



การพัฒนาหัวเผาวัสดุพูนแบบเป็นขั้นด้วยเชื้อเพลิงผสม

นายพีระพงษ์ โตขลิบ

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร
ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี
พ.ศ. 2554

การพัฒนาหัวเสาวัสดุพูนแบบเป็นขั้นด้วยเชื้อเพลิงผสม

นายพีระพงษ์ โตขลิบ วศ.บ. (วิศวกรรมเครื่องกล)

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร
ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี
พ.ศ. 2554

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์

..... ประธานกรรมการสอบวิทยานิพนธ์
(รศ.ดร.สุวิทย์ เตีย)

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

..... กรรมการ
(รศ.ดร.สมชาย จันทร์ขานนา)

..... กรรมการ
(ดร.บัณฑิต กฤตาคม)

ลิขสิทธิ์ของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี

หัวข้อวิทยานิพนธ์	การพัฒนาหัวเผาวัสดุพูนแบบเป็นชั้นด้วยเชื้อเพลิงผสม
หน่วยกิต	12
ผู้เขียน	นายพีระพงษ์ โตขลิบ
อาจารย์ที่ปรึกษา	ศ.ดร.สำเริง จักรใจ
หลักสูตร	วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
ภาควิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
คณะ	วิศวกรรมศาสตร์
พ.ศ.	2554

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้เป็นการศึกษาเชิงทดลองของหัวเผา 2 รูปแบบ คือหัวเผาวัสดุพูน และหัวเผาแบบเปลวไฟอิสระ(ไม่มีตัวแผ่รังสีวัสดุพูน) ซึ่งแต่ละรูปแบบสามารถเผาไหม้เชื้อเพลิงได้ 3 ชนิด คือเชื้อเพลิงแก๊ส เชื้อเพลิงเหลว และเชื้อเพลิงผสม โดยมีลักษณะพิเศษคือสามารถควบคุมให้หัวเผาก่อเกิดการเผาไหม้ให้ได้เปลวไฟสองลักษณะ ได้แก่ ชนิดผสมมาก่อน (premixed flame) และชนิดแพร่ (diffusion flame) โดยอาศัยการควบคุมรูปแบบของการจ่ายอากาศ คือ การจ่ายอากาศแบบหมุนวน (swirling flow) และแบบวงแหวน (annular flow) ที่ทำให้อากาศมีลักษณะเป็นวงแหวนหุ้มรอบเชื้อเพลิงที่ถูกปล่อยตามแนวแกน ส่งผลให้ได้เปลวไฟชนิดผสมมาก่อนและเปลวไฟชนิดแพร่ตามลำดับ รูปแบบการเผาไหม้แบบหัวเผาที่ใช้ในการทดลองประกอบด้วยวัสดุพูนสองส่วน คือหัวเผาวัสดุพูน (PB) ทำจากตาข่ายสแตนเลสซ้อนกัน เพื่อกระจายเชื้อเพลิงให้เต็มหน้าตัด ก่อนผสมกับอากาศและเกิดการเผาไหม้ในวัสดุพูน และตัวแผ่รังสีวัสดุพูน (PE) เป็นกลุ่มเม็ดหินบรรจุในท่อทรงกระบอก โดยตัวแปรที่สำคัญของการเกิดการเผาไหม้แบบเป็นขั้นตอน (staged combustion) คือระยะห่างระหว่าง PB กับตำแหน่งจ่ายอากาศ (X_{PB}) รวมถึง ค่าอัตราส่วนสมมูล (equivalence ratio) และอัตราการป้อนเชื้อเพลิง (firing rate) ที่มีผลต่อประสิทธิภาพการแผ่รังสีความร้อน โครงสร้างความร้อน และการปลดปล่อยมลพิษ (CO , NO_x) ของเชื้อเพลิงทั้ง 3 ชนิด โดยผลการทดลองในหัวเผาแบบเปลวไฟอิสระยืนยันได้ว่าหัวเผาสามารถเผาไหม้ให้ได้เปลวไฟทั้งแบบผสมมาก่อน ($X_{PB} = -20$ มม.) และแบบแพร่ ($X_{PB} = 0$ มม.)จริง ซึ่งการเผาในเปลวไฟชนิดแพร่จะสามารถช่วยเพิ่มความปลอดภัยเพิ่มมากขึ้น ขณะที่หัวเผาวัสดุพูนซึ่งคาดว่าจะสามารถควบคุมให้เกิดการเผาไหม้ 2 ชนิดเช่นกัน โดยที่ผลจากการปรับเปลี่ยนระยะ X_{PB} จาก -20 มม. เป็น 0 มม. พบว่าประสิทธิภาพการแผ่รังสีความร้อนเพิ่มขึ้นสูงสุดถึงร้อยละ 34 % ขณะเดียวกันลดการปลดปล่อยมลพิษ CO ลดลงได้สูงสุด 1.8 เท่า ทั้งนี้สาเหตุเกิดจากการเกิดการหมุนวนของไอดีในแนวรัศมีเพิ่มมากขึ้น ขณะที่ NO_x ลดลงได้สูงสุด 2 เท่า สาเหตุคาดว่าน่าจะเกิดจากการย้ายตำแหน่งของเปลวไฟไปด้านท้ายน้ำมากขึ้นและรวมถึงอาจจะเกิดการเผาไหม้แบบเป็นชั้นร่วมด้วย คำสำคัญ: หัวเผาวัสดุพูน/เปลวไฟชนิดผสมมาก่อน/เปลวไฟชนิดแพร่/การเผาไหม้แบบเป็นชั้น

Thesis Title	Development of Staged Combustion Porous Burner for Mixed Fuels
Thesis Credits	12
Candidate	Mr. Pheeraphong Toklib
Thesis Advisor	Prof. Dr. Sumrerng Jugjai
Program	Master of Engineering
Field of Study	Mechanical Engineering
Department	Mechanical Engineering
Faculty	Engineering
B.E.	2554

Abstract

This research is an experimental study of two burner types, i.e. a porous burner and a free flame burner. The important characteristic is they are able to be operated with 3 types of fuel, gas fuel, liquid fuel, and the mixed fuel. In which both premixed flame and diffusion flame modes can be stabilized depended on feeding air configurations. In the premixed mode, swirling air and fuel mix within opened mixing chamber. On the other hand, in the diffusion mode, completely closed mixing chamber cause annular flow of feeding air covering around axial flow of fuel. The porous burner consists of two porous components. The first one is a porous burner (PB), which made from packed of stainless wire, use for fuel distribution causing uniform flow. Then, combustion of mixed air and fuel occur within the second porous called porous emitter (PE), which is a packed bed of rock. The other key parameters which control the flame mode are gap between PB and PE (X_{PB}), equivalence ratio (Φ) and firing rate, which also influent on temperature profiles, emission (CO , NO_x) and radiation efficiency. Temperature contours as occurred in the free flame burner can be used to confirm that both premixed and diffusion flames are taking place. While in the porous burner as decreasing X_{PB} from -20 to 0 mm, the radiation efficiency increase up to 34% and CO emission decrease about 1.8 times because stronger swirling flow is occurred. Moreover, at $X_{PB} = 0$, NO_x emissions decrease about 2 times of that of $X_{PB} = -20$. It might be due to the flame front moves to more downstream location and a staged combustion might be occurred.

Keyword: porous burner, premixed flame, diffusion flame, staged combustion.

กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยนี้สำเร็จด้วยดี ผู้วิจัยได้รับความอนุเคราะห์จากบุคคลหลายฝ่าย รวมทั้งเอกสาร ตำราที่ใช้ประกอบการศึกษาค้นคว้าอ้างอิงจนทำให้เกิดแนวคิดในการวิจัย ผู้วิจัยขอกราบขอบพระคุณ ศ.ดร.สำเริง จักรใจ ซึ่งเป็นอาจารย์ที่ปรึกษางานวิจัยที่ได้สละเวลาให้คำแนะนำจนทำให้งานวิจัยสำเร็จตามวัตถุประสงค์และขอบเขตของการศึกษา พร้อมกันนี้ขอกราบขอบพระคุณ คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์ ประกอบด้วย รศ.ดร.สมชาย จันทร์ชานา และ รศ.ดร.สุวิทย์ เตีย ดร.บัณฑิต กฤตาคม มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรีที่ได้ชี้แนะข้อบกพร่องตลอดจนเสนอแนะแนวทางในการแก้ไขเพื่อให้งานวิจัยสมบูรณ์ยิ่งขึ้น

ขอขอบคุณ เพื่อนๆ พี่ๆ นักศึกษาปริญญาโทและนักศึกษาปริญญาเอกห้องปฏิบัติการวิจัยเครื่องยนต์และการเผาไหม้ทุกท่าน รวมถึงช่างเทคนิคภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลที่ให้ความช่วยเหลือจนงานสำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยดี และสุดท้ายขอกราบขอบพระคุณ คุณพ่อและคุณแม่ที่เป็นกำลังใจและให้การสนับสนุนด้านการศึกษามาโดยตลอด

สารบัญ

หน้า

บทคัดย่อภาษาไทย	๗
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	๘
กิตติกรรมประกาศ	๙
สารบัญ	๑๐
รายการตาราง	๑๑
รายการรูปประกอบ	๑๒
รายการสัญลักษณ์	๑๓
ประมวลศัพท์และคำย่อ	๑๔

บทที่

1. บทนำ	1
1.1 ที่มาและความสำคัญ	1
1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย	2
1.3 ขอบเขตของการวิจัย	2
1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	3
2. ผลงานวิจัยที่ผ่านมา	4
3. หลักการและทฤษฎี	17
3.1 การเผาไหม้เปลวไฟแบบผสมมาก่อน (premixed flame)	17
3.2 การเผาไหม้เปลวไฟแบบแพร่ (diffusion flame)	18
3.3 หลักการเผาไหม้ที่มีการหมุนเวียนความร้อน	19
3.4 การหมุนเวียนความร้อนจากการเผาไหม้ในวัสดุพอรุน	20
3.5 แนวคิดการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวแบบไม่อาศัยการสเปรย์โดยวัสดุพอรุน	22
3.6 เทคนิคการเผาไหม้แบบแบ่งเป็นขั้นตอน	23

4.อุปกรณ์และวิธีการทดลอง	24
4.1 อุปกรณ์การทดลองสำหรับการเผาไหม้แบบเปลวไฟอิสระ	24
4.2 อุปกรณ์การทดลองสำหรับการเผาไหม้แบบหัวเผาวัสดุพรุน	25
4.3 เครื่องมือและอุปกรณ์เพิ่มเติมที่ใช้ในการทดลอง	27
4.4 ความหมายของอิทธิพลที่ใช้ศึกษา	29
4.5 แผนการทดลอง	30
4.6 ขั้นตอนการทดลอง	31
4.7 เงื่อนไขการทดลอง	34
5. ผลการศึกษา	36
5.1 ผลการศึกษาการเผาไหม้กรณี Free Flame (กรณีไม่ติดตั้งPorous Emitter,PE)	36
5.1.1 อิทธิพลของระยะ Xpb ต่อเชื้อเพลิง LPG	36
5.1.2 อิทธิพลของระยะ Xpb ต่อเชื้อเพลิง Kerosene	41
5.1.3 อิทธิพลของระยะ Xpb ต่อเชื้อเพลิงผสมระหว่าง LPG กับ Kerosene	45
5.2. ผลการศึกษาการเผาไหม้กรณี PM Flame (กรณีติดตั้งPorous Emitter,PE)	49
5.2.1เชื้อเพลิง LPG	49
5.2.1.1 อิทธิพลของระยะ Xpb	49
5.2.1.2 อิทธิพลของ ϕ	55
5.2.1.3อิทธิพลของ Firing Rate	60
5.2.2 เชื้อเพลิง Kerosene	64
5.2.2.1 อิทธิพลของระยะ Xpb	64
5.2.2.2 อิทธิพลของ ϕ	69
5.2.2.3 อิทธิพลของ Firing Rate	73
5.2.3เชื้อเพลิงผสมระหว่าง LPG กับ Kerosene	76
5.2.3.1 อิทธิพลของ Xpb	76
5.2.3.2 อิทธิพลของ ϕ	81
6. สรุปและข้อเสนอแนะ	85
6.1 สรุปผลการศึกษา	85
6.2 ข้อเสนอแนะ	86

เอกสารอ้างอิง	87
ภาคผนวก	90
ก. รูปเครื่องมือและอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง	90
ข. ตารางข้อมูลการทดลอง	99
ค. กราฟผลการทดลอง	126
ง. การคำนวณค่าที่ใช้ในการทดลอง	136
ประวัติผู้วิจัย	154

รายการตาราง

ตาราง	หน้า
ข.1 เจ็อนไขการทดลอง	34
ข.1.1 การทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของ X_{PB} ที่มีผลต่อ Temperature	101
ข.1.2 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของ X_{PB} ที่มีผลต่อ Emission	102
ข.1.3 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของ X_{PB} ที่มีผลต่อ	104
ข.1.5 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของ X_{PB} ที่มีผลต่อ Temperature	105
ข.1.6 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของ X_{PB} ที่มีผลต่อ Emission	106
ข.1.7 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของ Φ ที่มีผลต่อ Temperature	107
ข.1.8 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของ Φ ที่มีผลต่อ Emission	108
ข.1.9 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของ FR ที่มีผลต่อ Temperature	109
ข.1.8 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของอัตราการป้อนเชื้อเพลิงที่มีผลต่อ Emission	110
ข.2.1 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของ X_{PB} ที่มีผลต่อ Temperature	111
ข.2.2 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของ X_{PB} ที่มีผลต่อ Emission	112
ข.2.3 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของ Φ ที่มีผลต่อ Emission	113
ข.2.4 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของ Φ ที่มีผลต่อ Emission	114
ข.2.5 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของ FR ที่มีผลต่อ Temperature	115
ข.2.6 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของ FR ที่มีผลต่อ Emission	116
ข.2.7 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของ X_{PB} ที่มีผลต่อ Temperature	117
ข.2.8 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของ X_{PB} ที่มีผลต่อ Emission	118
ข.2.9 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของ Φ ที่มีผลต่อ Temperature	119
ข.2.11 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของ FR ที่มีผลต่อ Temperature	120
ข.2.12 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของ FR ที่มีผลต่อ Emission	121
ข.2.13 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของ X_{PB} ที่มีผลต่อ Temperature	122
ข.2.14 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของ X_{PB} ที่มีผลต่อ Emission	123
ข.2.15 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของ Φ ที่มีผลต่อ Temperature	124
ข.2.16 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของ Φ ที่มีผลต่อ Emission	125
ง.4 ตัวอย่างค่าที่ได้จากการคำนวณ	143

รายการรูปประกอบ

รูป	หน้า
2.1 แสดงอุปกรณ์การทดลองของ Viskanta และ Mital [3]	4
2.2 แสดงอุปกรณ์การทดลองของ A.I. Bakry [4]	5
2.3 Porous Ceramic และอุปกรณ์การทดลองของ Kaplan และ Hall [5]	6
2.4 อุปกรณ์การทดลองของ Tseng และ Howell [6]	7
2.5 แนวคิดการเผาไหม้ละอองเชื้อเพลิงเหลวของ Tseng และ Howell [6]	8
2.6 อุปกรณ์การทดลองของ Takami และคณะ [7]	9
2.7 อุปกรณ์การทดลองของ Jugjai และ Polmat [9]	10
2.8 อุปกรณ์การทดลองของ ชุตติเดช ผ่องใส [12]	11
2.9 อุปกรณ์การทดลองของ กิตติศักดิ์ สุวรรณวิจิตร [15]	12
2.10 อุปกรณ์การทดลองหัวเผา น้ำมันของ มกร[14]	13
2.11 อุปกรณ์การทดลองของ Olaf Pickenacker และคณะ[10]	14
2.12 อุปกรณ์การทดลองของพิริยยุทธ ทองเต็ม[15]	15
3.1 แสดงอุณหภูมิ และอัตราการปลดปล่อยความร้อนในรูปแบบเปลวไฟผสมมาก่อน[19]	17
3.2 โครงสร้างเปลวไฟแบบแพร่[19]	18
3.3 เปรียบเทียบระบบการเผาไหม้ระหว่างที่มี และไม่มีกรหมุนเวียนความร้อน [22]	19
3.4 แสดงการถ่ายเทความร้อนจากการเผาไหม้ ที่เกิดขึ้นในชั้นวัสดุพูน	20
3.5 แนวคิดการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวแบบไม่อาศัยการสเปรย์โดยวัสดุพูน[24]	21
3.7 เทคนิคการเผาไหม้แบบแบ่งเป็นขั้นตอน[16]	22
4.1. แสดงภาพอุปกรณ์แบบเปลวไฟอิสระ	
4.2 ภาพแสดงอุปกรณ์การทดลองแบบหัวเผาวัสดุพูน	
4.3 แสดงระยะ X_{PB}	
4.4 ภาพเปรียบเทียบการไหลของอากาศทั้งสองแบบภายใน Combustor Block	
5.1 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อ การกระจายอุณหภูมิ	37
5.2 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อโครงสร้างอุณหภูมิการเผาไหม้	38
5.3 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อการปลดปล่อยมลพิษ	39
5.4 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่ออุณหภูมิการอุ่นอากาศ	40
5.5 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อการกระจายอุณหภูมิ	41

5.6 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อโครงสร้างอุณหภูมิในห้องเผาไหม้	42
5.8 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่ออุณหภูมิการอุ่นอากาศ	44
5.9 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อtemperature contour	45
5.10 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อโครงสร้างอุณหภูมิในห้องเผาไหม้	46
5.11 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อการปลดปล่อยมลพิษ	47
5.12 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่ออุณหภูมิการอุ่นอากาศ	48
5.2.1แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ของอุณหภูมิในห้องเผาไหม้	50
5.2.2 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ที่มีต่อประสิทธิภาพในการแผ่รังสีความร้อน	51
5.2.3 แสดงอิทธิพลของ X_{PB} ของการปลดปล่อย CO และ NO_x	52
5.2.4แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ของอุณหภูมิการอุ่นอากาศ	53
5.2.5 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ของความดันในห้องเผาไหม้	54
5.2.6 แสดงอิทธิพล Φ ของอุณหภูมิในห้องเผาไหม้	55
5.2.6 แสดงอิทธิพล Φ ของอุณหภูมิในห้องเผาไหม้	56
5.2.8 แสดงอิทธิพล Φ ของการปลดปล่อยมลพิษที่	57
5.2.9 แสดงอิทธิพลของค่า Φ ของอุณหภูมิการอุ่นอากาศ	58
5.2.10 แสดงอิทธิพลของค่า Φ ของความดันในห้องเผาไหม้	59
5.2.11 แสดงอิทธิพลของค่า Firing rate ของ โครงสร้างอุณหภูมิการเผาไหม้	60
5.2.12 แสดงอิทธิพลของค่า Firing rate ของ การปลดปล่อย	61
5.2.13 แสดงอิทธิพลของค่า Firing rate ของ อุณหภูมิการอุ่นอากาศ	62
5.2.14 แสดงอิทธิพลของค่า Firing rate ของความดันในห้องเผาไหม้	63
5.2.15 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ของโครงสร้างอุณหภูมิในห้องเผาไหม้	64
5.2.15แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ที่มีของประสิทธิภาพในการแผ่รังสีความร้อน	65
5.2.16แสดงอิทธิพลของ X_{PB} ของการปลดปล่อย CO และ NO_x	66
5.2.18แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ของอุณหภูมิการอุ่นอากาศ	67
5.2.19 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ของความดันในห้องเผาไหม้	68
5.2.20 แสดงอิทธิพล Φ ของอุณหภูมิในห้องเผาไหม้	69
5.2.21 แสดงอิทธิพล Φ ของการปลดปล่อยมลพิษ	70
5.2.22 แสดงอิทธิพลของค่า Φ ต่ออุณหภูมิการอุ่นอากาศ	71
5.2.23 แสดงอิทธิพลของค่า Φ ของ ความดันในห้องเผาไหม้	72
6.24 แสดงอิทธิพลของ Firing rate ของโครงสร้างอุณหภูมิในห้องเผาไหม้	73
5.2.25 แสดงอิทธิพลของค่า Firing rate ของ การปลดปล่อยมลพิษ	74

5.2.26 แสดงอิทธิพลของค่า Firing rate ต่อความดันในห้องเผาไหม้	75
5.2.27 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ของอุณหภูมิในห้องเผาไหม้	76
5.2.28 แสดงอิทธิพลของ X_{PB} ของการปลดปล่อยมลพิษ	77
5.2.29 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ที่มีของประสิทธิภาพในการแผ่รังสีความร้อน	78
5.2.30 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่ออุณหภูมิการอุ่นอากาศ	79
5.2.31 แสดงอิทธิพลของค่า Firing rate ต่อความดันในห้องเผาไหม้	80
5.2.32 แสดงอิทธิพล Φ ต่ออุณหภูมิในห้องเผาไหม้	81
5.2.33 แสดงอิทธิพลของค่า Φ ของ CO และ NO_x	82
5.2.34 แสดงอิทธิพลของค่า Φ ของอุณหภูมิการอุ่นอากาศ	83
5.2.35 แสดงอิทธิพลของค่า Φ ของ ความดันในห้องเผาไหม้	84
ก.1 หัวเผาเชื้อเพลิงแบบวัสดุพูน	91
ก.2 แสดง Combustor Block และระบบการจ่ายอากาศ	91
ก.3 ตาข่ายสแตนเลสขนาด 40 mesh/inch (PB)	92
ก.4 ตาข่ายสแตนเลสขนาด 100 mesh/inch (PB)	92
ก.5 เม็ดหินวัสดุพูน (PE)	92
ก.6 อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของน้ำมันเชื้อเพลิง	93
ก.7 อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของอากาศและแก๊ส (LPG)	93
ก.8 อุปกรณ์วัดอุณหภูมิ (Thermocouple)	94
ก.9 อุปกรณ์เก็บบันทึกค่าอุณหภูมิ (Data Logger รุ่น DT600)	94
ก.10 เครื่องวิเคราะห์แก๊สไอเสีย (Exhaust Gas Analyzer)	94
ก.11 อุปกรณ์ควบคุมความดัน (Pressure Regulator)	95
ก.12 อุปกรณ์วัดความดัน (U-Tube Manometer)	95
ก.13 อุปกรณ์จ่ายอากาศ (Compressor)	95
ก.14 ถังพักไอเสียและท่อสแตนเลส	96
ก.15 ท่อพร้อยค้ออน	96
ก.16 พัดลมดูดสาหรืกรรม	96
ก.17 แบบท่ววิศวกรรมของถังพักไอเสียและท่อสแตนเลส	97
ค.1 แสดงเปลวไฟการเผาไหม้แบบ free flame	127
ค.2 แสดงเปลวไฟการเผาไหม้แบบ free flame	127
ค.3 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อโครงสร้างอุณหภูมิในห้องเผาไหม้ตามแนวรัศมี	128
ค.4 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อโครงสร้างอุณหภูมิในห้องเผาไหม้ตามแนวรัศมี	128
ค.5 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อโครงสร้างอุณหภูมิในห้องเผาไหม้ตามแนวรัศมี	129

ค.6 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อ emission	129
ค.7 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อความดันในห้องเผาไหม้	130
ค.8 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อความดันในห้องเผาไหม้	130
ค.9 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อความดันในห้องเผาไหม้	131
ค.10 แสดงอิทธิพลของระยะ Φ ต่อโครงสร้างอุณหภูมิในห้องเผาไหม้	131
ค.11 แสดงอิทธิพลของระยะ Φ ต่อการปลดปล่อยมลพิษ	132
ค.12 แสดงอิทธิพลของระยะ Φ ต่อ อุณหภูมิการอุ่นอากาศ	132
ค.13 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อความดันในห้องเผาไหม้	133
ค.14 แสดงอิทธิพลของระยะ FR ต่อโครงสร้างอุณหภูมิในห้องเผาไหม้	134
ค.15 แสดงอิทธิพลของระยะ FR ต่อการปลดปล่อยมลพิษ	135
ค.16 แสดงอิทธิพลของระยะ Φ ต่อ อุณหภูมิการอุ่นอากาศ	136
ค.17 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อความดันในห้องเผาไหม้	137
ง.1 แบบจำลองของระบบเพื่อคำนวณฟลักซ์การแผ่รังสีความร้อน	140
ง.2 แบบจำลองของระบบเพื่อคำนวณฟลักซ์การแผ่รังสีความร้อน	143
ง.3 แบบจำลองของระบบเพื่อคำนวณฟลักซ์การแผ่รังสีความร้อน	145
ง.4 สมดุลพลังงานของ PB	147

รายการสัญลักษณ์

A	=	Area, m^2
A_{proj}	=	Projected Area Per Unit Volume, m^2/m^3
a	=	Real Surface Area Per Volume Ratio, m^2/m^3
CL	=	Heat Input Rate, kW
d_p	=	Average Sphere Diameter of Particles, mm
d_w	=	Wire Diameter, mm
E_n	=	Exponential Integral Function
H	=	Dimensionless Radiative Heat Flux
h_1	=	Inlet Enthalpy, kJ/kg
h_2	=	Outlet Enthalpy, kJ/kg
I_0	=	Intensity of Radiation from Surrounding, W/m^2
I_b	=	Black Body Radiation Intensity, W/m^2
J	=	Dimensionless Irradiation Intensity
L	=	Latent Heat of Kerosene, W
LHV	=	Lower Heating Value of Kerosene, kJ/kg
$\dot{m}$	=	Mass Flow Rate, kg/s
n_p	=	Number of Density, particles/ m^3
ΔP	=	Static Pressure, mmH ₂ O
p	=	Pitch, mm
$\dot{Q}$	=	Volume Flow Rate, m^3/s
Q_{in}	=	Heat Input, W
Q_r	=	Radiative Heat, W
Q_{out}	=	Heat Output, W
q_r	=	Radiative Heat Flux, kW/m^2
T	=	Temperature, °C
T_{ad}	=	Adiabatic Flame Temperature, °C
T_{boil}	=	Boiling Temperature of Kerosene, °C
T_{∞}	=	Ambient Temperature, °C
x	=	Distance, mm
x_{PB}	=	Location of PB Surface, mm

x_{PE}	=	Location of PE Surface, mm
x_{Tmax}	=	Location of Maximumn Temperature, mm
ε	=	Porosity
ξ	=	Emissivity of Solid Porous Medium
Φ	=	Equivalence Ratio
κ	=	Absorption Coefficient
θ	=	Burner Angle, degrees
θ_s	=	Dimentionless Temperature
ρ	=	Density of Kerosene, kg/m^3
τ	=	Optical Thickness
η	=	Efficiency

สัญลักษณ์กำกับบน

n	=	Net Value
+	=	Positive Direction
-	=	Negative Direction

สัญลักษณ์กำกับล่าง

PB	=	Porous Burner
PE	=	Porous Emitter
pre	=	Preheat
rad	=	Radiation

ประมวลศัพท์และคำย่อ

CO	=	Carbon Monoxide
cm	=	Centimeter
F/A	=	Fuel Air Ratio
FV	=	Volume Fraction
kg	=	Kilogram
kJ	=	Kilojoule
lpm	=	Lite Per Minute
MJ	=	Megajoule
m	=	Meter
min	=	Minute
mm	=	Millimeter
NO _x	=	Oxide of Nitrogen
Pa	=	Pascal
PB	=	Porous Burner
PE	=	Porous Emitter
ppcm	=	Pore Per Centimeter
ppm	=	Part Per Million
psig	=	Pound Per Square Inch Gauge
s	=	Second

บทที่ 1 บทนำ

1.1 ที่มาและความสำคัญ

ปัจจุบันหัวเผาวัสดุพรุน (porous burner) กำลังได้รับความสนใจจากห้องปฏิบัติการหลายๆแห่งทั่วโลก และมีแนวโน้มเพิ่มสูงมากขึ้น พิสูจน์ได้จากจำนวนงานวิจัยที่ตีพิมพ์ในวารสารต่างๆ[1-11,21-23] รวมถึงนำไปประยุกต์ใช้ในครัวเรือนและอุตสาหกรรมต่างๆต่อเนื่อง ทั้งนี้เนื่องจากวัสดุพรุน (porous medium) มีอัตราส่วนพื้นที่ผิวต่อปริมาตรสูง ส่งเสริมการถ่ายเทความร้อนได้ดีทั้งในแบบการพาความร้อนและการแผ่รังสีความร้อน และสามารถหมุนเวียนความร้อนในตัวเองขณะเผาไหม้ได้ซึ่งช่วยให้ได้การเผาไหม้ให้กับการเผาไหม้แบบ “excess-enthalpy flame” [2] นั่นคืออุณหภูมิการเผาไหม้สามารถสูงกว่าอุณหภูมิการเผาไหม้ทางทฤษฎี (adiabatic flame temperature) อีกทั้งยังช่วยลดการปลดปล่อยมลพิษ ทั้ง CO เพราะอุณหภูมิการเผาไหม้โดยรวมมีค่าสูงขึ้น ขณะเดียวกันขณะเกิดการเผาไหม้เปลวไฟจะเกิดการถ่ายเทความร้อนอย่างรวดเร็วทำให้ลดการเกิดอุณหภูมิสูงสุด (peak temperature) ซึ่งเป็นวิธีในการกำจัด thermal NO_x ดังนั้นจึงได้มีกลุ่มนักวิจัยพยายามทำงานวิจัยเกี่ยวกับหัวเผาวัสดุพรุนเพิ่มมากขึ้น โดยเริ่มในประมาณปลายทศวรรษที่ 80 นักวิทยาศาสตร์ได้นำหัวเผาวัสดุพรุนมาเผาพร้อมกับเชื้อเพลิงแก๊ส [3,4] ก่อน หลังจากนั้นจึงพัฒนามาเผาพร้อมกับเชื้อเพลิงเหลว [5-15]ซึ่งมีปริมาณความร้อนต่อปริมาตรสูงกว่า แต่อย่างไรก็ตามในช่วงแรกก็พบปัญหาการแตกตัวเป็นฝอยละอองของเชื้อเพลิงเหลวจึงต้องใช้หัวฉีดช่วยในการแตกตัวของเชื้อเพลิงจนมีพัฒนาจนกระทั่งในสามารถทำให้เชื้อเพลิงเหลวแตกตัวเป็นฝอยละอองก่อนที่จะเกิดการเผาไหม้สำเร็จโดยไม่ต้องใช้การสเปรย์ละอองเชื้อเพลิง ส่งผลให้หัวเผามีขนาดกะทัดรัด และลดการสิ้นเปลืองพลังงานจากการสเปรย์ ซึ่งทางห้องปฏิบัติการเผาไหม้และเครื่องยนต์ (Combustion and Engine Research Laboratory, CERL) มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี ก็ได้พัฒนาหัวเผาวัสดุพรุนแบบที่ไม่ต้องมีการสเปรย์มาอย่างต่อเนื่องกว่า 20 ปี โดยที่ผลงานวิจัยล่าสุดคือในปี ค.ศ. 2009 พิรุฑ ทงเต็ม [15]ได้พัฒนาหัวเผาวัสดุพรุนที่สามารถเผาไหม้ได้ทั้งเชื้อเพลิงแก๊สและเชื้อเพลิงเหลว โดยที่จะศึกษาการเผาไหม้แบบเป็นขั้นซึ่งจะสามารถช่วยลดการเกิด thermal NO_x ซึ่งแนวทางการทดลองจะมุ่งเน้นที่การหาขอบเขตการเผาไหม้ (flammability limit) และการหาช่วงการทำงาน (turndown ratio) โดยการศึกษาอิทธิพลของอัตราส่วนสมมูลและอัตราการป้อนเชื้อเพลิง (firing rate) จากผลการทดลอง

พบว่า หัวเผาวัสดุพูนมีขอบเขตการเผาไหม้ที่กว้าง โดยที่อัตราส่วนสมมูลตั้งแต่ 0.29-0.89 และ turn down ratio ประมาณ 3 นอกจากนี้ยังมีผลการศึกษากการเผาไหม้แบบเป็นชั้น พบว่ากรณีการเผาไหม้ด้วยเชื้อเพลิงเหลวสามารถลดการปลดปล่อยมลพิษทั้ง CO และ NO_x ได้พร้อมๆกันขณะที่โครงสร้างอุณหภูมิมีลักษณะแบนราบมากขึ้น อย่างไรก็ตามจากการวิจัยที่ผ่านมาการศึกษาอิทธิพลของอัตราส่วนสมมูลและอัตราการป้อนเชื้อเพลิง ยังไม่สามารถอธิบายการเกิดการเผาไหม้แบบเป็นชั้นตอนในหัวเผาวัสดุพูนได้อย่างชัดเจน ซึ่งตัวแปรสำคัญที่คาดว่าจะทำให้เกิดลักษณะการเผาไหม้แบบเป็นชั้น คือ ระยะ X_{PB} ดังนั้นในงานวิจัยนี้จะทำการศึกษาระยะ X_{PB} ที่มีผลต่อการเกิดการเผาไหม้แบบเป็นชั้นอย่างละเอียด และเพิ่มการทดลองในส่วนของการเชื่อมประสานระหว่างเชื้อเพลิงแก๊สกับเชื้อเพลิงเหลว ซึ่งแสดงถึงความยืดหยุ่นของหัวเผาและเป็นต้นแบบของหัวเผาเชื้อเพลิงผสม ซึ่งจะนำไปประยุกต์ใช้กับเชื้อเพลิงที่มีค่าความร้อนต่ำได้ในอนาคต รวมถึงทำการทดลองเพื่อยืนยันว่าหัวเผาสามารถทำงานให้ได้ทั้งเปลวไฟชนิดผสมมาก่อน และชนิดแพร่ ซึ่งเป็นมิติใหม่ของหัวเผาวัสดุพูน

1.2 วัตถุประสงค์

1. เพื่อศึกษาลักษณะโครงสร้างเปลวไฟและสมรรถนะการเผาไหม้ของหัวเผาวัสดุพูนแบบเป็นชั้นตอนโดยใช้เชื้อเพลิงผสมระหว่างแก๊สกับเชื้อเพลิงเหลว
2. เปรียบเทียบสมรรถนะการเผาไหม้ของหัวเผาวัสดุพูนแบบเป็นชั้นกับผลงานที่มีมาก่อน

1.3 ขอบเขตของงานวิจัย

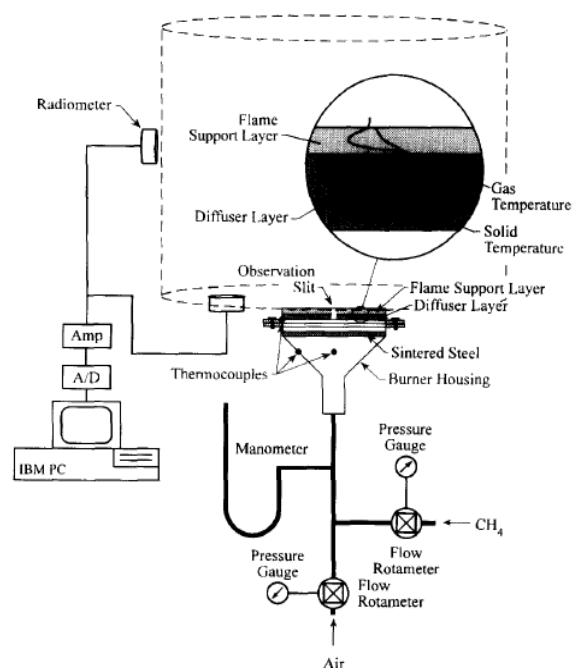
1. ทำการทดลองโดยใช้เชื้อเพลิง LPG , Kerosene และเชื้อเพลิงผสมผสมระหว่าง LPG และ Kerosene เป็นเชื้อเพลิง
2. ใช้ตาข่ายสแตนเลสขนาด 100 mesh/inch และขนาด 40 mesh/inch เป็นหัวเผาวัสดุพูน(porous burner,PB) และ เม็ดหินเป็นวัสดุพูนแผ่รังสี(porous emitter, PE)

1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

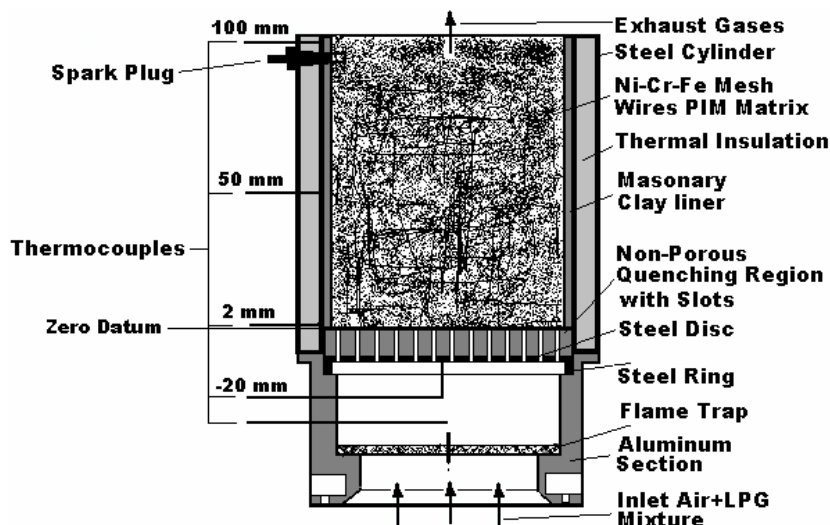
1. สามารถอธิบายถึงกลไกการเผาไหม้ของหัวเผาวัสดุพูนได้มากขึ้น
2. สามารถเพิ่มประสิทธิภาพของหัวเผาได้โดยการเพิ่มประสิทธิภาพการแผ่รังสีความร้อนในขณะเดียวกันก็สามารถควบคุมการปลดปล่อยมลพิษได้ด้วย
3. สามารถเพิ่มความยืดหยุ่นของหัวเผาได้โดยการเผาไหม้เชื้อเพลิงผสมได้ซึ่งอาจจะนำไปเปิดนแบบ ของหัวเผาเชื้อเพลิงผสมที่มีค่าความร้อนต่ำในอนาคต

บทที่ 2 งานวิจัยที่ผ่านมา

ปัจจุบันหัวเผาวัสดุพรุน (porous burner) กำลังได้รับความสนใจจากห้องปฏิบัติการหลายๆแห่งทั่วโลก [1-11] และมีแนวโน้มเพิ่มมากขึ้น พิสูจน์ได้จากจำนวนงานวิจัยที่ตีพิมพ์ในวารสารต่างๆ ทั้งนี้เนื่องจากวัสดุพรุน (porous medium) มีอัตราส่วนพื้นที่ผิวต่อปริมาตรสูง ส่งเสริมการถ่ายเทความร้อนได้ดีทั้งในแบบการพาความร้อนและการแผ่รังสีความร้อน และสามารถหมุนเวียนความร้อนในตัวเองขณะเผาไหม้ได้ซึ่งช่วยให้ได้การเผาไหม้ให้กับการเผาไหม้แบบ “excess-enthalpy flame” นั่นคืออุณหภูมิการเผาไหม้สามารถสูงกว่าอุณหภูมิการเผาไหม้ทางทฤษฎี (adiabatic flame temperature) ที่ส่วนผสมของเชื้อเพลิงในสถานะเริ่มต้นเดียวกัน[2] ทั้งนี้จะต้องพิจารณาบริเวณเปลวไฟ (the position of the reaction zone) ในหัวเผาวัสดุพรุนมีซึ่งผลต่ออุณหภูมิสูงสุดของการเผาไหม้ โดยที่บริเวณกึ่งกลางของหัวเผาจะให้อุณหภูมิในการเผาไหม้สูงสุด และยังช่วยลด NO_x เพราะขณะเกิดการเผาไหม้ในวัสดุพรุนจะเกิดการถ่ายเทความร้อนจากเปลวไฟไปยังเนื้อวัสดุพรุนอย่างทันทีทันใดทำให้ไม่เกิด Peak temperature ซึ่งเป็นสาเหตุของ Thermal NO_x [1] และยังช่วยลด CO ได้อีกด้วย เพราะอุณหภูมิการเผาไหม้โดยรวมมีค่าสูงขึ้น [2] ด้วยเหตุผลดังกล่าวจึงได้นำหลักการเผาไหม้ในวัสดุพรุนมาประยุกต์ใช้กับหัวเผาชนิดผสมกันมาก่อน (premixed) ที่ใช้ในงานอุตสาหกรรม ซึ่งที่ผ่านมาได้มีนักวิจัยหลายกลุ่มได้นำหัวเผาวัสดุพรุนมาเผาไหม้ร่วมกับเชื้อเพลิงแก๊ส โดยเริ่มจากการเผาไหม้ในแบบการผสมมาก่อน

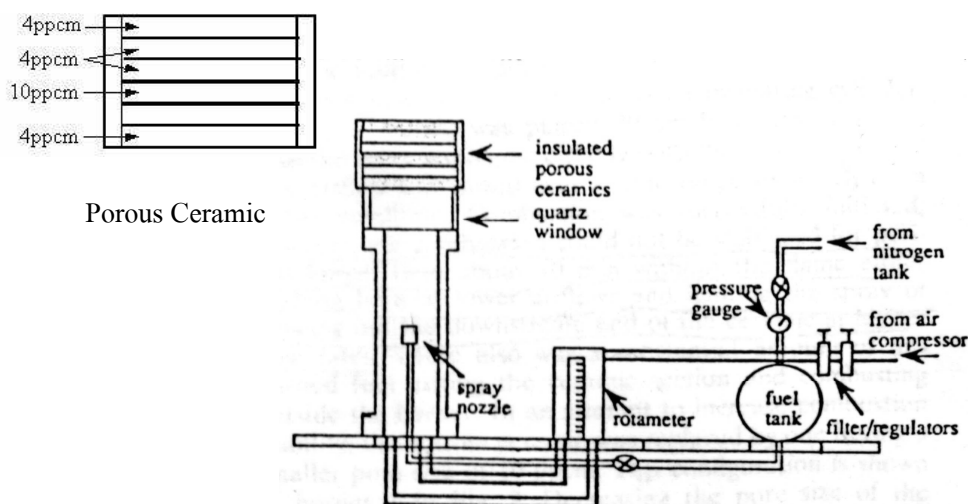


รูปที่ 2.1 แสดงอุปกรณ์การทดลองของ Viskanta และ Mital [3]



รูปที่ 2.2.แสดงอุปกรณ์การทดลองของ A.I. Bakry [4]

โดยที่ Viskanta และ Mital [3] ได้นำเชื้อเพลิงแก๊ส (methane) มาเผาไหม้ร่วมกับวัสดุพอร์นแบบผสมมาก่อน โดยที่หัวเผาแบ่งออกเป็นสองส่วนหลักๆ ส่วนแรก คือ flame support ทำจาก silicon-carbide ขนาด 26 ppcm และส่วนที่สอง คือ diffuser layer ซึ่งสามารถปรับเปลี่ยนความพอร์นได้ 4 แบบ คือ 0.7, 0.75, 0.8, 0.8 ppcm ซึ่งพบว่า เปลวไฟติดอยู่ในวัสดุพอร์น (submerged flame) ได้โดยยืนยงได้จาก อุณหภูมิการเผาไหม้สูงสุด หรือเป็นตัวแทนเปลวไฟอยู่ภายในวัสดุพอร์น และสามารถทำงานได้อยู่ในช่วง equivalence ratio 0.5-1 แต่หัวเผามีข้อจำกัดให้เผาไหม้ในกรณีที่ firing rate สูงจะเกิน 650 kW/m^2 จะเกิด flash back ได้ เนื่องจาก วัสดุพอร์น ถ่ายเทความร้อนบางส่วนมากก็เก็บทางด้าน upstream ส่งผลให้ flame speed สูงขึ้นตามไปด้วย A.I. Bakry [4] ได้เผาไหม้โดยใช้หัวเผาวัสดุพอร์นร่วมกับเชื้อเพลิงแก๊ส (LPG) ในรูปแบบผสมมาก่อนเช่นกันโดยวัสดุพอร์นทำจากตาข่าย มีความพอร์น 95% แต่พยายามลดโอกาสการเกิด flash back โดยการติดตั้ง slots พบว่า ทำงานในช่วงที่ firing rate สูงขึ้นจนถึง 2644 kW/m^2 การปลดปล่อยมลพิษต่ำทั้ง CO และ NOx ต่ำอยู่ในช่วง 3-30 ppm และ 3-20 ppm ตามลำดับ อย่างไรก็ตาม การใช้แก๊สเป็นเชื้อเพลิงซึ่งมีความร้อนต่อปริมาตรต่ำกว่าเชื้อเพลิงเหลว ส่งผลให้ต้องใช้พื้นที่ในการกักเก็บขนาดใหญ่ ดังนั้นจึงมีนักวิจัยได้พยายามนำเชื้อเพลิงเหลวมาเผาไหม้ จึงมีนักวิจัยได้นำหัวเผาวัสดุพอร์นมาเผาไหม้ร่วมกับเชื้อเพลิงเหลวโดยที่ Kaplan และ Hall [5] ประสบความสำเร็จเบื้องต้นในการศึกษาการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงเหลวในวัสดุพอร์น การทดลองใช้ n-Heptane เป็นเชื้อเพลิงสเปรย์ด้วยอัตรา 0.025 lpm ซึ่งได้ละอองขนาด 50-100 μm เข้าในหัวเผาไหม้ โดยใช้วัสดุพอร์น 3 ชนิด คือ magnesia-stabilized zirconia, silicon carbide และ yttrium-stabilized zirconia อุปกรณ์การทดลองดังรูปที่ โดยที่วัสดุพอร์นมี 4 ชั้น แต่ละชั้นหนา 2.5 ซม มีหัวเผาไหม้ติดอยู่บริเวณท้ายน้ำขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 10 ซม สูง 7.5 ซม โดยที่ช่วงการทำงานที่เหมาะสมคือที่ค่า equivalence ratio อยู่ในช่วง

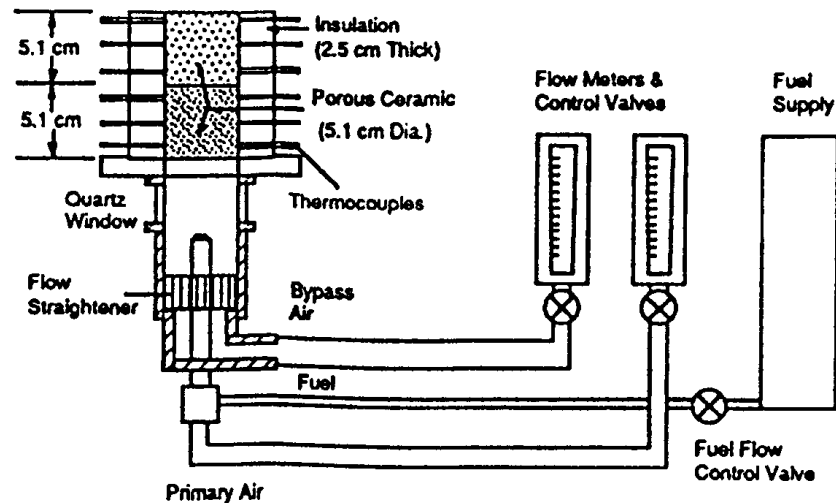


รูปที่ 2.3 Porous Ceramic และอุปกรณ์การทดลองของ Kaplan และ Hall [5]

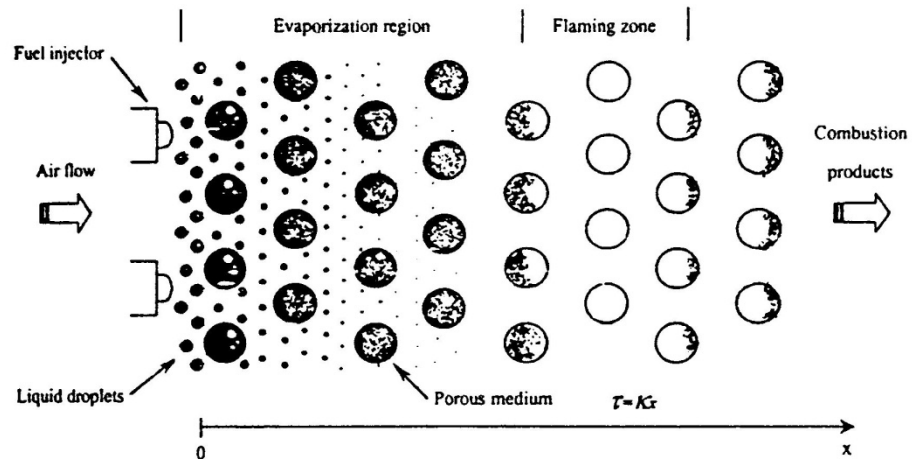
0.57-0.67 ที่ใช้หัวเผาชนิด 4ppcm-10ppcm-4ppcm-4ppcm-10ppcm ซึ่งการปลดปล่อยมลพิษต่ำซึ่ง (corrected for 3% oxygen) โดยที่ CO อยู่ในช่วง 3-7ppm และ NOx อยู่ในช่วง 15-20 ppm ต่อมา Vijaykant และ Agrawal ได้พัฒนาต่อ โดยใช้เชื้อเพลิง Kerosene เพื่อพยายามลดการปลดปล่อยมลพิษทั้ง CO NOx และเขม่า ซึ่งเลือกใช้ Silicon carbide (SiC) ออกแบบให้วัสดุพ่นทำงานเป็นสองส่วน คือ preheat zone และ combustion zone วัสดุพ่นแต่ชิ้นหนา 2.5 ซม

อย่างไรก็ตามในงานวิจัยนี้ยังคงมีข้อจำกัดหลายประการด้วยกัน อันได้แก่ความจำเป็นที่ต้องใช้หัวฉีดความดันสูงในการสเปรย์เชื้อเพลิงเหลวให้เป็นฝอยละอองที่ละเอียดมากเสียก่อน ชนิดของวัสดุพ่นที่นำมาใช้ ลักษณะการจัดเรียงชั้นวัสดุพ่นที่เหมาะสม รวมถึงขนาดละอองของเชื้อเพลิงเริ่มต้นและระยะห่างระหว่างหัวฉีดกับแผ่นวัสดุพ่นเพื่อให้ได้การเผาไหม้ที่มีเสถียรภาพอยู่ในชั้นวัสดุพ่น

Tseng และ Howell [6] ทำการศึกษาทั้งการทดลองและแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของการเผาไหม้ละอองเชื้อเพลิงเหลว Heptane จากผลการทดลองพบว่าเปลวไฟมีเสถียรภาพและเผาไหม้ค่อนข้างสมบูรณ์ที่ Φ ประมาณ 0.3 ใช้ ความดันในการฉีดเชื้อเพลิงประมาณ 60-90 psig ให้ขนาดละอองเฉลี่ยประมาณ $10\ \mu\text{m}$ ปริมาณแก๊สไอเสียทั้ง CO และ NO_x มีค่าใกล้เคียงกับงานของ Kaplan และ Hall [5] ส่วนแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ก็ให้ผลสอดคล้องกับการทดลองเป็นอย่างดี แนวคิดเกี่ยวกับการเผาไหม้ละอองเชื้อเพลิงเหลวในวัสดุพ่นของ Tseng และ Howell [6] จากการศึกษาพบว่าขนาดละอองที่เล็กกว่า $25\ \mu\text{m}$ เท่านั้นจึงจะสามารถระเหยได้หมดในบริเวณระเหย (Evaporation Region) ก่อนจะผ่านเข้าสู่เขตการเผาไหม้ (Flame Zone) การระเหยสามารถเกิดใน วัสดุพ่นซึ่งมีความหนาเพียง 30 mm จากนั้นไอของ Heptane จะผสมกับอากาศและเกิดการเผาไหม้ ทั้งนี้ก็เนื่องจากอิทธิพลของวัสดุพ่นช่วยเร่งอัตราการระเหยของละอองเชื้อเพลิงเหลวผ่านกระบวนการชนหรือสัมผัสกับผิววัสดุพ่นร้อน และกระบวนการดูดกลืนการแผ่รังสีความร้อน



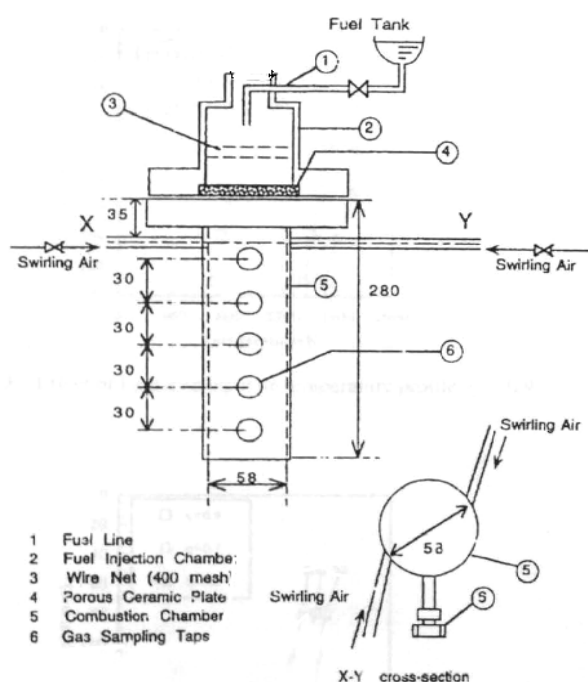
รูปที่ 2.4 อุปกรณ์การทดลองของ Tseng และ Howell [6]



รูปที่ 2.5 แนวคิดการเผาไหม้ละอองเชื้อเพลิงเหลวของ Tseng และ Howell [6]

จากวัสดุพอร์น นอกจากนี้อาจยังมีกระบวนการหมุนเวียนความร้อนจากวัสดุพอร์นไปยังอากาศและไอเชื้อเพลิงให้มีอุณหภูมิสูงขึ้นอย่างมีประสิทธิภาพแต่งานวิจัยนี้ยังมีจุดอ่อนหลายประการเช่น ถ้านำเชื้อเพลิงที่มีค่าความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอที่สูงกว่า Heptanes มาใช้หรือขนาดละอองมีขนาดใหญ่ โดยระบบดังกล่าวอาจไม่มีประสิทธิภาพเพียงพอที่จะทำให้เกิดการระเหยเป็นไอหมดในช่วง Evaporation Region และเปลวไฟที่เกิดขึ้นอาจไม่มีเสถียรภาพในชั้นวัสดุพอร์นซึ่งยังไม่มีรายงานอะไรก็ตามการใช้เชื้อเพลิงเหลวเป็นเชื้อเพลิงในการเผาไหม้โดยทั่วไปจะต้องใช้การสเปรย์ใช้เชื้อเพลิงแตกตัวก่อนการเผาไหม้เพื่อส่งเสริมการถ่ายเทความร้อนจากแก๊สร้อน อีกทั้งยังช่วยให้ไอระเหยผสมคลุกเคล้ากับอากาศเป็นเนื้อเดียวกันได้ง่ายขึ้นนำไปสู่การเผาไหม้ที่มีประสิทธิภาพและสมบูรณ์ซึ่งส่งผลให้ต้องมีห้องเผาไหม้มีขนาดใหญ่เพื่อที่จะรองรับการฟุ้งกระจายของเชื้อเพลิงทั้งต้องรักษาการกระจายของอุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้ให้สูงสม่ำเสมอเพื่อให้แน่ใจว่าละอองเชื้อเพลิงเหลว

สามารถระเหยได้หมด การระเหยและการเผาไหม้ในบางส่วนจึงเกิดขึ้นพร้อม ๆ กันจึงเป็นการยากที่จะควบคุมส่วนผสมให้คลุกเคล้าเป็นเนื้อเดียวกันส่งผลต่ออุณหภูมิการเผาไหม้และการควบคุมการปลดปล่อยมลพิษ ด้วยเหตุผลดังกล่าวนักวิจัยหลายกลุ่มจึงมีความพยายามหาวิธีการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวแบบใหม่ โดยการนำวัสดุพอร์มาใช้ร่วมกับการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวโดยไม่ต้องใช้การสเปรย์ โดยการใช้วิธีการหยดเชื้อเพลิงเหลวลงบนวัสดุร้อนเพื่อระเหย โดยอาศัยความร้อนจากการแผ่รังสีของเปลวไฟ (Flame Radiation) ที่เผาไหม้ทางด้านล่างมาใช้ในการระเหยโดยที่ Takami และคณะ [7] ได้ประสบความสำเร็จในการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวแบบใหม่โดยการหยด น้ำมันก๊าด (Kerosene) ลงบนชั้นวัสดุพอร์ร้อนทำจากเซรามิกขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 58 mm หนา 5 mm แทนการสเปรย์ได้อย่างมีประสิทธิภาพ ดังแสดงในรูปที่ น้ำมันก๊าดถูกหยดลงบนวัสดุพอร์ร้อนและระเหยได้หมดในชั้นวัสดุพอร์ เนื่องจากวัสดุพอร์มีพื้นที่ผิวต่อปริมาตรสูงจึงสามารถดูดซับการแผ่รังสีจากเปลวไฟ (Flame Radiation) ที่มีการเผาไหม้บริเวณใกล้กับผิวด้านล่างของวัสดุพอร์ ณ ตำแหน่งนี้จะมีการปั่นอากาศแบบหมุนวน (Swirling Air) มาผสมกับไอที่ระเหยมาพอดี จนเกิดการติดไฟและเผาไหม้ดังกล่าวได้

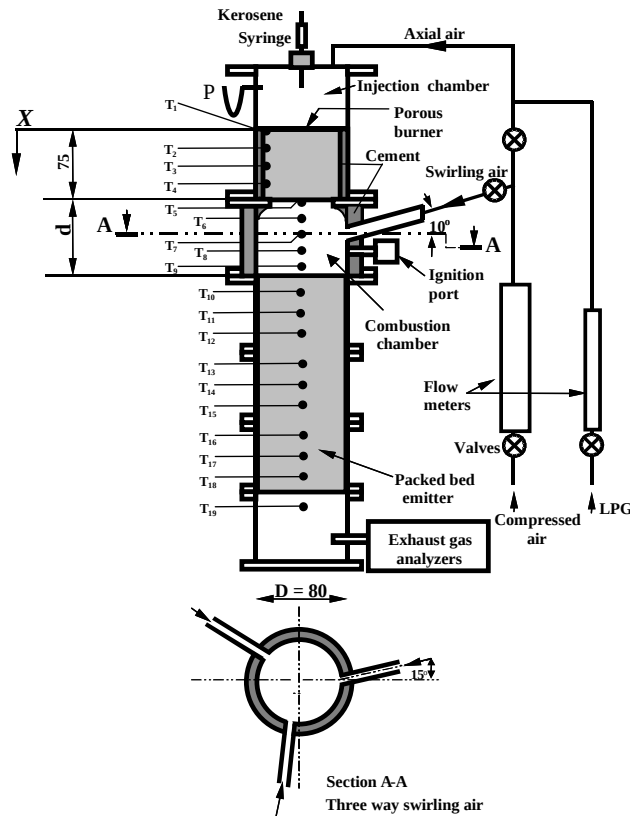


รูปที่ 2.6 อุปกรณ์การทดลองของ Takami และคณะ [7]

อุณหภูมิสูงประมาณ 1327°C (1600K) ปริมาณความร้อนที่ ปลดปล่อยมีค่าสูงถึง $3,900\text{ kW/m}^2$ ให้เปลวไฟที่เสถียรดีมาก Flammability Limits ที่กว้างโดยมีค่า Φ ประมาณ $0.1 - 1.0$ ค่า Turn-down Ratio ประมาณ 5.8 ปลดปล่อยมลพิษต่ำทั้ง CO และ NO_x จากการทดลองของ Takami และคณะ [7]

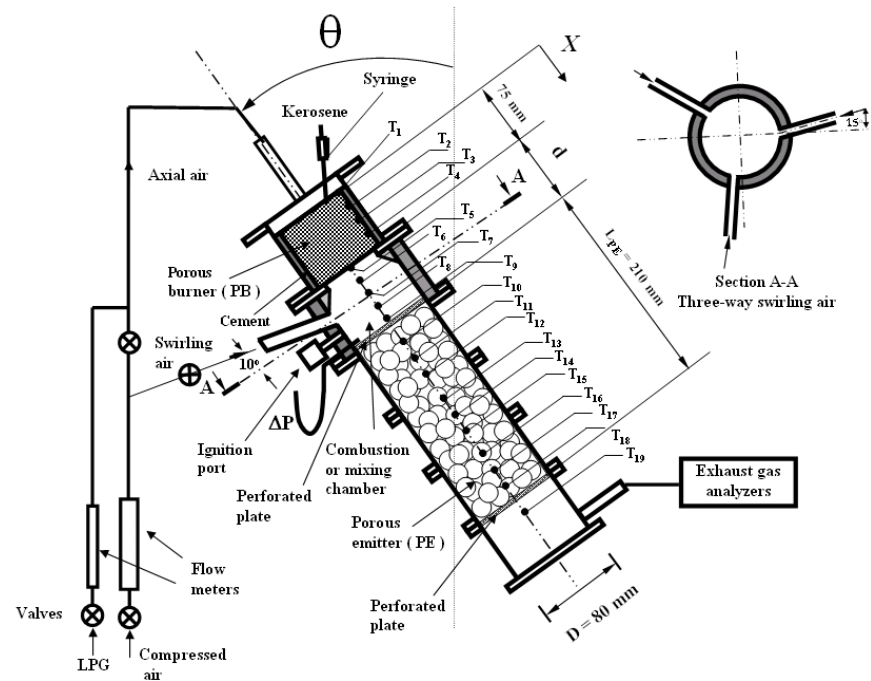
ได้วิเคราะห์ถึงค่า Φ และอิทธิพลของอัตราการป้อนเชื้อเพลิงที่มีผลต่อโครงสร้างทางความร้อนและการปลดปล่อยมลภาวะจากการวัดอุณหภูมิเฉพาะในห้องเผาไหม้ เท่านั้น แต่ไม่ได้ทำการวัดอุณหภูมิในชั้นวัสดุพอร์นที่มีการระเหยเกิดขึ้น ทำให้ไม่สามารถอธิบายถึงการระเหยของเชื้อเพลิงเหลวที่เกิดขึ้นได้

Jugjai และ Polmart [9] ที่ห้องปฏิบัติการวิจัยเครื่องยนต์และการเผาไหม้ (Combustion and Engine Research Laboratory) ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล มจร. ทำการวิจัยและพัฒนาระบบการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวแบบอาศัยการหยดแทนการสเปรย์ อุปกรณ์มีลักษณะคล้ายกับการทดลองของ Takami และคณะ [7] ดังรูปที่ 2.6 โดยมีการพัฒนาจากงานวิจัยก่อน [8] สามส่วนหลัก ๆ คือ ประการที่หนึ่งวัดอุณหภูมิในชั้นวัสดุพอร์น ตาข่ายสแตนเลสวางซ้อนทับกัน (Porous Burner, PB) ที่มีการระเหยของหยดเชื้อเพลิงเหลวและอุณหภูมิตามแนวศูนย์กลางตลอดความยาวห้องเผาไหม้ ทำให้เข้าใจการระเหยของเชื้อเพลิงเหลวในชั้นวัสดุพอร์นมากยิ่งขึ้น และสามารถอธิบายการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นตามมามากขึ้น ประการที่สองปรับปรุงลักษณะการป้อนอากาศจากงานวิจัยก่อน ๆ ที่ป้อนในลักษณะหมุนวนสัมพันธ์กับเส้นรอบวงห้องเผาไหม้ (Tangential Swirling Air) ที่มีการผสมดีเฉพาะบริเวณขอบใกล้เคียงผนังเท่านั้น ดังนั้นการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นจึงไม่ดีเท่าที่ควร จึงเปลี่ยนเป็นการป้อนอากาศหมุนวนแบบลักษณะสามทิศทางเชิงศูนย์กลางห้องเผาไหม้ ส่งผลต่อการคลุกเคล้าตัวระหว่างอากาศกับไอเชื้อเพลิงที่ดีกว่าเดิมยิ่งไปกว่านั้นประการที่สามมีการติดตั้งวัสดุพอร์นตัวแผ่รังสี (Porous Emitter, PE) ทางด้านท้ายน้ำ (Downstream) เพื่อ ดูดซับเอนทาลปีจากแก๊สร้อนที่เผาไหม้แล้วกลับมาทางด้านต้นน้ำ (Upstream) เพื่อส่งเสริมทั้ง การระเหยและการเผาไหม้ที่เกิดขึ้น ในการทดลองของ Jugjai และ Polmart [9] ยังมีการศึกษาถึง อิทธิพลของตำแหน่งการติดตั้งวัสดุพอร์นตัวแผ่รังสี (Porous Emitter, PE) ต่อการทำงานของหัวเผา พบว่าหากตำแหน่งวัสดุพอร์นทั้งสองอยู่ใกล้กันและขนาดเม็ดวัสดุพอร์นมีขนาดที่เหมาะสมแล้วการเผาไหม้บางส่วนสามารถลามเข้าไปภายในวัสดุพอร์นตัวแผ่รังสี ซึ่งเป็นที่ทราบกันดีว่าหากการเผาไหม้สามารถเกิด ภายในชั้นวัสดุพอร์น (Submerged Flame) ได้แล้วจะได้รับการเผาไหม้ที่มีกระบวนการหมุนเวียน ความร้อนในตัวเองที่มีข้อได้เปรียบเหนือกว่าการเผาไหม้แบบปกติ (Free Flame Combustion) เป็นอย่างมาก ดังที่ได้กล่าวมาแล้วในตอนต้น ดังนั้นประเด็นนี้จึงเป็นที่มาที่สำคัญมากในการศึกษาต่อในงานวิจัยนี้ เพื่อให้เข้าใจถึงอิทธิพลของตำแหน่งการติดตั้งวัสดุพอร์นที่เหมาะสม อย่างไรก็ตามงานวิจัยของ Jugjai และ Polmart [9] มีการศึกษาการทำงานของหัวเผาในลักษณะเฉพาะไหลลง (Down-flow) เท่านั้น ซึ่งยังเป็นข้อจำกัดในการนำไปใช้งานอยู่



รูปที่ 2.7 อุปกรณ์การทดลองของ Jugjai และ Polmat [9]

ชุตติเดช ผ่องใส ที่ห้องปฏิบัติการวิจัยเครื่องยนต์และการเผาไหม้ (Combustion and Engine Research Laboratory) ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล มจร. ศึกษาอิทธิพลของมุมหัวเผา (θ) ต่อการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวโดยวัสดุพอร์น เนื่องจากงานวิจัยที่ผ่านมาเน้นเฉพาะการเผาไหม้ในหัวเผาไหล แนวตั้งเท่านั้น มุมหัวเผาในงานวิจัยนี้พยายามให้เป็นมุมระหว่างแนวศูนย์กลางของหัวเผากับแนวตั้ง (θ เท่ากับศูนย์องศา คือลักษณะ Down-flow) อุปกรณ์การทดลองของชุตติเดช ผ่องใส [] คล้ายกับงานวิจัยของ Jugjai และ Polmart [9] ก่อนหน้า มีส่วนแตกต่างกันสองส่วนคือ หนึ่งเลื่อนตำแหน่ง Syringe ป้อนน้ำมันทางด้านบนให้ฉีดเข้าในส่วนบนของตาข่ายวัสดุพอร์น Porous Burner ทำให้หัวเผามีขนาดกะทัดรัดขึ้นเพื่อรองรับน้ำมัน และสองคือสามารถปรับมุมหัวเผาตั้งแต่ θ เท่า 0 องศา (Down-flow) จนถึง 180 องศา (Up-flow) ที่ละ 15 องศาได้ จากผลการศึกษาพบว่า θ ส่งผลอย่างมากต่อการกระจายตัวของอุณหภูมิ ความดันในห้องเผาไหม้ และการปลดปล่อยปริมาณ CO และ NO_x เพราะผลของแรงลอยตัว (Buoyancy Effect) ต่อระบายไอเสียและผลของ

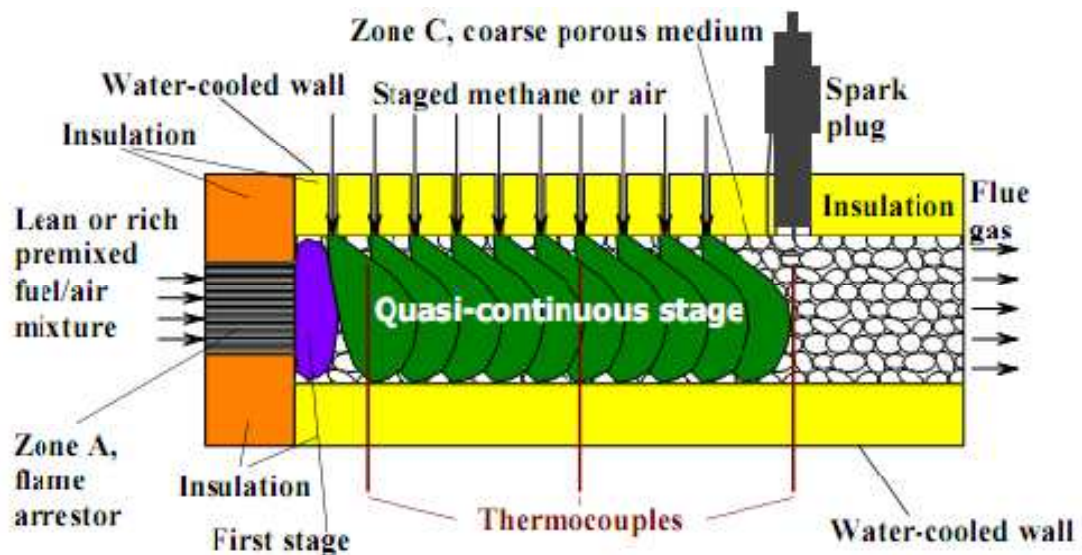


รูปที่ 2.8 อุปกรณ์การทดลองของ ชุตติเดช ผ่องใส [12]

แรงโน้มถ่วง (Gravity Effect) ร่วมกับแรงดึงดูดต่อการกระจาย ตัวของน้ำมันในชั้นตาข่ายวัสดุพรุน Porous Burner รวมทั้งพื้นที่ในการรับรังสีเพื่อระเหย การเพิ่มความละเอียดของตาข่าย สแตนเลสวัสดุพรุน Porous Burner ให้ละเอียดขึ้น (จาก 60, 80 เป็น 100 mesh per inch ตามลำดับ) สามารถทำให้การกระจายตัวของน้ำมันดีสมาเสมอตลอดหน้าตัดและลดอิทธิพลของ θ ต่อการเผาไหม้ลง ทำให้หัวเผาสามารถทำงานได้ดีทุกค่า θ จากผลงานวิจัยของ Jugjai และ Polmart ชี้ให้เห็นว่าตำแหน่งการติดตั้งวัสดุพรุน Porous Burner และ Porous Emitter เทียบกับตำแหน่งป้อนอากาศมีผล อย่างมากในการผลักดันให้ตำแหน่งการเผาไหม้สามารถเข้าไปเกิดในวัสดุพรุน Porous Emitter กิตติศักดิ์ สุวรรณวิจิตร [15] ที่ห้องปฏิบัติการวิจัยเครื่องยนต์และการเผาไหม้ (Combustion and Engine Research Laboratory) ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล มจร. ได้มีความพยายามที่จะทำให้ตำแหน่งการเผาไหม้สามารถเข้าไปเกิดในวัสดุพรุน Porous Emitter จึงได้ศึกษาอิทธิพลตำแหน่งการติดตั้งวัสดุพรุน PB (x_{PB}) และตำแหน่งวัสดุพรุน PE (x_{PE})

อุปกรณ์การทดลองของ กิตติศักดิ์ สุวรรณวิจิตร [15] ในรูป 2.9 มีส่วนประกอบสามส่วนหลักๆคือ ส่วนที่หนึ่งชั้นวัสดุพรุน (Porous Burner, PB)ที่ทำหน้าที่ระเหยน้ำมันที่ถูกป้อนเข้ามาจากทางด้านบน ส่วนที่สองวัสดุพรุนตัวแผ่รังสี (Porous Emitter, PE) ทำหน้าที่ดูดซับเอเลทาลปีจากแก๊สร้อนมา หมุนเวียนช่วยส่งเสริมการระเหยและการเผาไหม้ โดย Porous Burner และ Porous Emitter จะถูกสวมอยู่ในท่อห้องผสม (Swirl Chamber) ซึ่งเป็นส่วนที่สาม ทั้ง Porous Burner และ Porous Emitter นั้นถูก

ทองเต็ม [11] ได้ศึกษาปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นภายในเตาเผา ที่ มกร ลักษณะทำการวิจัยผ่านมานี้เนื่องจากการจ่ายอากาศที่เป็นวงแหวนรอบเชื้อเพลิงและอากาศเข้าไปตามรูประหว่งวัสดุพอร์นเม็ดหิน (Packed bed emitter) ผ่านตลอดวัสดุพอร์นก้อนหิน มีลักษณะคล้ายกับเผาไหม้แบบเป็นขั้นตอน (Staged Combustion) ซึ่งสามารถลด NO_x ที่เกิดขึ้นได้ โดยที่ Olaf Pickenacker และคณะ[8] ทำการศึกษาการเผาไหม้ใน porous burner ร่วมกับการเผาไหม้แบบเป็นขั้นตอนเพื่อต้องการลด NO_x ซึ่งสามารถเผาไหม้แบบเป็นขั้นตอนได้ 2 แบบ คือ แบบ air staged กับแบบ methane staged โดยเชื้อเพลิงที่เข้าทางด้าน upstream เป็นแบบผสมมาก่อนโดยใช้ methane เป็นเชื้อเพลิงและ porous ทำจาก alumina fiber ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 5-10 มิลลิเมตร ซึ่งการเผาไหม้เป็นขั้นตอนทำโดยการจ่ายอากาศ หรือ methane ทางเข้าด้านข้างของห้องเผาไหม้

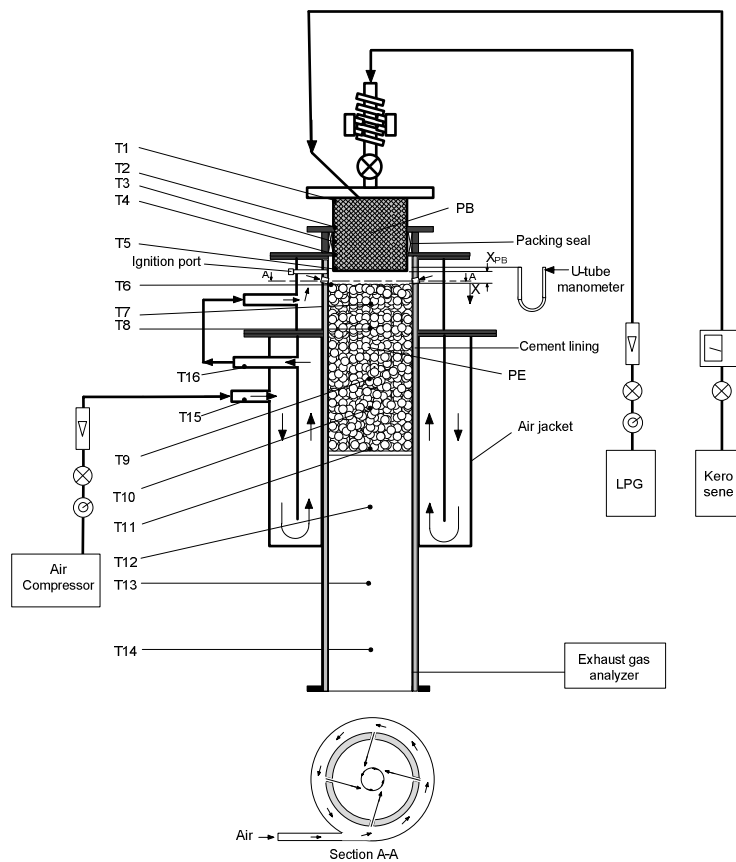


รูปที่ 2.12 แสดงอุปกรณ์การทดลองของ Olaf Pickenacker และคณะ[10]

ผลการทดลองพบว่า หัวเผา porous แบบเป็นขั้นตอนสามารถลด NO_x ได้สูงสุดถึง 30% เมื่อเปรียบเทียบกับหัวเผาที่ใช้ porous เข้ามาช่วยส่งเสริมการเผาไหม้เพียงอย่างเดียว โดยมีแนวคิดเบื้องต้นในการศึกษาและพัฒนา ปรับปรุงการอุ่นอากาศโดยเปลี่ยนทางเข้าอากาศให้เข้ารอบนอกของเตาเผาวนเข้าด้านในของเตาเผาเพื่อลดการสูญเสียความร้อนของตัวเตาเผาปรับปรุงเพิ่มขนาดของห้องเผาไหม้ให้มีช่องว่างระหว่างผนังห้องเผาไหม้กับหัวเผาวัสดุพอร์นเพื่อเพิ่มพื้นที่ในการหมุนวนอากาศมากขึ้น โดยทำการทดลองเชื้อเพลิงสองชนิด คือ เชื้อเพลิงเหลว(Kerosene)และเชื้อเพลิงแก๊ส LPG ซึ่งผลการทดลองพบว่า สามารถขยายขอบเขตการทำงานได้มากขึ้นได้ โดยทำงานได้ในช่วง 0.19-0.98

สำหรับเชื้อเพลิง LPG มี turndown ratio 2.4 การเพิ่มระยะ X_{PB} มีส่งผลให้ปริมาณการปลดปล่อยมลพิษลดลง ทั้ง CO และ NO_x เช่นเดียวกัน

แต่อย่างไรก็ตาม ฟิริยูทท ทองเต็มได้เน้นไปทางด้านด้านการหาขอบเขตการเผาไหม้ ซึ่งเป็นการศึกษาอิทธิพลของ ค่า equivalence และ combustion load เป็นหลัก จะเห็นผลชัดเจนกับการเผาไหม้โดยใช้เชื้อเพลิง Kerosene เท่านั้น ดังนั้นเพื่อยืนยันผลการทดลองของ ฟิริยูทท ทองเต็ม[11] รวมถึงพิจารณาถึงตัว



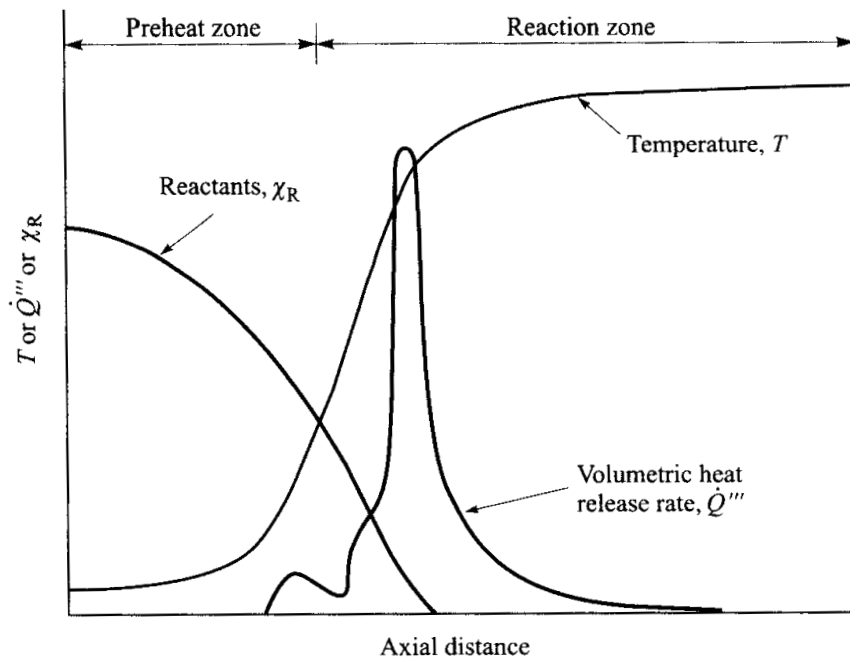
รูปที่ 2.13 แสดงอุปกรณ์การทดลองของฟิริยูทท ทองเต็ม[15]

แปรที่สำคัญ คือ ระยะ X_{PB} อย่างละเอียด ซึ่งคาดว่าจะสามารถช่วยการปลดปล่อยมลพิษและควบคุมรูปแบบการเผาไหม้ให้เป็นได้ทั้งแบบ premixed และ non-premixed และแสดงถึงความยืดหยุ่นของหัวเผาที่สามารถเผาเชื้อเพลิงทั้งสามชนิดคือ Kerosene ,LPG และเชื้อเพลิงผสมระหว่าง Kerosene กับ LPG ซึ่งเป็นตัวแทนของเชื้อเพลิงเหลว แก๊ส และเชื้อเพลิงผสมตามลำดับ จึงนำมาสู่จุดประสงค์ของงานวิจัยนี้คือ หาสาเหตุที่แท้จริงของการทดลองของรุ่นก่อนของการปลดปล่อยมลพิษ ทั้ง CO และ NO_x เกิดขึ้นได้อย่างไร และหาตำแหน่งเปลวไฟที่เหมาะสมซึ่งจะช่วยให้สมรรถภาพของหัวเผาสูงกา

ปลดปล่อยมลพิษต่ำ รวมถึงยืนยันว่าหัวเผาวัสดุพูนนี้มีความสามารถยืนหยุ่น ที่จะสามารถเผาได้ทั้ง เชื้อเพลิงLPG และเชื้อเพลิงKerosene ซึ่งเป็นตัวแทนของของเชื้อเพลิงแก๊สและเหลวตามลำดับและยังสามารถเผาไหม้เชื้อเพลิงผสมระหว่าง LPG กับ Kerosene ได้อีกด้วย โดยที่จะทำการศึกษาอิทธิพลของระยะห่างระหว่างวัสดุพูน (X_{PB}) อย่างละเอียด ซึ่งเป็นตัวแทนและรูปแบบการเผาไหม้ในรูปแบบ premixed กับ non-premixed และของตำแหน่งเปลวไฟ (flame location) ในวัสดุพูนและอัตราส่วนสมมูล (equivalence ratio, Φ) ที่มีผลต่ออุณหภูมิการเผาไหม้ การปลดปล่อยมลพิษและประสิทธิภาพการแผ่รังสีความร้อนเพื่อนำไปประยุกต์ใช้ต่อไปในอนาคต

บทที่ 3 หลักการและทฤษฎี

3.1 การเผาไหม้เปลวไฟแบบผสมมาก่อน (premixed flame)

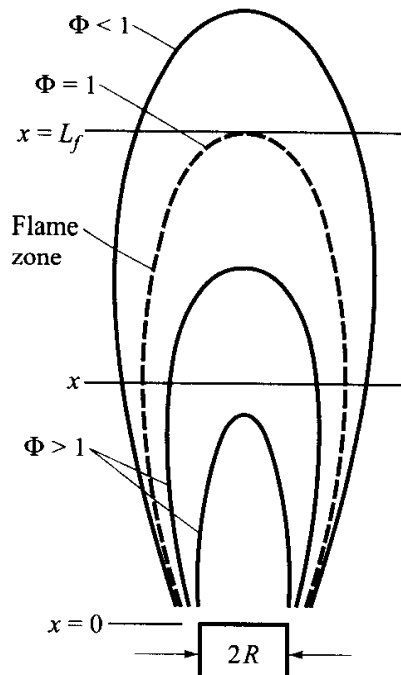


รูปที่ 3.1 แสดงอุณหภูมิ และอัตราการปลดปล่อยความร้อนและปริมาณของเชื้อเพลิงที่มีผลต่อระยะทางหัวเผาในรูปแบบเปลวไฟผสมมาก่อน[19]

จากกราฟเป็นการจำลองหัวโดยให้เชื้อเพลิงกับอากาศมีการคลุกเคล้ากันมาก่อน ซึ่งจุดที่เปลวไฟสามารถเสถียรอยู่ได้คือจุดที่ความเร็วของไอดีเท่ากับความเร็วของการลามของเปลวไฟเข้ามาหาไอดี ซึ่งจุดที่เปลวไฟเสถียรสามารถเสถียรอยู่ได้นี้จะมีลักษณะแบนราบ โดยการเผาไหม้แบบผสมมาก่อนสามารถแบ่งได้เป็นสองส่วนใหญ่ คือ ส่วนของบริเวณการอุ่นไอดี (preheat zone) และบริเวณการเกิดปฏิกิริยา (reaction zone) ซึ่งเปลวไฟจะเกิดในบริเวณการเกิดปฏิกิริยาเท่านั้น โดยที่ส่วนของบริเวณที่เกิดปฏิกิริยา ถ้าพิจารณาอัตราการปลดปล่อยความร้อนก็สามารถแบ่งออกเป็นสองส่วนเช่นกัน โดยที่ส่วนแรกของบริเวณปฏิกิริยาจะเกิดปฏิกิริยาขึ้นอย่างรวดเร็วเคมีเกิดขึ้นอย่างรวดเร็วเนื่องจากมีความแตกต่างของทั้งอุณหภูมิและความเข้มข้นเชื้อเพลิงสูง ส่งผลให้เปลวไฟมีลักษณะบางส่วนที่สองเป็นบริเวณเกิดปฏิกิริยาช้าๆ เช่นปฏิกิริยาการเกิดคาร์บอนไดออกไซด์ จาก CO โมเลกุลมีการผสมของเชื้อเพลิงกับอากาศมาก่อนส่วนผสมของไอดีเข้าใกล้อัตราส่วนสมดุล ซึ่งส่งผลให้เปลวไฟยืดออกไปยาวขึ้น ซึ่งการเผาไหม้แบบผสมมาก่อนนั้นมีข้อเสียคือสามารถเกิดการ flash back ได้ และถ้าพิจารณาถึงสีของในส่วนที่เกิดปฏิกิริยาอย่างรวดเร็วจะให้เปลวไฟสีฟ้าเนื่องจากการแผ่รังสีจาก

โมเลกุลของ CH ส่วนผสมของไฮโดรเจนจะเห็นเปลวไฟสีฟ้า-เขียว จากโมเลกุลของ C_2 จากนั้นการเผาไหม้จะมีลักษณะไฮโดรเจนเรื่อยจนเผาไหม้ไม่สมบูรณ์และเกิดเป็นเขม่าตามมา ซึ่งในส่วนนี้เราจะเห็นเป็นเปลวไฟสีเหลือง

3.2 การเผาไหม้เปลวไฟแบบแพร่ (diffusion flame)



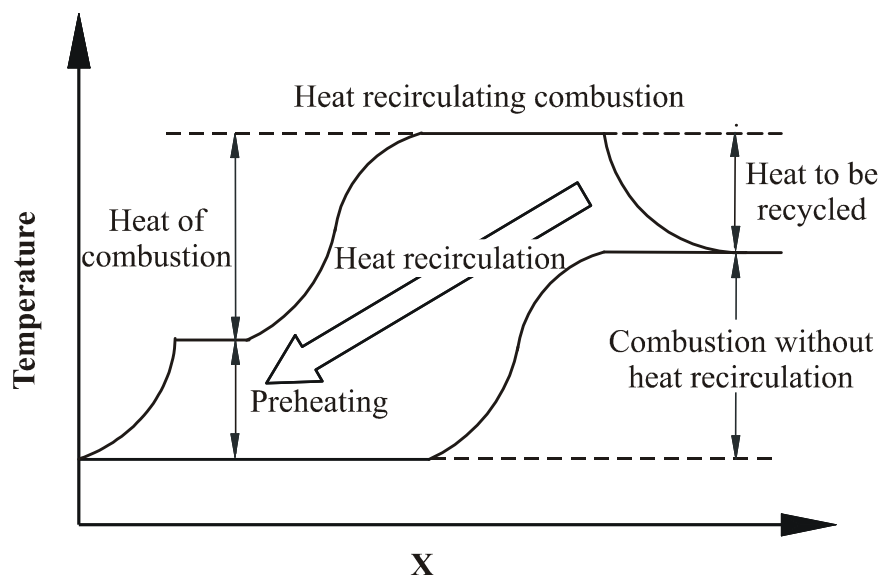
รูปที่ 3.2 โครงสร้างเปลวไฟแบบแพร่[19]

เปลวไฟชนิดแพร่คือการป้อนเชื้อเพลิงกับอากาศแยกกันซึ่งจากในรูปคือทำการป้อนเชื้อเพลิงด้านล่าง ส่วนอากาศได้ถูกเหนี่ยวนำเข้ามาเผาไหม้จากด้านข้าง จากรูปสามารถแบ่งออกเป็น 3 ส่วน ส่วนแรกคือบริเวณที่อัตราส่วนสมมูลน้อยกว่า 1 คือบริเวณด้านในสุดของเปลวไฟเนื่องจากบริเวณนี้อยู่ใกล้กับหัวจ่ายเชื้อเพลิงทำให้มีความเข้มข้นสูงผสมกับการที่ปริมาณอากาศเข้ามาผสมน้อย ส่วนต่อมาคือส่วนที่อยู่บริเวณนอกสุด เชื้อเพลิงที่เหลือจากการเผาไหม้ซึ่งมีปริมาณน้อยไปผสมกับอากาศภายนอกทำให้บริเวณนี้มีค่าอัตราส่วนสมมูลน้อยกว่า 1 ส่วนสุดท้ายคือบริเวณเปลวไฟ(flame zone) จะอยู่ระหว่างสองส่วนแรก บริเวณนี้บริเวณที่อากาศเข้ามาทำปฏิกิริยาได้มากขึ้นจนส่วนผสมของเชื้อเพลิงและอากาศทางทฤษฎีเท่ากันจึงทำให้เปลวไฟสามารถเสถียรอยู่ได้ ซึ่งสามารถเกิดได้ 2 แบบ แบบแรกเป็นแบบ overventilated มีลักษณะคล้ายระฆังคว่ำ(ดังในรูปที่3.2) แบบที่สองจะเป็นแบบ under ventilated จะมีลักษณะคล้ายระฆังหงาย คือเป็นลักษณะที่อากาศมาคลุกเคล้าเชื้อเพลิงช้ากว่าการแพร่ของเชื้อเพลิงดังนั้นเชื้อเพลิงจะแพร่ออกไปทำปฏิกิริยาซึ่งทั้งสองชนิดเปลวไฟจะมีลักษณะโค้งไม่เหมือนกับเปลวไฟชนิดผสมมาก่อนที่จะมีลักษณะแบนราบ ส่วนสีของเปลวไฟจะเป็นสีส้มหรือสีเหลือง

3.3 การเผาไหม้ที่มีการหมุนเวียนความร้อน

ระบบการเผาไหม้ที่มีการหมุนเวียนความร้อนกล่าวได้ว่าเป็นระบบการเผาไหม้ที่มีประสิทธิภาพสูง ส่งเสริมทั้งการเผาไหม้และการถ่ายเทความร้อน ประหยัดพลังงาน และปลดปล่อยมลพิษ (CO) ที่ต่ำ จึงเป็นที่นิยมใช้กันอย่างแพร่หลายในอุตสาหกรรมต่าง ๆ โดยเฉพาะระบบการเผาไหม้เชื้อเพลิงแก๊สที่ส่วนผสมของเชื้อเพลิงและอากาศมีการผสมมาก่อนหน้าแล้ว (Premixed Flame) ซึ่งระบบการเผาไหม้ที่มีการหมุนเวียนความร้อนนี้ถูกเสนอเป็นครั้งแรกโดย Winberg, J., F. [24-25] โดยในระบบดังกล่าว จะมีการหมุนเวียนความร้อนจากไอเสียไปสู่ไอดี โดยใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดใดก็ได้ และต้องหลีกเลี่ยงให้ไม่มีการผสมกันของไอเสียและไอดี ทั้งนี้เพื่อยกระดับอุณหภูมิของไอดีให้สูงขึ้น ก่อนการเผาไหม้ เทคนิคดังกล่าวไม่ได้เป็นสิ่งใหม่แต่ประการใด แต่ผลลัพธ์ที่เกิดขึ้นจากการนำไปประยุกต์ใช้นั้นมีประโยชน์อย่างมาก เพราะสามารถเพิ่มความเข้มของการเผาไหม้ เพิ่มประสิทธิภาพการเผาไหม้ เพิ่มการประหยัดพลังงาน ได้อย่างมีประสิทธิภาพ และนอกจากนี้ยังช่วยให้สามารถเผาไหม้เชื้อเพลิงเกรดต่ำที่ไม่สามารถติดไฟได้ด้วยตัวเองได้ (Self-sustaining Combustion)

3.4 หลักการทำงานของระบบการเผาไหม้ที่มีการหมุนเวียนความร้อน

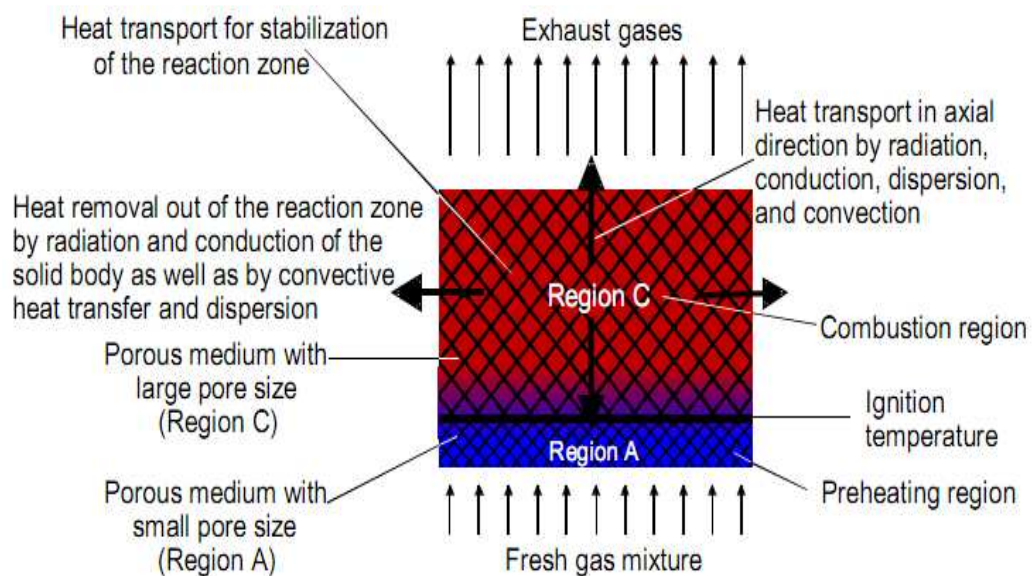


รูปที่ 3.3 เปรียบเทียบระบบการเผาไหม้ระหว่างที่มี และไม่มี การหมุนเวียนความร้อน [22]

รูปที่ 3.3 หลักการทำงานของระบบการเผาไหม้ที่มีและไม่มี การหมุนเวียนความร้อน โดยความร้อนบางส่วนในแก๊สหลังการเผาไหม้ของระบบการเผาไหม้ที่มีการหมุนเวียนความร้อนจะถูก “ซึมชั่วคราว” เพื่อหมุนเวียนไปช่วยในการอุ่นไอดี โดยใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดใด ๆ ก็

ได้ ความร้อนส่วนนี้อาจกล่าวได้ว่าเป็น “ความร้อนหมุนเวียน” ที่เกิดจากการป้อนเชื้อเพลิงเกรดสูงเข้าสู่เตาขณะเริ่มอุ่นเตา ก่อนจะป้อนเชื้อเพลิงจริงที่ต้องการเผาไหม้ ซึ่งความร้อนหมุนเวียนนี้จะคงอยู่ในระบบไม่หายไปไหน เมื่อระบบเข้าสู่สภาวะคงที่ (Steady State) หลังป้อนเชื้อเพลิงจริงที่ต้องการเผาไหม้แล้วจะได้ว่า อุณหภูมิสุดท้ายที่ทางออกของระบบที่มีการหมุนเวียนความร้อนยังคงเท่าเดิมเหมือนกรณีการเผาไหม้ที่ไม่มีการหมุนเวียนความร้อนทุกประการ เพราะต้องคืนความร้อนหมุนเวียนกลับสู่ห้องเผาไหม้ให้แก่ไอดี อย่างต่อเนื่องผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน อย่างไรก็ตามในระหว่างการเผาไหม้นั้น ระบบการเผาไหม้ที่มีการหมุนเวียนความร้อนจะให้อุณหภูมิการเผาไหม้สูงมากกว่าเมื่อเทียบกับระบบการเผาไหม้ที่ไม่มีการหมุนเวียนความร้อน ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับขีดความสามารถของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ ตลอดจนข้อจำกัดเรื่องของการจุดระเบิดก่อน (Pre-ignition) ของส่วนผสมเชื้อเพลิงกับอากาศที่ถูกอุ่นให้มีอุณหภูมิสูงขึ้นจนอาจเป็นอันตรายได้ ถ้าสามารถควบคุมเรื่องดังกล่าวได้ระบบการเผาไหม้ที่มีการหมุนเวียนความร้อนจะมีประโยชน์มากในการเผาไหม้แก๊สเชื้อเพลิงเกรดต่ำ ที่มีค่าความร้อนต่ำ ซึ่งไม่สามารถติดไฟและเผาไหม้ด้วยตัวเองได้อย่างมีประสิทธิภาพ (Self-sustaining Combustion) เช่น แก๊สระบายจากเหมืองถ่านหิน ซึ่งจะเป็นส่วนผสมของมีเทนและอากาศในสถานะที่เจือจางมาก ๆ หรือจะเป็นแก๊สสารระเหยที่ปล่อยทิ้งจากโรงงานอุตสาหกรรม (Volatile Organic Compound, VOC) เป็นต้น ทำให้สามารถนำความร้อนจากแก๊สเหล่านั้นมาใช้ประโยชน์ได้อย่างมีประสิทธิภาพ ในขณะเดียวกันก็เป็นการทำลายมลพิษที่เกิดจากแก๊สเหล่านั้นไปพร้อมกัน โดยการเผาไหม้เพื่อเปลี่ยนให้เป็นไอน้ำ (H_2O) และ CO_2 ซึ่งมีอันตรายน้อย

3.5 การหมุนเวียนความร้อนจากการเผาไหม้ในวัสดุพูน



รูปที่ 3.4 แสดงการถ่ายเทความร้อนจากการเผาไหม้ ที่เกิดขึ้นในชั้นวัสดุพูน

การเผาไหม้ภายในวัสดุพอร์น สามารถเรียกได้ว่าเป็นการเผาไหม้ที่มีการหมุนเวียนความร้อน ซึ่งส่วนผสมของไอดี (อากาศ + เชื้อเพลิง) จะถูกอุ่นให้ร้อน ด้วยความร้อนที่ถูก “ซึมซับคร่าว” จากไอเสียร้อนบริเวณหลังตำแหน่งเปลวไฟ (Post-Flame Zone) โดยอาศัยวัสดุพอร์นเป็นอุปกรณ์ในการแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งกลไกการถ่ายเทความร้อนทั้งสามโหมด (การนำความร้อน การพาความร้อน และการแผ่รังสีความร้อน) ที่เกิดขึ้นในชั้นวัสดุพอร์น จะเป็นตัวช่วยส่งเสริมการหมุนเวียนความร้อนอย่างมีประสิทธิภาพ กล่าวคือในบริเวณหลังตำแหน่งเปลวไฟ หรือทางด้านท้ายน้ำ (Downstream) ของชั้นวัสดุพอร์น ความร้อนจากแก๊สไอเสียจะถูกถ่ายเทให้วัสดุพอร์นโดยการพาความร้อน และความร้อนในส่วนนี้จะถูกถ่ายเทไปช่วยในการอุ่น (Pre-Heating) ส่วนผสมไอดี ที่ถูกป้อนเข้ามาในช่วงต้นน้ำ (Upstream or Pre-Flame Zone) โดยการนำและการแผ่รังสีความร้อนในชั้นวัสดุพอร์น

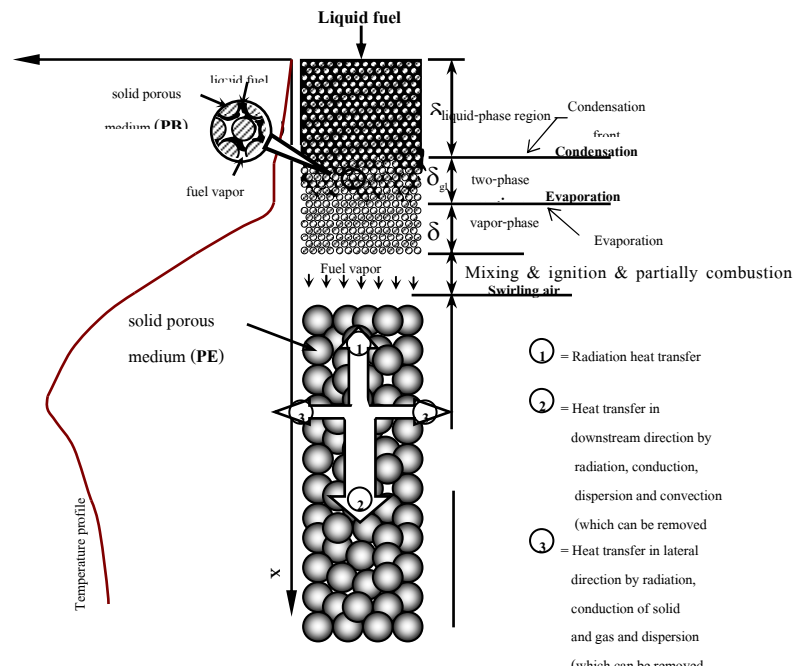
กลไกการการหมุนเวียนความร้อนที่เกิดขึ้นภายในชั้นวัสดุพอร์นนี้จะส่งผลให้ได้การเผาไหม้ที่มีการหมุนเวียนความร้อน ซึ่งเป็นผลให้ได้อุณหภูมิการเผาไหม้ที่สูงกว่าอุณหภูมิเปลวไฟแอเดียแบติก (Adiabatic Flame Temperature) เป็นผลให้การเผาไหม้ในวัสดุพอร์น ถูกเรียกถึงในชื่อ “การเผาไหม้แบบซูเปอร์แอเดียแบติก (Super-Adiabatic Combustion)” หรือ “Excess Enthalpy Combustion”

นอกจากนี้การเผาไหม้ในวัสดุพอร์นยังปลดปล่อยมลพิษ (CO , NO_x) ที่ต่ำกว่าการเผาไหม้แบบทั่วไป (Conventional Free Flame combustion) สำหรับในกรณีที่ต้องการอุณหภูมิการเผาไหม้เท่าเดิม การเผาไหม้ในวัสดุพอร์นสามารถขยายขอบเขตไปยังบริเวณส่วนผสมเจือจาง (Lean) ได้ เป็นผลให้มีอากาศมากเกินไปในการเผาไหม้ ทำให้การเผาไหม้สมบูรณ์ CO จึงลดลง อีกทั้งที่บริเวณเปลวไฟ ความร้อนจากการเผาไหม้จะถูกถ่ายเทไปยังวัสดุพอร์น และวัสดุพอร์นจะแผ่รังสีความร้อนออกไปอย่างทันทีทันใด เป็นผลให้อุณหภูมิเปลวไฟถูกกดให้ต่ำลง เป็นผลให้ Thermal NO_x ลดลงได้

3.6 แนวคิดการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวแบบไม้อาศัยการสเปรย์โดยวัสดุพอร์น

รูปที่ 3.7 แสดงแนวคิดการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวโดยไม้อาศัยการสเปรย์เป็นละอองและอาศัยหลักการหมุนเวียนความร้อนโดยวัสดุพอร์นดังกล่าวข้างต้น การหมุนเวียนความร้อนที่เกิดขึ้นจากส่วนที่มีการเผาไหม้แล้วหรือเปลวไฟสามารถนำมาช่วยระเหยได้เป็นอย่างดี สำหรับหลักการทำงานและปรากฏการณ์ต่างๆที่เกิดขึ้นโดยการสังเกตจากผลการทดลอง ผลงานวิจัยก่อนหน้าและผลการศึกษาเชิงทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับการระเหยในวัสดุพอร์นที่ได้รับฟลักซ์ความร้อนทางด้านปลายเปิด [13] มีดังนี้คือเชื้อเพลิงเหลว (Liquid Fuel) จะถูกป้อนเข้าทางด้านบนของวัสดุพอร์นร้อน (Solid Porous Medium, PB) ที่ได้รับการอุ่นให้ร้อนมาก่อน (จากการอุ่นเตาโดยใช้เชื้อเพลิงแก๊สหรือ Heater ไฟฟ้าในตอนต้น) เชื้อเพลิงเหลวจะซึมผ่านตามช่องว่าง (Pore) เล็กๆในเนื้อของวัสดุพอร์นเนื่องจากผลของแรงตึงผิว (Surface Tension Effect) และผลของแรงโน้มถ่วง (Gravity Effect) ส่งผลให้เชื้อเพลิงเหลวกระจายตัวไหลเต็มหน้าตัด ในขณะเดียวกันเชื้อเพลิงเหลวจะได้รับการถ่ายโอนความร้อนจากสถานะของแข็ง (Solid Porous Medium, PE) ทำให้มีอุณหภูมิสูงขึ้นในช่วง Liquid-phase Region, δ_1

จนกระทั่งมีบางส่วนอุณหภูมิสูงกว่าจุดเดือดจึงเริ่มเกิดการระเหยเป็นไอบางส่วน (ดูปฏิสัมพันธ์ของแต่ละสถานะในรูปขยายทางด้านซ้ายมือประกอบ) ในเขตที่เรียกว่า Condensation Zone จนกระทั่งระเหยกลายเป็นไอน้ำทั้งหมดผ่าน Evaporation Zone และไอน้ำ



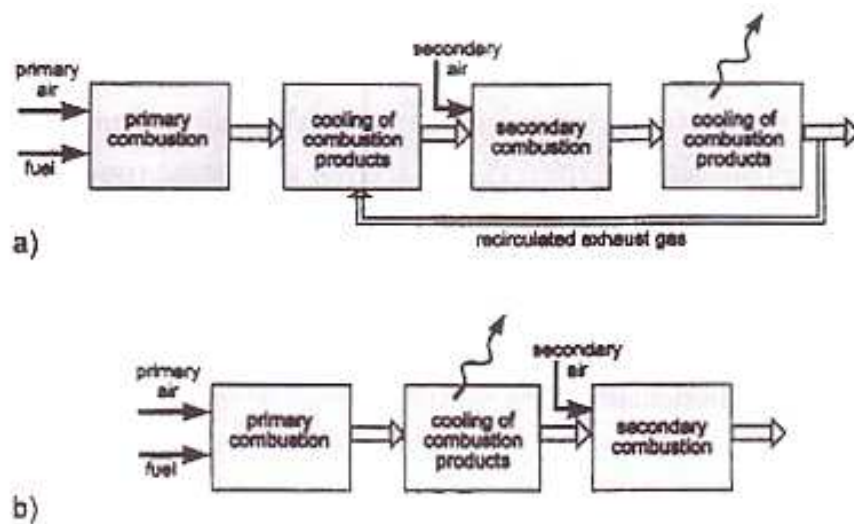
รูปที่ 3.5 แนวคิดการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวแบบไม้อาศัยการสเปรย์โดยวัสดุพรุน[24]

เชื้อเพลิงนี้จะถูกอุ่นต่อไปในบริเวณ Vapor-phase Region, δ_g จนกระทั่งไอน้ำของเชื้อเพลิง (Fuel Vapor) ไหลลงมาผสมกับอากาศ (Swirling Air) ที่ป้อนเข้าทางด้านข้างบริเวณช่องว่างใกล้กับผิวด้านล่างของวัสดุพรุน PB แล้วจึงเกิดการติดไฟ (Ignition) และการเผาไหม้ (Combustion) ในชั้นวัสดุพรุน PE ที่ติดตั้งทางด้านล่าง ความร้อนจากกระบวนการเผาไหม้ในสถานะแก๊สนี้จะมีการถ่ายเทให้กับสถานะของแข็ง (Solid Porous Medium, PE) ในทันทีทันใด โดยการถ่ายเทความร้อนออกจาก PE สามารถแบ่งออกเป็นสามส่วนต่าง ๆ ได้สามส่วนดังนี้คือ ส่วนที่หนึ่งเป็นการถ่ายเทความร้อนโดยการแผ่รังสีความร้อนจากของแข็งวัสดุพรุนและแก๊สร้อนหมุนเวียนกลับไปยังวัสดุพรุน PB ทางด้านบนเพื่อใช้ในการระเหยเชื้อเพลิงเหลวที่มีการป้อนเข้ามาทางด้านบนอย่างต่อเนื่องตลอดเวลา โดยที่ความร้อนในส่วนนี้เป็นทั้งส่วนที่ทำให้เกิดการระเหยเพื่อเตรียมไอน้ำก่อนการผสมและเป็นการอุ่นไอน้ำในตัว ดังนั้นจึงทำให้ระบบการเผาไหม้ที่ได้เป็นระบบที่มีการหมุนเวียนความร้อนในตัวเอง ส่งเสริมทั้งการระเหยและการเผาไหม้ไปในตัว ส่วนที่สองคือ ความร้อนที่ถ่ายเทไปทางด้านท้ายน้ำ (Downstream) จากวัสดุพรุนของแข็งและแก๊สร้อนเพื่อนำไปใช้ประโยชน์ต่อ และส่วนที่สามเป็นความร้อนที่มีการถ่ายเทออก

ทางด้านข้างทั้งการแผ่รังสีและการนำความร้อน โดยของแข็งและแก๊ส ความร้อนในส่วนนี้ก็สามารถนำไปใช้ประโยชน์ต่อได้อีกเช่นกัน

3.7 เทคนิคการเผาไหม้แบบแบ่งเป็นขั้นตอน

เทคนิคการเผาไหม้แบบแบ่งเป็นขั้นตอนเป็นเทคนิคการเผาไหม้ที่ยับยั้งการเกิด Thermal NO_x โดยควบคุมการผสมระหว่างเชื้อเพลิงและออกซิเจนในลักษณะที่ป้องกันไม่ให้เกิดการเผาไหม้ที่สภาวะสตอยคิโอเมตริก ($\Phi = 1.0$) การผสมจะเป็นไปในลักษณะที่ทำให้เกิดการเผาไหม้ในห้องเผาไหม้ภายใต้อัตราส่วนสมมูลที่แตกต่างกันหลายค่าจากไอดิบลงไปหาไอดีหนาหรือกลับกันก็ได้แต่ต้องไม่ให้เกิดการเผาไหม้ที่สตอยคิโอเมตริกอย่างเด็ดขาด เพื่อให้เป็นไปตามวัตถุประสงค์ดังกล่าว จึงต้องแบ่งจ่ายอากาศเป็นหลายๆส่วน(หรืออีกนัยหนึ่งคือเจตนาทำให้เชื้อเพลิงขาดอากาศ)แล้วป้อนเข้าสู่เตาเผาไหม้เพื่อเผาไหม้กับเชื้อเพลิงที่ตำแหน่งต่างๆกัน จึงเกิดการเผาไหม้แบบแบ่งเป็นหลายขั้นตอนขึ้นในห้องเผาไหม้ และเพื่อให้การควบคุมการเกิด NO_x เป็นไปอย่างมีประสิทธิภาพสูงยิ่งขึ้นอาจมีการดึงความร้อนออกมาจากแก๊สร้อนที่เกิดจากการเผาไหม้ในขั้นตอนทุติยภูมิ (Secondary Combustion) ดังแสดงโดยไดอะแกรมตามรูปที่ 3.1(b) หรือเพิ่มภาระการเผาไหม้ไปอีกเพื่อควบคุม Thermal NO_x ให้เกิดยากยิ่งขึ้น โดยการหมุนเวียนแก๊สไอเสีย (Recalculated Exhaust Gas) ซึ่งส่วนใหญ่เป็น N_2 และ CO_2 เข้ามาผสมเพิ่มไปอีกก่อนการเผาไหม้ในขั้นตอนทุติยภูมิดังแสดงในรูป 3.1(a)

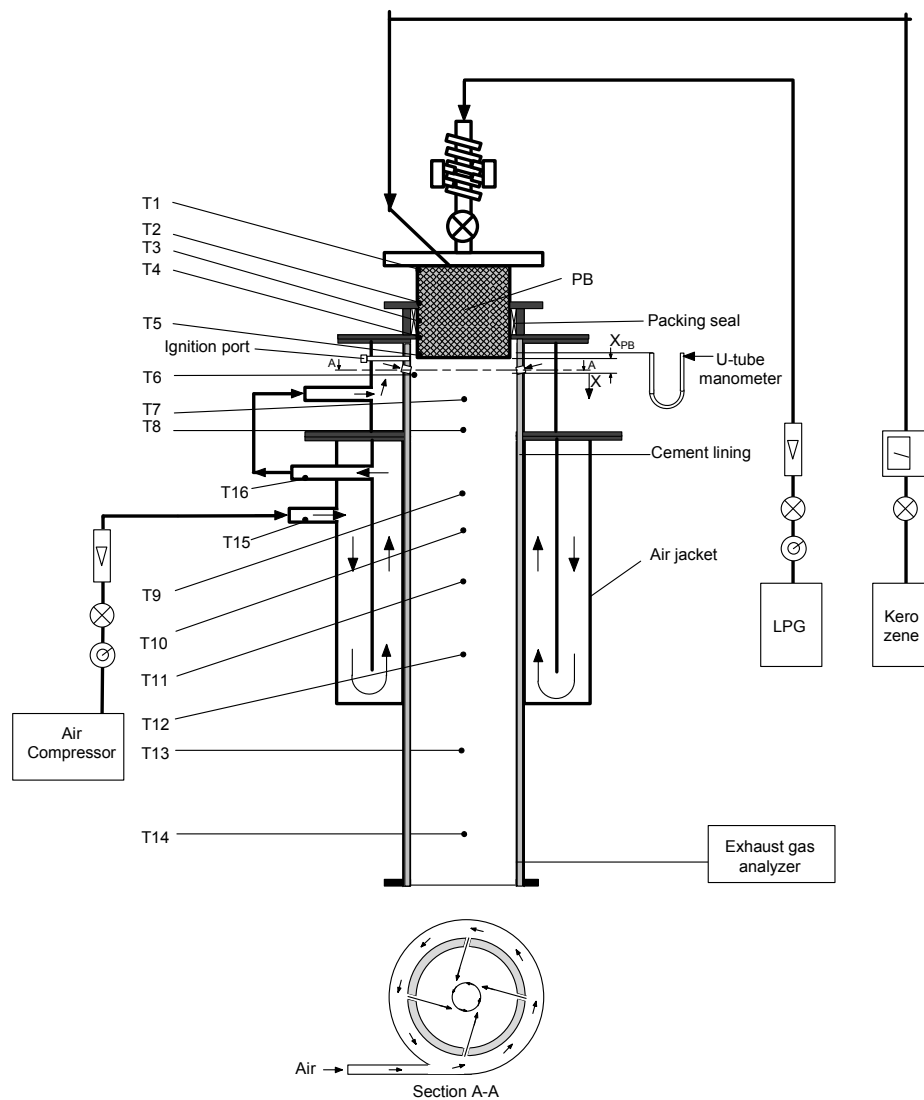


รูปที่ 3.7 เทคนิคการเผาไหม้แบบแบ่งเป็นขั้นตอน[16]

(a)อาศัยการลดอุณหภูมิและการหมุนเวียนแก๊สไอเสีย (b) อาศัยการลดอุณหภูมิ[16]

บทที่ 4 อุปกรณ์และวิธีการทดลอง

4.1 อุปกรณ์การทดลองสำหรับการเผาไหม้แบบเปลวไฟอิสระ(Free Flame)



รูปที่ 4.1. แสดงภาพอุปกรณ์แบบเปลวไฟอิสระ

รูปที่ 4.1 แสดงอุปกรณ์การทดลองเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวและเชื้อเพลิงแก๊สภายใต้แบบเปลวไฟอิสระ หัวเผาทำจากท่อสเตนเลส ประกอบด้วยสามส่วนหลัก ๆ คือ ส่วนที่หนึ่งชั้นวัสดุพรุนที่ทำหน้าที่ระเหย Porous Burner, PB (ส่วนบนของ Diagram) ภายในประกอบด้วยตาข่ายสเตนเลสแผ่นกลมขนาด 100 mesh/inch จำนวน 180 แผ่นและขนาด 40 mesh/inch จำนวน 30 แผ่น วางซ้อนทับด้วยหน้าแปลนประกบกันทั้งสองด้าน หน้าแปลนด้านบนมีเข็มป้อนเชื้อเพลิงเหลว (Syringe) สอดทะลุ

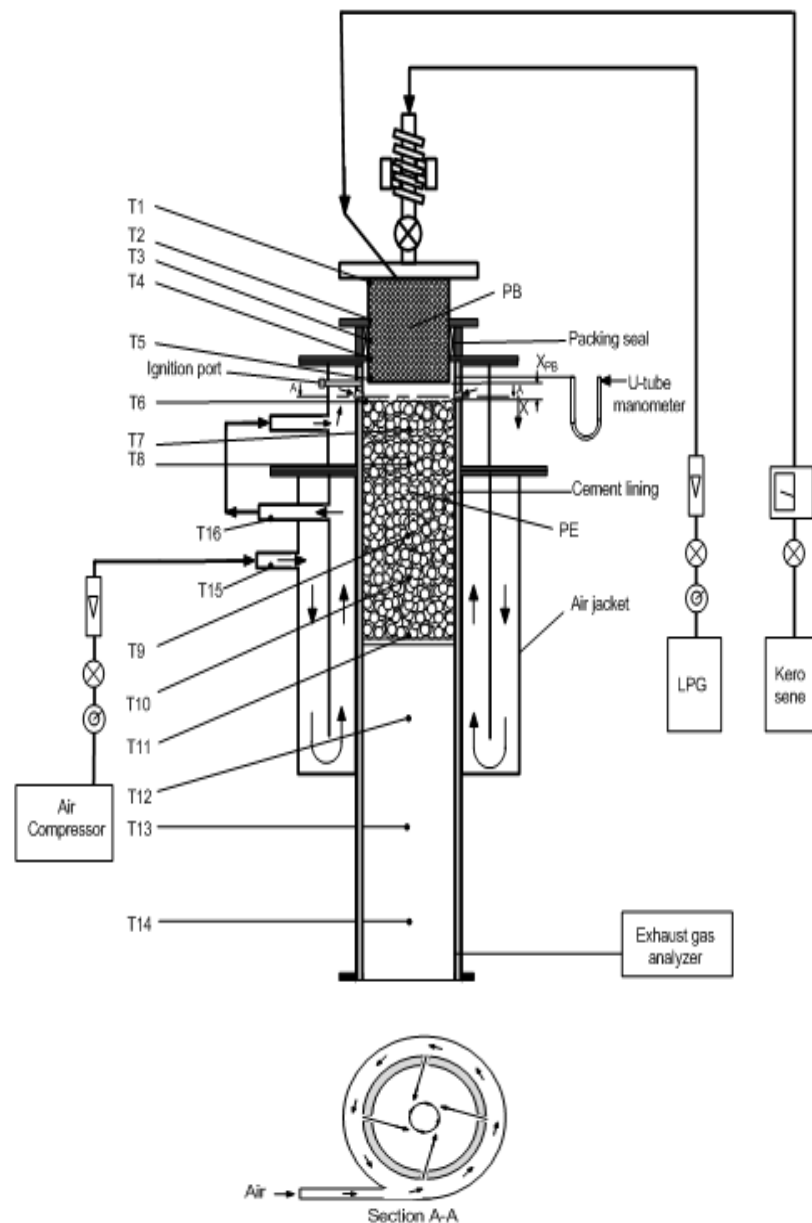
หน้าแปลนลึกเข้าไปในชั้นตาข่ายประมาณ 5 mm ทิศทางเฉียงกับท่อป้อนอากาศในแนวแกน และมีท่อแก๊ส LPG กับท่อป้อนอากาศในแนวแกน โดยเข็มป้อนเชื้อเพลิงจะอยู่ในลักษณะเฉียงลงเสมอ ด้านข้างใน Porous Burner(PB)จะฉาบด้วยซีเมนต์ (Cement) กันการสูญเสียความร้อนหนา 5 mm ส่วนที่สองคือห้องเผาไหม้ผนังด้านในจะฉาบด้วยซีเมนต์ (Cement) กันความร้อนหนา 5 mm เช่นเดียวกัน มีความยาว 160 mm ที่วัสดุพอร์น PB จะสวมอยู่ในท่อห้องผสม (Combustor Block) ซึ่งเป็นส่วนที่สาม PB สามารถเคลื่อนที่เลื่อนเข้าเลื่อนออกภายในท่อห้องผสมได้ในลักษณะ Telescopic เพื่อเป็นการปรับระยะห่างระหว่างวัสดุพอร์นทั้งสอง ในส่วนห้องผสม (Combustor Block)จะมีลักษณะการจ่ายอากาศถูกป้อนด้วยท่อขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 10 mm เยื้องแนวศูนย์กลางของห้องเผาไหม้ ลักษณะหมุนวนสี่ทิศทาง (4-ways Swirling Air) สำหรับการจุดไฟ (Ignition Port) ด้วยเปลวไฟล่อ (Pilot Flame) จากหัวเชื่อมแก๊ส นอกจากนี้ยังมีส่วนของ Air Jacket เพื่อป้องกันการสูญเสียความร้อน อีกทั้งยังทำหน้าที่เป็นตัวช่วยอุ่นอากาศก่อนที่จะป้อนอากาศเข้าห้องเผาไหม้ด้วย

ภายในหัวเผามีการวัดอุณหภูมิทั้งหมด 16 จุด แบ่งออกเป็นในชั้นตาข่ายวัสดุพอร์น PB ใช้เทอร์โมคัปเปิ้ล Type N จำนวน 5 จุด (T_1 ถึง T_5) และ 3 จุด (T_6 ถึง T_8) วัดในห้องผสม (Combustor Block) ด้วยเทอร์โมคัปเปิ้ล Type B สำหรับในวัสดุพอร์นตัวแผ่รังสี (PE) วัดอุณหภูมิทั้งหมด 5 จุด (T_7 ถึง T_{11}) ด้วยเทอร์โมคัปเปิ้ล Type B ส่วนบริเวณทางออกของไอเสียจะวัดอีก 3 จุด(T_{12} ถึง T_{14}) ด้วยเทอร์โมคัปเปิ้ล Type B และจะวัดอุณหภูมิก่อนและหลังการอุ่นอากาศ 2 จุด (T_{15} และ T_{16}) ด้วยเทอร์โมคัปเปิ้ล Type N และสำหรับตำแหน่งในการวัด (T_6 และ T_{14}) นั้นจะอยู่ในแนวศูนย์กลางของหัวเผายกเว้นในวัสดุพอร์น PB จะวัดที่ด้านข้างของ PB เพื่อไม่ให้รบกวนการไหลของเชื้อเพลิงเหลว โดยเทอร์โมคัปเปิ้ล ทั้งหมดนี้จะต่อเข้ากับ Data Logger และคอมพิวเตอร์ตามลำดับเพื่อบันทึกค่าอุณหภูมิแบบต่อเนื่องขณะที่ทำการวัด สำหรับการวัดไอเสียจากการเผาไหม้จะวัด ณ ตำแหน่งทางออกของห้องเผาไหม้ด้วยเครื่องวิเคราะห์ไอเสีย (Exhaust Gas Analyzer) แล้วแสดงทางคอมพิวเตอร์เช่นกัน ความดันสถิต (Static Pressure) ในหัวเผามีการวัดสองตำแหน่งคือ ที่ตำแหน่งป้อนอากาศในห้องผสม (Combustor Block) ก่อนเข้าวัสดุพอร์น PB และทางด้านหลังวัสดุพอร์น PE ด้วยமானอมิเตอร์ (U-Tube Manometer) ดังรูปหัวเผาที่ ก.1

4.2 อุปกรณ์การทดลองสำหรับการเผาไหม้แบบหัวเผาวัสดุพอร์น (PM Flame)

ระบบการติดตั้งอุปกรณ์การทดลองของหัวเผาเชื้อเพลิงเหลวและเชื้อเพลิงแก๊สแบบวัสดุพอร์นในงานวิจัยนี้สามารถแสดงได้ดังรูปที่ 2 ที่แสดงอุปกรณ์การทดลองเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวและเชื้อเพลิงแก๊สภายในวัสดุพอร์น หัวเผาทำจากท่อสแตนเลส ประกอบด้วยสามส่วนหลัก ๆ คือ เช่นเดียวกับการเผาไหม้แบบเปลวไฟอิสระทุกประการแตกต่างเพียงในส่วนที่สอง คือในส่วนในห้องเผาไหม้อิสระ จะเพิ่มวัสดุพอร์นตัวแผ่รังสี Porous Emitter (PE) ที่ทำหน้าที่เป็นทั้งห้องเผาไหม้และ

ดูดซับเอนทาลปีจากแก๊สร้อน หมุนเวียนกลับมาส่งเสริมการระเหยและการเผาไหม้ ภายในห้องเผาไหม้ในส่วน PE นี้มีขนาดเท่ากับ 75 mm ภายในท่อ PE จะบรรจุด้วยเม็ดหินกลมขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางประมาณ 10 mm ทำหน้าที่เป็นชั้นวัสดุพูนตัวแฟรงลี (Packed-Bed) มีความยาว 160 mm รองรับด้วยแผ่นกั้น (Perforated plate) ดังรูปหัวเผาที่ ก.1



รูปที่ 4.2 ภาพแสดงอุปกรณ์การทดลองแบบหัวเผาวัสดุพูน

4.3 เครื่องมือและอุปกรณ์เพิ่มเติมที่ใช้ในการทดลอง

1. ระบบป้อนน้ำมันเชื้อเพลิง

ระบบป้อนน้ำมันเชื้อเพลิงจะใช้ลักษณะการซึมผ่านแทนการสเปรย์โดยจะใช้สายยางและเข็มฉีดยาทางการแพทย์เป็นตัวฉีดเชื้อเพลิงเหลวให้ซึมผ่านในชั้นตาข่ายวัสดุพรุน ดังรูปที่ ก.1

2. อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของน้ำมันเชื้อเพลิง Kerosene

อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของน้ำมันเชื้อเพลิงที่ป้อนเข้ายังหัวเผา แผนการทดลองจะใช้เครื่องวัดอัตราการไหลยี่ห้อ ABB ซึ่งเป็นเครื่องมือวัดอัตราการไหลที่แม่นยำ ดังรูปที่ ก.6

3. อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของอากาศ และแก๊ส (LPG)

อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของอากาศ และแก๊ส (LPG) ที่เข้าไปยังห้องเผาไหม้ ในการทดลองจะใช้ Rotameter ยี่ห้อ Bailey-Fischer & Porter GmbH ซึ่งเป็นอุปกรณ์วัดอัตราการไหลที่สามารถรักษาความดันตกคร่อมให้มีค่าคงที่ตลอดย่านการวัด แต่จะเปลี่ยนขนาดพื้นที่ให้ของไหลในการไหลผ่านไปตามปริมาณของการไหลและยังสามารถให้ความถูกต้องที่ดีแม้อัตราการไหลมีค่าต่ำๆ ดังรูปที่ ก.7

4. อุปกรณ์วัดอุณหภูมิ (Thermocouple)

อุปกรณ์วัดอุณหภูมิเทอร์โมคัปเปิ้ล (Thermocouple) ซึ่งแสดงด้วยสัญลักษณ์ T_1 ถึง T_{16} เทอร์โมคัปเปิ้ลที่ใช้มี 2 ชนิดคือเทอร์โมคัปเปิ้ล Type N ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 0.1 mm ประกอบด้วยสายบวกและสายลบ โดยสายบวกทำจากโลหะผสมระหว่างนิกเกิล 10% และโครเมียม 90% ส่วนสายลบทำจากโลหะผสมระหว่างนิกเกิล 95%+ 5% ของส่วนผสมระหว่างอลูมิเนียม แมงกานีส และซิลิกอน สามารถใช้งานในสถานะที่เป็น Oxidizing หรือ Inert ได้ดี ทนอุณหภูมิสูงสุดประมาณ 1260°C (2300°F) และเทอร์โมคัปเปิ้ล Type B มีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 0.5 mm สายบวกทำจากโลหะผสมระหว่างพลาสติกนัม 70% และ โรเดียม 30% สายลบทำจากโลหะผสมพลาสติกนัม 94% และ โรเดียม 6%.สามารถใช้งานได้ในช่วงอุณหภูมิ 300 °C ถึงประมาณ 1700 °C จึงเหมาะอย่างยิ่งสำหรับการวัดอุณหภูมิในบริเวณการเผาไหม้ ดังรูปที่ ก.8 ซึ่งในการเผาไหม้แบบเปลวไฟอิสระได้มีการ scan temperature contour ในห้องเผาไหม้โดยเลื่อน thermocouple ที่ละ 5 มม ตามแนวรัศมีของหัวเผา เพื่อจะได้สามารถอธิบายกลไกการเผาไหม้ภายในหัวเผาได้ดีขึ้น

5. อุปกรณ์เก็บบันทึกค่าอุณหภูมิ (Temperature Recorder)

อุปกรณ์เก็บบันทึกค่าอุณหภูมิ (Temperature Recorder) ใช้ Data Logger รุ่น DT600 ในการเก็บบันทึกค่าอุณหภูมิ ณ เวลาใดๆซึ่งจะต่อกับคอมพิวเตอร์ ดังรูปที่ ก.9

6. เครื่องวิเคราะห์แก๊สไอเสีย (Exhaust Gas Analyzer)

เครื่องวิเคราะห์แก๊สไอเสีย (Exhaust Gas Analyzer) ใช้ในการวิเคราะห์แก๊สไอเสียที่ปล่อยออกมาจากการเผาไหม้โดยเครื่องเป็นของบริษัท MESSTECHNIK EHEIM รุ่น Visit-01L ในการวัดค่า CO , CO_2 , O_2 , และ NO_x ลักษณะการวิเคราะห์ไอเสียเป็นแบบแห้ง (Dry-basis) โดยวัดที่ตำแหน่งทางด้านขาออก (Downstream) ของหัวเผาดังรูปที่ ก.10

7. อุปกรณ์ควบคุมความดัน (Pressure Regulator)

อุปกรณ์ควบคุมความดัน (Pressure Regulator) ยี่ห้อ Hoerbiger รุ่น SK-1/4 ใช้เพื่อควบคุม ความดันของอากาศที่มาจากคอมเพรสเซอร์ให้คงที่ตลอดการทดลอง และดึงไอน้ำออกจากอากาศ ก่อนที่ป้อนเข้าสู่เตาเพื่อทำการเผาไหม้ ดังรูปที่ ก.11

8. อุปกรณ์วัดความดัน (U-Tube Manometer)

อุปกรณ์วัดความดัน (U-Tube Manometer) ใช้วัดความแตกต่างความดัน (ΔP) ภายในหัวเผาเทียบกับบรรยากาศภายนอกซึ่งแสดงในรูปความสูงของระดับน้ำ ดังรูปที่ ก.12

9. อุปกรณ์จ่ายอากาศ (Air-Compressor)

อุปกรณ์จ่ายอากาศใช้แอร์คอมเพรสเซอร์ (Air-Compressor) ในการทำงาน 2 ตัวเพื่อช่วยจ่ายอากาศให้มีปริมาณเพียงพอต่อการทำงานของระบบ ดังรูปที่ ก.13

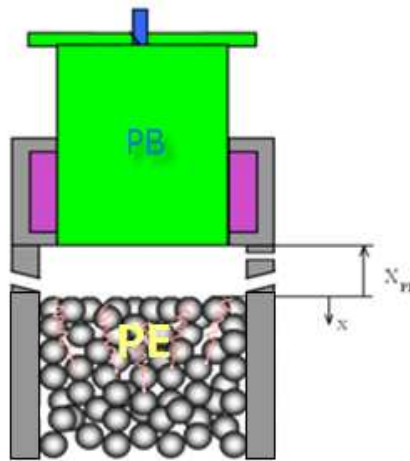
10. ระบบระบายไอเสีย

ระบบระบายไอเสียประกอบด้วยถังพักไอเสียต่ออยู่กับท่อสแตนเลส ดังรูปที่ ก.14 ทำหน้าที่ระบายไอเสียออกไปทิ้งนอกอาคาร โดยท่อสแตนเลสจะต่ออยู่กับท่อพรอยอ่อน ดังรูปที่ ก.15 และระบบจะทำงานด้วยพัดลมอุตสาหกรรม ดังรูปที่ ก.16

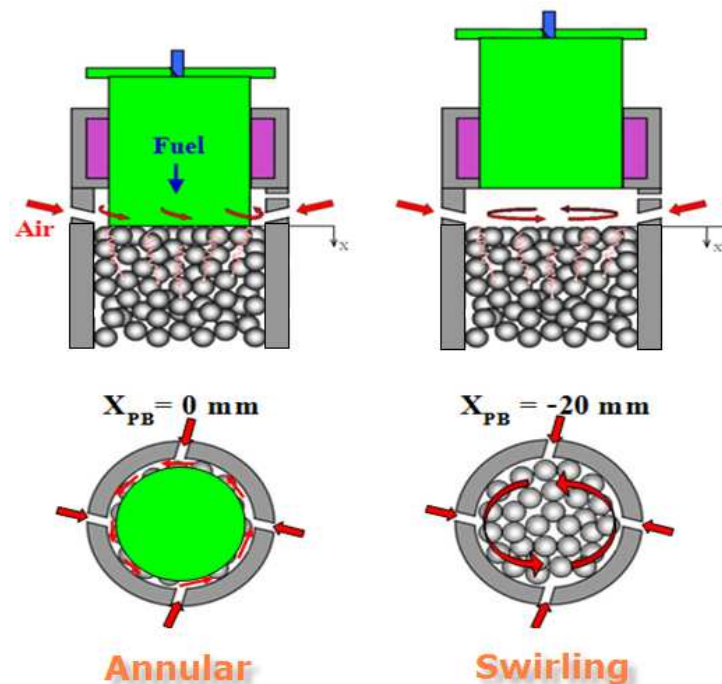
4.4 ความหมายของอิทธิพลที่ใช้ศึกษา

- ระยะช่องว่างระหว่างวัสดุพรุน (X_{PB}) คือ ระยะห่างระหว่างวัสดุพรุนทั้งสองตัว ได้แก่ Porous Burner, PB (ตาข่ายสแตนเลส) และ Porous Emitter, PE (ชั้นเม็ดหิน) โดยวัดจากระยะอ้างอิงที่เม็ดหินชั้นบนสุดหรือได้รู้จ่ายอากาศชั้นแรกไปถึงตาข่ายสแตนเลสชั้นล่างสุด ดังรูป 14

ค่า X_{PB} จะมีค่าติดลบเสมอเนื่องจากทำการตั้งแกนสวนทางกับระยะ X ซึ่งหมายถึงระยะตามแนวแกนเดา ค่า X_{PB} จะมีค่าตั้งแต่ -20 ถึง 0 mm โดยที่ X_{PB} เท่ากับ -20 mm เป็นการจ่ายอากาศแบบหมุนวน (Swirling Flow) และเมื่อค่า X_{PB} ใกล้ค่า 0 mm จะเป็นการจ่ายอากาศแบบวงแหวน (Annular Flow) ดังรูป 15



รูปที่ 4.3 แสดงระยะ X_{PB}



รูปที่ 4.4 ภาพเปรียบเทียบการไหลของอากาศทั้งสองแบบภายใน Combustor Block

- ค่าอัตราส่วนสมมูล (Equivalence ratio) คือ ปริมาณไ้หน่วยที่นิยมใช้ในการเผาไหม้ซึ่งเป็นตัวบอกให้ทราบว่าส่วนผสมระหว่างเชื้อเพลิงกับออกซิไดเซอร์(อากาศ) ห่างไกลจากค่าทฤษฎีแค่ไหน ตามสมการ

$$\Phi = \frac{(m_f / m_a)_{actual}}{(m_f / m_a)_{stoi}}$$

- อัตราการป้อนเชื้อเพลิง (FR) คือ ผลคูณระหว่างอัตราการไหลเชิงมวลของเชื้อเพลิงกับค่าความร้อนของเชื้อเพลิงที่ใช้ในการทดลอง ตามสมการ

$$CL = \dot{m}_f \times LHV \quad (\text{kW})$$

4.5 แผนการทดลอง

ทำการทดลองโดยใช้ตาข่ายสแตนเลส (Porous Burner) เป็นชั้นวัสดุพอร์นด้านบนภายในเตา ขนาด 40 mesh/inch จำนวน 30 ชั้น และ 100 mesh/inch จำนวน 180 ชั้น ในส่วนชั้นวัสดุพอร์นตัวล่าง ใช้เป็นการจัดเรียงเม็ดหินขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 10 mm. (Porous Emitter) มีรูปแบบการศึกษาดังนี้

ศึกษาอิทธิพลของพารามิเตอร์ต่างๆ ที่ส่งผลต่อการเผาไหม้ โดยใช้เชื้อเพลิงเหลว Kerosene, แก๊ส LPG และเชื้อเพลิงผสม (เก็บผลการทดลองตามลำดับ)

- ระยะช่องว่างระหว่างวัสดุพอร์น (X_{PB})
- ค่าอัตราส่วนสมมูล (Equivalence ratio)
- อัตราการป้อนเชื้อเพลิง (FR)

โดยผลการทดลองต้องการกราฟ Temperature Profile จากอิทธิพลของ

1. X_{PB} โดยให้อัตราส่วนสมมูลและ FR คงที่
2. อัตราส่วนสมมูล โดยให้ FR คงที่ ที่ X_{PB} เป็น 0
3. FR โดยให้อัตราส่วนสมมูลคงที่ ที่ X_{PB} เป็น 0

และผลการทดลองที่ต้องการกราฟการปลดปล่อยมลพิษของ CO และ NO_x จากอิทธิพลของ

1. X_{PB} โดยให้อัตราส่วนสมมูลและ FR คงที่

2. อัตราส่วนสมมูล โดยให้ FR คงที่ ที่ X_{PB} เป็น 0
3. FR โดยให้อัตราส่วนสมมูลคงที่ ที่ X_{PB} เป็น 0

4.6 ขั้นตอนการทดลอง

กรณีทดลองเชื้อเพลิงเหลว Kerosene

1. ปรับตำแหน่งการติดตั้งวัสดุพูน PB (X_{PB}) ให้อยู่ที่ตำแหน่ง X_{PB} เท่ากับ -20 mm (โดยวัดจากตำแหน่งขอบบนที่จะทำการติดตั้งวัสดุพูน PE)
2. ใช้เปลวไฟล่อ (Pilot Flame) จ่อทางช่อง Ignition Port (ให้จุดเปลวไฟล่อก่อนการเปิดวาล์วแก๊ส LPG เสมอ)
3. เปิดวาล์วแก๊ส LPG ป้อนเข้าทาง Axial สังเกตการติดไฟจากอุณหภูมิใน Combustor Block ที่เพิ่มขึ้น จากนั้นนำเปลวไฟล่อออก ปิดช่อง Ignition Port ในขณะเดียวกันปรับปริมาณอากาศให้ปริมาณ O_2 จากเครื่องวิเคราะห์ ไอเสียมีค่าอยู่ระหว่าง 10% ถึง 11% ใช้เวลาในการอุ่นเตาประมาณ 2-3 ชั่วโมงเพื่อให้แน่ใจว่า PB สามารถดูดซับความร้อนจากการแผ่รังสีจากเปลวไฟ จนกระทั่งอุณหภูมิผิวหน้า PB (T_s) มีค่าสูงประมาณ 600 °C และหั่วเผาได้เผาความชื้นภายในหิน ,เศษหิน,เศษปูนออกหมด จึงทำการป้อนเชื้อเพลิงเหลว
4. ขั้นตอนการป้อนเชื้อเพลิงเหลว Kerosene โดยปรับเพิ่มปริมาณอากาศล่วงหน้า จากนั้นค่อยๆเปิดวาล์วน้ำมันพร้อมกับค่อยๆหั่ววาล์วแก๊ส LPG จนปิดสนิท (การเพิ่มปริมาณน้ำมันและลดปริมาณแก๊ส LPG จะต้องทำในสัดส่วนที่เท่ากัน เพื่อรักษาอัตราความร้อนป้อนสู่เตาให้คงที่) จากนั้นจึงปรับเงื่อนไขการทดลองโดยทำการทดลองที่ $X_{PB} = -20$ mm เป็นจุดแรก เมื่อระบบเข้าสู่ Steady State โดยสังเกตจากอุณหภูมิที่แสดงทางหน้าจอคอมพิวเตอร์ และปริมาณแก๊สไอเสียจากเครื่องวิเคราะห์ ไอเสีย แล้วจึงทำการเก็บค่าอุณหภูมิที่ตำแหน่งต่างๆในเตาเผา ด้วยกันทั้งหมด 16 จุดผ่านคอมพิวเตอร์จาก Data Logger ,ความดันจาก U-Tube Manometer ,และการปลดปล่อย CO , CO_2 , O_2 , และ NO_x จากเครื่องวิเคราะห์ไอเสีย
5. หลังจากนั้นทำการลดระยะ X_{PB} ครั้งละ -3 mm แล้วทำการเก็บค่าเมื่อระบบ Steady จนถึง $X_{PB} = 0$ mm แล้วจึงทำการปรับเงื่อนไขการทดลองมาที่ต้องการ (FR และ Φ) โดยควบคุมจากอัตราการไหลน้ำมันและปริมาณ O_2 ส่วนเกินในไอเสียจากเครื่องวิเคราะห์เสีย

6. ปรับจนกระทั่งได้เงื่อนไขที่ต้องการ (FR และ Φ) ที่จะศึกษา เมื่อระบบเข้าสู่ Steady State ก็ทำการเก็บค่าเช่นเดียวกัน

กรณีทดลองเชื้อเพลิงแก๊ส LPG

1. ปรับตำแหน่งการติดตั้งวัสดุพรุน PB (X_{PB}) ให้อยู่ที่ตำแหน่ง X_{PB} เท่ากับ -20 mm (โดยวัดจากตำแหน่งขอบบนที่จะทำการติดตั้งวัสดุพรุน PE)
2. ใช้เปลวไฟล่อ (Pilot Flame) จ่อทางช่อง Ignition Port (ให้จุดเปลวไฟล่อก่อนการเปิดวาล์วแก๊ส LPG เสมอ)
3. เปิดวาล์วแก๊ส LPG ป้อนเข้าทาง Axial สังเกตการติดไฟจากอุณหภูมิใน Combustor Block ที่เพิ่มขึ้น จากนั้นนำเปลวไฟล่อออก ปิดช่อง Ignition Port ในขณะเดียวกันปรับปริมาณอากาศให้ปริมาณ O_2 จากเครื่องวิเคราะห์ ไอเสียมีค่าอยู่ระหว่าง 10% ถึง 11% ใช้เวลาในการอุ่นเตาประมาณ 2-3 ชั่วโมงเพื่อให้หัวเผาได้เผาความชื้นภายในหิน, เศษหิน, เศษปูนออกหมด
4. ปรับเงื่อนไขการทดลองโดยทำการทดลองที่ $X_{PB} = -20$ mm เป็นจุดแรก เมื่อระบบเข้าสู่ Steady State โดยสังเกตจากอุณหภูมิที่แสดงทางหน้าจอคอมพิวเตอร์ และปริมาณแก๊สไอเสียจากเครื่องวิเคราะห์ไอเสีย แล้วจึงทำการเก็บค่าอุณหภูมิที่ตำแหน่งต่างๆในเตาเผา ด้วยกันทั้งหมด 16 จุดผ่านคอมพิวเตอร์จาก Data Logger , ความดันจาก U-Tube Manometer , และการปลดปล่อย CO , CO_2 , O_2 , และ NO_x จากเครื่องวิเคราะห์ไอเสีย
5. หลังจากนั้นทำการลดระยะ X_{PB} ครั้งละ -2 mm แล้วทำการเก็บค่าเมื่อระบบ Steady จนถึง $X_{PB} = 0$ mm แล้วจึงทำการปรับเงื่อนไขการทดลองมาที่ต้องการ (FR และ Φ) โดยควบคุมจากอัตราการไหลแก๊สและปริมาณ O_2 ส่วนเกินในไอเสียจากเครื่องวิเคราะห์เสีย
6. ปรับจนกระทั่งได้เงื่อนไขที่ต้องการ (FR และ Φ) ที่จะศึกษา เมื่อระบบเข้าสู่ Steady State ก็ทำการเก็บค่าเช่นเดียวกัน

กรณีทดลองเชื้อเพลิงผสม LPG และ Kerosene

1. ปรับตำแหน่งการติดตั้งวัสดุพูน PB (X_{PB}) ให้อยู่ที่ตำแหน่ง X_{PB} เท่ากับ -20 mm (โดยวัดจากตำแหน่งขอบบนที่จะทำการติดตั้งวัสดุพูน PE)
2. ใช้เปลวไฟล่อ (Pilot Flame) จ่อทางช่อง Ignition Port (ให้จุดเปลวไฟล่อก่อนการเปิดวาล์วแก๊ส LPG เสมอ)
3. เปิดวาล์วแก๊ส LPG ป้อนเข้าทาง Axial สังเกตการติดไฟจากอุณหภูมิใน Combustor Block ที่เพิ่มขึ้น จากนั้นนำเปลวไฟล่อออก ปิดช่อง Ignition Port ในขณะเดียวกันปรับปริมาณอากาศให้ปริมาณ O_2 จากเครื่องวิเคราะห์ ไอเสียมีค่าอยู่ระหว่าง 10% ถึง 11% ใช้เวลาในการอุ่นเตาประมาณ 2-3 ชั่วโมงเพื่อให้แน่ใจว่าตัวแผ่รังสีวัสดุพูน (PB) สามารถดูดซับความร้อนจากการแผ่รังสีจากเปลวไฟจนกระทั่งอุณหภูมิผิวหน้า PB (T_p) มีค่าสูงประมาณ $600^\circ C$ และหัวเผาได้เผาความชื้นภายในหิน, เศษหิน, เศษปูนออกหมด จึงทำการป้อนเชื้อเพลิงเหลว
4. ขั้นตอนการป้อนเชื้อเพลิงเหลว Kerosene โดยปรับเพิ่มปริมาณอากาศล่วงหน้า จากนั้นค่อยๆเปิดวาล์วน้ำมันพร้อมกับค่อยๆหรีวาล์วแก๊ส LPG (การเพิ่มปริมาณน้ำมันและลดปริมาณแก๊ส LPG จะต้องทำในสัดส่วนที่เท่ากัน เพื่อรักษาอัตราความร้อนป้อนสู่เตาให้คงที่) หยุดค่าอัตราการป้อนเชื้อเพลิงเหลวและแก๊สไว้ที่ค่าหนึ่ง จากนั้นจึงปรับเงื่อนไขการทดลองโดยทำการทดลองที่ $X_{PB} = -20$ mm เป็นจุดแรก เมื่อระบบเข้าสู่ Steady State โดยสังเกตจากอุณหภูมิที่แสดงทางหน้าจocomพิวเตอร์ และปริมาณแก๊สไอเสียจากเครื่องวิเคราะห์ไอเสีย แล้วจึงทำการเก็บค่าอุณหภูมิที่ตำแหน่งต่างๆในเตาเผา ด้วยกันทั้งหมด 16 จุดผ่านคอมพิวเตอร์จาก Data Logger , ความดันจาก U-Tube Manometer ,และการปลดปล่อย CO , CO_2 , O_2 , และ NO_x จากเครื่องวิเคราะห์ไอเสีย
5. หลังจากนั้นทำการลดระยะ X_{PB} ครั้งละ -2 mm แล้วทำการเก็บค่าเมื่อระบบ Steady จนถึง $X_{PB} = 0$ mm แล้วจึงทำการปรับเงื่อนไขการทดลองมาที่ต้องการ (FR และ Φ) โดยควบคุมจากอัตราการไหลน้ำมันและปริมาณ O_2 ส่วนเกินในไอเสียจากเครื่องวิเคราะห์เสีย
6. ปรับจนกระทั่งได้เงื่อนไขที่ต้องการ (FR และ Φ) ที่จะศึกษา เมื่อระบบเข้าสู่ Steady State ก็ทำการเก็บค่าเช่นเดียวกัน

4.7 เงื่อนไขการทดลอง

4.7.1 กรณี เปลวไฟอิสระ

เชื้อเพลิงแก๊ส LPG

Quantity	Values
Average sphere diameter of PE, d_p	10 mm
Equivalence Ratio, ϕ	0.47
Heat input rate, FR	5 kW
Length of PE	160 mm
Lower Heating Value of LPG, LHV	45,988 kJ/kg
Location of PB surface, X_{PB}	-20,-18,-16,-14,-12,-10,-8, -6,-4,-2 ,0,3 และ 6 mm
Location of PE surface, X_{PE}	0 mm

เชื้อเพลิงเหลว Kerosene

Quantity	Values
Average sphere diameter of PE, d_p	10 mm
Equivalence Ratio, ϕ	0.47
Heat input rate, FR	5 kW
Length of PE	160 mm
Lower Heating Value of Kerosene, LHV	44,532 kJ/kg
Location of PB surface, X_{PB}	-20,-16,-14,-12,-10,-6, -4,0, 3 และ 6 mm
Location of PE surface, X_{PE}	0 mm

เชื้อเพลิงผสม Kerosene และ LPG

Quantity	Values
Average sphere diameter of PE, d_p	10 mm
Equivalence Ratio, ϕ	0.40-0.59
Heat input rate, FR	Kerosene 2.6 , LPG 2.6 kW
Length of PE	160 mm
Lower Heating Value of Kerosene and LPG, LHV	44,532 และ 45,988 kJ/kg
Location of PB surface, X_{PB}	-16,-14,-12,-10,-8, -6,-4,-2 และ 0 mm
Location of PE surface, X_{PE}	0 mm

4.7.2 กรณีหัวเผาวัสดุพรุน

เชื้อเพลิงแก๊ส LPG

Quantity	Values
Average sphere diameter of PE, d_p	10 mm
Equivalence Ratio, ϕ	0.39-0.79
Heat input rate, FR	5-9 kW
Length of PE	160 mm
Lower Heating Value of LPG, LHV	45,988 kJ/kg
Location of PB surface, X_{PB}	-20,-18,-16,-14,-12,-10,-8, -6,-4,-2 และ 0 mm
Location of PE surface, X_{PE}	0 mm

เชื้อเพลิงเหลว Kerosene

Quantity	Values
Average sphere diameter of PE, d_p	10 mm
Equivalence Ratio, ϕ	0.34-0.47
Heat input rate, FR	6-10.56 kW
Length of PE	160 mm
Lower Heating Value of Kerosene, LHV	44,532 kJ/kg
Location of PB surface, X_{PB}	-23,-20,-17,-15,-13,-11,-9, -7,-5,-3 และ 0 mm
Location of PE surface, X_{PE}	0 mm

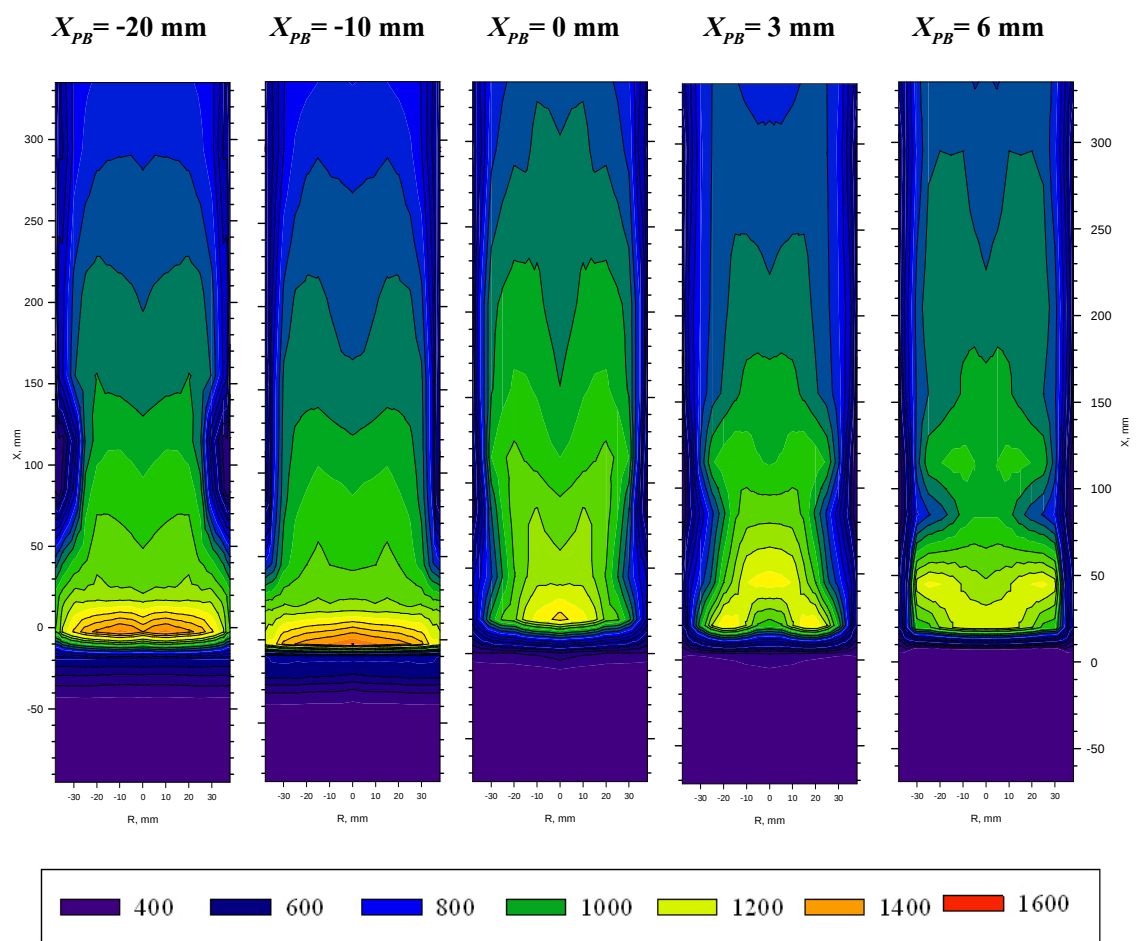
เชื้อเพลิงผสม Kerosene และ LPG

Quantity	Values
Average sphere diameter of PE, d_p	10 mm
Equivalence Ratio, ϕ	0.40-0.59
Heat input rate, FR	Kerosene 2.6 , LPG 2.6 kW
Length of PE	160 mm
Lower Heating Value of Kerosene and LPG, LHV	44,532 และ 45,988 kJ/kg
Location of PB surface, X_{PB}	-16,-14,-12,-10,-8, -6,-4,-2 และ 0 mm
Location of PE surface, X_{PE}	0 mm

บทที่ 5 ผลการทดลอง

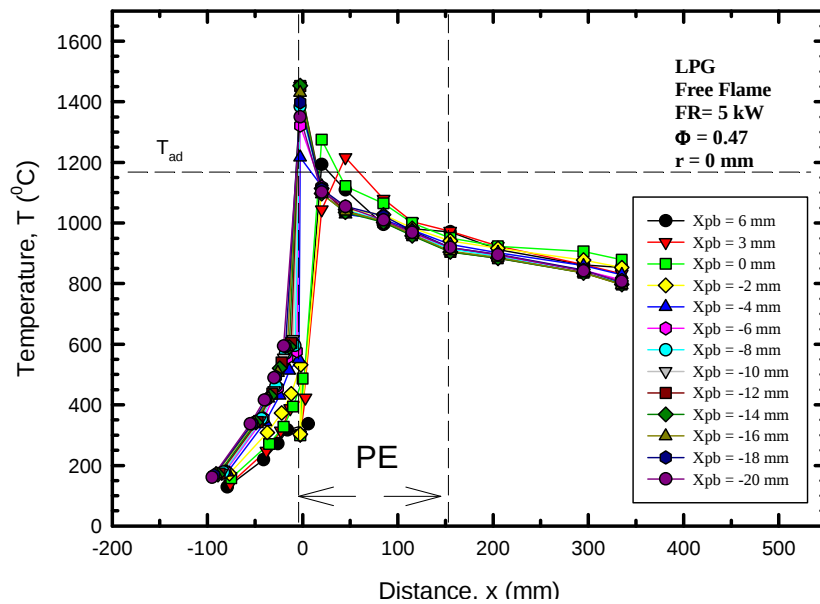
5.1 กรณีเปลวไฟอิสระ

5.1.1 อิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อเชื้อเพลิง LPG



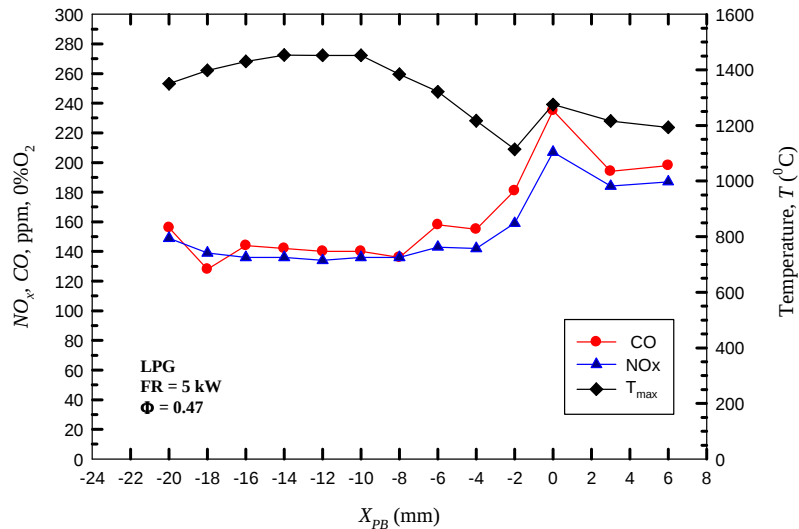
รูปที่ 5.1 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อ การกระจายอุณหภูมิ ที่ 5 kW และ $\Phi = 0.47$ ของเชื้อเพลิง LPG

รูปที่ 5.1 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อ การกระจายอุณหภูมิ ที่ $FR = 5$ kW และ $\Phi = 0.47$ ของการเผาไหม้เชื้อเพลิง LPG แบบเปลวไฟอิสระ วิธีวัดการกระจายอุณหภูมิทำได้ด้วยการสแกนซึ่งใช้เทอร์โมคัปเปิ้ลที่ตำแหน่งในแนวแกนเลื่อนไปตามแนวรัศมี โดยเมื่อปรับระยะ X_{PB} ซึ่งเป็นผลให้ตำแหน่งการจ่ายอากาศเปลี่ยนไป กรณี $X_{PB} = -10$ และ -20 มิลลิเมตร ตำแหน่งของอากาศที่ป้อนเข้าไปผสมกับเชื้อเพลิง จะเกิดการผสมโดยตรงส่งผลให้สามารถคลุกเคล้ากันเป็นอย่างดีก่อนเกิดการเผาไหม้ ซึ่งให้ลักษณะเปลวไฟคล้ายกับแบบ ผสมมาก่อน โดยลักษณะของ reaction zone มีลักษณะเป็นแผ่นบางๆและอุณหภูมิสูงสุดในการเผาไหม้ประมาณ 1400 องศาเซลเซียส จะอยู่ทางด้าน upstream ทั้งหมด [19] ขณะที่กรณี $X_{PB} = 0, 3$ และ 6 มิลลิเมตร ตำแหน่งของการป้อนอากาศเข้าไปเผาไหม้จะเปลี่ยนไปส่งผลให้อากาศที่ป้อนจะถูกป้อนมาชนกับหัวเผาวัสดุพอร์น (PB) ก่อนที่ผสมกับเชื้อเพลิง ซึ่งยืนยันได้จากการกระจายตัวของอุณหภูมิที่ได้จากการทดลอง ขณะที่เพิ่มระยะ X_{PB} ลักษณะเปลวไฟที่เกิดขึ้นจะแสดงพฤติกรรมของเปลวไฟแบบแพร่ มากขึ้น โดยที่ระยะ $X_{PB} = 3$ และ 6 มิลลิเมตร ลักษณะโครงสร้างของเปลวไฟจะเกิด over ventilated และ under ventilated ตามลำดับ ซึ่งเป็นลักษณะเฉพาะที่สามารถเกิดได้ในเปลวไฟแบบแพร่ เท่านั้น[16] ขณะเดียวกัน reaction zone มีแนวโน้มยืดยาวไปด้านท้ายน้ำ มากขึ้น[19] อุณหภูมิสูงสุดในการเผาไหม้ลดลงตามระยะ X_{PB} ที่เพิ่มมากขึ้น และยังสังเกตพบว่า สามารถยืนยันได้จากรูปถ่ายเปลวไฟ ดังรูปที่ ค.1 และ ค.2 จากผลการทดลองดังที่ได้กล่าวมา สามารถสรุปได้ว่าระยะ X_{PB} เป็นตัวแปรสำคัญที่สามารถควบคุมการเผาไหม้ให้เกิดเปลวไฟแบบผสมมาก่อน หรือ เปลวไฟแบบแพร่ ได้



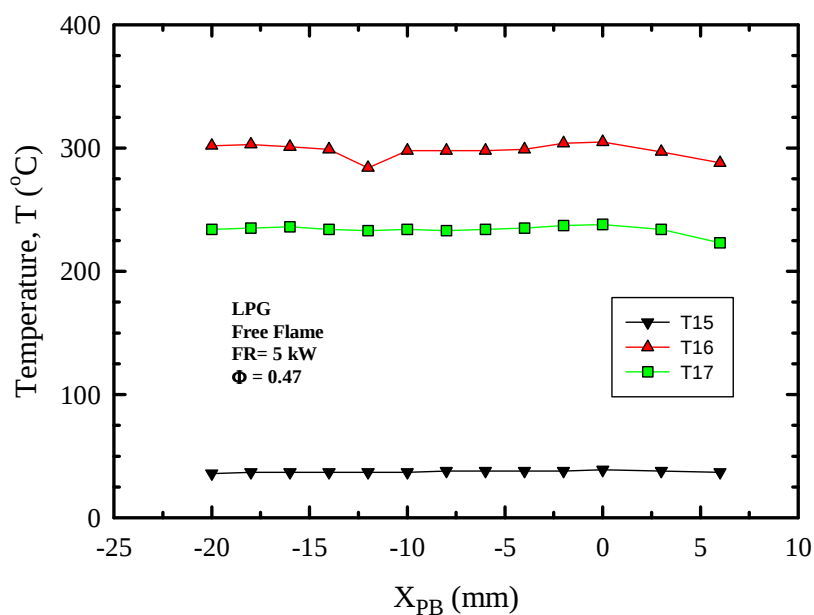
รูปที่ 5.2 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อโครงสร้างอุณหภูมิการเผาไหม้ ที่ $FR = 5 \text{ kW}$ และ $\Phi = 0.47$ ของเชื้อเพลิง LPG ที่ตำแหน่งรัศมี = 0 มิลลิเมตร

จากรูปที่ 5.2 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อโครงสร้างอุณหภูมิการเผาไหม้ ที่ $FR = 5 \text{ kW}$ และ $\Phi = 0.47$ ที่ตำแหน่งกึ่งกลางหัวเผา ($r = 0$ มิลลิเมตร) พบว่า ซึ่งสอดคล้องกับการกระจายอุณหภูมิดังรูปที่ 5.1 โดยการเพิ่มระยะ X_{PB} ตั้งแต่ -20 จนถึง 6 มิลลิเมตร พบว่าตำแหน่งของเปลวไฟมีแนวโน้มเคลื่อนไปเกิดทางด้านท้ายน้ำ มากขึ้น สาเหตุเนื่องจากการเพิ่มระยะ X_{PB} ซึ่งเป็นการย้ายตำแหน่งการจ่ายเชื้อเพลิง ในขณะที่ mixing time เท่าเดิม ก็อาจจะส่งผลให้เปลวไฟย้ายไปด้านท้ายน้ำมากขึ้นได้ ขณะเดียวกันการย้ายของเปลวไฟไปด้านท้ายน้ำก็ส่งผลให้อุณหภูมิการเผาไหม้ลดลงตามการเพิ่มขึ้นของระยะ X_{PB} ได้เช่นกัน เนื่องจากการเกิดสูญเสียความร้อนทางด้านท้ายน้ำ หรืออาจจะเกิดปรากฏการณ์เผาไหม้แบบเป็นชั้นร่วมด้วย ซึ่งจะบังคับให้เชื้อเพลิงออกอากาศมากขึ้นตามระยะ X_{PB} ที่เพิ่มมากขึ้น โดยคาดว่าจะเกิดการเผาไหม้แบบเป็นชั้นที่สมบูรณ์ที่ระยะ $X_{PB} = 0, 3$ และ 6 มิลลิเมตร เนื่องจากเป็นตำแหน่งที่วัสดุพอร์น PB จะลงมาขวางกระจายอากาศ ดังนั้นอากาศที่ป้อนเข้าด้านข้างจะชนรอบๆวัสดุพอร์น PB ทำให้เกิดการไหลลักษณะวงแหวน (annular) จากนั้นไหลผสมกับเชื้อเพลิงที่ป้อนเข้ามาในแนวแกนเตาซึ่งอยู่ลึกไปทางด้านท้ายน้ำ โดยอากาศจะหุ้มรอบๆเชื้อเพลิงตลอดความยาวของห้องเผาไหม้ เพื่อหลีกเลี่ยงการเข้าใกล้สภาวะสตอยคิโอเมตริก ($\Phi = 1$) ซึ่งเป็นการลดอุณหภูมิสูงสุดในการเผาไหม้โดยจะส่งผลต่อการปลดปล่อยมลพิษต่อไป โดยกรณี $X_{PB} = -20 \text{ mm}$ จะให้อุณหภูมิในการเผาไหม้สูงสุดที่มีอุณหภูมิประมาณ 1500 องศาเซลเซียส เนื่องจากลักษณะของการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นเป็นลักษณะของการเผาไหม้แบบผสมมาก่อน ถึงแม้ว่าการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นทุกระยะ X_{PB} จะเป็นการเผาไหม้แบบเปลวไฟอิสระก็ตาม แต่การเผาไหม้ในทุกกรณีจะให้อุณหภูมิสูงสุดสูงกว่าอุณหภูมิการเผาไหม้ทางทฤษฎี สาเหตุเนื่องมาจากการที่หัวเผานี้มีการอุ่นเชื้อเพลิงและอากาศก่อนเกิดการเผาไหม้



รูปที่ 5.3 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อการปลดปล่อยมลพิษและอุณหภูมิสูงสุดของการเผาไหม้
ที่ $FR = 5 \text{ kW}$ และ $\Phi = 0.47$ ของ กรณีเปลวไฟอิสระ

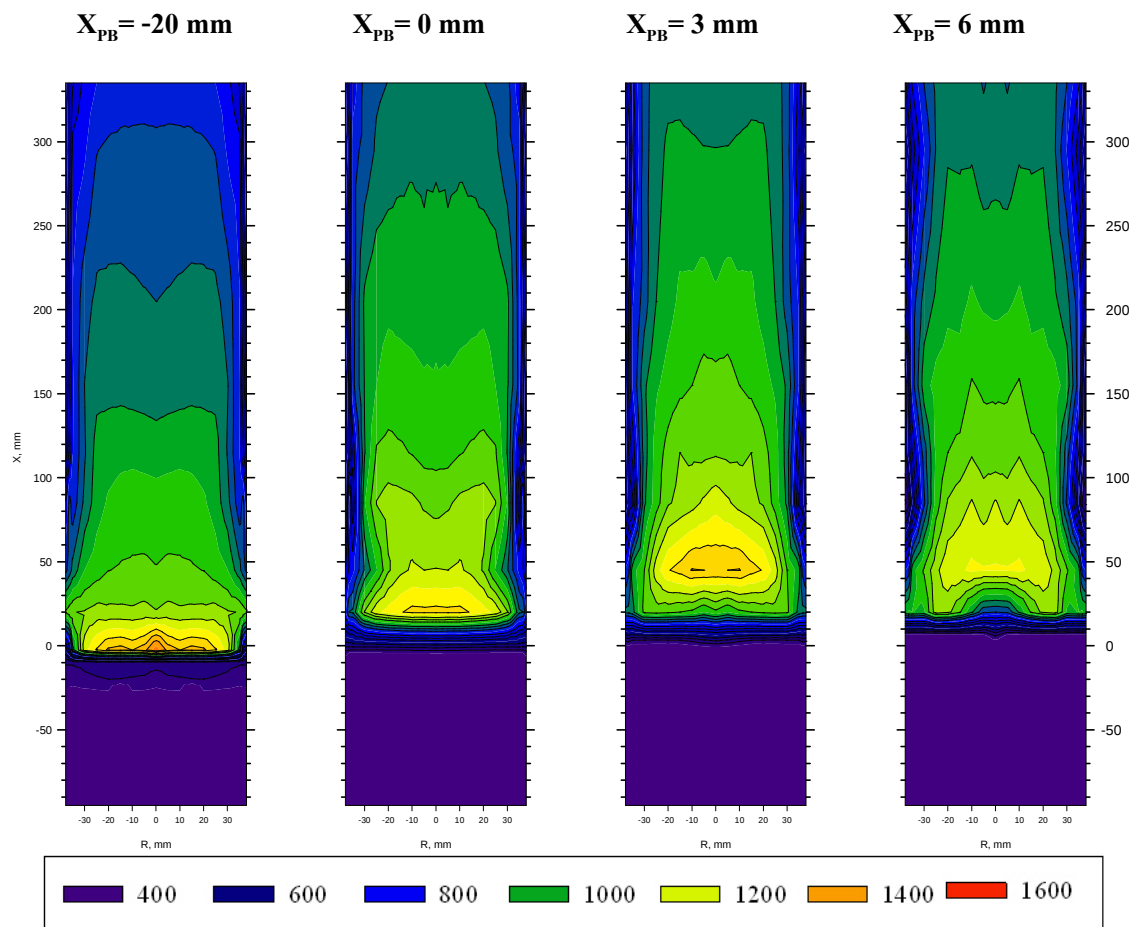
จากรูปที่ 5.3 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อการปลดปล่อยมลพิษ และอุณหภูมิสูงสุดของการเผาไหม้ซึ่งขึ้นต้นตำแหน่งของตำแหน่งเปลวไฟ พบว่าเมื่อระยะ X_{PB} เพิ่มขึ้น ลักษณะการปลดปล่อยมลพิษแบ่งออกเป็นสามลักษณะตามช่วงของ X_{PB} ในช่วง $X_{PB} = -20$ ถึง -6 มิลลิเมตร เนื่องจากการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นมีลักษณะของการเผาไหม้ในลักษณะผสมมาก่อน ซึ่งการผสมคลุกเคล้าระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศดี ส่งผลให้การปลดปล่อยมลพิษต่ำทั้ง CO และ NO_x ประมาณ 130-160 ppm เนื่องจากการเผาไหม้สมบูรณ์มีผลให้ CO และ prompt NO_x ต่ำตามลำดับ ขณะที่ thermal NO_x ที่ขึ้นกับอุณหภูมิสูงสุดในการเผาไหม้ไม่เปลี่ยนแปลงมากนัก หลังจากนั้นตั้งแต่ $X_{PB} = 4$ ถึง 0 มิลลิเมตร เป็นช่วงการเปลี่ยนรูปแบบการเผาไหม้จากเปลวไฟแบบผสมมาก่อน ไปเป็นเปลวไฟแบบแพร่ หัววัสดุพ่น (PB) บางส่วนลงมาขวางรูอากาศ ส่งผลให้อากาศถูกแบ่งออกเป็น 2 ส่วน โดยส่วนหนึ่งถูกจ่ายแบบวงแหวน (annular) ส่วนที่เหลือจะถูกจ่ายแบบหมุนวน (swirl) อากาศส่วนนี้จะเข้าไปผสมกับเชื้อเพลิงบริเวณนี้เกิดการเผาไหม้ที่สภาวะไอดีหนา การปลดปล่อยมลพิษทั้ง CO และ NO_x สูงขึ้นอย่างชัดเจน มีค่าประมาณ 200-240 ppm เนื่องจากการผสมระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศไม่ดี และ ส่งผลให้ prompt NO_x ตามลำดับ และช่วงสุดท้ายคือตั้งแต่ $X_{PB} = 0$ ถึง 6 มิลลิเมตร เป็นการเผาไหม้แบบแพร่ การปลดปล่อยมลพิษลดลงอีกครั้ง CO ประมาณ 200 ppm เนื่องจากการเผาไหม้ที่มีความหมุนวนตามแนวรัศมีเพิ่มสูงขึ้น [17] ทำให้ไอดีมีเวลาในการเผาไหม้นานขึ้น ส่วนกรณีการปลดปล่อย NO_x เหลือประมาณ 200 ppm สาเหตุที่ลดลงคาดว่าน่าจะเกิดจากการลดลงของอุณหภูมิสูงสุดในการเผาไหม้ ซึ่งเกิดจากการสูญเสียความร้อนและอาจเกิดการเผาไหม้แบบเป็นชั้นร่วมด้วยส่งผลให้ thermal NO_x ลดลง



รูป 5.4 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่ออุณหภูมิการอุ่นอากาศ ที่ $FR = 5 \text{ kW}$ และ $\Phi = 0.47$

รูปที่ 5.4 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่ออุณหภูมิการอุ่นอากาศ ที่ $FR = 5 \text{ kW}$ และ $\Phi = 0.47$ ของกรณีเปลวไฟอิสระ พบว่า อุณหภูมิก่อนเข้าระบบอุ่นอากาศ (T_{15}) ประมาณ 40°C ซึ่งเป็นอุณหภูมิของสิ่งแวดล้อม เมื่อผ่านระบบอุ่นอากาศโดยได้รับความร้อนจากบริเวณรอบๆผนังด้านนอกของห้องเผาไหม้ ทำให้(T_{16}) มีอุณหภูมิสูงถึง ประมาณ 300°C และจะป้อนเข้าห้องเผาไหม้(T_{17}) ด้วยอุณหภูมิประมาณ $225\text{--}250^{\circ}\text{C}$ เนื่องจากระหว่างไหลผ่านท่อมีการสูญเสียความร้อนบางส่วนให้กับสิ่งแวดล้อม

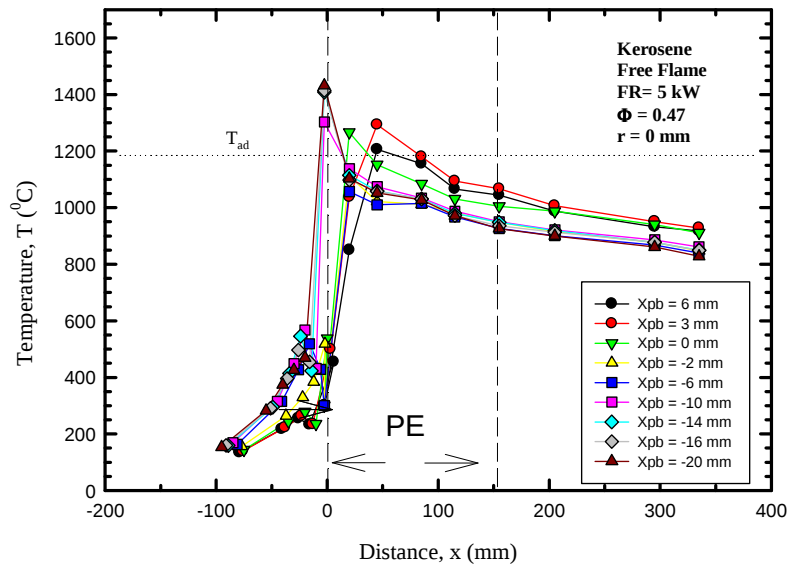
5.1.2 อิทธิพลของระยะ X_{PB} เชื้อเพลิง Kerosene



รูปที่ 5.5 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อการกระจายอุณหภูมิที่ $FR=5 \text{ kW}$ และ $\Phi=0.47$ ของเชื้อเพลิง kerosene กรณีเปลวไฟอิสระ

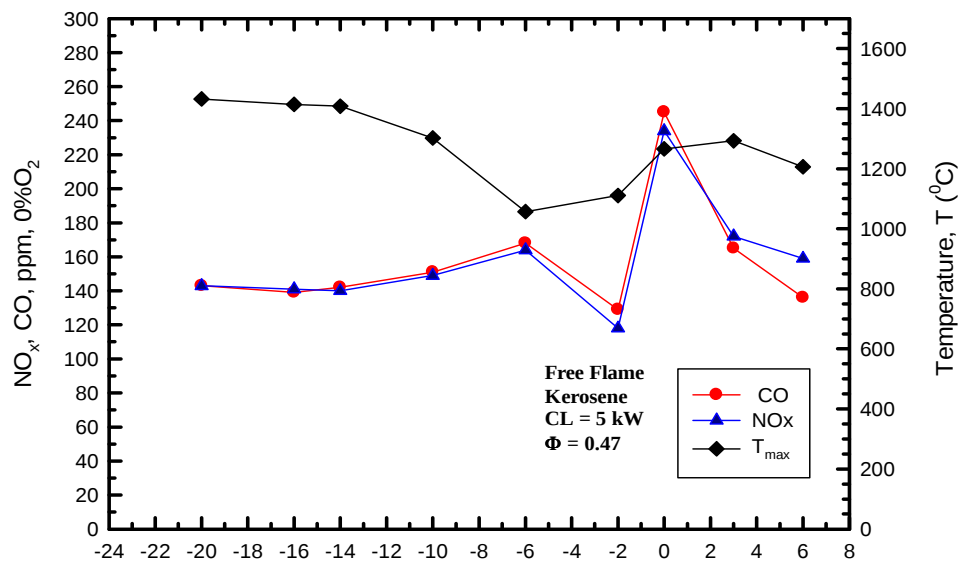
รูปที่ 5.5 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อการกระจายอุณหภูมิที่ $FR = 5 \text{ kW}$ และ $\Phi=0.47$ ของเชื้อเพลิง Kerosene พบว่าผลการทดลองมีแนวโน้มไปทิศทางเดียวกรณีการเผาไหม้ด้วยเชื้อเพลิง LPG คือ การปรับเปลี่ยนระยะ X_{PB} เป็นตัวแปรที่สำคัญที่สามารถควบคุมการเผาไหม้ให้เกิดในลักษณะผสมมาก่อน หรือชนิดแพร่ ได้เช่นเดียวกันคือ ในกรณี $X_{PB} = -20$ มิลลิเมตร ให้ลักษณะเปลวไฟคล้ายกับแบบ ผสมมาก่อน เนื่องจากบริเวณการเกิดปฏิกิริยามีลักษณะเป็นแผ่นบางๆ อุณหภูมิการเผาไหม้สูงสุด 1450 องศาเซลเซียส ขณะที่กรณี $X_{PB} = 0, 3$ และ 6 มิลลิเมตร เปลวไฟมีแนวโน้มยืดยาวออกไปด้านท้ายน้ำมากขึ้น แต่การเผาไหม้เชื้อเพลิง kerosene แตกต่างกับเชื้อเพลิง LPG ที่เชื้อเพลิง kerosene มีบริเวณการเกิดปฏิกิริยาที่กว้างกว่าที่เงื่อนไขการทดลองเดียวกัน และเกิดการเปลี่ยนแปลงรูปแบบการเผาไหม้จาก

แบบผสมมาก่อนเป็นแบบแพร่ช้ากว่า สาเหตุเนื่องจากเชื้อเพลิง kerosene มีสัมประสิทธิ์การแพร่ของเชื้อเพลิงในอากาศน้อยกว่าประมาณ 2 เท่า[18]นั่นเอง



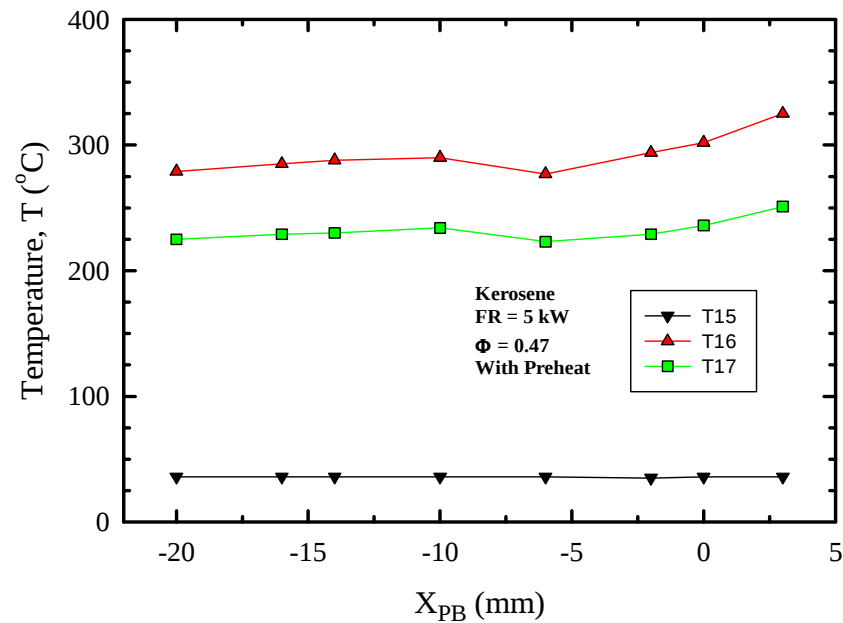
รูป 5.6 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อโครงสร้างอุณหภูมิในห้องเผาไหม้ที่ $FR = 5 \text{ kW}$ และ $\Phi = 0.47$ กรณีเปลวไฟอิสระ ที่ตำแหน่งรัศมี = 0 มิลลิเมตร

จากรูปที่ 5.6 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อโครงสร้างอุณหภูมิในห้องเผาไหม้ที่ $FR = 5 \text{ kW}$ และ $\Phi = 0.47$ กรณีเปลวไฟอิสระ ที่ตำแหน่งรัศมี = 0 มิลลิเมตร พบว่า มีแนวโน้มใกล้เคียงกับเชื้อเพลิง LPG ดังรูปที่ 5.2 และสอดคล้องกับการกระจายอุณหภูมิดังรูปที่ 5.5 คือ การเพิ่มระยะ X_{PB} ตั้งแต่ -20 จนถึง 6 มิลลิเมตร พบว่าเกิดการย้ายของเปลวไฟไปด้านซ้ายมากขึ้น อุณหภูมิการเผาไหม้สูงสุดเกิดในกรณี $X_{PB} = -20$ มิลลิเมตร บริเวณทางออกของเชื้อเพลิง โดยมีอุณหภูมิประมาณ 1450 องศาเซลเซียส ขณะเดียวกันการย้ายของเปลวไฟไปด้านซ้ายมากขึ้นเช่นเดียวกัน



รูปที่ 5.7 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อการปลดปล่อยมลพิษ ที่ $FR = 5 \text{ kW}$ และ $\Phi = 0.47$ กรณีเปลวไฟอิสระ

จากรูปที่ 5.7 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อการปลดปล่อยมลพิษ ที่ $FR = 5 \text{ kW}$ และ $\Phi = 0.47$ ของกรณีการเผาไหม้ kerosene พบว่าผลการทดลองให้แนวโน้มใกล้เคียงกับเชื้อเพลิง LPG ดังรูปที่ 5.3 คือ สามารถแบ่งออกเป็น 3 ช่วงได้เช่นกัน คือ ช่วงที่ 1 ตั้งแต่ $X_{PB} = -20$ ถึง -6 มิลลิเมตร เป็นลักษณะการเผาไหม้แบบผสมมาก่อน ส่งผลต่อการปลดปล่อยมลพิษต่ำทั้ง CO และ NOx ประมาณ 140-150 ppm ขณะที่ช่วงที่ 2 คือตั้งแต่ $X_{PB} = -2$ ถึง 0 มิลลิเมตร เป็นช่วงการเปลี่ยนรูปแบบการเผาไหม้จากผสมมาก่อนไปเป็นแบบแพร่ การปลดปล่อยมลพิษทั้ง CO และ NOx สูงขึ้นอย่างชัดเจน มีค่าประมาณ 240-250 ppm เนื่องจากการผสมระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศไม่ดี และ ส่งผลให้ prompt NOx ตามลำดับ และช่วงที่ 3 คือตั้งแต่ $X_{PB} = 0$ ถึง 6 มิลลิเมตร เป็นการเผาไหม้แบบแพร่ การปลดปล่อยมลพิษลดลงอีกครั้ง CO ประมาณ 140-170 ppm ส่วนกรณีการปลดปล่อย NOx อยู่ในช่วง 130-160 ppm

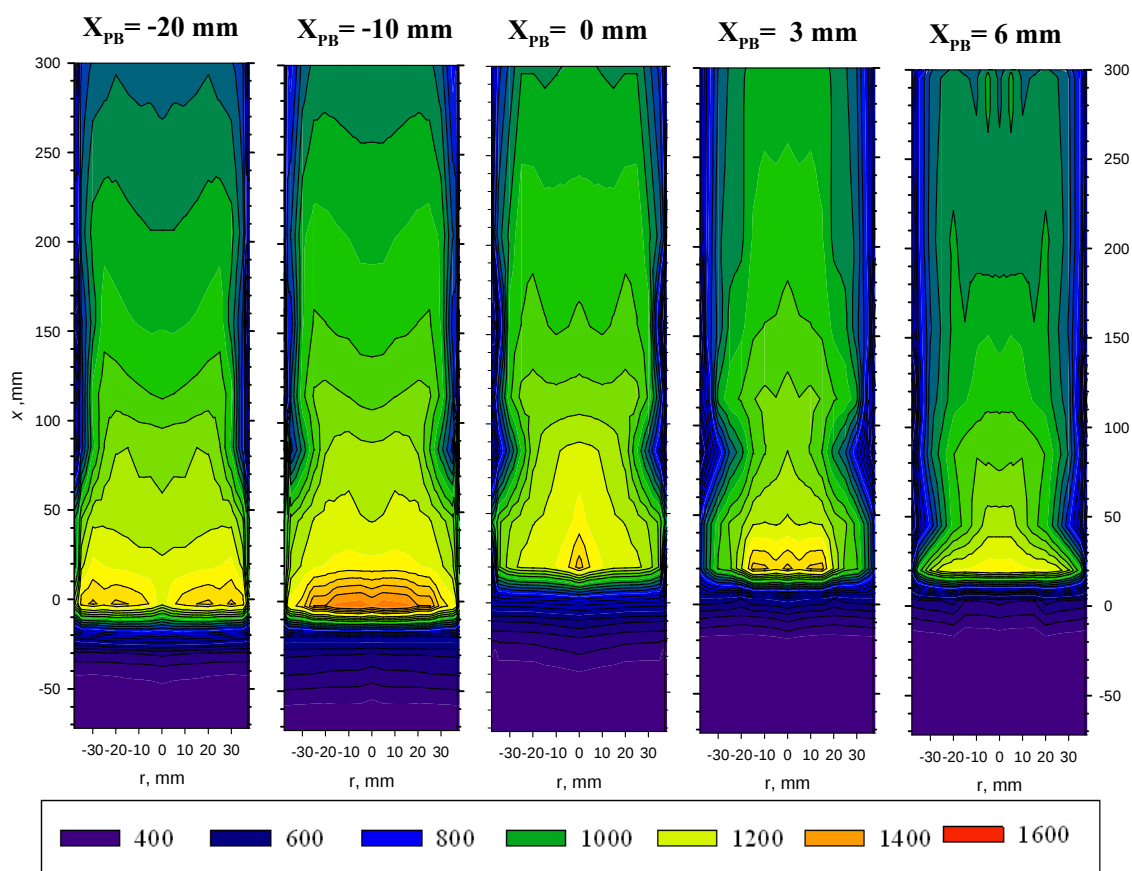


รูป 5.8 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่ออุณหภูมิการอุ่นอากาศ ที่ $FR = 5 \text{ kW}$ และ $\Phi = 0.47$

จากรูปที่ 5.8 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่ออุณหภูมิการอุ่นอากาศ ที่ $FR = 5 \text{ kW}$ และ $\Phi = 0.47$ ของกรณีเปลวไฟอิสระ พบว่า อุณหภูมิก่อนเข้าระบบ preheat (T15) ประมาณ 40 องศาเซลเซียส เมื่อผ่านระบบ preheat แล้ว (T16) ได้รับความร้อนจากบริเวณรอบๆ เตา ทำให้ได้อุณหภูมิสูงถึง ประมาณ 300 องศาเซลเซียส และจะป้อนเข้าสู่ห้องเผาไหม้ (T17) ด้วยอุณหภูมิประมาณ 220 องศาเซลเซียส เนื่องจากระหว่างไหลผ่านท่อมีการสูญเสียความร้อนบางส่วนให้กับสิ่งแวดล้อม

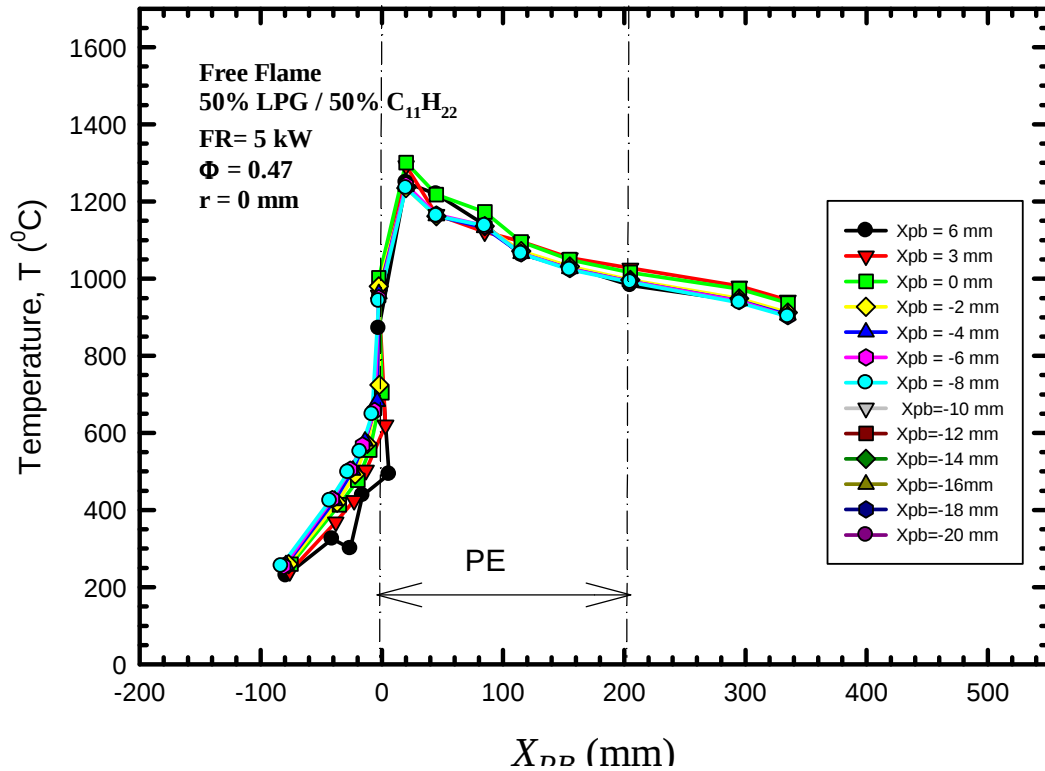
อย่างไรก็ดี ทำให้เราทราบว่าหัวเผาสามารถทำงาน เชื้อเพลิงเหลวได้โดยไม่ต้องมีการสเปรย์และให้อุณหภูมิสูงสุดในการเผาไหม้ใกล้เคียงกัน

5.1.3 อิทธิพลของระยะ X_{PB} เชื้อเพลิงผสม 50% LPG/50% $C_{11}H_{22}$



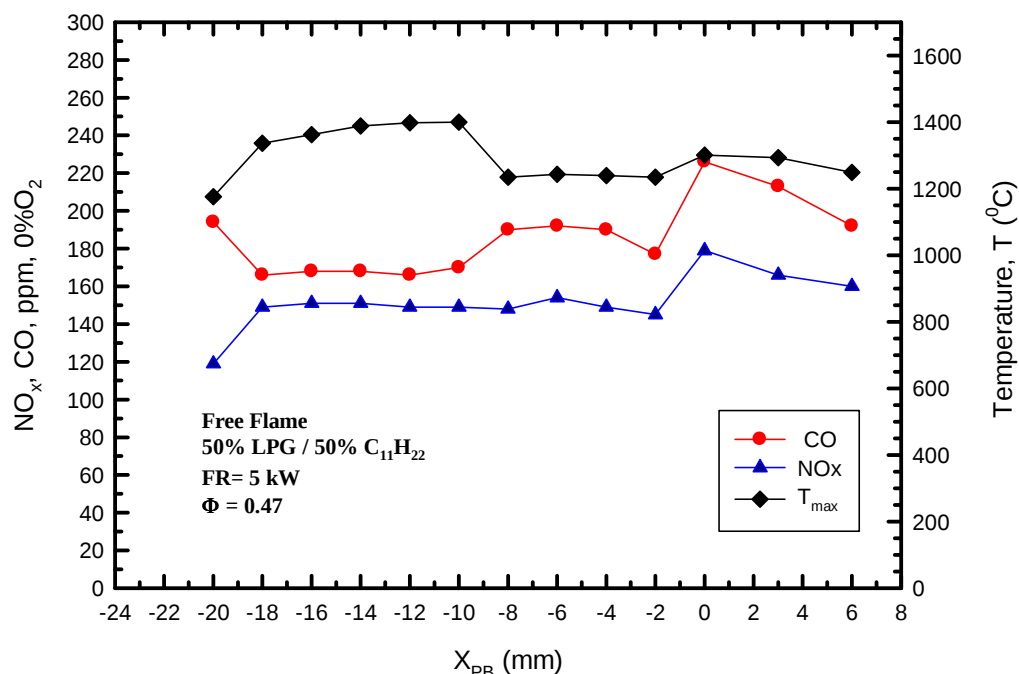
รูปที่ 5.9 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อ temperature contour = 5 kW และ $\Phi=0.47$ กรณีเปลวไฟอิสระ ของเชื้อเพลิงเชื้อเพลิงผสมระหว่าง LPG 50% และ Kerosene 50%

จากรูปที่ 5.9 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อ temperature contour = 5 kW และ $\Phi=0.47$ กรณีเปลวไฟอิสระ ของเชื้อเพลิงเชื้อเพลิงผสมระหว่าง LPG 50% และ Kerosene 50% พบว่าการเปลี่ยนแปลงระยะ X_{PB} ในเชื้อเพลิงผสมระหว่าง LPG 50% และ Kerosene 50% พบว่า การปรับเปลี่ยนระยะ X_{PB} มีแนวโน้มทำให้เกิดการเผาไหม้ในรูปแบบผสมมาก่อนหรือชนิดแพร่ คล้ายกับเชื้อเพลิง LPG และ Kerosene เช่นกัน คือ ในกรณี $X_{PB} = -20, 10$ และ 0 มิลลิเมตร ให้ลักษณะเปลวไฟคล้ายกับแบบ อุนทภูมิ การเผาไหม้สูงสุด 1300 องศาเซลเซียส ขณะที่กรณี $X_{PB} = 3$ และ 6 มิลลิเมตร เปลวไฟมีแนวโน้มยืดยาวออกไปด้าน ท้ายน้ำ มากขึ้น แต่ การเผาไหม้เชื้อเพลิงผสมระหว่าง LPG 50% และ Kerosene 50% ให้ อุนทภูมิการเผาไหม้ต่ำกว่าเผาไหม้เชื้อเพลิงเพียงชนิดเดียว สาเหตุเนื่องจากค่าสัมประสิทธิ์การแพร่ของเชื้อเพลิงกับอากาศต่างกันถึง 2 เท่า[18] ทำให้สองเชื้อเพลิงเผาไหม้ไม่พร้อมกัน



รูป 5.10 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อโครงสร้างอุณหภูมิในห้องเผาไหม้ที่ $FR = 5$ kW และ $\Phi = 0.47$ ของ เชื้อเพลิงผสมระหว่าง LPG 50% และ Kerosene 50%

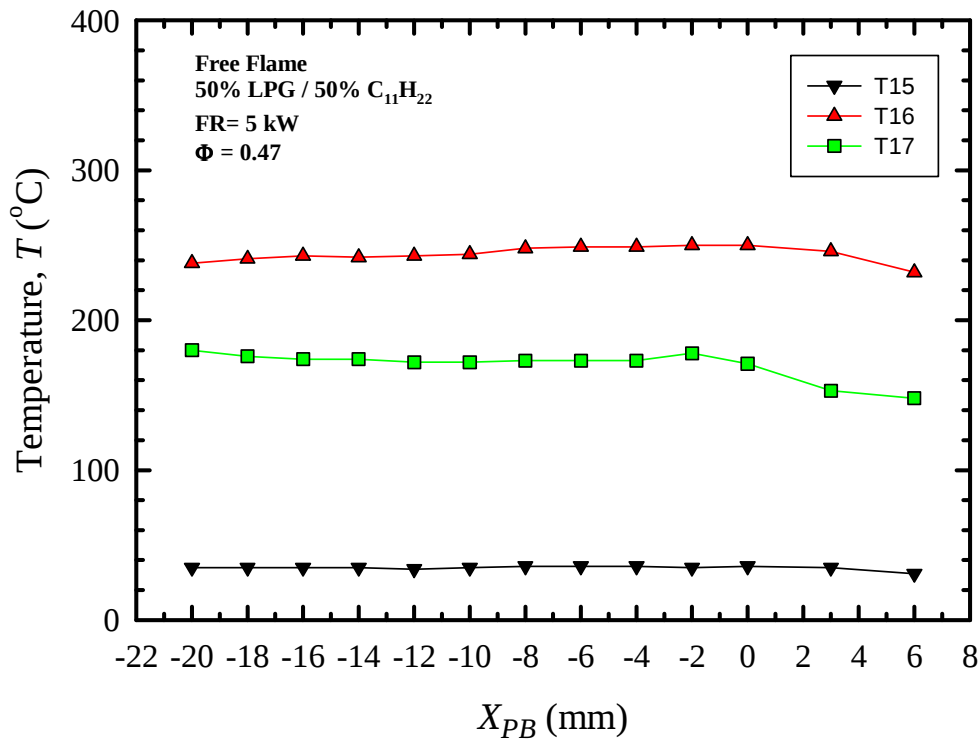
จากรูปที่ 5.10 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อโครงสร้างอุณหภูมิในห้องเผาไหม้ที่ $FR = 5$ kW และ $\Phi = 0.47$ กรณีเปลวไฟอิสระ ของเชื้อเพลิง เชื้อเพลิงผสมระหว่าง LPG 50% และ Kerosene 50% พบว่าการเปลี่ยนแปลงระยะ X_{PB} มีผลทำให้อุณหภูมิสูงสุดในการเผาไหม้ลดลง แต่เปลวไฟแทบจะไม่ย้ายไปทางด้าน ท้ายน้ำ เช่นเดียวกับเชื้อเพลิง LPG หรือ Kerosene เลย ซึ่งคาดว่าน่าจะเกิดจากอิทธิพลของการผสมกันระหว่างสองเชื้อเพลิง



รูป 5.11 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อการปลดปล่อยมลพิษ ที่ FR = 5 kW และ $\Phi=0.47$

จากรูปที่ 5.12 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อการปลดปล่อยมลพิษ ที่ FR = 5 kW และ $\Phi=0.47$ พบว่าสามารถแบ่งออกเป็น 3 ช่วง คือ ช่วงที่ 1 ตั้งแต่ $X_{PB}=-20$ ถึง -6 มิลลิเมตร เป็นลักษณะการเผาไหม้แบบผสมมาก่อน การผสมคลุกเคล้าระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศดี ส่งผลให้การปลดปล่อยมลพิษต่ำทั้ง CO ประมาณ 200 ppm และ NO_x ประมาณ 160 ppm เนื่องจากเกิดการเผาไหม้สมบูรณ์และ prompt NO_x ต่ำ ตามลำดับ ขณะที่ thermal NO_x ที่ขึ้นกับอุณหภูมิสูงสุดในการเผาไหม้ไม่เปลี่ยนแปลงมากนัก ขณะที่ช่วงที่ 2 คือตั้งแต่ $X_{PB} = -4$ ถึง 0 มิลลิเมตรเป็นช่วงการเปลี่ยนรูปแบบการเผาไหม้ จากเปลวไฟชนิดผสมมาก่อน ไปเป็นเปลวไฟแบบแพร่ หัวหัวสตุพรุน PB บางส่วนลงมาขวางรูอากาศ ส่งผลให้อากาศถูกแบ่งออกเป็น 2 ส่วน โดยส่วนหนึ่งถูกจ่ายแบบวงแหวน(annular)ส่วนที่เหลือจะถูกจ่ายแบบหมุนวน (swirl) อากาศส่วนนี้จะเข้าไปผสมกับเชื้อเพลิง บริเวณนี้เกิดการเผาไหม้แบบ rich combustion การปลดปล่อยมลพิษสูงขึ้นอย่างชัดเจน CO มีค่าประมาณ 200 ppm และ NO_x มีค่าประมาณ 200 ppm เนื่องจากการผสมระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศไม่ดี และ ส่งผลให้ prompt NO_x ตามลำดับ และช่วงที่ 3 คือตั้งแต่ $X_{PB} = 0$ ถึง 6 มิลลิเมตร เป็นการเผาไหม้แบบแพร่ การปลดปล่อยมลพิษลดลงอีกครั้ง CO ประมาณ 220 ppm เนื่องจากการเผาไหม้ที่มีความหมุนมากขึ้น[17]ทำให้ไอดีมีเวลาในการเผาไหม้สูงขึ้น ส่วนกรณีการปลดปล่อย NO_x เหลือประมาณ 180 ppm สาเหตุที่ลดลงคาดว่าจะเกิดจากการลดลงของอุณหภูมิสูงสุดในการเผาไหม้ ซึ่งเกิดจากการสูญเสียความร้อนและ

อาจเกิดการเผาไหม้แบบเป็นชั้นร่วมด้วยส่งผลให้ thermal NOx ลดลง เช่นเดียวกับการเผาไหม้เชื้อเพลิง LPG หรือ Kerosene เพียงอย่างเดียว



รูป 5.12 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่ออุณหภูมิการอุ่นอากาศ ที่ $FR = 5$ kW และ $\Phi = 0.47$

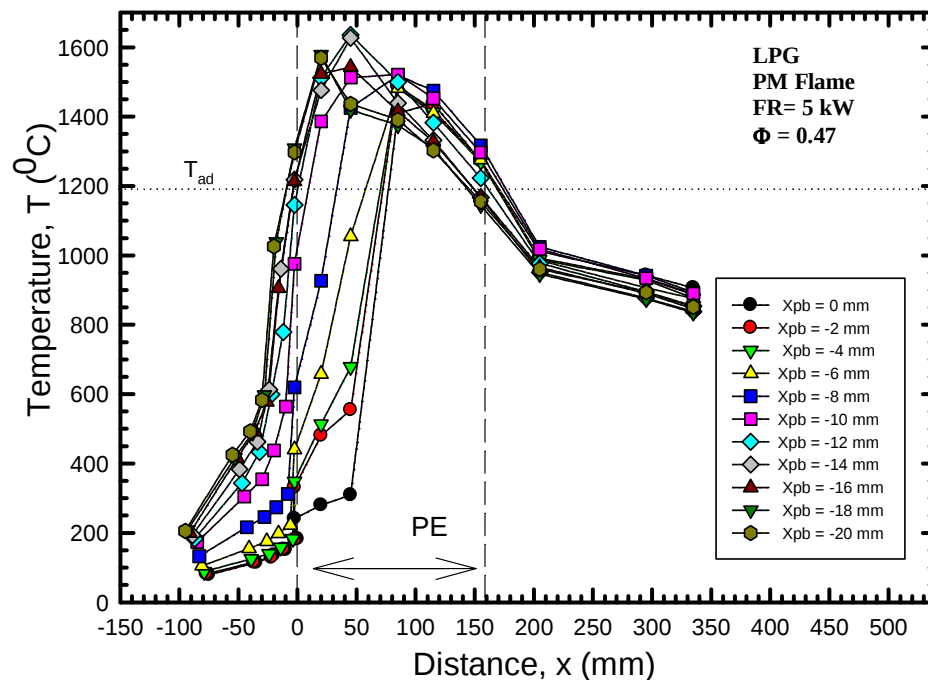
จากรูปที่ 5.12 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่ออุณหภูมิการอุ่นอากาศ ที่ $FR = 5$ kW และ $\Phi = 0.47$ ของกรณีเปลวไฟอิสระ พบว่า อุณหภูมิก่อนเข้าระบบ preheat (T15) ประมาณ 40 °C เมื่อผ่านระบบ preheat แล้ว (T16) ได้รับความร้อนจากบริเวณรอบๆเตา ทำให้ได้อุณหภูมิสูงถึง ประมาณ 240 °C และจะป้อนเข้าสู่ห้องเผาไหม้ (T17) ด้วยอุณหภูมิประมาณ 180 °C เนื่องจากระหว่างไหลผ่านท่อมีการสูญเสียความร้อนบางส่วนให้กับสิ่งแวดล้อม และมีแนวโน้มลดลงตามระยะ X_{PB} ที่เพิ่มมากขึ้น เนื่องจากตำแหน่งของเปลวไฟย้ายไปด้าน ท้ายน้ำ มากขึ้น

5.2 ผลการทดลองกรณี PM Flame

5.2.1 เชื้อเพลิง LPG

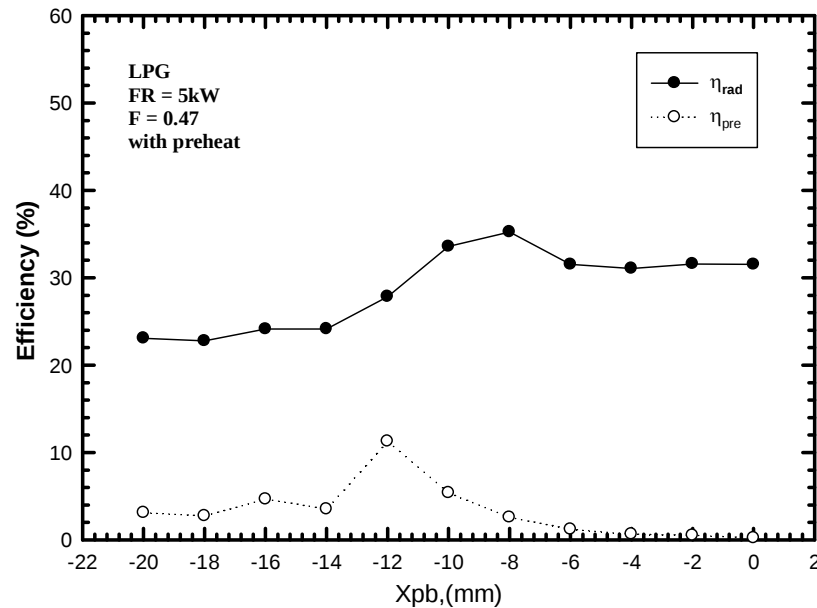
5.2.1.1 อิทธิพลของระยะ X_{PB} ของเชื้อเพลิง LPG

จากการศึกษาที่ผ่านมาในกรณีเปลวไฟอิสระ พบว่า ปรับระยะ X_{PB} สามารถควบคุมกลไกการเผาไหม้ให้เป็นแบบผสมมาก่อน และ เปลวไฟแบบแพร่ ซึ่งมีความยืดหยุ่นสูงเหมาะสำหรับการประยุกต์ใช้กับอุตสาหกรรมที่ต้องการใช้ประโยชน์ของความร้อนในรูปแบบการแผ่รังสีความร้อน ซึ่งการเผาไหม้เปลวไฟแบบแพร่ ที่เกิดขึ้นนั้นก็คาดว่าจะได้รูปแบบการเผาไหม้แบบปั่นขึ้น ตามมาอีกด้วย ซึ่งมีผลในการลดการปลดปล่อยมลพิษ ดังนั้นหากมีการนำวัสดุพอร์มาติดตั้งแล้วทำให้เกิดการเผาไหม้ เปลวไฟแบบแพร่ ขึ้นในวัสดุพอร์ (Matrix Stabilized flame) ซึ่งต่อไปนี้จะเรียกว่า PM flame ก็คาดว่าจะกลไกการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นนี้ก็จะได้รูปแบบการเผาไหม้แบบปั่นขึ้นเหมือนกับกรณี เปลวไฟอิสระเช่นกัน



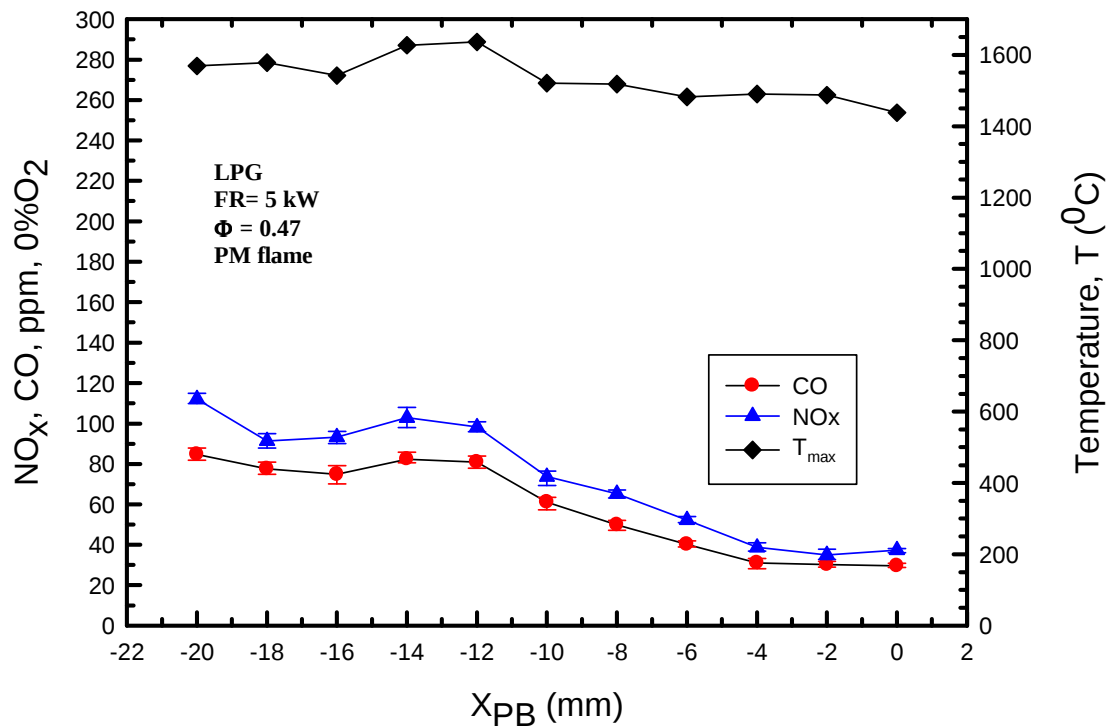
รูปที่ 5.2.1 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ของอุณหภูมิในห้องเผาไหม้ที่ $FR = 5$ kW และ $\Phi = 0.47$ ของเชื้อเพลิง LPG

จากรูปที่ 5.2.1 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ของอุณหภูมิในห้องเผาไหม้ที่ $FR = 5$ kW และ $\Phi = 0.47$ ของเชื้อเพลิง LPG จากการปรับเปลี่ยนระยะ X_{PB} จาก -20 จนถึง 0 มิลลิเมตร พบว่าโครงสร้างอุณหภูมิมีแนวโน้มแบนราบมากขึ้น ซึ่งคาดว่าเกิดการเปลี่ยนแปลงรูปแบบการเผาไหม้จากแบบผสมมาก่อนเป็นแบบแพร่เช่นเดียวกับกรณีเปลวไฟอิสระ ซึ่งอุณหภูมิที่แบนราบมากขึ้นจากการสูญเสียความร้อนเพิ่มมากขึ้นเมื่อเปลวไฟอยู่ใกล้ทางออก(ท้ายน้ำ) หรืออาจจะเกิดการเผาไหม้แบบเป็นชั้นร่วมด้วยก็เป็นได้ ขณะเดียวกันเปลวไฟจะย้ายไปทางด้าน ท้ายน้ำ เพิ่มมากขึ้น ซึ่งโดยปกติของการเผาไหม้จะต้องมีระยะเวลาในการผสมของไอดี (mixing time) ก่อนเกิดปฏิกิริยาการเผาไหม้ ในขณะที่ mixing time เท่าเดิม ดังนั้นการเพิ่มระยะ X_{PB} ซึ่งเป็นการย้ายตำแหน่งการจ่ายเชื้อเพลิงทำให้เปลวย้ายตามไปด้วย อย่างไรก็ตามเปลวไฟได้เข้าไปติดในภายในตัวแผ่รังสีวัสดุพูน(PE) ทั้งหมด (matrix stabilize flame) ซึ่งเป็นที่พึงประสงค์ของหัวเผาวัสดุพูน และเมื่อเปรียบเทียบกับอุณหภูมิการเผาไหม้ทางทฤษฎี 1200 องศาเซลเซียส ถือว่าหัวเผาวัสดุพูนนี้ให้อุณหภูมิการเผาไหม้สูงกว่ามากทุกกรณี ทั้งนี้เนื่องจากการผลของการมีวัสดุพูน PE ช่วยในการหมุนเวียนความร้อนด้านไอเสียมาสู่ไอดีอย่างของเนื่อง รวมถึงมีการอุ่นอากาศและเชื้อเพลิงก่อนการเผาไหม้อีกด้วย



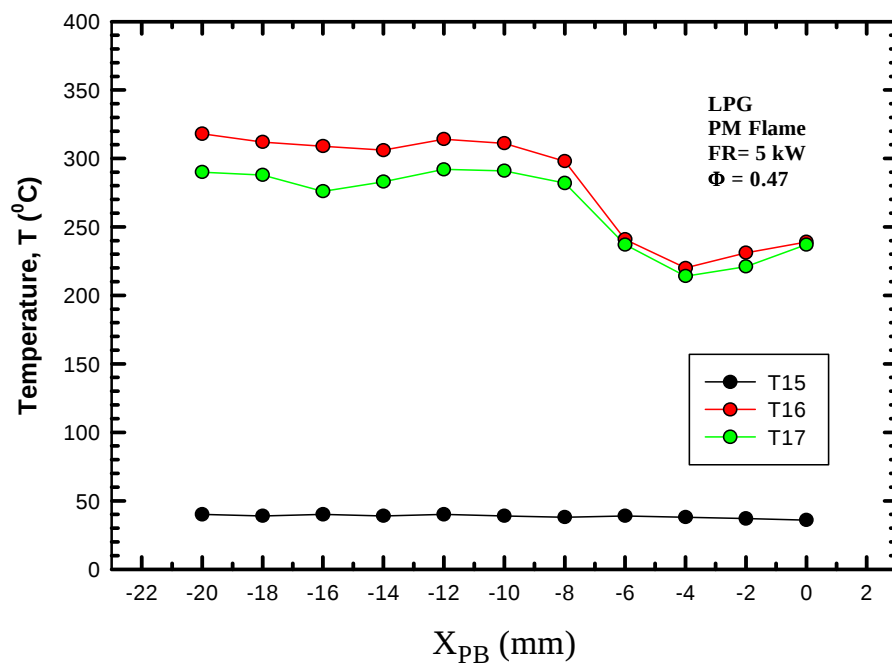
รูปที่ 5.2.2 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ที่มีต่อประสิทธิภาพในการแผ่รังสีความร้อน และ ประสิทธิภาพในการอุ่นเชื้อเพลิง ที่ $FR = 5 \text{ kW}$ และ $\Phi = 0.47$ ของเชื้อเพลิง LPG

จากรูปที่ 5.2.2 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ที่มีต่อประสิทธิภาพในการแผ่รังสีความร้อน และ ประสิทธิภาพในการอุ่นเชื้อเพลิง ที่ $FR = 5 \text{ kW}$ และ $\Phi = 0.47$ ของเชื้อเพลิง LPG ซึ่งประสิทธิภาพ การแผ่รังสีความร้อนก็เป็นอีกหนึ่งปัจจัยที่แสดงถึงสมรรถนะของหัวเผา ในที่นี้ η_{rad} คือ อัตราส่วน ระหว่างพลังงานความร้อนที่แผ่รังสีออกมาทางด้านท้ายน้ำ (เป็นส่วนที่นำไปใช้ประโยชน์ในการให้ ความร้อนกับภาระทางความร้อน) กับพลังงานของเชื้อเพลิงที่ป้อนเข้าไป พบว่าเมื่อ X_{PB} ทำให้ ประสิทธิภาพในการแผ่รังสีความร้อน มีแนวโน้มสูงขึ้นตามระยะ X_{PB} ที่เพิ่มมากขึ้น โดยสูงสุดมีค่า 34% เพราะ เปลวไฟเลื่อนเข้าไปติดในวัสดุพูน PE ซึ่งเข้าไปใกล้บริเวณผิวล่างของ PE มากขึ้นและยัง คาดว่าน่าจะเปลี่ยนรูปแบบจากเปลวไฟชนิดผสมมาก่อน เป็นเปลวไฟแบบแพร่ เช่นเดียวกับกรณีเปลว ไฟอิสระซึ่งมีคุณสมบัติแผ่รังสีความร้อนได้ดี ในทางตรงกันข้ามขณะที่ η_{pre} ซึ่งเป็นอัตราส่วนระหว่าง พลังงานความร้อนที่อุ่นเชื้อเพลิง (คิดที่ผิวล่างของ PB) ของพลังงานของเชื้อเพลิงที่ป้อนเข้า เพื่อ นำไปใช้ในการอุ่นเชื้อเพลิงกลับมีค่าลดลงตามระยะ X_{PB} ที่เพิ่มขึ้น เพราะเปลวไฟถูกบังคับเคลื่อนเข้าไป ลึกใน PE มากขึ้นนั่นเอง



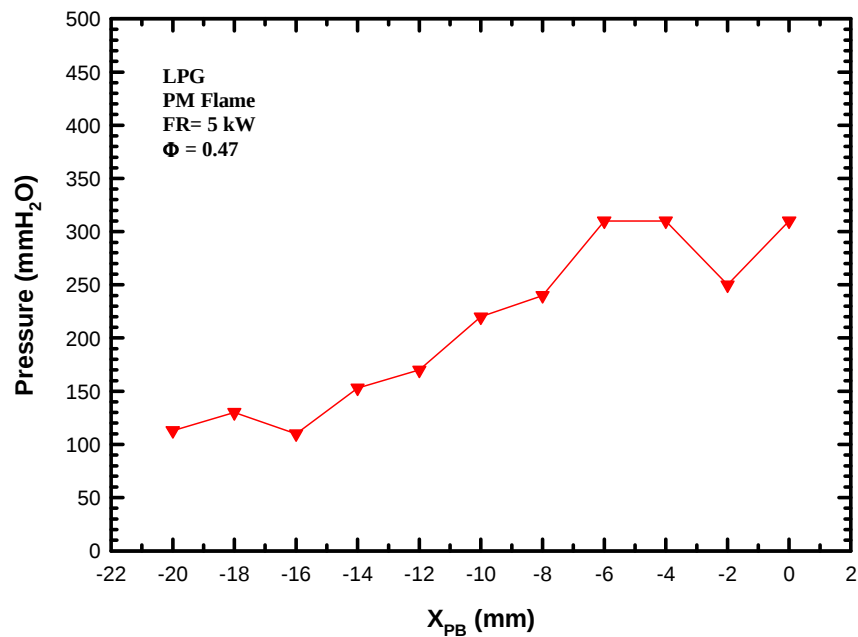
รูปที่ 5.2.3 แสดงอิทธิพลของ X_{PB} ของการปลดปล่อย CO และ NO_x ที่ $FR = 5$ kW และ $\Phi = 0.47$ โดยทำการแก้ไขค่าให้มาอยู่ 0 % O₂ ของเชื้อเพลิง LPG

จากรูปที่ 5.2.3 แสดงอิทธิพลของ X_{PB} ของการปลดปล่อยมลพิษ (CO และ NO_x) ที่ $FR = 5$ kW และ $\Phi = 0.47$ โดยทำการแก้ไขค่าให้มาอยู่ 0% O₂ พบว่า หัวเผาปลดปล่อยมลพิษสูงสุดที่และการปลดปล่อยมลพิษจะลดลงตาม X_{PB} ที่เพิ่มมากขึ้น โดยที่ $X_{PB} = 0$ มม ปลดปล่อยมลพิษต่ำที่สุด โดยที่ CO มีค่าประมาณ 35 ppm สาเหตุเนื่องจากการเพิ่มระยะ X_{PB} ส่งผลให้เกิดการหมุนวนในแนวรัศมีเพิ่มมากขึ้น [17] อดีจึงมีเวลาในการเผาไหม้เพิ่มสูงขึ้นตามไปด้วย และ NO_x มีค่าต่ำประมาณ 40 ppm สอดคล้องกับอุณหภูมิสูงสุดในการเผาไหม้ (peak temperature) สาเหตุเกิดจากตำแหน่งของการสูญเสียความร้อนจากการแผ่รังสีที่ส่งสิ่งแวดล้อมมากขึ้น หรืออาจจะเกิดเผาไหม้แบบ staged combustion ร่วมด้วย ทำให้ thermal NO_x ลดลง และอีกสาเหตุสำคัญน่าจะทำให้ลดการปลดปล่อยมลพิษคือการย้ายตำแหน่งของเปลวไฟเข้าไปอยู่กึ่งกลางตัวแผ่รังสีวัสดุพูนเพิ่มมากขึ้น



รูปที่ 5.2.4 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ของอุณหภูมิการอุ่นอากาศ ที่ $FR = 5 \text{ kW}$ และ $\Phi = 0.47$ ของกรณี PM flame ของเชื้อเพลิง LPG

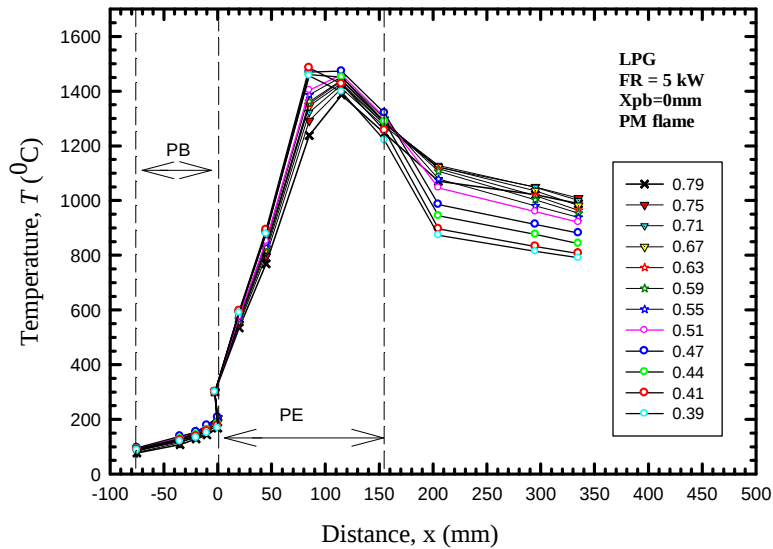
จากรูปที่ 5.2.4 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ของอุณหภูมิการอุ่นอากาศ ที่ $FR = 5 \text{ kW}$ และ $\Phi = 0.47$ ของกรณี PM flame พบว่า ระยะ X_{PB} จะมีผลของอุณหภูมิการอุ่นอากาศ ที่ตำแหน่ง T_{15} และ T_{16} โดยจะลดลงตามระยะ X_{PB} ทั้งนี้เนื่องจากเข้าใกล้ ระยะ $X_{PB} = 0$ มิลลิเมตร เปลวไฟเลื่อนไปด้าน ทำให้น้ำมากขึ้นซึ่งห่างจากบริเวณอุ่นอากาศ และมีการแผ่รังสีความร้อนที่สู่สิ่งแวดล้อมมากขึ้น ซึ่งแสดงอุณหภูมิในกราฟโครงสร้างทางความร้อนข้างต้น



รูปที่ 5.2.5 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ของความดันในห้องเผาไหม้ ที่ $ER = 5$ kW และ $\Phi = 0.47$ ของเชื้อเพลิง LPG

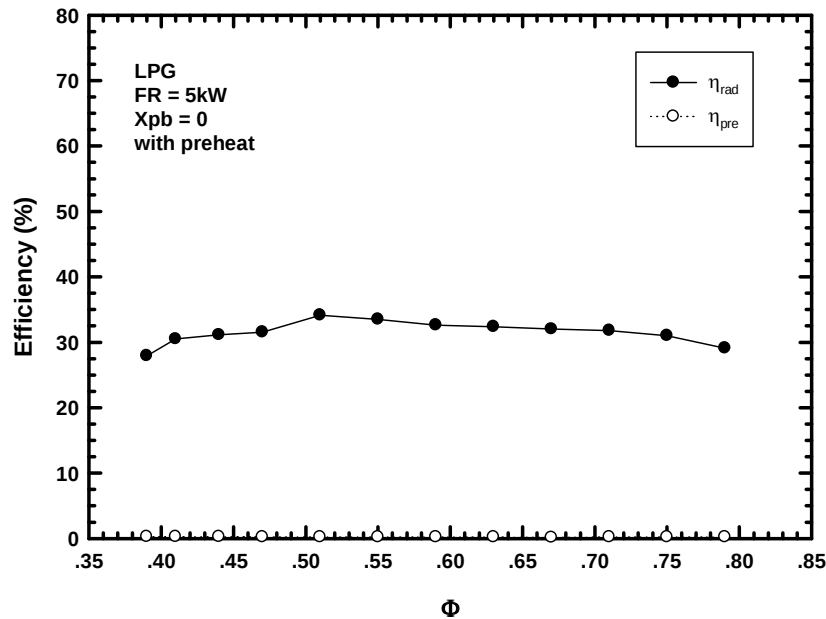
จากรูปที่ 5.2.5 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ของความดันในห้องเผาไหม้ ที่ $ER = 5$ kW และ $\Phi = 0.47$ พบว่าพบว่าการเพิ่มระยะ X_{PB} มีผลของความดันในห้องเผาไหม้ โดยที่ระยะ $X_{PB} = -20$ มม. มีค่า 110 mm H₂O จากนั้นจะสูงขึ้นตามระยะ X_{PB} ที่เพิ่มมากขึ้นและสูงสุดที่ระยะ $X_{PB} = 0$ มิลลิเมตร มีค่า 320 mm H₂O เนื่องจากการเพิ่มระยะ X_{PB} เป็นการลดปริมาตรของห้องเผาไหม้ลงในขณะที่อัตราการไหลของไอดีเท่าเดิม

5.2.1.2 อิทธิพลของค่า Equivalence ratio (Φ)



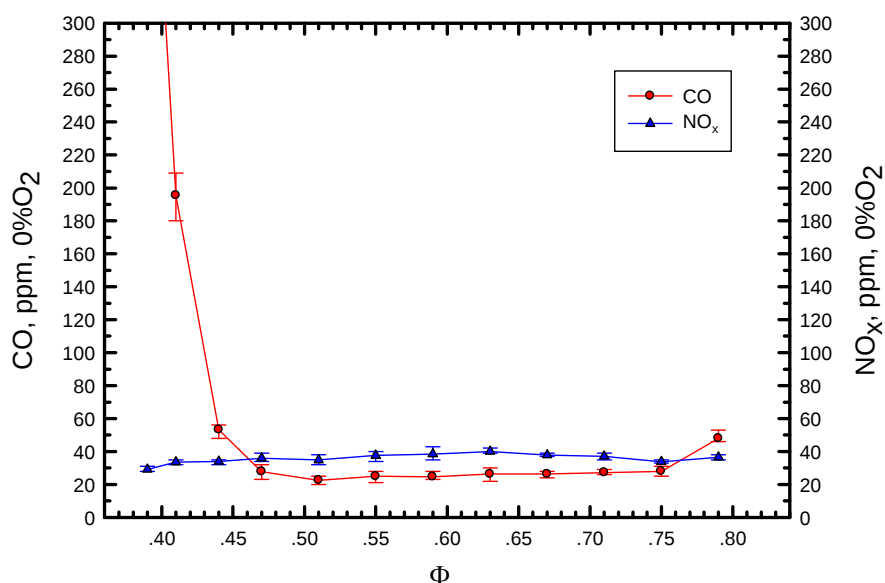
รูปที่ 5.2.6 แสดงอิทธิพล Φ ของอุณหภูมิในห้องเผาไหม้ ที่ $FR = 5$ kW และ $X_{pb} = 0$ มิลลิเมตร ของเชื้อเพลิง LPG

ความสามารถของหัวเผาที่มีสมรรถนะเผาไหม้เชื้อเพลิงส่วนผสมได้เข้มข้นหรือเจือจางมากน้อยเพียงใดสามารถทราบได้จากการปรับเปลี่ยนค่า Φ จากรูป รูปที่ 5.2.5.2 แสดงอิทธิพล Φ ของอุณหภูมิในห้องเผาไหม้ ที่ $FR = 5$ kW และ $X_{pb} = 0$ มิลลิเมตร ของเชื้อเพลิง LPG โดยการทำได้ด้วยการเพิ่มอัตราการไหลของอากาศ แต่รักษาอัตราการป้อนเชื้อเพลิงให้คงที่ พบว่า การลด Φ ทำให้เปลวไฟเลื่อนเข้าไปติดด้าน upstream มากขึ้น เนื่องจากการผสมระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศดีขึ้นจึงสามารถติดไฟได้เร็วขึ้นด้วย



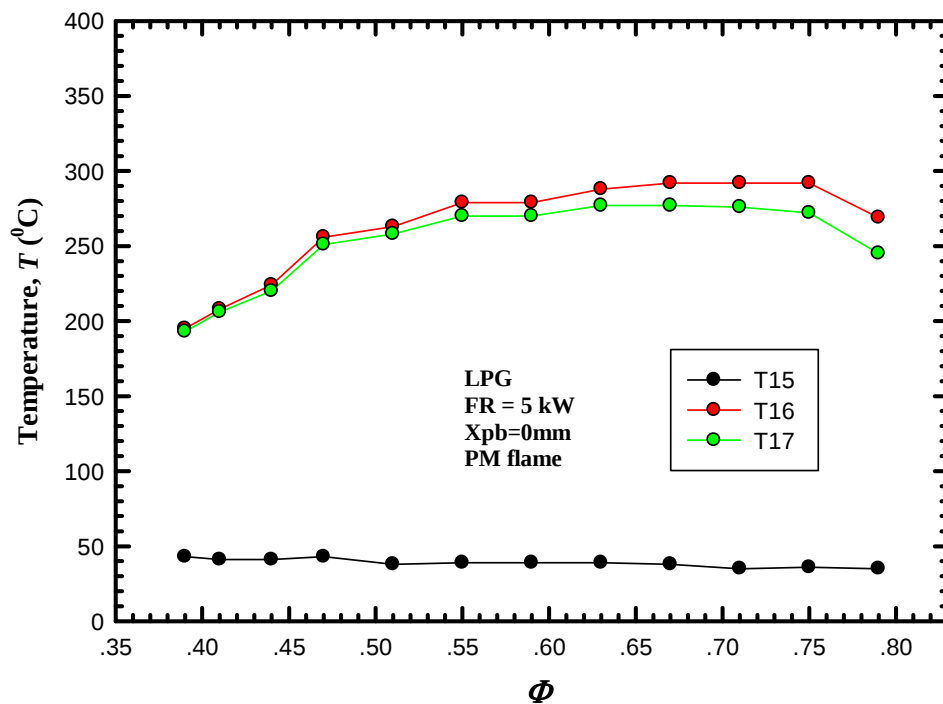
รูปที่ 5.2.6 แสดงอิทธิพล Φ ของอุณหภูมิในห้องเผาไหม้ และประสิทธิภาพการอุ่นเชื้อเพลิง ที่ $FR = 5$ kW และ $X_{PB} = 0$ มิลลิเมตร ของเชื้อเพลิง LPG

ประสิทธิภาพการแผ่รังสีความร้อนก็เป็นอีกหนึ่งปัจจัยที่แสดงถึงสมรรถนะของหัวเผา จากรูปที่ 5.2.7 แสดงอิทธิพลของ Φ ของ ประสิทธิภาพการแผ่รังสีความร้อน และ ประสิทธิภาพการอุ่นเชื้อเพลิงที่ $FR = 5$ kW และ $X_{PB} = 0$ มิลลิเมตร พบว่าการเพิ่ม Φ ตั้งแต่ 0.39 ส่งผลให้ ประสิทธิภาพการแผ่รังสีความร้อน สูงขึ้นเนื่องจากโครงสร้างอุณหภูมิภายในวัสดุพูนดังแสดงในกราฟข้างต้นมีแนวโน้มสูงขึ้นและจะสูงสุดเมื่อ $\Phi = 0.51$ จากนั้น ประสิทธิภาพการแผ่รังสีความร้อน จะมีแนวโน้มลดลงตามค่า Φ ที่เพิ่มมากขึ้นเนื่องจากการผสมระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศแย่งตามปริมาณอากาศที่ลดน้อยลง แขนงอย่างไรก็ตามการปรับเปลี่ยนค่า Φ ไม่มีผลของประสิทธิภาพการอุ่นเชื้อเพลิงเนื่องจากตำแหน่งเปลวไฟค่อนข้างอยู่กับที่



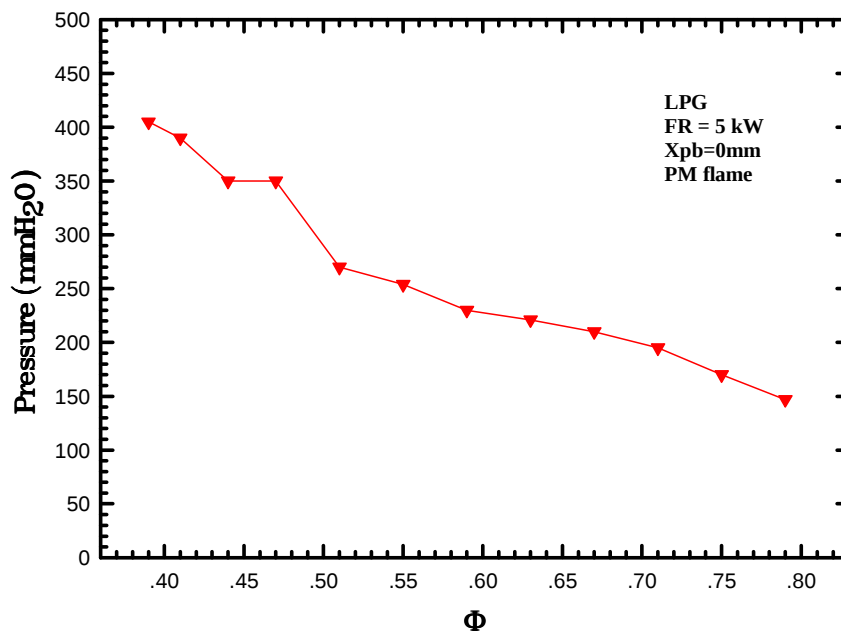
รูปที่ 5.2.8 แสดงอิทธิพลของค่า Φ ของการปลดปล่อยมลพิษที่ $FR = 5$ kW และ $X_{PB} = 0$ มิลลิเมตร ของเชื้อเพลิง LPG

จากรูปที่ 5.2.8 แสดงอิทธิพลของค่า Φ ของ CO และ NO_x ที่ $FR = 5$ kW ของกรณี $X_{PB} = 0$ มม พบว่า อัตราการปลดปล่อยมลพิษทั้ง CO และ NO_x ต่ำมาก และแกว่งตัวอยู่ในช่วงแคบๆ คือ NO_x อยู่ในช่วง 30-40 ppm และ CO ประมาณ 20-30 ppm เพราะถูกควบคุมให้เกิดการเผาไหม้ที่ $X_{PB} = 0$ มิลลิเมตร เกิดการหมุนวนในแนวรัศมีเพิ่มมากขึ้น [17] ไอดีจึงมีเวลาในการเผาไหม้เพิ่มสูงขึ้นตามไปด้วย รวมถึงผลของการการสูญเสียความร้อนจากการแผ่รังสีที่ส่งสู่สิ่งแวดล้อมมากขึ้น สอดคล้องกับอุณหภูมิในการและคาดว่าอาจจะเกิดการเผาไหม้แบบ staged combustion ร่วมด้วย ทำให้ thermal NO_x ลดลง ของอย่างไรก็ตามหัวเผานี้ควรหลีกเลี่ยงการทำงานที่ $\Phi < 0.39$ ซึ่งมีค่า 490 ppm และ $\Phi > 0.79$ ซึ่งมีค่าเพราะสูงกว่า 5.200 ppm เนื่องจากเข้าใกล้ขอบเขตการเผาไหม้เริ่มเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ เป็นผลให้ CO มีค่าเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว



รูปที่ 5.2.9 แสดงอิทธิพลของค่า Φ ของอุณหภูมิการอุ่นอากาศ ที่ $FR = 5$ kW ของกรณี $X_{PB} = 0$ มิลลิเมตรของเชื้อเพลิง LPG

จากรูปที่ 5.2.9 แสดงอิทธิพลของค่า Φ ของอุณหภูมิการอุ่นอากาศ ที่ $FR = 5$ kW ของกรณี $X_{PB} = 0$ มิลลิเมตร ของเชื้อเพลิง LPG พบว่า การเพิ่มค่า Φ จาก 0.38 จนถึง 0.49 เป็นการลดปริมาณการจ่ายอากาศทำให้อุณหภูมิเพิ่มสูงขึ้น ยกตัวอย่างเช่น T_{17} สูงขึ้นจาก 200 องศาเซลเซียส เป็นประมาณ 250-270 องศาเซลเซียส ขณะที่อุณหภูมิก่อนเข้าระบบ preheat (T_{15}) ประมาณ 40 องศาเซลเซียส เมื่อผ่านระบบ preheat แล้ว (T_{16}) ได้รับความร้อนจากระบบอุ่นอากาศ ทำให้ได้อุณหภูมิสูงถึง ประมาณ 200-280 องศาเซลเซียส และจะป้อนเข้าห้องเผาไหม้ (T_{17}) ด้วยอุณหภูมิประมาณ 200-270 องศาเซลเซียส เนื่องมาจากการสูญเสียความร้อนให้ผิวท่อบางส่วน



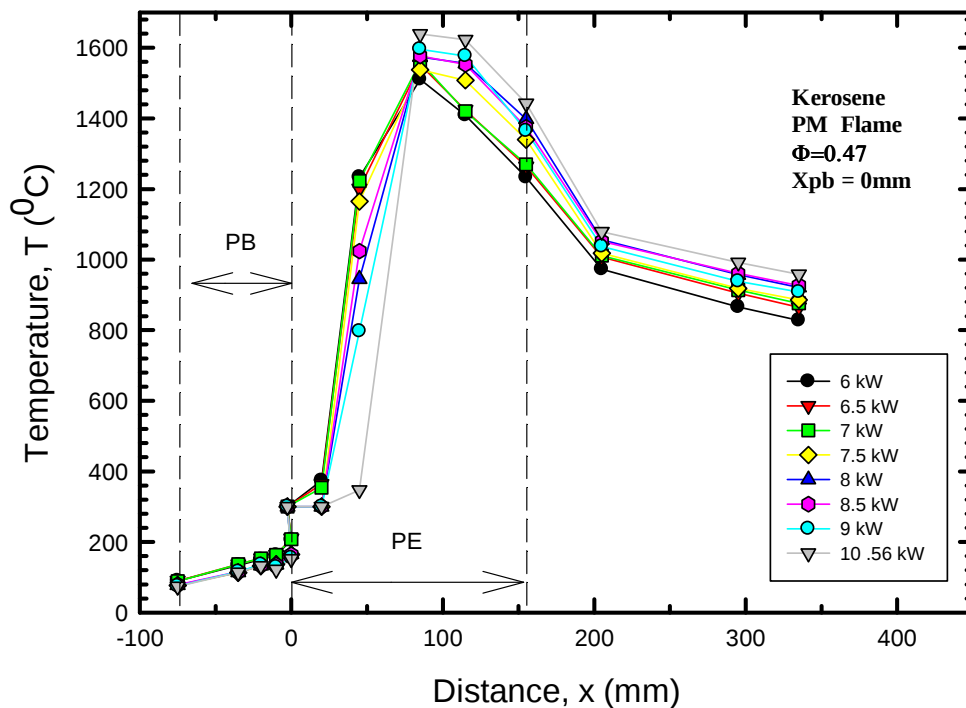
รูปที่ 5.2.10 แสดงอิทธิพลของค่า Φ ของความดันในในห้องเผาไหม้ ที่ $FR = 5$ kW ของกรณี

$X_{PB} = 0$ มิลลิเมตร ของเชื้อเพลิง LPG

จากรูปที่ 5.2.10 แสดงอิทธิพลของค่า Φ ของ ความดันในห้องเผาไหม้ ที่ $FR = 5$ kW ของกรณี $X_{PB} = 0$ มิลลิเมตร พบว่า ความดันในห้องเผาไหม้มีค่าสูงสุดที่ค่า $\Phi = 0.37$ มีค่า 400 mm H₂O เนื่องจากเป็นกรณีที่มีการจ่ายอากาศเข้าห้องเผาไหม้ปริมาณสูงสุดจากนั้นความดันในห้องเผาไหม้จะลดลงตามปริมาณอากาศที่ป้อนเข้าห้องเผาไหม้ลดลงซึ่งหมายถึงค่า Φ ที่ลดลง และต่ำสุดที่ 140 mm H₂O ใน โดยที่ ปริมาณการจ่ายเชื้อเพลิงเท่ากันทุกกรณี

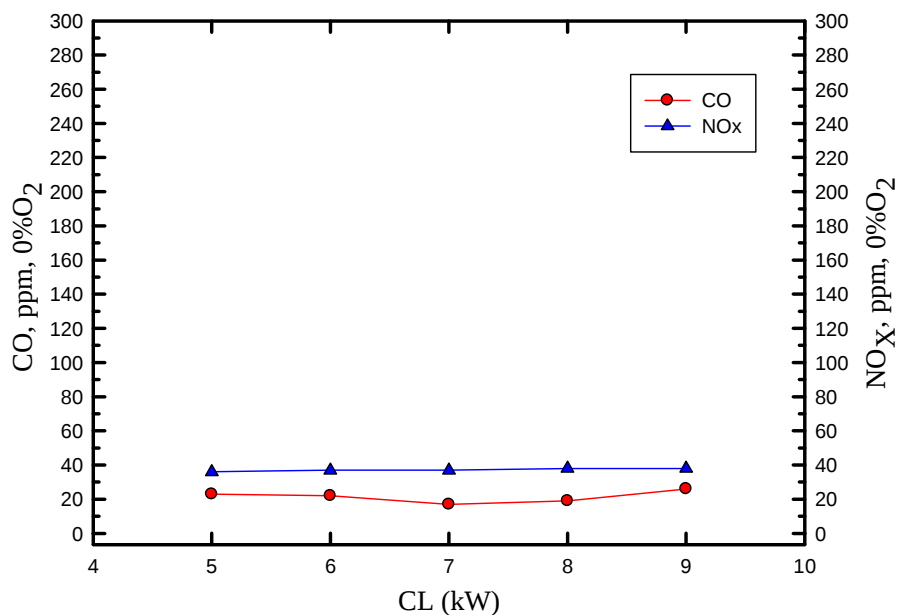
5.2.1.3 อิทธิพลของ Firing rate

การบ่งบอกสมรรถนะของหัวเผาอีกรูปแบบหนึ่งที่นิยมให้กันอย่างแพร่หลายว่ามีสมรรถนะสูงเพียงใด นั้น ตัวแปรที่สำคัญอีกตัวหนึ่งนอกจากที่กล่าวมาข้างต้นแล้ว คือ Turn-down ratio ซึ่งเป็นการแสดงให้เห็นได้โดยการหรีหรือเร่งอัตราการป้อนเชื้อเพลิง (FR) ที่สภาวะอัตราส่วนเชื้อเพลิงของอากาศคงที่ โดยหัวเผายังสามารถทำการเผาไหม้ได้ โดยในการศึกษานี้ นิยามบริเวณการเผาไหม้ที่เสถียรว่าเป็นช่วงการทำงานที่มีอัตราส่วนความเข้มข้นของ CO/CO_2 มีค่าน้อยกว่า 0.002 โดยที่แก้ไขความเข้มข้นไปที่ 0 % O_2



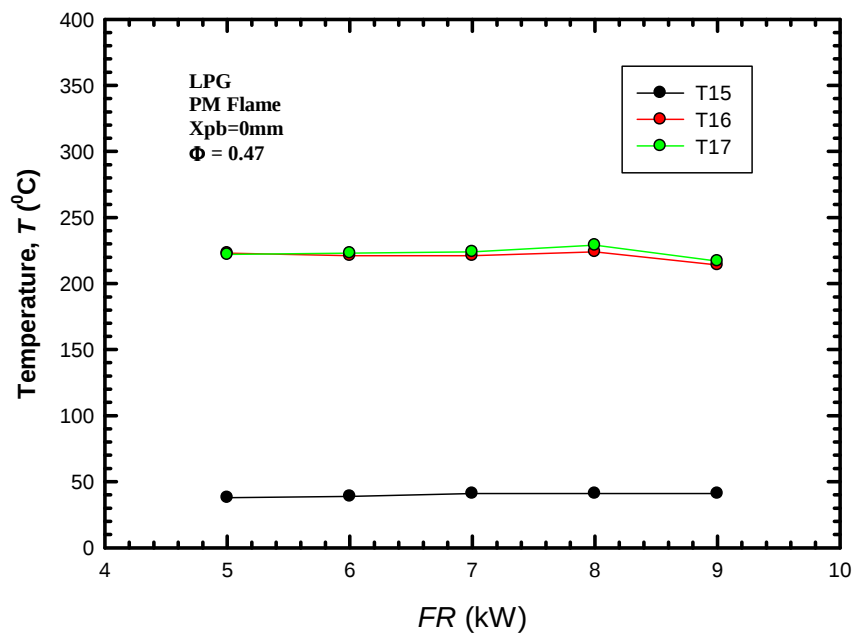
รูปที่ 5.2.11 แสดงอิทธิพลของค่า Firing rate ของ โครงสร้างอุณหภูมิการเผาไหม้ ของ กรณี $X_{pb} = 0$ มิลลิเมตร และ $\Phi=0.47$

จากรูปที่ 5.2.11 แสดงอิทธิพลของ Firing rate ของโครงสร้างอุณหภูมิในห้องเผาไหม้ที่ $X_{pb} = 0$ มิลลิเมตร และ $\Phi = 0.47$ ที่ $X_{pb} = 0$ มม พบว่า เมื่อเพิ่มอัตราการป้อนเชื้อเพลิง (FR) จาก 5 จนถึง 9 kW โครงสร้างอุณหภูมิมีแนวโน้มยกตัวสูงขึ้นตามลำดับ ทั้งนี้เป็นเพราะพลังงานที่จ่ายเข้าไปในห้องเผาไหม้เพิ่มมากขึ้น ซึ่งเป็นไปตามทฤษฎี อย่างไรก็ตามการหาค่า Turn-down ratio ที่กล่าวมาข้างต้นนั้น ยังไม่สามารถหาค่าที่แท้จริงได้เนื่องจากมีข้อจำกัดด้านเครื่องมือวัดขณะที่หัวเผายังสามารถทำงานได้ที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิงสูงกว่านี้



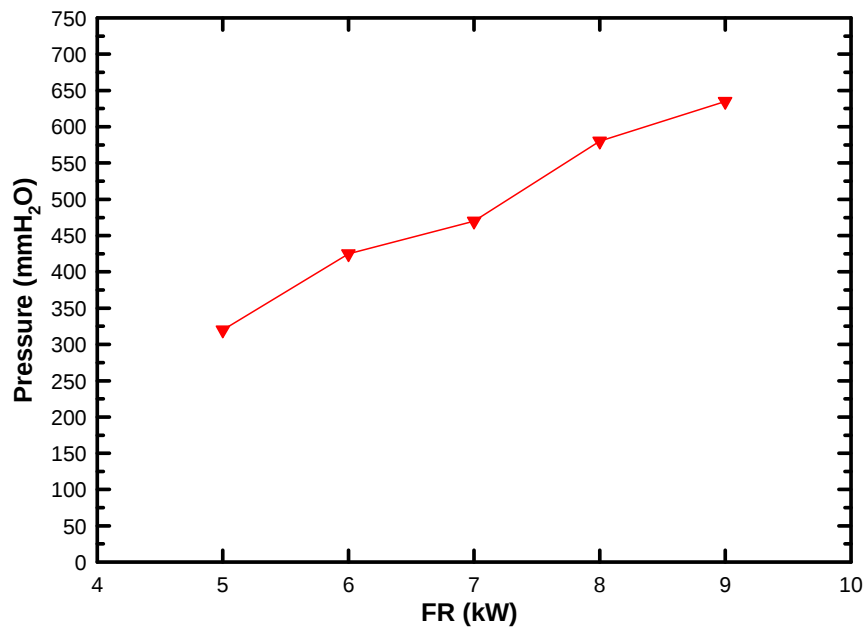
รูปที่ 5.2.12 แสดงอิทธิพลของค่า Firing rate ของ การปลดปล่อยมลพิษ ของกรณี $X_{PB} = 0$ มิลลิเมตร และ $\Phi = 0.47$

จากรูปที่ 5.2.12 แสดงอิทธิพลของค่า Firing rate ของ การปลดปล่อยมลพิษ ของกรณี $X_{PB} = 0$ มิลลิเมตร และ $\Phi = 0.47$ พบว่า การปรับเปลี่ยนอัตราการป้อนเชื้อเพลิงผลของการปลดปล่อยมลพิษเพียงเล็กน้อย โดยที่ CO และ NO_x มีค่าประมาณ 30 ppm ซึ่งถือว่าเป็นค่าที่ต่ำมากเมื่อเทียบกับอัตราการป้อนเชื้อเพลิงและอุณหภูมิการเผาไหม้ ทั้งนี้เนื่องมาจากถูกควบคุมให้เกิดการเผาไหม้ที่ $X_{PB} = 0$ มิลลิเมตร ซึ่งเป็นปัจจัยสำคัญที่ทำให้ เกิดการหมุนวนในแนวรัศมีเพิ่มมากขึ้น [17] ใอดี จึงมีเวลาในการเผาไหม้เพิ่มมากขึ้นตามไปด้วย รวมถึงผลของการสูญเสียความร้อนจากการแผ่รังสีที่ส่งสู่สิ่งแวดล้อมมากขึ้น สอดคล้องกับอุณหภูมิในการและคาดว่าจะเป็น staged combustion ร่วมด้วย ทำให้ thermal NO_x ลดลง เช่นเดียวกับการปรับเปลี่ยนค่า Φ



รูปที่ 5.2.13 แสดงอิทธิพลของค่า Firing rate ของ อุณหภูมิการอุ่นอากาศ ของกรณี $X_{PB} = 0$ มิลลิเมตร และ $\Phi=0.47$

จากรูปที่ รูปที่ 5.2.13 แสดงอิทธิพลของค่า Φ ของอุณหภูมิการอุ่นอากาศ ที่ $FR = 5$ kW ของกรณี $X_{PB} = 0$ มิลลิเมตร ของเชื้อเพลิง LPG พบว่า การเพิ่ม FR 5 จนถึง 9 kW เป็นการลดปริมาณการจ่ายอากาศ ทำให้อุณหภูมิเพิ่มสูงขึ้น ขณะที่อุณหภูมิก่อนเข้าระบบ preheat (T_{15}) ประมาณ 40 องศาเซลเซียส เมื่อผ่านระบบ preheat แล้ว (T_{16}) ได้รับความร้อนจากระบบอุ่นอากาศ ทำให้ได้อุณหภูมิสูงถึง ประมาณ 230 องศาเซลเซียส และจะป้อนเข้าห้องเผาไหม้ (T_{17}) ด้วยอุณหภูมิประมาณ 230 องศาเซลเซียส

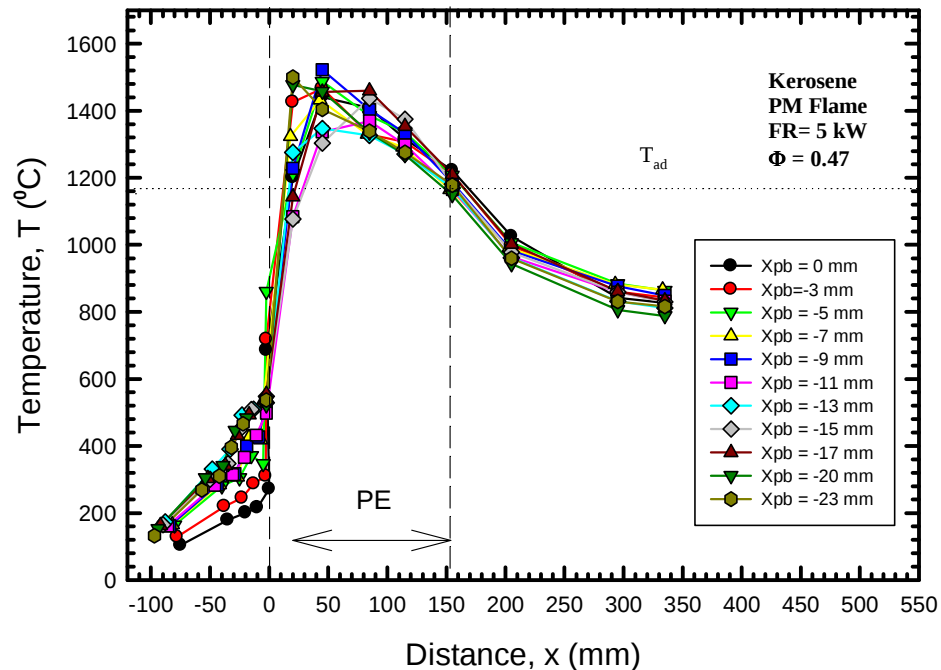


รูปที่ 5.2.14 แสดงอิทธิพลของค่า Firing rate ของความดันในห้องเผาไหม้ ของกรณี $X_{PB} = 0$ มิลลิเมตร และ $\Phi = 0.47$

จากรูปที่ 5.2.14 แสดงอิทธิพลของค่า Firing rate ของความดันในห้องเผาไหม้ กรณี $X_{PB} = 0$ มิลลิเมตร และ $\Phi = 0.47$ เมื่อทำการเพิ่มอัตราการป้อนเชื้อเพลิงจาก 5 จนถึง 9 kW ส่งผลให้ความดันภายในห้องเผาไหม้เพิ่มขึ้นจาก 300 mm H₂O จนถึง 650 mm H₂O อย่างรวดเร็วทั้งนี้เนื่องจากการเพิ่มการเพิ่มอัตราการป้อนเชื้อเพลิงเป็นการเพิ่มอัตราการไหลขณะที่ปริมาตรของห้องเผาไหม้คงที่ รวมถึงความดันที่เพิ่มขึ้นจากการเผาไหม้ที่เพิ่มขึ้นด้วย

5.2.2 เชื้อเพลิง Kerosene

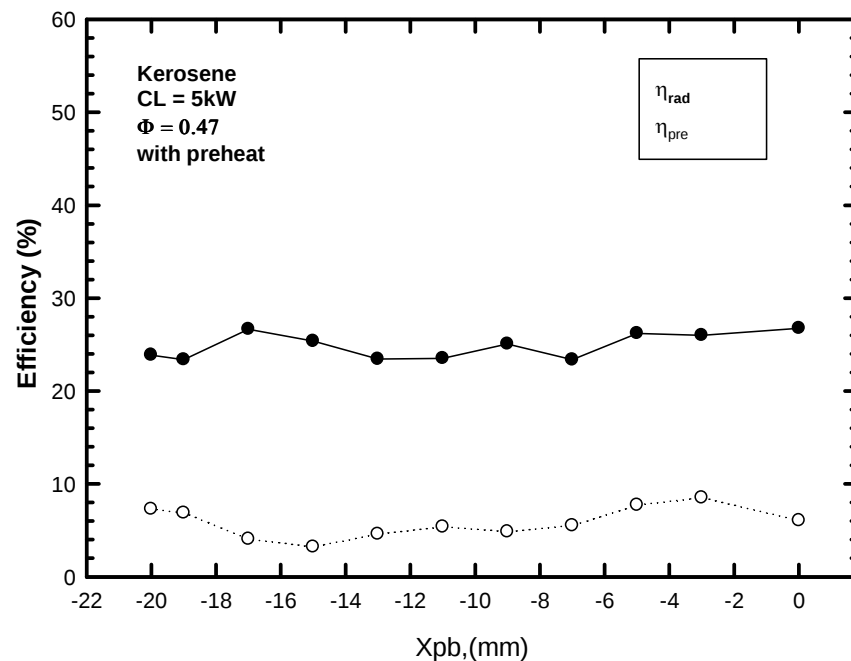
5.2.2.1 อิทธิพลของระยะ X_{PB} ของเชื้อเพลิง Kerosene



รูป 5.2.15 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ของโครงสร้างอุณหภูมิในห้องเผาไหม้ที่ $FR = 5$ kW และ $\Phi = 0.47$ กรณี PM Flame ของเชื้อเพลิง Kerosene

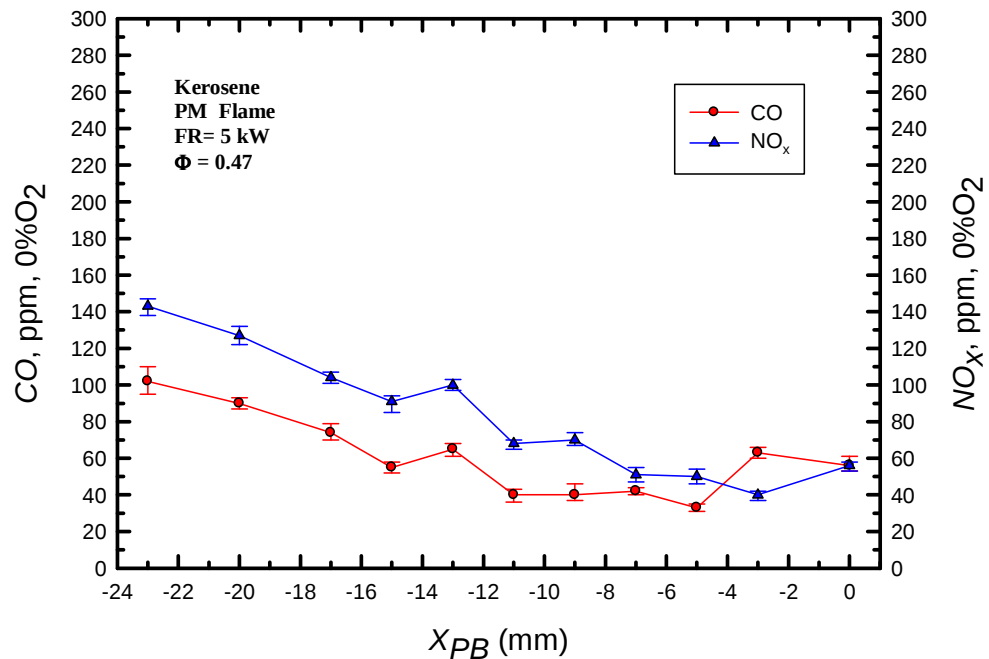
จากรูปที่ 5.2.15 พบว่า จากการเพิ่มระยะ X_{PB} จาก -20 จนถึง 0 มิลลิเมตร พบว่า ในกรณี $X_{PB} = -20$ มิลลิเมตร ตำแหน่งอุณหภูมิการเผาไหม้สูงสุด (peak temperature) ประมาณ 1550 องศาเซลเซียส ที่เป็นตัวแทนตำแหน่งเปลวไฟเกิดทางด้าน upstream และอุณหภูมิลดลงตามแนวแกนเดา ส่วนเมื่อเพิ่มระยะ X_{PB} โครงสร้างอุณหภูมิมิมีแนวโน้มแบนราบมากขึ้น ขณะเดียวกันเปลวไฟจะย้ายไปทางด้านท้ายน้ำ เพิ่มมากขึ้น ซึ่งโดยปกติของการเผาไหม้จะต้องมีระยะเวลาในการผสมของไอดี (mixing time) ก่อนเกิดปฏิกิริยาการเผาไหม้ ในขณะที่เวลาการผสมของไอดีเท่าเดิม ดังนั้นการเพิ่มระยะ X_{PB} ซึ่งเป็นการย้ายตำแหน่งการจ่ายเชื้อเพลิงทำให้เปลวไฟย้ายตามไปด้วย แต่สัมประสิทธิ์การแพร่ของ kerosene ในอากาศมีค่าต่ำ [Yaws] ซึ่งไม่ส่งผลให้ตำแหน่งของเปลวไฟเปลี่ยนแปลงไม่มากนัก อย่างไรก็ตามเปลวไฟได้เข้าไปติดในภายในวัสดุพอร์น PE ทั้งหมด (matrix stabilize flame) ซึ่งเป็นที่พึงประสงค์ของหัวเผาวัสดุพอร์น และเมื่อเปรียบเทียบกับอุณหภูมิการเผาไหม้ทางทฤษฎี 1200 องศาเซลเซียส ถือว่าหัวเผาวัสดุพอร์นนี้ให้อุณหภูมิการเผาไหม้สูงกว่ามากทุกกรณี ทั้งนี้เนื่องจากการผลของ

การมีวัสดุพูน PE ช่วยในการหมุนเวียนความร้อนด้านไอเสียมาสู่ไอคืออย่างของเนื่อง รวมถึงมีการอุ่นอากาศและเชื้อเพลิงก่อนการเผาไหม้ เช่นเดียวกับเชื้อเพลิง LPG



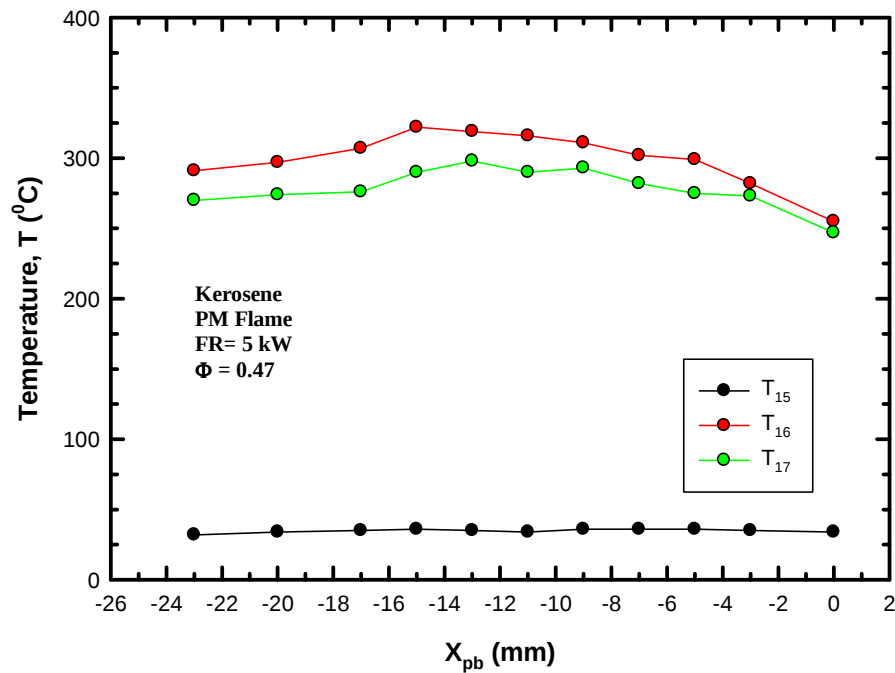
รูปที่ 5.2.16 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ที่มีของประสิทธิภาพในการแผ่รังสีความร้อน และประสิทธิภาพในการอุ่นเชื้อเพลิง ที่ $FR = 5 \text{ kW}$ และ $\Phi = 0.47$ ของเชื้อเพลิง Kerosene

จากรูปที่ 5.2.16 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ที่มีของประสิทธิภาพในการแผ่รังสีความร้อน และประสิทธิภาพในการอุ่นเชื้อเพลิง ที่ $FR = 5 \text{ kW}$ และ $\Phi = 0.47$ ของเชื้อเพลิง Kerosene โดยประสิทธิภาพในการแผ่รังสีความร้อน เป็นอัตราส่วนระหว่างพลังงานความร้อนที่แผ่รังสีออกมาทางด้าน ท้ายน้ำ (เป็นส่วนที่นำไปใช้ประโยชน์ในการให้ความร้อนกับภาระทางความร้อน) กับพลังงานของเชื้อเพลิงที่ป้อนเข้าไป พบว่าเมื่อ X_{PB} ทำให้ประสิทธิภาพในการแผ่รังสีความร้อนอยู่ในช่วง 24-26% เพราะ ตำแหน่งของเปลวไฟเลื่อนเข้าไปติดในวัสดุพูน PE ซึ่งเข้าไปใกล้บริเวณผิวล่างมากขึ้นเพียงเล็กน้อย ขณะที่ ประสิทธิภาพในการอุ่นเชื้อเพลิง ซึ่งเป็นอัตราส่วนระหว่างพลังงานความร้อนที่อุ่นเชื้อเพลิง (คิดที่ผิวล่างของ PB) ของพลังงานของเชื้อเพลิงที่ป้อนเข้า เพื่อนำไปใช้ในการอุ่นเชื้อเพลิงอยู่ในช่วง 2-8%



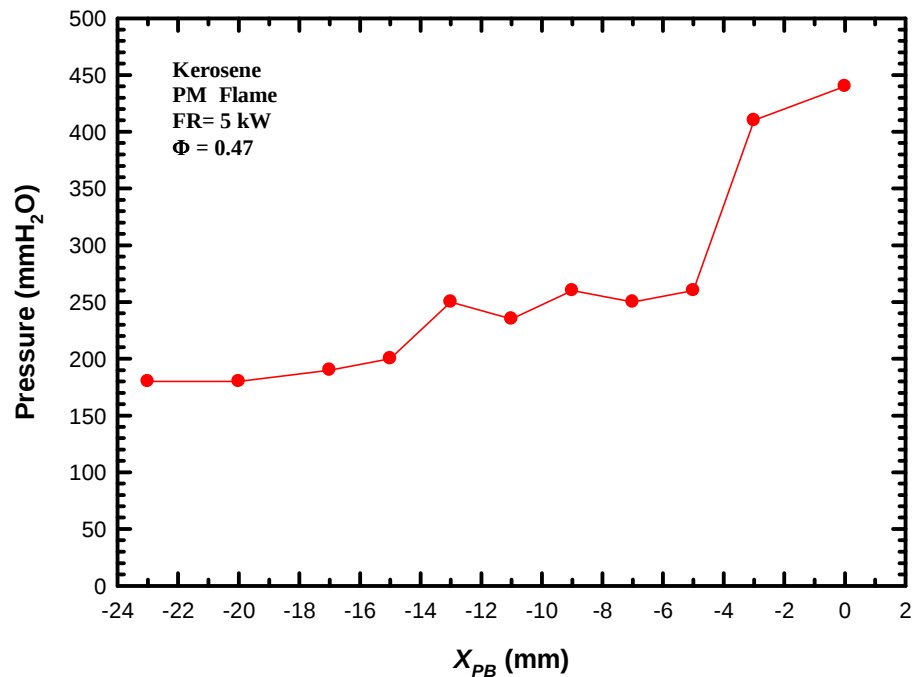
รูปที่ 5.2.17 แสดงอิทธิพลของ X_{PB} ของการปลดปล่อย CO และ NO_x ที่ $FR = 5$ kW และ $\Phi = 0.47$ โดยทำการแก้ไขค่าให้มาอยู่ 0 % O₂ ของเชื้อเพลิง Kerosene

จากรูปที่ 5.2.17 แสดงอิทธิพลของ X_{PB} ของการปลดปล่อยมลพิษ (องศาเซลเซียส CO และ NO_x) ที่ $FR = 5$ kW และ $\Phi = 0.47$ โดยทำการแก้ไขค่าให้มาอยู่ 0% O₂ พบว่า หัวเผาปลดปล่อยมลพิษสูงสุดที่และการปลดปล่อยมลพิษจะลดลงตาม X_{PB} โดยที่ $X_{PB} = 0$ มิลลิเมตร ปลดปล่อยมลพิษต่ำที่สุดโดยที่ CO มีค่าประมาณ 40 ppm สาเหตุเนื่องจากการเพิ่มระยะ X_{PB} ส่งผลให้เกิดการหมุนวนในแนวรัศมีเพิ่มมากขึ้น [17] อดีจึงมีเวลาในการเผาไหม้เพิ่มสูงขึ้นตามไปด้วย และ NO_x มีค่าต่ำประมาณ 60 ppm คาดว่าน่าจะเกิดจากอุณหภูมิการเผาไหม้ต่ำลงจากการบังคับให้เผาไหม้แบบ staged combustion รวมถึงการสูญเสียความร้อนจากการแผ่รังสีที่สูญเสียลงสู่สิ่งแวดล้อมมากขึ้น ทำให้ thermal NO_x ลดลง



รูปที่ 5.2.18 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ของอุณหภูมิการอุ่นอากาศ ที่ $FR = 5$ kW และ $\Phi = 0.47$ ของเชื้อเพลิง Kerosene

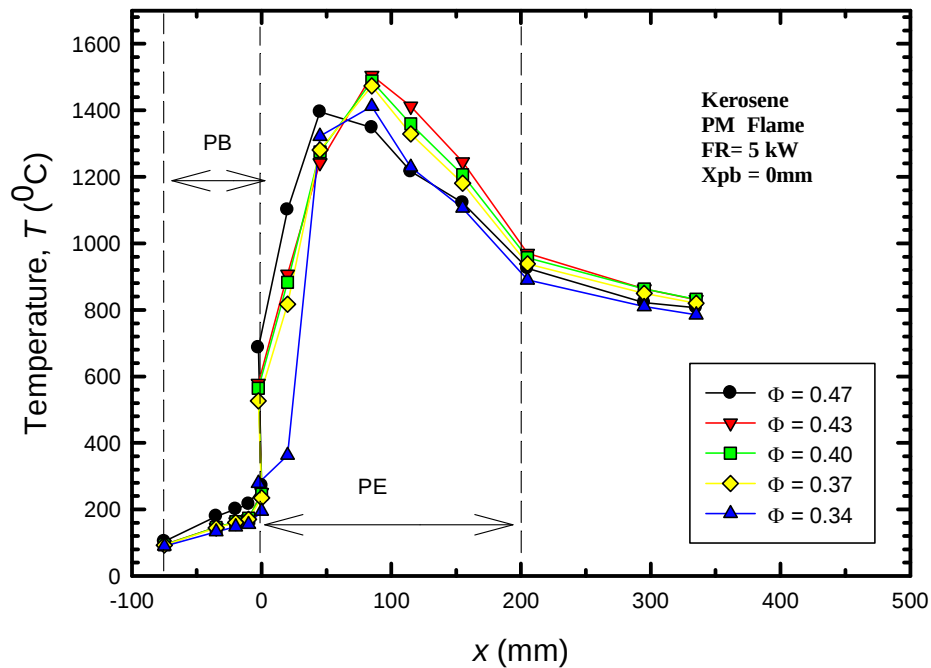
รูปที่ 5.2.18 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ของอุณหภูมิการอุ่นอากาศ ที่ $FR = 5$ kW และ $\Phi = 0.47$ ของกรณีเปลวไฟแบบอิสระ พบว่า อุณหภูมิก่อนเข้าระบบ preheat (T_{15}) ประมาณ 40 องศาเซลเซียส เมื่อผ่านระบบ preheat แล้ว (T_{16}) ได้รับความร้อนจากบริเวณรอบๆเตา ทำให้ได้อุณหภูมิสูงถึงประมาณ 300 องศาเซลเซียส และจะป้อนเข้าสู่ห้องเผาไหม้ (T_{17}) ด้วยอุณหภูมิประมาณ 280 องศาเซลเซียส เนื่องจาก เปลวไฟเลื่อนไปด้าน ท้ายน้ำ เล็กน้อยซึ่งห่างจากบริเวณอุ่นอากาศ และมีการแผ่รังสีความร้อนที่ส่งถึงเวดล้อมมากขึ้น ซึ่งแสดงอุณหภูมิในกราฟโครงสร้างทางความร้อนข้างต้น



รูปที่ 5.2.19 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ของความดันในห้องเผาไหม้ ที่ $FR = 5$ kW และ $\Phi = 0.47$ ของเชื้อเพลิง Kerosene

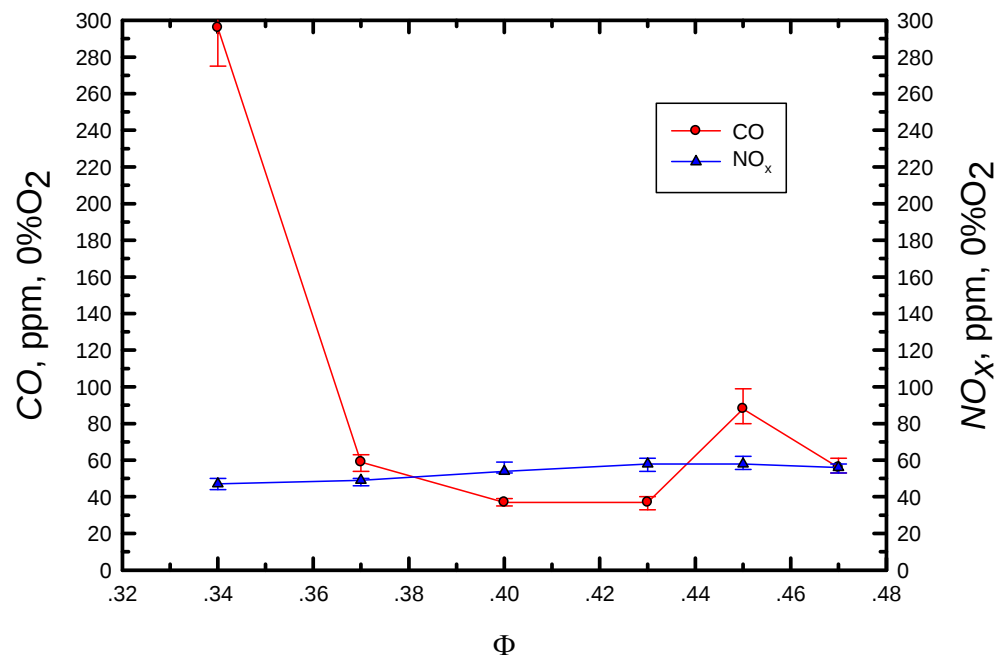
จากรูปที่ 5.2.19 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ของความดันในห้องเผาไหม้ ที่ $FR = 5$ kW และ $\Phi = 0.47$ พบว่าพบว่าการเพิ่มระยะ X_{PB} มีผลของความดันในห้องเผาไหม้ โดยที่ระยะ $X_{PB} = -20$ มิลลิเมตร มีค่า 180 mm H₂O จากนั้นจะสูงขึ้นตามระยะ X_{PB} ที่เพิ่มมากขึ้นและสูงสุดที่ระยะ $X_{PB} = 0$ มิลลิเมตร มีค่า 470 mm H₂O เนื่องจากการเพิ่มระยะ X_{PB} เป็นการลดปริมาตรของห้องเผาไหม้ลงในขณะที่อัตราการไหลของไอดีเท่าเดิม

5.2.2.2 อิทธิพลของค่า Φ ของเชื้อเพลิง Kerosene



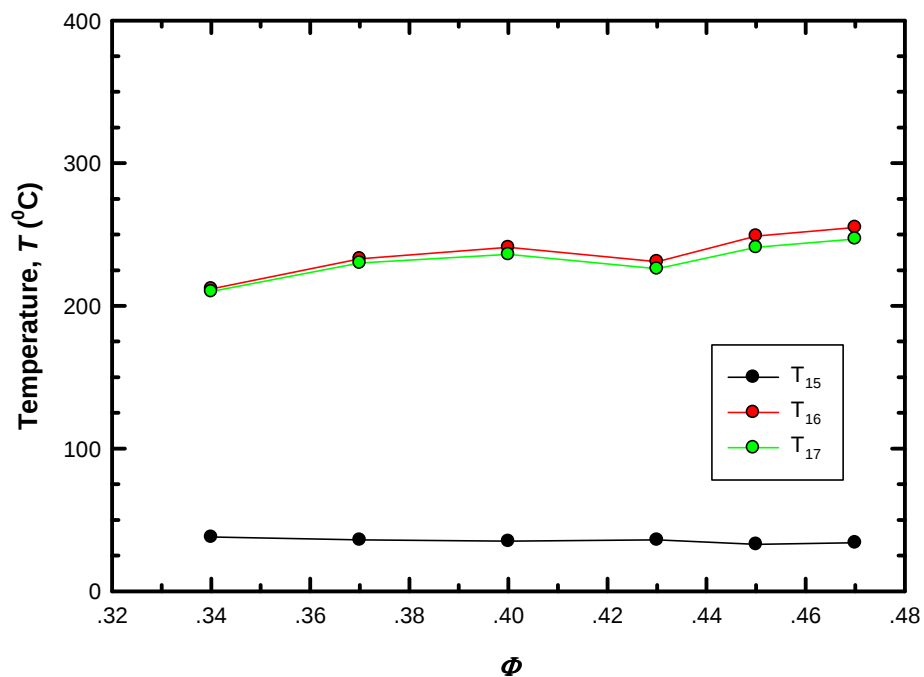
รูปที่ 5.2.20 แสดงอิทธิพล Φ ของอุณหภูมิในห้องเผาไหม้ ที่ $FR = 5$ kW และ $X_{PB} = 0$ มิลลิเมตร ของเชื้อเพลิง Kerosene

ความสามารถของหัวเผาว่ามีสมรรถนะเผาไหม้เชื้อเพลิงส่วนผสมได้เข้มข้นหรือเจือจางมากน้อยเพียงใดสามารถทราบได้จากการปรับเปลี่ยนค่า Φ จากรูปที่ 5.2.21 แสดงอิทธิพลของ Φ ของอุณหภูมิการเผาไหม้ที่ $FR = 5$ kW ของกรณี $X_{PB} = 0$ มม พบว่า การเพิ่มค่า Φ จาก 0.34-0.43 โครงสร้างอุณหภูมิมีแนวโน้มสูงเพิ่มขึ้นตามค่า Φ ที่เพิ่มมากขึ้นซึ่งเป็นไปตามทฤษฎี ขณะที่ค่า $\Phi = 0.47$ อาจจะเป็นช่วงเริ่มเข้าใกล้ขอบเขตการเผาไหม้การผสมระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศเริ่มแย่งส่งผลให้อุณหภูมิต่ำลง



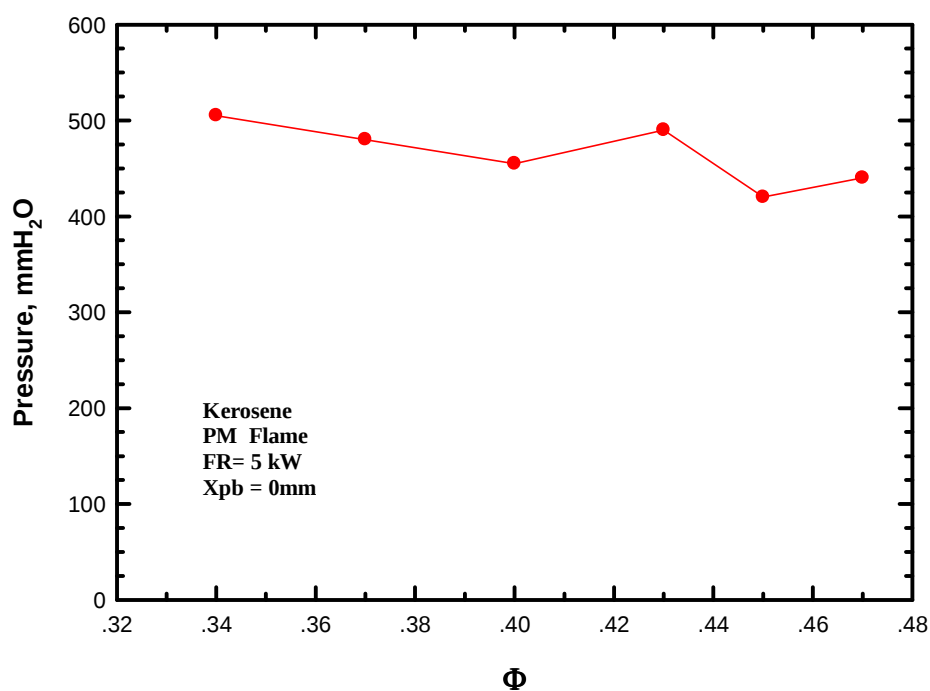
รูปที่ 5.2.21 แสดงอิทธิพล Φ ของการปลดปล่อยมลพิษ ที่ $FR = 5$ kW และ $X_{PB} = 0$ มิลลิเมตรของเชื้อเพลิง Kerosene

จากรูปที่ 5.2.21 แสดงอิทธิพลของค่า Φ ของ CO และ NO_x ที่ $FR = 5$ kW ของกรณี $X_{PB} = 0$ มิลลิเมตรพบว่า อัตราการปลดปล่อยมลพิษทั้ง CO และ NO_x ต่ำมาก และแกว่งตัวอยู่ในช่วงแคบๆ คือ NO_x อยู่ในช่วง 50-60 ppm และ CO ประมาณ 30-60 ppm เพราะถูกควบคุมให้เกิดการเผาไหม้ที่ $X_{PB} = 0$ มิลลิเมตร เกิดการหมุนวนในแนวแกนเพิ่มมากขึ้น [17] อดีจึงมีเวลาในการเผาไหม้เพิ่มมากขึ้นตามไปด้วย รวมถึงผลของการการสูญเสียความร้อนจากการแผ่รังสีที่สูญเสียไปมากขึ้น สอดคล้องกับอุณหภูมิในการและคาดว่าอาจจะเกิดการเผาไหม้แบบ staged combustion ร่วมด้วย ทำให้ thermal NO_x ลดลงเป็นอย่างดีก็ตามหัวเผานี้ควรหลีกเลี่ยงการทำงานที่ $\Phi < 0.34$ ซึ่งมีค่า 490 ppm และ $\Phi > 0.47$ ซึ่งมีค่าเพราะสูงกว่า 300 ppm เนื่องจากเข้าใกล้ขอบเขตการเผาไหม้เริ่มเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ เป็นผลให้ CO มีค่าเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว เช่นเดียวกับเชื้อเพลิง LPG



รูปที่ 5.2.22 แสดงอิทธิพลของค่า Φ ต่ออุณหภูมิการอุ่นอากาศ ที่ $FR = 5$ kW ของกรณี $X_{PB} = 0$ มิลลิเมตร ของเชื้อเพลิง Kerosene

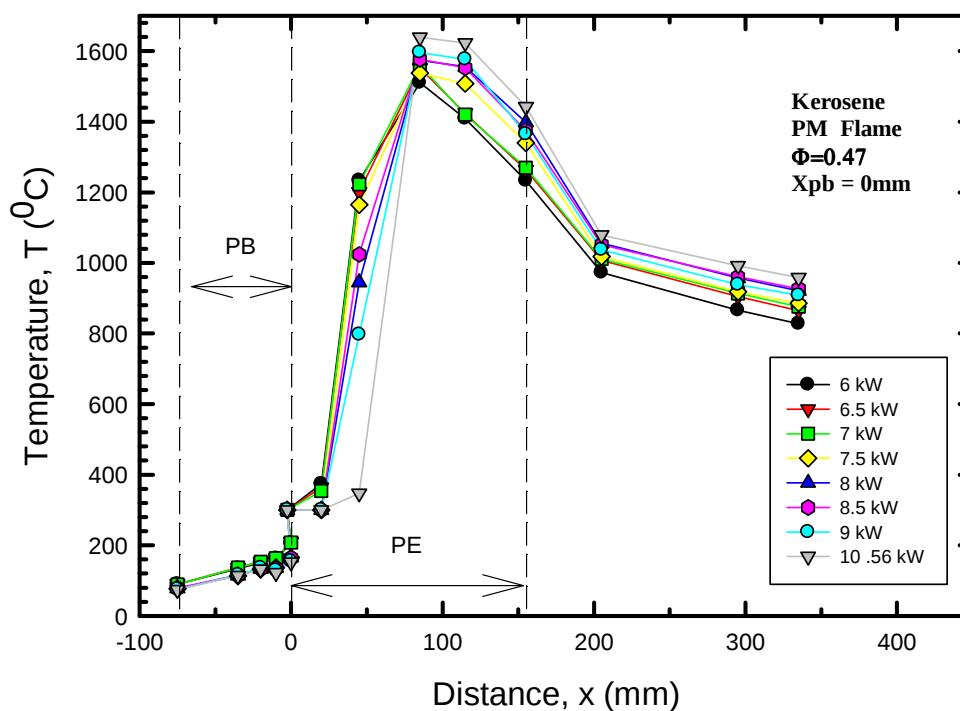
จากรูปที่ 5.2.22 แสดงอิทธิพลของค่า Φ ของอุณหภูมิการอุ่นอากาศ ที่ $FR = 5$ kW ของกรณี $X_{PB} = 0$ มิลลิเมตรรูปที่ พบว่า การเพิ่มค่า Φ จาก 0.34 จนถึง 0.47 เป็นการลดปริมาณการจ่ายอากาศ ทำให้อุณหภูมิเพิ่มสูงขึ้น ขณะที่อุณหภูมิก่อนเข้าระบบ preheat (T_{15}) ประมาณ 35 องศาเซลเซียส เมื่อผ่านระบบ preheat แล้ว(T_{16})ได้รับความร้อนจากระบบอุ่นอากาศ ทำให้ได้อุณหภูมิสูงถึง ประมาณ 220 องศาเซลเซียส และจะป้อนเข้าห้องเผาไหม้(T_{17})ด้วยอุณหภูมิประมาณ 220 องศาเซลเซียส



รูปที่ 5.2.23 แสดงอิทธิพลของค่า Φ ของ ความดันในในห้องเผาไหม้ ที่ $FR = 5$ kW ของกรณี $X_{PB} = 0$ มิลลิเมตร ของเชื้อเพลิง Kerosene

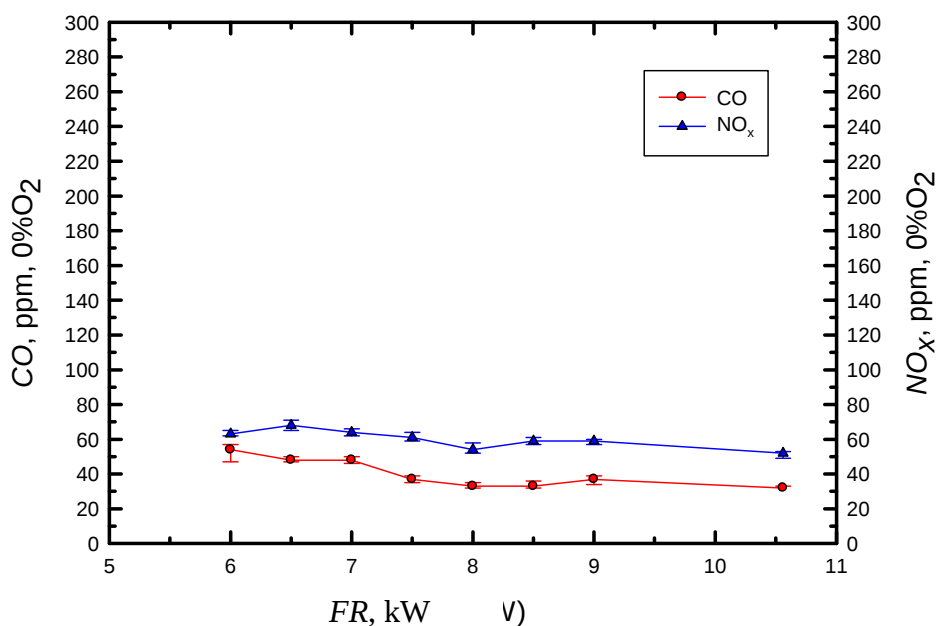
จากรูปที่ 5.2.23 แสดงอิทธิพลของค่า Φ ของ ความดันในห้องเผาไหม้ ที่ $FR = 5$ kW ของกรณี $X_{PB} = 0$ มิลลิเมตร พบว่า ความดันในห้องเผาไหม้มีค่าสูงสุดที่ค่า $\Phi = 0.34$ มีค่า 520 mm H₂O เนื่องจากเป็นกรณีที่มีการจ่ายอากาศเข้าห้องเผาไหม้ปริมาณสูงสุดจากนั้นความดันในห้องเผาไหม้จะลดลงตามปริมาณอากาศที่ป้อนเข้าห้องเผาไหม้ลดลงซึ่งหมายถึงค่า Φ ที่ลดลง และต่ำสุดที่ 460 mmH₂O ที่ $\Phi = 0.37$ โดยที่ ปริมาณการจ่ายเชื้อเพลิงเท่ากันทุกกรณี

5.2.2.3 อิทธิพลของค่า Firing rate ของเชื้อเพลิง Kerosene



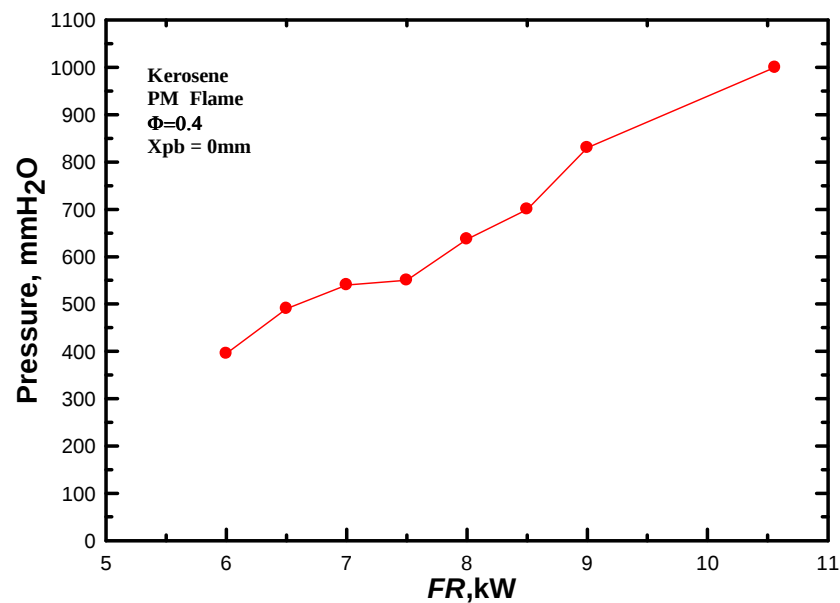
รูปที่ 6.24 แสดงอิทธิพลของ Firing rate ของโครงสร้างอุณหภูมิในห้องเผาไหม้ ที่ $X_{PB} = 0$ มิลลิเมตร และ $\Phi = 0.47$ ของเชื้อเพลิง Kerosene

จากรูปที่ 5.2.24 แสดงอิทธิพลของ Firing rate ต่อโครงสร้างอุณหภูมิในห้องเผาไหม้ที่ $X_{PB} = 0$ มิลลิเมตร และ $\Phi = 0.47$ ที่ $X_{PB} = 0$ มิลลิเมตร. พบว่า เมื่อเพิ่มอัตราการป้อนเชื้อเพลิง (FR) จาก 5 จนถึง 10.56 kW โครงสร้างอุณหภูมิมีแนวโน้มยกตัวสูงขึ้นตามลำดับ ทั้งนี้เป็นเพราะพลังงานที่จ่ายเข้าไปในห้องเผาไหม้เพิ่มมากขึ้น ซึ่งเป็นไปตามทฤษฎี อย่างไรก็ตามการหาค่า Turn-down ratio ที่กล่าวมาข้างต้นนั้นยังไม่สามารถหาค่าที่แท้จริงได้เนื่องจากมีข้อจำกัดด้านเครื่องมือวัดขณะที่หัวเผายังสามารถทำงานได้ที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิงสูงกว่านี้ เช่นเดียวกับเชื้อเพลิง LPG



รูปที่ 5.2.25 แสดงอิทธิพลของค่า Firing rate ของ การปลดปล่อยมลพิษ ของกรณี $X_{PB} = 0$ มิลลิเมตร และ $\Phi = 0.47$ ของเชื้อเพลิง Kerosene

จากรูปที่ 5.2.17 แสดงอิทธิพลของค่า Firing rate ของ การปลดปล่อยมลพิษ ของกรณี $X_{PB} = 0$ มิลลิเมตร และ $\Phi = 0.47$ พบว่า การปรับเปลี่ยนอัตราการป้อนเชื้อเพลิงผลของการปลดปล่อยมลพิษเพียงเล็กน้อย โดยที่ CO มีค่าประมาณ 40-60 ppm และ NO_x มีค่าประมาณ 70 ppm ซึ่งถือว่าเป็นหัวเผาที่มีการปลดปล่อยมลพิษต่ำมาก เมื่อเทียบกับอัตราการป้อนเชื้อเพลิงและอุณหภูมิการเผาไหม้ ทั้งนี้เนื่องมาจากถูกควบคุมให้เกิดการเผาไหม้ที่ $X_{PB} = 0$ มิลลิเมตรซึ่งเป็นปัจจัยสำคัญที่ทำให้เกิดการหมุนวนในแนวรัศมีเพิ่มมากขึ้น [17] อดีจึงมีเวลาในการเผาไหม้เพิ่มมากขึ้นตามไปด้วย รวมถึงผลของการสูญเสียความร้อนจากการแผ่รังสีที่ส่งเวดล้อมมากขึ้น สอดคล้องกับอุณหภูมิในการและคาดว่าอาจจะเกิดการเผาไหม้แบบ staged combustion ร่วมด้วย ทำให้ thermal NO_x ลดลง

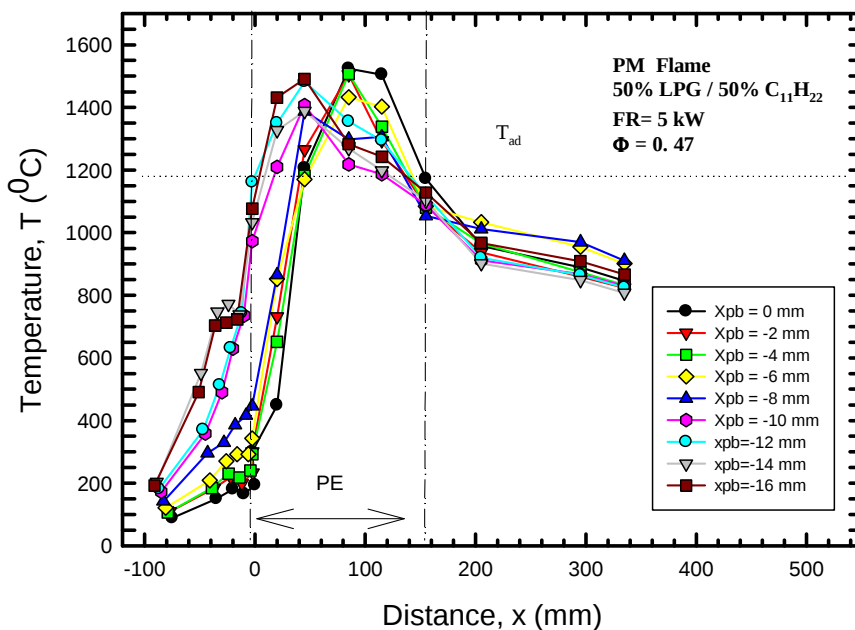


รูปที่ 5.2.26 แสดงอิทธิพลของค่า Firing rate ต่อความดันในห้องเผาไหม้ ของกรณี $X_{PB} = 0$ มิลลิเมตร และ $\Phi=0.47$ ของเชื้อเพลิง Kerosene

จากรูปที่ 5.2.26 แสดงอิทธิพลของค่า Firing rate ต่อความดันในห้องเผาไหม้ ของกรณี $X_{PB} = 0$ มิลลิเมตร และ $\Phi=0.47$ เมื่อ ทำการเพิ่มอัตราการป้อนเชื้อเพลิงจาก 5 จนถึง 9 kW ส่งผลให้ความดันภายในห้องเผาไหม้เพิ่มขึ้นจาก 400 mm H₂O จนถึง 1000 mm H₂O เนื่องจากเชื้อเพลิงเหลวเวลาเกิดการเผาไหม้จะมีความดันไอล้อมมากขึ้นด้วย รวมถึงการขยายตัวของเชื้อเพลิงจากของเหลวเป็นสถานะแก๊สจะมีปริมาตรเพิ่มขึ้นประมาณ 1000 เท่า [20] ขณะที่การเพิ่มอัตราการป้อนเชื้อเพลิงเป็นการเพิ่มอัตราการไหลขณะที่ปริมาตรของห้องเผาไหม้คงที่

5.2.3 Mixed Fuel (50% LPG/50%องศาเซลเซียส H_{22})

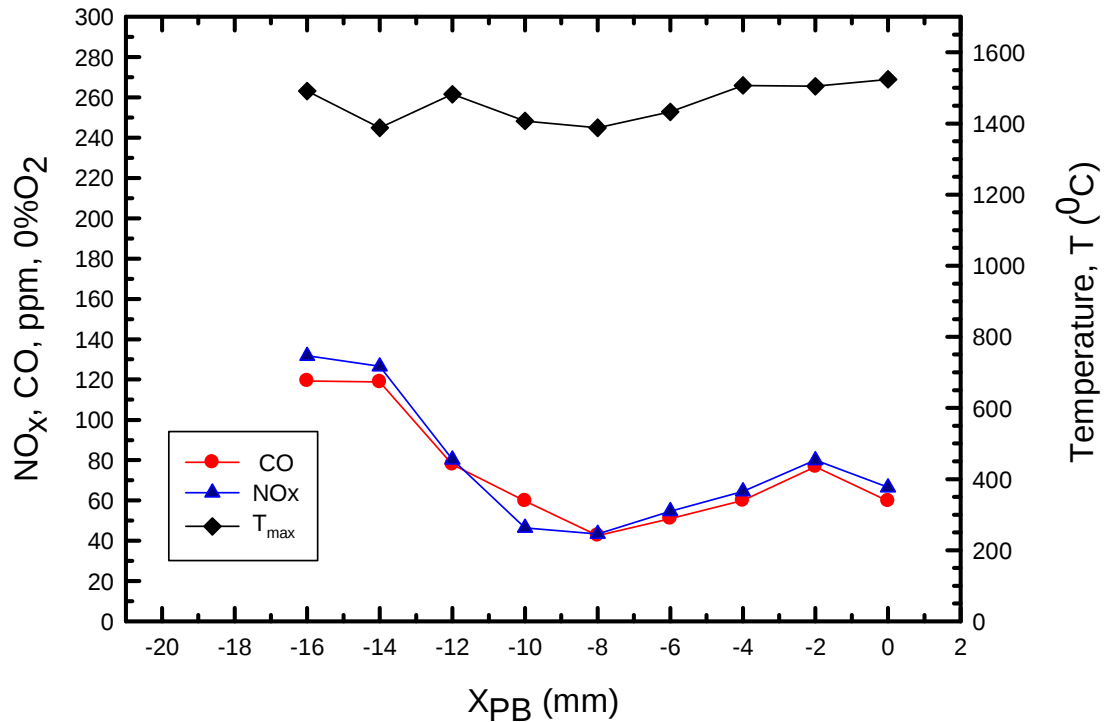
5.2.3.1 อิทธิพลของระยะ X_{PB} ของเชื้อเพลิง Mixed Fuel (50% LPG/50% H_{22})



รูปที่ 5.2.27 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ของอนุกรมในห้องเผาไหม้ที่ $FR = 5$ kW และ $\Phi = 0.47$ ของเชื้อเพลิง Mixed Fuel (50% LPG/50% $C_{11}H_{22}$)

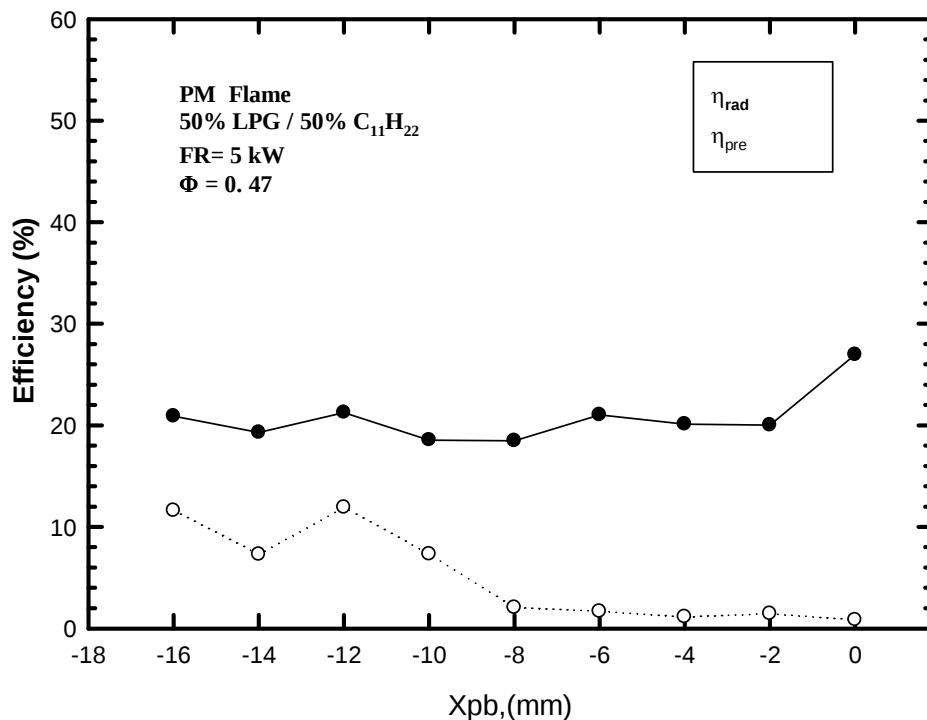
จากรูปที่ 5.2.27 พบว่าจากการเพิ่มระยะ X_{PB} จาก 16 จนถึง 0 มิลลิเมตร พบว่า สามารถแบ่งโครงสร้างเปลวไฟได้เป็น 2 กลุ่ม กลุ่มแรกคือ X_{PB} จาก 16 จนถึง -8 มิลลิเมตร ตำแหน่งอุณหภูมิการเผาไหม้สูงสุด (peak temperature) ที่เป็นตัวแทนตำแหน่งเปลวไฟเกิด ทางด้าน upstream และอุณหภูมิลดลงตามแนวแกนเตา ส่วนกลุ่มที่ 2 คือ X_{PB} จาก -4 จนถึง 0 มิลลิเมตร เปลวไฟจะย้ายไปทางด้าน ท้ายน้ำ เพิ่มมากขึ้น ซึ่งโดยปกติของการเผาไหม้จะต้องมีระยะเวลาในการผสมของไอดี(mixing time) ก่อนเกิดปฏิกิริยาการเผาไหม้ ในขณะที่ mixing time เท่าเดิม ดังนั้นการเพิ่มระยะ X_{PB} ซึ่งเป็นการย้ายตำแหน่งการจ่ายเชื้อเพลิงทำให้เปลวไฟย้ายตามไปด้วย อย่างไรก็ตามเปลวไฟได้เข้าไปติดในภายในวัสดุพอร์น PE ทั้งหมด (matrix stabilize flame) ซึ่งเป็นที่พึงประสงค์ของหัวเผาวัสดุพอร์น และเมื่อเปรียบเทียบกับอุณหภูมิการเผาไหม้ทางทฤษฎี 1200 องศาเซลเซียส ถือว่าหัวเผาวัสดุพอร์นนี้ให้อุณหภูมิการเผาไหม้สูงกว่ามากทุกกรณี ทั้งนี้เนื่องจากการผลของการมีวัสดุพอร์น PE ช่วยในการ

หมุนเวียนความร้อนด้านไอเสียมาสู่ไอติดอย่างของเนื้อ รวมถึงมีการอุ่นอากาศและเชื้อเพลิงก่อนการเผาไหม้อีกด้วย



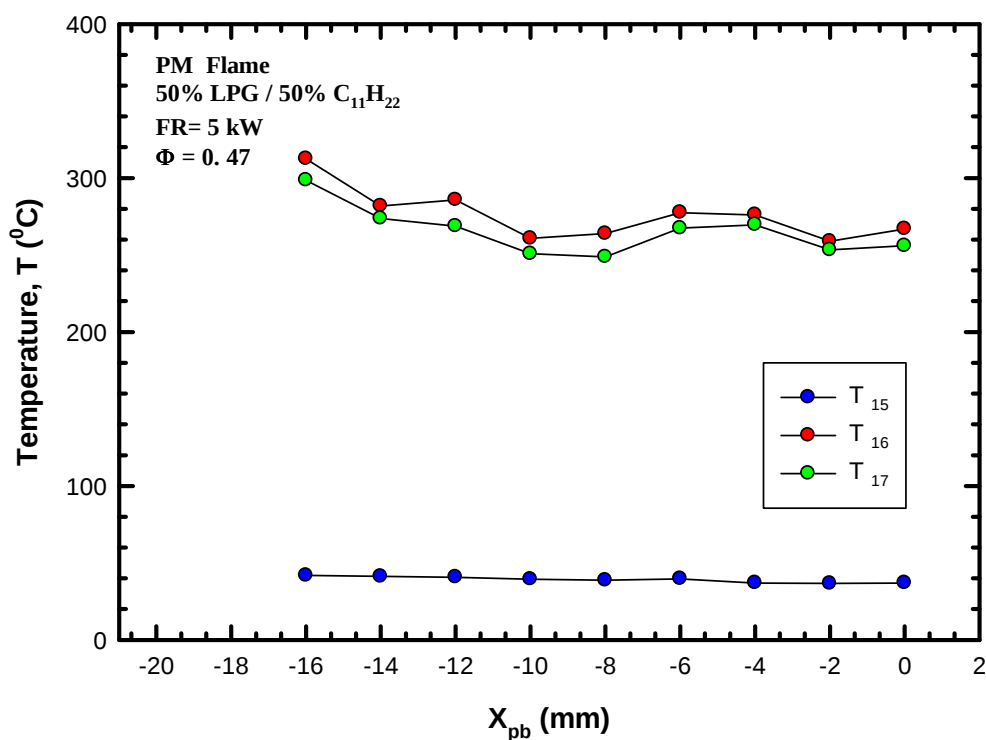
รูปที่ 5.2.28 แสดงอิทธิพลของ X_{PB} ของการปลดปล่อยมลพิษ (CO และ NO_x) ที่ $FR = 5$ kW และ $\Phi = 0.47$ ของเชื้อเพลิง Mixed Fuel (50% LPG/50% C₁₁H₂₂) โดยทำการแก้ไขค่าให้มาอยู่ 0% O₂

จากรูปที่ 5.2.20 แสดงอิทธิพลของ X_{PB} ของการปลดปล่อยมลพิษ (CO และ NO_x) ที่ $FR = 5$ kW และ $\Phi = 0.47$ ของเชื้อเพลิง Mixed Fuel (50% LPG/50% C₁₁H₂₂) จากการเพิ่มระยะ X_{PB} จาก 16 จนถึง 0 มิลลิเมตรพบว่า หัวเผามีแนวโน้มปลดปล่อยมลพิษสูงสุดที่และการปลดปล่อยมลพิษจะลดลงตาม X_{PB} ที่เพิ่มมากขึ้น ที่โดยที่ $X_{PB} = 0$ มิลลิเมตร ปลดปล่อยมลพิษต่ำที่สุดโดยที่ CO มีค่าประมาณ 60 ppm สาเหตุเนื่องจาก การเพิ่มระยะ X_{PB} ส่งผลให้เกิดการหมุนวนในแนวแกนเพิ่มมากขึ้น [17] ให้อิทธิพลมีเวลาในการเผาไหม้เพิ่มมากขึ้นตามไปด้วย และ NO_x มีค่าต่ำประมาณ 60 ppm ขณะอุณหภูมิในการเผาไหม้ต่ำสุดแทบไม่เปลี่ยนแปลง



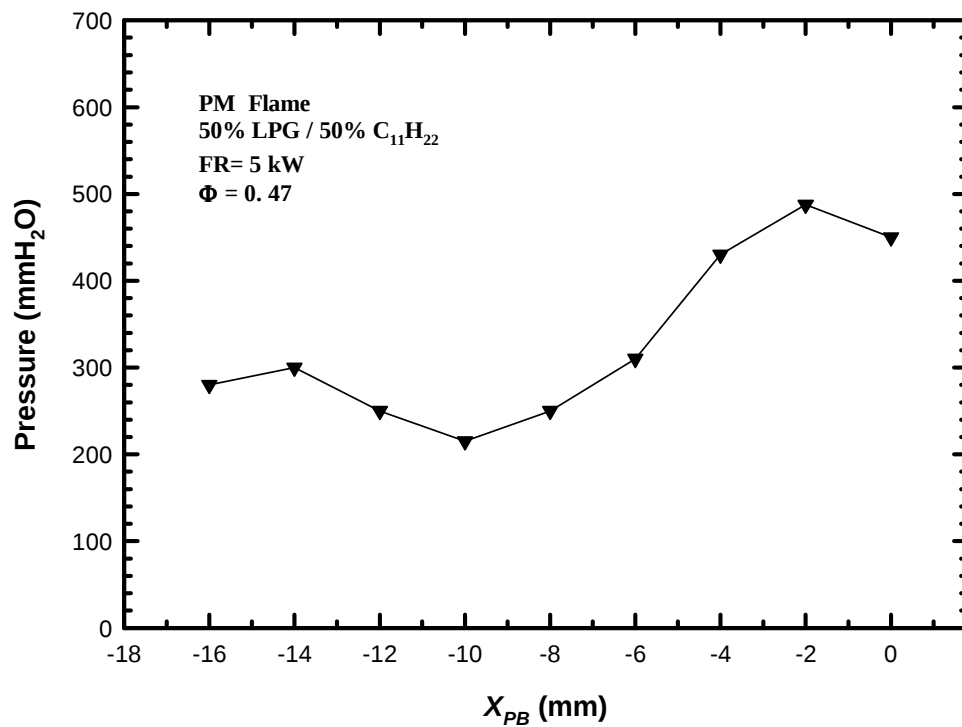
รูปที่ 5.2.29 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ที่มีของประสิทธิภาพในการแผ่รังสีความร้อน และ ประสิทธิภาพในการอุ่นเชื้อเพลิง ที่ $FR = 5 \text{ kW}$ และ $\Phi = 0.47$ ของเชื้อเพลิง Mixed Fuel (50% LPG/50% $C_{11}H_{22}$)

จากรูปที่ 5.2.29 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ที่มีของประสิทธิภาพในการแผ่รังสีความร้อน และ ประสิทธิภาพในการอุ่นเชื้อเพลิง ที่ $FR = 5 \text{ kW}$ และ $\Phi = 0.47$ ของเชื้อเพลิง Mixed Fuel (50% LPG/50% $C_{11}H_{22}$) โดย ประสิทธิภาพในการแผ่รังสีความร้อน เป็นอัตราส่วนระหว่างพลังงานความร้อนที่แผ่รังสีออกมาทางด้าน ท้ายน้ำ (เป็นส่วนที่นำไปใช้ประโยชน์ในการให้ความร้อนกับภาระทางความร้อน) กับพลังงานของเชื้อเพลิงที่ป้อนเข้าไป พบว่าเมื่อ X_{PB} ทำให้ ประสิทธิภาพในการแผ่รังสีความร้อน มีแนวโน้มสูงขึ้นตามระยะ X_{PB} ที่เพิ่มมากขึ้น โดยสูงที่สุดมีค่า 28 % เพราะ เปลวไฟเลื่อนเข้าไปติดในวัสดุพอรุน PE ซึ่งเข้าใกล้บริเวณผิวล่างของ วัสดุพอรุน PE มากขึ้น ในทางตรงกันข้ามขณะที่ ประสิทธิภาพในการอุ่นเชื้อเพลิง ซึ่งเป็นอัตราส่วนระหว่างพลังงานความร้อนที่อุ่นเชื้อเพลิง (คิดที่ผิวล่างของ PB) ของพลังงานของเชื้อเพลิงที่ป้อนเข้า เพื่อนำไปใช้ในการอุ่นเชื้อเพลิงกลับมีค่าลดลงตามระยะ X_{PB} ที่เพิ่มขึ้น เพราะเปลวไฟถูกบังคับกับเลื่อนเข้าไปลึกใน PE มากขึ้นนั่นเอง



รูปที่ 5.2.30 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่ออุณหภูมิการอุ่นอากาศ ที่ $FR = 5$ kW และ $\Phi = 0.47$ ของเชื้อเพลิง Mixed Fuel (50% LPG/50% C₁₁H₂₂)

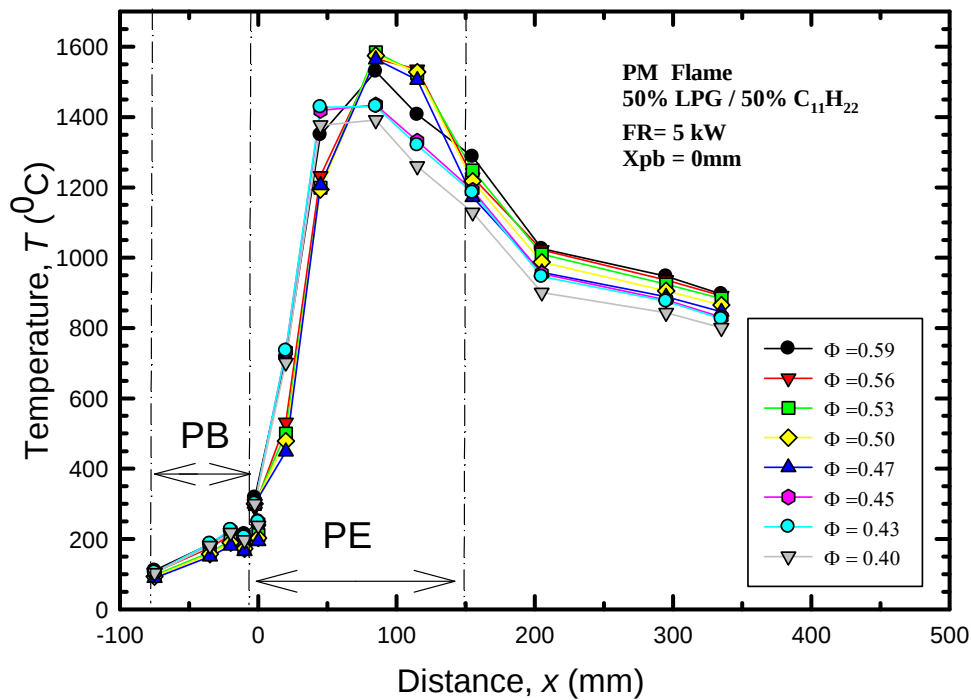
จากรูปที่ 5.2.30 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่ออุณหภูมิการอุ่นอากาศ ที่ $FR = 5$ kW และ $\Phi = 0.47$ ของ กรณี PM flame พบว่า ระยะ X_{PB} จะมีผลของอุณหภูมิการอุ่นอากาศ ที่ตำแหน่ง T_{15} และ T_{16} โดยจะลดลงตามระยะ X_{PB} ทั้งนี้เนื่องจากเข้าใกล้ ระยะ $X_{PB} = 0$ มิลลิเมตร เปลวไฟเลื่อนไปด้าน ท้ายน้ำ มากขึ้นซึ่งห่างจากบริเวณอุ่นอากาศ และมีการแผ่รังสีความร้อนที่สู่สิ่งแวดล้อมมากขึ้น ซึ่งแสดงอุณหภูมิในกราฟโครงสร้างทางความร้อนข้างต้น



รูปที่ 5.2.31 แสดงอิทธิพลของค่า Firing rate ต่อความดันในห้องเผาไหม้ ของกรณี $X_{PB} = 0$ มิลลิเมตร และ $\Phi = 0.47$ ของเชื้อเพลิง Mixed Fuel (50% LPG/50% C₁₁H₂₂)

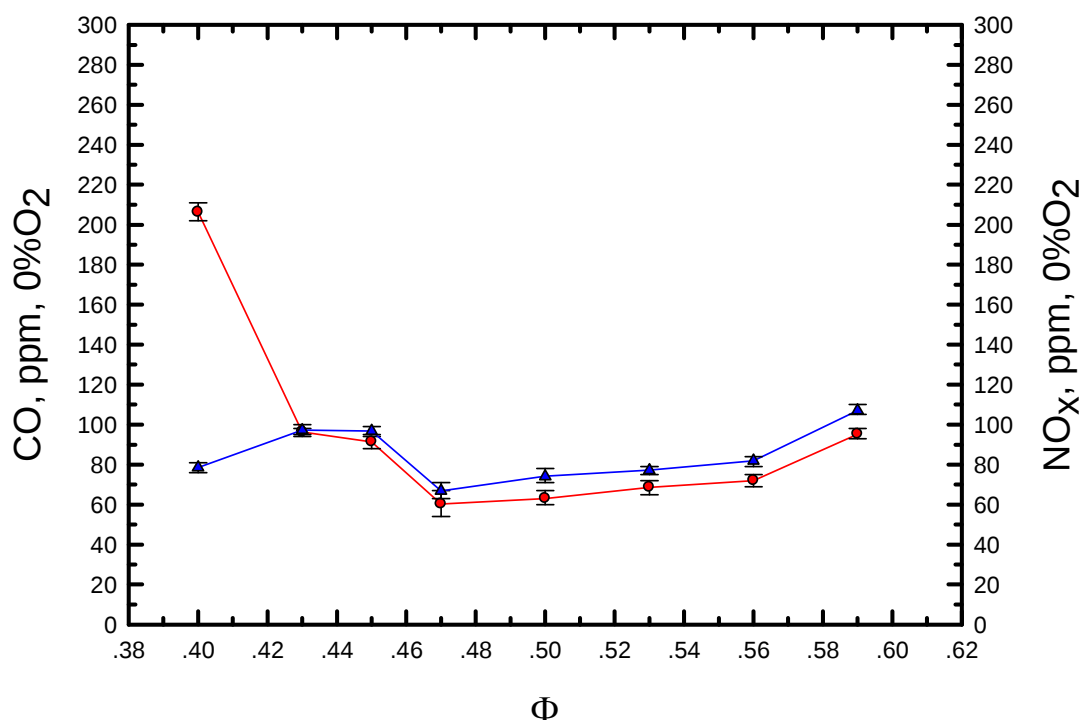
จากรูปที่ 5.2.31 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อความดันในห้องเผาไหม้ ที่ $FR = 5$ kW และ $\Phi = 0.47$ พบว่าพบว่าการเพิ่มระยะ X_{PB} มีผลของความดันในห้องเผาไหม้ โดยที่ระยะ $X_{PB} = -16$ มิลลิเมตร มีค่า 300 mm H₂O จากนั้นจะสูงขึ้นตามระยะ X_{PB} ที่เพิ่มมากขึ้นและสูงสุดที่ระยะ $X_{PB} = 0$ มิลลิเมตร มีค่า 500 mm H₂O เนื่องจากการเพิ่มระยะ X_{PB} เป็นการลดปริมาตรของห้องเผาไหม้ลงในขณะที่อัตราการไหลของไอดีเท่าเดิม

5.2.3.2 อิทธิพลของ Φ ของเชื้อเพลิง Mixed Fuel (50% LPG/50% $C_{11}H_{22}$)



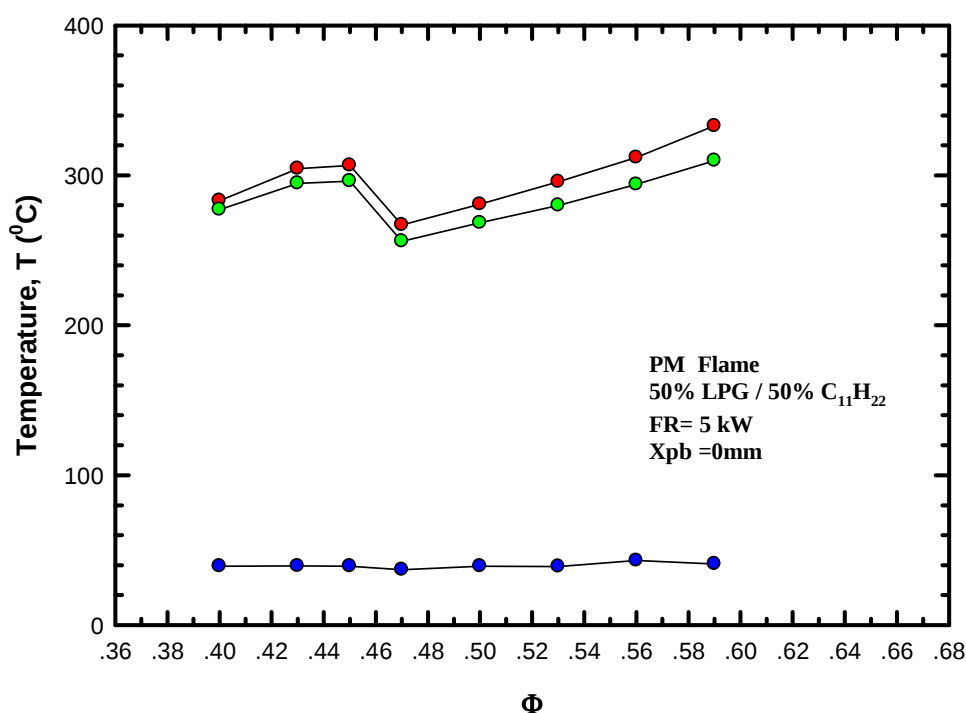
รูปที่ 5.2.32 แสดงอิทธิพล Φ ต่ออุณหภูมิในห้องเผาไหม้ ที่ $FR = 5$ kW และ $X_{PB} = 0$ มิลลิเมตรของเชื้อเพลิง Mixed Fuel (50% LPG/50% $C_{11}H_{22}$)

ความสามารถของหัวเผาว่ามีสมรรถนะเผาไหม้เชื้อเพลิงส่วนผสมได้เข้มข้นหรือเจือจางมากน้อยเพียงใดสามารถทราบได้จากการปรับเปลี่ยนค่า Φ จากรูปที่ 5.2.32 แสดงอิทธิพลของ Φ ของ อุณหภูมิการเผาไหม้ที่ $FR = 5$ kW ของกรณี $X_{PB} = 0$ มิลลิเมตร สามารถแบ่งโครงสร้างอุณหภูมิได้เป็น 2 ช่วง ช่วงที่ 1 คือ Φ จาก 0.47-0.59 ให้อุณหภูมิในการเผาไหม้สูงประมาณ 1550 องศาเซลเซียส ขณะที่เมื่อลดค่า Φ ลงจนอยู่ในช่วง 0.40-0.45 พบว่า อุณหภูมิการเผาไหม้ลดลงเหลือประมาณ 1400 องศาเซลเซียส ซึ่งคาดว่าอาจจะเริ่มเข้าสู่ขอบเขตการเผาไหม้การผสมระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศเริ่มแย่งผลให้อุณหภูมิต่ำลง



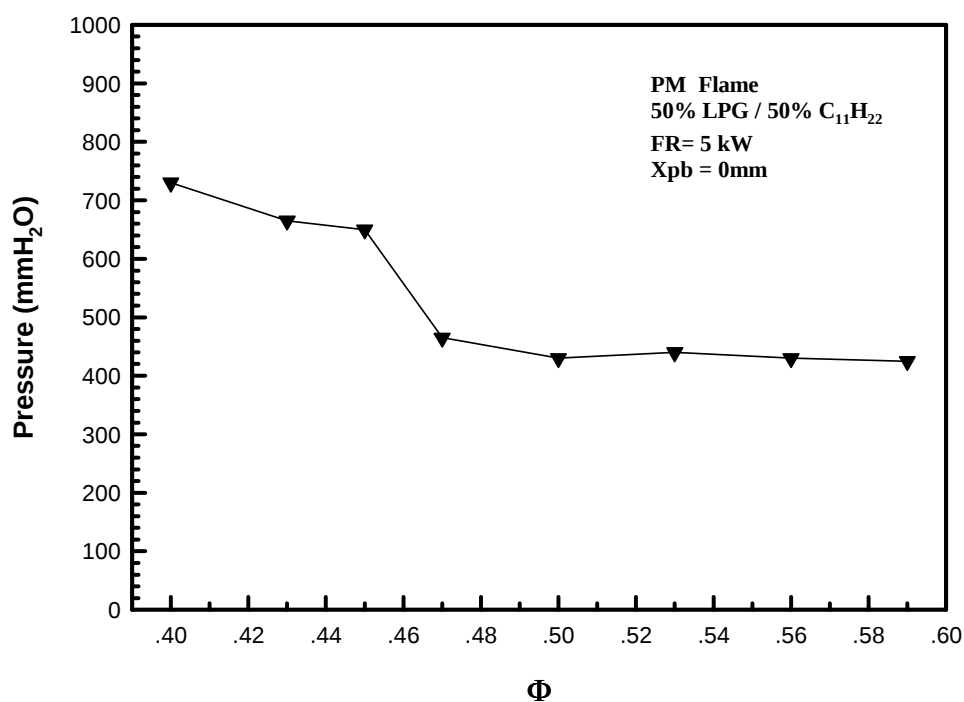
รูปที่ 5.2.33 แสดงอิทธิพลของค่า Φ ของ CO และ NO_x ที่ $FR = 5$ kW ของกรณี $X_{PB} = 0$ มิลลิเมตร ของเชื้อเพลิง Mixed Fuel (50% LPG/50%C₁₁H₂₂)

จากรูปที่ 5.2.33 แสดงอิทธิพลของค่า Φ ของ CO และ NO_x ที่ $FR = 5$ kW ของกรณี $X_{PB} = 0$ มม พบว่า อัตราการปลดปล่อยมลพิษทั้ง CO และ NO_x ต่ำมาก และแกว่งตัวอยู่ในช่วงแคบๆ คือ NO_x อยู่ในช่วง 30-40 ppm และ CO ประมาณ 20-30 ppm เพราะถูกควบคุมให้เกิดการเผาไหม้ที่ $X_{PB} = 0$ มิลลิเมตร เกิดการหมุนวนในแนวแกนเพิ่มมากขึ้น [17] อดีจึงมีเวลาในการเผาไหม้เพิ่มมากขึ้นตามไปด้วย รวมถึงผลของการการสูญเสียความร้อนจากการแผ่รังสีที่สูญเสียไปมากขึ้น สอดคล้องกับอุณหภูมิในการและคาดว่าอาจจะเกิดการเผาไหม้แบบ staged combustion ร่วมด้วย ทำให้ thermal NO_x ลดลง อย่างไรก็ดีตามหัวเผานี้ควรหลีกเลี่ยงการทำงานที่ $\Phi < 0.39$ ซึ่งมีค่า 490 ppm และ $\Phi > 0.79$ ซึ่งมีค่าเพราะสูงกว่า 600 ppm เนื่องจากเข้าใกล้ขอบเขตการเผาไหม้เริ่มเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ เป็นผลให้ CO มีค่าเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว



รูปที่ 5.2. 34 แสดงอิทธิพลของค่า Φ ของอุณหภูมิการอุ่นอากาศ ที่ $FR = 5$ kW ของกรณี $X_{PB} = 0$ มิลลิเมตร ของเชื้อเพลิง Mixed Fuel (50% LPG/50%C₁₁H₂₂)

จากรูปที่ รูปที่ 5.2.34 แสดงอิทธิพลของค่า Φ ของอุณหภูมิการอุ่นอากาศ ที่ $FR = 5$ kW ของกรณี $X_{PB} = 0$ มิลลิเมตร พบว่า การเพิ่มค่า Φ จาก 0.40 จนถึง 0.59 เป็นการลดปริมาณการจ่ายอากาศ ทำให้ อุณหภูมิเพิ่มสูงขึ้น ยกตัวอย่างเช่น T_{17} สูงขึ้นจาก 280 องศาเซลเซียสเป็นประมาณ 320 องศาเซลเซียส ขณะที่อุณหภูมิก่อนเข้าระบบ preheat (T_{15}) ประมาณ 40 องศาเซลเซียส เมื่อผ่านระบบ preheat แล้ว (T_{16}) ได้รับความร้อนจากระบบอุ่นอากาศ ทำให้ได้อุณหภูมิสูงถึง ประมาณ 280-340 องศาเซลเซียส และจะป้อนเข้าห้องเผาไหม้(T_{17})ด้วยอุณหภูมิประมาณ 270-300 องศาเซลเซียส เนื่องมาจากการสูญเสียความร้อนให้ผิวท่อบางส่วน



รูปที่ 5.2.35 แสดงอิทธิพลของค่า Φ ของ ความดันในในห้องเผาไหม้ ที่ $FR = 5$ kW ของกรณี $X_{PB} = 0$ มิลลิเมตร ของเชื้อเพลิง Mixed Fuel (50% LPG/50% C₁₁H₂₂)

จากรูปที่ 5.2.35 แสดงอิทธิพลของค่า Φ ของ ความดันในในห้องเผาไหม้ ที่ $FR = 5$ kW ของกรณี $X_{PB} = 0$ มิลลิเมตร พบว่า ความดันในในห้องเผาไหม้มีค่าสูงสุดที่ค่า $\Phi = 0.40$ มีค่า 740 mm H₂O เนื่องจากเป็น กรณีที่มีการจ่ายอากาศเข้าห้องเผาไหม้ปริมาณสูงสุดจากนั้นความดันในห้องเผาไหม้จะลดลงตาม ปริมาณอากาศที่ป้อนเข้าห้องเผาไหม้ลดลงซึ่งหมายถึงค่า Φ ที่ลดลง และต่ำสุดที่ 480 mm H₂O ใน โดยที่ ปริมาณการจ่ายเชื้อเพลิงเท่ากันทุกกรณี

สรุปบทที่ 6 สรุปและข้อเสนอแนะ

6.1 สรุปผลการศึกษา

การศึกษากาเผาไหม้แบบเป็นขั้นตอนของหัวเผาวัสดุพุนสำหรับเชื้อเพลิงแก๊ส เชื้อเพลิงเหลว และเชื้อเพลิงเชื้อเพลิงผสมระหว่าง LPG 50% และ Kerosene 50% รวมถึงตัวแปรต่าง ๆ ที่มีผลต่อคุณลักษณะการเผาไหม้สามารถสรุป เป็นข้อๆ ได้ดังนี้

- 6.1.1 หัวเผาวัสดุพุนมีความยืดหยุ่นสูงสามารถเผาไหม้ทั้ง รูปแบบ premixed flame และ diffusion flame อีกทั้งสามารถเผาไหม้ได้เชื้อเพลิงทั้งสามชนิด คือ เชื้อเพลิงแก๊ส เชื้อเพลิงเหลว และเชื้อเพลิงเชื้อเพลิงผสมระหว่าง LPG 50% กับ Kerosene 50% ซึ่งทั้งสามชนิดได้ผลการทดลองมีแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกัน
- 6.1.2 ระยะ X_{PB} เป็นตัวแปรสำคัญที่สามารถควบคุมการเผาไหม้ให้เกิดในลักษณะ premixed หรือ diffusion ได้ ซึ่ง กรณี $X_{PB} = -10$ และ -20 มิลลิเมตร จะเกิดเปลวไฟแบบ premixed กรณี $X_{PB} = 0, 3$ และ 6 มิลลิเมตร จะเกิดเปลวไฟแบบ diffusion ขณะที่ กรณี $X_{PB} = -4$ และ -2 มิลลิเมตร อยู่ในช่วงการเปลี่ยนรูปแบบการเผาไหม้จาก premixed ไปเป็น diffusion
- 6.1.3 ระยะ x_{PB} มีอิทธิพลต่อการลดลงของปริมาณการปลดปล่อยมลพิษและประสิทธิภาพการแผ่รังสีความร้อน ซึ่งจะเห็นผลชัดเจนกับกรณี PM flame จากการปรับเปลี่ยนระยะ X_{PB} จาก -20 มิลลิเมตร เป็น 0 มิลลิเมตร สามารถลดการปลดปล่อยมลพิษ ทั้ง CO และ NO_x ลดลงได้สูงสุด 1.8 และ 2 เท่าตามลำดับ ขณะเดียวกันประสิทธิภาพการแผ่รังสีความร้อนเพิ่มขึ้นสูงสุดถึงร้อยละ 34%
- 6.1.4 การติดตั้งวัสดุพุนตัวแผ่รังสี PE มีผลต่ออุณหภูมิและตำแหน่งการเผาไหม้และคุณลักษณะการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นรวมทั้ง การแผ่รังสีความร้อนบนผิววัสดุพุน PB โดยการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นในวัสดุพุนจะได้อุณหภูมิการเผาไหม้ที่สูงและปล่อยมลพิษต่ำกว่ากรณี Free flame ทั้ง CO และ NO_x ของทั้งสามชนิดเชื้อเพลิง

6.1.5 การเพิ่ม Φ และ FR ส่งผลต่อโครงสร้างอุณหภูมิการเผาไหม้ให้สูงขึ้น แต่ผลต่อการปลดปล่อยมลพิษเพียงเล็กน้อยทั้ง CO และ NO_x อย่างไรก็ตามควรหลีกเลี่ยงทำงานใกล้ขอบเขตการเผาไหม้ซึ่งจะทำให้การปลดปล่อยมลพิษสูงมากขึ้นได้

6.2 ข้อเสนอแนะ

- 6.2.1** จากการทดลองพบว่าสามารถขยายขอบเขตการเผาไหม้ที่เจือจางได้ถึงค่า Φ ประมาณ 0.32 ดังนั้นการเปลี่ยนเชื้อเพลิงจากน้ำมันก๊าดเป็นเชื้อเพลิงที่ระเหยยากขึ้นเช่น น้ำมันดีเซล Bio-Fuel Oil
- 6.2.2** เผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวเกรดต่ำอื่นๆ เช่น syngas แก๊สมูลสุกร เพื่อเพิ่มแนวทางในการประยุกต์ใช้งานมีความจำเป็นในการศึกษาต่อในอนาคต แต่ถ้าไม่สามารถเผาไหม้ได้ก็แนะนำให้เผาไหม้ในรูปแบบเชื้อเพลิงผสม
- 6.2.3** เพิ่มภาระการทำงานโดยทำงานโดยเน้นที่รูปแบบ diffusion flame เพื่อให้ได้ประสิทธิภาพการเผารังสีสูงเพื่อให้ประยุกต์ในอุตสาหกรรมต่อไป
- 6.2.4** ออกแบบระบบอุ่นอากาศ และเชื้อเพลิงให้ดียิ่งขึ้น พร้อมกับเพิ่มความเร็วของเชื้อเพลิงและอากาศที่ป้อนเข้าสู่ห้องเผาไหม้ เพื่อนำไปสู่การเผาไหม้ในสภาวะไร้เปลวไฟ (flameless combustion) พร้อมกับ scan อุณหภูมิภายในวัสดุพูนเพื่อยืนยันปรากฏการณ์
- 6.2.5** การทำ Modeling ในการทำนาย NO_x เพื่อศึกษาให้เข้าใจถึงกลไกการเกิด NO_x ให้ดียิ่งขึ้น
- 6.2.6** การศึกษาในแง่การขยายสเกลเพื่อประยุกต์ใช้งานกับภาคอุตสาหกรรมทดแทนการเผาไหม้โดยการสเปรย์แบบดั้งเดิมยังคงมีความจำเป็นในการศึกษาต่อในอนาคต

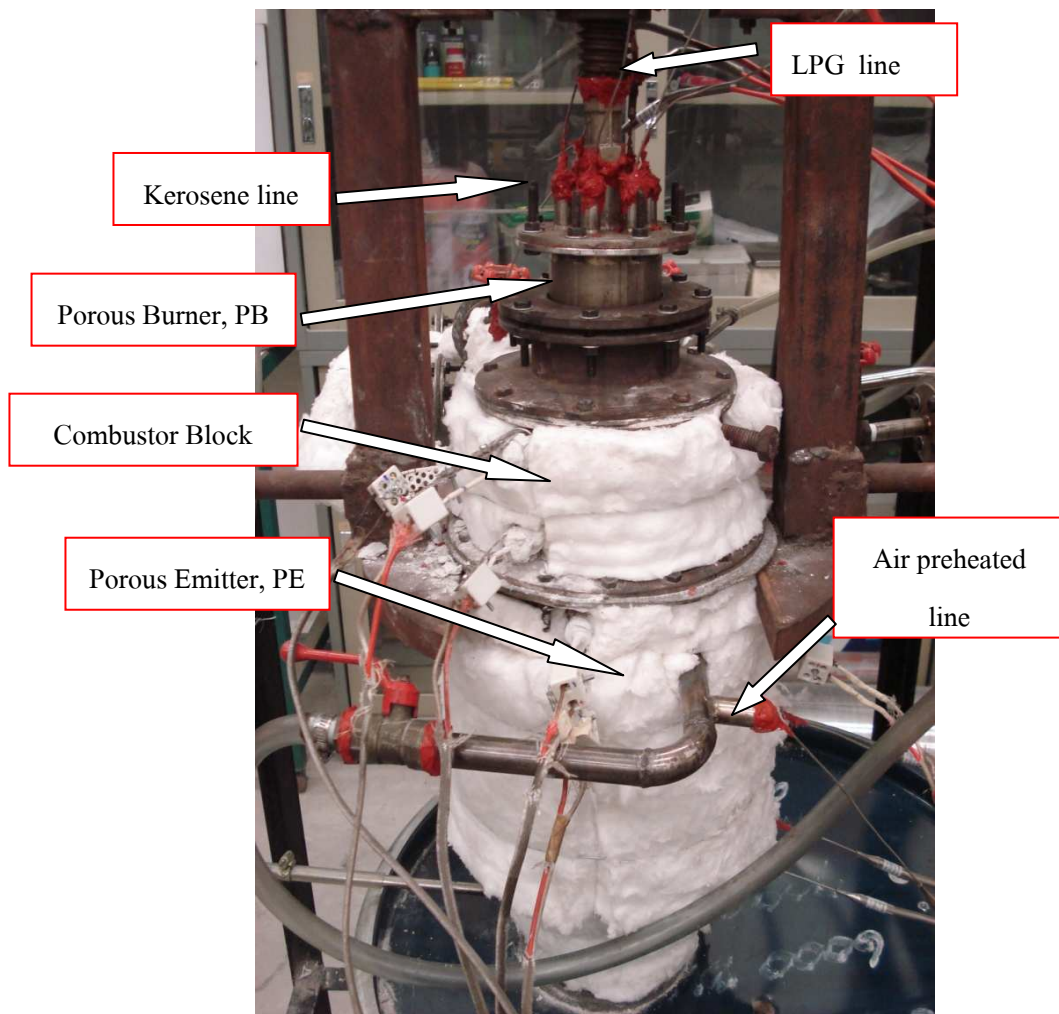
เอกสารอ้างอิง

- [1] Howell, J.R., Hall, M.J. and Ellzey, J.L., 1996, “Combustion 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] R. MITAL, J. P. GORE, and R. VISKANTA, 1997 A Study of the Structure of Submerged Reaction Zone in Porous Ceramic Radiant Burners” COMBUSTION AND FLAME, vol 111, pp 175-184
- [4] A.I. Bakry, Stabilized Premixed Combustion within Atmospheric Gas Porous Inert Medium (PIM) Burner, ORGANIZED BY UNIVERSITI TENAGA NASIONAL, BANGI, SELANGOR, MALAYSIA; 28-30 AUGUST 2006, International Conference on Energy and Environment 2006 (ICEE 2006)
- [5] Kaplan, M. and Hall, M.J., 1995, “Combustion of Liquid Fuels within a Porous Media Radiant Burner”, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 11, No. 1, pp. 13-20.
- [6] 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.
- [7] Takami, H., Suzuki, T., Itaya, Y. and Hasatani, M., 1998, “Performance of Flammability of Kerosene and NO_x Emission in Porous Burner”, Fuel, Vol. 77, No. 3 , pp. 165-171.
- [8] Jugjai, S., Wongpanit, N., Laoketkan, T. and Nokkaew, S., 2002, “The Combustion of Liquid Fuel using a Porous Medium”, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 25, pp. 15-23.

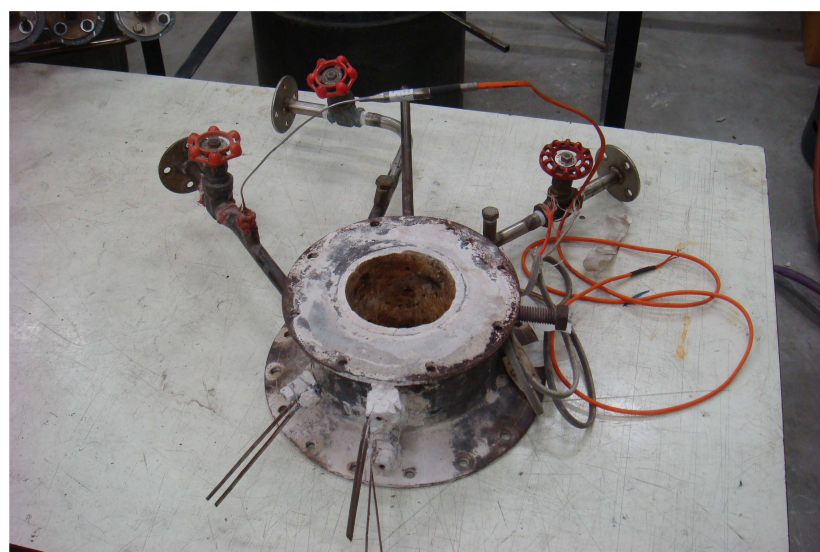
- [9] Jugjai, S. and Polmart, N., 2003, “Enhancement of Evaporation and Combustion of Liquid Fuels Through Porous Media”, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 27, No. 8, pp. 901-909.
- [10] Olaf Pickenäcker, Alfons Kesting, Dimosthenis Trimis, Novel Low NO_x Burner Designs for Boilers and Furnaces ,by Using Staged Combustion in Inert Porous Media, Europea on conference on industrial furnace and boiler ,Portugal 11-14 april 2000
- [11] M M Kamal and A A Mohamad Combustion in porous media, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Proc. IMechE Vol. 220 Part A: J. Power and Energy
- [12] ชุตติเดช ผ่องใส, 2547, คุณลักษณะการเผาไหม้และการปล่อยมลพิษของหัวเผาเชื้อเพลิงเหลวแบบวัสดุพูนชนิดไม่มีการแตกตัวเป็นฝอยละออง, วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี, หน้า 18-50.
- [13] กิตติศักดิ์ สุวรรณวิจิตร, 2548, การศึกษาอย่างต่อเนื่องเกี่ยวกับการพัฒนาการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวโดยวัสดุพูนชนิดไม่มีการแตกตัวเป็นฝอยละออง, วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี, หน้า 18-61.
- [14] มกร ลักษณะ, 2548, การพัฒนาหัวเผาวัสดุพูนสมรรถนะสูงเพื่อการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวชนิดไม่มีการสเปรย์, วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี, หน้า 14-65.
- [15] พิรุฑท ทองเต็ม(2009) ,การศึกษาการเผาไหม้แบบเป็นชั้นของหัวเผาวัสดุพูนสำหรับเชื้อเพลิงแก๊สและเชื้อเพลิงเหลว,วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิตสาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกลมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี
- [16] ลำเรียง จักรใจ, 2547, การเผาไหม้, สำนักพิมพ์แห่งจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, หน้า 576-621.

- [17] อรรถพ ประวีณวิสารท, 2552, การศึกษาการผสมภายในหัวเผา น้ำมันเชื้อเพลิงเหลววัสดุพูน
โดยใช้ Particle Image Velocimetry , วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้า
ธนบุรี, หน้า 34-66.
- [18] Handbook of transport property data, Gulf Publishing Company ,120-134
- [19] Turn, S.R., 2000, An Introduction to Combustion, 2nd ed., McGraw-Hill, New York, pp.
253-319.
- [20] Yunus A. Cengel, Michael A.Boles , “thermodynamics a engineering approach” 4th ed,
McGraw-Hill, New York
- [21] Andrew T.Harris , Porous burners for lean-burn applications , 2008, Energy and Combustion
Science, Vol. 34, No. 5. , pp. 667-684
- [22] A.A Mohamad “non-premixed CH₄ combustion in a porous media”2009, proceeding of the
ASME 2009 International Mechanical Engineering congress and Exposition ,November 13-
19
- [23] Janet L. Ellzey and Rakesh Goel ,Emission of CO and NO from Two stage Porous Media
Burner ,1995,Combust.Sci and Tech.pp81-91
- [24] Sumrerng Jugjai and Chanin Phothiya , Liquid fuels-fired porous combustor-heater, 2006, fuel
- [25] Kanokkarn Wongwatcharaphon ,2011, “numerical simulation high efficiency porous burner
for liquid fuel combustion without spray atomization” Thesis of doctor of engineering
,KMUTT

ภาคผนวก ก
รูปเครื่องมือและอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง



รูปที่ ก.1 หัวเผาเชื้อเพลิงแบบวัสดุพรุน



รูปที่ ก.2 แสดง Combustor Block และระบบการจ่ายอากาศ



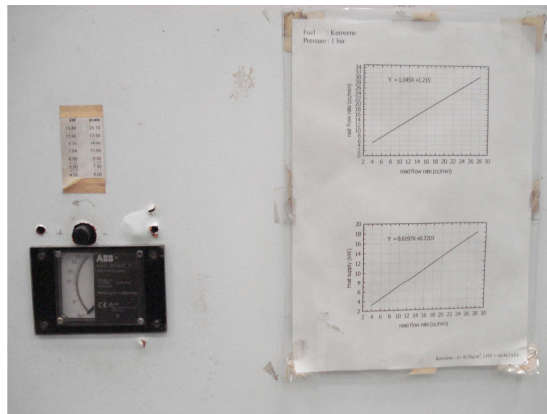
รูปที่ ก.3 ตาข่ายสแตนเลสขนาด 40 mesh/inch (PB)



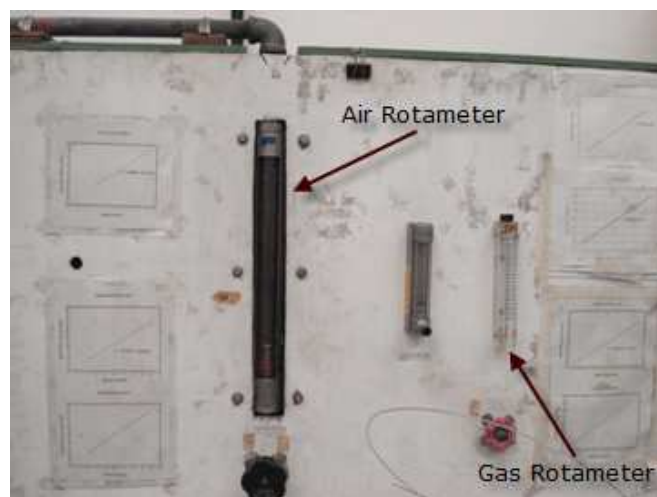
รูปที่ ก.4 ตาข่ายสแตนเลสขนาด 100 mesh/inch (PB)



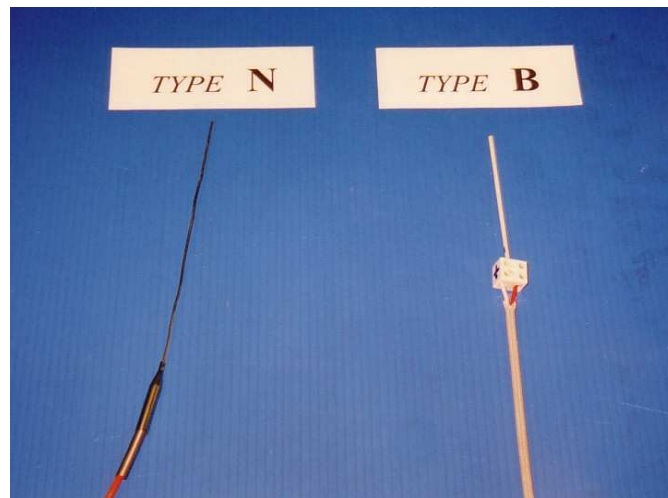
รูปที่ ก.5 เม็ดหินวัสดุพูน (PE)



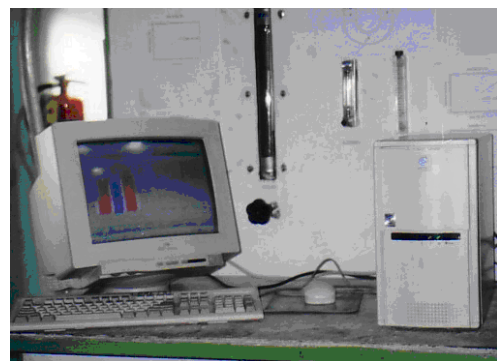
รูปที่ ก.6 อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของน้ำมันเชื้อเพลิง



รูปที่ ก.7 อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของอากาศและแก๊ส (LPG)



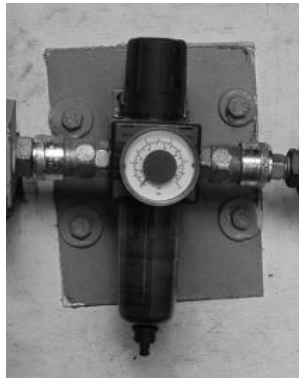
รูปที่ ก.8 อุปกรณ์วัดอุณหภูมิ (Thermocouple)



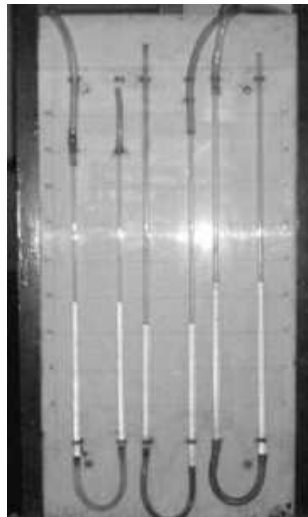
รูปที่ ก.9 อุปกรณ์เก็บบันทึกค่าอุณหภูมิ (Data Logger รุ่น DT600) และคอมพิวเตอร์บันทึกข้อมูล



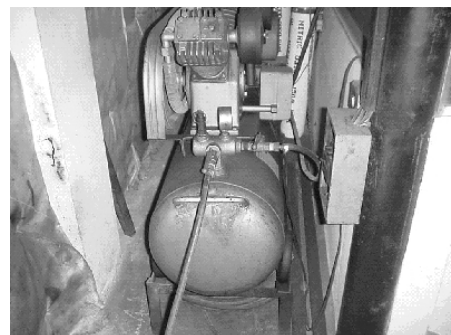
รูปที่ ก.10 เครื่องวิเคราะห์แก๊สไอเสีย (Exhaust Gas Analyzer)



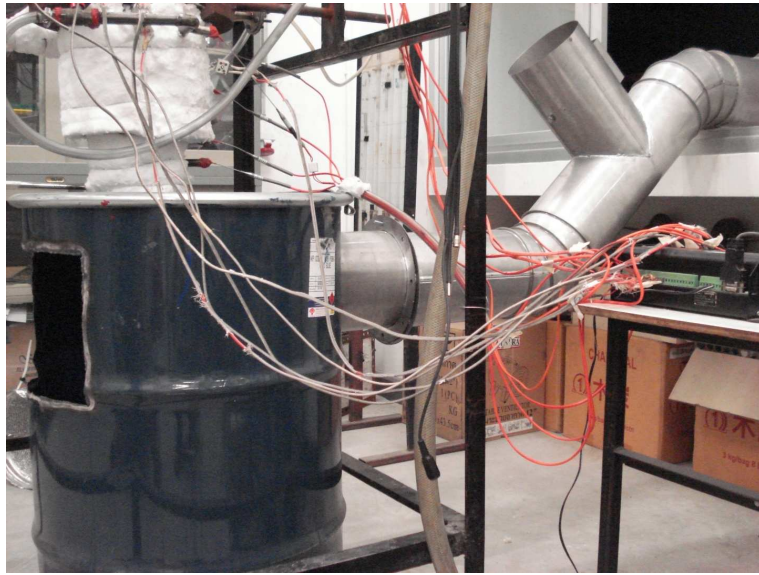
รูปที่ ก.11 อุปกรณ์ควบคุมความดัน (Pressure Regulator)



รูปที่ ก.12 อุปกรณ์วัดความดัน (U-Tube Manometer)



รูปที่ ก.13 อุปกรณ์จ่ายอากาศ (Compressor)



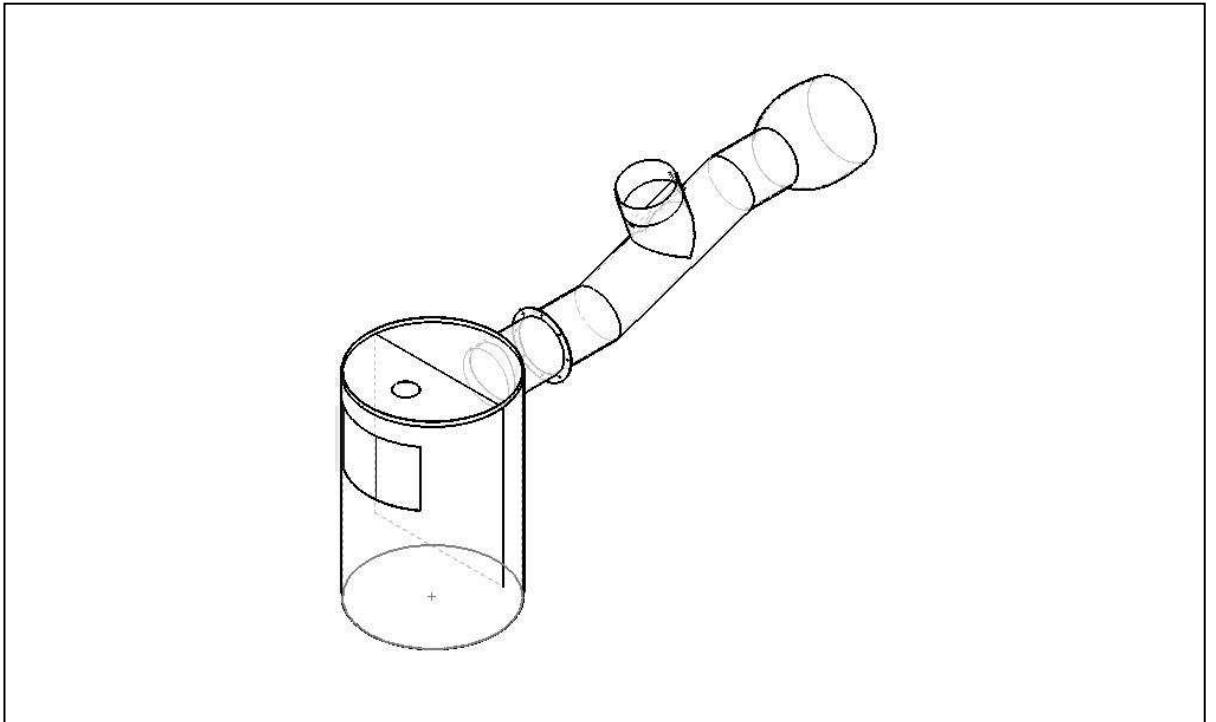
รูปที่ ก.14 ถังพักไอเสียและท่อสแตนเลส



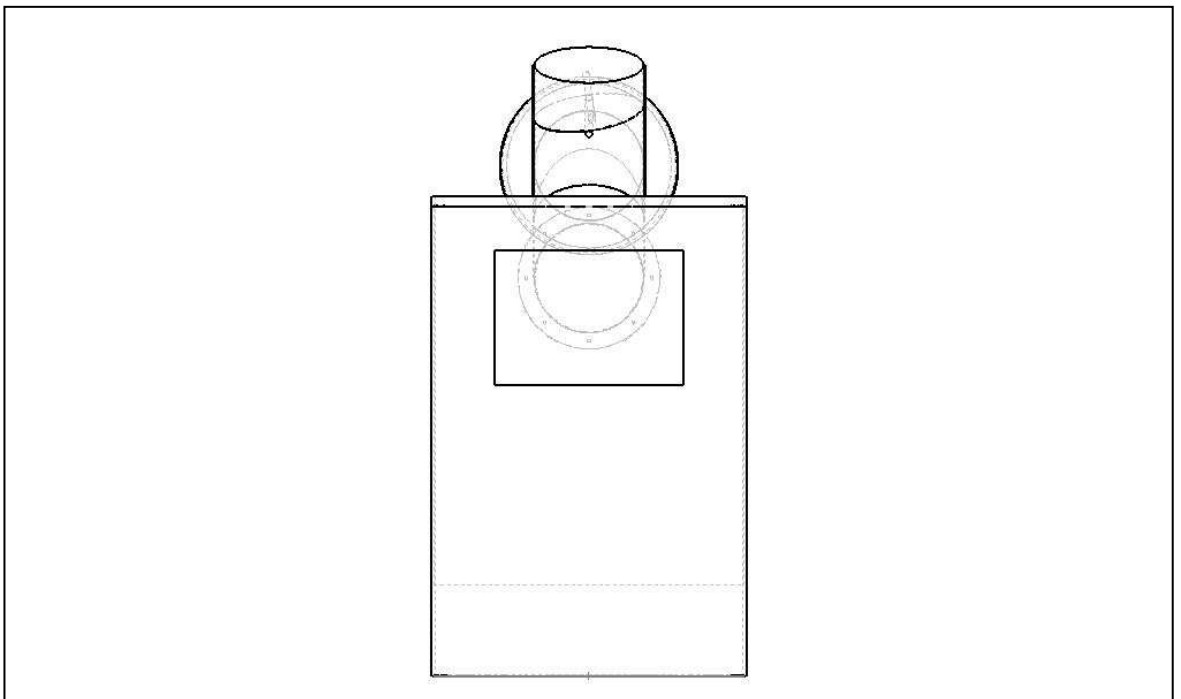
รูปที่ ก.15 ท่อพรอยอ่อน



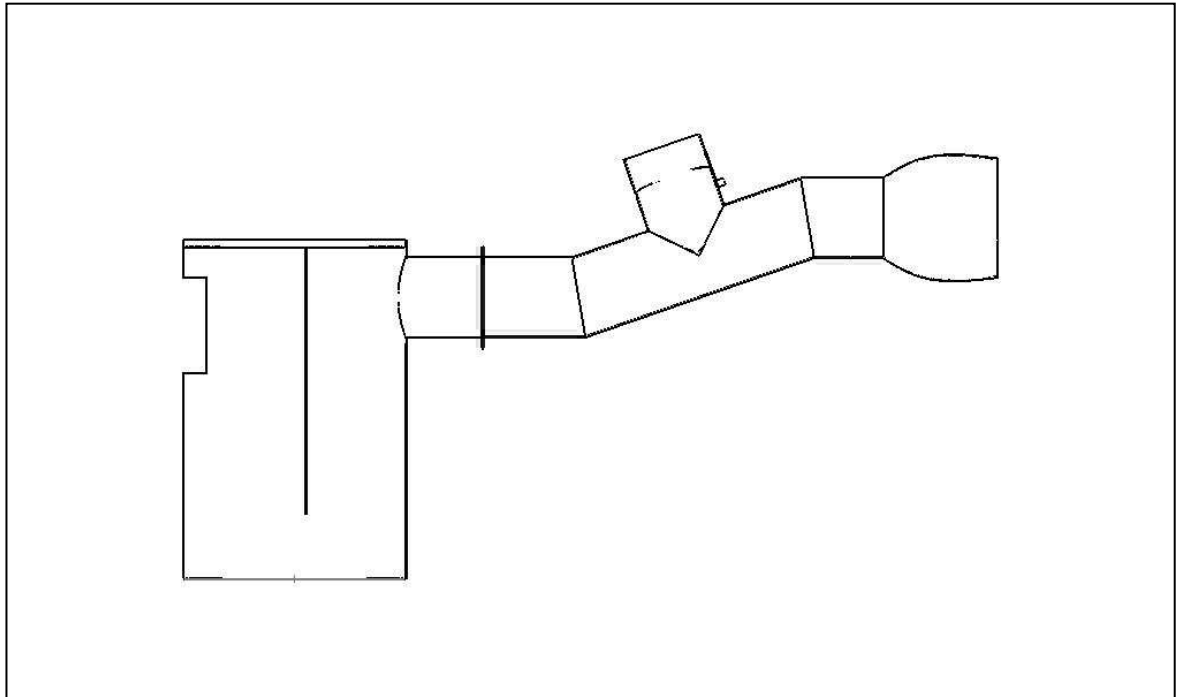
รูปที่ ก.16 พัดลมอุตสาหกรรม



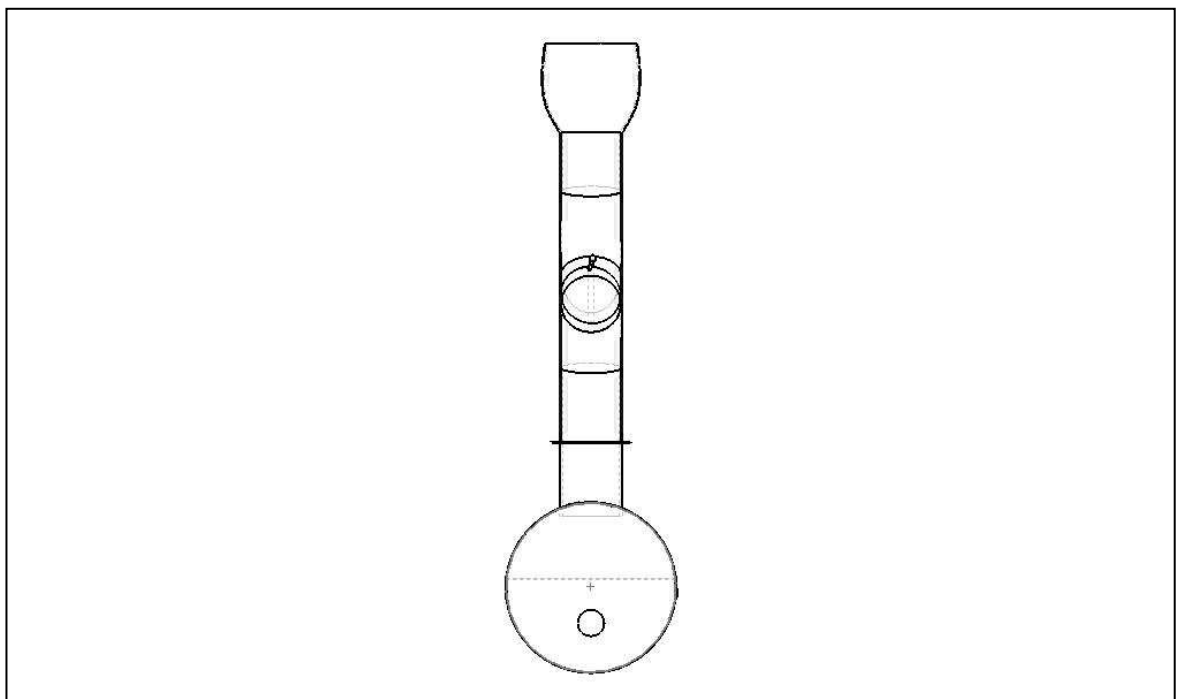
Isometric



Front View



Side View



Top View

รูปที่ ก.17 แบบทางวิศวกรรมของถังพักไอเสียและท่อสแตนเลส

ภาคผนวก ข
ตารางข้อมูลการทดลอง

ข.1 กรณี Free Flame

ตารางที่ ข.1.1 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของ X_{PB} ที่มีผลต่อ Temperature ในหัวเผา ชนิดเชื้อเพลิง LPG

File	Time	X_{PB}	Φ	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9	T10	T11	T12	T13	T14	T15	T16	T17
a01	12.07	-20	0.47	161	337	416	489	594	1350	1102	1054	1010	969	919	895	842	807	36	302	234
b01	14.07	-18	0.47	168	338	417	493	592	1398	1112	1055	1023	975	919	896	845	804	37	303	235
b02	14.28	-16	0.47	172	341	422	506	591	1430	1095	1038	1006	962	907	886	835	796	37	301	236
b03	14.38	-14	0.47	170	342	429	521	591	1453	1097	1035	1002	958	904	884	835	797	37	299	234
b04	14.46	-12	0.47	173	343	437	540	604	1452	1110	1040	1003	960	905	884	836	797	37	284	233
b05	14.52	-10	0.47	175	348	447	555	616	1452	1113	1040	1002	961	906	883	836	798	37	298	234
c01	17.05	-8	0.47	178	354	461	569	595	1384	1113	1043	1008	961	915	889	836	803	38	298	233
c02	17.24	-6	0.47	180	355	456	556	577	1321	1119	1036	1009	966	918	891	844	812	38	298	234
c03	17.34	-4	0.47	178	344	431	513	551	1217	1122	1029	1011	977	929	902	859	829	38	299	235
c04	17.47	-2	0.47	173	309	373	437	532	303	1114	1045	1027	983	941	916	878	853	38	304	237
c05	18.05	0	0.47	158	271	328	394	487	300	1275	1122	1065	1000	951	923	906	879	39	305	238
e01	19.54	3	0.47	139	248	314	388	423	300	1044	1216	1079	1004	973	924	863	832	38	297	234
f01	21.47	6	0.47	129	219	272	317	337	300	1193	1109	995	981	971	912	862	853	37	288	223

ตารางที่ ข.1.2 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของ X_{PB} ที่มีผลต่อ Emission ชนิดเชื้อเพลิง LPG

file	CL	X_{PB}	Air supply		Emission						P (mmH ₂ O)		
	(kW)	(mm)	scale	Φ	%O ₂	%CO ₂	CO(ppm)	CO(0%O ₂)	NO _x (ppm)	NO _x (0%O ₂)	P1	P2	P3
A01	5	-20	9.9	0.47	11.2	6.4	72	156	70	149	0.5	0	0
B01	5	-18	9.5	0.47	11.2	6.4	68	128	65	139	0.5	0	0
B02	5	-16	9.9	0.47	11.2	6.4	68	144	63	136	0.5	0	0
B03	5	-14	10	0.47	11.2	6.4	66	142	63	136	0.5	0	0
B04	5	-12	9.9	0.47	11.1	6.4	65	140	63	134	0.5	0	0
C01	5	-10	10	0.47	11.2	6.4	65	140	63	136	0.5	0	0
C02	5	-8	9.8	0.47	11.1	6.4	64	136	64	136	0.5	0	0
C03	5	-6	10	0.47	11.1	6.4	74	158	67	143	0.5	0	0
C04	5	-4	10	0.47	11.2	6.4	71	155	66	142	0.5	0	0
E01	5	-2	9.9	0.47	11.2	6.4	84	181	74	159	0.5	0	0
C05	5	0	9.7	0.47	11.2	6.4	109	235	96	207	0.5	0	0
E01	5	3	10.2	0.47	11.2	6.4	91	194	87	184	0.5	0	0
F01	5	6	9.7	0.47	11.2	6.3	92	198	86	187	0.5	0	0

ตารางที่ ข.1.3 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของ X_{PB} ที่มีผลต่อ Temperature ในหัวเผา ชนิดเชื้อเพลิง Kerosene

File	Time	X_{PB}	Φ	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9	T10	T11	T12	T13	T14	T15	T16	T17
G01	00.13	-20	0.47	154	283	374	426	469	1432	1103	1052	1027	972	926	900	861	828	36	279	225
Ho1	02.02	-16	0.47	159	291	396	497	454	1414	1097	1058	1031	972	936	913	878	849	36	285	229
H03	02.18	-14	0.47	159	295	414	546	423	1408	1114	1059	1031	980	948	919	877	850	36	288	230
H05	02.54	-10	0.47	169	315	449	567	431	1302	1138	1074	1034	987	950	921	886	861	36	290	234
H07	04.29	-6	0.47	163	315	427	519	428	300	1057	1010	1015	967	927	901	868	839	36	277	223
H09	04.42	-4	0.47	156	264	329	384	518	300	1111	1022	1011	981	948	915	877	847	35	294	229
I01	05.04	0	0.47	144	245	279	236	538	300	1266	1152	1084	1031	1005	987	940	911	36	302	236
J02	06.33	3	0.47	139	223	264	235	500	300	1037	1293	1180	1094	1067	1007	951	928	36	325	251
K01	08.10	6	0.47	135	217	255	233	455	300	850	1206	1155	1066	1044	987	932	917	36	279	225

ตารางที่ ข.1.4 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของ X_{PB} ที่มีผลต่อ Emission ชนิดเชื้อเพลิง Kerosene

file	CL	X_{PB}	Air supply		Emission						P (mmH ₂ O)		
	(kW)	(mm)	scale	Φ	%O ₂	%CO ₂	CO(ppm)	CO(0%O ₂)	NO _x (ppm)	NO _x (0%O ₂)	P1	P2	P3
G01	5	-20	11.1	0.47	11.1	7.1	67	143	6	143	0	0	0
H01	5	-16	11.2	0.47	11.2	7	66	139	66	141	0	0	0
H03	5	-14	11.0	0.47	11.1	7.1	66	142	65	140	0	0	0
H05	5	-10	11.5	0.47	11.1	7.1	71	151	70	149	0	0	0
H07	5	-6	11.3	0.47	11.2	7	78	168	76	164	0	0	0
H09	5	-2	10.2	0.47	11.1	7.2	61	129	56	118	0	0	0
I01	5	0	10.3	0.47	11.1	7.1	116	245	111	234	0	0	0
J01	5	3	9.9	0.47	11.2	6.7	79	165	82	172	0	0	0
K01	5	6	10	0.47	11.2	7	65	136	74	159	0	0	0

ตารางที่ ข.1.5 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของ X_{PB} ที่มีผลต่อ Temperature ในหัวเผา ชนิดเชื้อเพลิงผสมระหว่าง LPG 50% และ Kerosene 50%

File	Time	X_{PB}	Φ	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9	T10	T11	T12	T13	T14	T15	T16	T17
A01	15.49	-20	0.47	146	278	321	393	632	1076	1067	1028	1006	933	896	861	803	767	35	238	73
A11	17.37	-18	0.47	138	254	307	369	567	1236	1100	1049	1020	950	908	877	825	791	35	241	67
A12	17.48	-16	0.47	139	259	320	378	556	1262	1106	1054	1025	958	913	881	828	715	35	243	74
A13	17.54	-14	0.47	141	266	338	385	531	1288	1114	1060	1032	964	920	888	835	799	35	242	74
A14	17.59	-12	0.47	142	276	349	395	522	1298	1123	1070	1041	974	929	896	843	806	34	243	72
A19	18.06	-10	0.47	146	299	364	407	534	1300	1113	1059	1029	963	921	890	838	801	35	244	74
B01	19.31	-8	0.47	155	324	398	451	548	842	1135	1063	1037	965	923	891	838	802	36	248	73
B02	19.40	-6	0.47	155	328	405	468	557	850	1143	1066	1037	966	925	893	842	803	36	249	73
B03	19.47	-4	0.47	158	325	403	479	582	861	1139	1063	1032	965	926	893	843	806	36	249	73
B04	19.58	-2	0.47	160	319	392	472	625	880	1135	1062	1036	971	932	897	849	812	35	250	78
B05	20.04	0	0.47	160	314	377	456	604	902	1201	1118	1073	995	949	916	874	837	36	250	71
C01	21.27	3	0.47	141	269	325	403	520	857	1193	1066	1021	996	954	927	881	844	35	246	53
E01	00.21	6	0.47	130	225	200	338	393	771	1149	1119	1040	962	933	883	843	810	31	232	48

ตารางที่ ข.1.6 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของ X_{PB} ที่มีผลต่อ Emission ชนิดเชื้อเพลิงผสมระหว่าง LPG 50% และ Kerosene 50%

file	CL	X_{PB}	Air supply		Emission						P (mmH ₂ O)		
	(kW)	(mm)	scale	Φ	%O ₂	%CO ₂	CO(ppm)	CO(0%O ₂)	NO _x (ppm)	NO _x (0%O ₂)	P1	P2	P3
A00	5	-20	10.5	0.47	11.2	6.4	106	224	88	149	1	0	0
A10	5	-18	10	0.47	11.2	6.4	92	196	84	179	1	0	0
A11	5	-16	10.2	0.47	11.1	6.4	93	198	85	181	1	0	0
A12	55	-14	10	0.47	11.2	6.4	93	198	85	181	1	0	0
A13	5	-12	10.1	0.47	11.1	6.5	93	196	85	179	1	0	0
A14	5	-10	10	0.47	11.2	6.3	92	200	83	179	1	0	0
B01	5	-8	9.8	0.47	11.1	6.4	102	220	82	178	1	0	0
B02	5	-6	10	0.47	11.2	6.4	105	222	87	184	1	0	0
B03	5	-4	10	0.47	11.2	6.4	102	220	84	179	1	0	0
B04	5	-2	9.9	0.47	11.1	6.4	97	207	82	175	1	0	0
B05	5	0	10	0.47	11.2	6.4	112	256	93	209	1	0	0
B06	5	3	10.2	0.47	11.2	6.4	107	224	88	149	1	0	0
B07	5	6	10	0.47	11.1	6.4	93	196	84	179	1	0	0

ตารางที่ ข.1.7 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของ Φ ที่มีผลต่อ Temperature ในหัวเผาชนิดเชื้อเพลิงผสมระหว่าง LPG 50% และ Kerosene 50%

File	Time	X _{PB}	Φ	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9	T10	T11	T12	T13	T14	T15	T16	T17
F09	03.10	0	0.66	170	339	419	511	583	972	1361	1188	1121	1057	1008	978	920	880	35	271	66
F08	02.57	0	0.61	166	327	406	498	568	951	1334	1171	1097	1031	987	952	900	862	34	259	62
F07	02.52	0	0.59	164	324	402	494	564	935	1306	1150	1083	1017	973	941	889	854	34	256	64
F06	02.41	0	0.55	161	315	392	483	552	917	1282	1133	1062	994	955	920	876	842	34	249	62
F05	02.30	0	0.53	158	307	383	475	545	914	1283	1132	1054	985	941	907	866	834	34	242	60
F04	02.22	0	0.51	154	300	376	468	542	917	1293	1139	1049	979	932	893	857	828	34	236	59
F03	02.14	0	0.49	150	291	367	460	534	917	1300	1128	1038	967	916	878	842	814	34	232	60
F02	02.07	0	0.47	145	278	354	450	521	917	1313	1120	1029	954	905	869	836	808	34	230	58
F01	03.42	0	0.45	172	331	406	498	542	867.5	1193	1064	1014	953	914	887	847	821	33	263	66
F10	03.50	0	0.43	170	325	397	489	531	847.5	1164	1040	991	932	893	867	829	845	33	253	66
F11	03.56	0	0.41	169	319	391	482	521	828	1135	1018	968	911	873	849	815	791	34	245	64
F12	04.02	0	0.38	166	313	382	472	507	795.5	1084	988	938	884	850	825	796	774	34	237	63
F13	04.07	0	0.36	164	306	374	463	496	775.5	1055	965	917	867	830	819	781	761	33	229	63
F14	04.15	0	0.34	161	296	361	450	481	748	1015	933	885	838	802	782	759	740	33	216	67
F15	04.20	0	0.32	158	288	352	440	468	722.5	977	907	857	813	780	762	740	722	33	208	62

ตารางที่ ข.1.8 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของ Φ ที่มีผลต่อ Emission ในหัวเผาชนิดเชื้อเพลิงผสมระหว่าง LPG 50% และ Kerosene 50%

file	CL	X_{PB}	Air supply		Emission						P (mmH ₂ O)		
	(kW)	(mm)	scale	Φ	%O ₂	%CO ₂	CO(ppm)	CO(0%O ₂)	NO _x (ppm)	NO _x (0%O ₂)	P1	P2	P3
F08	5	0	7.6	0.66	7.2	8.7	160	247	145	221	1	0	0
F07	5	0	7.0	0.61	6.7	9	12	219	120	199	1	0	0
F06	5	0	7.1	0.59	8.8	8	120	209	112	192	1	0	0
F05	5	0	7.5	0.55	9.5	7.5	106	194	98	180	1	0	0
F04	5	0	7.8	0.53	10	6.8	99	194	76	155	1	0	0
F03	5	0	8	0.51	10.8	7.1	93	178	82	159	1	0	0
F02	5	0	8.5	0.49	11.2	6.8	79	163	76	156	1	0	0
F01	5	0	8.8	0.47	11.6	6.4	75	160	70	149	1	0	0
F09	5	0	9	0.45	12	6.1	69	155	71	160	1	0	0
F10	5	0	9.3	0.43	12.4	5.8	62	146	63	148	1	0	0
F11	5	0	9.6	0.41	13.1	5.6	56	138	58	143	1	0	0
F12	5	0	10.4	0.38	13.4	5.1	46	123	48	129	1	0	0
F13	5	0	10.8	0.36	13.9	4.9	40	111	44	123	1	0	0
F14	5	0	11.4	0.34	14.3	4.6	34	101	36	107	1	0	0
F15	5	0	11.8	0.32	4.3	4.3	30	95	31	98	1	0	0

ตารางที่ ข.1.9 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของอัตราการป้อนเชื้อเพลิงที่มีผลต่อ Temperature ในหัวเผาชนิดเชื้อเพลิงผสมระหว่าง LPG 50% และ Kerosene 50%

File	Time	X _{PB}	CL	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9	T10	T11	T12	T13	T14	T15	T16	T17
G02	05.03	0	5	152	285	358	448	497	854.5	1212	1062	1010	940	897	867	830	806	33	224	66
G03	06.46	0	6	168	326	403	491	557	860	1163	1087	1062	1003	963	933	897	865	33	260	67
G04	07.20	0	7	161	301	374	450	513	856.5	1200	1127	1101	1043	1006	978	947	918	34	242	66
G05	07.35	0	8	158	298	372	449	500	858	1216	1147	1119	1065	1032	1004	973	945	33	246	65
G06	07.52	0	9	155	287	358	438	474	826.5	1179	1116	1093	1043	1011	986	958	932	34	231	70
G07	08.17	0	10	151	284	352	429	495	868.5	1242	1174	1143	1092	1058	1033	1001	969	33	231	66
G08	08.42	0	11	150	283	350	426	502	884	1266	1194	1156	1115	1081	1052	1018	985	34	136	59

ตารางที่ ข.1.8 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของอัตราการป้อนเชื้อเพลิงที่มีผลต่อ Emission ในหัวเผาชนิดเชื้อเพลิงผสมระหว่าง LPG 50% และ Kerosene 50%

file	CL	X_{PB}	Air supply		Emission						P (mmH ₂ O)		
	(kW)	(mm)	scale	Φ	%O ₂	%CO ₂	CO(ppm)	CO(0%O ₂)	NO _x (ppm)	NO _x (0%O ₂)	P1	P2	P3
G02	5	0	11.5	0.47	11.2	6.2	69	153	366	147	0	0	0
G03	6	0	12.5	0.47	11.1	6.2	108	243	97	213	0	0	0
G04	7	0	13	0.47	11.3	6.2	100	218	94	202	0	0	0
G05	8	0	14.5	0.47	11.2	6.3	96	209	90	196	1	0	0
G06	9	0	15.5	0.47	11.2	6.3	77	175	89	195	2	0	0
G07	10	0	16.5	0.47	11.2	6.2	96	213	91	200	2	0	0
G08	11	0	17.5	0.47	11.1	6.2	98	218	9	207	2	0	0

ข.2 กรณี PM Flame

ตารางที่ ข.2.1 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของ X_{PB} ที่มีผลต่อ Temperature ในหัวเผา ชนิดเชื้อเพลิง LPG

File	Time	X_{PB}	ϕ	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9	T10	T11	T12	T13	T14	T15	T16	T17
b01	15.59.10	-20	0.47	205	425	492	582	1025	644	1521	1436	1390	1302	1155	960	893	851	40	318	290
b02	16.31.48	-18	0.47	209	426	497	614	1070	624	1569	1488	1372	1290	1131	930	862	826	39	312	288
b03	17.05.02	-16	0.47	200	416	492	577	902	608	1532	1541	1415	1327	1169	965	890	846	40	309	276
b04	17.35.08	-14	0.47	193	383	463	613	961	1219	947	1627	1439	1332	1167	951	877	838	39	306	283
b05	18.19.51	-12	0.47	183	344	433	599	779	984	1512	1636	1500	1383	1223	977	895	854	40	314	292
b06	18.48.20	-10	0.47	166	291	337	413	543	465	1351	1512	1521	1448	1283	1007	926	881	39	311	291
b07	19.15.59	-8	0.47	134	218	247	276	313	316	928	1427	1519	1474	1317	1025	942	893	38	298	282
b08	19.56.15	-6	0.47	104	154	175	197	221	300	651	1050	1441	1352	1268	951	872	834	39	241	237
b09	20.40.30	-4	0.47	87	123	138	156	182	300	300	665	1437	1317	1237	920	858	824	38	220	214
b10	21.09.30	-2	0.47	81	115	129	153	181	300	300	545	1477	1368	1271	965	896	853	37	231	221
b11	22.01.50	0	0.47	79	115	137	159	187	300	300	300	1457	1418	1275	973	904	870	36	239	237

ตารางที่ ข.2.2 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของ X_{PB} ที่มีผลต่อ Emission ชนิดเชื้อเพลิง LPG

file	CL	X _{PB}	Air supply		Emission						P (mmH ₂ O)			CO/CO ₂
	(kW)	(mm)	scale	Φ	%O ₂	%CO ₂	CO(ppm)	CO(0%O ₂)	NO _x (ppm)	NO _x (0%O ₂)	P1	P2	P3	
b01	5.00	-20	7.2	0.47	11.2	6.4	39	85	52	114	113	1	-5	0.00022125
b02	5.00	-18	8	0.47	11.1	6.6	36	75	45	94	130	1	-5	0.00019123
b03	5.00	-16	7	0.47	11.1	6.6	34	70	41	90	110	1	-5	0.00017849
b04	5.00	-14	8.3	0.47	11.2	6.3	38	80	44	100	153	1	-5	0.00021154
b05	5.00	-12	8.4	0.47	11.2	6.3	34	77	47	99	170	1	-5	0.00020361
b06	5.00	-10	9.2	0.47	11.2	6.4	26	58	35	76	220	1	-5	0.00015097
b07	5.00	-8	9.6	0.47	11.2	6.4	24	52	30	65	240	1	-5	0.00013535
b08	5.00	-6	12.5	0.47	11.1	6.5	19	40	25	53	310	1	-5	0.00010356
b09	5.00	-4	11.8	0.47	11.2	6	14	31	18	40	310	1	-5	0.00008607
b10	5.00	-2	10.25	0.47	11.1	6.4	12	26	16	34	250	1	-5	0.00006837
b11	5.00	0	11.2	0.47	11.2	6.4	11	30	17	36	310	1	-5	0.00007809

ตารางที่ ข.2.3 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของ Φ ที่มีผลต่อ Emission ชนิดเชื้อเพลิง LPG

File	Time	Φ	X_{PB}	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9	T10	T11	T12	T13	T14	T15	T16	T17
c01	23.05.55	0.79	0	78	108	129	144	170	300	300	300	1239	1387	1248	1072	1022	989	35	269	245
c02	23.30.20	0.75	0	80	115	139	158	190	300	300	294	1293	1410	1270	1121	1051	1009	36	292	272
c04	23.44.20	0.71	0	84	122	146	166	199	300	300	316	1322	1422	1279	1128	1048	1000	35	292	276
c05	23.55.20	0.67	0	86	126	150	170	204	300	300	326	1346	1429	1281	1123	1036	982	38	292	277
c06	00.03.40	0.63	0	88	128	152	174	207	300	300	343	1356	1438	1287	1115	1016	963	39	288	277
c07	00.15.40	0.59	0	91	131	155	176	208	300	300	349	1362	1441	1289	1108	1003	954	39	279	270
c08	00.27.20	0.55	0	92	132	156	178	209	300	300	343	1387	1452	1299	1078	980	938	39	279	270
c09	00.58.50	0.51	0	93	133	155	176	205	300	300	319	1400	1460	1304	1050	961	922	38	263	258
c10	01.25.55	0.47	0	96	138	154	178	207	300	300	302	1470	1473	1320	986	913	881	43	256	251
c11	02.04.10	0.44	0	93	129	144	163	185	300	300	300	1461	1450	1288	944	876	842	41	224	220
c12	02.36.40	0.41	0	89	123	137	156	177	300	300	300	1484	1426	1257	896	833	807	41	208	206
c13	02.57.55	0.39	0	87	119	132	149	168	300	300	300	1456	1398	1220	873	815	791	43	195	193

ตารางที่ ข.2.4 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของ Φ ที่มีผลต่อ Emission ชนิดเชื้อเพลิง LPG

file	CL	X _{PB}	Air supply		Emission						P (mmH ₂ O)			CO/CO ₂
	(kW)	(mm)	scale	Φ	%O ₂	%CO ₂	CO(ppm)	CO(0%O ₂)	NO _x (ppm)	NO _x (0%O ₂)	P1	P2	P3	
c01	5	0	6.75	0.79	4.5	10.6	29	50	28	37	147	1	-5	0.0001
c03	5	0	7.1	0.75	5.2	10.2	22	29	25	33	170	1	-5	0.0001
c04	5	0	7.7	0.71	6.1	9.7	19	27	26	36	195	1	-5	0.0001
c05	5	0	8	0.67	7	9.1	17	25	25	37	210	1	-5	0.0001
c06	5	0	8.5	0.63	7.7	8.7	16	25	25	40	221	1	-5	0.0001
c07	5	0	8.6	0.59	8.7	8	14	21	23	39	230	1	-5	0.0001
c08	5	0	9.2	0.55	9.5	7.5	13	24	21	38	254	1	-5	0.0001
c09	5	0	9.6	0.51	10.2	7.1	10	20	18	35	270	1	-5	0.0001
c10	5	0	11.2	0.47	11.2	6.3	13	28	16	35	350	1	-5	0.0001
c11	5	0	11.5	0.44	11.7	6	23	53	15	34	350	1	-5	0.0001
c12	5	0	12.7	0.41	12.3	5.7	84	204	14	34	390	1	-5	0.001
c13	5	0	13.3	0.39	12.9	5.2	181	486	11	29	405	1	-5	0.001

ตารางที่ ข.2.5 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของ FR ที่มีผลต่อ Temperature ในหัวเผา ชนิดเชื้อเพลิง LPG

File	Time	CL	X _{PB}	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9	T10	T11	T12	T13	T14	T15	T16	T17
d01	03.46.08	5	0	80	113	134	152	176	300	300	300	1460	1457	1305	962	890	860	38	223	222
d02	04.04.10	6	0	82	114	135	154	181	300	300	300	1493	1513	1369	993	913	885	39	221	223
d03	04.20.40	7	0	82	114	133	152	182	300	300	300	1483	1562	1405	1030	948	916	41	221	224
d04	04.38.59	8	0	83	114	132	152	187	300	300	300	1494	1596	1427	1051	963	936	41	224	229
d05	05.03.30	9	0	83	111	128	146	181	300	300	300	1413	1615	1453	1068	989	960	41	214	217

ตารางที่ ข.2.6 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของ FR ที่มีผลต่อ Emission ชนิดเชื้อเพลิง LPG

file	CL	X _{PB}	Air supply		Emission						P (mmH ₂ O)			CO/CO ₂
	(kW)	(mm)	scale	Φ	%O ₂	%CO ₂	CO(ppm)	CO(0%O ₂)	NO _x (ppm)	NO _x (0%O ₂)	P1	P2	P3	
d01	5	0	11.1	0.47	11.1	6.5	10	23	17	36	320	1	-5	0.00006
d02	6	0	12.6	0.47	11.1	6.4	10	22	17	37	425	1	-5	0.00006
d03	7	0	13.5	0.47	11.1	6.4	8	17	18	37	470	1	-5	0.00004
d04	8	0	14.5	0.47	11.2	6.4	9	19	20	38	580	1	-5	0.00005
d05	9	0	15.3	0.47	11.1	6.4	12	26	18	38	635	1	-5	0.00007

ตารางที่ ข.2.7 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของ X_{PB} ที่มีผลต่อ Temperature ในหัวเผา ชนิดเชื้อเพลิง Kerosene

File	Time	X_{PB}	Φ	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9	T10	T11	T12	T13	T14	T15	T16	T17
c02	11.47	-23	0.47	132	269	310	396	326	537	1500	1404	1339	1276	1178	960	831	816	32	291	270
c03	12.14	-20	0.47	153	305	341	446	378	522	1477	1458	1335	1269	1149	943	806	788	34	297	274
c04	12.37	-17	0.47	163	303	342	432	380	555	1143	1456	1460	1354	1210	1002	861	833	35	307	276
c05	13.04	-15	0.47	165	300	347	448	386	570	1077	1303	1447	1375	1229	1000	859	830	36	322	290
c06	13.36	-13	0.47	174	331	391	492	470	529	1276	1347	1326	1271	1170	962	832	811	35	319	298
c07	14.25	-11	0.47	161	283	314	366	383	498	1084	1337	1369	1298	1165	964	859	832	34	316	290
c08	15.06	-9	0.47	162	284	317	399	427	531	1228	1522	1403	1333	1186	983	877	849	36	311	293
c09	15.35	-7	0.47	165	285	308	426	418	537	1323	1432	1330	1292	1165	991	882	866	36	302	282
c10	15.56	-5	0.47	164	281	305	371	510	433	1212	1487	1385	1336	1207	1006	884	864	36	299	275
c11	17.07	-3	0.47	129	220	245	317	510	332	1426	1467	1329	1236	1146	958	860	843	35	282	273
d01	19.01	0	0.47	104	179	201	216	272	300	1101	1395	1348	1216	1122	925	822	807	34	255	247

ตารางที่ ข.2.8 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของ X_{PB} ที่มีผลต่อ Emission ชนิดเชื้อเพลิง Kerosene

file	CL	X_{PB}	Air supply		Emission						P (mmH ₂ O)			CO/CO ₂
	(kW)	(mm)	scale	Φ	%O ₂	%CO ₂	CO(ppm)	CO(0%O ₂)	NO _x (ppm)	NO _x (0%O ₂)	P1	P2	P3	
c02-2	5	-23	9	0.47	11.1	8	50	106	67	142	180	1	-5	0.000625
c03	5	-20	8.5	0.47	11.1	7.1	41	87	60	127	180	1	-5	0.000577
c04	5	-17	7.5	0.47	11.1	6.4	32	68	44	93	190	1	-5	0.0005
c04	5	-15	7.5	0.47	11.1	6.8	24	51	40	85	200	1	-5	0.000353
c06	5	-13	9	0.47	11.1	6.9	28	59	44	93	250	1	-5	0.000406
c07	5	-11	8.25	0.47	11.1	6.9	19	40	30	64	235	1	-5	0.000275
c08	5	-9	9.5	0.47	11.1	6.4	18	38	30	64	260	1	-5	0.000281
c09	5	-7	9.5	0.47	11.1	6.9	20	42	23	49	250	1	-5	0.00029
c10	5	-5	8.5	0.47	11.1	6.6	15	32	23	49	260	1	-5	0.000227
c11	5	-3	11	0.47	11.1	6.4	17	36	27	57	410	1	-5	0.000266
d01	5	0	11.5	0.47	11.1	6.9	25	53	26	55	440	1	-5	0.000362

ตารางที่ ข.2.9 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของ Φ ที่มีผลต่อ Temperature ในหัวเผา ชนิดเชื้อเพลิง Kerosene

File	Time	Φ	X_{PB}	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9	T10	T11	T12	T13	T14	T15	T16	T17
d01	19.01	0.47	0	104	179	201	216	272	300	1101	1395	1348	1216	1122	925	822	807	34	255	247
d02	19.45	0.45	0	101	177	197	205	265	300	1143	1167	1294	1170	1083	916	815	799	33	249	241
d03	20.22	0.43	0	101	158	173	180	268	300	973	1390	1500	1382	1226	942	840	814	36	231	226
d05	21.04	0.4	0	94	146	163	174	246	300	883	1275	1488	1359	1206	957	863	832	35	241	236
d06	21.21	0.37	0	93	144	161	170	235	300	817	1281	1474	1329	1181	939	850	820	36	233	230
d07	21.56	0.34	0	90	133	148	155	195	300	363	1322	1412	1229	1106	890	810	785	38	212	210

ตารางที่ ข.2.10 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของ Φ ที่มีผลต่อ Emission ชนิดเชื้อเพลิง Kerosene

file	CL	X _{PB}	Air supply		Emission						P (mmH ₂ O)			CO/CO ₂
	(kW)	(mm)	scale	Φ	%O ₂	%CO ₂	CO(ppm)	CO(0%O ₂)	NO _x (ppm)	NO _x (0%O ₂)	P1	P2	P3	
d01	5	0	11.5	0.47	11.1	6.9	25	53	26	55	440	1	-5	0.000362
d02	5	0	12	0.45	11.5	6.8	35	77	24	53	420	1	-5	0.000515
d03	5	0	12.5	0.43	12	6.2	15	35	23	54	490	1	-5	0.000242
d04	5	0	11.6	0.43	12	6.4	14	33	24	56	420	1	-5	0.000219
d05	5	0	12	0.40	12.7	5.9	14	35	21	53	455	1	-5	0.000237
d06	5	0	12	0.37	13.2	5.5	21	57	17	46	480	1	-5	0.000382
d07	5	0	13.5	0.34	13.9	5.1	96	284	16	47	505	1	-5	0.001882

ตารางที่ ข.2.11 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของ FR ที่มีผลต่อ Temperature ในหัวเผา ชนิดเชื้อเพลิง Kerosene

File	Time	CL	Φ	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9	T10	T11	T12	T13	T14	T15	T16	T17
e01	23.16	6	0.4	90	134	150	162	206	300	374	1233	1510	1409	1233	973	866	828	37	241	235
e02	23.46	6.5	0.4	90	137	154	164	210	300	364	1201	1552	1424	1264	1007	905	865	37	249	244
e03	0.03	7	0.4	89	137	154	164	208	300	354	1223	1560	1420	1270	1011	914	876	37	248	244
e05	3.01	7.5	0.4	77	113	132	137	165	300	300	1165	1538	1508	1340	1018	918	886	39	217	215
e06	3.17	8	0.4	78	114	133	136	166	300	300	945	1574	1556	1398	1056	957	921	39	220	219
e07	3.46	8.5	0.4	79	116	134	135	164	300	300	1024	1577	1553	1375	1052	961	927	39	215	214
e08	5.19	9	0.4	75	116	136	129	155	300	300	797	1596	1577	1365	1037	939	908	35	200	203
e09	5.35	10.56	0.4	74	114	132	122	152	300	300	347	1639	1623	1442	1079	992	958	35	195	198

ตารางที่ ข.2.12 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของ FR ที่มีผลต่อ Emission ชนิดเชื้อเพลิง Kerosene

file	CL	X _{PB}	Air supply		Emission						P (mmH ₂ O)			CO/CO ₂
	(kW)	(mm)	scale	Φ	%O ₂	%CO ₂	CO(ppm)	CO(0%O ₂)	NO _x (ppm)	NO _x (0%O ₂)	P1	P2		
e01-2	6	0	11.5	0.47	11.1	6.1	22	54	25	62	395	1	-5	0.000361
e02	6.5	0	12.5	0.47	11.2	5.8	19	48	26	66	490	1	-5	0.000328
e03	7	0	13	0.47	11.1	6.1	19	47	26	64	540	1	-5	0.000311
e05	7.5	0	14.5	0.47	11.1	5.8	14	35	24	60	550	1	-5	0.000241
e06	8	0	15.5	0.47	11.1	6	13	32	23	57	637	1	-5	0.000217
e07	8.5	0	16.5	0.47	11.2	6.1	13	32	24	59	700	1	-5	0.000213
e08	9	0	17.5	0.47	11.2	5.9	15	37	24	59	830	1	-5	0.000254
e09	10.56	0	19.5	0.47	11.2	6.1	13	32	21	52	1000	1	-5	0.000213

ตารางที่ ข.2.13 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของ X_{PB} ที่มีผลต่อ Temperature ในหัวเผาชนิดเชื้อเพลิงผสมระหว่าง LPG 50% และ Kerosene 50%

File	Time	X_{PB}	Φ	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9	T10	T11	T12	T13	T14	T15	T16	T17
a03_0	14.18.10	-16	0.47	193	492	705	717	723	547	1424	1494	1385	1344	1169	966	908	866	42	312	298
a04_0	15.04.40	-14	0.47	204	553	748	773	737	456	1322	1382	1268	1194	1098	900	846	805	41	281	273
a05	16.14.10	-12	0.47	182	441	629	669	742	528	1350	1482	1354	1297	1119	920	864	824	41	286	269
a06_0	19.06.20	-10	0.47	172	359	491	629	735	550	1209	1304	1217	1186	889	913	871	830	39	261	251
a07_0	20.17.20	-8	0.47	142	296	470	536	509	610	865	1145	1145	1205	990	1010	967	909	39	264	249
a08_0	21.16.30	-6	0.47	120	207	268	289	291	341	853	1166	1434	1401	1084	1036	957	907	40	276	266
a09_0	22.35.00	-4	0.47	106	184	231	218	240	293	653	1190	1505	1332	1076	959	872	835	37	275	269
a10_0	01.26.08	-2	0.47	108	182	218	198	232	300	727	1299	1511	1292	1085	933	855	821	37	258	252
a11_0	03.13.40	0	0.47	89	150	181	166	194	300	449	1206	1564	1505	1172	958	885	846	37	267	256

ตารางที่ ข.2.14 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของ X_{PB} ที่มีผลต่อ Emission ในหัวเผาชนิดเชื้อเพลิงผสมระหว่าง LPG 50% และ Kerosene 50%

file	CL	X_{PB}	Air supply		Emission						P (mmH ₂ O)		
	(kW)	(mm)	scale	Φ	%O ₂	%CO ₂	CO(ppm)	CO(0%O ₂)	NO _x (ppm)	NO _x (0%O ₂)	P1	P2	P3
a03-0	5.20	-16	9.9	0.47	11.1	6.3	55	120	59	129	280	1	-7
a04-0	5.20	-14	11	0.47	11.1	6.5	56	118	61	130	300	1	-7
a05-0	5.20	-12	8.7	0.47	11.1	6.4	37	79	37	78	240	1	-7
a06-0	5.20	-10	9.7	0.47	11.1	6	42	92	21	45	225	1	-7
a07-0	5.20	-8	8.6	0.47	11.1	6.4	21	46	20	43	235	1	-7
a08-0	5.20	-6	10	0.47	11.1	6.4	24	51	26	55	310	1	-7
a09-0	5.20	-4	11.1	0.47	11.1	6.6	29	61	30	60	450	1	-7
a10-0	5.20	-2	11.6	0.47	11.1	6.4	37	80	38	84	485	1	-7
a11-1	5.20	0	10.5	0.47	11.1	6.4	26	55	31	65	465	1	-7

ตารางที่ ข.2.15 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของ Φ ที่มีผลต่อ Temperature ในหัวเผาชนิดเชื้อเพลิงผสมระหว่าง LPG 50% และ Kerosene 50%

File	Time	Φ	X_{PB}	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9	T10	T11	T12	T13	T14	T15	T16	T17
a11_0	03.13.40	0.47	0	89	150	181	166	194	300	449	1206	1564	1505	1172	958	885	846	37	267	256
b01	03.47.10	0.5	0	93	157	190	173	203	300	478	1194	1575	1527	1218	987	906	866	39	281	269
b02	04.36.00	0.53	0	101	170	205	184	224	300	531	1289	1628	1487	1201	998	918	877	42	306	292
b03	05.03.50	0.56	0	105	176	212	190	230	291	531	1252	1573	1515	1233	1019	935	890	43	313	295
b04	06.09.55	0.59	0	110	187	227	214	252	320	718	1357	1540	1410	1283	1021	943	894	42	334	311
b05	10.09.59	0.45	0	105	185	225	205	245	300	730	1406	1425	1330	1193	957	882	834	39	307	297
b06	10.31.45	0.43	0	105	187	226	205	249	300	736	1427	1428	1319	1184	946	876	826	39	304	295
b07	11.06.30	0.4	0	104	181	218	197	238	300	702	1376	1393	1260	1128	900	842	800	39	283	277

ตารางที่ ข.2.16 ข้อมูลการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของ Φ ที่มีผลต่อ Emission ในหัวเผาชนิดเชื้อเพลิงผสมระหว่าง LPG 50% และ Kerosene 50%

file	CL	X_{PB}	Air supply		Emission						P (mmH ₂ O)		
	(kW)	(mm)	scale	Φ	%O ₂	%CO ₂	CO(ppm)	CO(0%O ₂)	NO _x (ppm)	NO _x (0%O ₂)	P1	P2	P3
b01	5.2	0	9.6	0.50	10.5	6.8	30	60	36	72	430	1	-7
b02	5.2	0	9.2	0.53	9.9	7.1	39	75	45	87	440	1	-7
b03	5.2	0	8.9	0.56	9.2	7.7	41	73	47	83	430	1	-7
b04	5.2	0	8.3	0.59	8.6	8.1	56	97	63	108	425	1	-7
b05	5.2	0	10.25	0.45	11.5	6.2	42	94	43	96	650	1	-7
b06	5.2	0	10.3	0.43	12	5.8	42	98	42	99	665	1	-7
b07	5.2	0	11.3	0.40	12.5	5.5	79	197	31	77	730	1	-7

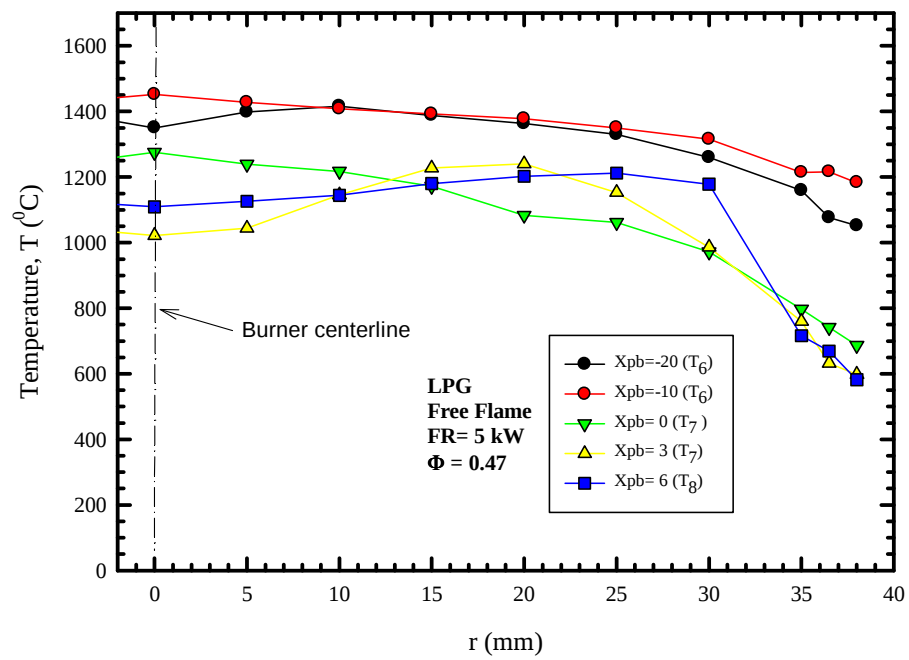
ภาคผนวก ค
กราฟผลการทดลอง



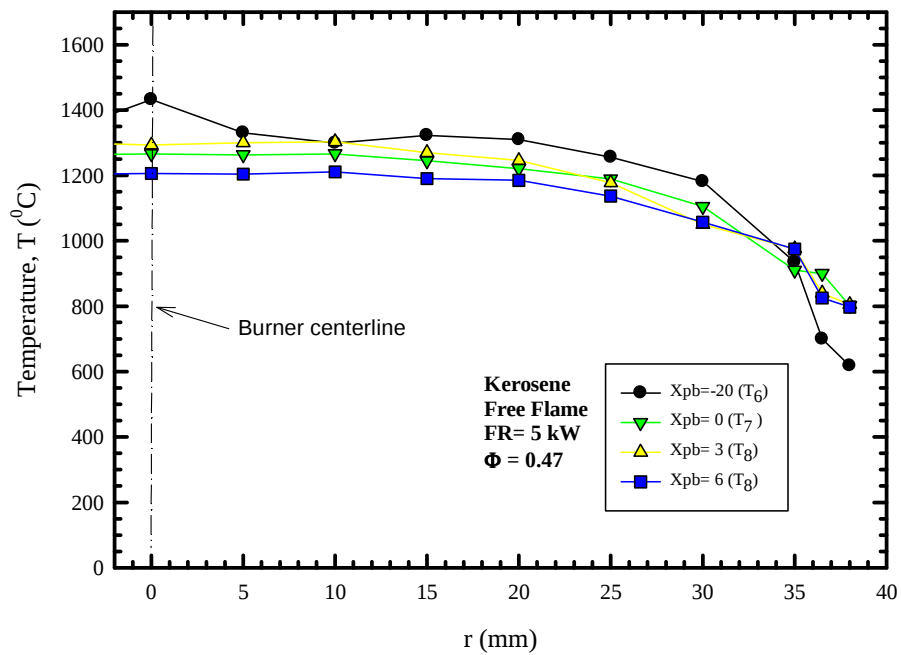
รูปที่ ค.1 แสดงเปลวไฟการเผาไหม้แบบ free flame กรณี $X_{PB} = -20$ มิลลิเมตร



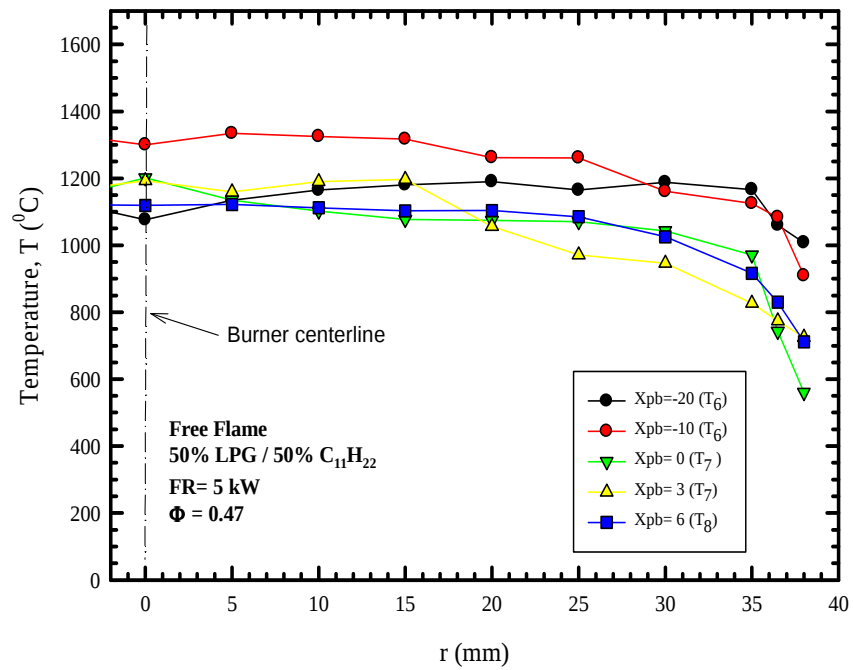
รูปที่ ค.2 แสดงเปลวไฟการเผาไหม้แบบ free flame กรณี $X_{PB} = 0$ มิลลิเมตร



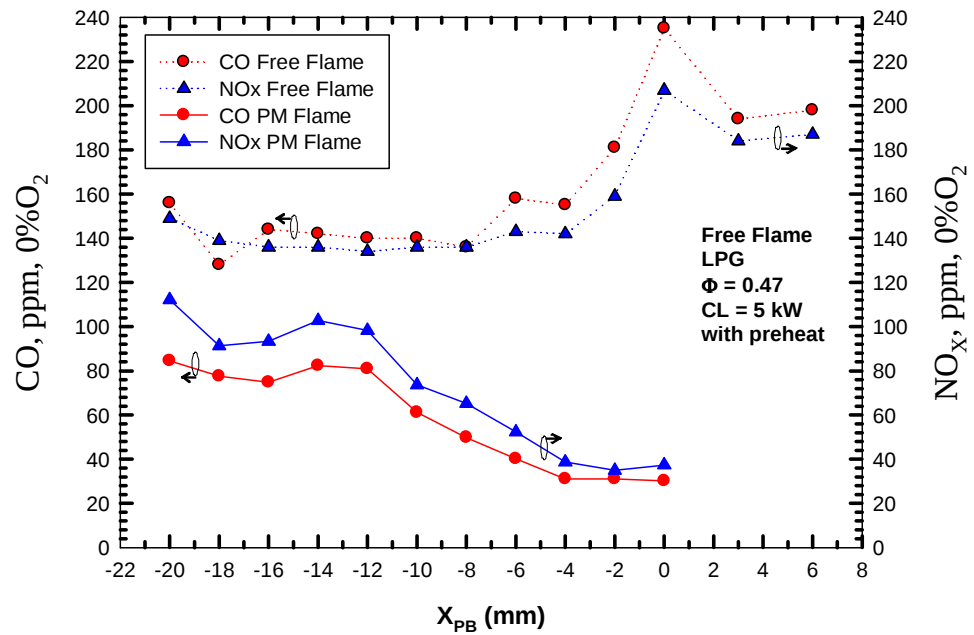
รูปที่ ค.3 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อโครงสร้างอุณหภูมิในห้องเผาไหม้ตามแนวรัศมี



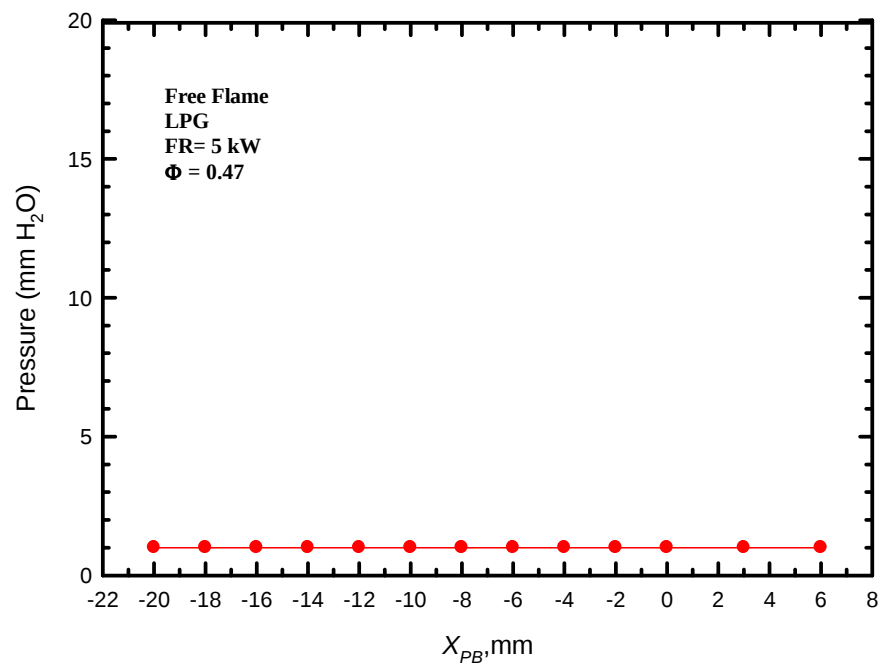
รูปที่ ค.4 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อโครงสร้างอุณหภูมิในห้องเผาไหม้ตามแนวรัศมี



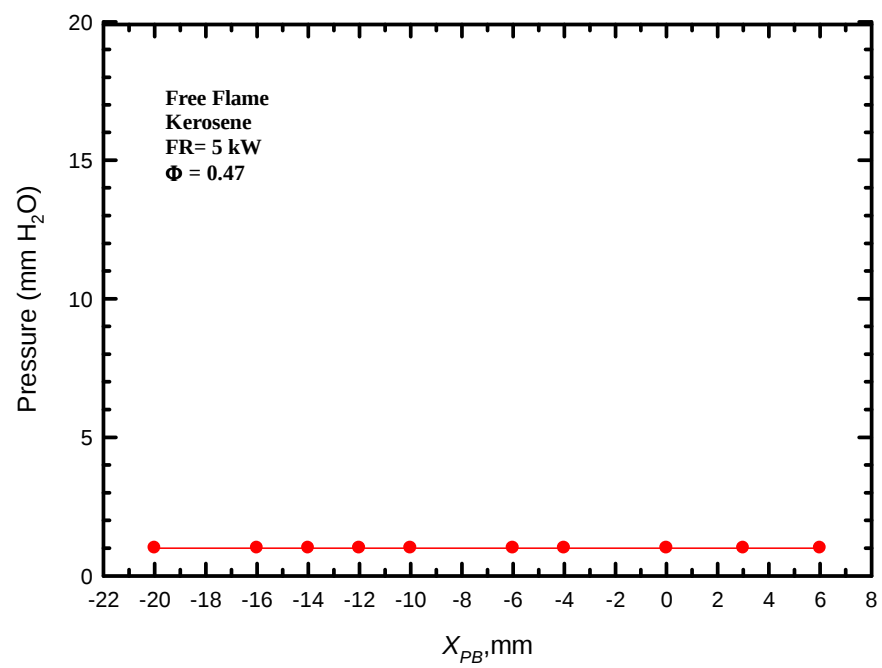
รูปที่ ค.5 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อโครงสร้างอุณหภูมิในห้องเผาไหม้ตามแนวรัศมี



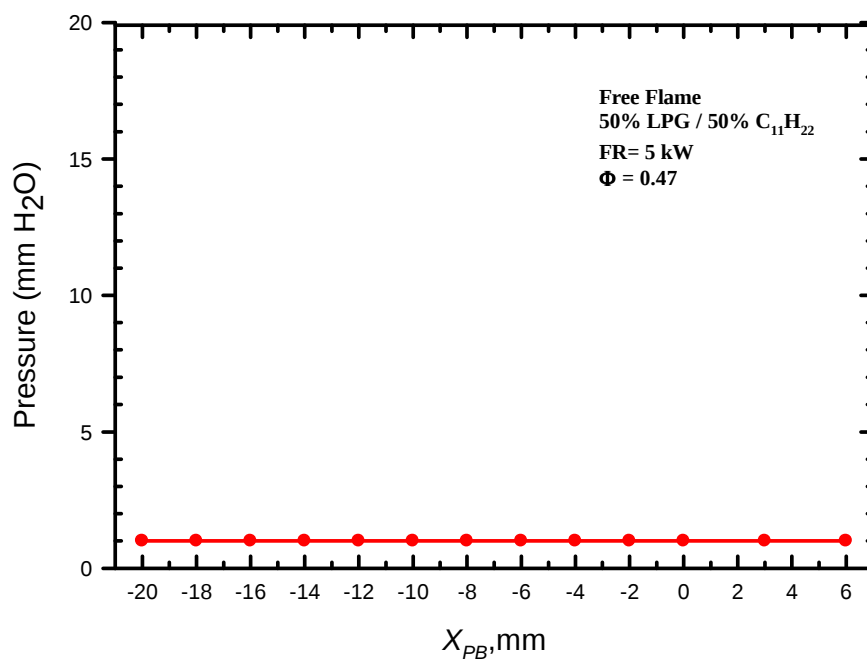
รูปที่ ค.6 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อ emission



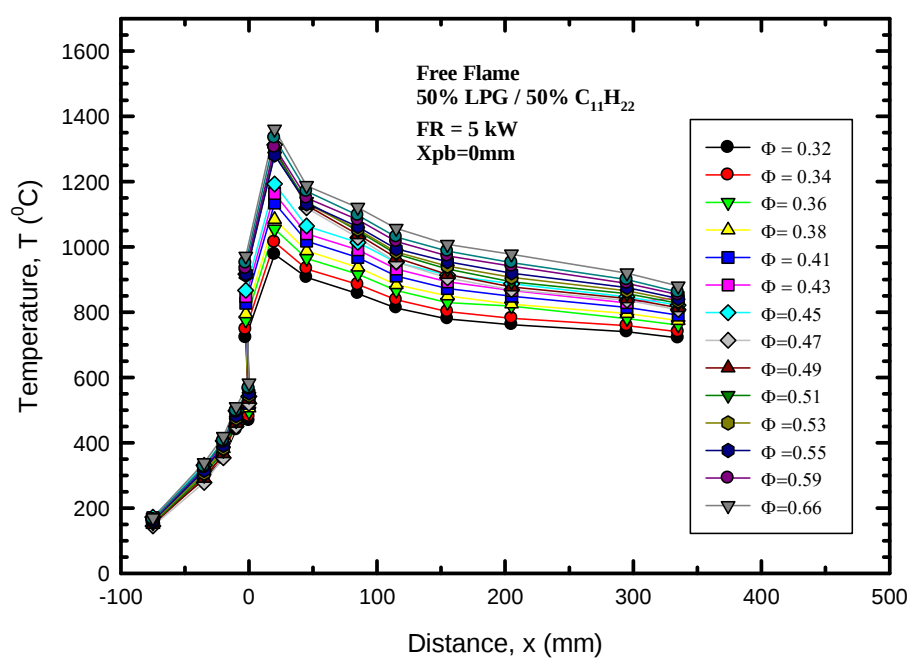
รูป ค.7 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อความดันในห้องเผาไหม้



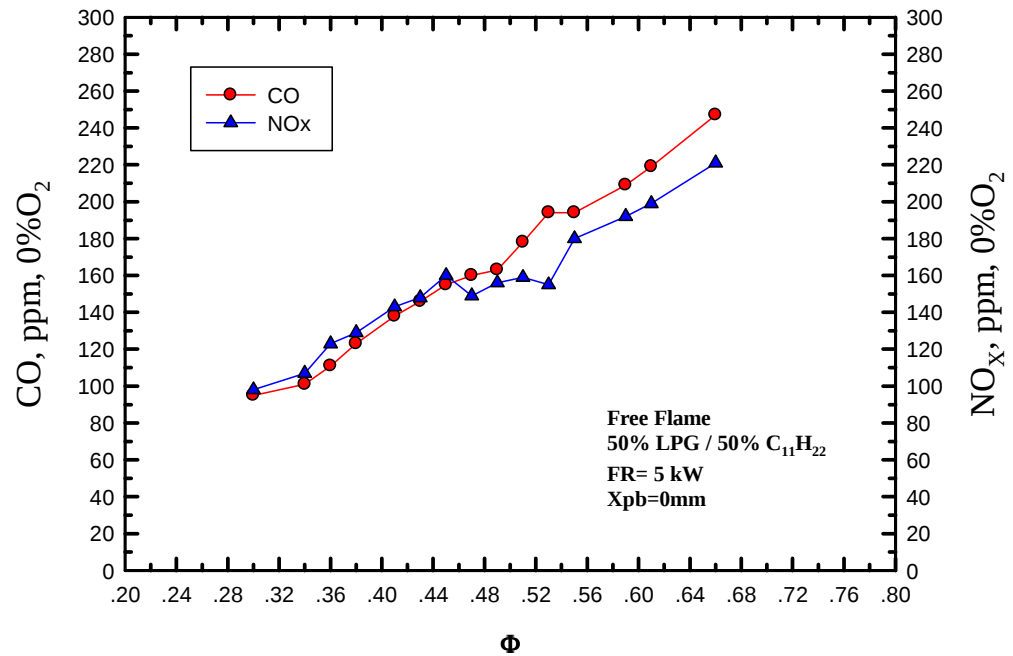
รูป ค.8 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อความดันในห้องเผาไหม้



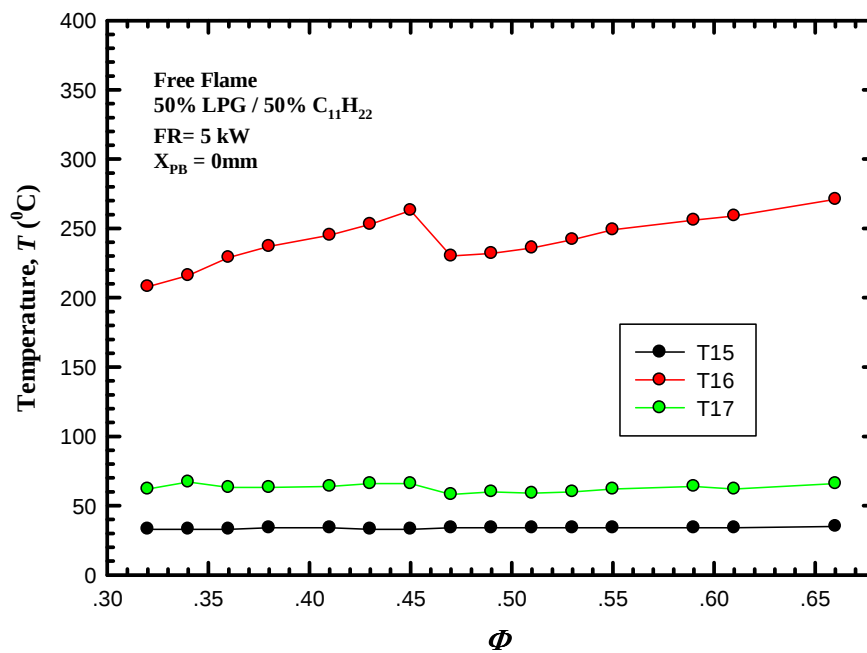
รูปที่ ๙.๙ แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อความดันในห้องเผาไหม้



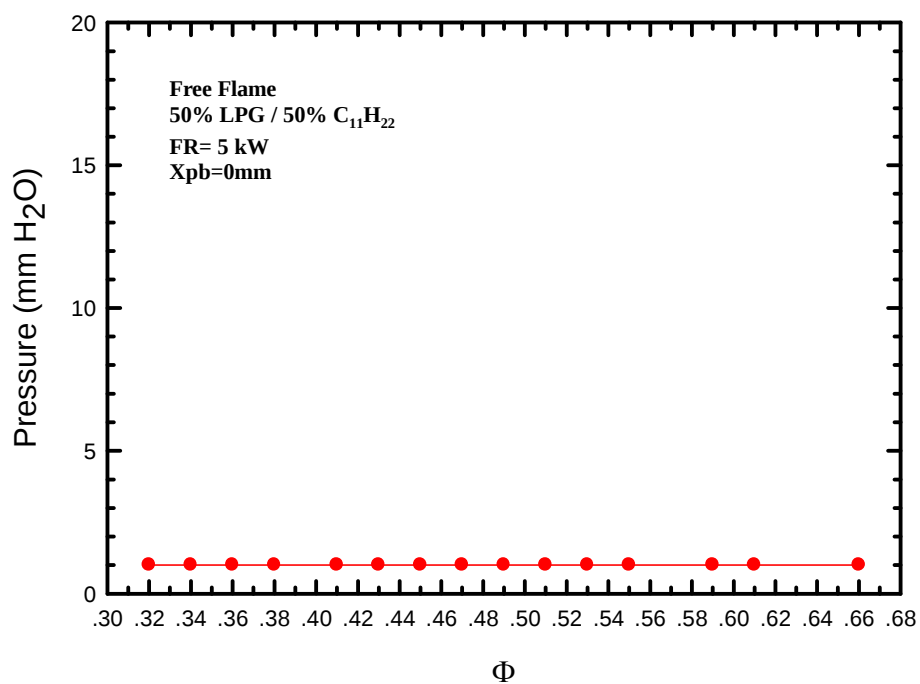
รูป ๑.๑๐ แสดงอิทธิพลของระยะ Φ ต่อโครงสร้างอุณหภูมิในห้องเผาไหม้ที่ เชื้อเพลิงผสมระหว่าง LPG 50% และ Kerosene 50%



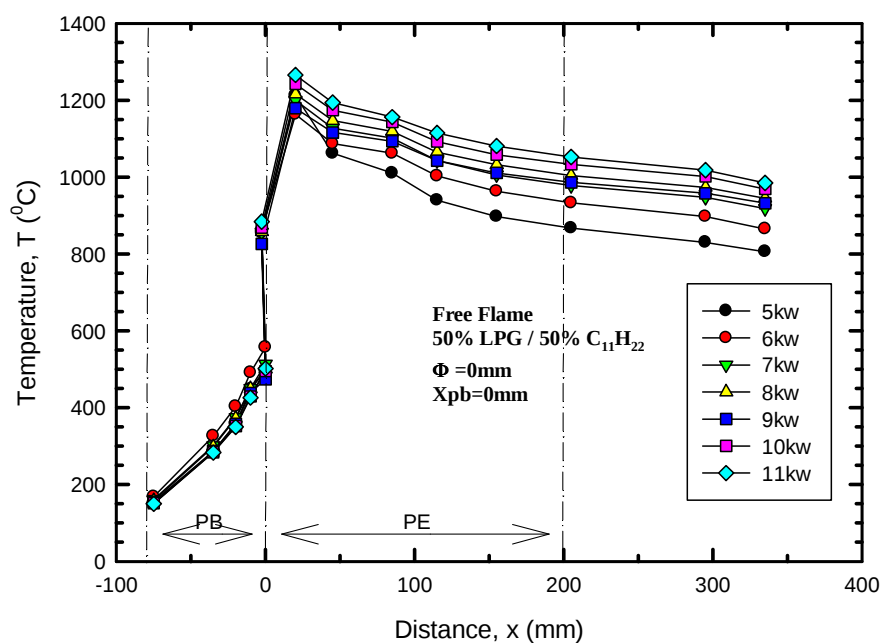
รูป ค.11 แสดงอิทธิพลของระยะ Φ ต่อการปลดปล่อยมลพิษ ที่ CL = 5 kW และ $X_{PB} = 0$ mm



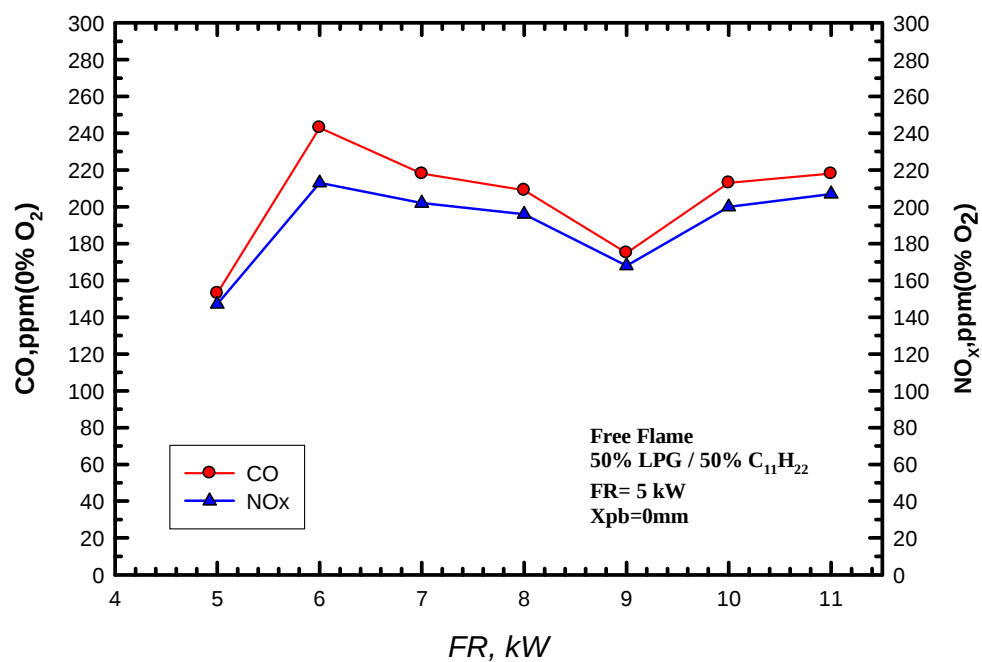
รูป ค.12 แสดงอิทธิพลของระยะ Φ ต่อ อุณหภูมิการอุ่นอากาศ เชื้อเพลิงผสมระหว่าง LPG 50% และ Kerosene 50%



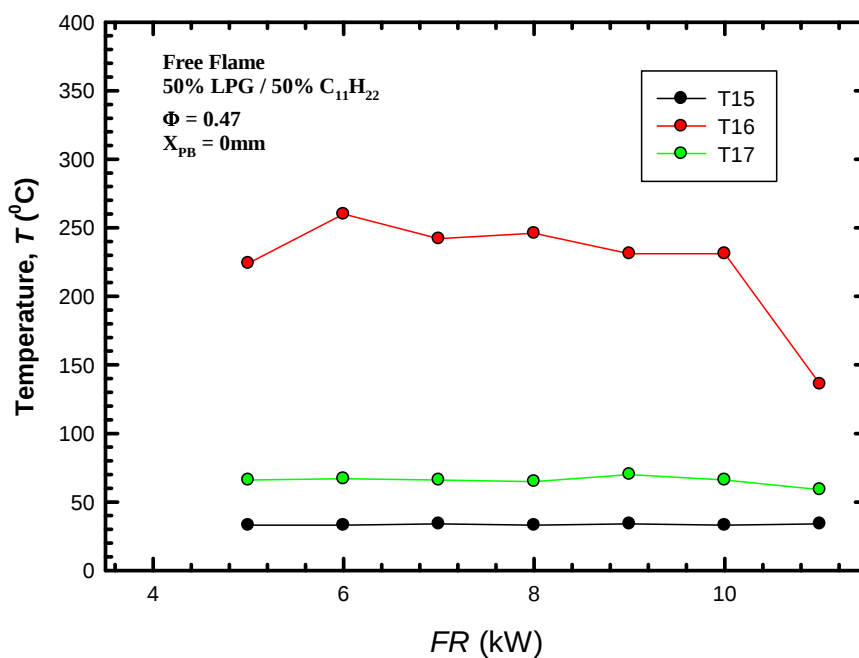
รูปที่ 13 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อความดันในห้องเผาไหม้



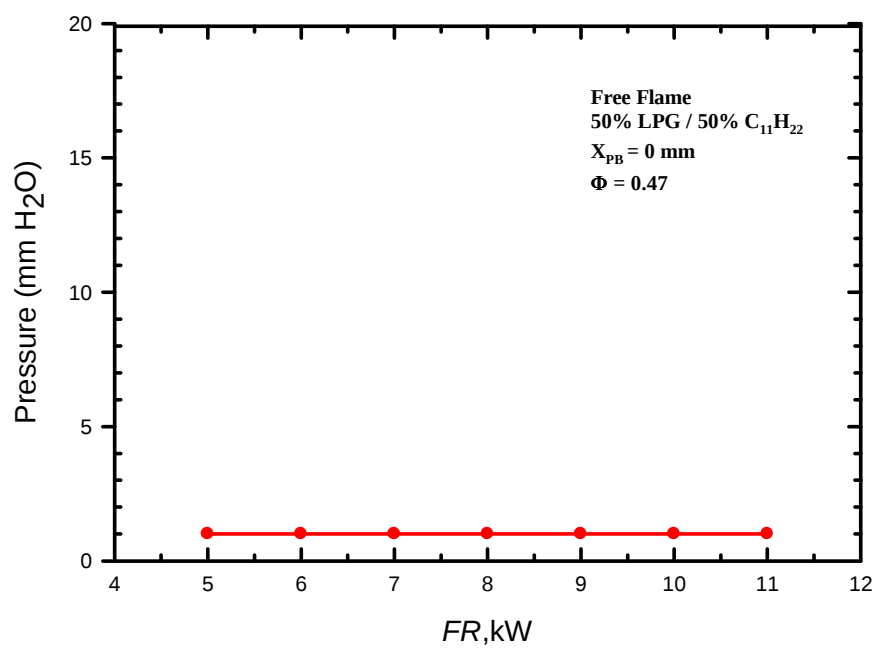
รูป 14 แสดงอิทธิพลของระยะ FR ต่อโครงสร้างอุณหภูมิในห้องเผาไหม้ที่ เชื้อเพลิงผสมระหว่าง LPG 50% และ Kerosene 50%



รูป ค.15 แสดงอิทธิพลของระยะ FR ต่อการปลดปล่อยมลพิษ ที่ $CL = 5$ kW และ $X_{PB} = 0$ mm



รูป ค.16 แสดงอิทธิพลของระยะ Φ ต่อ อุณหภูมิการอุ่นอากาศ เชื้อเพลิงผสมระหว่าง LPG 50% และ Kerosene 50%



รูปที่ ค.17 แสดงอิทธิพลของระยะ X_{PB} ต่อความดันในห้องเผาไหม้เชื้อเพลิงผสมระหว่าง LPG 50% และ Kerosene 50%

ภาคผนวก ง
การคำนวณค่าที่ใช้ในการทดลอง

1. การคำนวณอัตราการป้อนเชื้อเพลิง (CL)

-Kerosene

อัตราการไหลเชื้อเพลิงเชิงปริมาตรวัดได้เท่ากับ 30 cm/30 sec

จากตารางสมบัติของเชื้อเพลิงได้ค่า Low Heating Value และ Density [Kerosene สูตรที่ใช้คือ $C_{11}H_{24}$] มีค่าเท่ากับ 44,532 kJ/kg และ 740 kg/m³ ตามลำดับ

$$\begin{aligned}\dot{m} &= \rho AV \\ &= (740 \frac{kg}{m^3}) \times (\pi \times \frac{(0.003)^2}{4} m^2) \times (\frac{30cm}{30s} \times \frac{1m}{100cm}) \\ &= 5.41 \times 10^{-5} \frac{kg}{s}\end{aligned}\tag{จ.1}$$

$$\begin{aligned}CL &= \dot{m} \cdot LHV \\ &= (5.41 \times 10^{-5} \frac{kg}{s}) \times (44,532 \frac{kJ}{kg}) \\ &= 2.41kW\end{aligned}\tag{จ.2}$$

-LPG

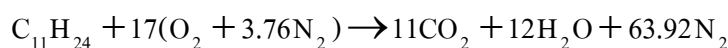
อัตราการไหลเชื้อเพลิงเชิงมวลวัดได้เท่ากับ $6 \times 10^{-5} kg / s$

จากตารางสมบัติของเชื้อเพลิงได้ค่า Low Heating Value (LPG สูตรที่ใช้คือ $[0.6 C_4H_{10} + 0.4 C_3H_8]$) มีค่าเท่ากับ 45,988 kJ/kg

$$\begin{aligned}CL &= (6 \times 10^{-5} \frac{kg}{s}) \times (45,988 \frac{kJ}{kg}) \\ CL &= 2.76kW\end{aligned}$$

2. การคำนวณค่าอัตราส่วนสมมูล (Fuel Equivalence Ratio, Φ)

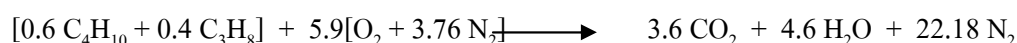
สมการ Stoichiometry ของเชื้อเพลิง Kerosene [$C_{11}H_{24}$]



$$(A/F)_{stoi} = \frac{\dot{m}_{Air used}}{\dot{m}_{Fuel used}} \quad (3.3)$$

$$\begin{aligned} (A/F)_{stoi} &= \frac{(17 \times 4.76 \times 29)}{(11 \times 12) + (24 \times 1)} \\ &= 15.0428 \end{aligned}$$

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



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

การที่จะบอกว่าสภาพการเผาไหม้ใช้อากาศมากน้อยจากทฤษฎีแค่ไหนจะบอกด้วยค่า Fuel

Equivalence Ratio, Φ_{fuel}

$$\Phi_{fuel} = \frac{(A/F)_{stoi}}{(A/F)_{actual}} \quad (3.4)$$

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

ถ้า $\Phi_{fuel} > 1$ แสดงว่าการเผาไหม้มีอากาศในส่วนผสมน้อยกว่าทฤษฎี (Rich-mixture)

ถ้า $\Phi_{fuel} < 1$ แสดงว่ามีอากาศในส่วนผสมมากกว่าทฤษฎี (Lean-mixture)

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

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

โดยที่ % O_2 นั้นได้จากเครื่องวิเคราะห์ไอเสีย

เมื่อ % O_2 ได้จากเครื่องวิเคราะห์ไอเสียวัดได้เท่ากับ 11%

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

$$=0.47$$

3.การคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การดูดกลืนการแผ่รังสี (Absorption Coefficient, K) และ

ค่าความหนาเชิงแสง (Optical Thickness, τ)

กรณีที่กำหนดให้วัสดุพูนมีเนื้อเป็นของแข็งทรงกลมเล็ก ๆ กระจายอยู่ในหนึ่งหน่วยปริมาตรสามารถ

คำนวณหาค่า Absorption coefficient, K จาก

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

เมื่อ	K	คือ Absorption coefficient
	ξ	คือค่า Emissivity ของวัสดุพูน
	n_p	คือ Number density, particles/m ³
	d_p	คือ Diameter of particle sphere, m

ในกรณีที่วัสดุพูนเป็นดาข่ายสแตนเลส สามารถหาค่า Absorption coefficient จาก

$$K = \xi A_{proj.} \quad (ง.6)$$

A_{proj} คือ Projected area per unit volume, m²/m³

และทั้งสองกรณีสามารถหาค่า Optical thickness τ จาก

$$\tau = K x_{PB} \quad (ง.7)$$

โดยที่ x_{PB} คือ ความหนาของวัสดุพูน

วัสดุพูนเม็ดหินมีค่า ξ เท่ากับ 0.75 (ใช้สมบัติของ Brick เป็นตัวแทน)

Absorption coefficient, $K_{PE} = 71 \text{ 1/m}$ [25]

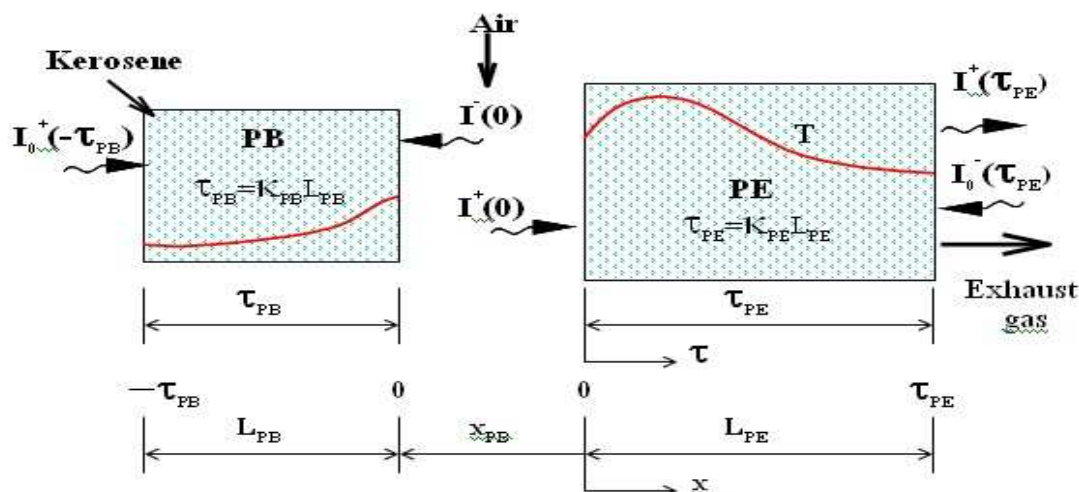
กรณีความหนาของชั้นวัสดุพูน PE เท่ากับ 160 mm

Optical thicknessของวัสดุพูน PE, $\tau_{PE} = K_{PE} x_{PE}$

$$= 13.48 \times 0.160$$

$$= 11.31429$$

4. ตัวอย่างผลการคำนวณฟลักซ์การแผ่รังสีความร้อน



รูปที่ ง.1 แบบจำลองของระบบเพื่อคำนวณฟลักซ์การแผ่รังสีความร้อน

การประเมินค่าฟลักซ์การแผ่รังสีความร้อนเพื่อทราบถึงปริมาณความร้อนจากการแผ่รังสีที่หมุนเวียนช่วยในการระเหยของเชื้อเพลิงเหลวใน PB รูปที่ ง.2 แสดงแบบจำลองของระบบที่พิจารณาประกอบด้วยวัสดุพูน PB และ PE มีการแผ่รังสีระหว่างวัสดุพูนทั้งสอง ภายใน PB และ PE มีโครงสร้างของอุณหภูมิซึ่งได้จากการวัดในการทดลอง โดยมีสมมติฐานในการพิจารณาที่สำคัญดังนี้คือ

1. พิจารณาเฉพาะการแผ่รังสีความร้อนที่เกิดขึ้นระหว่างวัสดุพูนแบบ 1 มิติ
2. ระบบที่พิจารณาในแต่ละจุดให้ถือว่าอยู่ในสภาวะ Local Thermal Equilibrium
3. ไม่คิดการแผ่รังสีความร้อนและการดูดซับความร้อนของแก๊สเนื่องจากมีค่าน้อยมากเมื่อเทียบกับของแข็ง
4. ให้สมบัติเชิงฟิสิกส์ของของแข็งมีค่าคงที่ไม่ขึ้นกับอุณหภูมิโดยใช้ค่าที่อุณหภูมิเฉลี่ย

ที่ $\tau = 0$ ได้

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

หรือ

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

เมื่อ

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

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

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 (5.2) และ (5.3) พบว่าสามารถคำนวณหาค่า $I^+(0)$ และ $I^-(0)$ ได้ทันทีจากอุณหภูมิที่วัดได้จากการทดลองเพราะ $I_b = \frac{\sigma T_\infty^4}{\pi}$ 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 (จ.19) และ (จ.20) จึงเขียนให้อยู่ในเทอมไร้หน่วยได้ดัง (จ.21) และ (จ.22)

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

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

ในทำนองเดียวกัน เมื่อพิจารณาค่าฟลักซ์การแผ่รังสีความร้อนสุทธิ (Net-Radiative Heat Flux) ที่ผิว PE (ณ ตำแหน่ง τ_{PE})

ที่ $\tau = \tau_{PE}$ ได้

$$q_r^n(\tau_{PE}) = q_r^+(\tau_{PE}) - q_r^-(\tau_{PE})$$

$$= 2\pi[I^+(\tau_{PE}) - I^-(\tau_{PE})] \quad (จ.23)$$

สามารถเขียนใหม่ให้อยู่ในรูปความเข้มของการแผ่รังสีได้ดังสมการ

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

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

สามารถจัดสมการ (จ.24) และ (จ.25) ให้อยู่ในเทอมไร้มิติได้ดังสมการ (จ.26) และ (จ.27)

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

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

และจากหลักการแผ่รังสีความร้อนสุทธิสามารถนำไปคำนวณประสิทธิภาพของการแผ่รังสีได้เช่นกัน โดยสมการ (5.11) เป็นการหาประสิทธิภาพของการแผ่รังสีกลับมายังวัสดุพูน PB (η_{pre}) และ สมการ (5.12) เป็นการหาประสิทธิภาพของการแผ่รังสีของวัสดุพูน PE (η_{rad})

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

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

เมื่อ

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

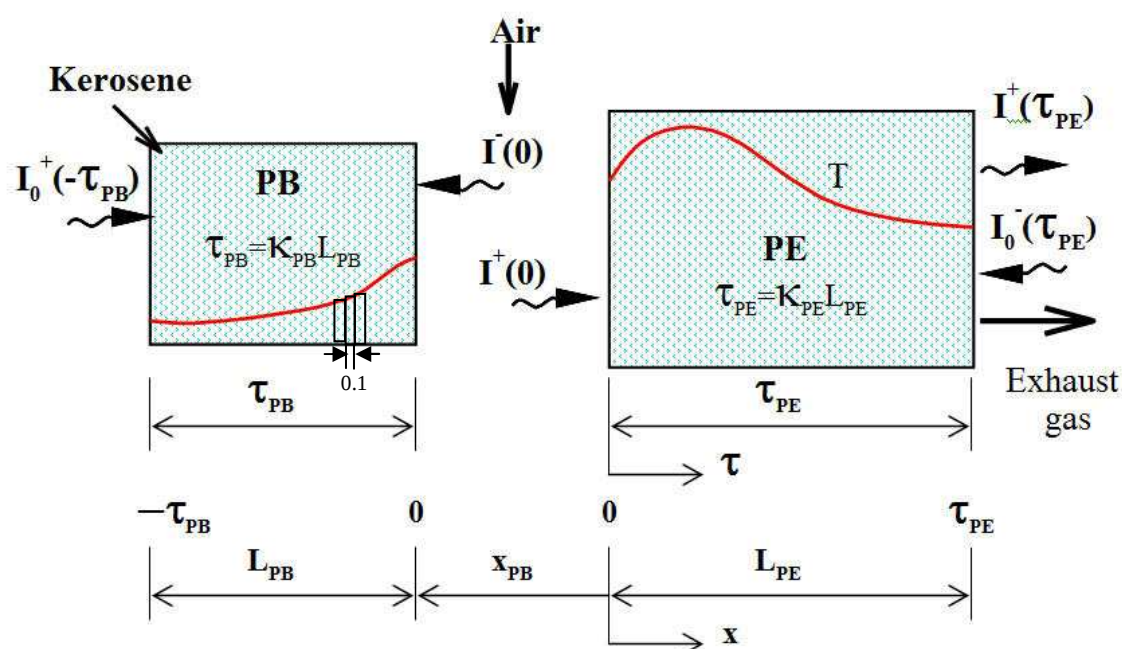
$$Q_r^n(\tau_{PE}) = |q_r^n(\tau_{PE})|A_{PE} \quad (จ.31)$$

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

เมื่อกำหนดให้ $\Delta\tau$ เท่ากับ 0.1

ที่เงื่อนไขการทดลอง $\theta = 0^\circ$, $CL = 5.00 \text{ kW}$, $\Phi = 0.33$, $x_{PB} = x_{PB} = 0 \text{ mm}$ ได้ผลดังนี้

ที่ $\tau = 0$



รูปที่ ๓.๒ แบบจำลองของระบบเพื่อคำนวณฟลักซ์การแผ่รังสีความร้อน

ตารางที่ ๓.๓ ตัวอย่างค่าที่ได้จากการคำนวณ

Quantity	Values
$J^+(-\tau_{PB})$	1.0
$E_3(\tau_{PB})$	4.13×10^{-60}
$\int_{-\tau_{PB}}^0 \theta_s^4(\tau') E_2(\tau') d\tau'$	29.22109092
$J^-(\tau_{PE})$	1.0
$E_3(\tau_{PE})$	0.007297
$\int_{\tau_{PE}}^{\tau_0} \theta_s^4(\tau') E_2(\tau_{PE} - \tau') d\tau'$	205.9253

แทนค่าในสมการที่ (๓.๒๑), (๓.๒๒) และจาก (๓.๑๘) จะได้

$$H^+(0) = \frac{1}{2} [(1.0)(4.13 \times 10^{-60}) + 29.22109092]$$

$$= 14.610557$$

$$H^-(0) = \frac{1}{2} [(1.0)(0.007297) + 205.9253]$$

$$= 102.96631$$

$$H^n(0) = |14.610557 - 102.96631|$$

$$= 88.35576$$

$$q_r^n(0) = 4\sigma T_\infty^4 H^n(0)$$

$$= (4) \times (5.6699 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 \cdot K^4}) (300^4 K^4) (88.35576)$$

$$= 162313.740603$$

$$\frac{W}{m^2}$$

คิดเป็นปริมาณความร้อน $Q_r^n = (162313.740603 \frac{W}{m^2}) \times ((2.37 \times 10^{-3} m^2)) = 384.68 \text{ W}$

$$q_r^+(0) = 4\sigma T_\infty^4 H^+(0)$$

$$= (4) \times (5.6699 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 \cdot K^4}) \times (300^4 K^4) \times (14.61055)$$

$$= 26840.26747$$

$$\frac{W}{m^2}$$

คิดเป็นปริมาณความร้อน $Q_r^+ = (26840.26747 \frac{W}{m^2}) \times (2.37 \times 10^{-3} m^2) = 63.61 \text{ W}$

$$q_r^-(0) = 4\sigma T_\infty^4 H^-(0)$$

$$= (4) \times (5.6699 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 \cdot K^4}) \times (300^4 K^4) \times (102.96631)$$

$$= 189154.00807$$

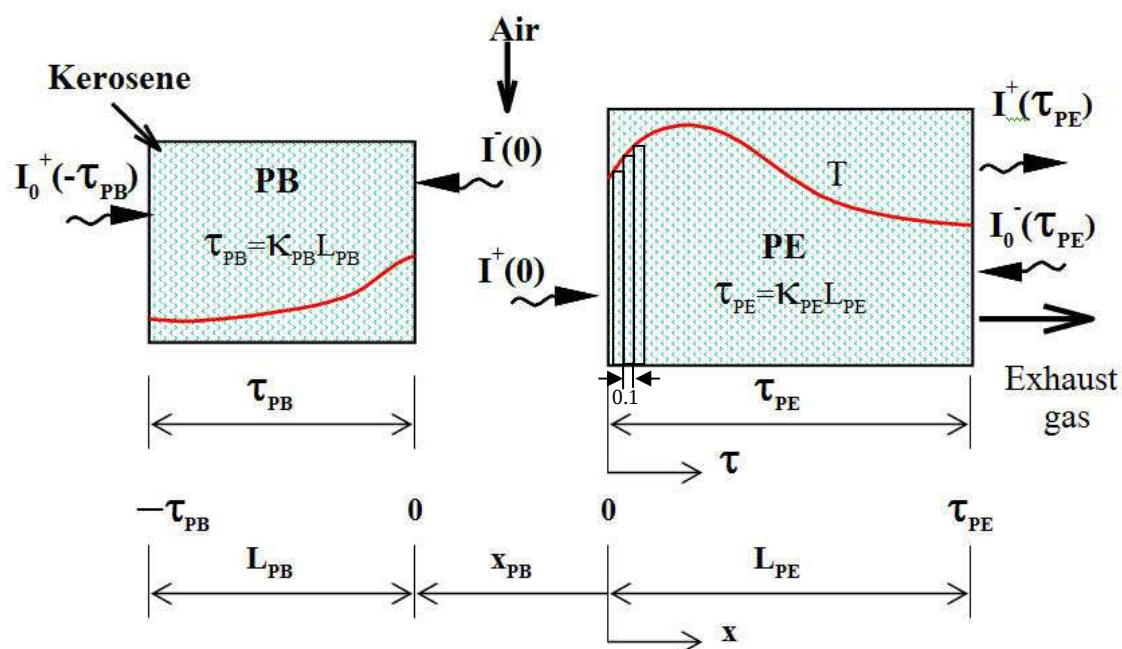
$$\frac{W}{m^2}$$

คิดเป็นปริมาณความร้อน $Q_r^- = (189154.00807 \frac{W}{m^2}) \times (2.37 \times 10^{-3} m^2) = 448.29 \text{ W}$

เมื่อกำหนดให้ $\Delta\tau$ เท่ากับ 0.1

ที่เงื่อนไขการทดลอง $\theta = 0^\circ$, $CL = 5.00 \text{ kW}$, $\Phi = 0.33$, $x_{PB} = x_{PB} = 0 \text{ mm}$ ได้ผลดังนี้

ที่ $\tau = \tau_{PE}$ ได้



รูปที่ ๓.๓แบบจำลองของระบบเพื่อคำนวณฟลักซ์การแผ่รังสีความร้อน

ตารางที่ ๓.๔ ตัวอย่างค่าที่ได้จากการคำนวณ

Quantity	Values
$J^+(-\tau_{PB})$	1.0
$E_3(\tau_{PB})$	4.13×10^{-60}
$\int_{-\tau_{PB}}^0 \theta_s^4(\tau') E_2(\tau') d\tau'$	29.22109092
$J^-(\tau_{PE})$	1.0

$E_3(\tau_{PE})$	0.007297
$\int_{\tau_o}^{\tau_{PE}} \theta_s^4(\tau') E_2(\tau_{PE} - \tau') d\tau'$	190.8398168

แทนค่าในสมการที่ (5.9), (5.10) และจาก (5.1) จะได้ว่า

$$H^+(\tau_{PE}) = \frac{1}{2}[(1.0)(4.13 \times 10^{-60}) + \frac{1}{2}[(4.13 \times 10^{-60}) + 29.22109092] + \frac{1}{2}[(0.007297) + 190.8398168]]$$

$$= 95.5265$$

$$H^-(\tau_{PE}) = 1.0$$

$$H^n(\tau_{PE}) = |75.1473 - 1.0|$$

$$= 94.5265$$

$$q_r^n(\tau_{PE}) = 4\sigma T_\infty^4 H^n(\tau_{PE})$$

$$= (4)(5.6699 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 \cdot K^4})(300^4 K^4)(94.5265)$$

$$= 175486.8$$

$$\frac{W}{m^2}$$

คิดเป็นปริมาณความร้อน $Q_r^n = (175486.8 \frac{W}{m^2})x(4.41 \times 10^{-3} m^2) = 765.7954 \text{ W}$

$$q_r^+(\tau_{PE}) = 4\sigma T_\infty^4 H^+(\tau_{PE})$$

$$= (4)x(5.6699 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 \cdot K^4})x(300^4 K^4)x(95.5265)$$

$$= 175486.8 \frac{W}{m^2}$$

คิดเป็นปริมาณความร้อน $Q_r^+ = (175486.8 \frac{W}{m^2})x(4.41 \times 10^{-3} m^2) = 773.4971 \text{ W}$

$$q_r^-(\tau_{PE}) = 4\sigma T_\infty^4 H^-(\tau_{PE})$$

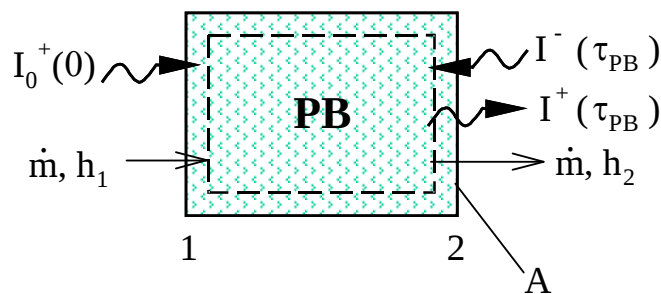
$$= (4)x(5.6699 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 \cdot K^4})x(300^4 K^4)x(1.0)$$

$$= 1837.048 \frac{W}{m^2}$$

คิดเป็นปริมาณความร้อน $Q_r^- = (1837.048 \frac{W}{m^2}) \times (4.41 \times 10^{-3} m^2) = 8.103832 W$

4.1 ตัวอย่างการคำนวณสมดุลพลังงานความร้อนของ PB

ในการสอบความถูกต้องของแบบจำลองที่คำนวณจะพิจารณาสมดุลพลังงานความร้อนของ PB ซึ่งมีความร้อนถ่ายเทเข้าและออกดังรูปที่ ง.5



รูปที่ ง.5 สมดุลพลังงานของ PB

พิจารณา PB ที่สภาวะ Steady State จากกฎข้อที่หนึ่งทางเทอร์โมไดนามิกส์จะได้ว่า

$$Q_{in} = 2\pi I_0^+(0)A + 2\pi I^-(\tau_{PB})A \quad (ง.32)$$

$$Q_{out} = \dot{m}(h_2 - h_1) + 2\pi I^+(\tau_{PB})A \quad (ง.33)$$

สมดุลพลังงานความร้อนที่ถ่ายเทเข้าและที่ออกจากระบบจะได้

$$Q_{in} - Q_{out} = 0 \quad (ง.34)$$

สำหรับความคลาดเคลื่อนจากการคำนวณสามารถหาจาก

$$\%error = \left| \frac{Q_{in} - Q_{out}}{Q_{in}} \right| \times 100 \quad (ง.35)$$

จากสมการ (ง.32) และ (ง.33) สามารถหาค่าแต่ละเทอมได้ดังนี้

พลັกซ์การแผ่รังสีความร้อนจากสิ่งแวดล้อม

$$\begin{aligned}
 2\pi I_0^+ (\tau_{PB}) A_{PB} &= \frac{2\pi \sigma T_\infty^4}{\pi} A_{PB} \\
 &= (2) \times (5.6699 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 \cdot K^4}) \times (300^4 K^4) \times (2.37 \times 10^{-3} m^2) \\
 &= 2.176
 \end{aligned}$$

W

พลັกซ์การแผ่รังสีความร้อนจาก PE

$$\begin{aligned}
 2\pi I^- (\tau_{PB}) A_{PB} &= q_r^- (\tau_{PB}) A_{PB} \\
 &= 448.29
 \end{aligned}$$

W

ปริมาณความร้อนที่ PB ได้รับหาจากการแทนค่าในสมการ (ง.34)

$$Q_{in} = 2.176 + 448.29 = 450.446$$

W

พิจารณาเอนทาลปีที่ตั้งตำแหน่ง 2 จากรูปที่ ง.3

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_{fuel} h_2 &= \dot{m}_{fuel} c_{pg} (T_5 - T_\infty) \\
 &= (4.234 \times 10^{-4} \frac{kg}{s}) (1674.4 \frac{J}{kg \cdot K}) (839.00 - 300) K \\
 &= 382.0507
 \end{aligned}$$

W

พิจารณาเอนทาลปีที่ตั้งตำแหน่ง 1 จากรูปที่ ง.3

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_{fuel} h_1 &= \dot{m}_{fuel} c_{pl} (T_1 - T_\infty) \\
 &= (4.234 \times 10^{-4} \frac{kg}{s}) (1925.56 \frac{J}{kg \cdot K}) (383.00 - 300) K \\
 &= 67.66841
 \end{aligned}$$

W

การเปลี่ยนแปลงเอนทาลปี (2-1)

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_{fuel} (h_2 - h_1) &= 382.0507 - 67.66841 \\
 &= 314.3823
 \end{aligned}$$

W

พลັกซ์การแผ่รังสีความร้อนที่ออกจาก PB ที่ตำแหน่ง 2

$$2\pi I^+(\tau_{PB})A = q_r^+(\tau_{PB})A$$

$$= 63.61$$

W

ปริมาณความร้อนที่ออกจาก PE หาจากการแทนค่าในสมการ (ง.34)

$$Q_{out} = 314.3823 + 63.61$$

$$= 377.9923$$

W

ความคลาดเคลื่อนจากการคำนวณหาจากการแทนค่าในสมการ (ง.35)

$$\%error = \left| \frac{450.446 - 377.9923}{450.446} \right| \times 100$$

$$= 16.0886\%$$

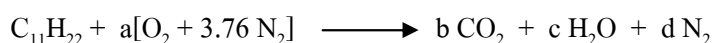
จากการคำนวณพบว่าความคลาดเคลื่อนจากการพิจารณาสมดุลพลังงานความร้อนของ PB มีค่าเท่ากับ 16.0886 % ทั้งนี้สาเหตุส่วนหนึ่งมาจาก

1. อุณหภูมิ T_5 ที่ใช้ในการคำนวณเป็นอุณหภูมิของแข็งยังไม่ได้มีการแก้ค่าเนื่องจากการแผ่รังสีและการนำความร้อนของเทอร์โมคัปเปิ้ลให้เป็นอุณหภูมิที่แท้จริงของไอ ซึ่งมีค่าสูงกว่าอุณหภูมิที่วัด (T_5) ในการคำนวณพลักซ์การแผ่รังสีความร้อน
2. ในการพิจารณาสมดุลพลังงานความร้อนของ PB ยังไม่ได้การคิดถึงความร้อนที่สูญเสียออกจาก PB (Heat loss) ดังนั้นจึงส่งผลต่อปริมาณ Q_{out} ที่ประเมินมีค่าต่ำกว่าความเป็นจริง

4. การคำนวณอัตราการไหลของไอเสีย

เมื่อใช้ Kerosene เป็นเชื้อเพลิง ; $C_{11}H_{22}$

สมการการเผาไหม้



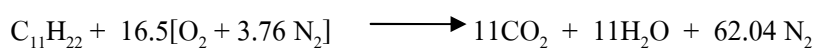
$$\text{ดุลสมการ; } C : 11 \times 1 = b \qquad \therefore b = 11$$

$$H : 22 = 2c \qquad \therefore c = 11$$

$$O_2 : (b \times 2) + c = 2a \qquad \therefore a = 16.5$$

$$N_2 : 3.76a = d \quad \therefore d = 62.04$$

สมการการเผาไหม้ที่ Stoichiometry



- หาอัตราการไหลของ Fuel ($\dot{m}_f$)

จากสูตร
$$\dot{Q}_f = \dot{m}_f (LHV_{Kerosene})$$

$$LHV_{Kerosene} = 44,532 \text{ kJ / kg} \quad [10]$$

เมื่อในการทดลอง ค่า Combustion Load (CL) สูงสุดของการทดลองด้วยเชื้อเพลิงเหลว เป็น 11

kW

$$11 \text{ kW} = \dot{m}_f (44,532 \text{ kJ / kg})$$

$$\dot{m}_f = 0.000247 \text{ kg / s}$$

- หา AF_{stoi} ของ Kerosene

$$AF_{stoi} = \frac{A_{stoi}}{F_{stoi}}$$

เมื่อ

$$A_{stoi} = (16.5 \times 16 \times 2) + (62.04 \times 14 \times 2)$$

$$A_{stoi} = 2265.12 \text{ g}$$

และ

$$F_{stoi} = (12 \times 11) + (1 \times 22)$$

$$F_{stoi} = 154 \text{ g}$$

แทนค่า

$$AF_{stoi} = \frac{A_{stoi}}{F_{stoi}} = \frac{2265.12 \text{ g}}{154 \text{ g}}$$

$$AF_{stoi} = 14.708$$

จากสูตร

$$\phi = \frac{AF_{stoi}}{AF_{act}} = \frac{AF_{stoi}}{\frac{(\dot{m}_{air})_{act}}{(\dot{m}_{fuel})_{act}}}$$

เมื่อในการทดลอง ค่าอัตราส่วนสมมูล (φ) ที่มีค่าน้อยที่สุดเมื่อให้อัตราการป้อนเชื้อเพลิงคงที่ และปรับค่าอัตราการใช้ของอากาศ เป็น 0.24

$$\text{แทนค่า} \quad 0.24 = \frac{14.708}{\frac{(\dot{m}_{air})_{act}}{0.000247 \text{ kg/s}}}$$

$$\text{ได้ว่า} \quad (\dot{m}_{air})_{act} = \frac{14.708 \times 0.000247 \text{ kg/s}}{0.24} = 0.0151$$

$$\dot{m}_{total} = (\dot{m}_{air})_{act} + (\dot{m}_{fuel})_{act}$$

$$\dot{m}_{total} = (0.0151 + 0.000247) = 0.015347 \text{ kg/s}$$

$$\text{จากสูตร} \quad Q = \frac{\dot{m}}{\rho}$$

$$\text{เมื่อ } \rho_{air@25^\circ C} \text{ มีค่าเป็น } 1.184 \text{ kg/m}^3$$

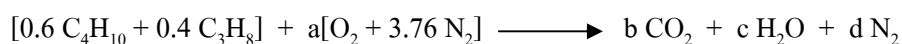
$$\text{แทนค่า} \quad Q = \frac{0.015347 \text{ kg/s}}{1.184 \text{ kg/m}^3} = 0.01296 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\text{ได้ว่า} \quad 0.01296 \text{ m}^3/\text{s} \times 3600 \text{ s/hr} = 46.656 \text{ m}^3/\text{hr}$$

Ans

เมื่อใช้ LPG เป็นเชื้อเพลิง ; โดยมีส่วนผสม [60% C₄H₁₀ , 40% C₃H₈]

สมการการเผาไหม้



$$\text{ดุลสมการ; } \quad \text{C : } (4 \times 0.6) + (0.4 \times 3) = b \quad \therefore b = 3.6$$

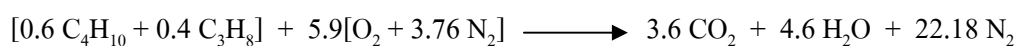
$$\text{H : } (0.6 \times 10) + (0.4 \times 8) = 2c \quad \therefore c = 4.6$$

$$\text{O}_2 : a = b + c/2 \quad \therefore a = 5.9$$

$$N_2 : 3.76a = d$$

$$\therefore d = 22.18$$

สมการการเผาไหม้ที่ Stoichiometry



- หาอัตราการไหลของ Fuel (m_f)

จากสูตร $Q_f = m_f (LHV_{LPG})$

$$C_4H_{10} = 45,742 \text{ kJ/kg [10] และ } C_3H_8 = 46,357 \text{ kJ/kg [10]}$$

$$LHV_{LPG} = (45,742 \times 0.6) + (46,357 \times 0.4)$$

$$LHV_{LPG} = 45,988$$

$$LHV_{LPG} \text{ มีค่าเท่ากับ } 45,988 \text{ kJ/kg}$$

เมื่อในการทดลอง ค่า Combustion Load (CL) สูงสุดของการทดลองด้วยแก๊ส LPG เป็น 11 kW

$$11kW = m_f (45,988kJ / kg)$$

$$m_f = 0.00024kg / s$$

- หา AF_{stoi} ของ LPG

$$AF_{stoi} = \frac{A_{stoi}}{F_{stoi}}$$

เมื่อ

$$A_{stoi} = (5.9 \times 16 \times 2) + (22.18 \times 14 \times 2)$$

$$A_{stoi} = 809.84g$$

และ

$$F_{stoi} = (0.6 \times [(12 \times 4) + 10]) + (0.4 \times [(12 \times 3) + 8])$$

$$F_{stoi} = 52.4g$$

แทนค่า

$$AF_{stoi} = \frac{A_{stoi}}{F_{stoi}} = \frac{809.84g}{52.4g}$$

$$AF_{stoi} = 15.46$$

จากสูตร

$$\phi = \frac{AF_{stoi}}{AF_{act}} = \frac{AF_{stoi}}{\frac{(\dot{m}_{air})_{act}}{(\dot{m}_{fuel})_{act}}}$$

เมื่อในการทดลอง ค่าอัตราส่วนสมมูล (φ) ที่มีค่าน้อยที่สุดเมื่อให้อัตราการป้อนเชื้อเพลิงคงที่ และปรับค่าอัตราการไหลของอากาศ เป็น 0.4

แทนค่า

$$0.4 = \frac{15.46}{\frac{(\dot{m}_{air})_{act}}{0.00024 \text{ kg/s}}}$$

ได้ว่า

$$(\dot{m}_{air})_{act} = \frac{15.46 \times 0.00024 \text{ kg/s}}{0.4} = 0.009276$$

$$\dot{m}_{total} = (\dot{m}_{air})_{act} + (\dot{m}_{fuel})_{act}$$

$$\dot{m}_{total} = (0.009276 + 0.00024) = 0.009516 \text{ kg/s}$$

จากสูตร

$$Q = \frac{\dot{m}}{\rho}$$

เมื่อ $\rho_{air@25^\circ\text{C}}$ มีค่าเป็น 1.184 kg/m^3

แทนค่า

$$Q = \frac{0.009516 \text{ kg/s}}{1.184 \text{ kg/m}^3} = 0.00804 \text{ m}^3/\text{s}$$

ได้ว่า

$$0.00804 \text{ m}^3/\text{s} \times 3600 \text{ s/hr} = 28.944 \text{ m}^3/\text{hr}$$

Ans

ในการทดลองงานวิจัยนี้ จำเป็นจะต้องติดตั้งระบบกำจัดไอเสียและความร้อนจากการเผาไหม้ ซึ่งจะใช้อัตราการไหลของไอเสียที่ได้จากการคำนวณไปเลือกพัดลมอุตสาหกรรมที่ใช้ในระบบกำจัดไอเสีย แต่จะต้องเลือกขนาดของพัดลมที่ทำอัตราการใช้ได้สูงกว่ามาก เพื่อดูดอากาศภายนอกป้อนระบายไอเสียเข้าไปผสมกับไอเสียภายในได้ มาก จะทำให้อุณหภูมิของไอเสียลดลงก่อนที่จะผ่าน ใบพัดลม เพื่อไม่ให้เกิดความเสียหายแก่อุปกรณ์ระบบกำจัดไอเสีย โดยเลือกพัดลมอุตสาหกรรมที่มีอัตราการไหล $60 \text{ m}^3/\text{min}$

ประวัติผู้วิจัย

ชื่อ-สกุล	นายพีระพงษ์ โตขลิบ
วัน เดือน ปีเกิด	10 ตุลาคม 2528
ประวัติการศึกษา	
ระดับมัธยมศึกษา	มัธยมศึกษาตอนปลาย โรงเรียน ภปร.ราชวิทยาลัย
ระดับปริญญาตรี	วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานคร พ.ศ. 2550
ระดับปริญญาโท	วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี พ.ศ. 2554
ทุนการศึกษา หรือทุนวิจัย	ทุนอุดหนุนสนับสนุนการวิจัยระดับบัณฑิตศึกษา ทบวงมหาวิทยาลัย พ.ศ. 2551
ผลงานการเผยแพร่วิทยานิพนธ์	พีระพงษ์ โตขลิบ, สำเร็จ จักรใจ, 2554, หัวเผ้าวัดสุพรรณชนิดเผาไหม้เชื้อเพลิงได้ทั้งแบบ non-premixed และ premixed การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 24, อุบลราชธานี