

การศึกษาสมรรถนะการเผาไหม้ของวัสดุพอร์นที่ประยุกต์ใช้กับหัวเผาแอลพีจีแบบ  
ผสมบางส่วนก่อนการเผาไหม้

PERFORMANCE ASSESSMENT ON POROUS MEDIA ADOPTED FOR LPG  
PARTIALLY - PREMIXED BURNER



วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรดุษฎีบัณฑิต  
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล  
คณะวิศวกรรมศาสตร์  
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง  
พ.ศ.2560  
KMUTL-2017-EN-D-053-011

การศึกษาสมรรถนะการเผาไหม้ของวัสดุพอร์นที่ประยุกต์ใช้กับหัวเผาแอลพีจีแบบ  
ผสมบางส่วนก่อนการเผาไหม้

PERFORMANCE ASSESSMENT ON POROUS MEDIA ADOPTED FOR LPG  
PARTIALLY - PREMIXED BURNER



T148699

ภรณ์เพ็ญ สภีรตนากุล

PONEPEN LAPHIRATTANAKUL

เลขที่.....  
เลขทะเบียน 148699  
พิมพ์เดือนปี 14 ๒๕๖

b.00267463  
i.....

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรดุษฎีบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

พ.ศ.2560

KMITL-2017-EN-D-053-011

PERFORMANCE ASSESSMENT ON POROUS MEDIA ADOPTED FOR LPG  
PARTIALLY - PREMIXED BURNER



FACULTY OF ENGINEERING  
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

2017

KMITL-2017-EN-D-053-011

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



COPYRIGHT 2017

FACULTY OF ENGINEERING

KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

คณะวิศวกรรมศาสตร์  
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง  
ใบรับรองวิทยานิพนธ์

หัวข้อวิทยานิพนธ์ การศึกษาสมรรถนะการเผาไหม้ของวัสดุพอร์นที่ประยุกต์ใช้กับหัวเผาแอลพีจีแบบผสมบางส่วนก่อนเผาไหม้

Thesis Title Performance Assessment on Porous Media Adopted for LPG Partially - Premixed Burner

นักศึกษา นางสาวภรณ์เพ็ญ ลภีรัตนากุล

รหัสประจำตัว 55610251

ปริญญา วิศวกรรมศาสตรดุษฎีบัณฑิต

สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล

อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ รศ.ดร.จารุวัตร เจริญสุข

หมายเลขวิทยานิพนธ์ KMITL-2017-EN-D-053-011

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์		ลายมือชื่อ
ศ.ดร.สำเริง	จักรใจ	
ดร.มธุรส	สุชาติวัฒน์	
รศ.ดร.พงษ์เจต	พรหมวงศ์	
ผศ.ดร.ณัตวิภา	เจียรระโนวชิระ	
รศ.ดร.จารุวัตร	เจริญสุข	

วัน / เดือน / ปี ที่สอบ วันจันทร์ที่ 27 กุมภาพันธ์ พ.ศ. 2560 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 ไม่อนุญาตให้ไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ฉบับตี คณะวิศวกรรมศาสตร์  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องนำมายังเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้  
วันที่ 27 กุมภาพันธ์ พ.ศ. 2560

หัวข้อวิทยานิพนธ์	การศึกษาสมรรถนะการเผาไหม้ของวัสดุพูนที่ประยุกต์ใช้กับหัวเผาแอลพีจีแบบผสมบางส่วนก่อนการเผาไหม้
นักศึกษา	นางสาวภรณ์เพ็ญ ลภีรัตนากุล
รหัสประจำตัว	55610251
ปริญญา	วิศวกรรมศาสตรดุษฎีบัณฑิต
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
พ.ศ.	2560
อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์	รศ.ดร. จารุวัตร เจริญสุข

### บทคัดย่อ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้ได้นำเสนอการประยุกต์ใช้เทคนิควัสดุพูนร่วมกับหัวเผาแบบมีการผสมมาก่อนการเผาไหม้สำหรับใช้ในกระบวนการอบเซรามิกส์ ภายใต้สมมติฐานว่าวัสดุพูนจะช่วยให้การกระจายความร้อนในห้องเผาไหม้เป็นไปอย่างสม่ำเสมอภายใต้รูปแบบการถ่ายเทความร้อนแบบแผ่รังสีเป็นหลัก การทดลองถูกแบ่งออกเป็น 2 ส่วน ได้แก่ การทดลองภายใต้เงื่อนไขที่มีการเหนี่ยวนำอากาศอย่างอิสระและภายใต้เงื่อนไขที่มีการควบคุมอากาศและสภาพแวดล้อมในการเผาไหม้ การทดลองส่วนแรกทำขึ้นตามสภาพการใช้งานจริงของหัวเผาโดยอากาศบางส่วนถูกเหนี่ยวนำโดยเจ็ทเชื้อเพลิงเข้าท่อผสมก่อนการเผาไหม้ด้วยหัวฉีดเชื้อเพลิงในงานวิจัยปี 2555 [1] เพื่อศึกษาการเหนี่ยวนำอากาศและเสถียรภาพของเปลวไฟ เปรียบเทียบระหว่างหัวเผาดั้งแบบและหัวเผาวัสดุพูน รวมถึงศึกษาเปรียบเทียบเมื่อวัสดุพูนมีรูปร่างและความหนาแน่นช่องว่างที่แตกต่างกันอีกด้วย ส่วนการทดลองส่วนที่สองมีวัตถุประสงค์เพื่อเปรียบเทียบอุณหภูมิที่กระจายตัวในห้องเผาไหม้และปริมาณมลพิษในก๊าซไอเสีย ของหัวเผาดั้งแบบและหัวเผาวัสดุพูน รวมถึงศึกษาอิทธิพลของโครงสร้าง ค่าความหนาแน่นช่องว่างวัสดุพูน ชนิดวัสดุพูนที่อัตราส่วนผสม 0.7 และอิทธิพลจากอัตราส่วนผสมที่แตกต่างกัน

จากการทดลองส่วนที่หนึ่งพบว่า ในกรณีที่หัวเผาวัสดุพูนทรงกระบอกตันที่สภาวะการเผาไหม้อย่างมีเสถียรภาพ สังเกตพบอัตราส่วนผสมในท่อผสมมีค่าต่ำกว่า 4.1 และอุณหภูมิของส่วนผสมมีค่าสูงกว่า 200°C เสมอ แต่อย่างไรก็ตามโครงสร้างการวางช่องทางการไหลของวัสดุพูนทำให้มีการเหนี่ยวนำอากาศที่น้อยกว่าหัวเผาดั้งแบบ โดยการปรับเปลี่ยนโครงสร้างเป็นรูปทรงเจาะรูตรงกลางไม่ส่งผลต่อการเหนี่ยวนำอากาศอย่างมีนัยสำคัญ แต่กลับพบว่าวัสดุพูนทรงกระบอกเจาะรูทำหน้าที่เป็นที่ยึดฐานเปลวไฟได้ดี เนื่องจากมีการถ่ายเทความร้อนไปสู่ส่วนผสมได้ดี ในขณะที่ความหนาแน่นช่องว่างของวัสดุพูน

ส่งผลต่ออายุการใช้งานเผาไหม้อย่างมีเสถียรภาพ โดยช่องการไหลที่มีขนาดใหญ่มีย่านเสถียรภาพการเผาไหม้ที่กว้างกว่า เนื่องจากสัมประสิทธิ์ชีวิตการดับของเปลวไฟมีค่าต่ำ

จากการทดลองส่วนที่สองพบว่า หัวเผาวัสดุพอร์ซเลนทรงกระบอกตันให้การกระจายตัวของอุณหภูมิในห้องเผาไหม้สม่ำเสมอกว่าหัวเผาต้นแบบและทรงกระบอกเจาะรู รวมถึงให้ปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์และออกไซด์ของไนโตรเจนต่ำกว่า 25 ppm เมื่อพิจารณาวัสดุพอร์ซเลนที่มีความหนาแน่นช่องว่างต่างกันพบว่า วัสดุพอร์ซเลนที่มีความหนาแน่นช่องว่างสูงให้อุณหภูมิก๊าซไอเสียที่ตำแหน่งต่างๆ ของห้องเผาไหม้สูงกว่าวัสดุพอร์ซเลนที่มีความหนาแน่นช่องว่างต่ำ เนื่องจากสัมประสิทธิ์ชีวิตการดับและโอกาสในการสูญเสียความร้อนออกจากวัสดุพอร์ซเลนที่เพิ่มมากขึ้น สอดคล้องกับปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์ที่สูงและออกไซด์ของไนโตรเจนที่ต่ำกว่ากรณีวัสดุพอร์ซเลนค่าความหนาแน่นช่องว่างต่ำ ในขณะที่เมื่อเปรียบเทียบวัสดุพอร์ซเลนที่ทำจาก SiC และ Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> พบว่าวัสดุพอร์ซเลน SiC ให้อุณหภูมิในห้องเผาไหม้ที่น้อยกว่า Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> เนื่องจากสัมประสิทธิ์การนำความร้อนและเปล่งรังสีที่สูง ทำให้ความร้อนที่เกิดจากการเผาไหม้ถูกกักเก็บอยู่ในวัสดุพอร์ซเลนมากกว่าที่ถูกถ่ายเทออกสู่ด้านนอกวัสดุพอร์ซเลน ส่วนปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์ที่สูงสอดคล้องกับการเกิดบริเวณดับเฉพาะที่และไนโตรเจนออกไซด์ที่สูงเนื่องจากบริเวณความร้อนสูงในวัสดุพอร์ซเลน เมื่อพิจารณาปริมาณอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้ พบว่าเกรเดียนต์อุณหภูมิสูงในห้องเผาไหม้เกิดขึ้นไกลจาก หัวเผามากขึ้นเมื่อเพิ่มปริมาณอากาศเนื่องจากอิทธิพลของการพา นอกจากนี้ยังพบว่าหากเพิ่มอิทธิพลของการพามากเกินไปจะส่งผลให้ปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์เพิ่มขึ้น ส่วนไนโตรเจนออกไซด์เพิ่มขึ้นตามปริมาณอากาศ

Thesis	Performance Assessment on Porous Media Adopted for LPG Partially - Premixed Burner
Student	Ms. Ponepen Laphirattanakul
Student ID.	55610251
Degree	Doctor of Engineering
Program	Mechanical Engineering
Year	2017
Thesis Advisor	Assoc.Prof.Dr.Jaruwat Charoensuk

## ABSTRACT

The modification of premixed gas burner using in ceramics baking process with porous inert media was presented in this work. It was expected that the highly radiative mode of porous media could promote uniformed distribution of temperature in the furnace. The experimental condition was separated into 2 main parts, under naturally entrained and forced combustion air. The first part was conducted regarding the condition on baking process to investigate effect of porous media on air entrainment and flame stability by considering visual flame propagation and gas temperature in mixing tube. The modified nozzle [1] was also adopted to improve amount of air entrainment. The free flame from premixed burner was used as a base case to compare against the flame from porous burner. The test was also considered effect of geometry and pore density of porous media. And the second part, the investigation of temperature distribution in furnace and emission was conducted comparing between free flame and porous flame modes. While the effect of difference of geometry, pore density, material types of porous media at  $\Phi = 0.7$  and effect of equivalence ratio at the same firing rate were studied, as well.

The result from the first part showed that combustion stability on bulked porous media was found when premixed equivalence ratio was lower than 4.1 and temperature of premixed gas zone was greater than 200°C. Amount of air entrainment of bulked

cylindrical porous burner was lower than in free flame burner because of flow blockage of structure, while amount of air was not significantly changed by using hollowed cylinder media. The hollowed cylinder, however, yielded stable flame throughout the operation range as the flame was maintained in a porous matrix which acted as a flame holder at high firing rate. By considering effect of pore density, the larger pore size could promote flame stability on porous media as having a lower radiative extinction coefficient.

The second part result suggested the more uniformed temperature distribution in furnace, together with low emission was found in bulked media comparing to the free flame and hollowed media. The higher value of pore density porous burner provided higher level of flue gas temperature in the furnace than observing in lower pore density. It was due to having great value of radiative extinction and volumetric convective heat transfer coefficient when a media had a small pore. The large amount of heat loss from porous matrix with high pore density led to increasing of CO and decreasing of NO<sub>x</sub>. When considered the combustion on SiC and Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> porous burners, the lower level of temperature in flue gas was given in case SiC. It was because the high value of conductivity and emissivity promoted heat recirculation inside porous matrix, thus decreasing of heat loss from porous domain. The high value CO was found in case of SiC corresponded to observation of quenching zone, while an effective heat recirculation promoted high level of NO<sub>x</sub>. On variation of air-fuel ratio, the zone of high temperature gradient was found further from burner exit port with increasing of convection. By concerning emission, CO was increased when the convective mode was too high, while NO<sub>x</sub> was increased with air ratio.

## กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์เล่มนี้สำเร็จด้วยความกรุณาจากอาจารย์ที่ปรึกษา รศ.ดร.จารุวัตร เจริญสุข ที่ให้ความช่วยเหลือ ให้คำชี้แนะช่วยแก้ปัญหาตลอดจนให้ความรู้และประสบการณ์อันเป็นประโยชน์อย่างยิ่ง

ขอขอบคุณ Assoc.Prof. Naoki Maruyama อาจารย์ประจำสาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยมิเอะ (Mie University) ที่ให้ที่พักและให้การดูแลข้าพเจ้าเป็นอย่างดีระหว่างการวิจัยในประเทศญี่ปุ่น

ขอขอบคุณทุนสนับสนุนจากสำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัย (สกว.) ภายใต้โครงการปริญญาเอกกาญจนาภิเษกร่วมกับสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ที่มอบทุนสนับสนุนตลอดระยะเวลาการศึกษา

ขอขอบคุณ ผศ.ดร.อาวุธ ลภีรัตนากุล ผู้เป็นที่ชายและเป็นเสมือนอาจารย์ที่ปรึกษา คอยให้ความช่วยเหลือและชี้แนะแนวทางในการทำวิจัย รวมถึงเป็นกำลังใจ อันเป็นประโยชน์ ทำให้วิทยานิพนธ์เล่มนี้สำเร็จลุล่วงไปด้วยดี

ขอขอบคุณ บิดา มารดา พี่ชายทุกคนของข้าพเจ้า ที่ให้การสนับสนุนการศึกษาเล่าเรียนและทำวิจัยของผู้วิจัยรวมถึงเป็นกำลังใจและให้คำปรึกษาในยามที่ผู้วิจัยต้องการมาโดยตลอด

ขอขอบคุณนักศึกษาจากมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานครและนักศึกษาจากสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ที่ให้ความช่วยเหลือในการทดลอง อีกทั้งยังเป็นกำลังใจ ข้าพเจ้ารู้สึกซาบซึ้งเป็นอย่างยิ่ง

สำหรับคุณงามความดีอันใดที่เกิดจากวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ ข้าพเจ้าขอมอบให้กับบิดามารดา ซึ่งเป็นที่รักและเคารพยิ่ง ตลอดจนครูอาจารย์ที่เคารพทุกท่านที่ได้ประสิทธิ์ประสาทวิชาความรู้และถ่ายทอดประสบการณ์ที่ดีให้แก่ข้าพเจ้า

ภรณ์เพ็ญ ลภีรัตนากุล

# สารบัญ

หน้า

บทคัดย่อภาษาไทย.....	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	III
กิตติกรรมประกาศ.....	V
สารบัญ.....	VI
สารบัญตาราง.....	XIV
สารบัญรูป.....	XV
รายการสัญลักษณ์คำย่อ.....	XXII
บทที่ 1 บทนำ.....	1
1.1 ความเป็นมา.....	1
1.2 ความมุ่งหมายและวัตถุประสงค์.....	3
1.3 สมมติฐานการศึกษา.....	3
1.4 ขอบเขตของงานวิจัย.....	4
1.5 ขั้นตอนการศึกษา.....	5
1.6 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	6
บทที่ 2 วรรณกรรมปริทัศน์.....	7
2.1 อิทธิพลจากชนิดสารที่นำมาทำวัสดุพูน.....	10
2.2 อิทธิพลจากโครงสร้างวัสดุพูน.....	11
2.3 อิทธิพลจากค่าความหนาแน่นช่องว่างและค่าความพูน.....	13
2.4 อิทธิพลจากปริมาณอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้.....	14

## สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
บทที่ 3 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง .....	19
3.1 ก๊าซเชื้อเพลิง.....	19
3.1.1 ชนิดของก๊าซเชื้อเพลิง.....	19
3.1.2 คุณสมบัติของก๊าซแอลพีจี.....	19
3.1.2.1 คุณสมบัติทางเคมี.....	19
3.1.2.2 คุณสมบัติทางกายภาพ.....	20
3.1.3 อุณหภูมิของการจุดติดไฟ.....	21
3.1.4 อุณหภูมิของเปลวไฟ.....	21
3.1.5 อัตราส่วนปริมาตรของเหลวต่อก๊าซ.....	21
3.1.6 ค่าความร้อนของการเผาไหม้.....	21
3.1.7 ปริมาณอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้.....	22
3.1.8 สี กลิ่น ความเป็นพิษและการละลาย.....	22
3.2 การเผาไหม้.....	23
3.2.1 สตอยชิโอเมตรีของการเผาไหม้.....	25
3.2.2 ปัจจัยที่ส่งผลต่อการเผาไหม้.....	25
3.2.2.1 ปริมาณอากาศที่เพียงพอต่อการเผาไหม้.....	25
3.2.2.2 ระยะเวลาในการเผาไหม้.....	25
3.2.2.3 อุณหภูมิของการเผาไหม้.....	25
3.2.2.4 ความปั่นป่วนระหว่างการเผาไหม้.....	25
3.2.3 เปลวไฟผสมก่อนแบบลามินาร์.....	25
3.2.3.1 กรณีเปลวไฟสมดุล.....	26

## สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
3.2.3.2 กรณีเปลวไฟลามเคลื่อนที่เข้าหาส่วนผสม.....	26
3.2.3.3 กรณีเปลวไฟลามเคลื่อนที่เข้าหาสารผลิตภัณฑ์.....	26
3.2.4 เสถียรภาพเปลวไฟ .....	27
3.2.5 อุณหภูมิเปลวไฟแอดิเยแบติก .....	30
3.3 มลพิษจากจากเผาไหม้.....	32
3.3.1 ออกไซด์ของไนโตรเจน (NO <sub>x</sub> ).....	32
3.3.1.1 ประเภทของ NO <sub>x</sub> .....	32
3.3.1.1.1 Thermal NO <sub>x</sub> .....	32
3.3.1.1.2 Prompt NO <sub>x</sub> .....	33
3.3.1.1.3 Fuel NO <sub>x</sub> .....	34
3.3.1.2 เทคนิคการลด NO <sub>x</sub> .....	35
3.3.1.2.1 การบำบัดก่อนการเผาไหม้.....	35
3.3.1.2.2 การปรับเปลี่ยนลักษณะกระบวนการเผาไหม้.....	36
3.3.1.2.3 การบำบัดหลังการเผาไหม้.....	39
3.2.2 เหม่า.....	41
3.4 การเผาไหม้วัสดุพูน.....	42
3.5 การถ่ายเทความร้อน.....	48
3.5.1 การถ่ายเทความร้อนโดยการนำ.....	48
3.5.1.1 การถ่ายเทความร้อนในผนังราบ.....	49
3.5.1.2 การนำความร้อนในผนังราบที่เรียงซ้อนกันแบบอนุกรม.....	51
3.5.2 การถ่ายเทความร้อนโดยการพาความร้อน.....	53

## สารบัญ (ต่อ)

หน้า

3.5.3 การถ่ายเทความร้อนโดยการแผ่รังสีความร้อน.....	56
บทที่ 4 ทฤษฎีการคำนวณและการคำนวณ.....	60
4.1 การคำนวณสำหรับการทดลองการเผาไหม้ที่มีการเหนี่ยวนำอากาศอย่างอิสระ .....	60
4.1.1 อัตราการไหลเชิงมวลสำหรับการทดลองที่มีการเหนี่ยวนำอากาศอย่างอิสระ.....	62
4.1.2 อัตราการเผาไหม้ต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ .....	62
4.1.3 เปอร์เซนต์การผสมก่อนเผาไหม้.....	623
4.1.4 อัตราส่วนสมมูลก่อนการเผาไหม้.....	64
4.2 การคำนวณสำหรับการทดลองที่ควบคุมอากาศในการเผาไหม้ .....	64
4.2.1 อัตราการไหลเชิงมวลสำหรับการทดลองที่ควบคุมอากาศในการเผาไหม้.....	64
4.2.2 ปริมาณอากาศและอากาศส่วนเกินที่สอดคล้องกับอัตราส่วนสมมูล .....	66
4.2.3 ปริมาณออกซิเจนในก๊าซไอเสียที่สอดคล้องกับอัตราส่วนสมมูล .....	66
4.2.4 ปริมาณมลพิษที่มาตรฐานปริมาณอากาศเดียวกัน .....	67
4.3 การวัดค่าความร้อน.....	68
บทที่ 5 เงื่อนไขและอุปกรณ์การทดลอง.....	69
5.1 เงื่อนไขการทดลอง.....	69
5.1.1 การทดลองที่มีการเหนี่ยวนำอากาศอย่างอิสระ .....	70
5.1.1.1 ชุดอุปกรณ์การทดลองที่มีการเหนี่ยวนำอากาศอย่างอิสระ.....	70
5.1.1.2 เงื่อนไขการทดลองกรณีมีการเหนี่ยวนำอากาศอย่างอิสระ .....	71
5.1.2 การทดลองที่ควบคุมอากาศในการเผาไหม้.....	73

## สารบัญ (ต่อ)

หน้า

5.1.2.1 ชุดการทดลองที่ควบคุมอากาศในการเผาไหม้.....	73
5.1.2.2 เงื่อนไขการทดลองสำหรับกรณีที่มีการควบคุมอากาศในการเผาไหม้ .....	73
5.2 อุปกรณ์การทดลอง.....	77
5.2.1 ห้องเผาไหม้ .....	77
5.2.2 หัวเผาต้นแบบและหัวเผาวัสดุพูน.....	77
5.2.3 ระบบป้อนเชื้อเพลิงและอากาศ.....	79
5.2.4 หัวฉีดเชื้อเพลิง.....	81
5.2.5 อุปกรณ์การวัดและบันทึกผล.....	82
5.2.5.1 อุปกรณ์วัดอัตราการไหล.....	82
5.2.5.2 อุปกรณ์ตรวจวัดอุณหภูมิ.....	83
5.2.5.3 อุปกรณ์ตรวจวัดแก๊สไอเสีย.....	83
5.2.5.4 เกจวัดความดัน.....	84
5.2.5.5 อุปกรณ์ปรับแต่งแรงดัน.....	84
5.2.5.6 อุปกรณ์บันทึกลักษณะเปลวไฟ.....	85
บทที่ 6 ผลการทดลอง.....	87
6.1 การทดลองที่มีการเหนี่ยวนำอากาศอย่างอิสระ .....	89
6.1.1 การเปรียบเทียบเสถียรภาพการเผาไหม้หัวเผาต้นแบบและหัวเผาวัสดุพูน.....	89
6.1.2 การเปรียบเทียบศึกษาหัวเผาวัสดุพูนที่มีรูปร่างแตกต่างกัน .....	97

## สารบัญ (ต่อ)

หน้า

6.1.3 การเปรียบเทียบศึกษาหัวเผาวัสดุพูนที่มีค่าความหนาแน่นช่องว่างแตกต่างกัน.....	102
6.2 การทดลองที่ควบคุมอากาศในการเผาไหม้ .....	107
6.2.1 การเปรียบเทียบหัวเผาต้นแบบและหัวเผาวัสดุพูน .....	108
6.2.2 การเปรียบเทียบหัวเผาวัสดุพูนที่มีรูปร่างแตกต่างกัน .....	112
6.2.3 การเปรียบเทียบหัวเผาวัสดุพูนที่มีค่าความหนาแน่นช่องว่างแตกต่างกัน .....	116
6.2.4 การเปรียบเทียบหัวเผาวัสดุพูนที่ทำจากวัสดุต่างกัน .....	120
6.2.5 อิทธิพลของอัตราส่วนสมมูลต่อการเผาไหม้วัสดุพูน .....	126
บทที่ 7 สรุปผลการวิจัย.....	132
7.1 การทดลองที่มีการเหนยวนำอากาศอย่างอิสระ .....	133
7.1.1 การเปรียบเทียบเสถียรภาพการเผาไหม้หัวเผาต้นแบบและหัวเผาวัสดุพูน .....	133
7.1.2 การเปรียบเทียบศึกษาหัวเผาวัสดุพูนที่มีรูปร่างแตกต่างกัน .....	133
7.1.3 การเปรียบเทียบศึกษาหัวเผาวัสดุพูนที่มีค่าความหนาแน่นช่องว่างแตกต่างกัน .....	134
7.2 การทดลองที่ควบคุมอากาศในการเผาไหม้ .....	134
7.2.1 การเปรียบเทียบหัวเผาต้นแบบและหัวเผาวัสดุพูน .....	134
7.2.2 การเปรียบเทียบหัวเผาวัสดุพูนที่มีรูปร่างแตกต่างกัน .....	135
7.2.3 การเปรียบเทียบหัวเผาวัสดุพูนที่มีค่าความหนาแน่นช่องว่างต่างกัน .....	135
7.2.4 การเปรียบเทียบหัวเผาวัสดุพูนที่ทำจากวัสดุต่างกัน .....	135
7.2.5 อิทธิพลของอัตราส่วนสมมูลต่อการเผาไหม้วัสดุพูน .....	136

## สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
เอกสารอ้างอิง .....	137
ภาคผนวก.....	141
ภาคผนวก ก. บทความทางวิชาการ.....	142
วารสารวิชาการนานาชาติ Applied Thermal Engineering	
Effect of self-entrainment and porous geometry on stability of premixed LPG porous burner.....	143
วารสารวิชาการนานาชาติ Applied Thermal Engineering	
Effect of central cone-shaped bluff body on performance of premixed LPG burner.....	153
การประชุมวิชาการเครือข่ายพลังงานแห่งประเทศไทยครั้งที่ 11	
การปรับปรุงสมรรถนะของหัวเผาแอลพีจีในอุตสาหกรรมเซรามิกส์.....	166
การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 29	
อิทธิพลของรูปทรงวัสดุพอร์นที่ส่งผลต่อสมรรถนะของหัวเผาแอลพีจีในอุตสาหกรรม เซรามิกส์.....	175
The 6 <sup>th</sup> TSME International Conference on Mechanical Engineering	
An influence of pore density on flame stabilization for LPG porous burner .....	184
The 7 <sup>th</sup> TSME International Conference on Mechanical Engineering	
Effect of porous materials on unconfined porous burner.....	190
ภาคผนวก ข. แบบชิ้นส่วนต่างๆ.....	196



## สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
2.1 ข้อมูลทางความร้อนที่สำคัญของ $\text{Al}_2\text{O}_3$ SiC และ $\text{ZrO}_2$ .....	11
2.2 ตัวอย่างโครงสร้างวัสดุพูนที่พบในงานวิจัยต่างๆ.....	12
2.3 ตัวอย่างงานวิจัยที่ศึกษาการเผาไหม้วัสดุพูนเมื่อปรับเปลี่ยนอัตราส่วนเชื้อเพลิงและอากาศ .....	16
2.4 สรุปชนิดวัสดุพูนและย่านการใช้งานที่เหมาะสม.....	18
3.1 คุณสมบัติของแอลพีจีสถานะของเหลว.....	20
3.2 ค่าความร้อนของการเผาไหม้ก๊าซแอลพีจี .....	21
4.1 เงื่อนไขเชื้อเพลิงสำหรับการทดสอบภายใต้สภาวะที่มีการเหนี่ยวนำอากาศอย่างอิสระ .....	62
4.2 อัตราการไหลเชิงมวลและอัตราการเผาไหม้ .....	65
4.3 เงื่อนไขเชื้อเพลิงและอากาศที่ใช้สำหรับการทดลองที่ควบคุมอากาศในการเผาไหม้ .....	67
5.1 เงื่อนไขการทดลองที่สอดคล้องกับวัตถุประสงค์การทดลอง .....	70
5.2 เงื่อนไขการทดลองและพารามิเตอร์ต่างๆ ของการทดลองที่มีการเหนี่ยวนำอย่างอิสระ .....	72
5.3 เงื่อนไขการทดลองและพารามิเตอร์ต่างๆ ของการทดลองที่ควบคุมอากาศในการเผาไหม้.....	74
5.4 วัสดุพูนที่นำมาประยุกต์เป็นหัวเผา.....	78
5.5 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลเชื้อเพลิงที่อ่านได้จากโรตاميเตอร์และอัตราการเผาไหม้.....	80
5.6 รายละเอียดการตั้งค่ากล้องถ่ายภาพ .....	86
6.1 ประเภทเสถียรภาพการเผาไหม้ของวัสดุพูนทรงกระบอกตัน .....	95
6.2 สรุปอิทธิพลต่างๆ ต่อสมรรถนะการเผาไหม้วัสดุพูนภายใต้เงื่อนไขควบคุมอากาศ .....	130

# สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
2.1 การกระจายตัวอุณหภูมิตามระดับความสูงของห้องเผาไหม้กรณีหัวฉีดก่อนการปรับปรุง และหัวฉีดปรับปรุงแล้ว ค่าคงที่สปริง 0.57 และ 0.65 N/mm ที่อัตราการไหลแอลพีจี 3.5 L/min .....	8
2.2 ไดอะแกรมแสดงการหมุนเวียนความร้อนภายในวัสดุพอรุน .....	8
2.3 กระบวนการถ่ายเทความร้อนและการรักษาเสถียรภาพในหัวเผาวัสดุพอรุนแบบ 2 ชั้น .....	9
2.4 วัสดุพอรุนที่ใช้ในงานวิจัยของ Loukou และทีมวิจัย .....	12
3.1 โครงสร้างตะเกียงบุนเซนและความเร็วเปลวไฟแบบลามินาร์ซึ่งมีค่าเท่ากับองค์ประกอบในทิศตั้งฉาก ของความเร็วส่วนผสม .....	26
3.2 โพรไฟล์ความเร็วขณะเกิดเปลวไฟย้อนกลับ .....	28
3.3 โพรไฟล์ความเร็วขณะเกิดเปลวไฟหลุดลอย .....	28
3.4 ย่านการใช้งานของหัวเผา .....	29
3.5 เปรียบเทียบอุณหภูมิการเผาไหม้ของระบบที่มีและไม่มี การหมุนเวียนความร้อน .....	29
3.6 การทำเปลวไฟให้เสถียรด้วยวิธีวัดดูขวางกัน .....	30
3.7 การทำเปลวไฟให้เสถียรด้วยวิธีใช้การไหลแบบหมุนวน .....	30
3.8 กราฟความสัมพันธ์ของอุณหภูมิเปลวไฟแอดิเยกติกภายใต้สภาวะความดันคงที่ .....	31
3.9 กระบวนการเกิด NO <sub>x</sub> ประเภทต่างๆ .....	32
3.10 แนวโน้มการเกิด Thermal NO <sub>x</sub> .....	33
3.11 กระบวนการเกิด Fuel NO <sub>x</sub> .....	34
3.12 การเกิด NO <sub>x</sub> ที่อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงต่างๆ ระหว่างเปลวไฟแบบผสมมาก่อนและเปลวไฟ แบบแพร่ .....	35
3.13 ชนิดเชื้อเพลิงที่ส่งผลต่อการเกิด NO <sub>x</sub> .....	35

## สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
3.14 อุณหภูมิอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้ที่ส่งผลต่อการเกิด $\text{NO}_x$ .....	37
3.15 ตัวอย่างหัวเผาแบบเผาไหม้เชื้อเพลิงเป็นชั้น .....	37
3.16 การเผาไหม้แบบอากาศเป็นชั้น .....	38
3.17 ปริมาณ $\text{NO}_x$ ที่เกิดขึ้นในเตาเผาลำดับชั้นแบบมีวัสดุพุนและไม่มีวัสดุพุน.....	38
3.18 การหมุนวนก๊าซไอเสียแบบ External และ Internal .....	39
3.19 เทคนิค Selective Catalytic Reduction .....	40
3.20 เทคนิค Selective non-Catalytic Reduction.....	41
3.21 ตารางเปรียบเทียบวิธี SCR และ SNCR .....	41
3.22 การกระจายอุณหภูมิตามแนวรัศมีและการหักเหแสงที่เกิดจากอนุภาคของเขม่าจากเปลวไฟแบบ แพร่ของเอทิลีนเจ็ท.....	42
3.23 กระบวนการแลกเปลี่ยนความร้อนในการเผาไหม้วัสดุพุน .....	43
3.24 ไดอะแกรมที่หุ้มฉนวนอย่างง่ายแสดงการแลกเปลี่ยนความร้อนในวัสดุพุน .....	43
3.25 ไดอะแกรมเอนทัลปีสะสมเปรียบเทียบระหว่างระบบที่ไม่มี การหมุนเวียนความร้อนและที่มีการ หมุนเวียนความร้อน .....	44
3.26 อุณหภูมิสูงสุดจากการเผาไหม้และความเร็วของเปลวไฟ เมื่อเปรียบเทียบระหว่างเปลวไฟจากวัสดุ พุนและเปลวไฟอิสระ.....	45
3.27 วัสดุพุนชนิดเซรามิกชนิดต่างๆ .....	46
3.28 แสดงเครื่องหมายของค่า $dT/dx$ สำหรับการนำความร้อนและทิศทางการไหลของความร้อน ...	49
3.29 การนำความร้อนผ่านผนังร่าบที่มีค่าการนำความร้อน $k$ คงที่.....	50
3.30 การนำความร้อนแบบมิติเดียวที่ไหลผ่านผนังหลายชั้น และการเปรียบเทียบกับวงจรไฟฟ้า.....	52
3.31 การเปลี่ยนแปลงความเร็วและอุณหภูมิเหนือแผ่นวัสดุพุนของการพาความร้อนแบบบังคับ.....	54

## สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
3.32 การเปลี่ยนแปลงความเร็วและอุณหภูมิของของไหลบนแผ่นวัตถุเอียงร้อนของการพาความร้อนแบบ อิสระ .....	55
3.33 วงจรความร้อนสำหรับการถ่ายเทความร้อนผ่านผนังเมื่อผิวทั้งสองด้านมีการถ่ายเทความร้อนโดย การพา .....	56
4.1 การทดลองหาค่าความพรุน.....	68
5.1 ไดอะแกรมแสดงชุดการทดลองภายใต้เงื่อนไขที่มีการเหนี่ยวนำอากาศอย่างอิสระ .....	71
5.2 ไดอะแกรมแสดงชุดการทดลองสำหรับการทดลองที่ควบคุมอากาศในการเผาไหม้ .....	76
5.3 โครงสร้างห้องเผาไหม้.....	77
5.4 หัวเผาต้นแบบที่ถูกปรับแต่งให้สามารถถอดส่วนปลายหัวเผาออกได้และหัวเผาที่ถูกประยุกต์ใช้ด้วย วัสดุพรุน.....	78
5.5 ไดอะแกรมระบบป้อนเชื้อเพลิงและอากาศ .....	80
5.6 หลักการทำงานของหัวฉีดเชื้อเพลิงที่ถูกปรับแต่งแล้ว.....	81
5.7 ส่วนประกอบของหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้ว .....	82
5.8 อุปกรณ์วัดอัตราการไหล (โรตاميเตอร์) .....	82
5.9 เทอร์โมคัปเบิลชนิดเคและหน่วยแสดงผล YOKOGAWA XL100.....	83
5.10 เครื่องวัดแก๊สไอเสีย Testo รุ่น 350 XL.....	84
5.11 เกจวัดความดัน.....	84
5.12 อุปกรณ์ปรับแรงดันสำหรับก๊าซแอลพีจี .....	85
5.13 อุปกรณ์ปรับแรงดันสำหรับอากาศ.....	85
5.14 Nikon Model D3100.....	85

## สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
5.15 Olympus PEN E-PL7.....	86
6.1 เงื่อนไขในการทดลองที่มีการเหนี่ยวนำอากาศอย่างอิสระและชุดทดลอง .....	88
6.2 หัวเผาต้นแบบและหัวเผาวัสดุพูนรูปทรงกระบอกตันขนาด 15ppi.....	89
6.3 เปอร์เซ็นต์อากาศผสมก่อนเปรียบเทียบระหว่างหัวเผาต้นแบบและหัวเผาวัสดุพูน .....	91
6.4 ตัวอย่างการออกแบบหัวเผาวัสดุพูนเพื่อให้อัตราการผลิตความร้อนเท่ากับหัวเผาต้นแบบ.....	92
6.5 อุณหภูมิส่วนผสมเชื้อเพลิงและอากาศในท่อผสมเปรียบเทียบระหว่างหัวเผาต้นแบบและหัวเผาวัสดุพูน.....	93
6.6 ลักษณะเปลวไฟเมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชื้อเพลิงตั้งแต่ 0.5-5 L/min เปรียบเทียบระหว่างหัวเผาต้นแบบและหัวเผาวัสดุพูน .....	94
6.7 เลขเพกเลตวิกฤต (critical Péclet number) ที่สัมพันธ์กับเลขเลวิช (Lewis number).....	96
6.8 อัตราส่วนสมมูลที่วัดได้จากท่อผสม ในการทดลองหัวเผาวัสดุพูนทรงกระบอกตัน .....	97
6.9 หัวเผาวัสดุพูนและทรงกระบอกตันหัวเผาวัสดุพูนรูปทรงกระบอกเจาะรู.....	98
6.10 เปอร์เซ็นต์อากาศผสมก่อนเปรียบเทียบระหว่างหัวเผาวัสดุพูนทรงกระบอกตันและทรงกระบอกเจาะรู.....	98
6.11 อุณหภูมิส่วนผสมเชื้อเพลิงและอากาศในท่อผสมเปรียบเทียบระหว่างหัวเผาวัสดุพูนทรงกระบอกตันและทรงกระบอกเจาะรู.....	99
6.12 ลักษณะเปลวไฟเมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชื้อเพลิงตั้งแต่ 0.5-5 L/min เปรียบเทียบระหว่างหัวเผาวัสดุพูนทรงกระบอกตันและทรงกระบอกเจาะรู.....	100
6.13 ลักษณะการแพร่ของเปลวไฟในวัสดุพูนในกรณีหัวเผาวัสดุพูนทรงกระบอกเจาะรู.....	101
6.14 วัสดุพูนที่มีค่าความหนาแน่นช่องว่าง 15 ppi และ 20 ppi.....	102

## สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
6.15 เฟอร์เซ็นต์อากาศผสมก่อนเปรียบเทียบระหว่างหัวเผาวัสดุพูนที่มีค่าความหนาแน่นช่องว่าง 15 และ 20 ppi.....	103
6.16 อุณหภูมิส่วนผสมเชื้อเพลิงและอากาศในท่อผสมเปรียบเทียบระหว่างหัวเผาวัสดุพูนที่มีค่าความหนาแน่นช่องว่าง 15 และ 20 ppi.....	104
6.17 ลักษณะเปลวไฟเมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชื้อเพลิงตั้งแต่ 1-5 L/min เปรียบเทียบระหว่างหัวเผาวัสดุพูนที่มีค่าความหนาแน่นช่องว่าง 15 ppi และ 20 ppi.....	105
6.18 อัตราส่วนผสมที่วัดได้จากท่อผสม ในการทดลองหัวเผาวัสดุพูนที่มีค่าความหนาแน่นช่องว่าง 15 ppi และ 20 ppi.....	106
6.19 เงื่อนไขการทดสอบที่ควบคุมอากาศในการเผาไหม้และชุดทดลอง .....	107
6.20 ลักษณะเปลวไฟเปรียบเทียบระหว่างหัวเผาต้นแบบและหัวเผาวัสดุพูนเมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการเผาไหม้ที่อัตราส่วนผสม 0.7 .....	109
6.21 การกระจายตัวอุณหภูมิเปรียบเทียบระหว่างหัวเผาต้นแบบและหัวเผาวัสดุพูนเมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการเผาไหม้ ที่อัตราส่วนผสม 0.7 .....	110
6.22 ปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์เปรียบเทียบระหว่างหัวเผาต้นแบบและหัวเผาวัสดุพูนเมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการเผาไหม้ ที่อัตราส่วนผสม 0.7.....	111
6.23 ปริมาณออกไซด์ของไนโตรเจนเปรียบเทียบระหว่างหัวเผาต้นแบบและหัวเผาวัสดุพูนเมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการเผาไหม้ ที่อัตราส่วนผสม 0.7.....	111
6.24 ลักษณะเปลวไฟเปรียบเทียบระหว่างหัวเผาวัสดุพูนทรงกระบอกตันและทรงกระบอกเจาะรูเมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการเผาไหม้ ที่อัตราส่วนผสม 0.7.....	113
6.25 การกระจายตัวอุณหภูมิเปรียบเทียบระหว่างหัวเผาวัสดุพูนทรงกระบอกตันและทรงกระบอกเจาะรูเมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการเผาไหม้ ที่อัตราส่วนผสม 0.7 .....	114

## สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
6.26 ปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์เปรียบเทียบระหว่างหัวเผาวัสดุพูนทรงกระบอกตันและ กระบอกเจาะรูเมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการเผาไหม้ ที่อัตราส่วนผสม 0.7 .....	115
6.27 ปริมาณออกไซด์ของไนโตรเจนเปรียบเทียบระหว่างหัวเผาวัสดุพูนทรงกระบอกตันและ กระบอกเจาะรูเมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการเผาไหม้ ที่อัตราส่วนผสม 0.7 .....	115
6.28 ลักษณะเปลวไฟเปรียบเทียบระหว่างหัวเผาวัสดุพูนที่มีค่าความหนาแน่นช่องว่าง 15 และ 20 ppi เมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการเผาไหม้ ที่อัตราส่วนผสม 0.7 .....	117
6.29 การกระจายตัวอุณหภูมิเปรียบเทียบระหว่างหัวเผาวัสดุพูนที่มีค่าความหนาแน่นช่องว่าง 15 และ 20 ppi เมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการเผาไหม้ ที่อัตราส่วนผสม 0.7 .....	118
6.30 ปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์เปรียบเทียบระหว่างหัวเผาวัสดุพูนที่มีค่าความหนาแน่นช่องว่าง 15 และ 20 ppi เมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการเผาไหม้ ที่อัตราส่วนผสม 0.7 .....	119
6.31 ปริมาณออกไซด์ของไนโตรเจนเปรียบเทียบระหว่างหัวเผาวัสดุพูนที่มีค่าความหนาแน่นช่องว่าง 15 และ 20 ppi เมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการเผาไหม้ ที่อัตราส่วนผสม 0.7 .....	119
6.32 วัสดุพูนที่ทำจากวัสดุต่างชนิดกัน อะลูมินา ( $Al_2O_3$ ) และซิลิกอนคาร์ไบด์ (SiC) .....	120
6.33 ลักษณะเปลวไฟเปรียบเทียบระหว่างหัวเผาวัสดุพูนที่ทำจาก $Al_2O_3$ และ SiC เมื่อปรับเปลี่ยนอัตรา การเผาไหม้ที่อัตราส่วนผสม 0.7 .....	122
6.34 การกระจายตัวอุณหภูมิเปรียบเทียบระหว่างหัวเผาวัสดุพูนที่ทำจาก $Al_2O_3$ และ SiC เมื่อ ปรับเปลี่ยนอัตราการเผาไหม้ ที่อัตราส่วนผสม 0.7 .....	123
6.35 ชุดการทดลองของ Gao และทีม และอุณหภูมิเปลวไฟเปรียบเทียบระหว่างวัสดุพูนชนิดต่างๆ..	124
6.36 โพรไฟล์อุณหภูมิตามระดับความสูงห้องเผาไหม้ของ Gao เปรียบเทียบระหว่าง SiC และ $Al_2O_3$	124
6.37 พฤติกรรมการหมุนเวียนความร้อนภายในวัสดุพูนและความร้อนที่ออกสู่นอกวัสดุพูนกรณี $Al_2O_3$ และ SiC .....	124

## สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
6.38 ปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์เปรียบเทียบระหว่างหัวเผาวัสดุพูนที่ทำจาก $Al_2O_3$ และ SiC เมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการเผาไหม้ ที่อัตราส่วนผสม 0.7.....	125
6.39 ปริมาณออกไซด์ของไนโตรเจนเปรียบเทียบระหว่างหัวเผาวัสดุพูนที่ทำจาก $Al_2O_3$ และ SiC เมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการเผาไหม้ ที่อัตราส่วนผสม 0.7.....	125
6.40 ลักษณะเปลวไฟของหัวเผาวัสดุพูนเมื่อปรับเปลี่ยนอัตราส่วนผสม .....	127
6.41 การกระจายตัวอุณหภูมิของหัวเผาวัสดุพูนเมื่อปรับเปลี่ยนอัตราส่วนผสม.....	128
6.42 ปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์ของหัวเผาวัสดุพูนเมื่อปรับเปลี่ยนอัตราส่วนผสม .....	129
6.43 ปริมาณออกไซด์ของไนโตรเจนของหัวเผาวัสดุพูนเมื่อปรับเปลี่ยนอัตราส่วนผสม.....	129
ข.1 หัวฉีดเชื้อเพลิง.....	197
ข.2 เข็มหัวฉีดเชื้อเพลิง.....	198
ข.3 เสื้อหัวฉีดเชื้อเพลิง.....	199
ข.4 ตัวปรับระยะสปริง.....	200
ข.5 ฝาปิดท้ายหัวฉีดเชื้อเพลิง.....	201
ข.6 ท่อผสม.....	202
ข.7 หัวเผา.....	203

## รายการสัญลักษณ์คำย่อ

$A$	พื้นที่ทางออกของหัวเผา, $m^2$ (ตารางเมตร)
$A/F$	สัดส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง
$F/A$	สัดส่วนเชื้อเพลิงต่ออากาศ
$d_m$	เส้นผ่านศูนย์กลางประสิทธิภาพ, m (เมตร)
$D$	เส้นผ่านศูนย์กลางหัวเผา, m (เมตร)
$EA$	เปอร์เซ็นต์ปริมาณอากาศส่วนเกิน, % (เปอร์เซ็นต์)
$h$	เอนทาลปีจำเพาะ, kJ/kg (กิโลจูลต่อกิโลกรัม)
$H$	เอนทาลปี, kJ (กิโลจูล)
$LHV$	ค่าความร้อนต่ำของเชื้อเพลิง, kJ/kg (กิโลจูลต่อกิโลกรัม)
$m$	มวล, kg (กิโลกรัม)
$\dot{m}$	อัตราการไหลเชิงมวล, kg/s (กิโลกรัมต่อวินาที)
$MW$	มวลโมเลกุล, kg (กิโลกรัม)
ppi	ค่าความหนาแน่นช่องว่าง (pore density), ppi (ช่องต่อความยาวหนึ่งนิ้ว)
$P$	ความดันก๊าซ, kPa (กิโลปาสคาล)
$R$	ค่าคงที่ก๊าซ, kJ/K-kmol (กิโลจูลต่อเคลวิน-กิโลโมล) ( $8.314 \text{ kJ/K-kmol}$ )
$q$	อัตราการเผาไหม้หรืออัตราการให้ความร้อนต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่, kW/m <sup>2</sup> (กิโลวัตต์ต่อตารางเมตร)
$Q$	อัตราการเผาไหม้หรืออัตราการให้ความร้อน, kW (กิโลวัตต์)
$r$	ระยะตามแนวรัศมีจากเส้นผ่านศูนย์กลางของหัวเผา, m (เมตร)
$S_L$	ความเร็วเปลวไฟลามินาร์, m/s (เมตรต่อวินาที)
$T$	อุณหภูมิ, K (เคลวิน)

$v_u$	ความเร็วส่วนผสม, m/s (เมตรต่อวินาที)
$\dot{V}$	อัตราการไหลเชิงปริมาตร, $m^3/s$ (ลูกบาศก์เมตรต่อวินาที)
$V_{void}$	ปริมาตรช่องว่างภายในวัสดุพูน, $m^3$ (ลูกบาศก์เมตร)
$V_{tot}$	ปริมาตรวัสดุพูนทั้งหมด, $m^3$ (ลูกบาศก์เมตร)
$X$	สัดส่วนโดยปริมาตรหรือสัดส่วนโดยโมล
$z$	ระยะตามแนวแกนจากขอบบนของหัวเผา, m (เมตร)

### รายการสัญลักษณ์คำย่อกรีก

$\varepsilon$	ค่าความพรุน (porosity)
$\Phi$	อัตราส่วนสมมูล
$\alpha$	ครึ่งหนึ่งของมุมโคไซน์ของเปลวไฟแบบลามินาร์, ° (องศา)
$\lambda$	สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของก๊าซไอเสีย, W/m-K (วัตต์ต่อเมตร-เคลวิน)
$\lambda_A$	อัตราส่วนอากาศสัมพัทธ์
$\rho$	ความหนาแน่นของก๊าซ, $kg/m^3$ (กิโลกรัมต่อลูกบาศก์เมตร)
$\eta_{th}$	ประสิทธิภาพเชิงความร้อน

### รายการสัญลักษณ์ย่อ

air	อากาศ
cal	ข้อมูลจากการคำนวณ
flue	ก๊าซไอเสีย
fuel	เชื้อเพลิง
LPG	ก๊าซแอลพีจี
mea	ข้อมูลจากการวัด

$O_2$  ก๊าซออกซิเจน

premixed ส่วนผสมเชื้อเพลิงแะอากาศส่วนที่หนึ่ง

prod สารผลิตภัณฑ์

react สารตั้งต้น

Stoi อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงทางทฤษฎี



# บทที่ 1

## บทนำ

### 1.1 ความเป็นมา

ในอุตสาหกรรมเซรามิกส์ การควบคุมอุณหภูมิในห้องเผาไหม้ให้สม่ำเสมอถือเป็นปัจจัยสำคัญที่ส่งผลต่อคุณภาพผลิตภัณฑ์ ปัจจุบันหัวเผาที่ใช้ในอุตสาหกรรมประเภทนี้เป็นหัวเผาประเภทผสมบางส่วนก่อนเผาไหม้ (partial premixed burner) ระหว่างเชื้อเพลิงและอากาศส่วนที่หนึ่ง ซึ่งใช้เจ็ทเชื้อเพลิงแอลพีจีในการเหนี่ยวนำ (entrainment) ที่สภาวะบรรยากาศ จากการสังเกตสมรรถนะการเผาไหม้หัวเผาชนิดนี้ในเบื้องต้นพบว่าให้เปลวไฟมีลักษณะเป็นสีส้มและยาวตลอดเงื่อนไขใช้งาน ซึ่งเป็นลักษณะการเผาไหม้ของเปลวไฟแบบแพร่ (diffusion flame) เกิดอุณหภูมิสูงบริเวณเปลวไฟ ทำให้ห้องเผาไหม้มีอุณหภูมิไม่สม่ำเสมอ มีเกรเดียนต์อุณหภูมิสูงตลอดความสูงห้องเผาไหม้ นอกจากนี้ลักษณะเปลวไฟที่เป็นแบบแพร่ยังก่อให้เกิดเขม่า (soot) และมลพิษอื่นๆ ตามมา จากการวิเคราะห์พฤติกรรมการณ์การเผาไหม้ สันนิษฐานว่ามีสาเหตุมาจากการเหนี่ยวนำปริมาณอากาศส่วนที่หนึ่งไม่เพียงพอ

ดังนั้น ในปี 2555 ภรณ์เพ็ญ [1] จึงได้ปรับปรุงโครงสร้างทางออกของหัวฉีดเชื้อเพลิงให้มีลักษณะเป็นรูวงแหวนและสามารถปรับเปลี่ยนขนาดพื้นที่สอดคล้องกับความดันที่แต่ละอัตราการไหลเชื้อเพลิงได้ ทั้งนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อเพิ่มอัตราการเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่หนึ่งที่ใช้สำหรับการเผาไหม้ด้วยลักษณะลำเจ็ทที่เปลี่ยนไป โดยเฉพาะในย่านอัตราการไหลเชื้อเพลิงต่ำที่โมเมนตัมของลำเจ็ทไม่เพียงพอต่อการเหนี่ยวนำปริมาณอากาศ เมื่อนำหัวฉีดเชื้อเพลิงที่พัฒนาแล้วมาประยุกต์ใช้กับหัวเผาพบว่าให้เปลวไฟเป็นสีน้ำเงินซึ่งเป็นลักษณะเปลวไฟแบบผสมกันมาก่อน โดยเฉพาะในย่านอัตราการไหลเชื้อเพลิงต่ำ เป็นผลมาจากลำเจ็ทที่ออกมาจากพื้นที่รูวงแหวนสามารถชะลอการสูญเสียโมเมนตัม ทำให้เจ็ทสามารถแทรกตัว (penetrate) ได้ไกลขึ้นเมื่อเทียบกับหัวฉีดที่มีหน้าตัดทางออกเป็นรูวงกลม [2] แต่อย่างไรก็ตามในย่านอัตราการไหลเชื้อเพลิงสูงยังสังเกตเห็นเปลวไฟแบบแพร่ และจากการวิเคราะห์อุณหภูมิก๊าซไอเสียพบว่าการกระจายตัวอุณหภูมิตามระดับความสูงของห้องเผาไหม้ยังคงไม่สม่ำเสมอ (non-uniformed distribution) โดยบริเวณที่การเผาไหม้ยังไม่สิ้นสุดมีอุณหภูมิสูงกว่าบริเวณอื่นๆ ของห้องเผาไหม้ หากนำไปใช้สำหรับเตาอบเซรามิกส์จะทำให้เกิดเปลวไฟสัมผัสผลิตภัณฑ์และอาจทำให้ผลิตภัณฑ์เกิดเป็นรอยร้าวในบริเวณที่มีอุณหภูมิสูงจัด นอกจากนี้ยังส่งผลให้การถ่ายเทความร้อนสู่บริเวณรัศมีเกิดขึ้นอย่างไม่มีประสิทธิภาพ นอกจากนี้ฐานของเปลวไฟมีแนวโน้มยกตัวสูงจากขอบหัวเผาเมื่อเพิ่มอัตราการไหลเชื้อเพลิง ทำให้เสี่ยงต่อการเกิดปรากฏการณ์เปลวไฟเป่าดับ

จากปัญหาในเรื่องการกระจายตัวอุณหภูมิในห้องเผาไหม้ที่พบในหัวเผาเมื่อปรับปรุงการเหนี่ยวนำอากาศแล้วตามที่กล่าวมาข้างต้น ประกอบกับการศึกษางานวิจัยที่ผ่านมา พบว่าการเผาไหม้วัสดุพอรุนเป็นเทคนิคที่มีลักษณะเด่นในการถ่ายเทความร้อนแบบแผ่รังสี (radiation heat transfer) โดยภายใต้เงื่อนไขการเผาไหม้ที่มีเสถียรภาพ ปฏิกริยาการเผาไหม้ทั้งหมดจะเกิดขึ้นภายในโพรงวัสดุพอรุน ปลอดภัยความร้อนในลักษณะกระจายผ่านการแผ่รังสีความร้อนเป็นหลัก ทำให้อุณหภูมิก๊าซไอเสียกระจายตัวอย่างสม่ำเสมอมากกว่าแบบที่ไม่ใช้วัสดุพอรุน จึงเหมาะแก่การนำมาประยุกต์ใช้เพื่อปรับปรุงสมรรถนะการเผาไหม้ของหัวเผาในงานวิจัยนี้ นอกจากนี้โครงสร้างและคุณสมบัติของวัสดุพอรุนมีความสามารถในการถ่ายเทความร้อนระหว่างก๊าซร้อนและโครงสร้างของแข็ง ผ่านการนำ (conduction heat transfer) การพาและการแผ่รังสีความร้อน ทำให้ความร้อนมีการหมุนเวียนและกระจายตัวภายในวัสดุพอรุนอย่างสม่ำเสมอการเผาไหม้จึงเกิดขึ้นอย่างมีเสถียรภาพ และความร้อนยังถูกหมุนเวียนไปสู่ก๊าซผสมก่อนผ่านเข้าสู่บริเวณที่มีการเผาไหม้ ทำให้ความเร็วเปลวไฟ (flame speed) มีค่ามากกว่าที่พบในการเผาไหม้แบบเปลวไฟอิสระถึง 10 เท่า [3-6]

จากข้อดีของการเผาไหม้โดยใช้เทคนิควัสดุพอรุน ในงานวิจัยฉบับนี้จึงได้มีการนำวัสดุพอรุนมาประยุกต์ใช้กับหัวเผาแบบผสมก่อนเผาไหม้ต้นแบบที่ใช้ในกระบวนการอบเซรามิกซ์ โดยสันนิษฐานว่าการเผาไหม้วัสดุพอรุนอย่างมีเสถียรภาพที่เปลวไฟมีลักษณะการเผาไหม้สิ้นสุดอยู่ในช่องโพรงวัสดุพอรุนจะส่งผลให้การเผาไหม้สมบูรณ์มากขึ้น เชื้อเพลิงและอากาศทำปฏิกิริยาและเปลี่ยนเป็นก๊าซร้อนได้เร็วกว่าเปลวไฟอิสระ ไม่มีเปลวไฟลุกลามสู่ผลิตภัณฑ์ ลดการเกิดเขม่า ให้การกระจายตัวอุณหภูมิก๊าซไอเสียในห้องเผาไหม้ตัวอย่างสม่ำเสมอ อีกทั้งการถ่ายเทความร้อนแบบการแผ่รังสีที่มีประสิทธิภาพจะช่วยเพิ่มพลังความร้อนมากขึ้นอีกด้วย โดยการทดลองในวิทยานิพนธ์นี้ถูกแบ่งออกเป็น 2 ส่วน การทดลองส่วนหนึ่งเป็นการศึกษาการเผาไหม้ของหัวเผาวัสดุพอรุนเปรียบเทียบกับหัวเผาต้นแบบภายใต้เงื่อนไขการทำงานแบบผสมบางส่วนก่อนการเผาไหม้ โดยให้มีการเหนี่ยวนำอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้อย่างอิสระด้วยเชื้อเพลิง ดังนั้นอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงในท่อผสมจึงมีเงื่อนไขแบบส่วนผสมหนา การทดลองส่วนนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษายานการทำงานอย่างมีเสถียรภาพของหัวเผาวัสดุพอรุนภายใต้เงื่อนไขการทำงานเดียวกันกับภาคอุตสาหกรรม รวมถึงศึกษายานการทำงานเมื่อมีการปรับเปลี่ยนรูปทรงและค่าความหนาแน่นช่องว่างของวัสดุพอรุน เนื่องจากผู้วิจัยสันนิษฐานว่าโครงสร้างที่ขวงการไหลของวัสดุพอรุนที่แตกต่างกันจะทำให้เกิดการเผาไหม้ที่มีเสถียรภาพแตกต่างกันออกไป เนื่องจากอากาศส่วนที่หนึ่งถูกเหนี่ยวนำได้ไม่เท่ากัน

ในขณะที่การทดลองส่วนที่สองมีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาหลักการถ่ายเทความร้อนจากบริเวณที่มีการเผาไหม้ออกสู่ด้านนอกเปรียบเทียบระหว่างหัวเผาต้นแบบและหัวเผาวัสดุพอรุน รวมถึงศึกษาการถ่ายเทความร้อนของก๊าซไอเสียเมื่อมีการปรับเปลี่ยนโครงสร้าง ค่าความหนาแน่นช่องว่าง ชนิดวัสดุที่ใช้ทำวัสดุพอรุน โดยในการทดลองกำหนดให้มีการเผาไหม้ภายในห้องเผาไหม้เพื่อวิเคราะห์การกระจายตัวอุณหภูมิในห้องเผาไหม้และปริมาณมลพิษ ซึ่งเป็นห้องเผาไหม้แบบที่มีการควบคุมสภาวะแวดล้อมเพื่อลดปัจจัยที่อาจจะส่งผลต่อสมรรถนะการเผาไหม้อื่นๆ นอกเหนือจากเงื่อนไขการทดลอง อย่างไรก็ตามผู้วิจัยจำเป็นต้องศึกษาการเผาไหม้ภายใต้เงื่อนไขที่มีการควบคุมปริมาณอากาศให้เป็นไปตามเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาด้านนี้ ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า งานวิจัยที่ศึกษามาก่อนหน้าซึ่งเน้นศึกษาสมรรถนะการเผาไหม้โดยเฉพาะการกระจายตัวอุณหภูมิไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภายในวัสดุพูนภายใต้เงื่อนไขส่วนผสมแบบบางและมีการผสมอากาศทั้งหมดก่อนการเผาไหม้ เพื่อเชื่อมโยงผลการทดลองของงานวิจัยนี้กับองค์ความรู้ที่มีมาก่อนหน้าซึ่งเน้นศึกษาเฉพาะสมรรถนะการเผาไหม้โดยเฉพาะการกระจายตัวของอุณหภูมิภายในวัสดุพูนภายใต้เงื่อนไขส่วนผสมแบบบางและมีการผสมอากาศทั้งหมดก่อนการเผาไหม้

## 1.2 ความมุ่งหมายและวัตถุประสงค์

1.2.1 ศึกษาเปรียบเทียบเสถียรภาพการเผาไหม้รวมถึงความสามารถในการเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่หนึ่งภายใต้การเหนี่ยวนำอย่างอิสระของหัวเผาแบบผสมบางส่วนก่อนเผาไหม้ ทั้งหัวเผาดั้งเดิมและที่ปรับปรุงร่วมกับวัสดุพูน

1.2.2 ศึกษาเปรียบเทียบเสถียรภาพการเผาไหม้รวมถึงความสามารถในการเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่หนึ่งภายใต้การเหนี่ยวนำอย่างอิสระของหัวเผาวัสดุพูนแบบผสมบางส่วนก่อนเผาไหม้ ทั้งที่มีโครงสร้างและค่าความหนาแน่นช่องว่างแตกต่างกัน

1.2.3 ศึกษาเปรียบเทียบสมรรถนะการเผาไหม้ของหัวเผาเซรามิกส์ก่อนปรับปรุงและหลังปรับปรุงร่วมกับวัสดุพูนภายใต้การควบคุมสัดส่วนเชื้อเพลิงและอากาศเดียวกัน

1.2.4 ศึกษาเปรียบเทียบสมรรถนะการเผาไหม้ของหัวเผาวัสดุพูนที่มีโครงสร้างและค่าความหนาแน่นช่องว่างแตกต่างกัน รวมถึงวัสดุพูนที่ทำมาจากวัสดุต่างชนิดกัน ภายใต้การควบคุมสัดส่วนเชื้อเพลิงและอากาศเดียวกัน

1.2.5 ศึกษาอิทธิพลของอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงต่อสมรรถนะการเผาไหม้ของหัวเผาวัสดุพูน

## 1.3 สมมติฐานการศึกษา

1.3.1 การเผาไหม้วัสดุพูนอย่างมีเสถียรภาพ จะทำให้การกระจายอุณหภูมิก๊าซไอเสียในห้องเผาไหม้เกิดขึ้นอย่างสม่ำเสมอว่าการเผาไหม้แบบเปลวไฟอิสระ รวมถึงการถ่ายเทความร้อนแบบแผ่รังสีช่วยทำให้ฟลักซ์ความร้อนเพิ่มขึ้นอีกด้วย

1.3.2 การนำวัสดุพูนมาประยุกต์ใช้จะช่วยเพิ่มย่านการเผาไหม้อย่างมีเสถียรภาพ รวมถึงลดการปลดปล่อยมลพิษจากการเผาไหม้

1.3.3 โครงสร้าง ค่าความหนาแน่นช่องว่าง รวมถึงวัสดุที่ใช้ทำวัสดุพูนที่แตกต่างกัน ส่งผลต่อเสถียรภาพการเผาไหม้ การกระจายอุณหภูมิในห้องเผาไหม้และปริมาณมลพิษ

1.3.4 การเปลี่ยนโครงสร้างวัสดุพูนโดยการเจาะรูตรงกลางตลอดความสูงของวัสดุพูนทรงกระบอกตัน จะช่วยลดความดันตกคร่อมวัสดุพูนและส่งผลให้มีการเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่หนึ่งมากขึ้นเมื่อเทียบกับวัสดุพูนทรงกระบอกตัน

1.3.5 สัดส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงส่งผลต่อเสถียรภาพและสมรรถนะการเผาไหม้ของหัวเผาวัสดุพูน

## 1.4 ขอบเขตของงานวิจัย

1.4.1 การทดลองถูกจัดทำบนหัวเผาแบบผสมกันมาก่อนโดยใช้แอลพีจีเป็นเชื้อเพลิง

1.4.2 การทดลองถูกแบ่งเป็นเงื่อนไขที่มีการเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่หนึ่งอย่างอิสระตามเจ็ทเชื้อเพลิงและเงื่อนไขควบคุมปริมาณอากาศในการเผาไหม้

1.4.3 เชื้อเพลิงแอลพีจีประกอบด้วยโพรเพน 70% และบิวเทน 30% โดยปริมาตร

1.4.4 หัวฉีดเชื้อเพลิงที่นำมาใช้ทดลองในเงื่อนไขที่มีการเหนี่ยวนำอากาศอย่างอิสระ เป็นผลงานที่อ้างอิงจากงานวิจัยก่อนหน้า ซึ่งถูกพัฒนาให้มีการเหนี่ยวนำอากาศที่ดีในย่านอัตราการไหลเชื้อเพลิงต่ำ โดยการเลื่อนตำแหน่งของเข็มหัวฉีดที่นำหลักการสมดุลสปริงที่สัมพันธ์กับความดันเชื้อเพลิงมาใช้ ทำให้พื้นที่ทางออกหัวฉีดมีการปรับเปลี่ยนอย่างเหมาะสม

1.4.5 การทดลองเงื่อนไขที่มีการเหนี่ยวนำอากาศอย่างอิสระ มีการบันทึกผล ปริมาณอากาศที่ถูกเหนี่ยวนำ อุณหภูมิของส่วนผสมในท่อผสม ลักษณะเปลวไฟที่สังเกตเห็น

1.4.6 การทดลองแบบควบคุมปริมาณอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้จะพิจารณาเฉพาะก๊าซร้อนบริเวณด้านนอกหัวเผาเท่านั้น โดยมีการบันทึกผล ลักษณะเปลวไฟที่สังเกตเห็น การกระจายตัวอุณหภูมิก๊าซไอเสียในห้องเผาไหม้และปริมาณมลพิษ ได้แก่ คาร์บอนมอนอกไซด์และออกไซด์ของไนโตรเจน

1.4.7 วัสดุพูนที่นำมาใช้ทำมาจากอะลูมินาและซิลิกอนคาร์ไบด์

1.4.8 วัสดุพูนถูกเลือกใช้เฉพาะโครงสร้างแบบโฟม (foamed structure) โดยที่ทำจากอะลูมินามีค่าความหนาแน่นช่องว่าง 15 ppi และ 20 ppi และซิลิกอนคาร์ไบด์มีค่าความหนาแน่นช่องว่าง 20 ppi

1.4.9 ย่านอัตราการไหลเชื้อเพลิงที่ใช้ในการทดลองสำหรับเงื่อนไขที่มีการเหนี่ยวนำอากาศอย่างอิสระ ได้แก่ย่าน 0.5-5 L/min โดยเพิ่มอัตราการไหลที่ละ 0.5 L/min สอดคล้องกับอัตราการเผาไหม้ 0.8-16.8 kW

1.4.10 ย่านอัตราการไหลเชื้อเพลิงที่ใช้ในการทดลองสำหรับเงื่อนไขควบคุมอากาศเผาไหม้ ได้แก่ 1L/min 1.5L/min และ 2 L/min ที่ความดันใช้งาน 0.5 บาร์ ซึ่งสอดคล้องกับอัตราการเผาไหม้ที่ 1.9 2.7 และ 3.6 kW ตามลำดับ

1.4.11 ปริมาณอากาศส่วนเกินที่ใช้ในการทดลองได้แก่ 24% 36% และ 64% ซึ่งสอดคล้องกับอัตราส่วนมวล 0.8 0.7 และ 0.6 ตามลำดับ

## 1.5 ขั้นตอนการศึกษา

1.5.1 ศึกษางานวิจัยของหัวเผาต้นแบบและกำหนดปัญหาที่พบ โดยพบว่าอุณหภูมิของก๊าซไอเสียในห้องเผาไหม้มีการกระจายตัวอย่างไม่สม่ำเสมอ

1.5.2 ศึกษางานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการนำวัสดุพูนมาประยุกต์ใช้กับหัวเผาในอุตสาหกรรมและตั้งสมมติฐานการศึกษาที่คาดว่าจะได้รับเมื่อนำวัสดุพูนมาประยุกต์ใช้

1.5.3 นำวัสดุพูนมาประยุกต์ใช้กับหัวเผาต้นแบบและระบุเงื่อนไขการทดลอง โดยในเบื้องต้นกำหนดให้มีเงื่อนไขการเผาไหม้ตามการทำงานในกระบวนการจริงของหัวเผาต้นแบบ ซึ่งใช้หลักการเหนี่ยวนำอากาศอย่างอิสระ

1.5.4 ศึกษาเปรียบเทียบพฤติกรรมการณ์การเผาไหม้ รวมถึงเปรียบเทียบลักษณะการเหนี่ยวนำอากาศที่เปลี่ยนแปลงไป

1.5.5 ขยายเงื่อนไขการทดลองเพิ่มเติมโดยศึกษาเปรียบเทียบพฤติกรรมการณ์การเผาไหม้และการเหนี่ยวนำอากาศเมื่อปรับเปลี่ยนโครงสร้างของวัสดุพูนและค่าความหนาแน่นช่องว่าง

1.5.6 นำผลการวิเคราะห์หัตถ์พิมพ์ในวารสารวิชาการนานาชาติและงานประชุมวิชาการนานาชาติเพื่อยืนยันความถูกต้องของงานวิจัย

1.5.7 จากปัญหาที่พบในข้อที่ 1.5.1 นำไปสู่การออกแบบการทดลองภายใต้เงื่อนไขควบคุมปริมาณอากาศในการเผาไหม้ โดยต้องการพิจารณาสมรรถนะการเผาไหม้ด้านนอกวัสดุพูนที่เปลี่ยนแปลงไป ได้แก่ การกระจายตัวอุณหภูมิในห้องเผาไหม้และปริมาณมลพิษ

1.5.8 กำหนดเงื่อนไขการทดลองแบบควบคุมปริมาณอากาศ และคำนวณขนาดอุปกรณ์ที่ต้องใช้จัดหาและสร้างชุดการทดลอง

1.5.9 ทดลองเปรียบเทียบหัวเผาต้นแบบและหัวเผาวัสดุพูน รวมถึงวัสดุพูนที่มีค่าความหนาแน่นช่องว่างแตกต่างกัน วัสดุต่างชนิดกันและเงื่อนไขอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงแตกต่างกัน

1.5.10 วิเคราะห์ผลการทดลองเพื่อสร้างความเชื่อมโยงกับองค์ความรู้ทางทฤษฎี รวมถึงงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

1.5.11 สรุปผลการวิจัย

## 1.6 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1.6.1 จากการเผาไหม้ที่สิ้นสุดอย่างรวดเร็ว ทำให้เปลวไฟไม่ลุกลามไปหาผลิตภัณฑ์ รวมถึงการกระจายตัวอย่างสม่ำเสมอของอุณหภูมิก๊าซไอเสียภายในห้องเผาไหม้ทำให้ได้ผลิตภัณฑ์เซรามิกส์ที่มีคุณภาพ

1.6.2 การถ่ายเทความร้อนแบบการแผ่รังสีที่มีประสิทธิภาพของวัสดุพูน ช่วยทำให้ฟลักซ์ความร้อนเพิ่มขึ้น

1.6.2 การประยุกต์ใช้วัสดุพูนในการเผาไหม้ช่วยลดมลพิษที่เกิดจากการเผาไหม้

1.6.3 เพิ่มประสิทธิภาพการผลิตและลดค่าใช้จ่ายในกระบวนการผลิตเซรามิกส์



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## บทที่ 2

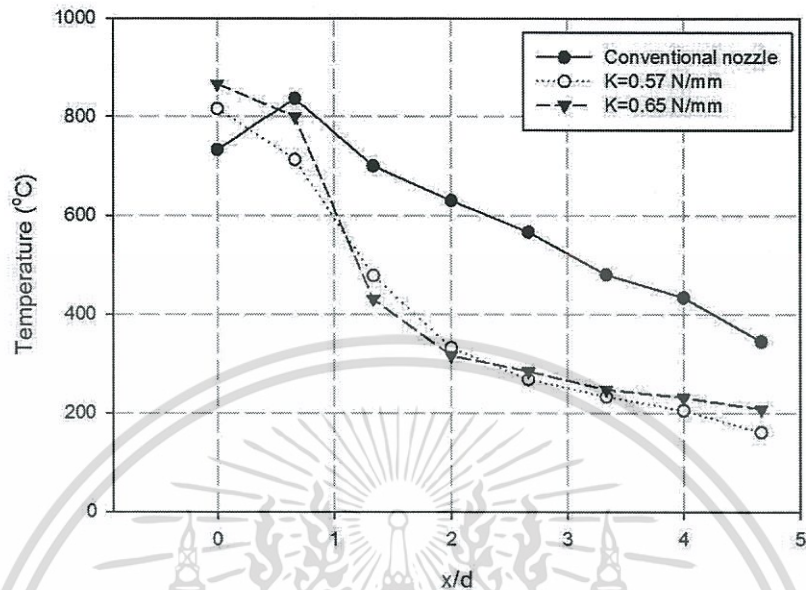
### วรรณกรรมปริทัศน์

วิทยานิพนธ์เล่มนี้เป็นการพัฒนาหัวเผาก๊าซแอลพีจีที่ถูกต่อยอดจากข้อจำกัดที่พบในหัวเผาเซรามิกส์ของงานวิจัยในปี 2554 ต่อเนื่องถึงปี 2555 [1], [7], [8], [9] โดยเนื้อหาของงานวิจัยกล่าวถึงการปรับปรุงหัวฉีดเชื้อเพลิงเพื่อให้สามารถเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่หนึ่งเพิ่มขึ้นด้วยการปรับโครงสร้างทางออกของเจ็ทเชื้อเพลิงให้มีหน้าตัดเป็นรูปร่างแหวน (annular jet) ที่สามารถปรับเปลี่ยนขนาดทางออกเชื้อเพลิงให้สัมพันธ์กับสมดุลแรงสปริงและแรงของเชื้อเพลิงที่ตกลงบนแป้นรับแรงภายในหัวฉีด ผลการทดสอบพบปริมาณอากาศส่วนที่หนึ่งเพิ่มขึ้นจากหัวฉีดก่อนการปรับปรุงถึง 25% โดยการเพิ่มขึ้นของปริมาณอากาศนี้สอดคล้องกับรูปแบบของเจ็ทที่เปลี่ยนแปลง ดังที่กล่าวไว้ในงานวิจัยปี 2559 [2] โดยที่ได้ศึกษาถึงคุณลักษณะของลำเจ็ทเปรียบเทียบกับกรณีที่ทางออกหัวฉีดมีลักษณะเป็นรูวงกลมและวงแหวนด้วยซอฟต์แวร์พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (Computational Fluid dynamics, CFD) พบว่าลำเจ็ทที่เกิดจากหัวฉีดรูปร่างแหวนมีความสามารถในการรักษาโมเมนตัม ทำให้เจ็ทมีอัตราการสูญเสียช้าลงและแทรกเข้าสู่ท่อผสมได้ดีขึ้น ช่วยเพิ่มพื้นที่ของเจ็ทที่สัมผัสกับอากาศส่งผลให้เกิดการเหนี่ยวนำสะสมมากขึ้น เมื่อพิจารณาสมรรถนะการเผาไหม้พบว่าเปลวไฟมีเสถียรภาพดีขึ้น สืบเนื่องจากเปลวไฟที่มีลักษณะสั้นเป็นสีฟ้า แสดงถึงการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ รวมถึงตำแหน่งที่มีอุณหภูมิสูงสุดเลื่อนมาอยู่ในบริเวณปากหัวเผาเนื่องจากความเร็วเปลวไฟลามินาร์ที่เพิ่มขึ้น โดยก่อนหน้านั้นหัวฉีดก่อนปรับปรุงให้ลักษณะเปลวไฟที่ยกลอยขึ้นจากปากของหัวเผา ดังแสดงในรูปที่ 2.1 อย่างไรก็ตามจากการเผาไหม้ของหัวเผาต้นแบบที่มีลักษณะการเผาไหม้แบบเปลวไฟอิสระ ทำให้การกระจายตัวของอุณหภูมิในห้องเผาไหม้เกิดขึ้นอย่างไม่สม่ำเสมอ โดยบริเวณที่การเผาไหม้ยังไม่สิ้นสุดมีอุณหภูมิสูงกว่าบริเวณอื่นๆ ของห้องเผาไหม้ และค่อยๆ ลดลงตามระยะ  $z/D$  แสดงดังรูปที่ 2.1 หากนำไปใช้สำหรับเตาอบเซรามิกส์จะทำให้เกิดเปลวไฟสัมผัสผลิตภัณฑ์และเกิดความเสียหายได้ นอกจากนี้ยังส่งผลให้การถ่ายเทความร้อนสู่บริเวณรัศมีเกิดขึ้นอย่างไม่มีประสิทธิภาพ

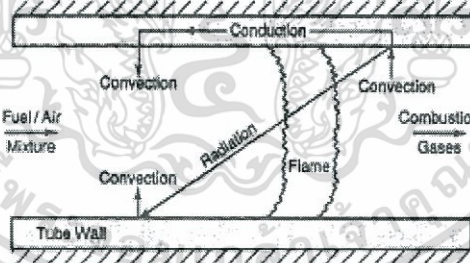
จากการศึกษาวิจัยย้อนหลังพบว่าคุณลักษณะการเผาไหม้ของหัวเผาที่ประยุกต์ใช้กับวัสดุพูนมีความแตกต่างจากการเผาไหม้แบบเปลวไฟอิสระ เนื่องด้วยโครงสร้างที่มีความซับซ้อนส่งผลให้ก๊าซผสมเกิดการแทรกตัวและกระจายภายในโพรงวัสดุพูน ซึ่งในกรณีที่การเผาไหม้เกิดขึ้นอย่างมีเสถียรภาพ เปลวไฟทั้งหมดจะเกิดขึ้นภายในช่องว่างของวัสดุพูนโดยปราศจากเปลวไฟหลุดลอดออกมาด้านนอก เมื่อวิเคราะห์ร่วมกับปัญหาข้างต้นจึงนำไปสู่การพัฒนาต่อยอดของวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ โดยมีสมมติฐานว่าการนำเทคโนโลยีวัสดุพูนมาประยุกต์ใช้จะทำให้เชื้อเพลิงและอากาศทำปฏิกิริยาสิ้นสุดอย่างรวดเร็วภายในช่องโพรงของวัสดุพูนและเกิดเป็นก๊าซร้อนบริเวณรอบๆ วัสดุพูนซึ่งจะช่วยให้การกระจายตัวของอุณหภูมิในห้องเผาไหม้เกิดอย่างสม่ำเสมอ การเผาไหม้มีแนวโน้มสมบูรณ์ขึ้น ลดการเกิดเขม่าและเปลวไฟลุกลามเข้าสู่ผลิตภัณฑ์ในแง่ของการนำไปใช้งาน นอกจากนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากคุณสมบัติทางความร้อนของวัสดุพอร์ซเลนสูง จะทำให้การถ่ายเทความร้อนมีประสิทธิภาพมากขึ้น โดยเฉพาะการถ่ายเทความร้อนแบบแผ่รังสี



รูปที่ 2.1 การกระจายตัวอุณหภูมิตามระดับความสูงของห้องเผาไหม้กรณีหัวฉีดก่อนการปรับปรุงและหัวฉีดปรับปรุงแล้ว ค่าคงที่สปริง 0.57 และ 0.65 N/mm ที่อัตราการไหลแอลพีจี 3.5 L/min [1]



รูปที่ 2.2 ไดอะแกรมแสดงการหมุนเวียนความร้อนภายในวัสดุพอร์ซเลน [6]

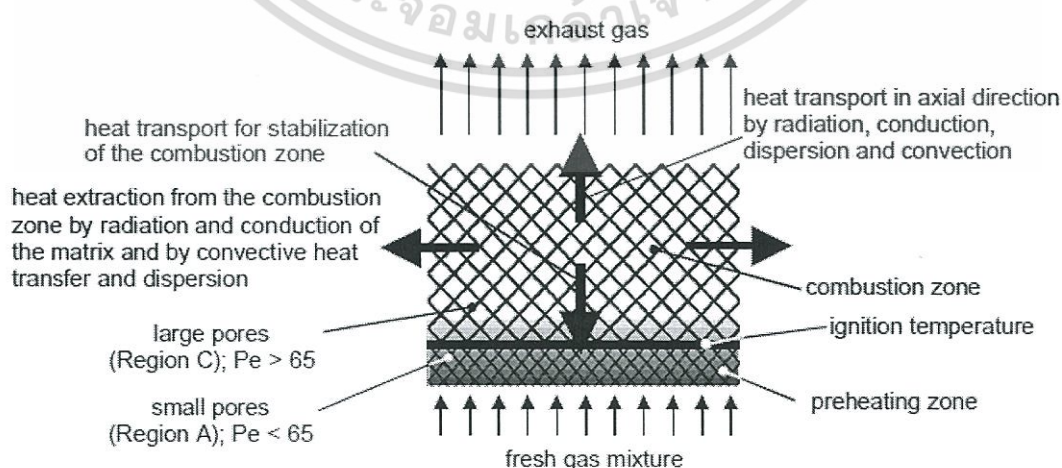
ปรากฏการณ์เผาไหม้ภายในวัสดุพอร์ซเลนถูกวิจัยและอธิบายอย่างละเอียดโดย Wood และ Harris (2008) [6] และ Mujeebu และคณะวิจัย (2009) [3] ซึ่งกล่าวว่าการเผาไหม้ภายในช่องว่างของวัสดุพอร์ซเลนประกอบกับการกระจายตัวของก๊าซร้อนเมื่อถูกพัดพาเข้าปะทะโครงสร้างวัสดุนั้นจะช่วยเพิ่มประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนระหว่างก๊าซร้อนและโครงสร้างของแข็ง ทำให้มีการหมุนเวียนความร้อนนำไปสู่การกระจายความร้อนอย่างสม่ำเสมอในวัสดุพอร์ซเลนเกิดการเผาไหม้ที่มีเสถียรภาพ และยังส่งผลให้อัตราการเกิดสารประกอบคาร์บอนมอนอกไซด์และออกไซด์ของไนโตรเจนลดลงอีกด้วย

ด้วย โดยไดอะแกรมแสดงการถ่ายเทความร้อนแสดงดังรูปที่ 2.2 เมื่อเกิดการเผาไหม้ ความร้อนจากเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อนำไปใช้โดยไม่ได้รับอนุญาตให้เผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาต  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ก๊าซร้อนจะถูกถ่ายเทเข้าสู่ผนังวัสดุพอร์นโดยการพา จากนั้นจะถูกส่งต่อให้ก๊าซบริเวณก่อนการเผาไหม้ ผ่านการนำความร้อนที่มีตัวกลางเป็นโครงสร้างวัสดุพอร์น เป็นการอุ่นส่วนผสมให้มีอุณหภูมิสูงขึ้นพร้อมติดไฟ นอกจากนี้ความร้อนจากก๊าซร้อนยังสามารถถ่ายเทสู่ส่วนผสมเชื้อเพลิงและอากาศผ่านการแผ่รังสีได้อีกด้วย

การนำความร้อนมาใช้เพื่ออุ่นส่วนผสมเชื้อเพลิงและอากาศก่อนเข้าสู่บริเวณเผาไหม้ส่งผลให้อุณหภูมิที่ได้จากการเผาไหม้สูงกว่าอุณหภูมิแอดิเยแบติกที่พบในการเผาไหม้แบบเปลวไฟอิสระหรือกล่าวได้ว่าเป็นการนำเอาเอนทัลปี (enthalpy) ที่เกิดขึ้นในสารผลิตภัณฑ์ถ่ายเทมาสู่สารตั้งต้น เรียกปรากฏการณ์นี้ว่าเอนทัลปีส่วนเกิน (excess enthalpy) [3], [4] เมื่อการถ่ายเทความร้อนเป็นไปอย่างมีประสิทธิภาพ ย่อมส่งผลให้ความเร็วเปลวไฟมีค่าสูงขึ้น จากงานวิจัยของ Trimis และ Wawrzinek (2003) [5] พบว่ามีค่าสูงกว่าเปลวไฟแบบลามินาร์ถึง 10-30 เท่า ทำให้ต้องเพิ่มความเร็วของส่วนผสมขึ้นจากกรณีเปลวไฟอิสระ 2-5 m/s เพื่อป้องกันปรากฏการณ์เปลวไฟย้อนกลับ (Flashback) ด้วยเหตุนี้วัสดุพอร์นจึงเหมาะสมกับการเผาไหม้แบบส่วนผสมบาง (lean combustion)

นอกจากนี้ในหลายๆ งานวิจัยยังมีการกล่าวถึงเลขเพกเลท (Péclet number) [3], [4], [5] ซึ่งเป็นฟังก์ชันของความเร็วเปลวไฟลามินาร์ ( $S_L$ ) เส้นผ่านศูนย์กลางประสิทธิภาพ ( $d_m$ ) และคุณสมบัติต่างๆ ของก๊าซร้อน เป็นค่าที่บ่งบอกถึงความมีเสถียรภาพของการเผาไหม้วัสดุพอร์น โดยสำหรับการเผาไหม้แบบส่วนผสมบางควรจะมีค่ามากกว่า 65 ซึ่งรายละเอียดของการรักษาเสถียรภาพของวัสดุพอร์นถูกกล่าวไว้ในหัวข้อ 3.4 จากแนวโน้มการเกิดเปลวไฟย้อนกลับได้ง่ายของวัสดุพอร์นตั้งที่กล่าวข้างต้น จึงได้เกิดเทคนิคการนำวัสดุพอร์นที่มีค่าความพรุน (porosity,  $\varepsilon$ ) แตกต่างกัน 2 ค่ามาวางซ้อนกัน โดยชั้นที่ปะทะส่วนผสมเชื้อเพลิงและอากาศจะใช้วัสดุที่มีค่าความพรุนต่ำสัมพันธ์กับเลขเพกเลทในย่านต่ำกว่า 65 ทำให้เปลวไฟมีแนวโน้มยกตัวสูงจากวัสดุพอร์นและป้องกันเปลวไฟย้อนกลับ ในขณะที่บริเวณที่ต้องการให้เกิดการเผาไหม้จะใช้วัสดุพอร์นที่มีค่าความพรุนสูงสัมพันธ์กับเลขเพกเลทที่มีค่าเกิน 65 ป้องกันการหลุดลอย ด้วยเหตุนี้จึงทำให้การเผาไหม้เกิดขึ้นในบริเวณภายในช่องว่างของวัสดุพอร์นอย่างมีเสถียรภาพและช่วยเพิ่มประสิทธิภาพการหมุนเวียนความร้อนจากการเผาไหม้ [10], [11]



รูปที่ 2.3 กระบวนการถ่ายเทความร้อนและการรักษาเสถียรภาพในหัวเผาวัสดุพอร์นแบบ 2 ชั้น [5]

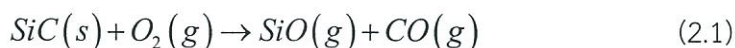
เอกสารนี้เป็นเอกสารลิขสิทธิ์ส่วนตัวกับการใช้งานเพื่อการศึกษาก็เท่านั้น เมื่ออยู่ใต้เห็นลิขสิทธิ์ขอสงวนการคัด  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภายใต้การนำวัสดุพูนมาประยุกต์ใช้กับหัวเผาเซรามิกส์สำหรับวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ ผู้วิจัยได้คำนึงถึงการเผาไหม้ที่มีเสถียรภาพ อุณหภูมิก๊าซไอเสียที่สูงและกระจายความร้อนในห้องเผาไหม้ได้ดี ในขณะที่เดียวกันต้องการปริมาณมลพิษจากการเผาไหม้ที่ต่ำ จากการศึกษางานวิจัยที่ผ่านมาพบว่าสมรรถนะเหล่านี้ถูกควบคุมโดยพารามิเตอร์ต่างๆ ตั้งแต่ความแตกต่างในด้านชนิด โครงสร้าง หรือแม้แต่สัดส่วนเชื้อเพลิงและอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้ ซึ่งมีรายละเอียดดังต่อไปนี้

## 2.1 อิทธิพลจากชนิดสสารที่นำมาทำวัสดุพูน

ชนิดของวัสดุพูนเป็นปัจจัยหนึ่งที่ส่งผลต่อคุณลักษณะการเผาไหม้ ชนิดของวัสดุพูนถูกแบ่งออกเป็น 2 ประเภทหลัก ตามการอ้างอิงของ Pickenäcker และคณะวิจัย (1999) [12] ได้แก่ประเภทเซรามิกส์และประเภทโลหะ โดยกล่าวว่าวัสดุพูนที่ทำจากโลหะไม่เหมาะสมต่อการนำมาใช้งานเนื่องจากทนอุณหภูมิได้เพียงประมาณ 1400°C และยังได้สรุปคุณสมบัติทางความร้อนของวัสดุพูนประเภทเซรามิกส์ไว้แสดงดังตารางที่ 2.1 ซึ่งจะพบว่า SiC ค่อนข้างมีคุณสมบัติที่ส่งเสริมให้เกิดการเผาไหม้ที่ดี สอดคล้องกับวิจัยของ Loukou และคณะวิจัย (2012) [13] ซึ่งเปรียบเทียบกันระหว่างวัสดุที่ทำจากอะลูมินาและซิลิกอนคาร์ไบด์และพบว่าซิลิกอนคาร์ไบด์ให้ให้ยานการเผาไหม้ที่มีเสถียรภาพกว้างกว่าอะลูมินา อย่างไรก็ตามการสรุปผลของ Pickenäcker [12] ที่กล่าวว่าวัสดุที่ทำจากโลหะไม่เหมาะสมต่องานด้านการเผาไหม้ มีความขัดแย้งกับงานวิจัยของ Yu และคณะวิจัย (2013) [14] กับ Gao และคณะ (2014) [15] ที่ได้ทดลองเปรียบเทียบวัสดุพูนประเภทคอร์ดีไรต์ (cordierite) (ทำจากวัสดุประเภทเซรามิกส์) กับสารประกอบที่มีโลหะเป็นส่วนผสม (metal fiber) และพบว่าวัสดุพูนที่มีโลหะเป็นส่วนประกอบสามารถสร้างเสถียรภาพการเผาไหม้ได้ดีกว่าเซรามิกส์ รวมถึงให้ประสิทธิภาพทางความร้อนที่สูงกว่า แต่อย่างไรก็ตามวัสดุพูนที่ทำจากโลหะให้ NO<sub>x</sub> ในปริมาณสูงถึง 120 ppm ที่อัตราส่วนผสม 0.95

อย่างไรก็ตาม จากการศึกษางานวิจัยเบื้องต้น ผู้วิจัยได้เลือกเปรียบเทียบวัสดุพูนที่ทำจากเซรามิกส์ในการทดสอบสมรรถนะหัวเผาสำหรับงานวิจัยนี้ ได้แก่ อะลูมินา (Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>) และซิลิกอนคาร์ไบด์ (SiC) โดยถึงแม้วัสดุที่ทำจากซิลิกอนคาร์ไบด์จะสามารถเกิดกระบวนการออกซิเดชันได้ตามสมการที่ (2.1) ซึ่งทำให้เกิดการกร่อนของเนื้อวัสดุเกิดเป็นคาร์บอนมอนอกไซด์และอาจรวมอยู่ในก๊าซไอเสีย



แต่จากการศึกษาวิจัยของ Mach et.al [16] ที่ทดสอบวัสดุพูนที่ทำจากสารประกอบซิลิกอนภายใต้กระบวนการเผาไหม้เป็นระยะเวลาต่อเนื่องนาน 100 ชั่วโมง พบว่าอัตราการลดลงของมวลวัสดุพูนเกิดขึ้นต่ำมาก ภายใต้อุณหภูมิการเผาไหม้ 1000-1200 °C และเกิดอัตราการสูญสลายมวลเอกสารเพิ่มมากขึ้นเมื่ออุณหภูมิการเผาไหม้มีค่า 1400-1560 °C ซึ่งการทดสอบในงานวิจัยที่ผ่านมา อุณหภูมิค่าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ของเนื้อวัสดุพูนอาจมีค่าสูงถึงย่านดังกล่าว แต่เมื่อพิจารณาในด้านความคุ้มทุนต่อระยะเวลาการใช้งาน รวมถึงคุณสมบัติการถ่ายเทความร้อนที่ดีแล้ว ซิลิกอนคาร์ไบด์ยังเป็นวัสดุที่นิยมถูกนำมาศึกษาวิจัยในด้านการเผาไหม้จนถึงปัจจุบัน

ตารางที่ 2.1 ข้อมูลทางความร้อนที่สำคัญของ  $\text{Al}_2\text{O}_3$  SiC และ  $\text{ZrO}_2$  [12]

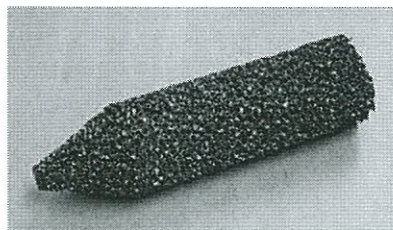
ข้อมูลทางความร้อน	หน่วย	$\text{Al}_2\text{O}_3$	SiC	$\text{ZrO}_2$
ความร้อนสูงสุด	$^{\circ}\text{C}$	1900	1600	1800
สัมประสิทธิ์การขยายตัวทางความร้อน ( $\alpha$ )	$10^{-6}/\text{K}$	8	4-5	10-13
ค่าการนำความร้อนที่ $20^{\circ}\text{C}$ ( $\lambda$ )	$\text{W/m-K}$	20-30	80-150	2-5
ค่าการนำความร้อนที่ $1000^{\circ}\text{C}$ ( $\lambda$ )	$\text{W/m-K}$	5-6	20-50	2-4
ค่าความจุความร้อน	$\text{J/g-K}$	0.9-1	0.7-0.8	0.5-0.6
อุณหภูมิต่อการขยายตัวหนึ่งหน่วย ( $R = \frac{\sigma}{E \alpha}$ )	K	100	230	230
ค่าความร้อนต่อการขยายตัวหนึ่งหน่วย ( $R' = R \cdot \lambda$ )	$10^3 \text{ W/m}$	3	23	1
สัมประสิทธิ์การแผ่รังสีรวมที่ 2000K	-	0.28	0.9	0.31

## 2.2 อิทธิพลจากโครงสร้างวัสดุพูน

ด้วยเทคโนโลยีการขึ้นรูปในปัจจุบันทำให้มีโครงสร้างวัสดุพูนให้เลือกอย่างหลากหลาย มีงานการทำงานที่แตกต่างกันออกไป โดยโครงสร้างวัสดุพูนประเภทเซรามิกส์ที่สามารถจัดหาได้ง่ายและนิยมนำมาประยุกต์ใช้ได้แก่ประเภทเม็ดกลมและโครงสร้างโฟม ซึ่งได้มีหลายงานวิจัยศึกษาถึงเสถียรภาพการเผาไหม้และสมรรถนะเปรียบเทียบกันระหว่างโครงสร้างแบบต่างๆ ดังนี้ Gao และคณะวิจัย (2014) [17] พิจารณาสมรรถนะการเผาไหม้ของวัสดุพูนที่มีโครงสร้างแบบโฟม เม็ดกลม และรังผึ้ง พบว่าย่านการใช้งานของวัสดุพูนแบบโฟมมีช่วงกว้างที่สุดเนื่องจากมีค่าความพูนมากที่สุด ในบรรดาวัสดุพูนที่ใช้ทดสอบ ( $\varepsilon = 80\%$ ) รวมถึงมีโครงสร้างซับซ้อนช่วยส่งเสริมให้มีการถ่ายเทความร้อนอย่างมีประสิทธิภาพ ในขณะที่แบบแผงรังผึ้งมีงานการทำงานแคบที่สุด นอกจากนี้ในการประยุกต์ใช้วัสดุพูนในย่านการเผาไหม้แบบส่วนผสมเพื่อผลิตก๊าซไฮโดรเจนก็มีการศึกษาอิทธิพลของโครงสร้างวัสดุพูนต่อย่านการรักษาเสถียรภาพและการเผาไหม้เช่นกัน โดย Loukou และคณะวิจัย (2012) [13] ได้ศึกษาเปรียบเทียบวัสดุพุนดังแสดงในรูปที่ 2.4 และพบว่าหัววัสดุพูน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ประเภทโฟมที่ทำจาก SiSiC ให้งานการทำงานที่กว้างกว่าเม็ด  $Al_2O_3$  รูปวงแหวน รวมถึงมีแนวโน้มเกิดเขม่าน้อยกว่าอีกด้วย



ก.)



ข.)

รูปที่ 2.4 วัสดุพรุนที่ใช้ในงานวิจัยของ Loukou และคณะวิจัย ก.) SiSiC foam ข.)  $Al_2O_3$  rings

[13]

นอกจากโครงสร้างโฟมและเม็ดกลมยังมีการขึ้นรูปวัสดุพรุนเป็นรูปแบบต่างๆ ซึ่งทำให้ได้สมรรถนะการเผาไหม้ที่แตกต่างกันออกไปทั้งในส่วนของงานวิจัยและสิทธิบัตร แสดงดังตารางที่ 2.2

ตารางที่ 2.2 ตัวอย่างโครงสร้างวัสดุพรุนที่พบในงานวิจัยต่างๆ

ผู้แต่ง	โครงสร้างวัสดุพรุน	การศึกษา
Avdic, Adzic และ Durst (2010) [18]	 <p>Fiber wavy lamellae</p>	ประยุกต์ใช้กับหัวเผาขนาด 8 kW ทำจากอะลูมินา พบว่าหัวเผามีงานการหริ่แรงที่กว้างขึ้นและได้มลพิษต่ำกว่าเมื่อเทียบกับหัวเผาแบบเปลวอิสระทั่วไป
Kornllow, Shakarlynts และ Goey (2012) [19]	 <p>Interwoven fiber</p>	ประยุกต์ใช้เป็นหัวเผาสำหรับแก๊สเทอร์ไบน์ มีส่วนประกอบหลักเป็นอะลูมินา พบว่าให้การเผาไหม้อย่างมีเสถียรภาพภายใต้เงื่อนไขความร้อน 4-32 kW อุณหภูมิเผาเข้า 22-740°C อัตราส่วนสมมูล 0.28-0.95 โดยมีอุณหภูมิเปลวแอเดียแบติก 1425-1800 °C และให้ $NO_x$ ต่ำกว่า 40ppm

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## ตารางที่ 2.2 ตัวอย่างโครงสร้างวัสดุพอร์นที่พบในงานวิจัยต่างๆ (ต่อ)

ผู้แต่ง	โครงสร้างวัสดุพอร์น	การศึกษา
Hoetger และ Thiele (US2006/003519 0 A1) [20]	 <p>Woven fabric shape</p>	ถักจากซิลิกอนคาร์ไบด์และนำมาจัดวางเป็นชั้น ประยุกต์กับหัวเผาเพื่อให้ความร้อน โดยผู้วิจัยให้ข้อมูลว่าโครงสร้างดังกล่าวมีค่าใช้จ่ายในการผลิตต่ำกว่าโครงสร้างแบบโฟม อีกทั้งยังทนต่อการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิอย่างเฉียบพลันมากกว่าอีกด้วย
Tong, Sathe และ Peck (United State patent 4,977,111) [21]	วัสดุพอร์นเกิดจากการนำเอาวัสดุพอร์นชนิดไฟเบอร์ที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางระดับไมครอนหลายๆ ชั้นมาขึ้นรูปเป็นโครงสร้างสำหรับใช้กับหัวเผา	นำมาประยุกต์ใช้กับหัวเผาแผ่รังสี (radiant burner) โดยโครงสร้างวัสดุพอร์นดังกล่าวช่วยลดการกระเจิงของรังสีและเพิ่มการดูดซับความร้อน ทำให้ประสิทธิภาพหัวเผาแผ่รังสีเพิ่มขึ้น

### 2.3 อิทธิพลจากค่าความหนาแน่นช่องว่างและค่าความพอร์น

สำหรับวัสดุพอร์นที่มีลักษณะเป็นแบบโฟมซึ่งนิยมใช้งานวิจัยและประยุกต์กันอย่างแพร่หลายสามารถถูกจำแนกได้โดยค่าความหนาแน่นช่องว่าง (pore density) นิยามด้วยจำนวนช่องของวัสดุพอร์นต่อความยาว 1 นิ้ว มีหน่วยเป็น ppi (pore per inch) จากการศึกษาพบว่า การเพิ่มขึ้นของค่าความหนาแน่นช่องว่างส่งผลต่อความดันตกคร่อม (pressure drop) ระหว่างขาเข้าและขาออกของการไหล โดยโครงสร้างที่หนาแน่นขึ้นจะไปเพิ่มความต้านทานการไหลนั่นเอง และความดันตกคร่อมจะยิ่งจะมีแนวโน้มเพิ่มมากขึ้นเมื่อเพิ่มความเร็วของการไหล [22]

จากการศึกษางานวิจัยด้านการเผาไหม้ พบว่าค่าความหนาแน่นช่องว่างเป็นพารามิเตอร์ที่มีอิทธิพลต่อการเผาไหม้และควมมีเสถียรภาพของเปลวไฟในหัวเผาวัสดุพอร์น โดยผลการจำลองการเผาไหม้แบบหนึ่งทิศทาง (1D model) ของก้าซมีเทนในวัสดุพอร์น ของ Akbari และ Riahi (2010) [23] แสดงให้เห็นว่าเมื่อเพิ่มค่าความหนาแน่นช่องว่าง ส่งผลให้ตำแหน่งของเปลวไฟมีแนวโน้มเลื่อนเข้าหาส่วนผสมก่อนการเผาไหม้มากขึ้น เนื่องจากการถ่ายเทความร้อนแบบการนำถูกเพิ่มขึ้นตามความซับซ้อนของโครงสร้าง แต่ไม่ส่งผลอย่างมีนัยสำคัญต่ออุณหภูมิของสารผลิตภัณฑ์บริเวณทางออกวัสดุพอร์น ซึ่งข้อสรุปดังกล่าวขัดแย้งกับผลการทดลองที่สำรวจพบในงานวิจัยของ Zheng และคณะวิจัย [24] โดยพบว่าเปลวไฟมีการแผ่กระจายในวัสดุพอร์นไม่ดีเมื่อเพิ่มค่าความหนาแน่นช่องว่าง เนื่องจากค่าสัมประสิทธิ์ชี้วัดการดับ (extinction coefficient) ที่มากขึ้นตามการเพิ่มจำนวนของช่องการไหลต่อความยาวหนึ่งนิ้ว ซึ่งแปรผันตรงกับขนาดช่องที่เล็กลง เป็นเหตุให้การถ่ายเทความร้อนแบบการพาที่เป็นกลไกหลักในการถ่ายเทความร้อนจากก๊าซร้อนไปสู่ของแข็งลดประสิทธิภาพลง มีความร้อนไปอุ่นส่วนผสมก่อนการเผาไหม้ในปริมาณน้อย เนื่องจากความร้อนส่วนใหญ่ถูกขังอยู่ในช่องโพรงของวัสดุ

อุณหภูมิในวัสดุพอร์นจึงมีค่าสูง สอดคล้องกับผลการทดสอบวัสดุพอร์นชนิด SiC เปรียบเทียบระหว่างค่า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ความหนาแน่นช่องว่างแตกต่างกันของ Gao และคณะ (2014) [15] ที่พบว่าวัสดุพูนที่มีค่าความหนาแน่นช่องว่างสูง ส่งผลให้มีการถ่ายเทความร้อนระหว่างก๊าซร้อนกับวัสดุพูนลดลง นอกจากนี้ภายใต้อุปกรณ์การทดสอบเดียวกันกับวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ก็มีการศึกษาอิทธิพลของค่าความหนาแน่นช่องว่างต่อคุณลักษณะการเผาไหม้เช่นเดียวกัน Laphirattanakul และคณะวิจัย (2015) [25] ได้ศึกษาเสถียรภาพการเผาไหม้และตรวจวัดอุณหภูมิในท่อผสมก่อนเข้าสู่บริเวณการเผาไหม้ พบว่าวัสดุพูนที่มีค่าความหนาแน่นช่องว่างต่ำกว่าสามารถรักษาเสถียรภาพการเผาไหม้ให้อยู่ภายในวัสดุพูนได้ในย่านที่กว้างกว่าวัสดุที่มีค่าความหนาแน่นช่องว่างสูง รวมถึงสามารถให้ความร้อนกลับไปยังส่วนผสมก่อนการเผาไหม้ได้ดีกว่า

นอกจากนี้ค่าความพูน (porosity) ยังเป็นอีกปัจจัยหนึ่งที่ส่งผลต่อเลขเพกเลขผ่านเส้นผ่านศูนย์กลางประสิทธิผล ซึ่งค่าความพูนที่ได้รับการวิจัยว่าเหมาะสมต่อหัวเผาวัสดุพูนในแง่ของประสิทธิภาพทางความร้อนมีค่าอยู่ประมาณ 90% โดย Muthukumar และ Shyamkumar (2013) [26] อย่างไรก็ตามพารามิเตอร์นี้ไม่ได้แปรผันตามค่าความหนาแน่นช่องว่างแต่อย่างใด แต่จะสามารถทราบค่าได้ผ่านการตรวจวัดปริมาตรของช่องว่างเทียบกับปริมาตรรวมของวัสดุแสดงดังสมการที่ 2.1

$$\varepsilon = \frac{V_{\text{void}}}{V_{\text{tot}}} \times 100\% \quad (2.1)$$

#### 2.4 อิทธิพลจากปริมาณอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้

นอกจากคุณสมบัติทางด้านโครงสร้างของวัสดุพูนดังที่กล่าวในหัวข้อข้างต้นแล้ว เงื่อนไขการทำงานของหัวเผาก็ส่งผลต่อเสถียรภาพของการเผาไหม้วัสดุพูนเช่นกัน จากการศึกษางานวิจัยพบว่าวัสดุพูนเหมาะกับย่านการเผาไหม้แบบส่วนผสมบาง โดยสามารถเพิ่มความเร็วของส่วนผสมได้สูงกว่าหัวเผาทั่วไป ในขณะที่ยังคงสามารถรักษาเสถียรภาพการเผาไหม้ได้อยู่ ไม่เกิดการหลุดลอยของเปลวไฟหรือการเป่าดับ เนื่องจากภายในวัสดุพูนมีการถ่ายเทความร้อนอย่างมีประสิทธิภาพทำให้ฐานเปลวไฟติดอยู่ภายในวัสดุพูนได้ดี กล่าวคือทำหน้าที่เป็นที่ยึดเกาะฐานเปลวไฟได้ดี สาเหตุอีกประการหนึ่งที่นักวิจัยส่วนใหญ่ไม่นิยมศึกษาย่านการเผาไหม้แบบส่วนผสมหนา เนื่องจากหัวเผาวัสดุพูนมีแนวโน้มเกิดเปลวไฟย้อนกลับได้ง่าย เนื่องจากการเผาไหม้ในวัสดุพูนทำให้ความเร็วเปลวไฟสูงขึ้นมากกว่าที่พบในเปลวไฟอิสระ

จากการสำรวจงานวิจัยที่เกี่ยวข้องที่สังเกตสมรรถนะการเผาไหม้วัสดุพูน โดยพิจารณาเฉพาะอุณหภูมิที่เกิดขึ้นบริเวณที่มีการเผาไหม้ เมื่อปรับเปลี่ยนอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงสามารถสรุปได้ดังตารางที่ 2.3 เมื่อพิจารณาแนวโน้มโดยรวมของอุณหภูมิในวัสดุพูนของแต่ละงานวิจัยพบว่าสอดคล้องกันคืออุณหภูมิในวัสดุพูนบริเวณที่เกิดปฏิกิริยาลดลงเมื่อเพิ่มสัดส่วนอากาศในการเผาไหม้ นอกจากนี้จากงานวิจัยของ Zheng และคณะ [24] กับ Wang และคณะ [27] ให้ผลสอดคล้องกันว่าการเพิ่มปริมาณอากาศทำให้อุณหภูมิบริเวณที่มีการอุ่นเชื้อเพลิงสูงขึ้น โดยให้เหตุผลว่าส่วนผสมที่มีสัดส่วน

อากาศมากจะติดไฟได้ยากกว่าที่สัดส่วนอากาศน้อย อิทธิพลในแง่ของการถ่ายเทความร้อนแบบการพาจึงสูงและพัดพาความร้อนไปสู่ส่วนผสมบริเวณต้นทาง แต่อย่างไรก็ตามเป็นที่น่าสังเกตว่าในการทดลองของผู้วิจัย ได้มีการกำหนดให้ส่วนผสมถูกป้อนเข้าสู่หัวเผาที่ความเร็วเท่าๆ กัน (0.3 m/s) ซึ่งหมายถึงอิทธิพลของการพาเท่าๆ กันในทุกเงื่อนไขการทดลอง อีกทั้งที่เงื่อนไขส่วนผสมบางยังมีอัตราการเผาไหม้ที่ต่ำกว่าส่วนผสมเงื่อนไขอื่น การที่อุณหภูมิของผสมสูงจึงไม่น่าจะมีสาเหตุมาจากการถ่ายเทความร้อนแบบการพาที่มากขึ้น

ในขณะที่งานวิจัยของ Al-attab และคณะ [28] ได้ศึกษาตำแหน่งของเปลวไฟเมื่อปรับเปลี่ยนอัตราส่วนผสม พบว่าฐานเปลวไฟขยับอยู่ในตำแหน่งที่ต่ำลงเมื่อเพิ่มอัตราส่วนผสม สอดคล้องกับความเร็วเปลวไฟและเลขเพกเลทที่เพิ่มสูงขึ้น

จากการสำรวจและประมวลงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับวัสดุพอรุนที่กล่าวไปข้างต้นนั้น ผู้วิจัยสามารถสรุปลักษณะที่เหมาะสมต่อการใช้งานได้ดังตารางที่ 2.4

ในงานวิจัยนี้ได้ศึกษาสมรรถนะการเผาไหม้ของหัวเผาวัสดุพอรุนต่อเชื้อเพลิงแอลพีจีที่มีการผสมก่อนการเผาไหม้ มีเป้าหมายแตกต่างจากงานวิจัยที่ศึกษามาข้างต้น โดยจะมุ่งเน้นพิจารณาการกระจายตัวของอุณหภูมินอกเหนือบริเวณวัสดุพอรุน และวัสดุพอรุนจะไม่ถูกห่อหุ้มด้วยฉนวนกันความร้อนตามระดับความสูงเพื่อลดการสูญเสียความร้อนสู่บริเวณรอบๆ วัสดุพอรุน เนื่องจากต้องการให้ความร้อนที่เกิดจากการเผาไหม้เกิดการถ่ายเทความร้อนได้ดีทุกทิศทางโดยมีโหมดการถ่ายเทความร้อนแบบแผ่รังสีเป็นหลัก อย่างไรก็ตามในการวิเคราะห์ผล ผู้วิจัยได้เชื่อมโยงผลการทดลองในวิทยานิพนธ์ฉบับนี้กับงานวิจัยอื่นๆ ที่มีการศึกษาสมรรถนะการเผาไหม้โดยพิจารณาภายในวัสดุไว้แล้ว เพื่อให้เห็นภาพรวมของเทคนิคการเผาไหม้ชนิดนี้

เงื่อนไขการทดลองถูกแบ่งออกเป็น 2 ส่วนหลัก ได้แก่ การทดลองที่มีการเหนี่ยวนำอากาศอย่างอิสระและการทดลองที่ควบคุมอากาศในการเผาไหม้ โดยการทดลองส่วนที่หนึ่ง จัดทำขึ้นภายใต้เงื่อนไขการทำงานของหัวเผาต้นแบบ ซึ่งใช้หลักการเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่หนึ่งจากเจ็ทเชื้อเพลิง และสังเกตความแตกต่างเสถียรภาพของเปลวไฟและปริมาณอากาศที่ถูกเหนี่ยวนำ เปรียบเทียบระหว่างหัวเผาต้นแบบและหัวเผาที่ประยุกต์ใช้กับวัสดุพอรุน ส่วนการทดลองในส่วนที่สองมีวัตถุประสงค์เพื่อเปรียบเทียบอุณหภูมิ รวมถึงปริมาณมลพิษในก๊าซไอเสีย ภายใต้การควบคุมปริมาณอากาศและสภาพแวดล้อมของการเผาไหม้ นอกจากการเปรียบเทียบระหว่างหัวเผาต้นแบบและหัวเผาวัสดุพอรุนแล้ว ในงานวิจัยยังมีการศึกษาอิทธิพลของค่าความหนาแน่นความพอรุน รูปทรงวัสดุพอรุน ชนิดวัสดุพอรุน รวมถึงอิทธิพลจากอัตราส่วนผสมอีกด้วย

ตารางที่ 2.3 ตัวอย่างงานวิจัยที่ศึกษาการเผาไหม้วัสดุพอรุนเมื่อปรับเปลี่ยนอัตราส่วนเชื้อเพลิงและอากาศ

ชื่อผู้แต่ง	ย่านการทดสอบ	อุณหภูมิ	มลพิษ
Zheng และคณะวิจัย (2010) [24]	$0.125 \leq \Phi \leq 0.3$	อุณหภูมิก๊าซในบริเวณที่มีการเผาไหม้ลดลงตามการเพิ่มสัดส่วนอากาศ แต่อุณหภูมิตำแหน่งที่มีการอุ่นเชื้อเพลิงกลับมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มสัดส่วนอากาศ	ไม่ได้ศึกษา
Bakry (2006) [29]	$1.35 \leq \lambda_d \leq 1.8$ ( $0.74 \geq \Phi \geq 0.55$ )	อุณหภูมิก๊าซในวัสดุพอรุนลดลงตามการเพิ่มสัดส่วนอากาศ	CO เพิ่มขึ้นตามการเพิ่มสัดส่วนอากาศ (ต่ำกว่า 30 ppm) NO <sub>x</sub> ลดลงตามการเพิ่มสัดส่วนอากาศ (ต่ำกว่า 20 ppm)
Keramiotis และคณะ (2012) [30]	$1.2 \leq \lambda_d \leq 1.6$ ( $0.83 \geq \Phi \geq 0.63$ )	อุณหภูมิก๊าซในวัสดุพอรุนลดลงตามการเพิ่มสัดส่วนอากาศ	CO ลดลงตามการเพิ่มสัดส่วนอากาศ (ต่ำกว่า 80 ppm) NO <sub>x</sub> ลดลงตามการเพิ่มของสัดส่วนอากาศ (ต่ำกว่า 27 ppm)
Wang และคณะ (2014) [27]	$0.25 \leq \Phi \leq 0.4$	อุณหภูมิก๊าซในวัสดุพอรุนวัสดุลดลงตามการเพิ่มสัดส่วนอากาศ แต่อุณหภูมิตำแหน่งที่มีการอุ่นเชื้อเพลิงกลับมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มสัดส่วนอากาศ	ไม่ได้ศึกษา

ตารางที่ 2.3 ตัวอย่างงานวิจัยที่ศึกษาการเผาไหม้วัสดุพอรุนเมื่อปรับเปลี่ยนอัตราส่วนเชื้อเพลิงและอากาศ (ต่อ)

ชื่อผู้แต่ง	ย่านการทดสอบ	อุณหภูมิ	มลพิษ
Xu และคณะ (2011) [31]	$0.39 \leq \Phi \leq 0.62$	อุณหภูมิของผนังห้องเผาไหม้ที่รับความร้อนจากวัสดุพอรุนลดลงเมื่อเพิ่มสัดส่วนอากาศ	CO มีค่าสูงที่อัตราส่วนสมมูลต่ำ เนื่องจากการสูญเสียความร้อน และมีค่าสูงที่อัตราส่วนสมมูลสูงเนื่องจากความไม่มีเสถียรภาพของเปลวไฟ NO <sub>x</sub> มีค่าลดลงตามการเพิ่มสัดส่วนอากาศ
Keramotis และคณะ (2015) [32]	$1.1 \leq \lambda_r \leq 1.8$ $(0.9 \geq \Phi \geq 0.56)$	อุณหภูมิก๊าซในวัสดุพอรุนลดลงตามการเพิ่มสัดส่วนอากาศ	CO มีค่าสูงที่สัดส่วนอากาศสูงสุดและต่ำสุด NO <sub>x</sub> มีค่าลดลงตามการเพิ่มสัดส่วนอากาศ
Al-attab และคณะ (2015) [28]	$0.33 \leq \Phi \leq 0.71$	อุณหภูมิก๊าซในวัสดุพอรุนลดลงตามการเพิ่มสัดส่วนอากาศ	CO ลดลงตามการเพิ่มสัดส่วนอากาศ (ต่ำกว่า 25ppm) NO <sub>x</sub> มีค่าเท่าๆ กันที่แต่ละอัตราส่วนสมมูล
Loukou และคณะ (2012) [13]	$1.9 \leq \Phi \leq 2.9$	อุณหภูมิก๊าซในวัสดุพอรุนมีค่าเพิ่มสูงขึ้นเมื่ออัตราส่วนสมมูลเข้าใกล้ 1	พบเขม่าเส้นผ่านศูนย์กลางใหญ่ขึ้นเมื่อเพิ่มอัตราส่วนสมมูล

ตารางที่ 2.4 สรุปชนิดวัสดุพรมและย่านการใช้งานที่เหมาะสม

พารามิเตอร์ที่พิจารณา	ค่าที่ดีที่สุด	ลักษณะเด่นที่พบ
ประเภทวัสดุ	SiC Metal fiber และ Cordierite	ให้อุณหภูมิสูง มีความทนทาน และสามารถรักษาเสถียรภาพได้ดี
ค่าความหนาแน่นช่องว่าง	10-20 ppi	ย่านเสถียรภาพกว้าง
ค่าความพรม	90%	ประสิทธิภาพทางความร้อนสูงในขณะที่มลพิษต่ำ
โครงสร้าง	โพลีเมอร์	ย่านเสถียรภาพกว้าง
อัตราส่วนสมมูล	วัสดุพรมสามารถให้การเผาไหม้ที่มีเสถียรภาพในย่านอัตราส่วนสมมูลที่กว้างมาก ตั้งแต่ย่านที่มีค่าสูง $1.9 \leq \Phi \leq 2.9$ [13] จนถึงย่านที่มีค่าต่ำ $0.125 \leq \Phi \leq 0.3$ [24]	ให้อุณหภูมิสูงและย่านการทำงานกว้าง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## บทที่ 3

# ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

### 3.1 ก๊าซเชื้อเพลิง

จากการรวบรวมทฤษฎีและองค์ความรู้ที่เกี่ยวข้องกับก๊าซเชื้อเพลิง [33-35] พบว่าก๊าซเชื้อเพลิงหลักที่ใช้ในประเทศไทย ได้แก่ ก๊าซธรรมชาติและก๊าซปิโตรเลียมเหลว นอกจากนี้ก๊าซเชื้อเพลิงยังสามารถผลิตได้จาก ถ่านหิน ไม้ ก๊าซธรรมชาติและปิโตรเลียมอีกด้วย

#### 3.1.1 ชนิดของก๊าซเชื้อเพลิง

ก๊าซเชื้อเพลิงที่สำคัญและนิยมใช้กันมากในปัจจุบันมีดังนี้

*ก๊าซธรรมชาติ* ประกอบไปด้วยไฮโดรคาร์บอนชนิดต่างๆ โดยมีมีเทนเป็นหลัก ที่เหลือเป็นองค์ประกอบส่วนน้อย ซึ่งก๊าซธรรมชาตินี้มักถูกพบบริเวณหินพูนเหนือแหล่งน้ำมันและถูกอัดด้วยความดันสูงอยู่ใต้ดิน สามารถนำมาใช้โดยการอัดและหล่อเย็นจนกระทั่งสารประกอบไฮโดรคาร์บอนตัวหนักๆ กลายเป็นของเหลวจากนั้นจึงแยกก๊าซธรรมชาติแห่งความดันสูงส่งไปตามท่อเพื่อใช้งาน

*ก๊าซปิโตรเลียมเหลว* (Liquefied petroleum gas, LPG) มีส่วนประกอบหลักคือ อีเทน โพรเพนและบิวเทน โดยผลิตจากก๊าซธรรมชาติในโรงแยกก๊าซ และยังรวมถึงก๊าซเหลวที่ได้จากการกลั่นน้ำมันดิบในโรงกลั่นน้ำมัน เช่น เอทิลีน โพรพิลีนและบิวทิลีน เป็นต้น การขนส่งก๊าซแอลพีจีทำได้โดยการบรรจุใส่ถังภายใต้ความดันและแอลพีจีจะกลายเป็นไอ ภายใต้ความดันบรรยากาศปกติ

โพรดิวเซอร์ก๊าซ (Producer gas) ประกอบด้วยคาร์บอนมอนอกไซด์ ไฮโดรเจน ไนโตรเจนโดยอาจมีมากถึง 55% และคาร์บอนไดออกไซด์ ซึ่งโพรดิวเซอร์ก๊าซนี้จะได้จากการปล่อยอากาศทำปฏิกิริยากับเชื้อเพลิงแข็งในปริมาณที่น้อยกว่าค่าทางทฤษฎี (Substoichiometric gas) ผ่านชั้นรองของ ถ่านหิน ฟิต ไม้หรือของเหลือทางด้านเกษตร ทำให้มีค่าความร้อนต่ำเนื่องจากมีก๊าซไนโตรเจนปนอยู่มาก ดังนั้นถ้าต้องการให้ค่าความร้อนสูงขึ้นต้องใช้ก๊าซออกซิเจนในปริมาณน้อยกว่าค่าทางทฤษฎีแทนอากาศในการผลิต และยังสามารถนำไปใช้งานได้ทันทีหรืออาจนำไปพอกก่อนก็ได้

#### 3.1.2 คุณสมบัติของก๊าซแอลพีจี

##### 3.1.2.1 คุณสมบัติทางเคมี

คุณสมบัติทางเคมีของก๊าซแอลพีจีหมายความรวมถึงก๊าซไฮโดรเจนที่มีส่วนประกอบของคาร์บอนในระดับ C3 และ C4 ซึ่งในระบบนี้ไฮโดรคาร์บอนจะสามารถเปลี่ยนสถานะเป็นของเหลวได้ภายใต้ความดันที่ไม่สูงมากนัก ที่อุณหภูมิปกติ ไฮโดรคาร์บอนกลุ่มนี้ประกอบด้วย

โพรเพน	Propane	$C_3H_8$
โพรพิลีน	Propylene	$C_3H_6$
บิวเทน	Butane	$C_4H_{10}$
บิวทิลีน	Butylene	$C_4H_8$

และมีสารประกอบที่ไม่ใช่ไฮโดรคาร์บอนรวมอยู่บ้างเล็กน้อย เนื่องจากความหลากหลายของส่วนประกอบทำให้มีการตั้งมาตรฐานของก๊าซแอลพีจีที่ใช้เป็นเชื้อเพลิงให้แน่ชัดและเป็นข้อมูลในการออกแบบระบบให้ถูกต้องและปลอดภัย

อย่างไรก็ตาม C3 และ C4 ที่ปรากฏอยู่ในส่วนผสมของก๊าซแอลพีจีอาจแบ่งออกเป็นสองกลุ่มคือพวกอิ่มตัว (Saturated) และไม่อิ่มตัว (Unsaturated) ซึ่งทั้งสองกลุ่มนี้ต่างกันตรงลักษณะการจับตัวกันของคาร์บอนอะตอม

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

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

### 3.1.2.2 คุณสมบัติทางกายภาพ

เมื่อพิจารณาในสถานะของเหลว เนื่องจากแอลพีจีนั้นมีจุดเดือดต่ำมาก คือโพรเพน  $-42\text{ }^{\circ}\text{C}$  นอร์มัลบิวเทน  $-0.5\text{ }^{\circ}\text{C}$  ไอโซบิวเทน  $-11.72\text{ }^{\circ}\text{C}$  ดังนั้นแอลพีจีนั้นจะมีจุดเดือดและมีสถานะเป็นก๊าซที่ความดันบรรยากาศเว้นเสียแต่ถูกอัดด้วยความดันอยู่ภายในถึง ค่าความดันที่ทำให้เป็นของเหลวคือความดันของแอลพีจีเอง

### ตารางที่ 3.1 คุณสมบัติของแอลพีจีสถานะของเหลว [35]

	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 ก๊าซที่สันดาปได้จะมีช่วงส่วนผสมกับอากาศเพียงช่วงเดียวที่จุดไฟและลุกไหม้ได้ เพราะอากาศผสมอยู่ในปริมาณที่พอเหมาะช่วงการลุกไหม้จะแสดงค่าเป็นร้อยละของปริมาตรก๊าซต่ออากาศ ค่าความเข้มข้นสูงสุดของการลุกไหม้เรียกว่าค่าขอบบน ส่วนทางด้านต่ำเรียกว่า ค่าขอบล่าง แอลพีจีของเป็นผสมระหว่างโพรเพนกับบิวเทน โดยโพรเพนมีช่วงการ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ลุกไหม้ 9.5 – 2.4% โดยปริมาตรในอากาศและบิวเทนมีช่วงการลุกไหม้ 8.4 – 1.8% โดยปริมาตร โดยหากส่วนผสมมากหรือน้อยกว่านี้จะไม่ติดไฟ

### 3.1.3 อุณหภูมิของการจุดติดไฟ

เมื่อค่อยๆ เพิ่มอุณหภูมิให้กับเชื้อเพลิงจนเลยอุณหภูมิค่าหนึ่งแล้ว แม้จะไม่มีประกายไฟหรือสาเหตุของการติดไฟ เชื้อเพลิงก็จะลุกไหม้เองตามธรรมชาติ อุณหภูมิต่ำสุดที่เกิดการลุกไหม้ตามธรรมชาตินี้เรียกว่าอุณหภูมิการจุดติดไฟ ของโพรเพนคือ 460 – 580°C ของบิวเทนคือ 410 – 550 °C

### 3.1.4 อุณหภูมิของเปลวไฟ

อุณหภูมิของเปลวไฟที่ได้จากการเผาไหม้ของก๊าซหุงต้มที่มีค่าสูงมากพบได้ว่าการหลอมละลายต่างๆ ได้เช่น เหล็กหล่อ ทองเหลือง อะลูมิเนียมและแก้ว เป็นต้น โดยโพรเพนมีอุณหภูมิเปลวไฟในอากาศ 1930 °C และ บิวเทน 1900 °C

### 3.1.5 อัตราส่วนปริมาตรของเหลวต่อก๊าซ

ก๊าซหุงต้มเหลวเมื่ออยู่ในสถานะก๊าซ ปริมาตรจะเปลี่ยนแปลงไปอย่างมากโดยโพรเพน 1 หน่วยปริมาตรเมื่อกลายเป็นก๊าซแล้วจะมีปริมาตรเป็น 2 หน่วยที่ 15.5 °C ส่วนบิวเทน 1 หน่วยปริมาตรเมื่อกลายเป็นก๊าซแล้วจะมีปริมาตรเป็น 233 หน่วยที่ 15.5 °C

### 3.1.6 ค่าความร้อนของการเผาไหม้

ค่าความร้อนของการเผาไหม้หมายถึงปริมาณความร้อนที่เกิดจากการนำเอาก๊าซแอลพีจี 1 หน่วยน้ำหนัก หรือ 1 หน่วยปริมาตร มาทำการเผาไหม้ที่ความดันและอุณหภูมิปกติ (25 °C)

ตารางที่ 3.2 ค่าความร้อนของการเผาไหม้ก๊าซแอลพีจี [35]

ที่อุณหภูมิ 25 °C	โพรเพน	นอร์มัลบิวเทน	ไอโซบิวเทน
High Heating Value			
กิโลแคลอรี / กิโลกรัม	11943	11742	11714
บีทียู / ปอนด์	21497	21135	21085
กิโลแคลอรี / ลบ.เมตร	23700	30600	30500
บีทียู / ลบ.ฟุต	2663	3438	3427
Low Heating Value			
กิโลแคลอรี / กิโลกรัม	10989	10837	10810
บีทียู / ปอนด์	19789	19506	19458
กิโลแคลอรี / ลบ.เมตร	22250	29400	29458
บีทียู / ลบ.ฟุต	2500	3304	3281

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 3.1.7 ปริมาณอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้

ก๊าซออกซิเจนเป็นก๊าซที่ผสมอยู่ในอากาศ 21% โดยปริมาตรและเป็นปัจจัยสำคัญที่ช่วยทำให้เกิดการเผาไหม้ ดังนั้นปริมาณอากาศที่ป้อนเข้าไปในห้องเผาไหม้จะต้องมีปริมาณที่แน่นอน ในกรณีที่ก๊าซแอลพีจีเผาไหม้อย่างสมบูรณ์ทั้งหมดก็จะกลายเป็นก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ การเปลี่ยนแปลงสามารถเขียนเป็นสมการทางเคมีได้ดังนี้



ดังสมการเหล่านี้ ปริมาณออกซิเจนที่จำเป็นต่อการเผาไหม้อย่างสมบูรณ์มีค่าเป็น 5 เท่าโดยปริมาตรในกรณีของโพรเพน และเป็น 6.5 เท่าโดยปริมาตร ในกรณีของบิวเทน เนื่องจากปริมาณออกซิเจนในอากาศจะมีปริมาณ 21% โดยปริมาตร ฉะนั้นในการเผาไหม้โพรเพนอย่างสมบูรณ์ 1 m<sup>3</sup> จะต้องใช้อากาศ 24 m<sup>3</sup> ส่วนบิวเทน 1 m<sup>3</sup> จะต้องใช้อากาศ 31 m<sup>3</sup> ดังนั้นเมื่อมีการเปรียบเทียบกับน้ำมันเบนซินแล้ว แอลพีจีต้องการอากาศมากกว่าเล็กน้อย

### 3.1.8 สี กลิ่น ความเป็นพิษและการละลาย

แอลพีจีบริสุทธิ์จะไม่มีสี กลิ่น ดังนั้นบริษัทผู้ผลิตจึงต้องเติมสารประกอบที่มีกลิ่นเหม็นลงไปด้วย เพื่อให้ผู้ใช้รู้เมื่อเกิดการรั่วซึม สารประกอบที่ใส่ลงไปจะเป็น เมอร์แคปเทน (Mercaptan) ก๊าซแอลพีจีเป็นก๊าซที่ไม่มีพิษแต่ในกรณีเกิดการสันดาปอย่างไม่สมบูรณ์จะทำให้เกิดก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์ได้เช่นกัน เนื่องจากแอลพีจีไม่มีสารพิษร้ายแรง เช่น Tetra ethylene ซึ่งจะมีอยู่ในน้ำมันเบนซิน ฉะนั้นก๊าซไอเสียของแอลพีจีจึงสะอาดเมื่อเทียบกับการเผาไหม้ของน้ำมันเบนซิน

นอกจากนี้ก๊าซแอลพีจียังมีคุณสมบัติเป็นตัวทำละลายเช่นเดียวกับพวกน้ำมันระเหย จึงสามารถทำให้อุปกรณ์ต่างๆ ที่ทำมาจากยางธรรมชาติเสียคุณสมบัติได้ เช่น ปะเก็น หรือซีล ต่างๆ ดังนั้นอุปกรณ์ที่นำมาใช้กับถังที่บรรจุก๊าซธรรมชาติควรใช้วัสดุอื่นที่ไม่ทำมาจากยางธรรมชาติเช่น ยางสังเคราะห์ เป็นต้น

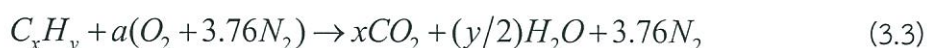
## 3.2 การเผาไหม้ (Combustion)

จากองค์ความรู้ด้านการเผาไหม้ [33], [34], [36] การเผาไหม้เป็นปฏิกิริยาออกซิเดชันที่อุณหภูมิสูงระหว่างเชื้อเพลิงหรือสารที่สามารถเผาไหม้กับออกซิเจนได้อย่างรวดเร็ว ซึ่งสารที่สามารถเผาไหม้ได้ในเชื้อเพลิงคือ คาร์บอน (C) ไฮโดรเจน (H) และกำมะถัน (S) หรืออาจมองการเผาไหม้ได้อีกลักษณะหนึ่งว่าเป็นเรื่องเกี่ยวกับจลนทางเคมี (Chemical kinetic) ซึ่งเกี่ยวข้องกับความเร็วกและกลไกของปฏิกิริยาทางเคมีของสารขณะที่สลายตัวไปเป็นสารใหม่พร้อมกับการเปลี่ยนแปลงของพลังงานระหว่างพลังงานทางเคมีและพลังงานความร้อนอย่างรวดเร็ว โดยในการเผาไหม้จะมีการปลดปล่อยพลังงานออกมาหรือเรียกว่า กระบวนการคายความร้อน (Exothermic process) ดังนั้นเมื่อการเผาไหม้ดำเนินไปอย่างต่อเนื่องจะเกิดการปลดปล่อยพลังงานออกมาในรูปแบบความร้อนและแสงสว่างนั่นเอง โดยการเผาไหม้จะเกิดขึ้นภายใต้สภาวะเงื่อนไขที่เหมาะสม ได้แก่ อัตราส่วนผสมระหว่างเชื้อเพลิงกับออกซิไดเซอร์ อุณหภูมิ ความดัน เป็นต้น

เปลวไฟ (flame) ซึ่งเป็นส่วนสำคัญของการเผาไหม้ คือบริเวณต่างๆ ที่เกิดปฏิกิริยาเคมีการคายความร้อน (Exothermic chemical reaction) อย่างรวดเร็ว โดยการเผาไหม้สามารถให้เปลวไฟได้สองแบบคือ เปลวไฟแบบผสมกันมาก่อน (Premixed flame) และเปลวไฟแบบแพร่ (Diffusion flame) ซึ่งในหัวข้อนี้จะขอลำถึงเพียงเปลวไฟแบบผสมกันมาก่อน แต่ละแบบอาจจำแนกย่อยได้เป็นเปลวไฟที่นิ่งอยู่กับที่ (Stationary flame) และเปลวไฟลุกลามเคลื่อนที่ (Propagating flame) และเปลวไฟต้องมีความเร็วการเผาไหม้ (Burning velocity) อาจเป็นความเร็วการเผาไหม้แบบราบเรียบ (Laminar burning velocity) หรือความเร็วการเผาไหม้แบบปั่นป่วน (Turbulent burning velocity) ซึ่งปฏิกิริยาการเผาไหม้เกิดขึ้นในอัตราเร็วหรือช้าขึ้นอยู่กับ พื้นที่ผิวสัมผัสของเชื้อเพลิง และอุณหภูมิ เป็นต้น

### 3.2.1 สโตยชิโอเมตรีของการเผาไหม้ (Combustion Stoichiometry)

สโตยชิโอเมตรีเป็นการคำนวณปริมาณออกซิไดเซอร์ที่พอดีในการเผาไหม้อย่างสมบูรณ์ ดังนั้นถ้าปริมาณออกซิไดเซอร์มากกว่าสโตยชิโอเมตริ่นั้นหมายถึงการเผาไหม้นั้นมีส่วนผสมอากาศต่อเชื้อเพลิงแบบบาง (Lean mixture) ในทางกลับกัน เมื่อมีปริมาณออกซิไดเซอร์น้อยกว่าสโตยชิโอเมตรีหมายถึงมีส่วนผสมอากาศต่อเชื้อเพลิงแบบหนา (Rich mixture) การหาความสัมพันธ์แบบสโตยชิโอเมตรีทำได้โดยการเขียนสมการเผาไหม้ เช่น สำหรับเชื้อเพลิงไฮโดรคาร์บอนสามารถหาได้ดังนี้



เมื่อ

$$a = x + y/4$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สัดส่วนของปริมาณออกซิเจนในอากาศซึ่งมักนิยมพิจารณาให้อากาศที่ใช้ในการเผาไหม้เป็นอากาศแห้งประกอบไปด้วย ออกซิเจน 21% โดยปริมาตร และไนโตรเจน 79% โดยปริมาตร นั่นคือในอากาศ 1 โมล ประกอบไปด้วยโมเลกุลออกซิเจน 1 โมล และโมเลกุลไนโตรเจน 3.76 โมล ซึ่งการหาอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงที่ตามทฤษฎีหรือตามสตอยซิโอเมตรีสามารถหาได้จาก

$$(A/F)_{stoi} = \left( \frac{m_{air}}{m_{fuel}} \right)_{stoi} = \frac{4.76}{1} \frac{MW_{air}}{MW_{fuel}} \quad (3.4)$$

นอกจากนี้ยังมีปริมาณที่เกี่ยวข้องอื่นๆ ดังนี้

- อัตราส่วนสมมูล (Equivalent ratio,  $\Phi$ ) เป็นปริมาณที่บอกให้ทราบว่าส่วนผสมระหว่างอากาศและเชื้อเพลิงอยู่ห่างไกลจากค่าทฤษฎีเท่าใด หาได้จาก

$$\Phi = \frac{(A/F)_{stoi}}{(A/F)} = \frac{(F/A)}{(F/A)_{stoi}} \quad (3.5)$$

ดังนั้นสำหรับส่วนสมมูล  $\Phi > 1$ , ส่วนผสมบาง  $\Phi < 1$  และส่วนสมตามสตอยซิโอเมตรี  $\Phi = 1$

- เปอร์เซ็นต์อากาศทางทฤษฎี (Percent theoretical air) คือปริมาณที่บอกให้ทราบว่าปริมาณอากาศที่ใช้จริงในการเผาไหม้คิดเป็นกี่เปอร์เซ็นต์ของปริมาณอากาศตามทฤษฎี

$$\text{เปอร์เซ็นต์อากาศเมื่อเทียบกับค่าทางทฤษฎี} = \frac{100\%}{\Phi} \quad (3.6)$$

- เปอร์เซ็นต์อากาศส่วนเกิน (Percent excess air) คือปริมาณที่บอกให้ทราบว่าปริมาณอากาศส่วนเกินกี่เปอร์เซ็นต์โดยคิดจากอากาศทางทฤษฎีที่มีค่าเท่ากับ 100

$$\text{เปอร์เซ็นต์อากาศส่วนเกิน} = \frac{(1-\Phi)}{\Phi} \times 100\% \quad (3.7)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 3.2.2 ปัจจัยที่ส่งผลต่อการเผาไหม้

3.2.2.1 ปริมาณอากาศที่เพียงพอต่อการเผาไหม้ (Sufficient air to combustion) ในการเผาไหม้เชื้อเพลิงให้สมบูรณ์จำเป็นต้องมีสัดส่วนของอากาศหรือออกซิเจนที่เพียงพอต่อการทำปฏิกิริยาเผาไหม้โดยปริมาณอากาศที่น้อยที่สุดที่สามารถทำให้เกิดการเผาไหม้สมบูรณ์เรียกว่าปริมาณอากาศทางทฤษฎี ซึ่งสามารถคำนวณได้จากหัวข้อที่ผ่านมา

3.2.2.2 ระยะเวลาในการเผาไหม้ (Burning time, resident time) เนื่องจากในการทำปฏิกิริยาจำเป็นต้องอาศัยเวลาเพื่อที่จะทำให้เกิดปฏิกิริยาการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ ซึ่งหาระยะเวลาในการเผาไหม้ไม่เพียงพอจะส่งผลให้ประสิทธิภาพการใช้เชื้อเพลิงต่ำและนับว่าเป็นการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงด้วย

3.2.2.3 อุณหภูมิของการเผาไหม้ (Combustion Temperature) เป็นที่ทราบกันดีว่าการเผาไหม้เชื้อเพลิงนั้นเป็นการเกิดปฏิกิริยาเคมีซึ่งความเร็วของการเกิดปฏิกิริยานั้นจะขึ้นอยู่กับอุณหภูมิของการเกิดปฏิกิริยานั้นเป็นสำคัญด้วย โดยหากอุณหภูมิการเผาไหม้มีค่าสูงความเร็วของการเผาไหม้ก็จะมีค่ามาก

3.2.2.4 ความปั่นป่วนระหว่างการเผาไหม้ (Turbulent) เนื่องจากในการเผาไหม้นั้นเป็นการทำปฏิกิริยาของเชื้อเพลิงและออกซิเจนในอากาศ ซึ่งหากระหว่างการเผาไหม้มีความปั่นป่วนเกิดขึ้นจะทำให้เกิดการคลุกเคล้ากันอย่างดีของเชื้อเพลิงและออกซิเจน ทำให้โอกาสที่ออกซิเจนจะเข้าไปทำปฏิกิริยากับเชื้อเพลิงและเกิดการเผาไหม้ที่สมบูรณ์มีมากขึ้น

### 3.2.3 เปลวไฟผสมก่อนแบบลามินาร์ (Laminar premixed flame)

กล่าวถึงปรากฏการณ์การเผาไหม้เชื้อเพลิงก๊าซภายใต้อุณหภูมิสูงของส่วนผสมระหว่างเชื้อเพลิงและออกซิโดเซอร์ที่ผสมจนเป็นเนื้อเดียวกันก่อนจะมีการเผาไหม้เกิดขึ้น ซึ่งเรียกว่าเปลวไฟผสมก่อนแบบลามินาร์สามารถพบเห็นได้ทั่วไปยกตัวอย่างเช่น เตาแก๊สตามบ้าน อุปกรณ์ให้ความร้อนและตะเกียงเบนเซน (Buncen burner) เปลวไฟก๊าซชนิดผสมกันมาก่อนนี้แบ่งออกเป็นสองแบบคือ แบบอยู่กับที่ (Stationary flame) และแบบลามเคลื่นที่ (Propagating flame) ขึ้นอยู่กับวิธีป้อนส่วนผสมเข้าสู่บริเวณเปลวไฟ ซึ่งสามารถวิเคราะห์พฤติกรรมของเปลวไฟได้จากความเร็วของเปลวไฟแบบลามินาร์ (Laminar flame speed,  $S_L$ ) ซึ่งมีค่าเท่ากับองค์ประกอบความเร็วของส่วนผสมที่ตั้งฉากกับแนวเปลวไฟ (flame front) ณ ตำแหน่งใดๆ แสดงดังไดอะแกรมในรูปที่ 3.1 โดยพารามิเตอร์นี้มีความสำคัญมากในการออกแบบอุปกรณ์การเผาไหม้เชื้อเพลิง แสดงดังสมการ

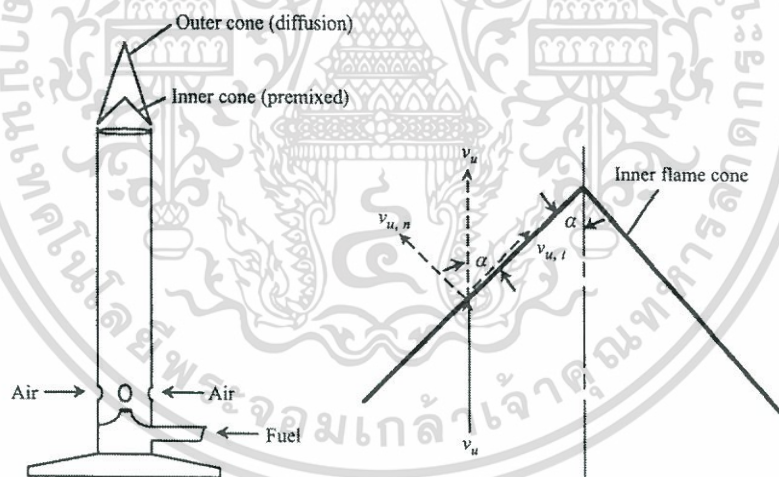
$$S_L = v_u \sin \alpha \quad (3.8)$$

เมื่อ  $v_u$  คือความเร็วการไหลของส่วนผสม และ  $\alpha$  คือมุมองศาของหน้าเปลวไฟด้านใน (inner flame cone) อ้างอิงกับทิศทางการไหล จากสมการทำให้เราทราบถึงปรากฏการณ์สำคัญของเปลวไฟ ก๊าซแบบผสมก่อนได้เป็นอย่างดี ซึ่งแบ่งออกเป็น 3 กรณีดังนี้

3.2.3.1 กรณีเปลวไฟสมดุค ดังนั้น  $|S_L| = |v_u \sin \alpha|$  และมีทิศทางตั้งฉากกับแนวเปลวไฟ ดังนั้นการทำให้เปลวไฟหยุดลามและสมดุคอยู่กับที่ได้ั้นนั้นต้องปรับความเร็วการไหลของส่วนผสม จนมีค่าเท่ากับค่าความเร็วของเปลวไฟของส่วนผสมนั่นเอง

3.2.3.2 กรณีเปลวไฟลามเคลื่อนที่เข้าหาส่วนผสม เพราะความเร็วในการไหลของส่วนผสมต่ำเกินไป มักเกิดในกรณีหรือความเร็วเชื้อเพลิง โดย  $|S_L| > |v_u \sin \alpha|$  ปรากฏการณ์นี้เรียกว่าเปลวไฟย้อนกลับ

3.2.3.3 กรณีเปลวไฟลามเคลื่อนที่เข้าหาสารผลิตภัณฑ์ เนื่องจากความเร็วในการไหลของส่วนผสมมากกว่าความเร็วเปลวไฟลามนิ่ง หรือ  $|S_L| < |v_u \sin \alpha|$  โดยฐานเปลวไฟจะยกตัวลอยจากบริเวณปากหัวเผาเล็กน้อย เรียกปรากฏการณ์นี้เรียกว่าเปลวไฟหลุดลอย และหากขนาดของความเร็วส่วนผสมมีค่ามากกว่าความเร็วเปลวไฟลามนิ่งมากๆ จะทำให้เกิดปรากฏการณ์เป่าดับขึ้น



รูปที่ 3.1 โครงสร้างตะเกียงบุนเซนและความเร็วเปลวไฟแบบลามินาร์ซึ่งมีค่าเท่ากับองค์ประกอบในทิศตั้งฉากของความเร็วส่วนผสม [34]

ตะเกียงบุนเซนเป็นอีกการทดลองหนึ่งซึ่งอธิบายถึงเปลวไฟผสมก่อนแบบลามินาร์ได้เป็นอย่างดี แสดงดังรูปที่ 3.1 โดยที่เจ็ทเชื้อเพลิงที่ถูกป้อนเข้าทางฐานจะเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่หนึ่ง (Primary air entrainment) โดยรอบเข้าไปผสมกันในท่อ ซึ่งจะเกิดเป็นเปลวไฟผสมก่อนในเบื้องต้น จากนั้นเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

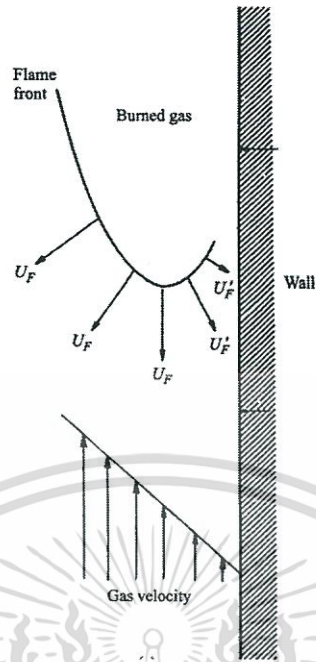
ส่วนผสมที่มีเชื้อเพลิงหลงเหลืออยู่จะเผาไหม้ต่อโดยปรากฏเป็นลักษณะโคนชั้นที่สอง เมื่อปรับเปลี่ยนช่องทางเข้าอากาศส่วนที่หนึ่งจะได้ลักษณะของเปลวไฟที่แตกต่างกันออกไปเนื่องจากการปรับเปลี่ยนส่วนผสมระหว่างเชื้อเพลิงและอากาศ

### 3.2.4 เสถียรภาพเปลวไฟ (Flame stability)

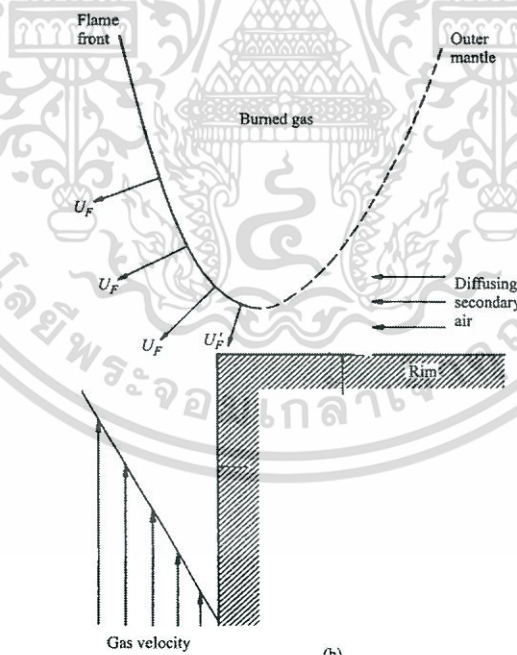
สิ่งสำคัญที่ควรหลีกเลี่ยงในการออกแบบหัวเผาก๊าซ คือปรากฏการณ์เปลวไฟย้อนกลับและเปลวไฟหลุดลอย (lift off) เปลวไฟย้อนกลับ คือปรากฏการณ์ที่เปลวไฟลามไปในท่อผสมโดยไม่ดับ ซึ่งไม่เพียงสร้างความรำคาญเท่านั้นแต่ยังเป็นสาเหตุของการระเบิดเนื่องมาจากการขยายปริมาตรของก๊าซอย่างฉับพลันหากเกิดการจุดติดไฟอย่างรวดเร็วเกินกว่าความเร็วเสียง ในขณะที่เปลวไฟหลุดลอยคือปรากฏการณ์ที่เกิดช่องว่างระหว่างฐานของเปลวไฟและท่อ แต่ในขณะเดียวกันก็เกิดการเผาไหม้อยู่ ซึ่งเป็นสาเหตุของการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์เมื่อก๊าซผสมไหลออกจากช่องระหว่างเปลวไฟกับท่อและทำให้จุดติดไฟยาก ถ่ายเทความร้อนได้ไม่ดี

หลักการของทั้งสองปรากฏการณ์นี้ตั้งอยู่บนพื้นฐานของความเร็วเปลวไฟแบบลามินาร์ในแต่ละกรณี จากรูปที่ 3.2 แสดงถึงโปรไฟล์เวกเตอร์ของเปลวไฟย้อนกลับ โดยมักมักเกิดขึ้นระหว่างการหรี่หรือหยุดการป้อนเชื้อเพลิง ทำให้ความเร็วของเปลวไฟมีมากกว่าอัตราการไหลของผสมส่งผลให้เปลวไฟลามไปยังต้นทางมากกว่าที่จะดับ ดังนั้นพารามิเตอร์ที่เกี่ยวข้องได้แก่ ชนิดของเชื้อเพลิง อัตราส่วนผสม อัตราการไหลและลักษณะทางกายภาพของหัวเผา เป็นต้น

กล่าวได้ว่าปรากฏการณ์เปลวไฟหลุดลอยนั้นขึ้นอยู่กับลักษณะของเปลวไฟและอัตราการไหลบริเวณขอบของหัวเผา คือเมื่อพิจารณาให้เปลวไฟมีเสถียรภาพที่ขอบของหัวเผาที่อัตราการไหลต่ำฐานของเปลวไฟจะอยู่ติดกับหัวเผา แต่เมื่อเพิ่มอัตราการไหล จะสังเกตพบว่ามีมุมของโคนเปลวไฟมีขนาดเล็กกลงและเริ่มออกห่างจากหัวเผาเรียกปรากฏการณ์นี้ว่าเปลวไฟหลุดลอย ดังแสดงในรูปที่ 3.3 และถ้าเพิ่มอัตราการไหลไปเรื่อยๆจะให้เกิดการเป่าดับ ซึ่งเป็นสิ่งที่ไม่ต้องการให้เกิดขึ้น

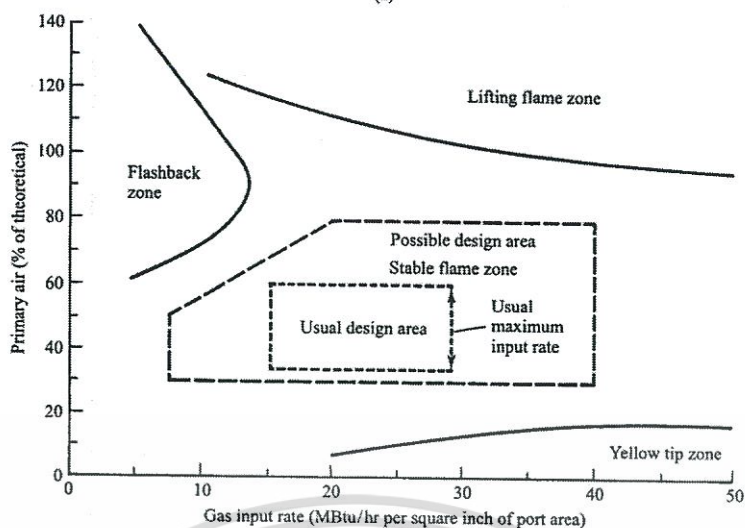


รูปที่ 3.2 โพรไฟล์ความเร็วขณะเกิดเปลวไฟย้อนกลับ [34]



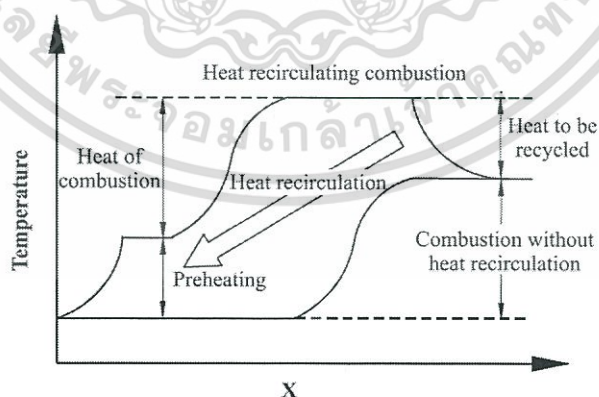
รูปที่ 3.3 โพรไฟล์ความเร็วขณะเกิดเปลวไฟหลุดลอย [34]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.4 ย่านการใช้งานของหัวเผา [34]

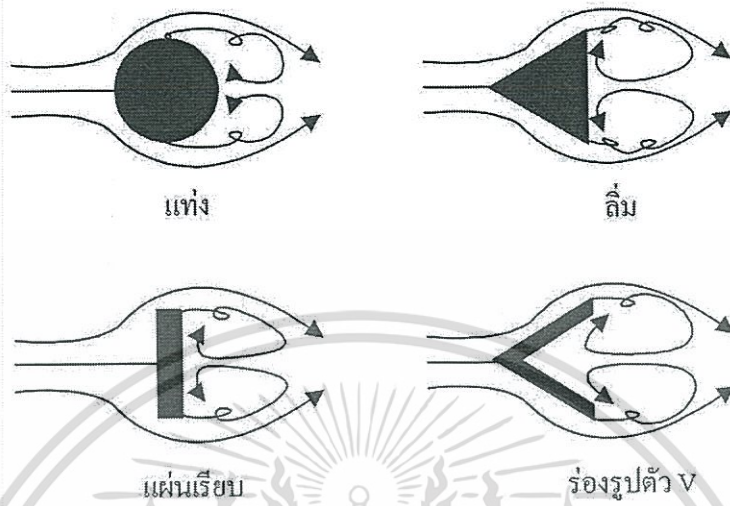
ดังนั้นการรักษาเสถียรภาพเปลวไฟ คือการรักษาอุณหภูมิในบริเวณเปลวไฟให้มีค่าสูงเพื่อให้การเผาไหม้เกิดขึ้นได้รวดเร็ว และมีการคายความร้อนในอัตราที่สูง การรักษาอุณหภูมิที่สูงของเปลวไฟสามารถทำได้โดยการสร้างการหมุนเวียนความร้อน (Heat recirculating combustion) ซึ่งก็คือการพยายามเพิ่มถ่ายเทความร้อนจากการเผาไหม้กลับเข้าสู่เปลวไฟให้มีปริมาณมากที่สุด ซึ่งการประยุกต์ให้มีการหมุนเวียนความร้อนในการเผาไหม้โดยทั่วไป (Conventional combustion) ใช้ทฤษฎีทางอากาศพลศาสตร์ (Aerodynamics stabilized) ในการสร้างการไหลแบบหมุนวน (Recirculation)



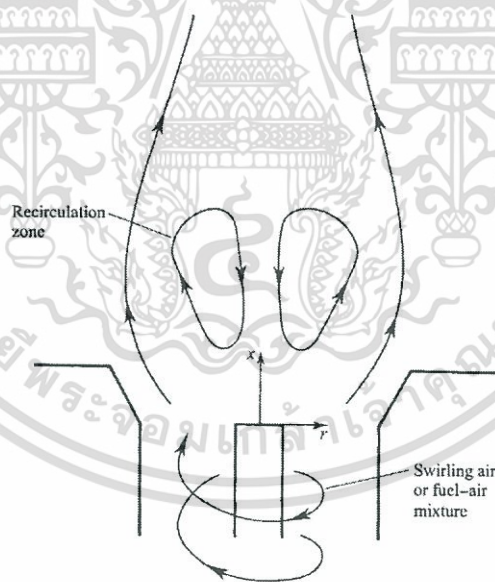
รูปที่ 3.5 เปรียบเทียบอุณหภูมิการเผาไหม้ของระบบที่มีและไม่มี การหมุนเวียนความร้อน [35]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การสร้างการไหลแบบหมุนวน (Recirculation) ทำได้หลายวิธี เช่น การใช้วัตถุขวางการไหล (Bluff body) หรือ ใช้การไหลแบบหมุนวน (Swirl or Jet-induced recirculation flow) ซึ่งแสดงดังรูปที่ 3.6 และรูปที่ 3.7



รูปที่ 3.6 การทำเปลวไฟให้เสถียรด้วยวิธีวัตถุขวางกั้น [35]



รูปที่ 3.7 การทำเปลวไฟให้เสถียรด้วยวิธีใช้การไหลแบบหมุนวน [34]

### 3.2.5 อุณหภูมิเปลวไฟแอดิยาแบติก (Adiabatic flame temperature)

อุณหภูมิเปลวไฟแอดิยาแบติก คือ อุณหภูมิสุดท้ายหลังจากไอดีเกิดปฏิกิริยาถ่ายเทความร้อนและเข้าสู่สมดุลทางเคมีภายใต้สภาวะความดันคงที่และไม่มีการสูญเสียความร้อนจากระบบ โดยจาก

นิยามกล่าวว่า เมื่อส่วนผสมเชื้อเพลิงและอากาศถูกเผาไหม้ภายใต้สภาวะที่กำหนด ค่าเอนทัลปีที่ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สภาวะเริ่มต้น (อุณหภูมิ 298K ที่ความดัน 1 บรรยากาศ) ของสารตั้งต้นจะมีค่าเท่ากับค่าเอนทาลปีของผลิตภัณฑ์ที่สภาวะสุดท้าย (อุณหภูมิเปลวไฟแอดิเยกแบติก ที่ความดัน 1 บรรยากาศ) เขียนเป็นความสัมพันธ์ดังนี้

$$H_{\text{reac}}(T_i, P) = H_{\text{prod}}(T_{\text{ad}}, P) \quad (3.9ก)$$

หรือในรูปต่อหน่วยมวล

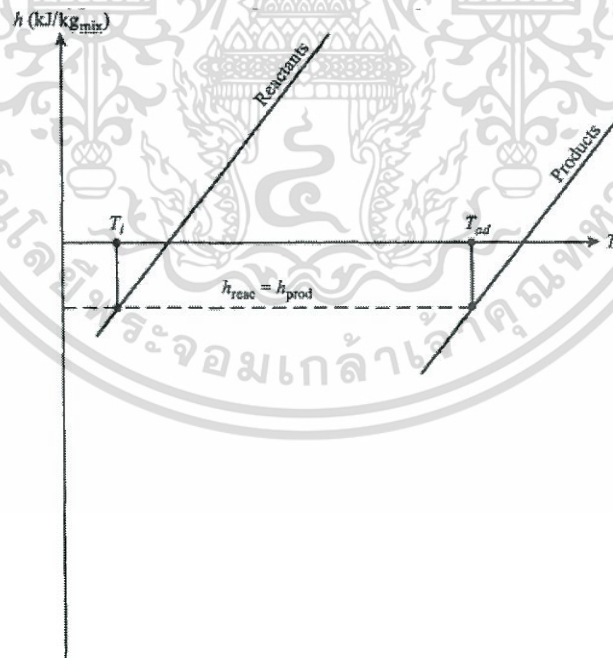
$$h_{\text{reac}}(T_i, P) = h_{\text{prod}}(T_{\text{ad}}, P) \quad (3.9ข)$$

เมื่อ  $T_i$  คือ อุณหภูมิเริ่มต้นของสารตั้งต้น มีค่าเท่ากับ 298K หน่วย K

$P$  คือ ความดันที่ 1 บรรยากาศ หน่วย atm

$T_{\text{ad}}$  คือ อุณหภูมิเปลวไฟแอดิเยกแบติก หน่วย K

โดยความสัมพันธ์ของเปลวไฟแอดิเยกแบติกและเอนทาลปีในปฏิกิริยาคายความร้อนแสดงดังรูปที่ 3.8



รูปที่ 3.8 กราฟความสัมพันธ์ของอุณหภูมิเปลวไฟแอดิเยกแบติกภายใต้สภาวะความดันคงที่ [34]

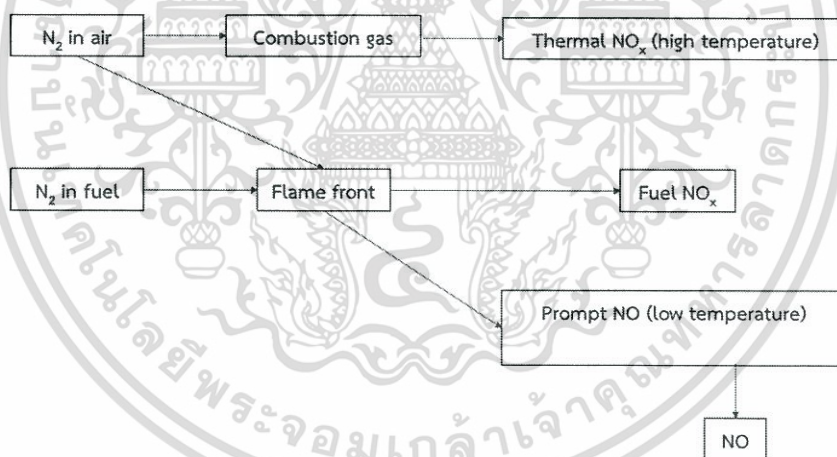
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อย่างไรก็ตาม ในการคำนวณเพื่อหาอุณหภูมิเปลวไฟแอดิเยนแบติก จำเป็นต้องทราบประเภทของทุกองค์ประกอบในผลิตภัณฑ์ ซึ่งในความเป็นจริงประกอบด้วยหลากหลายจำพวก (species) ดังนั้นการคำนวณนี้จึงเป็นเพียงการประมาณคร่าวๆ

### 3.3 มลพิษจากการเผาไหม้

#### 3.3.1 ออกไซด์ของไนโตรเจน ( $\text{NO}_x$ )

ในกระบวนการเผาไหม้โดยทั่วไปที่ต้องการก๊าซไอเสียหรือผลิตภัณฑ์จากการเผาไหม้ที่มีอุณหภูมิสูงในปริมาณมาก เพื่อนำไปใช้ประโยชน์ในการแลกเปลี่ยนความร้อนหรือสร้างงานให้กับอุปกรณ์อื่น ส่วนผสมเชื้อเพลิงและอากาศควรมีระยะเวลาการเกิดปฏิกิริยา (resident time) ที่เหมาะสมจึงจะส่งผลให้เกิดประสิทธิภาพทางความร้อนที่สูง แต่อย่างไรก็ตามสิ่งที่เกิดตามมาและไม่พึงประสงค์คือการเกิดออกไซด์ของไนโตรเจน โดย  $\text{NO}_x$  สามารถเกิดขึ้นได้จากหลายปัจจัย แบ่งออกได้เป็น 3 ประเภทหลัก ได้แก่ Thermal  $\text{NO}_x$ , Prompt  $\text{NO}_x$  และ Fuel  $\text{NO}_x$  โดยลักษณะและบริเวณการเกิด  $\text{NO}_x$  ประเภทต่างๆ แสดงดังรูปที่ 3.9 [36-38]



รูปที่ 3.9 กระบวนการเกิด  $\text{NO}_x$  ประเภทต่างๆ

#### 3.3.1.1 ประเภทของ $\text{NO}_x$

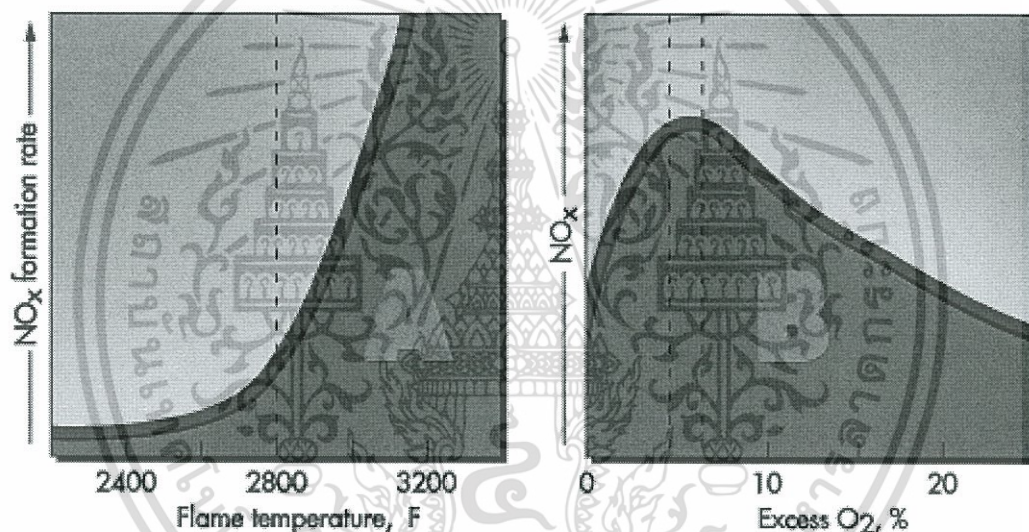
##### 3.3.1.1.1 Thermal $\text{NO}_x$

เกิดจากกระบวนการออกซิเดชันของโมเลกุลไนโตรเจนที่อยู่ในอากาศบริเวณแหล่งกำเนิดก๊าซไอเสียที่มีอุณหภูมิสูงตั้งแต่  $1100\text{ }^{\circ}\text{C}$  ขึ้นไป โดยกระบวนการดังกล่าวจะเกิดขึ้นเฉพาะภายใต้เงื่อนไขอุณหภูมิก๊าซไอเสียและระยะเวลาในห้องเผาไหม้ที่เหมาะสม ซึ่ง 3 ปฏิกิริยาย่อยที่ทำให้เกิด Thermal  $\text{NO}_x$  ได้แก่

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



โดยทั้ง 3 ปฏิกิริยาเป็นปฏิกิริยาแบบผันกลับได้ เรียกว่า Zeldovich mechanism การแก้ไขกลไกการเกิด Thermal  $NO_x$  ในเบื้องต้น สามารถทำได้โดยปรับปรุงห้องเผาไหม้ให้มีความยาวลดลงเพื่อช่วยลดระยะเวลาในการเผาไหม้ แต่อย่างไรก็ตามจะส่งผลให้ผลิตภัณฑ์ไม่ได้อุดมภูมิตามที่ต้องการ และจะเกิดมลพิษประเภทคาร์บอนมอนอกไซด์ตามมา นอกจากนี้จากรูปที่ 3.10 ยังแสดงให้เห็นว่าการเผาไหม้โดยทั่วไป Thermal  $NO_x$  มีแนวโน้มการเกิดสูงที่ปริมาณอากาศส่วนเกินประมาณ 5-8 เปอร์เซ็นต์



รูปที่ 3.10 แนวโน้มการเกิด Thermal  $NO_x$  [36]

### 3.3.1.1.2 Prompt $NO_x$

เกิดจากเชื้อเพลิงที่เกิดการสลายตัวเป็นส่วนเหลือ (residual) เช่น C, CH และ  $CH_2$  เข้าทำปฏิกิริยากับโมเลกุลไนโตรเจนในอากาศ มักเกิดขึ้นในระยะแรกของการเผาไหม้หรือในช่วงที่อุณหภูมิยังไม่สูง ก่อให้เกิดสารประกอบไนโตรเจน เช่น NH (Nitrogen monohydride), HCN (Hydrogen cyanide) เป็นต้น ซึ่งเป็นสารประกอบที่พร้อมเกิดปฏิกิริยาออกซิเดชัน และกลายเป็น  $NO_x$  ต่อไป โดยมีรูปแบบการเกิดปฏิกิริยาเป็นดังนี้



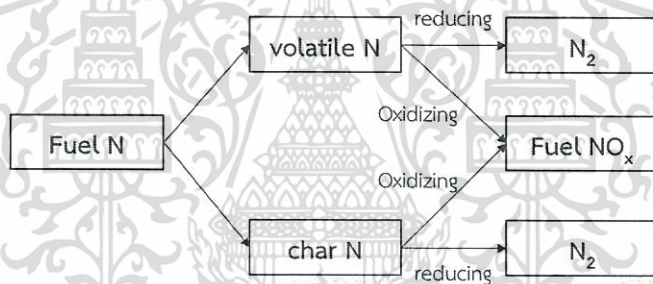
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.3.1.1.3 Fuel NO<sub>x</sub>

NO<sub>x</sub> ประเภทนี้เกิดขึ้นเฉพาะการเผาไหม้ที่ใช้เชื้อเพลิงที่มีไนโตรเจนเป็นองค์ประกอบ ในขณะที่ NO<sub>x</sub> สองชนิดแรกเกิดจากไนโตรเจนที่อยู่ในอากาศ ดังนั้น NO<sub>x</sub> ประเภทนี้จึงแทบไม่เกิดเลยในการเผาไหม้เชื้อเพลิงก๊าซ แต่จะเป็นมลพิษที่เกิดจากการเผาไหม้เชื้อเพลิงแข็งและน้ำมัน มีลักษณะการเกิดปฏิกิริยาค่อนข้างช้า ดังนี้

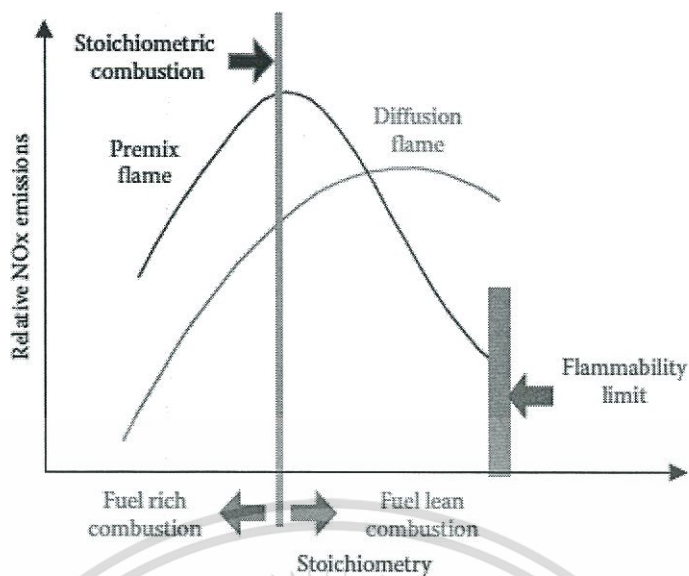


เมื่อ R<sub>x</sub> คือเชื้อเพลิง อย่างไรก็ตาม NO<sub>x</sub> ประเภทนี้มีลักษณะการเกิด 2 ลักษณะ คือเกิดจากปฏิกิริยาออกซิดชันของสารระเหยไนโตรเจน (Volatile nitrogen species) และเกิดจากการเผาไหม้ไนโตรเจนที่อยู่ในชาร์ (Char) โดยกระบวนการเกิด Fuel NO<sub>x</sub> ทั้ง 2 ลักษณะแสดงดังรูปที่ 3.11

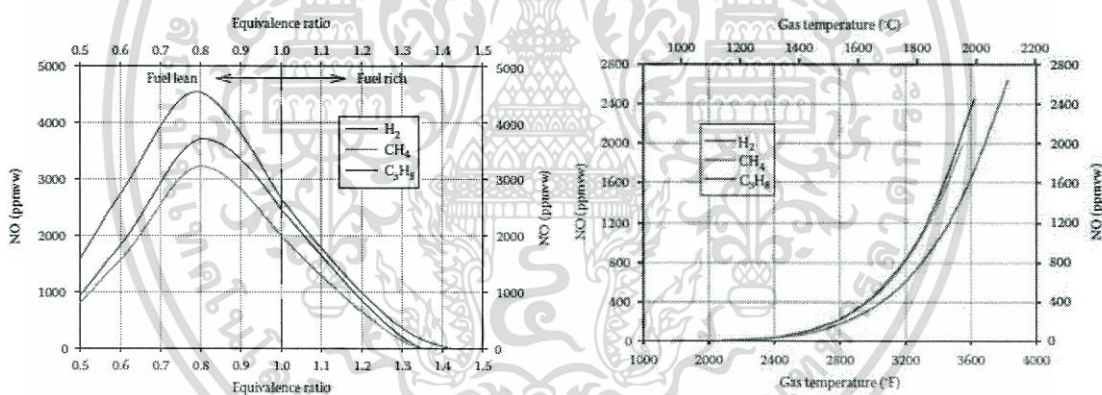


รูปที่ 3.11 กระบวนการเกิด Fuel NO<sub>x</sub>

จากกระบวนการเกิด NO<sub>x</sub> ประเภทต่างๆ ทำให้ทราบว่ากลไกการเกิดสารประกอบนี้ขึ้นอยู่กับหลายๆ ปัจจัย ยกตัวอย่างเช่น นอกจากอุณหภูมิและปริมาณอากาศส่วนเกินในรูปที่ 3.10 แล้ว ชนิดของเชื้อเพลิงก็มีผลเช่นกัน โดยเฉพาะเชื้อเพลิงที่ติดไฟง่ายจะมีปริมาณ NO<sub>x</sub> ค่อนข้างสูง เนื่องมาจากอุณหภูมิก๊าซไอเสียที่ได้จากการเผาไหม้มีค่าสูง ส่วนการอุ่นอากาศก่อนการเผาไหม้ก็ส่งผลทำให้อัตราการเกิด NO<sub>x</sub> เพิ่มสูงขึ้นเช่นกันโดยส่วนใหญ่เป็น Thermal NO<sub>x</sub>



รูปที่ 3.12 การเกิด NO<sub>x</sub> ที่อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงต่างๆ ระหว่างเปลวไฟแบบผสมมาก่อนและเปลวไฟแบบแพร่ [36]



รูปที่ 3.13 ชนิดเชื้อเพลิงที่ส่งผลต่อการเกิด NO<sub>x</sub> [36]

### 3.3.1.2 เทคนิคการลด NO<sub>x</sub>

จากการศึกษาวิจัยพบว่าเทคโนโลยีการลด NO<sub>x</sub> มีอยู่ด้วยกันหลายวิธี แต่สามารถแบ่งออกเป็น 3 กลุ่มหลักดังนี้

#### 3.3.1.2.1 การบำบัดก่อนการเผาไหม้ (Pre-treatment)

เป็นการป้องกันการกลไกการเกิด NO<sub>x</sub> ด้วยการปรับปรุงคุณสมบัติของสารตั้งต้น

1.) Fuel Switching เป็นการเปลี่ยนเชื้อเพลิงที่คาดว่าจะมีแนวโน้มการเกิด NO<sub>x</sub> สูง เช่น

เชื้อเพลิงแข็ง โดยเปลี่ยนมาใช้เชื้อเพลิงแก๊สเป็นต้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.) Additives การปรับเปลี่ยนโครงสร้างทางเคมีของเชื้อเพลิงหรือแม้แต่แต่ออกซิโดเซอร์ เช่น การเพิ่มแอมโมเนียเข้าไปในอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้เพื่อลด  $\text{NO}_x$

3.) Fuel Treatment เป็นการปรับโครงสร้างของเชื้อเพลิงให้เหมาะสมต่อการเผาไหม้และช่วยลดกลไกการเกิด  $\text{NO}_x$  เช่น การนำโมเลกุลของไนโตรเจนออกจากเชื้อเพลิงก่อนนำไปเข้ากระบวนการเผาไหม้ อย่างไรก็ตามวิธีนี้มีค่าใช้จ่ายค่อนข้างสูง

4.) Oxidizer Switching การเปลี่ยนตัวออกซิโดเซอร์ที่ทำให้มีแนวโน้มการเกิด  $\text{NO}_x$  สูงออก เช่นการใช้ออกซิเจนแทนอากาศในการเผาไหม้

### 3.3.1.2.2 การปรับเปลี่ยนลักษณะกระบวนการการเผาไหม้ (Combustion modification)

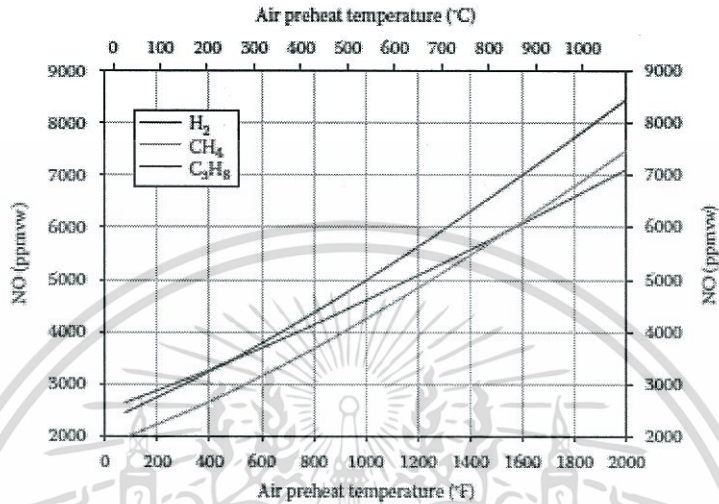
เป็นการป้องกันการเกิด  $\text{NO}_x$  ด้วยการปรับเปลี่ยนกระบวนการเผาไหม้ ซึ่งมีด้วยกันหลายวิธี แต่วิธีที่นิยมกันที่สุดในภาคอุตสาหกรรมคือการใช้ หัวเผามลพิษต่ำ หรือ Low  $\text{NO}_x$  Burner โดยวิธีที่นิยมมีดังนี้

1.) Air Preheat Reduction อากาศที่ถูกอุ่นก่อนเข้ากระบวนการการเผาไหม้มักเป็นตัวการก่อให้เกิด Thermal  $\text{NO}_x$  ดังรูปที่ 3.12 ดังนั้นการลดอุณหภูมิของอากาศที่ถูกอุ่นก่อนการเผาไหม้จะช่วยส่งผลทำให้เกิด  $\text{NO}_x$  น้อยลง แต่อย่างไรก็ตามประสิทธิภาพการเผาไหม้ก็จะลดลงด้วย

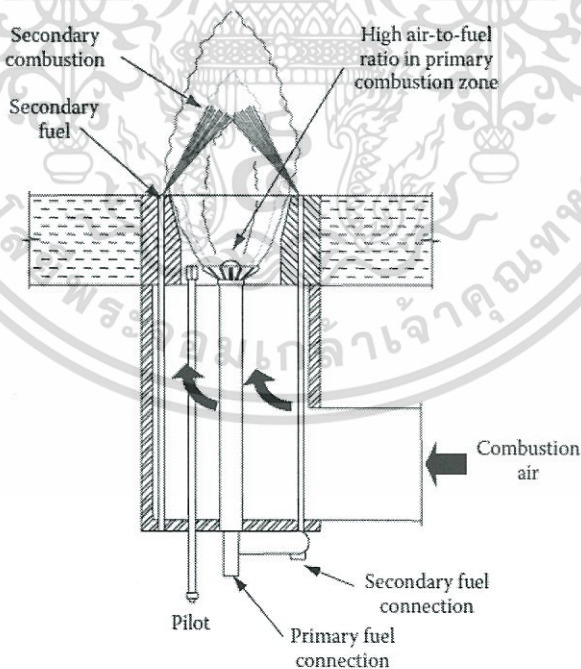
2.) Low Excess Air การลดปริมาณอากาศที่เข้าสู่กระบวนการเผาไหม้ถือเป็นการลดการก่อให้เกิด  $\text{NO}_x$  เช่นกัน แสดงดังรูปที่ 3.10 เนื่องจากมีโมเลกุลไนโตรเจนที่ติดมากับอากาศเข้าสู่กระบวนการเผาไหม้น้อยลง ทำให้โมเลกุลของไนโตรเจนและออกซิเจนสามารถรวมกันได้ในบริเวณที่เกิดปฏิกิริยา และมีอุณหภูมิสูง นอกจากนี้การเกิดการรั่วของห้องเผาไหม้ก็เป็นอีกปัจจัยหนึ่งที่ทำให้อากาศเข้าสู่กระบวนการมากขึ้นไปเช่นกัน อากาศที่รั่วเข้าสู่กระบวนการเพียงนิดเดียวอาจส่งผลให้เกิด  $\text{NO}_x$  ในปริมาณสูงได้ ถึงแม้การลดปริมาณอากาศส่วนเกินจะส่งผลต่อการเผาไหม้ ทำให้ส่วนผสมระหว่างเชื้อเพลิงและอากาศเข้าใกล้ส่วนผสมพอดีมากขึ้น แต่อย่างไรก็ตามการแก้ปัญหาด้วยวิธีนี้ก็มิชอบเขตการใช้งานเช่นกัน โดยหากลดปริมาณอากาศส่วนเกินจนเกินไปพอดีอาจทำให้ประสิทธิภาพการเผาไหม้แย่งและอาจทำให้เกิดมลพิษชนิดอื่นขึ้นแทน เช่น คาร์บอนมอนอกไซด์ ซึ่งนอกจากจะเป็นอันตรายแล้ว ยังทำให้สูญเสียเชื้อเพลิงอย่างเปล่าประโยชน์อีกด้วย

3.) การเผาไหม้แบบเป็นชั้น เป็นการแบ่งส่วนของเชื้อเพลิงหรือออกซิโดเซอร์ออกเป็นส่วนๆ เพื่อลดความรุนแรงในการเผาไหม้ ยกตัวอย่างเช่น ส่วนหนึ่งของเชื้อเพลิงถูกฉีดเข้าโซนแรกของห้องเผาไหม้พร้อมกับอากาศในปริมาณที่เหมาะสมกับปริมาณเชื้อเพลิงทั้งหมดที่ใช้ในการเผาไหม้ ทำให้บริเวณดังกล่าวมีการเผาไหม้แบบเชื้อเพลิงบาง อุณหภูมิจึงไม่สูงเท่าที่ควร จากนั้นเชื้อเพลิงที่เหลือจะถูกฉีดเข้าห้องเผาไหม้ในโซนที่สอง (และสาม) ดังนั้นอากาศที่เหลือจากการเผาไหม้บริเวณโซนแรกจะเข้าทำปฏิกิริยาต่อกับเชื้อเพลิงในโซนนี้และเกิดการเผาไหม้อีกครั้ง เรียกการเผาไหม้แบบเป็นชั้นนี้ว่าการเผาไหม้แบบเชื้อเพลิงเป็นชั้น (Staged Fuel Combustion) ในขณะที่การเผาไหม้แบบอากาศ

เป็นชั้น (Staged Air Combustion) หมายถึงการแบ่งอากาศหรือตัวออกซิไดซ์ออกเป็นส่วนๆ แทนเชื้อเพลิงดังที่กล่าวข้างต้น ดังนั้นการเผาไหม้ในโซนแรกจะเกิดขึ้นแบบเชื้อเพลิงหนา ในการเผาไหม้แบบเป็นชั้นนี้ ถึงแม้จะทำให้อุณหภูมิสูงสุดลดลง แต่ปริมาณความร้อนที่แผ่ออกจากเปลวไฟยังคงมีค่าเท่าเดิม การเผาไหม้ประเภทนี้จึงไม่ทำให้ประสิทธิภาพทางความร้อนลดลง แต่กลับลดการเกิด Thermal  $\text{NO}_x$  ได้ดี

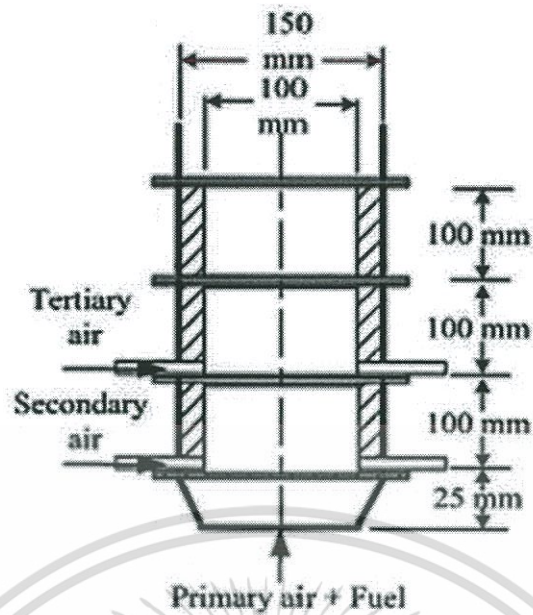


รูปที่ 3.14 อุณหภูมิอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้ที่ส่งผลต่อการเกิด  $\text{NO}_x$  [36]



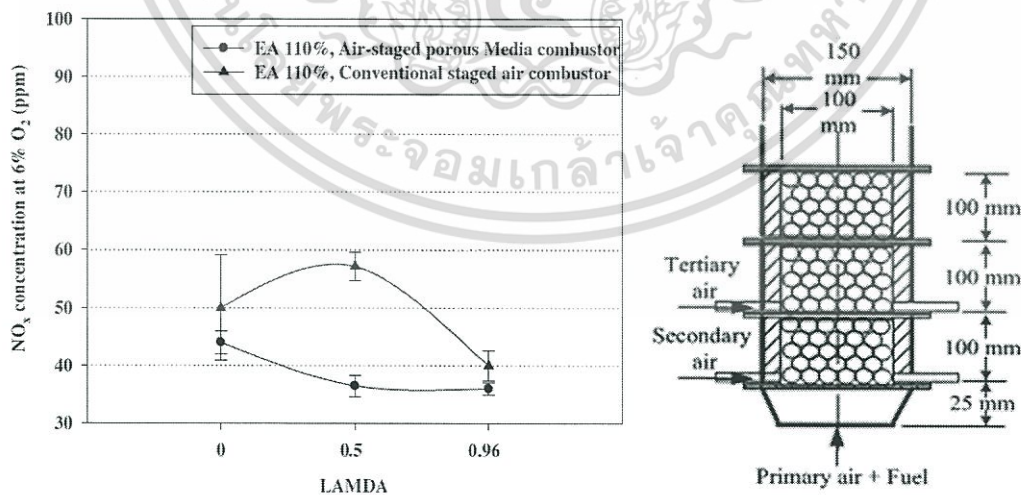
รูปที่ 3.15 ตัวอย่างหัวเผาแบบเผาไหม้เชื้อเพลิงเป็นชั้น [36]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.16 การเผาไหม้แบบอากาศเป็นชั้น [37]

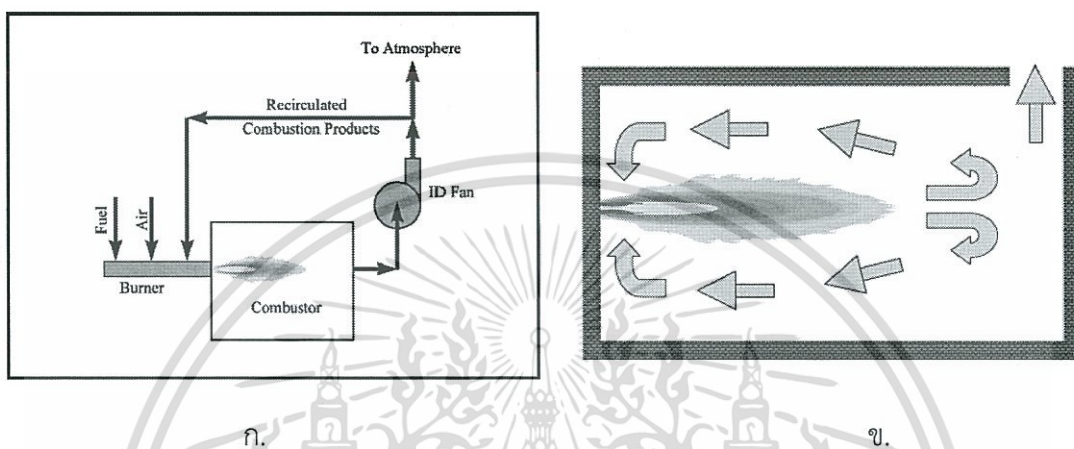
นอกจากการเผาไหม้แบบลำดับชั้นจะส่งผลให้เกิด  $\text{NO}_x$  ในปริมาณที่ต่ำแล้ว ในปี 2554 C. Jarruwat [37] ได้ศึกษาการเผาไหม้แบบอากาศเป็นลำดับชั้นของเตาเผาไหม้เชื้อเพลิงขนาด 3 kW โดยประยุกต์ใช้วัสดุพอร์นร่วมด้วย พบว่าเตาเผาไหม้ที่ใช้วัสดุพอร์นมีปริมาณ  $\text{NO}_x$  ที่น้อยกว่า เนื่องจากลักษณะการไหลของก๊าซร้อนผ่านช่องวัสดุพอร์นมีลักษณะเป็นเทอร์บิวเลนซ์ ดูดซับปริมาณความร้อนจากก๊าซร้อนและเพิ่มอัตราการพาความร้อนไปสู่โซนที่ไกลออกไป ทำให้บริเวณที่เกิดปฏิกิริยาอยู่ห่างออกไปจากหัวเผาและมีอุณหภูมิก๊าซไอเสียลดลง



รูปที่ 3.17 ปริมาณ  $\text{NO}_x$  ที่เกิดขึ้นในเตาเผาลำดับชั้นแบบมีวัสดุพอร์นและไม่มีวัสดุพอร์น [37]

4.) การหมุนเวียนก๊าซไอเสีย (Gas Recirculation) เป็นการนำก๊าซไอเสียที่เกิดจากการเผาไหม้หมุนวนเข้าสู่บริเวณที่เกิดปฏิกิริยา เพื่อช่วยลดความรุนแรงในการเผาไหม้ ทำให้จุดที่มีอุณหภูมิสูงเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยมนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

มีการลดค่าอุณหภูมิลง ส่งผลให้อัตราการเกิด Thermal  $\text{NO}_x$  ลดลง เนื่องจากอุณหภูมิของก๊าซไอเสียมีค่าต่ำกว่าบริเวณการเกิดปฏิกิริยา ซึ่งก๊าซไอเสียที่นำมาหมุนวนสามารถนำมาจากกาเผาไหม้ภายในเตาด้วยการปรับลักษณะการไหลภายใน หรือหมุนวนมาจากการประยุกต์ใช้อุปกรณ์อื่นก็ได้ เรียกว่า การหมุนเวียนก๊าซภายใน (Internal Gas Recirculation) และการหมุนเวียนก๊าซจากภายนอก (External Gas Recirculation) ตามลำดับ



รูปที่ 3.18 การหมุนเวียนก๊าซไอเสียแบบ ก.) External และ ข.) Internal [36]

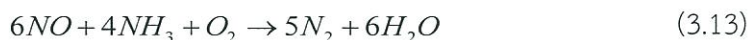
5.) การฉีดด้วยไอน้ำ (Water Steam Injection) การลดอุณหภูมิของเปลวไฟด้วยการฉีดไอน้ำเข้าไปผสม โดยวิธีนี้สามารถลด  $\text{NO}_x$  ได้ระดับหนึ่งเท่านั้น โดยหากมีปริมาณไอน้ำมากไปจะส่งผลต่อการเผาไหม้

6.) การเผาซ้ำ (Reburning) ลักษณะเทคนิคประเภทนี้จะคล้ายกับการเผาไหม้แบบเชื้อเพลิงลำดับชั้น โดยมีการฉีดเชื้อเพลิงที่อุณหภูมิต่ำกว่าเปลวไฟ เข้าสู่บริเวณที่เกิดปฏิกิริยาเพื่อลดอุณหภูมิและส่งผลให้อัตราการเกิด  $\text{NO}_x$

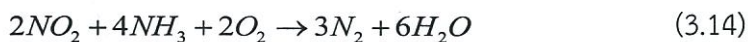
### 3.3.1.2.3 การบำบัดหลังการเผาไหม้ (Post-treatment)

เป็นการนำ  $\text{NO}_x$  ออกจากก๊าซไอเสียที่ได้จากการเผาไหม้ เทคนิคที่นิยมใช้แบ่งออกเป็น 2 วิธีคือ

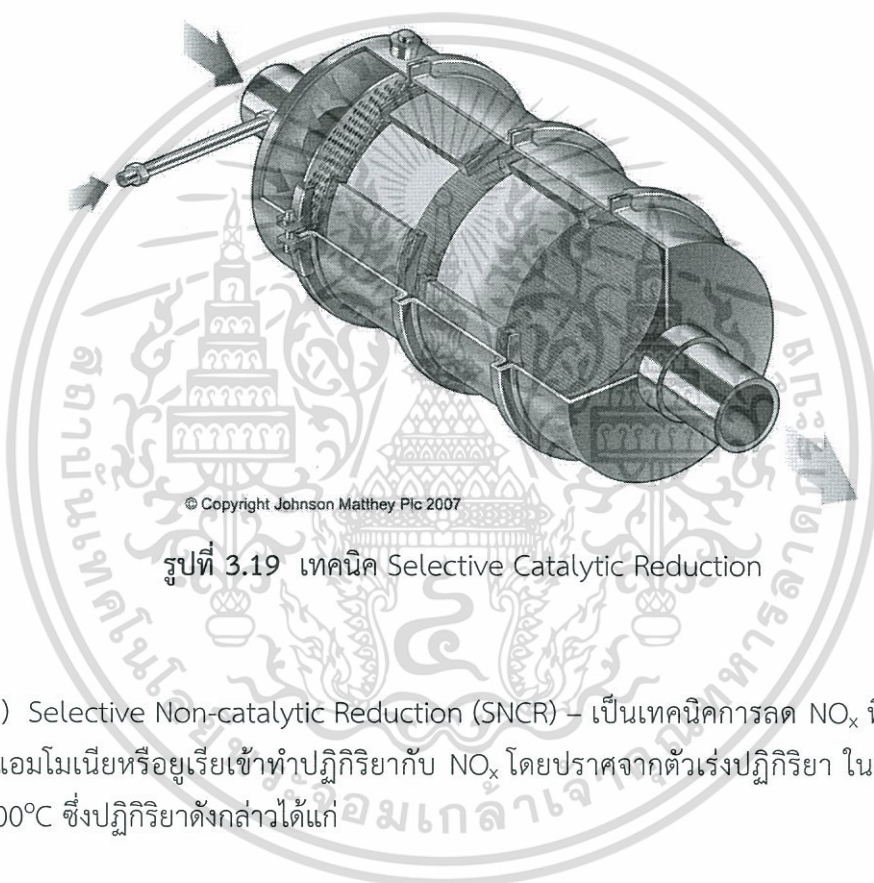
1.) Selective Catalytic Reduction (SCR) – เป็นเทคนิคการลด  $\text{NO}_x$  ในก๊าซไอเสียโดยการนำแอมโมเนีย ( $\text{NH}_3$ ) ที่ذابอยู่บนตัวเร่งปฏิกิริยา (catalytic bed) ด้านที่ก๊าซไอเสียวิ่งเข้าปะทะ เข้ามาทำปฏิกิริยากับ  $\text{NO}$  และ  $\text{NO}_2$  ที่อยู่ในก๊าซไอเสียในช่วงอุณหภูมิที่เหมาะสม 200-400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



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

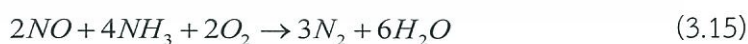


การลด  $NO_x$  ของวิธี SCR ถูกควบคุมให้อยู่ในช่วง 80-90% ซึ่งปัจจัยที่ส่งผลต่อสมรรถนะของเทคโนโลยีนี้ได้แก่ อุณหภูมิ อัตราส่วนของแอมโมเนียซึ่งมักมีค่าไม่เกิน 1 เพื่อลดปัญหาหามลพิษที่เกิดจากปริมาณแอมโมเนียที่มากเกินไป ดังสมการที่ (3.14) และส่วนตัวเร่งปฏิกิริยาที่เข้มงวดเป็นรูปรังผึ้ง อย่างไรก็ตามปัญหาที่เกิดขึ้นตามมาของเทคโนโลยีนี้คือปัญหาเรื่องความดันตกคร่อม เนื่องจากมีการขวางช่องการไหล ทำให้ต้องใช้พลังงานในการทำงานมากขึ้น



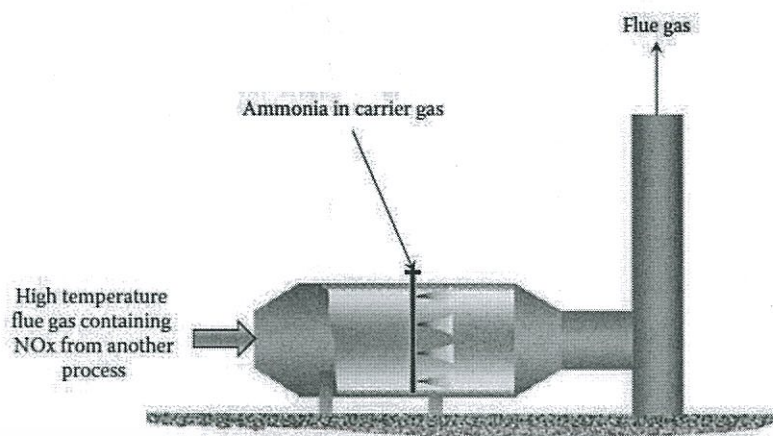
รูปที่ 3.19 เทคนิค Selective Catalytic Reduction

2.) Selective Non-catalytic Reduction (SNCR) – เป็นเทคนิคการลด  $NO_x$  ที่คล้ายกับวิธี SCR ใช้แอมโมเนียหรือยูเรียเข้าทำปฏิกิริยากับ  $NO_x$  โดยปราศจากตัวเร่งปฏิกิริยา ในช่วงอุณหภูมิ 900-1000°C ซึ่งปฏิกิริยาดังกล่าวได้แก่



ซึ่งเทคนิคนี้มีต้นทุนต่ำกว่า SCR เนื่องจากไม่มีตัวเร่งปฏิกิริยา ต้องการเพียงหัวฉีดเพื่อฉีดแอมโมเนียให้เข้าทำปฏิกิริยากับก๊าซไอเสียเท่านั้น แต่สามารถลดปริมาณ  $NO_x$  ลงได้เพียง 30-70% เท่านั้น ทำให้ปัจจุบันอุตสาหกรรมต่างๆ เลือกใช้ SCR มากกว่า เนื่องจากต้องการลด  $NO_x$  ออกจากระบบให้มากที่สุด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.20 เทคนิค Selective non-Catalytic Reduction [36]

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

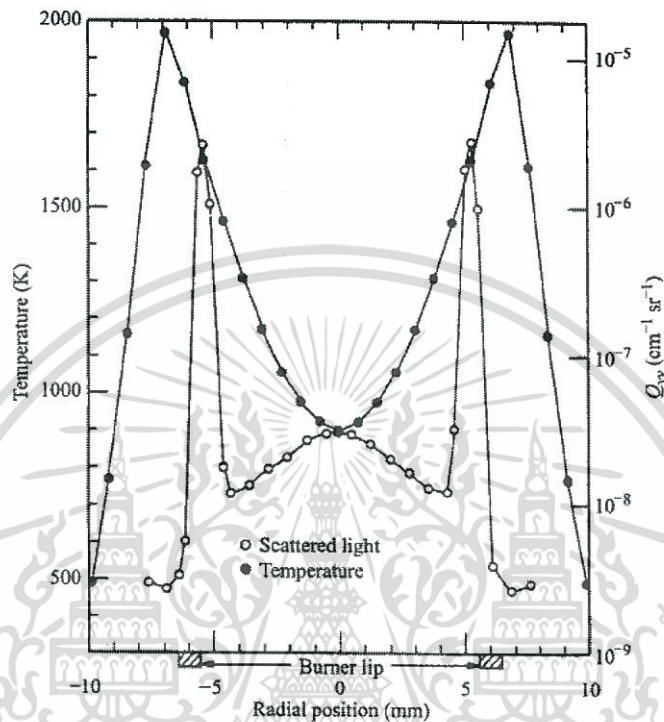
รูปที่ 3.21 ตารางเปรียบเทียบวิธี SCR และ SNCR [38]

### 3.3.2 เเขม่า (Soot)

เขม่า [34] เป็นปริมาณที่บ่งบอกถึงการปล่อยมลพิษจากการเผาไหม้ อีกทั้งยังก่อให้เกิดการสูญเสียความร้อนอีกด้วย ซึ่งการเกิดเขม่ามีสาเหตุมาจากการเผาไหม้ที่มีอัตราการเกิดปฏิกิริยาอย่างรวดเร็ว จนอนุภาคของคาร์บอนไม่สามารถเปลี่ยนเป็นผลิตภัณฑ์ได้ทั้งหมด ในที่สุดเมื่ออนุภาคนี้อยู่ตัวลงจะกลายเป็นสีดำ เรียกว่า เเขม่าหรือควันนั่นเอง ดังนั้นเขม่าจึงมักเกิดบริเวณที่มีเชื้อเพลิงหนาของเปลวไฟซึ่งเป็นบริเวณที่มีอุณหภูมิสูง โดยอยู่ในช่วง 1300 – 1600 K และมีโอกาสก่อตัวมากขึ้นหากเผาไหม้เชื้อเพลิงไฮโดรคาร์บอนภายใต้เงื่อนไขส่วนผสม นอกจากนี้ในรูปที่ 3.22 แสดงถึงปริมาณการหักเหแสงซึ่งบ่งบอกถึงการก่อตัวของเขม่าเทียบกับการกระจายอุณหภูมิของเปลวไฟตามแนวรัศมีบริเวณหัวเผาเอทิลีนเจ็ท พบว่าขอบเขตของการเกิดเขม่าแคบกว่าขอบเขตของอุณหภูมิแสดงถึงการเกิดเขม่าบริเวณที่มีเชื้อเพลิงหนาและยังพบอีกว่าเมื่อการก่อตัวของเขม่าเยอะขึ้น ทำให้อุณหภูมิลดลง

ในการเผาไหม้ หากเพิ่มอัตราการไหลเชื้อเพลิงจะทำให้เปลวไฟมีขนาดยาวขึ้นและจะสังเกตเห็นเป็นสีส้มหรือสีเหลืองด้วยตาเปล่า ซึ่งเกิดจากการเผาไหม้ของอนุภาคเขม่านั่นเอง ดังนั้นการระบุความเอกสารถนเป็นเอกสารถนที่ส่งมอบไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อผู้ดูแลเห็นไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ยาวและสีของเปลวไฟจึงสามารถบ่งบอกถึงปริมาณคาร์บอนที่ไม่ถูกเผาไหม้หรือเขม่าได้เช่นกัน นอกจากนี้ในการออกแบบหัวเผาควรหลีกเลี่ยงย่านการทำงานที่ทำให้เกิดเปลวไฟยอดสีเหลือง (Yellow tip zone) เนื่องจากเป็นบริเวณที่สามารถเกิดเขม่าได้



รูปที่ 3.22 การกระจายอุณหภูมิตามแนวรัศมีและการหักเหแสงที่เกิดจากอนุภาคของเขม่าจากเปลวไฟแบบแพร่ของเอทิลีนเจ็ท [34]

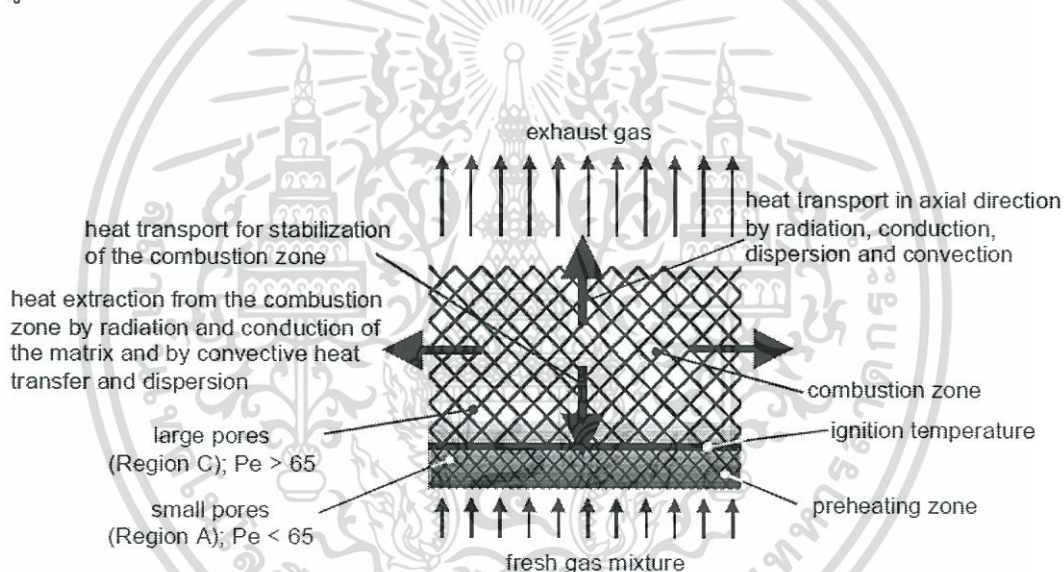
### 3.4 การเผาไหม้วัสดุพอรุน

จากการศึกษางานวิจัยย้อนหลังพบว่าเทคโนโลยีวัสดุพอรุนเป็นเทคโนโลยีที่ได้รับความสนใจนำมาประยุกต์ใช้ในงานด้านการเผาไหม้อย่างแพร่หลาย รวมถึงมีการรวบรวมองค์ความรู้เพื่อพัฒนาเชิงวิจัยอย่างต่อเนื่อง [5-6], [12], [16] ในทางทฤษฎีเป็นที่ทราบกันว่าอุณหภูมิเปลวไฟแอดีแบติกของการเผาไหม้ผสมกันมาก่อนแบบลามินาร์ (laminar premixed flame) ถูกนิยามให้เป็นอุณหภูมิที่ได้จากการความร้อนที่คายออกมา ในขณะที่เกิดปฏิกิริยาการเผาไหม้เพื่อให้สารตั้งต้นเกิดการเปลี่ยนแปลงกลายเป็นผลิตภัณฑ์ อุณหภูมิดังกล่าวจึงมีค่าขึ้นอยู่กับค่าความร้อน (heating value) หรือเอนทาลปีของสารตั้งต้นและอัตราส่วนเชื้อเพลิงและอากาศเท่านั้น ดังนั้นหากสารตั้งต้นสำหรับกระบวนการเผาไหม้สามารถรับ เอนทาลปีเพิ่มจากการแลกเปลี่ยนความร้อนจากผลิตภัณฑ์โดยที่ไม่มีการเจือปนกันของสารทั้งสอง ก็จะสามารถทำให้อุณหภูมิที่ได้จากการเผาไหม้ดังกล่าวภายใต้เงื่อนไขแบบแอดีแบติกมีค่าสูงกว่าอุณหภูมิเปลวไฟแอดีแบติกแบบปกติได้ กล่าวคือเป็นการนำเอาเอน

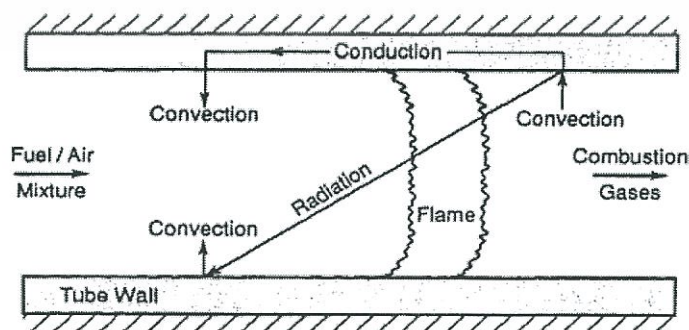
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ทาลปีจากผลิตภัณฑ์มาใช้ในการอุ่นส่วนผสมตั้งต้น เรียกว่าเอนทาลปีส่วนเกิน (Excess enthalpy) และเรียกการเผาไหม้แบบนี้ว่าการเผาไหม้แบบซูเปอร์แอดิแบติก (Super-adiabatic combustion) เนื่องจากอุณหภูมิเปลวไฟแอดิแบติกและความเร็วเปลวไฟที่เพิ่มขึ้น ซึ่งวิธีหนึ่งที่นิยมและมีการนำมาปรับใช้จริงในการให้ความร้อนได้แก่ เทคนิคการใช้วัสดุพรุน โดยให้วัสดุดังกล่าวทำหน้าที่เป็นตัวกลางในการแลกเปลี่ยนความร้อนและเป็นทั้งบริเวณที่เกิดการเผาไหม้

การหมุนเวียนความร้อนภายในของวัสดุพรุนเกิดขึ้นผ่านการถ่ายเทความร้อนทั้ง 3 รูปแบบ ได้แก่ การนำความร้อน การพาความร้อนและการแผ่รังสีความร้อน ดังแสดงในรูปที่ 3.23 และ 3.24 โดยกระบวนการในการแลกเปลี่ยนความร้อนดังกล่าวเริ่มจาก ความร้อนจากก๊าซไอเสียที่มีอุณหภูมิสูงจะถูกถ่ายเทแบบพาไปยังโครงสร้างวัสดุพรุน และผ่านชั้นวัสดุพรุนไปยังบริเวณที่มีสารตั้งต้นด้วยการนำความร้อน จากนั้นโครงสร้างของแข็งจะแผ่รังสีความร้อนไปสู่ส่วนผสมตั้งต้นในที่สุด ดังนั้นก๊าซผสมจะถูกอุ่นให้มีอุณหภูมิสูงขึ้นก่อนไหลเข้าสู่บริเวณที่มีการเผาไหม้ ทั้งนี้เป็นสาเหตุให้ความเร็วเปลวไฟมีค่าสูงกว่าที่พบในเปลวไฟแบบผสมกันมาก่อน

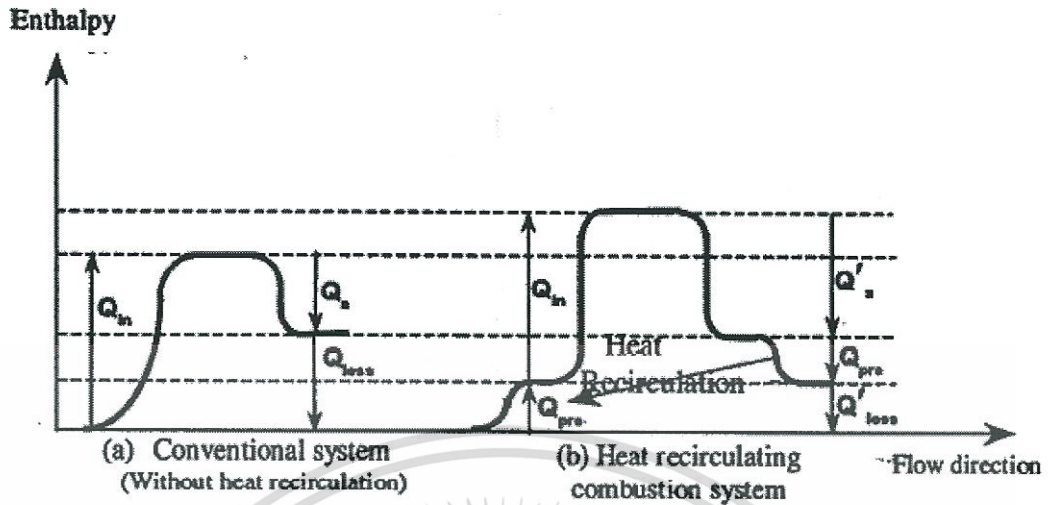


รูปที่ 3.23 กระบวนการแลกเปลี่ยนความร้อนในการเผาไหม้วัสดุพรุน [5]



รูปที่ 3.24 ไดอะแกรมท่อหุ้มฉนวนอย่างง่ายแสดงการแลกเปลี่ยนความร้อนในวัสดุพรุน [6]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.25 ไดอะแกรมเอนทาลปีสะสมเปรียบเทียบระหว่างระบบที่ไม่มีการหมุนเวียนความร้อนและที่มีการหมุนเวียนความร้อน [16]

จากรูปที่ 3.25 เมื่อมีการถ่ายเทความร้อนจากสารผลิตภัณฑ์ไปยังสารตั้งต้นในกรณีที่ใช้หัวเผาวัสดุพอรุน จะมีผลทำให้เกิดเอนทาลปีส่วนเกินขึ้นในระบบดังที่กล่าวไปแล้วข้างต้น โดย  $Q_{pre}$  คือความร้อนที่ถ่ายเทจากผลิตภัณฑ์ไปสู่สารตั้งต้นที่อัตราการป้อนพลังงาน ( $Q_{in}$ ) คงที่ ทำให้ปริมาณความร้อนที่สามารถนำไปใช้ได้ ( $Q'_a$ ) เพิ่มขึ้นจากในกรณีหัวเผาให้ความร้อนแบบทั่วไป จากไดอะแกรมดังกล่าวสามารถนำมาคิดเป็นอัตราการประหยัดพลังงานได้ดังสมการที่ (3.17)

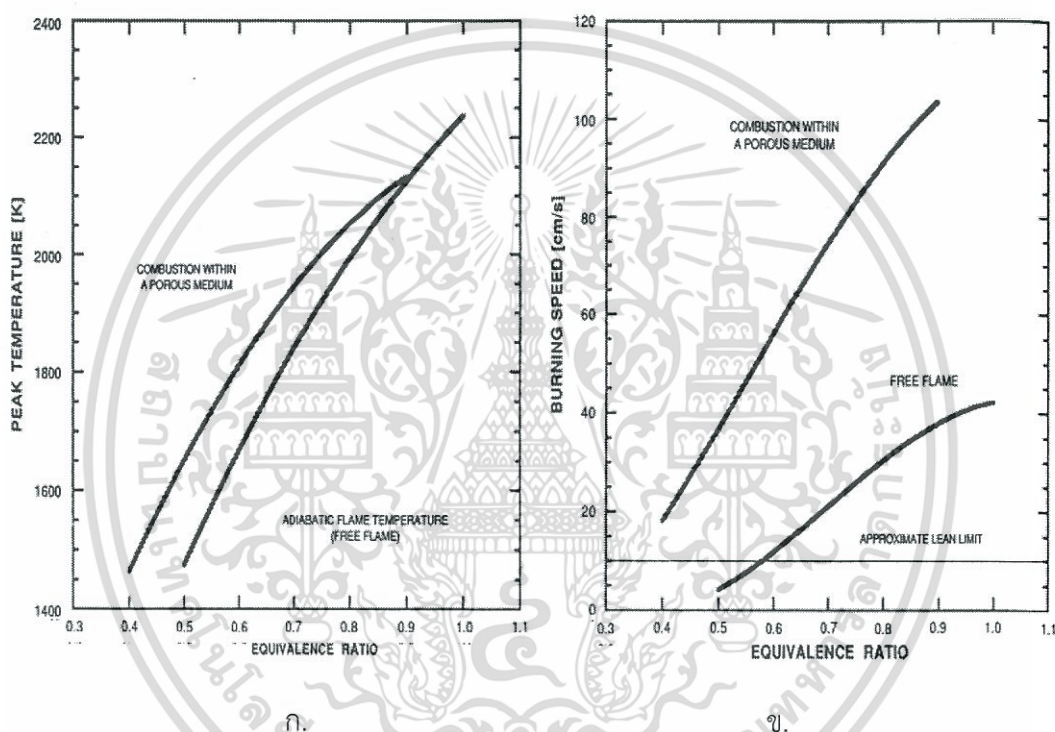
$$\text{Energy saving} = \frac{Q_{pre}}{Q_a - Q_{pre}} = \frac{\eta_{th,2} - \eta_{th,1}}{\eta_{th,2}} \quad (3.17)$$

เมื่อ  $\eta_{th,1}$  และ  $\eta_{th,2}$  คือประสิทธิภาพเชิงความร้อนของระบบที่ไม่มีการหมุนเวียนความร้อนและมีการหมุนเวียนความร้อน ตามลำดับ จากประสิทธิภาพในการอุ่นส่วนผสมก่อนการเผาไหม้ที่ดี จะช่วยส่งผลต่ออุณหภูมิสูงสุด (peak temperature) ที่ได้จากการเผาไหม้ให้มีค่าเพิ่มขึ้นตลอดย่านอัตราส่วนผสมที่แสดงส่วนผสมแบบบาง ในขณะที่ความเร็วเปลวไฟก็เพิ่มสูงขึ้นเช่นกัน ดังแสดงในรูปที่ 3.26ก.) และ 3.26ข.) ตามลำดับ นอกจากนี้การเผาไหม้อย่างเสถียรภาพภายในวัสดุพอรุนยังทำให้การถ่ายเทความร้อนเป็นไปอย่างมีประสิทธิภาพช่วยทำให้การกระจายตัวของอุณหภูมิค่อนข้างสม่ำเสมอ ส่งผลให้เกิดปริมาณ CO และ  $\text{NO}_x$  ในย่านต่ำ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อเปรียบเทียบสมรรถนะการเผาไหม้ระหว่างหัวเผาวัสดุพอร์นกับหัวเผาแบบเปลวอิสระทั่วไปสามารถสรุปดังนี้

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



รูปที่ 3.26 ก.) อุณหภูมิสูงสุดจากการเผาไหม้ และ ข.) ความเร็วของเปลวไฟ เมื่อเปรียบเทียบระหว่างเปลวไฟจากวัสดุพอร์นและเปลวไฟอิสระ [6]

เมื่อพิจารณาเสถียรภาพการเผาไหม้สำหรับวัสดุพอร์น พบว่ามีพฤติกรรมที่ค่อนข้างแตกต่างจากที่พบในการเผาไหม้แบบอิสระ ซึ่งในทางกายภาพนิยมโดยลักษณะของเปลวไฟที่ฝัง (submerged flame) หรือแทรกตัว (propagation) อยู่ภายในวัสดุ สามารถอธิบายได้ด้วยค่าการนำความร้อนสัมพัทธ์ซึ่งประกอบด้วย การนำความร้อนทั้งรูปแบบการนำและการแผ่รังสีของทั้งส่วนที่เป็นของแข็งและก๊าซร้อน รวมถึงการถ่ายเทความร้อนจากการพาในส่วนก๊าซและพฤติกรรมกระจายตัวของก๊าซ โดยความสัมพันธ์ต่างๆ แสดงอยู่ในรูปของเลขเพกเลท ตามสมการที่ (3.18)

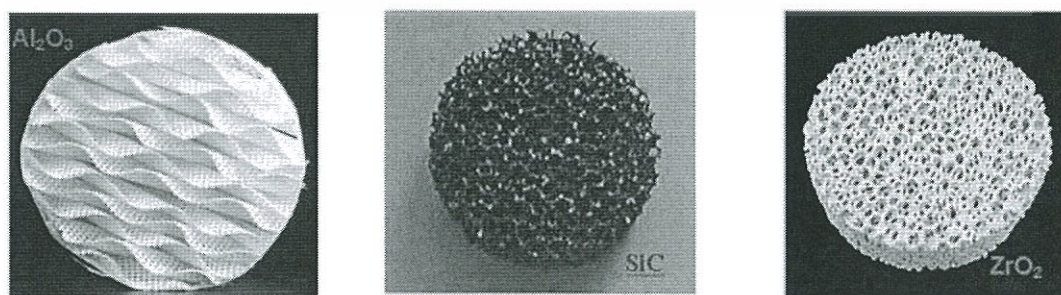
$$Pe = \frac{S_L d_m C_p \rho}{\lambda} \quad (3.18)$$

โดย	$S_L$	คือความเร็วของเปลวไฟ (m/s)
	$d_m$	คือเส้นผ่านศูนย์กลางประสิทธิผล (Effective diameter), (m)
	$C_p$	คือค่าความจุความร้อนจำเพาะของก๊าซไอเสีย (KJ/kg K)
	$\rho$	คือค่าความหนาแน่นของก๊าซไอเสีย (kg/m <sup>3</sup> )
	$\lambda$	คือสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของก๊าซไอเสีย (W/m K)

ซึ่งจากงานวิจัยพบว่ามีความวิกฤตอยู่ที่ 65 โดยหากคุณสมบัติทางกายภาพของวัสดุพอร์นทำให้เลขเพกเลทมีค่าน้อยกว่าค่าวิกฤตดังกล่าว จะทำให้เปลวไฟลามออกสู่ด้านบนของวัสดุพอร์นและอาจเป่าดับในที่สุด (Blow off) ซึ่งพารามิเตอร์ที่นิยมปรับเปลี่ยนเพื่อให้ส่งผลต่อการเปลี่ยนแปลงเลขเพกเลทตามสมการที่ (3.18) ได้แก่เส้นผ่านศูนย์กลางประสิทธิผล โดยการปรับแก้ดังกล่าวจะสัมพันธ์โดยตรงกับค่าความพอร์น

จากคุณลักษณะการเผาไหม้ในวัสดุพอร์นที่กล่าวมาเบื้องต้น ทำให้ทราบว่าวัสดุดังกล่าวต้องถูกใช้งานอยู่ภายใต้สภาวะความเค้นทางความร้อนและทางเคมีที่รุนแรง ไม่เพียงแต่การกัดกร่อนที่สภาวะบรรยากาศเท่านั้น แต่ยังต้องมีความทนทานต่ออุณหภูมิสูงและการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิอย่างฉับพลัน โดยวัสดุพอร์นที่นิยมใช้ทั่วไปได้แก่วัสดุพอร์นประเภทเซรามิกส์ ข้อดีของวัสดุประเภทเซรามิกส์คือการทนต่ออุณหภูมิ กล่าวคือการทนต่อการเปลี่ยนแปลงทางความร้อน อีกทั้งมีค่าการนำความร้อนสูง จึงทำให้เกิดการกระจายตัวของอุณหภูมิสม่ำเสมอ ไม่เกิดบริเวณร้อน (hot spot) แต่ข้อเสียคือมีความยืดหยุ่นต่ำ โดยเซรามิกที่เลือกใช้เป็นวัสดุพอร์นเป็นจำพวก โฟมหรือโครงสร้างดังแสดงดังรูปที่ 3.27 โดยข้อดีของวัสดุพอร์นประเภทนี้คือ

- โครงสร้างของรูพอร์นเป็นแบบเปิด คือ ของไหลสามารถไหลผ่านได้ มีความดันสูญเสียน้อย ทำให้ขนาดของพัลลคมมีขนาดเล็ก กินพลังงานน้อย
- อัตราการถ่ายเทความร้อนสูง ทำให้เกิดสมดุลทางความร้อน
- น้ำหนักเบา สามารถส่งผ่านความร้อนปรับเปลี่ยนภาวะตามการทำงานได้อย่างรวดเร็ว



รูปที่ 3.27 วัสดุพอร์นชนิดเซรามิกชนิดต่างๆ [12]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

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

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

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

ตารางที่ 2.1 ข้อมูลทางความร้อนที่สำคัญของ  $\text{Al}_2\text{O}_3$   $\text{SiC}$  และ  $\text{ZrO}_2$  [12]

ข้อมูลทางความร้อน	หน่วย	$\text{Al}_2\text{O}_3$	$\text{SiC}$	$\text{ZrO}_2$
ความร้อนสูงสุด	$^\circ\text{C}$	1900	1600	1800
สัมประสิทธิ์การขยายตัวทางความร้อน ( $\alpha$ )	$10^{-6}/\text{K}$	8	4-5	10-13
ค่าการนำความร้อนที่ $20^\circ\text{C}$ ( $\lambda$ )	$\text{W/m-K}$	20-30	80-150	2-5
ค่าการนำความร้อนที่ $1000^\circ\text{C}$ ( $\lambda$ )	$\text{W/m-K}$	5-6	20-50	2-4
ค่าความจุความร้อน	$\text{J/g-K}$	0.9-1	0.7-0.8	0.5-0.6
อุณหภูมิต่อการขยายตัวหนึ่งหน่วย ( $R = \frac{\sigma}{E \cdot \alpha}$ )	K	100	230	230
ค่าความร้อนต่อการขยายตัวหนึ่งหน่วย ( $R' = R \cdot \lambda$ )	$10^3 \text{ W/m}$	3	23	1
สัมประสิทธิ์การแผ่รังสีรวมที่ 2000K	-	0.28	0.9	0.31

### 3.5 การถ่ายเทความร้อน

ดังที่กล่าวในหัวข้อ 3.4 คุณลักษณะเด่นของการเผาไหม้วัสดุพูนคือมีการถ่ายเทความร้อนที่มีประสิทธิภาพช่วยส่งเสริมให้เกิดการเผาไหม้เกิดขึ้นอย่างมีเสถียรภาพ โดยหากพิจารณาถึงการแลกเปลี่ยนความร้อนนั้น ผู้ศึกษาจะต้องเข้าใจในกลไกของการถ่ายเทความร้อนแต่ละระบบและต้องทราบถึงความสัมพันธ์ของการถ่ายเทความร้อนแบบนั้นๆ สำหรับในหัวข้อนี้จะพิจารณาถึงกฎเกณฑ์สำคัญ ของการถ่ายเทความร้อนและการใช้งานพื้นฐาน [39-40]

กลไกของการถ่ายเทความร้อนมีอยู่ด้วยกัน 3 แบบ คือ

- การถ่ายเทความร้อนโดยการนำหรือการนำความร้อน (Conduction)
- การถ่ายเทความร้อนโดยการพาหรือการพาความร้อน (Convection)
- การถ่ายเทความร้อนโดยการแผ่รังสีหรือการแผ่รังสีความร้อน (Radiation)

#### 3.5.1 การถ่ายเทความร้อนโดยการนำ (Conduction heat transfer)

การถ่ายเทความร้อนโดยการนำหรือการนำความร้อนเป็นการถ่ายเทความร้อนเพียงวิธีเดียวที่เกิดขึ้นในวัตถุที่เป็นตัวกลางทึบแสง เมื่อมีความลาดชันของอุณหภูมิเกิดขึ้นในวัตถุก่อนนั้นอัตราการถ่ายเทความร้อนโดยการนำซึ่งใช้  $q_k$  เป็นสัญลักษณ์นี้จะเป็นสัดส่วนกับ  $\frac{dT}{dx}$  ซึ่งเป็นค่าความลาดชันของอุณหภูมิคูณกับพื้นที่  $A$  ที่ความร้อนไหลผ่าน (รูปที่ 3.28ก) ถ้าหากจะเขียนเป็นสมการแล้วจะได้รูปสมการเป็น

$$q_k \propto A \cdot \frac{dT}{dx} \quad (3.19)$$

เมื่อ  $q_k$  = อัตราการถ่ายเทความร้อนโดยการนำหรือการนำความร้อน

$A$  = พื้นที่ที่ความร้อนไหลผ่าน

$T$  = อุณหภูมิ

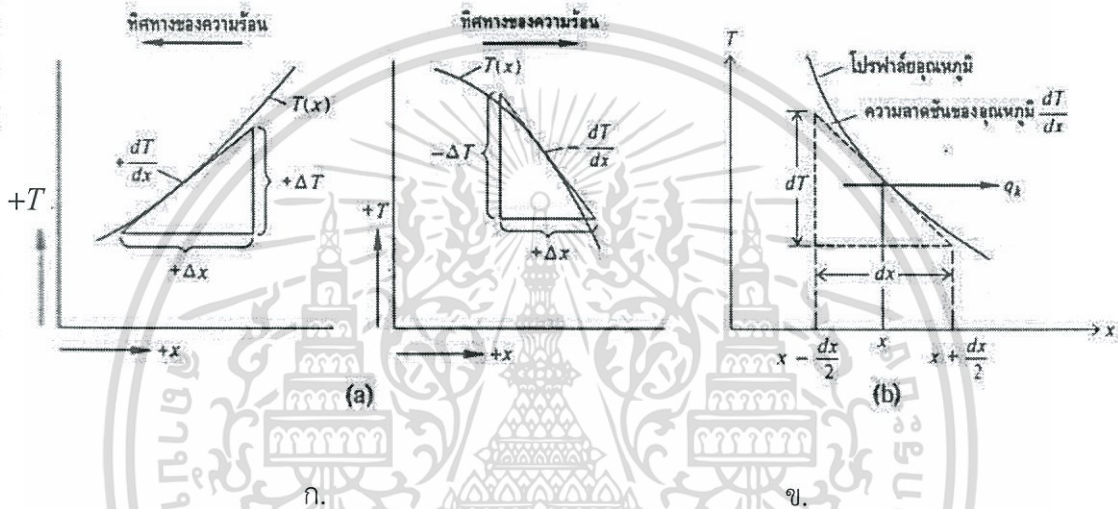
$x$  = ระยะทางการเคลื่อนที่ของความร้อน

สำหรับอัตราการถ่ายเทความร้อนจริงนั้นจะขึ้นอยู่กับค่าการนำความร้อน (Thermal conductivity)  $k$  ซึ่งเป็นคุณสมบัติทางฟิสิกส์ของตัวกลางที่ความร้อนเคลื่อนที่ผ่าน ฉะนั้นอัตราการนำความร้อนจึงมีค่าเป็น

$$q_k = -kA \times \frac{dT}{dx} \quad (3.20)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

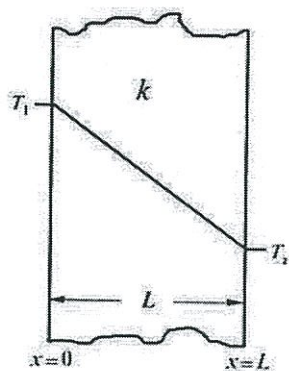
สมการ (3.20) นี้มีชื่อเรียกว่า กฎการนำความร้อนของฟูรีเยร์ (Fourier's law of conduction) เครื่องหมายลบที่อยู่ทางด้านขวาของสมการเป็นผลเนื่องมาจากกฎข้อที่สองของเทอร์โมไดนามิกส์ ซึ่งกำหนดไว้ว่าความร้อนจะต้องไหลจากจุดที่มีอุณหภูมิสูงไปยังจุดที่มีอุณหภูมิต่ำ แต่เนื่องจากความลาดชันของอุณหภูมิที่อยู่ในรูป 3.28 ข นั้นมีเครื่องหมายเป็นลบ ทั้งนี้เนื่องจากอุณหภูมิจะลดน้อยเมื่อระยะทางเพิ่มมากขึ้น ดังนั้นหากต้องการให้อัตราการถ่ายเทความร้อนมีค่าเป็นบวกเมื่อไหลไปในทิศทางที่เป็นบวกแล้วจะต้องเติมเครื่องหมายลบไว้ทางด้านขวาของสมการ (3.20)



รูปที่ 3.28 (ก) แสดงเครื่องหมายของค่า  $dT/dx$  สำหรับการนำความร้อน (ข) แสดงทิศทางการไหลของความร้อน [40]

### 3.5.1.1 การนำความร้อนในผนังราบ (Plane wall)

ให้พิจารณาการถ่ายเทความร้อนที่ไหลผ่านผนังราบเมื่อผิวมีอุณหภูมิคงที่และมีขนาดสม่ำเสมอทั่วทั้งผิวดังรูปที่ 3.29 เนื่องจากผิวทั้งสองมีอุณหภูมิที่แตกต่างกันดังนั้นจึงมีความร้อนไหลจากผิวที่มีอุณหภูมิสูงไปยังผิวที่มีอุณหภูมิต่ำ



รูปที่ 3.29 แสดงการนำความร้อนผ่านผนังราบที่มีค่าการนำความร้อน  $k$  คงที่ [40]

ถ้าหากค่าการนำความร้อน  $k$  ของผนังมีค่าคงที่แล้ว เมื่อแทนค่า  $k$  นี้ลงในสมการ (3.20) แล้วอินทิเกรต จะได้อัตราการนำความร้อนเป็น

$$q_k = -\frac{kA}{L}(T_1 - T_2) = \frac{kA}{L}(T_1 - T_2) \quad (3.21)$$

- เมื่อ
- $q_k$  = อัตราความร้อนที่ไหลผ่านผนัง,  $W$
  - $k$  = ค่าการนำความร้อนของผนัง,  $W/m \cdot K$
  - $A$  = พื้นที่ของผนังที่ตั้งฉากกับทิศทางการไหลของความร้อน,  $m^2$
  - $L$  = ความหนาของผนัง,  $m$
  - $T_1$  = อุณหภูมิทางด้านซ้ายที่  $x=0$ ,  $K$
  - $T_2$  = อุณหภูมิทางด้านขวาที่  $x=L$ ,  $K$

วัตถุเป็นจำนวนมากที่มีค่าการนำความร้อน  $k$  ไม่คงที่ แต่จะแปรค่าไปตามอุณหภูมิและมีหลายกรณีที่สามารถประเมินได้ว่า ค่าการนำความร้อน  $k$  นี้มีค่าเป็นฟังก์ชันเส้นตรงกับอุณหภูมินั้นเอง

$$k = k_0(1 + \beta T) \quad (3.22)$$

- เมื่อ  $k$  = ค่าการนำความร้อนที่อุณหภูมิ  $T$  ใดๆ  
 $k_0$  = ค่าการนำความร้อนของอุณหภูมิที่อ้างอิงถึง  
 $\beta$  = ค่าคงที่จากการทดลอง  
 $T$  = อุณหภูมิใดๆ

สำหรับกรณีดังกล่าวเมื่อแทนค่า  $k = k_0(1 + \beta T)$  นี้ลงในสมการ (3.20) แล้วอินทิเกรตจะได้อัตราการถ่ายเทความร้อนเป็น

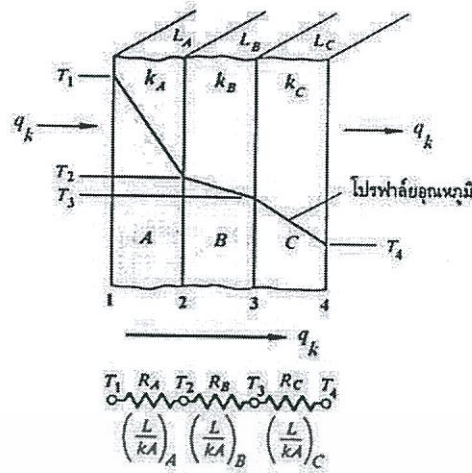
$$q_k = \frac{k_0 A}{L} \left[ (T_1 - T_2) + \frac{\beta}{2} (T_1^2 - T_2^2) \right] \quad (3.23)$$

หรือ  $q_k = \frac{k_m A}{L} (T_1 - T_2) \quad (3.24)$

เมื่อ  $k_m$  = ค่าการนำความร้อนเฉลี่ย  $\frac{T_1 - T_2}{2}$

3.5.1.2 การนำความร้อนในผนังราบที่เรียงซ้อนกันแบบอนุกรม (Plane walls in series)

ถ้าหากความร้อนไหลผ่านผนังที่เรียงซ้อนกันหลายชั้นโดยการนำ เช่น ผนังของอาคารบ้านเรือนแล้ว การวิเคราะห์เกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อนจะยากขึ้น ในกรณีที่สภาวะต่างๆ คงที่หรือไม่แปรผันตามเวลาแล้วนั้น อัตราความร้อนที่ไหลผ่านผนังแต่ละชั้นจะมีขนาดที่เท่าๆ กัน



รูปที่ 3.30 การนำความร้อนแบบมิติเดียวที่ไหลผ่านผนังหลายชั้น และการเปรียบเทียบกับ วงจรไฟฟ้า [40]

ความลาดชันของอุณหภูมิในผนังแต่ละชั้นมีค่าแตกต่างกัน ในกรณีนี้อัตราการความร้อนที่ไหลผ่านผนังแต่ละชั้นของรูปที่ 3.30 จะมีค่าเป็น

$$q_k = \left( \frac{kA}{L} \right)_A (T_1 - T_2) = \left( \frac{kA}{L} \right)_B (T_2 - T_3) = \left( \frac{kA}{L} \right)_C (T_3 - T_4) \quad (3.25)$$

เมื่อ  $T_2$  และ  $T_3$  ออกจากสมการ (3.25) แล้วก็จะได้อัตราการถ่ายเทความร้อน

$$q_k = \frac{(T_1 - T_4)}{\left( \frac{L}{kA} \right)_A + \left( \frac{L}{kA} \right)_B + \left( \frac{L}{kA} \right)_C} \quad (3.26)$$

สำหรับในกรณีที่ผนังเรียงซ้อนกันถึง  $n$  ชั้น และแต่ละชั้นสัมผัสกันเต็มพื้นที่แล้ว อัตราการถ่ายเทความร้อนที่ไหลผ่านผนังจำนวน  $n$  ชั้นก็จะมีค่าเป็น

$$q_k = \frac{(T_i - T_{i+1})}{(L/kA)_i} = \frac{(T_1 - T_{n+1})}{\sum_{i=1}^{i=n} (L/kA)_i} \quad (3.27)$$

เมื่อ  $T_i$  = อุณหภูมิของผิวผนังชั้นแรก

$T_{n+1}$  = อุณหภูมิของผิวผนังชั้นที่ n

### 3.5.2 การถ่ายเทความร้อนโดยการพาความร้อน (Convection heat transfer)

เมื่อของไหลสัมผัสกับผิวของวัตถุที่มีอุณหภูมิแตกต่างกันจะมีการแลกเปลี่ยนพลังงานความร้อนระหว่างของไหลกับวัตถุ กระบวนการแลกเปลี่ยนความร้อนนี้เรียกว่า การถ่ายเทความร้อนโดยการพาหรือการพาความร้อน กระบวนการพาความร้อนดังกล่าวนี้เป็นประบวนการพื้นฐาน แต่กลไกของการถ่ายเทความร้อนนั้นซับซ้อนมาก สมการหลักๆ ที่สามารถใช้ในการคำนวณหาอัตราการพาความร้อนจากส่วนย่อยๆ ของระบบ ซึ่งเป็นส่วนสำคัญของระบบที่ให้ความร้อนและช่วยระบายความร้อน การถ่ายเทความร้อนโดยการพาหรือการพาความร้อนนี้แบ่งออกเป็น 2 ลักษณะคือ การพาความร้อนแบบอิสระ (Free convection) และการพาความร้อนแบบบังคับ (Force convection)

แรงที่ทำให้ของไหลเกิดการเคลื่อนไหลของการพาความร้อนแบบอิสระนั้นเกิดจากความแตกต่างของอุณหภูมิภายในก้อนของไหลที่เนื่องมาจากการที่ของไหลสัมผัสกับผิวของวัตถุที่มีอุณหภูมิแตกต่างกันจนทำให้เกิดการลอยตัวขึ้น ตัวอย่างของการพาความร้อนแบบอิสระนี้ได้แก่การถ่ายเทความร้อนระหว่างผนังหรือหลังคาบ้านที่เกิดขึ้นในวันที่ไม่มีลมพัด การพาความร้อนภายในกาต้มน้ำที่มีขดลวดให้ความร้อน หรือการถ่ายเทความร้อนจากผิวของตัวเก็บความร้อนที่ได้มาจากดวงอาทิตย์ในช่วงที่ไม่มีลมพัด

การพาความร้อนแบบบังคับจะเกิดขึ้นเมื่อมีแรงจากภายนอกมาบังคับให้ของไหลเคลื่อนที่ผ่านผิววัตถุที่ร้อนกว่าหรือเย็นกว่า เนื่องจากการไหลของการพาความร้อนแบบบังคับจะมีอัตราการพาความร้อนที่สูงกว่า แต่ไม่ว่าจะเป็นการพาความร้อนแบบไหนก็ตาม ต่างก็มีสมการสำหรับหาอัตราการพาความร้อนที่อยู่ในรูปของ กฎการเย็นตัวของนิวตัน (Newton's law of cooling) ซึ่งมีรูปแบบสมการเป็น

$$q_c = \bar{h}_c A (T_s - T_{f,\infty}) \quad (3.28)$$

เมื่อ  $\bar{h}_c$  = สัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ย (Average convective heat transfer coefficient) ที่ผิวสัมผัสระหว่างของไหลกับวัตถุหรือหนึ่งหน่วยการนำจากการพาความร้อน (Unit thermal convective conductive),  $W / m^2 \cdot K$

$A$  = พื้นที่ผิวของวัตถุที่สัมผัสกับของไหล,  $m^2$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยมนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

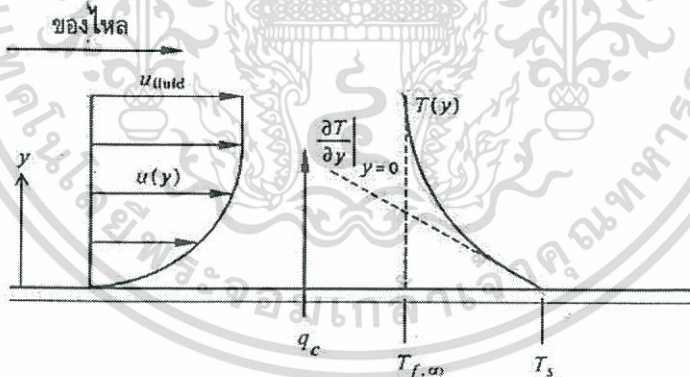
$T_s$  = อุณหภูมิของผิววัตถุ,  $K$

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

ค่า  $\bar{h}_c$  นี้หาได้ทั้งโดยวิธีวิเคราะห์และวิธีทดลอง หน่วยของ  $\bar{h}_c$  ในระบบเอสไอนั้นเป็นวัตต์ต่อตารางเมตรต่อองศาเซลเซียส

รูปที่ 3.31 เป็นรูปของแผ่นวัตถุร้อนที่ถูกทำให้เย็นลงในอากาศที่ถูกบังคับให้ไหลผ่านไปบนแผ่นวัตถุ นอกจากนี้ยังแสดงให้เห็นการเปลี่ยนแปลงของความเร็วและของอุณหภูมิอีกด้วย จุดที่น่าสนใจที่สุดจุดแรกคือความเร็ว  $u(y)$  จะลดน้อยลงในทิศทางที่วิ่งเข้าสู่ผิวของแผ่นวัตถุด้วยผลกระทบของแรงจากความเสียดทานที่เนื่องมาจากความหนืดของของไหลและเนื่องจากของไหลชั้นที่อยู่ติดกับผิววัตถุนี้มีความเร็วเป็นศูนย์ ดังนั้นการถ่ายเทความร้อนต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ระหว่างผิววัตถุกับผิวของไหลนั้นก็จะต้องเป็นการถ่ายเทความร้อนโดยการนำแต่เพียงอย่างเดียวเท่านั้นก็คือ

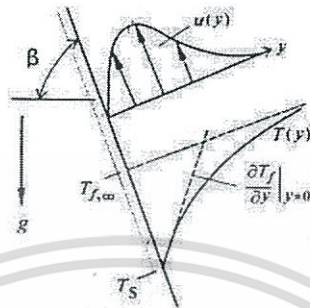
$$\frac{q_c}{A} = \dot{q}_c = -k_f \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0} = \bar{h}_c (T_s - T_{f,\infty}) \quad (3.29)$$



รูปที่ 3.31 การเปลี่ยนแปลงความเร็วและอุณหภูมิเหนือแผ่นวัตถุร้อนของการพาความร้อนแบบบังคับ [40]

จากประเด็นดังกล่าวนี้เองจึงทำให้สามารถหาค่า  $(dT/dy)|_{y=0}$  ที่ผิวของวัตถุได้ ทั้งนี้ก็โดยการให้อัตราการนำความร้อนระหว่างผิววัตถุกับชั้นของไหลที่เกาะติดอยู่กับผิวของวัตถุมีค่าเท่ากับอัตราการพาความร้อนจากก้อนของไหลที่เกาะติดอยู่กับผิวของวัตถุไปยังก้อนของไหลหลักที่อยู่ห่างออกไป เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ของไหลที่มีความเร็วสูงจะมีผลทำให้ค่าความลาดชันของอุณหภูมิที่ผิววัตถุมีค่าสูงและทำให้อัตราการนำความร้อนมีค่าสูงตามไปด้วย ค่าการนำความร้อนของก้อนของไหลก็เช่นเดียวกันจะมีผลกระทบต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนด้วย เช่น ค่าการนำความร้อน  $k_f$  ของน้ำจะมีค่ามากกว่าค่า  $k_f$  ของอากาศ ดังนั้นสัมประสิทธิ์การพาความร้อน  $\bar{h}_c$  ของน้ำก็จะมีค่าสูงกว่า  $\bar{h}_c$  ของอากาศ



รูปที่ 3.32 การเปลี่ยนแปลงความเร็วและอุณหภูมิของของไหลบนแผ่นวัตถุเอียงร้อนของการพาความร้อนแบบอิสระ [40]

การพาความร้อนแบบอิสระก็มีสภาพเช่นเดียวกับการพาความร้อนแบบบังคับ ความแตกต่างที่สำคัญระหว่างการพาความร้อนแบบบังคับ กับแบบอิสระก็คือความเร็วของของไหลของการพาความร้อนแบบบังคับนั้นเกิดจากแรงภายนอก ส่วนความเร็วของของไหลของการพาความร้อนแบบอิสระนั้นในช่วงแรกจะเพิ่มขึ้นตามระยะห่างที่วัดจากผิวของวัตถุ ทั้งนี้เพราะผลกระทบจากความหนืดที่ลดตัวลงอย่างรวดเร็ว ในขณะที่ความแตกต่างของความหนาแน่นก็ยิ่งลดน้อยลง อย่างไรก็ตามโดยปกติแล้วแรงลอยตัวจะลดน้อยลงในขณะที่ความหนาแน่นของของไหลค่อยๆ เพิ่มเข้าสู่ความหนาแน่นของของไหลที่อยู่รอบๆ เป็นผลให้ของไหลมีความเร็วสูงสุดและลดลงจนเป็นศูนย์เมื่อห่างออกไปจากผิวที่ร้อนนั้น สำหรับสนามอุณหภูมิของการพาความร้อนแบบบังคับและแบบอิสระนั้นจะมีรูปร่างคล้ายคลึงกันและทั้งคู่ต่างก็มีกลไกของการถ่ายเทความร้อนที่ผิวสัมผัสระหว่างของไหลกับวัตถุเป็นการถ่ายเทความร้อนโดยการพา

จากรายละเอียดที่ผ่านมาแสดงว่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนจะขึ้นอยู่กับความหนาแน่น ความหนืดและความเร็วของของไหล รวมทั้งขึ้นอยู่กับคุณสมบัติทางด้านความร้อนต่างๆ เช่น ค่าการนำความร้อน  $k$  และความร้อนจำเพาะ  $c_p$  ในการพาความร้อนแบบบังคับนั้นความเร็วของของไหลในระบบนั้นจะถูกกำหนดด้วยปั๊มหรือพัดลม แต่สำหรับความเร็วของของไหลที่ใช้พาความร้อนแบบอิสระนั้นจะขึ้นอยู่กับความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิของผิววัตถุกับของไหล สัมประสิทธิ์การขยายตัวของของไหลและสนามของแรง เช่น แรงดึงดูดของโลกเมื่อระบบนั้นอยู่บนพื้นโลก เป็นต้น

การถ่ายเทความร้อนโดยการพานี้ สามารถนำมาเปรียบเทียบกับกรไหลของกระแสไฟฟ้าได้ เช่นเดียวกัน โดยค่าความต้านทานความร้อนของการถ่ายเทความร้อนโดยการพาจะมีค่าเป็น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$R_c = \frac{1}{h_c A} \quad (3.30)$$

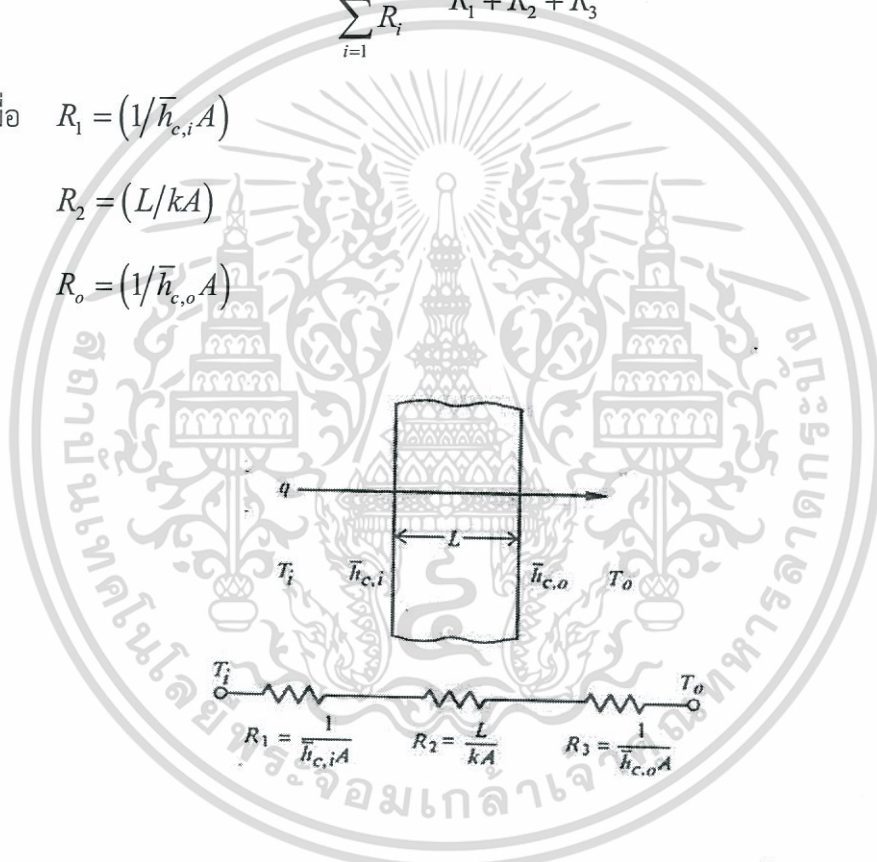
ความต้านทานความร้อนที่ผิวสัมผัสนี้สามารถนำไปรวมเข้ากับความต้านทานค่าอื่นที่อยู่ในระบบได้โดยง่าย เช่น การถ่ายเทความร้อนจากบรรยากาศภายในผนังที่มีอุณหภูมิ  $T_i$  ผ่านผนังออกไปยังบรรยากาศภายนอกที่มีอุณหภูมิ  $T_o$  ดังรูปที่ 3.33 ซึ่งในกรณีนี้จะมีอัตราการถ่ายเทความร้อนเป็น

$$q = \frac{T_i - T_o}{\sum_{i=1}^{i=3} R_i} = \frac{T_i - T_o}{R_1 + R_2 + R_3} \quad (3.31)$$

เมื่อ  $R_1 = (1/\bar{h}_{c,i}A)$

$$R_2 = (L/kA)$$

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



รูปที่ 3.33 แสดงวงจรความร้อนสำหรับการถ่ายเทความร้อนผ่านผนังเมื่อผิวทั้งสองด้านมีการถ่ายเทความร้อนโดยการพา [40]

### 3.5.3 การถ่ายเทความร้อนโดยการแผ่รังสีความร้อน (Radiation heat transfer)

ความร้อนจากการนำและการพาจะเคลื่อนที่ผ่านได้เฉพาะในกรณีที่มิวตฤมาเป็นตัวกลาง (Medium) เท่านั้น สำหรับความร้อนจากการแผ่รังสีนั้นจะสามารถเคลื่อนที่ผ่านได้โดยไม่ต้องมีตัวกลางเลย เช่น ในบริเวณที่เป็นสุญญากาศ เป็นต้น พลังงานความร้อนจากการแผ่รังสีนั้นจะเคลื่อนที่

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ไปในรูปของคลื่นแม่เหล็กไฟฟ้าที่มีความเร็วเท่ากับความเร็วของแสง ซึ่งเท่ากับ  $3 \times 10^{10} \text{ cm/s}$  พลังงานที่เคลื่อนที่ไปในรูปของแม่เหล็กไฟฟ้า นั้นมีหลายชนิดเช่น รังสีเอ็กซ์ รังสีอินฟราเรด แต่สำหรับในที่นี้จะพิจารณาเพียงพลังงานความร้อนจากการแผ่รังสีเท่านั้น

จำนวนพลังงานที่ส่งออกจากผิววัตถุในรูปรังสีความร้อน (Radiant heat) นั้นขึ้นอยู่กับอุณหภูมิสัมบูรณ์และลักษณะของผิว วัตถุที่สามารถแผ่รังสีได้สูงสุดหรือที่เรียกว่า วัตถุดำ (Black body) นั้นจะมีอัตราการแผ่รังสีความร้อนเป็น

$$q_r = \sigma AT^4 \quad (3.32)$$

เมื่อ  $q_r$  = อัตราความร้อนจากการแผ่รังสี, *Watt*

$A$  = พื้นที่ผิวของตัวแผ่รังสีความร้อน,  $m^2$

$T$  = อุณหภูมิของตัวแผ่รังสีความร้อน,  $K$

$\sigma$  = ค่าคงที่สเตฟาน - โบลทซ์มัน (Stefan - Boltzmann constant) มีค่าเท่ากับ  $5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$

จะเห็นได้จากสมการ (3.32) ว่า อัตราความร้อนจากการแผ่รังสีของวัตถุดำนี้แปรโดยตรงกับกำลังสี่ของอุณหภูมิสัมบูรณ์และทั้งๆ ที่อัตราการแผ่รังสีความร้อนไม่ขึ้นอยู่กับสภาพของสิ่งแวดล้อมก็กลับปรากฏว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนสุทธิของการแผ่รังสีขึ้นอยู่กับความแตกต่างของอุณหภูมิระหว่างวัตถุ 2 ชิ้นหรือมากกว่า 2 ชิ้น ที่กำลังแลกเปลี่ยนความร้อนซึ่งกันและกัน ถ้าวัตถุดำแผ่รังสีความร้อนไปยังวัตถุที่อยู่รอบๆ (Enclosure) และวัตถุที่อยู่รอบๆ ก็เป็นวัตถุดำ (สามารถดูดซึมพลังงานจากการแผ่รังสีที่มาตกกระทบได้หมด) ด้วยแล้วอัตราการถ่ายเทความร้อนสุทธิจากการแผ่รังสีของวัตถุดำที่มีอุณหภูมิ  $T_1$  ไปยังวัตถุดำที่อยู่รอบๆ ซึ่งอุณหภูมิเป็น  $T_2$  ก็จะมีค่าเป็น

$$q_r = \sigma A_1 (T_1^4 - T_2^4) \quad (3.33)$$

เมื่อ  $T_1$  = อุณหภูมิที่ผิวของวัตถุดำ,  $K$

$T_2$  = อุณหภูมิที่ผิววัตถุที่อยู่รอบ (เป็นวัตถุดำด้วย),  $K$

วัตถุจริงจะไม่สามารถแผ่รังสีความร้อนได้มากเท่ากับตัวแผ่รังสีในจินตนาการที่เรียกว่า วัตถุดำ แต่จะแผ่ได้น้อยกว่า แต่ที่อุณหภูมิเท่าๆ กันนั้น หากวัตถุจริงสามารถแผ่รังสีความร้อนในอัตราส่วนที่

คงที่เช่นเดียวกับวัตถุดำได้ทุกความยาวคลื่นแล้ว วัตถุจริงนั้นจะถูกเรียกว่า วัตถุเทา ซึ่งจะแผ่รังสีความร้อนในอัตรา

$$q_r = \sigma \varepsilon AT^4 \quad (3.34)$$

ส่วนอัตราการถ่ายเทความร้อนสุทธิจากการแผ่รังสีของวัตถุเทาที่อุณหภูมิ  $T_1$  ไปยังวัตถุดำที่อยู่รอบๆ และมีอุณหภูมิเป็น  $T_2$  จะมีค่าเป็น

$$q_r = \sigma \varepsilon_1 A_1 (T_1^4 - T_2^4) \quad (3.35)$$

เมื่อ  $T_1$  = ค่าการแผ่รังสี (Emittance) ของวัตถุเทา มีค่าเท่ากับอัตราส่วนของความร้อนจากการแผ่รังสีของวัตถุเทากับวัตถุดำเมื่อมีอุณหภูมิเท่าๆ กัน

สำหรับกรณีที่วัตถุทั้งสองต่างก็ไม่ใช่วัตถุที่สามารถแผ่รังสีความร้อนได้สูงสุดดังที่มีชื่อว่าวัตถุดำ และถ้าวัตถุทั้งสองต่างก็มีความสัมพันธ์ทางด้านรูปร่างซึ่งกันและกันแล้ว อัตราการถ่ายเทความร้อนสุทธิจากการแผ่รังสีระหว่างวัตถุทั้งสองจะมีค่าเป็น

$$q_r = \sigma A_1 \mathfrak{F}_{1-2} (T_1^4 - T_2^4) \quad (3.36)$$

เมื่อ  $\mathfrak{F}_{1-2}$  = โมดูลัสที่ใช้ดัดแปลงสมการการแผ่รังสีความร้อนของวัตถุดำเพื่อใช้หาอัตราการถ่ายเทความร้อนระหว่างวัตถุจริงที่คิดค่าการแผ่รังสีและความสัมพันธ์ทางด้านรูปร่างเข้าไปด้วย

ปัญหาในงานทางด้านวิศวกรรมเป็นจำนวนมากที่มีการถ่ายเทความร้อนโดยการแผ่รังสี เกิดขึ้นพร้อมๆ กับการถ่ายเทความร้อนแบบอื่นๆ การแก้ปัญหาดังกล่าวจะสามารถทำได้ง่ายขึ้นถ้านำค่าความต้านทานความร้อนของการแผ่รังสี  $R_r$  มาใช้ คำนิยามของความต้านทานความร้อนจากการแผ่รังสีนี้ก็คล้ายกับความต้านทานจากการนำและการพา ถ้าให้อัตราการถ่ายเทความร้อนจากการแผ่รังสีมีรูปร่างๆ เป็น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$q_r = \frac{T_1 - T_2'}{R_r} \quad (3.37)$$

เมื่อนำสมการ (3.35) นี้มาเปรียบเทียบกับสมการ (3.36) แล้วจะได้ค่าความต้านทานความร้อนจากการแผ่รังสีเป็น

$$R_r = \frac{T_1 - T_2'}{\sigma A_1 \mathcal{F}_{1-2} (T_1^4 - T_2'^4)} \quad (3.38)$$

และสามารถให้คำนิยามของค่า การนำจากการแผ่รังสีความร้อน  $h_r$  ว่า

$$h_r = \frac{1}{R_r A_1} = \frac{\sigma \mathcal{F}_{1-2} (T_1^4 - T_2'^4)}{T_1 - T_2'} \quad (3.39)$$

เมื่อ  $T_2'$  = อุณหภูมิที่เลือกตามสมการของการพาความร้อน

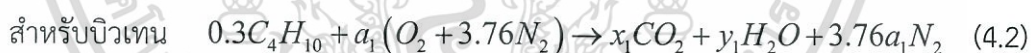
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## ทฤษฎีการคำนวณและการคำนวณ

ในหัวข้อนี้นำเสนอทฤษฎีการคำนวณ รวมถึงแสดงการคำนวณภายใต้เงื่อนไขที่เกี่ยวข้องกับการทดลองทั้งหมด โดยถูกแบ่งออกเป็นกรคำนวณสำหรับการทดลองการเผาไหม้ที่มีการเหนี่ยวนำอากาศอิสระและการคำนวณสำหรับการทดลองการเผาไหม้ที่ควบคุมอากาศ นอกจากนี้ยังแสดงการคำนวณพารามิเตอร์ที่สำคัญต่างๆ สำหรับการเลือกใช้วัสดุอีกด้วย

### 4.1 การคำนวณสำหรับการทดลองการเผาไหม้ที่มีการเหนี่ยวนำอากาศอย่างอิสระ

ก่อนการทดลองไม่ว่าจะสำหรับหัวข้อ 4.1 หรือ 4.2 จำเป็นต้องทราบข้อมูลเบื้องต้นและคุณสมบัติเกี่ยวกับก๊าซเชื้อเพลิงที่ใช้ในการทดสอบเป็นอันดับแรก โดยในการทดสอบทั้ง 2 ส่วน ผู้วิจัยได้ใช้เชื้อเพลิงแอลพีจี ที่มีส่วนผสมเป็นโพรเพน ( $C_3H_8$ ) ในสัดส่วน 70% โดยปริมาตร และบิวเทน ( $C_4H_{10}$ ) ในสัดส่วน 30% โดยปริมาตร เขียนเป็นสมการทางเคมีของการเผาไหม้ที่สตอยชิโอเมตริกได้ดังนี้

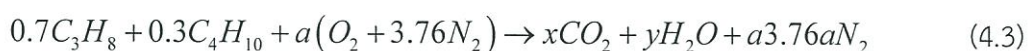


เมื่อ  $x_0, x_1$  คือ โมลของ  $CO_2$  ในสารผลิตภัณฑ์จากการเผาไหม้ของโพรเพนและบิวเทน

$y_0, y_1$  คือ โมลของ  $H_2O$  ในสารผลิตภัณฑ์จากการเผาไหม้ของโพรเพนและบิวเทน

$a_0, a_1$  คือ โมลของอากาศสำหรับใช้ในการเผาไหม้สำหรับเงื่อนไขสตอยชิโอเมตริกของ โพรเพนและบิวเทน

เมื่อนำสมการ (4.1) และ (4.2) มาเขียนรวมกันจะได้สมการเผาไหม้ที่สตอยชิโอเมตริกสำหรับแอลพีจี ดังสมการที่ (4.3)

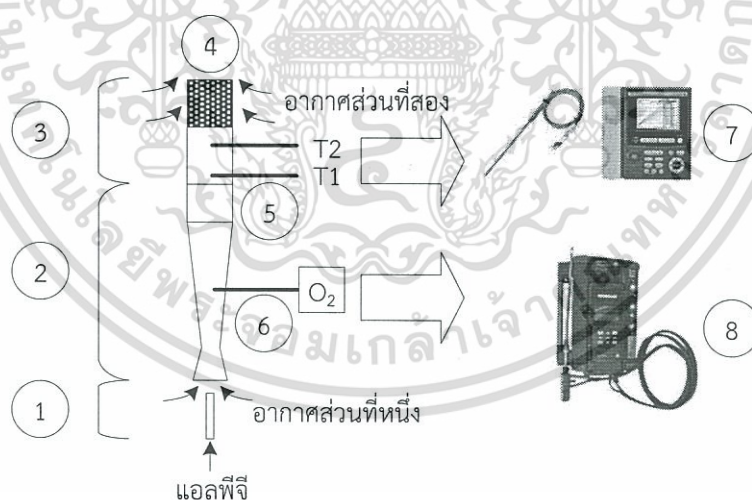


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อดุลสมการจะได้ค่า  $x=3.3$   $y=4.3$  และสามารถคำนวณ  $a=5.45$  โดยแอลพีจีมีมวลโมเลกุลเท่ากับ  $48.2 \text{ g/mol}$  และอากาศมีมวลโมเลกุลเท่ากับ  $28.85 \text{ g/mol}$  ดังนั้นสามารถคำนวณอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงได้ตามสมการที่ (4.4)

$$(A/F)_{stoi} = \left( \frac{m_{air}}{m_{fuel}} \right)_{stoi} = \frac{4.76 \times 5.45}{1} \text{ mol} \frac{28.85 \text{ g}}{48.2 \text{ g}} = 15.528 \quad (4.4)$$

ในการทดลองสำหรับเงื่อนไขการทดลองการเผาไหม้ที่มีการเหนี่ยวนำอากาศอิสระ ประกอบด้วยอุปกรณ์แสดงดังรูปที่ 5.1 (รายละเอียดอุปกรณ์กล่าวถึงในบทที่ 5 เงื่อนไขและอุปกรณ์การทดลอง) ซึ่งเงื่อนไขในการทดสอบได้กำหนดให้มีการป้อนเชื้อเพลิงที่อัตราการไหล  $0.5\text{-}5 \text{ L/min}$  ผ่านโรตารีมิเตอร์ และให้มีการเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่หนึ่งจากโมเมนตัมของเชื้อเพลิงที่ฉีดผ่านหัวฉีดที่มีการปรับปรุงคุณลักษณะการเหนี่ยวนำอากาศ เพื่อให้ผลการทดลองถูกแสดงอยู่ในมาตรฐานเดียวกับผลงานตีพิมพ์นานาชาติและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง ข้อมูลที่จำเป็นในการแสดงผลการทดลองสำหรับหัวข้อนี้ได้แก่ อัตราการไหลเชิงมวลของเชื้อเพลิง อัตราการเผาไหม้ต่อพื้นที่ เปอร์เซ็นต์อากาศผสมก่อน อัตราส่วนสมมูลก่อนการเผาไหม้ที่สอดคล้องกับเปอร์เซ็นต์อากาศผสมก่อน โดยรายละเอียดการคำนวณแสดงในหัวข้อย่อยดังต่อไปนี้



รูปที่ 5.1 ไดอะแกรมแสดงชุดการทดลองภายใต้เงื่อนไขที่มีการเหนี่ยวนำอากาศอย่างอิสระ

- |   |   |
|---|---|
| 1. หัวฉีดเชื้อเพลิง                                 | 5. จุดตรวจวัดอุณหภูมิ                               |
| 2. ท่อผสม   | 6. จุดตรวจวัดเปอร์เซ็นต์ออกซิเจนในอากาศส่วนที่หนึ่ง |
| 3. หัวเผา   | 7. เทอร์โมคัปเปิลและอุปกรณ์อ่านค่า                  |
| 4. บริเวณส่วนบนของหัวเผา เพื่อเปลี่ยนเป็นวัสดุพอรุน | 8. เครื่องวัดก๊าซ                                   |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

#### 4.1.1 อัตราการไหลเชิงมวลสำหรับการทดลองที่มีการเหนี่ยวนำอากาศอย่างอิสระ

เนื่องจากก๊าซแอลพีจีเป็นของไหลอัดตัวได้ ความหนาแน่นจึงมีการเปลี่ยนแปลงตามความดันที่เกิดขึ้นในท่อเมื่อปรับอัตราการไหลเชื้อเพลิงแล้ว จากการสมมติให้ก๊าซแอลพีจีประพฤติตัวเหมือนก๊าซอุดมคติจะสามารถหาความหนาแน่นได้ดังนี้

$$\rho_{LPG} = \frac{P}{RT} \quad (4.5)$$

การหาอัตราการไหลเชิงมวลของแอลพีจี

$$\dot{m}_{fuel} = \dot{V}_{LPG} \times \rho_{LPG} \quad (4.6)$$

#### 4.1.2 อัตราการเผาไหม้ต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่

อัตราการเผาไหม้ต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่หรือปริมาณความร้อนที่หัวเผาสามารถผลิตได้ ได้อ้างอิงเฉพาะพื้นผิวด้านบนของทรงกระบอกเท่านั้น เนื่องจากก๊าซร้อนส่วนใหญ่ไหลออกจากส่วนผิวด้านด้วยอิทธิพลของการพัดพาเป็นหลักและเพื่อให้สอดคล้องกับช่องทางออกของหัวเผาดังแบบ สามารถคำนวณได้ตามสมการที่ (4.7)

$$q = \frac{\dot{m}_{fuel} \times LHV}{A} \quad (4.7)$$

โดยพื้นที่ทางออกหัวเผามีเส้นผ่านศูนย์กลาง 52 มิลลิเมตร และค่าความร้อนต่ำ (Low Heating Value, LHV) ของแอลพีจีมีค่า 46.7 MJ/kg ตารางสรุปเงื่อนไขการป้อนเชื้อเพลิงสัมพันธ์กับอัตราการเผาไหม้ต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่สำหรับการทดสอบภายใต้สภาวะที่มีการเหนี่ยวนำอากาศอย่างอิสระแสดงดังตารางที่ 4.1

ตารางที่ 4.1 เงื่อนไขเชื้อเพลิงสำหรับการทดสอบภายใต้สภาวะที่มีการเหนี่ยวนำอากาศอย่างอิสระ

อัตราการไหลเชื้อเพลิง (L/min)	ความดันใช้งาน (Bar)	อัตราการไหลเชิงมวล ( $\times 10^{-5}$ kg/s)	อัตราการเผาไหม้ต่อหน่วยพื้นที่ (kW/m <sup>2</sup> )
0.5	0.1	1.753	285.349
1	0.1	3.506	570.798
1.5	0.2	5.737	933.870
2	0.2	7.650	1245.160
2.5	0.3	10.359	1686.154
3	0.4	13.387	2179.030
3.5	0.6	17.849	2905.373
4	0.7	21.674	3528.953
4.5	1.1	30.120	4902.817
5	1.3	36.654	5966.391

#### 4.1.3 เปอร์เซ็นต์อากาศผสมก่อนเผาไหม้

สำหรับการทดสอบซึ่งมีการบันทึกค่าออกซิเจนในท่อผสมตั้งตำแหน่งที่แสดงในรูปที่ 5.1 ผู้วิจัยกำหนดให้มีการแปลงข้อมูลเป็นเปอร์เซ็นต์อากาศผสมก่อนเผาไหม้เพื่อให้ง่ายต่อการวิเคราะห์ผล โดยพิจารณาปริมาณอากาศตั้งสมการต่อไปนี้



โดยการบันทึกผลออกซิเจนที่อ่านค่าได้จากเครื่องวัดก๊าซไอเสีย จะสามารถอ่านค่าดังกล่าวออกมาได้เป็นเปอร์เซ็นต์โดยปริมาตร ซึ่งเป็นสัดส่วนเดียวกันกับสัดส่วนโดยโมล จากสมการที่ (4.8) สามารถคิดสัดส่วนโดยส่วนโมล (Mole fraction) ของออกซิเจนในก๊าซผสมได้เป็น

$$X_{O_2} = \frac{a}{0.7 + 0.3 + a + 3.76a} \quad (4.9)$$

เมื่อนำมาจัดรูปใหม่จะได้

$$a = \frac{X_{O_2}}{1 - X_{O_2}} \cdot 4.76$$

เมื่อนำค่า  $a$  ไปแทนในสมการที่ (3.4) จะได้อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงก่อนการเผาไหม้

$$\left(\frac{A}{F}\right)_{\text{premixed}} = \frac{a \cdot 4.76}{1} \times \frac{MW_{\text{air}}}{MW_{\text{LPG}}} = \frac{X_{O_2}}{1 - X_{O_2}} \times 4.76 \times \frac{MW_{\text{air}}}{MW_{\text{LPG}}} \quad (4.10)$$

นำอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงก่อนการเผาไหม้มาคำนวณเป็นเปอร์เซ็นต์อากาศก่อนการเผาไหม้ได้ดังสมการที่ (4.11)

$$\% \text{Premixed} = \frac{\left(\frac{A}{F}\right)_{\text{Premixed}}}{\left(\frac{A}{F}\right)_{\text{stoi}}} \times 100\% \quad (4.11)$$

ยกตัวอย่างเช่น อ่านค่าออกซิเจนจากเครื่องวัดก๊าซได้เท่ากับ 18.4% จะสามารถคำนวณเปอร์เซ็นต์อากาศก่อนการเผาไหม้ได้เป็น 27.196%

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับนักเรียนเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

#### 4.1.4 อัตราส่วนสมมูลก่อนการเผาไหม้

ในการทดสอบภายใต้สภาวะที่มีการเหนี่ยวนำอากาศอย่างอิสระ อัตราส่วนสมมูลที่สัมพันธ์กับเงื่อนไขในการเผาไหม้จะใช้เพียงข้อมูลอากาศในท่อผสมในการคำนวณเท่านั้น เนื่องจากปริมาณอากาศส่วนที่สองไม่ส่งผลต่อปฏิกิริยาการเผาไหม้ในกรณีหัวเผาวัสดุพูน เนื่องจากโครงสร้างที่ขวางการไหลทำให้อากาศส่วนที่สองเข้าสู่ด้านข้างของวัสดุพูนได้ยาก (หลังจากผู้วิจัยลองปรับเปลี่ยนแล้ว) โดยจากสมการที่ (3.5) พบว่าอัตราส่วนสมมูลมีค่าแปรผกผันกับอัตราส่วนอากาศผสมก่อนเผาไหม้ แสดงดังสมการที่ (4.12)

$$\Phi = \frac{(A/F)_{stoi}}{(A/F)_{premixed}} \quad (4.12)$$

ยกตัวอย่างเช่น หากเปอร์เซ็นต์อากาศผสมก่อนมีค่า 27.196% สามารถคำนวณอัตราส่วนสมมูลได้เป็น 3.677

## 4.2 การคำนวณสำหรับการทดลองที่ควบคุมอากาศในการเผาไหม้

ในการทดลองที่ควบคุมอากาศในการเผาไหม้ทำขึ้นเพื่อเปรียบเทียบสมรรถนะการเผาไหม้ที่เงื่อนไขการเผาไหม้เดียวกัน ซึ่งสมรรถนะที่นำมาพิจารณาได้แก่ ลักษณะเปลวไฟ การกระจายอุณหภูมิในห้องเผาไหม้และปริมาณมลพิษในก๊าซไอเสีย โดยปรับเปลี่ยนอัตราการเผาไหม้แตกต่างกัน 3 ค่าภายใต้อัตราส่วนสมมูล 0.7 รวมถึงมีการศึกษาสมรรถนะภายใต้การปรับเปลี่ยนอัตราส่วนสมมูล 3 ค่า ได้แก่ 0.6 0.7 และ 0.8 ซึ่งอากาศทั้งหมดที่ใช้ในการเผาไหม้จะถูกป้อนให้ผสมกับเชื้อเพลิงก่อนถึงบริเวณเผาไหม้ (100% premixed) ไตอะแกรมชุดทดลองแสดงดังรูปที่ 5.2 (รายละเอียดอุปกรณ์กล่าวถึงในบทที่ 5 เงื่อนไขและอุปกรณ์การทดลอง)

รายละเอียดการคำนวณสำหรับเงื่อนไขการทดลองมีดังต่อไปนี้

### 4.2.1 อัตราการไหลเชิงมวลสำหรับการทดลองที่ควบคุมอากาศในการเผาไหม้

ดังที่กล่าวไปแล้ว ในการทดลองได้กำหนดให้มีการปรับเปลี่ยนอัตราการเผาไหม้ทั้งหมด 3 ค่า โดยผู้วิจัยเลือกอัตราการเผาไหม้ที่สอดคล้องกับอัตราการไหลแอลพีจีผ่านโรตาริเตอร์ ได้แก่ 1 1.5 และ 2 L/min ที่ความดันใช้งาน 0.5 บาร์ ภายใต้เงื่อนไขการป้อนเชื้อเพลิงดังกล่าว ก่อนการทดลองผู้วิจัยได้วัดอัตราการไหลเชิงมวลผ่านเครื่องมือวัดอัตราการไหลเชิงมวลโดยตรง จากนั้นนำมาคำนวณเพื่อหาอัตราการเผาไหม้ได้ดังสมการที่ (4.13)

$$Q = \dot{m}_{fuel} \times LHV \quad (4.13)$$

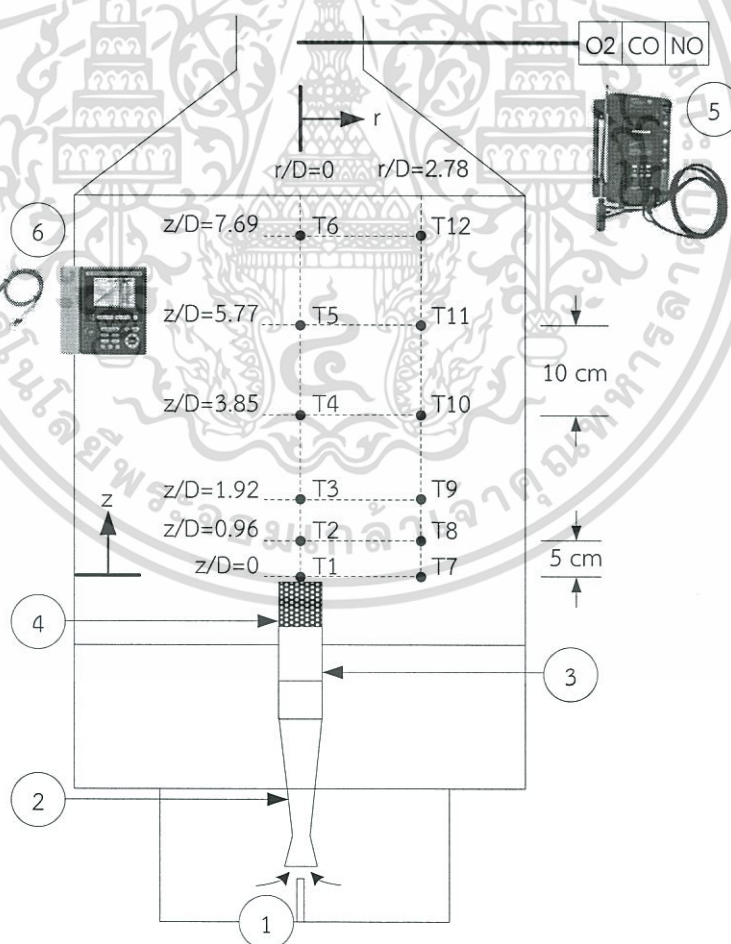
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

นอกจากนี้ จากเนื้อหาการคำนวณในหัวข้อ 4.1.1 เราทราบว่าอัตราการไหลเชิงมวลเชื้อเพลิงสามารถคำนวณได้จากสมการที่ (4.5) และ (4.6) โดยผลอัตราการไหลเชิงมวลที่ได้จากการวัดและจากการคำนวณสอดคล้องกับเงื่อนไขการป้อนเชื้อเพลิงแสดงดังตารางที่ 4.2 จากค่าความคลาดเคลื่อนที่แสดงในตารางสันนิษฐานว่าเกิดจากความคลาดเคลื่อนของโรตาริเตอร์ที่ใช้ในการทดลอง ดังนั้นในการทดลองจะใช้ข้อมูลจากการวัดอัตราการไหลเชิงมวลโดยตรงเพื่อนำมาคำนวณเป็นอัตราการเผาไหม้แสดงในตารางที่ 4.2 เช่นกัน

ตารางที่ 4.2 อัตราการไหลเชิงมวลและอัตราการเผาไหม้

$\dot{V}_{fuel,mea}$ (L/min)	$\dot{m}_{fuel,cal}$ ( $\times 10^{-5}$ kg/s)	$\dot{m}_{fuel,mea}^*$ ( $\times 10^{-5}$ kg/s)	ความคลาดเคลื่อน (%)	$Q$ (kW)*
1	4.781	4.093	16.809	1.911
1.5	7.172	5.733	25.092	2.677
2	9.562	7.691	24.327	3.592

หมายเหตุ ค่าที่นำมาใช้ในการทดลอง



รูปที่ 5.2 ไดอะแกรมแสดงชุดการทดลองสำหรับการทดลองที่ควบคุมอากาศในการเผาไหม้

1. หัวฉีดเชื้อเพลิง 5. จุดตรวจวัดก๊าซไอเสียและเครื่องวัดก๊าซ  
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อผู้ยืมได้ดำเนินการเรียบร้อยแล้ว กรุณา  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2. ท่อผสม
3. หัวเผา
4. บริเวณส่วนบนของหัวเผา เพื่อเปลี่ยนเป็นวัสดุพอรุน
6. เทอร์โมคัปเปิลและอุปกรณ์อ่านค่า

#### 4.2.2 ปริมาณอากาศและอากาศส่วนเกินที่สอดคล้องกับอัตราส่วนสมมูล

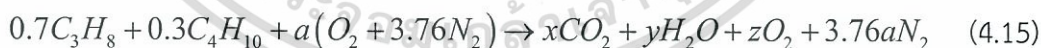
จากที่กล่าวข้างต้น ในการทดลองได้กำหนดใช้อัตราส่วนสมมูลทั้งหมด 3 ค่า ได้แก่ 0.6 0.7 และ 0.8 โดยอากาศทั้งหมดถูกป้อนพร้อมกับเชื้อเพลิงก่อนการเผาไหม้ ปริมาณอากาศที่สัมพันธ์กับอัตราส่วนสมมูลภายใต้การปรับเปลี่ยนอัตราการใช้เชื้อเพลิง สามารถคำนวณได้จากความสัมพันธ์ในสมการที่ (3.5) โดยนำมาจัดรูปใหม่ได้ดังสมการที่ (4.14)

$$\dot{m}_a = \frac{(A/F)_{stoi}}{\Phi} \times \dot{m}_f \quad (4.14)$$

นอกจากนี้ปริมาณอากาศส่วนเกินที่สอดคล้องกับเงื่อนไขการทดสอบสามารถคำนวณได้ตามสมการที่ (3.7) โดยอัตราการใช้เชื้อเพลิงของอากาศและปริมาณอากาศส่วนเกินที่สอดคล้องกับเงื่อนไขการทดลองแสดงดังตารางที่ 4.3

#### 4.2.3 ปริมาณออกซิเจนในก๊าซไอเสียที่สอดคล้องกับอัตราส่วนสมมูล

นอกจากการป้อนปริมาณอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้ผ่านโรตารีเมเตอร์แล้ว เราสามารถตรวจสอบปริมาณอากาศผ่านการวัดเปอร์เซ็นต์ออกซิเจนในก๊าซไอเสียได้เช่นกัน โดยเริ่มจากความสัมพันธ์สำหรับเงื่อนไขการเผาไหม้แบบบาง ดังสมการที่ (4.15)



ในกรณีการทดลองนี้จะไม่พิจารณาปริมาณ CO และ NO<sub>x</sub> ในสมการ เนื่องจากมีค่าน้อยมาก (ต่ำกว่า 30 ppm) จากสมการสามารถคำนวณได้  $x = 3.3$  และ  $y = 4.3$  และสามารถคำนวณ  $z$  ได้จากความสัมพันธ์ในสมการสัดส่วนโดยปริมาตรของออกซิเจนในก๊าซไอเสียแบบแห้ง (dry basis) ดังสมการที่ (4.16)

$$X_{O_2} = \frac{z}{3.3 + z + 3.76a} \quad (4.16)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยสามารถหาค่า  $a$  ได้ดังสมการ

$$a = x + \frac{y}{2} + z \quad (4.17)$$

แก้สมการหา  $z$  และ  $a$  จากสมการที่ (4.16) และ (4.17) ยกตัวอย่างเช่น วัดปริมาณออกซิเจนในก๊าซไอเสียได้ 6% (คิดเป็น  $X_{O_2} = 0.06$ ) สามารถคำนวณค่า  $z$  และ  $a$  ได้เท่ากับ 1.998 และ 7.448 ตามลำดับ และเมื่อนำ  $a$  ไปแทนในสมการที่ (3.4) จะได้อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงที่ใช้จริงเท่ากับ 21.212 ซึ่งสัมพันธ์กับอัตราส่วนสมมูล 0.732

เงื่อนไขเชื้อเพลิงและอากาศที่ป้อนภายใต้เงื่อนไขการทดลองที่ควบคุมอากาศในการเผาไหม้แสดงดังตารางที่ 4.3

ตารางที่ 4.3 เงื่อนไขเชื้อเพลิงและอากาศที่ใช้สำหรับการทดลองที่ควบคุมอากาศในการเผาไหม้

$Q$ (kW)	$\Phi$	$\dot{m}_{fuel}$ ( $\times 10^{-5}$ kg/s)	$\dot{m}_a$ ( $\times 10^{-3}$ kg/s)	$EA$ (%)	$O_{2,flue}$ (%)
1.911	0.6	4.093	1.059	64.25	8.7
2.677	0.6	5.733	1.480	64.25	8.7
3.592	0.6	7.691	1.990	64.25	8.7
1.911	0.7	4.093	0.908	36.62	6
2.677	0.7	5.733	1.272	36.62	6
3.592	0.7	7.691	1.706	36.62	6
1.911	0.8	4.093	0.794	24.105	4.5
2.677	0.8	5.733	1.113	24.105	4.5
3.592	0.8	7.691	1.493	24.105	4.5

#### 4.2.4 ปริมาณมลพิษที่มาตรฐานปริมาณอากาศเท่ากัน

ในการแสดงผลสำหรับเงื่อนไขการปรับเปลี่ยนอัตราส่วนสมมูล จำเป็นต้องมีการเปรียบเทียบปริมาณมลพิษได้แก่ CO และ  $NO_x$  ที่มาตรฐานเปอร์เซ็นต์ออกซิเจนเท่ากัน โดยในงานวิจัยนี้เลือกเปรียบเทียบที่ปริมาณออกซิเจนในก๊าซไอเสีย 6% สามารถคำนวณได้ตามสมการที่ (4.18)

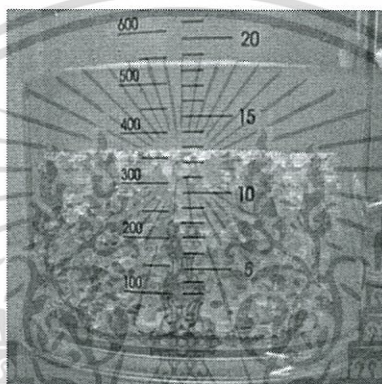
$$[CO]_{@6\%O_2} = \frac{(0.21 - 0.06)}{(0.21 - X_{O_2,mea})} \times [CO]_{mea} \quad (4.18)$$

### 4.3 การวัดค่าความพรุน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เนื่องจากค่าความพรุนเป็นพารามิเตอร์ที่ส่งผลต่อเสถียรภาพการเผาไหม้ของวัสดุพูนอย่างมาก ดังนั้นก่อนการทดลองจึงได้มีการนำวัสดุพุนมาหาค่าความพรุนด้วยการนำของเหลวเข้าไปแทนที่ช่องว่างภายในวัสดุ และคำนวณดังสมการที่ (4.19) โดยพบว่าค่าความพรุนของวัสดุแต่ละชนิด แต่ละความหนาแน่นความพรุน มีค่าความพรุนใกล้เคียงกันประมาณ 0.9 ซึ่งถูกพิสูจน์จากงานวิจัยที่ผ่านมาแล้วว่าที่ค่าความพรุนดังกล่าว วัสดุพุนสามารถรักษาเสถียรภาพการเผาไหม้ได้ดี

$$\varepsilon = \frac{V_{void}}{V_{tot}} \quad (4.19)$$



รูปที่ 4.1 การทดลองหาค่าความพรุน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## เงื่อนไขและอุปกรณ์การทดลอง

ในบทนี้กล่าวถึงรายละเอียดการทดลอง โดยแบ่งเป็นหัวข้อเงื่อนไขการทดลอง ซึ่งจากอธิบายภาพรวมของเงื่อนไข พารามิเตอร์และไดอะแกรมชุดทดลอง (หัวข้อ 5.1) และรายละเอียดชิ้นส่วนอุปกรณ์ต่างๆ ที่ใช้ในหัวข้อ 5.1 (หัวข้อ 5.2)

### 5.1 เงื่อนไขการทดลอง

เพื่อให้ได้ผลการทดลองที่สอดคล้องกับวัตถุประสงค์และความมุ่งหมายในงานวิจัยนี้ จึงได้แบ่งการทดลองออกเป็น 2 ส่วนหลัก ได้แก่ การทดลองที่มีการเหนี่ยวนำอากาศอย่างอิสระและการทดลองที่ควบคุมอากาศในการเผาไหม้ ซึ่งการทดลองส่วนที่หนึ่งของงานวิจัยนี้ ทำขึ้นเพื่อศึกษาย่านการเผาไหม้อย่างมีเสถียรภาพภายใต้เงื่อนไขการเหนี่ยวนำอากาศอย่างอิสระ ซึ่งเป็นเงื่อนไขที่ใช้สำหรับเตาเผาเซรามิกส์ อากาศบางส่วนจะถูกผสมกับเชื้อเพลิงก่อนการเผาไหม้ตามโมเมนต์ตัมของเจ็ทเชื้อเพลิง โดยในการทดลองได้มีการใช้หัวฉีดเชื้อเพลิงของงานวิจัยในปี 2555 [1] ดังนั้นโครงสร้างที่ขวางการไหลของวัสดุพูนจึงมีผลต่อการเหนี่ยวนำดังกล่าวและส่งผลกระทบต่อเสถียรภาพการเผาไหม้ นอกจากนี้ในการทดลองจะมีการเปรียบเทียบเสถียรภาพการเผาไหม้ระหว่างหัวเผาต้นแบบและหัวเผาวัสดุพูนแล้ว ยังมีการเปรียบเทียบระหว่างวัสดุพูนที่มีโครงสร้างแตกต่างกัน ได้แก่ วัสดุพูนรูปทรงกระบอกตันและรูปทรงกระบอกเจาะรู โดยสันนิษฐานว่าการลดโครงสร้างที่ขวางการไหลของก๊าซผสม จะทำให้ความสามารถในการเหนี่ยวนำอากาศเพิ่มมากขึ้นและเผาไหม้ได้อย่างมีเสถียรภาพ รวมถึงมีการเปรียบเทียบระหว่างวัสดุพูนที่มีความหนาแน่นช่องว่างที่แตกต่างกัน ในการวิเคราะห์เสถียรภาพการเผาไหม้ มีการบันทึกผลลักษณะการเผาไหม้ อุณหภูมิบริเวณก่อนการเผาไหม้เพื่อสะท้อนถึงคุณสมบัติการแผ่รังสีของวัสดุพูนที่ถ่ายเทความร้อนไปสู่ส่วนผสมก่อนการเผาไหม้ และเปอร์เซ็นต์อากาศส่วนที่หนึ่งที่ได้จากการเหนี่ยวนำ

ส่วนการทดลองในส่วนที่สองของวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ มุ่งเน้นศึกษาผลกระทบการถ่ายเทความร้อนและการกระจายตัวอุณหภูมิของก๊าซไอเสียจากวัสดุพูนสู่ภายในห้องเผาไหม้และปริมาณมลพิษ แต่ไม่สามารถวัดการถ่ายเทความร้อนภายในวัสดุพูนได้เนื่องจากโครงสร้างวัสดุพูนที่ค่อนข้างเล็กทำให้มีข้อจำกัดในการตรวจวัด จึงมีการอ้างอิงการกระจายตัวอุณหภูมิในวัสดุพูนจากงานวิจัยในอดีต จากการศึกษาของงานวิจัยย้อนหลังพบว่าการศึกษาระยะการกระจายตัวอุณหภูมิภายในวัสดุพูนของงานวิจัยที่นำมาใช้อ้างอิง มีการทดลองที่เงื่อนไขอากาศต่อเชื้อเพลิงแบบบาง ( $\Phi = 0.6$ ) ดังนั้นในงานวิจัยสำหรับวิทยานิพนธ์ฉบับนี้จึงจำเป็นต้องมีการศึกษาที่เงื่อนไขดังกล่าวเช่นเดียวกัน เพื่อเชื่อมโยงข้อมูลจากการทดลองและจากผลการวิจัยของงานที่มีมาก่อนหน้า โดยอากาศทั้งหมดถูกป้อนผสมกับเอกซอสเป็นเอกซอสที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เชื้อเพลิงในสัดส่วนที่กำหนดก่อนการเผาไหม้และการเผาไหม้เกิดขึ้นในห้องเผาไหม้ที่ถูกควบคุมเพื่อ บันทึกผลการกระจายตัวอุณหภูมิและปริมาณก๊าซไอเสีย ซึ่งนอกจากจะเปรียบเทียบระหว่างหัวเผา ต้นแบบและหัวเผาวัสดุพูนแล้ว ยังมีการเปรียบเทียบสมรรถนะการเผาไหม้ระหว่างวัสดุพูน ที่มีโครงสร้างแตกต่างกัน (ทรงกระบอกตันและทรงกระบอกเจาะรู) มีความหนาแน่นช่องว่างแตกต่างกัน ที่ทำจากวัสดุต่างชนิดกัน รวมถึงศึกษาอิทธิพลของปริมาณอากาศส่วนเกินที่แตกต่างกันด้วย

โดยเงื่อนไขที่สอดคล้องกับวัตถุประสงค์การทดลองแสดงดังตารางที่ 5.1 และรายละเอียด เงื่อนไขการทดลองและพารามิเตอร์ควบคุมต่างๆ ถูกกล่าวในหัวข้อ 5.1.1 และ 5.1.2

ตารางที่ 5.1 เงื่อนไขการทดลองที่สอดคล้องกับวัตถุประสงค์การทดลอง

เงื่อนไขการทดลอง	
การทดลองที่มีการเหนี่ยวนำอากาศอย่างอิสระ	การทดลองที่ควบคุมอากาศในการเผาไหม้
เปรียบเทียบความสามารถในการเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่หนึ่งของหัวเผาของหัวเผาต้นแบบ และหัวเผาวัสดุพูน (ตามวัตถุประสงค์ข้อ 1.2.1)	เปรียบเทียบสมรรถนะการเผาไหม้ของหัวเผา เซรามิกส์ก่อนปรับปรุงและหลังปรับปรุงร่วมกับ วัสดุพูนภายใต้การควบคุมสัดส่วนเชื้อเพลิงและ อากาศเดียวกัน (ตามวัตถุประสงค์ข้อ 1.2.3)
เปรียบเทียบความสามารถในการเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่หนึ่งของหัวเผาของหัวเผาวัสดุพูนที่มีโครงสร้างและค่าความหนาแน่นช่องว่างแตกต่างกัน (ตามวัตถุประสงค์ข้อ 1.2.2)	เปรียบเทียบสมรรถนะการเผาไหม้ของหัวเผาวัสดุพูนที่มีโครงสร้างและค่าความหนาแน่นช่องว่างแตกต่างกัน รวมถึงวัสดุพูนที่ทำมาจากวัสดุต่างชนิดกัน ภายใต้การควบคุมสัดส่วนเชื้อเพลิงและ อากาศเดียวกัน (ตามวัตถุประสงค์ข้อ 1.2.4)
	เปรียบเทียบอิทธิพลของอากาศส่วนเกินต่อสมรรถนะการเผาไหม้ของหัวเผาวัสดุพูน (ตาม วัตถุประสงค์ข้อ 1.2.5)

#### 5.1.1 การทดลองที่มีการเหนี่ยวนำอากาศอย่างอิสระ

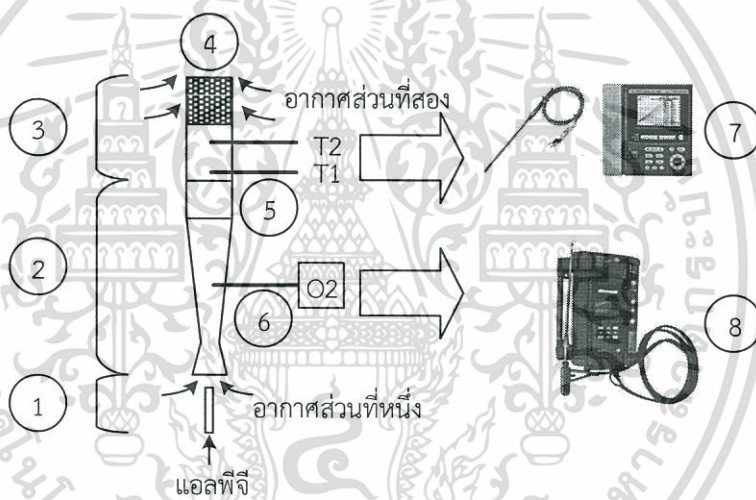
##### 5.1.1.1 ชุดอุปกรณ์การทดลองที่มีการเหนี่ยวนำอากาศอย่างอิสระ

รูปที่ 5.1 แสดงไดอะแกรมชุดทดลองสำหรับการทดลองที่มีการเหนี่ยวนำอากาศอย่างอิสระ โดยอากาศส่วนที่หนึ่งถูกเหนี่ยวนำจากพื้นที่เปิดโล่งเข้าสู่ท่อผสมด้วยเจ็ทเชื้อเพลิง ในขณะที่บริเวณที่มีการเผาไหม้ (หมายเลข 4) ถูกวางพื้นที่เปิดโล่งเช่นเดียวกัน และมีอากาศส่วนที่สองเข้าผสมด้วยการแพร่ (diffusion) รายละเอียดของอุปกรณ์ต่างๆ ถูกระบุในหัวข้อ 5.2

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 5.1.1.2 เงื่อนไขการทดลองกรณีมีการเหนี่ยวนำอากาศอย่างอิสระ

การทดลองที่มีการเหนี่ยวนำอย่างอิสระมีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาปริมาณการเหนี่ยวนำอากาศด้วยตัวเองของหัวฉีดเชื้อเพลิงในกรณีที่น่าหัวเผาประยุกต์ใช้ร่วมกับวัสดุพอรุน อุณหภูมิของก๊าซผสมที่ถูกอุ่นก่อนเข้าสู่บริเวณที่มีการเผาไหม้และเสถียรภาพการเผาไหม้ โดยจะมีการศึกษาเปรียบเทียบระหว่างหัวเผาต้นแบบและหัวเผาวัสดุพอรุน โดยที่วัสดุพอรุนถูกแบ่งออกเป็นลักษณะรูปทรงกระบอกตันและทรงกระบอกเจาะรู รวมถึงวัสดุพอรุนที่มีค่าความหนาแน่นช่องว่างแตกต่างกัน ในการทดลองมีการปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชื้อเพลิงในย่าน 0.5 – 5 L/min เพิ่มขึ้นครั้งละ 0.5 L/min ให้มีการเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่หนึ่งด้วยหัวฉีดเชื้อเพลิงที่ถูกปรับแต่งให้มีความสามารถในการเหนี่ยวนำอากาศได้ดีแม้ในย่านอัตราการไหลเชื้อเพลิงต่ำ สำหรับผลการทดลองได้มีการบันทึกลักษณะเปลวไฟที่สามารถมองเห็นได้ด้วยตาเปล่า อุณหภูมิบริเวณห้องผสม และปริมาณออกซิเจน โดยรายละเอียดเงื่อนไขการทดลองและตัวแปรต่างๆ ที่เกี่ยวข้องระบุดังตารางที่ 5.2



รูปที่ 5.1 ไดอะแกรมแสดงชุดการทดลองภายใต้เงื่อนไขที่มีการเหนี่ยวนำอากาศอย่างอิสระ

- |   |   |
|---|---|
| 1. หัวฉีดเชื้อเพลิง                                 | 5. จุดตรวจวัดอุณหภูมิ                               |
| 2. ท่อผสม   | 6. จุดตรวจวัดเปอร์เซ็นต์ออกซิเจนในอากาศส่วนที่หนึ่ง |
| 3. หัวเผา   | 7. เทอร์โมคัปเปิลและอุปกรณ์อ่านค่า                  |
| 4. บริเวณส่วนบนของหัวเผา เพื่อเปลี่ยนเป็นวัสดุพอรุน | 8. เครื่องวัดก๊าซ                                   |

ตารางที่ 5.2 เงื่อนไขการทดลองและพารามิเตอร์ต่างๆ ของการทดลองที่มีการเหนียวอย่างอิสระ

วัตถุประสงค์ที่ต้องการศึกษาเปรียบเทียบ	ประเภทหัวเผา	เงื่อนไขเชื้อเพลิง	เงื่อนไขอากาศ	การบันทึกผล
เพื่อเปรียบเทียบหัวเผาก่อนและหลังการประยุกต์ใช้วัสดุพูน	1. หัวเผาต้นแบบ 2. หัวเผาวัสดุพูนทรงกระบอกตัน - วัสดุชนิดอะลูมิน่า - ค่าความหนาแน่นช่องว่าง 15ppi	แอลพีจี อัตราการไหล 0.5-5 L/min (เพิ่มทีละ 0.5 L/min)	เหนียวนำด้วยเจ็ทที่สัมพันธ์กับอัตราการไหลเชื้อเพลิง	1. ลักษณะเปลวไฟ 2. อุณหภูมิในท่อผสม 3. เปอร์เซ็นต์ออกซิเจนในท่อผสม
เพื่อศึกษาอิทธิพลของวัสดุพูนที่มีโครงสร้างแตกต่างกัน	1. หัวเผาวัสดุพูนทรงกระบอกตัน - วัสดุชนิดอะลูมิน่า - ค่าความหนาแน่นช่องว่าง 15ppi 2. หัวเผาวัสดุพูนทรงกระบอกเจาะรู - วัสดุชนิดอะลูมิน่า - ค่าความหนาแน่นช่องว่าง 15ppi	แอลพีจี อัตราการไหล 0.5-5 L/min (เพิ่มทีละ 0.5 L/min)	เหนียวนำด้วยเจ็ทที่สัมพันธ์กับอัตราการไหลเชื้อเพลิง	1. ลักษณะเปลวไฟ 2. อุณหภูมิในท่อผสม 3. เปอร์เซ็นต์ออกซิเจนในท่อผสม
เพื่อศึกษาอิทธิพลของวัสดุพูนที่มีค่าความหนาแน่นช่องว่างแตกต่างกัน	1. หัวเผาวัสดุพูนทรงกระบอกตัน - วัสดุชนิดอะลูมิน่า - ค่าความหนาแน่นช่องว่าง 15ppi 2. หัวเผาวัสดุพูนทรงกระบอกตัน - วัสดุชนิดอะลูมิน่า - ค่าความหนาแน่นช่องว่าง 20ppi	แอลพีจี อัตราการไหล 0.5-5 L/min (เพิ่มทีละ 0.5 L/min)	เหนียวนำด้วยเจ็ทที่สัมพันธ์กับอัตราการไหลเชื้อเพลิง	1. ลักษณะเปลวไฟ 2. อุณหภูมิในท่อผสม 3. เปอร์เซ็นต์ออกซิเจนในท่อผสม

### 5.1.2 การทดลองที่ควบคุมอากาศในการเผาไหม้

วัตถุประสงค์ในการทดลองที่ควบคุมอากาศในการเผาไหม้ เพื่อควบคุมปริมาณอากาศในการเผาไหม้และวิเคราะห์ปริมาณก๊าซต่างๆ ในอยู่ในก๊าซไอเสียหลังการเผาไหม้

#### 5.1.2.1 ชุดการทดลองที่ควบคุมอากาศในการเผาไหม้

รูปที่ 5.2 แสดงไดอะแกรมชุดทดลองสำหรับการทดลองที่ควบคุมอากาศในการเผาไหม้ โดยอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้จะถูกควบคุมโดยการป้อนผ่านอุปกรณ์วัดอัตราการไหลเข้าสู่กล่องบรรจุหัวฉีดเชื้อเพลิง ทำให้อากาศทั้งหมดที่ป้อนจะถูกเหนี่ยวนำเข้าสู่ท่อผสม

ในการบันทึกผลมีทั้งในส่วนการกระจายตัวอุณหภูมิและปริมาณก๊าซไอเสีย โดยการกระจายอุณหภูมิถูกบันทึกค่าทั้งหมด 2 แกน ได้แก่การกระจายอุณหภูมิตามระดับความสูง ( $0 < z/D < 7.69$ ) ที่ระยะแกนกลางของหัวเผา ( $r/D=0$ ) จำนวน 6 จุด และการกระจายอุณหภูมิตามระดับความสูง ( $0 < z/D < 7.69$ ) ที่ระยะห่างจากแนวแกนกลางตามแนวรัศมีของหัวเผา ( $r/D=2.78$ ) อีกจำนวน 6 จุด โดยการวัดอุณหภูมิบริเวณแนวรัศมีนี้ทำเพื่อสังเกตคุณลักษณะการกระจายอุณหภูมิตามแนวรัศมีของหัวเผาในกรณีต่างๆ ซึ่งสันนิษฐานว่าคุณสมบัติของหัวเผาที่ไม่มีวัสดุพอร์นและหัวเผาวัสดุพอร์นจะให้คุณลักษณะการกระจายอุณหภูมิที่แตกต่างกันออกไป

#### 5.1.2.2 เงื่อนไขการทดลองสำหรับกรณีที่มีการควบคุมอากาศในการเผาไหม้

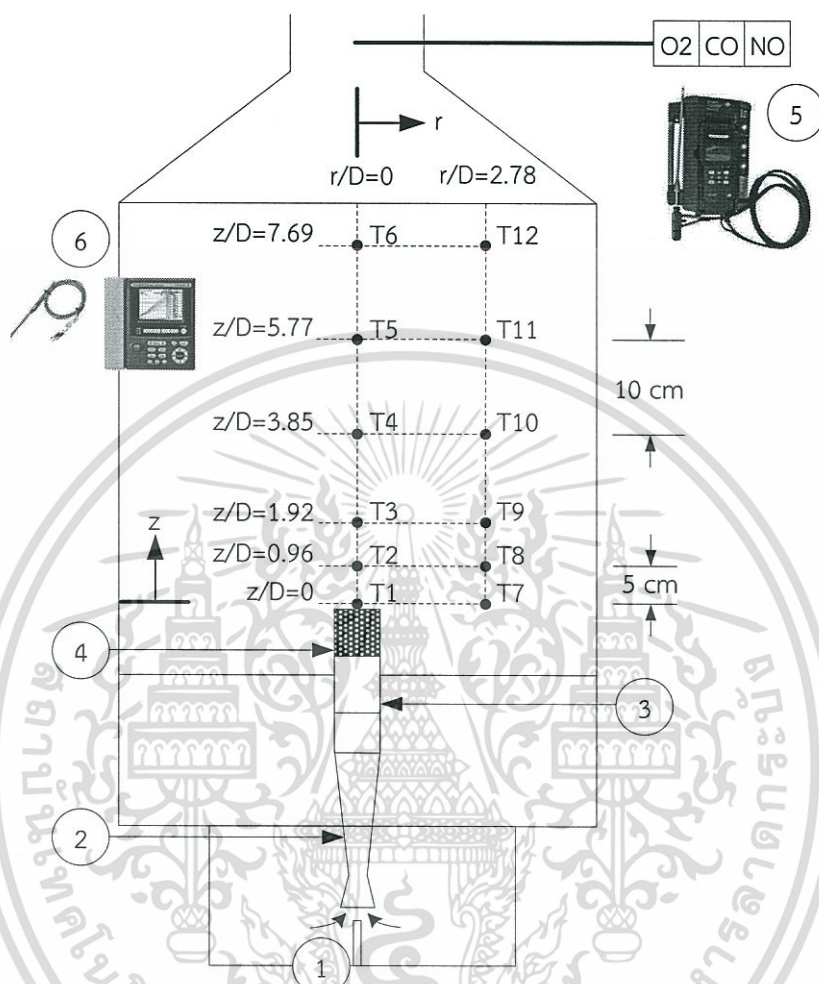
เงื่อนไขการทดลองที่ควบคุมอากาศในการเผาไหม้และพารามิเตอร์ที่เกี่ยวข้องแสดงดังตารางที่ 5.3 โดยแบ่งวัตถุประสงค์การศึกษาออกเป็น 5 ข้อ ซึ่ง เป็นการศึกษาเกี่ยวกับลักษณะทางกายภาพของวัสดุพอร์นและหัวเผาต้นแบบที่ลักษณะแตกต่างกัน รวมถึงมีการเปรียบเทียบสมรรถนะการเผาไหม้และการกระจายอุณหภูมิที่ค่าความร้อนต่างๆ และยังศึกษาเกี่ยวกับเงื่อนไขการใช้งานภายใต้สัดส่วนอากาศต่างๆ ที่ค่าความร้อนเดียวกันอีกด้วย

ตารางที่ 5.3 เงื่อนไขการทดลองและพารามิเตอร์ต่างๆ ของการทดลองที่ควบคุมอากาศในการเผาไหม้

วัตถุประสงค์ที่ศึกษา	ประเภทหัวเผาที่ใช้	เงื่อนไขเชื้อเพลิง	เงื่อนไขอากาศ	การบันทึกผล
เพื่อเปรียบเทียบหัวเผาก่อนและหลังการประยุกต์ใช้วัสดุพูน	1. หัวเผาดันแบบ 2. หัวเผาวัสดุพูนทรงกระบอกตัน - วัสดุชนิดอะลูมิน่า - ค่าความหนาแน่นช่องว่าง 15ppi	อัตราการไหลเชื้อเพลิงที่สอดคล้องกับอัตราการเผาไหม้ 1.911 2.677 และ 3.591 kW	อัตราการไหลอากาศที่สอดคล้องกับ $\Phi = 0.7$	1. ลักษณะเปลวไฟ 2. การกระจายอุณหภูมิตามระดับความสูงในห้องเผาไหม้ 3. ปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์และไนโตรเจนออกไซด์ในก๊าซไอเสีย
เพื่อศึกษาอิทธิพลของวัสดุพูนชนิดแตกต่างกัน	1. หัวเผาวัสดุพูนทรงกระบอกตัน - วัสดุชนิดอะลูมิน่า - ค่าความหนาแน่นช่องว่าง 20ppi 2. หัวเผาวัสดุพูนทรงกระบอกตัน - วัสดุชนิดซิลิกอนคาร์ไบด์ - ค่าความหนาแน่นช่องว่าง 20ppi	อัตราการไหลเชื้อเพลิงที่สอดคล้องกับอัตราการเผาไหม้ 1.911 2.677 และ 3.591 kW	อัตราการไหลอากาศที่สอดคล้องกับ $\Phi = 0.7$	1. ลักษณะเปลวไฟ 2. การกระจายอุณหภูมิตามระดับความสูงในห้องเผาไหม้ 3. ปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์และไนโตรเจนออกไซด์ในก๊าซไอเสีย
เพื่อศึกษาอิทธิพลของวัสดุพูนที่มีโครงสร้างแตกต่างกัน	1. หัวเผาวัสดุพูนทรงกระบอกตัน - วัสดุชนิดอะลูมิน่า - ค่าความหนาแน่นช่องว่าง 15ppi 2. หัวเผาวัสดุพูนทรงกระบอกเจาะรู - วัสดุชนิดอะลูมิน่า - ค่าความหนาแน่นช่องว่าง 15ppi	อัตราการไหลเชื้อเพลิงที่สอดคล้องกับอัตราการเผาไหม้ 1.911 2.677 และ 3.591 kW	อัตราการไหลอากาศที่สอดคล้องกับ $\Phi = 0.7$	1. ลักษณะเปลวไฟ 2. การกระจายอุณหภูมิตามระดับความสูงในห้องเผาไหม้ 3. ปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์และไนโตรเจนออกไซด์ในก๊าซไอเสีย

ตารางที่ 5.3 เงื่อนไขการทดลองและพารามิเตอร์ต่างๆ ของการทดลองที่ควบคุมอากาศในการเผาไหม้ (ต่อ)

วัตถุประสงค์ที่ศึกษา	ประเภทหัวเผาที่ใช้	เงื่อนไขเชื้อเพลิง	เงื่อนไขอากาศ	การบันทึกผล
เพื่อศึกษาอิทธิพลของ วัสดุพอร์นที่มีค่าความ หนาแน่นช่องว่าง แตกต่างกัน	1. หัวเผาวัสดุพอร์นทรงกระบอกตัน - วัสดุชนิดอะลูมิน่า - ค่าความหนาแน่นช่องว่าง 15ppi 2. หัวเผาวัสดุพอร์นทรงกระบอกตัน - วัสดุชนิดอะลูมิน่า - ค่าความหนาแน่นช่องว่าง 20ppi	อัตราการไหลเชื้อเพลิงที่ สอดคล้องกับอัตราการเผาไหม้ 1.911 2.677 และ 3.591 kW	อัตราการไหล อากาศที่สอดคล้อง กับ $\Phi = 0.7$	1. ลักษณะเปลวไฟ 2. การกระจายอุณหภูมิตามระดับ ความสูงในห้องเผาไหม้ 3. ปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์และ ไนโตรเจนออกไซด์ในก๊าซไอเสีย
เพื่อศึกษาอิทธิพลของ อากาศส่วนเกิน	1. หัวเผาวัสดุพอร์นทรงกระบอกตัน - วัสดุชนิดอะลูมิน่า - ค่าความหนาแน่นช่องว่าง 15ppi	อัตราการไหลเชื้อเพลิงที่ สอดคล้องกับอัตราการเผาไหม้ 1.911 2.677 และ 3.591 kW	อัตราการไหล อากาศที่สอดคล้อง กับ $\Phi$ ที่มีค่าเป็น 0.6 0.7 และ 0.8	1. ลักษณะเปลวไฟ 2. การกระจายอุณหภูมิตามระดับ ความสูงในห้องเผาไหม้ 3. ปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์และ ไนโตรเจนออกไซด์ในก๊าซไอเสีย



รูปที่ 5.2 ไดอะแกรมแสดงชุดการทดลองสำหรับการทดลองที่ควบคุมอากาศในการเผาไหม้

1. หัวฉีดเชื้อเพลิง
2. ท่อผสม
3. หัวเผา
4. บริเวณส่วนบนของหัวเผา เพื่อเปลี่ยนเป็นวัสดุพอรุน
5. จุดตรวจวัดก๊าซไอเสียและเครื่องวัดก๊าซ
6. เทอร์โมคัปเปิลและอุปกรณ์อ่านค่า

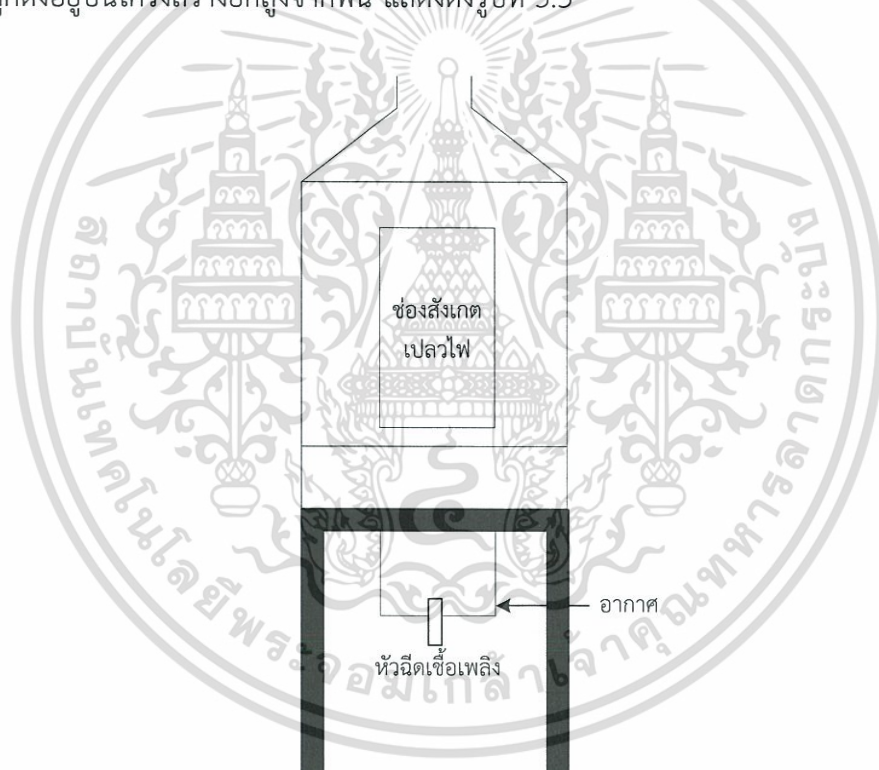
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 5.2 อุปกรณ์การทดลอง

ในหัวข้อนี้จะกล่าวถึงรายละเอียดอุปกรณ์ต่างๆ ที่ปรากฏในไดอะแกรมหัวข้อ 5.1

### 5.2.1 ห้องเผาไหม้

ห้องเผาไหม้ที่ใช้ในการทดสอบการเผาไหม้แบบปิดเป็นถังทรงกระบอก มีเส้นผ่านศูนย์กลางขนาด 58 เซนติเมตร สูง 88 เซนติเมตร บุผนังด้วยฉนวนเซรามิกส์ (ceramics fiber) ความหนา 1 นิ้ว ตัวถังเชื่อมต่อกับส่วนบนรูปทรงกรวย ทำหน้าที่ลดขนาดห้องเผาไหม้เพื่อหลีกเลี่ยงแก๊สไอเสียผ่านท่อขนาด 4 นิ้ว ด้านหน้าติดตั้งบานพับสี่เหลี่ยมทำจากกระจกทนความร้อนสำหรับสังเกตลักษณะเปลวไฟ ส่วนกล่องด้านล่างเป็นส่วนประกอบแยกกับห้องเผาไหม้ ทำหน้าที่ควบคุมปริมาณอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้ให้เป็นไปตามเงื่อนไขการทดลอง โดยอากาศทั้งหมดสำหรับการเผาไหม้จะถูกป้อนผ่านกล่องดังกล่าวและผ่านเข้าสู่ท่อผสมด้วยการเหนี่ยวนำของเชื้อเพลิง ส่วนประกอบของห้องเผาไหม้ทั้งหมดถูกตั้งอยู่บนโครงสร้างยกสูงจากพื้น แสดงดังรูปที่ 5.3



รูปที่ 5.3 โครงสร้างห้องเผาไหม้

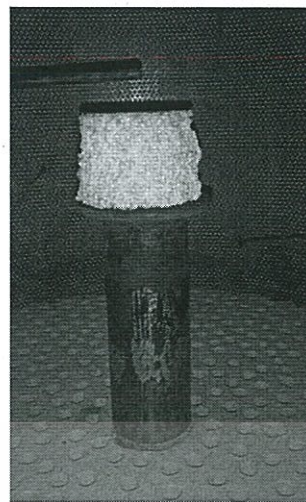
### 5.2.2 หัวเผาต้นแบบและหัวเผาวัสดุพูน

ในการทดสอบสมรรถนะการเผาไหม้สำหรับหัวเผาวัสดุพูนเพื่อใช้ในอุตสาหกรรมเซรามิกส์ งานวิจัยนี้ได้ศึกษาหัวเผาด้วยกัน 2 ประเภทหลัก ได้แก่ หัวเผาต้นแบบ ซึ่งใช้อุปกรณ์ที่ใช้งานจริงในกระบวนการอบเซรามิกส์ นำมาดัดบริเวณส่วนบนออกเพื่อให้สามารถปรับเปลี่ยนแทนด้วยวัสดุพูนรูปทรงกระบอกขนาดเดียวกันได้ โดยส่วนบนดังกล่าวมีความสูง 56 เซนติเมตร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



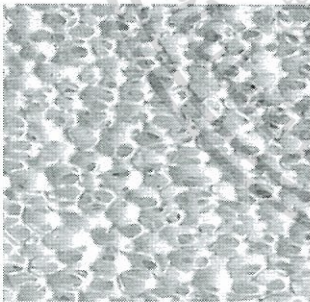
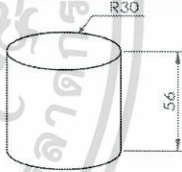
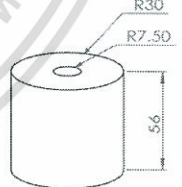
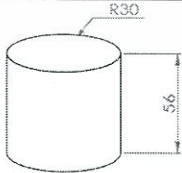
ก.)



ข.)

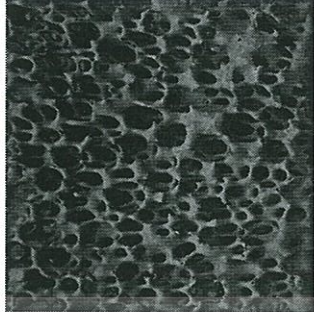
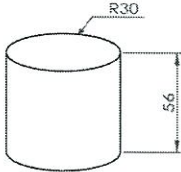
รูปที่ 5.4 ก.) หัวเผาต้นแบบที่ถูกปรับแต่งให้สามารถถอดส่วนปลายหัวเผาออกได้ ข.) หัวเผาที่ถูก  
ประยุกต์ใช้ด้วยวัสดุพรุน

ตารางที่ 5.4 วัสดุพรุนที่นำมาประยุกต์เป็นหัวเผา

ชนิดวัสดุ	ความหนาแน่นช่องว่าง (ppi)	รูปทรง
 อะลูมินา	15 $(\varepsilon = 0.9)$	 ทรงกระบอกตัน
		 ทรงกระบอกเจาะรู
	20 $(\varepsilon = 0.9)$	 ทรงกระบอกตัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

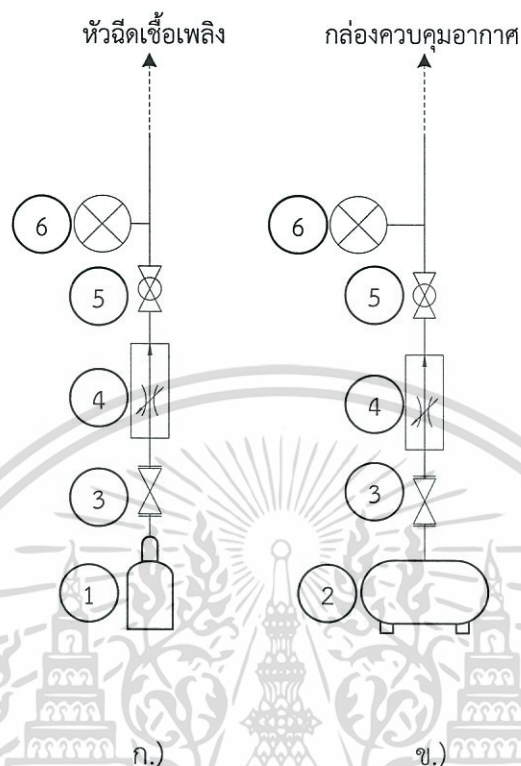
ตารางที่ 5.4 วัสดุพูนที่นำมาประยุกต์เป็นหัวเผา (ต่อ)

ชนิดวัสดุ	ความหนาแน่นช่องว่าง (ppi)	รูปทรง
 <p data-bbox="288 584 463 620">ซิลิกอนคาร์ไบด์</p>	<p data-bbox="681 411 802 491">20 (<math>\varepsilon = 0.9</math>)</p>	 <p data-bbox="1023 519 1202 556">ทรงกระบอกตัน</p>

ส่วนอีกประเภทหนึ่งคือหัวเผาที่นำวัสดุพูนมาครอบแทนหัวเผาเดิมเพื่อสะดวกในการปรับเปลี่ยนเงื่อนไขการทดลอง ดังแสดงในรูปที่ 5.4 ซึ่งวัสดุพูนที่นำมาประยุกต์ใช้นั้นทำมาจากเซรามิกส์ มีลักษณะเป็นโครงข่าย ความหนาแน่นช่องว่าง (pore per inch, ppi) แตกต่างกันไป โดยวัสดุดังกล่าวถูกนำมาแกะสลักเป็นทรงกระบอก ความสูง 56 มิลลิเมตร เส้นผ่านศูนย์กลาง 52 มิลลิเมตร นอกจากนี้วัสดุพูนทรงกระบอกยังถูกออกแบบให้มีลักษณะโครงสร้างแตกต่างกัน 2 แบบ ได้แก่ทรงกระบอกตัน ทรงกระบอกเจาะรูตรงกลาง ขนาด 15 มิลลิเมตร เพื่อเปรียบเทียบสมรรถนะการเผาไหม้เทียบกับวัสดุพูนด้วยกัน หัวเผาทั้งหมดที่นำมาทดลองแสดงดังตารางที่ 5.4 โดยวัสดุพูนทรงกระบอกเจาะรูถูกนำมาทดสอบภายใต้สมมติฐานว่า การลดโครงสร้างที่ขวางช่องทางการไหลจะช่วยส่งผลให้เจ็ทเหนียวนำอากาศสู่ท่อผสมได้ดีขึ้น รวมถึงช่วยให้สมรรถนะการเผาไหม้ดีขึ้นด้วย

### 5.2.3 ระบบป้อนเชื้อเพลิงและอากาศ

รูปที่ 5.5 แสดงระบบการป้อนเชื้อเพลิงและอากาศ โดยในส่วนของระบบเชื้อเพลิงประกอบด้วยหน่วยแอลพีจี โรตารีมิเตอร์ วาล์วปรับอัตราการไหลและเกจวัดความดัน อุปกรณ์ในระบบป้อนเชื้อเพลิงถูกติดตั้งเพื่อปรับแต่งอัตราการไหลให้สอดคล้องกับอัตราการเผาไหม้ที่กำหนดดังตารางเงื่อนไขการทดลอง โดยความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลที่อ่านได้จากโรตารีมิเตอร์และอัตราการเผาไหม้แสดงดังตารางที่ 5.5 ซึ่งระบบการป้อนเชื้อเพลิงนี้ใช้สำหรับการทดลองทั้งแบบที่มีการเหนียวนำอย่างอิสระและแบบควบคุมอากาศ นอกจากนี้ยังมีการนำเอาชุดโรตารีมิเตอร์มาสอบเทียบกับอุปกรณ์ตรวจวัดอัตราการไหลซึ่งวัดค่าออกมาเป็นอัตราการไหลเชิงมวลเพื่อตรวจสอบวิธีการคำนวณอีกด้วย (รายละเอียดการคำนวณแสดงในบทที่ 4) ในขณะที่ระบบอากาศติดตั้งเพื่อป้อนอากาศเข้าสู่ห้องเผาไหม้ประกอบด้วยปั๊มลม วาล์วปรับความดัน โรตารีมิเตอร์ ซึ่งระบบอากาศจะถูกนำมาใช้สำหรับการทดลองที่ควบคุมอากาศในการเผาไหม้



รูปที่ 5.5 โดยแกรม ก.) ระบบป้อนเชื้อเพลิงและ ข.) อากาศ

- |                          |                         |
|--------------------------|-------------------------|
| 1. หน่วย/ถังแอลพีจี      | 4. โรตามีเตอร์          |
| 2. ปี่ลม                 | 5. วาล์วปรับอัตราการไหล |
| 3. อุปกรณ์ปรับแต่งแรงดัน | 6. เกจวัดความดัน        |

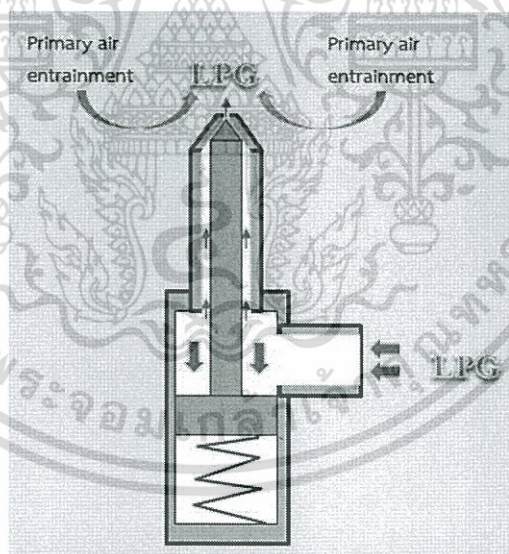
ตารางที่ 5.5 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลเชื้อเพลิงที่อ่านได้จากโรตามีเตอร์และอัตราการเผาไหม้

อัตราการไหลจากโรตามีเตอร์ (L/min)	ความดันใช้งาน (Bar)	ค่าจากการคำนวณ		ค่าจากการวัดอัตราการไหลเชิงมวลโดยตรง	
		อัตราการไหลเชิงมวล ( $\times 10^{-5}$ kg/s)	อัตราการเผาไหม้ (kW)	อัตราการไหลเชิงมวล ( $\times 10^{-5}$ kg/s)	อัตราการเผาไหม้ (kW)
1	0.5	3.714	1.734	4.093	1.911
1.5	0.5	5.571	2.601	5.733	2.677
2	0.5	7.428	3.469	7.691	3.591

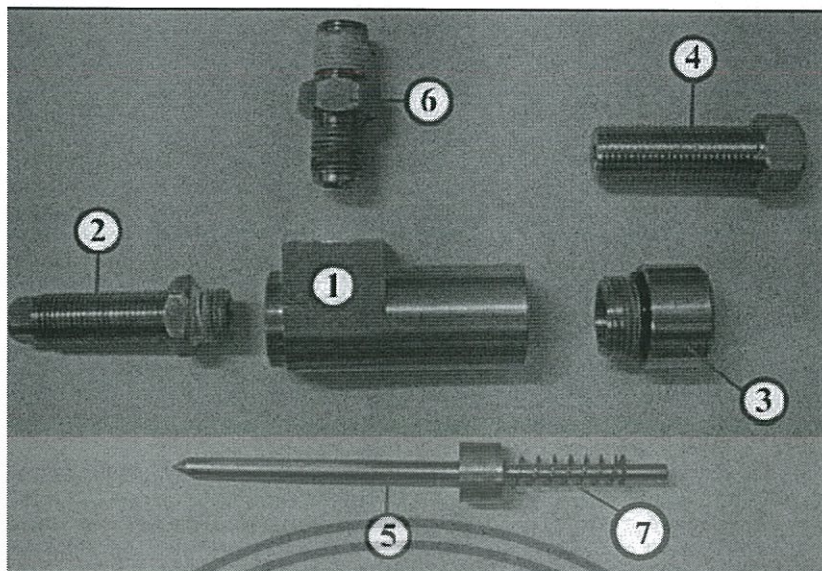
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 5.2.4 หัวฉีดเชื้อเพลิง

หัวฉีดที่นำมาใช้ในงานวิจัยนี้ถูกพัฒนาขึ้นจากหัวฉีดแบบทางออกรูปวงกลม (Circular nozzle) อ้างอิงจากงานวิจัย [1], [7], [8], [9] หัวฉีดได้ถูกปรับแต่งโดยนำหลักการสมดุลของสปริงที่สัมพันธ์กับพื้นที่ทางออกของเชื้อเพลิงมาประยุกต์ใช้ โดยที่อัตราการไหลเชื้อเพลิงต่ำๆ พื้นที่ทางออกของหัวฉีดจะแคบเนื่องจากแรงดันของเชื้อเพลิงสามารถเอาชนะแรงต้านของสปริงแต่ถูกกดเป็นระยะเพียงเล็กน้อย ส่งผลให้เชื้อเพลิงไหลด้วยความเร็วสูง นอกจากนี้การเปลี่ยนแปลงโครงสร้างจะมีส่วนช่วยให้ลำเจ็ทสามารถแทรกได้ระยะไกลขึ้น กล่าวคือมีความสามารถในการรักษาโมเมนตัม [2] ซึ่งทั้ง 2 ปัจจัยดังกล่าวจะมีส่วนทำให้สามารถเหนี่ยวนำอากาศเข้าสู่ห้องผสมได้มากกว่าหัวฉีดที่ไม่ได้รับการพัฒนา ช่วยให้มีการเผาไหม้ที่ดีและทำให้อุณหภูมิเปลวไฟสูงขึ้น เกิดเปลวไฟที่มีเสถียรภาพและสามารถลดการใช้ก๊าซแอลพีจีลงได้อีกด้วย โดยสาเหตุที่นำหัวฉีดเชื้อเพลิงที่ถูกปรับแต่งมาใช้ในการงานวิจัยนี้เพื่อเพิ่มความสามารถในการเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่หนึ่ง เนื่องจากการวางครีบวัสดุพอร์นบริเวณส่วนบนของหัวเผาจะทำให้เกิดความดันตกคร่อม ส่งผลให้อากาศเหนี่ยวนำเข้าสู่ห้องผสมได้น้อยลง การเผาไหม้วัสดุพอร์นเกิดขึ้นอย่างไม่มีเสถียรภาพ โดยแผนผังหลักการทำงานของหัวฉีดแสดงดังรูปที่ 5.6 และโครงสร้างของหัวฉีดประกอบไปด้วย เสื้อหัวฉีด ปลายหัวฉีด ขนาด 1.4 มิลลิเมตร ฝาปิดท้ายหัวฉีด ตัวปรับระยะสปริง เข็มหัวฉีด ข้อต่อทางเข้าของก๊าซและสปริง แสดงดังรูปที่ 5.7



รูปที่ 5.6 หลักการทำงานของหัวฉีดเชื้อเพลิงที่ถูกปรับแต่งแล้ว [7]



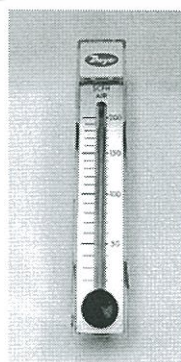
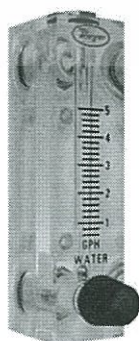
รูปที่ 5.7 ส่วนประกอบของหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้ว ประกอบด้วย

1. เสื้อหัวฉีด
2. ปลายนหัวฉีด
3. ฝาปิดท้ายหัวฉีด
4. ตัวปรับระยะสปริง
5. เข็มหัวฉีด
6. ข้อต่อทางเข้าของก๊าซ
7. สปริง

## 5.2.5 อุปกรณ์การวัดและบันทึกผล

### 5.2.5.1 อุปกรณ์วัดอัตราการไหล

ในการทดลองได้มีการวัดอัตราการไหลอยู่ 2 ส่วนด้วยกันคือ การวัดอัตราการไหลเชื้อเพลิง โดยจะเชื่อมต่อกับถังก๊าซแอลพีจี และใช้โรตاميเตอร์ขนาด 5 L/min ในการควบคุมเพื่อป้อนเข้าสู่หัวฉีดเชื้อเพลิง ส่วนที่สองคือใช้เพื่อวัดอัตราการไหลอากาศ โดยจะเชื่อมต่อกับปั๊มลมและวาล์วลดความดัน และใช้โรตاميเตอร์ขนาด 200 SCFH.



รูปที่ 5.8 อุปกรณ์วัดอัตราการไหล (โรตاميเตอร์)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 5.2.5.2 อุปกรณ์ตรวจวัดอุณหภูมิ

อ้างอิงจากรูปที่ 5.1 ในการทดลองภายใต้เงื่อนไขบรรยากาศ มีการบันทึกค่าอุณหภูมิด้วยกัน 2 แห่งบริเวณใต้ท่อผสมใต้โดเมนของหัวเผา โดย T2 จะถูกติดตั้งอยู่ใต้ฐานหัวเผาลงมา 4 เซนติเมตร และ T1 ถูกติดตั้งห่างจาก T2 อีก 4 เซนติเมตร

อ้างอิงจากรูปที่ 5.2 ในการบันทึกค่าอุณหภูมิจะเก็บบันทึกทั้งหมด 12 ตำแหน่ง โดยตำแหน่งแรกอยู่ที่ระดับติดกับหัวเผาและสูงขึ้นอีกตำแหน่งละ 5 เซนติเมตรจากตำแหน่งก่อนหน้าจนถึงตำแหน่ง T3 (T9) เพื่อบันทึกอุณหภูมิบริเวณหัวเผาโดยละเอียด จากนั้นตำแหน่ง T4 (T10) จะห่างจาก T3 (T9) เป็นระยะ 10 เซนติเมตรจนถึง T6 (T12) ซึ่งในการตรวจวัดทำโดยใช้เทอร์โมคัปเปิลชนิดเคเชื่อมต่อกับหน่วยแสดงผล YOKOGAWA รุ่น XL100 และเก็บบันทึกผลเมื่อการเผาไหม้เข้าสู่สภาวะคงที่



รูปที่ 5.9 เทอร์โมคัปเปิลชนิดเคและหน่วยแสดงผล YOKOGAWA XL100

### 5.2.5.3 อุปกรณ์ตรวจวัดแก๊สไอเสีย

จุดตรวจวัดแก๊สมีอยู่ด้วยกัน 2 จุด ได้แก่จุดตรวจวัดเปอร์เซ็นต์ออกซิเจนบริเวณท่อผสมเพื่อนำมาคำนวณปริมาณอากาศส่วนที่หนึ่งสำหรับการทดลองที่มีการเหนี่ยวนำอย่างอิสระตามระบุในรูปที่ 5.1 และอีกจุดได้แก่บริเวณทางออกของห้องเผาไหม้ในรูป 5.2 ซึ่งตรวจวัดและบันทึกผลเปอร์เซ็นต์ออกซิเจนหลังการเผาไหม้ ปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์และสารประกอบไนโตรเจนออกไซด์สำหรับการทดลองที่ควบคุมอากาศในการเผาไหม้ อุปกรณ์ที่ใช้ในการตรวจวัดได้แก่เครื่องวัดแก๊ส Testo รุ่น 350 XL



รูปที่ 5.10 เครื่องวัดแก๊สไอเสีย Testo รุ่น 350 XL

#### 5.2.5.4 เกจวัดความดัน

เกจวัดความดันใช้สำหรับอ่านค่าความดันเพื่อปรับอัตราการไหลให้สอดคล้องกับเงื่อนไขการทดลอง ซึ่งความดันใช้งานของเชื้อเพลิงและอากาศจะถูกคงที่ไว้ 0.5 และ 2 บาร์เกจ ตามลำดับ เกจวัดความดันที่ใช้ในระบบเชื้อเพลิงและอากาศมีย่านการตรวจวัดตั้งแต่ 0 ถึง 4 บาร์



รูปที่ 5.11 เกจวัดความดัน

#### 5.2.5.5 อุปกรณ์ปรับแต่งแรงดัน (Pressure Regulator)

อุปกรณ์ปรับแต่งแรงดันในการทดลองนี้แบ่งออกเป็นสำหรับเชื้อเพลิงและอากาศแสดงดังรูปที่ 5.12 และ 5.13 ตามลำดับ โดยอุปกรณ์นี้มีหน้าที่ปรับลดความดันจากหน่วยบรรจุก๊าซที่มีความดันสูง (ถังเชื้อเพลิงและปัมลม) ให้เหมาะสมกับการใช้งานก่อนเข้าสู่ระบบ เพื่อความเสถียรในการปรับค่าและยืดอายุการใช้งานอุปกรณ์อื่นๆ ในระบบ โดยช่วงการใช้งานอุปกรณ์ปรับแรงดันแอลพีจีมีค่า 0 ถึง 40 บาร์ สำหรับขาเข้า และ 1 ถึง 6 บาร์สำหรับขาออก ในขณะที่อากาศมีช่วงการใช้งานตั้งแต่ 0 ถึง 10 บาร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.12 อุปกรณ์ปรับแรงดันสำหรับก๊าซแอลพีจี



รูปที่ 5.13 อุปกรณ์ปรับแรงดันสำหรับอากาศ

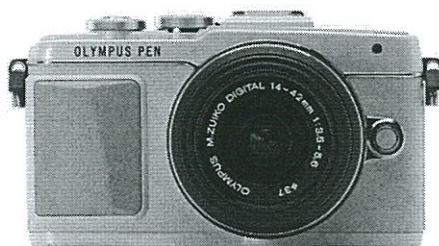
#### 5.2.5.6 อุปกรณ์บันทึกลักษณะเปลวไฟ

ในการบันทึกลักษณะเปลวไฟได้ใช้กล้องถ่ายรูป Nikon Model D3100 สำหรับบันทึกผลการทดลองที่มีการเหนียวกันอย่างอิสระ แสดงดังรูปที่ 5.14 และในการบันทึกผลการเผาไหม้ที่ควบคุมปริมาณอากาศใช้ Olympus PEN E-PL7 พร้อมเลนส์ขนาด 14-42mm ดังรูป 5.15 โดยแต่ละเงื่อนไขการทดลองมีการตั้งค่ารายละเอียดต่างกันไป แสดงดังตารางที่ 5.6



รูปที่ 5.14 Nikon Model D3100

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นอนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.15 Olympus PEN E-PL7

## ตารางที่ 5.6 รายละเอียดการตั้งค่ากล้องถ่ายภาพ

รายละเอียดการตั้งค่า	สำหรับภาพถ่ายวีสดูพรม	สำหรับถ่ายเปลวไฟแบบอิสระ
<b>Nikon Medel D3100</b>		
Exposure time	1/10s	1/10s
Resolution	4608-3072 พิกเซล	4608x3072 พิกเซล
F number	4.5	4.5
ISO	800	800
<b>Olympus PEN E-PL7</b>		
Exposure time	1/100 s	1 s
Resolution	4608x3456 พิกเซล	4608x3456 พิกเซล
F number	4.5	22
ISO	800	1000

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## บทที่ 6

### ผลการทดลอง

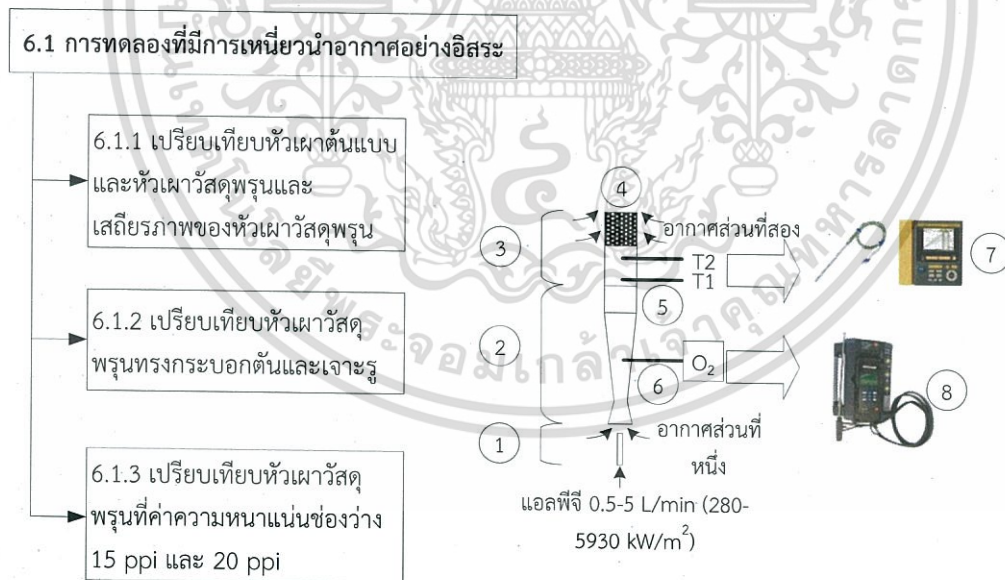
จากข้อสรุปที่พบในงานวิจัยปรับปรุงหัวฉีดสำหรับหัวเผาเซรามิกส์ในปี 2555 [1] แม้ว่าหัวฉีดหลังการปรับปรุงจะสามารถเหนี่ยวนำอากาศได้เพิ่มมากขึ้นตามวัตถุประสงค์การทดลองเนื่องจากรูปแบบของเจ็ทที่มีความสามารถในการรักษาโมเมนตัม [2] ทำให้สามารถแทรกตัวได้ระยะไกลจากทางออกหัวฉีดและมีพื้นที่ในการแลกเปลี่ยนโมเมนตัมกับอากาศมากขึ้น แต่เมื่อพิจารณาสมรรถนะการเผาไหม้พบว่าจากเปลวไฟของหัวเผาต้นแบบที่มีลักษณะเป็นเปลวไฟอิสระ ทำให้การกระจายตัวอุณหภูมิในห้องเผาไหม้เกิดขึ้นอย่างไม่สม่ำเสมอ โดยบริเวณที่การเผาไหม้ยังไม่สิ้นสุดมีอุณหภูมิสูงกว่าบริเวณอื่นๆ ของห้องเผาไหม้ และค่อยๆ ลดลงตามระยะ  $z/D$  หากนำไปใช้สำหรับเตาอบเซรามิกส์จะทำให้เปลวไฟมีโอกาสสัมผัสผลิตภัณฑ์และเกิดความเสียหายได้ นอกจากนี้ยังส่งผลให้การถ่ายเทความร้อนสู่บริเวณรัศมีเกิดขึ้นอย่างไม่มีประสิทธิภาพ

ตารางที่ 5.1 เงื่อนไขการทดลองที่สอดคล้องกับวัตถุประสงค์การทดลอง

เงื่อนไขการทดลอง	
การทดลองที่มีการเหนี่ยวนำอากาศอย่างอิสระ	การทดลองที่ควบคุมอากาศในการเผาไหม้
เปรียบเทียบความสามารถในการเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่หนึ่งของหัวเผาของหัวเผาต้นแบบและหัวเผาวัสดุพูน (ตามวัตถุประสงค์ข้อ 1.2.1)	เปรียบเทียบสมรรถนะการเผาไหม้ของหัวเผาเซรามิกส์ก่อนปรับปรุงและหลังปรับปรุงร่วมกับวัสดุพูนภายใต้การควบคุมสัดส่วนเชื้อเพลิงและอากาศเดียวกัน (ตามวัตถุประสงค์ข้อ 1.2.3)
เปรียบเทียบความสามารถในการเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่หนึ่งของหัวเผาของหัวเผาวัสดุพูนที่มีโครงสร้างและค่าความหนาแน่นช่องว่างแตกต่างกัน (ตามวัตถุประสงค์ข้อ 1.2.2)	เปรียบเทียบสมรรถนะการเผาไหม้ของหัวเผาวัสดุพูนที่มีโครงสร้างและค่าความหนาแน่นช่องว่างแตกต่างกัน รวมถึงวัสดุพูนที่ทำมาจากวัสดุต่างชนิดกัน ภายใต้การควบคุมสัดส่วนเชื้อเพลิงและอากาศเดียวกัน (ตามวัตถุประสงค์ข้อ 1.2.4)
	เปรียบเทียบอิทธิพลของอากาศส่วนเกินต่อสมรรถนะการเผาไหม้ของหัวเผาวัสดุพูน (ตามวัตถุประสงค์ข้อ 1.2.5)

จากการศึกษาคุณลักษณะเด่นต่อการเผาไหม้ของหัวเผาวัสดุพูนในงานวิจัยที่ผ่านมา คุณลักษณะการเผาไหม้ของหัวเผาที่ประยุกต์ใช้กับวัสดุพูนมีความแตกต่างจากการเผาไหม้แบบเปลวเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ไฟอัสระ เนื่องด้วยโครงสร้างที่มีความซับซ้อนส่งผลให้ก๊าซผสมเกิดการแทรกตัวและกระจายภายในโพรงวัสดุพูน ซึ่งในกรณีที่มีการเผาไหม้เกิดขึ้นอย่างมีเสถียรภาพ เปลวไฟทั้งหมดจะเกิดขึ้นภายในช่องว่างของวัสดุพูนโดยปราศจากเปลวไฟหลุดลอดออกมาด้านนอก เมื่อวิเคราะห์ร่วมกับปัญหาข้างต้นจึงนำไปสู่การพัฒนาต่อยอดของวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ โดยมีสมมติฐานว่าการนำเทคโนโลยีวัสดุพูนมาประยุกต์ใช้จะทำให้เชื้อเพลิงและอากาศทำปฏิกิริยาสิ้นสุดอย่างรวดเร็วภายในช่องโพรงของวัสดุพูนและเกิดเป็นก๊าซร้อนบริเวณรอบๆ วัสดุพูน ซึ่งจะช่วยให้การกระจายตัวของอุณหภูมิในห้องเผาไหม้เกิดอย่างสม่ำเสมอ การเผาไหม้มีแนวโน้มสมบูรณ์ขึ้น ลดการเกิดเขม่าและเปลวไฟสัมผัสผลิตภัณฑ์ นอกจากนี้จากคุณสมบัติทางความร้อนของวัสดุพูนที่สูง จะทำให้การถ่ายเทความร้อนมีประสิทธิภาพมากขึ้นโดยเฉพาะการถ่ายเทความร้อนแบบแผ่รังสี วิทยานิพนธ์ฉบับนี้จึงมุ่งเน้นนำวัสดุพูนมาประยุกต์ใช้กับหัวเผาสำหรับอุตสาหกรรมเซรามิกส์ โดยการทดลองถูกแบ่งออกเป็น 2 ส่วนตามตารางที่ 5.1 ซึ่งสัมพันธ์กับวัตถุประสงค์การทดลองในบทที่ 1 ส่วนแรกของการทดลอง (หัวข้อ 6.1) มุ่งเน้นศึกษาเปรียบเทียบการเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่หนึ่งของหัวเผาดันแบบและหัวเผาวัสดุพูนประเภทต่างๆ ภายใต้สภาพการเหนี่ยวนำอากาศอย่างอิสระโดยใช้หัวฉีดเชื้อเพลิงของงานวิจัยปี 2555 [1] ส่วนการทดลองในส่วนที่สอง (หัวข้อ 6.2) มุ่งเน้นพิจารณาการกระจายความร้อนนอกบริเวณวัสดุพูน จึงไม่มีการท่อหุ้มวัสดุพูนด้วยฉนวนกันความร้อนเพื่อให้สามารถถ่ายเทความร้อนได้โดยรอบหัวเผา



รูปที่ 6.1 เงื่อนไขในการทดลองที่มีการเหนี่ยวนำอากาศอย่างอิสระและชุดทดลอง

1. หัวฉีดเชื้อเพลิง
2. ท่อผสม
3. หัวเผา
4. บริเวณส่วนบนของหัวเผา เพื่อเปลี่ยนเป็นวัสดุพูน
5. จุดตรวจวัดอุณหภูมิ
6. จุดตรวจวัดเปอร์เซ็นต์ออกซิเจนในอากาศส่วนที่หนึ่ง
7. เทอร์โมคัปเปิลและอุปกรณ์อ่านค่า
8. เครื่องตรวจวัดก๊าซไอเสีย

เอกสารนี้เป็นวัสดุพูนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 6.1 การทดลองที่มีการเหนี่ยวนำอากาศอย่างอิสระ

การทดลองในหัวข้อนี้ทำขึ้นเพื่อศึกษาเสถียรภาพการเผาไหม้ของหัวเผาวัสดุพอร์นเมื่ออากาศส่วนที่หนึ่งถูกเหนี่ยวนำสัมพันธ์กับลำเจ็ทเชื้อเพลิงที่อัตราการไหลต่างๆ ตั้งแต่ 0.5-5 L/min เพิ่มเงื่อนไขละ 0.5 L/min และสอดคล้องกับอัตราการเผาไหม้ในช่วง 0.8-16.8 kW อ้างอิงตามพื้นที่หน้าตัดของหัวเผา ในขณะที่หัวฉีดเชื้อเพลิงแอลพีจีเป็นชุดเดียวกับที่ใช้ในงานวิจัยปี 2555 [1] เพื่อเพิ่มอัตราการเหนี่ยวนำอากาศเนื่องจากวัสดุพอร์นไม่สามารถรักษาเสถียรภาพได้ที่อัตราส่วนผสมหนาเกินไป ส่วนบริเวณที่มีการเผาไหม้ถูกวางในพื้นที่เปิดโล่งที่สภาวะบรรยากาศ โดยสมรรถนะการเผาไหม้ที่ศึกษาในหัวข้อนี้ได้แก่ ลักษณะเปลวไฟที่สังเกตเห็น ปริมาณอากาศส่วนที่หนึ่งที่เหนี่ยวนำเข้าสู่ท่อผสม อุณหภูมิในท่อผสม เงื่อนไขการทดลองภายใต้หัวข้อ 6.1 นี้แสดงดังรูปที่ 6.1

### 6.1.1 การเปรียบเทียบเสถียรภาพการเผาไหม้หัวเผาต้นแบบและหัวเผาวัสดุพอร์น

อ้างอิงจากการปรับปรุงสมรรถนะการเผาไหม้ของหัวเผาในอุตสาหกรรมเซรามิกส์ ในหัวข้อนี้ได้นำเสนอผลการทดลองเปรียบเทียบสมรรถนะของหัวเผาแบบผสมก่อนเผาไหม้ ที่มีการเหนี่ยวนำอากาศด้วยเจ็ทเชื้อเพลิงแอลพีจี โดยมีหัวเผาต้นแบบ (conventional burner) และหัวเผาวัสดุพอร์นรูปทรงกระบอกตัน (bulked porous burner) มีค่าความหนาแน่นช่องว่าง 15 ppi แสดงดังรูปที่ 6.2



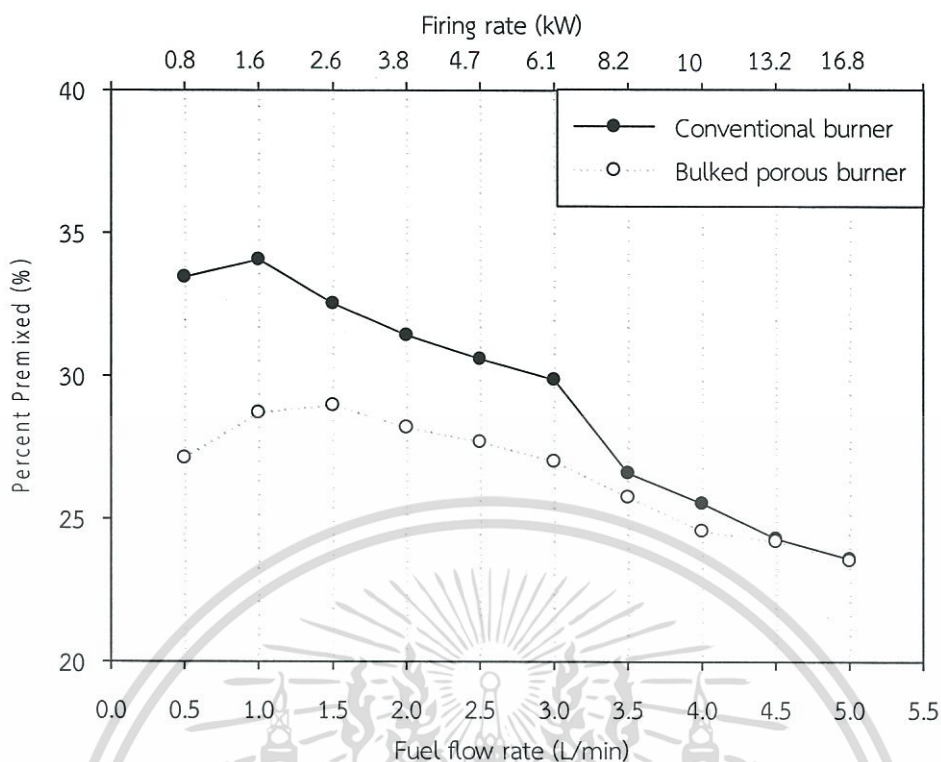
รูปที่ 6.2 ก.) หัวเผาต้นแบบ ข.) หัวเผาวัสดุพอร์นรูปทรงกระบอกตันขนาด 15ppi

ผลการทดลองในรูปที่ 6.3 ถึง 6.5 แสดงคุณลักษณะการเผาไหม้เปรียบเทียบระหว่างหัวเผาต้นแบบและหัวเผาวัสดุพอร์นเมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชื้อเพลิง ประกอบด้วย เปอร์เซ็นต์อากาศผสมก่อน อุณหภูมิในท่อผสมเชื้อเพลิงและอากาศก่อนการเผาไหม้ในท่อผสมและลักษณะเปลวไฟ อย่างไรก็ตามอุณหภูมิที่บันทึกได้จากเทอร์โมคัปเปิลในบริเวณนี้เป็นสมดุลของอุณหภูมิที่ตำแหน่งก่อนเข้าสู่บริเวณที่มีการเผาไหม้เนื่องจากอิทธิพลการถ่ายเทความร้อนแบบการพาจากส่วนผสมและการแผ่รังสีจากเปลวไฟ (แผ่รังสีจากโครงสร้างวัสดุพอร์นในกรณีหัวเผาวัสดุพอร์น) เมื่อมีการเผาไหม้อย่างมีเสถียรภาพ มีโช่อุณหภูมิของก๊าซผสมเพียงอย่างเดียวแต่มีอิทธิพลการแผ่รังสีเข้ามาด้วย การบันทึกไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อุณหภูมิที่ตำแหน่งดังกล่าวจึงสามารถใช้เปรียบเทียบถึงความสามารถในการถ่ายเทความร้อนแบบ การแผ่รังสีของวัสดุพูนและหัวเผาต้นแบบได้ เนื่องจากส่วนผสมของทั้งกรณีหัวเผาต้นแบบและหัว เผาวัสดุพูนถูกป้อนเข้ามาที่อัตราการไหลเดียวกันจากอุณหภูมิแวดล้อม จึงสามารถกล่าวได้ว่า อุณหภูมิที่วัดได้เป็นอุณหภูมิที่เกิดจากอิทธิพลการแผ่รังสีอย่างมีนัยสำคัญ เมื่อพิจารณาอุณหภูมิในท่อ ผสมพบว่าแนวโน้มโดยรวมของอุณหภูมิในตำแหน่ง T1 และ T2 มีลักษณะคล้ายกัน โดยที่ตำแหน่ง T2 สามารถสังเกตเห็นอิทธิพลจากการแผ่รังสีได้ดีกว่าเนื่องจากอยู่ใกล้บริเวณที่มีการเผาไหม้และฐาน วัสดุพูน ดังนั้นในการพิจารณาอุณหภูมิในท่อผสมผสมต่อไปนี้จะเลือกพิจารณาเฉพาะข้อมูลจาก ตำแหน่ง T2

จากผลการทดลองพบว่าหัวเผาต้นแบบมีการเหนี่ยวนำอากาศได้ดีกว่าหัวเผาวัสดุพูน เนื่องจากไม่มีโครงสร้างที่ขวางการไหล ส่วนการเผาไหม้ของหัวเผาต้นแบบพบการเผาไหม้อย่างมี เสถียรภาพตลอดย่านการทดลอง สังเกตจากลักษณะของฐานเปลวไฟที่ยึดเกาะบริเวณขอบของหัวเผา ตลอดย่าน เนื่องจากภายในหัวเผามีลักษณะเป็นช่องการไหลที่แคบลงตามทิศทางการไหล (taper) ทำให้ส่วนผสมมีความเร็วสูงขึ้นป้องกันเปลวไฟย้อนกลับ เมื่อส่วนผสมพุ่งออกมาสัมผัสกับสิ่งแวดล้อมที่ บรรยากาศจึงเกิดเป็นบริเวณความเร็วต่ำที่ขอบของหัวเผาป้องกันการเกิดเปลวไฟหลุดลอย เมื่อ พิจารณาสีของเปลวไฟ พบลักษณะการเผาไหม้ที่ดี เปลวไฟสีฟ้า ในช่วงอัตราการไหล 1-2 L/min (1.6-3.8 kW) และเปลวไฟสีเหลืองมีลักษณะเป็นริ้ว (wrinkled flame) ที่อัตราการไหล 2.5 L/min (4.7 kW) เป็นต้นไป ซึ่งเป็นลักษณะการเผาไหม้ของเขม่า (soot combustion) สอดคล้องกับ เปอร์เซ็นต์อากาศก่อนการเผาไหม้ที่ลดลงเมื่ออัตราการไหลเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้น ในขณะที่อุณหภูมิในท่อ ผสมเพิ่มสูงขึ้นตามอัตราการบริโภคเชื้อเพลิง แต่ยังคงมีค่าต่ำกว่าอุณหภูมิที่เกิดจากหัวเผาวัสดุพูนที่ อัตราการไหล 0.5-4 L/min (1.6-10 kW) ส่วนที่อัตราการไหลเชื้อเพลิง 0.5 L/min (0.8 kW) แม้จะ สามารถเหนี่ยวนำอากาศก่อนการเผาไหม้ได้ถึง 34% แต่เนื่องจากความเร็วของเชื้อเพลิงน้อยมากทำให้ คลุกเคล้ากันไม่ดีเกิดเป็นลักษณะเปลวไฟแบบแพร่ อีกทั้งยังทำให้เปลวไฟมีแนวโน้มย้อนกลับเข้าไป ในท่อผสม สังเกตจากอุณหภูมิในท่อผสมที่สูงกว่าที่อัตราการไหล 1 และ 1.5 L/min

เมื่อพิจารณาแนวโน้มของเปอร์เซ็นต์อากาศก่อนการเผาไหม้ตามการเพิ่มอัตราการไหลเชื้อเพลิง ในรูปที่ 6.3 พบว่าหัวฉีดเชื้อเพลิงมีแนวโน้มการเหนี่ยวนำอากาศที่น้อยลง ทั้งนี้เนื่องจากข้อจำกัดของ ท่อผสมที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางแคบ เมื่อเจ็ทมีมุมโคนกว้างขึ้นที่อัตราการไหลเชื้อเพลิงสูงๆ จึงทำให้เจ็ท ปะทะกับผนังท่อและสูญเสียพื้นที่ในการแลกเปลี่ยนโมเมนตัมกับอากาศ เป็นเหตุให้อากาศส่วนที่หนึ่ง ถูกเหนี่ยวนำน้อยลงเมื่อเพิ่มอัตราการไหลเชื้อเพลิง



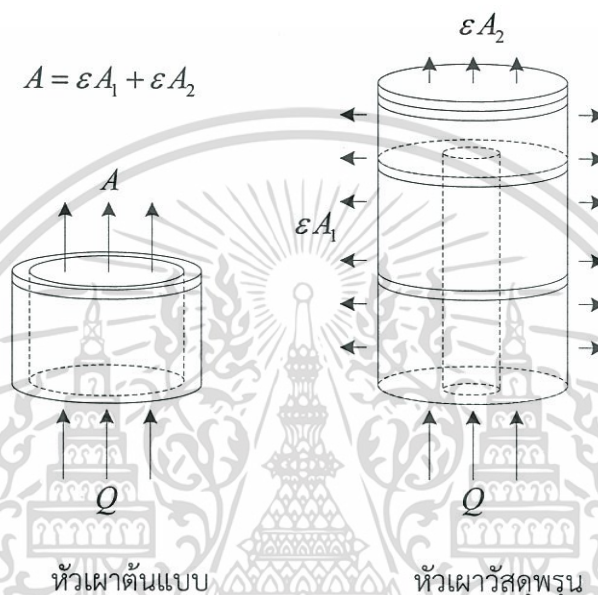
รูปที่ 6.3 เเปอร์เซ็นต์อากาศผสมก่อนเปรียบเทียบระหว่างหัวเผาต้นแบบและหัวเผาวัสดุพรุน

ในขณะที่หัวเผาวัสดุพรุนให้คุณลักษณะการเผาไหม้ที่แตกต่างออกไป ซึ่งในที่นี้ นิยามของความมีเสถียรภาพของเปลวไฟในหัวเผาวัสดุพรุนพิจารณาจากตำแหน่งที่มีการเผาไหม้ กล่าวคือหากเปลวไฟเกิดขึ้นภายในวัสดุพรุน (submerged flame) ทำให้วัสดุเกิดการร้อนแดงจะพิจารณาว่าเป็นการเผาไหม้อย่างมีเสถียรภาพ แต่หากเปลวไฟเกิดการลุกลามออกมาด้านนอกวัสดุพรุนและเผาไหม้แบบแพร่ (diffusively burn) โดยไม่สามารถสังเกตเห็นวัสดุพรุนเกิดการร้อนแดงจะพิจารณาว่าเป็นการเผาไหม้อย่างไม่มีเสถียรภาพ โดยเมื่อเปรียบเทียบเสถียรภาพการเผาไหม้ระหว่างหัวเผาต้นแบบและหัวเผาวัสดุพรุนพบว่าหัวเผาวัสดุพรุนให้ย่านการเผาไหม้อย่างมีเสถียรภาพในย่านอัตราการเผาไหม้ที่แคบกว่า เนื่องจากความดันตกคร่อมที่สูงขึ้นทำให้การเหนี่ยวนำอากาศน้อยลงและจะยังมีความดันตกคร่อมเพิ่มสูงขึ้นเมื่อเพิ่มอัตราการไหลส่วนผสม สังเกตจากเปอร์เซ็นต์อากาศผสมก่อนที่มีค่าต่ำกว่าหัวเผาต้นแบบตลอดย่านการทดลองและมีแนวโน้มลดลงเมื่อเพิ่มอัตราการไหล เมื่อพิจารณาอุณหภูมิในท่อผสมพบอุณหภูมิในท่อผสมสูงกว่ากรณีหัวเผาต้นแบบเนื่องจากอิทธิพลการนำและการแผ่รังสีของวัสดุพรุน โดยเฉพาะที่อัตราการไหล 0.5-4 L/min (0.8-10 kW) ซึ่งเป็นย่านการเผาไหม้อย่างมีเสถียรภาพ

เมื่อพิจารณาอัตราการผลิตความร้อนของหัวเผาวัสดุพรุนเทียบกับหัวเผาต้นแบบ จะพบว่าหัวเผาทั้ง 2 มีอัตราการผลิตความร้อนต่อหน่วยพื้นที่ ( $\text{kW/m}^2$ ) ที่ไม่เท่ากัน (port loading) โดยกรณีหัวเผาวัสดุพรุนจะผลิตความร้อนต่อหน่วยพื้นที่ได้น้อยกว่า เนื่องจากโครงสร้างที่ขวางช่องทางการไหลจะไปสร้างความดันตกคร่อมและจะยังมีค่าเพิ่มขึ้นหากเพิ่มอัตราการไหลเชื้อเพลิง ดังนั้นวัสดุพรุนรูปทรง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้สำหรับงานวิจัยเท่านั้น เมื่อผู้ใดเห็นว่าเป็นประโยชน์ในการนำไปสร้างความรู้ใหม่หรือทำซ้ำโดยไม่ได้รับอนุญาตให้ติดต่อขอสงวนลิขสิทธิ์จากผู้แต่งเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ที่นำมาวิจัยในวิทยานิพนธ์ฉบับนี้จึงยังไม่เหมาะสมต่อภาคอุตสาหกรรม ควรมีการพัฒนาต่อยอด โดยในการออกแบบเพื่อให้หัวเผาวัสดุพูนสามารถให้กำลังการผลิตความร้อนได้เท่ากับหัวเผาต้นแบบ ผู้วิจัยเสนอแนะว่าควรเพิ่มปริมาตรของวัสดุพูนเพื่อให้มีพื้นที่ช่องโพรงเท่าๆ กันกับช่องทางออกของหัวเผาต้นแบบ แสดงตัวอย่างดังรูปที่ 6.4 โดย  $A, A_1, A_2$  คือพื้นที่ถ่ายเทความร้อน ( $m^2$ )  $\varepsilon$  คือค่าความพูน และ  $Q$  คือพลังงานฝั่งขาเข้า (kW) โดยช่องตรงกลางทำเพื่อบังคับให้มีการแทรกตัวของเปลวไฟอยู่ในวัสดุพูน



รูปที่ 6.4 ตัวอย่างการออกแบบหัวเผาวัสดุพูนเพื่อให้อัตราการผลิตความร้อนเท่ากับหัวเผาต้นแบบ

เมื่อพิจารณาเสถียรภาพการเผาไหม้เฉพาะหัวเผาวัสดุพูน สามารถแบ่งเสถียรภาพเปลวไฟได้เป็น 4 ช่วง ซึ่งเปรียบเทียบได้ตามไดอะแกรมแสดงประเภทเสถียรภาพการเผาไหม้ของวัสดุพูนทรงกระบอกตันในตารางที่ 6.1 ได้แก่

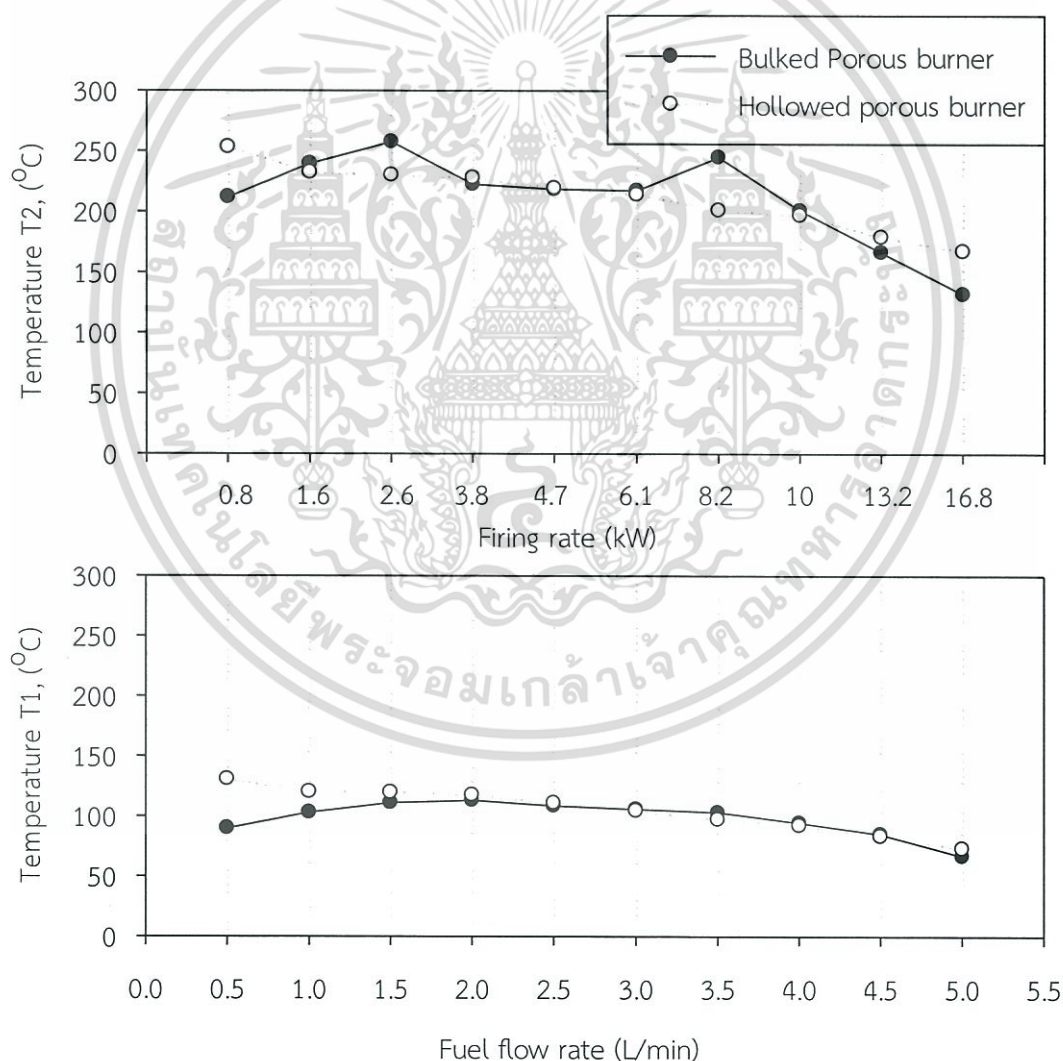
- การเผาไหม้อย่างมีเสถียรภาพประเภท A- ในช่วงอัตราการไหล 0.5-2 L/min (0.8-3.8 kW) เปลวไฟส่วนหนึ่งเกิดขึ้นอยู่ภายในวัสดุพูน ในขณะที่อีกส่วนมีการเผาไหม้อย่างสมบูรณ์กับอากาศส่วนที่สองอยู่บริเวณผิวบนของวัสดุพูน ซึ่งลักษณะการเผาไหม้เช่นนี้เกิดจากการเผาไหม้ต่อของสารประกอบไฮโดรคาร์บอนที่ยังเกิดปฏิกิริยาไม่สมบูรณ์ (intermediate species) ซึ่งเกิดขึ้นระหว่างการเผาไหม้ภายในวัสดุ เมื่อสารประกอบดังกล่าวเคลื่อนผ่านวัสดุพูนและเข้าผสมกับอากาศส่วนที่สอง จึงทำให้เกิดการเผาไหม้อีกครั้ง อุณหภูมิที่ตำแหน่ง T2 มีค่าสูง อยู่ในช่วง 200-250 °C เกิดจากการแผ่รังสีความร้อนจากวัสดุพูนไปสู่ส่วนผสมเชื้อเพลิงและอากาศ

- การเผาไหม้อย่างมีเสถียรภาพประเภท B – ที่อัตราการไหล 2.5 L/min (4.7 kW) พบเปลวไฟทั้งหมดเกิดอยู่ในวัสดุพูน โดยมีอุณหภูมิที่ตำแหน่ง T2 ประมาณ 220 °C

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยมนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

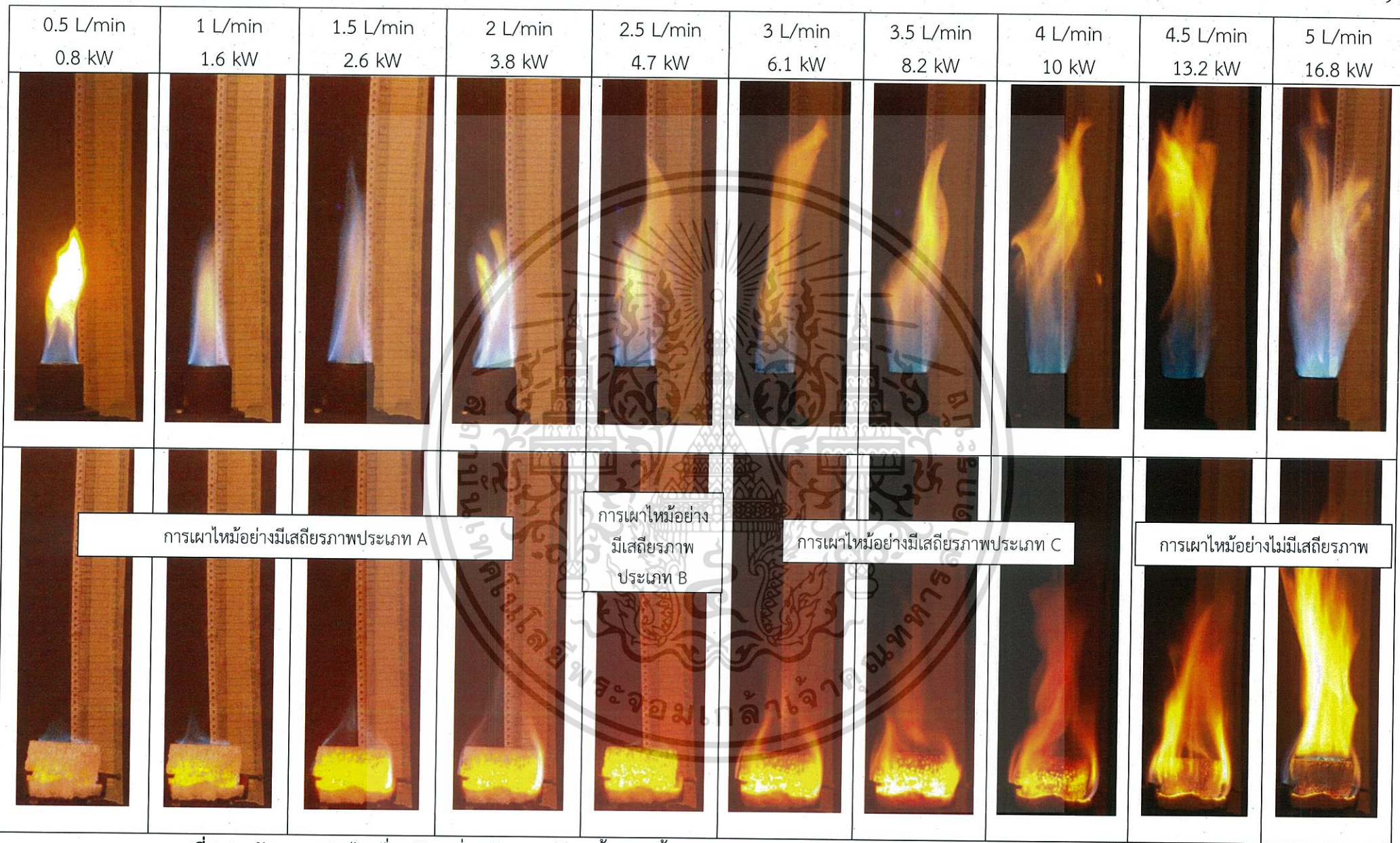
- การเผาไหม้อย่างมีเสถียรภาพประเภท C – ในช่วงอัตราการไหล 3-4 L/min (6.1-10 kW) พบเปลวไฟส่วนหนึ่งแพร่อยู่ในวัสดุพอร์น ในขณะที่อีกส่วนมีลักษณะการเผาไหม้แบบแพร่ห่อหุ้มบริเวณรอบๆ วัสดุ แสดงถึงปริมาณอากาศที่ไม่เพียงพอให้เกิดการเผาไหม้ภายในวัสดุ เชื้อเพลิงที่เหลือจึงเข้าผสมกับอากาศส่วนที่สองและเผาไหม้ต่อบริเวณภายนอก โดยในช่วงอัตราการไหลนี้ส่วนผสมเชื้อเพลิงและอากาศยังคงมีอุณหภูมิสูงกว่า 200 °C จากคุณสมบัติการนำและการแผ่รังสีของวัสดุพอร์น

- การเผาไหม้อย่างไม่มีเสถียรภาพ – ส่วนผสมเชื้อเพลิงและอากาศถูกเผาไหม้อยู่บริเวณด้านนอกของวัสดุพอร์นทั้งหมดตั้งแต่อัตราการไหล 4.5 L/min (13.2 kW) เป็นต้นไป สอดคล้องกับอุณหภูมิในท่อผสมที่ต่ำกว่าระดับ 200°C โดยปรากฏการณ์นี้เกิดขึ้นภายใน 2 ปีวิจัย ได้แก่อัดส่วนผสมเชื้อเพลิงและอากาศที่หนาขึ้น เนื่องจากอัตราส่วนเชื้อเพลิงต่ออากาศที่เหนียวหนาเพิ่มมากขึ้นทำให้มีแนวโน้มการเผาไหม้แบบแพร่และอิทธิพลการพัดพาทำให้ส่วนผสมถูกดันออกจากบริเวณวัสดุพอร์นออกสู่ด้านนอกได้ง่าย






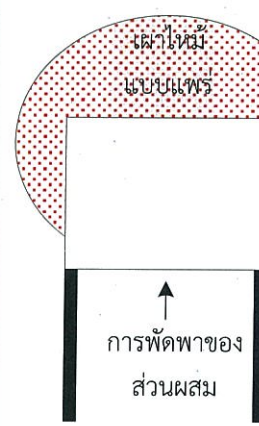
รูปที่ 6.5 อุณหภูมิส่วนผสมเชื้อเพลิงและอากาศในท่อผสมเปรียบเทียบระหว่างหัวเผาต้นแบบและหัว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

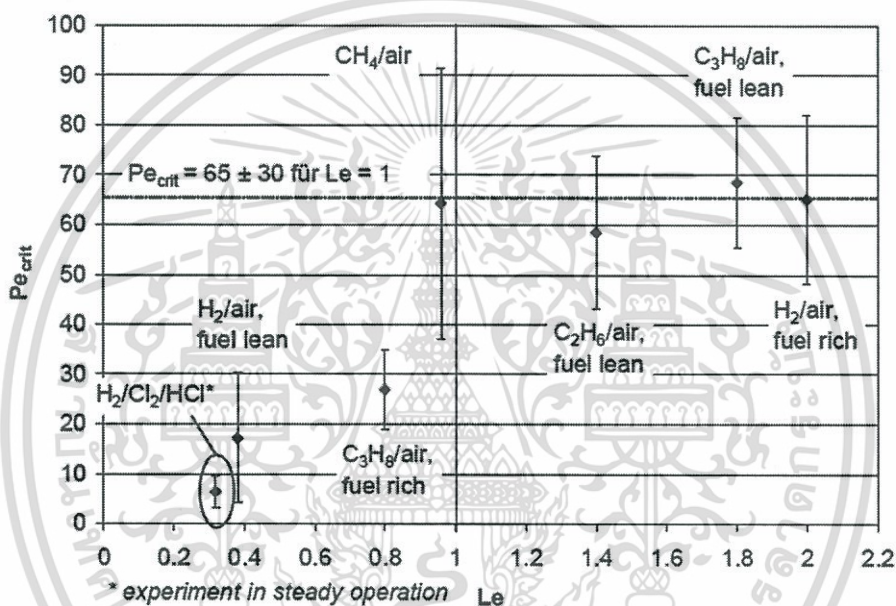


รูปที่ 6.6 ลักษณะเปลวไฟเมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชื้อเพลิงตั้งแต่ 0.5-5 L/min เปรียบเทียบระหว่างหัวเผาต้นแบบและหัวเผาวัสดุพูน

ตารางที่ 6.1 ประเภทเสถียรภาพการเผาไหม้ของวัสดุพูนทรงกระบอกตัน

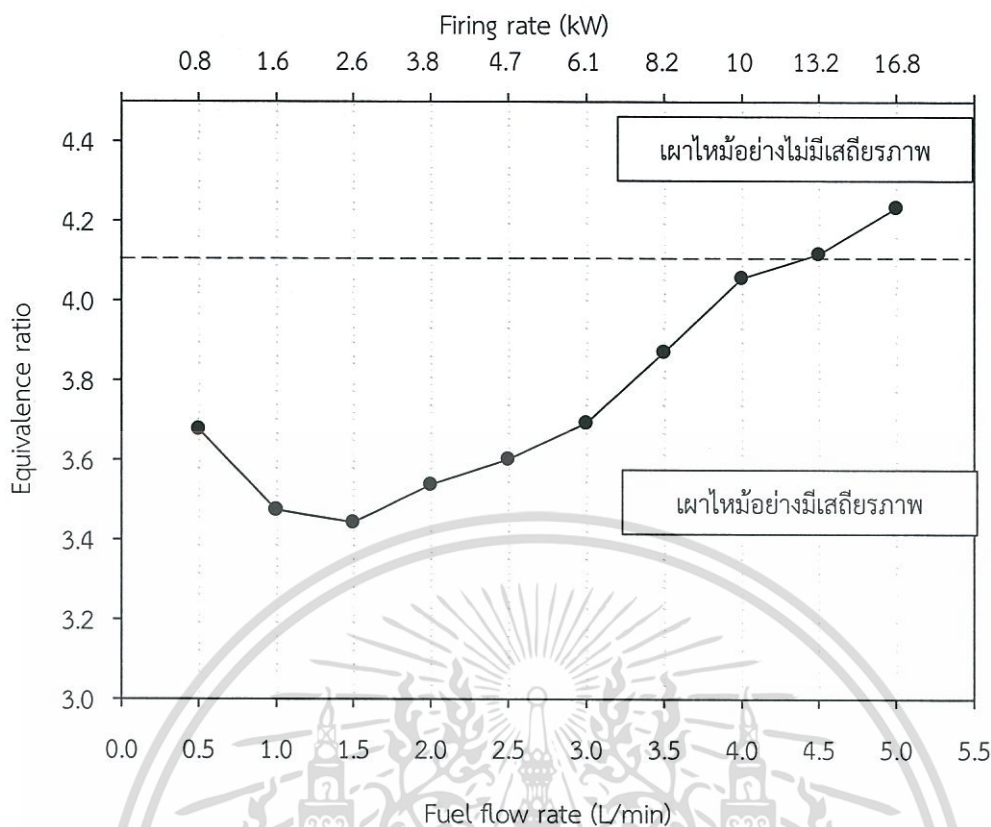
ประเภทเสถียรภาพการเผาไหม้	A	B	C	ไม่มีเสถียรภาพ
อัตราการเผาไหม้ (kW)	0.8-3.8	4.7	6.1-10	13.2-16.8
ไดอะแกรมลักษณะการเผาไหม้				
คำอธิบายลักษณะการเผาไหม้	เปลวไฟส่วนหนึ่งเกิดในวัสดุพูน อีกส่วนหนึ่งเกิดบริเวณผิวด้านบนของวัสดุ	เปลวไฟทั้งหมดเกิดอยู่ในวัสดุพูน	เปลวไฟส่วนหนึ่งเกิดอยู่ในวัสดุพูน และมีการเผาไหม้แบบแพร่ภายนอกวัสดุ	เกิดการเผาไหม้แบบแพร่ด้านนอกวัสดุพูน

ดังทฤษฎีการเผาไหม้วัสดุพอรุนที่ถูกกล่าวไว้ในบทก่อนหน้านี้ ว่าเสถียรภาพการเผาไหม้ในวัสดุพอรุนสามารถชี้วัดด้วยการคำนวณเลขเพกเลทตามสมการที่ 3.15 ในบทที่ 3 โดยภายใต้เงื่อนไขการเผาไหม้ที่มีเสถียรภาพได้ถูกอ้างอิงโดยหลายๆ ผลงานวิจัยว่าควรมีค่ามากกว่า 65 ซึ่งเป็นค่าวิกฤต แต่สำหรับหัวข้อการเผาไหม้ภายใต้สภาวะบรรยากาศนี้ อากาศที่ใช้สำหรับการเผาไหม้ภายในวัสดุพอรุนเกิดจากการเหนี่ยวนำของเจ็ทเชื้อเพลิงเพียงอย่างเดียว จึงทำให้มีเงื่อนไขการเผาไหม้แบบส่วนผสมหนา ซึ่งจากการศึกษาผลงานวิจัยของ Trimis และ Wawrzinek [5] พบว่าค่าวิกฤตสำหรับเงื่อนไขส่วนผสมแบบหนาที่ใช้โพรเพน ( $C_3H_8$ ) (ส่วนผสมหลักในแอลพีจี) เป็นเชื้อเพลิงมีค่าอยู่ในช่วง 20-30 แสดงดังรูปที่ 6.7



รูปที่ 6.7 เลขเพกเลทวิกฤต(critical Péclet number) ที่สัมพันธ์กับเลขเลวิซ (Lewis number) [5]

จากการพิจารณาเลขเพกเลทพบว่า เสถียรภาพการเผาไหม้ขึ้นอยู่กับ 2 ปัจจัยหลักตามสมการที่ 3.1 ได้แก่ ความเร็วเปลวไฟลามินาร์และเส้นผ่านศูนย์กลางประสิทธิผล โดยเส้นผ่านศูนย์กลางประสิทธิผลนี้มีความสัมพันธ์โดยตรงกับค่าความหนาแน่นช่องว่าง ซึ่งมีค่าเท่ากับ 15 ppi สำหรับการทดลองในหัวข้อนี้ จากการศึกษางานวิจัยย้อนหลังในบทที่ 2 พบว่าค่าความหนาแน่นช่องว่างที่เหมาะสมที่ทำให้เกิดเสถียรภาพของเปลวไฟภายใต้ความเร็วเปลวไฟลามินาร์เท่ากัน มีค่าอยู่ในช่วง 10-20 ppi ซึ่งเป็นการยืนยันว่าวัสดุพอรุนที่ถูกนำมาใช้ในหัวข้อนี้มีค่าความหนาแน่นช่องว่างที่เหมาะสมต่อการเผาไหม้ที่มีเสถียรภาพ แต่ในงานวิจัยนี้ไม่สามารถคำนวณเลขเพกเลทที่แน่นอนสำหรับเงื่อนไขงานการเผาไหม้นี้ได้ เนื่องจากไม่พบข้อมูลความเร็วเปลวไฟลามินาร์ของโพรเพนตามเงื่อนไขอัตราส่วนผสมที่มีค่าอยู่ระหว่าง 3.6-4.2 ที่วัดได้จากการทดลอง นอกจากนี้ยังพบว่าการเผาไหม้ที่มีเสถียรภาพของวัสดุพอรุนเกิดขึ้นเมื่ออุณหภูมิตำแหน่ง T2 ในท่อผสมมีค่ามากกว่า 200 °C เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.8 อัตราส่วนสมมูลที่วัดได้จากท่อผสม ในการทดลองหัวเผาวัสดุพอร์นทรงกระบอกตัน

อย่างไรก็ตาม เนื่องจากอัตราส่วนสมมูลส่งผลโดยตรงกับขนาดของความเร็วเปลวไฟลามินาร์ ผู้วิจัยจึงได้นำเสนอขบวนการเกิดเสถียรภาพที่สัมพันธ์กับอัตราส่วนสมมูลและอัตราการเผาไหม้ ดังรูปที่ 6.8 เมื่อทดลองกับหัวเผาวัสดุพอร์นทรงกระบอกตันที่มีความหนาแน่นช่องว่าง 15 ppi จากการพิจารณาร่วมกับเสถียรภาพเปลวไฟสังเกตเห็นว่าการเผาไหม้อย่างมีเสถียรภาพภายใต้เงื่อนไขส่วนผสมหนา อัตราส่วนสมมูลจะมีค่าอยู่ในช่วงที่ต่ำกว่า 4.1 โดยหากอัตราส่วนดังกล่าวมีค่ามากกว่า 4.1 จะเกิดการเผาไหม้ไม่มีเสถียรภาพ

#### 6.1.2 การเปรียบเทียบศึกษาหัวเผาวัสดุพอร์นที่มีรูปร่างแตกต่างกัน

เมื่อพิจารณาปัญหาที่เกิดจากรูปร่างของวัสดุพอร์นที่ทำให้เกิดความดันตกคร่อมสูง ส่งผลให้เหนี่ยวนำอากาศส่วนที่หนึ่งได้น้อย จึงนำไปสู่การปรับปรุงรูปร่างของวัสดุพอร์นให้มีลักษณะเป็นช่อง การไหลตรงกลางของทรงกระบอก มีวัตถุประสงค์เพื่อลดความดันตกคร่อมและเพิ่มอัตราการเหนี่ยวนำอากาศ โดยสันนิษฐานว่าหากสามารถเหนี่ยวนำอากาศได้มากขึ้น ขบวนการเผาไหม้ที่มีเสถียรภาพของหัวเผาพอร์นทรงกระบอกเจาะรูนี้จะมีช่วงกว้างกว่าวัสดุพอร์นทรงกระบอกตัน

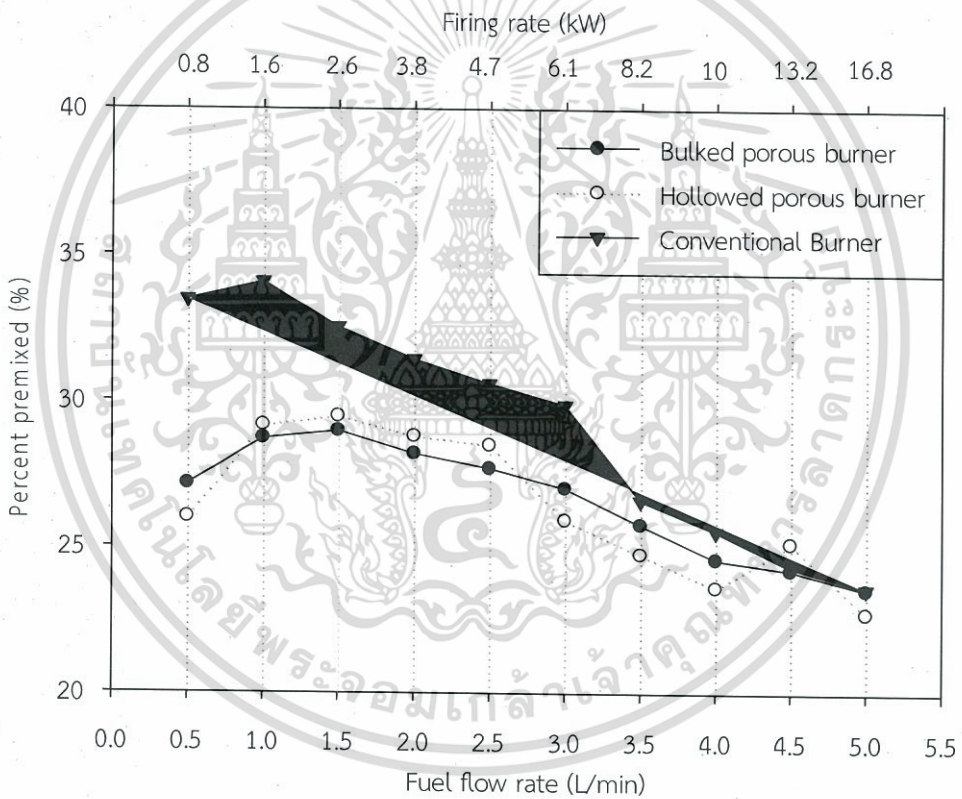
ในหัวข้อนี้แนะนำการศึกษาเปรียบเทียบคุณลักษณะการเผาไหม้ของหัวเผาวัสดุพอร์นทรงกระบอกตัน (Bulked porous burner) และทรงกระบอกเจาะรูตรงกลาง (Hollowed porous burner) โดยวัสดุพอร์นทั้ง 2 มีความหนาแน่นความพรุน 15 ppi แสดงตัวอย่างวัสดุพอร์นดังรูปที่ 6.8 เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



ก.)

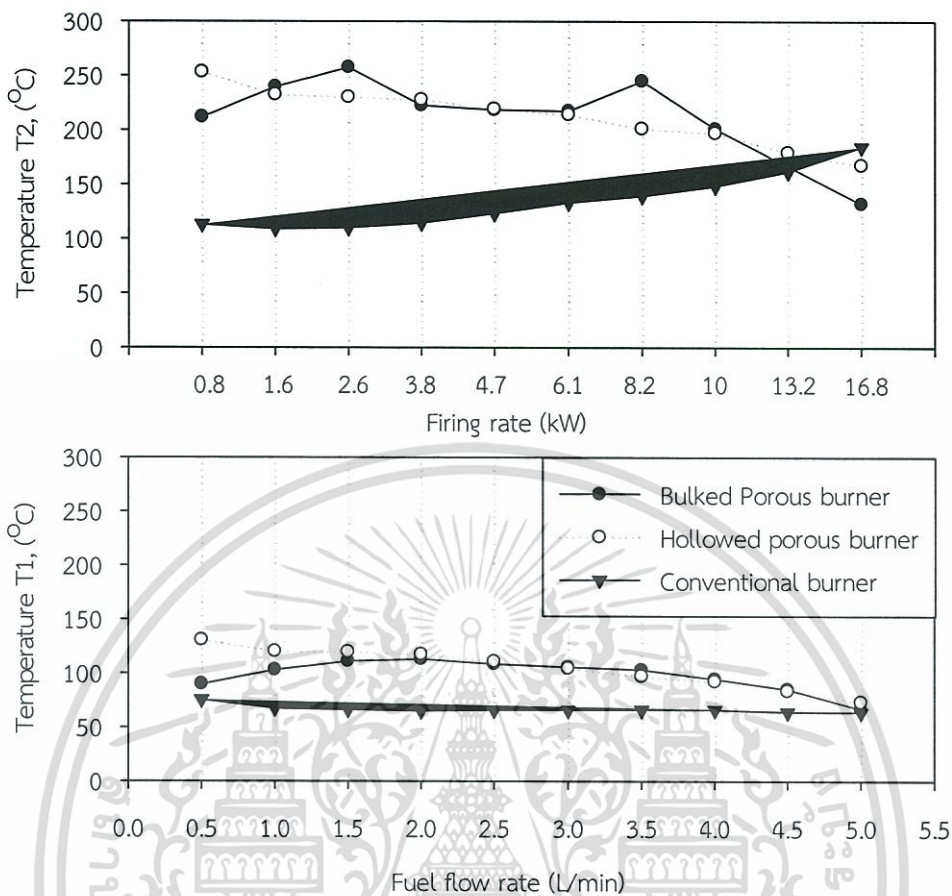
ข.)

รูปที่ 6.9 ก.) หัวเผาวัสดุพอร์นทรงกระบอกตัน ข.) หัวเผาวัสดุพอร์นรูปทรงกระบอกเจาะรู



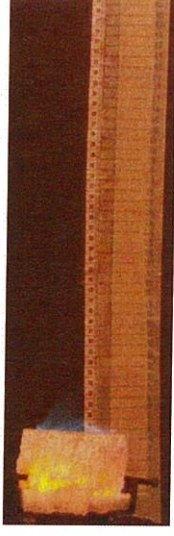
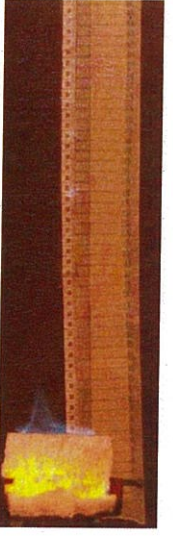








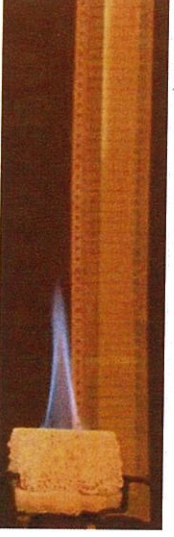






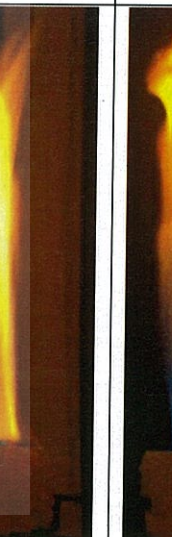
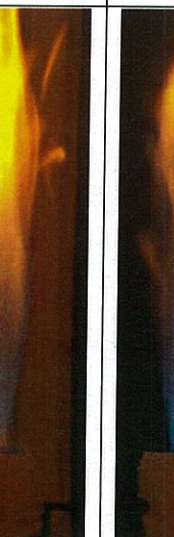

รูปที่ 6.10 เปอร์เซ็นต์อากาศผสมก่อนเปรียบเทียบระหว่างหัวเผาวัสดุพอร์นทรงกระบอกตันและทรงกระบอกเจาะรู

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.11 อุณหภูมิส่วนผสมเชื้อเพลิงและอากาศในห้องผสมเปรียบเทียบระหว่างหัวเผาวัสดุพรุนทรงกระบอกตันและทรงกระบอกเจาะรู

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

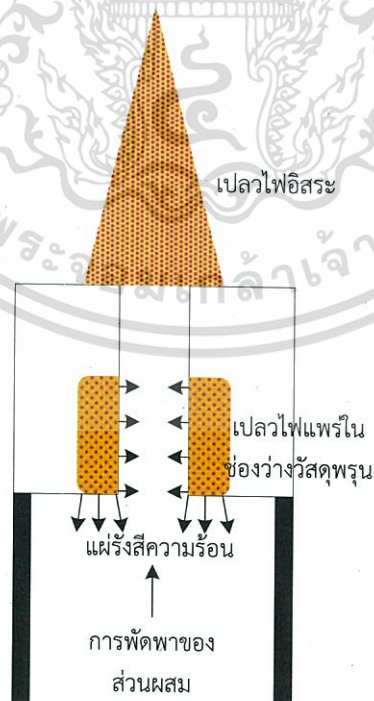
0.5 L/min 0.8 kW	1 L/min 1.6 kW	1.5 L/min 2.6 kW	2 L/min 3.8 kW	2.5 L/min 4.7 kW	3 L/min 6.1 kW	3.5 L/min 8.2 kW	4 L/min 10 kW	4.5 L/min 13.2 kW	5 L/min 16.8 kW
									
									

รูปที่ 6.12 ลักษณะเปลวไฟเมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชื้อเพลิงตั้งแต่ 0.5-5 L/min เปรียบเทียบระหว่างหัวเผาวัสดุพูนทรงกระบอกตันและทรงกระบอกเจาะรู

ผลการทดลองเปรียบเทียบคุณลักษณะการเผาไหม้ระหว่างหัวเผาวัสดุพูนทรงกระบอกตันและทรงกระบอกเจาะรูแสดงดังรูปที่ 6.10 ถึง 6.12 จากการปรับเปลี่ยนรูปทรงของวัสดุพูนพบว่าไม่ได้ส่งผลให้เกิดการเปลี่ยนแปลงต่อการเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่หนึ่งอย่างมีนัยสำคัญ เอร์เซ็นต์ส่วนผสมก่อนเผาไหม้ยังคงมีค่าอยู่ในช่วง 20-30% เช่นเดียวกับกรณีที่พบในหัวเผาวัสดุพูนทรงกระบอกตัน แต่กลับส่งผลให้เห็นถึงความเปลี่ยนแปลงต่อสมรรถนะการเผาไหม้อย่างชัดเจน

เมื่อสังเกตลักษณะของเปลวไฟในกรณีหัวเผาวัสดุพูนทรงกระบอกเจาะรูในช่วงอัตราการไหล 0.5-3.5 L/min (0.8-8.2 kW) พบว่าเปลวไฟถูกแบ่งออกเป็น 2 ส่วน โดยส่วนหนึ่งเกิดอยู่ในช่องวัสดุพูน ทำให้เนื้อวัสดุเกิดเป็นบริเวณสว่าง ในขณะที่อีกส่วนมีลักษณะการเผาไหม้เหมือนเปลวไฟอิสระพุ่งจากช่องตรงกลางของวัสดุ ส่วนที่อัตราการไหลตั้งแต่ 4 L/min (10 kW) เป็นต้นไป สังเกตไม่พบบริเวณสว่างของวัสดุพูน แต่เมื่อพิจารณาอุณหภูมิของเชื้อเพลิงและอากาศในท่อผสมกลับพบว่าส่วนผสมยังคงมีอุณหภูมิสูงกว่า  $160^{\circ}\text{C}$  และมีค่าสูงกว่ากรณีที่พบในวัสดุทรงตัน ทำให้สามารถสันนิษฐานได้ว่ายังคงมีเปลวไฟส่วนหนึ่งเกิดอยู่ในช่องว่างวัสดุพูนแต่สังเกตมองด้วยตาเปล่าไม่เห็น แสดงเป็นไออะแกรมดังรูปที่ 6.13 ทำให้เกิดการแผ่รังสีความร้อนไปสู่ส่วนผสมก่อนการเผาไหม้

ในกรณีการเผาไหม้ของวัสดุพูนทรงกระบอกเจาะรูนี้มีลักษณะเป็นการผสมผสานระหว่างหัวเผาตันแบบและวัสดุพูนทรงตัน โดยการเผาไหม้เช่นนี้วัสดุพูนทำหน้าที่เป็นทั้งที่ยึดเกาะฐานเปลวไฟ (flame holder) ไม่ให้เกิดการหลุดลอย อีกทั้งยังคงรักษาเสถียรภาพการไหม้และแผ่รังสีความร้อนซึ่งเป็นคุณสมบัติเด่นของวัสดุพูนเอาไว้ด้วย หัวเผาวัสดุพูนทรงกระบอกเจาะรูนี้จะถูกนำเสนอในแง่สมรรถนะการเผาไหม้ต่อไปในหัวข้อ 6.2.2



รูปที่ 6.13 ลักษณะการแพร่ของเปลวไฟในวัสดุพูนในกรณีหัวเผาวัสดุพูนทรงกระบอกเจาะรู

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 6.1.3 การเปรียบเทียบศึกษาหัวเผาวัสดุพูนที่ค่าความหนาแน่นช่องว่างแตกต่างกัน

จากการศึกษางานวิจัยที่ผ่านมาพบว่าค่าความหนาแน่นช่องว่างเป็นปัจจัยที่ส่งผลต่อเสถียรภาพการเผาไหม้วัสดุพูนเช่นกัน หัวข้อนี้จึงนำเสนอการศึกษาเปรียบเทียบคุณลักษณะการเผาไหม้ของหัวเผาวัสดุพูนทรงกระบอกตันที่ทำจากวัสดุชนิดเดียวกัน รูปทรงเดียวกัน แต่มีความหนาแน่นช่องว่าง 15 และ 20 ppi แสดงตัวอย่างวัสดุพุนดังรูปที่ 6.14

อย่างไรก็ตาม แม้ว่าวัสดุพูนที่ทำการทดสอบนี้จะมีค่าความหนาแน่นของโพรงอากาศ 15 ppi (ตามที่ระบุจากผู้ขาย) เช่นเดียวกับกับกรณีที่ใช้ทดสอบในหัวข้อ 6.1.1 และทดลองภายใต้เงื่อนไขอัตราการเผาไหม้เดียวกัน แต่กลับพบว่าผลการทดลองมีความแตกต่างกันทั้งในแง่การเหนี่ยวนำอากาศ อุณหภูมิในท่อผสม ซึ่งผู้วิจัยสันนิษฐานว่าเกิดจากความแตกต่างของลักษณะจำเพาะที่คลาดเคลื่อนไปในแต่ละรอบการผลิตของวัสดุพูนที่ส่งผลต่อการถ่ายเทความร้อน เนื่องจากเป็นวัสดุพูนที่มีการจัดทำเวลาต่างกัน แม้จะมาจากผู้ขายรายเดียวกันก็ตาม นอกจากนี้ การทดสอบที่ต่างเวลากันอาจมีปัจจัยทางด้านสภาพแวดล้อมที่เกี่ยวข้องเนื่องต่อคุณลักษณะการเหนี่ยวนำอากาศเข้ามาเกี่ยวข้องด้วย



ก.)

ข.)

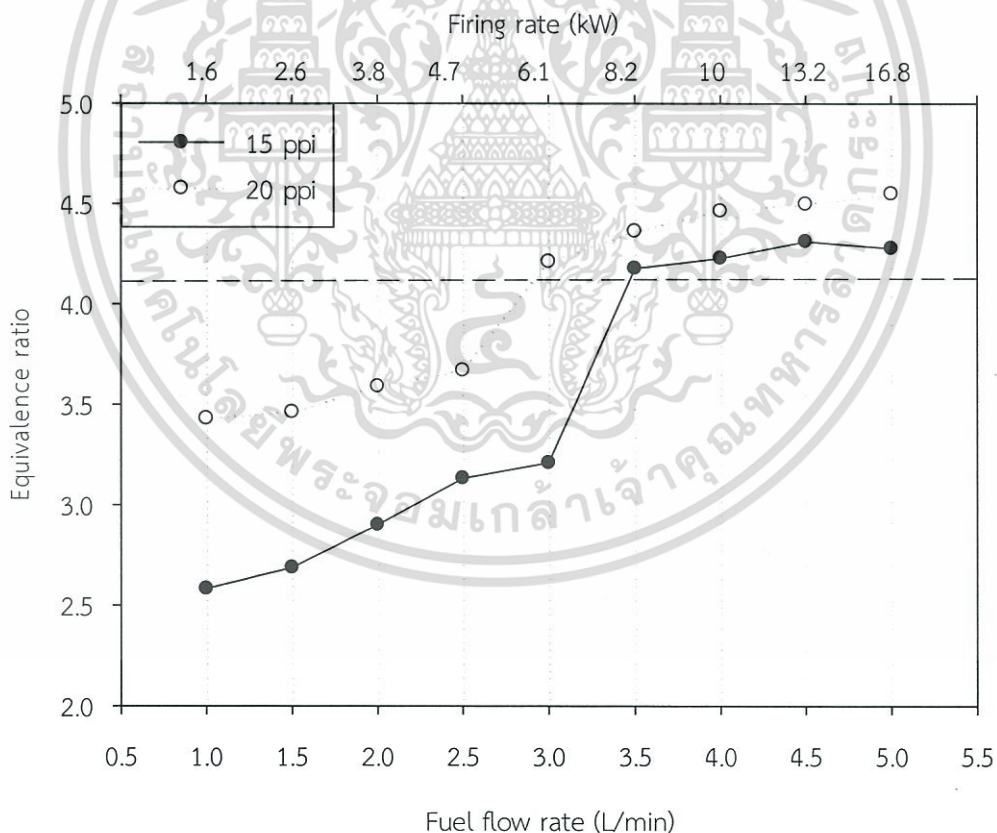
รูปที่ 6.14 วัสดุพูนที่มีค่าความหนาแน่นช่องว่าง ก.) 15 ppi และ ข.) 20 ppi

ภายใต้การทดลองเมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชื้อเพลิงตั้งแต่ 1 ถึง 5 L/min พบว่าค่าความหนาแน่นช่องว่างมีผลต่ออัตราการเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่หนึ่ง โดยหัววัสดุพูนที่มีค่าความหนาแน่นช่องว่าง 15 ppi พบเปอร์เซ็นต์ผสมก่อนสูงกว่าวัสดุที่มีค่าความหนาแน่นช่องว่าง 20 ppi โดยจากการวัดขนาดเฉลี่ยของช่องว่างวัสดุพูนพบว่าวัสดุพูน 15 ppi และ 20 ppi มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 5.02 และ 3.29 มิลลิเมตร ตามลำดับ ซึ่งขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของช่องที่ใหญ่กว่าทำให้มีแนวโน้มเกิดความดันตกคร่อมน้อยกว่า สอดคล้องกับผลการทดลองในงานวิจัยของ Boomsma และ Poulidakos (2002) [22] ที่พบว่าวัสดุพูนค่าความหนาแน่นช่องว่างสูงจะมีความดันตกคร่อมสูงเช่นกัน โดยผู้วิจัยกล่าวว่าการไหลที่ลดลงจะทำให้ความดันต้านทานการไหลเพิ่มมากขึ้น

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

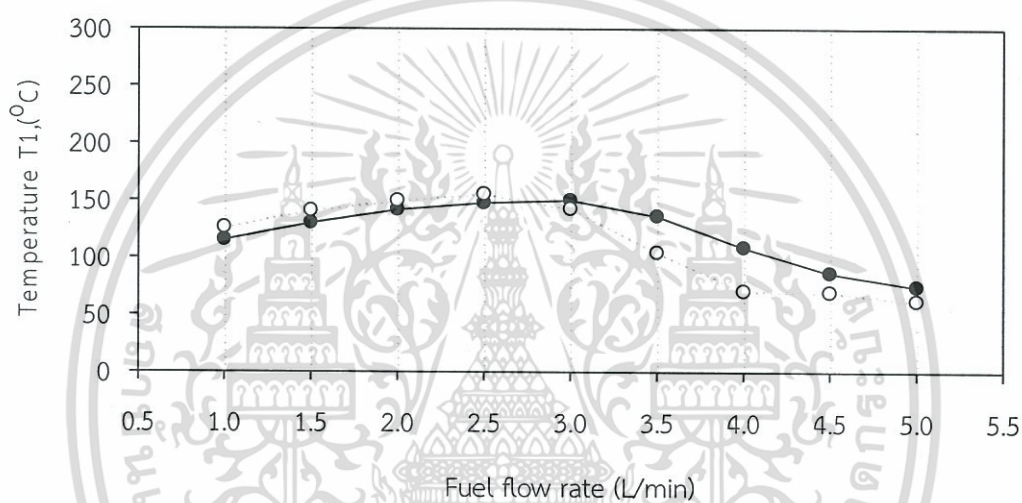
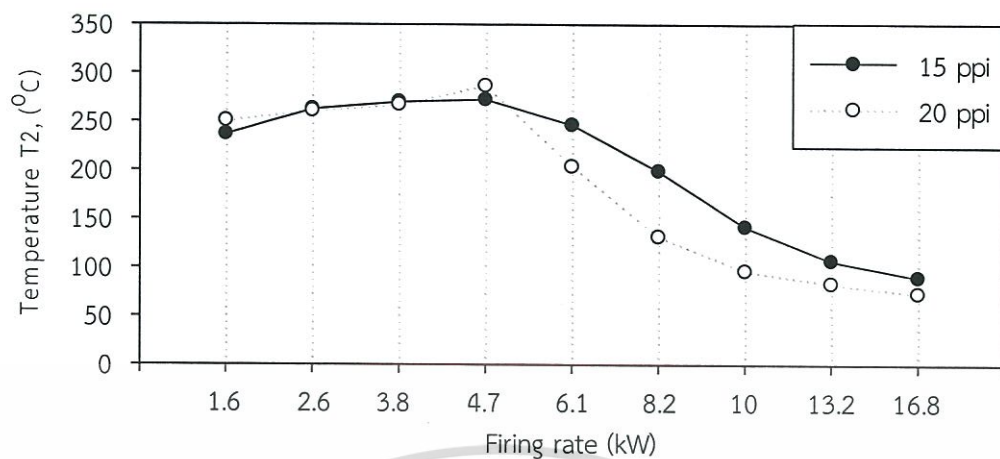
เนื่องจากการเพิ่มพื้นที่จำเพาะของเนื้อวัสดุ อีกทั้งพื้นที่ผิวภายในวัสดุพอร์นที่เพิ่มมากขึ้นยังทำให้สัมประสิทธิ์ชี้วัดการดับเพิ่มสูงขึ้นอีกด้วย [15], [24]

เมื่อพิจารณาลักษณะเปลวไฟพบว่าย่านที่มีการเผาไหม้อย่างมีเสถียรภาพในกรณีหัวเผาค่าความหนาแน่นช่องว่าง 15 ppi มีย่านกว้างกว่ากรณี 20 ppi ซึ่งสามารถสังเกตเห็นความแตกต่างของลักษณะเปลวไฟได้ที่อัตราการไหล 3 L/min (6.1 kW) ในกรณี 15 ppi สังเกตพบเปลวไฟเกิดในวัสดุพอร์น แต่กรณี 20 ppi กลับพบว่าส่วนผสมเชื้อเพลิงและอากาศเกิดการเผาไหม้บริเวณผิวนอกของวัสดุพอร์น โดยผลลักษณะเปลวไฟดังกล่าวมีความสอดคล้องกับอุณหภูมิในท่อผสมที่ตำแหน่ง T2 ซึ่งอุณหภูมิของหัวเผา 15 ppi มีค่าสูงกว่า 20 ppi นอกจากนี้ยังพบว่าเสถียรภาพเปลวไฟมีความสอดคล้องกับอุณหภูมิในท่อผสมสำหรับหัวเผาวัสดุพอร์นในเงื่อนไขการทดลองนี้ โดยที่อุณหภูมิส่วนผสมสูงกว่า 200°C จะพบการเผาไหม้ที่มีเสถียรภาพ ในขณะที่เมื่ออุณหภูมิต่ำกว่า 200°C จะสังเกตเห็นเปลวไฟลามออกมาด้านนอกวัสดุพอร์น โดยอุณหภูมิดังกล่าวลดลงอย่างรวดเร็วตั้งแต่อัตราการไหล 3.5 L/min (8.2 kW) สำหรับที่ค่าความหนาแน่นช่องว่าง 15 ppi และ 3 L/min (6.1 kW) สำหรับที่ค่าความหนาแน่นช่องว่าง 20 ppi



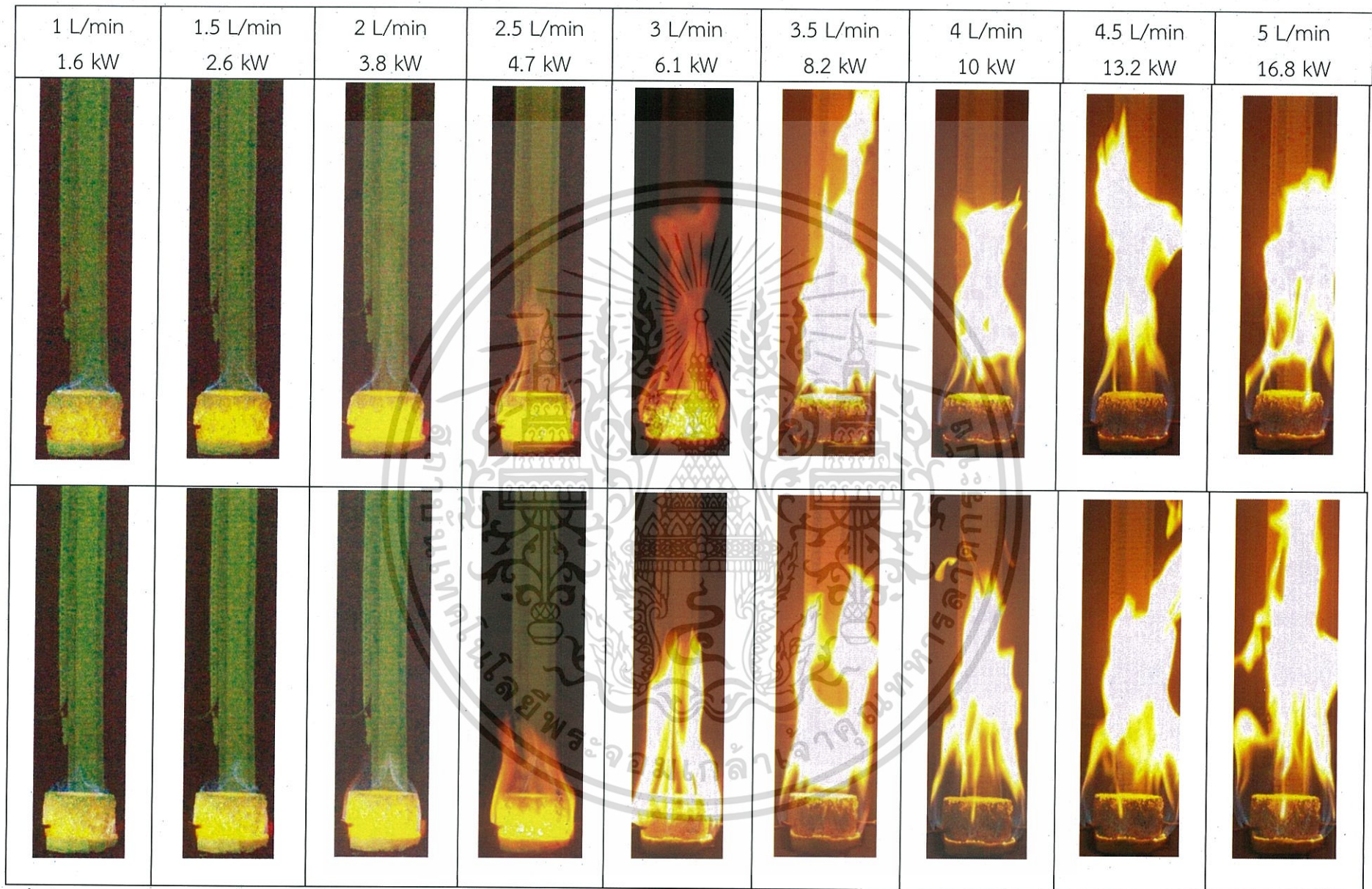
รูปที่ 6.15 เเปอร์เซ็นต์อากาศผสมก่อนเปรียบเทียบระหว่างหัวเผาวัสดุพอร์นที่มีค่าความหนาแน่นช่องว่าง 15 และ 20 ppi

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

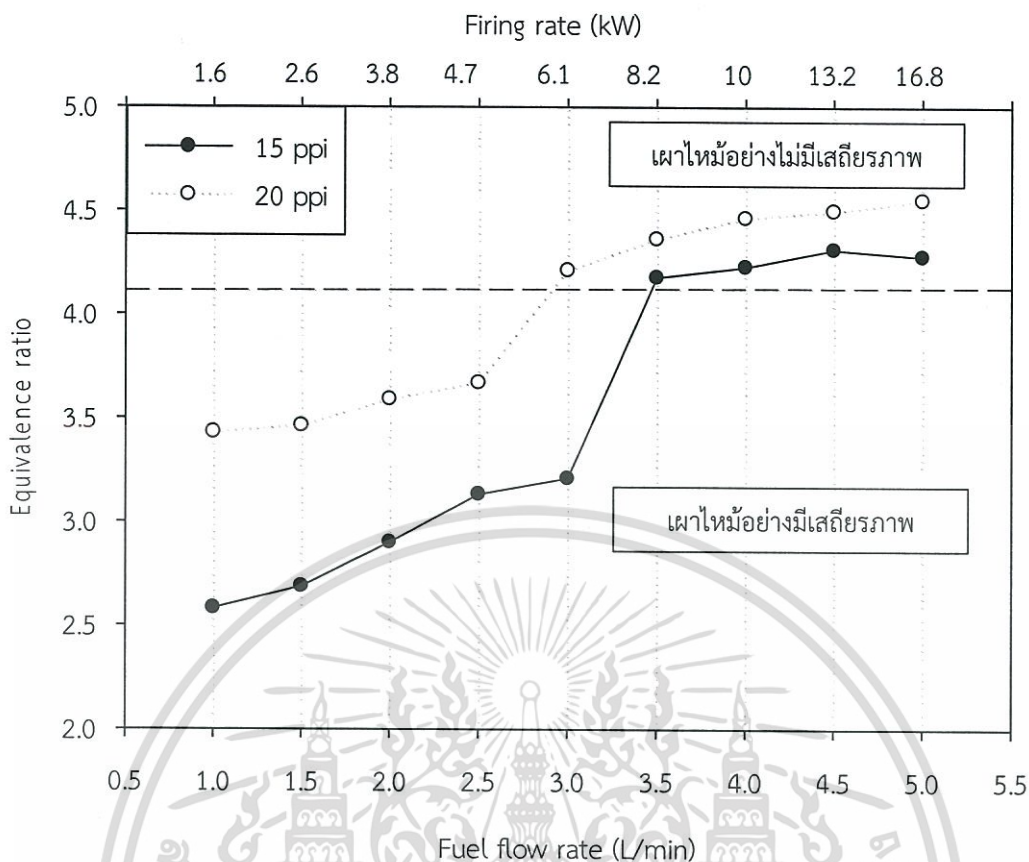


รูปที่ 6.16 อุณหภูมิส่วนผสมเชื้อเพลิงและอากาศในท่อผสมเปรียบเทียบระหว่างหัวเผาวัสดุพอร์ซเลนที่มีค่าความหนาแน่นช่องว่าง 15 และ 20 ppi

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.17 ลักษณะเปลวไฟเมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชื้อเพลิงตั้งแต่ 1-5 L/min เปรียบเทียบระหว่างหัวเผาวัสดุพอร์ซเลนที่มีค่าความหนาแน่นช่องว่าง 15 ppi และ 20 ppi

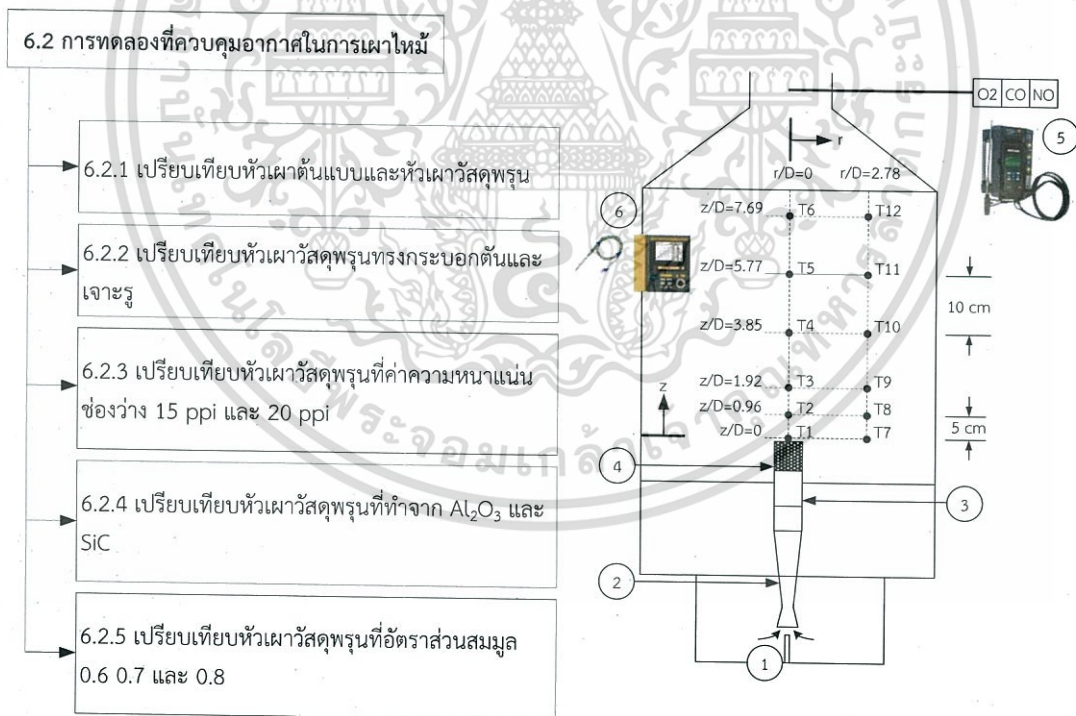


รูปที่ 6.18 อัตราส่วนสมมูลที่วัดได้จากห้องผสม ในการทดลองหัวเผาวัสดุพอร์ซเลนที่มีความหนาแน่น ช่องว่าง 15 ppi และ 20 ppi

เช่นเดียวกับกรณีเสถียรภาพการเผาไหม้ของหัวเผาวัสดุพอร์ซเลนในหัวข้อ 6.1.1 การทดลองในหัวข้อนี้พบความเปลี่ยนแปลงของเสถียรภาพการเผาไหม้ที่อัตราส่วนสมมูลมีค่าเท่ากับ 4.1 เช่นเดียวกัน โดยเมื่ออัตราส่วนสมมูลในห้องผสมมีค่าสูงกว่า 4.1 จะทำให้เกิดการเผาไหม้ไม่มีเสถียรภาพ แสดงดังรูปที่ 6.18

## 6.2 การทดลองที่ควบคุมอากาศในการเผาไหม้

นอกจากการศึกษาย่านการเผาไหม้ที่มีเสถียรภาพภายใต้เงื่อนไขการเหนี่ยวนำอากาศอย่างอิสระที่กล่าวถึงในหัวข้อ 6.1 แล้ว ในหัวข้อนี้ มีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาหลักการถ่ายเทความร้อนจากบริเวณที่มีการเผาไหม้ที่ออกสู่ด้านนอกซึ่งไม่สามารถศึกษาจากเงื่อนไขที่มีการเผาไหม้ในสภาวะเปิดโล่งได้ เนื่องจากต้องบันทึกอุณหภูมิในห้องเผาไหม้และปริมาณก๊าซไอเสียเพื่อเปรียบเทียบระหว่างหัวเผาต้นแบบและหัวเผาวัสดุพูน จึงต้องศึกษาในกรณีที่มีการควบคุมสภาวะแวดล้อมเพื่อลดปัจจัยที่ส่งผลต่อการเผาไหม้ การทดลองส่วนนี้ยังรวมถึงศึกษาการถ่ายเทความร้อนของก๊าซไอเสียเมื่อมีการปรับเปลี่ยนโครงสร้าง ค่าความหนาแน่นช่องว่าง ชนิดวัสดุที่ใช้ทำวัสดุพูน โดยในการทดลองกำหนดให้มีการเผาไหม้ภายในห้องเผาไหม้เพื่อวิเคราะห์การกระจายตัวอุณหภูมิในห้องเผาไหม้และปริมาณมลพิษ อย่างไรก็ตามผู้วิจัยจำเป็นต้องศึกษาการเผาไหม้ภายใต้เงื่อนไขที่มีการควบคุมปริมาณอากาศให้เป็นไปตามงานวิจัยที่ศึกษามาก่อนหน้าซึ่งเน้นศึกษาสมรรถนะการเผาไหม้โดยเฉพาะการกระจายตัวอุณหภูมิภายในวัสดุพูนภายใต้เงื่อนไขส่วนผสมแบบบางและมีการผสมอากาศทั้งหมดก่อนการเผาไหม้ เพื่อเชื่อมโยงผลการทดลองของงานวิจัยนี้กับองค์ความรู้ที่มีมาก่อนหน้า โดยหัวข้อนี้ได้ถูกแบ่งย่อยออกเป็นอีก 5 เงื่อนไขย่อยแสดงดังรูปที่ 6.19



รูปที่ 6.19 เงื่อนไขการทดสอบที่ควบคุมอากาศในการเผาไหม้และชุดทดลอง

1. หัวฉีดเชื้อเพลิง
2. ท่อผสม
3. หัวเผา
4. บริเวณส่วนบนของหัวเผา เพื่อเปลี่ยนเป็นวัสดุพูน
5. จุดตรวจวัดก๊าซไอเสียและเครื่องวัดก๊าซ
6. เทอร์โมคัปเปิลและอุปกรณ์อ่านค่า







เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ การใช้งานเอกสารนี้โดยไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 6.2.1 การเปรียบเทียบหัวเผาต้นแบบและหัวเผาวัสดุพูน

สมรรถนะการเผาไหม้ของหัวเผาต้นแบบและหัวเผาวัสดุพูนทรงกระบอกตันที่มีค่าความหนาแน่นช่องว่าง 15 ppi ทำจากวัสดุ  $\text{Al}_2\text{O}_3$  ถูกนำมาเปรียบเทียบในหัวข้อนี้ ภายใต้อัตราการเผาไหม้ 1.911 2.677 และ 3.591 kW คิดเป็นอัตราการไหลเชื้อเพลิง 1 1.5 และ 2 L/min ที่ความดันใช้งาน 0.5 บาร์ โดยแต่ละเงื่อนไขเชื้อเพลิงสัมพันธ์กับอัตราส่วนสมมูลเท่ากับ 0.7 ซึ่งอยู่ในช่วงอัตราส่วนสมมูลที่ใช้ในงานวิจัยของ Gao [15]

รูปที่ 6.20 ถึง 6.21 แสดงผลการทดลองเปรียบเทียบสมรรถนะการเผาไหม้ระหว่างหัวเผาต้นแบบและหัวเผาวัสดุพูนเมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการเผาไหม้ จากลักษณะของเปลวไฟพบว่าที่อัตราส่วนสมมูล 0.7 ซึ่งเทียบเท่ากับปริมาณอากาศส่วนเกิน 36.62% หัวเผาต้นแบบให้ลักษณะเปลวไฟแบบเผาไหม้ที่ดีในทุกๆ อัตราการเผาไหม้ ในขณะที่หัวเผาวัสดุพูนเกิดการเผาไหม้อย่างมีเสถียรภาพ และเปล่งแสงสว่างมากขึ้นเมื่อเพิ่มอัตราการเผาไหม้

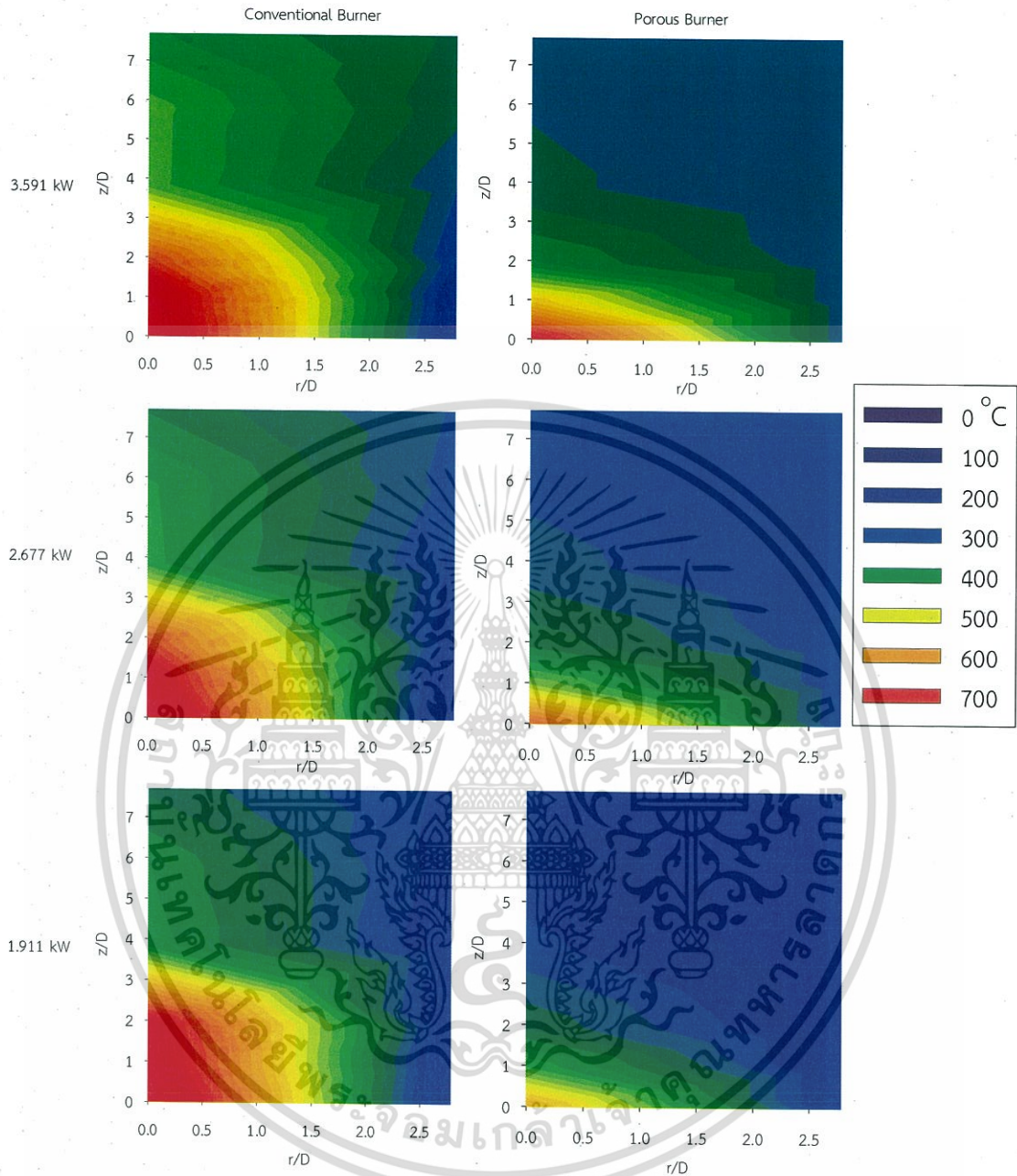
เมื่อพิจารณาการกระจายตัวอุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้ ซึ่งได้จากการแปลงข้อมูลจากตำแหน่งอุณหภูมิทั้ง 12 ตำแหน่งตามที่แสดงในรูปที่ 6.19 โดยพิกัด (0,0) ของแต่ละคอนทอร์ที่แสดงในรูปที่ 6.21 เป็นตำแหน่งกึ่งกลางพื้นที่ด้านบนของหัวเผา จากการกระจายตัวอุณหภูมิของหัวเผาต้นแบบพบว่าให้อุณหภูมิสูงมากกว่า  $700^{\circ}\text{C}$  แต่เป็นบริเวณค่อนข้างกว้างจากตำแหน่งขอบหัวเผา สัมพันธ์กับตำแหน่งเทอร์โมคัปเปิล T1-T3 ที่สัมผัสถูกเปลวไฟโดยตรง และจะเริ่มลดลงเข้าสู่ช่วง  $270-300^{\circ}\text{C}$  ที่ระยะ  $r/D > 2.5$  โดยเมื่อเพิ่มอัตราการเผาไหม้พบว่าอุณหภูมิก๊าซไอเสียยิ่งเพิ่มสูงขึ้นและมีแนวโน้มลดลงเข้าสู่  $300^{\circ}\text{C}$  ที่ตำแหน่ง  $r/D$  และ  $z/D$  ที่ไกลจากหัวเผามากยิ่งขึ้น แสดงถึงเกรเดียนต์อุณหภูมิ (temperature gradient) ที่มีค่าสูง ในขณะที่อุณหภูมิก๊าซไอเสียของหัวเผาวัสดุพูนมีเกรเดียนต์อุณหภูมิในห้องเผาไหม้ค่อนข้างต่ำ โดยเข้าสู่ย่าน  $200-300^{\circ}\text{C}$  ตั้งแต่ตำแหน่ง  $z/D=5$  สังเกตจากพื้นที่สีน้ำเงินและเขียวอมน้ำเงินที่แผ่บริเวณกว้าง โดยเฉพาะที่ตำแหน่ง  $r/D > 2.5$  พบว่าหัวเผาวัสดุพูนให้อุณหภูมิสูงกว่าหัวเผาต้นแบบ ซึ่งเห็นว่าคุณสมบัติการแผ่รังสีของวัสดุพูนมีผลดีต่อการถ่ายเทความร้อนในทิศทางรัศมี

อัตราการเผาไหม้ (kW)	หัวเผาต้นแบบ	หัวเผาวัสดุพูน
3.591		
2.677		
1.911		

รูปที่ 6.20 ลักษณะเปลวไฟเปรียบเทียบระหว่างหัวเผาต้นแบบและหัวเผาวัสดุพูนเมื่อปรับเปลี่ยน

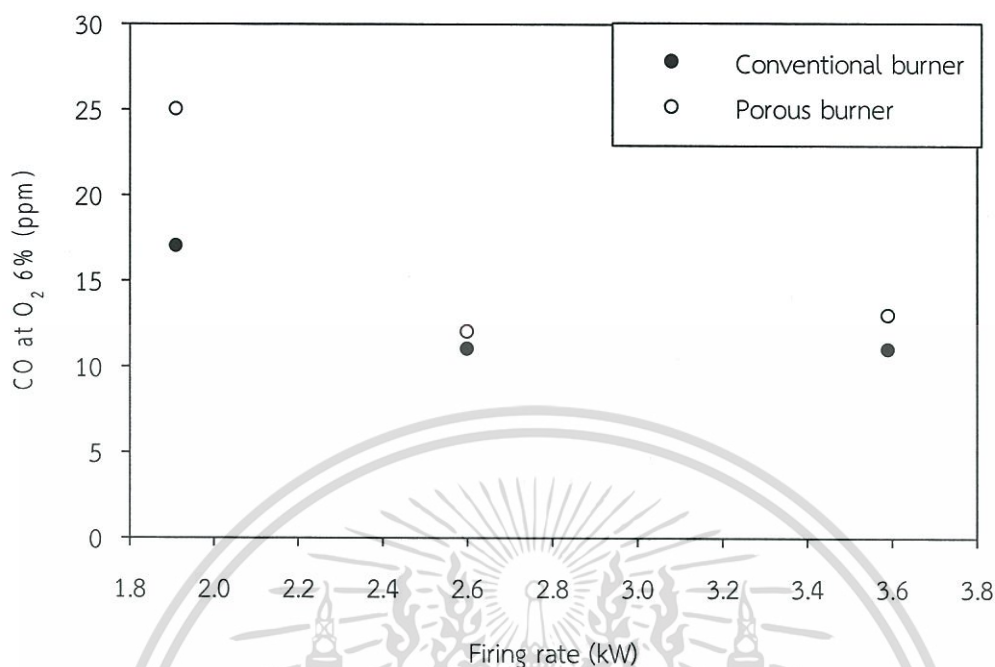
อัตราการเผาไหม้ ที่อัตราส่วนสมมูล 0.7

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

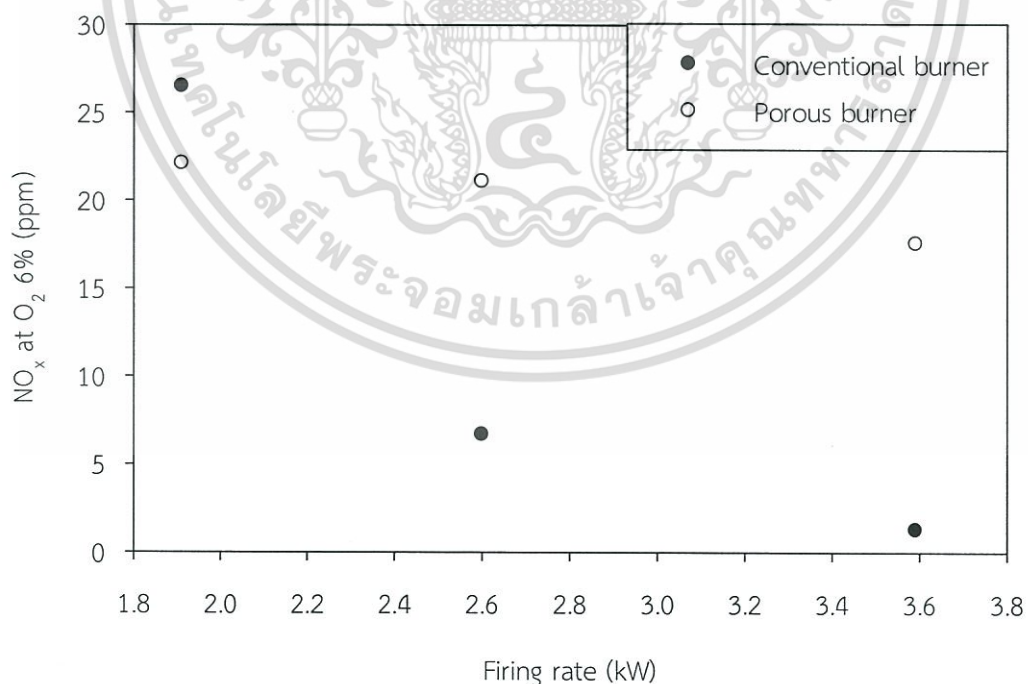


รูปที่ 6.21 การกระจายตัวอุณหภูมิเปรียบเทียบระหว่างหัวเผาต้นแบบและหัวเผาวัสดุพรุนเมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการเผาไหม้ ที่อัตราส่วนสมมูล 0.7

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.22 ปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์เปรียบเทียบระหว่างหัวเผาต้นแบบและหัวเผาวัสดุพรุนเมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการเผาไหม้ ที่อัตราส่วนสมมูล 0.7



รูปที่ 6.23 ปริมาณออกไซด์ของไนโตรเจนเปรียบเทียบระหว่างหัวเผาต้นแบบและหัวเผาวัสดุพรุนเมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการเผาไหม้ ที่อัตราส่วนสมมูล 0.7

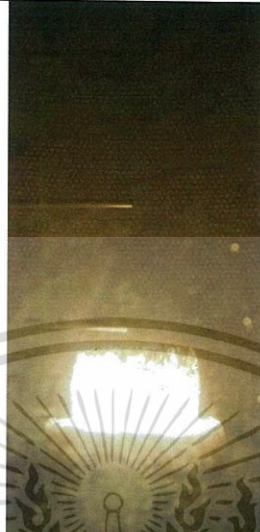

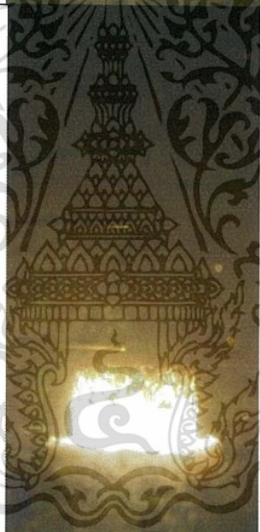


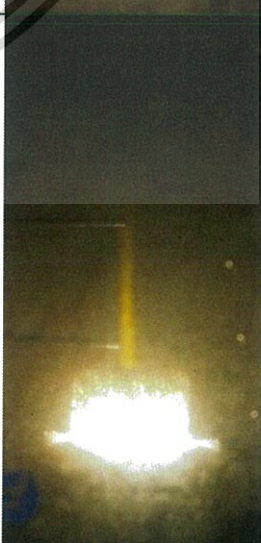
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อพิจารณาคาร์บอนมอนอกไซด์ในก๊าซไอเสียของหัวเผาวัสดุพูนพบว่าปริมาณสูงกว่าหัวเผาต้นแบบที่อัตราการเผาไหม้ต่ำสุด 1.911 kW ทั้งนี้สอดคล้องกับลักษณะของเปลวไฟในหัวเผาที่เกิดบริเวณที่วัสดุพูนไม่ร้อนแดง กล่าวคืออัตราการเผาไหม้อยู่ในช่วงที่ต่ำเกินไป เกิดการดับเฉพาะที่ (local quenching area) เมื่อส่วนผสมเชื้อเพลิงและอากาศ หรือสปีชีส์คาร์บอนด์ (intermediate species) เข้าสู่บริเวณดังกล่าวที่ความร้อนไม่เพียงพอให้เกิดปฏิกิริยาการเผาไหม้ จึงหลุดออกมาจากวัสดุพูนในรูปก๊าซไอเสีย และเมื่อเทียบกับหัวเผาต้นแบบที่อัตราการเผาไหม้เดียวกันพบว่าหัวเผาต้นแบบมีค่าสูงกว่าเปลวไฟที่อยู่ในวัสดุพูน จึงทำให้เกิดปริมาณออกไซด์ของไนโตรเจนสูง

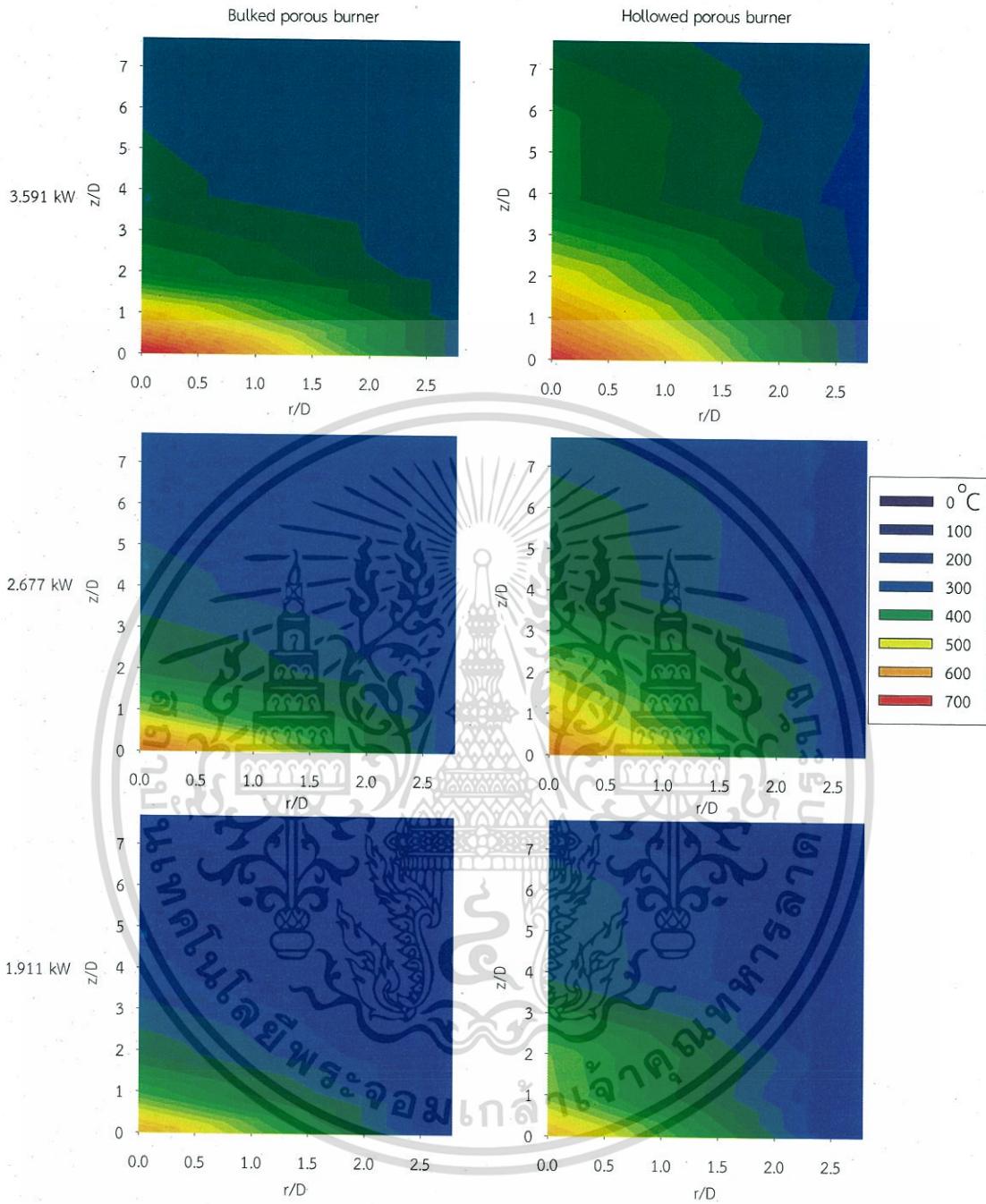
เมื่อเพิ่มอัตราการเผาไหม้ พบปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์ลดลงทั้ง 2 กรณี โดยมีค่าอยู่ในช่วง 10-13 ppm เนื่องจากความรุนแรงในการเผาไหม้เพิ่มขึ้น แต่ในกรณีวัสดุพูนเกิดในปริมาณสูงกว่าเล็กน้อย เนื่องจากเกิดเป็นบริเวณดับเฉพาะที่ ซึ่งสังเกตเห็นวัสดุไม่เกิดการร้อนแดงโดยเฉพาะบริเวณขอบบนของทรงกระบอก ประกอบกับเปลวไฟหัวเผาต้นแบบมีพื้นที่เผาไหม้บริเวณกว้างกว่าเนื่องจากความยาวของเปลวไฟ ส่งผลให้ปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์ต่ำ ส่วนปริมาณออกไซด์ของไนโตรเจนของหัวเผาวัสดุพูนมีค่าสูงกว่าที่ได้จากหัวเผาต้นแบบ สอดคล้องกับทฤษฎีเอนทาลปีส่วนเกิน ซึ่งใช้ความร้อนจากการเผาไหม้ถ่ายเทให้สู่เชื้อเพลิงและอากาศเป็นการอุ่นส่วนผสมก่อนการเผาไหม้เกิดเป็นบริเวณความร้อนสูง (hot spot) อุณหภูมิเปลวไฟจึงสูงกว่าอุณหภูมิของเปลวไฟอิสระ เป็นสาเหตุของการเกิด Thermal NO<sub>x</sub> แต่อย่างไรก็ตามปริมาณออกไซด์ของไนโตรเจนจากหัวเผาวัสดุพูนโดยรวมมีค่าไม่เกิน 25 ppm

### 6.2.2 การเปรียบเทียบหัวเผาวัสดุพูนที่มีรูปร่างแตกต่างกัน

อ้างอิงจากหัวข้อ 6.1.2 เปรียบเทียบยานการเผาไหม้ภายใต้การเหนี่ยวนำอากาศด้วยตัวเองของเจ็ทเชื้อเพลิง ทำให้เกิดเงื่อนไขการเผาไหม้แบบส่วนผสมหนา ซึ่งพบว่าหัวเผาวัสดุพูนรูปทรงกระบอกเจาะรูสามารถรักษาเสถียรภาพการเผาไหม้ได้ในย่านที่กว้างกว่าหัวเผาทรงกระบอกตัน และทำหน้าที่เป็นที่ยึดเกาะฐานเปลวไฟได้ดี ในส่วนหัวข้อนี้จึงได้นำเสนอการเปรียบเทียบรูปทรงหัวเผาวัสดุพูนทั้งสองโดยเน้นวิเคราะห์สมรรถนะการเผาไหม้ภายใต้อัตราส่วนผสม 0.7 ที่อัตราการเผาไหม้แตกต่างกัน จากรูปที่ 6.24 แสดงลักษณะเปลวไฟเมื่อประเมินจากการมองเห็น พบว่าหัวเผาวัสดุพูนทรงเจาะรูมีความสว่างเท่าๆ กันเมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการเผาไหม้ แตกต่างจากวัสดุพูนทรงกระบอกตันที่ค่อยๆ สว่างมากขึ้นเมื่อปริมาณเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้น และยังสังเกตพบว่าบริเวณขอบด้านบนของวัสดุพูนทรงกระบอกเจาะรูที่ทุกอัตราการเผาไหม้เกิดเป็นบริเวณดับเฉพาะที่ ทั้งนี้เนื่องจากอิทธิพลของการพัดพาส่งผลให้ความร้อนส่วนหนึ่งผ่านออกจากวัสดุพูนทางช่องตรงกลางโดยไม่ผ่านโพรงวัสดุพูน และเกิดเป็นอุณหภูมิสูงตามแกน z/D

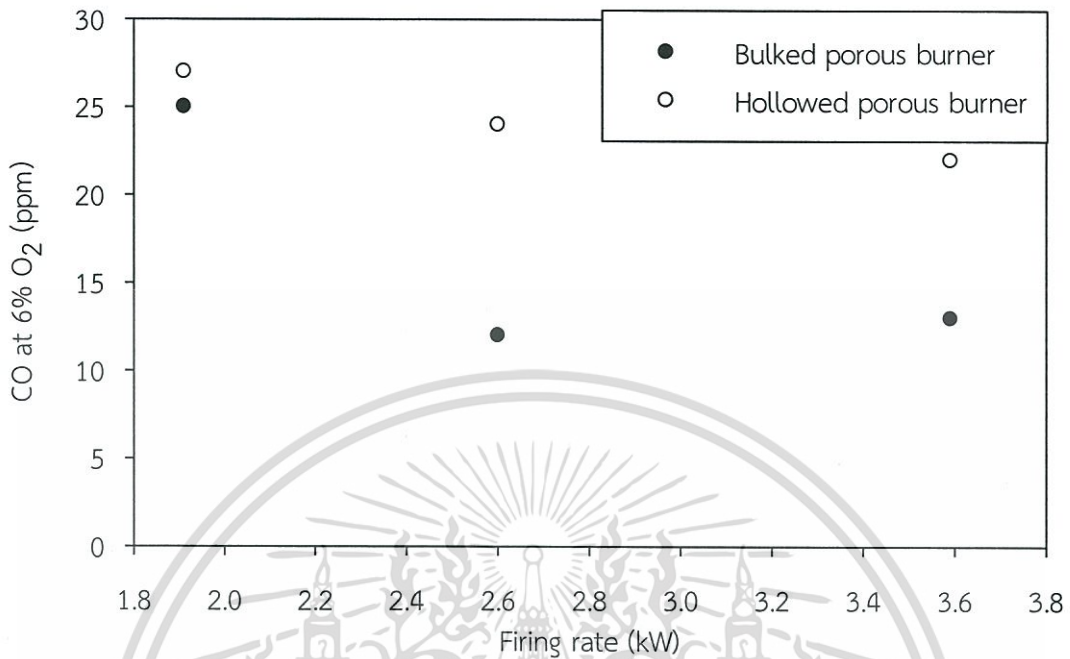
อัตราการใช้ไฟ (kW)	วัสดุพรมทรงกระบอกตัน	วัสดุพรมทรงกระบอกเจาะรู
3.591		
2.677		
1.911		

รูปที่ 6.24 ลักษณะเปลวไฟเปรียบเทียบระหว่างหัวเผาวัสดุพรมทรงกระบอกตันและกระบอกเจาะรู เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับกรณีสงวนเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไปอนุญาตให้นำไปเผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาต  
เมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการใช้ไฟใหม่ที่อัตราส่วนสมมูล 0.7  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

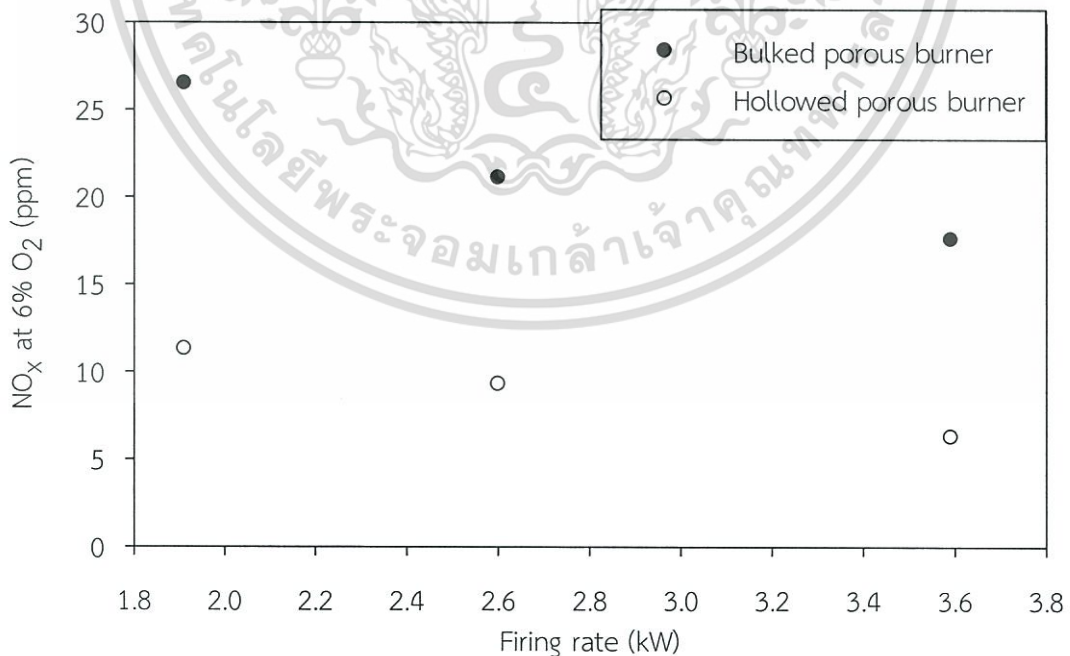


รูปที่ 6.25 การกระจายตัวอุณหภูมิเปรียบเทียบระหว่างหัวเผาวัสดุพูนทรงกระบอกตันและทรงกระบอกเจาะรูเมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการเผาไหม้ ที่อัตราส่วนสมมูล 0.7

เมื่อพิจารณาการกระจายตัวอุณหภูมิในรูปที่ 6.25 พบว่าวัสดุพูนทรงกระบอกเจาะรูให้เกรเดียนท์อุณหภูมิสูงตามแกน  $z/D$  คล้ายกับหัวเผาตันแบบที่แสดงในรูปที่ 6.20 เกิดจากการสัมผัสเปลวไฟที่ออกจากช่องกลางวัสดุพูนของเทอร์โมคัปเปิล และมีการกระจายความร้อนออกในแนว  $r/D$  ที่คล้ายกับหัวเผาวัสดุพูนทรงกระบอกตัน อย่างไรก็ตามการกระจายตัวอุณหภูมิในห้องเผาไหม้ของวัสดุพูนทรงกระบอกตันยังคงมีการกระจายตัวที่สม่ำเสมอและให้อุณหภูมิสูงกว่าที่ระยะ  $r/D=2.5$  เอกสาร และ  $z/D=5$  รที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.26 ปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์เปรียบเทียบระหว่างหัวเผาวัสดุพูนทรงกระบอกตันและกระบอกเจาะรูเมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการเผาไหม้ ที่อัตราส่วนสมมูล 0.7



รูปที่ 6.27 ปริมาณออกไซด์ของไนโตรเจนเปรียบเทียบระหว่างหัวเผาวัสดุพูนทรงกระบอกตันและ

กระบอกเจาะรูเมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการเผาไหม้ ที่อัตราส่วนสมมูล 0.7

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์ในก๊าซไอเสียของวัสดุพูนทรงเจาะรูมีค่าสูงกว่าทรงตัน และแนวโน้มการลดลงของคาร์บอนมอนอกไซด์ในกรณีวัสดุพูนทรงเจาะรูยังมีอัตราการลดลงเพียงเล็กน้อยเมื่อเพิ่มความรุนแรงของการเผาไหม้ เนื่องจากอิทธิพลของช่องตรงกลางทำให้สารประกอบไฮโดรคาร์บอนที่ยังเกิดปฏิกิริยาไม่สมบูรณ์หลุดลอดออกมาจากวัสดุพูน ประกอบกับเกิดบริเวณดับเฉพาะที่จึงไม่เกิดการเผาไหม้ต่อ สอดคล้องกับปริมาณออกไซด์ของไนโตรเจนที่มีค่าต่ำเนื่องจากความร้อนถูกถ่ายเทผ่านช่องตรงกลางวัสดุ ทำให้มีการหมุนเวียนของความร้อนภายในวัสดุ น้อยกว่าเมื่อเทียบกับวัสดุพูนทรงตัน

### 6.2.3 การเปรียบเทียบหัวเผาวัสดุพูนที่มีค่าความหนาแน่นช่องว่างต่างกัน

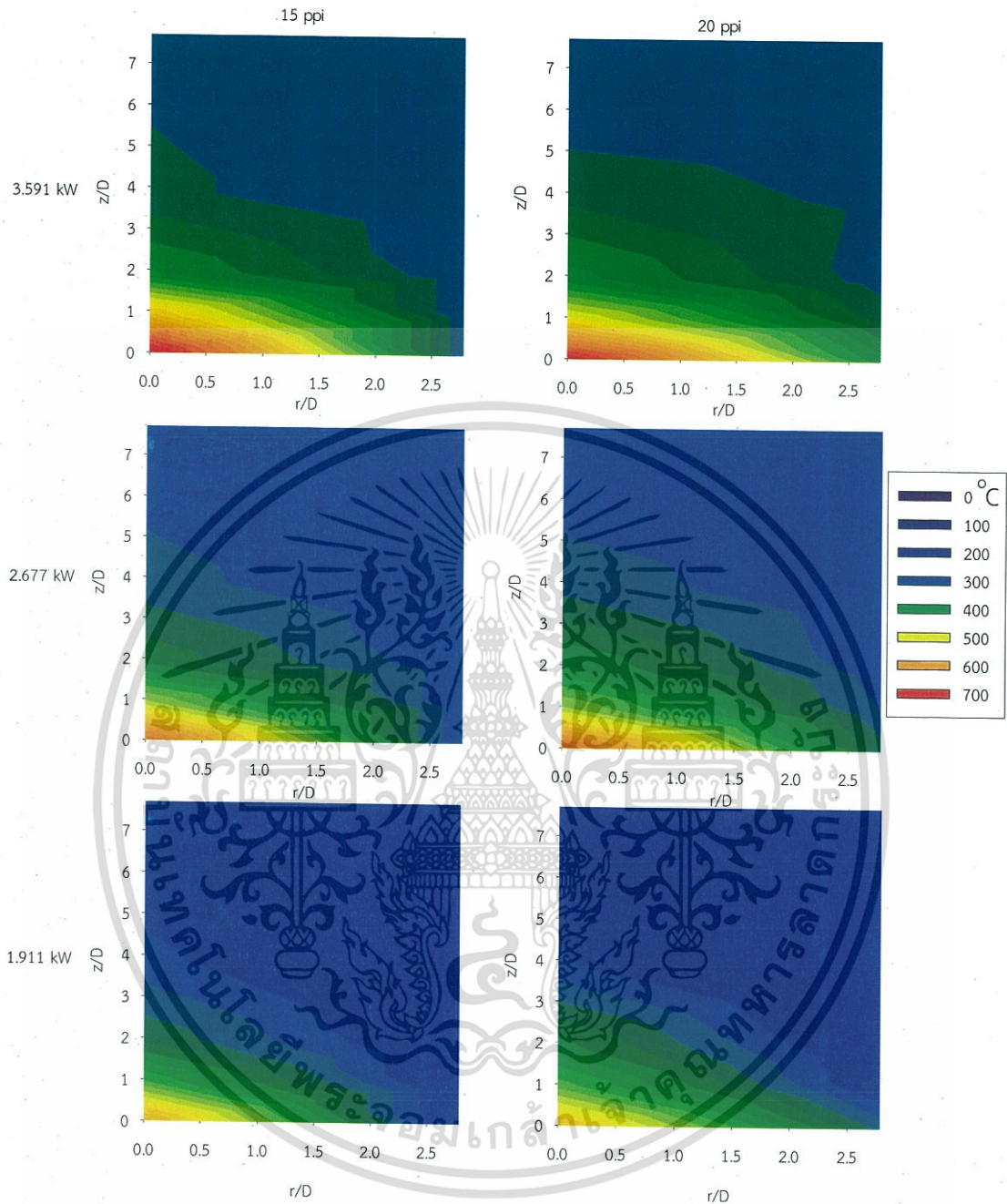
ในหัวข้อนี้ได้ทดสอบสมรรถนะเปรียบเทียบหัวเผาวัสดุพูนที่มีค่าความหนาแน่นช่องว่าง 15 และ 20 ppi โดยทั้ง 2 กรณีทดสอบภายใต้เงื่อนไขการปรับเปลี่ยนอัตราการเผาไหม้ที่อัตราส่วนสมมูล 0.7 แสดงผลการทดสอบดังรูปที่ 6.28 ถึง 6.31 เนื่องจากขนาดของช่องวัสดุพูนมีความแตกต่างกันไม่มากนัก โดยวัสดุพูนที่มีค่าความหนาแน่นช่องว่าง 15 ppi และ 20 ppi มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเฉลี่ย 5.02 และ 3.29 มิลลิเมตร ตามลำดับ ลักษณะเปลวไฟที่สกัดส่วนเชื้อเพลิงและอากาศเท่ากันมีความแตกต่างกันเพียงเล็กน้อยเมื่อสังเกตด้วยตาเปล่า โดยวัสดุพูน 20 ppi มีความสว่างของวัสดุพูนมากกว่า และเมื่อพิจารณาการกระจายตัวตามแกน  $r/D$  ของอุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้พบว่าวัสดุพูนที่มีค่าความหนาแน่นช่องว่าง 20 ppi มีอุณหภูมิสูงกว่า สังเกตได้ชัดในกรณีอัตราการเผาไหม้สูงสุด กล่าวคือมีการกระจายอุณหภูมิในทิศทางรัศมีได้มากกว่าวัสดุพูนค่าความหนาแน่นช่องว่าง 15 ppi

สืบเนื่องจากผลวิจัยของ Gao และคณะ [15] กับ Zheng และคณะ [24] พบว่าที่อัตราส่วนสมมูลเดียวกัน วัสดุพูนที่มีค่าความหนาแน่นช่องว่างน้อยกว่า จะมีความสามารถในการรักษาเสถียรภาพเปลวไฟที่ดี เนื่องจากสัมประสิทธิ์ชี้วัดการดับมีค่าต่ำ (แปรผกผันกับขนาดช่องการไหล) ทำให้ความร้อนที่เกิดจากการเผาไหม้ส่วนหนึ่งในแก๊สร้อนถูกถ่ายเทผ่านโหมดการแผ่รังสีได้ดีและไปอุ่นส่วนผสมเชื้อเพลิงและอากาศก่อนเข้าสู่บริเวณที่มีการเผาไหม้ ในขณะที่ความร้อนอีกส่วนถูกส่งออกมาออกวัสดุพูนพร้อมกับก๊าซร้อน ซึ่งสอดคล้องกับผลการทดลองที่พบสำหรับกรณีวัสดุพูนค่าความหนาแน่นช่องว่าง 15 ppi ทั้งในหัวข้อนี้และหัวข้อ 6.1.3 ที่เปลวไฟมีแนวโน้มสามารถรักษาเสถียรภาพในช่องว่างวัสดุพูนได้ดีกว่ากรณี 20 ppi ในทางตรงกันข้าม เมื่อเพิ่มความหนาแน่นช่องว่าง นอกจากสัมประสิทธิ์ชี้วัดการดับจะเพิ่มขึ้นแล้ว สัมประสิทธิ์การพาความร้อนเชิงปริมาตร (volumetric convective heat transfer coefficient) ก็มีค่าเพิ่มขึ้นเช่นกัน เพิ่มโอกาสในการสูญเสียความร้อนออกจากวัสดุพูน ดังนั้นในกรณีหัวเผาวัสดุพูนขนาด 20 ppi เมื่อเกิดการถ่ายเทความร้อนอยู่ในวัสดุพูนได้ไม่ดี ความร้อนส่วนใหญ่จึงถูกถ่ายเทออกมาด้านนอกพร้อมก๊าซร้อน ส่งผลให้ความร้อนที่แผ่กระจายอยู่ในห้องเผาไหม้มีค่าสูง

อัตราการเผาไหม้ (kW)	วัสดุพอรุน 15 ppi	วัสดุพอรุน 20 ppi
3.591		
2.677		
1.911		

รูปที่ 6.28 ลักษณะเปลวไฟเปรียบเทียบระหว่างหัวเผาวัสดุพอรุนที่มีค่าความหนาแน่นช่องว่าง 15 และ 20 ppi เมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการเผาไหม้ ที่อัตราส่วนสมมูล 0.7

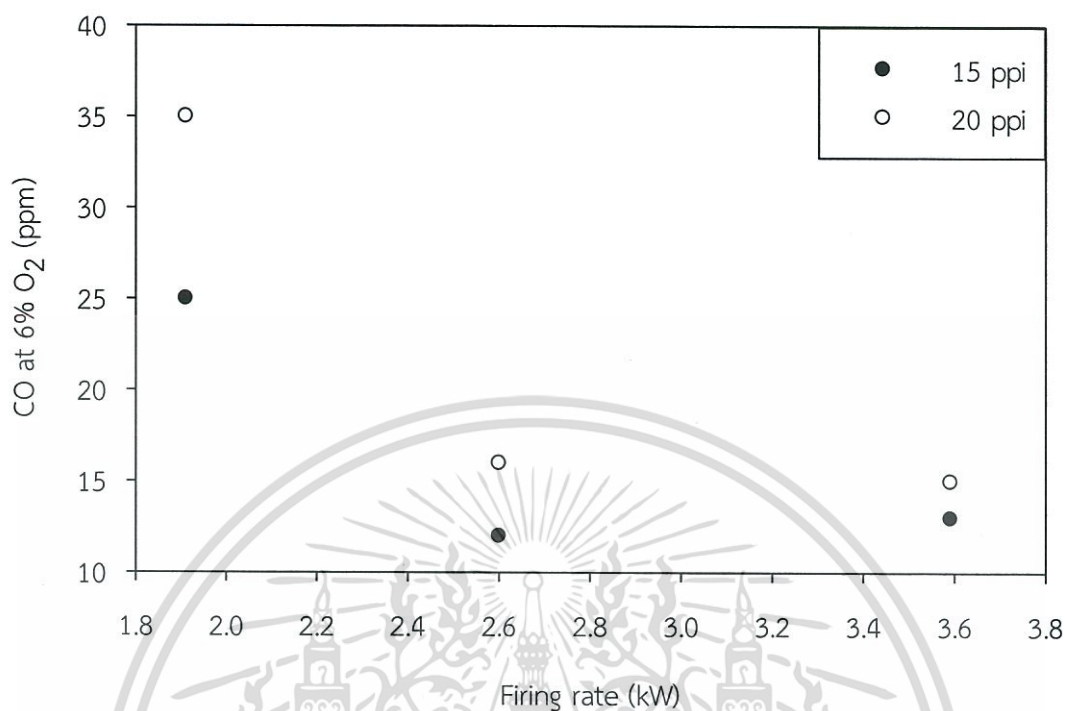
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



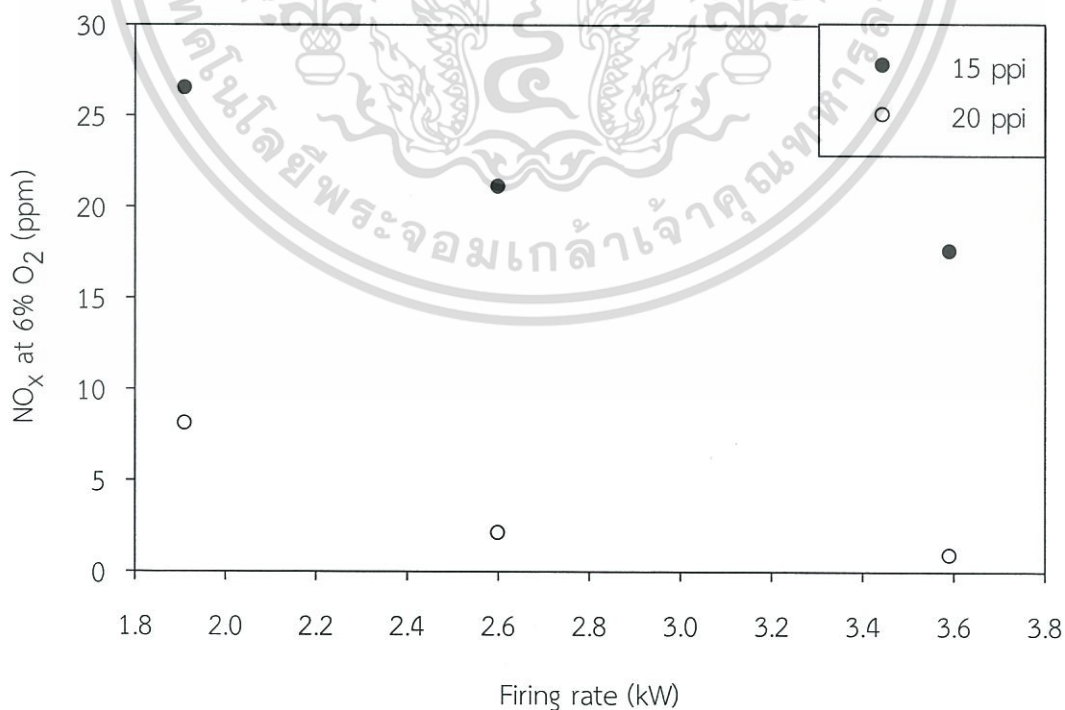
รูปที่ 6.29 การกระจายตัวอุณหภูมิเปรียบเทียบระหว่างหัวเผาวัสดุพูนที่มีค่าความหนาแน่นช่องว่าง 15 และ 20 ppi เมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการเผาไหม้ ที่อัตราส่วนสมมูล 0.7

จากกลไกการถ่ายเทความร้อนภายในวัสดุพูนที่พบในงานของ Gao และคณะ [15] สามารถนำมาอธิบายปริมาณคาร์บอนนอกไซต์ในกรณี 20 ppi ที่พบในปริมาณที่สูงกว่ากรณี 15 ppi ได้ว่าเกิดจากการสูญเสียความร้อนสู่บริเวณด้านนอกวัสดุพูน และสอดคล้องกันกับปริมาณออกไซด์ของไนโตรเจนที่ต่ำกว่ากรณี 15 ppi

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.30 ปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์เปรียบเทียบระหว่างหัวเผาวัสดุพอร์ซเลนที่มีค่าความหนาแน่นช่องว่าง 15 และ 20 ppi เมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการเผาไหม้ ที่อัตราส่วนสมมูล 0.7



รูปที่ 6.31 ปริมาณออกไซด์ของไนโตรเจนเปรียบเทียบระหว่างหัวเผาวัสดุพอร์ซเลนที่มีค่าความหนาแน่นเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ช่องว่าง 15 และ 20 ppi เมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการเผาไหม้ ที่อัตราส่วนสมมูล 0.7 ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

#### 6.2.4 การเปรียบเทียบหัวเผาวัสดุพอร์ซันที่ทำจากวัสดุต่างกัน

เนื่องจากวัสดุพอร์ซันสามารถสร้างขึ้นจากวัสดุที่มีคุณสมบัติทางความร้อนแตกต่างกันออกไป ในหัวข้อนี้จึงได้เปรียบเทียบสมรรถนะการเผาไหม้ของวัสดุประเภทเซรามิกส์ ได้แก่  $\text{Al}_2\text{O}_3$  และ SiC ซึ่งเป็นวัสดุที่นิยมนำมาประยุกต์ใช้ในงานเผาไหม้ โดยมีคุณสมบัติทางความร้อนอ้างอิงตามตารางที่ 2.1



รูปที่ 6.32 วัสดุพอร์ซันที่ทำจากวัสดุต่างชนิดกัน ก.) อะลูมินา ( $\text{Al}_2\text{O}_3$ ) และ ข.) ซิลิกอนคาร์ไบด์ (SiC)

ตารางที่ 2.1 ข้อมูลทางความร้อนต่างๆ ที่สำคัญของ  $\text{Al}_2\text{O}_3$  SiC และ  $\text{ZrO}_2$  [12]

ข้อมูลทางความร้อน	หน่วย	$\text{Al}_2\text{O}_3$	SiC	$\text{ZrO}_2$
ความร้อนใช้งานสูงสุด	$^{\circ}\text{C}$	1900	1600	1800
สัมประสิทธิ์การขยายตัวทางความร้อน ( $\alpha$ )	$10^{-6}/\text{K}$	8	4-5	10-13
ค่าการนำความร้อนที่ $20^{\circ}\text{C}$ ( $\lambda$ )	$\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$	20-30	80-150	2-5
ค่าการนำความร้อนที่ $1000^{\circ}\text{C}$ ( $\lambda$ )	$\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$	5-6	20-50	2-4
ค่าความจุความร้อน	$\text{J}/\text{g}\cdot\text{K}$	0.9-1	0.7-0.8	0.5-0.6
อุณหภูมิต่อการขยายตัวหนึ่งหน่วย ( $R = \frac{\sigma}{E}$ )	K	100	230	230
ค่าความร้อนต่อการขยายตัวหนึ่งหน่วย ( $R' = R \cdot \lambda$ )	$10^3 \text{ W}/\text{m}$	3	23	1
สัมประสิทธิ์การแผ่รังสีรวมที่ 2000K		0.28	0.9	0.31



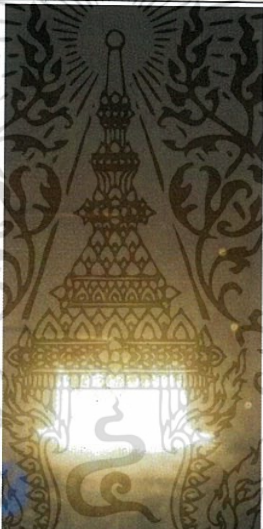

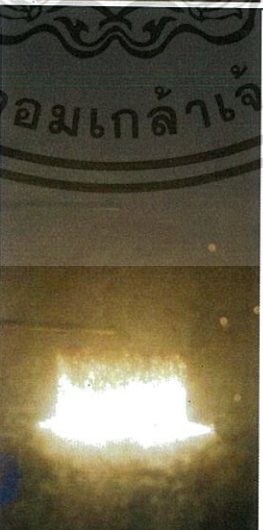

ในการเปรียบเทียบระหว่างหัวเผา  $Al_2O_3$  และ SiC ได้กำหนดเงื่อนไขให้มีรูปทรงเป็นวัสดุพอร์ซเซอกระบอกตัน มีค่าความหนาแน่นช่องว่าง 20 ppi และทดสอบปรับเปลี่ยนอัตราการเผาไหม้ภายใต้ อัตราส่วนสมมูล 0.7 ผลการทดลองแสดงดังรูปที่ 6.33 ถึง 6.39 อย่างไรก็ตามเมื่อสังเกตด้วยตาเปล่าแล้วพบว่าวัสดุพอร์ซเซอและซิลิกอนคาร์ไบด์ที่นำมาใช้ทดลองมีโครงสร้างที่ค่อนข้างแตกต่างกัน โดยวัสดุพอร์ซเซอที่มาจากซิลิกอนคาร์ไบด์มีขนาดช่องโพรงที่ใหญ่กว่า แม้จะได้รับการยืนยันจากตัวแทนจำหน่ายในประเทศว่ามีค่าความหนาแน่นช่องว่างเท่ากันก็ตาม ดังนั้นด้วยลักษณะทางกายภาพที่แตกต่างกันอาจทำให้มีผลกระทบต่อคุณลักษณะการไหลของก๊าซผสมนอกเหนือไปจากความแตกต่างกันของประเภทวัสดุ

จากการพิจารณาลักษณะของเปลวไฟในกรณีวัสดุพอร์ซเซอ  $Al_2O_3$  พบว่าให้ความสว่างตลอดย่านการทดลอง ในขณะที่หัวเผาที่ทำจาก SiC พบเป็นบริเวณดับเฉพาะที่โดยเฉพาะส่วนบนของวัสดุพอร์ซเซอ และลดลงตามการเพิ่มขึ้นของอัตราการเผาไหม้ แต่อย่างไรก็ตามเพียงลักษณะและสีของเปลวไฟไม่สามารถสรุปได้ว่าการเปล่งรังสีความร้อนหรือความมีเสถียรภาพของเปลวไฟจากหัวเผาวัสดุพอร์ซเซอชนิดใดดีกว่ากัน เนื่องจากเนื้อวัสดุพอร์ซเซอมีสีและคุณสมบัติด้านการเปล่งรังสีที่แตกต่างกัน จึงมีคุณลักษณะการเผาไหม้ที่แสดงถึงความมีเสถียรภาพการเผาไหม้ที่แตกต่างกันด้วย เมื่อพิจารณาอุณหภูมิ พบว่าวัสดุพอร์ซเซอ  $Al_2O_3$  มีแนวโน้มการถ่ายเทความร้อนสู่ตำแหน่งต่างๆ ในห้องเผาไหม้รวมถึงที่บริเวณขอบเขตของเตาได้มากกว่าวัสดุพอร์ซเซอ SiC สังเกตที่ระยะ  $r/D > 2.5$  ที่อัตราการเผาไหม้ 2.677 และ 3.591 kW

จากผลการทดลองของ Gao และคณะ (2014) [15] แสดงให้เห็นอย่างชัดเจนว่าอุณหภูมิเปลวไฟภายในวัสดุพอร์ซเซอเมื่อใช้วัสดุที่ทำจาก SiC มีค่าสูงกว่าเมื่อเปรียบเทียบกับหัวเผาที่ทำจาก  $Al_2O_3$  ในทุกๆ เงื่อนไขความเร็วส่วนผสม แสดงดังรูปที่ 6.35 นอกจากนี้ผลการทดลองในรูปที่ 6.36 ยังบ่งชี้อีกด้วยว่าเปลวไฟมีแนวโน้มขยับใกล้ฐานของหัวเผามากขึ้นเนื่องมาจากคุณสมบัติการนำความร้อนที่สูงของ SiC และถ่ายเทไปสู่ส่วนผสมก่อนเข้าสู่บริเวณที่มีการเผาไหม้ เมื่อนำผลการทดลองของ Gao มาพิจารณาร่วมกับผลการทดลองที่ได้จากงานวิจัยนี้ จึงสามารถวิเคราะห์ได้ว่า จากคุณสมบัติการถ่ายเทความร้อนที่ดีของ SiC ให้ความร้อนส่วนหนึ่งถูกถ่ายเทให้กับเชื้อเพลิงและอากาศบริเวณต้นทาง จึงทำให้เกิดการถ่ายเทออกมาสู่บริเวณนอกวัสดุพอร์ซเซอไม่ตี เกิดเป็นคอนทัวร์ของอุณหภูมิต่ำในห้องเผาไหม้แตกต่างกับกรณีวัสดุ  $Al_2O_3$  ที่คุณสมบัติการนำความร้อนและการเปล่งรังสีที่ต่ำกว่าทำให้การถ่ายเทความร้อนแบบการพาเมื่อมีอิทธิพลหลัก ความร้อนส่วนใหญ่จึงถูกพัดพาออกจากวัสดุพอร์ซเซอพร้อมกับก๊าซไอเสียแสดงเป็นไดอะแกรมเปรียบเทียบดังรูปที่ 6.37 นอกจากนี้การเลื่อนตำแหน่งของฐานเปลวไฟเข้าสู่บริเวณต้นทางเนื่องจากสัมประสิทธิ์การนำความร้อนสูง จึงทำให้สังเกตเห็นเป็นบริเวณดับเฉพาะที่ ดังรูปที่ 6.33

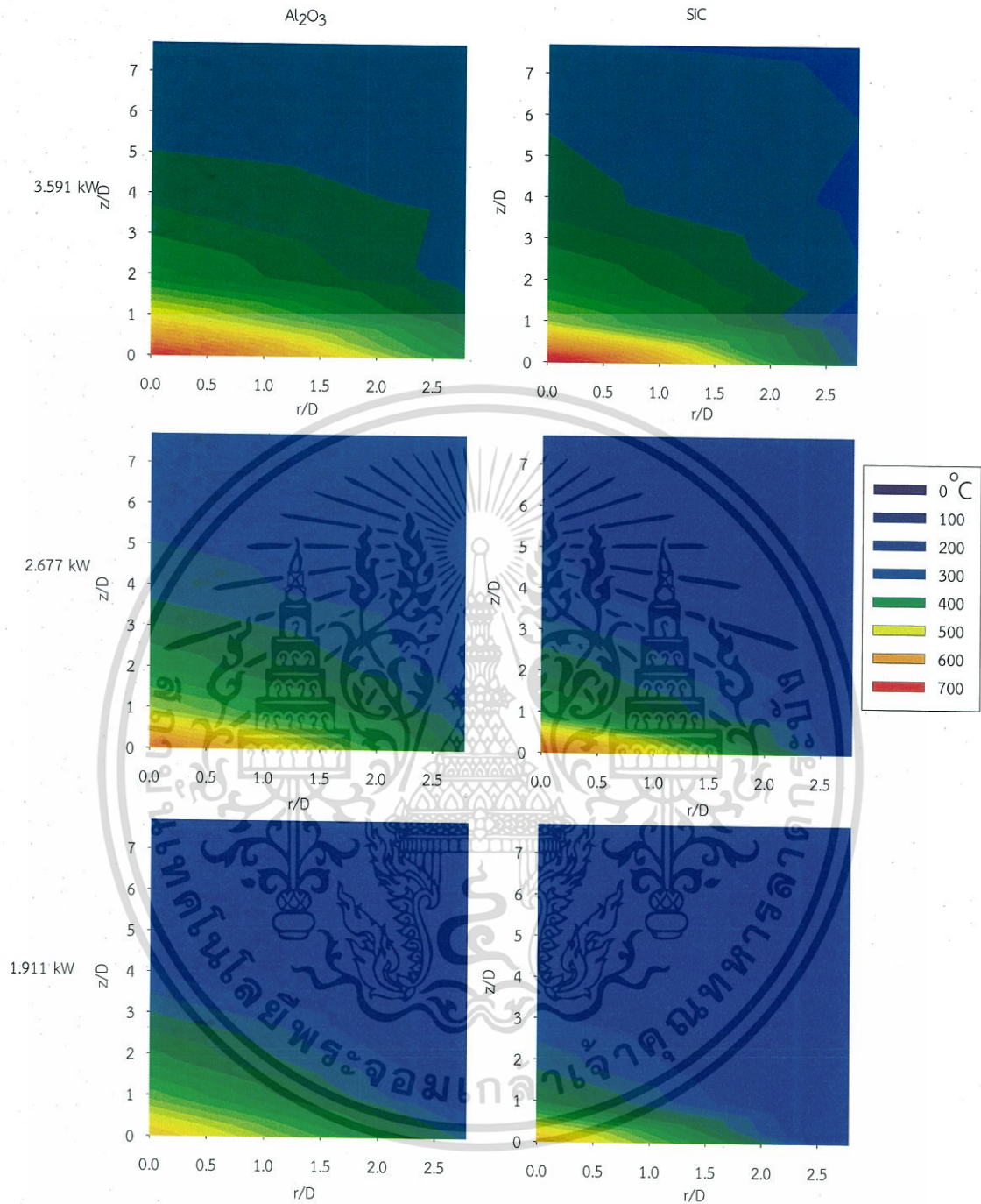
แม้อุณหภูมิเปลวไฟภายในวัสดุพอร์ซเซอชนิด SiC จะมีค่าสูง แต่การเกิดบริเวณดับเฉพาะที่ทำให้มีระยะเวลาในการเผาไหม้ต่ำ เกิดเป็นปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์ที่สูงกว่ากรณี  $Al_2O_3$  ในขณะที่พบปริมาณออกไซด์ของไนโตรเจนสูงในกรณี SiC เนื่องจากเกิดเป็นบริเวณความร้อนสูงในวัสดุพอร์ซเซอ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อัตราการเผาไหม้ (kW)	$Al_2O_3$	SiC
3.591		
2.677		
1.911		

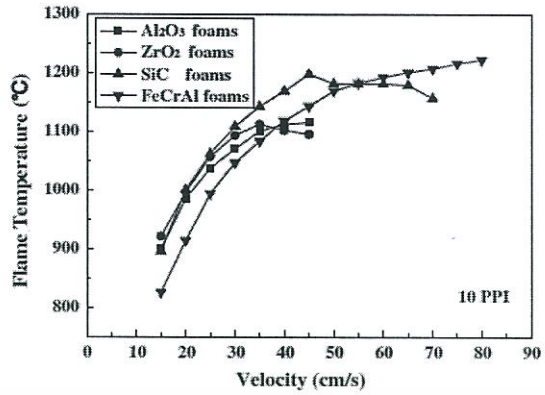
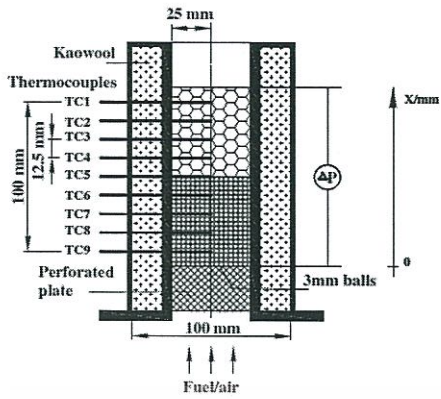
รูปที่ 6.33 ลักษณะเปลวไฟเปรียบเทียบระหว่างหัวเผาวัสดุพูนที่ทำจาก  $Al_2O_3$  และ SiC เมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการเผาไหม้ ที่อัตราส่วนสมมูล 0.7

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

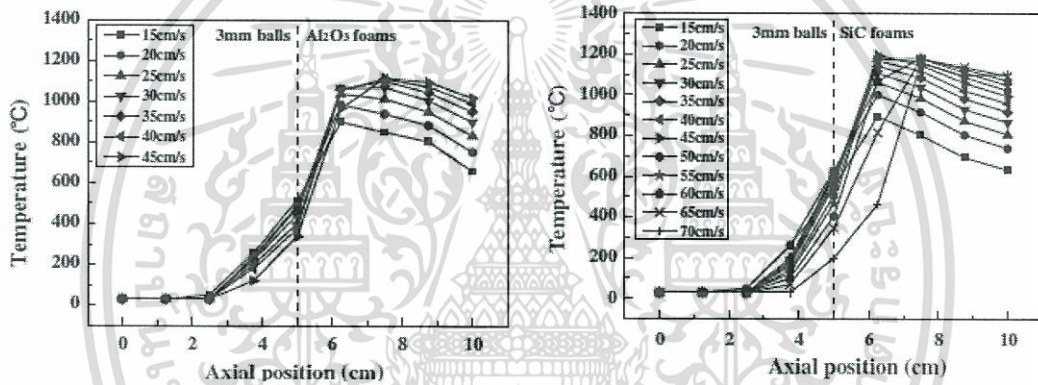


รูปที่ 6.34 การกระจายตัวอุณหภูมิเปรียบเทียบระหว่างหัวเผาวัสดุพอร์ซเลนที่ทำจาก  $\text{Al}_2\text{O}_3$  และ SiC เมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการเผาไหม้ ที่อัตราส่วนสมมูล 0.7

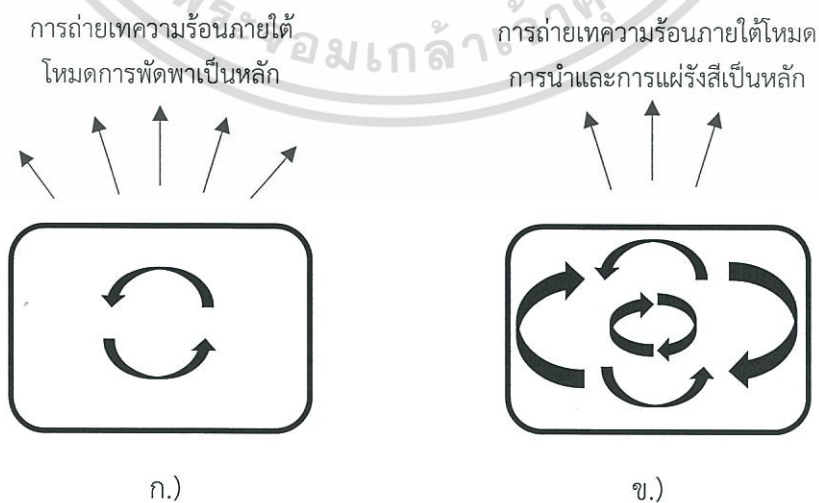
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



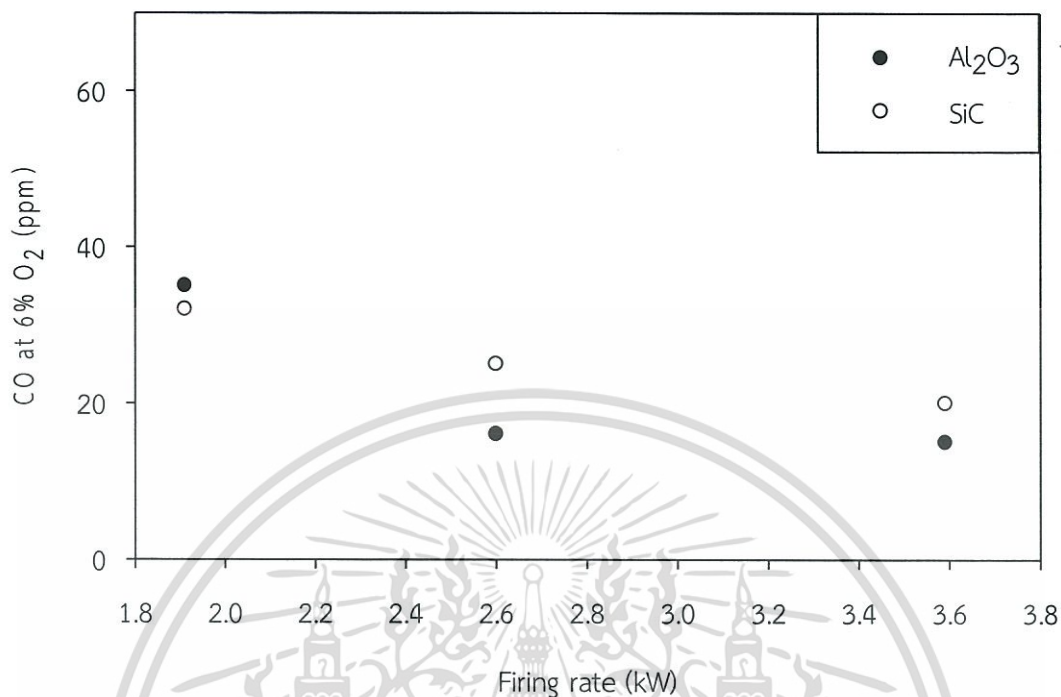
รูปที่ 6.35 ชุดการทดลองของ Gao และคณะ และอุณหภูมิเปลวไฟเปรียบเทียบระหว่างวัสดุพอร์นชนิดต่างๆ [15]



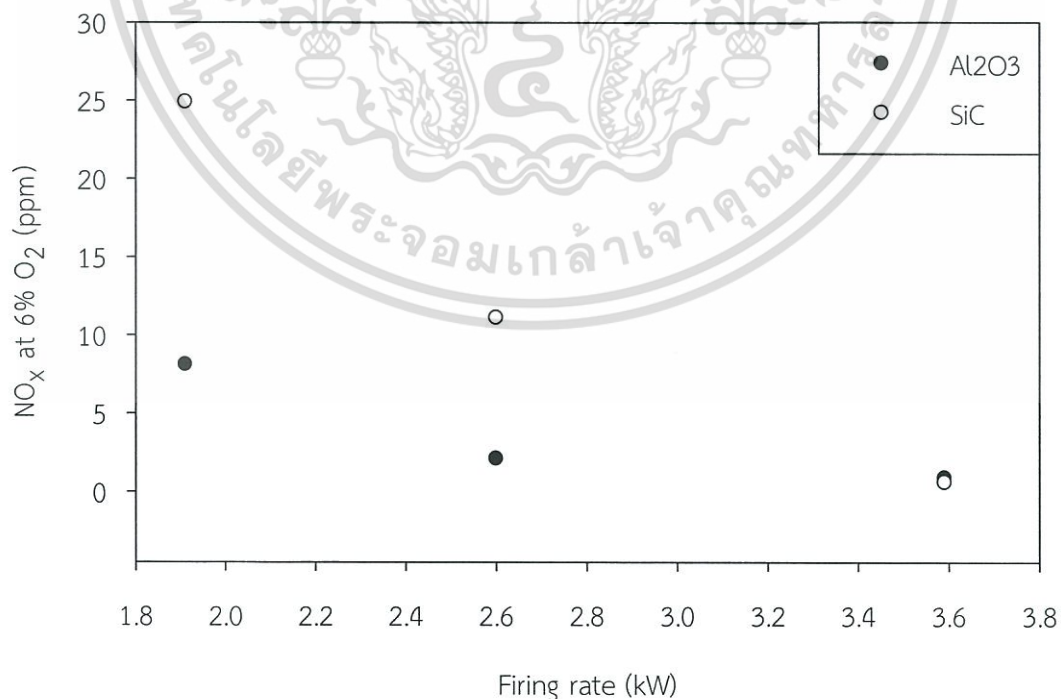
รูปที่ 6.36 โพรไฟล์อุณหภูมิตามระดับความสูงห้องเผาไหม้ของ Gao เปรียบเทียบระหว่าง ก.) SiC และ ข.)  $Al_2O_3$  [15]



รูปที่ 6.37 พฤติกรรมการหมุนเวียนความร้อนภายในวัสดุพอร์นและความร้อนที่ออกสู่นอกวัสดุพอร์น เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้ภายในเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.38 ปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์เปรียบเทียบระหว่างหัวเผาวัสดุพูนที่ทำจาก Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> และ SiC เมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการเผาไหม้ ที่อัตราส่วนสมมูล 0.7



รูปที่ 6.39 ปริมาณออกไซด์ของไนโตรเจนเปรียบเทียบระหว่างหัวเผาวัสดุพูนที่ทำจาก Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> และ SiC เมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการเผาไหม้ ที่อัตราส่วนสมมูล 0.7

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ของกรมส่งเสริมการค้าระหว่างประเทศ กระทรวงพาณิชย์ ใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 6.2.5 อิทธิพลของอัตราส่วนสมมูลต่อการเผาไหม้วัสดุพูน



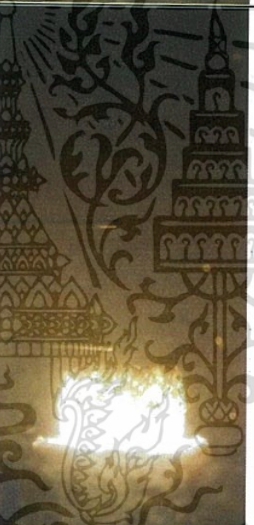
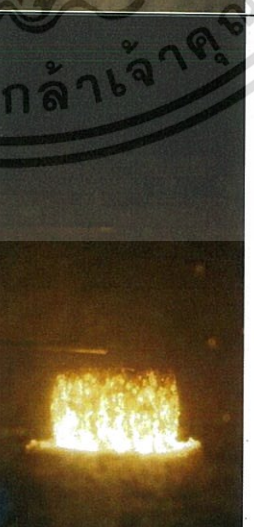

นอกจากปัจจัยด้านโครงสร้างของวัสดุพูนที่ส่งผลต่อความแตกต่างกันของสมรรถนะการเผาไหม้แล้ว ในหัวข้อนี้ได้นำเสนออิทธิพลของอัตราส่วนสมมูล กล่าวคือการเผาไหม้ของวัสดุพูนที่อากาศส่วนเกินแตกต่างกัน โดยในการทดลองได้เลือกเงื่อนไขอัตราส่วนสมมูล 0.6 0.7 และ 0.8 ซึ่งสอดคล้องกับอากาศส่วนเกิน 64% 36% และ 24% ตามลำดับ แสดงผลดังรูปที่ 6.40 ถึง 6.43

จากลักษณะเปลวไฟพบว่าที่อัตราส่วนสมมูลต่างๆ มีความสว่างของวัสดุพูนแตกต่างกันออกไป โดยที่  $\Phi = 0.8$  มีความสว่างของวัสดุพูนมากที่สุด เนื่องจากมีการถ่ายเทความร้อนในโหมดการพัดพาต่ำ ตำแหน่งของฐานของเปลวไฟจึงมีแนวโน้มอยู่ในบริเวณฐานของวัสดุพูน เกิดการถ่ายเทความร้อนและหมุนเวียนความร้อนในวัสดุ ซึ่งในการทดสอบยังพบว่ากรณี  $\Phi = 0.8$  นี้ยังมีแนวโน้มเกิดเปลวไฟย้อนกลับ โดยเฉพาะที่อัตราการเผาไหม้ 1.911 kW เนื่องจากเงื่อนไขการเผาไหม้ดังกล่าวสอดคล้องกับความเร็วเปลวไฟที่สูงและยังมีอิทธิพลการพัดพาต่ำที่สุด ในขณะที่เมื่อลดอัตราส่วนสมมูล (สอดคล้องกับปริมาณอากาศส่วนเกินที่มากขึ้น) พบว่าวัสดุพูนมีความสว่างน้อยลง

เมื่อพิจารณาอุณหภูมิก๊าซไอเสีย พบว่ายิ่งเพิ่มปริมาณอากาศส่วนเกินยิ่งพบบริเวณที่มีเกรเดียนต์อุณหภูมิสูงเกิดในตำแหน่งที่ห่างจากหัวเผามากขึ้น โดยสังเกตเห็นอย่างชัดเจนที่อัตราการเผาไหม้ 2.677 และ 3.591 kW หากพิจารณาคอนทิวรัอุณหภูมิร่วมกับลักษณะเปลวไฟในรูปที่ 6.40 สามารถวิเคราะห์ได้ว่าความร้อนที่ส่งผลให้อุณหภูมิในห้องเผาไหม้เพิ่มมากขึ้นเกิดจากอิทธิพลการถ่ายเทความร้อนแบบการพาที่สูงเนื่องจากความเร็วส่วนผสมที่มีค่าสูง ทำให้ความร้อนถูกถ่ายเทออกจากวัสดุพูนกับก๊าซไอเสีย เกิดเป็นอุณหภูมิสูงบริเวณเหนือและรอบๆ หัวเผาวัสดุพูนแทน

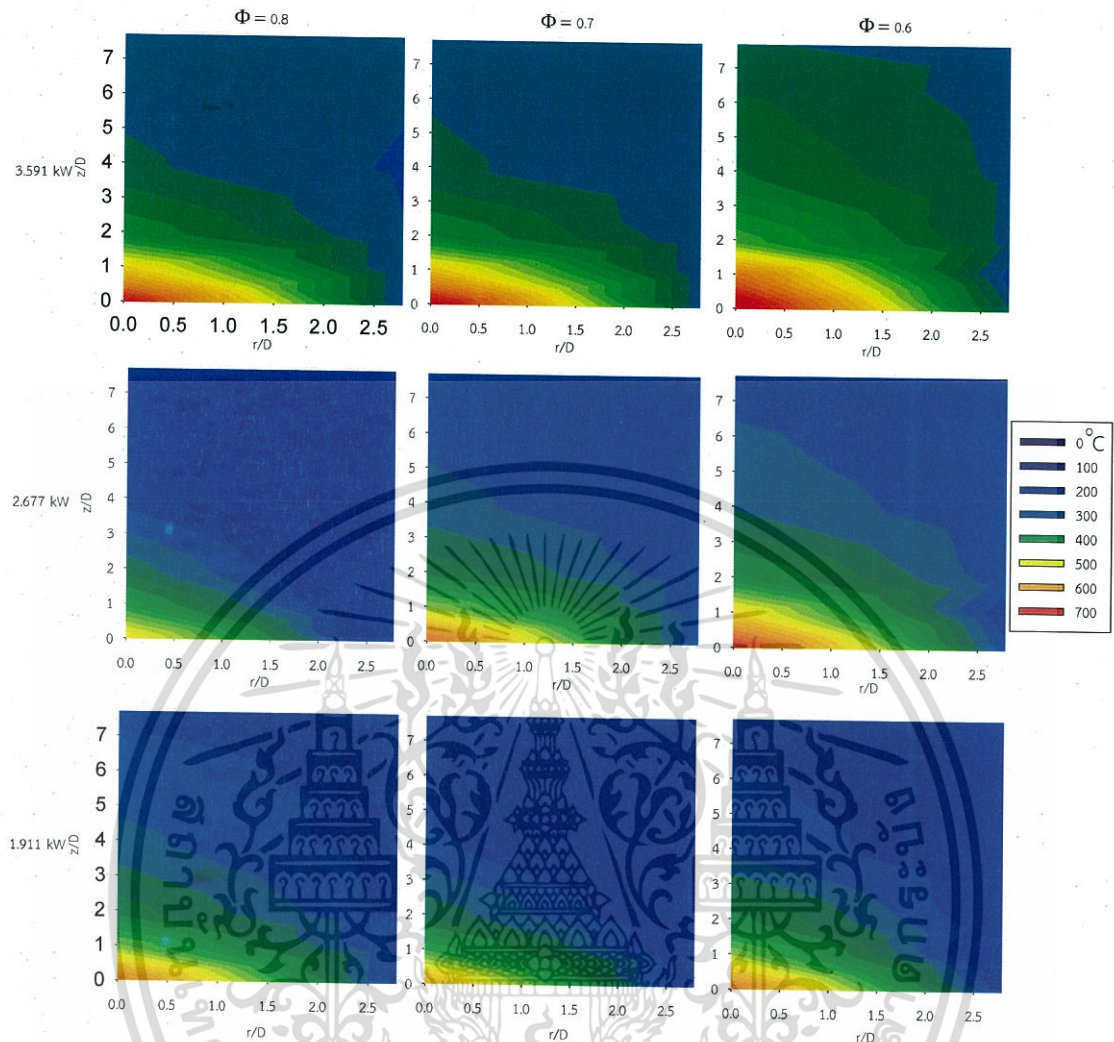
ปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์มีแนวโน้มลดลงเมื่อเพิ่มอากาศส่วนเกินจากกรณี  $\Phi = 0.8$  เป็น  $\Phi = 0.7$  เนื่องจากสัดส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงมากขึ้น อีกทั้งยังมีแนวโน้มเผาไหม้ได้ดีขึ้นที่อัตราการเผาไหม้สูงเนื่องจากการเผาไหม้ที่รุนแรงขึ้น แต่ในกรณี  $\Phi = 0.6$  พบว่าปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์เพิ่มสูงขึ้นเมื่อเพิ่มอัตราการเผาไหม้ เนื่องจากอิทธิพลของการพัดพาเพิ่มขึ้น สารประกอบไฮโดรเจนที่ยังทำปฏิกิริยาไม่สมบูรณ์จึงหลุดจากบริเวณที่มีการเผาไหม้เข้าสู่ก๊าซไอเสียได้เร็วขึ้น กล่าวคือมีช่วงเวลากการเผาไหม้ที่สั้นลง ในขณะที่ปริมาณออกไซด์ของไนโตรเจนมีเพิ่มสูงขึ้นเมื่ออัตราส่วนสมมูลเข้าใกล้อัตราส่วนผสมแบบพอดี

จากผลการทดลองสามารถวิเคราะห์ได้ว่าวัสดุพูนสามารถถ่ายเทความร้อนสู่สภาวะแวดล้อมได้ดีเมื่อเพิ่มปริมาณอากาศส่วนเกิน แต่หากเพิ่มในปริมาณมากเกินไปจะส่งผลให้การเผาไหม้แย่งลงและเกิดเป็นมลพิษในก๊าซไอเสีย

อัตราการผลิต ใหม่ (kW)	$\Phi = 0.8$	$\Phi = 0.7$	$\Phi = 0.6$
3.591			
2.677			
1.911			

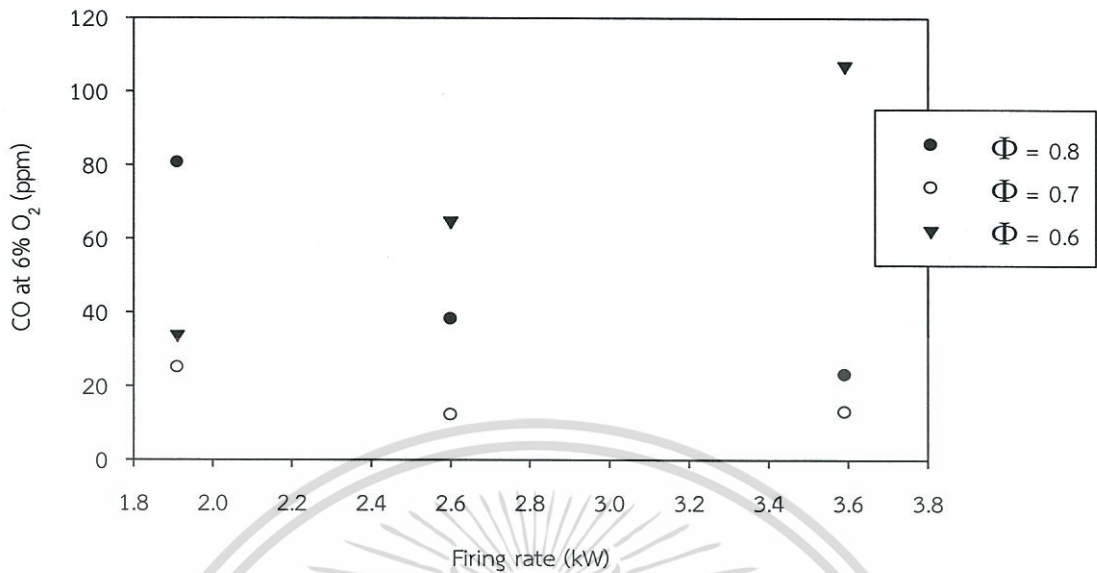
รูปที่ 6.40 ลักษณะเปลวไฟของหัวเผาวัสดุพูนเมื่อปรับเปลี่ยนอัตราส่วนสมมูล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

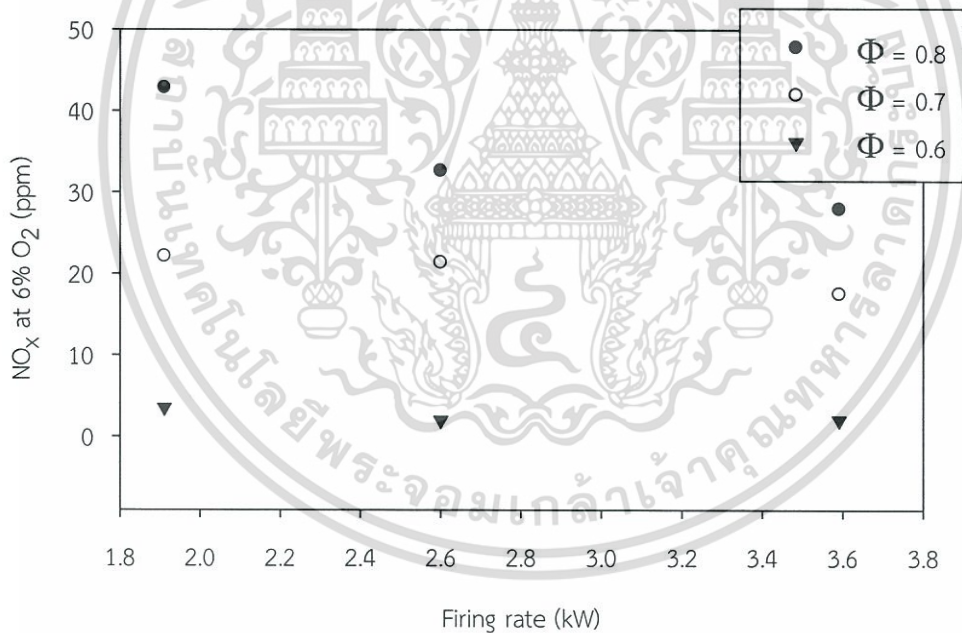


รูปที่ 6.41 การกระจายตัวอุณหภูมิของหัวเผาวัสดุพูนเมื่อปรับเปลี่ยนอัตราส่วนผสม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.42 ปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์ของหัวเผาวัสดุพูนเมื่อปรับเปลี่ยนอัตราส่วนสมมูล



รูปที่ 6.43 ปริมาณออกไซด์ของไนโตรเจนของหัวเผาวัสดุพูนเมื่อปรับเปลี่ยนอัตราส่วนสมมูล

ตารางที่ 6.2 แสดงผลสรุปอิทธิพลต่างๆ ของวัสดุพูนที่มีผลต่อสมรรถนะการเผาไหม้เมื่อพิจารณาเฉพาะก๊าซไอเสียในบริเวณห้องเผาไหม้ สำหรับเงื่อนไขการเผาไหม้แบบควบคุมอากาศในการเผาไหม้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 6.2 สรุปอิทธิพลต่างๆ ต่อสมรรถนะการเผาไหม้วัสดุพูนภายใต้เงื่อนไขควบคุมอากาศ

เงื่อนไข	ผลของสมรรถนะการเผาไหม้		
	ลักษณะเปลวไฟที่สังเกตเห็น	อุณหภูมิก๊าซไอเสียในห้องเผาไหม้	มลพิษ
หัวเผาต้นแบบและหัวเผาวัสดุพูน	- หัวเผาต้นแบบให้เปลวไฟเป็นลักษณะทรงโคนสั้น สีฟ้า	- หัวเผาวัสดุพูนให้การกระจายตัวอุณหภูมิในห้องเผาไหม้คงที่กว่าที่ได้จากหัวเผาต้นแบบ เนื่องจากก๊าซร้อนมีการกระจายรอบทิศทาง และมีความเร็วต่ำกว่า	- วัสดุพูนให้มลพิษทั้ง CO และ NO <sub>x</sub> สูงกว่าหัวเผาต้นแบบเล็กน้อย
	- หัวเผาวัสดุพูนมีการถ่ายเทความร้อนออกจากหัวเผาโดยการเปล่งรังสีความร้อนเป็นหลัก		- โดยรวม CO มีค่าไม่เกิน 27 ppm และ NO <sub>x</sub> มีค่าไม่เกิน 25 ppm
วัสดุพูนทรงกระบอกตันและทรงกระบอกเจาะรู	- ลักษณะเปลวไฟของหัวเผาทรงกระบอกเจาะรู เป็นการผสมกันระหว่างหัวเผาต้นแบบและหัวเผาวัสดุพูนทรงกระบอกตัน	- เกรเดียนต์อุณหภูมิของวัสดุพูนทรงกระบอกเจาะรู ต่ำกว่าหัวเผาต้นแบบ แต่ยังคงสูงกว่าหัวเผาวัสดุพูนทรงกระบอกตัน	- วัสดุพูนทรงกระบอกเจาะรูให้ปริมาณ CO สูงกว่าวัสดุพูนทรงกระบอกตัน
			- วัสดุพูนทรงกระบอกเจาะรูให้ NO <sub>x</sub> ต่ำกว่าวัสดุพูนทรงกระบอกตัน
วัสดุพูนที่มีค่าความหนาแน่นช่องว่างต่างกัน (15 ppi และ 20 ppi)	- วัสดุพูนขนาด 20 ppi มีความสว่างน้อยกว่าเล็กน้อยเมื่อสังเกตด้วยตาเปล่า	- กรณี 20 ppi พบบริเวณที่มีเกรเดียนต์อุณหภูมิในบริเวณที่กว้างกว่ากรณี 15 ppi	- กรณี 20 ppi ให้ปริมาณ CO สูงกว่า 15 ppi ตลอดย่านการทดลอง
		- กรณี 20 ppi กระจายอุณหภูมิออกตามแนวรัศมีได้มากกว่ากรณี 15 ppi	- กรณี 20 ppi ให้ปริมาณ NO <sub>x</sub> ต่ำกว่าตลอดย่านการทดลอง

ตารางที่ 6.2 สรุปอิทธิพลต่างๆ ต่อสมรรถนะการเผาไหม้วัสดุพูนภายใต้เงื่อนไขควบคุมอากาศ (ต่อ)

เงื่อนไข	ผลของสมรรถนะการเผาไหม้		
	ลักษณะเปลวไฟ	อุณหภูมิก๊าซไอเสียในห้องเผาไหม้	มลพิษ
วัสดุพูนที่ทำจากวัสดุต่างชนิดกัน ( $Al_2O_3$ และ SiC)	- วัสดุชนิด $Al_2O_3$ มีความสว่างทั่วทั้งบริเวณวัสดุ	- วัสดุชนิด $Al_2O_3$ มีการกระจายอุณหภูมิของก๊าซไอเสียในห้องเผาไหม้สูงกว่า SiC	- วัสดุชนิด SiC ให้ปริมาณ CO สูงกว่า $Al_2O_3$ เป็นผลมาจากเวลาการเผาไหม้น้อย
	- วัสดุชนิด SiC เกิดการดับเฉพาะที่บริเวณด้านบนของวัสดุพูน		- วัสดุชนิด SiC ให้ปริมาณ $NO_x$ สูงกว่า $Al_2O_3$ เนื่องจากมีสัมประสิทธิ์การนำและการแผ่รังสีสูง
การเผาไหม้วัสดุพูนที่อัตราส่วนผสมต่างกัน ( $\Phi$ เท่ากับ 0.6 0.7 และ 0.8)	- ความสว่างวัสดุพูนเรียงลำดับจากมากไปน้อย ได้แก่ $0.8 > 0.7 > 0.6$	- อุณหภูมิในห้องเผาไหม้เรียงจากสูงไปต่ำ ได้แก่ $0.6 > 0.7 > 0.8$	- ปริมาณ CO กรณี 0.7 และ 0.8 ลดลงตามการเพิ่มของอัตราการเผาไหม้ โดย กรณี $0.7 < 0.8$
			- ปริมาณ CO กรณี 0.6 เพิ่มขึ้นตามอัตราการเผาไหม้เนื่องจากอิทธิพลของการพัดพา
			- ปริมาณ $NO_x$ เรียงจากมากไปน้อย ได้แก่ $0.8 > 0.7 > 0.6$

## สรุปผลการวิจัย

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้ได้มุ่งเน้นปรับปรุงการกระจายตัวของอุณหภูมิในห้องเผาไหม้ให้เกิดขึ้นอย่างคงที่และสม่ำเสมอ มีการเผาไหม้สมบูรณ์ขึ้น ลดการเกิดเขม่าและมลพิษอื่นๆ ด้วยการประยุกต์ใช้วัสดุพูนกับหัวเผาแบบผสมมาก่อนที่ใช้ในกระบวนการอบในอุตสาหกรรมเซรามิกส์ ภายใต้สันนิษฐานว่าการเผาไหม้วัสดุพูนอย่างมีเสถียรภาพที่เปลวไฟมีลักษณะการเผาไหม้สิ้นสุดอยู่ในช่องโพรงวัสดุพูนจะส่งผลให้การเผาไหม้สมบูรณ์มากขึ้น เชื้อเพลิงและอากาศทำปฏิกิริยาและเปลี่ยนเป็นก๊าซร้อนได้เร็วกว่าเปลวไฟอิสระ ไม่มีเปลวไฟลูกกลมคู่ผลิตภัณฑ์ ลดการเกิดเขม่า ให้การกระจายตัวอุณหภูมิก๊าซไอเสียในห้องเผาไหม้อย่างสม่ำเสมอ อีกทั้งการถ่ายเทความร้อนแบบการแผ่รังสีที่มีประสิทธิภาพจะช่วยเพิ่มฟลักซ์ความร้อนมากขึ้นอีกด้วย

การทดลองได้ถูกแบ่งออกเป็น 2 ส่วนหลัก ได้แก่ การทดลองที่มีการเหนี่ยวนำอากาศอย่างอิสระและการทดลองที่ควบคุมอากาศในการเผาไหม้ โดยการทดลองส่วนที่หนึ่งจัดทำขึ้นภายใต้เงื่อนไขการทำงานในกระบวนการอุตสาหกรรม ซึ่งใช้หลักการเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่หนึ่งจากเจ็ทเชื้อเพลิงโดยใช้หัวฉีดเชื้อเพลิงในงานวิจัยปี 2555 [1] และอากาศส่วนที่สองถูกเหนี่ยวนำด้วยการแพร่ของเปลวไฟในสภาวะบรรยากาศ เพื่อศึกษาเปรียบเทียบยานการเผาไหม้อย่างมีเสถียรภาพระหว่างหัวเผาต้นแบบและหัวเผาวัสดุพูน รวมถึงศึกษายานการทำงานเมื่อมีการปรับเปลี่ยนรูปทรงและค่าความหนาแน่นช่องว่างของวัสดุพูน เนื่องจากผู้วิจัยสันนิษฐานว่าโครงสร้างที่ขวางการไหลของวัสดุพูนที่แตกต่างกันจะทำให้เกิดยานการเผาไหม้ที่มีเสถียรภาพแตกต่างกันออกไป เนื่องจากอากาศส่วนที่หนึ่งถูกเหนี่ยวนำได้ไม่เท่ากัน

การทดลองในส่วนที่สองมีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษากลไกการถ่ายเทความร้อนจากบริเวณหัวเผาซึ่งมีการเผาไหม้ส่วนต่างๆ ในห้องเผาไหม้ เปรียบเทียบระหว่างหัวเผาต้นแบบและหัวเผาวัสดุพูน โดยสันนิษฐานว่าการเผาไหม้ที่สิ้นสุดอย่างรวดเร็วภายในวัสดุพูนจะส่งผลให้การกระจายตัวอุณหภูมิในบริเวณต่างๆ ของห้องเผาไหม้เกิดขึ้นอย่างสม่ำเสมอมากขึ้น ครอบคลุมไปถึงการศึกษาการถ่ายเทความร้อนของก๊าซไอเสียเมื่อมีการปรับเปลี่ยนโครงสร้าง ค่าความหนาแน่นช่องว่าง ชนิดวัสดุที่ใช้ทำวัสดุพูนและอิทธิพลจากปริมาณอากาศส่วนเกิน โดยในการทดลองได้บันทึกผลการกระจายตัวอุณหภูมิในห้องเผาไหม้และปริมาณมลพิษภายในห้องเผาไหม้ที่ถูกควบคุมบรรยากาศ ส่วนเงื่อนไขการทดลอง ผู้วิจัยมีความจำเป็นต้องศึกษาการเผาไหม้ในย่านอัตราส่วนผสมบางและมีการผสมอากาศทั้งหมดก่อนการเผาไหม้ เพื่อสร้างความเชื่อมโยงกับองค์ความรู้ในงานวิจัยที่มีมาก่อนหน้า ซึ่งศึกษาสมรรถนะการเผาไหม้ภายในโครงสร้างวัสดุพูนโดยเฉพาะ

## 7.1 การทดลองที่มีการเหนี่ยวนำอากาศอย่างอิสระ

ในหัวข้อนี้ ประกอบด้วยการเปรียบเทียบสมรรถนะการเผาไหม้ในกรณีต่างๆ ผ่านการปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชื้อเพลิงและให้มีการเหนี่ยวนำอากาศด้วยเจ็ทเชื้อเพลิงที่ผ่านหัวฉีดเชื้อเพลิงแอลพีจีที่ใช้ในงานวิจัยปี 2555 [1] โดยสมรรถนะการเผาไหม้ที่ศึกษาในหัวข้อนี้ได้แก่ ลักษณะเปลวไฟที่สังเกตเห็น ปริมาณอากาศส่วนที่หนึ่งที่เหนี่ยวนำเข้าสู่ท่อผสมและอุณหภูมิในท่อผสมที่ระดับต่ำลงมาจากฐานหัวเผา 4 cm.

### 7.1.1 การเปรียบเทียบเสถียรภาพการเผาไหม้ของหัวเผาต้นแบบและหัวเผาวัสดุพูน

จากเสถียรภาพของเปลวไฟ พบว่าหัวเผาต้นแบบสามารถรักษาเสถียรภาพเปลวไฟได้ตลอดย่านการทดลอง โดยไม่เกิดเปลวไฟย้อนกลับหรือเปลวไฟหลุดลอย ในขณะที่หัวเผาวัสดุพูนให้การเผาไหม้ที่มีเสถียรภาพเฉพาะในย่าน 0.8-10 kW โดยพิจารณาเฉพาะการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นในโพรงช่องว่างวัสดุพูน

เมื่อพิจารณาการเหนี่ยวนำอากาศกรณีหัวเผาวัสดุพูนพบว่า โครงสร้างวัสดุส่งผลให้การเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่หนึ่งลดลงเมื่อเทียบกับหัวเผาต้นแบบ เนื่องจากอิทธิพลของความดันตกคร่อมแต่อย่างไรก็ตามในย่านที่มีการเผาไหม้อย่างมีเสถียรภาพ วัสดุพูนสามารถถ่ายเทความร้อนสู่ส่วนผสมเชื้อเพลิงและอากาศในท่อผสมได้ดี เนื่องจากอิทธิพลการแผ่รังสีมีมากกว่าอิทธิพลการถ่ายเทความร้อนแบบการพา โดยวัดอุณหภูมิในท่อผสมได้สูงกว่า 200 °C ในขณะที่หัวเผาต้นแบบมีอุณหภูมิบริเวณดังกล่าวอยู่ในช่วง 100-130 °C เมื่อเพิ่มอัตราการไหลเชื้อเพลิงทำให้อัตราส่วนเชื้อเพลิงต่ออากาศในท่อผสมกรณีหัวเผาวัสดุพูนหนาและมีอิทธิพลการพาที่มากขึ้น พบว่าส่วนผสมถูกเผาอยู่บริเวณด้านนอกของวัสดุพูนสอดคล้องกับอุณหภูมิในท่อผสมที่ลดลงอย่างรุนแรง

เมื่อพิจารณาเฉพาะเสถียรภาพการเผาไหม้ของหัวเผาวัสดุพูน พบว่าให้การเผาไหม้อย่างมีเสถียรภาพ โดยสังเกตเห็นเปลวไฟเกิดขึ้นในวัสดุพูน พร้อมกับอุณหภูมิส่วนผสมที่สูงกว่า 200 °C และย่านอัตราส่วนสมมูลในท่อผสมต่ำกว่า 4.1 ในขณะที่พบการเผาไหม้อย่างไม่มีเสถียรภาพเมื่ออุณหภูมิในท่อผสมลดลงน้อยกว่า 200 °C และอัตราส่วนสมมูลมีค่าสูงกว่า 4.1

จากการสังเกตเพิ่มเติมในงานวิจัยนี้ พบว่าที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิงเดียวกัน หัวเผาวัสดุพูนมีอัตราการผลิตความร้อนต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ที่น้อยกว่าหัวเผาต้นแบบ เนื่องจากโครงสร้างที่ขวางช่องการไหลทำให้พื้นที่การถ่ายเทความร้อนลดลง ดังนั้นเพื่อเป็นแนวทางในการพัฒนาต่อยอดสำหรับการนำไปใช้งาน ผู้วิจัยมีข้อเสนอแนะว่าควรเพิ่มปริมาตรของวัสดุพูนให้มีพื้นที่ช่องโพรงทางออกเท่าๆ กันกับหัวเผาต้นแบบ

### 7.1.2 การเปรียบเทียบศึกษาหัวเผาวัสดุพูนที่มีรูปร่างแตกต่างกัน

ในหัวข้อนี้ได้พิจารณาเปรียบเทียบวัสดุพูนทรงกระบอกตันและทรงกระบอกเจาะรู ภายใต้สมมติฐานว่าการลดความดันตกคร่อมโดยปรับเปลี่ยนรูปทรงของวัสดุ จะทำให้สามารถเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่หนึ่งได้มากขึ้นและพบเสถียรภาพการเผาไหม้ในย่านที่กว้างขึ้น

แต่จากการทดลองพบว่า การปรับเปลี่ยนรูปทรงไม่ส่งผลต่อการเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่หนึ่งอย่างมีนัยสำคัญ แต่พบว่าอุณหภูมิของส่วนผสมในกรณีทรงกระบอกเจาะรูมีค่าสูงกว่าทรงกระบอกตันที่อัตราการเผาไหม้สูงๆ โดยสันนิษฐานว่ายังคงมีเปลวไฟส่วนหนึ่งเกิดขึ้นในวัสดุพอร์นบริเวณใกล้ๆ รูตรงกลางของวัสดุ ทำให้ยังคงเกิดการแผ่รังสีความร้อนไปสู่ส่วนผสม กล่าวคือวัสดุพอร์นทรงเจาะรูทำหน้าที่เป็นที่ยึดฐานเปลวไฟได้ดี

### 7.1.3 การเปรียบเทียบศึกษาหัวเผาวัสดุพอร์นที่ค่าความหนาแน่นช่องว่างแตกต่างกัน

ค่าความหนาแน่นช่องว่างที่ถูกนำมาทดลองในงานวิจัยนี้ได้แก่ วัสดุพอร์น 15 ppi และ 20 ppi พบว่าวัสดุพอร์นที่ค่าความหนาแน่นช่องว่างต่ำ มีเปอร์เซ็นต์อากาศผสมก่อนเผาไหม้ในท่อผสมสูงกว่าค่าความหนาแน่นช่องว่างสูง เป็นผลเนื่องมาจากความดันตกคร่อมที่น้อยกว่า โดยจากการศึกษาพบว่าการเพิ่มพื้นที่ผิวภายในวัสดุพอร์นจะส่งผลให้ค่าความต้านทานการไหลเพิ่มมากขึ้น [22]

นอกจากนี้วัสดุพอร์นที่มีค่าความหนาแน่นช่องว่างต่ำกว่ามีย่านการเผาไหม้ที่มีเสถียรภาพกว้างกว่าวัสดุพอร์นที่มีค่าความหนาแน่นสูง โดยกรณี 15 ppi และ 20 ppi มีช่วงการเผาไหม้อย่างมีเสถียรภาพ 1.6–6.1 kW และ 1.6–4.7 kW ตามลำดับ เนื่องจากสัมประสิทธิ์ชี้วัดการดับของเปลวไฟมีค่าสูงขึ้นเมื่อช่องการไหลแคบลง โดยช่องของวัสดุพอร์นที่มีขนาดใหญ่กว่า จะทำให้ถ่ายเทความร้อนไปสู่ส่วนผสมได้ดี การเผาไหม้เกิดขึ้นภายในวัสดุพอร์นอย่างมีเสถียรภาพ [15], [24]

เมื่อพิจารณาที่วัสดุพอร์นทั้งสองค่าความหนาแน่นช่องว่าง พบว่าย่านการเผาไหม้อย่างไม่มีเสถียรภาพเกิดขึ้นในย่านอัตราส่วนผสมสูงสูงกว่า 4.1 พร้อมๆ กับอุณหภูมิของก๊าซในท่อผสมที่วัดได้สูงกว่า 200 °C ซึ่งสอดคล้องกับสรุปผลการทดลองในข้อ 7.1.1

## 7.2 การทดลองที่ควบคุมอากาศในการเผาไหม้

หัวข้อนี้ อากาศทั้งหมดที่ใช้ในการเผาไหม้ถูกป้อนเข้าผสมกับเชื้อเพลิงก่อนเข้าสู่บริเวณหัวเผาเพื่อควบคุมสภาพแวดล้อมในการเผาไหม้ โดยปรับเปลี่ยนอัตราการเผาไหม้ 3 ค่า และสังเกตคุณลักษณะของก๊าซไอเสียบริเวณรอบนอกของโดเมนวัสดุพอร์น ได้แก่ การกระจายตัวของอุณหภูมิในห้องเผาไหม้ ปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์และออกไซด์ของไนโตรเจน รวมถึงลักษณะเปลวไฟที่สังเกตเห็น โดยแบ่งเป็นเงื่อนไขการศึกษาตามวัตถุประสงค์การทดลองดังนี้

### 7.2.1 การเปรียบเทียบหัวเผาต้นแบบและหัวเผาวัสดุพอร์น

ภายใต้อัตราส่วนผสมและอัตราการเผาไหม้เดียวกัน พบว่าหัวเผาต้นแบบให้อุณหภูมิบริเวณหัวเผาสูงมากกว่า 700°C และลดลงตามแกน z/D ในขณะที่การกระจายความร้อนตามแนว r/D ได้ไม่ดี โดยบริเวณที่มีอุณหภูมิต่ำสุดมีค่าประมาณ 200°C แตกต่างจากกรณีหัวเผาวัสดุพอร์นที่มีการเผาไหม้สิ้นสุดตั้งแต่ในช่องโพรงวัสดุพอร์น ทำให้อุณหภูมิบริเวณหัวเผาสูงไม่เท่ากรณีหัวเผาต้นแบบ แต่กลับมี

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น มิใช่เอกสารที่เผยแพร่สู่สาธารณะ  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การกระจายอุณหภูมิที่สม่ำเสมอและกระจายตามแกน  $r/D$  สูงกว่า เนื่องจากมีการถ่ายเทความร้อนแบบการแผ่รังสีเป็นหลัก โดยบริเวณที่มีอุณหภูมิต่ำสุดมีค่า  $300^{\circ}\text{C}$

เมื่อพิจารณาปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์พบว่าวัสดุพูนให้ปริมาณสูงกว่าหัวเผาต้นแบบเล็กน้อยเนื่องจากเกิดบริเวณการดับเฉพาะที่ แต่หัวเผาทั้ง 2 แบบให้ค่าสูงสุดไม่เกิน 25 ppm ในขณะที่ปริมาณไนโตรเจนออกไซด์ของหัวเผาวัสดุพูนมีค่าสูงกว่าหัวเผาต้นแบบเช่นเดียวกัน เนื่องจากการถ่ายเทความร้อนทำให้เกิดการอุ่นส่วนผสม ส่งผลให้มีบริเวณความร้อนสูง

### 7.2.2 การเปรียบเทียบหัวเผาวัสดุพูนที่มีรูปร่างแตกต่างกัน

จากการเปรียบเทียบวัสดุพูนทรงกระบอกตันและทรงกระบอกเจาะรู เมื่อพิจารณาวัสดุพูนทรงกระบอกเจาะรู พบเกรเดียนต์อุณหภูมิสูงในกรณีทรงกระบอกเจาะรูคล้ายกับหัวเผาต้นแบบและมีการกระจายความร้อนออกในแนวรัศมีคล้ายกับวัสดุพูนทรงกระบอกตัน แต่อย่างไรก็ตามกรณีวัสดุพูนทรงกระบอกตันก็ยังคงมีการกระจายอุณหภูมิที่สม่ำเสมอและมีอุณหภูมิในห้องเผาไหม้ต่ำสุด  $300^{\circ}\text{C}$  ในขณะที่กรณีทรงกระบอกเจาะรูวัดได้  $200^{\circ}\text{C}$

เมื่อพิจารณาปริมาณมลพิษ พบปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์ในกรณีทรงกระบอกเจาะรูสูงกว่าทรงกระบอกตัน เนื่องจากอิทธิพลของช่องตรงกลางทำให้สารประกอบไฮโดรคาร์บอนที่ยังเกิดปฏิกิริยาไม่สมบูรณ์หลุดลอดออกมาจากวัสดุพูน ประกอบกับเกิดบริเวณดับเฉพาะที่ จึงไม่เกิดการเผาไหม้ต่อ สอดคล้องกับปริมาณออกไซด์ของไนโตรเจนที่ต่ำ ทั้งนี้มลพิษทั้ง 2 มีค่าไม่เกิน 30 ppm

### 7.2.3 การเปรียบเทียบหัวเผาวัสดุพูนที่มีค่าความหนาแน่นช่องว่างต่างกัน

จากการเปรียบเทียบวัสดุพูนที่มีค่าความหนาแน่นช่องว่าง 15 ppi และ 20 ppi พบว่าอุณหภูมิก๊าซไอเสียในกรณี 20 ppi มีค่าสูงกว่า เนื่องจากสัมประสิทธิ์ชี้วัดการดับมีค่าแปรผันตามค่าความหนาแน่นช่องว่าง ทำให้เกิดการถ่ายเทความร้อนในวัสดุพูนไม่ดี ประกอบกับการสูญเสียความร้อนออกจากบริเวณวัสดุพูนเพิ่มมากขึ้นเนื่องจากสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเชิงปริมาตรที่เพิ่มขึ้น [15], [24] ความร้อนที่เกิดจากการเผาไหม้ในกรณี 20 ppi จึงถูกพัดพาออกมาสู่นอกวัสดุพูนได้ง่ายกว่ากรณี 15 ppi สอดคล้องกับปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์ของวัสดุพูน 20 ppi ที่สูงกว่าและออกไซด์ของไนโตรเจนที่ต่ำกว่า

### 7.2.4 การเปรียบเทียบหัวเผาวัสดุพูนที่ทำจากวัสดุต่างกัน

ในหัวข้อนี้เลือกเปรียบเทียบ  $\text{Al}_2\text{O}_3$  และ SiC ที่มีความหนาแน่นความพูนเท่ากัน พบว่ากรณี SiC เกิดเป็นบริเวณดับเฉพาะที่โดยเฉพาะส่วนบนของวัสดุ สัมพันธ์กับสัมประสิทธิ์การนำและการแผ่รังสีที่มีค่าสูง ที่ทำให้ฐานเปลวไฟมีแนวโน้มเลื่อนเข้าหาส่วนผสม ในขณะที่ความร้อนจากการเผาไหม้มีแนวโน้มกระจายสู่ตำแหน่งต่างๆ ในห้องเผาไหม้น้อยกว่า โดยมีบริเวณอุณหภูมิต่ำสุดในห้องเผาไหม้เท่ากับ  $200^{\circ}\text{C}$  เนื่องจากความร้อนที่เกิดจากการเผาไหม้ส่วนใหญ่ถูกถ่ายเทให้กับส่วนผสมบริเวณ

ต้นทาง ในขณะที่กรณี  $Al_2O_3$  ความร้อนส่วนใหญ่ถูกถ่ายเทสู่ด้านนอกวัสดุพูนเนื่องจากสัมประสิทธิ์การนำและการเปล่งรังสีที่ต่ำกว่า พบบริเวณอุณหภูมิต่ำสุดในห้องเผาไหม้  $300^{\circ}C$

เมื่อพิจารณาปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์พบว่า SiC มีปริมาณมากกว่าที่พบใน  $Al_2O_3$  เล็กน้อย สอดคล้องกับการเกิดบริเวณดับเฉพาะที่ส่งผลให้เวลาในการเผาไหม้น้อย โดยปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์ของวัสดุทั้ง 2 ชนิดมีค่าไม่เกิน 40 ppm ส่วนออกไซด์ของไนโตรเจนมีค่าสูงเนื่องจากเกิดบริเวณความร้อนสูงในวัสดุพูน SiC ตามที่พบในงานวิจัยก่อนหน้า [15] แต่ไม่เกิน 25 ppm

#### 7.2.5 อิทธิพลของอัตราส่วนสมมูลต่อการเผาไหม้วัสดุพูน

เมื่อทดลองเปรียบเทียบการเผาไหม้ที่อัตราส่วนสมมูล 0.6 0.7 และ 0.8 ภายใต้อัตราการเผาไหม้เดียวกัน พบว่าวัสดุพูนมีความสว่างมากขึ้น แสดงถึงการเผาไหม้ที่รุนแรงเมื่ออัตราส่วนสมมูลมีค่าเข้าใกล้อัตราส่วนผสมแบบพอดี ซึ่งสอดคล้องกับความเร็วเปลวไฟที่สูงและอิทธิพลการถ่ายเทความร้อนแบบการพาต่ำ ในขณะที่บริเวณเกรเดียนต์อุณหภูมิสูงเกิดในตำแหน่งที่ห่างจากหัวเผามากขึ้นเมื่อเพิ่มปริมาณอากาศส่วนเกิน สอดคล้องกับอิทธิพลการพาที่มากขึ้น

ในส่วนของมลพิษ ปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์ลดลงเมื่อเพิ่มอัตราส่วนอากาศจาก 0.8 เป็น 0.7 เนื่องจากสัดส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้น และมีแนวโน้มลดลงอีก เมื่อเพิ่มอัตราการเผาไหม้เนื่องจากการเผาไหม้รุนแรงขึ้น แต่แนวโน้มคาร์บอนมอนอกไซด์กลับเพิ่มขึ้นในกรณี 0.6 และมีแนวโน้มสูงขึ้นอีกตามอัตราการเผาไหม้ ตามอิทธิพลของการพัดพาที่เพิ่มขึ้น ส่วนปริมาณออกไซด์ของไนโตรเจนมีค่าลดลงตามการเพิ่มของปริมาณอากาศ

จากการทดลองทั้ง 2 ส่วนในหัวข้อ 7.1 และ 7.2 พบว่าความร้อนจากการเผาไหม้ภายในวัสดุพูนสามารถถูกถ่ายเทออกจากหัวเผาเกิดเป็นสมดุลความร้อนที่อุณหภูมิสูงที่บริเวณต่างๆ ของห้องเผาไหม้ อีกทั้งยังให้การกระจายตัวที่สม่ำเสมอเมื่อเทียบกับหัวเผาต้นแบบที่เงื่อนไขอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงเดียวกัน เนื่องจากการเผาไหม้สิ้นสุดอยู่ภายในหัวเผาวัสดุพูน ไม่มีเปลวไฟหลุดออกมานอกบริเวณหัวเผา ซึ่งส่งผลดีต่อการนำไปประยุกต์ใช้ในเตาอบผลิตภัณฑ์เซรามิกส์ อย่างไรก็ตามในงานวิจัยยังคงพบปัญหาจากการทำงานของหัวเผาในเงื่อนไขที่ใช้ในภาคอุตสาหกรรม ซึ่งถูกกำหนดให้มีการเหนี่ยวนำอากาศอย่างอิสระ พบว่าหัวเผาวัสดุพูนมีงานการทำงานที่แคบกว่าหัวเผาต้นแบบ โดยที่ไม่สามารถรักษาเสถียรภาพการเผาไหม้ได้ที่อัตราการไหลเชื้อเพลิงสูงๆ ที่สอดคล้องกับอัตราการเหนี่ยวนำอากาศที่ต่ำ (อัตราส่วนสมมูลสูงกว่า 4.1) อีกทั้งอัตราการผลิตความร้อนต่อหน่วยพื้นที่ที่หัวเผาวัสดุพูนสามารถผลิตได้ในงานวิจัยนี้มีค่าต่ำกว่าหัวเผาต้นแบบเนื่องจากพื้นที่ทางออกของหัวเผาที่แคบจากโครงสร้างวัสดุพูนที่ขวางการไหล ดังนั้นในการพัฒนาต่อยอดเพื่อนำหัวเผาวัสดุพูนไปใช้ในอุตสาหกรรมเซรามิกส์ควรมีการออกแบบโดยคำนึงถึงการลดโครงสร้างที่กีดขวางการเหนี่ยวนำอากาศเพื่อให้ได้เสถียรภาพการเผาไหม้ที่กว้างขึ้นภายใต้อัตราการผลิตความร้อนต่อหน่วยพื้นที่ ที่ไม่น้อยไปกว่าหัวเผาต้นแบบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## เอกสารอ้างอิง

- [1] ภรณ์เพ็ญ ลภีรัตนากุล. 2555. “การปรับปรุงการผสมและการเผาไหม้จากหัวฉีดดัดแปลงในหัวเผาแอลพีจีแบบผสมล่วงหน้า.” วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล บัณฑิตวิทยาลัย, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง.
- [2] Laphirattanakul P. and Charoensuk J. “Effect of central cone-shaped bluff body on performance of premixed LPG burner.” *Applied Thermal Engineering*. vol. 114, 2017, pp. 98-109.
- [3] Abdul Mujeebu M., Abdullah M.Z., Abu Bakar M.Z., Mohamad A.A. and Abdullah M.K. “Applications of porous media combustion technology – A review.” *Applied Energy*. vol.86, 2009, pp.1365-1375
- [4] Abdul Mujeebu M., Abdullah M.Z., Abu Bakar M.Z., Mohamad A.A., Muhad R.M.N. and Abdullah M.K. “Combustion in porous media and its applications – A comprehensive survey.” *Journal of Environmental Management*. vol.90, 2009, pp. 2287-2312.
- [5] Trimis D. and Wawrzinek K. “Flame stabilization of highly diffusive gas mixtures in porous inert media.” *Journal of Computational and Applied Mechanics*. Vol.5, no.2, 2004, pp. 367-381.
- [6] Wood S. and Harris A.T. “Porous burners for lean-burn applications.” *Progress in Energy and Combustion Science*. vol. 34, 2008, pp. 667-684.
- [7] ภรณ์เพ็ญ ลภีรัตนากุล และ จารุวัตร เจริญสุข. 2554. “การพัฒนาระบบหัวฉีดของหัวเผาก๊าซแอลพีจีในอุตสาหกรรมเซรามิกส์ : Part 1.” ใน การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 25. จังหวัดกระบี่.
- [8] อารุช ลภีรัตนากุล และ จารุวัตร เจริญสุข. 2554. “การศึกษาความสามารถในการหรี่เร่งเชื้อเพลิงของหัวเผาแอลพีจีแบบกึ่งอัตโนมัติที่ใช้ในอุตสาหกรรมเซรามิกส์: Part 2.” ใน การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 25. จังหวัดกระบี่.
- [9] อารุช ลภีรัตนากุล, ภรณ์เพ็ญ ลภีรัตนากุล, วศัญญา ไพโรจน์ และ จารุวัตร เจริญสุข. 2555. “การเปรียบเทียบการทำงานของหัวเผาแอลพีจีก่อนและหลังการปรับปรุง : ลักษณะลำเจ็ทของเชื้อเพลิงและสมรรถนะของหัวเผา ” ใน การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 26. จังหวัดเชียงราย.

- [10] Durnt F. and Trimis D. "Combustion by free flames versus combustion reactors." *Clean Air*. vol. 3, 2002, pp. 1-20.
- [11] Durst F., Trimis D. and Dimaczek G. **Burner having porous material of varying porosity**. United States Patent. no. 5,522,723. June 1996.
- [12] Pickenäcker O., Pickenäcker K., Wawrznek K., Trimis D., Pritzkow W.E.C., Müller C., Goedtke P., Papenburg U., Adler J., Standke G., Heymer H., Tauscher W. and Jansen F. "Innovative ceramic materials for porous-medium burners." *Interceram*. vol. 5 and 6. 1999.
- [13] Loukou A., Frenzel I., Klein J. and Trimis D. "Experimental study of hydrogen production and soot particulate matter emissions from methane rich-combustion in inert porous media." *International Journal of Hydrogen Energy*. vol. 37, 2012, pp. 16686-16696.
- [14] Yu B., Kum S.M., Lee. C.E. and Lee S. "Combustion characteristics and thermal efficiency for premixed porous-media types of burners." *Energy*. vol. 53, 2013, pp. 343-350.
- [15] Gao H.B., Qu Z.G., Feng X.B. and Tao W.Q. "Methane/air combustion in two-layer porous burner with different foam materials" *Fuel*. vol.115, 2014, pp.154-161.
- [16] Jugjai S., Tia S. and Rungsimuntuchart N. "Experimental study on high efficiency heat-reciculating gas burner based on the porous medium technology." *Asian Journal of Energy environment*. vol.2, 2001, pp. 169-198.
- [17] Gao H., Qu Z., Feng X. and Tao W. "Combustion of methane/air in a two-layer porous burner: A comparison of alumina foams, beads, and honeycombs." *Experimental Thermal and Fluid Science*. vol. 52, 2014, pp. 215-220.
- [18] Bouma P.H. and De Goey L.P.H. "Premixed combustion on ceramics foam burners" *Combustion and Flame*. vol. 119, 1999, pp. 133-143.
- [19] Kornilov V.N., Shakariyants S. and de Goey L.P.H. "Novel burner concept for premixed surface-stabilized combustion" in *Proceeding of ASME Turbo Expo 2012*. Copenhagen, Denmark.
- [20] Hoetger M. and Thiele W. **Pore-type burner with silicon-carbide porous body**. United States Patent. no. US 2006/0035190 A1. Feb 2006.

- [21] Timothy W.T., Sanjeev B.S. and Peck R.E. **Porous radiant burners having increased radiant output.** United States Patent. no 4,977,111. Dec 1990.
- [22] Boomsma K. and Poulidakos D. “The effects of compression and pore size variations on the liquid flow characteristics in metal foam” **Journal of Fluids Engineering.** vol.124, 2002, pp. 263-272.
- [23] Akbari M.H. and Riahi P. “Investigation of structural and reactants properties on the thermal characteristics of a premixed porous burner” **Applied Energy.** vol. 87, 2010, pp. 1433-1440.
- [24] Zheng C.H., Cheng L.M., Li T., Luo Z.Y and Cen K.F. “Filtration combustion characteristics of low calorific gas in SiC foams” **Fuel.** vol. 89, 2010, pp. 2331-2337.
- [25] Laphirattanakul A., Laphirattanakul P. and Charoensuk J. 2015. “An influence of pore density on flame stabilization for LPG burner” **The 6<sup>th</sup> TSME International Conference on Mechanical Engineering.** Phetchaburi.
- [26] Muthukumar P. and Shyamkumar P.I. “Development of oval porous radiant burners for LPG cooking applications” **Fuel.** vol. 112, 2013, 562-566.
- [27] Wang H., Wei C., Zhao P. and Ye T. “Experimental study on temperature variation in a porous inert media burner for premixed methane air combustion” **Energy.** vol. 72, 2014, pp. 195-200.
- [28] Al-attab K.A., Ho J.C. and Zainal Z.A. “Experimental investigation of submerged flame in packed bed porous media burner fueled by low heating value producer gas.” **Experimental Thermal and Fluid Science.** vol. 62, 2015, pp. 1-8.
- [29] Bakry A.I. 2006. “Stabilized premixed combustion within atmospheric gas porous inert medium (PIM) burner” **International Conference on Energy and Environment 2006 (ICEE2006).** United States of America.
- [30] Keramiotis C., Stelzner B., Trimis D. and Founti M. “Porous burner for low emission combustion: An experimental investigation” **Energy.** vol. 45, 2012, pp. 213-219.

- [31] Xu K., Liu M. and Zhao P. “Stability of lean combustion in mini-scale porous combustion with heat recuperation.” *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*. vol. 50, 2011, pp. 608-613.
- [32] Keramotis Ch., Katoufa M., Vourliotakis G., Hatzia Apostolou A. and Founti M.A. “Experimental investigation of a radiant porous burner performance with simulated natural gas, biogas and synthesis gas fuel blends.” *Fuel*. vol. 158, 2015, pp. 835-842.
- [33] สำเร็จ จักรใจ. การเผาไหม้. กรุงเทพฯ. สำนักพิมพ์จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย. 2547.
- [34] Turns S.R. *An introduction to combustion concept and applications*. Singapore. McGraw-Hill.
- [35] อาวุธ ลภีรัตน์ากุล. 2551. สมรรถนะเชิงความร้อนของเตาเผาไหม้แบบวัสดุพรุนที่มีการจ่ายอากาศเป็นชั้น. วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล บัณฑิตวิทยาลัย สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง.
- [36] Charles E.B. Jr. 2001 *The John Zink Hamworthy combustion handbook fundamental vol.1*. 2<sup>nd</sup> edition. United States. Taylor & Francis Group.
- [37] Charoensuk J. and Lapirottanakun A. “On flame stability distribution and burnout of air-staged porous media combustion firing LPG with different porosity and excess air.” *Applied Thermal Engineering*. vol. 31, issue 16, 2011, pp. 3125-3141.
- [38] Redojevic M. “Reduction of nitrogen oxides in flue gases.” *Environmental Pollutant*. vol. 102, pp. 685-689.
- [39] Nag P.K. 2005. *Heat transfer*. Singapore. McGraw-Hil.
- [40] มนตรี พิรุณเกษตร. 2542. การถ่ายเทความร้อน. กรุงเทพฯ. บริษัท วิทย์พัฒน์ จำกัด.



## ภาคผนวก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



ภาคผนวก ก.

บทความทางวิชาการ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Volume 111, 25 January 2017

ISSN 1359-4311

# APPLIED THERMAL ENGINEERING

Editor-in-Chief: *Tow Zhai*

Executive Editors: *Pradyot Banerjee, Jiri T. Klasek, Suresh Murthy, William Worek*

**DESIGN · PROCESSES · EQUIPMENT · ECONOMICS**  
INCLUDES THE BELOW SPECIAL SECTIONS

Special section: Sustainable Energy Technologies

Guest Editor: *Sofya Riffat*

Special section: Thermoelectrics for Thermal Energy Conversion

Guest Editor: *Boqing Huang*

Special section: Particle Aspect of Thermal Science and Engineering

Guest Editors: *Dongsheng Wu and Liqun Guo*

Special section: ESRIME-ASITF Heat and Mass Transfer Conference 2015

Guest Editors: *S. Srikanth Murthy, M. Prakash Murthy, S. Sand Kumar and R. Gopinath Wastler*

Available online at [www.elsevier.com/locate/appltherme](http://www.elsevier.com/locate/appltherme)

ScienceDirect

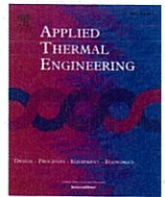
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



ELSEVIER

Contents lists available at ScienceDirect

## Applied Thermal Engineering

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

Research Paper

## Effect of self-entrainment and porous geometry on stability of premixed LPG porous burner

Ponepen Laphirattanakul<sup>a</sup>, Arwut Laphirattanakul<sup>b</sup>, Jaruwat Charoensuk<sup>a,\*</sup><sup>a</sup> Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Bangkok 10520, Thailand<sup>b</sup> Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Mahanakorn University of Technology, Bangkok 10530, Thailand

## HIGHLIGHTS

- Flame stability in porous media was achieved at equivalent ratio lower than 4.1.
- Flame speed and convection are two factors controlling flame stability.
- Different flame modes are reported. Recommendation is given on a desirable one.
- Hollow cylindrical geometry is proposed as a flame holder.

## ARTICLE INFO

## Article history:

Received 30 September 2015

Accepted 16 March 2016

Available online 24 March 2016

## Keywords:

Porous burner

LPG

Combustion

Stability

## ABSTRACT

This paper presents findings on combustion stability of a self-entrained, rich-premixed LPG porous burner. Alumina ( $Al_2O_3$ ) porous foams, with 15 ppi carved into bulked and hollowed cylindrical shapes were placed at a convertible burner tip, while the conventional porous-free burner was used as a base case for comparison. Visual flame propagation, temperature and the percentage of oxygen in a premixed zone were monitored at different firing rates. Initially, the tests were carried out based on basic geometry of bulky porous cylindrical foam under a free flame mode. At this part, the limitation of burner operation was realized in term of premixed equivalence ratio which was a result from self-entrainment. Later, an improvement was made on porous geometry and its effect on burner performance was considered with the previous version. It was found that propagation of flame within a porous matrix had significant contribution to temperature of the premixed zone as a result of radiation. Discussion was made relating to two competing factors controlling flame propagation within the porous burner i.e.; local flame speed and local convective effect. Combustion stability was found with domination of flame speed over convection when  $\Phi < 4.1$  in the premixed zone corresponding to illumination of the porous medium with the temperature of premixed zone being greater than 200 °C. Beyond 980 kW/m<sup>2</sup> (equivalent to 4 L/min of LPG) where convection effect dominated, heat recirculation within porous domain was broken down resulting in formation of soot burning outside porous medium corresponding to considerably drop of temperature. At this range, such short characteristic resident time, lower than 2 s, was observed with  $\Phi > 4.1$  in premixed zone. The hollowed cylinder, however, yielded stable flame throughout the operation range at the central port while propagation was maintained in a porous matrix which acted as a flame holder even at high firing rate. The temperature of premixed zone was also observed higher compared with bulked porous burner while the central port could eliminate flow blockage which otherwise gave significant adverse effect on primary air entrainment.

© 2016 Elsevier Ltd. All rights reserved.

## 1. Introduction

In ceramics industry, baking is the most energy intensive activity. Under certain circumstance, the premixed burner used in baking process could obtain the primary air for combustion by

self-aspirating method with simple rounded shape exit injector. When applied with arch-type of furnace, it is not only long and wrinkled flame is observed for entire operation range due to lacking of primary air entrainment, but also flame lifting tendency. In 2012 [1], the nozzle adopted with this type of burner was successfully developed, resulting in higher air entrainment. It could achieve more stable premixed flame at low firing rate due to proper mixing of air–fuel ratio. However, unstable, wrinkled and

\* Corresponding author. Tel.: +66 2 3298350-1; fax: +66 3298352.

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

## Nomenclature

$a$	mole of air in mixing tube, mol
AF	air/fuel ratio
$C_p$	specific heat capacity of gas mixture, J/kg K
$d_m$	effective diameter, m
$Le$	Lewis number
MW	molecular weight, g
$Pe$	Péclet Number
ppi	pore density, pores per inch
$t$	time, s
$T$	temperature, °C
$S_L$	laminar flame speed, m/s
$V$	volume of porous domain, m <sup>3</sup>
$X$	mole fraction

### Greeks

$\Phi$	equivalence ratio
--------	-------------------

$\lambda$	thermal conductivity coefficient of gas mixture, W/m K
$\rho$	density of gas mixture, kg/m <sup>3</sup>
$\varepsilon$	porosity
$\Delta$	differentiation
%	percentage

### Subscripts

1 and 2	thermocouple position
ac	actual condition
LPG	liquefied petroleum gas
flow	mixtures flow, reactants flow
O <sub>2</sub>	oxygen molecule
stoi	Stoichiometric condition

yellow flame, non-uniform temperature distribution and high pollutant emission remained, especially at high operating condition.

By concerning the aforementioned problems, it indicates that flame stability has been one of an important performance aspect being assessed on self-aspirating burner for ceramic baking process, especially for safety reason. Stable flame is defined as attachment between flame and rim of burner tip which is strongly associated with the dynamic balance of jet velocity and flame speed. However, this satisfying condition of flame is restricted by two boundary stages, namely, flashback and lift-off described as a lower and upper limits of operation range. Flashback is defined when flame speed exceeds a jet velocity leading to propagation of flame to incoming mixtures. In contrary, on lift-off stage, flame is pushed from a burner rim to downstream due to excessive speed of flow mixtures. Lift-off is also a result of flame quenching.

To achieve flame stability, many researchers have put an interest on burner improvement. Among these interests, an implementation of inert porous medium on burner application has been one of popular technique. Porous media enables the dispersion of combustible mixture within the medium due to its tortuous structure. This endorses increasing of flame speed, consequently, flame is anchored within porous domain. The phenomena on porous combustion was reviewed by Wood and Harris [2] and Mujeebu et al. [3]. They remarked that the combustion within cavities of porous medium accompanying with flow dispersion resulted in effective heat transport between hot gas and solid surface. This led to effective recuperation of heat, thus creating self-consolidating stabilization. Moreover, the burning rate was increased because of preheated gas mixtures resulted from heat radiation of medium backward to upstream. It could be explained as an excess enthalpy combustion. This self-preheated mechanism represented the additionally strong point of porous combustion as comparing with a conventional burner. Furthermore, unburned mixture was also eliminated by recirculating competence of heat within the medium.

Although porous media apparently gives an advantage on combustion in aspect of stabilization improvement, the limitations where reaction zone sustained in porous domain need to be realized. Trimis and Wawrzinek [4] revealed that the stabilization of porous combustion was depended on solid structure and its properties together with ignitable gas as well. And these terms were all represented in form of Péclet Number ( $Pe$ ). The critical  $Pe$  value ( $Pe_c$ ) identifying the flame propagation within porous domain, thus combustion stability, was approximately 65 at lean condition of combustible gas. Beyond 65, hot gas was allowed to combust

within cavity due to appropriate transport of heat by all three modes of heat transfer. The medium could accommodate the flame and also prevent blow out. On contrary, beneath 65, the medium cannot maintain stable combustion therein, thus quenching occurs due to strong domination of convective mode. According to this critical feature, there has been researchers making practical use on porous burner as expressed in publications. Porous domain on burner was separated into two layers with different porosity. The dense pores medium relating with  $Pe < Pe_c$  was placed facing the incoming mixture, in order to enforce the flame root locating at the porous surface and prevent flashback. Whereas, the adjacent layer was the medium which corresponded to  $Pe > Pe_c$  providing stable combustion within the cavities.

By concentrating on stable combustion of porous burner, the variation of many essential factors influencing the reaction performance and also emission was continuously revealed. The combustion wave propagating within different pore densities of SiC foam was discussed by Zheng et al. [5]. Flame was lifted with increasing in pore density. The 30 ppi, densest one, was found providing the highest temperature in porous matrix, while the propagation was good at 20 ppi because of appropriate heat transport. Meanwhile, the material of porous media also gave significant capacity on emission characteristics as exhibited by Yu et al. [6]. Al-Hamamre et al. [7] investigated the effect of syngas combustion on static mixture structure of Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> and foamed structure of SiC. The higher flux of heat transfer, simultaneously with lower emission were detected on SiC case due to greater coupling of all heat transfer modes comparing with Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>. Different geometries of Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> material were demonstrated with methane by Gao et al. [8]. By comparing between foam, balls and honeycomb structures, the former performed widest range of flammability limits caused by the most complicated network of porous matrix.

Moreover, there have been intensive works demonstrating usability of porous burner for accessing the effective combustion performance of low calorific fuels. Almost of previous works were proved having many advantages, especially on sustaining of flame stability. Apart from above mentioned, Al-Hamamre et al. [7] also demonstrated porous combustion on landfilled and pyrolysis gases mixed with methane. Although the adiabatic flame temperature and flame speed were reduced from low heating value gas, the stable combustion was still achieved. And they also found that SiC porous foam burner had potentiality on wider operational range than those of Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> burner. Dai and Lin [9] utilized low concentration coal mine methane wasted from coal mining process as fuel. They showed the burner with porous media could compromise an

effect from scale variation when focusing on performance and emission. While the success on applying porous medium on blending fuel between kerosene and vegetable cooking oil, as meant of heating value variation, was presented by Mustafa et al. [10].

By applications, there have been considerable fabrications on burner with porous medium approaching to variant household and industrial features. Keramiotis et al. [11] studied on radiant porous burner aiming to reduce emission. Djordjevic et al. [12] and Ellzey and Mathis's [13] presented gas turbine application by adopting porous media to achieve flame stability and low emissions. The development of LPG cooking burner with porosity variation was interested by Muthukumar and Shyamkumar [14]. Barcellos et al. [15] did an experiment on ultra-low-emission steam boiler by applying porous in heat generating process. Additionally, the porous burner inventions were claimed by many researchers, for instant, Low NO burner of Charles et al. [16], specific configuration of porous media of both Hoetger et al. [17] and Trimis et al. [18] and also the high efficiency of self-aspirating burner of Jugjai [19]. Above applications on porous media were revealed with the same conclusion that porous burner was able to improve flame stability, operation range, combustion efficiency, as well as pollutant when operated within their performance limits.

In addition to above findings, our preliminary investigation suggested that porous structure also provided effective radiation at full propagation mode and came with uniform temperature distribution. Detailed investigation as presented in this paper had addressed this finding. From previous literatures, porous burners were arranged by enforcing proper ratio of fuel and oxidizer into the reaction zone. They had usually been carried out at stoichiometric or lean conditions. The combustors had been in various exit geometries, wrapped by insulators, thus the mixture was forced solely in axial direction and the flame was compelled to propagate within inert medium. Such arrangement could not be adopted for applications in ceramic baking process without major retrofitting of the furnace. It was necessary to develop the burner from the existing one by placing the porous structure at a suitable location so that its advantage could be realized on top of the conventional one.

This work aims to improve the performance of conventional self-aspirating burner, i.e. minimizing yellow tip flame and maintaining stability by porous foam. Test trials were performed under ambient condition without confinement with firing rate variation. The equivalence ratio in a mixing chamber was monitored as a result of fuel jet momentum. Unlike other previous works on porous combustion, our experiment was focused on mixing tube where rich premixed LPG-air condition was taken place. Meanwhile, supplementary air was introduced later as a secondary entrainment at combustion zone. The burner with such air flow arrangement was designed for particular type of ceramic baking furnace. With this arrangement, the mixture could also diffuse radially in stagnant air. In this paper, the discussion is divided into two parts. The first part, flame stability was analyzed by coupling results of temperature in a premixed zone and corresponding visual flame propagation. In the second part, the development on geometrical modification of porous matrix were carried out to overcome restriction encountered in bulked porous burner. The performance assessment on combustion stability of LPG porous burner with different porous geometries is another essential contribution of this paper.

## 2. Experimental set up

The sectional view showing the burner structure is given in Fig. 1. There were three main components namely; nozzle, mixing tube and burner. LPG, containing of 70% propane and 30% butane, was injected within the range of 0.5–5.0 L/min which was related

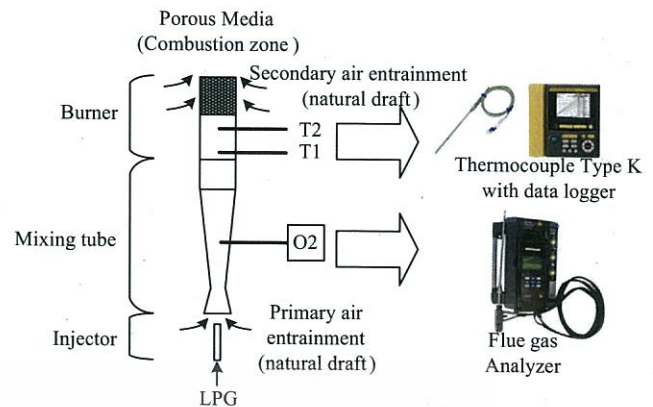


Fig. 1. Combustion experimental unit.

Table 1  
Experiment description.

Description	
Burner type	Premixed burner
Burner tip configuration	Conventional Bulked porous Hollowed porous
Porous medium	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> , 15 ppi, 0.9 porosity
Fuel	LPG
Primary air	Natural draft
Secondary air	Natural draft
<i>Camera setting details</i>	
Exposure time	1/10 s
Resolution	4608 × 3072 pixels
F number	4.5
ISO speed	800
<i>Controlled parameter</i>	
Firing rate, kW/m <sup>2</sup>	280–5930
<i>Monitored parameter</i>	
Temperature detected location	T1 and T2 (in mixing tube)
Equivalence ratio and percent premixed	Calculate by using O <sub>2</sub> in mixing tube

to 280–5930 kW/m<sup>2</sup> of heat capacity. Primary air was premixed with LPG by natural induction correlated with fuel jet momentum before entering to mixing tube. In the other words, the ratios of air–fuel mixtures was a result of fuel flow rate. This mixture was at rich condition when it was ignited inside the porous foam and later diffusively mixed and continued to burn with secondary air. The experiment details are shown in Table 1.

A conventional LPG injector had failed to provide sufficient air entrainment in the mixing chamber especially at low firing rate. Our previous attempt was proved to be successful by modifying the fuel nozzle [1, 20–22] which was adopted in this study.

To investigate the benefit of porous flame holder specifically on ignition zone, a burner tip was modified such that it was replaceable with a cylinder foam medium. A porous foam made of alumina (Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>) with 15 ppi of pore density, correlated with porosity of 0.9, was employed. It had 56 mm in height and 52 mm in diameter. Initially bulk porous medium was used and experimental trials were performed at fuel flow rate given above.

Further development was carried out to improve the restriction encountered by bulked cylinder. An hollowed cylinder was made by piercing the center of bulk porous foam with 15 mm inside diameter. Then, aspects of combustion performance from burners with two different structures were assessed referring to that of conventional one, as displayed in Figs. 2 and 3. To achieve this comparison study, a ring-shape ceramics fiber was inserted under the porous section to prevent leakage of premixed gas during operation.

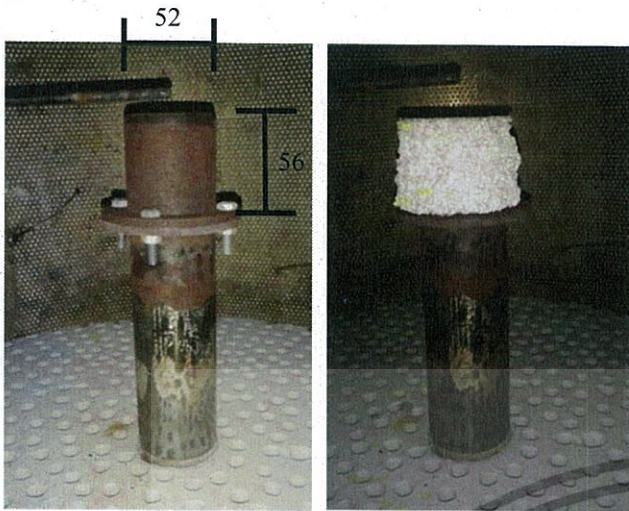


Fig. 2. Conventional (left) and porous burner (right).

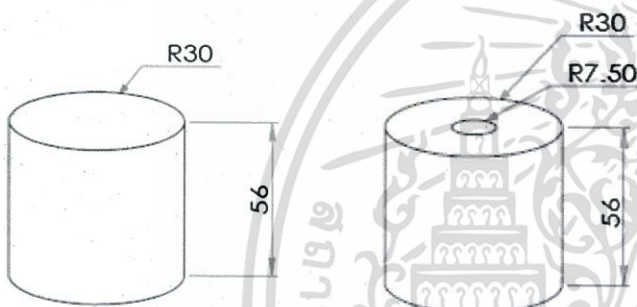


Fig. 3. Porous structure; bulked cylinder (left) and hollowed cylinder (right).

In the discussion part, visual flame propagation and temperature and percent  $O_2$  in mixing zone were compared. NIKON model D3100 with camera setting details shown in Table 1 was employed for flame visualization. Concerning experimental results, temperature on premixed zone was monitored at two positions with K-type thermocouples connected with YOKOGAWA XL100 data logger (accuracy including thermocouple is  $\pm 1^\circ C$ ). The devices were located 40 mm below the burner base and were spaced at 40 mm from each other. Percentage by volume of oxygen was sensed by Testo 350XL flue gas analyzer (accuracy by mole fraction of  $\pm 0.08$ ) taken from the mixing tube. This raw data was then converted into a percentage of primary air entrainment and also equivalence ratio of premixed zone. The relationship is as follows:



where

$$a = \frac{X_{O_2}}{1 - 4.76X_{O_2}}$$

Percent premixed and equivalence ratio in mixing zone can be calculated as follow

$$\% \text{ premixed} = \frac{4.76a \times \frac{MW_{air}}{MW_{FPG}}}{AF_{Stoi}} \times 100 \quad (2)$$

$$\Phi = \frac{1}{\% \text{ premixed}}$$

Moreover, the characteristic resident time of incoming mixture in the porous domain was also defined and would be used as an indication in association with visualized porous flame stability

$$\Delta t = \frac{\varepsilon V}{\dot{V}_{flow}} \quad (3)$$

### 3. Result and discussion

#### 3.1. Flame stability

Following previous literature [2,8,14], flame stability was defined as propagation of flame within porous domain. Such criteria had been adopted in this investigation. In this section, bulked cylindrical geometry is presented. Combustion in porous media took place under rich premixed condition. Two indicators were monitored; (1) the propagation of flame in porous domain suggested by an illumination of solid matrix, and (2) the temperature in a premixed zone locating upstream of the porous domain. It is important to be noted at this point that the temperature reading from thermocouple at this location was a result of combined effect between convection from gas flow and back radiation from hot solid downstream. Since the incoming gas initially entered to the port at ambient condition for all cases, it could be postulated that relative high temperature observed in premixed zone, when stability was achieved, were solely from radiation effect.

Figs. 4 and 5 show, respectively, the visual flame propagation and temperature from a bulked cylinder porous burner. The results revealed significant relationship between the temperature in premixed zone at T2 and the degree of illumination of porous media. The luminous medium was found simultaneously with high temperature of premixed gas, measured beyond  $200^\circ C$ , especially within operation range of  $280\text{--}3500 \text{ kW/m}^2$ . Moreover, the detailed investigation on this operation range revealed that stable flame could be further classified into three sub-categories as suggested in Fig. 4 with additional diagram in Table 2. The first one, A type of flame covering from  $280\text{--}1330 \text{ kW/m}^2$ , defined as partial propagation with small portion of left-over species burning slowly on top of the porous domain as secondary flame. At this operation range, reactants were decomposed into  $H_2$  and  $CO$  inside porous matrix, where the combustion took place at rich condition. These species were continuously burned with supplementary air producing blue flame on porous surface. The second one, B type shown at capacity of  $1670 \text{ kW/m}^2$ , defined as full propagating flame with small amount of soot combustion outside the porous domain. It could provide an effective radiation mode due to heating up of entire solid matrix. The last one, C type covering from  $2160\text{--}3500 \text{ kW/m}^2$ , defined as partial propagation of flame inside the porous domain while significant amount of left-over fuel burning diffusively outside. However, combustion in diffusion mode with significant amount of soot burning outside indicated thirst of oxygen and was deemed undesirable since it was susceptible to high  $CO$  emission and unstable flame. The diagram regarding to flame stability of porous combustion given in Table 2 suggested the degree of radiated heat in form of arrows magnitude. Our observation revealed that desirable mode of operation for bulk porous combustion could not be justified solely by combustion stability in the porous domain. Flame propagation and diffusion outside porous domain due to left-over fuel was also an important feature of burner performance as it could affect heat radiation pattern that was an important controlling factor in ceramic baking process.

Meanwhile, combustion instability, defined as the lack of flame propagation within the porous matrix, was found when operation was set beyond the above mentioned range. This could be observed as flame appeared swamping outside the porous showing the combustion of left-over fuel in diffusion mode, corresponding to considerably drop of the temperature.

To analyze the propagation of flame, Péclet Number was proved to be an important indicator for predicting the location in porous

Stable flame type A				Stable flame type B	Stable flame type C			Unstable flame	
Desirable flame					Undesirable flame				
280 kW/m <sup>2</sup>	565 kW/m <sup>2</sup>	965 kW/m <sup>2</sup>	1330 kW/m <sup>2</sup>	1670 kW/m <sup>2</sup>	2160 kW/m <sup>2</sup>	2890 kW/m <sup>2</sup>	3500 kW/m <sup>2</sup>	4650 kW/m <sup>2</sup>	5930 kW/m <sup>2</sup>
Φ= 3.677	Φ= 3.474	Φ= 3.442	Φ= 3.538	Φ= 3.602	Φ= 3.693	Φ= 3.871	Φ= 4.057	Φ= 4.118	Φ= 4.234

Fig. 4. Visible flame of Bulked porous burner.

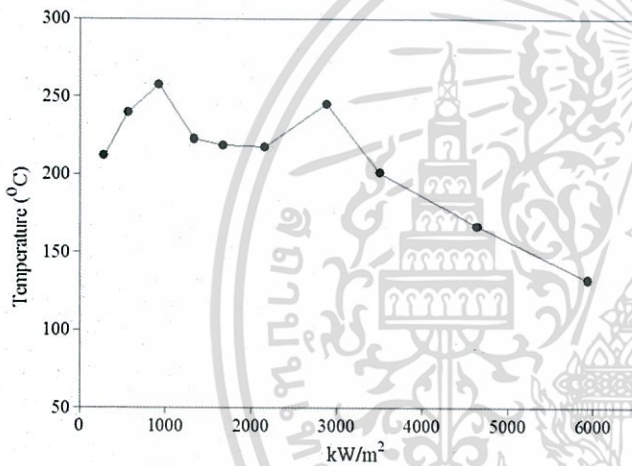


Fig. 5. Reactant temperature profile of Bulked porous burner.

domain where flame root was attached [4]. It was represented by the relationship between porous and reactants properties as denoted in Eq. (4)

$$Pe = \frac{S_L d_m C_p \rho}{\lambda} \quad (4)$$

From the result published in the same literature, the critical *Pe* limiting reaction zone anchoring in porous domain was 65. The flame usually lifted and detached above the medium when *Pe* was less than this specific value. However, 65 of *Pe* was claimed for lean condition of hydrocarbon-air and also rich hydrogen-air mixture, according to the correlation of critical *Pe* over Lewis-number (*Le*). However, by considering propane as a dominated composition for LPG, the critical *Pe* for rich propane-air mixture was found within the range of 20–35. However, the Péclet number at our particular condition could not be directly determined as the laminar flame speed at this equivalence ratio could not be obtained

Table 2  
Combustion regimes.

Type	A	B	C	Unstable
Firing rate (kW/m <sup>2</sup> )	280–1330	1670	2160–3500	4650–5930
Illustration				
Description	Partial propagation with blue secondary flame	Full propagation	Partial propagation with diffused secondary flame	Diffused flame outside porous domain

from any existing literatures. Nevertheless, the concept was brought into consideration to provide better understanding on flame stability.

One is perceived from Eq. (4) that; (i) the flame speed and (ii) pore size, represented as effective diameter of pore, play significant roles on flame propagation. As far as pore size was concerned, it has an effect on flame entrapment since it could promote heat recirculation from hot product to incoming reactant by enhancing local mixing taking place within the cavity of the media [23]. Moreover the heat generated from exothermic reaction was not freely and directly released to the environment. This pore characteristic could be represented in term of pore density that has a unit of “pore per inch” (ppi). Related finding was presented in previous work [8] where the alumina foam having the range of 10–20 ppi achieved combustion stability with wide operation range. Our finding, although operated at much higher equivalence ratio, could achieve flame stability on a 15 ppi alumina foam.

Although,  $Pe$  could not be found directly in this work due to lack of information on the laminar flame speed at specified rich premixed condition, it can be confirmed that the equivalence ratio is a well-known factor influencing laminar flame speed. Fig. 6 demonstrates the value of  $\phi$  in the premixing zone for bulked porous burner which was generally greater than 3. For firing rate below 965  $\text{kW/m}^2$ , the entrainment was improved when increasing fuel flow rate resulting in reduction of equivalence ratio. Up to this condition the back pressure effect was not significant. However, reverse trend was observed at the firing rate greater than 965  $\text{kW/m}^2$  as the equivalence ratio increased with increasing fuel flow rate. This was so because the entrainment rate had increased but not as much as increment rate of fuel flow. Significant pressure drop took place at this high flow rate thus preventing sufficient entrainment for desirable combustion.

By considering flame propagation in the bulked porous burner operating at various thermal throughput, it depended on two important factors; the flame speed and convection effect. At the operation range correlating  $\phi < 4.1$ , the flame speed was dominant over the convection. This could bring about the propagation and entrapment of flame within the porous matrix. Meanwhile, it began to lift-off at  $\phi = 4.1$  corresponding to the firing rate of 4650  $\text{kW/m}^2$ . This was due to the combined effect of greater convection resulting in shorter resident time and a decrease in flame speed due to richer fuel air mixture. In other words, such specific operating condition was determined as domination of convection over the flame speed. It was found that the characteristic resident time at which the internal heat recirculation was broken down was at 2 s as shown in Fig. 7.

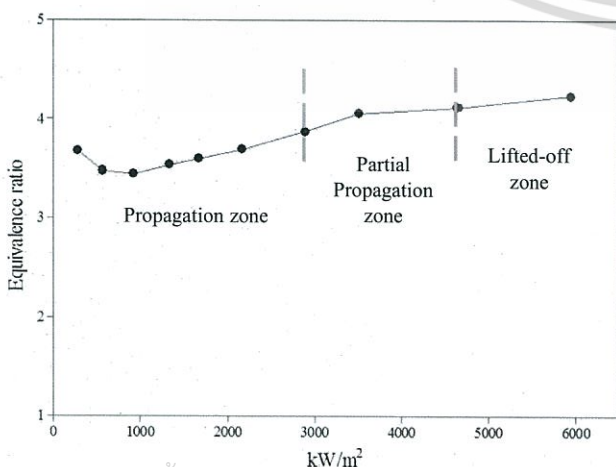


Fig. 6. Equivalence ratio in the premixed zone of bulked porous burner.

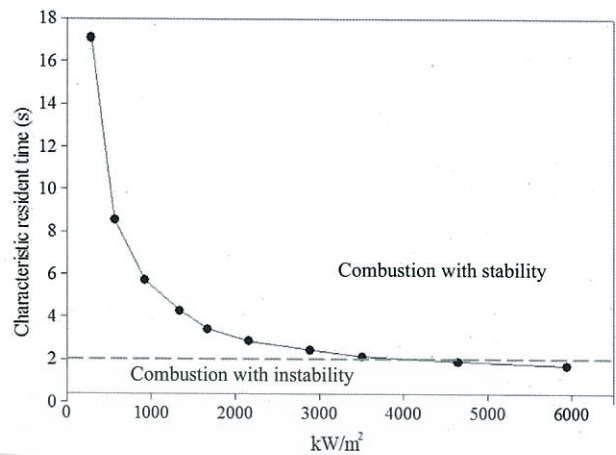


Fig. 7. Characteristic resident time on various condition.

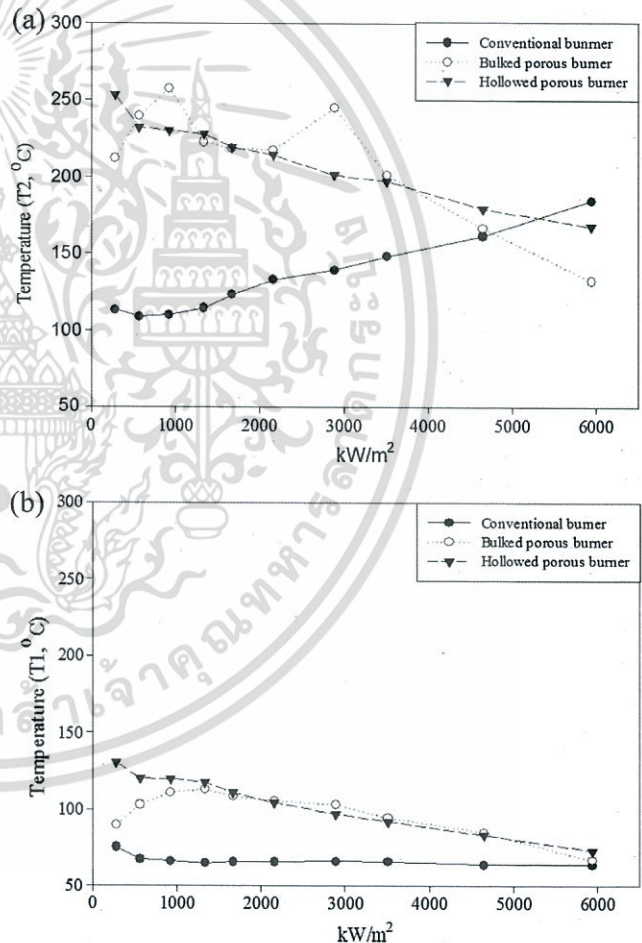


Fig. 8. Comparison of reactant temperature profile (a) T2 and (b) T1.

The flame propagation depended on two important factors mentioned earlier. When the flame speed was sufficiently high, propagation within the medium occurred thus strong radiation was dominant. The temperature read out from thermocouple at premixed zone was so much sensitive by these competing factors, as observed in Fig. 5. Once the flame front was pushed away from the lower boundary of the porous domain, temperature in the premixed zone had significantly dropped.



Fig. 9. Comparison of visible flame between Conventional, Bulked and Hollowed porous burners with each particular equivalence ratio.

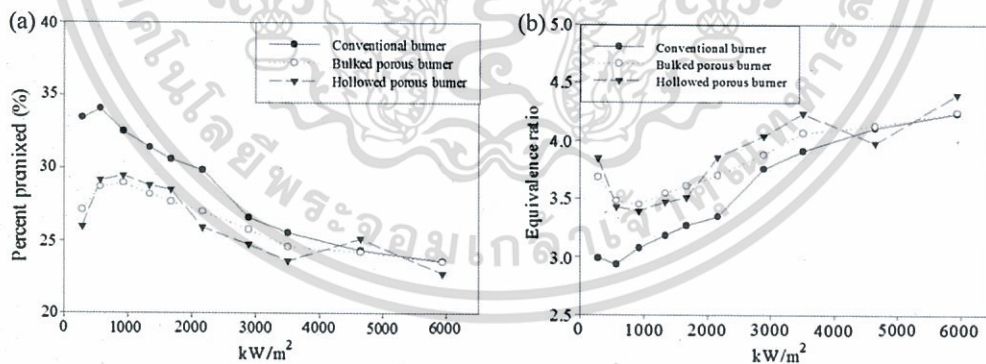


Fig. 10. Comparison of (a) percent premixed and (b) equivalence ratio.

### 3.2. Geometry effect

Figs. 8–10, concern with the comparison among three types of burner geometries. Premixed zone temperature, visible flame propagation and percentage of air in the premixed mixture are presented, respectively.

The temperature given in Fig. 8(a) and (b) was taken from T2 and T1 positions, respectively. There was different degree of influence from radiation at these two monitoring points according to the distance from porous domain. The competition between convection and radiation effects at T2 was more intense than at T1, especially when focused on the result of bulked porous burner.

Considering the conventional burner, strong premixed flame was achieved at the firing rate of 565–965 kW/m<sup>2</sup>. Yellow and wrinkled flame tip was however observed when heat capacity was increased at a rate greater than 1330 kW/m<sup>2</sup> indicating the combustion of soot. By considering at T2, temperature of premixed gas generally raised with fuel consumption, but still relatively lower than that obtained from the other two burners.

At the rate within 280–3500 kW/m<sup>2</sup> the temperature at T2 was seen as higher than the conventional one when the burner tip was replaced with bulked porous matrix. This high temperature corresponded with flame propagation coinciding with illumination of the matrix. It was however considerably dropped when flow rate was

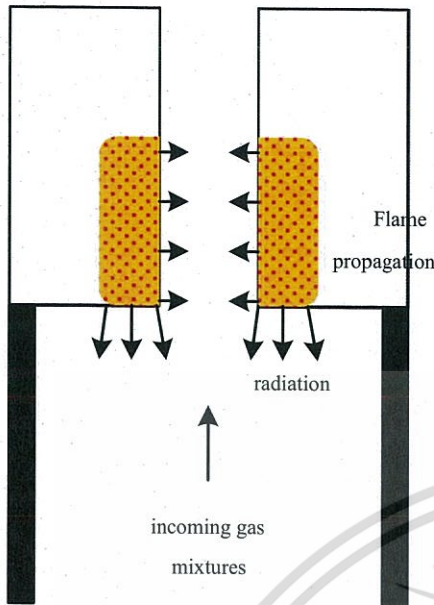


Fig. 11. Flame propagation of a hollowed porous burner at high flow rate.

increased beyond  $3500 \text{ kW/m}^2$ . At  $4650\text{--}5930 \text{ kW/m}^2$ , the instability was consequently observed as mentioned in Section 3.1. Meanwhile, the percentage of air induction into premixed chamber appeared lower than the conventional one which was caused by flow blockage.

The combustion characteristics of the conventional and bulked porous burner had inherited to the hollowed cylinder one. The hollowed medium did not only provide the strong flame shape, but also strong illumination at flame root within porous matrix at the range of  $280\text{--}2890 \text{ kW/m}^2$ . The speed of gas was sufficiently low within porous domain around the central jet, allowing flame propagation even at high firing rate. The rest of unburnt mixture continued to burn diffusively with stagnant air, while incoming fuel-rich gas mixture was preheated by radiation from the porous matrix. Within the range of  $3500\text{--}5930 \text{ kW/m}^2$ , the flame propagation was no longer observed within the porous domain and soot combustion mode became dominant. Temperature of the premixed zone gradually decreased with increasing firing rate but still higher than the bulked burner and marginally lower than the conventional one. This indicated that there was an effect of radiation from unobservable propagation as shown in Fig. 11. The heat flux from radiation was sufficient to maintain the flame root within the porous domain due to low speed of gas therein. While the majority of premixed gas passed through the central port without any blockage. This hollow porous matrix acted as a flame holder that could prevent lift-off at rich condition by slowing down part of the incoming mixture and trapping the flame to propagate within it. The flame structure could be considered as free flame with flame root anchored within the porous flame holder, unlike its counterpart from bulked porous burner. In addition, the hollow port did not give significant adverse effect on primary air entrainment as compared with bulked geometry, see Fig. 10.

In sum, the hollowed porous burner combined the benefit from wide operation range of conventional burner with the advantage of porous inert medium that act as a flame holder. The flame from this burner appeared to be less oscillated within aforementioned operation range.

#### 4. Conclusion

The two interrelated experimental trials on premixed LPG burner modified with 15 ppi  $\text{Al}_2\text{O}_3$  foam for ceramics industry were

carried out under free flame mode. Burners were conducted at specific firing rates where the mixture in premixed zone was at rich condition corresponding to self-aspirating characteristic. Firstly, test trials were carried out by focusing on flame stability of the burner when replaced with bulked cylinder porous media. Values of equivalence ratio considered as a result of self-entrainment were performed to define limitation of flame stability. Secondly, the effect of using different porous geometry, bulked and hollowed cylinder, was investigated. To reduce flow blockage created by volumetric expansion of flue gas in porous burner, modification was made to overcome this encountered restriction. A conventional burner was considered as a base case. Essential aspects of burner performance such as: visual flame propagation in porous domain, temperature and percentage of air induction in premixed zone, were monitored. The main conclusions are as follows:

- The flame stability of bulked porous burner is achieved up to the value of  $\Phi$  being at 4.1 where characteristic resident time is at 2 s. When gas mixture velocity is sufficiently high, flame begins to lift-off and burns diffusively outside porous matrix. It is due to the combined effect between the reduction of flame speed as a result of low entrainment at premixed stage and increment of convection effect. At low firing rate where sufficient ratio of air is enhanced, the high flame speed causes the propagation inside porous matrix, thus remarkably high temperature in premixed zone by strong radiation mode.
- The stability of bulked porous burner can be separated into three types regarding to the propagating and burning characteristic. An effective radiation is served when combustion is carried out with propagating flame as evidenced from high temperature of premixed zone. However, combustion with left-over fuel burning diffusively outside porous domain not only affect heat radiation pattern that is an important controlling factor in ceramic baking process, but also soot formation.
- The burning characteristics of conventional and bulked porous burners is inherited within the hollowed cylindrical one. It provides a long and sharp flame while maintaining illumination within the porous domain for this specific operation range. The gas mixture from central port is burned diffusively in stagnant air, while part of the mixture enters the porous matrix around the center and is slowed down thus allowing flame propagation therein. The medium can also act as a flame holder that traps part of incoming mixture to burn within the porous matrix ensuring a stable flame root even at high flow rate.
- The hollowed cylindrical geometry is able to overcome the restriction encountered in bulked porous burner where the convective effect is dominant. The temperature in premixed zone is higher than that in bulked media and this is so even at high operation range up to  $5930 \text{ kW/m}^2$  (correlate with 5 L/min of fuel flow rate). This is an evident of unobservable flame entrapped within the hollowed porous medium.
- The percentage of air induction for porous burners is observed being lower than the conventional one due to the blockage of porous structure. While the hollowed port do not give significant adverse effect on primary air entrainment as compared with bulked geometry.

#### Acknowledgements

The authors are grateful to the financial support from Thailand Research Fund under a Royal Golden Jubilee Ph.D. Scholarship, jointly funded by King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang.

## References

- [1] A. Laphirattanakul, P. Laphirattanakul, W. Pairoj, J. Charoensuk, Comparison of conventional and the developed LPG burner operating: fuel jet shape and burner performance, in: The 26th Conference of Mechanical Engineering Network of Thailand, 2012.
- [2] S. Wood, A.T. Harris, Porous burners for lean-burn applications, *Prog. Energy Combust. Sci.* 34 (2008) 667–684.
- [3] M.A. Mujeebu, M.Z. Abdullah, M.Z. Abu Bakar, A.A. Mohamad, M.K. Abdullah, Applications of porous media combustion technology – a review, *Appl. Energy* 86 (2009) 1365–1375.
- [4] D. Trimis, Wawrzinek, Flame stabilization of highly diffusive gas mixtures in porous inert media, *J. Comput. Appl. Mech.* 5 (2) (2004) 367–381.
- [5] C.H. Zheng, L.M. Cheng, T. Li, Z.Y. Luo, K.F. Cen, Filtration combustion characteristics of low calorific gas in SiC foams, *Fuel* 89 (2010) 2331–2337.
- [6] B. Yu, S.M. Kum, C.E. Lee, S. Lee, Combustion characteristics and thermal efficiency for premixed porous media types of burners, *Energy* 53 (2013) 343–350.
- [7] Al-Hamamre, S. Diesinger, P. Talukdar, Von Issendorff, D. Trimis, Combustion of low calorific gases from landfills and waste pyrolysis using porous medium burner technology, *Process Saf. Environ. Prot.* 84 (B4) (2006) 297–308.
- [8] H. Gao, Z. Qu, X. Feng, W. Tao, Combustion of methane/air mixtures in a two-layer porous burner: a comparison of alumina foams, beads and honeycombs, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 52 (2014) 215–220.
- [9] H. Dai, B. Lin, Scale effect of ceramic foam burner on the combustion characteristic of low concentration coal mine methane, *Energy Fuel* 28 (10) (2014) 6644–6654.
- [10] 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.
- [11] C. Keramiotis, B. Stelzner, D. Trimis, M. Founti, Porous burners for low emission combustion: an experimental investigation, *Energy* 45 (2012) 213–219.
- [12] N. Djordjevic, Habisreuther, N. Zarzalis, Porous burner for application in stationary gas turbines: an experimental investigation of the flame stability, emission and temperature boundary condition, *Flow Turbulence Combust* 89 (2012) 261–274.
- [13] E. Janet, M. William Jr., Porous Burner for Gas Turbine Applications, U.S. Patent WO 2004013538 A2, February 12, 2004.
- [14] P. Muthukumar, P.I. Shyamkumar, Development of novel porous radiant burners for LPG cooking applications, *Fuel* 112 (2013) 562–566.
- [15] W.M. Barcellos, L.C.E.O. Souza, A.V. Saveliev, L.A. Kennedy, Ultra-low-emission steam boiler constituted of reciprocal flow porous burner, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 35 (2011) 570–580.
- [16] J.G. Charles Sr., B.P. Dimarco, D.C. Jones, Low NOx Burner, U.S. Patent 5 624 252, April 29, 1997.
- [17] M. Hoetger, W. Thiele, Pore-type Burner with Silicon-carbide Porous Body, U.S. Patent 2006/0035190 A1, February 16, 2006.
- [18] D. Trimis, S. Diezonger, Porous Burner Having a Flame Barrier, U.S. Patent 2006/0286498 A1, December 21, 2006.
- [19] S. Jugjai, Cooking Stove with High Efficiency, TH Patent 8948, June 2, 1999.
- [20] P. Laphirattanakul, Mixing and Combustion Improvement by Modified Nozzle on a Premixed LPG Burner, Faculty of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Thailand, 2012.
- [21] P. Laphirattanakul, J. Charoensuk, The development of LPG burner in ceramics industry: part 1, in: The 25th Conference of Mechanical Engineering Network of Thailand, 2011.
- [22] A. Laphirattanakul, J. Charoensuk, The study of capable in LPG turn up/down of semi-automatic LPG burner in ceramics industry: part 2, in: The 25th Conference of Mechanical Engineering Network of Thailand, 2011.
- [23] J. Charoensuk, A. Laphirattanakul, On flame stability distribution and burnout of air-staged porous media combustor firing LPG with different porosity and excess air, *Appl. Therm. Eng.* 31 (2011) 3125–3141.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Volume 111, 25 January 2013 ISSN 1358-4311

# APPLIED THERMAL ENGINEERING

Editor-in-Chief: *Tao Zhou*  
Executive Editors: *Pradyumn Bajpai, M. J. Kamal, Arvind Mishra, Wilmar Wong*

**DESIGN • PROCESSES • EQUIPMENT • ECONOMICS**  
INCLUDES THE BELOW SPECIAL SECTIONS

Special section: Sustainable Energy Technologies  
Guest Editor: *Soffa Riffat*

Special section: Thermoelectrics for Thermal Energy Conversion  
Guest Editor: *Baoqing Huang*

Special section: Particle Aspect of Thermal Science and Engineering  
Guest Editors: *Dangsheng Wen and Lijun Guo*

Special section: ISEMIT-ASTEE Heat and Mass Transfer Conference 2015  
Guest Editors: *S. Srinivasa Murthy, M. Prakash Malysa, S. Sanku Kumar and R. Gopinath Warrier*

Available online at [www.elsevier.com/locate/appltherme](http://www.elsevier.com/locate/appltherme)

ScienceDirect

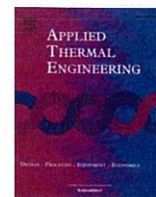
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้.



ELSEVIER

Contents lists available at ScienceDirect

## Applied Thermal Engineering

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

Research Paper

## Effect of central cone-shaped bluff body on performance of premixed LPG burner



Ponpen Laphirattanakul, Jaruwat Charoensuk\*

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

## HIGHLIGHTS

- Performance of premixed burner especially at low firing rate is improved.
- Annular nozzle with cone-shaped bluff-body has been successfully adopted.
- The cone-shaped bluff body causes deeper penetration.
- Reynolds shear stress is an important jet characteristic indicating jet decay rate.

## ARTICLE INFO

## Article history:

Received 23 August 2016

Revised 7 November 2016

Accepted 22 November 2016

Available online 23 November 2016

## Keywords:

LPG injector

Premixed

Entrainment

Annular jet

Computational Fluid Dynamics

## ABSTRACT

Improvement of air entrainment rate for liquefied petroleum gas (LPG) premixed burner was achieved by placing a needle rod inside a circular fuel jet nozzle. To investigate the effect of needle rod on flow entrainment, selection of experimental results together with investigation on jet characteristics using CFD are presented. The predictive quality was achieved after performing grid refinement and validation of turbulent model against existing experimental results. Two modified standard  $k - \epsilon$  turbulent models were employed for prediction of the jets. The results indicated that the annular port created narrower jet pattern with higher degree of penetration. The momentum decay rate was significantly lower with an average of 48% at  $z/D = 30$ , for instance, corresponding to lower Reynolds shearing stress associated with jet shape upstream. This corresponded to the vorticity magnitude of the inner core that caused transport of jet momentum into the central region of the jet near the exit plane. In contrast, the circular one performed more expanded pattern together with faster decay rate. This expanded jet created limitation of air entrainment when issuing into a confined duct, while deeper penetration of the annular jet created greater entrainment. An averaged improvement of air entrainment was found at 25% for the range of firing rate between 1.8 and 4.4 kW.

© 2016 Elsevier Ltd. All rights reserved.

## 1. Introduction

Turbulent jet has been widely adopted in many applications involving fluid flows including combustion process. The desirable mixing between fuel and air can bring about complete combustion. Therefore, a jet is usually applied due to the advantage of their entrainment behavior. In premixed combustion, by increasing premixed air for about 10% of the stoichiometric air requirement would reduce soot formation by 75%, as reported by Haroun and Yassar [1].

The entrainment of secondary fluid by free jet is a natural behavior as the jet engulfs the surrounding fluid to conserve momentum of the system. The greatest momentum exchange is

placed on the shear layer located within the local maximum turbulent intensity occurring in corresponding to the local maximum mean velocity gradient. This location is considered as the half velocity width [2]. The transport of mass and momentum occurs when vortex pairs are formed in reverse direction to each other on jet layers. From all motions, the total mass on each expanding jet cross section along the axial distance is gradually increased.

Recently, a number of researchers have put an interest on nozzle structure. They believed that the distinction of nozzle shapes directly affected to entrainment behavior. Mean velocity and turbulent statistics of square jet nozzle had been studied on different jet's Reynold number,  $Re$ , by Ghasemi et al. [3]. They found that there was a significant effect of jet's  $Re$  on near-field jet profile. Rahman et al. [4], investigated the entrainment between a convergence and a straight-hole nozzles and found that a straight-hole nozzle with smaller discharge coefficient could produce higher

\* Corresponding author.

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



This paper covers two interrelated parts. Firstly, the experimental results on combustion performance. In this part, the results with cone-shaped bluff-body nozzle will be discussed against those from a circular one, in order to compare the effects of such modification on entrainment and combustion performance. With specially designed mechanism, the jet exit area was adjusted by self-balancing between spring force and the force created by pressure of incoming LPG.

Secondly, the investigation on detailed flow characteristics associated with the modified injector will be discussed. This could be achieved by using CFD and Schlieren's image. Three interrelated cases, consisting of two different circular exit ports and an annular one, were simulated. With this, the effect of difference in jet exit structure on flow aerodynamic would be evaluated.

Although the experimental results provided useful information on combustion performance and emission, it was still unclear what was the in-depth mechanism associated with the modified injector leading to improved entrainment. Apparently, the investigation using CFD and Schlieren's image has not been done so far in existing literatures on annular jet equipped with needle rod. In authors' opinion, the investigation of jet emerging from nozzle with this type of obstacle with these techniques will provide better understanding on an underlying cause for such difference. The comparison was then made with the simulated result from circular nozzle. To achieve the predictive quality of the result, centerline and radial velocity distributions were investigated at different grid size to obtain sufficient degree of grid independence, as determined by Grid Convergence Index (GCI). The sensitivity of the results with turbulent models was also assessed. Validation of the turbulent model was also carried out which will also be discussed.

## 2. Research methodology

### 2.1. Experimental set-up

In order to improve the combustion performance at low firing rate, the primary air entrainment rate must be improved at this condition. The nozzle with cone-shaped bluff body was constructed by placing a needle rod inside a circular nozzle with 1.4 mm of exit diameter. Practically, as shown in Fig. 1, the fuel jet exit area could be adjusted as a result of self-balancing between the force of fuel pressure acting on flat area and the spring force. The experiment was re-performed referring to [15–18] to compare

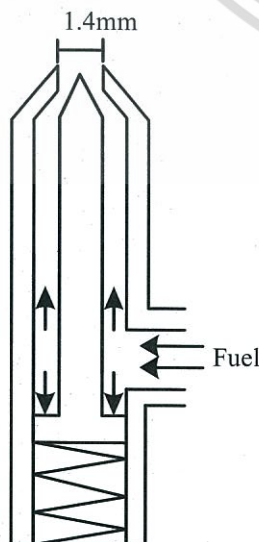


Fig. 1. Cone-shaped Bluff-Body nozzle.

the combustion performance between the purposed and conventional nozzle having 0.8 mm of diameter.

In Fig. 2, the simplified condition of baking process in ceramics industry was provided. LPG was fed to a nozzle to investigate the performance regarding to entrainment throughout the range 1.5–3.5 L/min, corresponding to 1.8–4.4 kW thermal throughput. The primary air for combustion was allowed to induce naturally by fuel jet momentum, while the secondary air was controlled at 50 SCFH (standard cubic feet per hour) for entire operation. The percentage of air premixed could be obtained by measuring the percentage of oxygen collected by Testo 350XL flue gas analyzer (accuracy  $\pm 0.8\%$  by volume). The relationship is as follow



where

$$a = \frac{X_{O_2}}{1 - 4.76X_{O_2}}$$

Percent air premixed in mixing tube could be obtained as follow

$$\% \text{premixed} = \frac{4.76a \times \frac{MW_{air}}{MW_{LPG}}}{AF_{stoi}} \times 100 \quad (2)$$

Flue gas temperature distribution along combustion chamber at 4.4 kW was also detected at  $0 < z/D < 14$  from exit port by K-type thermocouple connected with YOKOGAWA XL100 data logger (the accuracy including thermocouple is  $\pm 1^\circ C$ ).

### 2.2. Simulation set-up

#### 2.2.1. Domains and conditions

In the first step of the simulation procedure indicating in Fig. 3, geometry of nozzles and their characteristics are described as follows. The flow field from a cone-shaped bluff-body nozzle was demonstrated by simulation of LPG as a working fluid. The jet was issuing into stagnant air in order to demonstrate entrainment mechanism. Its exit area was modified by placing a needle rod inside a circular nozzle with 1.4 mm diameter as shown in Fig. 4. Practically, the rod could be adjusted vertically subjecting to size

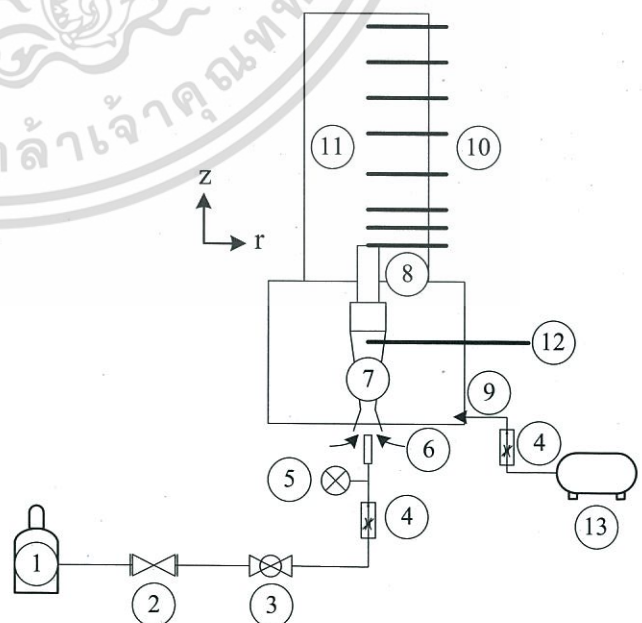


Fig. 2. Experimental set-up. 1. LPG; 2. Regulator; 3. Ball valve; 4. Flow meter; 5. Pressure gauge; 6. Nozzle; 7. Mixing tube; 8. Burner; 9. Secondary air inlet port; 10. Thermocouple type K; 11. Combustion chamber; 12. Oxygen sensor; 13. Air pump.

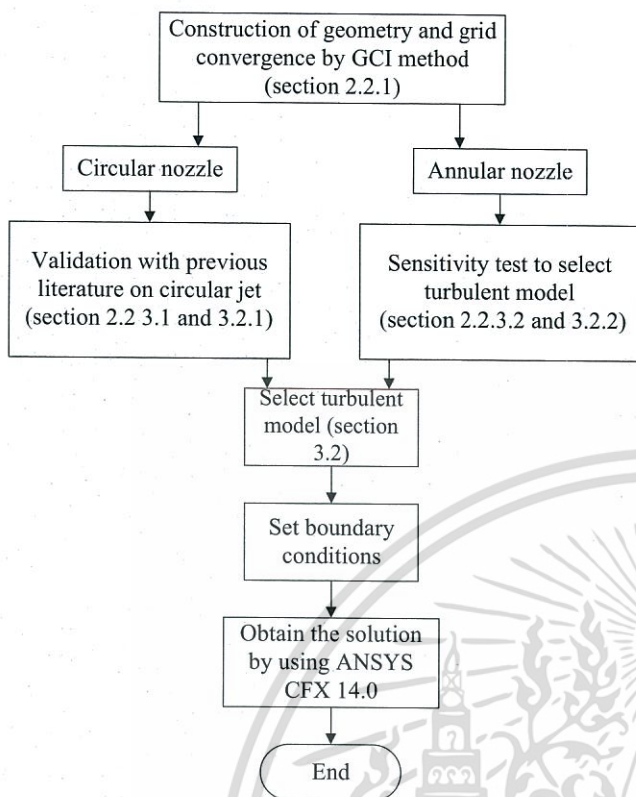


Fig. 3. Simulation procedure diagram.

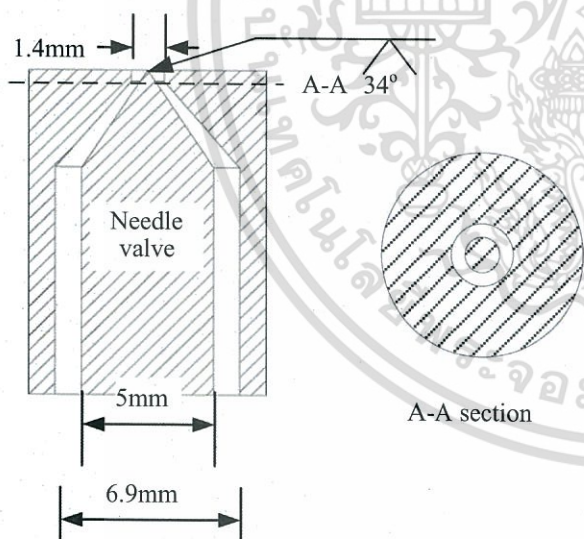


Fig. 4. Annular nozzle structure for simulation.

of exit area. The two circular nozzles with 0.8 and 1.4 mm in diameter were selected as conventional injectors. For interrelated comparison, the position of needle rod was adjusted so that this 1.4 mm annular jet provided an exit area being equal to the area of 0.8 mm circular jet. The three cross sectional views of jet exit areas are presented in Fig. 5.

All flow domains were reproduced from the nozzle implemented in our previous experiment. By using ANSYS CFX14.0 software package, the half of flow domain was separated into two parts according to working fluids. As shown in Fig. 6, LPG was supplied into the inlet at the bottom of the domain at 872 Pa. Air was

then naturally entrained through the upper part of another inlet of the flow domain. The inflow buffer domain had been added according to suggestion from previous work in order to eliminate other undesirable influences in the near-field zone [19,20]. The effect of inlet turbulence intensity has been carried out. It was found that the numerical result was not sensitive with the inlet turbulence intensity. This was because the boundary where inlet turbulence intensity was prescribed was far from the nozzle exit. Therefore, generation of turbulence in the nozzle channel was far-outweigh the inlet turbulence. Regarding the important role of the numerical scheme on accuracy, the advection scheme was set to be high resolution which was of high-order interpolation. The details of domain and boundary condition are illustrated in Table 1.

As far as grid independence was concerned, Grid Convergence Index scheme was performed on the results of centerline and radial velocity distributions, referring Ali et al. [21]. The meshes for annular flow calculation were refined, especially at the tip of obstacle, with grid refinement ratio (R) equaled to 10. Consequently, there were three mesh qualities i.e.; coarse, medium and fine. From Table 2, the subscripts *c*, *m* and *f* refer to coarse, medium and fine meshes, respectively. These meshes were constructed using ICFM CFD© 14.0. The best calculated GCI in case of centerline and radial velocity were found to be 0.07% and  $2 \times 10^{-4}\%$ , respectively. Therefore, the medium mesh quality, 4,645,316 tetrahedral elements, was chosen in order to save the calculation resource. Simultaneously, 2,992,000 and 2,812,665 tetrahedral elements were applied for calculation domain of circular nozzles with diameter 0.8 and 1.4 mm, respectively.

### 2.2.2. Numerical formulations

The essential governing equations were continuity and momentum equations. They were considered under 3-dimensional domain and incompressible form, while the indicative parameters were obtained from the 3-D Reynolds-Averaged Navier-Stoke (RANS) as expressed in Eq. (3).

$$\frac{\partial(\bar{\rho}\bar{U}_i)}{\partial t} + \text{div}(\bar{\rho}\bar{U}_i\bar{U}) = -\frac{\partial\bar{P}}{\partial x_i} + \text{div}(\mu\text{grad}\bar{U}_i) + \left[ -\frac{\partial(\bar{\rho}u_i^2)}{\partial x_i} - \frac{\partial(\bar{\rho}u_i u_j)}{\partial x_j} - \frac{\partial(\bar{\rho}u_i u_k)}{\partial x_k} \right] + S_{Mx_i} \quad (3)$$

The terms of  $\bar{\rho}u_i^2$ ,  $\bar{\rho}u_i u_j$  and  $\bar{\rho}u_i u_k$  are the Reynolds stress tensor in fluid. The normal ( $u_i^2$ ) and shear Reynolds stresses ( $u_i u_j$ ,  $u_i u_k$ ) can be obtained by dividing with  $\bar{\rho}$ . These terms are formed by Boussinesq assumption showing as follow:

$$-\bar{\rho}u_i u_j = \mu_t \left( \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (4)$$

where  $\delta_{ij}$  equaled to 0 and 1 as  $i \neq j$  and  $i = j$ , respectively. It is important to note here that mixing characteristics of the jet will be assessed by turbulent shearing stress. This parameter can be calculated from Eq. (4) once the turbulent kinetic energy and its dissipation rate are obtained together with the eddy viscosity. The distribution of Reynold shearing stress and its association with jet mixing characteristics will be discussed in Section 3.2.2.

### 2.2.3. Sensitivity test of the results versus turbulent model selection

It is necessary to verify that the conclusion drawn from our study is invariance with the turbulent model being used. Therefore, the investigation was performed with two parallel tasks. Firstly, validation test of the model against circular jet experiment and previous investigator, as discussed in Section 3.2.1. Secondly, sensitivity test of the result over different turbulent models on annular

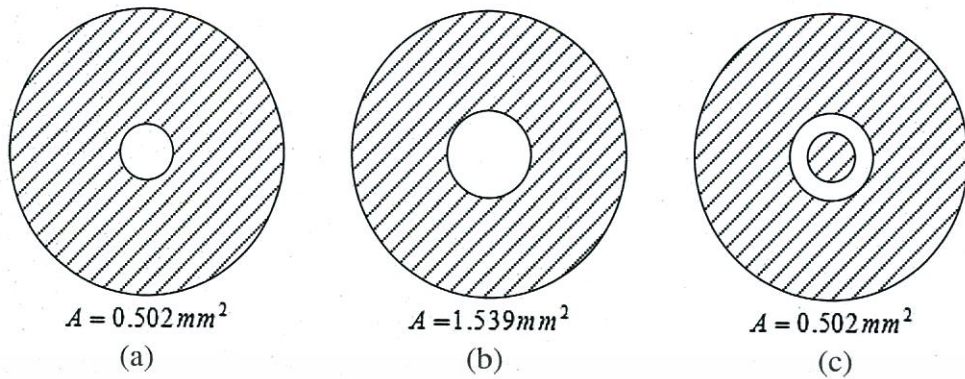


Fig. 5. Exit cross section areas of each model for numerical simulation (a) circular\_0.8 mm, (b) circular\_1.4 mm and (c) annular.

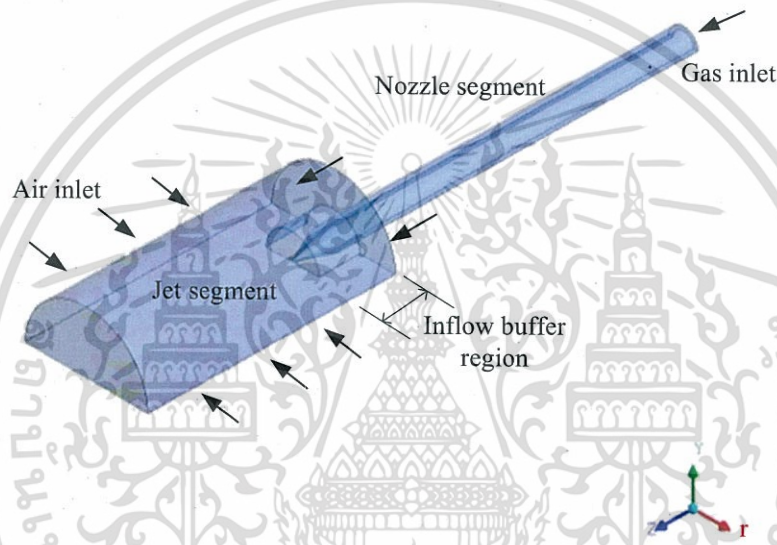


Fig. 6. Simulation domain.

Table 1  
Dimensions and boundary conditions of the flow domain.

Domain	
<i>Nozzle segment</i>	
Gas inlet diameter (r-direction), m	0.0069
Height (z-direction), m	0.095
Needle valve diameter (r-direction), m	0.005
Needle valve angle, degree	34
Needle valve height (z-direction), m	0.0952
Nozzle exit diameter (r-direction), m	0.0008, 0.0014
<i>Jet segment</i>	
Domain diameter (r-direction), m	0.03
Domain height (z-direction), m	0.05
Inflow buffer height (z-direction), m	0.01
<i>Grid</i>	
Element structure	Tetrahedral
Circular nozzle_0.8 mm	2,992,000
Circular nozzle_1.4 mm	2,812,665
Annular nozzle	4,645,316
<i>Boundary condition</i>	
LPG pressure inlet, Pa	872
Air pressure inlet, Pa	0 (opening)
<i>Gas composition</i>	
LPG, % by mol	0.7C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> and 0.3C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>
Air, % by mass	0.232O <sub>2</sub> and 0.768N <sub>2</sub>

as discussed in Section 3.2.2. Table 3 briefly summarizes the conditions used in this study. Please refer to these literatures for further details.

2.2.3.1. *Turbulent model for circular jet structure.* Regarding turbulent model selection of circular jet, it has been well-established that  $C_\mu$  for compressible fluid could not represent accurately the jet decay rate. There are numbers of literatures suggesting different empirical expression of  $C_\mu$ , for instance, as a function of the gradient Mach number [28]. Other researchers also recommended the value being a function of total temperature gradient and turbulent Mach number [29–31]. In 2011, Lebon et al. [22] conducted numerical investigation on compressible jet entering into hot environment. They introduced  $C_\mu$  as an exponential function of jet and ambient enthalpy ratio together with two empirical constants that best fit the jet decay rate within the temperature range of 285–1002 K. They further stated that without effect of temperature difference between the jet and surrounding fluids, the value of  $C_\mu = 0.09$ , which is a default one, was still not match well with experimental result due to compressibility effect. The variation of  $C_\mu$  could directly make an interrelation on the eddy viscosity,  $\mu_t$ , appearing in  $k$  and  $\epsilon$  transport equations. The transport of  $k$ ,  $\epsilon$  and the definition of  $\mu_t$  are expressed in Eqs. (5)–(7), respectively.

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \text{div}(\rho k \mathbf{U}) = \text{div} \left[ \frac{\mu_t}{\sigma_k} \text{grad}(k) \right] + 2\mu_t S_{ij} S_{ij} - \bar{\rho} \epsilon \quad (5)$$

ไม่ว่าการณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

**Table 2**  
Information for Grid Convergence Index (GCI) [21].

Velocity	Solution difference $e_{cm}$	Solution difference $e_{mf}$	Convergence ratio	Extrapolation order	$GCI_{cm}$ (%)	$GCI_{mf}$ (%)
Centerline	-768.06	-16,684	0.05	1.34	1.49	0.07
Radial	2.19	426.82	0.01	2.29	0.04	$2 \times 10^{-4}$

**Table 3**  
Validation work of turbulent model and sensitivity test of the results.

Publication	Method	Type of fluid	Jet exit diameter	Inlet condition
<i>Turbulent model for circular jet structure (validation)</i>				
Balabel, 2010 [25]	Simulation	Air	26.4 mm	$w_0 = 51$ m/s
Field, 1967 [23]	Equation	Air	1.4 mm	$Re = 10,000$
Fellouah, 2009 [24]	Experiment	Air	82.5 cm	$Re = 10,000$
This work	Simulation (STD $k - \epsilon$ )	Air	1.4 mm	$Re = 10,000$
This work	Simulation (Modified STD $k - \epsilon$ ) [22]	Air	1.4 mm	$Re = 10,000$
<i>Turbulent model for annular jet structure (sensitivity test)</i>				
This work	Simulation (STD $k - \epsilon$ with $C_{\mu} = 0.06$ ) [22]	LPG	Annular nozzle (1.4 mm of D)	Total pressure 872 Pa
This work	Simulation (STD $k - \epsilon$ with $C_{\epsilon 1} = 1.6$ ) [13]	LPG	Annular nozzle (1.4 mm of D)	Total pressure 872 Pa

$$\frac{\partial \bar{\rho} \epsilon}{\partial t} + \text{div}(\bar{\rho} \epsilon \mathbf{U}) = \text{div} \left[ \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \text{grad}(\epsilon) \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} 2\mu_t S_{ij} S_{ij} - C_{2\epsilon} \bar{\rho} \frac{\epsilon^2}{k} \quad (6)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (7)$$

Referring to Labon's conclusion, the reduction of this parameter could come up with increasing jet decay rate which is more suitable to the compressible fluid ( $O_2$  jet in that case). Therefore, in this work, the standard  $k - \epsilon$  with modification of  $C_\mu = 0.06$  was adopted for simulation of the round free jet created from 1.4 mm circular nozzle comparing against the standard one and previous literatures on circular jet following Table 3. The inlet condition was obtained regarding to the validated condition with  $Re = 10,000$  which was calculated following Eq. (8) with air as a working fluid.

$$Re = \frac{\rho w D}{\mu} \quad (8)$$

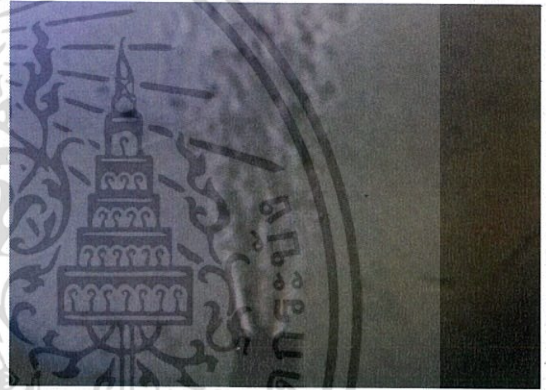


Fig. 7. The annular jet flow pattern from Schlieren technique [15].

### 3. Result and discussion

#### 3.1. Experimental result

**2.2.3.2. Turbulent model for annular jet structure.** Considering annular jet configuration, it was found on our previous experimental result, as shown in Fig. 7 [15], that there was a furrow of jet profile at the early stage of jet center serving as a region of low fuel density around upstream. This characteristic is similar to earlier investigation on annular buoyant and bluff-body jets as mentioned in Section 1. Among investigation works on numerical simulation, the modification of  $C_{\epsilon 1}$  constant of standard  $k - \epsilon$  was suggested as an accurate turbulent model as it could optimize the generation or destruction of dissipation term. The model had been demonstrated by [32,33], giving agreeable result compared with round jet as well as bluff-body experimental flow when was modified to 1.6 (1.44 for default value). In addition, the non-reacting flow simulation for bluff-body was conducted by the standard  $k - \epsilon$  with modification of  $C_{\epsilon 1}$  against standard  $k - \epsilon$ , Reynolds stress model and its modified one [13]. The result suggested that both modified models and Reynolds stress model provided better prediction on the decay rate than the standard  $k - \epsilon$ .

In this work, the sensitivity test was conducted over two modified turbulent models with our cone-shaped bluff-body nozzle; the standard  $k - \epsilon$  with modification of  $C_{\epsilon 1}$ , and standard  $k - \epsilon$  with modification of  $C_\mu$ .

In this section, the performance of two different jet structures, a conventional round jet and a proposed cone-shaped annular jet are presented. The percentage of premixed air, corresponding to force balance system, in Fig. 8 reveals that the modified nozzle was able to provide approximately 25% higher primary air entrainment than a conventional one for entire operation range. Unexpected increase in entrainment rate may be observed in particular at 3.4 kW for annular nozzle. This is due to the fact that the exit area of the annular nozzle was controlled by force balance between the spring and LPG supply pressure. Additionally, internal resistance between sliding component and the nozzle housing could play the important role on the movement of needle valve. Further improvement is planned to eliminate this effect. For instance, Fig. 9 illustrates the visible flame at 3.5 L/min of LPG corresponding to 4.2 kW and 4.4 kW of the annular and conventional jet nozzle respectively. Although the firing rates are a little different due to compressibility effect of LPG, it was evident that higher entrainment of premixed air led to more intense combustion indicated as shorten flame length and reduction of yellow flame tip from soot combustion. The comparison suggested different in axial temperature profile as higher temperature at the first monitoring location of  $z_b/D_b = 0$  was evident for annular jet flame, while lower temperatures were observed from the second monitoring locations onward, see

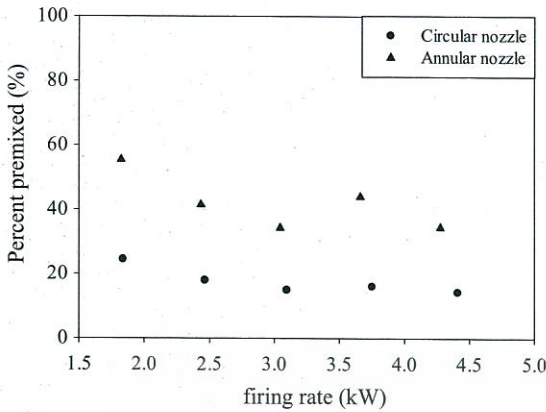


Fig. 8. Percent premixed from previous finding [15].

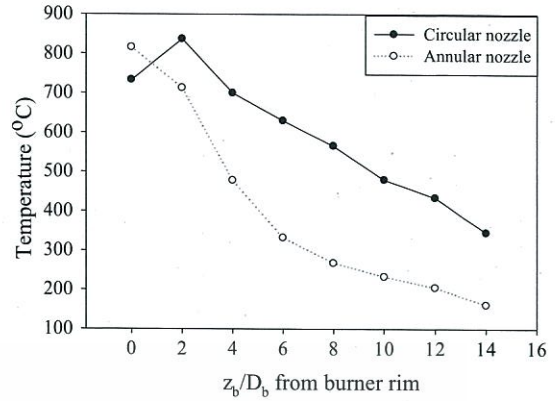


Fig. 10. Flue gas temperature distribution at 3.5 L/min (4.4 and 4.2 kW for circular and annular nozzle respectively) corresponding to the percentage of air premixed in Fig. 8 [15].

Fig. 10. A delay in peak temperature was observed at  $z_b/D_b = 2.0$  for the flame of conventional jet due to the intense burning zone was located above burner rim with diffused secondary air.

From earlier discussion, an achievement were made in term of combustion performance. Work was carried out further to investigate the in-depth mechanism associated with the modified injector that led to high entrainment. To authors' knowledge, the investigation of jet emerging from annular nozzle with cone-shaped obstacle by CFD has not been reported so far. In the next section, the flow field of the annular jet creating from cone-shaped bluff body will be presented. The comparison will be made with the simulated result from circular nozzles. The sensitivity of the results with turbulent models will also be assessed.

### 3.2. Sensitivity and turbulent model selection

#### 3.2.1. Validation of circular jet

Given in Section 2.2.3.1, both modified and standard  $k - \epsilon$  models were validated against previous literatures on circular jet without effect of density difference, see Fig. 11. Although, the modified  $k - \epsilon$  turbulent model with  $C_{\mu} = 0.09$  gave best fit on decay rate result, it did not account for the effect of density difference. Moreover, the result on Reynolds shearing stress had been over estimated at twice the magnitude of the experimental one while the value for  $C_{\mu} = 0.06$  was more reasonable, as suggested in Fig. 11 (b). Referring to the knowledge gained from previous literatures and validation work, decision was made on  $C_{\mu} = 0.06$  for LPG jet to compensate the effect due to difference in density of the jet and surrounding fluid.

#### 3.2.2. Annular jet: Sensibility of predicted result with different turbulent models

The simulation on annular jet was performed using two modified standard  $k - \epsilon$  turbulent models, as introduced in Section 2.2.3.2. From the decay rate shown in Fig. 12, Result suggested that modification of  $C_{\epsilon 1}$  on standard  $k - \epsilon$  model performed similar result on the decay rate compared to its counterpart. It was found that the predicted result of annular jet had sufficient reliability over variation of these two turbulent models.

For further investigation on the effect of exit geometry on jet decay rate, it is necessary to perform on most accepted turbulent model for each type of jet. Therefore, the modification of  $C_{\epsilon 1}$  was selected as a turbulent model for jet with bluff body while the modified  $k - \epsilon$  with  $C_{\mu} = 0.06$  was selected for prediction of circular jet.

#### 3.2.3. Annular and circular jets comparison

In Fig. 13, decay rate comparison between annular and circular jets is illustrated. The annular jet potential core was longest among others, resulting in slowest decay of axial velocity along the centerline. It was apparently seen that the annular jet had the highest axial velocity and slowly decay along  $z/D$ . At axial distance  $z/D = 30$ , the annular jet decay rate was decreased for 48% averaged as comparing with 0.8 and 1.4 mm of nozzle models. This could reaffirm that annular shape exit geometry had greater ability to maintain the jet momentum, especially in the region of  $1 < z/D < 10$ .

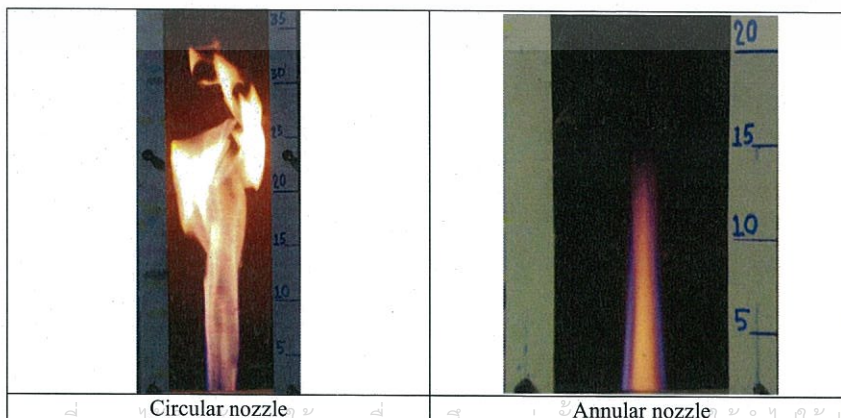


Fig. 9. Visible flame comparison at 3.5 L/min (4.4 and 4.2 kW for circular and annular nozzle respectively) corresponding to the percentage of air premixed in Fig. 8 [15].

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการศึกษานานาชาติเท่านั้น มิใช่เพื่อให้เห็นประโยชน์ด้านการค้า  
 มิฉะนั้นการนำเอกสารนี้ไปใช้โดยไม่ได้รับอนุญาตถือว่าผิดกฎหมาย และต้องแจ้งเจ้าของเอกสารทุกครั้งหากมีการนำไปใช้

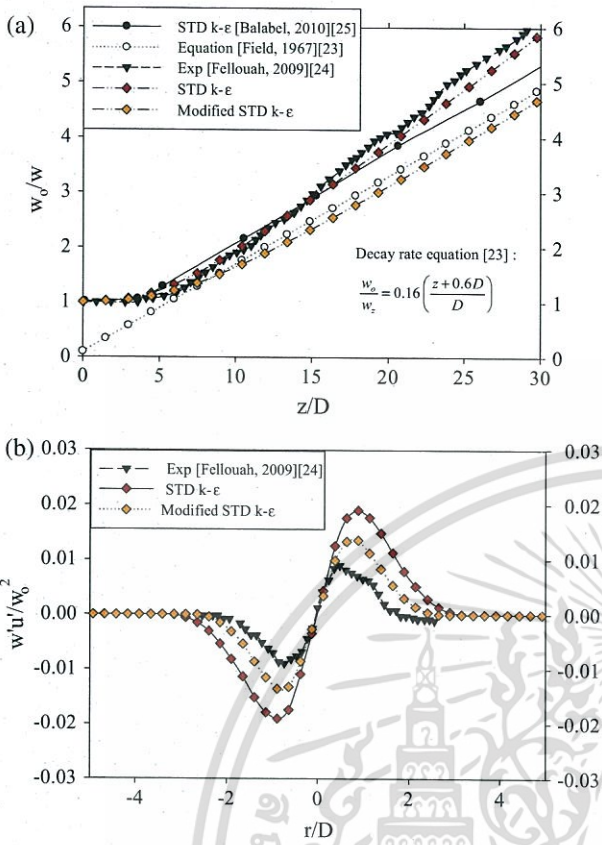


Fig. 11. (a) Rate of decay and (b) Reynolds shear stress at  $(z/D = 10)$  validation on circular nozzle with 1.4 mm diameter.

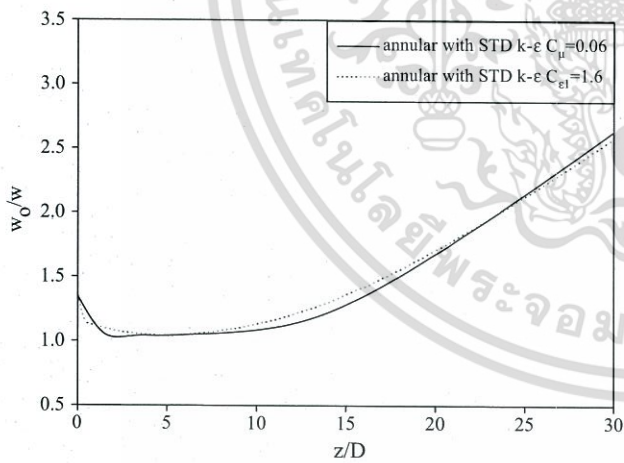


Fig. 12. Decay rates simulation on annular jet on different turbulent models.

The radial distribution at early stage,  $z/D = 0.43$ , of all three jets are provided in Fig. 14. At this location the velocity profiles of an annular jet, on both axial and radial directions, were quite different from circular jets due to shape of an obstacle. The development from furrow profile of axial velocity to a relatively more parabolic-like shape indicated that fluid was induced into the axis of symmetry, creating a relatively more observable radial velocity magnitude of opposite direction about the axis of symmetry (at  $-0.5 < r/D < 0.5$ ). Consequently, there were two shear layers; (i) the inner layer which was surrounded by the jet ring and (ii) the outer layer of higher velocity gradient. This inner layer created an internal entrainment which induced a relatively low pressure

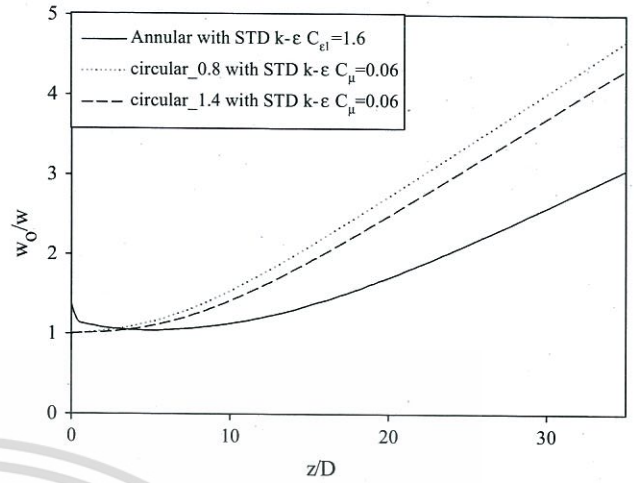


Fig. 13. Decay rate comparing for each structure.

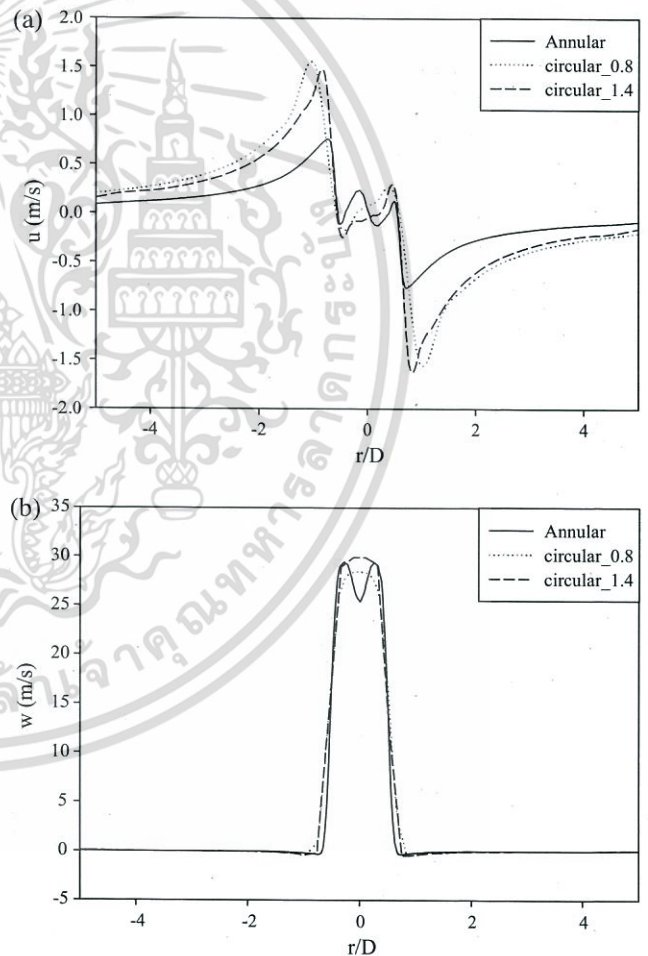


Fig. 14. Radial distributions at  $z/D = 0.43$ , (a) radial velocity and (b) axial velocity.

region at the jet axis, seen in Fig. 15. According to this observation, an annular jet was drawn into the jet axis thus the normalized axial velocity profile was narrower and intensified as compared to the circular ones. However, this abrupt change in velocity profile around the centerline of the annular jet was less severe when comparing with a jet from nozzle with flat-headed bluff-body, see [14]. Fig. 16 reveals the axial velocity pattern on each  $z/D$ . In principle, the degree of axial velocity dissipation indicates the severity of

axial momentum exchange to other directions by turbulence. From the results, the momentum of annular jet was better maintained corresponding to the narrower jet induced by the furrow found on velocity profiles at upstream as a result of the obstruction of needle valve. This more concentrated jet momentum could better endure with severe momentum transport between the jet and surrounding fluid. Therefore, the degree of penetration of the annular jet was relatively higher than the conventional ones even for the jet with the same exit diameter. By investigating the circular jets, even if the centerline velocities were low, their pedestals were wider than an annular jet at every  $z/D$ . In the other words, the circular jets were able to better dissipate radially an axial momentum than the annular jet. This widespread pattern dictated the contact area between jet and surrounding fluid resulting in some distinction on mixing mechanism.

The Reynolds shear stress is one of the parameters expressing the mixing characteristic of a jet, see Fig. 17. A shear layer of highest mixing rate can be identified by local maximum of Reynolds shear stress. In wider jet pattern, the local maxima of turbulent shearing stress is budged further from centerline than the narrower one. The jet contact area is usually expressed in cone shape where the jet begins to exchange the momentum with surrounding fluid. Therefore, the further local maximum Reynolds shear stress shifts away from centerline axis, the greater jet cone angle can be observed. Additionally, the magnitude of Reynolds shear stress can reflect the turbulent intensity located on the shear layer. This intensity can specify the initial layer instabilities which break down into vortical structures [20]. High value of turbulent intensity ensures that the turbulent production being proportional to fluid deformation rate is also high.

Fig. 18 reveals the normalized Reynolds shear stress of jet with three different exit structures. Its local maximum shifted away from centerline as  $z/D$  increased. On this position, the local time-averaged maximum velocity gradient was also found. Moreover, it was clearly seen that the local peak values for circular jets located further from the jet's centerline as compared with those of annular jet. This was so for every  $z/D$  locations. For circular jet, their magnitudes were lower from  $z/D = 15$  and further downstream, indicating less severe in dissipation rate. At  $z/D = 30$  shear stress for annular jet could still be observed while these values were almost flattened out for circular ones. In contrary, less intense in normalized Reynolds shear stress up to  $z/D = 10$  was observed for annular jet indicating less attenuation of jet momentum by turbulence. The remaining momentum to annular jet was therefore high as evidence and already been discussed earlier for Fig. 16.

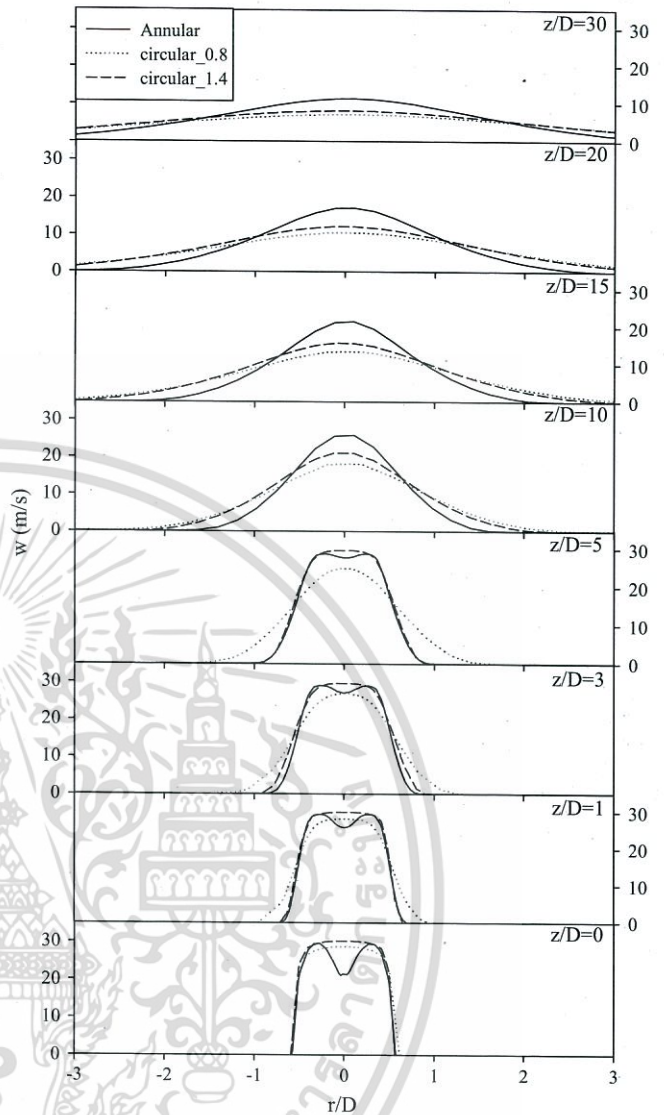


Fig. 16. Axial velocity on each  $z/D$  plane.

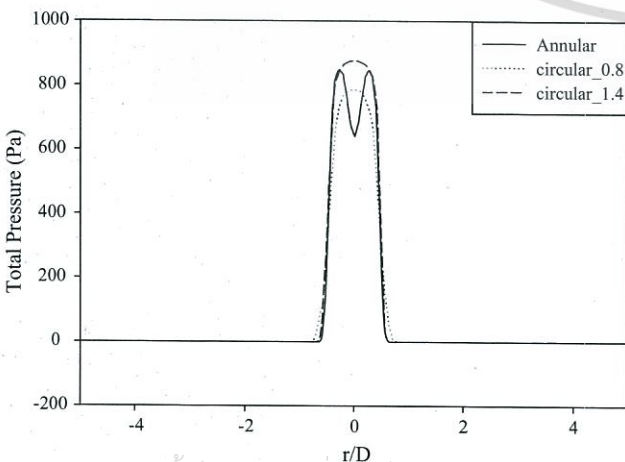


Fig. 15. Total pressure on radial distributions at  $z/D = 0.43$ .

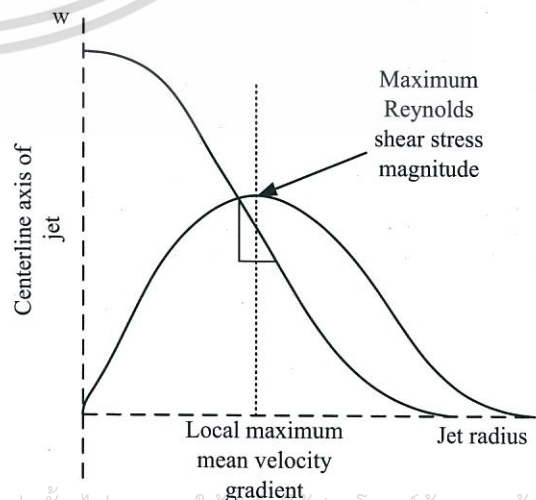


Fig. 17. Local maximum Reynolds shear stress.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปเผยแพร่ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

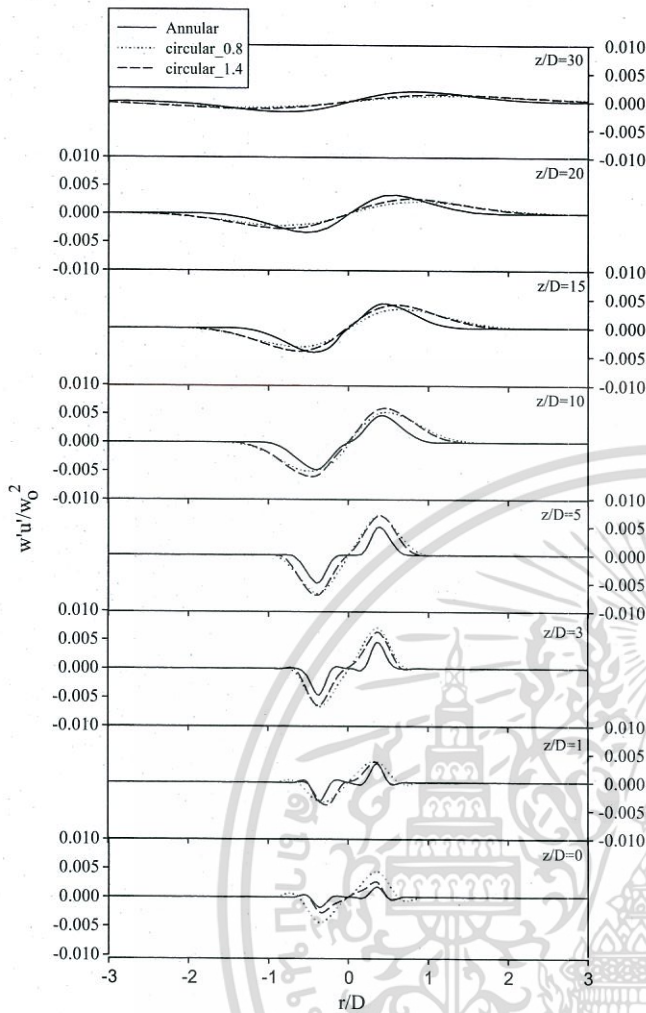


Fig. 18. Reynolds shear stress on each z/D plane.

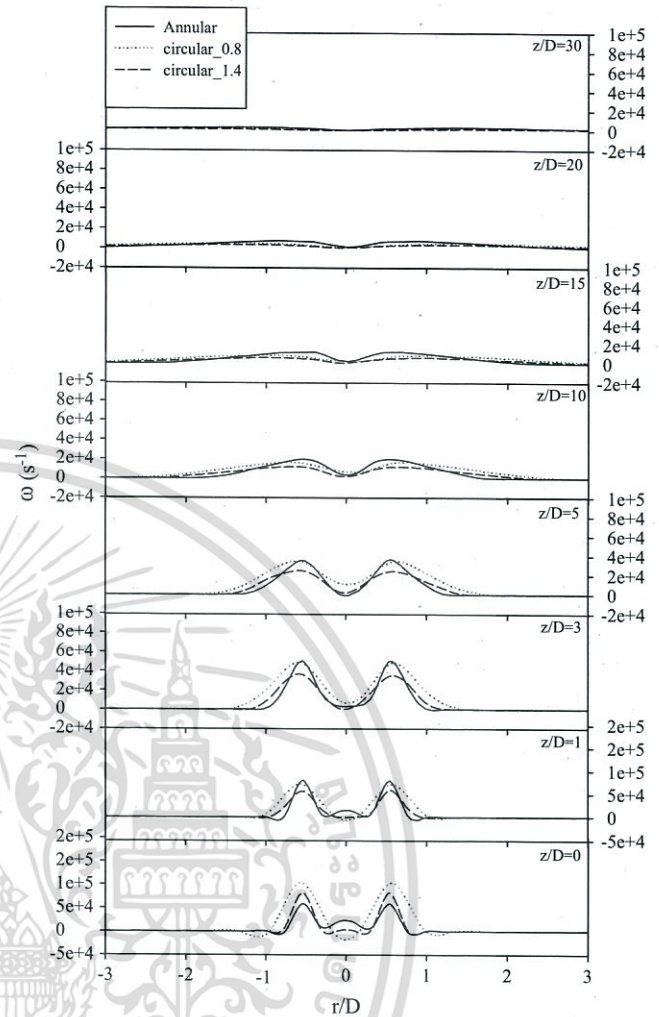


Fig. 19. Vorticity magnitude.

The configuration of exit port of the jet associated with cone-shaped value would play an important role on this difference.

Since the annular jet provided less mixing at the upstream location than the others, this brought about higher value of jet momentum remaining at downstream. Its axial velocity was also still high resulting in deeper jet penetration. By the delay in momentum transport, a jet created by an annular exit structure was expected to have a more severity in momentum exchange at downstream as compared with the jet from circular exit structure.

Vorticity is one of jet characteristics expressing the degree of mixing which directly related to the turbulent intensity. In Fig. 19, the vorticity vector field was simplified in term of its magnitude where each component of vorticity is shown as follows:

$$\omega_x = \frac{\partial w}{\partial y} - \frac{\partial v}{\partial z}, \quad \omega_y = \frac{\partial u}{\partial z} - \frac{\partial w}{\partial x}, \quad \omega_z = \frac{\partial v}{\partial x} - \frac{\partial u}{\partial y} \quad (9)$$

There were two peaks of vorticity magnitude at upstream as a result of the annular jet, namely, inner and outer layer. The local maximum magnitude of inner vortex for the annular jet was located at the furrow of velocity profile up to z/D = 1 and disappeared afterwards. This was seen together with local pressure drop upstream, see Fig. 15. A much dominant magnitude of vorticity was seen at the outer layer starting from the first monitoring location, z/D = 0. Although the vorticity of fluid element in the outer layer of annular jet was more intense, it took place with narrower region corresponding with the narrower velocity profile as com-

pared with those of circular jets. The magnitude of vorticity of annular jet was still observable at z/D = 20 whereas those of circular jets had disappeared. In general, an observation on distribution of vorticity was closely interrelated with velocity distribution, as defined by Eq. (9). However, the magnitude of normalized Reynolds shearing stress, by dimensional analysis, reflects the dissipated energy by turbulence to the exit jet energy. Therefore, shearing stress of annular jet had caused less energy diffusion than that of circular ones. It was clear from Figs. 16 and 18 that the Reynolds shearing stress was one of the indicative parameters determining jet characteristics.

Fig. 20 indicates the entrainment rate comparison between the jets of three exit- geometries. It was obtained from the ratio  $\frac{\dot{m}_{mix}}{\dot{m}_{LPG}}$ , on each z/D plane where  $\dot{m}_{mix}$  is the mass flow rate of mixture, consisting of LPG and air at that location, and  $\dot{m}_{LPG}$  is the mass flow rate of injected LPG at 872 Pa supplied pressure. It was evidently seen that the entrainment rate on circular jets were larger than annular one along the jet domain. As expressed from the positions of local maximum Reynolds shear stress discussed earlier in Fig. 18, the circular jets possess wider cone structure than the annular one. It is also found in Fig. 20 that the cone-shaped bluff-body nozzle geometry gives disadvantage on entrainment at early stage of mixing.

In summary, the highest speed of jet issuing from an annular port as comparing with conventional nozzle structure of equal exit area or with the same nozzle diameter was caused by the

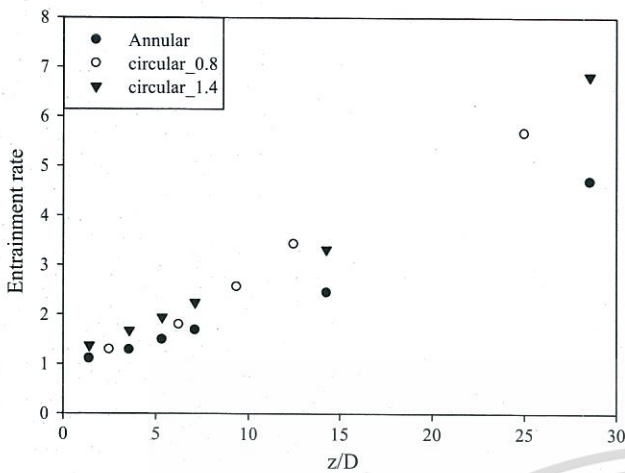


Fig. 20. Entrainment rate.

development mechanism of flow pattern at center of the jet at the early stage of entrainment where normalized Reynolds Shear stress was relatively lower. The jet momentum was better preserved in this concentrated velocity profile resulting in deeper penetration downstream. This ability to conserve the momentum along its centerline caused the delayed dissipation of energy towards radial direction. This was the reason that annular jet has been characterized as narrower pattern than its counterpart. As evidence from existing literature that the contact area between the jet boundary and the secondary fluid plays an important role on entrainment rate [27]. Because of deep penetration, the annular jet could achieve greater entrainment especially when placed in a long tube where its width is narrow than jet boundary. As a matter of fact that mixing of fuel and air would stop once the jet reach the wall. Under such particular condition the annular jet would allow deeper distance of entrainment. Regarding to our experimental data as described in Section 3.1 where annular jet was applied in a confined mixing tube, the cone-shaped bluff-body nozzle could provide higher primary air entrainment than a conventional one. This agrees with the previous finding by Hill [26] who proved that the entrainment rate could be improved by increasing the distance prior to the point where the flow was fully developed. Theoretically, the fully developed zone is the region that the axial velocity have not change along the axial direction  $\frac{dv}{dz} = 0$ . When the axial velocity is created with greater concentrated profile, it definitely takes a longer distance to reach an equilibrium state. As for the annular jet, the high axial velocity brings about increasing in distance of entrainment until reaching fully developed regime. It is also interesting to note here that this was a distinctive finding regarding the degree of penetration on this type of nozzle. In existing literatures on nozzles with flat-headed bluff body, however, a strong entrainment rate was found at upstream region due to high turbulent intensity. A statement can be made here that the shape of bluff-body has a strong influence on jet pattern and definitely on entrainment behavior.

#### 4. Conclusion

An experiment on combustion performance of a premixed burner with fuel jet issuing from conventional round shape and cone-shaped bluff-body orifices were carried out. The percentage of air entrainment calculated from the value of oxygen concentration was compared. It was found that the number had been improved for 25% from the conventional nozzle, visible flame color and length had also been significantly improved from this modification.

To study in-depth mechanism regarding primary air entrainment, the flow fields of the circular and annular jets were investigated. It was found that the annular jet exhibited narrower cone pattern with higher degree of penetration. Up to the value of  $z/D = 30$  the average of difference decay rate was reduced for 48% comparing with those of the conventional jet. The maximum Reynolds shearing stress at upstream was significantly lower. Deeper penetration of the jet led to improvement of air entrainment in a confined duct.

#### Acknowledgement

The authors are grateful to the financial support from Thailand Research Fund under a Royal Golden Jubilee Ph.D. Scholarship, jointly funded by King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang.

#### References

- [1] A.K.S. Haroun, K.A. Yassar, Investigation of soot formation and temperature field in laminar diffusion flames of LPG-air mixture, *Energy Convers. Manage.* 41 (2000) 1897–1916.
- [2] B.T. Kannan, A novel method for calculating half velocity widths for turbulent jets, *Perspect. Sci.* (2016), <http://dx.doi.org/10.1016/j.pisc.2016.04.023>.
- [3] A. Chasemi, V. Roussinova, R. Balachandar, R.M. Barron, Reynolds number effects in the near-field of a turbulent square jet, *Exp. Therm. Fluids Sci.* 61 (2015) 249–258.
- [4] F. Rahman, B. Umesh, D. Subbarao, M. Ramasamy, Enhancement of entrainment rates in liquid-gas ejector, *Chem. Eng. Process.: Process Intensification* 49 (2010) 1128–1135.
- [5] S. Moon, Y. Matsumoto, K. Nishida, J. Gao, Gas entrainment characteristics of diesel spray injected by a group-hole nozzle, *Fuel* 89 (2010) 3287–3299.
- [6] X. Yang, X. Long, X. Yao, Numerical investigation on the mixing process in a steam ejector with different nozzle structures, *Int. J. Therm. Sci.* 56 (2012) 95–106.
- [7] A. Danlos, C. Lalizel, B. Patte-Rouland, Experimental characterization of the initial zone of an annular jet with a very large diameter ratio, *Experiments in Fluids*, Springer Verlag, Germany, 2013, <http://dx.doi.org/10.1007/s00348-012-1418-x>. <hal-00767581>.
- [8] S.H. Kim, H. Pitsch, Mixing Characteristics and Structure of a Turbulent Jet Diffusion Flame Stabilized on a Bluff-body, *Center for Turbulence Research, Annual Research Briefs*, 2005, pp. 283–296.
- [9] P. Kumar, D.P. Mishra, Effects of bluff-body shape on LPG-H<sub>2</sub> jet diffusion flame, *Int. J. Hydrogen Energy* 33 (2008) 2578–2585.
- [10] G. Magnotti, R.S. Barlow, Effects of high shear on the structure and thickness of turbulent premixed methane/air flames stabilized on a bluff-body burner, *Combust. Flame* 162 (2015) 100–114.
- [11] S. Sreedhara, K.Y. Huh, Modeling of turbulent, two-dimensional nonpremixed CH<sub>4</sub>/H<sub>2</sub> flame over a bluffbody using first- and second-order elliptic conditional moment closures, *Combust. Flame* 143 (2005) 119–134.
- [12] C.D. Taglia, L. Blum, J. Gass, Y. Ventikos, D. Poulidakos, Numerical and experimental investigation of an annular jet flow with large blockage, *J. Fluids Eng.* 126 (2004) 375–384.
- [13] B.B. Dally, D.F. Fletcher, A.R. Masri, Flow and mixing fields of turbulent bluff-body jets and flames, *Combust. Theory Model.* 2 (2) (1998) 193–219, <http://dx.doi.org/10.1088/13647830/2/2/006>.
- [14] Y. Wang, Y. Huang, J. Liu, H. Wang, Q. Liu, Flow-field characteristics of high-temperature annular buoyant jets and their development laws influenced by ventilation system, *Sci. World J.* 2013 (2013) 11, Hindawi Publishing Corporation.
- [15] P. Laphirattanakul, Mixing and Combustion Improvement by Modified Nozzle on a Premixed LPG Burner, Faculty of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Thailand, 2012.
- [16] P. Laphirattanakul, J. Charoensuk, The development of LPG burner in ceramics industry: part 1", in: *The 25th Conference of Mechanical Engineering Network of Thailand*, 2011.
- [17] A. Laphirattanakul, J. Charoensuk, The study of capable in LPG turn up/down of semi-automatic LPG burner in ceramics industry: part 2, in: *The 25th Conference of Mechanical Engineering Network of Thailand*, 2011.
- [18] A. Laphirattanakul, P. Laphirattanakul, J. Charoensuk, Comparison of conventional and developed LPG burner operating: fuel jet shape and burner performance, in: *The 26th Conference of Mechanical Engineering Network of Thailand*, 2012.
- [19] C. Pradeep, M. Krishnan, Upstream entrainment in numerical simulations of spatially evolving round jets, *Phys. Fluids* 15 (10) (2004) 3699–3705.
- [20] D. Li, J. Fan, K. Cen, Direct numerical simulation of the entrainment coefficient and turbulence properties for compressible spatially evolving axisymmetric jets, *Fuel* 102 (2012) 470–477.
- [21] M.S.M. Ali, C.J. Doolan, V. Wheatley, Grid convergence study for a two-dimensional simulation of flow around a square cylinder at a low Reynolds

- number, in: Seventh International Conference on CFD in the Minerals and Process Industries, CSIRO, Melbourne, Australia, 2009.
- [22] G.S. Bruno Lebon, M.K. Patel, G. Djambazov, K.A. Pericleous, Mathematical modelling of a compressible oxygen jet entering a hot environment using a pressure-based finite volume code, *Comput. Fluids* 59 (2011) 91–100.
- [23] M.A. Field, D.W. Gill, B.B. Morgan, P.G.W. Hawkslay, *Combustion of Pulverized Coal*, The British Coal Utilisation Research Association, Leatherhead, 1967.
- [24] H. Fellouah, C.G. Ball, A. Pollard, Reynolds number effect within the development region of a turbulent round free jet, *Int. J. Heat Mass Transfer* 52 (2009) 3943–3954.
- [25] A. Balabel, W.A. El-Askary, On the performance of linear and non-linear  $k - \epsilon$  turbulent models in various jet flow applications, *Eur. J. Mech. B/Fluids* 30 (2010) 325–340.
- [26] B.J. Hill, Measurement of local entrainment rate in the initial region of axisymmetric turbulent air jets, *J. Fluid Mech.* 51 (1972) 773–779.
- [27] M.T. Kandakure, V.C. Patkar, A.W. Patwardhan, Characteristics of turbulent confined jets, *Chem. Eng. Process.* 47 (2008) 1234–1245.
- [28] S. Heinz, A model for reduction of the turbulent energy redistribution by compressibility, *Phys. Fluids* 15 (2003) 3580–3583.
- [29] K. Abdol-Hamid, S. Pao, S. Massey, A. Elmiligui, Temperature corrected turbulent model for high temperature jet flow, *J. Fluids Eng.* 126 (2004) 844–850.
- [30] M. Alam, J. Naser, G. Brooks, CFD simulation of supersonic oxygen jet behavior inside a high temperature field, in: Seventh International Conference on CFD in the Minerals and Process Industries, Melbourne, Australia, 2009.
- [31] M. Alam, J. Naser, G. Brooks, Computational fluid dynamics simulation of supersonic oxygen jet behavior at steelmaking temperature, *Matal. Mater. Trans. B* 41b (2010) 636–645.
- [32] J.J. McGuirk, W. Rodi, The calculation of three-dimensional turbulent free jets, in: F. Durst, B.E. Launder, F.W. Schmidt, J.H. Whiteclaw (Eds.), *1st Symposium on Turbulent Shear Flows*, 1979, pp. 71–83.
- [33] A.P. Morse, *Axisymmetric Turbulent Shear Flows with and without Swirl* PhD Thesis of London University, 1977.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



**การประชุมวิชาการ**

## **เครือข่ายพลังงานแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 11**

11<sup>st</sup> Conference On Energy Network of Thailand (E-NETT)

วันที่ 17-19 มิถุนายน 2558

ณ โรงแรมบางเลน ออริเทจ จังหวัดสมุทร



**จัดการประชุมโดย**

คณะบริหารสิ่งแวดล้อมและวิสดุ

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี

ร่วมกับ คณะวิทยาศาสตร์ มหาวิทยาลัยนเรศวร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปเผยแพร่บนสื่อออนไลน์

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## การปรับปรุงสมรรถนะของหัวเผาแอลพีจีในอุตสาหกรรมเซรามิกส์ Performance Improvement of the LPG Burner of Ceramics Industry

อาวุธ ฤทธิธนากุล<sup>1\*</sup>, ภาณพีญ ฤทธิธนากุล<sup>2</sup> และ จารุวัตร เจริญสุข<sup>2</sup>

<sup>1</sup> ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานคร 10530

<sup>2</sup> สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง กรุงเทพฯ 10520

\*ผู้ติดต่อ: umkmitl39@hotmail.com, 029 883 655 ต่อ 3106

### บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้เป็นการพัฒนาหัวเผาแอลพีจีแบบผสมกันมาก่อนที่ใช้ในอุตสาหกรรมเซรามิกส์ โดยประยุกต์ใช้เทคนิควัสดุพอร์นที่มีคุณสมบัติในการสร้างเสถียรภาพอีกทั้งช่วยลดมลพิษ เพื่อช่วยในการปรับปรุงสมรรถนะการเผาไหม้ วัสดุพอร์นที่ใช้ในการทดสอบทำมาจากอะลูมินา มีลักษณะคล้ายฟองน้ำ มีความหนาแน่นความพรุน 10 ppi ถูกขึ้นโครงสร้างให้มีลักษณะเป็นทรงกระบอกครอบแทนที่หัวเผาเดิมเพื่อเปรียบเทียบสมรรถนะการเผาไหม้ นอกจากนี้หัวฉีดเชื้อเพลิงที่นำมาใช้ในงานวิจัยเป็นหัวฉีดที่ได้รับการออกแบบและทดสอบแล้วว่าสามารถปรับเปลี่ยนปริมาณการเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่หนึ่งได้ตามการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลที่สัมพันธ์กับสมมูลของสปริง ส่งผลให้สามารถเหนี่ยวนำอากาศเข้าสู่หัวเผาได้เพียงพอต่อการเผาไหม้ในย่านใช้งานเชื้อเพลิงต่ำ โดยการทดสอบจัดทำขึ้นที่อัตราการไหลเชื้อเพลิงในช่วง 1.5-5 L/min และสังเกตความยาว สีและรูปแบบของเปลวไฟซึ่งบ่งชี้ถึงเสถียรภาพการเผาไหม้ รวมถึงบันทึกอุณหภูมิตามระดับความสูงของห้องเผาไหม้ ปริมาณก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์และสารประกอบไนโตรเจนออกไซด์ในก๊าซไอเสีย จากการทดสอบเมื่อเปรียบเทียบสมรรถนะของหัวเผาวัสดุพอร์นกับหัวเผาแบบเดิมภายใต้ย่านการทำงานที่กำหนด พบว่าหัวเผาวัสดุพอร์นมีการเผาไหม้อย่างมีเสถียรภาพในช่วงอัตราการไหล 1.5-3 L/min เท่านั้น สังเกตจากเปลวไฟที่อยู่ในวัสดุพอร์นทำให้มีลักษณะร้อนแดง ในขณะที่หัวเผาแบบเดิมเกิดการเผาไหม้อย่างมีเสถียรภาพตลอดย่านการใช้งาน แต่กลับมีการยกตัวของเปลวไฟสูงขึ้นเมื่อเพิ่มอัตราการไหลเนื่องมาจากความเร็วก๊าซผสมที่มากขึ้นสังเกตได้จากตำแหน่งที่มีอุณหภูมิสูงสุดของการกระจายตัวอุณหภูมิ โดยเมื่อสังเกตกรณีหัวเผาวัสดุพอร์นพบว่าสามารถรักษาตำแหน่งของฐานเปลวไฟอยู่ที่บริเวณปากหัวเผาตลอดย่าน นอกจากนี้หัวเผาวัสดุพอร์นยังสามารถวัดปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์และสารประกอบไนโตรเจนออกไซด์ได้ในปริมาณที่ต่ำกว่าหัวเผาแบบเดิม

**คำหลัก:** หัวเผาแอลพีจี เตาเผาเซรามิกส์ การเหนี่ยวนำอากาศ วัสดุพอร์น การเผาไหม้

### Abstract

The development on premixed LPG burner for ceramics industry with porous media was carried out. Porous media was proved having capability on flame stabilization and also emission reduction. Alumina porous foam with 10 ppi was carved into cylinder so that it could replace a conventional burner. Moreover, the modified gas nozzle was applied as LPG injector. It was referenced from previous work that could produce greater entrainment than a conventional nozzle, especially in low operating flow rate. LPG was injected within the range of 1.5-5 L/min. เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

By comparing combustion performance, visual flame and temperature distribution along the height of combustor were detected.  $O_2$ , CO and  $NO_x$  in flue gas at downstream were also monitored. The stable flame of porous burner was found only within 1.5-3 L/min of operation range as indicated from luminous porous medium. Whereas, in conventional burner, strong and blue flame was achieved throughout the range of operation. In contrary on porous burner, it could behave as a great flame holder. Emissions were found lower in porous burner.

**Keywords:** LPG Burner, Ceramics Industry, Air entrainment, Porous media, Combustion

## 1. บทนำ

ผลิตภัณฑ์เซรามิกส์ถือเป็นสินค้าในลำดับต้นๆ ที่มีปริมาณการส่งออกสูง ดังนั้นการพัฒนาประสิทธิภาพทางการผลิตเพื่อให้ได้มาตรฐานจึงเป็นสิ่งที่คุณประกอบการควรคำนึงถึง ซึ่งกระบวนการอบที่ใช้ความร้อนจากการเผาไหม้เป็นหลักโดยมีแอลพีจีเป็นเชื้อเพลิงถือเป็นกระบวนการสำคัญที่ส่งผลต่อคุณภาพของผลิตภัณฑ์โดยตรง ซึ่งควรมีการรักษาอุณหภูมิให้คงที่และมีการกระจายตัวภายในห้องอบ อย่างสม่ำเสมอ ในปัจจุบันหัวเผาที่ใช้อยู่ในอุตสาหกรรมเป็นหัวเผาประเภทผสมกันมาก่อน (Premixed burner) มีเปลวไฟค่อนข้างยาวและเกิดเป็นเปลวไฟแบบแพร่ (Diffuse flame) ที่ส่วนปลายของเปลว โดยเฉพาะในย่านอัตราการไหลเชื้อเพลิงสูง เกิดจากเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ไม่หมด ทำให้มีการกระจายอุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้ไม่สม่ำเสมอ รวมถึงเป็นสาเหตุของการเกิดมลพิษ ด้วยเหตุนี้ทีมวิจัยจึงได้นำหัวเผาดังกล่าวมาประยุกต์ใช้กับวัสดุพอร์นเพื่อให้การเผาไหม้เป็นไปอย่างมีประสิทธิภาพมากขึ้น

จากการศึกษาบทความที่วิจัยเกี่ยวกับหัวเผาวัสดุพอร์นพบว่าเมื่อเปรียบเทียบกับเปลวไฟอิสระ (Free flame) เปลวไฟที่เกิดจากหัวเผาวัสดุพอร์นมีอัตราการเผาไหม้ (Burning rate) ที่สูงกว่า และให้ย่านการหรือเร่งที่กว้าง สามารถเผาไหม้ในเงื่อนไขที่มีปริมาณอากาศส่วนเกินสูงหรือเผาพร้อมกับเชื้อเพลิงที่มีค่าความร้อนต่ำได้ดี เนื่องจากโครงสร้างวัสดุพอร์นทำให้เกิดการหมุนเวียนภายใน (Self-recuperation) และกระจายตัว (Dispersion) ของความร้อน ผ่านรูปแบบการถ่ายเทความร้อนทั้ง 3 รูปแบบได้แก่ การนำ (Conduction) การพา (Convection) และการแผ่

รังสี (Radiation) โดยความร้อนจะถูกถ่ายเทจากผลิตภัณฑ์สู่สารตั้งต้นภายในโพรงช่องว่างและผ่านของแข็ง ซึ่งการบังคับไหลแบบกระจายตัวของสารผสมตั้งต้น (Reactants) จะยิ่งช่วยเพิ่มศักยภาพของการแพร่และถ่ายเทความร้อนระหว่างตัวกลางทั้ง 2 เฟสได้ดี นอกจากนี้ความร้อนจากการเผาไหม้ภายในวัสดุพอร์นยังถ่ายเทผ่านการแผ่รังสีและอุ่นเชื้อเพลิงก่อนไหลผ่านเข้าบริเวณที่มีการเผาไหม้อีกด้วย [1],[2] อีกคุณสมบัติที่ทำให้วัสดุพอร์นถูกนำมาศึกษาคือมีความสามารถในการรักษาเสถียรภาพการเผาไหม้ (Flame Stabilization) โดยลดโอกาสการเกิดปรากฏการณ์เปลวไฟหลุดลอย (Lift off) และเปลวไฟย้อนกลับ (Flash back) เนื่องจากโครงสร้างภายในที่มีเป็นลักษณะเป็นโครงข่ายของวัสดุพอร์นจะช่วยชะลอความเร็วของก๊าซที่ไหลสู่บริเวณที่มีการเผาไหม้ ทำให้ความเร็วของเปลวไฟ (Flame speed) เพิ่มขึ้นเพื่อสร้างสมดุลระหว่างความเร็วทั้งสองซึ่งมีทิศทางตรงกันข้าม ส่งผลให้ฐานของเปลวไฟถูกดักอยู่ในวัสดุพอร์นและลดการหลุดลอยในที่สุด ในขณะที่ค่าความพอร์นก็ส่งผลต่อการเกิดเสถียรภาพการเผาไหม้เช่นกัน โดยถูกอ้างอิงจากเลขเพกเลต (Péclet number) ซึ่งจากงานวิจัยพบว่ามีความวิกฤตอยู่ที่ 65 โดยหากคุณสมบัติทางกายภาพของวัสดุพอร์นทำให้เลขเพกเลตมีค่าน้อยกว่าค่าวิกฤตดังกล่าว จะทำให้เปลวไฟลามออกสู่ด้านบนของวัสดุพอร์นและอาจเป่าดับในที่สุด (Blow off) [3]

นอกจากนี้การกระจายตัวที่ดีของความร้อนภายในวัสดุพอร์นเนื่องมาจากการถ่ายเทความร้อนทั้ง 3 โหมด ทำให้ลดบริเวณที่มีความร้อนสูง (hot spot) ซึ่งเป็นสาเหตุของการเกิดสารประกอบไนโตรเจน

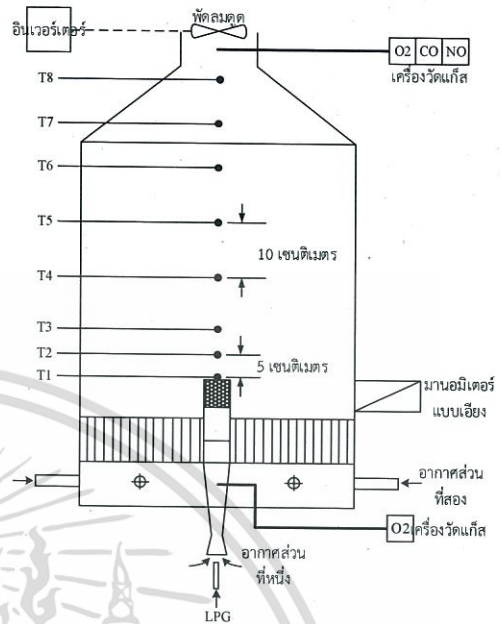
ออกไซด์ที่เกิดจากความร้อน (Thermal NO<sub>x</sub>) และการหมุนเวียนภายในของก๊าซไอเสียช่วยให้ของผสมที่เผาไหม้ไม่หมดเกิดการเผาไหม้ซ้ำ เป็นการลดมลพิษประเภทคาร์บอนมอนอกไซด์อีกด้วย

จากคุณสมบัติที่กล่าวมาของวัสดุพูน จึงได้มีการนำมาประยุกต์ใช้กับหัวเผาสำหรับอุตสาหกรรมเซรามิกส์ โดยงานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาเปรียบเทียบสมรรถนะการเผาไหม้ของหัวเผาวัสดุพูนกับหัวเผาที่ไม่ใช้วัสดุพูน ผ่านการวิเคราะห์ลักษณะเปลวไฟที่สามารถมองเห็น การกระจายตัวอุณหภูมิตามระดับความสูงของห้องเผาไหม้ รวมถึงปริมาณออกซิเจนหลังการเผาไหม้ ก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์ และสารประกอบไนโตรเจนออกไซด์ที่เกิดจากการเผาไหม้ของหัวเผาแบบผสมกันมาก่อนสำหรับอุตสาหกรรมเซรามิกส์

## 2. อุปกรณ์และเงื่อนไขการทดลอง

### 2.1 อุปกรณ์การทดสอบสมรรถนะการเผาไหม้

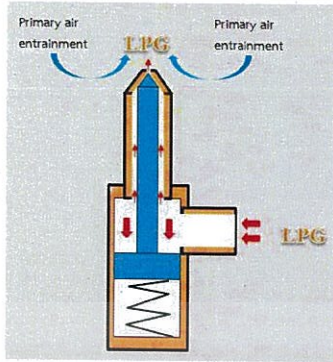
รูปที่ 1 แสดงชุดทดสอบที่ใช้ในการตรวจวัดสมรรถนะการเผาไหม้แบบผสมกันมาก่อนของหัวเผาแอลพีจีสำหรับอุตสาหกรรมเซรามิกส์เพื่อเปรียบเทียบระหว่างหัวเผาแบบไม่มีวัสดุพูนและแบบที่ประยุกต์ใช้วัสดุพูน โดยเงื่อนไขการทำงานของชุดทดสอบดังกล่าวอ้างอิงจากการทำงานจริงในอุตสาหกรรมเซรามิกส์



รูปที่ 1 ไดอะแกรมชุดทดสอบการเผาไหม้

เชื้อเพลิงแอลพีจีจะถูกป้อนผ่านหัวฉีดที่มีการเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่หนึ่งด้วยตัวเอง ในขณะที่ปริมาณอากาศส่วนที่สองจะถูกป้อนทางท่อบริเวณฐานห้องเผาไหม้ผ่านแผงจัดเรียงการไหลก่อนเข้าสู่บริเวณที่มีการเผาไหม้ อากาศภายในจะถูกควบคุมให้ความดันเท่าสภาวะบรรยากาศด้วยพัดลมดูด (Blower) ที่เชื่อมต่อกับอินเวอร์เตอร์เพื่อปรับรอบการหมุน

หัวฉีดที่นำมาใช้ในงานวิจัยนี้ถูกพัฒนาขึ้นจากหัวฉีดแบบทางออกรูปวงกลม (Circular nozzle) อ้างอิงจากงานวิจัย [4-7] ซึ่งได้ถูกปรับแต่งโดยนำหลักการสมดุลของสปริงที่สัมพันธ์กับพื้นที่ทางออกของเชื้อเพลิงมาประยุกต์ใช้ โดยสามารถเหนี่ยวนำอากาศเข้าสู่ห้องผสมได้มากกว่าหัวฉีดที่ไม่ได้รับการพัฒนา แสดงหลักการทำงานดังรูปที่ 2



รูปที่ 2 ไดอะแกรมหัวฉีดเชื้อเพลิงที่ถูกปรับแต่งในการบันทึกค่าอุณหภูมิจะเก็บบันทึกทั้งหมด 8 ตำแหน่งตามระดับความสูงบริเวณจุดศูนย์กลางของห้องเผาไหม้ โดยตำแหน่งแรกอยู่ที่ระดับติดกับหัวเผาและสูงขึ้นอีกตำแหน่งละ 5 เซนติเมตรจากตำแหน่งก่อนหน้าจนถึงตำแหน่ง T3 เพื่อบันทึกอุณหภูมิบริเวณหัวเผาโดยละเอียด จากนั้นตำแหน่ง T4 จะห่างจาก T3 เป็นระยะ 10 เซนติเมตรจนถึง T8 แสดงดังรูป 1 ซึ่งในการตรวจวัดทำโดยใช้เทอร์โมคัปเปิลชนิดเค เชื่อมต่อกับหน่วยแสดงผล YOKOGAWA รุ่น XL100 และเก็บบันทึกผลเมื่อการเผาไหม้เข้าสู่สภาวะคงที่ จุดตรวจวัดแก๊สมีอยู่ด้วยกัน 2 จุด ได้แก่จุดตรวจวัดเปอร์เซ็นต์ออกซิเจนบริเวณท่อผสมเพื่อนำมาคำนวณปริมาณอากาศส่วนที่หนึ่ง อีกจุดได้แก่บริเวณทางออกของห้องเผาไหม้ ซึ่งตรวจวัดและบันทึกผลเปอร์เซ็นต์ออกซิเจนหลังการเผาไหม้ปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์และสารประกอบไนโตรเจนออกไซด์ อุปกรณ์ที่ใช้ในการตรวจวัดได้แก่เครื่องวัดแก๊ส Testo รุ่น 350 XL

## 2.2 หัวเผาและวัสดุพอรุน

ในการทดสอบสมรรถนะการเผาไหม้สำหรับหัวเผาวัสดุพอรุนเพื่อใช้ในอุตสาหกรรมเซรามิกส์ งานวิจัยนี้ได้ศึกษาหัวเผาด้วยกัน 2 ประเภทหลัก ได้แก่หัวเผาดันแบบ ซึ่งได้ตัวอย่างจากการใช้งานจริงในกระบวนการอบเซรามิกส์ ส่วนอีกประเภทหนึ่งคือหัวเผาที่นำวัสดุพอรุนมาครอบแทนหัวเผาเดิม ดังแสดงในรูปที่ 2 โดยหัวเผาได้ถูกปรับแต่งให้สามารถถอดส่วนปลายออกได้เพื่อสะดวกในการปรับเปลี่ยนเงื่อนไขการซึ่งวัสดุพอรุนที่นำมาใช้ห่อมาจากอะลูมินารูปร่างทรงกระบอก มีลักษณะภายในเป็นโครงข่ายคล้ายฟองน้ำ ความหนาแน่นความพอรุน 10 ppi (pore per

inch) ค่าความพอรุน 0.9 และค่าการนำความร้อน 4-5 W/m K ที่อุณหภูมิ 1000 °C



รูปที่ 3 หัวเผาแบบไม่มีวัสดุพอรุนและมีวัสดุพอรุน

## 2.3 เงื่อนไขการทดลอง

เชื้อเพลิงแอลพีจีถูกป้อนผ่านหัวฉีดเชื้อเพลิงในย่านอัตราการไหล 1.5 – 5 L/min เพิ่มขึ้นทีละ 0.5 L/min เพื่อบันทึกผล อากาศส่วนที่หนึ่งจะถูกเหนี่ยวนำจากบรรยากาศ ในขณะที่อากาศส่วนที่สองจะถูกป้อนเข้าสู่ห้องเผาไหม้โดยคำนวณหาอัตราการไหลเชิงปริมาตรเพื่อควบคุมปริมาณอากาศทั้งหมดให้สัมพันธ์กับอากาศส่วนเกิน 20 เปอร์เซ็นต์

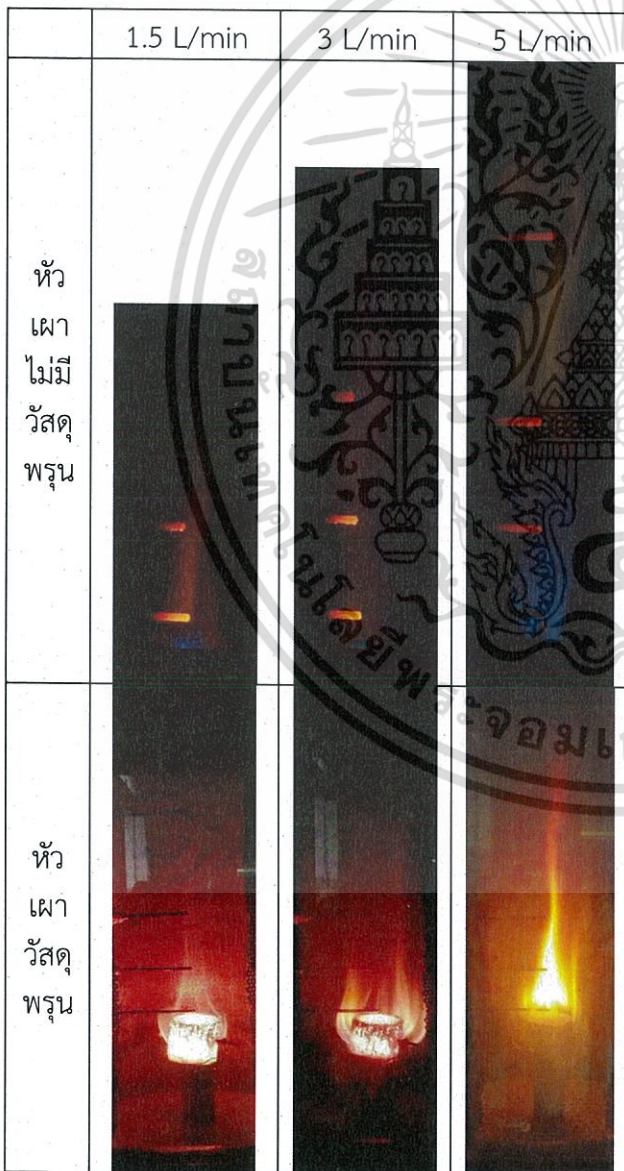
## 3. ผลการทดลอง

ในหัวข้อนี้จะพิจารณาผลการทดสอบเปรียบเทียบสมรรถนะการเผาไหม้ระหว่างหัวเผาแบบไม่มีวัสดุพอรุนและหัวเผาวัสดุพอรุนทรงกระบอก โดยปรับเปลี่ยนเชื้อเพลิงตั้งแต่อัตราการไหล 1.5 – 5 L/min ซึ่งผลการทดสอบที่นำมาวิเคราะห์ได้แก่ ลักษณะเปลวไฟ การกระจายตัวอุณหภูมิ ปริมาณก๊าซไอเสีย

### 3.1 ลักษณะเปลวไฟ

ในหัวข้อนี้ได้พิจารณาลักษณะของเปลวไฟซึ่งประกอบด้วยสีและความยาวของเปลวไฟที่สามารถสังเกตเห็นได้ด้วยตาเปล่า (สีฟ้าและสีส้ม) รวมถึงวิเคราะห์ความมีเสถียรภาพในการเผาไหม้ของวัสดุพอรุน ซึ่งนิยามจากสภาวะที่วัสดุพอรุนมีลักษณะร้อนแดงเนื่องจากเปลวไฟที่ติดอยู่ภายในช่องว่าง ในรูปที่ 4 แสดงการเปรียบเทียบตัวอย่างลักษณะเปลวไฟระหว่างหัวเผาทั้ง 2 แบบ เฉพาะที่อัตราการไหล 1.5, 3 และ 5 L/min พบว่าจากย่านการทำงานทั้งหมดอัตราการไหลที่ทำให้เกิดการเผาไหม้อย่างมีเสถียรภาพของวัสดุพอรุนอยู่ในช่วงอัตราการไหล 1.5-3

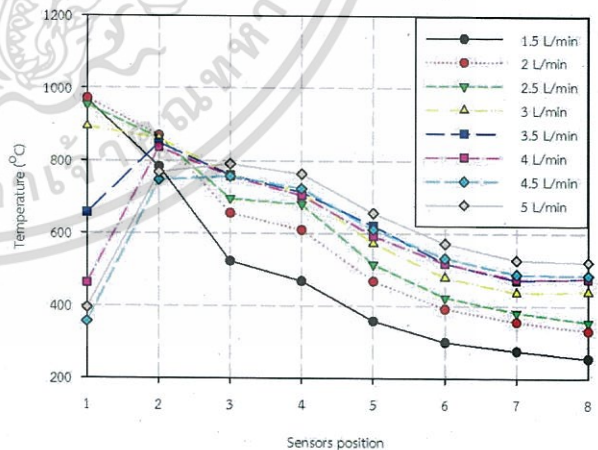
L/min เท่านั้น โดยตั้งแต่ที่อัตราการไหล 3.5-5 L/min ฐานเปลวไฟยกตัวออกมาบริเวณนอกวัสดุพอรุนเนื่องจากความเร็วของก๊าซภายในช่องว่างของวัสดุพอรุนมีค่าสูงกว่ากรณีไม่มีวัสดุพอรุนและเกิดการล่าช้าของอากาศส่วนที่สองที่มาผสม อีกทั้งเกิดการทำปฏิกิริยาแบบการแพร่ (Diffuse) ในขณะที่หัวเผาแบบไม่มีวัสดุพอรุนให้การเผาไหม้ที่มีเสถียรภาพตลอดงานการทำงาน สังเกตจากเปลวไฟที่เป็นสีฟ้าอมส้ม แข็งแรงไม่เกิดการกระเพื่อม



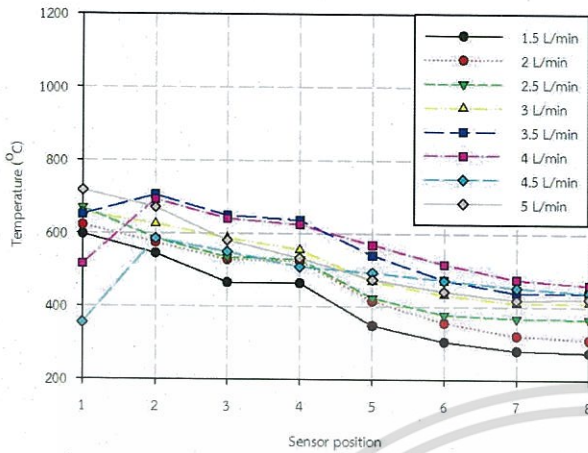
รูปที่ 4 ลักษณะเปลวไฟของหัวเผา

### 3.2 การกระจายตัวอุณหภูมิ

รูปที่ 5 และ 6 แสดงการกระจายตัวอุณหภูมิตามระดับความสูงของห้องเผาไหม้ของหัวเผาแบบไม่มีวัสดุพอรุนและหัวเผาวัสดุพอรุนตามลำดับ จากการพิจารณาพบว่า การกระจายตัวอุณหภูมิตามระดับความสูงห้องเผาไหม้โดยรวมเพิ่มสูงขึ้นตามอัตราการไหลเชื้อเพลิง ในขณะที่เมื่อสังเกตอุณหภูมิสูงสุดของแต่ละอัตราการไหลพบว่า อุณหภูมิสูงสุดของหัวเผาแบบไม่มีวัสดุพอรุนตั้งแต่ที่อัตราการไหลที่ 3.5 L/min เลื่อนไปยังตำแหน่ง T2 และ T3 ตามขนาดอัตราการไหลเชื้อเพลิง โดยที่ตำแหน่ง T1 พบอุณหภูมิต่ำลงอย่างเห็นได้ชัด สาเหตุเนื่องมาจากความเร็วก๊าซผสมเพิ่มสูงขึ้น จึงทำให้ฐานของเปลวไฟค่อยๆ ยกตัวสูงขึ้นจากปากหัวเผาเกิดเป็นปรากฏการณ์เปลวไฟหลุดลอย ในขณะที่อุณหภูมิสูงสุดของการเผาไหม้ด้วยหัวเผาวัสดุพอรุนดังแสดงในรูปที่ 6 มีการเลื่อนตำแหน่งไปยังตำแหน่ง T2 ที่ย่านอัตราการไหลเชื้อเพลิงสูงเช่นกัน แต่อุณหภูมิที่ตำแหน่ง T1 ยังคงสูงอยู่ แสดงถึงการยกตัวของฐานเปลวไฟที่น้อยกว่าเมื่อเทียบกับหัวเผาแบบไม่มีวัสดุพอรุน ดังนั้นวัสดุพอรุนจึงทำหน้าที่เป็นฐานรองรับเปลวไฟได้ดี (Flame holder)

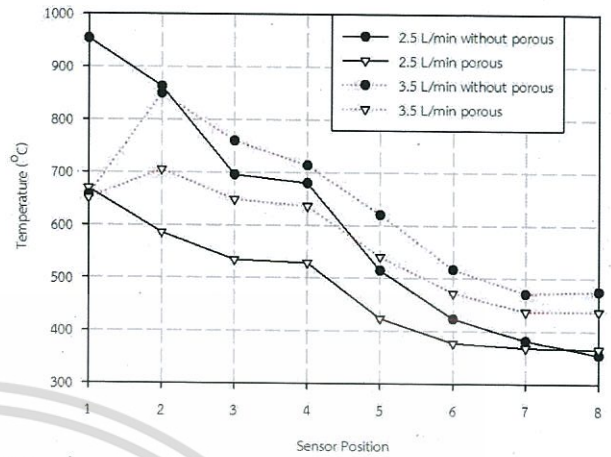


รูปที่ 5 การกระจายตัวอุณหภูมิตามระดับความสูงห้องเผาไหม้ของหัวเผาแบบไม่มีวัสดุพอรุน

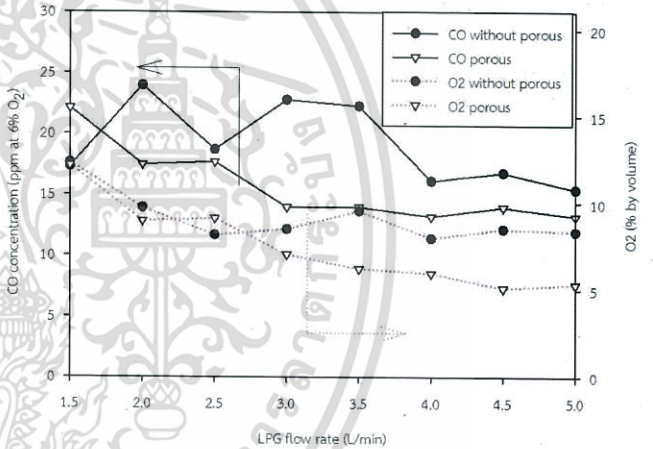


รูปที่ 6 การกระจายตัวอุณหภูมิตามระดับความสูงห้องเผาไหม้ของหัวเผาวัสดุพอรุน

รูปที่ 7 แสดงการกระจายตัวอุณหภูมิเปรียบเทียบที่อัตราการไหลเชื้อเพลิงเดียวกันได้แก่ 2.5 และ 3.5 L/min ระหว่างหัวเผาไม่ใส่วัสดุพอรุนและหัวเผาวัสดุพอรุน โดยแม้ว่าหัวเผาวัสดุพอรุนจะให้ระดับอุณหภูมิที่ต่ำกว่าเปลวไฟจากหัวเผาแบบไม่มีวัสดุพอรุนตลอดความสูงของห้องเผาไหม้เมื่อเปรียบเทียบกับปริมาณเชื้อเพลิงเดียวกันทั้ง 2 อัตราการไหล แต่กลับพบว่าการกระจายตัวอุณหภูมิตลอดช่วงความสูงของห้องเผาไหม้ของไอเสียที่ได้จากหัวเผาวัสดุพอรุนมีค่าสม่ำเสมอกว่า เนื่องจากในกรณีหัวเผาวัสดุพอรุนเปลวไฟมีขนาดเล็ก โดยเฉพาะที่ย่านอัตราการไหลเชื้อเพลิงต่ำๆ ก๊าซผสมทั้งหมดมีการเผาไหม้กระจายตัวอยู่ในวัสดุพอรุน ทำให้ไม่มีเปลวไฟยกตัวออกมาด้านนอก อุณหภูมิที่ตรวจวัดได้จึงเป็นเพียงอุณหภูมิของก๊าซไอเสียเท่านั้น ในขณะที่กรณีหัวเผาแบบไม่มีวัสดุพอรุนเป็นอุณหภูมิของเปลวไฟที่ยาว อีกทั้งยังยกตัวสูงจากบริเวณปากหัวเผาที่อัตราการไหลเชื้อเพลิงสูงๆ อีกด้วย



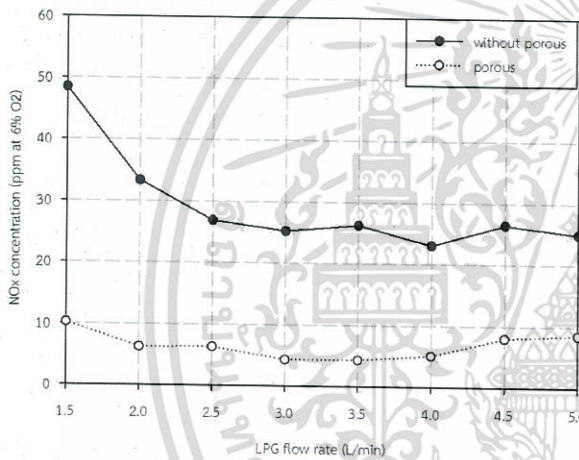
รูปที่ 7 เปรียบเทียบการกระจายตัวอุณหภูมิของหัวเผาทั้ง 2 แบบ ที่อัตราการไหลเชื้อเพลิง 2.5 L/min (เส้นทึบ) 3.5 L/min (เส้นประ)



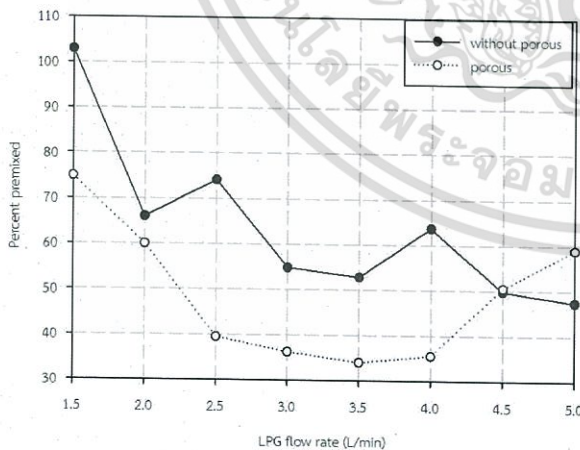
รูปที่ 8 ปริมาณ CO (เส้นทึบ) และ O<sub>2</sub> (เส้นประ) หลังการเผาไหม้

รูปที่ 8 แสดงปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์และออกซิเจนหลังการเผาไหม้ พบว่าหัวเผาวัสดุพอรุนให้ปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์ที่ต่ำกว่า เนื่องจากเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ไม่หมดมีการหมุนเวียนภายในวัสดุพอรุน ทำให้ไฮโดรคาร์บอนส่วนมากทำปฏิกิริยากับออกซิเจนเกิดเป็นคาร์บอนไดออกไซด์ ส่งผลให้ปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์ที่เกิดจากการทำปฏิกิริยาเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์มีปริมาณลดลง ในขณะที่ปริมาณออกซิเจนหลังการเผาไหม้มีค่าลดลงตามปริมาณเชื้อเพลิงที่เพิ่มขึ้น แสดงให้เห็นว่าในการทดสอบไม่สามารถคุมปริมาณอากาศส่วนเกินให้เท่ากับ 20 เปอร์เซ็นต์ได้ ซึ่งเกิดจากความคลาดเคลื่อนของอุปกรณ์ตรวจวัดการไหลของอากาศส่วนที่สอง

ปริมาณสารประกอบไนโตรเจนออกไซด์แสดงดังรูปที่ 9 จะเห็นว่าหัวเผาวัสดุพอร์นมีประสิทธิภาพในการลดสารประกอบไนโตรเจนออกไซด์โดยเฉพาะประเภทที่เกิดจากความร้อน (Thermal NO<sub>x</sub>) เนื่องจากคุณสมบัติและโครงสร้างวัสดุพอร์นก่อให้เกิดการถ่ายเทและกระจายตัวของความร้อนอย่างสม่ำเสมอ ลดการเกิดบริเวณความร้อนสูง (Hot spot) ซึ่งเป็นปัจจัยหลักก่อให้เกิดสารประกอบไนโตรเจนประเภทความร้อน โดยจากการทดสอบพบว่าปริมาณไนโตรเจนออกไซด์มีค่าอยู่ในย่านที่ต่ำกว่า 10 ppm ตลอดช่วงอัตราการไหลใช้งาน



รูปที่ 9 ปริมาณ NO<sub>x</sub>



รูปที่ 10 เปอร์เซนต์การผสมก่อน

นอกจากนี้ยังตรวจวัดเปอร์เซ็นต์ออกซิเจนก่อนการเผาไหม้และแสดงผลในรูปเปอร์เซ็นต์การผสมก่อนแสดงดังรูปที่ 10 เพื่อศึกษาอิทธิพลจากรูปทรงของวัสดุพอร์นต่ออาการเหนียวนำอากาศส่วนที่หนึ่ง

พบว่ารูปทรงของวัสดุพอร์นที่เป็นทรงกระบอกตันทำให้เกิดการอันของก๊าซผสม เป็นผลให้อากาศส่วนที่หนึ่งถูกเหนียวนำได้น้อยกว่าในกรณีที่ไม่มีวัสดุพอร์นซึ่งไม่มีวัสดุขวางช่องทางการไหล

นอกจากนี้ยังพบว่าหัวเผาทั้งสองมีแนวโน้มของเปอร์เซ็นต์การผสมก่อนสูงที่อัตราการไหลต่ำ เนื่องจากหัวฉีดเชื้อเพลิงที่มีลักษณะทางออกเชื้อเพลิงเป็นรูปร่างวงและมีความสัมพันธ์กับความดันเชื้อเพลิง โดยเมื่อป้อนเชื้อเพลิงอัตราการไหลต่ำ แรงดันเชื้อเพลิงน้อย ทางออกเชื้อเพลิงจึงเป็นวงแหวนที่มีพื้นที่แคบ ทำให้เจ็ทที่ออกสู่บรรยากาศมีลักษณะเฉพาะสามารถเหนียวนำอากาศได้มากเมื่อเทียบกับเจ็ทที่เกิดจากหัวฉีดที่มีช่องทางออกเป็นรูปร่างกลม [7]

#### 4. สรุปผลการทดลอง

งานวิจัยนี้ได้ทดสอบสมรรถนะการเผาไหม้ของหัวเผาเชื้อเพลิงแอลพีจีแบบผสมกันมาก่อนสำหรับใช้ในอุตสาหกรรมเซรามิกส์ เปรียบเทียบระหว่างหัวเผากรณีไม่ใส่วัสดุพอร์นและหัวเผาที่ประยุกต์ใช้วัสดุพอร์นที่อัตราการไหลเชื้อเพลิงต่างๆ ภายใต้ปริมาณอากาศส่วนเกินเดียวกัน ซึ่งการทดสอบหัวเผาวัสดุพอร์นมุ่งเน้นการเพิ่มสมรรถนะการเผาไหม้ สร้างเสถียรภาพและลดปริมาณมลพิษ โดยพิจารณาลักษณะเปลวไฟที่มองเห็น การกระจายตัวของอุณหภูมิตามระดับความสูงของห้องเผาไหม้และปริมาณก๊าซในไอเสียได้แก่ออกซิเจนหลังการเผาไหม้ คาร์บอนมอนอกไซด์และสารประกอบไนโตรเจนออกไซด์

จากผลการทดสอบพบว่าหัวเผาวัสดุพอร์นมีลักษณะร้อนแดง โดยเกิดการเผาไหม้ขึ้นภายในช่องว่างวัสดุพอร์นหรือกล่าวได้ว่าเผาไหม้อย่างมีเสถียรภาพในช่วงอัตราการไหลต่ำเท่านั้น เนื่องจากที่อัตราการไหลเชื้อเพลิงสูงทำให้ความเร็วก๊าซผสมสูงขึ้นตาม ส่งผลให้การถ่ายเทความร้อนแบบการพาที่มีอิทธิพลมากกว่าความเร็วของเปลวไฟ ฐานเปลวไฟจึงยกตัวขึ้นไปอยู่บริเวณด้านบนของวัสดุพอร์น แต่อย่างไรก็ตามเมื่อเปรียบเทียบกับหัวเผาแบบไม่ใส่วัสดุพอร์น หัวเผาวัสดุ

พอรุ่นยังคงสามารถรักษาเสถียรภาพการเผาไหม้ได้ดีกว่า สังเกตจากอุณหภูมิสูงสุดของแต่ละอัตราการไหลที่อิทธิพลของการพัดพาที่ยกบริเวณของเปลวไฟให้สูงขึ้นอย่างชัดเจนในกรณีไม่ใส่วัสดุพอรุน

อุณหภูมิก๊าซไอเสียโดยรวมของหัวเผาวัสดุพอรุนมีค่าต่ำกว่า แต่มีการกระจายตัวภายในห้องเผาไหม้อย่างสม่ำเสมอ เนื่องจากเปลวไฟที่มีขนาดสั้น โดยเฉพาะที่อัตราการไหลเชื้อเพลิงต่ำที่การเผาไหม้เกิดขึ้นภายในช่องว่างวัสดุพอรุน ทำให้วัดได้เฉพาะอุณหภูมิก๊าซไอเสียเท่านั้น

วัสดุพอรุนมีคุณสมบัติในการลดมลพิษจากการเผาไหม้ทั้งคาร์บอนมอนอกไซด์และสารประกอบไนโตรเจนออกไซด์ เนื่องจากมีการหมุนเวียนของก๊าซไอเสียภายในวัสดุพอรุนผ่านการถ่ายเทความร้อนทั้ง 3 รูปแบบ ทำให้ห้องคาร์บอนที่อยู่ในเชื้อเพลิงมีโอกาสเข้าทำปฏิกิริยากับออกซิเจนมากกว่าหัวเผาแบบไม่มีวัสดุพอรุน รวมทั้งยังมีการกระจายตัวของความร้อนที่ดีผ่านการนำความร้อน ทำให้ลดการเกิดบริเวณที่มีความร้อนสูงซึ่งเป็นสาเหตุของการเกิดสารประกอบไนโตรเจนจากความร้อน

นอกจากนี้ลักษณะโครงสร้างของวัสดุพอรุนที่เป็นรูปทรงกระบอกตันยังส่งผลทำให้การเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่หนึ่งต่ำลง เนื่องจากเกิดการขวางช่องการไหล อีกทั้งยังอำนวยความสะดวกเนื่องจากความเร็วของก๊าซในช่องการไหลเพิ่มขึ้น รวมถึงการล่าช้าของอัตราการผสมของอากาศหลังการเผาไหม้แบบผสมก่อนในเนื้อวัสดุพอรุน

## 5. กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบคุณอาจารย์และนักศึกษามหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานครที่ช่วยให้งานวิจัยนี้สำเร็จลุล่วงไปด้วยดี และบริษัท Happy one ที่เอื้อเพื่อชุดหัวเผาที่ใช้ในการทดสอบ

## 6. เอกสารอ้างอิง

[1] Mujeebu, M.A., Abdullah, M.Z., Abubakar, A.Z., Mohamad, A.A., Abdulah, M.K. (2009), Combustion in porous media and its applications – A comprehensive survey,

*Journal of Environmental Management*, Vol. 90, pp. 2287-2312.

[2] Wood, S., Harris, A.T. (2008), Porous burners for lean-burner applications, *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 34, pp. 667-684.

[3] Trimis, D and Wawrzinek, K. (2004), Flame stabilization of highly diffusive gas mixtures in porous inert media, *Journal of Computational and Applied Mechanics*, Vol. 5(2), pp. 367-381

[4] P. Laphirattanakul. 2012, "Mixing and Combustion Improvement by Modified Nozzle on a Premixed LPG Burner", Faculty of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Thailand.

[5] P. Laphirattanakul and J. Charoensuk. 2011, "The development of LPG burner in ceramics industry: part 1", The 25th Conference of Mechanical Engineering Network of Thailand.

[6] A. Laphirattanakul and J. Charoensuk. 2011, "The study of capable in LPG turn up/down of semi-automatic LPG burner in ceramics industry: part 2", The 25th Conference of Mechanical Engineering Network of Thailand.

[7] A. Laphirattanakul, P. Laphirattanakul and J. Charoensuk. 2012, "Comparison of conventional and developed LPG burner operating: fuel jet shape and burner performance", The 26th Conference of Mechanical Engineering Network of Thailand.

เอกสารอ้างอิง – A comprehensive survey, ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

# ME-NETT 2015

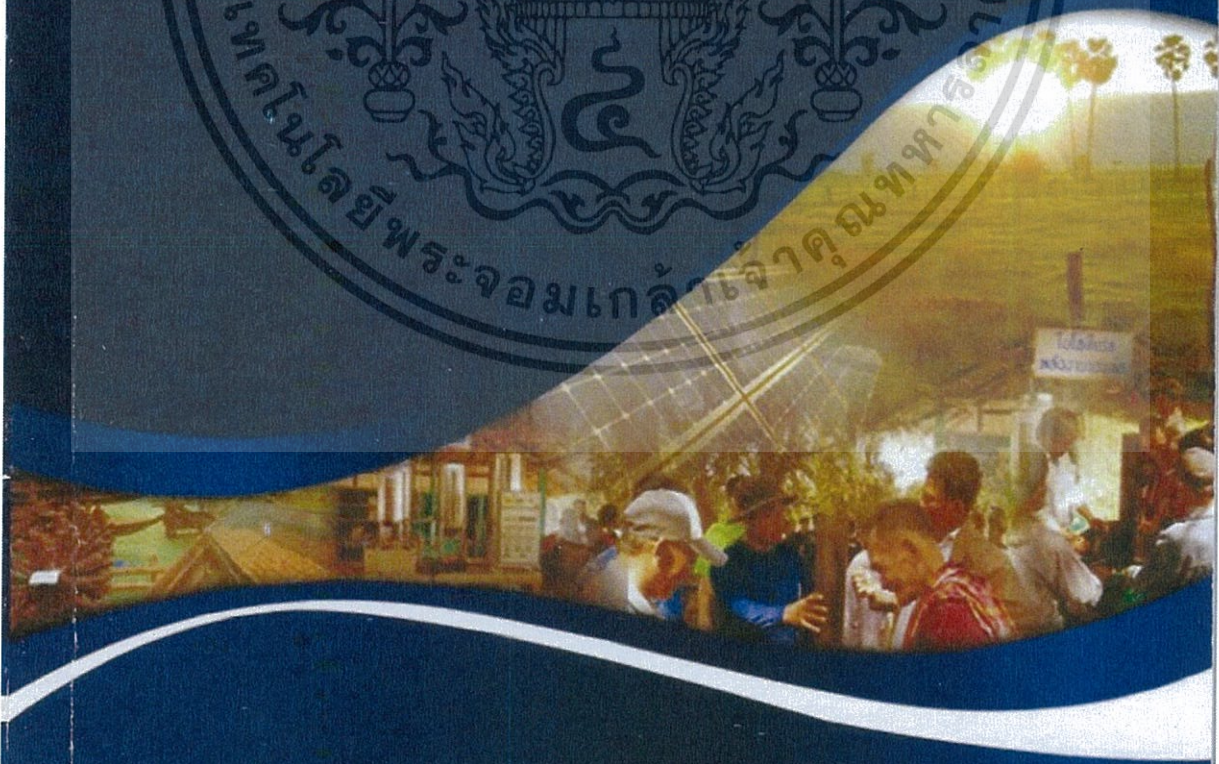
The 29<sup>th</sup> Conference of Mechanical Engineering Network of Thailand  
The Greenery Resort Khao Yai, Pak Chong, Nakhon Ratchasima



การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 29  
The 29<sup>th</sup> Conference of Mechanical Engineering Network of Thailand

1 - 3 กรกฎาคม 2558 ณ โรงแรมเดอะกรีนเนอรี่ รีสอร์ท เขาใหญ่ อ.ปากช่อง จ.นครราชสีมา

งานวิจัยเพื่อท้องถิ่นไทย



เอกสารนี้เป็นเอกสารทูลงบนเวลาดึงเอกสารเพื่อการใช้งานเท่านั้น ไม่อนุญาตให้เผยแพร่ซ้ำโดยไม่ได้รับอนุญาต

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## อิทธิพลของรูปร่างวัสดุพรุนที่มีผลต่อสมรรถนะของหัวเผาแอลพีจีในอุตสาหกรรมเซรามิกส์ Effect of porous geometry on the performance of the LPG burner of ceramics industry

อาวุธ ลภีรัตน์กุล<sup>1\*</sup> ภรณ์เพ็ญ ลภีรัตน์กุล<sup>2</sup> และ จารุวัตร เจริญสุข<sup>2</sup>

<sup>1\*</sup> ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานคร 10530

<sup>2,3</sup> สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง กรุงเทพฯ 10520

\* ติดต่อ: โทรศัพท์: 029 883 655 ต่อ 3106

E-mail: umkmit39@hotmail.com

### บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้เป็นการพัฒนาหัวเผาวัสดุพรุนซึ่งมีพื้นฐานมาจากการใช้งานหัวเผาแบบผสมกันมาก่อนสำหรับอุตสาหกรรมเซรามิกส์ วัสดุพรุนที่ใช้ในการทดสอบทำมาจากอะลูมินา มีลักษณะคล้ายฟองน้ำ ขึ้นรูปเป็นลักษณะทรงกระบอกตันและทรงกระบอกเจาะรู โดยวัตถุประสงค์หลักเพื่อศึกษาอิทธิพลของรูปร่างของวัสดุพรุนที่มีผลต่อสมรรถนะการเผาไหม้ของหัวเผา ในแง่การเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่หนึ่งรวมถึงควบคุมสมรรถนะการเผาไหม้ให้เหมาะสมในการอบผลิตภัณฑ์เซรามิกส์ ในการทดสอบได้ปรับเปลี่ยนอัตราการไหลแอลพีจีในย่าน 1.5-5 L/min ภายใต้การควบคุมปริมาณอากาศส่วนเกิน 20 เปอร์เซ็นต์ และบันทึกลักษณะเปลวไฟที่มองเห็น การกระจายตัวอุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้ตามระดับความสูงจากปากหัวเผาขึ้นไป ปริมาณก๊าซไอเสียได้แก่เปอร์เซ็นต์ออกซิเจนหลังการเผาไหม้ ปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์และสารประกอบไนโตรเจนออกไซด์ นอกจากนี้ยังวิเคราะห์เปอร์เซ็นต์การผสมก่อนเพื่อเปรียบเทียบอิทธิพลของรูปร่างอีกด้วย จากการทดสอบเมื่อเปรียบเทียบสมรรถนะของหัวเผาวัสดุพรุนรูปทรงกระบอกตันกับรูปทรงกระบอกเจาะรูพบว่า หัวเผาวัสดุพรุนรูปทรงกระบอกเจาะรูมีเปอร์เซ็นต์การผสมกันของอากาศและเชื้อเพลิงก่อนการเผาไหม้สูงกว่ารูปทรงกระบอกตัน เนื่องจากการลดส่วนของโครงสร้างวัสดุพรุนที่ขวางช่องการไหล ในส่วนสมรรถนะการเผาไหม้พบว่าย่านการเผาไหม้ที่มีเสถียรภาพของหัวเผาทั้งสองอยู่ในช่วงอัตราการไหล 1.5-3 L/min เท่านั้น โดยเมื่อเพิ่มอัตราการไหลให้อยู่ในช่วง 3.5-5 L/min เปลวไฟเกิดการยกตัวและอยู่ในบริเวณผิวของวัสดุพรุน และเมื่อพิจารณาอุณหภูมิสูงสุดพบว่าอุณหภูมิของหัวเผาทรงกระบอกเจาะรูมีค่าสูงกว่าทรงกระบอกตันตลอดย่านการใช้งาน เนื่องจากเปลวไฟที่ออกมาจากส่วนกลางวัสดุพรุนเป็นเปลวไฟแบบแพร่ ส่วนปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์และไนโตรเจนออกไซด์มีค่าต่ำอยู่ในช่วง 10-35 ppm และ 5-35 ppm ตามมาตรฐาน O<sub>2</sub> เท่ากับ 6 % ตามลำดับ

**คำหลัก:** วัสดุพรุน; รูปร่างวัสดุพรุน; หัวเผาแอลพีจี; การเหนี่ยวนำอากาศ; การเผาไหม้

### Abstract

Performance assessment of premixed LPG burner applied with porous media for ceramics industry was carried out experimentally. Alumina foam was carved into bulked and holed (hollowed) cylinder. It was so as to study an effect of difference geometry on combustion performance, especially effect on primary air entrainment. LPG was injected through range of 1.5-5 L/min under 20 percent of total excess air. By comparing combustion performance, visual flame, temperature distribution along the height of combustor, O<sub>2</sub>, CO and NO<sub>x</sub> were detected. Furthermore, percent premixed from premixed tube was also analyzed. The result showed that percent premixed of holed cylinder porous was higher due to flow blockage reduction of central part of the medium. Flame stability was found only within 1.5 – 3 L/min of LPG on both porous burners. Flame was lifted and

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งหากมีการนำไปใช้

## AEC-16

detached from porous media when flow rate was increased. Temperature was detected higher on holed porous burner as a result of long diffused flame. Moreover, both CO and NO<sub>x</sub> were lower than 35.

**Keywords:** Porous media; Porous geometry; LPG burner; Air entrainment; Combustion

## 1. บทนำ

กระบวนการผลิตผลิตภัณฑ์ในอุตสาหกรรมเซรามิกส์ เป็นกระบวนการที่ใช้ความร้อนจากการเผาไหม้เป็นแหล่งพลังงานหลัก ดังนั้นเพื่อให้ได้ผลิตภัณฑ์ที่มีคุณภาพ การเผาไหม้ควรจะต้องเป็นไปอย่างมีประสิทธิภาพ ให้อุณหภูมิตามเงื่อนไขกระบวนการที่เหมาะสม มีการกระจายอุณหภูมิตลอดห้องเผาไหม้ในย่านเท่าๆ กัน รวมถึงให้มลพิษต่ำ โดยหัวเผาที่ใช้อยู่ในอุตสาหกรรมปัจจุบันเป็นหัวเผาแอลพีจีแบบผสมกันมาก่อน (Premixed combustion) ซึ่งเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่หนึ่งด้วยตัวเอง (Self-entrainment) โดยจากการเผาไหม้ที่พบในอุตสาหกรรมพบว่าหัวเผาชนิดนี้ให้เปลวไฟแบบแพร่ (Diffused flame) และไม่มีเสถียรภาพโดยเฉพาะในย่านการใช้งานเชื้อเพลิงต่ำ เนื่องจากมีการเหนี่ยวนำอากาศไม่เพียงพอต่อการเผาไหม้ ทำให้มีความเข้มข้นของปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์รวมถึงสารประกอบไนโตรเจนออกไซด์อยู่ในเกณฑ์สูง ในขณะที่ปริมาณอากาศเหนี่ยวนำจะเพียงพอก็ต่อเมื่อถูกใช้ในย่านอัตราการไหลสูงๆ ซึ่งเจ็ทมีความเร็วเพียงพอที่จะเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่หนึ่งในปริมาณที่เหมาะสม ภายหลังจึงได้มีการวิจัยพัฒนาหัวฉีดเชื้อเพลิงให้มีการเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่หนึ่งมากขึ้นโดยใช้ความสัมพันธ์ของหลักการสมดุลระหว่างสปริงต่อแรงดันเชื้อเพลิงที่ตกลงบนฐานซึ่งเชื่อมต่อกับเข็มหัวฉีด โดยที่อัตราการไหลเชื้อเพลิงต่ำทางออกเชื้อเพลิงจะมีลักษณะเป็นรูปร่างแหวน (Annular exit) ทำให้ลำเจ็ทที่พุ่งออกมามีรูปแบบที่มีโครงสร้างซับซ้อนแตกต่างจากเจ็ทที่ได้จากหัวฉีดที่มีทางออกเป็นรูปร่างกลม (Circular exit) ส่งผลให้เกิดการเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่หนึ่งได้มากขึ้น ส่วนในย่านอัตราการไหลเชื้อเพลิงสูง เจ็ทเชื้อเพลิงมีความเร็วสูงสามารถเหนี่ยวนำอากาศได้ดี [1-4] มีการเผาไหม้อย่างมีเสถียรภาพที่ย่านอัตราการไหลเชื้อเพลิงต่ำ รวมถึงมีปริมาณมลพิษลดลง

จากนั้นได้มีการนำหัวเผาดังกล่าวมาประยุกต์ใช้ร่วมกับวัสดุพอร์น โดยที่ยังคงใช้หัวฉีดเชื้อเพลิงที่ได้จากพัฒนาในงานวิจัยที่แล้ว สาเหตุที่นำวัสดุพอร์นมาใช้ เนื่องจากเปลวไฟที่เกิดจากหัวเผาวัสดุพอร์นมีอัตราการเผา

ไหม้ (Burning rate) ที่สูงกว่าเปลวไฟอิสระ (Free flame) และให้ย่านการหรี่แรงที่กว้าง สามารถเผาไหม้ในเงื่อนไขที่มีปริมาณอากาศส่วนเกินสูงหรือเผาพร้อมกับเชื้อเพลิงที่มีค่าความร้อนต่ำได้ดี เนื่องจากโครงสร้างวัสดุพอร์นทำให้เกิดการหมุนเวียนภายใน (Self-recuperation) และกระจายตัว (Dispersion) ของความร้อน ผ่านรูปแบบการถ่ายเทความร้อนทั้ง 3 รูปแบบได้แก่ การนำ (Conduction) การพา (Convection) และการแผ่รังสี (Radiation) โดยความร้อนจะถูกถ่ายเทจากผลิตภัณฑ์สู่สารตั้งต้นภายในโพรงช่องว่างและผ่านส่วนที่เป็นของแข็ง ซึ่งการบังคับไหลแบบกระจายตัวของสารผสมตั้งต้น (Reactants) จะยิ่งช่วยเพิ่มศักยภาพของการแพร่และถ่ายเทความร้อนระหว่างตัวกลางทั้ง 2 เฟสได้ดี นอกจากนี้ความร้อนจากการเผาไหม้ภายในวัสดุพอร์นยังถ่ายเทผ่านการแผ่รังสีและอุ่นเชื้อเพลิงก่อนไหลผ่านเข้าบริเวณที่มีการเผาไหม้อีกด้วย [5-6] อีกคุณสมบัติที่ทำให้วัสดุพอร์นถูกนำมาศึกษาคือมีความสามารถในการรักษาเสถียรภาพการเผาไหม้ (Flame Stabilization) โดยลดโอกาสการเกิดปรากฏการณ์เปลวไฟหลุดลอย (Lift off) และเปลวไฟย้อนกลับ (Flash back) เนื่องจากโครงสร้างภายในที่มีเป็นลักษณะเป็นโครงข่ายของวัสดุพอร์นจะช่วยชะลอความเร็วของก๊าซที่ไหลสู่บริเวณที่มีการเผาไหม้ ทำให้ความเร็วของเปลวไฟ (Flame speed) เพิ่มขึ้นเพื่อสร้างสมดุลระหว่างความเร็วทั้งสองซึ่งมีทิศทางตรงกันข้าม ส่งผลให้ฐานของเปลวไฟถูกดักอยู่ในวัสดุพอร์นและลดการหลุดลอยในที่สุด นอกจากนี้การกระจายตัวที่ดีของความร้อนภายในวัสดุพอร์นเนื่องมาจากการถ่ายเทความร้อนทั้ง 3 โหมด ทำให้ลดบริเวณที่มีความร้อนสูง (hot spot) ซึ่งเป็นสาเหตุของการเกิดสารประกอบไนโตรเจนออกไซด์ที่เกิดจากความร้อน (Thermal NO<sub>x</sub>) และการหมุนเวียนภายในของก๊าซไอเสียช่วยให้ของผสมที่เผาไหม้ไม่หมดเกิดการเผาไหม้ซ้ำ เป็นการลดมลพิษประเภทคาร์บอนมอนอกไซด์อีกด้วย

จากผลการทดสอบเปรียบเทียบระหว่างหัวเผาวัสดุพอร์นและหัวเผาแบบไม่มีวัสดุพอร์นสำหรับใช้งานในอุตสาหกรรม เมื่อนำมาใช้งานในย่านอัตราการเผาไหม้ในงานวิจัยที่นำวัสดุพอร์นมาใช้พบว่าหัวเผาวัสดุพอร์นช่วยลดอัตราพิษจากการเผาไหม้ที่เป็นสาเหตุทำให้

## AEC-16

เปลวไฟหลุดออกจากปากของหัวเผาในย่านอัตราการไหลสูง อีกทั้งยังช่วยให้มีการกระจายอุณหภูมิในห้องเผาไหม้สม่ำเสมอ นอกจากนี้ยังสามารถตรวจจับปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์และสารประกอบไนโตรเจนออกไซด์ได้ในปริมาณที่ต่ำลงอย่างเห็นได้ชัด แต่อย่างไรก็ตามพบว่าปริมาณการเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่หนึ่งมีค่าลดลงเนื่องจากโครงสร้างวัสดุพอร์ซันที่ขวางช่องการไหล [7]

จากปัญหาการเหนี่ยวนำอากาศที่ต่ำลง ในงานวิจัยนี้จึงได้ศึกษาอิทธิพลของรูปทรงหัวเผาวัสดุพอร์ซันที่ส่งผลต่อสมรรถนะการเผาไหม้ในแง่การเหนี่ยวนำอากาศ โดยการทดสอบสมรรถนะการเผาไหม้แบ่งเป็นวัสดุพอร์ซันทรงกระบอกตันและทรงกระบอกเจาะรู ภายใต้สมมติฐานการลดรูปทรงที่ขวางช่องทางการไหลจะช่วยส่งผลให้เจ็ทเหนี่ยวนำอากาศสู่ท่อผสมได้ดีขึ้น รวมถึงช่วยให้สมรรถนะการเผาไหม้ดีขึ้นด้วย โดยผลการทดลองจะนำเสนอเปอร์เซ็นต์การผสมกันมาก่อน (Percent premixed) ลักษณะเปลวไฟที่สังเกตเห็นได้ การกระจายตัวอุณหภูมิตามระดับความสูงในห้องเผาไหม้ รวมถึงปริมาณมลพิษได้แก่ เปอร์เซนต์ออกซิเจนหลังการเผาไหม้ ปริมาณก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์และสารประกอบไนโตรเจนออกไซด์

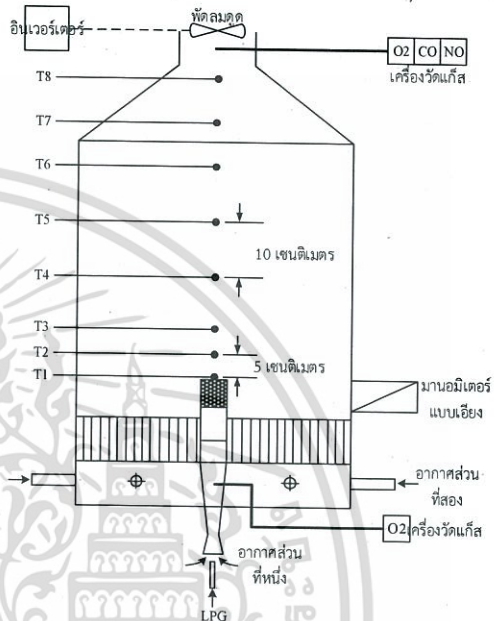
### 2. อุปกรณ์และเงื่อนไขการทดลอง

#### 2.1 อุปกรณ์การทดสอบสมรรถนะการเผาไหม้

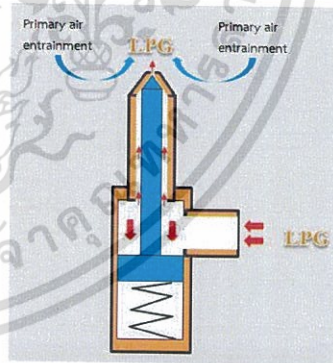
การทดสอบการเผาไหม้ของหัวเผาวัสดุพอร์ซันในงานวิจัยนี้มีพื้นฐานมาจากกระบวนการอบในอุตสาหกรรมเซรามิกส์ ดังนั้นจึงมีการควบคุมเงื่อนไขตามการใช้งานจริง โดยรูปที่ 1 แสดงชุดทดสอบที่ใช้ในการตรวจวัดสมรรถนะการเผาไหม้เพื่อเปรียบเทียบระหว่างหัวเผาวัสดุพอร์ซันที่มีรูปทรงแตกต่างกัน ในการทดสอบ เชื้อเพลิงแอลพีจีจะถูกป้อนผ่านหัวฉีดที่ถูกพัฒนาอ้างอิงจากงานวิจัยที่ผ่านมา [4] เพื่อให้มีปริมาณอากาศส่วนที่หนึ่งเหมาะสมต่อการเผาไหม้ และอากาศส่วนที่สองจะถูกป้อนทางท่อบริเวณฐานห้องเผาไหม้ที่ติดตั้งตามเส้นรอบวง อากาศจะผ่านแผงจัดเรียงการไหลก่อนเข้าสู่บริเวณที่มีการเผาไหม้เพื่อจำลองสภาวะบรรยากาศ นอกจากนี้ภายในถูกควบคุมให้มีความดัน 1 บรรยากาศด้วยพัดลมดูด (Blower) ที่เชื่อมต่อกับอินเวอร์เตอร์เพื่อปรับรอบการหมุน

หัวฉีดที่นำมาใช้ในงานวิจัยนี้ถูกพัฒนาขึ้นจากหัวฉีดแบบทางออกรูปวงกลม (Circular nozzle) อ้างอิงจากงานวิจัย [4-7] ซึ่งได้ถูกปรับแต่งโดยนำหลักการสมมูลของ

สปริงที่สัมพันธ์กับพื้นที่ทางออกของเชื้อเพลิงมาประยุกต์ใช้ โดยสามารถเหนี่ยวนำอากาศเข้าสู่ห้องผสมได้มากกว่าหัวฉีดที่ไม่ได้รับการพัฒนา แสดงหลักการทำงานดังรูปที่ 2



รูปที่ 1 ไดอะแกรมชุดทดสอบการเผาไหม้



รูปที่ 2 ไดอะแกรมหัวฉีดเชื้อเพลิงที่ถูกปรับแต่ง

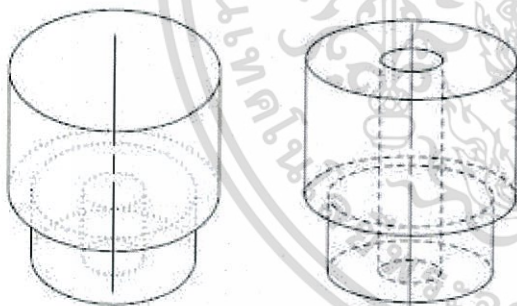
ในการบันทึกผลอุณหภูมิจะเก็บบันทึกทั้งหมด 8 ตำแหน่งตามระดับความสูงบริเวณจุดศูนย์กลางของห้องเผาไหม้ โดยตำแหน่งแรกอยู่ที่ระดับติดกับหัวเผาและสูงขึ้นอีกตำแหน่งละ 5 เซนติเมตรจากตำแหน่งก่อนหน้าจนถึงตำแหน่ง T3 เพื่อบันทึกอุณหภูมิบริเวณหัวเผาโดยละเอียด จากนั้นตำแหน่ง T4 จะห่างจาก T3 เป็นระยะ 10 เซนติเมตรจนถึง T8 แสดงดังรูปที่ 1 ซึ่งในการตรวจวัดทำโดยใช้เทอร์โมคัปเปิลชนิดเคเชื่อมต่อกับหน่วยแสดงผล YOKOGAWA รุ่น XL100 ความคลาดเคลื่อนการวัด  $\pm 1^{\circ}\text{C}$  และเก็บบันทึกผลเมื่อการเผาไหม้เข้าสู่สภาวะคงที่ จุด

## AEC-16

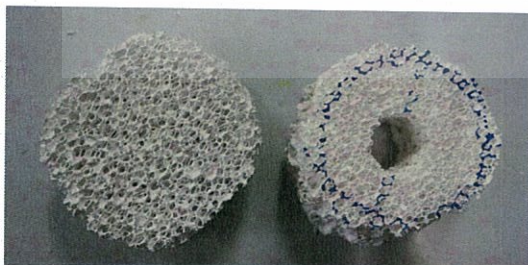
ตรวจวัดแก๊สมีอยู่ด้วยกัน 2 จุด ได้แก่จุดตรวจวัดเปอร์เซ็นต์ออกซิเจนบริเวณท่อผสมเพื่อนำมาคำนวณปริมาณอากาศส่วนที่หนึ่ง อีกจุดได้แก่บริเวณทางออกของห้องเผาไหม้ ซึ่งตรวจวัดและบันทึกผลเปอร์เซ็นต์ออกซิเจนหลังการเผาไหม้ ปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์และสารประกอบไนโตรเจนออกไซด์ อุปกรณ์ที่ใช้ในการตรวจวัดได้แก่เครื่องวัดแก๊ส Testo รุ่น 350 XL ความคลาดเคลื่อนการวัด 0.3% สำหรับออกซิเจนและ 5% สำหรับก๊าซชนิดอื่นๆ

### 2.2 หัวเผาและวัสดุพอร์น

ในการศึกษาอิทธิพลจากรูปร่างวัสดุพอร์นที่แตกต่างกันที่ส่งผลต่อสมรรถนะการเผาไหม้ ใช้พอร์นที่ทำมาจากอะลูมินา ( $Al_2O_3$ ) มีลักษณะภายในเป็นโครงข่ายคล้ายฟองน้ำ ความหนาแน่นความพอร์น 10 ppi (pore per inch) ค่าความพอร์น 0.9 และค่าการนำความร้อน 4-5 W/m K ที่อุณหภูมิ 1000 °C โดยนำมาแกะเป็นรูปร่างทรงกระบอกตันและทรงกระบอกเจาะรูตรงกลางเพื่อให้สะดวกต่อการครอบแทนที่หัวเผาเดิม โดยรูปร่างแสดงดังรูปที่ 3 และวัสดุพอร์นแสดงดังรูปที่ 4



รูปที่ 3 รูปร่างวัสดุพอร์นที่ใช้ในการทดลอง



รูปที่ 4 วัสดุพอร์น

### 2.3 เงื่อนไขการทดลอง

เชื้อเพลิงแอลพีจีถูกป้อนผ่านหัวฉีดเชื้อเพลิงในย่านอัตราการไหล 1.5 – 5 L/min เพิ่มขึ้นทีละ 0.5 L/min เพื่อบันทึกผล อากาศส่วนที่หนึ่งจะถูกเหนี่ยวนำจาก

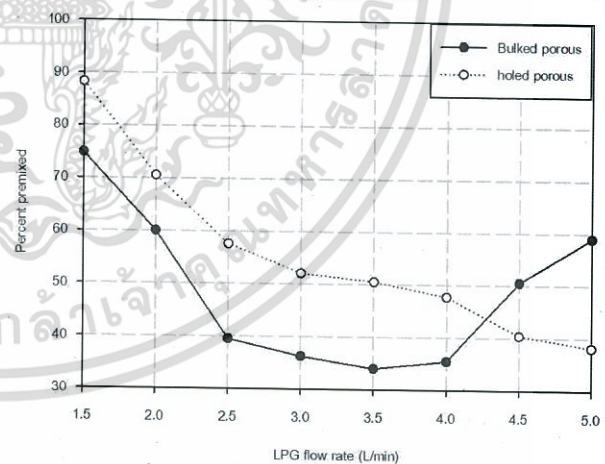
บรรยากาศ ในขณะที่อากาศส่วนที่สองจะถูกป้อนเข้าสู่ห้องเผาไหม้โดยคำนวณหาอัตราการไหลเชิงปริมาตรเพื่อควบคุมปริมาณอากาศทั้งหมดให้สัมพันธ์กับอากาศส่วนเกิน 20 เปอร์เซ็นต์

### 3. ผลการทดลอง

ในการศึกษาอิทธิพลจากรูปร่างของหัวเผาวัสดุพอร์นที่แตกต่างกันต่อสมรรถนะการเผาไหม้ ได้ปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชื้อเพลิงตั้งแต่ 1.5 – 5 L/min โดยคงที่ปริมาณอากาศส่วนเกินโดยรวมไว้ที่ 20 เปอร์เซ็นต์ ทุกๆ ย่านอัตราการไหล

#### 3.1 เปอร์เซ็นต์อากาศผสมก่อน

เปอร์เซ็นต์อากาศผสมก่อนในรูปที่ 5 ได้จากการคำนวณจากเปอร์เซ็นต์ออกซิเจนบริเวณท่อผสมที่ได้จากการเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่หนึ่งด้วยตัวเองของลำเจ็ทเชื้อเพลิง พบว่าหัวเผาวัสดุพอร์นแบบเจาะรูมีเปอร์เซ็นต์การผสมก่อนที่สูงกว่าหัวเผาทรงกระบอกตัน เนื่องจากการลดเนื้อวัสดุพอร์นออกซึ่งเป็นโครงสร้างที่ขวางช่องการไหลก๊าซ ทำให้ความดันคร่อมระหว่างผิววัสดุพอร์นทั้ง 2 ด้านลดลงและเหนี่ยวนำอากาศได้มากขึ้น















รูปที่ 5 เปอร์เซ็นต์การผสมกันมาก่อน

#### 3.2 ลักษณะเปลวไฟ

ลักษณะเปลวไฟที่นำมาวิเคราะห์ได้แก่สี ความยาว และความมีเสถียรภาพในการเผาไหม้ของวัสดุพอร์น ซึ่งนิยามจากสภาวะที่วัสดุพอร์นมีลักษณะร้อนแดงเนื่องจากเปลวไฟที่ติดอยู่ภายในช่องว่าง จากการทดสอบหัวเผาวัสดุพอร์นทั้ง 2 ชนิดพบว่าพบว่ามีอาการเผาไหม้ภายในช่องว่างของวัสดุพอร์นซึ่งทำให้เกิดลักษณะร้อนแดง โดยเฉพาะตั้งแต่อัตราการไหล 1.5 – 3 L/min โดยเมื่อใช้

AEC-16

อัตราการไหลเชื้อเพลิง	หัวเผาวัสดุพูนทรงกระบอกตัน	หัวเผาวัสดุพูนทรงกระบอกเจาะรู
1.5 L/min		
2.5 L/min		
3 L/min		
3.5 L/min		
4 L/min		
5 L/min		

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้ในห้องเรียนเท่านั้น ไม่อนุญาตให้เผยแพร่สู่สาธารณะ

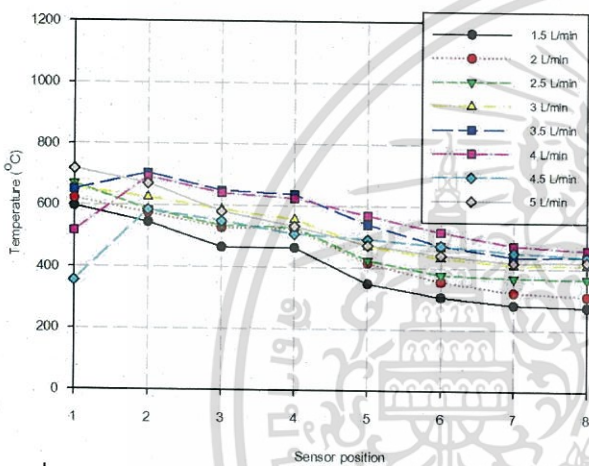
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 6 ลักษณะเปลวไฟ

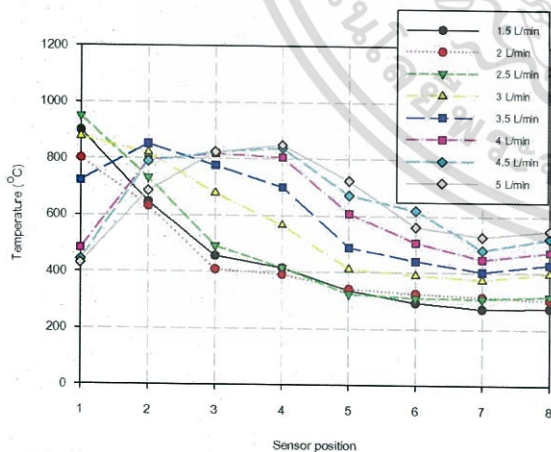
## AEC-16

เพิ่มอัตราการไหลทำให้อิทธิพลของการพัดพาเพิ่มสูงขึ้น ประกอบกับความเข้มข้นเชื้อเพลิงที่มากขึ้นและอากาศส่วนที่สองเหนียวผ่านวัสดุพอร์นได้ยาก เปลวไฟจึงติดอยู่บริเวณผิวของวัสดุพอร์นซึ่งเป็นเปลวไฟแบบแพร่

เมื่อพิจารณาวัสดุพอร์นทรงกระบอกเจาะรู สังเกตเห็นว่าเปลวไฟส่วนหนึ่งมีการเผาไหม้อยู่ภายในวัสดุพอร์น อีกส่วนหนึ่งพุ่งออกจากรูตรงกลางของทรงกระบอกและเผาไหม้กับอากาศส่วนที่สองตลอดย่านการใช้งาน โดยที่ย่านอัตราการไหลเชื้อเพลิงสูงๆ พบเปลวไฟเป็นสีน้ำเงินบริเวณโคน แสดงถึงการเผาไหม้ที่ค่อนข้างสมบูรณ์



รูปที่ 7 การกระจายตัวอุณหภูมิตามระดับความสูงห้องเผาไหม้ของหัวเผาวัสดุพอร์นรูปทรงกระบอกตัน



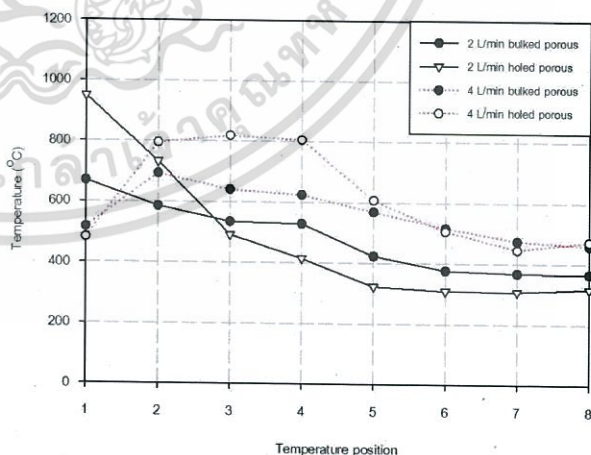
รูปที่ 8 การกระจายตัวอุณหภูมิตามระดับความสูงห้องเผาไหม้ของหัวเผาวัสดุพอร์นรูปทรงกระบอกเจาะรู

### 3.3 การกระจายตัวอุณหภูมิ

รูปที่ 7 และ 8 แสดงการกระจายตัวอุณหภูมิตามระดับความสูงของห้องเผาไหม้ของหัวเผาทรงกระบอกตันและทรงกระบอกเจาะรู ตามลำดับ จากการสังเกตพบว่า

ระดับอุณหภูมิจากหัวเผาทั้งสองเพิ่มสูงขึ้นตามอัตราการไหลเชื้อเพลิง ในขณะที่เมื่อสังเกตอุณหภูมิสูงสุดของแต่ละอัตราการไหลพบว่าอุณหภูมิสูงสุดของหัวเผาวัสดุพอร์นตั้งแต่ที่อัตราการไหลที่ 3.5 L/min เลื่อนไปยังตำแหน่ง T2 และ T3 ตามปริมาณอัตราการไหลเชื้อเพลิง โดยที่ตำแหน่ง T1 พบอุณหภูมิที่ต่ำลงอย่างเห็นได้ชัด สาเหตุเนื่องมาจากความเร็วก๊าซผสมเพิ่มสูงขึ้น ทำให้อิทธิพลของการพัดพาส่งผลให้เกิดเป็นปรากฏการณ์เปลวไฟหลุดลอย โดยการพัดพานี้ส่งผลต่อระดับอุณหภูมิของหัวเผาวัสดุพอร์นแบบเจาะรูมากกว่า เนื่องจากการไหลบริเวณตรงกลางไม่มีวัสดุกีดขวาง ความเร็วก๊าซผสมจึงสูงกว่าบริเวณโดยรอบ

เมื่อพิจารณาหัวเผาวัสดุพอร์นทั้ง 2 รูปทรงที่อัตราการไหลเชื้อเพลิงเดียวกัน ดังแสดงในรูปที่ 9 พบว่าอุณหภูมิที่ได้จากหัวเผาวัสดุพอร์นทรงกระบอกเจาะรูมีค่าสูงกว่าเนื่องจากการตรวจวัดอุณหภูมิจากเปลวไฟโดยตรง นอกจากนี้ยังมีโอกาสหลุดลอยมากกว่าหัวเผาแบบทรงกระบอกตันอีกด้วย โดยสังเกตที่อัตราการไหลเชื้อเพลิง 4 L/min พบว่ามีความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิในตำแหน่ง T1 และ T2 มากกว่ารวมถึงอุณหภูมิสูงสุดอยู่ที่ตำแหน่ง T3 นอกจากนี้ยังพบว่าหัวเผาวัสดุพอร์นแบบทรงกระบอกตันให้การกระจายอุณหภูมิตลอดห้องเผาไหม้ที่สม่ำเสมอกว่าทรงกระบอกเจาะรู



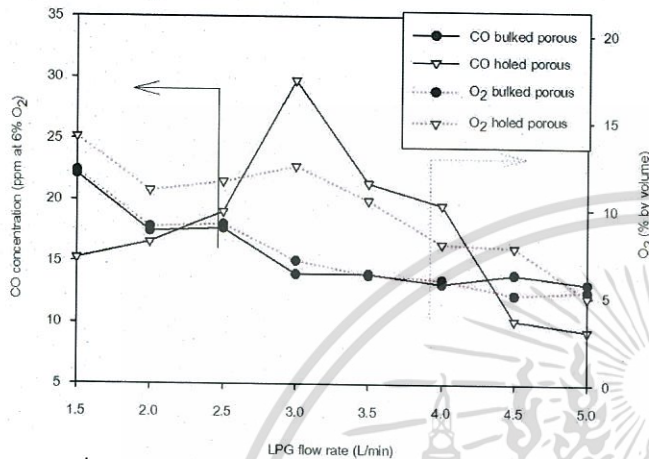
รูปที่ 9 เปรียบเทียบการกระจายตัวอุณหภูมิของหัวเผาวัสดุพอร์นทั้ง 2 รูปทรงที่อัตราการไหล 2 และ 4 L/min

### 3.4 ผลพิษหลังการเผาไหม้

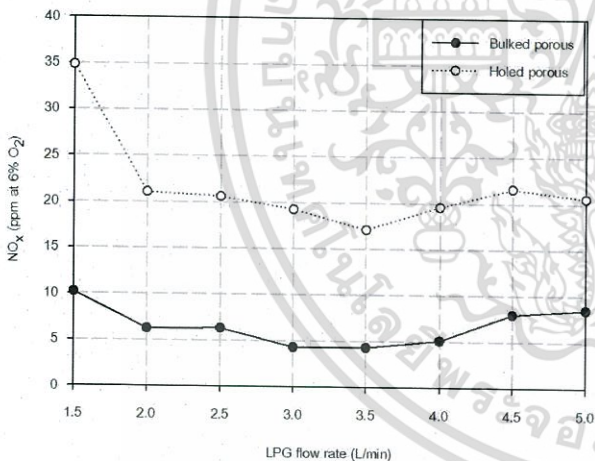
รูปที่ 10 แสดงปริมาณก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์ที่ความเข้มข้นออกซิเจน 6% และเซ็นเซอร์ออกซิเจนหลัง

## AEC-16

การเผาไหม้ พบว่าหัวเผาทั้ง 2 รูปทรงมีปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์มีค่าอยู่ในเกณฑ์ที่ต่ำกว่า 35 ppm ตลอดย่านการใช้งาน ในขณะที่หัวเผาทรงกระบอกเจาะรูมีคาร์บอนมอนอกไซด์ที่สูงกว่าทรงกระบอกตันในช่วงย่าน 2.5 – 4 L/min สอดคล้องกับเปอร์เซ็นต์ออกซิเจนหลังการเผาไหม้ที่เพิ่มสูงขึ้นในย่านดังกล่าว



รูปที่ 10 ปริมาณ CO (เส้นทึบ) และ O<sub>2</sub> (เส้นประ) หลังการเผาไหม้



รูปที่ 11 ปริมาณ NO<sub>x</sub>

ในขณะที่เมื่อพิจารณาปริมาณไนโตรเจนออกไซด์ที่ออกซิเจน 6% ดังแสดงในรูปที่ 11 พบว่าวัสดุพอร์นทรงกระบอกตันให้ปริมาณต่ำกว่าทรงกระบอกเจาะรูอย่างชัดเจน เนื่องมาจากการกระจายตัวของอุณหภูมิภายในวัสดุพอร์นที่สม่ำเสมอ ทำให้ไม่เกิดบริเวณที่มีความร้อนสูงซึ่งเป็นเงื่อนไขที่ก่อให้เกิดสารประกอบไนโตรเจนออกไซด์จากความร้อน

จากการทดลองสมรรถนะการเผาไหม้ทั้งหมดพบว่าหัวเผาวัสดุพอร์นแบบทรงกระบอกเจาะรูให้สมรรถนะการเผาไหม้ที่เป็นการผสมกันระหว่างคุณสมบัติของหัวเผา

แบบไม่ใส่วัสดุพอร์นกับวัสดุพอร์นทรงกระบอกตัน โดยสังเกตจากการให้เปลวไฟที่ยาว ในขณะที่เดียวกันเปลวบางส่วนยังคงมีการเผาไหม้อยู่ภายในช่องวัสดุพอร์นและเกิดการหมุนเวียนความร้อนในวัสดุ นอกจากนี้จะทำให้ได้อุณหภูมิการเผาไหม้สูงกว่าวัสดุพอร์นทรงกระบอกตันแล้ว ยังมีการกระจายอุณหภูมิที่สม่ำเสมอกว่าหัวเผาแบบไม่ใส่วัสดุพอร์นอีกด้วย [7]

### 4. สรุปผลการทดลอง

งานวิจัยนี้ได้ทดสอบสมรรถนะการเผาไหม้ของหัวเผาเชื้อเพลิงแอลพีจีแบบผสมกันมาก่อนสำหรับใช้ในอุตสาหกรรมเซรามิกส์ เปรียบเทียบระหว่างหัวเผาวัสดุพอร์นที่มีรูปทรงแตกต่างกันได้แก่ ทรงกระบอกตันและทรงกระบอกเจาะรูตรงกลาง เพื่อศึกษาอิทธิพลที่อัตราการไหลเชื้อเพลิงต่าง ๆ ภายใต้ปริมาณอากาศส่วนเกินเดียวกัน ซึ่งการทดสอบหัวเผาวัสดุพอร์นมุ่งเน้นการเพิ่มสมรรถนะการเผาไหม้ สร้างเสถียรภาพและลดปริมาณมลพิษ โดยพิจารณาลักษณะเปลวไฟที่มองเห็น การกระจายตัวของอุณหภูมิตามระดับความสูงของห้องเผาไหม้และปริมาณก๊าซในไอเสียได้แก่ ออกซิเจนหลังการเผาไหม้ คาร์บอนมอนอกไซด์และสารประกอบไนโตรเจนออกไซด์

จากผลการทดสอบพบว่าโครงสร้างของวัสดุพอร์นทรงกระบอกเจาะรูมีผลทำให้เห็นยวน่าอากาศส่วนที่หนึ่งเข้าสู่ท่อผสมได้ดีกว่าหัวเผาทรงกระบอกตัน เนื่องจากรูปทรงที่ขวางช่องการไหลน้อยกว่า อีกทั้งยังเป็นการลดความดันตกคร่อมระหว่างผิววัสดุพอร์นทั้ง 2 ด้านอีกด้วย

หัวเผาวัสดุพอร์นทั้ง 2 รูปทรงมีให้ย่านการทำงานที่มีเสถียรภาพอยู่ในช่วง 1.5 – 3 L/min เท่านั้น เนื่องจากที่อัตราการไหลเชื้อเพลิงสูงทำให้ความเร็วก๊าซผสมสูงขึ้นตาม ส่งผลให้อิทธิพลของการพัดพาเพิ่มสูงขึ้น ประกอบกับความเข้มข้นเชื้อเพลิงที่มากขึ้นและอากาศส่วนที่สองเห็นยวน่าผ่านวัสดุพอร์นได้ยาก จึงทำให้เปลวไฟจึงติดอยู่บริเวณผิวของวัสดุพอร์นซึ่งเป็นเปลวไฟแบบแพร่

เมื่อพิจารณาอุณหภูมิ พบว่าหัวเผาวัสดุพอร์นรูปทรงกระบอกเจาะรูให้ระดับอุณหภูมิที่สูงกว่าเนื่องจากเซนเซอร์ตรวจวัดได้อุณหภูมิของเปลวไฟ ในขณะที่รูปทรงกระบอกตันให้การกระจายอุณหภูมิที่สม่ำเสมอมากกว่า

นอกจากนี้ยังเป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับใช้เพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

แม้ว่ากรรมใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## AEC-16

ปริมาณมลพิษที่เกิดจากหัวเผาวัสดุพูนทรงกระบอก  
ตันมีค่าต่ำกว่าทรงกระบอกเจาะรู เนื่องจากคุณสมบัติของ  
วัสดุพูนช่วยในการกระจายและหมุนเวียนก๊าซร้อนอยู่  
ภายใน

### 5. กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยนี้ได้รับทุนสนับสนุนจากสำนักงานกองทุน  
สนับสนุนการวิจัย (สกว.) ภายใต้โครงการปริญญาเอก  
กาญจนาภิเษก ร่วมกับสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้า  
เจ้าคุณทหารลาดกระบัง อีกทั้งขอขอบคุณอาจารย์และ  
นักศึกษามหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานครที่ช่วยให้  
งานวิจัยนี้สำเร็จลุล่วงไปด้วยดี และบริษัท Happy one ที่  
เอื้อเฟื้อชุดหัวเผาที่ใช้ในการทดสอบ

### 6. เอกสารอ้างอิง

- [1] P. Laphirattanakul. 2012, "Mixing and Combustion Improvement by Modified Nozzle on a Premixed LPG Burner", Faculty of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Thailand.
- [2] P. Laphirattanakul and J. Charoensuk. 2011, "The development of LPG burner in ceramics industry: part 1", The 25th Conference of Mechanical Engineering Network of Thailand.
- [3] A. Laphirattanakul and J. Charoensuk. 2011, "The study of capable in LPG turn up/down of semi-automatic LPG burner in ceramics industry: part 2", The 25th Conference of Mechanical Engineering Network of Thailand.
- [4] A. Laphirattanakul, P. Laphirattanakul and J. Charoensuk. 2012, "Comparison of conventional and developed LPG burner operating: fuel jet shape and burner performance", The 26th Conference of Mechanical Engineering Network of Thailand.
- [5] Mujeebu, M.A., Abdullah, M.Z., Abubakar, A.Z., Mohamad, A.A., Abdulah, M.K. (2009), Combustion in porous media and its applications – A comprehensive survey, Journal of Environmental Management, Vol. 90, pp. 2287-2312.

[6] Wood, S., Harris, A.T. (2008), Porous burners for lean-burner applications, Progress in Energy and Combustion Science, Vol. 34, pp. 667-684.

[7] Laphirattanakul, A., Laphirattanakul, P., Charoensuk, J. (2015), Performance Improvement of the LPG Burner of Ceramics Industry, การประชุมวิชาการเครือข่ายพลังงานแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 11

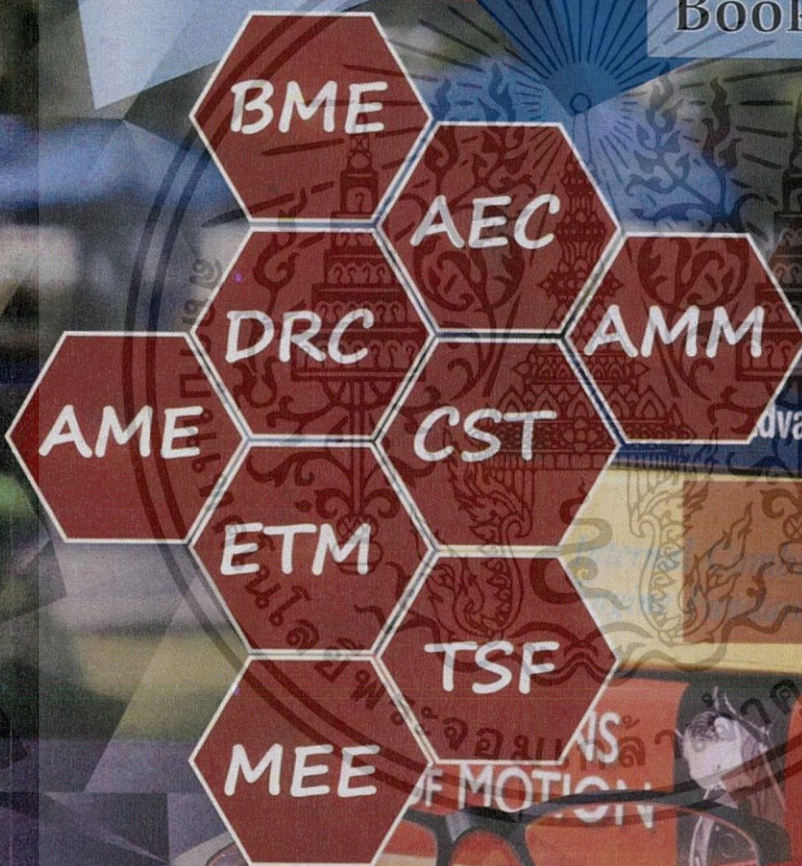
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



Institution of MECHANICAL ENGINEERS

# The 6<sup>th</sup> TSME-ICoME International Conference on Mechanical Engineering

## Book of Abstracts



Advanced Dynamics

CAMBRIDGE

# Harmonized Engineering Technologies

16 – 18 December 2015

Regent Cha-Am Beach Resort Phetchaburi Thailand

Hosted by: Department of Mechanical Engineering, Mahidol University

Cooperated by: Thai Society of Mechanical Engineering (TSME)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

AEC006

## An Influence of Pore Density on Flame Stabilization for LPG Porous Burner

Arwut Laphirattanakul<sup>1</sup>, Ponepen Laphirattanakul<sup>2,\*</sup>, and Jaruwat Charoensuk<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Mahanakorn University of Technology,  
Bangkok, 10530, Thailand

<sup>2</sup> Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang,  
1 Chalongkrung Rd., Ladkrabang, Bangkok, 10520, Thailand

\* Corresponding Author: [jaja\\_kmitl45@hotmail.com](mailto:jaja_kmitl45@hotmail.com), +6680-900-8880

### Abstract

The flame stabilization of modified premixed LPG burner for ceramics industry with different density of porous media was investigated within operation range of 1-5 L/min. By maintaining the flame to be of cone shape which was desirable for this particular application, ignition took place inside the porous domain and propagated downstream. To achieve this, the porous foams, made of alumina with pore density of 15 and 20 ppi, were constructed in cylindrical geometry and replaced for an iron cast conventional burner. With this unique design the secondary air could be induced naturally. Flame visibility was observed in addition with the gas mixtures temperature profile at different fuel-air mixture ratio prior to combustion. It was found that variation in pore density could bring about significant change in combustion characteristic. The smaller pores created higher pressure drop than the bigger one leading to fuel rich combustion, one of instability factor. By observing visible flame, the ceramic foam with 20 ppi could not entrap the flame, especially at high flow rate, thus failed to preheat the up-coming fuel-air mixture. In contrary in the case of 15 ppi, the flame was well stabilized in the media between the operating range of 1-3 L/min, indicated by a bright illumination. Recirculation of heat by means of radiation and conduction promoted the flame stabilization in porous media. At LPG feeding rate greater than 3 L/min, flame lift-off took place on both burners corresponding with low temperature of unburned mixture. This indicated that  $S_L$  strongly played an important role on combustion stability, while a direct effect of porous structure on flame stability was not clearly observed within the scope of this work. The results of flame produced from propane-air mixture on both cases of burner could not propagate within medium at low  $S_L$  which correlated with  $\Phi > 4$ .

**Keywords:** Porous Burner, Pore density, Premixed burner, Alumina foam, Flame stability

### 1. Introduction

Combustion has been a main heat source for many industrial sector, including ceramics industry. In baking process, the high efficiency of combustion for sufficient temperature distribution was significantly required as well as low emission. A conventional burner currently using in this industry is premixed LPG burner with self-entrainment of primary air. It, however, produces remarkably long and oscillated diffused flame, especially at low operation range, due to lacking of primary air induction. Meanwhile, sufficient amount of air is found at high operation range, when the jet is provided with high speed.

Recently, there has been an active research on developing LPG injector concerning enhancement of primary air entrainment. The injector was designed operating on balancing between spring and fuel feeding forces. An annular exit area could be characterized following flow rate creating high speed jet particularly at low fuel consumption. This led to higher entrainment as comparing to a simply circular exit area. Therefore, the combustion with stability was occurred. However, the burner still provided non-uniformed temperature distribution and also high emission [1-4].

From literature survey, porous media has been an interested issue for improving combustion

performance particularly on gaseous burner. Comparing to those of free flame, porous burner can produce higher burning rate, wider operation range and can also operate with low calorific fuel. These advantages are resulted from complicated structure of porous promoting self-recuperation and dispersion of heat. The heat will effectively transfer from products to reactants through gas and solid matter via heat conduction and radiation modes. This causes a preheated upcoming mixtures to react more efficiency with fuel [5],[6]. Moreover, porous burner was strongly claimed giving an effective flame stabilization. In the other words, it reduces the happening of flash back and lift-off due to tortuous structure. However, there has been some parameters that the combustion stability was relied on.

To achieve flame stability, there is an indicator expressing the limitation of combustion stability in porous media, Péclet number (Pe). This indicator was contributed from relation between gas and solid properties following Eq.(1)

$$Pe = \frac{S_L d_m C_p \rho}{\lambda} \quad (1)$$

และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## AEC006

Where  $S_L$  is laminar flame speed,  $d_m$  is effective diameter of average hollow space and  $C_p, \rho, \lambda$  are specific heat capacity, density and thermal conductivity of gas mixtures, respectively. From previous work [7], the critical value of Pe for identifying the limitation of stability of lean hydrocarbon-air mixtures was 65. The flame usually lifts and detaches above the medium when the range of Pe less than this specific value.

In aspect of emission, great distribution of temperature owing to conduction mode in porous domain totally helps on hot spot reduction, which is the caused of thermal  $NO_x$ . The self-recuperative mechanism also leads to elimination of carbon radical, thus CO reduction [5-7].

According to advantages on combustion performance of porous medium, there are many publications concerning the application on this matter for gas burners. Almost experimental works were, however, operated by forcing the controlled ratio of mixture into an insulated chamber. By considering the characteristic of conventional ceramics burner, the porous medium in this work was combusted naturally within stagnant air.

The cylindrical alumina foam was adopted on LPG burner to basically investigate an effect of pore density on gas premixed characteristics and also flame stability. The experiment was arranged by choosing two value of pore density at 15 and 20 ppi, subject to commercial availability, on the same fuel consumption range. The discussion would be drawn on temperature of gas mixtures and visual flame. In addition, percent premixed for combustion was also monitored in order to observe effect of this parameter on entrainment in a premixing chamber. It was because the premixed combustion obtained the primary air from natural entrainment correlating with fuel injection rate.

### 2. Experiment set-up

The experiment unit in this work was separated into three parts, shown in Fig.1, including fuel injector, mixing tube and burner. LPG containing of, 70% of propane and 30% of butane, was injected through nozzle with the consumption range of 1-5 L/min. This caused natural entrainment of primary air to the mixing tube. In order to gain more accumulative air in premixed chamber, the modified nozzle was adopted [1]. While secondary air was induced diffusively at combustion zone.

From literature review, the foam structure of porous medium was claimed providing widest operation range comparing to the others (honey comb and packed bed) [8]. Therefore, the Alumina foam ( $Al_2O_3$ ) with 15 and 20 ppi, as shown in Fig.2, were carved into cylindrical structure having the same diameter and height with the conventional burner. Both medium was proved having the porosity of, approximately 0.9. They were placed instead of a conventional burner to obtain performance

assessment. Moreover, ceramics fiber was inserted under porous medium to protect the splitting of flame at the bottom.

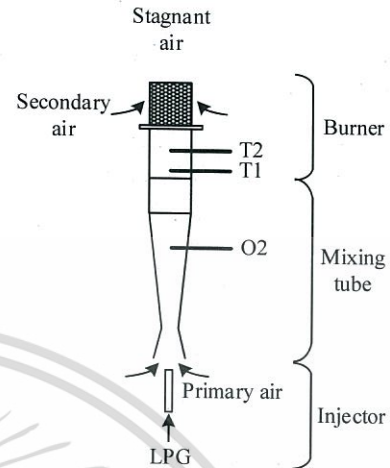
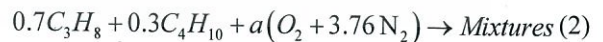


Fig.1 Diagram of premixed LPG burner



Fig. 2 Porous media with 15ppi (left) and 20ppi (right)

The temperature of incoming gas mixtures was monitor by two positioning of thermocouple indicated as T1 and T2 in Fig.1. The distance from burner port and each other was 4 cm. Thermocouple type K connected with YOKOGAWA XL100 data logger (accuracy including thermocouple is  $\pm 1^\circ C$ ). The oxygen percentage at mixing tube was measured by testo 350XL flue gas analyzer (accuracy  $\pm 0.8\%$  by volume). The recorded data of oxygen concentration was then calculated into percent premixed by following the chemical equation:



when

$$a = \frac{X_{O_2}}{1 - 4.76X_{O_2}} \quad (3)$$

Therefore, percent premixed can be calculated by:

$$\% \text{ premixed} = \frac{4.76a \times \frac{MW_{air}}{MW_{LPG}}}{AF_{stoi}} \times 100 \quad (4)$$

Where  $X_{O_2}$  is fraction by volume of oxygen in mixing tube,  $MW_{fuel}$  and  $MW_{air}$  are molecular weight of fuel

## AEC006

and air, respectively and  $AF_{stoi}$  is stoichiometric ratio for LPG.

### 3. Results and Discussion

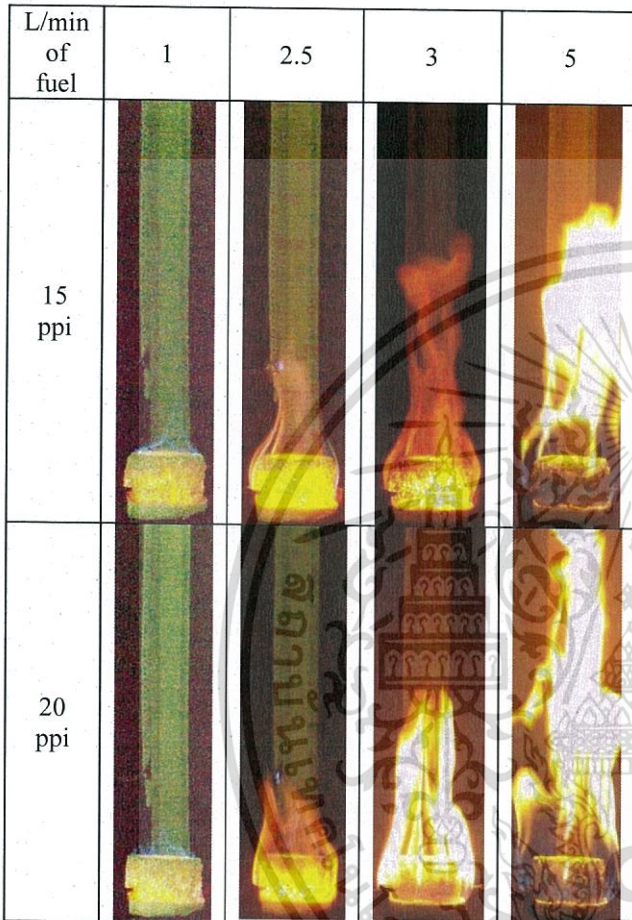


Fig.3 Visual flame of 15 and 20 ppi porous burner

As generally known, porous media has an ability on flame stabilization as can produce higher flame speed than those of free flame, approximately 10 times[7]. Flame stability in porous media is defined as the propagation of flame within the medium, hence, illumination of solid is observable. When stabilization is taking place, the heat from reaction zone will be circulated therein due to contribution of two modes of heat transfer.

Fig.3 shows visual flame produced from 15 and 20ppi porous burners with fuel variation. The four flow rates of fuel were chosen. It could be observed that the degree of illumination of porous medium was increased with fuel consumption by focusing at low operation range. Some part of flame propagated within the medium, while another was burned diffusively with secondary air. However, there was significant distinction at 3 L/min of fuel. Flame still propagated within 15ppi medium, but completely burned in stagnant air in case of 20ppi. At the rate beyond 3 L/min, flame lift-off took place on both burners.

The preheated temperature is illustrated in Fig.4 comparing between 15 and 20 ppi of the burners. T1

and T2 were indicated with similar trend between two burners. While, T2 was produced higher in magnitude than those of T1, since the thermocouple of T2 was settled nearer to the combustion zone. Moreover, the temperature profile of both burners could be observed separately into two parts. Within the range of 1-2.5 L/min, it was increased with fuel consumption as the mixtures received the heat from porous media by radiation mode. This also correlated with the degree of illumination. Beyond 2.5 L/min, the temperature was, however, dropped corresponding to the flame lift-off (or nearly lift-off) expressed in Fig.3. By considering at T2, temperature of the low density of pore burner was given significantly higher than the dense one at 3-5 L/min. This revealed that even though the visual flame exhibited lift-off, there was radiated heat transferring back to the thermocouple in the premixed chamber in case of 15 ppi.

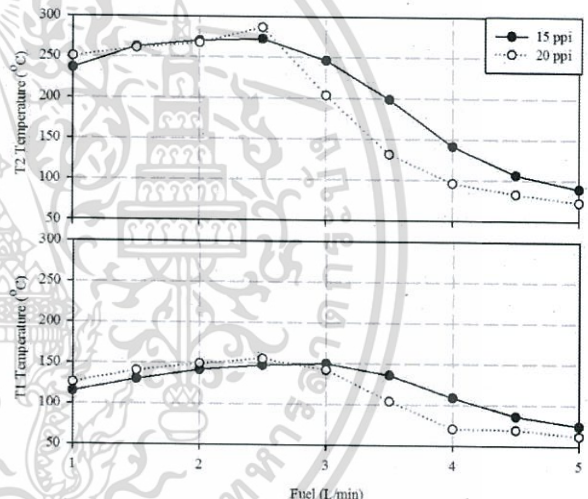


Fig.4 Preheated temperature in a premixed chamber

It was evidently that the results of both flame and temperature performed with stability only within limited range. In the other words, the propagation of flame was taken place within the narrow range of flow. Therefore, as aforesaid in introduction part, the Pe could be used as an important indicator identifying the propagation of flame within porous medium. The relationship in Eq.(1), expresses two main parameters affecting on stability under the same gaseous fuel type, namely  $d_m$  and  $S_L$ . By concerning structure of porous,  $d_m$  for porous foam was described as a mean diameter of ten pores [9] which was 5 and 3.3mm for 15 and 20ppi respectively. However, these diameter sizes were too close to take an effect on Pe variation. Therefore, flame stability in this work would be mainly focused on  $S_L$  via considering through percent premixed.

According to the difference of pore size, we expected there was an effect on flow dynamics of mixture and also primary air entrainment. An oxygen concentration in mixing tube was then recorded and

## AEC006

calculated to obtain the value of percent premixed. It was seen in Fig.5 that, by equaling total volume of voids, size of pore evidently performed an effect on pressure drop. The large pores could enhance more entrainment of air, while an effect of pressure drop was evident within small pores throughout fuel range. This coincided with Boomsma and Poulidakos's work [10], that with decreasing pore size of porous matrix would come up with increasing flow resistance due to increase on the specific area.

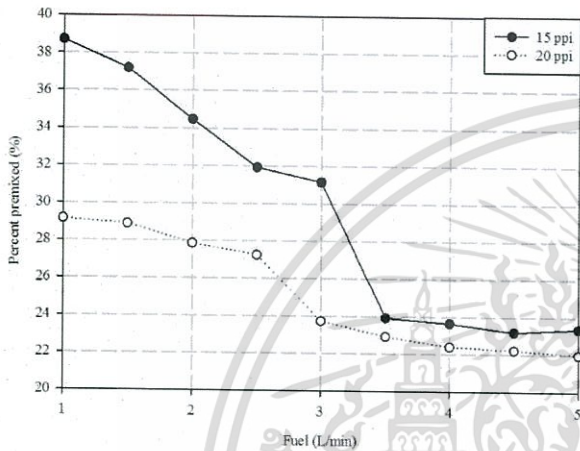


Fig.5 Percent premixed

To achieve correlation with flame stability, an equivalence ratio ( $\Phi$ ) was directly calculated from percent premixed. In this case, the secondary air was neglected due to almost of its entrainment taking place after the combustion in porous media. It was seen from Fig.6 that the results of both burners were located within the range of 2.5-4.5 which was defined as fuel rich condition. These calculated  $\Phi$  related with low  $S_L$  which were proven associated with  $Pe$  less than 65. The value lower than this critical value was claimed to come up with unstable flame. Nevertheless, the stable flame result in this work was found at  $\Phi < 4$ . This obviously indicated that the critical  $Pe$  of 65 could not be adopted for rich LPG-air (propane-air) condition. As shown in publication in 2004, Trimis and co-worker indicated the critical  $Pe$  relating with Lewis-number ( $Le$ ) for rich propane-air, approximately, at 28 [7].

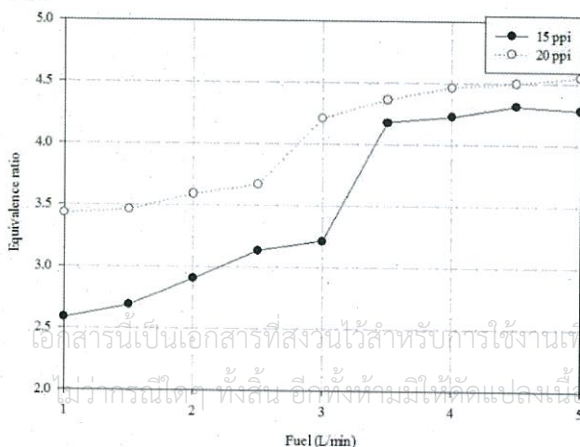


Fig.6 Equivalence ratio

In aspect of the difference of pore density, the 15ppi porous burner promoted greater range of flame stability than the 20ppi porous burner. This could also relate with insufficient  $S_L$ , since an effect of pressure drop on 20ppi or small pores caused in blockage of primary air entrainment. Therefore, in case of fuel rich condition of propane-air combustion in porous media, insufficient value of  $S_L$  played more significant role on flame stability as comparing with  $d_m$ .

### 4. Conclusion

The flame stabilization of modified premixed LPG burner for ceramics industry with different pore density porous media was investigated. The experiment was conducted on fuel range of 1-5 L/min with self-air entrainment of injector. The porous foams, made of alumina with pore density of 15 and 20 ppi, were constructed in cylindrical geometry and replaced for an iron cast conventional burner. Flame visibility was observed in addition with the gas mixtures temperature profile at different fuel-air mixture ratio prior to combustion.

The results of visible flame and temperature were agreed. The larger pores size alumina, 15ppi, gave wider range of flame stability than small pores medium, thus great recirculating of heat. Since flame stability was depended on sufficient fuel-air ratio, the reduction of pressure drop effect of the big cavity led to greater primary air entrainment. While the flame lift-off took place on both cases of pore density when  $\Phi > 4$ , since it correlated with insufficient  $S_L$ . This indicated that  $S_L$  was strongly played an important role on stability at fuel rich propane-air condition. Moreover, the finding in this work affirmed that the critical of fuel rich propane-air was settle at  $Pe < 65$ .

### 5. Acknowledgement

The authors are grateful to the financial support from Thailand Research Fund under a Royal Golden Jubilee Ph.D. Scholarship, jointly funded by King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang.

### 6. Reference

- [1] Laphirattanakul, P. (2012), Mixing and Combustion Improvement by Modified Nozzle on a Premixed LPG Burner, Faculty of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Thailand.
- [2] Laphirattanakul P. and Charoensuk J. (2011), The development of LPG burner in ceramics industry: part 1, paper presented in *The 25th Conference of Mechanical Engineering Network of Thailand*, Krabi, Thailand.

## AEC006

- [3] Laphirattanakul, A. and Charoensuk, J. (2011), The study of capable in LPG turn up/down of semi-automatic LPG burner in ceramics industry: part 2, paper presented in *The 25th Conference of Mechanical Engineering Network of Thailand*, Krabi, Thailand.
- [4] Laphirattanakul, A., Laphirattanakul, P. and Charoensuk, J. (2012), Comparison of conventional and developed LPG burner operating: fuel jet shape and burner performance, paper presented in *The 26th Conference of Mechanical Engineering Network of Thailand*, Chiangrai, Thailand.
- [5] Mujeebu, M.A., Abdullah, M.Z., Abubakar, A.Z., Mohamad, A.A., Abdulah, M.K. (2009), Combustion in porous media and its applications – A comprehensive survey, *Journal of Environmental Management*, March 2009, Vol. 90, pp. 2287-2312.
- [6] Wood, S., Harris, A.T. (2008), Porous burners for lean-burner applications, *Progress in Energy and Combustion Science*, June 2008, Vol. 34, pp. 667-684.
- [7] Trimis, D and Wawrzinek, K. (2004), Flame stabilization of highly diffusive gas mixtures in porous inert media, *Journal of Computational and Applied Mechanics*, December 2003, Vol. 5(2), pp. 367-381
- [8] Gao, H., Qu, Z., Feng, X. and Tao, W. (2014), Combustion of methane/air mixtures in a two-layer porous burner: A comparison of alumina foams, beads and honeycombs, *Experiment Thermal and Fluid Science*, September 2013, Vol. 52, pp. 215-220.
- [9] Mach, F.R.A., Issendorff, F.V., Delgado, A. and Ortona, A. (2008), Experimental Investigation of the Oxidation Behavior of SISIC-Foams, *Advances in Bioceramics and Porous Ceramics: Ceramic Engineering and Science Proceedings*, Vol 29(7), pp.229-311.
- [10] Boomsma, K. and Poulikakos, D. (2002), The effects of Compression and Pore size Variations on the liquid Flow Characteristics in Metal Foams, *Journal of Fluids Engineering*, March 2002, Vol.124, pp. 263-272.

CONFERENCE PROCEEDING

# TSME-ICoME 2016



Institution of  
MECHANICAL  
ENGINEERS

The 7<sup>th</sup> TSME-International Conference on Mechanical Engineering  
13-16 December 2016  
Duangtawan Hotel, Chiang Mai, Thailand

Hosted by CHULA ENGINEERING

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

AEC0012

## Effect of Porous Materials on Unconfined Porous Burner Performance

Ponepen Laphirattanakul<sup>1</sup>, Jarruwat Charoensuk<sup>1</sup>, Withada Jedsadaratanachai<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang,  
1 Chalongkrung Rd., Ladkrabang, Bangkok, Thailand, 10520  
<sup>\*</sup> Corresponding Author: jaja\_kmitl45@hotmail.com, +6680-900-8880

### Abstract

The performance assessment on different porous materials, SiC and Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>, applied on unconfined LPG porous burner was presented in this work. Unlike previous literatures, our porous domain was studied without insulated wrapping so that the heat transfer characteristics was different. Three different heat capacities with fully premixed were performed by maintaining at 0.7 of equivalence ratio. Axial distribution of flue gas temperature measuring was separated into C (X/D=0) and R (X/D=2.6) axes to investigate heat transfer characteristics in combustion chamber. Emission was also considered as combustion performance. On both materials, the axial distribution of temperature along symmetry axis (C) was less uniform than those on surrounding axis (R). This was because of two effects of heat transfer mode, convection and radiation, beyond the burner. Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> burner gave higher axial temperature of 20% and 8% increment beyond burner axis and surrounding, respectively, than those on SiC burner. It corresponded to the greater degree of local extinction observed in SiC matrix. The partially burnt product was then appeared in form of CO which was relatively high in case of SiC. High level of NO<sub>x</sub> was measured.

**Keywords:** Porous burner, Combustion, Porous material, Gas burner

### 1. Introduction

Porous inert media combustion has been an effective technology which serves flame stability, as well as, pollutant reduction. It is due to tortuous structure that can slow down unburnt and promote recirculating of heat within the domain. Once a premixed fuel/air is trapped within the solid cavities, capability on three modes of heat transfer leads to higher flame speed than those encountered in free flame [1], [2].

As the porous burner has been an available commercially technology, there are several productive materials were selected by regarding their combustion characteristics and also durability life. The most commonly based materials, for instant Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>, SiC and ZrO<sub>2</sub> has been adopted for many applications. In 1999, Pickeacker et al. [3] informed that among these materials, SiC had highest performance for supporting thermal shock due to the low thermal expansion coefficient as seen in Tab.1. Gao et al [4] selected those three types of ceramic to comparatively investigate the combustion performance of two layers porous burners. Results indicated that flame stability limitation was expanded with increased conductivity of solid. When focused on SiC, the hydrocarbon in combustion products was found decreased with increasing flame speed. On numerical study, Al-Hamamre and Trimis [5] investigated the partial oxidation of methane comparing between Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> fiber static mixer and SiC foam porous

reactor. They found that the soot formation for SiC porous reactor was occurred at lower air ratio as compared with Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>. Moreover, the investigation on porous material was also conducted for hydrogen production where the equivalence ratio was larger than 1.9. Results showed that, comparing with Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>, the longer resident time was served in SiSiC porous domain due to better thermal properties. And the tendency of soot formation was lower also [6]. Apart from ceramics based porous media, metal work has been adopted as porous burner as well. Yu et al. [7] conducted the experiment to compare the combustion characteristics of metal fiber, ceramic and stainless steel fin. The findings reported that metal fiber burner gave highest thermal efficiency and NO<sub>x</sub>, while stainless steel one performed lowest of both.

Our main scope is to improve the combustion characteristics on the burner using for ceramics production process where the high and uniformed distribution of temperature in baking chamber are importantly required. The porous inert media has been an interested technique for this work. Due to high thermal properties of inert media, the high and homogenous temperature of flue gas in combustion chamber has been expected.

On current work, a part of the improvement is presented. The performance assessment on different porous materials, SiC and Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>, applied on unconfined LPG premixed burner was performed. Once, the porous

## AEC0012

domain was served without insulated wrapping or any enforcement, unlike aforementioned literatures, the heat from solid matrix could transfer to the surrounding including axial and radial directions. As far as the combustion performance was concerned, axial temperature distribution of flue gas including along symmetry and adjacent axes were contributed to consider the heat transfer characteristics. CO and NO<sub>x</sub> were also monitored as pollutant emission.

Table 1 Thermal properties of porous materials [2C]

Property	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	SiC	ZrO <sub>2</sub>
Thermal expansion coefficient (10 <sup>-6</sup> 1/K)	8	4.5	10-13
Maximum usage temperature in air (°C)	1900	1600	1800
Thermal conductivity at 1000 °C (W/m K)	5-6	20-50	2.4
Total emissivity at 2000K	0.28	0.9	0.31
Thermal shock resistance, hard shock (K)	100	230	230

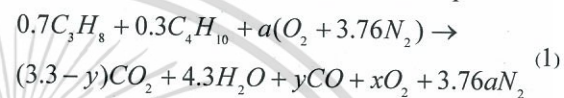
## 2. Methodology

The experimental apparatus is consisted with 2 parts, burner and combustion chamber, as shown in Fig.1. LPG, containing with 70% of propane and 30% of butane, was fed through an injector corresponding to heat capacity of 615, 923 and 1231 kW/m<sup>2</sup>. To investigate the performance under premixed condition, combustion air was fed with fuel at 0.7 of equivalence ratio (30% of excess air).

To represent the combustion performance without major retrofit of a conventional burner, a burner tip was modified such that it was replaceable with the same diameter of porous cylinder. Porous foams with 20 ppi, as claimed by the vendor, made of alumina (Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>) and silicon carbide (SiC) were carved into cylinder geometry of 52mm and 56mm in diameter and height, respectively. Porous media are illustrated in Fig.2. The thermal properties at reaction temperature are shown in Table1.

Concerning experiment set up, temperature distribution of flue gas was monitored along height of chamber corresponding with  $0 \leq Z/D \leq 11$ . There are two alignments as shown in Fig.1 with C and R alphabets. The locations with an R alphabet are at  $X/D = 2.6$ , located between the boundary of testing chamber and the axis of symmetry. These sensing positions are meant to investigate not only the magnitude of temperature, but also the distribution

along axial distance of the two distinctive radial positions. Thermocouple type K connected with YOKOGAWA MW100 data logger was implemented (accuracy including thermocouple is  $\pm 1^\circ\text{C}$ ). Emission in flue gas was considered as ppm of CO and NO<sub>x</sub> by Testo 350XL flue gas analyzer (accuracy of  $\pm 5 \text{ ppm}$  and  $\pm 4 \text{ ppm}$ , respectively). Percentage of oxygen was also measured (accuracy by volume fraction of  $\pm 0.1\%$ ) in order to verify the combustion air inlet. Oxygen percentage in flue gas can be converted to amount of air following to the relationship:



x and y are moles of O<sub>2</sub> and CO, respectively, obtaining from flue gas analyzer. In this case, equivalence ratio of 0.7 is associated with 6% by volume of oxygen. This value was used as a cross-reference with the reading obtained from a rotameter.

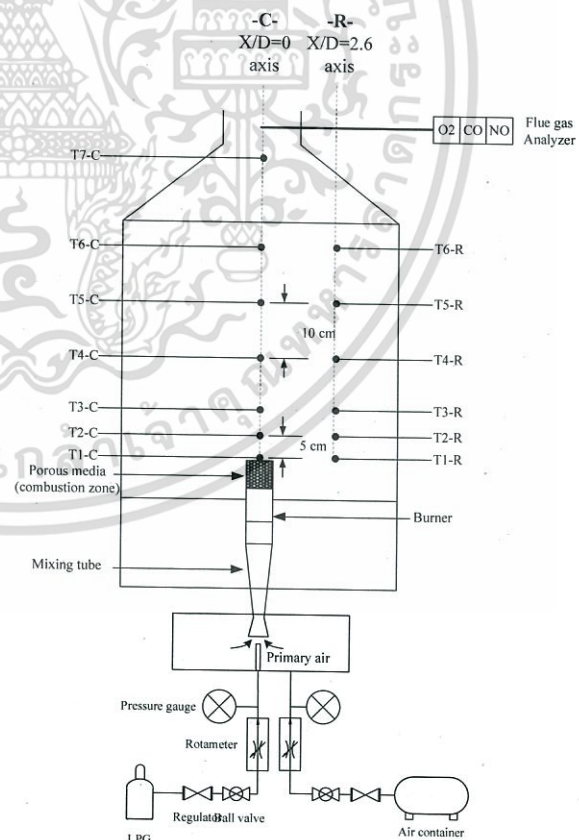


Fig.1 Experiment set-up

AEC0012

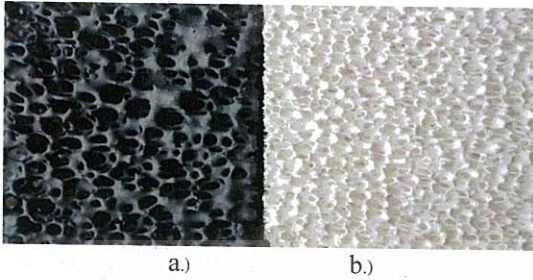


Fig.2 Porous media a.) SiC b.) Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>

### 3. Results and discussion

Fig.3 shows the temperature distribution on both C and R axes when using Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> as a medium. Results indicate that flue gas temperature was gained when increasing heat capacity. It is due to relative heat loss at high capacity is lower than at low one. When considering axial distribution of temperature, the distribution along the axis of symmetry (given with ‘C’ alphabet) was less uniform than those measured along the locations with ‘R’ alphabet. This was because there were two effects of heat transfer mode, convection and radiation, along axial distance of ‘C’ location beyond the burner. While the effect of heat radiation was dominant at T1-R. At this location relatively higher temperature was observed. At T2-R through to T6-R however, the hot flue gas was drifted along the axial distance of symmetry axis and diffused into the monitoring points along R locations.

The comparison of flue gas temperature between Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> and SiC was indicated in Fig.4. It was evident that Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> porous burner could provide higher temperature magnitude than applied with SiC at the same rate of heat capacity. Approximately, 20% and 8% increment were observed in order for C and R axes. Considering the material's properties in Tab.1 as SiC has higher thermal conductivity and emissivity than those of Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>, it was expected that the heat generated from the reaction site was better transferred away by means of conduction and radiation. This could result in greater quenching effect and greater probability of local extinction in SiC material. In addition, as investigation was performed further on pore structure of the material, significant difference was observed as seen in Fig.2. Bigger pore size was observed for SiC foam. This is expected to play an important role on temperature distribution and emission. The results will be discussed in the next paragraph.

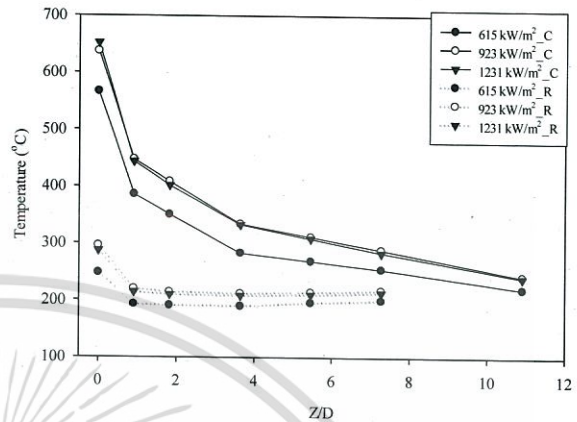


Fig.3 Flue gas temperature distribution on both C (solid line) and R (dot line) axes with heat capacity variation of Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> burner

When considering visual flame propagation in Fig.5, intense illuminated solid matrix was observed in case of Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> burner. However, SiC exhibited less intensity of illumination indicating greater degree of local flame extinction at the outer region of the porous domain. There were some locations in the matrix that has not been heated up to the illuminating temperature of the material itself. The partially burnt product was then appeared in form of CO, see the comparison from different material in Fig. 6. Nevertheless increasing heat capacity could increase the degree of illumination of the porous domain of both materials. Therefore, less flame extinction was expected. The decreasing in CO with increasing heat capacity agreed with reduction in flame quenching area.

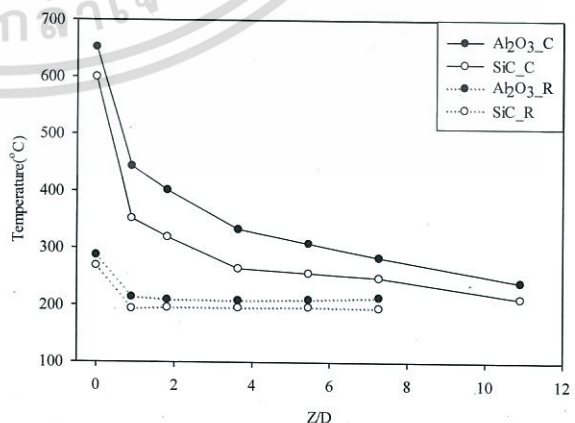


Fig.4 Comparison of flue gas temperature distribution on both C (solid line) and R (dot line) axes at 1231kW/m<sup>2</sup> between Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> and SiC

## AEC0012

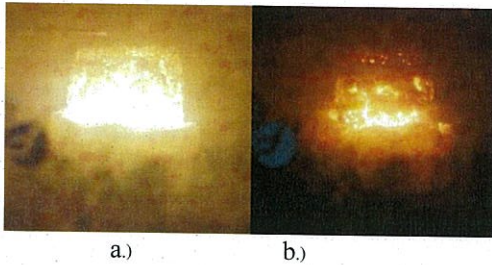


Fig.5 visual flame propagation at 1231kW/m<sup>2</sup> of heat capacity of a.) Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> and b.) SiC

As far as NO emission was concerned, the burner was operated under near stoichiometric condition with excess air of 30%. Arguably, ones may deduce that an increase in NO with increasing heat capacity could relate with thermal NO<sub>x</sub> due to an increase in temperature inside the porous domain. However, this statement does not justify a decrease in NO<sub>x</sub> with increasing heat capacity for the case of Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> foam.

Residence time is also another important factor affecting NO<sub>x</sub> formation especially Thermal NO<sub>x</sub> since the characteristic time scale of Zeldovich's reaction is relatively longer than the oxidation rate of hydrocarbon. Increasing heat capacity would certainly affect the residence time for NO<sub>x</sub> formation. When considering NO emission of Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> shorter residence time could result in lower NO<sub>x</sub> emission. However, this is not the case when considering the emission of SiC.

From the above statement, it is obvious that only one pathway of NO formation, such as thermal NO<sub>x</sub> could not thoroughly describe its total emission. It is still unclear what is the dominant factor leading to an increase in NO<sub>x</sub> emission with increasing heat capacity when firing with SiC foam.

NO<sub>x</sub> formation due to reaction of intermediate species with oxygen known as prompt NO<sub>x</sub> is another source of formation which is strongly related to the amount of unburned hydrocarbon in the cavity of porous domain. Due to limitation of measuring device, it is not appropriate to discuss how Fenimore's mechanism play the role in NO<sub>x</sub> formation.

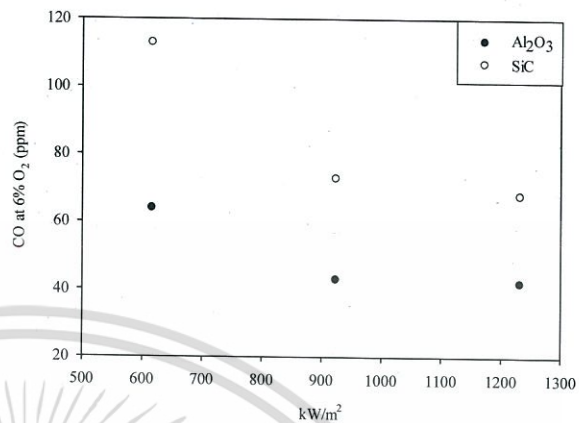


Fig.6 CO emission

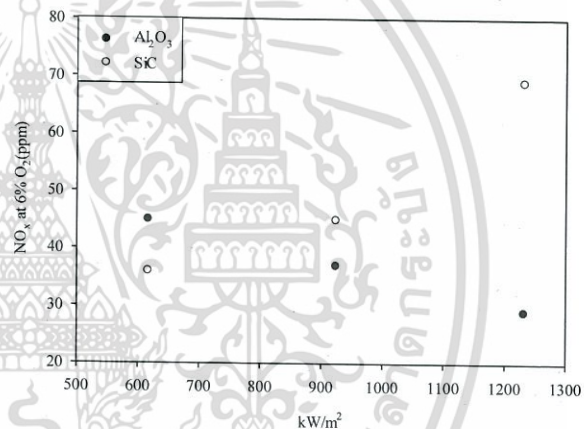


Fig.7 NO<sub>x</sub> emission

## 4. Conclusion

The performance assessment on different porous materials, SiC and Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>, applied on unconfined LPG premixed burner was performed. As far as the combustion performance was concerned, axial temperature distribution of flue gas including along symmetry and adjacent axes were contributed to consider the heat transfer characteristics. CO and NO<sub>x</sub> were also monitored as pollutant emission.

Less uniformed of axial temperature distribution on symmetry axis of combustion chamber than axis's surrounding was observed. This was due to convective and radiative heat transfer characteristic beyond the burner. Comparing two materials, SiC burner performed lower axial temperature distribution than those measuring on Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> one. This lower temperature associated with the local extinction area which was observed greater. The partially burnt product from local extinction area was then indicated in form of CO emission. However, the high level of NO<sub>x</sub> emission could not explain properly in this paper, since many probabilities of formation path way was related.

## 5. Nomenclature

## AEC0012

- C denotes  $X/D=0$  axis
- D diameter of the burner, m
- R denotes  $X/D=2.6$  axis
- X radial distance from symmetrical axis of burner, m
- Z axial distance from burner rim, m

### 6. Acknowledgement

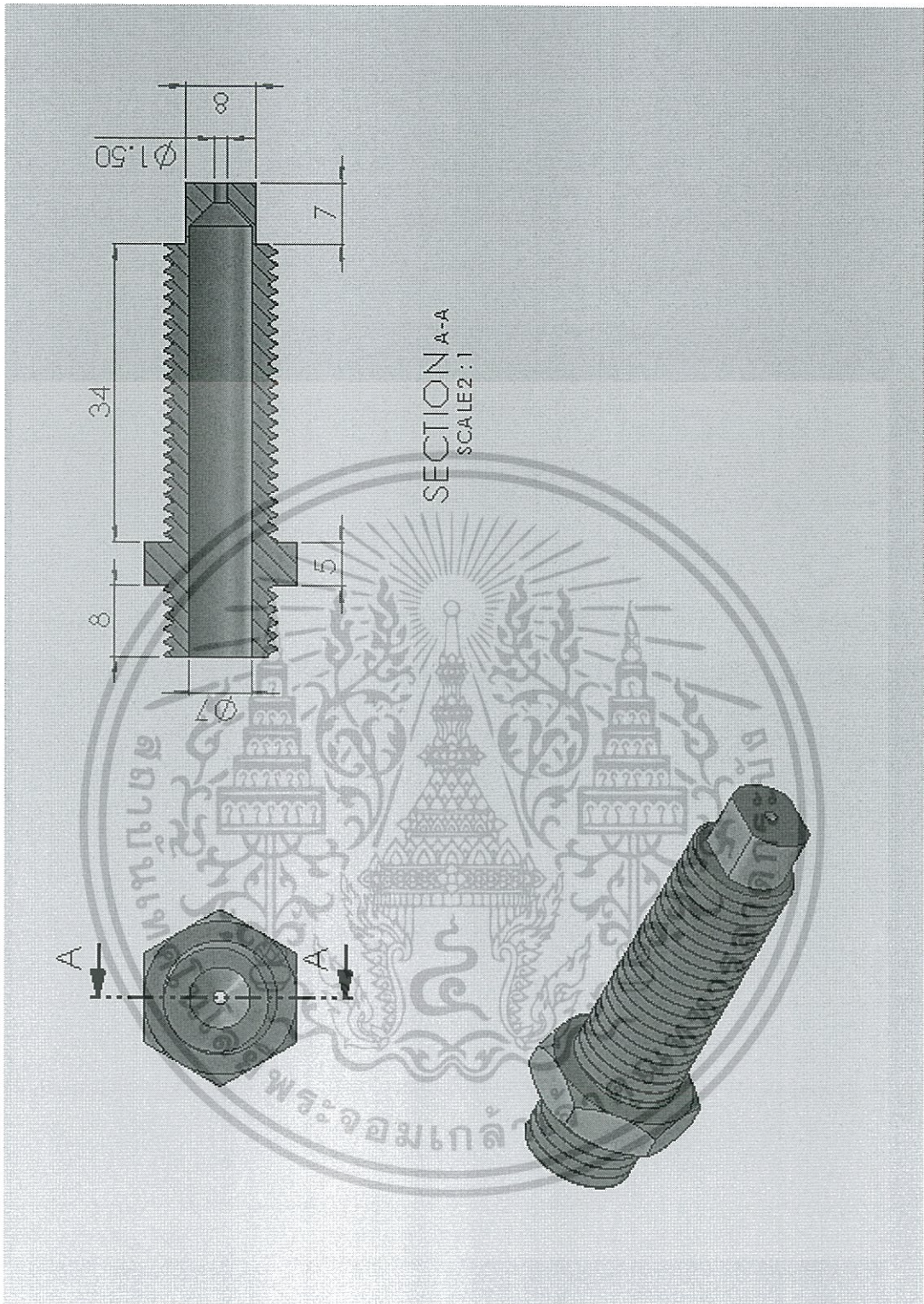
The authors are grateful to the financial support from Thailand Research Fund under a Royal Golden Jubilee Ph.D. Scholarship, jointly funded by King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang.

### 7. References

- [1] Wood, S. and Harris, A.T. (2008). Porous burners for lean-burner applications, *Progress in Energy and Combustion Science*, vol.34, June 2008, pp. 667-684.
- [2] Mujeebu, M.A., Abdullah, M.Z., Abu Bakar, M.Z., Mohamad, A.A. and Abdullah, M.K. (2009). Applications of porous media combustion technology-A review, *Applied Energy*, vol.86, February 2009, pp. 1365-1375.
- [3] Pickenäcker, O., Pickenäcker, K., Wawrzinek, K., Pritzkow, W.E.C., Müller, C., Goedtke, P., Papenburg, U., Standke, G., Tauscher, W. and Jansen, F. (1999). Innovative Ceramics Materials for Porus-Medium Burners, *Interceram*, vol.48(5-6).
- [4] Gao, H.B., Qu, Z.G., Feng, X.B. and Tao, W.Q. (2014). Methane/air premixed combustion in a two-layer porous burner with different foam materials, *Fuel*, vol.115, July 2013, pp. 154-161.
- [5] Al-Hamamre Z., VoB, S. and Trimis, D. (2007). Detailed Experimental and Numerical Investigation of the Partial Oxidation of Methane in Porous Reactor, paper presented in *Third European Combustion Meeting ECM 2007*, Chania, Crete.
- [6] Loukou, A., Frenzel, I., Klein, J. and Trimis, D. (2012). Experimental study of hydrogen production and soot particulate matter emissions from methane rich-combustion in inert porous media, *International Journal of Hydrogen Energy*, vol.37, March 2012, 16686-16696.
- [7] Yu, B., Kum, S., Lee, C. and Lee, S. (2013). Combustion characteristics and thermal efficiency for premixed porous-media types of burners, *Energy*, vol.53, March 2013, pp. 343-350.

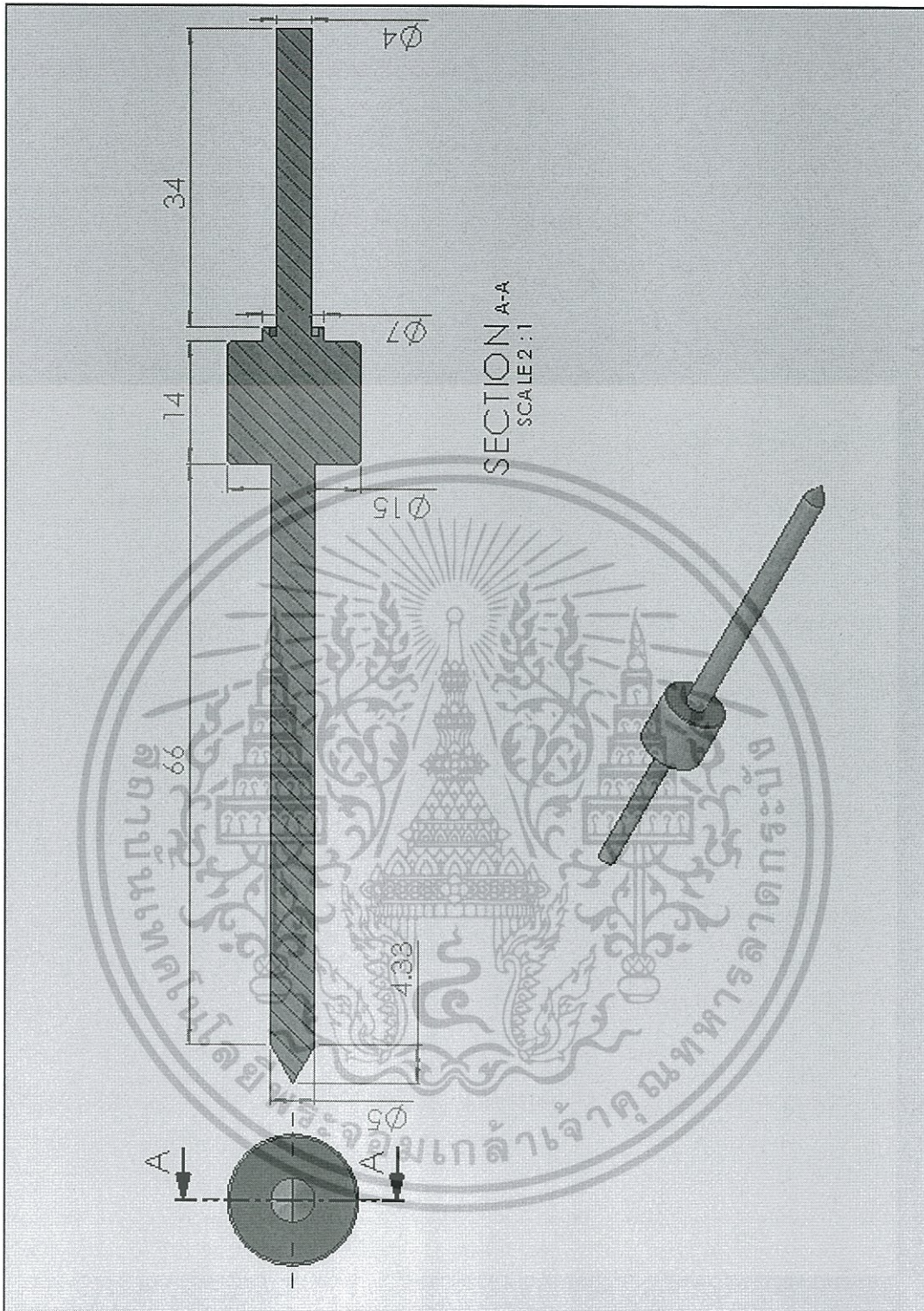


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



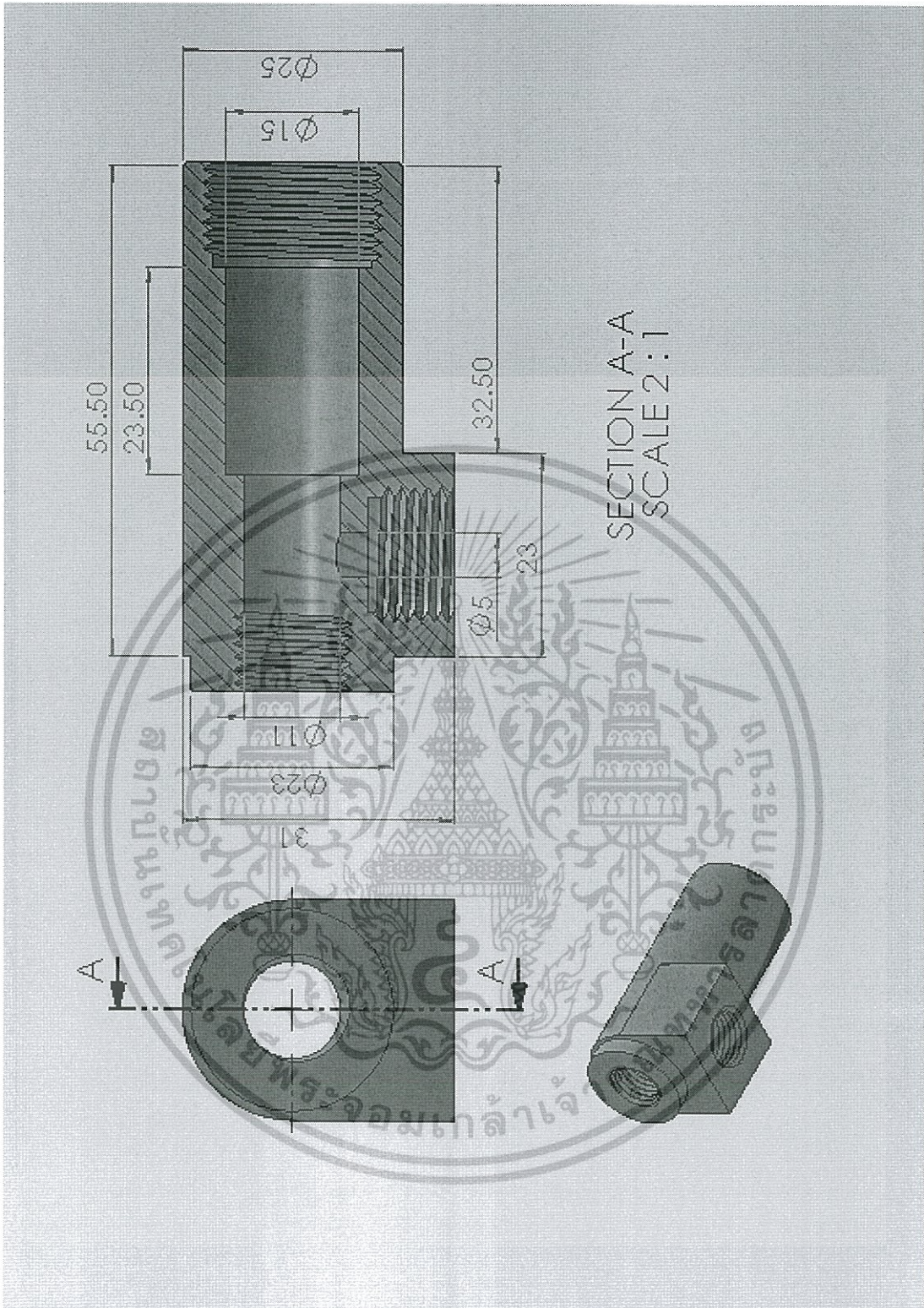
รูปที่ ข.1 หัวฉีดเชื้อเพลิง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



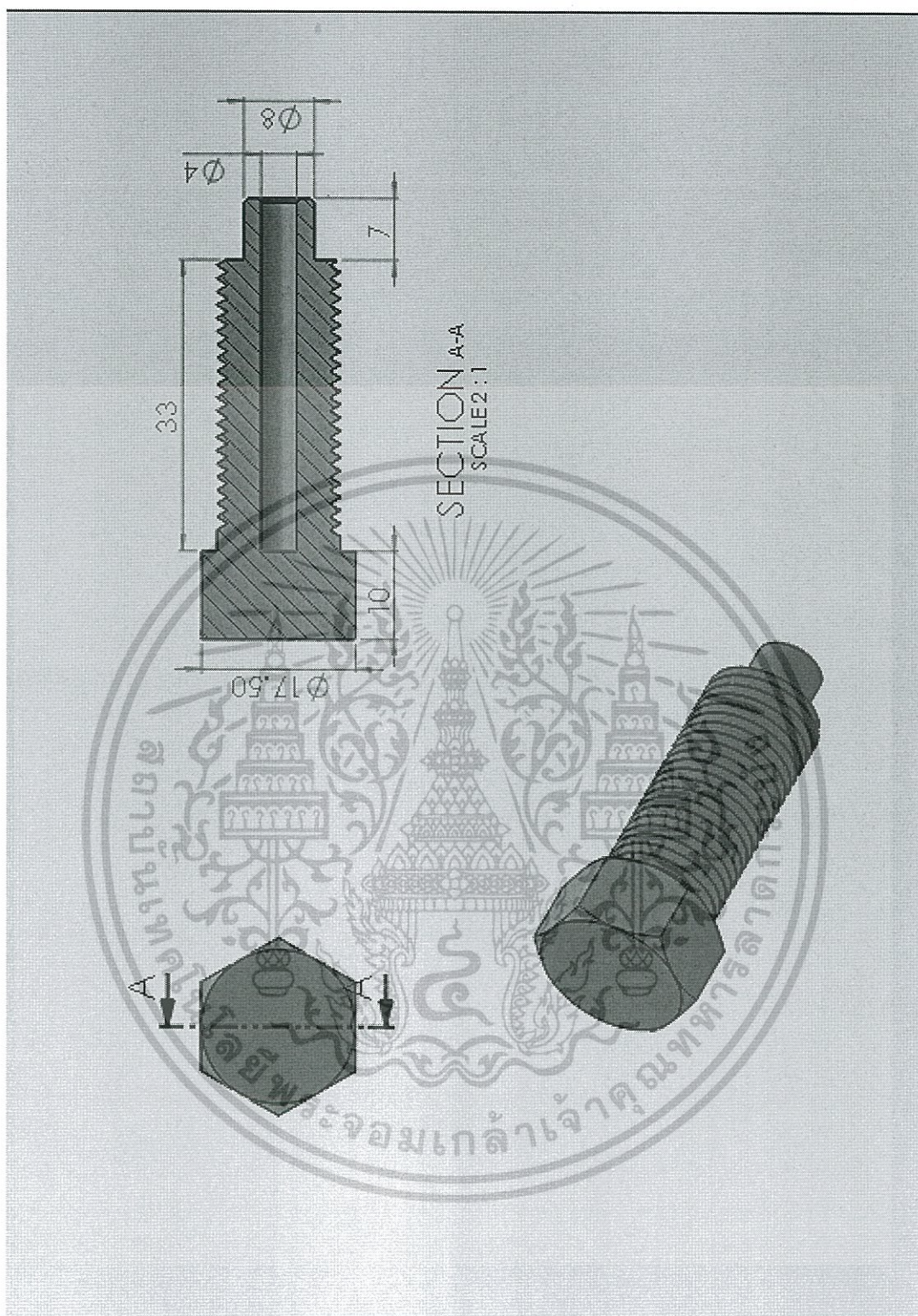
รูปที่ ข.2 เข็มหัวฉิดเขี้ยวเพลิง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



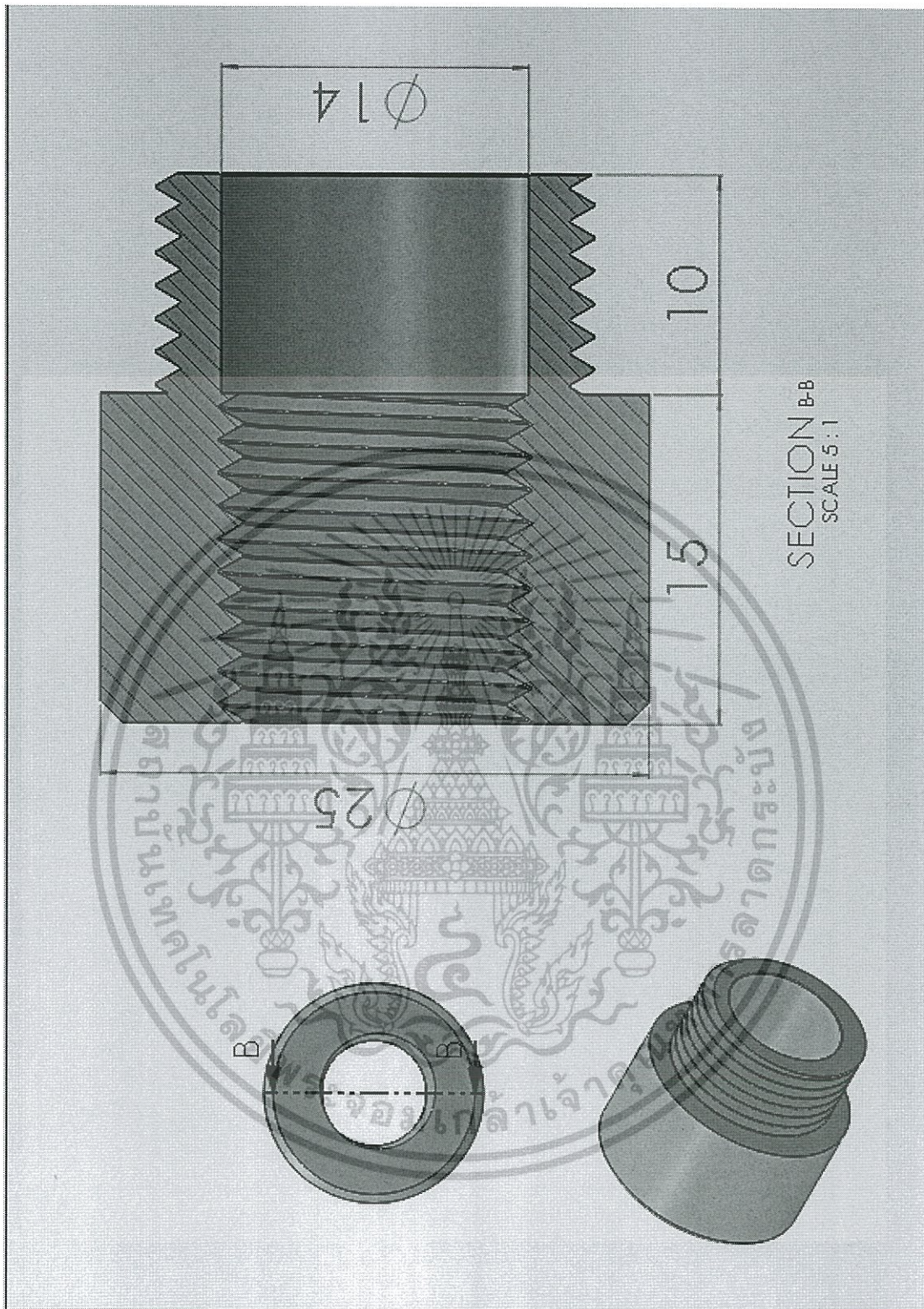
รูปที่ ข.3 แหวนน๊อตชนิดไขว้เกลียว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



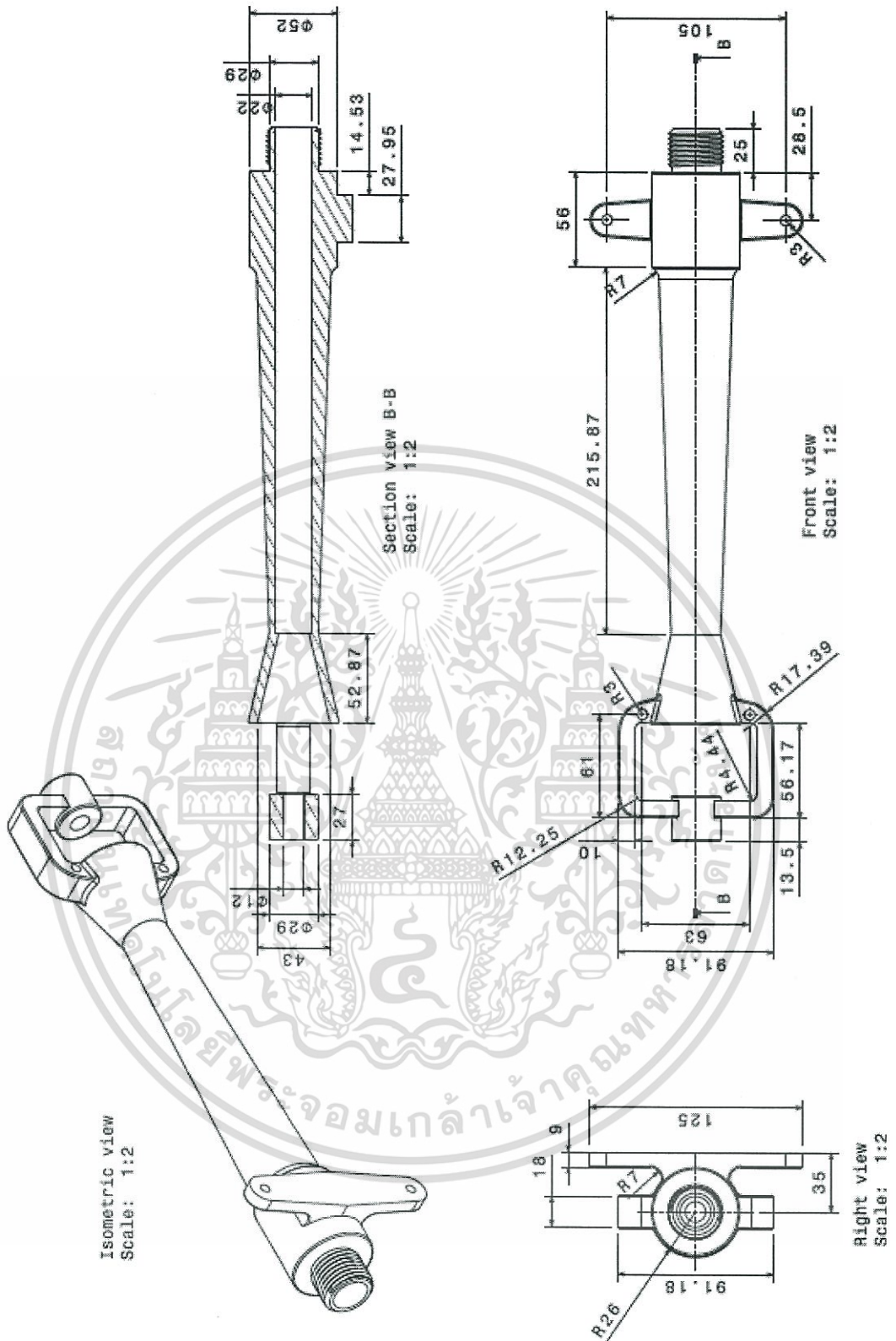
รูปที่ ข.4 ตัวปรับระยะสปริง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



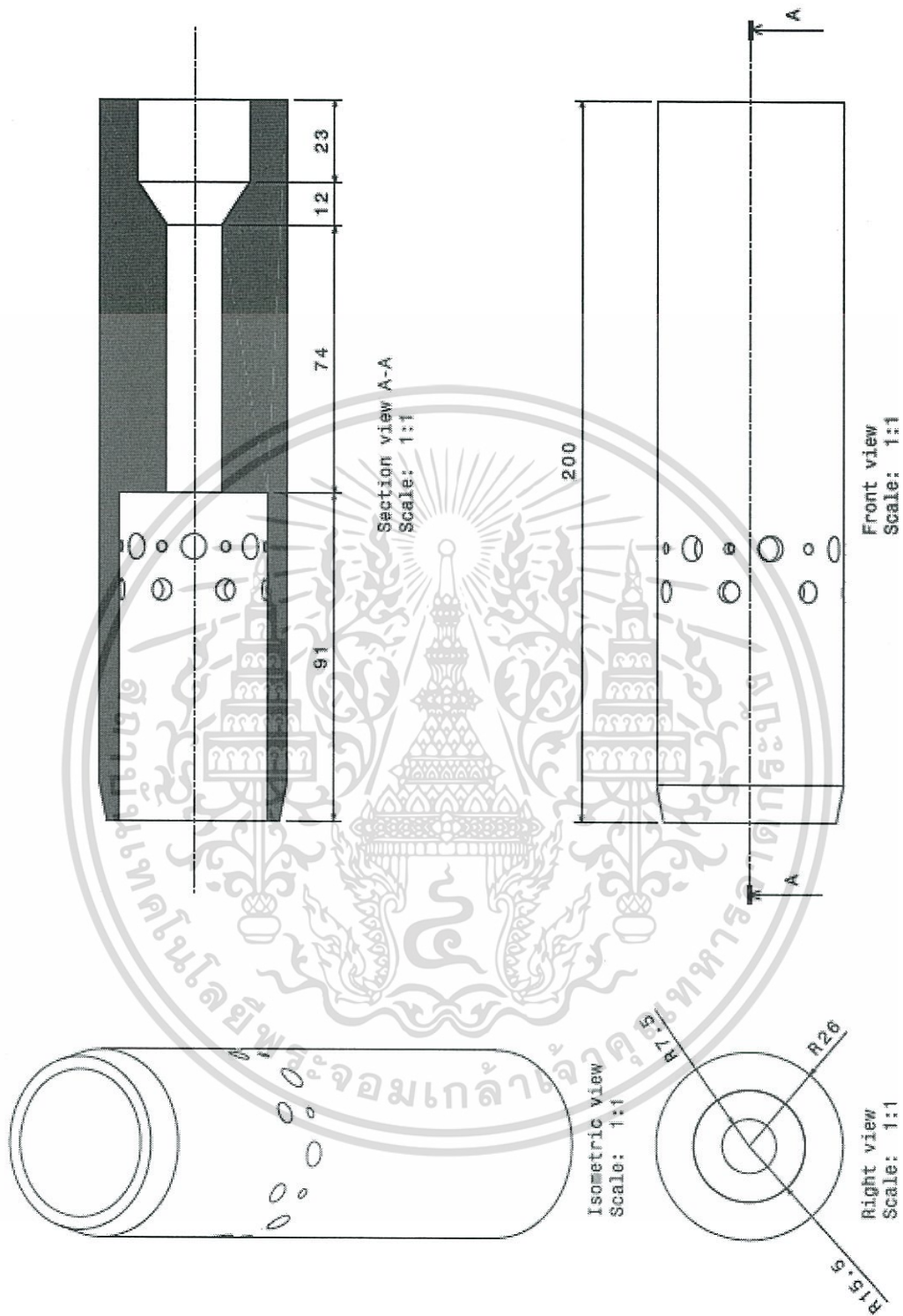
รูปที่ ข.5 ฝาปิดท้ายหัวฉีดเชื้อเพลิง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ ข.6 ท่อมสม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ ข.7 หัวเผา

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## ประวัติผู้เขียน

ชื่อ-นามสกุล นางสาวภรณ์เพ็ญ ลภีรัตน์ากุล

วัน เดือน ปีเกิด 28 กรกฎาคม 2531 ที่กรุงเทพมหานคร

ที่อยู่ 109/14 ถนนมหาจักรพรรดิ  
ตำบลในเมือง อำเภอเมือง จังหวัดพิษณุโลก 65000  
โทร. 080-900-8880

ประวัติการศึกษา 2553 วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมระบบควบคุม  
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง  
2555 วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล  
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ความชำนาญเฉพาะด้าน การเผาไหม้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้