



การเผาไหม้แบบซูเปอร์แอเดียบัติกของเชื้อเพลิงเหลวในวัสดุพรุน

นายชนินทร์ โปธิยา

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร  
ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล  
คณะวิศวกรรมศาสตร์  
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี  
พ.ศ. 2549

การเผาไหม้แบบซูเปอร์แอเดียติกของเชื้อเพลิงเหลวในวัสดุพรุน

นายชนินทร์ โพธิยา วศ.บ. (วิศวกรรมเครื่องกล)

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร  
ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี

พ.ศ. 2549

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์

.....	ประธานกรรมการวิทยานิพนธ์
(ศ.ดร.สำเริง จักรใจ)	
.....	กรรมการ
(รศ.ดร.สุวิทย์ เตีย)	
.....	กรรมการ
(รศ.ดร.สมชาย จันทร์ชานนา)	
.....	กรรมการ
(ผศ.ดร.ปฐมยศ วัลลิกุล)	
.....	กรรมการ
(ผศ.ดร.สุรัชย์ สนิทใจ)	

ลิขสิทธิ์ของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี

การเผาไหม้แบบซูเปอร์แอเดียติกของเชื้อเพลิงเหลวในวัสดุพอรอน

นายชนินทร์ โพธิยา วศ.บ. (วิศวกรรมเครื่องกล)

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร  
ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล  
คณะวิศวกรรมศาสตร์  
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี  
พ.ศ. 2549

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์

(ศ.ดร.สำเริง จักรใจ)

ประธานกรรมการวิทยานิพนธ์

(รศ.ดร.สุวิทย์ เตีย)

กรรมการ

(รศ.ดร.สมชาย จันทรชานา)

กรรมการ

(ผศ.ดร.ปूमยศ วัลลิกุล)

กรรมการ

(ผศ.ดร.สุรัชย์ สนิทใจ)

กรรมการ

ลิขสิทธิ์ของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี

สำนักหอสมุด

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี

หัวข้อวิทยานิพนธ์	การเผาไหม้แบบซูเปอร์แอเดียติกของเชื้อเพลิงเหลวในวัสดุพอรุน
หน่วยกิต	12
ผู้เขียน	นายชนินทร์ โปธิยา
อาจารย์ที่ปรึกษา	ศ.ดร.ลำเรียง จักรใจ
หลักสูตร	วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
ภาควิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
คณะ	วิศวกรรมศาสตร์
พ.ศ.	2549

### บทคัดย่อ

วิทยานิพนธ์นี้กล่าวถึงการพัฒนาและวิจัยระบบการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวแบบใหม่โดยอาศัยวัสดุพอรุนชนิดไม่มีการแตกตัวเป็นฝอยละออง ทั้งอากาศและเชื้อเพลิงจะถูกป้อนเข้าสู่วัสดุพอรุนแบบสลับทิศทางการไหลอย่างเป็นจังหวะ การระเหย การผสม และการเผาไหม้เกิดขึ้นพร้อมกันในวัสดุพอรุน เปลวไฟมีการเคลื่อนที่ภายในวัสดุพอรุน ก่อให้เกิด Super-adiabatic Combustion ซึ่งเป็นที่ต้องการมากในการเผาไหม้ สำหรับตัวแปรที่ทำการศึกษาได้แก่ อัตราการป้อนเชื้อเพลิง (CL) อัตราส่วนสมมูล ( $\Phi$ ) จำนวนหัวหยดเชื้อเพลิงเหลว คาบเวลาการสลับทิศทาง ( $t_{hp}$ ) ช่วงเวลาการหยุดจ่ายเชื้อเพลิงเหลวก่อนสลับทิศทางการเผาไหม้ ( $t_{ad}$ ) และการ Pre-Vaporization เพื่อทราบถึงผลกระทบที่มีต่อโครงสร้างทางความร้อน ประสิทธิภาพเชิงความร้อน ( $\eta_{th}$ ) และปริมาณมลพิษ (CO และ  $NO_x$ ) ที่เกิดขึ้น จากผลการทดลองพบว่าการหยุดเชื้อเพลิงเหลวแบบ 3 จุดและมี  $t_{ad}$  นั้นมีอิทธิพลต่อการลดค่า CO มากที่สุด โดย  $t_{hp}$  ที่เหมาะสมคือ 120 s ให้ค่า  $\Phi$  ต่ำสุดเท่ากับ 0.15 และให้ CL ที่กว้างในช่วง 6-10 kW นอกจากนี้ยังพบอีกว่าการเผาไหม้แบบนี้ยังเกิด Super-adiabatic Combustion ขึ้นบางส่วนเท่านั้น นับว่าเป็นพื้นฐานอย่างดีของการพัฒนาระบบการเผาไหม้ขั้นสูง ทันสมัย และปลดปล่อยมลพิษต่ำต่อไปในอนาคต

คำสำคัญ : การเผาไหม้ / เชื้อเพลิงเหลว / วัสดุพอรุน / การหมุนเวียนความร้อน / Super-adiabatic Combustion

Thesis Title	Super-adiabatic Combustion of Liquid Fuel by Porous Medium
Thesis Credits	12
Candidate	Mr. Chanin Phothiya
Thesis Advisor	Prof. Dr. Sumrerng Jugjai
Program	Master of Engineering
Field of Study	Mechanical Engineering
Department	Mechanical Engineering
Faculty	Engineering
B.E.	2549

### Abstract

Experimental research on cyclic flow reversal combustion (CFRC) of liquid kerosene within porous medium without spray atomization was developed and investigated. Evaporation mixing and combustion was occurred simultaneously within porous medium wherein traveling combustion flame was established, resulting in desirable super-adiabatic combustion. Parametric studies were performed to understand effect of dominant parameters i.e. combustion load (CL), equivalence ratio ( $\Phi$ ), numbers of injector, half period ( $t_{hp}$ ), advance time ( $t_{ad}$ ), and pre-vaporization on temperature profiles, thermal efficiencies ( $\eta_{th}$ ) and emission of pollutants (CO and  $NO_x$ ). Results show that using 3 injectors with advance time has lowest amount of CO. The best  $t_{hp}$  is 120 s, lowest equivalence ratio ( $\Phi$ ) is 0.15 and has wide range of combustion load (CL). Only partial super-adiabatic combustion was achieved. The CFRC can provide the basis for further development of efficient combustion and low emission in the future.

Keywords: Combustion / Liquid Fuel / Porous Medium / Heat Recirculation / Super-adiabatic

Combustion

## กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยนี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาในหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ผู้วิจัยได้รับความอนุเคราะห์จากบุคคลหลายฝ่าย ทั้งด้านเอกสาร ตำรา วิชาความรู้ ที่ใช้ศึกษาค้นคว้าอ้างอิง จนเกิดความรู้และแนวคิดในการวิจัยพัฒนาไปอย่างต่อเนื่องจนสำเร็จลุล่วงได้ ผู้วิจัยจึงขอกราบขอบพระคุณเมธีวิจัย ศ.ดร.สำเร็จ จักรใจ ที่คอยสละเวลาให้ความรู้ คำแนะนำ เสนอแนวคิด คุณแลความถูกต้องเรียบร้อย จนทำให้งานวิจัยสำเร็จลุล่วงตามวัตถุประสงค์และขอบเขตการศึกษา ขอกราบขอบคุณคณะกรรมการสอบป้องกันวิทยานิพนธ์ทุกท่าน ที่ได้ชี้แนะข้อบกพร่องตลอดจนเสนอแนะแนวทางในการแก้ไขเพื่อให้งานวิจัยนี้สมบูรณ์มากยิ่งขึ้น

ขอขอบคุณ บิดา มารดา และญาติพี่น้อง ที่ให้ทุนทรัพย์ในการศึกษาและให้กำลังใจเสมอมา ขอขอบคุณ คุณวสันต์ โยคเสนะกุล คุณกิตติศักดิ์ สุวรรณวิจิตร คุณอภิรักษ์ นามเขต และนักศึกษาปริญญาตรี ปริญญาโท ปริญญาเอก ของห้องปฏิบัติการวิจัยเครื่องยนต์และการเผาไหม้ทุกคน ที่คอยให้คำแนะนำและช่วยเหลือในการเก็บข้อมูลในงานวิจัยตลอดมา ขอขอบคุณ คุณสิทธิเดช มโนรัตน์ และเจ้าหน้าที่ช่างเทคนิคประจำคณะวิศวกรรมเครื่องกลทุกคน ที่ให้ความช่วยเหลือในด้านเครื่องมืออุปกรณ์ที่อำนวยความสะดวกเกี่ยวกับงานวิจัยทำให้งานวิจัยสำเร็จได้ด้วยดี

# สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย	ข
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	ค
กิตติกรรมประกาศ	ง
สารบัญ	จ
รายการตาราง	ช
รายการรูปประกอบ	ฐ
รายการสัญลักษณ์	ด
ประมวลศัพท์และคำย่อ	ท
<b>บทที่</b>	
<b>1. บทนำ</b>	<b>1</b>
1.1 ที่มาและความสำคัญ	1
1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย	4
1.3 ขอบเขตของการวิจัย	4
<b>2. ผลงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง</b>	<b>5</b>
<b>3. หลักการและทฤษฎี</b>	<b>15</b>
3.1 การเผาไหม้ที่มีการหมุนเวียนความร้อน(Heat-recirculating Combustion)	15
3.2 หลักการทำงานการเผาไหม้ที่มีการหมุนเวียนความร้อน	15
3.3 การหมุนเวียนความร้อน โดยการเปลี่ยนรูปความร้อนระหว่าง การพาความร้อนและการแผ่รังสีความร้อน โดยวัสดุพอรุน	17
3.4 การเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวในวัสดุพอรุนชนิดสลับทิศทางการไหลของอากาศ อย่างเป็นจังหวะ (CFRC)	19
3.5 หลักการทำงานของ Advance Time ( $t_{ad}$ )	20
3.6 การเผาไหม้ในวัสดุพอรุนของระบบที่เปลวไฟมีและไม่มีการเคลื่อนที่	22
3.7 การ Pre-Vaporization	29

<b>4. อุปกรณ์และวิธีการทดลอง</b>	<b>31</b>
4.1 อุปกรณ์ทดลองสำหรับการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวแบบ CFRC	31
4.2 เครื่องมือและอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง	34
4.3 วิธีการทดลอง	35
4.4 เงื่อนไขที่ใช้ในการทดลอง	37
<b>5. ผลการทดลอง</b>	<b>38</b>
5.1 แนวคิดการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวภายในวัสดุพอร์น โดยเทคนิคการเผาไหม้แบบสลับทิศทางการไหลของเชื้อเพลิงและอากาศอย่างเป็นจังหวะ	38
5.2 Equilibrium Temperature และ Super-adiabatic Combustion	44
5.3 อิทธิพลของจำนวนหัวหยดเชื้อเพลิงเหลว	49
5.3.1 อิทธิพลของจำนวนหัวหยดเชื้อเพลิงเหลวต่อกายภาพการเผาไหม้	49
5.3.2 อิทธิพลของ CL (3injector)	56
5.3.3 อิทธิพลของ $t_{hp}$ (3injector)	60
5.3.4 อิทธิพลของ $\Phi$ (3injector)	64
5.4 อิทธิพลของ Advance time ( $t_{ad}$ )	67
5.4.1 อิทธิพลของ $t_{ad}$ ต่อกายภาพการเผาไหม้	67
5.5 การ Pre-Vaporization	75
5.6 พัฒนาการในการลด CO	79
<b>6. สรุปและข้อเสนอแนะ</b>	<b>80</b>
6.1 สรุปผลการทดลอง	80
6.2 ข้อเสนอแนะ	82
<b>เอกสารอ้างอิง</b>	<b>83</b>
<b>ภาคผนวก</b>	<b>86</b>
ก รูปอุปกรณ์การทดลอง	86
ข เงื่อนไขการทดลอง	96
ค ตารางแสดงอุณหภูมิเฉลี่ยภายในเตาที่เปลี่ยนไปตามเวลา	105
ง วิธีการคำนวณ	160
จ การทดลองเบื้องต้นเพื่อออกแบบแท่งระเหย	168

ฉ. แบบของชุดอุปกรณ์แท่งระเหย 183

**ประวัติผู้วิจัย 188**

รายการตาราง

ตาราง	หน้า	
4.1	เงื่อนไขในการทดลอง	37
5.1	แสดงผลการคำนวณหาค่า Equilibrium Temperature ( $T_{eq}$ )	48
ข.1	เงื่อนไขการทดลองการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวแบบ CFRC เพื่อศึกษาอิทธิพลของ Half-period ที่เงื่อนไข CL = 10 kW, $\Phi = 0.29$ , $m_{wtot} = 17$ kg/min	97
ข.2	เงื่อนไขการทดลองการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวแบบ CFRC เพื่อศึกษาอิทธิพลของ CL ที่เงื่อนไข $\Phi = 0.29$ , $t_{hp} = 120$ s, $m_{wtot} = 17$ kg/min	98
ข.3	เงื่อนไขการทดลองการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวแบบ CFRC เพื่อศึกษาอิทธิพลของ CL ที่เงื่อนไข $\Phi = 0.25$ , $t_{hp} = 120$ s, $m_{wtot} = 17$ kg/min	99
ข.4	เงื่อนไขการทดลองการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวแบบ CFRC เพื่อศึกษาอิทธิพลของค่า Equivalence Ratio ที่เงื่อนไข CL = 7 kW, $t_{hp} = 120$ s, $m_{wtot} = 17$ kg/min	100
ข.5	เงื่อนไขการทดลองการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวแบบ CFRC เพื่อศึกษาอิทธิพลของ $t_{ad}$ ที่เงื่อนไข CL = 8 kW, $\Phi = 0.45$ , $t_{hp} = 90$ s, $m_{wtot} = 17$ kg/min	101
ข.6	เงื่อนไขการทดลองการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวแบบ CFRC เพื่อศึกษาอิทธิพลของค่า Equivalence Ratio ที่เงื่อนไข CL = 8 kW, $t_{hp} = 90$ s, $m_{wtot} = 17$ kg/min, $t_{ad} = 8$ s	102
ข.7	เงื่อนไขการทดลองการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวแบบ CFRC เพื่อศึกษาอิทธิพลของ $t_{ad}$ ที่เงื่อนไข CL = 7 kW, $\Phi = 0.45$ , $t_{hp} = 90$ s, $m_{wtot} = 17$ kg/min	103
ข.8	เงื่อนไขการทดลองการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวแบบ CFRC เพื่อศึกษาอิทธิพลของ $t_{ad}$ ที่เงื่อนไข CL = 6 kW, $\Phi = 0.45$ , $t_{hp} = 90$ s, $m_{wtot} = 17$ kg/min	104
ค.1	อิทธิพลของ Half-period ต่ออุณหภูมิเฉลี่ยภายในเตาที่เปลี่ยนไปตามเวลา ที่เงื่อนไข CL = 10 kW, $\Phi = 0.29$ , $t_{hp} = 30$ s, $m_{wtot} = 17$ kg/min (3 Injector)	106
ค.2	อิทธิพลของ Half-period ต่ออุณหภูมิเฉลี่ยภายในเตาที่เปลี่ยนไปตามเวลา ที่เงื่อนไข CL = 10 kW, $\Phi = 0.29$ , $t_{hp} = 60$ s, $m_{wtot} = 17$ kg/min (3 Injector)	107
ค.3	อิทธิพลของ Half-period ต่ออุณหภูมิเฉลี่ยภายในเตาที่เปลี่ยนไปตามเวลา ที่เงื่อนไข CL = 10 kW, $\Phi = 0.29$ , $t_{hp} = 120$ s, $m_{wtot} = 17$ kg/min (3 Injector)	108
ค.4	อิทธิพลของ Half-period ต่ออุณหภูมิเฉลี่ยภายในเตาที่เปลี่ยนไปตามเวลา ที่เงื่อนไข CL = 10 kW, $\Phi = 0.29$ , $t_{hp} = 180$ s, $m_{wtot} = 17$ kg/min (3 Injector)	109
ค.5	อิทธิพลของ Half-period ต่ออุณหภูมิเฉลี่ยภายในเตาที่เปลี่ยนไปตามเวลา ที่เงื่อนไข CL = 10 kW, $\Phi = 0.29$ , $t_{hp} = 120$ s, $m_{wtot} = 17$ kg/min (1 Injector)	110







- ค.54 แสดงอุณหภูมิ ณ เวลาที่ระบุซึ่งให้อุณหภูมิสูงสุดเกิดเรียงตามลำดับตำแหน่งของ Thermocouples ที่เงื่อนไข  $CL = 6.5 \text{ kW}$ ,  $\Phi = 0.424$ ,  $t_{hp} = 120 \text{ s}$ ,  $m_{wtot} = 9.2 \text{ kg/min}$  เชื้อเพลิง LPG 159
- จ.1 สรุปขนาดของแท่งระเหยที่ใช้ในการทดลองจริง 180

## รายการรูปประกอบ

รูป	หน้า	
2.1	อุปกรณ์การทดลองของ ชนินทร์ โพธิยา และคณะ [8]	8
2.2	อุปกรณ์การทดลองของ Kawai และคณะ [10]	9
2.3	อุปกรณ์การทดลองของ กัมปนาท เทียนน้อย [12]	11
2.4	อุปกรณ์การทดลองของ ชีระ คงกระพันธ์ [13]	12
2.5	อุปกรณ์การทดลองของ วีระพล แพงแก้ว [14]	14
3.1	เปรียบเทียบอุณหภูมิการเผาไหม้ชนิดที่มีและไม่มีการหมุนเวียนความร้อน	15
3.2	แสดงระบบการเผาไหม้ที่มีการหมุนเวียนความร้อน	16
3.3	หลักการการทำงานของวัสดุพอรุน	18
3.4	หลักการทำงานของการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวในวัสดุพอรุนชนิดสลับทิศทาง การไหลของอากาศอย่างเป็นจังหวะ	19
3.5	ไดอะแกรมการจ่ายอากาศและเชื้อเพลิงเหลว (ก) แบบเดิม (ข) แบบที่จะปรับปรุง	21
3.6	แสดงโครงสร้างทางความร้อนของระบบการเผาไหม้ในวัสดุพอรุน ที่เปลวไฟไม่มีการเคลื่อนที่	22
3.7	แสดงโครงสร้างทางความร้อนของระบบการเผาไหม้ในวัสดุพอรุน ที่เปลวไฟมีการเคลื่อนที่	23
3.8	แสดงระบบปริมาตรควบคุมในระบบการเผาไหม้ในวัสดุพอรุนที่เปลวไฟมีการเคลื่อนที่	23
3.9	ความสัมพันธ์ระหว่าง $\Delta$ และ $\bar{u}$	27
3.10	อิทธิพลของ $\Delta$ ต่อ $T_{eq}$	27
3.11	ความสัมพันธ์ระหว่างตำแหน่งของ Heat Wave และ Combustion Wave ที่ค่า $\Delta$ ต่างๆกัน	29
3.12	แสดงการจัดวางแท่งระเหยลงในชั้นวัสดุพอรุน	30
4.1	Schematic Diagram การทดลองการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวแบบ CFRC ร่วมกับภาวะความร้อนแบบ Water Coils	31
4.2	อุปกรณ์การทดลองการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวแบบ CFRC ร่วมกับภาวะความร้อนแบบ Water Coils	32
4.3	Solenoid Valve	33
4.4	Electronic Control Box	34
5.1	แนวคิดการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวภายในวัสดุพอรุนแบบ CFRC	38

5.2	ไดอะแกรมแสดงปฏิสัมพันธ์ระหว่างสถานะ และปรากฏการณ์ต่าง ๆ ที่เกี่ยวข้องของการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวภายในวัสดุพอร์น	42
5.3	ตัวอย่างอุณหภูมิ T ที่เปลี่ยนแปลงตามระยะ x ที่ $t_{hp}$ ต่างๆ (Forward Flow)	45
5.4	ตัวอย่างอุณหภูมิ T ที่เปลี่ยนแปลงตามระยะ x ที่ $t_{hp}$ ต่างๆ (Backward Flow)	45
5.5	การเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิ ณ เวลาต่างๆ ที่ $t_{hp} = 120$ s (Forward Flow)	46
5.6	การเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิ ณ เวลาต่างๆ ที่ $t_{hp} = 120$ s (Backward Flow)	46
5.7	Temperature Profile ณ เวลาที่ระบุซึ่งให้อุณหภูมิสูงสุดเกิดเรียงตามลำดับตำแหน่งของ Thermocouples	47
5.8	การเปรียบเทียบหัวหยดเชื้อเพลิงเหลวระหว่าง 1 Injector และ 3 Injector ต่อ $\bar{T}$ (Forward Flow) ที่ $CL = 10$ kW, $\Phi = 0.25$ , $t_{hp} = 120$ s, $m_{wtot} = 17$ kg/min	51
5.9	การเปรียบเทียบหัวหยดเชื้อเพลิงเหลวระหว่าง 1 Injector และ 3 Injector ต่อ $\bar{T}$ (Backward Flow) ที่ $CL = 10$ kW, $\Phi = 0.25$ , $t_{hp} = 120$ s, $m_{wtot} = 17$ kg/min	51
5.10	การเปรียบเทียบหัวหยดเชื้อเพลิงเหลวระหว่าง 1 Injector และ 3 Injector ต่อ $\bar{T}$ (Forward Flow) ที่ $CL = 8$ kW, $\Phi = 0.25$ , $t_{hp} = 120$ s, $m_{wtot} = 17$ kg/min	52
5.11	การเปรียบเทียบหัวหยดเชื้อเพลิงเหลวระหว่าง 1 Injector และ 3 Injector ต่อ $\bar{T}$ (Backward Flow) ที่ $CL = 8$ kW, $\Phi = 0.25$ , $t_{hp} = 120$ s, $m_{wtot} = 17$ kg/min	52
5.12	การเปรียบเทียบหัวหยดเชื้อเพลิงเหลวระหว่าง 1 Injector และ 3 Injector ต่อ $\bar{T}$ (Forward Flow) ที่ $CL = 6$ kW, $\Phi = 0.25$ , $t_{hp} = 120$ s, $m_{wtot} = 17$ kg/min	53
5.13	การเปรียบเทียบหัวหยดเชื้อเพลิงเหลวระหว่าง 1 Injector และ 3 Injector ต่อ $\bar{T}$ (Backward Flow) ที่ $CL = 6$ kW, $\Phi = 0.25$ , $t_{hp} = 120$ s, $m_{wtot} = 17$ kg/min	53
5.14	เปรียบเทียบปริมาณ CO และ $NO_x$ ระหว่าง 3 Injector กับ 1 Injector	54
5.15	อิทธิพลของ CL ต่อ ปริมาณ $\overline{CO}$	54
5.16	อิทธิพลของ CL ต่อ ปริมาณ $\overline{NO_x}$	55
5.17	อิทธิพลของ CL ต่อ $\eta_{th}$	55
5.18	อิทธิพลของ CL ต่อ $\bar{T}$ (Forward Flow)	57
5.19	อิทธิพลของ CL ต่อ $\bar{T}$ (Backward Flow)	57
5.20	อิทธิพลของ CL ต่อ ปริมาณ $\overline{CO}$	58
5.21	อิทธิพลของ CL ต่อ ปริมาณ $\overline{NO_x}$	58
5.22	อิทธิพลของ CL ต่อ $\eta_{th}$	59
5.23	อิทธิพลของ $t_{hp}$ ต่อ $\bar{T}$ (Forward Flow)	61
5.24	อิทธิพลของ $t_{hp}$ ต่อ $\bar{T}$ (Backward Flow)	61
5.25	อิทธิพลของ $t_{hp}$ ต่อ CO และ $NO_x$ ที่เปลี่ยนแปลงตามเวลา	62

5.26	อิทธิพลของ $t_{hp}$ ต่อ $\overline{CO}$ และ $\overline{NO}_X$	62
5.27	อิทธิพลของ $t_{hp}$ ต่อ $\eta_{th}$	63
5.28	อิทธิพลของ $\Phi$ ต่อ $\overline{T}$ (Forward Flow)	65
5.29	อิทธิพลของ $\Phi$ ต่อ $\overline{T}$ (Backward Flow)	65
5.30	อิทธิพลของ $\Phi$ ต่อปริมาณ $\overline{CO}$ และ $\overline{NO}_X$	66
5.31	อิทธิพลของ $\Phi$ ต่อ $\eta_{th}$	66
5.32	แสดงอิทธิพลของ $t_{ad}$ ต่อการกระจาย $\overline{T}$ (Forward Flow)	69
5.33	แสดงอิทธิพลของ $t_{ad}$ ต่อการกระจาย $\overline{T}$ (Backward Flow)	69
5.34	อิทธิพลของ $t_{ad} = 0$ s ต่อ $CO$ และ $NO_X$ ที่เปลี่ยนแปลงตามเวลา	70
5.35	อิทธิพลของ $t_{ad} = 5$ s ต่อ $CO$ และ $NO_X$ ที่เปลี่ยนแปลงตามเวลา	70
5.36	อิทธิพลของ $t_{ad} = 12$ s ต่อ $CO$ และ $NO_X$ ที่เปลี่ยนแปลงตามเวลา	71
5.37	อิทธิพลของ $t_{ad}$ ต่อ $\overline{CO}$ และ $\overline{NO}_X$	71
5.38	อิทธิพลของ $t_{ad}$ ต่อ $\eta_{th}$	72
5.39	อิทธิพลของ $t_{ad}$ ที่ CL ต่างๆ ต่อ $CO$ และ $NO_X$	72
5.40	เปรียบเทียบปริมาณการเกิด $\overline{CO}$ และ $O_2$ ที่เหลือจากการเผาไหม้	73
5.41	เปรียบเทียบปริมาณการเกิด $\overline{CO}$ และ อุณหภูมิการเผาไหม้ที่ T1 ที่มี $t_{ad}$ และไม่มี $t_{ad}$	74
5.42	แสดงอิทธิพลของการ Pre-Vaporization ต่ออุณหภูมิการเผาไหม้ในฝั่ง PM A	77
5.43	แสดงอิทธิพลของการ Pre-Vaporization ต่ออุณหภูมิการเผาไหม้ในฝั่ง PM B	77
5.44	แสดงอิทธิพลของการ Pre-Vaporization ต่อการปลดปล่อยมลพิษ $CO$ และ $NO_X$	78
5.45	การเปรียบเทียบปริมาณ $CO$ ที่ลดลงในแต่ละปีการศึกษา	79
ก.1	เตาขณะทำการทดลอง	87
ก.2	เตาขณะทำการทดลอง	87
ก.3	คอมพิวเตอร์ที่ใช้ในการเก็บข้อมูล	88
ก.4	Datataker	88
ก.5	Exhaust Analyzer	89
ก.6	Solenoid Valve	89
ก.7	Electronic Control Box	90
ก.8	คอมเพรสเซอร์ ที่ใช้ในการจ่ายอากาศ	90
ก.9	Pressure Regulator	91
ก.10	Adjustable Valve	91
ก.11	อุปกรณ์วัดอัตราการไหล (Rotameter)	91

ก.12	วาล์วสลับทิศทางอากาศ (Alternative Valve)	91
ก.13	ถังควบคุมความดันเชื้อเพลิงเหลว	92
ก.14	อุปกรณ์วัดอัตราการของเชื้อเพลิงเหลว	92
ก.15	อุปกรณ์วัดอุณหภูมิแบบ Thermocouple	92
ก.16	ลักษณะเม็คหินที่ใช้เป็นพรมบรรจุในห้องเผาไหม้	92
ก.17	หัวหยดเชื้อเพลิงเหลว	92
ก.18	Pump และถังน้ำที่จ่ายให้กับระบบ	93
ก.19	จุดวัดอุณหภูมิที่ออกจากระบบ	93
ก.20	Mixing Tank สำหรับวัดค่า Emission	94
ก.21	ระบบอกสูบใช้สำหรับสลับทิศทางการเผาไหม้	94
ก.22	เม็คหินและแท่งระเหยก่อนการทดลอง	95
ก.23	เม็คหินหลังการทดลอง	95
จ.1	ตัวแปรต่างๆในการทดลองความสามารถในการระเหยเชื้อเพลิงเหลวของแท่งระเหย	170
จ.2	แสดง Temperature Profile ของอุณหภูมิ ณ ตำแหน่ง T1, T2	171
จ.3	แสดงการเกิด Evaporation Front จากการทดลองที่ 8 kW, $t_{hp} = 180$ s	172
จ.4	รูปแสดง Temperature Profile ของปีการศึกษาที่ผ่านมา ในจังหวะ Backward Flow	172
จ.5	การกำหนดตัวแปรต่างๆในการทดลองหาขนาดของห้องระเหย	173
จ.6	แสดงลักษณะของห้องระเหยที่มีขนาดและจำนวนรูต่างกันที่ใช้ในการทดสอบ	174
จ.7	อิทธิพลของห้องระเหยที่มีจำนวนรูต่างกัน ( $T1 = 400^{\circ}\text{C}$ )	175
จ.8	อิทธิพลของห้องระเหยที่มีจำนวนรูต่างกัน ( $T1 = 400^{\circ}\text{C}$ )	175
จ.9	อิทธิพลของห้องระเหยที่มีจำนวนรูต่างกัน ( $T1 = 465^{\circ}\text{C}$ )	176
จ.10	อิทธิพลของห้องระเหยที่มีจำนวนรูต่างกัน ( $T1 = 465^{\circ}\text{C}$ )	176
จ.11	อิทธิพลของขนาดปลอก (ห้องระเหย) ที่ T1 ต่างกัน	177
จ.12	เปรียบเทียบอิทธิพลของจำนวนรูที่มีต่ออุณหภูมิ T1 ของห้องระเหย (ปลอก) ขนาดเล็ก ( $D_2 = 33\text{mm}$ ) ที่จำนวนรู $n = 12$ และ 16 รู	178
จ.13	แสดงผลการทดลอง Transient โดยมี $t_{hp} = 180$ s	179
จ.14	แสดงผลการทดลอง Transient โดยมี Half Period ( $t_{hp}$ ) = 90 s	179
จ.15	แสดงเตาเผาไหม้ที่ถูกออกแบบใหม่ (บริเวณผสมระหว่างอากาศกับเชื้อเพลิง)	181
จ.16	แสดงเตาเผาไหม้ที่ถูกออกแบบใหม่ (รูปโดยรวมของเตาเผาไหม้)	181
จ.17	รูปแสดงภาพถ่ายของชุดเตาเผาไหม้ที่ได้ออกแบบ	182

## รายการสัญลักษณ์

$C_T$	=	Heat Capacity of Gas
$C_\theta$	=	Heat Capacity of Solid
$\bar{C}_p$	=	Constant Pressure Specific Heat (J/kmol-K)
$d_b$	=	เส้นผ่านศูนย์กลางกลางของห้องเผาไหม้ (mm)
$d_m$	=	เส้นผ่านศูนย์กลางสมมูลของช่องว่างระหว่างเม็ดวัสดุพอรุน (mm)
$d_p$	=	เส้นผ่านศูนย์กลางกลางของเม็ดวัสดุพอรุน (mm)
$d_2$	=	ขนาดรูเจาะบนห้องระเหย (mm)
$D_1$	=	เส้นผ่านศูนย์กลางกลางของแท่งระเหย (mm)
$D_2$	=	เส้นผ่านศูนย์กลางกลางของห้องระเหย (mm)
$h$	=	Heat Transfer Coefficient (kJ/kg-K)
$\bar{h}$	=	Enthalpy (J/kmol)
$\bar{h}_f^\circ$	=	Enthalpy of Formation (J/kmol)
$I$	=	Integration
$k$	=	Chemical Kinetic Rate Coefficient
$L_1$	=	ความยาวของแท่งระเหย (mm)
$L_3$	=	ความลึกของแท่งระเหยที่ฝังลงชั้นของวัสดุพอรุน (mm)
$L_2$	=	ความสูงของห้องระเหย (mm)
$m$	=	Porosity
$\dot{m}_f$	=	อัตราการไหลเชิงมวลของเชื้อเพลิง (kg/s)
$m_{wtot}$	=	อัตราการไหลของน้ำรวม (kg/min)
$n$	=	จำนวนรูเจาะบนห้องระเหย (รู)
$n_p$	=	จำนวนเม็ดวัสดุพอรุนต่อลูกบาศก์เมตร
$N$	=	จำนวน โมล
$Q$	=	ปริมาณความร้อน (kW)
$R_u$	=	Universal Gas Constant (= 8315 J/kmol-K)
$t_{ad}$	=	ช่วงเวลากการตัดเชื้อเพลิงเหลวก่อนที่จะมีการสลับทิศทางเผาไหม้
$t_{hp}$	=	ช่วงเวลากการไหลในแต่ละทิศทางก่อนที่จะสลับทิศทางการไหล (s)
$t$	=	เวลา (s)
$T$	=	Temperature ( $^{\circ}$ C)
$T$	=	Temperature of gas mixture

$\bar{T}$	=	Time Average Temperature ( $^{\circ}\text{C}$ )
$\bar{T}_{\text{max}}$	=	Time Average Max Temperature ( $^{\circ}\text{C}$ )
$T_{ad}$	=	Adiabatic Flame Temperature ( $^{\circ}\text{C}$ )
$T_b$	=	Adiabatic Flame Temperature ( $^{\circ}\text{C}$ )
$T_{eq}$	=	Equilibrium Temperature
$T_{\text{pre}}$	=	Preheat Air Temperature ( $^{\circ}\text{C}$ )
$T_{\text{wi}}$	=	Temperature Water In ( $^{\circ}\text{C}$ )
$T_{\text{wo}}$	=	Temperature Water Out ( $^{\circ}\text{C}$ )
$T_0$	=	อุณหภูมิสถานะบรรยากาศปกติเท่ากับ 298 K
$T_0$	=	Initial Temperature
$T_1$	=	อุณหภูมิภายในเตาที่ตำแหน่ง 0 mm จากระดับผิวหน้าวัสดุพอรุน A วัดค่าด้วยเทอร์โมคัปเปิล Type N
$T_2$	=	อุณหภูมิภายในเตาที่ตำแหน่ง 25 mm จากด้านข้างวัสดุพอรุน A วัดค่าด้วยเทอร์โมคัปเปิล Type B
$T_3$	=	อุณหภูมิภายในเตาที่ตำแหน่ง 50 mm จากด้านข้างวัสดุพอรุน A วัดค่าด้วยเทอร์โมคัปเปิล Type B
$T_4$	=	อุณหภูมิภายในเตาที่ตำแหน่ง 75 mm จากด้านข้างวัสดุพอรุน A วัดค่าด้วยเทอร์โมคัปเปิล Type B
$T_5$	=	อุณหภูมิภายในเตาที่ตำแหน่ง 100 mm จากด้านข้างวัสดุพอรุน A วัดค่าด้วยเทอร์โมคัปเปิล Type B
$T_6$	=	อุณหภูมิภายในเตาที่ตำแหน่ง 150 mm จากด้านข้างวัสดุพอรุน A วัดค่าด้วยเทอร์โมคัปเปิล Type B
$T_7$	=	อุณหภูมิภายในเตาที่ตำแหน่ง 175 mm ได้แผ่นตะแกรงที่รองวัสดุพอรุน A วัดค่าด้วยเทอร์โมคัปเปิล Type N
$T_8$	=	อุณหภูมิภายในเตาที่ตำแหน่ง 250 mm จากด้านข้างห้องเผาไหม้ วัดค่าด้วยเทอร์โมคัปเปิล Type N
$T_9$	=	อุณหภูมิภายในเตาที่ตำแหน่ง 400 mm ก่อนเข้า Water coil ที่ 1 วัดค่าด้วยเทอร์โมคัปเปิล Type N
$T_{10}$	=	อุณหภูมิภายในเตาที่ตำแหน่ง 565 mm อยู่ระหว่าง Water coil ทั้ง 2 วัดค่าด้วยเทอร์โมคัปเปิล Type N
$T_{11}$	=	อุณหภูมิภายในเตาที่ตำแหน่ง 640 mm ก่อนเข้า Water coil ที่ 2 วัดค่าด้วยเทอร์โมคัปเปิล Type N

$T_{12}$	=	อุณหภูมิภายในเตาที่ตำแหน่ง 665 mm จากด้านข้างห้องเผาไหม้ วัดค่าด้วยเทอร์โมคัปเปิล Type B
$T_{13}$	=	อุณหภูมิภายในเตาที่ตำแหน่ง 690 mm ใต้แผ่นตะแกรงที่รองรับวัสดุพอรุน B วัดค่าด้วยเทอร์โมคัปเปิล Type B
$T_{14}$	=	อุณหภูมิภายในเตาที่ตำแหน่ง 715 mm จากด้านข้างวัสดุพอรุน B วัดค่าด้วยเทอร์โมคัปเปิล Type B
$T_{15}$	=	อุณหภูมิภายในเตาที่ตำแหน่ง 740 mm จากด้านข้างวัสดุพอรุน B วัดค่าด้วยเทอร์โมคัปเปิล Type B
$T_{16}$	=	อุณหภูมิภายในเตาที่ตำแหน่ง 765 mm จากด้านข้างวัสดุพอรุน B วัดค่าด้วยเทอร์โมคัปเปิล Type B
$T_{17}$	=	อุณหภูมิภายในเตาที่ตำแหน่ง 790 mm จากด้านข้างวัสดุพอรุน B วัดค่าด้วยเทอร์โมคัปเปิล Type N
$T_{18}$	=	ตำแหน่งวัดอุณหภูมิของแท่งระเหย ทางด้านวัสดุพอรุน A
$T_{19}$	=	ตำแหน่งวัดอุณหภูมิของแท่งระเหย ทางด้านวัสดุพอรุน B
$\bar{u}$	=	Combustion Wave Velocity
$\bar{v}$	=	Interstitial Velocity of Gas Filtration
$\dot{V}_f$	=	อัตราการไหลเชิงปริมาตรของเชื้อเพลิง ( $m^3/s$ )
$x$	=	ระยะตามแนวแกนของเทอร์โมคัปเปิล (mm)
$x_{\bar{T}_{max}}$	=	ตำแหน่งของบริเวณการเผาไหม้ (ตำแหน่งที่ $\bar{T} = \bar{T}_{max}$ ) (mm)
$\Phi$	=	อัตราส่วนสมมูล (equivalence ratio)
$\Theta$	=	Temperature of Solid Porous
$\eta_{th}$	=	ประสิทธิภาพเชิงความร้อน (%)
$\kappa$	=	สัมประสิทธิ์การดูดกลืนรังสีความร้อน (absorption coefficient) ( $m^{-1}$ )
$\rho$	=	ความหนาแน่น ( $kg/m^3$ )
$\varnothing$	=	เส้นผ่านศูนย์กลาง (mm)

## ประมวลศัพท์และคำย่อ

BL	=	Bed Length
CFRC	=	Cyclic Flow Reversal Combustion
CL	=	Combustion Load
CO	=	Carbon monoxide
$\overline{\text{CO}}$	=	Time Average carbon monoxide
cm	=	centimeter
EGR	=	Exhaust Gas Recirculation
f	=	Fuel
kg	=	kilogram
kW	=	kilowatt
LHV	=	Low Heating Value
ppm	=	part per million
m	=	meter
mm	=	millimeter
min	=	minute
NO <sub>x</sub>	=	Oxides of Nitrogen
$\overline{\text{NO}_x}$	=	Time Average oxides of Nitrogen
OWFC	=	One Way Flow Combustion
PB	=	Porous Burner
PE	=	Porous Emitter
PM A	=	Porous Medium A
PM B	=	Porous Medium B
t <sub>ad</sub>	=	Advance Time
t <sub>hp</sub>	=	Half period Time
s	=	second (time)
stoi	=	Stoichiometry

# บทที่ 1 บทนำ

## 1.1 ที่มาและความสำคัญ

พลังงานที่ได้จากกระบวนการเผาไหม้ในปัจจุบันมีบทบาทสำคัญต่อชีวิตประจำวันของมนุษย์มาก โดยการเผาไหม้ในปัจจุบัน ไม่ว่าจะเป็นเชื้อเพลิงแก๊ส เชื้อเพลิงเหลว และเชื้อเพลิงแข็ง ต่างก็ต้องการให้เกิดการเผาไหม้ที่มีประสิทธิภาพสูง ต้นทุนต่ำ ขณะที่มลพิษที่ได้จากการเผาไหม้ก็ต้องต่ำตามไปด้วย โดยเฉพาะการเผาไหม้ในเชื้อเพลิงเหลวในปัจจุบันลักษณะการทำให้เกิดการระเหยและการผสมคลุกเคล้ากับอากาศแล้วเกิดการเผาไหม้ขึ้นอยู่กับการใช้หัวฉีด ความดันสูง (Atomizer) ซึ่งมีจุดคล้ายหลายประการด้วยกันคือ ขาดความยืดหยุ่นในการใช้งานกับห้องเผาไหม้มีปริมาณมากจากการใช้หัวฉีดที่มีความดันสูง เพื่อรองรับการฟุ้งกระจายของละอองสเปรย์ส่งผลทำให้ความเข้มของการเผาไหม้ (Combustion Intensity) ต่ำ จากเหตุผลดังกล่าว นักวิจัยจึงพยายามที่จะหาแนวทางในการปรับปรุงข้อด้อยโดยได้มีการนำวัสดุพรุน (Porous Medium) มาประยุกต์ใช้ในกระบวนการเผาไหม้ เนื่องจากวัสดุพรุนเป็นของแข็งที่มีความพรุน ทนอุณหภูมิได้สูงและมีลักษณะเด่นคือ มีอัตราส่วนระหว่างพื้นที่ผิวต่อปริมาตรที่สูง มีค่าสัมประสิทธิ์การดูดกลืนและแผ่รังสีความร้อนที่สูงและเป็นตัวถ่ายโอนพลังงานระหว่างการพากับการแผ่รังสีความร้อน ก่อให้เกิดการหมุนเวียนความร้อนช่วยส่งเสริมการถ่ายเทความร้อนและการเผาไหม้ได้เป็นอย่างดี

จากลักษณะเด่นของวัสดุพรุนดังกล่าวจึงได้มีการทดลองนำเอาวัสดุพรุนไปประยุกต์ใช้กับการเผาไหม้เชื้อเพลิงแก๊สอย่างแพร่หลาย โดยการเผาไหม้ดังกล่าวจะให้เกิดขึ้นภายในชั้นของวัสดุพรุนมากกว่าที่จะทำให้เกิดขึ้นภายนอก พบว่าเปลวไฟที่เกิดขึ้นสามารถที่จะเสถียรอยู่ได้ภายในชั้นของวัสดุพรุน ซึ่งมีข้อได้เปรียบกว่าการเผาไหม้ของเปลวไฟในลักษณะเปิด (Conventional Open Premixed Flame) เช่น การหมุนเวียนความร้อนภายในระบบมีประสิทธิภาพสูง กล่าวคือความร้อนจากแก๊สไอเสียที่วัสดุพรุนทางด้านปลายทาง (Downstream) กักเก็บไว้จะนำไปอุ่นส่วนผสมระหว่างอากาศกับแก๊สทางด้านต้นทาง (Upstream) โดยการแผ่รังสีความร้อน (Thermal Radiation) และการนำความร้อน (Conduction) ในชั้นวัสดุพรุน ส่งผลให้ได้รับการเผาไหม้ของเปลวไฟในลักษณะที่เรียกว่า “Excess Enthalpy Combustion” [1] กล่าวคือให้อุณหภูมิของเปลวไฟที่สูงกว่าอุณหภูมิการเผาไหม้แบบปกติ (Conventional Open Premixed Flame) ในสถานะเดียวกัน ทำให้ประสิทธิภาพการเผาไหม้สูงกว่าความเข้มของการเผาไหม้ และความเร็วในการเผาไหม้ (Burning Velocity) สูงกว่า รวมถึงค่าความเข้มของการแผ่รังสีความร้อน (Radioactive Heat Flux) ที่สูงกว่า [2] เมื่อเทียบกับของกรณีการเผาไหม้แบบปกติ นอกจากนี้ยังช่วยขยายขอบเขตการเผาไหม้ (Flammability Limits) ให้กว้างมากขึ้น เหมาะที่

จะนำไปประยุกต์ใช้สำหรับการเผาไหม้เชื้อเพลิงที่มีค่าความร้อนต่ำที่ไม่สามารถเผาไหม้ด้วยแบบปกติได้ [3] เป็นอย่างดี

นักวิจัยกลุ่มแรกๆ [4, 5] ทำการศึกษาการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวในวัสดุพรุนโดยการสเปย์ Heptane พบว่าเชื้อเพลิงเกิดการเผาไหม้และเปลวไฟเสถียรภายในชั้นวัสดุพรุน มีมลภาวะอยู่ในระดับที่ต่ำกว่าการเผาไหม้แบบปกติ อย่างไรก็ตามแต่การเผาไหม้เกิดขึ้นยังต้องพึ่งพียงหัวฉีดแรงดันสูงในการเผาไหม้ทำให้ยุ่งยากในการนำไปใช้งานต่อมา [6] สามารถเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวในวัสดุพรุนโดยไม่ต้องพึ่งพียงหัวฉีดแรงดันสูง โดยใช้การหยด Kerosene ลงบนชั้นวัสดุพรุนที่เรียกว่า Porous Burner (PB) พบว่าเปลวไฟมีเสถียรภาพคืออยู่ที่ผิวด้านล่างของวัสดุพรุน ให้ขอบเขตการเผาไหม้ที่กว้าง มลภาวะอยู่ในระดับที่ต่ำ ห้องเผาไหม้มีขนาดกะทัดรัด แต่การหมุนเวียนความร้อนในระบบยังมีน้อยเนื่องจากการเผาไหม้เกิดขึ้นนอกวัสดุพรุน

ในการศึกษาการเผาไหม้เชื้อเพลิงแก๊ส Propane ในวัสดุพรุน [10] พบว่ามีเทคนิคการหมุนเวียนความร้อนโดยมีการเปลี่ยนทิศทางการไหลของไอดีที่เรียกว่า การสลับทิศทางการไหลอย่างเป็นจังหวะ (Cyclic Flow Reversal Combustion of Mixture in Porous Media, CFRC) ด้วยคุณลักษณะการไหลดังกล่าวก่อให้เกิดการหมุนเวียนความร้อนจากไอเสียมาสู่ไอดีได้อย่างมีประสิทธิภาพ ทั้งนี้มีการเผาไหม้ภายในวัสดุพรุนทั้งหมด และผลจากการสะสมความร้อนของวัสดุพรุน (Thermal Storage Effect) ในขณะเดียวกันปริมาณมลภาวะที่เกิดขึ้นยังมีค่าต่ำกว่าการเผาไหม้แบบปกติมาก ซึ่ง [11] ได้นำหลักการดังกล่าวมาพัฒนา Boiler ที่สามารถใช้กับเชื้อเพลิงแก๊สที่มีค่าความร้อนต่ำๆ ได้ โดยใช้วัสดุพรุนในการกักเก็บความร้อนจากไอเสีย เพื่อช่วยในการอุ่นอากาศเผาไหม้ ให้ขนาดกะทัดรัด ประสิทธิภาพการเผาไหม้และประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูง มลพิษอยู่ในระดับที่ต่ำด้วย แต่ก็จำกัดในการประยุกต์ใช้งานกับเชื้อเพลิงแก๊สเท่านั้น

การพัฒนาการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวถูกดำเนินการมาอย่างต่อเนื่อง จนกระทั่งสามารถเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลว Kerosene ในวัสดุพรุนโดยใช้การหยดร่วมกับเทคนิคการสลับทิศทางการไหลของอากาศและเชื้อเพลิงอย่างเป็นจังหวะ การเผาไหม้มีการหมุนเวียนความร้อนอย่างมีประสิทธิภาพมากเนื่องจากให้บริเวณการเผาไหม้ทั้งหมดเกิดขึ้นในชั้นวัสดุพรุน ในขณะเดียวกันปริมาณมลภาวะที่เกิดขึ้นยังมีค่าต่ำ เป็นการบุกเบิกแนวทางการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวแบบใหม่ที่ยังไม่มีใครทำมาก่อน

ต่อมามีการศึกษาผลกระทบของการติดตั้งภาชนะทางความร้อนร่วมกับการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวภายในวัสดุพรุนแบบสลับทิศทางการไหลของอากาศอย่างเป็นจังหวะ (CFRC) โดยการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger) เป็นแบบคอยล์น้ำขด (Helical Coil) ซึ่งจะก่อให้เกิดการ

หมุนเวียนความร้อนภายในห้องเผาไหม้จากแก๊สไอเสียไปสู่ไอดีและเกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างไอเสียร้อนกับน้ำในคอยล์น้ำทั้งสองข้าง ระบบสามารถทำงานได้ดีในระดับหนึ่ง แต่อย่างไรก็ตามพบว่าปริมาณ CO ที่ปลดปล่อยยังมีแนวโน้มที่จะปรับปรุงให้มีความต่ำกว่านี้อาจเนื่องมาจากการผสมระหว่างน้ำมันที่หยดลงมาเพียงจุดเดียวกับอากาศยังไม่ดีพอ ในขณะที่ประสิทธิภาพยังต่ำอยู่ อาจเนื่องมาจากปริมาณความร้อนมีการสูญเสียออกด้านข้างของระบบก่อนที่จะให้กับขดคอยล์น้ำจึงเป็นที่มาของงานวิจัยครั้งนี้

ดังนั้นในการวิจัยครั้งนี้จึงได้มีการออกแบบติดตั้งหัวหยดน้ำมันเชื้อเพลิงเหลว เพิ่มจากจุดเดียวเป็นสามจุด เพิ่มการกระจายตัวของเชื้อเพลิงเหลวให้ดีขึ้น กำจัดการตกค้างของเชื้อเพลิงเหลวในแต่ละคาบเวลาได้เผาไหม้หมดเสียก่อนที่จะสลับทิศทาง เพื่อเป็นแนวทางในการลดปริมาณ CO ที่เกิดจากการเผาไหม้ และลดความยาวของท่อจ่ายลมด้าน Swirl ให้สั้นลงเพื่อปรับตำแหน่งห้องเผาไหม้ให้ใกล้กับแหล่งรับความร้อน Water Coil เป็นการเพิ่ม Shape Factor ในการแผ่รังสีความร้อนไปยัง Water Coil และวัสดุพอรุนทางด้านท้ายน้ำ เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพเชิงความร้อน และศึกษาถึงอิทธิพลของตัวแปรต่างๆเช่น ผลของการเพิ่มจำนวนจุดในการหยด ผลของการตัดเชื้อเพลิงเหลวก่อนที่จะสลับทิศทาง คาบเวลาการสลับทิศทางการไหลของแก๊ส (Half-period) อัตราการป้อนน้ำมันเชื้อเพลิง (Heat Supply) และอัตราส่วนสมมูล (Equivalence Ratio) เพื่อนำไปเป็นพื้นฐานในการประยุกต์และปรับปรุงเทคนิคการเผาไหม้แบบนี้เข้ากับการใช้ประโยชน์ต่อไปในอนาคต

## 1.2 วัตถุประสงค์ของงานวิจัย

1. ศึกษาและเข้าใจปรากฏการณ์การระเหย และการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงเหลวโดยอาศัยวัสดุพอรุน และไม่มีการแตกตัวเป็นฝอยละออง
2. ศึกษาถึงโครงสร้างทางความร้อน ขอบเขตเสถียรภาพของเปลวไฟ (Flammability Limits) อิทธิพลของตัวแปรต่างๆ เช่น อัตราการป้อนเชื้อเพลิง, คาบเวลาการสลับทิศทางไหลของแก๊ส, Equivalence Ratio ที่มีผลต่อประสิทธิภาพของหัวเผา น้ำมันเชื้อเพลิงและอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

## 1.3 ขอบเขตของการวิจัย

1. ศึกษาเชิงทดลองเพื่อทราบปรากฏการณ์การเผาไหม้ และอิทธิพลของตัวแปรต่างๆ ที่เกี่ยวข้องของเตาแบบ CFRC
2. ทำการทดลองโดยใช้ Kerosene เป็นเชื้อเพลิงเท่านั้น
3. ทำการทดลองโดยใช้การหยคน้ำมันเชื้อเพลิงแทนการสเปรย์เป็นฝอยละออง
4. ทำการทดลองโดยใช้เม็ดหินเป็นวัสดุพอรุน

## บทที่ 2 ผลงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

การวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการเผาไหม้ภายในชั้นวัสดุพอร์ซได้มีการศึกษามาประมาณกว่าทศวรรษที่ผ่านมา ทั้งในด้านการทดลองและแบบจำลองทางคณิตศาสตร์มีการศึกษาทั้งเชื้อเพลิงเหลวและเชื้อเพลิงแก๊ส โดยวัสดุพอร์ซทำหน้าที่เป็นทั้งหัวเผาและตัวกักเก็บความร้อนเพื่อให้เกิดการหมุนเวียนความร้อนเกิดขึ้นในระบบ เนื่องจากวัสดุพอร์ซมีลักษณะเด่นคือ เป็นของแข็งที่มีความพอร์ซและทนอุณหภูมิได้สูง มีอัตราส่วนระหว่างพื้นที่ผิวต่อปริมาตรที่สูง ส่งผลให้มีสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและการดูดกลืนรังสีความร้อนที่สูง พบว่ามีข้อได้เปรียบกว่าการเผาไหม้แบบปกติ (Conventional Open Premixed Flame) คือเกิดการหมุนเวียนความร้อนจากแก๊สไอเสียมาสู่โอดีทำให้อุณหภูมิการเผาไหม้สูงกว่าการเผาไหม้แบบปกติ (Conventional Burner) ทั้งยังให้ความเข้มของการเผาไหม้สูง (High Combustion Intensity) ทำให้ออกแบบให้เตาเผาไหม้มีขนาดกะทัดรัด โดยงานวิจัยส่วนใหญ่จะมุ่งเน้นไปทางด้านการเผาไหม้เชื้อเพลิงแก๊สเป็นส่วนใหญ่ขณะที่การศึกษาการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวยังมีน้อย ความก้าวหน้าของการศึกษาการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวภายในชั้นวัสดุพอร์ซพอกล่าวได้โดยสังเขป ดังนี้

กลุ่มนักวิจัยแรกๆ ศึกษาการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวในวัสดุพอร์ซร่วมกับหัวฉีดแรงดัน (Atomizer) โดย Kaplan และคณะ [4] ได้ทำการการสเปรย์ Heptanes เข้าไปในวัสดุพอร์ซทำด้วยเซรามิกหลายๆแผ่น เรียงซ้อนกันเป็นชั้นๆ จากทางด้านล่าง จากการทดลองพบว่าเกิดการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ขึ้นได้ภายในชั้นของวัสดุพอร์ซ อุณหภูมิการเผาไหม้ที่ได้สม่ำเสมอ และปริมาณ  $\text{NO}_x$  และ  $\text{CO}$  ต่ำเมื่อเทียบกับการเผาไหม้ปกติ (Conventional Burner) การเผาไหม้จะเสถียรอยู่ภายในวัสดุพอร์ซได้ ยังต้องขึ้นกับปัจจัยหลายด้าน เช่น อัตราส่วนสมมูล ชนิดของวัสดุพอร์ซ ลักษณะการจัดเรียงแผ่นวัสดุพอร์ซที่เหมาะสม รวมไปถึงขนาดเริ่มต้นของละอองเชื้อเพลิงและระยะห่างระหว่างหัวฉีดกับแผ่นวัสดุพอร์ซที่เหมาะสม ต่อมา Tseng และ Howell [5] ได้ทำการศึกษาคัดลอก Kaplan และคณะ [4] แต่มีการเปลี่ยนชนิดวัสดุพอร์ซ และเพิ่มแรงดันของหัวฉีด ศึกษาทั้งแบบจำลองทางคณิตศาสตร์และการทดลอง โดยหาช่วงการทำงานของเตาเผาชนิดวัสดุพอร์ซซึ่งเปลวไฟยังเสถียรอยู่ได้ภายในชั้นวัสดุพอร์ซ อิทธิพลของค่าอัตราส่วนสมมูล ( $\Phi$ ) ที่มีผลต่อค่าความเร็วในการเผาไหม้ (Burning Velocity) อุณหภูมิสูงสุดของการเผาไหม้และมลภาวะจากการเผาไหม้ จากการทดลองพบว่า การเผาไหม้ที่มีเสถียรภาพเกิดขึ้นได้ที่ค่าอัตราส่วนสมมูลต่ำสุดถึง 0.3 และมีปริมาณไอเสียที่ค่อนข้างต่ำ  $\text{CO}$  อยู่ในช่วง 0-10 ppm และปริมาณ  $\text{NO}_x$  อยู่ในช่วง 0-15 ppm โดยมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางละอองเชื้อเพลิงประมาณ  $10 \mu\text{m}$  ส่วนแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ได้ผลสอดคล้องกับการทดลองได้เป็นอย่างดี ยังแสดงให้เห็นถึงความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วของการเผาไหม้กับค่าอัตราส่วนสมมูล และโครงสร้างทางความร้อนที่

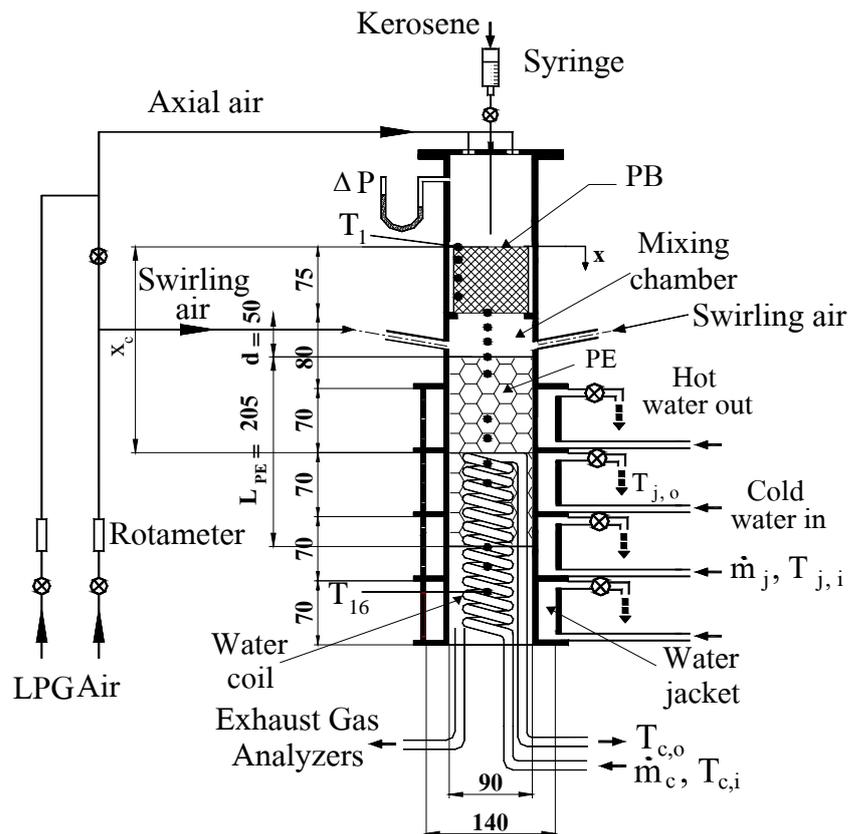
อยู่ในรูปอนุกรมการเผาไหม้ในสถานะแก๊สและของแข็งภายในวัสดุพอร์น ว่ามีพฤติกรรมเหมือนกับ การเผาไหม้แบบ Premixed Flame รวมทั้งการเผาไหม้ที่มีการหมุนเวียนความร้อนเนื่องจากให้อุณหภูมิการเผาไหม้ที่มีค่าสูงกว่าอุณหภูมิการเผาไหม้ปกติ (Adiabatic Flame Temperature) และความเร็วในการเผาไหม้ก็สูงกว่าการเผาไหม้แบบปกติ (Free-Burning Flame) โดยพบว่าวัสดุพอร์นเป็นตัวแปรที่สำคัญในการช่วยเร่งอัตราการระเหยของละอองน้ำมัน อย่างไรก็ตามเนื่องมาจากขนาดของละอองเชื้อเพลิงเหลวที่ใช้มีขนาดเล็กมาก ( $< 25 \mu\text{m}$ ) เชื้อเพลิงเหลวที่ใช้จึงสามารถระเหยได้ง่าย ด้วยเหตุผลดังกล่าวอาจทำให้ กลไกการหมุนเวียนพลังงานความร้อน (Energy Feed-Back) ไม่มีศักยภาพเพียงพอที่จะช่วยการระเหยได้อย่างมีประสิทธิภาพ ซึ่งเป็นปัญหาที่สำคัญ ถ้าหากใช้เชื้อเพลิงชนิดอื่นซึ่งมีค่าความร้อนแฝงในการระเหยที่สูงกว่า Heptanes วิธีแก้ไขคือ อาจต้องใช้การสเปรย์ที่มีความละเอียดมากยิ่งขึ้น มิฉะนั้นแล้วอาจจะส่งผลให้เปลวไฟที่เกิดขึ้นไม่สามารถเสถียรอยู่ในวัสดุพอร์นได้อีกต่อไป

นักวิจัยกลุ่มต่อมาสามารถเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวในวัสดุพอร์นได้โดยไม่ต้องพึ่งหัวฉีดแรงดันสูง โดย Takami และคณะ [6] ได้เสนอเทคนิคการเผาไหม้แบบใหม่โดยป้อนเชื้อเพลิงเหลว Kerosene ลงมาบนชั้นวัสดุพอร์นซึ่งทำจากแผ่นเซรามิก โดยที่แผ่นวัสดุพอร์นจะทำหน้าที่เป็น Evaporator การเผาไหม้จะเกิดขึ้นบริเวณใกล้ๆ ผิวด้านล่างของวัสดุพอร์น ที่บริเวณนี้ไอของเชื้อเพลิง Kerosene จะมาพบกับ Swirling Air ที่ป้อนเข้ามาจากด้านข้างของห้องเผาไหม้จนเกิดการผสมคลุกเคล้ากันอย่างรุนแรงและเผาไหม้ในลักษณะ Swirl Combustion โดยศึกษาถึงความเป็นไปได้ของเทคนิคการเผาไหม้แบบดังกล่าว ซึ่งจะนำไปสู่ความพยายามในการขยายช่วงการเผาไหม้ (Flammability Limits) ศึกษาอิทธิพลของค่า อัตราส่วนสมมูล และอัตราการป้อนเชื้อเพลิงที่มีผลต่อ โครงสร้างทางความร้อนและมลภาวะจากการเผาไหม้ จากการทดลองพบว่าให้การเผาไหม้ที่สมบูรณ์ในช่วงอัตราส่วนสมมูล 0.5-0.9 เปลวไฟมีเสถียรภาพดีมากและมีขอบเขตการติดไฟ (Flammability Limits) กว้างโดยขอบเขตต่ำสุดที่สามารถติดไฟได้มีค่า อัตราส่วนสมมูล เท่ากับ 0.1 ค่า Turn-down Ratio เท่ากับ 5.8 ที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิง  $670\text{-}3,880 \text{ kW/m}^2$  พร้อมทั้งปลดปล่อย  $\text{NO}_x$  และ CO ในปริมาณที่ต่ำ เมื่อเพิ่มอัตราการป้อนเชื้อเพลิงจะส่งผลให้อุณหภูมิการเผาไหม้สูงขึ้น รวมไปถึงทำให้ความยาวของเปลวไฟ (Flame Length) และค่า  $\text{NO}_x$  มากขึ้น แต่ไม่ค่อยมีผลต่อระดับการเกิด CO และเมื่อเพิ่มค่าอัตราส่วนสมมูล จะส่งผลให้อุณหภูมิการเผาไหม้สูงขึ้นและความยาวของเปลวไฟยาวขึ้นเช่นกัน แต่ไม่ค่อยส่งผลต่อการเกิด CO,  $\text{NO}_x$  อย่างไรก็ตาม การหมุนเวียนความร้อนที่เกิดในระบบเผาไหม้ยังมีน้อยเนื่องจากบริเวณการเผาไหม้เกิดนอกชั้นวัสดุพอร์น และยังไม่มีการวัดอุณหภูมิภายในแผ่นวัสดุพอร์น ทำให้ไม่สามารถทราบและเข้าใจอย่างชัดเจนถึงความสัมพันธ์ระหว่างกลไกการระเหยภายในวัสดุพอร์นกับปรากฏการณ์การเผาไหม้ที่เกิดขึ้นภายในห้องเผาไหม้ซึ่งอยู่ด้านล่างของแผ่นวัสดุพอร์นแต่อย่างใด

Jugjai และคณะ [7] ได้ทำการศึกษาเชิงทดลองการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวลักษณะคล้ายกับ Takami และคณะ [6] โดยติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลในชั้นวัสดุพอร์นที่เป็นหัวเผาที่เรียกว่า Porous Burner (PB) ที่ทำมาจากตาข่ายสแตนเลสวางซ้อนทับกันหนา 75 mm และมีการปรับปรุงกลไกการจ่ายอากาศแบบหมุนวน (Swirling Air) ซึ่งจ่ายเข้าไปในทิศทางสัมผัสกับผนังของห้องเผาไหม้ รวมทั้งมีการเพิ่มการหมุนเวียนความร้อนด้วยการติดตั้งวัสดุพอร์นอีกชุดหนึ่งเรียกว่า Porous Emitter (PE) ที่ตำแหน่งทางออก ไอเสีย พบว่าเกิดการเผาไหม้ซึ่งได้เปลวไฟที่มีเสถียรภาพอยู่ในบริเวณช่องว่างใต้ชั้นวัสดุพอร์นและมีลักษณะของเปลวไฟเป็นรูปวงแหวน ซึ่งเกิดจากไอน้ำมันที่ออกจากชั้นวัสดุพอร์นผสมกับอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้ที่จ่ายเป็นแบบหมุนวน (Swirling Air) มีการระเหยของน้ำมันเชื้อเพลิงเป็นไอจนหมดภายใน PB เพราะมีอุณหภูมิสูงกว่า Leidenfrost Temperature มาก ซึ่งได้รับอิทธิพลมาจากการแผ่รังสีความร้อนจากเปลวไฟการเผาไหม้ด้านล่างของ PB เป็นการช่วยส่งเสริมการระเหยตัวกลายเป็นไอของเชื้อเพลิงทำให้การเผาไหม้มีเสถียรภาพและให้ Emission ต่ำ นอกจากนี้แล้วยังพบว่าการติดตั้งวัสดุพอร์นที่ทำหน้าที่เป็นตัวแผ่รังสี PE ยังให้อุณหภูมิการเผาไหม้ที่สม่ำเสมอตลอดความยาวเตาทั้งในแนวแกนและในแนวรัศมี และยังให้ Emission ที่ต่ำกว่ากรณีที่ไม่ติดตั้ง PE เป็นงานวิจัยที่น่าสนใจในการศึกษาต่อเนื่องในการพัฒนาไปประยุกต์ใช้งานได้จริงในหัวเผาของเชื้อเพลิงเหลวแบบที่ไม่ต้องใช้การสเปรย์

ชนิษฐ์ โพธิยา และคณะ [8] ได้ทำการพัฒนางานต่อเนื่องจาก Jugjai และคณะ [7] โดยพยายามให้บริเวณการเผาไหม้เกิดขึ้นในชั้นวัสดุพอร์น โดยเพิ่มความยาวของ PE และขยับเข้าใกล้ PB และทำการติดตั้งภาระความร้อน เพื่อปรับปรุงสมรรถนะการทำงานของหัวเผาให้นำไปใช้งานได้จริง และให้มีประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุดแต่ปลดปล่อยมลพิษต่ำ และนำแนวทางในประยุกต์ใช้งานได้จริงในอุตสาหกรรม โดยภาระความร้อนเป็นแบบห้องน้ำเย็น (Water Jacket) ซึ่งล้อมรอบส่วนที่เป็นตัวรังสี PE จนถึงทางออกของแก๊สร้อนทางด้านล่าง โดยห้องน้ำเย็นแบ่งออกเป็น 4 ห้อง แต่ละห้องมีทางเข้าและออกของน้ำแยกอิสระต่อกัน และติดตั้งคอยล์น้ำ (Water Coil) ฟังเพิ่มเข้าไปในชั้นวัสดุพอร์น PE ดังรูปที่ 2.1 โดยศึกษาอิทธิพลของอัตราการป้อนเชื้อเพลิง (CL) อัตราส่วนสมมูล ( $\Phi$ ) ต่อขอบเขตการติดไฟ รวมทั้งสมรรถนะการเผาไหม้และประสิทธิภาพเชิงความร้อน โดยเปลี่ยนขนาดความถี่ของตาข่ายสแตนเลสที่นำมาทำเป็น PB จากเดิม 40 Mesh/Inch มาเป็น 100 Mesh/Inch เพื่อให้ได้การระเหยที่สม่ำเสมอตลอดหน้าตัดของ PB ได้การผสมที่ดีระหว่างไอระเหยน้ำมันกับอากาศในห้องเผาไหม้ และลดระยะห่างระหว่าง PB และ PE จากเดิม 80 mm เป็น 50 mm เพื่อเพิ่ม Shape Factor ของการแผ่รังสีความร้อน ผลการทดลองพบว่าการเผาไหม้เกิดขึ้นในชั้นวัสดุพอร์นบางส่วนส่งผลให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนมีค่าสูงสุด  $\eta_{th} = 70\%$  ให้ปริมาณการปลดปล่อย CO และ  $NO_x$  มีค่าเท่ากับ 800 ppm และ 125 ppm (ที่ออกซิเจนส่วนเกิน 0%) ตามลำดับ จะเห็นว่า CO เพิ่มขึ้นทั้งนี้เพราะอิทธิพลการทำให้เย็น (Quenching Effect) ที่สูงขึ้น แต่ก็ให้ค่าต่ำกว่ามาตรฐานที่อุตสาหกรรมกำหนดและเมื่อเพิ่มขึ้น  $\Phi$  จาก

0.37-0.64 จะส่งผลให้โครงสร้างอุณหภูมิโดยเฉพาะตำแหน่งผิวหน้าของ PB ไปทางด้านปลายทาง (Downstream) จนถึงตำแหน่งทางออกของ PE สูงขึ้นอย่างรวดเร็ว ที่  $\Phi \approx 0.5$  CO มีค่าต่ำสุดประมาณ 800 ppm หาก  $\Phi < 0.5$  CO มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเพราะอากาศส่วนเกินที่มากเกินไปและอุณหภูมิที่ลดลงอย่างมาก ถ้า  $\Phi > 0.5$  CO มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น จากส่วนผสมที่หนาเข้าใกล้ส่วนผสมสโตยคิโอเมตริกมากขึ้น

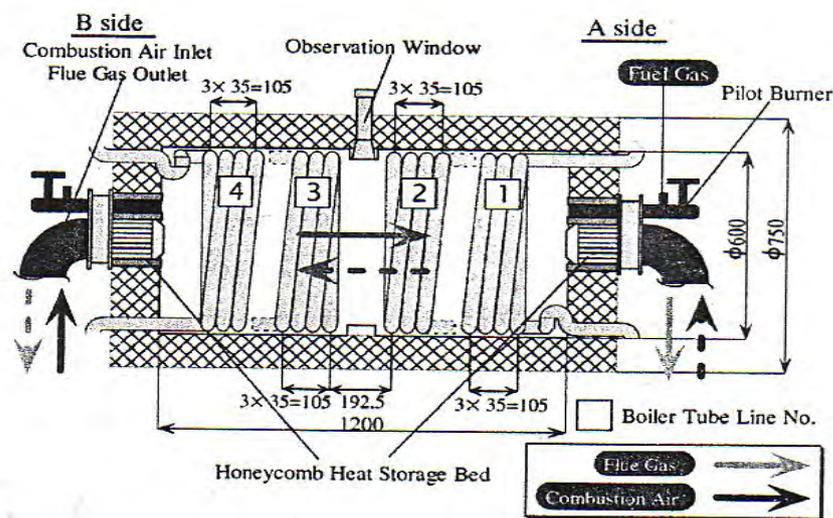


รูปที่ 2.1 อุปกรณ์การทดลอง ชนินทร์ โพธิยา และคณะ [8]

เมื่อ CL เพิ่มขึ้นจาก 10-15 kW ส่งผลให้โครงสร้างอุณหภูมิตลอดแนวแกนเตาสูงขึ้น ส่วนปริมาณ  $\text{NO}_x$  มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตาม แต่ปริมาณ CO กลับลดลง แต่อย่างไรก็ตามถึงแม้งานวิจัยนี้จะพยายามให้การเผาไหม้มีการหมุนเวียนความร้อนอย่างมีประสิทธิภาพ โดยให้บริเวณการเผาไหม้เกิดขึ้นในชั้นวัสดุพรุน แต่ลักษณะการเผาไหม้เป็นแบบไหลทิศทางเดียว (One Way Flow Combustion, OWFC) บริเวณการเผาไหม้สามารถเกิดขึ้นในวัสดุพรุนแค่บางส่วนเท่านั้น ทำให้การหมุนเวียนความร้อนจากแก๊สไอเสียทางด้านปลายทาง (Downstream) ไปสู่ส่วนผสมของอากาศกับเชื้อเพลิงเหลวทางด้านต้นทาง (Upstream) มีค่าน้อยกว่าระบบที่มีบริเวณการเผาไหม้เกิดขึ้นในชั้นวัสดุพรุน

Hoffmann และคณะ [9] ได้ทำการศึกษาการเผาไหม้เชื้อเพลิงแก๊ส Propane กับอากาศในวัสดุพรุนโดยใช้เทคนิคสลับทิศทางการไหลของไอคือเป็นจังหวะ (Cyclic Flow Reversal Combustion of Mixture in Porous Media, (CFRC)) ผลการทดลองให้บริเวณการเผาไหม้เกิดขึ้นในวัสดุพรุนทั้งหมดด้วยคุณลักษณะการไหลดังกล่าวก่อให้เกิดการหมุนเวียนความร้อนจากไอเสียมาสู่ออดีได้อย่างมีประสิทธิภาพ ทั้งนี้เพราะผลจากการสะสมความร้อนของวัสดุพรุน (Thermal Storage Effect) ทางด้านปลายทาง (Downstream) ของวัสดุพรุนในจังหวะคายไอเสีย จะถูกเปลี่ยนกลับมาเป็นการอุ่นไอดีที่บริเวณเดียวกันเมื่อมีการสลับทิศทางการไหลของไอดีเข้าสู่วัสดุพรุนในอีกทิศทาง พบว่าขอบเขตต่ำสุดที่สามารถติดไฟได้พบว่าที่  $\Phi$  ต่ำมากเท่ากับ 0.026 ปริมาณ CO อยู่ระหว่าง 25-200 ppm  $\text{NO}_x$  พบว่ามีค่าต่ำกว่า 1 ppm นับได้ว่าเป็นเทคนิคการเผาไหม้ที่มีประสิทธิภาพสูง ให้มลภาวะต่ำมากพร้อมให้ขอบเขตการจุดติดไฟที่กว้างดีมาก

Kawai และคณะ [10] ได้ประยุกต์หลักการหมุนเวียนความร้อน CFRC พัฒนา Boiler แบบใหม่ที่สามารถเผาไหม้กับเชื้อเพลิงแก๊สที่มีค่าความร้อนต่ำๆ (Low BTU) ได้ การทำงานเหมือน Regenerative Burner ทั่วไป โดย Boiler Tube แบ่งออกเป็น 4 กลุ่ม มีชุดกักเก็บความร้อนเป็นวัสดุพรุนชนิด Honeycomb Bed มี 2 ชุด ติดตั้งก่อนเข้าและก่อนออกจากห้องเผาไหม้ ดังรูปที่ 2.2



รูปที่ 2.2 อุปกรณ์การทดลองของ Kawai และคณะ [10]

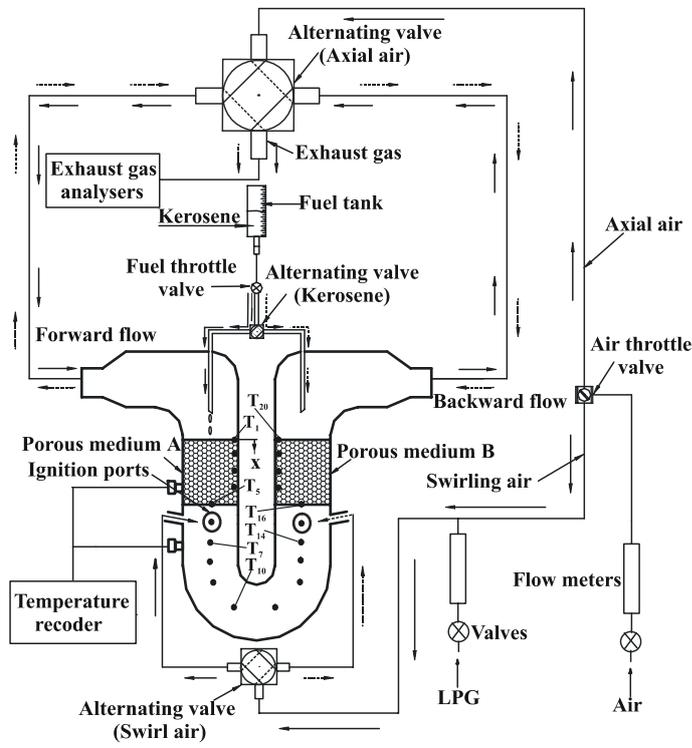
วัสดุพรุนแต่ละชุดจะทำหน้าที่สะสมความร้อนจากไอเสียแล้วเปลี่ยนเป็นการอุ่นอากาศก่อนที่จะทำการเผาไหม้สลับไปมาอย่างเป็นจังหวะ ตามทิศทางการไหลของอากาศ ช่วงเริ่มการทำงาน อากาศเผาไหม้จะไหลผ่าน Honeycomb Bed ชุดแรก ซึ่งจะทำหน้าที่ในการอุ่นอากาศก่อนเข้าห้องเผาไหม้ให้มีอุณหภูมิสูงขึ้น 800-1000 °C ก่อนทำการผสมกับเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติซึ่งถูกฉีดเข้ามาและเกิดการ

เผาไหม้ขึ้นภายในห้องเผาไหม้ ความร้อนที่ได้ถ่ายเทให้ตู้ Boiler Tube โดยการแผ่รังสีเป็นส่วนใหญ่ ไอเสียจะไหลออกจากห้องเผาไหม้โดยไหลผ่านทาง Honeycomb Bed ชุดที่สอง ซึ่งทำหน้าที่กักเก็บความร้อนของไอเสียไว้ก่อนทิ้งสู่บรรยากาศ เพื่อจะนำไปใช้ในการอุ่นอากาศในช่วงเวลาถัดไป ซึ่งจะใช้เวลา 30 วินาทีในการเปลี่ยนลักษณะการทำงานของ Honeycomb Bed แต่ละชุดหมุนเวียนสลับกันไป โดยศึกษาถึงอิทธิพลของอัตราการป้อนเชื้อเพลิง (Heat Supply) ต่อสมรรถนะของ Boiler และ ปริมาณการเกิด  $\text{NO}_x$  ศึกษาอิทธิพลของค่าความร้อนของเชื้อเพลิงต่อปริมาณการเกิด CO และ  $\text{NO}_x$  จากการทดลองพบว่าเมื่อ อัตราการป้อนเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นจาก 2-10  $\text{m}^3/\text{h}$  ความร้อนที่ Boiler Tube ได้รับมีค่าเพิ่มขึ้นอย่างต่อเนื่องเหมือนกันทั้ง 4 ชุด แสดงถึง Boiler นี้ มีการกระจายความร้อนอย่างสม่ำเสมอ ปริมาณ  $\text{NO}_x$  ต่ำกว่า 45 ppm (at 5%  $\text{O}_2$ ) สามารถปรับค่าความร้อนได้ต่ำถึง 12  $\text{MJ}/\text{m}^3$  ยังเผาไหม้ได้จากค่าความร้อนเดิมของแก๊สธรรมชาติ 42  $\text{MJ}/\text{m}^3$  ปรับค่าความร้อนโดยการเจือจางโดยแก๊สอาร์กอนเมื่อค่าความร้อนลดลงจาก 42-12  $\text{MJ}/\text{m}^3$  ทำให้ CO เพิ่มขึ้นแต่ยังมีค่าต่ำกว่า 100 ppm (at 5%  $\text{O}_2$ )  $\text{NO}_x$  ต่ำกว่า 30 ppm (at 5%  $\text{O}_2$ ) ซึ่งลักษณะเด่นของ Boiler นี้คือ Heat Flux ที่เกิดขึ้นมีความสม่ำเสมอมีการถ่ายเทความร้อนได้ดี ลดเสียงดังจากการเผาไหม้ แต่อย่างไรก็ตามบริเวณการเผาไหม้เกิดขึ้นนอกวัสดุพูน และการทดลองยังจำกัดแค่การศึกษาเชื้อเพลิงแก๊สเท่านั้น

Huang และคณะ [11] ได้ทำการศึกษาการเผาไหม้น้ำมันเตาแบบ Regenerative Burner สลับทิศทางการไหลของอากาศเผาไหม้ โดยผ่าน Regenerator ทำด้วยเซรามิกมี 2 ชุดเป็นวัสดุพูนแบบรวงผึ้งที่ทำด้วยเซรามิก แต่ละชุดจะทำหน้าที่สะสมความร้อนจากไอเสียแล้วเปลี่ยนเป็นการอุ่นอากาศก่อนที่จะทำการเผาไหม้สลับไปมาอย่างเป็นจังหวะ ตามทิศทางการไหลของอากาศ น้ำมันเตาจะถูกฉีดเข้าไปผสมและเผาไหม้กับอากาศร้อนภายในห้องเผาไหม้เหนือ Regenerator ช่วงเริ่มการทำงาน อากาศเผาไหม้จะไหลผ่าน Regenerative Burner ชุดแรก ซึ่งทำงานใน Firing Mode คือทำหน้าที่ในการอุ่นอากาศก่อนเข้าห้องเผาไหม้ให้มีอุณหภูมิสูงขึ้น ก่อนทำการผสมกับเชื้อเพลิงซึ่งถูกฉีดเข้ามาทาง Primary Fuel Atomizer และเกิดการเผาไหม้ขึ้นภายในห้องเผาไหม้ ไอเสียจะไหลออกจากห้องเผาไหม้โดยไหลผ่านทาง Regenerative Burner ชุดที่สอง ซึ่งทำงานใน Exhausting Mode ทำหน้าที่กักเก็บความร้อนของไอเสียไว้ก่อนที่จะปล่อยออกจากเตา เพื่อจะนำไปใช้ในการอุ่นอากาศในช่วงเวลาถัดไป ซึ่งจะใช้เวลา 30 วินาทีในการเปลี่ยนลักษณะการทำงานของ Regenerative Burner แต่ละชุดหมุนเวียนสลับกันไป การทดลองมีวัตถุประสงค์เพื่อประเมินค่าปริมาณ  $\text{NO}_x$  และสมรรถนะของอุปกรณ์กักเก็บความร้อน (Heat Regenerator) การทดลองพบว่า Regenerative Burner สามารถส่งเสริมให้ประสิทธิภาพของการอุ่นอากาศสูงถึง 92% ในช่วงอุณหภูมิของเตา 1,000-1,200  $^{\circ}\text{C}$  จากการทดลองดังกล่าวยังมีข้อเสียคือ การเผาไหม้ที่เกิดขึ้นยังต้องมีการพึ่งพาหัวฉีดที่มีความดันสูงเพื่อใช้ในการสเปรย์ ทำให้ยุ่งยากต่อการนำไปใช้ซึ่งยังส่งผลให้ห้องเผาไหม้มีขนาดใหญ่ นอกจากนี้รูปแบบการเผาไหม้เกิดขึ้นภายนอกวัสดุพูนทำให้เกิดการส่งเสริมการเผาไหม้ไม่ดีเท่าที่ควร ทำให้มีการใช้

ประโยชน์จาก Regenerator ไม่เต็มทีกล่าวคือ Regenerator ไม่มีบทบาทในการช่วยส่งเสริมการระเหยอย่างชัดเจน

กัมปนาท เทียนน้อย [12] ได้ทำการออกแบบและสร้างอุปกรณ์การทดลอง ที่สามารถเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลว Kerosene ในวัสดุพอร์น ที่ไม่มีการใช้หัวฉีดแรงดันสูง (Atomizer) และใช้เทคนิคการสลับทิศทางการไหลของอากาศและเชื้อเพลิงอย่างเป็นจังหวะ สามารถให้บริเวณการเผาไหม้ทั้งหมดเกิดขึ้นในชั้นวัสดุพอร์น ลักษณะเตาเผาไหม้จะประกอบไปด้วยท่อรูปตัว U วางในแนวนิ่ง ในท่อรูปตัว U จะมีแผ่นวัสดุพอร์นสองชั้นติดตั้งอยู่ภายใน โดยที่ชั้นแรกจะติดอยู่บริเวณทางด้านซ้าย (Porous Medium A) และอีกชั้นจะติดบริเวณทางด้านขวา (Porous Medium B) ดังรูปที่ 2.3

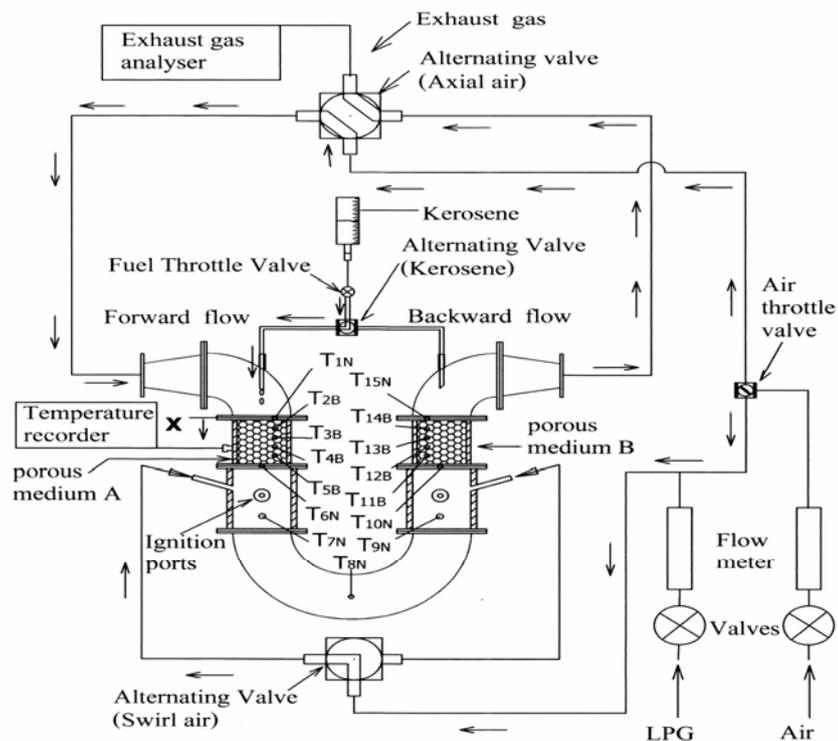


รูปที่ 2.3 อุปกรณ์การทดลองของ กัมปนาท เทียนน้อย [12]

โดยในจังหวะ Forward Flow อากาศและเชื้อเพลิงเหลวจะถูกป้อนเข้ามาพร้อมกันทางด้านซ้าย (Porous Medium A) ซึ่งเชื้อเพลิงจะไหลซึมผ่านชั้นของวัสดุพอร์นและมีอุณหภูมิสูงขึ้นเนื่องจากการถ่ายเทความร้อนจากวัสดุพอร์นร้อนทางด้านต้นน้ำ ซึ่งวัสดุพอร์นทางด้านต้นน้ำได้รับการถ่ายเทความร้อนจากวัสดุพอร์นบริเวณที่เกิดการเผาไหม้ (Flame Zone) ด้วยการแผ่รังสีความร้อนและการนำความร้อนในเนื้อวัสดุพอร์น ทำให้เชื้อเพลิงเหลวมีอุณหภูมิสูงขึ้นจากอุณหภูมิห้องจนถึงจุดเดือดแล้วเกิดการระเหยกลายเป็นไอและผสมคลุกเคล้ากับอากาศ แล้วเกิดการเผาไหม้เกิดขึ้นภายในชั้นวัสดุพอร์น A หลังจากนั้นไอเสี่ยวร้อนจะไหลไปตามท่อและโค้งขึ้นไปไหลผ่านวัสดุพอร์น B วัสดุพอร์นดังกล่าวจะดูด

ซับความร้อนบางส่วนจากไอเสียไว้จนทำให้ไอเสียมีอุณหภูมิลดลงแล้วระบายออกสู่ภายนอก ความร้อนที่วัดจุดพุน B เก็บกักไว้นี้จะถูกนำไปใช้ในการอุ่นและระเหยกลายเป็นไอของเชื้อเพลิงเหลวในจังหวะการไหลแบบ Backward ต่อไป ซึ่งจะก่อให้เกิดการหมุนเวียนความร้อนภายในห้องเผาไหม้จากแก๊สไอเสียไปสู่ไอดี โดยระยะเวลาที่ใช้สลับทิศทางการไหลของเชื้อเพลิงและอากาศเรียกว่า Half-period ผลงานของกัมปนาท เทียนน้อยได้ศึกษาโครงสร้างทางความร้อนในเตาเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวพบว่าก่อให้เกิดการหมุนเวียนความร้อนภายในห้องเผาไหม้จากแก๊สไอเสียไปสู่ไอดีได้อย่างมีประสิทธิภาพสังเกตได้จากอุณหภูมิการเผาไหม้ที่สูงและเปลวไฟมีเสถียรภาพ พร้อมทั้งมีค่า Flammability Limit ที่กว้าง โดยการศึกษาที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิงในช่วง 6.15-9.67 กิโลวัตต์ค่ามีค่า Turndown Ratio สูง และไอเสียที่เกิดขึ้นมีค่า Emission ของ CO และ NO<sub>x</sub> ที่ต่ำ แต่ข้อมูลยังไม่ค่อยดีนักเพราะมีปัญหาในการวัดอุณหภูมิภายในชั้นหินซึ่งมีอุณหภูมิสูงมาก เกินความสามารถของ Thermocouple Type N ที่จะทนได้ จึงได้ฝังปลาย Thermocouple ไว้ภายในชั้นผนังของปูนทนไฟ ทำให้ค่าที่ได้ในการทดลองไม่สอดคล้องกับความจริงที่เกิดขึ้นการวิเคราะห์กลไกการระเหยและการเผาไหม้คลาดเคลื่อนจากความเป็นจริง

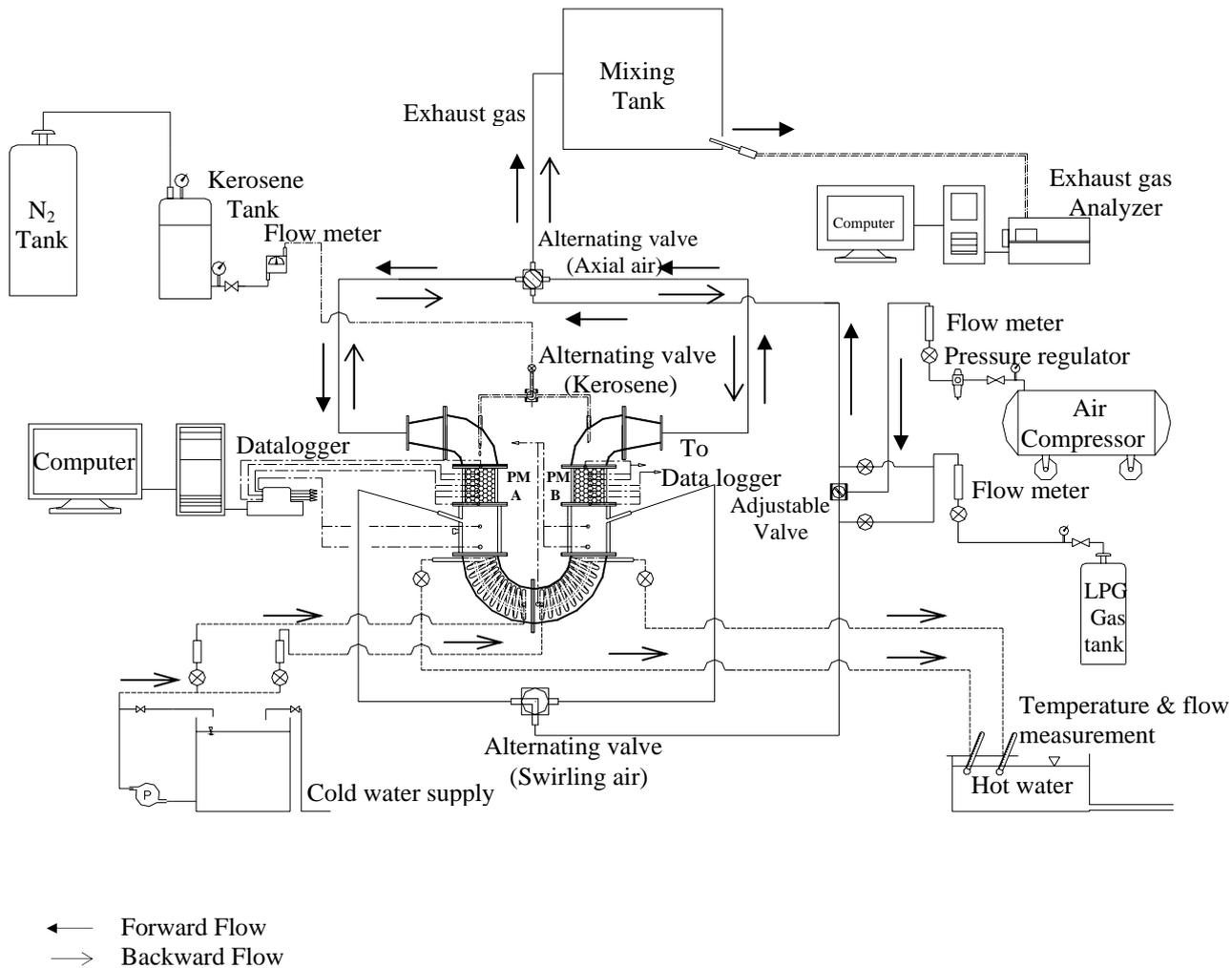
ชีระ คงกระพันธ์ [13] ได้มีการปรับปรุงและพัฒนาอุปกรณ์การทดลองของกัมปนาทต่อ โดยใช้ Thermocouple Type B ซึ่งทนอุณหภูมิสูงถึง 1,650 °C แทน Thermocouple Type N ในการวัดอุณหภูมิในชั้นหิน ดังรูปที่ 2.4



รูปที่ 2.4 อุปกรณ์การทดลองของ ชีระ คงกระพันธ์ [13]

เพื่อให้ได้ค่าที่ถูกต้องแม่นยำมากขึ้น ทำการทดลองและเก็บข้อมูล ศึกษาอิทธิพลของ อัตราการป้อน เชื้อเพลิง (CL) อัตราส่วนสมมูล ( $\Phi$ ) ช่วงเวลาสลบทิศทางการไหลของอากาศ ( $t_{hp}$ ) และอิทธิพลของ เม็ดวัสดุพอร์น พบว่าการเผาไหม้เกิดขึ้นในชั้นวัสดุพอร์น ทำให้ปริมาณ  $NO_x$  และ CO ต่ำสุดคือประมาณ 98 และ 437 ppm ตามลำดับและเป็นค่าที่ต่ำกว่าเมื่อเทียบกับของระบบการเผาไหม้โดยวิธีสเปรย์ทั่วไป ที่เงื่อนไขการทดลองเดียวกัน โดยพบว่าอัตราการป้อนเชื้อเพลิงที่เหมาะสมอยู่ในช่วง 6-16 kW อัตราส่วนสมมูลมีผลต่ออุณหภูมิและตำแหน่งของเปลวไฟโดยค่าที่เหมาะสมอยู่ในช่วง 0.45-0.56 ยังคงให้เปลวไฟเสถียรภาพอยู่ในชั้นวัสดุพอร์น ช่วงเวลาที่ใช้ในการสลบทิศทางการไหลของอากาศ อย่างเป็นจังหวะที่เหมาะสมคือ 30 วินาที ขนาดของเม็ดวัสดุพอร์นที่เหมาะสมคือ 10 mm จะเห็นได้ว่า งานของธีระ มีความน่าสนใจอย่างมากเนื่องจากการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวโดยที่ไม่มีการสเปรย์ แยกตัวเป็นฝอยละออง มีการหมุนเวียนความร้อนเกิดขึ้นในระบบอย่างมาก เนื่องจากใช้เทคนิคการเผาไหม้แบบสลบทิศทางการไหลของอากาศอย่างเป็นจังหวะ (CFRC) การเผาไหม้เกิดในวัสดุพอร์น

วิระพล และคณะ [14] เป็นการทดลองการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวภายในวัสดุพอร์นแบบสลบทิศทางการไหลของอากาศอย่างเป็นจังหวะ (CFRC) ซึ่งได้ทำการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger) เป็นแบบคอยล์น้ำขด (Helical Coil) ดังรูปที่ 2.5 เพื่อนำความร้อนที่ได้จากการเผาไหม้มาใช้ให้เกิดประโยชน์มากที่สุด โดยมีหลักการทำงานคือ ในจังหวะ Forward Flow อากาศและเชื้อเพลิงเหลวจะถูกป้อนเข้ามาพร้อมกันทางด้านซ้าย (Porous Medium A) ซึ่งเชื้อเพลิงจะไหลซึมผ่านชั้นของวัสดุพอร์นและมีอุณหภูมิสูงขึ้นเนื่องจากการถ่ายเทความร้อนจากวัสดุพอร์นร้อนทางด้านต้นน้ำ ซึ่งวัสดุพอร์นทางด้านต้นน้ำได้รับการถ่ายเทความร้อนจากวัสดุพอร์นบริเวณที่เกิดการเผาไหม้ (Flame Zone) ด้วยการแผ่รังสีความร้อนและการนำความร้อนในเนื้อวัสดุพอร์น ทำให้เชื้อเพลิงเหลวมีอุณหภูมิสูงขึ้นจากอุณหภูมิห้องจนถึงจุดเดือดแล้วเกิดการระเหยกลายเป็นไอและผสมคลุกเคล้ากับอากาศ แล้วเกิดการเผาไหม้เกิดขึ้นภายในชั้นวัสดุพอร์น A หลังจากนั้นไอเสียวร้อนจะไหลไปตามท่อผ่านคอยล์น้ำเกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างไอเสียวร้อนและน้ำและไหลผ่านไปยังวัสดุพอร์น B วัสดุพอร์น B จะดูดซับความร้อนบางส่วนจากไอเสียแล้วระบายออกสู่ภายนอก ความร้อนที่วัสดุพอร์น B เก็บกักไว้นี้จะถูกนำไปใช้ในการอุ่นและระเหยกลายเป็นไอของเชื้อเพลิงเหลวในจังหวะการไหลแบบ Backward Flow ต่อไป ซึ่งจะก่อให้เกิดการหมุนเวียนความร้อนภายในห้องเผาไหม้จากแก๊สไอเสียไปสู่ไอดีและเกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างไอเสียวร้อนกันน้ำในคอยล์น้ำทั้งสองข้าง แต่งานวิจัยครั้งนี้ยังมีจุดด้อยคือ การกระจายตัวของเชื้อเพลิงเหลวบนชั้นวัสดุพอร์นไม่สม่ำเสมอทั่วทั้งชั้นวัสดุพอร์นการเผาไหม้จึงเกิดเฉพาะจุดไม่ทั่วทั้งชั้นวัสดุพอร์น และมีการสูญเสียความร้อน (Heat Loss) บริเวณท่อนจ่ายลมด้าน Swirl



รูปที่ 2.5 อุปกรณ์การทดลองของ วีระพล แพงแก้ว [14]

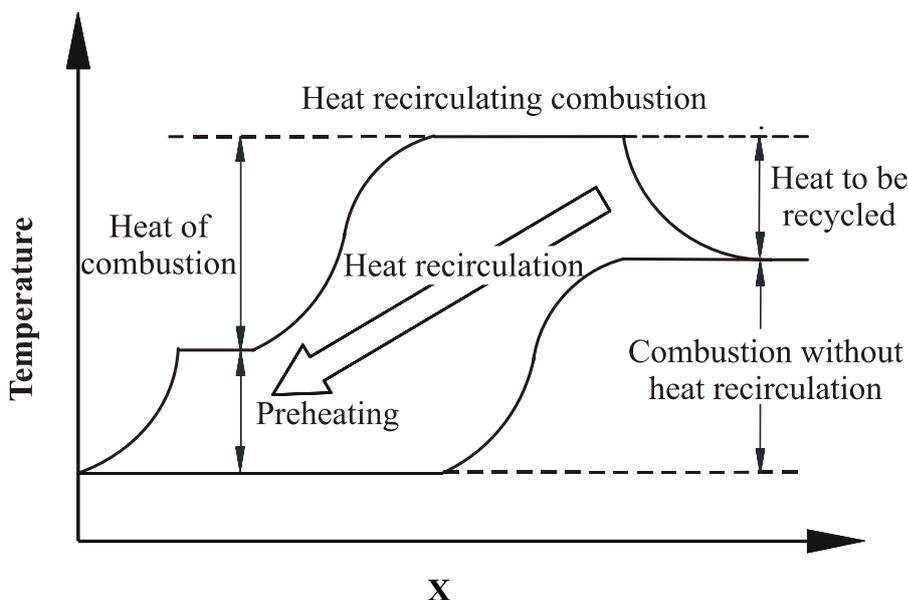
จากเหตุผลดังกล่าวจึงเป็นที่มาในการวิจัยครั้งนี้จึงได้มีการออกแบบ ติดตั้งหัวหยดน้ำมันเชื้อเพลิงเหลวเพิ่มจากจุดเดียวเป็นสามจุด เพิ่มการกระจายตัวของเชื้อเพลิงเหลวให้ดีขึ้น กำจัดการตกค้างของเชื้อเพลิงเหลวในแต่ละคาบเวลาได้เผาไหม้หมดเสียก่อนที่จะสลับทิศทาง เพื่อเป็นแนวทางในการลดปริมาณ CO ที่เกิดจากการเผาไหม้และลดความยาวของท่อนจ่ายลมด้าน Swirl ให้สั้นลงเพื่อปรับตำแหน่งห้องเผาไหม้ให้ใกล้กับแหล่งรับความร้อน Water Coil เป็นการเพิ่ม Shape Factor ในการแผ่รังสีความร้อนไปยัง Water Coil และวัสดุพูนทางด้านท้ายน้ำ เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพเชิงความร้อนและศึกษาถึงอิทธิพลของตัวแปรต่างๆเช่น ผลของการเพิ่มจำนวนจุดในการหยด ผลของการตัดเชื้อเพลิงเหลวก่อนที่จะสลับทิศทาง คาบเวลาการสลับทิศทาง การไหลของแก๊ส (Half-period) อัตราการป้อนน้ำมันเชื้อเพลิง (Heat Supply) และอัตราส่วนสมมูล (Equivalence Ratio) เพื่อนำไปเป็นพื้นฐานในการประยุกต์และปรับปรุงเทคนิคการเผาไหม้แบบนี้เข้ากับการใช้ประโยชน์ต่อไปในอนาคต

## บทที่ 3 หลักการและทฤษฎี

### 3.1 การเผาไหม้ที่มีการหมุนเวียนความร้อน (Heat-recirculating Combustion)

ระบบการเผาไหม้ที่มีการหมุนเวียนความร้อน (Heat-recirculating Combustion) เป็นระบบการเผาไหม้ที่มีประสิทธิภาพสูง ประหยัดพลังงาน ปลอดภัย CO ต่ำ ทำให้ปัจจุบันมีการนำไปใช้กันอย่างแพร่หลายในโรงงานอุตสาหกรรม เนื่องจากระบบดังกล่าวเมื่อนำไปประยุกต์ใช้งานแล้วจะมีประโยชน์อย่างมากเพราะสามารถเพิ่มประสิทธิภาพการเผาไหม้ เพิ่มความเข้มการเผาไหม้ และประหยัดพลังงานได้อย่างมีประสิทธิภาพ ซึ่งในงานวิจัยระบบการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวโดยวัสดุพอรุนแบบสลับทิศทางการไหลอย่างเป็นจังหวะก็ได้อาศัยหลักการการเผาไหม้ที่มีการหมุนเวียนความร้อน ดังที่จะได้กล่าวต่อไป

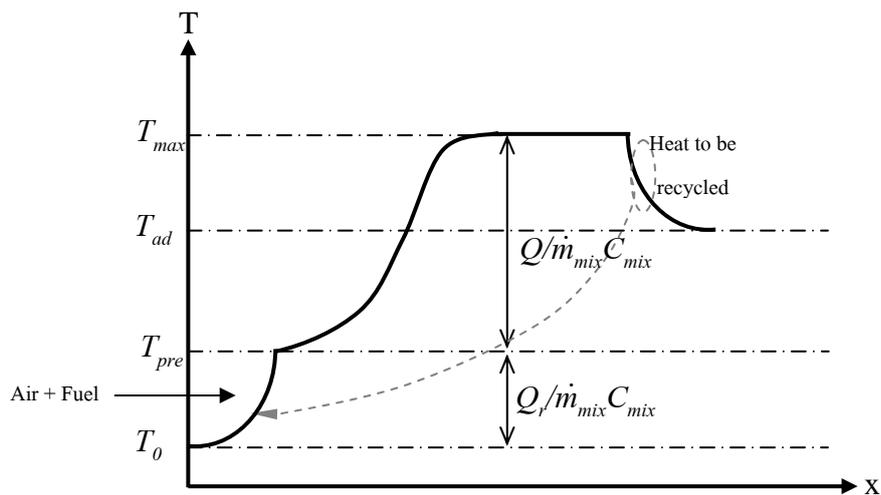
### 3.2 หลักการทำงานการเผาไหม้ที่มีการหมุนเวียนความร้อน



รูปที่ 3.1 เปรียบเทียบอุณหภูมิการเผาไหม้ชนิดที่มีและไม่มี การหมุนเวียนความร้อน

รูปที่ 3.1 เปรียบเทียบหลักการทำงานระหว่างระบบที่มีและไม่มี การหมุนเวียนความร้อนขณะที่ยังไม่มี ภาวะความร้อนเข้ามาเกี่ยวข้องเมื่อใช้ปริมาณเชื้อเพลิงเท่ากันพบว่าระบบที่ไม่มี การหมุนเวียนความร้อน เมื่อไอดีไอไหลเข้าทางด้านซ้ายมือและมีการเผาไหม้เกิดขึ้น อุณหภูมิการเผาไหม้จะสูงอยู่ในระดับ หนึ่ง แก๊สไอเสียที่เกิดขึ้นในระบบก็จะไหลออกทางด้านขวา โดยความร้อนจากแก๊สไอเสียไม่ได้ถูก

กักเก็บไว้ใช้ประโยชน์ และเมื่อนำมาทำการเปรียบเทียบกับเส้นบน ซึ่งแสดงระบบที่มีการหมุนเวียนความร้อนจากแก๊สไอเสียมาทำการอุ่นไอดี ทำให้อุณหภูมิการเผาไหม้สูงขึ้น แต่อุณหภูมิสุดท้ายที่ทางออกยังคงเท่าเดิมเหมือนกับกรณีที่ไม่มีการหมุนเวียนความร้อนเพราะต้องหมุนเวียนความร้อนจากแก๊สไอเสีย มาทำการอุ่นไอดีอย่างต่อเนื่อง ด้วยเหตุนี้ระบบที่มีการหมุนเวียนความร้อนจะให้อุณหภูมิการเผาไหม้และอัตราการเผาไหม้ที่สูงกว่าระบบที่ไม่มีการหมุนเวียนความร้อน เมื่อทำการเปรียบเทียบในกรณีอุณหภูมิสูงสุดของการเผาไหม้เท่ากัน พบว่าปริมาณเชื้อเพลิงซึ่งใช้ในระบบที่มีการหมุนเวียนความร้อนจะต่ำกว่าระบบที่ไม่มีการหมุนเวียนความร้อน จึงประหยัดพลังงานได้มากกว่า นอกจากนี้ระบบการเผาไหม้ที่มีการหมุนเวียนความร้อนยังทำให้ได้ค่าความเร็วในการเผาไหม้ (Burning Velocity) และความเข้มในการเผาไหม้ที่สูง (High Combustion Intensity) ทำให้สามารถออกแบบให้เตาเผาไหม้ที่มีขนาดเล็กกะทัดรัด ทั้งยังช่วยขยายขอบเขตการเผาไหม้ (Flammability Limits) ให้กว้างขึ้นเหมาะแก่การนำไปเผาไหม้เชื้อเพลิงที่มีความร้อนน้อยๆ ที่ไม่สามารถทำการเผาไหม้ในระบบปกติได้



รูปที่ 3.2 แสดงระบบการเผาไหม้ที่มีการหมุนเวียนความร้อน

รูปที่ 3.2 แสดงระบบการเผาไหม้ที่มีการหมุนเวียนความร้อน โดยความร้อนหมุนเวียนในระบบ จะช่วยในการอุ่นส่วนผสมของอากาศและเชื้อเพลิงให้มีอุณหภูมิสูงขึ้นจากอุณหภูมิเริ่มต้น  $T_0$  ไปเป็น  $T_{pre}$  ดังแสดงในสมการที่ 3.1

$$Q_r = \dot{m}_{mix} \cdot C_{mix} \cdot (T_{pre} - T_0) \quad (3.1)$$

$$T_{pre} = \frac{Q_r}{\dot{m}_{mix} \cdot C_{mix}} + T_0 \quad (3.2)$$

เมื่อเกิดการเผาไหม้ขึ้น เชื้อเพลิงก็จะปลดปล่อยความร้อนออกมาในปริมาณ  $Q$  ซึ่งจะช่วยยกระดับอุณหภูมิของส่วนผสมของอากาศและเชื้อเพลิง ให้มีอุณหภูมิสูงขึ้นจาก  $T_{pre}$  ไปเป็น  $T_{max}$  ดังแสดงในสมการที่ 3.2

$$Q = \dot{m}_{mix} \cdot C_{mix} \cdot (T_{max} - T_{pre}) \quad (3.3)$$

จัดรูปสมการที่ 3.3 ใหม่ โดยแทนค่าสมการที่ 3.2 ลงไปจะได้

$$T_{max} = \frac{Q}{\dot{m}_{mix} \cdot C_{mix}} + T_{pre} \quad (3.4)$$

$$T_{max} = \frac{Q}{\dot{m}_{mix} \cdot C_{mix}} + \left[ \frac{Q_r}{\dot{m}_{mix} \cdot C_{mix}} + T_0 \right] \quad (3.5)$$

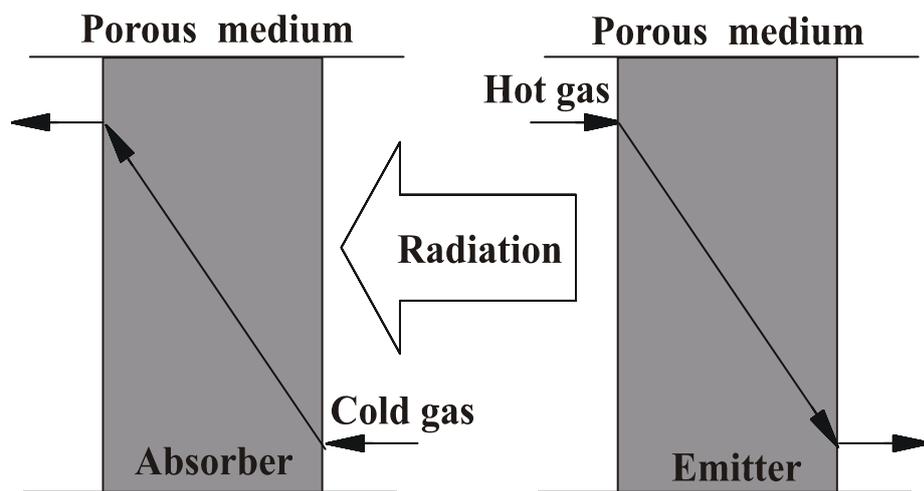
สมการที่ 3.5 จะแสดงให้เห็นอุณหภูมิสูงสุดของการเผาไหม้ของระบบการเผาไหม้ที่มีการหมุนเวียนความร้อน ในเทอมของค่าความร้อนหมุนเวียนของระบบ พบว่าถ้าให้ความร้อนหมุนเวียนในระบบมีค่าเป็นศูนย์ กล่าวคือระบบไม่มีการหมุนเวียนความร้อน จะให้ค่าอุณหภูมิสูงสุดของการเผาไหม้เท่ากับอุณหภูมิเปลวไฟแอดียแบดิก และค่าอุณหภูมิสูงสุดของการเผาไหม้จะมีค่าสูงขึ้น เมื่อความร้อนหมุนเวียนของระบบมีค่าสูงขึ้น

### 3.3 การหมุนเวียนความร้อนโดยการเปลี่ยนรูปความร้อนระหว่างการพาความร้อน

#### ร้อนและแผ่รังสีความร้อนในวัสดุพรุน

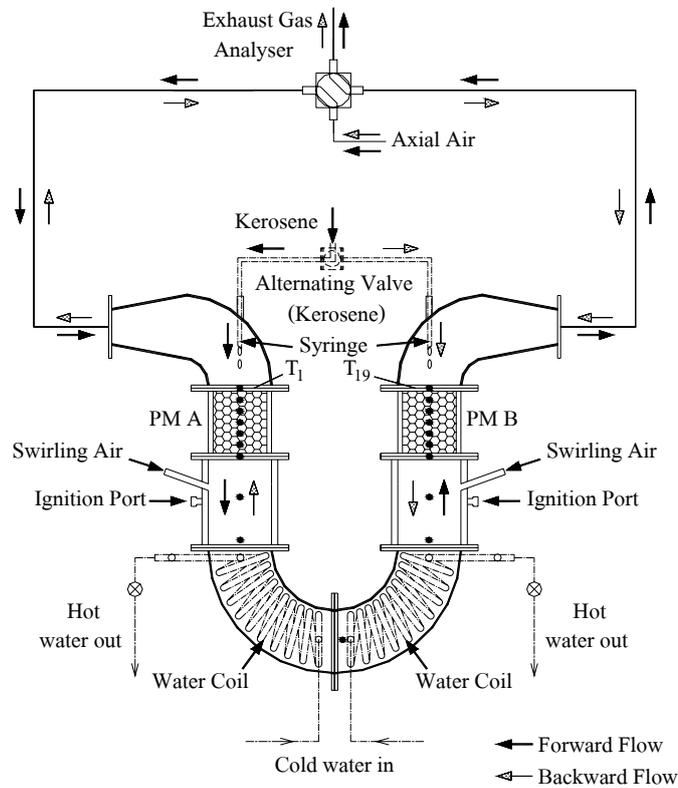
วัสดุพรุนเป็นวัสดุที่มีพื้นที่ผิวต่อปริมาตรสูง สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูง สัมประสิทธิ์การดูดกลืนรังสีความร้อนสูง และทนต่อสภาวะที่มีอุณหภูมิสูงๆ ได้ คุณสมบัติที่สำคัญของวัสดุพรุนคือสามารถที่จะเปลี่ยนพลังงานกลับไปกลับมาระหว่างเอนทัลปีของแก๊สและการแผ่รังสีความร้อนได้ เนื่องจากวัสดุพรุนมีอัตราส่วนพื้นที่ผิวต่อปริมาตรสูงมาก (Surface Area to Volume Ratio) ดังนั้นในการถ่ายเทความร้อนจึงเป็นไปอย่างมีประสิทธิภาพ จึงถือได้ว่าวัสดุพรุนเป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger) ที่มีประสิทธิภาพสูง โดยมีหลักการการทำงานดังนี้คือ เมื่อแก๊สร้อนไหลผ่านวัสดุพรุนอันขวาดังแสดงในรูปที่ 3.3 วัสดุพรุนดังกล่าวจะทำหน้าที่เป็นตัวดูดกลืนเอนทัลปีของแก๊สร้อนเอาไว้ส่วนหนึ่ง แล้วเปลี่ยนพลังงานส่วนที่ดูดกลืนมานี้ไปเป็นการแผ่รังสีความร้อน ซึ่งเรียกลักษณะเช่นนี้ว่าเป็นตัวแผ่รังสี (Emitter) แผ่รังสีสวนทางกับการไหลของแก๊สร้อนมายังวัสดุพรุนอีกด้านหนึ่งซึ่งทำหน้าที่เป็นตัวรับรังสี (Absorber) ดังนั้นอากาศร้อนที่ไหลผ่านตัวแผ่รังสีจะมีอุณหภูมิ

ลดลง และเมื่อมีอากาศเย็นไหลผ่านตัวรับรังสีอากาศเย็นก็จะดูดเอาความร้อนที่ถูกดูดกลืนไว้ทำให้  
 อากาศมีค่าเอนทัลปีและอุณหภูมิสูงขึ้น จากหลักการดังกล่าวถ้านำตัวแผ่รังสีและตัวรับรังสีมาอยู่ชิด  
 กัน แล้วให้อิเสียมซึ่งมีอุณหภูมิสูงที่เกิดจากการเผาไหม้ไหลผ่านวัสดุพรุนตัวที่ทำหน้าที่เป็นตัวแผ่รังสี  
 แล้วเอาอากาศเย็นที่จะใช้ในการเผาไหม้ไหลผ่านวัสดุพรุนที่ทำหน้าที่เป็นตัวรับรังสี ซึ่งจะส่งผลให้  
 เกิดการหมุนเวียนความร้อนจากอิเสียมมาสู่อากาศเผาไหม้ได้อย่างมีประสิทธิภาพโดยอาศัยวัสดุพรุน  
 เป็นตัวกลาง (ดูรูปที่ 3.3 ประกอบ) คาดว่าระบบดังกล่าวจะมีประสิทธิภาพในการเผาไหม้เพิ่มสูงขึ้น  
 เนื่องจากผลของการอุ่นอากาศ (Preheat) ที่มีประสิทธิภาพ ส่งผลให้การเผาไหม้มีความสมบูรณ์  
 ยิ่งขึ้น ทั้งนี้ยังทำให้ได้ค่าความเร็วในการเผาไหม้ (Burning Velocity) และให้ความเข้มการเผาไหม้สูง  
 (High Combustion Intensity) ทำให้สามารถออกแบบให้เตาเผาไหม้มีขนาดกะทัดรัด นอกจากนี้ยัง  
 ช่วยขยายขอบเขตการเผาไหม้ได้ (Flammability Limits) กว้างขึ้น



รูปที่ 3.3 หลักการทำงานของวัสดุพรุน

### 3.4 การเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวในวัสดุพอร์นชนิดสลับทิศทางการไหลของอากาศ อย่างเป็นจังหวะ (CFRC)



รูปที่ 3.4 หลักการทำงานของเตาเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวในวัสดุพอร์นชนิดสลับทิศทางการไหลของอากาศอย่างเป็นจังหวะ

รูปที่ 3.4 แสดงหลักการทำงานของเตาเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวในวัสดุพอร์นชนิดสลับทิศทางการไหลของอากาศอย่างเป็นจังหวะซึ่งเป็นงานหลักของการวิจัยในครั้งนี้ โดยที่ลักษณะเตาเผาไหม้จะประกอบไปด้วยท่อรูปตัว U วางในแนวตั้งและมีแผ่นวัสดุพอร์นสองชั้นติดตั้งอยู่ภายในโดยที่ชั้นแรกจะติดอยู่บริเวณทางด้านซ้าย (Porous Medium A) และอีกชั้นจะติดบริเวณทางด้านขวา (Porous Medium B) มีวาล์วเพื่อควบคุมทิศทางการไหลของเชื้อเพลิงเหลว และอากาศอย่างเป็นจังหวะ เชื้อเพลิงเหลวจะหยดลงมาที่ผิวด้านบนของชั้นวัสดุพอร์นพร้อมอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้ถูกป้อนเข้ามาตามแนวแกนของเตา โดยในจังหวะ Forward Flow อากาศและเชื้อเพลิงเหลวจะถูกป้อนเข้ามาพร้อมกันทางด้านซ้าย (Porous Medium A) ซึ่งเชื้อเพลิงจะไหลซึมผ่านชั้นของวัสดุพอร์นและมีอุณหภูมิสูงขึ้นเนื่องจากการถ่ายเทความร้อนจากวัสดุพอร์นร้อนทางด้านต้นน้ำ ซึ่งวัสดุพอร์นทางด้านต้นน้ำได้รับการ

ถ่ายเทความร้อนจากวัสดุพอร์นบริเวณที่เกิดการเผาไหม้ (Flame Zone) ด้วยการแผ่รังสีความร้อนและการนำความร้อนในเนื้อวัสดุพอร์น ทำให้เชื้อเพลิงเหลวมีอุณหภูมิสูงขึ้นจากอุณหภูมิห้องจนถึงจุดเดือดแล้วเกิดการระเหยกลายเป็นไอและผสมคลุกเคล้ากับอากาศ แล้วเกิดการเผาไหม้เกิดขึ้นอย่างสมบูรณ์ภายในชั้นวัสดุพอร์น A หลังจากนั้นไอเสียนั้นจะไหลไปตามท่อและโค้งขึ้นไปไหลผ่านวัสดุพอร์น B วัสดุพอร์นดังกล่าวจะดูดซับความร้อนบางส่วนจากไอเสียไว้จนทำให้ไอเสียมีอุณหภูมิลดลงแล้วระบายออกสู่ภายนอก ความร้อนที่วัสดุพอร์น B เก็บกักไว้นี้จะถูกนำไปใช้ในการอุ่นและระเหยกลายเป็นไอของเชื้อเพลิงเหลวในจังหวะการไหลแบบ Backward ต่อไป ซึ่งจะก่อให้เกิดการหมุนเวียนความร้อนภายในห้องเผาไหม้จากแก๊สไอเสียไปสู่ไอดีได้อย่างมีประสิทธิภาพโดยระยะเวลาที่ใช้สลับทิศทางการไหลของเชื้อเพลิงและอากาศเรียกว่า Half-period

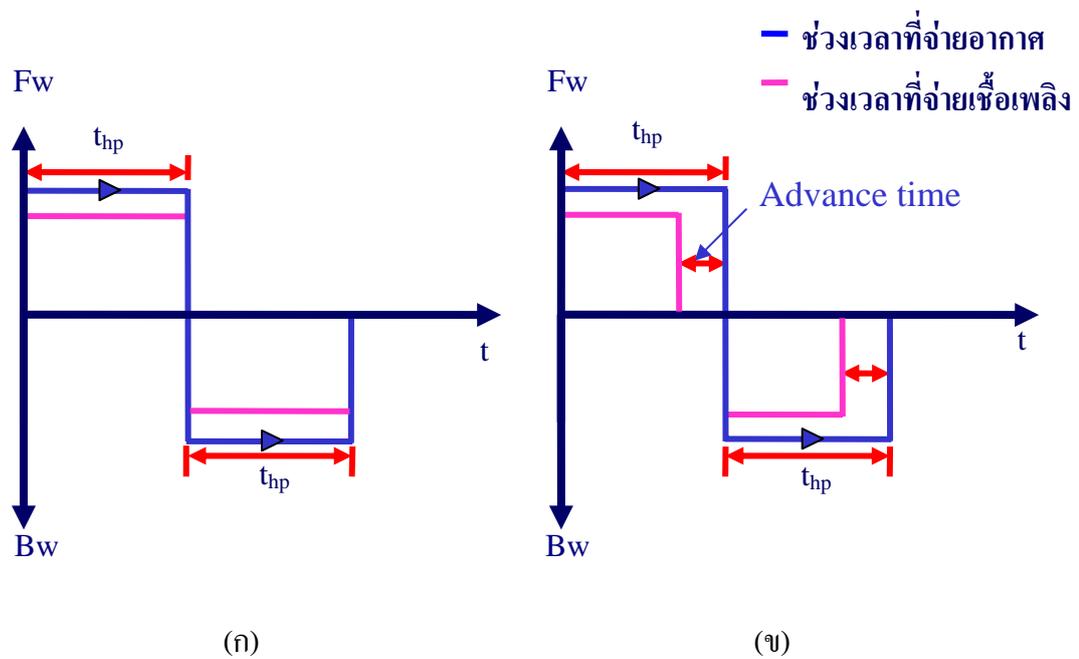
การเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวภายในชั้นวัสดุพอร์น (Combustion within Porous Medium) มีข้อดีหลายประการเมื่อเทียบกับการเผาไหม้ภายนอกชั้นวัสดุพอร์น (Conventional Surface Flame Type Burning) กล่าวคือ มีการหมุนเวียนความร้อนจากไอเสียมระเหย (Evaporate) เชื้อเพลิงเหลวและอุ่น (Preheat) อากาศในเวลาเดียวกัน ซึ่งจะทำให้ได้การเผาไหม้ที่มีความสมบูรณ์ยิ่งขึ้น มีค่าความเข้มในการเผาไหม้สูงขึ้น แต่อุณหภูมิการเผาไหม้ค่อนข้างต่ำ เนื่องจากความร้อนที่เกิดขึ้นจากการเผาไหม้จะถูกถ่ายเทจากเปลวไฟมายังชั้นวัสดุพอร์นเพื่อเป็นความร้อนแฝงในการระเหยอย่างทันทีทันใด ทำให้ค่า  $NO_x$  ต่ำ ในขณะที่ CO ก็ยังมีค่าต่ำเนื่องจากผลของการอุ่นอากาศช่วยส่งเสริมการเผาไหม้ นอกจากนี้การเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวภายในชั้นวัสดุพอร์นยังให้ค่าฟลักซ์ความร้อนการแผ่รังสีบริเวณท้ายน้ำ (Radiant Heat Flux Output) ที่ค่อนข้างสูง

### 3.5 หลักการทำงานของ Advance Time ( $t_{ad}$ )

จากการวิเคราะห์ผลการทดลองที่ผ่านมา เราจึงได้ตั้งสมมุติฐานถึงการเกิดช่วง Peak ของการเกิด CO ดังกล่าวไว้ 2 ประการ ประการแรก คือเกิดจากการปรับตัวในช่วงเริ่มต้นของการเผาไหม้ในทุกๆวัฏจักร เพราะว่าเชื้อเพลิงเหลวกับอากาศยังคลุกเคล้ากันไม่ได้ดี ประการที่สองเกิดจากการที่เชื้อเพลิงเหลวหยดสุดท้ายยังไม่ได้เกิดการเผาไหม้แต่มีการสลับทิศทางการเผาไหม้ไปก่อนแล้วทำให้มีเชื้อเพลิงเหลวตกค้างอยู่ไหลออกไปกับไอเสีย

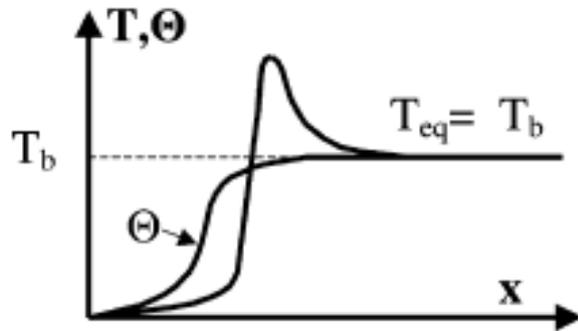
หลักการแก้การเกิด Peak ของ CO ในจังหวะเริ่มต้นของการเผาไหม้ ต้องมีการตัดเชื้อเพลิงเหลวก่อนที่จะมีการสลับทิศทางการเผาไหม้เพื่อให้เชื้อเพลิงเหลวส่วนที่เหลือถูกเผาไหม้จนหมด จึงเป็นหลักการทำงานของ Advance Time โดยเราสามารถอธิบายหลักการทำงานของ Advance Time ได้ดังรูปที่ 3.5 โดยการทดลองแบบเดิมจะให้การจ่ายอากาศและเชื้อเพลิงเหลวในช่วงเริ่มต้นวัฏจักรพร้อมๆกันเมื่อถึงเวลาสลับทิศทางการเผาไหม้อากาศและเชื้อเพลิงเหลวก็จะจ่ายพร้อมกันและเป็นอย่างนี้ไปในทุกๆ

จังหวะของการเผาไหม้ การปรับปรุงทำได้โดยการจ่ายอากาศและเชื้อเพลิงเหลวในช่วงเริ่มต้นวัฏจักร พร้อมๆกันแต่พอจนถึงช่วงที่จะมีการสลับทิศทางการเผาไหม้ ได้ทำการตัดเชื้อเพลิงเหลวก่อนหลังจากนั้นอากาศและเชื้อเพลิงเหลวก็จะจ่ายพร้อมกันอีกในต้นวัฏจักรถัดไป ช่วงเวลาที่ตัดเชื้อเพลิงเหลวก่อนที่จะสลับทิศทางการเผาไหม้ เรียกว่า Advance Time ( $t_{ad}$ )



รูปที่ 3.5 ไดอะแกรมการจ่ายอากาศและเชื้อเพลิงเหลว (ก) แบบเดิม (ข) แบบที่จะปรับปรุง

### 3.6 การเผาไหม้ในวัสดุพอรนของระบบที่เปลวไฟมีและไม่มีเคลื่อนที่ [15, 16]



รูปที่ 3.6 โครงสร้างทางความร้อนของระบบการเผาไหม้ในวัสดุพอรนที่เปลวไฟไม่มีเคลื่อนที่

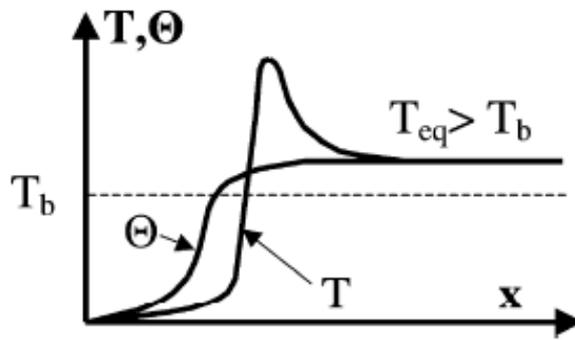
$T_b$  = Temperature of Laminar Flame

$T_{eq}$  = Equilibrium Temperature

$T$  = Temperature of Gas

$\Theta$  = Temperature of Solid

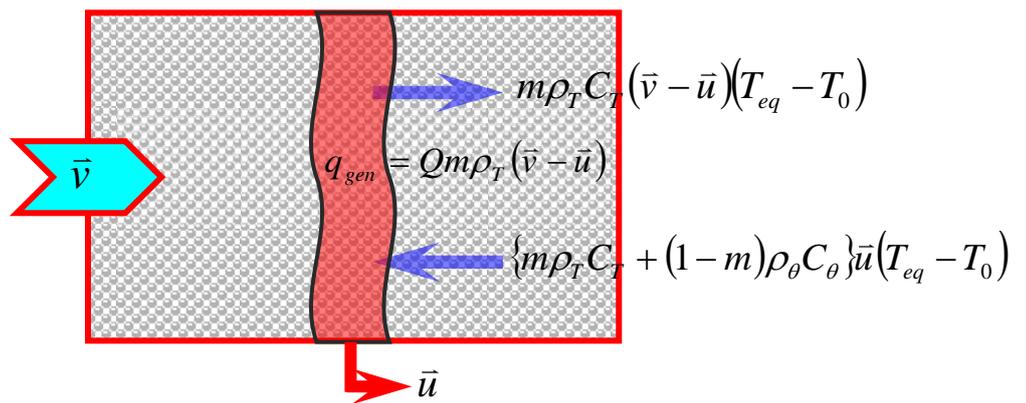
รูปที่ 3.6 แสดงถึงโครงสร้างทางความร้อนของระบบการเผาไหม้ในวัสดุพอรนที่เปลวไฟไม่มีเคลื่อนที่ (Stabilized Flame) ซึ่งจะพบว่าเมื่อส่วนผสมของอากาศและเชื้อเพลิงไหลผ่านเข้ามาทางด้าน Upstream ของระบบ ส่วนผสมของเชื้อเพลิงและอากาศจะมีอุณหภูมิ ( $T$ ) ที่ต่ำกว่าอุณหภูมิของวัสดุพอรน ( $\Theta$ ) เนื่องจากการนำความร้อน (Conduction) และการแผ่รังสีที่ดีเหนือกว่าของวัสดุพอรน ส่งผลให้ส่วนผสมของอากาศและเชื้อเพลิงถูก Preheat โดยวัสดุพอรนร้อน จนเมื่ออุณหภูมิของส่วนผสมถึง Auto Ignition Temperature ก็จะมีการเผาไหม้เกิดขึ้น โดยจะมีช่วงการเกิด Peak ของอุณหภูมิอยู่ โดยอุณหภูมิที่มีค่า Peak นั้นจะเรียกว่า Super-adiabatic Nonequilibrium Temperature ต่อมาเมื่อระบบเข้าสู่สภาวะสมดุล อุณหภูมิของแก๊สไอเสียจากการเผาไหม้เท่ากับอุณหภูมิของวัสดุพอรน และจะพบว่าอุณหภูมิสุดท้ายของแก๊สไอเสีย Equilibrium Temperature  $T_{eq}$  จะมีค่าเท่ากับ Adiabatic Flame Temperature,  $T_b$  และความร้อนบางส่วนจากแก๊สไอเสียร้อนจะถูกถ่ายเทความร้อนผ่านการนำความร้อนไปทางด้าน Upstream เพื่อช่วยในการ Preheat ส่วนผสมต่อไป



รูปที่ 3.7 โครงสร้างทางความร้อนของระบบการเผาไหม้ในวัสดุพอรุนที่เปลวไฟมีการเคลื่อนที่

รูปที่ 3.7 แสดงถึงโครงสร้างทางความร้อนของระบบการเผาไหม้ในวัสดุพอรุนที่เปลวไฟมีการเคลื่อนที่ พบว่า  $T_{eq}$  จะมีค่ามากกว่า  $T_b$  ทั้งนี้เนื่องจากระบบที่เปลวไฟมีการเคลื่อนที่ วัสดุพอรุนร้อนเสมือนเคลื่อนที่เข้าหาเปลวไฟไปสู่ส่วนผสมของอากาศและเชื้อเพลิงที่เย็นด้านต้นทาง ส่งผลให้ความร้อนจากการเผาไหม้ถ่ายเทไปยังส่วนผสมของอากาศและเชื้อเพลิงได้อย่างมีประสิทธิภาพโดยการพาความร้อน ส่งผลให้เกิดอิทธิพลการอุ่น (Preheating Effect) ที่ดีกว่าระบบการเผาไหม้ในวัสดุพอรุนที่เปลวไฟไม่มีการเคลื่อนที่ เป็นผลให้  $T_{eq}$  มีค่าสูงกว่า  $T_b$

ระบบการเผาไหม้ในวัสดุพอรุนที่เปลวไฟมีการเคลื่อนที่ที่สามารถทำนายหา  $T_{eq}$  ได้ดังนี้



รูปที่ 3.8 ระบบการเผาไหม้ในวัสดุพอรุนที่เปลวไฟมีการเคลื่อนที่

จากระบบข้างต้นเมื่อกำหนดให้ที่ตำแหน่งเปลวไฟ Heat Flux มีค่าคงที่เสมอ ได้

$$\begin{matrix} \textcircled{1} & & \textcircled{2} & & \textcircled{3} \\ m\rho_T C_T (\bar{v} - \bar{u})(T_{eq} - T_0) = Qm\rho_T (\bar{v} - \bar{u}) + \{m\rho_T C_T + (1-m)\rho_\theta C_\theta\} \bar{u}(T_{eq} - T_0) \end{matrix} \quad (3.6)$$

Sensible heat of gas = Reaction heat release + Sensible heat of solid and gas determined by hot porous medium moves from the region of combustion products to region of fresh mixture

- เมื่อ
- $T_{eq}$  = Equilibrium Temperature
  - $T_0$  = Initial Temperature
  - $\bar{u}$  = Combustion Wave Velocity
  - $\bar{v}$  = Interstitial Velocity of Gas Filtration
  - $Q$  = Reaction Heat Release
  - $C_T$  = Heat Capacity of Gas
  - $C_\theta$  = Heat Capacity of Solid
  - $\rho_T$  = Density Capacity of Gas
  - $\rho_\theta$  = Density Capacity of Solid
  - $m$  = Porosity

สมการ (3.6) ตั้งอยู่บนสมมุติฐานสำคัญคือ การถ่ายเทความร้อนระหว่างสถานะดีมาก จนอุณหภูมิของสถานะของแข็งและสถานะแก๊สมีค่าใกล้เคียงกันมาก และกำหนดให้มีค่าเป็น  $T_{eq}$  นอกจากนี้ความหมายเชิงกายภาพของแต่ละเทอมคือ ① ② และ ③ เป็นไปตามที่ระบุ

เมื่อจัดรูปสมการ (3.6) ใหม่ จะสามารถหา  $T_{eq}$  ได้ดังนี้

$$T_{eq} = T_0 + \frac{Qm\rho_T (\bar{v} - \bar{u})}{[m\rho_T C_T (\bar{v} - \bar{u}) - \{m\rho_T C_T + (1-m)\rho_\theta C_\theta\} \bar{u}]} \quad (3.7)$$

$$T_{eq} = T_0 + \frac{Q(\bar{v} - \bar{u})}{C_T (\bar{v} - \bar{u}) - \left\{ C_T + \frac{(1-m)\rho_\theta C_\theta}{m\rho_T} \right\} \bar{u}} \quad (3.8)$$

$$T_{eq} = T_0 + \frac{Q(\bar{v} - \bar{u})}{C_T \left[ (\bar{v} - \bar{u}) - \left\{ 1 + \frac{(1-m)\rho_\theta C_\theta}{m\rho_T C_T} \right\} \bar{u} \right]} \quad (3.9)$$

สมมติให้  $\rho_T C_T \ll \rho_\theta C_\theta$  ดังนั้น

$$T_{eq} = T_0 + \frac{Q(\bar{v} - \bar{u})}{C_T \left[ (\bar{v} - \bar{u}) - \frac{(1-m)\rho_\theta C_\theta \bar{u}}{m\rho_T C_T} \right]} \quad (3.10)$$

$$T_{eq} = T_0 + \frac{Q(\bar{v} - \bar{u})}{C_T \left[ \bar{v} - \left\{ 1 + \frac{(1-m)\rho_\theta C_\theta}{m\rho_T C_T} \right\} \bar{u} \right]} \quad (3.11)$$

กำหนดให้

$$\sigma = \frac{(1-m)\rho_\theta C_\theta}{m\rho_T C_T} \quad (3.12)$$

$$T_{eq} = T_0 + \frac{Q(\bar{v} - \bar{u})}{C_T [\bar{v} - \bar{u}(1 + \sigma)]} \quad (3.13)$$

เนื่องจาก  $\sigma \gg 1$  ดังนั้น

$$T_{eq} \approx T_0 + \frac{Q(\bar{v} - \bar{u})}{C_T |\bar{v} - \sigma \bar{u}|} \quad (3.14)$$

ถ้า  $\bar{u} = 0$  เบลวไฟอยู่กัที่  $T_{eq} = T_0 + \left( \frac{Q}{C_T} \right) = T_b$

$$\bar{u} > 0, T_{eq} > T_0 + \left( \frac{Q}{C_T} \right) > T_b$$

สมการที่ (3.14) สามารถนำมาใช้ทำนายหา  $T_{eq}$  ของระบบการเผาไหม้ในวัสดุพอรุนได้

กำหนดให้

$$\Delta = \frac{m\rho_T C_T \bar{v}}{(1-m)\rho_\theta C_\theta \bar{u}} = \frac{\bar{v}}{\sigma \bar{u}} = \frac{\text{Heat Wave Velocity}}{\text{Combustion Wave Velocity}} \quad (3.15)$$

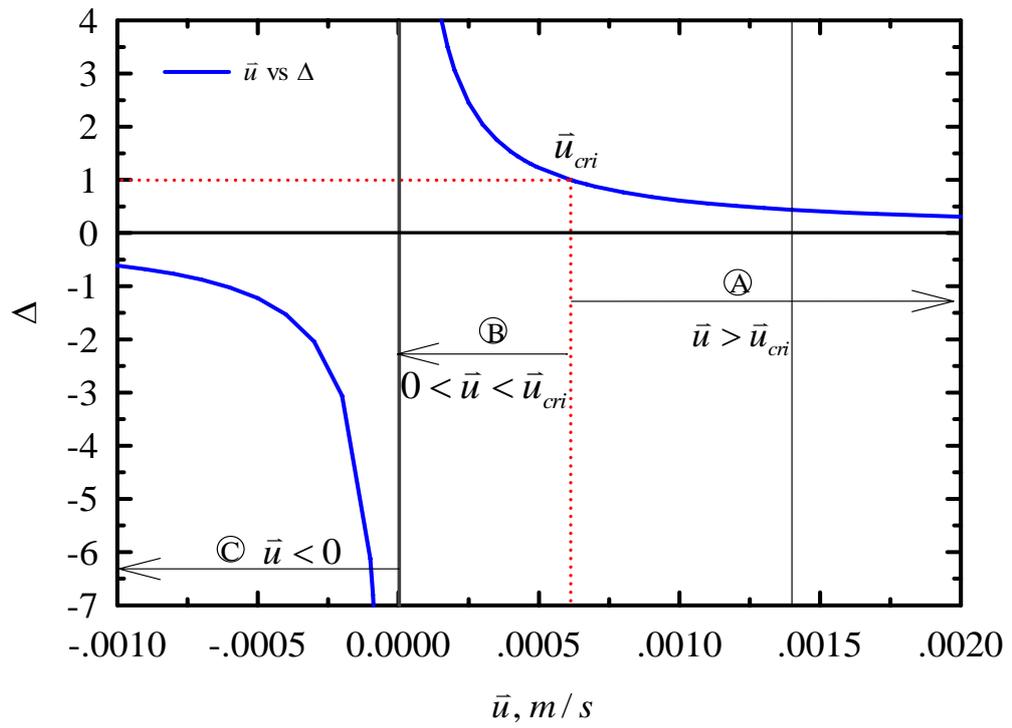
ความหมายเชิงกายภาพของ  $\Delta$  คืออัตราส่วนระหว่าง Heat Capacity of Gas ซึ่งเคลื่อนที่ด้วยความเร็ว  $\bar{v}$  ต่อ Heat Capacity of Solid ซึ่งเคลื่อนที่ด้วยความเร็ว  $\bar{u}$  หรืออีกนัยหนึ่งหมายถึง อัตราส่วนระหว่างความเร็วของคลื่นความร้อน (Heat Wave Velocity) ต่อความเร็วของคลื่นการเผาไหม้ (Combustion Wave Velocity) นั่นเอง

จากสมการ (3.14) จัดใหม่ให้อยู่ในรูปของ  $\Delta$  ได้

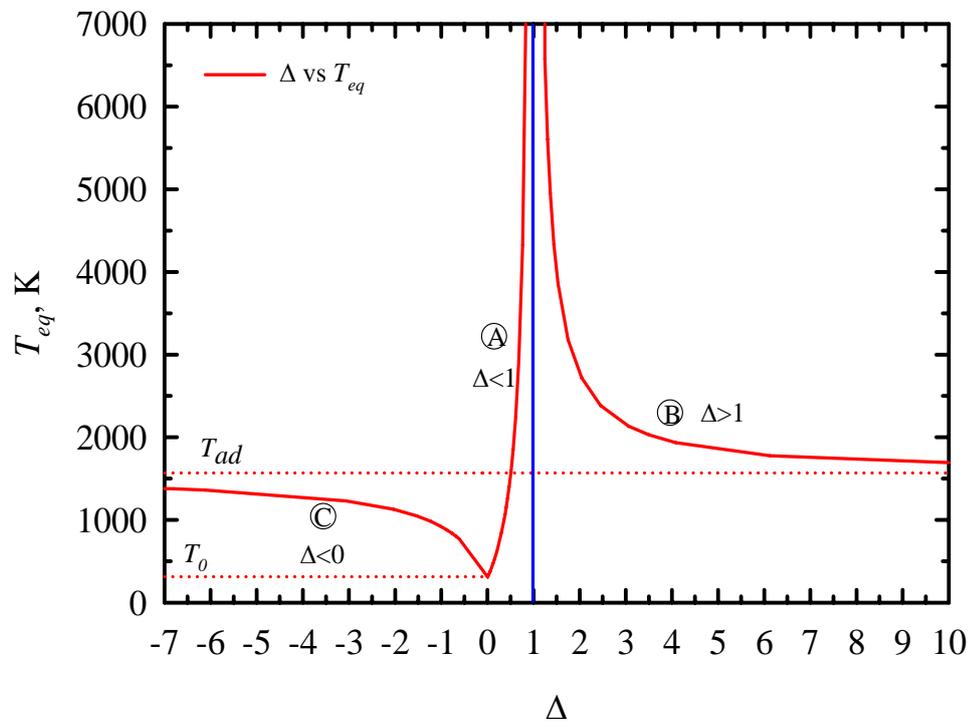
$$T_{eq} \approx T_0 + \frac{Q(\bar{v} - \bar{u})}{C_T \sigma \bar{u} \left[ \frac{\bar{v}}{\sigma \bar{u}} - 1 \right]} \quad (3.16)$$

$$T_{eq} \approx T_0 + \frac{Q(\bar{v} - \bar{u})}{C_T \sigma \bar{u} [\Delta - 1]} \quad (3.17)$$

โดยการกำหนดให้  $\bar{v} = 1.48 \text{ m/s}$  ซึ่งเป็นค่าจากการทดลอง จะได้ความสัมพันธ์ระหว่าง  $\bar{u}$  และ  $\Delta$  เป็นดังรูปที่ 3.9 และได้ค่าความสัมพันธ์ระหว่าง  $T_{eq}$  กับ  $\Delta$  เป็นดังรูปที่ 3.10



รูปที่ 3.9 ความสัมพันธ์ระหว่าง  $\Delta$  และ  $\bar{u}$



รูปที่ 3.10 อิทธิพลของ  $\Delta$  ต่อ  $T_{eq}$

การเผาไหม้ในวัสดุพอรุนที่เปลวไฟมีการเคลื่อนที่นั้นจะมี  $\bar{u}$  อยู่ค่าหนึ่งที่ทำให้  $\Delta = 1$  ในที่นี้จะเรียกว่า  $\bar{u}_{cri}$  จากรูปที่ 3.9 โดย  $\bar{u}$  จะมีอิทธิพลมากต่อความเป็น Super-adiabatic Combustion ซึ่งจะขออธิบายเป็นช่วงๆ ตามรูปที่ 3.9 และ 3.10

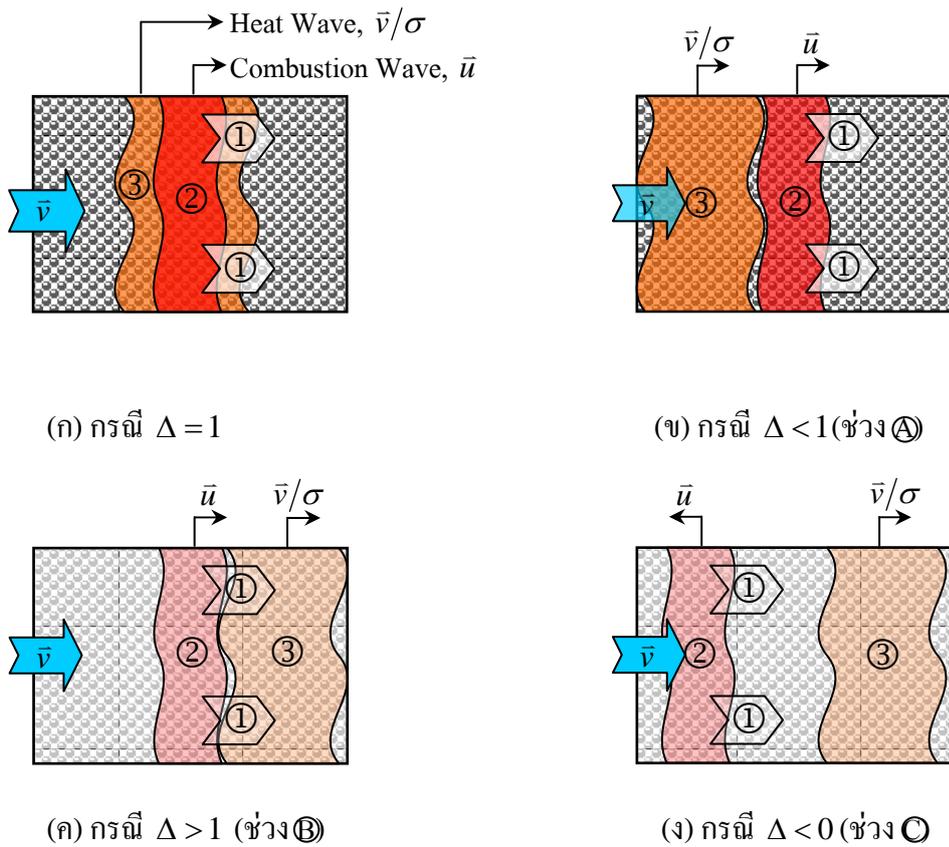
ที่  $\bar{u} = \bar{u}_{cri}$  หรือ  $\Delta = 1$  ความหมายเชิงกายภาพคือ Heat Wave Velocity มีค่าเท่ากับ Combustion Wave Velocity พอดี (รูปที่ 3.11 ก.) ส่งผลให้เกิดอิทธิพลการอุ่นสูงมากจน  $T_{eq} \rightarrow \infty$  ตามรูปที่ 3.10 แต่ในความเป็นจริงแล้วจะไม่สามารถเกิดขึ้นได้เพราะจะขัดแย้งกับกฎ Thermodynamics และการทดลองจริงจะมีการสูญเสียความร้อนภายในระบบ ดังนั้นในช่วงนี้  $T_{eq}$  จะไม่สามารถหาค่าได้

ช่วงที่ ④  $\bar{u} > \bar{u}_{cri}$  หรือ  $\Delta < 1$  ความหมายเชิงกายภาพคือ Combustion Wave เคลื่อนที่เร็วกว่า Heat Wave (รูปที่ 3.11 ข.) ดังนั้นเกิด Preheating Effect น้อยลง เพราะ Combustion Wave หนีห่างส่วนผสมที่เย็น ส่งผลให้  $T_{eq}$  ลดลงเรื่อยๆ จนถึง  $\bar{u}$  ค่าหนึ่งที่ทำให้  $T_{eq} = T_{ad}$  แต่ถ้า  $\bar{u}$  มีค่ามากยิ่งขึ้นไปอีกจะส่งผลให้  $T_{eq}$  มุ่งเข้าสู่  $T_o$  (รูปที่ 3.10) จนกระทั่งเปลวไฟดับไปในที่สุด เพราะไม่มี mixture ที่จะทำให้เกิดปฏิกิริยาต่อไปได้

ช่วงที่ ③  $0 < \bar{u} < \bar{u}_{cri}$  หรือ  $\Delta > 1$  ความหมายเชิงกายภาพคือ Heat Wave เคลื่อนที่เร็วกว่า Combustion Wave (รูปที่ 3.11 ค.) เกิด Preheating Effect น้อยลง  $T_{eq}$  จะลดลงตาม  $\Delta$  ที่เพิ่มขึ้น (รูปที่ 3.10) หรือ  $\bar{u}$  ลดลง เมื่อ  $\bar{u}$  ลดลงเข้าใกล้ 0  $T_{eq}$  จะเข้าใกล้  $T_{ad}$  เสมือนหนึ่งเป็น Stable Flame นั้นเอง

ช่วงที่ ②  $\bar{u} < 0$  หรือ  $\Delta < 0$  ความหมายเชิงกายภาพคือ Combustion Wave สวนทางกับ Heat Wave (รูปที่ 3.11 ง.) ไม่ก่อให้เกิด อิทธิพลของการ Preheating ส่งผลให้  $T_{eq}$  มีค่าต่ำกว่า  $T_{ad}$  เสมอ เมื่อ  $\bar{u}$  เคลื่อนที่ย้อนกลับเข้าหาส่วนผสมด้วยค่าที่มากขึ้น  $T_{eq}$  จะยิ่งเข้าใกล้  $T_{ad}$  มากเท่านั้น เสมือนหนึ่งเป็นการลามของเปลวไฟในส่วนผสมที่อยู่กับที่นั่นเอง

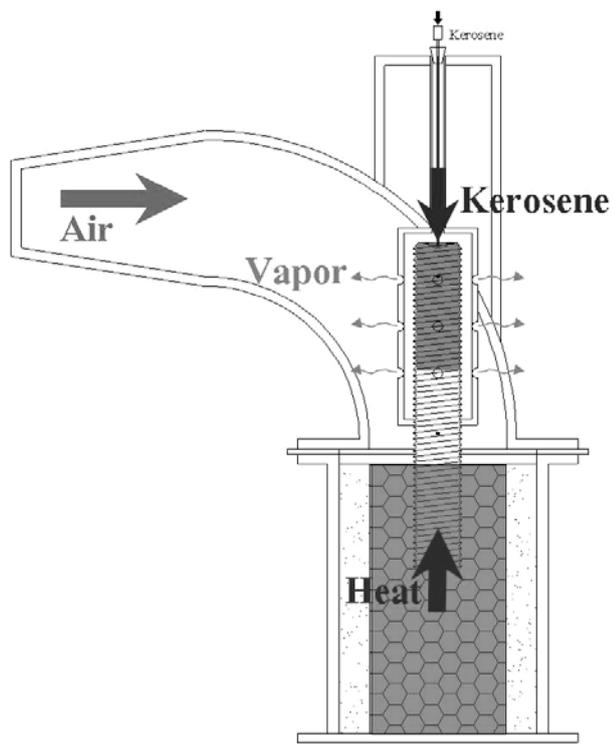
สรุปคือความเป็น Super-adiabatic Combustion นั้นจะเกิดขึ้นเมื่อ  $\bar{u} \rightarrow \bar{u}_{cri}$  หรือ  $\Delta \rightarrow 1$  ยิ่ง  $\Delta$  เข้าใกล้ 1 มากเท่าไรก็จะส่งผลให้  $T_{eq}$  มีค่าเหนือกว่า Adiabatic Flame Temperature มากขึ้นเท่านั้น แต่  $\Delta$  ไม่สามารถมีค่าเป็น 1 เพราะ  $T_{eq}$  หาค่าไม่ได้ดังกล่าวข้างต้น



รูปที่ 3.11 ความสัมพันธ์ระหว่างตำแหน่งของ Heat Wave และ Combustion Wave ที่ค่า  $\Delta$  ต่างๆกัน

### 3.7 การ Pre-Vaporization

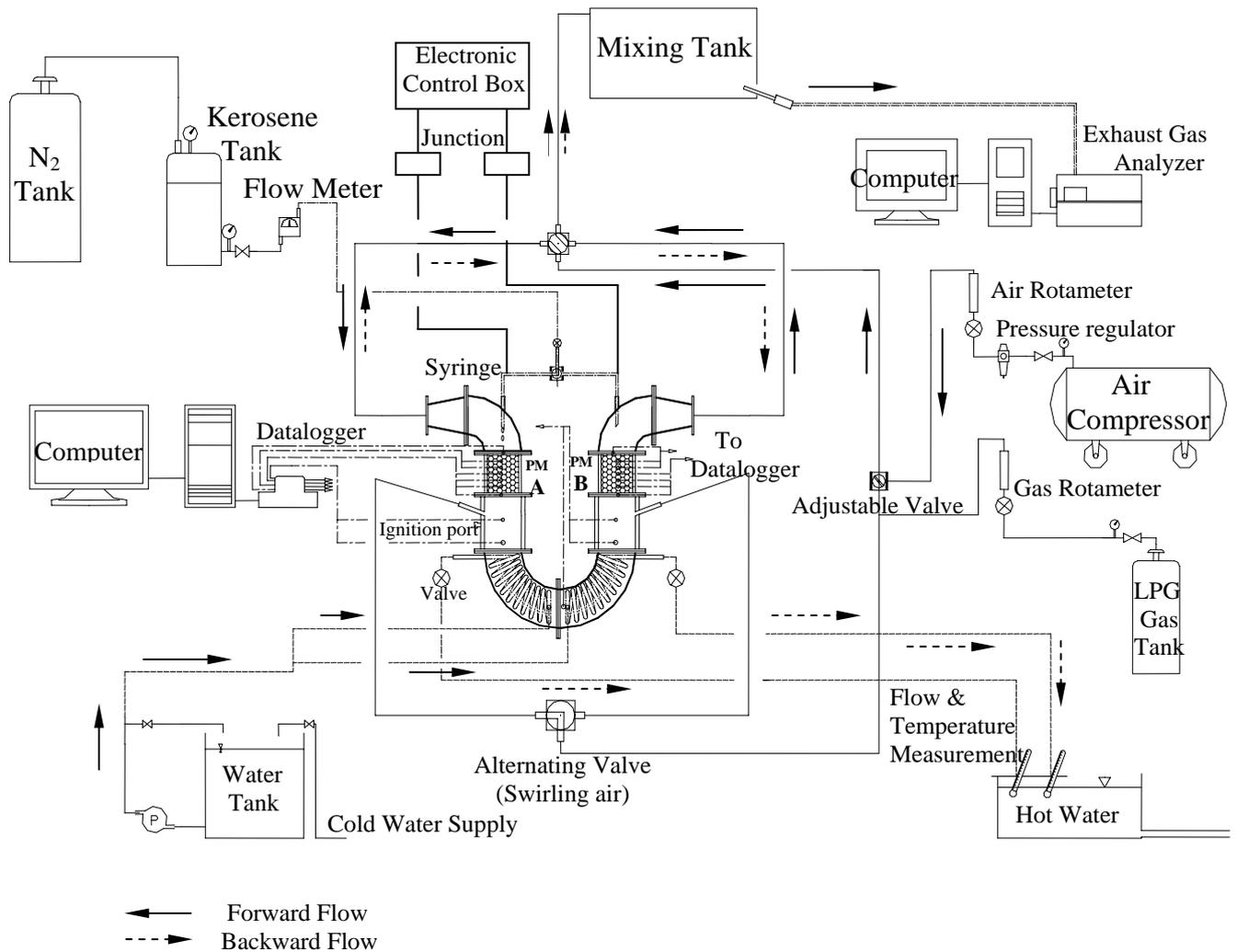
Pre-Vaporization เป็นหลักการที่นำมาใช้เพื่อลดปริมาณ CO แนวคิดคือทำการระเหยน้ำมันเชื้อเพลิงเหลวให้กลายเป็นไวก่อนเข้าสู่ชั้นวัสดุพรุน เพื่อให้ทั้งเชื้อเพลิงเหลว และอากาศอยู่ในสถานะเดียวกัน ซึ่งจะช่วยให้การคลุกเคล้าระหว่างไอน้ำมันและเชื้อเพลิงมีความเป็นเนื้อเดียวกัน (Homogeneous) มากขึ้น และคาดว่าจะส่งผลให้ปริมาณ CO มีค่าลดลงได้ ในการทดลองจะอาศัยแท่งระเหย (Evaporation Rod) ซึ่งเป็นแท่งเหล็กที่ได้รับการกลึงเป็นเกลียวมาช่วยในการระเหยน้ำมันเชื้อเพลิง ซึ่งแท่งระเหยนี้จะถูกฝังลงในชั้นวัสดุพรุน เพื่อให้ความร้อนจากชั้นวัสดุพรุนเกิดการนำความร้อนมายังแท่งระเหยได้อย่างต่อเนื่องดังรูปที่ 3.10 โดยในการทดลองจะทำการหยดน้ำมันลงบนแท่งระเหย เพื่อให้ น้ำมัน ไหลตามร่องเกลียว เกิดการหน่วงเวลาให้เกิดการระเหยกลายเป็นไอ และไอน้ำมันก็จะผสมกับอากาศที่เข้ามาตามแนวแกน และเกิดการเผาไหม้ในชั้นวัสดุพรุนต่อไป



รูปที่ 3.12 การจัดวางแท่งระเหยลงในชั้นวัสดุพรุน

## บทที่ 4 อุปกรณ์และวิธีการทดลอง

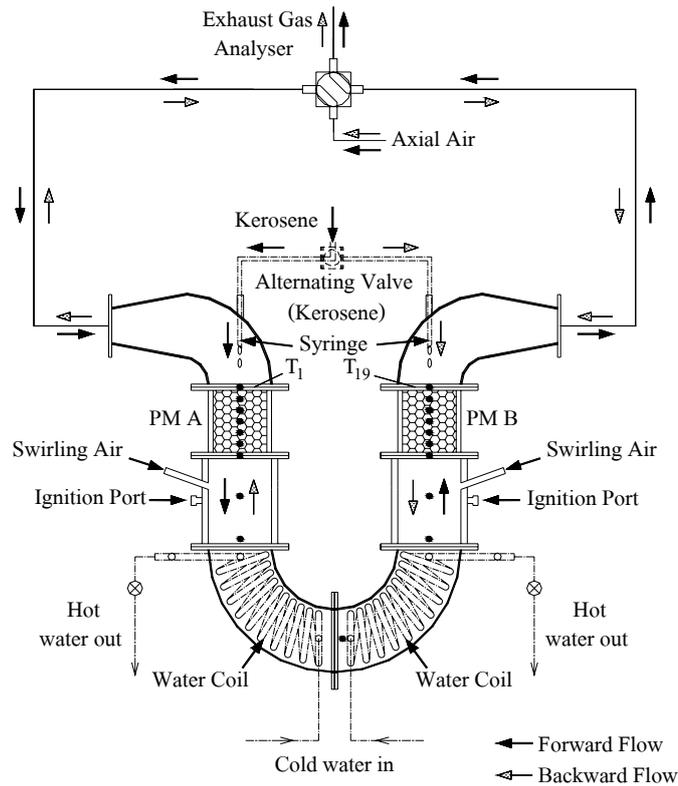
### 4.1 อุปกรณ์ทดลองสำหรับการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวแบบ CFRC



รูปที่ 4.1 Schematic Diagram การทดลองการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวแบบ CFRC

ร่วมกับภาวะความร้อนแบบ Water Coils

รูปที่ 4.1 แสดง Schematic Diagram ของอุปกรณ์และเครื่องมือที่ใช้ในการทดลองทั้งหมด อุปกรณ์ที่สำคัญคือเตาเผาไหม้ที่มีลักษณะเป็นท่อรูปตัว U ดังแสดงในรูปที่ 4.2 โดยท่อทำจากสแตนเลสทั้งหมด และมีการหุ้มฉนวนด้านนอกด้วยเซรามิกไฟเบอร์ตลอดทั้งเตา เตามีส่วนประกอบที่สำคัญ 4 ส่วนคือ



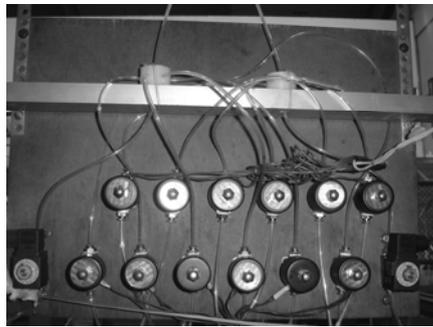
รูปที่ 4.2 อุปกรณ์การทดลองการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวแบบ CFRC ร่วมกับภาระความร้อนแบบ Water Coils

4.1.1 บริเวณวัสดุพรุน (Porous Medium, PM) ในส่วนนี้จะเรียกว่า Porous Burner ซึ่งมีอยู่ 2 ข้างเมื่อตัวหนึ่งทำงานเป็นหัวเผาอีกตัวหนึ่งจะทำงานเป็นตัวกักเก็บความร้อนสลับกันไปดังรูป 4.2 คือบริเวณวัสดุพรุน A (PM A) และ วัสดุพรุน B (PM B) ซึ่งในการทดลองใช้ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง,  $\varnothing = 114$  มม มีความยาว BL (Bed Length) = 150 mm ในการทดลองใช้ขนาดห้องเผาไหม้  $d_p = 70$  mm ถัดจากห้องเผาไหม้จะฉาบด้วยปูนทนไฟ โดยความหนาของปูนทนไฟ 16 mm ภายในห้องเผาไหม้ทั้งด้าน A และ B จะบรรจุก้อนหินขนาด 10 mm ที่ใช้เป็นวัสดุพรุน ซึ่งวัสดุพรุนจะเป็นตัวช่วยในการระเหย การอุ่นไอดี การเผาไหม้ และกักเก็บความร้อนไว้ใช้ภายในระบบเพื่อก่อให้เกิดการหมุนเวียนความร้อน

4.1.2 ห้องเผาไหม้ (Combustor) บริเวณห้องเผาไหม้จะมีท่อนที่จ่ายลม Swirl Air ที่อยู่ระหว่างหัวเผาวัสดุพรุน (Porous Burner) และ ห้องภาระความร้อน มี 2 ข้างในส่วนนี้จะมี Ignition Port เพื่อช่วยในการจุดเตาเริ่มต้นใช้ในการอุ่นตัวเตาในระบบ

4.1.3 ห้องภาระความร้อน (Thermal Load Chamber) อยู่บริเวณ U Tube เป็นภาระความร้อนแบบ Water Coils ทำจากท่อสแตนเลสขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ 10 mm และมีเส้นผ่านศูนย์กลางของวงวด 50 mm ขดอยู่ภายในท่อสแตนเลส โค้งรูปตัว U มี 2 ชุดแยกเป็นอิสระกัน

4.1.4 ชุดเข็มหยคน้ำมันเชื้อเพลิงและชุดควบคุม (Needle and Control Unit) ทำการติดตั้งเข็มหยคน้ำมันจำนวน 3 เข็มในการทดลองครั้งแรก และ 6 เข็มในการทดลองครั้งที่สองบริเวณท่อจ่ายอากาศ โดยทำการจัดวางอย่างสมมาตรกับพื้นที่ผิวของวัสดุพอรุน การหยดของน้ำมันเชื้อเพลิงจะถูกควบคุมด้วย Solenoid Valve ดังรูป 4.3 ซึ่งทำงานภายใต้การควบคุมของกล่องควบคุมอีกครั้ง ดังรูป 4.4



รูปที่ 4.3 Solenoid Valve



รูปที่ 4.4 Electronic Control Box

## 4.2 เครื่องมือและอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง

4.2.1 ระบบจ่ายเชื้อเพลิง (Fuel Supply) มีเชื้อเพลิงแก๊สที่มีส่วนสำคัญใช้ในการอุ่นเตาอุปกรณ์ที่สำคัญคือ Gas Rota meter ในวัดปริมาณเชื้อเพลิงแก๊ส ส่วนเชื้อเพลิงเหลวที่ใช้ในการทดลองเป็นน้ำมันก๊าด (Kerosene) อุปกรณ์ในส่วนนี้ประกอบด้วย

1. ถังไนโตรเจน ( $N_2$  Tank) เพื่อเพิ่มแรงดันให้แก่ น้ำมันในการจ่ายเข้าระบบ
2. ถังเก็บน้ำมันก๊าด (Kerosene) เพื่อเก็บน้ำมันก๊าดไว้จ่ายในระบบ
3. อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของน้ำมันก๊าด (Flow Meter) เพื่อวัดอัตราการไหลเชื้อเพลิง
4. ก่อคลุมควบคุมอิเล็กทรอนิกส์และโซลินอยด์วาล์ว ที่ทำหน้าที่ในการควบคุมจังหวะการหยุดน้ำมันเชื้อเพลิงของเข็ม
5. เข็มฉีดยา (Syringe) เพื่อใช้ในการฉีดเชื้อเพลิงให้แตกตัวอย่างหยาบๆเข้าไปในวัสดุพรุนในการเผาไหม้

4.2.2 ระบบจ่ายอากาศ (Air Supply) เพื่อจ่ายอากาศในการเผาไหม้ อากาศจะเข้าระบบ 2 ทาง คือ Axial Air จะใช้ในการทดลองทั้งหมด และ Swirl Air จะใช้เพื่อช่วยจุดและอุ่นเตาเท่านั้น อุปกรณ์ในส่วนนี้ประกอบด้วย

1. Air Compressor เพื่อใช้เป็นแหล่งจ่ายอากาศเข้ามาในระบบ
2. Pressure Regulator เพื่อช่วยให้อากาศเข้ามาในระบบคงที่
3. Air Rotameter เพื่อวัดอัตราการไหลของอากาศที่เข้ามาผสมกับเชื้อเพลิง
4. Adjustable Valve เป็นวาล์วปรับอัตราส่วน Axial Air และ Swirling Air
5. Alternating Valve (Air) วาล์วสลับทิศทางอากาศ มี 2 ตัวคือวาล์วสลับทิศทางของอากาศแบบแนวแกน (Alternating Valve (Axial Air)) และวาล์วสลับทิศทางของอากาศ Swirl (Alternating Valve (Swirling Air)) เพื่อทำการเปลี่ยนทิศทางการไหลของอากาศทั้งสองชนิดเข้าสู่เตาอย่างเป็นจังหวะ

4.2.3 ระบบจ่ายน้ำ (Water Supply) เพื่อจ่ายน้ำเข้าระบบการเผาไหม้เป็นภาวะความร้อนประกอบด้วย

1. Water Tank เป็นถังเก็บน้ำเพื่อจ่ายเข้าระบบเป็นภาวะความร้อน
2. Pump น้ำเพื่อเพิ่มแรงดันในระบบเข้า Water Coil 2 ชุดที่แยกอิสระต่อกัน ขาออกแต่ละชุดจะมีวาล์วปรับอัตราการไหลของน้ำที่ร้อน จากนั้นผ่านไปยังชุดวัดอัตราการไหลและอุณหภูมิต่อไป

#### 4.2.4 อุปกรณ์วัดอุณหภูมิ

1. Temperature Recorder ใช้ Datalogger รุ่น EQ 600 ในการเก็บบันทึกค่าอุณหภูมิ ณ เวลาใดๆซึ่งจะต่อฟ่วงไปแสดงผลยังคอมพิวเตอร์
2. Thermocouple ใช้ในการวัดอุณหภูมิจากการทดลอง จะใช้เทอร์โมคัปเปิล Type B ซึ่งสามารถทนอุณหภูมิได้ถึง  $1,650\text{ }^{\circ}\text{C}$  ใช้สำหรับวัดอุณหภูมิภายในวัสดุพูน จำนวน 10 ตำแหน่ง แบ่งเป็นใช้วัดอุณหภูมิในวัสดุพูน A 5 ตำแหน่ง วัสดุพูน B 5 ตำแหน่ง และจะใช้เทอร์โมคัปเปิล Type N สามารถทนอุณหภูมิได้  $1,300\text{ }^{\circ}\text{C}$  ใช้สำหรับวัดอุณหภูมิที่ผิวด้านบนและด้านล่างของวัสดุพูน A และ B และวัดในส่วนโค้งรูปตัว U จำนวนทั้งหมด 9 ตำแหน่ง ซึ่งจากตำแหน่งที่ต้องการวัดเหล่านี้จะต่อเข้าไปยัง Data taker แล้วแสดงผลไปยัง Computer

4.2.5 อุปกรณ์วัดไอเสีย Exhaust Analyzer จะใช้ในการวิเคราะห์แก๊สไอเสียที่ปล่อยออกมาจากการเผาไหม้ภายในถังเก็บ Mixing Tank ขนาด 200 litre โดยเครื่องวิเคราะห์การเผาไหม้ยี่ห้อ MESSTECHNIK EHEIM รุ่น Visit-01L โดยใช้ Electrochemical Sensor เพื่อวัดค่า  $\text{CO}$ ,  $\text{CO}_2$ ,  $\text{O}_2$  และ  $\text{NO}_x$  ในลักษณะไอเสียแห้ง (Dry Basis) ซึ่งจะต่อฟ่วงจากเครื่องไปแสดงผลยังคอมพิวเตอร์

4.2.6 วัสดุพูน (Porous Medium) วัสดุพูนที่ใช้ในการทดลองนี้ได้มาจากก้อนหินแม่น้ำสีขาวที่ใช้สำหรับใส่ตู้ปลาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 10 mm เอามาจากผลการทดลองของ วีระพล แพงแก้ว [14]

### 4.3 วิธีการทดลอง

4.3.1 ปล่อย Swirling Air เพียงอย่างเดียวจากข้างใดข้างหนึ่งของเตาตัว U ผสมกับเชื้อเพลิง LPG เป็นเนื้อเดียวกันเป็นอย่างดีก่อนไหลเข้าเตา โดยเปิด Scale ของเชื้อเพลิงประมาณ  $10\text{ m}^3/\text{hr}$  โดยใช้อากาศแบบ Swirl 100% เข้าสู่ห้องเผาไหม้พร้อมปรับส่วนผสมของค่าไอดีที่ค่า Equivalence Ratio = 0.5

4.3.2 จุดเตาโดยการใช้เปลวไฟจากหัวเชื่อมแก๊ส (Pilot Flame) จ่อลงไปที่ย่อจุดเปลวไฟ (Ignition Port) ที่บริเวณด้านข้างของห้อง Swirl เพื่อทำการอุ่นเตา ปล่อยให้เกิดการเผาไหม้ในทิศทางเดียว ในที่นี้ของสมมุติว่าจุดเตาทางด้าน PM A

4.3.3 ทำการเพิ่มอากาศและเชื้อเพลิง โดยดูปริมาณ  $\text{O}_2$  ที่ไอเสียให้ค่า  $\Phi$  ประมาณ 0.5 คือ  $\% \text{O}_2$  ประมาณ 11 เมื่อสังเกตเห็นว่าเกิดการเผาไหม้ภายในห้อง Swirl ดีแล้วจึงค่อยๆทำการปรับสัดส่วนการป้อนเชื้อเพลิงและอากาศให้เข้าทาง Axial มากขึ้นเรื่อยๆ โดยการเพิ่มและลดทิศทางของการจ่ายอากาศและเชื้อเพลิงอย่างเป็นสัดส่วน หลังจากนั้นเพิ่มปริมาณอากาศและเชื้อเพลิงไปเรื่อยๆ เพื่อยกระดับ

อุณหภูมิเฉลี่ยภายในชั้น PM B ด้านท้ายน้ำ (Downstream) ให้เพิ่มขึ้นอย่างสม่ำเสมอ พร้อมกับสังเกตอุณหภูมิของน้ำจากคอยล์น้ำไม่ควรเกิน  $70\text{ }^{\circ}\text{C}$  หากอุณหภูมิสูงควรเพิ่มอัตราการไหลของน้ำให้อุณหภูมิอยู่ในช่วง  $60\text{--}65\text{ }^{\circ}\text{C}$

4.3.4 เมื่ออุณหภูมิเฉลี่ยในชั้น PM B ประมาณ  $700\text{ }^{\circ}\text{C}$  ให้ทำการสลับทิศทางการไหลของเชื้อเพลิงแก๊สให้เข้าทางด้านท้ายน้ำ (Downstream) เพื่อให้ตำแหน่งเปลวไฟติดอยู่ในชั้น PM B และไอเสียออกทางด้านต้นน้ำ (Upstream) ของการเผาไหม้ใน Haft-period ก่อนหน้านี้ โดยที่ในจังหวะที่สลับทิศทางนั้นสัดส่วนการป้อนเชื้อเพลิงและอากาศจะต้องเป็น Axial 100% จะสังเกตเห็นว่าเปลวไฟจะติดภายในชั้น PM B แล้วจากนั้นก็ทำการอุ่นทางด้าน PM A โดยการสลับทิศทางการไหลของไอดี โดยให้ช่วงเวลาในจังหวะ Forward Flow สั้นๆ และปรับส่วนผสมของไอดีให้  $\Phi$  มีค่ามากๆ ส่วนในจังหวะ Backward Flow ใช้ช่วงเวลานานๆ และปรับส่วนผสมของไอดีให้  $\Phi$  มีค่าน้อยๆ เพื่อพยายามดึงให้อุณหภูมิของ PM A ขึ้นได้เร็วขึ้น เมื่ออุณหภูมิของชั้น PM A สูงประมาณ  $700\text{ }^{\circ}\text{C}$  เปลวไฟก็จะติดอยู่ภายในชั้น PM A

4.3.5 เมื่อเปลวไฟสามารถติดอยู่ภายในชั้น PM ทั้งสองด้านแล้วก็ทำการสลับทิศทางการไหลของไอดีอย่างเป็นจังหวะโดยใช้ช่วงเวลาการสลับทิศทางการไหล  $10\text{ s}$  (ไม่ควรใช้ช่วงเวลาการสลับทิศทางนานมากเพราะการกระจายของอุณหภูมิภายในชั้น PM ยังไม่ทั่วถึงดีพอ) สังเกตดูให้อุณหภูมิของชั้น PM ทั้งสองข้างมีความสม่ำเสมอ (Stable) ดีแล้วจึงค่อยเพิ่มช่วงเวลาให้นานขึ้นเป็น  $15\text{ s}$  และ  $30\text{ s}$  ทำการสลับทิศทางการไหลที่ช่วงเวลาดังกล่าวไปเรื่อยๆจนเห็นว่าอุณหภูมิของชั้น PM ทั้งสองข้างสม่ำเสมอและมีอุณหภูมิสูงกว่า  $700\text{ }^{\circ}\text{C}$  เพื่อให้เพียงพอต่อการเกิดการติดไฟได้ด้วยตนเอง

4.3.6 ทำการหยดน้ำมันเชื้อเพลิงเหลวโดยเริ่มต้นที่ 1 เข็ม อัตราการป้อน  $CL = 4\text{ kW}$  โดยเริ่มจากด้านไหนก่อนก็ได้และเพิ่มเข็มหยดเชื้อเพลิงเหลวไปที่ละเข็มจนครบทั้ง 3 เข็ม ในขณะที่เพิ่มปริมาณเชื้อเพลิงเหลวก็ค่อยๆลดเชื้อเพลิงแก๊สไปจนหมดที่  $7\text{ kW}$  ให้สังเกตดูอุณหภูมิการเผาไหม้ประกอบด้วย

4.3.7 ทำการบันทึกข้อมูลที่เกี่ยวข้องทั้งหมดและทำการศึกษาอิทธิพลของตัวแปรต่างๆที่มีผลต่อโครงทางความร้อนและมลภาวะที่เกิดจากการเผาไหม้โดยที่มีตัวแปรที่จะศึกษา เช่น อิทธิพลของอัตราการป้อนเชื้อเพลิง (CL) อิทธิพลของค่า Equivalence Ratio ( $\Phi$ ) อิทธิพลของภาระทางความร้อน และช่วงเวลาที่ใช้ในการสลับทิศทางการไหลของไอดีอย่างเป็นจังหวะ ( $t_{tp}$ )

## 4.4 เงื่อนไขที่ใช้ในการทดลอง

ตารางที่ 4.1 เงื่อนไขในการทดลอง

ปริมาณ	ค่า
Bed Length, BL	150 mm
ขนาดห้องเผาไหม้, $d_b$	70 mm
เส้นผ่านศูนย์กลางของเม็ดวัสดุพอรุน, $d_p$	10 mm
ช่วงเวลาในการไหลของอากาศเชื้อเพลิง, $t_{hp}$	30 – 120 s
อัตราการป้อนเชื้อเพลิง, CL	6 – 8 kW
อัตราส่วนสมมูล, $\Phi$	0.15 – 0.45
อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นรวม, $m_{wtot}$	17 kg/min
ค่าความร้อนต่ำของ Kerosene ( $C_{11}H_{22}$ ), LHV	43,124 kJ/kg
ความหนาแน่นของ Kerosene ( $C_{11}H_{22}$ )	825 kg/m <sup>3</sup>
ขนาดท่อคอยล์น้ำ, $d_c$	10 mm
ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของวงขดคอยล์น้ำ, $D_c$	50 mm
จำนวนคอยล์น้ำ, $N_c$	2 coil
ความหนาของฉนวน (เซรามิกไฟเบอร์) ที่หุ้ม, $t$	30 mm
ช่วงเวลาการตัดเชื้อเพลิงเหลวก่อนที่จะมีการสลับทิศทางการไหล Advance Time ( $t_{ad}$ )	0-18 s

### หมายเหตุ Base Case

$$BL = 150 \text{ mm}$$

$$CL = 7 \text{ kW}$$

$$\Phi = 0.45$$

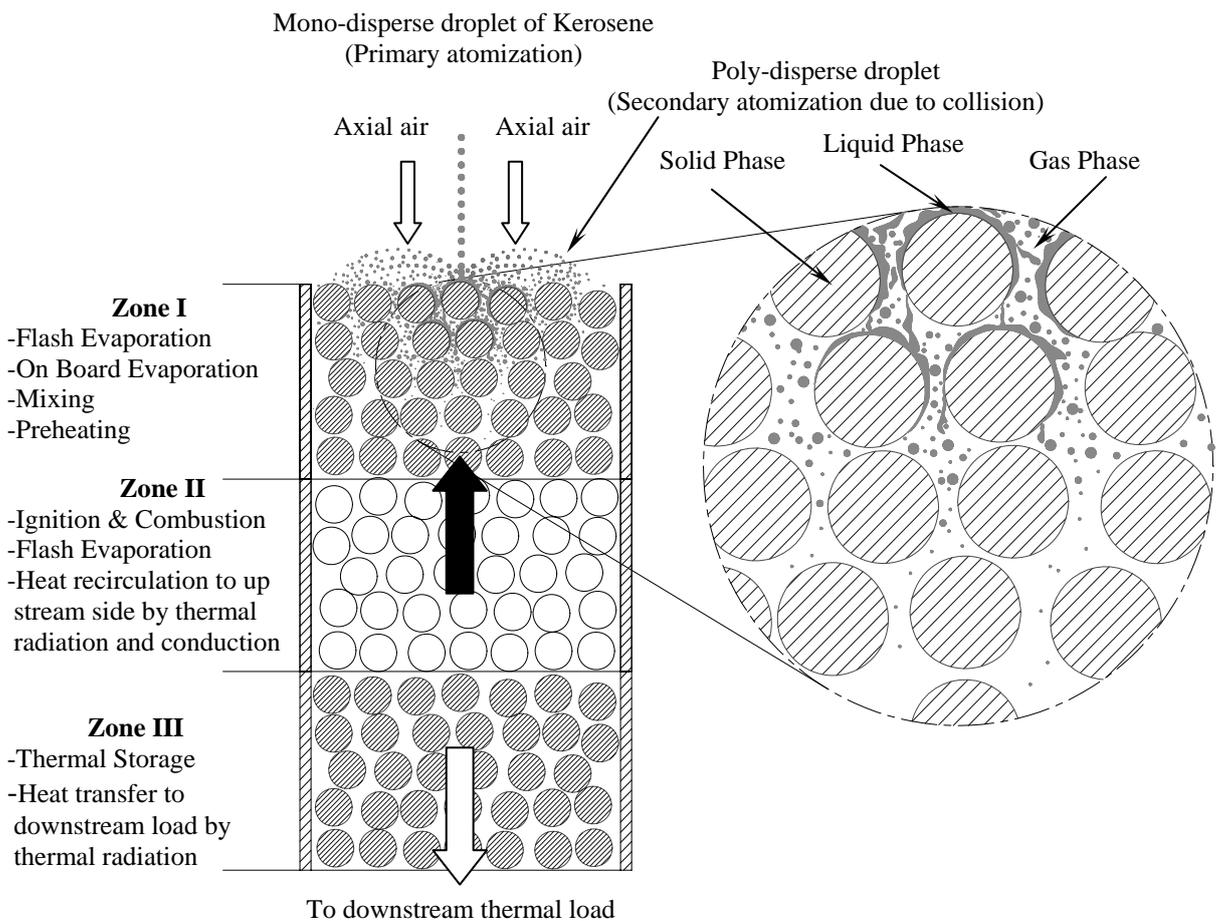
$$t_{hp} = 90 \text{ s}$$

$$m_{wtot} = 17 \text{ kg/min}$$

$$t_{ad} = 5 \text{ s}$$

## บทที่ 5 ผลการทดลอง

### 5.1 แนวคิดการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวภายในวัสดุพรุนโดยเทคนิคการเผาไหม้แบบสลับทิศทางการไหลของเชื้อเพลิงและอากาศอย่างเป็นจังหวะ



รูปที่ 5.1 แนวคิดการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวภายในวัสดุพรุนแบบ CFRC

รูปที่ 5.1 แสดงแนวคิดการเผาไหม้น้ำมันก๊าด (Kerosene) ภายในวัสดุพรุน (Combustion within a PM) โดยอาศัยเทคนิคการเผาไหม้แบบสลับทิศทางการไหลของเชื้อเพลิงและอากาศอย่างเป็นจังหวะ (Cyclic Flow Reversal Combustion, CFRC) การเผาไหม้มีลักษณะแปรเปลี่ยนกับเวลา (Transient Combustion) และมีคุณลักษณะเด่นคือให้การเผาไหม้แบบมีการหมุนเวียนความร้อน (Heat Recirculating Combustion) ที่มีประสิทธิภาพสูงมากเมื่อเทียบกับแบบทั่วไปที่ไม่มีการสลับทิศ

ทางการไหล อากาศเผาไหม้และเชื้อเพลิงเหลวถูกป้อนเข้าสู่วัสดุพ่นตามแนวแกน เชื้อเพลิงเหลวจะถูกทำให้แตกตัวครั้งแรก (Primary Atomization) อย่างหยาบ ๆ โดยการหยดจากเข็มฉีดยาและได้ขนาดละอองที่ค่อนข้างใหญ่แต่มีขนาดสม่ำเสมอเท่ากัน (Mono-disperse Droplet) ก่อนปล่อยให้ตกกระทบลงบนวัสดุพ่นโดยอาศัยแรงโน้มถ่วง ผลจากการชน (Collision) กับวัสดุพ่น ทำให้เชื้อเพลิงเหลวแตกตัวครั้งที่สอง (Secondary Atomization) ทำให้บางส่วนของ Mono-disperse Droplet เปลี่ยนเป็น Poly-disperse Droplet กระเด็นลอยขึ้นสูงและตกลงกลับเข้าสู่วัสดุพ่น ในขณะที่ส่วนที่เหลืออาจกลายเป็นแผ่นของเหลวหนา (Thick Liquid Sheath) ไหลเคลือบอนุภาควัสดุพ่นและซึมเข้าไปตามโพรงของวัสดุพ่น (คุณภาพขยายประกอบ) ทิศทางการไหลของอากาศและเชื้อเพลิงเหลวเข้าสู่วัสดุพ่นจะถูกสลับไปมาอย่างเป็นจังหวะในระยะเวลาที่กำหนดเรียกว่าครึ่งคาบเวลา  $t_{hp}$  (Half-period) ผลของการกระทำดังกล่าวก่อให้เกิดปรากฏการณ์ที่ซับซ้อน (Complex Phenomena) หลายอย่างขึ้นในเวลาเดียวกันภายในวัสดุพ่น เช่น การถ่ายโอนความร้อนระหว่างสถานะ (Heat Transfer between Phases) การถ่ายโอนมวลเนื่องจากการระเหย (Evaporation) ของเชื้อเพลิงเหลว การผสม (Mixing) ระหว่างไอเชื้อเพลิงเหลวกับอากาศ การติดไฟ (Ignition) และตามด้วยการเผาไหม้ (Combustion) ปรากฏการณ์ที่ซับซ้อนเหล่านี้สามารถอธิบายได้โดยการสังเกตจากผลการทดลองจริงและอาศัยผลการศึกษาเชิงทฤษฎีที่มีก่อนหน้านี้ Hoffmann และคณะ [15] ซึ่งใช้แก๊สมีเทนเป็นเชื้อเพลิง แต่ก็สามารถนำมาประยุกต์ใช้อธิบายปรากฏการณ์การเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวภายในวัสดุพ่นได้ เพื่อความง่ายแก่การเข้าใจจึงแบ่งวัสดุพ่นออกเป็นสาม Zone ตามรูปที่ 5.1 ประกอบการอธิบายปรากฏการณ์ต่าง ๆ ที่เกี่ยวข้องในแต่ละ Zone จนนำไปสู่การเผาไหม้ภายในวัสดุพ่นของเชื้อเพลิงเหลวได้ดังนี้

ที่ Zone I (Upstream Zone หรือ Cooling Zone) วัสดุพ่นมีอุณหภูมิเริ่มต้นที่ทางเข้าสูงอยู่ในช่วง 900 ถึง 1,000 °C และสูงกว่า Ladenfrost Temperature มากเนื่องจากการสะสมความร้อน (Thermal Accumulation) ของวัสดุพ่นมาจากจังหวะการทำงานก่อนหน้า (Backward Flow หรือไหลผ่านวัสดุพ่นจากล่างขึ้นบน) แต่เมื่อสลับทิศทางการไหลของอากาศและเชื้อเพลิงเหลว (โดยอาศัย 4-way-valves หรือ Alternating Valves) ให้มาอยู่ในจังหวะ Forward Flow หรือไหลผ่านจากบนลงล่างเข้าสู่วัสดุพ่นร้อน วัสดุพ่นใน Zone I นี้จะเย็นลงอย่างรวดเร็วในขณะที่อากาศและเชื้อเพลิงเหลวจะร้อนขึ้นเนื่องการถ่ายโอนความร้อนระหว่างสถานะ ระดับอุณหภูมิของวัสดุพ่นภายในโซนนี้ขึ้นกับตำแหน่ง ยิ่งลึกเข้าไปในวัสดุพ่นจะยิ่งร้อน เกรเดียนต์ของอุณหภูมิบริเวณนี้จะสูงมาก กล่าวอีกนัยหนึ่งคือความร้อนถ่ายโอนจากของแข็งร้อน (วัสดุพ่น) ให้แก่แก๊สและเชื้อเพลิงเหลวซึ่งเย็น (Heat Released from Hot Solid to Cool Gas and Liquid) จึงเรียกบริเวณนี้ว่า “Cooling Zone” สิ่งนี้นำไปสู่อิทธิพลการอุ่น (Preheating Effect) ไอดีและการระเหย (Evaporation) ของเชื้อเพลิงเหลวอย่างหลีกเลี่ยงไม่ได้ การระเหยของเชื้อเพลิงเหลวเป็นไปได้ในสองรูปแบบ คือ “Flash Evaporation” และ

“On Board Evaporation” ขึ้นกับขนาดของละอองเชื้อเพลิงเหลว และปฏิสัมพันธ์ระหว่างสถานะ (Interaction between Phases) (ละอองกับวัสดุพอรุน หรือ ละอองกับอากาศ หรือ ละอองกับละออง)

ถ้าละอองมีขนาดค่อนข้างใหญ่ หรือมีสภาพเป็นแผ่นของเหลวที่หนา (Thick Liquid Sheath) เนื่องจากการไหลป่าเข้ามาของของเหลว หรือเกิดจากการรวมตัวของละออง (Droplet Agglomeration) ละอองหรือแผ่นของเหลวที่หนาดังกล่าวจะไหลซึมผ่านไปตามโพรงของวัสดุพอรุนร้อน (ดูภาพขยายของรูปที่ 5.1) และอาจถึงกับเล็ดลอดเข้าไปประเหยต่อใน Zone II อีกก็ได้ขึ้นกับขนาดของละอองหรือความหนาของแผ่นของเหลว นั้น ปฏิสัมพันธ์ระหว่างสถานะจะมีบทบาทสูงมากในการส่งเสริมการระเหย เพราะละอองหรือแผ่นของเหลวจะได้รับความร้อนจากการสัมผัสโดยตรงกับวัสดุพอรุนร้อนทำให้เกิดการระเหยในลักษณะ “Flash Evaporation”

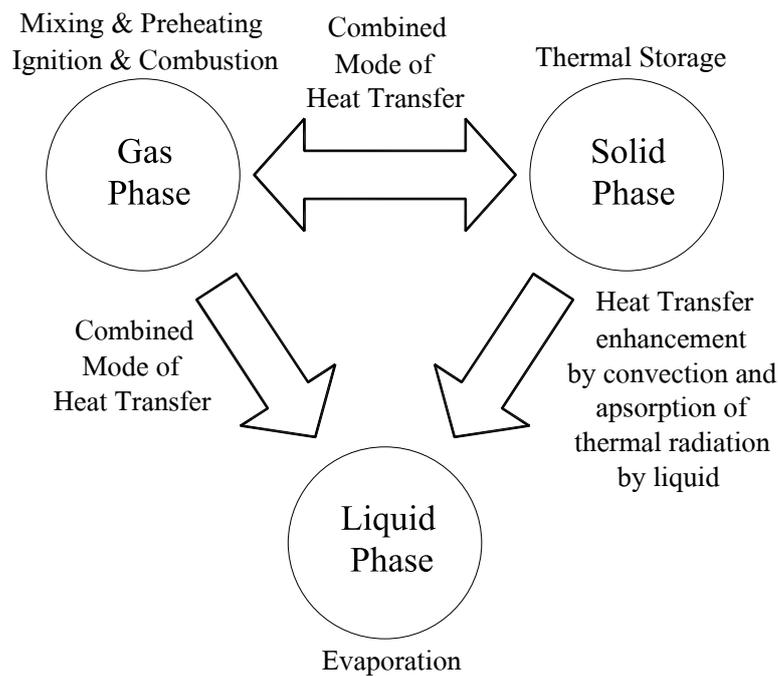
ถ้าละอองมีขนาดเล็กมากก็จะไหลไปพร้อมกับอากาศและเล็ดลอดไปตามโพรงช่องว่างของวัสดุพอรุน โดยไม่มีโอกาสที่จะชนกับวัสดุพอรุนร้อน หรือมีแต่อาจน้อยมาก ละอองจะได้รับความร้อนส่วนใหญ่จากอากาศร้อนโดยรอบและการดูดกลืนรังสีความร้อนที่แผ่มาจากวัสดุพอรุน ละอองจะระเหยขณะลอยเคลื่อนที่ภายในโพรงวัสดุพอรุนและมีขนาดเล็กลงจนหายไปในที่สุดเรียกการระเหยแบบนี้ว่า “On Board Evaporation” การระเหยเป็นแบบถูกควบคุมโดยถ่ายโอนความร้อนแบบผสม (Combined Mode of Heat Transfer) ซึ่งมีความซับซ้อนมาก การผสม (Mixing) ระหว่างไอเชื้อเพลิงเหลวที่เกิดขึ้นทั้งหมดกับอากาศร้อนจะเป็นไปอย่างอัตโนมัติและได้ส่วนผสม (Mixture) ที่คลุกเคล้ามีความเป็นเนื้อเดียวกันในระดับหนึ่ง ขึ้นกับลักษณะการระเหย ความดันไอ (Vapor Pressure) ของเชื้อเพลิงเหลว และระดับความปั่นป่วน (Turbulence) ที่เกิดขึ้นภายในโพรงของวัสดุพอรุน ขึ้นกับขนาดของโพรง และความเร็วกการไหล

ใน Zone II (Combustion Zone) จะเกิดการติดไฟ (Ignition) และตามด้วยการเผาไหม้ (Combustion) เนื่องจากอิทธิพลการอุ่นส่วนผสมจนมีอุณหภูมิสูงขึ้นถึงจุดติดไฟด้วยตัวเอง (Auto-ignition Temperature) การเผาไหม้ให้อุณหภูมิเพิ่มสูงขึ้นอย่างรวดเร็วมากสังเกตได้ขณะทดลอง อุณหภูมิสูงสุดของการเผาไหม้มีค่าเกือบ 1,600 °C และอาจมากกว่านี้ได้หากไม่มีข้อจำกัดเกี่ยวกับเทอร์โมคัพเพิลที่ใช้ นอกจากนี้ยังอาจมีการระเหยแบบ “Flash Evaporation” เกิดขึ้นใน Zone II นี้้อีกก็ได้หากเกิดละอองขนาดใหญ่หรือแผ่นของเหลวที่หนาจากการรวมตัวของของเหลวขนาดเล็กจนไม่อาจระเหยได้หมดอย่างสมบูรณ์ภายใน Zone I ทำให้ต้องไหลเล็ดลอดเข้ามาระเหยต่อใน Zone II ทำให้ปรากฏการณ์ใน Zone II นี้มีความซับซ้อนมากยิ่งขึ้นไปอีก ใน Zone II นี้ ความร้อนส่วนหนึ่งจะถูกหมุนเวียนกลับไปให้ด้านต้นทาง (Zone I) โดยการแผ่รังสีความร้อนและการนำความร้อนผ่าน

โครงสร้างของวัสดุพอรุนเพื่อส่งเสริมการอุ่นส่วนผสมใน Zone I ให้มีอุณหภูมิสูงขึ้นถึงจุดติดไฟอัตโนมัติและตามด้วยการเผาไหม้ ความร้อนส่วนที่เหลือจะถูกถ่ายโอนไปสู่ Zone III

ใน Zone III (Downstream Zone หรือ Heating Zone) ความร้อนจากการเผาไหม้ส่วนที่เหลือจาก Zone II จะถูกถ่ายโอนจากแก๊สให้กับวัสดุพอรุน (Heat Transferred from Gas to Solid) ทำให้วัสดุพอรุนในโซน Zone III นี้ร้อนขึ้นอย่างรวดเร็ว และเกิดการสะสมความร้อน (Thermal Storage) จึงเรียกบริเวณนี้ว่า Heating Zone ขณะเดียวกันวัสดุพอรุนใน Zone III นี้ก็จะแผ่รังสีความร้อนออกไปทั้งทางด้านปลายทางให้กับภาระความร้อน (Downstream Thermal Load) และด้านต้นทางเพื่อตัวมันเองต้องอยู่ในสภาวะสมดุลความร้อน (Thermal Equilibrium)

ขอบเขตของโซนทั้งสามอาจอยู่กับที่ หรือเคลื่อนที่ไปทางด้านปลายทางตามเวลา  $t$  ที่เพิ่มขึ้นก็ได้ ขึ้นกับความเร็วการไหลของแก๊สเมื่อเทียบกับความเร็วการเผาไหม้ (Burning Speed) ภายในวัสดุพอรุน เมื่อเวลาผ่านไปจนครบครึ่งคาบเวลา  $t = t_{hp}$  เป็นอันจบการทำงานในจังหวะ Forward Flow จากนั้นจึงสลับทิศทางการไหลของอากาศและเชื้อเพลิงเหลวให้ทำงานในจังหวะ Backward Flow (ไหลผ่านวัสดุพอรุนจากล่างขึ้นบน) ซึ่งเทียบเท่ากับการหมุนวัสดุพอรุนไป 180 องศา (หมุนบนระนาบแผ่นกระดาษ) เพื่อให้ด้านปลายทางของวัสดุพอรุนเปลี่ยนมาเป็นด้านต้นทางโดยไม่ต้องสลับทิศทางการไหลของอากาศและเชื้อเพลิงก็ได้ อย่างไรก็ตาม ในการทดลองนี้เลือกใช้วิธีสลับทิศทางการไหลของอากาศและเชื้อเพลิงเหลวแต่ต้องป้อนอากาศและเชื้อเพลิงเหลวผ่านวัสดุพอรุนอีกชุดหนึ่งซึ่งวางในแนวตั้งและเชื่อมต่อกับวัสดุพอรุนชุดแรกจึงให้การทำงานในจังหวะ Backward Flow ได้ วัสดุพอรุนชุดที่สองนี้สามารถพิจารณาได้ว่าเป็นส่วนที่ยึดขยายมาจากวัสดุพอรุนส่วนที่หนึ่ง หรือเป็นชิ้นเดียวกันนั่นเอง ผลการทำงานในจังหวะ Backward Flow สามารถอธิบายได้เช่นเดียวกับการทำงานในจังหวะ Forward Flow เมื่อการไหลเกิดครบทั้ง Forward Flow และ Backward Flow โดยใช้เวลา  $t = 2t_{hp}$  แล้ว ถือว่าเป็นการทำงานที่ครบวัฏจักรอย่างสมบูรณ์ทำให้ได้สภาวะการเผาไหม้ที่ดำรงอยู่ได้ด้วยตัวเอง (Self-sustaining Combustion) トラบที่ยังมีการป้อนอากาศและเชื้อเพลิงเหลวเข้าสู่วัสดุพอรุนแบบสลับทิศทางการไหลอย่างเป็นจังหวะตลอดเวลา



รูปที่ 5.2 ไคอะแกรมแสดงปฏิสัมพันธ์ระหว่างสถานะ และปรากฏการณ์ต่างๆ ที่เกี่ยวข้องของการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวภายในวัสดุพอรูน

เพื่อเสริมความเข้าใจให้ดียิ่งขึ้นเกี่ยวกับกลไกการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงเหลวที่สามารถดำรงอยู่ได้ด้วยตัวเอง (Self-Sustaining Combustion) ภายในวัสดุพอรูนของระบบ CFRC สามารถใช้ไคอะแกรมแสดงปฏิสัมพันธ์ระหว่างสถานะ และปรากฏการณ์ต่าง ๆ ที่เกิดขึ้นกับแต่ละสถานะ ตามรูปที่ 5.2 แทนการแบ่งวัสดุพอรูนออกเป็น Zone ประกอบการอธิบายได้ดังนี้

1. เริ่มต้นจากการสะสมความร้อน (Thermal Storage) เกิดขึ้นในสถานะของแข็ง (Solid Phase) หรือวัสดุพอรูน (ในทุก Zone) เนื่องจากของแข็งมีความร้อนจำเพาะที่สูง ปฏิสัมพันธ์ระหว่างสถานะของแก๊ส-ของแข็ง (Gas-Solid Phase Interaction) ผ่านทางการถ่ายโอนความร้อนแบบผสม (Combined Mode of Heat Transfer) มีอิทธิพลอย่างสูงต่อการสะสมความร้อนของสถานะของแข็ง (วัสดุพอรูน) ความร้อนจะถ่ายโอนจากแก๊สไปสะสมไว้ที่ของแข็ง ความร้อนที่สะสมไว้มากเท่าไร ยิ่งเป็นผลดีต่อการอุ่น (Preheating) อากาศเผาไหม้ (Gas Phase) และการระเหย (Evaporation) ของเชื้อเพลิงเหลว (Liquid Phase) ที่จะเกิดขึ้นตามมาเท่านั้น

2. การระเหย (Evaporation) เกิดขึ้นในสถานะของเหลว (Liquid Phase) (ใน Zone I และ Zone II) ภายหลังจากที่ของเหลวถูกอุ่น (Liquid Preheating) มีอุณหภูมิเพิ่มขึ้นถึงจุดเดือด ปฏิสัมพันธ์ระหว่าง

สถานะแก๊ส-ของเหลว (Gas-Liquid Phase Interaction) ผ่านทางการถ่ายโอนความร้อนแบบผสม (Combined Mode of Heat Transfer) มีบทบาทอย่างสูงต่อการอุ่นเชื้อเพลิงเหลว (Liquid Preheating) และอัตราการระเหยของเชื้อเพลิงเหลว ยิ่งไปกว่านั้น อัตราการระเหยยังถูกส่งเสริมโดยปฏิสัมพันธ์ระหว่างสถานะของแข็ง-ของเหลว (Solid-Liquid Phase Interaction) ผ่านทางการพาความร้อน (Convection) และการดูดกลืนรังสีความร้อนโดยของเหลวอีกด้วย ทำให้ของเหลวมีอัตราการระเหยสูงยิ่งขึ้น การแผ่รังสีความร้อนโดยของเหลวมีค่าน้อยมากเนื่องจากอุณหภูมิที่ค่อนข้างต่ำขณะระเหย (Boiling Point) เมื่อเทียบกับอุณหภูมิของแก๊สและอุณหภูมิของแข็ง

3. การผสม (Mixing) ของไอเชื้อเพลิงเหลว-อากาศ เกิดขึ้นในสถานะแก๊ส (Gas Phase) (ใน Zone I และ Zone II) เนื่องจากความปั่นป่วนในโพรงของวัสดุพอรุน การอุ่น (Preheating) อากาศเผาไหม้ และส่วนผสมไอเชื้อเพลิงเหลว-อากาศก็เกิดขึ้นในสถานะแก๊ส (Gas Phase) เช่นกัน (ใน Zone I และ Zone II) อันเนื่องมาจากปฏิสัมพันธ์ระหว่างสถานะแก๊ส-ของแข็ง (Gas-Solid Phase Interaction) ผ่านทางการถ่ายโอนความร้อนแบบผสม (Combined Mode of Heat Transfer) ความร้อนที่ใช้ในการอุ่นมาจากความร้อนที่วัสดุพอรุนสะสมไว้นั่นเอง ทำให้ส่วนผสมมีอุณหภูมิสูงถึงจุดติดไฟอัตโนมัติ (Auto-Ignition Temperature) เกิดการติดไฟ (Ignition) แล้วตามด้วยการเผาไหม้ (Combustion) ความร้อนจากการเผาไหม้ของแก๊สส่วนหนึ่งจะถูกคืนกลับมาสะสมในวัสดุพอรุนอีกครั้งเนื่องมาจากปฏิสัมพันธ์ระหว่างสถานะแก๊ส-ของแข็ง ความร้อนจะถ่ายโอนจากแก๊สไปสะสมไว้ที่ของแข็ง เป็นการทำงานที่ครบวงจรอย่างสมบูรณ์ ทำให้ได้การเผาไหม้ที่ดำรงอยู่ได้ด้วยตัวเอง (Self-sustaining Combustion) ตราบที่ยังมีการป้อนอากาศและเชื้อเพลิงเหลวเข้าสู่วัสดุพอรุนตลอดช่วงคาบเวลาที่พิจารณา

จากที่ได้อธิบายแนวคิดการเผาไหม้น้ำมันก๊าด (Kerosene) ภายในวัสดุพอรุน (Combustion within a PM) โดยอาศัยเทคนิคการเผาไหม้แบบสลับทิศทางการไหลของเชื้อเพลิงและอากาศอย่างเป็นจังหวะมาข้างต้น จะเห็นได้ว่าสถานะของแข็ง (Solid Phase) มีหน้าที่เป็นตัวสะสมความร้อน เพื่อส่งเสริมการระเหยและการอุ่นไอดีอย่างมีประสิทธิภาพ เป็นตัวก่อให้เกิดการหมุนเวียนความร้อนบางส่วนจากไอเสียร้อนไปสู่อากาศและของเหลวอย่างต่อเนื่อง เป็นการประยุกต์หลักการ “Excess Enthalpy Combustion” ของ Weinberg [1] เพื่อส่งเสริมการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวได้เป็นอย่างดี เหมือนกับการเผาไหม้เชื้อเพลิงแก๊สของ Hoffmann และคณะ [9] และ Jugjai และคณะ [16] ที่ได้ประสบความสำเร็จมาก่อนหน้านี้แล้ว

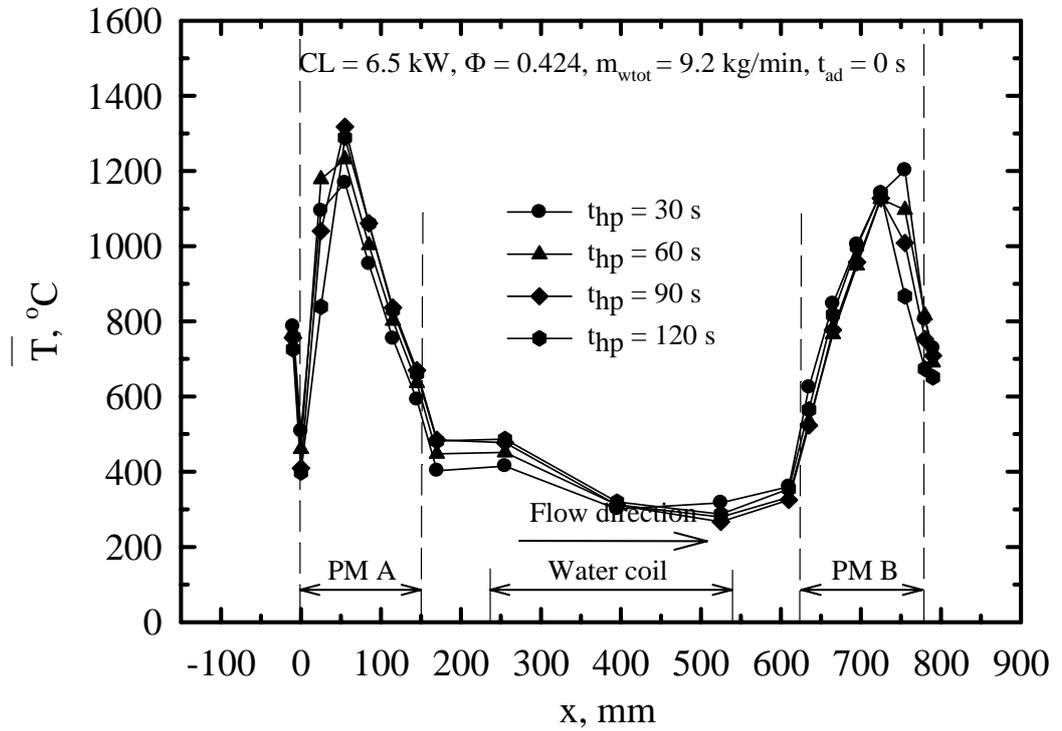
## 5.2 Equilibrium Temperature และ Super-adiabatic Combustion

เพื่อหา Equilibrium Temperature และความเป็น Super-adiabatic Combustion ของการเผาไหม้ในวัสดุพอรุน จึงนำข้อมูลที่ได้จากการทดลองเบื้องต้นด้วยเชื้อเพลิง LPG มาวิเคราะห์ ที่สภาวะ  $CL = 6.5 \text{ kW}$ ,  $\Phi = 0.424$ ,  $m_{\text{wtot}} = 9.2 \text{ kg/min}$

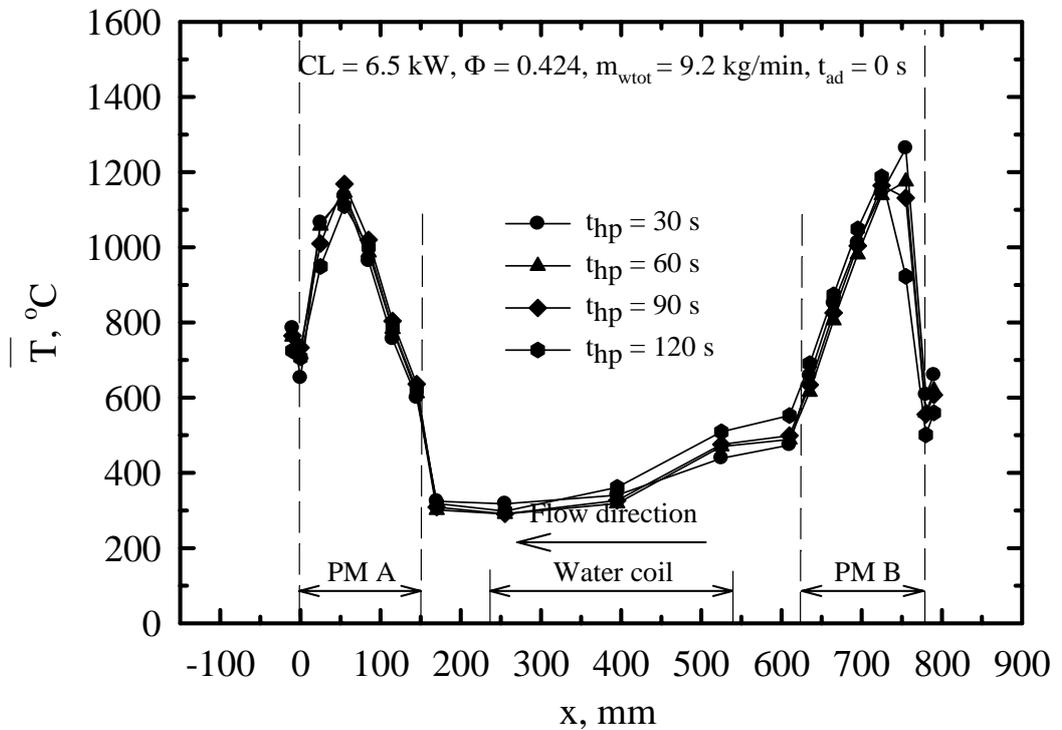
รูปที่ 5.3 และ 5.4 เปรียบเทียบโครงสร้างของอุณหภูมิที่ค่า  $t_{\text{hp}}$  ต่างๆ ตั้งแต่  $t_{\text{hp}} = 30\text{-}120 \text{ s}$  เพื่อดูการเคลื่อนที่ของเปลวไฟ พบว่าที่  $t_{\text{hp}} = 120 \text{ s}$   $T_{\text{max}}$  จะมีการเคลื่อนที่เข้ามาในวัสดุพอรุนทางด้านปลายทางมากที่สุด จึงนำข้อมูลที่สภาวะการทดลองนี้มาวิเคราะห์เพื่อหา Combustion Wave Velocity

รูปที่ 5.5 และ 5.6 แสดงโครงสร้างอุณหภูมิของเปลวไฟที่สภาวะ  $CL = 6.5 \text{ kW}$ ,  $\Phi = 0.424$ ,  $t_{\text{hp}} = 120 \text{ s}$ ,  $m_{\text{wtot}} = 9.2 \text{ kg/min}$  ที่เวลาต่างกัน พบว่าเปลวไฟมีการเคลื่อนที่ภายในวัสดุพอรุนจากทางด้านต้นทางไปทางด้านปลายทางเมื่อเวลาผ่านไป สามารถยืนยันได้ว่าการเผาไหม้ภายในวัสดุพอรุนด้วยระบบนี้ เปลวไฟมีการเคลื่อนที่จริง

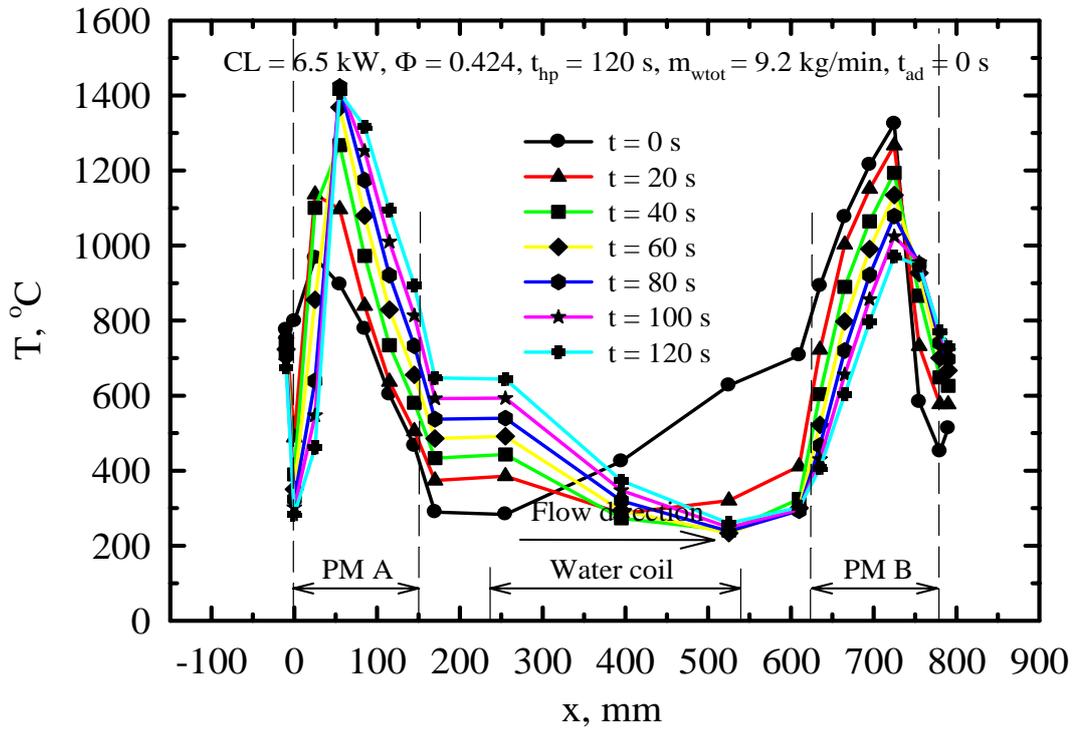
รูปที่ 5.7 แสดงโครงสร้างอุณหภูมิของเปลวไฟ ณ เวลาที่ระบุซึ่งให้อุณหภูมิสูงสุดเกิดเรียงตามลำดับตำแหน่งของ Thermocouples ที่สภาวะ  $CL = 6.5 \text{ kW}$ ,  $\Phi = 0.424$ ,  $t_{\text{hp}} = 120 \text{ s}$ ,  $m_{\text{wtot}} = 9.2 \text{ kg/min}$  ที่เวลาต่างกัน โดยดูการเคลื่อนที่ของ  $T_{\text{max}}$  เปรียบเสมือนเป็นตำแหน่งของเปลวไฟ เคลื่อนที่จากตำแหน่งของ T2 ไปยัง T3 เทียบกับเวลาที่เดินทางไป จะสามารถหา Combustion Wave Velocity ได้



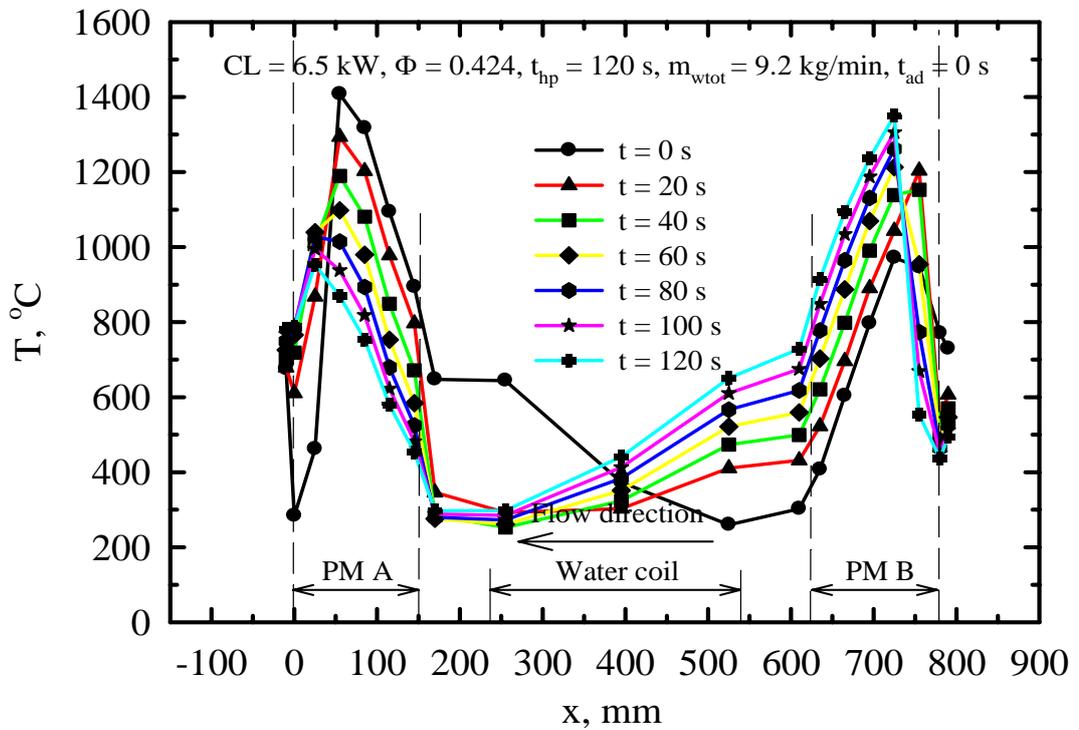
รูปที่ 5.3 ตัวอย่างอุณหภูมิ  $T$  ที่เปลี่ยนแปลงตามระยะ  $x$  ที่  $t_{\text{hp}}$  ต่างๆ (Forward Flow)



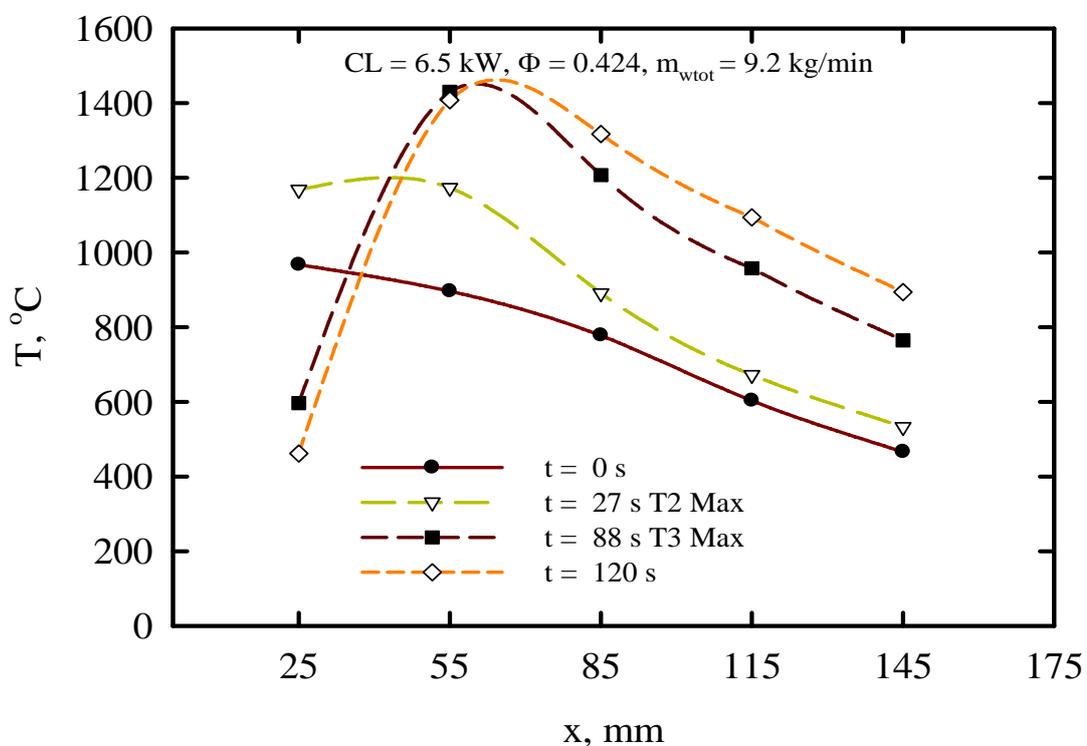
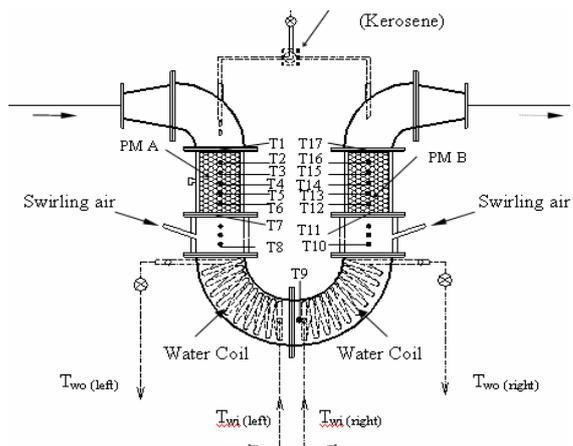
รูปที่ 5.4 ตัวอย่างอุณหภูมิ  $T$  ที่เปลี่ยนแปลงตามระยะ  $x$  ที่  $t_{\text{hp}}$  ต่างๆ (Backward Flow)



รูปที่ 5.5 การเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิ ณ เวลาต่างๆ ที่  $t_{hp} = 120$  s (Forward Flow)



รูปที่ 5.6 การเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิ ณ เวลาต่างๆ ที่  $t_{hp} = 120$  s (Backward Flow)



รูปที่ 5.7 Temperature Profile ณ เวลาที่ระบุซึ่งให้อุณหภูมิสูงสุดเกิดเรียงตามลำดับตำแหน่งของ Thermocouples

จากรูปที่ 5.7 จะได้

$$\text{Combustion Wave Velocity} \quad \bar{u} = \frac{55 - 25}{88 - 27} \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

$$\text{Combustion Wave Velocity} \quad \bar{u} = 0.492 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

จากรูปที่ 5.7 คำนวณค่า Combustion Wave Velocity,  $\bar{u}$  ได้ 0.429 mm/s จึงนำมาคำนวณค่า Equilibrium Temperature ( $T_{eq}$ ) จากสมการที่ (3.14) ได้ดังตารางที่ 5.1

ตารางที่ 5.1 แสดงผลการคำนวณหาค่า Equilibrium Temperature ( $T_{eq}$ )

ค่าตัวแปรต่างๆที่ใช้ในการคำนวณหาค่า $T_{eq}$ และ $\Delta$			
$T_0$ = Initial Temperature	303	303	K
$\bar{u}$ = Combustion Wave Velocity	0	0.000492	m/s
$\bar{v}$ = Interstitial Velocity of Gas Filtration	1.48	1.48	m/s
$Q$ = Reaction Heat Release	1241800	1241800	J/kg
$C_T$ = Heat Capacity of Gas	1007	1007	J/kgK
$C_\theta$ = Heat Capacity of Solid	745	745	J/kgK
$\rho_T$ = Density Capacity of Gas	1.165	1.165	kg/m <sup>3</sup>
$\rho_\theta$ = Density Capacity of Solid	2150	2150	kg/m <sup>3</sup>
$m$ = Porosity	0.361	0.361	
$T_{eq}$ = Equilibrium Temperature	1,536.2	6573.7	K
$\Delta$ = Super-adiabatic Indicated	0	1.2447	

ตารางที่ 5.1 แสดงผลการคำนวณหาค่า Equilibrium Temperature ( $T_{eq}$ ) ของเชื้อเพลิง LPG จากสมการที่ (3.14) พบว่า เมื่อให้ค่า  $\bar{u} = 0$  เปรียบเสมือนว่า เปลวไฟหยุดนิ่ง  $T_{eq}$  จะเท่ากับ 1536.2 K ซึ่งมีค่าเท่ากับ Adiabatic Flame Temperature แต่เมื่อนำค่าความเร็วที่ได้จากการทดลองมาคำนวณที่ค่า  $\bar{u} = 0.492 \times 10^{-3} \text{ m/s}$   $T_{eq}$  จะเท่ากับ 6573.7 K ซึ่งมีอุณหภูมิมากกว่า Adiabatic Flame Temperature มาก แต่เนื่องจากในระบบการเผาไหม้ที่ทำการทดลองจริง จะมีการสูญเสียความร้อนออกไปจากระบบ ทำให้ค่า  $T_{eq}$  ที่คำนวณกับที่วัดได้จากการทดลองมีความแตกต่างกันมาก แต่อย่างไรก็ตาม ค่าอุณหภูมิที่ได้จากการทดลอง (ประมาณ 1,673 K) ก็ยังมีค่าสูงกว่า Adiabatic Flame Temperature

## 5.3 อิทธิพลของจำนวนหัวหยดเชื้อเพลิงเหลว

### 5.3.1 อิทธิพลของจำนวนหัวหยดเชื้อเพลิงเหลวต่อกายภาพการเผาไหม้

รูปที่ 5.8 ถึง รูปที่ 5.13 เป็นกราฟแสดงการเปรียบเทียบหัวหยดเชื้อเพลิงเหลวระหว่าง 1 Injector และ 3 Injector ต่อ  $\bar{T}$  (เนื่องจากระบบการเผาไหม้เปลี่ยนแปลงไปมีการเคลื่อนที่ไปตามเวลา จึงต้องใช้  $\bar{T}$  เป็นตัวแทนของ T) ที่ CL = 10 kW, 8 kW, 6 kW,  $\Phi = 0.25$ ,  $t_{hp} = 120$  s,  $m_{wot} = 17$  kg/min ของทิศทางการไหลแบบ Forward Flow และ Backward Flow ตามลำดับ จากกราฟทั้งหมดที่ปริมาณ CL ต่างๆกัน ในแต่ละทิศทางการไหลจะให้แนวโน้มที่เหมือนกัน ดังนั้นจึงเลือกอธิบายที่ CL = 10 kW ในทิศทางการไหลแบบ Forward Flow ตามรูปที่ 5.8 ก็เพียงพอ

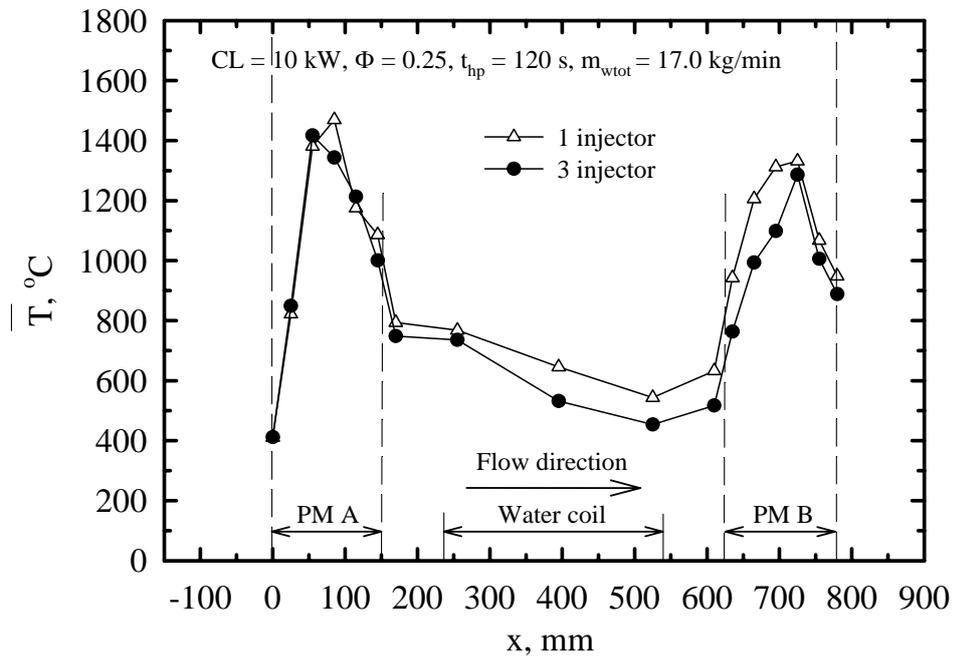
รูปที่ 5.8 แสดงการเปรียบเทียบหัวหยดเชื้อเพลิงเหลวระหว่าง 1 Injector และ 3 Injector ต่อ  $\bar{T}$  ที่ CL = 10 kW,  $\Phi = 0.25$ ,  $t_{hp} = 120$  s,  $m_{wot} = 17$  kg/min พบว่าการเผาไหม้โดยใช้หัวหยดเชื้อเพลิงเหลว 1 Injector จะให้อุณหภูมิการเผาไหม้ที่สูงกว่า 3 Injector เนื่องจาก 1 Injector เชื้อเพลิงเหลวจะถูกจ่ายลงไปในวัสดุพอร์นเพียงจุดเดียว จึงมีการซึมลึกลงไปวัสดุพอร์นมากกว่า เมื่อเกิดการเผาไหม้จึงให้อุณหภูมิที่สูง แตกต่างจาก 3 Injector ที่มีการกระจายเชื้อเพลิงเหลวค่อนข้างเต็มหน้าตัดของวัสดุพอร์น การเผาไหม้จึงมีความเป็น Homogeneous มากกว่า

รูปที่ 5.14 แสดงถึงการเปรียบเทียบหัวหยดเชื้อเพลิงเหลวระหว่าง 1 Injector และ 3 Injector ต่อการปลดปล่อยปริมาณ  $\overline{CO}$  และ  $\overline{NO}_x$  ที่เปลี่ยนแปลงตามเวลา (t) ที่ CL = 10 kW,  $\Phi = 0.25$ ,  $t_{hp} = 120$  s,  $m_{wot} = 17$  kg/min สังเกตที่เส้นกราฟของ CO และ  $\overline{NO}_x$  ที่เปลี่ยนแปลงไปตามเวลา ทั้ง 3 Injector และ 1 Injector จะเห็นว่าปริมาณ CO และ  $\overline{NO}_x$  มีการแกว่งขึ้นลงตามเวลาที่เปลี่ยนแปลงไป เมื่อเปรียบเทียบปริมาณ CO ระหว่าง 3 Injector กับ 1 Injector พบว่าปริมาณ CO และ  $\overline{NO}_x$  ของ 1 Injector มีค่าสูงกว่า 3 Injector โดยเฉลี่ย และมีการแกว่งที่มากกว่า เนื่องจากการเผาไหม้ที่ใช้ 3 Injector มีความเป็น Homogeneous มากกว่า ส่งผลให้ปลดปล่อยค่ามลพิษที่ต่ำกว่า

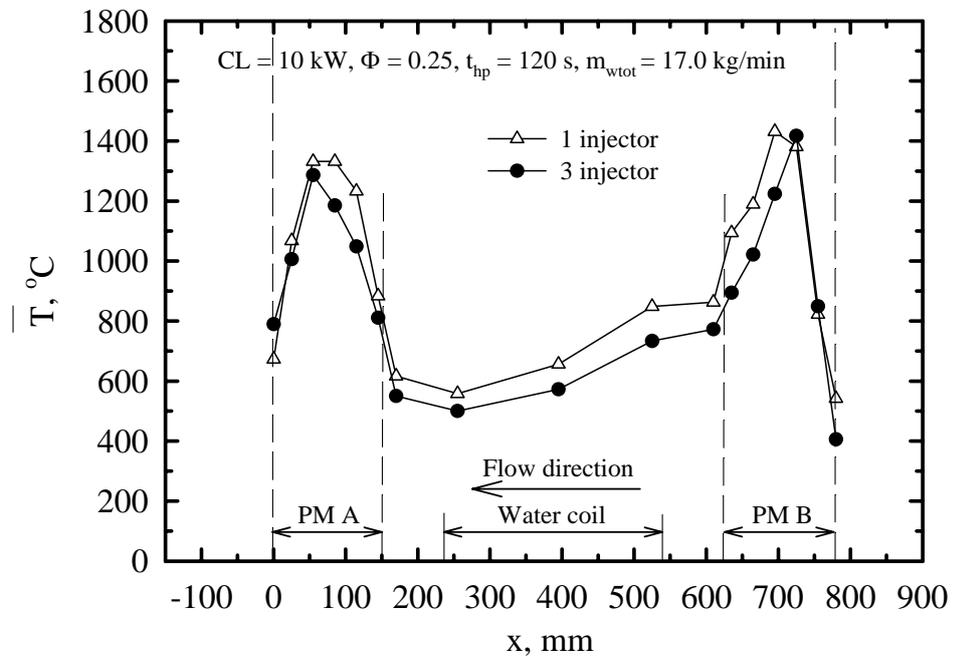
รูปที่ 5.15 เป็นกราฟแสดงการเปรียบเทียบหัวหยดเชื้อเพลิงเหลวระหว่าง 1 Injector และ 3 Injector ที่ปริมาณ CL ต่างๆต่อการปลดปล่อยปริมาณ  $\overline{CO}$  ที่  $\Phi = 0.25$ ,  $t_{hp} = 120$  s,  $m_{wot} = 17$  kg/min พบว่าการใช้หัวหยดเชื้อเพลิงเหลว 3 Injector ที่ปริมาณ CL ต่างๆต่อการปลดปล่อยปริมาณ  $\overline{CO}$  น้อยกว่าการใช้หัวหยดเชื้อเพลิงเหลว 1 Injector และปริมาณ  $\overline{CO}$  มีแนวโน้มลดลงตามการเพิ่มขึ้นของปริมาณ CL อันเป็นผลมาจากการใช้ 3 Injector ให้การ Mixing ที่ดี มีความเป็น Homogeneous จึงเกิดการเผาไหม้ที่สมบูรณ์กว่า 1 Injector แม้ว่าอุณหภูมิการเผาไหม้จะต่ำกว่าก็ตาม

รูปที่ 5.16 เป็นกราฟแสดงการเปรียบเทียบหัวหัดเชื้อเพลิงเหลวระหว่าง 1 Injector และ 3 Injector ที่ ปริมาณ CL ต่างๆต่อการปลดปล่อยปริมาณ  $\overline{\text{NO}}_x$  ที่  $\Phi = 0.25$ ,  $t_{hp} = 120$  s,  $m_{wtot} = 17$  kg/min พบว่า การใช้หัวหัดเชื้อเพลิงเหลว 3 Injector ที่ปริมาณ CL ต่างๆมีการปลดปล่อยปริมาณ  $\overline{\text{NO}}_x$  น้อยกว่า การใช้หัวหัดเชื้อเพลิงเหลว 1 Injector เนื่องจากมีอุณหภูมิการเผาไหม้ที่ต่ำกว่าและมีความเป็น Homogeneous มากกว่า

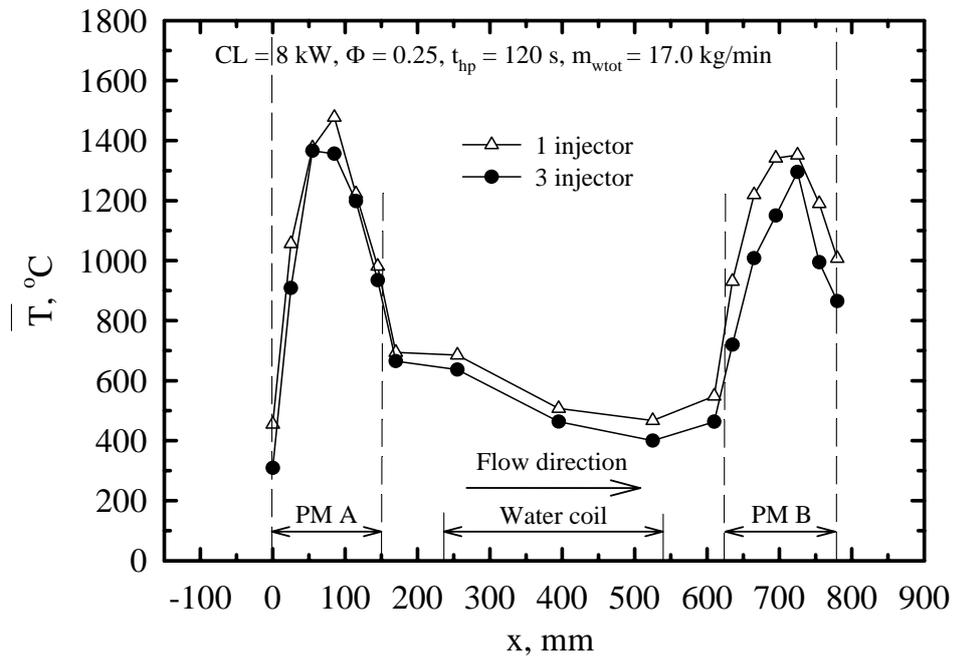
รูปที่ 5.17 แสดงถึงอิทธิพลของ CL ต่อ  $\eta_{in}$  ที่  $\Phi = 0.25$ ,  $t_{hp} = 120$  s,  $m_{wtot} = 17$  kg/min จะเห็นว่า เป็นเทคนิคการดึงเอาความร้อนจากคอยล์น้ำออกมาใช้ประโยชน์และควรมีการพัฒนาการต่อไปในอนาคต



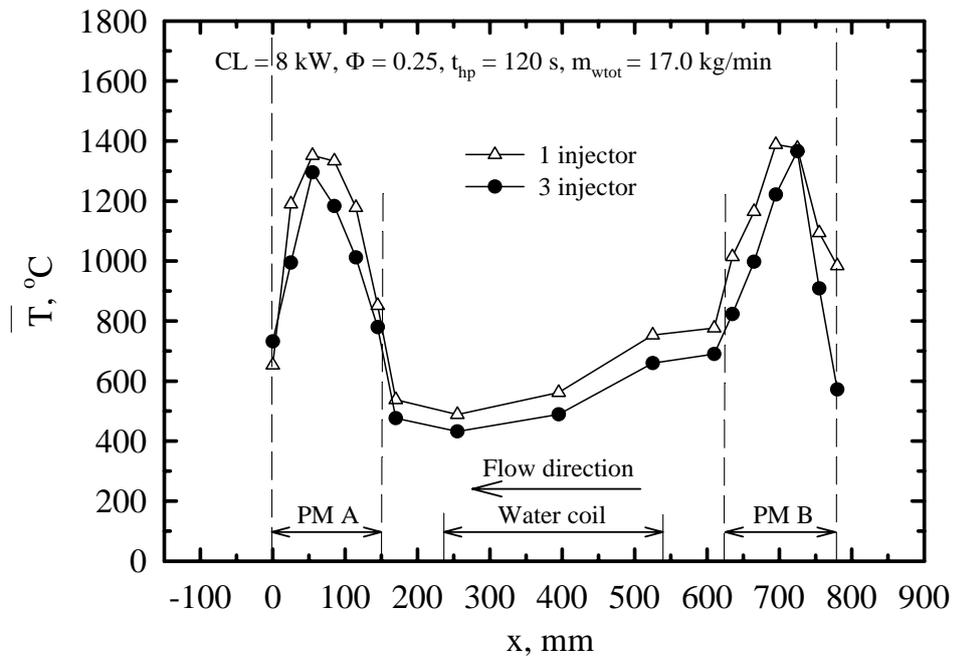
รูปที่ 5.8 การเปรียบเทียบหัวหยดเชื้อเพลิงเหลวระหว่าง 1 Injector และ 3 Injector ต่อ  $\bar{T}$  (Forward Flow)



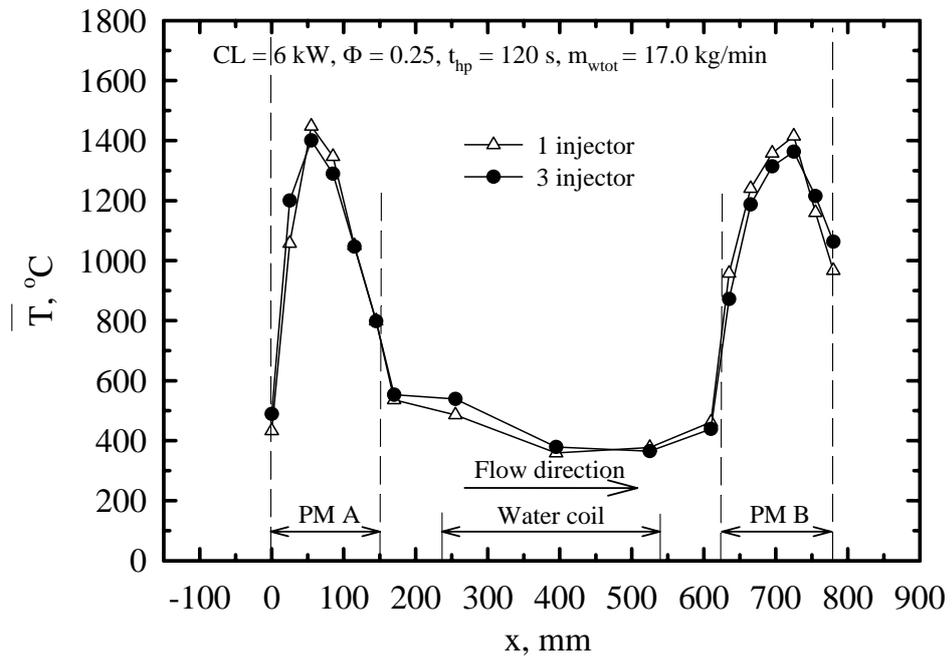
รูปที่ 5.9 การเปรียบเทียบหัวหยดเชื้อเพลิงเหลวระหว่าง 1 Injector และ 3 Injector ต่อ  $\bar{T}$  (Backward Flow)



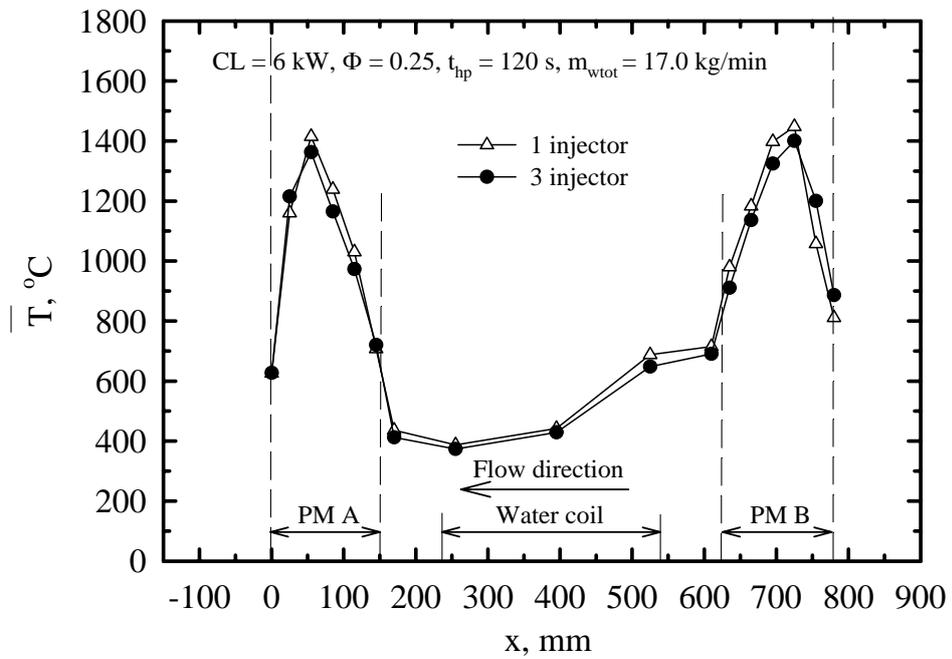
รูปที่ 5.10 การเปรียบเทียบหัวหยดเชื้อเพลิงเหลวระหว่าง 1 Injector และ 3 Injector ต่อ  $\bar{T}$  (Forward Flow)



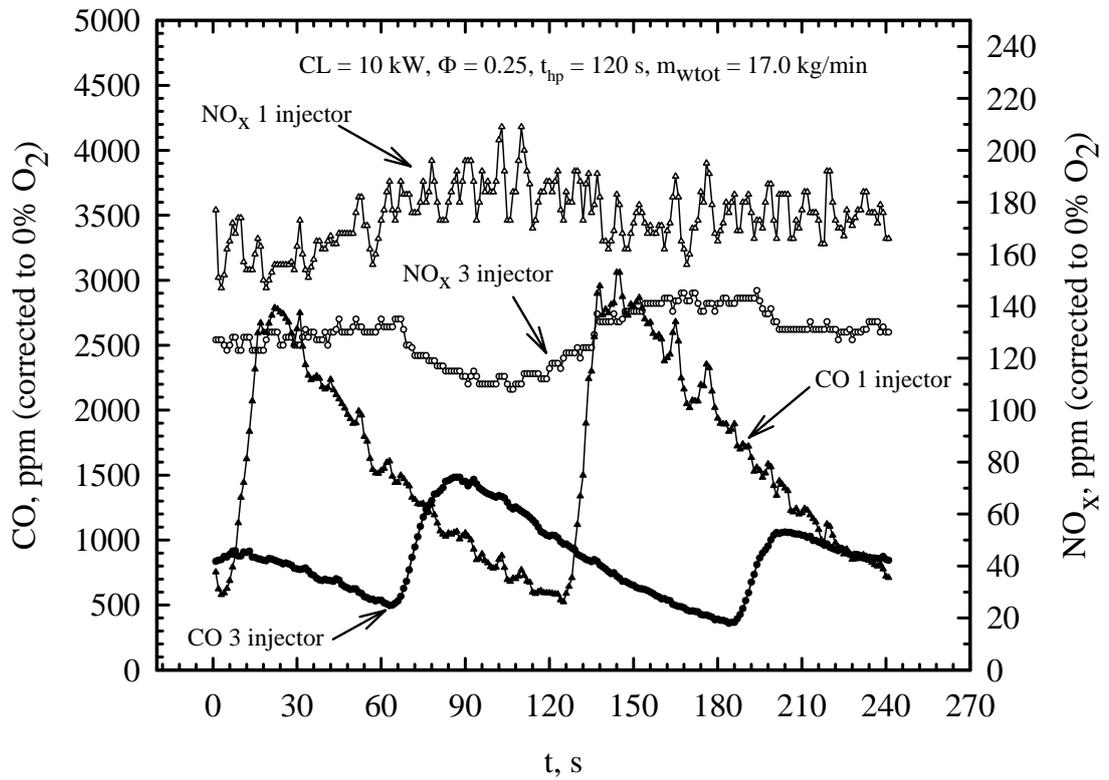
รูปที่ 5.11 การเปรียบเทียบหัวหยดเชื้อเพลิงเหลวระหว่าง 1 Injector และ 3 Injector ต่อ  $\bar{T}$  (Backward Flow)



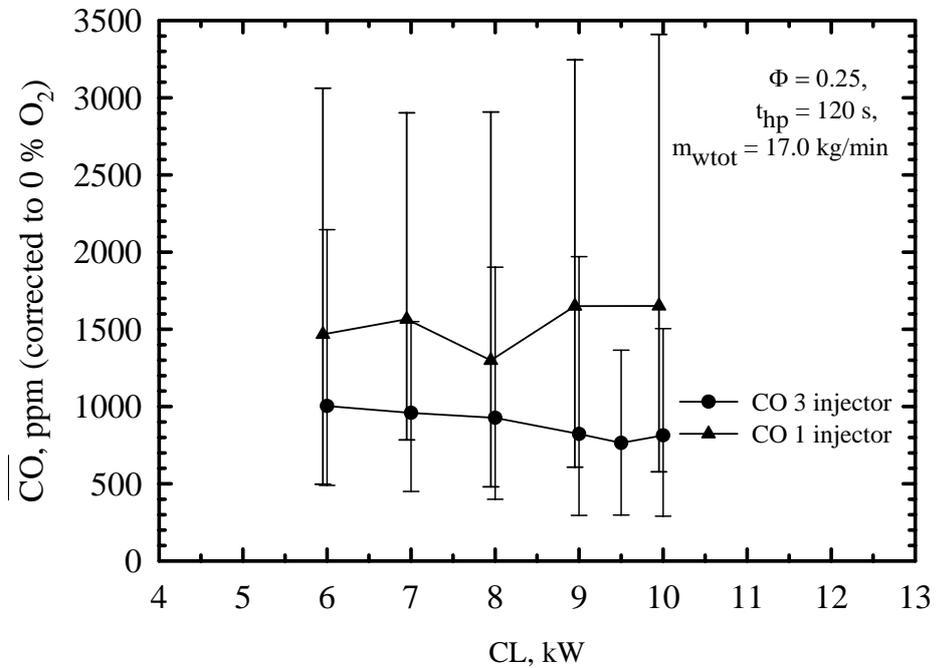
รูปที่ 5.12 การเปรียบเทียบหัวหยดเชื้อเพลิงเหลวระหว่าง 1 Injector และ 3 Injector ต่อ  $\bar{T}$   
(Forward Flow)



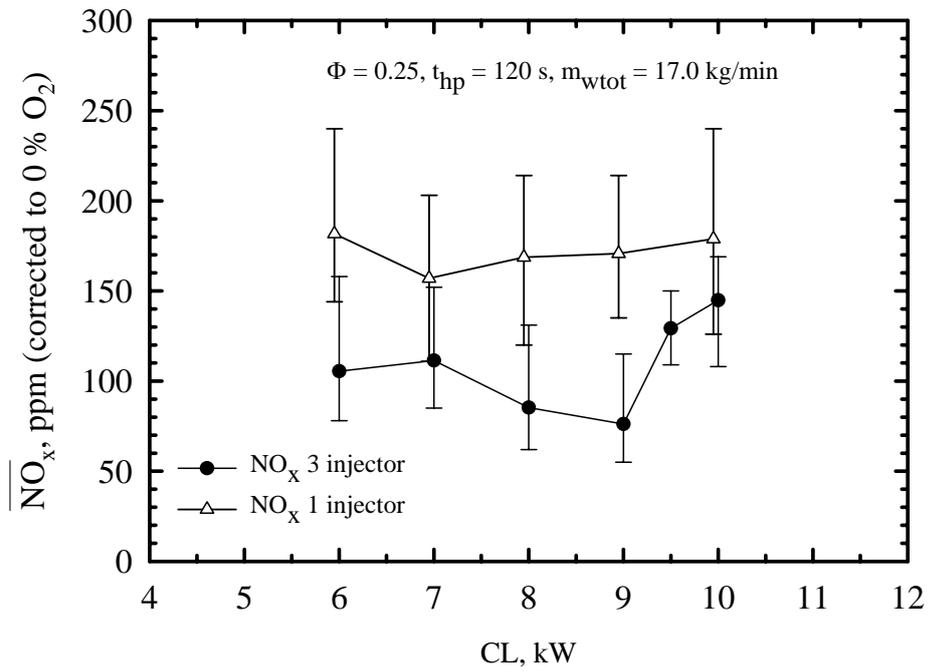
รูปที่ 5.13 การเปรียบเทียบหัวหยดเชื้อเพลิงเหลวระหว่าง 1 Injector และ 3 Injector ต่อ  $\bar{T}$   
(Backward Flow)



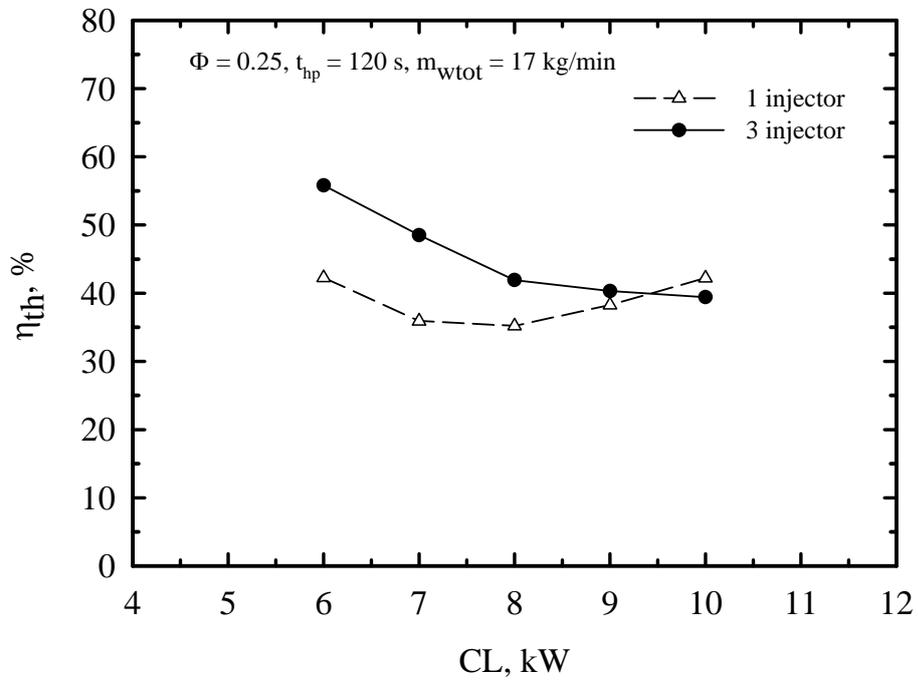
รูปที่ 5.14 เปรียบเทียบปริมาณ CO และ NO<sub>x</sub> ระหว่าง 3 Injector กับ 1 Injector



รูปที่ 5.15 อิทธิพลของ CL ต่อ ปริมาณ  $\overline{CO}$



รูปที่ 5.16 อิทธิพลของ CL ต่อ ปริมาณ  $\overline{\text{NO}_x}$



รูปที่ 5.17 อิทธิพลของ CL ต่อ  $\eta_{th}$

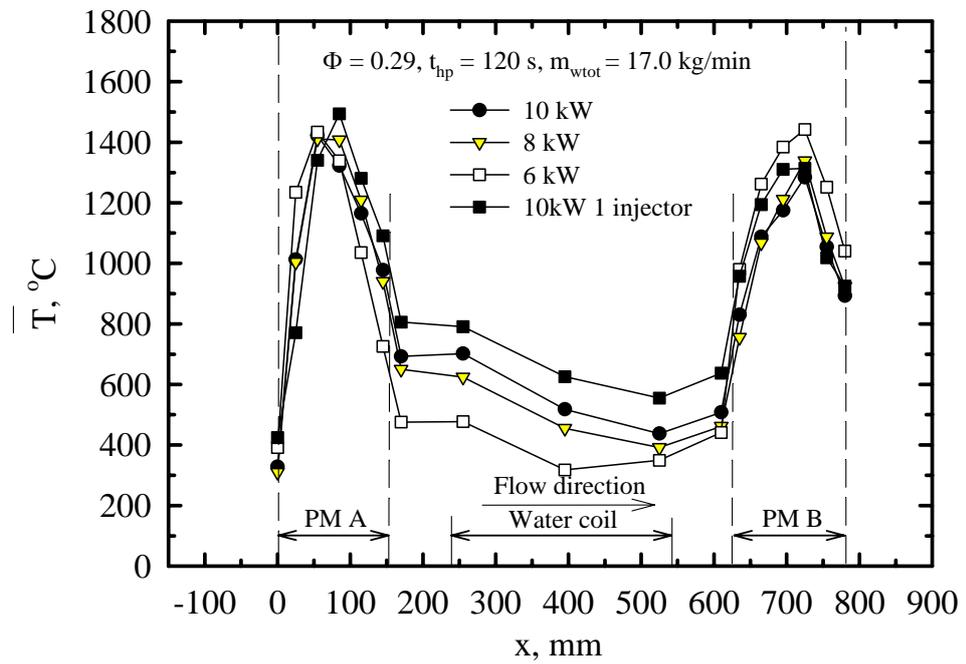
### 5.3.2 อิทธิพลของ CL (3 injector)

เพื่อที่จะแสดงสมรรถนะของเตาเผาไหม้แบบ CFRC ว่ามีช่วงการทำงานที่เหมาะสมในช่วง CL สูงสุด และต่ำสุดเท่าใด จึงเป็นที่มาของการศึกษาอิทธิพลของ CL รูปที่ 5.18 และรูปที่ 5.19 แสดงถึงอิทธิพลของ CL ต่อ  $\bar{T}$  ที่  $\Phi = 0.29$ ,  $t_{hp} = 120$  s,  $m_{wtot} = 17$  kg/min ของทิศทางการไหลแบบ Forward Flow และ Backward Flow ตามลำดับ สามารถแปรเปลี่ยนค่า CL ได้ในช่วง 6-10 kW โดยยังคงได้สภาพการเผาไหม้ที่เสถียรดีมากเกิดขึ้นในวัฏศุนย์ ถ้าหากป้อน CL น้อยกว่า 6 kW เกรงว่าเตาอาจจะดับได้ เพราะวาระดับอุณหภูมิในชั้น PM A และ PM B เริ่มลดต่ำลง ทำให้อุณหภูมิการเผาไหม้และการ Preheat ลดต่ำลง และหาก CL มากกว่า 10 kW อุณหภูมิในการเผาไหม้จะสูงเกินไปซึ่งเป็นข้อจำกัดของ Thermocouple ในการใช้งาน ในแต่ละทิศทางการไหลจะให้นิวโน้มที่เหมือนกัน ดังนั้นจึงเลือกอธิบายในทิศทางการไหลแบบ Forward Flow ตามรูปที่ 5.18 ก็เพียงพอ

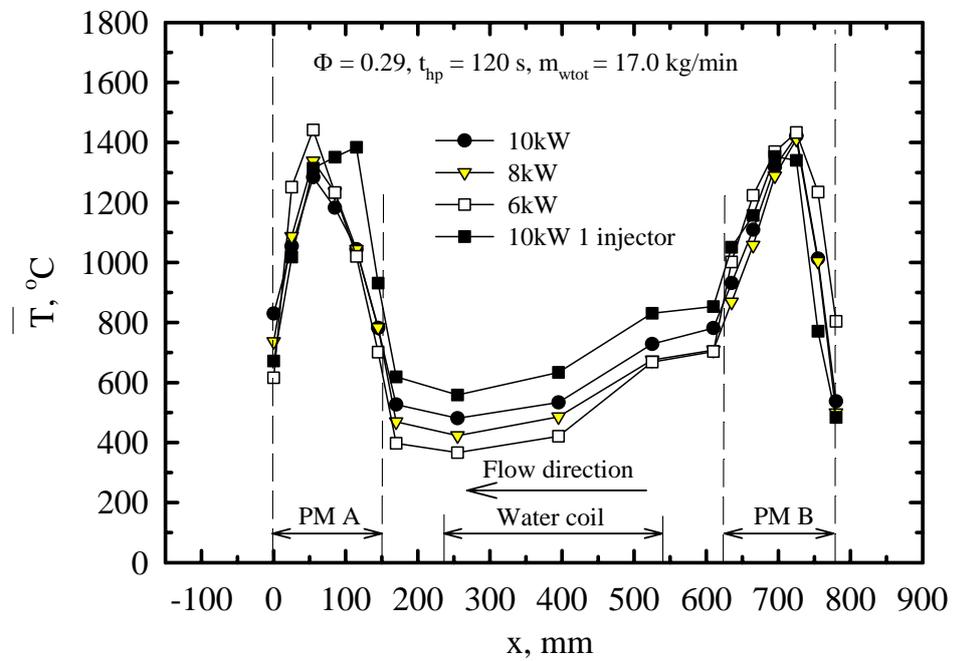
รูปที่ 5.18 เมื่อ CL เพิ่มจาก 6 kW ถึง 10 kW ส่งผลที่สำคัญดังนี้คือ ประการแรก บริเวณการเผาไหม้ในชั้น PM A ช่วง ( $0 \leq x \leq 75$ ) ที่อัตราการไหลของเชื้อเพลิงเหลว (CL) น้อยๆ จะให้อุณหภูมิสูงกว่าปริมาณ CL ที่มากขึ้น เนื่องจากการเผาไหม้ในช่วงที่ CL น้อยๆ จะให้การ Mixing ที่ดีกว่าปริมาณ CL มากๆ เพราะ CL แปรผันโดยตรงกับความเร็ว ดังนั้นการเผาไหม้ในช่วงนี้ค่อนข้างเผาไหม้ได้อย่างสมบูรณ์ ส่งผลให้อุณหภูมิการเผาไหม้สูงกว่า ประการที่สองพิจารณาการเผาไหม้ในชั้น PM A ช่วง ( $75 \leq x \leq 150$ ) พบว่า การเผาไหม้ที่ปริมาณ CL น้อยๆ ได้ถูกเผาไหม้เกือบหมดเหลือเพียงบางส่วนเท่านั้นที่จะยังเผาไหม้ต่อในช่วงนี้ ส่วนปริมาณ CL มากๆ จะถูกเผาไหม้อย่างสมบูรณ์ในช่วงนี้ เนื่องจากปริมาณ CL มาก ความเร็วในการไหลก็จะมากขึ้นตามด้วย จึงทำให้อุณหภูมิมีค่าสูงกว่าที่ปริมาณ CL น้อยๆ และยังส่งผลให้ระดับอุณหภูมิผ่านไปยังคอยล์น้ำมีค่าสูงขึ้นตามไปด้วย ประการที่สาม ระดับอุณหภูมิภายในชั้น PM B พบว่ามีค่าต่ำลงเมื่อ ปริมาณ CL มากขึ้น เนื่องจาก มีการสูญเสียความร้อนให้กับคอยล์น้ำที่สูงขึ้นก่อนแผ่รังสีความร้อนให้กับ PM B ต่อไป

รูปที่ 5.20 และ รูปที่ 5.21 แสดงถึงอิทธิพลของ CL ต่อการปลดปล่อยปริมาณ  $\overline{CO}$  และ  $\overline{NO}_x$  พบว่าเมื่อ CL เพิ่มขึ้น  $\overline{CO}$  จะลดลงเนื่องจากอุณหภูมิการเผาไหม้สูงขึ้น ส่วนปริมาณ จะแตกต่างกันคือเมื่อ CL เพิ่มมากขึ้น  $\overline{NO}_x$  จะมีค่ามากขึ้นตามอุณหภูมิการเผาไหม้ที่สูงขึ้น

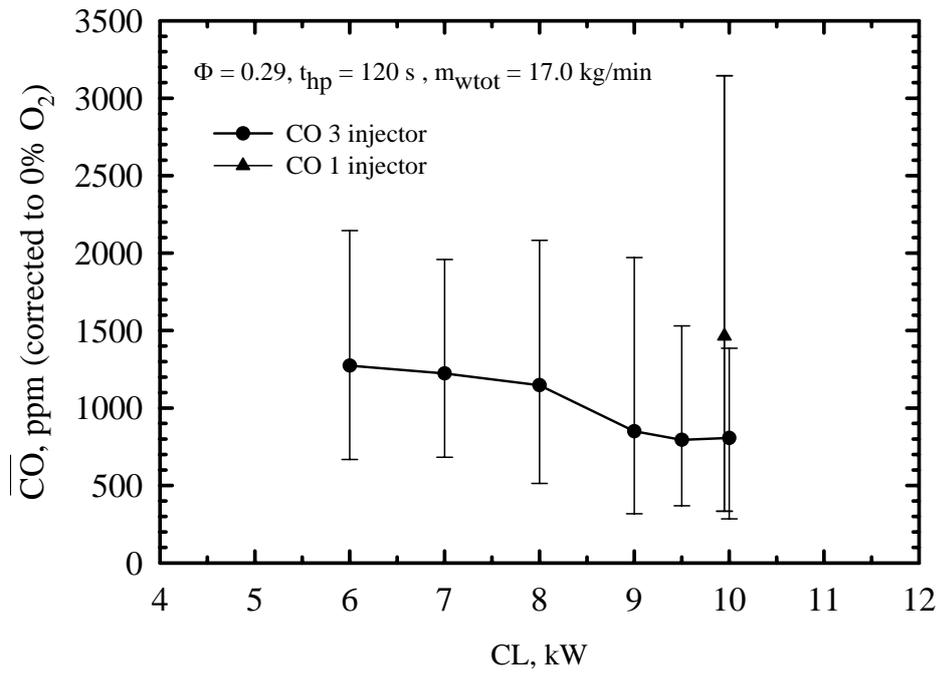
รูปที่ 5.22 แสดงอิทธิพลของ CL ต่อ  $\eta_{th}$  ที่  $\Phi = 0.29$ ,  $t_{hp} = 120$  s,  $m_{wtot} = 17$  kg/min พบว่าเมื่ออุณหภูมิการเผาไหม้สูงขึ้น  $\eta_{th}$  จะตกลงเนื่องจากที่ CL สูงๆจะมีการสูญเสียความร้อนออกไปทางผนังเตาเผาไหม้มาก ส่งผลให้  $\eta_{th}$  ลดลง



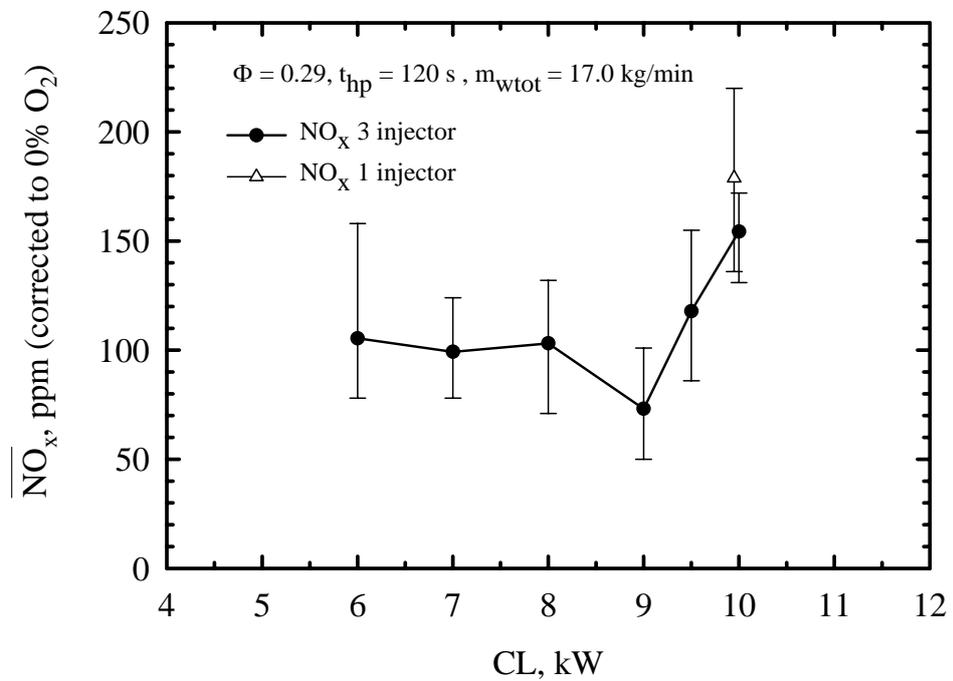
รูปที่ 5.18 อิทธิพลของ CL ต่อ  $\bar{T}$  (Forward Flow)



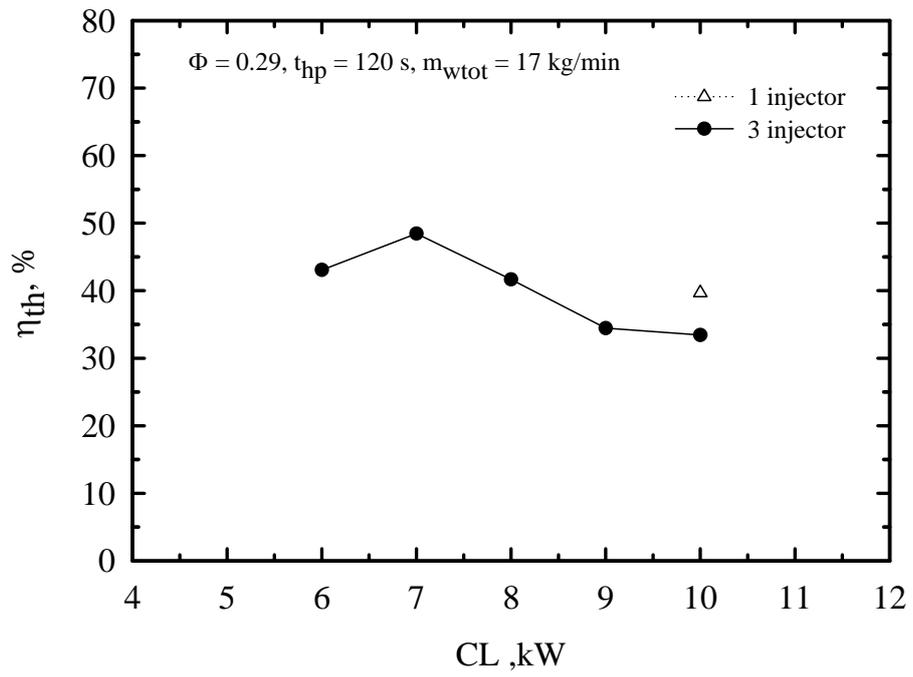
รูปที่ 5.19 อิทธิพลของ CL ต่อ  $\bar{T}$  (Backward Flow)



รูปที่ 5.20 อิทธิพลของ CL ต่อ ปริมาณ  $\overline{\text{CO}}$



รูปที่ 5.21 อิทธิพลของ CL ต่อ ปริมาณ  $\overline{\text{NO}_x}$



รูปที่ 5.22 อิทธิพลของ CL ต่อ  $\eta_{th}$

### 5.3.3 อิทธิพลของ $t_{hp}$ (3 injector)

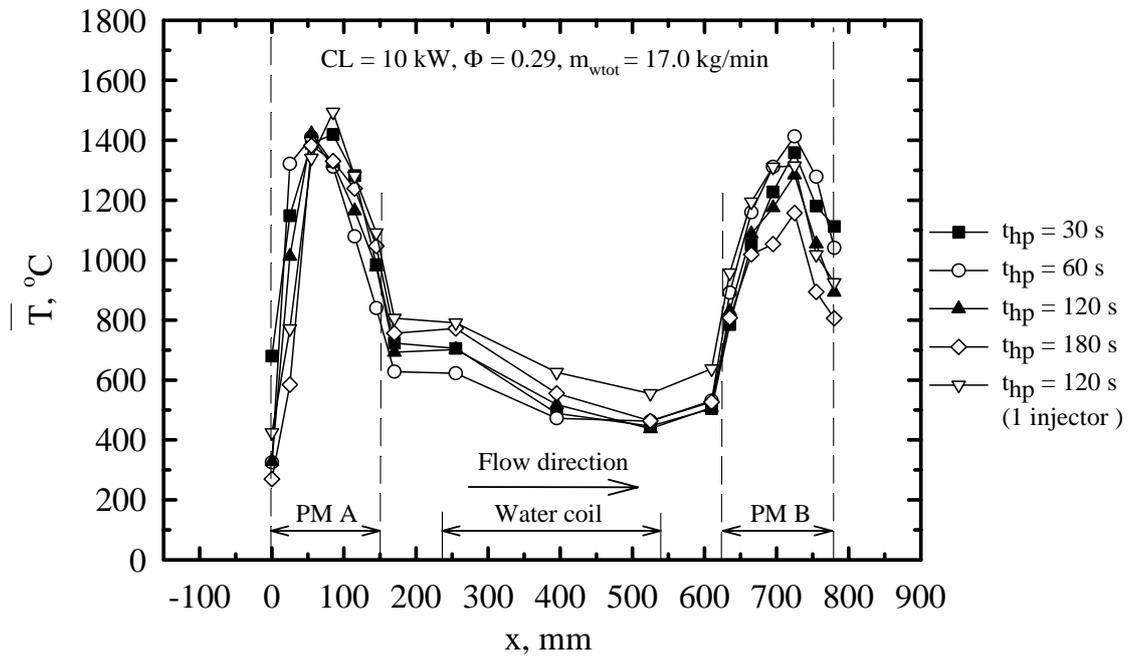
เพื่อให้มีเวลาเผาไหม้ที่พอเพียงเกิดการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ จึงทำการศึกษาหาค่า  $t_{hp}$  ที่เหมาะสม รูปที่ 5.23 และรูปที่ 5.24 แสดงอิทธิพลของ  $t_{hp}$  ต่อการกระจาย  $\bar{T}$  ในทิศทางไหลแบบ Forward Flow และ Backward Flow ตามลำดับ สามารถแปรเปลี่ยนค่า  $t_{hp}$  ได้ในช่วง 30-180 s ที่  $CL = 10$  kW,  $\Phi = 0.29$ ,  $m_{wtot} = 17$  kg/min โดยยังคงได้สภาพการเผาไหม้ที่เสถียรดีมากเกิดขึ้นภายในวัสดุพอร์น หาก  $t_{hp}$  น้อยเกินไป ทำให้เวลาการเผาไหม้ไม่เพียงพอจึงเกิดการเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์ ในทางตรงกันข้ามหาก  $t_{hp}$  มากเกินไป ทำให้อุณหภูมิด้าน Backward Flow จะต่ำลง อาจเป็นผลทำให้เตาดับได้ในจังหวะต่อไป ซึ่งเป็นที่ไม่พึงประสงค์ ในแต่ละทิศทางการไหลจะให้แนวโน้มเหมือนกัน จึงเลือกอธิบายทิศทางเดียวก็เพียงพอ คือกรณี Forward Flow ตามรูปที่ 5.23

รูปที่ 5.23 แสดงถึงอิทธิพลของ  $t_{hp}$  ต่อ  $\bar{T}$  โดย 3 Injector พบว่า  $t_{hp}$  ไม่ค่อยมีผลต่อ  $\bar{T}$  มากนักต่อแนวแกนของเตา ยกเว้นบริเวณต้นทางของ PM A ( $0 \leq x \leq 25$ ) สังเกตเห็นว่า  $\bar{T}$  จะลดต่ำตาม  $t_{hp}$  ที่เพิ่มขึ้น  $\bar{T}$  ในบริเวณคอยล์น้ำทางด้านที่ติดกับ PM A มีค่าค่อนข้างสูงและค่อยๆเอียงลาดลงไปตามด้านปลายทางตามแนวแกน  $x$  ข้อสังเกตคือ  $\bar{T}$  จะสูงขึ้นตาม  $t_{hp}$  ที่เพิ่มขึ้น เนื่องจากมีเวลาในการเผาไหม้ที่เพียงพอ ก่อให้เกิดการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ ส่วนทางด้าน PM B สังเกตว่า  $\bar{T}$  จะลดต่ำลงตาม  $t_{hp}$  ที่เพิ่มขึ้น เนื่องจากใช้เวลาในการเผาไหม้ทางด้าน PM A ยาวนานเกินไป

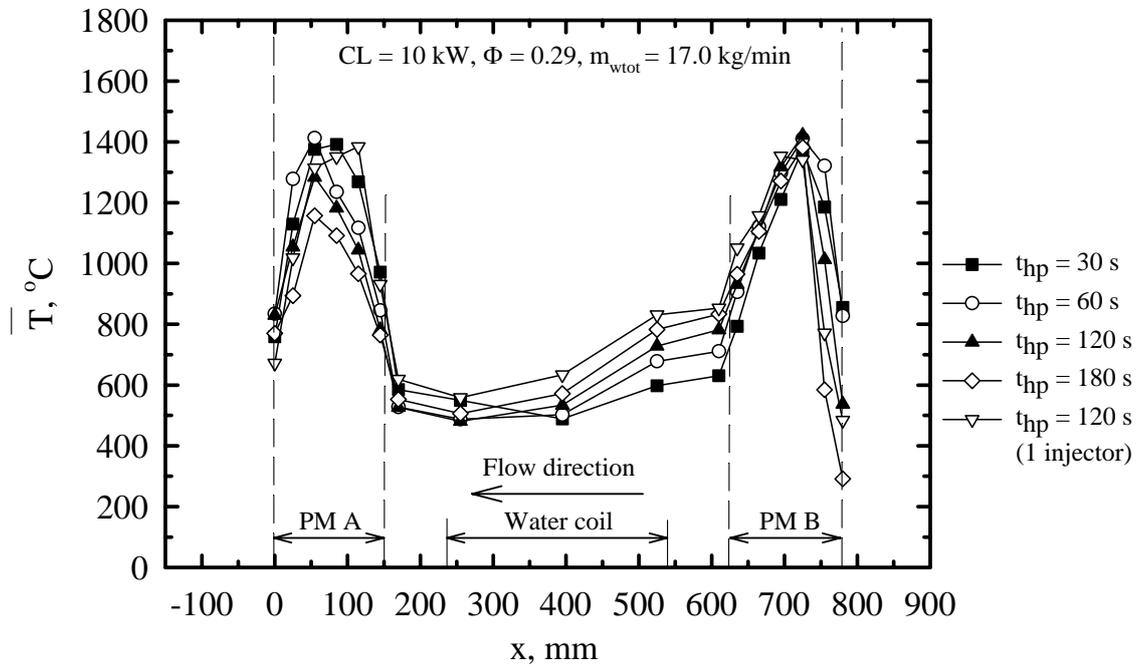
รูปที่ 5.25 แสดงอิทธิพลของ  $t_{hp}$  ต่อการปลดปล่อยปริมาณ CO และ  $NO_x$  ที่เปลี่ยนแปลงไปตามเวลา สังเกตเห็นว่า เส้นกราฟที่  $t_{hp} = 120$  s มีการแกว่งน้อยกว่า  $t_{hp} = 60$  s และ 30 s ดังนั้นจึงแสดงให้เห็นว่า  $t_{hp}$  สูงกว่าจะให้ปริมาณ CO และ  $NO_x$  ที่ต่ำกว่า เนื่องจากการเผาไหม้สมบูรณ์ดียิ่งขึ้น

รูปที่ 5.26 แสดงอิทธิพลของ  $t_{hp}$  ต่อการปลดปล่อยปริมาณ  $\overline{CO}$  และ  $\overline{NO_x}$  ของ 3 Injector พบว่า  $t_{hp}$  แปรเปลี่ยนอย่างผกผันกับปริมาณ  $\overline{CO}$  อย่างเห็นได้ชัด กล่าวคือเมื่อ  $t_{hp}$  สั้นๆปริมาณ  $\overline{CO}$  จะมีค่าค่อนข้างสูง เนื่องจากการเผาไหม้ที่สั้นจึงทำให้การเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ ในทางตรงกันข้าม เมื่อ  $t_{hp}$  เพิ่มขึ้น ปริมาณ  $\overline{CO}$  จะค่อยๆลดลง เนื่องจากการเผาไหม้สมบูรณ์ดียิ่งขึ้นและ  $\bar{T}$  สูงขึ้น ส่วน  $\overline{NO_x}$  มีแนวโน้มลดลงในช่วง ( $30 \leq t_{hp} \leq 45$ ) แล้วกลับเพิ่มขึ้นเอง  $\overline{NO_x}$  ในช่วง ( $45 \leq t_{hp} \leq 90$ ) ซึ่งในช่วงนี้เป็นสิ่งที่ซับซ้อนมากเนื่องจากการเกิดขึ้นของ  $\overline{NO_x}$  เช่น Thermal  $NO_x$ , Fuel  $NO_x$ , Prompt  $NO_x$  แล้วแต่สภาพการเผาไหม้ที่ได้รับอิทธิพลจาก  $t_{hp}$

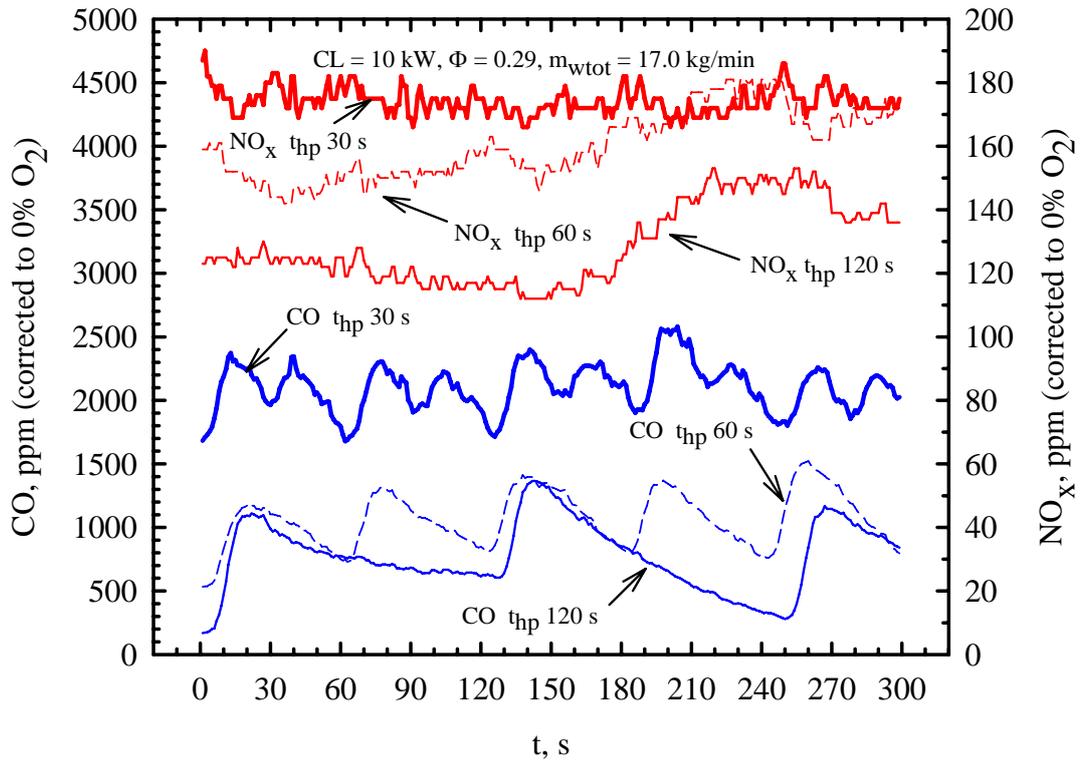
รูปที่ 5.27 แสดงถึงอิทธิพลของ  $t_{hp}$  ต่อ  $\eta_{th}$  ที่  $CL = 10$  kW,  $\Phi = 0.29$ ,  $m_{wtot} = 17$  kg/min จากกราฟพบว่า  $\eta_{th}$  มีค่าประมาณ 30-40% เพราะว่า มีการสูญเสียความร้อนออกทางด้านข้างของห้องเผาไหม้ สังเกตจากห้องเผาไหม้ที่ร้อนแดง ควรมีการปรับปรุงเทคนิควิธีการนำความร้อนไปใช้แบบใหม่



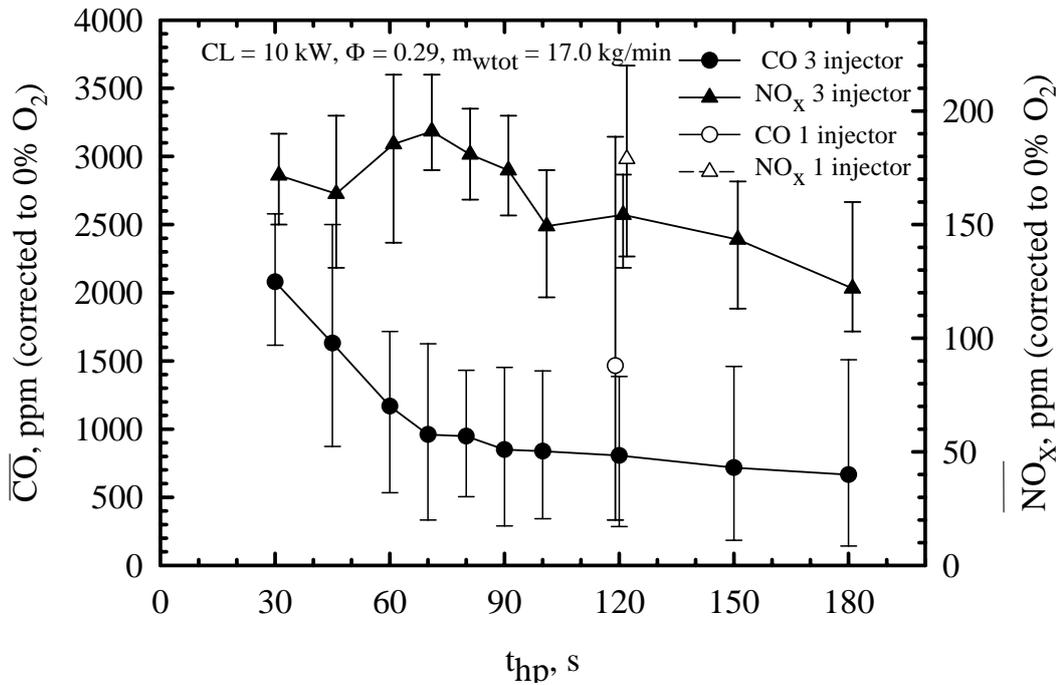
รูปที่ 5.23 อิทธิพลของ  $t_{hp}$  ต่อ  $\bar{T}$  (Forward Flow)



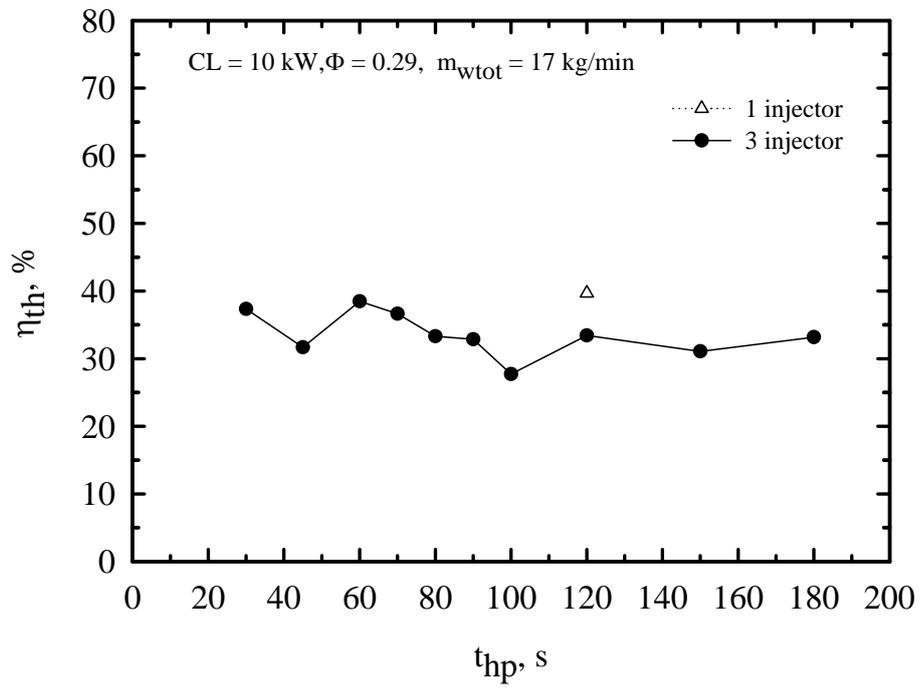
รูปที่ 5.24 อิทธิพลของ  $t_{hp}$  ต่อ  $\bar{T}$  (Backward Flow)



รูปที่ 5.25 อิทธิพลของ  $t_{hp}$  ต่อ CO และ  $NO_x$  ที่เปลี่ยนแปลงตามเวลา



รูปที่ 5.26 อิทธิพลของ  $t_{hp}$  ต่อ  $\overline{CO}$  และ  $\overline{NO_x}$



รูปที่ 5.27 อิทธิพลของ  $t_{hp}$  ต่อ  $\eta_{th}$

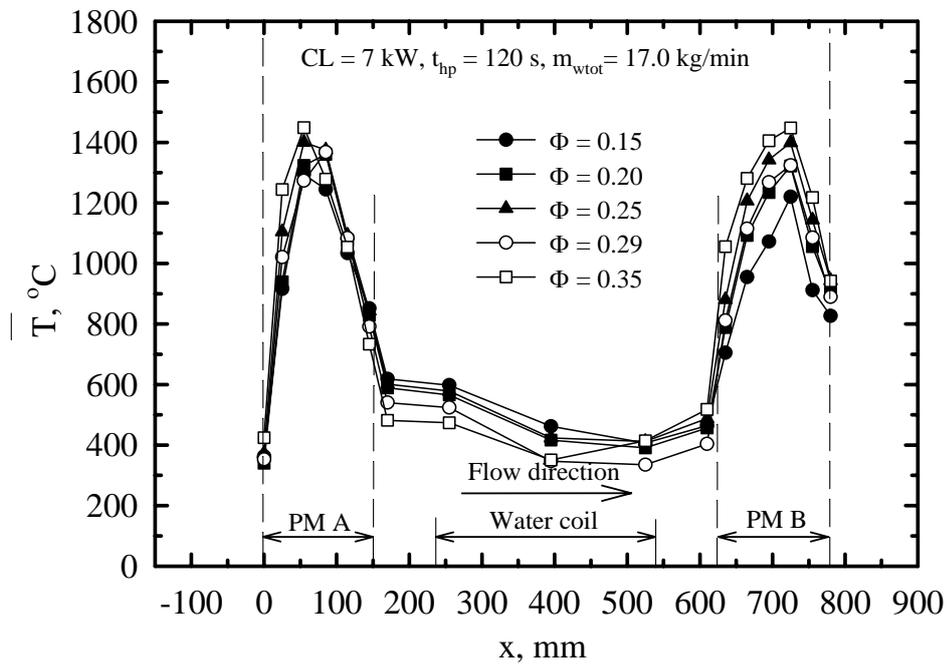
### 5.3.4 อิทธิพลของ $\Phi$ (3 injector)

เพื่อแสดงให้เห็นถึงสมรรถนะของเตาเผาใหม่ ว่าสามารถทำงานได้ที่ค่า  $\Phi$  ต่ำที่สุดได้เท่าไร จึงทำการศึกษาอิทธิพลของ  $\Phi$  รูปที่ 5.28 และ รูปที่ 5.29 แสดงอิทธิพลของค่า  $\Phi$  ต่อ  $\bar{T}$  ของทิศทางการไหลแบบ Forward Flow และ Backward Flow ตามลำดับ การแปรเปลี่ยนค่า  $\Phi$  ทำได้โดยการปรับเฉพาะอัตราการไหลของอากาศเท่านั้นโดยให้อัตราการไหลของเชื้อเพลิงคงที่ พบว่าสามารถแปรเปลี่ยนค่า  $\Phi$  ได้ในช่วง 0.15-0.35 ขึ้นกับค่า CL โดยยังคงได้สภาพการเผาไหม้ที่เสถียรดีมาก เกิดขึ้นภายในวัสดุพูน หาก  $\Phi$  มีค่าน้อยเกินไปอุณหภูมิการเผาไหม้จะต่ำมาก การเผาไหม้ไม่ค่อยเสถียรและเสี่ยงต่อการดับ ในทางตรงกันข้ามหาก  $\Phi$  มากเกินไป จะทำให้อุณหภูมิการเผาไหม้สูงเกินไป ซึ่งเป็นข้อจำกัดของ Thermocouple ในแต่ละทิศทางการไหลจะให้แนวโน้มน้ำที่เหมือนกัน จึงเลือกอธิบายเฉพาะ Forward Flow ตามรูปที่ 5.28 ก็เพียงพอ

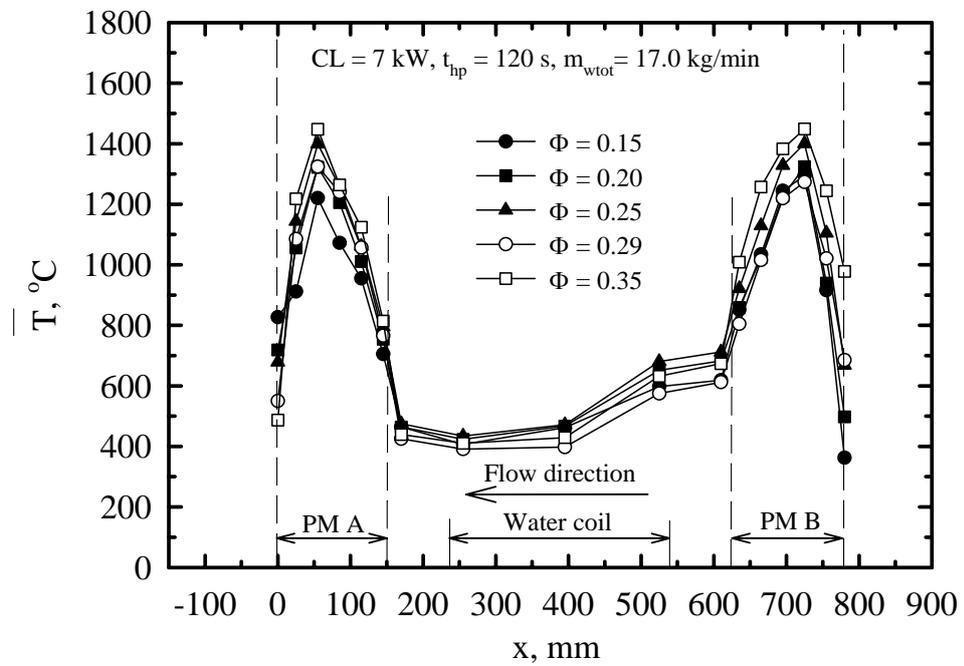
รูปที่ 5.28 แสดงถึงอิทธิพลของ  $\Phi$  ต่อ  $\bar{T}$  ที่ CL = 7 kW, 120 s,  $m_{w_{tot}} = 17$  kg/min พบว่าเมื่อเพิ่ม  $\Phi$  จาก 0.15-0.35  $\bar{T}$  การเผาไหม้ใน PM A จะให้แนวโน้มน้ำที่เพิ่มขึ้นตามค่า  $\Phi$  เนื่องจากปริมาณอากาศส่วนเกินน้อยลง (ส่วนผสมหนาขึ้น) อุณหภูมิที่สูงจึงมีโอกาสที่ความร้อนจะสูญเสียออกนอกเตามากขึ้น ดังนั้นอุณหภูมิมวลของน้ำจึงมีค่าต่ำกว่าที่  $\Phi$  น้อยๆ ส่วน  $\bar{T}$  ใน PM B ทางด้านท้ายน้ำ (Downstream) มีค่าสูงเมื่อค่า  $\Phi$  ที่เพิ่มขึ้น เนื่องจากมีการสะสมความร้อนจาก Half-period ก่อนหน้า

รูปที่ 5.30 แสดงถึงอิทธิพลของค่า  $\Phi$  ต่อการปลดปล่อยปริมาณ  $\overline{CO}$  และ  $\overline{NO}_X$  ที่ CL = 7 kW,  $t_{hp} = 120$  s,  $m_{w_{tot}} = 17$  kg/min จากกราฟแสดงให้เห็นว่า ค่า  $\Phi$  ที่น้อยหรือมากเกินไปจะทำให้ปริมาณ  $\overline{CO}$  สูงขึ้น ดังนั้นเพื่อที่จะได้ค่า  $\overline{CO}$  ต่ำสุด ควรเลือกใช้  $\Phi$  ต่ำๆ สำหรับ CL ที่มีค่าค่อนข้างต่ำ จากกราฟนี้ ปริมาณ  $\overline{CO}$  ต่ำสุดประมาณ 1,000 ppm ที่  $\Phi = 0.25$  ส่วนปริมาณ  $\overline{NO}_X$  จะให้แนวโน้มน้ำที่สูงขึ้นเมื่อค่า  $\Phi$  มากขึ้นเนื่องจากอุณหภูมิการเผาไหม้ที่สูงขึ้น

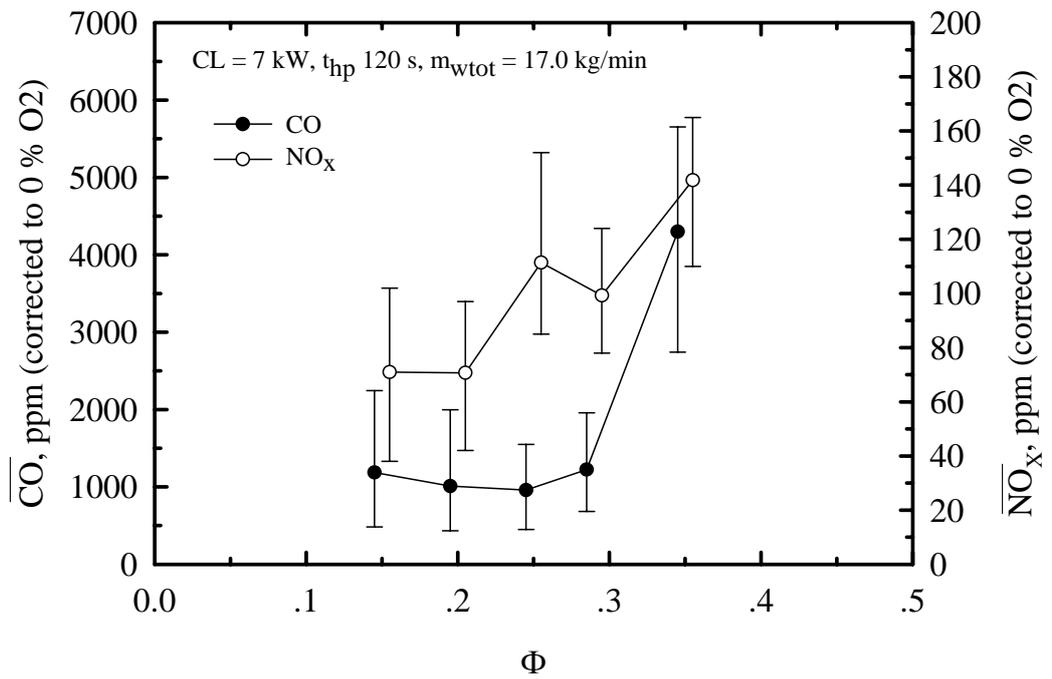
รูปที่ 5.31 แสดงถึงอิทธิพลของ  $\Phi$  ต่อ  $\eta_{th}$  ที่ CL = 7 kW,  $t_{hp} = 120$  s,  $m_{w_{tot}} = 17$  kg/min จากกราฟพบว่า  $\eta_{th}$  ใกล้เคียงกัน เนื่องจากใช้อัตราการป้อนความร้อนที่ต่ำ อิทธิพลของ  $\Phi$  จึงไม่มีผลต่อ  $\eta_{th}$  มากนัก



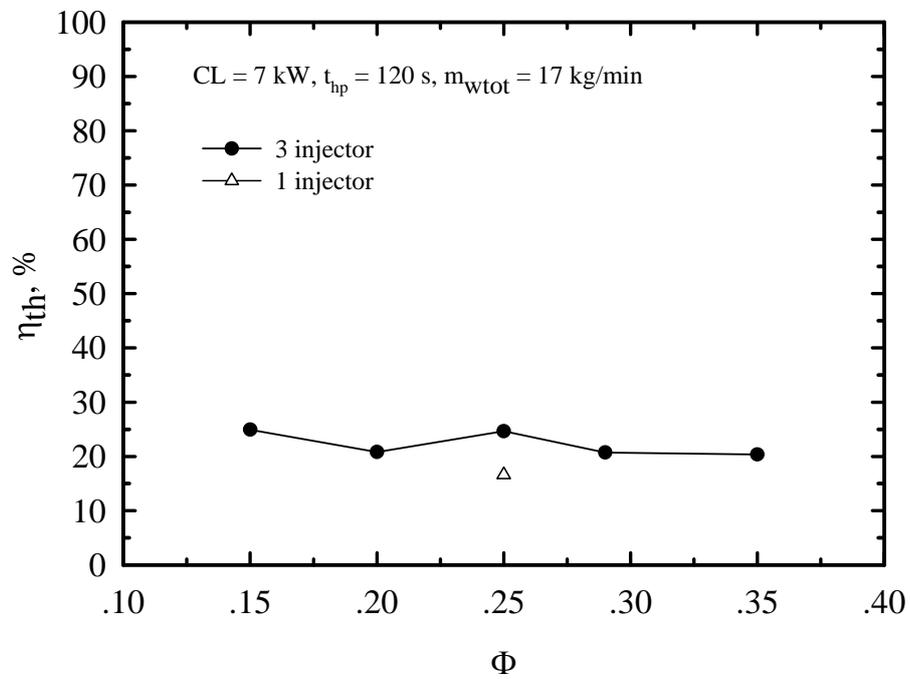
รูปที่ 5.28 อิทธิพลของ  $\Phi$  ต่อ  $\bar{T}$  (Forward Flow)



รูปที่ 5.29 อิทธิพลของ  $\Phi$  ต่อ  $\bar{T}$  (Backward Flow)



รูปที่ 5.30 อิทธิพลของ  $\Phi$  ต่อปริมาณ  $\overline{CO}$  และ  $\overline{NO_x}$



รูปที่ 5.31 อิทธิพลของ  $\Phi$  ต่อ  $\eta_{th}$

## 5.4 อิทธิพลของ Advance Time ( $t_{ad}$ )

### 5.4.1 อิทธิพลของ $t_{ad}$ ต่อกายภาพการเผาไหม้

รูปที่ 5.32 และรูปที่ 5.33 แสดงอิทธิพลของ  $t_{ad}$  ต่อการกระจาย  $\bar{T}$  ในทิศทางกรไหลแบบ Forward Flow และ Backward Flow ตามลำดับ พบว่าสามารถแปรเปลี่ยน  $t_{ad}$  ได้ในช่วง 2-12 s ที่  $CL = 7$  kW,  $\Phi = 0.45$ ,  $t_{hp} = 90$  s,  $m_{wtot} = 17.0$  kg/min โดยยังคงได้สภาพการเผาไหม้ที่เสถียรมากเกิดขึ้นภายในวัสดุพูน หาก  $t_{ad}$  มากเกินไป ทำให้อุณหภูมิด้าน Backward Flow จะต่ำลง อาจเป็นผลทำให้เตาดับได้ในจังหวะต่อไปซึ่งเป็นที่ไม่พึงประสงค์ ในแต่ละทิศทางกรไหลจะให้แนวโน้มเหมือนกัน จึงเลือกอธิบายทิศทางเดียวก็เพียงพอ คือกรณี Forward Flow ตามรูปที่ 5.32 เมื่อ  $t_{ad}$  มากขึ้นมีการตัดเชื้อเพลิงเหลวเป็นเวลานานเกินไป ทำให้อากาศเย็นที่จ่ายเข้ามาไปลดอุณหภูมิการเผาไหม้ลง ส่งผลให้สภาพการเผาไหม้มีความไม่เสถียร

รูปที่ 5.34 รูปที่ 5.35 และ รูปที่ 5.36 แสดงถึงอิทธิพลของ  $t_{ad}$  ต่อการปลดปล่อยปริมาณ CO และ  $NO_x$  ที่เปลี่ยนแปลงไปตามเวลา จากรูปเป็นการเปรียบเทียบกราฟที่ไม่มีค่า  $t_{ad}$  กับค่า  $t_{ad} = 5$  s และ 12 s สังเกตเห็นว่า เส้นกราฟที่ไม่มีค่า  $t_{ad}$  มีการแกว่งมากกว่า  $t_{ad} = 5$  s และ 12 s ดังนั้นจึงแสดงให้เห็นว่าที่  $t_{ad}$  สูงกว่าจะให้ปริมาณ CO และ  $NO_x$  ที่ต่ำกว่า แต่เมื่อการเผาไหม้มีค่า  $t_{ad}$  ที่สูงขึ้นจะทำให้การเผาไหม้ไม่เสถียรเนื่องจากอุณหภูมิลดลง

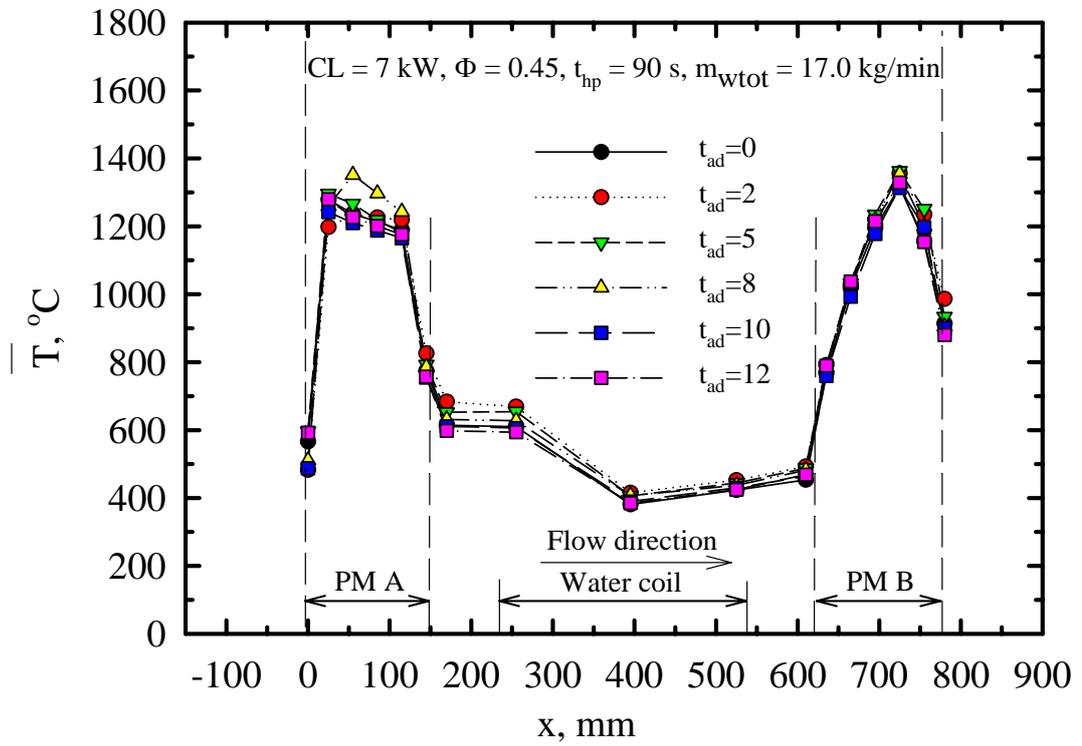
รูปที่ 5.37 แสดงอิทธิพลของ  $t_{ad}$  ต่อการปลดปล่อยปริมาณ  $\overline{CO}$  และ  $\overline{NO_x}$  พบว่า  $t_{ad}$  แปรผันตรงกับปริมาณ  $\overline{CO}$  อย่างเห็นได้ชัด กล่าวคือเมื่อ  $t_{ad}$  สั้นๆ ปริมาณ  $\overline{CO}$  จะมีค่าค่อนข้างสูง เนื่องจากการเผาไหม้ที่สั้นจึงทำให้การเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ ในทางตรงกันข้าม เมื่อ  $t_{ad}$  เพิ่มขึ้น ปริมาณ  $\overline{CO}$  จะค่อยๆ ลดลง และ  $\bar{T}$  ลดต่ำลง ส่วน  $\overline{NO_x}$  มีแนวโน้มลดลง

รูปที่ 5.38 แสดงถึงอิทธิพลของ  $t_{ad}$  ต่อ  $\eta_{th}$  ที่  $CL = 7$  kW,  $\Phi = 0.45$ ,  $t_{hp} = 90$  s,  $m_{wtot} = 17.0$  kg/min จากกราฟพบว่า  $\eta_{th}$  มีค่าประมาณ 10-40% เพราะว่า มีการสูญเสียความร้อนออกทางด้านข้างของห้องเผาไหม้ จากการสังเกตเห็นห้องเผาไหม้ที่ร้อนแดงจึงควรมีการปรับปรุงเทคนิควิธีการนำความร้อนไปใช้แบบใหม่ จากเส้นกราฟจะเห็นได้ว่ามีค่าใกล้เคียงกับจุดสูงสุดของกราฟนี้อยู่ที่  $t_{ad} = 5$  s ในขณะที่ปริมาณ CO เกิดต่ำสุด แต่เมื่อค่า  $t_{ad}$  มีค่าสูงกว่านี้จะทำให้อุณหภูมิจากการเผาไหม้ลดลง และปริมาณการเกิด CO ค่อยๆเพิ่มสูงขึ้น

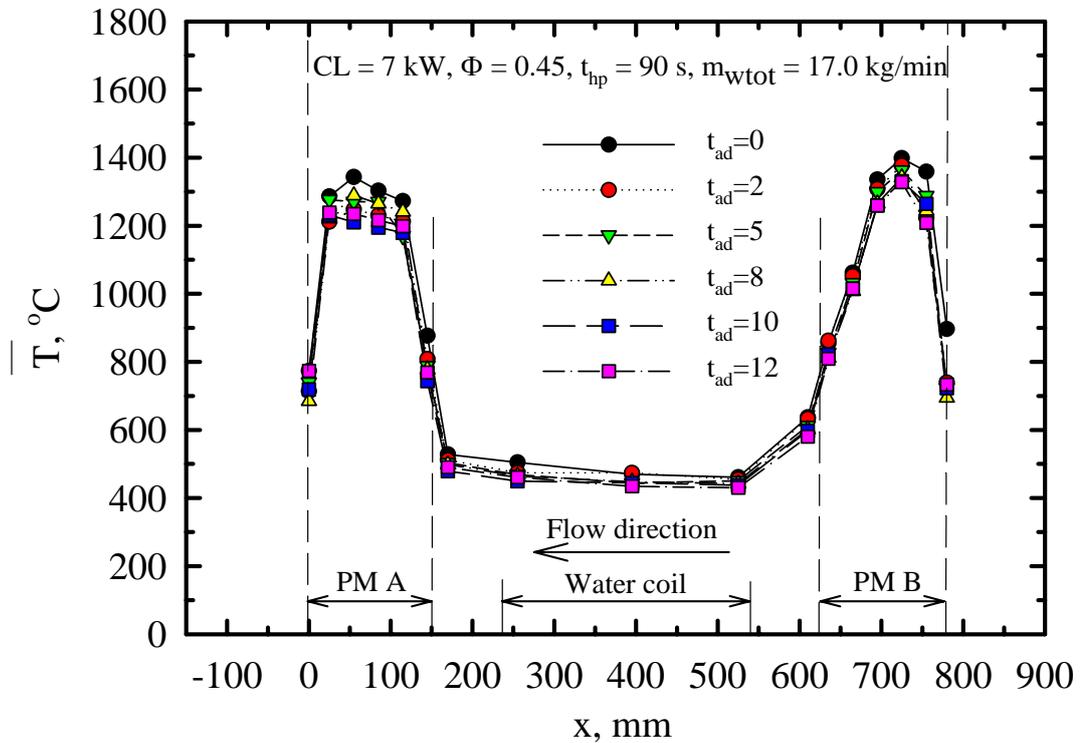
รูปที่ 5.39 เปรียบเทียบค่า  $t_{ad}$  ที่แต่ละค่า CL ว่ามีผลต่อการเกิด CO และ  $NO_x$  อย่างไร จากกราฟจะเห็นได้ว่า ที่  $CL = 7$  kW ค่า  $t_{ad}$  จะมีผลมากที่สุดต่อการเกิด CO และ  $NO_x$  ส่วนที่  $CL = 8$  kW มีอุณหภูมิการเผาไหม้ที่สูงจึงมีการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ ทำให้ค่า  $t_{ad}$  มีผลต่อค่า CO และ  $NO_x$  เพียงเล็กน้อย ส่วนที่  $CL = 6$  kW มีอุณหภูมิการเผาไหม้ที่ต่ำจึงมีการเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์เท่าที่ควร ทำให้ค่า  $t_{ad}$  มีผลต่อค่า CO และ  $NO_x$  เพียงเล็กน้อย เราจึงนำข้อมูลที่  $CL = 7$  kW มาวิเคราะห์ผลของ  $t_{ad}$  ดังที่ได้กล่าวมาข้างต้น

รูปที่ 5.40 เปรียบเทียบปริมาณการเกิด  $\overline{CO}$  และ  $O_2$  ที่เหลือจากการเผาไหม้ ที่  $CL = 7$  kW,  $\Phi = 0.45$ ,  $t_{hp} = 90$  s,  $m_{wtot} = 17.0$  kg/min,  $t_{ad} = 5$  s ที่ทุกๆต้นวัฏจักรปริมาณการเกิด  $\overline{CO}$  จะมี Peak เกิดขึ้นเนื่องจากการปรับตัวในช่วงเริ่มต้นของการเผาไหม้ และ Peak ของการเผาไหม้ในห้องเผาไหม้ทั้งสองด้านจะมีค่าที่ไม่เท่ากัน เนื่องจากได้ทำการอุ่นเตาทางด้าน PM B จึงทำให้ทางด้านนี้มีอุณหภูมิที่สูงกว่า ส่งผลให้มีช่วง Peak ที่ต่ำกว่านั่นเอง ส่วนปริมาณของ  $O_2$  จะมีช่วง Peak เกิดขึ้นเนื่องจากการตัดเชื้อเพลิงเหลวก่อนที่จะมีการสลับทิศทางการเผาไหม้จึงทำให้เกิดปริมาณ  $O_2$  ส่วนเกินขึ้นมา

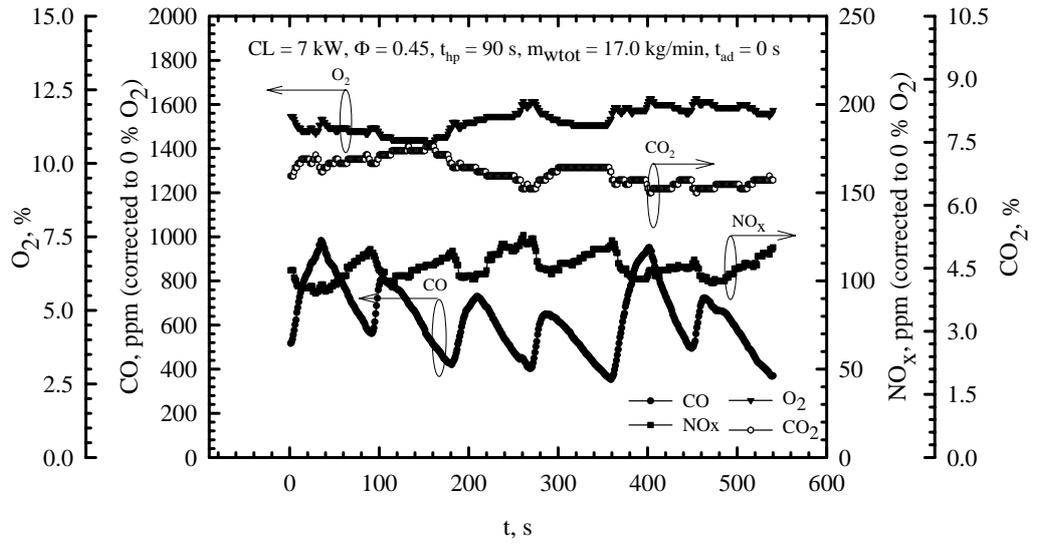
รูปที่ 5.41 เปรียบเทียบปริมาณการเกิด  $\overline{CO}$  และ อุณหภูมิการเผาไหม้ที่ T1 ที่มี  $t_{ad}$  และไม่มี  $t_{ad}$  ที่  $CL = 7$  kW,  $\Phi = 0.45$ ,  $t_{hp} = 90$  s,  $m_{wtot} = 17.0$  kg/min เมื่อเราปรับตั้งค่า  $t_{ad}$  ก็ยังมี Peak ของการเกิด  $\overline{CO}$  อยู่เนื่องจากการปรับตัวในช่วงเริ่มต้นของการเผาไหม้ และจากอุณหภูมิการเผาไหม้จะเห็นได้ว่าเมื่อเราปรับตั้งค่า  $t_{ad}$  จะทำให้อุณหภูมิการเผาไหม้มีค่าลดลงเนื่องจากว่าปริมาณเชื้อเพลิงเหลวที่จ่ายเข้าห้องเผาไหม้มีปริมาณที่ลดลงน้อยกว่าที่ไม่มี  $t_{ad}$  นั่นเอง



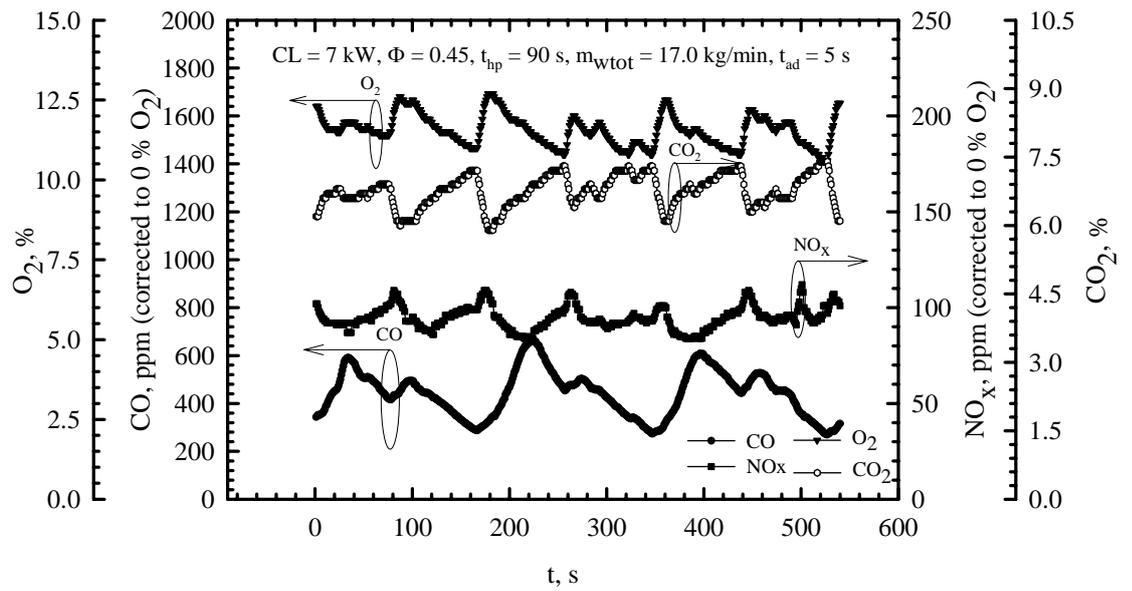
รูปที่ 5.32 แสดงอิทธิพลของ  $t_{ad}$  ต่อการกระจาย  $\bar{T}$  (Forward Flow)



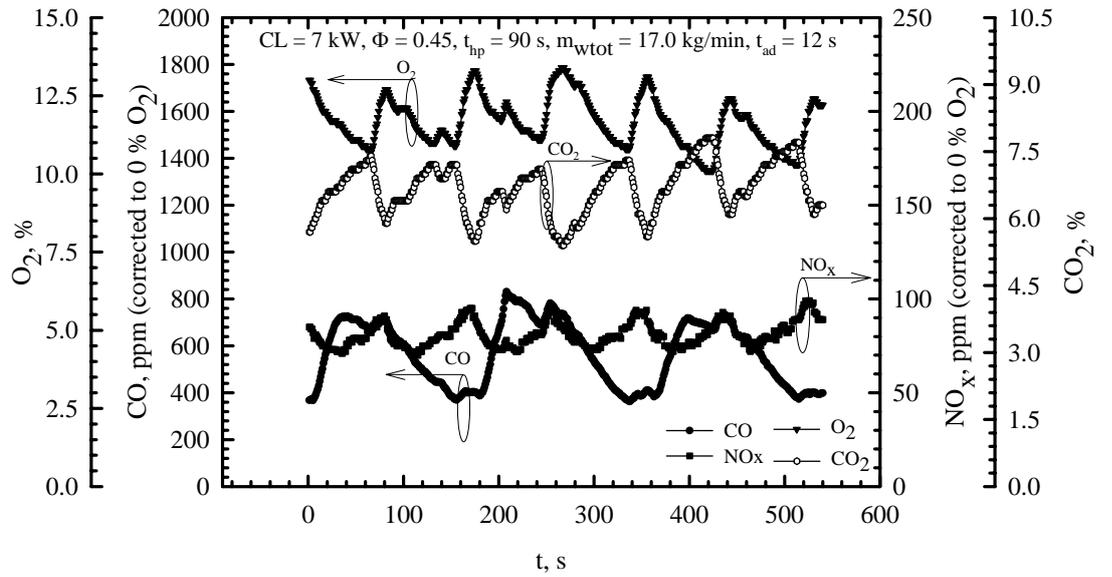
รูปที่ 5.33 แสดงอิทธิพลของ  $t_{ad}$  ต่อการกระจาย  $\bar{T}$  (Backward Flow)



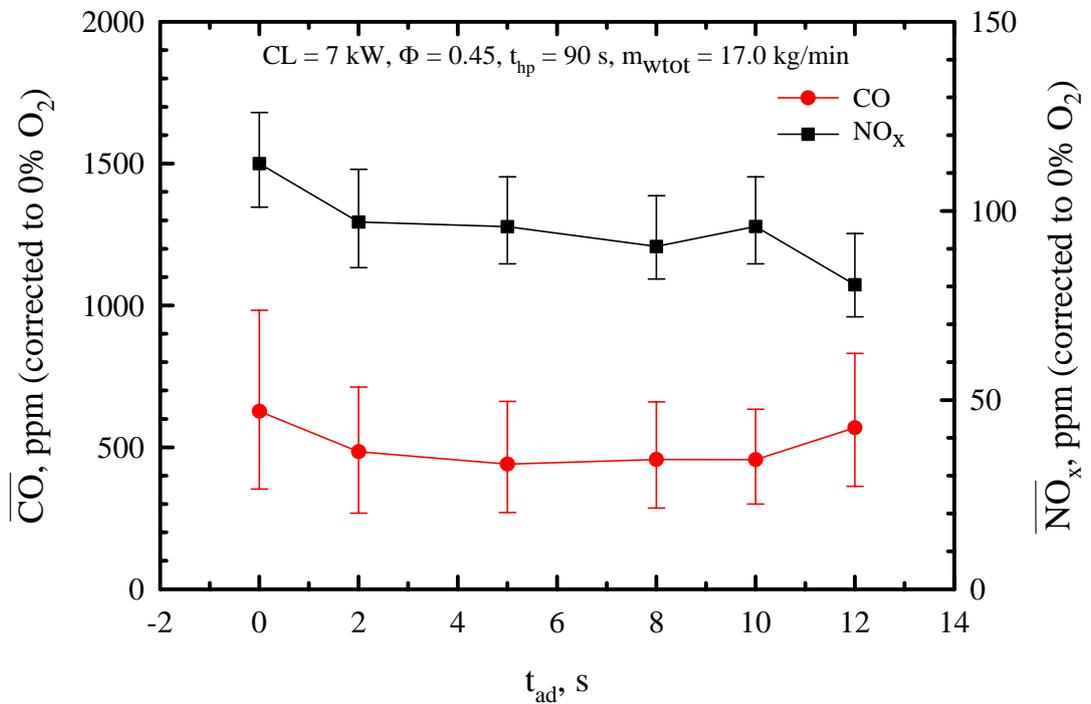
รูปที่ 5.34 อิทธิพลของ  $t_{ad} = 0$  s ต่อ CO และ  $NO_x$  ที่เปลี่ยนแปลงตามเวลา



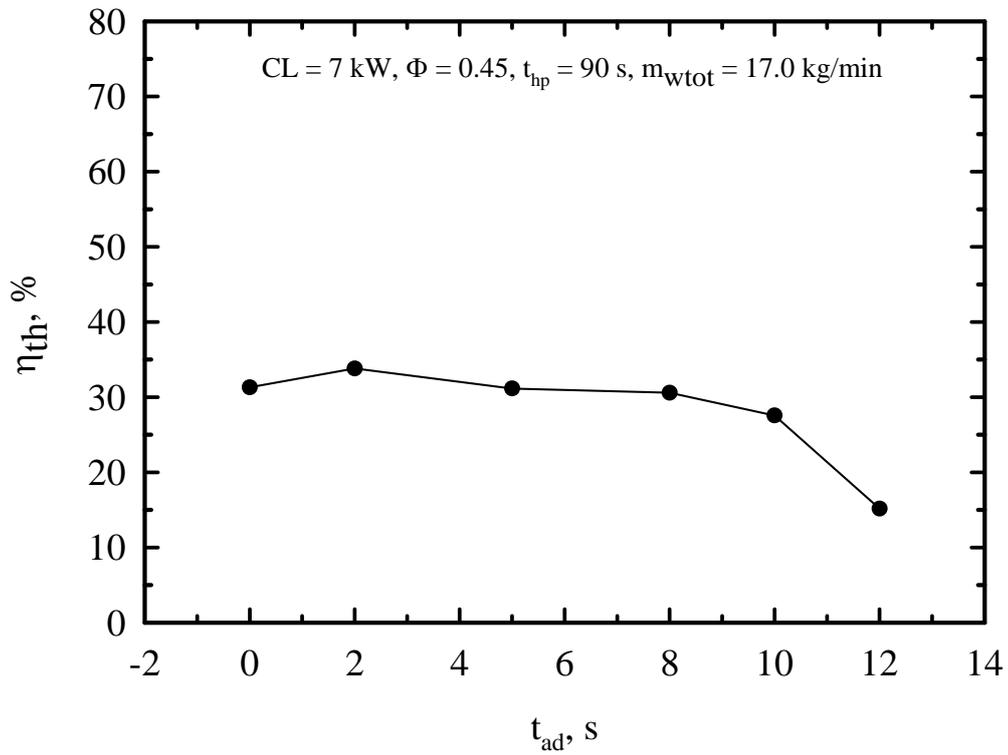
รูปที่ 5.35 อิทธิพลของ  $t_{ad} = 5$  s ต่อ CO และ  $NO_x$  ที่เปลี่ยนแปลงตามเวลา



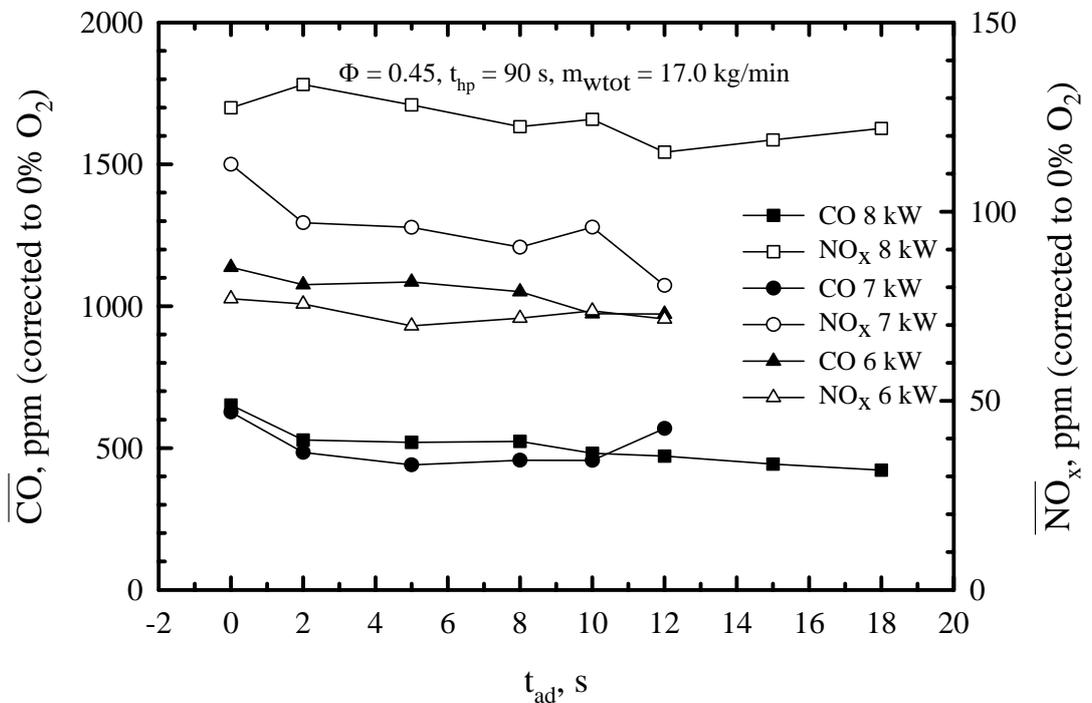
รูปที่ 5.36 อิทธิพลของ  $t_{ad} = 12$  s ต่อ CO และ  $NO_x$  ที่เปลี่ยนแปลงตามเวลา



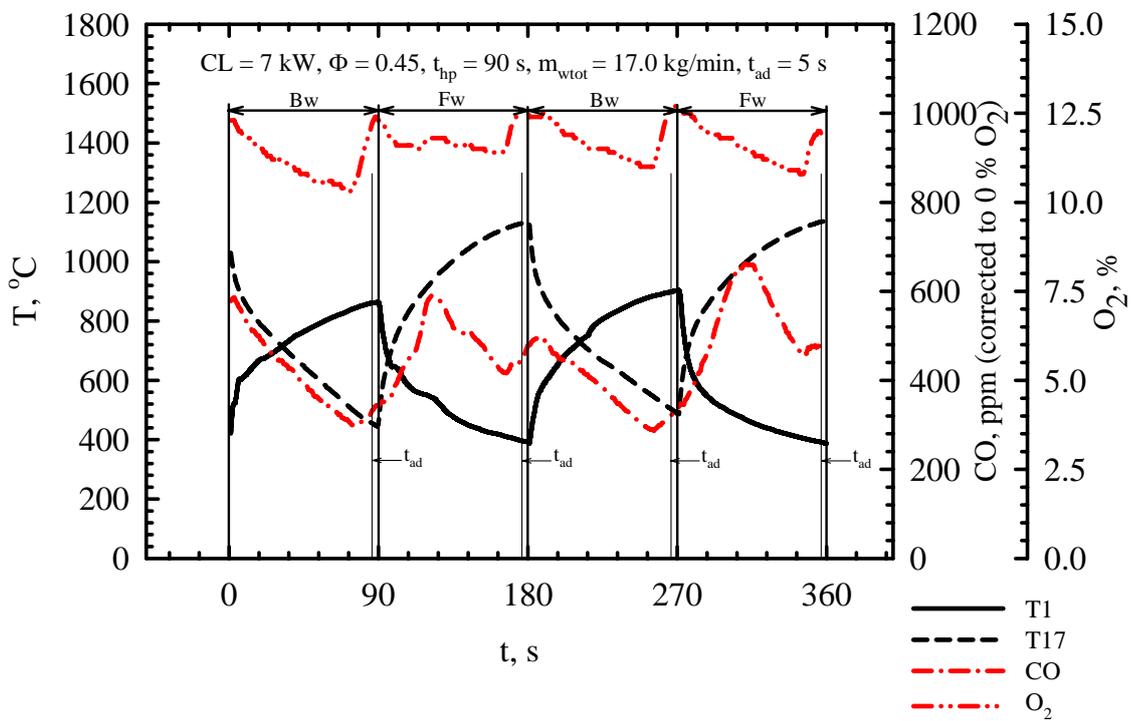
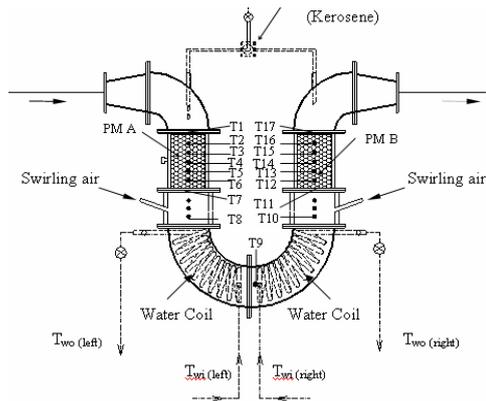
รูปที่ 5.37 อิทธิพลของ  $t_{ad}$  ต่อ  $\overline{CO}$  และ  $\overline{NO_x}$



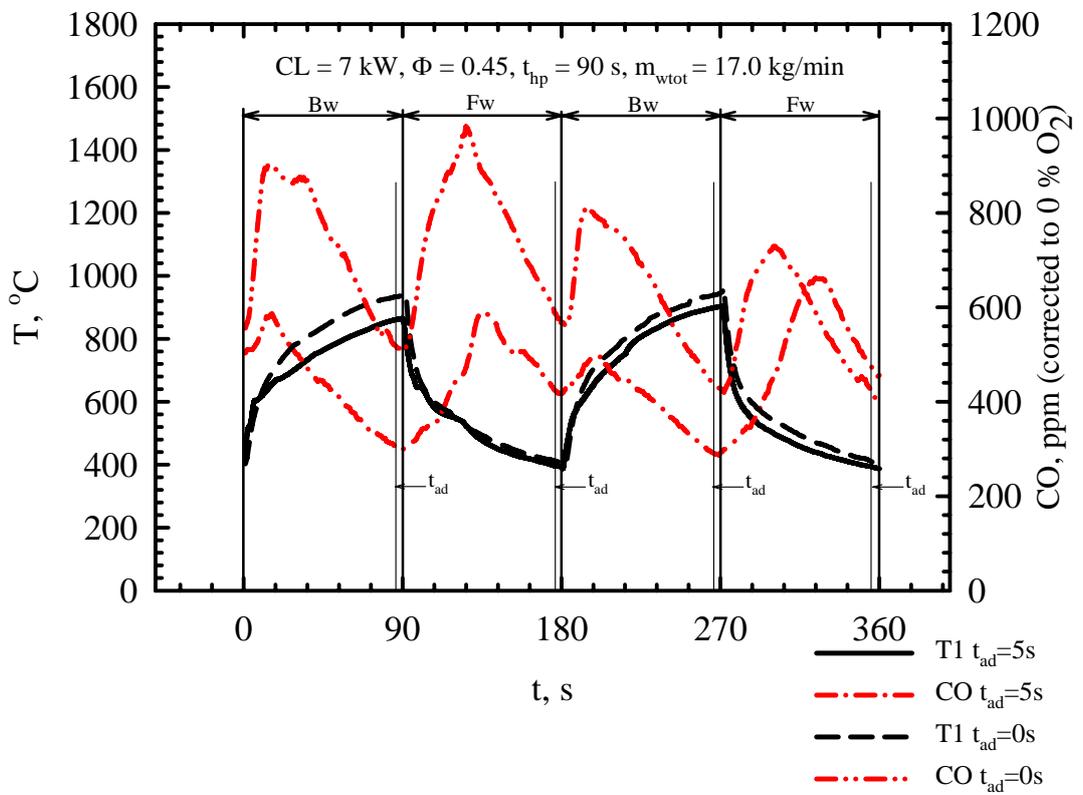
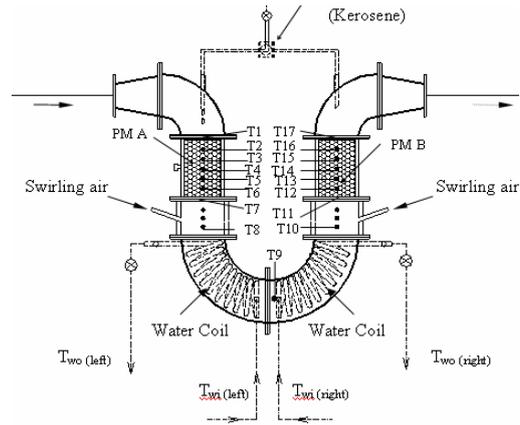
รูปที่ 5.38 อิทธิพลของ  $t_{ad}$  ต่อ  $\eta_{th}$



รูปที่ 5.39 อิทธิพลของ  $t_{ad}$  ที่ CL ต่างๆ ต่อ  $\overline{CO}$  และ  $\overline{NO_x}$



รูปที่ 5.40 เปรียบเทียบปริมาณการเกิด CO และ O<sub>2</sub> ที่เหลือจากการเผาไหม้



รูปที่ 5.41 เปรียบเทียบปริมาณการเกิด CO และอุณหภูมิการเผาไหม้ที่ T1 ที่มี  $t_{ad}$  และไม่มี  $t_{ad}$

## 5.5 การ Pre-Vaporization

รูปที่ 5.42 ถึง 5.44 แสดงถึงตัวอย่างอิทธิพลของการ Pre-Vaporization ต่ออุณหภูมิการเผาไหม้ และการปลดปล่อยมลพิษของการเผาไหม้ โดยทำการทดลองที่  $CL = 8\text{kW}$ ,  $\Phi = 0.45$  แต่ทำการเปลี่ยนแปลงค่า Half-period ตั้งแต่  $t_{hp} = 30, 45, 60, 90, 120\text{ s}$  เพื่อหาช่วงการทำงานของเตาเผาไหม้ที่เหมาะสมที่สุด โดยจะพบว่าช่วงการทำงานของเตาเผาไหม้ที่เหมาะสมที่สุดคือ  $CL = 8\text{kW}$ ,  $\Phi = 0.45$ ,  $t_{hp} = 90\text{s}$ ,  $m_{\text{wtot}} = 2.2\text{ kg/min}$ ,  $t_{\text{ad}} = 0\text{ s}$  ซึ่งช่วงการทำงานนี้จะให้ค่า CO ที่ต่ำที่สุดเมื่อเทียบกับค่า Half-period อื่นๆ เนื่องจากถ้า Half-period น้อยเกินไป การเผาไหม้จะเกิดขึ้นนอกชั้นของวัสดุพอรุน เป็นผลให้ CO มีค่าสูงดังนั้นจำเป็นต้องให้มี Half-period ที่นานพอที่จะให้อากาศที่เข้ามาในแนวแกนดันเปลวไฟให้เข้าไปเผาไหม้ในชั้นวัสดุพอรุน แต่ถ้าให้ Half-period ที่นานเกินไป อุณหภูมิในฝั่งวัสดุพอรุนที่ไม่ได้มีการเผาไหม้จะตกลงมาก เป็นผลให้ CO มีค่าสูงขึ้น เมื่อสลับทิศทางการไหล

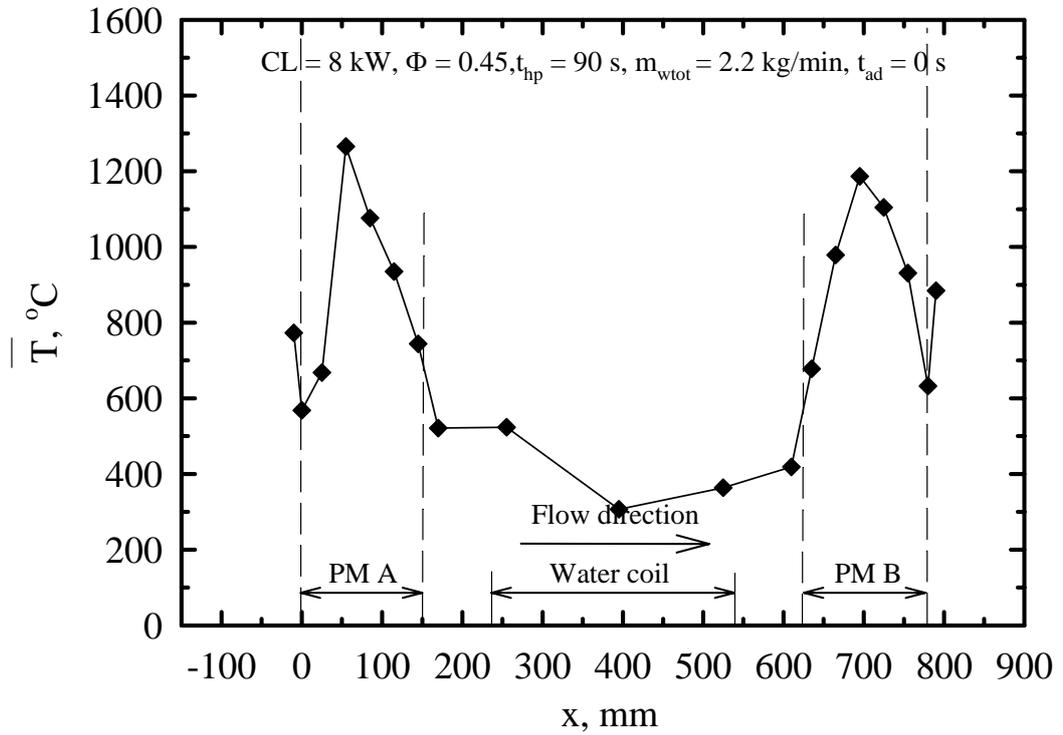
รูปที่ 5.42 กับ 5.43 แสดงตัวอย่างอิทธิพลของการ Pre-Vaporization ต่ออุณหภูมิการเผาไหม้ ในฝั่ง PM A และ PM B ตามลำดับ ซึ่งจะพบว่าค่าอุณหภูมิการเผาไหม้สูงสุดของทั้งสองฝั่ง มีค่าประมาณ  $1300^{\circ}\text{C}$  ถึง  $1500^{\circ}\text{C}$  ซึ่งพบว่าเป็นอุณหภูมิการเผาไหม้นั้นมีค่าใกล้เคียงกับงานวิจัยของปีการศึกษาที่ผ่านมา และอุณหภูมิของแท่งระเหยก็สูงเพียงพอที่จะรองรับการระเหยของเชื้อเพลิงเหลว จึงสามารถยืนยันได้ว่าหลักการของ Pre-Vaporization สามารถทำการเผาไหม้ได้

รูปที่ 5.44 แสดงตัวอย่างอิทธิพลของการ Pre-Vaporization ต่อการปลดปล่อยมลพิษ CO และ  $\text{NO}_x$  พบว่าค่า CO นั้นมีค่าที่สูงกว่างานวิจัยในปีการศึกษาที่ผ่านมาค่อนข้างมาก เนื่องจากการเผาไหม้ในวัสดุพอรุน โดยอาศัยหลักการ Pre-Vaporization จะทำการหยดเชื้อเพลิงเหลวลงบนแท่งระเหย ที่มีลักษณะเป็นแท่งเกลียว เชื้อเพลิงเหลวจะไหลตามร่องเกลียวซึ่งเป็นการหน่วงเวลาให้เกิดการระเหยขึ้น แต่เมื่อทำการสลับทิศทางการไหลของอากาศและเชื้อเพลิงเหลวพบว่า แม้ว่าจะทำการตัดเชื้อเพลิงเหลวที่หยดลงบนแท่งระเหยแล้วก็ตาม แต่ยังมีเชื้อเพลิงเหลวบางส่วนยังคงไหลอยู่บนร่องเกลียวของแท่งระเหย และยังเกิดการระเหยอยู่ ดังนั้นเมื่อทำการสลับทิศทางการไหล ไอน้ำของเชื้อเพลิงเหลวส่วนนี้จะไม่ถูกเผาไหม้และจะไหลออกไปกับไอเสีย ซึ่งคาดว่าเป็นผลให้ CO มีค่าค่อนข้างสูง ผิดกับผลการทดลองในปีการศึกษาที่ผ่านมา

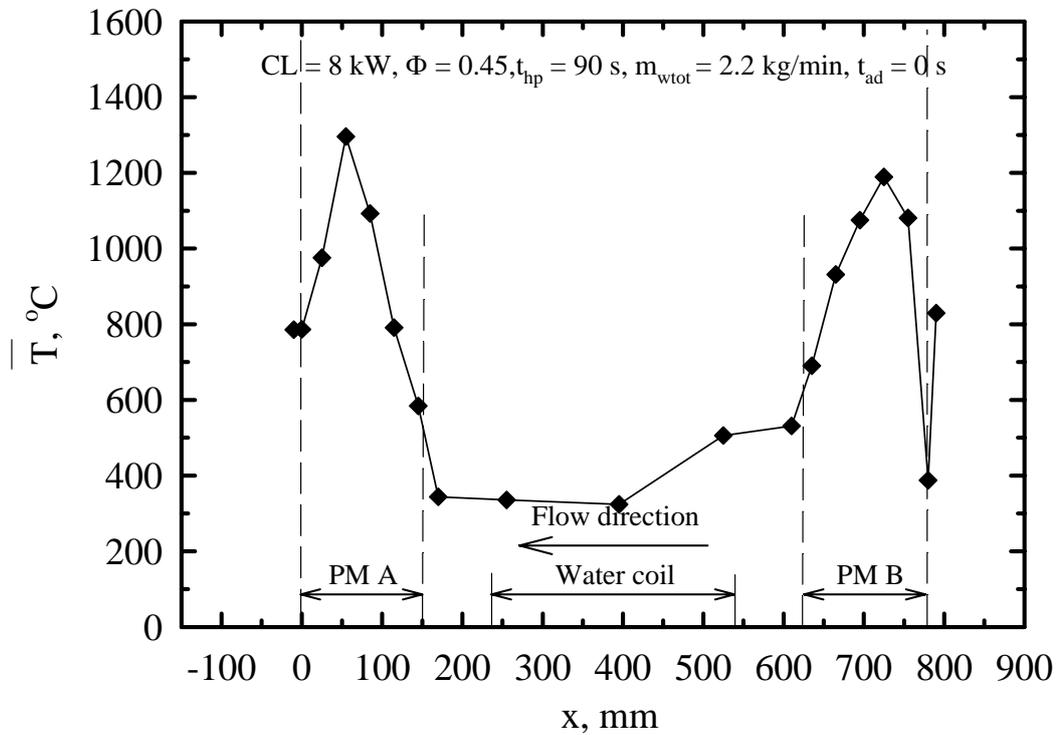
อย่างไรก็ตามในการทดลองนี้ ได้นำเอาหลักการของ  $t_{\text{ad}}$  มาใช้ร่วมกับการ Pre-Vaporization ซึ่งตามหลักการแล้ว เมื่อให้  $t_{\text{ad}}$  เข้าในระบบ ปริมาณไอเชื้อเพลิงเหลวที่ยังคงตกค้างอยู่ก็จะลดลง และ CO น่าจะมีปริมาณที่ลดลงด้วย แต่ในการทดลองจริงกลับไม่เป็นเช่นนั้น ทั้งนี้เนื่องจากว่า ถ้าให้  $t_{\text{ad}}$  มาก ปริมาณไอเชื้อเพลิงเหลวที่ตกค้างก็จะลดลง ในทางกลับกันเมื่อ  $t_{\text{ad}}$  มากขึ้น ก็จะเป็นผลให้อุณหภูมิของ

การเผาไหม้มีค่าลดลง ส่งผลให้ CO มีค่าสูงขึ้น และยังจะเป็นการเสี่ยงต่อการทำให้เตาเผาไหม้ดับลงด้วย

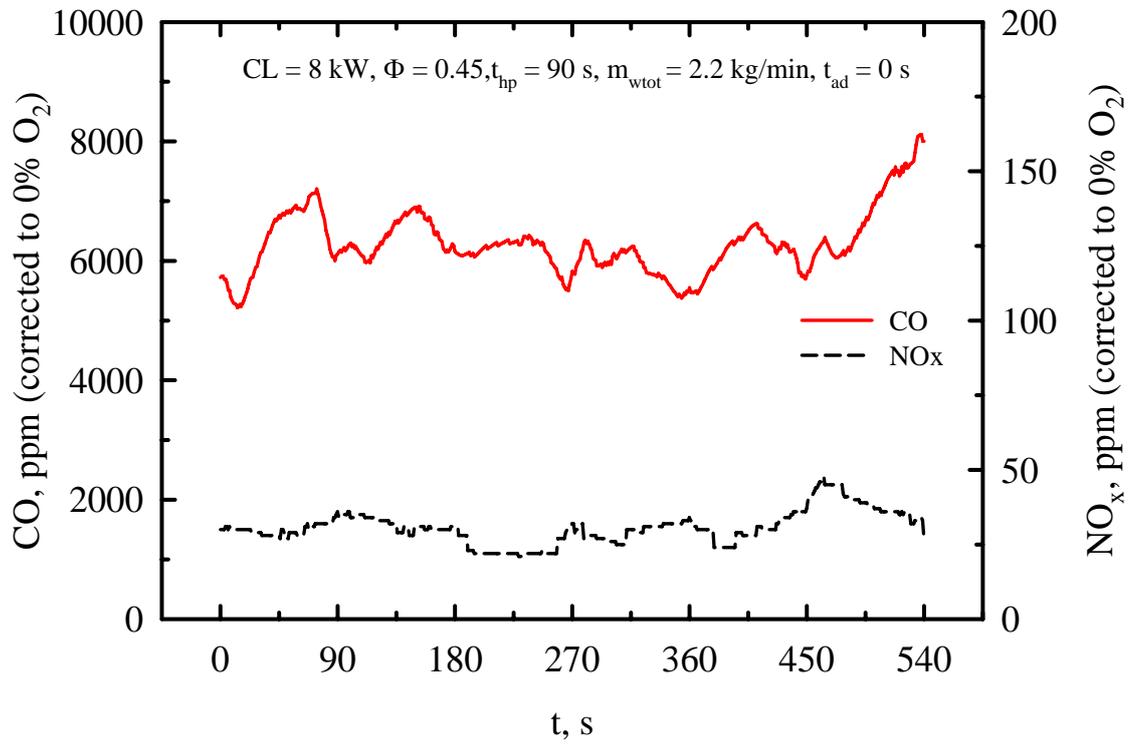
กลไกการเผาไหม้โดยใช้หลักการ Pre-Vaporization นั้นจะต่างจากการเผาไหม้แบบเดิม กล่าวคือ กลไกการเผาไหม้ในปีการศึกษาที่ผ่านมา การระเหยของเชื้อเพลิงเหลว การผสมของอากาศกับไอเชื้อเพลิง การอุ่นไอดี และการเผาไหม้นั้นเกิดขึ้นพร้อมกันในชั้นวัสดุ แต่กลไกการเผาไหม้โดยใช้หลักการ Pre-Vaporization นั้น การระเหย การผสม การอุ่นไอดี และการเผาไหม้ จะมีกลไกที่เป็นลำดับขั้น ไม่ได้เกิดขึ้นพร้อมกัน ทำให้มีช่วง Delay time ของการเผาไหม้ที่นาน ทำให้ไอเชื้อเพลิงเหลวที่ระเหยออกมาไม่ถูกเผาไหม้ในทันทีทันใด เกิดการตกค้าง เป็นสาเหตุทำให้ CO เพิ่มขึ้น



รูปที่ 5.42 แสดงอิทธิพลของการ Pre-Vaporization ต่ออุณหภูมิการเผาไหม้ในฝั่ง PM A



รูปที่ 5.43 แสดงอิทธิพลของการ Pre-Vaporization ต่ออุณหภูมิการเผาไหม้ในฝั่ง PM B



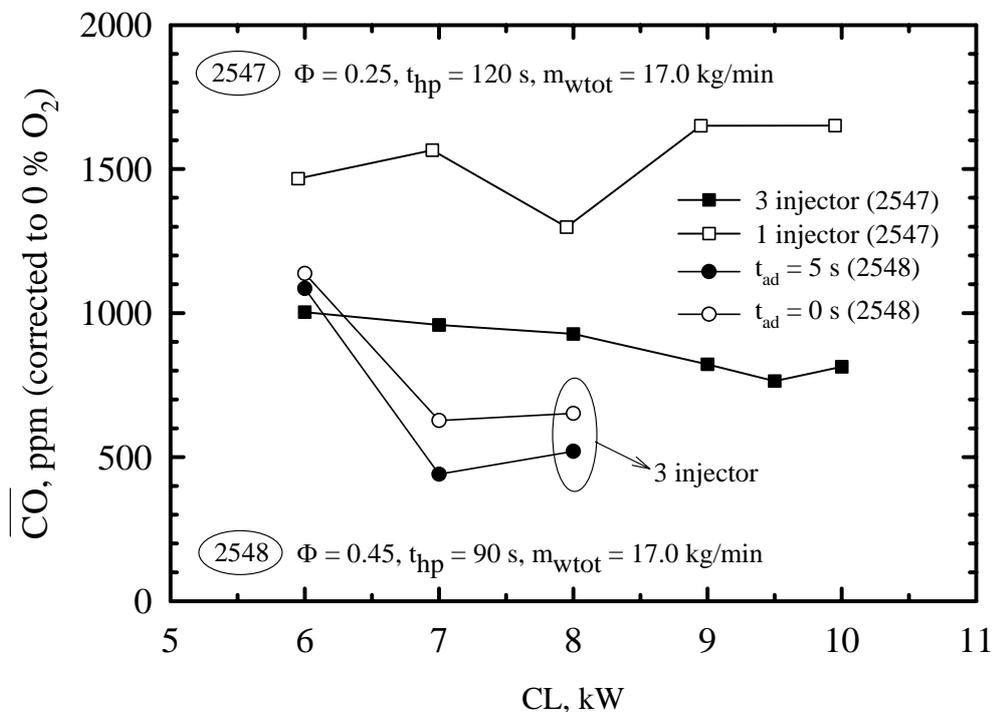
รูปที่ 5.44 แสดงอิทธิพลของการ Pre-Vaporization ต่อการปลดปล่อยมลพิษ CO และ NO<sub>x</sub>

## 5.6 พัฒนาการในการลด CO

รูปที่ 5.45 เป็นการพัฒนาต่อเนื่องในการลด CO ของเตาเผาใหม่แบบ CFRC ในปีการศึกษาแรกได้ทำการพัฒนาการจ่ายเชื้อเพลิงเหลวจาก 1 Injector เป็น 3 Injector พบว่าสามารถลดค่า CO ได้จริง เนื่องจากการจ่ายเชื้อเพลิงเหลวแบบ 3 Injector นั้นจะช่วยให้ Mixing ดีกว่า 1 Injector สามารถลดค่า CO ได้จริง

ในปีการศึกษาต่อมาได้ทำการพัฒนาอย่างต่อเนื่องด้วยการนำหลักการของ  $t_{ad}$  เข้ามาช่วยในการเผาไหม้ พบว่า  $t_{ad}$  ที่เหมาะสมสามารถลดค่า CO ได้จริง เนื่องจากการกำจัดเชื้อเพลิงเหลวที่ตกค้างอยู่ใน Half-period ก่อนหน้านั้นให้เผาไหม้หมดเสียก่อนที่จะสลับทิศทางส่งผลให้ CO มีค่าต่ำลงได้

แต่ในปีการศึกษาที่ผ่านมาได้นำหลักการ Pre-Vaporization มาช่วยในการเผาไหม้ พบว่าหลักการ Pre-Vaporization ไม่สามารถช่วยลด CO ได้ เนื่องจากยังมีเชื้อเพลิงเหลวบางส่วนตกค้างอยู่เป็นจำนวนมากใน Half-period ก่อนหน้านั้น ดังนั้นเมื่อทำการสลับทิศทางการไหล ไอน้ำของเชื้อเพลิงเหลวส่วนนี้จะไม่ถูกเผาไหม้และจะไหลออกไปกับไอเสีย ซึ่งคาดว่าเป็นผลให้ CO มีค่าค่อนข้างสูง ผิดกับผลการทดลองในปีการศึกษาที่ผ่านมา



รูปที่ 5.45 การเปรียบเทียบปริมาณ CO ที่ลดลงในแต่ละปีการศึกษา

## บทที่ 6 สรุปและข้อเสนอแนะ

### 6.1 สรุปผลการทดลอง

งานวิจัยนี้เป็นการศึกษาเชิงทดลองการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวในวัสดุพอร์ซเลนแบบสลับทิศทางการไหลของอากาศและเชื้อเพลิงอย่างเป็นจังหวะ (CFRC) เพื่อลด CO และเข้าใจถึงอิทธิพลของตัวแปรต่างๆ ที่มีผลต่อคุณลักษณะการเผาไหม้ของโครงสร้างทางความร้อน สามารถสรุปผลการทดลองได้ดังนี้

6.1.1 เทคนิคการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวแบบใหม่โดยอาศัยวัสดุพอร์ซเลนแบบ CFRC ประสบความสำเร็จอย่างมากในการเผาไหม้ เปลวไฟมีเสถียรภาพและฝังอยู่ในวัสดุพอร์ซเลน เนื่องจากวัสดุพอร์ซเลนมีค่าความร้อนจำเพาะที่สูง ก่อให้เกิดการหมุนเวียนความร้อนเกิดขึ้นในระบบทำให้เกิดการส่งเสริม การระเหย (Evaporation) การอุ่น (Preheating) การติดไฟ (Ignition) และการเผาไหม้ (Combustion) อย่างมีประสิทธิภาพ ทำให้อุณหภูมิสูงสุดของการเผาไหม้มีค่าสูงกว่าอุณหภูมิสูงสุดที่ได้จากทฤษฎี ส่งผลให้ปริมาณการเกิด  $\overline{\text{CO}}$  และ  $\overline{\text{NO}_x}$  มีค่าต่ำกว่าการเผาไหม้แบบปกติ (Conventional Open Premixed Flame)

6.1.2 เมื่อเปรียบเทียบอิทธิพลของจำนวนหัวฉีดระหว่าง 1 Injector กับ 3 Injector พบว่าอิทธิพลของตัวแปรต่างๆที่เหมาะสมต่อคุณลักษณะการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวในวัสดุพอร์ซเลนแบบสลับทิศทางการไหลอย่างเป็นจังหวะ ดังนี้  $\text{CL} = 10 \text{ kW}$ ,  $\Phi = 0.25$ ,  $t_{\text{hp}} = 120 \text{ s}$ ,  $m_{\text{wtot}} = 17 \text{ kg/min}$  จากการศึกษาสามารถสรุปได้ดังนี้ การใช้หัวหยดน้ำมันเชื้อเพลิง 3 Injector จะให้การปลดปล่อยปริมาณ  $\overline{\text{CO}}$  และ  $\overline{\text{NO}_x}$  ต่ำกว่า 1 Injector ประมาณ 52% และ 20% ตามลำดับ อันเป็นผลมาจากการใช้ 3 Injector ให้การ Mixing และมี Homogenous ดีจึงเกิดการเผาไหม้ที่สมบูรณ์กว่า

6.1.3 อิทธิพลของ CL จะส่งผลให้อุณหภูมิภายในเตามีแนวโน้มยกตัวสูงขึ้นโดยตลอดทั้งในชั้นวัสดุพอร์ซเลนและคอยล์น้ำ เนื่องจากมีปริมาณความร้อนป้อนเข้าสู่เตาที่สูงขึ้น โดยปริมาณ CL ที่เหมาะสมที่สุดคือ  $\text{CL} = 10 \text{ kW}$  ที่  $\Phi = 0.25$  ให้ปริมาณ  $\overline{\text{CO}} = 800 \text{ ppm}$  และ  $\overline{\text{NO}_x} = 145 \text{ ppm}$  และปริมาณ CL จะแปรเปลี่ยนอย่างผกผันกับปริมาณ  $\overline{\text{CO}}$  กล่าวคือเมื่อป้อนปริมาณ CL มากๆจะทำให้อุณหภูมิกายในห้องเผาไหม้สูงขึ้น ส่งผลให้ปริมาณ  $\overline{\text{NO}_x}$  สูงขึ้น แต่ในขณะเดียวกันค่าของ  $\overline{\text{CO}}$  จะลดลงตามลำดับ

6.1.4 อิทธิพลของ  $\Phi$  จะส่งผลต่อโครงสร้างอุณหภูมิในห้องเผาไหม้ แต่ไม่ส่งผลต่อตำแหน่งของเปลวไฟ จากการศึกษาจะได้ค่า  $\Phi$  ที่เหมาะสมคือ  $\Phi = 0.25$  ให้ปริมาณ  $\overline{\text{CO}} = 1,000 \text{ ppm}$  และ  $\overline{\text{NO}_x} =$

130 ppm ที่  $CL = 7 \text{ kW}$  สังเกตว่า  $\overline{NO}_X$  ก็จะมีแนวโน้มเพิ่มสูงขึ้นเป็นเพราะว่าอุณหภูมิในห้องเผาไหม้สูงขึ้น ดังนั้นเพื่อที่จะได้ค่า  $\overline{CO}$  ต่ำสุด ควรเลือก  $\Phi$  ต่ำๆสำหรับ  $CL$  ที่มีค่าค่อนข้างต่ำ

6.1.5 อิทธิพลของ  $t_{ad}$  ไม่ส่งผลต่อโครงสร้างอุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้มากนัก แต่จะส่งผลต่อระดับอุณหภูมิการเผาไหม้ ดังนั้นจากการศึกษาพบว่าค่า  $t_{ad}$  ที่เหมาะสมที่สุดคือ  $CL = 7 \text{ kW}$ ,  $\Phi = 0.45$ ,  $t_{hp} = 90 \text{ s}$ ,  $m_{\text{wtot}} = 17.0 \text{ kg/min}$ ,  $t_{ad} = 5 \text{ s}$  ให้ปริมาณ  $\overline{CO} = 450 \text{ ppm}$  และ  $\overline{NO}_X = 95 \text{ ppm}$  ส่วน  $\eta_{th}$  ที่ได้มีแนวโน้มลดลงเล็กน้อย ถ้าหากพิจารณา  $t_{ad}$  ที่นานขึ้นทำให้เกิด  $CO$  มากขึ้น เนื่องจากเกิดการเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์ ซึ่งจะเห็นได้ว่าค่า  $t_{ad}$  นี้มีผลต่อการลดปริมาณการเกิด  $\overline{CO}$  และ  $\overline{NO}_X$  ได้จริง และสามารถที่จะลดลงไปกว่าเดิมได้ประมาณ 10-20%

6.1.6 การหาค่า Equilibrium Temperature ( $T_{eq}$ ) และความเป็น Super-adiabatic Combustion ของเตาเผาไหม้ สามารถคำนวณค่า  $T_{eq}$  ได้เท่ากับ  $6573.655 \text{ K}$  ซึ่งมีค่าสูงกว่า Adiabatic Flame Temperature แต่ในระบบการทดลองจริง ค่าอุณหภูมิ  $T_{eq}$  ที่วัดได้จากการทดลองจริง จะมีความแตกต่างกันมากเมื่อเทียบกับค่าที่ได้จากการทดลอง ทั้งนี้เนื่องจากการทดลองจริงจะมีการสูญเสียความร้อนออกจากระบบ แต่อย่างไรก็ตามอุณหภูมิที่ได้จากการทดลองก็ยังคงมีค่าสูงกว่า Adiabatic Flame Temperature

6.1.7 อิทธิพลของการ Pre-Vaporization ไม่ส่งผลต่อการลดลงของ  $CO$  จากการเผาไหม้ แม้ว่าอุณหภูมิในการเผาไหม้มีค่าค่อนข้างสูง คือ ประมาณ  $1300^\circ\text{C}$  ถึง  $1500^\circ\text{C}$  ทั้งนี้เนื่องจากเมื่อสลับทิศทางการไหล ยังคงมีน้ำมันเชื้อเพลิงไหลอยู่บนร่องเกลียวของแท่งระเหย ซึ่งเมื่อน้ำมันส่วนนี้ระเหยเป็นไอ ก็จะไม่ได้อุณหภูมิ และไหลออกไปพร้อมกับไอเสีย เป็นผลให้  $CO$  มีค่าสูง

6.1.8 อิทธิพลของการ Pre-Vaporization ต่อ  $t_{ad}$  ไม่ส่งผลต่อการลดลงของ  $CO$  ในการเผาไหม้โดยอาศัยหลักการ Pre-Vaporization เนื่องจากว่าเมื่อ  $t_{ad}$  มีค่าสูงขึ้น ปริมาณไอน้ำมันที่ตกค้างก็จะลดลง แต่ก็จะเป็ผลให้อุณหภูมิของการเผาไหม้มีค่าลดลง ส่งผลให้  $CO$  มีค่าสูงขึ้น และยังจะเป็นการเสี่ยงต่อการทำให้เตาเผาไหม้ดับลงด้วย

6.1.9 การจ่ายเชื้อเพลิงเหลวแบบ 3 Injector และใช้  $t_{ad}$  จะมีอิทธิพลต่อการลด  $CO$  มากที่สุด

## 6.2 ข้อเสนอแนะ

6.2.1 จากการทดลองจะเห็นว่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนในคอยล์น้ำมีค่าค่อนข้างน้อย เนื่องจากมีการสูญเสียความร้อนที่สูงสู่สิ่งแวดล้อมผ่านผนังเตาของห้องเผาไหม้ ควรมีการลดการสูญเสียความร้อนให้น้อยลง โดยการติดตั้งผนังน้ำ (Water Jacket) รอบๆห้องเผาไหม้ สาเหตุอีกประการหนึ่งอาจเกิดจากการแลกเปลี่ยนความร้อนถูกจำกัดด้วยพื้นที่ของคอยล์น้ำ ถึงแม้ว่าความร้อนจะมีปริมาณมากก็ตามแต่น้ำก็ได้รับความร้อนไปเพียงแค่อำนาจหนึ่งเท่านั้น จึงส่งผลให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนในคอยล์น้ำต่ำเช่นกัน

6.2.2 ในการศึกษาที่พบช่วงการทำงานของเตาเผาไหม้ที่ให้ระดับ  $\overline{CO}$  ต่ำสุดยังคงแคบอยู่ ควรมีการขยายขอบเขตนี้ให้กว้าง และให้ปริมาณ  $\overline{CO}$  มีค่าน้อยกว่าเดิม อาจจะเป็นการพัฒนากระบวนการป้อนปริมาณอากาศและน้ำมันเชื้อเพลิง จากเดิมเป็นการป้อนพร้อมๆกันเป็นการหยุดน้ำมันเชื้อเพลิงก่อนและหลังการป้อนอากาศตามเวลาที่เหมาะสม

6.2.3 ปรับปรุงการระเหยของน้ำมันเชื้อเพลิงเหลวภายในห้องเผาไหม้ผสมกับอากาศให้ดีขึ้น โดยการนำความร้อนจากเตามาทำให้อุ่นน้ำมันให้ระเหยกลายเป็นไอก่อนจ่ายเข้าไปในห้องเผาไหม้ เพื่อที่จะปรับปรุงการผสมให้ดีกว่าเดิม ส่งผลให้  $CO$  ลดลงได้

6.2.4 ควรมีการศึกษาการกระจายตัวของเชื้อเพลิงเหลวภายในวัสดุพอร์น เพื่อทราบกลไกการระเหยที่เกิดขึ้นภายในวัสดุพอร์น และเป็นประโยชน์ต่อการปรับปรุง mixing ภายในเตาเผาไหม้

6.2.5 ควรนำหลักการนี้ไปประยุกต์ใช้งานจริง เช่น ในเครื่องยนต์สันดาปภายใน

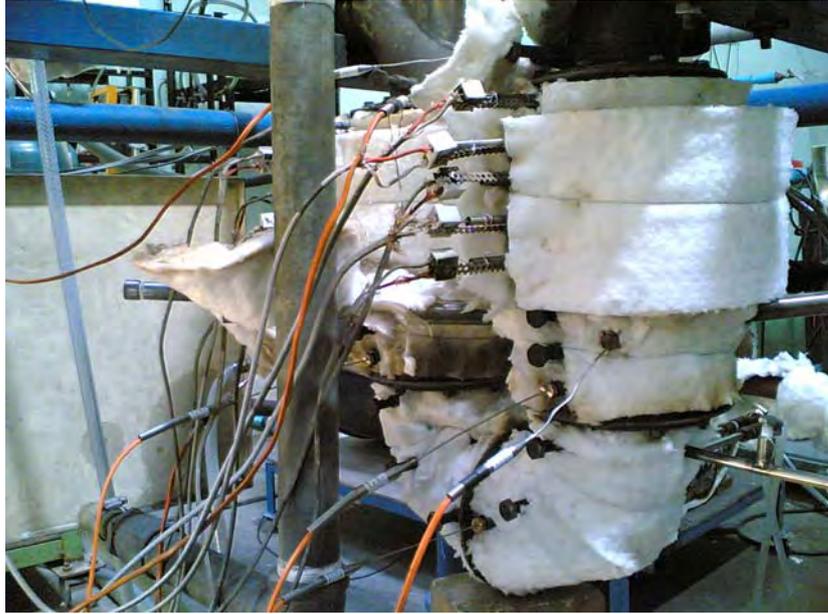
## เอกสารอ้างอิง

1. Weinberg, F.J., 1986, "Heat-Recirculating Burners: Principles and Some Recent Developments," **Combustion Science and Technology**, Vol. 121, pp. 3-22.
2. Sathe, S.B., Kulkarni, H.R., Peck, R.E. and Tong, T.W., 1990, "An Experimental and Theoretical Study of Porous Radiant Burner Performance", **Twenty-Third Symposium (International) on Combustion**, The Combustion Institute, Pittsburgh, pp. 1011-1018.
3. Takeno, T. and Sato, K., 1979, "An Excess Enthalpy Theory", **Combustion Science and Technology**, Vol. 20, pp. 73-79.
4. Kaplan, M. and Hall, M.J., 1995, "The Combustion of Liquid Fuels Within a Porous Media Radiant Burner", **Experimental Thermal and Fluid Science**, Vol. 11, No. 1, pp. 13-20.
5. Tseng, C.J. and Howell, J.R., 1996, "Combustion of Liquid Fuels in Porous Radiant Burner", **Combustion Science and Technology**, Vol. 112, pp. 141-161.
6. Takami, H., Suzuki, T., Itaya, Y. and Hasatani, M., 1998, "Performance of Flammability of Kerosene and NO<sub>x</sub> Emission in the Porous Burner," **Fuel**, Vol. 77, No. 3, pp. 165-171.
7. Jugjai, S., Wongpanit, N., Laoketkan, T. and Nokkaew, S., 2002, "The Combustion of Liquid Fuel using a Porous Medium", **Experimental Thermal and Fluid Science**, Vol. 25/1, pp. 15-23.
8. ชนินทร์ โพธิยา, จุรีพร โสภภาพอมร และสัณหกร รัตนชีวร, 2547, การเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวในวัสดุพอรูนชนิดไม่มีการแตกตัวเป็นฝอยละออง, วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี, หน้า 43-68.

9. Hoffmann, J.G., Echigo, R., Yoshida, H. and Tada, S., 1997, "Experimental Study on Combustion in Porous Media with a Reciprocating Flow System," **Combustion and Flame**, pp. 181-195.
10. Kawai, K., Yoshikawa, K., Kobayashi, H., Tsai, J., Matsuo, M. and Katsushima, H., 2002, "High Temperature Air Combustion Boiler for Low BTU Gas", **Energy Conversion and Management**, Vol. 43, pp. 1563-1570
11. Huang, I., Chang, W., Chem, W. and Chang, R., 2000, "Investigation of Regenerative Combustion using a Heavy Fuel Oil", **Journal of Propulsion and Power**, Vol. 16, No. 4, pp. 590-594.
12. กัมปนาท เทียนน้อย, 2545, การทดลองการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวในวัสดุพอร์ซันชนิดสลับทิศทางการไหลของอากาศอย่างเป็นจังหวะ, วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี, หน้า 23-58.
13. ชีระ คงกระพันธ์, 2546, การพัฒนาหัวเผาเชื้อเพลิงเหลวชนิดวัสดุพอร์ซันแบบสลับทิศทางการไหลอย่างเป็นจังหวะ, วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี, หน้า 32-56.
14. วีระพล แพงแก้ว, 2547, การศึกษาเชิงทดลองการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวในวัสดุพอร์ซันแบบสลับทิศทางการไหลอย่างเป็นจังหวะร่วมกับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบคอยล์น้ำ, วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี, หน้า 14-33.
15. Babkin, V.S., Wierzbka I. and Karim, G.A., 2003, "The Phenomenon of Energy Concentration in Combustion Waves and Its Applications", **Chemical Engineering Journal**, Vol. 91, pp. 279-285.

16. Vantelon, J.P., Lodeho, B., Pignoux, S., Ellzey, J.L. and Torero, J.L., 2005, "Experimental Observations on the Thermal Degradation of a Porous Bed of Tires", **Proceedings of the Combustion Institute**, Vol. 30, pp. 2239-2246.

ภาคผนวก ก  
รูปอุปกรณ์การทดลอง



รูปที่ ก.1 เตาขณะทำการทดลอง



รูปที่ ก.2 เตาขณะทำการทดลอง



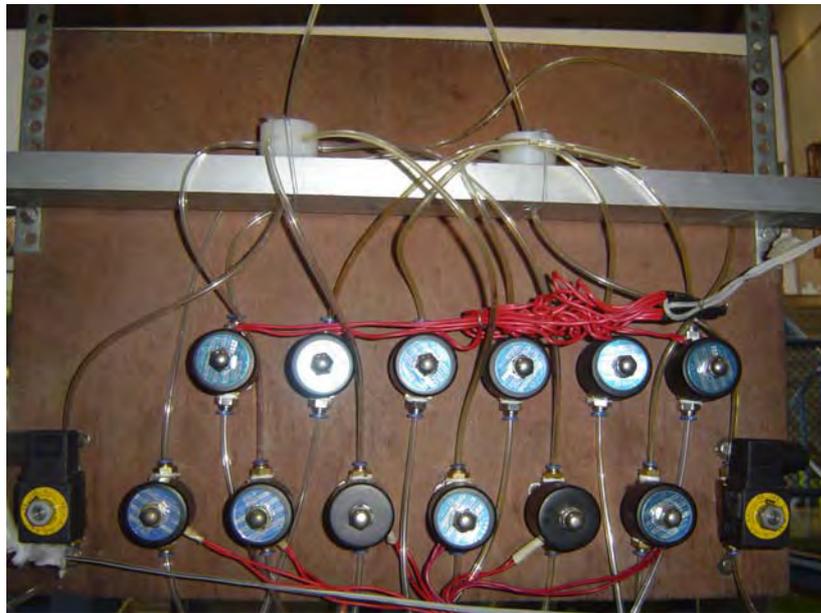
รูปที่ ก.3 คอมพิวเตอร์ที่ใช้ในการเก็บข้อมูล



รูปที่ ก.4 Datataker



รูปที่ ก.5 Exhaust Analyzer



รูปที่ ก.6 Solenoid Valve



รูปที่ ก.7 Electronic Control Box



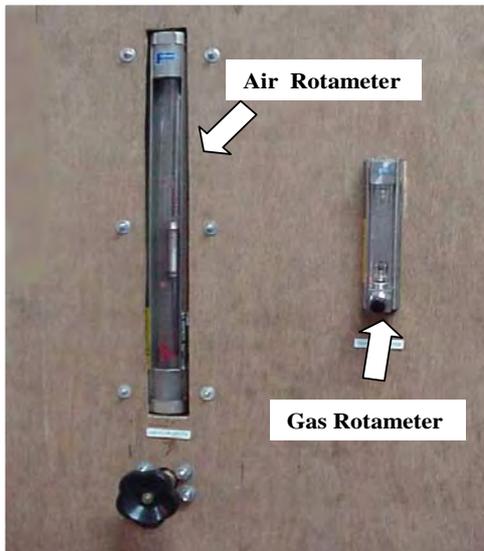
รูปที่ ก.8 คอมเพรสเซอร์ที่ใช้ในการจ่ายอากาศ



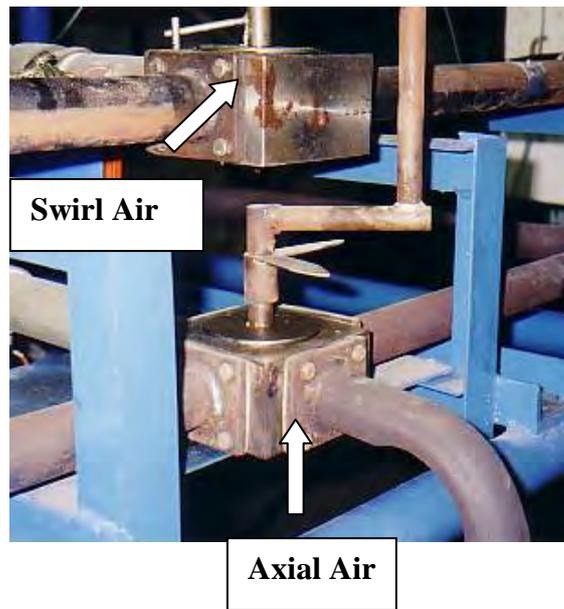
รูปที่ ก.9 Pressure Regulator



รูปที่ ก.10 Adjustable Valve



รูปที่ ก.11 อุปกรณ์วัดอัตราการไหล (Rotameter)



รูปที่ ก.12 วาล์วสลับทิศทางอากาศ  
(Alternative Valve)

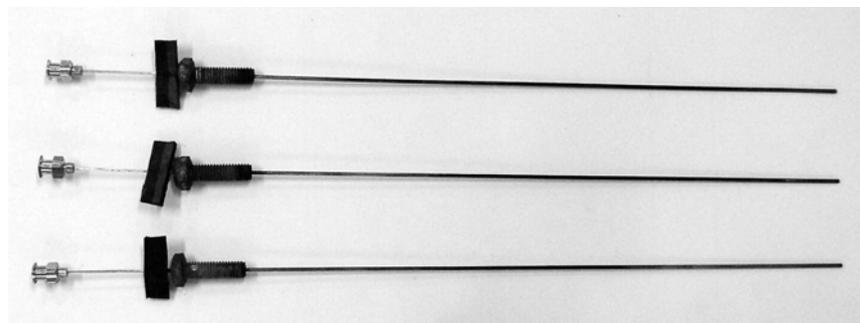


รูปที่ ก.13 ถังควบคุมความดันเชื้อเพลิงเหลว รูปที่ ก.14 อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของเชื้อเพลิงเหลว



รูปที่ ก.15 อุปกรณ์วัดอุณหภูมิแบบ Thermocouple

รูปที่ ก.16 ลักษณะเม็ดหินวัสดุพูน



รูปที่ ก.17 หัวหยดเชื้อเพลิงเหลว



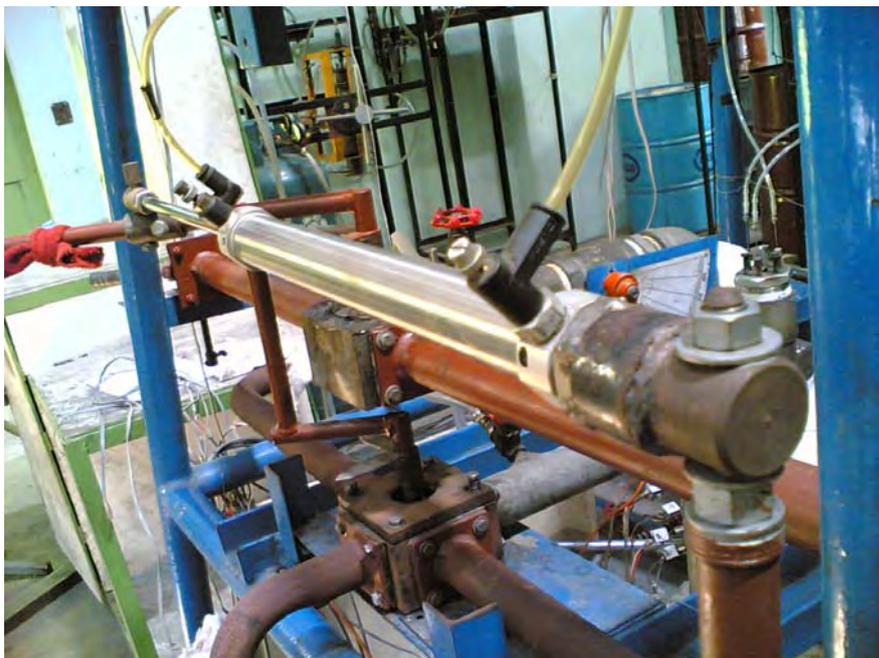
รูปที่ ก.18 Pump และถังน้ำที่จ่ายให้กับระบบ



รูปที่ ก.19 จุดวัดอุณหภูมิน้ำที่ออกจากระบบ



รูปที่ ก.20 Mixing Tank สำหรับวัดค่า Emission



รูปที่ ก.21 กระบอกสุบใช้สำหรับสลับทิศทางการเผาไหม้



รูปที่ ก.22 เม็ดหินและแท่งระเหยก่อนการทดลอง



รูปที่ ก.23 เม็ดหินหลังการทดลอง

ภาคผนวก ข  
เงื่อนไขการทดลอง

ตารางที่ ข.1 เงื่อนไขการทดลองการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวแบบ CFRC เพื่อศึกษาอิทธิพลของ Half-period ที่เงื่อนไข  $CL = 10 \text{ kW}$ ,  $\Phi = 0.29$ ,  $m_{\text{wtot}} = 17 \text{ kg/min}$

ค่าที่	$t_{\text{hp}}$ s	Fuel flow rate cc/min	Air flow rate $\text{m}^3/\text{hr}$	Corrected 0% $\text{O}_2$ ppm		$\eta_{\text{th}}$ %
				CO	$\text{NO}_x$	
1	30	15	22.5	2080.	171.7	37.3
2	60	15	22.5	1231.5	196.1	38.5
3	120	15	22.5	800	154.6	34.4
4	180	15	22.5	668.2	120.1	33.2
5	120 (1 Injector)	15	15	1463.1	178.1	39.7

ตารางที่ ข.2 เงื่อนไขการทดลองการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวแบบ CFRC เพื่อศึกษาอิทธิพลของ CL ที่เงื่อนไข  $\Phi = 0.29$ ,  $t_{hp} = 120$  s,  $m_{w\text{tot}} = 17$  kg/min

ค่าที่	CL kW	Fuel flow rate cc/min	Air flow rate m <sup>3</sup> /hr	Corrected 0% O <sub>2</sub> ppm		$\eta$ th %
				CO	NO <sub>x</sub>	
1	6	8.5	10.5	1273.6	105.4	43.1
2	8	11.7	16.5	1147.5	103.2	41.7
3	10	15	22.5	806.3	154.3	33.4
4	10 (1 Injector)	15	15	1464.9	178.9	39.7

ตารางที่ ข.3 เงื่อนไขการทดลองการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวแบบ CFRC เพื่อศึกษาอิทธิพลของ CL ที่เงื่อนไข  $\Phi = 0.25$ ,  $t_{hp} = 120$  s,  $m_{wtot} = 17$  kg/min

ค่าที่	CL kW	Fuel flow rate cc/min	Air flow rate m <sup>3</sup> /hr	Corrected 0% O <sub>2</sub> ppm		$\eta_{th}$ %
				CO	NO <sub>x</sub>	
1	6	8.5	12	1003.3	105.4	55.8
2	6 (1 Injector)	8.5	12	1467	181.6	42.2
3	8	11.7	19	927.5	85.3	41.9
4	8 (1 Injector)	11.7	16	1298.4	168.7	35.2
5	10	15	24	813.4	144.8	39.4
6	10 (1 Injector)	15	19	1650.8	178.9	42.2

ตารางที่ ข.4 เงื่อนไขการทดลองการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวแบบ CFRC เพื่อศึกษาอิทธิพลของค่า  
Equivalence Ratio ที่เงื่อนไข CL = 7 kW,  $t_{hp} = 120$  s,  $m_{w\text{tot}} = 17$  kg/min

ค่าที่	$\Phi$	Fuel flow rate cc/min	Air flow rate $\text{m}^3/\text{hr}$	Corrected 0% $\text{O}_2$ ppm		$\eta_{th}$ %
				CO	$\text{NO}_x$	
1	0.15	10.2	22	1187	71	48.3
2	0.20	10.2	17.5	1011.4	70.7	45
3	0.25	10.2	15.5	958.6	111.4	48.5
4	0.29	10.2	11.5	1223.7	99.2	48.4
5	0.35	10.2	9	4299.1	141.8	44

ตารางที่ ข.5 เงื่อนไขการทดลองการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวแบบ CFRC เพื่อศึกษาอิทธิพลของ  $t_{ad}$  ที่เงื่อนไข CL = 8 kW,  $\Phi = 0.45$ ,  $t_{hp} = 90$  s,  $m_{wtot} = 17$  kg/min

ค่าที่	$t_{ad}$ s	Fuel flow rate cc/min	Air flow rate m <sup>3</sup> /hr	Corrected 0% O <sub>2</sub> ppm		$\eta$ th %
				CO	NO <sub>x</sub>	
1	0	11.7	20	651.9704	127.4593	33.0898
2	2	11.7	20	527.8556	133.5778	33.5807
3	5	11.7	19.5	520.4296	128.2130	31.6901
4	8	11.7	19.5	523.7778	122.4778	33.8731
5	10	11.7	18.5	481.7574	124.4222	27.3659
6	12	11.7	18.5	471.8833	115.7111	26.7810
7	15	11.7	17	443.6056	118.9333	27.2197
8	18	11.7	16	422.2204	121.9796	13.6882

ตารางที่ ข.6 เงื่อนไขการทดลองการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวแบบ CFRC เพื่อศึกษาอิทธิพลของค่า  
Equivalence Ratio ที่เงื่อนไข CL = 8 kW,  $t_{hp} = 90$  s,  $m_{wtot} = 17$  kg/min,  $t_{ad} = 8$  s

ค่าที่	$\Phi$	Fuel flow rate cc/min	Air flow rate m <sup>3</sup> /hr	Corrected 0% O <sub>2</sub> ppm		$\eta_{th}$ %
				CO	NO <sub>x</sub>	
1	0.29	11.7	22	1839.461	78.54444	27.7628
2	0.35	11.7	20.5	655.0667	83.82778	28.2224
3	0.40	11.7	19	576.4333	96.31111	33.4240
4	0.45	11.7	19.5	532.8556	122.2722	33.8731
5	0.50	11.7	15	433.4333	106.7444	26.9063
6	0.55	11.7	13.5	456.0111	108.55	28.1388

ตารางที่ ข.7 เงื่อนไขการทดลองการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวแบบ CFRC เพื่อศึกษาอิทธิพลของ  $t_{ad}$  ที่เงื่อนไข CL = 7 kW,  $\Phi = 0.45$ ,  $t_{hp} = 90$  s,  $m_{wtot} = 17$  kg/min

ค่าที่	$t_{ad}$ s	Fuel flow rate cc/min	Air flow rate $m^3/hr$	Corrected 0% O <sub>2</sub> ppm		$\eta_{th}$ %
				CO	NO <sub>x</sub>	
1	0	10	16.5	627.1056	112.5278	31.2992
2	2	10	15	484.45	97.05	33.8083
3	5	10	14.5	440.5481	95.83333	31.1559
4	8	10	13.5	456.7222	90.57778	30.5750
5	10	10	12.5	456.2333	95.85556	27.5546
6	12	10	12	568.6259	80.47778	15.1562

ตารางที่ ข.8 เงื่อนไขการทดลองการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวแบบ CFRC เพื่อศึกษาอิทธิพลของ  $t_{ad}$  ที่เงื่อนไข CL = 6 kW,  $\Phi = 0.45$ ,  $t_{hp} = 90$  s,  $m_{wtot} = 17$  kg/min

ค่าที่	$t_{ad}$ s	Fuel flow rate cc/min	Air flow rate $m^3/hr$	Corrected 0% O <sub>2</sub> ppm		$\eta_{th}$ %
				CO	NO <sub>x</sub>	
1	0	8.5	11	1137.304	76.97778	27.1727
2	2	8.5	10.5	1075.552	75.58889	31.0286
3	5	8.5	10.5	1085.422	69.80926	31.3280
4	8	8.5	10	1050.884	71.81426	27.5609
5	10	8.5	10	973.6389	73.77407	27.0038
6	12	8.5	9.5	972.3333	71.6	26.8645

## ภาคผนวก ค

ตารางแสดงอุณหภูมิเฉลี่ยภายในเตาที่เปลี่ยนไปตามเวลา

ตารางที่ ค.1 อิทธิพลของ Half-period ต่ออุณหภูมิเฉลี่ยภายในเตาที่เปลี่ยนไปตามเวลา  
 ที่เงื่อนไข CL = 10 kW,  $\Phi = 0.29$ ,  $t_{hp} = 30$  s,  $m_{wtot} = 17$  kg/min (3 Injector)

Position x (mm)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Forward Flow (°C)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Backward Flow (°C)
0	679.84	759.32
25	1148.38	1129.54
55	1389.71	1375.28
85	1419.21	1391.74
115	1281.88	1268.86
145	984.70	971.39
170	723.31	585.20
255	705.57	549.26
395	488.72	488.69
525	446.34	597.68
610	504.47	630.91
635	785.14	793.23
665	1050.75	1034.13
695	1227.56	1210.77
725	1358.96	1375.32
755	1180.61	1185.33
780	1112.54	855.04

ตารางที่ ค.2 อิทธิพลของ Half-period ต่ออุณหภูมิเฉลี่ยภายในเตาที่เปลี่ยนไปตามเวลา  
 ที่เงื่อนไข CL = 10 kW,  $\Phi = 0.29$ ,  $t_{hp} = 60$  s,  $m_{wtot} = 17$  kg/min (3 Injector)

Position x (mm)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Forward Flow ( $^{\circ}$ C)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Backward Flow ( $^{\circ}$ C)
0	325.54	834.66
25	1321.15	1277.75
55	1410.27	1412.56
85	1311.70	1235.45
115	1078.72	1117.11
145	839.63	845.73
170	627.55	527.82
255	622.70	487.39
395	472.02	502.36
525	462.64	677.92
610	530.85	711.04
635	891.46	905.94
665	1159.18	1120.27
695	1311.14	1297.61
725	1412.56	1410.27
755	1277.75	1321.15
780	1040.79	827.43

ตารางที่ ค.3 อิทธิพลของ Half-period ต่ออุณหภูมิเฉลี่ยภายในเตาที่เปลี่ยนไปตามเวลา  
 ที่เงื่อนไข CL = 10 kW,  $\Phi = 0.29$ ,  $t_{hp} = 120$  s,  $m_{wtot} = 17$  kg/min (3 Injector)

Position x (mm)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Forward Flow ( $^{\circ}$ C)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Backward Flow ( $^{\circ}$ C)
0	328.03	830.03
25	1012.78	1054.45
55	1421.79	1284.25
85	1322.45	1182.63
115	1164.91	1044.12
145	977.74	782.37
170	692.93	526.47
255	702.00	480.64
395	517.75	533.54
525	437.82	728.14
610	507.82	781.37
635	830.01	931.48
665	1087.75	1109.33
695	1174.81	1317.95
725	1284.25	1421.79
755	1054.45	1012.78
780	892.94	537.32

ตารางที่ ค.4 อิทธิพลของ Half-period ต่ออุณหภูมิเฉลี่ยภายในเตาที่เปลี่ยนไปตามเวลา  
ที่เงื่อนไข CL = 10 kW,  $\Phi = 0.29$ ,  $t_{hp} = 180$  s,  $m_{wtot} = 17$  kg/min (3 Injector)

Position x (mm)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Forward Flow (°C)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Backward Flow (°C)
0	269.28	769.87
25	584.30	894.11
55	1382.37	1157.04
85	1330.57	1091.50
115	1238.96	966.10
145	1046.89	764.34
170	756.47	553.19
255	771.78	506.43
395	555.38	571.73
525	463.48	782.82
610	526.58	833.53
635	807.31	965.03
665	1019.11	1105.19
695	1053.62	1271.27
725	1157.04	1382.37
755	894.11	584.30
780	805.96	291.45

ตารางที่ ค.5 อิทธิพลของ Half-period ต่ออุณหภูมิเฉลี่ยภายในเตาที่เปลี่ยนไปตามเวลา  
 ที่เงื่อนไข CL = 10 kW,  $\Phi = 0.29$ ,  $t_{hp} = 120$  s,  $m_{wtot} = 17$  kg/min (1 Injector)

Position x (mm)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Forward Flow (°C)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Backward Flow (°C)
0	424.53	671.64
25	770.72	1018.56
55	1340.32	1314.28
85	1494.15	1351.26
115	1281.15	1383.98
145	1091.07	931.62
170	806.18	619.23
255	790.52	558.37
395	625.79	633.87
525	554.91	831.07
610	637.24	853.09
635	957.66	1050.89
665	1193.93	1157.03
695	1310.56	1353.32
725	1314.28	1340.32
755	1018.56	770.72
780	924.77	484.08

ตารางที่ ค.6 อิทธิพลของ CL ต่ออุณหภูมิเฉลี่ยภายในเตาที่เปลี่ยนไปตามเวลา

ที่เงื่อนไข CL = 6 kW,  $\Phi = 0.29$ ,  $t_{hp} = 120$  s,  $m_{wtot} = 17$  kg/min (3 Injector)

Position x (mm)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Forward Flow ( $^{\circ}$ C)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Backward Flow ( $^{\circ}$ C)
0	328.03	615.81
25	1012.78	1251.61
55	1421.79	1441.85
85	1322.45	1233.33
115	1164.91	1020.19
145	977.74	701.23
170	692.93	397.74
255	702.00	366.63
395	517.75	420.85
525	437.82	668.21
610	507.82	703.21
635	830.01	1001.87
665	1087.75	1224.33
695	1174.81	1369.31
725	1284.25	1433.33
755	1054.45	1235.05
780	892.94	803.90

ตารางที่ ค.7 อิทธิพลของ CL ต่ออุณหภูมิเฉลี่ยภายในเตาที่เปลี่ยนไปตามเวลา

ที่เงื่อนไข CL = 8 kW,  $\Phi = 0.29$ ,  $t_{hp} = 120$  s,  $m_{wtot} = 17$  kg/min (3 Injector)

Position x (mm)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Forward Flow (°C)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Backward Flow (°C)
0	335.48	736.54
25	823.25	1086.97
55	1353.58	1338.63
85	1293.55	1234.66
115	1129.67	1043.63
145	900.03	783.74
170	658.27	468.94
255	628.12	422.89
395	472.02	485.72
525	407.54	675.11
610	471.12	707.96
635	721.71	867.92
665	981.80	1057.53
695	1117.40	1288.91
725	1275.77	1410.98
755	980.85	1004.15
780	852.52	498.95

ตารางที่ ค.8 อิทธิพลของ CL ต่ออุณหภูมิเฉลี่ยภายในเตาที่เปลี่ยนไปตามเวลา  
 ที่เงื่อนไข CL = 10 kW,  $\Phi = 0.29$ ,  $t_{hp} = 120$  s,  $m_{wtot} = 17$  kg/min (3 Injector)

Position x (mm)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Forward Flow ( $^{\circ}$ C)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Backward Flow ( $^{\circ}$ C)
0	391.39	830.03
25	1235.05	1054.45
55	1433.33	1284.25
85	1338.96	1182.63
115	1035.80	1044.12
145	725.70	782.37
170	475.63	526.47
255	477.19	480.64
395	317.94	533.54
525	349.11	728.14
610	441.20	781.37
635	980.26	931.48
665	1261.49	1109.33
695	1384.33	1317.95
725	1441.85	1421.79
755	1251.61	1012.78
780	1040.69	537.32

ตารางที่ ค.9 อิทธิพลของ CL ต่ออุณหภูมิเฉลี่ยภายในเตาที่เปลี่ยนไปตามเวลา

ที่เงื่อนไข CL = 10 kW,  $\Phi = 0.29$ ,  $t_{hp} = 120$  s,  $m_{wtot} = 17$  kg/min (1 Injector)

Position x (mm)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Forward Flow (°C)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Backward Flow (°C)
0	424.53	671.64
25	770.72	1018.56
55	1340.32	1314.28
85	1494.15	1351.26
115	1281.15	1383.98
145	1091.07	931.62
170	806.18	619.23
255	790.52	558.37
395	625.79	633.87
525	554.91	831.07
610	637.24	853.09
635	957.66	1050.89
665	1193.93	1157.03
695	1310.56	1353.32
725	1314.28	1340.32
755	1018.56	770.72
780	924.77	484.08

ตารางที่ ค.10 อิทธิพลของ CL ต่ออุณหภูมิเฉลี่ยภายในเตาที่เปลี่ยนไปตามเวลา

ที่เงื่อนไข CL = 6 kW,  $\Phi = 0.25$ ,  $t_{hp} = 120$  s,  $m_{wtot} = 17$  kg/min (3 Injector)

Position x (mm)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Forward Flow (°C)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Backward Flow (°C)
0	488.87	627.31
25	1200.40	1214.83
55	1400.39	1362.69
85	1289.91	1165.26
115	1046.42	973.27
145	798.05	720.34
170	552.75	412.16
255	539.01	373.56
395	378.72	428.92
525	365.27	648.06
610	438.51	690.69
635	871.96	910.66
665	1186.95	1136.26
695	1313.97	1324.75
725	1362.69	1400.39
755	1214.83	1200.40
780	1063.28	886.34

ตารางที่ ค.11 อิทธิพลของ CL ต่ออุณหภูมิเฉลี่ยภายในเตาที่เปลี่ยนไปตามเวลา

ที่เงื่อนไข CL = 6 kW,  $\Phi = 0.25$ ,  $t_{hp} = 120$  s,  $m_{wtot} = 17$  kg/min (1 Injector)

Position x (mm)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Forward Flow (°C)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Backward Flow (°C)
0	433.02	626.01
25	1057.57	1159.96
55	1448.15	1415.10
85	1347.19	1239.06
115	1050.05	1030.71
145	799.12	707.25
170	535.99	436.04
255	485.76	387.50
395	358.78	442.32
525	377.30	687.70
610	461.32	715.02
635	958.05	980.43
665	1240.45	1182.73
695	1358.48	1397.87
725	1415.10	1448.15
755	1159.96	1057.57
780	966.97	811.32

ตารางที่ ค.12 อิทธิพลของ CL ต่ออุณหภูมิเฉลี่ยภายในเตาที่เปลี่ยนไปตามเวลา

ที่เงื่อนไข CL = 8 kW,  $\Phi = 0.25$ ,  $t_{hp} = 120$  s,  $m_{wtot} = 17$  kg/min (3 Injector)

Position x (mm)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Forward Flow (°C)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Backward Flow (°C)
0	309.34	731.75
25	908.76	994.61
55	1365.96	1295.05
85	1356.18	1182.88
115	1198.00	1012.01
145	934.34	779.42
170	664.84	476.24
255	637.07	432.24
395	463.72	488.77
525	400.25	659.58
610	462.94	689.97
635	719.58	823.49
665	1008.21	997.70
695	1149.83	1221.71
725	1295.05	1365.96
755	994.61	908.76
780	865.03	571.61

ตารางที่ ค.13 อิทธิพลของ CL ต่ออุณหภูมิเฉลี่ยภายในเตาที่เปลี่ยนไปตามเวลา

ที่เงื่อนไข CL = 8 kW,  $\Phi = 0.25$ ,  $t_{hp} = 120$  s,  $m_{wtot} = 17$  kg/min (1 Injector)

Position x (mm)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Forward Flow (°C)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Backward Flow (°C)
0	455.12	653.23
25	1056.62	1190.18
55	1376.01	1351.76
85	1477.53	1333.31
115	1222.56	1178.65
145	981.36	851.53
170	694.40	537.80
255	684.93	488.53
395	507.52	561.79
525	466.93	752.98
610	548.41	776.32
635	930.86	1014.32
665	1219.64	1164.97
695	1341.46	1388.29
725	1351.76	1376.01
755	1190.18	1094.15
780	1007.94	984.37

ตารางที่ ค.14 อิทธิพลของ CL ต่ออุณหภูมิเฉลี่ยภายในเตาที่เปลี่ยนไปตามเวลา

ที่เงื่อนไข CL = 10 kW,  $\Phi = 0.25$ ,  $t_{hp} = 120$  s,  $m_{wtot} = 17$  kg/min (3 Injector)

Position x (mm)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Forward Flow (°C)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Backward Flow (°C)
0	411.54	789.44
25	849.03	1006.25
55	1417.12	1286.04
85	1343.66	1184.91
115	1212.96	1048.47
145	1000.82	810.33
170	748.54	549.82
255	735.95	500.00
395	532.37	572.52
525	454.09	733.49
610	517.04	772.59
635	763.12	894.49
665	993.63	1021.22
695	1098.56	1223.52
725	1286.04	1417.12
755	1006.25	849.03
780	888.35	405.57

ตารางที่ ค.15 อิทธิพลของ CL ต่ออุณหภูมิเฉลี่ยภายในเตาที่เปลี่ยนไปตามเวลา

ที่เงื่อนไข CL = 10 kW,  $\Phi = 0.25$ ,  $t_{hp} = 120$  s,  $m_{wtot} = 17$  kg/min (1 Injector)

Position x (mm)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Forward Flow (°C)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Backward Flow (°C)
0	411.13	672.81
25	822.25	1067.84
55	1380.95	1331.88
85	1469.31	1331.78
115	1175.46	1232.53
145	1086.37	883.95
170	793.92	616.47
255	767.96	558.14
395	646.13	656.10
525	544.03	848.64
610	632.69	862.85
635	942.61	1094.23
665	1205.78	1189.62
695	1312.44	1431.25
725	1331.88	1380.95
755	1067.84	822.25
780	948.13	541.66

ตารางที่ ค.16 อิทธิพลของ Equivalence Ratio ต่ออุณหภูมิเฉลี่ยภายในเตาที่เปลี่ยนไปตามเวลา  
ที่เงื่อนไข CL = 7 kW,  $\Phi = 0.15$ ,  $t_{hp} = 120$  s,  $m_{wtot} = 17$  kg/min (3 Injector)

Position x (mm)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Forward Flow ( $^{\circ}$ C)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Backward Flow ( $^{\circ}$ C)
0	362.58	826.83
25	915.64	911.68
55	1294.38	1220.09
85	1244.38	1072.29
115	1034.15	954.81
145	851.76	704.74
170	618.65	464.24
255	597.53	406.64
395	461.86	461.86
525	406.64	597.53
610	464.24	618.65
635	704.74	851.76
665	954.81	1034.15
695	1072.29	1244.38
725	1220.09	1294.38
755	911.68	915.64
780	826.83	362.58

ตารางที่ ค.17 อิทธิพลของ Equivalence Ratio ต่ออุณหภูมิเฉลี่ยภายในเตาที่เปลี่ยนไปตามเวลา  
 ที่เงื่อนไข CL = 7 kW,  $\Phi = 0.20$ ,  $t_{hp} = 120$  s,  $m_{wtot} = 17$  kg/min (3 Injector)

Position x (mm)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Forward Flow ( $^{\circ}$ C)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Backward Flow ( $^{\circ}$ C)
0	340.21	718.76
25	939.79	1055.67
55	1323.63	1322.42
85	1360.37	1205.21
115	1077.96	1010.68
145	828.81	754.25
170	589.27	464.12
255	565.78	423.50
395	416.10	467.11
525	390.78	651.35
610	456.59	682.62
635	788.14	858.79
665	1092.34	1022.92
695	1234.07	1227.21
725	1322.42	1323.63
755	1055.67	939.79
780	902.18	497.86

ตารางที่ ค.18 อิทธิพลของ Equivalence Ratio ต่ออุณหภูมิเฉลี่ยภายในเตาที่เปลี่ยนไปตามเวลา  
ที่เงื่อนไข CL = 7 kW,  $\Phi = 0.25$ ,  $t_{hp} = 120$  s,  $m_{wtot} = 17$  kg/min (3 Injector)

Position x (mm)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Forward Flow ( $^{\circ}$ C)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Backward Flow ( $^{\circ}$ C)
0	373.03	679.05
25	1104.73	1143.70
55	1400.25	1399.36
85	1374.93	1257.50
115	1093.08	1060.83
145	843.48	794.76
170	601.21	474.77
255	578.44	434.10
395	423.27	471.97
525	411.58	680.68
610	487.92	711.89
635	880.48	921.26
665	1206.68	1128.93
695	1342.25	1328.38
725	1399.36	1400.25
755	1143.70	1104.73
780	943.94	668.33

ตารางที่ ค.19 อิทธิพลของ Equivalence Ratio ต่ออุณหภูมิเฉลี่ยภายในเตาที่เปลี่ยนไปตามเวลา  
ที่เงื่อนไข CL = 7 kW,  $\Phi = 0.29$ ,  $t_{hp} = 120$  s,  $m_{wtot} = 17$  kg/min (3 Injector)

Position x (mm)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Forward Flow ( $^{\circ}$ C)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Backward Flow ( $^{\circ}$ C)
0	352.65	549.99
25	1020.81	1084.87
55	1273.42	1324.11
85	1367.97	1240.12
115	1083.80	1056.41
145	791.10	765.44
170	540.05	425.23
255	523.90	390.89
395	346.88	397.79
525	334.90	574.85
610	403.66	611.90
635	811.49	804.44
665	1114.79	1015.32
695	1268.40	1219.49
725	1324.11	1273.42
755	1084.87	1020.81
780	889.36	685.16

ตารางที่ ค.20 อิทธิพลของ Equivalence Ratio ต่ออุณหภูมิเฉลี่ยภายในเตาที่เปลี่ยนไปตามเวลาที่เงื่อนไข CL = 7 kW,  $\Phi = 0.35$ ,  $t_{hp} = 120$  s,  $m_{wtot} = 17$  kg/min (3 Injector)

Position x (mm)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Forward Flow ( $^{\circ}$ C)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Backward Flow ( $^{\circ}$ C)
0	424.48	487.18
25	1244.40	1218.11
55	1448.69	1447.48
85	1278.72	1263.99
115	1053.98	1124.12
145	733.32	814.15
170	481.72	439.07
255	473.93	410.20
395	350.65	428.81
525	414.37	631.87
610	517.70	673.61
635	1055.40	1008.91
665	1281.22	1257.32
695	1405.72	1383.07
725	1447.48	1448.69
755	1218.11	1244.40
780	942.03	978.18

ตารางที่ ค.21 อิทธิพลของ  $t_{ad}$  ต่ออุณหภูมิเฉลี่ยภายในเตาที่เปลี่ยนไปตามเวลา

ที่เงื่อนไข  $CL = 8 \text{ kW}$ ,  $\Phi = 0.45$ ,  $t_{hp} = 90 \text{ s}$ ,  $m_{wtot} = 17 \text{ kg/min}$ ,  $t_{ad} = 0 \text{ s}$

Position x (mm)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Forward Flow ( $^{\circ}\text{C}$ )	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Backward Flow ( $^{\circ}\text{C}$ )
0	455.8736	755.6729
25	1196.0225	1200.0153
55	1519.3640	1375.1455
85	1420.4586	1312.6651
115	1321.5531	1250.1847
145	813.0124	709.2373
170	589.0241	404.5791
255	634.6618	383.1365
395	361.3084	399.1021
525	367.5865	380.4626
610	397.3745	578.8172
635	665.1197	776.2794
665	898.0230	954.1653
695	1113.8691	1286.5757
725	1313.1253	1390.8837
755	1248.0730	1245.9152
780	940.9563	546.7830

ตารางที่ ค.22 อิทธิพลของ  $t_{ad}$  ต่ออุณหภูมิเฉลี่ยภายในเตาที่เปลี่ยนไปตามเวลา

ที่เงื่อนไข CL = 8 kW,  $\Phi = 0.45$ ,  $t_{hp} = 90$  s,  $m_{wtot} = 17$  kg/min,  $t_{ad} = 2$  s

Position x (mm)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Forward Flow ( $^{\circ}$ C)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Backward Flow ( $^{\circ}$ C)
0	476.4552	760.0567
25	1301.4871	1227.3955
55	1505.0725	1345.5208
85	1422.6552	1302.2463
115	1340.2380	1258.9719
145	835.2894	737.9799
170	610.8494	431.3242
255	661.6511	406.4026
395	371.2998	429.3829
525	371.0690	383.5525
610	422.0563	593.4538
635	704.7745	792.8453
665	968.8549	985.6566
695	1183.7643	1305.4725
725	1376.4112	1428.8079
755	1313.2899	1367.1461
780	1022.1426	717.1114

ตารางที่ ค.23 อิทธิพลของ  $t_{ad}$  ต่ออุณหภูมิเฉลี่ยภายในเตาที่เปลี่ยนไปตามเวลา

ที่เงื่อนไข CL = 8 kW,  $\Phi = 0.45$ ,  $t_{hp} = 90$  s,  $m_{wtot} = 17$  kg/min,  $t_{ad} = 5$  s

Position x (mm)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Forward Flow ( $^{\circ}$ C)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Backward Flow ( $^{\circ}$ C)
0	470.0015	713.4778
25	1225.3983	1155.2690
55	1551.6365	1382.7831
85	1489.8329	1356.7376
115	1428.0292	1330.6921
145	887.2448	786.3222
170	617.8439	447.2530
255	683.5184	427.0147
395	380.7711	433.0824
525	385.6249	401.4052
610	436.2110	611.2770
635	718.4326	797.3802
665	966.7154	986.0946
695	1159.8102	1289.8502
725	1321.3989	1313.1674
755	1268.7438	1315.4949
780	1067.4562	823.1694

ตารางที่ ค.24 อิทธิพลของ  $t_{ad}$  ต่ออุณหภูมิเฉลี่ยภายในเตาที่เปลี่ยนไปตามเวลา

ที่เงื่อนไข  $CL = 8 \text{ kW}$ ,  $\Phi = 0.45$ ,  $t_{hp} = 90 \text{ s}$ ,  $m_{wtot} = 17 \text{ kg/min}$ ,  $t_{ad} = 8 \text{ s}$

Position x (mm)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Forward Flow ( $^{\circ}\text{C}$ )	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Backward Flow ( $^{\circ}\text{C}$ )
0	456.2384	722.9458
25	1090.6149	1104.5356
55	1493.8775	1327.8719
85	1424.0862	1300.7553
115	1354.2949	1273.6388
145	871.8310	793.7435
170	657.2863	463.3204
255	679.6002	434.4303
395	400.2796	423.9110
525	397.4082	409.6703
610	437.6497	596.0990
635	662.0531	752.3511
665	869.4974	930.4526
695	1049.2719	1244.2910
725	1225.5848	1228.7618
755	1085.7166	1161.7961
780	909.6450	694.5919

ตารางที่ ค.25 อิทธิพลของ  $t_{ad}$  ต่ออุณหภูมิเฉลี่ยภายในเตาที่เปลี่ยนไปตามเวลา

ที่เงื่อนไข CL = 8 kW,  $\Phi = 0.45$ ,  $t_{hp} = 90$  s,  $m_{wtot} = 17$  kg/min,  $t_{ad} = 10$  s

Position x (mm)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Forward Flow ( $^{\circ}$ C)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Backward Flow ( $^{\circ}$ C)
0	494.8373	725.6295
25	1196.0000	1197.4601
55	1474.5034	1333.7051
85	1400.7646	1299.2202
115	1327.0258	1264.7354
145	815.0440	766.6527
170	624.3858	460.6613
255	636.6173	433.1099
395	380.8461	441.5854
525	409.5210	416.2515
610	432.9531	618.3828
635	749.5351	832.3522
665	1003.7185	1038.0151
695	1197.3866	1333.3140
725	1326.4410	1365.1944
755	1139.8379	1182.3927
780	931.6821	693.1370

ตารางที่ ค.26 อิทธิพลของ  $t_{ad}$  ต่ออุณหภูมิเฉลี่ยภายในเตาที่เปลี่ยนไปตามเวลา

ที่เงื่อนไข  $CL = 8 \text{ kW}$ ,  $\Phi = 0.45$ ,  $t_{hp} = 90 \text{ s}$ ,  $m_{wtot} = 17 \text{ kg/min}$ ,  $t_{ad} = 12 \text{ s}$

Position x (mm)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Forward Flow ( $^{\circ}\text{C}$ )	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Backward Flow ( $^{\circ}\text{C}$ )
0	523.6026	746.0227
25	1219.5388	1180.6022
55	1363.6713	1278.7972
85	1314.9719	1251.4736
115	1266.2725	1224.1500
145	806.2854	770.9612
170	637.6908	454.2870
255	628.7185	417.5306
395	357.9692	416.6289
525	408.3879	417.2206
610	426.2903	594.1081
635	741.7819	809.8128
665	981.6789	1010.4904
695	1170.2520	1281.6969
725	1290.7972	1314.6612
755	1201.9573	1256.9118
780	999.9042	857.6626

ตารางที่ ค.27 อิทธิพลของ  $t_{ad}$  ต่ออุณหภูมิเฉลี่ยภายในเตาที่เปลี่ยนไปตามเวลา

ที่เงื่อนไข  $CL = 8 \text{ kW}$ ,  $\Phi = 0.45$ ,  $t_{hp} = 90 \text{ s}$ ,  $m_{wtot} = 17 \text{ kg/min}$ ,  $t_{ad} = 15 \text{ s}$

Position x (mm)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Forward Flow ( $^{\circ}\text{C}$ )	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Backward Flow ( $^{\circ}\text{C}$ )
0	463.8390	679.8629
25	1241.6466	1122.2270
55	1306.3938	1198.1618
85	1296.8486	1198.1635
115	1287.3034	1198.1635
145	816.7713	769.3970
170	663.7985	477.4858
255	650.3566	438.1219
395	377.5261	438.2031
525	412.0600	420.2168
610	446.4433	601.9381
635	714.8598	795.5473
665	952.1174	992.9479
695	1134.4594	1182.1078
725	1278.4590	1256.9764
755	1100.4020	1041.0653
780	904.1385	578.2739

ตารางที่ ค.28 อิทธิพลของ  $t_{ad}$  ต่ออุณหภูมิเฉลี่ยภายในเตาที่เปลี่ยนไปตามเวลา

ที่เงื่อนไข  $CL = 8 \text{ kW}$ ,  $\Phi = 0.45$ ,  $t_{hp} = 90 \text{ s}$ ,  $m_{wtot} = 17 \text{ kg/min}$ ,  $t_{ad} = 18 \text{ s}$

Position x (mm)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Forward Flow ( $^{\circ}\text{C}$ )	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Backward Flow ( $^{\circ}\text{C}$ )
0	404.6954	641.7194
25	1224.7837	1107.4567
55	1246.7904	1163.9444
85	1233.7899	1162.0385
115	1220.7893	1160.1326
145	776.7062	748.7170
170	645.5400	477.3661
255	625.3830	442.9510
395	373.1681	439.4142
525	410.4831	417.7667
610	441.5983	582.4739
635	697.5244	744.8931
665	911.3898	918.5144
695	1074.1966	1167.2849
725	1196.6146	1233.2331
755	1014.3363	1044.8735
780	822.1384	530.4957

ตารางที่ ค.29 อิทธิพลของ Equivalence Ratio ต่ออุณหภูมิเฉลี่ยภายในเตาที่เปลี่ยนไปตามเวลา  
ที่เงื่อนไข CL = 8 kW,  $\Phi = 0.29$ ,  $t_{hp} = 90$  s,  $m_{wtot} = 17$  kg/min,  $t_{ad} = 8$  s

Position x (mm)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Forward Flow ( $^{\circ}$ C)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Backward Flow ( $^{\circ}$ C)
0	405.4058	571.7948
25	1033.1647	1065.6678
55	1217.4295	1157.8371
85	1142.9795	1151.2914
115	1068.5294	1134.7458
145	695.3306	727.8054
170	620.9574	503.8523
255	595.6527	474.4070
395	428.2353	467.7823
525	433.0516	436.1702
610	482.1187	573.3481
635	723.4559	731.3565
665	927.9572	899.4541
695	1133.5045	1208.6491
725	1296.0343	1209.5135
755	862.2093	1125.3334
780	722.4348	547.3711

ตารางที่ ค.30 อิทธิพลของ Equivalence Ratio ต่ออุณหภูมิเฉลี่ยภายในเตาที่เปลี่ยนไปตามเวลา  
 ที่เงื่อนไข CL = 8 kW,  $\Phi = 0.35$ ,  $t_{hp} = 90$  s,  $m_{wtot} = 17$  kg/min,  $t_{ad} = 8$  s

Position x (mm)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Forward Flow ( $^{\circ}$ C)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Backward Flow ( $^{\circ}$ C)
0	422.8830	688.9407
25	1208.9326	1167.1360
55	1210.5938	1223.2646
85	1162.5185	1186.9093
115	1114.4431	1150.5540
145	752.4448	716.1796
170	641.0673	475.8354
255	630.9357	452.3966
395	415.3776	483.5574
525	433.3597	442.1025
610	469.7858	620.7631
635	730.4917	814.9188
665	961.6987	1001.4902
695	1154.9497	1188.8938
725	1316.8989	1245.3275
755	1088.3573	1167.6242
780	853.5130	539.4623

ตารางที่ ค.31 อิทธิพลของ Equivalence Ratio ต่ออุณหภูมิเฉลี่ยภายในเตาที่เปลี่ยนไปตามเวลาที่เงื่อนไข CL = 8 kW,  $\Phi = 0.40$ ,  $t_{hp} = 90$  s,  $m_{wtot} = 17$  kg/min,  $t_{ad} = 8$  s

Position x (mm)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Forward Flow ( $^{\circ}$ C)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Backward Flow ( $^{\circ}$ C)
0	446.8777	722.1149
25	1213.4522	1221.8376
55	1369.4079	1282.7826
85	1309.6997	1249.0374
115	1249.9916	1215.2921
145	787.7719	752.7574
170	629.1777	470.4840
255	635.7206	445.2139
395	395.2976	468.4849
525	434.8823	443.5171
610	453.4874	614.3699
635	754.0798	834.4378
665	1007.7711	1038.6328
695	1193.7235	1316.0183
725	1349.7028	1389.2927
755	1179.8910	1234.7275
780	969.8949	652.0474

ตารางที่ ค.32 อิทธิพลของ Equivalence Ratio ต่ออุณหภูมิเฉลี่ยภายในเตาที่เปลี่ยนไปตามเวลา  
 ที่เงื่อนไข CL = 8 kW,  $\Phi = 0.45$ ,  $t_{hp} = 90$  s,  $m_{wtot} = 17$  kg/min,  $t_{ad} = 8$  s

Position x (mm)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Forward Flow (°C)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Backward Flow (°C)
0	456.2384	722.9458
25	1090.6149	1104.5356
55	1493.8775	1327.8719
85	1424.0862	1300.7553
115	1354.2949	1273.6388
145	871.8310	793.7435
170	657.2863	463.3204
255	679.6002	434.4303
395	400.2796	423.9110
525	397.4082	409.6703
610	437.6497	596.0990
635	662.0531	752.3511
665	869.4974	930.4526
695	1049.2719	1244.2910
725	1225.5848	1288.7618
755	1085.7166	1161.7961
780	909.6450	694.5919

ตารางที่ ค.33 อิทธิพลของ Equivalence Ratio ต่ออุณหภูมิเฉลี่ยภายในเตาที่เปลี่ยนไปตามเวลา  
ที่เงื่อนไข CL = 8 kW,  $\Phi = 0.50$ ,  $t_{hp} = 90$  s,  $m_{wtot} = 17$  kg/min,  $t_{ad} = 8$  s

Position x (mm)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Forward Flow ( $^{\circ}$ C)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Backward Flow ( $^{\circ}$ C)
0	539.2922	732.3884
25	1403.0107	1334.3551
55	1350.3826	1309.5652
85	1308.2073	1289.9287
115	1266.0320	1270.2921
145	814.5122	826.1774
170	642.5554	504.8170
255	666.2710	475.4987
395	409.9748	450.5862
525	429.2119	438.2080
610	494.7861	634.6905
635	830.1593	885.0507
665	1085.9046	1086.3537
695	1259.6326	1335.0713
725	1381.5781	1383.4635
755	1282.6708	1321.9028
780	1009.2003	815.6942

ตารางที่ ค.34 อิทธิพลของ Equivalence Ratio ต่ออุณหภูมิเฉลี่ยภายในเตาที่เปลี่ยนไปตามเวลา  
 ที่เงื่อนไข CL = 8 kW,  $\Phi = 0.55$ ,  $t_{hp} = 90$  s,  $m_{wtot} = 17$  kg/min,  $t_{ad} = 8$  s

Position x (mm)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Forward Flow ( $^{\circ}$ C)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Backward Flow ( $^{\circ}$ C)
0	529.5539	796.5567
25	1397.8343	1365.0792
55	1432.3652	1374.9528
85	1385.8362	1342.6963
115	1339.3073	1310.4399
145	839.7803	817.9566
170	643.9856	475.7395
255	674.9488	442.6247
395	401.7017	450.8719
525	419.1535	430.2496
610	473.4412	645.9771
635	820.2018	922.8262
665	1087.9733	1124.4112
695	1263.4309	1364.4820
725	1388.0494	1405.1916
755	1309.0163	1328.7056
780	1048.3973	804.3761

ตารางที่ ค.35 อิทธิพลของ  $t_{ad}$  ต่ออุณหภูมิเฉลี่ยภายในเตาที่เปลี่ยนไปตามเวลา

ที่เงื่อนไข  $CL = 7 \text{ kW}$ ,  $\Phi = 0.45$ ,  $t_{hp} = 90 \text{ s}$ ,  $m_{wtot} = 17 \text{ kg/min}$ ,  $t_{ad} = 0 \text{ s}$

Position x (mm)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Forward Flow ( $^{\circ}\text{C}$ )	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Backward Flow ( $^{\circ}\text{C}$ )
0	566.4551	773.7238
25	1278.3708	1286.3371
55	1236.8865	1343.1854
85	1212.9177	1302.6857
115	1188.9489	1272.1860
145	774.2497	876.4580
170	613.7572	528.1788
255	609.7419	504.7820
395	381.0857	469.6846
525	423.5919	461.2548
610	453.4966	636.8014
635	767.3106	854.4476
665	1020.1747	1062.0713
695	1195.0303	1335.7287
725	1316.9180	1398.2640
755	1156.5820	1358.7073
780	913.2129	896.3080

ตารางที่ ค.36 อิทธิพลของ  $t_{ad}$  ต่ออุณหภูมิเฉลี่ยภายในเตาที่เปลี่ยนไปตามเวลา

ที่เงื่อนไข  $CL = 7 \text{ kW}$ ,  $\Phi = 0.45$ ,  $t_{hp} = 90 \text{ s}$ ,  $m_{wtot} = 17 \text{ kg/min}$ ,  $t_{ad} = 2 \text{ s}$

Position x (mm)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Forward Flow ( $^{\circ}\text{C}$ )	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Backward Flow ( $^{\circ}\text{C}$ )
0	483.0065	713.7262
25	1197.9292	1211.2803
55	1233.6045	1247.5663
85	1226.3475	1230.0989
115	1219.0904	1212.6315
145	825.7692	808.0819
170	683.7744	511.4878
255	668.6851	474.0567
395	415.2337	473.7256
525	452.2808	454.3361
610	492.7932	632.9775
635	791.4569	862.0870
665	1029.5791	1051.9438
695	1220.0197	1308.1978
725	1355.9371	1376.8708
755	1234.4264	1222.2607
780	986.4687	739.2517

ตารางที่ ค.37 อิทธิพลของ  $t_{ad}$  ต่ออุณหภูมิเฉลี่ยภายในเตาที่เปลี่ยนไปตามเวลา

ที่เงื่อนไข CL = 7 kW,  $\Phi = 0.45$ ,  $t_{hp} = 90$  s.,  $m_{wtot} = 17$  kg/min,  $t_{ad} = 5$  s

Position x (mm)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Forward Flow ( $^{\circ}$ C)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Backward Flow ( $^{\circ}$ C)
0	595.4968	739.2356
25	1295.8551	1276.0685
55	1266.3242	1270.4753
85	1218.6469	1270.1879
115	1179.9697	1169.9006
145	792.2215	787.6849
170	651.9057	503.2893
255	654.2098	468.0465
395	406.3438	443.9950
525	443.8353	450.1972
610	487.5832	611.7137
635	787.9202	826.4308
665	1032.0810	1031.3979
695	1234.4787	1298.8034
725	1362.1096	1362.6826
755	1251.2966	1287.5837
780	933.5217	722.8037

ตารางที่ ค.38 อิทธิพลของ  $t_{ad}$  ต่ออุณหภูมิเฉลี่ยภายในเตาที่เปลี่ยนไปตามเวลา

ที่เงื่อนไข CL = 7 kW,  $\Phi = 0.45$ ,  $t_{hp} = 90$  s,  $m_{wtot} = 17$  kg/min,  $t_{ad} = 8$  s

Position x (mm)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Forward Flow ( $^{\circ}$ C)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Backward Flow ( $^{\circ}$ C)
0	510.2230	684.7380
25	1259.0904	1220.9663
55	1351.3562	1288.5663
85	1296.7719	1264.6506
115	1242.1876	1240.7348
145	785.3847	777.7285
170	631.1402	498.7637
255	627.3302	464.3256
395	406.8900	447.3512
525	437.2185	442.2001
610	481.8803	601.5916
635	784.6059	811.7446
665	1027.3115	1007.5603
695	1218.2697	1264.6236
725	1353.9713	1341.4202
755	1199.5185	1243.4399
780	904.4119	694.7048

ตารางที่ ค.39 อิทธิพลของ  $t_{ad}$  ต่ออุณหภูมิเฉลี่ยภายในเตาที่เปลี่ยนไปตามเวลา

ที่เงื่อนไข CL = 7 kW,  $\Phi = 0.45$ ,  $t_{hp} = 90$  s,  $m_{wtot} = 17$  kg/min,  $t_{ad} = 10$  s

Position x (mm)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Forward Flow ( $^{\circ}$ C)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Backward Flow ( $^{\circ}$ C)
0	488.0297	719.2482
25	1242.1320	1231.2618
55	1210.0893	1210.0062
85	1187.5750	1194.5107
115	1165.0607	1179.0152
145	754.5268	743.7544
170	610.9037	478.9191
255	605.6810	449.2371
395	389.6178	444.1214
525	430.1688	437.4942
610	463.5147	597.1429
635	759.1937	821.8973
665	992.9630	1014.7901
695	1177.8702	1259.9079
725	1312.8893	1331.0674
755	1197.0792	1264.0511
780	900.5566	722.6885

ตารางที่ ค.40 อิทธิพลของ  $t_{ad}$  ต่ออุณหภูมิเฉลี่ยภายในเตาที่เปลี่ยนไปตามเวลา

ที่เงื่อนไข CL = 7 kW,  $\Phi = 0.45$ ,  $t_{hp} = 90$  s,  $m_{wtot} = 17$  kg/min,  $t_{ad} = 12$  s

Position x (mm)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Forward Flow ( $^{\circ}$ C)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Backward Flow ( $^{\circ}$ C)
0	592.2453	773.3158
25	1279.6444	1238.1848
55	1226.0691	1234.1275
85	1200.6708	1216.1958
115	1175.2725	1198.2640
145	757.1791	768.6419
170	597.4916	489.8432
255	593.7233	460.7519
395	385.0049	433.9772
525	424.5913	429.8585
610	468.8815	579.9225
635	789.0176	808.9053
665	1037.3869	1015.3700
695	1214.3315	1259.1315
725	1328.6983	1327.8062
755	1153.6522	1207.7388
780	879.6899	732.6436

ตารางที่ ค.41 อิทธิพลของ  $t_{ad}$  ต่ออุณหภูมิเฉลี่ยภายในเตาที่เปลี่ยนไปตามเวลา

ที่เงื่อนไข  $CL = 6 \text{ kW}$ ,  $\Phi = 0.45$ ,  $t_{hp} = 90 \text{ s}$ ,  $m_{wtot} = 17 \text{ kg/min}$ ,  $t_{ad} = 0 \text{ s}$

Position x (mm)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Forward Flow ( $^{\circ}\text{C}$ )	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Backward Flow ( $^{\circ}\text{C}$ )
0	606.7323	824.2708
25	1337.1921	1331.6056
55	1268.5854	1213.4680
85	1251.1506	1199.2340
115	1233.7157	1185.0000
145	761.5483	760.8998
170	602.8206	488.5720
255	591.0615	459.7739
395	374.7180	457.8625
525	420.3651	430.3269
610	449.9652	578.4275
635	794.7060	843.4881
665	1032.2624	1039.0768
695	1201.2753	1262.9275
725	1330.1169	1354.9938
755	1141.6134	1162.8294
780	918.7307	735.7395

ตารางที่ ค.42 อิทธิพลของ  $t_{ad}$  ต่ออุณหภูมิเฉลี่ยภายในเตาที่เปลี่ยนไปตามเวลา

ที่เงื่อนไข CL = 6 kW,  $\Phi = 0.45$ ,  $t_{hp} = 90$  s,  $m_{wtot} = 17$  kg/min,  $t_{ad} = 2$  s

Position x (mm)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Forward Flow ( $^{\circ}$ C)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Backward Flow ( $^{\circ}$ C)
0	522.4345	753.4967
25	1286.1888	1290.5393
55	1226.3478	1234.2337
85	1200.2452	1212.7795
115	1174.1427	1191.3253
145	745.7610	743.6556
170	610.0798	480.8746
255	578.2178	448.3154
395	373.4599	441.0472
525	424.7416	432.8079
610	446.8884	567.8778
635	797.6661	834.6796
665	1019.3115	1021.2326
695	1180.2713	1231.8107
725	1321.7146	1326.6202
755	1110.7747	1097.1057
780	898.6052	701.5852

ตารางที่ ค.43 อิทธิพลของ  $t_{ad}$  ต่ออุณหภูมิเฉลี่ยภายในเตาที่เปลี่ยนไปตามเวลา

ที่เงื่อนไข CL = 6 kW,  $\Phi = 0.45$ ,  $t_{hp} = 90$  s,  $m_{wtot} = 17$  kg/min,  $t_{ad} = 5$  s

Position x (mm)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Forward Flow ( $^{\circ}$ C)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Backward Flow ( $^{\circ}$ C)
0	521.9014	695.3356
25	1243.2185	1317.6174
55	1204.3781	1259.5876
85	1178.1598	1230.0562
115	1151.9416	1229.5247
145	727.3865	750.4138
170	574.2137	477.4898
255	557.4797	449.7179
395	368.7576	413.8633
525	420.7309	427.3029
610	454.8947	549.9911
635	809.8033	806.0029
665	1033.0464	1003.7979
695	1200.3298	1220.3483
725	1323.4556	1331.9242
755	1078.1561	1097.1927
780	858.7878	719.0490

ตารางที่ ค.44 อิทธิพลของ  $t_{ad}$  ต่ออุณหภูมิเฉลี่ยภายในเตาที่เปลี่ยนไปตามเวลา

ที่เงื่อนไข CL = 6 kW,  $\Phi = 0.45$ ,  $t_{hp} = 90$  s,  $m_{wtot} = 17$  kg/min,  $t_{ad} = 8$  s

Position x (mm)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Forward Flow ( $^{\circ}$ C)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Backward Flow ( $^{\circ}$ C)
0	504.3865	743.7005
25	1266.1612	1312.8803
55	1184.0640	1238.4000
85	1166.2576	1226.3596
115	1148.4511	1214.3191
145	739.1851	719.9442
170	592.9904	446.7620
255	574.9156	419.7961
395	348.6894	400.6124
525	410.2821	419.1851
610	427.7260	561.4845
635	768.3362	834.1506
665	1008.4084	1031.8205
695	1175.6017	1233.4124
725	1307.7882	1297.8084
755	1094.2734	1112.0455
780	876.3910	706.1408

ตารางที่ ค.45 อิทธิพลของ  $t_{ad}$  ต่ออุณหภูมิเฉลี่ยภายในเตาที่เปลี่ยนไปตามเวลา

ที่เงื่อนไข  $CL = 6 \text{ kW}$ ,  $\Phi = 0.45$ ,  $t_{hp} = 90 \text{ s}$ ,  $m_{wtot} = 17 \text{ kg/min}$ ,  $t_{ad} = 10 \text{ s}$

Position x (mm)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Forward Flow ( $^{\circ}\text{C}$ )	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Backward Flow ( $^{\circ}\text{C}$ )
0	518.9724	689.6991
25	1294.0579	1272.0708
55	1206.3382	1215.8404
85	1184.4649	1202.2508
115	1162.5916	1188.6612
145	744.1770	751.9720
170	601.6737	459.7378
255	573.5924	429.7554
395	350.0250	391.6449
525	403.9336	411.6661
610	434.5430	546.3649
635	772.5070	812.7238
665	1006.9504	1015.7458
695	1172.3607	1221.6275
725	1301.2657	1291.6848
755	1076.8901	1088.9891
780	829.2860	687.0310

ตารางที่ ค.46 อิทธิพลของ  $t_{ad}$  ต่ออุณหภูมิเฉลี่ยภายในเตาที่เปลี่ยนไปตามเวลา

ที่เงื่อนไข CL = 6 kW,  $\Phi = 0.45$ ,  $t_{hp} = 90$  s,  $m_{wtot} = 17$  kg/min,  $t_{ad} = 12$  s

Position x (mm)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Forward Flow ( $^{\circ}$ C)	อุณหภูมิเฉลี่ยตลอด Half-period Backward Flow ( $^{\circ}$ C)
0	539.5916	767.3111
25	1245.4343	1223.7202
55	1216.9202	1155.6011
85	1201.0910	1147.5851
115	1185.2618	1139.5691
145	769.5563	761.8962
170	595.4280	470.1220
255	582.3636	440.9428
395	342.8786	382.8126
525	395.3871	401.6404
610	437.4773	557.6124
635	771.5468	815.0385
665	996.0019	1017.8963
695	1153.8298	1240.4916
725	1273.9017	1307.7534
755	1083.4711	1092.0812
780	822.9178	686.9907

ตารางที่ ค.47 การเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิ ณ เวลาต่างๆ ที่  $t_{hp} = 30$  s ในจังหวะ Forward Flow  
 ที่เงื่อนไข  $CL = 6.5$  kW,  $\Phi = 0.424$ ,  $t_{hp} = 30$  s,  $m_{wtot} = 9.2$  kg/min เชื้อเพลิง LPG

Position x (mm)	เวลาที่บันทึกค่าอุณหภูมิ (s)						
	0	5	10	15	20	25	30
-10	797.1200	797.2600	792.5700	787.2500	782.1200	777.2000	772.4300
0	732.0500	639.6800	539.5700	480.2500	443.6200	418.2600	401.2300
25	1086.8000	1175.9000	1143.1000	1109.4000	1057.7000	1022.3000	966.3400
55	1032.5000	1058.5000	1125.6000	1179.4000	1219.8000	1250.6000	1270.9000
85	882.5900	884.2000	913.7000	949.1500	982.8000	1013.6000	1040.6000
115	694.7800	706.0500	726.1700	750.1600	774.5700	798.6300	816.1700
145	537.9200	545.1300	563.2400	587.2700	612.2400	636.2400	656.1000
170	282.2400	333.5400	382.4300	413.2600	435.7200	454.5400	469.0800
255	276.5100	340.4800	396.4600	429.3200	451.3600	467.9300	476.5500
395	387.6200	335.9300	299.8800	285.3600	280.8600	281.3100	282.6000
525	525.9100	425.6100	336.1600	287.8700	261.1600	246.2700	240.5300
610	551.6700	454.5000	375.3400	334.1500	311.5900	298.2100	295.6800
635	737.5900	694.2200	656.4500	621.9600	590.5900	564.6800	558.3100
665	916.6200	900.9000	877.8100	850.0900	823.0800	797.8900	780.7700
695	1066.8000	1052.0000	1026.9000	1004.1000	983.4100	964.4900	950.0300
725	1186.7000	1175.4000	1158.2000	1141.8000	1126.0000	1111.4000	1098.5000
755	1247.4000	1249.3000	1221.2000	1198.3000	1179.6000	1163.7000	1215.3000
780	538.9200	720.3400	795.8300	830.2600	855.8700	870.8900	854.3400
790	613.1500	676.9300	715.8700	738.0000	752.8400	769.1300	772.1900

ตารางที่ ค.48 การเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิ ณ เวลาต่างๆ ที่  $t_{hp} = 30$  s ในจังหวะ Backward Flow ที่เงื่อนไข  $CL = 6.5$  kW,  $\Phi = 0.424$ ,  $t_{hp} = 30$  s,  $m_{wtot} = 9.2$  kg/min เชื้อเพลิง LPG

Position x (mm)	เวลาที่บันทึกค่าอุณหภูมิ (s)						
	0	5	10	15	20	25	30
-10	772.4300	773.0500	777.8900	783.9300	790.1900	796.2800	801.9600
0	401.2300	533.3700	635.0100	686.6100	713.1000	727.8700	736.2500
25	966.3400	1008.4000	1063.1000	1087.9000	1096.0000	1095.1000	1088.6000
55	1270.9000	1232.5000	1176.3000	1130.1000	1092.1000	1059.4000	1030.7000
85	1040.6000	1028.9000	997.1900	964.3600	934.1800	906.7500	881.9100
115	816.1700	803.2000	782.2700	758.3600	734.9300	713.3900	693.2600
145	656.1000	648.8200	627.4900	602.1800	577.3900	556.0300	536.4300
170	469.0800	386.5500	333.0200	305.9000	291.7600	284.1600	280.9700
255	476.5500	382.7900	324.2100	295.6900	282.7700	277.3000	277.1500
395	282.6000	299.9700	324.5000	343.8300	359.1400	373.4200	385.5900
525	240.5300	332.0900	412.7200	460.0400	491.5300	513.8000	532.4500
610	295.6800	388.6200	455.2200	490.7500	515.1500	535.9300	554.9200
635	558.3100	588.6400	623.8000	658.7500	689.3000	716.3400	740.1200
665	780.7700	798.0300	823.2200	850.1000	874.8300	897.6000	918.4400
695	950.0300	965.9700	990.2100	1012.9000	1032.3000	1050.2000	1066.7000
725	1098.5000	1108.6000	1124.8000	1142.9000	1160.1000	1176.0000	1190.9000
755	1215.3000	1271.2000	1285.6000	1256.7000	1254.5000	1257.2000	1242.5000
780	854.3400	685.6300	610.7800	579.3900	563.4900	556.6300	545.3600
790	772.1900	709.7200	670.6800	648.9300	634.7300	624.0400	616.2300

ตารางที่ ค.49 การเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิ ณ เวลาต่างๆ ที่  $t_{hp} = 60$  s ในจังหวะ Forward Flow ที่เงื่อนไข  $CL = 6.5$  kW,  $\Phi = 0.424$ ,  $t_{hp} = 60$  s,  $m_{wtot} = 9.2$  kg/min เชื้อเพลิง LPG

Position x (mm)	เวลาที่บันทึกค่าอุณหภูมิ (s)						
	0	5	10	15	20	25	30
-10	800.1500	797.0300	783.4000	770.9600	759.5100	748.6300	737.5800
0	793.6000	645.9300	465.7300	401.0200	369.4100	348.5500	334.0700
25	1068.9000	1166.7000	1266.4000	1278.1000	1184.5000	1103.6000	951.7100
55	996.6900	1066.2000	1175.9000	1254.4000	1314.1000	1358.4000	1399.4000
85	856.0300	880.7600	944.6600	1005.0000	1060.4000	1110.8000	1154.5000
115	665.7800	698.4700	751.2100	801.9900	850.0600	896.3800	932.2800
145	504.7400	536.5400	589.1300	636.8800	681.8800	725.0900	758.8900
170	259.3700	364.4900	421.6800	459.5100	492.3600	523.0700	548.9400
255	263.0800	374.2300	431.6300	465.2500	493.2200	519.5100	538.9600
395	344.1800	294.8600	292.4400	301.8700	317.1000	330.2700	343.1200
525	555.9600	349.1400	263.2000	237.1000	231.2700	232.0900	238.3100
610	580.8300	395.3100	322.2900	298.0000	289.2400	287.2200	290.8900
635	738.9300	637.6000	563.3500	509.7300	477.4800	451.4400	441.7300
665	924.3400	877.3800	812.0800	757.0900	711.6900	673.0600	649.7600
695	1086.7000	1040.9000	986.9900	943.0200	903.9200	868.2600	838.3900
725	1233.8000	1200.1000	1159.3000	1123.3000	1089.9000	1058.0000	1029.0000
755	1180.1000	1123.1000	1110.1000	1096.7000	1082.5000	1067.5000	1079.2000
780	507.5500	762.9800	831.7900	856.9500	867.4500	868.1100	837.6400
790	574.5900	647.3700	674.5600	697.5100	716.8500	731.5700	739.1800

ตารางที่ ค.50 การเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิ ณ เวลาต่างๆ ที่  $t_{hp} = 60$  s ในจังหวะ Backward Flow ที่เงื่อนไข  $CL = 6.5$  kW,  $\Phi = 0.424$ ,  $t_{hp} = 60$  s,  $m_{wtot} = 9.2$  kg/min เชื้อเพลิง LPG

Position x (mm)	เวลาที่บันทึกค่าอุณหภูมิ (s)						
	0	5	10	15	20	25	30
-10	737.5800	743.0700	750.7800	761.0600	772.2700	782.5800	790.8100
0	334.0700	629.8100	725.3400	758.9800	775.5900	784.9400	762.4300
25	951.7100	1036.8000	1077.8000	1085.5000	1078.4000	1063.3000	1123.3000
55	1399.4000	1283.9000	1191.5000	1126.6000	1073.5000	1026.5000	994.7700
85	1154.5000	1102.7000	1034.8000	978.3400	929.9000	886.2800	851.7300
115	932.2800	884.7900	825.9000	774.5400	730.6100	694.2400	670.4700
145	758.8900	718.5100	654.5900	601.1200	557.8000	523.5200	506.7900
170	548.9400	356.6300	291.8200	269.0000	262.4900	261.2600	277.5300
255	538.9600	332.4500	272.4600	257.9800	257.8000	262.4000	282.8800
395	343.1200	295.2300	297.4700	312.1500	326.8100	342.3900	338.9600
525	238.3100	393.7300	454.3100	488.2400	515.7200	540.0400	530.5600
610	290.8900	407.5100	462.7800	500.3700	533.6400	564.4300	554.1600
635	441.7300	507.9200	572.8800	624.8200	670.7000	709.7700	706.9300
665	649.7600	703.1700	761.7100	812.2200	856.7200	896.3800	914.9000
695	838.3900	891.3500	944.4000	987.9600	1026.0000	1060.1000	1084.1000
725	1029.0000	1059.8000	1100.5000	1139.2000	1178.4000	1211.6000	1232.4000
755	1079.2000	1186.9000	1218.0000	1209.0000	1178.1000	1146.4000	1070.5000
780	837.6400	599.3300	555.0500	538.9900	528.2900	518.9200	586.0000
790	739.1800	659.9400	626.4900	608.9200	596.2200	586.0700	588.4900

ตารางที่ ค.51 การเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิ ณ เวลาต่างๆที่  $t_{hp} = 120$  s ในจังหวะ Forward Flow  
 ที่เงื่อนไข  $CL = 6.5$  kW,  $\Phi = 0.424$ ,  $t_{hp} = 120$  s,  $m_{wtot} = 9.2$  kg/min เชื้อเพลิง LPG

Position x (mm)	เวลาที่บันทึกค่าอุณหภูมิ (s)						
	0	5	10	15	20	25	30
-10	775.3500	764.9100	742.7100	723.8700	706.9000	690.9500	675.2700
0	798.4100	488.2400	389.8600	350.4200	323.9700	302.0000	283.8800
25	967.2400	1136.3000	1100.6000	855.3300	639.2000	547.1400	461.7200
55	896.2300	1097.2000	1267.9000	1368.4000	1423.2000	1426.1000	1408.0000
85	777.6600	839.9500	972.3300	1079.5000	1174.3000	1252.0000	1317.0000
115	603.0100	637.0000	734.5800	828.9000	921.1100	1010.2000	1094.1000
145	466.1800	505.1900	581.0600	655.4800	732.5800	813.3400	894.1300
170	289.6800	373.6800	433.2200	485.7800	537.2100	592.2400	647.5700
255	283.3500	385.2200	443.1500	491.5100	539.8000	593.2700	644.4200
395	424.9100	285.9300	273.0700	293.5100	319.9400	347.4400	373.2800
525	626.9900	320.3000	240.4500	233.2700	238.7000	248.4400	259.9700
610	707.3800	411.8300	324.4000	300.2200	293.4200	295.8300	302.5400
635	892.1400	722.3600	603.9900	522.1900	466.9200	429.9600	407.1800
665	1075.9000	1002.7000	889.8600	797.7100	720.1800	655.7700	603.7800
695	1215.2000	1151.5000	1064.6000	990.7400	921.6600	856.7100	796.6300
725	1324.3000	1267.0000	1194.0000	1134.6000	1078.7000	1024.6000	971.5300
755	583.2300	732.1100	866.2000	926.8200	950.7000	954.8300	946.5400
780	451.3300	577.5400	648.8900	700.5900	740.5100	762.1100	770.6700
790	512.9200	577.0400	625.9600	667.0000	697.3700	718.7700	729.6500

ตารางที่ ค.52 การเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิ ณ เวลาต่างๆที่  $t_{hp} = 120$  s ในจังหวะ Backward Flow ที่เงื่อนไข  $CL = 6.5$  kW,  $\Phi = 0.424$ ,  $t_{hp} = 120$  s,  $m_{wtot} = 9.2$  kg/min เชื้อเพลิง LPG

Position x (mm)	เวลาที่บันทึกค่าอุณหภูมิ (s)						
	0	5	10	15	20	25	30
-10	675.2700	678.8700	700.0100	725.5000	749.1100	768.5300	782.0100
0	283.8800	610.9900	718.7800	765.6600	784.4900	790.1800	786.3900
25	461.7200	868.1100	1007.6000	1039.9000	1027.7000	994.9400	952.9500
55	1408.0000	1294.2000	1189.6000	1098.0000	1014.4000	938.4000	870.1600
85	1317.0000	1203.0000	1080.7000	979.8000	893.3400	818.4000	753.6200
115	1094.1000	978.4000	848.7900	753.0600	679.5700	622.7300	579.4500
145	894.1300	796.9300	671.7200	584.2100	524.6000	482.2100	453.1900
170	647.5700	346.1000	284.8900	276.0700	279.7300	288.1200	297.3300
255	644.4200	292.2300	252.6500	261.3700	272.4900	284.8100	297.9900
395	373.2800	302.7000	323.4600	351.2300	383.4600	412.8200	441.1400
525	259.9700	410.7600	473.3600	521.1500	566.5700	610.4500	651.0300
610	302.5400	431.6100	499.0500	559.4900	618.0400	674.7200	728.6300
635	407.1800	522.8400	620.7400	703.0600	777.9600	848.3600	914.4000
665	603.7800	696.2600	798.0000	887.1800	964.9500	1034.4000	1093.5000
695	796.6300	890.9400	990.3700	1069.6000	1130.8000	1187.9000	1236.6000
725	971.5300	1043.2000	1138.9000	1212.7000	1261.4000	1305.7000	1350.3000
755	946.5400	1203.5000	1152.6000	953.9500	773.5700	669.1200	553.4200
780	770.6700	538.6100	504.7800	483.8800	466.7600	450.2100	436.4000
790	729.6500	606.8500	570.3300	546.8500	528.5000	511.0900	494.6600

ตารางที่ ค.53 การเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิ ณ เวลาต่างๆที่  $t_{hp} = 120$  s ในจังหวะ Forward Flow ที่เงื่อนไข  $CL = 6.5$  kW,  $\Phi = 0.424$ ,  $t_{hp} = 120$  s,  $m_{wtot} = 9.2$  kg/min เชื้อเพลิง LPG

Position x (mm)	เวลาที่บันทึกค่าอุณหภูมิ (s)			
	0	27	88	120
-10	775.3500	756.5400	700.4900	675.2700
0	798.4100	436.5500	314.6900	283.8800
25	967.2400	1168.1000	596.8800	461.7200
55	896.2300	1173.2000	1430.6000	1408.0000
85	777.6600	890.8100	1207.4000	1317.0000
115	603.0100	672.0100	957.5300	1094.1000
145	466.1800	532.8700	764.8700	894.1300
170	289.6800	396.8900	558.8500	647.5700
255	283.3500	408.2200	561.1400	644.4200
395	424.9100	271.9600	331.3700	373.2800
525	626.9900	272.9400	242.1900	259.9700
610	707.3800	365.5700	293.6200	302.5400
635	892.1400	675.1800	450.9200	407.1800
665	1075.9000	959.6400	693.2200	603.7800
695	1215.2000	1118.0000	895.3300	796.6300
725	1324.3000	1238.4000	1057.1000	971.5300
755	583.2300	790.8600	954.3400	946.5400
780	451.3300	602.1500	750.6700	770.6700
790	512.9200	594.9600	707.4100	729.6500

ตารางที่ ค.54 แสดงอุณหภูมิ ณ เวลาที่ระบุซึ่งให้อุณหภูมิสูงสุดเกิดเรียงตามลำดับตำแหน่งของ Thermocouples ที่เงื่อนไข CL = 6.5 kW,  $\Phi = 0.424$ ,  $t_{hp} = 120$  s,  $m_{wtot} = 9.2$  kg/min เชื้อเพลิง LPG

Position x (mm)	เวลาที่บันทึกค่าอุณหภูมิ (s)			
	0	27	88	120
25	967.2400	1168.1000	596.8800	461.7200
55	896.2300	1173.2000	1430.6000	1408.0000
85	777.6600	890.8100	1207.4000	1317.0000
115	603.0100	672.0100	957.5300	1094.1000
145	466.1800	532.8700	764.8700	894.1300

**ภาคผนวก ง**  
**วิธีการคำนวณ**

## ง.1 อัตราการป้อนเชื้อเพลิง (Thermal input, CL)

$$CL = \dot{m}_f \times LHV \quad (ง.1)$$

$$\dot{m}_f = \rho \dot{V}_f$$

$\dot{m}_f$  = อัตราการไหลเชิงมวลของเชื้อเพลิง (kg/s)

CL = อัตราการป้อนเชื้อเพลิง (kW)

$\rho$  = ความหนาแน่นของเชื้อเพลิง kg/m<sup>3</sup> การทดลองใช้ Kerosene = 825 kg/m<sup>3</sup>

$\dot{V}_f$  = อัตราการไหลเชิงปริมาตรของเชื้อเพลิง (m<sup>3</sup>/s)

LHV = Low Heating Value ของเชื้อเพลิง (kJ/kg) การทดลองใช้ Kerosene = 43,124 kJ/kg

### ตัวอย่างการคำนวณ

อัตราการไหลของเชื้อเพลิงที่วัดได้จาก Flow Meter เท่ากับ (15 cm<sup>3</sup>/min)

$$\begin{aligned} \dot{V}_f &= 15 \frac{\text{cm}^3}{\text{min}} \\ &= \left[ 15 \frac{\text{cm}^3}{\text{min}} \right] \times \left[ \frac{1}{10^6} \frac{\text{m}^3}{\text{cm}^3} \right] \times \left[ \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right] \end{aligned}$$

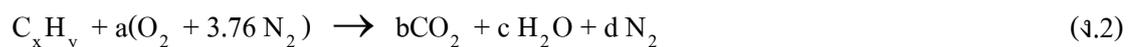
$$\dot{V}_f = 2.5 \times 10^{-7} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$\begin{aligned} CL &= \rho \dot{V}_f \times LHV \\ &= \left[ 825 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \times \left[ 2.5 \times 10^{-7} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right] \times \left[ 43,124 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \end{aligned}$$

$$CL = 8.89 \text{ kW}$$

## ง.2 อัตราส่วนสมมูล (Equivalence Ratio, $\Phi$ )

เป็นปริมาณไร้มิติที่บอกให้ทราบว่าส่วนผสมระหว่างเชื้อเพลิงกับออกซิโดเซอร์ ว่ามีส่วนผสมหนาบาง หรือมีส่วนผสมพอดีทางทฤษฎี (Stoichiometric) โดยที่ สมการ Stoichiometric ของเชื้อเพลิงไฮโดรคาร์บอน C<sub>x</sub>H<sub>y</sub> หาได้จาก



$$a = x + y/4, \quad b = x, \quad c = y/2, \quad d = 3.76a$$

$$\left( \frac{F}{A} \right)_{\text{stoi}} = \frac{\text{มวลของเชื้อเพลิงที่ใช้}}{\text{มวลของอากาศที่ใช้}} = \frac{MW_{\text{fuel}}}{4.76a MW_{\text{air}}} \quad (ง.3)$$

การที่จะบอกสภาพการเผาไหม้ว่าใช้อากาศในการเผาไหม้จริงมากน้อยจากทฤษฎีแค่ไหนจะบอกด้วย  
ค่า Fuel Equivalence Ratio,  $\Phi_{\text{fuel}}$

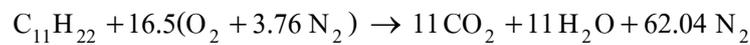
$$\Phi_{\text{fuel}} = \frac{\left(\frac{F}{A}\right)_{\text{actur}}}{\left(\frac{F}{A}\right)_{\text{stoi}}} \quad (3.4)$$

ถ้า  $\Phi_{\text{fuel}} = 1$  แสดงว่าการเผาไหม้มีสัดส่วนพอเหมาะตามทฤษฎี (Stoichiometry)

ถ้า  $\Phi_{\text{fuel}} > 1$  แสดงว่ามีอากาศในส่วนผสมน้อยเกินไป (Rich Mixture)

ถ้า  $\Phi_{\text{fuel}} < 1$  แสดงว่ามีอากาศในส่วนผสมมากเกินไป (Lean Mixture)

เนื่องจากเชื้อเพลิงที่ใช้คือ Kerosene ( $C_{11}H_{22}$ ) Stoichiometric คือ



$$\begin{aligned} \left(\frac{F}{A}\right)_{\text{stoi}} &= \frac{\text{มวลของเชื้อเพลิงที่ใช้}}{\text{มวลของอากาศที่ใช้}} = \frac{(11 \times 12) + (22 \times 1)}{16.5 [ 32 + (3.76 \times 28) ]} \\ &= 1/14.70 \end{aligned}$$

แต่ในทางปฏิบัติ  $\Phi_{\text{fuel}}$  จะขึ้นอยู่กับ % $O_2$  ดังนั้นจึงคำนวณ  $\Phi_{\text{fuel}}$  จากสมการ

$$\Phi_{\text{fuel}} = \frac{21 - \%O_2}{21} \quad (3.5)$$

โดย % $O_2$  นั้นได้จากเครื่องวิเคราะห์ไอเสีย ยกตัวอย่างเช่นเมื่อ % $O_2$  ได้จากเครื่องวิเคราะห์ไอเสียได้เท่ากับ 15 %

$$\begin{aligned} \Phi_{\text{fuel}} &= \frac{21 - 15}{21} \\ &= 0.29 \end{aligned}$$

### 3.3 การคำนวณหาประสิทธิภาพเชิงความร้อน (Thermal Efficiency)

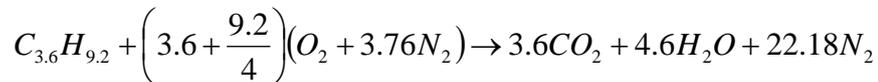
$$\eta = \frac{Q_{\text{output}}}{Q_{\text{input}}} \quad (3.6)$$

$$Q_{\text{output}} = \dot{m}_w C_{pw} (T_{wo} - T_{wi})$$

$$Q_{\text{input}} = \dot{m}_f \times \text{LHV} \quad (3.1)$$

#### ค.4 การคำนวณหาค่า Equilibrium Temperature และความเป็น Super-adiabatic Combustion

หาค่า Heating value



หา  $\left(\frac{A}{F}\right)_{stoi}$  ของ  $C_xH_y$

$$\left(\frac{A}{F}\right)_{stoi} = \frac{\left(x + \frac{y}{4}\right)(O_2 + 3.76N_2)}{12x + y}$$

$$\left(\frac{A}{F}\right)_{stoi} = \frac{\left(3.6 + \frac{9.2}{4}\right)(32 + 3.76(28))}{12(3.6) + 9.8}$$

$$\left(\frac{A}{F}\right)_{stoi} = 15.282$$

$$HeatingValue \left(\frac{J}{kg_{mixture}}\right) = LHV \left(\frac{J}{kg}\right) \times \frac{1}{\left(1 + \frac{\left(\frac{A}{F}\right)_{stoi}}{\Phi}\right)}$$

$$LHV \Rightarrow C_{3.6}H_{9.2} = 46 \times 10^6 \frac{J}{kg}$$

$$HeatingValue \left(\frac{J}{kg_{mixture}}\right) = 46 \times 10^6 \left(\frac{J}{kg}\right) \times \frac{1}{\left(1 + \frac{15.282}{0.424}\right)}$$

$$HeatingValue \left(\frac{J}{kg_{mixture}}\right) = 1241818 \left(\frac{J}{kg}\right)$$

$$\text{Heating Value} \left( \frac{J}{\text{kg}_{\text{mixture}}} \right) = 1.2418 \left( \frac{MJ}{\text{kg}} \right)$$

ท1 Velocity of Gas Filtration

จาก Scale ของ Air Rotameter = 18 จะได้

$$Q = 8.889 \text{ m}^3 / \text{hr}$$

$$Q = \frac{8.889}{3600} \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$Q = 2.469 \times 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{s}$$

เส้นผ่านศูนย์กลางกลางของ PB = 82 mm.

$$A = \frac{\pi d^2}{4} \text{ m}^2$$

$$A = \frac{\pi(0.082)^2}{4} \text{ m}^2$$

$$A = 5.281 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

ท1 Average Interstitial Gas Velocity,  $V \text{ m/s}$

$$m = \frac{V_{\text{void}}}{V_{\text{total}}}$$

$$V_{\text{void}} = m \cdot V_{\text{total}} \text{ m}^3$$

$$V_{\text{void}} = m \cdot (A_{\text{total}} \cdot L) \text{ m}^3$$

$$V_{\text{void}} = 0.316 \cdot (5.281 \times 10^{-3}) (0.15) \text{ m}^3$$

$$V_{\text{void}} = 0.25 \text{ m}^3$$

$$V_{\text{void}} = A_{\text{void}} \cdot L \text{ m}^3$$

$$A_{void} = \frac{0.25}{0.15} m^3$$

$$A_{void} = 1.67 \times 10^{-3} m^3$$

$$Q = A_{void} \cdot v$$

$$\bar{v} = \frac{Q}{A_{void}} \frac{m}{s}$$

$$\bar{v} = \frac{2.469 \times 10^{-3}}{1.67 \times 10^{-3}} \frac{m}{s}$$

$$\bar{v} = 1.48 \frac{m}{s}$$

$$T_{eq} \approx T_0 + \frac{Q(\bar{v} - \bar{u})}{C_T |\bar{v} - \sigma \bar{u}|} \quad (3.14)$$

$T_{eq}$  = Equilibrium Temperature

$T_0$  = Initial Temperature

$\bar{u}$  = Combustion Wave Velocity

$\bar{v}$  = Interstitial Velocity of Gas Filtration

$Q$  = Reaction Heat Release

$C_T$  = Heat Capacity of Gas

$C_\theta$  = Heat Capacity of Solid

$\rho_T$  = Density Capacity of Gas

$\rho_\theta$  = Density Capacity of Solid

$m$  = Porosity

$$\sigma = \frac{(1-m)\rho_\theta C_\theta}{m\rho_T C_T} \quad (3.12)$$

$$\sigma = (1 - 0.361) \cdot \left( \frac{(745) \cdot (2150)}{(0.361) \cdot (1007) \cdot (1.165)} \right)$$

$$\sigma = 2416.76$$

$$T_{eq} \approx T_0 + \frac{Q(\bar{v} - \bar{u})}{C_T |\bar{v} - \sigma \bar{u}|} \quad (3.14)$$

ในกรณี  $\bar{u} = 0$

$$T_{eq} \approx T_0 + \frac{Q(\bar{v} - \bar{u})}{C_T |\bar{v} - \sigma \bar{u}|} \quad (3.14)$$

$$T_{eq} = 303 + \frac{(1.2418 \times 10^6) \cdot (1.48 - 0)}{(1007) \cdot [1.48 - (2416.76) \cdot (0)]}$$

$$T_{eq} = 303 + 1233.1678 \quad K$$

$$T_{eq} = 1536.1678 \quad K$$

ในกรณี  $\bar{u} = 0.492 \times 10^{-3} \quad m/s$

$$T_{eq} \approx T_0 + \frac{Q(\bar{v} - \bar{u})}{C_T |\bar{v} - \sigma \bar{u}|} \quad (3.14)$$

$$T_{eq} = 303 + \frac{(1.2418 \times 10^6) \cdot (1.48 - 0.492 \times 10^{-3})}{(1007) \cdot [1.48 - (2416.76) \cdot (0.492 \times 10^{-3})]}$$

$$T_{eq} = 303 + 6270.655 \quad K$$

$$T_{eq} = 6573.655 \quad K$$

การคำนวณหาค่าความเป็น Super-adiabatic Combustion

$$\Delta = \frac{m \rho_T C_T \bar{v}}{(1-m) \rho_\theta C_\theta \bar{u}} = \frac{\bar{v}}{\sigma \bar{u}} \quad (3.15)$$

เมื่อแทนค่าตัวแปรต่างๆลงไปจะได้

$$\Delta = \frac{0.361 \cdot (1.165) \cdot (1007) \cdot (1.48)}{(1 - 0.361) \cdot (2150) \cdot (745) \cdot (0.492 \times 10^{-3})}$$

$$\Delta = \frac{626.793}{503.5709}$$

$$\Delta = 1.2447$$

## ภาคผนวก จ

การทดลองเบื้องต้นเพื่อออกแบบแท่งระเหย

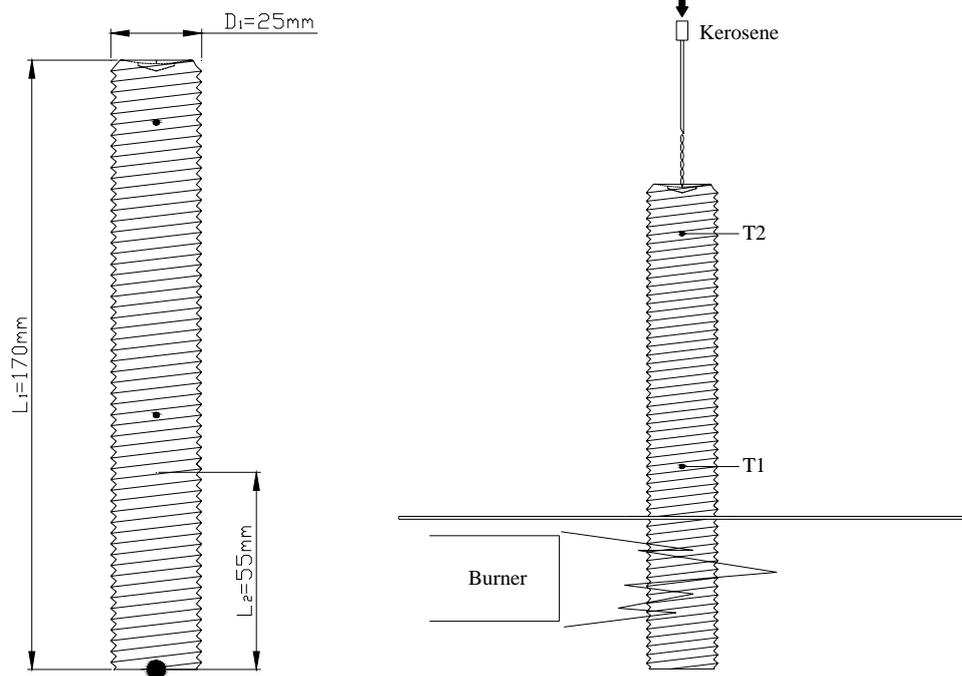
เพื่อการพัฒนาอย่างต่อเนื่องที่จะทำการลด CO จากข้อมูลที่ได้จากการทดลองครั้งที่ผ่านมามีแนวคิด  
ว่าควรแยกการระเหยของเชื้อเพลิงเหลวออกจากวัสดุพอรุน (Pre-Vaporization) เพื่อให้เชื้อเพลิง  
เหลวระเหยเป็นไอ ผสมคลุกเคล้ากับอากาศให้ดีเสียก่อน แล้วเข้าไปเผาไหม้ภายในวัสดุพอรุน

จากแนวคิดข้างต้นจึงได้มีการออกแบบอุปกรณ์การทดลองเพื่อแยกการระเหยออกจากวัสดุพอรุน  
แทนของเดิมที่มีการหยดเชื้อเพลิงเหลวลงบนวัสดุพอรุน โดยตรง โดยหยดเชื้อเพลิงเหลวลงบนแท่ง  
เหล็กระเหยลักษณะเป็นเกลียว (รูปที่ จ.1) ที่มีความร้อนสะสมอยู่ภายในซึ่งมากกว่าอุณหภูมิจุดเดือด  
(Boiling Point) ของเชื้อเพลิงเหลวคือ  $250^{\circ}\text{C}$  เมื่อเชื้อเพลิงเหลวตกลงมาบนแท่งระเหยที่มีความร้อนก็  
จะไหลลงตามร่องเกลียวเกิดการระเหยกลายเป็นไอของเชื้อเพลิงเหลว เมื่อไอเชื้อเพลิงเหลวนี้  
ผสมกับอากาศแล้วจะสามารถติดไฟและเกิดการเผาไหม้ได้จริง

ดังนั้นจึงได้ทำการกำหนดตัวแปรต่างๆที่จำเป็นในการออกแบบชุดอุปกรณ์แท่งระเหย เพื่อที่จะทำการ  
ทดลองเพื่อออกแบบขนาดต่างๆของชุดอุปกรณ์แท่งระเหย ดังนี้

### **จ.1 การทดลองหาความสามารถในการระเหยเชื้อเพลิงเหลวของแท่งระเหย**

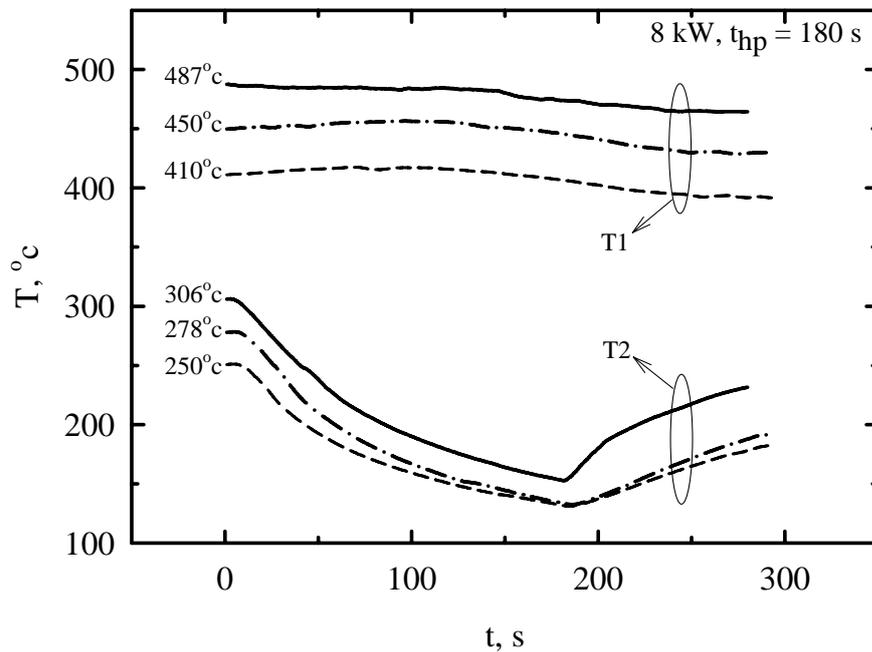
รูปที่ จ.1 เป็นตัวแปรต่างๆในการทดลองหาความสามารถในการระเหยเชื้อเพลิงเหลวของแท่งระเหยได้  
ทำการกำหนดขนาดของแท่งระเหย โคนใช้เพลากลม ที่ได้รับการกลึงให้เป็นเกลียว มีขนาดเส้นผ่าน  
ศูนย์กลางของแท่งระเหย ( $D_1$ ) 25 mm ความยาวของแท่งระเหย ( $L_1$ ) และจะทำการฝังแท่งระเหยลงไป  
ลึกในชั้นของวัสดุพอรุน ( $L_3$ ) เป็นระยะ 55 mm และกำหนดตำแหน่งวัดอุณหภูมิบนแท่งระเหย 2 จุด คือ  
T1 สูงจากด้านล่างของแท่งระเหย 71 mm กับ T2 สูงจากด้านล่างของแท่งระเหย 153 mm



รูปที่ จ.1 ตัวแปรต่างๆในการทดลองความสามารถในการระเหยเชื้อเพลิงเหลวของแท่งระเหย

ดังที่กล่าวไว้แล้วว่าจะทำการฝังแท่งระเหยลงในชั้นวัสดุพอรุน เพื่อให้ความร้อนจากชั้นวัสดุพอรุนเกิดการนำความร้อนไปยังเพลากล็ก และทำให้เชื้อเพลิงเหลวที่หยดลงมาบนแท่งระเหยที่ร้อนเกิดการระเหย ซึ่งเพลากล็กนั้นจะต้องมีอุณหภูมิสูงกว่าจุดเดือด (Boiling Point) ของเชื้อเพลิงเหลวที่ทดลองคือ Kerosene (Kerosene; Boiling Point  $\sim 250^{\circ}\text{C}$ ) และเมื่อทำการหยดเชื้อเพลิงเหลวที่เย็นลงบนแท่งระเหยที่ได้รับความร้อนมาจากชั้นวัสดุพอรุน จะเสมือนเป็นการ Cooling ให้กับแท่งระเหยที่ร้อน และเชื้อเพลิงเหลวก็จะไหลลงมาบนร่องเกลียวเป็นระยะทางหนึ่งจึงจะไม่มีการไหลต่อ เกิดเป็น Evaporation Front ขึ้น

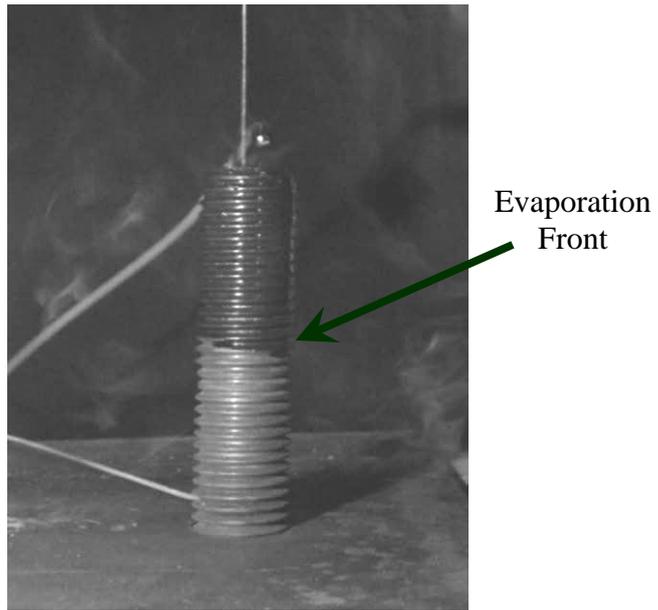
จึงได้จัดทำการทดสอบการระเหยของเชื้อเพลิงเหลวเมื่อไหลบนร่องเกลียว โดยใช้ Burner ในการเผาให้ความร้อนแก่ด้านล่างของแท่งระเหย โดยมีการจัดอุปกรณ์ทดลองดังรูปที่ จ.1 และทำการวัดค่าอุณหภูมิที่จุด T1 และ T2 ด้วย Thermocouple หยดน้ำมันด้วย  $CL = 8 \text{ kW}$ ,  $t_{hp} = 180 \text{ s}$  โดยจากการทดลองพบว่าน้ำมันที่หยดลงมาจะระเหยเป็นไอได้ และเกิด Evaporation Front ดังแสดงในรูปที่ จ.3



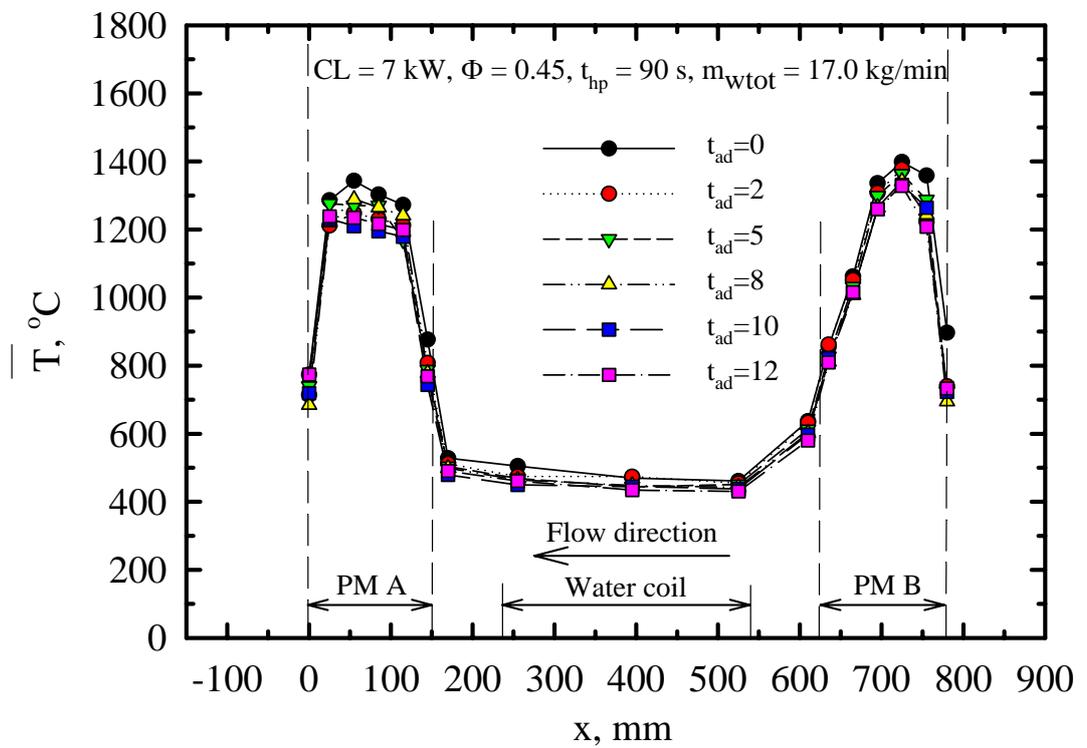
รูปที่ ๒.๒ แสดง Temperature Profile ของอุณหภูมิ ณ ตำแหน่ง T1, T2

รูปที่ ๒.๒ เป็นการแสดงถึงอิทธิพลของอุณหภูมิ T1 ที่มีต่อตำแหน่งระเหยเพื่อทำการหาตำแหน่งของ Evaporation Front ที่เกิดขึ้นโดยเมื่ออุณหภูมิ T1 เพิ่มขึ้นระดับของ Evaporation Front ก็จะสูงขึ้นเรื่อยๆ เนื่องจากผลของการนำความร้อนผ่านแท่งระเหย และแนวโน้มของอุณหภูมิ T1 จะลดลงเล็กน้อยตามเวลาที่เพิ่มขึ้น ส่วนอุณหภูมิ T2 จะลดลงค่อนข้างรวดเร็วเนื่องจากมีเชื้อเพลิงเหลวมาทำให้เย็นตัวลงอย่างรวดเร็ว จนกระทั่งเมื่อถึงเวลา  $t_{hp} = 180$  s T2 จะเพิ่มสูงขึ้นอย่างรวดเร็ว เนื่องจากเมื่อครบ half period จะทำการตัดน้ำมัน ทำให้ไม่มีน้ำมันมาทำให้แท่งระเหยเย็นตัวลง

ซึ่งพบว่าจากผลการทดลองของปีการศึกษาที่ผ่านมาอุณหภูมิ ณ ตำแหน่งที่จะฝังแท่งระเหยลงในชั้นวัสดุพอรุน (ประมาณ 55 mm) นั้นมีค่าอุณหภูมิประมาณ 1200 °C ซึ่งอุณหภูมิเปลวไฟของ Burner ที่ใช้นั้นมีค่าโดยประมาณ 1000 °C ซึ่งจากการทดลองแสดงให้เห็นเป็นที่แน่นอนว่าเมื่อฝังแท่งระเหยที่มีขนาดดังที่กำหนดไว้ข้างต้นลงในชั้นวัสดุพอรุนของเตาเผาไหม้แล้ว ความร้อนที่แท่งระเหยได้รับนั้นเพียงพอต่อการระเหยของน้ำมัน



รูปที่ จ.3 แสดงการเกิด Evaporation Front จากการทดลองที่ 8 kW,  $t_{hp} = 180$  s



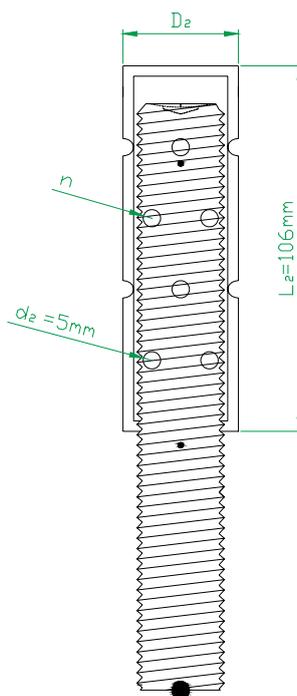
รูปที่ จ.4 รูปแสดง Temperature Profile ของปีการศึกษาที่ผ่านมา ในจังหวะ Backward Flow

## จ.2 การทดลองเพื่อหาขนาดของห้องระเหย

จากการทดลองดังที่กล่าวมาแล้วได้ทำการวัดอุณหภูมิ T1 และ T2 นั้นสามารถพิสูจน์ได้ว่าเมื่อฝั่งแท่งระเหยลงในชั้นวัสดุพูนของเตาเผาไหม้แล้ว ความร้อนที่แท่งระเหยได้รับนั้นเพียงพอต่อการระเหยของน้ำมันเชื้อเพลิงที่ใช้ (Kerosene) แต่ในการนำแท่งระเหยไปใช้งานในเตาเผาไหม้แบบ CFRC จริงนั้นจำเป็นที่จะต้องใส่ปลอก (จัดทำห้องระเหย) ให้กับแท่งระเหยเพื่อป้องกันไม่ให้อากาศที่ถูกป้อนเข้ามาตามแนวแกนนั้นพัดเอาน้ำมันที่หยดลงมาตกลงไปเผาไหม้ในชั้นวัสดุพูน กล่าวคือต้องจัดทำห้องระเหยให้กับแท่งระเหยเพื่อแยกการระเหยออกจากการเผาไหม้

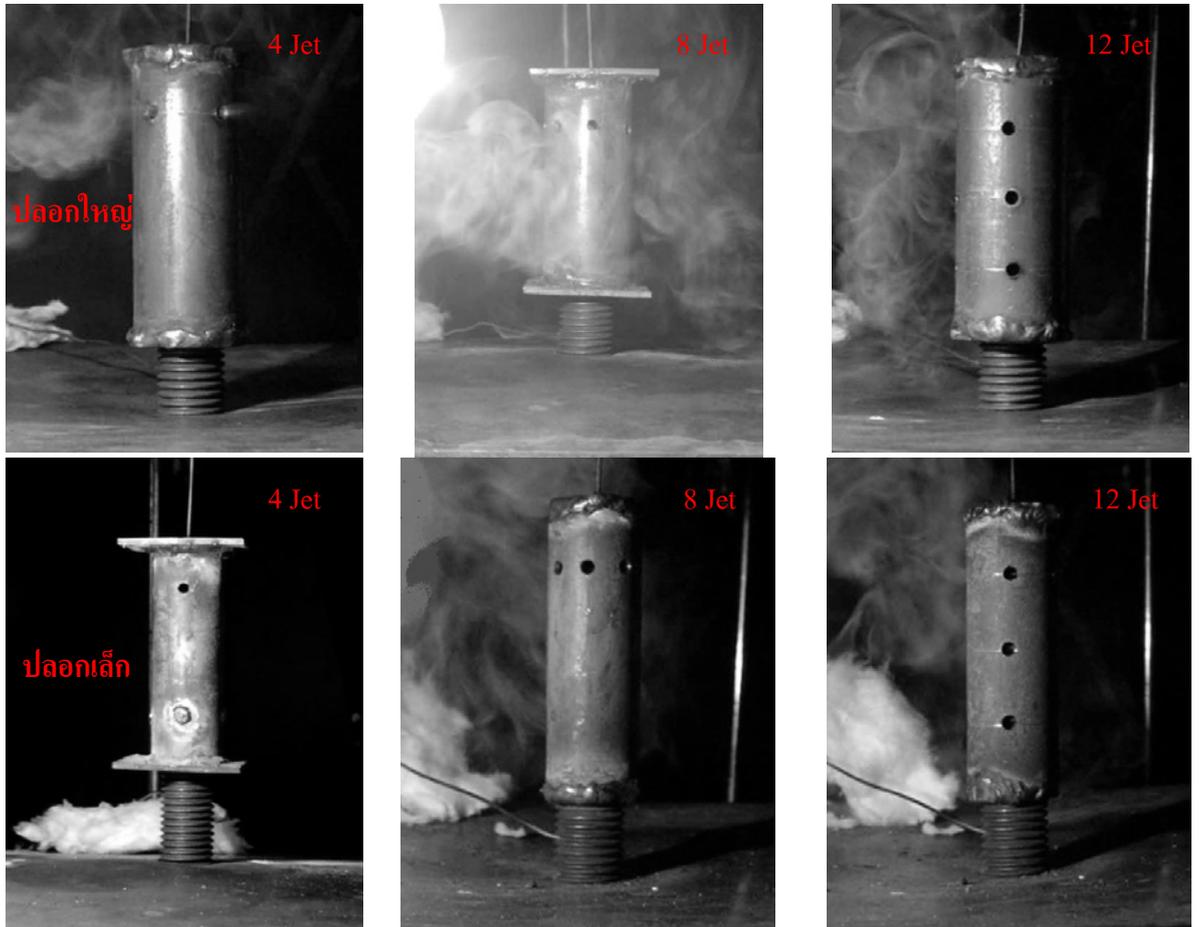
ได้ทำการทดสอบอิทธิพลของขนาดแท่งระเหย และจำนวนรูทางออกของไอน้ำมัน (Jet) เพื่อนำมาพิจารณาว่าห้องระเหยแบบไหนมีความเหมาะสมที่จะนำมาใช้ในการทดลองจริงในเตาเผาไหม้ โดยห้องระเหยจะมีลักษณะเป็นเหมือนปลอกสวมให้กับแท่งระเหย โดยมีการกำหนดตัวแปรต่างๆในการทดลองเพื่อหาขนาดของห้องระเหยที่เหมาะสม ได้แก่

- จ.2.1 เส้นผ่านศูนย์กลางของห้องระเหย ( $D_2$ ) เลือกใช้ 2 ขนาดคือ 33 mm กับ 42 mm
- จ.2.2 จำนวนรูทางออกของไอน้ำมัน หรือ Jet (n) และรูปแบบการเจาะรู เลือกใช้ 4 Jet, 8Jet
- จ.2.3 โดยทำการเจาะรูเพียง 1 ระดับ, 12 Jet โดยทำการเจาะรู 3 ระดับๆละ 3 รู, 16 Jet โดยทำการเจาะรู 16 รู ระดับละ 4 รู ซึ่งแต่ละระดับเจาะในลักษณะสลับฟันปลา กัน ดังรูป จ.5
- จ.2.4 ความสูงของห้องระเหย ( $L_2$ ) กำหนดให้เท่ากับ 106 mm
- จ.2.5 ขนาดของทางออกของไอน้ำมัน ( $d_2$ ) กำหนดให้เท่ากับ 5 mm



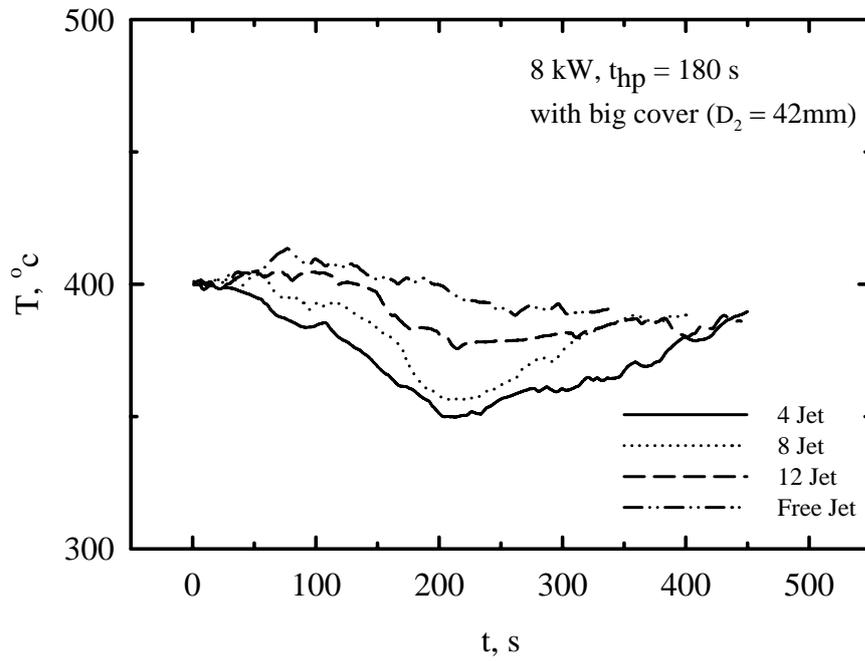
รูปที่ จ.5 การกำหนดตัวแปรต่างๆในการทดลองหาขนาดของห้องระเหย

ในการทดลองเพื่อหาขนาดของแท่งระเหยนี้จะทำการจัดอุปกรณ์ทดลองเช่นเดียวกับรูปที่ จ.1 แต่จะทำการวัดอุณหภูมิเพียงตำแหน่งเดียวคือ T1 เท่านั้น



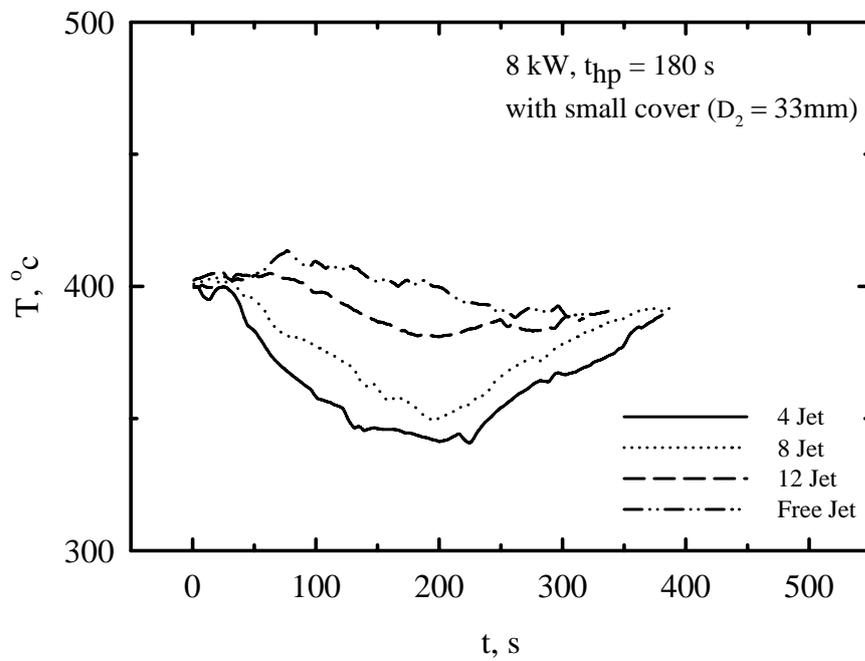
รูปที่ จ.6 แสดงลักษณะของห้องระเหยที่มีขนาดและจำนวนรูต่างกันที่ใช้ในการทดสอบ

$T_1 = 400\text{ }^{\circ}\text{C}$



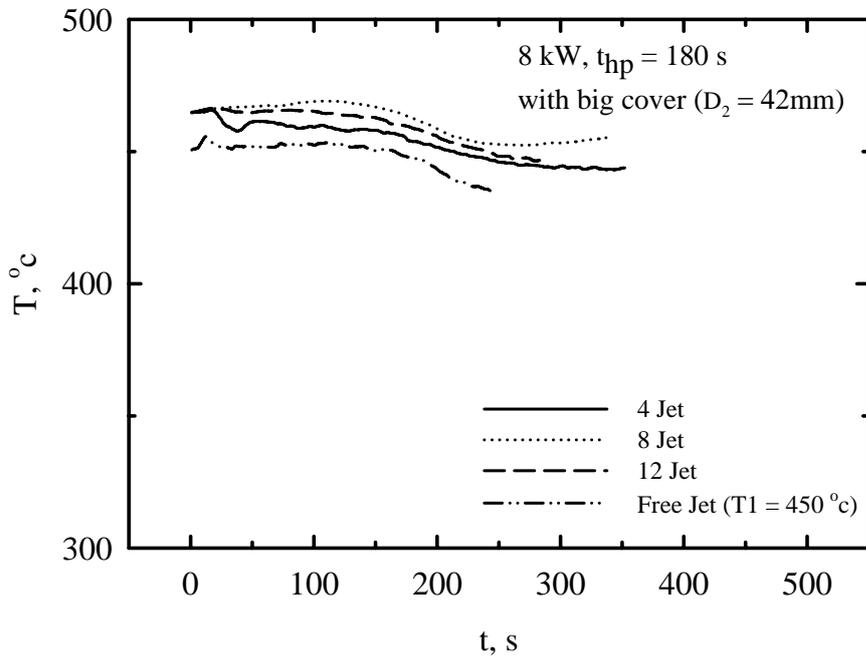
รูปที่ จ.7 อิทธิพลของห้องระเหยที่มีจำนวนรูต่างกัน ( $T_1 = 400^{\circ}\text{C}$ )

$T_1 = 400\text{ }^{\circ}\text{C}$



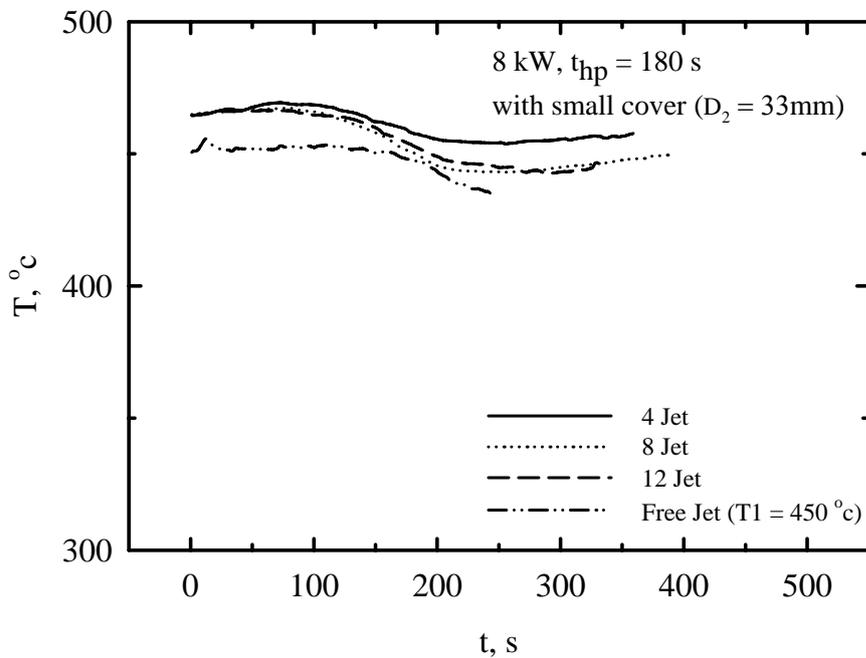
รูปที่ จ.8 อิทธิพลของห้องระเหยที่มีจำนวนรูต่างกัน ( $T_1 = 400^{\circ}\text{C}$ )

$T_1 = 465\text{ }^{\circ}\text{C}$



รูปที่ จ.9 อิทธิพลของห้องระเหยที่มีจำนวนรูต่างกัน ( $T_1 = 465^{\circ}\text{C}$ )

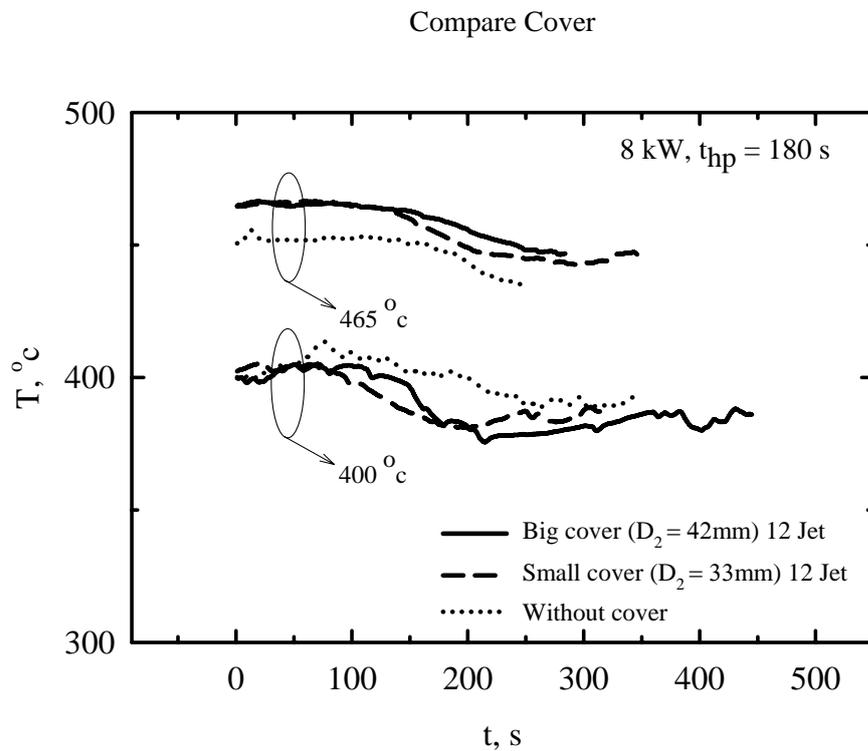
$T_1 = 465\text{ }^{\circ}\text{C}$



รูปที่ จ.10 อิทธิพลของห้องระเหยที่มีจำนวนรูต่างกัน ( $T_1 = 465^{\circ}\text{C}$ )

รูปที่ จ.7 ถึง จ.10 เป็นการแสดงถึงอิทธิพลของห้องระเหยที่มีจำนวนรูที่ต่างกัน โดยทำการทดลองที่อุณหภูมิ  $T_1 = 400^{\circ}\text{C}$  และ  $T_1 = 465^{\circ}\text{C}$  พบว่าเมื่อทำการใส่ปลอก (ห้องระเหย) แล้วทำการหยดน้ำมัน

อุณหภูมิ T1 จะตกลงมาก เมื่อเทียบกับการทดลองโดยไม่ใส่ปลอก (Free Jet) และจำนวนรูยิ่งน้อยลงเท่าไร อุณหภูมิ T1 จะยิ่งตกลงมาก เนื่องจากถ้าจำนวนรูน้อยภายในปลอกจะมีไอน้ำมันสะสมอยู่มาก ทำให้ความดันไอไปขัดขวางการระเหย ยิ่งความดันในปลอกเพิ่มสูงขึ้น ก็จะส่งผลให้ Boiling Point สูงขึ้น และ Evaporation Front ก็จะลดระดับต่ำลงมาเป็นผลให้อุณหภูมิ T1 ก็จะตกลงมากเท่านั้น ส่วนอิทธิพลของขนาดปลอกต่อ T1 นั้นจะไม่แตกต่างกันมาก แต่จะต่างกันที่ปลอกขนาดเล็ก ( $D_2 = 33mm$ ) นั้นจะมีไอน้ำมันเชื้อเพลิงสะสมอยู่น้อยกว่า ซึ่งเป็นผลดีต่อการนำมาใช้ในการทดลองจริงต่อไป

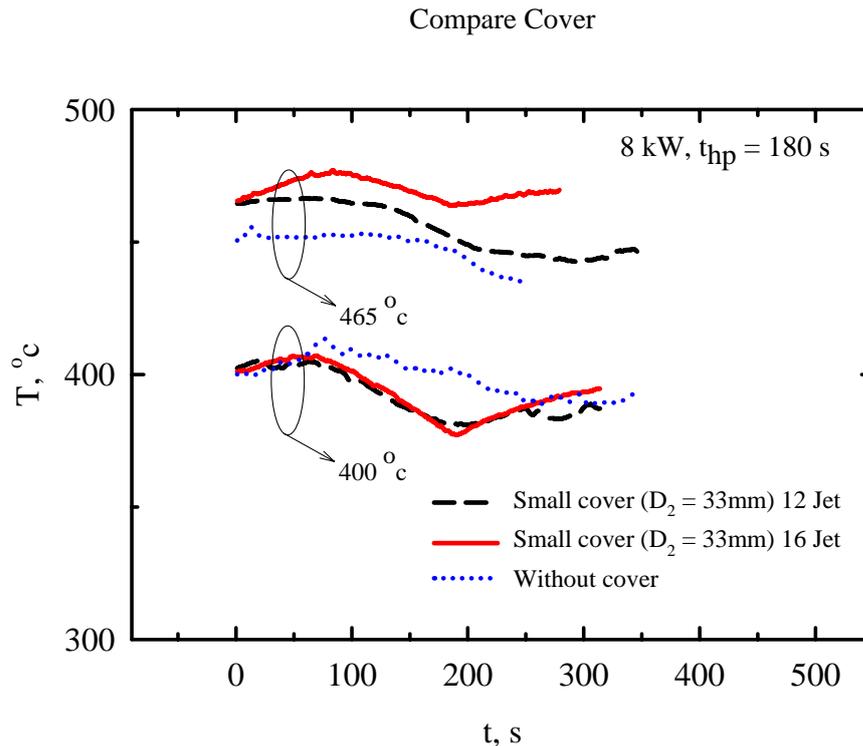


รูปที่ จ.11 อิทธิพลของขนาดปลอก (ห้องระเหย) ที่ T1 ต่างกัน

รูปที่ จ.11 เป็นการแสดงการเปรียบเทียบปลอกสองขนาด เพื่อแสดงถึงอิทธิพลของขนาดปลอกที่อุณหภูมิ T1 ต่างกัน โดยทำการเปรียบเทียบปลอกใหญ่ ( $D_2 = 42mm$ ) และปลอกเล็ก ( $D_2 = 33mm$ ) ที่มีจำนวนรู 12 รู พบว่าเนื่องจากเป็นปลอกที่มีจำนวนรูมากจึงมีปริมาณไอน้ำมันสะสมอยู่น้อย และ T1 จะไม่ตกลงมาก และพบว่า T1 จะไม่ค่อยแตกต่างกันมากนัก แต่ปลอกขนาดเล็กจะมีไอน้ำมันเชื้อเพลิงสะสมอยู่น้อยกว่า ดังนั้นปลอกขนาดเล็ก 12 รูจึงมีความเหมาะสมที่จะนำมาใช้ในการทดลองจริงมากกว่า

จากการทดลองที่ผ่านมาพบว่าถ้าห้องระเหย (ปลอก) มีขนาดเล็ก และจำนวนรูจะยิ่งมาก ก็จะมีไอน้ำมันเชื้อเพลิงสะสมอยู่น้อย ดังนั้นจึงได้ทำการทดลองโดยเพิ่มจำนวนรูให้กับปลอกเป็น 16 รู (16

Jet) และทำการทดลองเปรียบเทียบกับ ปลอกที่มี 12 รู (12 Jet) ได้ผลการทดลองดังแสดงในรูปที่ จ.12 ซึ่งจากผลการทดลองก็พบว่าแนวโน้มอุณหภูมิของปลอกทั้งสองใกล้เคียงกันที่อุณหภูมิต่ำ ( $T_1 = 400^{\circ}\text{C}$ ) และในที่อุณหภูมิสูง ( $T_1 = 465^{\circ}\text{C}$ ) ปลอกที่มี 16 รู อุณหภูมิจะไม่ค่อยตกลงมา เมื่อเทียบกับ ปลอกที่มี 12 รู เนื่องจากถ้าจำนวนรูน้อยภายในปลอกจะมีไอน้ำมันสะสมอยู่มาก ทำให้ความดันไอไปขัดขวางการระเหย ส่งผลให้อุณหภูมิ  $T_1$  ตกลงมาก

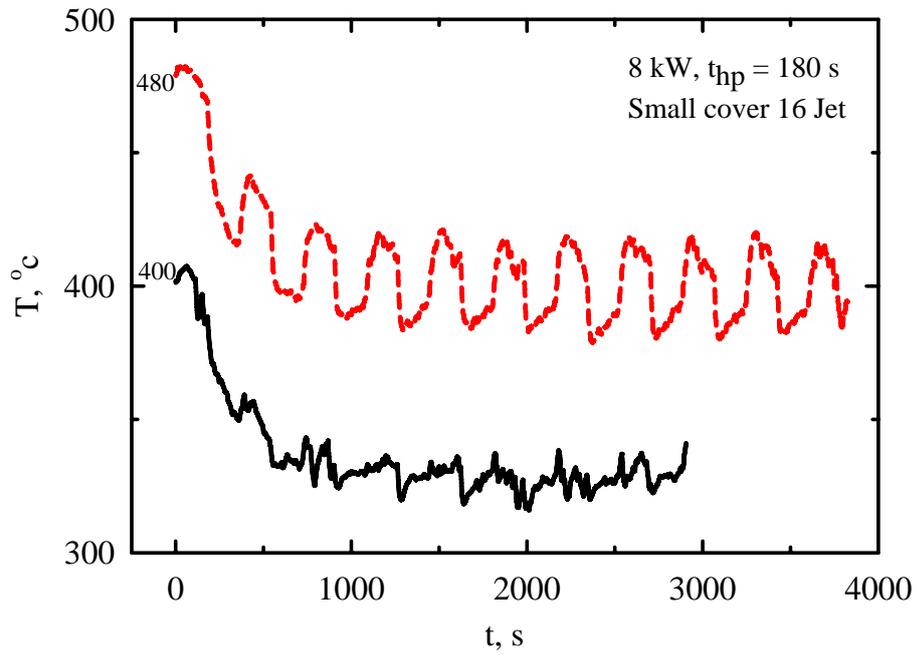


รูปที่ จ.12 เปรียบเทียบอิทธิพลของจำนวนรูที่มีต่ออุณหภูมิ  $T_1$  ของห้องระเหย (ปลอก) ขนาดเล็ก ( $D_2 = 33\text{mm}$ ) ที่จำนวนรู  $n = 12$  และ 16 รู

### จ.3 การทดลองโดยจำลองการสลับทิศทางการไหล

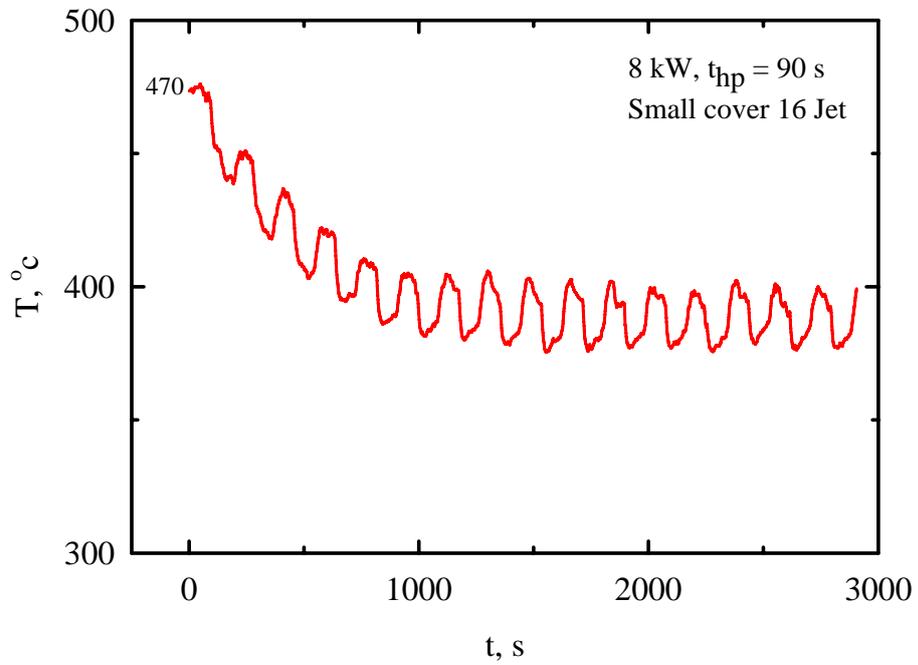
เพื่อให้เป็นที่แน่นอนว่าแท่งระเหยสามารถทำงานได้เมื่อนำไปใช้งานในเตาเผาไหม้จริง จึงได้ทำการทดสอบในลักษณะ Transient โดยทำการทดลองเป็น Cycle ในรูปแบบ Forward Flow และ Backward Flow เช่นเดียวกับเตาเผาไหม้ โดยในจังหวะ Forward Flow ได้ทำการหยดน้ำมันและปรับความดันแก๊สของ Burner ไปที่ 1.5 bar และในจังหวะ Backward Flow ได้ใช้ลมเย็นเป่ามาที่แท่งระเหย และลดความดันแก๊สของ Burner เป็น 0.5 bar เพื่อให้การทดลองสอดคล้องกับเตาเผาไหม้จริงดังที่กล่าวมาแล้ว โดยทำการทดลองที่  $CL = 8\text{ kW}$ ,  $t_{hp} = 180\text{ s}$  และ  $t_{hp} = 90\text{ s}$  ตามลำดับ

Transient



รูปที่ จ.13 แสดงผลการทดลอง Transient โดยมี  $t_{hp} = 180$  s

Transient



รูปที่ จ.14 แสดงผลการทดลอง Transient โดยมี Half Period ( $t_{hp}$ ) = 90 s

รูปที่ จ.13 ถึง จ.14 แสดงผลการทดลองในลักษณะ Transient โดยจากผลการทดลองพบว่า เมื่อเวลาผ่านไป อุณหภูมิจะเข้าสู่สภาวะคงที่มีลักษณะ Quasi-Steady State โดยอุณหภูมินี้จะมีค่าสูงกว่า Boiling Point ของ Kerosene จากการทดลองแสดงให้เห็นเป็นที่แน่นอนว่าเมื่อฝั่งแท่งระเหยลงในชั้นวัสดุพูนของเตาเผาไหม้แล้ว ความร้อนที่แท่งระเหยสะสมไว้ เพียงพอต่อการระเหยของน้ำมัน

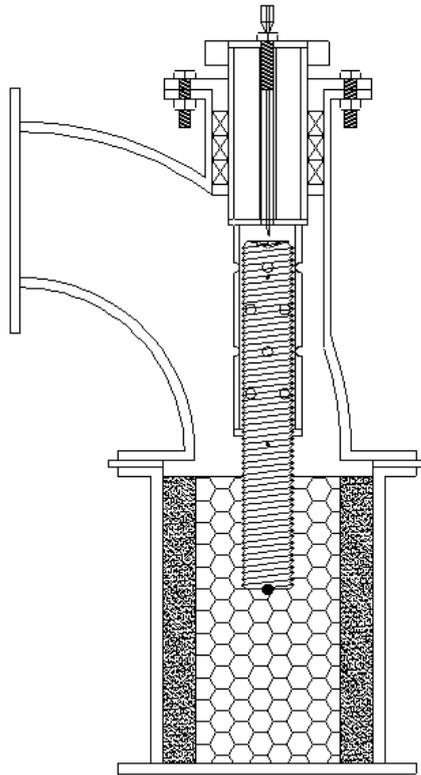
#### จ.4 สรุปขนาดของแท่งระเหยกับห้องระเหยที่จะใช้ในการทดลองจริง

จากผลการทดลองที่ผ่านมาสามารถสรุปขนาดของแท่งระเหยที่เหมาะสมจะนำมาใช้ในการทดลองจริงได้ โดยแสดงในตารางต่อไปนี้

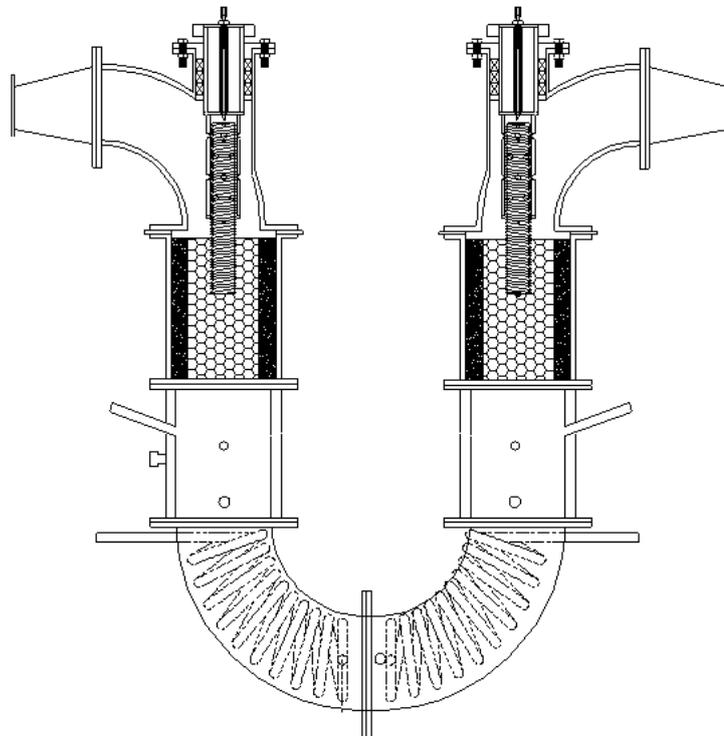
ตารางที่ จ.1 สรุปขนาดของแท่งระเหยที่ใช้ในการทดลองจริง

เส้นผ่านศูนย์กลางของแท่งระเหย, $D_1$	25 mm
ความสูงของห้องระเหย, $L_2$	106 mm
เส้นผ่านศูนย์กลางของห้องระเหย, $D_2$	33 mm
ความลึกของแท่งระเหยที่ฝังลงชั้นของวัสดุพูน, $L_3$	55 mm
ขนาดรูเจาะบนห้องระเหย, $d_2$	5 mm
จำนวนรูทางออกของไอน้ำมันบนห้องระเหย, $n$	16 รู
รูปแบบการเจาะรูทางออกของไอน้ำมันบนแท่งระเหย	ทำการเจาะรู 16 รู ระดับละ 4 รู ซึ่งแต่ละระดับเจาะในลักษณะสลับฟันปลา

จากการที่ได้ทำการทดลองที่ผ่านมาทั้งหมดทำให้พบว่า อุณหภูมิของแท่งเกลียวสามารถทำการระเหยน้ำมันเชื้อเพลิงได้หมด และสามารถนำมาประยุกต์ใช้ในเตาเผาไหม้จริงได้ จึงได้ทำการออกแบบและสร้างเตาเผาไหม้ใหม่ตรงส่วนท่อโค้งที่เป็นจุดผสมระหว่างอากาศกับเชื้อเพลิงขึ้นมาใหม่ ดังรูปที่ จ.15 และ จ.16 โดยลักษณะของเตาที่ออกแบบใหม่นั้นจะประกอบด้วยท่อโค้งสแตนเลส ที่ได้ทำการเชื่อมติดกับท่อตรง โดยภายในท่อตรงได้ทำที่ยึดปลอกเกลียวไว้และทำการเจาะรูบนปลอกเกลียวเพื่อติดตั้งเข็มหยดน้ำมัน เพื่อให้ปลอกเกลียวสามารถติดอยู่ได้จึงได้ทำการสร้างหน้าแปลนขึ้นมาเพื่อทำการยึดปลอกเกลียวให้แน่น และได้ทำการใส่ประเก็นเชือกที่ด้านข้างของปลอกเกลียวและประเก็นระหว่างหน้าแปลนกับท่อตรงเพื่อป้องกันรั่ว ในส่วนแท่งเกลียวจะทำการฝังลึกลงไปชั้นวัสดุพูนร้อน โดยที่ปลายปลอกสวมเกลียวจะมีการทำเกลียวไว้เพื่อให้สามารถยึดแท่งเกลียวไว้ได้



รูปที่ จ.15 แสดงเตาเผาไหม้ที่ถูกออกแบบใหม่ (บริเวณผสมระหว่างอากาศกับเชื้อเพลิง)

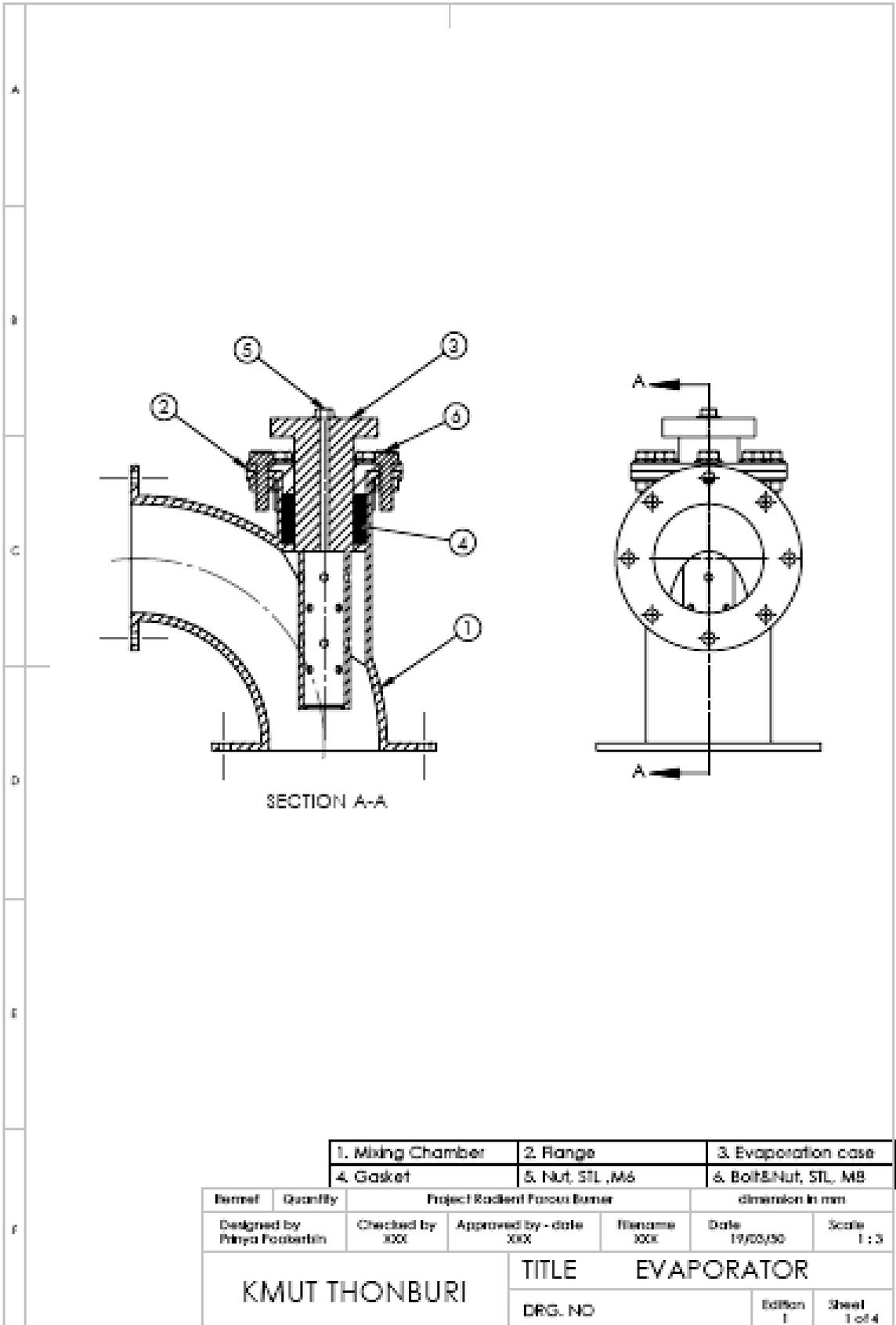


รูปที่ จ.16 แสดงเตาเผาไหม้ที่ถูกออกแบบใหม่ (รูปโดยรวมของเตาเผาไหม้)



รูปที่ จ.17 รูปแสดงภาพถ่ายของชุดเตาเผาใหม่ที่ได้ออกแบบ

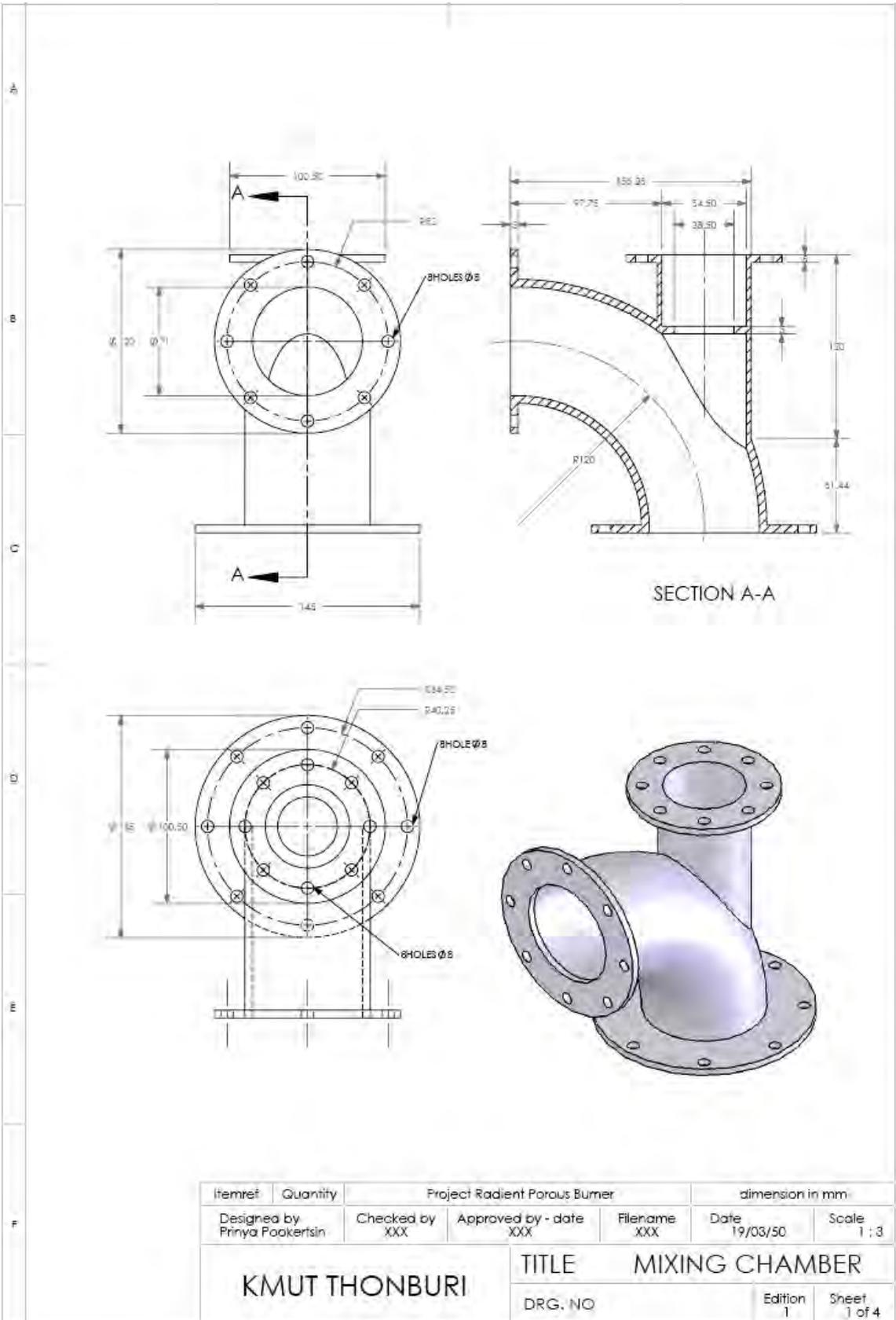
ภาคผนวก ฉ  
แบบของชุดอุปกรณ์แท่งระเหย



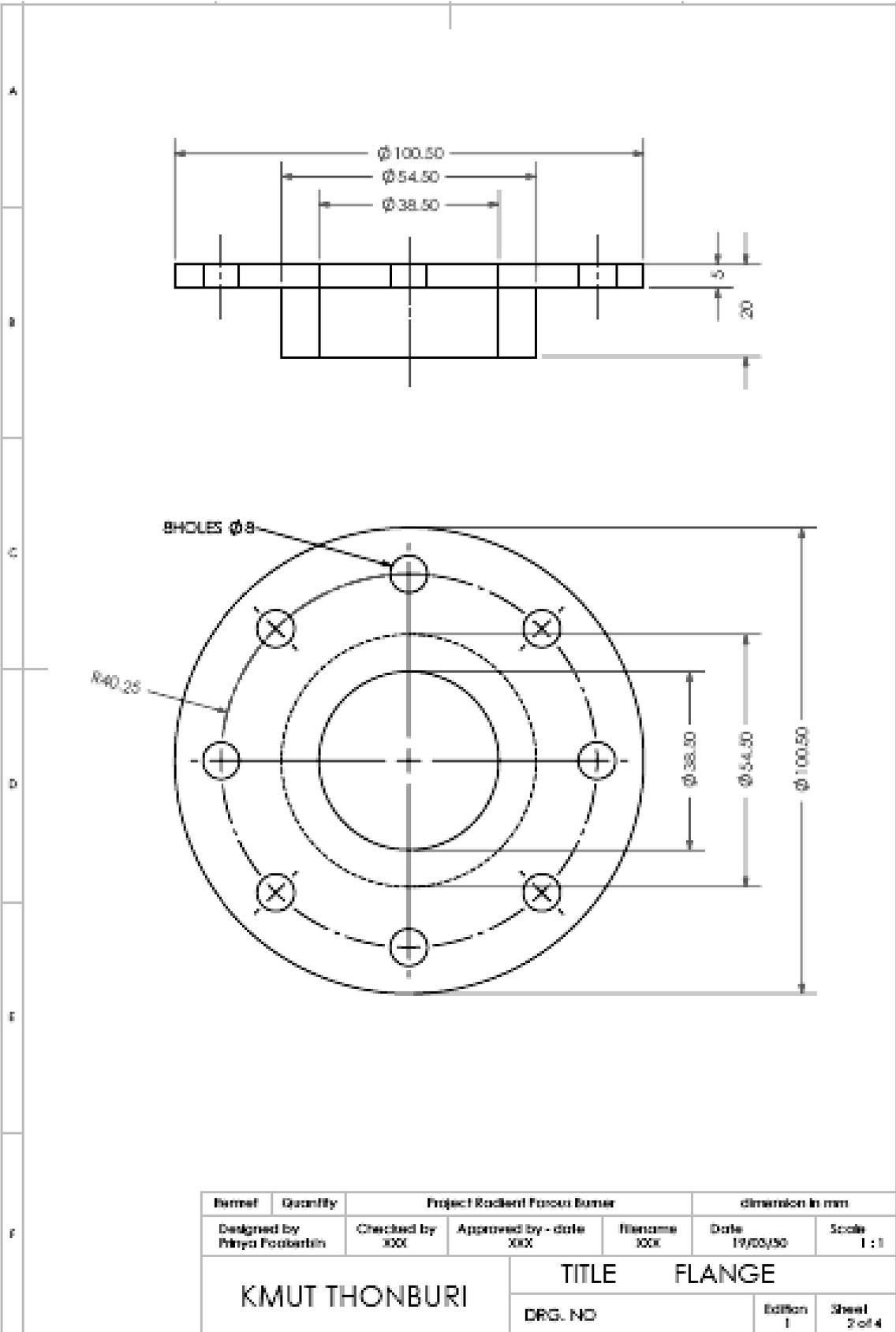
SECTION A-A

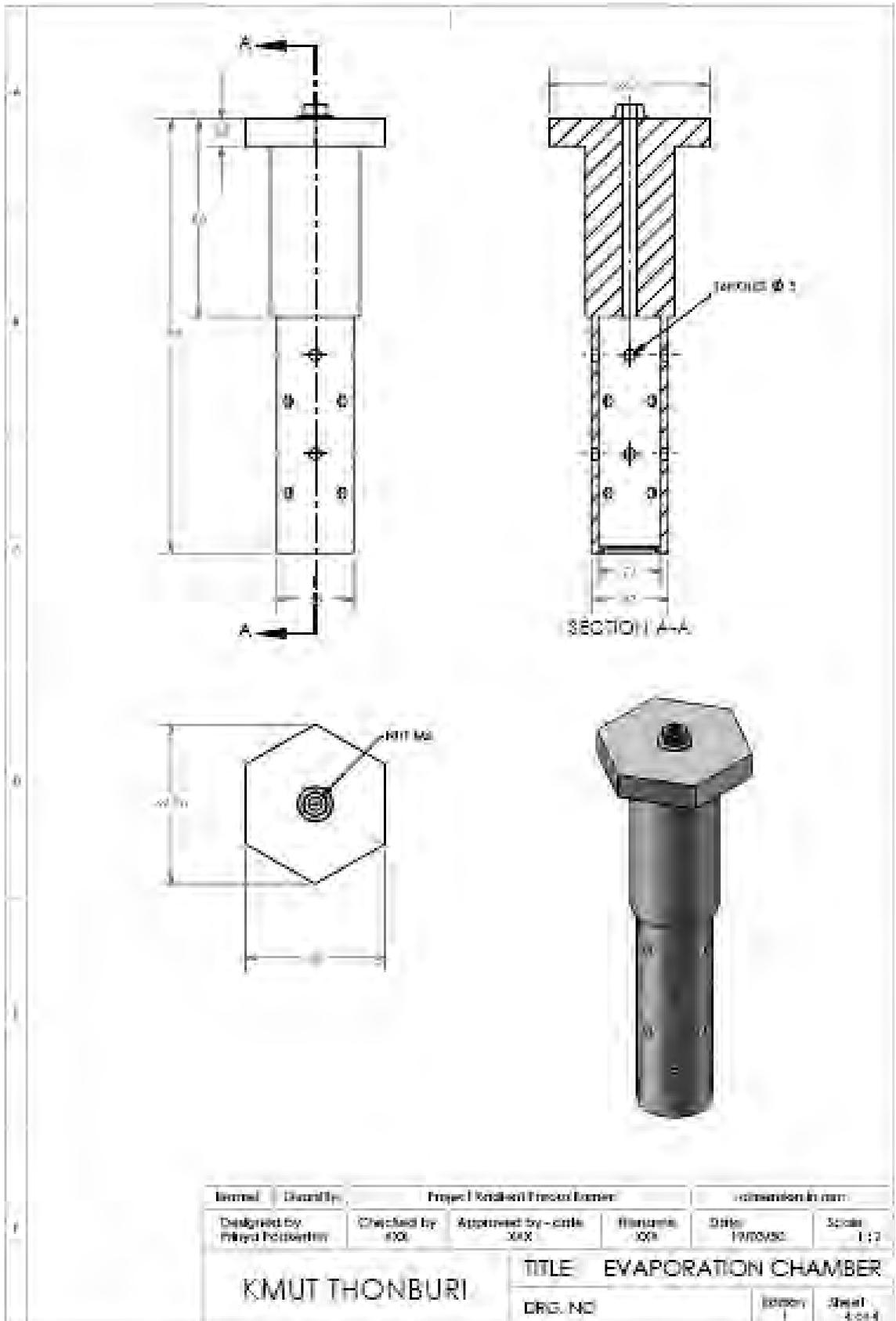
1. Mixing Chamber	2. Flange	3. Evaporation case
4. Gasket	5. Nut, STL, M6	& Bolt&Nut, STL, M6

Item#	Quantity	Project Radient Porosa Bamer			dimension in mm	
Designed by Pinyu Pootarhin	Checked by XXX	Approved by - date XXX	Filename XXX	Date 19/03/50	Scale 1 : 3	
KMUT THONBURI		TITLE EVAPORATOR				
		DRG. NO		Edition 1	Sheet 1 of 4	



Itemref	Quantity	Project Radiant Porous Burner			dimension in mm	
Designed by Prinya Paakertsin	Checked by XXX	Approved by - date XXX	Filename XXX	Date 19/03/50	Scale 1:3	
KMUT THONBURI			TITLE MIXING CHAMBER			
			DRG. NO		Edition 1	Sheet 1 of 4





Item No.	Quantity	Project / Section / Project Name	Dimension in mm		
Designed by Niyat Pongpattana	Checked by XXX	Approved by - date XXX	Item No. XXX	Date 17/03/50	Scale 1:1
KMUT THONBURI			TITLE: EVAPORATION CHAMBER		
DRG. NO.			Item 1	Sheet 4 of 4	

## ประวัติผู้วิจัย

ชื่อ-สกุล	นายชนินทร์ โปธิยา
วัน เดือน ปีเกิด	14 พฤศจิกายน 2525
ประวัติการศึกษา	
ระดับมัธยมศึกษา	ประโยคมัธยมศึกษาศึกษาตอนปลาย โรงเรียนนนทรีวิทยา พ.ศ. 2543
ระดับปริญญาตรี	วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี พ.ศ. 2547
ระดับปริญญาโท	วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี พ.ศ. 2549
ประวัติการทำงาน	ผู้ช่วยสอนประจำภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัย เทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี พ.ศ. 2547 – 2550
ผลงานที่ได้รับการตีพิมพ์	สำเร็จ จักรใจ, ชนินทร์ โปธิยา “การเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวในวัสดุพอร์นแบบสลับทิศทางการไหล ของอากาศและเชื้อเพลิงอย่างเป็นจังหวะ” การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 20 18-20 ตุลาคม 2549

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี  
ขอตกลงว่าด้วยการโอนลิขสิทธิ์ในทรัพย์สินทางปัญญาของนักศึกษาระดับบัณฑิตศึกษา

วันที่ 15 เดือน มิถุนายน พ.ศ. 2550

ข้าพเจ้า (นาย/นาง/นางสาว) ชรินทร์ โพธิยา รหัสประจำตัว 47400115 เป็นนักศึกษาของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยี พระจอมเกล้าธนบุรี ระดับ ประกาศนียบัตรบัณฑิต ~~ปริญญาโท~~ ปริญญาโท ระดับปริญญาเอก หลักสูตร วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล คณะ วิศวกรรมศาสตร์ อยู่บ้านเลขที่ 425/82 หมู่ ๑๑ ต.กรอก/ชอย อ.ถนน สาธุประดิษฐ์ ตำบล/แขวง ๑ อำเภอ/เขต ยานนาวา จังหวัด กรุงเทพมหานคร รหัสไปรษณีย์ 10120 เป็น "ผู้โอน" ขอโอนลิขสิทธิ์ในทรัพย์สินทางปัญญาให้ไว้กับมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี โดยมี (ชื่อคนบิด) รศ.ดร.เอก ไชยสวัสดิ์ ตำแหน่ง คณบดีคณะ วิศวกรรมศาสตร์ เป็นตัวแทน "ผู้รับโอน" สิทธิในทรัพย์สินทางปัญญาและมีข้อตกลงดังนี้

1. ข้าพเจ้าได้จัดวิทยานิพนธ์เรื่อง การเผาไหม้แบบซูเปอร์แอดิยาติกของเชื้อเพลิงเหลวในวัสดุพรุน (Super-adiabatic Combustion of Liquid Fuel by Porous Medium) ซึ่งอยู่ในความควบคุมของ ศ.ดร.สำเริง จักรใจ อาจารย์ที่ปรึกษา และ/หรือ ..... อาจารย์ที่ปรึกษาร่วม ตามพระราชบัญญัติลิขสิทธิ์ พ.ศ. 2537 และถือว่าเป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี
2. ข้าพเจ้าตกลงโอนลิขสิทธิ์จากผลงานทั้งหมดที่เกิดขึ้นจากการสร้างสรรค์ของข้าพเจ้าในวิทยานิพนธ์ให้กับมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี ตลอดอายุแห่งการคุ้มครองลิขสิทธิ์ตามพระราชบัญญัติลิขสิทธิ์ พ.ศ. 2537 ตั้งแต่วันที่ได้รับอนุมัติโครงการวิทยานิพนธ์จากมหาวิทยาลัย
3. ในกรณีที่ข้าพเจ้าประสงค์จะนำวิทยานิพนธ์ไปในการเผยแพร่ในสื่อใด ๆ ก็ตาม ข้าพเจ้าจะต้องระบุว่าวิทยานิพนธ์เป็นผลงานของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรีทุกครั้งที่มีการเผยแพร่
4. ในกรณีที่ข้าพเจ้าประสงค์จะนำวิทยานิพนธ์ไปเผยแพร่ หรือให้ผู้อื่นทำซ้ำหรือดัดแปลงหรือเผยแพร่ต่อสาธารณชนหรือกระทำการอื่นใด ตามพระราชบัญญัติลิขสิทธิ์ พ.ศ. 2537 โดยมีค่าตอบแทนในเชิงธุรกิจ ข้าพเจ้าจะกระทำได้เมื่อได้รับความยินยอมเป็นลายลักษณ์อักษรจากมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรีก่อน
5. ในกรณีที่ข้าพเจ้าประสงค์จะนำข้อมูลจากวิทยานิพนธ์ไปประดิษฐ์หรือพัฒนาต่อยอดเป็นสิ่งประดิษฐ์หรืองานทรัพย์สินทางปัญญาประเภทอื่น ภายในระยะเวลาสิบ (10) ปีนับจากวันลงนามในข้อตกลงฉบับนี้ ข้าพเจ้าจะกระทำได้เมื่อได้รับความยินยอมเป็นลายลักษณ์อักษรจากมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี และมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรีมีสิทธิในทรัพย์สินทางปัญญานั้น พร้อมกับได้รับชำระค่าตอบแทนการอนุญาตให้ใช้สิทธิดังกล่าว รวมถึงการจัดสรรผลประโยชน์อันพึงเกิดขึ้นจากส่วนใดส่วนหนึ่งหรือทั้งหมดของวิทยานิพนธ์ในอนาคต โดยให้เป็นไปตามระเบียบสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี ว่าด้วย การบริหารผลประโยชน์อันเกิดจากทรัพย์สินทางปัญญา พ.ศ. 2538
6. ในกรณีที่ผลประโยชน์เกิดขึ้นจากวิทยานิพนธ์หรืองานทรัพย์สินทางปัญญาอื่นที่ข้าพเจ้าทำขึ้นโดยมีมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรีเป็นเจ้าของ ข้าพเจ้าจะมีสิทธิได้รับการจัดสรรผลประโยชน์อันเกิดจากทรัพย์สินทางปัญญาดังกล่าวตามอัตราที่กำหนดไว้ในระเบียบสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี ว่าด้วย การบริหารผลประโยชน์อันเกิดจากทรัพย์สินทางปัญญา พ.ศ. 2538

ลงชื่อ ชรินทร์ โพธิยา ผู้โอนลิขสิทธิ์  
(นายชรินทร์ โพธิยา)

ลงชื่อ รศ.ดร.เอก ไชยสวัสดิ์ ผู้โอนลิขสิทธิ์  
(รศ.ดร.เอก ไชยสวัสดิ์)

ลงชื่อ ศ.ดร.สำเริง จักรใจ พยาน  
(ศ.ดร.สำเริง จักรใจ)

ลงชื่อ ผศ.ดร.เสนีย์ ศิริไชย พยาน  
(ผศ.ดร.เสนีย์ ศิริไชย)