



การพัฒนาสมรรถนะของหัวเผาวัสดุพูนที่มีการเผาไหม้เป็นลำดับขั้น
สำหรับเชื้อเพลิงผสมโดยไม่มีการสเปรย์

นายอนุวัฒน์ หอมระรื่น

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร
ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี
ปีการศึกษา 2556

การพัฒนาสมรรถนะหัวเผาวัสดุพูนที่มีการเผาไหม้เป็นลำดับขั้น
สำหรับเชื้อเพลิงผสม โดยไม่มีการสเปรย์

นายอนุวัฒน์ หอมระรื่น วศ.บ. (วิศวกรรมเครื่องกล)

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร
ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี
ปีการศึกษา 2556

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์

..... ประธานกรรมการสอบวิทยานิพนธ์
(ดร.อมรรัตน์ แก้วประดับ)

..... กรรมการและอาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์
(ศ. ดร.สำเริง จักรใจ)

..... กรรมการ
(ผศ. ดร.กนกกาญจน์ ว่องวัชรพร)

..... กรรมการ
(ดร.อุษา มากมูล)

ลิขสิทธิ์ของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี

หัวข้อวิทยานิพนธ์	การพัฒนาสมรรถนะของหัวเผาวัสดุพอร์นที่มีการเผาไหม้เป็นลำดับขั้นสำหรับเชื้อเพลิงผสมโดยไม่มีการสเปรย์
หน่วยกิต	12
ผู้เขียน	นายอนุวัฒน์ หอมระรื่น
อาจารย์ที่ปรึกษา	ศ. ดร.สำเริง จักรใจ
หลักสูตร	วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
ภาควิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
คณะ	วิศวกรรมศาสตร์
ปีการศึกษา	2556

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้เป็นการออกแบบหัวเผาวัสดุพอร์นที่มีการเผาไหม้เป็นลำดับขั้นสำหรับเชื้อเพลิงผสมโดยไม่มีการสเปรย์เพื่อแก้ไขปัญหาการหลอมละลายและการขยายตัวเชิงความร้อนที่เกิดขึ้นในงานวิจัยในอดีต ยิ่งไปกว่านั้นหัวเผายังถูกออกแบบให้มีความกระชับและมีศักยภาพในเชิงพาณิชย์มากขึ้น หัวเผาที่ได้จากการออกแบบใหม่นี้สามารถใช้งานได้โดยมีประสิทธิภาพสำหรับการเผาไหม้เชื้อเพลิงแก๊ส (LPG) เชื้อเพลิงเหลว (น้ำมันก๊าด) และเชื้อเพลิงผสม (50% ของ LPG + 50% ของน้ำมันก๊าด) อีกทั้งยังสามารถทำงานได้ในรูปแบบการเผาไหม้แบบที่เชื้อเพลิงและอากาศมีการผสมมาก่อนและไม่มีการผสมมาก่อน โดยที่หัวเผาประกอบด้วยวัสดุพอร์น 2 ชั้นคือ วัสดุพอร์นทางด้านต้นน้ำ (Porous Burner, PB) ซึ่งทำหน้าที่กระจายและระเหยเชื้อเพลิง และวัสดุพอร์นทางด้านท้ายน้ำ (Porous Emitter, PE) ซึ่งทำหน้าที่เป็นห้องเผาไหม้และวัสดุพอร์นตัวแผ่รังสี โดยที่วัสดุพอร์นทั้ง 2 ถูกคั่นกลางด้วยห้องผสม ซึ่งสามารถปรับขนาดได้ด้วยการปรับระยะห่างระหว่าง PB ที่สามารถเคลื่อนที่ขึ้นลงได้ตามแนวแกนหัวเผา และ PE ซึ่งอยู่หนึ่ง โดยระยะดังกล่าวนิยามว่าเป็นค่า X_{PB} โดยที่ระยะ $X_{PB} = -20$ mm นั้น อากาศจะไหลแบบหมุนวนและผสมกับเชื้อเพลิงในห้องผสม ทำให้เกิดการเผาไหม้แบบผสมมาก่อน ในขณะที่ระยะ $X_{PB} = 0$ mm นั้น อากาศจะไหลแบบวงแหวนอยู่รอบนอกของเชื้อเพลิง ทำให้เกิดการเผาไหม้แบบที่ไม่มีการผสมมาก่อน เชื้อเพลิงจะถูกจ่ายเข้าโดยตรงทางด้านบนของ PB ในขณะที่อากาศถูกจ่ายเข้าทางช่องอากาศรอบๆ PB ซึ่งนอกจากจะช่วยในการหล่อเย็นเพื่อขจัดปัญหาการหลอมละลายและการขยายตัวเชิงความร้อนแล้วยังเป็นการอุ่นอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้ไปในตัว การทดลองมุ่งเน้นไปที่การศึกษาอิทธิพลของรูปแบบการเผาไหม้ต่อโครงสร้างอุณหภูมิการเผาไหม้ภายในหัวเผา และปริมาณการปลดปล่อยมลพิษ (CO และ NO_x) ในไอเสีย โดยการปรับเพิ่มระยะ X_{PB} ครั้งละ 4 mm จาก -20 mm ไปยัง 0 mm นอกจากนี้ยังมีการศึกษาอิทธิพลของอัตราส่วนสมมูล (Φ) และอัตราการ

ป้อนเชื้อเพลิง (FR) เพื่อหาช่วงการทำงานของหัวเผา ผลการทดลองแสดงให้เห็นว่าการเผาไหม้ในรูปแบบที่ไม่มีการผสมมาก่อนให้โครงสร้างอุณหภูมิจากการเผาไหม้ที่ต่ำกว่า เนื่องจากการขยายตัวของบริเวณที่เกิดการเผาไหม้ส่งผลให้ปริมาณ NO_x มีแนวโน้มลดลงเนื่องจากการเกิด Thermal NO_x ลดลง ยิ่งไปกว่านั้นปริมาณ CO ก็ลดลงด้วย คาดว่าเกิดจากการที่ช่วงเวลาก่อนการออกซิเดชันของ CO กลายเป็น CO_2 เพิ่มขึ้นเนื่องจากการขยายตัวของบริเวณที่เกิดการเผาไหม้รวมกับการที่การเผาไหม้เป็นแบบที่มีการหมุนเวียนความร้อนภายในตัว นอกจากนี้ผลของการปรับเปลี่ยนค่า Φ พบว่าหัวเผาให้ช่วงการเผาไหม้ที่ค่อนข้างกว้างโดยมีค่า Φ อยู่ในช่วง 0.25-0.66

คำสำคัญ : หัวเผาวัสดุพูน 2 ชั้น / การจ่ายอากาศแบบหมุนวน / การจ่ายอากาศแบบวงแหวน / การเผาไหม้แบบผสมมาก่อน / การเผาไหม้แบบไม่ผสมมาก่อน

Thesis Title	Improvement of Performance of Staged Porous Burner for Mixed Fuels without Spray Atomization
Thesis Credits	12
Candidate	Mr. Anuwat Homraruen
Thesis Advisor	Prof. Dr. Sumrueng Jagjai
Program	Master of Engineering
Field of Study	Mechanical Engineering
Department	Mechanical Engineering
Faculty	Engineering
Academic Year	2013

Abstract

A new design of staged porous burner for mixed fuels without spray atomization is proposed to eliminate melting and thermal expansion problems of the existing burner. Moreover, the newly proposed burner is more compact. The new burner can be efficiently operated with a gaseous fuel (liquefied petroleum gas, LPG), a liquid fuel (kerosene) and a mixed fuel (50% LPG + 50% kerosene) either in a premixed or non-premixed combustion mode. The burner consists of a two-layer porous medium burner, i.e. an upstream porous burner (PB) and a downstream porous emitter (PE). The PB is used as a fuel distributor and vaporizer, while the PE is used as a combustion chamber and porous emitter. Moreover, the PB is movable in a telescopic manner in relation to the fixed PE. The distance between the PE and PB is defined as X_{PB} and this serves as a mixing chamber. The combustion mode can be controlled by the telescopic action of the PB. With the $X_{PB} = -20$ mm, the combustion air feeding is swirling flow, yielding the premixed combustion, whereas at $X_{PB} = 0$ mm, the combustion air feeding is annular flow, yielding the non-premixed combustion. The fuels are supplied directly into the PB, while air is supplied into the air jacket surrounding the PB, not only for cooling effect but also for air preheating before combustion with the fuel in the PE. The experiment focused on the influence of combustion mode on the temperature profile and emission characteristics (CO and NO_x) by gradually increasing the X_{PB} by 4 mm from -20 mm to 0 mm. Moreover, the operating range of this burner was also studied by the variation of equivalent ratio (Φ) and firing rate (FR). The results show that non-premixed combustion mode yielded a lower

peak temperature due to the enlarged reaction zone and hence reduced NO_x emission due to the reduced thermal NO_x . Moreover, the CO emission also decreased due probably to the increased oxidation time from the enlarged reaction zone included with heat recirculating combustion. This burner can be operated at a wide range of Φ (0.26-0.66)

Keywords : Two-layer porous medium burner / Swirling flow / Annular flow / Premixed combustion / Non-premixed combustion

กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยนี้สำเร็จด้วยดี ผู้วิจัยได้รับความอนุเคราะห์จากบุคคลหลายฝ่าย รวมทั้งเอกสาร ตำราที่ใช้ประกอบการศึกษาค้นคว้าอ้างอิงจนทำให้เกิดแนวคิดในการวิจัย ผู้วิจัยขอกราบขอบพระคุณ ศ. ดร.สำเริง จักรใจ ซึ่งเป็นอาจารย์ที่ปรึกษางานวิจัยที่ได้สละเวลาให้คำแนะนำจนทำให้งานวิจัยสำเร็จตามวัตถุประสงค์และขอบเขตของการศึกษา พร้อมกันนี้ขอกราบขอบพระคุณ คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์ ประกอบด้วย ดร.อมรรัตน์ แก้วประดับ ดร.กนกกาญจน์ ว่องวัชรพร และ ดร.อุษา มากมูล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรีที่ได้ชี้แนะข้อบกพร่องตลอดจนเสนอแนะแนวทางในการแก้ไขเพื่อให้งานวิจัยสมบูรณ์ยิ่งขึ้น

ขอขอบคุณ พี่น้องๆ พี่ๆ น้องๆ นักศึกษาปริญญาตรี ปริญญาโท และนักศึกษาปริญญาเอก ห้องปฏิบัติการวิจัยเครื่องยนต์และการเผาไหม้ทุกท่าน รวมถึงช่างเทคนิคภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลที่ให้ความช่วยเหลือจนงานสำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยดี และสุดท้ายขอกราบขอบพระคุณ คุณพ่อและคุณแม่ที่เป็นกำลังใจและให้การสนับสนุนด้านการศึกษามาโดยตลอด

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย	๗
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	๘
กิตติกรรมประกาศ	๙
สารบัญ	๗
รายการตาราง	๑๑
รายการรูปประกอบ	๑๒
รายการสัญลักษณ์	๑๓
ประมวลศัพท์และคำย่อ	๑๔
บทที่	
1. บทนำ	1
1.1 ที่มาและความสำคัญของงานวิจัย	1
1.2 วัตถุประสงค์ของงานวิจัย	3
1.3 ประโยชน์และผลที่คาดว่าจะได้รับ	3
1.4 ขอบเขตของงานวิจัย	3
1.5 ขั้นตอนการดำเนินงาน	4
2. งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	5
3. หลักการและทฤษฎี	20
3.1 การเผาไหม้ของเปลวไฟแบบผสมมาก่อน (Premixed flame)	20
3.2 การเผาไหม้ของเปลวไฟแบบแพร่ (Diffusion flame)	21
3.3 สตอยคิโอเมตรีของการเผาไหม้	22
2.3 การเผาไหม้แบบหมุนเวียนความร้อน	24
2.4 การหมุนเวียนความร้อนจากการเผาไหม้ในวัสดุพอรุน	25
2.5 การเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวโดยวัสดุพอรุนชนิดไม่มีการแตกตัวเป็นละออง	27
2.6 การเผาไหม้แบบเป็นขั้นตอน	28
4. อุปกรณ์และวิธีการทดลอง	30
4.1 อุปกรณ์การทดลอง	30

4.2	วัสดุอุปกรณ์ที่ใช้ในงานวิจัย	33
4.3	วิธีการทดลอง	35
5.	การทดลองเบื้องต้น	38
3.1	การทดลองครั้งที่ 1	38
3.2	การทดลองครั้งที่ 2	45
3.3	การทดลองครั้งที่ 3	51
6.	ผลการทดลอง	56
6.1	อิทธิพลของค่าอัตราส่วนสมมูล, ϕ ต่อการเผาไหม้	56
6.2	อิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อการเผาไหม้	62
6.2	อิทธิพลของระยะ FR ต่อการเผาไหม้	68
7.	วิเคราะห์ผลการทดลองเทียบกับงานวิจัยในอดีต	74
8.	สรุป	79
8.1	สรุปผลการทดลอง	79
8.2	ข้อเสนอแนะ	80
	เอกสารอ้างอิง	81
	ภาคผนวก	84
ก	ภาพถ่ายเครื่องมือและอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง	84
ข	ตารางข้อมูลการทดลอง	93
ค	กราฟผลการทดลอง	112
ง	กราฟข้อมูลดิบของผลการทดลอง	140
จ	แบบทางวิศวกรรมของอุปกรณ์การทดลอง	193
ฉ	ตัวอย่างการคำนวณสำหรับการออกแบบอุปกรณ์การทดลอง	204
ช	ตัวอย่างการคำนวณที่ใช้ในการทดลอง	228
	ประวัติผู้วิจัย	245

รายการตาราง

ตาราง	หน้า
ข.1 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของค่า Φ ต่อโครงสร้างอุณหภูมิภายในหัวเผา ที่สภาวะการทดลองที่ค่า FR และ X_{PB} คงที่คือ 5 kW และ -20 mm ตามลำดับโดย ใช้ LPG เป็นเชื้อเพลิง	94
ข.2 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของค่า Φ ต่อปริมาณ Emission และ ΔP ที่สภาวะการทดลองที่ค่า FR และ X_{PB} คงที่คือ 5 kW และ -20 mm ตามลำดับโดย ใช้ LPG เป็นเชื้อเพลิง	95
ข.3 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของค่า Φ ต่อโครงสร้างอุณหภูมิภายในหัวเผา ที่สภาวะการทดลองที่ค่า FR และ X_{PB} คงที่คือ 5 kW และ -8 mm ตามลำดับโดย ใช้ Kerosene เป็นเชื้อเพลิง	96
ข.4 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของค่า Φ ต่อปริมาณ Emission และ ΔP ที่สภาวะการทดลองที่ค่า FR และ X_{PB} คงที่คือ 5 kW และ -8 mm ตามลำดับโดย ใช้ Kerosene เป็นเชื้อเพลิง	97
ข.5 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของค่า Φ ต่อโครงสร้างอุณหภูมิภายในหัวเผา ที่สภาวะการทดลองที่ค่า FR และ X_{PB} คงที่คือ 5 kW และ -8 mm ตามลำดับโดย ใช้เชื้อเพลิงผสม (50% LPG + 50% Kerosene) เป็นเชื้อเพลิง	98
ข.6 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของค่า Φ ต่อปริมาณ Emission และ ΔP ที่สภาวะการทดลองที่ค่า FR และ X_{PB} คงที่คือ 5 kW และ -8 mm ตามลำดับโดย ใช้เชื้อเพลิงผสม (50% LPG + 50% Kerosene) เป็นเชื้อเพลิง	99
ข.7 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของค่า X_{PB} ต่อโครงสร้างอุณหภูมิภายในหัวเผา ที่สภาวะการทดลองที่ค่า FR และ Φ คงที่คือ 5 kW และ 0.34 ตามลำดับโดย ใช้ LPG เป็นเชื้อเพลิง	100
ข.8 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของค่า X_{PB} ต่อปริมาณ Emission และ ΔP ที่สภาวะการทดลองที่ค่า FR และ Φ คงที่คือ 5 kW และ 0.34 ตามลำดับโดย ใช้ LPG เป็นเชื้อเพลิง	101
ข.9 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของค่า X_{PB} ต่อโครงสร้างอุณหภูมิภายในหัวเผา ที่สภาวะการทดลองที่ค่า FR และ Φ คงที่คือ 5 kW และ 0.39 ตามลำดับโดย ใช้ Kerosene เป็นเชื้อเพลิง	102

ตาราง	หน้า
ข.10 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของค่า X_{PB} ต่อปริมาณ Emission และ ΔP ที่สภาวะการทดลองที่ค่า FR และ Φ คงที่คือ 5 kW และ 0.39 ตามลำดับโดยใช้ Kerosene เป็นเชื้อเพลิง	103
ข.11 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของค่า X_{PB} ต่อโครงสร้างอุณหภูมิภายในหัวเผา ที่สภาวะการทดลองที่ค่า FR และ Φ คงที่คือ 5 kW และ 0.39 ตามลำดับโดยใช้เชื้อเพลิงผสม (50% LPG + 50% Kerosene) เป็นเชื้อเพลิง	104
ข.12 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของค่า X_{PB} ต่อปริมาณ Emission และ ΔP ที่สภาวะการทดลองที่ค่า FR และ Φ คงที่คือ 5 kW และ 0.39 ตามลำดับโดยใช้เชื้อเพลิงผสม (50% LPG + 50% Kerosene) เป็นเชื้อเพลิง	105
ข.13 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของค่า FR ต่อโครงสร้างอุณหภูมิภายในหัวเผา ที่สภาวะการทดลองที่ค่า X_{PB} และ Φ คงที่คือ -8mm และ 0.34 ตามลำดับโดยใช้ LPG เป็นเชื้อเพลิง	106
ข.14 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของค่า FR ต่อปริมาณ Emission และ ΔP ที่สภาวะการทดลองที่ค่า X_{PB} และ Φ คงที่คือ -8 mm และ 0.34 ตามลำดับโดยใช้ LPG เป็นเชื้อเพลิง	107
ข.15 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของค่า FR ต่อโครงสร้างอุณหภูมิภายในหัวเผา ที่สภาวะการทดลองที่ค่า X_{PB} และ Φ คงที่คือ -8mm และ 0.39 ตามลำดับโดยใช้ Kerosene เป็นเชื้อเพลิง	108
ข.16 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของค่า FR ต่อปริมาณ Emission และ ΔP ที่สภาวะการทดลองที่ค่า X_{PB} และ Φ คงที่คือ -8 mm และ 0.39 ตามลำดับโดยใช้ Kerosene เป็นเชื้อเพลิง	109
ข.17 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของค่า FR ต่อโครงสร้างอุณหภูมิภายในหัวเผา ที่สภาวะการทดลองที่ค่า X_{PB} และ Φ คงที่คือ -8mm และ 0.39 ตามลำดับโดยใช้เชื้อเพลิงผสม (50% LPG + 50% Kerosene) เป็นเชื้อเพลิง	110
ข.18 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของค่า FR ต่อปริมาณ Emission และ ΔP ที่สภาวะการทดลองที่ค่า X_{PB} และ Φ คงที่คือ -8 mm และ 0.39 ตามลำดับโดยใช้เชื้อเพลิงผสม (50% LPG + 50% Kerosene) เป็นเชื้อเพลิง	111
ช.1 สมบัติของตาข่ายสแตนเลส (Porous burner, PB)	235
ช.2 สมบัติวัสดุพอร์นเม็คหิน (Porous emitter, PE)	237
ช.3 ตัวอย่างค่าที่ได้จากการคำนวณ ($\tau=0$)	241

ตาราง

หน้า

ช.4 ตัวอย่างค่าที่ได้จากการคำนวณ ($\tau = \tau_{PE}$)

243

รายการรูปประกอบ

รูป	หน้า
1.1 การหลอมละลายของหัวเผาวัสดุพอรุนในงานวิจัยของ พีรพงษ์ โตขลิบ [16]	2
1.2 การขยายตัวทางความร้อนของหัวเผาวัสดุพอรุนในงานวิจัยของของ พีรพงษ์ โตขลิบ [16]	2
1.3 ความซับซ้อนของหัวเผาวัสดุพอรุนในงานวิจัยของ พีรพงษ์ โตขลิบ [16]	3
2.1 อุปกรณ์การทดลองของ Kaplan และ Hall [3]	6
2.2 อุปกรณ์การทดลองของ Tseng และ Howell [4]	7
2.3 แนวคิดการเผาไหม้ละอองเชื้อเพลิงเหลวในวัสดุพอรุนของ Tseng และ Howell [4]	7
2.4 อุปกรณ์การทดลองของ Takami [5]	8
2.5 อุปกรณ์การทดลอง Jugjai และคณะ [6]	10
2.6 อุปกรณ์การทดลองของ Jugjai และ Polmart [7]	11
2.7 อุปกรณ์การทดลองของ ชูติเดช ผ่องใส [8]	12
2.8 อุปกรณ์การทดลองของ กิตติศักดิ์ สุวรรณวิจิตร [9]	13
2.9 อุปกรณ์การทดลองของ มกร ลักขณา [10]	14
2.10 ภาพเปรียบเทียบการไหลของอากาศแบบ Annular และ Swirling	15
2.11 อุปกรณ์การทดลองของ Pickenäcker [11]	16
2.12 แสดงอุปกรณ์การทดลองของพีรยยุทธ ทองเต็ม [12]	17
2.13 อุปกรณ์การทดลองของ พีรพงษ์ โตขลิบ [14]	18
3.1 โครงสร้างเปลวไฟแบบลามินาร์ของเชื้อเพลิงผสมมาก่อน [16]	20
3.2 โครงสร้างเปลวไฟแบบแพร่ชนิดราบเรียบ [16]	21
3.3 เปรียบเทียบการเผาไหม้แบบหมุนเวียนความร้อนและการเผาไหม้แบบไม่มีการหมุนเวียนความร้อน [2]	25
3.4 แสดงการถ่ายเทความร้อนจากการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นในชั้นวัสดุพอรุน [14]	25
3.5 แนวคิดการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวโดยวัสดุพอรุนชนิดไม่มีการแตกตัวเป็นละออง [14]	27
3.6 เทคนิคการเผาไหม้แบบเป็นชั้นตอน	29
4.1 Schematic diagram ของระบบทดสอบหัวเผาวัสดุพอรุน	30
5.1 Schematic diagram แสดงตำแหน่งการวัดอุณหภูมิของหัวเผาในการทดลองครั้งที่ 1	38
5.2 รูปถ่ายส่วนประกอบของ PE ในการทดลองครั้งที่ 1	39
5.3 อิทธิพลของ X_{PB} (FR และ Φ คงที่) ต่อโครงสร้างอุณหภูมิเมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG (1 st Test)	40
5.4 รูปถ่ายแสดงการเกิดการเผาไหม้ที่ไม่เต็มหน้าตัดของห้องเผาไหม้	41

รูป	หน้า
5.5 อิทธิพลของ X_{PB} (FR และ Φ คงที่) ต่อปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียเมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG (1 st Test) เปรียบเทียบกับงานวิจัยในอดีต [14]	41
5.6 รูปถ่ายแสดงการเผาไหม้ที่เกิดภายนอก PE	42
5.7 อิทธิพลของ X_{PB} (FR และ Φ คงที่) ต่อ ΔP เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG (1 st Test) เปรียบเทียบกับงานวิจัยในอดีต [14]	43
5.8 ภาพถ่ายแสดงการหลอมละลายของชั้นตาข่ายสแตนเลสใน PB	44
5.9 Schematic diagram แสดงตำแหน่งการวัดอุณหภูมิของหัวเผาในการทดลองครั้งที่ 2	45
5.10 ภาพถ่ายแสดงการปรับปรุงหัวเผาวัสดุพูนจากการทดลองครั้งที่ 1	46
5.11 อิทธิพลของ X_{PB} (FR และ Φ คงที่) ต่อโครงสร้างอุณหภูมิเมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG (2 nd Test)	47
5.12 ภาพถ่ายแสดงการเกิดเปลวไฟภายนอก PE	48
5.13 อิทธิพลของ X_{PB} ต่อปริมาณ CO และ NO_x เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG (2 nd Test) เปรียบเทียบกับงานวิจัยในอดีต [14]	49
5.14 อิทธิพลของ X_{PB} (FR และ Φ คงที่) ต่อ ΔP เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG (2 nd Test) เปรียบเทียบกับงานวิจัยในอดีต [14]	50
5.15 Schematic diagram แสดงตำแหน่งการวัดอุณหภูมิของหัวเผาในการทดลองครั้งที่ 3	51
5.16 รูปถ่ายแสดงการปรับปรุงหัวเผาจากการทดลองครั้งที่ 2	52
5.17 อิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อโครงสร้างอุณหภูมิเมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG (3 rd Test)	53
5.18 อิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อโครงสร้างอุณหภูมิภายในหัวเผาเมื่อใช้ Kerosene (3 rd Test)	53
5.19 อิทธิพลของ X_{PB} (FR และ Φ คงที่) ต่อปริมาณ CO และ NO_x เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG และ Kerosene (3 rd Test)	54
5.20 อิทธิพลของ X_{PB} (FR และ Φ คงที่) ต่อ ΔP เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG และ Kerosene (3 rd Test) เปรียบเทียบกับงานวิจัยในอดีต [14]	55
6.1 อิทธิพลของ Φ ต่อโครงสร้างอุณหภูมิภายในหัวเผาเมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG	56
6.2 อิทธิพลของ Φ ต่อโครงสร้างอุณหภูมิภายในหัวเผาเมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene	56
6.3 อิทธิพลของ Φ ต่อโครงสร้างอุณหภูมิภายในหัวเผาเมื่อใช้เชื้อเพลิงผสม (Mixed fuel: 50% LPG + 50% Kerosene โดยค่าความร้อน)	57
6.4 อิทธิพลของ Φ ต่อประสิทธิภาพการแผ่รังสีความร้อนของเชื้อเพลิง 3 ชนิด	58
6.5 อิทธิพลของ Φ ต่อปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียของเชื้อเพลิงทั้ง 3 ชนิด	59
6.6 อิทธิพลของ Φ ต่อ T_{ap} ของเชื้อเพลิงทั้ง 3 ชนิด	60
6.7 อิทธิพลของ Φ ต่อ ΔP ของเชื้อเพลิงทั้ง 3 ชนิด	61

รูป	หน้า	
6.8	อิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อโครงสร้างอุณหภูมิภายในหัวเผาเมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG	62
6.9	อิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อโครงสร้างอุณหภูมิภายในหัวเผาเมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene	62
6.10	อิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อโครงสร้างอุณหภูมิภายในหัวเผาเมื่อใช้เชื้อเพลิงผสม (Mixed fuel: 50% LPG + 50% Kerosene โดยค่าความร้อน)	63
6.11	อิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อประสิทธิภาพการแผ่รังสีความร้อนของเชื้อเพลิง 3 ชนิด	64
6.12	อิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียของเชื้อเพลิงทั้ง 3 ชนิด	65
6.13	อิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อ T_{ap} ของเชื้อเพลิงทั้ง 3 ชนิด	66
6.14	อิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อ ΔP	67
6.15	อิทธิพลของ FR ต่อโครงสร้างอุณหภูมิภายในหัวเผาของเชื้อเพลิง LPG	68
6.16	อิทธิพลของ FR ต่อโครงสร้างอุณหภูมิภายในหัวเผาของเชื้อเพลิง Kerosene	69
6.17	อิทธิพลของ FR ต่อโครงสร้างอุณหภูมิภายในหัวเผาเมื่อของเชื้อเพลิงผสม	69
6.18	อิทธิพลของ FR ต่อประสิทธิภาพการแผ่รังสีความร้อนของเชื้อเพลิง 3 ชนิด	70
6.19	อิทธิพลของ FR ต่อปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียของหัวเผา	71
6.20	อิทธิพลของ FR ต่อ T_{ap}	72
6.21	อิทธิพลของระยะ FR ต่อ ΔP	73
7.1	อิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อโครงสร้างอุณหภูมิภายในหัวเผาเมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG	74
7.2	อิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อโครงสร้างอุณหภูมิภายในหัวเผาเมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG [14]	74
7.3	ขนาดช่องทางการไหลของอากาศแบบวงแหวนที่สภาวะการทดลอง $X_{PB} = -4$ และ 0 mm และระยะห่างระหว่างเชื้อเพลิงและอากาศ	75
7.4	อิทธิพลของ X_{PB} ต่อปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียของงานวิจัยปัจจุบันเปรียบเทียบกับ งานวิจัยในอดีต[14]	76
7.5	อิทธิพลของ X_{PB} ต่อปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียของงานวิจัยปัจจุบันเปรียบเทียบกับ งานวิจัยในอดีต[14]	77
7.6	อิทธิพลของ X_{PB} ต่อความดันตกคร่อมห้องเผาใหม่ (ΔP) ของงานวิจัยปัจจุบันเปรียบเทียบกับ งานวิจัยในอดีต[14]	78
ก.1	รูปถ่ายระบบหัวเผาวัสดุพูน	85
ก.2	รูปถ่าย Porous burner (PB)	85
ก.3	รูปถ่ายตาข่ายสแตนเลสขนาด 100 mesh/inch2	86
ก.4	รูปถ่าย Combustor block (CB) พร้อม Cement liner	86
ก.5	รูปถ่าย Porous emitter (PE) พร้อม Cement liner	86

รูป	หน้า
ก.6 รูปถ่ายการจัดเรียง Alumina ball ใน PE	87
ก.7 รูปถ่ายระบบป้อนเชื้อเพลิง Kerosene	87
ก.8 รูปถ่ายอุปกรณ์วัดอัตราการไหลของน้ำมันเชื้อเพลิง (Kerosene)	87
ก.9 รูปถ่ายอุปกรณ์วัดอัตราการไหลของแก๊ส (LPG) และอากาศ ตามลำดับ	88
ก.10 รูปถ่ายอุปกรณ์วัดอุณหภูมิ (Thermocouple)	88
ก.11 รูปถ่ายอุปกรณ์บันทึกค่าอุณหภูมิ (Temperature recorder)	88
ก.12 รูปถ่ายเครื่องวิเคราะห์แก๊สไอเสีย (Exhaust gas analyzer)	89
ก.13 รูปถ่ายคอมพิวเตอร์บันทึกข้อมูล	89
ก.14 รูปถ่ายอุปกรณ์ควบคุมความดัน (Pressure regulator)	90
ก.15 รูปถ่ายอุปกรณ์วัดความดัน (U-tube manometer)	90
ก.16 รูปถ่ายอุปกรณ์จ่ายอากาศ (Air-compressor)	90
ก.17 รูปถ่ายระบบระบายแก๊สไอเสีย	91
ก.18 รูปถ่ายหัวเชื่อมอะซิทีลีนสำหรับจุดเตา	92
ก.19 รูปถ่ายถังดับเพลิง	92
ค.1 อิทธิพลของค่า Φ ต่อโครงสร้างอุณหภูมิภายในหัวเผาเมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG	113
ค.2 อิทธิพลของค่า Φ ต่อปริมาณ CO และ NO _x ในไอเสียเมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG	113
ค.3 อิทธิพลของค่า Φ ต่อ ΔP เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG	114
ค.4 อิทธิพลของค่า Φ ต่อ T_{ap} เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG	114
ค.5 อิทธิพลของค่า Φ ต่อ η_p และ η_r เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG	115
ค.6 อิทธิพลของค่า X_{PB} ต่อโครงสร้างอุณหภูมิภายในหัวเผาเมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG	116
ค.7 อิทธิพลของค่า X_{PB} ต่อปริมาณ CO และ NO _x ในไอเสียเมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG	116
ค.8 อิทธิพลของค่า X_{PB} ต่อ ΔP เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG	117
ค.9 อิทธิพลของค่า X_{PB} ต่อ T_{ap} เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG	117
ค.10 อิทธิพลของค่า X_{PB} ต่อ η_p และ η_r เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG	118
ค.11 อิทธิพลของค่า FR ต่อโครงสร้างอุณหภูมิภายในหัวเผาเมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG	119
ค.12 อิทธิพลของค่า FR ต่อปริมาณ CO และ NO _x ในไอเสียเมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG	119
ค.13 อิทธิพลของค่า FR ต่อ ΔP เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG	120
ค.14 อิทธิพลของค่า FR ต่อ T_{ap} เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG	120
ค.15 อิทธิพลของค่า FR ต่อ η_p และ η_r เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG	121
ค.16 อิทธิพลของค่า Φ ต่อโครงสร้างอุณหภูมิภายในหัวเผาเมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene	122

รูป	หน้า
ง.16 สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO _x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, X _{PB} = -20 mm และ Φ = 0.45 เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG	149
ง.17 สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO _x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, X _{PB} = -20 mm และ Φ = 0.55 เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG	149
ง.18 สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO _x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, X _{PB} = -20 mm และ Φ = 0.66 เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG	150
ง.19 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, Φ = 0.34 และ X _{PB} = -20 mm เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG	150
ง.20 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, Φ = 0.34 และ X _{PB} = -16 mm เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG	151
ง.21 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, Φ = 0.34 และ X _{PB} = -12 mm เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG	151
ง.22 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, Φ = 0.34 และ X _{PB} = -8 mm เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG	152
ง.23 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, Φ = 0.34 และ X _{PB} = -4 mm เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG	152
ง.24 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, Φ = 0.34 และ X _{PB} = 0 mm เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG	153
ง.25 สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO _x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, Φ = 0.34 และ X _{PB} = -20 mm เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG	153
ง.26 สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO _x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, Φ = 0.34 และ X _{PB} = -16 mm เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG	154
ง.27 สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO _x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, Φ = 0.34 และ X _{PB} = -12 mm เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG	154
ง.28 สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO _x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, Φ = 0.34 และ X _{PB} = -8 mm เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG	155
ง.29 สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO _x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, Φ = 0.34 และ X _{PB} = -4 mm เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG	155
ง.30 สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO _x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, Φ = 0.34 และ X _{PB} = 0 mm เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG	156

รูป	หน้า
ง.31 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง $X_{PB} = -20$ mm, $\Phi = 0.34$ และ $FR = 5$ kW เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG	156
ง.32 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง $X_{PB} = -20$ mm, $\Phi = 0.34$ และ $FR = 6$ kW เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG	157
ง.33 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง $X_{PB} = -20$ mm, $\Phi = 0.34$ และ $FR = 7$ kW เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG	157
ง.34 สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NOX ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง $X_{PB} = 0$ mm, $\Phi = 0.34$ และ $FR = 5$ kW เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG	158
ง.35 สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NOX ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง $X_{PB} = 0$ mm, $\Phi = 0.34$ และ $FR = 6$ kW เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG	158
ง.36 สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NOX ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง $X_{PB} = 0$ mm, $\Phi = 0.34$ และ $FR = 7$ kW เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG	159
ง.37 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง $FR = 5$ kW, $X_{PB} = -8$ mm และ $\Phi = 0.26$ เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene	160
ง.38 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง $FR = 5$ kW, $X_{PB} = -8$ mm และ $\Phi = 0.31$ เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene	161
ง.39 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง $FR = 5$ kW, $X_{PB} = -8$ mm และ $\Phi = 0.35$ เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene	161
ง.40 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง $FR = 5$ kW, $X_{PB} = -8$ mm และ $\Phi = 0.39$ เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene	162
ง.41 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง $FR = 5$ kW, $X_{PB} = -8$ mm และ $\Phi = 0.45$ เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene	162
ง.42 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง $FR = 5$ kW, $X_{PB} = -8$ mm และ $\Phi = 0.47$ เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene	163
ง.43 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง $FR = 5$ kW, $X_{PB} = -8$ mm และ $\Phi = 0.57$ เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene	163
ง.44 สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO _x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง $FR = 5$ kW, $X_{PB} = -8$ mm และ $\Phi = 0.26$ เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene	164
ง.45 สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO _x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง $FR = 5$ kW, $X_{PB} = -8$ mm และ $\Phi = 0.31$ เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene	164

รูป	หน้า
ง.46 สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO _x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, X _{PB} = -8 mm และ Φ = 0.35 เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene	165
ง.47 สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO _x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, X _{PB} = -8 mm และ Φ = 0.39 เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene	165
ง.48 สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO _x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, X _{PB} = -8 mm และ Φ = 0.45 เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene	166
ง.49 สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO _x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, X _{PB} = -8 mm และ Φ = 0.47 เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene	166
ง.50 สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO _x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, X _{PB} = -8 mm และ Φ = 0.57 เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene	167
ง.51 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, Φ = 0.39 และ X _{PB} = -20 mm เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene	167
ง.52 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, Φ = 0.39 และ X _{PB} = -16 mm เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene	168
ง.53 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, Φ = 0.39 และ X _{PB} = -12 mm เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene	168
ง.54 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, Φ = 0.39 และ X _{PB} = -8 mm เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene	169
ง.55 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, Φ = 0.39 และ X _{PB} = -4 mm เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene	169
ง.56 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, Φ = 0.39 และ X _{PB} = 0 mm เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene	170
ง.57 สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO _x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, Φ = 0.39 และ X _{PB} = -20 mm เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene	170
ง.58 สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO _x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, Φ = 0.39 และ X _{PB} = -16 mm เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene	171
ง.59 สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO _x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, Φ = 0.39 และ X _{PB} = -12 mm เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene	171
ง.60 สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO _x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, Φ = 0.39 และ X _{PB} = -8 mm เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene	172

รูป	หน้า
ง.61 สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO _x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, $\Phi = 0.39$ และ $X_{PB} = -4$ mm เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene	172
ง.62 สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO _x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, $\Phi = 0.39$ และ $X_{PB} = 0$ mm เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene	173
ง.63 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง $X_{PB} = -8$ mm, $\Phi = 0.39$ และ FR = 5 kW เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene	173
ง.64 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง $X_{PB} = -8$ mm, $\Phi = 0.39$ และ FR = 6 kW เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene	174
ง.65 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง $X_{PB} = -8$ mm, $\Phi = 0.39$ และ FR = 7 kW เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene	174
ง.66 สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO _x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง $X_{PB} = -8$ mm, $\Phi = 0.39$ และ FR = 5 kW เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene	175
ง.67 สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO _x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง $X_{PB} = -8$ mm, $\Phi = 0.39$ และ FR = 6 kW เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene	175
ง.68 สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO _x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง $X_{PB} = -8$ mm, $\Phi = 0.39$ และ FR = 7 kW เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene	176
ง.69 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, $X_{PB} = -8$ mm และ $\Phi = 0.33$ เมื่อใช้เชื้อเพลิงผสม	177
ง.70 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, $X_{PB} = -8$ mm และ $\Phi = 0.40$ เมื่อใช้เชื้อเพลิงผสม	178
ง.71 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, $X_{PB} = -8$ mm และ $\Phi = 0.47$ เมื่อใช้เชื้อเพลิงผสม	178
ง.72 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, $X_{PB} = -8$ mm และ $\Phi = 0.54$ เมื่อใช้เชื้อเพลิงผสม	179
ง.73 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, $X_{PB} = -8$ mm และ $\Phi = 0.65$ เมื่อใช้เชื้อเพลิงผสม	179
ง.74 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, $X_{PB} = -8$ mm และ $\Phi = 0.66$ เมื่อใช้เชื้อเพลิงผสม	180
ง.75 สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO _x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, $X_{PB} = -8$ mm และ $\Phi = 0.33$ เมื่อใช้เชื้อเพลิงผสม	180

รูป	หน้า
จ.91 สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO _x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, $\Phi = 0.39$ และ $X_{PB} = -4$ mm เมื่อใช้เชื้อเพลิงผสม	188
จ.92 สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO _x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, $\Phi = 0.39$ และ $X_{PB} = 0$ mm เมื่อใช้เชื้อเพลิงผสม	189
จ.93 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง $X_{PB} = -8$ mm, $\Phi = 0.39$ และ FR = 5 kW เมื่อใช้เชื้อเพลิงผสม	189
จ.94 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง $X_{PB} = -8$ mm, $\Phi = 0.39$ และ FR = 6 kW เมื่อใช้เชื้อเพลิงผสม	190
จ.95 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง $X_{PB} = -8$ mm, $\Phi = 0.39$ และ FR = 7 kW เมื่อใช้เชื้อเพลิงผสม	190
จ.96 สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO _x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง $X_{PB} = -8$ mm, $\Phi = 0.39$ และ FR = 5 kW เมื่อใช้เชื้อเพลิงผสม	191
จ.97 สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO _x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง $X_{PB} = -8$ mm, $\Phi = 0.39$ และ FR = 5 kW เมื่อใช้เชื้อเพลิงผสม	191
จ.98 สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO _x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง $X_{PB} = -8$ mm, $\Phi = 0.39$ และ FR = 5 kW เมื่อใช้เชื้อเพลิงผสม	192
จ.1 ระบบหัวเผาวัสดุพอรุน	194
จ.2 แบบแยกส่วนของระบบหัวเผาวัสดุพอรุน (1/3)	195
จ.3 แบบแยกส่วนของระบบหัวเผาวัสดุพอรุน (2/3)	196
จ.4 แบบแยกส่วนของระบบหัวเผาวัสดุพอรุน (3/3)	197
จ.5 แบบทางวิศวกรรมของฝาปิด Porous burner	198
จ.6 แบบทางวิศวกรรมของ Porous burner	199
จ.7 แบบทางวิศวกรรมของ PB socket	200
จ.8 แบบทางวิศวกรรมของ Combustor block	201
จ.9 แบบทางวิศวกรรมของ Porous emitter	202
จ.10 แบบทางวิศวกรรมของ PE cover	203
ฉ.1 แสดงภาพการแผ่รังสีจากวัสดุพอรุนตัวแผ่รังสีไปยังหัวเผาวัสดุพอรุน	205
ฉ.2 แบบจำลองอย่างง่ายที่ใช้ในการคำนวณหาอุณหภูมิที่ปลายของหัวเผาวัสดุพอรุน	206
ฉ.3 การถ่ายเทความร้อนที่ผ่านผนังท่อที่ Element เล็กๆ	206
ฉ.4 ภาพแสดงทิศทางการไหลของอากาศในส่วนต่างๆภายในหัวเผา	209

รูป	หน้า	
ฉ.5	แบบจำลองอย่างง่ายที่ใช้ในการคำนวณอุณหภูมิของอากาศก่อนเข้าไปยังห้องเผาไหม้	211
ฉ.6	แบบจำลองการไหลของอากาศที่ไหลผ่าน PB และ PB socket	212
ฉ.7	แบบจำลองการไหลของอากาศที่ไหลใน Combustor block	214
ช.1	ลักษณะของตาข่ายสแตนเลส	232
ช.2	แบบจำลองอย่างง่ายสำหรับคำนวณฟลักซ์การแผ่รังสีความร้อน	237
ช.3	แบบจำลองของระบบเพื่อคำนวณฟลักซ์การแผ่รังสีความร้อน ($\tau=0$)	241
ช.4	แบบจำลองของระบบเพื่อคำนวณฟลักซ์การแผ่รังสีความร้อน ($\tau=\tau_{PE}$)	243

รายการสัญลักษณ์

A_1	=	พื้นที่หน้าตัดที่อากาศไหลในท่อ PB ชั้นใน (m^2)
A_2	=	พื้นที่ผิวด้านนอกของ Combustor block ชั้นใน (m^2)
A_3	=	พื้นที่หน้าตัดที่อากาศไหลในท่อ Combustor block ชั้นใน (m^2)
A_c	=	พื้นที่หน้าตัดของท่อ PB ที่รับความร้อนจากการแผ่รังสีจากวัสดุพอรันตัวแผ่รังสี (m^2)
A_{fin}	=	พื้นที่การแลกเปลี่ยนความร้อนของ Fin (m^2)
A_{PB}	=	พื้นที่หน้าตัดของ PB (m^2)
$(A/F)_{stoi}$	=	อัตราส่วนระหว่างอากาศและเชื้อเพลิงทางทฤษฎี
$(A/F)_{act}$	=	อัตราส่วนระหว่างอากาศและเชื้อเพลิงจริง
c_{pa}	=	Specific heat capacity ของอากาศ ($J/kg \cdot K$)
CO	=	Carbon monoxide
CO ₂	=	Carbon dioxide
D_1	=	ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อ PB ชั้นใน (mm)
D_2	=	ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อ PB ชั้นใน (mm)
D_3	=	ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อ PB ชั้นกลาง (mm)
D_4	=	ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อ Combustor block ชั้นใน (mm)
D_5	=	ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อ Combustor block ชั้นกลาง (mm)
D_6	=	ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อ PB ชั้นกลาง (mm)
D_7	=	ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อ PB ชั้นกลาง (mm)
D_8	=	ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อ PB ชั้นนอก (mm)
D_9	=	ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อ PB socket ชั้นนอก (mm)
D_{10}	=	ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของรูจ่ายอากาศ (mm)
$D_{h,1}$	=	Hydraulic diameter ระหว่าง D_3 และ D_2 (mm)
$D_{h,2}$	=	Hydraulic diameter ระหว่าง D_7 และ D_6 (mm)
$D_{h,3}$	=	Hydraulic diameter ระหว่าง D_9 และ D_8 (mm)
$D_{h,4}$	=	Hydraulic diameter ระหว่าง D_5 และ D_4 (mm)
d	=	ระยะห่างระหว่าง porous burner กับ porous emitter (mm)
FR	=	Firing rate
f_1	=	Friction factor เมื่ออากาศไหลในท่อ $D_{h,1}$
f_2	=	Friction factor เมื่ออากาศไหลในท่อ $D_{h,2}$
f_3	=	Friction factor เมื่ออากาศไหลในท่อ $D_{h,3}$

- f_4 = Friction factor เมื่ออากาศไหลในท่อ $D_{h,4}$
- $H_{l,1}$ = Major losses เมื่ออากาศไหลผ่านท่อ $D_{h,1}$ (m/s)²
- $H_{l,2}$ = Major losses เมื่ออากาศไหลผ่านท่อ $D_{h,2}$ (m/s)²
- $H_{l,3}$ = Major losses เมื่ออากาศไหลผ่านท่อ $D_{h,3}$ (m/s)²
- $H_{l,4}$ = Major losses เมื่ออากาศไหลผ่านท่อ $D_{h,4}$ (m/s)²
- $H_{lm,1}$ = Minor losses เมื่ออากาศไหลวกกลับภายใน PB (m/s)²
- $H_{lm,2}$ = Minor losses เมื่ออากาศไหลวกกลับจาก PB ไปยัง PB socket (m/s)²
- $H_{lm,3}$ = Minor losses เมื่ออากาศไหลวกกลับภายใน Combustor block (m/s)²
- $H_{lm,4}$ = Minor losses เมื่ออากาศไหลวกกลับจาก Combustor block ไปยังห้องเผาไหม้ (m/s)²
- $H_{lm,5}$ = Minor losses เนื่องจากการขยายพื้นที่หน้าตัดภายใน PB (m/s)²
- $H_{lm,6}$ = Minor losses เนื่องจากการขยายพื้นที่หน้าตัดภายใน PB ไปยัง PB socket (m/s)²
- $H_{lm,7}$ = Minor losses เนื่องจากการลดพื้นที่หน้าตัดภายใน Combustor block (m/s)²
- $H_{lm,8}$ = Minor losses เนื่องจากการลดพื้นที่หน้าตัดภายใน Combustor block ไปยังห้องเผาไหม้ (m/s)²
- $H_{V,1}$ = การเปลี่ยนแปลง Velocity head ระหว่าง PB กับ PB socket (m/s)²
- $H_{V,2}$ = การเปลี่ยนแปลง Velocity head ระหว่าง Combustor block กับห้องเผาไหม้ (m/s)²
- h_{PB} = Heat transfer coefficient ระหว่างอากาศกับผิวท่อของ PB ชั้นใน (W/m²·K)
- h_{com} = Heat transfer coefficient ระหว่างอากาศกับผิวท่อ Combustor block ชั้นใน (W/m²·K)
- K = Kelvin
- K_{e1} = Expansion loss coefficient ที่เปลี่ยนขนาดพื้นที่หน้าตัดจาก $D_{h,1}$ ไป $D_{h,2}$
- K_{e2} = Expansion loss coefficient ที่เปลี่ยนขนาดพื้นที่หน้าตัดจาก $D_{h,2}$ ไป $D_{h,3}$
- K_{c1} = Contraction loss coefficient ที่เปลี่ยนขนาดพื้นที่หน้าตัดจาก $D_{h,3}$ ไป $D_{h,4}$
- K_{c1} = Contraction loss coefficient ที่เปลี่ยนขนาดพื้นที่หน้าตัดจาก $D_{h,4}$ ไป $D_{h,10}$
- k_{ss} = ค่าการนำความร้อนของท่อสแตนเลส (W/m·K)
- k_a = ค่าการนำความร้อนของอากาศ (W/m·K)
- L_1 = ความยาวของท่อที่อากาศสัมผัสผนังท่อ PB ชั้นใน (mm)
- L_2 = ความยาวของท่อตั้งแต่จุดที่อากาศเริ่มวกกลับที่หัวเผาวัสดุพูนถึงทางออกของ PB socket (mm)

- L_3 = ความยาวของท่อที่อากาศไหลเข้ามาใน Combustor block ชั้นนอก จนถึงจุดววกกลับ (mm)
- L_4 = ความยาวของท่อตั้งแต่จุดที่อากาศเริ่มววกกลับ ถึงทางออกของ Combustor block (mm)
- $\left(\frac{L}{D}\right)_{U\text{-turn}}$ = ความยาวเสมือนของท่อววกกลับ
- m = รากที่สองของอัตราส่วนระหว่างผลคูณของ h_{PB} กับ p ส่วนด้วยผลคูณของ k_{ss} กับ A_c
- m_a = มวลของอากาศ (kg)
- m_f = มวลของเชื้อเพลิง (kg)
- \dot{m}_a = อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ (kg/s)
- \dot{m}_f = อัตราการไหลเชิงมวลของเชื้อเพลิง (kg/s)
- O_2 = Oxygen
- N_2 = Nitrogen
- NO_x = Oxide of Nitrogen
- Nu_{PB} = Nusselt number ระหว่างอากาศกับผิวท่อของ PB ชั้นใน
- Nu_{com} = Nusselt number ระหว่างอากาศกับผิวท่อ Combustor block ชั้นใน
- p = เส้นรอบวงด้านนอกของท่อ PB ชั้นใน (m)
- Pr = Prandtl number
- \dot{Q}_a = ปริมาณความร้อนที่อากาศรับจากผนังของท่อ PB (W)
- \dot{Q}_r = ปริมาณความร้อนที่ผนังท่อ PB รับมาจากการแผ่รังสีจากวัสดุพูนตัวแผ่รังสี (W)
- \dot{Q}_{fin} = ปริมาณความร้อนที่ Fin สามารถระบายความร้อนได้ (W)
- $\dot{Q}_{fin, max}$ = ปริมาณความร้อนสูงสุดที่ Fin สามารถระบายความร้อนได้ (W)
- $\dot{Q}_{cond, x}$ = ปริมาณความร้อนเนื่องจากการนำความร้อนที่ผนัง PB ชั้นใน ที่ระยะ x (W)
- $\dot{Q}_{cond, x+\Delta x}$ = ปริมาณความร้อนเนื่องจากการนำความร้อนที่ผนัง PB ชั้นใน ที่ระยะ $x + \Delta x$ (W)
- \dot{Q}_{conv} = ปริมาณความร้อนเนื่องจากการพาความร้อนที่ผิวของผนัง PB ชั้นในที่ Element เล็กๆ (W)
- \dot{q}_s = Net radiative heat flux (W/m^2)
- Re_1 = Reynolds number ของอากาศที่ไหลในท่อ $D_{h,1}$
- Re_2 = Reynolds number ของอากาศที่ไหลในท่อ $D_{h,2}$
- Re_3 = Reynolds number ของอากาศที่ไหลในท่อ $D_{h,3}$

Re_4	=	Reynolds number ของอากาศที่ไหลในท่อ $D_{h,4}$
T	=	อุณหภูมิของผนังท่อ PB ชั้นในระหว่างระยะ x และ $x + \Delta x$ ($^{\circ}C$)
T_a	=	อุณหภูมิของอากาศที่สัมผัสกับผิวท่อด้านนอกของ PB ชั้นในระหว่างระยะ x และ $x + \Delta x$ ($^{\circ}C$)
$T_{ai, PB}$	=	อุณหภูมิของอากาศที่ไหลเข้ามา PB ($^{\circ}C$)
$T_{ao, PB}$	=	อุณหภูมิของอากาศที่ออกจาก PB ($^{\circ}C$)
T_b	=	อุณหภูมิที่ปลายของท่อ PB ด้านที่ติดกับวัสดุพอร์ซันตัวแผ่รังสีความร้อน ($^{\circ}C$)
T_{ap}	=	อุณหภูมิอุณหอากาศ ($^{\circ}C$)
T_s	=	อุณหภูมิเฉลี่ยที่ผนังด้านนอกของ Combustor block ($^{\circ}C$)
T'_6	=	อุณหภูมิตำแหน่งที่ 6 ที่ได้จากการทดลองของ พีรพงษ์ โดขลิบ ($^{\circ}C$)
T'_8	=	อุณหภูมิตำแหน่งที่ 8 ที่ได้จากการทดลองของ พีรพงษ์ โดขลิบ ($^{\circ}C$)
T_{∞}	=	อุณหภูมิเฉลี่ยของอากาศที่ไหลสัมผัสกับผนังท่อด้านนอกของ PB ชั้นใน ($^{\circ}C$)
V_1	=	ความเร็วเฉลี่ยของอากาศที่ไหลในท่อ $D_{h,1}$ (m/s)
V_2	=	ความเร็วเฉลี่ยของอากาศที่ไหลในท่อ $D_{h,2}$ (m/s)
V_3	=	ความเร็วเฉลี่ยของอากาศที่ไหลในท่อ $D_{h,3}$ (m/s)
V_4	=	ความเร็วเฉลี่ยของอากาศที่ไหลในท่อ $D_{h,4}$ (m/s)
V_5	=	ความเร็วเฉลี่ยของอากาศที่ไหลเข้าไปยังห้องเผาไหม้ (m/s)
x	=	ตำแหน่งใดๆบนผิวท่อของ PB ชั้นใน (mm)
X_{PB}	=	ระยะช่องว่างระหว่าง PB และ PE ซึ่งทำหน้าที่เป็นห้องผสม (mm)
ΔP_1	=	ปริมาณความดันที่สูญเสียที่อากาศไหลตั้งแต่เริ่มเข้า PB จนกระทั่งออกจาก PB socket (Pa)
ΔP_2	=	ปริมาณ ความดัน ที่ สูญเสีย ที่ อากาศไหล ตั้งแต่ เริ่ม เข้า Combustor block จนกระทั่งเข้าไปยังห้องเผาไหม้ (Pa)
ΔP_{total}	=	ปริมาณความดันที่สูญเสียสุทธิที่อากาศไหลตั้งแต่เริ่มเข้า PB จนกระทั่งออกจาก PB socket (Pa)
$\Delta \dot{Q}_{cond}$	=	ปริมาณความร้อนที่เปลี่ยนแปลงเนื่องจากการนำความร้อนระหว่างระยะ x และ $x + \Delta x$ (W)
Δx	=	ความยาวเล็กๆของท่อ PB ชั้นใน (mm)
α	=	อุณหภูมิที่แตกต่างระหว่างอากาศกับผนังท่อของ PB ชั้นในที่ระยะ x ใดๆ ($^{\circ}C$)
η_{fin}	=	Fin efficiency
η_{pre}	=	ประสิทธิภาพความร้อนที่ใช้ในการอุ่นเชื้อเพลิงจากการแผ่รังสีความร้อนของ PE
ρ	=	ความหนาแน่นของอากาศ (kg/m^3)

θ	=	มุมของหัวเผา (Degree)
Φ	=	อัตราส่วนสมมูล (Equivalence ratio)
$^{\circ}\text{C}$	=	Degree of Celcius

สัญลักษณ์กำกับล่าง (Subscript)

PB	=	Porous burner
stoi	=	Stoichiometry
act	=	Actual
ss	=	Stainless steel
a	=	Air
f	=	Fuel
cond	=	Conduction
conv	=	Convection
r	=	Radiation
b	=	Base
p	=	Preheated
ai	=	Inlet air
ao	=	Outlet air

ประมวลศัพท์และคำย่อ

CB	=	Combustor block
cm	=	Centimeter
kW	=	Kilowatt
LHV	=	Lower heating value
LPG	=	Liquefied petroleum gas
lpm	=	Litre per minute
mm	=	Millimeter
PB	=	Porous Burner
PE	=	Porous Emitter
ppcm	=	Pore per centimeter
ppm	=	Part per million
μm	=	Micrometer

บทที่ 1 บทนำ

1.1 ความสำคัญและที่มาของงานวิจัย

ในปัจจุบันหัวเผาวัสดุพรุน (Porous burner) กำลังได้รับความสนใจและมีการพัฒนาอย่างต่อเนื่อง โดยห้องปฏิบัติการหลายแห่งทั่วโลก ซึ่งสามารถพิสูจน์ได้จากจำนวนงานวิจัยที่ถูกตีพิมพ์มากมาย [1, 3-15, 17] นอกจากนี้ยังพบว่ามีการนำไปประยุกต์ใช้ในภาคอุตสาหกรรมและครัวเรือนอย่างกว้างขวาง ทั้งนี้เนื่องจากหัวเผาที่ประกอบด้วยวัสดุพรุนซึ่งมีข้อดีคืออัตราส่วนพื้นที่ผิวต่อปริมาตรที่สูง ซึ่งช่วยส่งเสริมการถ่ายเทความร้อนและการหมุนเวียนความร้อนภายในระบบ ส่งผลให้เกิดการเผาไหม้แบบ Excess enthalpy [2] ซึ่งให้อุณหภูมิการเผาไหม้ที่สูงกว่าอุณหภูมิการเผาไหม้ทางทฤษฎี (Adiabatic flame temperature) และยิ่งไปกว่านั้นยังให้การปลดปล่อย CO และ NO_x ที่ลดลง เนื่องจากการที่วัสดุพรุนช่วยทำให้เกิดการกระจายตัวกว้างขึ้นของการเผาไหม้ประกบกับการหมุนเวียนความร้อนทำให้อุณหภูมิการเผาไหม้สูงเพียงพอส่งผลให้ CO มีเวลาทำปฏิกิริยากับออกซิเจนกลายเป็น CO₂ มากขึ้น และจากการที่อุณหภูมิการสูงสูงของการเผาไหม้ลดลงเนื่องจากการกระจายตัวของอุณหภูมิการเผาไหม้ประกบกับการที่วัสดุพรุนดูดซับความร้อนจากไอเสียและแผ่รังสีไปให้กับสิ่งแวดล้อมอย่างรวดเร็ว จึงส่งผลให้ NO_x ที่เกิดจาก Thermal NO_x ลดลง จากข้อดีดังกล่าวจึงมีการนำเอาเทคนิคการเผาไหม้ชนิดนี้มาประยุกต์ใช้กับเชื้อเพลิงทั้งที่เป็นแก๊ส เชื้อเพลิงเหลว และเชื้อเพลิงผสม โดยที่งานวิจัยในช่วงแรกซึ่งเกิดขึ้นประมาณปลายทศวรรษที่ 80 ซึ่งมีเป็นการนำเอาหัวเผาวัสดุพรุนมาใช้ร่วมกับเชื้อเพลิงแก๊สจากนั้นหลังจากที่ประสบความสำเร็จเป็นอย่างดีกับเชื้อเพลิงแก๊สแล้ว จึงมีการนำเอามาพัฒนาใช้งานร่วมกับเชื้อเพลิงเหลว [3-10, 12-14] ซึ่งในช่วงแรกๆนั้นต้องอาศัยการสเปรย์เชื้อเพลิงเหลวด้วยความดันที่สูงช่วยในการแตกตัวเป็นฝอยละอองส่งเสริมความสามารถของการระเหย [3, 4] ซึ่งจำเป็นต้องมีห้องเผาไหม้ขนาดใหญ่เพื่อรองรับการฟุ้งกระจายของเชื้อเพลิง และจำเป็นต้องมีอุณหภูมิที่สูงตลอดทั้งห้องเผาไหม้ ซึ่งเป็นเหตุผลให้มีการพัฒนาต่อมาจนกระทั่งสามารถทำให้เชื้อเพลิงเหลวระเหยได้อย่างดีโดยไม่ต้องใช้การสเปรย์ [5] โดยการนำเอาคุณลักษณะเด่นของวัสดุพรุนมาช่วยส่งเสริมการถ่ายเทความร้อนจากแก๊สไอเสียร้อนไปยังเชื้อเพลิงเหลวเพื่อช่วยส่งเสริมการระเหยและการเผาไหม้ทำให้ได้หัวเผาขนาดเล็กลงและไม่จำเป็นต้องใช้พลังงานในการสเปรย์ ซึ่งทางห้องปฏิบัติการเผาไหม้และเครื่องยนต์ (Combustion and Engine Research Laboratory, CERL) มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรีได้ให้ความสำคัญในการศึกษาและพัฒนาทางด้านนี้มาอย่างต่อเนื่องเป็นเวลานานกว่า 20 ปี ซึ่งในงานวิจัยล่าสุด พีรพงษ์ โขขลิบ [14] ได้ทำการพัฒนาหัวเผาสำหรับเชื้อเพลิงเหลว (Kerosene) เชื้อเพลิงแก๊ส (LPG) และเชื้อเพลิงผสม (50% LPG + 50% Kerosene โดยค่าความร้อน) โดยใช้วัสดุพรุนช่วยในการระเหยแทนการทำให้แตกตัวเป็นละอองด้วย

การสเปรย์ ซึ่งจากงานวิจัยดังกล่าวทำให้ได้รับหัวเผาวัสดุพูนที่มีความยืดหยุ่นสูงสามารถเผาไหม้ได้ทั้งรูปแบบ Premixed และ Non-premixed อีกทั้งยังสามารถเผาไหม้เชื้อเพลิงได้สามชนิด คือ เชื้อเพลิงแก๊ส เชื้อเพลิงเหลว และเชื้อเพลิงผสม นอกจากนี้ยังพบว่าหัวเผาให้ประสิทธิภาพการแผ่รังสีที่สูง รวมทั้งมีการปลดปล่อยปริมาณมลพิษทั้ง CO และ NO_x ที่ต่ำ แต่อย่างไรก็ตามงานวิจัยที่ผ่านมาแล้วยังคงมีจุดบกพร่องที่เกิดจากปัญหาการหลอมละลายและการขยายตัวทางความร้อนซึ่งส่งผลต่อการปรับระยะ X_{PB} ซึ่งเป็นตัวแปรที่ควบคุมรูปแบบการเผาไหม้โดยตรงได้ยาก รวมทั้งปัญหาในเรื่องขนาดและความซับซ้อนของหัวเผาซึ่งส่งผลต่อการนำไปใช้งานในเชิงพาณิชย์ จึงเป็นที่มาของงานวิจัยในครั้งนี้ โดยมุ่งเน้นไปที่การแก้ปัญหาของการหลอมละลายและการขยายตัวรวมทั้งปรับปรุงในด้านความกระตืดของหัวเผาวัสดุพูนเพื่อให้เข้าใกล้เชิงพาณิชย์มากยิ่งขึ้น



รูปที่ 1.1 การหลอมละลายของหัวเผาวัสดุพูนในงานวิจัยของ พีรพงษ์ โตขลิบ [14]



รูปที่ 1.2 การขยายตัวทางความร้อนของหัวเผาวัสดุพูนในงานวิจัยของของ พีรพงษ์ โตขลิบ [14]



รูปที่ 1.3 ความซับซ้อนของหัวเผาวัสดุพรุนในงานวิจัยของ พีรพงษ์ โตขลิบ [14]

1.2 วัตถุประสงค์ของงานวิจัย

1. เพื่อพัฒนาหัวเผาวัสดุพรุน ให้สามารถปรับระยะห่างระหว่าง Porous emitter และ Porous burner (X_{PB}) ได้สะดวกยิ่งขึ้นโดยการลดอิทธิพลจากการขยายตัวเชิงความร้อน
2. เพื่อขจัดปัญหาการหลอมละลายและยืดระยะเวลาการใช้งานของชิ้นตาย Stainless ในส่วนของ Porous burner
3. เพื่อพัฒนาหัวเผาวัสดุพรุนที่ใช้กับเชื้อเพลิงผสมให้เข้าใกล้เชิงพาณิชย์โดยเพิ่มสมรรถนะการเผาไหม้ ความคงทน และความกระชับ

1.3 ประโยชน์และผลที่คาดว่าจะได้รับจากงานวิจัย

1. ได้รับหัวเผาวัสดุพรุนที่สามารถปรับระยะ X_{PB} ได้สะดวกยิ่ง ส่งผลให้สามารถเปลี่ยนแปลงเงื่อนไขการทดลองที่ระยะ X_{PB} ต่างๆ ได้สะดวกยิ่งขึ้น
2. ระยะเวลาการใช้งานของหัวเผาวัสดุพรุนยาวนานยิ่งขึ้น เนื่องจากสามารถยืดอายุการใช้งานของแต่ละองค์ประกอบในหัวเผา
3. ได้รับหัวเผาวัสดุพรุนที่ เข้าใกล้จุดที่สามารถนำไปใช้งานจริงมากยิ่งขึ้น
4. เข้าใจกลไกการเผาไหม้ของหัวเผาวัสดุพรุนชนิดที่อาศัยการหยดของเชื้อเพลิงเหลว มากยิ่งขึ้น

1.4 ขอบเขตงานวิจัย

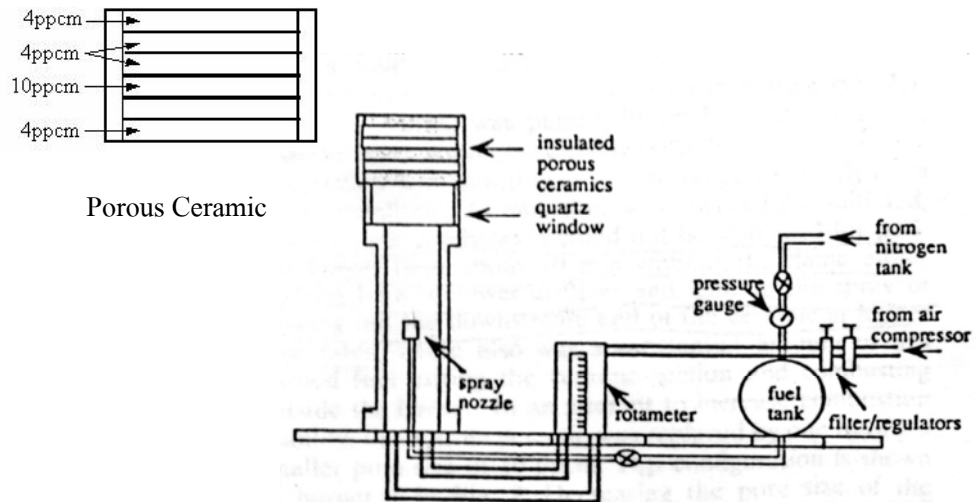
1. ออกแบบและสร้างหัวเผาวัสดุพรุนให้สามารถใช้งานได้ตามวัตถุประสงค์ของงานวิจัย
2. ทำการทดลองโดยใช้เชื้อเพลิง LPG Kerosene และ เชื้อเพลิงผสม (50% LPG + 50% Kerosene)
3. ศึกษาอิทธิพลของตัวแปรต่างๆ ที่ส่งผลกับการเผาไหม้

1.5 ขั้นตอนการดำเนินงาน

1. ศึกษาทฤษฎี และผลงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับ
2. ออกแบบ และพัฒนาหัวเผาวัสดุพูนให้สามารถทำงานได้ได้ตามวัตถุประสงค์ที่ตั้งไว้
3. ทำการทดลองซ้ำเพื่อยืนยันผลการทดลอง และขยายขอบเขตการทดลอง
4. วิเคราะห์ และสรุปผลงานวิจัย

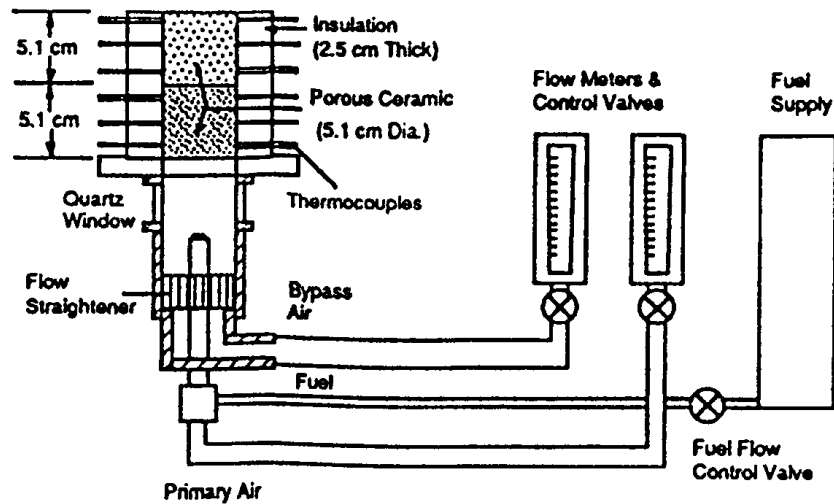
บทที่ 2 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

ที่ผ่านมาการศึกษาการเผาไหม้เชื้อเพลิงแก๊ส (Gaseous fuel) ในวัสดุพรุน (Porous medium) อย่างแพร่หลาย ซึ่งวัสดุพรุนมีคุณลักษณะเด่นคือพื้นที่ผิวต่อปริมาตรสูงส่งผลให้การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นทั้งในรูปแบบการพาความร้อน การนำความร้อนและการแผ่รังสีความร้อน การศึกษาส่วนใหญ่มุ่งเน้นไปที่การถ่ายเทความร้อน (Heat transfer) และการเผาไหม้ (Combustion) จนทำให้เกิดความเข้าใจว่าการเผาไหม้เชื้อเพลิงแก๊สภายในวัสดุพรุนนั้นมีข้อได้เปรียบหลายอย่างเมื่อเทียบกับการเผาไหม้แบบเปิด (Free flame) ทั้งนี้เนื่องจากการเผาไหม้ในวัสดุพรุนมีการหมุนเวียนความร้อนภายในตัวเองจากทางด้านท้ายน้ำ (Downstream) ไปยังต้นน้ำ (Upstream) ทำให้เกิดการเผาไหม้ที่มีการหมุนเวียนความร้อน (Heat recirculating combustion) ซึ่งช่วยส่งเสริมสมรรถนะการเผาไหม้ทั้งในส่วนของอุณหภูมิการเผาไหม้ที่สูงกว่าทางทฤษฎี (Super adiabatic flame temperature) [2] และในด้านมลภาวะที่ลดลงทั้ง HC, CO และ NO_x และจากการที่อัตราการเกิดปฏิกิริยาการเผาไหม้เพิ่มขึ้นรวมทั้งความเข้มของการเผาไหม้ (Combustion intensity) สูง ทำให้ขนาดห้องเผาไหม้ที่ต้องการมีขนาดเล็กลง นอกจากนี้ยังพบว่าความเข้มของการแผ่รังสีมีค่าสูงซึ่งส่งผลให้อุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้กระจายตัวอย่างสม่ำเสมอตลอดห้องเผาไหม้ ทำให้สามารถขยายขอบเขตการติดไฟ (Flammability Limits) ไปทางสภาวะไอดีบาง (Lean) ได้มากขึ้น หรือสามารถเผาไหม้เชื้อเพลิงที่มีค่าความร้อนต่ำซึ่งไม่สามารถเผาไหม้แบบปกติได้ จากแนวคิดและข้อดีของการเผาไหม้เชื้อเพลิงแก๊สภายในวัสดุพรุน นำมาซึ่งการนำเอาวัสดุพรุนไปประยุกต์ใช้กับเชื้อเพลิงเหลว ซึ่งการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวโดยทั่วไปนั้นจำเป็นต้องใช้หัวฉีดความดันสูงเพื่อทำให้เชื้อเพลิงเหลวแตกตัวเป็นฝอยละอองซึ่งเป็นการเพิ่มพื้นที่ผิวในการถ่ายเทความร้อนสู่ละอองเชื้อเพลิง ส่งผลให้ความสามารถในการระเหยกลายเป็นไอเพิ่มขึ้นรวมทั้งทำให้ส่วนผสมระหว่างเชื้อเพลิงและอากาศดีขึ้น การเผาไหม้ดังกล่าวนี้ต้องการห้องเผาไหม้ในลักษณะเปิด (Free flame) ห้องเผาไหม้จึงจำเป็นต้องมีขนาดใหญ่เพื่อรองรับการฟุ้งกระจายของละอองเชื้อเพลิง รวมทั้งอุณหภูมิต้องสูงตลอดห้องเผาไหม้เพื่อให้แน่ใจว่าละอองเชื้อเพลิงสามารถระเหยได้หมด การเผาไหม้ในลักษณะนี้ส่งผลให้ความเข้มของการเผาไหม้ (Combustion intensity) ต่ำ ขนาดห้องเผาไหม้ใหญ่ ความมีเสถียรภาพของการเผาไหม้ขึ้นกับลักษณะการไหลของแก๊สร้อนภายในเป็นหลัก ซึ่งเป็นสิ่งที่เราไม่ต้องการทั้งสิ้น

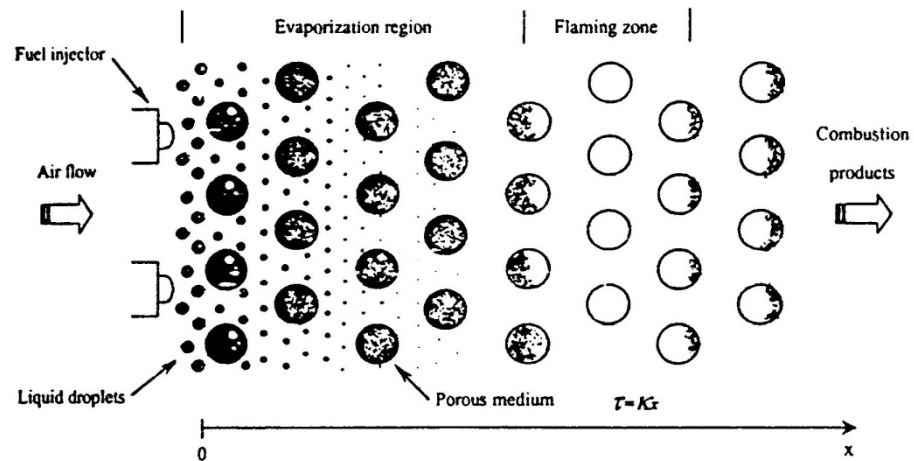


รูปที่ 2.1 อุปกรณ์การทดลองของ Kaplan และ Hall [3]

Kaplan และ Hall [3] ได้ประสบความสำเร็จเบื้องต้นในการประยุกต์ใช้วัสดุพอร์นกับการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลว (Liquid Fuel) เพื่อแก้ไขปัญหาดังกล่าว โดยใช้เชื้อเพลิง n-heptane สเปรย์เข้าไปในห้องเผาไหม้ด้วยหัวฉีดความดันสูงด้วยอัตราการไหลของเชื้อเพลิงคงที่ 0.025 lpm ซึ่งจะทำให้ได้ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของฝอยละอองเชื้อเพลิง 50-100 μm โดยที่ภายในห้องเผาไหม้ประกอบด้วยวัสดุพอร์นเซรามิก (Magnesia stabilized zirconia) ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางขนาด 10 cm หนา 2.5 cm จัดเรียงเป็นชั้น ขนาดของวัสดุพอร์นมี 2 ขนาดคือ 4 ppcm และ 10 ppcm ลักษณะการจัดเรียงดังแสดงในรูปที่ 2.1 โดยที่เชื้อเพลิงที่ถูกสเปรย์เข้าไปทางด้านล่างวัสดุพอร์นแผ่นล่าง (4 ppcm) ซึ่งทำหน้าที่เป็น Mixing ceramic ช่วยในการทำให้เกิด Pre-Vaporization ของละอองเชื้อเพลิง n-heptane ผสมคลุกเคล้ากับอากาศก่อนเผาไหม้ในวัสดุพอร์น 4 แผ่นด้านบน ซึ่งพบว่าการจัดเรียงแบบ 4-10-4-4-10 ppcm ให้เปลวไฟที่มีเสถียรภาพ (Stable flame) การเผาไหม้ค่อนข้างสมบูรณ์ และให้ปริมาณมลพิษ (แก้ไขค่ามาที่ 3% O_2) ที่ต่ำโดยที่ CO อยู่ในช่วง 3-7 ppm และ NO_x อยู่ในช่วง 15-20 ppm ในช่วงของอัตราส่วนสมมูล (Equivalent ratio, Φ) เท่ากับ 0.57-0.67 อย่างไรก็ตามการทำงานของหัวเผานี้ยังต้องการองค์ประกอบที่เหมาะสมหลายอย่างได้แก่ ต้องใช้หัวฉีดความดันสูง ชนิดของวัสดุพอร์น ลักษณะการจัดเรียงวัสดุพอร์น และระยะทางการสเปรย์เพื่อให้ได้ซึ่งผลการทำงานดังกล่าว ซึ่งเป็นการยากต่อการนำไปใช้งานจริง



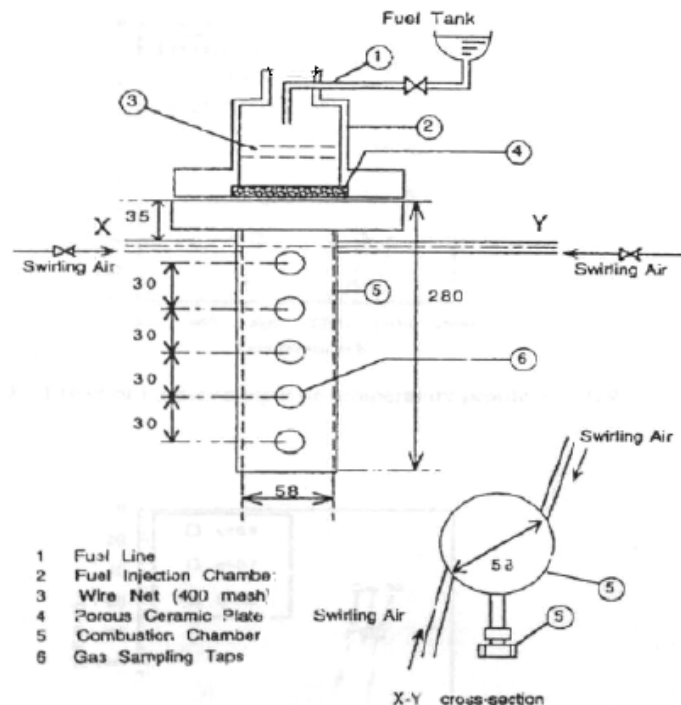
รูปที่ 2.2 อุปกรณ์การทดลองของ Tseng และ Howell [4]



รูปที่ 2.3 แนวคิดการเผาไหม้ละอองเชื้อเพลิงเหลวในวัสดุพอร์นของ Tseng และ Howell [4]

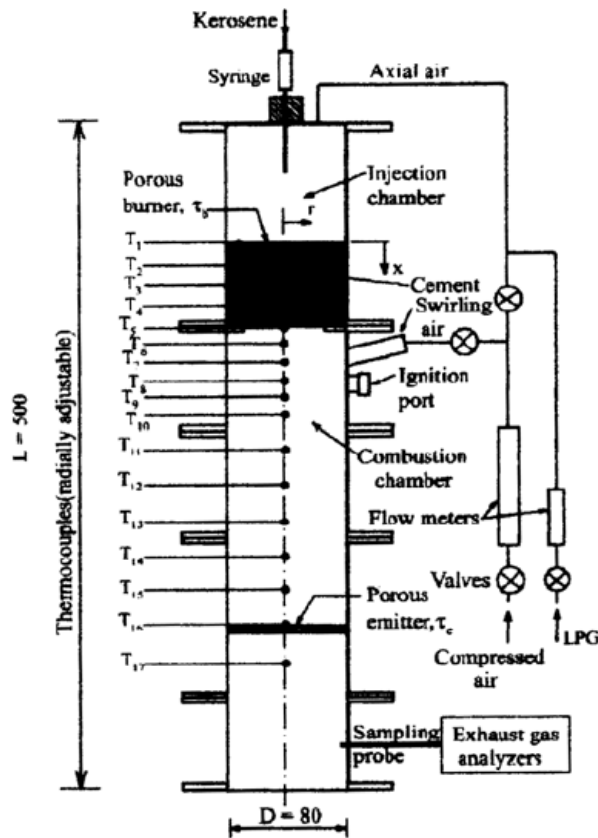
Tseng และ Howell [4] ได้ทำการศึกษาการเผาไหม้ละอองเชื้อเพลิงเหลว Heptane ภายในวัสดุพอร์นทั้งการทดลองและแบบจำลองคณิตศาสตร์ โดยอุปกรณ์การทดลองมีลักษณะคล้ายกับ Kaplan [3] ดังแสดงในรูปที่ 2.2 ในการทดลองนั้นเชื้อเพลิงเหลว Heptane ถูกฉีดด้วยความดัน 60-90 psig ซึ่งให้ขนาดละอองเฉลี่ยประมาณ $10 \mu\text{m}$ จากการทดลองนั้นพบว่าเปลวไฟมีเสถียรภาพและให้การเผาไหม้ที่ค่อนข้างสมบูรณ์ นอกจากนี้ยังพบว่าสามารถเผาไหม้ได้ในช่วง Φ ต่ำสุดถึง 0.3 โดยที่ปริมาณมลภาวะในไอเสียมีค่าใกล้เคียงกับการทดลองของ Kaplan [5] และในส่วนของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ก็ให้ผลที่สอดคล้องกับการทดลองเป็นอย่างดี ซึ่งแนวคิดเกี่ยวกับการเผาไหม้ละอองน้ำมันเชื้อเพลิงเหลวแสดงในรูปที่ 2.3

จากการศึกษาพบว่าขนาดของฝอยละออง Heptane ที่มีขนาดเล็กกว่า $25 \mu\text{m}$ นั้นสามารถที่จะระเหยได้หมดใน วัสดุพอร์ซันที่มีความหนา 30 mm (Evaporation region) ทั้งนี้เนื่องมาจากอิทธิพลในการหมุนเวียนความร้อน โดยการชนหรือสัมผัสกันโดยตรงของน้ำมันเชื้อเพลิง และวัสดุพอร์ซันที่ร้อนอันเนื่องมาจากการดูดซับรังสีความร้อนจากวัสดุพอร์ซันในบริเวณการเผาไหม้ (Flaming zone) ประกอบกับการดูดซับรังสีความร้อนที่แผ่ออกมาจากวัสดุพอร์ซันร้อนของไอระเหยของน้ำมันเชื้อเพลิงเอง ช่วยเร่งให้อัตราการระเหยของละอองน้ำมันเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้น จากนั้นจึงเคลื่อนที่ต่อไปยังบริเวณการเผาไหม้ (Flame zone) โดยที่ไอของ Heptane ที่ผสมคลุกเคล้ากับอากาศมาเป็นอย่างดีแล้ว จะเกิดการเผาไหม้ในบริเวณการเผาไหม้ในบริเวณนี้ ด้วยเหตุผลเหล่านี้จึงทำให้ได้ทั้งอัตราการระเหยของละอองน้ำมันที่สูงซึ่งเป็นผลมาจากการอุ่นอากาศก่อนการเผาไหม้ให้มีอุณหภูมิสูงขึ้นอย่างมีประสิทธิภาพ จากเหตุผลดังกล่าวจะเห็นได้ว่ามีความเป็นไปได้สูงที่จะนำเอาเทคโนโลยีของวัสดุพอร์ซัน (Porous medium technology) ไปประยุกต์ใช้ในการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวเฉกเช่นเดียวกับเชื้อเพลิงแก๊ส ซึ่งประสบผลสำเร็จมาแล้วเป็นอย่างดีอย่างไรก็ตามการเผาไหม้ของฝอยละอองในลักษณะสเปรย์ดังกล่าว ยังมีจุดอ่อนคือต้องใช้หัวฉีดความดันสูงเพื่อการแตกตัวเป็นฝอย และใช้ห้องเผาไหม้ที่มีปริมาตรมาก เนื่องจากต้องรองรับการฟุ้งกระจายของฝอยละอองสเปรย์ ทำให้ค่าความเข้มของการเผาไหม้ (Combustion intensity) มีค่าต่ำ เพื่อเป็นการแก้ปัญหานี้ จึงมีผู้เสนอเทคนิคการเผาไหม้แบบใหม่



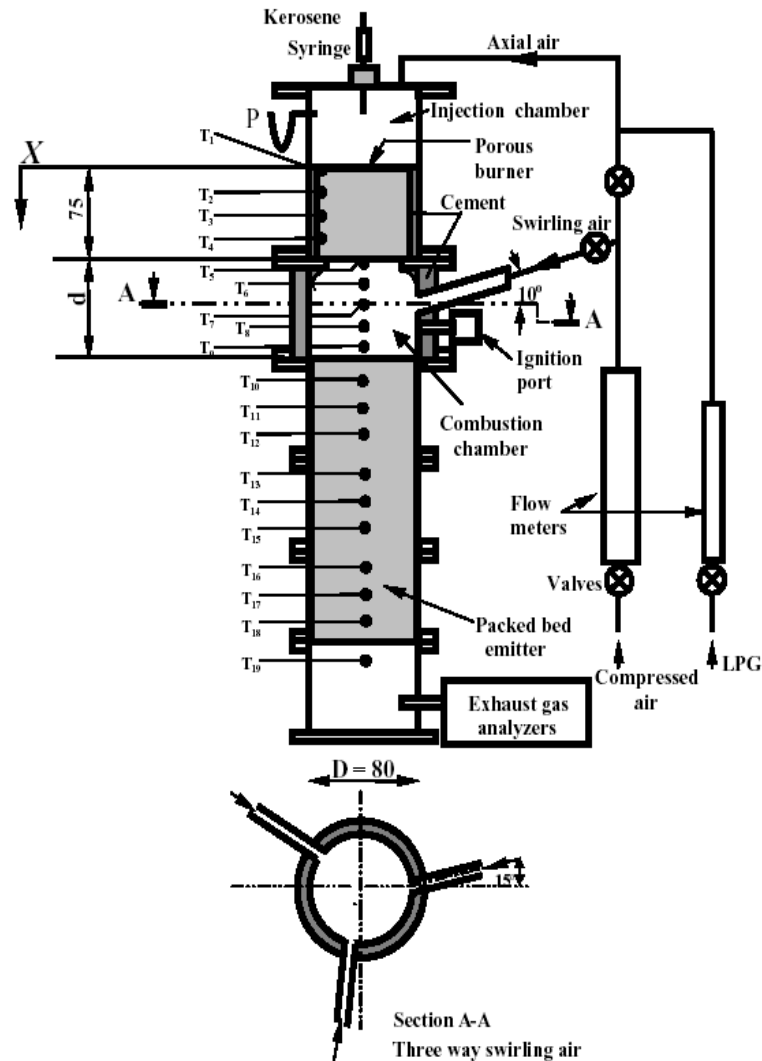
รูปที่ 2.4 อุปกรณ์การทดลองของ Takami และคณะ [5]

Takami และคณะ [5] ได้ประสบความสำเร็จในการใช้หัวเผาวัสดุพอร์ซันดั่งรูปที่ 2.4 โดยที่วัสดุพอร์ซันซึ่งทำจากเซรามิกหนา 5 mm เผาเชื้อเพลิงเหลว Kerosene ได้อย่างมีประสิทธิภาพ โดยในการทดลอง Kerosene จะถูกหยดแทนการสเปรย์ลงบนวัสดุพอร์ซันรูปทรงระบอบกลุม (Porous ceramic plate) ซึ่งถูกติดตั้งอยู่ในห้องเผาไหม้รูปทรงระบอบ โดยที่วัสดุพอร์ซันทำหน้าที่เป็นทั้ง Vaporizer และ Burner ในตัวเดียวกัน หยดของเชื้อเพลิง Kerosene จะระเหยได้หมดภายในวัสดุพอร์ซัน เนื่องจากคุณสมบัติเด่นของวัสดุพอร์ซันคือมีพื้นที่ผิวต่อปริมาตรสูงทำให้การดูดซับพลังงานความร้อนจากการแผ่รังสีจากเปลวไฟ (Flame radiation) ส่งผลให้อุณหภูมิสูงและสามารถระเหยเชื้อเพลิงได้เป็นอย่างดี ซึ่งการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นบริเวณใกล้เคียงกับผิวล่างของวัสดุพอร์ซัน ไอของเชื้อเพลิง Kerosene จะถูกผสมคลุกเคล้าอย่างดีด้วยอากาศที่ถูกจ่ายเข้ามาจากด้านข้างของห้องเผาไหม้แบบหมุนวน (Swirling air) ทำให้การเผาไหม้เป็นไปในลักษณะของการเผาไหม้แบบหมุนวน (Swirl combustion) โดยที่ให้อุณหภูมิสูงสุดของการเผาไหม้มีค่าประมาณ 1600 K และให้ปริมาณความร้อนที่ปลดปล่อยจากการเผาไหม้มีค่าสูงสุดถึง 3900 kW/m² และนอกจากนี้ยังพบว่า การเผาไหม้ให้เปลวไฟที่มีเสถียรภาพ และมีขอบเขตการติดไฟ (Flammability limits) ที่กว้าง โดยที่สามารถเผาไหม้ได้ในช่วง Φ ตั้งแต่ 0.1-1 ให้ค่า Turn down ratio สูงสุดประมาณ 5.8 และ NO_x และ CO มีปริมาณต่ำ ซึ่งจากการทดลองของ Takami และคณะ [5] นั้น ได้วิเคราะห์ ค่า Φ และ อัตราการป้อนเชื้อเพลิง (Thermal input) ที่มีผลต่อโครงสร้างของอุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้ อย่างไรก็ตามวิจัยของในครั้งนี้มีได้ทำการวัดอุณหภูมิในชั้นของวัสดุพอร์ซันซึ่งเป็นตัวบ่งบอกถึงกลไกการระเหยเชื้อเพลิงที่เกิดขึ้นได้



รูปที่ 2.5 อุปกรณ์การทดลอง Jugjai และคณะ [6]

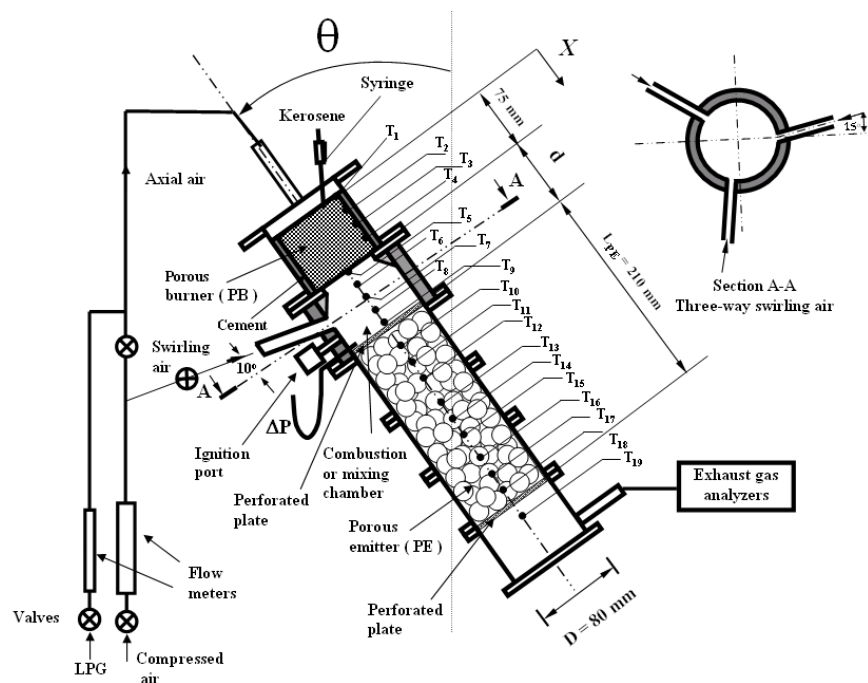
Jugjai และคณะ [6] ได้ทำการวิจัยและพัฒนาเตาเผา ที่มีลักษณะคล้ายกับเตาของ Takami และคณะ [5] โดยมีความแตกต่างอยู่ที่ในส่วนของวัสดุพอร์นในหัวเผา (Porous burner, PB) ซึ่งในงานวิจัยในครั้งนี้ ใช้ตาข่ายสแตนเลสเป็นวัสดุพอร์นแทนในส่วนของ Porous ceramic plate รวมทั้งยังมีการวัดอุณหภูมิใน PB ที่เพื่อทราบถึงกลไกการระเหยที่เกิดขึ้นดังแสดงในรูปที่ 2.5 ผลการทดลองพบว่าการระเหยสามารถเกิดได้อย่างสมบูรณ์ในชั้นวัสดุพอร์นแบบตาข่ายสแตนเลสในผลการทดลองพบว่าการระเหยสามารถเกิดได้อย่างสมบูรณ์ในชั้นวัสดุพอร์นแบบตาข่ายสแตนเลสใน PB การเผาไหม้ที่เกิดขึ้นมีเสถียรภาพดี ในช่วงค่า Equivalence ratio ตั้งแต่ 0.37-0.5 แต่เมื่อสังเกตลักษณะของเปลวไฟ พบว่ามีลักษณะเป็นวงกลมคล้ายวงโดนัท ตามทิศทางของ Swirling air ขณะที่ตรงกลางของวงโดนัทจะมีสีคล้ำซึ่งเกิดจากการผสมคลุกเคล้าที่ไม่ดีของไอเชื้อเพลิงกับอากาศ Swirling air ที่ป้อนในทิศทางสัมผัสกับผนังห้องเผาไหม้วงกลม (Tangential) ซึ่งส่งผลให้เกิดการคลุกเคล้าระหว่างไอเชื้อเพลิงกับอากาศดี เฉพาะที่บริเวณขอบผนังห้องเผาไหม้เท่านั้นซึ่งจากเหตุผลนี้ อาจจะทำให้เกิดการเผาไหม้ที่ไม่ค่อยสมบูรณ์นัก และยังพบอีกว่าค่า Turn-down ratio มีค่า 1.75 ซึ่งค่อนข้างต่ำจึงเป็นปัญหาที่ต้องพัฒนาต่อ



รูปที่ 2.6 อุปกรณ์การทดลองของ Jugjai และ Polmart [7]

Jugjai และ Polmart [7] ห้องปฏิบัติการวิจัยเครื่องยนต์ และการเผาไหม้ (CERL) ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี ได้ทำการแก้ไขปัญหาคาการคลุกเคล้าระหว่างไอเชื้อเพลิงกับอากาศโดยใช้อุปกรณ์การทดลองคล้ายกับงานวิจัยของ Jugjai และคณะ [6] แต่ปรับปรุงส่วนป้อนอากาศแบบทางเดียวในแนวสัมผัสกับผนังห้องเผาไหม้มาเป็นแบบสามทาง (Three way swirling air) เชื้อจุดศูนย์กลางห้องเผาไหม้ ดังรูปที่ 2.19 พบว่าการคลุกเคล้าระหว่างไอเชื้อเพลิงกับอากาศดีขึ้น เขม่า คว้น และกลิ่นหายไป เกิดการเผาไหม้สมบูรณ์ และหัวเผาสามารถทำงานในช่วงที่กว้างมากขึ้นกว่าเดิมรวมทั้งศึกษาเชิงตัวแปร ที่ส่งผลต่อการทำงานของหัวเผาโดยติดตั้งวัสดุพ่นก้อนหิน (Packed bed emitter) ทางด้านขาออกของห้องเผาไหม้ (Downstream) เพื่อหมุนเวียนความร้อนจากไอเสียมาส่งเสริมการระเหยและการเผาไหม้ จากผลการทดลองพบว่าการ

กระจายตัวของอุณหภูมิภายในหัวเผา เมื่อมีการติดตั้งวัสดุพรุนก้อนหิน (Packed bed emitter) ทางด้านขาออกของห้องเผาไหม้ พบว่าโครงสร้างอุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้ยกตัวสูงกว่ากรณีไม่มี วัสดุพรุนก้อนหิน และบางส่วนของช่วงอุณหภูมิสูงซึ่งแสดงตำแหน่งของเปลวไฟ ลามเข้าไปในชั้นของวัสดุพรุนก้อนหิน (Packed bed emitter) การเผาไหม้ที่เกิดขึ้นนั้นมีเสถียรภาพที่ดี สามารถทำงานได้ดี แต่ยังคงพบว่ ลักษณะของเปลวไฟยังมีสีคล้ำเกิดขึ้นบริเวณตรงกลาง ภายในห้องเผาไหม้ ซึ่งแสดงให้เห็นถึงการผสมคลุกเคล้ากันที่ไม่ดีระหว่างไอเชื้อเพลิงกับอากาศ จาก Swirling Air

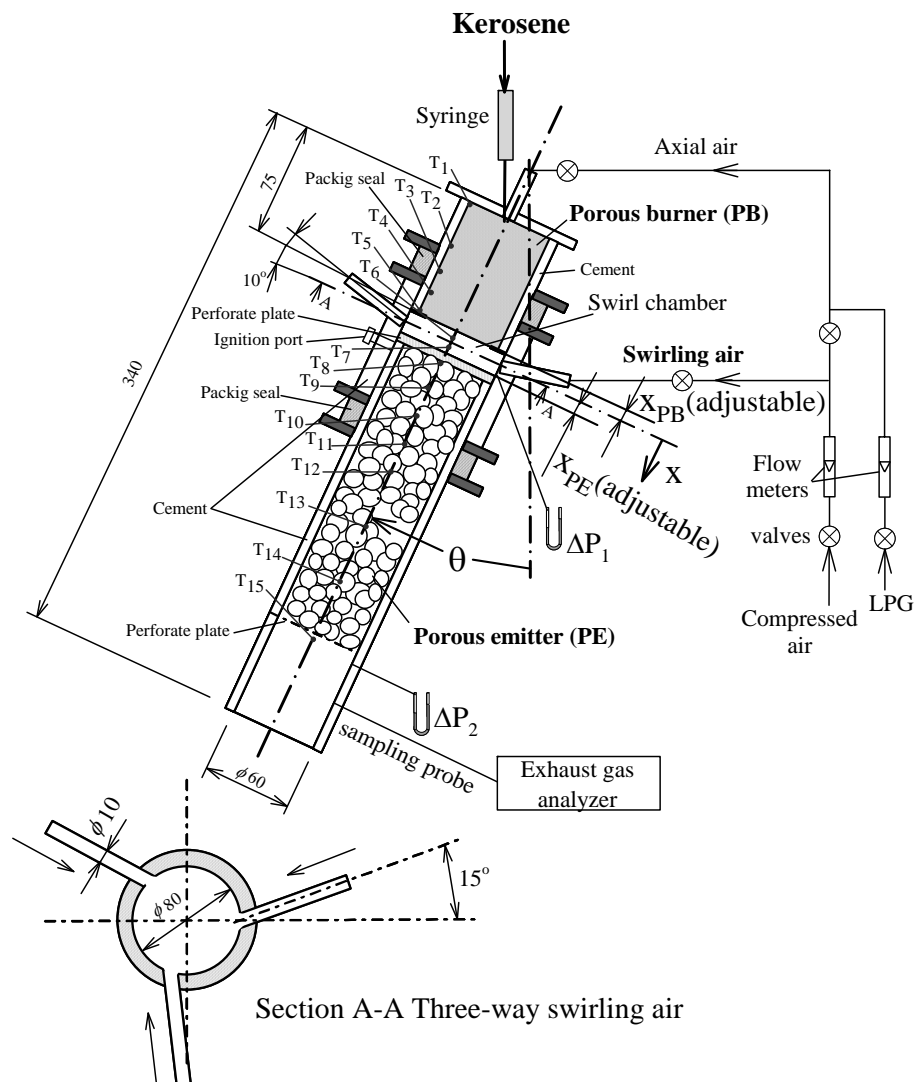


รูปที่ 2.7 อุปกรณ์การทดลองของ ชูติเดช ผ่องใส [8]

ชูติเดช ผ่องใส [8] จากห้องปฏิบัติการวิจัยเครื่องยนต์และการเผาไหม้ (Combustion and Engine Research Laboratory, CERL) ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล มจธ. ได้ทำการศึกษาอิทธิพลของมุมหัวเผา (θ) ต่อการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวโดยวัสดุพรุน เนื่องจากงานวิจัยที่ผ่านมาเน้นเฉพาะการเผาไหม้ในหัวเผาในแนวตั้งเท่านั้น มุมหัวเผาในงานวิจัยนี้ยามให้เป็นมุมระหว่างแนวศูนย์กลางของหัวเผากับแนวตั้ง ($\theta = 0^\circ$ คือลักษณะ Down-flow) อุปกรณ์การทดลองของชูติเดช ผ่องใส [8] คล้ายกับงานวิจัยของ Jugjai และ Polmart [7] โดยมีส่วนแตกต่างกันสองส่วนคือ มีการเลื่อนตำแหน่ง Syringe ป้อนน้ำมันทางด้านบนให้ชิดเข้าในส่วนบนของตาข่ายวัสดุพรุน Porous Burner ทำให้หัวเผามีขนาดกะทัดรัดขึ้นเพื่อรองรับน้ำมัน และปรับปรุงหัวเผาให้สามารถปรับมุม θ ตั้ง 0° (Down-flow) จนถึง 180° (Up-flow) โดยมีช่วงการปรับ 15° จากผลการศึกษาพบว่า θ ส่งผลอย่างมากต่อการกระจายตัวของอุณหภูมิและความดันในห้องเผาไหม้ ตลอดจนการปลดปล่อยปริมาณ CO และ NO_x เพราะผลของ

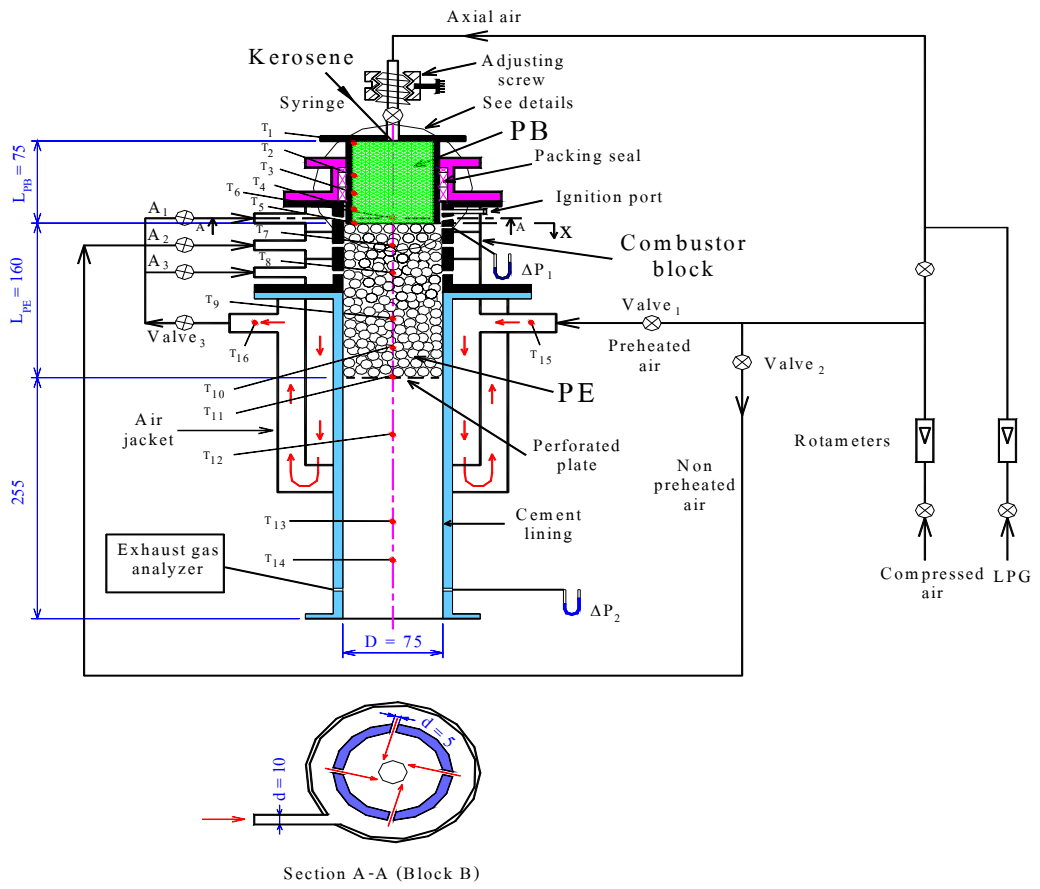
แรงลอยตัว (Buoyancy Effect) ต่อการระบายไอเสีย และผลของแรงโน้มถ่วง (Gravity Effect) ร่วมกับแรงตึงผิวต่อการกระจายตัวของน้ำมันในชั้นตาข่ายวัสดุพรุนใน PB รวมทั้งพื้นที่ในการดูดซับการแผ่รังสีเพื่อระเหย การเพิ่มความละเอียดของตาข่ายสแตนเลสใน PB ให้ละเอียดขึ้น (จาก 60, 80 เป็น 100 mesh per inch ตามลำดับ) สามารถทำให้การกระจายตัวของน้ำมันดีเซลสม่ำเสมอตลอดหน้าตัดและลดอิทธิพลของ θ ต่อการเผาไหม้ลง ทำให้หัวเผาสามารถทำงานได้ดีทุกค่า θ

จากผลงานวิจัยของ Jugjai และ Polmart [7] แสดงให้เห็นว่าตำแหน่งการติดตั้งวัสดุพรุน Porous Burner (PB) และ Porous Emitter (PE) เทียบกับตำแหน่งป้อนอากาศมีผลอย่างมากในการผลักดันให้ตำแหน่งการเผาไหม้สามารถเข้าไปเกิดในวัสดุพรุน Porous Emitter



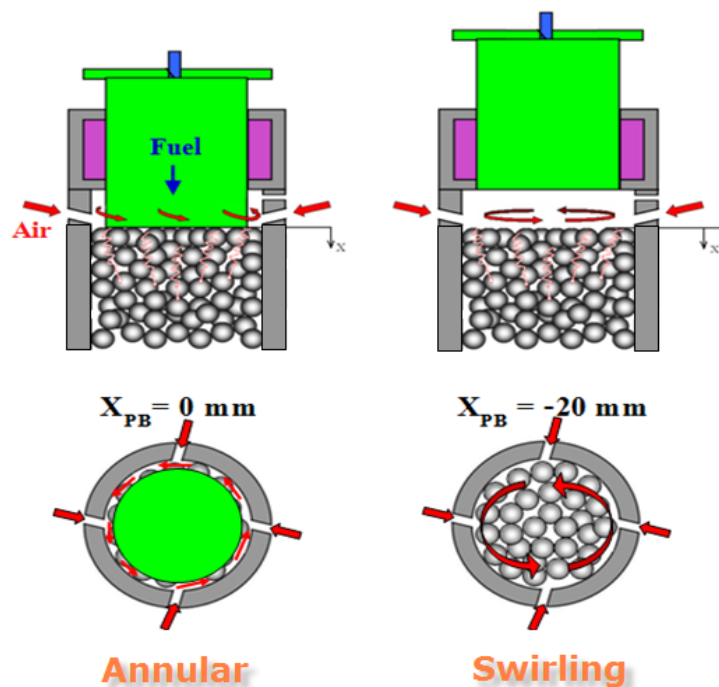
รูปที่ 2.8 อุปกรณ์การทดลองของ กิตติศักดิ์ สุวรรณวิจิตร [9]

กิตติศักดิ์ สุวรรณวิจิตร [9] ที่ห้องปฏิบัติการวิจัยเครื่องยนต์และการเผาไหม้ (Combustion and Engine Research Laboratory) ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล มจร. ได้มีความพยายามที่จะทำให้ตำแหน่งการเผาไหม้สามารถเข้าไปเกิดใน PE จึงได้ศึกษาอิทธิพลของระยะห่างของ PB และ PE (X_{PB}) โดยใช้อุปกรณ์การทดลองคล้ายกับงานของ Jugjai และ Polmart [7] ตามรูปที่ 2.8 แต่ในการวิจัยครั้งนี้ได้พยายามลดช่องว่างในหีบเผาไหม้ (X_{PB}) ลงให้เหลือน้อยที่สุดเท่าที่จะทำได้ (20 mm) เนื่องจากข้อจำกัดของระบบจ่ายอากาศ จากการทดลองพบว่า การเผาไหม้ที่เกิดขึ้นนั้นมีเสถียรภาพที่ดี ตำแหน่งเปลวไฟเลื่อนเข้าไปในวัสดุพรุน PE มากขึ้นส่งผลให้อุณหภูมิสูงสุดของการเผาไหม้เพิ่มขึ้นเนื่องจากการหมุนเวียนความร้อนในตัวเองช่วยส่งเสริมการเผาไหม้มากขึ้นส่งผลให้ CO มีแนวโน้มลดลงตามระยะ X_{PB} ที่ลดลงไป และนอกจากนี้ยังพบว่าปริมาณ NO_x ที่ปลดปล่อยมีค่าลดลงเมื่อลดระยะ X_{PB} ด้วยเช่นกัน แม้ว่าอุณหภูมิจะเพิ่มขึ้นก็ตาม ทั้งนี้เนื่องจากตำแหน่งเปลวไฟเลื่อนเข้าไปใน PE ส่งผลต่อรูปแบบการเผาไหม้ที่เปลี่ยนไปเป็นการเผาไหม้ในวัสดุพรุน (Combustion within porous medium) ความร้อนที่ได้จากการเผาไหม้ในสถานะแก๊สอุณหภูมิสูง ถูกถ่ายเทให้กับวัสดุพรุนในสถานะของแข็งอย่างทันทีทันใดดังนั้นจึงเป็นการยับยั้งการเกิด NO_x ได้ แต่อย่างไรก็ตามยังไม่สามารถทำให้ระยะ $X_{PB} = 0$ mm ได้



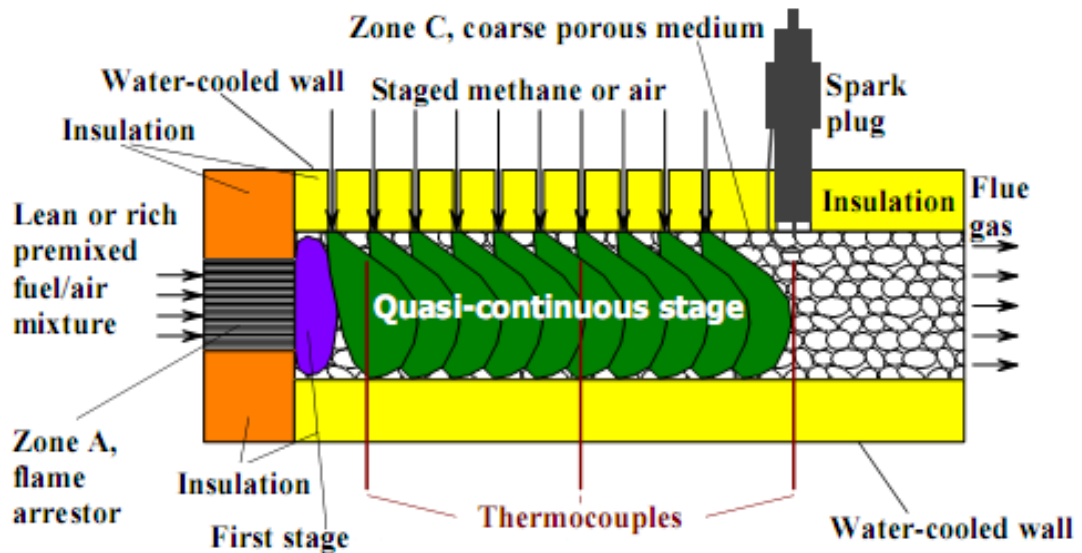
รูปที่ 2.9 อุปกรณ์การทดลองของ มกร ลักขณา [10]

มกร ลักษณะ [10] ได้ปรับปรุงการจ่ายอากาศทำให้การผสมกันระหว่างไอเชื้อเพลิงกับอากาศดีขึ้นและสามารถปรับระยะ X_{PB} ให้มีค่าเท่ากับ 0 ได้ นอกจากนี้ยังเพิ่มเติมในส่วนของการอุ่นอากาศก่อนเข้าเผาไหม้ จากการทดลองพบว่าการเผาไหม้ที่เสถียร และสามารถทำงานได้ในช่วง Equivalence ratio ต่ำถึง 0.19 ซึ่งต่ำกว่าค่าขอบเขตเจือจางของการเผาไหม้ Kerosene โดยระบบปกติ พบว่าเมื่อเพิ่มระยะ X_{PB} จาก 20 mm จนเท่ากับ 0 mm ส่งผลให้รูปแบบการจ่ายอากาศเปลี่ยนจากแบบหมุนวน (Swirling) เป็นแบบวงแหวน (Annular) ดังรูปที่ 2.10 ซึ่งส่งผลให้รูปแบบการเผาไหม้ค่อยๆเปลี่ยนจากการเผาไหม้แบบผสมมาก่อน (Premixed) เป็นแบบไม่มีการผสมมาก่อน (Non-Premixed) ทำให้ตำแหน่งการเผาไหม้เคลื่อนที่เข้าไปใน PE มากขึ้นและส่งผลให้ปริมาณ CO และ NO_x มีแนวโน้มลดลง และมีค่าต่ำมากแม้ว่าอุณหภูมิจะเพิ่มขึ้นก็ตาม ทั้งนี้เนื่องจากการที่ตำแหน่งการเผาไหม้เคลื่อนที่เข้าไปยัง PE ส่งผลให้เกิดการกระจายตัวของการเผาไหม้กว้างขึ้นส่งผลให้ CO มีเวลาทำปฏิกิริยากับ CO_2 มากขึ้นและนอกจากนี้การกระจายตัวของการเผาไหม้ยังส่งผลให้อุณหภูมิสูงสุดของการเผาไหม้ลดลงจึงส่งผลให้ NO ที่เกิดจาก Thermal NO_x ลดลง จากงานวิจัยในครั้งนี้นอกจากจะแสดงให้เห็นถึงสมรรถนะการเผาไหม้ที่ดีของรูปแบบการเผาไหม้แบบ Non-premixed เมื่อเปรียบเทียบกับ Premixed แล้ว เมื่อพิจารณาในแง่ความปลอดภัยในการใช้งานพบว่าการเผาไหม้แบบ Non-premixed ให้ความปลอดภัยที่สูงกว่าเนื่องจากการหลีกเลี่ยงการติดไฟของส่วนผสมระหว่างเชื้อเพลิงและอากาศก่อนที่จะมาถึงห้องเผาไหม้



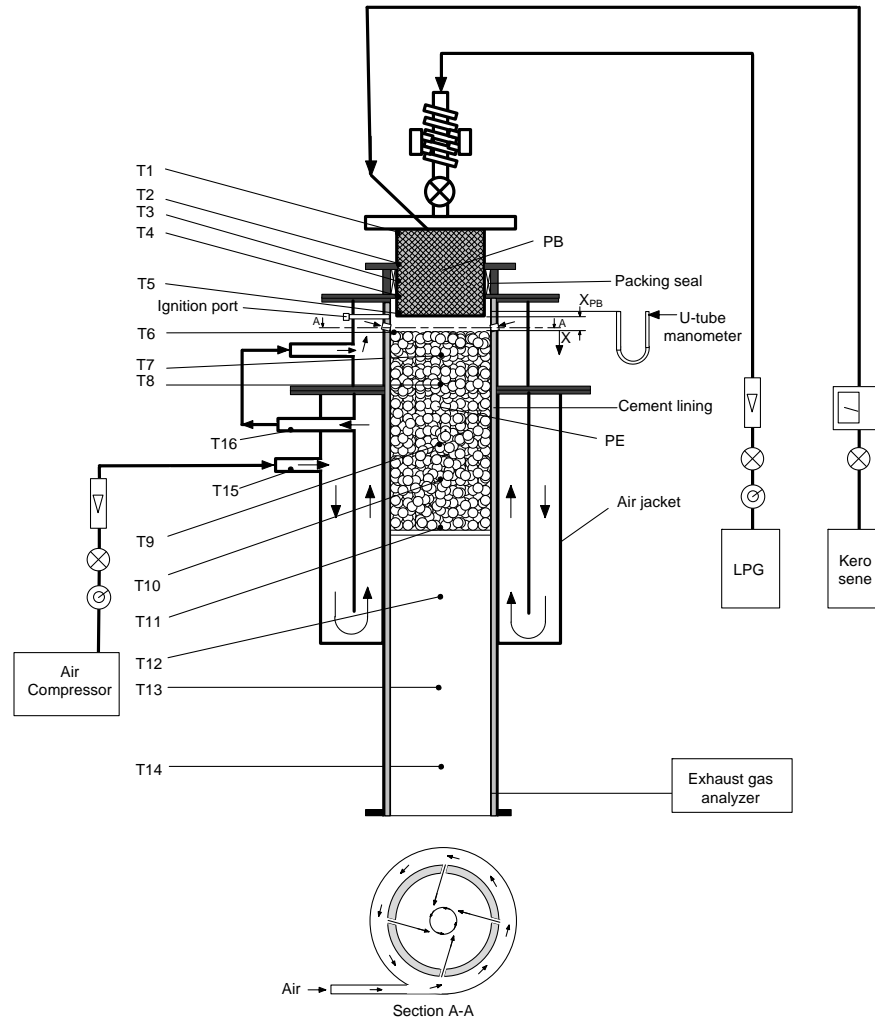
รูปที่ 2.10 ภาพเปรียบเทียบการไหลของอากาศแบบ Annular และ Swirling

จากงานวิจัยของ มกร ถักขณา [10] พบว่ารูปแบบการเผาไหม้แบบ Non-premixed ($X_{PB} = 0$ mm) รวมทั้งความสามารถในการลด NO_x นั้นมีลักษณะคล้ายคลึงกับการเผาไหม้แบบเป็นลำดับชั้น (Staged combustion) ซึ่งทำการวิจัยโดย Pickenacker และคณะ [11]



รูปที่ 2.11 อุปกรณ์การทดลองของ Pickenacker [11]

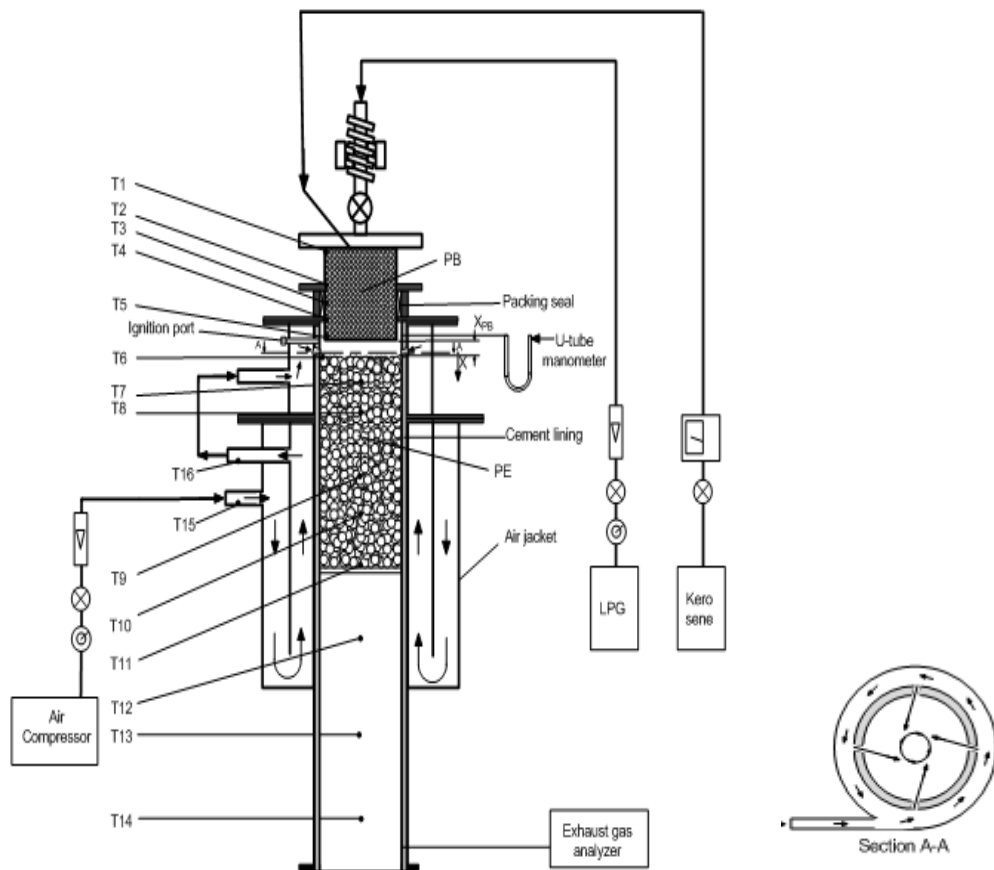
Pickenacker และคณะ [11] ทำการศึกษาการเผาไหม้ในหัวเผาวัสดุพอรุนร่วมกับการเผาไหม้แบบเป็นขั้นตอนโดยมีวัตถุประสงค์ในการลด NO_x ซึ่งสามารถเผาไหม้แบบเป็นขั้นตอนได้ 2 แบบ คือ แบบ Air-staged และ Fuel-staged ซึ่งส่วนผสมระหว่างอากาศและเชื้อเพลิงเบื้องต้นเป็นไอดีหนา (Rich mixture) และไอดีบาง (Lean mixture) ตามลำดับ โดยเชื้อเพลิงที่เข้าทางด้านต้นน้ำ (Upstream) เป็นแบบผสมมาก่อน โดยใช้ Methane เป็นเชื้อเพลิง และใช้ Alumina fiber ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 5-10 mm เป็นวัสดุพอรุน ซึ่งการเผาไหม้เป็นขั้นตอนทำโดยการจ่ายอากาศ หรือ Methane ทางเข้าด้านข้างของห้องเผาไหม้ ผลการทดลองพบว่าหัวเผาวัสดุพอรุนแบบเป็นขั้นตอนสามารถลด NO_x ได้สูงสุดถึง 30% เมื่อเปรียบเทียบกับหัวเผาวัสดุพอรุนทั่วไป



รูปที่ 2.12 แสดงอุปกรณ์การทดลองของฟิรยูทท ทองเต็ม [12]

ต่อมา ฟิรยูทท ทองเต็ม [12] ได้ทำการพัฒนาโดยปรับปรุงระบบอุ่นอากาศก่อนการเผาไหม้ให้มี อุณหภูมิสูงขึ้น จากหัวเผาวัสดุพอรุนในงานวิจัยของ มกร ลักษณะ [10] โดยการจ่ายอากาศเข้าทาง Air-jacket รอบนอกก่อนวนกลับมาด้านในเพื่อลดการสูญเสียความร้อน และนอกจากนี้ยังเพิ่มในส่วนของ เส้นผ่านศูนย์กลางของห้องเผาไหม้เพื่อขยายช่องว่างวงแหวนระหว่างห้องเผาไหม้กับ PB ซึ่งเป็นการ เพิ่มพื้นที่ในการหมุนวนของอากาศ ยิ่งไปกว่านั้นยังมีการปรับมุมการจ่ายอากาศที่ได้รับการพิสูจน์ว่า เป็นมุมที่เหมาะสมที่สุดด้วย Particle image velocimetry (PIV) โดย อรรถนพ ประวิณวิสารณ์ [13] การ ทดลองนี้ใช้เชื้อเพลิง 2 ชนิดในการทดลองคือ LPG และ Kerosene โดยมุ่งเน้นไปที่การหาขอบเขต การเผาไหม้ (Flammability Limit) และช่วงการทำงาน (Turndown ratio) โดยศึกษาอิทธิพลของค่า Φ และอัตราการป้อนเชื้อเพลิง (Firing Rate, FR) โดยมีการจัดเตรียมอุปกรณ์ดังรูปที่ 2.12 จากผลการ ทดลองพบว่า หัวเผาวัสดุพอรุนให้ขอบเขตการเผาไหม้ (Flammability limit) ที่กว้างสำหรับกรณีที่มี Mixing chamber ($X_{PB} = -20$ mm) โดยที่สามารถเผาไหม้ได้ตั้งแต่ $\Phi = 0.23$ ถึง $\Phi = 0.99$ และค่า Turndown ratio ประมาณ 3 ทั้งนี้เนื่องจากผลของการอุ่นอากาศ และการแผ่รังสีของ PE มาช่วย

ส่งเสริมการเผาไหม้ และเมื่อปรับระยะ $X_{PB} \square 0$ mm ซึ่งการเผาไหม้เปลี่ยนรูปแบบเป็นการเผาไหม้แบบ Non-premixed combustion แล้ว พบว่าโครงสร้างของอุณหภูมิต่ำกว่า Premixed combustion ($X_{PB} = -20$ mm) เมื่อพิจารณาในแง่มลพิษพบว่าเชื้อเพลิง LPG ที่สภาวะการทดลอง $X_{PB} \square 0$ mm ปริมาณ CO สูงขึ้นเนื่องจากการผสมที่ไม่ดี แต่ให้ NO_x ที่ไม่แตกต่างกันมากนักเมื่อเปรียบเทียบกับ $X_{PB} = -20$ mm ซึ่งแตกต่างกับเชื้อเพลิง Kerosene ซึ่งที่ $X_{PB} \square 0$ mm ปริมาณ CO และ NO_x ลดลงจาก $X_{PB} = -20$ mm นอกจากนี้ยังส่งผลให้ η_r มีค่าสูงขึ้นซึ่งสามารถนำไปใช้ประโยชน์ได้มากขึ้นในทางกลับกันให้ η_p ที่ต่ำลงซึ่งเป็นการช่วยลดความเสียหาย และการขยายตัวของ PB ทั้งนี้เนื่องจากตำแหน่งของการเผาไหม้เคลื่อนที่ไปทางด้าน Downstream อย่างไรก็ตามในงานวิจัยนี้การศึกษาเพียงแค่ค่า Φ และ FR ยังไม่สามารถอธิบายในส่วนของ Staged combustion ได้อย่างชัดเจนจึงเป็นที่มาของงานวิจัยต่อมา



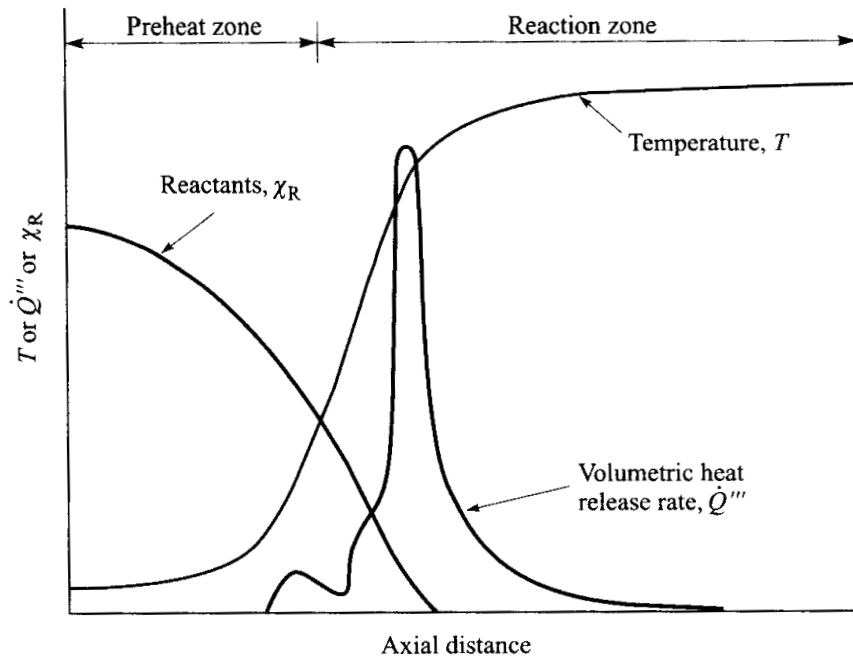
รูปที่ 2.13 อุปกรณ์การทดลองของ ฟิรพงษ์ โตขลิบ [14]

พืรพงษ์ โดขลิป [14] ได้ทำการวิจัยโดยที่ชุดอุปกรณ์ทดลองมีลักษณะคล้ายกับ พืรยุทธ ทองเต็ม [12] ดังรูปที่ 2.13 โดยทำการวิจัยมุ่งเน้นไปที่ผลของการเปลี่ยนแปลงระยะ X_{PB} ซึ่งส่งผลต่อลักษณะการจ่ายอากาศคือ การจ่ายอากาศแบบหมุนวน (Swirling flow) ซึ่งให้เปลวไฟแบบ Premixed flame และการจ่ายอากาศแบบวงแหวน (Annular flow) ซึ่งให้เปลวไฟแบบแพร่ (Diffusion flame) ประกอบกับการปรับเปลี่ยนค่า Φ และ FR เพื่ออธิบายในส่วนของการเผาไหม้แบบ Staged combustion นอกจากนี้ยังเพิ่มในส่วนของการเชื่อมเพลิงผสมระหว่าง LPG และ Kerosene ซึ่งผลจากการศึกษาพบว่าหัวเผาวัสดุพอร์ซเลนสามารถควบคุมให้เกิดการเผาไหม้ 2 ชนิด คือ Premixed combustion และ Non-premixed combustion จากการปรับเปลี่ยนระยะ X_{PB} ซึ่งพบว่าเมื่อเปลี่ยนจากระยะ X_{PB} จาก -20 mm มาเป็น 0 mm ประสิทธิภาพในการแผ่รังสีความร้อนเพิ่มขึ้นถึง 34% เนื่องจากตำแหน่งของการเผาไหม้เคลื่อนที่ไปทางด้าน Downstream ซึ่งส่งผลให้ปริมาณการปลดปล่อย CO ลดได้ถึง 1.8 เท่า และ NO_x ลดลงถึง 2 เท่า เมื่อเทียบกับการเผาไหม้ที่ระยะ $X_{PB} = -20$ mm เนื่องการเผาไหม้เกิดลึกเข้าไปใน PE มากยิ่งขึ้น ส่งผลให้เกิดการกระจายตัวของการเผาไหม้กว้างขึ้นซึ่งทำให้ CO มีเวลาทำปฏิกิริยากับ O_2 กลายเป็นของ CO_2 มากขึ้น นอกจากนี้ยังการขยายตัวของการเผาไหม้ยังส่งผลให้อุณหภูมิสูงสุดของการเผาไหม้ลดลงจึงทำให้ NO_x ที่เกิดจาก Thermal NO_x ลดลง

แต่อย่างไรก็ตามในงานวิจัยของ พืรพงษ์ โดขลิป[14] เนื่องจากผลของอุณหภูมิการแผ่รังสีที่สูงของ PE ทำให้เกิดการขยายตัวของ PB ส่งผลให้ ทำให้การปรับระยะ X_{PB} เป็นไปได้ยาก และเกิดการหลอมละลายของดาข่ายสเตนเลสทำให้อายุการทำงานของหัวเผาสั้น เพื่อที่จะแก้ไขปัญหาดังกล่าวโดยไม่ส่งกระทบไปยังกลไกการระเหย และปรับปรุงหัวเผาให้เข้าใกล้เชิงพาณิชย์มากขึ้น จึงเป็นที่มาของงานวิจัยในครั้งนี้

บทที่ 3 หลักการและทฤษฎี

3.1 การเผาไหม้เปลวไฟแบบผสมมาก่อน (Premixed flame)

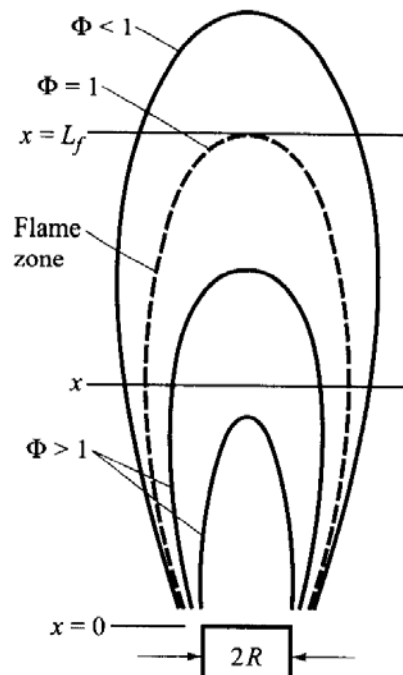


รูปที่ 3.1 โครงสร้างเปลวไฟแบบลามินาร์ของเชื้อเพลิงผสมมาก่อน [16]

จากรูปที่ 3.1 พบว่าการเผาไหม้จะถูกแบ่งออกเป็น 2 ส่วนคือบริเวณอุ่นไอดี (Preheat zone) ซึ่งในบริเวณนี้จะมีการปลดปล่อยพลังงานความร้อนออกมาเล็กน้อย และบริเวณการเกิดปฏิกิริยา (Reaction zone) ซึ่งพลังงานทางเคมีทั้งหมดจะถูกปลดปล่อยในบริเวณนี้ นอกจากนี้บริเวณที่เกิดปฏิกิริยายังสามารถแบ่งออกได้เป็นอีก 2 ส่วนตามอัตราการเกิดปฏิกิริยาเคมีคือช่วงที่อัตราการเกิดปฏิกิริยาการเผาไหม้สูง ซึ่งในบริเวณนี้สังเกตได้ว่าจำนวนโมเลกุลของเชื้อเพลิงจะลดลงจนหมดและเกิดการเผาไหม้ส่งผลให้การปลดปล่อยพลังงานความร้อนต่อหนึ่งหน่วยปริมาตรสูงสุดในบริเวณนี้ทำให้อุณหภูมิเพิ่มสูงขึ้นอย่างรวดเร็ว โดยในบริเวณนี้จะเป็นบริเวณที่แคบมาก ซึ่งเป็นกลไกที่ทำให้เกิดแรงผลักดันให้เกิดการติดไฟอย่างต่อเนื่องด้วยตัวเองเนื่องจากการแพร่ของความร้อนและตัวก่อปฏิกิริยาจากบริเวณการเกิดปฏิกิริยากลับไปยังเชื้อเพลิง จากนั้นจะเข้าสู่ช่วงที่อัตราการเกิดปฏิกิริยาช้าซึ่งเกิดจากสารก่อปฏิกิริยา 3 ตัว จึงทำให้บริเวณนี้กว้างกว่าช่วงแรกมาก และนอกจากนี้จะเกิดปฏิกิริยาการรวมตัวของ CO และ OH กลับไปเป็น CO₂ และ H₂O ในช่วงนี้ด้วย เปลวไฟของเชื้อเพลิง Hydrocarbon นั้นสามารถแยกประเภทได้โดยการพิจารณาจากสีของเปลวไฟ โดยที่การเผาไหม้ที่มี

อากาศเพียงพอ บริเวณที่อัตราการผลิตปฏิกิริยาสูงจะให้เปลวไฟสีฟ้าซึ่งเกิดจากการส่องสว่างทางเคมีของ CH จากนั้นเมื่ออากาศลดลงจนน้อยกว่าสภาวะ Stoichiometry จะให้เปลวไฟเขียวซึ่งเกิดจากการส่องสว่างทางเคมีของ C_2 และถ้าหากปริมาณเชื้อเพลิงต่ออากาศมีค่าสูงขึ้นไปอีกจะทำให้เกิดเขม่าตามมาซึ่งมีความเข้มอยู่ในช่วง Infrared ซึ่งจากข้อจำกัดของสายตามนุษย์จะทำให้เห็นเปลวไฟในแบบนี้เป็นสีเหลือง

3.2 การเผาไหม้เปลวไฟแบบแพร่ (diffusion flame)



รูปที่ 3.2 โครงสร้างเปลวไฟแบบแพร่ชนิดราบเรียบ [16]

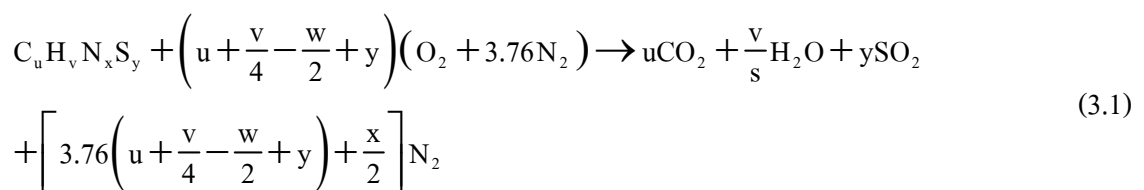
จากโครงสร้างของเปลวไฟ (รูปที่ 3.2) แสดงการไหลของเชื้อเพลิงตามแนวแกนของเปลวไฟ โดยที่ระหว่างเส้นทางการไหลของเชื้อเพลิงจะมีการเหนี่ยวนำอากาศเข้ามาผสมกับเชื้อเพลิง ซึ่งจากรูปสามารถแบ่งบริเวณการเผาไหม้ออกเป็น 3 ส่วนซึ่งให้รูปแบบการเผาไหม้ที่แตกต่างกันคือ บริเวณด้านนอกสุดจะเป็นบริเวณการเผาไหม้ที่มีอัตราส่วนสมมูล (Φ) น้อยกว่า 1 (Lean burn) บริเวณชั้นกลางของการเผาไหม้ซึ่งเป็นบริเวณที่มีค่า Φ เท่ากับ 1 (Stoichiometry) และด้านในสุดซึ่งเป็นบริเวณการเผาไหม้ที่มีค่า Φ มากกว่า 1 (Rich burn) ซึ่งบริเวณที่ถูกนิยามให้เป็นพื้นผิวของเปลวไฟคือ บริเวณการเผาไหม้ที่มีค่า Φ เท่ากับ 1 โดยที่ความยาวของเปลวไฟ (Flame length, L_f) สามารถหาได้จาก

$$\Phi(R=0, x=L_f) = 1$$

สำหรับเชื้อเพลิง Hydrocarbon มักจะเกิดเขม่าขึ้นซึ่งส่งผลให้เปลวไฟปรากฏเป็นสีส้มและเหลือง เนื่องจากการที่มีระยะเวลาเพียงพอสำหรับการก่อตัวของเขม่าซึ่งจะเกิดในบริเวณของการเกิดปฏิกิริยาทางด้านของเชื้อเพลิง และจากนั้นจะเกิดการเผาไหม้ของเขม่าต่อไปเมื่อเคลื่อนที่ไปยังบริเวณที่มี Oxidizer เช่นด้านปลายสุดของเปลวไฟ

3.3 สตอยคิโอเมตรีของการเผาไหม้ (Combustion stoichiometry) [15]

การเผาไหม้โดยทั่วไปแล้วจะเป็นการทำปฏิกิริยากันระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศ ซึ่งสตอยคิโอเมตรีของการเผาไหม้คือสภาวะการเผาไหม้ที่มีปริมาณอากาศและเชื้อเพลิงพอดีสำหรับการที่จะเกิดปฏิกิริยาทางเคมี ซึ่งสามารถหาได้จากการดุลสมการทางเคมีการเผาไหม้ โดยที่เมื่อทราบถึงองค์ประกอบของเชื้อเพลิงแล้ว จะสามารถคำนวณหาปริมาณของออกซิเจนหรืออากาศที่จำเป็นให้เกิดการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ได้ ก่อนที่จะสามารถทำสตอยคิโอเมตรีของการเผาไหม้จำเป็นจะต้องทราบถึงลักษณะการวิเคราะห์ของเชื้อเพลิงแต่ละชนิดเสียก่อน ซึ่งการรายงานผลการวิเคราะห์ของเชื้อเพลิงแต่ละชนิดก็จะมี ความแตกต่างกันออกไปขึ้นกับสถานะของเชื้อเพลิง ในการวิเคราะห์เชื้อเพลิงแก๊สจะใช้การวิเคราะห์โดยประมาณและรายงานผลการวิเคราะห์เป็นร้อยละโดยปริมาตร หรือ โมลของแต่ละแก๊สที่เป็นองค์ประกอบของแต่ละเชื้อเพลิงผสมนั้น ในส่วนของเชื้อเพลิงแข็งและเชื้อเพลิงเหลวจะใช้การวิเคราะห์แบบแยกธาตุและรายงานผลเป็นร้อยละโดยมวลของธาตุต่างๆ เช่น การรายงานขององค์ประกอบของเชื้อเพลิงในรูปแบบของร้อยละของธาตุคาร์บอน (C), ไฮโดรเจน (H), ออกซิเจน (O), ไนโตรเจน (N), และซัลเฟอร์ (S) เป็นต้น ซึ่งหากทราบถึงองค์ประกอบของเชื้อเพลิงที่ประกอบไปด้วยธาตุ C, H, O, N และ S และทราบว่าอากาศจะมีส่วนประกอบของแก๊สไนโตรเจน 79% โดยปริมาตร และออกซิเจน 21% โดยปริมาตร สามารถทำสตอยคิโอเมตรีการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงกับอากาศเป็นสูตรโดยทั่วไปได้ดังสมการเคมีต่อไปนี้



จากการดุลสมการเคมีข้างต้นจะทำให้สามารถคำนวณหาอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงหรืออัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง หรือ $(A/F)_{stoi}$ ที่ทำให้การเผาไหม้เป็นไปอย่างสมบูรณ์ ซึ่งอัตราส่วนระหว่างอากาศกับเชื้อเพลิง คือ อัตราส่วนระหว่างอากาศต่อเชื้อเพลิงโดยมวลทางทฤษฎี หรือตามสตอยคิโอเมตรีของการเผาไหม้ เขียนเป็นสมการที่ 3.2

$$(A/F)_{\text{stoi}} = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f} \quad (3.2)$$

เมื่อ \dot{m}_a คือ ปริมาณของอากาศ (kg)

\dot{m}_f คือ ปริมาณของเชื้อเพลิง (kg)

เนื่องจากการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นจริงนั้น โดยส่วนใหญ่ไม่ได้เป็นไปตามอัตราส่วนระหว่างอากาศต่อเชื้อเพลิงทางทฤษฎี ฉะนั้นจึงมีการนิยามอัตราส่วนสมมูล (Equivalent ratio, Φ) เป็นปริมาณไร้มิติที่นิยมใช้ในการเผาไหม้ซึ่งเป็นตัวบ่งบอกให้ทราบว่าส่วนผสมระหว่างเชื้อเพลิงกับออกซิไดเซอร์อยู่ห่างไกลจากทฤษฎีแค่ไหน ซึ่งนิยามตามสมการที่ 3.3

$$\Phi = \frac{(A/F)_{\text{stoi}}}{(A/F)_{\text{act}}} = \frac{(\dot{m}_a / \dot{m}_f)_{\text{stoi}}}{(\dot{m}_a / \dot{m}_f)_{\text{act}}} \quad (3.3)$$

เมื่อ $(A/F)_{\text{stoi}}$ คือ อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง ทางทฤษฎี

$(A/F)_{\text{act}}$ คือ อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง ที่เกิดขึ้นจริง

ความหมายของอัตราส่วนสมมูล

$\Phi < 1$ หมายความว่าไอดีบางหรือปริมาณอากาศที่ใช้มากกว่าทางทฤษฎี (Fuel-lean mixture)

$\Phi > 1$ หมายความว่าไอดีหนาหรือปริมาณอากาศที่ใช้น้อยกว่าทางทฤษฎี (Fuel-rich mixture)

$\Phi = 1$ หมายความว่าไอดีเป็นไปตามสโตยคิโอเมทรี (Stoichiometry)

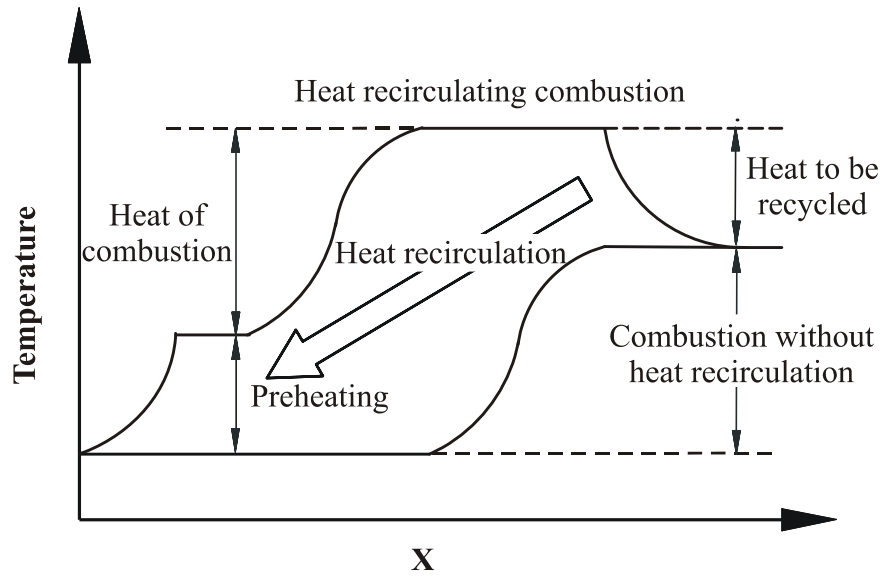
อย่างไรก็ตามในทางปฏิบัติพบว่าการคูณสมการเพื่อหาค่าอัตราส่วนสมมูลนั้นเป็นไปได้ยาก ดังนั้นในการคำนวณหาค่าอัตราส่วนสมมูลจะทำการคำนวณจากปริมาณออกซิเจนส่วนเกิน (%O₂) ที่สามารถวัดได้จากเครื่องวิเคราะห์ไอเสีย ดังสมการต่อไปนี้

$$\Phi = \frac{21 - \%O_2}{21} \quad (3.4)$$

3.4 การเผาไหม้แบบหมุนเวียนความร้อน (Heat-recirculating combustion)

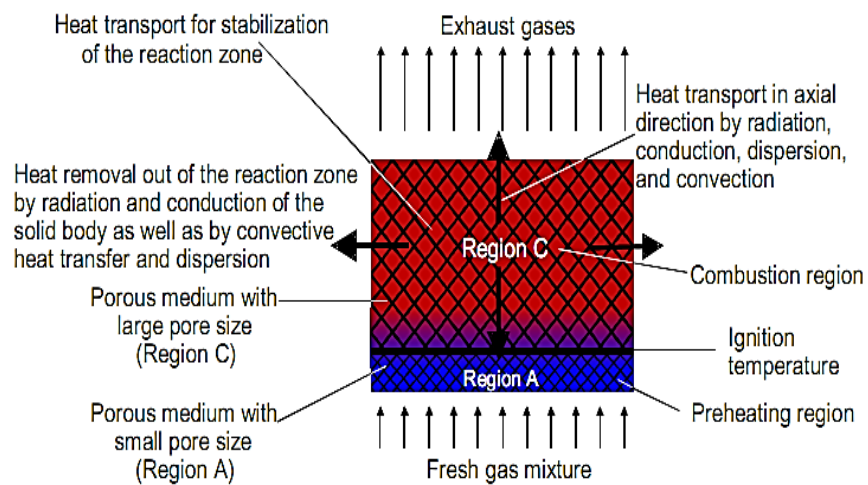
[2]

การเผาไหม้แบบที่มีการหมุนเวียนความร้อนถูกเสนอโดย Weinberg [2] โดยในระบบการทำงานดังกล่าวจะมีการหมุนเวียนความร้อนจากไอเสียไปสู่ไอดี (หรืออากาศเผาไหม้) โดยใช้อุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดใดๆก็ได้ โดยที่ต้องไม่มีการผสมกันของแก๊สทั้งสองเกิดขึ้นก่อน ทั้งนี้เพื่อยกระดับอุณหภูมิไอดี (หรืออากาศเผาไหม้) ให้สูงขึ้นก่อนการเผาไหม้ ทำให้สามารถเพิ่มความเข้มการเผาไหม้ เพิ่มประสิทธิภาพการเผาไหม้ ซึ่งเป็นการประหยัดพลังงานเนื่องจากสามารถใช้เชื้อเพลิงในปริมาณที่น้อยลงเมื่อต้องการอุณหภูมิการเผาไหม้เท่าเดิม จากรูปที่ 3.3 แสดงให้เห็นถึงการเปรียบเทียบระหว่างหลักการเผาไหม้แบบที่มีการหมุนเวียนความร้อนและการเผาไหม้ที่ไม่มีการหมุนเวียนความร้อนที่มีอุณหภูมิเริ่มต้นเดียวกัน ความร้อนบางส่วนจากแก๊สร้อนหลังการเผาไหม้ของระบบการเผาไหม้ที่มีการหมุนเวียนความร้อนจะหมุนเวียนไปให้กับไอดี โดยเกิดจากการป้อนเชื้อเพลิงเกรดสูงเข้าสู่เตาขณะเริ่มอุ่นเตาก่อนป้อนเชื้อเพลิงจริง เมื่อระบบอยู่ในสภาวะคงที่ (Steady state) ภายหลังจากที่ป้อนด้วยเชื้อเพลิงที่ต้องการเผาไหม้จริงแล้วจะได้ว่าอุณหภูมิสุดท้ายที่ทางออกของระบบที่มีการหมุนเวียนความร้อนยังคงเท่าเดิมเหมือนกรณีที่ไม่มีการหมุนเวียนความร้อนทุกประการเพราะต้องนำความร้อนหมุนเวียนกลับเข้าสู่ห้องเผาไหม้ไปให้แก่ไอดีอย่างต่อเนื่องผ่านทางอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน อย่างไรก็ตามในระหว่างการเผาไหม้นั้น ระบบที่มีการหมุนเวียนความร้อนจะให้อุณหภูมิการเผาไหม้และอัตราการเผาไหม้ที่สูงกว่ามากเมื่อเปรียบเทียบกับระบบที่ไม่มีการหมุนเวียนความร้อน ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับขีดความสามารถของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ตลอดจนข้อจำกัดในเรื่องของการจุดระเบิดก่อน (Pre-ignition) ของส่วนผสมเชื้อเพลิงกับอากาศที่ถูกอุ่นให้มีอุณหภูมิสูงขึ้นที่อาจเป็นอันตรายได้ ถ้าสามารถควบคุมเรื่องดังกล่าวได้ระบบการเผาไหม้ที่มีการหมุนเวียนความร้อนจะมีประโยชน์มากในการเผาไหม้แก๊สที่มีค่าความร้อนต่ำๆ เช่น แก๊สระบายจากเหมืองถ่านหิน แก๊สระบายจากโรงงานอุตสาหกรรมอบแห้ง เป็นต้น ทำให้สามารถนำความร้อนจากแก๊สเหล่านี้มาใช้ประโยชน์ได้อย่างมีประสิทธิภาพ และในขณะเดียวกันก็เป็นการทำลายมลพิษที่เกิดจากแก๊สเหล่านี้ไปพร้อมๆกัน โดยการเผาไหม้เพื่อเปลี่ยนให้เป็นไอน้ำ (H_2O) และ CO_2 ซึ่งมีอันตรายน้อย



รูปที่ 3.3 เปรียบเทียบการเผาไหม้แบบหมุนเวียนความร้อนและการเผาไหม้แบบไม่มีการหมุนเวียนความร้อน [2]

3.5 การหมุนเวียนความร้อนจากการเผาไหม้ในวัสดุพรุน [14]



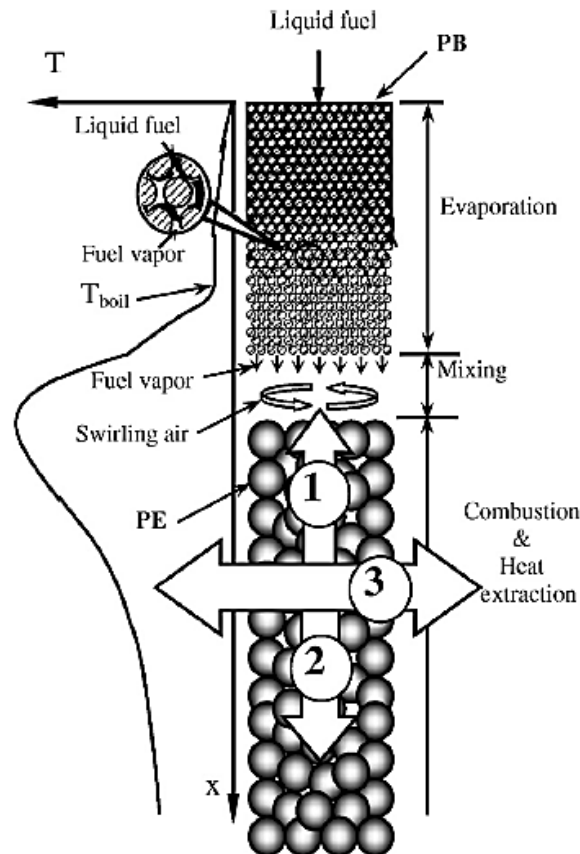
รูปที่ 3.4 แสดงการถ่ายเทความร้อนจากการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นในชั้นวัสดุพรุน [14]

การเผาไหม้ภายในวัสดุพรุนสามารถเรียกได้ว่าเป็นการเผาไหม้ที่มีการหมุนเวียนความร้อน เนื่องจากส่วนผสมของไอดี (อากาศและเชื้อเพลิง) จะถูกอุ่นให้ร้อนด้วยความร้อนที่ถูกยืมชั่วคราวจากไอเสียร้อนบริเวณหลังตำแหน่งเปลวไฟ (Post-flame zone) โดยอาศัยวัสดุพรุนเป็นอุปกรณ์ในการแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งกลไกการถ่ายเทความร้อนทั้งสามโหมด (การนำความร้อน การพาความร้อน และการแผ่รังสีความร้อน) ที่เกิดขึ้นในชั้นวัสดุพรุนจะเป็นตัวช่วยส่งเสริมการหมุนเวียนความร้อน

อย่างมีประสิทธิภาพ กล่าวคือในบริเวณหลังตำแหน่งเปลวไฟ หรือทางด้านท้ายน้ำ (Downstream) ของชั้นวัสดุพอรุน ความร้อนจากแก๊สไอเสียจะถูกถ่ายเทให้วัสดุพอรุน โดยการพาความร้อน และความร้อนในส่วนนี้จะถูกถ่ายเทไปช่วยในการอุ่น (Preheating) ส่วนผสมไอดี ที่ถูกป้อนเข้ามาในช่วงต้นน้ำ (Upstream หรือ Pre-flame zone) โดยการนำและการแผ่รังสีความร้อนในชั้นวัสดุพอรุน

กลไกการการหมุนเวียนความร้อนที่เกิดขึ้นภายในชั้นวัสดุพอรุนนี้จะส่งผลให้ได้การเผาไหม้ที่มีการหมุนเวียนความร้อน ซึ่งเป็นผลให้ได้อุณหภูมิการเผาไหม้ที่สูงกว่าอุณหภูมิเปลวไฟทางทฤษฎี (Adiabatic flame temperature) เป็นผลให้การเผาไหม้ในวัสดุพอรุนถูกเรียกถึงในชื่อ “การเผาไหม้แบบซูเปอร์แอดิยาบติก (Super adiabatic combustion)” หรือ “Excess enthalpy combustion” นอกจากนี้การเผาไหม้ในวัสดุพอรุนยังปลดปล่อยมลพิษ (CO, NO_x) ที่ต่ำกว่าการเผาไหม้แบบทั่วไป (Conventional free flame combustion) สำหรับในกรณีที่ต้องการอุณหภูมิการเผาไหม้เท่าเดิม การเผาไหม้ในวัสดุพอรุนสามารถขยายขอบเขตไปยังบริเวณส่วนผสมเจือจาง (Lean mixture) ได้ เป็นผลให้มีอากาศมากเกินพอในการเผาไหม้ทำให้การเผาไหม้สมบูรณ์ CO จึงลดลง อีกทั้งที่บริเวณเปลวไฟ ความร้อนจากการเผาไหม้บริเวณเปลวไฟจะถูกถ่ายเทไปยังวัสดุพอรุน และวัสดุพอรุนจะแผ่รังสีความร้อนออกไปอย่างทันทีทันใด เป็นผลให้อุณหภูมิเปลวไฟถูกกดให้ต่ำลง เป็นผลให้ Thermal NO_x ลดลง

3.6 การเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวโดยวัสดุพรุนชนิดไม่มีการแตกตัวเป็นละออง (Combustion of liquid fuels by porous medium without spray atomization) [14]



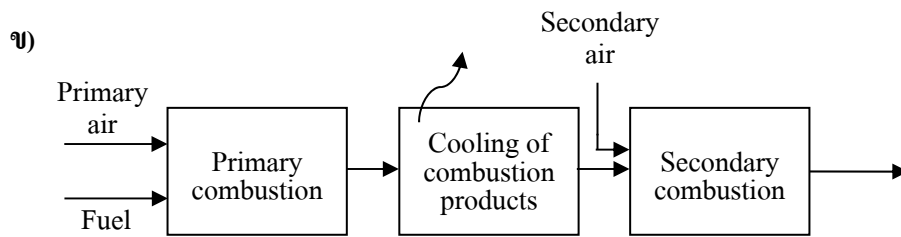
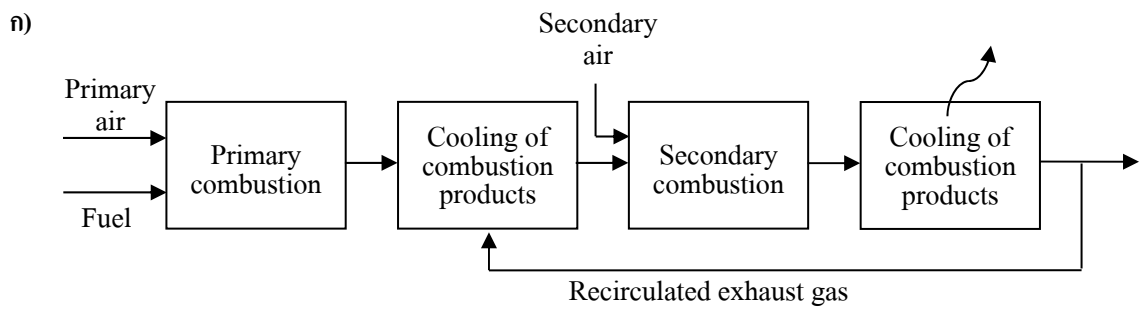
รูปที่ 3.5 แนวคิดการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวโดยวัสดุพรุนชนิดไม่มีการแตกตัวเป็นละออง [14]

แนวคิดการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวโดยวัสดุพรุนชนิดไม่มีการแตกตัวเป็นละอองจะอาศัยการแผ่รังสีความร้อนจากวัสดุพรุน Porous emitter (PE) และแก๊สร้อนที่เกิดจากการเผาไหม้หมุนเวียนกลับไปให้ยังวัสดุพรุน Porous burner (PB) เพื่อช่วยในการระเหยเชื้อเพลิงเหลวที่ถูกป้อนเข้ามาทางด้านบนให้กลายเป็นไอ โดยเชื้อเพลิงเหลวจะถูกป้อนเข้ามาทางด้านบนของวัสดุพรุน PB ดังรูปที่ 3.5 เชื้อเพลิงเหลวจะไหลซึมลงมาตามช่องว่าง (Pore) เนื่องจากผลของแรงตึงผิว (Surface tension) และแรงโน้มถ่วง (Gravity) ส่งผลให้เชื้อเพลิงเหลวเกิดการกระจายตัวไหลเต็มพื้นที่หน้าตัดวัสดุพรุน PB ในขณะเดียวกันจะได้รับการถ่ายโอนความร้อนจากสถานะของแข็งจากวัสดุพรุน PB ทำให้เชื้อเพลิงเหลวมีอุณหภูมิสูงขึ้นจนมีบางส่วนมีอุณหภูมิสูงกว่าจุดเดือด (Boiling temperature) แล้วเกิดการระเหยกลายเป็นไอบางส่วนแล้วค่อยระเหยกลายเป็นไอหมด (Fuel vapor) ไอเชื้อเพลิงจะถูกอุ้มนต่อมาเรื่อยๆ จนกระทั่งไหลออกจากช่วง Evaporation ลงมาผสมกับอากาศ (Swirling air) ที่ป้อนเข้ามาทางด้านข้าง

บริเวณ Mixing แล้วเกิดการติดไฟ (Ignition) และเกิดการเผาไหม้ (Combustion) ขึ้นที่บริเวณ Combustion & Heat extraction อยู่ภายในชั้นวัสดุพอรุน PE ความร้อนจากกระบวนการเผาไหม้จะถูกถ่ายเทให้กับสถานะของแข็งของวัสดุพอรุน PE ในทันทีทันใด การถ่ายเทความร้อนที่ออกจากวัสดุพอรุน PE สามารถแบ่งได้เป็นสามส่วน คือ ส่วนที่หนึ่งจะถ่ายเทความร้อนโดยการแผ่รังสีความร้อนจากของแข็งวัสดุพอรุน PE และแก๊สร้อนหมุนเวียนกลับไปยังวัสดุพอรุน PB เพื่อใช้ในการระเหยเชื้อเพลิงเพื่อเตรียมไอก่อนการผสม และเป็นการอุ่นไอดีทำให้ได้ระบบที่มีการหมุนเวียนความร้อนในตัวเอง ส่วนที่สองเป็นส่วนที่นำความร้อนที่ถ่ายเทไปทางด้านท้ายน้ำ (Downstream) จากวัสดุพอรุน PE และแก๊สร้อนไปใช้งานต่อ และส่วนที่สามสามารถนำความร้อนที่ถ่ายเททางด้านข้างทั้งการแผ่รังสีความร้อนและการนำความร้อนโดยของแข็งวัสดุพอรุน PE และแก๊สร้อนไปใช้ต่อได้อีกด้วย

3.7 การเผาไหม้แบบเป็นขั้นตอน (Staged-combustion technique) [15]

เทคนิคการเผาไหม้แบบเป็นขั้นตอนเป็นเทคนิคการเผาไหม้ที่ช่วยยับยั้งหรือลดการเกิด Thermal NO_x โดยควบคุมการผสมระหว่างเชื้อเพลิงและออกซิเจนไม่ให้ผสมกันแล้วเกิดการเผาไหม้ที่สภาวะสตอยคิโอมेटรีหรือค่าอัตราส่วนสมมูลเท่ากับหนึ่ง ($\Phi = 1.0$) ซึ่งในการลดการเกิด Thermal NO_x จะผสมเชื้อเพลิงกับอากาศในลักษณะที่ทำให้เกิดการเผาไหม้ในห้องเผาไหม้ภายใต้อัตราส่วนสมมูลที่แตกต่างกันหลายค่าจากไอดีบางไปหาไอดีหนาหรือกลับกัน โดยจะหลีกเลี่ยงการผสมที่ทำให้เกิดการเผาไหม้ที่สภาวะสตอยคิโอมेटรีอย่างเด็ดขาด ดังนั้นจึงจำเป็นต้องทำให้เชื้อเพลิงขาดอากาศโดยแบ่งการจ่ายอากาศเป็นหลายๆส่วนแล้วป้อนเข้าสู่เตาเผาไหม้เพื่อเผาไหม้กับเชื้อเพลิงที่ตำแหน่งต่างๆกัน จึงเกิดการเผาไหม้แบบเป็นขั้นตอนขึ้นในห้องเผาไหม้ การเพิ่มภาวะการเผาไหม้เพื่อควบคุม Thermal NO_x ให้เกิดยากยิ่งขึ้น อาจทำได้โดยการหมุนเวียนแก๊สไอเสีย (Recirculated exhaust gas) ซึ่งส่วนใหญ่เป็น N_2 และ CO_2 เข้ามาผสมเพิ่มเข้าไปก่อนการเผาไหม้ในขั้นตอนทุติยภูมิ (Secondary combustion) ดังแสดงในรูป 3.6ก หรือการควบคุมการเกิด NO_x ให้เป็นไปอย่างมีประสิทธิภาพสูงยิ่งขึ้นอาจทำได้โดยการดึงความร้อนจากแก๊สร้อนที่เกิดการเผาไหม้ในขั้นตอนทุติยภูมิ (Secondary combustion) ดังแสดงในรูปที่ 3.6ข



รูปที่ 3.6 เทคนิคการเผาไหม้แบบเป็นขั้นตอน

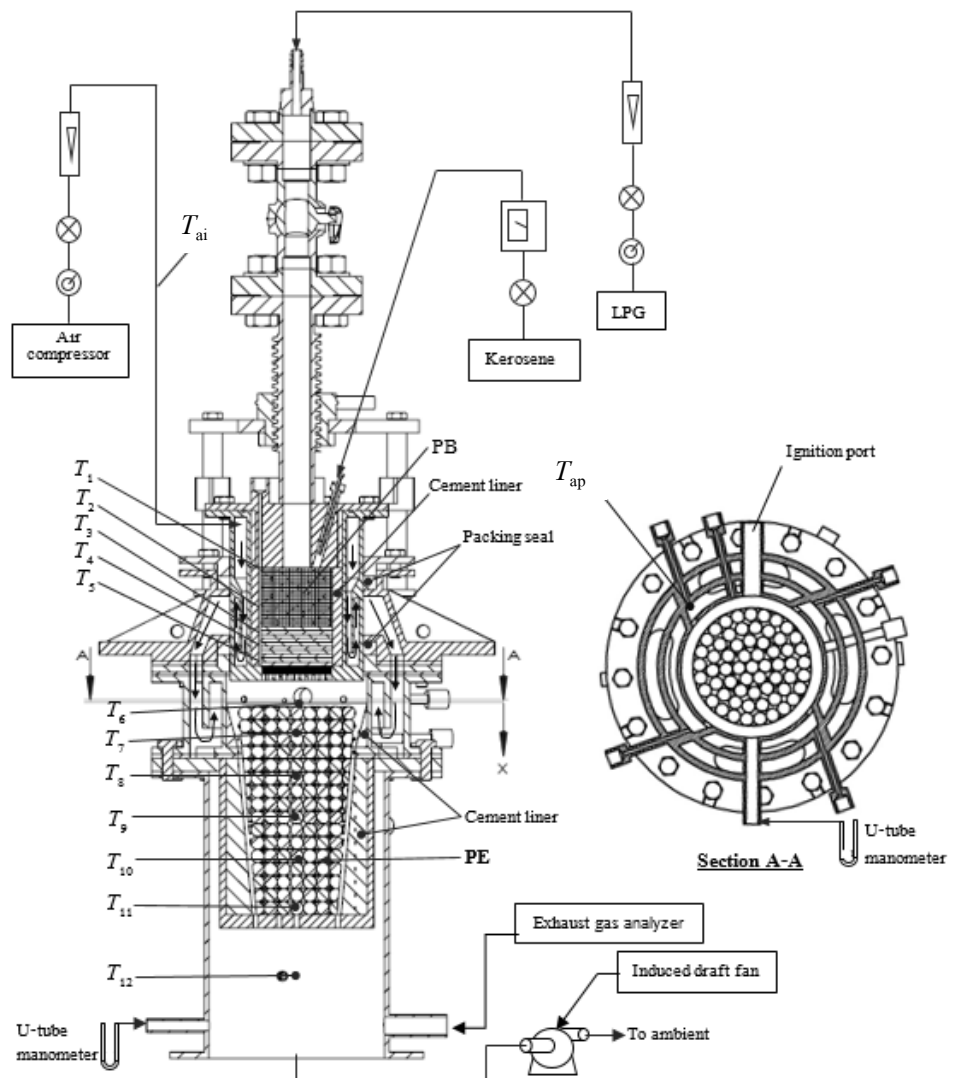
ก) ลดอุณหภูมิโดยขยายบริเวณการเผาไหม้รวมทั้งการหมุนเวียนแก๊สไอเสีย

ข) ลดอุณหภูมิโดยขยายบริเวณการเผาไหม้ [15]

บทที่ 4

อุปกรณ์และวิธีการทดลอง

4.1 อุปกรณ์การทดลอง



รูปที่ 4.1 Schematic diagram ของระบบทดสอบหัวเผาวัสดุฟืน

รูปที่ 4.1 แสดง Schematic diagram ของระบบการทดสอบหัวเผาวัสดุพอร์นที่สามารถเผาไหม้ได้ทั้งเชื้อเพลิงแก๊ส เชื้อเพลิงเหลว และเชื้อเพลิงผสม หัวเผาวัสดุพอร์นจะประกอบด้วยสามส่วนหลักๆ โดยที่ส่วนแรกคือ Porous burner (PB) ภายในประกอบด้วยชั้นวัสดุพอร์นทำจากตาข่ายสแตนเลสแผ่นกลม เส้นผ่านศูนย์กลางขนาด 55 mm ขนาด 100 mesh/inch จำนวน 250 แผ่นวางซ้อนกันทำหน้าที่ในการระเหยเชื้อเพลิง โดยมีหน้าแปลนประกบทั้งด้านบนและด้านล่าง หน้าแปลนด้านบนติดตั้งอุปกรณ์ป้อนเชื้อเพลิงเหลวแบบเข็มเชื้อ (Syringe) สอดทะลุหน้าแปลนทิศทางเฉียงลงทำมุมเข้าหาแกนกลางท่อจ่ายแก๊ส LPG หน้าแปลน หน้าแปลนด้านล่างถูกเจาะรูขนาด 3 mm จำนวน 97 รูอย่างเป็นระเบียบอยู่ภายในวงกลมเส้นผ่านศูนย์กลางขนาด 53 mm ผนังด้านในฉาบด้วยซีเมนต์ทนไฟหนา 8 mm สูง 75 mm เพื่อป้องกันการสูญเสียความร้อน และด้านบนของซีเมนต์ทนไฟทำการติดตั้งม้วนปะเก็น (Gasket) หนา 5 mm ตามเส้นรอบวงด้านในสูง 44 mm เพื่อที่จะทำให้ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเท่ากับขนาดหน้าแปลนด้านบน นอกจากนี้ที่ผนังจะมีช่องว่างสำหรับการหล่อเย็นด้วยอากาศเพื่อป้องกันการขยายตัวของ PB โดยที่อากาศจะถูกจ่ายเข้ามาด้วยท่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางประมาณ 8 mm ในแนว Tangential ส่วนที่สองคือห้องเผาไหม้ (Combustor block, CB) มีเส้นผ่านศูนย์กลางประมาณ 110 mm ความยาว 60 mm ผนังด้านในจะฉาบด้วยซีเมนต์ทนไฟเป็น Taper ยาว 34 mm จากเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 108 mm ไปยัง 90 mm ภายในประกอบด้วยห้องผสม (Mixing chamber) และ Packed bed ของ Alumina ball ที่ทำหน้าที่เป็นวัสดุพอร์นซึ่งช่วยในการดูดซับเอนทัลปีจากแก๊สร้อนแล้วหมุนเวียนกลับมาส่งเสริมการระเหยเชื้อเพลิงและการเผาไหม้ นอกจากนี้ผนังภายนอกของ CB ยังมีช่องว่างให้อากาศไหลผ่านมารับความร้อนที่บริเวณหน้าแปลนของวัสดุพอร์นตัวแปรังสี (PE) เพื่อใช้ในหล่อเย็นและการอุ่นอากาศ จากนั้นอากาศจะถูกแบ่งออกเป็นสี่ห้องเพื่อจ่ายอากาศเข้าห้องผสมในลักษณะหมุนวนสี่ทิศทาง (4-ways swirling air) และส่วนสุดท้ายคือวัสดุพอร์นแปรังสี (Porous emitter, PE) ซึ่งเป็น Packed bed ของ Alumina ball ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 10 mm โดยมีความยาว 120 mm อยู่ในท่อที่วางบนแผ่นตาข่ายขนาดรูและความหนา 3 mm และปิดด้วยแผ่นสแตนเลสที่ถูกเจาะรูขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 9 mm จำนวน 27 รูอย่างเป็นระเบียบ ภายในหล่อซีเมนต์ทนไฟเป็น Taper ยาว 120 mm โดยเริ่มจากเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 90 mm ไปยัง 68 mm เพื่อบังคับให้อากาศค่อยๆ ไหลเข้าไปผสมกับเชื้อเพลิงรวมทั้งป้องกันการสูญเสียความร้อน สำหรับการจุดเตาจะมีช่องสำหรับจุดเตา (Ignition port) โดยจะใช้เปลวไฟล่อ (Pilot flame) จากหัวเชื่อมแก๊ส นอกจากส่วนประกอบหลักๆ แล้วยังมีส่วนของ PB socket ทำหน้าที่เป็นส่วนเชื่อมต่อระหว่าง PB และ CB เพื่อให้อากาศที่ไหลออกจากช่องว่างที่ผนังของ PB ซึ่งทำหน้าที่หล่อเย็นไหลต่อไปยังผนังด้านนอกของ CB เพื่อหล่อเย็นรวมทั้งเป็นตัวควบคุมการเคลื่อนที่ขึ้นลงของ PB เพื่อปรับระยะห่างระหว่างวัสดุพอร์นทั้งสอง (PB และ PB)

ภายในหัวเผามีการวัดอุณหภูมิทั้งหมด 14 จุด โดย Thermocouple 2 ชนิดคือ N-type จำนวน 7 อัน และ B-type จำนวน 7 อัน โดยที่ N-type ใช้สำหรับวัดอุณหภูมิที่ชั้นตาข่ายสแตนเลสใน PB จำนวน 5 จุด (T_1 ถึง T_5) เพื่อศึกษากลไกการระเหย และสำหรับวัดอากาศขาเข้า (T_{in}) และขาออกจากระบบอุ่นอากาศ (T_{ap}) อย่างละ 1 จุด ในขณะที่ B-type ใช้วัดอุณหภูมิภายในห้องเผาใหม่จำนวน 2 จุด (T_6 และ T_7) ในการทดลองเบื้องต้น แต่อย่างไรก็ตามจากข้อจำกัดของการปรับระยะ X_{PB} ส่งผลให้ T_6 ไม่สามารถวัดอุณหภูมิที่แท้จริงของการเผาใหม่ได้ นอกจากนี้แล้วยังพบว่าการติดตั้ง T_6 รบกวนการผสมกันของเชื้อเพลิงและอากาศ ดังนั้นในงานทดลองหลักจึงตัด T_6 ออกไป สำหรับใน PE จะใช้ B-type วัดอุณหภูมิทั้งหมด 4 จุด (T_8 ถึง T_{11}) นอกจากนี้ในบริเวณทางออกของไอเสียจะวัดอีก 1 จุด (T_{12}) ด้วย Type B โดยที่ Thermocouple ทั้งหมดจะต่อเข้ากับอุปกรณ์บันทึกค่าอุณหภูมิ (Temperature recorder) และคอมพิวเตอร์ตามลำดับเพื่อบันทึกค่าอุณหภูมิแบบต่อเนื่องขณะทำการทดลอง และสำหรับการวัดแก๊สไอเสียจากการเผาใหม่จะวัด ณ ตำแหน่งทางออกของห้องเผาใหม่ด้วยเครื่องวิเคราะห์แก๊สไอเสีย (Exhaust gas analyzer) ที่ต่อเข้าคอมพิวเตอร์เพื่อแสดงผลแบบต่อเนื่องเช่นกัน ความดันสถิตในหัวเผาจะมีการวัดสองตำแหน่งคือ ที่บริเวณห้องเผาใหม่และทางด้านหลังวัสดุพูน PE ด้วยอุปกรณ์วัดความดันมานอมิเตอร์ (U-tube manometer) ดังรูปที่ 4.1

4.2 วัสดุอุปกรณ์ที่ใช้ในงานวิจัย

4.2.1 ระบบป้อนน้ำมันเชื้อเพลิง

ระบบป้อนน้ำมันเชื้อเพลิงจะใช้ลักษณะการซึมผ่านตาข่ายแทนการสเปรย์ ซึ่งจะใช้ถังแก๊สในโตรเจน เพื่อดันให้เชื้อเพลิงเหลวไหลผ่านทางสายไฮดรอลิกดังรูปที่ 4.2 ที่ปลายสายไฮดรอลิกจะต่อเข้ากับเข็มฉีดยาทางการแพทย์เพื่อหยดเชื้อเพลิงเหลวให้ซึมผ่านชั้นตาข่ายสแตนเลสที่เป็นวัสดุพอรุน

4.2.2 อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของน้ำมันเชื้อเพลิง (Kerosene)

อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของน้ำมันเชื้อเพลิงยี่ห้อ AALBORG รุ่น 1-800-866-3837 เป็นอุปกรณ์วัดอัตราการไหลของน้ำมันเชื้อเพลิงที่ป้อนเข้าหัวเผาซึ่งจะมีลูกกลอยบอกถึงค่าอัตราการไหลของเชื้อเพลิงดังรูปที่ 4.3 โดยที่อุปกรณ์วัดอัตราการไหลดังกล่าวได้ทำการเทียบค่าให้สามารถบ่งบอกถึงค่า FR ของน้ำมันเชื้อเพลิงได้

4.2.3 อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของแก๊ส (LPG) และอากาศ

อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของแก๊ส (LPG) และอากาศดังรูปที่ 4.4 เป็นอุปกรณ์วัดอัตราการไหลของแก๊ส (LPG) และอากาศที่เข้าไปยังหัวเผา โดยในการทดลองจะใช้ Rotameter ยี่ห้อ Bailey-Fischer & Porter GmbH ซึ่งเป็นอุปกรณ์วัดอัตราการไหลที่สามารถรักษาความดัน ตกคร่อมให้มีค่าคงที่ตลอดช่วงการวัดด้วยการเปลี่ยนขนาดพื้นที่ที่ของไหลไหลผ่านไปตามปริมาณของการไหลและยังสามารถให้ความถูกต้องที่ดีแม้้อัตราการไหลจะมีค่าต่ำ

4.2.4 อุปกรณ์วัดอุณหภูมิ (Thermocouple)

Thermocouple ดังรูปที่ 4.5 เป็นอุปกรณ์วัดอุณหภูมิซึ่งแสดงด้วยสัญลักษณ์ T_1 ถึง T_{14} รวมทั้ง T_{air} และ T_{sp} ซึ่งประกอบด้วย Thermocouple 2 ชนิด คือ N-type และ B-type โดยที่ N-type มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 1 mm ประกอบด้วยสายบวกและสายลบ โดยสายบวกทำจากโลหะผสมระหว่างนิกเกิล 10% และโครเมียม 90% ส่วนสายลบทำจากโลหะผสมระหว่างนิกเกิล 95% และโลหะผสมของอลูมิเนียม แมงกานีสและซิลิกอนอีก 5% สามารถใช้งานในสภาวะที่เป็น Oxidizing หรือ Inert ได้ดี ทนอุณหภูมิสูงสุดประมาณ 1260 °C (2300 °F) และเทอร์โมคัปเปิ้ล Type B ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 3 mm สายบวกทำจากโลหะผสมระหว่างแพลทตินัม 70% และโรเดียม 30% สายลบทำจากโลหะผสมระหว่างแพลทตินัม 94% และโรเดียม 6% สามารถใช้งานได้ในช่วงอุณหภูมิ 300 °C ถึงประมาณ 1700 °C ซึ่งเหมาะสำหรับการวัดอุณหภูมิในบริเวณเกิดการเผาไหม้

4.2.5 อุปกรณ์บันทึกค่าอุณหภูมิ (Temperature recorder)

อุปกรณ์บันทึกค่าอุณหภูมิ (Temperature recorder) ใช้ Data Logger รุ่น DT-600 ดังรูปที่ 4.6 เป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในการเก็บบันทึกค่าอุณหภูมิแบบต่อเนื่อง โดยจะถูกต่อเข้ากับเครื่องคอมพิวเตอร์

4.2.6 เครื่องวิเคราะห์แก๊สไอเสีย (Exhaust gas analyzer)

เครื่องวิเคราะห์แก๊สไอเสีย (Exhaust gas analyzer) ดังรูปที่ 4.7 เป็นอุปกรณ์ที่ใช้วิเคราะห์แก๊สไอเสียที่ปล่อยออกมาหลังจากเกิดการเผาไหม้ โดยใช้เครื่องของบริษัท MESSTECHNIK EHEIM รุ่น Visi-01L ในการวัดค่า CO, CO₂, O₂ และ NO_x จะเป็นลักษณะของการวิเคราะห์แก๊สไอเสียแบบแห้ง (Dry-basis) ซึ่งจะวัดที่ตำแหน่งทางด้านท้ายน้ำ (Downstream) ของหัวเผา

4.2.7 อุปกรณ์ควบคุมความดัน (Pressure regulator)

อุปกรณ์ควบคุมความดัน (Pressure regulator) ดังรูปที่ 4.8 จะใช้ยี่ห้อ Hoerbiger รุ่น SK-1/4 ซึ่งเป็นอุปกรณ์ในการควบคุมความดันของอากาศที่มาจากคอมเพรสเซอร์ให้มีค่าคงที่ตลอดการทดลอง และยังสามารถดึงไอน้ำออกจากอากาศก่อนป้อนอากาศเข้าสู่เตาเพื่อทำการเผาไหม้ต่อไปได้

4.2.8 อุปกรณ์วัดความดัน (U-tube manometer)

อุปกรณ์วัดความดัน (U-tube manometer) ดังรูปที่ 4.9 เป็นอุปกรณ์ที่ใช้วัดความแตกต่างความดัน (ΔP) ภายในห้องเผาไหม้และก่อนเข้าบริเวณถังพักไอเสียเทียบกับบรรยากาศภายนอกซึ่งแสดงในรูปความสูงของระดับน้ำ

4.2.9 เครื่องอัดอากาศ (Air-compressor)

อุปกรณ์จ่ายอากาศหรือเครื่องอัดอากาศ (Air-compressor) จะใช้จำนวน 2 ตัวดังรูปที่ 4.10 ในการช่วยจ่ายอากาศให้มีปริมาณเพียงพอต่อการทำงาน โดยตัวหนึ่งจะทำหน้าที่อัดอากาศ และอีกตัวหนึ่งจะทำหน้าที่เป็นถังพักอากาศ

4.2.10 ระบบระบายแก๊สไอเสีย

ระบบระบายแก๊สไอเสียดังรูปที่ 4.11 จะประกอบด้วยถังพักไอเสียซึ่งต่อเข้ากับท่อสแตนเลสทำหน้าที่ในการระบายไอเสียออกไปที่นอกอาคาร โดยท่อสแตนเลสจะต่อเข้ากับท่อฟรอยอ่อน และติดเข้ากับพัดลมอุตสาหกรรมซึ่งช่วยในการดูดแก๊สไอเสีย

4.3 วิธีการทดลอง

ในการทดลองจะศึกษาอิทธิพลของระยะห่างระหว่างหัวเผาวัสดุพูน (PB) และวัสดุพูนแผ่นรังสี (PE) ซึ่งเรียกว่า X_{PB} อัตราการป้อนเชื้อเพลิง (Firing rate, FR) และอัตราส่วนสมมูล (Equivalence ratio, Φ) ซึ่งเป็นพารามิเตอร์ที่สำคัญที่ส่งผลต่อการเผาไหม้ โดยจะใช้เชื้อเพลิงแก๊ส LPG เชื้อเพลิงเหลว Kerosene และเชื้อเพลิงผสมระหว่าง LPG กับ Kerosene เป็นเชื้อเพลิงในการทดสอบ ซึ่งจะมีขั้นตอนการทดลองดังต่อไปนี้

4.3.1 กรณีทดลองเชื้อเพลิง LPG

1. ปรับ X_{PB} ให้อยู่ที่ตำแหน่ง -20 mm (ระยะห่างระหว่าง PB และ PE มากที่สุดซึ่งให้ขนาดของห้องผสมกว้างที่สุด)
2. เปิดวาล์วอากาศเพียงเล็กน้อย พร้อมทั้งเปิดระบบระบายไอเสียเพื่อป้องกันไม่ให้เชื้อเพลิงสะสมอยู่ในระบบมากเกินไปอาจเกิดอันตรายได้
3. เปิด Ignition port แล้วเปิดวาล์วแก๊ส LPG เล็กน้อยเพื่อป้อนเชื้อเพลิงเข้าสู่หัวเผา แล้วใช้เปลวไฟล่อจ่อที่ทางช่อง Ignition port เป็นเวลา 3 วินาที พร้อมทั้งสังเกตการติดไฟจากอุณหภูมิใน Combustor block ที่เพิ่มขึ้น (หากไม่มีการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิภายใน Combustor block ให้นำเปลวไฟล่อออกแล้วจ่อใหม่อีกครั้งจนกว่าจะติด) จากนั้นนำเปลวไฟล่อออกและปิดช่อง Ignition port
4. ทำการอุ่นเตาประมาณ 1-2 ชั่วโมง ที่ $FR = 5 \text{ kW}$ เพื่อให้วัสดุพูนดูดซับความร้อนจากการเผาไหม้ซึ่งจะนำมาใช้ในการหมุนเวียนความร้อนในระบบต่อไป
5. ปรับปริมาณอากาศเพื่อศึกษาอิทธิพลของค่า Φ (คำนวณจากปริมาณ O_2 ส่วนเกินที่วัดได้จากเครื่องวัดไอเสีย) โดยทุกครั้งที่ปริมาณการจ่ายอากาศเปลี่ยนแปลงให้รอจนกระทั่งระบบเข้าสู่สภาวะ Steady state โดยสังเกตจากอุณหภูมิที่แสดงทางหน้าจอคอมพิวเตอร์ และปริมาณแก๊สไอเสียจากเครื่องวิเคราะห์แก๊สไอเสีย แล้วจึงทำการเก็บค่าอุณหภูมิที่ตำแหน่งต่างๆ ในเตาเผาทั้งหมด 14 โดย Data logger ผ่านทาง Computer ความดันจาก U-tube manometer และการปลดปล่อย CO , CO_2 , O_2 และ NO_x จากเครื่องวิเคราะห์แก๊สไอเสีย
6. ปรับค่า Φ กลับไปที่จุดที่ดีที่สุด ($\Phi = 0.34$) ซึ่งเป็นสภาวะที่ให้โครงสร้างอุณหภูมิการเผาไหม้สูงและปริมาณ CO และ NO_x ต่ำเพื่อใช้เป็นค่าเริ่มต้นของการศึกษาอิทธิพลระยะ X_{PB}
7. ปรับเพิ่มค่าระยะ X_{PB} ทีละ 2 mm และควบคุมให้ปริมาณ O_2 ส่วนเกินคงที่โดยการปรับปริมาณการจ่ายอากาศ (Φ ที่คง) ที่จนกระทั่ง $X_{PB} = 0 \text{ mm}$ รวมทั้งสิ้น 10 ค่าซึ่งในแต่ละครั้งจะรอจนกระทั่งระบบเข้าสู่สภาวะ Steady state แล้วจึงบันทึกค่าต่างๆ

8. ปรับระยะ X_{PB} กลับไปที่ตำแหน่งที่ทำให้การเผาไหม้ดีที่สุด ($X_{PB} = -8$ mm) สังเกตได้จากอุณหภูมิสูงและมลพิษต่ำรอจนระบบเข้าสู่ Steady state แล้วใช้สภาวะนั้นๆเป็นสภาวะเริ่มต้นของการศึกษาอิทธิพลของค่า อัตราการป้อนเชื้อเพลิง (FR)
9. ปรับเพิ่ม FR ที่ละ 1 kW และควบคุมให้ปริมาณ O_2 ส่วนเกินคงที่โดยการปรับปริมาณการจ่ายอากาศ (Φ ที่คง) รอจนระบบเข้าสู่ Steady state แล้วจึงบันทึกค่าต่างๆ

4.3.2 กรณีทดลองเชื้อเพลิงเหลว Kerosene

1. ดำเนินการเช่นเดียวกับกรณีทดสอบโดยเชื้อเพลิง LPG (4.3.1) ตั้งแต่ข้อ 1 ถึง 3
2. ทำการอุ่นเตาประมาณ 1-2 ชั่วโมง ที่ $FR = 5$ kW เพื่อให้แน่ใจว่า PB สามารถดูดซับความร้อนจากการแผ่รังสีของ PE จนกระทั่งอุณหภูมิผิวหน้า PB ที่ตำแหน่งที่ 5 (T_5) มีค่าสูงประมาณ 250 °C ซึ่งเพียงพอต่อการระเหยเชื้อเพลิง Kerosene
3. ป้อนเชื้อเพลิงเหลว Kerosene โดยจะต้องปรับเพิ่มปริมาณอากาศล่วงหน้า จากนั้นค่อยๆเปิดวาล์วน้ำมันพร้อมกับค่อยๆหรีวาล์วแก๊ส LPG จนปิดสนิท (การเพิ่มปริมาณเชื้อเพลิงเหลวและลดปริมาณแก๊ส LPG จะต้องทำในสัดส่วนทางความร้อนที่เท่ากันเพื่อรักษาอัตราความร้อนป้อนสู่เตาให้คงที่)
4. ปรับระยะ X_{PB} ให้มีค่าเท่ากับ -8 mm ซึ่งเป็นสภาวะการทดลองมีดีที่สุดของ LPG ซึ่งให้อุณหภูมิการเผาไหม้สูงและปริมาณมลพิษต่ำรวมทั้งอุณหภูมิใน PB สูงเกินพอสำหรับการระเหย รอจนระบบเข้าสู่ Steady state สังเกตค่า Φ แล้วจึงบันทึกค่าต่างๆ
5. ปรับปริมาณอากาศเพื่อศึกษาอิทธิพลของค่า Φ (คำนวณจากปริมาณ O_2 ส่วนเกินที่วัดได้จากเครื่องวัดไอเสีย) โดยทุกครั้งที่ปริมาณการจ่ายอากาศเปลี่ยนแปลงให้รอจนกระทั่งระบบเข้าสู่สภาวะ Steady state โดยสังเกตจากอุณหภูมิที่แสดงทางหน้าจอคอมพิวเตอร์ และปริมาณแก๊สไอเสียจากเครื่องวิเคราะห์แก๊สไอเสีย แล้วจึงทำการเก็บค่าต่างๆ
6. ปรับค่า Φ กลับไปที่จุดที่ดีที่สุด ($\Phi = 0.39$) ซึ่งเป็นสภาวะที่ให้โครงสร้างอุณหภูมิการเผาไหม้สูงและปริมาณ CO และ NO_x ต่ำเพื่อใช้เป็นค่าเริ่มต้นของการศึกษาอิทธิพลระยะ X_{PB}
7. ปรับเพิ่มค่าระยะ X_{PB} ทีละ 2 mm และควบคุมให้ปริมาณ O_2 ส่วนเกินคงที่โดยการปรับปริมาณการจ่ายอากาศ (Φ ที่คง) ที่จนกระทั่ง $X_{PB} = 0$ mm รวมทั้งสิ้น 10 ค่าซึ่งในแต่ละครั้งจะรอจนกระทั่งระบบเข้าสู่สภาวะ Steady state แล้วจึงบันทึกค่าต่างๆ
8. ปรับสภาวะการทดลองกลับไปให้ $\Phi = 0.39$ และ $X_{PB} = -8$ mm ซึ่งเป็นสภาวะการทดลองที่ดีที่สุด สังเกตได้จากอุณหภูมิสูงและมลพิษต่ำ รอจนระบบเข้าสู่ Steady state แล้วใช้สภาวะนั้นๆเป็นสภาวะเริ่มต้นของการศึกษาอิทธิพลของค่า อัตราการป้อนเชื้อเพลิง (FR)
9. ปรับเพิ่ม FR ที่ละ 1 kW และควบคุมให้ปริมาณ O_2 ส่วนเกินคงที่โดยการปรับปริมาณการจ่ายอากาศ (Φ ที่คง) รอจนระบบเข้าสู่ Steady state แล้วจึงบันทึกค่าต่างๆ

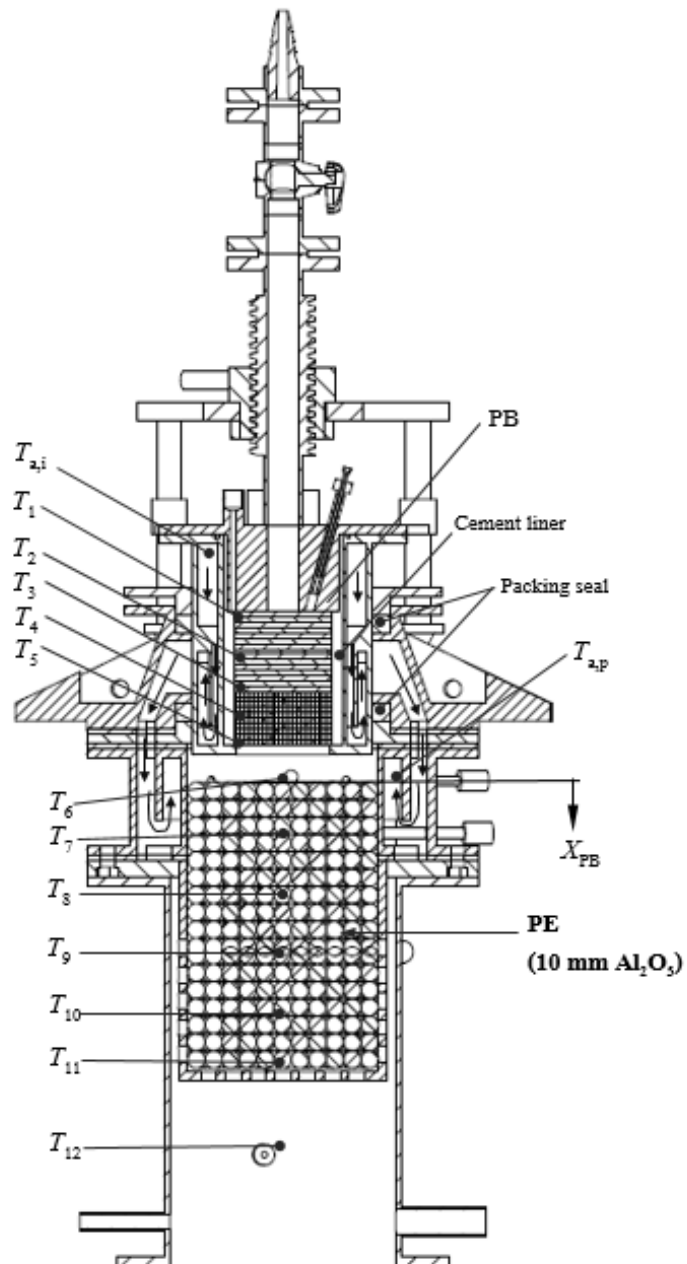
4.3.3 กรณีทดลองเชื้อเพลิงผสมระหว่าง LPG และ Kerosene

1. ดำเนินการเช่นเดียวกับกรณีทดสอบโดยเชื้อเพลิง LPG (4.3.1) ตั้งแต่ข้อ 1 ถึง 3
2. ทำการอุ่นเตาประมาณ 1-2 ชั่วโมง ที่ $FR = 5 \text{ kW}$ เพื่อให้แน่ใจว่า PB สามารถดูดซับความร้อนจากการแผ่รังสีของ PE จนกระทั่งอุณหภูมิผิวหน้า PB ที่ตำแหน่งที่ 5 (T_5) มีค่าสูงประมาณ $250 \text{ }^\circ\text{C}$ ซึ่งเพียงพอต่อการระเหยเชื้อเพลิง Kerosene
3. ป้อนเชื้อเพลิงเหลว Kerosene โดยจะต้องปรับเพิ่มปริมาณอากาศล่วงหน้า จากนั้นค่อยๆเปิดวาล์ว น้ำมันจนได้ FR เท่ากับครึ่งหนึ่งของ FR เดิม พร้อมกับค่อยๆหรีวาล์วแก๊ส LPG จนได้ค่า FR ลดลงครึ่งหนึ่ง (การเพิ่มปริมาณเชื้อเพลิงเหลวและลดปริมาณแก๊ส LPG จะต้องทำในสัดส่วนทางความร้อนที่เท่ากันเพื่อรักษาอัตราความร้อนป้อนสู่เตาให้คงที่)
4. ปรับระยะ X_{PB} ให้มีค่าเท่ากับ -8 mm ซึ่งเป็นสภาวะการทดลองที่ดีที่สุดของ LPG ซึ่งให้อุณหภูมิการเผาไหม้สูงและปริมาณมลพิษต่ำรวมทั้งอุณหภูมิใน PB สูงเกินพอสำหรับการระเหย รอจนระบบเข้าสู่ Steady state สังเกตค่า Φ แล้วจึงบันทึกค่าต่างๆ
5. ปรับปริมาณอากาศเพื่อศึกษาอิทธิพลของค่า Φ (คำนวณจากปริมาณ O_2 ส่วนเกินที่วัดได้จากเครื่องวัดไอเสีย) โดยทุกครั้งที่ปริมาณการจ่ายอากาศเปลี่ยนแปลงให้รอจนกระทั่งระบบเข้าสู่สภาวะ Steady state โดยสังเกตจากอุณหภูมิที่แสดงทางหน้าจอคอมพิวเตอร์ และปริมาณแก๊สไอเสียจากเครื่องวิเคราะห์แก๊สไอเสีย แล้วจึงทำการเก็บค่าต่างๆ
6. ปรับค่า Φ กลับไปที่จุดที่ดีที่สุด ($\Phi = 0.40$ แต่เลือก 0.39 เพื่อเปรียบเทียบกับเชื้อเพลิง Kerosene) เพื่อใช้เป็นค่าเริ่มต้นของการศึกษาอิทธิพลระยะ X_{PB}
7. ปรับเพิ่มค่าระยะ X_{PB} ทีละ 2 mm และควบคุมให้ปริมาณ O_2 ส่วนเกินคงที่โดยการปรับปริมาณการจ่ายอากาศ (Φ ที่คง) ที่จนกระทั่ง $X_{PB} = 0 \text{ mm}$ รวมทั้งสิ้น 10 ค่าซึ่งในแต่ละครั้งจะรอจนกระทั่งระบบเข้าสู่สภาวะ Steady state แล้วจึงบันทึกค่าต่างๆ
8. ปรับสภาวะการทดลองกลับไปให้ $\Phi = 0.39$ และ $X_{PB} = -8 \text{ mm}$ ซึ่งเป็นสภาวะการทดลองที่ดีที่สุด สังเกตได้จากอุณหภูมิสูงและมลพิษต่ำ รอจนระบบเข้าสู่ Steady state แล้วใช้สภาวะนั้นๆเป็นสภาวะเริ่มต้นของการศึกษาอิทธิพลของค่า อัตราการป้อนเชื้อเพลิง (FR)
9. ปรับเพิ่ม FR ทีละ 1 kW และควบคุมให้ปริมาณ O_2 ส่วนเกินคงที่โดยการปรับปริมาณการจ่ายอากาศ (Φ ที่คง) รอจนระบบเข้าสู่ Steady state แล้วจึงบันทึกค่าต่างๆ

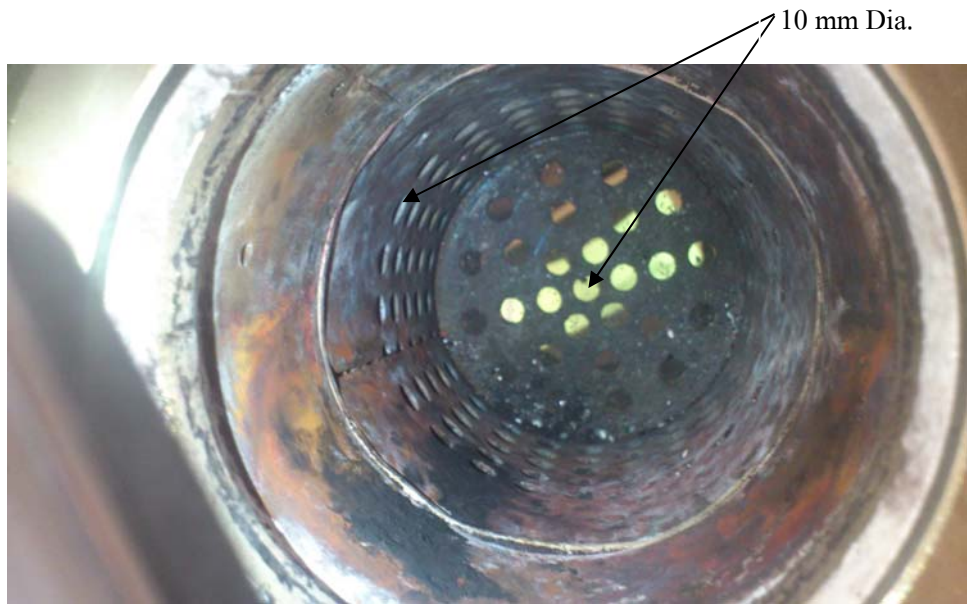
บทที่ 5 ผลการทดลองเบื้องต้น

5.1 การทดลองครั้งที่ 1

5.1.1 อุปกรณ์การทดลองครั้งที่ 1



รูปที่ 5.1 Schematic diagram แสดงตำแหน่งการวัดอุณหภูมิของหัวเผาในการทดลองครั้งที่ 1



(ก)



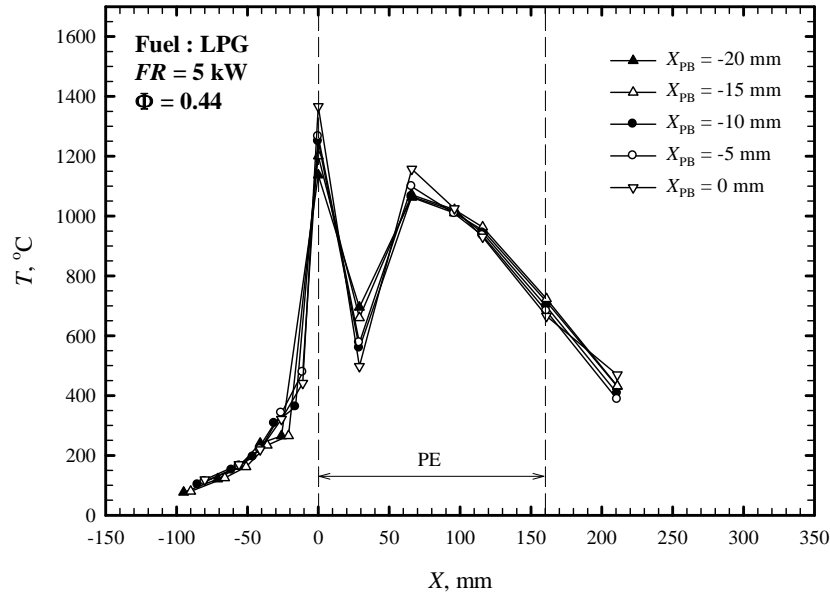
(ข)

รูปที่ 5.2 รูปถ่ายส่วนประกอบของ PE ในการทดลองครั้งที่ 1

- หมายเหตุ:
1. PE มีลักษณะเป็นตระกร้าที่ยังไม่มีการปิดรูด้านข้างด้วยปูนทนไฟดังรูปที่ 5.2ก และ 5.2ข
 2. ใช้ Al_2O_3 ขนาด 10 mm เป็นวัสดุพูน โดยมีการจัดเรียงให้สูงกว่ารูจ่ายอากาศ เพื่อที่จะทำให้สามารถปรับระยะ X_{PB} มาที่ 0 mm ได้ดังรูปที่ 5.1

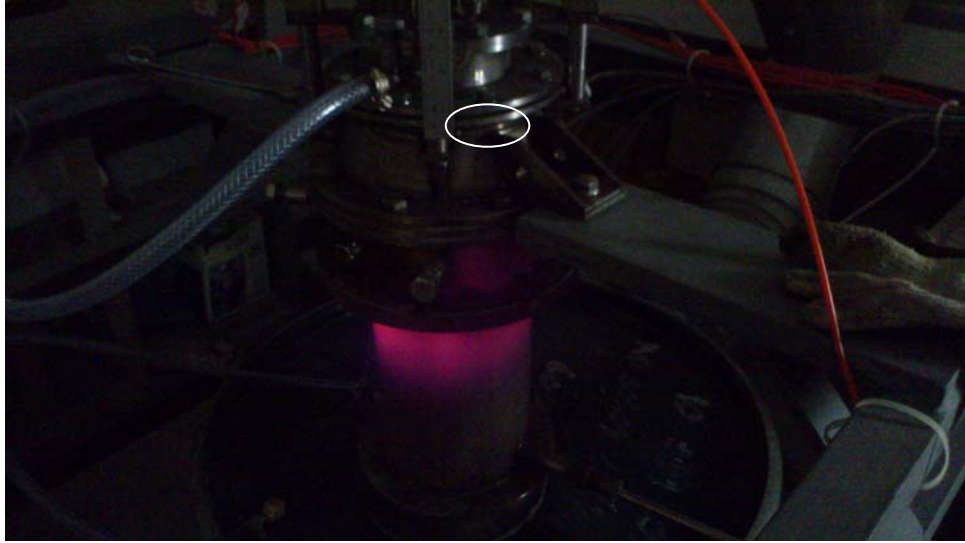
5.1.2 ผลการทดลองครั้งที่ 1

1. อิทธิพลของ X_{PB} (FR และ Φ คงที่) ต่อโครงสร้างอุณหภูมิเมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG (1st Test)



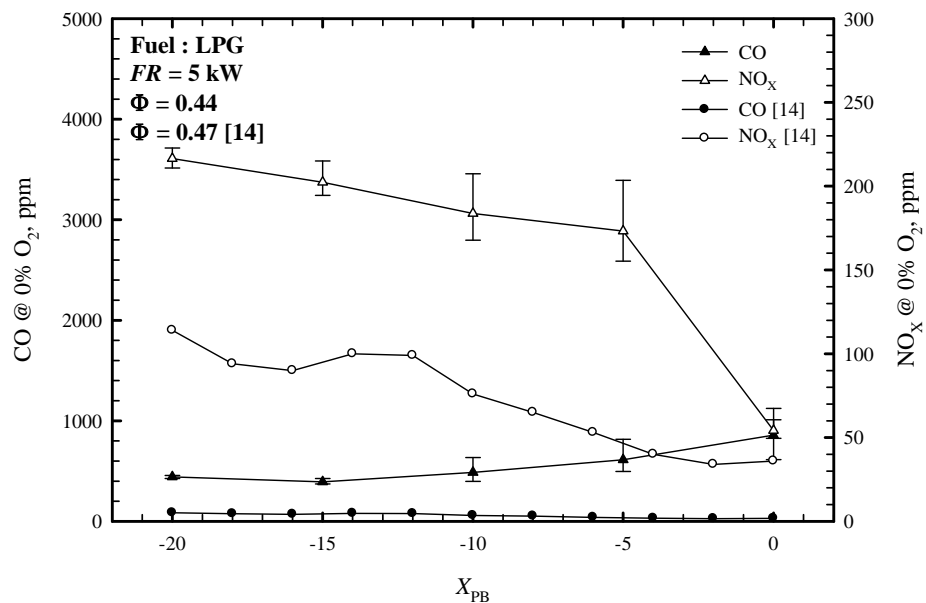
รูปที่ 5.3 อิทธิพลของ X_{PB} (FR และ Φ คงที่) ต่อโครงสร้างอุณหภูมิเมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG (1st Test)

จากรูปที่ 5.3 พบว่าเมื่อเพิ่มระยะ X_{PB} ส่งผลให้เปลวไฟเคลื่อนที่ไปทางซ้ายน้ำสังเกตได้จากอุณหภูมิการเผาไหม้ภายใน PE ยกตัวสูงขึ้นซึ่งเป็นผลมาจากการเปลี่ยนแปลงรูปแบบการเผาไหม้จากการเผาไหม้เชื้อเพลิงที่ผสมมาก่อนเป็นแบบไม่ผสมมาก่อนทำให้เปลวไฟยาวขึ้น และผลจากการที่เกิดการเผาไหม้ในวัสดุพูนมากขึ้นทำให้ได้ผลของการหมุนเวียนความร้อนมากขึ้นส่งผลให้อุณหภูมิการเผาไหม้ใน PE สูงขึ้น แต่อย่างไรก็ตามเนื่องจากตำแหน่งของการติดตั้ง Thermocouple ดังแสดงในรูปที่ 5.1 ไม่ละเอียดเพียงพอเนื่องจากข้อจำกัดของการออกแบบทำให้อุณหภูมิที่วัดได้จากตำแหน่ง T_6 ในสถานะการทดลองที่ X_{PB} ต่ำๆ (เชื้อเพลิงมีการผสมมาก่อน) มีค่าต่ำกว่าอุณหภูมิสูงสุดของเปลวไฟในสถานะการทดลองที่ X_{PB} สูงๆ (เชื้อเพลิงไม่มีการผสมมาก่อน) เนื่องจากอุณหภูมิที่วัดได้ ณ ตำแหน่งนี้ไม่ใช่อุณหภูมิที่แท้จริงของเปลวไฟซึ่งคาดว่ามีความสูงกว่านี้และเกิดก่อนหน้านี้นี้สังเกตได้จากความชันของกราฟที่ยังมีค่าเป็นลบ และนอกจากนี้เมื่อพิจารณาที่ T_7 ไม่สามารถบ่งบอกอุณหภูมิการเผาไหม้ที่แท้จริงได้เนื่องจากการเผาไหม้ไม่ได้เกิดขึ้นตลอดหน้าตัดของห้องเผาไหม้อันยืนยันได้จากรูปที่ 5.4



รูปที่ 5.4 รูปถ่ายแสดงการเกิดการเผาไหม้ที่ไม่เต็มหน้าตัดของห้องเผาไหม้

2. อิทธิพลของ X_{PB} (FR และ Φ คงที่) ต่อปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียเมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG (1st Test)



รูปที่ 5.5 อิทธิพลของ X_{PB} (FR และ Φ คงที่) ต่อปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียเมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG (1st Test) เปรียบเทียบกับงานวิจัยในอดีต [14]

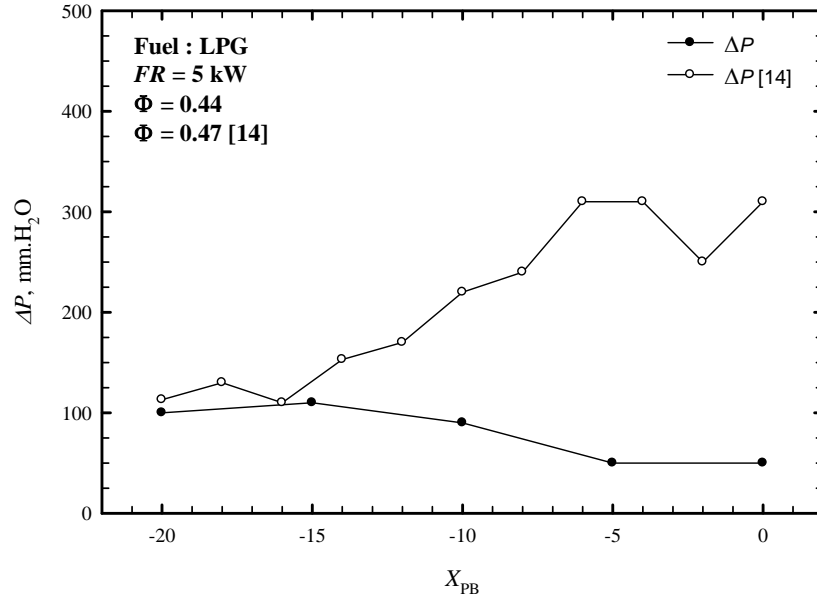
จากรูปที่ 5.5 พบว่าเมื่อเพิ่มระยะ X_{PB} ปริมาณ CO และ NO_x มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นและลดลงตามลำดับ และพบว่าที่ค่า $X_{PB} = -10, -5$ และ 0 mm ค่า CO และ NO_x ที่วัดได้มีช่วงการแกว่งตัวที่สูงเนื่องจากการ

เผาไหม้ที่ไม่มีเสถียรภาพกล่าวคือบางช่วงเวลามีการเผาไหม้เกิดที่ด้านข้าง PE ซึ่งเกิดจากส่วนผสมระหว่างเชื้อเพลิงและอากาศเล็กน้อยที่ไหลออกจากรูด้านข้างของ PE มากกว่าไหลไปตามแนวแกนของ PE เนื่องจากความดันที่ด้านการไหลที่ต่ำกว่าดังแสดงในรูปที่ 5.6 ซึ่งส่งผลให้ปริมาณ CO และ NO_x มีการเปลี่ยนแปลงตามการติดดับของเปลวไฟด้านข้าง PE และเมื่อเปรียบเทียบกับงานวิจัยในอดีต [14] พบว่าทั้งปริมาณ CO และ NO_x มีค่าสูงกว่ามารวมทั้งแนวโน้มของปริมาณ CO ที่ตรงกันข้ามเมื่อเพิ่มระยะ X_{PB} ซึ่งมีสาเหตุมาจากส่วนผสมระหว่างอากาศและเชื้อเพลิงไม่ดีเนื่องจากวัสดุพอร์ซเลน Al_2O_3 กีดขวางช่องทางการจ่ายอากาศรวมทั้งระยะเวลาของการผสมกันระหว่างเชื้อเพลิงและอากาศภายใน PE มีน้อยเนื่องจากเชื้อเพลิงและอากาศไหลออกไปตามแนวรัศมีของ PE ซึ่งทำให้ความดันในการเผาไหม้ต่ำลงส่งผลให้อัตราการเกิดปฏิกิริยาการเผาไหม้ลดลง



รูปที่ 5.6 รูปถ่ายแสดงการเผาไหม้ที่เกิดภายนอก PE

3. อิทธิพลของ X_{PB} (FR และ Φ คงที่) ต่อความดันตกคร่อมห้องเผาไหม้ (ΔP) เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG (1st Test)



รูปที่ 5.7 อิทธิพลของ X_{PB} (FR และ Φ คงที่) ต่อ ΔP เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG (1st Test) เปรียบเทียบกับงานวิจัยในอดีต [14]

จากรูปที่ 5.7 พบว่าในงานวิจัยปัจจุบันเมื่อเพิ่มระยะ X_{PB} ทำให้ ΔP มีแนวโน้มลดลงซึ่งให้แนวโน้มที่ตรงข้ามกับงานวิจัยในอดีต [14] เนื่องจากอากาศมีการไหลแบบวงแหวนมากขึ้นเมื่อเพิ่มระยะ X_{PB} ทำให้การผสมกันระหว่างอากาศและเชื้อเพลิงเกิดขึ้นได้ยากขึ้นเนื่องจากอากาศบางส่วนไหลออกทางรูด้านข้างของ PE ทำให้ไม่เจอกับเชื้อเพลิงส่งผลให้อัตราการเกิดปฏิกิริยาการเผาไหม้ต่ำลงจึงทำให้ค่า ΔP ต่ำลง

5.1.3 ปัญหาที่พบจากการทดลองครั้งที่ 1

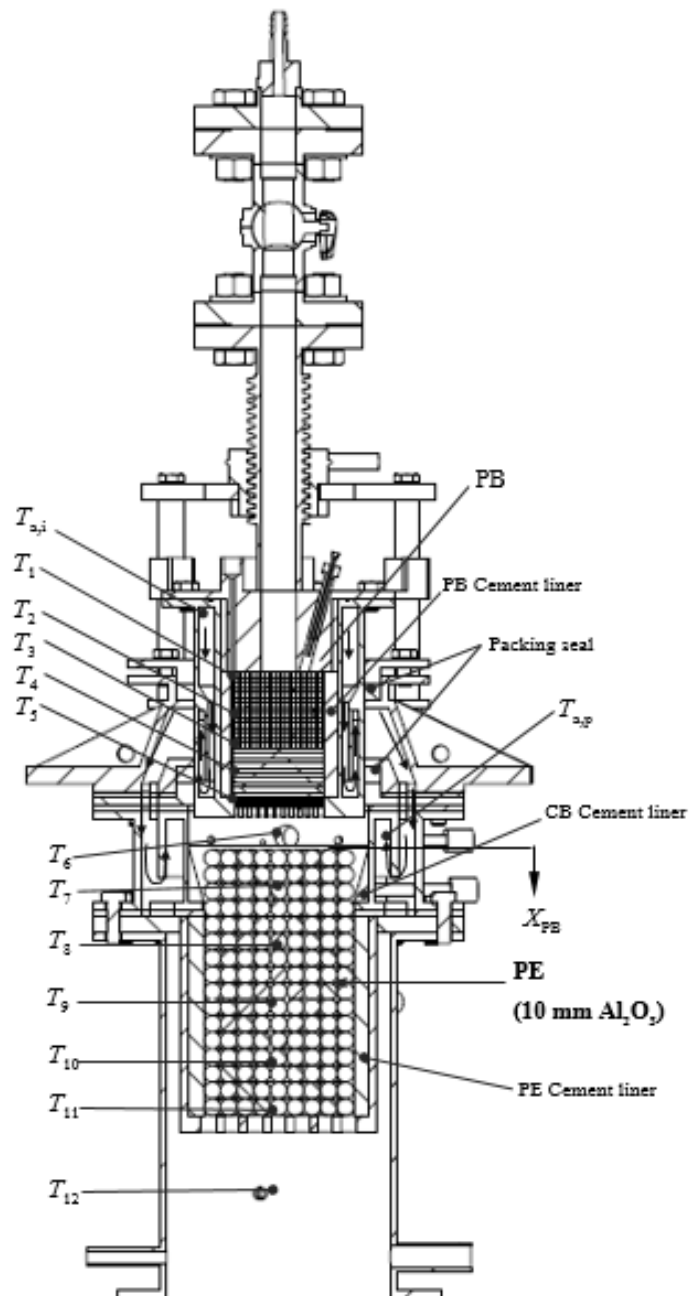
1. เมื่อเพิ่มค่า X_{PB} ส่งผลให้อากาศผสมกับเชื้อเพลิงได้ยากขึ้นไหลออกทางรูด้านข้างของ PE มากขึ้นทำให้ส่วนผสมระหว่างเชื้อเพลิงและอากาศแย่งทำให้อัตราการเกิดปฏิกิริยาการเผาไหม้ลดลง
2. ชั้นของวัสดุพูนที่ทำจากตาข่ายสแตนเลสยังคงหลอมละลายอยู่ดังรูปที่ 5.8



รูปที่ 5.8 ภาพถ่ายแสดงการหลอมละลายของชิ้นตาข่ายสแตนเลสใน PB

5.2 การทดลองครั้งที่ 2

5.2.1 อุปกรณ์การทดลองครั้งที่ 2



รูปที่ 5.9 Schematic diagram แสดงตำแหน่งการวัดอุณหภูมิของหัวเผาในการทดลองครั้งที่ 2



(ก)



(ข)



(ค)

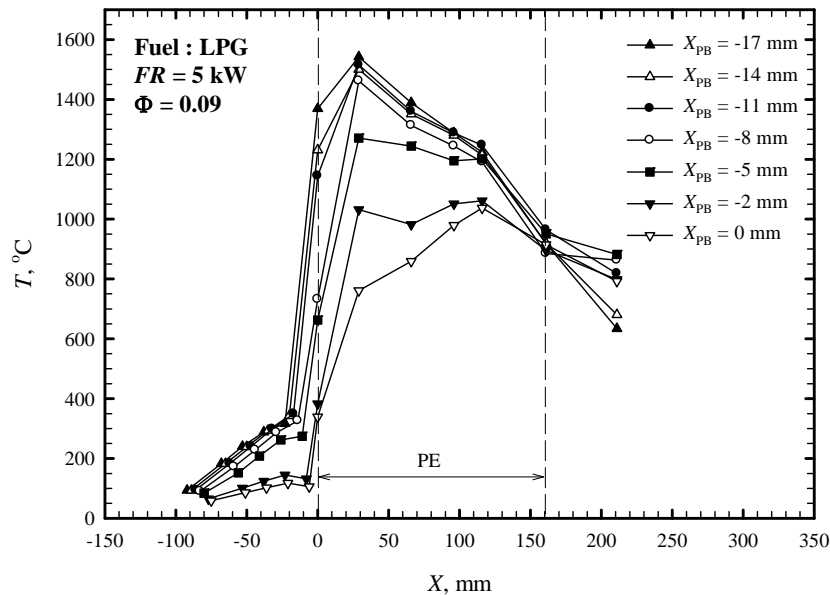
รูปที่ 5.10 ภาพถ่ายแสดงการปรับปรุงหัวเผาวัสดุพูนจากการทดลองครั้งที่ 1

1. การปรับปรุงอุปกรณ์จากการทดลองครั้งที่ 1

- เพิ่มความยาวของ PB อีก 5 mm โดยติดตั้งแผ่นสแตนเลสหนา 5 mm ซึ่งเจาะรูขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 3 mm จำนวน 97 รู เพื่อลดความรุนแรงของการแผ่รังสีของ PE มายังตาข่ายสแตนเลสและแก้ไขปัญหาของสภาวะการทดลองที่ระยะ $X_{PB} = 0$ mm โดยไม่ต้องจัดเรียงวัสดุพรุนไปที่คหวางช่องทางการจ่ายอากาศ (รูปที่ 5.10ก)
- ผนังด้านในของ CB มีการหล่อปูนทนไฟเป็น Taper ยาว 34 mm จากเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 108 mm ไปยัง 90 mm
- หล่อปูนทนไฟปิดรูในแนวรัศมีของ PE ทุกรูและหนา 10 mm เข้ามาด้านในเพื่อป้องกันไม่ให้อากาศไหลออกและป้องกันการสูญเสียความร้อนทางด้านข้างรวมทั้งลดขนาดของห้องเผาไหม้เพื่อเพิ่มโอกาสที่เชื้อเพลิงและอากาศจะพบกันได้มากขึ้น (รูปที่ 5.10ข และ 5.10ค)

5.2.2 ผลการทดลองครั้งที่ 2

1. อิทธิพลของ X_{PB} (FR และ Φ คงที่) ต่อโครงสร้างอุณหภูมิเมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG (2nd Test)



รูปที่ 5.11 อิทธิพลของ X_{PB} (FR และ Φ คงที่) ต่อโครงสร้างอุณหภูมิเมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG (2nd Test)

จากรูปที่ 5.11 พบว่าเมื่อเพิ่มระยะ X_{PB} ส่งผลให้เปลวไฟเคลื่อนที่ไปทางด้านท้ายน้ำ (Downstream) เนื่องจากการเปลี่ยนแปลงรูปแบบการเผาไหม้จากการเผาไหม้เชื้อเพลิงที่มีการผสมมาก่อน

(Premixed) เป็นแบบไม่มีการผสมมาก่อน (Non-premixed) และที่สภาวะการทดลองที่ $X_{PB} = -2 \text{ mm}$ และ 0 mm พบว่ามีเปลวไฟเกิดนอก PE ดังแสดงในรูปที่ 5.12ก และ 5.12ข ตามลำดับ ซึ่งแสดงให้เห็นว่าส่วนผสมระหว่างเชื้อเพลิงและอากาศไม่ดี รวมทั้งอัตราการเกิดปฏิกิริยาการเผาไหม้ที่ช้าเกินไป



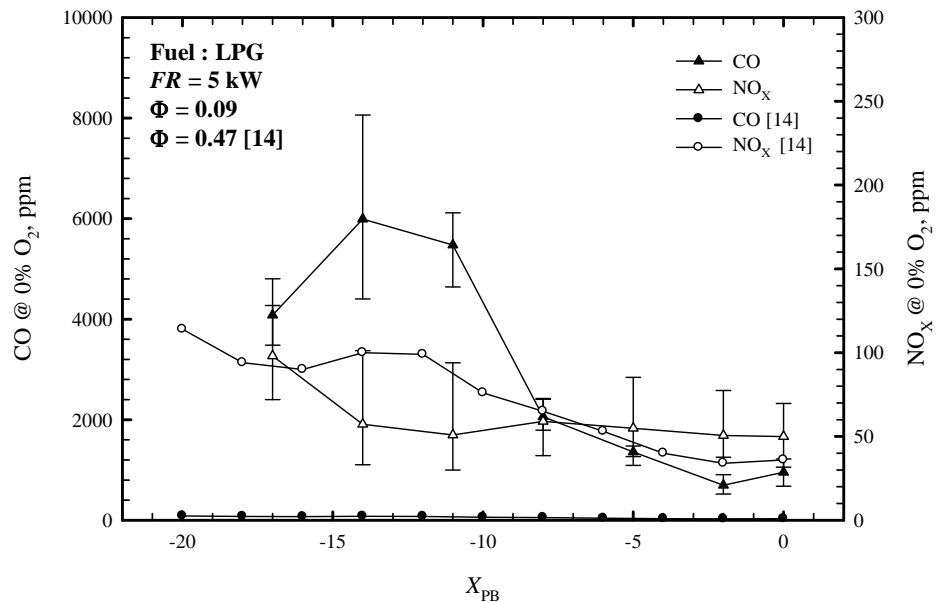
(ก)



(ข)

รูปที่ 5.12 ภาพถ่ายแสดงการเกิดเปลวไฟภายนอก PE

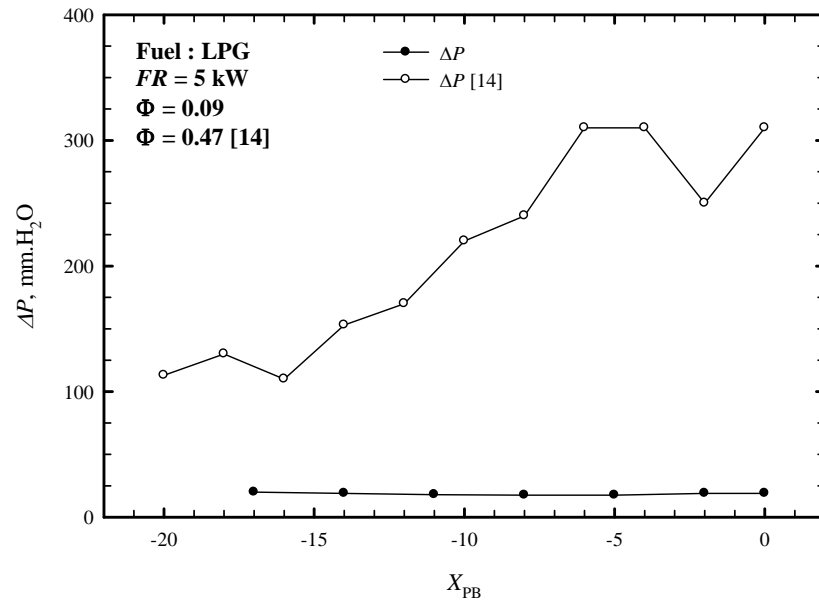
2. อิทธิพลของ X_{PB} (FR และ Φ คงที่) ปริมาณ CO และ NO_x เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG (2nd Test)



รูปที่ 5.13 อิทธิพลของ X_{PB} ต่อปริมาณ CO และ NO_x เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG (2nd Test) เปรียบเทียบกับงานวิจัยในอดีต [14]

จากรูปที่ 5.13 พบว่าค่า CO และ NO_x มีแนวโน้มลดลงเมื่อเพิ่มระยะ X_{PB} เนื่องจากผลของการเปลี่ยนรูปแบบการเผาไหม้ แต่อย่างไรก็ตามปริมาณยังคงสูงอยู่และมีค่าความคลาดเคลื่อนสูงซึ่งมีสาเหตุมาจากการเผาไหม้ที่ไม่เสถียร และเมื่อเปรียบเทียบกับงานวิจัยในครั้งก่อน [14] พบว่าปริมาณ CO มีค่าสูงกว่ามากทั้งที่เป็นการเผาไหม้ภายใต้สภาวะไอเจ็องกว่ามาก ซึ่งแสดงให้เห็นว่ายังไม่สามารถแก้ไขปัญหของส่วนผสมระหว่างเชื้อเพลิงและอากาศได้

3. อิทธิพลของ X_{PB} (FR และ Φ คงที่) ต่อ ΔP เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG (2nd Test)

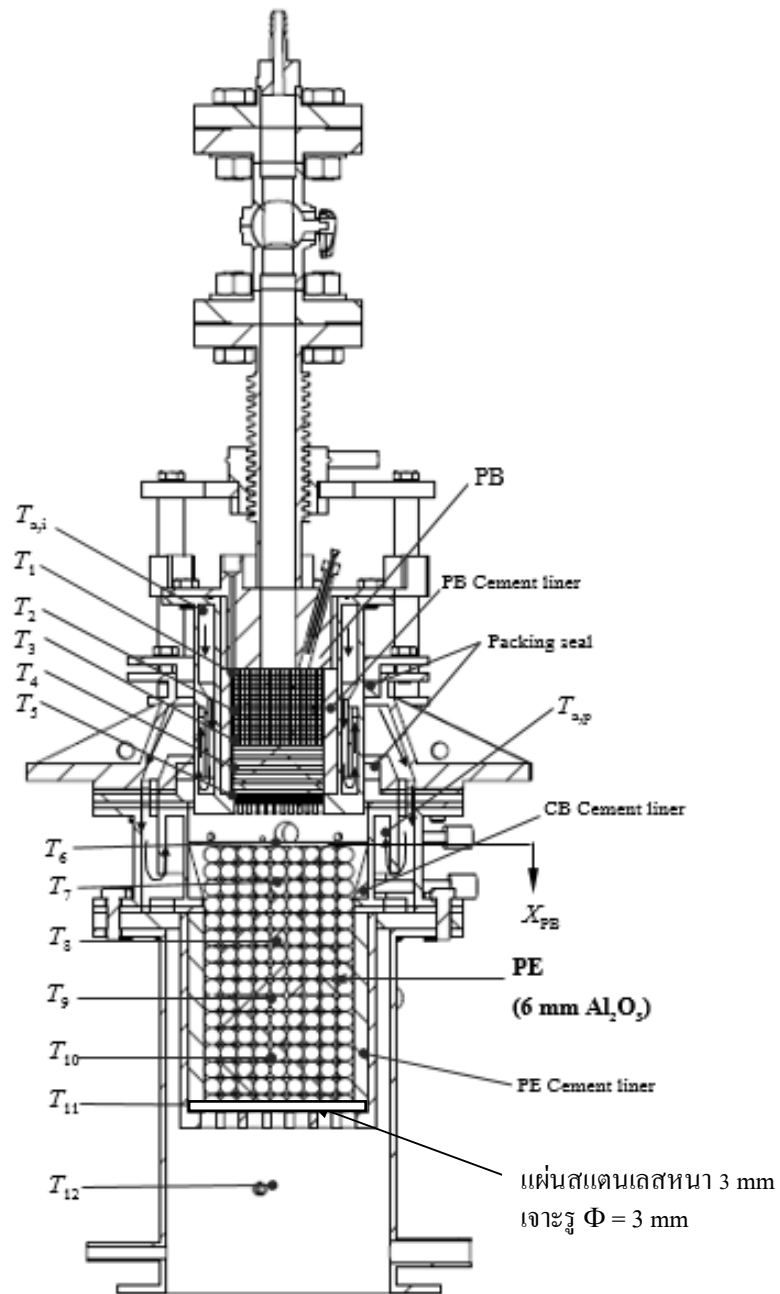


รูปที่ 5.14 อิทธิพลของ X_{PB} (FR และ Φ คงที่) ต่อ ΔP เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG (2nd Test) เปรียบเทียบกับงานวิจัยในอดีต [14]

จากรูปที่ 5.14 พบว่าในงานวิจัยปัจจุบันเมื่อเพิ่มระยะ X_{PB} ส่งผลต่อ ΔP น้อยมากซึ่งให้แนวโน้มที่แตกต่างจากงานวิจัยในครั้งก่อน [14] ซึ่งมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มระยะ X_{PB} และนอกจากนี้พบว่าค่า ΔP ในการทดลองครั้งนี้ต่ำกว่างานวิจัยในครั้งก่อนมาก [14] ทั้งที่ปริมาณอากาศส่วนเกินมากกว่า ซึ่งเป็นตัวยืนยันว่ายังไม่สามารถแก้ไขปัญหาในด้านส่วนผสมระหว่างเชื้อเพลิงและอากาศได้จึงทำให้เกิดการเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์จึงทำให้ความดันการเผาไหม้ต่ำ

5.3 การทดลองครั้งที่ 3

5.3.1 อุปกรณ์การทดลองครั้งที่ 3



รูปที่ 5.15 Schematic diagram แสดงตำแหน่งการวัดอุณหภูมิของหัวเผาในการทดลองครั้งที่ 3



(ก)



(ข)

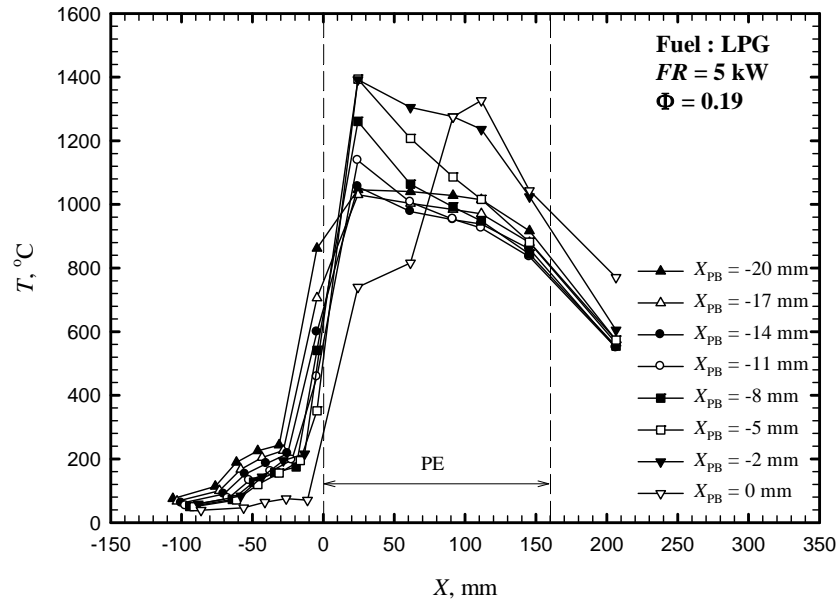
รูปที่ 5.16 รูปถ่ายแสดงการปรับปรุงหัวเผาจากการทดลองครั้งที่ 2

1. การปรับปรุงอุปกรณ์จากการทดลองครั้งที่ 2

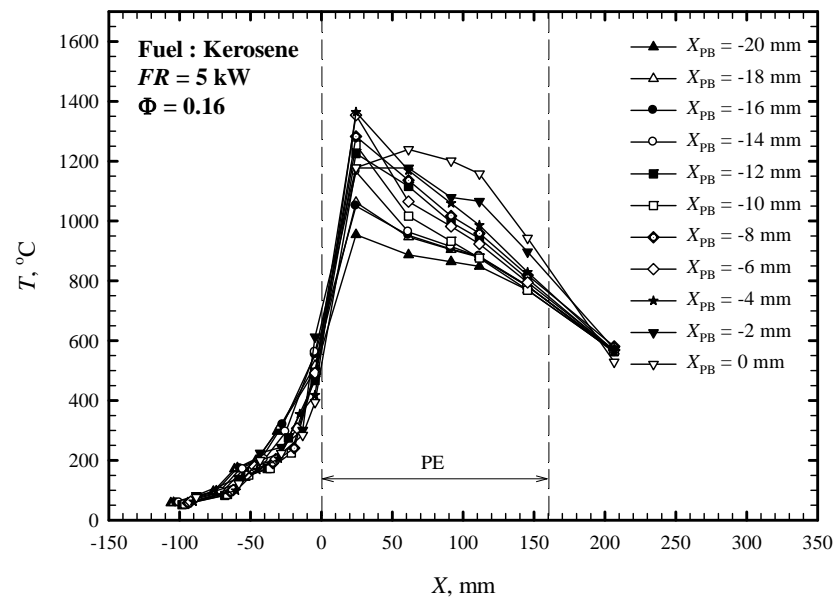
- เปลี่ยนขนาดของ Al_2O_3 จากขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 10 mm เป็น 6 mm เพื่อเพิ่มความปั่นป่วนของการไหลซึ่งคาดว่าจะทำให้เชื้อเพลิงและอากาศผสมกันได้ดีขึ้น (รูปที่ 5.16ก)
- ใช้แผ่นตะแกรงสแตนเลสเจาะรูขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 3 mm วางรองที่ทางออก PE เพื่อป้องกันไม่ให้ Al_2O_3 ไหลออกมาจาก PE (รูปที่ 5.16ข)

5.3.2 ผลการทดลองครั้งที่ 3

1. อิทธิพลของ X_{PB} (FR และ Φ คงที่) ต่อโครงสร้างอุณหภูมิเมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG (3rd Test)



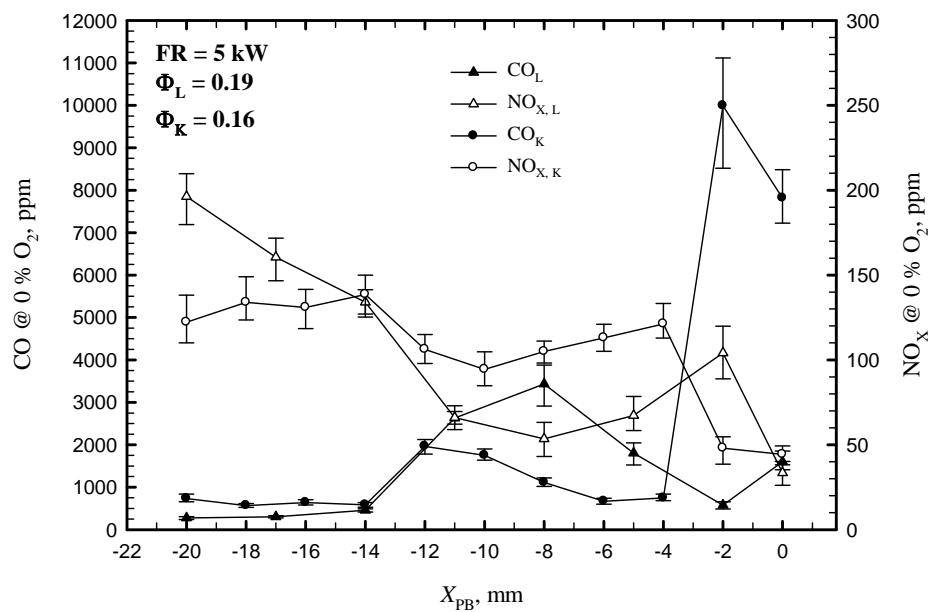
รูปที่ 5.17 อิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อโครงสร้างอุณหภูมิเมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG (3rd Test)



รูปที่ 5.18 อิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อโครงสร้างอุณหภูมิภายในหัวเผาเมื่อใช้ Kerosene (3rd Test)

จากรูปที่ 5.17 และ 5.18 พบว่าเชื้อเพลิงทั้ง 2 ชนิดให้แนวโน้มของโครงสร้างอุณหภูมิที่เหมือนกันเมื่อเพิ่มระยะ X_{PB} คือส่งผลให้ตำแหน่งการเผาไหม้เคลื่อนที่ไปทางด้านท้ายน้ำเนื่องจากการเปลี่ยนแปลงรูปแบบการเผาไหม้จาก Premixed เป็น Non-premixed แต่อย่างไรก็ตามเนื่องจากข้อจำกัดในการออกแบบทำให้ที่ตำแหน่ง T_6 (ห้องผสม) ไม่สามารถวัดอุณหภูมิการเผาไหม้ที่แท้จริงได้ จึงส่งผลให้สถานะการทดลองที่ X_{PB} มีค่าต่ำๆ ($X_{PB} = -20$ ถึง -8 mm) ซึ่งคาดว่ารูปแบบการเผาไหม้เป็นแบบ Premixed มีโครงสร้างอุณหภูมิที่ต่ำกว่า X_{PB} สูงๆ (Non-premixed) ซึ่งจากความชันของกราฟที่มีค่าเป็นลบประกอบกับปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสีย (รูปที่ 5.19) ทำให้สามารถคาดการณ์ได้ว่าการเผาไหม้เกิดขึ้นในห้องผสมซึ่งอยู่นอก PE

2. อิทธิพลของ X_{PB} (FR และ Φ คงที่) ต่อปริมาณ CO และ NO_x เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG และ Kerosene (3rd Test)

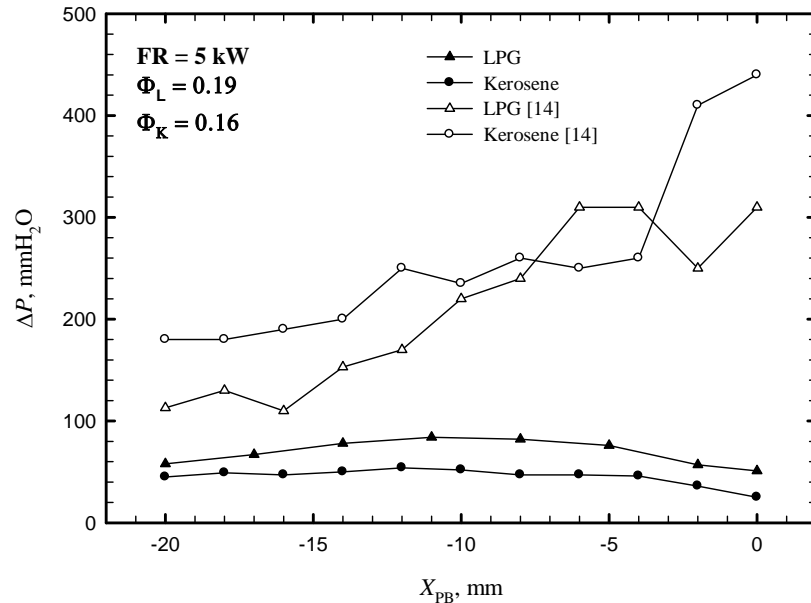


รูปที่ 5.19 อิทธิพลของ X_{PB} (FR และ Φ คงที่) ต่อปริมาณ CO และ NO_x เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG และ Kerosene (3rd Test)

จากรูปที่ 5.19 พบว่าเมื่อเพิ่มระยะ X_{PB} ทั้งสองเชื้อเพลิงให้แนวโน้มของปลดปล่อย NO_x ที่ลดลงเหมือนกันทั้งนี้เนื่องจากการเปลี่ยนรูปแบบการเผาไหม้จาก Premixed มาเป็น Non-premixed ช่วยให้เกิดการกระจายตัวของตำแหน่งการเผาไหม้ทำให้อุณหภูมิสูงสุดของการเผาไหม้ลดลงและส่งผลให้ NO_x ที่เกิดจาก Thermal NO_x ลดลง แต่อย่างไรก็ตามเมื่อพิจารณาการปลดปล่อย CO ของทั้งสองเชื้อเพลิงพบว่าให้แนวโน้มที่ตรงข้ามกับ NO_x ทั้งนี้เนื่องจากที่ค่า X_{PB} ต่ำๆการผสมกันระหว่างเชื้อเพลิง

และอากาศแยกลงส่งผลให้ปริมาณ CO เพิ่มขึ้น และเมื่อพิจารณาภาพรวมพบว่า CO ยังมีค่าสูงอยู่ซึ่งแสดงให้เห็นถึงปัญหาด้านส่วนผสมระหว่างเชื้อเพลิงและอากาศ

2. อิทธิพลของ X_{PB} (FR และ Φ คงที่) ต่อความดันตกคร่อมห้องเผาไหม้ ΔP เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG และ Kerosene (3rd Test)



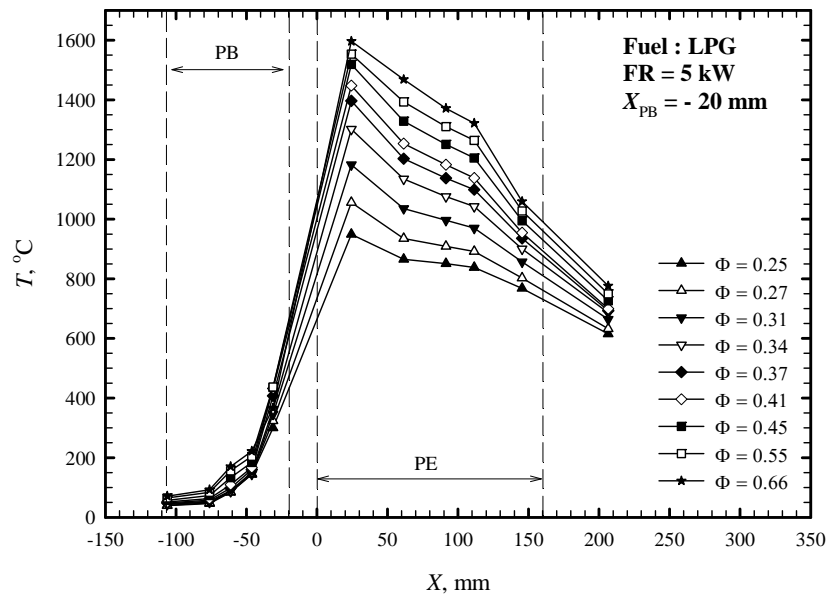
รูปที่ 5.20 อิทธิพลของ X_{PB} (FR และ Φ คงที่) ต่อ ΔP เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG และ Kerosene (3rd Test) เปรียบเทียบกับงานวิจัยในอดีต [14]

จากรูปที่ 5.20 พบว่าเมื่อเพิ่มระยะ X_{PB} ค่า ΔP ของงานวิจัยในครั้งนี้ให้แนวโน้มที่ไม่เปลี่ยนแปลงมากนักซึ่งให้แนวโน้มที่แตกต่างจากงานวิจัยในอดีต [14] ซึ่งให้ค่า ΔP มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มระยะ X_{PB} ซึ่งมีสาเหตุมาจากการที่พื้นที่การไหลลดลงประกอบกับการเผาไหม้เข้าไปเกิดใน PE มากขึ้นส่งผลให้ปฏิกิริยาการเผาไหม้รุนแรงขึ้น และยังพบว่ามีความต่ำกว่างานวิจัยในอดีตอยู่มากซึ่งแสดงให้เห็นถึงการเผาไหม้ยังไม่สมบูรณ์ คาดว่ามีสาเหตุมาจากส่วนผสมระหว่างอากาศและเชื้อเพลิงไม่ดีพอ จึงเป็นที่มาในการปรับปรุงหัวเผาในการทดลองครั้งถัดไปซึ่งให้ผลเป็นที่น่าพอใจ

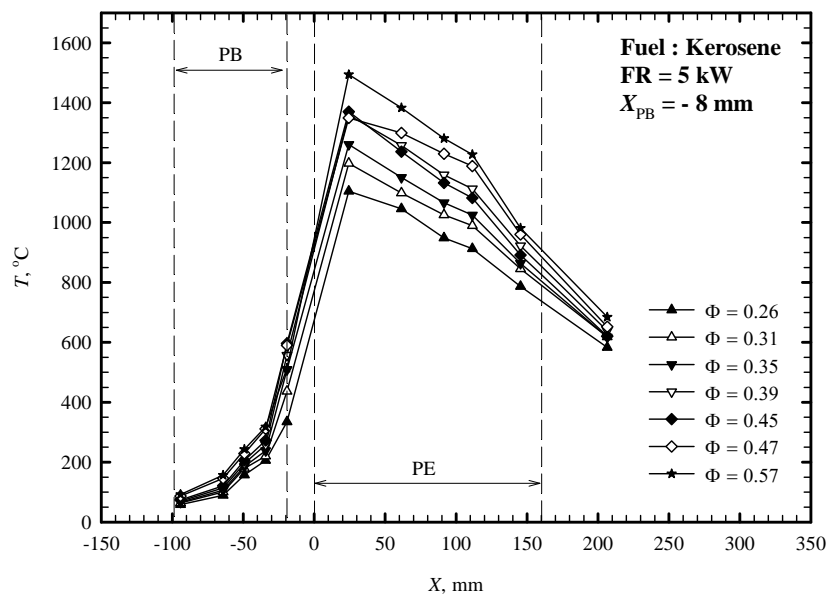
บทที่ 6 ผลการทดลอง

6.1 อิทธิพลของค่าอัตราส่วนสมมูล (Φ) ต่อการเผาไหม้

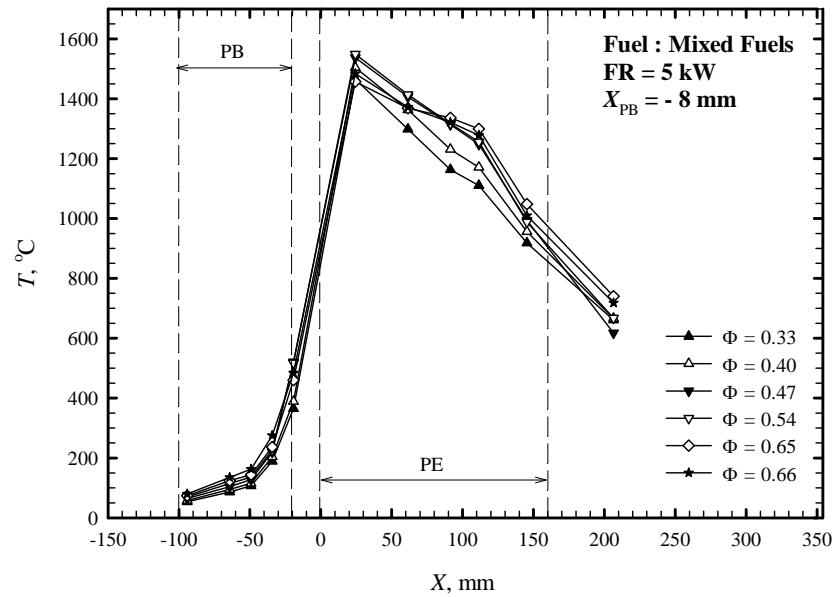
6.1.1 อิทธิพลของค่า Φ ต่อโครงสร้างอุณหภูมิภายในหัวเผา



รูปที่ 6.1 อิทธิพลของ Φ ต่อโครงสร้างอุณหภูมิภายในหัวเผาเมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG



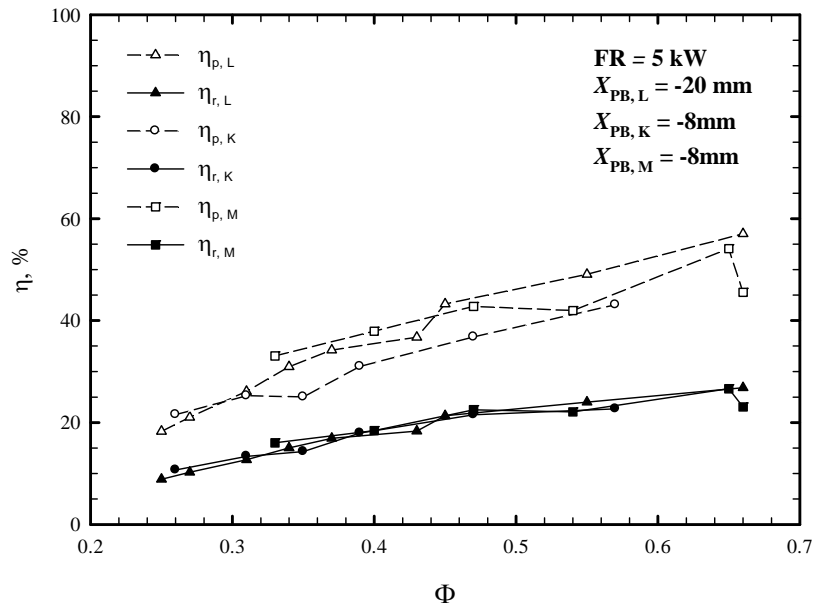
รูปที่ 6.2 อิทธิพลของ Φ ต่อโครงสร้างอุณหภูมิภายในหัวเผาเมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene



รูปที่ 6.3 อิทธิพลของ Φ ต่อโครงสร้างอุณหภูมิภายในหัวเผาเมื่อใช้เชื้อเพลิงผสม (Mixed fuel: 50% LPG + 50% Kerosene โดยค่าความร้อน)

รูปที่ 6.1 ถึง 6.3 แสดงอิทธิพลของการปรับเปลี่ยนค่า Φ (FR และ X_{PB} คงที่) ต่อโครงสร้างอุณหภูมิภายในหัวเผา พบว่าอิทธิพลของการเพิ่มค่า Φ ส่งผลให้โครงสร้างอุณหภูมิของทั้ง 3 เชื้อเพลิงยกตัวสูงขึ้นเนื่องจากการลดปริมาณอากาศส่วนเกินซึ่งเป็นภาระทางความร้อนหรืออาจกล่าวอีกนัยหนึ่งว่าการเผาไหม้เข้าใกล้การเผาไหม้ทางทฤษฎี (Stoichiometric combustion) มากขึ้น นอกจากนี้สำหรับเชื้อเพลิงผสม (Mixed fuel: 50% LPG + 50% Kerosene โดยค่าความร้อน) ดังแสดงในรูปที่ 6.3 พบว่าที่ค่า $\Phi = 0.65$ และ 0.66 พบว่าเปลวไฟเคลื่อนที่ไปทางด้านท้ายน้ำมากขึ้นสังเกตได้จากโครงสร้างอุณหภูมิต่ำลงด้านต้นน้ำและสูงขึ้นด้านท้ายน้ำ

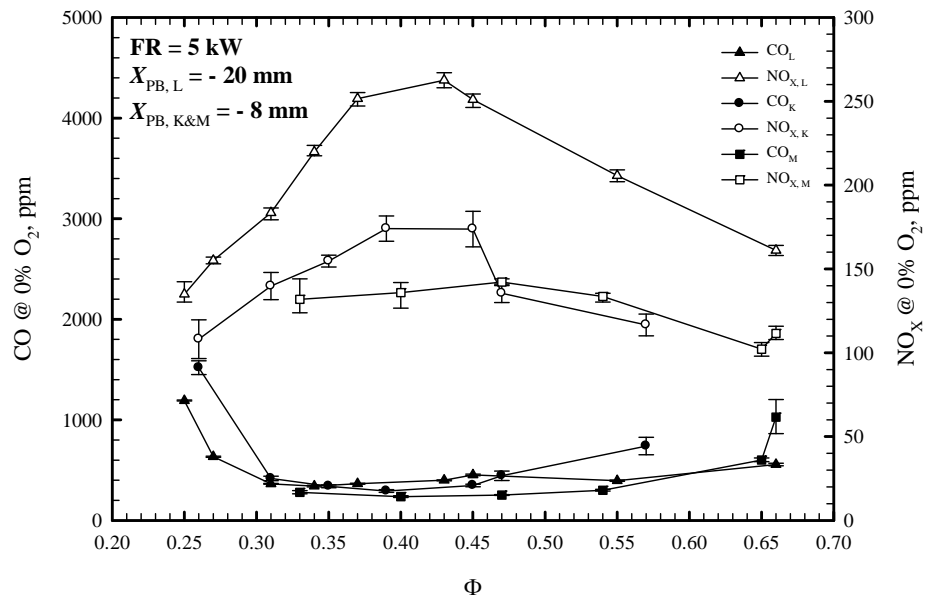
6.1.2 อิทธิพลของ Φ ต่อประสิทธิภาพการแผ่รังสีความร้อนของหัวเผา (η)



รูปที่ 6.4 อิทธิพลของ Φ ต่อประสิทธิภาพการแผ่รังสีความร้อนของเชื้อเพลิง 3 ชนิด

รูปที่ 6.4 แสดงอิทธิพลของค่า Φ ต่อประสิทธิภาพการแผ่รังสีความร้อนซึ่งนิยามด้วยอัตราส่วนระหว่างปริมาณพลังงานความร้อนที่แผ่รังสีซึ่งคำนวณมาจากโครงสร้างอุณหภูมิภายในหัวเผา (รูปที่ 6.1 ถึง 6.3) และอัตราการป้อนเชื้อเพลิงโดยพลังงาน โดยที่ η_p คือประสิทธิภาพการแผ่รังสีความร้อนไปทางด้านต้นน้ำเพื่อใช้ในการอุ่นอากาศและเชื้อเพลิงรวมทั้งระเหยเชื้อเพลิงเหลว และ η_r คือประสิทธิภาพการแผ่รังสีความร้อนไปทางด้านท้ายน้ำเพื่อนำไปใช้ประโยชน์ พบว่าทั้ง 3 เชื้อเพลิงให้แนวโน้มที่เหมือนกันคือเมื่อเพิ่มค่า Φ ส่งผลให้ทั้ง η_p และ η_r เพิ่มขึ้นเนื่องจากอุณหภูมิการเผาไหม้ที่ใช้ในการคำนวณหาค่า η สูงขึ้น

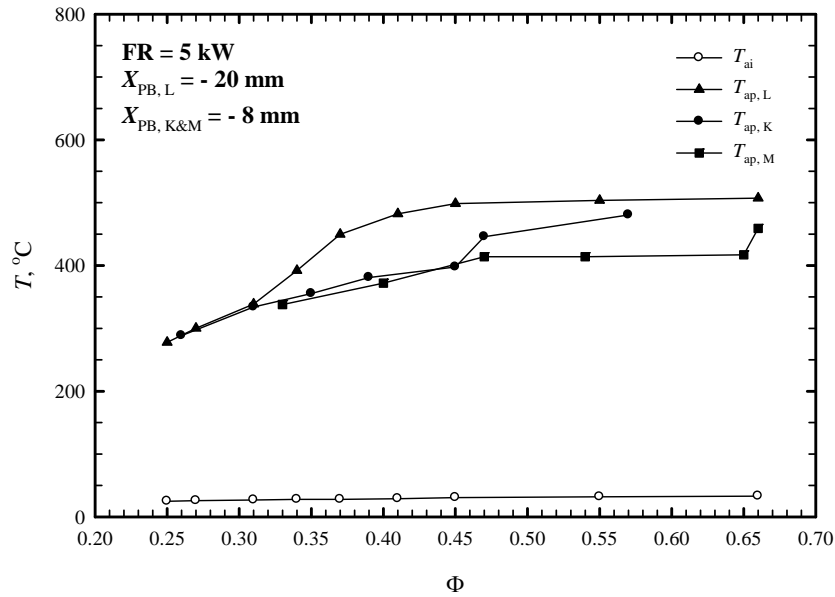
6.1.3 อิทธิพลของ Φ ต่อปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียของหัวเผา



รูปที่ 6.5 อิทธิพลของ Φ ต่อปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียของเชื้อเพลิงทั้ง 3 ชนิด

รูปที่ 6.5 แสดงอิทธิพลของการเปลี่ยนแปลงค่า Φ (FR และ X_{PB} คงที่) ต่อปริมาณ CO และ NO_x พบว่าทั้ง 3 เชื้อเพลิงให้แนวโน้มที่ใกล้เคียงกันคือ กราฟของปริมาณ CO ให้แนวโน้มเป็นพาราโบลาหงาย ในขณะที่ กราฟของปริมาณ NO_x ให้แนวโน้มเป็นพาราโบลาคว่ำเนื่องจากที่สภาวะไอดีบาง (Φ ต่ำ) เกิดการเย็นตัวของเปลวไฟ (Quenching effect) และที่สภาวะไอดีหนา (Φ สูง) การผสมระหว่างเชื้อเพลิงและอากาศไม่ดีเนื่องจากความปั่นป่วนของอากาศที่ลดลงซึ่งทั้งสองปรากฏการณ์นี้ส่งผลให้การเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ทำให้ปริมาณ CO และ NO_x สูงและต่ำตามลำดับ ซึ่งช่วงดังกล่าวแสดงให้เห็นถึงขอบเขตการเผาไหม้ของหัวเผา แต่อย่างไรก็ตามในส่วน of เชื้อเพลิง LPG และ Kerosene นั้นไม่สามารถหาขอบเขตการเผาไหม้ทางด้านไอดีหนาได้เนื่องจากข้อจำกัดในด้านอุณหภูมิสูงสุดที่สามารถทำงานได้ของอุปกรณ์การวัดไอเสีย และนอกจากนี้การเผาไหม้ที่สภาวะการเผาไหม้ที่ไอดีบางของเชื้อเพลิงผสมให้การเผาไหม้ที่ไม่มีเสถียรภาพเนื่องจากการระเหยไม่สามารถเกิดขึ้นได้อย่างต่อเนื่องจึงทำให้ไม่สามารถหาขอบเขตการเผาไหม้ทางด้านไอดีบางได้

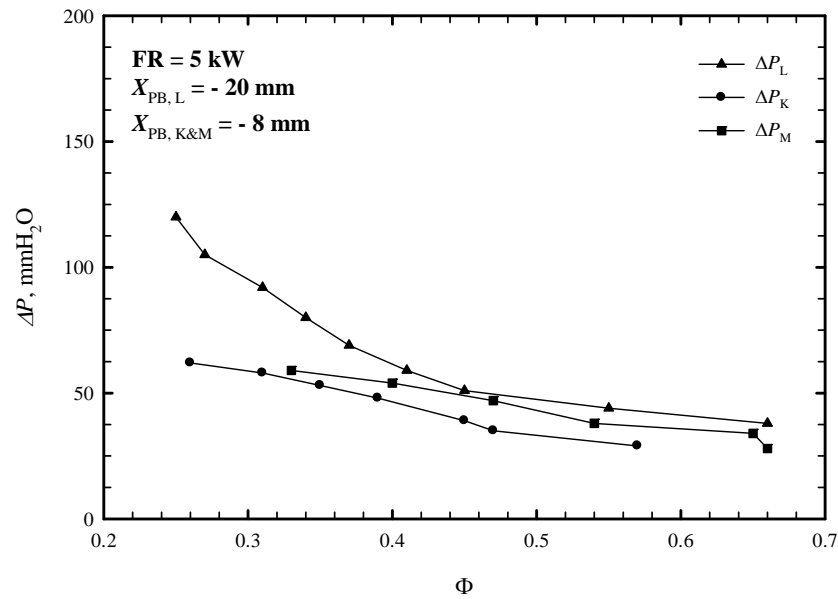
6.1.4 อิทธิพลของ Φ และชนิดของเชื้อเพลิงต่ออุณหภูมิการอุ่นอากาศของหัวเผา (T_{ap})



รูปที่ 6.6 อิทธิพลของ Φ ต่อ T_{ap} ของเชื้อเพลิงทั้ง 3 ชนิด

จากรูปที่ 6.6 แสดงอิทธิพลของการเปลี่ยนแปลงค่า Φ (FR และ X_{PB} คงที่) ต่อ T_{ap} พบว่าทั้ง 3 เชื้อเพลิงให้แนวโน้มที่เหมือนกันคือเมื่อเพิ่มค่า Φ ส่งผลให้อุณหภูมิการอุ่นอากาศเพิ่มขึ้นแต่เมื่อพิจารณากรณีที่ใช้ LPG เป็นเชื้อเพลิงนั้นพบว่าอุณหภูมิการอุ่นอากาศเพิ่มขึ้นด้วยความชันที่มากกว่าเนื่องจากอิทธิพลของรูปแบบการเผาไหม้ซึ่งมีความเป็น Premixed มากกว่า ($X_{PB} = -20$ mm) เปลวไฟจึงเกิดที่บริเวณต้นน้ำซึ่งมีการติดตั้ง Air-jacket สำหรับอุ่นอากาศทำให้อุณหภูมิการอุ่นอากาศเพิ่มขึ้นได้รวดเร็วกว่าในกรณีเชื้อเพลิงอื่นๆ ($X_{PB} = -8$ mm)

6.1.5 อิทธิพลของ Φ ต่อความดันตกคร่อมห้องเผาไหม้ของหัวเผา (ΔP)

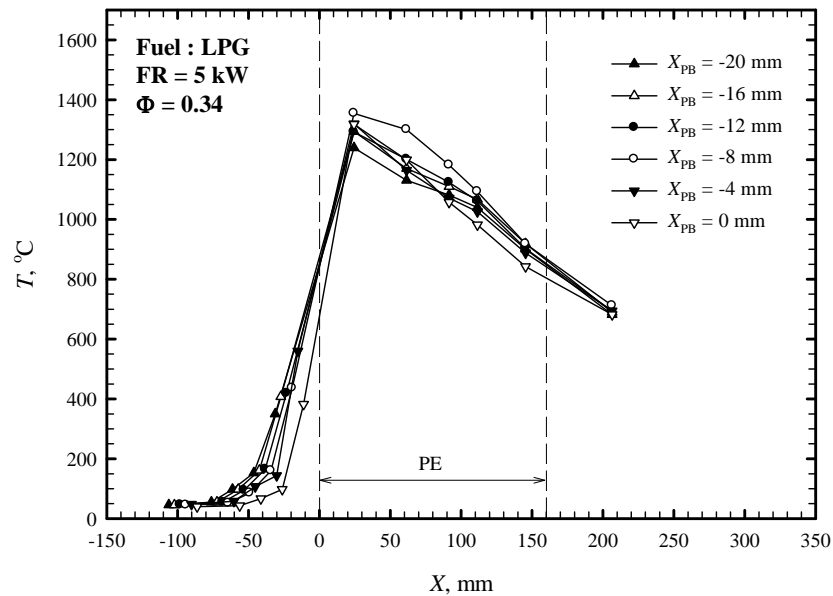


รูปที่ 6.7 อิทธิพลของ Φ ต่อ ΔP ของเชื้อเพลิงทั้ง 3 ชนิด

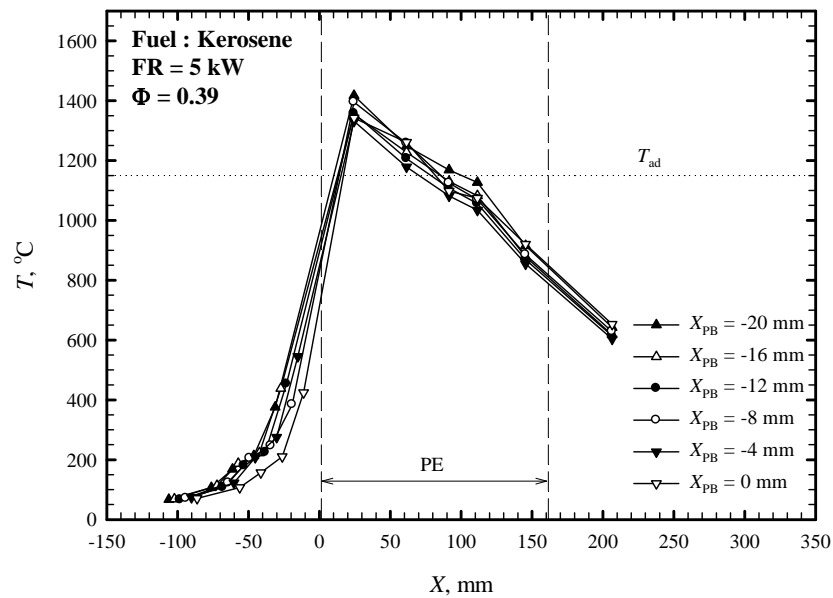
จากรูปที่ 6.7 แสดงอิทธิพลของการเปลี่ยนแปลงค่า Φ (FR และ X_{PB} คงที่) ต่อ ΔP พบว่าทั้ง 3 เชื้อเพลิงให้แนวโน้มที่เหมือนกันคือ เมื่อเพิ่มค่า Φ ส่งผลให้ความดันตกคร่อมห้องเผาไหม้ลดลง เนื่องจากอิทธิพลของปริมาณการจ่ายอากาศที่ลดลง

6.2 อิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อการเผาไหม้

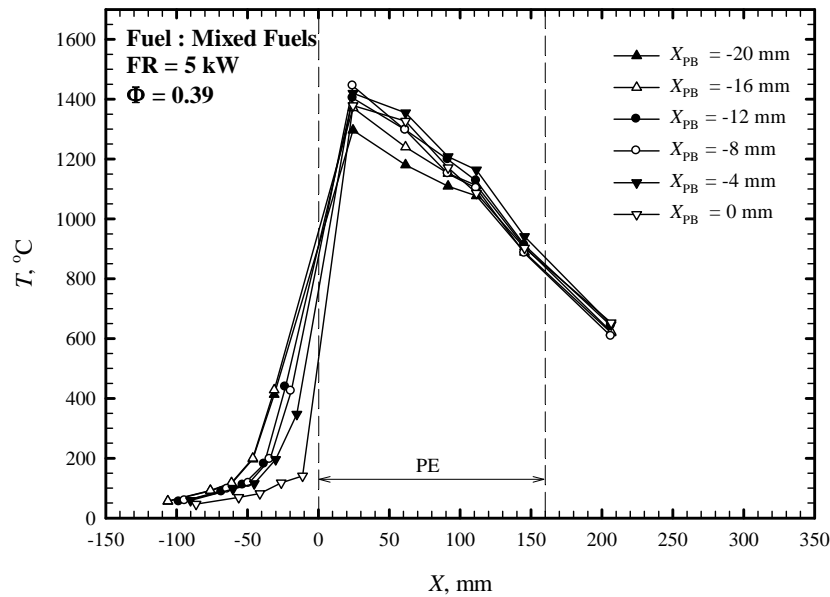
6.2.1 อิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อโครงสร้างอุณหภูมิภายในหัวเผา



รูปที่ 6.8 อิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อ โครงสร้างอุณหภูมิภายในหัวเผาเมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG



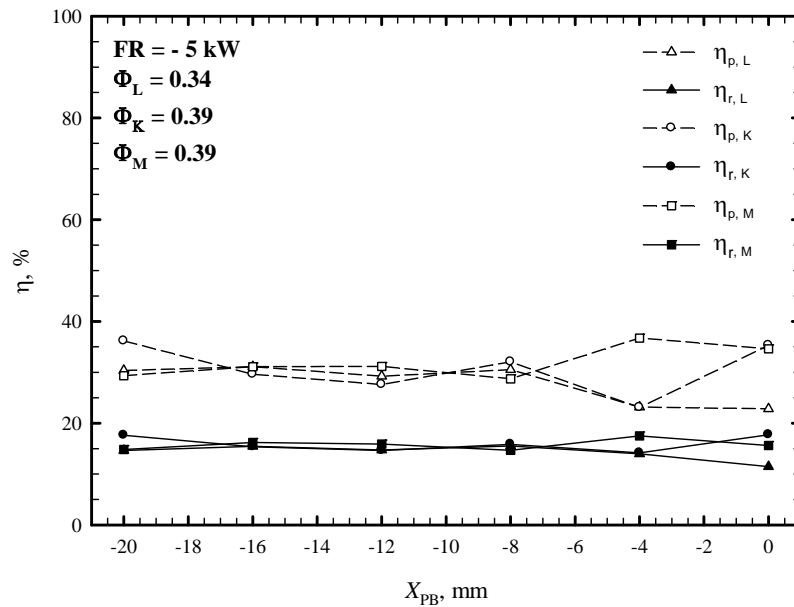
รูปที่ 6.9 อิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อ โครงสร้างอุณหภูมิภายในหัวเผาของเชื้อเพลิง Kerosene



รูปที่ 6.10 อิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อโครงสร้างอุณหภูมิภายในหัวเผาของเชื้อเพลิงผสม (Mixed fuel: 50% LPG + 50% Kerosene โดยค่าความร้อน)

รูปที่ 5.8 และ 5.10 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} (Φ และ FR คงที่) ต่อ โครงสร้างของอุณหภูมิภายในหัวเผาเมื่อใช้ เชื้อเพลิง LPG และเชื้อเพลิงผสมตามลำดับ พบว่าทั้งสองเชื้อเพลิงให้แนวโน้มที่คล้ายคลึงกันคือ เมื่อเพิ่มระยะ X_{PB} ส่งผลให้ อุณหภูมิการเผาไหม้ภายในวัสดุพอร์น PE ยกตัวสูงขึ้น เนื่องจากการที่ปรับเพิ่มระยะ X_{PB} เป็นการลดขนาดของห้องผสมทำให้การผสมระหว่างอากาศและเชื้อเพลิงมีความเป็น Premixed น้อยลงส่งผลให้เปลวไฟยาวขึ้นไปทางด้านท้ายน้ำ ซึ่งทำให้การเผาไหม้เกิดขึ้นภายในวัสดุพอร์น PE มากขึ้นส่งผลให้การเผาไหม้ที่ได้เป็นการเผาไหม้ที่มีการหมุนเวียนความร้อนภายในระบบทำให้อัตราการเกิดปฏิกิริยาการเผาไหม้รุนแรงขึ้นทำให้ได้การเผาไหม้ที่สมบูรณ์ขึ้นจึงส่งผลอุณหภูมิการเผาไหม้ที่สูงขึ้นแต่อย่างไรก็ตามสำหรับเชื้อเพลิง LPG เมื่อปรับไปที่ $X_{PB} = -4$ mm ซึ่งเป็นตำแหน่งที่ PB เริ่มกีดขวางช่องทางการจ่ายอากาศ พบว่าอุณหภูมิการเผาไหม้มีแนวโน้มลดลงเนื่องจากการผสมกันระหว่างอากาศและเชื้อเพลิงแยกลง แต่กรณีของเชื้อเพลิง Kerosene (รูปที่ 5.9) จะให้แนวโน้มที่ไม่ค่อยชัดเจนนักเนื่องจากมีอิทธิพลของการระเหยเข้ามาเกี่ยวข้อง แต่อย่างไรก็ตามเมื่อพิจารณาที่ X_{PB} มีค่าเท่ากับ -20 และ 0 mm จะเห็นการเปลี่ยนแปลงของโครงสร้างอุณหภูมิที่แบนราบมากขึ้นซึ่งแสดงให้เห็นถึงการที่เปลวไฟยาวขึ้นเนื่องจากการเผาไหม้ในรูปแบบ Premixed เปลี่ยนเป็นแบบ Non-premixed และนอกจากนี้พบว่าทุกระยะ X_{PB} การเผาไหม้เกิดขึ้นใน PE ซึ่งทำให้ได้อุณหภูมิการเผาไหม้ที่สูงกว่า T_{ad} ซึ่งแสดงให้เห็นถึงการเผาไหม้ที่มีการหมุนเวียนความร้อน

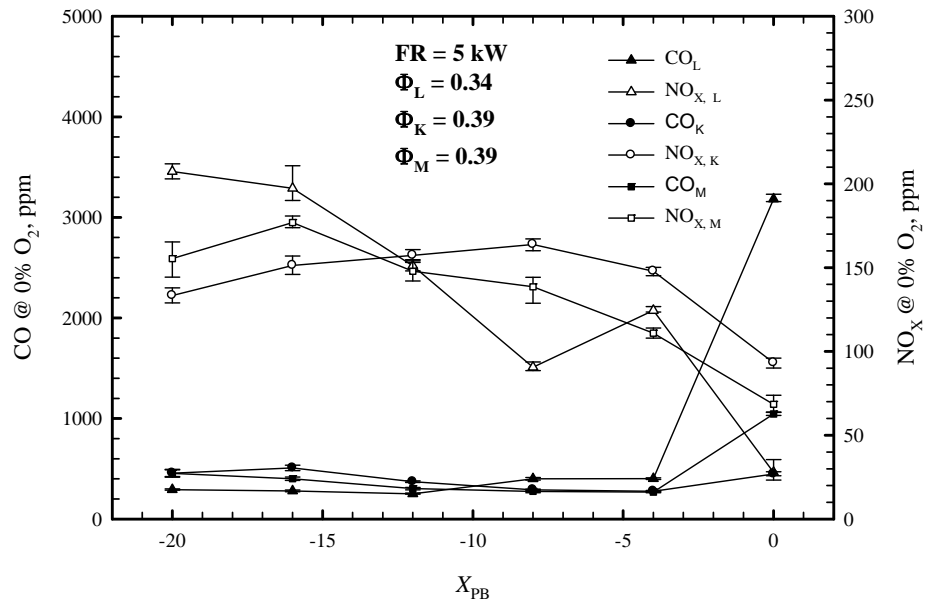
6.2.2 อิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อประสิทธิภาพการแผ่รังสีความร้อนของหัวเผา (η)



รูปที่ 6.11 อิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อประสิทธิภาพการแผ่รังสีความร้อนของเชื้อเพลิง 3 ชนิด

รูปที่ 6.11 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อประสิทธิภาพการแผ่รังสีความร้อนซึ่งคำนวณมาจากโครงสร้างอุณหภูมิกายในหัวเผา (รูปที่ 5.8 - 5.10) พิจารณาเชื้อเพลิง LPG และเชื้อเพลิงผสมพบว่าเมื่อเพิ่มระยะ X_{PB} ส่งผลให้ η_p และ η_r มีแนวโน้มสูงขึ้นเนื่องจากการเผาไหม้เข้าไปเกิดใน PB เพิ่มขึ้นซึ่งเกิดจากการเปลี่ยนแปลงรูปแบบการเผาไหม้จาก Premixed เป็น Non-premixed แต่อย่างไรก็ตามสำหรับเชื้อเพลิง LPG ที่ $X_{PB} = -4$ และ 0 mm พบว่าทั้ง η_p และ η_r มีแนวโน้มลดลงทั้งนี้เนื่องจากผลของการที่ PB เริ่มกีดขวางช่องทางการไหลบางส่วนทำให้ส่วนผสมระหว่างเชื้อเพลิงและอากาศแย่งและการที่ความยาวของห้องเผาไหม้ (PE) ไม่เพียงพอ แต่ในกรณีของเชื้อเพลิง Kerosene นั้น แนวโน้มที่พบไม่ค่อยชัดเจนเท่าไรเนื่องจากมีผลของการระเหยของเชื้อเพลิงเข้ามาเกี่ยวข้อง แต่อย่างไรก็ตามพบว่าทั้ง 3 เชื้อเพลิงให้ค่า η_p และ η_r ที่สูงอยู่ในช่วง 23 - 36 % และ 14 - 18 % ตามลำดับและพบว่าการเปลี่ยนแปลงไปน้อยมาก (< 5%)

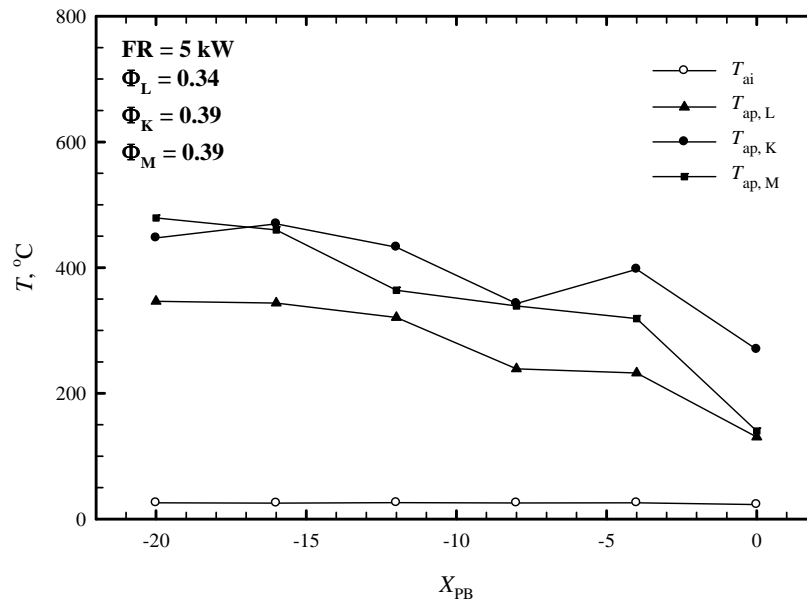
6.2.3 อิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียของหัวเผา



รูปที่ 6.12 อิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียของเชื้อเพลิงทั้ง 3 ชนิด

รูปที่ 6.12 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} (FR และ Φ คงที่) ต่อปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียของหัวเผาเมื่อของทั้ง 3 เชื้อเพลิง พบว่าทั้ง 3 เชื้อเพลิงให้แนวโน้มที่ใกล้เคียงกันคือเมื่อเพิ่มระยะ X_{PB} ส่งผลให้ปริมาณ CO และ NO_x ลดลง ทั้งนี้เนื่องจากการเผาไหม้เข้าไปเกิดในวัสดุพอรุนมากขึ้นจึงส่งผลให้เกิดการกระจายตัวของการเผาไหม้ที่กว้างขึ้นรวมทั้งผลของการหมุนเวียนความร้อนทำให้ CO ทำปฏิกิริยากับ O กลายเป็น CO_2 ได้มากขึ้น และนอกจากนี้ผลจากการกระจายตัวของการเผาไหม้ส่งผลให้อุณหภูมิการเผาไหม้สูงสุดลดตัวลงจึงทำให้ NO_x ที่เกิดจากอุณหภูมิ (Thermal NO_x) ลดลง แต่อย่างไรก็ตามสำหรับเชื้อเพลิง LPG ที่ตำแหน่ง $X_{PB} = -4$ mm นั้นปริมาณ NO_x เพิ่มขึ้นคาดว่าน่าจะมีสาเหตุมาจากการที่ส่วนผสมระหว่างอากาศและเชื้อเพลิงที่แย่งเนื่องจาก PB เริ่มกีดขวางช่องทางการจ่ายอากาศจึงทำ NO_x ที่เกิดจาก Prompt NO_x เพิ่มขึ้น และพบว่าที่ตำแหน่ง $X_{PB} = 0$ mm นั้น CO มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นซึ่งคาดว่าน่าจะเกิดจากความยาวของห้องเผาไหม้ไม่เพียงพอที่จะทำให้ส่วนผสมระหว่างอากาศและเชื้อเพลิงดีพอที่จะทำให้เกิดการเผาไหม้อย่างสมบูรณ์

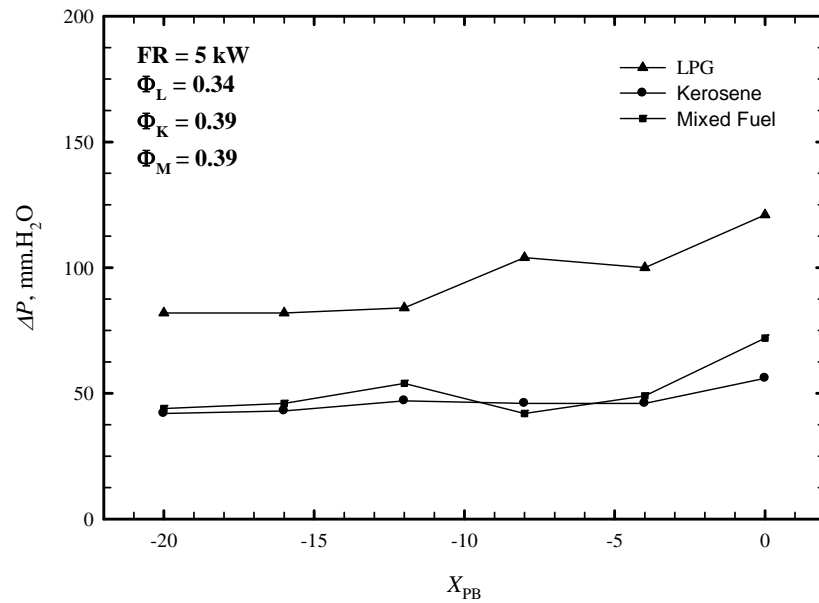
6.2.4 อิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่ออุณหภูมิการอุ่นอากาศของหัวเผา (T_{ap})



รูปที่ 6.13 อิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อ T_{ap} ของเชื้อเพลิงทั้ง 3 ชนิด

จากรูปที่ 6.13 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อ T_{ap} ของหัวเผาของเชื้อเพลิงทั้ง 3 ชนิด พบว่าเชื้อเพลิงทั้ง 3 ชนิดให้แนวโน้มที่ค่อนข้างเหมือนกันคือเมื่อเพิ่มระยะ X_{PB} ส่งผลให้ T_{ap} ลดลงทั้งนี้เนื่องจากการเผาไหม้เกิดการกระจายตัวไปทางด้านท้ายน้ำมากขึ้นทำให้อุณหภูมิสูงทางด้านต้นน้ำซึ่งเป็นบริเวณที่ติดตั้ง Air jacket ลดลงจึงส่งผลให้อุณหภูมิการอุ่นอากาศลดลง และนอกจากนี้พบว่า T_{ap} ของ LPG ต่ำกว่าทั้งอีก 2 เชื้อเพลิงทั้งนี้เนื่องจากการเผาไหม้ที่สภาวะไอดีบางกว่า (Lean)

6.2.5 อิทธิพลของ X_{PB} ต่อความดันตกคร่อมห้องเผาไหม้ของหัวเผา (ΔP)



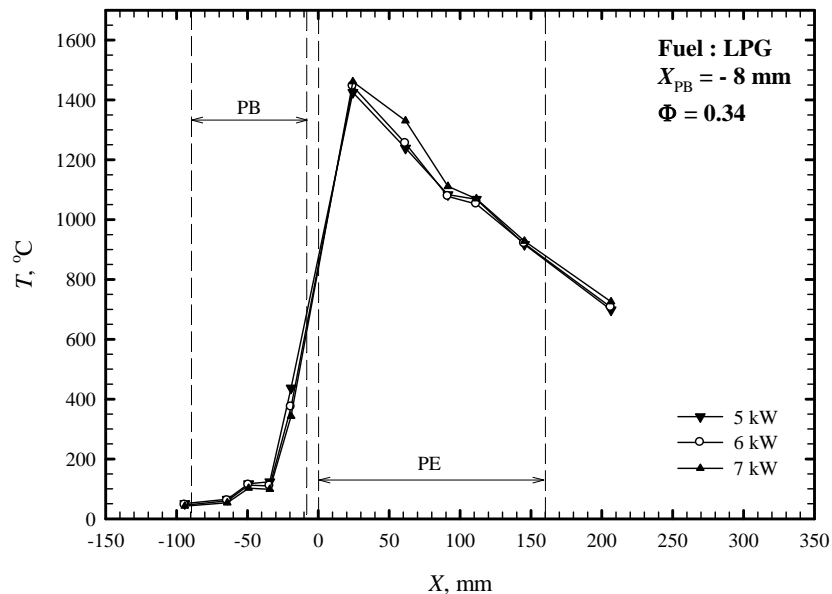
รูปที่ 6.14 อิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อ ΔP

รูปที่ 6.14 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อ ΔP พบว่าเชื้อเพลิงทั้ง 3 ชนิดให้แนวโน้ม ΔP ที่คล้ายคลึงกันเมื่อเพิ่มระยะ X_{PB} ซึ่งเกิดจากการเผาไหม้เข้าไปเกิดใน PE มากขึ้นส่งผลให้เกิดการกระจายตัวของ การเผาไหม้กว้างขึ้นและผลจากการหมุนเวียนความร้อนมากขึ้นทำให้อุณหภูมิการเผาไหม้สูงขึ้นจึง ส่งผลให้ ΔP สูงขึ้น แต่อย่างไรก็ตามการที่ LPG นั้นมี ΔP สูงกว่าเชื้อเพลิงอื่นๆเพราะเป็นการเผาไหม้ ที่สภาวะอากาศส่วนเกินมากกว่า

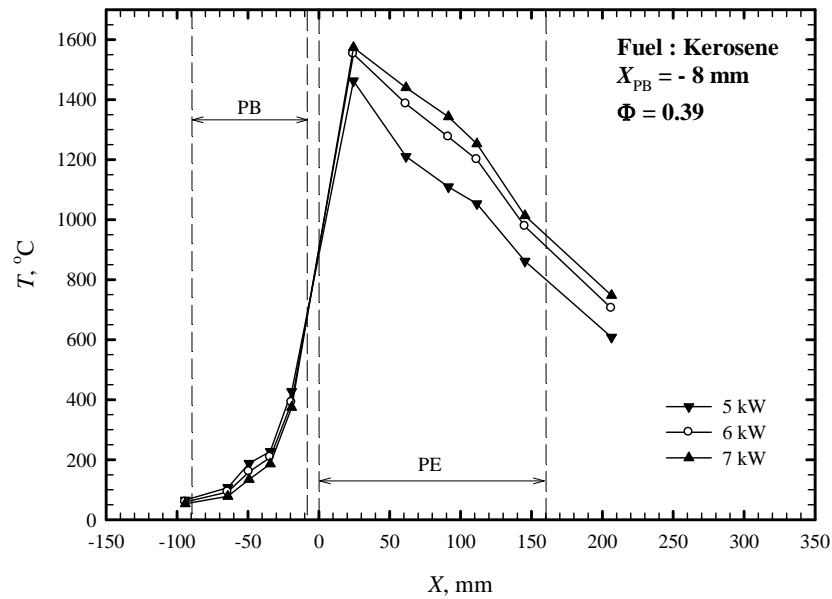
6.3 อิทธิพลของ FR ต่อการเผาไหม้

การศึกษาอิทธิพลของ FR ต่อการเผาไหม้นั้นเพื่อบ่งบอกสมรรถนะของหัวเผาโดยแสดงให้เห็นถึงช่วงการทำงานที่มีเสถียรภาพของหัวเผาเมื่อมีการปรับเปลี่ยนอัตราการป้อนเชื้อเพลิง (FR) โดยกำหนดให้ค่า Φ คงที่ ซึ่งอัตราส่วนการเร่งหรือเรียกว่า Turndown ratio โดยที่ช่วงการทำงานที่มีเสถียรภาพของหัวเผาในงานวิจัยในครั้งนี้ถูกนิยามว่า เป็นช่วงการทำงานที่มีอัตราส่วนความเข้มข้นของ CO ต่อ CO₂ น้อยกว่า 0.002 โดยแก้ไขความเข้มข้นไปที่ 0% O₂

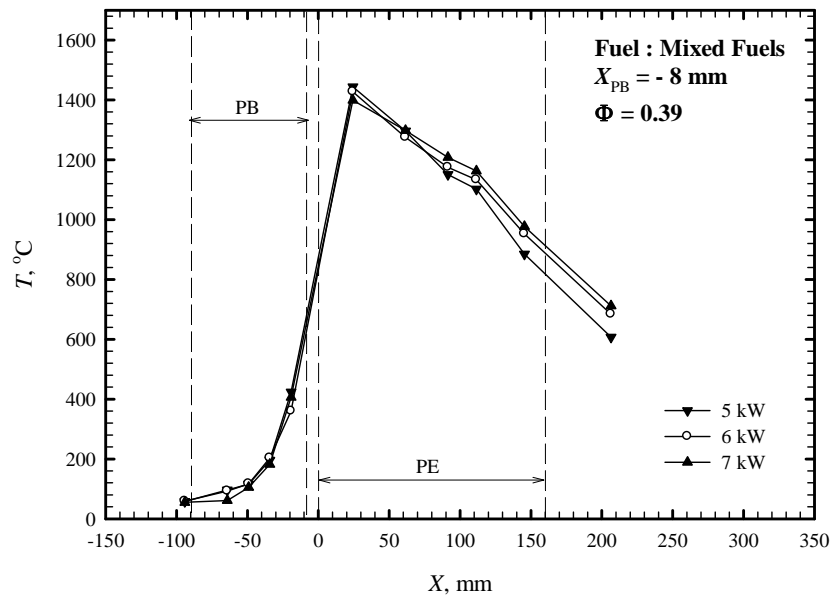
6.3.1 อิทธิพลของ FR ต่อโครงสร้างอุณหภูมิภายในหัวเผา



รูปที่ 6.15 อิทธิพลของ FR ต่อโครงสร้างอุณหภูมิภายในหัวเผาของเชื้อเพลิง LPG



รูปที่ 6.16 อิทธิพลของ FR ต่อโครงสร้างอุณหภูมิภายในหัวเผาของเชื้อเพลิง Kerosene

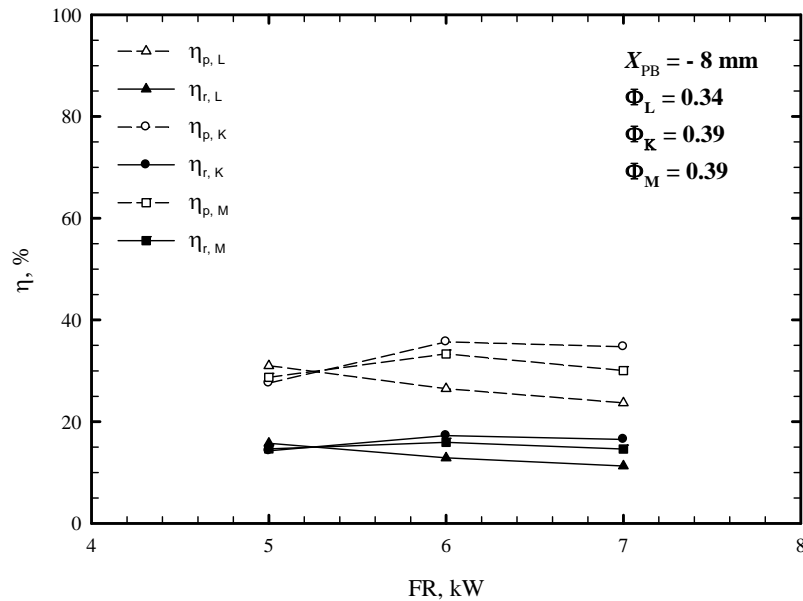


รูปที่ 6.17 อิทธิพลของ FR ต่อโครงสร้างอุณหภูมิภายในหัวเผาเมื่อใช้เชื้อเพลิงผสม

รูปที่ 6.15 - 6.17 แสดงอิทธิพลของ FR (Φ และ X_{PB} คงที่) ต่อโครงสร้างอุณหภูมิภายในหัวเผาเมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG Kerosene และเชื้อเพลิงผสมตามลำดับ พบว่าเชื้อเพลิงทั้ง 3 ชนิดให้แนวโน้มที่คล้ายคลึงกันเพิ่มค่า FR คือตำแหน่งเปลวไฟเคลื่อนที่ไปทาง Downstream และให้โครงสร้างอุณหภูมิ

ของการเผาไหม้ยกตัวสูงขึ้นเล็กน้อย แต่อย่างไรก็ตามไม่สามารถเพิ่มค่า FR ต่อไปได้เนื่องจากขีดจำกัดทางด้านอุณหภูมิของอุปกรณ์วัดไอเสีย

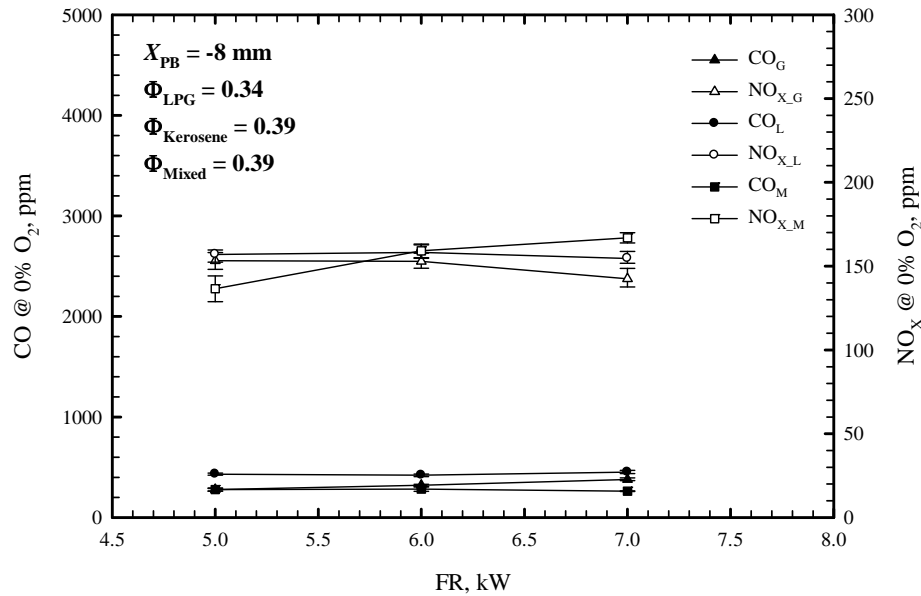
6.3.2 อิทธิพลของ FR ต่อประสิทธิภาพการแผ่รังสีความร้อนของหัวเผา (η)



รูปที่ 6.18 อิทธิพลของระยะ FR ต่อประสิทธิภาพการแผ่รังสีความร้อนของเชื้อเพลิง 3 ชนิด

รูปที่ 6.18 แสดงอิทธิพลของระยะ FR ต่อประสิทธิภาพการแผ่รังสีความร้อนซึ่งคำนวณมาจากโครงสร้างอุณหภูมิภายในหัวเผา (รูปที่ 6.15 - 6.17) พบว่าเมื่อเพิ่มค่า FR สำหรับการเผาไหม้ด้วยเชื้อเพลิง LPG ให้แนวโน้มของ η_p และ η_r ที่ลดลง ซึ่งคาดว่าเกิดจากการที่เชื้อเพลิง LPG สามารถผสมกับอากาศได้ง่ายกว่าเชื้อเพลิงที่เหลือซึ่งการที่เพิ่ม FR นั้นต้องเพิ่มปริมาณการจ่ายอากาศไปด้วยจึงทำให้ความปั่นป่วนของอากาศและเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นส่งผลให้ส่วนผสมระหว่างเชื้อเพลิงและอากาศดีขึ้นจึงทำให้การเผาไหม้เกิดขึ้นในห้องผสม ดังนั้นการใช้โครงสร้างของอุณหภูมิภายในวัสดุพอร์นในการคำนวณหาปริมาณการแผ่รังสีความร้อนจึงทำให้ทั้ง η_p และ η_r ที่ลดลง แต่สำหรับเชื้อเพลิง Kerosene และเชื้อเพลิงผสมนั้นกลับพบว่าแนวโน้มของทั้ง η_p และ η_r เพิ่มขึ้นเล็กน้อยเนื่องจากมีกลไกการระเหยเข้าไปเกี่ยวข้องด้วยการเผาไหม้จึงเกิดได้ช้ากว่าเชื้อเพลิง LPG ทำให้การเผาไหม้เกิดในวัสดุพอร์นมากกว่า

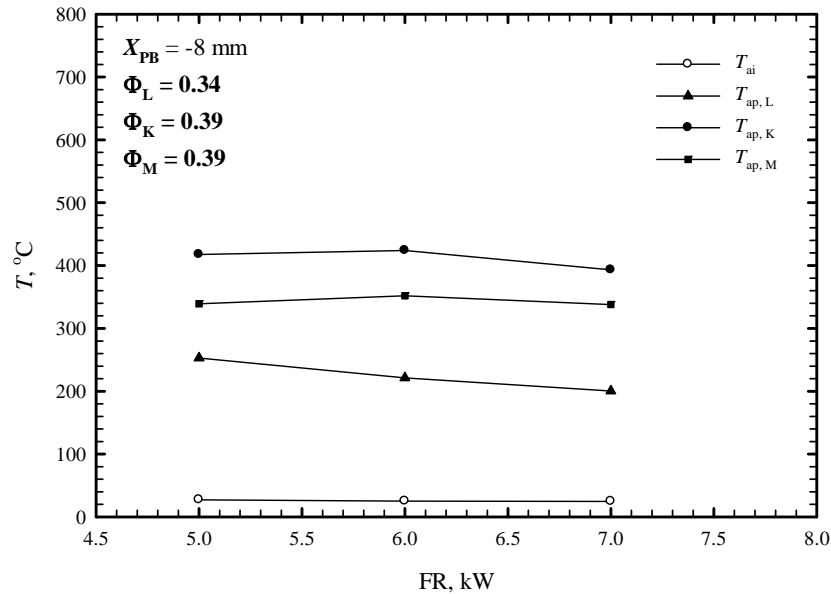
6.3.3 อิทธิพลของ FR ต่อปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียของหัวเผา



รูปที่ 6.19 อิทธิพลของ FR ต่อปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียของหัวเผา

รูปที่ 6.19 แสดงอิทธิพลของการเพิ่ม FR (X_{PB} และ Φ คงที่) ต่อปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียของหัวเผาพบว่า การเผาไหม้เชื้อเพลิง LPG และ Kerosene การเพิ่มค่า FR ส่งผลให้ปริมาณ CO และ NO_x เพิ่มขึ้นและลดลงเพียงเล็กน้อยตามลำดับ แต่ในกรณีของเชื้อเพลิงผสมพบว่าอิทธิพลของการเพิ่ม FR ส่งผลปริมาณ CO และ NO_x ลดลงและเพิ่มขึ้นเล็กน้อยตามลำดับ ทั้งนี้สาเหตุที่การเพิ่มค่า FR ไม่ส่งผลต่อการเผาไหม้มากนักเนื่องจากการที่เพิ่มค่า FR นั้นเป็นการเพิ่มทั้งปริมาณการจ่ายอากาศและเชื้อเพลิงในสัดส่วนที่คงที่เพื่อคงไว้ซึ่งค่า Φ ที่คงที่นั่นเอง แต่อย่างไรก็ตามในการทดลองนี้ไม่สามารถที่จะทดลองเพื่อให้ได้มาซึ่งค่า Turndown ratio ที่แท้จริงได้เนื่องจากข้อจำกัดในด้านอุณหภูมิของอุปกรณ์วัดไอเสีย แต่เมื่อพิจารณาจากแนวโน้มที่เห็นทำให้สามารถคาดการณ์ได้ว่าหัวเผาวัสดุพรุ่นนี้จะสามารถใช้งานได้ในช่วงที่กว้างมาก

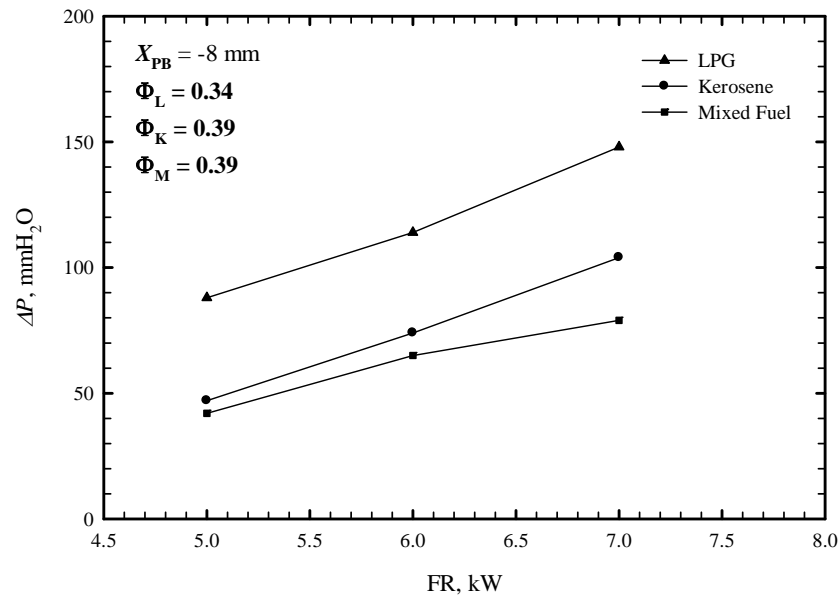
6.3.4 อิทธิพลของ FR ต่ออุณหภูมิการอุ่นอากาศของของหัวเผา (T_{ap})



รูปที่ 5.20 อิทธิพลของ FR ต่อ T_{ap}

รูปที่ 6.20 แสดงอิทธิพลของการเปลี่ยนแปลง FR (Φ และ X_{PB} คงที่) ต่อ T_{ap} พบว่าอุณหภูมิการอุ่นอากาศของทั้ง 3 เชื้อเพลิงลดลงน้อยมากเนื่องจากถึงแม้ว่าจะมีการเพิ่มปริมาณการจ่ายอากาศเพื่อรักษาค่า Φ ให้คงที่ แต่การเพิ่ม FR ส่งผลให้โครงสร้างอุณหภูมิการเผาไหม้ยกตัวสูง โดยที่ตำแหน่งของเปลวไฟไม่เปลี่ยนแปลงไปมากนักเนื่องจากความเร็วของอากาศที่เพิ่มขึ้นส่งผลให้การผสมกันระหว่างเชื้อเพลิงและอากาศยังคงดีพอที่จะสามารถเกิดการเผาไหม้ได้ในตำแหน่งเดิม แต่อย่างไรก็ตามในกรณีของเชื้อเพลิง LPG พบว่าอุณหภูมิการอุ่นอากาศต่ำกว่าเชื้อเพลิงอื่นๆ และมีแนวโน้มลดลงด้วยความชันที่มากกว่าเชื้อเพลิงอื่นเนื่องจากการเผาไหม้เกิดขึ้นที่สภาวะอากาศส่วนเกินมากกว่า (Φ น้อยกว่า)

6.3.5 อิทธิพลของ FR ต่อความดันตกคร่อมห้องเผาไหม้ของหัวเผา (ΔP)

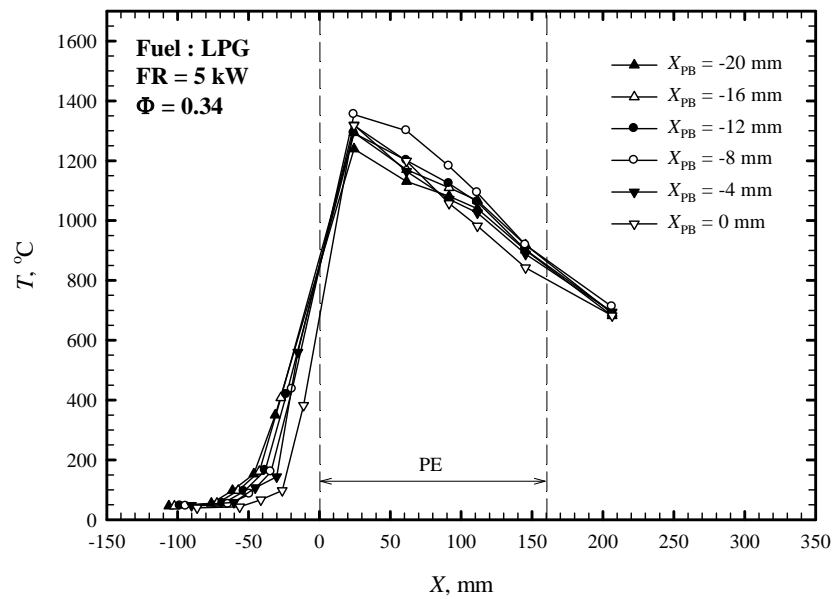


รูปที่ 6.21 อิทธิพลของ FR ต่อ ΔP ของหัวเผา

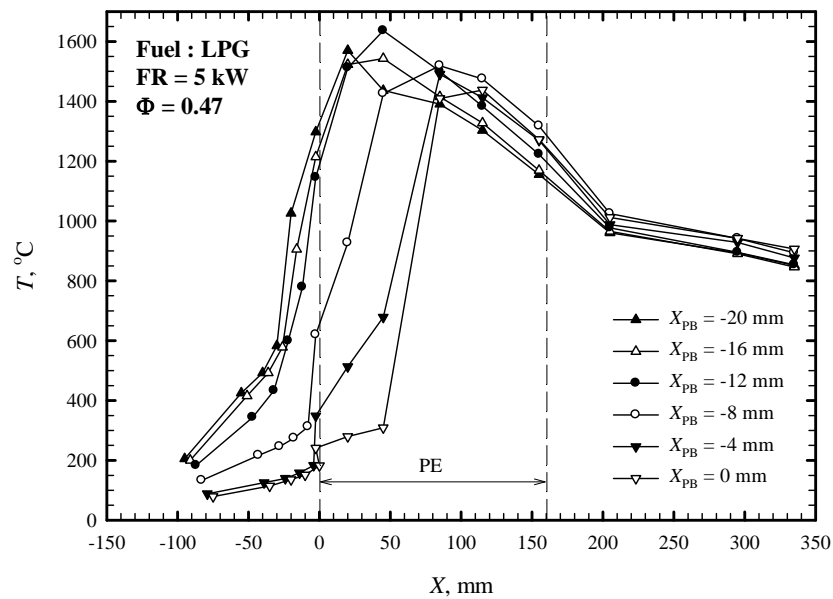
รูปที่ 6.21 แสดงอิทธิพลของ FR (X_{PB} และ Φ คงที่) ต่อ ΔP พบว่าเมื่อเพิ่มค่า FR เชื้อเพลิงทั้ง 3 ชนิด ให้แนวโน้มที่เหมือนกันคือ ΔP เพิ่มขึ้น เนื่องจากปริมาณเชื้อเพลิงและอากาศที่ป้อนเข้าสู่หัวเผา มีปริมาณเพิ่มขึ้นประกอบกับอุณหภูมิการเผาไหม้ที่ยกตัวสูงขึ้น แต่อย่างไรก็ตามพบว่าเชื้อเพลิง LPG ให้ค่า ΔP ที่สูงกว่าเชื้อเพลิงอื่นๆเนื่องจากการเผาไหม้ที่สภาวะที่อากาศส่วนเกินมากกว่าเชื้อเพลิงอื่นๆ และนอกจากนี้เมื่อเปรียบเทียบระหว่างเชื้อเพลิง Kerosene และเชื้อเพลิงผสมพบว่าเชื้อเพลิงผสม มี ΔP ที่ต่ำกว่าเชื้อเพลิง Kerosene เพียงเล็กน้อยเนื่องจากอุณหภูมิการเผาไหม้ที่ต่ำกว่า

บทที่ 7 วิเคราะห์ผลการทดลองเทียบกับงานวิจัยในอดีต

อิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อโครงสร้างอุณหภูมิของหัวเผาปัจจุบันเปรียบกับงานวิจัยในอดีต [14]

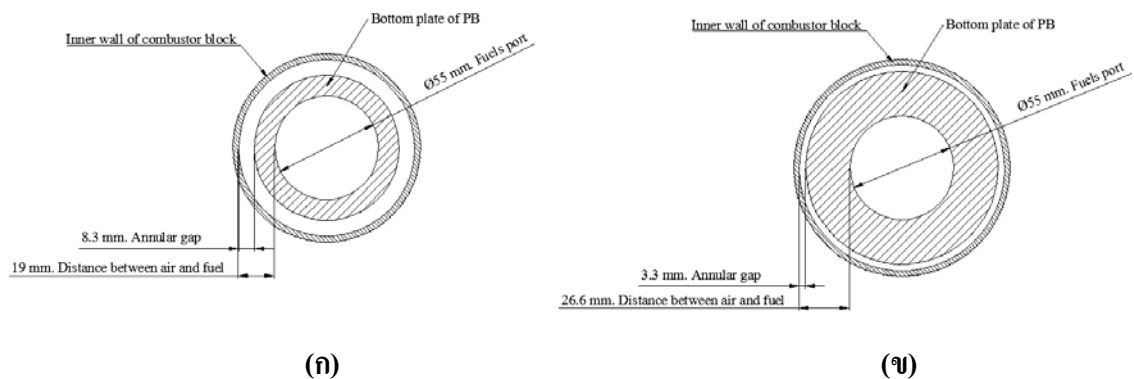


รูปที่ 7.1 อิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อ โครงสร้างอุณหภูมิภายในหัวเผาเมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG



รูปที่ 7.2 อิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อโครงสร้างอุณหภูมิภายในหัวเผาเมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG [14]

จากรูปที่ 7.1 และ 7.2 พบว่าโครงสร้างอุณหภูมิกานวิจัยปัจจุบันมีค่าต่ำกว่างานวิจัยในอดีต[14] เนื่องจากการเผาไหม้ที่สภาวะไอดีจางกว่า แต่อย่างไรก็ตามทั้ง 2 งานวิจัยให้แนวโน้มของการเคลื่อนที่ของเปลวไฟไปทางด้าน Downstream ที่คล้ายกันเมื่อเพิ่มระยะ X_{PB} โดยที่งานวิจัยในอดีตนั้น (รูปที่ 7.2) แสดงแนวโน้มที่ชัดเจนคือ ตำแหน่งที่มีอุณหภูมิสูงสุดบนโครงสร้างอุณหภูมิกานวิจัย (ตำแหน่งการเผาไหม้หลัก) เคลื่อนที่ไปทางด้าน Downstream แต่ในงานวิจัยปัจจุบัน (รูปที่ 7.1) มิได้แสดงให้เห็นแนวโน้มดังกล่าวเนื่องจากข้อจำกัดในการออกแบบทำให้ไม่สามารถติดตั้ง Thermocouple เพื่อวัดอุณหภูมิในบริเวณห้องผสมซึ่งคาดว่าจะจะเป็นบริเวณการเผาไหม้หลัก (อุณหภูมิการเผาไหม้สูงสุด) ในกรณีที่มีค่าต่างๆ ได้ (มีค่าติดลบมากๆ) แต่อย่างไรก็ตามพบว่าเมื่อเพิ่มค่า X_{PB} โครงสร้างอุณหภูมิกานวิจัยใน PE ยกตัวสูงขึ้นซึ่งแสดงให้เห็นว่าบริเวณการเผาไหม้หลักเคลื่อนที่เข้าไปทางด้าน Downstream มากขึ้น แต่ที่สภาวะการทดลองที่ X_{PB} มีค่าเท่ากับ -4 mm และ 0 mm ซึ่งเป็นสภาวะการทดลองที่อากาศเริ่มเปลี่ยนลักษณะการไหลจาก Swirling flow มาเป็นแบบ Annular flow (รูปแบบการเผาไหม้เปลี่ยนมาเป็น Non-premixed) นั้น โครงสร้างอุณหภูมิกานวิจัยใน PE กลับลดตัวต่ำลงอีกครั้ง แทนที่จะแสดงให้เห็นการเคลื่อนที่ของตำแหน่งการเผาไหม้หลักไปทางด้าน Downstream อย่างชัดเจน เหมือนกับการวิจัยในอดีต ทั้งนี้เนื่องจากความแตกต่างทางมิติของหัวเผาดังแสดงในรูปที่ 7.3



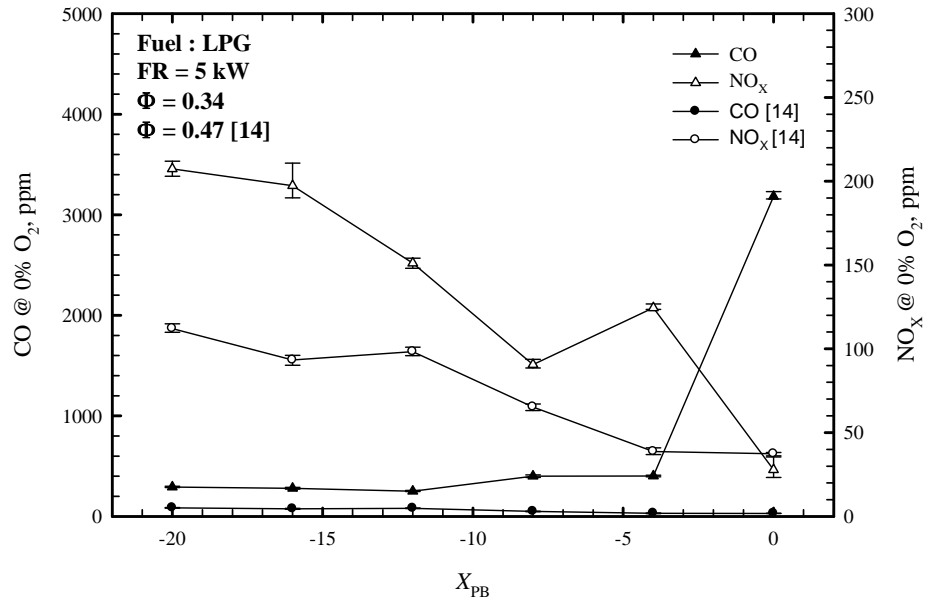
รูปที่ 7.3 ขนาดช่องทางการไหลของอากาศแบบวงแหวนที่สภาวะการทดลอง $X_{PB} = -4$ และ 0 mm และระยะห่างระหว่างเชื้อเพลิงและอากาศ

(ก) งานวิจัยในอดีต [14]

(ข) งานวิจัยปัจจุบัน

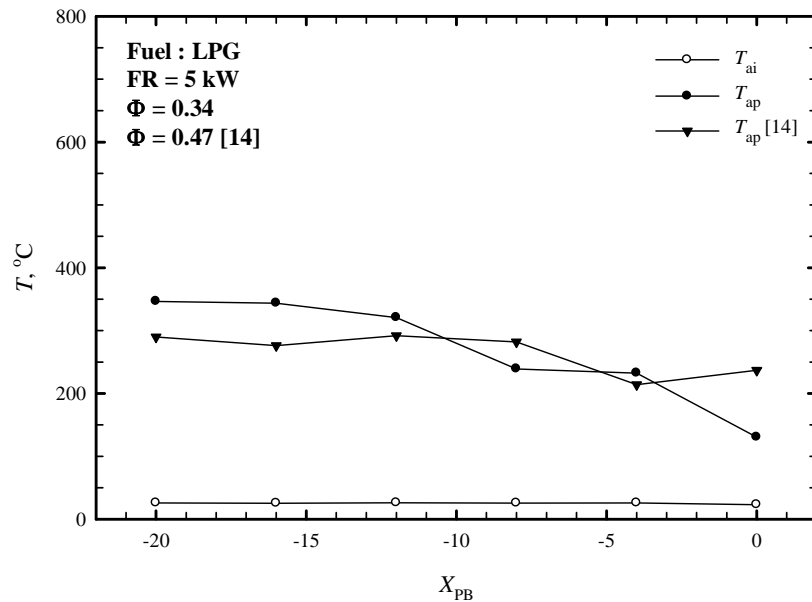
ซึ่งแสดงให้เห็นว่าช่องทางการไหลแบบวงแหวนของอากาศในงานวิจัยปัจจุบันแคบกว่างานวิจัยในอดีตมากนอกจากนี้ระยะห่างระหว่างอากาศและเชื้อเพลิงในงานวิจัยปัจจุบันยังมากกว่างานวิจัยในอดีตจึงส่งผลให้ที่สภาวะการทดลองที่สภาวะการทดลองดังกล่าวอากาศและเชื้อเพลิงผสมกันได้ยาก

ขึ้นจึงทำให้การเผาไหม้แย่งส่งผลให้โครงสร้างอุณหภูมิจากการเผาไหม้ที่สภาวะการทดลองดังกล่าวลดตัวต่ำลงซึ่งสามารถยืนยันได้จากกราฟแสดงปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสีย (รูปที่ 7.4)



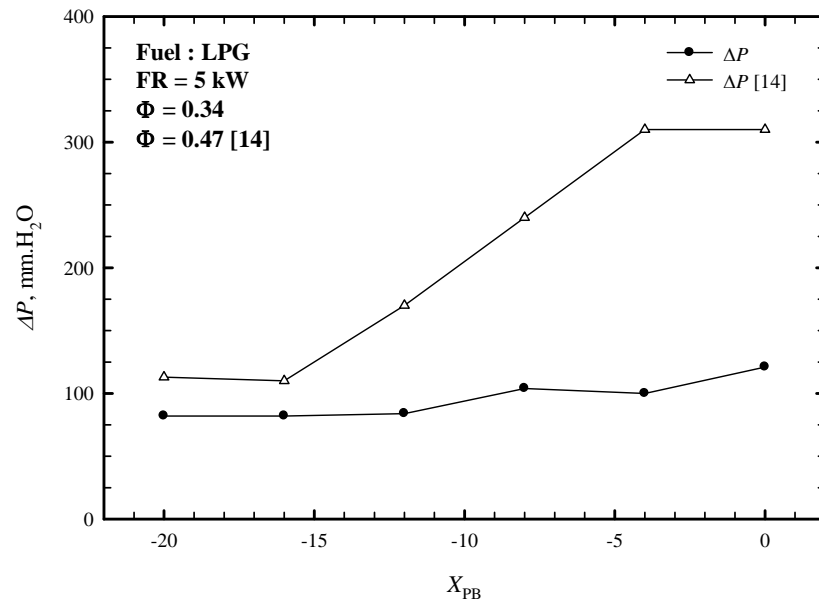
รูปที่ 7.4 อิทธิพลของ X_{PB} ต่อปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียของงานวิจัยปัจจุบันเปรียบเทียบกับงานวิจัยในอดีต [14]

จากรูปที่ 7.4 พบว่างานวิจัยในอดีตและปัจจุบันให้แนวโน้มของ CO และ NO_x ที่ลดลงเหมือนกันเมื่อเพิ่มระยะ X_{PB} จาก -20 mm ถึง -8 mm แต่ที่สภาวะการทดลองที่ระยะ X_{PB} มีค่าเท่ากับ -4 mm และ 0 mm พบว่าปริมาณ CO เพิ่มขึ้นซึ่งแสดงให้เห็นถึงการเผาไหม้ที่แย่งสอดคล้องกับโครงสร้างอุณหภูมิลดตัวต่ำลงดังแสดงในรูปที่ 7.1 และสนับสนุนสมมติฐานที่ว่า ส่วนผสมระหว่างเชื้อเพลิงและอากาศที่แย่งจากสาเหตุที่ได้กล่าวไว้ข้างต้น (รูปที่ 7.3)



รูปที่ 7.5 อิทธิพลของ X_{PB} ต่อปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียของงานวิจัยปัจจุบันเปรียบเทียบกับงานวิจัยในอดีต [14]

จากรูปที่ 7.5 พบว่าอุณหภูมิการอุ่นอากาศของงานวิจัยปัจจุบันมีค่าสูงกว่างานวิจัยในอดีตประมาณ $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ ที่สภาวะการทดลองที่ปริมาตรของห้องผสมมีค่ามากๆ ซึ่งคาดว่าเป็นสาเหตุหนึ่งที่ทำให้แนวโน้มของการเคลื่อนที่ของตำแหน่งการเผาไหม้หลักเห็นได้ไม่ชัดเจนมากนักเนื่องจากผลของการหมุนเวียนความร้อนที่มากกว่าส่งผลให้อัตราการเผาไหม้เพิ่มขึ้นการเผาไหม้จึงเกิดได้อย่างรวดเร็วกว่าแต่อย่างไรก็ตามที่สภาวะการทดลองที่ปริมาตรของห้องผสมมีค่าต่ำๆ อุณหภูมิการอุ่นอากาศของงานวิจัยปัจจุบันมีค่าน้อยกว่างานวิจัยในอดีตเนื่องจากการเผาไหม้ที่แยกลงดังเหตุผลที่ได้กล่าวมาข้างต้น



รูปที่ 7.6 อิทธิพลของ X_{PB} ต่อความดันตกคร่อมห้องเผาไหม้ (ΔP) ของงานวิจัยปัจจุบันเปรียบเทียบกับงานวิจัยในอดีต [14]

จากรูปที่ 7.6 พบว่างานวิจัยในอดีตและปัจจุบันให้แนวโน้มที่สอดคล้องกันเมื่อเพิ่มระยะ X_{PB} คือ ความดันตกคร่อมห้องเผาไหม้เพิ่มขึ้นแต่อย่างไรก็ตามหากพิจารณาที่ค่าอัตราส่วนสมมูลของงานวิจัยทั้งสองจะพบว่า งานวิจัยในอดีตเผาไหม้ที่ค่าอัตราส่วนสมมูลสูงกว่าทำให้อุณหภูมิการเผาไหม้ที่สูงกว่า ซึ่งจากการที่ความดันแปรผันตามอุณหภูมิส่งผลให้ความดันตกคร่อมห้องเผาไหม้สูงตามไปด้วย นอกจากนี้การที่งานวิจัยปัจจุบันให้การเผาไหม้ที่ไม่ดีนักที่สภาวะการทดลองที่ X_{PB} ต่ำๆจากสาเหตุที่ได้กล่าวมาข้างต้นส่งผลให้อุณหภูมิการเผาไหม้ลดตัวต่ำลงดังแสดงในรูปที่ 7.1 จึงเป็นเหตุให้ความดันตกคร่อมห้องเผาไหม้มีค่าต่ำกว่างานวิจัยในอดีตมากขึ้น

บทที่ 8 สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ

8.1 สรุปผลการทดลอง

การออกแบบหัวเผาวัสดุพูนที่การเผาไหม้แบบเป็นชั้นสำหรับเชื้อเพลิงผสมโดยไม่มีการสเปรย์ใหม่ เพื่อแก้ไขปัญหาการขยายตัวและหลอมละลายของ PB รวมทั้งการหลอมละลายของตาข่ายสแตนเลส โดยการเพิ่มส่วนของการหล่อเย็นประสบความสำเร็จเป็นอย่างดีส่งผลให้สามารถปรับระยะ X_{PB} ได้ อย่างเป็นสมควรรวมทั้งอายุการใช้งานของตาข่ายสแตนเลสเพิ่มขึ้น ยิ่งไปกว่านั้นอากาศที่ใช้ในการหล่อเย็นยังได้รับผลของการอุ่นอากาศไปในตัวสูงสุดถึง $500\text{ }^{\circ}\text{C}$ นอกจากนี้แล้วหัวเผาที่ออกแบบใหม่ยังมีความกระทัดรัดเหมาะสำหรับการนำไปใช้งานในเชิงพาณิชย์

จากการทดลองพบว่าหัวเผาสามารถใช้ในการศึกษาอิทธิพลของเชื้อเพลิง Φ ระยะ X_{PB} และ FR ได้ อย่างมีประสิทธิภาพ และจากผลการทดลองสามารถสรุปได้เป็นข้อๆ ดังนี้

8.1.1 อิทธิพลของค่า Φ ต่อสมรรถนะการเผาไหม้

พบว่าเชื้อเพลิงทั้ง 3 ชนิดให้แนวโน้มที่เหมือนกันคือเมื่อเพิ่มค่า Φ พบว่าโครงสร้างอุณหภูมิการเผาไหม้ยกตัวสูงขึ้นเนื่องจากการเผาไหม้เข้าใกล้การเผาไหม้ทางทฤษฎี (stoichiometry) ทางทฤษฎีมากขึ้น นอกจากนี้ยังพบว่าหัวเผาให้ขอบเขตการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงทั้ง 3 ชนิดกว้าง โดยเชื้อเพลิง LPG ให้ขอบเขตการเผาไหม้ที่กว้างที่สุดประมาณ 0.25-0.66 ซึ่งเป็นเพราะคุณสมบัติพิเศษของวัสดุพูนที่ช่วยในหมุนเวียนความร้อนทำให้การเผาไหม้ที่เกิดขึ้นเป็นการเผาไหม้แบบที่มีการหมุนเวียนความร้อนในตัว (Heat recirculating combustion) นอกจากนี้ยังพบว่าการเผาไหม้ดังกล่าวให้อุณหภูมิการเผาไหม้ที่สูงกว่าอุณหภูมิการเผาไหม้ทางทฤษฎี (Adiabatic flame temperature) ในทุกกรณี

8.1.2 อิทธิพลของค่า X_{PB} ต่อสมรรถนะการเผาไหม้

พบว่าเชื้อเพลิงทั้ง 3 ชนิดให้แนวโน้มที่เหมือนกันคือเมื่อเพิ่มระยะ X_{PB} ส่งผลให้อุณหภูมิสูงสุดของการเผาไหม้ลดตัวลงและบริเวณที่เกิดปฏิกิริยาการเผาไหม้ขยายตัวไปทางด้านท้ายน้ำเนื่องจากรูปแบบการเผาไหม้เปลี่ยนจาก Premixed เป็นแบบ Non-premixed ซึ่งในรูปแบบหลังพบว่ามีผลคล้ายคลึงกับการเผาไหม้แบบเป็นลำดับชั้น (Staged combustion) ยิ่งไปกว่านั้นยังพบว่าการเผาไหม้ในรูปแบบ Non-premixed ส่งผลให้ปริมาณ CO และ NO_x ลดลง ในส่วนของ CO นั้นคาดว่าน่าจะเกิดจากการที่บริเวณที่เกิดปฏิกิริยาการเผาไหม้ขยายตัวและผลจากการหมุนเวียนความร้อนของวัสดุพูนช่วยให้อุณหภูมิการเผาไหม้สูงเพียงพอทำให้ CO มีเวลาในการทำปฏิกิริยากับ O กลายเป็น CO_2

เพิ่มขึ้น และในส่วนของ NO_x คาดว่าน่าจะเป็นมาจากอุณหภูมิสูงสุดของการเผาไหม้ลดลงจึงส่งผลให้ Thermal NO_x ลดลง

8.1.3 อิทธิพลของค่า FR ต่อสมรรถนะการเผาไหม้

พบว่าเชื้อเพลิงทั้ง 3 ชนิดให้แนวโน้มที่เหมือนกันคือเมื่อเพิ่ม FR ส่งผลให้โครงสร้างของอุณหภูมิการเผาไหม้ยกตัวสูงขึ้น เนื่องจากปริมาณความร้อนที่ป้อนเข้าไปมีปริมาณเพิ่มขึ้นแต่ไม่ได้ส่งผลกระทบต่อค่า Φ และจากเหตุผลนี้ทำให้ปริมาณมลพิษ CO และ NO_x ไม่เปลี่ยนแปลงมากนัก

8.2 ข้อเสนอแนะ

- 8.2.1** จากการทดลองในกรณีของอิทธิพลของค่า Φ และ FR พบว่าเมื่อเพิ่มค่าทั้งสองนี้จนมีค่าสูงถึงจุดๆหนึ่งส่งผลให้ความยาวของห้องเผาไหม้ (PE) ไม่เพียงพอที่จะทำให้เกิดการเผาไหม้อย่างสมบูรณ์ภายใน PE ดังนั้นการนำเอาอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีชั้นของวัสดุพอร์มาติดตั้งทางด้านท้ายน่าจะเป็ทางเลือกที่เหมาะสมเนื่องจากความดันของการเผาไหม้จะสูงขึ้นรวมทั้งยังมีพื้นที่ให้ส่วนผสมที่ยังเผาไหม้ไม่หมดไปเผาไหม้ต่อ ซึ่งคาดว่าจะจะทำให้ขอบเขตการเผาไหม้ของหัวเผาเพิ่มขึ้นอีกมาก ยิ่งไปกว่านั้นความร้อนที่ได้ยังสามารถนำไปใช้งานได้เป็นอย่างดี
- 8.2.2** ในบางสภาวะการทดลองพบว่าเกิด Fuel decomposition ใน PB อันเนื่องมาจากอุณหภูมิที่สูงซึ่งเกิดจากอุณหภูมิการอุ่นอากาศที่สูงจนเลยจุดติดไฟด้วยตนเองของเชื้อเพลิงทำให้การเผาไหม้เกิดขึ้นทางด้านต้นน้ำมากเกินไปจึงควรมีการหล่อเย็นในบริเวณที่เกิด Fuel decomposition ซึ่งจำเป็นต้องออกแบบ PB ใหม่
- 8.2.3** จากการทดลองพบว่าสามารถเผาไหม้เชื้อเพลิงได้เจือจางมากถึง $\Phi = 0.25$ ซึ่งคาดว่าน่าจะนำมาเผาไหม้เชื้อเพลิงที่มีค่าความร้อนต่ำๆได้เป็นอย่างดี
- 8.2.4** ควรทำการวิเคราะห์กลไกการเกิด NO_x อย่างละเอียดเพื่อให้ทราบถึงกลไกการเกิด NO_x ที่แท้จริง

เอกสารอ้างอิง

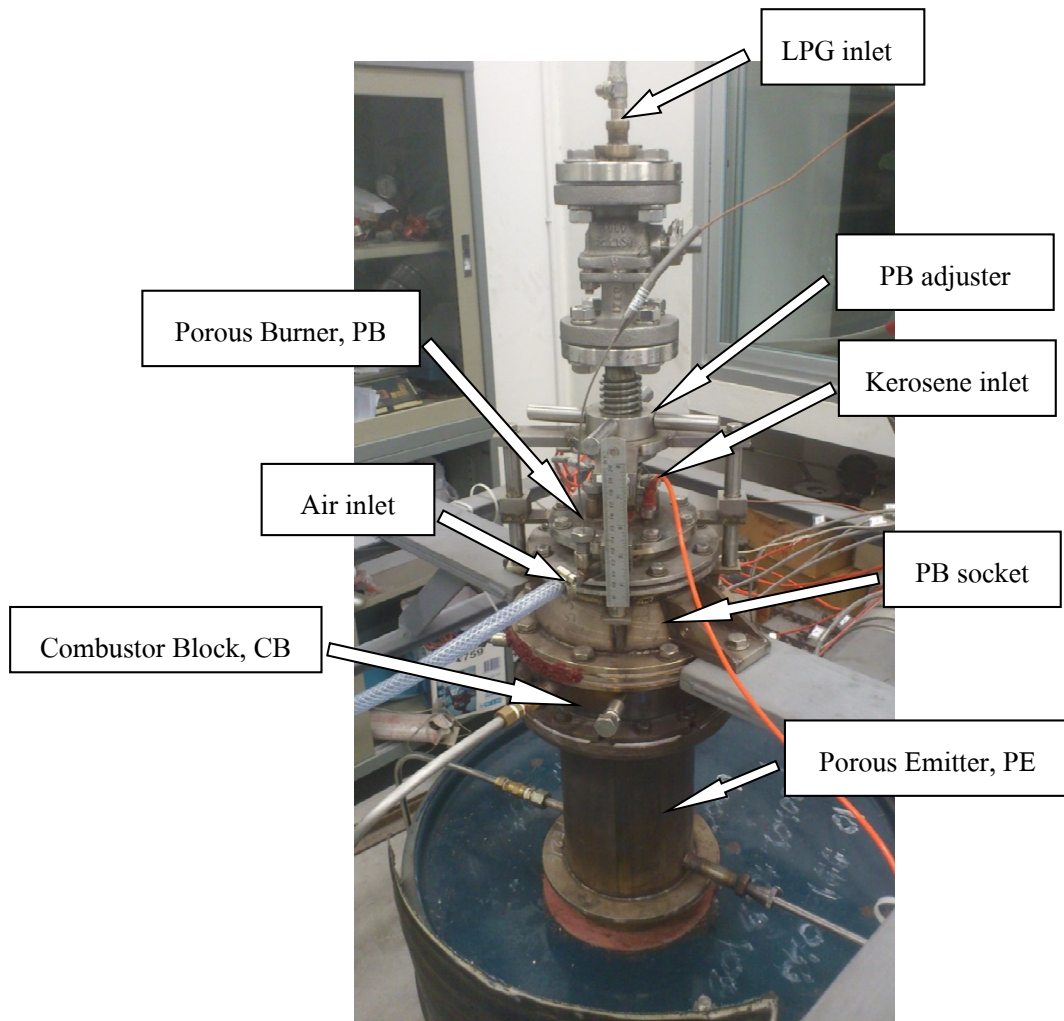
1. Howell, J.R., Hall, M.J. and Ellzey, J.L., 1996, "Combustion of Hydrocarbon Fuels within Porous Inert Media", **Progress in Energy and Combustion Science**, Vol. 22, pp. 121-145.
2. Weinberg, F.J., 1986, "Heat-recalculating Burner: Principles and Some Recent Developments", **Combustion Science and Technology**, Vol. 121, pp. 3-22.
3. 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.
4. 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.
5. Takami, H., Suzuki, T., Itaya, Y. and Hasatani, M., 1998, "Performance of Flammability of Kerosene and NO_x Emission in the Porous Burner", **Fuel**, Vol. 77, No. 3, pp. 165-171.
6. Jugjai, S., Wongpanit, N., Laoketkan, T. and Nokkaew, S., 2002, "The Combustion of Liquid Fuels Using a Porous Medium", **Experimental Thermal and Fluid Science**, Vol. 26, pp. 15-23.
7. Jugjai, S. and Polmart, N., 2003, "Enhancement of Evaporation and Combustion of Liquid Fuels Through Porous Media", **Experimental Thermal and Fluid Science**, Vol. 27, No. 8, pp. 901-909.
8. ชูติเดช ผ่องใส, 2547, **คุณลักษณะการเผาไหม้และการปล่อยมลพิษของหัวเผาน้ำมันเชื้อเพลิงเหลวแบบวัสดุพรุนชนิดไม่มีการแตกตัวเป็นฝอยละออง**, วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี, หน้า 18-50.

9. กิตติศักดิ์ สุวรรณวิจิตร, 2547, การศึกษาอย่างต่อเนื่องเกี่ยวกับการพัฒนาการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวโดยวัสดุพูนชนิดไม่มีการแตกตัวเป็นฝอยละออง, วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี, หน้า 18-61.
10. มกร ลักขณา, 2548, การพัฒนาหัวเผาวัสดุพูนสมรรถนะสูงเพื่อการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวชนิดไม่มีการสเปรย์, วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี, หน้า 14-65.
11. Pickenäcker, O., Kesting, A., Trimis, D., “Novel Low NO_x Burner Designs for Boilers and Fuenaces, by Using Staged Combustion in Inert Porous Media”, **European Conference on Indutrial Furnace and Boiler**, 11-14 April 2000, Protugal
12. พีรยุทธ ทองเต็ม, 2552, การศึกษาการเผาไหม้แบบเป็นชั้นของหัวเผาวัสดุพูนสำหรับเชื้อเพลิงแก๊สและเชื้อเพลิงเหลว, วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี, หน้า 24-73.
13. อรรถนพ ประวิณวิสารท์, 2552, การศึกษาการผสมภายในหัวเผาน้ำมันเชื้อเพลิงเหลววัสดุพูนโดยการใช้ **Particle Image Velocimetry**, วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี, หน้า 34-66.
14. พีรพงษ์ โตขลิบ, 2554, การพัฒนาหัวเผาวัสดุพูนแบบเป็นชั้นด้วยเชื้อเพลิงผสม, วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี.
15. สำเร็จ จักรใจ, 2547, การเผาไหม้, สำนักพิมพ์แห่งจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, หน้า 91-96, 298-302, 530-537, 576-621.
16. Turn, S.R., 2000, **An Introduction to Combustion**, 2nd ed., McGraw-Hill, New York, pp. 550-588.

17. Mohamad, A.A., 2009 “Non-premixed CH₄ combustion in a porous media”, **Progress of the ASME 2009 International Mechanical Engineering congress and Exposition**, 13-19 November 2009
18. Cengel, Y.A. and Ghajar, A.J., 2011, **Heat and Mass Transfer Fundamentals and Applications**, 4th ed., McGraw-Hill, pp. 164-171, 472-476, 492, 869, 884.
19. Fox, R.W., Pritchard, P.J. and McDonald, A.T., 2010, **Introduction to Fluid Mechanics**, 7th ed., John Wiley & Sons, Inc., pp. 326-340.

ภาคผนวก ก

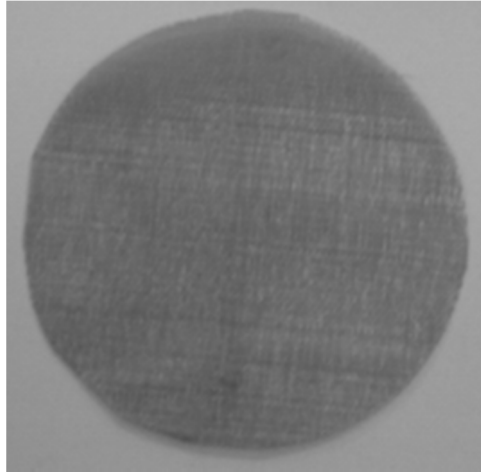
รูปถ่ายเครื่องมือและอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง



รูปที่ ก.1 รูปถ่ายระบบหัวเผาวัสดุพอรุน



รูปที่ ก.2 รูปถ่าย Porous Burner (PB)



รูปที่ ก.3 รูปถ่ายตาข่ายสแตนเลสขนาด 100 mesh/inch²



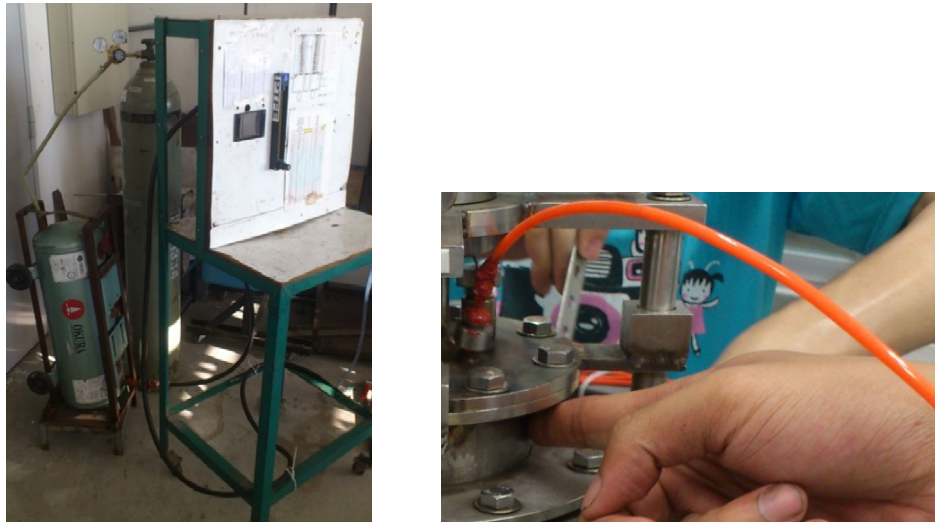
รูปที่ ก.4 รูปถ่าย Combustor block (CB) พร้อม Cement liner



รูปที่ ก.5 รูปถ่าย Porous emitter (PE) พร้อม Cement liner



รูปที่ ก.6 รูปถ่ายการจัดเรียง Alumina ball ใน PE



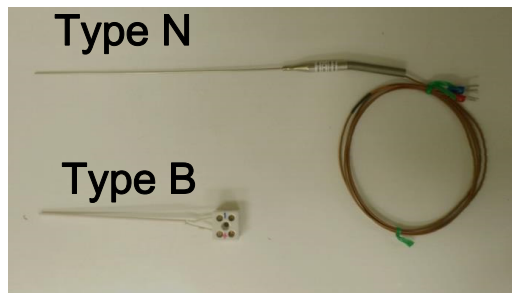
รูปที่ ก.7 รูปถ่ายระบบป้อนเชื้อเพลิง Kerosene



รูปที่ ก.8 รูปถ่ายอุปกรณ์วัดอัตราการไหลของน้ำมันเชื้อเพลิง (Kerosene)



รูปที่ ก.9 รูปถ่ายอุปกรณ์วัดอัตราการไหลของแก๊ส (LPG) และอากาศ ตามลำดับ



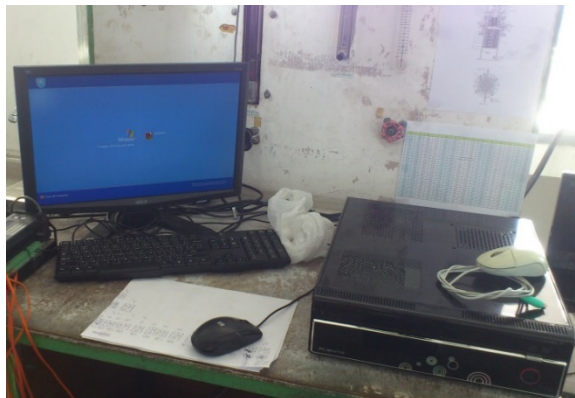
รูปที่ ก.10 รูปถ่ายอุปกรณ์วัดอุณหภูมิ (Thermocouple)



รูปที่ ก.11 รูปถ่ายอุปกรณ์บันทึกค่าอุณหภูมิ (Temperature recorder)



รูปที่ ก.12 รูปถ่ายเครื่องวิเคราะห์แก๊สไอเสีย (Exhaust gas analyzer)



รูปที่ ก.13 รูปถ่ายคอมพิวเตอร์บันทึกข้อมูล



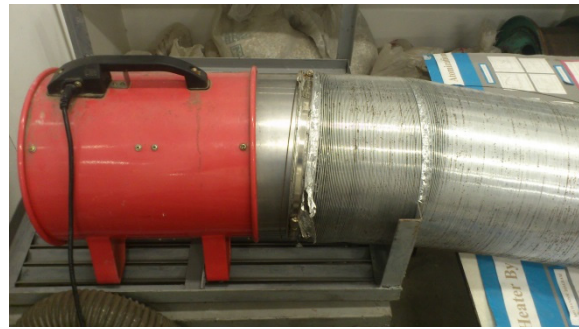
รูปที่ ก.14 รูปถ่ายอุปกรณ์ควบคุมความดัน (Pressure regulator)



รูปที่ ก.15 รูปถ่ายอุปกรณ์วัดความดัน (U-tube manometer)



รูปที่ ก.16 รูปถ่ายอุปกรณ์จ่ายอากาศ (Air-compressor)



รูปที่ ก.17 รูปถ่ายระบบระบายแก๊สไอเสีย



รูปที่ ก.18 รูปถ่ายหัวเชื่อมอะซิทีลีนสำหรับจุดเตา



รูปที่ ก.19 รูปถ่ายถังดับเพลิง

ภาคผนวก ข
ตารางข้อมูลการทดลอง

ตารางที่ ข.1 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของค่า Φ ต่อโครงสร้างอุณหภูมิภายในหัวเผาที่สภาวะการทดลองที่ค่า FR และ X_{PB} คงที่คือ 5 kW และ -20 mm ตามลำดับโดยใช้ LPG เป็นเชื้อเพลิง

Φ	T_1 (°C)	T_2 (°C)	T_3 (°C)	T_4 (°C)	T_5 (°C)	T_7 (°C)	T_8 (°C)	T_9 (°C)	T_{10} (°C)	T_{11} (°C)	T_{12} (°C)	T_{ai} (°C)	T_{ap} (°C)
0.25	39.73	46.37	83.96	144.24	300.31	949.14	865.31	851.18	837.94	767.86	615.24	24.78	277.73
0.27	40.69	48.73	85.54	146.22	324.06	1055.70	934.76	909.17	891.80	802.60	632.75	25.61	300.25
0.31	43.95	51.29	86.89	145.15	346.15	1182.70	1035.70	996.23	969.96	856.61	664.30	26.75	338.53
0.34	46.06	53.91	90.16	150.87	362.07	1301.70	1134.30	1075.70	1042.30	900.35	685.99	27.83	392.10
0.37	48.59	57.90	98.58	160.24	407.57	1396.40	1202.80	1137.20	1099.00	935.48	693.12	27.74	449.63
0.41	51.45	63.01	109.72	167.18	432.24	1447.90	1253.60	1182.50	1137.90	954.81	699.20	28.96	482.09
0.45	57.50	73.11	132.91	184.47	435.41	1519.10	1328.20	1250.80	1205.10	994.74	726.10	30.71	498.69
0.55	64.84	84.15	156.19	204.52	437.44	1553.20	1393.30	1310.10	1264.20	1027.30	749.47	31.88	503.75
0.66	71.31	92.87	170.72	222.08	366.64	1596.40	1468.60	1371.60	1321.90	1059.40	776.03	32.92	507.37

ตารางที่ ข.2 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของค่า Φ ต่อปริมาณ Emission และ ΔP ที่สภาวะการทดลองที่ค่า FR และ X_{PB} คงที่คือ 5 kW และ -20 mm ตามลำดับ โดยใช้ LPG เป็นเชื้อเพลิง

Φ	Air-supplied scale	% Excess O ₂ (ppm)	CO @ 0% O ₂ (ppm)			NO _x @ 0% O ₂ (ppm)			ΔP (mmH ₂ O)
			Maximum	Average	Minimum	Maximum	Average	Minimum	
0.25	14.5	15.8	1197	1190.52	1188	143	135.00	131	120
0.27	13.5	15.3	638	633.09	627	157	155.09	153	105
0.31	12.5	14.5	368	363.36	359	186	183.60	179	92
0.34	11.5	13.8	350	341.17	334	224	219.77	218	80
0.37	10.5	13.2	369	365.44	360	255	251.59	247	69
0.41	9.5	12.3	403	398.82	394	267	262.58	258	59
0.45	8.5	11.5	460	452.55	444	254	251.04	246	51
0.55	7.5	9.4	401	395.49	389	209	205.71	202	44
0.66	6.5	7.2	568	554.36	544	164	161.14	158	38

ตารางที่ ๗.3 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของค่า Φ ต่อโครงสร้างอุณหภูมิภายในหัวเผาที่สภาวะการทดลองที่ค่า FR และ X_{PB} คงที่คือ 5 kW และ -8 mm ตามลำดับโดยใช้ Kerosene เป็นเชื้อเพลิง

Φ	T_1 (°C)	T_2 (°C)	T_3 (°C)	T_4 (°C)	T_5 (°C)	T_7 (°C)	T_8 (°C)	T_9 (°C)	T_{10} (°C)	T_{11} (°C)	T_{12} (°C)	T_{ai} (°C)	T_{ap} (°C)
0.26	58.46	89.44	156.91	206.13	334.78	1104.90	1045.80	948.90	912.80	786.74	583.23	33.17	288.38
0.31	63.70	100.63	179.31	220.47	436.85	1197.80	1098.70	1025.80	989.40	845.81	618.46	33.44	334.13
0.35	66.43	106.13	185.60	238.74	509.02	1260.50	1150.60	1066.40	1025.20	863.81	617.88	33.72	355.37
0.39	70.15	113.84	195.39	258.19	556.93	1359.00	1257.50	1159.00	1112.60	922.53	638.60	35.54	381.00
0.45	74.10	121.32	205.99	272.95	596.65	1370.00	1236.80	1132.70	1082.20	891.33	620.87	36.64	397.65
0.47	86.43	146.19	229.17	311.08	589.85	1349.70	1299.20	1229.70	1188.20	960.17	651.83	39.97	445.79
0.57	92.32	156.80	242.83	318.05	513.70	1493.80	1383.20	1280.80	1227.10	981.44	684.54	38.67	480.48

ตารางที่ ข.4 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของค่า Φ ต่อปริมาณ Emission และ ΔP ที่สภาวะการทดลองที่ค่า FR และ X_{PB} คงที่คือ 5 kW และ -8 mm ตามลำดับ โดยใช้ Kerosene เป็นเชื้อเพลิง

Φ	Air-supplied scale	% Excess O ₂ (ppm)	CO @ 0% O ₂ (ppm)			NO _x @ 0% O ₂ (ppm)			ΔP (mmH ₂ O)
			Maximum	Average	Minimum	Maximum	Average	Minimum	
0.26	11.3	15.5	1589	1513.96	1452	120	107.35	97	62
0.31	10.5	14.5	441	411.02	399	147	141.38	131	58
0.35	9.8	13.7	354	339.01	326	158	155.04	151	53
0.39	9	12.8	306	291.65	279	181	175.09	166	48
0.45	8	11.5	360	348.38	335	185	172.24	164	39
0.47	7	11.2	491	441.27	397	141	135.39	130	35
0.57	6	9.1	829	733	655	123	116.75	110	29

ตารางที่ ๗.5 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของค่า Φ ต่อโครงสร้างอุณหภูมิภายในหัวเผาที่สภาวะการทดลองที่ค่า FR และ X_{PB} คงที่คือ 5 kW และ -8 mm ตามลำดับโดยใช้เชื้อเพลิงผสม (50% LPG + 50% Kerosene) เป็นเชื้อเพลิง

Φ	T_1 (°C)	T_2 (°C)	T_3 (°C)	T_4 (°C)	T_5 (°C)	T_7 (°C)	T_8 (°C)	T_9 (°C)	T_{10} (°C)	T_{11} (°C)	T_{12} (°C)	T_{ai} (°C)	T_{ap} (°C)
0.33	54.00	86.00	107.00	189.00	365.00	1465.00	1298.00	1163.00	1110.00	918.00	661.00	28.00	338.00
0.40	58.00	95.00	116.00	204.00	389.00	1504.00	1363.00	1231.00	1171.00	956.00	666.00	29.00	372.00
0.47	65.00	104.00	128.00	220.00	521.00	1537.00	1406.00	1314.00	1248.00	994.00	618.00	35.00	414.00
0.54	70.00	115.00	136.00	226.00	518.00	1549.00	1414.00	1317.00	1256.00	988.00	667.00	35.00	414.00
0.65	74.00	124.00	144.00	237.00	460.00	1457.00	1368.00	1336.00	1299.00	1048.00	740.00	35.00	417.00
0.66	80.00	135.00	163.00	275.00	484.00	1484.00	1372.00	1321.00	1278.00	1010.00	718.00	33.00	459.00

ตารางที่ ข.6 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของค่า Φ ต่อปริมาณ Emission และ ΔP ที่สภาวะการทดลองที่ค่า FR และ X_{PB} คงที่คือ 5 kW และ -8 mm ตามลำดับ โดยใช้เชื้อเพลิงผสม (50% LPG + 50% Kerosene) เป็นเชื้อเพลิง

Φ	Air-supplied scale	% Excess O ₂ (ppm)	CO @ 0% O ₂ (ppm)			NO _x @ 0% O ₂ (ppm)			ΔP (mmH ₂ O)
			Maximum	Average	Minimum	Maximum	Average	Minimum	
0.33	10	14	297	279.58	265	145	131.87	125	59
0.4	9.5	12.6	245	236.77	227	141	135.89	126	54
0.47	8.5	11.2	256	251.86	248	144	142.19	140	47
0.54	7.5	9.6	309	299.78	291	135	133.59	130	38
0.65	6.5	7.3	621	600.69	586	106	102.09	98	34
0.66	6	7.2	1205	1026.28	866	116	111.58	108	28

ตารางที่ ข.7 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของค่า X_{PB} ต่อโครงสร้างอุณหภูมิภายในหัวเผาที่สภาวะการทดลองที่ค่า FR และ Φ คงที่คือ 5 kW และ 0.34 ตามลำดับ โดยใช้ LPG เป็นเชื้อเพลิง

X_{PB} (mm)	T_1 (°C)	T_2 (°C)	T_3 (°C)	T_4 (°C)	T_5 (°C)	T_7 (°C)	T_8 (°C)	T_9 (°C)	T_{10} (°C)	T_{11} (°C)	T_{12} (°C)	T_{ai} (°C)	T_{ap} (°C)
-20	45.87	55.11	98.28	152.66	350.00	1239.00	1130.80	1081.40	1040.00	900.89	681.97	25.67	346.30
-16	45.56	54.97	98.26	161.25	407.43	1293.70	1170.60	1110.20	1066.90	918.47	689.87	25.26	343.71
-12	46.15	54.30	94.85	164.82	418.56	1292.40	1200.90	1123.70	1061.50	902.23	693.58	25.87	320.76
-8	45.40	51.43	85.70	160.18	436.42	1354.50	1300.10	1181.60	1092.90	918.35	712.05	25.58	238.94
-4	48.22	58.22	107.05	143.56	560.40	1319.10	1164.10	1071.20	1025.50	888.06	693.92	25.66	232.23
0	40.17	43.64	66.96	98.25	382.09	1317.80	1199.40	1057.10	981.88	842.56	681.83	22.86	130.32

ตารางที่ ข.8 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของค่า X_{PB} ต่อปริมาณ Emission และ ΔP ที่สภาวะการทดลองที่ค่า FR และ Φ คงที่คือ 5 kW และ 0.34 ตามลำดับโดยใช้ LPG เป็นเชื้อเพลิง

X_{PB} (mm)	Air-supplied scale	% Excess O_2 (ppm)	CO @ 0% O_2 (ppm)			NO _x @ 0% O_2 (ppm)			ΔP (mmH ₂ O)
			Maximum	Average	Minimum	Maximum	Average	Minimum	
-20	11.7	13.8	300	291.85	287	212	207.39	203	82
-16	11.5	13.8	288	279.46	270	212	197.37	192	82
-12	11.7	13.8	258	251.38	247	154	151.09	148	84
-8	13.2	13.8	412	399.88	387	94	90.53	89	104
-4	12.9	13.8	409	401.68	394	127	124.40	124	100
0	14.4	13.8	3234	3181.49	3164	36	27.84	24	121

ตารางที่ ข.9 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของค่า X_{PB} ต่อโครงสร้างอุณหภูมิภายในหัวเผาที่สภาวะการทดลองที่ค่า FR และ Φ คงที่คือ 5 kW และ 0.39 ตามลำดับ โดยใช้ Kerosene เป็นเชื้อเพลิง

X_{PB} (mm)	T_1 (°C)	T_2 (°C)	T_3 (°C)	T_4 (°C)	T_5 (°C)	T_7 (°C)	T_8 (°C)	T_9 (°C)	T_{10} (°C)	T_{11} (°C)	T_{12} (°C)	T_{ai} (°C)	T_{ap} (°C)
-20	66.99	106.710	168.07	213.20	375.37	1417.00	1248.70	1168.40	1126.90	915.49	642.29	36.00	447.10
-16	68.35	113.66	187.25	222.43	438.43	1354.90	1227.70	1130.10	1082.10	878.44	617.28	35.36	469.62
-12	66.12	107.37	179.86	224.53	453.39	1357.40	1206.30	1108.00	1056.30	868.54	613.35	34.21	432.53
-8	70.97	121.93	204.64	246.20	383.87	1394.90	1257.80	1124.50	1070.10	885.07	628.11	35.94	342.74
-4	74.15	122.49	207.62	275.11	545.16	1331.80	1178.90	1081.70	1034.20	854.49	603.23	35.49	397.32
0	70.67	107.13	156.47	210.36	424.54	1342.50	1261.20	1097.60	1074.30	920.09	652.79	35.36	269.74

ตารางที่ ข.10 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของค่า X_{PB} ต่อปริมาณ Emission และ ΔP ที่สภาวะการทดลองที่ค่า FR และ Φ คงที่คือ 5 kW และ 0.39 ตามลำดับโดยใช้ Kerosene เป็นเชื้อเพลิง

X_{PB} (mm)	Air-supplied scale	% Excess O_2 (ppm)	CO @ 0% O_2 (ppm)			NO _x @ 0% O_2 (ppm)			ΔP (mmH ₂ O)
			Maximum	Average	Minimum	Maximum	Average	Minimum	
-20	8	12.9	488	456.51	421	138	133.34	129	42
-16	8.6	12.8	536	507.45	481	157	151.32	146	43
-12	9.1	12.9	380	370.78	364	161	157.32	155	47
-8	9.3	12.8	295	290.44	281	167	163.86	160	46
-4	9.4	12.7	284	276.27	270	150	147.89	145	46
0	9.7	12.8	470	448.41	431	96	93.22	90	56

ตารางที่ ข.11 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของค่า X_{PB} ต่อโครงสร้างอุณหภูมิภายในหัวเผาที่สภาวะการทดลองที่ค่า FR และ Φ คงที่คือ 5 kW และ 0.34 ตามลำดับโดยใช้เชื้อเพลิงผสม (50% LPG + 50% Kerosene) เป็นเชื้อเพลิง

X_{PB} (mm)	T_1 (°C)	T_2 (°C)	T_3 (°C)	T_4 (°C)	T_5 (°C)	T_7 (°C)	T_8 (°C)	T_9 (°C)	T_{10} (°C)	T_{11} (°C)	T_{12} (°C)	T_{ai} (°C)	T_{ap} (°C)
-20	56.00	91.00	116.00	197.00	413.00	1296.00	1180.00	1109.00	1077.00	888.00	619.00	30.00	479.00
-16	57.00	92.00	120.00	208.00	461.00	1370.00	1228.00	1144.00	1102.00	910.00	639.00	31.00	460.00
-12	54.00	87.00	110.00	180.00	438.00	1403.00	1297.00	1198.00	1127.00	912.00	642.00	29.00	364.00
-8	58.00	96.00	116.00	196.00	424.00	1444.00	1296.00	1151.00	1102.00	885.00	607.00	30.00	339.00
-4	59.00	97.00	115.00	196.00	347.00	1420.00	1355.00	1208.00	1164.00	941.00	646.00	29.00	319.00
0	47.00	69.00	82.00	118.00	141.00	1379.00	1327.00	1171.00	1086.00	903.00	653.00	30.00	140.00

ตารางที่ ข.12 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของค่า X_{PB} ต่อปริมาณ Emission และ ΔP ที่สภาวะการทดลองที่ค่า FR และ Φ คงที่คือ 5 kW และ 0.39 ตามลำดับโดย ใช้เชื้อเพลิงผสม (50% LPG + 50% Kerosene) เป็นเชื้อเพลิง

X_{PB} (mm)	Air-supplied scale	% Excess O_2 (ppm)	CO @ 0% O_2 (ppm)			NO _x @ 0% O_2 (ppm)			ΔP (mmH ₂ O)
			Maximum	Average	Minimum	Maximum	Average	Minimum	
-20	8.6	12.9	494	453.45	418	165	155.35	144	44
-16	8.7	12.8	418	400.73	383	181	176.91	174	46
-12	9.7	12.8	313	301.63	291	153	147.81	142	54
-8	8.4	12.8	295	275.66	263	143	138.52	128	42
-4	9.1	12.8	275	267.84	261	114	110.87	108	49
0	11.9	12.9	1061	1044.53	1032	74	68.41	64	72

ตารางที่ ข.13 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของค่า FR ต่อโครงสร้างอุณหภูมิภายในหัวเผาที่สภาวะการทดลองที่ค่า X_{pb} และ Φ คงที่คือ -8mm และ 0.34 ตามลำดับโดยใช้ LPG เป็นเชื้อเพลิง

FR (kW)	T_1 (°C)	T_2 (°C)	T_3 (°C)	T_4 (°C)	T_5 (°C)	T_7 (°C)	T_8 (°C)	T_9 (°C)	T_{10} (°C)	T_{11} (°C)	T_{12} (°C)	T_{ai} (°C)	T_{ap} (°C)
5	51.18	65.44	117.25	123.72	437.49	1425.20	1239.00	1083.10	1067.90	917.01	698.47	27.16	252.69
6	45.90	60.03	112.70	109.46	373.39	1445.40	1254.50	1077.40	1052.20	919.69	706.42	24.94	221.23
7	42.28	53.65	102.50	98.41	342.60	1461.50	1330.30	1110.90	1069.70	928.27	725.68	24.63	200.27

ตารางที่ ข.14 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของค่า FR ต่อปริมาณ Emission และ ΔP ที่สภาวะการทดลองที่ค่า X_{pb} และ Φ คงที่คือ -8 mm และ 0.34 ตามลำดับ โดยใช้ LPG เป็นเชื้อเพลิง

FR (kW)	Air-supplied scale	% Excess O ₂ (ppm)	CO @ 0% O ₂ (ppm)			NO _x @ 0% O ₂ (ppm)			ΔP (mmH ₂ O)
			Maximum	Average	Minimum	Maximum	Average	Minimum	
5	12.3	13.8	289	278.56	263	158	153.19	148	88
6	15.6	13.8	329	320.24	309	158	152.84	149	114
7	15.0	13.8	394	378.05	368	149	142.51	138	148

ตารางที่ ข.15 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของค่า FR ต่อโครงสร้างอุณหภูมิภายในหัวเผาที่สภาวะการทดลองที่ค่า X_{pb} และ Φ คงที่คือ -8mm และ 0.39 ตามลำดับโดยใช้ Kerosene เป็นเชื้อเพลิง

FR (kW)	T_1 (°C)	T_2 (°C)	T_3 (°C)	T_4 (°C)	T_5 (°C)	T_7 (°C)	T_8 (°C)	T_9 (°C)	T_{10} (°C)	T_{11} (°C)	T_{12} (°C)	T_{ai} (°C)	T_{ap} (°C)
5	65.31	107.01	187.70	227.88	427.58	1462.50	1210.90	1109.40	1053.50	861.78	608.43	34.32	417.58
6	58.98	92.51	160.17	207.77	390.60	1552.00	1386.10	1275.70	1200.30	977.86	704.70	32.51	423.86
7	52.86	77.83	134.07	186.12	374.34	1574.00	1440.40	1343.30	1253.10	1013.10	747.96	32.43	393.02

ตารางที่ ข.16 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของค่า FR ต่อปริมาณ Emission และ ΔP ที่สภาวะการทดลองที่ค่า X_{pb} และ Φ คงที่คือ -8 mm และ 0.39 ตามลำดับ โดยใช้ Kerosene เป็นเชื้อเพลิง

FR (kW)	Air-supplied scale	% Excess O ₂ (ppm)	CO @ 0% O ₂ (ppm)			NO _x @ 0% O ₂ (ppm)			ΔP (mmH ₂ O)
			Maximum	Average	Minimum	Maximum	Average	Minimum	
5	9.3	12.8	441	430.06	421	159	156.99	152	47
6	11.3	12.8	431	420.54	405	163	158.20	155	74
7	12.6	12.9	469	450.95	438	159	154.62	152	104

ตารางที่ ข.17 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของค่า FR ต่อโครงสร้างอุณหภูมิภายในหัวเผาที่สภาวะการทดลองที่ค่า X_{pb} และ Φ คงที่คือ -8mm และ 0.39 ตามลำดับ โดยใช้เชื้อเพลิงผสม (50% LPG + 50% Kerosene) เป็นเชื้อเพลิง

FR (kW)	T_1 (°C)	T_2 (°C)	T_3 (°C)	T_4 (°C)	T_5 (°C)	T_7 (°C)	T_8 (°C)	T_9 (°C)	T_{10} (°C)	T_{11} (°C)	T_{12} (°C)	T_{ai} (°C)	T_{ap} (°C)
5	58.00	96.00	116.00	196.00	424.00	1444.00	1296.00	1151.00	1102.00	885.00	607.00	30.00	339.00
6	59.00	93.00	117.00	203.00	360.00	1427.00	1275.00	1175.00	1133.00	952.00	684.00	33.00	352.00
7	55.00	61.00	105.00	182.00	406.00	1399.00	1298.00	1208.00	1163.00	977.00	712.00	32.00	338.00

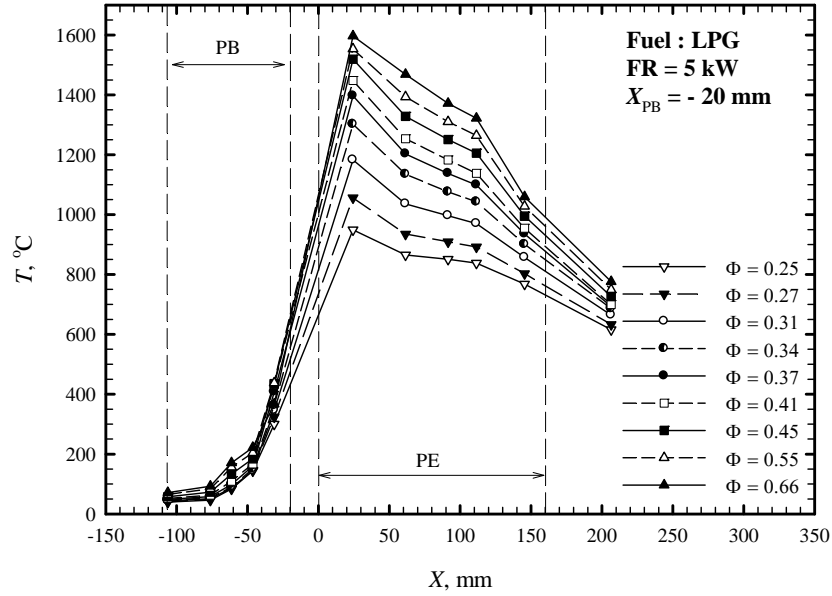
ตารางที่ ข.18 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของค่า FR ต่อปริมาณ Emission และ ΔP ที่สภาวะการทดลองที่ค่า X_{pb} และ Φ คงที่คือ -8 mm และ 0.39 ตามลำดับ โดยใช้เชื้อเพลิงผสม (50% LPG + 50% Kerosene) เป็นเชื้อเพลิง

FR (kW)	Air-supplied scale	% Excess O ₂ (ppm)	CO @ 0% O ₂ (ppm)			NO _x @ 0% O ₂ (ppm)			ΔP (mmH ₂ O)
			Maximum	Average	Minimum	Maximum	Average	Minimum	
5	8.4	12.8	295	275.71	263	143	138.59	128	42
6	10.5	12.8	304	280.59	262	163	159.40	155	65
7	11.4	12.8	265	261.86	258	170	166.66	164	79

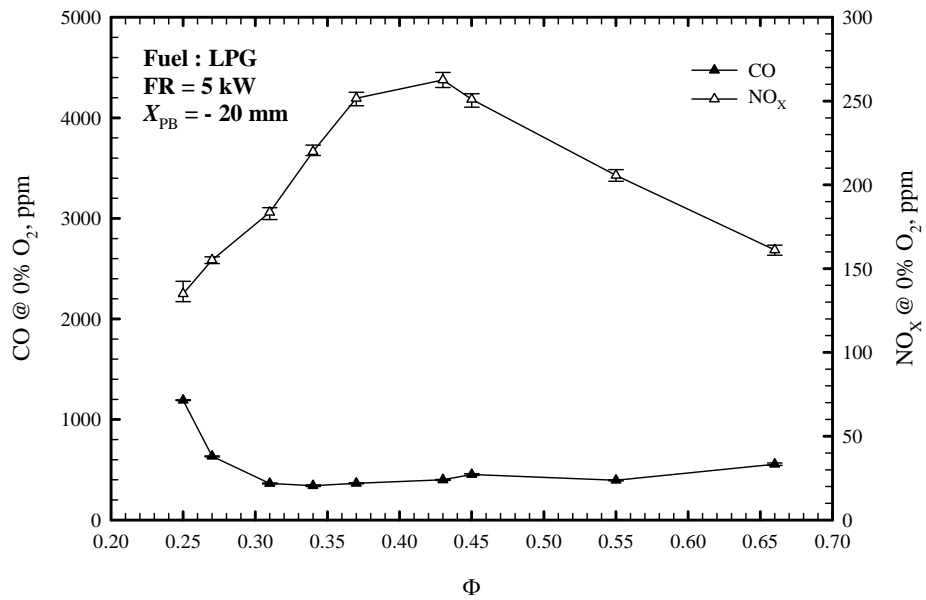
ภาคผนวก ค
กราฟผลการทดลอง

เชื้อเพลิง LPG

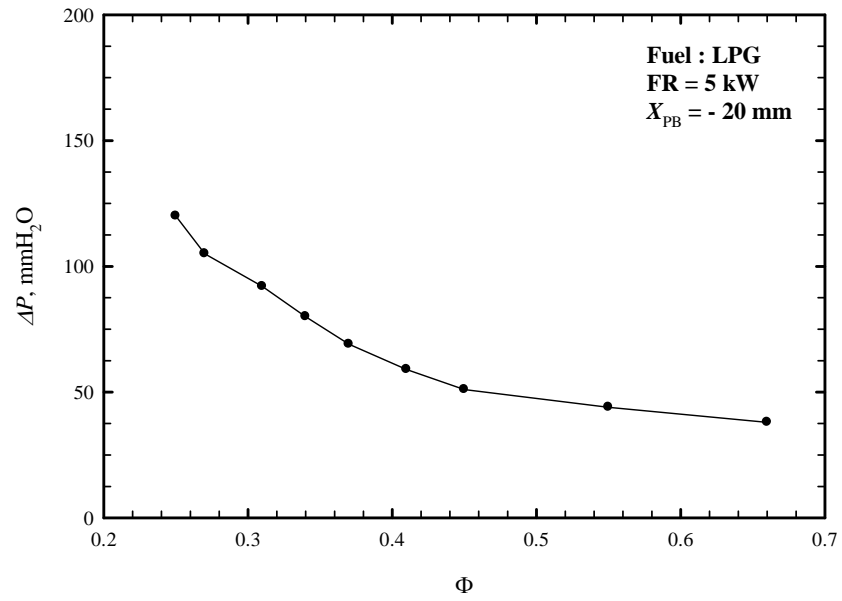
อิทธิพลของค่า Φ ต่อการเผาไหม้



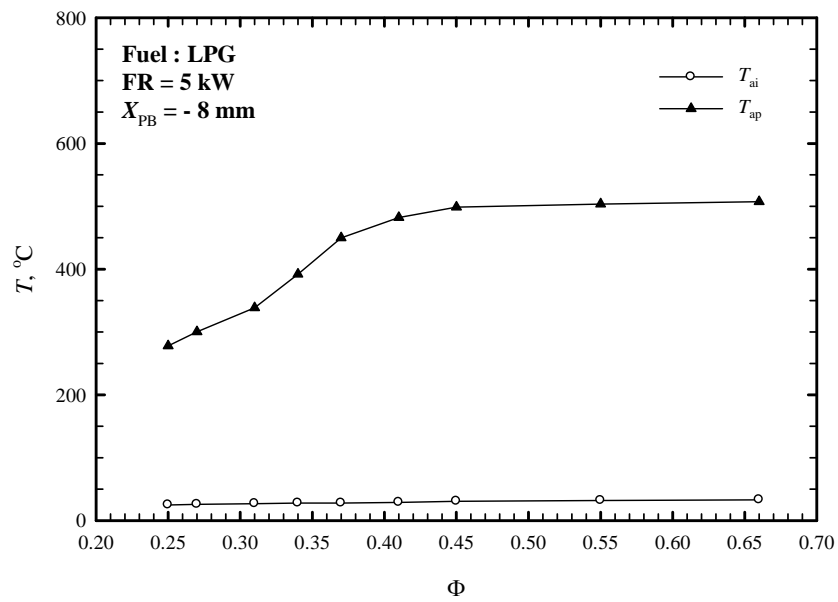
รูปที่ ค.1 อิทธิพลของค่า Φ ต่อโครงสร้างอุณหภูมิภายในหัวเผาเมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG



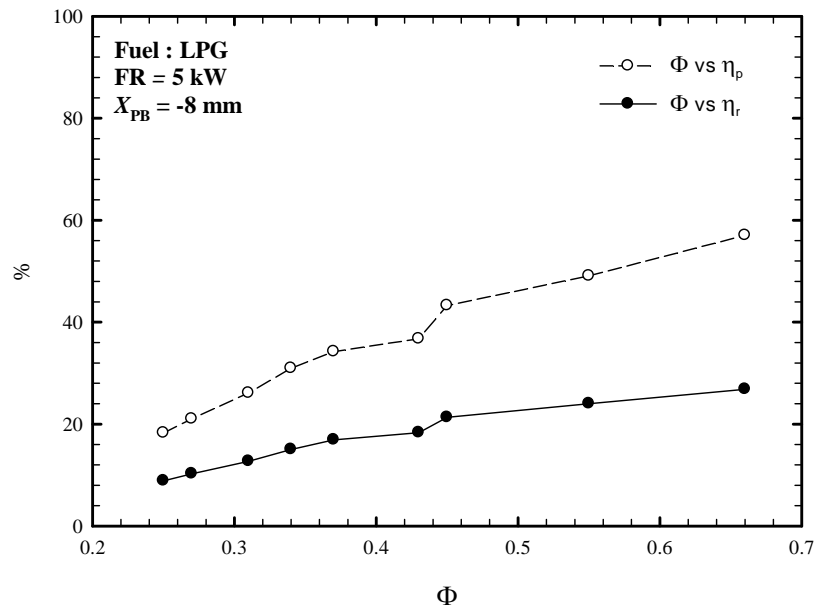
รูปที่ ค.2 อิทธิพลของค่า Φ ต่อปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียเมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG



รูปที่ ก.3 อิทธิพลของค่า Φ ต่อ ΔP เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG

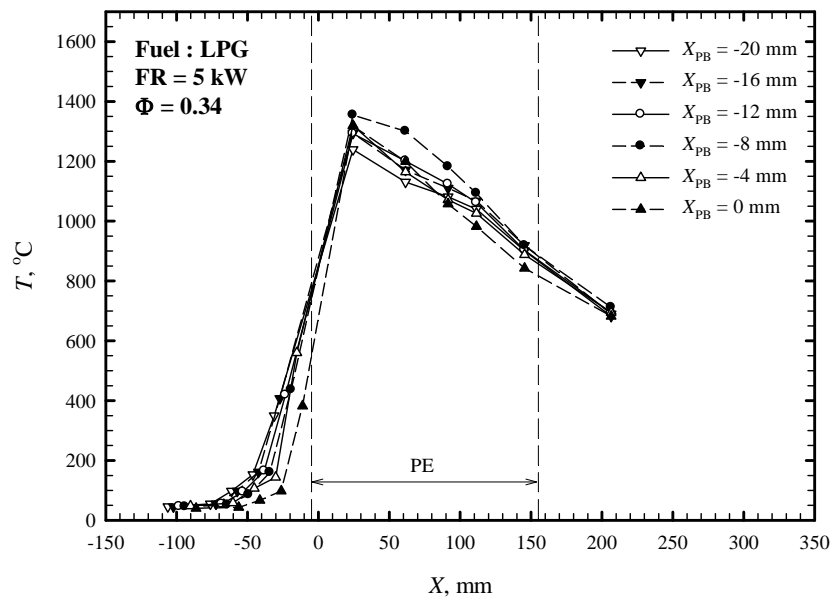


รูปที่ ก.4 อิทธิพลของค่า Φ ต่อ T_{ap} เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG

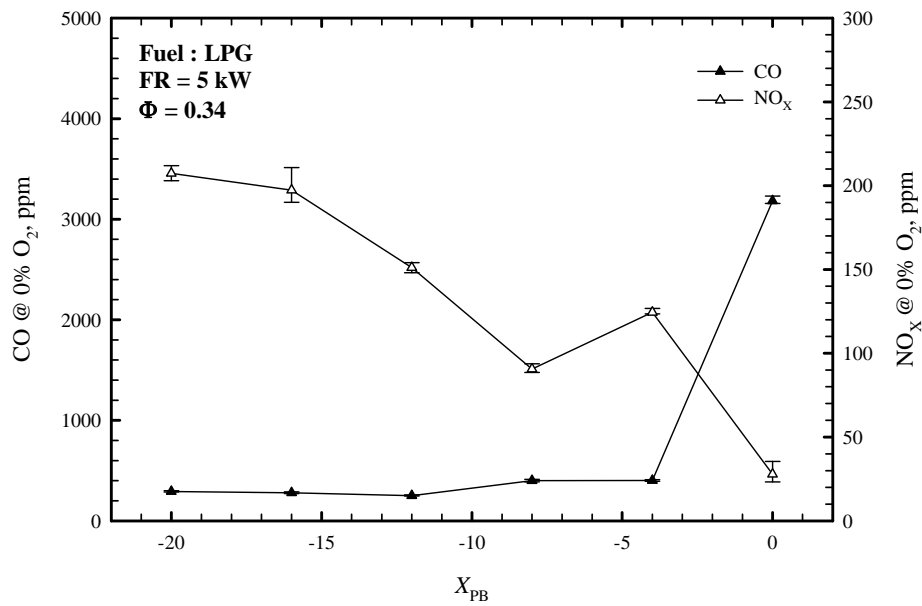


รูปที่ ค.5 อิทธิพลของค่า Φ ต่อ η_p และ η_r เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG

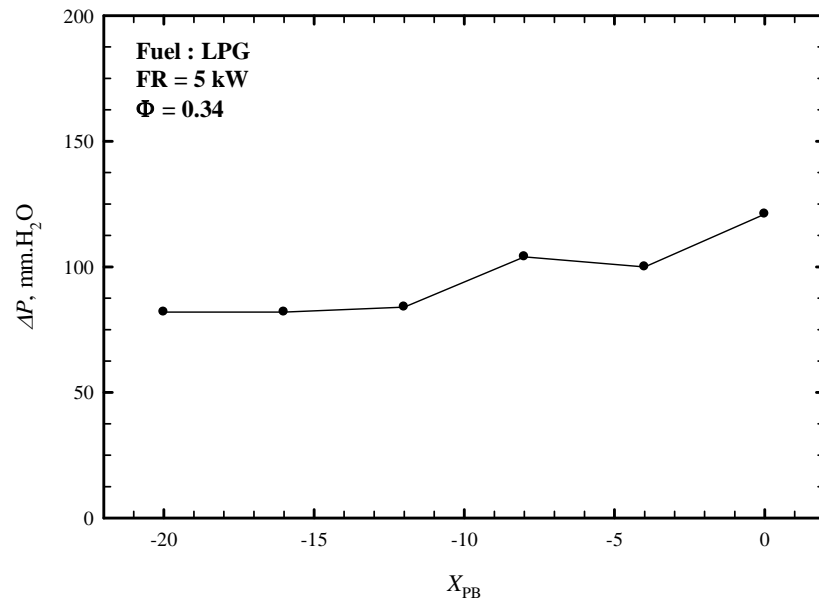
อิทธิพลของค่า X_{PB} ต่อการเผาไหม้



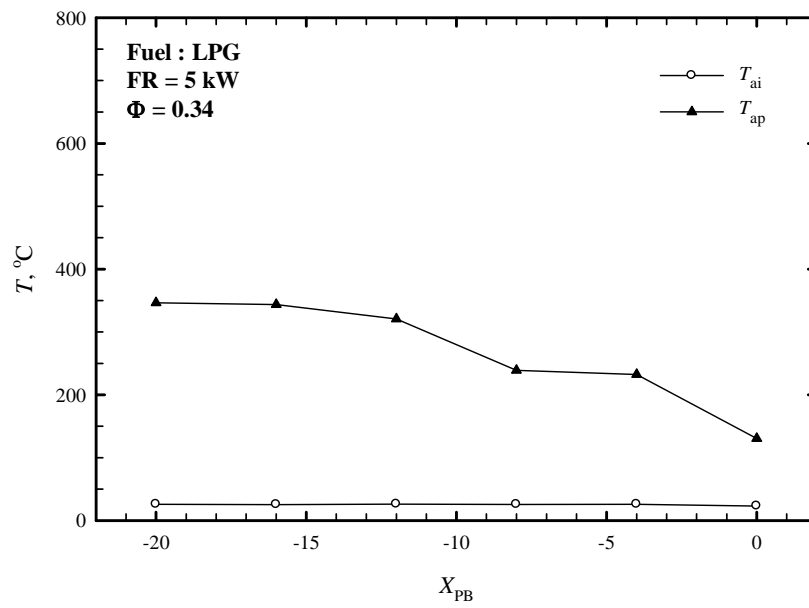
รูปที่ ๖.6 อิทธิพลของค่า X_{PB} ต่อโครงสร้างอุณหภูมิภายในหัวเผาเมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG



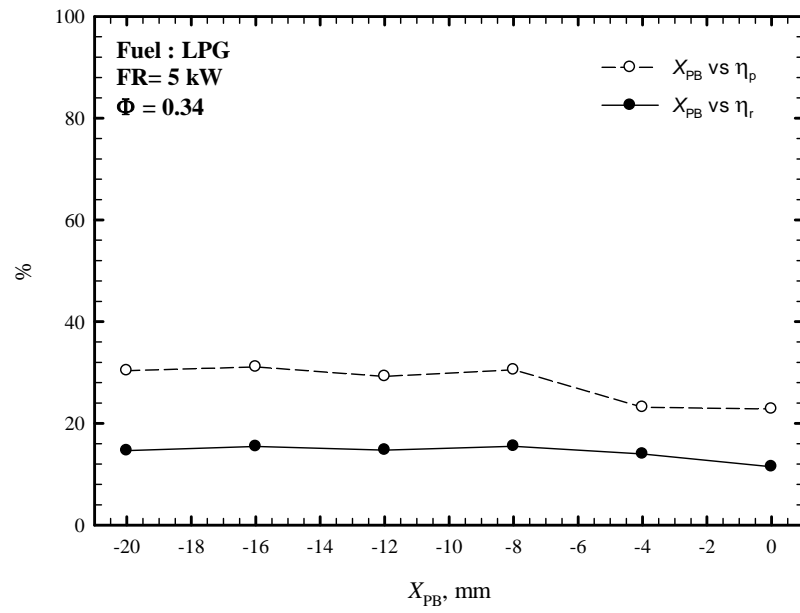
รูปที่ ๖.7 อิทธิพลของค่า X_{PB} ต่อปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียเมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG



รูปที่ ค.8 อิทธิพลของค่า X_{PB} ต่อ ΔP เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG

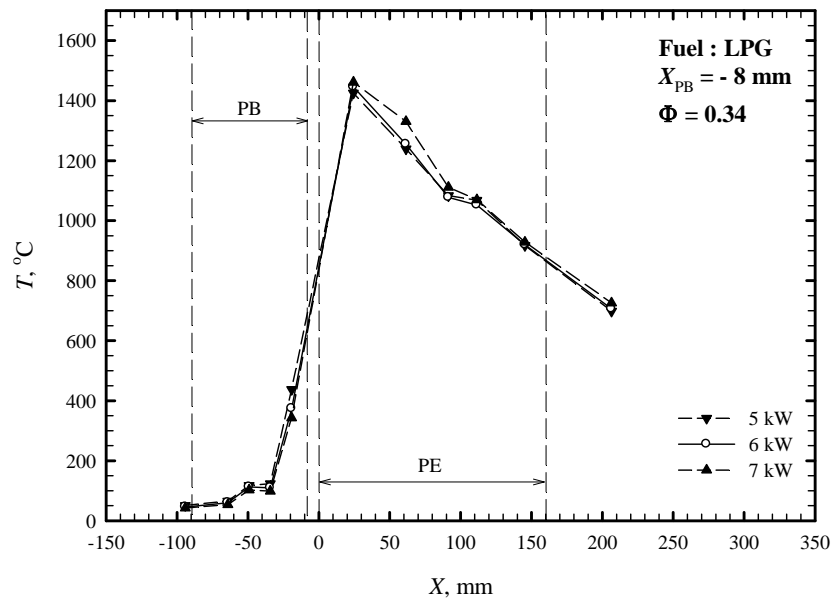


รูปที่ ค.9 อิทธิพลของค่า X_{PB} ต่อ T_{ap} เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG

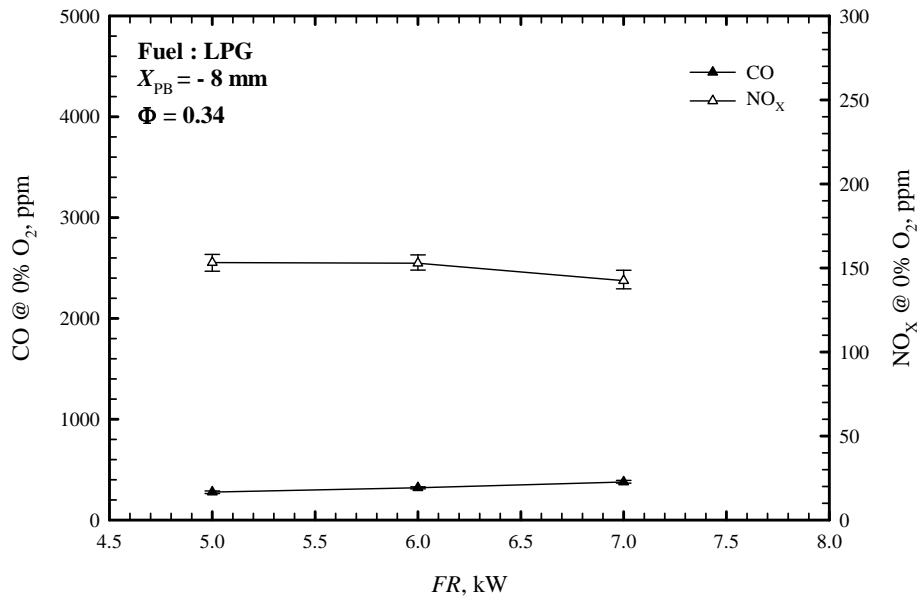


รูปที่ ค.10 อิทธิพลของค่า X_{PB} ต่อ η_p และ η_r เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG

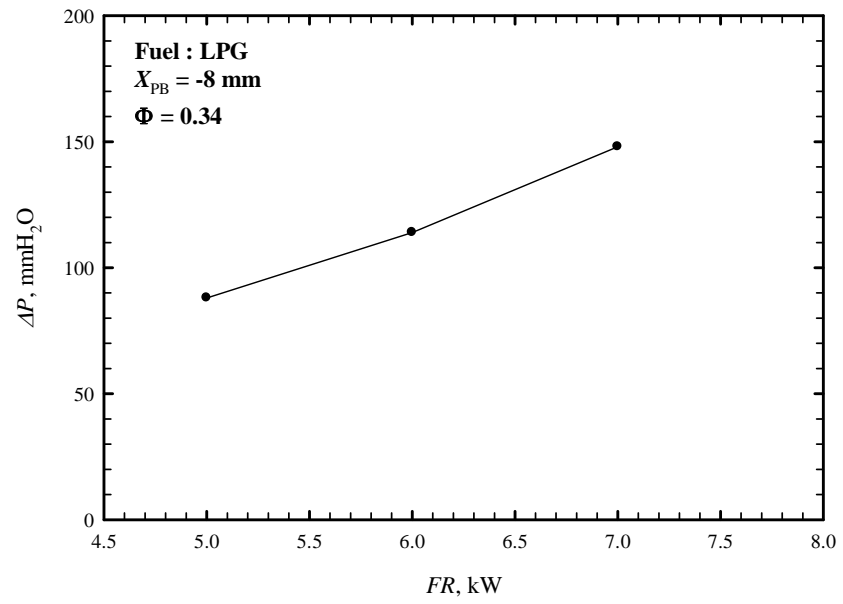
อิทธิพลของค่า FR ต่อการเผาไหม้



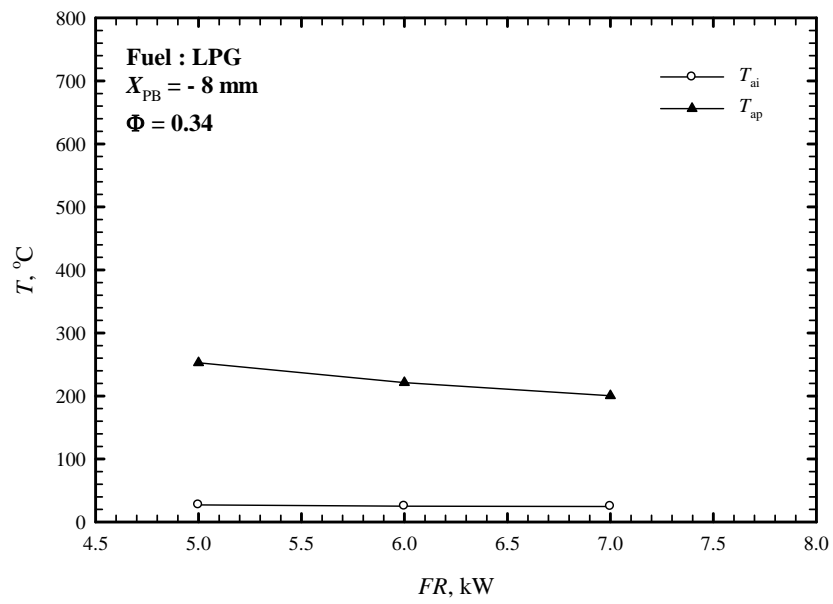
รูปที่ ค.11 อิทธิพลของค่า FR ต่อโครงสร้างอุณหภูมิภายในหัวเผาเมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG



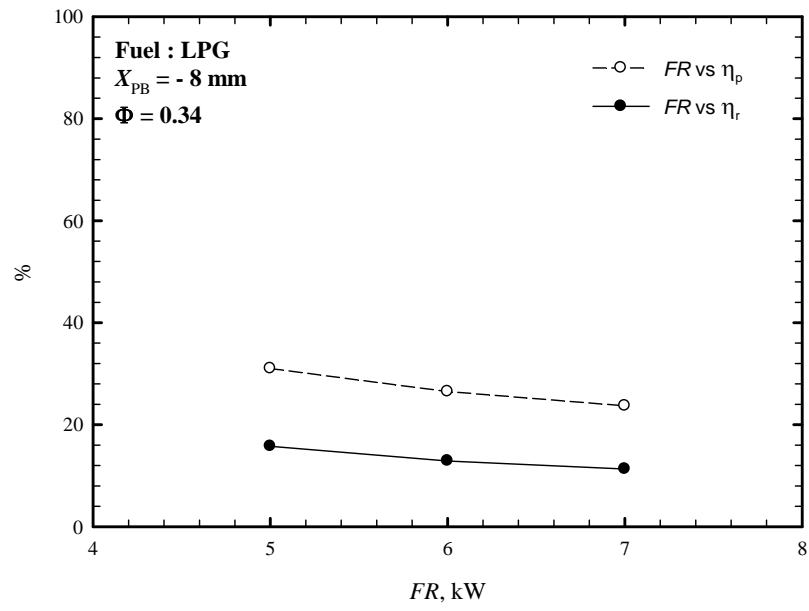
รูปที่ ค.12 อิทธิพลของค่า FR ต่อปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียเมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG



รูปที่ ค.13 อิทธิพลของค่า FR ต่อ ΔP เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG



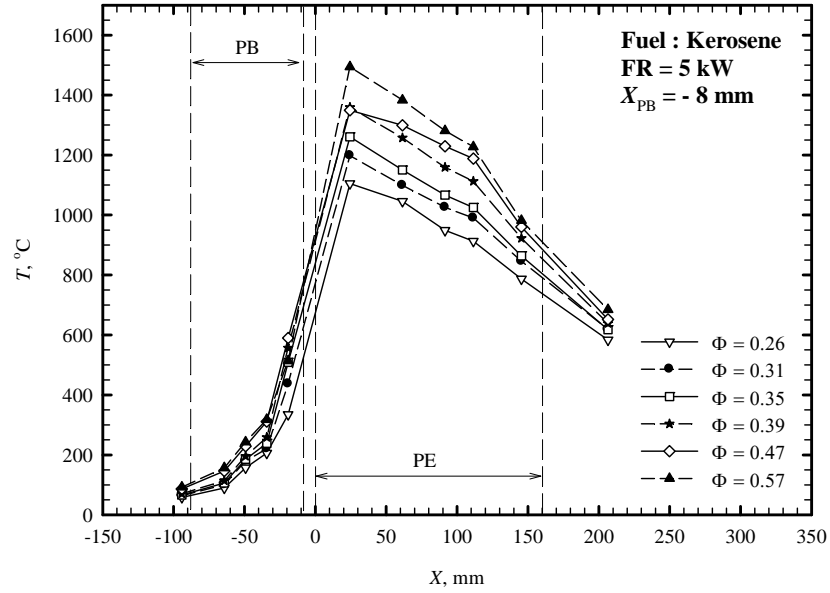
รูปที่ ค.14 อิทธิพลของค่า FR ต่อ T_{ap} เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG



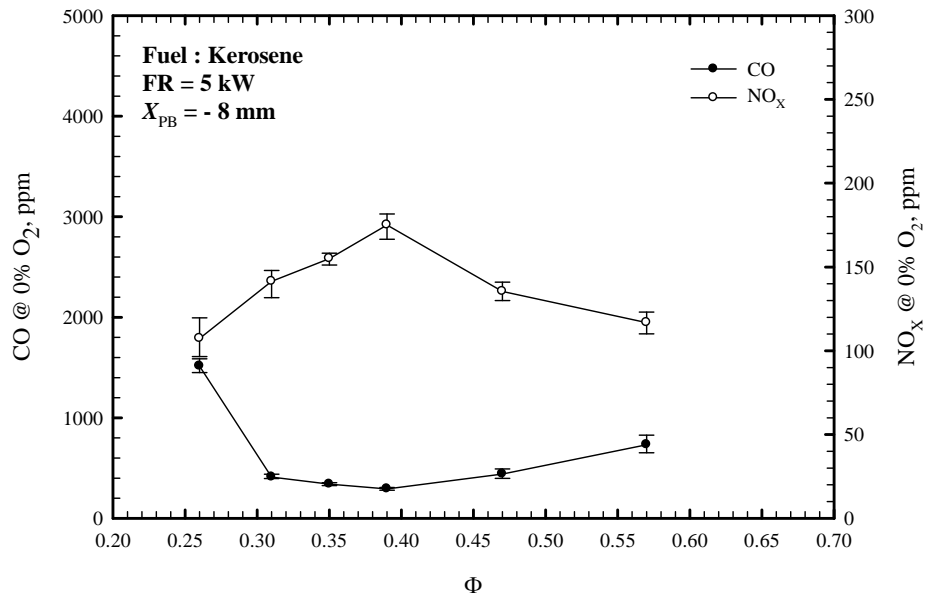
รูปที่ ค.15 อิทธิพลของค่า FR ต่อ η_{pre} และ η_{rad} เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG

เชื้อเพลิง Kerosene

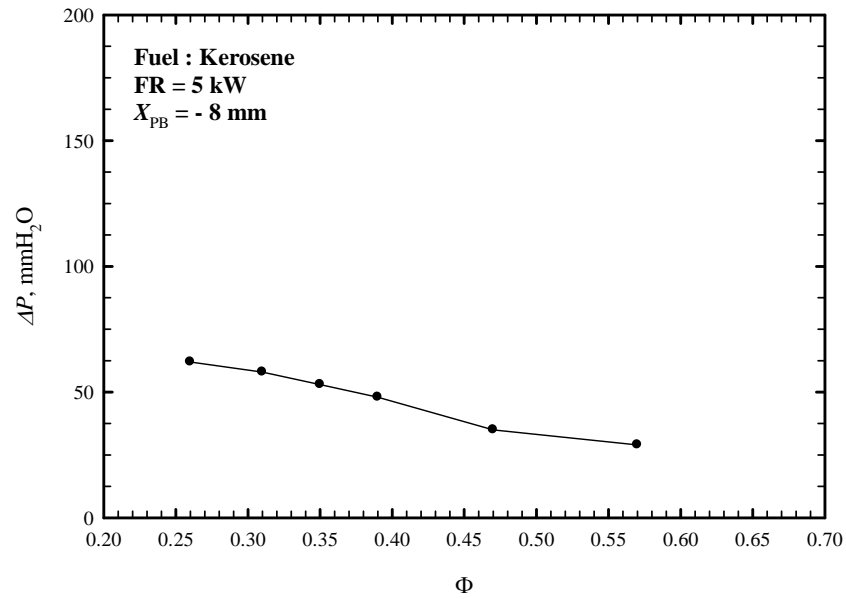
อิทธิพลของค่า Φ ต่อการเผาไหม้



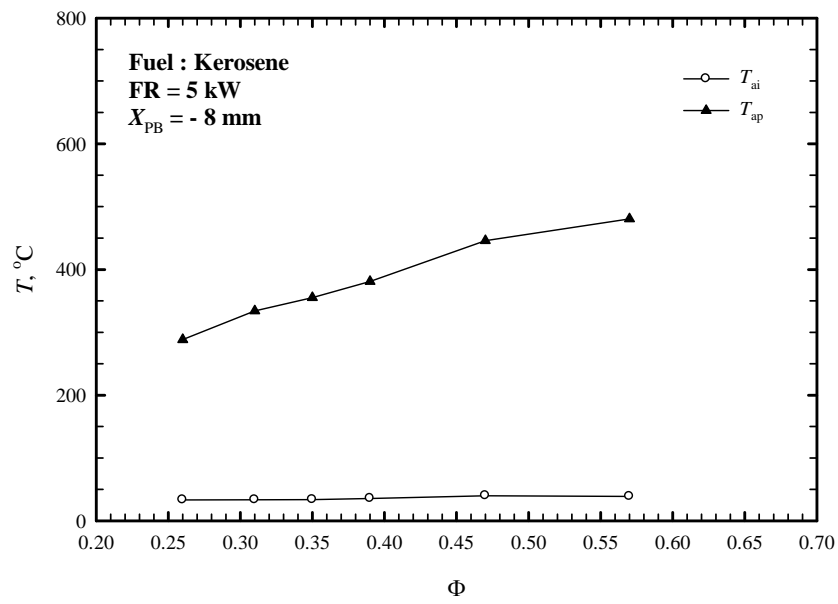
รูปที่ ค.16 อิทธิพลของค่า Φ ต่อโครงสร้างอุณหภูมิภายในหัวเผาเมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene



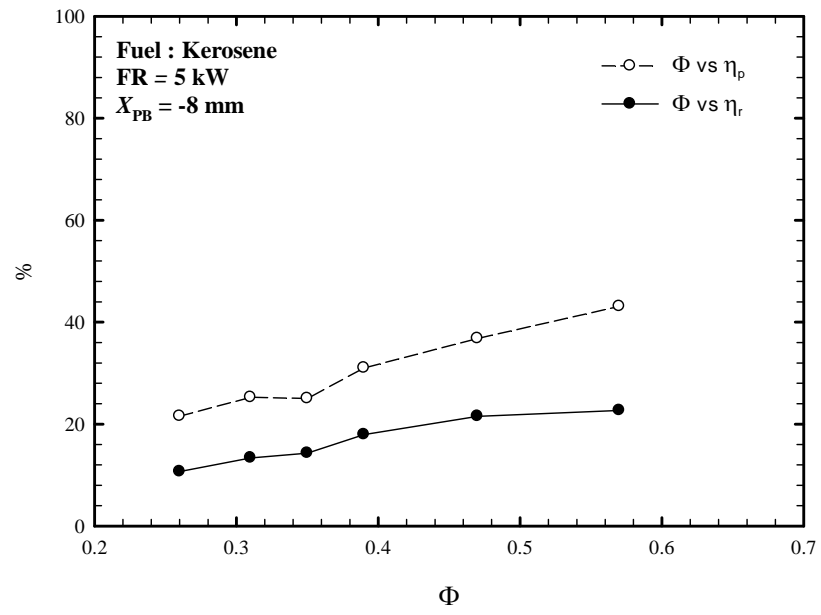
รูปที่ ค.17 อิทธิพลของค่า Φ ต่อปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียเมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene



รูปที่ ก.18 อิทธิพลของค่า Φ ต่อ ΔP เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene

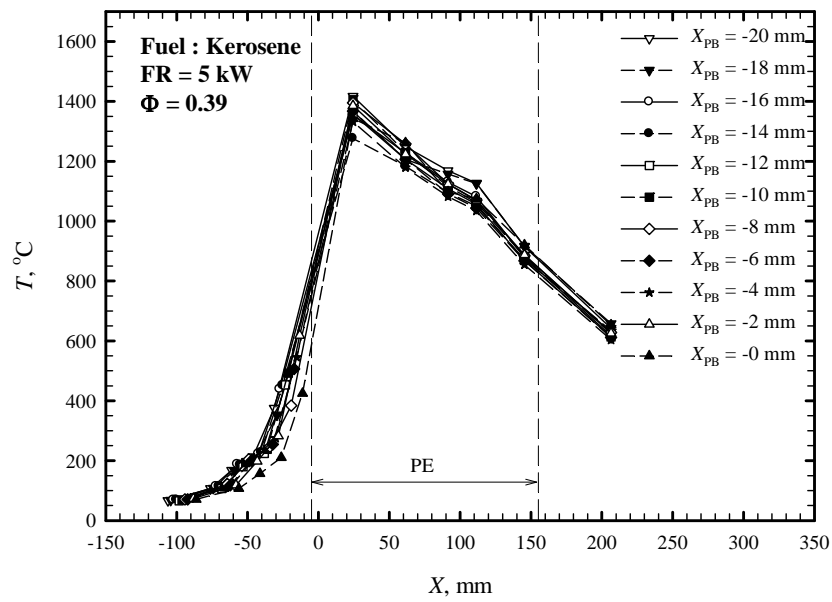


รูปที่ ก.19 อิทธิพลของค่า Φ ต่อ T_{ap} เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene

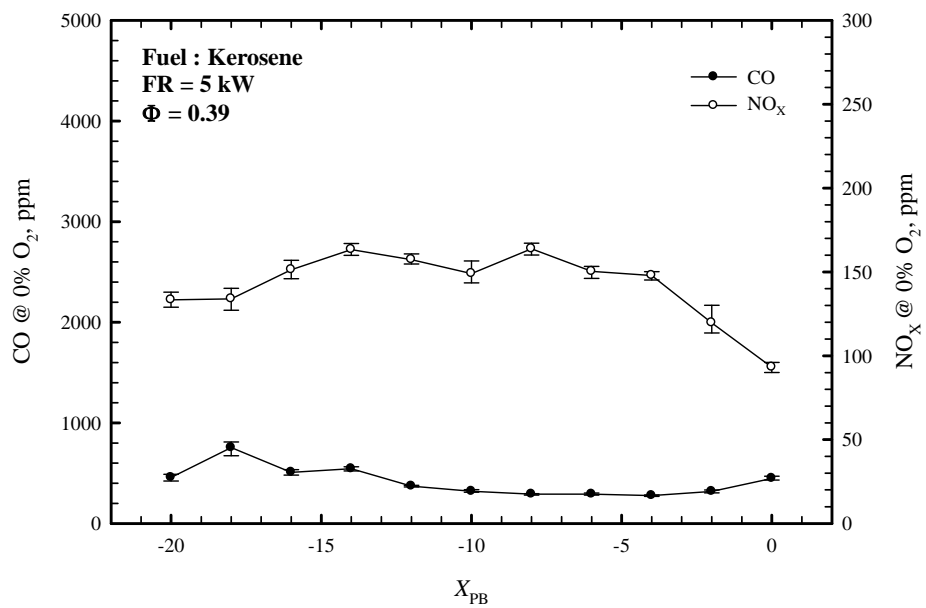


รูปที่ ค.20 อิทธิพลของค่า Φ ต่อ η_p และ η_r เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene

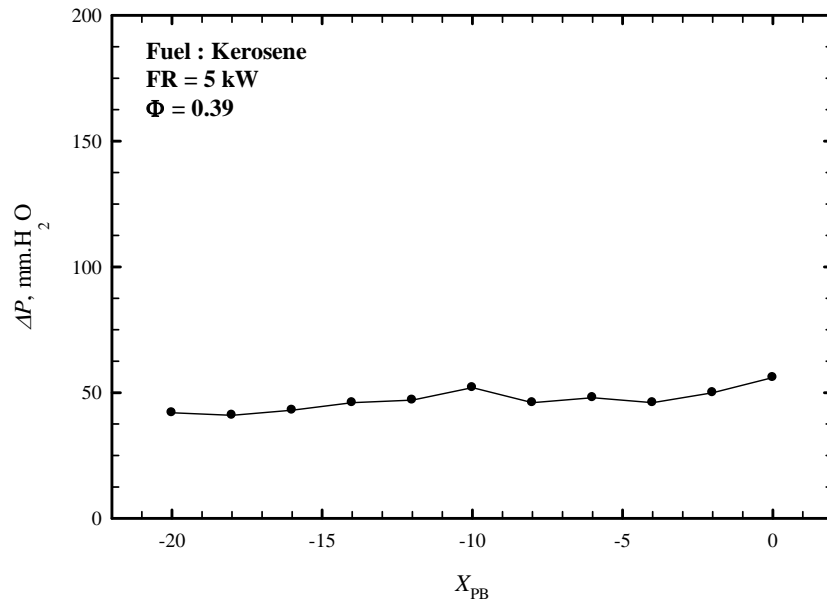
อิทธิพลของค่า X_{PB} ต่อการเผาไหม้



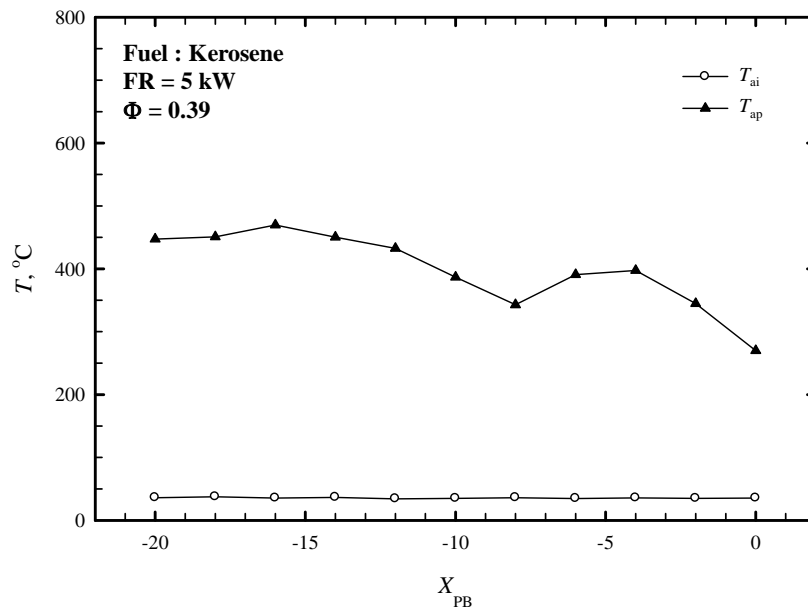
รูปที่ ค.21 อิทธิพลของค่า X_{PB} ต่อโครงสร้างอุณหภูมิเมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene



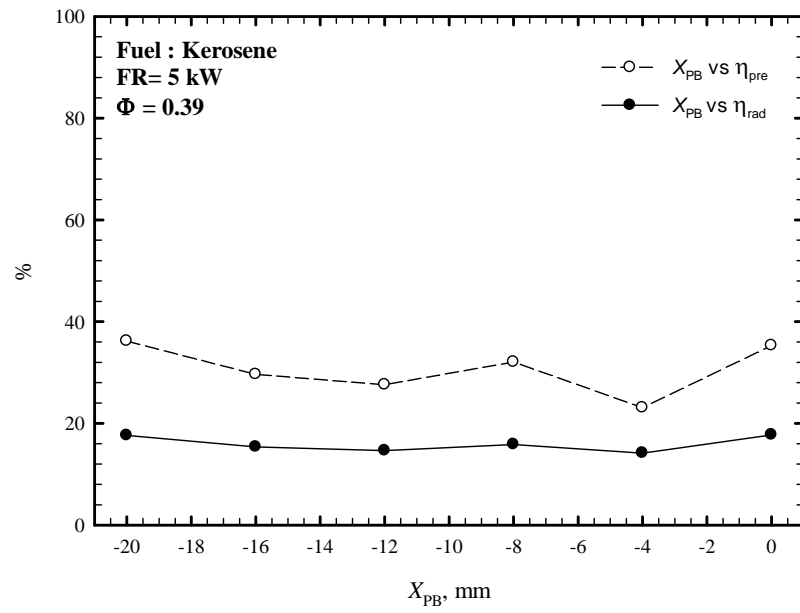
รูปที่ ค.22 อิทธิพลของค่า X_{PB} ต่อปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียเมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene



รูปที่ ค.23 อิทธิพลของค่า X_{PB} ต่อ ΔP เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene

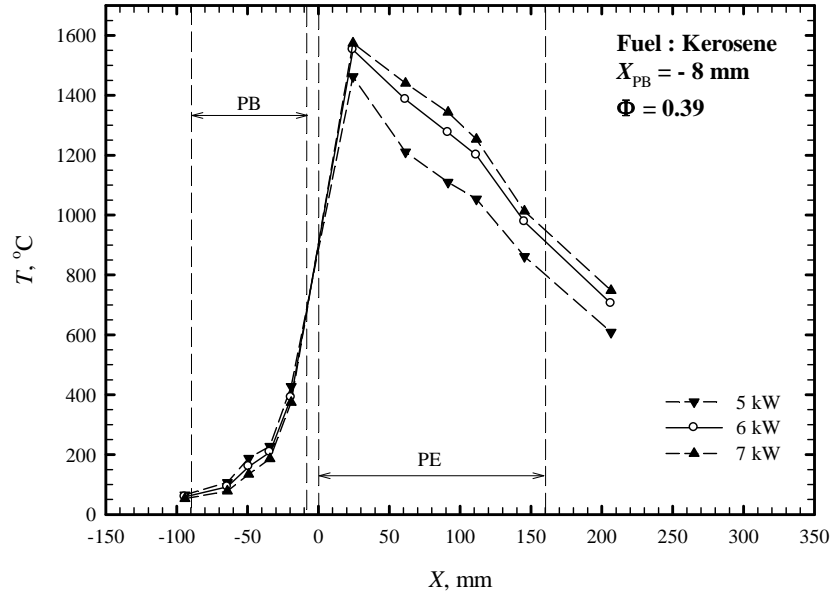


รูปที่ ค.24 อิทธิพลของค่า X_{PB} ต่อ T_{ap} เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene

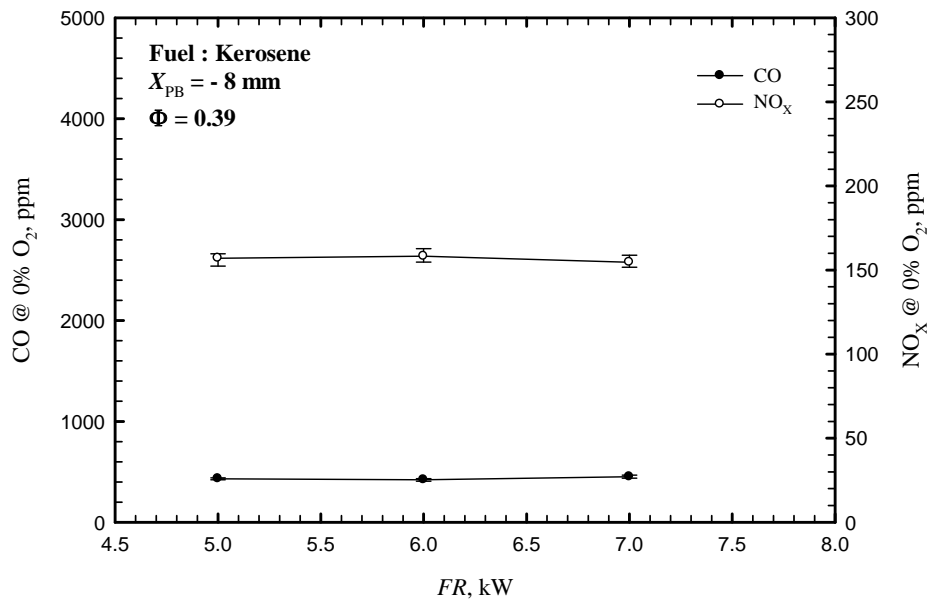


รูปที่ ก.25 อิทธิพลของค่า X_{PB} ต่อ η_{pre} และ η_{rad} เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene

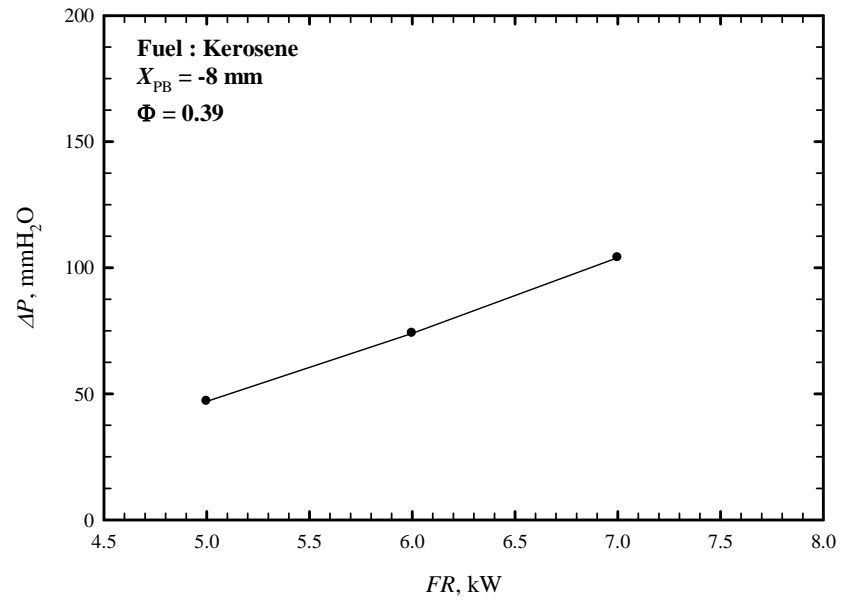
อิทธิพลของค่า FR ต่อการเผาไหม้



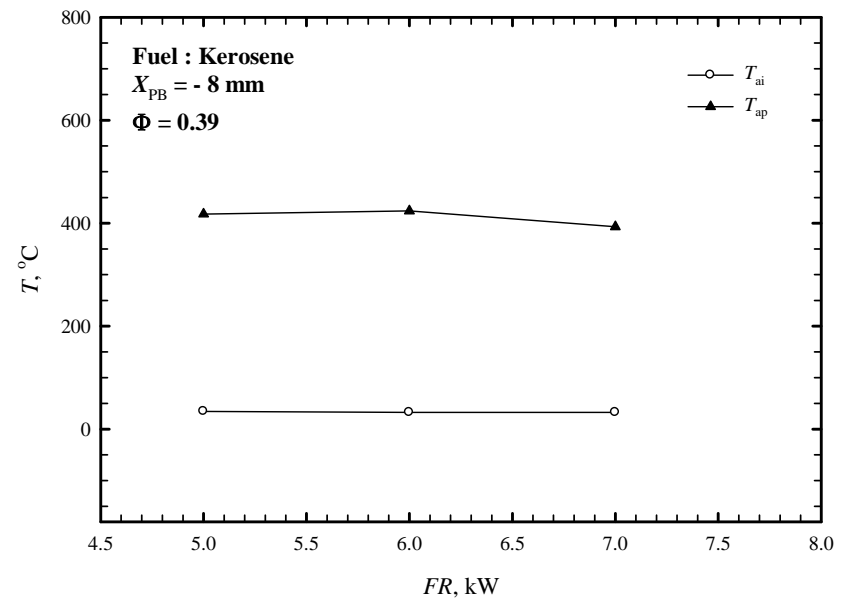
รูปที่ ค.26 อิทธิพลของค่า FR ต่อโครงสร้างอุณหภูมิเมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene



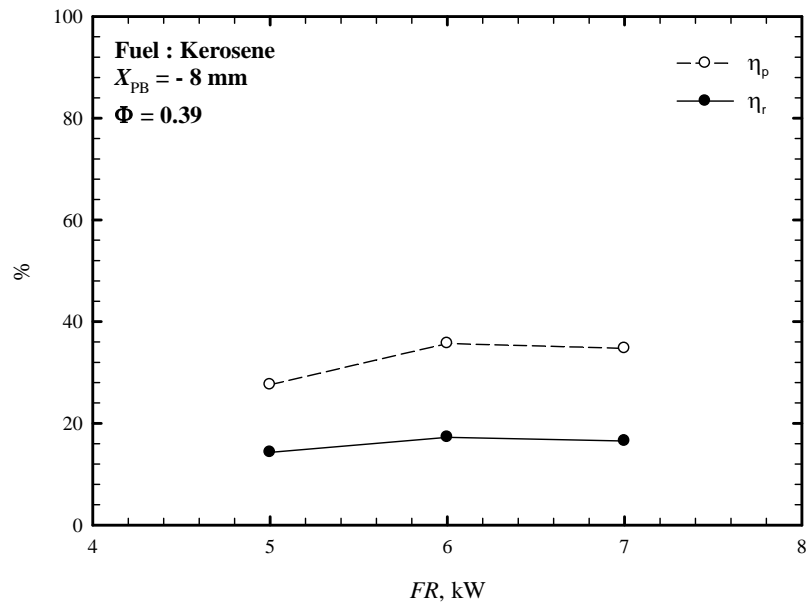
รูปที่ ค.27 อิทธิพลของค่า FR ต่อปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียเมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene



รูปที่ ค.28 อิทธิพลของค่า FR ต่อ ΔP เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene



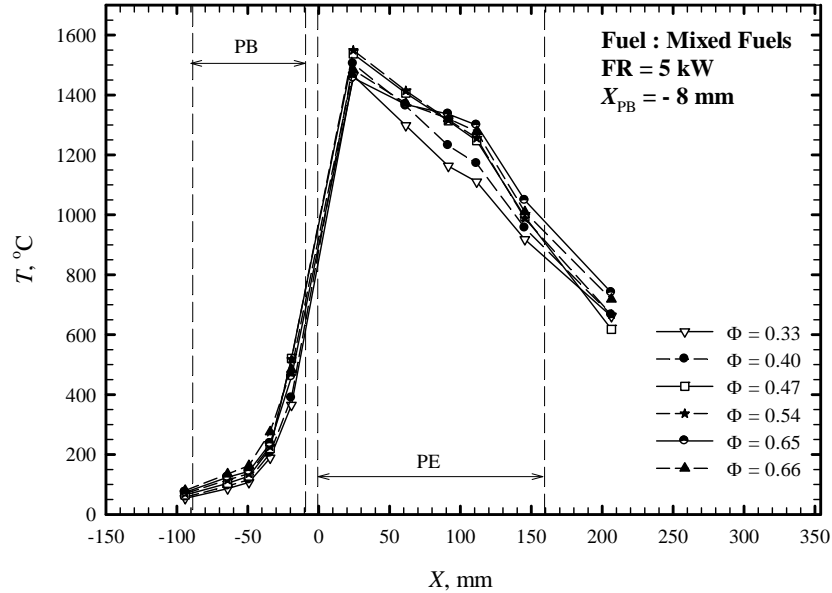
รูปที่ ค.29 อิทธิพลของค่า FR ต่อ T_{ap} เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene



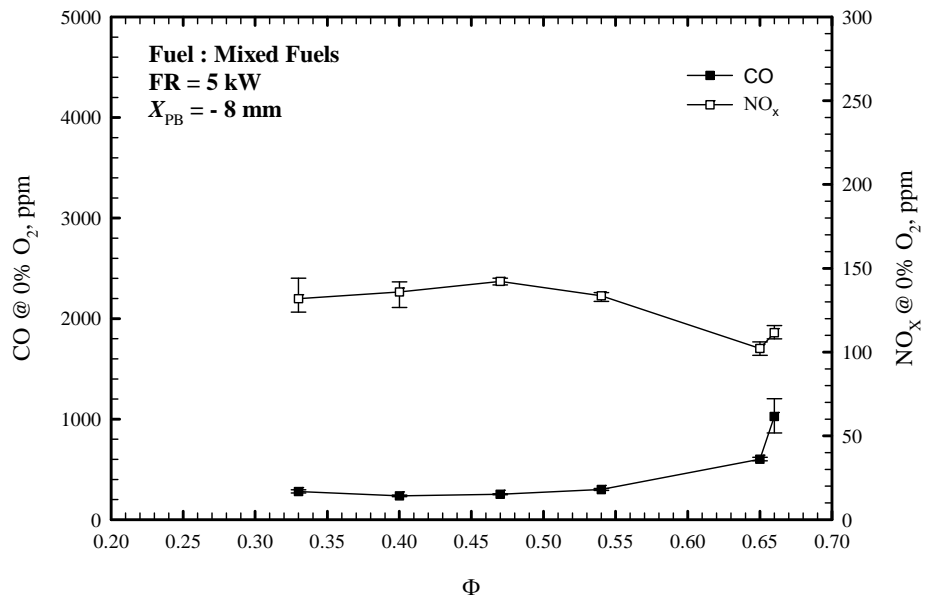
รูปที่ ๓.30 อิทธิพลของค่า FR ต่อ η_p และ η_r เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene

เชื้อเพลิง Mixed Fuel (50% LPG + 50% Kerosene)

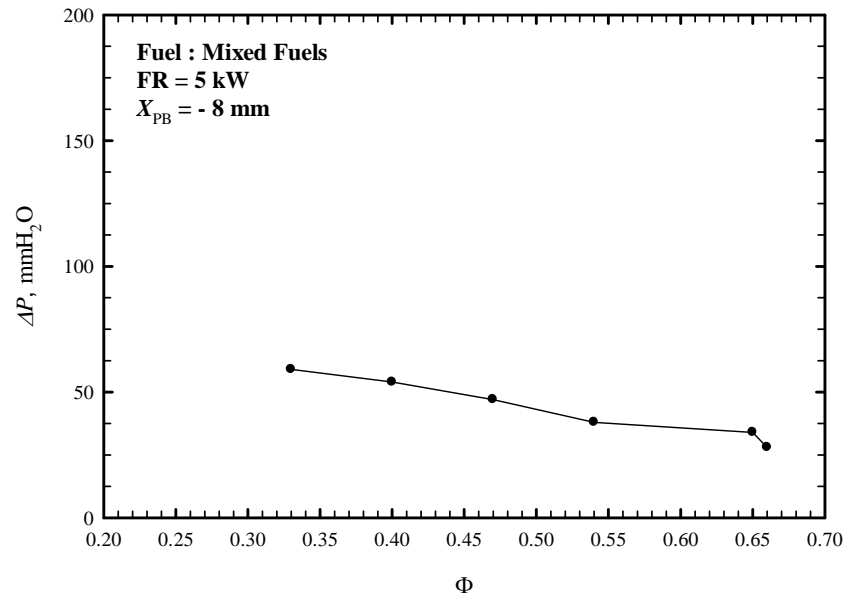
อิทธิพลของค่า Φ ต่อการเผาไหม้



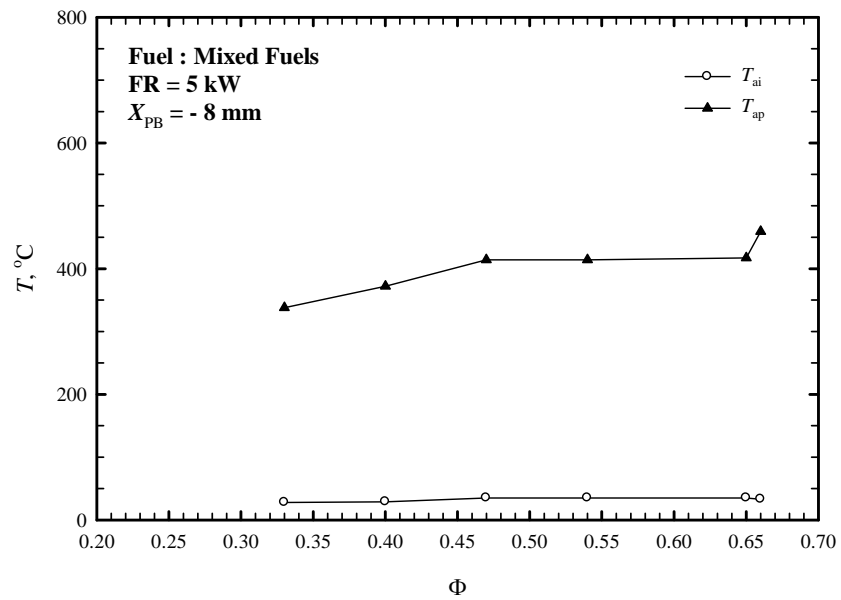
รูปที่ ๓.๓๑ อิทธิพลของค่า Φ ต่อโครงสร้างอุณหภูมิภายในหัวเผาเมื่อใช้เชื้อเพลิงผสม



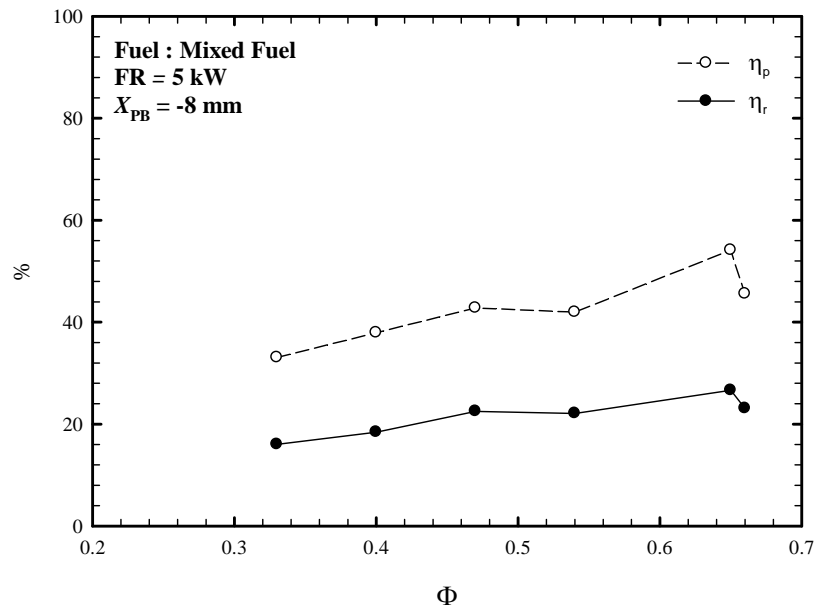
รูปที่ ๓.๓๒ อิทธิพลของค่า Φ ต่อปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียเมื่อใช้เชื้อเพลิงผสม



รูปที่ ค.33 อิทธิพลของค่า Φ ต่อ ΔP เมื่อใช้เชื้อเพลิงผสม

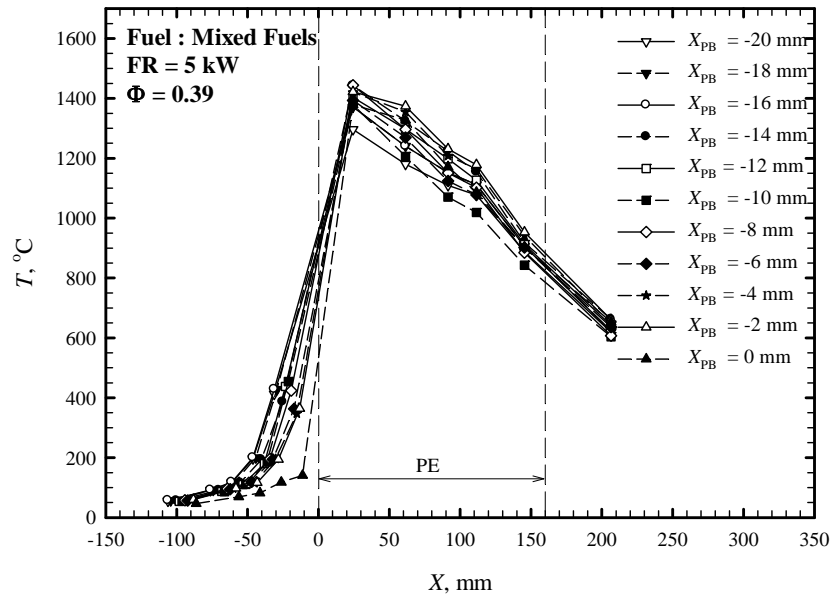


รูปที่ ค.34 อิทธิพลของค่า Φ ต่อ T_{ap} เมื่อใช้เชื้อเพลิงผสม

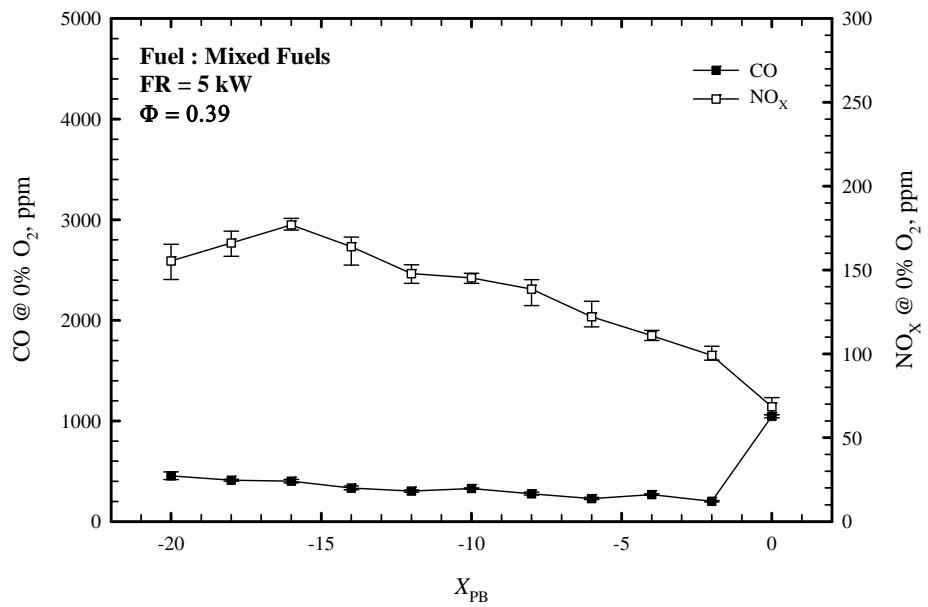


รูปที่ ค.35 อิทธิพลของค่า Φ ต่อ η_{pre} และ η_{rad} เมื่อใช้เชื้อเพลิงผสม

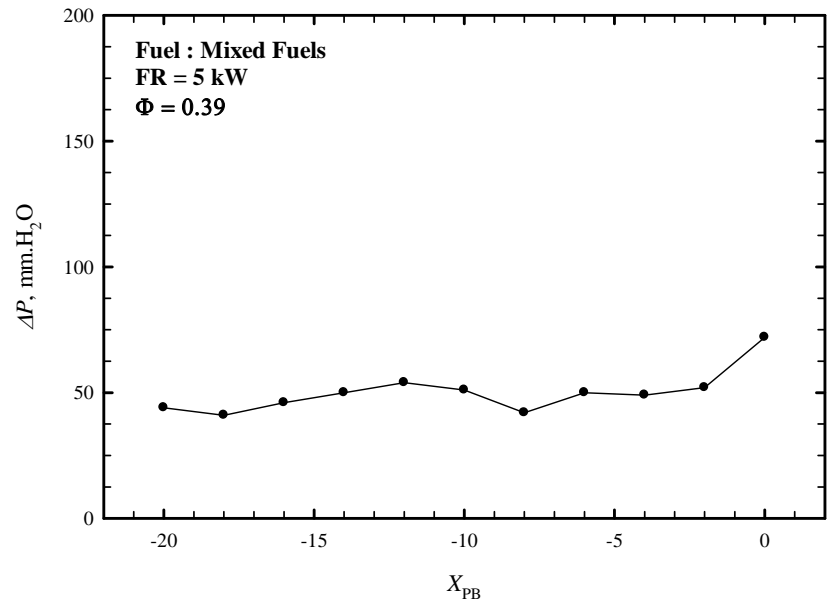
อิทธิพลของค่า X_{PB} ต่อการเผาไหม้



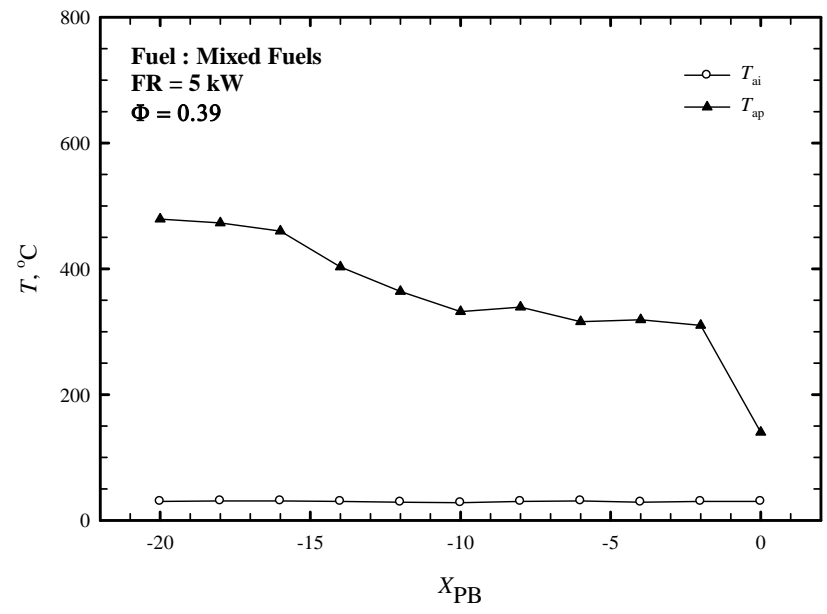
รูปที่ ๓.๓๖ อิทธิพลของค่า X_{PB} ต่อโครงสร้างอุณหภูมิเมื่อใช้เชื้อเพลิงผสม



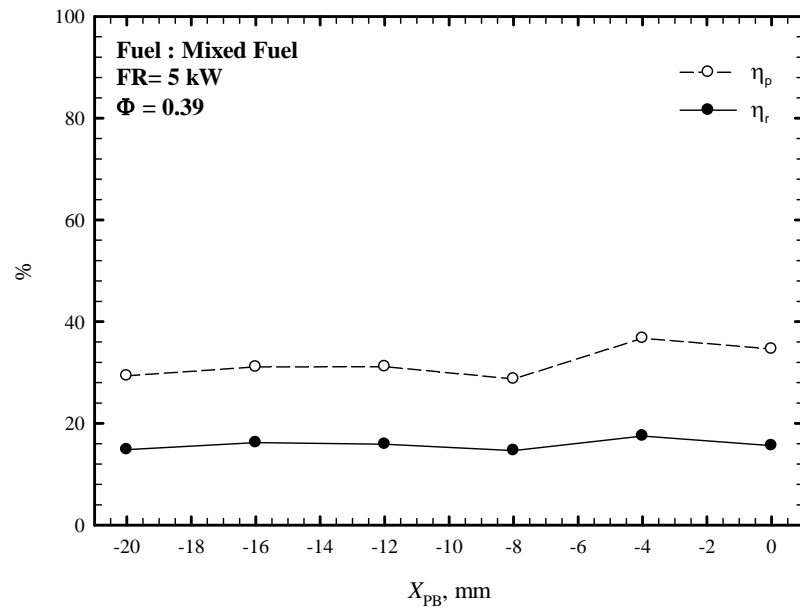
รูปที่ ๓.๓๗ อิทธิพลของค่า X_{PB} ต่อปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียเมื่อใช้เชื้อเพลิงผสม



รูปที่ ค.38 อิทธิพลของค่า X_{PB} ต่อ ΔP เมื่อใช้เชื้อเพลิงผสม

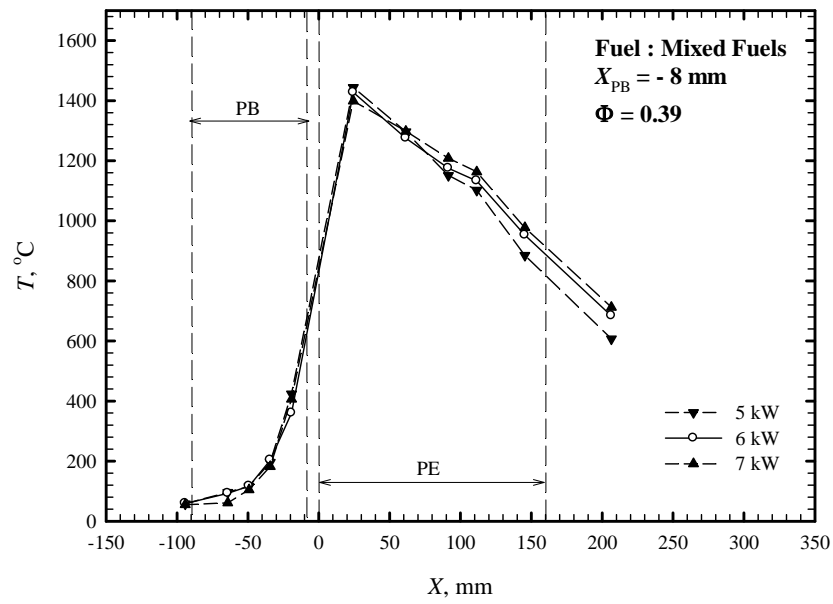


รูปที่ ค.39 อิทธิพลของค่า X_{PB} ต่อ T_{ap} เมื่อใช้เชื้อเพลิงผสม

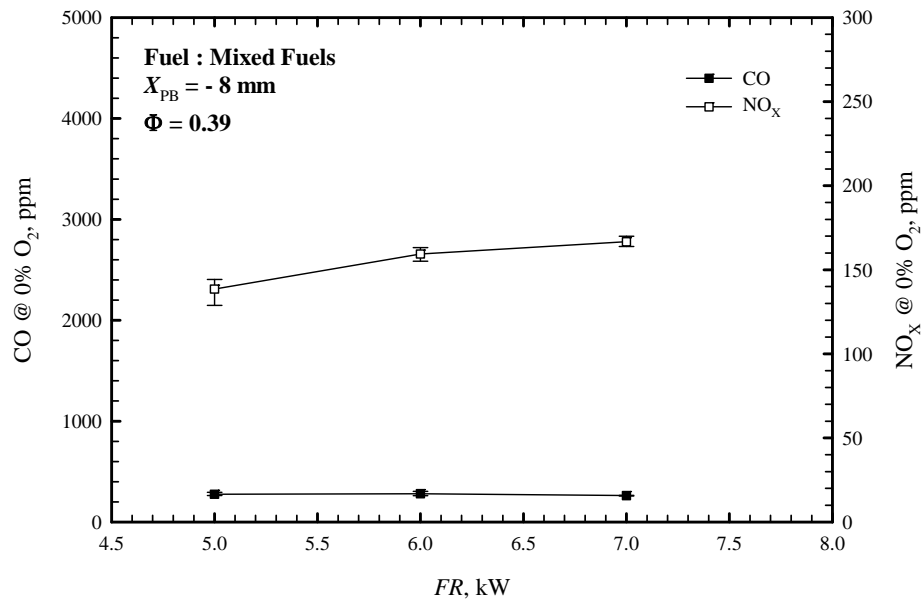


รูปที่ ๔.๔๐ อิทธิพลของค่า X_{PB} ต่อ η_{pre} และ η_{rad} เมื่อใช้เชื้อเพลิงผสม

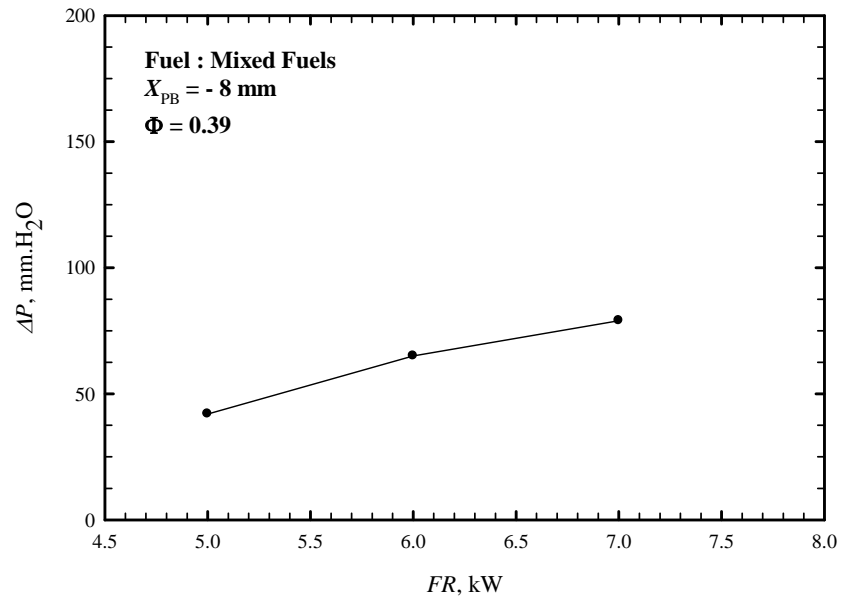
อิทธิพลของค่า FR ต่อการเผาไหม้



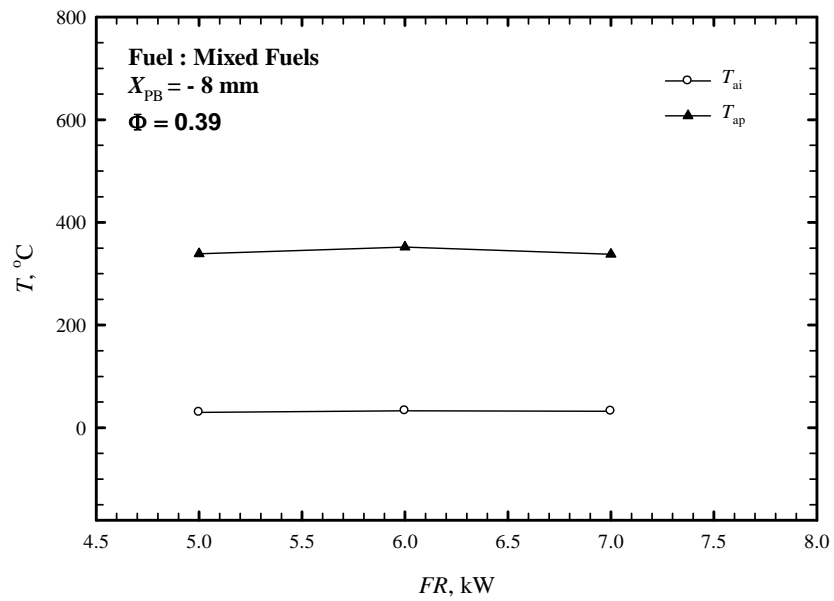
รูปที่ ค.41 อิทธิพลของค่า FR ต่อโครงสร้างอุณหภูมิเมื่อใช้เชื้อเพลิงผสม



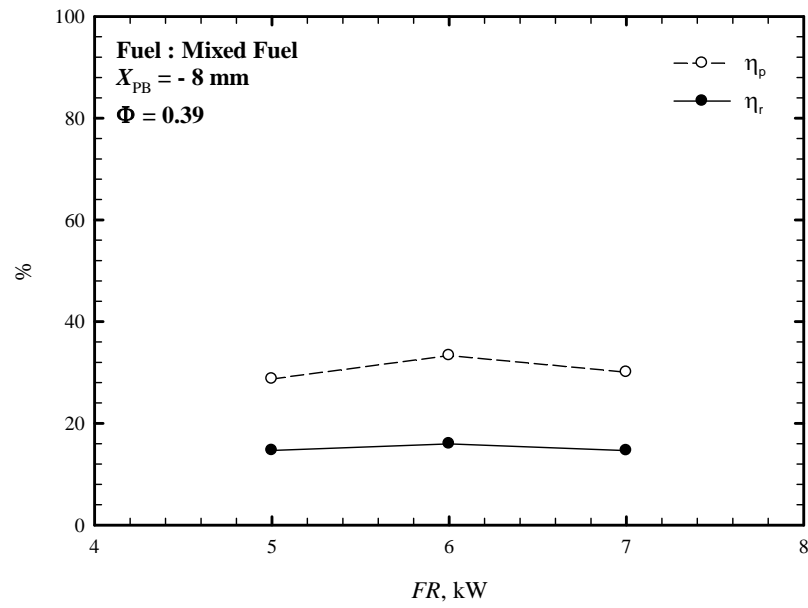
รูปที่ ค.42 อิทธิพลของค่า FR ต่อปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียเมื่อใช้เชื้อเพลิงผสม



รูปที่ ค.43 อิทธิพลของค่า FR ต่อ ΔP เมื่อใช้เชื้อเพลิงผสม



รูปที่ ค.44 อิทธิพลของค่า FR ต่อ T_{ap} เมื่อใช้เชื้อเพลิงผสม



รูปที่ ค.45 อิทธิพลของค่า FR ต่อ η_p และ η_r เมื่อใช้เชื้อเพลิงผสม

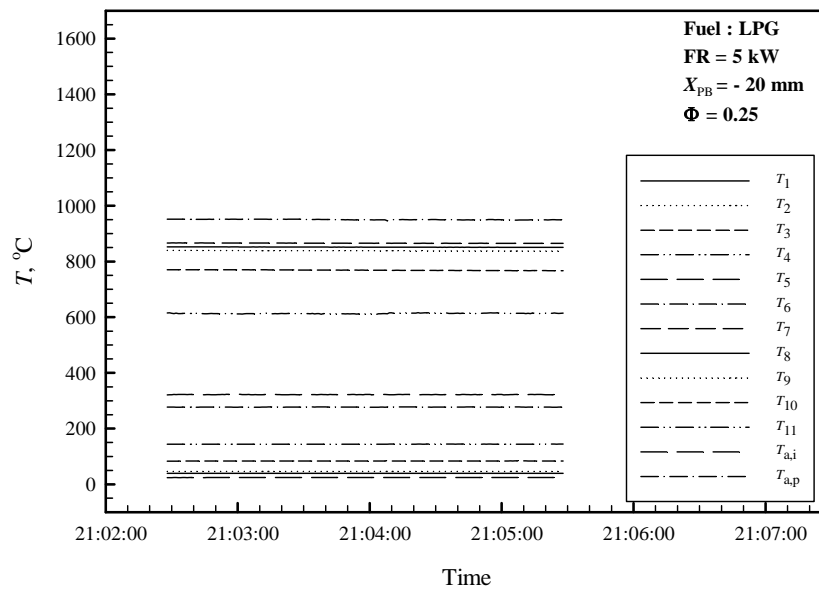
ภาคผนวก ง

กราฟข้อมูลดิบของผลการทดลอง

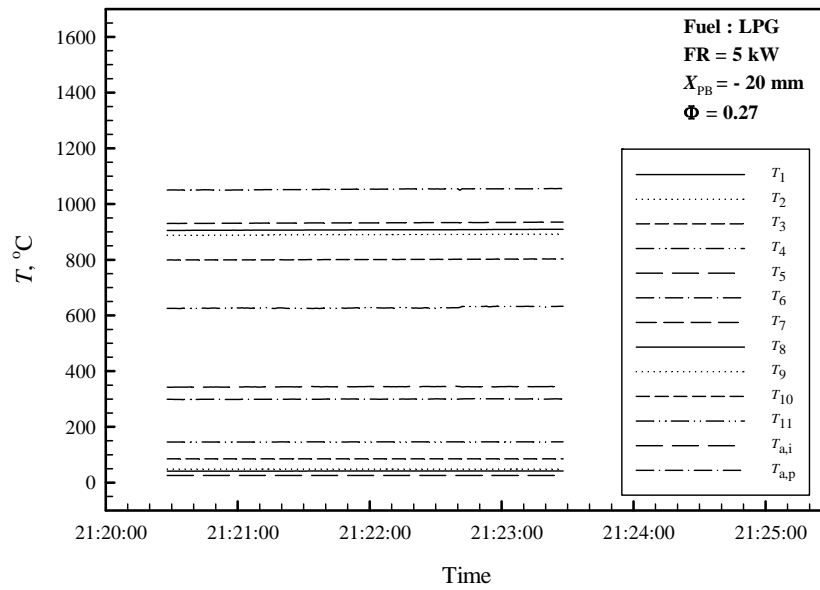
ง.1 เชื้อเพลิง LPG

ง.1.1 อิทธิพลของค่า Φ เมื่อ X_{PB} และ FR คงที่คือ -20 mm และ 5 kW ตามลำดับ

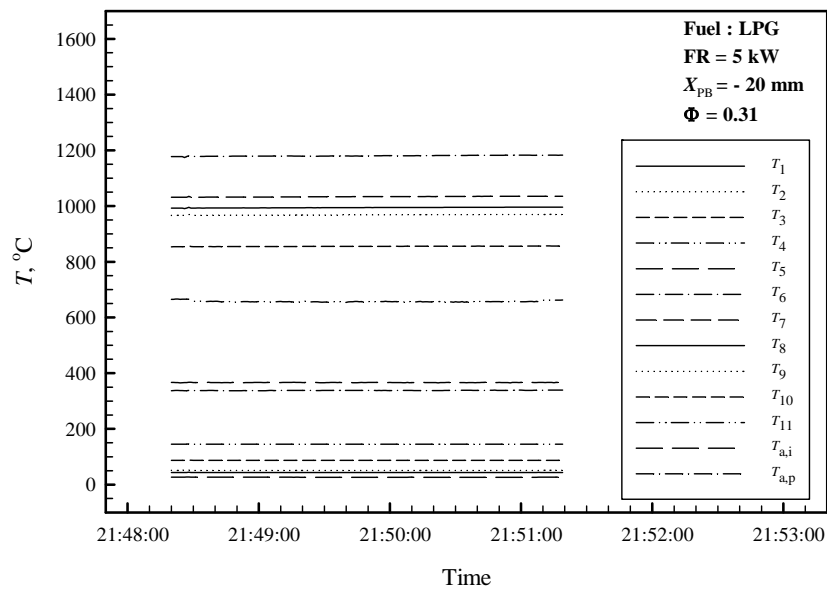
1. สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิ



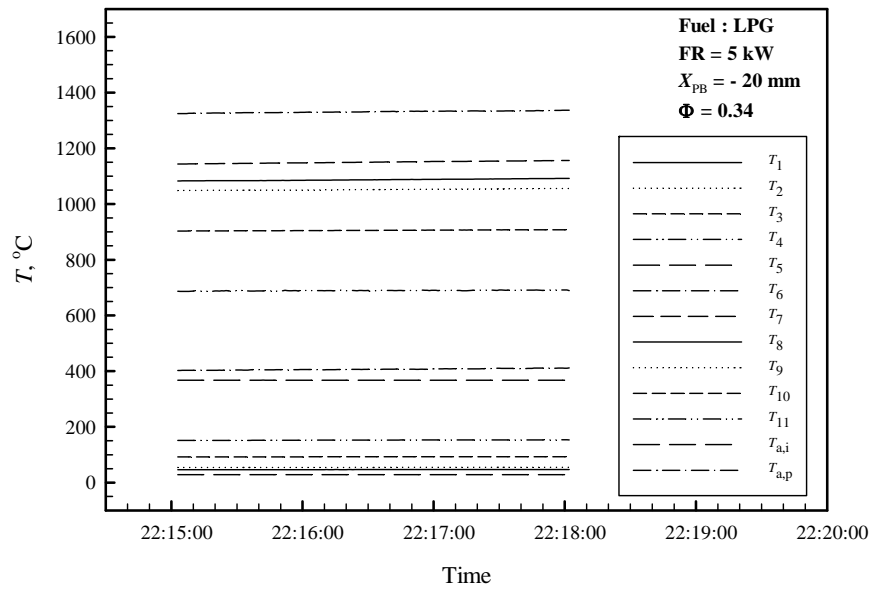
รูปที่ ง.1 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, $X_{PB} = -20$ mm และ $\Phi = 0.25$ เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG



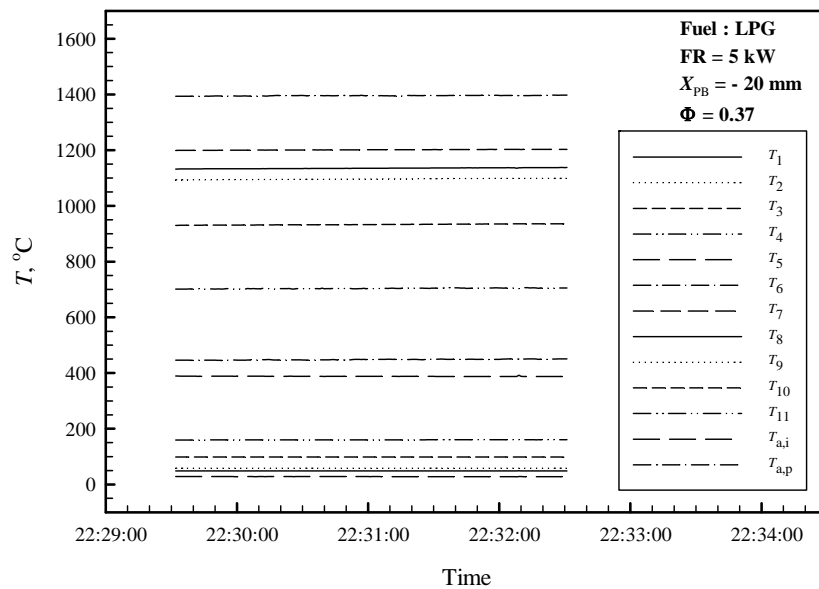
รูปที่ ๓.2 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, X_{PB} = -20 mm และ Φ = 0.27 เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG



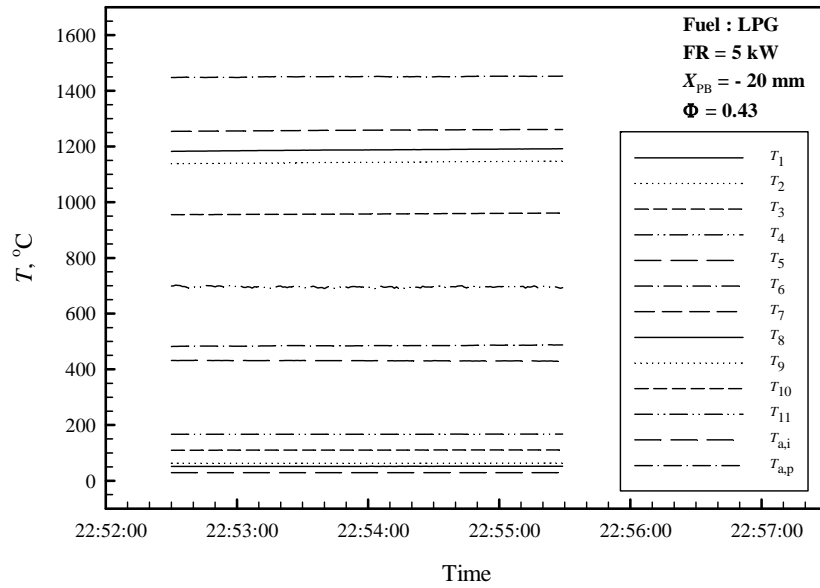
รูปที่ ๓.3 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, X_{PB} = -20 mm และ Φ = 0.31 เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG



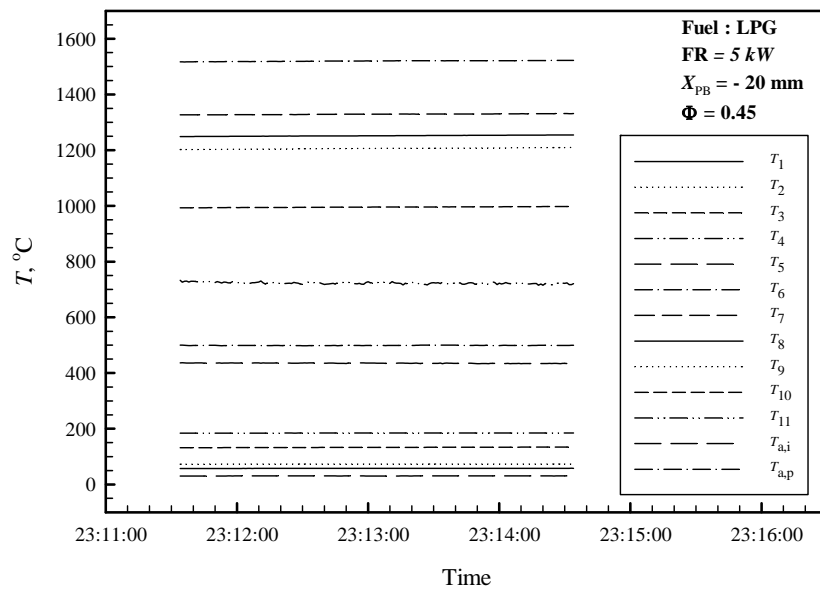
รูปที่ 4.4 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง $FR = 5$ kW, $X_{PB} = -20$ mm และ $\Phi = 0.34$ เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG



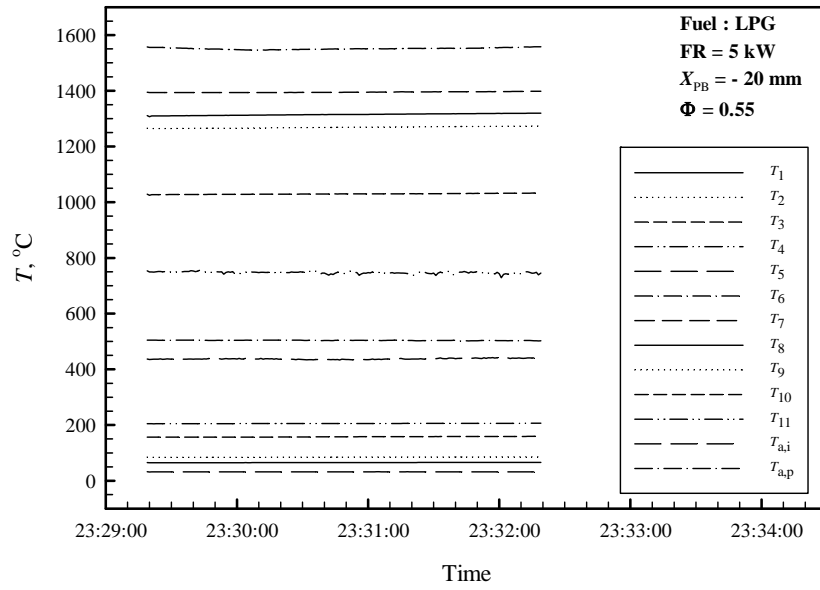
รูปที่ 4.5 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง $FR = 5$ kW, $X_{PB} = -20$ mm และ $\Phi = 0.27$ เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG



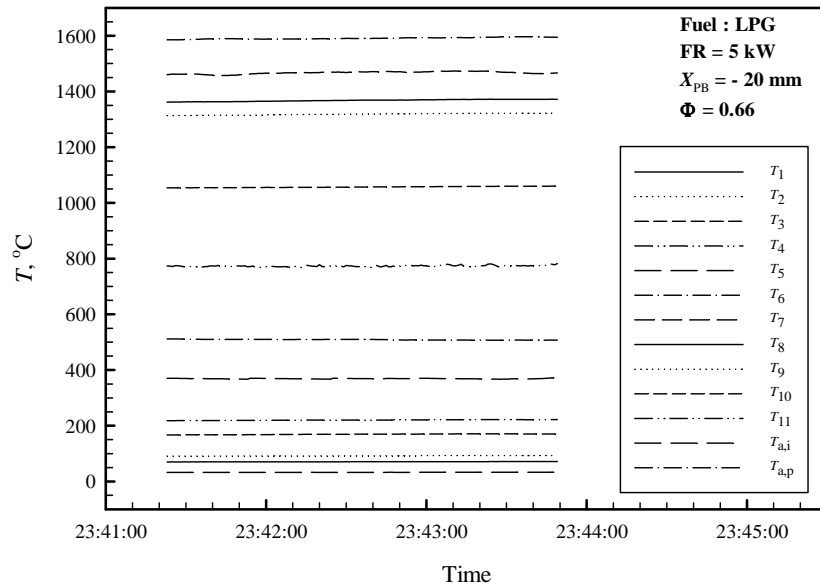
รูปที่ ง.6 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, $X_{PB} = -20$ mm และ $\Phi = 0.43$ เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG



รูปที่ ง.7 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, $X_{PB} = -20$ mm และ $\Phi = 0.45$ เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG

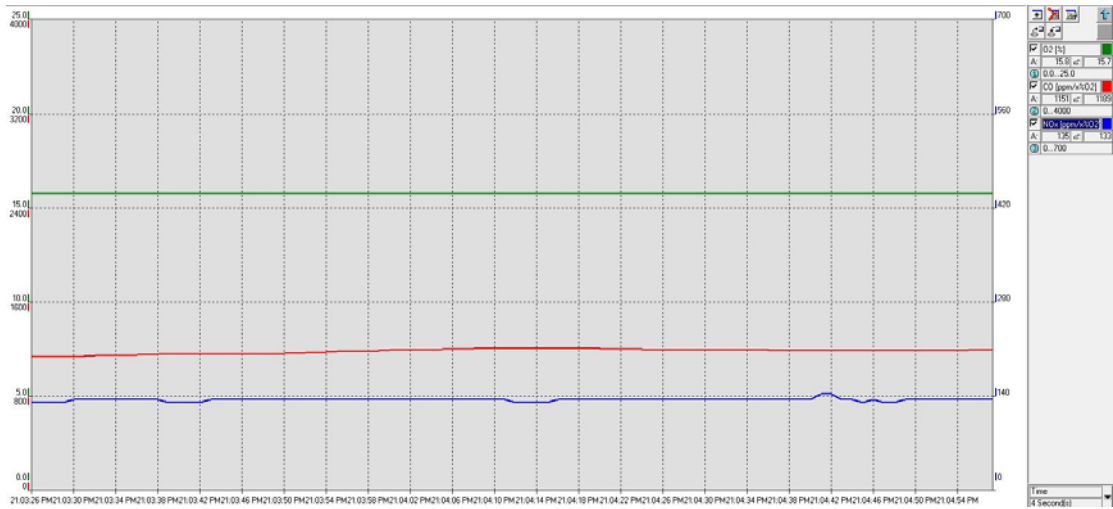


รูปที่ ๘.๘ สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, X_{PB} = -20 mm และ Φ = 0.55 เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG

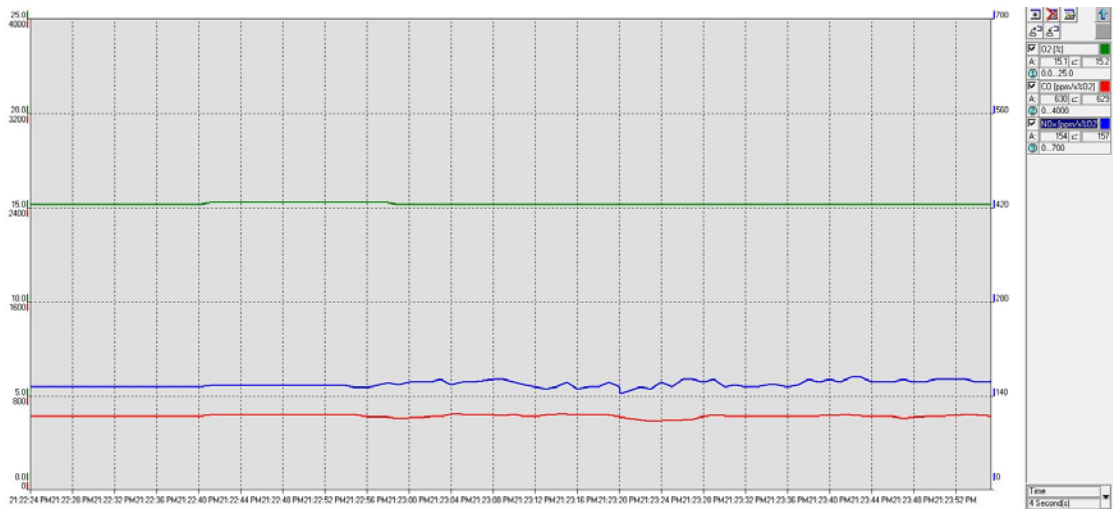


รูปที่ ๘.๙ สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, X_{PB} = -20 mm และ Φ = 0.66 เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG

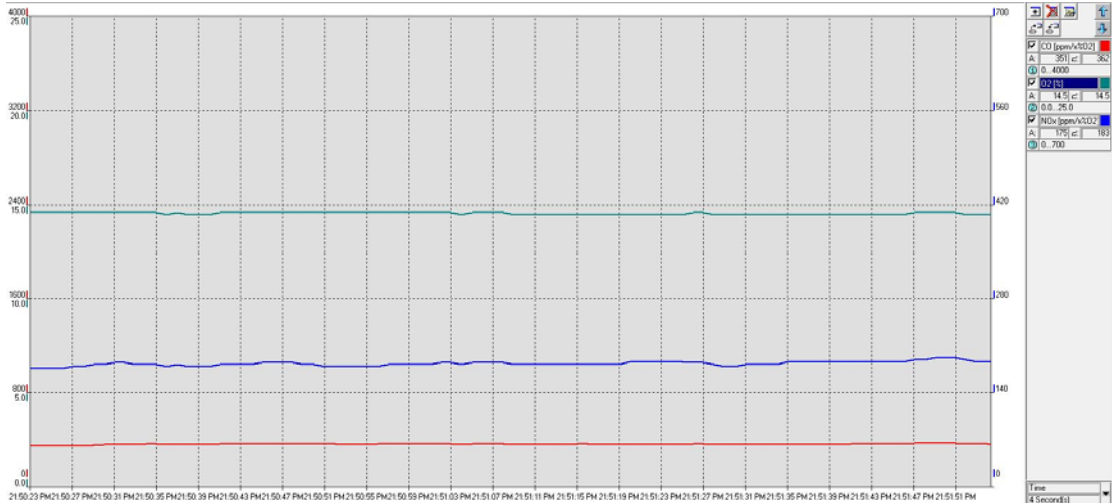
2. สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสีย



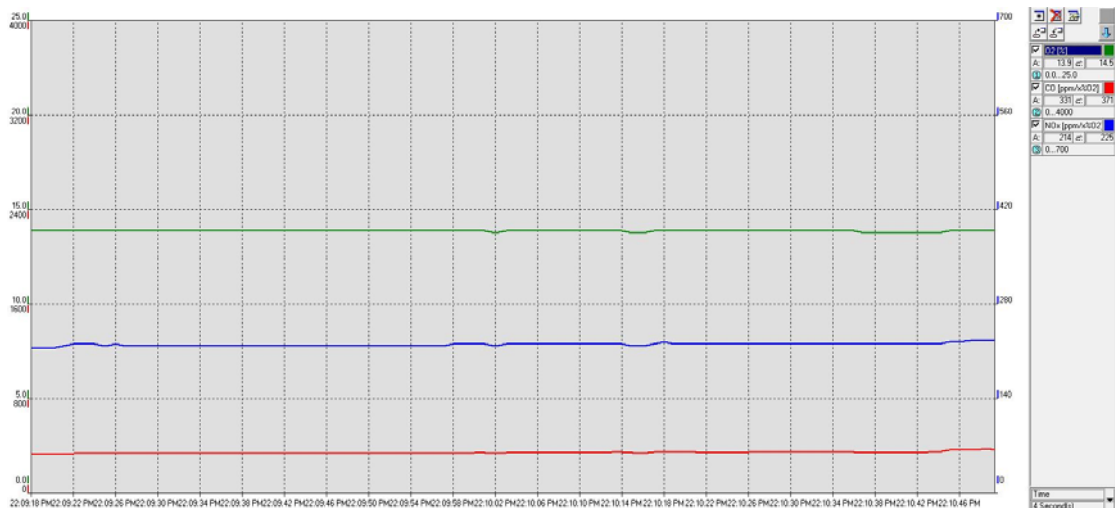
รูปที่ ง.10 สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง
FR = 5 kW, X_{PB} = -20 mm และ Φ = 0.25 เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG



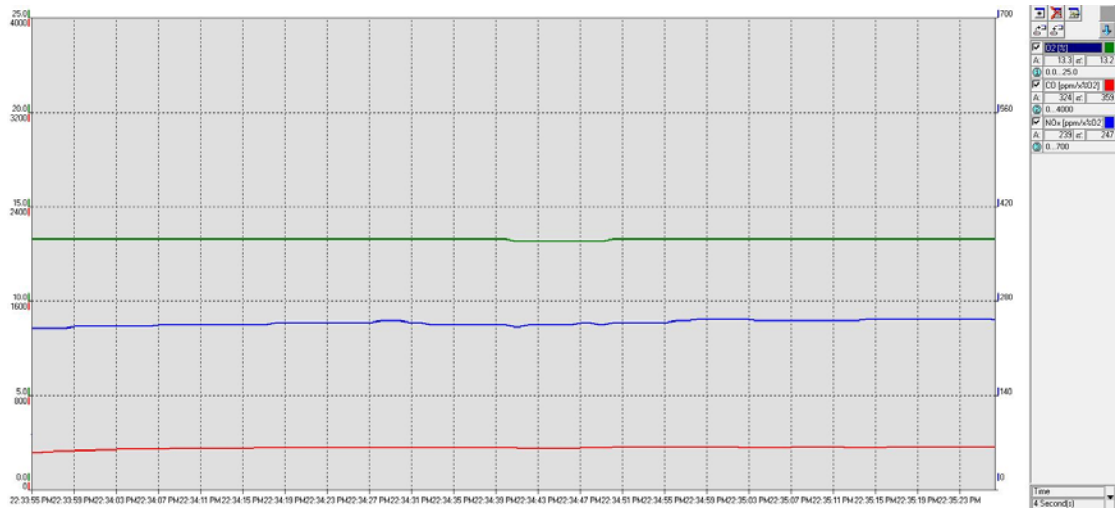
รูปที่ ง.11 สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง
FR = 5 kW, X_{PB} = -20 mm และ Φ = 0.27 เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG



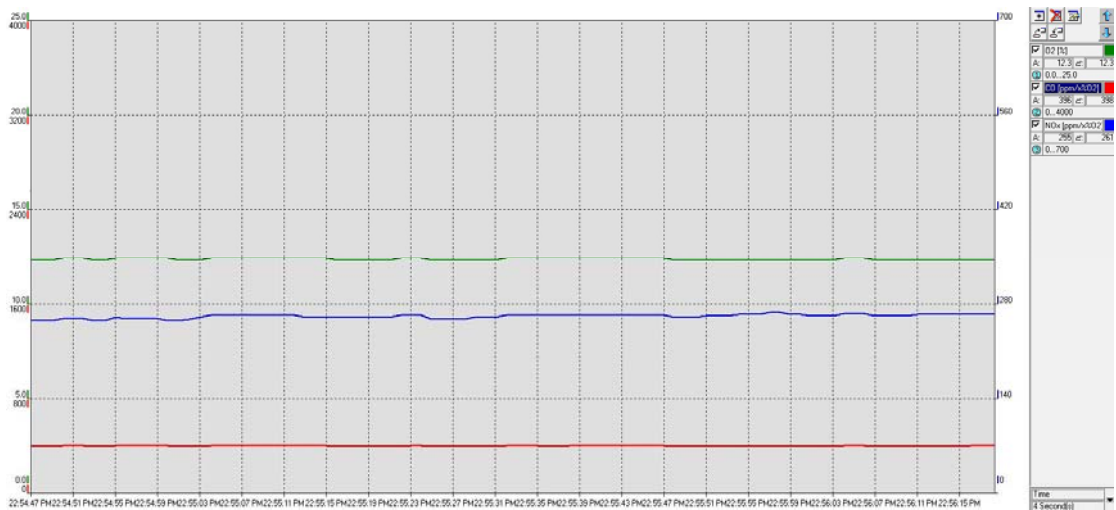
รูปที่ ๑.12 สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง
FR = 5 kW, $X_{PB} = -20$ mm และ $\Phi = 0.31$ เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG



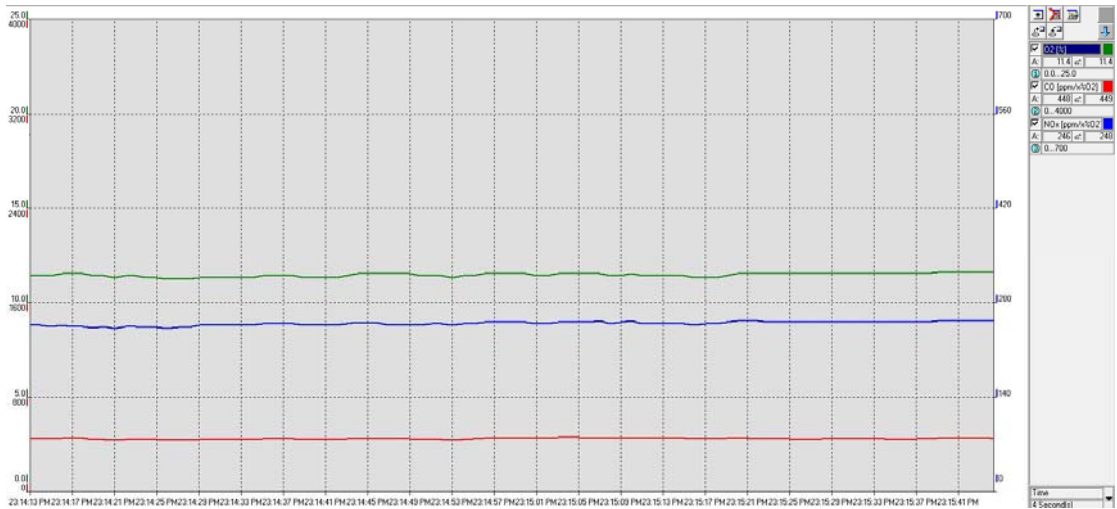
รูปที่ ๑.13 สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง
FR = 5 kW, $X_{PB} = -20$ mm และ $\Phi = 0.34$ เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG



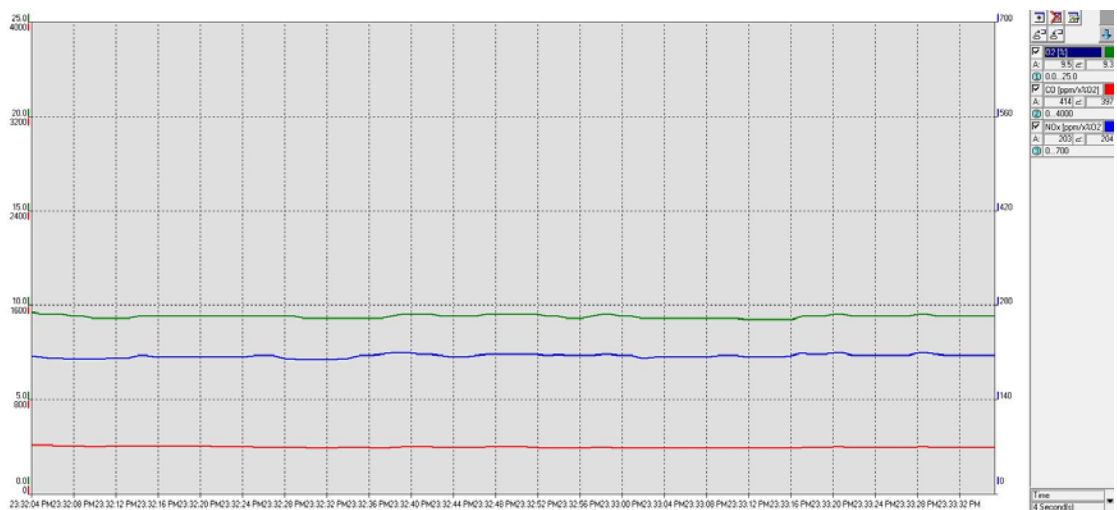
รูปที่ ๑.14 สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง
FR = 5 kW, $X_{PB} = -20$ mm และ $\Phi = 0.37$ เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG



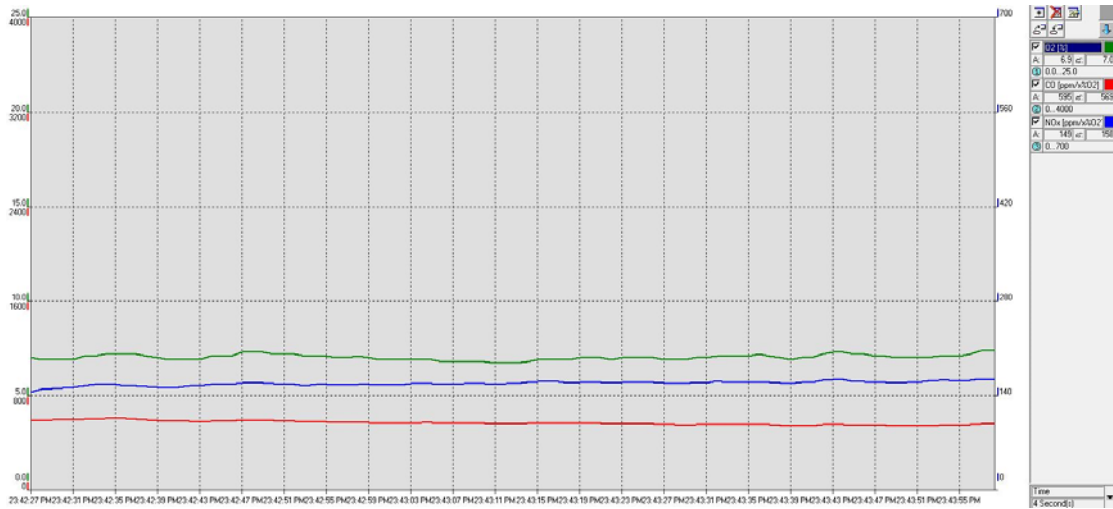
รูปที่ ๑.15 สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง
FR = 5 kW, $X_{PB} = -20$ mm และ $\Phi = 0.43$ เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG



รูปที่ ๑.๑๖ สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง
FR = 5 kW, X_{PB} = -20 mm และ Φ = 0.45 เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG



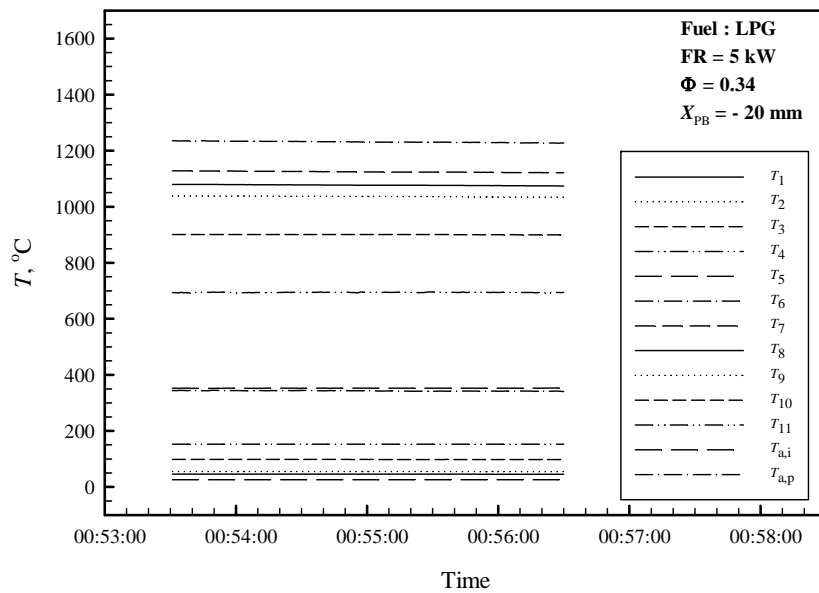
รูปที่ ๑.๑๗ สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง
FR = 5 kW, X_{PB} = -20 mm และ Φ = 0.55 เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG



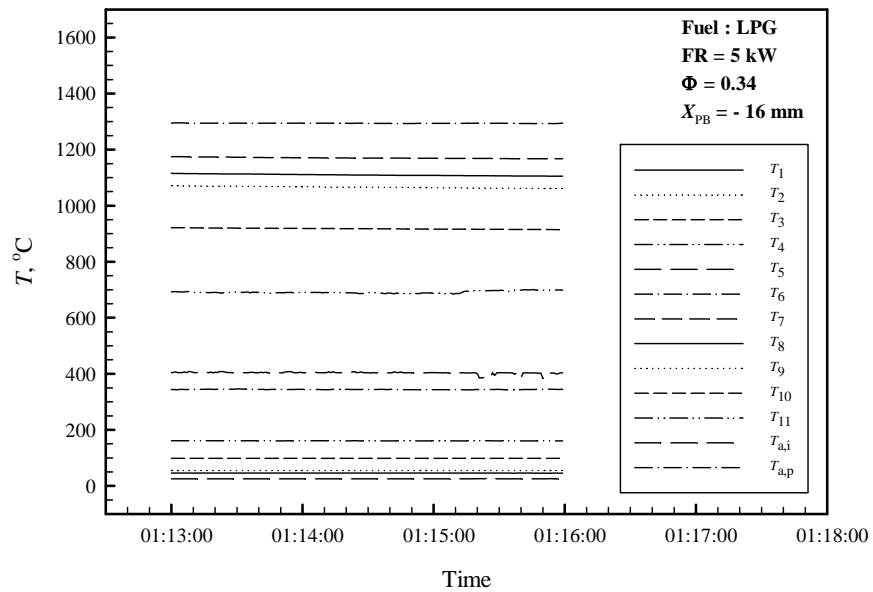
รูปที่ ง.18 สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง
FR = 5 kW, X_{PB} = -20 mm และ Φ = 0.66 เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG

ง.1.2 อิทธิพลของค่า X_{PB} เมื่อ FR และ Φ คงที่คือ 5 kW และ 0.34 ตามลำดับ

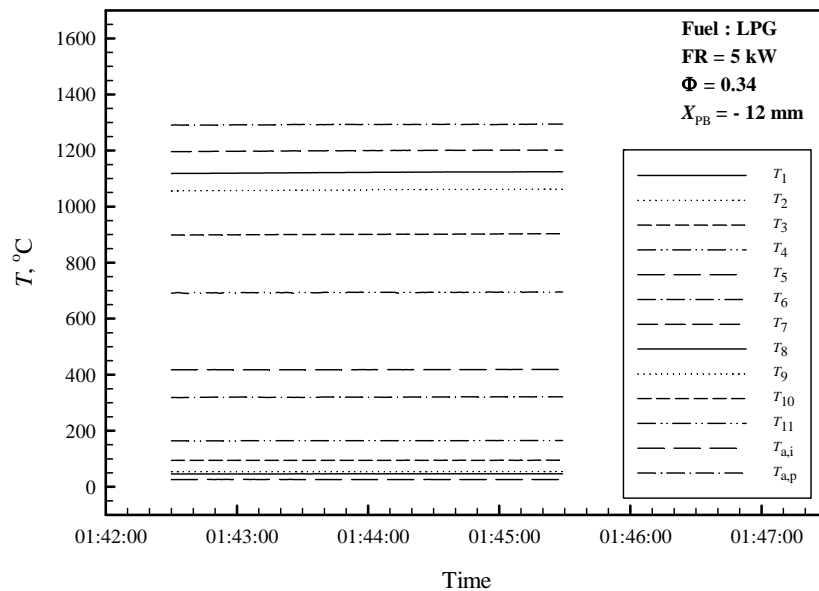
1. สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิ



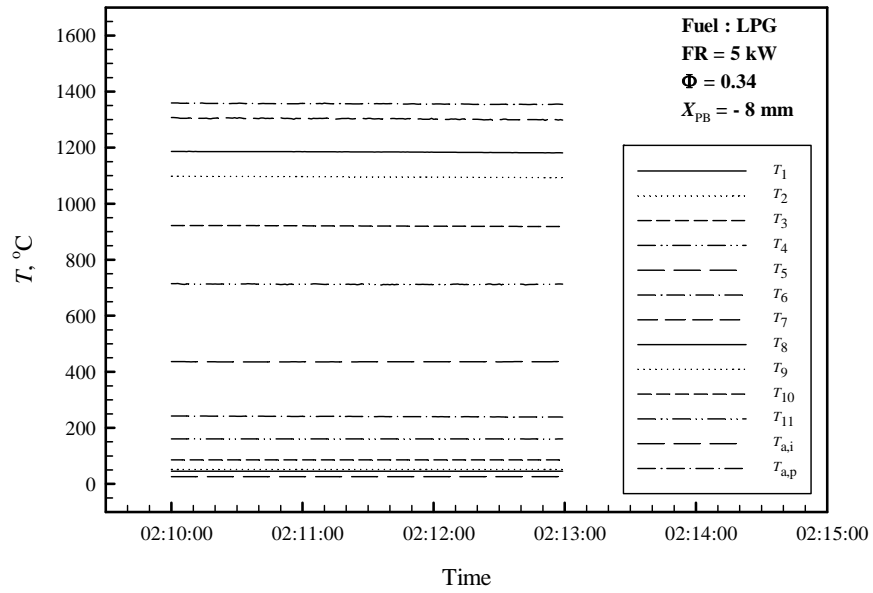
รูปที่ ง.19 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, Φ = 0.34
และ X_{PB} = -20 mm เมื่อ ใช้เชื้อเพลิง LPG



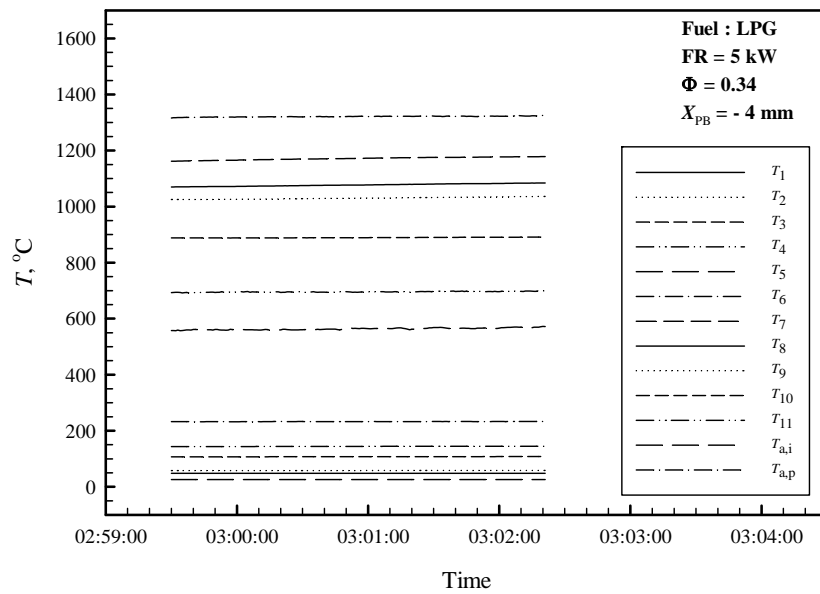
รูปที่ ๓.20 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, $\Phi = 0.34$ และ $X_{PB} = -16 \text{ mm}$ เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG



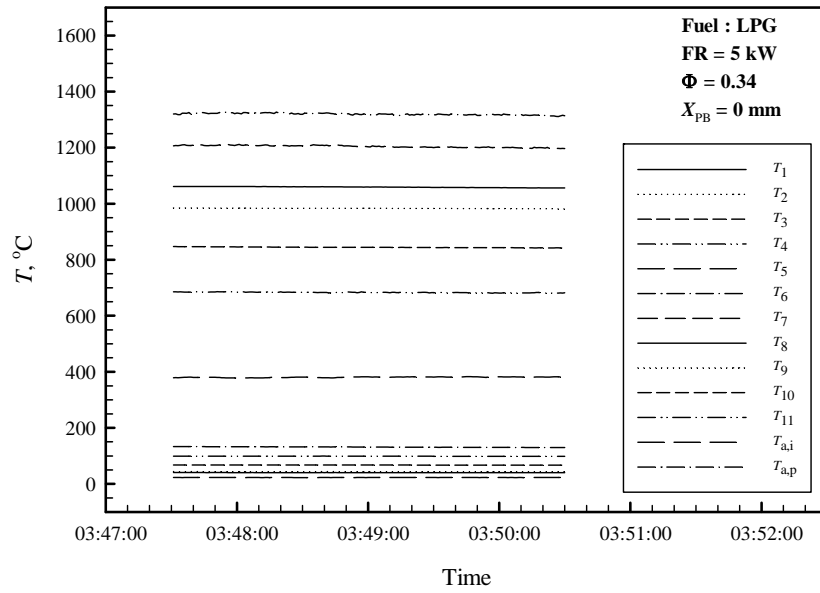
รูปที่ ๓.21 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, $\Phi = 0.34$ และ $X_{PB} = -12 \text{ mm}$ เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG



รูปที่ ๓.๒๒ สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, Φ = 0.34 และ X_{PB} = -8 mm เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG

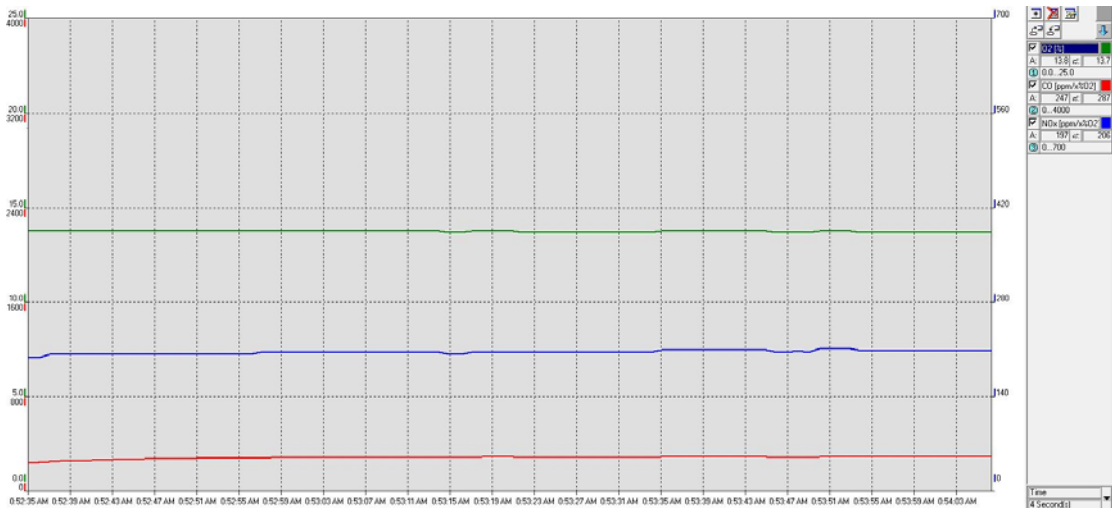


รูปที่ ๓.๒๓ สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, Φ = 0.34 และ X_{PB} = -4 mm เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG

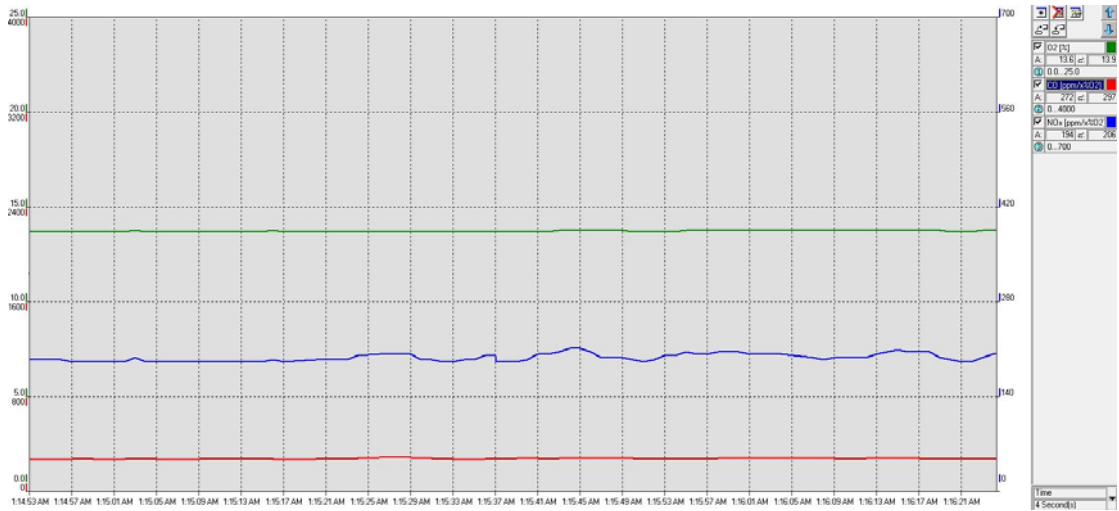


รูปที่ ง.24 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, $\Phi = 0.34$ และ $X_{PB} = 0 \text{ mm}$ เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG

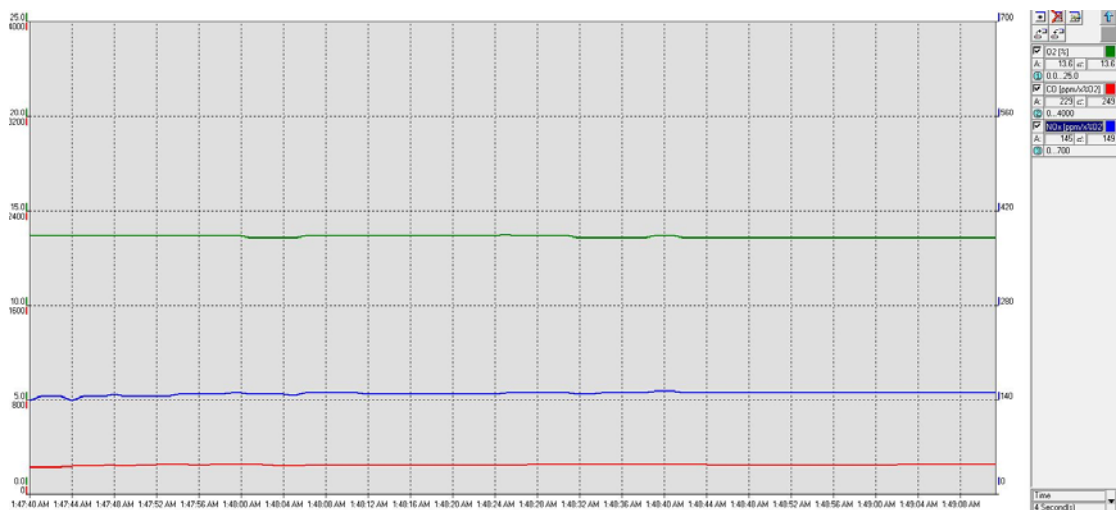
2. สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสีย



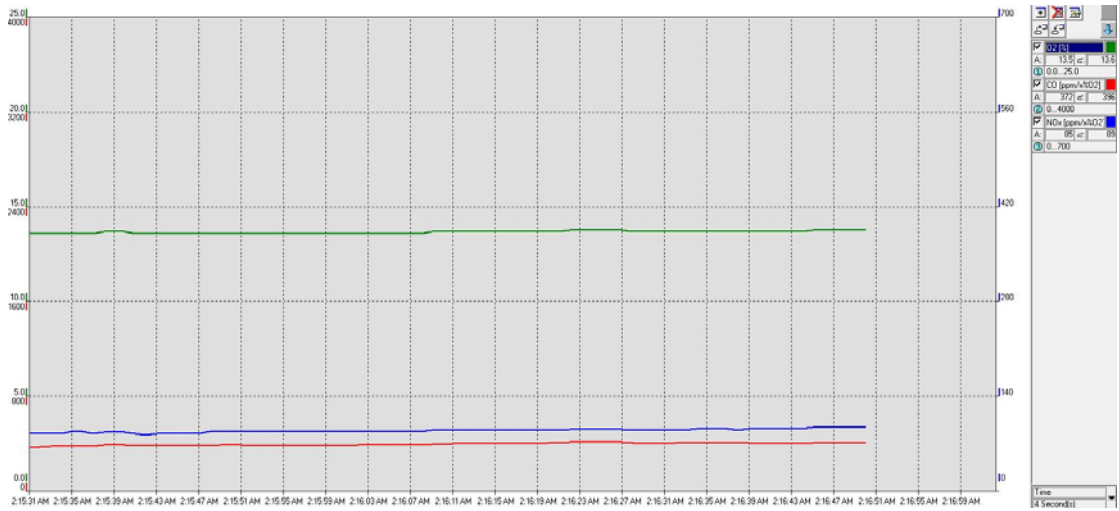
รูปที่ ง.25 สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, $\Phi = 0.34$ และ $X_{PB} = -20 \text{ mm}$ เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG



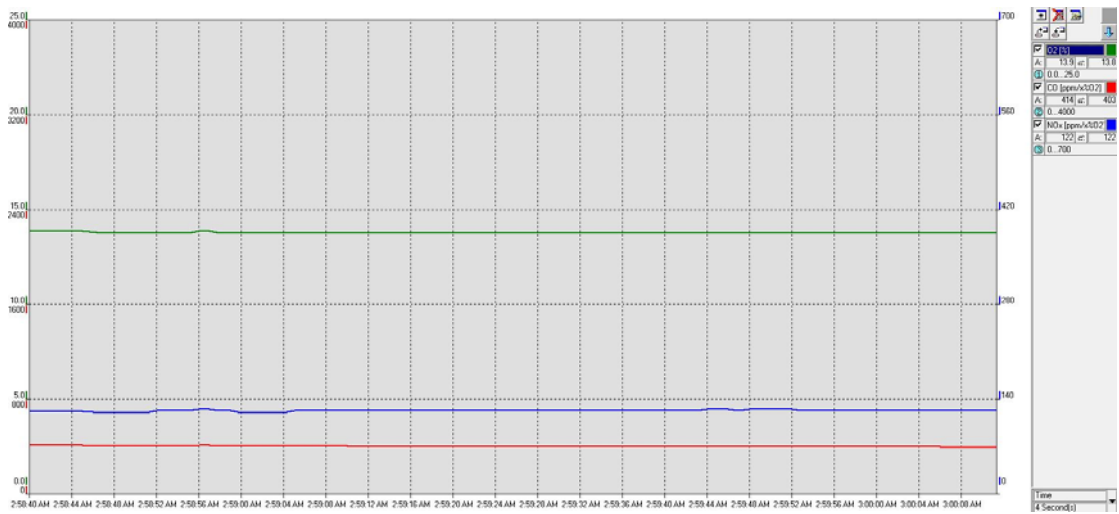
รูปที่ ง.26 สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง
FR = 5 kW, $\Phi = 0.34$ และ $X_{PB} = 16$ mm เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG



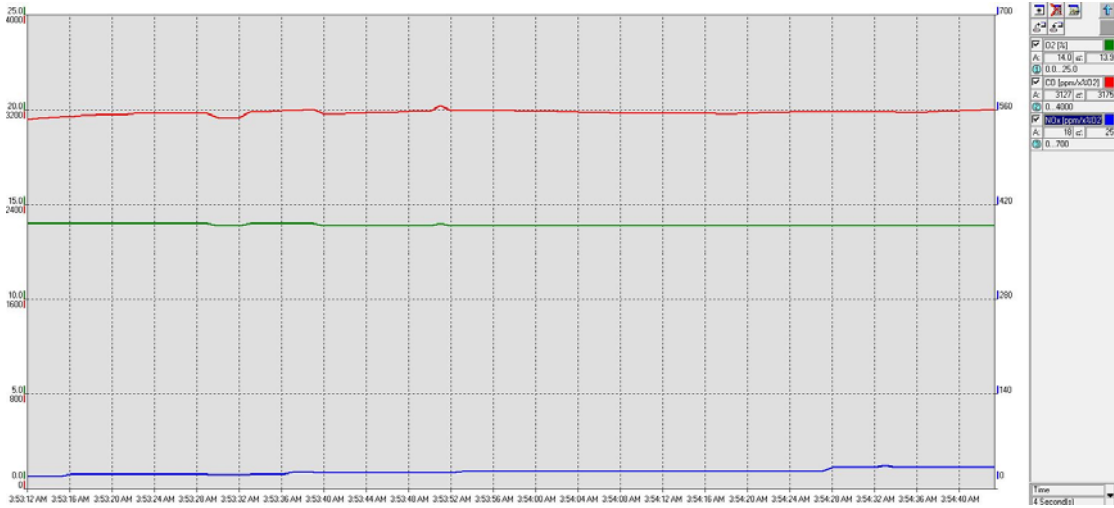
รูปที่ ง.27 สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง
FR = 5 kW, $\Phi = 0.34$ และ $X_{PB} = -12$ mm เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG



รูปที่ ๒.๒๘ สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง
FR = 5 kW, $\Phi = 0.34$ และ $X_{PB} = -8$ mm เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG



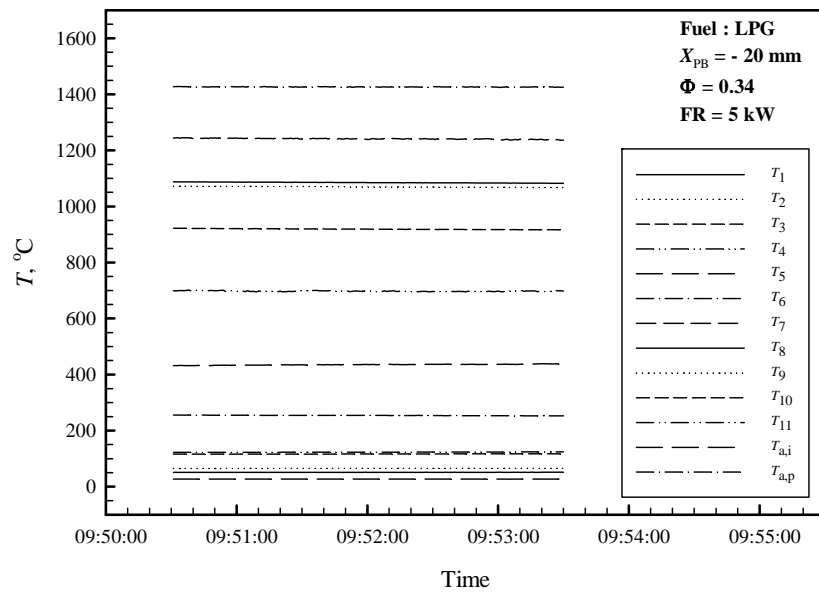
รูปที่ ๒.๒๙ สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง
FR = 5 kW, $\Phi = 0.34$ และ $X_{PB} = -4$ mm เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG



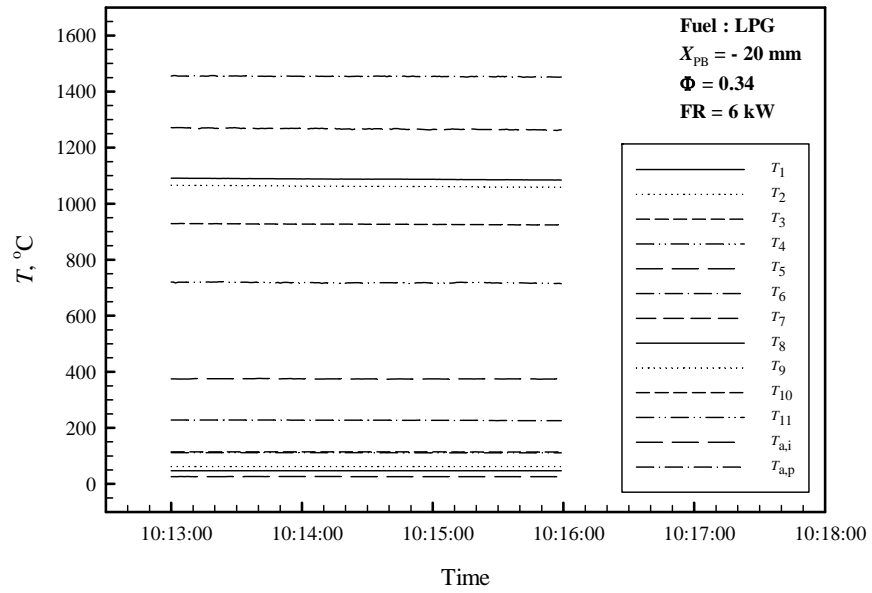
รูปที่ ง.30 สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง
FR = 5 kW, $\Phi = 0.34$ และ $X_{PB} = 0$ mm เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG

ง.1.3 อิทธิพลของค่า FR เมื่อ X_{PB} และ Φ คงที่คือ -20 mm และ 0.34 ตามลำดับ

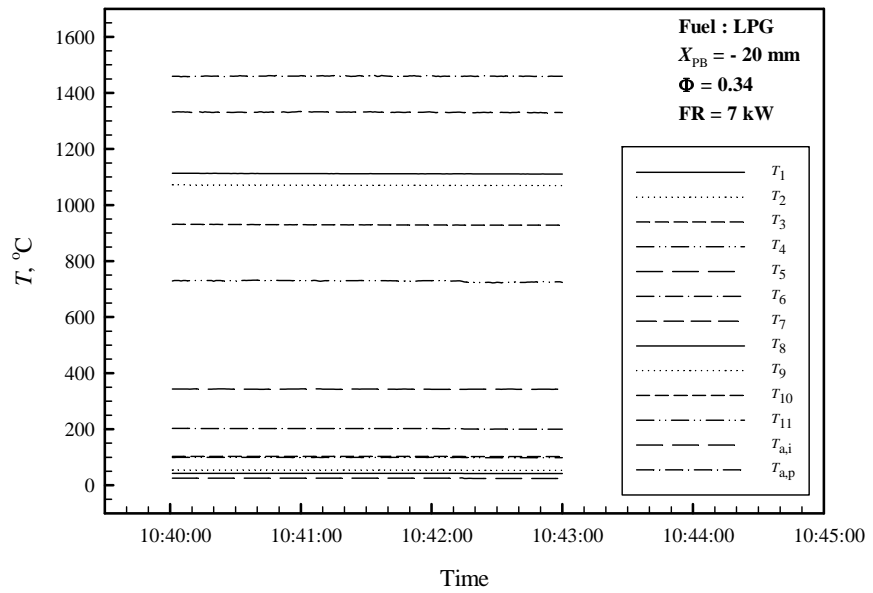
1. สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิ



รูปที่ ง.31 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง $X_{PB} = -20$ mm, $\Phi = 0.34$
และ FR = 5 kW เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG

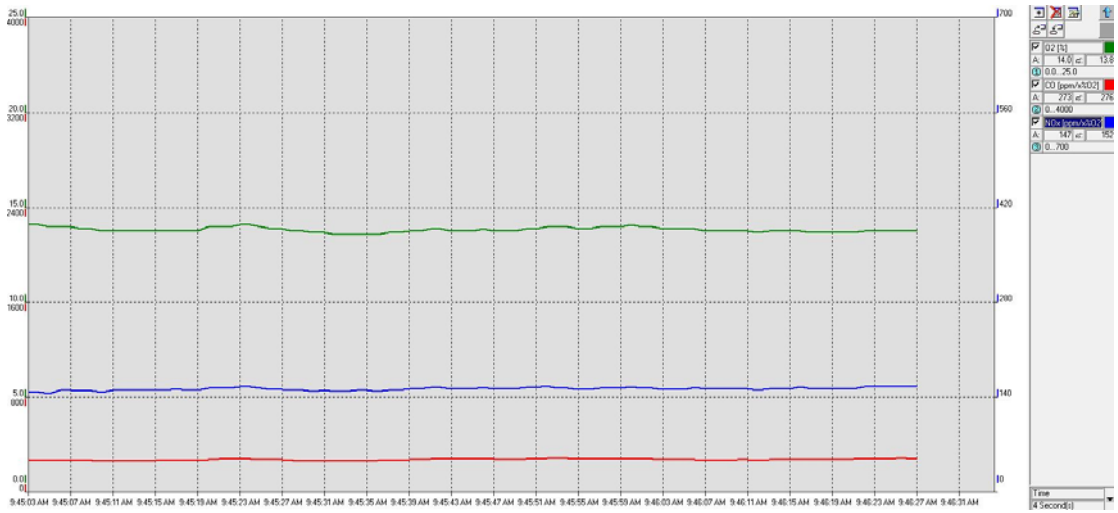


รูปที่ ง.32 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง $X_{PB} = -20 \text{ mm}$, $\Phi = 0.34$ และ FR = 6 kW เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG

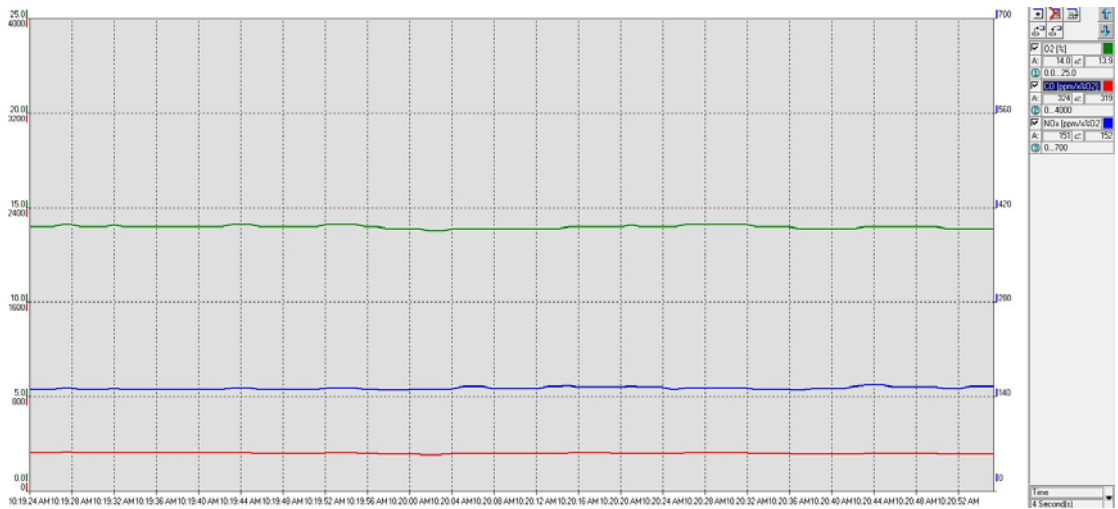


รูปที่ ง.33 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง $X_{PB} = -20 \text{ mm}$, $\Phi = 0.34$ และ FR = 7 kW เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG

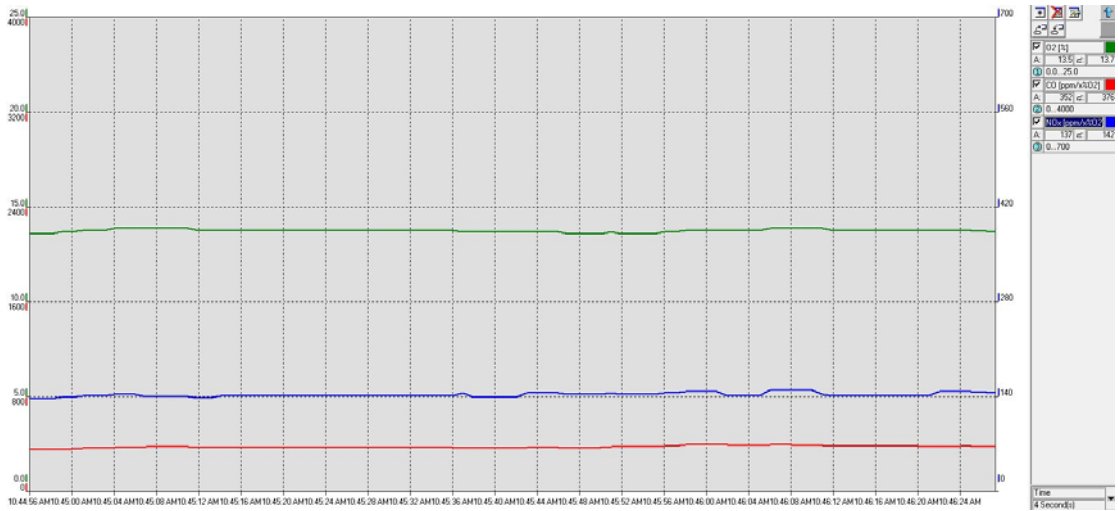
2. สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสีย



รูปที่ ง.34 สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง
 $X_{PB} = 0 \text{ mm}$, $\Phi = 0.34$ และ $FR = 5 \text{ kW}$ เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG



รูปที่ ง.35 สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง
 $X_{PB} = 0 \text{ mm}$, $\Phi = 0.34$ และ $FR = 6 \text{ kW}$ เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG



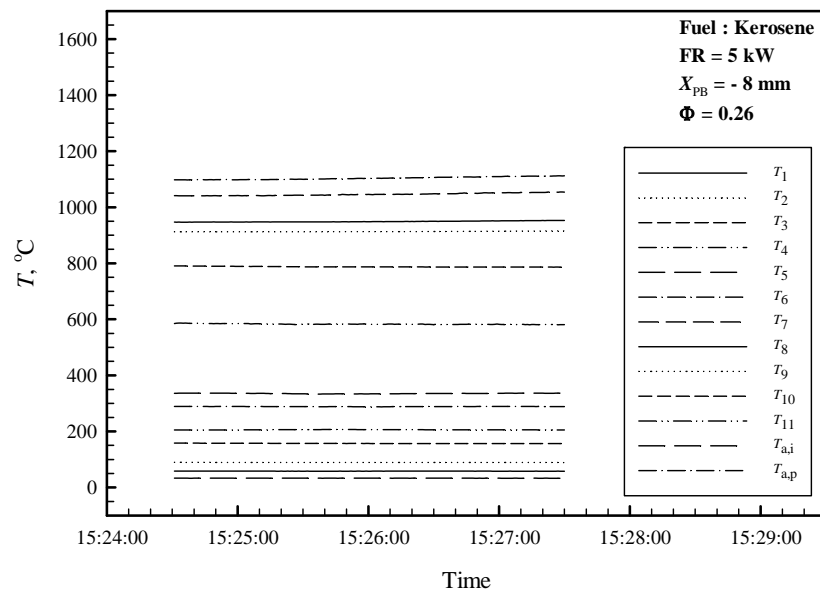
รูปที่ ง.36 สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง

$X_{PB} = 0$ mm, $\Phi = 0.34$ และ $FR = 7$ kW เมื่อใช้เชื้อเพลิง LPG

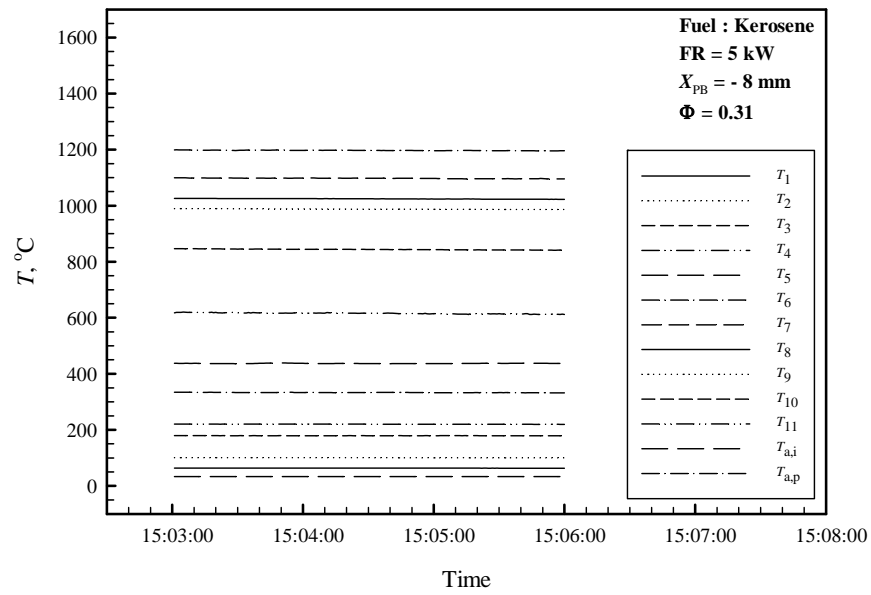
ง.2 เชื้อเพลิง Kerosene

ง.2.1 อิทธิพลของค่า Φ เมื่อ X_{PB} และ FR คงที่คือ -8 mm และ 5 kW ตามลำดับ

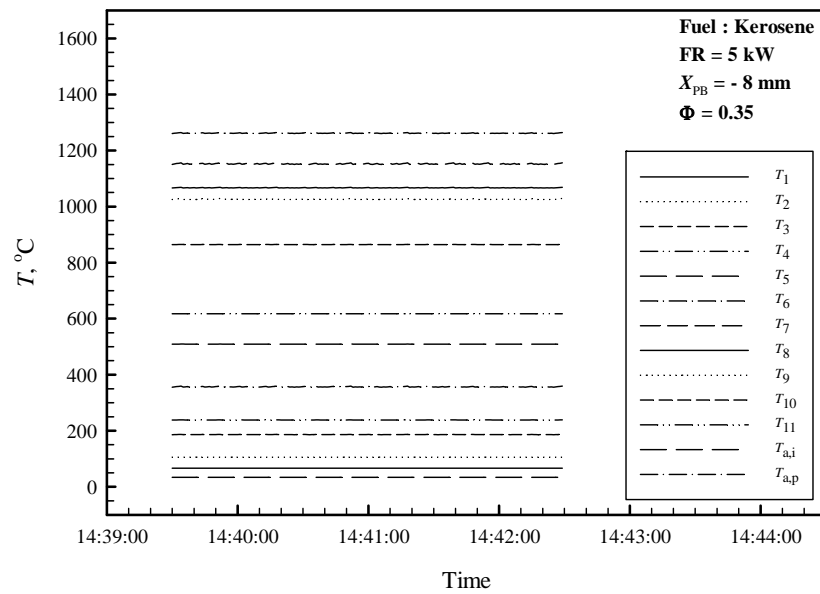
1. สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิ



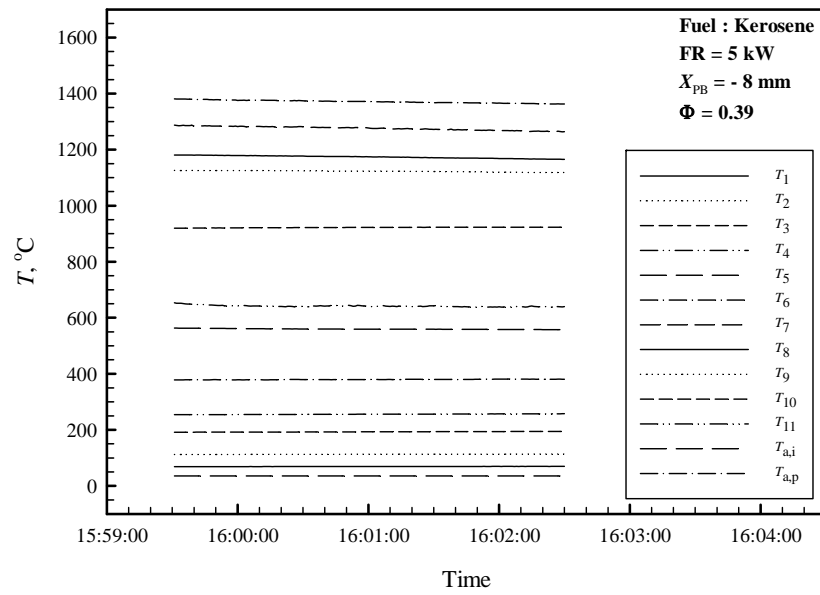
รูปที่ ง.37 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, $X_{PB} = -8 \text{ mm}$ และ $\Phi = 0.26$ เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene



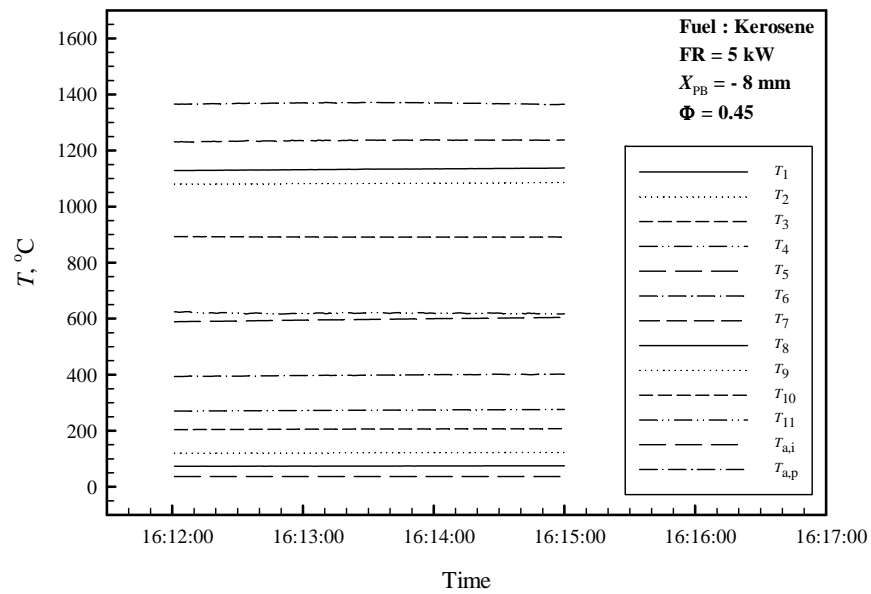
รูปที่ 3.38 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, $X_{PB} = -8$ mm และ $\Phi = 0.31$ เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene



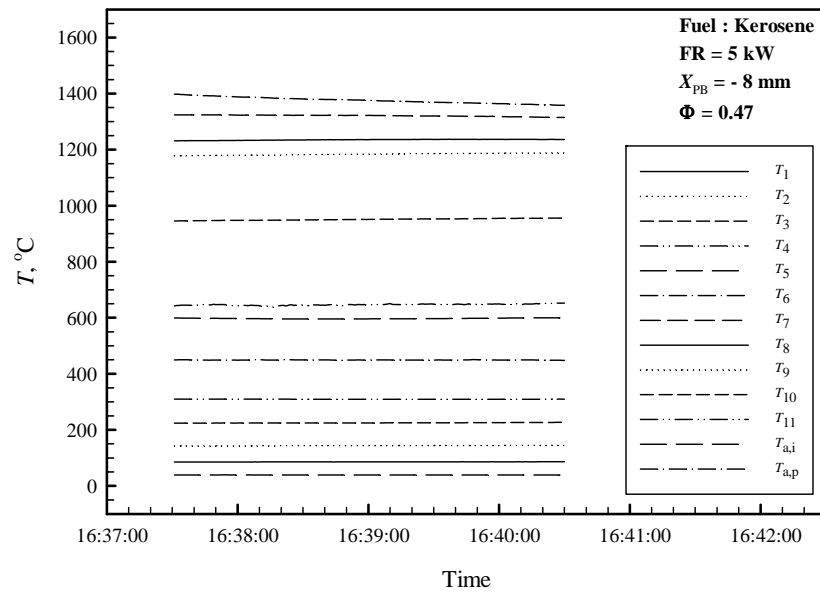
รูปที่ 3.39 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, $X_{PB} = -8$ mm และ $\Phi = 0.35$ เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene



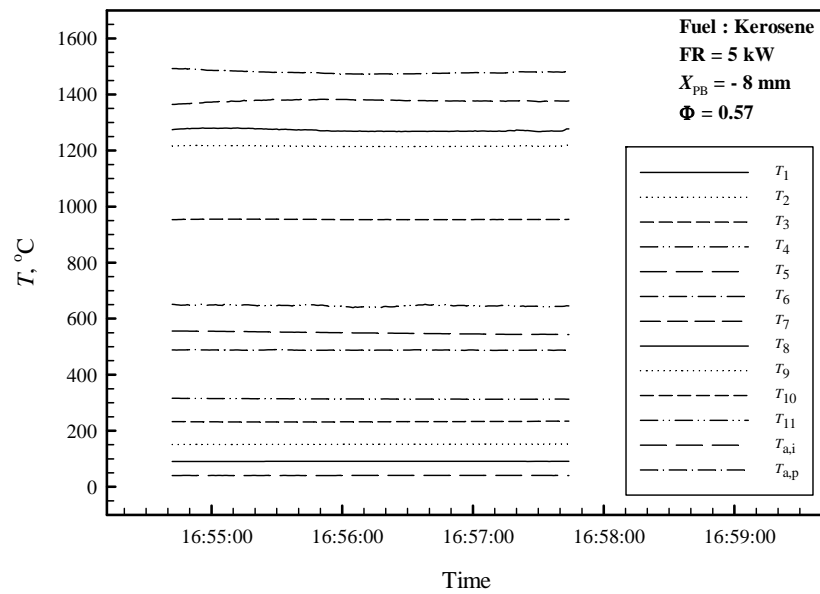
รูปที่ ง.40 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, $X_{PB} = -8$ mm และ $\Phi = 0.39$ เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene



รูปที่ ง.41 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, $X_{PB} = -8$ mm และ $\Phi = 0.45$ เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene

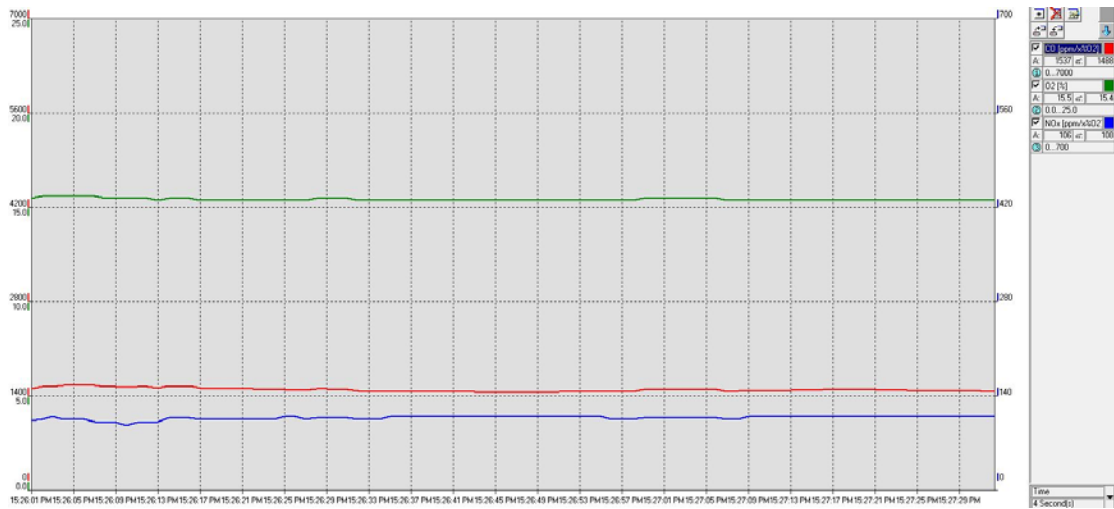


รูปที่ 4.2 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, $X_{PB} = -8$ mm และ $\Phi = 0.47$ เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene

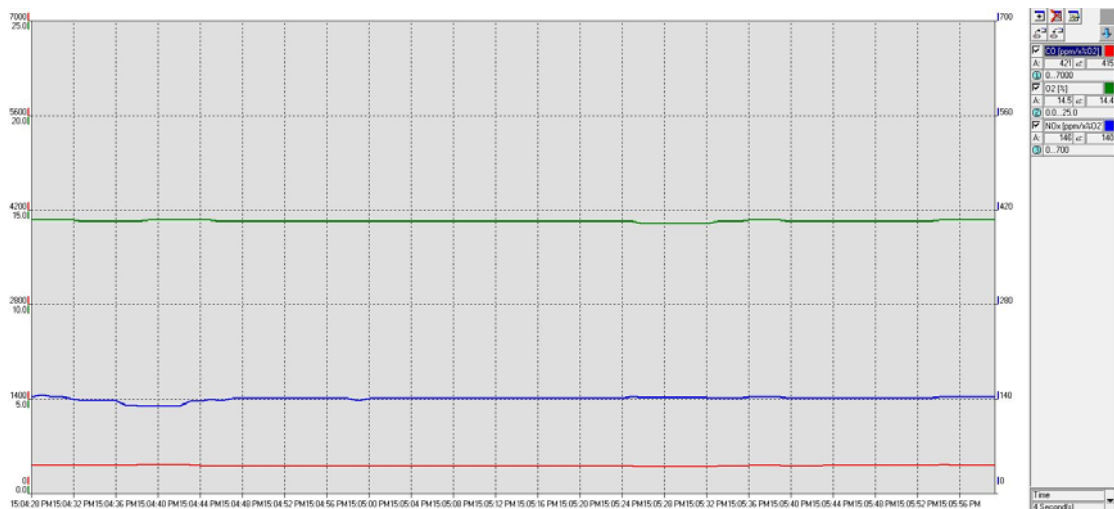


รูปที่ 4.3 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, $X_{PB} = -8$ mm และ $\Phi = 0.57$ เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene

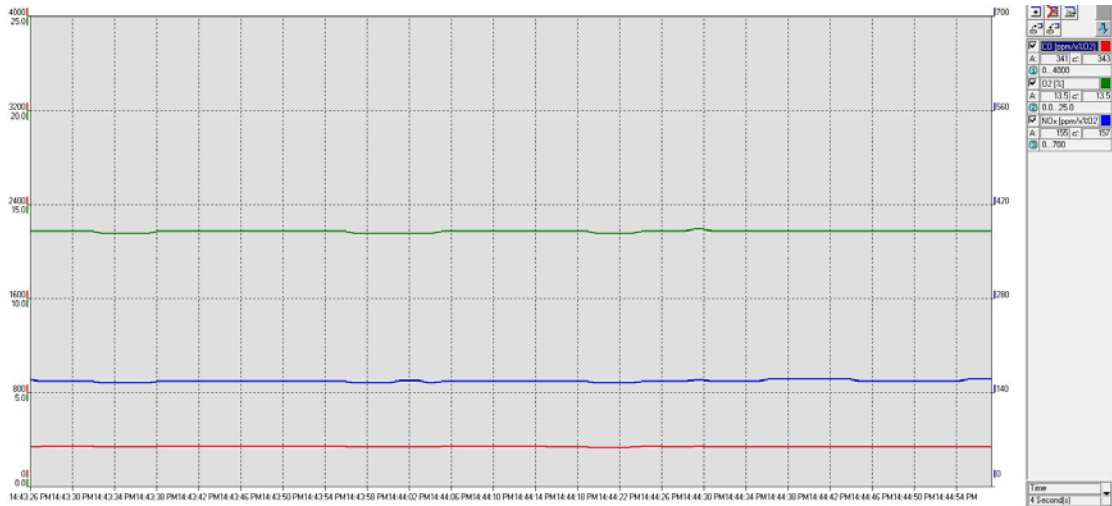
2. สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสีย



รูปที่ ง.44 สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง
FR = 5 kW, $X_{PB} = -8$ mm และ $\Phi = 0.26$ เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene

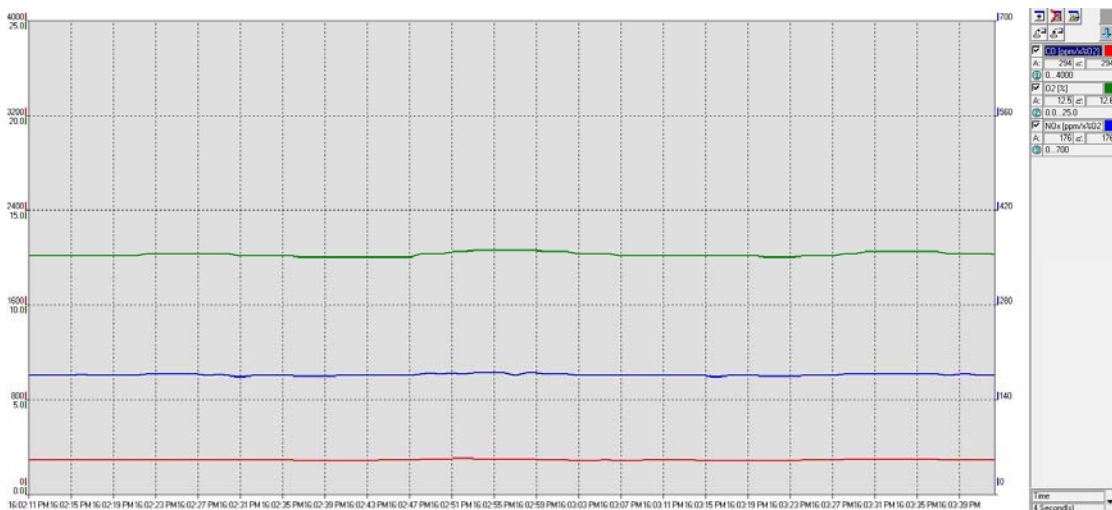


รูปที่ ง.45 สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง
FR = 5 kW, $X_{PB} = -8$ mm และ $\Phi = 0.31$ เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene



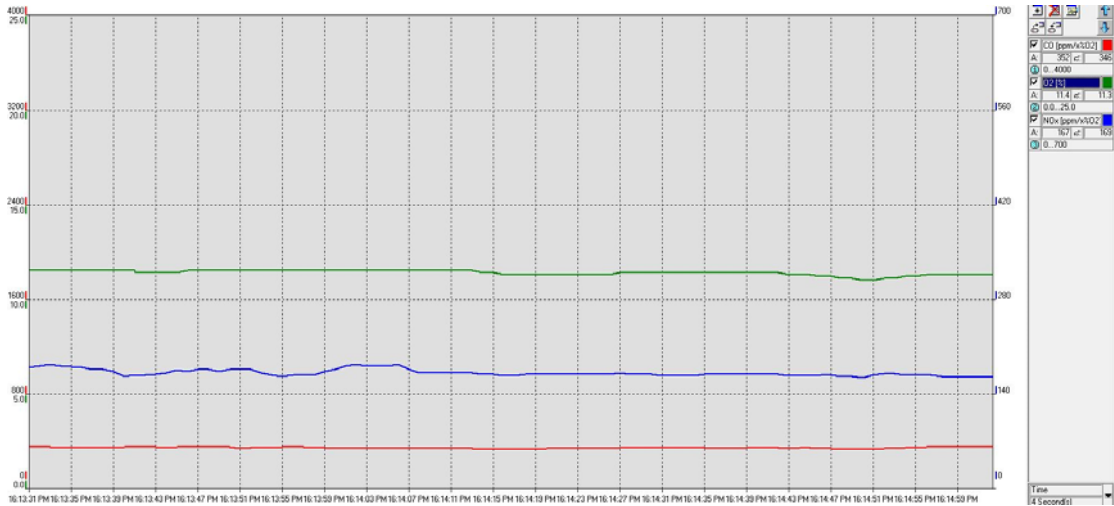
รูปที่ ๔.๖ สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง

FR = 5 kW, $X_{PB} = -8$ mm และ $\Phi = 0.35$ เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene

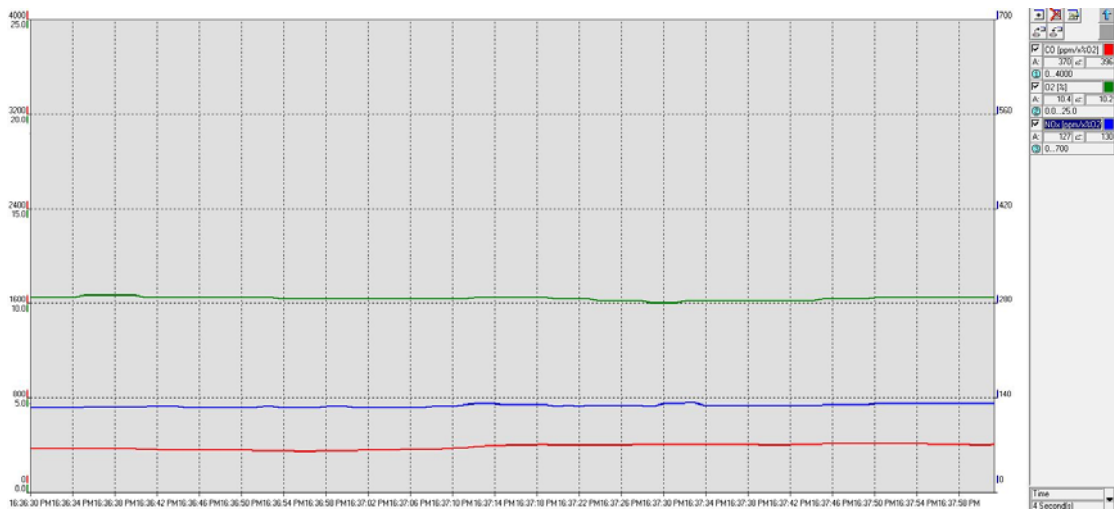


รูปที่ ๔.๗ สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง

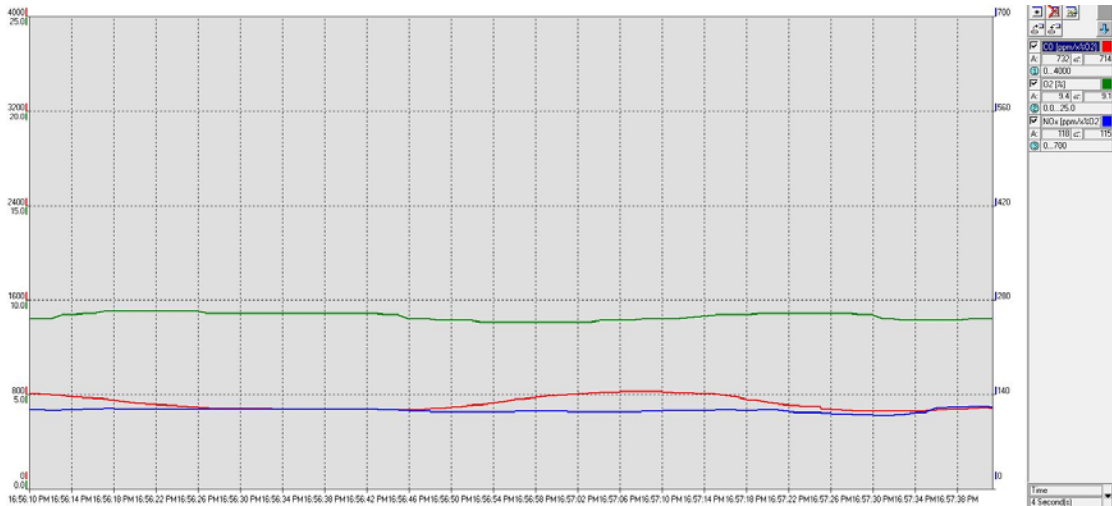
FR = 5 kW, $X_{PB} = -8$ mm และ $\Phi = 0.39$ เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene



รูปที่ ง.48 สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง
FR = 5 kW, X_{PB} = -8 mm และ Φ = 0.45 เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene



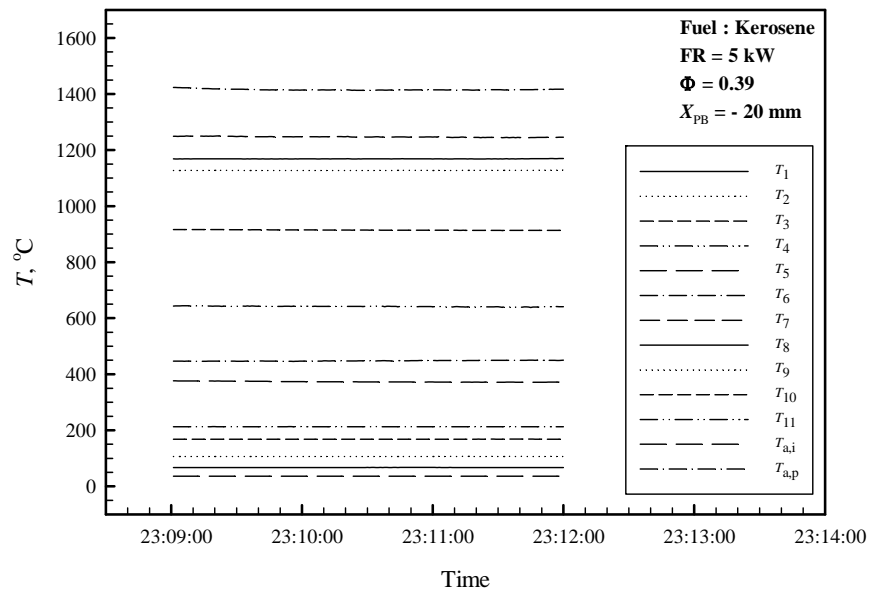
รูปที่ ง.49 สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง
FR = 5 kW, X_{PB} = -8 mm และ Φ = 0.47 เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene



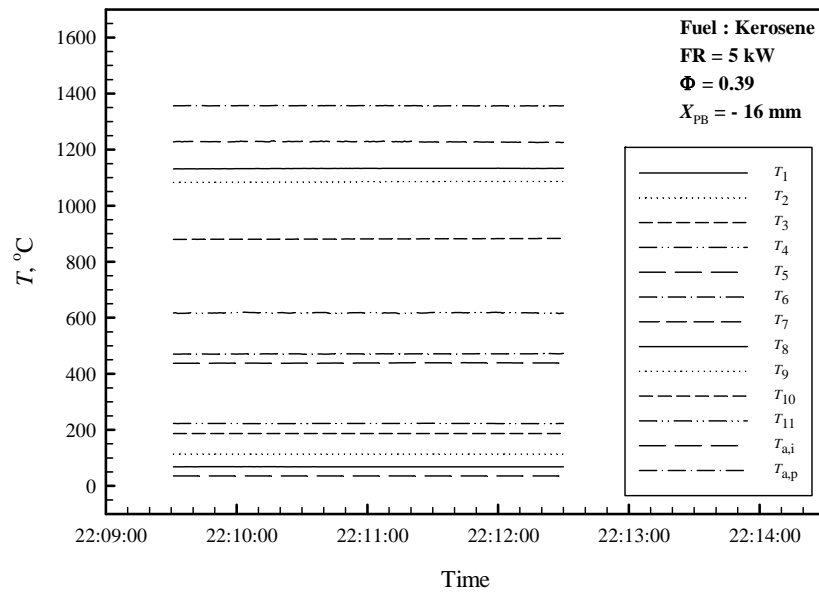
รูปที่ ๓.50 สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง
FR = 5 kW, X_{PB} = -8 mm และ Φ = 0.57 เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene

๓.2.2 อิทธิพลของค่า X_{PB} เมื่อ FR และ Φ คงที่คือ 5 kW และ 0.39 ตามลำดับ

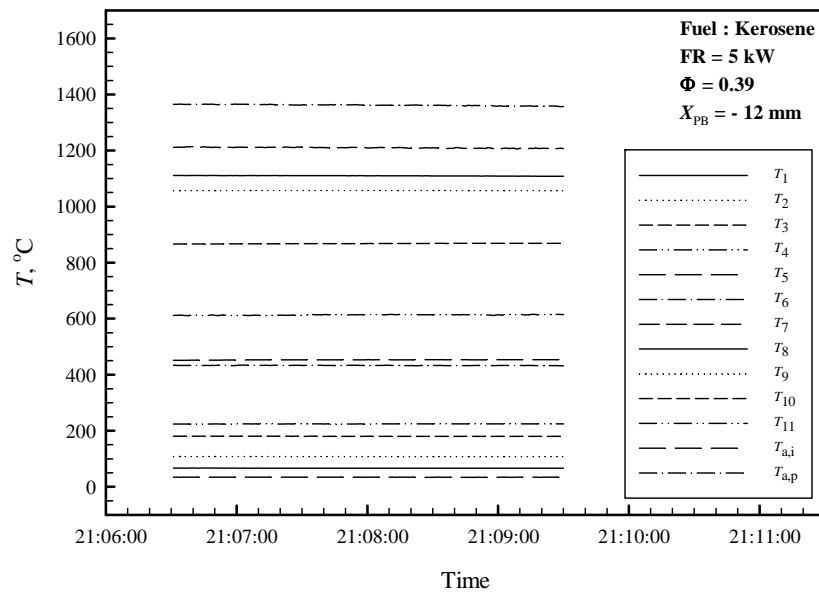
1. สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิ



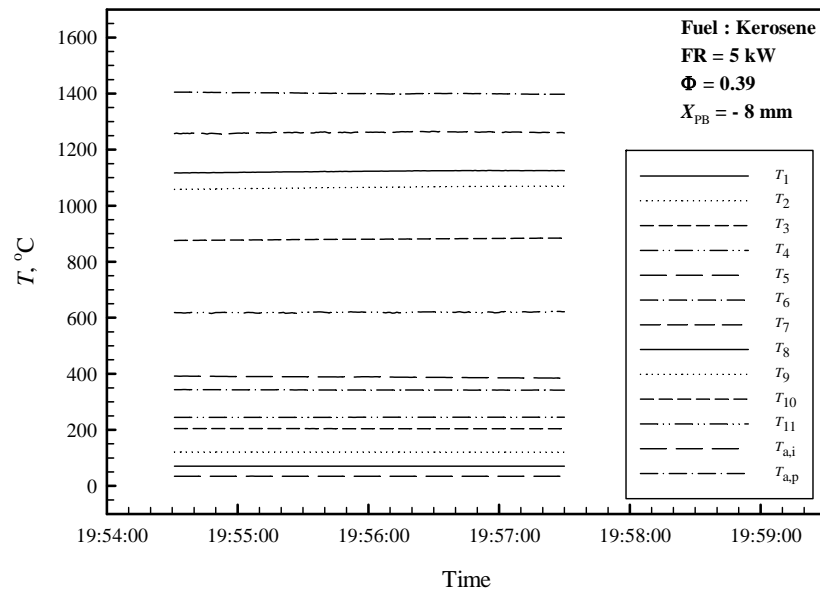
รูปที่ ๓.51 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, Φ = 0.39
และ X_{PB} = -20 mm เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene



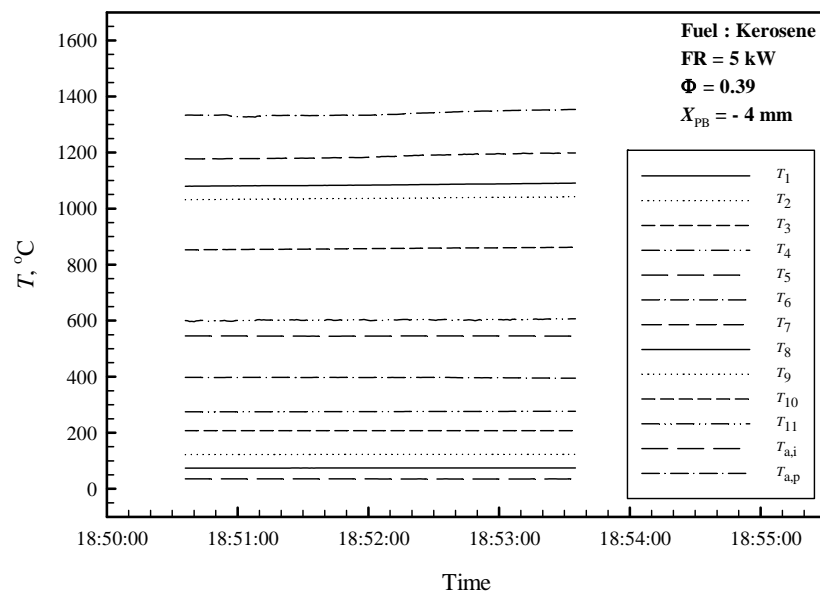
รูปที่ 5.52 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, $\Phi = 0.39$ และ $X_{PB} = -16 \text{ mm}$ เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene



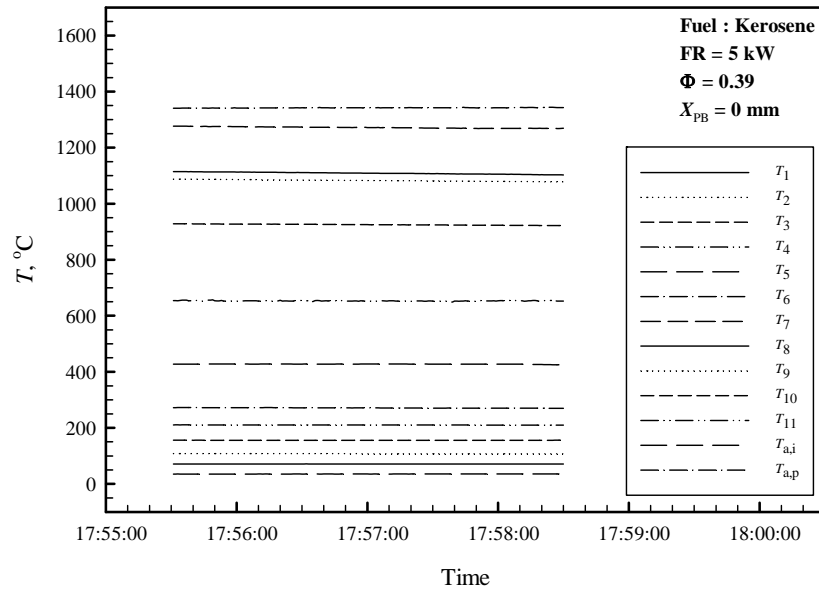
รูปที่ 5.53 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, $\Phi = 0.39$ และ $X_{PB} = -12 \text{ mm}$ เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene



รูปที่ 5.54 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, $\Phi = 0.39$
และ $X_{PB} = -8$ mm เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene

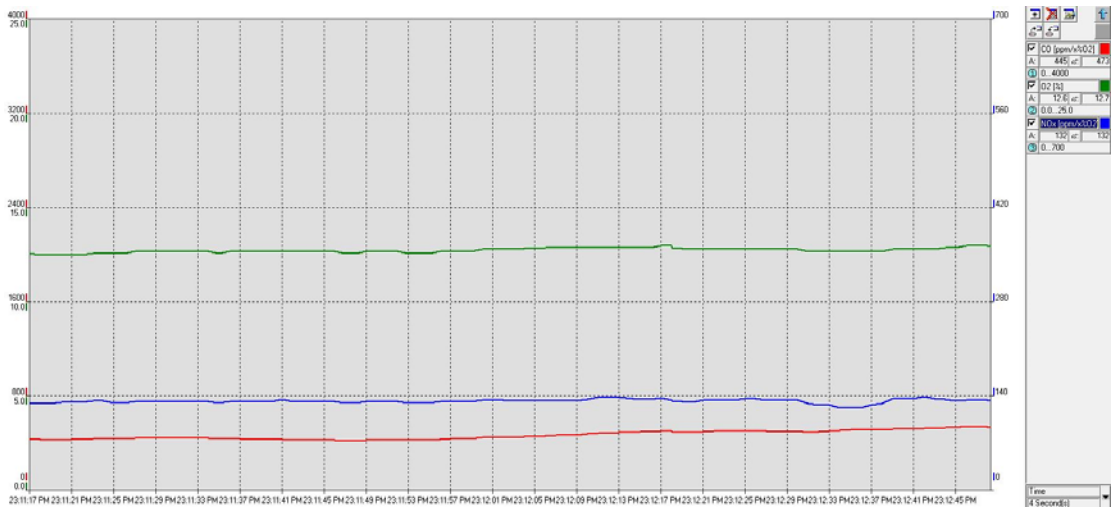


รูปที่ 5.55 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, $\Phi = 0.39$
และ $X_{PB} = -4$ mm เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene

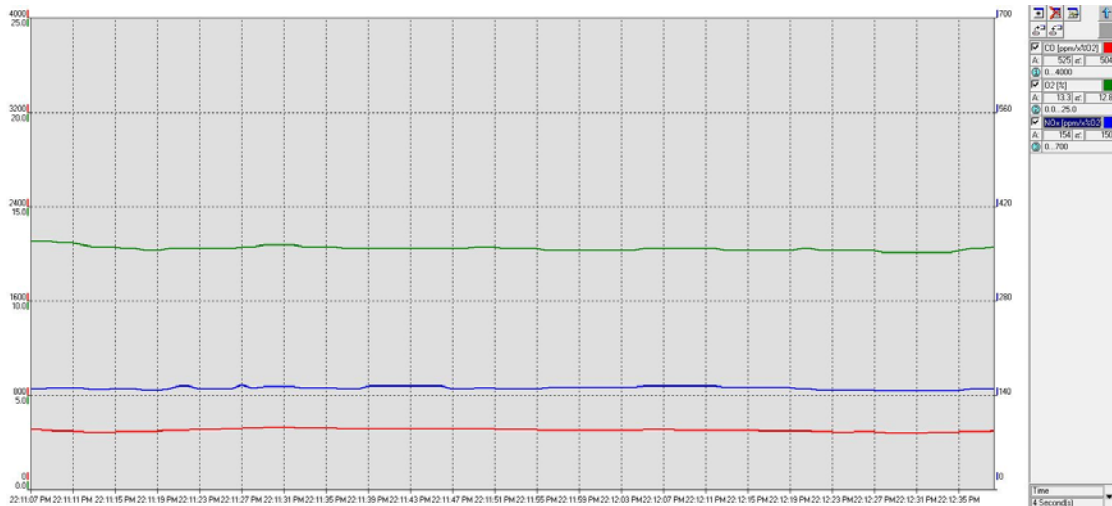


รูปที่ 5.56 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, $\Phi = 0.39$ และ $X_{PB} = 0 \text{ mm}$ เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene

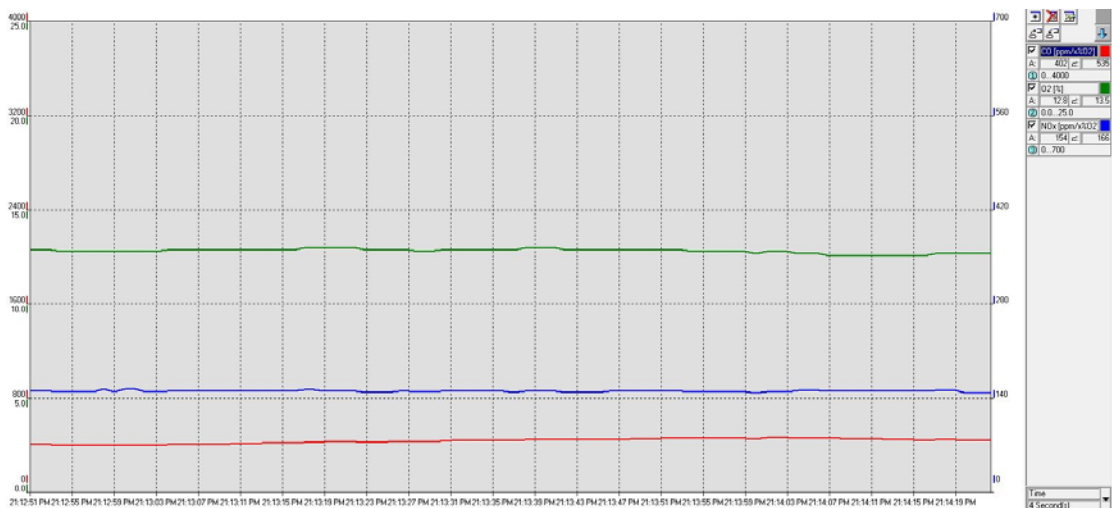
2. สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสีย



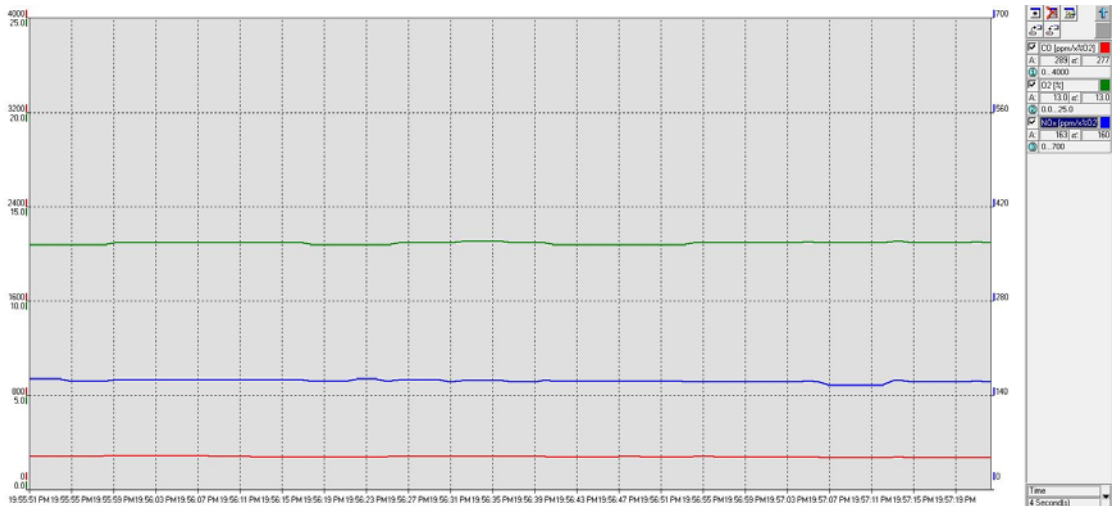
รูปที่ 5.57 สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, $\Phi = 0.39$ และ $X_{PB} = -20 \text{ mm}$ เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene



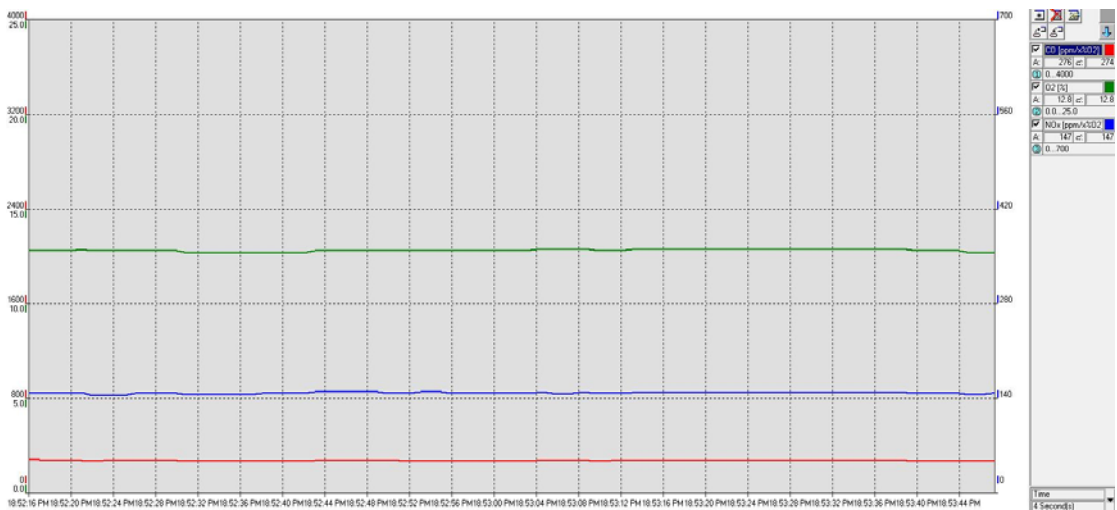
รูปที่ ๕.๕๘ สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง
 $\text{FR} = 5 \text{ kW}$, $\Phi = 0.39$ และ $X_{\text{PB}} = -16 \text{ mm}$ เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene



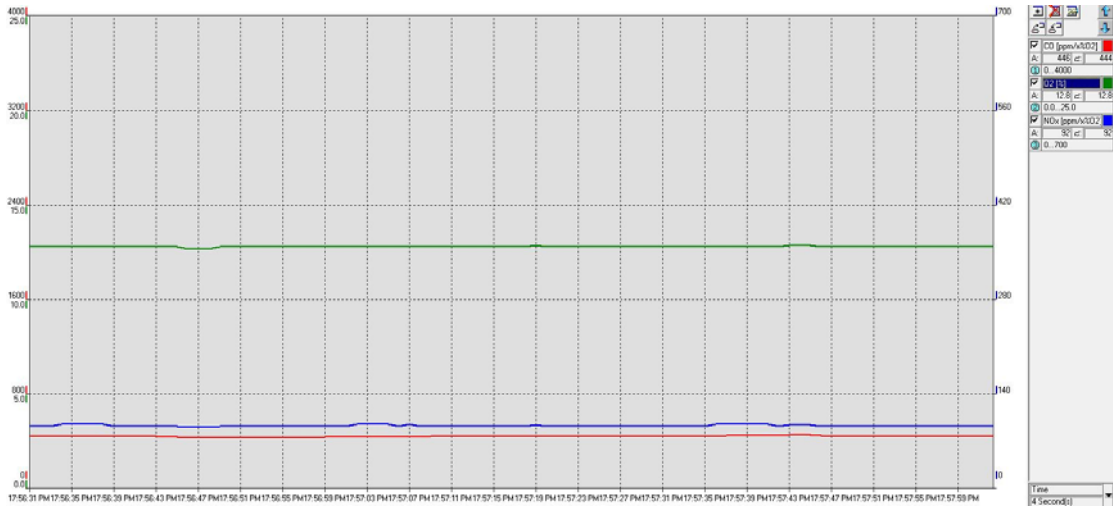
รูปที่ ๕.๕๙ สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง
 $\text{FR} = 5 \text{ kW}$, $\Phi = 0.39$ และ $X_{\text{PB}} = -12 \text{ mm}$ เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene



รูปที่ ง.60 สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง
 $\text{FR} = 5 \text{ kW}$, $\Phi = 0.39$ และ $X_{\text{PB}} = -8 \text{ mm}$ เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene



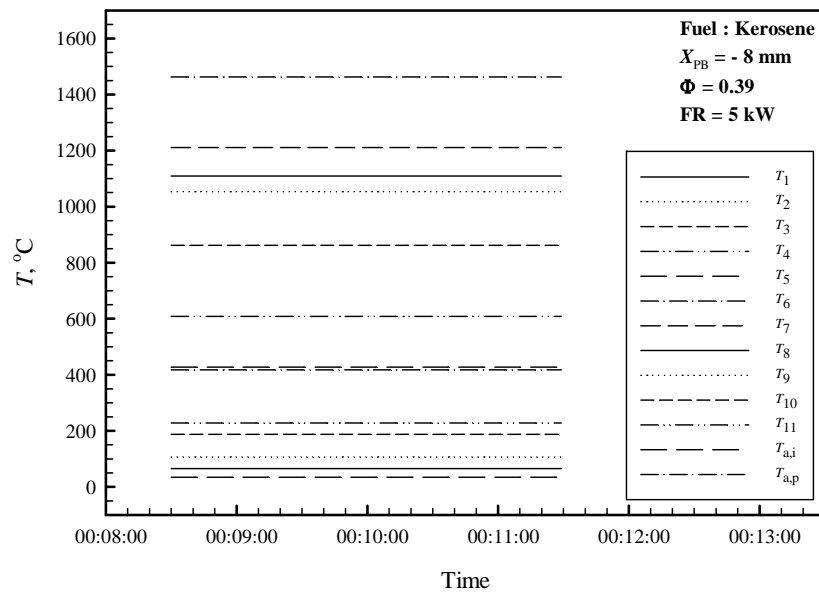
รูปที่ ง.61 สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง
 $\text{FR} = 5 \text{ kW}$, $\Phi = 0.39$ และ $X_{\text{PB}} = -4 \text{ mm}$ เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene



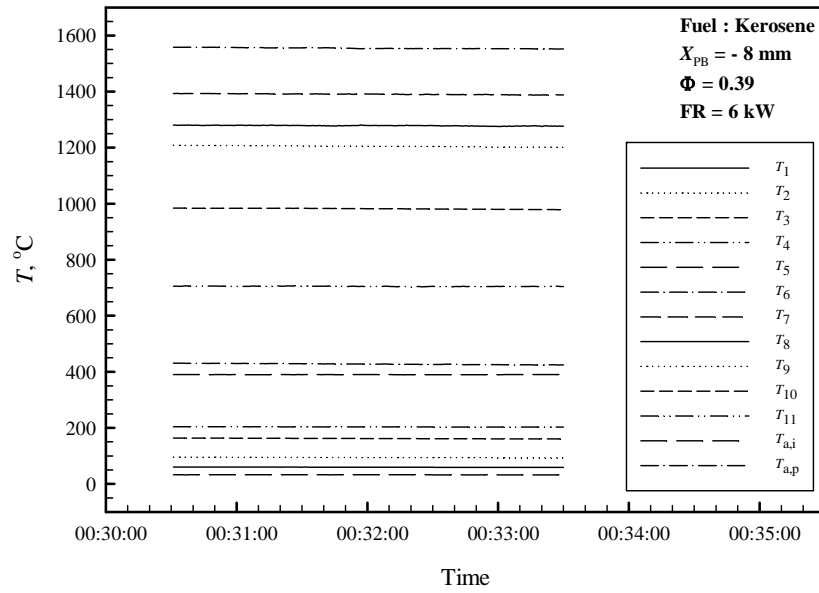
รูปที่ ๖.๖๒ สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง
FR = 5 kW, Φ = 0.39 และ X_{PB} = 0 mm เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene

๖.๒.๓ อิทธิพลของค่า FR เมื่อ X_{PB} และ Φ คงที่คือ -8 mm และ 0.39 ตามลำดับ

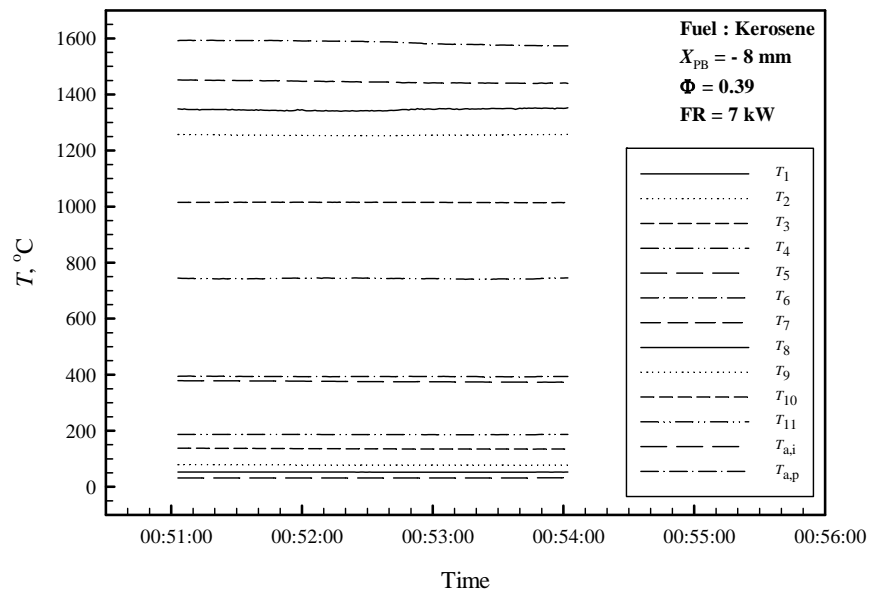
1. สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิ



รูปที่ ๖.๖๓ สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง X_{PB} = -8 mm, Φ = 0.39
และ FR = 5 kW เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene

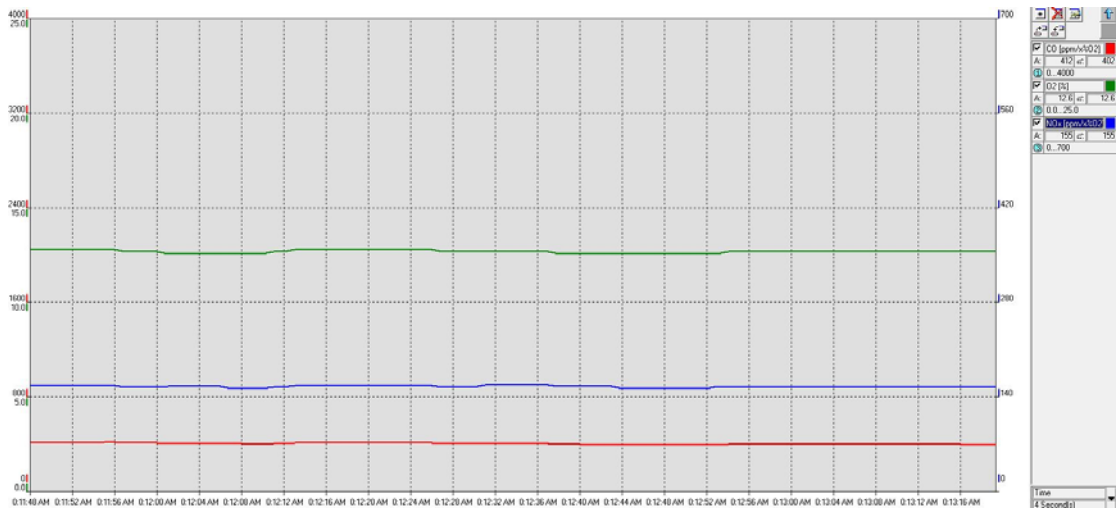


รูปที่ ๖.๖๔ สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง $X_{PB} = -8 \text{ mm}$, $\Phi = 0.39$ และ $FR = 6 \text{ kW}$ เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene



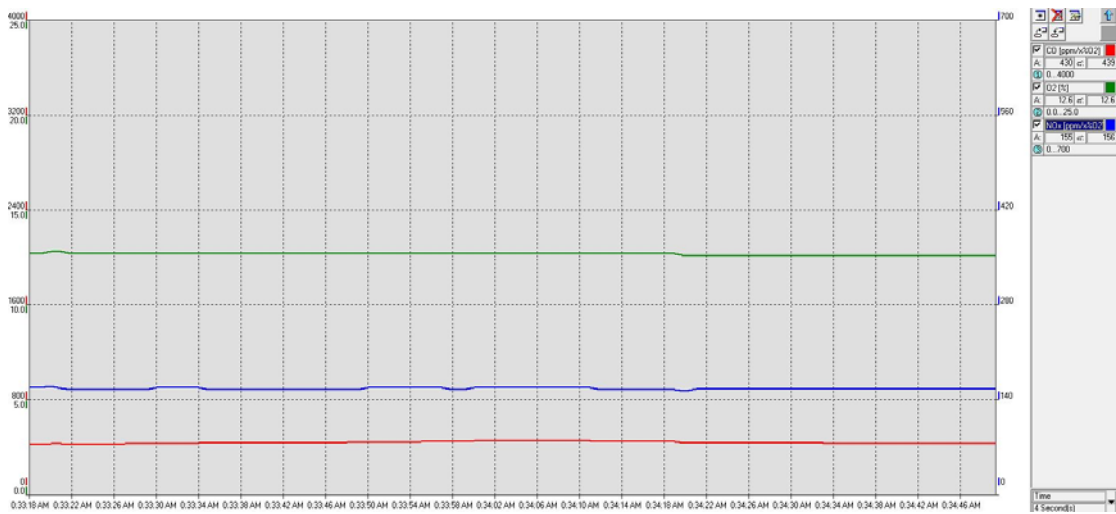
รูปที่ ๖.๖๕ สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง $X_{PB} = -8 \text{ mm}$, $\Phi = 0.39$ และ $FR = 7 \text{ kW}$ เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene

2. สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสีย



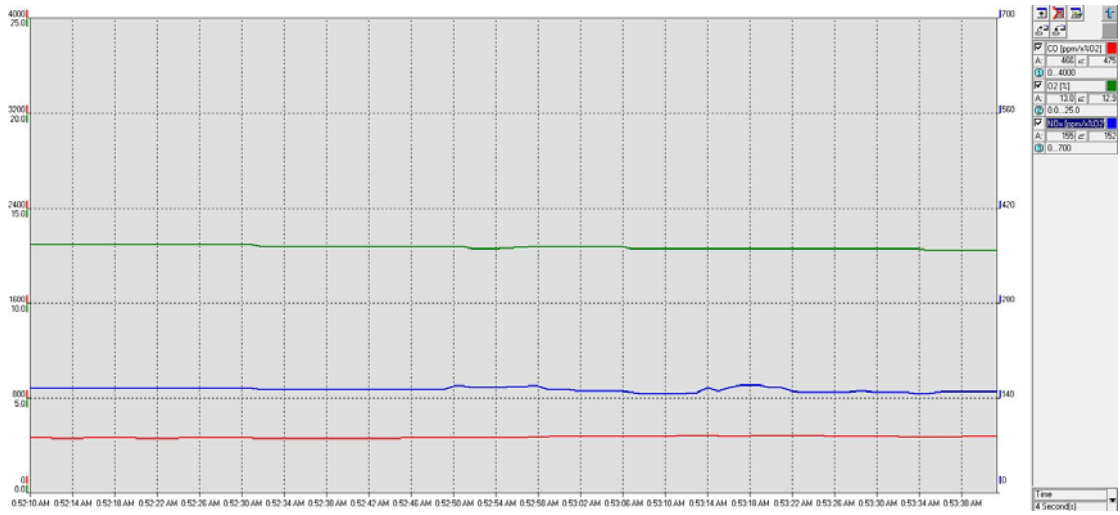
รูปที่ ง.66 สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง

$X_{PB} = -8 \text{ mm}$, $\Phi = 0.39$ และ $FR = 5 \text{ kW}$ เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene



รูปที่ ง.67 สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง

$X_{PB} = -8 \text{ mm}$, $\Phi = 0.39$ และ $FR = 6 \text{ kW}$ เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene



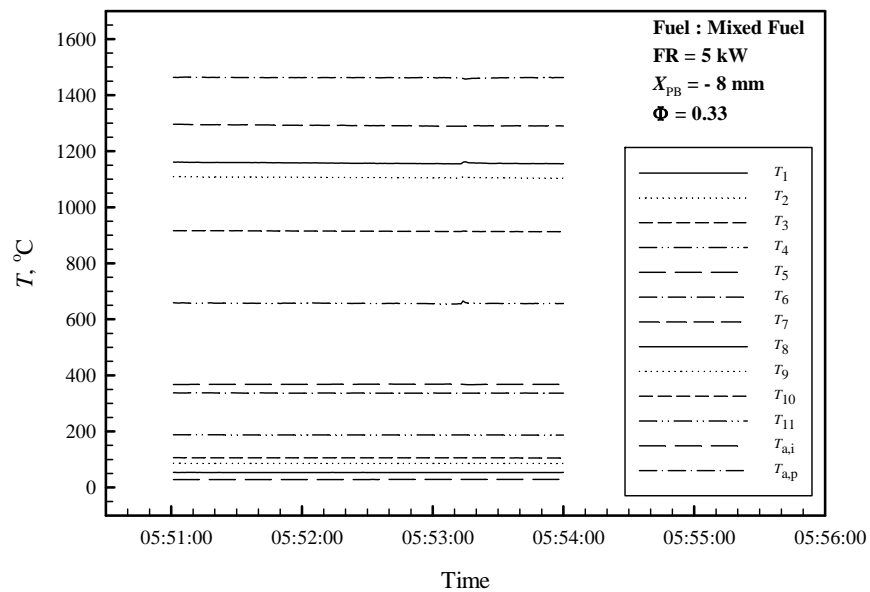
รูปที่ ง.68 สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง

$X_{PB} = -8$ mm, $\Phi = 0.39$ และ $FR = 7$ kW เมื่อใช้เชื้อเพลิง Kerosene

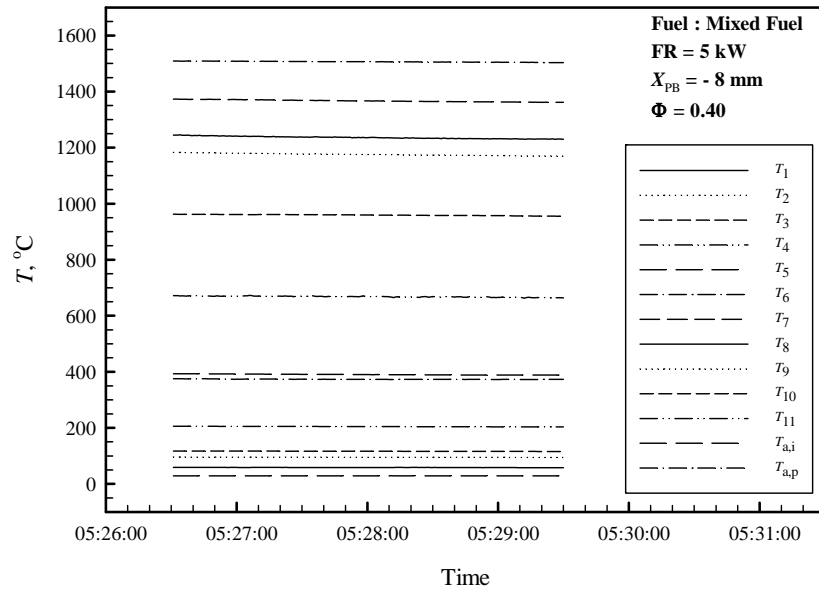
ง.3 เชื้อเพลิงผสม (50% LPG + 50% Kerosene โดยค่าความร้อน)

ง.3.1 อิทธิพลของค่า Φ เมื่อ X_{PB} และ FR คงที่คือ -8 mm และ 5 kW ตามลำดับ

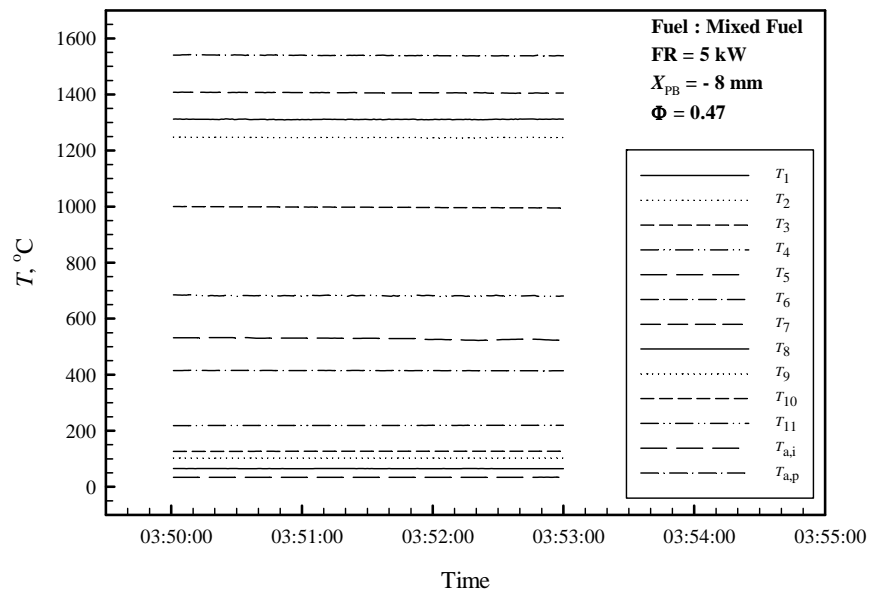
1. สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิ



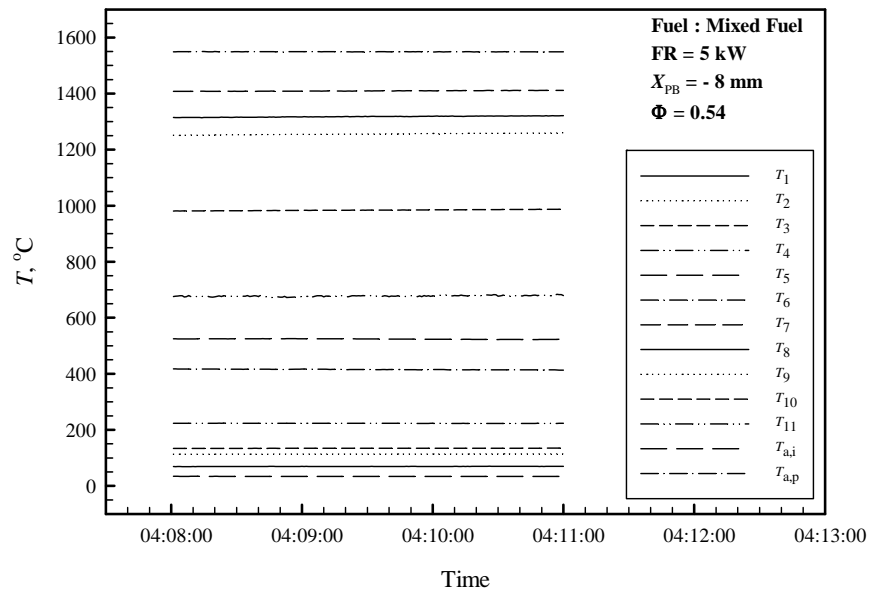
รูปที่ ง.69 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, $X_{PB} = -8 \text{ mm}$ และ $\Phi = 0.33$ เมื่อใช้เชื้อเพลิงผสม



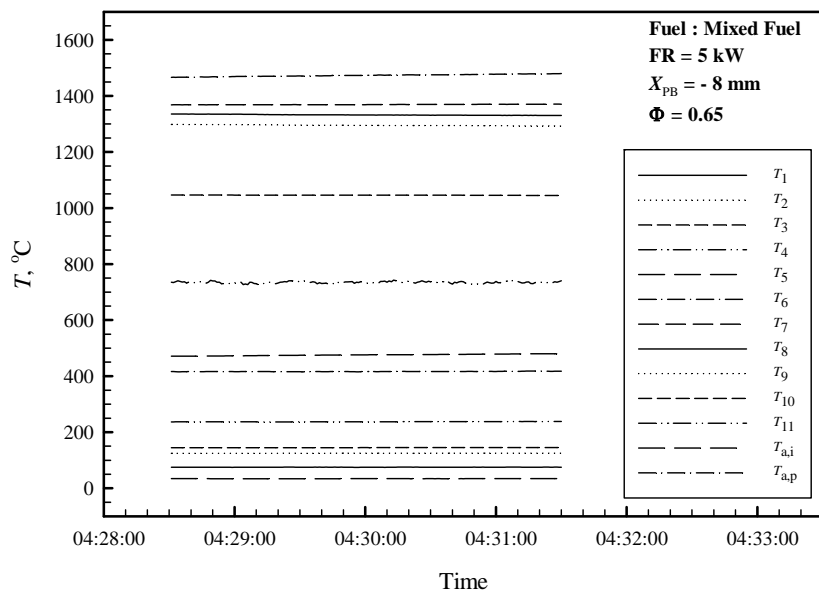
รูปที่ ง.70 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, X_{PB} = -8 mm และ Φ = 0.40 เมื่อใช้เชื้อเพลิงผสม



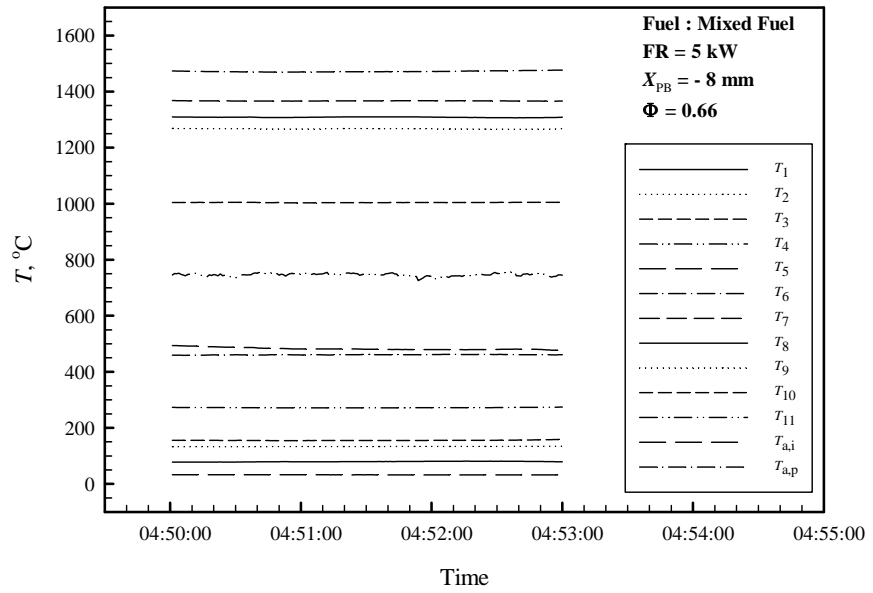
รูปที่ ง.71 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, X_{PB} = -8 mm และ Φ = 0.47 เมื่อใช้เชื้อเพลิงผสม



รูปที่ ๗.๗๒ สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง $FR = 5$ kW, $X_{PB} = -8$ mm และ $\Phi = 0.54$ เมื่อใช้เชื้อเพลิงผสม

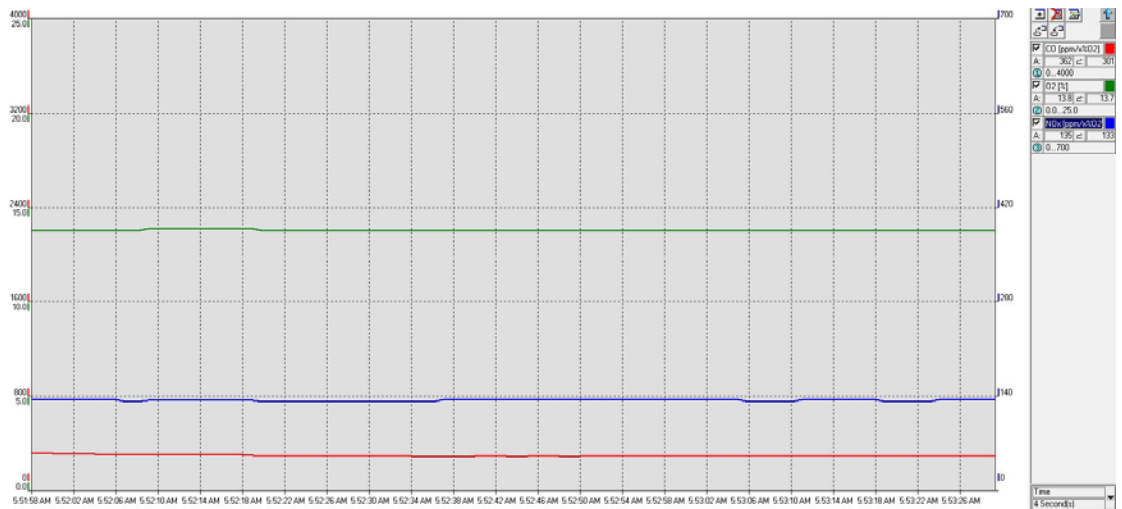


รูปที่ ๗.๗๓ สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง $FR = 5$ kW, $X_{PB} = -8$ mm และ $\Phi = 0.65$ เมื่อใช้เชื้อเพลิงผสม

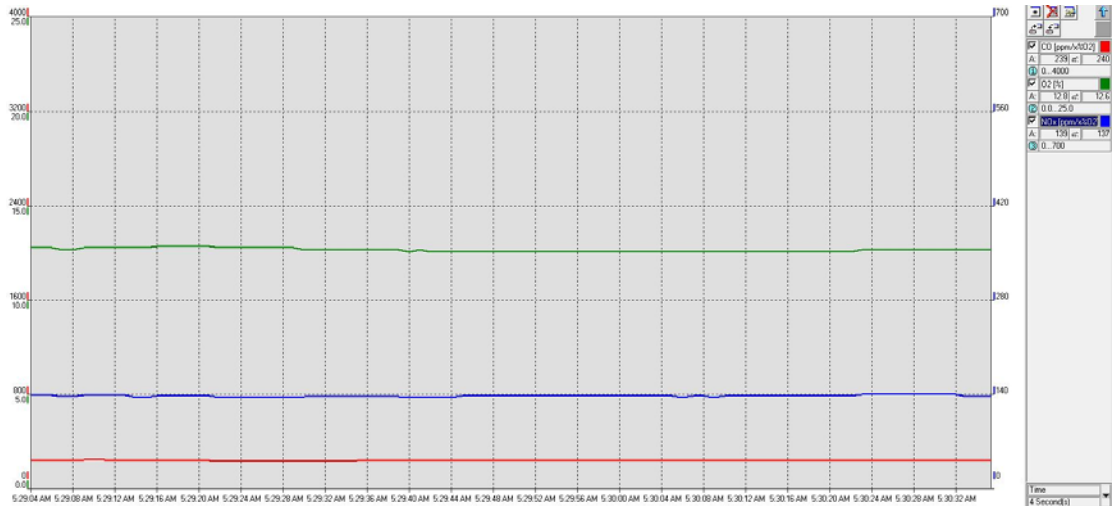


รูปที่ ง.74 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, $X_{PB} = -8$ mm และ $\Phi = 0.66$ เมื่อใช้เชื้อเพลิงผสม

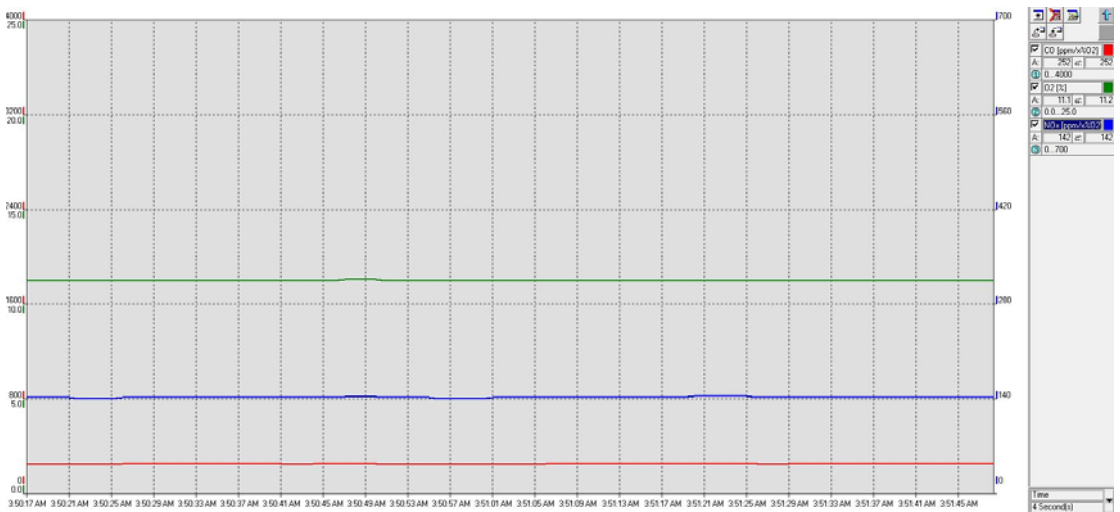
2. สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสีย



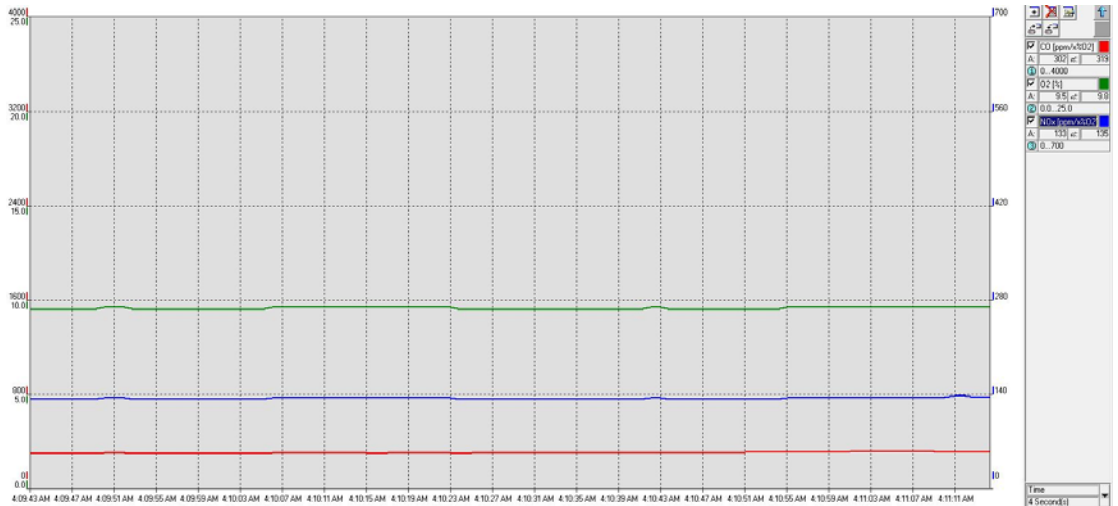
รูปที่ ง.75 สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, $X_{PB} = -8$ mm และ $\Phi = 0.33$ เมื่อใช้เชื้อเพลิงผสม



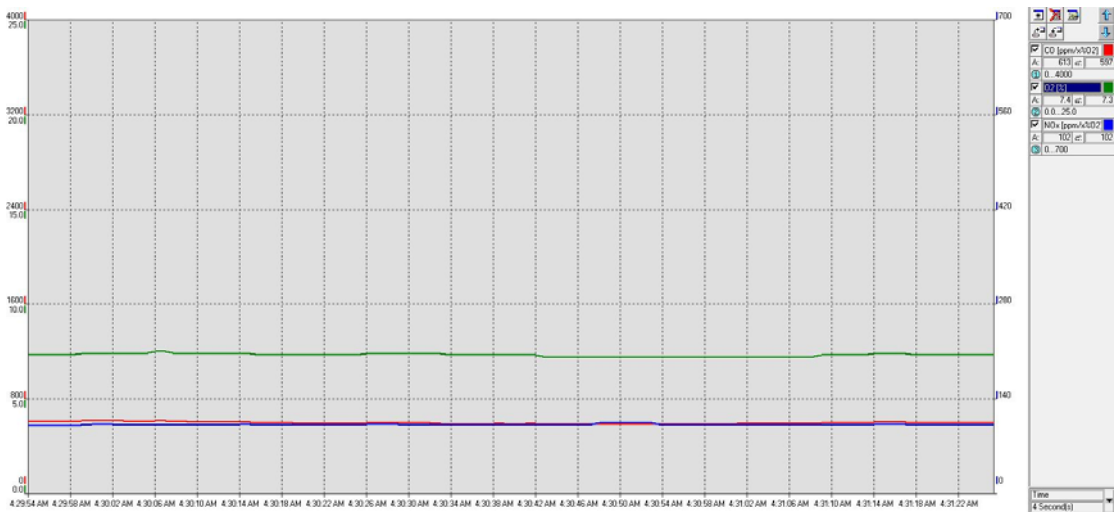
รูปที่ ๗.๖6 สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง
FR = 5 kW, $X_{PB} = -8$ mm และ $\Phi = 0.40$ เมื่อใช้เชื้อเพลิงผสม



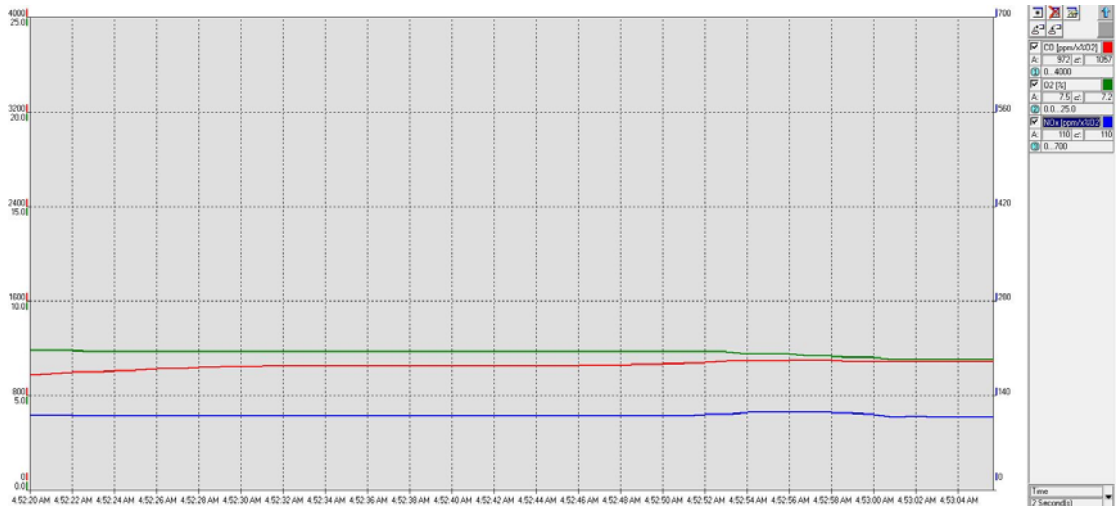
รูปที่ ๗.๗๗ สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง
FR = 5 kW, $X_{PB} = -8$ mm และ $\Phi = 0.47$ เมื่อใช้เชื้อเพลิงผสม



รูปที่ ๗.๗๘ สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง
FR = 5 kW, $X_{PB} = -8$ mm และ $\Phi = 0.54$ เมื่อใช้เชื้อเพลิงผสม



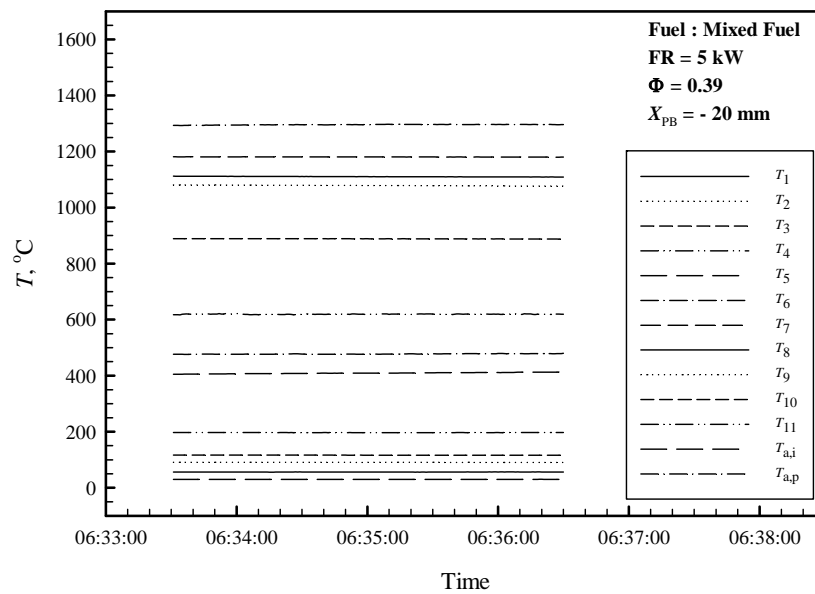
รูปที่ ๗.๗๙ สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง
FR = 5 kW, $X_{PB} = -8$ mm และ $\Phi = 0.65$ เมื่อใช้เชื้อเพลิงผสม



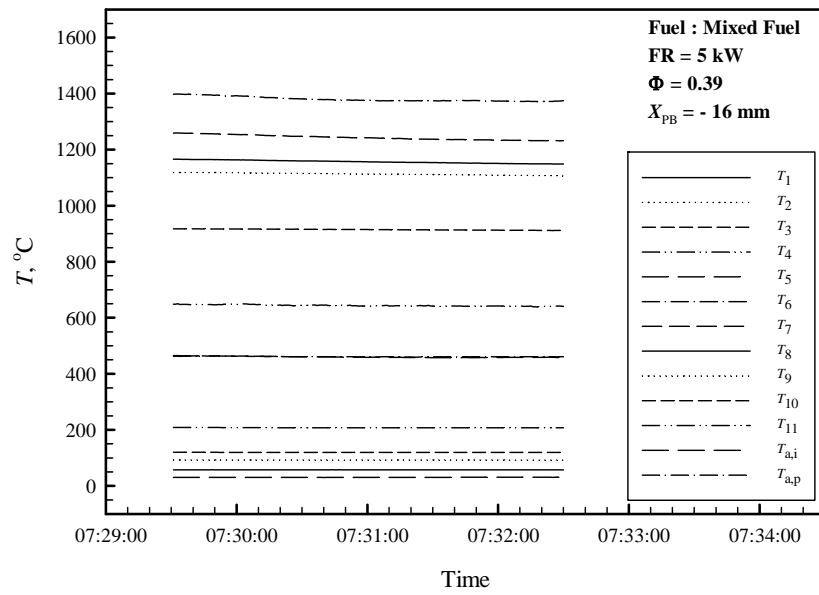
รูปที่ ๓.80 สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง
FR = 5 kW, X_{PB} = -8 mm และ Φ = 0.66 เมื่อใช้เชื้อเพลิงผสม

๓.3.2 อิทธิพลของค่า X_{PB} เมื่อ FR และ Φ คงที่คือ 5 kW และ 0.39 ตามลำดับ

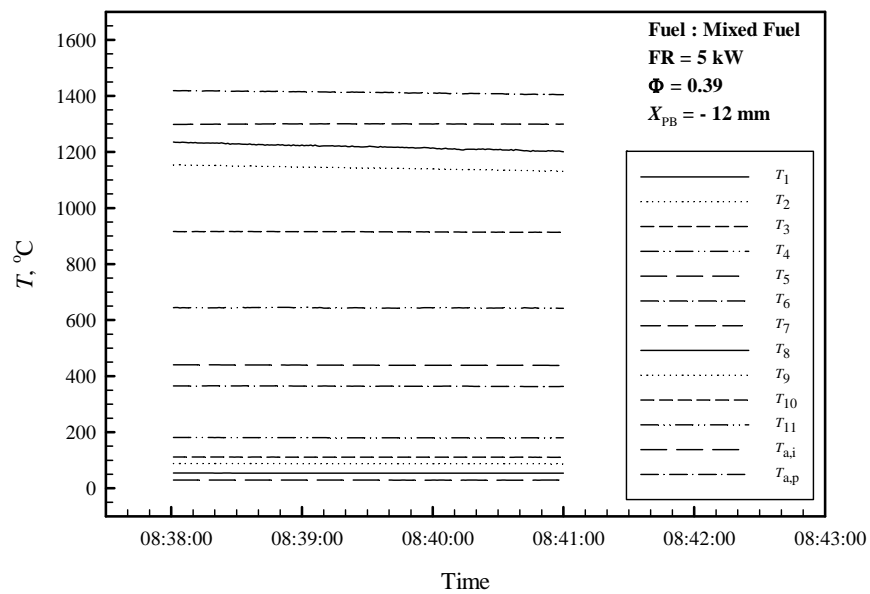
1. สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิ



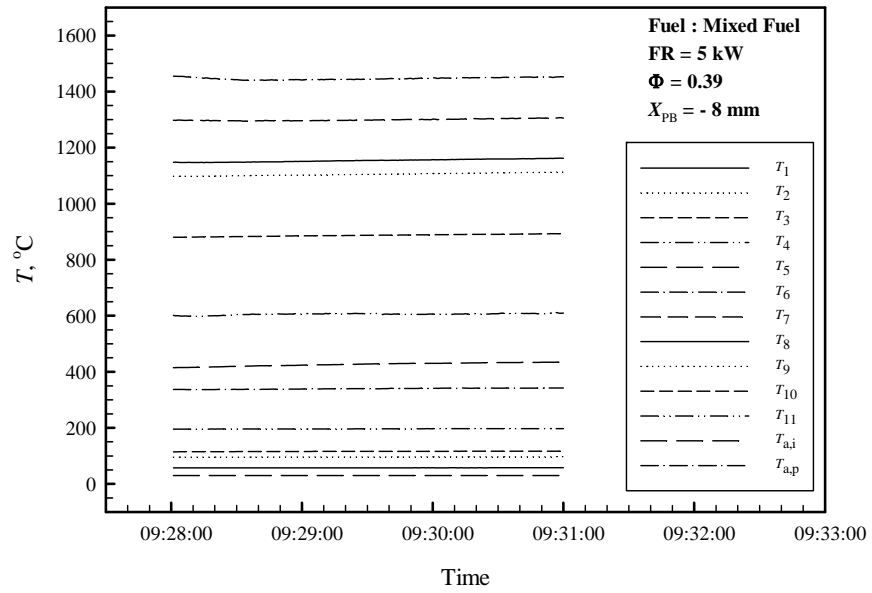
รูปที่ ๓.81 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, Φ = 0.39
และ X_{PB} = -20 mm เมื่อใช้เชื้อเพลิงผสม



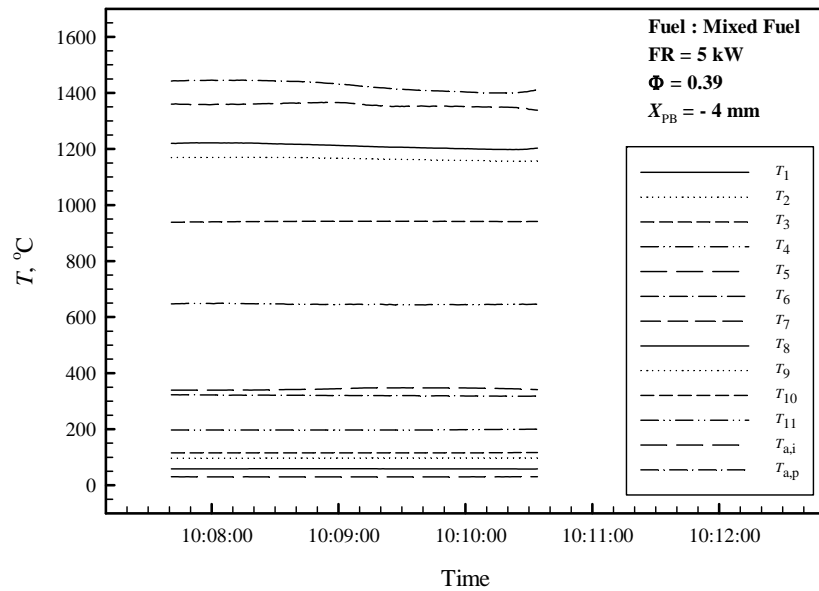
รูปที่ ๓.82 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, Φ = 0.39 และ X_{PB} = -16 mm เมื่อใช้เชื้อเพลิงผสม



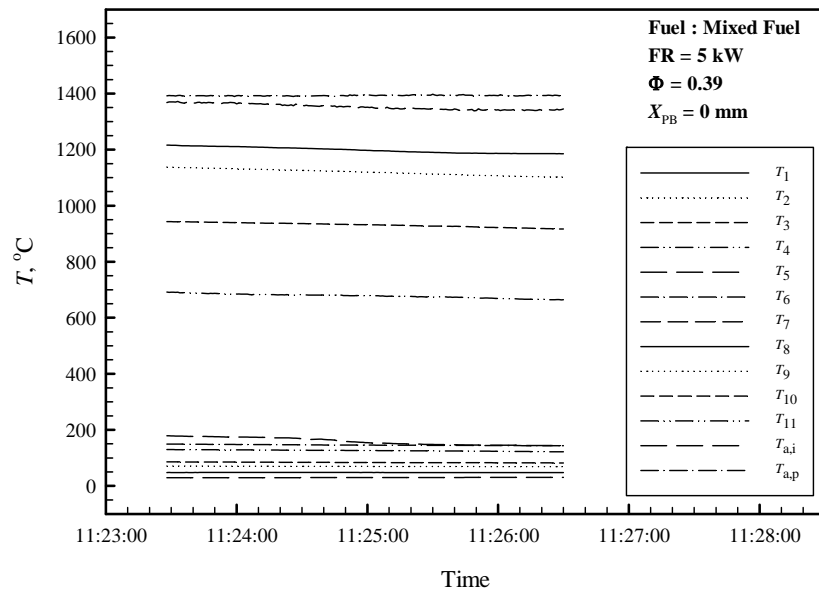
รูปที่ ๓.83 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, Φ = 0.39 และ X_{PB} = -12 mm เมื่อใช้เชื้อเพลิงผสม



รูปที่ 3.84 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, $\Phi = 0.39$ และ $X_{PB} = -8 \text{ mm}$ เมื่อใช้เชื้อเพลิงผสม

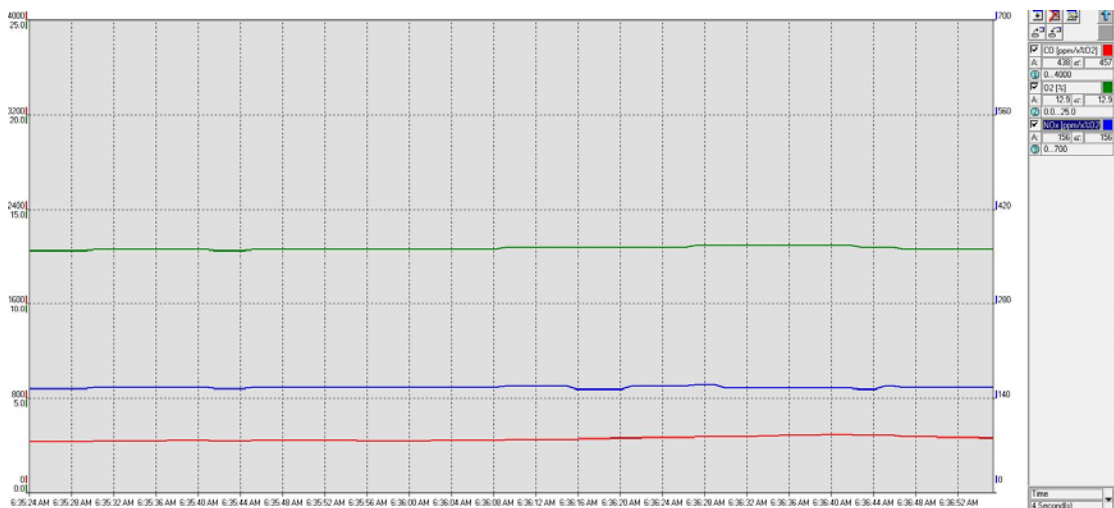


รูปที่ 3.85 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, $\Phi = 0.39$ และ $X_{PB} = -4 \text{ mm}$ เมื่อใช้เชื้อเพลิงผสม

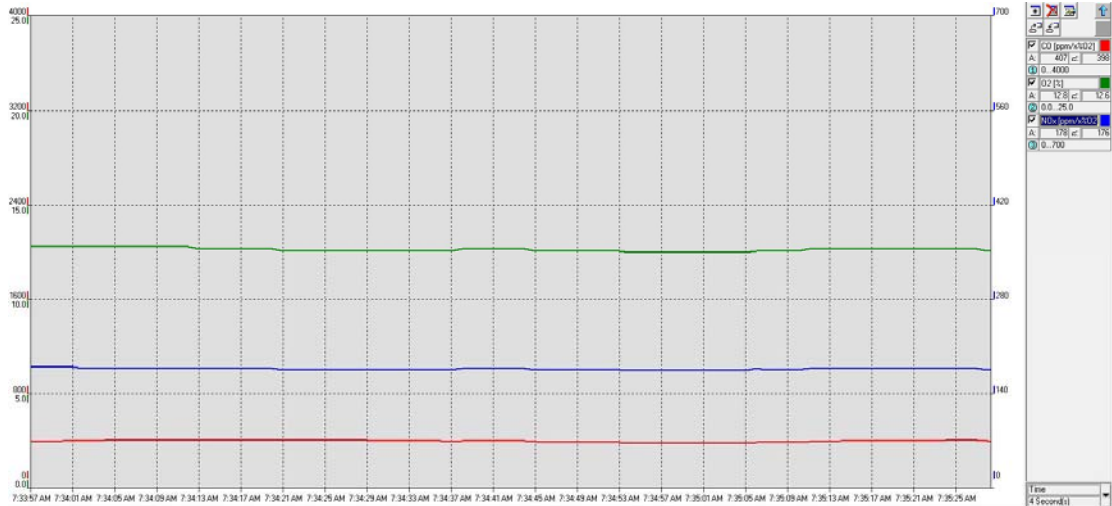


รูปที่ ง.86 สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, $\Phi = 0.39$ และ $X_{PB} = 0$ mm เมื่อใช้เชื้อเพลิงผสม

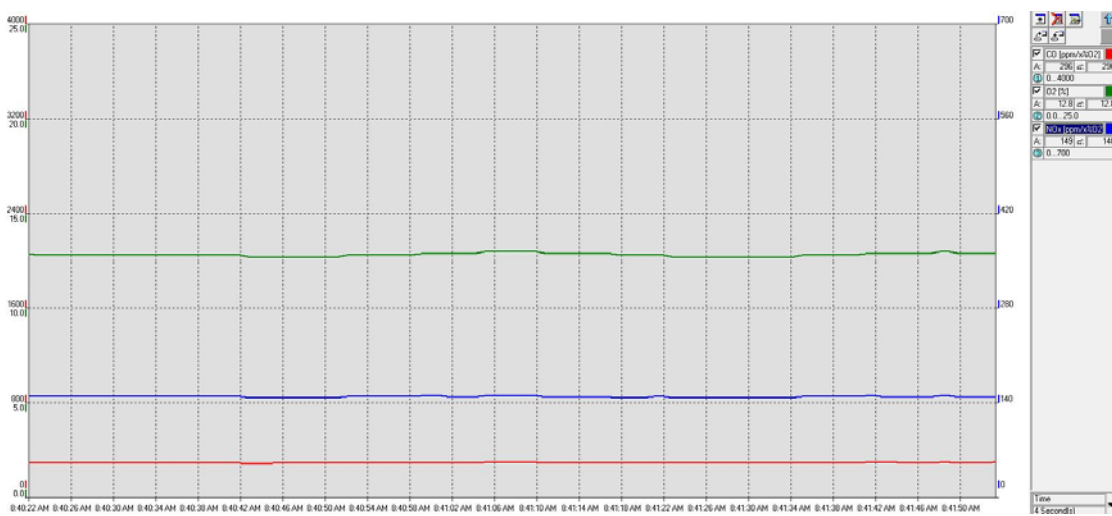
2. สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสีย



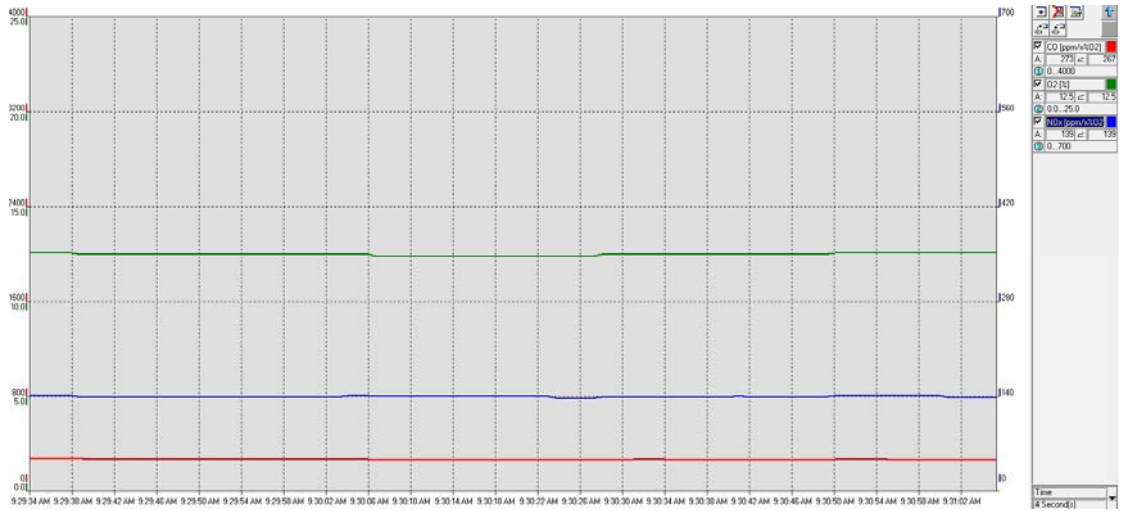
รูปที่ ง.87 สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง FR = 5 kW, $\Phi = 0.39$ และ $X_{PB} = -20$ mm เมื่อใช้เชื้อเพลิงผสม



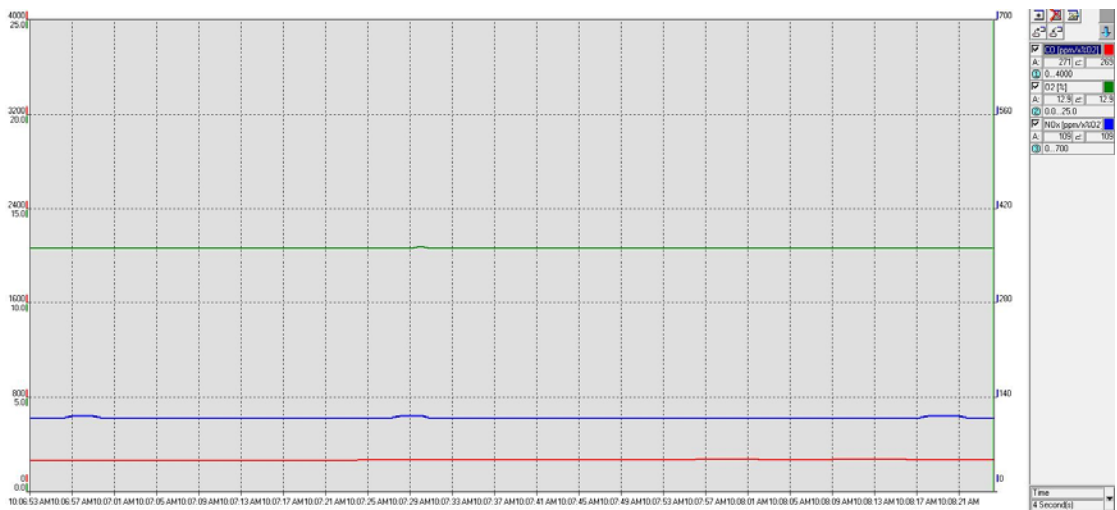
รูปที่ ง.88 สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง
FR = 5 kW, $\Phi = 0.39$ และ $X_{PB} = -16$ mm เมื่อใช้เชื้อเพลิงผสม



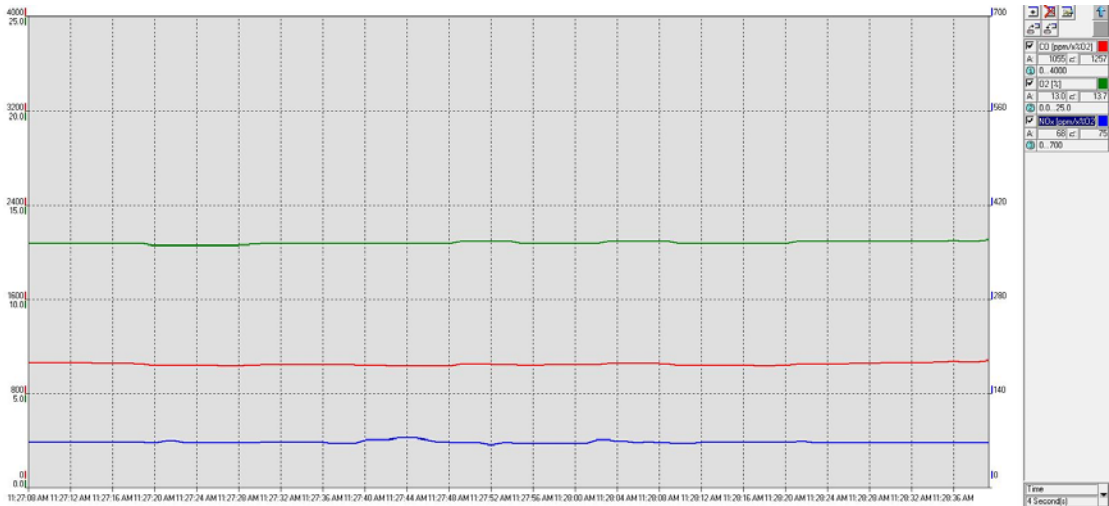
รูปที่ ง.89 สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง
FR = 5 kW, $\Phi = 0.39$ และ $X_{PB} = -12$ mm เมื่อใช้เชื้อเพลิงผสม



รูปที่ ๙.๙๐ สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง
FR = 5 kW, $\Phi = 0.39$ และ $X_{PB} = -8$ mm เมื่อใช้เชื้อเพลิงผสม



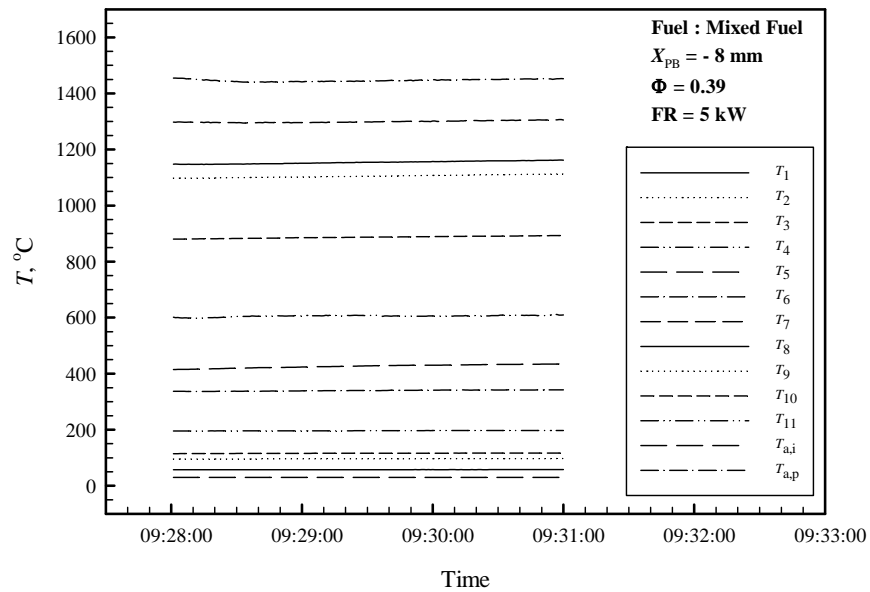
รูปที่ ๙.๙๑ สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง
FR = 5 kW, $\Phi = 0.39$ และ $X_{PB} = -4$ mm เมื่อใช้เชื้อเพลิงผสม



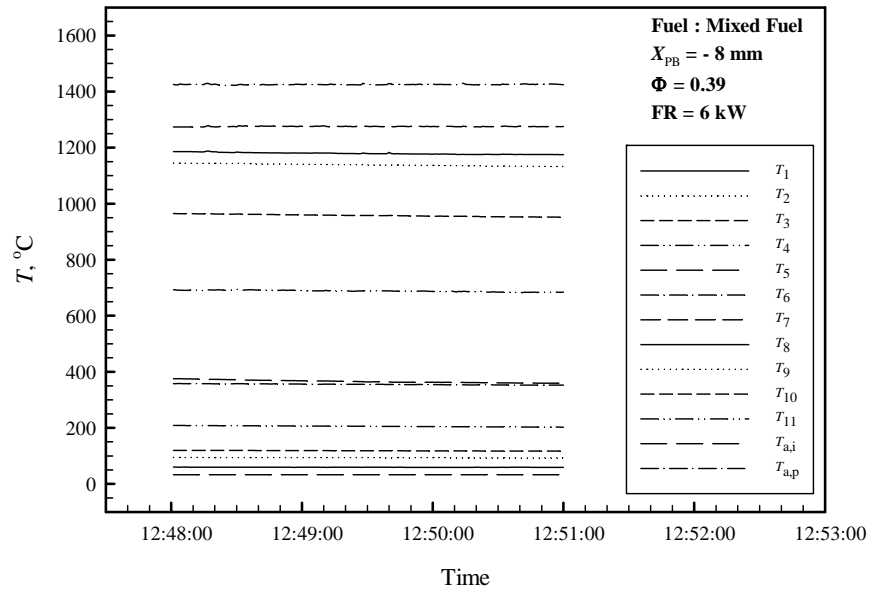
รูปที่ ๙.๙๒ สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง
FR = 5 kW, Φ = 0.39 และ X_{PB} = 0 mm เมื่อใช้เชื้อเพลิงผสม

๙.3.3 อิทธิพลของค่า FR เมื่อ X_{PB} และ Φ คงที่คือ -8 mm และ 0.39 ตามลำดับ

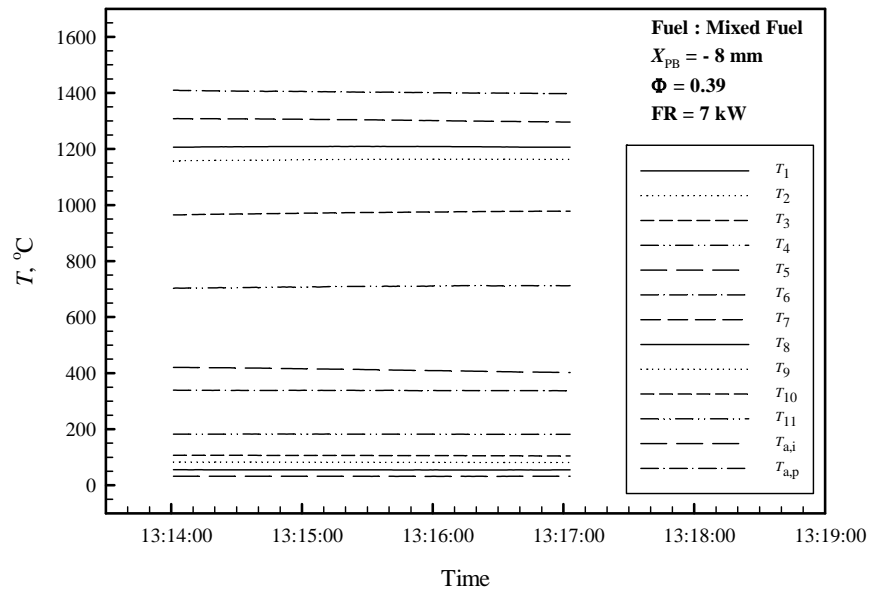
1. สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิ



รูปที่ ๙.๙๓ สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง X_{PB} = -8 mm, Φ = 0.39
และ FR = 5 kW เมื่อใช้เชื้อเพลิงผสม

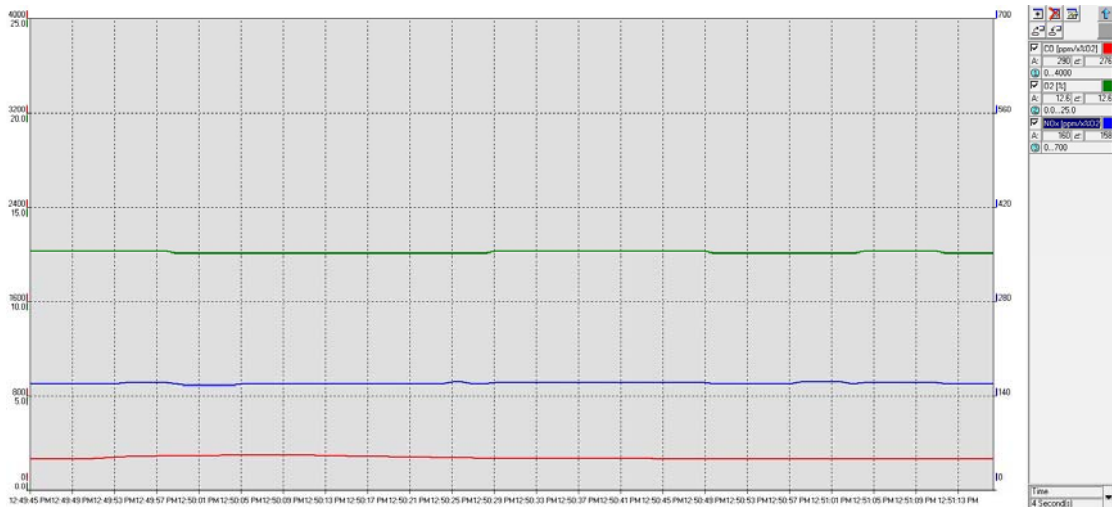


รูปที่ ๙.๙๔ สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง $X_{PB} = -8 \text{ mm}$, $\Phi = 0.39$ และ $FR = 6 \text{ kW}$ เมื่อใช้เชื้อเพลิงผสม



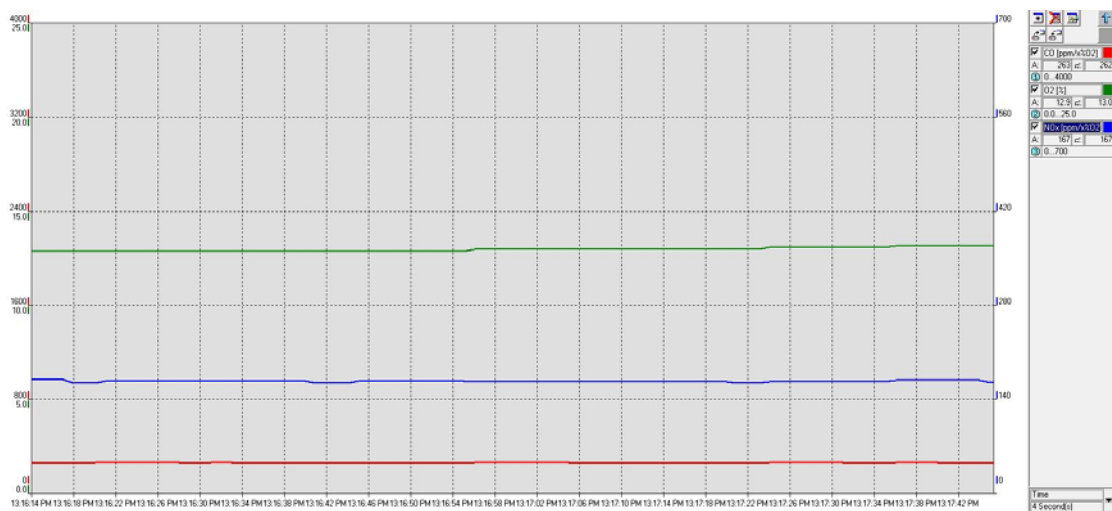
รูปที่ ๙.๙๕ สภาวะ Steady state ของอุณหภูมิที่สภาวะการทดลอง $X_{PB} = -8 \text{ mm}$, $\Phi = 0.39$ และ $FR = 7 \text{ kW}$ เมื่อใช้เชื้อเพลิงผสม

2. สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสีย



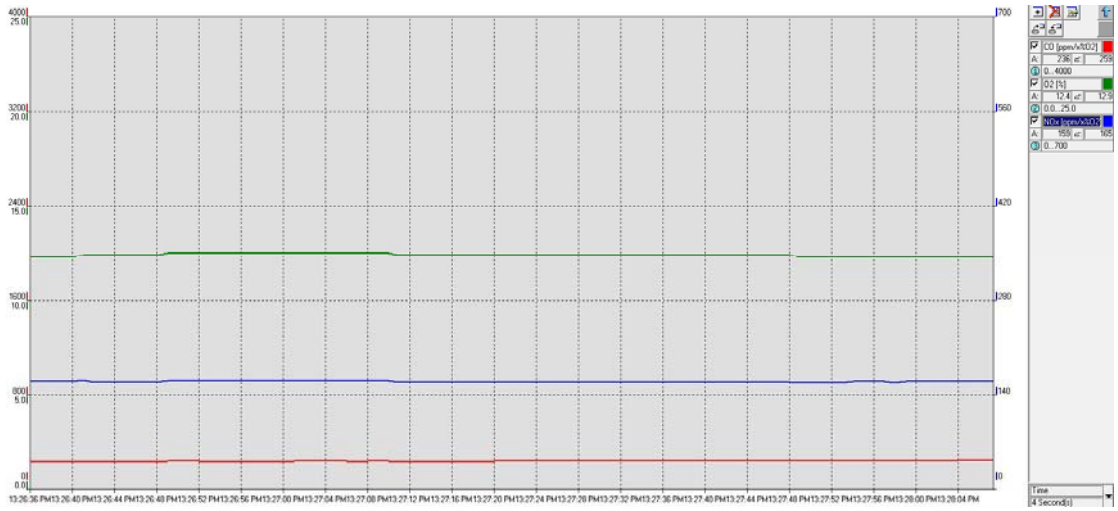
รูปที่ ง.96 สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง

$X_{PB} = -8$ mm, $\Phi = 0.39$ และ $FR = 5$ kW เมื่อใช้เชื้อเพลิงผสม



รูปที่ ง.97 สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง

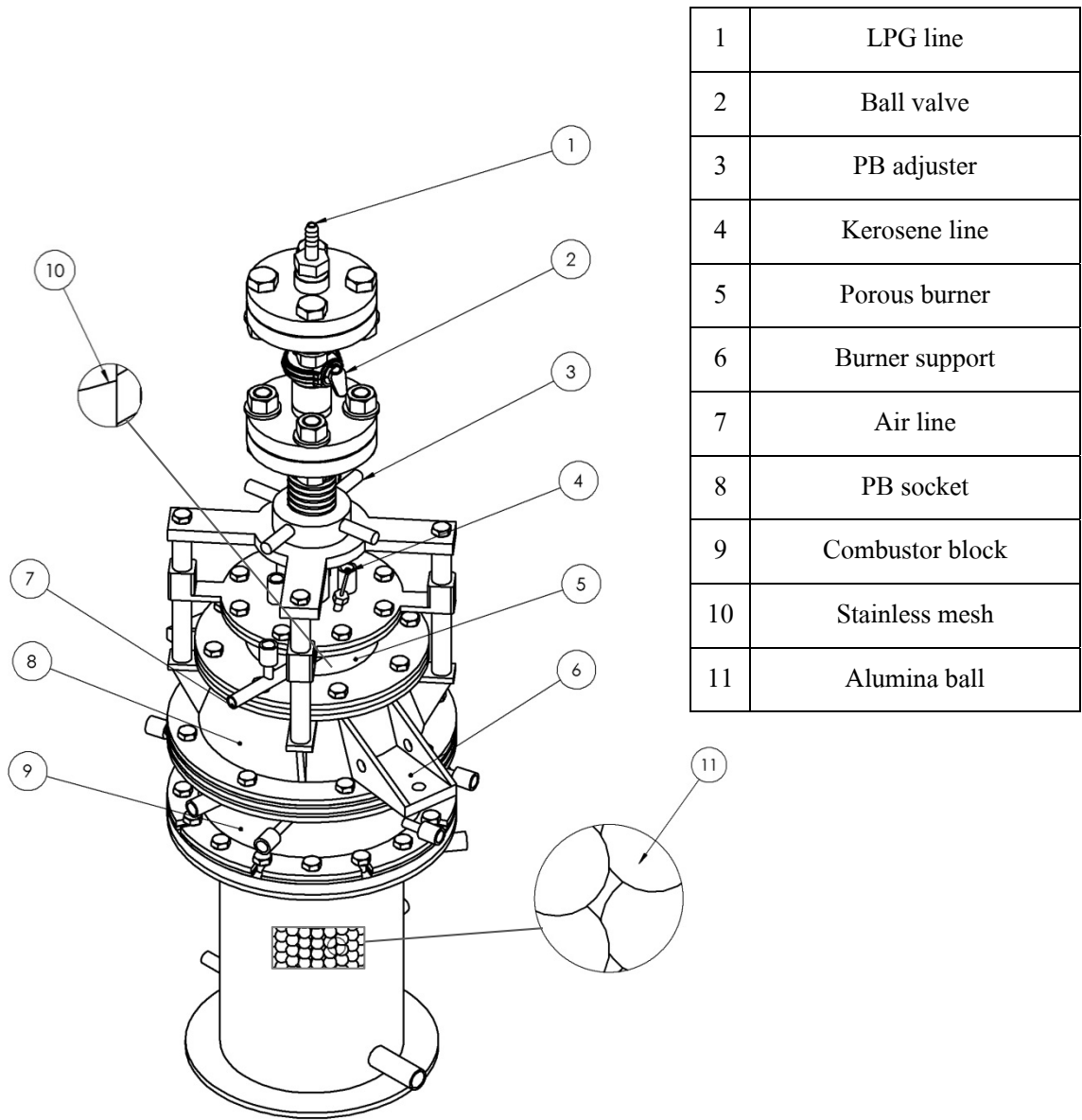
$X_{PB} = -8$ mm, $\Phi = 0.39$ และ $FR = 6$ kW เมื่อใช้เชื้อเพลิงผสม



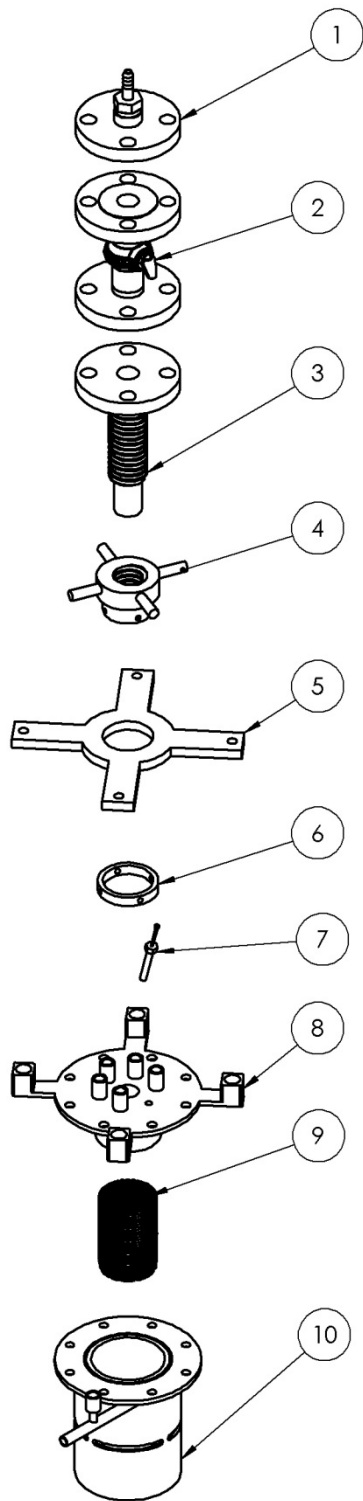
รูปที่ 9.98 สภาวะ Steady state ของปริมาณ CO และ NO_x ในไอเสียที่สภาวะการทดลอง
 $X_{PB} = -8$ mm, $\Phi = 0.39$ และ FR = 7 kW เมื่อใช้เชื้อเพลิงผสม

ภาคผนวก จ

แบบทางวิศวกรรมของอุปกรณ์การทดลอง

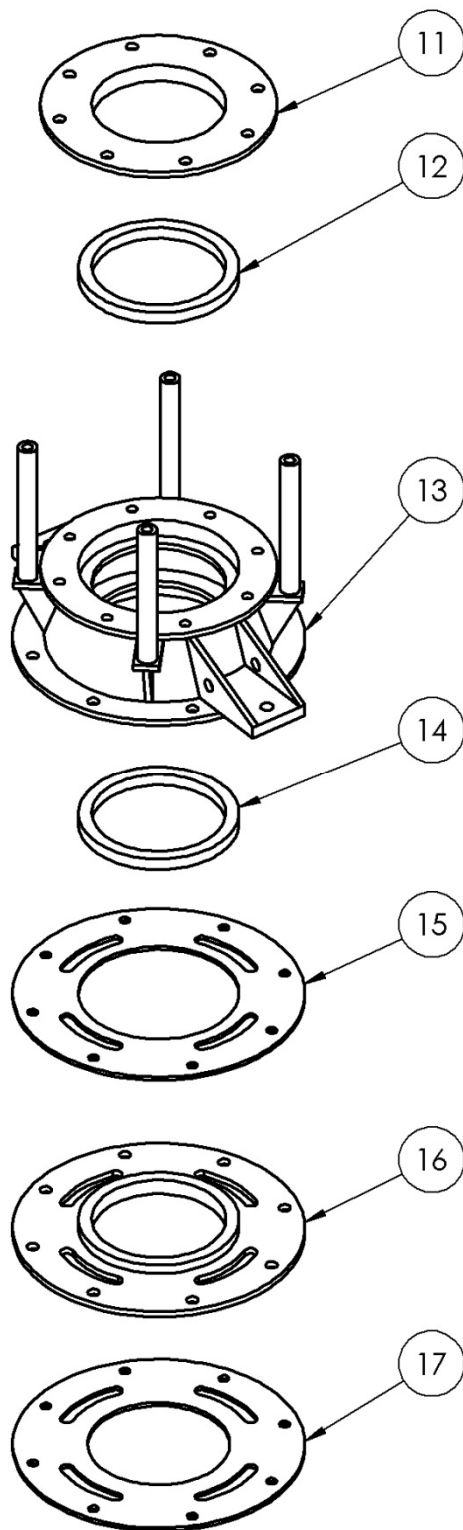


รูปที่ จ.1 ระบบหัวเผาวัสดุพรุน



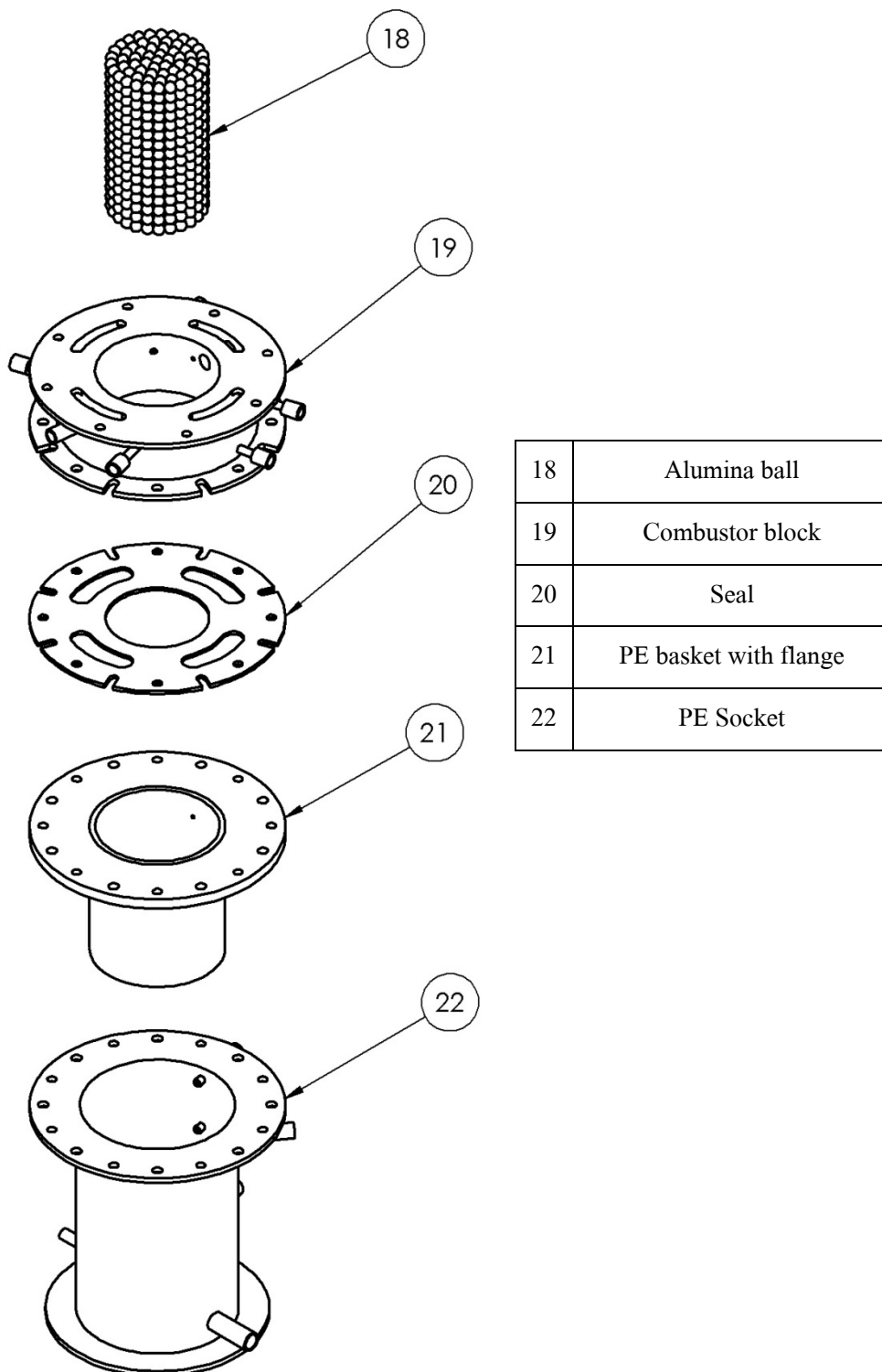
1	Connecting with flange
2	Ball valve with flange
3	PB adjuster with flange
4	Adjuster
5	X plate
6	Ring
7	Kerosene guide
8	PB cover
9	Stainless mesh
10	PB

รูปที่ จ.2 แบบแยกส่วนของระบบหัวเผาวัสดุพรุน (1/3)

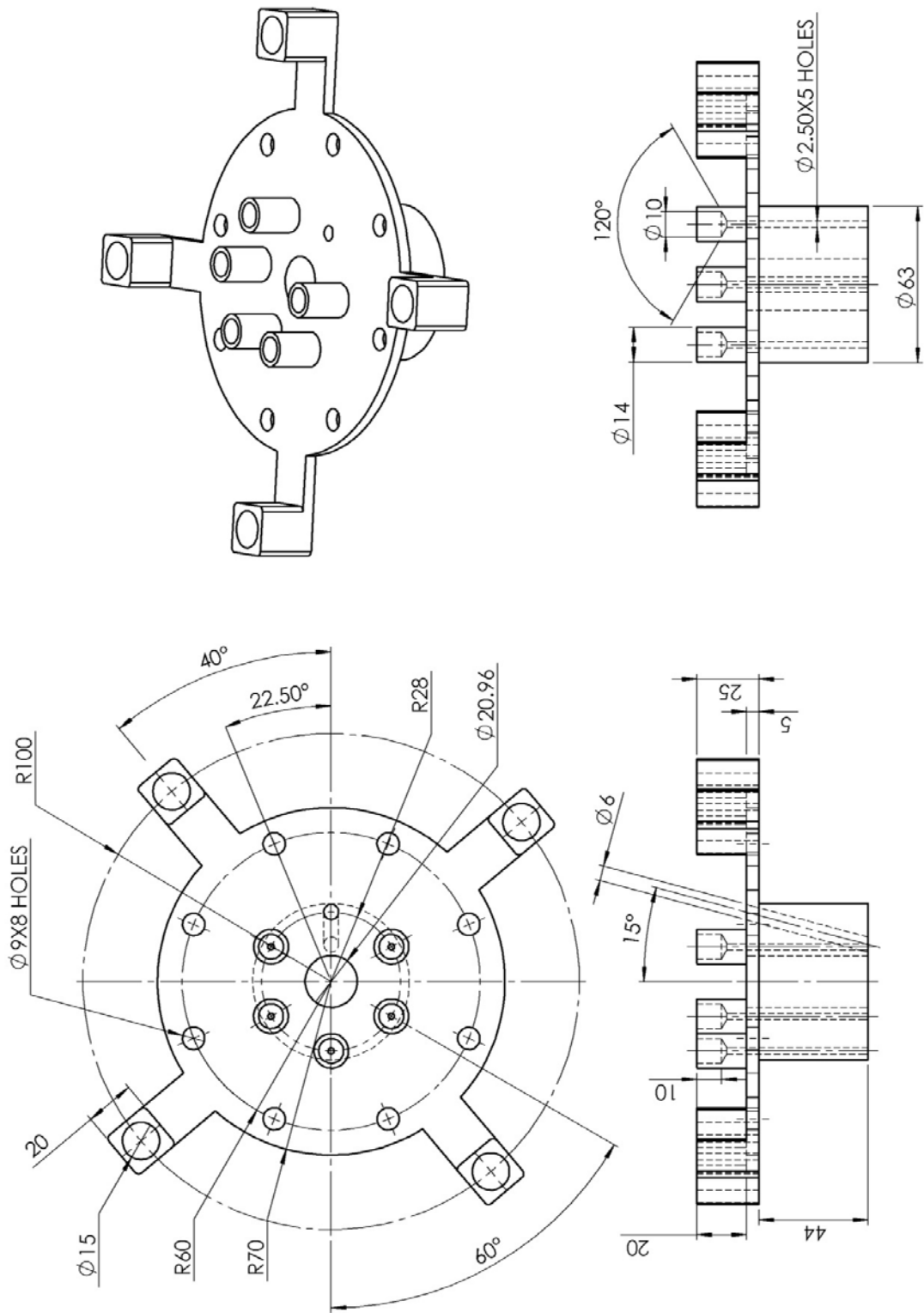


11	ตัวกดปะเก็นด้านบน
12	Upper gasket
13	PB socket
14	Lower gasket
15	Seal
16	ตัวกดปะเก็นด้านล่าง
17	Seal

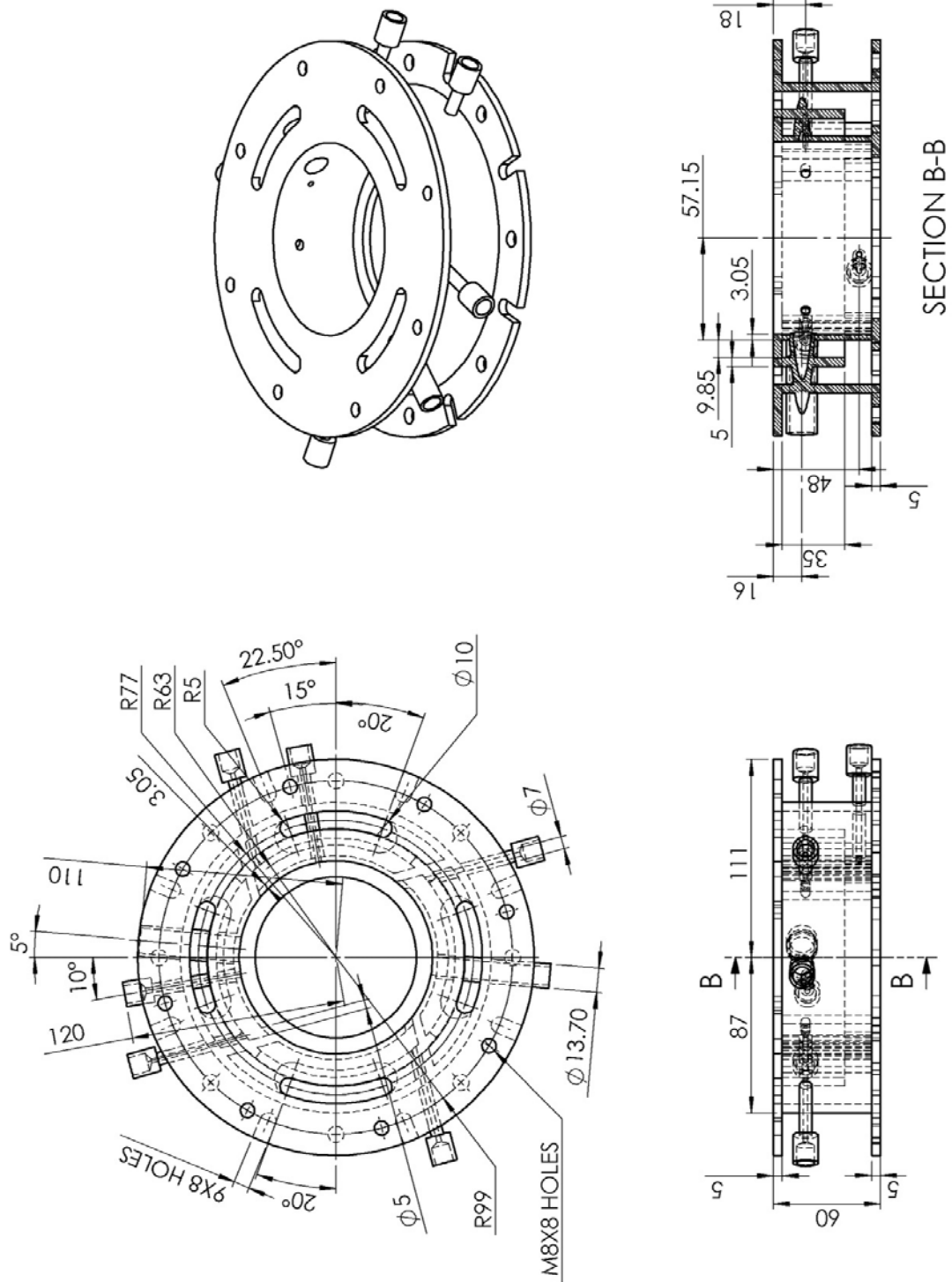
รูปที่ จ.3 แบบแยกส่วนของระบบหัวเผาวัสดุพูน (2/3)



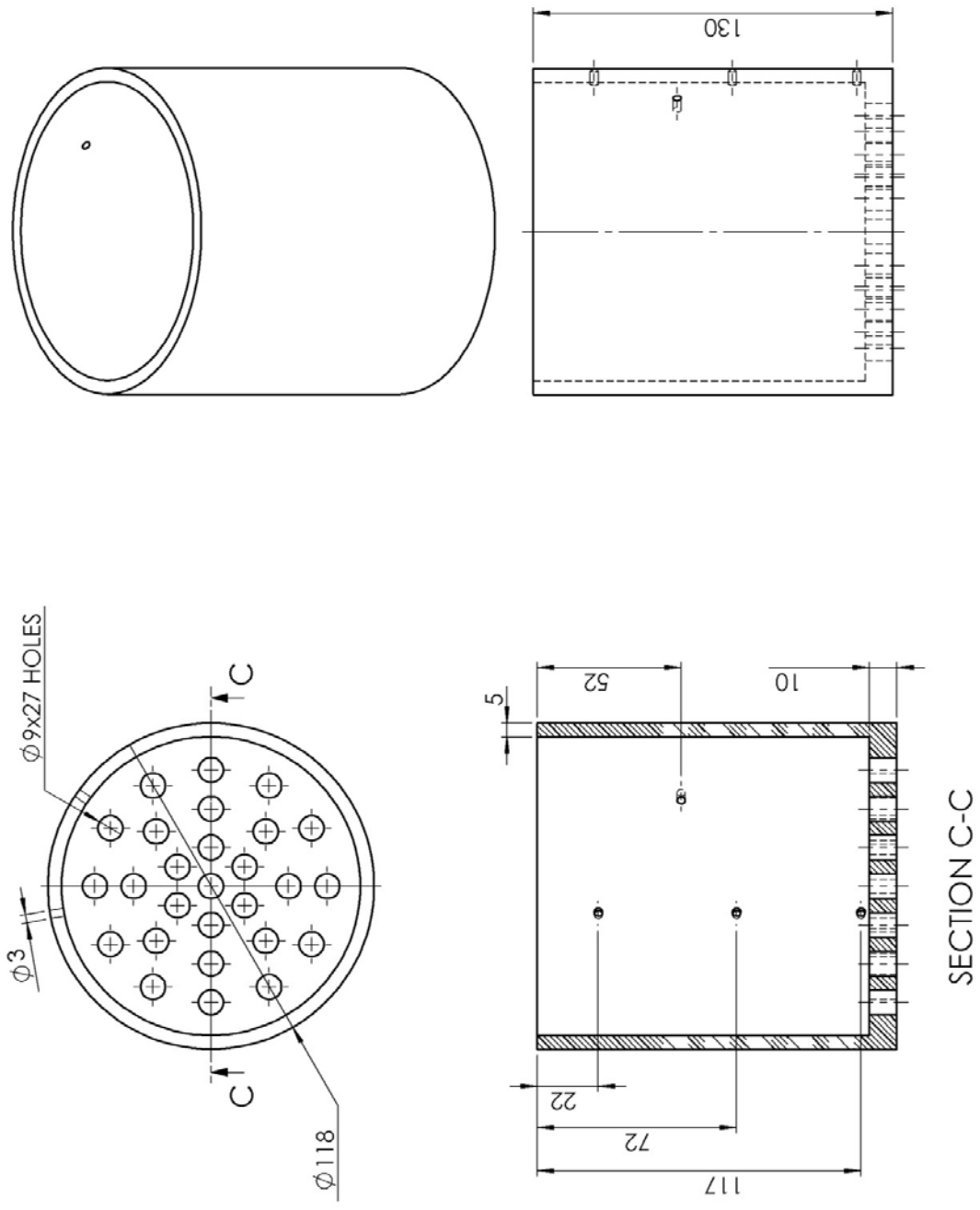
รูปที่ จ.4 แบบแยกส่วนของระบบหัวเผาวัสดุพรุน (3/3)



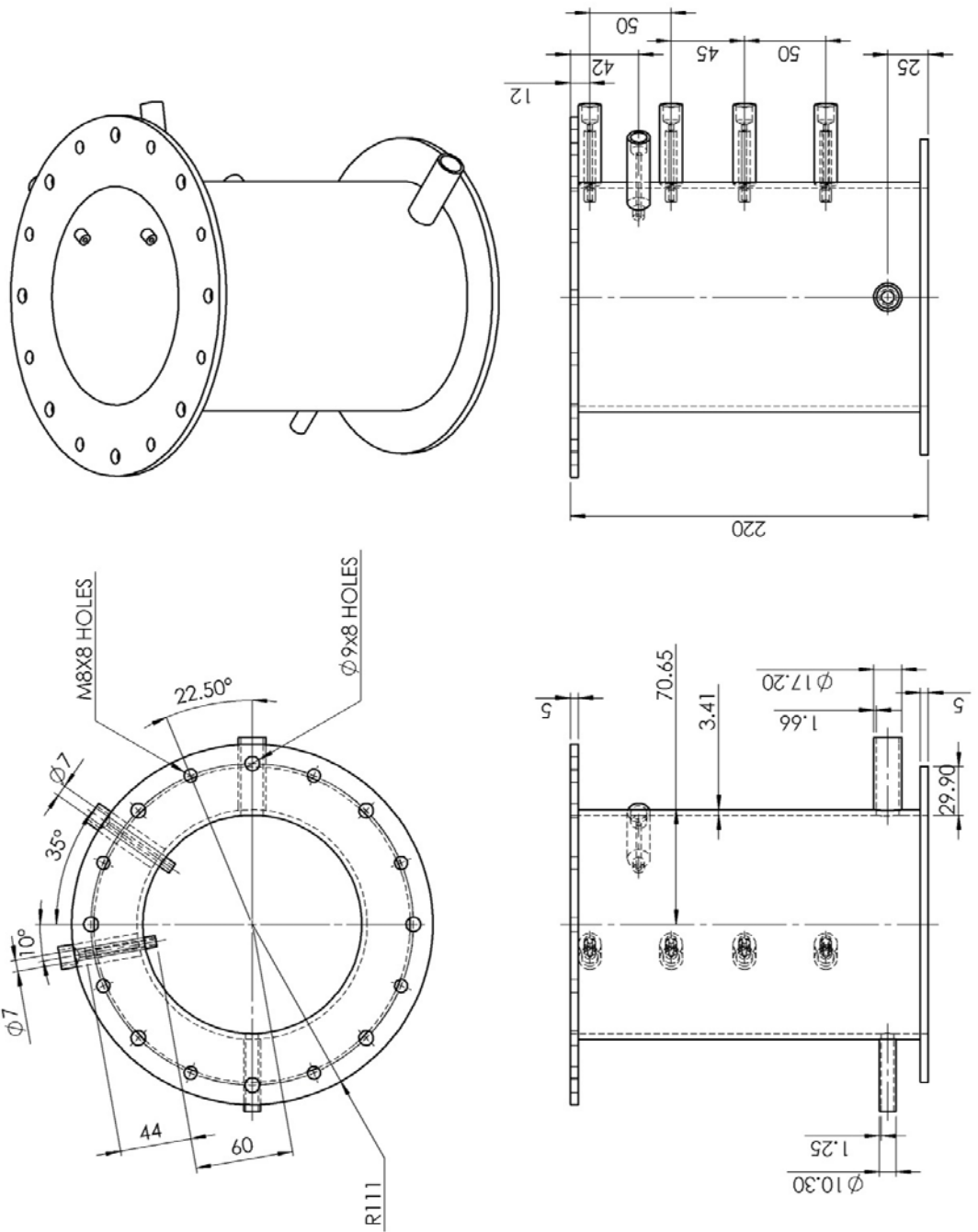
รูปที่ จ.5 แบบทางวิศวกรรมของฝาปิด Porous burner



รูปที่ จ.8 แบบทางวิศวกรรมของ Combustor block



รูปที่ ๑.๑ แบบทางวิศวกรรมของ Porous emitter



รูปที่ จ.10 แบบทางวิศวกรรมของ PE cover

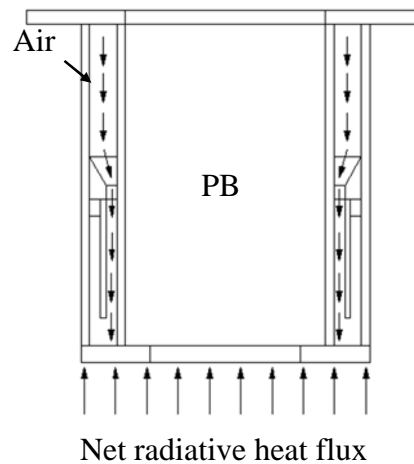
ภาคผนวก จ

การคำนวณสำหรับการออกแบบอุปกรณ์ทดลอง

ฉ.1 ทฤษฎีสำหรับการคำนวณ

ฉ.1.1 ทฤษฎีสำหรับการคำนวณหาอุณหภูมิที่ปลายของหัวเผาวัสดุพอรุนด้านติดกับวัสดุพอรุนแผ่รังสี (T_b) [18]

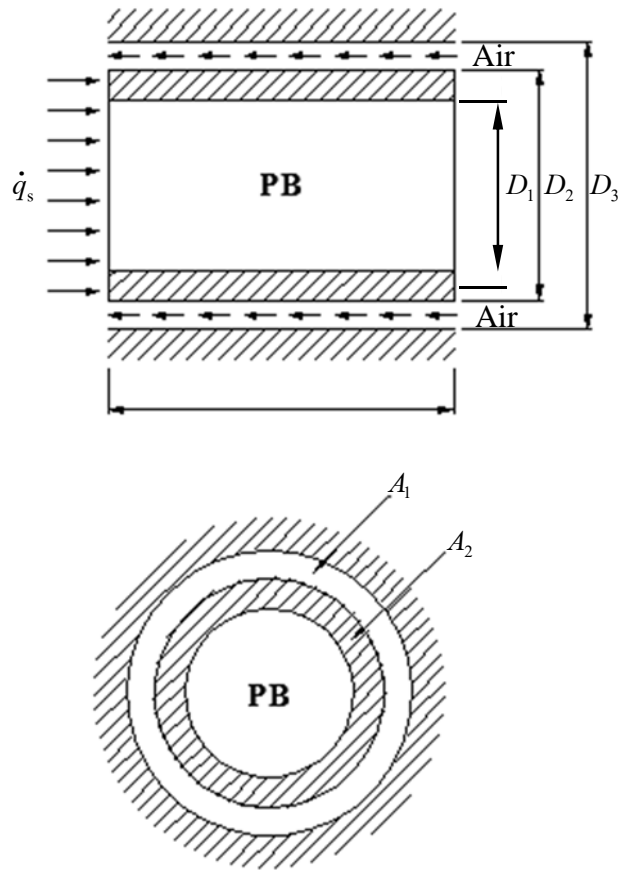
เมื่อพิจารณาที่หัวเผาวัสดุพอรุนจะพบว่าวัสดุพอรุนตัวแผ่รังสีความร้อนจะแผ่รังสีความร้อนเพื่อช่วยในการอุ่นเชื้อเพลิง และความร้อนบางส่วนก็ถูกผนังของท่อสแตนเลสรับไว้ ในขณะที่เดียวกันอากาศก็จะไหลมารับความร้อนที่ผนังท่อเก็บสะสมไว้ เพื่อช่วยระบายความร้อน และช่วยลดปัญหาเนื่องจากการขยายตัวทางความร้อนของหัวเผาวัสดุพอรุน ในการคำนวณหาอุณหภูมิที่ปลายของหัวเผาวัสดุพอรุนจะใช้แบบจำลองรูปที่ ฉ.1 ซึ่งกำหนดข้อสมมติฐานในการคำนวณดังต่อไปนี้



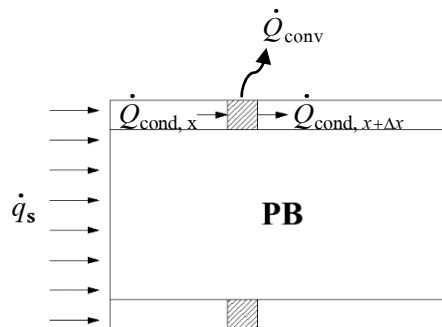
รูปที่ ฉ.1 แสดงภาพการแผ่รังสีจากวัสดุพอรุนตัวแผ่รังสีไปยังหัวเผาวัสดุพอรุน

สมมติฐาน

1. Steady state และ Steady flow
2. ไม่มีการถ่ายเทความร้อนจากตาข่ายสแตนเลสไปยังผนังของท่อ
3. Constant heat flux
4. No heat generation
5. คุณสมบัติของวัสดุและอากาศมีค่าคงที่
6. ไม่มีการสูญเสียความร้อนออกนอกระบบ



รูปที่ ๑.๒ แบบจำลองอย่างง่ายที่ใช้ในการคำนวณหาอุณหภูมิที่ปลายของหัวเผาวัสดุพอรุน



รูปที่ ๑.๓ การถ่ายเทความร้อนที่ผ่านผนังท่อที่ Element เล็กๆ

พิจารณา Element เล็กๆที่ผนังท่อดังรูป ๑.๓ จะได้ว่า

$$\dot{Q}_{\text{cond},x} = \dot{Q}_{\text{cond},x+\Delta x} + \dot{Q}_{\text{conv}}$$

$$\dot{Q}_{\text{cond},x} + \dot{Q}_{\text{conv}} = 0$$

จากสมการ Convection heat transfer จะได้ว่า

$$\Delta \dot{Q}_{\text{cond}} + h_{\text{PB}} \pi D_2 (T - T_a) \Delta x = 0$$

$$\frac{\Delta \dot{Q}_{\text{cond}}}{\Delta x} + h_{\text{PB}} \pi D_2 (T - T_a) = 0$$

$$\frac{\Delta \dot{Q}_{\text{cond}}}{\Delta x} + h_{\text{PB}} \pi D_2 (T - T_a) = 0$$

$$\frac{d\dot{Q}_{\text{cond}}}{dx} + h_{\text{PB}} \pi D_2 (T - T_a) = 0$$

จากสมการ Conduction heat transfer จะได้ว่า

$$\frac{d}{dx} \left(-k_{\text{ss}} A_c \frac{dT}{dx} \right) + h_{\text{PB}} \pi D_2 (T - T_a) = 0$$

$$-k_{\text{ss}} A_c \frac{d^2 T}{dx^2} + h_{\text{PB}} \pi D_2 (T - T_a) = 0$$

$$\frac{d^2 T}{dx^2} - \frac{h_{\text{PB}} \pi D_2 (T - T_a)}{k_{\text{ss}} A_c} = 0$$

จากสมการข้างต้นจะมีลักษณะคล้ายกับสมการ Fin equation เมื่อค่าอุณหภูมิ T_a มีค่าคงที่ ฉะนั้นจึง

กำหนดให้ $T_\infty = \frac{T_{\text{ai, PB}} - T_{\text{ao, PB}}}{2}$ จะทำให้สามารถจัดรูปสมการใหม่ได้ดังนี้

$$\frac{d^2 (T - T_\infty)}{dx^2} - \frac{h_{\text{PB}} \pi D_2 (T - T_\infty)}{k_{\text{ss}} A_c} = 0$$

กำหนดให้ $\alpha = T - T_\infty$ และ $m^2 = \frac{h_{\text{PB}} \pi D_2}{k_{\text{ss}} A_c}$ จะสามารถจัดรูปได้ดังนี้

$$\frac{d^2 \alpha}{dx^2} - m^2 \alpha = 0$$

จากสมการข้างต้นสามารถหาคำตอบได้คือ

$$\alpha(x) = c_1 e^{mx} + c_2 e^{-mx} \quad (\text{ฉ.1})$$

เมื่อพิจารณาระบบการถ่ายเทความร้อนข้างต้นจะสามารถกำหนด Boundary condition ได้ดังนี้

- อุณหภูมิที่ปลายของหัวเผาวัสดุพอรุนด้านที่ติดกับตัวแผ่รังสีวัสดุพอรุน

$$\alpha(0) = T_b - T_\infty$$

- ที่ปลายอีกด้านหนึ่งของหัวเผาวัสดุพอรุนไม่มีการถ่ายเทความร้อน (Adiabatic fin tip)

$$\left. \frac{d\alpha}{dx} \right|_{x=L_1} = 0$$

จาก Boundary condition ข้างต้นสามารถแก้สมการที่ ฉ.1 เพื่อหาค่าคงที่ c_1 และ c_2 ซึ่งจะทำได้ สมการที่แสดงถึงค่าอุณหภูมิของท่อที่จุดใดๆ ได้คือ

$$\frac{T(x) - T_\infty}{T_b - T_\infty} = \frac{\cosh m(L_1 - x)}{\cosh mL_1}$$

จากนิยามของ Fin efficiency (η_{fin})

$$\eta_{\text{fin}} = \frac{\dot{Q}_{\text{fin}}}{\dot{Q}_{\text{fin, max}}}$$

เมื่อพิจารณาพจน์ \dot{Q}_{fin} และ $\dot{Q}_{\text{fin, max}}$ จะได้ว่า

$$\dot{Q}_{\text{fin}} = -k_{\text{ss}} A_c \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=0} = \sqrt{h_{\text{PB}} \pi D_2 k_{\text{ss}} A_c} (T_b - T_\infty) \tanh mL_1$$

$$\dot{Q}_{\text{fin, max}} = h_{\text{PB}} A_{\text{fin}} (T_b - T_\infty) = h_{\text{PB}} \pi D_2 L_1 (T_b - T_\infty)$$

จากปริมาณความร้อนทั้งสองจะจัดรูปสมการเพื่อหา Fin efficiency ได้คือ

$$\eta_{\text{fin}} = \frac{\tanh mL_1}{mL_1} \quad (\text{ฉ.2})$$

โดยที่ η_{fin} คือ Fin efficiency

L_1 คือ ความยาวของท่อที่อากาศสัมผัสใน PB ก่อนถึงจุดวกกลับ (m)

T_b คือ อุณหภูมิที่ปลายของหัวเผาวัสดุพอรุนด้านติดกับตัวแผ่รังสีวัสดุพอรุน ($^{\circ}\text{C}$)

h_{PB} คือ Heat transfer coefficient ระหว่างอากาศกับผนังท่อ PB ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$)

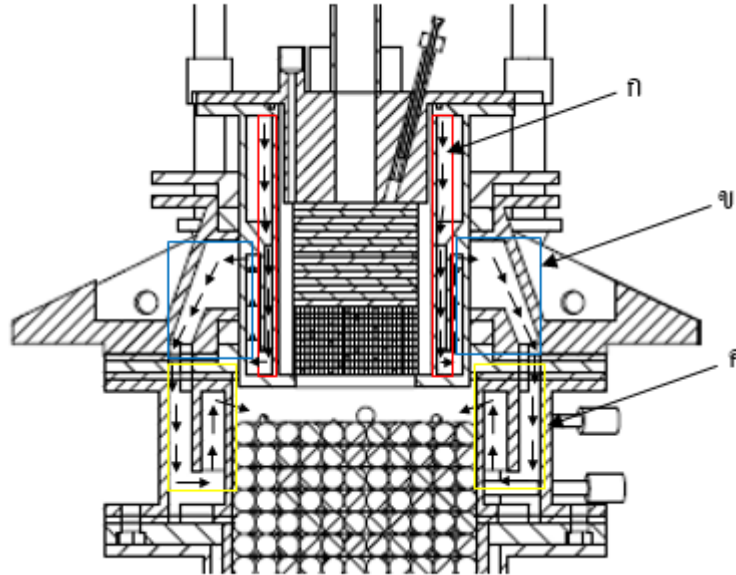
A_{fin} คือ พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนของ Fin (m^2)

A_c คือ พื้นที่หน้าตัดท่อของ PB ที่รับความร้อนจากการแผ่รังสี (m^2)

T_∞ คือ อุณหภูมิเฉลี่ยของอากาศที่ไหลผ่านท่อ PB ($^{\circ}\text{C}$)

m คือ อัตราส่วนของ $\sqrt{\frac{h_{\text{PB}} \pi D_2}{k_{\text{ss}} A_c}} = \sqrt{\frac{4h_{\text{PB}} D_2}{k_{\text{ss}} (D_2^2 - D_1^2)}}$

ฉ.1.2 ทฤษฎีสำหรับการคำนวณหาอุณหภูมิการอุ่นอากาศ (T_{ap}) [18]



รูปที่ ฉ.4 ภาพแสดงทิศทางการไหลของอากาศในส่วนต่างๆภายในหัวเผา

ในการคำนวณหาอุณหภูมิอุ่นอากาศก่อนเข้าไปเผาไหม้ในห้องเผาไหม้จะแบ่งการคำนวณโดยพิจารณาออกเป็น 3 ช่วงดังรูปที่ ฉ.4 ซึ่งมีการพิจารณาดังต่อไปนี้

1. บริเวณที่อากาศรับความร้อนจากการแผ่รังสีความร้อนในหัวเผาวัสดุพูน

ในส่วนนี้อากาศจะรับความร้อนจากวัสดุพูนตัวแผ่รังสีความร้อนที่แผ่รังสีมายังหัวเผาวัสดุพูนเพื่อช่วยในการอุ่นเชื้อเพลิง ซึ่งการถ่ายเทความร้อนในส่วนนี้จะสามารถสร้างแบบจำลองการถ่ายเทความร้อนให้ง่ายต่อการวิเคราะห์ได้ดังรูปที่ ฉ.2 และมีข้อสมมติฐานในการคำนวณดังต่อไปนี้

1. Steady state และ Steady flow
2. ไม่มีการถ่ายเทความร้อนจากตาข่ายสแตนเลสไปยังผนังของท่อ
3. Constant heat flux
4. No heat generation
5. คุณสมบัติของวัสดุและอากาศมีค่าคงที่
6. ไม่มีการสูญเสียความร้อนออกนอกระบบ

จากข้อสมมติฐานดังกล่าวจะสามารถหาอุณหภูมิของอากาศที่ออกจากหัวเผาวัสดุพูนได้จากปริมาณความร้อนที่อากาศรับไป = ปริมาณความร้อนที่ผนังท่อรับมาจากการแผ่รังสี

$$\dot{m}_a = \dot{Q}_r$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_a c_{pa} (T_{ao, PB} - T_{ai, PB}) &= \dot{q}_s A_c \\ T_{ao, PB} &= T_{ai, PB} + \frac{\dot{q}_s A_c}{\dot{m}_a c_{pa}} \end{aligned} \quad (น.3)$$

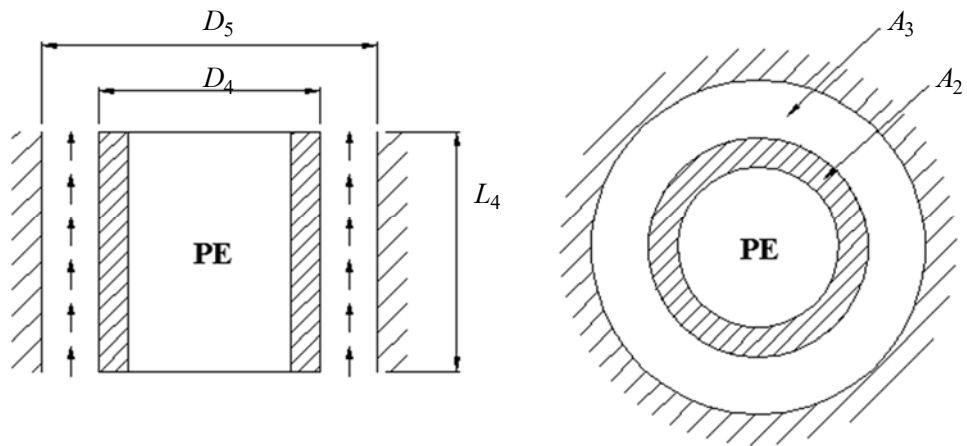
เมื่อ	$T_{ao, PB}$	คือ อุณหภูมิของอากาศเมื่อออกจาก PB ($^{\circ}\text{C}$)
	$T_{ai, PB}$	คือ อุณหภูมิของอากาศเมื่อเข้า PB ($^{\circ}\text{C}$)
	\dot{q}_s	คือ Net radiative heat flux (W/m^2)
	A_c	คือ พื้นที่หน้าตัดของท่อ PB ที่ได้รับความร้อนจากการแผ่รังสีความร้อน (m^2)
	\dot{m}_a	คือ อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ (kg/s)
	c_{pa}	คือ Specific heat capacity ของอากาศ ($\text{J}/\text{kg}\cdot\text{K}$)

2. บริเวณที่อากาศไหลออกจากหัวเผาวัสดุพอรุนจนถึงบริเวณที่อากาศเริ่มวกกลับเข้าไปหล่อเย็นที่ผนังด้านในของ Combustor block

ในส่วนนี้อากาศจะมีการสูญเสียความร้อนออกสู่บรรยากาศ ซึ่งในการคำนวณการสูญเสียความร้อนในส่วนนี้จะถือว่าปริมาณความร้อนที่สูญเสีย้น้อยมาก จึงสมมติให้อุณหภูมิของอากาศที่ไหลในส่วนนี้มีค่าคงที่ ซึ่งมีค่าเท่ากับอุณหภูมิของอากาศที่ออกจากหัวเผาวัสดุพอรุน ($T_{ao, PB}$)

3. บริเวณที่อากาศหล่อเย็นผนังท่อของ Combustor block ชั้นใน

ในส่วนนี้อากาศจะรับความร้อนจากผนังในรูปของการนำความร้อน และการแผ่รังสีความร้อนจากวัสดุพอรุนตัวแผ่รังสีความร้อน แต่เนื่องจากการคำนวณหาปริมาณการแผ่รังสีความร้อนจากวัสดุพอรุนแผ่รังสีจะค่อนข้างมีความซับซ้อน ฉะนั้นในการคำนวณหาปริมาณความร้อนจากการแผ่รังสีจะข้อยละไว้ และจะคำนวณหาอุณหภูมิของอากาศที่ได้รับการถ่ายเทความร้อนจากผนังเท่านั้น โดยค่าที่สามารถคำนวณได้จะเป็นค่าอุณหภูมิต่ำสุดที่จะเป็นไปได้ ซึ่งการถ่ายเทความร้อนในส่วนนี้จะสามารถสร้างแบบจำลองได้ดังรูปที่ น.5 และมีข้อสมมติฐานดังต่อไปนี้



รูปที่ ๕.๕ แบบจำลองอย่างง่ายที่ใช้ในการคำนวณอุณหภูมิของอากาศก่อนเข้าไปยังห้องเผาไหม้

สมมติฐาน

1. Steady state และ Steady flow
2. Constant surface temperature
3. No heat generation
4. คุณสมบัติของวัสดุและอากาศมีค่าคงที่

จากการถ่ายเทความร้อนแบบการพาความร้อน โดยที่อุณหภูมิของผิวท่อมีค่าคงที่จะได้ว่า

$$T_{ap} = T_s - (T_s - T_{ao, PB}) e^{-\frac{h_{com} A_2}{\dot{m}_a c_{pa}}} \quad (๕.๔)$$

เมื่อ	T_{ap}	คือ อุณหภูมิอุณหอากาศ ($^{\circ}\text{C}$)
	$T_{ao, PB}$	คือ อุณหภูมิของอากาศเมื่อออกจาก PB ($^{\circ}\text{C}$)
	T_s	คือ อุณหภูมิเฉลี่ยที่ผิวของผนังท่อของ CB ชั้นใน (W/m^2)
	h_{com}	คือ Heat transfer coefficient ระหว่างอากาศกับผนังท่อของ CB ($\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$)
	A_2	คือ พื้นที่ผิวรอบนอกของท่อที่สัมผัสกับอากาศ (m^2)
	\dot{m}_a	คือ อัตราการไหลของอากาศ (kg/s)
	c_{pa}	คือ Specific heat capacity ของอากาศ ($\text{J}/\text{kg}\cdot\text{K}$)

ฉ.1.3 ทฤษฎีสำหรับการคำนวณหาการสูญเสียความดันของอากาศ [19]

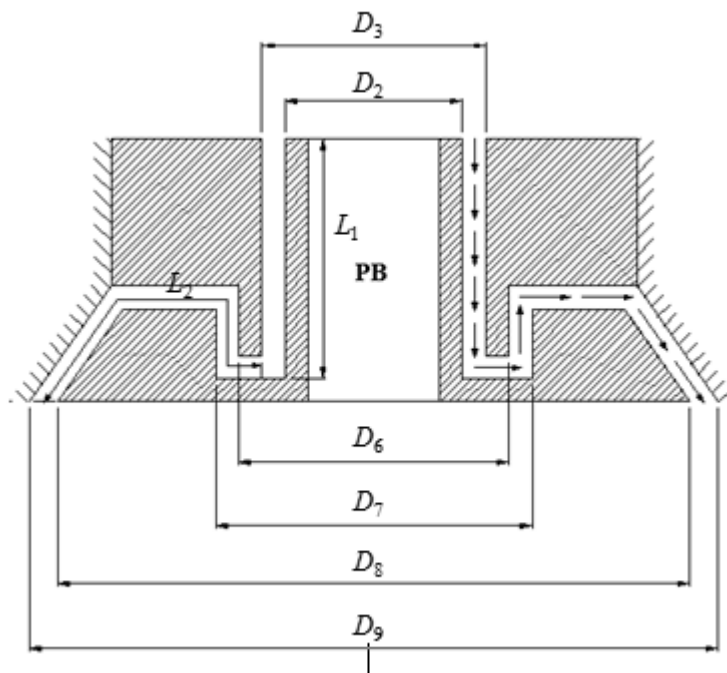
จากรูปที่ ฉ.4 จะแบ่งการคำนวณการสูญเสียความดันออกเป็น 2 ช่วง คือ บริเวณที่อากาศไหลผ่านหัวเผาวัสดุพูนและไหลภายใน PB socket (ΔP_1) และบริเวณที่อากาศไหลภายใน CB จนกระทั่งถูกฉีดเข้าไปยังห้องเผาไหม้ (ΔP_2) ซึ่งความสูญเสียความดันรวมจะสามารถหาได้จากผลรวมของความดันที่สูญเสียของทั้งสองช่วง หรือ $\Delta P_{total} = \Delta P_1 + \Delta P_2$ ในการคำนวณจะกำหนดข้อสมมติฐานดังต่อไปนี้

1. Steady state และ Steady flow
2. Incompressible fluid
3. คุณสมบัติของอากาศมีค่าคงที่

1. การสูญเสียความดันของอากาศเมื่ออากาศไหลผ่าน PB และ PB socket (ΔP_1)

โดยจะสามารถสร้างแบบจำลองอย่างง่ายเพื่อใช้ในการวิเคราะห์การสูญเสียความดันได้ดังรูปที่ ฉ.6 การสูญเสียความดันในส่วนนี้จะประกอบไปด้วย

- การสูญเสียความดันเนื่องจากความเสียดทาน
- การสูญเสียความดันเนื่องจากการไหลวกกลับของอากาศ
- การสูญเสียความดันเนื่องจากการขยายพื้นที่หน้าตัด
- การสูญเสียความดันเนื่องจากการเปลี่ยนแปลงความเร็ว



รูปที่ ฉ.6 แบบจำลองการไหลของอากาศที่ไหลผ่าน PB และ PB socket

จากการสูญเสียความดันในส่วนต่างๆสามารถเขียนเป็นสมการได้ดังต่อไปนี้

$$\Delta P_1 = \rho \left\{ \left[f_1 \left(\frac{L_1}{D_{h,1}} \right) \frac{V_1^2}{2} \right] + \left[f_2 \left(\frac{L_2}{D_{h,2}} \right) \frac{V_2^2}{2} \right] + \left[f_1 \left(\frac{L}{D} \right)_{U\text{-turn } 1} \times \frac{V_1^2}{2} \right] \right. \\ \left. + \left[f_2 \left(\frac{L}{D} \right)_{U\text{-turn } 2} \times \frac{V_2^2}{2} \right] + \left[\frac{K_{e1} V_1^2}{2} \right] + \left[\frac{K_{e2} V_2^2}{2} \right] + \left[\frac{V_3^2 - V_1^2}{2} \right] \right\} \quad (จ.5)$$

โดยที่

$D_{h,1}$ คือ Hydraulic diameter 1 มีค่าเท่ากับ $D_3 - D_2$ (m)

$D_{h,2}$ คือ Hydraulic diameter 2 มีค่าเท่ากับ $D_7 - D_6$ (m)

$D_{h,3}$ คือ Hydraulic diameter 3 มีค่าเท่ากับ $D_9 - D_8$ (m)

K_{e1} คือ Expansion loss coefficient ที่เปลี่ยนขนาดพื้นที่หน้าตัดจาก $D_{h,1}$ ไป $D_{h,2}$

K_{e2} คือ Expansion loss coefficient ที่เปลี่ยนขนาดพื้นที่หน้าตัดจาก $D_{h,2}$ ไป $D_{h,3}$

L_1 คือ ความยาวของท่อที่อากาศไหลเข้ามาใน PB จนถึงจุดวกกลับ (m)

L_2 คือ ความยาวของท่อตั้งแต่จุดที่อากาศเริ่มวกกลับที่หัวเผาวัสดุพูนถึงทางออกของ PB Socket (m)

$\left(\frac{L}{D} \right)_{U\text{-turn}}$ คือ Equivalent length ของท่อวกกลับ

V_1 คือ ความเร็วเฉลี่ยของอากาศที่ไหลในท่อ $D_{h,1}$ (m/s)

V_2 คือ ความเร็วเฉลี่ยของอากาศที่ไหลในท่อ $D_{h,2}$ (m/s)

V_3 คือ ความเร็วเฉลี่ยของอากาศที่ไหลในท่อ $D_{h,3}$ (m/s)

Re_1, Re_2 คือ Reynolds number ของอากาศที่ไหลในท่อ $D_{h,1}$ และ $D_{h,2}$ ตามลำดับ

f_1, f_2 คือ Friction factor เมื่ออากาศไหลในท่อ $D_{h,1}$ และ $D_{h,2}$ ตามลำดับซึ่งแบ่งเป็น 2 กรณี ดังนี้

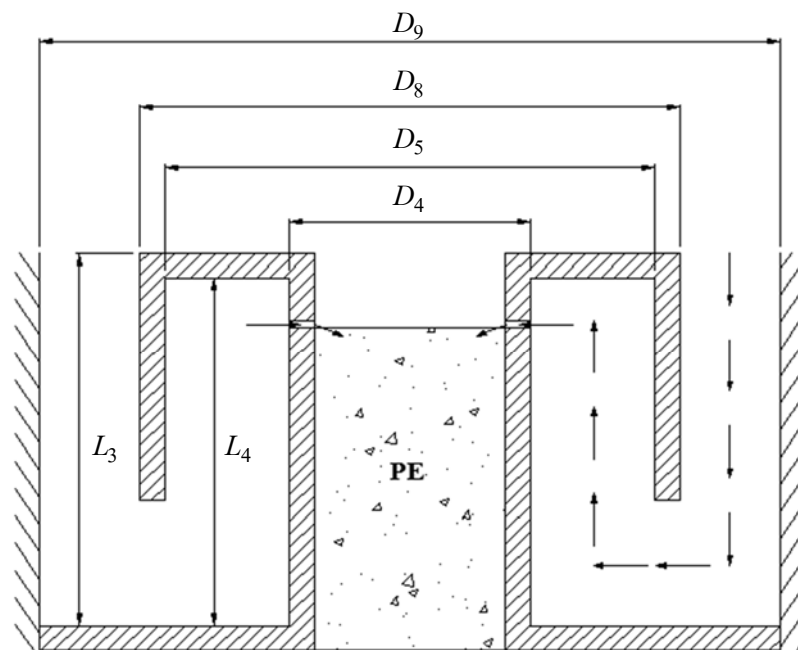
$$f = \frac{64}{Re} \quad ; \text{ สำหรับการไหลแบบ Laminar (Re < 2300)}$$

$$f = \left\{ -1.8 \log \left[\left(\frac{\epsilon/D}{3.7} \right)^{1.11} + \frac{6.9}{Re} \right] \right\}^{-2} \quad ; \text{ สำหรับการไหลแบบ Turbulent (Re > 2300)}$$

2. การสูญเสียความดันของอากาศเมื่ออากาศไหลภายใน Combustor block (ΔP_2)

โดยจะสามารถสร้างแบบจำลองอย่างง่ายเพื่อใช้ในการวิเคราะห์การสูญเสียความดันได้ดังรูปที่ ๓.7 และสามารถวิเคราะห์การสูญเสียความดันได้ดังนี้

- การสูญเสียความดันจากความเสียดทาน
- การสูญเสียความดันจากการวกกลับ
- การสูญเสียความดันจากการลดพื้นที่หน้าตัด
- การสูญเสียความดันจากการเปลี่ยนแปลงความเร็ว



รูปที่ ๓.7 แบบจำลองการไหลของอากาศที่ไหลใน Combustor block

จากการสูญเสียความดันในส่วนต่างๆสามารถเขียนเป็นสมการได้ดังต่อไปนี้

$$\Delta P_2 = \rho \left\{ \left[f_3 \left(\frac{L_3}{D_{h,3}} \right) \frac{V_3^2}{2} \right] + \left[f_4 \left(\frac{L_4}{D_{h,4}} \right) \frac{V_4^2}{2} \right] + \left[f_4 \left(\frac{L}{D} \right)_{U\text{-turn } 1} \times \frac{V_4^2}{2} \right] \right\} + \left\{ \left[f_4 \left(\frac{L}{D} \right)_{U\text{-turn } 2} \times \frac{V_5^2}{2} \right] + \left[\frac{K_{e1} V_3^2}{2} \right] + \left[\frac{K_{e2} V_5^2}{2} \right] + \left[\frac{V_5^2 - V_3^2}{2} \right] \right\} \quad (๓.6)$$

โดยที่

$D_{h,3}$ คือ Hydraulic diameter 4 มีค่าเท่ากับ $D_9 - D_8$ (m)

$D_{h,4}$ คือ Hydraulic diameter 5 มีค่าเท่ากับ $D_5 - D_4$ (m)

K_{c1} คือ Contraction loss coefficient ที่เปลี่ยนขนาดพื้นที่หน้าตัดจาก $D_{h,3}$ ไป $D_{h,4}$

K_{c2} คือ Contraction loss coefficient ที่เปลี่ยนขนาดพื้นที่หน้าตัดจาก $D_{h,4}$ ไป $D_{h,10}$

L_3 คือ ความยาวของท่อที่อากาศไหลเข้ามาใน Combustor block ชั้นนอก จนถึงจุดววกกลับ (m)

L_4 คือ ความยาวของท่อตั้งแต่จุดที่อากาศเริ่มววกกลับ ถึงทางออกของ Combustor block (m)

$\left(\frac{L}{D}\right)_{U\text{-turn}}$ คือ Equivalent length ของท่อววกกลับ

V_3 คือ ความเร็วเฉลี่ยของอากาศที่ไหลในท่อ $D_{h,3}$ (m/s)

V_4 คือ ความเร็วเฉลี่ยของอากาศที่ไหลในท่อ $D_{h,4}$ (m/s)

V_5 คือ ความเร็วเฉลี่ยของอากาศที่ไหลเข้าไปยังห้องเผาไหม้ (m/s)

Re_3, Re_4 คือ Reynolds number ของอากาศที่ไหลในท่อ $D_{h,3}$ และ $D_{h,4}$ ตามลำดับ

f_3, f_4 คือ Friction factor เมื่ออากาศไหลในท่อ $D_{h,3}$ และ $D_{h,4}$ ตามลำดับซึ่งแบ่งเป็น 2 กรณี ดังนี้

$$f = \frac{64}{Re} \quad ; \text{ สำหรับการไหลแบบ Laminar (Re} < 2300)$$

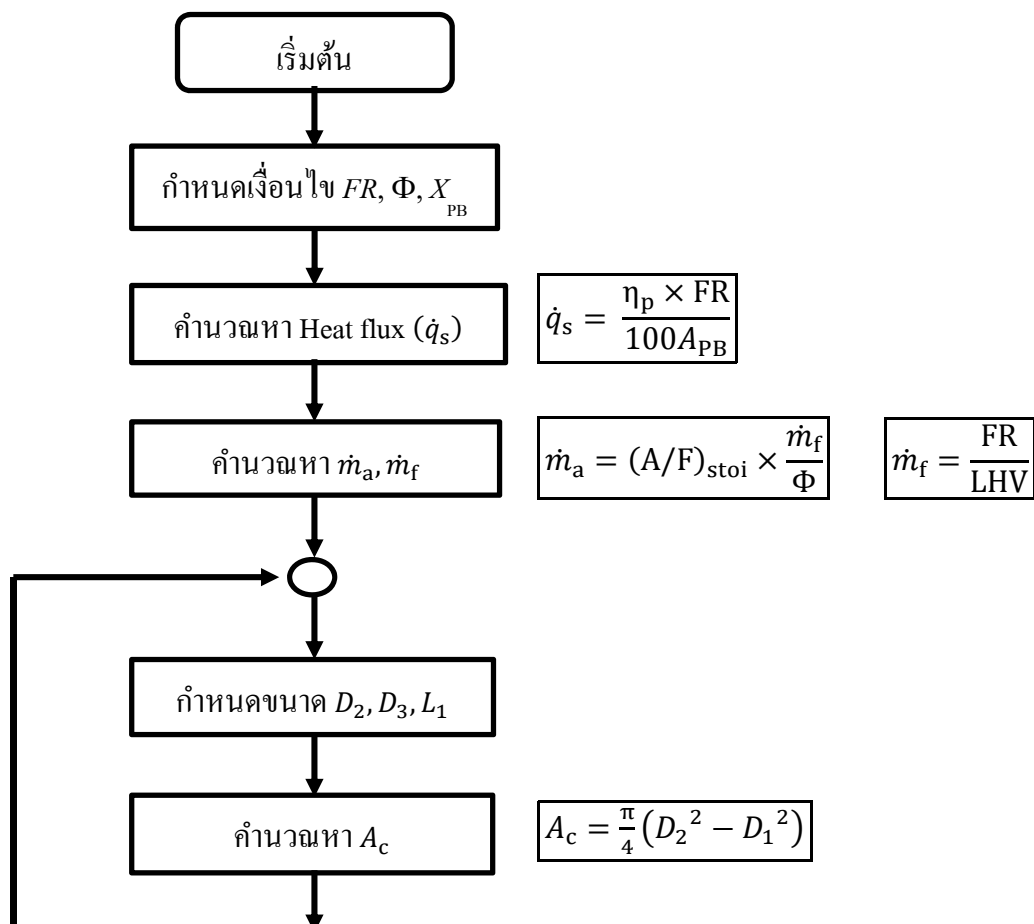
$$f = \left\{ -1.8 \log \left[\left(\frac{\varepsilon/D}{3.7} \right)^{1.11} + \frac{6.9}{Re} \right] \right\}^{-2} \quad ; \text{ สำหรับการไหลแบบ Turbulent (Re} > 2300)$$

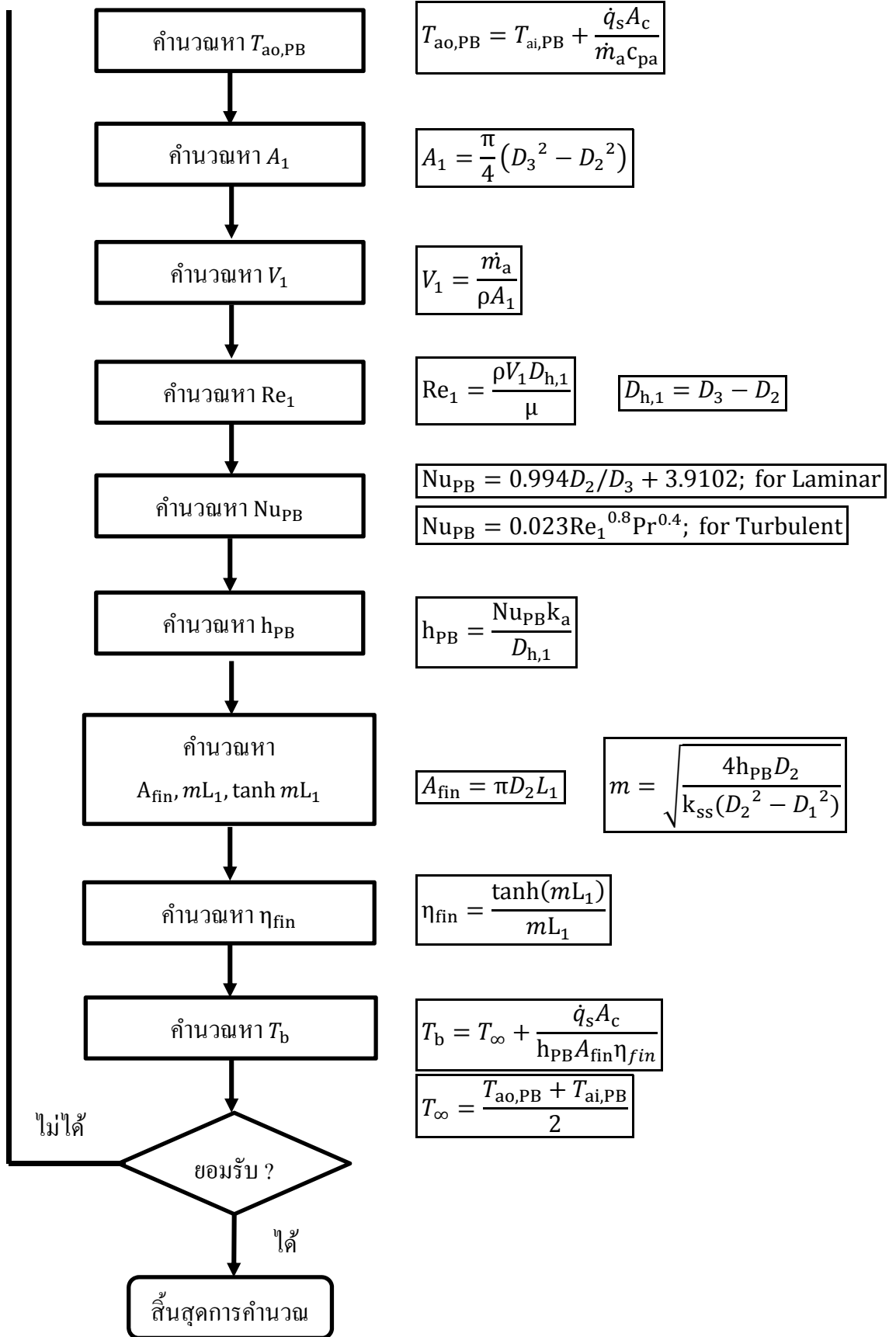
ฉ.2 การคำนวณหาอุณหภูมิที่ปลายของหัวเผาวัสดุพอรุนด้านติดกับวัสดุพอรุนแผ่นรังสี (T_b)

ฉ.2.1 ขั้นตอนการคำนวณหาอุณหภูมิที่ปลายของหัวเผาวัสดุพอรุนด้านติดกับวัสดุพอรุนแผ่นรังสี (T_b)

1. คำนวณหาค่า heat flux (\dot{q}_s) ซึ่งสามารถหาได้จากการคำนวณการแผ่รังสีความร้อน แต่ในการคำนวณนี้จะใช้ข้อมูลที่ได้จากการทดลองของ พีระพงษ์ โตขลิบ [14] เพื่อให้สะดวกในการคำนวณ
2. คำนวณหาอัตราการไหลเชิงมวลของเชื้อเพลิง (\dot{m}_f) และอากาศ (\dot{m}_a)
3. คำนวณหาอุณหภูมิของอากาศที่ออกจากหัวเผาวัสดุพอรุน ($T_{ao,PB}$) จากสมการที่ (ฉ.3)
4. คำนวณหา Nusselt number (Nu_{PB}) เพื่อนำไปหา Heat transfer coefficient (h_{PB})
5. คำนวณหาค่า Reynolds number (Re_1) ของอากาศเมื่ออากาศไหลผ่านผนังท่อของ PB
6. คำนวณหา Fin efficiency (η_{fin}) จากสมการที่ (ฉ.2)
7. คำนวณหาอุณหภูมิที่ปลายของหัวเผาวัสดุพอรุนด้านที่ติดกับตัวแผ่รังสีความร้อน (T_b)

ฉ.2.2 แผนภาพการคำนวณหาอุณหภูมิที่ปลายของหัวเผาวัสดุพอรุน (T_b)





ฉ.2.3 ตัวอย่างการคำนวณหาอุณหภูมิที่ปลายของหัวเผาวัสดุพอร์น (T_b)

1. คำนวณหา Heat flux (\dot{q}_s)

จากผลการทดลองของ พีระพงษ์ โตขลิบ [14] ที่ $FR = 5 \text{ kW}$ $\Phi = 0.47$ และระยะ $X_{PB} = 0 \text{ mm}$ พบว่า $\eta_p = 6.06 \%$ และขนาดพื้นที่หน้าตัดของ PB (A_{PB}) = $2.376 \times 10^{-3} \text{ m}^2$

$$\dot{q}_s = \frac{\eta_{pre} \times FR}{100 A_{PB}} = \frac{6.06 \times 5,000}{100 \times 2.376 \times 10^{-3}} = 127,525.25 \text{ W/m}^2$$

2. คำนวณหาอัตราการไหลของเชื้อเพลิง (\dot{m}_f) และอากาศ (\dot{m}_a)

ค่าความร้อนทางต่ำของ Kerosene (LHV) = $44,532 \text{ kJ/kg}$ และอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงที่stöchiometric $[(A/F)_{stoi}] = 15.04$ [14]

$$\dot{m}_f = \frac{FR}{LHV} = \frac{5}{44,532} = 1.123 \times 10^{-4} \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_a = (A/F)_{stoi} \times \frac{\dot{m}_f}{\Phi} = 15.04 \times \frac{1.123 \times 10^{-4}}{0.47} = 3.59 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$$

3. คำนวณหาอุณหภูมิของอากาศเมื่อออกจาก PB ($T_{ao,PB}$) จากสมการที่ (ฉ.3)

อุณหภูมิของอากาศที่ไหลเข้ามายัง PB ($T_{ai,PB}$) = $35 \text{ }^\circ\text{C}$ ขนาดของ $D_2 = 73 \text{ mm}$, $D_1 = 66.9 \text{ mm}$ และค่า Specific heat capacity (c_{pa}) = $1007 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$ [15]

$$A_c = \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2) = \frac{\pi}{4} (0.073^2 - 0.0669^2) = 6.70 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$T_{ao,PB} = T_{ai,PB} + \frac{\dot{q}_s A_c}{\dot{m}_a c_{pa}} = 35 + \frac{127525.25 \times 6.70 \times 10^{-4}}{3.594 \times 10^{-3} \times 1007} = 58.61 \text{ }^\circ\text{C}$$

4. คำนวณหา Reynolds number (Re_1) ของอากาศเมื่ออากาศไหลผ่านผนังท่อของ PB

ขนาดของ $D_3 = 80 \text{ mm}$, $D_2 = 73 \text{ mm}$ และค่า Properties ต่างๆของอากาศจะคิดที่ความดัน 7 bar อุณหภูมิ $60 \text{ }^\circ\text{C}$ โดยจะมีค่าความหนาแน่น (ρ) = 7.32 kg/m^3 และมีค่าความหนืด (μ) = $1.963 \times 10^{-5} \text{ Pa}\cdot\text{s}$ [18]

$$A_1 = \frac{\pi}{4} (D_3^2 - D_2^2) = \frac{\pi}{4} (0.08^2 - 0.073^2) = 8.41 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$V_1 = \frac{\dot{m}_a}{\rho A_1} = \frac{3.594 \times 10^{-3}}{7.32 \times 8.41 \times 10^{-4}} = 0.583 \text{ m/s}$$

$$D_{h,1} = D_3 - D_2 = 80 - 73 = 7 \text{ mm}$$

$$Re_1 = \frac{\rho V_1 D_{h,1}}{\mu} = \frac{7.32 \times 0.583 \times 0.007}{1.963 \times 10^{-5}} = 1523.16 \text{ (Laminar)}$$

5. คำนวณหา Heat transfer coefficient (h_{PB})

ที่ค่า $Re = 1523.16$ จะเป็นการไหลแบบ Laminar [19] และที่อุณหภูมิ 60°C ค่าความนำความร้อนของอากาศ (k_a) = $2.81 \times 10^{-2} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ [18]

$$\begin{aligned} Nu_{PB} &= 0.994 D_2/D_3 + 3.9102 \text{ (กรณี Laminar)} \\ &= 0.994 \times \left(\frac{73}{80}\right) + 3.9102 = 4.82 \\ h_{PB} &= \frac{Nu_{PB} \cdot k_a}{D_{h,1}} = \frac{4.82 \times 2.735 \times 10^{-2}}{0.007} = 18.83 \text{ W/m} \cdot \text{K} \end{aligned}$$

6. คำนวณหา Fin efficiency จากสมการที่ (จ.2)

ขนาด $L_1 = 104 \text{ mm}$ และค่าการนำความร้อนของสแตนเลส (k_{ss}) = $14.9 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ [18]

$$\begin{aligned} m &= \sqrt{\frac{4h_{PB}D_2}{k_{ss}(D_2^2 - D_1^2)}} = \sqrt{\frac{4 \times 18.83 \times 0.073}{14.9 \times (0.073^2 - 0.0669^2)}} = 20.79 \\ \eta_{fin} &= \frac{\tanh(mL_1)}{mL_1} = \frac{\tanh(20.79 \times 0.104)}{20.79 \times 0.104} = 0.45 \end{aligned}$$

7. คำนวณหาอุณหภูมิที่ปลายของหัวเผาวัสดุพอรุนด้านติดกับตัวแผ่รังสีวัสดุพอรุน (T_b)

$$A_{fin} = \pi D_2 L_1 = \pi \times 0.073 \times 0.104 = 2.39 \times 10^{-2} \text{ m}^2$$

$$T_\infty = \frac{T_{ao,PB} + T_{ai,PB}}{2} = \frac{58.61 + 35}{2} = 46.81^\circ\text{C}$$

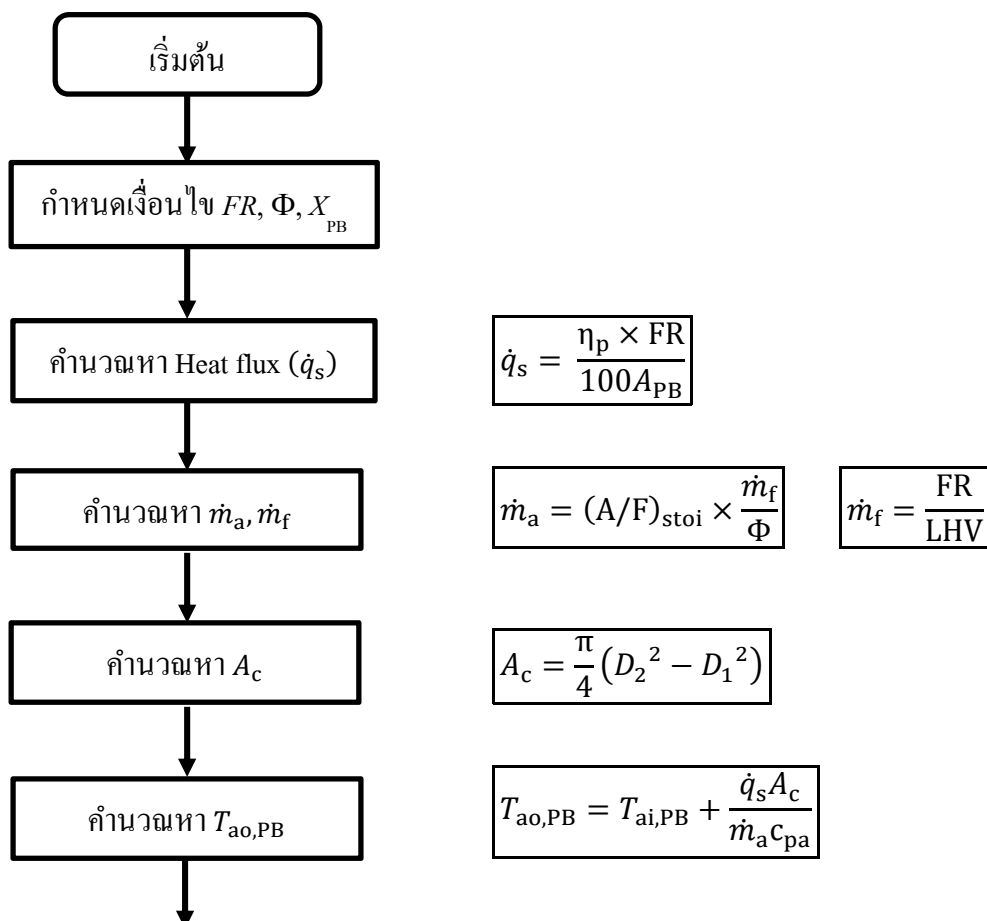
$$\begin{aligned} T_b &= T_\infty + \frac{\dot{q}_s A_c}{h_{PB} A_{fin} \eta_{fin}} \\ &= 46.81 + \frac{126,525.25 \times 6.70 \times 10^{-4}}{18.83 \times 2.39 \times 10^{-2} \times 0.45} \\ &= 469.48^\circ\text{C} \end{aligned}$$

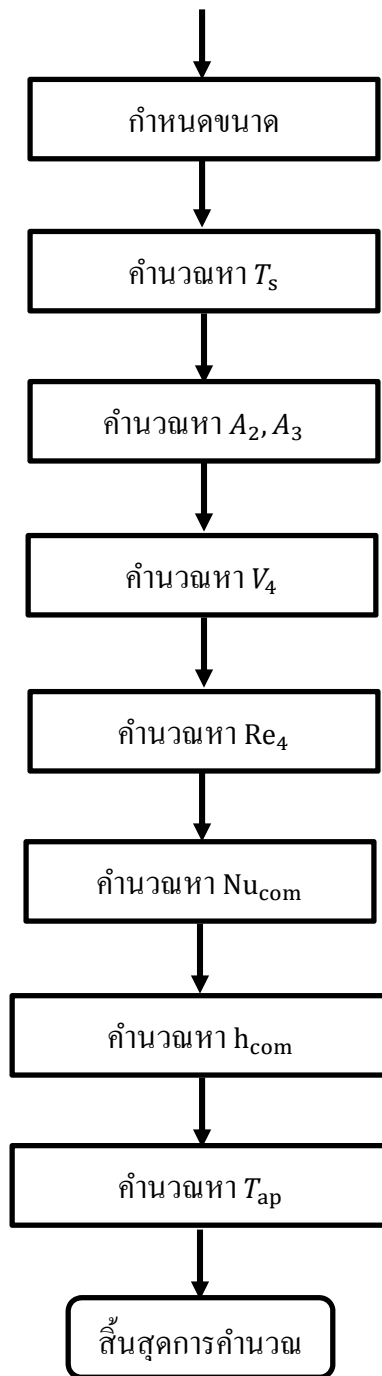
จ.3 การคำนวณหาอุณหภูมิการอุ่นอากาศ [18]

จ.3.1 ขั้นตอนการคำนวณหาอุณหภูมิอุ่นอากาศ (T_{ap})

1. คำนวณหาค่า heat flux (\dot{q}_s) ซึ่งสามารถหาได้จากการคำนวณการแผ่รังสีความร้อน แต่ในการคำนวณนี้จะใช้ข้อมูลที่ได้จากการทดลองของ พีระพงษ์ โตขลิบ [14] เพื่อให้สะดวกในการคำนวณ
2. คำนวณหาอัตราการไหลเชิงมวลของเชื้อเพลิง (\dot{m}_f) และอากาศ (\dot{m}_a)
3. คำนวณหาอุณหภูมิของอากาศที่ออกจากหัวเผาวัสดุพูน ($T_{ao,PB}$) จากสมการที่ (จ.3)
4. คำนวณหาอุณหภูมิของผนังท่อ (T_s) ซึ่งในที่นี้จะใช้ข้อมูลที่ได้จากการทดลองของพีระพงษ์ โตขลิบ [14] ที่ทำการวัดอุณหภูมิจุดที่ 6 และ 8 แล้วนำมาหาค่าเฉลี่ย
5. คำนวณหาค่า Reynolds number (Re_4) ของอากาศเมื่ออากาศไหลผ่านผนังท่อของ Combustor block
6. คำนวณหา Nusselt number (Nu_{com}) เพื่อนำไปหา Heat transfer coefficient (h_{com})
7. คำนวณหาอุณหภูมิอุ่นอากาศ (T_{ap}) จากสมการที่ (จ.4)

จ.3.2 แผนภาพการคำนวณหาอุณหภูมิอุ่นอากาศ (T_{ap})





$$T_s = \frac{T_8' + T_6'}{2}$$

$$A_2 = \pi D_4 L_4 \quad A_3 = \frac{\pi}{4} (D_5^2 - D_4^2)$$

$$V_4 = \frac{\dot{m}_a}{\rho A_3}$$

$$Re_4 = \frac{\rho V_4 D_{h,4}}{\mu} \quad D_{h,4} = D_5 - D_4$$

$$Nu_{PB} = 0.994 D_2 / D_3 + 3.9102; \text{ for Laminar}$$

$$Nu_{PB} = 0.023 Re_1^{0.8} Pr^{0.4}; \text{ for Turbulent}$$

$$h_{com} = \frac{Nu_{com} k_a}{D_{h,4}}$$

$$T_{ap} = T_s - (T_s - T_{ao,PB}) e^{-\frac{h_0 A_1}{\dot{m}_a c_{pa}}}$$

$$T_{ap} = T_s - (T_s - T_{ao,PB}) e^{-\frac{h_{com} A_2}{\dot{m}_a c_{pa}}}$$

ฉ.3.3 การคำนวณหาอุณหภูมิอุณหภูมิมืดอากาศ (T_{ap})

1. คำนวณหา Heat flux (\dot{q}_s)

จากผลการทดลองของ พีระพงษ์ โตขลิบ [14] ที่ $FR = 5 \text{ kW}$ $\Phi = 0.47$ และระยะ $X_{PB} = 0 \text{ mm}$ พบว่า $\eta_{pre} = 6.06 \%$ และขนาดพื้นที่หน้าตัดของ PB (A_{PB}) = $2.376 \times 10^{-3} \text{ m}^2$

$$\dot{q}_s = \frac{\eta_p \times FR}{100 A_{PB}} = \frac{6.06 \times 5,000}{100 \times 2.376 \times 10^{-3}} = 127,525.25 \text{ W/m}^2$$

2. คำนวณหาอัตราการใช้ของเชื้อเพลิง (\dot{m}_f) และอากาศ (\dot{m}_a)

ค่าความร้อนทางต่ำของ Kerosene (LHV) = $44,532 \text{ kJ/kg}$ และอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงที่สตอยคิโอมेटรี [(A/F)_{stoi}] = 15.04 [14]

$$\dot{m}_f = \frac{FR}{LHV} = \frac{5}{44,532} = 1.123 \times 10^{-4} \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_a = (A/F)_{stoi} \times \frac{\dot{m}_f}{\Phi} = 15.04 \times \frac{1.123 \times 10^{-4}}{0.47} = 3.59 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$$

3. คำนวณหาอุณหภูมิของอากาศเมื่อออกจาก PB ($T_{ao,PB}$) จากสมการที่ (3.7)

อุณหภูมิของอากาศที่ไหลเข้ามายัง PB ($T_{ai,PB}$) = $35 \text{ }^\circ\text{C}$ ขนาดของ $D_2 = 73 \text{ mm}$, $D_1 = 66.9 \text{ mm}$ และค่า Specific heat capacity (c_{pa}) = $1007 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$ [18]

$$A_c = \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2) = \frac{\pi}{4} (0.073^2 - 0.0669^2) = 6.70 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

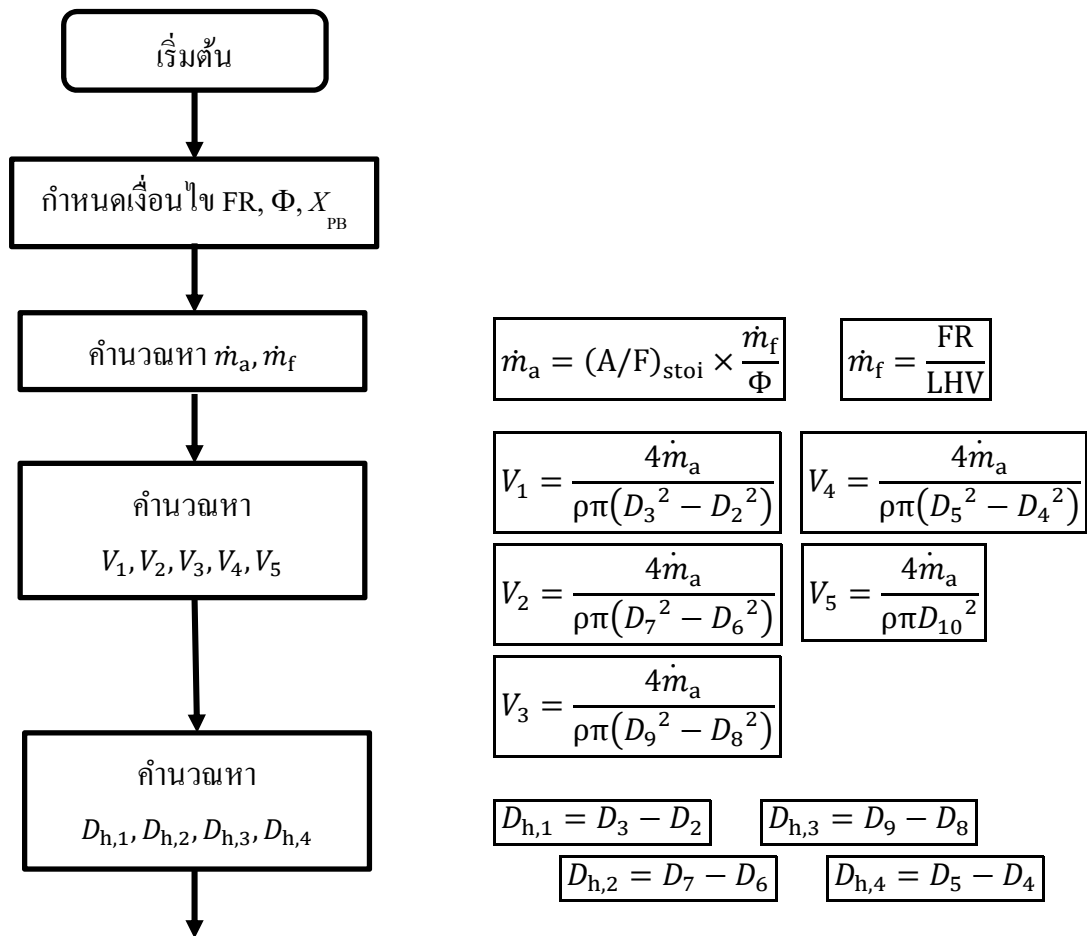
$$T_{ao,PB} = T_{ai,PB} + \frac{\dot{q}_s A_c}{\dot{m}_a c_{pa}} = 35 + \frac{127525.25 \times 6.70 \times 10^{-4}}{3.594 \times 10^{-3} \times 1007} = 58.61 \text{ }^\circ\text{C}$$

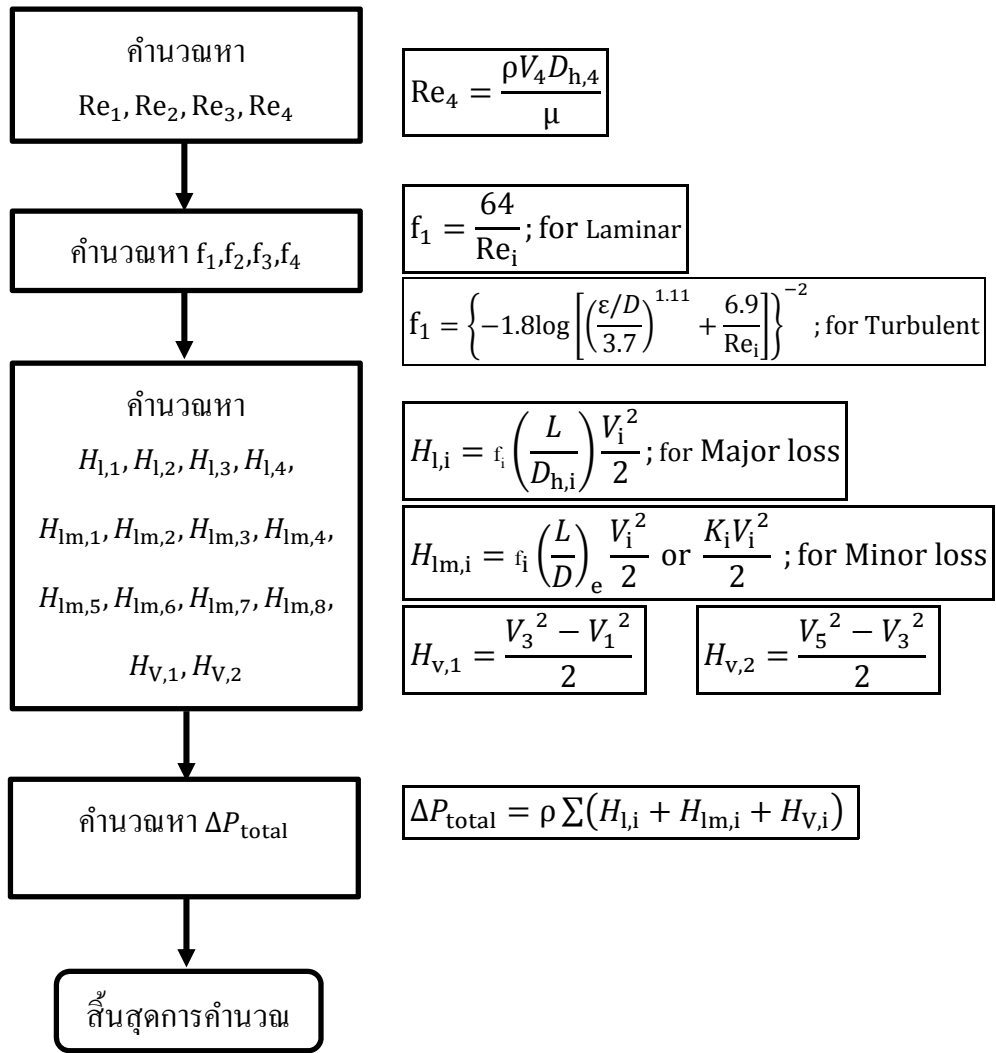
จ.4 การคำนวณหาการสูญเสียความดันของอากาศ (ΔP_{total})

จ.4.1 ขั้นตอนการคำนวณหาการสูญเสียความดันของอากาศ (ΔP_{total})

1. คำนวณหาอัตราการไหลของเชื้อเพลิง (\dot{m}_f) และอากาศ (\dot{m}_a)
2. คำนวณหาความเร็วของอากาศที่ไหลในท่อในช่วงต่างๆ (V_1, V_2, V_3, V_4)
3. คำนวณหาค่า Reynolds number (Re_1, Re_2, Re_3, Re_4) ของอากาศที่ไหลในท่อในช่วงต่างๆ
4. คำนวณหา Friction factor ของอากาศที่ไหลในท่อในช่วงต่างๆ (f_1, f_2, f_3, f_4)
5. คำนวณหาความสูญเสียที่เกิดจาก Major losses ($H_{l,1}, H_{l,2}, H_{l,3}, H_{l,4}$), Minor losses ($H_{lm,1}, H_{lm,2}, H_{lm,3}, H_{lm,4}, H_{lm,5}, H_{lm,6}, H_{lm,7}, H_{lm,8}$) และการเปลี่ยนแปลง Velocity head ($H_{V,1}, H_{V,2}$)
6. คำนวณหาความดันที่สูญเสียของระบบ (ΔP_{total})

จ.4.2 การคำนวณหาการสูญเสียความดันของอากาศ (ΔP_{total})





ฉ.4.3 การคำนวณหาการสูญเสียความดันของอากาศ (ΔP_{total})

1. คำนวณหาอัตราการไหลของเชื้อเพลิง (\dot{m}_f) และอากาศ (\dot{m}_a)

ค่าความร้อนทางต่ำของ Kerosene (LHV) = 44,532 kJ/kg และอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงที่stöยคิโอมตรี $[(A/F)_{stoi}] = 15.04$ [14]

$$\dot{m}_f = \frac{FR}{LHV} = \frac{5}{44,532} = 1.123 \times 10^{-4} \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_a = (A/F)_{stoi} \times \frac{\dot{m}_f}{\phi} = 15.04 \times \frac{1.123 \times 10^{-4}}{0.47} = 3.59 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$$

2. คำนวณหาความเร็วของอากาศที่ไหลในท่อในช่วงต่างๆ (V_1, V_2, V_3, V_4)

ที่ความดัน 7 bar อุณหภูมิ 60°C มีค่าความหนาแน่น (ρ) = 7.32 kg/m^3 ขนาด $D_2 = 73\text{ mm}$, $D_3 = 80\text{ mm}$, $D_4 = 114.3\text{ mm}$, $D_5 = 134.3\text{ mm}$, $D_6 = 84\text{ mm}$, $D_7 = 95.5\text{ mm}$, $D_8 = 144\text{ mm}$ และ $D_{10} = 5\text{ mm}$

$$V_1 = \frac{4\dot{m}_a}{\rho\pi(D_3^2 - D_2^2)} = \frac{4 \times 3.594 \times 10^{-3}}{7.32 \times \pi \times (0.08^2 - 0.073^2)} = 0.58\text{ m/s}$$

$$V_2 = \frac{4\dot{m}_a}{\rho\pi(D_7^2 - D_6^2)} = \frac{4 \times 3.594 \times 10^{-3}}{7.32 \times \pi \times (0.0955^2 - 0.084^2)} = 0.30\text{ m/s}$$

$$V_3 = \frac{4\dot{m}_a}{\rho\pi(D_9^2 - D_8^2)} = \frac{4 \times 3.594 \times 10^{-3}}{7.32 \times \pi \times (0.164^2 - 0.144^2)} = 0.10\text{ m/s}$$

$$V_4 = \frac{4\dot{m}_a}{\rho\pi(D_5^2 - D_4^2)} = \frac{4 \times 3.594 \times 10^{-3}}{7.32 \times \pi \times (0.1343^2 - 0.1143^2)} = 0.13\text{ m/s}$$

$$V_5 = \frac{4\dot{m}_a}{\rho\pi D_{10}^2} = \frac{4 \times 3.594 \times 10^{-3}}{7.32 \times \pi \times 0.005^2} = 6.25\text{ m/s}$$

3. คำนวณค่า Reynolds number (Re_1, Re_2, Re_3, Re_4) ของอากาศที่ไหลในท่อในช่วงต่างๆ

ที่ความดัน 7 bar, 60°C จะมีค่าความหนืด (μ) = $1.963 \times 10^{-5}\text{ Pa}\cdot\text{s}$ [18]

$$D_{h,1} = D_3 - D_2 = 80 - 73 = 7\text{ mm}$$

$$D_{h,2} = D_7 - D_6 = 95.5 - 84 = 11.5\text{ mm}$$

$$D_{h,3} = D_9 - D_8 = 164 - 144 = 20\text{ mm}$$

$$D_{h,4} = D_5 - D_4 = 134.3 - 114.3 = 20\text{ mm}$$

$$Re_1 = \frac{\rho V_1 D_{h,1}}{\mu} = \frac{7.32 \times 0.58 \times 0.007}{1.963 \times 10^{-5}} = 1,540.26\text{ (Laminar)}$$

$$Re_2 = \frac{\rho V_2 D_{h,2}}{\mu} = \frac{7.32 \times 0.30 \times 0.0115}{1.963 \times 10^{-5}} = 1,313.01\text{ (Laminar)}$$

$$Re_3 = \frac{\rho V_3 D_{h,3}}{\mu} = \frac{7.32 \times 0.10 \times 0.02}{1.963 \times 10^{-5}} = 765.21\text{ (Laminar)}$$

$$Re_4 = \frac{\rho V_4 D_{h,4}}{\mu} = \frac{7.32 \times 0.13 \times 0.02}{1.963 \times 10^{-5}} = 948.05\text{ (Laminar)}$$

4. คำนวณหา Friction factor ของอากาศที่ไหลในท่อในช่วงต่างๆ (f_1, f_2, f_3, f_4)

เนื่องจากค่า Re_1, Re_2, Re_3 และ Re_4 จะมีการไหลแบบ Laminar [19] จะได้ว่า

$$f_1 = \frac{64}{Re_1} = \frac{64}{1,540.26} = 0.0415\text{ (Laminar)}$$

$$f_2 = \frac{64}{\text{Re}_2} = \frac{64}{1,313.01} = 0.0487 \text{ (Laminar)}$$

$$f_3 = \frac{64}{\text{Re}_3} = \frac{64}{765.21} = 0.0836 \text{ (Laminar)}$$

$$f_4 = \frac{64}{\text{Re}_4} = \frac{64}{948.05} = 0.0675 \text{ (Laminar)}$$

5. คำนวณหาค่าความสูญเสียที่เกิดจาก Major losses ($H_{1,1}, H_{1,2}, H_{1,3}, H_{1,4}$), Minor losses

($H_{1m,1}, H_{1m,2}, H_{1m,3}, H_{1m,4}, H_{1m,5}, H_{1m,6}, H_{1m,7}, H_{1m,8}$) และการเปลี่ยนแปลง Velocity head ($H_{V,1}, H_{V,2}$)

ค่าความสูญเสียเนื่องจากการวกกลับ $(L/D)_{U\text{-turn}}$ จะประมาณด้วยค่า 2 เท่าของค่าความสูญเสียเนื่องจากข้องอ $90^\circ C$ มีค่าเท่ากับ 60 ค่าความสูญเสียเนื่องจากการขยายพื้นที่หน้าตัด K_{c1} และ K_{c2} มีค่าเท่ากับ 0.24 และ 0.4 ตามลำดับ ค่าความสูญเสียเนื่องจากการลดพื้นที่หน้าตัด K_{c1} และ K_{c2} มีค่าเท่ากับ 0.04 และ 0.5 ตามลำดับ [16] ขนาดของ $L_1 = 104 \text{ mm}$, $L_2 = 110.25$, $L_3 = 63 \text{ mm}$ และ $L_4 = 82.85 \text{ mm}$

$$H_{1,1} = f_1 \left(\frac{L_1}{D_{h,1}} \right) \frac{V_1^2}{2} = 0.0415 \times \left(\frac{104}{7} \right) \times \frac{0.58^2}{2} = 0.105 \text{ (m/s)}^2$$

$$H_{1,2} = f_2 \left(\frac{L_2}{D_{h,2}} \right) \frac{V_2^2}{2} = 0.0487 \times \left(\frac{110.25}{11.5} \right) \times \frac{0.30^2}{2} = 0.021 \text{ (m/s)}^2$$

$$H_{1,3} = f_3 \left(\frac{L_3}{D_{h,3}} \right) \frac{V_3^2}{2} = 0.0836 \times \left(\frac{63}{20} \right) \times \frac{0.10^2}{2} = 0.001 \text{ (m/s)}^2$$

$$H_{1,4} = f_4 \left(\frac{L_4}{D_{h,4}} \right) \frac{V_4^2}{2} = 0.0675 \times \left(\frac{82.85}{20} \right) \times \frac{0.13^2}{2} = 0.002 \text{ (m/s)}^2$$

$$H_{1m,1} = f_1 \left(\frac{L}{D} \right)_{U\text{-turn } 1} \times \frac{V_1^2}{2} = 0.0415 \times 60 \times \frac{0.58^2}{2} = 0.424 \text{ (m/s)}^2$$

$$H_{1m,2} = f_2 \left(\frac{L}{D} \right)_{U\text{-turn } 2} \times \frac{V_2^2}{2} = 0.0487 \times 60 \times \frac{0.30^2}{2} = 0.134 \text{ (m/s)}^2$$

$$H_{1m,3} = f_4 \left(\frac{L}{D} \right)_{U\text{-turn } 3} \times \frac{V_4^2}{2} = 0.0675 \times 60 \times \frac{0.13^2}{2} = 0.032 \text{ (m/s)}^2$$

$$H_{1m,4} = f_4 \left(\frac{L}{D} \right)_{U\text{-turn } 4} \times \frac{V_5^2}{2} = 0.0675 \times 60 \times \frac{6.25^2}{2} = 79.074 \text{ (m/s)}^2$$

$$H_{1m,5} = \frac{K_{e1} V_1^2}{2} = \frac{0.24 \times 0.58^2}{2} = 0.041 \text{ (m/s)}^2$$

$$H_{1m,6} = \frac{K_{e2} V_2^2}{2} = \frac{0.4 \times 0.30^2}{2} = 0.018 \text{ (m/s)}^2$$

$$H_{1m,7} = \frac{K_{c1} V_3^2}{2} = \frac{0.04 \times 0.10^2}{2} = 0.0003 \text{ (m/s)}^2$$

$$H_{lm,8} = \frac{K_{c2}V_5^2}{2} = \frac{0.5 \times 6.25^2}{2} = 9.761 \text{ (m/s)}^2$$

$$H_{V,1} = \frac{V_3^2 - V_1^2}{2} = \frac{0.10^2 - 0.58^2}{2} = -0.165 \text{ (m/s)}^2$$

$$H_{V,2} = \frac{V_5^2 - V_3^2}{2} = \frac{6.25^2 - 0.10^2}{2} = 19.517 \text{ (m/s)}^2$$

6. คำนวณหาค่าความดันที่สูญเสียของระบบ (ΔP_{total})

$$\begin{aligned} \Delta P_{\text{total}} &= \rho \sum (H_{l,i} + H_{lm,i}) \\ &= \rho \left(\begin{array}{l} H_{l,1} + H_{l,2} + H_{l,3} + H_{l,4} + H_{lm,1} + H_{lm,2} + H_{lm,3} \\ + H_{lm,4} + H_{lm,5} + H_{lm,6} + H_{lm,7} + H_{lm,8} + H_{V,1} + H_{V,2} \end{array} \right) \\ &= 7.32 \times \left(\begin{array}{l} 0.105 + 0.021 + 0.001 + 0.002 + 0.424 \\ + 0.134 + 0.032 + 79.074 + 0.041 + 0.018 \\ + 0.0003 + 9.761 + (-0.165) + 19.517 \end{array} \right) \\ &= 797.76 \text{ Pa} \end{aligned}$$

ภาคผนวก ข

ตัวอย่างการคำนวณค่าที่ใช้ในการทดลอง

ข.1 การคำนวณอัตราการป้อนเชื้อเพลิง (FR)

ข.1.1 Kerosene

อัตราการไหลเชื้อเพลิงเชิงปริมาตรวัด (Q) ได้เท่ากับ $9.1 \text{ cm}^3/\text{min}$

จากตารางสมบัติของเชื้อเพลิง Kerosene [$\text{C}_{11}\text{H}_{24}$] ได้ค่า Low Heating Value (LHV) และ Density (ρ) มีค่าเท่ากับ $44,532 \text{ kJ/kg}$ และ 740 kg/m^3 ตามลำดับ

$$\begin{aligned} \dot{m} &= \rho Q & (\text{ข.1}) \\ &= \left(740 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) \times \left(\frac{9.1 \text{ cm}^3}{60 \text{ s}} \times \frac{\text{m}^3}{10^6 \text{ cm}^3}\right) \\ &= 1.12 \times 10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{s}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{FR} &= \dot{m} \times \rho Q & (\text{ข.2}) \\ &= \left(1.06 \times 10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{s}}\right) \times \left(44,532 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) \\ &= 5 \text{ kW} \end{aligned}$$

ข.1.2 LPG

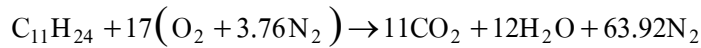
อัตราการไหลเชื้อเพลิงเชิงมวลวัดได้เท่ากับ $1.09 \times 10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$

จากตารางสมบัติของเชื้อเพลิง LPG [$0.6 \text{ C}_4\text{H}_{10} + 0.4 \text{ C}_3\text{H}_8$] ได้ค่า LHV มีค่าเท่ากับ $45,988 \text{ kJ/kg}$

$$\begin{aligned} \text{FR} &= \left(1.09 \times 10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{s}}\right) \times \left(44,532 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) \\ &= 5 \text{ kW} \end{aligned}$$

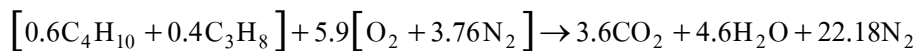
ข.2 การคำนวณค่าอัตราส่วนสมมูล (Fuel Equivalence Ratio, Φ)

สมการ Stoichiometry ของเชื้อเพลิง Kerosene [$C_{11}H_{24}$]



$$\begin{aligned} (A/F)_{\text{stoi}} &= \frac{m_{\text{a, stoi}}}{m_{\text{f, stoi}}} \\ &= \frac{(17 \times 4.76 \times 29)}{(11 \times 12) + (24 \times 1)} \\ &= 15.0428 \end{aligned} \quad (\text{ข.3})$$

สมการ Stoichiometry ของเชื้อเพลิง LPG [60% C_4H_{10} , 40% C_3H_8]



$$\begin{aligned} (A/F)_{\text{stoi}} &= \frac{m_{\text{a, stoi}}}{m_{\text{f, stoi}}} \\ &= \frac{(5.9 \times 4.76 \times 29)}{0.6[(4 \times 12) + (24 \times 1)] + 0.4[(3 \times 12) + (8 \times 1)]} \\ &= 13.395 \end{aligned}$$

การที่จะบอกว่าสภาพการเผาไหม้ใช้อากาศมากน้อยจากทฤษฎีแค่ไหนจะบอกด้วยค่า Fuel Equivalence Ratio (Φ_{fuel})

$$\Phi_{\text{fuel}} = \frac{(A/F)_{\text{stoi}}}{(A/F)_{\text{actual}}} \quad (\text{ข.4})$$

- ถ้า $\Phi_{\text{fuel}} = 1$ แสดงว่าการเผาไหม้มีสัดส่วนพอดีตามทฤษฎี (Stoichiometry)
- ถ้า $\Phi_{\text{fuel}} > 1$ แสดงว่าการเผาไหม้มีอากาศในส่วนผสมน้อยกว่าทฤษฎี (Rich-mixture)
- ถ้า $\Phi_{\text{fuel}} < 1$ แสดงว่ามีอากาศในส่วนผสมมากกว่าทฤษฎี (Lean-mixture)

แต่ในทางปฏิบัติ Φ_{fuel} จะขึ้นกับ % O_2 ในไอเสีย ดังนั้นจึงคำนวณ Φ_{fuel} จากสมการ

$$\Phi_{\text{fuel}} = \frac{21 - \%O_2}{21} \quad (\text{ข.5})$$

โดยที่ % O_2 นั้นได้จากเครื่องวิเคราะห์ไอเสีย

เมื่อ % O_2 ได้จากเครื่องวิเคราะห์ไอเสียวัดได้เท่ากับ 11%

$$\Phi_{\text{fuel}} = \frac{21-11}{21}$$

$$= 0.47$$

ข.3 การคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การดูดกลืนการแผ่รังสี (Absorption Coefficient, K) และค่าความหนาเชิงแสง (Optical Thickness, τ)

กรณีที่กำหนดให้วัสดุพูนมีเนื้อเป็นของแข็งทรงกลมเล็ก ๆ กระจายอยู่ในหนึ่งหน่วยปริมาตร สามารถคำนวณหาค่า Absorption coefficient, K จาก

$$K = \xi n_p \pi \left(\frac{d_p}{2} \right)^2 \quad (\text{ข.5})$$

โดยที่ ξ คือค่า Emissivity ของวัสดุพูน
 n_p คือ จำนวนเม็ดวัสดุพูนต่อ 1 หน่วยปริมาตร (particles/m³)
 d_p คือ เส้นผ่านศูนย์กลางกลางของเม็ดวัสดุพูน (m)

ในกรณีที่วัสดุพูนเป็นตาข่ายสแตนเลส สามารถหาค่า Absorption coefficient จาก

$$K = \xi A_{\text{proj}} \quad (\text{ข.6})$$

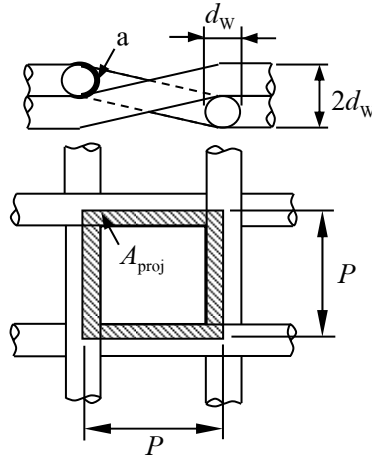
โดยที่ A_{proj} คือ อัตราส่วนระหว่าง Projected area ต่อ 1 หน่วยปริมาตร (m²/m³)

ทั้งสองกรณีสามารถหาค่า Optical thickness τ จาก

$$\tau_{\text{PM}} = K_{\text{PM}} X_{\text{PM}} \quad (\text{ข.7})$$

โดยที่ K คือ Absorption coefficient
 X_{PM} คือ ความหนาของวัสดุพูน

ข.3.1 การคำนวณหา Absorption coefficient ของวัสดุพรุนตาข่ายขนาด 100 mesh/inch² ที่ใช้เป็น Porous Burner (PB)



รูปที่ ข.1 ลักษณะของตาข่ายสแตนเลส

สัญลักษณ์ d_w คือ Diameter of wire (m)
 P คือ Pitch (m)

วัสดุพรุนตาข่ายขนาด 100 mesh/inch²

มีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางกลางเส้นลวด $d_w = 1.25 \times 10^{-4}$ m²

$$100 \frac{\text{mesh}}{\text{inch}} \times \frac{1 \text{ inch}}{25.4 \text{ mm}} \times \frac{1000 \text{ mm}}{1 \text{ m}} = 3,937 \text{ mesh/m}^2$$

$$P = \frac{1}{3,937}$$

$$= 2.54 \times 10^{-4} \text{ m}$$

$$A_{proj} = \frac{P^2 - (P - d_w)^2}{P^2 \times 2d_w} \tag{ข.8}$$

$$= \frac{2P - d_w}{2P^2}$$

$$= \frac{2(2.54 \times 10^{-4}) - (1.25 \times 10^{-4})}{2(2.54 \times 10^{-4})^2}$$

$$= 2,968.5 \text{ m}^2/\text{m}^3$$

วัสดุพูนตาข่ายสแตนเลส มีค่า ξ เท่ากับ 0.59 (ใช้สมบัติของ Stainless steel เป็นตัวแทน)

ค่า Absorption coefficient:
$$\begin{aligned} K_{PB} &= \xi A_{proj} \\ &= 0.59 \times 2,968.5 \\ &= 1750 \quad 1/m \end{aligned} \quad (ข.9)$$

ถ้าวัสดุพูนตาข่ายสแตนเลสมีความหนา 70 mm

ค่า Optical thickness:
$$\begin{aligned} \tau_{PB} &= K_{PB} X_{PB} \\ &= 1750 \times 0.07 \\ &= 122.5 \end{aligned} \quad (ข.10)$$

หาค่า Volume fraction (FV):
$$FV = \frac{\nabla_{porous}}{\nabla_{total}}; \text{ เมื่อ } \nabla_{porous} \text{ คือปริมาตรวัสดุพูน}$$

$$\nabla_{total} \text{ คือปริมาตรทั้งหมด}$$

$$\begin{aligned} &= \frac{\pi \left(\frac{d_w}{2} \right)^2 \times P \times 2}{P^2 \times 2 d_w} \\ &= \frac{\pi d_w}{4P} \\ &= \frac{\pi (1.25 \times 10^{-4})}{4(2.54 \times 10^{-4})} \\ &= 0.39 \quad m^3/m^3 \end{aligned} \quad (ข.11)$$

ค่าความพรุนของวัสดุพูน (Porosity, \mathcal{E}) คือปริมาตรช่องว่าง ∇_{void} ต่อปริมาตรทั้งหมด ∇_{total}

เนื่องจาก

$$\nabla_{total} = \nabla_{porous} + \nabla_{void}$$

ดังนั้น

$$\mathcal{E} = 1 - FV \quad (ข.12)$$

หากคิดให้เนื้อวัสดุพูนตาข่ายเป็นเสมือนเม็ดวัสดุพูนกลม จะได้ว่า

$$\begin{aligned} FV &= \frac{n_p \frac{4}{3} \pi \left(\frac{d_p}{2} \right)^3}{\nabla_{total}} \\ 0.39 &= \frac{n_p \frac{4}{3} \pi \left(\frac{d_p}{2} \right)^3}{\nabla_{total}} \end{aligned} \quad (ข.13)$$

พื้นที่ผิวจริงของวัสดุพูนต่อปริมาตรทั้งหมด (Real surface area per volume ratio, a)

$$\begin{aligned}
 a &= \frac{2\pi d_p}{P^2 \times 2d} && \text{(ข.14)} \\
 &= \frac{\pi}{P} && \text{m}^2/\text{m}^3 \\
 &= \frac{\pi}{2.54 \times 10^{-4}} \\
 &= 12,368.45 && \text{m}^2/\text{m}^3
 \end{aligned}$$

หากคิดให้เนื้อวัสดุพูนต่างๆเป็นเสมือนเม็ดวัสดุพูนกลมจะสามารถหา a ได้จาก

$$\begin{aligned}
 a &= \frac{n_p 4\pi \left(\frac{d_p}{2}\right)^2}{\nabla_{\text{total}}} && \text{(ข.15)} \\
 12,368.45 &= \frac{n_p 4\pi \left(\frac{d_p}{2}\right)^2}{\nabla_{\text{total}}}
 \end{aligned}$$

นำสมการ (ข.13) หารด้วย (ข.15) จะได้

$$\frac{0.39}{12,368.45} = \frac{n_p \frac{4}{3} \pi \left(\frac{d_p}{2}\right)^3}{n_p 4\pi \left(\frac{d_p}{2}\right)^2}$$

$$\frac{0.39}{12,368.45} = \frac{1}{3} \frac{d_p}{2}$$

$$d_p = 1.89 \times 10^{-4} \quad \text{m}$$

หาจำนวนอนุภาค n_p โดยการแทน d_p ลงใน (ข.13)

$$0.39 = \frac{n_p \frac{4}{3} \pi \left(\frac{1.89 \times 10^{-4}}{2}\right)^3}{1}$$

$$n_p = 1.1 \times 10^{11} \quad \text{particles/m}^3$$

ตารางที่ ข.1 สมบัติของตาข่ายสแตนเลส (Porous burner, PB)

Mesh /inch ²	d_w (mm)	P (mm)	K_{PB} (1/m)	τ_{PB}	a (m ² /m ³)	ϵ	d_p (mm)	n_p (particles/m ³)
60	0.154	0.423	1,147	86	7,421.07	0.72	2.26×10^{-4}	4.61×10^{10}
80	0.154	0.317	1,420	106	9,894.76	0.63	2.24×10^{-4}	6.26×10^{10}
100	0.125	0.254	1,750	131	12,368.45	0.61	1.89×10^{-4}	1.1×10^{11}

ข.3.2 การคำนวณหา Absorption coefficient ของวัสดุพอร์นเม็ดหินที่ใช้เป็น (Porous emitter, PE)

หาค่าความพรุนของวัสดุพอร์นเม็ดหิน (Porosity, ϵ) ปริมาตรรวม (∇_{total}) 200 cc โดยการอาศัยการแทนที่น้ำในช่องว่าง ได้ปริมาตรน้ำเท่ากับ 72.2 cc (∇_{void})

$$\epsilon = \frac{72.2}{200} = 0.361$$

ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางเม็ดหินที่ทำการวัด (d) เท่ากับ 10 mm

จำนวนเม็ดหิน (n_p) ในปริมาตร 500 cc เท่ากับ 240 เม็ด

หาค่า Volume fraction (FV) จากสมการ (ข.12)

$$\begin{aligned} FV &= 1 - \epsilon \\ &= 1 - 0.361 \\ &= 0.639 \end{aligned}$$

แทนค่า FV ลงในสมการ (ข.13) จะได้

$$0.639 = \frac{n_p \frac{4}{3} \pi \left(\frac{0.01}{2}\right)^3}{\nabla_{total}} \quad (\text{ข.16})$$

พื้นที่ผิวจริงของวัสดุพอร์นต่อปริมาตรทั้งหมด (Real surface area per volume ratio, a)

$$\begin{aligned} \text{จากสมการที่ (ข.15) จะได้} \quad a &= \frac{240 \times 4 \pi \left(\frac{0.01}{2}\right)^2}{200 \times 10^{-6}} \\ &= 377.1429 \quad \text{m}^2/\text{m}^3 \end{aligned}$$

แทนค่า a กลับลงในสมการ (ข.15) จะได้

$$377.1429 = \frac{n_p 4\pi \left(\frac{d_p}{2}\right)^2}{V_{\text{total}}} \quad (\text{ข.17})$$

นำสมการ (ข.17) มาหารสมการ (ข.16) จะได้

$$\frac{1}{3} \frac{d_p}{2} = 3.040 \times 10^{-3}$$

$$d_p = 0.010166 \quad \text{m}$$

แทนค่า d_p ลงในสมการ (ข.16) เพื่อหาค่า n_p

$$0.639 = \frac{n_p \frac{4}{3} \pi \left(\frac{0.010166}{2}\right)^3}{200 \times 10^{-6}}$$

$$n_p = 1161151.273 \quad \text{particles/m}^3$$

วัสดุพูนเม็ดหินมีค่า ξ เท่ากับ 0.75 (ใช้สมบัติของ Brick เป็นตัวแทน)

จะสามารถหาค่า Absorption coefficient, K_{PE} ได้จาก

$$K_{PE} = \xi n_p \pi \left(\frac{d_p}{2}\right)^2$$

$$= 0.75 \times 1161151.273 \times \pi \left(\frac{0.010166}{2}\right)^2$$

$$= 13.48 \quad \text{1/m}$$

กรณีความหนาของชั้นวัสดุพูน PE เท่ากับ 160 mm

Optical thickness ของวัสดุพูน PE

$$\tau_{PE} = K_{PE} X_{PE}$$

$$= 13.48 \times 0.160$$

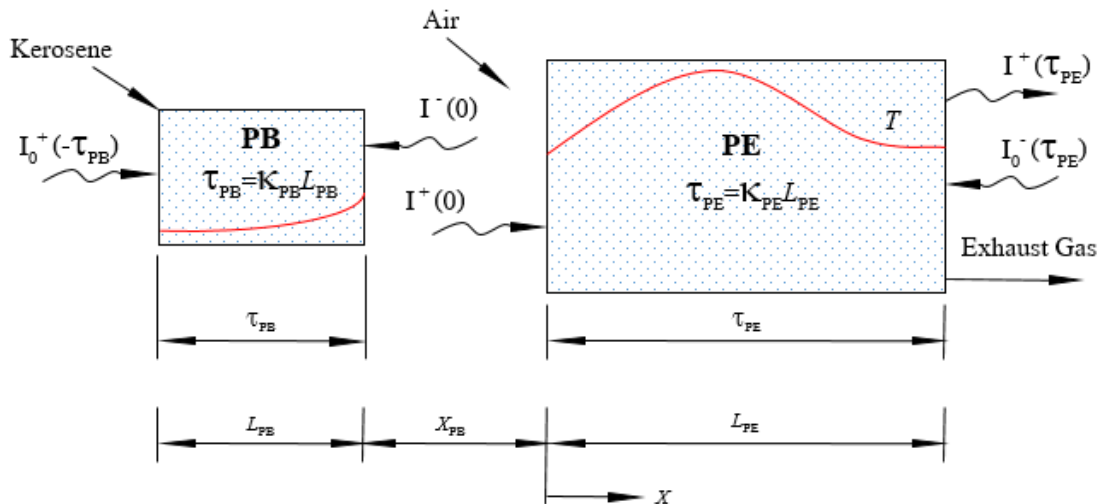
$$= 11.31429$$

ตารางที่ ข.2 สมบัติวัสดุพอร์นเม็ดหิน (Porous Emitter, PE)

V_{total} (cc)	V_{void} (cc)	N (เม็ด)	d (mm)	ϵ	a (m^2/m^3)	d_p (mm)	n_p (m)	K_{PE} (1/m)	τ_{PE}
200	180.5	240	10	0.361	273.91	10.16	1,161,151	70.71	11.31

หมายเหตุ ในการทดลองกรณีติดตั้ง Porous emitter (PE). ใช้ก้อนหินขนาด $d = 10$ mm

ข.4 ตัวอย่างผลการคำนวณพลั๊กซ์การแผ่รังสีความร้อน



รูปที่ ข.2 แบบจำลองอย่างง่ายสำหรับคำนวณพลั๊กซ์การแผ่รังสีความร้อน

การประเมินหาค่าพลั๊กซ์การแผ่รังสีความร้อนเพื่อทราบถึงปริมาณความร้อนจากการแผ่รังสีที่หมุนเวียนมาช่วยในการระเหยของเชื้อเพลิงเหลวใน PB รูปที่ ข.2 แสดงแบบจำลองของระบบอย่างง่ายประกอบด้วยวัสดุพอร์น PB และ PE ที่มีการแผ่รังสีระหว่างวัสดุพอร์นทั้งสอง ภายใน PB และ PE มีโครงสร้างของอนุกรมซึ่งได้จากการวัดในการทดลองโดยมีสมมติฐานในการพิจารณาที่สำคัญดังนี้

สมมติฐาน

1. พิจารณาเฉพาะการแผ่รังสีความร้อนที่เกิดขึ้นระหว่างวัสดุพอรแบบ 1 มิติ
2. ระบบที่พิจารณาในแต่ละจุดให้ถือว่าเป็นสถานะ Local thermal equilibrium
3. ไม่คิดการแผ่รังสีความร้อนและการดูดซับความร้อนของแก๊สเนื่องจากมีค่าน้อยมากเมื่อเทียบกับของแข็ง
4. ให้สมบัติเชิงฟิสิกส์ของของแข็งมีค่าคงที่ไม่ขึ้นกับอุณหภูมิโดยใช้ค่าที่อุณหภูมิเฉลี่ย

พิจารณาที่ $\tau = 0$ ได้

$$q_r^n(0) = q_r^+(0) - q_r^-(0)$$

หรือ

$$q_r^n(0) = 2\pi[I^+(0) - I^-(0)] \quad (\text{ข.18})$$

เมื่อ

$$2\pi[I^+(0)] = 2\pi \left[I_0^+(-\tau_{PB})E_3(\tau_{PB}) + \int_{-\tau_{PB}}^0 I_b[T(-\tau')]E_2(-\tau')d\tau' \right] \quad (\text{ข.19})$$

$$2\pi[I^-(0)] = 2\pi \left[I_0^-(\tau_{PE})E_3(\tau_{PE}) + \int_0^{\tau_{PE}} I_b[T(\tau')]E_2(\tau_{PE} - \tau')d\tau' \right] \quad (\text{ข.20})$$

โดยที่ τ' คือ Dummy variable of integration, $E_n(\tau)$ คือ Exponential integral function

$$I_0^+(-\tau_{PB}) = I_0^-(\tau_{PE}) = \frac{\sigma T_\infty^4}{\pi}$$

จากสมการที่ (ข.19) และ (ข.20) พบว่าสามารถคำนวณหาค่า $I^+(0)$ และ $I^-(0)$ ได้ทันทีจากอุณหภูมิที่

วัดได้จากการทดลองเพราะ $I_b = \frac{\sigma T^4}{\pi}$ เมื่อ T คือ T ที่วัดได้จากการทดลองและนำไปทำเป็น Continuous Function เพื่อใช้ในการคำนวณ

เพื่อความสะดวกในการแก้สมการในการหาคำตอบจึงจัดสมการให้อยู่ในเทอมไร้หน่วยโดยกำหนดกลุ่มตัวแปรไร้หน่วยดังนี้คือ

$$\theta_s = \frac{T_s}{T_\infty}$$

$$J = \frac{\pi I_0}{\sigma T_\infty^4}$$

$$H = \frac{q_r}{4\sigma T_\infty^4}$$

ดังนั้นสมการ (ข.19) และ (ข.20) จึงเขียนให้อยู่ในเทอมไร้หน่วยได้ดังนี้

$$H^+(0) = \frac{1}{2} \left[J^+(-\tau_{PB})E_3(\tau_{PB}) + \int_{-\tau_{PB}}^0 \theta_s^4(\tau')E_2(\tau')d\tau' \right] \quad (\text{ข.21})$$

$$H^-(0) = \frac{1}{2} \left[J^-(\tau_{PE})E_3(\tau_{PE}) + \int_0^{\tau_{PE}} \theta_s^4(\tau')E_2(\tau_{PE} - \tau')d\tau' \right] \quad (\text{ข.22})$$

ในทำนองเดียวกัน เมื่อพิจารณาค่าฟลักซ์การแผ่รังสีความร้อนสุทธิ (Net-Radiative Heat Flux) ที่ผิว PE ($\tau = \tau_{PE}$)

$$\begin{aligned} q_r^n(\tau_{PE}) &= q_r^+(\tau_{PE}) - q_r^-(\tau_{PE}) \\ &= 2\pi [I^+(\tau_{PE}) - I^-(\tau_{PE})] \end{aligned} \quad (\text{ข.23})$$

สามารถเขียนใหม่ให้อยู่ในรูปความเข้มของการแผ่รังสีได้ดังสมการ

$$\begin{aligned} 2\pi [I^+(\tau_{PE})] &= 2\pi \left[I_0^+(-\tau_{PB})E_3(\tau_{PB}) + \int_{-\tau_{PB}}^0 I_b[T(\tau')]E_2(\tau')d\tau' \right] E_3(\tau_{PE}) \\ &\quad + \int_0^{\tau_{PE}} I_b[T(\tau')]E_2(\tau_{PE} - \tau')d\tau' \end{aligned} \quad (\text{ข.24})$$

$$2\pi [I_0^-(\tau_{PE})] = 2\pi [I_0^+(-\tau_{PB})] = 2\pi \left[\frac{\sigma T_\infty^4}{\pi} \right] \quad (\text{ข.25})$$

สามารถจัดสมการ (ข.24) และ (ข.25) ให้อยู่ในเทอมไร้หน่วยได้ดังสมการ (ข.26) และ (ข.27)

$$H^+(\tau_{PE}) = \frac{1}{2} \left[J^+(-\tau_{PB}) E_3(\tau_{PB}) + \int_{-\tau_{PB}}^0 \theta_s^4(\tau') E_2(\tau') d\tau' \right] E_3(\tau_{PE}) + \int_0^{\tau_{PE}} \theta_s^4(\tau') E_2(\tau_{PE} - \tau') d\tau' \quad (ข.26)$$

$$H^-(\tau_{PE}) = J^-(\tau_{PE}) \quad (ข.27)$$

และจากหลักการแผ่รังสีความร้อนสุทธิสามารถนำไปคำนวณประสิทธิภาพของการแผ่รังสีได้เช่นกัน โดยสมการ (ข.28) เป็นการหาประสิทธิภาพของการแผ่รังสีกลับมายังวัสดุพอรุน PB (η_{pre}) และสมการ (ข.29) เป็นการหาประสิทธิภาพของการแผ่รังสีของวัสดุพอรุน PE (η_{rad})

$$\eta_{pre} = \frac{Q_r^n(0)}{FR} \times 100 \quad (ข.28)$$

$$\eta_{rad} = \frac{Q_r^n(\tau_{PE})}{FR} \times 100 \quad (ข.29)$$

เมื่อ

$$Q_r^n(0) = |q_r^n(0)| A_{PB} \quad (ข.30)$$

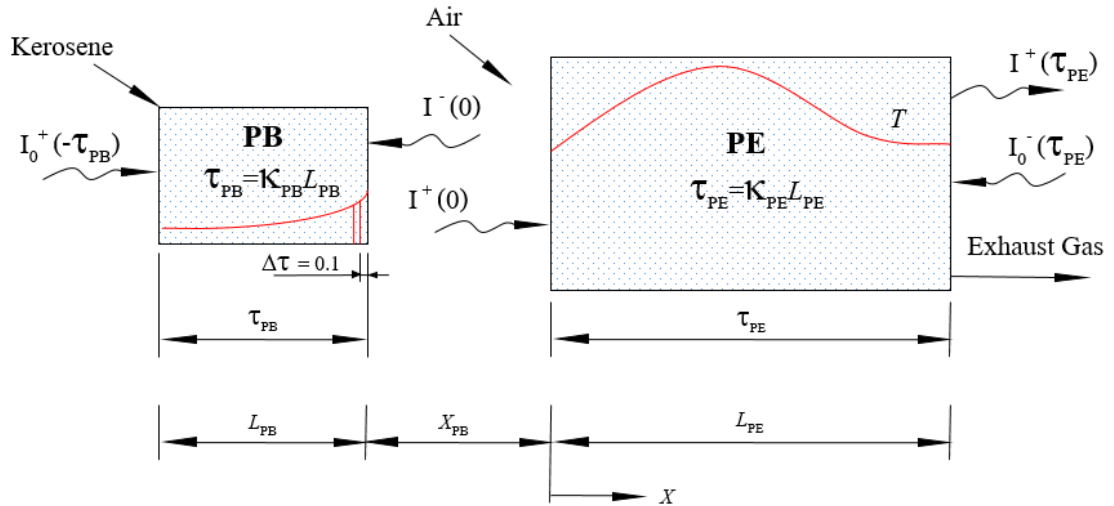
$$Q_r^n(\tau_{PE}) = |q_r^n(\tau_{PE})| A_{PE} \quad (ข.31)$$

โดยที่ A_{PB} และ A_{PE} คือพื้นที่หน้าตัดของ PB และ PE ตามลำดับ

เมื่อกำหนดให้ $\Delta\tau$ เท่ากับ 0.1

ที่เงื่อนไขการทดลองเชื้อเพลิง Kerosene, $FR = 5.00 \text{ kW}$, $\Phi = 0.39$, $X_{PB} = 0 \text{ mm}$ ได้ผลดังนี้

ที่ $\tau=0$ ได้



รูปที่ ข.3 แบบจำลองของระบบเพื่อคำนวณฟลักซ์การแผ่รังสีความร้อน ($\tau=0$)

ตารางที่ ข.3 ตัวอย่างค่าที่ได้จากการคำนวณ ($\tau=0$)

Quantity	Values
$J^+(-\tau_{PB})$	1.0
$E_3(\tau_{PB})$	5.02×10^{-56}
$\int_{-\tau_{PB}}^0 \theta_s^4(\tau') E_2(\tau') d\tau'$	28.09
$J^-(\tau_{PE})$	1.0
$E_3(\tau_{PE})$	8.64×10^{-7}
$\int_0^{\tau_{PE}} \theta_s^4(\tau') E_2(\tau_{PE} - \tau') d\tau'$	134.53

แทนค่าในตารางที่ ข.3 ลงในสมการที่ (ข.21), (ข.22) และจาก (ข.18) จะได้

$$\begin{aligned} H^+(0) &= \frac{1}{2} \left[(1.0) \left(5.02 \times 10^{-56} \right) + 28.09 \right] \\ &= 14.05 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} H^-(0) &= \frac{1}{2} \left[(1.0) \left(8.64 \times 10^{-7} \right) + 134.53 \right] \\ &= 67.27 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} H^n(0) &= |14.05 - 67.27| \\ &= 53.22 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} q_r^n(0) &= 4\sigma T_\infty^4 H^n(0) \\ &= 4 \left(5.67 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4} \right) (308K)^4 (53.22) \\ &= 109,139.02 \quad \frac{W}{m^2} \end{aligned}$$

คิดเป็นปริมาณความร้อน $Q_r^n = \left(109,139.02 \frac{W}{m^2} \right) \times (0.00810732 m^2) = 884.82 W$

$$\begin{aligned} q_r^+(0) &= 4\sigma T_\infty^4 H^+(0) \\ &= (4) \left(5.67 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2} \right) (308^4 K^4) (14.05) \\ &= 28,797.26 \quad \frac{W}{m^2} \end{aligned}$$

คิดเป็นปริมาณความร้อน $Q_r^+ = \left(28,797.26 \frac{W}{m^2} \right) \times (0.00810732 m^2) = 233.47 W$

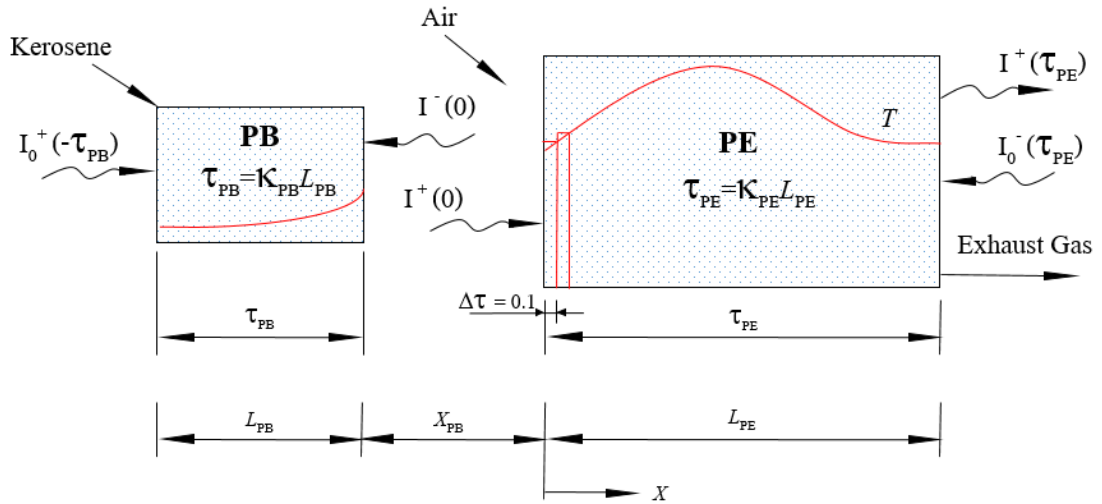
$$\begin{aligned} q_r^-(0) &= 4\sigma T_\infty^4 H^-(0) \\ &= (4) \left(5.6699 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2} \right) (308^4 K^4) (67.27) \\ &= 137,936.27 \quad \frac{W}{m^2} \end{aligned}$$

คิดเป็นปริมาณความร้อน $Q_r^- = \left(137,936.27 \frac{W}{m^2} \right) \times (0.00810732 m^2) = 112.99 W$

เมื่อกำหนดให้ $\Delta\tau$ เท่ากับ 0.1

ที่เงื่อนไขการทดลองเชื้อเพลิง Kerosene, $FR = 5.00 \text{ kW}$, $\Phi = 0.39$, $X_{PB} = 0 \text{ mm}$ ได้ผลดังนี้

ที่ $\tau = \tau_{PE}$ ได้



รูปที่ ข.4 แบบจำลองของระบบเพื่อคำนวณฟลักซ์การแผ่รังสีความร้อน ($\tau = \tau_{PE}$)

ตารางที่ ข.4 ตัวอย่างค่าที่ได้จากการคำนวณ ($\tau = \tau_{PE}$)

Quantity	Values
$J^+(-\tau_{PB})$	1.0
$E_3(\tau_{PB})$	5.02×10^{-56}
$\int_{-\tau_{PB}}^0 \theta_s^4(\tau') E_2(\tau') d\tau'$	28.09
$J^-(\tau_{PE})$	1.0
$E_3(\tau_{PE})$	8.64×10^{-7}
$\int_0^{\tau_{PE}} \theta_s^4(\tau') E_2(\tau_{PE} - \tau') d\tau'$	134.53

แทนค่าในตารางที่ ข.4 ลงในสมการที่ (ข.26), (ข.27) และจาก (ข.18) จะได้

$$\begin{aligned} H^+(\tau_{PE}) &= \frac{1}{2} \left\{ \left[(1.0) \left(5.02 \times 10^{-56} \right) + 28.09 \right] \left(8.64 \times 10^{-7} \right) + 134.53 \right\} \\ &= 67.27 \end{aligned}$$

$$H^-(\tau_{PE}) = 1$$

$$\begin{aligned} H^n(\tau_{PE}) &= |67.27 - 1| \\ &= 66.27 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} q_r^n(\tau_{PE}) &= 4\sigma T_\infty^4 H^n(\tau_{PE}) \\ &= 4 \left(5.67 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4} \right) (308 K)^4 (66.27) \\ &= 135,885.73 \quad \frac{W}{m^2} \end{aligned}$$

คิดเป็นปริมาณความร้อน $Q_r^n = \left(135,885.73 \frac{W}{m^2} \right) \times \left(3.63 \times 10^{-6} m^2 \right) = 493.49 \quad W$

$$\begin{aligned} q_r^+(\tau_{PE}) &= 4\sigma T_\infty^4 H^+(\tau_{PE}) \\ &= (4) \left(5.6699 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2} \right) (308^4 K^4) (67.27) \\ &= 137,936.30 \quad \frac{W}{m^2} \end{aligned}$$

คิดเป็นปริมาณความร้อน $Q_r^+ = \left(137,936.30 \frac{W}{m^2} \right) \times \left(0.003631681 m^2 \right) = 500.94 \quad W$

$$\begin{aligned} q_r^-(\tau_{PE}) &= 4\sigma T_\infty^4 H^-(\tau_{PE}) \\ &= (4) \left(5.6699 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2} \right) (308^4 K^4) (1) \\ &= 2,040.98 \quad \frac{W}{m^2} \end{aligned}$$

คิดเป็นปริมาณความร้อน $Q_r^- = \left(2,040.98 \frac{W}{m^2} \right) \times \left(0.003631681 m^2 \right) = 7.41 \quad W$

ประวัติผู้วิจัย

ชื่อ – สกุล	นายอนุวัฒน์ หอมระรื่น
วัน เดือน ปีเกิด	18 กันยายน 2529
ประวัติการศึกษา	
ระดับมัธยมศึกษา	ประโยคมัธยมศึกษาตอนปลาย โรงเรียนศรีราชาสมุทร พ.ศ. 2547
ระดับปริญญาตรี	วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี พ.ศ. 2551
ระดับปริญญาโท	วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี พ.ศ. 2556
ทุนการศึกษา หรือทุนวิจัย	ทุนอุดหนุนสนับสนุนการวิจัยระดับบัณฑิตศึกษา ทบวงมหาวิทยาลัย ปีงบประมาณ 2554
ประวัติการทำงาน	วิศวกรเครื่องกล บริษัท Sino-Thai Engineering and Construction พ.ศ. 2552-2553
ผลงานที่ได้รับการตีพิมพ์	Homrarueng, A. and Jugjai, S., 2014, “An Experimental Study on Combustion Performance of Flexible Porous Medium Burner (FPMB)”, The 5th TSME International Conference on Mechanical Engineering , 17-19 December, Chiangmai, Thailand.