et al. (1981) [24]. For 110% excess air however the maximum temperature is less than the corresponding standard adiabatic flame temperature since mixing is low as discussed in the previous section.

3.1.2. Combustion emissions

Figs. 13–15 illustrate the effect of excess air on combustion CO, NOx and C<sub>x</sub>H<sub>y</sub> emissions, respectively. Generally speaking CO emission of the burner operating at λ = 0.0 is low, with the emission level between 10 and 30 ppm. When staged combustion is performed, with λ = 0.96, the emission is between 500 and 3000 ppm, indicating the need for longer furnace residence time in order to complete the combustion. Lower temperature in staged combustion can be achieved but ones would find higher CO and C<sub>x</sub>H<sub>y</sub> emissions too. Higher amount of incomplete combustion product, CO and C<sub>x</sub>H<sub>y</sub> have left the burner, especially with higher excess air due to high cooling effect of the tertiary air for λ = 0.96 as seen in Figs. 13 and 15.

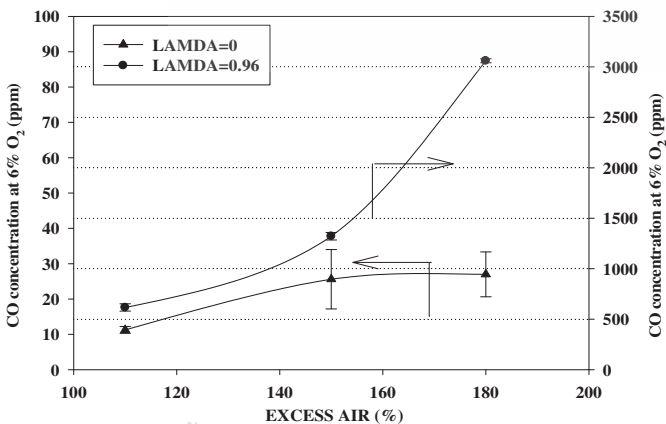


Fig. 13. Effect of excess air on CO emission.

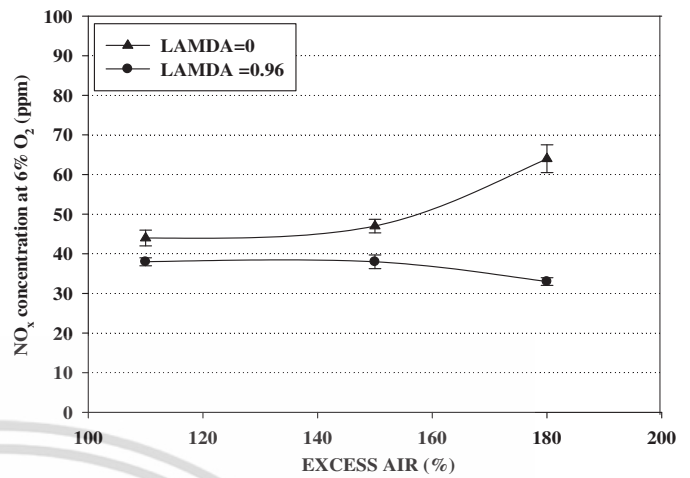


Fig. 14. Effect of excess air on NO emission.

At λ = 0.0, increasing excess air leads to an increase in CO emission. The effect of excess air is however not prominent for these cases suggesting that by introducing the air at the distributor plate, there is enough time for mixing and fuel is almost consumed prior to leaving the burner. Shorter residence time is expected for excess air 150% and shortest for 180% respectively. It explains the increase in CO emission because CO is almost the final product that further reacts relatively slow with oxygen to form CO<sub>2</sub>. The presence of CO is prone as combustion residence time is shortened. Not much difference, however, is observed for CO emission of 150% and 180% excess air. This is probably due to a more intense combustion as evidence in temperature profile upstream.

C<sub>x</sub>H<sub>y</sub> emission indicates the amount of leaving unburned hydrocarbon. It is a result of primary cracking during pyrolysis. Fig. 15, at λ = 0.0, the amount of unburned hydrocarbon decreases with increasing excess air. This suggests that greater amount of hydrocarbon is consumed when greater excess air is introduced especially at 180%. This observation is congruent with a corresponding temperature profile in Fig. 8, as it reaches the maximum value within the porous burner (at 130 mm. from the distributor plate) and declines well in advance before the last monitoring location. The case with 150% has relatively slower mixing since lower bulk velocity is presented. With greater domination of

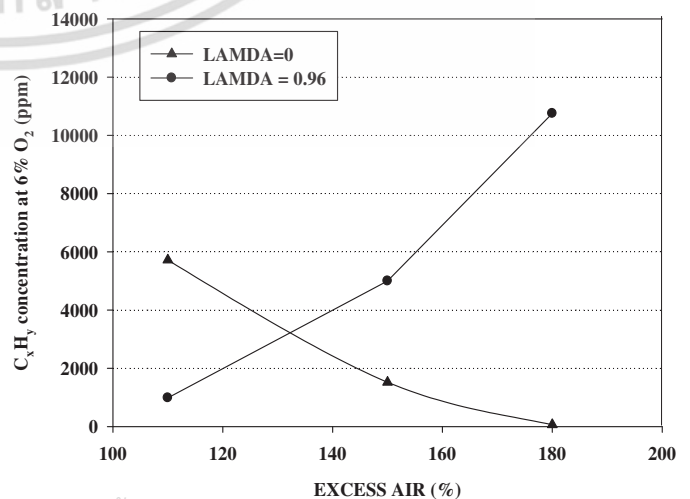


Fig. 15. Effect of excess air on Hydrocarbon emission.

convection effect, the location of maximum temperature has shifted downstream locating at 190 mm. from the distributor plate. Higher amount of unburned hydrocarbon is therefore measured. Same explanation can be made for the hydrocarbon emission in which 110% excess air is employed. The value is highest with the temperature of exhausted gas being lowest among other cases running with  $\lambda = 0.0$ .

$C_xH_y$  emissions of the cases where  $\lambda = 0.96$  in Fig. 15 suggests that greater amount of unburned hydrocarbon leaving the burner exit plane as the excess air is increased. In Fig.13, similar relationship is observed for CO emission. One might argue that local rich/lean condition beyond flammability range would solely explain the incompleteness of combustion. For instance, by increasing excess air, leaner mixture is created locally in the upper part of the burner and is a major cause of CO emissions. At this condition the lower part is too rich for hydrocarbon to oxidize completely. However, for a slow oxidation of CO especially in a relatively low temperature region of the upper part of the burner, residence time would be insufficiently long enough and causes the incompleteness of combustion to a certain extent. At Lamda of 0.96, approximately one third shorter in residence time is expected in the upper part (200 mm. from the distributor) of the burner. Whereas a slower in mixing rate is expected at the lower part (up to 100 mm. form the distributor). The delay in mixing and shorter in residence time has a negative impact on hydrocarbon and CO oxidation. It is useful to emphasis here again the differences between these results and those of the cases with  $\lambda = 0.0$ , where there is enough time for hydrocarbon reaction as well as high temperature level to promote the kinetic rate. Only a relatively slower CO reaction has slightly suffered from shorter residence time with increasing excess air.

Fig. 14 presents the effect of excess air on NO emission (based on 6% excess  $O_2$ ). At  $\lambda = 0.0$ , increasing excess air leads to increasing in NO emission, with the emission level between 43 and 65 ppm. This is attributed to thermal NO and prompts NO (since the nitrogen content in LPG is neglectable). Although intermittent local peak temperature cannot be measured, the value is expected exceeding thermal barrier at which the rate limiting reaction of thermal NO could occurs. Prompt NO also formed as a product of the reaction of hydrocarbon radicals and nitrogen at the vicinity of the flame. With the highest temperature of mixture in the combustor and largest amount of  $N_2$  in the incoming air, NO emission has reached the maximum value at excess air of 180%. At  $\lambda = 0.96$  however, NO emission decreases with increasing excess air (Fig. 14). The maximum NO emission is 38 ppm for 110% excess air and the lowest is found at 32 ppm for 180% excess air. It is expected that a relatively lower temperature and the higher amount of unburned hydrocarbon are the major contributions to lower NO emission (see Figs. 8, 14 and 15), Fenimore. C. P (1992) [25].

### 3.1.3. Combustion efficiency

The combustion efficiency ( $E_c$ ) used in this study is defined by Eq. (2)

$$E_c = \left[ \frac{(E_f - E_{CO} - E_{C_xH_y})}{E_f} \right] \times 100\% \quad (2)$$

where  $E_f$  is the heat throughput of the combustor with incoming fuel,  $E_{CO}$  is the heat leaving the combustor with CO, and  $E_{C_xH_y}$  is the heat leaving the combustor with hydrocarbon. It is undeniable that the most extensive definition of combustion efficiency must takes into account all unreleased chemical energy neglecting only those of  $CO_2$  and  $H_2O$ . Due to complexity of hydrocarbon composition in the flue gas it is difficult to obtain the enthalpy of formation, it cannot be found in most literatures. It is, however, the challenge to include an incompleteness of this combustion into the definition of combustion efficiency by assuming that the enthalpy of formation

of unburned hydrocarbon is equal to the enthalpy of formation of LPG. Although this is a crude approximation, the presence of this term gives the idea of requirement needed of further improvement for the reactor. The calculation of combustion efficiency is carried out as seen in appendix A.

Combustion efficiency is defined as the percentage of convertible energy from a chemical one into heat. The chemical energy storage at standard reference condition is referred as the enthalpy of formation of the fuel. After fuel undergoes the process of combustion, flue gas has left the burner and contains chemical energy with them. By neglecting the enthalpy of formation of  $CO_2$  and  $H_2O$  the enthalpy of formation of CO and  $C_xH_y$  is deduced from the heating value of LPG. This is not the first article that takes into account the heating value of the hydrocarbon emission [26]. Fig. 16 represents how much heat is released as in percentage of the total thermal throughput at different values of excess air and  $\lambda$ 's. In general, high efficiency is achieved at  $\lambda = 0$ . With this condition the efficiency increases with increasing excess air and reaches the maximum value of 99% for 180% excess air. When  $\lambda = 0$  however, efficiency decreases with increasing excess air due to higher amount of unburned hydrocarbon and CO emissions. The maximum efficiency is only 91% for 110% excess air. The lowest one is 25% for 180% excess air.

The operation of 110% excess air with  $\lambda = 0.0$  is the most desirable as far as the emissions and the temperature distribution is concerned. The temperature level for this operation is above 1000 °C from the 2nd monitoring station right across the burner distance except the last station where the exhausted gas leaves the combustor. These test trials are performed with the spherical ceramic media of 2 cm. The ceramic size also affects the burner performance which will be discussed in the next section.

## 3.2. Effect of porosity

### 3.2.1. Temperature distribution along the axial distance

It is expected that the reduction in cavity as a result of decreasing ceramic size affects to the combustion therein, described in term of Peclet number. Studies were carried out by previous workers on critical ranges of such number for various types of fuels, Trimis. D.(1996) [27]. Fig. 17 illustrates the effect of porosity on the combustor's temperature distributions. We have chosen the burner with porosity  $\approx 45\%$  (spherical ceramic 2.0 cm)

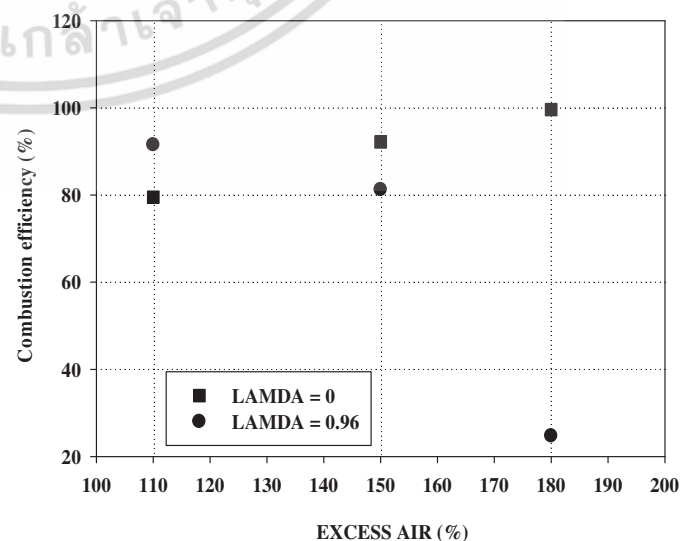


Fig. 16. Effect of excess air on combustion efficiency.

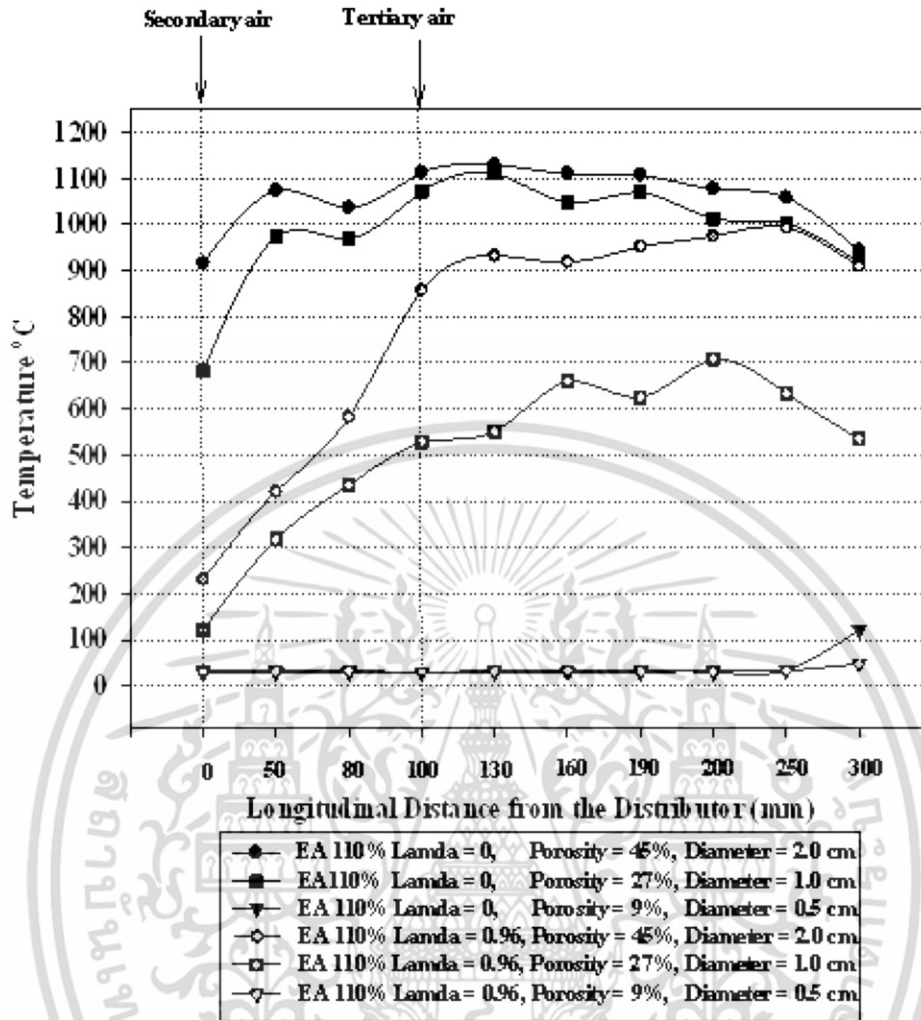


Fig. 17. Effect of porosity on axial temperature distribution.

filling as a base case. Tests are carried out at 110% excess air with two relatively smaller ceramic spheres having the porosity of 27% and 9% (spherical ceramic 1.0 cm. and 0.5 cm.), respectively. Fig. 18 provides visualization of combustion with different size of porous sphere. As expected, the lowest porosity results in less temperature value throughout the burner distance. Flame does not exist within the cavity among the smallest sphere. It is reasonable to relate wall quenching effect to this observation as the combustor is started from room temperature and would never get to ignition temperature. With this smallest ceramic, ones can use this material to prevent backfire of LPG at this particular condition.

As suggested in the literatures, Trimis. D. (1996) [28], the criteria for distinguishing the burning stability of porous combustor can be

characterized by the Peclet number. The Peclet number ( $Pe$ ) used in this study was defined by Eq. (3)

$$Pe = \frac{S_L d_m C_p \rho}{\lambda} \tag{3}$$

Where  $S_L$  is laminar flame speed of fuel (m/s),  $C_p$  is specific heat of mixtures (kJ/kgK),  $\rho$  is Density of fuel (kg/m<sup>3</sup>),  $\lambda$  is Thermal conductivity of fuel (w/mK),  $d_m = \delta/2.77$  that  $\delta$  is size of porous media (m)

If the Peclet number is less than the critical value,  $Pe < Pe_{critical}$ , combustion can be difficult inside the porous domain. With Peclet number greater than the critical value, stable combustion takes place inside porous domain with low convective transport and high optical thickness.

Table 5 shows Peclet number of each experimental condition with different ceramic sizes. The calculation is made using the

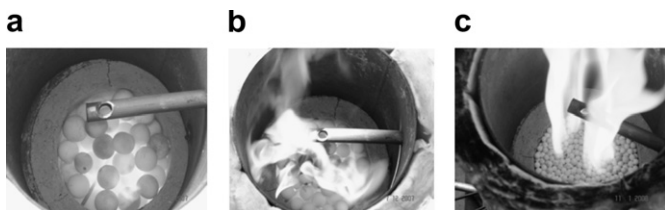


Fig. 18. visualization of flame at different values of Peclet numbers (a)  $Pe = 109$ , (b)  $Pe = 55$  and (c)  $Pe = 27.4$ .

Table 5

Peclet numbers of each experimental condition with different ceramic sizes.

Size of porous media, $\delta$ (mm)	Equivalent diameter, $d_m$ (mm)	Peclet No.
5	1.78	27.4
10	3.60	55.0
20	7.20	109.0

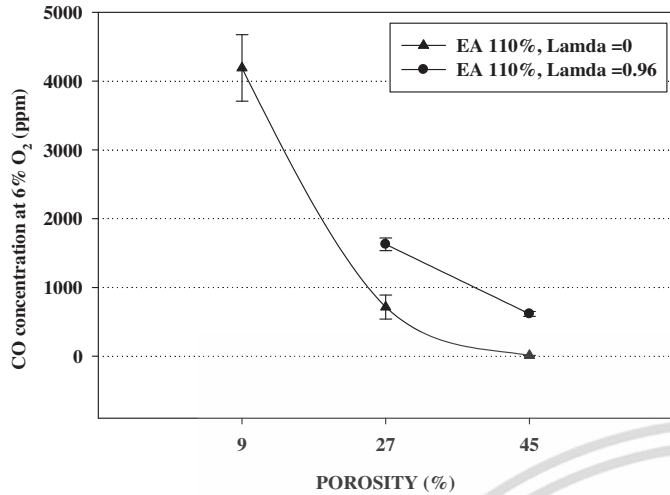


Fig. 19. CO emission of burner with different size of ceramic sphere.

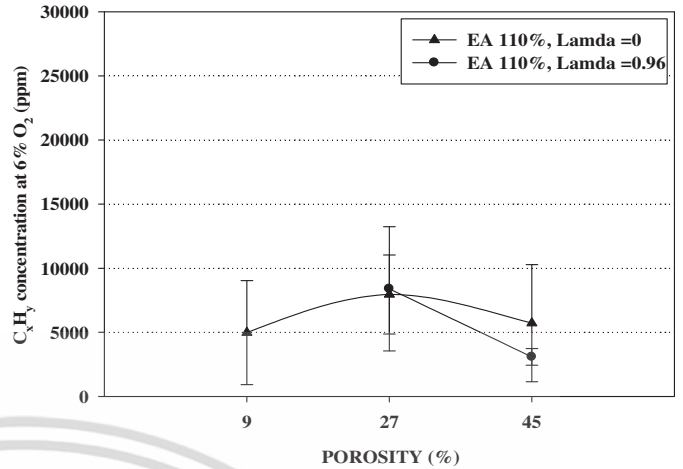


Fig. 21. C<sub>x</sub>H<sub>y</sub> emission of burner with different size of ceramic sphere.

flame speed of propane ( $S_L = 26.09$  at lowest flammable equivalent ratio,  $C_p = 1.2$  kJ/kgK,  $\lambda = 0.041 \times 10^{-6}$  w/mK and  $\rho = 2.01$  kg/m<sup>3</sup>). Extensive study on ranges of operating Peclet numbers of various types of fuel can be found in Trimis, D.(2003) [28].

3.2.2. Combustion emission and Combustion efficiency

Combustion within the lowest porosity for this particular study yields relatively higher carbon monoxide and hydrocarbon suggesting lower combustion efficiency, see Figs. 19 and 22. It is worth noting here again that the combustion efficiency is calculated by taking into account the amount of energy containing in CO and C<sub>x</sub>H<sub>y</sub> molecules leaving the combustion chamber without further reacting to CO<sub>2</sub> and H<sub>2</sub>O. Moreover, it can be noticed that the effect of staged air is more dominant on combustion with smaller sphere as it reduces the temperature level, Fig. 18c and deteriorates overall efficiency to a greater degree, see Fig. 22. NO<sub>x</sub> emission adversely varies with temperature level, reiterating that this form of NO<sub>x</sub> is contributed from Thermal NO<sub>x</sub> (Zeldovich mechanism), see Fig. 20. With the measurement of C<sub>x</sub>H<sub>y</sub> in Fig. 21 it is expected that the local flame extinction and re-ignition are the major causes of such fluctuation. These two competitive processes are interactively attributed to (i) bulk velocity that increases with increasing

temperature and (ii) mixing between the relatively cooler reactants and hot product with (iii) the help of porous media as a temperature flywheel. We have observed periodic fluctuation of this value and have investigated this particular issue separately. For the time being, the discussion of this observation is beyond the scope of this paper.

Figs. 23 and 24 illustrate the combustion efficiency at different excess air and porous size using the conventional definition. This value is similarly defined as those given in (2) but omit the chemical energy of unburned C<sub>x</sub>H<sub>y</sub>.

$$E_c = \left[ \frac{E_f - E_{CO}}{E_f} \right] \times 100\% \tag{4}$$

It is found that the combustion efficiency is high above 97.5 percent. The highest value is close to 100 percent for the case operated with  $\lambda = 0.0$ . These figures give the idea how much the value of combustion efficiency given in earlier section is different from the value obtained from this definition. In author's opinion neither of these two definitions are accurate but the former is rather more useful as it reflects incompleteness of combustion. However, the suggestion given from Figs. 23 and 16 is similar. Fig. 24 shows the effect of ceramic sphere size on combustion

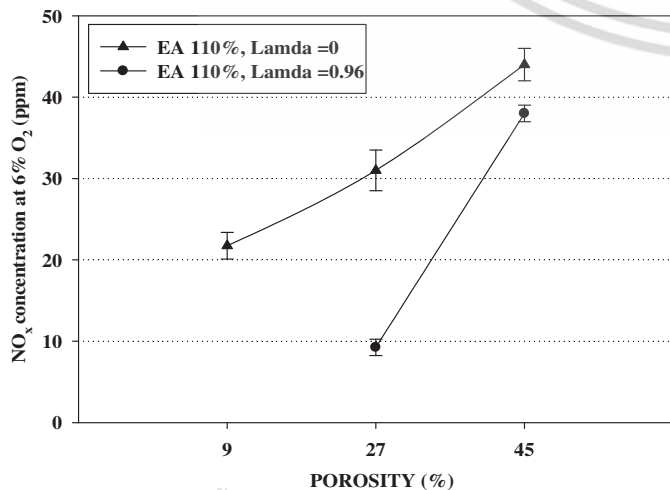


Fig. 20. NO emission of burner with different size of ceramic sphere.

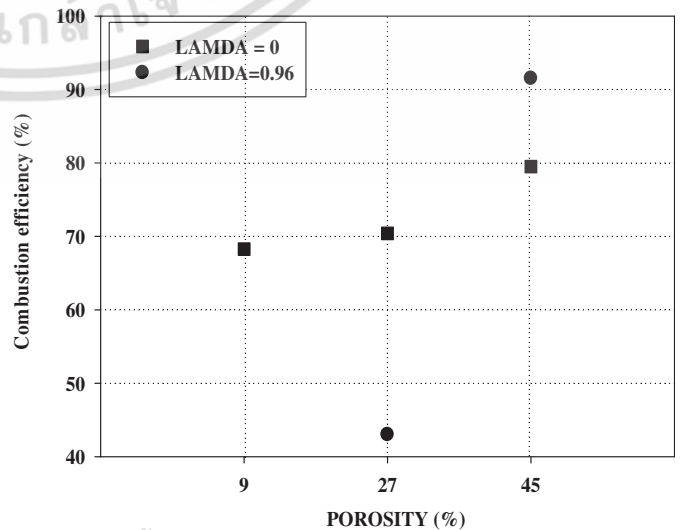


Fig. 22. Effect of porosity on combustion efficiency.

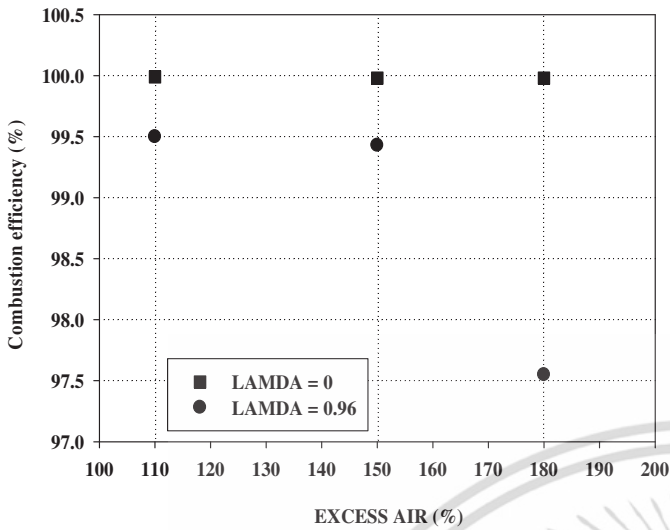


Fig. 23. Effect of excess air on combustion efficiency in conventional definition.

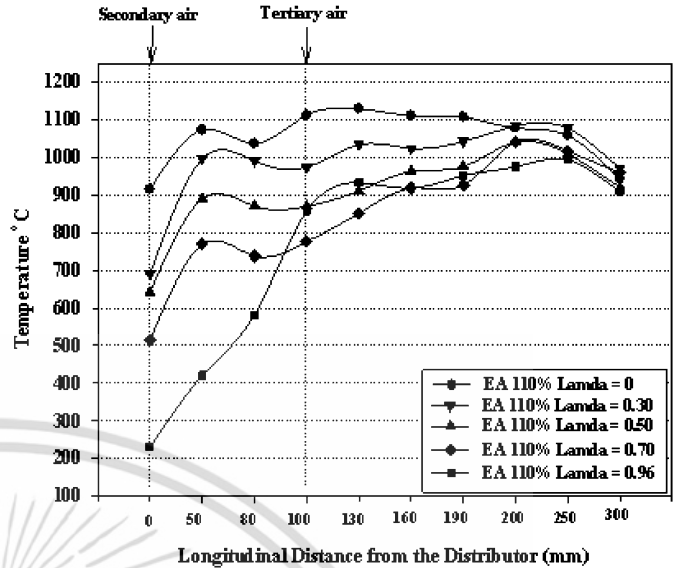


Fig. 25. Effect of staged air on temperature distribution along the axial distance.

efficiency and the mechanism of this effect has already been discussed earlier. Nevertheless, one may feel more comfortable to discuss on combustion efficiency using conventional definition and accessing on hydrocarbon emission separately. Bearing in mind the assumption used for calculation of combustion efficiency, either approach should not cause any misleading.

### 3.3. Effect of staged air

In the staged environment substantial amount of air is deduced from the secondary air inlet and introduced later from tertiary air port at the location of 100 mm. from the distributor plate. Due to lower bulk flow velocity in the early stage, slower mixing rate prevails in this zone of the combustion chamber. Fig. 25 illustrates the effect of staged air on the furnace temperature distribution as a result of slow mixing rate. Tests are carried out by varying the ratio of tertiary to the total air flow rate,  $\lambda$ , at 0, 0.3, 0.5, 0.7 and 0.96 respectively with fixed excess air at 110%. By increasing  $\lambda$  from 0 to

0.7, the furnace temperature at the early stage of reaction decreases gradually but falls rapidly at  $\lambda = 0.96$ .

When the residence time is getting longer for cases with higher  $\lambda$  due to lower gas specific volume (lower gas temperature), hydrocarbon emission decreases significantly as seen in Fig. 26, between the  $\lambda$  values of 0.3 and 0.5. It is obvious that this is not the only factor influencing the emission of unburned hydrocarbon since the emission at  $\lambda = 0.0$  is also low and is explained similarly to influence of excess air (see earlier discussion). From the fact that most of CO is formed from oxidizing of hydrocarbon molecule, it can be observed that CO emission increases with value of lambda which is concurrent to disappearance of hydrocarbon.

### 3.4. Comparing NO<sub>x</sub> emission with conventional staged combustor

The configuration of air-staged porous combustor and the conventional air-staged combustor is given in Fig. 27. As the secondary and tertiary air is introduced tangentially into the combustor, the conventional air-staged combustor is operated under swirling flow configuration. The furnace geometry is however initially

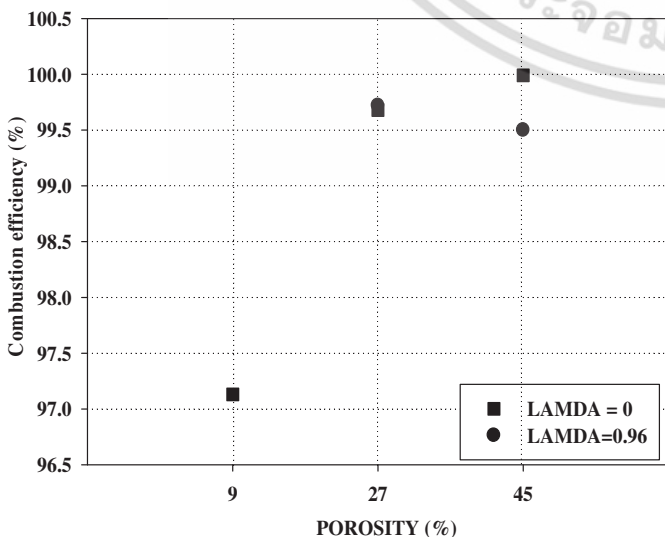


Fig. 24. Effect of porosity on combustion efficiency in conventional definition.

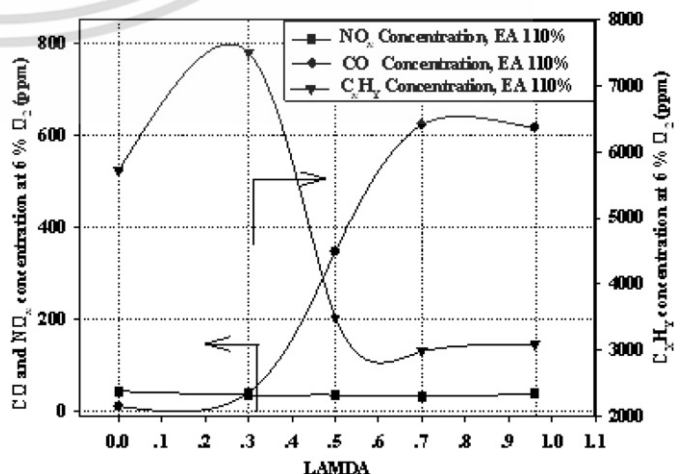


Fig. 26. Effect of staged air on combustion emission.

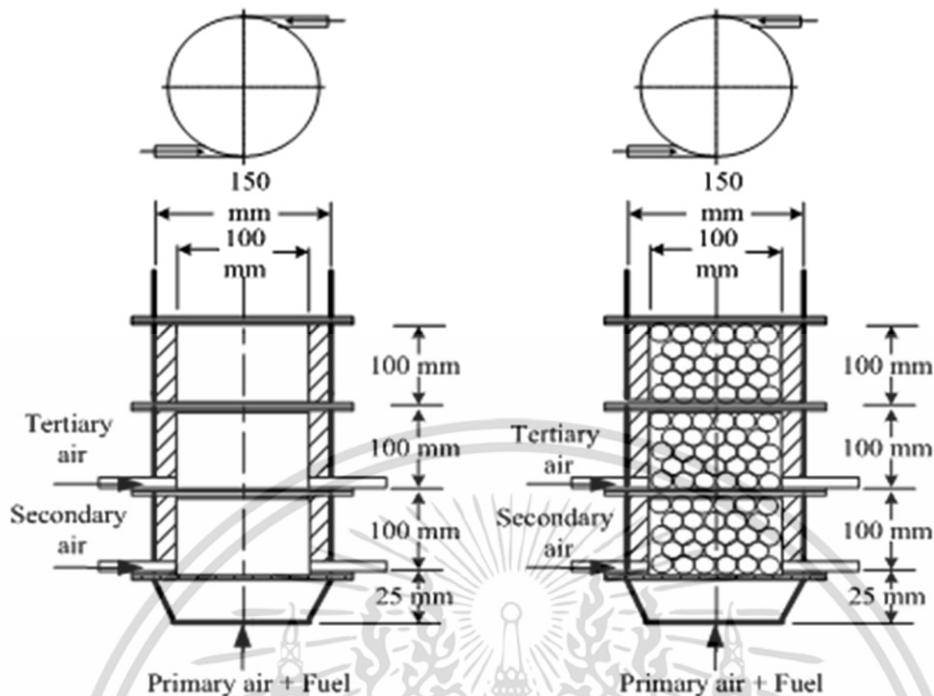


Fig. 27. The geometry of air staged porous burner and conventional staged air burner.

constructed based on the design concept of the porous media combustor. Unlike the design concept of the swirl-induced combustor, the location where tangential jet is introduced is far away from the inlet port of fuel and the burner geometry is not constructed in cone shape thus it does not promote the intense mixing and recirculation at the combustor exit plane. The comparison of  $\text{NO}_x$  emission (based on 6% excess  $\text{O}_2$ ) from these combustors is given in Fig. 28 at different ratio of tertiary to total air flow rate,  $\lambda$ , which are 0.0, 0.5 and 0.96. The emission from staged and un-staged porous combustor is generally lower than the emission from the swirl combustor for this particular burner geometry, with the emission level between 37 and 45 ppm. This is attributed mainly to prompt NO since the furnace temperature is

lower than  $1300^\circ\text{C}$ . The swirl burner of this particular geometry did not induce intense recirculation. NO emission is low with slightly higher values than the porous burner as the fresh air is introduced without thermal barrier. This observation suggests the benefit of porous media that acts as a heat retention and mixing buffer in the combustion process.

#### 4. Conclusions

The combustion efficiency, temperature distribution and emissions of a porous combustor burning partially premixed LPG with staged air have been investigated. Thermal throughput of this study is kept at 3 kW where the effects of excess air are studied ranging from 110% to 180%. Three values of burner porosity are employed.

By increasing the excess air, although leading to increasing in thermal loading, the increase in furnace temperature is found. This is described as the small turbulent eddies that mix the reactant and hot product at higher rate thus decreasing  $\text{C}_x\text{H}_y$  emission when increasing the bulk gas velocity. Moreover, an increase in convection effect has moved the reaction zone downstream. On the other hand, higher amount of excess air leads to an increase in NO emission. As combustion proceeds along the axial distance, the point is reached where thermal load exceeds reaction enhancement as a decrease in flue gas temperature is observed with increasing excess air at the position downstream of the combustor. An increase in CO concentrations is found because of shorter residence time less allowing the conversion of CO to  $\text{CO}_2$ . Contradictory, at very high excess air, i.e.; inside the reactor running with 180% excess air, higher mixing intensity has become less useful as the amount of hot product is less sufficient. The point is reached where less portion of mixture is ignited and heating load has started taken over and playing a dominant role on thermal mechanism.

It is also important to note that the temperature of the combustor should rise above  $800^\circ\text{C}$  within 100 mm from the distributor plate in order to ensure good combustion throughout

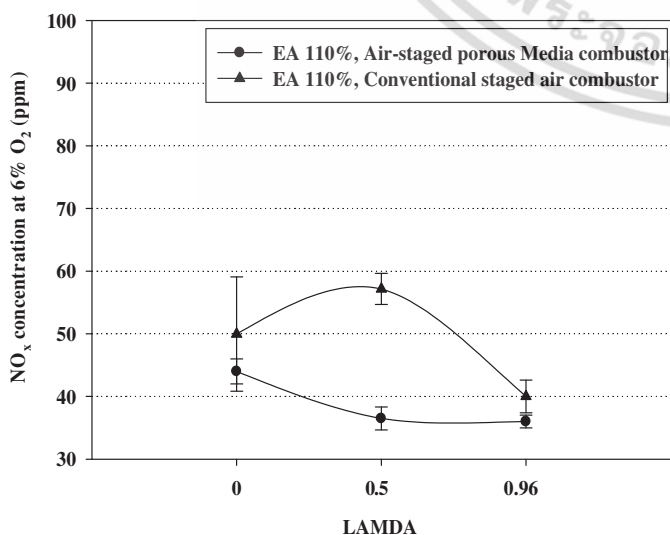


Fig. 28. Comparing  $\text{NO}_x$  emission in air staged porous burner and conventional staged air burner.

the combustor. Correlating with previous literatures, the porosity has a significant effect on combustion stability in porous media. By reducing the cavity as a result of decreasing ceramic size, combustor's temperature and combustion efficiency decrease as also indicated by  $C_xH_y$  and CO emission.

### Acknowledgement

The authors wish to thanks to the National Metal and Materials Technology Center, Thailand (MTEC) and Mahanakorn university of Technology (MUT), for financial and facility support.

### Appendix A. 1 Excess air calculation

Case  $\lambda = 0$ :

- Volume flow rate of primary air = 4 L/min.
- Volume flow rate of secondary air = 106 L/min.
- Volume flow rate of tertiary air = 0 L/min.
- Total air flow rate = 110 L/min =  $0.001833 \text{ m}^3/\text{s}$ .
- Volume flow rate of LPG = 2 L/m =  $3.3 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ .
- Density of air @ 30 °C = 1.2 kg/m<sup>3</sup>.
- Density of LPG @ 1 bar = 2.0 kg/m<sup>3</sup>.
- Air-Fuel ratio stoichiometric of LPG = 15.6.

The Excess air (EA) used in this study was defined by Eq.

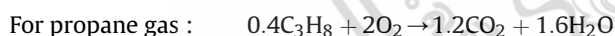
$$EA\% = \left( \left( \frac{A/F_{ac}}{A/F_{stoi}} \right) - 1 \right) \times 100$$

Then, the excess air is

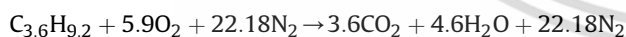
$$EA\% = \left( \frac{(0.00183 \times 1.2 / 3.3 \times 10^{-5} \times 2)}{15.6} - 1 \right) \times 100 = 110\%$$

### 2. Adiabatic flame temperature calculation

2.1 The stoichiometric relation of LPG can be expressed as



Mixture composition (For LPG):



From the constant-pressure adiabatic flame temperature:

$$H_{prod} \cdot (T_{ad}, P) = H_{react} \cdot (T_{initial}, P)$$

$$\sum N_p (\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}^o)_p = \sum N_r (\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}^o)_r$$

**Table 2.1**  
Enthalpy of formation.

Species	$h_f^o$ kg/kmol	$\bar{h}_{298K}$
C	0	0
H <sub>2</sub>	0	8468
O <sub>2</sub>	0	8682
N <sub>2</sub>	0	8669
CO <sub>2</sub>	-393,520	9364
H <sub>2</sub> O(gas)	-241,820	9904
H <sub>2</sub> O(liquid)	-285,830	9904

$$N_{CO_2} (\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}_{298k})_{CO_2} + N_{H_2O} (\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}_{298k})_{H_2O} + N_{N_2} (\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}_{298k})_{N_2} = N_{LPG} (\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}_{298k})_{LPG}$$

$$3.6 \text{ kmol}_{CO_2} (-393,520 + \bar{h}_{CO_2} - 9364) + 4.6 \text{ kmol}_{H_2O} (-241,820 + \bar{h}_{H_2O} - 9,904) + 22.18 \text{ kmol}_{N_2} (\bar{h}_{N_2} - 8669) = 0.4(-103,900) + 0.6(-126,200)3.6\bar{h}_{CO_2} + 4.6\bar{h}_{H_2O} + 22.18\bar{h}_{N_2} = 2,683,310 \text{ kJ/kg}_f$$

Assuming the 2000 K for gas temperature then:

$$3.6(100,804)_{CO_2} + 4.6(82,593)_{H_2O} + 22.18(64,810)_{N_2} = 2,180,308 \text{ kJ/kg}_f$$

Assuming the 3000 K for gas temperature then:

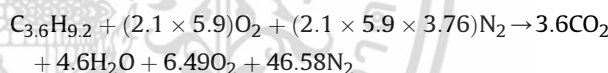
$$3.6(162,226)_{CO_2} + 4.6(136,264)_{H_2O} + 22.18(101,407)_{N_2} = 3,460,035 \text{ kJ/kg}_f$$

Interpolation and solving for  $T_{ad}$ :  $T_{ad} = 2393 \text{ K} = 2120 \text{ }^\circ\text{C}$ .

### 2.2 Adiabatic flame temperature at 110% excess air

$$EA\% = \left( \left( \frac{A/F_{ac}}{A/F_{stoi}} \right) - 1 \right) \times 100, \frac{A/F_{ac}}{A/F_{th}} = \frac{110}{100} + 1 = 2.1$$

The 110% of excess air relation of LPG can be expressed as



Substituting numerical values, we have

$$N_{CO_2} (\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}_{298k})_{CO_2} + N_{H_2O} (\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}_{298k})_{H_2O} + N_{N_2} (\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}_{298k})_{N_2} + N_{O_2} (\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}_{298k})_{O_2} = N_{LPG} (\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}_{298k})_{LPG}$$

$$3.6 \text{ kmol}_{CO_2} (-393,520 + \bar{h}_{CO_2} - 9364) + 4.6 \text{ kmol}_{H_2O} (-241,820 + \bar{h}_{H_2O} - 9,904) + 46.58 \text{ kmol}_{N_2} (\bar{h}_{N_2} - 8,669) + 6.49 \text{ kmol}_{O_2} (\bar{h}_{O_2} - 8,682) = 0.4(-103,900) + 0.6(-126,200)3.6\bar{h}_{CO_2} + 4.6\bar{h}_{H_2O} + 46.58\bar{h}_{N_2} + 6.49\bar{h}_{O_2} = 2,951,236 \text{ kJ/kg}_f$$

Assuming the 1000 K for gas temperature then:

$$3.6(42,769)_{CO_2} + 4.6(35,882)_{H_2O} + 22.18(30,129)_{N_2} = 1,854,147 \text{ kJ/kg}_f$$

Assuming the 3000 K for gas temperature then:

$$3.6(162,226)_{CO_2} + 4.6(136,264)_{H_2O} + 22.18(101,407)_{N_2} = 3,460,035 \text{ kJ/kg}_f$$

Interpolation and solving for  $T_{ad}$ :  $T_{ad} = 1484 \text{ K} = 1211 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Besides calculation, we can be solved the adiabatic flame temperature for 150% and 180% excess air cases, which are 1046 °C and 952 °C respectively.

### 3. Combustion efficiency calculation

Assumption: The measured hydrocarbon from the flue gas is solely LPG (C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>+C<sub>4</sub>H<sub>10</sub>). The combustion efficiency ( $E_c$ ) used in this study was defined by Eq.

$$\eta_c = \left[ \frac{(E_F - E_{CO} - E_{C_xH_y})}{E_F} \right] \times 100\%$$

$E_F$  is the heat throughput of the combustor with incoming fuel, kw.

$E_{C_xH_y}$  is the heat leaving the combustor with hydrocarbon emission, kw.

$E_{CO}$  is the heat leaving the combustor with CO emission, kw.

Firstly, calculate the heat throughput of the combustor with incoming fuel, which can be expressed as,

$$E_F = \dot{m}_f e_f$$

$e_f$  is Heating value of LPG (kJ/kg), which is 45.8 MJ/kg.

$\dot{m}_f$  is mass flow rate of LPG (kg/s), which is  $6.45 \times 10^{-5}$  kg/s.

$$E_F = 6.45 \times 10^{-5} \times 45.8 \times 10^3 = 3 \text{ kw.}$$

In 110% EA and  $\lambda = 0$  case, can be monitored the emission as,

Gas	Fraction	Molecular weight	Vol. Fraction $\times$ Molecular weight (kg)	Mass fraction (kg/kg <sub>dfg</sub> )
CO <sub>2</sub>	8 (%v/v)	44	3.52	0.118243434
CO	11.8 (ppm,v/v)	28	0.00033	$1.10988 \times 10^{-5}$
C <sub>x</sub> H <sub>y</sub>	5717 (ppm,v/v)	52.4	0.299571	0.010063148
O <sub>2</sub>	8.74 (%)	32	2.7968	0.093949783
N <sub>2</sub>	82.6 (%)	28	23.15239	0.777732536
	Total		29.76909	1

We can calculate the carbon content in dry flue gas (CO<sub>2</sub>, CO and C<sub>x</sub>H<sub>y</sub>) as follows,

$$\left[ \frac{12}{44} \right] \times 0.118243434 + \left[ \frac{12}{28} \right] \times 1.10988 \times 10^{-5} + 0.824427 \times 0.010063148 = 0.040549 \frac{\text{kg}_c}{\text{kg}_{\text{dfg}}}$$

Because of, the carbon content in LPG is 0.824427 kg/kg<sub>f</sub>, we can calculate the ratio of dry flue gas per kilogram LPG, which is  $0.8244/0.040549 = 20.3314$  kg<sub>dfg</sub>/kg<sub>f</sub>.

Secondly, calculate the heat leaving the combustor with CO emission.

The ratio of CO emission in a kilogram fuel (The heating value of CO is 10,106 kJ/kg<sub>co</sub>),

$$\begin{aligned} CO &= 20.3314 \left( \frac{\text{kg}_{\text{dfg}}}{\text{kg}_f} \right) \times 1.10988 \times 10^{-5} \left( \frac{\text{kg}_{C_xH_y}}{\text{kg}_{\text{dfg}}} \right) \\ &= 0.000225654 \frac{\text{kg}_{CO}}{\text{kg}_f} \end{aligned}$$

Then, the heat leaving the combustor with CO emission is

$$\begin{aligned} E_{CO} &= 0.000225654 \frac{\text{kg}_{CO}}{\text{kg}_f} \times 10,106 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}_{CO}} \times 6.45 \times 10^{-5} \frac{\text{kg}_f}{\text{s}} \\ &= 1.47 \times 10^{-4} \text{ kw} \end{aligned}$$

Thirdly, calculate the heat leaving the combustor with CO emission.

The ratio of C<sub>x</sub>H<sub>y</sub> emission in a kilogram fuel (The heating value of C<sub>x</sub>H<sub>y</sub> is 45.8 MJ/kg from assumption),

$$\begin{aligned} C_xH_y &= 20.3314 \left( \frac{\text{kg}_{\text{dfg}}}{\text{kg}_f} \right) \times 0.010063148 \left( \frac{\text{kg}_{C_xH_y}}{\text{kg}_{\text{dfg}}} \right) \\ &= 0.204598 \cdot \text{kg}_{C_xH_y} / \text{kg}_f \end{aligned}$$

Then, the heat leaving the combustor with hydrocarbon emission is

$$\begin{aligned} E_{C_xH_y} &= 0.204598 \frac{\text{kg}_{C_xH_y}}{\text{kg}_f} \times 45800 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}_{C_xH_y}} \times 6.45 \times 10^{-5} \frac{\text{kg}_f}{\text{s}} \\ &= 0.604405 \text{ kw} \end{aligned}$$

Finally, the combustion efficiency is

$$\eta_c = \frac{3 - 0.000147 - 0.604405}{3} \times 100 = 79.53\%$$

### References

- [1] [http://en.wikipedia.org/wiki/Fuel\\_cell](http://en.wikipedia.org/wiki/Fuel_cell).
- [2] J.R. Howell, M.J. Hall, J.L. Ellzey, Combustion of hydrocarbon fuels within porous inert media, *Progress in Energy and Combustion Science* 22 (1996) 121–145.
- [3] Chaffin, C., Reduction of NOx emissions using the technique of two-stage combustion within porous inert media, M.S. Thesis, August 1991, The thermal fluid group, Dept. of Mechanical Engineering, The university of Texas, Austin.
- [4] Ronald D.B, William C.G and J.R. Howell. 1992, "Apparatus and method for combustion within porous matrix element" United States Patent. US005160254A. Nov.3.
- [5] L. Janet Ellzey, Rakesh Goel, Emission of CO and NO from a two stage porous media burner, *Combustion Science and Technology* 107 (1–3) (1995) 81–91.
- [6] Ronald D.B, William C.G and J.R. Howell. 1992, "Staged combustion and apparatus for staged combustion within porous matrix elements" United States Patent. US005080577A. Jun. 14.
- [7] O. Pickenäcker, A. Kesting, D. Trimis, Novel Low NOx Burner Designs for Boilers and Furnaces by Using Staged Combustion in Inert Porous Media. Institute of fluid mechanics, Universität Erlangen-Nürnberg, Germany, 2000.
- [8] Mark J., Hamid A. and Thomas D. 1995, "Staged combustion in a porous-matrix surface combustor to promote ultra-low NOx emission" United States Patent. US005476375A. Dec. 19.
- [9] A.A. Mohamad, S. Ramadhyani, R. Viskanta, Modelling of combustion and heat transfer in a packed bed with embedded coolant tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 37 (1994) 1181–1197.
- [10] A.A. Mohamad, R. Viskanta, S. Ramadhyani, Numerical predictions of combustion and heat transfer in packed bed with embedded coolant tubes, *Combustion Science and Technology Journal* 96 (1994) 387–407.
- [11] M.M. Kamal, A.A. Mohamad, Combustion in porous media, *Journal of Power and Energy* 220A (2006) 487–508.
- [12] M.M. Kamal, A.A. Mohamad, Low pollutant emission foam burners operating with a non-premixed flame, *Combustion and Flame* 140 (2005) 233–248.
- [13] A.A. Mohamad, *Combustion in Porous Media: Fundamentals and Applications* (Chapter 11). in: D.B. Ingham, I. Pop (Eds.), *Transport Phenomena in Porous Media III*. Elsevier, Amsterdam, 2005.
- [14] M.A. Mujeebu, M.Z. Abdullah, M.Z. Abu Bakar, A.A. Mohamad, M.K. Abdullah, Combustion in porous media and its applications- a comprehensive survey, *Journal of Environmental Management* 9 (8) (2009) 2287–2312.
- [15] M.A. Mujeebu, M.Z. Abdullah, M.Z. Abu Bakar, A.A. Mohamad, M.K. Abdullah, A review of investigations on liquid fuel combustion in porous inert media, *Progress in Energy and Combustion Science* 35 (2009) 216–230.
- [16] M.A. Mujeebu, M.Z. Abdullah, M.Z. Abu Bakar, A.A. Mohamad, M.K. Abdullah, Applications of porous media combustion technology- A review, *Applied Energy* 86 (9) (2009) 1365–1375.
- [17] D. Trimis, F. Durst, O. Pickenäcker, K. Pickenäcker, Porous Medium Combustor Versus Combustion System with Free Flames. Institute of fluid mechanics, Universität Erlangen-Nürnberg, Germany, 2000.
- [18] R. Nabavi, A. Niaei, D. Salari, J. Towfighi, Modeling of thermal cracking of LPG: application of artificial neural network in prediction of the main product yields, *Journal of Analytical and Applied Pyrolysis* 80 (2007) 175–181.
- [19] D. Seguin, A. Montillet, J. Comiti, F. Huett, Experimental characterization of flow regimes in various porous media II: transition to turbulent regime, *Chemical Engineering Science* 53 (22) (1998) 3897–3909.

- [20] N. Peters, Turbulent Combustion. Cambridge university, Massachusetts, London, England, 2000.
- [21] S.R. Turns, An Introduction to Combustion, second ed. Mc Graw Hill, 2000.
- [22] T. Masuoka, Y. Takatsu, Turbulence Characteristics in Porous Media. Department of mechanical engineering science, Kyushu university, Japan, 2002.
- [23] H. Tenneks, Simple model for the small-scale structure of turbulence, Physics of Fluids 11 (1968) 669–671.
- [24] Tekeno, T, Sato, K and Hase, K, 1981. A theoretical study on an excess enthalpy flame" Eighteenth International Symposium on combustion. The combustion institute. Waterloo. pp. 465–472, 17–22 August. Canada.
- [25] Fenimore, C. T., 1992. Control of combustion-generated nitrogen oxide emission: Technology driven by regulations. Twenty-Fourth symposiums (International) on combustion. The Combustion institute. Pittsburgh. PA. pp. 859–878.
- [26] M. Andrew, Verification Testing of Emission from the Combustion of A-55@ Clean Fuels in a Fire Tube Boiler. Environment Protection Agency (EPA), United States, 1998, EPA-600/R-98–0035.
- [27] Durst, F and Trimis, D. 1996, " Burner having porous material of varying porosity" United States Patent. US005522723A. Jun.4.
- [28] D. Trimis, K. Wawrzinek, Flame Stabilization of Highly Diffusive Gas Mixtures in Porous Inert Media. Institute of fluid mechanics. Friedrich-Alexander-university of Erlangen-Nuremberg, 2003.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## ประวัติผู้เขียน

ชื่อ-นามสกุล	นายอาวุธ ลภีรัตนากุล
ประวัติการศึกษา	
2547	วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
2551	วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ประสบการณ์ทำงาน	
พ.ศ.2547-ปัจจุบัน	ตำแหน่งอาจารย์ประจำ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานคร
ตำแหน่งทางวิชาการ	ผู้ช่วยศาสตราจารย์



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้