

สำนักหอสมุดกลาง พระจอมเกล้าลาดกระบัง

การปรับปรุงการผสมและการเผาไหม้จากหัวฉีดดัดแปลงในหัวเผาแอลพีจีแบบ  
ผสมล่วงหน้า

MIXING AND COMBUSTION IMPROVEMENT BY MODIFIED NOZZLE  
IN A PREMIXED LPG BURNER



T132106

ภรณ์เพ็ญ ลภีรัตนากุล  
PONEPEN LAPHIRATTANAKUL

สง.  
ภาว.ก  
๒๕๕๖

เลขหมู่.....  
เลขทะเบียน **132106**  
วัน,เดือน,ปี..3.0..จ.๓..2557

b. 18584800  
i.....

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต  
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล  
คณะวิศวกรรมศาสตร์  
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง  
พ.ศ.2555  
KMITL-2012-EN-M-030-160

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

MIXING AND COMBUSTION IMPROVEMENT BY MODIFIED NOZZLE  
IN A PREMIXED LPG BURNER

PONEPEN LAPHIRATTANAKUL



A THESIS SUBMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT  
OF THE REQUIREMENT FOR THE DEGREE OF  
MASTER OF ENGINEERING IN MECHANICAL ENGINEERING  
FACULTY OF ENGINEERING  
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG  
2012  
KMITL-2012-EN-M-030-160

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



COPYRIGHT 2012

FACULTY OF ENGINEERING

KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หัวข้อวิทยานิพนธ์	การปรับปรุงการผสมและการเผาไหม้จากใช้หัวฉีดดัดแปลงของหัวเผาแอลพีจีแบบผสมล่วงหน้า
นักศึกษา	นางสาวภรณ์เพ็ญ ลภีรัตนากุล
รหัสประจำตัว	53610615
ปริญญา	วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
พ.ศ.	2555
อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์	รศ.ดร.จารุวัตร เจริญสุข

### บทคัดย่อ

วิทยานิพนธ์เล่มนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อพัฒนาหัวฉีดแอลพีจีที่ใช้ในอุตสาหกรรมเซรามิกส์ และศึกษาเปรียบเทียบคุณลักษณะของหัวฉีดและสมรรถนะการเผาไหม้ทั้งก่อนและหลังการปรับปรุง เนื่องจากหัวเผาแอลพีจีที่ใช้ในอุตสาหกรรมเซรามิกส์ทั่วไปเป็นแบบเปลวไฟผสมกันมาก่อน ที่ใช้หลักการฉีดเชื้อเพลิงเพื่อเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่หนึ่งเข้าสู่ห้องผสม ซึ่งสามารถเหนี่ยวนำอากาศก่อนการเผาไหม้ได้ดีในย่านอัตราการไหลเชื้อเพลิงสูง แต่หากใช้ในย่านอัตราการไหลเชื้อเพลิงต่ำ ส่วนผสมระหว่างเชื้อเพลิงและอากาศก่อนการเผาไหม้จะมีลักษณะเป็นแบบส่วนผสมหนา ส่งผลให้เปลวไฟเป็นสีส้ม ไม่มีเสถียรภาพและเกิดการสูญเสียความร้อนบริเวณที่เกิดการเผาไหม้ ดังนั้นในวิทยานิพนธ์นี้จึงได้ออกแบบหัวฉีดแอลพีจีภายใต้วัตถุประสงค์เพื่อเพิ่มอัตราการเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่หนึ่ง โดยอาศัยหลักการสมดุลสปริงกับความดันของก๊าซที่สัมพันธ์กับตำแหน่งของวาล์วรูเข็มมาประยุกต์ใช้ ซึ่งสันนิษฐานว่าการเปลี่ยนแปลงลักษณะทางกายภาพและการจำกัดพื้นที่ทางออกจะส่งผลให้สามารถเหนี่ยวนำอากาศได้ดีขึ้น ในการทดลองจะแบ่งออกเป็น 2 ส่วนคือ การศึกษาการเหนี่ยวนำอากาศของหัวฉีดทั้ง 3 กรณี ได้แก่หัวฉีดก่อนและหลังการปรับปรุง (ค่าคงที่สปริง 0.57 และ 0.65 N/mm) โดยสังเกต ลักษณะของลำเจ็ทเชื้อเพลิง ความดันในท่อเมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชื้อเพลิง ปริมาณอากาศส่วนที่หนึ่งที่ถูกเหนี่ยวนำ ภายใต้ย่านการทำงานเดียวกัน คือปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชื้อเพลิงตั้งแต่ 1.5 – 4.5 L/min สำหรับการทดลองส่วนที่สองคือ การศึกษาเปรียบเทียบสมรรถนะการเผาไหม้ ซึ่งสังเกตจากลักษณะเปลวไฟที่สามารถมองเห็นด้วยตาเปล่า การกระจายตัวของอุณหภูมิก๊าซไอเสียตามระดับความสูง และปริมาณก๊าซไอเสียหลังการเผาไหม้ ภายใต้เงื่อนไขการปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชื้อเพลิงตั้งแต่ 1.5 – 4.5 L/min และยังมีปรับเปลี่ยนอากาศส่วนที่สองตั้งแต่ 50 -200 SCFH ซึ่งมีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาอิทธิพลของอากาศส่วนเกินอีกด้วย จากการทดลองส่วนที่หนึ่งพบว่า ลักษณะลำเจ็ทของหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนามีมุมการฉีดที่กว้างและเงาของเชื้อเพลิงที่จางกว่า ส่งผลให้มีการเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่หนึ่งที่ดีกว่าหัวฉีดก่อนการปรับปรุงในทุกย่านอัตราการไหลเชื้อเพลิง นอกจากนี้เมื่อเปรียบเทียบกรณีค่าความแข็งสปริง 0.57 และ 0.65 N/mm พบว่าหัวฉีดที่มีค่าความแข็งสปริงน้อยเหนี่ยวนำอากาศได้ดีกว่าในช่วงอัตราการไหลเชื้อเพลิง 1.5 – 3 L/min แต่ที่ค่าความแข็งสปริงมากจะเหนี่ยวนำอากาศได้ดีกว่าในช่วงอัตราการไหลเชื้อเพลิง 3.5 – 4.5 L/min และจากการทดลองสมรรถนะการเผาไหม้พบว่าหัวฉีดที่ปรับปรุงแล้วมีเปลวไฟเป็นสีฟ้าอมส้ม สั่นและมีเสถียรภาพมากกว่า รวมถึงให้อุณหภูมิเปลวไฟที่สูงและปริมาณมลพิษที่น้อยกว่าเมื่อเปรียบเทียบกับก่อน

การปรับปรุงในทุกอัตราการไหลเชื้อเพลิง และยังพบอีกว่าค่าความแข็งของสปริงส่งผลกระทบต่อการกระจายอุณหภูมิเมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชื้อเพลิงในระดับที่แตกต่างกัน ส่วนการทดลองเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลอากาศส่วนที่สอง นอกจากจะทำให้อัตราส่วนผสมระหว่างอากาศกับเชื้อเพลิงห่างจากอัตราส่วนผสมพอดีแล้ว ยังทำให้เกิดการพัดพา(Convection) มากขึ้นอีกด้วย และหากเพิ่มอากาศส่วนที่สองในปริมาณมากเกินไปจะส่งผลให้อุณหภูมิไอเสียลดลง กล่าวคือส่งผลในแง่ของภาระการทำความร้อนมากขึ้น นอกจากนี้เมื่อศึกษาประสิทธิภาพการเผาไหม้ พบว่าหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วมีประสิทธิภาพในย่านอัตราการไหลเชื้อเพลิง 1.5 – 4.5 L/min ค่อนข้างดี โดยเฉพาะหัวฉีดกรณีค่าคงที่สปริง 0.57 N/mm



Thesis	Mixing and Combustion Improvement by Modified Nozzle In a Premixed LPG Burner
Student	Miss.Ponepen Laphirattanakul
Student ID.	53610615
Degree	Master of Engineering
Program	Mechanical Engineering
Year	2012
Thesis Advisor	Assoc.Prof.Dr.Jarawat Charoensuk

## ABSTRACT

LPG burner for ceramics industry development with comparison of characteristic and performance of burners are purposed in this thesis. Present conventional burners are premixed flame by using velocity from high fuel flow rate to entrain primary air into premixed room. However, in low fuel flow rate, fuel rich mixing is found and that cause of orange, instability flame and heat loss. Therefore, new burner designed in order to increases primary air entrainment by utilizes relationship between spring balance with fuel pressure on flat and needle valve position is applied, in result to variable nozzle area with fuel flow rate. There are two experimental parts; the first is to study of primary air entrainment of burners i.e. conventional and developed burners (spring constant 0.57 and 0.65 N/mm) by investigate fuel jet shape, line pressure and primary air entrainment while adjusting fuel flow rate from 1.5 – 4.5 L/min. And the second, to compare combustion performance such as visible flame feature, temperature distribution and exhaust gas under regulate fuel flow rate, similarly to the first, and secondary air flow rate from 50 – 200 SCFH in order to study the effect of excess air. From the first experiment, it is found that the developed burner has an expand jet and dilute fuel shadow, cause of higher momentum rate and primary air entrainment from entire fuel operated range compared to the conventional burner. While, the developed burner with 0.57 and 0.65 N/mm spring constant have greater level of air entrainment than another in operated range 1.5 – 3 L/min and 3.5 – 4.5 L/min, respectively. In performance test, it is found that the new burner has shorter and more stable blue flame length and produce higher flame temperature distribution including lower emission than the old one. In addition, the level of temperature distribution when adjusting fuel flow rate is depend on the spring constant. And when the secondary air increasing, it is not only air - fuel mixing increase but also causes of convection. Besides, the secondary air flow rate

will act like heat load, if it has too much. For combustion efficiency, it is found that the newly design have greater than the old one, especially in 0.57 N/mm spring constant.



# สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย.....	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	III
กิตติกรรมประกาศ.....	IV
สารบัญ.....	V
สารบัญตาราง.....	VIII
สารบัญรูป.....	IX
บทที่ 1 บทนำ.....	1
1.1 ความเป็นมา.....	1
1.2 ความมุ่งหมายและจุดประสงค์.....	3
1.3 สมมติฐานของการศึกษา.....	3
1.4 ขอบเขตของงานวิจัย.....	3
1.4.1 ขอบเขตของแบบอุปกรณ์.....	3
1.4.2 ขอบเขตด้านการทดลอง.....	4
1.4.3 ขอบเขตด้านการวิเคราะห์.....	4
1.5 ขั้นตอนการศึกษา.....	4
1.6 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	4
บทที่ 2 วรรณกรรมปริทรรศน์.....	5
บทที่ 3 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง.....	8
3.1 ก๊าซเชื้อเพลิง.....	8
3.1.1 ชนิดของก๊าซเชื้อเพลิง.....	8
3.1.2 คุณสมบัติของก๊าซแอลพีจี.....	8
3.1.2.1 คุณสมบัติทางกายภาพ.....	9
3.1.3 อุณหภูมิของการจุดติดไฟ.....	9
3.1.4 อุณหภูมิของเปลวไฟ.....	9
3.1.5 อัตราส่วนปริมาตรของเหลวต่อก๊าซ.....	10
3.1.6 ค่าความร้อนของการเผาไหม้.....	10
3.1.7 ปริมาณอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้.....	10
3.1.8 สี กลิ่น ความเป็นพิษและการละลาย.....	11
3.2 การเผาไหม้.....	11
3.2.1 สตอยซิโอเมตรีขอวการเผาไหม้.....	11
3.2.2 ปัจจัยที่ส่งผลต่อการเผาไหม้.....	13
3.2.2.1 ปริมาณอากาศที่เพียงพอต่อการเผาไหม้.....	13

## สารบัญ(ต่อ)

	หน้า
3.2.2.2 ระยะเวลาในการเผาไหม้.....	13
3.2.2.3 อุณหภูมิของการเผาไหม้.....	13
3.2.2.4 ความปั่นป่วนระหว่างการเผาไหม้.....	13
3.2.3 เปลวไฟผสมก่อนแบบลาร์มินาร์.....	13
3.2.3.1 กรณีเปลวไฟนิ่งอยู่กับที่.....	14
3.2.3.2 กรณีเปลวไฟลามเคลื่อนที่เข้าหาส่วนผสม.....	14
3.2.3.3 กรณีเปลวไฟลามเคลื่อนที่เข้าหาสารผลิตภัณฑ์.....	14
3.2.4 เสถียรภาพเปลวไฟ.....	14
3.2.5 เชม่า.....	16
3.3 หัวฉีด.....	18
3.3.1 นอซเชิลและดีฟิวเซอร์.....	18
3.3.2 เจ็ท.....	19
3.4 การถ่ายเทความร้อน.....	20
3.4.1 การถ่ายเทความร้อนโดยการนำ.....	21
3.4.1.1 การนำความร้อนในผนังราบ.....	22
3.4.1.2 การนำความร้อนในผนังราบที่เรียงซ้อนกันแบบอนุกรม.....	24
3.4.2 การถ่ายเทความร้อนโดยการพาความร้อน.....	25
3.4.3 การถ่ายเทความร้อนโดยการแผ่รังสีความร้อน.....	28
บทที่ 4 การคำนวณ.....	31
4.1 เงื่อนไขการทดสอบคุณลักษณะหัวฉีดแอลพีจี.....	31
4.2 เงื่อนไขการทดสอบสมรรถนะการเผาไหม้.....	34
4.3 อุณหภูมิอะเดียแบติก.....	38
4.4 การออกแบบค่าคงที่สปริง.....	41
บทที่ 5 อุปกรณ์และวิธีการทดลอง.....	45
5.1 หัวฉีดแอลพีจี.....	45
5.2 การทดสอบเพื่อศึกษาคุณลักษณะของหัวฉีดแอลพีจี.....	47
5.2.1 อุปกรณ์การทดสอบคุณลักษณะของหัวฉีดแอลพีจี.....	48
5.2.2 พารามิเตอร์.....	49
5.2.3 เงื่อนไขการทดลอง.....	49
5.2.4 ขั้นตอนการทดลอง.....	50
5.3 การทดสอบเพื่อศึกษาสมรรถนะการเผาไหม้.....	50
5.3.1 อุปกรณ์การทดสอบสมรรถนะการเผาไหม้.....	50

## สารบัญ(ต่อ)

	หน้า
5.3.1.1 ชุดทดสอบการวัดสมรรถนะ.....	50
5.3.1.2 ระบบการวัดอัตราการไหล.....	52
5.3.1.3 ระบบการวัดอุณหภูมิ.....	52
5.3.1.4 ระบบการวัดก๊าซ.....	53
5.3.1.5 ระบบการวัดความดัน.....	54
5.3.2 พารามิเตอร์.....	54
5.3.3 เงื่อนไขการทดลอง.....	55
5.3.3.1 การศึกษาอิทธิพลของการปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชื้อเพลิง.....	55
5.3.3.2 การศึกษาอิทธิพลของการปรับเปลี่ยนอากาศส่วนที่สอง.....	55
5.3.4 วิธีการทดลอง.....	56
บทที่ 6 ผลการทดลองและวิจารณ์ผลการทดลอง.....	57
6.1 การศึกษาการเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่หนึ่งของหัวฉีด.....	57
6.1.1 การศึกษาอิทธิพลจากลักษณะของหัวฉีด.....	57
6.1.1.1 ความดันในท่อเชื้อเพลิงก่อนออกจากนอซเชิล.....	57
6.1.1.2 อัตราการเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่หนึ่ง.....	59
6.1.1.3 เปอร์เซนต์การผสมก่อนการเผาไหม้.....	59
6.1.1.4 ลักษณะลำเจ็ท.....	60
6.2 การศึกษาสมรรถนะการเผาไหม้.....	63
6.2.1 การศึกษาอิทธิพลจากอัตราการไหลเชื้อเพลิง.....	64
6.2.1.1 ลักษณะเปลวไฟ.....	64
6.2.1.2 การกระจายตัวของอุณหภูมิ.....	66
6.2.1.3 ปริมาณก๊าซไอเสีย.....	70
6.2.2 การศึกษาอิทธิพลจากอากาศส่วนที่สอง.....	72
6.2.2.1 ลักษณะเปลวไฟ.....	72
6.2.2.2 การกระจายตัวของอุณหภูมิ.....	77
6.2.2.3 ปริมาณก๊าซไอเสีย.....	81
6.2.2.4 ปริมาณอากาศส่วนเกิน.....	87
6.3 ความร้อนและประสิทธิภาพการเผาไหม้.....	89
บทที่ 7 สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ.....	92
7.1 สรุปผลการทดลอง.....	92
7.1.1 การศึกษาการเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่หนึ่งของหัวฉีด.....	92
7.1.2 การศึกษาสมรรถนะการเผาไหม้.....	93

## สารบัญ(ต่อ)

	หน้า
7.1.2.1 การศึกษาอิทธิพลจากการปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชื้อเพลิง.....	93
7.1.2.2 การศึกษาอิทธิพลจากการปรับเปลี่ยนอัตราการไหลอากาศส่วนที่สอง	94
7.1.3 ประสิทธิภาพการเผาไหม้และย่านการใช้งาน.....	94
7.2 ข้อเสนอแนะ.....	95
บรรณานุกรม.....	96
ภาคผนวก ก อุปกรณ์การทดลอง.....	98
ภาคผนวก ข แบบชิ้นส่วนต่างๆ .....	104
ภาคผนวก ค ผลงานที่ได้รับการตีพิมพ์.....	117



## สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
3.1 คุณสมบัติของแอลพีจีสถานะของเหลว.....	9
3.2 ค่าความร้อนของการเผาไหม้ก๊าซแอลพีจี.....	10
4.1 แสดงการคำนวณหาองค์ประกอบก๊าซไอเสีย.....	37
4.2 แสดงค่าเอลทัสปีของการก่อตัวของสารที่สภาวะอ้างอิงมาตรฐานและอุณหภูมิต่างๆ.....	38
4.3 แสดงย่านค่าความแข็งสปริงที่ถูกรอกแบบในย่านอัตราการไหลเชื้อเพลิงต่างๆ.....	44
5.1 พารามิเตอร์สำหรับทดสอบคุณลักษณะของหัวฉีดแอลพีจี.....	49
5.2 พารามิเตอร์สำหรับทดสอบสมรรถนะการเผาไหม้ของหัวฉีดแอลพีจี.....	54



## สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
3.1 แสดงโครงสร้างตะเกียงบุนเซนและความเร็วเปลวไฟแบบลามินาร์ซึ่งมีค่าเท่ากับองค์ประกอบในทิศตั้งฉากของความเร็วส่วนผสม.....	14
3.2 แสดงโปรไฟล์ความเร็วขณะเกิดเปลวไฟย้อนกลับ.....	15
3.3 แสดงโปรไฟล์ความเร็วขณะเกิดเปลวไฟหลุดลอย.....	16
3.4 แสดงย่านการใช้งานของหัวเผา.....	16
3.5 แสดงการกระจายอุณหภูมิตามแนวรัศมีและการหักเหแสงที่เกิดจากอนุภาคของเขม่าจากเปลวไฟแบบแพร่ของเอทิลีนเจ็ท.....	17
3.6 สัญลักษณ์ของนอซเซิลและดิฟฟิวเซอร์.....	18
3.7 แสดงความเร็วที่ตำแหน่งต่างๆ (บน) และความดันพิทอท (Pitot pressure) ที่สอดคล้องกัน.....	20
3.8 แสดงเครื่องหมายของค่า $dT/dx$ สำหรับการนำความร้อนและทิศทางการไหลของความร้อน.....	22
3.9 แสดงการนำความร้อนผ่านผนังราบที่มีค่าการนำความร้อน $k$ คงที่.....	23
3.10 แสดงการนำความร้อนแบบมิติเดียวที่ไหลผ่านผนังหลายชั้น และการเปรียบเทียบกับวงจรไฟฟ้า.....	24
3.11 แสดงการเปลี่ยนแปลงความเร็วและอุณหภูมิเหนือแผ่นวัตถุร้อนของการพาความร้อนแบบบังคับ.....	26
3.12 แสดงการเปลี่ยนแปลงความเร็วและอุณหภูมิของของไหลบนแผ่นวัตถุเอียงร้อนของการพาความร้อนแบบอิสระ.....	27
3.13 แสดงวงจรความร้อนสำหรับการถ่ายเทความร้อนผ่านผนังเมื่อผิวทั้งสองด้านมีการถ่ายเทความร้อนโดยการพา.....	28
4.1 แสดงตำแหน่งการป้อนเชื้อเพลิง อากาศและจุดตรวจวัดต่างๆ.....	35
4.2 แสดงความดันเกจในท่อเชื้อเพลิงก่อนออกจากนอซเซิล (ปรับเปลี่ยนอัตราการไหลแล้ว).....	41
4.3 แสดงหลักการทำงานของหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้ว.....	42
4.4 แสดงตำแหน่งของเข็มหัวฉีดเมื่อไม่มีอัตราการไหลเชื้อเพลิงของหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้ว.....	42
4.5 แสดงตำแหน่งของเข็มหัวฉีดเมื่อมีอัตราการไหลเชื้อเพลิงของหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้ว.....	43
4.6 แสดงบริเวณพื้นที่ทางออกของหัวฉีดเมื่อมีอัตราการไหลเชื้อเพลิง (หน้าตัด A-A).....	43
5.1 แสดงลักษณะหัวฉีดที่ยังไม่ได้รับการพัฒนาและหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้ว.....	46
5.2 แสดงแผนภาพการทำงานของหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้ว.....	46
5.3 แสดงส่วนประกอบของหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้ว.....	47
5.4 แสดงแผนภาพระบบซูลิเรน.....	48
5.5 แสดงอุปกรณ์ทดสอบคุณลักษณะของหัวฉีด.....	48
5.6 แผนผังการศึกษาสมรรถนะของหัวฉีดแอลพีจีเนื่องจากอิทธิพลของอัตราการไหลเชื้อเพลิงของหัวฉีดที่ยังไม่ได้รับการพัฒนา.....	49

## สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่	หน้า
5.7 แสดงชุดอุปกรณ์ทดสอบการเผาไหม้.....	51
5.8 แสดงระบบการทดลองและจุดตรวจวัดต่างๆ.....	52
5.9 แสดง Temperature indicator.....	53
5.10 เครื่องมือวัดก๊าซของ Testo รุ่น 350 XL.....	53
5.11 อุปกรณ์วัดความเร็วลม (Pitot tube) .....	54
5.12 แผนผังการศึกษาสมรรถนะการเผาไหม้เนื่องจากอิทธิพลของอัตราการไหลเชื้อเพลิงของหัวฉีดที่ยังไม่ได้รับการพัฒนา.....	55
5.13 แผนผังการศึกษาสมรรถนะการเผาไหม้เนื่องจากอิทธิพลของอัตราการไหลอากาศส่วนที่สองของหัวฉีดที่ยังไม่ได้รับการพัฒนา.....	56
6.1 แสดงการเปรียบเทียบความดันในท่อเมื่อปรับอัตราการไหลแล้ว.....	58
6.2 แสดงการเปรียบเทียบอัตราการไหลเชิงมวล.....	58
6.3 แสดงการเปรียบเทียบอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศส่วนที่หนึ่งของหัวฉีดทั้ง 3 กรณีที่ได้จากการคำนวณ.....	59
6.4 แสดงการเปรียบเทียบเปอร์เซ็นต์การผสมก่อนการเผาไหม้.....	60
6.5 แสดงลักษณะลำเจ็ทของหัวฉีดทั้ง 3 กรณี.....	62
6.6 แสดงตำแหน่งการป้อนเชื้อเพลิง อากาศและจุดตรวจวัดต่างๆ.....	63
6.7 แสดงลักษณะเปลวไฟเปรียบเทียบระหว่างหัวฉีดทั้ง 3 กรณี ที่อัตราการไหลเชื้อเพลิงต่างๆ	65
6.8 แสดงการกระจายตัวอุณหภูมิของหัวฉีดที่ยังไม่ได้รับการพัฒนากรณีอากาศส่วนที่สองเท่ากับ 50 SCFH.....	66
6.9 แสดงการกระจายตัวอุณหภูมิของหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้ว มีค่าความแข็งสปริง 0.57 N/m กรณีอากาศส่วนที่สองเท่ากับ 50 SCFH.....	67
6.10 แสดงการกระจายตัวอุณหภูมิของหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้ว มีค่าความแข็งสปริง 0.65 N/m กรณีอากาศส่วนที่สองเท่ากับ 50 SCFH.....	67
6.11 แสดงการกระจายตัวอุณหภูมิเปรียบเทียบระหว่างหัวฉีดทั้ง 3 กรณี ที่อัตราการไหลเชื้อเพลิง 3 L/min.....	68
6.12 แสดงการกระจายตัวอุณหภูมิเปรียบเทียบระหว่างหัวฉีดทั้ง 3 กรณี ที่อัตราการไหลเชื้อเพลิง 3.5 L/min.....	68
6.13 แสดงตำแหน่งตรวจวัดอุณหภูมิ T1 ในกรณีหัวฉีดที่มีค่าคงที่สปริง 0.57 N/m.....	70
6.14 แสดงเปอร์เซ็นต์ออกซิเจนหลังการเผาไหม้เปรียบเทียบกันระหว่าง 3 หัวฉีด ที่อัตราการไหลอากาศส่วนที่สอง 50 SCFH.....	71
6.15 แสดงเปอร์เซ็นต์ออกซิเจนหลังการเผาไหม้เปรียบเทียบกันระหว่าง 3 หัวฉีด ที่อัตราการไหลอากาศส่วนที่สอง 50 SCFH.....	72

## สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่	หน้า
6.16 แสดงลักษณะเปลวไฟกรณีหัวฉีดที่ยังไม่ได้รับการพัฒนาที่อัตราการไหลอากาศต่างๆ.....	74
6.17 แสดงลักษณะเปลวไฟกรณีหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วที่มีค่าคงที่สปริง 0.57 N/m ที่อัตราการไหลอากาศต่างๆ.....	75
6.18 แสดงลักษณะเปลวไฟกรณีหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วที่มีค่าคงที่สปริง 0.65 N/m ที่อัตราการไหลอากาศต่างๆ.....	76
6.19 แสดงการกระจายอนุกรมของหัวฉีดที่ยังไม่ได้รับการพัฒนาเมื่อปรับอัตราการไหลอากาศส่วนที่สอง ที่อัตราการไหลเชื้อเพลิง 1.5 L/min และ 3.5 L/min .....	78
6.20 แสดงการกระจายอนุกรมของหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วกรณีค่าคงที่สปริง 0.57 N/m เมื่อปรับอัตราการไหลอากาศส่วนที่สอง ที่อัตราการไหลเชื้อเพลิง 1.5 L/min และ 3.5 L/min.....	79
6.21 แสดงการกระจายอนุกรมของหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วกรณีค่าคงที่สปริง 0.65 N/m เมื่อปรับอัตราการไหลอากาศส่วนที่สอง ที่อัตราการไหลเชื้อเพลิง 1.5 L/min และ 3.5 L/min.....	80
6.22 แสดงเปอร์เซ็นต์ออกซิเจนหลังการเผาไหม้กรณีหัวฉีดที่ยังไม่ได้รับการพัฒนา เมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการไหลอากาศส่วนที่สอง.....	82
6.23 แสดงเปอร์เซ็นต์ออกซิเจนหลังการเผาไหม้กรณีหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วที่มีค่าคงที่สปริง 0.57 N/m เมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการไหลอากาศส่วนที่สอง.....	82
6.24 แสดงเปอร์เซ็นต์ออกซิเจนหลังการเผาไหม้กรณีหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วที่มีค่าคงที่สปริง 0.65 N/m เมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการไหลอากาศส่วนที่สอง.....	83
6.25 แสดงปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์หลังการเผาไหม้กรณีหัวฉีดที่ยังไม่ได้รับการพัฒนา เมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการไหลอากาศส่วนที่สอง.....	84
6.26 แสดงปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์หลังการเผาไหม้กรณีหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วที่มีค่าคงที่สปริง 0.57 N/m เมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการไหลอากาศส่วนที่สอง.....	85
6.27 แสดงปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์หลังการเผาไหม้กรณีหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วที่มีค่าคงที่สปริง 0.65 N/m เมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการไหลอากาศส่วนที่สอง.....	85
6.28 แสดงเปอร์เซ็นต์ออกซิเจนหลังการเผาไหม้เมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการไหลอากาศส่วนที่สองเปรียบเทียบกันทั้ง 3 กรณี ที่อัตราการไหลเชื้อเพลิง 1.5 L/min.....	86
6.29 แสดงปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์หลังการเผาไหม้เมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการไหลอากาศส่วนที่สองเปรียบเทียบกันทั้ง 3 กรณี ที่อัตราการไหลเชื้อเพลิง 1.5 L/min.....	86
6.30 แสดงเปอร์เซ็นต์อากาศส่วนเกินจากปริมาณอากาศส่วนที่หนึ่งรวมกับส่วนที่สองและจากการวัดออกซิเจนหลังการเผาไหม้ของหัวฉีดก่อนการพัฒนา.....	87
6.31 แสดงเปอร์เซ็นต์อากาศส่วนเกินจากปริมาณอากาศส่วนที่หนึ่งรวมกับส่วนที่สองและจากการวัดออกซิเจนหลังการเผาไหม้ของหัวฉีดพัฒนาแล้วที่มีค่าสปริง 0.57 N/mm.....	88

## สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่	หน้า
6.32 แสดงเปอร์เซ็นต์อากาศส่วนเกินจากปริมาณอากาศส่วนที่หนึ่งรวมกับส่วนที่สองและจากการวัดออกซิเจนหลังการเผาไหม้ของหัวฉีดพัฒนาแล้วที่มีค่าสปริง 0.65 N/mm.....	88
6.33 แสดงปริมาณความร้อนที่ได้จากหัวฉีดแต่ละชนิดเมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชื้อเพลิง.....	89
6.34 แสดงประสิทธิภาพการเผาไหม้เปรียบเทียบหัวฉีด 3 กรณี ระหว่างอัตราการไหลเชื้อเพลิงต่างๆ โดยมีอัตราการไหลอากาศส่วนที่สอง 50 – 200 SCFH.....	90
ก.1 ชุดอุปกรณ์ทดลองสมรรถนะการเผาไหม้.....	99
ก.2 ถึงควบคุมอากาศส่วนที่สอง.....	99
ก.3 ท่อสำหรับเก็บบันทึกอุณหภูมิและก๊าซไอเสียหลังการเผาไหม้.....	100
ก.4 มานอมิเตอร์ชนิดยู วัดความดันเชื้อเพลิงเมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการไหลแล้ว.....	100
ก.5 โรตารีมิเตอร์วัดอัตราการไหลอากาศส่วนที่สอง.....	101
ก.6 โรตารีมิเตอร์วัดอัตราการไหลเชื้อเพลิง.....	101
ก.7 ถึงก๊าซแอลพีจี.....	102
ก.8 หัวฉีดก่อนการพัฒนา.....	102
ก.9 หัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้ว.....	103
ก.10 สปริงที่ใช้ในการทดลอง.....	103
ข.1 หัวฉีดที่ยังไม่ได้รับการปรับปรุง.....	105
ข.2 หัวฉีดที่ได้รับการปรับปรุงแล้ว.....	106
ข.3 เข็มหัวฉีด.....	107
ข.4 เสือหัวฉีด.....	108
ข.5 ตัวปรับระยะสปริง.....	109
ข.6 ฝาปิดท้ายหัวฉีด.....	110
ข.7 ชุดทดสอบสมรรถนะการเผาไหม้.....	111
ข.8 ฝาครอบควบคุมความดันอากาศส่วนที่สอง.....	112
ข.9 ท่อตรวจวัดอุณหภูมิและก๊าซไอเสีย.....	113
ข.10 ท่อผสม.....	114
ข.11 ขาดังชุดทดลอง.....	115
ข.12 หัวเผา.....	116

## รายการคำย่อและสัญลักษณ์

$A_{@8mm}$	พื้นที่ทางออกเชื้อเพลิงของนอชเชิล กรณีเส้นผ่านศูนย์กลาง 8 mm, $m^2$
$A_b$	พื้นที่ฐานของเข็มหัวฉีด, $m^2$
$A_i$	พื้นที่หน้าตัดเข็มหัวฉีดเมื่อถูกกดเป็นระยะ $x$ , $m^2$
$A_o$	พื้นที่ทางออกเชื้อเพลิงของนอชเชิล กรณีเข็มหัวฉีดถูกกดเป็นระยะ $x$ , $m^2$
$A/F_{actual}$	อัตราส่วนของปริมาณอากาศต่อปริมาณเชื้อเพลิงจริง, $kg_{air}/kg_{fuel}$
$A/F_{premixed}$	อัตราส่วนของปริมาณอากาศต่อปริมาณเชื้อเพลิงที่ผสมกันมาก่อน, $kg_{air}/kg_{fuel}$
$A/F_{stoi}$	อัตราส่วนของปริมาณอากาศต่อปริมาณเชื้อเพลิงตามทฤษฎี, $kg_{air}/kg_{fuel}$
$D_o$	เส้นผ่านศูนย์กลางทางออกเชื้อเพลิงของนอชเชิล กรณีเข็มหัวฉีดถูกกดเป็นระยะ $x$ , $m$
%EA	เปอร์เซ็นต์อากาศส่วนเกิน
$\bar{h}_f^0$	เอนทาลปีของธาตุที่สภาวะอ้างอิงมาตรฐาน, $kJ/kmol$
$\bar{h}_T$	เอนทาลปีของธาตุที่อุณหภูมิใดๆ, $kJ/kmol$
$\bar{h}_{298}$	เอนทาลปีของธาตุที่ 298 K, $kJ/kmol$
$H_{prod}$	เอนทาลปีของสารผลิตภัณฑ์, $kJ/kmol$
$H_{react}$	เอนทาลปีของสารตั้งต้น, $kJ/kmol$
$k$	ค่าคงที่สปริง, $N/m$ , $N/mm$
LHV	ค่าความร้อนขั้นต่ำ, $kJ/kg$
$\dot{m}_{air}$	อัตราการไหลเชิงมวลอากาศ, $kg/s$
$\dot{m}_{air1}$	อัตราการไหลเชิงมวลอากาศส่วนที่หนึ่ง, $kg/s$
$\dot{m}_{air2}$	อัตราการไหลเชิงมวลอากาศส่วนที่สอง, $kg/s$
$\dot{m}_{fuel}$	อัตราการไหลเชิงมวลเชื้อเพลิง, $kg/s$
$MW_{air}$	มวลโมเลกุลอากาศ, $kg/mol$
$MW_{LPG}$	มวลโมเลกุลแอลพีจี, $kg/mol$
$N_{prod}$	โมลรวมของสารผลิตภัณฑ์, $mol$
$N_{react}$	โมลรวมของสารตั้งต้น, $mol$
$P$	ความดันเชื้อเพลิงในท่อเมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการไหลแล้ว, $kPa$
%Premixed	เปอร์เซ็นต์การผสมก่อนการเผาไหม้
$Q$	พลังงานความร้อน, $kW$
$R$	ค่าคงที่ของก๊าซ, $J/kg \cdot kmol$
$R_i$	รัศมีหน้าตัดเข็มหัวฉีดเมื่อถูกกดเป็นระยะ $x$ , $m$
$R_o$	รัศมีทางออกเชื้อเพลิงของนอชเชิล กรณีเข็มหัวฉีดถูกกดเป็นระยะ $x$ , $m$

## รายการคำย่อและสัญลักษณ์(ต่อ)

$t$	ความหนาของพื้นที่ทางออกเชื้อเพลิง กรณีเข็มหัวฉีดถูกกดเป็นระยะ $x$ , $m$
$T$	อุณหภูมิของก๊าซ, $K$
$T_{ad}$	อุณหภูมิอะเดียแบติกของก๊าซไอเสีย, $K$
$\dot{V}$	อัตราการไหลเชิงปริมาตร, $L/min$
$x$	ระยะกดสปริง, $m$
$X_{O_2}$	สัดส่วนโมลของออกซิเจน
$X_{O_2@reaction}$	สัดส่วนโมลของออกซิเจนหลังการเผาไหม้
$\Phi$	อัตราส่วนสมมูล
$\eta_c$	ประสิทธิภาพการเผาไหม้



# บทที่ 1

## บทนำ

### 1.1 ความเป็นมา

อุตสาหกรรมอโลหะเป็นอุตสาหกรรมที่มีความสำคัญต่อเศรษฐกิจประเทศไทย เนื่องจากเป็นอุตสาหกรรมพื้นฐานที่สร้างรายได้ให้กับประเทศปีละหลายหมื่นล้านบาท อีกทั้งยังมีแนวโน้มการขยายตัวอย่างต่อเนื่องทั้งในด้านการบริโภคภายในประเทศและการส่งออก ในมิติด้านพลังงาน อุตสาหกรรมอโลหะถือได้ว่าเป็นอุตสาหกรรมที่ใช้พลังงานค่อนข้างสูงและมีแนวโน้มที่จะเพิ่มระดับการใช้พลังงานตามการขยายตัวของเศรษฐกิจ โดยอุตสาหกรรมเซรามิกส์เป็นอุตสาหกรรมอโลหะอีกประเภทหนึ่งที่มีความสำคัญต่อเศรษฐกิจของประเทศ รวมทั้งเป็นอุตสาหกรรมพื้นฐานรองรับอุตสาหกรรมอื่นๆ อีกหลายอย่าง เช่น วัสดุทนไฟเป็นวัสดุพื้นฐานของอุตสาหกรรมถลุงและผลิตโลหะ ซึ่งอุตสาหกรรมเซรามิกส์นี้เป็นอุตสาหกรรมที่ต้องพึ่งพาตลาดการส่งออกเป็นสำคัญ โดยตลาดส่งออกอันดับหนึ่งคือ ญี่ปุ่น คิดเป็นสัดส่วนถึงร้อยละ 52.6 และรองลงมาคือสหรัฐ รวมถึงประเทศในกลุ่มอาเซียน ในปี 2553 การส่งออกเพิ่มขึ้นในอัตราร้อยละ 12.55 ตามการฟื้นตัวของเศรษฐกิจโลก นอกจากนี้ตลาดการจำหน่ายเซรามิกส์ภายในประเทศในปีที่ผ่านมาก็มีแนวโน้มเพิ่มสูงขึ้น โดยคาดว่าจะเพิ่มสูงขึ้นอีกอันเนื่องมาจากการปรับปรุงซ่อมแซมบ้านหลังจากที่ประเทศไทยต้องเผชิญกับมหาอุทกภัยในปี 2554 ซึ่งน่าจะทำให้มีเม็ดเงินไหลเวียนในวงการอุตสาหกรรมเซรามิกส์เป็นจำนวนมาก [1],[2],[3]

แต่อย่างไรก็ตามในปี 2553 ประเทศไทยสามารถผลิตก๊าซแอลพีจี (Liquefied Petroleum Gas, LPG) ได้ 4.4 ล้านตัน โดยเปอร์เซ็นต์การใช้ส่วนใหญ่เป็นภาคครัวเรือนซึ่งยังไม่ทำให้เกิดปัญหาการขาดแคลน จนกระทั่งธุรกิจปิโตรเคมีภายในประเทศขยายกำลังการผลิต สัดส่วนการใช้ก๊าซแอลพีจีจึงสูงขึ้น ทำให้รัฐบาลต้องนำเข้าก๊าซแอลพีจีจากต่างประเทศ [4] จนถึงปัจจุบัน ปี 2555 รัฐบาลไม่สามารถรับภาระจากการจ่ายเงินชดเชยได้ จึงมีมาตรการปรับขึ้นราคาในภาคส่วนอุตสาหกรรม อุตสาหกรรมเซรามิกส์ซึ่งได้รับผลกระทบจากการขึ้นราคาเชื้อเพลิงโดยตรงเพราะต้องใช้ก๊าซแอลพีจี ในกระบวนการผลิตถึง 40% เนื่องจากเป็นพลังงานที่สะอาดที่สุดและได้มาตรฐาน เพราะสินค้าที่โรงงานผลิตนั้นส่วนใหญ่จะส่งขายต่างประเทศ ซึ่งจะต้องเน้นในเรื่องของความสะอาดและไม่มีสิ่งเจือปน [5] อีกทั้งการเผายังเป็นกระบวนการสำคัญอย่างยิ่ง ในการผลิตผลิตภัณฑ์เซรามิกส์ ทั้งนี้เนื่องจากการเผา เป็นกระบวนการเปลี่ยนสภาพวัตถุดิบ ไปเป็นเนื้อผลิตภัณฑ์ที่แข็งแกร่งอยู่ตัว และไม่สามารถเปลี่ยนกลับคืนสู่สภาพเดิมได้อีก ซึ่งหากเกิดความผิดพลาดในการเผาอาจทำให้ผลิตภัณฑ์ที่ได้แตกหักเสียหายหรือมีคุณภาพไม่ได้ตามต้องการ รวมทั้งการเผายังเป็นขั้นตอนที่มีต้นทุนสูงกว่าขั้นตอนอื่นๆ อีกด้วย ดังนั้นการปรับปรุงประสิทธิภาพ ในการเผาเพื่อให้ได้ผลิตภัณฑ์ที่มีคุณภาพตามต้องการ โดยใช้เชื้อเพลิงน้อยที่สุด ก็จะสามารถช่วยลดต้นทุนการผลิตต่อหน่วยลงได้มาก

ในปัจจุบันผู้ประกอบการหลายรายได้มีการปรับตัวเพื่อรองรับวิกฤตพลังงานดังกล่าว โดยปรับปรุงและพัฒนาเตาเผาเซรามิกส์ให้มีประสิทธิภาพสูง ลดการสูญเสียความร้อนจากเตาและปริมาณ

การใช้ก๊าซแอลพีจี ซึ่งการปรับปรุงดังกล่าวให้ผลเป็นไปตามเป้าหมายแต่ยังคงทำได้เพียงในอุตสาหกรรมเซรามิกส์ขนาดเล็กเท่านั้น [6] นอกจากนี้ยังมีการสร้างแบบจำลองโดยมีวัตถุประสงค์เพื่อลดระยะเวลาและเพิ่มประสิทธิภาพให้กระบวนการเผาทำให้ได้ผลผลิตจำนวนมากขึ้น แต่เนื่องจากมีข้อจำกัดของประเภทวัสดุที่ใช้ในการสร้างเตาและปริมาณการบริโภคพลังงานที่สูง ทั้งหมดจึงยังคงเป็นเพียงการวิเคราะห์ในเชิงทฤษฎีเท่านั้น [8]

ในการเผาเซรามิกส์ครั้งหนึ่งจะต้องใช้ระยะเวลาในการเผาประมาณ 1-2 วัน และใช้หัวเผาประมาณ 10-15 หัว (ขึ้นกับปริมาณการผลิต) โดยลักษณะหัวเผาเซรามิกส์ที่ใช้ในอุตสาหกรรมนั้นเป็นแบบเปลวไฟผสมก่อน (Premixed Flame) ที่ใช้หลักการฉีดเชื้อเพลิงเพื่อเหนี่ยวนำอากาศ (Primary air entrainment) เข้าสู่ห้องผสมในย่านอัตราการไหลเชื้อเพลิงสูงจึงจะมีความเร็วเชื้อเพลิงที่เพียงพอต่อการเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่หนึ่งในปริมาณที่พอดีต่อการเผาไหม้ ทำให้จำเป็นต้องบริโภคแอลพีจีในปริมาณมากเพื่อรักษาอุณหภูมิของอากาศในห้องเผาไหม้ให้อยู่ที่ 750-800 °C สำหรับการเผาดิบ และ 950 °C สำหรับการเผาเคลือบซึ่งเป็นย่านอุณหภูมิที่เหมาะสมในการเผาเซรามิกส์ [7] ซึ่งหากใช้อัตราการไหลเชื้อเพลิงต่ำ จะทำให้มีลักษณะการผสมระหว่างเชื้อเพลิงและอากาศก่อนการเผาไหม้แบบส่วนผสมหนา (Rich mixture) ส่งผลให้เปลวไฟมีลักษณะยาว อุณหภูมิเปลวต่ำ ขาดเสถียรภาพ เกิดการสูญเสียในรูปแบบการแผ่รังสีความร้อน และนอกจากนี้ยังพบอีกว่ายากต่อการควบคุมปริมาณอากาศส่วนเกินอีกด้วย นอกจากนี้การเผาเซรามิกส์จำเป็นต้องใช้อากาศส่วนที่สองให้ปริมาณมากกว่าส่วนผสมพอดีหลายเท่าในการอบ จึงอาจเป็นอีกสาเหตุหนึ่งที่ทำให้อุณหภูมิในการเผาไหม้ลดลงอีกด้วย ฉะนั้นจะเห็นได้ว่าหัวเผาเซรามิกส์ทั่วไปยังคงประสบปัญหาในเรื่องของใช้พลังงานอย่างไม่เต็มประสิทธิภาพ อีกทั้งมีช่วงของการหรือเร่งแคบ โดยจากการศึกษาปัจจัยหนึ่งที่มีผลต่อสมรรถนะการเผาไหม้โดยตรงคืออัตราส่วนปริมาณเชื้อเพลิงต่ออัตราการเหนี่ยวนำอากาศต้องมีสัดส่วนที่ใกล้เคียงปริมาณสัมพันธ์ (Stoichiometric) ดังนั้นการเพิ่มอัตราการเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่หนึ่งที่ใช้ในการเผาไหม้ทำให้ส่วนผสมก่อนการเผาไหม้บางลง (Lean mixture) และเพิ่มความปั่นป่วน คลุกเคล้าระหว่างอากาศและเชื้อเพลิงอาจส่งผลให้เกิดการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ มีมลพิษต่ำและยังบริโภคแอลพีจีน้อยลง เหล่านี้สามารถทำได้โดยการปรับเปลี่ยนลักษณะทางกายภาพของหัวฉีด ซึ่งการใช้หัวฉีดที่มีลักษณะการพ่นเชื้อเพลิงแบบสเปรย์และลดขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของพื้นที่ทางออกเชื้อเพลิงหรือแม้แต่การใช้หัวฉีดที่มีลักษณะที่ทำให้เกิดความดันแตกต่างระหว่างอากาศโดยรอบหัวฉีดกับเชื้อเพลิงที่ออกมาจากรู nozzle (Pressure drop) จะส่งผลให้อากาศโดยรอบหัวฉีดถูกเหนี่ยวนำด้วยความเร็วที่มากกว่าหัวฉีดทั่วไป กล่าวคือปริมาณอากาศที่ถูกเหนี่ยวนำจะมีมากขึ้น เนื่องจากลักษณะทางกายภาพที่กล่าวมานี้ทำให้เกิดการเพิ่มอัตราการแลกเปลี่ยนโมเมนตัม (Momentum rate) ระหว่างเชื้อเพลิงและอากาศโดยรอบลำเจ็ท [14], [15], [16] นอกจากนี้ยังมีการศึกษาพบว่า อากาศบริเวณรอบลำเจ็ทที่มีอุณหภูมิสูง ยังสามารถถูกเหนี่ยวนำได้น้อยกว่าอากาศที่มีอุณหภูมิต่ำเนื่องมาจากอิทธิพลของความหนืด [14]

งานวิจัยนี้จึงมีวัตถุประสงค์เพื่อปรับเปลี่ยนโครงสร้างและพัฒนาหัวฉีดก๊าซแอลพีจีที่ใช้ในอุตสาหกรรมเซรามิกส์โดยมุ่งเน้นให้มีการบริโภคก๊าซแอลพีจีน้อยลงและมีประสิทธิภาพในการเผาไหม้ที่ดีขึ้นด้วยการเพิ่มอัตราการเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่หนึ่ง ซึ่งคาดว่าจะส่งผลให้เปลวไฟมีเสถียรภาพที่อัตราการไหลเชื้อเพลิงต่ำ ทั้งนี้คาดว่าจะส่งผลดีกับอุตสาหกรรมเซรามิกส์โดยไม่จำเป็นต้องพึ่งพาเทคโนโลยีจาก

ต่างประเทศและเป็นการเพิ่มศักยภาพการแข่งขันทางเศรษฐกิจโดยเฉพาะประเทศญี่ปุ่นและจีนซึ่งเป็นผู้ส่งออกเซรามิกส์รายใหญ่ รวมถึงลดการสูญเสียเงินตราในการนำเข้าเชื้อเพลิงจากต่างประเทศได้อีกด้วย

## 1.2 ความมุ่งหมายและจุดประสงค์

1. สร้างและพัฒนาหัวฉีดก๊าซแอลพีจีที่ใช้ในอุตสาหกรรมเซรามิกส์ ที่สามารถใช้งานได้ดียานาน อัตราการไหลเชื้อเพลิงต่ำ เพื่อลดปริมาณการใช้ก๊าซแอลพีจี โดยนำหลักการสมดุลของสปริงกับความดันของก๊าซที่สัมพันธ์กับตำแหน่งของวาล์วรูเข็มมาประยุกต์ใช้
2. ศึกษาเปรียบเทียบคุณลักษณะของหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาและยังไม่ได้การพัฒนา
3. ศึกษาพารามิเตอร์ต่างๆ ที่ส่งผลต่อสมรรถนะการเผาไหม้ได้แก่ อัตราการไหลเชื้อเพลิง อัตราการไหลอากาศส่วนที่สอง และค่าความแข็งสปริง เป็นต้น

## 1.3 สมมติฐานของการศึกษา

1. การนำหลักการสมดุลสปริงกับความดันของก๊าซที่สัมพันธ์กับตำแหน่งของวาล์วรูเข็มมาประยุกต์ใช้ ช่วยในการปรับเปลี่ยนพื้นที่ทางออกของเชื้อเพลิง คาดว่าจะส่งผลให้ลักษณะลำเจ็ทเกิดการฟุ้งกระจายเนื่องมาจากลักษณะทางกายภาพที่เปลี่ยนแปลงไป นอกจากนี้ความสามารถในการเปลี่ยนแปลงพื้นที่ทางออกที่สัมพันธ์กับอัตราการไหลเชื้อเพลิงจะส่งผลให้เชื้อเพลิงพุ่งออกด้วยความเร็วสูง ซึ่งทั้งสองปัจจัยดังกล่าว ต่างส่งผลต่อความสามารถในการเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่หนึ่งทั้งสิ้น
2. คาดว่าหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วจะมีสมรรถนะการเผาไหม้ที่ดีกว่าและสามารถใช้งานได้ดีเมื่อเปรียบเทียบกับหัวฉีดที่ยังไม่ได้พัฒนาที่งาน (งานอัตราการไหลเชื้อเพลิง) เดียวกัน
3. การปรับเปลี่ยนอากาศส่วนที่สองน่าจะส่งผลต่อสมรรถนะการเผาไหม้

## 1.4 ขอบเขตของงานวิจัย

### 1.4.1 ขอบเขตของแบบอุปกรณ์

1. ลักษณะทางกายภาพของหัวฉีดทั้งสองชนิด (ที่ยังไม่ได้ปรับปรุงและปรับปรุงแล้ว) มีลักษณะทางกายภาพที่แตกต่างกันโดยสิ้นเชิง และนอกจากนี้ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วมีขนาดใหญ่กว่าของหัวฉีดที่ยังไม่ได้การพัฒนา เนื่องจากข้อจำกัดด้านการผลิต ดังนั้นการทดลองจึงถูกออกแบบเพียงเพื่อมุ่งเน้นศึกษาถึงปริมาณอากาศและสมรรถนะการเผาไหม้ ภายใต้การทำงานเดียวกันเป็นหลัก

2. ค่าคงที่สปริงที่ใช้มีขนาด 0.57 และ 0.65 N/mm

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

#### 1.4.2 ขอบเขตด้านการทดลอง

1. อัตราการไหลเชื้อเพลิงอยู่ในช่วง 1.5 – 4.5 L/min
2. อัตราการไหลอากาศส่วนที่สองอยู่ในช่วง 50 – 200 L/min
3. ใช้เทอร์โมคัปเปิล type K ในการวัดอุณหภูมิ
4. อากาศส่วนที่หนึ่งก่อนการเผาไหม้ที่ใช้ในการทดลอง เกิดจากการเหนี่ยวนำเองตามธรรมชาติ ทำให้ไม่สามารถกำหนดปริมาณอากาศส่วนเกินได้

#### 1.4.3 ขอบเขตด้านการวิเคราะห์

1. ลักษณะเปลวไฟสังเกตจากสีและความยาวที่สามารถมองเห็นด้วยตาเปล่า
2. เสถียรภาพของเปลวไฟ นิยามให้เป็นการที่เปลวไฟที่สามารถมองเห็นได้ ไม่เกิดการกระเพื่อมหรือสั่นไหวในขณะทดลอง
3. อากาศส่วนที่หนึ่งเกิดจากการเหนี่ยวนำที่สัมพันธ์กับความเร็วของเชื้อเพลิงเองตามธรรมชาติ

### 1.5 ขั้นตอนการศึกษา

1. สืบค้นและศึกษาข้อมูลเกี่ยวกับหัวฉีดที่ใช้ในเตาเผาเซรามิกสีในอุตสาหกรรมทั่วไป
2. ออกแบบสร้างหัวฉีดที่นำหลักการสมดุลสปริงมาประยุกต์ใช้
3. เตรียมเครื่องมืออุปกรณ์ในการทดลอง
4. ทดลองและบันทึกผลการทดลอง
5. สรุปผลการทดลองและวิเคราะห์เพื่อพัฒนาและปรับปรุง

### 1.6 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1. ทราบถึงพฤติกรรมการเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่หนึ่งของหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วรวมถึงผลการเปรียบเทียบกับหัวฉีดก่อนการพัฒนา
2. เป็นต้นแบบเพื่อนำไปพัฒนาร่วมกับระบบควบคุมต่อไป
3. ทำให้ใช้พลังงานได้เกิดประโยชน์สูงสุด

## วรรณกรรมปริทรรศน์

จากบทที่หนึ่งได้ทราบว่างานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์มุ่งเน้นพัฒนาหัวฉีดก๊าซแอลพีจีด้วยการปรับเปลี่ยนโครงสร้างเพื่อให้มีสมรรถนะการเผาไหม้ที่ดีขึ้นที่อัตราการไหลเชื้อเพลิงต่ำ เนื่องจากที่ยานอัตราการไหลดังกล่าว หัวฉีดก่อนการปรับปรุงมีการผสมแบบหนา ทั้งนี้จึงนำไปสู่สันนิษฐานที่ว่าด้วยการเพิ่มอัตราการเหนียวนำอากาศส่วนที่หนึ่ง ซึ่งจะทำให้อัตราส่วนผสมระหว่างอากาศต่อเชื้อเพลิงมีอัตราส่วนผสมที่บางลง ส่งผลให้สมรรถนะการเผาไหม้ดีขึ้น นอกจากนี้ Shahad, H.A.K. and Mohammed, K.A. (2000) [9] ยังได้ศึกษาถึงการก่อตัวของเขม่าทั้งในเปลวไฟแบบแพร่และเปลวไฟแบบผสมกันมาก่อนภายใต้อัตราการไหลอากาศส่วนที่หนึ่งที่แตกต่างกัน พบว่าการเพิ่มอากาศส่วนที่หนึ่งเพียง 10% สามารถลดการเกิดเขม่าได้มากถึง 70% เนื่องจากการเพิ่มปริมาณอากาศมีผลทำให้อุณหภูมิบริเวณขอบของเปลวไฟ (ซึ่งเป็นบริเวณที่เขม่าก่อตัว) เพิ่มสูงขึ้น จึงสามารถลดการก่อตัวของเขม่าซึ่งเป็นสาเหตุของการสูญเสียความร้อนในการเผาไหม้ลงได้ โดยพฤติกรรมการณ์เหนียวนำอากาศนี้เป็นลักษณะเฉพาะของเจ็ท ดังนั้นในการปรับปรุงโครงสร้างเพื่อให้ได้มาซึ่งการเพิ่มอัตราการเหนียวนำอากาศ จึงจำเป็นอย่างยิ่งที่จะต้องเข้าใจถึงความสัมพันธ์ในเชิงลึกระหว่างทั้งสองสิ่งนี้เสียก่อน

ในช่วงหลายทศวรรษที่ผ่านมาได้มีผู้วิจัยหลายคนศึกษาเกี่ยวกับเจ็ทอิสระ (Free jet) ไม่ว่าจะเป็นการทดลองหรือการจำลอง ซึ่ง Ball, C.G. et al. (2012) [10] ได้รวบรวมงานวิจัยที่กล่าวถึง ตั้งแต่พฤติกรรมการณ์เกิดไปจนถึงการสูญเสียเจ็ท องค์ประกอบภายในลำเจ็ท การเหนียวนำอากาศ ฯลฯ ซึ่งจากการศึกษางานวิจัยพบว่าพฤติกรรมการณ์เหนียวนำอากาศจะเกิดขึ้นบริเวณชั้นผิวที่มีการเฉือน (Shear layer) โดยการเฉือนนี้จะทำให้เกิดโครงสร้างการหมุนวนบนขอบของเจ็ท ซึ่งการหมุนวนที่อยู่ตรงข้ามกันจะหมุนสวนทางกัน ส่งผลให้ของไหลที่อยู่รอบๆ เจ็ทถูกดึงในลักษณะหมุนวนเข้าสู่แกนกลางและเกิดการแลกเปลี่ยนโมเมนตัมกันระหว่างของไหลบริเวณโดยรอบและเจ็ท เรียกปรากฏการณ์นี้ว่า การเหนียวนำ (Entrainment)

เนื่องจาก เจ็ท สามารถนำไปประยุกต์ใช้งานได้อย่างแพร่หลาย ตั้งแต่ในครัวเรือนไปจนถึงกระทั่งอุตสาหกรรมอวกาศ ผู้วิจัยและนักวิชาการหลายท่านจึงหันมาให้ความสำคัญกับการพัฒนาศักยภาพ ซึ่งส่วนหนึ่งของผู้วิจัยได้ศึกษาพัฒนาเกี่ยวกับพฤติกรรมการณ์เหนียวนำอากาศและพบว่ามีปัจจัยหลายประการที่ส่งผลกระทบต่อพฤติกรรมนี้ โดย Yadav, R.L. and Patwardhan, A.W. (2008) [11] ศึกษาการจำลองโดยใช้หลักการพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (Computational fluid dynamics, CFD) ในส่วนของห้องดูด (Suction chamber) พบว่าอัตราส่วนระหว่างระยะทางจากปากนอชเชิลถึงคอคอด ( $L_{TN}$ ) และเส้นผ่านศูนย์กลางคอคอด ( $D_T$ ) จะมีการเหนียวนำมากที่สุดเมื่อมีค่าเท่ากับ 5 เนื่องจากในช่วงอัตราส่วนต่างๆ จะเกิดความเร็วตามแนวรัศมีในห้องดูด ส่งผลให้ความดันแตกต่างกันระหว่างของไหลที่อยู่รอบๆ และเจ็ทลดลง สามารถเหนียวนำได้น้อย ส่วนมุมของห้องบริเวณคอคอดที่เหมาะสมควรมีค่าอยู่ระหว่าง  $5^\circ - 15^\circ$  นอกจากนี้ Li, C and Li, Y.Z. (2011) [12] ได้จำลองห้องผสมเพื่อหาอัตราส่วนความ

ยาวของห้องผสมต่อเส้นผ่านศูนย์กลางนอซเซิลที่เหมาะสมสำหรับเหนี่ยวนำอากาศ โดยพบว่าอัตราส่วนที่เหมาะสมสำหรับหัวฉีดเฟสเดียวควรอยู่ในช่วง 5 – 7

นอกจากโครงสร้างของห้องผสมจะมีความสำคัญต่อการเหนี่ยวนำแล้ว ยังมีนักวิจัยหลายท่านพบว่าสารทำงานก็มีส่วนสำคัญเช่นกัน โดยภายใต้เงื่อนไขการทำงานเดียวกัน เจ็ทที่มีสารทำงานหนึ่งเฟสและสองเฟส มีลักษณะการเหนี่ยวนำที่แตกต่างกัน ซึ่งเจ็ทสองเฟสจะสามารถเหนี่ยวนำได้มากกว่าเนื่องมาจากความแตกต่างของความหนาแน่นสารทั้งสอง กล่าวคือยังมีความหนาแน่นแตกต่างกันมากจะสามารถเหนี่ยวนำได้ดี จึงเป็นเหตุผลที่สอดคล้องกับอัตราส่วนของห้องผสมดังที่กล่าวมาข้างต้น ซึ่งการเพิ่มความยาวของห้องผสมจะช่วยให้เกิดช่วงการเหนี่ยวนำได้มากขึ้น ในขณะที่ห้องผสมเจ็ท 2 เฟสมีอัตราส่วนที่เหมาะสมแค่เพียง 1 -2 เท่าของเส้นผ่านศูนย์กลางนอซเซิลของเท่านั้น [12] ในขณะเดียวกัน Qureshi, M.M.R and Zhu, C. (2006) [13] ได้ทดลองเปรียบเทียบการเหนี่ยวนำอากาศของเจ็ทไนโตรเจนเหลวที่มีการฉีดพ่นเป็นละออง และเจ็ทที่มีสารทำงานเป็นก๊าซไนโตรเจน พบว่าถึงแม้เจ็ทของเหลวที่ฉีดเป็นละอองจะมีเปอร์เซ็นต์ออกซิเจนที่บริเวณทางออกหัวฉีดมากกว่า ทำให้สามารถเหนี่ยวนำอากาศได้มากกว่าในช่วงแรกอันเนื่องมาจากมาการระเหย แต่เจ็ทในกรณีที่เป็นก๊าซกลับแลกเปลี่ยนโมเมนตัมกับอากาศดีกว่า ทำให้สามารถเหนี่ยวนำอากาศได้มาก สังเกตจากความเร็วยุ่ที่ลดลงตามระยะทางจากนอซเซิลของเจ็ททั้งสอง โดยเจ็ทของเหลวที่ฉีดเป็นละอองมีการลดลงของความเร็วยุ่เนื่องจากเจ็ทมีลักษณะเป็นหยด จึงย่อมมีความเฉื่อยมากกว่ากรณีที่เป็นก๊าซนั่นเอง นอกจากนี้อุณหภูมิจากอากาศที่ถูกเหนี่ยวนำก็ส่งผลต่อพฤติกรรมการเหนี่ยวนำเช่นกัน โดย Nankhat, A. and Jugjai, S. (2010) [14] ทดลองเปรียบเทียบการเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่หนึ่งของหัวฉีดแอลพีจี ระหว่างอากาศที่ถูกอุ่นมาก่อนและอากาศที่อุณหภูมิห้อง พบว่าอากาศที่ได้รับการอุ่นมาก่อนถูกเหนี่ยวนำได้น้อยกว่าอากาศที่อุณหภูมิห้องถึง 22% เนื่องจากอากาศที่มีอุณหภูมิสูงจะมีความหนาแน่นลดลง ทำให้เมื่อเหนี่ยวนำอากาศในอัตราเร็วเดียวกัน อากาศร้อนจะได้ปริมาณอากาศที่น้อยกว่าอากาศเย็น

นอกจากที่ได้กล่าวมาแล้ว อีกอิทธิพลหนึ่งที่ส่งผลกับการเหนี่ยวนำคือการโครงสร้างของนอซเซิล ซึ่งหากเพิ่มความดันก่อนทางออกนอซเซิล จะทำให้เจ็ทออกจากนอซเซิลด้วยความเร็วสูง สามารถแลกเปลี่ยนโมเมนตัมกับสารโดยรอบที่ไม่มีความเร็วหรือความเร็วต่ำได้มากขึ้น [10], [12] โดย Rahman, F. et.al. (2010) [15] ได้ศึกษาเปรียบเทียบการเหนี่ยวนำอากาศที่มีอิทธิพลมาจากลักษณะของนอซเซิล 2 แบบ ได้แก่ Convergence nozzle และ Straight – hole (orifice) nozzle ซึ่งจากการทดลองพบว่าภายใต้อัตราการไหลเดียวกัน Straight – hole (orifice) nozzle สามารถเหนี่ยวนำอากาศได้มากกว่าเนื่องจากความดันแตกต่างระหว่างทางเข้าและทางออกนอซเซิลสูง ทำให้บริเวณทางออกนอซเซิลมีสภาพเป็นสูญญากาศ นอกจากนี้ยังพบว่าเส้นผ่านศูนย์กลางหัวฉีดที่มีขนาดเล็กกว่า สามารถเหนี่ยวนำอากาศได้ดีกว่าอีกด้วย และ Moon, S. et.al. (2010) [16] ได้ศึกษาการเหนี่ยวนำอากาศของหัวฉีดที่มีลักษณะเป็น Group hole nozzle เปรียบเทียบกับ Single hole nozzle ซึ่งจากการทดลองพบว่า Group hole nozzle เหนี่ยวนำอากาศได้ดีกว่า สอดคล้องกับลำเจ็ทที่มีลักษณะสั้นและฟุ้งกระจาย ซึ่งเพิ่มโอกาสในการแลกเปลี่ยนโมเมนตัมระหว่างสารทำงานและอากาศโดยรอบได้มากกว่าแบบ Single hole nozzle

จากการศึกษางานวิจัยที่เกี่ยวข้อง พบว่าอัตราการเหนี่ยวนำอากาศขึ้นอยู่กับ อัตราการไหลของ เจ็ท ชนิดของสารทำงาน โครงสร้างหัวฉีด รวมถึงโครงสร้างห้องผสม [14] โดยทุกปัจจัยล้วนมีความเกี่ยวข้องและส่งผลกระทบต่อกันทั้งสิ้น ขึ้นอยู่กับว่าในสภาวะนั้น ส่วนใดส่งอิทธิพลมากกว่ากัน ซึ่งในงานวิจัยนี้เลือกศึกษาอิทธิพลเนื่องมาจากการปรับเปลี่ยนโครงสร้างของหัวฉีด โดยมีวัตถุประสงค์ในการเพิ่มความเร็วของเชื้อเพลิงที่ออกจากนอซเซิล เพื่อให้เชื้อเพลิงที่ออกจากเจ็ทมีโมเมนตัมแตกต่างจาก อากาศโดยรอบสูง ส่งผลให้เกิดอัตราการแลกเปลี่ยนโมเมนตัมมากขึ้นและเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่หนึ่งได้ดี ซึ่งในการปรับเปลี่ยนจะหลักการของสมดุลของสปริงที่สัมพันธ์กับพื้นที่ทางออกของหัวฉีดมาประยุกต์ใช้ โดยสันนิษฐานว่า ที่อัตราการไหลเชื้อเพลิงต่ำๆ พื้นที่ทางออกของหัวฉีดจะแคบเนื่องจากแรงดันของ เชื้อเพลิงสามารถเอาชนะแรงต้านของสปริงได้น้อย ซึ่งจากพฤติกรรมนี้จะทำให้ความดันในท่อก่อนออกจะ นอซเซิลสูง ส่งผลให้เชื้อเพลิงไหลด้วยความเร็วสูงและจะสามารถเหนี่ยวนำอากาศเข้าสู่ห้องผสมได้ มากกว่าหัวฉีดที่ไม่ได้รับการปรับปรุง นอกจากนี้ในการทดลองยังมีการศึกษาลักษณะของลำเจ็ทด้วย เทคนิค Schlieren ซึ่งจากการศึกษาพบว่า Karpen, V. et.al. (2003) [17] ได้ใช้เทคนิคนี้ในการตรวจดู รอยรั่วของเรือดำน้ำ เนื่องจากสามารถใช้หลักการหักเหของแสงผ่านสารที่มีดัชนีหักเหไม่เท่ากัน ซึ่งภาพ จะปรากฏบนฉากเป็นเงาที่มีความเข้มแตกต่างกัน



## บทที่ 3

### ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

#### 3.1 ก๊าซเชื้อเพลิง [18], [19], [24]

ก๊าซเชื้อเพลิงหลักคือ ก๊าซธรรมชาติและก๊าซปิโตรเลียมเหลว นอกจากนี้ก๊าซเชื้อเพลิงยังสามารถผลิตได้จาก ถ่านหิน ไม้ ก๊าซธรรมชาติและปิโตรเลียมอีกด้วย

##### 3.1.1 ชนิดของก๊าซเชื้อเพลิง

ก๊าซเชื้อเพลิงที่สำคัญและนิยมใช้กันมากในปัจจุบันมีดังนี้

**ก๊าซธรรมชาติ** ประกอบไปด้วยไฮโดรคาร์บอนชนิดต่างๆ โดยมีมีเทนเป็นหลัก ที่เหลือเป็นองค์ประกอบส่วนน้อย ซึ่งก๊าซธรรมชาตินี้มักถูกพบบริเวณหินพูนเหนือแหล่งน้ำมันและถูกอัดด้วยความดันสูงอยู่ใต้ดิน สามารถนำมาใช้โดยการอัดและหล่อเย็นจนกระทั่งสารประกอบไฮโดรคาร์บอนตัวหนักๆ กลายเป็นของเหลวจากนั้นจึงแยกก๊าซธรรมชาติแห่งความดันสูงส่งไปตามท่อเพื่อใช้งาน

**ก๊าซปิโตรเลียมเหลว (Liquefied petroleum gas, L.P.G)** มีส่วนประกอบหลักคือ อีเทน โพรเพนและบิวเทน โดยผลิตจากก๊าซธรรมชาติในโรงแยกก๊าซ และยังรวมถึงก๊าซเหลวที่ได้จากการกลั่นน้ำมันดิบในโรงกลั่นน้ำมัน เช่น เอทิลีน โพรพิลีนและบิวทิลีน เป็นต้น การขนส่งก๊าซแอลพีจีทำได้โดยการบรรจุใส่ถังภายใต้ความดันและแอลพีจีจะกลายเป็นไอ ภายใต้ความดันบรรยากาศปกติ

**โพรดิวเซอร์ก๊าซ (Producer)** ประกอบด้วยคาร์บอนมอนอกไซด์ ไฮโดรเจน ไนโตรเจนโดยอาจมีมากถึง 55% และคาร์บอนไดออกไซด์ ซึ่งโพรดิวเซอร์ก๊าซนี้จะได้จากการปล่อยอากาศในปริมาณที่น้อยกว่าค่าทางทฤษฎี (Substoichiometric gas) ผ่านชั้นรองของ ถ่านหิน พืด ไม้หรือของเหลือทางด้านเกษตร ทำให้มีค่าความร้อนต่ำเนื่องจากมีก๊าซไนโตรเจนปนอยู่มาก ดังนั้นถ้าต้องการให้ค่าความร้อนสูงขึ้นต้องใช้ก๊าซออกซิเจนในปริมาณน้อยกว่าค่าทางทฤษฎีแทนอากาศในการผลิต และยังสามารถนำไปใช้งานได้ทันทีหรืออาจนำไปพอกก่อนก็ได้

##### 3.1.2 คุณสมบัติของก๊าซแอลพีจี

คุณสมบัติทางเคมี

คุณสมบัติทางเคมีของก๊าซแอลพีจีหมายความรวมถึงก๊าซไฮโดรเจนที่มีส่วนประกอบของคาร์บอนในระดับ C3 และ C4 ซึ่งในระบบนี้ไฮโดรคาร์บอนจะสามารถเปลี่ยนสถานะเป็นของเหลวได้ภายใต้ความดันที่ไม่สูงมากนัก ที่อุณหภูมิปกติ ไฮโดรคาร์บอนกลุ่มนี้ประกอบด้วย

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

และมีสารประกอบที่ไม่ใช่ไฮโดรคาร์บอนรวมอยู่บ้างเล็กน้อย เนื่องจากความหลากหลายของส่วนประกอบ ทำให้มีการตั้งมาตรฐานของก๊าซแอลพีจีที่ใช้เป็นเชื้อเพลิงให้แน่ชัดและเป็นข้อมูลในการออกแบบระบบให้ถูกต้องและปลอดภัย

อย่างไรก็ตาม C3 และ C4 ที่ปรากฏอยู่ในส่วนผสมของก๊าซแอลพีจีอาจแบ่งออกเป็นสองกลุ่มคือ พวกอิ่มตัว (Saturated) และไม่อิ่มตัว (Unsaturated) ซึ่งทั้งสองกลุ่มนี้ต่างกันตรงลักษณะการจับตัวกันของคาร์บอนอะตอม

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

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

### 3.1.2.1 คุณสมบัติทางกายภาพ

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

ตารางที่ 3.1 คุณสมบัติของแอลพีจีสถานะของเหลว

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

เมื่อพิจารณาในสถานะก๊าซ ช่วงการลุกไหม้ ก๊าซที่สันดาปได้จะมีช่วงส่วนผสมกับอากาศเพียงช่วงเดียวที่จุดไฟและลุกไหม้ได้ เพราะอากาศผสมอยู่ในปริมาณที่พอเหมาะช่วงการลุกไหม้จะแสดงค่าเป็นร้อยละของปริมาตรก๊าซต่ออากาศ ค่าความเข้มข้นสูงสุดของการลุกไหม้เรียกว่าค่าขอบบน ส่วนทางด้านต่ำเรียกว่า ค่าขอบล่าง แอลพีจีซึ่งเป็นผสมระหว่างโพรเพนกับบิวเทน โดยโพรเพนมีช่วงการลุกไหม้ 9.5 – 2.4% ในอากาศและบิวเทนมีช่วงการลุกไหม้ 8.4 – 1.8% ถ้าส่วนผสมมากหรือน้อยกว่านี้จะไม่ติดไฟ

### 3.1.3 อุณหภูมิของการจุดติดไฟ

เมื่อค่อยๆเพิ่มอุณหภูมิกับเชื้อเพลิงจนเลยอุณหภูมิค่าหนึ่งแล้ว แม้จะไม่มีประกายไฟหรือสาเหตุของการติดไฟ เชื้อเพลิงก็จะลุกไหม้เองตามธรรมชาติ อุณหภูมิต่ำสุดที่เกิดการลุกไหม้ตามธรรมชาตินี้เรียกว่าอุณหภูมิการจุดติดไฟ ของโพรเพนคือ  $460 - 580^{\circ}\text{C}$  ของบิวเทนคือ  $410 - 550^{\circ}\text{C}$

### 3.1.4 อุณหภูมิของเปลวไฟ

อุณหภูมิของเปลวไฟที่ได้จากการเผาไหม้ของก๊าซหุงต้มที่มีค่าสูงมากพบได้ทั้งการหลอมละลายต่างๆ ได้เช่น เหล็กหล่อ ทองเหลือง อะลูมิเนียมและแก้ว เป็นต้น โดยโพรเพนมีอุณหภูมิเปลวไฟในอากาศ  $1930^{\circ}\text{C}$  และ บิวเทน  $1900^{\circ}\text{C}$

### 3.1.5 อัตราส่วนปริมาตรของเหลวต่อก๊าซ

ก๊าซหุงต้มเหลวเมื่ออยู่ในสถานะก๊าซ ปริมาตรจะเปลี่ยนแปลงไปอย่างมากโดยโพรเพน 1 หน่วย ปริมาตรเมื่อกลายเป็นก๊าซแล้วจะมีปริมาตรเป็น 2 หน่วยที่ 15.5 °C ส่วนบิวเทน 1 หน่วยปริมาตรเมื่อกลายเป็นก๊าซแล้วจะมีปริมาตรเป็น 2.33 หน่วยที่ 15.5 °C

### 3.1.6 ค่าความร้อนของการเผาไหม้

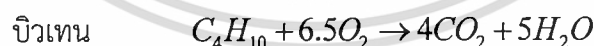
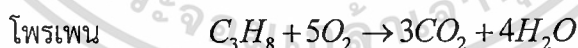
ค่าความร้อนของการเผาไหม้หมายถึงปริมาณความร้อนที่เกิดจากการนำเอาก๊าซแอลพีจี 1 หน่วย น้ำหนัก หรือ 1 หน่วยปริมาตร มาทำการเผาไหม้ที่ความดันและอุณหภูมิปกติ (25 °C)

### ตารางที่ 3.2 ค่าความร้อนของการเผาไหม้ก๊าซแอลพีจี

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

### 3.1.7 ปริมาณอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้

ก๊าซออกซิเจนเป็นก๊าซที่ผสมอยู่ในอากาศ 21% โดยปริมาตรและเป็นปัจจัยสำคัญที่ช่วยทำให้เกิดการเผาไหม้ ดังนั้นปริมาณอากาศที่ป้อนเข้าไปในห้องเผาไหม้จะต้องมีปริมาณที่แน่นอน ในกรณีที่ก๊าซแอลพีจีเผาไหม้อย่างสมบูรณ์ทั้งหมดก็จะกลายเป็นก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ การเปลี่ยนแปลงสามารถเขียนเป็นสมการทางเคมีได้ดังนี้



ดังสมการเหล่านี้ ปริมาณออกซิเจนที่จำเป็นต่อการเผาไหม้อย่างสมบูรณ์จะเป็น 5 เท่า ในกรณีของโพรเพน และเป็น 6.5 เท่า ในกรณีของบิวเทน เนื่องจากปริมาณออกซิเจนในอากาศจะมีปริมาณ 21% ฉะนั้นในการเผาไหม้โพรเพนอย่างสมบูรณ์ 1 ลบ.เมตร จะต้องใช้อากาศ 24 ลบ.เมตร ส่วนบิวเทน 1 ลบ.เมตร จะต้องใช้อากาศ 31 ลบ.เมตร ดังนั้นเมื่อมีการเปรียบเทียบกับน้ำมันเบนซินแล้ว แอลพีจีต้องการอากาศมากกว่าเล็กน้อย

### 3.1.8 สี กลิ่น ความเป็นพิษและการละลาย

แอลพีจีบริสุทธิ์จะไม่มีสี กลิ่น ดังนั้นบริษัทผู้ผลิตจึงต้องเติมสารประกอบที่มีกลิ่นเหม็นลงไปด้วย เพื่อให้ผู้ใช้รู้เมื่อเกิดการรั่วขึ้น สารประกอบที่ใส่ลงไปจะเป็น เมอร์แคปเทน (Mercaptan) ก๊าซแอลพีจี เป็นก๊าซที่ไม่มีพิษแต่ในกรณีเกิดการสันดาปอย่างไม่สมบูรณ์จะทำให้เกิดก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์ได้เช่นกัน เนื่องจากแอลพีจีไม่มีสารพิษร้ายแรง เช่น Tetra ethylene ซึ่งจะมีอยู่ในน้ำมันเบนซิน ฉะนั้นก๊าซไอเสียของแอลพีจีจึงสะอาดเมื่อเทียบกับการเผาไหม้ของน้ำมันเบนซิน

นอกจากนี้ก๊าซแอลพีจียังมีคุณสมบัติเป็นตัวทำละลายเช่นเดียวกับพวกน้ำมันระเหย จึงสามารถทำให้อุปกรณ์ต่างๆ ที่ทำมาจากยางธรรมชาติเสียคุณสมบัติได้ เช่น ปะเก็น หรือซีล ต่างๆ ดังนั้นอุปกรณ์ที่นำมาใช้กับถังที่บรรจุก๊าซธรรมชาติควรใช้วัสดุอื่นที่ไม่ทำมาจากยางธรรมชาติเช่น ยางสังเคราะห์ เป็นต้น

## 3.2 การเผาไหม้ (Combustion) [18], [19], [20]

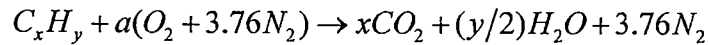
การเผาไหม้เป็นปฏิกิริยาออกซิเดชันที่อุณหภูมิสูงระหว่างเชื้อเพลิงหรือสารที่สามารถเผาไหม้กับออกซิเจนได้อย่างรวดเร็ว ซึ่งสารที่สามารถเผาไหม้ได้ในเชื้อเพลิงคือ คาร์บอน (C) ไฮโดรเจน (H) และกำมะถัน (S) หรืออาจมองการเผาไหม้ได้อีกลักษณะหนึ่งว่าเป็นเรื่องเกี่ยวกับจลนศาสตร์เคมี (Chemical kinetic) ซึ่งเกี่ยวข้องกับความเร็วและกลไกของปฏิกิริยาทางเคมีของสารขณะที่สลายตัวไปเป็นสารใหม่ พร้อมกับมีการเปลี่ยนรูปของพลังงานระหว่างพลังงานทางเคมีและพลังงานความร้อนอย่างรวดเร็ว โดยในการเผาไหม้จะมีการปลดปล่อยพลังงานออกมาหรือเรียกว่า กระบวนการคายความร้อน (Exothermic process) ดังนั้นเมื่อการเผาไหม้ดำเนินไปอย่างต่อเนื่องจะเกิดการปลดปล่อยพลังงานออกมาในรูปแบบ ความร้อนและแสงสว่างนั่นเอง โดยการเผาไหม้จะเกิดขึ้นภายใต้สภาวะเงื่อนไขที่เหมาะสม ได้แก่ อัตราส่วนผสมระหว่างเชื้อเพลิงกับออกซิไดเซอร์ อุณหภูมิ ความดัน เป็นต้น

เปลวไฟ(flame) ซึ่งเป็นส่วนสำคัญของการเผาไหม้ คือบริเวณต่างๆ ที่เกิดปฏิกิริยาเคมีการคายความร้อน (Exothermic chemical reaction) อย่างรวดเร็ว โดยการเผาไหม้สามารถให้เปลวไฟได้สองแบบคือ เปลวไฟแบบผสมกันมาก่อน (Premixed flame) และเปลวไฟแบบแพร่ (Diffusion flame) ซึ่งในหัวข้อนี้จะขอกล่าวถึงเพียงเปลวไฟแบบผสมกันมาก่อน แต่ละแบบอาจจำแนกย่อยได้เป็นเปลวไฟที่นิ่งอยู่กับที่ (Stationary flame) และเปลวไฟลุกลามเคลื่อนที่ (Propagating flame) และเปลวไฟต้องมีความเร็วการเผาไหม้ (Burning velocity) อาจเป็นความเร็วการเผาไหม้แบบราบเรียบ (Laminar burning velocity) หรือความเร็วการเผาไหม้แบบปั่นป่วน (Turbulent burning velocity)(มีค่าสูง บางทีอาจมีค่าถึง 2 - 10 เท่าของความเร็วการเผาไหม้แบบราบเรียบ) ซึ่งปฏิกิริยาการเผาไหม้เกิดขึ้นในอัตราเร็วหรือช้าขึ้นอยู่กับ พื้นที่ผิวสัมผัสของเชื้อเพลิง และอุณหภูมิ เป็นต้น

### 3.2.1 สตอยชิโอเมตรีของการเผาไหม้ (Combustion Stoichiometry)

สตอยชิโอเมตรีเป็นการคำนวณปริมาณออกซิไดเซอร์ที่พอดีในการเผาไหม้อย่างสมบูรณ์ ดังนั้นถ้าปริมาณออกซิไดเซอร์มากกว่าสตอยชิโอเมตรีนั้นหมายถึงการเผาไหม้นั้นมีส่วนผสมอากาศต่อเชื้อเพลิงแบบบาง (Lean mixture) ในทางกลับกัน เมื่อมีปริมาณออกซิไดเซอร์น้อยกว่าสตอยชิโอเมตรีหมายถึงมี

ส่วนผสมอากาศต่อเชื้อเพลิงแบบหนา (Rich mixture) การหาความสัมพันธ์แบบสตอยซิโอเมตรีทำได้โดยการเขียนสมการเผาไหม้ เช่น สำหรับเชื้อเพลิงไฮโดรคาร์บอนสามารถหาได้ดังนี้



เมื่อ

$$a = x + y/4$$

สัดส่วนของปริมาณออกซิเจนในอากาศซึ่งมักนิยมพิจารณาให้อากาศที่ใช้ในการเผาไหม้เป็นอากาศแห้งประกอบไปด้วย ออกซิเจน 21% โดยปริมาตร และไนโตรเจน 79% โดยปริมาตร นั่นคือแต่ละโมลของออกซิเจนมีไนโตรเจน 3.76 โมล ซึ่งการหาอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงที่ตามทฤษฎีหรือตามสตอยซิโอเมตรีสามารถหาได้จาก

$$(A/F)_{stoi} = \left( \frac{m_{air}}{m_{fuel}} \right)_{stoi} = \frac{4.76 MW_{air}}{1 MW_{fuel}} \quad (3.1)$$

นอกจากนี้ยังมีปริมาณที่เกี่ยวข้องอื่นๆ ดังนี้

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

$$\Phi = \frac{(A/F)_{stoi}}{(A/F)} = \frac{(F/A)}{(F/A)_{stoi}} \quad (3.2)$$

ดังนั้นสำหรับส่วนผสมหนา  $\Phi > 1$ , ส่วนผสมบาง  $\Phi < 1$  และส่วนผสมตามสตอยซิโอเมตรี  $\Phi = 1$

- เปอร์เซ็นต์อากาศทางทฤษฎี (Percent theoretical air) คือปริมาณที่บอกให้ทราบว่าปริมาณอากาศที่ใช้จริงในการเผาไหม้คิดเป็นกี่เปอร์เซ็นต์ของปริมาณอากาศตามทฤษฎี

$$\text{เปอร์เซ็นต์อากาศเมื่อเทียบกับค่าทางทฤษฎี} = \frac{100\%}{\Phi} \quad (3.3)$$

- เปอร์เซ็นต์อากาศส่วนเกิน (Percent excess air) คือปริมาณที่บอกให้ทราบว่าปริมาณอากาศส่วนเกินที่เปอร์เซ็นต์โดยคิดจากอากาศทางทฤษฎีที่มีค่าเท่ากับ 100

$$\text{เปอร์เซ็นต์อากาศส่วนเกิน} = \frac{(1-\Phi)}{\Phi} \times 100\% \quad (3.4)$$

### 3.2.2 ปัจจัยที่ส่งผลต่อการเผาไหม้

**3.2.2.1 ปริมาณอากาศที่เพียงพอต่อการเผาไหม้ (Sufficient air to combustion)** ในการเผาไหม้เชื้อเพลิงให้สมบูรณ์จำเป็นต้องมีสัดส่วนของอากาศหรือออกซิเจนที่เพียงพอต่อการทำปฏิกิริยาเผาไหม้โดยปริมาณอากาศที่น้อยที่สุดที่สามารถทำให้เกิดการเผาไหม้สมบูรณ์เรียกว่าปริมาณอากาศทางทฤษฎี ซึ่งสามารถคำนวณได้จากหัวข้อที่ผ่านมา

**3.2.2.2 ระยะเวลาในการเผาไหม้ (Burning time)** เนื่องจากในการทำปฏิกิริยาจำเป็นต้องอาศัยเวลาเพื่อที่จะทำให้ได้ปฏิกิริยาการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ ซึ่งหาระยะเวลาในการเผาไหม้ไม่เพียงพอจะส่งผลให้ประสิทธิภาพการใช้เชื้อเพลิงต่ำและนับว่าเป็นการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงด้วย

**3.2.2.3 อุณหภูมิของการเผาไหม้ (Combustion Temperature)** เป็นที่ทราบกันดีว่าการเผาไหม้เชื้อเพลิงนั้นเป็นการเกิดปฏิกิริยาเคมีซึ่งความเร็วของการเกิดปฏิกิริยานั้นจะขึ้นอยู่กับอุณหภูมิของการเกิดปฏิกิริยานั้นเป็นสำคัญด้วย โดยหากอุณหภูมิการเผาไหม้มีค่าสูงความเร็วของการเผาไหม้ก็จะมีค่ามาก

**3.2.2.4 ความปั่นป่วนระหว่างการเผาไหม้ (Turbulent)** เนื่องจากในการเผาไหม้นั้นเป็นการทำปฏิกิริยาของเชื้อเพลิงและออกซิเจนในอากาศ ซึ่งหากระหว่างการเผาไหม้มีความปั่นป่วนเกิดขึ้นจะทำให้เกิดการคลุกเคล้ากันอย่างดีของเชื้อเพลิงและออกซิเจน ทำให้โอกาสที่ออกซิเจนจะเข้าไปทำปฏิกิริยากับเชื้อเพลิงและเกิดการเผาไหม้ที่สมบูรณ์มีมากขึ้น

### 3.2.3 เปลวไฟผสมก่อนแบบลามินาร์ (Laminar premixed flame)

กล่าวถึงปรากฏการณ์การเผาไหม้เชื้อเพลิงก๊าซภายใต้อุณหภูมิสูงของส่วนผสมระหว่างเชื้อเพลิงและออกซิไดเซอร์ที่ผสมจนเป็นเนื้อเดียวกันก่อนจะมีการเผาไหม้เกิดขึ้น ซึ่งเรียกว่าเปลวไฟผสมก่อนแบบลามินาร์สามารถพบเห็นได้ทั่วไปยกตัวอย่างเช่น เตาแก๊สตามบ้าน อุปกรณ์ให้ความร้อนและตะเกียงเบนเซน (Buncen burner) เปลวไฟก๊าซชนิดผสมกันมาก่อนนี้แบ่งออกเป็นสองแบบคือ แบบอยู่กับที่ (Stationary flame) และแบบลามเคลื่อนที่ (Propagating flame) ขึ้นอยู่กับวิธีป้อนส่วนผสมเข้าสู่บริเวณเปลวไฟ ซึ่งสามารถวิเคราะห์พฤติกรรมของเปลวไฟได้จากความเร็วของเปลวไฟแบบลามินาร์ (Laminar flame speed,  $S_L$ ) ซึ่งคือความเร็วสัมพัทธ์ของเปลวไฟที่ลามเข้าหาส่วนผสมเมื่อเทียบกับความเร็วของส่วนผสม มีความสำคัญมากในการออกแบบอุปกรณ์การเผาไหม้เชื้อเพลิงแสดงดังสมการ

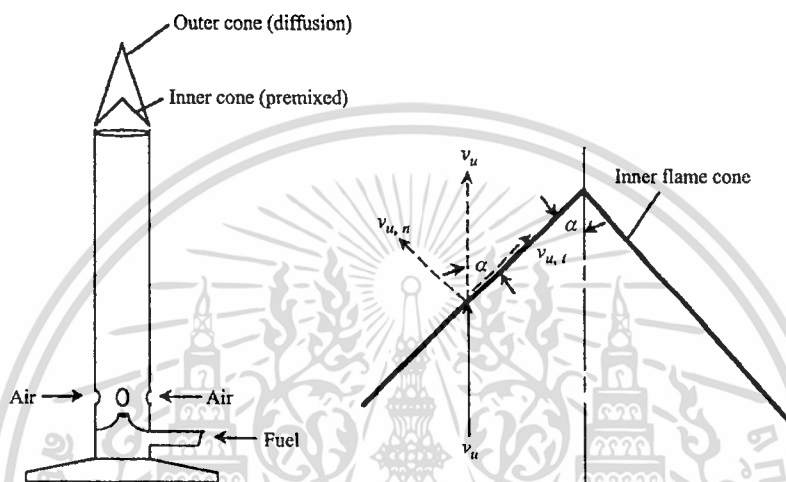
$$S_L = v_u \sin \alpha \quad (3.5)$$

เมื่อ  $v_u$  คือความเร็วการไหลของส่วนผสม จากสมการทำให้เราทราบถึงปรากฏการณ์สำคัญของเปลวไฟก๊าซแบบผสมก่อนได้เป็นอย่างดี ซึ่งแบ่งออกเป็น 3 กรณีดังนี้

3.2.3.1 กรณีเปลวไฟนิ่งอยู่กับที่ ดังนั้น  $S_L = v_u$  และมีทิศทางตั้งฉากกับแนวเปลวไฟ ดังนั้นการทำให้เปลวไฟหยุดลามและอยู่นิ่งกับที่ได้นั้นต้องปรับความเร็วการไหลของส่วนผสมจนมีค่าเท่ากับค่าความเร็วของเปลวไฟของส่วนผสมนั่นเอง

3.2.3.2 กรณีเปลวไฟลามเคลื่อนที่เข้าหาส่วนผสม เพราะความเร็วในการไหลของส่วนผสมต่ำเกินไป หรือ  $S_L > v_u$  ปรากฏการณ์นี้เรียกว่าเปลวไฟย้อนกลับ (Flash back)

3.2.3.3 กรณีเปลวไฟลามเคลื่อนที่เข้าหาสารผลิตภัณฑ์ เนื่องจากความเร็วในการไหลของส่วนผสมมากเกินไป หรือ  $|S_L| < |v_u|$  ปรากฏการณ์นี้เรียกว่าเปลวไฟเป่าดับ (Blow off)



รูปที่ 3.1 แสดงโครงสร้างตะเกียงเบนเซนและความเร็วเปลวไฟแบบลามินาร์ซึ่งมีค่าเท่ากับองค์ประกอบในทิศตั้งฉากของความเร็วส่วนผสม

ตะเกียงเบนเซนเป็นอีกการทดลองหนึ่งซึ่งอธิบายถึงเปลวไฟผสมก่อนแบบลามินาร์ได้เป็นอย่างดี แสดงดังรูปที่ 3.1 โดยที่เจ็ทเชื้อเพลิงที่ถูกป้อนเข้าทางฐานจะเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่หนึ่ง (Primary air entrainment) โดยรอบเข้าไปผสมกันในท่อ ซึ่งจะเกิดเป็นเปลวไฟผสมก่อนด้านใน ถูกหุ้มรอบด้วยเปลวไฟแบบแพร่ปรากฏที่ปลายของท่อผสม เมื่อปรับเปลี่ยนช่องทางเข้าอากาศส่วนที่หนึ่งจะได้ลักษณะของเปลวไฟที่แตกต่างกันออกไปเนื่องจากการปรับเปลี่ยนส่วนผสมระหว่างเชื้อเพลิงและอากาศ

#### 3.2.4 เสถียรภาพเปลวไฟ (Flame stability)

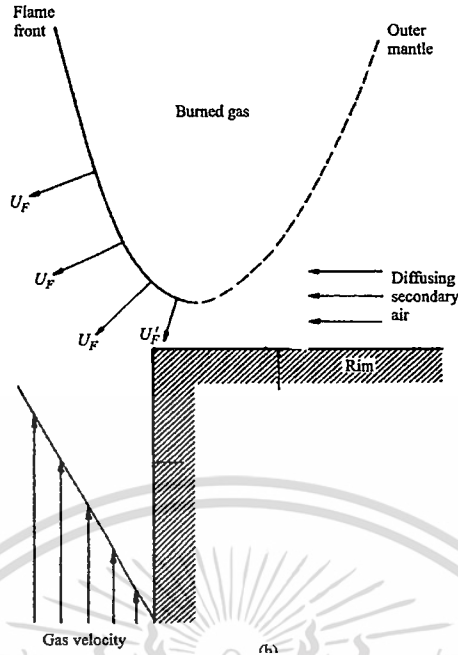
สิ่งสำคัญที่ควรหลีกเลี่ยงในการออกแบบหัวเผาก๊าซ คือปรากฏการณ์เปลวไฟย้อนกลับและเปลวไฟหลุดลอย (lift off) เปลวไฟย้อนกลับ คือปรากฏการณ์ที่เปลวไฟลามไปในท่อผสมโดยไม่ดับ ซึ่งไม่เพียงสร้างความรำคาญเท่านั้นแต่ยังเป็นสาเหตุของการระเบิดเนื่องมาจากการขยายปริมาตรของก๊าซ และเปลวไฟหลุดลอย คือปรากฏการณ์ที่เกิดช่องว่างระหว่างฐานของเปลวไฟและท่อ แต่ในขณะเดียวกันก็ยังคงเกิดการเผาไหม้อยู่ ซึ่งเป็นสาเหตุของการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์เมื่อก๊าซผสมไหลออกจากช่องระหว่างเปลวไฟกับท่อและทำให้จุดติดไฟยาก ถ่ายเทความร้อนได้ไม่ดี

หลักการของทั้งสองปรากฏการณ์นี้ตั้งอยู่บนพื้นฐานของความเร็วเปลวไฟแบบลามินาร์ในแต่ละกรณี จากรูปที่ 3.2 แสดงถึงโปรไฟล์เวกเตอร์ของเปลวไฟย้อนกลับ โดยมากมักเกิดขึ้นระหว่างการหรี่หรือหยุดการป้อนเชื้อเพลิง ทำให้ความเร็วของเปลวไฟมีมากกว่าอัตราการไหลของผสมส่งผลให้เปลวไฟลามไปยังต้นทางมากกว่าที่จะดับ ดังนั้นพารามิเตอร์ที่เกี่ยวข้องได้แก่ ชนิดของเชื้อเพลิง อัตราส่วนผสม อัตราการไหลและลักษณะทางกายภาพของหัวเผา เป็นต้น

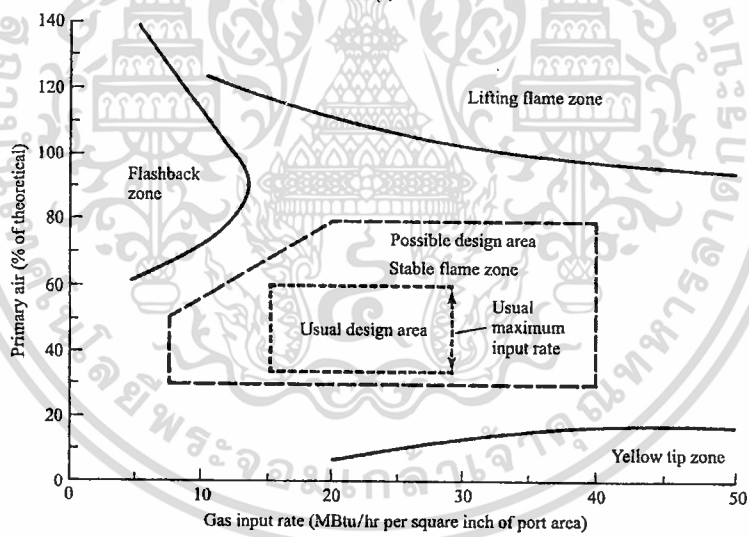
เราสามารถกล่าวได้ว่าปรากฏการณ์เปลวไฟหลุดลอยนั้นขึ้นอยู่กับลักษณะของเปลวไฟและอัตราการไหลบริเวณขอบของหัวเผาคือเมื่อพิจารณาให้เปลวไฟมีเสถียรภาพที่ขอบของหัวเผาที่อัตราการไหลต่ำฐานของเปลวไฟจะอยู่ติดกับหัวเผา แต่เมื่อเพิ่มอัตราการไหล จะสังเกตเห็นว่ามุมของโคนเปลวไฟมีขนาดเล็กลงและเริ่มออกห่างจากหัวเผาเรียกปรากฏการณ์นี้ว่าเปลวไฟหลุดลอย ดังแสดงในรูปที่ 3.3 และถ้าเพิ่มอัตราการไหลไปเรื่อยๆจะให้เกิดการเป่าดับ ซึ่งเป็นสิ่งที่ไม่ต้องการให้เกิดขึ้น



รูปที่ 3.2 แสดงโปรไฟล์ความเร็วขณะเกิดเปลวไฟย้อนกลับ



รูปที่ 3.3 แสดงโปรไฟล์ความเร็วขณะเกิดเปลวไฟหลุดลอย



รูปที่ 3.4 แสดงย่านการใช้งานของหัวเผา

### 3.2.5 เเขม่า (Soot)

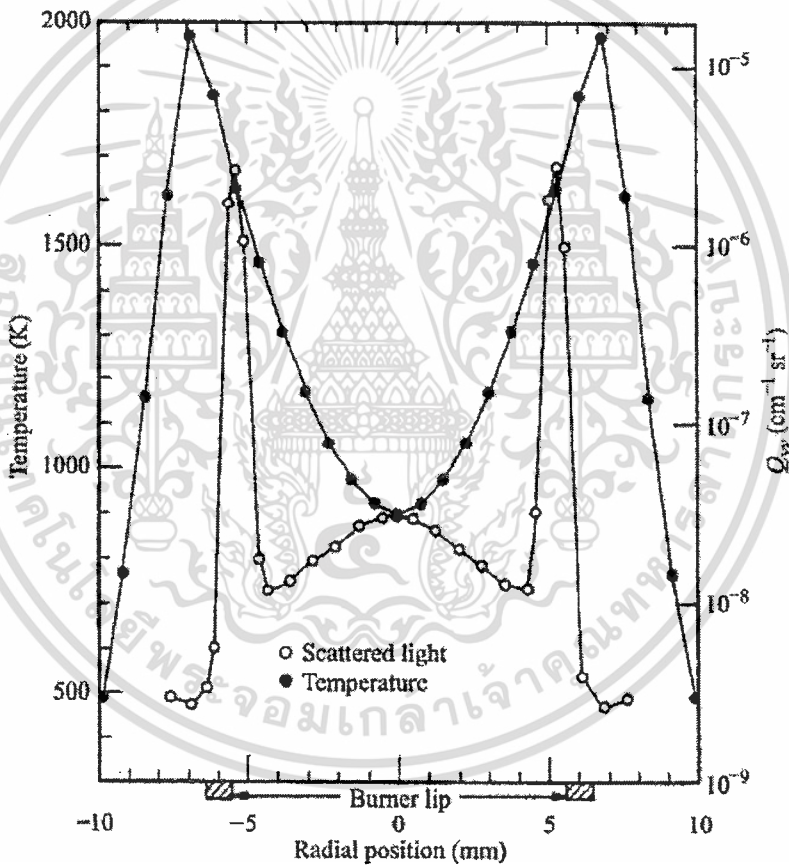
เเขม่า เป็นปริมาณที่บ่งบอกถึงการปล่อยมลพิษจากการเผาไหม้ อีกทั้งยังก่อให้เกิดการสูญเสียความร้อนอีกด้วย ซึ่งการเกิดเเขม่ามีสาเหตุมาจากการเผาไหม้ที่มีอัตราการเกิดปฏิกิริยาอย่างรวดเร็ว จนอนุภาคของคาร์บอนไม่สามารถเปลี่ยนเป็นผลิตภัณฑ์ได้ทั้งหมด ในที่สุดเมื่ออนุภาคนี้อยู่ตัวลงจะ



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กลายเป็นสีดำ เรียกว่า เขม่าหรือควันนั่นเอง ดังนั้นเขม่าจึงมักเกิดบริเวณที่มีเชื้อเพลิงหนาของเปลวไฟซึ่งเป็นบริเวณที่มีอุณหภูมิสูง โดยอยู่ในช่วง 1300 – 1600 K และมีโอกาสก่อตัวมากขึ้นหากเผาไหม้เชื้อเพลิงไฮโดรคาร์บอนภายใต้เงื่อนไขส่วนผสมหนา นอกจากนี้ในรูปที่ 3.5 แสดงถึงปริมาณการหักเหแสงซึ่งบ่งบอกถึงการก่อตัวของเขม่าเทียบกับการกระจายอุณหภูมิของเปลวไฟตามแนวรัศมีบริเวณหัวเผาเอทิลีนเจ็ท พบว่าขอบเขตของการเกิดเขม่าแคบกว่าขอบเขตของอุณหภูมิแสดงถึงการเกิดเขม่าบริเวณที่มีเชื้อเพลิงหนาและยังพบอีกว่าเมื่อการก่อตัวของเขม่าเยอะขึ้น ทำให้อุณหภูมิลดลง

ในการเผาไหม้ หากเพิ่มอัตราการไหลเชื้อเพลิงจะทำให้เปลวไฟมีขนาดยาวขึ้นและจะสังเกตเห็นเป็นสีส้มหรือสีเหลืองด้วยตาเปล่า ซึ่งเกิดจากการเผาไหม้ของอนุภาคเขม่านั่นเอง ดังนั้นการระบายความยาวและสีของเปลวไฟจึงสามารถบ่งบอกถึงปริมาณคาร์บอนที่ไม่ถูกเผาไหม้หรือเขม่าได้เช่นกัน นอกจากนี้ในการออกแบบหัวเผาควรหลีกเลี่ยงย่านการทำงานที่ทำให้เกิดเปลวไฟยอดสีเหลือง (Yellow tip zone) ดังรูปที่ 3.4 เนื่องจากเป็นบริเวณที่สามารถเกิดเขม่าได้

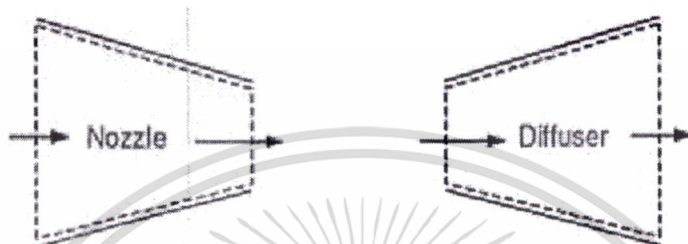


รูปที่ 3.5 แสดงการกระจายอุณหภูมิตามแนวรัศมีและการหักเหแสงที่เกิดจากอนุภาคของเขม่าจากเปลวไฟแบบแพร่ของเอทิลีนเจ็ท

### 3.3 หัวฉีด (Injector) [21]

#### 3.3.1 นอซเซิลและดีฟิวเซอร์ (Nozzle and Diffuser)

นอซเซิลเป็นอุปกรณ์ที่ใช้เพื่อเพิ่มความเร็วของสารทำงาน ในขณะที่ดีฟิวเซอร์เป็นอุปกรณ์ที่มีลักษณะการทำงานตรงกันข้ามคือทำให้สารทำงานที่ไหลผ่านอุปกรณ์ชนิดนี้จะมีความเร็วลดลงเนื่องจากดีฟิวเซอร์ได้ถูกออกแบบมาเพื่อเพิ่มความดันให้กับของไหลโดยการเปลี่ยนรูปพลังงานจลน์ให้อยู่ในรูปความดัน สัญลักษณ์ของนอซเซิลและดีฟิวเซอร์แสดงดังรูป 3.6



รูปที่ 3.6 สัญลักษณ์ของนอซเซิลและดีฟิวเซอร์

การพิจารณาตัวแปรต่างๆ ในสมการอนุรักษ์พลังงานสำหรับการทำงานของนอซเซิลและดีฟิวเซอร์มีหลักเกณฑ์ดังนี้

เทอมของ  $\dot{Q} = 0$  อัตราการถ่ายเทความร้อนระหว่างอุปกรณ์ที่เป็นนอซเซิลและดีฟิวเซอร์และสิ่งแวดล้อมมีค่าต่ำมากแม้อุปกรณ์จะไม่ได้หุ้มฉนวน ทั้งนี้เนื่องจากสารทำงานจะไหลผ่านอุปกรณ์อย่างรวดเร็วทำให้การถ่ายโอนเกิดขึ้นเพียงเล็กน้อยจนสามารถละเลยได้หรืออาจกล่าวได้ว่ากระบวนการในนอซเซิลและดีฟิวเซอร์เป็นกระบวนการแอดิเอแบติก

เทอมของ  $\dot{W} = 0$  กระบวนการทำงานของนอซเซิลและดีฟิวเซอร์เกี่ยวข้องกับเฉพาะอัตราเร่งของสารทำงานเท่านั้น ไม่มีงานใดเข้าหรือออกจากระบบ

เทอมของ  $\Delta KE \neq 0$  ผลจากการทำงานของนอซเซิลและดีฟิวเซอร์จะทำให้มีการเปลี่ยนแปลงความเร็วสูงนั่นคือการเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์ในกระบวนการย้อมสูงด้วยและการเปลี่ยนแปลงพลังงานส่วนนี้ถือว่างเกิดจากหลักการทำงานของอุปกรณ์

เทอมของ  $\Delta PE = 0$  เนื่องจากระดับทางเข้าและออกของอุปกรณ์นอซเซิลและดีฟิวเซอร์แตกต่างกันเพียงเล็กน้อยหรือไม่ต่างกันเลย จึงไม่มีการพิจารณาผลจากการเปลี่ยนแปลงพลังงานศักย์จะได้สมการดังนี้

$$h_2 + \frac{V_2^2}{2} = h_1 + \frac{V_1^2}{2} \quad (3.6)$$

เมื่อ  $h_1$  และ  $h_2$  คือเอนทาลปีที่ทางเข้าและทางออกของอุปกรณ์ตามลำดับ

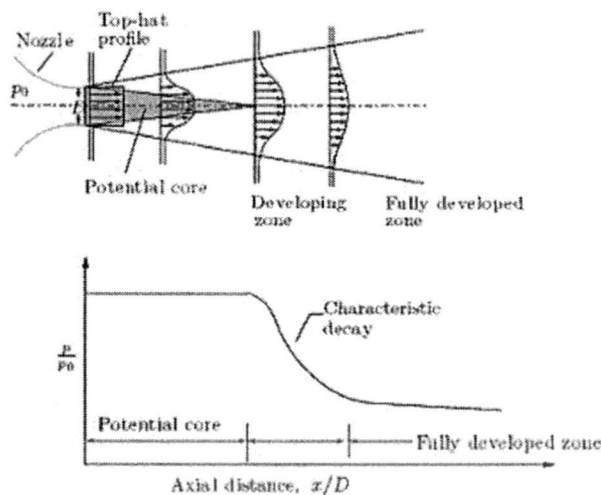
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 3.3.2 เจ็ท (jet)

เจ็ทคือพฤติกรรมที่ลำของไหลพุ่งออกจากนอชเชิลเข้าสู่กลุ่มของไหลที่มีความเร็วต่ำกว่าหรือหยุดนิ่ง โดยความเร็วของลำเจ็ทจะลดลงเรื่อยๆ เมื่อระยะทางเพิ่มมากขึ้นเนื่องจากเกิดการผสมกับของไหลรอบๆ เพราะชั้นขอบเขตตรงทางออกนอชเชิลมีลักษณะเป็นแบบหมุนวน(Vortices) และจะมีขนาดโตขึ้นเมื่อเคลื่อนไปถึงปลายทาง(Downstream) จึงเป็นสาเหตุให้ของไหลที่อยู่บริเวณรอบเจ็ทถูกเหนี่ยวนำเข้าสู่แกนเจ็ท ดังนั้นการไหลเชิงมวลบริเวณหน้าตัดใดๆ จะเพิ่มมากขึ้น และเพื่อให้เกิดการอนุรักษ์โมเมนตัม ความเร็วตามแนวแกนจึงค่อยๆ ลดลงและแปรผันตามเกรเดียนต์ความเร็วตลอดทั้งชั้นผิวที่มีการเฉือนและเป็นฟังก์ชันของระยะตามแนวแกนนับตั้งแต่ทางออกของเจ็ทเป็นต้นไป อย่างไรก็ตามพฤติกรรมของ การไหลเฉือนในช่องเปิด (Free shear layer) และโครงสร้างการหมุนวนของเจ็ทยังถูกศึกษาทดลองอย่างต่อเนื่อง เนื่องจากมีการนำไปประยุกต์ใช้อย่างกว้างขวางไม่ว่าจะเป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในครัวเรือนไปจนถึงเทคโนโลยีด้านอากาศยาน

ลักษณะการหมุนวนที่เกิดจากการเฉือนบริเวณชั้นขอบของเจ็ทนี้ ก่อให้เกิดการถ่ายเทมวลจากสิ่งแวดล้อมเข้าสู่บริเวณเจ็ทที่เรียกว่า การเหนี่ยวนำ โดยเมื่อของไหลที่มีโมเมนตัมสูงเคลื่อนที่ออกจากนอชเชิลเข้าสู่บริเวณกลุ่มของไหลที่มีโมเมนตัมต่ำกว่าหรือเป็นศูนย์ โมเมนตัมจากเจ็ทจะถูกถ่ายเทไปสู่ของไหลรอบๆ เพื่อรักษาสมดุลโมเมนตัม ซึ่งกระบวนการที่กล่าวมานี้จะทำให้เกิดการเหนี่ยวนำมวลจากสิ่งแวดล้อมเข้าสู่เจ็ทด้วยโครงสร้างลักษณะการหมุนวนขนาดใหญ่บริเวณชั้นขอบของลำเจ็ทและแตกกระจายเป็นการหมุนวนขนาดเล็กเมื่อเข้าสู่แกนกลางของเจ็ท ซึ่งการหมุนวนขนาดเล็กนี้จะมีประสิทธิภาพในการคลุกเคล้าทำให้เกิดการถ่ายเทโมเมนตัมได้มากขึ้น เมื่อพิจารณาในแง่ของความหนืด (Viscous) ผลของความหนืดจะค่อยๆ แผ่กระจายเข้าสู่แกนของเจ็ทตามระยะทางจากนอชเชิล จนเมื่อถึงบริเวณปลายที่ความเร็วของเจ็ทส่งผลไม่ถึง ผลของความหนืดจึงเข้าถึงแกนกลางในที่สุด ในขณะที่บริเวณทางออกนอชเชิลจะมีความเร็วที่เท่ากันทั้งหน้าตัดจึงถือเป็นบริเวณที่ไม่มีผลของความหนืด เรียกบริเวณนี้ว่า ยอดหมวก (Top hat) โดยความเร็วนี้จะมีขนาดเล็กลงตามระยะห่างจากทางออกเจ็ทแต่ในทางตรงกันข้ามที่บริเวณดังกล่าวก็จะเกิดการผสมระหว่างของไหลทั้งสองมากขึ้น

ความยาวของเจ็ทซับโซนิค(Subsonic) จะขึ้นอยู่กับความเร็วตามแนวแกนเจ็ทมีค่าเท่ากับความเร็วที่ทางออกนอชเชิลซึ่งไม่ถูกสิ่งแวดล้อมรบกวน เรียกบริเวณนี้ว่า แกนเจ็ท(Jet core) ความเร็วแกนกลางของเจ็ทจะลดลงอย่างรวดเร็วเป็นสัดส่วนผกผันกับระยะทางจากนอชเชิล มักเรียกพฤติกรรมนี้ว่า คุณสมบัติของการลดลง(Characteristic decay) โดยแกนเจ็ทซับโซนิคอิสระทั่วไปจะมีความยาวเป็น 6 เท่าของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง(6D) และจะเกิดการลดลงตั้งแต่บริเวณ 6D จนถึง 12D นอกจากนี้ที่แกนเจ็ทยังประกอบไปด้วย บริเวณศักย์(Potential core) เป็นบริเวณที่เจ็ทมีความเร็วเท่ากับความเร็วตรงทางออกเจ็ท โดยเมื่อพ้นบริเวณนี้ไปแล้วเจ็ทจะได้รับอิทธิพลจากความหนืด และบริเวณที่เกิดการเปลี่ยนแปลงอย่างสมบูรณ์(Fully developed region) เป็นบริเวณที่ต่อจากการเกิดคุณลักษณะการลดลงจนถึงระยะอนันต์ โดยบริเวณต่างๆ แสดงดังรูปที่ 3.7



รูปที่ 3.7 แสดงความเร็วที่ตำแหน่งต่างๆ (บน) และความดันพิทอท (Pitot pressure) ที่สอดคล้องกัน

จากพฤติกรรมการหมุนวน ทำให้ทราบว่า การหมุนวนที่มีขนาดใหญ่จะมีประสิทธิภาพในการดูดกลืนมวลจากสิ่งแวดล้อมเพื่อเข้าทำปฏิกิริยากับเชื้อเพลิงของไหลตามกฎการอนุรักษ์ และในระหว่างกระบวนการจะแตกออกเป็นการหมุนวนขนาดเล็ก (Eddies) มีประสิทธิภาพช่วยในการแลกเปลี่ยนโมเมนตัม ดังนั้นในกระบวนการหนึ่งๆ ควรมีการหมุนวนทั้งสองขนาดในปริมาณที่เหมาะสมเพื่อการคลุกเคล้าที่มีประสิทธิภาพสูงสุด อย่างไรก็ตามการระบุถึงสัดส่วนที่เหมาะสมของการหมุนวนนี้สามารถทำได้ยากในรูปแบบการไหลปั่นป่วน (Turbulent field) จึงนิยมระบุทางอ้อมด้วยการวัดการลดลงของความเร็วตามแกนกลาง ซึ่งเป็นการบ่งบอกถึงอัตราการผสมระหว่างของไหลทั้งสองชนิด โดยหากมีการลดลงอย่างรวดเร็ว นั่นหมายถึงมีการผสมเกิดขึ้นอย่างรวดเร็วด้วย ดังนั้นประสิทธิภาพการผสมกันจึงขึ้นอยู่กับทั้งปริมาณการหมุนวนและมวลของไหลทั้งสองด้วย

### 3.4 การถ่ายเทความร้อน [22], [23]

เมื่อจุดสองจุดมีอุณหภูมิที่แตกต่างกันก็จะมีพลังงานถ่ายเทจากจุดที่มีอุณหภูมิสูงไปยังจุดที่มีอุณหภูมิต่ำ พลังงานกำลังเคลื่อนที่ไปด้วยอิทธิพลของอุณหภูมิที่แตกต่างกันนี้เรียกว่า ความร้อน ถึงแม้วิชาเทอร์โมไดนามิกส์จะเป็นวิชาที่ศึกษาเกี่ยวกับการถ่ายเทของพลังงานก็ตาม แต่ก็เป็นการศึกษาเฉพาะในกรณีระบบความร้อนนั้นอยู่ในสถานะที่สมดุลแล้วเท่านั้น ดังนั้นหลักเกณฑ์ต่างๆ ในวิชาเทอร์โมไดนามิกส์จึงได้ใช้เพียงแค่นำมาคำนวณพลังงานที่ใช้ในการเปลี่ยนแปลงสถานะของระบบความร้อนที่อยู่ในสถานะสมดุลจากสถานะหนึ่งไปอีกยังสถานะหนึ่งเท่านั้นไม่สามารถที่จะบอกให้ทราบว่า การเปลี่ยนแปลงนั้นเกิดขึ้นได้รวดเร็วเพียงไร ศาสตร์จากวิชาการถ่ายเทความร้อนนี้จะช่วยต่อเติมกฎข้อที่ 2 ของเทอร์โมไดนามิกส์ด้วยการวิเคราะห์ที่สามารถนำมาใช้หาอัตราการถ่ายเทความร้อนได้

รายละเอียดที่จะนำมาใช้ในการวิเคราะห์ทางเทอร์โมไดนามิกส์และการถ่ายเทความร้อนนั้น พิจารณาได้จากแหล่งที่ก่อกวนร้อนขึ้นเมื่อนำไปแช่ทิ้งไว้ในน้ำร้อน จากกฎของเทอร์โมไดนามิกส์จะทำ

ให้สามารถหาอุณหภูมิของแท่งเหล็กและของน้ำร้อนได้เมื่อแท่งเหล็กและน้ำร้อนอยู่ในสภาวะสมดุลแล้ว แต่ก็ไม่สามารถบอกให้ทราบถึงอัตราการถ่ายเทความร้อนและอุณหภูมิในช่วงเวลาที่กำหนดให้ นั้นและไม่สามารถบอกให้ทราบว่า จะต้องใช้เวลานานเท่าใดแท่งเหล็กและน้ำร้อนจึงจะมีอุณหภูมิตามต้องการ ส่วนการวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนนั้นจะสามารถทำนายอัตราการถ่ายเทความร้อนจากน้ำร้อนไปยังแท่งเหล็กได้ นอกจากนี้ยังสามารถคำนวณหาอุณหภูมิของแท่งเหล็กและของน้ำร้อนในฟังก์ชันของเวลาได้อีกด้วย

การวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนที่ตื้นนั้นจะต้องทราบถึงกลไกของการถ่ายเทความร้อนแบบต่างๆ ซึ่งมีอยู่ด้วยกัน 3 แบบคือ

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

ในการออกแบบระบบความร้อนและการวิเคราะห์การแลกเปลี่ยนความร้อนนั้นจะต้องเข้าใจในกลไกของการถ่ายเทความร้อนแต่ละระบบและต้องทราบถึงความสัมพันธ์ของการถ่ายเทความร้อนแบบนั้นๆ สำหรับในหัวข้อนี้จะพิจารณาถึงกฎเกณฑ์สำคัญๆ ของการถ่ายเทความร้อนและการใช้งานพื้นฐาน ส่วนรายละเอียดของการถ่ายเทความร้อนแต่ละแบบนี้จะกล่าวถึงในภายหลัง

### 3.4.1 การถ่ายเทความร้อนโดยการนำ (Conduction heat transfer)

การถ่ายเทความร้อนโดยการนำหรือการนำความร้อนเป็นการถ่ายเทความร้อนเพียงวิธีเดียวที่เกิดขึ้นในวัตถุที่เป็นตัวกลางทึบแสง เมื่อมีความลาดชันของอุณหภูมิเกิดขึ้นในวัตถุก่อนนั้นอัตราการถ่ายเทความร้อนโดยการนำซึ่งใช้  $q_k$  เป็นสัญลักษณ์นี้จะเป็นสัดส่วนกับ  $\frac{dT}{dx}$  ซึ่งเป็นค่าความลาดชันของอุณหภูมิคูณกับพื้นที่  $A$  ที่ความร้อนไหลผ่าน (รูปที่ 3.8a) ถ้าหากจะเขียนเป็นสมการแล้วจะได้รูปสมการเป็น

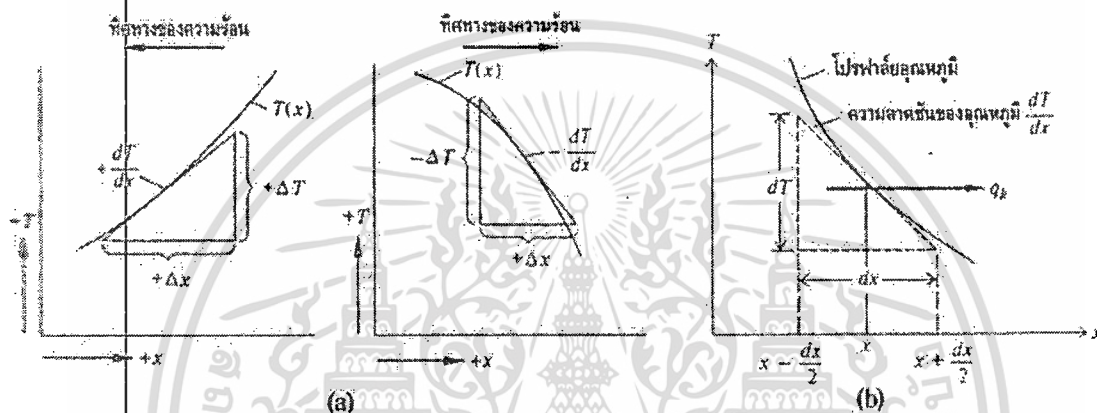
$$q_k \propto A \cdot \frac{dT}{dx} \quad (3.7)$$

เมื่อ	$q_k$	=	อัตราการถ่ายเทความร้อนโดยการนำหรือการนำความร้อน
	$A$	=	พื้นที่ที่ความร้อนไหลผ่าน
	$T$	=	อุณหภูมิ
	$x$	=	ระยะทางการเคลื่อนที่ของความร้อน

สำหรับอัตราการถ่ายเทความร้อนจริงนั้นจะขึ้นอยู่กับค่าการนำความร้อน (Thermal conductivity)  $k$  ซึ่งเป็นคุณสมบัติทางฟิสิกส์ของตัวกลางที่ความร้อนเคลื่อนที่ผ่าน ฉะนั้นอัตราการนำความร้อนจึงมีค่าเป็น

$$q_k = -kA \times \frac{dT}{dx} \quad (3.8)$$

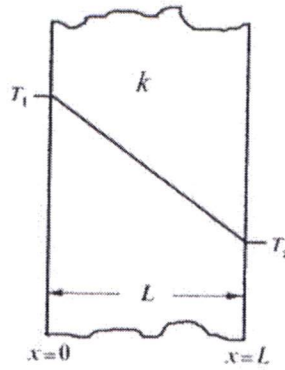
สมการ (3.8) นี้มีชื่อเรียกว่า กฎการนำความร้อนของฟูรีเยร์ (Fourier's law of conduction) เครื่องหมายลบที่อยู่ทางด้านขวาของสมการเป็นผลเนื่องมาจากกฎข้อที่สองของเทอร์โมไดนามิกส์ ซึ่งกำหนดไว้ว่าความร้อนจะต้องไหลจากจุดที่มีอุณหภูมิสูงไปยังจุดที่มีอุณหภูมิต่ำ แต่เนื่องจากความลาดชันของอุณหภูมิที่อยู่ในรูป 3.8b นั้นมีเครื่องหมายเป็นลบ ทั้งนี้เนื่องจากอุณหภูมิจะลดน้อยเมื่อระยะทางเพิ่มมากขึ้น ดังนั้นหากต้องการให้อัตราการถ่ายเทความร้อนมีค่าเป็นบวกเมื่อไหลไปในทิศทางที่เป็นบวกแล้ว จะต้องเติมเครื่องหมายลบไว้ทางด้านขวาของสมการ (3.8)



รูปที่ 3.8 (a) แสดงเครื่องหมายของค่า  $dT/dx$  สำหรับการนำความร้อน  
(b) แสดงทิศทางการไหลของความร้อน

#### 3.4.1.1 การนำความร้อนในผนังราบ (Plane wall)

ให้พิจารณาการถ่ายเทความร้อนที่ไหลผ่านผนังราบเมื่อผิวมีอุณหภูมิคงที่และมีขนาดสม่ำเสมอทั้งที่ผิวดังรูปที่ 3.9 เนื่องจากผิวทั้งสองมีอุณหภูมิที่แตกต่างกันดังนั้นจึงมีความร้อนไหลจากผิวที่มีอุณหภูมิสูงไปยังผิวที่มีอุณหภูมิต่ำ



รูปที่ 3.9 แสดงการนำความร้อนผ่านผนังราบที่มีค่าการนำความร้อน  $k$  คงที่

ถ้าหากค่าการนำความร้อน  $k$  ของผนังมีค่าคงที่แล้ว เมื่อแทนค่า  $k$  นี้ลงไปในสมการ (3.8) แล้ว อินทิเกรต จะได้อัตราการนำความร้อนเป็น

$$q_k = -\frac{kA}{L}(T_1 - T_2) = \frac{kA}{L}(T_1 - T_2) \quad (3.9)$$

เมื่อ	$q_k$	=	อัตราการนำความร้อนที่ไหลผ่านผนัง, <i>Watt</i>
	$k$	=	ค่าการนำความร้อนของผนัง, <i>W / m · K</i>
	$A$	=	พื้นที่ของผนังที่ตั้งฉากกับทิศทางการไหลของความร้อน, <i>m<sup>2</sup></i>
	$L$	=	ความหนาของผนัง, <i>m</i>
	$T_1$	=	อุณหภูมิทางด้านซ้ายที่ $x = 0$ , <i>K</i>
	$T_2$	=	อุณหภูมิทางด้านขวาที่ $x = L$ , <i>K</i>

วัตถุเป็นจำนวนมากที่มีค่าการนำความร้อน  $k$  ไม่คงที่ แต่จะแปรค่าไปตามอุณหภูมิและมีหลายกรณีที่สามารถประเมินได้ว่า ค่าการนำความร้อน  $k$  นี้มีค่าเป็นฟังก์ชันเส้นตรงกับอุณหภูมินั้นเอง

$$k = k_0(1 + \beta T) \quad (3.10)$$

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

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สำหรับกรณีดังกล่าวเมื่อแทนค่า  $k = k_0(1 + \beta T)$  นี้ลงในสมการ (3.8) แล้วอินทิเกรตจะได้อัตราการถ่ายเทความร้อนเป็น

$$q_k = \frac{k_0 A}{L} \left[ (T_1 - T_2) + \frac{\beta}{2} (T_1^2 - T_2^2) \right] \tag{3.11}$$

หรือ 
$$q_k = \frac{k_m A}{L} (T_1 - T_2) \tag{3.12}$$

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

### 3.4.1.2 การนำความร้อนในผนังราบที่เรียงซ้อนกันแบบอนุกรม (Plane walls in series)

ถ้าหากความร้อนไหลผ่านผนังที่เรียงซ้อนกันหลายชั้นโดยการนำ เช่น ผนังของอาคารบ้านเรือนแล้ว การวิเคราะห์เกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อนจะยากขึ้น ในกรณีที่มีสถานะต่างๆ คงที่หรือไม่แปรผันตามเวลาแล้วนั้น อัตราความร้อนที่ไหลผ่านผนังแต่ละชั้นจะมีขนาดที่เท่าๆ กัน



รูปที่ 3.10 แสดงการนำความร้อนแบบมิติเดียวที่ไหลผ่านผนังหลายชั้น และการเปรียบเทียบกับวงจรไฟฟ้า

ความลาดชันของอุณหภูมิในผนังแต่ละชั้นมีค่าแตกต่างกัน ในกรณีนี้้อัตราความร้อนที่ไหลผ่านผนังแต่ละชั้นของรูปที่ 3.10 จะมีค่าเป็น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$q_k = \left(\frac{kA}{L}\right)_A (T_1 - T_2) = \left(\frac{kA}{L}\right)_B (T_2 - T_3) = \left(\frac{kA}{L}\right)_C (T_3 - T_4) \quad (3.13)$$

เมื่อ  $T_2$  และ  $T_3$  ออกจากสมการ (3.13) แล้วก็จะได้อัตราการถ่ายเทความร้อน

$$q_k = \frac{(T_1 - T_4)}{\left(\frac{L}{kA}\right)_A + \left(\frac{L}{kA}\right)_B + \left(\frac{L}{kA}\right)_C} \quad (3.14)$$

สำหรับในกรณีที่มีผนังเรียงซ้อนกันถึง  $n$  ชั้น และแต่ละชั้นสัมผัสกันเต็มพื้นที่แล้ว อัตราการถ่ายเทความร้อนที่ไหลผ่านผนังจำนวน  $n$  ชั้นก็จะมีค่าเป็น

$$q_k = \frac{(T_1 - T_{n+1})}{\sum_{i=1}^n \left(\frac{L}{kA}\right)_i} \quad (3.15)$$

เมื่อ  $T_i$  = อุณหภูมิของผิวผนังชั้นแรก  
 $T_{n+1}$  = อุณหภูมิของผิวผนังชั้นที่  $n$

### 3.4.2 การถ่ายเทความร้อนโดยการพาความร้อน (Convection heat transfer)

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

แรงที่ทำให้ของไหลเกิดการเคลื่อนไหวยังของการพาความร้อนแบบอิสระนั้นเกิดจากความแตกต่างของอุณหภูมิภายในก้อนของไหลที่เนื่องมาจากการที่ของไหลสัมผัสกับผิวของวัตถุที่มีอุณหภูมิแตกต่างกัน จนทำให้เกิดการลอยตัวขึ้น ตัวอย่างของการพาความร้อนแบบอิสระนี้ได้แก่การถ่ายเทความร้อนระหว่างผนังหรือหลังคาบ้านที่เกิดขึ้นในวันที่ไม่มีลมพัด การพาความร้อนภายในภาตัมน้ำที่มีขดลวดให้ความร้อนหรือการถ่ายเทความร้อนจากผิวของตัวเก็บความร้อนที่ได้มาจากดวงอาทิตย์ในช่วงที่ไม่มีลมพัด

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

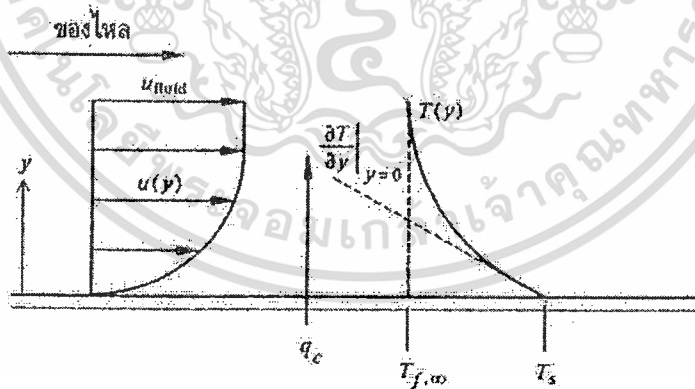
$$q_c = \bar{h}_c A (T_s - T_{f,\infty}) \quad (3.16)$$

- เมื่อ  $\bar{h}_c$  = สัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ย (Average convective heat transfer coefficient) ที่ผิวสัมผัสระหว่างของไหลกับวัตถุหรือหนึ่งหน่วยการนำจากการพาความร้อน (Unit thermal convective conductive),  $W/m^2 \cdot K$
- $A$  = พื้นที่ผิวของวัตถุที่สัมผัสกับของไหล,  $m^2$
- $T_s$  = อุณหภูมิของผิววัตถุ,  $K$
- $T_{f,\infty}$  = อุณหภูมิของของไหลอิสระที่อยู่ห่างออกไปจากผิว,  $K$

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

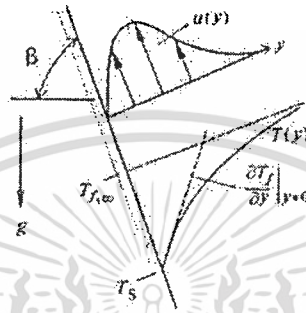
รูปที่ 3.11 เป็นรูปของแผ่นวัตถุร้อนที่ถูกทำให้เย็นลงในอากาศที่ถูกบังคับให้ไหลผ่านไปบนแผ่นวัตถุ นอกจากนี้ยังแสดงให้เห็นการเปลี่ยนแปลงของความเร็วและของอุณหภูมิอีกด้วย จุดที่น่าสนใจจุดแรกคือความเร็ว  $u(y)$  จะลดน้อยลงในทิศทางที่วิ่งเข้าสู่ผิวของแผ่นวัตถุด้วยผลกระทบของแรงจากความเสียดทานที่เนื่องมาจากความหนืดของของไหลและเนื่องจากของไหลชั้นที่อยู่ติดกับผิววัตถุที่มีความเร็วเป็นศูนย์ ดังนั้นการถ่ายเทความร้อนต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ระหว่างผิววัตถุกับผิวของไหลนั้นก็จะต้องเป็นการถ่ายเทความร้อนโดยการนำแต่เพียงอย่างเดียวเท่านั้นก็คือ

$$\frac{q_c}{A} = \dot{q}_c = -K_f \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0} = \bar{h}_c (T_s - T_{f,\infty}) \quad (3.17)$$



รูปที่ 3.11 แสดงการเปลี่ยนแปลงความเร็วและอุณหภูมิเหนือแผ่นวัตถุร้อนของการพาความร้อนแบบบังคับ

จากประเด็นดังกล่าวนี้เองจึงทำให้สามารถหาค่า  $(dT/dy)|_{y=0}$  ที่ผิวของวัตถุได้ ทั้งนี้ก็โดยการให้อัตราการนำความร้อนระหว่างผิววัตถุกับชั้นของไหลที่เกาะติดอยู่กับผิวของวัตถุมีค่าเท่ากับอัตราการพาความร้อนจากก้อนของไหลที่เกาะติดอยู่กับผิวของวัตถุไปยังก้อนของไหลหลักที่อยู่ห่างออกไป ของไหลที่มีความเร็วสูงจะมีผลทำให้ค่าความลาดชันของอุณหภูมิที่ผิววัตถุมีค่าสูงและทำให้อัตราการนำความร้อนมีค่าสูงตามไปด้วย ค่าการนำความร้อนของก้อนของไหลก็เช่นเดียวกันจะมีผลกระทบต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนด้วย เช่น ค่าการนำความร้อน  $k_f$  ของน้ำจะมีค่ามากกว่าค่า  $k_f$  ของอากาศ ดังนั้นสัมประสิทธิ์การพาความร้อน  $\bar{h}_c$  ของน้ำก็มีค่าสูงกว่า  $\bar{h}_c$  ของอากาศ



รูปที่ 3.12 แสดงการเปลี่ยนแปลงความเร็วและอุณหภูมิของของไหลบนแผ่นวัตถุเอียงร้อนของการพาความร้อนแบบอิสระ

การพาความร้อนแบบอิสระก็มีสภาพเช่นเดียวกับการพาความร้อนแบบบังคับ ความแตกต่างที่สำคัญระหว่างการพาความร้อนแบบบังคับ กับแบบอิสระก็คือความเร็วของของไหลของการพาความร้อนแบบบังคับนั้นเกิดจากแรงภายนอก ส่วนความเร็วของของไหลของการพาความร้อนแบบอิสระนั้น ในช่วงแรกจะเพิ่มขึ้นตามระยะห่างที่วัดจากผิวของวัตถุ ทั้งนี้เพราะผลกระทบจากความหนืดที่ลดตัวลงอย่างรวดเร็ว ในขณะที่ความแตกต่างของความหนาแน่นก็ยิ่งลดน้อยลง อย่างไรก็ตามโดยปกติแล้วแรงลอยตัวจะลดน้อยลงในขณะที่ความหนาแน่นของของไหลค่อยๆ เพิ่มขึ้นสู่ความหนาแน่นของของไหลที่อยู่รอบๆ เป็นผลให้ของไหลมีความเร็วสูงสุดและลดลงจนเป็นศูนย์เมื่อห่างออกไปจากผิวที่ร้อนนั้น สำหรับสนามอุณหภูมิของการพาความร้อนแบบบังคับและแบบอิสระนั้นจะมีรูปร่างคล้ายคลึงกันและทั้งคู่ต่างก็มีกลไกของการถ่ายเทความร้อนที่ผิวสัมผัสระหว่างของไหลกับวัตถุเป็นการถ่ายเทความร้อนโดยการพา

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

การถ่ายเทความร้อนโดยการพานี้ สามารถนำมาเปรียบเทียบกับกรไหลของกระแสไฟฟ้าได้ เช่นเดียวกัน โดยค่าความต้านทานความร้อนของการถ่ายเทความร้อนโดยการพาจะมีค่าเป็น

$$R_c = \frac{1}{h_c A} \quad (3.18)$$

ความต้านทานความร้อนที่ผิวสัมผัสนี้สามารถนำไปรวมเข้ากับความต้านทานค่าอื่นที่อยู่ในระบบได้โดยง่าย เช่น การถ่ายเทความร้อนจากบรรยากาศภายในผนังที่มีอุณหภูมิ  $T_i$  ผ่านผนังออกไปยังบรรยากาศภายนอกที่มีอุณหภูมิ  $T_o$  ดังรูปที่ 3.13 ซึ่งในกรณีนี้จะมีอัตราการถ่ายเทความร้อนเป็น

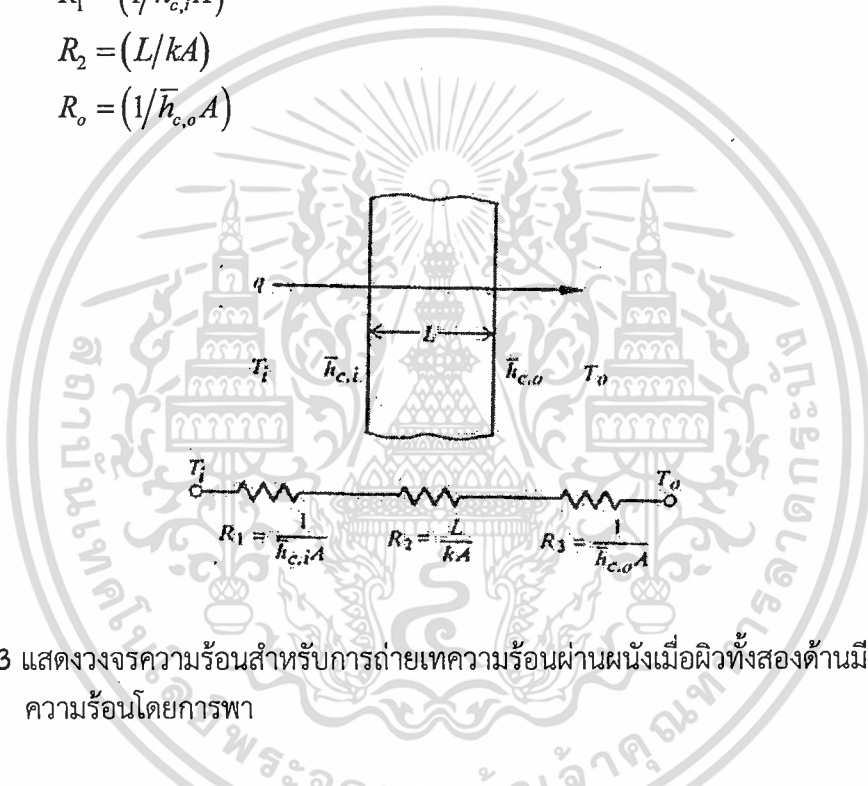
$$q = \frac{T_i - T_o}{\sum_{i=1}^3 R_i} = \frac{T_i - T_o}{R_1 + R_2 + R_3} \quad (3.19)$$

เมื่อ

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

$$R_2 = (L/kA)$$

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



รูปที่ 3.13 แสดงวงจรความร้อนสำหรับการถ่ายเทความร้อนผ่านผนังเมื่อผิวทั้งสองด้านมีการถ่ายเทความร้อนโดยการพา

### 3.4.3 การถ่ายเทความร้อนโดยการแผ่รังสีความร้อน (Radiation heat transfer)

ความร้อนจากการนำและการพาจะเคลื่อนที่ผ่านได้เฉพาะในกรณีที่มีวัสดุมาเป็นตัวกลาง (Medium) เท่านั้น สำหรับความร้อนจากการแผ่รังสีนั้นจะสามารถเคลื่อนที่ผ่านได้โดยไม่ต้องมีตัวกลางเลย เช่น ในบริเวณที่เป็นสุญญากาศ เป็นต้น พลังงานความร้อนจากการแผ่รังสีนั้นจะเคลื่อนที่ไปในรูปของคลื่นแม่เหล็กไฟฟ้าที่มีความเร็วเท่ากับความเร็วของแสง ซึ่งเท่ากับ  $3 \times 10^{10} \text{ cm/s}$  พลังงานที่เคลื่อนที่ไปในรูปของแม่เหล็กไฟฟ้า นั้นมีหลายชนิดเช่น รังสีเอ็กซ์ รังสีอินฟราเรด แต่สำหรับในที่นี้จะพิจารณาเพียงพลังงานความร้อนจากการแผ่รังสีเท่านั้น

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

$$q_r = \sigma AT^4 \quad (3.20)$$

เมื่อ	$q_r$	=	อัตราความร้อนจากการแผ่รังสี, <i>Watt</i>
	$A$	=	พื้นที่ผิวของตัวแผ่รังสีความร้อน, $m^2$
	$T$	=	อุณหภูมิของตัวแผ่รังสีความร้อน, $K$
	$\sigma$	=	ค่าคงที่สเตฟาน - โบลทซ์มัน (Stefan - Boltzmann constant) มีค่าเท่ากับ $5.67 \times 10^{-8} W / m^2 \cdot K^4$

จะเห็นได้จากสมการ (3.20) ว่า อัตราความร้อนจากการแผ่รังสีของวัตถุดำนี้แปรโดยตรงกับกำลังสี่ของอุณหภูมิสัมบูรณ์และทั้งๆ ที่อัตราการแผ่รังสีความร้อนไม่ขึ้นอยู่กับสภาพของสิ่งแวดล้อมก็กลับปรากฏว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนสุทธิของการแผ่รังสีขึ้นอยู่กับความแตกต่างของอุณหภูมิระหว่างวัตถุ 2 ชิ้นหรือมากกว่า 2 ชิ้น ที่กำลังแลกเปลี่ยนความร้อนซึ่งกันและกัน ถ้าวัตถุดำแผ่รังสีความร้อนไปยังวัตถุที่อยู่รอบๆ (Enclosure) และวัตถุที่อยู่รอบๆ ก็เป็นวัตถุดำ (สามารถดูดซึมพลังงานจากการแผ่รังสีที่มาจากกระทบได้หมด) ด้วยแล้วอัตราการถ่ายเทความร้อนสุทธิจากการแผ่รังสีของวัตถุดำที่มีอุณหภูมิ  $T_1$  ไปยังวัตถุดำที่อยู่รอบๆ ซึ่งอุณหภูมิเป็น  $T_2$  ก็จะมีค่าเป็น

$$q_r = \sigma A_1 (T_1^4 - T_2^4) \quad (3.21)$$

เมื่อ	$T_1$	=	อุณหภูมิที่ผิวของวัตถุดำ, $K$
	$T_2$	=	อุณหภูมิที่ผิววัตถุที่อยู่รอบ (เป็นวัตถุดำด้วย), $K$

วัตถุจริงจะไม่สามารถแผ่รังสีความร้อนได้มากเท่ากับตัวแผ่รังสีในจินตนาการที่เรียกว่า วัตถุดำ แต่จะแผ่ได้น้อยกว่า แต่หากที่อุณหภูมิเท่าๆ กันนั้น วัตถุจริงสามารถแผ่รังสีความร้อนในอัตราส่วนที่ตรงกับวัตถุดำได้ทุกความยาวคลื่นแล้ว วัตถุจริงนั้นจะถูกเรียกว่า วัตถุเทา ซึ่งจะแผ่รังสีความร้อนในอัตรา

$$q_r = \sigma \epsilon AT^4 \quad (3.22)$$

ส่วนอัตราการถ่ายเทความร้อนสุทธิจากการแผ่รังสีของวัตถุเทาที่อุณหภูมิ  $T_1$  ไปยังวัตถุดำที่อยู่รอบๆ และมีอุณหภูมิเป็น  $T_2$  จะมีค่าเป็น

$$q_r = \sigma \epsilon_1 A_1 (T_1^4 - T_2^4) \quad (3.23)$$

เมื่อ  $T_1$  = ค่าการแผ่รังสี (Emittance) ของวัตถุเทามีค่าเท่ากับอัตราส่วนของความร้อนจากการแผ่รังสีของวัตถุเท่ากับวัตถุดำเมื่อมีอุณหภูมิเท่าๆ กัน

สำหรับกรณีที่วัตถุทั้งสองต่างก็ไม่ใช้วัตถุที่สามารถแผ่รังสีความร้อนได้สูงสุดดังที่มีชื่อว่าวัตถุดำ และถ้าวัตถุทั้งสองต่างก็มีความสัมพันธ์ทางด้านรูปร่างซึ่งกันและกันแล้ว อัตราการถ่ายเทความร้อนสุทธิจากการแผ่รังสีระหว่างวัตถุทั้งสองจะมีค่าเป็น

$$q_r = \sigma A_1 \mathfrak{V}_{1-2} (T_1^4 - T_2^4) \quad (3.24)$$

เมื่อ  $\mathfrak{V}_{1-2}$  = โมดูลัสที่ใช้ตัดแปลงสมการการแผ่รังสีความร้อนของวัตถุดำเพื่อใช้หาอัตราการถ่ายเทความร้อนระหว่างวัตถุจริงที่คิดค่าการแผ่รังสีและความสัมพันธ์ทางด้านรูปร่างเข้าไปด้วย

ปัญหาในงานทางด้านวิศวกรรมเป็นจำนวนมากที่มีการถ่ายเทความร้อนโดยการแผ่รังสี เกิดขึ้นพร้อมๆ กับการถ่ายเทความร้อนแบบอื่นๆ การแก้ปัญหาดังกล่าวจะสามารถทำได้ง่ายขึ้นถ้านำค่าความต้านทานความร้อนของการแผ่รังสี  $R_r$  มาใช้ คำนิยามของความต้านทานความร้อนจากการแผ่รังสีนี้ก็คล้ายกับความต้านทานจากการนำและการพา ถ้าให้อัตราการถ่ายเทความร้อนจากการแผ่รังสีมีรูปร่างๆ เป็น

$$q_r = \frac{T_1 - T_2'}{R_r} \quad (3.25)$$

เมื่อนำสมการ (3.25) นี้มาเปรียบเทียบกับสมการ (3.24) แล้วจะได้ค่าความต้านทานความร้อนจากการแผ่รังสีเป็น

$$R_r = \frac{T_1 - T_2'}{\sigma A_1 \mathfrak{V}_{1-2} (T_1^4 - T_2^4)} \quad (3.26)$$

และสามารถให้ค่านิยามของค่า การนำจากการแผ่รังสีความร้อน  $h_r$  ว่า

$$h_r = \frac{1}{R_r A_1} = \frac{\sigma \mathfrak{V}_{1-2} (T_1^4 - T_2^4)}{T_1 - T_2'} \quad (3.27)$$

เมื่อ  $T_2'$  = อุณหภูมิที่เลือกตามสมการของการพาความร้อน

## บทที่ 4

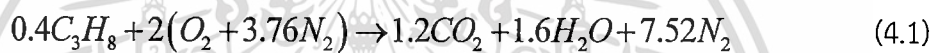
### การคำนวณและออกแบบ

ในหัวข้อนี้นำเสนอการคำนวณโดยอ้างอิงทฤษฎีต่างๆ ได้แก่ การทดสอบการเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่หนึ่งของหัวฉีดแอลพีจี การทดสอบสมรรถนะของการเผาไหม้ อุณหภูมิอะเดียแบติกของก๊าซไอเสีย นอกจากนี้ยังรวมถึงการออกแบบค่าคงที่สปริงเพื่อนำไปใช้ภายใต้สถานการณ์ทำงาน 1.5 – 4.5 L/min อีกด้วย

#### 4.1 เงื่อนไขการทดสอบการเหนี่ยวนำอากาศของหัวฉีดแอลพีจี

ปริมาณอากาศต่อเชื้อเพลิงทางทฤษฎีของแอลพีจี

LPG มีโพรเพน  $C_3H_8 = 40\%$  โดยปริมาตร และมีบิวเทน  $C_4H_{10} = 60\%$  โดยปริมาตร สามารถเขียนสมการทางเคมีได้เป็น



นำสมการ (4.1) รวมกับสมการ (4.2)



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

$$\therefore \text{อากาศจำนวน 1 โมล จะมีปริมาณเท่ากับ } \frac{(5.9 \times 32) + (22.184 \times 28)}{1000} = 0.8099 \text{ kg} \approx 0.81 \text{ kg}$$

นำไปแทนในสูตรอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงทางทฤษฎี

$$A/F_{\text{stoi}} = \frac{\dot{m}_{\text{air}}}{\dot{m}_{\text{fuel}}} = \frac{0.81}{0.052} = 15.57 \approx 15.6 \quad (4.4)$$

### อัตราการไหลเชิงมวลของแอลพีจี ( $\dot{m}_{fuel}$ )

เนื่องจากก๊าซแอลพีจีเป็นของไหลอัดตัวได้ ความหนาแน่นจึงมีการเปลี่ยนแปลงตามความดันที่เกิดขึ้นในท่อเมื่อปรับอัตราการไหลเชื้อเพลิงแล้ว จากการสมมติให้ก๊าซแอลพีจีประพฤติตัวเหมือนก๊าซอุดมคติจะสามารถหาความหนาแน่นได้ดังนี้

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

### การหาอัตราการไหลเชิงมวลของแอลพีจี

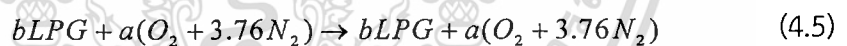
$$\dot{m}_{fuel} = \dot{V} \left( \frac{m^3}{s} \right) \times \sqrt{\frac{\rho_{air}}{\rho_{LPG}}} \times \rho_{LPG} \quad (4.6)$$

เช่น ที่อัตราการไหลแอลพีจีเท่ากับ 1.5 L/min สามารถคำนวณอัตราการไหลเชิงมวลของแอลพีจี ได้ดังนี้

$$\dot{m}_{fuel} = \left( 1.5 \frac{L}{min} \times \frac{m^3}{1000L} \times \frac{min}{60s} \right) \times \sqrt{\frac{1.2}{2.11}} \times 2.11 = 0.0000398 \frac{kg}{s}$$

### ปริมาณอากาศส่วนที่หนึ่ง ( $\dot{m}_{air_1}$ )

พิจารณาเพียงอากาศที่ผสมกับเชื้อเพลิงอยู่ในห้องผสม (Mixing tube) เท่านั้นสามารถเขียนสมการเคมีได้เป็น



จากสมการที่ 4.5 จะมีเศษส่วนโมล (Mole fraction) ของออกซิเจนเป็น

$$X_{O_2} = \frac{a}{a+b+3.76a}$$

เมื่อนำมาจัดรูปจะได้เศษส่วนโมลของออกซิเจนต่อแอลพีจีเป็น

$$\left( \frac{X_{O_2}}{1 - X_{O_2} \cdot 4.76} \right) = \frac{a}{b}$$

อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงจริงของแอลพีจี สามารถคำนวณได้ดังสมการ

$$\frac{\dot{m}_{air}}{\dot{m}_{fuel}} = \frac{a4.76}{b} \times \frac{MW_{air}}{MW_{LPG}} = \left( \frac{X_{O_2}}{1 - X_{O_2} 4.76} \right) \times 4.76 \times \frac{MW_{air}}{MW_{LPG}} = A / F_{premixed} \quad (4.7)$$

ดังนั้นอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศส่วนที่หนึ่ง จะได้เป็น

$$\therefore \left( \frac{X_{O_2}}{1 - X_{O_2} 4.76} \right) \times 4.76 \times \frac{MW_{air}}{MW_{LPG}} \times \dot{m}_{fuel} = \dot{m}_{air} \quad (4.8)$$

เช่น ที่อัตราการไหลเชื้อเพลิง 1.5 L/min สำหรับหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วที่มีค่าคงที่สปริง 0.57 N/m สามารถวัดเปอร์เซ็นต์ออกซิเจนในห้องผสมได้ 19.75% จะคำนวณอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศส่วนที่หนึ่ง ได้ดังนี้

$$\left( \frac{0.1975}{1 - (0.1975 \times 4.76)} \right) \times 4.76 \times \frac{28.84}{52.4} \times 0.0000398 = 0.000344 \frac{kg}{s}$$

ปริมาณอากาศต่อเชื้อเพลิงในห้องผสม ( $A / F_{premixed}$ )

คำนวณได้จากสมการที่ (4.7)

$$\left( \frac{0.1975}{1 - (0.1975 \times 4.76)} \right) \times 4.76 \times \frac{28.84}{52.4} = \frac{0.0000109}{0.00000127} = 8.6379$$

เปอร์เซ็นต์การผสมก่อนการเผาไหม้ (Premixed percentage)

$$\%Premixed = \frac{A / F_{premixed}}{A / F_{stoi}} \times 100\% \quad (4.9)$$

เช่น ที่อัตราการไหลเชื้อเพลิง 1.5 L/min สำหรับหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วที่มีค่าคงที่สปริง 0.57 N/m มีอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงผสมก่อน 8.6379 จะคำนวณเปอร์เซ็นต์การผสมก่อน ได้ดังนี้

$$\%Premixed = \frac{8.64}{15.6} \times 100\% = 55.38\%$$

ปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์ที่ 6% ออกซิเจน

$$[CO]_{@6\%O_2} = \frac{(0.21 - 0.06)}{(0.21 - X_{O_2@G2})}, ppm \quad (4.10)$$

#### 4.2 เงื่อนไขการทดสอบสมรรถนะการเผาไหม้

ปริมาณอากาศส่วนที่สอง ( $\dot{m}_{air_2}$ )

ปริมาณอากาศส่วนที่สองถูกกำหนดให้มีค่าในช่วง 50 – 200 SCFH สามารถคำนวณอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศส่วนที่สอง ได้ดังนี้

$$\dot{m}_{air_2} = \left[ \dot{V} \frac{ft^3}{hr} \times \frac{0.028m^3}{ft^3} \times \frac{hr}{3600s} \right] \times \rho_{air} \quad (4.11)$$

เช่นอากาศส่วนที่สอง 50 SCFH

$$\dot{m}_{air_2} = \left[ 50 \frac{ft^3}{hr} \times \frac{0.028m^3}{ft^3} \times \frac{hr}{3600s} \right] \times 1.2 = 0.000466 \frac{kg}{s}$$

ปริมาณอากาศต่อเชื้อเพลิงจริง ( $A / F_{actual}$ )

$$A / F_{actual} = \frac{\dot{m}_{air_1} + \dot{m}_{air_2}}{\dot{m}_{fuel}} \quad (4.12)$$

เปอร์เซ็นต์อากาศส่วนเกิน (%EA)

ในการหาเปอร์เซ็นต์อากาศส่วนเกินสามารถคำนวณได้ 2 วิธี ดังนี้

- วิธีที่ 1 การคำนวณเปอร์เซ็นต์อากาศส่วนเกินจากการนำอากาศที่ถูกเหนี่ยวนำส่วนที่หนึ่ง(อ่านได้จากเครื่องวัดก๊าซ) บริเวณจุดวัดก๊าซก่อนการเผาไหม้ ดังรูป 4.1 รวมกับอากาศส่วนที่สอง (อ่านค่าจาก Flow meter)

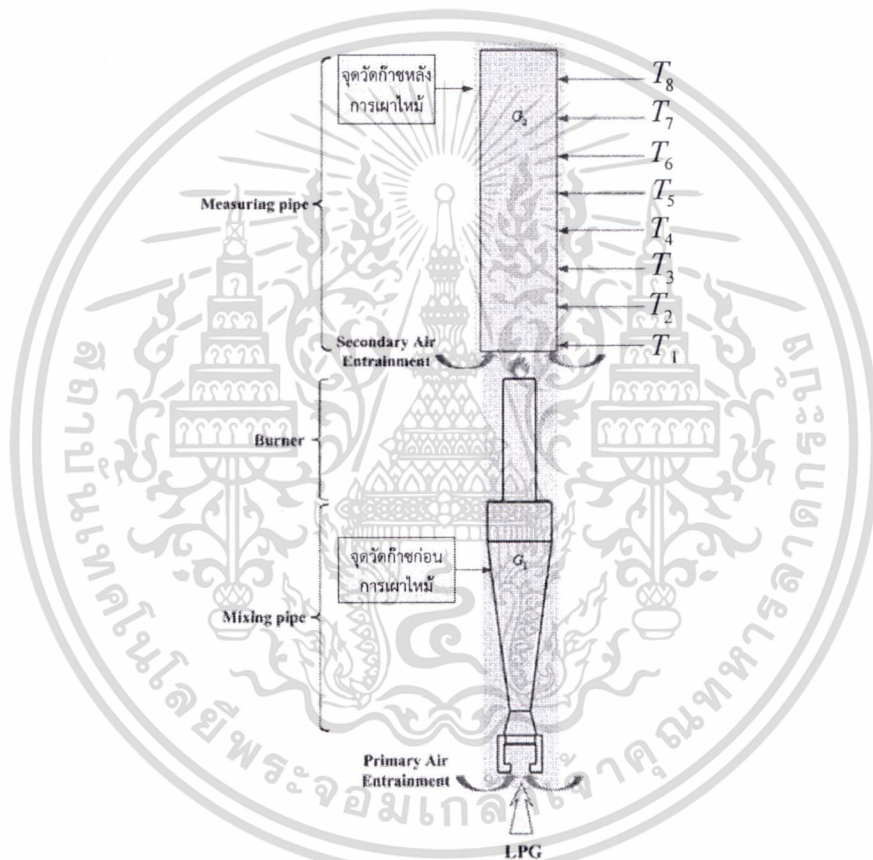
$$\Phi = \frac{(A/F)_{stoi}}{(A/F)_{actual}}$$

$$\%EA = \frac{(1 - \Phi)}{\Phi} \times 100\% \quad (4.13)$$

เช่น ที่อัตราการไหลเชื้อเพลิง 1.5 L/min สำหรับหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วที่มีค่าคงที่สปริง 0.57 N/m มีอัตราการไหลอากาศส่วนที่สอง 50 SCFH สามารถคำนวณปริมาณอากาศส่วนเกิน ได้ดังนี้

$$\Phi = \frac{15.6}{20.47} = 0.7619$$

$$\%EA = \frac{(1 - 0.7619)}{0.7619} \times 100\% = 31.248\%$$



รูปที่ 4.1 แสดงตำแหน่งการป้อนเชื้อเพลิง อากาศและจุดตรวจวัดต่างๆ

- วิธีที่ 2 การคำนวณอากาศส่วนเกินจากเปอร์เซ็นต์ออกซิเจนที่วัดได้บริเวณจุดวัดก๊าซหลังการเผาไหม้(Reaction zone) ดังรูปที่ 4.1 ด้วยเครื่องวัดก๊าซ
- สมการการเผาไหม้เมื่อพิจารณาให้มีอากาศส่วนเกินสามารถเขียนได้ดังนี้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ดังนั้น ปริมาณออกซิเจนที่เหลือจากการเผาไหม้ ( $X_{O_2@reaction}$ ) สามารถคำนวณได้จาก

$$X_{O_2@reaction} = \frac{x}{3.6 + 4.1 + x + 3.76(5.65 + x)} \quad (4.14)$$

จึงทำให้

$$x = \frac{28.944 X_{O_2@reaction}}{1 - 4.76 X_{O_2@reaction}} \quad (4.15)$$

จากสมการ (4.15) ทำให้สามารถหาอัตราส่วนปริมาณอากาศต่อเชื้อเพลิง จาก

$$A/F_{actual} = \frac{(5.65 + x) 4.76}{1} \times \frac{MW_{air}}{MW_{LPG}} \quad (4.16)$$

จากนั้นนำไปคำนวณหาเปอร์เซ็นต์อากาศส่วนเกินได้ตามสมการ (4.13) ซึ่งการหาเปอร์เซ็นต์อากาศส่วนเกินของหัวฉีดแต่ละชนิด จากทั้ง 2 วิธีควรมีค่าเท่ากันภายใต้เงื่อนไขอัตราการไหลเชื้อเพลิงและอัตราการไหลอากาศส่วนที่สองเดียวกัน

ปริมาณความร้อนที่หัวเผาสามารถผลิตได้ (kW)

$$Q = \dot{m}_{fuel} \times LHV \quad (4.17)$$

เช่น ที่อัตราการไหลเชื้อเพลิง 1.5 L/min ซึ่งมีอัตราการไหลเชิงมวล 0.0000398 kg/s สำหรับหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วที่มีค่าคงที่สปริง 0.57 N/m สามารถคำนวณปริมาณความร้อน ได้ดังนี้

$$Q = 0.0000398 \times 45.8 \times 10^3 = 1.825 kW$$

ดังนั้น ปริมาณความร้อนของหัวฉีดที่ยังไม่ได้รับการพัฒนาอยู่ในช่วง

$$1.84 kW \leq Q \leq 4.41 kW$$

และปริมาณความร้อนของหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วอยู่ในช่วง

$$1.82 kW \leq Q \leq 5.51 kW$$

ประสิทธิภาพการเผาไหม้ (kW)

$$\eta_c = \left[ \frac{E_F - E_{CO}}{E_F} \right] \times 100\% \quad (4.18)$$

คำนวณปริมาณความร้อนที่สูญเสียไปกับคาร์บอนมอนอกไซด์ในก๊าซไอเสีย กรณีหัวฉีดก่อนการปรับปรุงที่อัตราการไหลเชื้อเพลิง 1.5 L/min และอัตราการไหลอากาศส่วนที่สอง 50 SCFH

ตารางที่ 4.1 แสดงการคำนวณหาองค์ประกอบก๊าซไอเสีย

Gas	By volume	Molecular weight	By Vol × MW	By Mass
$CO_2$	0.0335	44	1.474	0.04978
$CO$	0.00004	28	0.00112	0.000038
$O_2$	0.1588	32	5.0816	0.17163
$N_2$	0.82326	28	23.0512	0.77855
		Total	29.6079	1

เนื่องจาก LPG มีคาร์บอนเป็นองค์ประกอบอยู่เท่ากับ  $0.824427 \frac{kg_c}{kg_f}$

คำนวณสัดส่วนคาร์บอนใน 1 kg ก๊าซเผาไหม้แห้ง  
คำนวณค่าคาร์บอนใน  $CO_2$  และ  $CO$

$$= \left[ \frac{12}{44} \right] \times 0.04978 + \left[ \frac{12}{28} \right] \times 0.000038 = 0.1359 \frac{kg_c}{kg_{dfg}}$$

หาปริมาณก๊าซไอเสียแห้งที่เกิดขึ้นจากการเผาไหม้ในเชื้อเพลิง 1 kg

$$= \frac{0.824427}{0.1359} = 60.648 \frac{kg_{dfg}}{kg_f}$$

คำนวณปริมาณ  $CO$  ในการเผาไหม้เชื้อเพลิง 1 kg (โดยค่าความร้อนของ  $CO$  มีค่าเท่ากับ  $10,106 \frac{kJ}{kg_{co}}$ )

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$CO = 60.648 \times 0.000038 = 0.00229 \frac{kg_{CO}}{kg_f}$$

$$E_{CO} = 0.00229 \frac{kg_{CO}}{kg_f} \times 10,106 \frac{kJ}{kg_{CO}} \times 0.0000402 \frac{kg_f}{s} = 0.000932 kW$$

ดังนั้นสามารถคำนวณประสิทธิภาพการเผาไหม้ของหัวฉีดก่อนการพัฒนา ที่อัตราการไหลเชื้อเพลิง 1.5 L/min และ อัตราการไหลอากาศส่วนที่สอง 50 SCFH ได้ดังนี้

$$\eta_c = \frac{1.82502 - 0.000932}{1.82502} \times 100 = 99.9489\%$$

### 4.3 อุณหภูมิอะเดียแบติก (Adiabatic Flame Temperature)

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

$$\sum N_{prod} \left( \bar{h}_f^0 + \bar{h}_T - \bar{h}_{298} \right)_{prod} = \sum N_{react} \left( \bar{h}_f^0 + \bar{h}_T - \bar{h}_{298} \right)_{react} \quad (4.19)$$

กรณีอากาศทางทฤษฎี

จากสัดส่วนโดยโมลของ LPG เขียนเป็นสมการสมดุลทางเคมีได้ดังนี้



จากสูตรระบบปฏิกิริยาเคมีที่มีการไหลคงตัวในกรณีที่สารตั้งต้นเข้าห้องเผาไหม้ที่อุณหภูมิ 25 °C

ตารางที่ 4.2 แสดงค่าเอนทัลปีของการก่อตัวของสารที่สามารถอ้างอิงมาตรฐานและอุณหภูมิต่างๆ

สาร	$\bar{h}_f^0$ (kJ / kmol)	$\bar{h}_T - \bar{h}_{298K}$
$C_3H_8$	-103,478	-
$C_4H_{10}$	-124,733	-
$CO_2$	-393,520	91,420 (2000K) 121,944 (2500K)
$H_2O_{(gas)}$	-241,845	72,805 (2000K) 99,112 (2500K)
$O_2$	0	59,169 (2000K) 78,346 (2500K)
$N_2$	0	56,130 (2000K) 17,305 (2500K)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แทนค่า

$$H_{react} = N_{LPG} \left( \bar{h}_f^0 + \bar{h}_T - \bar{h}_{298} \right)_{LPG} = 0.4(-103,847) + 0.6(-124,733) = -116,378$$

$$\begin{aligned} H_{prod} &= N_{CO_2} \left( \bar{h}_f^0 + \bar{h}_T - \bar{h}_{298} \right)_{CO_2} + N_{H_2O} \left( \bar{h}_f^0 + \bar{h}_T - \bar{h}_{298} \right)_{H_2O} + N_{N_2} \left( \bar{h}_f^0 + \bar{h}_T - \bar{h}_{298} \right)_{N_2} \\ &= 3.6 \text{ kmol}_{CO_2} (-393,546 + \Delta h)_{CO_2} + 4.6 \text{ kmol}_{H_2O} (-241,845 + \Delta h)_{H_2O} + 22.18 \text{ kmol}_{N_2} (\Delta h)_{N_2} \\ &= 3.6 \Delta h_{CO_2} + 4.6 \Delta h_{H_2O} + 22.18 \Delta h_{N_2} - 2,529,252 \text{ kJ / kg - mol} \end{aligned}$$

จากสมการที่ 4.14

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

$$3.6 \Delta h_{CO_2} + 4.6 \Delta h_{H_2O} + 22.18 \Delta h_{N_2} = 2,412,873 \text{ kJ / kg - mol}$$

กำหนดให้ใช้ค่าเอนทัลปีของก๊าซที่อุณหภูมิ 2000 K :

$$3.6(91,420)_{CO_2} + 4.6(72,805)_{H_2O} + 22.18(56,130)_{N_2} = 1,908,978 \text{ kJ / kg - mol}$$

กำหนดให้ใช้ค่าเอนทัลปีของก๊าซที่อุณหภูมิ 2500 K :

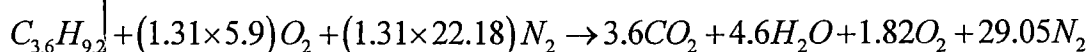
$$3.6(121,944)_{CO_2} + 4.6(99,112)_{H_2O} + 22.18(74,305)_{N_2} = 2,542,998 \text{ kJ / kg - mol}$$

ประมาณค่าภายในช่วง (Interpolation) หาค่าอุณหภูมิเปลวอะเดียแบติกได้เท่ากับ

$$T_{ad} = 2,397.38 \text{ K} = 2,124.38^\circ \text{C}$$

กรณีอากาศส่วนเกิน 31.24% (50 SCFH อัตราการไหลเชื้อเพลิง 1.5 L/min กรณีค่าคงที่สปริง 0.57 N/m)

จากสัดส่วนโดยโมลของ LPG สามารถเขียนเป็นสมการสมดุลทางเคมี ได้ดังนี้



จากสูตรระบบปฏิกิริยาเคมีที่มีการไหลคงตัวในกรณีที่สารตั้งต้นเข้าห้องเผาไหม้ที่อุณหภูมิ 25 °C แทนค่า

$$H_{react} = N_{LPG} (\bar{h}_f^0 + \bar{h}_T - \bar{h}_{298})_{LPG} = 0.4(-103,847) + 0.6(-124,733) = -116,378$$

$$\begin{aligned} H_{prod} &= N_{CO_2} (\bar{h}_f^0 + \bar{h}_T - \bar{h}_{298})_{CO_2} + N_{H_2O} (\bar{h}_f^0 + \bar{h}_T - \bar{h}_{298})_{H_2O} + N_{O_2} (\bar{h}_f^0 + \bar{h}_T - \bar{h}_{298})_{O_2} \\ &\quad + N_{N_2} (\bar{h}_f^0 + \bar{h}_T - \bar{h}_{298})_{N_2} \\ &= 3.6 \text{ kmol}_{CO_2} (-393,546 + \Delta h)_{CO_2} + 4.6 \text{ kmol}_{H_2O} (-241,845 + \Delta h)_{H_2O} + 1.82 \text{ kmol}_{O_2} (\Delta h)_{O_2} \\ &\quad + 29.05 \text{ kmol}_{N_2} (\Delta h)_{N_2} \\ &= 3.6 \Delta h_{CO_2} + 4.6 \Delta h_{H_2O} + 1.82 \Delta h_{O_2} + 29.05 \Delta h_{N_2} - 2,529,252 \text{ kJ / kg - mol} \end{aligned}$$

จากสมการที่ 4.14

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

$$3.6 \Delta h_{CO_2} + 4.6 \Delta h_{H_2O} + 1.82 \Delta h_{O_2} + 29.05 \Delta h_{N_2} = 2,412,873 \text{ kJ / kg - mol}$$

กำหนดให้ใช้ค่าเอนทาลปีของก๊าซที่อุณหภูมิ 2000 K :

$$3.6(91,420)_{CO_2} + 4.6(72,805)_{H_2O} + 1.82(59,169)_{O_2} + 29.05(56,130)_{N_2} = 2,402,279 \text{ kJ / kg - mol}$$

กำหนดให้ใช้ค่าเอนทาลปีของก๊าซที่อุณหภูมิ 2500 K :

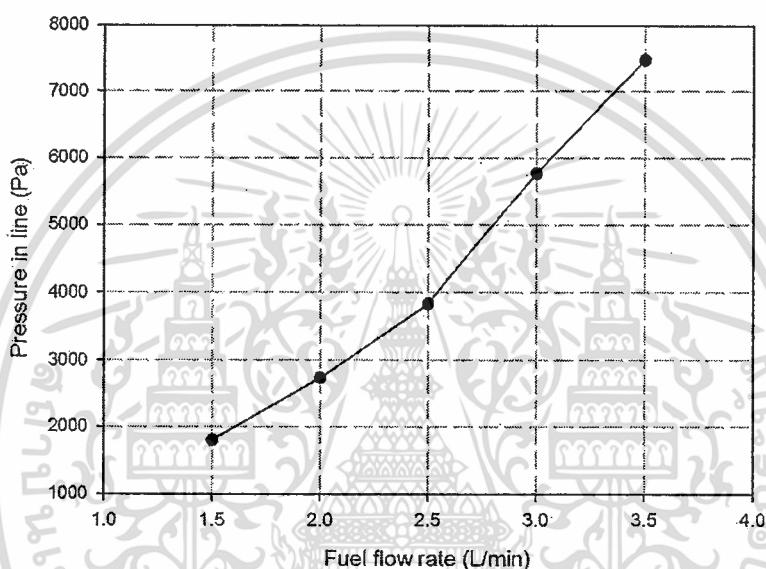
$$3.6(121,944)_{CO_2} + 4.6(99,112)_{H_2O} + 1.82(78,346)_{O_2} + 29.05(74,305)_{N_2} = 3,196,063 \text{ kJ / kg - mol}$$

ประมาณค่าภายในช่วง (Interpolation) หาค่าอุณหภูมิของก๊าซไอเสียได้เท่ากับ

$$T = 2,006.67 \text{ K} = 1,733.67^\circ \text{C}$$

#### 4.4 การออกแบบค่าคงที่สปริง

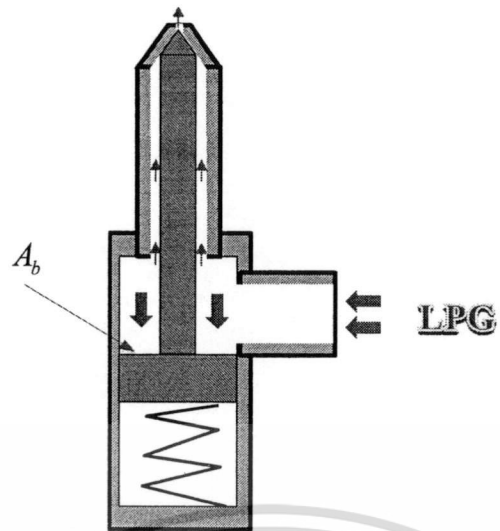
ในหัวข้อนี้จะกล่าวถึงการออกแบบเพื่อหาค่าคงที่สปริงภายใต้การใช้งานอัตราการใช้เชื้อเพลิง 1.5 – 3.5 L/min โดยในการออกแบบต้องการให้หัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วมีย่านความดันในท่อเมื่อปรับอัตราการใช้เชื้อเพลิงแล้วมีค่าเท่ากับย่านความดันของหัวฉีดก่อนการพัฒนา แสดงดังรูปที่ 4.2 ซึ่งการกำหนดเงื่อนไขการออกแบบดังกล่าวมีวัตถุประสงค์เพียงเพื่อออกแบบหาขนาดค่าคงที่สปริงที่อัตราการใช้เชื้อเพลิงต่างๆ และเลือกค่าคงที่สปริงในเบื้องต้นเท่านั้น แล้วจึงนำไปวิเคราะห์เปรียบเทียบความแตกต่างของการเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่หนึ่งของหัวฉีดที่ยังไม่ได้รับการพัฒนาและที่ได้รับการพัฒนาแล้ว ทั้งนี้ หากนำไปใช้เพื่อทำนายอัตราการใช้เชื้อเพลิงที่เกิดขึ้นเมื่อนำไปประยุกต์ใช้งานจริงจะต้องพิจารณาถึงโครงสร้างที่ต้องมีความคล้ายคลึงกันและผลจากแรงเสียดทานด้วย



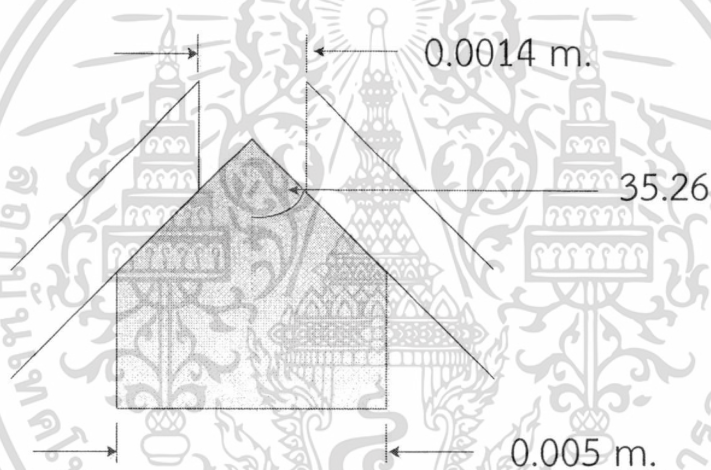
รูปที่ 4.2 แสดงความดันเกจในท่อเชื้อเพลิงก่อนออกจากนอซเซิล (ปรับเปลี่ยนอัตราการใช้เชื้อเพลิงแล้ว)

ในการทำงานของเข็มหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วนั้นแสดงดังรูปที่ 4.3 โดยมีการอ้างอิงแรงดันเชื้อเพลิงที่ใช้ของหัวฉีดก่อนการพัฒนาในรูปที่ 4.2 มาใช้ในการกวดฐานของเข็มหัวฉีด ซึ่งมีขนาด ( $A_b$ )  $1.57 \times 10^{-4} m^2$  ส่งผลให้เข็มหัวฉีดเลื่อนลงจากตำแหน่งที่ยังไม่มีอัตราการใช้เชื้อเพลิง แสดงดังรูปที่ 4.4 ไปเป็นระยะ  $x$  เพื่อให้ทางออกของกระแสเชื้อเพลิงมีขนาดเท่ากับขนาดที่วัดได้จากหัวฉีดเดิมก่อนการพัฒนา แสดงดังรูปที่ 4.5 โดยความสัมพันธ์ระหว่างแรงกดสปริงกับแรงดันเชื้อเพลิง สามารถอธิบายได้ดังนี้

$$PA_b = kx \quad (4.20)$$

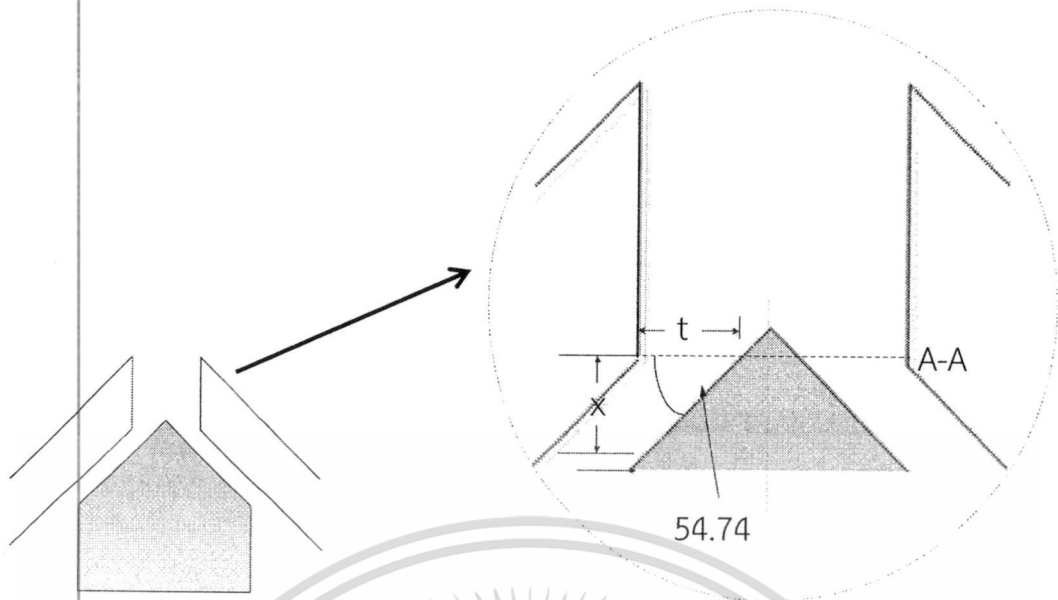


รูปที่ 4.3 แสดงหลักการทำงานของหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้ว



รูปที่ 4.4 แสดงตำแหน่งของเข็มหัวฉีดเมื่อไม่มีอัตราการไหลเชื้อเพลิงของหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้ว

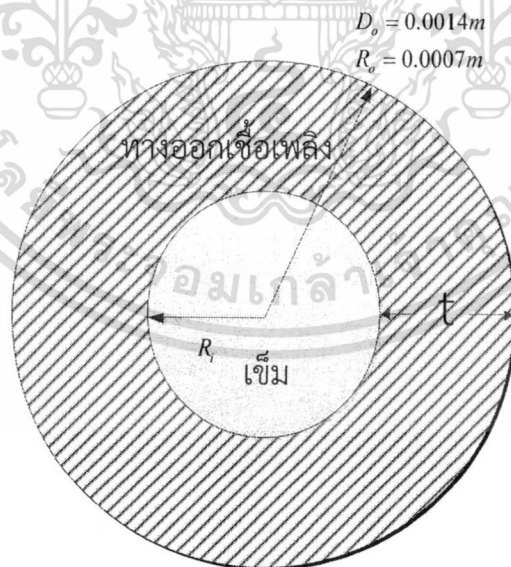
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.5 แสดงตำแหน่งของเข็มหัวฉีดยาเมื่อมีอัตราการไหลเฉลี่ยของหัวฉีดยาที่ได้รับการพัฒนาแล้ว

#### การหาระยะ $x$

โดยระยะ  $x$  ในเบื้องต้นจะอ้างอิงจากขนาดทางออกของหัวฉีดยาที่ยังไม่ได้รับการพัฒนาซึ่งมีเส้นผ่านศูนย์กลาง  $0.8 \text{ mm.} (8 \times 10^{-4} \text{ m})$  กล่าวคือที่อัตราการไหลเฉลี่ย 1.5 L/min ทางออกเฉลี่ยจะมีลักษณะดังรูปที่ 4.6 ซึ่งกำหนดให้มีขนาดพื้นที่ทางออกของเข็มเท่ากับหัวฉีดยาก่อนการพัฒนาสามารถคำนวณหาพื้นที่ส่วนแรเงาได้ดังนี้



รูปที่ 4.6 แสดงบริเวณพื้นที่ทางออกของหัวฉีดยาเมื่อมีอัตราการไหลเฉลี่ย (หน้าตัด A-A)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$A_o - A_i = A_{@8mm}$$

$$\therefore A_i = 1.036 \times 10^{-6} m^2 \quad \Rightarrow \quad R_i = 5.744 \times 10^{-4} m$$

ดังนั้นความหนาของวงแหวน t จึงมีระยะเป็น

$$t = (7 \times 10^{-4}) - (5.744 \times 10^{-4}) = 1.256 \times 10^{-4} m$$

$$\therefore x = \tan(54.74) \times (1.256 \times 10^{-4}) = 5.18 \times 10^{-4} m$$

นำไปแทนในสมการ 4.20 โดยใช้ความดันเดียวกับหัวฉีดที่ยังไม่ได้พัฒนาที่อัตราการไหล 1.5 L/min ดังรูปที่ 4.2 สามารถคำนวณค่าคงที่สปริงได้ 0.547 N/mm และเมื่ออ้างอิงหลักการคำนวณเดียวกันที่อัตราการไหลเชื้อเพลิงต่างๆ จะสามารถคำนวณได้ย่านค่าคงที่สปริงดังตารางที่ 4.2

จากตารางที่ 4.2 แสดงย่านค่าความแข็งสปริงที่ถูกออกแบบสำหรับอัตราการไหลเชื้อเพลิงตั้งแต่ 1.5 - 3.5 L/min พบว่าได้ค่าความแข็งสปริงอยู่ในย่าน 0.547 จนถึง 2.269 N/mm จึงได้เลือกค่าความแข็งสปริงที่อยู่ในย่านดังกล่าวโดยมีค่า 0.57 และ 0.65 N/mm ใช้ในการทดลอง

ตารางที่ 4.3 แสดงย่านค่าความแข็งสปริงที่ถูกออกแบบในย่านอัตราการไหลเชื้อเพลิงต่างๆ

อัตราการไหลเชื้อเพลิง (L/min)	ค่าคงที่สปริง (N/mm)
1.5	0.547
2	0.83
2.5	1.166
3	1.751
3.5	2.269

## บทที่ 5

# อุปกรณ์และวิธีการทดลอง

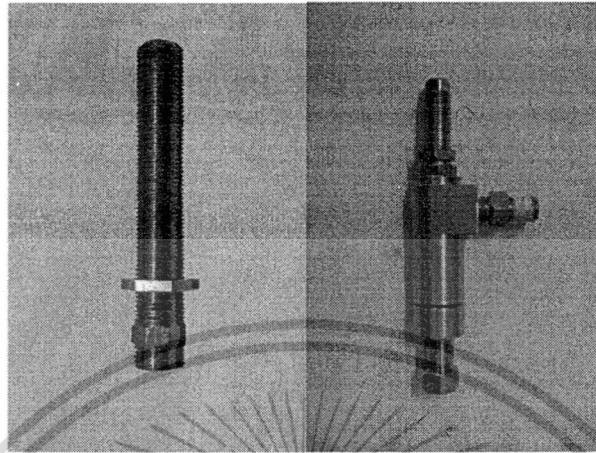
ในบทนี้จะกล่าวถึงรายละเอียดต่างๆ ของหัวฉีดและชุดทดสอบแต่ละชุด รวมถึงวิธีและเงื่อนไขในการทดสอบ ซึ่งวัตถุประสงค์ของการทดสอบจะแบ่งออกเป็น 2 ส่วนหลัก คือ การทดสอบเพื่อศึกษาการเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่หนึ่งของหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วและที่ยังไม่ได้รับการพัฒนา รวมถึงศึกษาอิทธิพลของค่าความแข็งสปริงที่มีผลต่อลักษณะลำเจ็ทอีกด้วย ส่วนที่สองเป็นการทดสอบเพื่อศึกษาสมรรถนะการเผาไหม้ โดยมีรายละเอียดดังต่อไปนี้

### 5.1 หัวฉีดแอลพีจี

หัวฉีดที่ใช้ในการทดลองแบ่งออกเป็น 2 ประเภท ได้แก่ หัวฉีดยังไม่ได้รับการพัฒนาที่ใช้กันอยู่ทั่วไปในภาคอุตสาหกรรม โดยจากการศึกษาพบว่าจะใช้งานได้ดีในย่านอัตราการใช้เชื้อเพลิงสูงๆ แต่เมื่อลดอัตราการใช้เชื้อเพลิงลง เปลวไฟจะมีลักษณะเป็นเปลวไฟแบบผสมกันขณะเผาไหม้ ทำให้เกิดการเผาไหม้ที่ไม่ดี สืบเนื่องจากเปลวไฟที่มีสีเหลือง มีการกระเพื่อม ความยาวเปลวไฟมากและลอยออกจากฐานของหัวเผา รวมถึงมีอุณหภูมิเปลวไฟที่ต่ำ ซึ่งในการทดลองนี้เลือกใช้หัวฉีดอุตสาหกรรมที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางของทางออกขนาด 0.8 mm ส่วนหัวฉีดประเภทที่สอง คือหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้ว ซึ่งนำหลักการสมดุลของสปริงที่สัมพันธ์กับพื้นที่ทางออกของหัวฉีดมาประยุกต์ใช้ โดยสันนิษฐานว่า ที่อัตราการใช้เชื้อเพลิงต่ำๆ พื้นที่ทางออกของหัวฉีดจะแคบเนื่องจากแรงดันของเชื้อเพลิงไม่สามารถเอาชนะแรงต้านของสปริงได้ ส่งผลให้เชื้อเพลิงไหลด้วยความเร็วสูง นอกจากนี้คาดว่า การเปลี่ยนแปลงโครงสร้างจะมีส่วนช่วยให้ลำเจ็ทมีมุมการฉีดที่กว้างขึ้น ซึ่งทั้ง 2 ปัจจัยดังกล่าวจะมีส่วนทำให้สามารถเหนี่ยวนำอากาศเข้าสู่ห้องผสมได้มากกว่าหัวฉีดที่ไม่ได้รับการพัฒนา ช่วยให้มีการเผาไหม้ที่ดีและทำให้อุณหภูมิเปลวไฟสูงขึ้น เกิดเปลวไฟที่มีเสถียรภาพและสามารถลดการใช้ก๊าซแอลพีจีลงได้อีกด้วย โดยมีแผนผังหลักการทำงานของหัวฉีดแสดงดังรูปที่ 5.2 และโครงสร้างของหัวฉีดประกอบไปด้วย เสื้อหัวฉีด ปลายหัวฉีด ขนาด 1.4 mm ฝาปิดท้ายหัวฉีด ตัวปรับระยะสปริง เข็มหัวฉีด ข้อต่อทางเข้าของก๊าซและสปริง แสดงดังรูปที่ 5.3 อย่างไรก็ตามแม้ว่าลักษณะทางกายภาพของหัวฉีดทั้ง 2 ชนิดจะแตกต่างกันอย่างสิ้นเชิง โดยแสดงลักษณะภายนอกเปรียบเทียบระหว่างหัวฉีดที่ยังไม่ได้รับการพัฒนาและหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วดังรูปที่ 5.1 แต่วัตถุประสงค์หลักของงานวิจัยจะตั้งอยู่บนพื้นฐานของการนำหัวฉีดไปประยุกต์ใช้งานจริงภายใต้สถานการณ์ทำงานเดียวกันและศึกษาปริมาณอากาศส่วนที่หนึ่ง รวมถึงสมรรถนะการเผาไหม้เท่านั้น จึงยังไม่มีการศึกษาถึงพฤติกรรมการเหนี่ยวนำอากาศที่ต่างกัน อันเนื่องมาจากความแตกต่างทางด้านกายภาพของหัวฉีดในงานวิจัยนี้

ในการทดลอง นอกจากจะศึกษาการเหนี่ยวนำอากาศและสมรรถนะการเผาไหม้เปรียบเทียบระหว่างหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาและยังไม่ได้รับการพัฒนาแล้ว ยังมีการศึกษาภายใต้อิทธิพลค่าความแข็งสปริงอีกด้วย โดยเป็นค่าความแข็งสปริง 0.57 และ 0.65 N/mm ซึ่งสันนิษฐานว่าที่อัตราการใช้เชื้อเพลิง

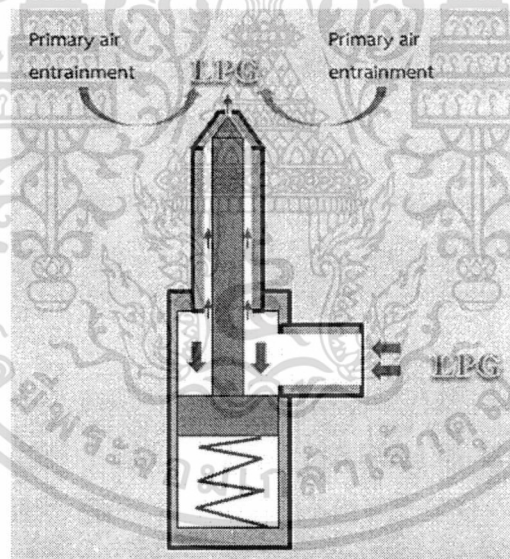
เดียวกัน หัวฉีดที่มีค่าความแข็งสปริงสูงจะมีพื้นที่ทางออกนอชเชิลแคบกว่าที่มีค่าความแข็งสปริงต่ำ เนื่องจากแรงดันจากเชื้อเพลิงสามารถเอาชนะแรงต้านสปริงได้น้อย ส่งผลให้มีช่องทางการออกที่แคบ ซึ่งทำให้เชื้อเพลิงออกจากรนอชเชิลด้วยอัตราเร็วสูง เหนียวนำอากาศส่วนที่หนึ่งได้มากกว่า



ก.)

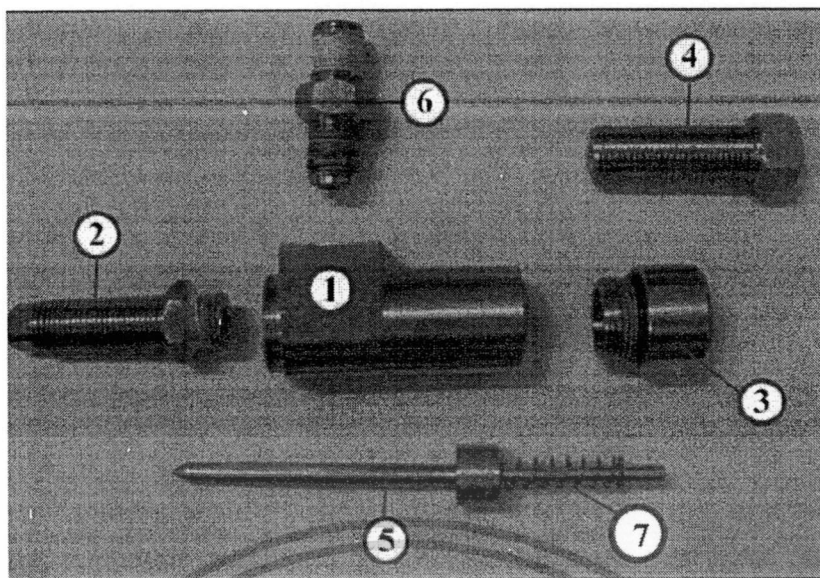
ข.)

รูปที่ 5.1 แสดงลักษณะ ก.) หัวฉีดที่ยังไม่ได้รับการพัฒนา และ ข.) หัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้ว



รูปที่ 5.2 แสดงแผนภาพการทำงานของหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้ว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.3 แสดงส่วนประกอบของหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้ว ประกอบด้วย 1.) เสื้อหัวฉีด 2.) ปลายหัวฉีด 3.) ฝาปิดท้ายหัวฉีด 4.) ตัวปรับระยะสปริง 5.) เข็มหัวฉีด 6.) ข้อต่อทางเข้าของก๊าซ 7.) สปริง

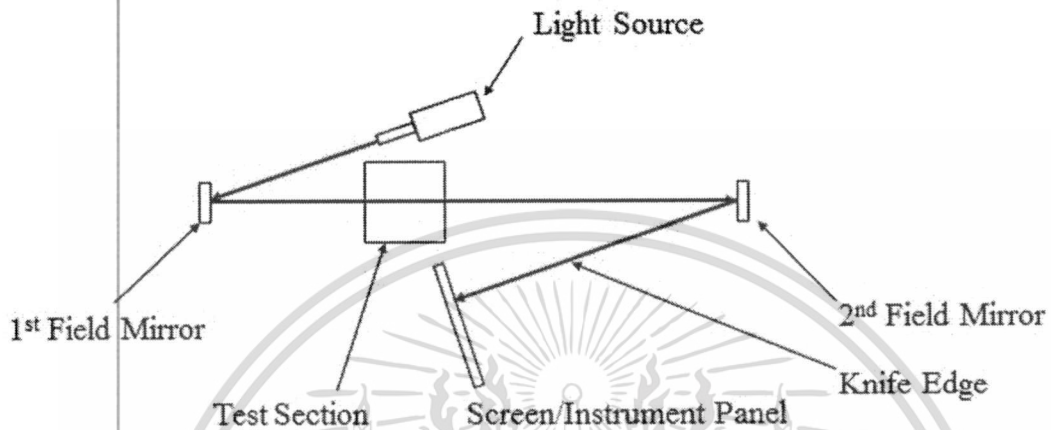
## 5.2 การทดสอบเพื่อศึกษาคุณลักษณะของหัวฉีดแอลพีจี

ในการทดสอบคุณลักษณะของหัวฉีดทำโดยการบันทึกลักษณะของลำเจ็ท ทำขึ้นเพื่อเปรียบเทียบความยาวและลักษณะการพ่นของลำเจ็ทเพื่อสร้างความเชื่อมโยงกับทฤษฎีเมื่อหัวฉีดเชื้อเพลิงถูกเปลี่ยนแปลงลักษณะทางกายภาพ โดยใช้เทคนิคยูลิเรนในการบันทึกคุณลักษณะของของไหล ดังแสดงในรูปที่ 5.4 และ 5.5 ซึ่งเป็นอุปกรณ์ที่อาศัยการเลี้ยวเบนของแสงที่สัมพันธ์กับดัชนีหักเห (Reflective index) จะส่งผลให้ภาพฉายของการกระจายตัวของของไหลที่มีค่าความหนาแน่นไม่เท่ากันปรากฏบนฉาก รับแสงเป็นลักษณะของเงาที่มีความเข้มไม่เท่ากัน โดยลำแสงที่พุ่งผ่านบริเวณการกระจายของไหลที่มีการหักเหแสงน้อยปรากฏเป็นเงาสว่างบนฉากและหากลำแสงพุ่งผ่านบริเวณการกระจายของไหลที่มีการหักเหแสงมากจะปรากฏเป็นเงาเข้ม ซึ่งอุปกรณ์ประกอบไปด้วย แหล่งกำเนิดแสงกระจกเว้า 2 บาน และฉากรับแสงซึ่งในที่นี้ใช้กล้องถ่ายรูป

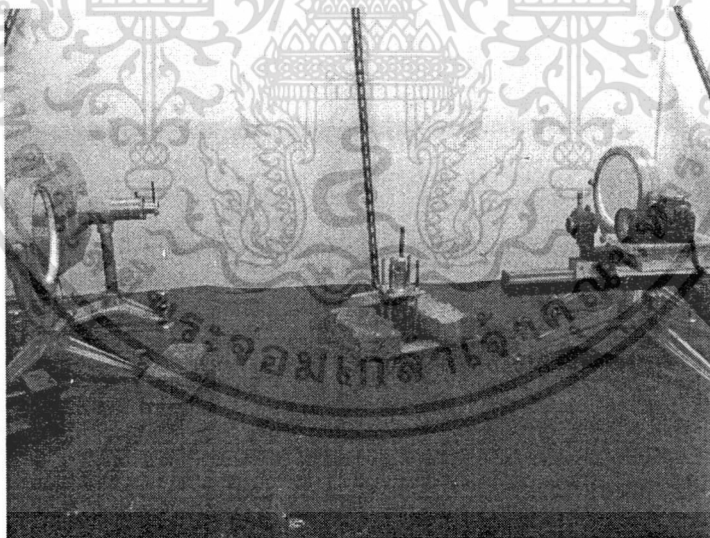
นอกจากนี้ยังมีการเก็บบันทึกความดันในท่อเมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชื้อเพลิงแล้ว และปริมาณอากาศที่ถูกเหนี่ยวนำ ซึ่งถือเป็นส่วนของการศึกษาการเหนี่ยวนำอากาศสำหรับหัวฉีดแต่ละกรณี แต่เนื่องจากได้ติดตั้งอุปกรณ์การวัดปริมาณเหล่านี้ร่วมกับชุดอุปกรณ์ทดสอบสมรรถนะการเผาไหม้ จึงจะกล่าวถึงการเก็บบันทึกปริมาณทั้ง 2 ปริมาณนี้ในหัวข้อถัดไป

### 5.2.1 อุปกรณ์การทดสอบคุณลักษณะของหัวฉีดแอลพีจี

1. ชูลีเรน
2. หัวฉีดก๊าซแอลพีจี
3. ฐานยึดหัวฉีด
4. กล้องถ่ายรูป Canon EOS 450D โดยใช้  $F_0$
5. ก๊าซแอลพีจี



รูปที่ 5.4 แสดงแผนภาพหลักการชูลีเรน (Schlieren), (Cr: Aerospace Engineering, Iowa state University)



รูปที่ 5.5 แสดงอุปกรณ์ทดสอบคุณลักษณะของหัวฉีดโดยใช้หลักการชูลีเรน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 5.2.2 พารามิเตอร์

ในการทดสอบจะแบ่งศึกษาอิทธิพลจากการเปลี่ยนแปลงพารามิเตอร์ได้แก่ อัตราการไหลเชื้อเพลิง และ ชนิดของหัวฉีด แสดงดังตารางที่ 5.1

ตารางที่ 5.1 พารามิเตอร์สำหรับทดสอบคุณลักษณะของหัวฉีดแอลพีจี

พารามิเตอร์	ปริมาณ/ประเภท	หน่วย
เชื้อเพลิง		
สัดส่วน Propane : Butane	40 : 60	%โดย Mole
ความดันเกจใช้งาน	2	Bar
อัตราการป้อนเชื้อเพลิง	1.5-4.5	L/min
ลักษณะหัวฉีด		
จำนวนของหัวฉีด	3	ชุด
ค่าความแข็งสปริง	0.57, 0.65	N/mm

### 5.2.3 เงื่อนไขการทดลอง

ในการทดสอบทำโดยการปรับเปลี่ยนอัตราการไหลของเชื้อเพลิงตั้งแต่ 1.5 ถึง 4.5 L/min โดยเปรียบเทียบระหว่างหัวฉีดที่ยังไม่ได้รับการพัฒนา หัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วที่มีค่าคงที่สปริง 0.57 และ 0.65 N/mm



รูปที่ 5.6 แผนผังการศึกษาสมรรถนะของหัวฉีดแอลพีจีเนื่องมาจากอิทธิพลของอัตราการไหลเชื้อเพลิงของหัวฉีดที่ยังไม่ได้รับการพัฒนา

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 5.2.4 ขั้นตอนการทดลอง

1. ในขั้นแรกติดตั้งอุปกรณ์วัดและบันทึกผลตามตำแหน่ง ดังรูปที่ 5.5 โดยนำหัวฉีดที่ยังไม่ได้รับการพัฒนาวางบริเวณจุดทดสอบโดยปรับฐานให้ปากของหัวฉีดตรงกับขอบล่างของกระจกเว้าพอดี
2. ปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชื้อเพลิงโดยเริ่มตั้งแต่อัตราการไหล 1.5 L/min เก็บบันทึกผลเมื่ออัตราการไหลคงที่
3. เพิ่มอัตราการไหลทีละ 0.5 L/min และเก็บบันทึกผลจนถึง 4.5 L/min
4. ทำซ้ำตั้งแต่ขั้นตอนแรกโดยเปลี่ยนเป็นหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วที่มีค่าคงที่สปริง 0.57 และ 0.65 N/mm ตามลำดับ

## 5.3 การทดสอบเพื่อศึกษาสมรรถนะการเผาไหม้

ในการทดสอบสมรรถนะทำโดยสร้างชุดทดสอบการเผาไหม้ขึ้น เพื่อสังเกตสมรรถนะการเผาไหม้เมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชื้อเพลิงของหัวฉีด รวมถึงเปรียบเทียบแต่ละกรณี โดยสมรรถนะในที่นี้ได้แก่ลักษณะของเปลวไฟที่สังเกตเห็นด้วยตาเปล่า การกระจายอุณหภูมิไอเสียตามระดับความสูงและปริมาณก๊าซไอเสียที่ได้หลังจากการเผาไหม้ นอกจากนี้ยังมีการเก็บบันทึกผลความดันก่อนในท่อเมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชื้อเพลิง และปริมาณอากาศส่วนที่หนึ่งอีกด้วย โดยมีรายละเอียดอุปกรณ์และการบันทึกผลดังนี้

### 5.3.1 อุปกรณ์การทดสอบสมรรถนะการเผาไหม้

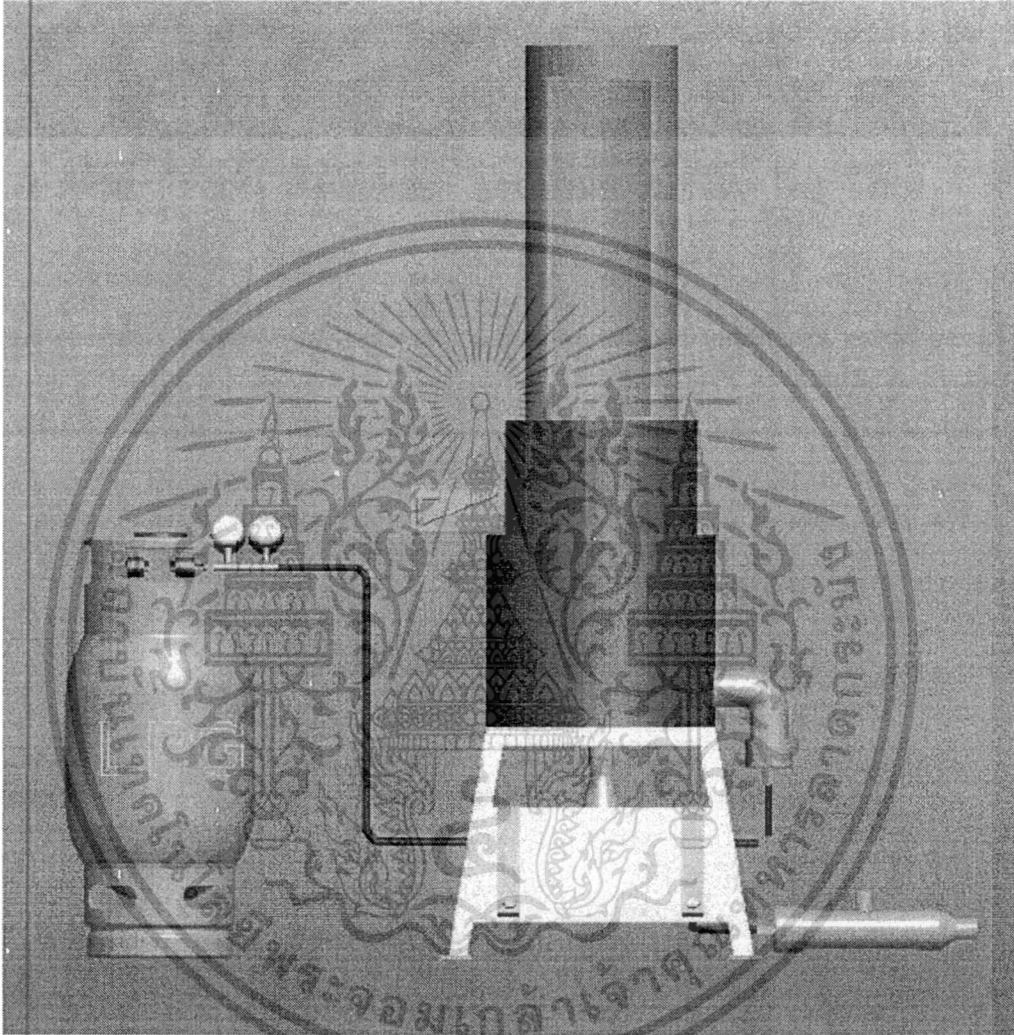
รูปที่ 5.7 แสดงอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบสมรรถนะการเผาไหม้ โดยในการทำงาน จะจ่ายเชื้อเพลิงภายใต้ความดันเกจใช้งาน 2 บาร์และปรับอัตราการไหล 1.5 – 4.5 L/min เข้าสู่หัวฉีดเชื้อเพลิง ดังนั้นอากาศส่วนที่หนึ่งจะถูกเหนี่ยวนำและผ่านเข้าห้องผสม และในการทดลองได้มีการควบคุมอัตราการไหลอากาศส่วนที่สองให้อยู่ในช่วง 50 – 200 SCFH จากนั้นเมื่อการเผาไหม้เข้าสู่สภาวะคงที่แล้วจึงเก็บบันทึกผล โดยรายละเอียดของอุปกรณ์ต่างๆ มีดังนี้

#### 5.3.1.1 ชุดทดสอบการวัดสมรรถนะ

ชุดทดสอบถูกสร้างให้มีการเผาไหม้แบบผสมก่อน ซึ่งถูกแบ่งออกเป็น 4 ส่วนหลัก ได้แก่

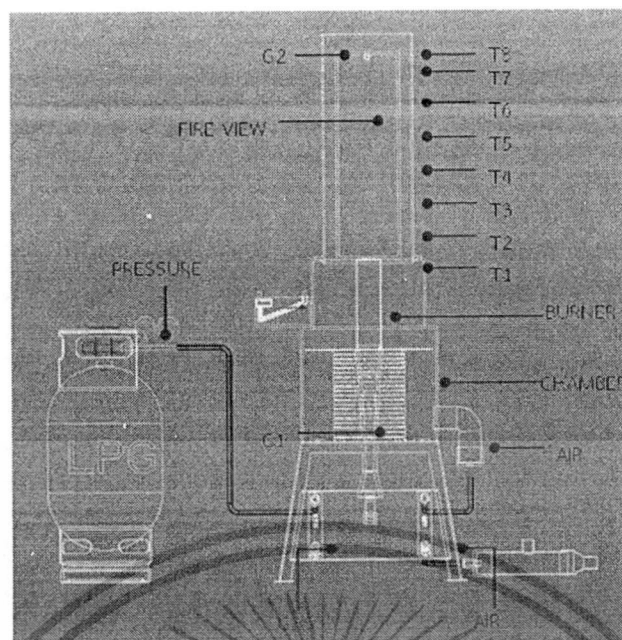
1. ท่อผสม (Mixing pipe) ระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศส่วนที่หนึ่ง ทำมาจากเหล็กหล่อมีลักษณะคล้ายรูปทรงกรวย สูง 375 mm ปลายท่อมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากับ 40 mm โดยที่บริเวณด้านยอดกรวยได้ติดตั้งหัวฉีด ซึ่งห่างจากท่อผสมเป็นระยะ 60 mm เพื่อให้อากาศส่วนที่หนึ่งถูกเหนี่ยวนำเข้าสู่ท่อผสมโดยอาศัยแรงดันสูญญากาศที่เกิดขึ้นจากการฉีดเชื้อเพลิงด้วยความเร็วสูง
2. หัวเผา (Burner) ทำจากสแตนเลส มีลักษณะเป็นทรงกระบอกขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 38 mm สูง 200 mm
3. ท่อสำหรับเก็บบันทึกอุณหภูมิและก๊าซไอเสียที่เกิดจากการเผาไหม้ รวมถึงรูปร่างของเปลวไฟโดยที่ติดตั้งด้านหนึ่งของท่อด้วยอะคริลิกโปร่งใส ท่อมีเส้นผ่านศูนย์กลาง 154 mm และสูง 730 mm โดยมีช่องตรวจวัดอุณหภูมิที่ตำแหน่งต่างๆ ตามระดับความสูง

4. ห้องที่ทำหน้าที่ควบคุมปริมาณการเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่สอง มีเส้นผ่านศูนย์กลางส่วนล่างและส่วนบน 300 mm และ 250 mm ตามลำดับ และสูง 400 mm ซึ่งจะเชื่อมต่อกับบีมลมเพื่อป้อนอากาศเข้าสู่ห้องโดยภายในจะถูกควบคุมความดันให้ใกล้เคียงกับความดันบรรยากาศเพื่อจำลองให้เหมือนสภาพแวดล้อมเมื่อนำไปประยุกต์ใช้จริง



รูปที่ 5.7 แสดงชุดอุปกรณ์ทดสอบการเผาไหม้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



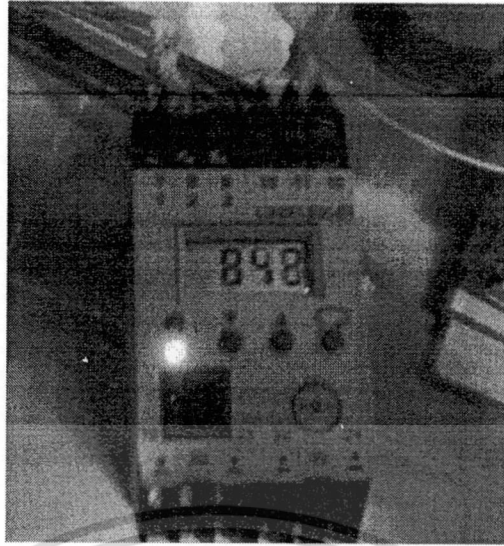
รูปที่ 5.8 แสดงระบบการทดลองและจุดตรวจวัดต่างๆ

### 5.3.1.2 ระบบการวัดอัตราการไหล

ในการทดลองได้มีการควบคุมอัตราการไหลอยู่ 2 ส่วนด้วยกันคือ การควบคุมอัตราการไหลเชื้อเพลิง โดยจะเชื่อมต่อกับถังก๊าซแอลพีจี และใช้ Flow meter (0 – 5 L/min) ในการควบคุมเพื่อป้อนเข้าสู่หัวฉีดเชื้อเพลิง ส่วนที่สองคือการควบคุมอัตราการไหลอากาศอัตราการไหลอากาศ โดยจะเชื่อมต่อกับปั๊มลม และใช้ Flow meter (0 – 400 SCFH) ในการควบคุมเช่นกัน และป้อนเข้าสู่ห้องควบคุมอากาศส่วนที่สอง เพื่อรักษาความดันให้เท่ากับความดันบรรยากาศภายนอก

### 5.3.1.3 ระบบการวัดอุณหภูมิ

ในการบันทึกค่าอุณหภูมิจะเก็บบันทึกทั้งหมด 8 ตำแหน่งตามระดับความสูง โดยตำแหน่งแรกอยู่ที่ทางเข้าของท่อบันทึกผลที่ระดับความสูง 620 มิลลิเมตรจากหัวฉีดแอลพีจี ซึ่งเป็นระดับปากหัวเผา และสูงขึ้นอีกตำแหน่งละ 100 มิลลิเมตรจากตำแหน่งก่อนหน้า แสดงเป็นตำแหน่ง T1 – T8 (0 – 70 cm) ดังรูป 5.8 และเก็บบันทึกผลเมื่อการเผาไหม้เข้าสู่สภาวะคงที่โดยใช้ Thermocouple type K ต่อกับ Temperature indicator ในการแสดงผล



รูปที่ 5.9 แสดง Temperature indicator

#### 5.3.1.4 ระบบการวัดก๊าซ

การวัดก๊าซจะถูกแบ่งออกเป็น 2 ตำแหน่ง ตำแหน่งแรกอยู่ที่ท่อผสม (G1) โดยวัดปริมาณออกซิเจนโดยตรง เพื่อนำไปคำนวณหาอัตราการเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่หนึ่ง และตำแหน่งที่สองอยู่ที่บริเวณทางออกของท่อบันทึกผล (G2) ที่ระดับ 1290 มิลลิเมตร จากหัวฉีดแอลพีจี(ต่ำกว่าปลายท่อประมาณ 10 cm.) ดังรูปที่ 5.8 เพื่อวัดปริมาณออกซิเจนและคาร์บอนมอนอกไซด์ โดยใช้เครื่องมือวัดก๊าซของ Testo รุ่น 350 XL ดังรูป 5.10 ในการเก็บบันทึกผลเมื่อระบบเข้าสู่สภาวะคงตัว อย่างไรก็ตามการหาปริมาณอากาศที่ถูกเหนี่ยวนำส่วนที่หนึ่ง ยังสามารถคำนวณได้จากการวัดปริมาณออกซิเจนหลังการเผาไหม้ แต่เนื่องจาก Flow meter ที่ใช้วัดอัตราการไหลอากาศส่วนที่สองอาจมีความไม่แม่นยำ ตามที่ชี้แจงในบทที่ 4 และ 6 ในส่วนของปริมาณอากาศส่วนเกิน ดังนั้นการวัดปริมาณออกซิเจนจากท่อผสมโดยตรงจึงน่าจะมีความคลาดเคลื่อนน้อยกว่า



รูปที่ 5.10 เครื่องมือวัดก๊าซของ Testo รุ่น 350 XL

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 5.3.1.5 ระบบการวัดความดัน

ในการทดสอบสมรรถนะของหัวฉีดจะมีการเก็บบันทึกค่าความดัน 2 ส่วน ส่วนแรกคือการเก็บบันทึกค่าความดันเชื้อเพลิงในท่อนก่อนถึงหัวฉีด โดยจะเก็บผลทุกๆ ครั้งที่มีการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลเชื้อเพลิง เพื่อเปรียบเทียบความดันตกคร่อมของหัวฉีดทั้งสองประเภทรวมถึงกรณีที่เปลี่ยนค่าคงที่สปริงด้วย ซึ่งใช้மானอมิเตอร์ในการเก็บบันทึกผล และส่วนที่สองคือการเก็บบันทึกค่าความดันในห้องควบคุมอากาศส่วนที่สอง เพื่อรักษาความดันให้อยู่ที่ความดันบรรยากาศเสมอ โดยใช้ Pitot tube ดังรูปที่ 5.11 เชื่อมต่อกับเครื่องมือวัดก๊าซของ Testo รุ่น 350 XL ซึ่งมีฟังก์ชันในการตรวจวัดความดัน



รูปที่ 5.11 อุปกรณ์วัดความเร็วลม (Pitot tube)

### 5.3.2 พารามิเตอร์

การทดสอบในส่วนนี้ได้ศึกษาผลกระทบจากการเปลี่ยนแปลงพารามิเตอร์ต่างๆ ได้แก่ อัตราการไหลเชื้อเพลิง ปริมาณอากาศส่วนที่สอง และชนิดของหัวฉีด โดยพารามิเตอร์ต่างๆ แสดงดังตารางที่ 5.2

ตารางที่ 5.2 พารามิเตอร์สำหรับทดสอบสมรรถนะการเผาไหม้ของหัวฉีดแอลพีจี

พารามิเตอร์	ปริมาณ/ประเภท	หน่วย
เชื้อเพลิง		
สัดส่วน Propane : Butane	40 : 60	%โดย Mole
อัตราการป้อนเชื้อเพลิง	1.5-4.5	L/min
อากาศส่วนที่สอง		
อัตราการไหลอากาศ	50 – 200	SCFH
ลักษณะหัวฉีด		
จำนวนของหัวฉีด	3	ชุด
ค่าความแข็งสปริง	0.57, 0.65	N/mm

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 5.3.3 เงื่อนไขการทดลอง

สำหรับเงื่อนไขการทดลองจะแบ่งศึกษาสมรรถนะของหัวฉีดที่เปลี่ยนไปเนื่องมาจากอิทธิพลของการปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชื้อเพลิง และการปรับเปลี่ยนอัตราการไหลอากาศส่วนที่สอง โดยมีรายละเอียดเงื่อนไขดังนี้

#### 5.3.3.1 การศึกษาอิทธิพลของการปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชื้อเพลิง

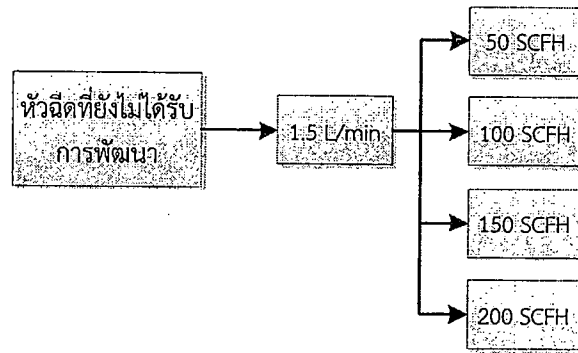
ในการทดสอบนี้ทำโดยการปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชื้อเพลิงตั้งแต่ 1.5 ถึง 4.5 L/min และคงที่อัตราการไหลอากาศส่วนที่สอง โดยเปรียบเทียบระหว่างหัวฉีดที่ยังไม่ได้รับการพัฒนา หัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วที่มีค่าคงที่สปริง 0.57 N/mm และหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วที่มีค่าคงที่สปริง 0.65 N/mm



รูปที่ 5.12 แผนผังการศึกษาสมรรถนะการเผาไหม้เนื่องมาจากอิทธิพลของอัตราการไหลเชื้อเพลิงของหัวฉีดที่ยังไม่ได้รับการพัฒนา

#### 5.3.3.2 การศึกษาอิทธิพลของการปรับเปลี่ยนอากาศส่วนที่สอง

ในการทดสอบทำโดยคงที่อัตราการไหลเชื้อเพลิงและปรับเปลี่ยนอัตราการไหลอากาศส่วนที่สองจาก 50 ถึง 200 SCFH โดยเปรียบเทียบระหว่างหัวฉีดที่ยังไม่ได้รับการพัฒนา หัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วที่มีค่าคงที่สปริง 0.57 N/mm และหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วที่มีค่าคงที่สปริง 0.65 N/mm



รูปที่ 5.13 แผนผังการศึกษาสมรรถนะการเผาไหม้เนื่องจากอิทธิพลของอัตราการไหลอากาศส่วนที่สองของหัวฉีดที่ยังไม่ได้รับการพัฒนา

#### 5.3.4 วิธีการทดลอง

1. ติดตั้งหัวเผาก๊าซแอลพีจีที่ยังไม่ได้รับการพัฒนาซึ่งสามารถปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชื้อเพลิงได้ตั้งแต่ 1.5 – 4.5 L/min
2. ป้อนเชื้อเพลิงที่และจุดหัวเผาเพื่ออุ่นห้องเผาไหม้เป็นเวลา 5 นาที
3. ป้อนเชื้อเพลิงอย่างช้าๆ และรักษาระดับให้คงที่ที่ 1.5 L/min จากนั้นป้อนอากาศส่วนที่สองเข้าห้องเผาไหม้ที่ 50 SCFH
4. ปล่อยให้หัวเผาทำงานจนกระทั่งอุณหภูมิเข้าสู่สภาวะคงที่และเก็บบันทึกผล
5. ปรับอัตราการไหลเชื้อเพลิงเป็น 2 จนถึง 4.5 L/min โดยเพิ่มทีละ 0.5 L/min และรักษาอัตราการไหลอากาศส่วนที่สองที่ 50 SCFH เช่นเดิม
6. ปล่อยให้หัวเผาทำงานจนกระทั่งอุณหภูมิเข้าสู่สภาวะคงที่และเก็บบันทึกผล
7. ทำซ้ำตั้งแต่เริ่มโดยเปลี่ยนอัตราการไหลอากาศส่วนที่สองเป็น 100 จนถึง 200 SCFH โดยเพิ่มทีละ 50 SCFH และเก็บบันทึกผล
8. ทำซ้ำตั้งแต่เริ่มโดยเปลี่ยนหัวฉีดเป็นกรณีที่ได้รับการพัฒนาแล้วที่มีค่าคงที่สปริง 0.57 และ 0.65 N/mm และเก็บบันทึกผล

## บทที่ 6

### ผลการทดลองและวิจารณ์ผลการทดลอง

จากการศึกษาหัวเผาก๊าซแอลพีจีที่ใช้ในอุตสาหกรรมเซรามิกส์พบว่ามีลักษณะเป็นแบบเปลวไฟผสมก่อนการเผาไหม้ ใช้หลักการพ่นเชื้อเพลิงผ่านหัวฉีดและเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่หนึ่งเข้าสู่ห้องเผาไหม้ซึ่งจะมีประสิทธิภาพดีในย่านอัตราการไหลสูงเพราะสามารถเหนี่ยวนำอากาศเข้าสู่ห้องเผาไหม้ได้มาก แต่เมื่อลดอัตราการไหลเชื้อเพลิงลง เปลวไฟจะมีลักษณะเป็นเปลวไฟแบบผสมกันขณะเผาไหม้ทำให้เกิดการเผาไหม้ที่ไม่ดี ควบคุมปริมาณอากาศได้ยาก สังเกตจากเปลวไฟที่มีสีเหลือง ความยาวเปลวไฟมากและลอยออกจากฐานของหัวเผา จึงเป็นที่มาของงานวิจัยที่ต้องการปรับปรุงสมรรถนะหัวเผาก๊าซแอลพีจีโดยนำหลักการสมดุลสปริงที่สัมพันธ์กับพื้นที่ทางออกนอซเซิลมาประยุกต์ใช้ โดยคาดว่าจะสามารถเหนี่ยวนำอากาศได้มากที่ย่านอัตราการไหลต่ำ ช่วยให้อุณหภูมิเปลวไฟสูงขึ้น มีเสถียรภาพและสามารถลดการใช้ก๊าซแอลพีจีได้อีกด้วย นอกจากนี้ยังศึกษาอิทธิพลเนื่องมาจากค่าความแข็งของสปริงโดยใช้ค่าความแข็ง 0.57 และ 0.65 N/mm ซึ่งเป็นค่าความแข็งสปริงที่อยู่ในย่านการออกแบบในบทที่ 4 หัวข้อการออกแบบ โดยคาดว่าที่อัตราการไหลเชื้อเพลิงเดียวกัน น่าจะให้ความเร็วเชื้อเพลิงและลักษณะลำเจ็ทที่แตกต่างกันเนื่องจากแรงดันจากเชื้อเพลิงสามารถเอาชนะแรงต้านสปริงได้ไม่เท่ากัน ซึ่งจากสมมติฐานทั้งสองกรณีจะส่งผลให้เกิดการเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่หนึ่งที่แตกต่างกันไปด้วย

ในบทนี้จะแบ่งศึกษาสมรรถนะออกเป็น 2 กรณีดังที่กล่าวไปแล้วในหัวข้อ 5.4 คือการศึกษาการเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่หนึ่งของหัวฉีดและการศึกษาสมรรถนะการเผาไหม้ นอกจากนี้ยังนำเสนอประสิทธิภาพจากการเผาไหม้อีกด้วย มีรายละเอียดดังต่อไปนี้

#### 6.1 การศึกษาการเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่หนึ่งของหัวฉีด

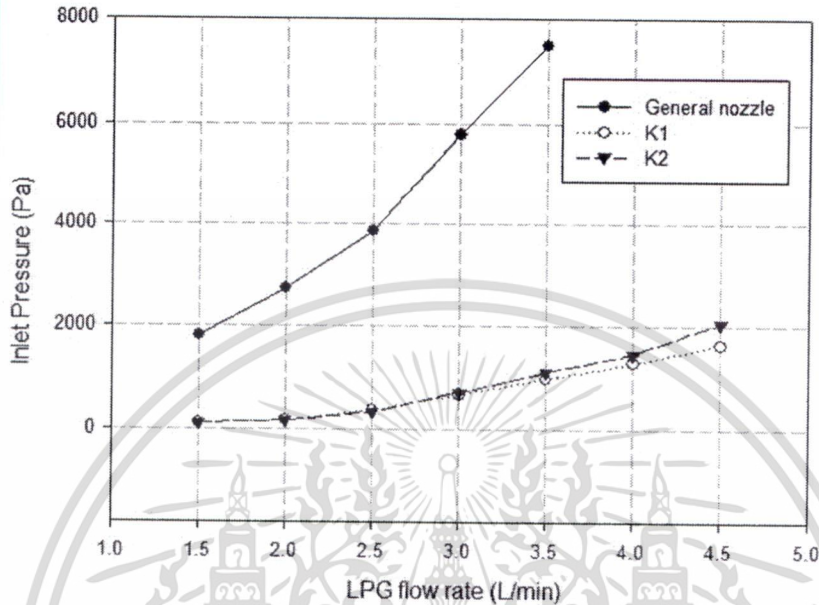
##### 6.1.1 การศึกษาอิทธิพลจากลักษณะของหัวฉีด

ในหัวข้อนี้จะศึกษาเปรียบเทียบการเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่หนึ่งของหัวฉีด 3 ชนิด ได้แก่ หัวฉีดที่ยังไม่ได้รับการพัฒนา หัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วที่มีค่าคงที่สปริง 0.57 และ 0.65 N/mm ในการทดลองอัตราการไหลจะถูกปรับเปลี่ยนตั้งแต่ 1.5 – 4.5 L/min โดยไม่สนใจพฤติกรรมการเผาไหม้ซึ่งปริมาณที่ศึกษาในงานวิจัย ได้แก่ 1.) ความดันในท่อเชื้อเพลิงก่อนทางออกนอซเซิล(เมื่อผ่านวาล์วปรับเปลี่ยนอัตราการไหลแล้ว) และอัตราการไหลเชิงมวลของการเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่หนึ่ง 2.) เปอร์เซ็นต์การผสมก่อนการเผาไหม้ และ 3.) ลักษณะของลำเจ็ท โดยในแต่ละหัวข้อจะกล่าวถึงผลการทดลอง จากจะนำส่วนต่างๆ มาวิเคราะห์ผลเชื่อมโยงกันในส่วนท้ายของหัวข้อนี้

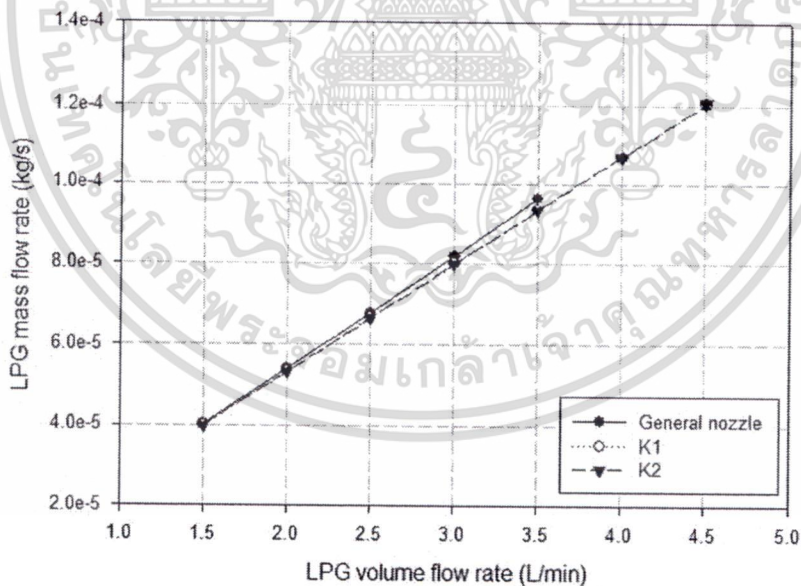
##### 6.1.1.1 ความดันในท่อเชื้อเพลิงก่อนออกจากรอกนอซเซิล

จากรูปที่ 6.1 แสดงการเปลี่ยนแปลงความดันในท่อของเชื้อเพลิงหลังจากปรับเปลี่ยนอัตราการไหลแล้วเปรียบเทียบหัวฉีดทั้ง 3 กรณี จากการทดลองพบว่าความดันในท่อเชื้อเพลิงมีแนวโน้มเพิ่มสูงขึ้นตามอัตราการไหลในทุกกรณี และยังพบอีกว่าหัวฉีดที่ยังไม่ได้รับการพัฒนามีความดันเกิดขึ้นใน

ท่อสูงกว่าหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้ว ที่อัตราการไหลเชิงปริมาตรเดียวกัน ตลอดย่านที่ทำการศึกษา ซึ่งบ่งชี้ว่า ช่องการไหลของหัวฉีดก่อนการพัฒนามีความดันตกคร่อมสูงกว่า แสดงให้เห็นว่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางทางออกของหัวฉีดที่แตกต่างกันระหว่างหัวฉีดก่อนการพัฒนาและที่ได้รับการพัฒนาแล้วตามที=ซีแรงในบทที่ 5 เป็นปัจจัยหลักที่ส่งผลต่อการเปลี่ยนแปลงความดันในท่อเชื้อเพลิง



รูปที่ 6.1 แสดงการเปรียบเทียบความดันในท่อเมื่อปรับอัตราการไหลแล้ว



รูปที่ 6.2 แสดงการเปรียบเทียบอัตราการไหลเชิงมวล

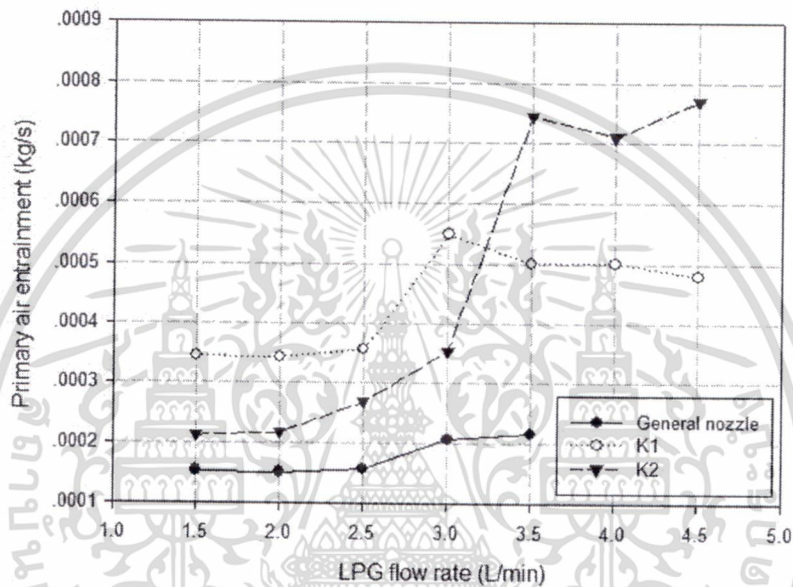
เนื่องจากก๊าซแอลพีจีเป็นของไหลอัดตัวได้ การทราบค่าความดันทำให้สามารถคำนวณอัตราการไหลเชิงมวลเชื้อเพลิงได้แสดงดังรูปที่ 6.2 จากรูปพบว่าที่อัตราการไหลเชิงปริมาตรเดียวกัน หัวฉีดที่ยัง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ไม่ได้รับการพัฒนา มีอัตราการไหลเชิงมวลมากกว่าหัวฉีดที่ได้รับการปรับปรุงแล้วเล็กน้อย ซึ่งสอดคล้องกับความดันในรูปที่ 6.1 ที่มีความดันมากกว่า

### 6.1.1.2 อัตราการเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่หนึ่ง

รูปที่ 6.3 แสดงการเปรียบเทียบอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศส่วนที่หนึ่งของหัวฉีดทั้ง 3 กรณีที่ได้จากการคำนวณ จากกราฟพบว่าการพัฒนาหัวฉีดที่ยังไม่ได้รับการพัฒนา มีอัตราการเหนี่ยวนำอากาศที่ต่ำกว่าหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วในทุกอัตราการไหลเชื้อเพลิง ในขณะที่หัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วที่มีค่าคงที่สปริง 0.57 N/mm มีปริมาณอากาศมากกว่าที่ค่าคงที่สปริง 0.65 N/mm ในช่วงอัตราการไหล 1.5 – 3 L/min และน้อยกว่าในช่วง 3.5 – 4.5 L/min



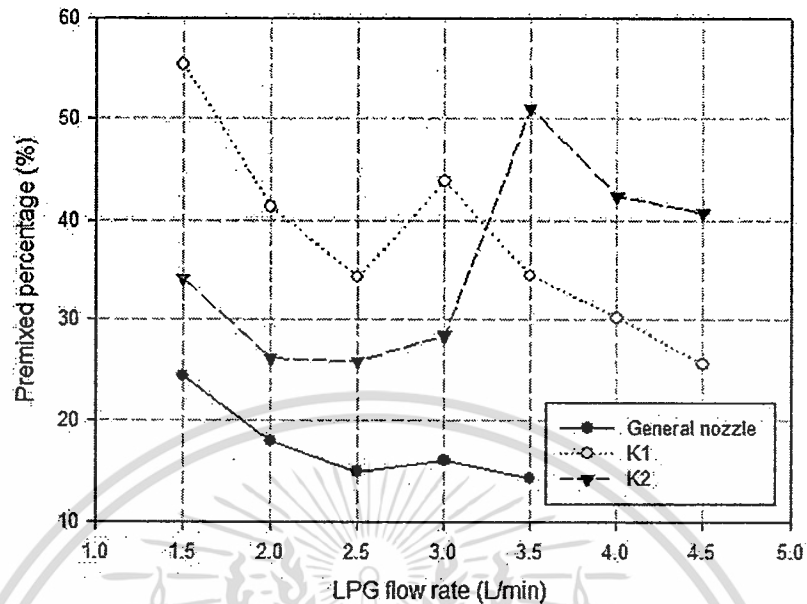
รูปที่ 6.3 แสดงการเปรียบเทียบอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศส่วนที่หนึ่งของหัวฉีดทั้ง 3 กรณีที่ได้จากการคำนวณ

### 6.1.1.3 เปอร์เซ็นต์การผสมก่อนการเผาไหม้

รูปที่ 6.4 แสดงการเปรียบเทียบเปอร์เซ็นต์การผสมก่อนการเผาไหม้ของหัวฉีดทั้ง 3 กรณี เมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการไหล 1.5 – 4.5 L/min จากกราฟสังเกตเห็นว่าหัวฉีดที่ยังไม่ได้รับการพัฒนานั้นมีเปอร์เซ็นต์การผสมก่อนเผาไหม้น้อยกว่าหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วทุกๆ อัตราการไหลโดยอยู่ในช่วง 14 – 24 % และมีแนวโน้มต่ำลงเมื่อเพิ่มอัตราการไหลขึ้นเรื่อยๆ ในส่วนเปอร์เซ็นต์การผสมก่อนเผาไหม้ของหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาที่มีค่าคงที่สปริง 0.57 N/mm มีแนวโน้มลดลงในช่วง 1.5 – 2.5 L/min ตั้งแต่ 55 – 35 % จากนั้นเพิ่มขึ้นในช่วง 2.5 – 3 L/min และลดลงอย่างรุนแรงในช่วง 3 – 4.5 L/min โดยมีค่าตั้งแต่ 45 – 25 % และในกรณีค่าคงที่สปริง 0.65 N/mm มีเปอร์เซ็นต์การผสมก่อนเผาไหม้น้อยกว่าค่าสปริงอ่อนในช่วง 1.5 – 3 L/min โดยมีค่าตั้งแต่ 35 – 25 % จากนั้นในช่วง 3.5 – 4.5 L/min มีเปอร์เซ็นต์การผสมมากกว่าและมีแนวโน้มเหมือนในช่วงแรกกรณีสปริงอ่อน ดังนั้นเมื่อเปรียบเทียบทั้ง 2 กรณีของค่าความแข็งสปริง พบว่ากรณี 0.57 N/mm สามารถเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หนึ่งได้ดีกว่าในช่วงอัตราการไหลเชื้อเพลิง 1.5 – 3 L/min และกรณี 0.65 N/mm สามารถเหนียวนำได้ดีกว่าในช่วง 3.5 – 4.5 L/min



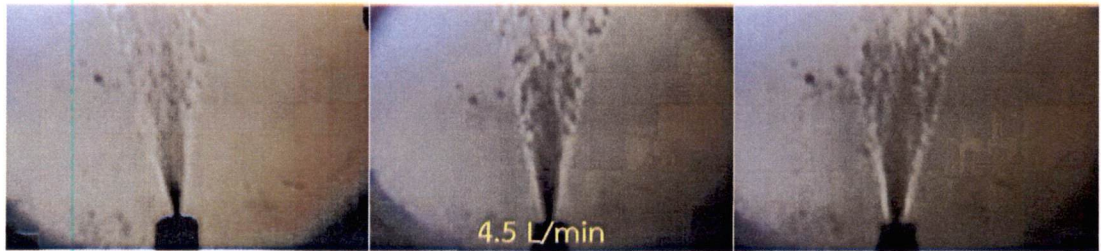
รูปที่ 6.4 แสดงการเปรียบเทียบเปอร์เซ็นต์การผสมก่อนการเผาไหม้

#### 6.1.1.4 ลักษณะของลำเจ็ท

รูปที่ 6.5 แสดงการเปรียบเทียบลักษณะของลำเจ็ทของหัวฉีดทั้ง 3 กรณีเมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการไหลตั้งแต่ 1.5 – 4.5 L/min จากการศึกษาในกรณีหัวฉีดที่ยังไม่ได้รับการพัฒนาพบว่าลำเจ็ทโดยรวมมีองศาการฉีดที่แคบและมีความหนาแน่นของเชื้อเพลิงที่โคนของเจ็ทมากเมื่อสังเกตจากเงาที่มีความเข้มมากกว่าส่วนอื่น ซึ่งองศาการแผ่ของเจ็ทจะเพิ่มขึ้นเล็กน้อย รวมถึงเงาของลำเจ็ทมีแนวโน้มจางลงตามลำดับเมื่อเพิ่มอัตราการไหล สำหรับกรณีหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วที่มีค่าคงที่สปริง 0.57 N/mm มีลักษณะของลำเจ็ทคล้ายกรณีหัวฉีดที่ยังไม่ได้รับการพัฒนามาก แต่มีเงาเชื้อเพลิงบริเวณโคนของเจ็ทบางกว่า และเมื่อเปรียบเทียบกับหัวฉีดที่มีค่าคงที่สปริง 0.65 N/mm ซึ่งพบว่ามีลักษณะการกระจายของลำเจ็ทคล้ายดอกบัวตูม (บริเวณโคนเจ็ทเป็นลักษณะโค้ง) และเงาจางลงเมื่อเพิ่มอัตราการไหลขึ้นเรื่อยๆ นอกจากนี้ที่อัตราการไหล 1.5 – 3 L/min ยังสามารถสังเกตเห็นได้อย่างชัดเจนจากเงาว่าลำเจ็ทมีลักษณะที่เป็นช่องการไหลที่มีความเร็วต่ำตรงกลาง เนื่องจากที่อัตราการไหลต่ำแรงดันของเชื้อเพลิงสามารถเอาชนะแรงต้านสปริงได้น้อย ทำให้พื้นที่ทางออกแคบและมีลักษณะเป็นวงแหวน ต่างกับที่ย่านอัตราการไหล 3.5 – 4.5 L/min เนื่องจากแรงดันของเชื้อเพลิงมีมากพอทำให้เข็มถูกกดเป็นระยะห่างมากพอที่จะไม่ทำให้ลักษณะของเจ็ทเป็นเหมือนที่อัตราการไหลต่ำ



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.5 แสดงลักษณะลำเจ็ทของหัวฉีดทั้ง 3 กรณี

เมื่อเปรียบเทียบความแตกต่างของการเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่หนึ่งหัวฉีดที่ยังไม่ได้รับการพัฒนา และได้รับการพัฒนาแล้ว พบว่าหัวฉีดที่ยังไม่ได้รับการพัฒนามีการเหนี่ยวนำอากาศที่น้อยกว่าหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วทั้ง 2 กรณีในทุกอัตราการไหลเชื้อเพลิงดังรูปที่ 6.3 ซึ่งสอดคล้องกับเปอร์เซ็นต์การผสมก่อนเผาไหม้ที่น้อยกว่า ดังรูปที่ 6.4 แม้ว่าความดันเชื้อเพลิงของหัวฉีดก่อนปรับปรุงจะสูงกว่า ดังรูปที่ 6.1 ซึ่งแสดงถึงความเร็วเชื้อเพลิงออกจากรูที่สูงกว่า ซึ่งจะเห็นว่าไม่สัมพันธ์กับปริมาณการเหนี่ยวนำอากาศ แต่อย่างไรก็ตามเมื่อสังเกตจากลักษณะของลำเจ็ท จึงทำให้สามารถสรุปได้ว่า อิทธิพลหลักที่ส่งผลต่อการเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่หนึ่งในการทดลองนี้ กลับเป็นลักษณะของลำเจ็ท ที่มีลักษณะเงาและองศาการฉีดที่แตกต่างกันดังรูปที่ 6.5 ซึ่งสังเกตได้ชัดเจนในกรณีหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้ว ค่าคงที่สปริง  $0.65 \text{ N/mm}$  มีมุมการฉีดที่กว้างและปริมาณเชื้อเพลิงที่เบาบางกว่าเมื่อสังเกตจากเงา ส่งผลให้พื้นที่การแลกเปลี่ยนโมเมนตัมระหว่างอากาศและเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้น เป็นสาเหตุให้ปริมาณการเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่หนึ่งมากกว่า

นอกจากนี้แม้ว่าสมรรถนะการเหนี่ยวนำอากาศในกรณีหัวฉีดที่ยังไม่ได้รับการพัฒนาและหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วในกรณีค่าคงที่สปริง  $0.57 \text{ N/mm}$  จะแตกต่างกัน แต่ลักษณะของลำเจ็ทกลับมีลักษณะคล้ายกัน ทั้งนี้ควรศึกษาถึงพฤติกรรมของรูปแบบการกระจายความเร็วของเชื้อเพลิงที่ออกจากหัวฉีดอย่างละเอียดจึงจะสามารถระบุความแตกต่างของลำเจ็ททั้ง 2 กรณีได้

ในการศึกษาเปรียบเทียบกรณีหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วที่มีค่าคงที่สปริง  $0.57$  และ  $0.65 \text{ N/mm}$  พบว่าในทุกๆ ย่านอัตราการไหล แม้จะมีโครงสร้างของหัวฉีดที่เหมือนกันและอัตราการไหลเชิงมวลของเชื้อเพลิงที่เท่ากัน แต่มีพฤติกรรมการเหนี่ยวนำอากาศที่แตกต่างกัน โดยในกรณีสปริงอ่อนสามารถเหนี่ยวนำอากาศได้มากกว่า รวมถึงเปอร์เซ็นต์การผสมก่อนเผาไหม้ที่ดีกว่าในช่วงอัตราการไหล  $1.5 - 3 \text{ L/min}$  ดังรูปที่ 6.3 และ 6.4 ตามลำดับ แม้ว่าในกรณีค่าความแข็งสปริง  $0.65 \text{ N/mm}$  ลำเจ็ทจะมีลักษณะคล้ายดอกบัวตูมที่มีพื้นที่ผิวสัมผัสอากาศมากกว่าลำเจ็ทที่มีลักษณะเป็นรูปกรวย ซึ่งคาดว่าจะสามารถเพิ่มอัตราการแลกเปลี่ยนโมเมนตัมระหว่างเชื้อเพลิงและอากาศได้ดีกว่าก็ตาม แต่ผลการทดลองกลับไม่เป็นไปตามสมมติฐาน เนื่องมาจากอิทธิพลของค่าความแข็งสปริงที่มากเกินไปสำหรับอัตราการไหลต่ำ ทำให้ลำเจ็ทในกรณีค่าความแข็งสปริง  $0.65 \text{ N/mm}$  มีพื้นที่ทางออกแคบมาก เกิดเป็นลำเจ็ทที่มีลักษณะเป็นช่องการไหลที่มีความเร็วต่ำตรงกลางในย่านอัตราการไหลดังกล่าว ทำให้เกิดการแลกเปลี่ยนโมเมนตัมระหว่างเชื้อเพลิงและอากาศโดยรอบได้น้อย ไม่สามารถเหนี่ยวนำอากาศได้ดีเท่ากรณีค่าคงที่สปริง  $0.57 \text{ N/mm}$  แต่อย่างไรก็ตามเมื่อพิจารณาในช่วง  $3.5 - 4.5 \text{ L/min}$  กรณีค่าความแข็งสปริง  $0.65 \text{ N/mm}$  มีการเหนี่ยวนำอากาศและเปอร์เซ็นต์การผสมก่อนเผาไหม้ที่ดีกว่า เนื่องจากแรงดันจากเชื้อเพลิง

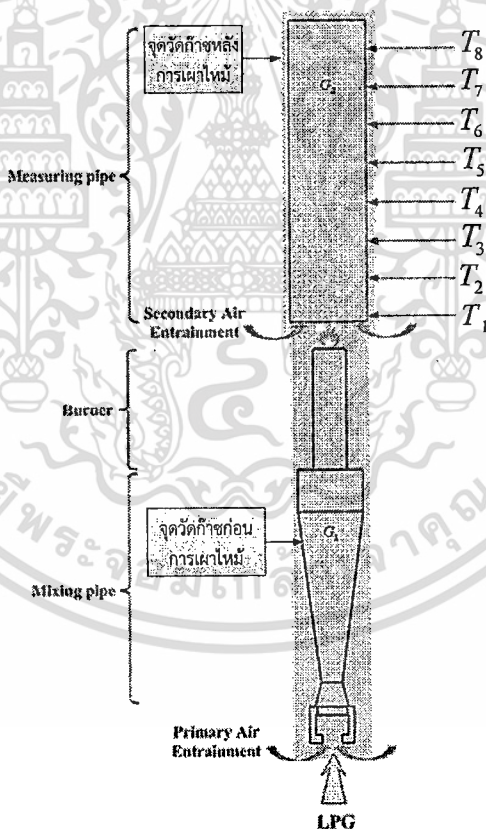
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สามารถเอาชนะแรงต้านสปริงได้ สังเกตจากลักษณะของลำเจ็ทที่ไม่เกิดเป็นลักษณะช่องการไหลที่มีความเร็วตกเหมือนในย่าน 1.5 – 3 L/min

จากการพิจารณาภาพรวมของกราฟเปอร์เซ็นต์การผสมก่อนเผาไหม้พบว่าเกิดการเปลี่ยนแปลงอย่างมากในช่วง 2.5 – 3 L/min สำหรับกรณีสปริง 0.57 N/mm โดยไม่มีการเปลี่ยนแปลงลักษณะของลำเจ็ทที่สามารถแยกแยะความแตกต่างดังกล่าวได้อย่างชัดเจน ทั้งนี้เนื่องมาจากลักษณะการไหลของเชื้อเพลิงผ่านนอซเซิลขึ้นอยู่กับปัจจัยหลายอย่าง เช่น ความหนาแน่นของเชื้อเพลิง ลักษณะการกระจายความเร็วเชื้อเพลิงที่ทางออกนอซเซิล เป็นต้น จึงควรศึกษาพฤติกรรมดังกล่าวในเชิงลึกต่อไป

## 6.2 การศึกษาสมรรถนะการเผาไหม้

ในหัวข้อนี้ได้แบ่งกรณีศึกษาสมรรถนะการเผาไหม้ออกเป็น 2 ส่วน คือ การศึกษาอิทธิพลจากการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลเชื้อเพลิงและอิทธิพลจากการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลอากาศส่วนที่สอง เพื่อสังเกตลักษณะเปลวไฟ ลักษณะการกระจายตัวของอุณหภูมิตามระดับความสูงและปริมาณก๊าซไอเสียที่เกิดขึ้น ดังแสดงตามตำแหน่งในรูป 6.6



รูปที่ 6.6 แสดงตำแหน่งการป้อนเชื้อเพลิง อากาศและจุดตรวจวัดต่างๆ

## 6.2.1 การศึกษาอิทธิพลจากอัตราการไหลเชื้อเพลิง

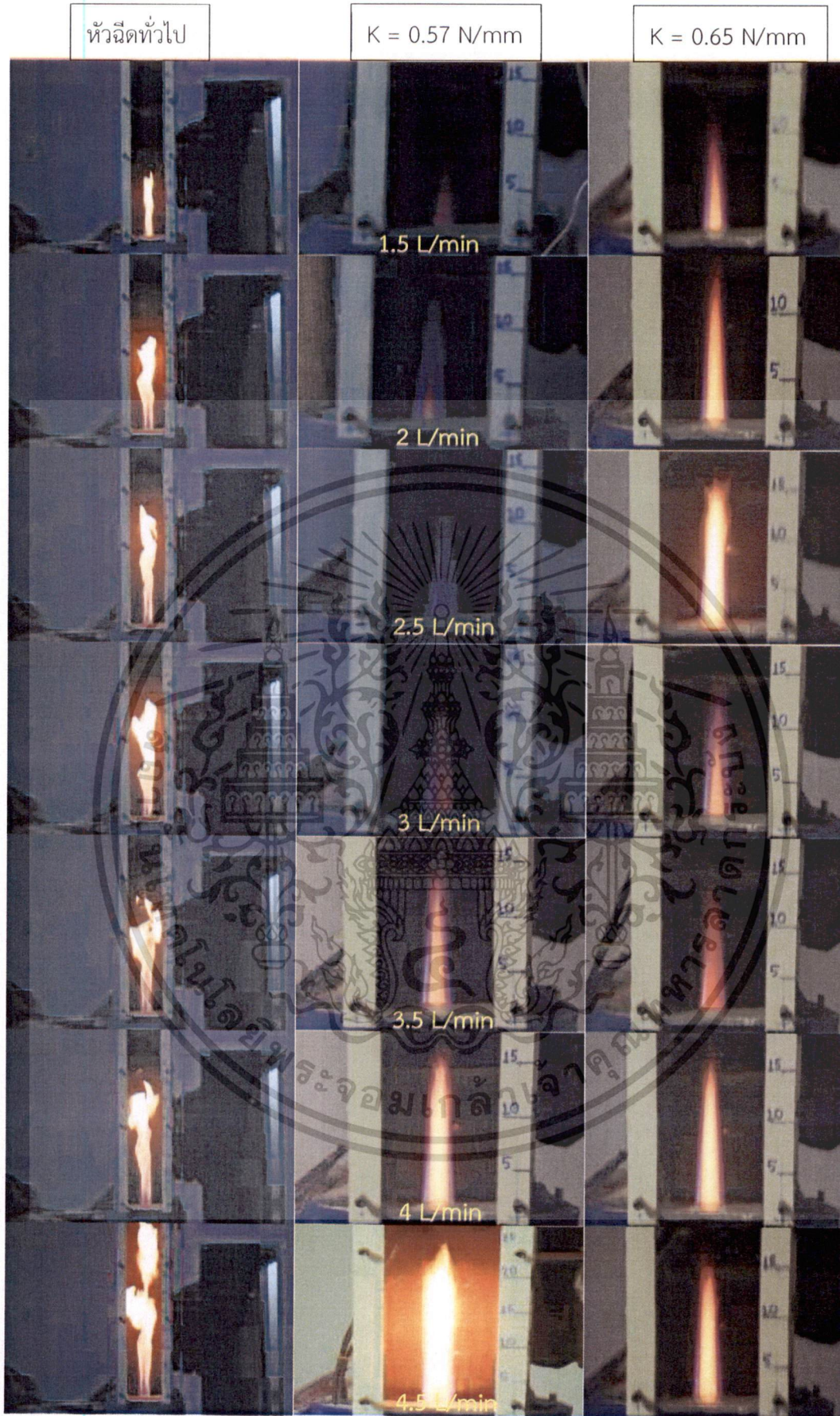
ในการศึกษาอิทธิพลจากการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลเชื้อเพลิงต่อสมรรถนะการเผาไหม้ ทำโดยการปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชื้อเพลิงตั้งแต่ 1.5 - 4.5 L/min และควบคุมอากาศส่วนที่สองให้คงที่ โดยมีอัตราการไหลเชิงปริมาตร 50 SCFH (0.000472 kg/s) แต่ในขณะที่ดำเนินการทดลองสามารถวัดอุณหภูมิได้ในช่วงอัตราการไหล 1.5 - 3.5 L/min เท่านั้น เนื่องจากที่อัตราการไหล 4 - 4.5 L/min ให้เปลวไฟที่ยาวมากและไม่มีเสถียรภาพ ทำให้อุปกรณ์ (อะคริลิก) ที่ติดตั้งไว้เพื่อสังเกตลักษณะเปลวไฟเกิดการบิดเบี้ยวและเสียหาย

### 6.2.1.1 ลักษณะเปลวไฟ

ในหัวข้อนี้ได้พิจารณาลักษณะของเปลวไฟซึ่งประกอบด้วย สีและความยาวของเปลวไฟที่สามารถสังเกตเห็นได้ด้วยตาเปล่า (สีฟ้าและสีส้ม) รวมถึงเสถียรภาพของเปลวไฟ โดยรูปที่ 6.7 แสดงลักษณะเปลวไฟเปรียบเทียบกันทั้ง 3 กรณี ในกรณีหัวฉีดที่ยังไม่ได้รับการพัฒนาพบว่ามีลักษณะการเผาไหม้ที่สมบูรณ์น้อยกว่า เนื่องจากเปลวไฟมีลักษณะเป็นสีฟ้าเล็กน้อยบริเวณฐานของเปลวไฟ ส่วนนอกจากนี้เป็นสีส้มและไม่มีเสถียรภาพสอดคล้องกับเปอร์เซ็นต์การผสมก่อนเผาไหม้ที่ต่ำกว่ากรณีที่ได้รับการพัฒนา ตามรูปที่ 6.4 รวมถึงมีลักษณะความยาวที่มากขึ้นเมื่อเพิ่มอัตราการไหล ซึ่งมีความสูงตั้ง 20 - 50 cm. จากตำแหน่งหัวเผา ส่วนในกรณีหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วให้ลักษณะเปลวไฟส่วนใหญ่เป็นสีฟ้า มีเสถียรภาพและมีขนาดเปลวไฟสั้นมาก โดยรวมแล้วมีการเผาไหม้ที่สมบูรณ์กว่าเมื่อเปรียบเทียบกับหัวฉีดที่ยังไม่ได้รับการพัฒนาที่อัตราการไหลเดียวกัน ซึ่งสอดคล้องกับปริมาณไอเสียหลังการเผาไหม้ในรูปที่ 6.13 และ 6.14

เมื่อพิจารณาลักษณะเปลวไฟในกรณีหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้ว ที่มีค่าคงที่สปริง 0.57 N/mm พบว่าที่อัตราการไหล 1.5 - 3 L/min มีลักษณะเปลวไฟเป็นสีฟ้า มีเสถียรภาพและความยาวประมาณ 5 - 15 cm. เมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเป็น 3.5 - 4 L/min สังเกตเห็นว่าเปลวไฟเริ่มมีลักษณะเป็นสีส้มและเกิดเป็นบริเวณกว้างขึ้นเรื่อยๆ ตามอัตราการไหลแต่ยังคงมีความยาวอยู่ในช่วง 10 - 15 cm. โดยเปลวไฟมีลักษณะเป็นสีส้มทั้งหมดและมีความยาวมากที่สุด ประมาณ 25 cm. ที่อัตราการไหล 4.5 L/min ส่วนที่ค่าคงที่สปริง 0.65 N/mm พบว่าเปลวไฟมีเสถียรภาพและความยาวไม่เกินประมาณ 15 cm. ที่ทุกอัตราการไหล แต่กลับเกิดบริเวณที่เป็นสีส้มที่ทุกอัตราการไหลเช่นกัน โดยที่อัตราการไหล 2.5 L/min เปลวไฟเป็นสีส้ม จากนั้นเริ่มมีเปลวไฟที่สั้นลงและเป็นสีฟ้าอมส้มอีกครั้งเมื่อปรับอัตราการไหลเข้าสู่ 3 - 3.5 L/min โดยมีความยาวประมาณ 13 cm. และมีความยาวเปลวไฟประมาณ 15 cm. ที่อัตราการไหล 4 - 4.5 L/min

ดังนั้นเมื่อพิจารณาเปรียบเทียบระหว่างกรณีค่าคงที่สปริง 0.57 และ 0.65 N/mm พบว่ากรณีค่าคงที่สปริง 0.57 N/mm มีการเผาไหม้ที่สมบูรณ์กว่าในช่วง 1.5 - 3 L/min เนื่องจากเปลวไฟสั้น เป็นสีฟ้าและมีเสถียรภาพมากกว่าเมื่อเปรียบเทียบกับกรณีค่าคงที่สปริง 0.65 N/mm ในช่วงอัตราการไหลเดียวกัน แต่ช่วงอัตราการไหล 3.5 - 4.5 L/min ในขณะที่กรณีค่าคงที่สปริง 0.57 N/mm มีการเผาไหม้ที่แยกลง ที่ค่าคงที่สปริง 0.65 N/mm กลับมีการเผาไหม้ที่ดีขึ้น และมีลักษณะเปลวไฟที่มีเสถียรภาพมากกว่า ซึ่งสอดคล้องกับเปอร์เซ็นต์การผสมก่อนเผาไหม้ในรูปที่ 6.4 ที่กราฟทั้ง 2 กรณีมีลักษณะเปลี่ยนแปลงอย่างฉับพลัน

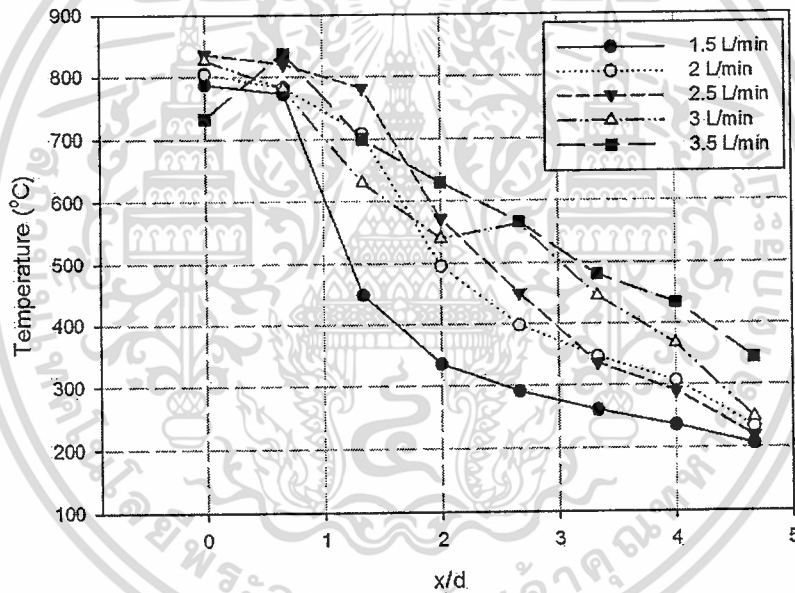


รูปที่ 6.7 แสดงลักษณะเปลวไฟเปรียบเทียบระหว่างหัวฉีดทั้ง 3 กรณี ที่อัตราการไหลเชื้อเพลิงต่างๆ

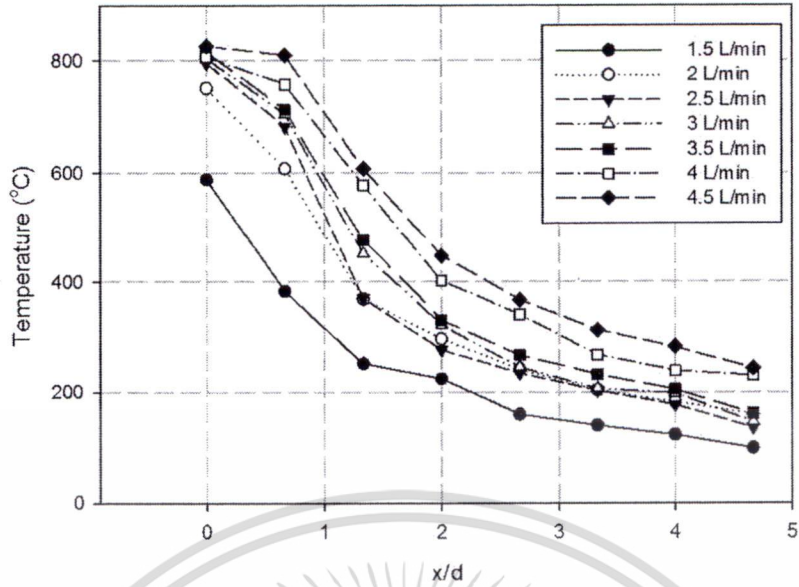
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 6.2.1.2 การกระจายตัวของอุณหภูมิ

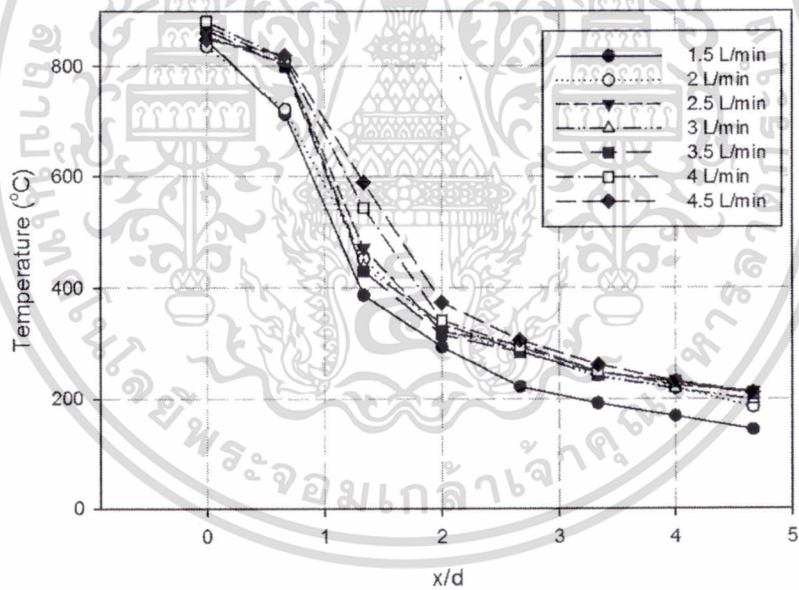
รูปที่ 6.8 แสดงการกระจายตัวของอุณหภูมิตามระดับความสูงตั้งแต่ 0 – 70 cm จากระดับหัวเผา ของหัวฉีดที่ยังไม่ได้รับการพัฒนา จากการทดลองพบว่าที่อัตราการไหล 1.5 L/min มีลักษณะการกระจายอุณหภูมิต่ำกว่าอัตราการไหลอื่น โดยตำแหน่งอุณหภูมิสูงสุดอยู่ที่ 0 cm ประมาณ 790 °C จากนั้นลดลงอย่างเป็นระเบียบซ้ำๆ ตามระดับความสูง และจากการสังเกตโดยรวม ในช่วงอัตราการไหล 1.5 – 3 L/min การกระจายตัวของอุณหภูมิมิมีแนวโน้มเดียวกันที่ตำแหน่ง 0 – 10 cm คืออุณหภูมิจะสูงสุดที่ตำแหน่ง 0 cm ซึ่งเพิ่มขึ้นตามอัตราการไหลเชื้อเพลิง โดยอยู่ในช่วง 790 – 820 °C จากนั้นลดลงอย่างซ้ำๆ ตามระดับความสูง ในขณะที่อัตราการไหลเชื้อเพลิง 3.5 L/min มีอุณหภูมิสูงสุด 830 °C ณ ตำแหน่ง 10 cm ซึ่งสอดคล้องกับเปลวไฟที่มีลักษณะยาวกว่าเปลวไฟที่อัตราการไหลต่ำ นอกจากนี้สังเกตพบว่าในช่วงตำแหน่ง 20 – 50 cm การกระจายตัวของอุณหภูมิในช่วงอัตราการไหล 2 – 3.5 L/min มีแนวโน้มการลดลงของอุณหภูมิตามระดับความสูงไม่เป็นระเบียบโดยเฉพาะที่อัตราการไหล 3 L/min เนื่องจากเปลวไฟที่ได้จากการเผาไหม้ของหัวเผาที่ยังไม่ได้รับการพัฒนามีลักษณะเป็นสีส้มและไม่มีเสถียรภาพ จึงทำให้อุณหภูมิไม่เข้าสู่สภาวะคงที่



รูปที่ 6.8 แสดงการกระจายตัวของอุณหภูมิของหัวฉีดที่ยังไม่ได้รับการพัฒนากรณีอากาศส่วนที่สองเท่ากับ 50 SCFH

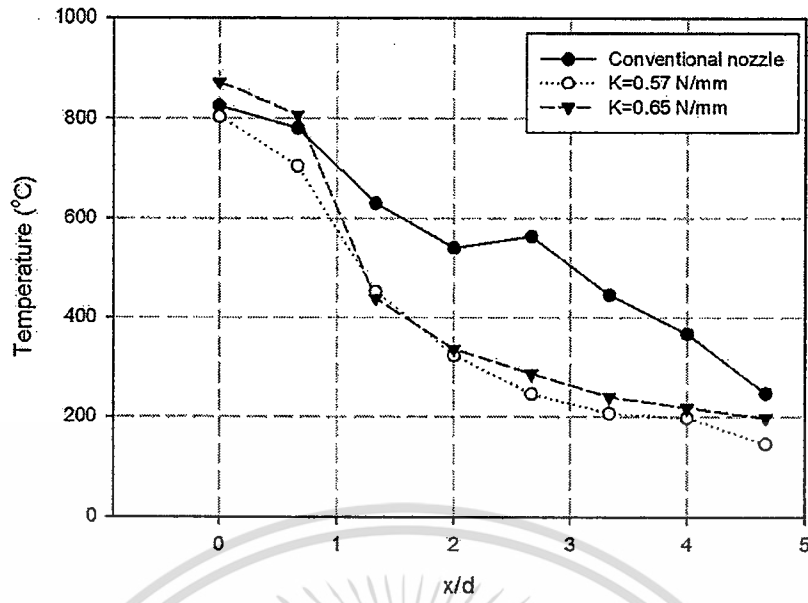


รูปที่ 6.9 แสดงการกระจายตัวอุณหภูมิของหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้ว มีค่าความแข็งสปริง 0.57 N/mm กรณีอากาศส่วนที่สองเท่ากับ 50 SCFH

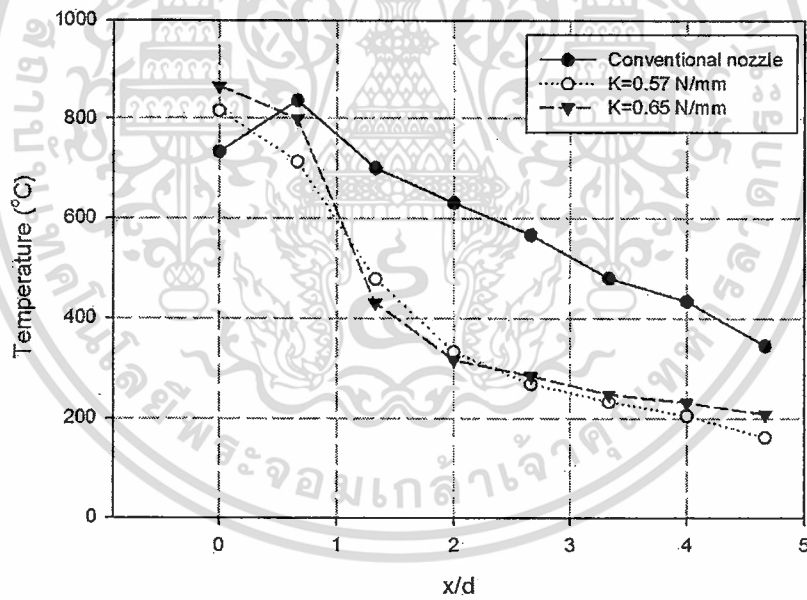


รูปที่ 6.10 แสดงการกระจายตัวอุณหภูมิของหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้ว มีค่าความแข็งสปริง 0.65 N/mm กรณีอากาศส่วนที่สองเท่ากับ 50 SCFH

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.11 แสดงการกระจายตัวอุณหภูมิเปรียบเทียบระหว่างหัวฉีดทั้ง 3 กรณี ที่อัตราการไหลเชื้อเพลิง 3 L/min



รูปที่ 6.12 แสดงการกระจายตัวอุณหภูมิเปรียบเทียบระหว่างหัวฉีดทั้ง 3 กรณี ที่อัตราการไหลเชื้อเพลิง 3.5 L/min

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

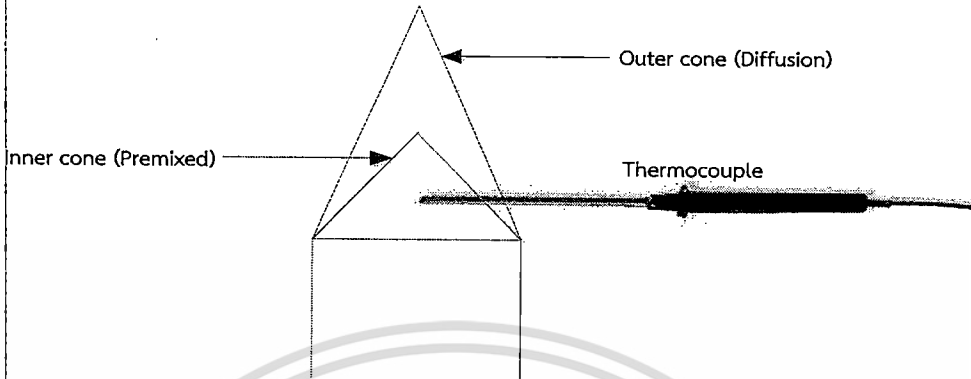
รูปที่ 6.9 แสดงการกระจายตัวอุณหภูมิตามระดับความสูงตั้งแต่ 0 – 70 cm จากระดับหัวเผาของหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วที่มีค่าคงที่สปริง 0.57 N/mm จากการทดลองพบว่าที่อัตราการไหล 1.5 L/min มีการกระจายตัวอุณหภูมิต่ำกว่าอัตราการไหลอื่นอย่างเห็นได้ชัด แต่ลักษณะโดยรวมแล้ว อุณหภูมิสูงสุดเกิดที่ตำแหน่ง 0 cm ในช่วง 580 – 830 °C โดยเพิ่มมากขึ้นตามอัตราการไหล จากนั้นลดลงตามระดับความสูงของท่อ ซึ่งสอดคล้องกับเปลวไฟที่มีลักษณะสั้น และเมื่อเปรียบเทียบกับหัวฉีดที่ยังไม่ได้รับการพัฒนาพบว่าหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วมีแนวโน้มการกระจายตัวของอุณหภูมิที่เป็นระเบียบมากกว่าเนื่องจากให้เปลวไฟสีน้ำเงินที่มีเสถียรภาพในทุกๆ เงื่อนไข

รูปที่ 6.10 ซึ่งมีเงื่อนไขการทดลองเหมือนรูปที่ 6.9 แต่เปลี่ยนค่าคงที่สปริงเป็น 0.65 N/mm พบว่าลักษณะการกระจายตัวของอุณหภูมิแต่ละตำแหน่งความสูงโดยรวมมีแนวโน้มเดียวกันกับในกรณีค่าคงที่สปริง 0.57 N/mm คืออุณหภูมิสูงสุดเกิดขึ้นที่ตำแหน่ง 0 cm แต่อยู่ในช่วง 830 – 880 °C ซึ่งเพิ่มมากขึ้นตามอัตราการไหล จากนั้นลดลงตามระดับความสูงอย่างเป็นระเบียบ นอกจากนี้ยังพบว่าแนวโน้มอุณหภูมิที่จุด 0 และ 10 cm มีการเกาะกลุ่มกันอย่างเห็นได้ชัดคือช่วง 1.5 – 2 L/min และ 2.5 – 4.5 L/min โดยในช่วงแรกมีอุณหภูมิที่ต่ำกว่า

รูปที่ 6.11 และ 6.12 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายตัวอุณหภูมิตามระดับความสูงของหัวฉีดทั้ง 3 กรณีที่อัตราการไหลเชื้อเพลิง 3 และ 3.5 L/min ตามลำดับ สาเหตุที่เลือกพิจารณาสองอัตราการไหลนี้ เนื่องจากลักษณะลำเจ็ทในกรณีค่าคงที่สปริง 0.65 N/mm เกิดการเปลี่ยนแปลงเมื่อปรับอัตราการไหลเชื้อเพลิงจาก 3 ไป 3.5 L/min ดังรูปที่ 6.5 นอกจากนี้ยังพบว่าเปอร์เซ็นต์การผสมก่อนเผาไหม้ในกรณีหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วทั้ง 2 ค่าคงที่สปริงเกิดการเปลี่ยนแปลงอย่างเห็นได้ชัดในช่วงดังกล่าว ดังรูปที่ 6.4 จึงต้องการศึกษาว่าการเปลี่ยนแปลงนี้มีผลต่อการกระจายตัวอุณหภูมิหรือไม่ จากรูปที่ 6.11 พบว่าอุณหภูมิสูงสุดของทุกกรณีเกิดขึ้นที่ 0 cm โดยกรณีหัวฉีดได้รับการพัฒนาแล้วที่มีค่าความแข็งสปริง 0.65 N/mm มีอุณหภูมิสูงสุดประมาณ 870 °C รองลงมาเป็นกรณีหัวฉีดที่ยังไม่ได้รับการพัฒนาและที่ได้รับการพัฒนาแล้วที่มีค่าความแข็งสปริง 0.57 N/mm โดยมีอุณหภูมิ 820 และ 800 °C ตามลำดับ ในขณะที่ลักษณะการกระจายตัวของอุณหภูมิในกรณีหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วมีแนวโน้มคล้ายกันทั้ง 2 กรณี และที่หัวฉีดที่ยังไม่ได้รับการพัฒนาเมื่ออัตราการลดลงของอุณหภูมิตามระดับความสูงช้ากว่า (มีความชันน้อยกว่า) เนื่องจากบริเวณที่อุณหภูมิเริ่มลดลงยังเป็นบริเวณที่เกิดการเผาไหม้อยู่ ดังนั้นอุณหภูมิที่ได้จึงเป็นอุณหภูมิเปลวไฟ ไม่ใช่อุณหภูมิไอเสีย จึงมีค่าสูงกว่ากรณีหัวเผาที่ได้รับการพัฒนา

รูปที่ 6.12 พบว่ากรณีหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วทั้ง 2 กรณีมีแนวโน้มการกระจายตัวอุณหภูมิคล้ายกันคือมีอุณหภูมิสูงสุดที่ 0 cm โดยกรณี 0.65 N/mm มีอุณหภูมิ 0 cm สูงกว่า มีค่าประมาณ 870 °C และกรณี 0.57 N/mm ประมาณ 815 °C แต่ในกรณีหัวฉีดที่ยังไม่ได้รับการพัฒนากลับมีอุณหภูมิสูงสุดที่ 10 cm ประมาณ 840 °C รวมถึงอัตราการเปลี่ยนแปลงการกระจายอุณหภูมิที่ลดลงช้าตามระดับความสูงซึ่งแสดงถึงเปลวไฟที่ยาวกว่าในกรณีอื่น ดังนั้นจากการวิเคราะห์อุณหภูมิบริเวณฐานเปลวไฟทั้งที่อัตราการไหล 3 L/min และ 3.5 L/min สามารถสรุปได้ว่าแนวโน้มค่าอุณหภูมิโดยทั่วไปคล้ายกัน ดังนั้นการเปลี่ยนแปลงอย่างฉับพลันของเปอร์เซ็นต์การผสมก่อนเผาไหม้และลักษณะของลำเจ็ทที่สังเกตเห็นในรูปที่ 6.4 และ 6.5 จึงแทบไม่มีอิทธิพลต่อการกระจายตัวอุณหภูมิก๊าซไอเสียเลย แต่อย่างไรก็ตามเปลวไฟของกรณีค่าคงที่สปริง 0.57 N/mm ที่อัตราการไหลต่ำๆ มีลักษณะเป็นสีฟ้าและมีเสถียรภาพ ดังแสดงใน

รูปที่ 6.7 แต่กลับวัดค่าอุณหภูมิที่ตำแหน่ง 0 cm ได้ต่ำกว่ากรณีหัวฉีดอื่น โดยสันนิษฐานว่าในขณะที่ทดลอง ปลายของเทอร์โมคัปเปิลอยู่ในบริเวณเปลวไฟแบบผสม แสดงดังรูป 6.13 ซึ่งเป็นบริเวณที่มีอุณหภูมิต่ำเมื่อเทียบกับขอบของเปลวไฟ

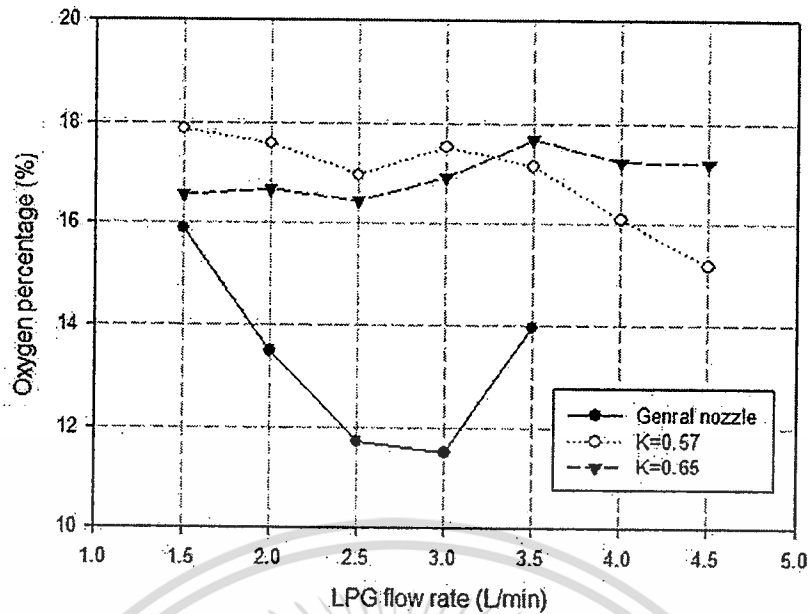


รูปที่ 6.13 แสดงตำแหน่งตรวจวัดอุณหภูมิ 0 cm ในกรณีหัวฉีดที่มีค่าคงที่สปริง 0.57 N/mm

นอกจากนี้ เมื่อพิจารณาลักษณะการกระจายตัวของอุณหภูมิที่อัตราการไหลต่างๆ ในกรณีหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วทั้ง 2 กรณี ดังรูปที่ 6.9 และ 6.10 พบว่าที่ค่าคงที่สปริงแต่ละค่า มีการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่สัมพันธ์กับการปรับอัตราการไหลเชื้อเพลิงที่มากน้อยต่างกัน โดยที่ค่าคงที่สปริง 0.57 N/m มีช่วงกว้างกว่าเมื่อเปรียบเทียบกับค่าคงที่สปริง 0.65 N/mm เนื่องจากอิทธิพลค่าความแข็งของสปริง โดยความดันจากการไหลของเชื้อเพลิงสามารถเอาชนะแรงต้านสปริงในกรณี 0.65 N/mm ได้น้อยกว่า ทำให้พื้นที่ทางออกเปลี่ยนแปลงได้เพียงเล็กน้อยเท่านั้น

### 6.2.1.3 ปริมาณก๊าซไอเสีย

รูปที่ 6.14 แสดงเปอร์เซ็นต์ออกซิเจนหลังการเผาไหม้เปรียบเทียบระหว่างหัวฉีดทั้ง 3 กรณี พบว่าในกรณีหัวฉีดที่ยังไม่ได้รับการพัฒนามีเปอร์เซ็นต์ออกซิเจนเหลือจากการเผาไหม้น้อยสุด โดยหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วทั้ง 2 กรณีมีเปอร์เซ็นต์ออกซิเจนเหลืออยู่ในช่วงประมาณ 16 - 19 % นอกจากนี้เมื่อพิจารณาในกรณีหัวฉีดที่ยังไม่ได้รับการ พัฒนา พบว่ามีปริมาณออกซิเจนที่เหลือลดลงตามลำดับในช่วงอัตราการไหล 1.5 - 3 L/min เนื่องจากความเข้มข้นของเชื้อเพลิงในห้องผสมที่เพิ่มขึ้น ซึ่งสอดคล้องกับเปอร์เซ็นต์การผสมก่อนการเผาไหม้ที่ลดลงในช่วงนี้เช่นกัน แต่ที่อัตราการไหล 3.5 L/min เปอร์เซ็นต์ออกซิเจนกลับเพิ่มขึ้นอย่างมาก ซึ่งไม่เป็นไปตามแนวโน้มของเปอร์เซ็นต์การผสมก่อนเผาไหม้ โดยในขณะที่ทดลองพบว่าที่อัตราการไหลนี้ แผ่นอะคริลิกที่ติดตั้งเพื่อสังเกตเปลวไฟเกิดการบิดเบี้ยว จึงสันนิษฐานว่าเกิดการรั่วของอากาศจากภายนอกเข้าสู่ห้องเผาไหม้ จึงเป็นสาเหตุให้เปอร์เซ็นต์ออกซิเจนที่อัตราการไหลนี้มีค่าสูง ส่วนในกรณีหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วทั้ง 2 กรณี ให้แนวโน้มของปริมาณออกซิเจนที่เหลือจากการเผาไหม้ที่สอดคล้องกับเปอร์เซ็นต์การผสมก่อนเผาไหม้

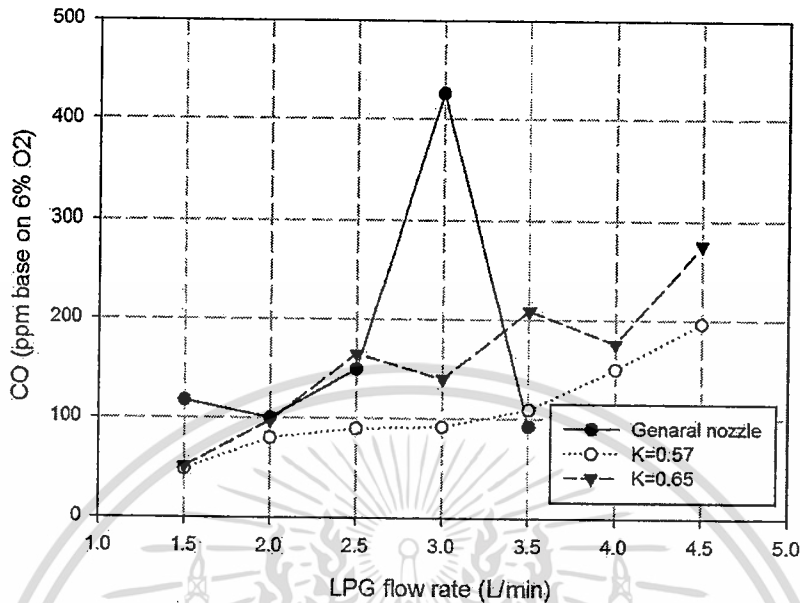


รูปที่ 6.14 แสดงเปอร์เซ็นต์ออกซิเจนหลังการเผาไหม้เปรียบเทียบกันระหว่าง 3 หัวฉีด ที่อัตราการไหลอากาศส่วนที่สอง 50 SCFH

รูปที่ 6.15 แสดงปริมาณก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์หลังการเผาไหม้เมื่อเปรียบเทียบที่ปริมาณออกซิเจน 6% โดยปริมาตรเท่ากัน พบว่ากรณีหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วที่มีค่าคงที่สปริง 0.57 N/mm มีปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์ต่ำกว่าหัวฉีดประเภทอื่นที่อัตราการไหลเชื้อเพลิงส่วนใหญ่ ยกเว้นที่อัตราการไหล 3.5 L/min ซึ่งมีความมากกว่าหัวฉีดที่ยังไม่ได้รับการพัฒนา และโดยเมื่อสังเกตโดยรวม หัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วมีแนวโน้มของปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์เพิ่มขึ้นตามอัตราการไหล ส่วนที่หัวฉีดยังไม่ได้รับการพัฒนามีแนวโน้มเพิ่มขึ้นในช่วงอัตราการไหล 2 – 3 L/min สอดคล้องกับเปอร์เซ็นต์ออกซิเจนหลังการเผาไหม้ในช่วงอัตราการไหล 2 -3 L/min ที่ลดลง แสดงในรูป 6.14 แต่อย่างไรก็ตามกลับลดลงอย่างฉับพลันที่อัตราการไหล 3.5 L/min สอดคล้องกับเปอร์เซ็นต์ออกซิเจนที่สูงที่สุด กรณีหัวฉีดที่ยังไม่ได้รับการพัฒนามีปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์มากกว่ากรณีหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วที่อัตราการไหลส่วนใหญ่ ยกเว้นที่อัตราการไหล 2 L/min ที่มีปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์เท่าๆ กันทั้ง 3 กรณีและอัตราการไหล 3.5 L/min ที่มีน้อยกว่าในกรณีอื่น ซึ่งสอดคล้องกับเปอร์เซ็นต์ออกซิเจนในรูปที่ 6.14 ที่มีเปอร์เซ็นต์ออกซิเจนสูงสุด นอกจากนี้ยังพบว่าในกรณีหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วที่มีค่าคงที่สปริง 0.57 N/mm มีปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์ส่วนใหญ่ น้อยกว่ากรณีอื่นๆ และมีแนวโน้มเพิ่มมากขึ้นตามอัตราการไหลเชื้อเพลิง

โดยทั่วไปเมื่อพิจารณาปริมาณออกซิเจนและคาร์บอนมอนอกไซด์ที่เกิดขึ้นหลังการเผาไหม้ ปริมาณก๊าซทั้งสองจะมีค่าแปรผกผันกัน นั่นหมายถึงการเผาไหม้ภายใต้ภาวะที่มีออกซิเจนที่สูงกว่า ที่เงื่อนไขเดียวกันจะพบปริมาณของคาร์บอนมอนอกไซด์ในไอเสียต่ำกว่านั่นเอง โดยจะมีออกซิเจนที่พร้อมจะทำปฏิกิริยามากกว่า เพื่อจับตัวกับคาร์บอนมอนอกไซด์เกิดเป็นคาร์บอนไดออกไซด์ ทำให้มีปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์หลังการเผาไหม้ลดลง แต่ในการทดลองกลับพบว่าผลการวัดปริมาณทั้งสอง ที่หลายๆ อัตราการไหลเชื้อเพลิงไม่สอดคล้องกับสันนิษฐานเบื้องต้น ซึ่งคาดว่า มีปัจจัยเชิงรายละเอียดบางประการ

ที่มีอิทธิพลต่ออัตราการก่อกำเนิดและการสลายตัวของคาร์บอนมอนอกไซด์ที่ไม่สามารถใช้หลักการในภาพรวมมาอธิบาย เช่นดังที่กล่าวไว้ข้างต้นได้ จึงสมควรได้มีการศึกษาการกระจายตัวของก๊าซและอุณหภูมิในบริเวณที่เกิดการเผาไหม้ ซึ่งอาจทำให้เห็นสาเหตุดังกล่าวได้ชัดเจน



รูปที่ 6.15 แสดงเปอร์เซ็นต์ออกซิเจนหลังการเผาไหม้เปรียบเทียบกันระหว่าง 3 หัวฉีด ที่อัตราการไหลอากาศส่วนที่สอง 50 SCFH

## 6.2.2 การศึกษาอิทธิพลจากอากาศส่วนที่สอง

ในหัวข้อนี้ได้พิจารณาสมรรถนะการเผาไหม้ที่มีอิทธิพลจากการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลอากาศส่วนที่สอง ซึ่งกล่าวได้ว่าหากมีมากเกินไปจะเป็นภาระต่อระบบ โดยอาจทำให้เปลวไฟดับหรือทำให้อุณหภูมิไอเสียต่ำลง ในการทดลองทำโดยการคงที่อัตราการไหลเชื้อเพลิง ให้มีอัตราการไหลเชิงปริมาตร 1.5 L/min แทนการศึกษาสมรรถนะในย่านอัตราการไหลต่ำ และ 3.5 L/min แทนการศึกษาในย่านอัตราการไหลสูง และปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชิงปริมาตรอากาศส่วนที่สองตั้งแต่ 50 - 200 SCFH จากนั้นสังเกตและวิเคราะห์การเปลี่ยนแปลงของ ลักษณะเปลวไฟ การกระจายตัวของอุณหภูมิตามระดับความสูง และปริมาณก๊าซไอเสียหลังการเผาไหม้

### 6.2.2.1 ลักษณะเปลวไฟ

รูปที่ 6.16 แสดงลักษณะเปลวไฟเมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการไหลอากาศหรือปริมาณอากาศส่วนเกิน กรณีหัวฉีดที่ยังไม่ได้รับการพัฒนา ที่อัตราการไหลเชื้อเพลิง 1.5 และ 3.5 L/min ซึ่งในกรณีอัตราการไหล 1.5 L/min พบว่าเปลวไฟมีลักษณะไม่มีเสถียรภาพ สีเปลวไฟเป็นสีส้มและขอบด้านล่างเป็นสีฟ้าเล็กน้อยที่ทุกอัตราการไหลอากาศ มีความยาวเปลวไฟประมาณ 17 - 20 cm. และมีเสถียรภาพมากขึ้นเล็กน้อยเมื่อเพิ่มอัตราการไหลอากาศ สันนิษฐานได้ว่าเปลวไฟเกิดการกระเพื่อมที่ความถี่สูงจนไม่สามารถสังเกตเห็นด้วยตาเปล่า ในขณะที่กรณีอัตราการไหลเชื้อเพลิง 3.5 L/min พบว่าเปลวไฟไม่มีเสถียรภาพ บริเวณฐานเป็นสีฟ้าเล็กน้อย ที่ทุกอัตราการไหลอากาศ ส่วนความยาวของเปลวไฟเมื่อเพิ่มอัตราการไหลมีแนวโน้มกระจัดกระจายอยู่ในช่วง 35 - 50 cm. โดยในย่าน 50 -100 SCFH มี

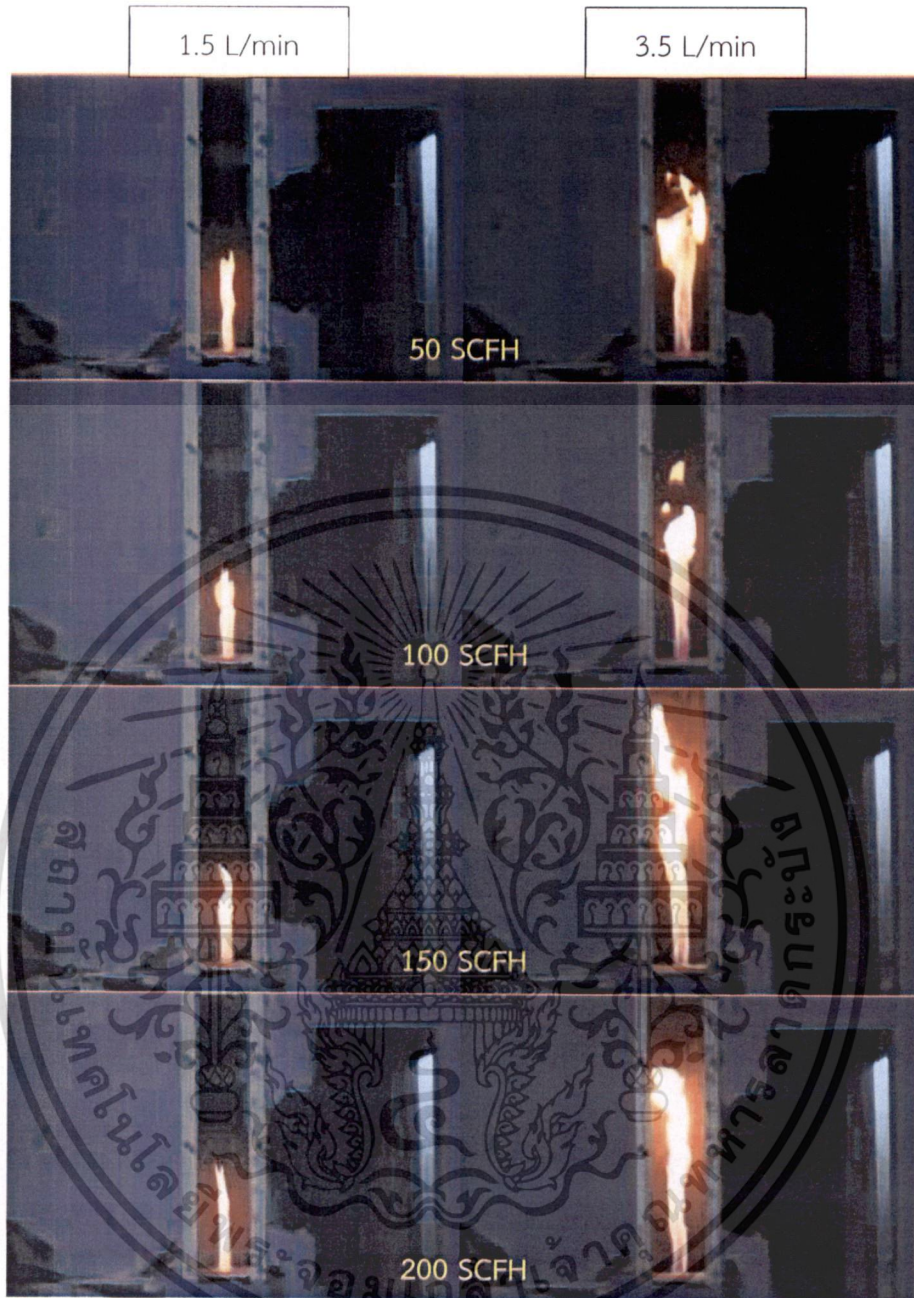
เปลวไฟสั้นกว่าย่าน 150 – 200 SCFH แต่ไม่สามารถอ่านค่าได้ชัดเจนเนื่องจากในขณะที่ทดลองเปลวไฟไม่เข้าสู่สภาวะคงตัวโดยเกิดการกระเพื่อมอย่างรุนแรง

รูปที่ 6.17 แสดงลักษณะเปลวไฟเมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการไหลอากาศ กรณีหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วที่มีค่าคงที่สปริง 0.57 N/mm เมื่อพิจารณาที่อัตราการไหลเชื้อเพลิง 1.5 L/min พบว่าเปลวไฟมีเสถียรภาพทุกอัตราการไหลอากาศ โดยมีลักษณะเป็นสีฟ้าอมส้ม มีความยาวเปลวไฟประมาณ 7 cm. ที่อัตราการไหลอากาศ 50 – 100 SCFH ส่วนที่อัตราการไหลอากาศ 150 – 200 SCFH มีเปลวไฟเป็นสีฟ้า และมีความยาวเพิ่มขึ้นเป็นประมาณ 10 cm. ในขณะที่กรณีอัตราการไหลเชื้อเพลิง 3.5 L/min โดยรวมเปลวไฟมีลักษณะเป็นสีส้มที่ถูกหุ้มด้วยชั้นสีฟ้าและยาวประมาณ 15 cm. ที่ทุกอัตราการไหลอากาศ นอกจากนี้ยังพบว่าเปลวไฟมีเสถียรภาพมากขึ้น สังเกตจากรูปร่างของเปลวไฟที่เป็นรูปโคนคว่ำ ปลายแหลมมากขึ้นเมื่อเพิ่มอัตราการไหลให้อยู่ในช่วง 150 – 200 SCFH

รูปที่ 6.18 แสดงลักษณะเปลวไฟเมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการไหลอากาศ กรณีหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วที่มีค่าคงที่สปริง 0.65 N/mm ที่อัตราการไหลเชื้อเพลิง 1.5 L/min พบว่าโดยรวมมีลักษณะเปลวไฟที่มีเสถียรภาพและมีลักษณะเป็นสีส้มที่ถูกหุ้มด้วยชั้นสีฟ้าที่ทุกๆ อัตราการไหลอากาศ และยังพบอีกว่ารูปร่างของเปลวไฟมีการเกาะกลุ่มกันอย่างชัดเจน คือที่อัตราการไหลอากาศ 50 – 100 SCFH เปลวไฟมีลักษณะเป็นรูปโคนคว่ำ มีความยาวประมาณ 10 cm. ในขณะที่อัตราการไหล 150 – 200 SCFH เป็นรูปโคนคว่ำที่บริเวณปลายมีลักษณะเปลวไฟแตก มีความยาวประมาณ 15 cm. และยังสังเกตเป็นบริเวณที่เป็นสีส้มได้ชัดเจนมากขึ้นอีกด้วย ส่วนที่กรณีอัตราการไหลเชื้อเพลิง 3.5 L/min มีลักษณะโดยรวมเหมือนกรณีอัตราการไหลเชื้อเพลิง 1.5 L/min โดยความยาวเปลวไฟไม่แปรผันตามอัตราการไหลคือประมาณ 15 cm.

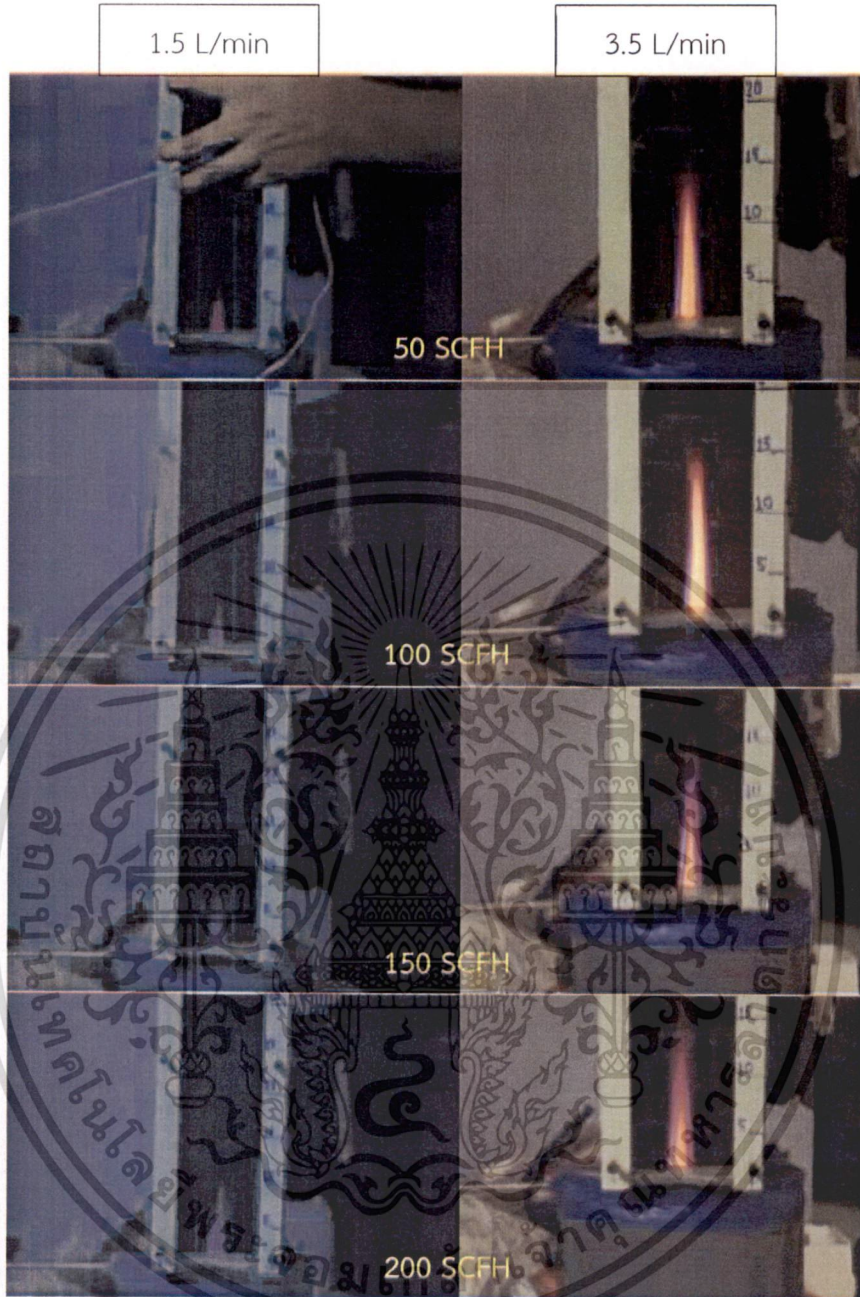
เมื่อพิจารณาเปรียบเทียบลักษณะเปลวไฟของหัวฉีดกรณีต่างๆ ที่อัตราการไหลเชื้อเพลิง 1.5 L/min พบว่าในกรณีหัวฉีดที่มีค่าคงที่สปริง 0.57 N/mm เปลวไฟมีลักษณะที่ดีขึ้นในย่านอัตราการไหลอากาศสูง แต่อย่างไรก็ตามการมีลักษณะเปลวไฟที่ดีขึ้นนี้ไม่ได้สื่อถึงการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ สังเกตได้จากปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์ที่เพิ่มขึ้นด้วย ดังรูปที่ 6.26 ซึ่งสันนิษฐานได้ว่าอากาศที่มีในปริมาณมากเกินไปอาจส่งผลให้การเผาไหม้บางส่วนถูกหยุดลง ในขณะที่กรณีหัวฉีดที่มีค่าคงที่สปริง 0.65 N/mm เปลวไฟมีลักษณะที่ดีกว่าที่ย่านอัตราการไหลอากาศต่ำ นอกจากนี้เมื่อพิจารณาลักษณะเปลวไฟของหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วพบว่าเปลวไฟที่ยาวมากขึ้นเมื่อเพิ่มอัตราการไหลอากาศ ในขณะที่กรณีหัวฉีดที่ยังไม่ได้รับการพัฒนามีความยาวของเปลวไฟเท่าๆ กันที่ทุกอัตราการไหลอากาศ

เมื่อพิจารณาเปรียบเทียบลักษณะเปลวไฟของหัวฉีดกรณีต่างๆ ที่อัตราการไหลเชื้อเพลิง 3.5 L/min พบว่ามีแนวโน้มการเปลี่ยนแปลงสีและรูปร่างของเปลวไฟเมื่อปรับอัตราการไหลอากาศคล้ายกับที่อัตราการไหลเชื้อเพลิง 1.5 L/min โดยที่กรณีหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วจะความยาวเปลวไฟจะไม่แปรผันตามอัตราการไหลอากาศ ที่อัตราการไหลเชื้อเพลิง 3.5 L/min ส่วนกรณีหัวฉีดที่ยังไม่ได้รับการพัฒนามีความยาวเพิ่มขึ้นในย่านอัตราการไหลอากาศสูง



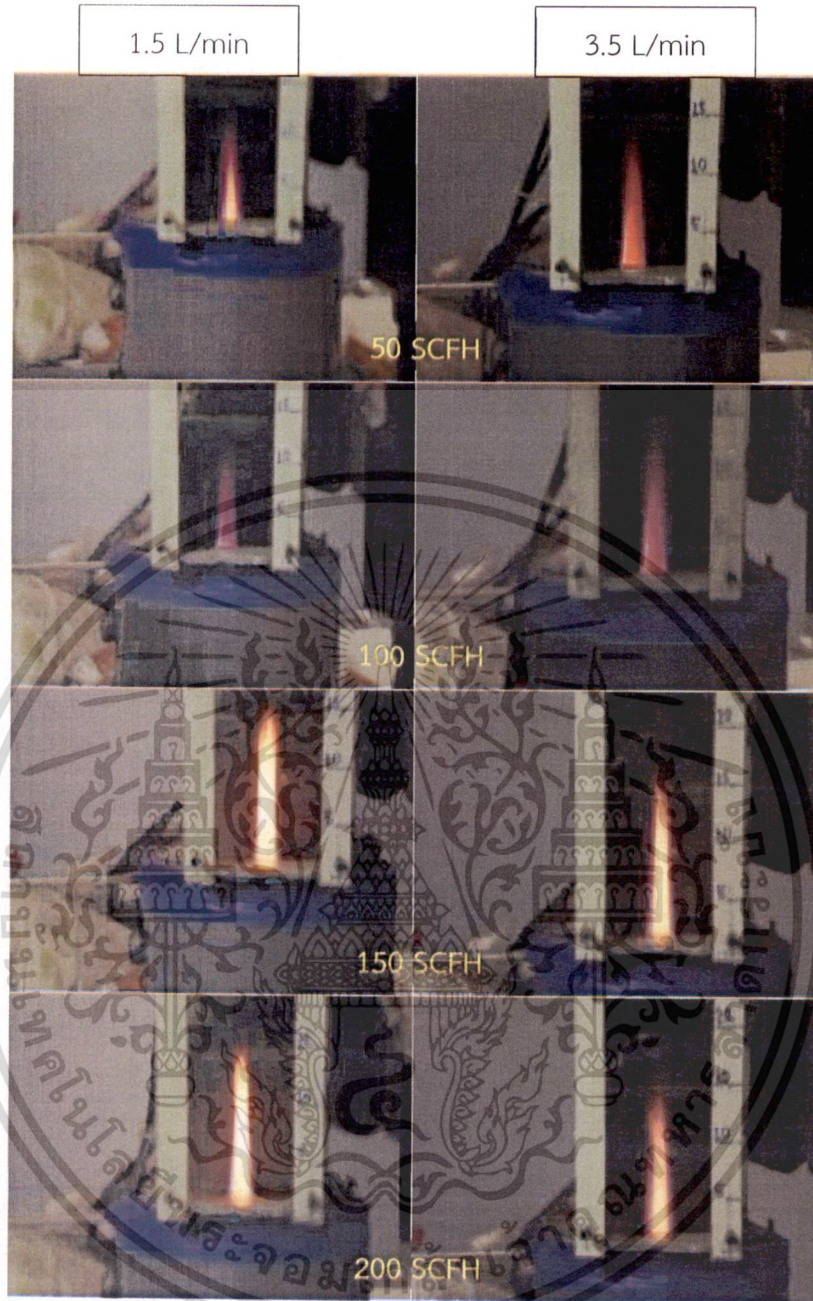
รูปที่ 6.16 แสดงลักษณะเปลวไฟกรณีหัวฉีดที่ยังไม่ได้รับการพัฒนาที่อัตราการไหลอากาศต่างๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.17 แสดงลักษณะเปลวไฟกรณีหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วที่มีค่าคงที่สปริง  $0.57 \text{ N/mm}$  ที่อัตราการไหลอากาศต่างๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.18 แสดงลักษณะเปลวไฟกรณีหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วที่มีค่าคงที่สปริง  $0.65 \text{ N/mm}$  ที่อัตราการไหลอากาศต่างๆ

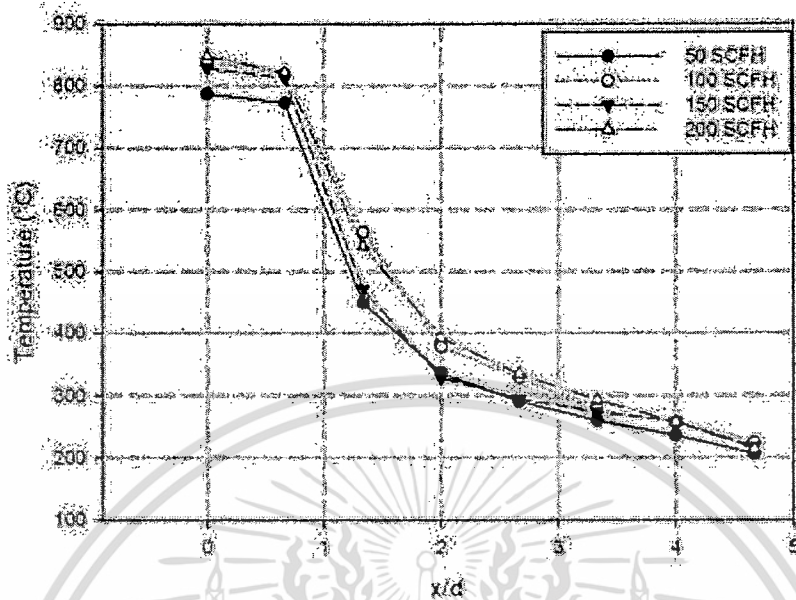
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 6.2.2.2 การกระจายตัวของอุณหภูมิ

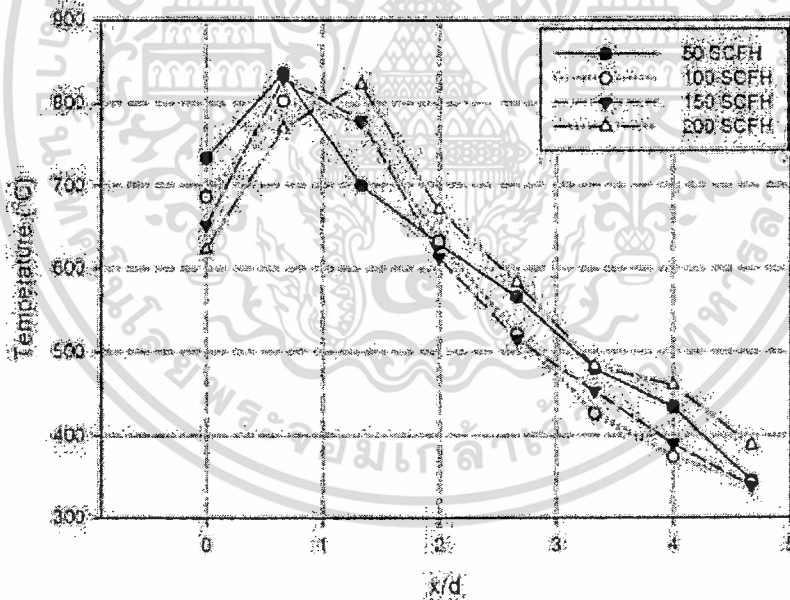
รูปที่ 6.19 แสดงการกระจายตัวของอุณหภูมิตามระดับความสูงของกรณีหัวฉีดที่ยังไม่ได้รับการพัฒนาเมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการไหลอากาศส่วนที่สอง ซึ่งกรณีอัตราการไหลเชื้อเพลิง 1.5 L/min แสดงดังรูปที่ 6.19 (ก) จากลักษณะโดยรวมของกราฟพบว่า แนวโน้มการกระจายตัวของอุณหภูมิก่อนข้างเป็นระเบียบและอุณหภูมิเปลวไฟเพิ่มสูงขึ้นตามอัตราการไหลอากาศด้วยอิทธิพลจากการพัดพา (Convection) เนื่องจากอัตราการไหลอากาศผ่านห้องเผาไหม้ที่เพิ่มมากขึ้น ซึ่งอยู่ในช่วง 780 – 850 °C ส่วนในกรณีอัตราการไหลเชื้อเพลิง 3.5 L/min แสดงดังรูปที่ 6.19 (ข) พบว่าอุณหภูมิสูงสุดของอัตราการไหลอากาศ 50 – 150 SCFH อยู่ที่ตำแหน่ง 10 cm ประมาณ 800 – 840 °C และที่ 200 SCFH อยู่ที่ 20 cm ประมาณ 820 °C สอดคล้องกับเปลวไฟที่มีลักษณะยาว และเมื่อนำอุณหภูมิสูงสุดของแต่ละอัตราการไหลอากาศมาเปรียบเทียบกันพบว่า ที่อัตราการไหลอากาศ 50 SCFH มีอุณหภูมิสูงสุดที่ลดลงมาเป็น 150, 200 และ 100 SCFH ตามลำดับ จึงไม่สามารถคาดการณ์แนวโน้มได้ เนื่องจากในขณะทดลองเปลวไฟเกิดการกระเพื่อม ทำให้อุณหภูมิไม่เข้าสู่สภาวะคงที่ ซึ่งสอดคล้องกับแนวโน้มของกราฟที่ไม่เป็นระเบียบ นอกจากนี้ พบว่าอุณหภูมิไอเสียในช่วง 20 – 70 cm เพิ่มขึ้นตามอัตราการไหลอากาศในช่วง 100 – 200 SCFH เนื่องจากอิทธิพลจากการพัดพา คล้ายกับในกรณีอัตราการไหลเชื้อเพลิง 1.5 L/min

รูปที่ 6.20 แสดงการกระจายตัวของอุณหภูมิตามระดับความสูงของกรณีหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วที่มีค่าคงที่สปริง 0.57 N/mm เมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการไหลอากาศส่วนที่สอง ในกรณีอัตราการไหลเชื้อเพลิง 1.5 L/min แสดงดังรูปที่ 6.20 (ก) พบว่าอุณหภูมิที่ตำแหน่ง 0 cm สูงขึ้นเมื่อเพิ่มอัตราการไหลอากาศ สอดคล้องกับลักษณะเปลวไฟที่ยาวขึ้น และเมื่อพิจารณาลักษณะการกระจายตัวของอุณหภูมิพบว่าที่อัตราการไหลอากาศ 50 SCFH มีระดับอุณหภูมิในทุกตำแหน่งการวัด ต่ำกว่าย่าน 100 – 200 SCFH ซึ่งขัดแย้งกับสมมติฐานเบื้องต้นว่าที่อัตราการไหลอากาศสูงควรมีอุณหภูมิก๊าซไอเสีย (20 – 70 cm) ต่ำกว่าอัตราการไหลอากาศน้อย เนื่องจากอิทธิพลการพัดพา เหตุที่เป็นเช่นนี้คาดว่า เมื่อเพิ่มอัตราการไหลอากาศส่วนที่สองนี้ส่งผลทำให้ชั้นความหนาของมวลอากาศที่ห่อหุ้มเทอร์โมคัปเปิลบางลง จึงสามารถวัดอุณหภูมิได้สูงกว่าอัตราการไหลอากาศต่ำ แต่อย่างไรก็ตามเมื่อพิจารณาช่วงอัตราการไหลอากาศ 100 – 200 SCFH ตำแหน่ง 20 – 70 cm พบว่าเมื่อเพิ่มอัตราการไหลอากาศสูงขึ้น อุณหภูมิไอเสียจะลดลง เนื่องจากอากาศส่วนเกินที่มีปริมาณมากเกินไปเข้ามาผสม ทำให้ทราบว่อากาศส่วนที่สองที่มีปริมาณมากเกินไปนี้ส่งผลต่อระบบการเผาไหม้ในแง่ของภาวะ แม้ว่าเปลวไฟจะมีลักษณะยาวและมีการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ขึ้นก็ตาม เมื่อพิจารณากรณีอัตราการไหลเชื้อเพลิง 3.5 L/min แสดงดังรูปที่ 6.20 (ข) พบว่าอากาศส่วนที่สองส่งผลน้อยมากต่อการกระจายอุณหภูมิ ดังสังเกตได้จากเส้นอุณหภูมิที่เปลี่ยนแปลงเพียงเล็กน้อยเมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการไหลอากาศ โดยอุณหภูมิที่ตำแหน่ง 0 cm มีค่าประมาณ 820 °C ซึ่งสอดคล้องกับความยาวเปลวไฟที่เท่ากัน ส่วนตำแหน่ง 10 cm มีอุณหภูมิไอเสียต่างกันเล็กน้อย โดยอุณหภูมิเพิ่มขึ้นเมื่อปรับอัตราการไหลอากาศจาก 50 SCFH เป็น 100 SCFH แต่เมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการไหลถึงในช่วง 150 – 200 SCFH พบว่าอุณหภูมิที่ตำแหน่งดังกล่าวกลับลดลง แสดงให้เห็นว่าการเพิ่มออกซิเจนในปริมาณที่พอดี สามารถทำให้เกิดการเผาไหม้ดีขึ้น แต่หากมีมากเกินไปปริมาณนี้จะมียุทธิพลในแง่ของภาวะต่อการเผาไหม้แทน นอกจากนี้ที่บริเวณตำแหน่งตรวจวัด 60 – 70

cm ยังพบว่าที่อัตราการไหลอากาศสูงกลับมีอุณหภูมิไอเสียสูง ชัดแย้งกับสมมติฐานเบื้องต้นเกี่ยวกับการพัฒนาเช่นเดียวกับกรณีอัตราการไหลเชื้อเพลิง 1.5 L/min



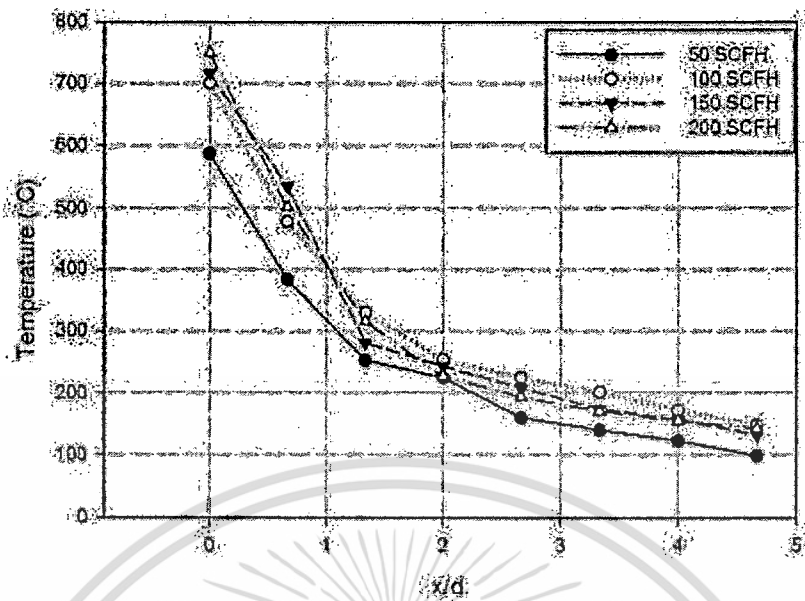
รูปที่ 6.19 (ก)



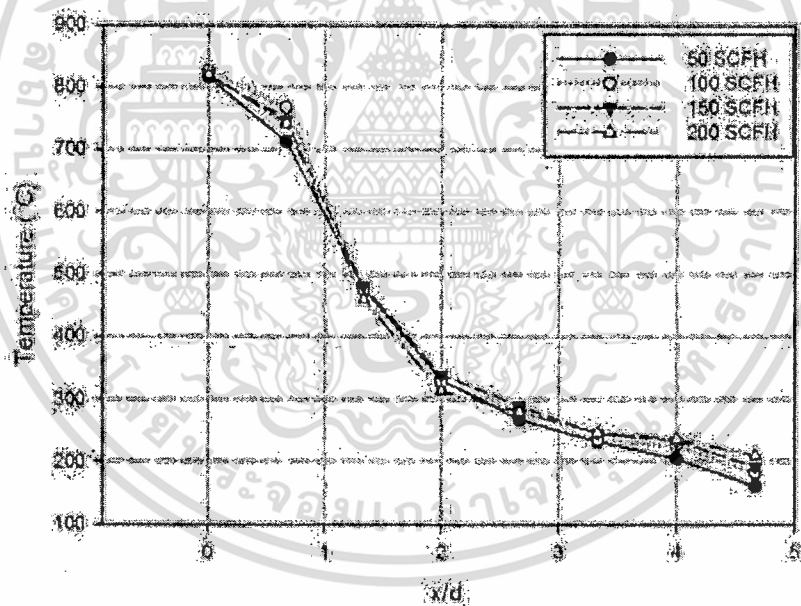
รูปที่ 6.19 (ข)

รูปที่ 6.19 แสดงการกระจายอุณหภูมิของหัวฉีดที่ยังไม่ได้รับการพัฒนาเมื่อปรับอัตราการไหลอากาศส่วนที่สอง ที่อัตราการไหลเชื้อเพลิง (ก) 1.5 L/min และ (ข) 3.5 L/min

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

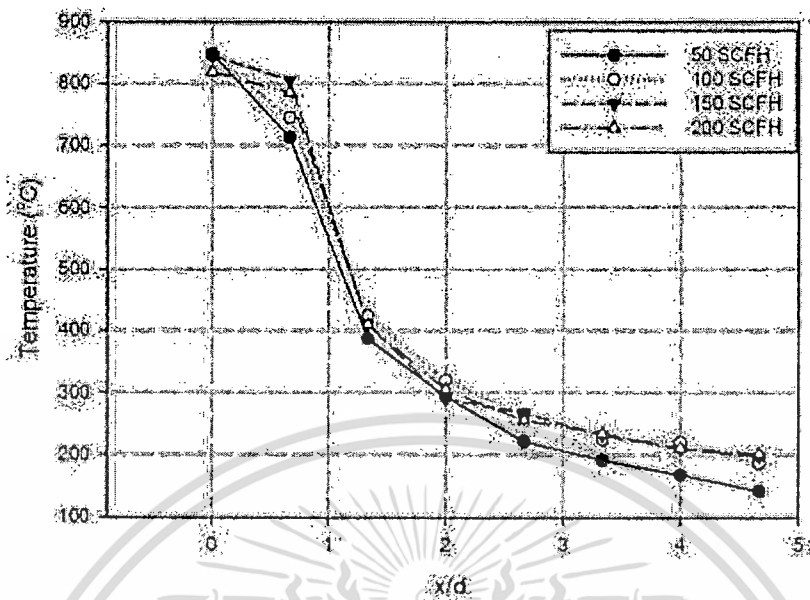


รูปที่ 6.20 (ก)

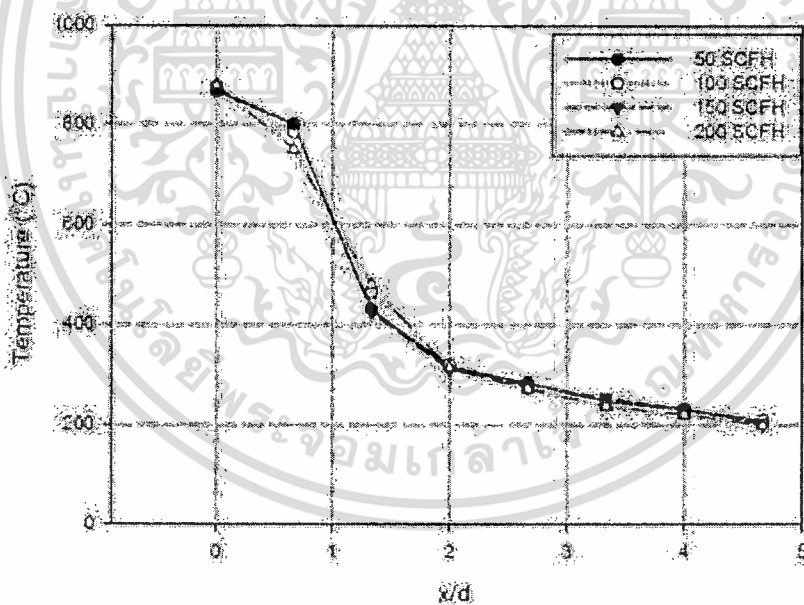


รูปที่ 6.20 (ข)

รูปที่ 6.20 แสดงการกระจายอุณหภูมิของหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วกรณีค่าคงที่สปริง 0.57 N/mm เมื่อปรับอัตราการไหลอากาศส่วนที่สอง ที่อัตราการไหลเชื้อเพลิง (ก) 1.5 L/min และ (ข) 3.5 L/min



รูปที่ 6.21 (ก)



รูปที่ 6.21 (ข)

รูปที่ 6.21 แสดงการกระจายอุณหภูมิของหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วกรณีค่าคงที่สปริง 0.65 N/mm เมื่อปรับอัตราการไหลอากาศส่วนที่สอง ที่อัตราการไหลเชื้อเพลิง (ก) 1.5 L/min และ (ข) 3.5 L/min

รูปที่ 6.21 แสดงการกระจายตัวอุณหภูมิตามระดับความสูงของกรณีหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วที่มีค่าคงที่สปริง 0.65 N/mm เมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการไหลอากาศส่วนที่สอง เมื่อพิจารณากรณีอัตราการไหลเชื้อเพลิง 1.5 L/min พบว่าอุณหภูมิเปลวไฟสูงสุดที่ตำแหน่ง 0 cm โดยช่วงอัตราการไหลอากาศ 50 – 150 SCFH มีค่าประมาณ 850 °C ในขณะที่อัตราการไหล 200 SCFH มีค่าประมาณ 820 °C เนื่องจากอากาศส่วนเกินในปริมาณมากเกินไปจะมีผลต่อการลดลงของอุณหภูมิ เมื่อพิจารณาดำแหน่ง 10 cm พบว่าอุณหภูมิต่ำกว่าตำแหน่ง 0 cm เนื่องจากช่วง 50 – 100 SCFH ให้เปลวไฟสีฟ้าอมส้มและสั้นกว่าตำแหน่งเทอร์โมคัปเปิลที่ 10 cm จึงทำให้ได้อุณหภูมิต่ำกว่าช่วง 150 – 200 SCFH ที่มีเปลวไฟยาวและเกิดบริเวณสีส้มเป็นส่วนใหญ่ ส่วนที่อัตราการไหลเชื้อเพลิง 3.5 L/min พบว่ามีอุณหภูมิต่ำกว่าตำแหน่ง 0 cm เท่าๆ กันซึ่งสอดคล้องกับเปลวไฟที่ยาวเท่ากันทุกอัตราการไหลอากาศ

เมื่อพิจารณาลักษณะการกระจายอุณหภูมิโดยรวมของกรณีหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วพบว่า การเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลอากาศส่วนที่สองมีผลต่อการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิในย่านอัตราการไหลเชื้อเพลิง 3.5 L/min น้อยมาก

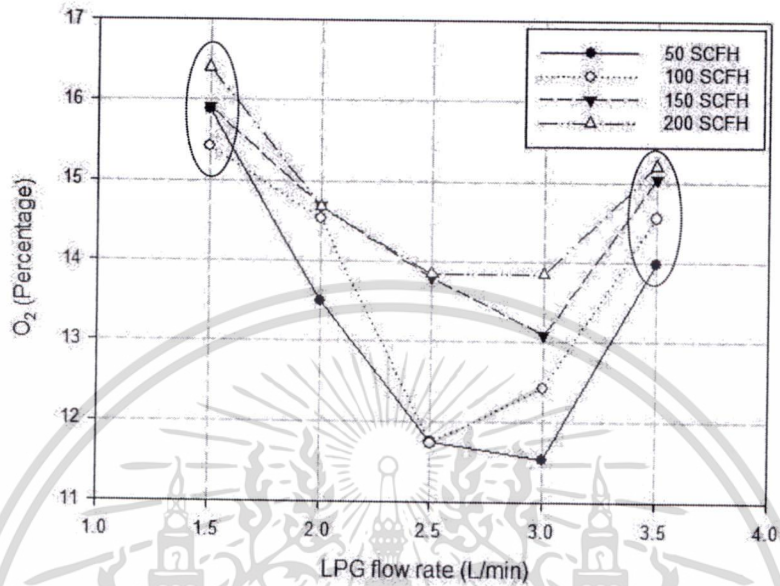
หากสังเกตในกรณีหัวฉีดที่ยังไม่ได้รับการพัฒนา จะพบว่า ภายใต้อัตราการไหลอากาศและเชื้อเพลิงเดียวกัน ในทุกๆ เงื่อนไข จะมีปริมาณอากาศส่วนเกินน้อยกว่าหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วทั้ง 2 กรณีเสมอ ซึ่งสอดคล้องกับการศึกษาและสมมติฐานเบื้องต้นว่า หัวฉีดที่ใช้ในอุตสาหกรรมทั่วไปมีอัตราการผสมกันระหว่างเชื้อเพลิงและอากาศแบบส่วนผสมในย่านอัตราการไหลต่างๆ เนื่องจากเหนี่ยวนำอากาศได้ไม่ดี

### 6.2.2.3 ปริมาณก๊าซไอเสีย

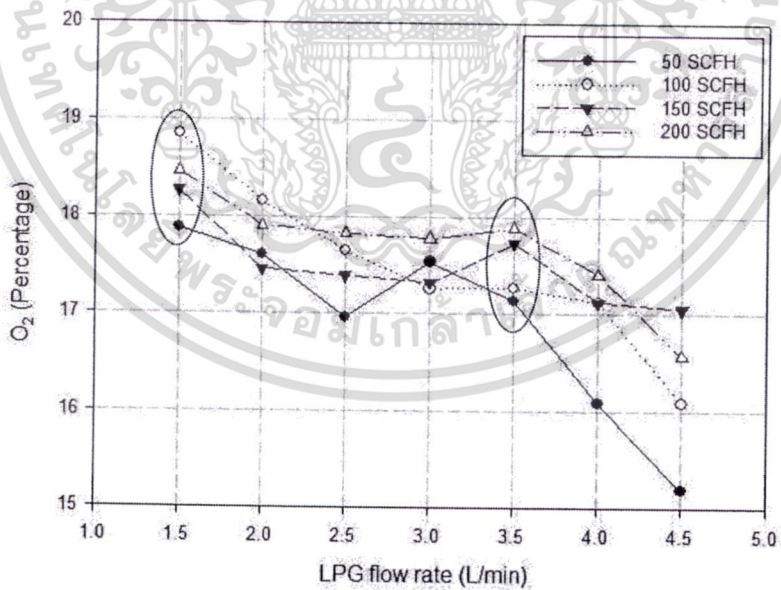
จากรูปที่ 6.22 แสดงเปอร์เซ็นต์ออกซิเจนหลังการเผาไหม้กรณีหัวฉีดที่ยังไม่ได้รับการพัฒนา จากกราฟโดยรวมพบว่าปริมาณออกซิเจนเพิ่มขึ้นเมื่อปรับอัตราการไหลอากาศส่วนที่สองตั้งแต่ 50 – 200 SCFH แต่เมื่อพิจารณาที่อัตราการไหลเชื้อเพลิง 1.5 L/min โดยละเอียด จะสังเกตเห็นว่าที่อัตราการไหลอากาศ 50 SCFH มีเปอร์เซ็นต์ออกซิเจนที่เหลือจากการเผาไหม้สูงกว่ากรณี 100 SCFH สอดคล้องกับระดับอุณหภูมิที่ต่ำกว่าในทุกตำแหน่งการวัดดังรูปที่ 6.19 ก.) แสดงถึงการเข้าทำปฏิกิริยาระหว่างออกซิเจนในอากาศและเชื้อเพลิง ในกรณี 100 SCFH มีอัตราสูงกว่าทำให้เหลือออกซิเจนในปริมาณน้อย ส่วนในช่วงอัตราการไหลอากาศ 100 – 200 SCFH พบว่ามีเปอร์เซ็นต์ออกซิเจนมากขึ้นตามอัตราการไหลอากาศ และที่อัตราการไหลเชื้อเพลิง 3.5 L/min พบว่าปริมาณออกซิเจนเพิ่มขึ้นตามอัตราการไหลเช่นเดียวกัน

รูปที่ 6.23 แสดงเปอร์เซ็นต์ออกซิเจนในกรณีหัวฉีดที่ได้รับการปรับปรุงแล้วที่มีค่าคงที่สปริง 0.57 N/mm เมื่อพิจารณาโดยรวมพบว่าปริมาณออกซิเจนแต่ละอัตราการไหลอากาศมีแนวโน้มลดลงเมื่อเพิ่มอัตราการไหลเชื้อเพลิง ซึ่งสอดคล้องกับเปอร์เซ็นต์ผสมก่อนการเผาไหม้ที่แสดงดังรูปที่ 6.4 และเมื่อพิจารณากราฟของแต่ละอัตราการไหลเชื้อเพลิงโดยละเอียด ในกรณีอัตราการไหลเชื้อเพลิง 1.5 L/min พบว่าที่อัตราการไหล 50 SCFH เหลือปริมาณออกซิเจนในก๊าซไอเสียน้อย สอดคล้องกับปริมาณอากาศ

ส่วนเกินที่มีค่าน้อยที่สุดในห้องเผาไหม้ ในขณะที่อัตราการไหล 100 SCFH มีปริมาณออกซิเจนมากที่สุด และมีแนวโน้มลดลงเมื่อเพิ่มอัตราการไหลเป็น 150 - 200 SCFH ซึ่งสื่อถึงการเข้าทำปฏิกิริยาการเชื้อเพลิงได้ดีกว่าที่อัตราการไหลสูงนั่นเอง ส่วนในกรณีอัตราการไหลเชื้อเพลิง 3.5 L/min พบมีการเปลี่ยนแปลงเปอร์เซ็นต์ออกซิเจนเพิ่มขึ้นตามอัตราการไหลอากาศ

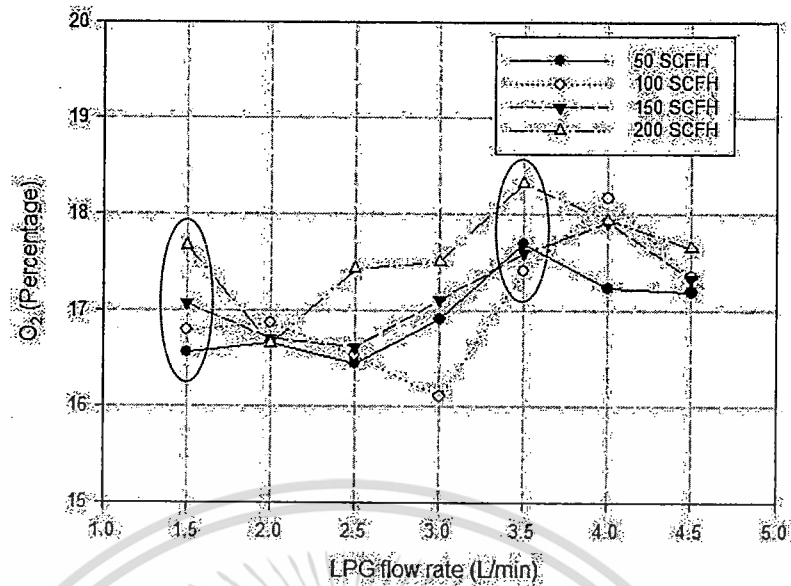


รูปที่ 6.22 แสดงเปอร์เซ็นต์ออกซิเจนหลังการเผาไหม้กรณีหัวฉีดที่ยังไม่ได้รับการพัฒนา เมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการไหลอากาศส่วนที่สอง



รูปที่ 6.23 แสดงเปอร์เซ็นต์ออกซิเจนหลังการเผาไหม้กรณีหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วที่มีค่าคงที่สปริง 0.57 N/mm เมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการไหลอากาศส่วนที่สอง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.24 แสดงเปอร์เซ็นต์ออกซิเจนหลังการเผาไหม้กรณีหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วที่มีค่าคงที่สปริง 0.65 N/mm เมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการไหลอากาศส่วนที่สอง

รูปที่ 6.24 แสดงเปอร์เซ็นต์ออกซิเจนในกรณีหัวฉีดที่ได้รับการปรับปรุงแล้วที่มีค่าคงที่สปริง 0.65 N/mm เมื่อพิจารณาโดยรวมพบว่า มีเปอร์เซ็นต์ออกซิเจนมากขึ้นเมื่อเพิ่มอัตราการไหลเชื้อเพลิง ซึ่งสอดคล้องกับเปอร์เซ็นต์การผสมก่อนเผาไหม้ในรูปที่ 6.4 และเมื่อพิจารณาที่อัตราการไหลเชื้อเพลิง 1.5 L/min พบว่ามีแนวโน้มการเพิ่มของเปอร์เซ็นต์ออกซิเจนตามอัตราการไหลอากาศส่วนที่สอง ในขณะที่อัตราการไหล 3.5 L/min พบว่าที่อัตราการไหลอากาศ 100 – 150 SCFH มีการเข้าทำปฏิกิริยาของออกซิเจนกับเชื้อเพลิงดีกว่าที่อัตราการไหล 50 SCFH สังเกตจากปริมาณออกซิเจนที่ลดลงเมื่ออัตราการไหลอากาศเพิ่มขึ้น และที่อัตราการไหล 200 SCFH เหลือปริมาณออกซิเจนมากที่สุด สอดคล้องกับปริมาณอากาศในห้องเผาไหม้

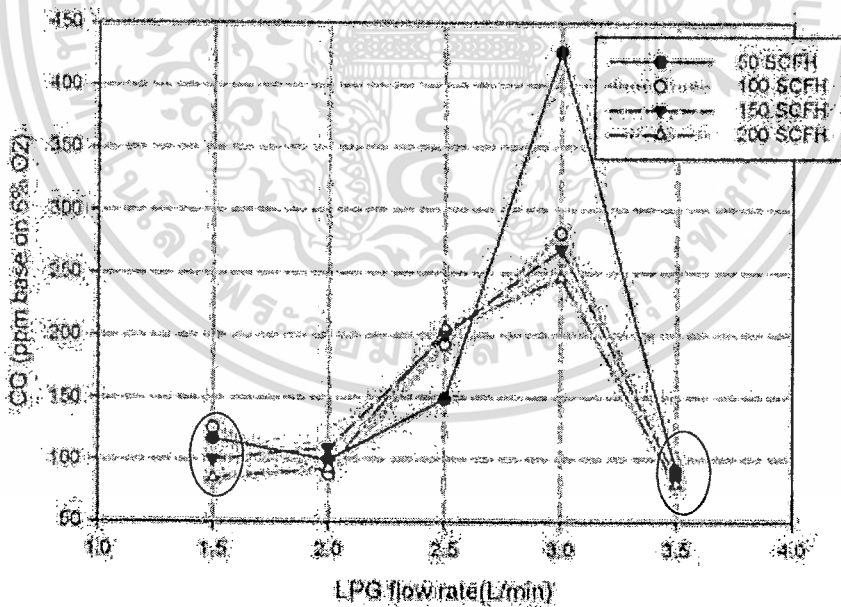
เมื่อพิจารณาหัวฉีดที่ยังไม่ได้รับการพัฒนาเปรียบเทียบกับหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้ว พบว่าหัวฉีดที่ยังไม่ได้รับการพัฒนามีช่วงการเปลี่ยนแปลงปริมาณออกซิเจนที่กว้างกว่าเมื่อปรับอัตราการไหลอากาศ รวมถึงเหลือปริมาณออกซิเจนน้อยกว่าในทุกอัตราการไหลเชื้อเพลิงอีกด้วย

รูปที่ 6.25 แสดงปริมาณก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์ที่ได้หลังจากการเผาไหม้กรณีหัวฉีดที่ยังไม่ได้รับการพัฒนาเมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการไหลอากาศ โดยพบการเปลี่ยนแปลงมากที่สุดที่อัตราการไหลเชื้อเพลิง 3 L/min ซึ่งสอดคล้องกับเปอร์เซ็นต์ออกซิเจนในรูปที่ 6.22 ในขณะที่ช่วงอัตราการไหลเชื้อเพลิงอื่นมีปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์ที่ใกล้เคียงกัน เมื่อพิจารณาที่อัตราการไหล 1.5 L/min พบปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์มากที่สุดที่อัตราการไหล 100 SCFH สอดคล้องกับปริมาณออกซิเจนที่มีค่าน้อยสุดในรูป 6.22 เช่นเดียวกันกับที่อัตราการไหลเชื้อเพลิง 3.5 L/min ซึ่งมีปริมาณก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์ผกผันกับเปอร์เซ็นต์ออกซิเจนเหมือนกัน

รูปที่ 6.26 แสดงปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์ในกรณีหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วที่มีค่าคงที่สปริง 0.57 N/mm โดยรวมมีปริมาณเพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มอัตราการไหลเชื้อเพลิง แต่เมื่อพิจารณาที่แต่ละอัตราการไหลเชื้อเพลิงตั้งแต่ 1.5 จนถึง 4 L/min พบว่าปริมาณก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์มีการแปรเปลี่ยนแตกต่างจากการแปรเปลี่ยนของออกซิเจนที่แสดงดังรูปที่ 6.23 เล็กน้อย โดยสันนิษฐานว่ามีปัจจัยบางประการที่ยังไม่สามารถสรุปได้จากกราฟวิจัยนี้ ต่อเงื่อนไขการเกิดปฏิกิริยาระหว่างออกซิเจนและคาร์บอนมอนอกไซด์เพื่อเกิดเป็นคาร์บอนไดออกไซด์ ส่วนในรูปที่ 6.27 แสดงปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์กรณีหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วที่มีค่าคงที่สปริง 0.65 N/mm พบว่ามีปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์เพิ่มตามอัตราการไหลเชื้อเพลิงที่ทุกๆ อัตราการไหลอากาศและไม่สอดคล้องกับเปอร์เซ็นต์ออกซิเจนในรูป 6.24 เช่นเดียวกับในกรณี 0.57 N/mm

อย่างไรก็ตาม แนวโน้มการกระจายตัวของก๊าซในกรณีหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วทั้ง 2 กรณี ยังมีแนวโน้มไม่แน่นอน จึงทำให้ไม่สามารถคาดการณ์ถึงอิทธิพลจากการเปลี่ยนแปลงอากาศส่วนที่สองได้อย่างแม่นยำ ดังนั้นจึงเห็นสมควรให้มีการศึกษาถึงปัจจัยการก่อกำเนิดและสลายตัวของก๊าซในบริเวณนี้อย่างละเอียดต่อไป

แต่เมื่อพิจารณาเปรียบเทียบระหว่างหัวฉีดทั้ง 3 กรณีโดยภาพรวมแล้ว พบว่าหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วทั้ง 2 ค่าสปริง มีปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์น้อยกว่ากรณีที่ยังไม่ได้รับการพัฒนาในช่วงอัตราการไหล 1.5 – 3 L/min แต่ที่อัตราการไหล 3.5 L/min พบว่าหัวฉีดที่ยังไม่ได้รับการพัฒนากลับมีปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์ที่น้อยกว่าหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วที่ทุกๆ อัตราการไหลอากาศ จึงสามารถสรุปได้ว่าการเผาไหม้ของหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วทั้ง 2 ค่าคงที่สปริง ให้มลพิษมากกว่าหัวฉีดที่ไม่ได้รับการพัฒนาที่ย่านอัตราการไหลสูง ถึงแม้ว่าจะให้อุณหภูมิของเปลวไฟที่สูงกว่าก็ตาม



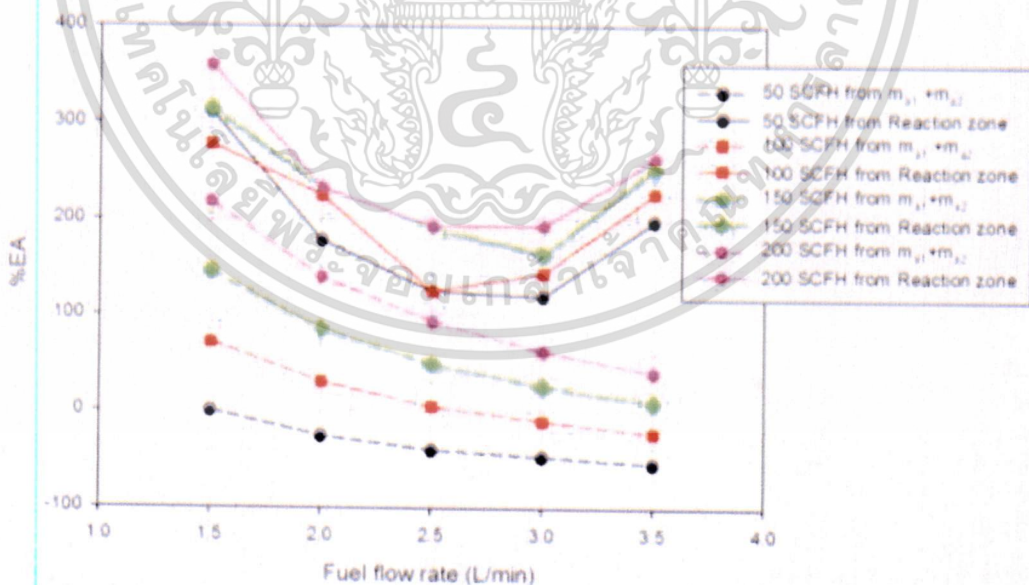
รูปที่ 6.25 แสดงปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์หลังการเผาไหม้กรณีหัวฉีดที่ยังไม่ได้รับการพัฒนา เมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการไหลอากาศส่วนที่สอง

ออกซิเจนที่เหลือจากการเผาไหม้ในช่วงอัตราการใช้ไฮโดรเจน 50 -100 SCFH ส่วนในช่วงอัตราการใช้ไฮโดรเจน 150 - 200 SCFH กลับมีการแปรผันตามกัน โดยคาดว่าปริมาณออกซิเจนในช่วงอัตราการใช้ไฮโดรเจน 150 -200 SCFH บางส่วนไม่มีการทำปฏิกิริยากับคาร์บอนมอนอกไซด์เพื่อเกิดเป็นคาร์บอนไดออกไซด์ ดังนั้นจึงเห็นสมควรให้มีการศึกษาถึงปัจจัยการก่อกำเนิดและสลายตัวของก๊าซในบริเวณนี้เป็นอย่างละเอียดต่อไป

#### 6.2.2.4 ปริมาณอากาศส่วนเกิน

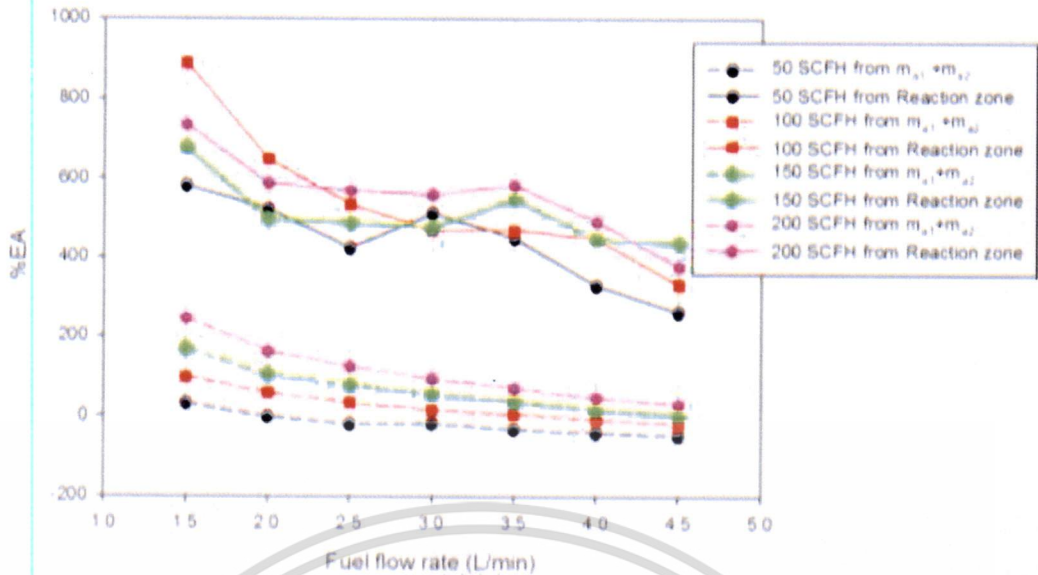
เมื่อพิจารณาเปรียบเทียบเปอร์เซ็นต์อากาศส่วนเกินที่ได้จากปริมาณอากาศส่วนที่หนึ่งรวมกับส่วนที่สองของหัวฉีดประเภทต่างๆ ที่ได้จากการคำนวณด้วยวิธีที่ 1 ในบทที่ 4 และแสดงในรูปที่ 6.30 6.31 และ 6.32 พบว่า มีค่าน้อยมาก (ในบางเงื่อนไขมีค่าติดลบ) ซึ่งเมื่อพิจารณาร่วมกับผลการทดลองลักษณะของเปลวไฟในรูปที่ 6.16 6.17 และ 6.18 ในบางกรณี เปลวไฟมีลักษณะสั้น เป็นสีฟ้าอมส้ม มีเสถียรภาพ (เช่นกรณีอัตราการใช้เชื้อเพลิง 2 L/min อัตราการใช้ไฮโดรเจนส่วนที่สอง 50 SCFH กรณีหัวฉีดที่พัฒนาแล้วค่าคงที่สปริง 0.57 N/mm) แต่กลับพบว่าปริมาณอากาศส่วนเกินเพียง -1.67% เท่านั้น จึงเป็นไปได้ว่าปริมาณอากาศส่วนที่สองที่ใช้ในการเผาไหม้ระหว่างการทดลอง มีปริมาณมากกว่าค่าที่อ่านได้จาก Flow meter ดังนั้นความไม่สอดคล้องระหว่างค่าคำนวณและผลการทดลองดังกล่าวอาจเกิดจากความไม่แม่นยำของ Flow meter ที่ใช้วัดอัตราการใช้ไฮโดรเจนส่วนที่สอง

ในขณะที่เมื่อคำนวณเปอร์เซ็นต์อากาศส่วนเกินจากการวัดปริมาณออกซิเจนหลังการเผาไหม้ พบว่ามีปริมาณมากกว่าการคำนวณในส่วนแรกทุกๆ เงื่อนไขการทดลอง และสอดคล้องกับผลการทดลองลักษณะเปลวไฟมากกว่า แต่อย่างไรก็ตาม ปริมาณดังกล่าวยังมีปัญหาในเรื่องความน่าเชื่อถือ เนื่องจากตำแหน่งวัดปริมาณออกซิเจนหลังการเผาไหม้อยู่ในบริเวณต่ำกว่าปลายท่อวัดไอเสียเพียง 10 cm. การวัดออกซิเจนจึงอาจได้รับผลกระทบจากอากาศภายนอกที่แพร่เข้ามา ทำให้มีออกซิเจนที่เหลือจากการเผาไหม้ในปริมาณมาก

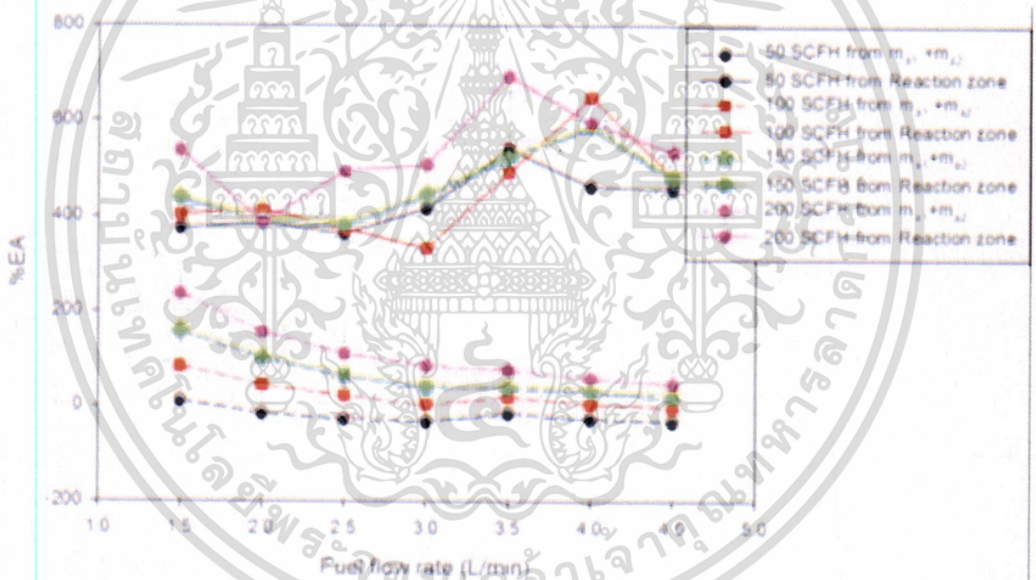


รูปที่ 6.30 แสดงเปอร์เซ็นต์อากาศส่วนเกินจากปริมาณอากาศส่วนที่หนึ่งรวมกับส่วนที่สองและจากการวัดออกซิเจนหลังการเผาไหม้ของหัวฉีดก่อนการพัฒนา

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.31 แสดงเปอร์เซ็นต์อากาศส่วนเกินจากปริมาณอากาศส่วนที่หนึ่งรวมกับส่วนที่สองและการวัดออกซิเจนหลังการเผาไหม้ของหัวฉีดพัฒนาแล้วที่มีค่าสปริง 0.57 N/mm

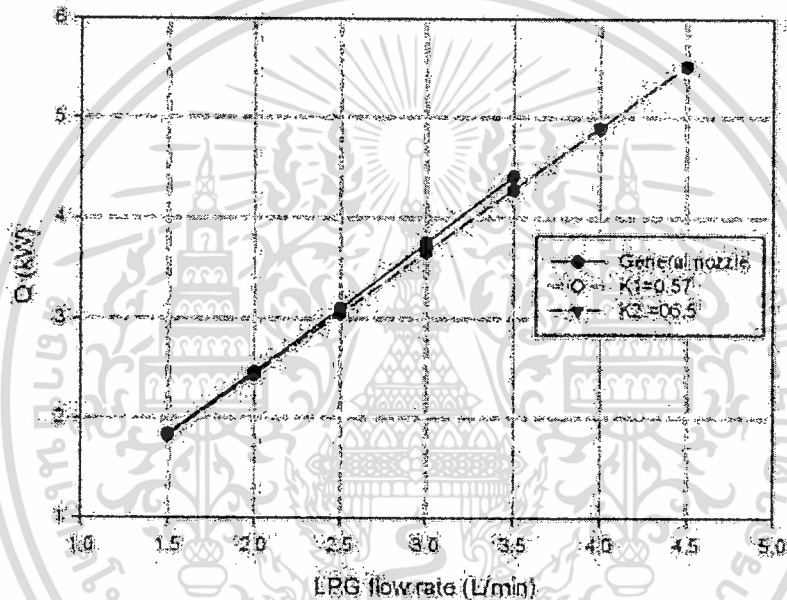


รูปที่ 6.32 แสดงเปอร์เซ็นต์อากาศส่วนเกินจากปริมาณอากาศส่วนที่หนึ่งรวมกับส่วนที่สองและการวัดออกซิเจนหลังการเผาไหม้ของหัวฉีดพัฒนาแล้วที่มีค่าสปริง 0.65 N/mm

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 6.3 ความร้อนและประสิทธิภาพการเผาไหม้

ในหัวข้อนี้จะกล่าวถึงความร้อนหรือพลังงานที่หัวฉีดแต่ละประเภทสามารถผลิตได้ รวมถึงประสิทธิภาพการเผาไหม้ที่ได้จากหัวเผาเนื่องมาจากการใช้หัวฉีดแต่ละชนิดอีกด้วย โดยรูปที่ 6.33 แสดงพลังงานที่หัวฉีดแต่ละชนิดผลิตได้ เมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชื้อเพลิงตั้งแต่ 1.5 – 4.5 L/min ในหน่วย kW พบว่าหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วทั้งสองกรณีมีพลังงานต่ำกว่าหัวฉีดก่อนการพัฒนาแล้วเล็กน้อยในทุกอัตราการไหลเชื้อเพลิง เนื่องจากหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วจะมีความดันในท่อเชื้อเพลิงก่อนออกจากรอกซ์เซลมากกว่าในกรณีหัวฉีดอื่น ดังรูปที่ 6.1 ความหนาแน่นจึงสูงกว่า ส่งผลให้มีอัตราการไหลเชิงมวลมากกว่าภายใต้อัตราการไหลเชิงปริมาตรเดียวกัน ดังนั้นหัวฉีดก่อนการพัฒนาจึงผลิตความร้อนมากกว่าหัวฉีดหลังการพัฒนา

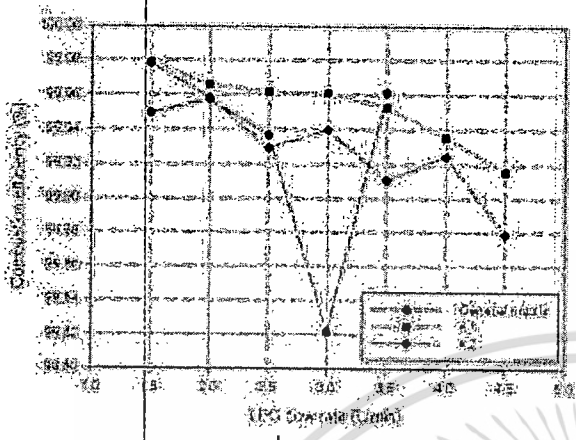


รูปที่ 6.33 แสดงปริมาณความร้อนที่ได้จากหัวฉีดแต่ละชนิดเมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชื้อเพลิง

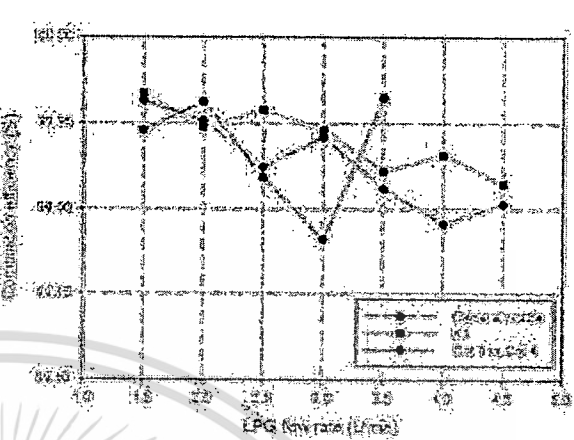
รูปที่ 6.34 แสดงประสิทธิภาพการเผาไหม้เปรียบเทียบหัวฉีดทั้ง 3 กรณี เมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการไหลตั้งแต่ 1.5 – 4.5 L/min เมื่อพิจารณาโดยรวมพบว่าหัวฉีดหลังการพัฒนาที่มีค่าคงที่สปริง 0.57 N/mm ส่วนใหญ่ค่อนข้างมีประสิทธิภาพสูงและมีแนวโน้มลดลงเล็กน้อย ภายใต้ย่านการทำงาน 1.5 – 4.5 L/min ในขณะที่หัวฉีดในกรณีอื่นมีแนวโน้มไม่เป็นระเบียบ โดยเฉพาะหัวฉีดก่อนการพัฒนา ทั้งนี้เนื่องมาจากปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์ที่วัดได้มีการเปลี่ยนแปลงอย่างรุนแรงเมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชื้อเพลิง

เมื่อพิจารณาเปรียบเทียบที่อัตราการไหลอากาศส่วนที่สองตั้งแต่ 50 – 200 SCFH ดังแสดงในรูป 6.34 ก.) ถึง 6.34 ข.) พบว่าบริเวณอัตราการไหลเชื้อเพลิง 1.5 – 2 L/min (บริเวณที่หัวฉีดทุกชนิดที่ทำการศึกษามีประสิทธิภาพการเผาไหม้สูง) ประสิทธิภาพการเผาไหม้ของหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วมี

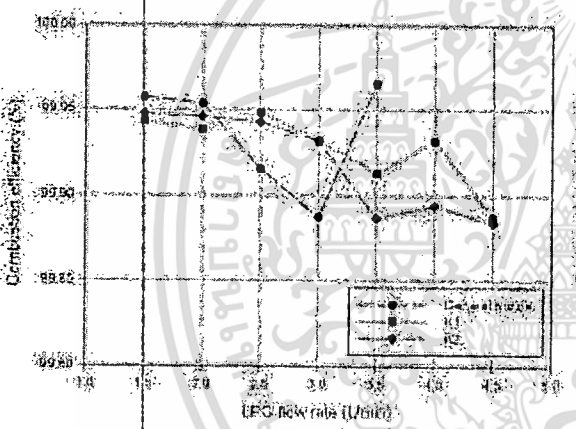
ค่าสูงที่สุดในช่วงอัตราการไหลอากาศส่วนที่สอง 50 – 200 SCFH ในขณะที่ช่วงอัตราการไหล 150 – 200 SCFH หัวฉีดก่อนการพัฒนากลับมีค่าประสิทธิภาพมากกว่า สอดคล้องกับปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์เมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการไหลอากาศส่วนที่สองของหัวฉีดแต่ละชนิด ในรูปที่ 6.29



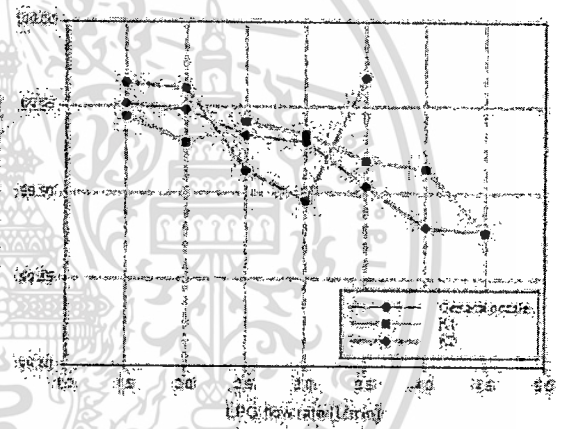
รูปที่ 6.34 (ก)



รูปที่ 6.34 (ข)



รูปที่ 6.34 (ค)



รูปที่ 6.34 (ง)

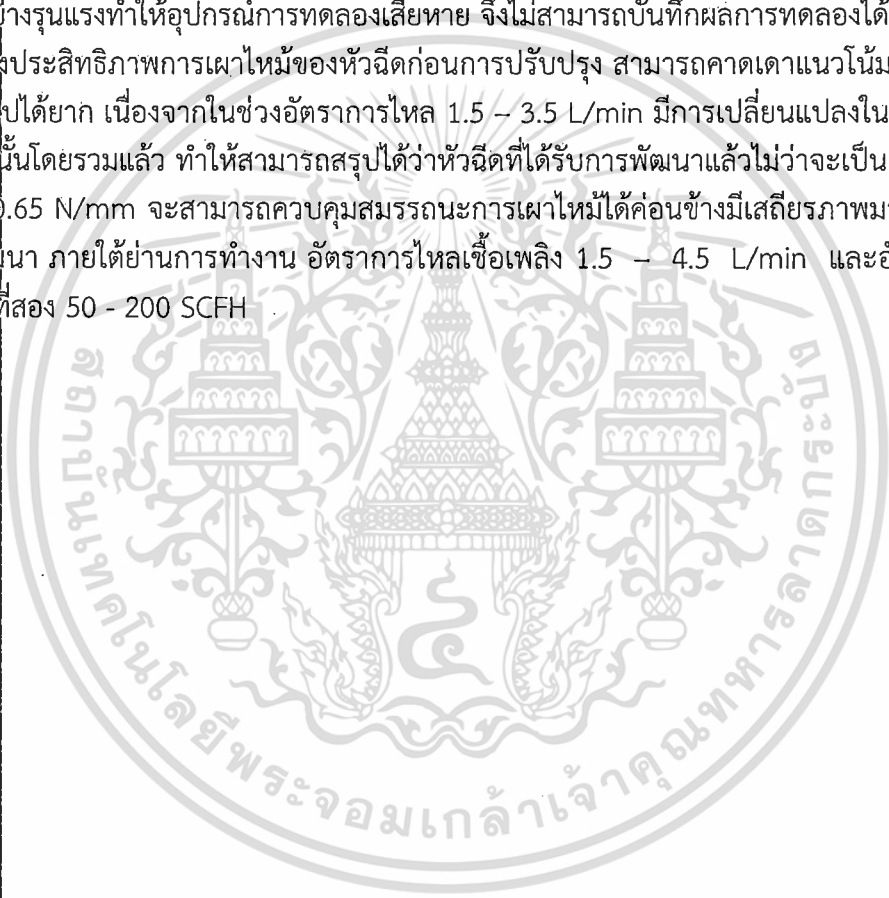
รูปที่ 6.34 แสดงประสิทธิภาพการเผาไหม้เปรียบเทียบหัวฉีด 3 กรณี ระหว่างอัตราการไหลเชื้อเพลิงต่างๆ โดยมีอัตราการไหลอากาศส่วนที่สอง (ก) 50 SCFH (ข) 100 SCFH (ค) 150 SCFH (ง) 200 SCFH

ดังนั้นเมื่อพิจารณาสมรรถนะการเผาไหม้ในหลายๆ ส่วน เปรียบเทียบหัวฉีดทั้ง 3 กรณี ภายใต้ย่านอัตราการไหลเชื้อเพลิง 1.5 – 4.5 L/min และอัตราการไหลอากาศส่วนที่สอง 50 – 200 SCFH พบว่าการทำงานหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วกรณีค่าคงที่สปริง 0.57 N/mm ที่อัตราการไหล 1.5 – 2 L/min สามารถเหนี่ยวอากาศส่วนที่หนึ่งได้สูง ทำให้เปอร์เซ็นต์การผสมระหว่างเชื้อเพลิงและอากาศก่อนการเผาไหม้สูงถึง 40 – 55% เปลวไฟที่สามารถมองเห็นได้จากการเผาไหม้เป็นสีฟ้า ยาวประมาณ 10 – 15 cm มีเสถียรภาพ และให้ประสิทธิภาพการเผาไหม้ 99.98% ที่อัตราการไหลอากาศส่วนที่สอง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

50 SCFH ซึ่งสื่อถึงปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์ที่น้อย ในขณะที่หัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วที่มีค่าคงที่สปริง 0.65 N/mm แม้จะให้ประสิทธิภาพรองลงมาจากค่าคงที่สปริง 0.57 N/mm และต่ำกว่าหัวฉีดก่อนการพัฒนาในบางเงื่อนไขการทำงาน แต่เมื่อพิจารณาร่วมกับสมรรถนะต่างๆ พบว่าเปลวไฟก็ยังคง เป็นสีฟ้าอมส้ม ยาวประมาณ 10 – 20 cm. มีเสถียรภาพให้อุณหภูมิเปลวไฟที่สูง

ในขณะที่หัวฉีดที่ยังไม่ได้รับการพัฒนาแม้ในบางอัตราการไหลเชื้อเพลิงและอากาศส่วนที่สอง จะมีประสิทธิภาพสูงกว่าหัวฉีดชนิดอื่น แต่เมื่อสังเกตสมรรถนะต่างๆ ในเงื่อนไขการทำงานที่ทดลองเดียวกัน จะพบว่ามีการเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่หนึ่งน้อยส่งผลให้ลักษณะของเปลวไฟ เป็นเปลวไฟสีส้ม มีความยาวสูงสุดถึง 45 cm. ไม่มีเสถียรภาพ เกิดการสูญเสียในรูปแบบการแผ่รังสีความร้อน และนอกจากนี้ยังพบอีกว่ายากต่อการควบคุมปริมาณอากาศส่วนเกินอีกด้วย นอกจากนี้จะพบว่าหัวฉีดก่อนการพัฒนามีค่าประสิทธิภาพการเผาไหม้ในช่วงอัตราการไหล 1.5 – 3.5 L/min เท่านั้น เนื่องจากที่อัตราการไหลสูงๆ เปลวไฟยาวและกระเพื่อมอย่างรุนแรงทำให้อุปกรณ์การทดลองเสียหาย จึงไม่สามารถบันทึกผลการทดลองได้ แต่จะพบว่าแนวโน้มของประสิทธิภาพการเผาไหม้ของหัวฉีดก่อนการปรับปรุง สามารถคาดเดาแนวโน้มในช่วงอัตราการไหลต่อไปได้ยาก เนื่องจากในช่วงอัตราการไหล 1.5 – 3.5 L/min มีการเปลี่ยนแปลงในทุกช่วงอัตราการไหล ดังนั้นโดยรวมแล้ว ทำให้สามารถสรุปได้ว่าหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วไม่ว่าจะเป็นค่าคงที่สปริง 0.57 หรือ 0.65 N/mm จะสามารถควบคุมสมรรถนะการเผาไหม้ได้ค่อนข้างมีเสถียรภาพมากกว่าหัวฉีดก่อนการพัฒนา ภายใต้่านการทำงาน อัตราการไหลเชื้อเพลิง 1.5 – 4.5 L/min และอัตราการไหลอากาศส่วนที่สอง 50 - 200 SCFH



## บทที่ 7

# สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ

### 7.1 สรุปผลการทดลอง

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาผลกระทบจากการปรับเปลี่ยนโครงสร้างของหัวฉีดก๊าซแอลพีจีที่ใช้ในอุตสาหกรรมเซรามิกส์ ที่มุ่งเน้นการเพิ่มอัตราการเหนียวนำอากาศส่วนที่หนึ่ง เพื่อให้มีอัตราการบริโภคแอลพีจีลดลงและเพิ่มสมรรถนะการเผาไหม้ที่อัตราการไหลเชื้อเพลิงต่ำ โดยเปรียบเทียบกับระหว่างหัวฉีดทั้ง 3 กรณีและมุ่งเน้นศึกษาสมรรถนะต่างๆ ภายใต้สถานการณ์การทำงานเดียวกันเท่านั้น ซึ่งในการทดลองแบ่งออกเป็น 2 ส่วน ส่วนที่หนึ่งคือการศึกษาการเหนียวนำอากาศส่วนที่หนึ่งของหัวฉีด และส่วนที่สองคือการศึกษาสมรรถนะการเผาไหม้ นอกจากนี้ยังศึกษาประสิทธิภาพการเผาไหม้รวมถึงย่านการใช้งานอีกด้วย

#### 7.1.1 การศึกษาการเหนียวนำอากาศส่วนที่หนึ่งของหัวฉีด

โดยจะศึกษาเปรียบเทียบการเหนียวนำอากาศส่วนที่หนึ่งของหัวฉีดทั้งกรณีที่ยังไม่ได้รับการพัฒนาและหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วที่มีค่าคงที่สปริง 0.57 และ 0.65 N/mm ภายใต้การปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชื้อเพลิง ซึ่งได้แก่ ความดันในท่อเชื้อเพลิงเมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการไหลก่อนทางออกนอซเซิล อัตราการเหนียวนำอากาศส่วนที่หนึ่ง เปอร์เซ็นต์การผสมก่อนการเผาไหม้ และลักษณะของลำเจ็ทจากการทดลองสามารถสรุปได้ว่า

1. การเปลี่ยนแปลงลักษณะทางกายภาพส่งผลต่อความดันเชื้อเพลิงในท่อนอกนอซเซิล โดยการเพิ่มขึ้นของความดันเมื่อปรับอัตราการไหลเชื้อเพลิงในกรณีหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วมีความชันที่ต่ำกว่าหัวฉีดก่อนการพัฒนา บ่งบอกถึงการพยายามรักษาความดันเชื้อเพลิงให้คงที่ด้วยการปรับเปลี่ยนพื้นที่ทางออก แต่อย่างไรก็ตามความแตกต่างของลักษณะทางกายภาพก็ส่งผลต่อความดันเชื้อเพลิงเช่นกัน ซึ่งในการทดลองหัวฉีดก่อนการพัฒนามีเส้นผ่านศูนย์กลางขนาด 0.8 mm ในขณะที่หัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วมีขนาด 1.4 mm จึงเป็นสาเหตุหนึ่งที่ทำให้ความดันในกรณีหัวฉีดก่อนการพัฒนามีระดับสูงกว่า

2. หัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาสามารถเหนียวนำอากาศส่วนที่หนึ่งได้มากกว่าหัวฉีดก่อนการเผาไหม้ แม้ว่าความดันในกรณีหัวฉีดก่อนการพัฒนามีค่าสูงกว่าที่ทุกอัตราการไหลเชื้อเพลิง ซึ่งแสดงถึงความเร็วเชื้อเพลิงที่เร็วกว่าก็ตาม จึงสามารถสรุปได้ว่าลักษณะของลำเจ็ทที่มีองศาการฉีดกว้างและเงาที่จางกว่าของหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้ว มีอิทธิพลมากกว่าความเร็วของเชื้อเพลิง ทำให้เหนียวนำอากาศส่วนที่หนึ่งในสัดส่วนที่มากกว่าหัวฉีดที่ยังไม่ได้รับการพัฒนาในทุกอัตราการไหลเชื้อเพลิง โดยสอดคล้องกับกราฟอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศส่วนที่หนึ่งและเปอร์เซ็นต์การผสมก่อนเผาไหม้

3. จากอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศและเปอร์เซ็นต์การผสมก่อนการเผาไหม้ทำให้ทราบว่าหัวฉีดที่มีค่าความแข็งสปริง 0.57 N/mm สามารถเหนียวนำอากาศได้ดีกว่าที่มีค่าความแข็งสปริง 0.65 N/mm ในช่วงอัตราการไหล 1.5 – 3 L/min เนื่องจากในช่วงอัตราการไหลนี้ ลำเจ็ทของกรณีที่มีค่าความ

แข็งสปริงมากกว่ามีลักษณะเป็นช่องการไหลที่มีความเร็วต่ำตรงกลาง โดยสันนิษฐานว่าได้เกิดการแลกเปลี่ยนโมเมนตัมระหว่างลำเชื้อเพลิงกับเชื้อเพลิงในช่องการไหลที่มีความเร็วต่ำตรงกลาง ความเร็วเชื้อเพลิงโดยรวมจึงลดลง ทำให้สามารถแลกเปลี่ยนโมเมนตัมกับอากาศโดยรอบได้น้อยกว่า

4. หัวฉีดที่มีค่าความแข็งสปริง 0.57 N/mm สามารถเหนี่ยวนำอากาศได้น้อยกว่ากรณีหัวฉีดที่มีค่าความแข็งสปริง 0.65 N/mm ในช่วงอัตราการไหล 3.5 – 4.5 L/min เนื่องจากแรงดันเชื้อเพลิงในช่วงอัตราการไหลนี้สามารถเอาชนะแรงต้านสปริงได้มากกว่าที่อัตราการไหลต่ำ ทำให้ลำเจ็ทไม่เกิดเป็นช่องการไหลที่มีความเร็วต่ำตรงกลาง ประกอบกับพื้นที่ทางออกนอซเซิลที่แคบกว่ากรณีความแข็งสปริง 0.57 N/mm ส่งผลให้เชื้อเพลิงพุ่งออกด้วยความเร็วสูง ประกอบกับลักษณะลำเจ็ทที่มีองศาการฉีดที่กว้างกว่า ทำให้สามารถเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่หนึ่งได้ดี

### 7.1.2 การศึกษาสมรรถนะการเผาไหม้

ในการศึกษาสมรรถนะการเผาไหม้ได้แบ่งการทดลองออกเป็น การศึกษาอิทธิพลจากการปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชื้อเพลิง และการศึกษาอิทธิพลจากการปรับเปลี่ยนอัตราการไหลอากาศส่วนที่สอง โดยสังเกตการณ์เปลี่ยนแปลง ลักษณะของเปลวไฟ การกระจายตัวอุณหภูมิและปริมาณก๊าซไอเสียจากการทดลองสามารถสรุปได้ดังนี้

#### 7.1.2.1 การศึกษาอิทธิพลจากการปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชื้อเพลิง

1. เปลวไฟในกรณีหัวฉีดที่ยังไม่ได้รับการพัฒนามีลักษณะเป็นสีส้ม ยาวและไม่มีเสถียรภาพ ซึ่งสอดคล้องกับการกระจายอุณหภูมิที่มีแนวโน้มไม่แน่นอน ในทุกๆ อัตราการไหลเชื้อเพลิง ตรงกันข้ามกับหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้ว ซึ่งมีเปลวไฟเป็นสีฟ้าหรือสีฟ้าอมส้ม สั้น และมีเสถียรภาพ ซึ่งสอดคล้องกับการกระจายอุณหภูมิที่มีแนวโน้มลดลงตามระดับความสูงอย่างเป็นระเบียบ
2. เมื่อเปรียบเทียบการกระจายอุณหภูมิของหัวฉีดที่ยังไม่ได้รับการพัฒนาและได้รับการพัฒนาแล้ว พบว่าหัวฉีดที่ยังไม่ได้รับการพัฒนามีอุณหภูมิลดลงอย่างช้าๆ ตามระดับความสูง ในขณะที่หัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วมีการลดลงของอุณหภูมิอย่างรวดเร็ว เนื่องจากความยาวของเปลวไฟที่หัวฉีดก่อนการปรับปรุงมีลักษณะยาวกว่านั่นเอง
3. ตำแหน่งที่มีอุณหภูมิสูงสุดของทั้ง 3 กรณีมีการเลื่อนความสูงเพิ่มขึ้นตามอัตราการไหลเชื้อเพลิง
4. เมื่อเปรียบเทียบตำแหน่งที่มีอุณหภูมิสูงสุดของหัวฉีดทั้ง 3 กรณี พบว่าหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วที่มีค่าคงที่สปริง 0.65 N/mm มีอุณหภูมิสูงสุด ร่องลงมาเป็นหัวฉีดก่อนการพัฒนาและหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาที่มีค่าคงที่สปริง 0.57 N/mm ตามลำดับ
5. ค่าความแข็งของสปริงส่งผลกระทบต่อการกระจายอุณหภูมิเมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชื้อเพลิงในระดับที่แตกต่างกัน กล่าวคือในกรณีที่คงที่สปริง 0.57 N/mm เชื้อเพลิงจะส่งผลต่อระดับอุณหภูมิกว้างกว่ากรณีค่าคงที่สปริง 0.65 N/mm
6. ในกรณีหัวฉีดก่อนการพัฒนามีปริมาณออกซิเจนที่เหลือหลังการเผาไหม้น้อยกว่าที่พัฒนาแล้ว ซึ่งสอดคล้องกับปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์ที่มีค่ามากกว่า ในขณะที่หัวฉีดที่พัฒนาแล้วมีปริมาณออกซิเจนหลังการเผาไหม้เหลือมากกว่าที่ทุกอัตราการไหลเชื้อเพลิง และปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์มีน้อยกว่าที่อัตราการไหลส่วนใหญ่

### 7.1.2.2 การศึกษาอิทธิพลจากการปรับเปลี่ยนอัตราการไหลอากาศส่วนที่สอง

1. เปลวไฟในกรณีหัวฉีดที่ยังไม่ได้รับการพัฒนามีลักษณะเป็นสีส้ม ยาวและไม่มีเสถียรภาพที่ทุกๆ อัตราการไหลอากาศส่วนที่สอง ในขณะที่หัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วมีลักษณะเปลวไฟสั้นและมีเสถียรภาพ

2. ที่อัตราการไหลเชื้อเพลิงต่ำ (1.5 L/min) เปลวไฟของหัวฉีดก่อนการพัฒนามีความยาวไม่แปรผันตามอัตราการไหลอากาศส่วนที่สอง ในขณะที่หัวฉีดหลังการพัฒนามีการเปลี่ยนแปลงความยาวเมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการไหลอากาศ อย่างไรก็ตาม เมื่อพิจารณาผลที่อัตราการไหลเชื้อเพลิงสูง (3.5 L/min) พบว่าเปลวไฟของหัวฉีดก่อนการพัฒนามีความยาวเปลี่ยนแปลงตามอัตราการไหลอากาศส่วนที่สอง ในขณะที่หัวฉีดหลังการพัฒนามีความยาวไม่แปรผันตามอัตราการไหลอากาศส่วนที่สอง

3. เมื่อพิจารณาหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วพบว่า สีของเปลวไฟกรณีค่าคงที่สปริง 0.57 N/mm มีลักษณะเป็นสีฟ้ามากขึ้นเมื่อเพิ่มอัตราการไหลอากาศส่วนที่สอง ไม่ว่าจะเป็นช่วงอัตราการไหลเชื้อเพลิงสูงหรือต่ำก็ตาม ในขณะที่กรณีค่าคงที่สปริง 0.65 N/mm กลับมีเปลวไฟเป็นสีส้มมากขึ้นเมื่อเพิ่มอัตราการไหลอากาศส่วนที่สอง ทั้งสองอัตราการไหลเชื้อเพลิง

4. การเพิ่มอัตราการไหลอากาศส่วนที่สอง นอกจากจะทำให้อัตราส่วนผสมระหว่างอากาศกับเชื้อเพลิงห่างจากอัตราส่วนผสมพอดีแล้ว ยังทำให้เกิดการพัดพามากขึ้นอีกด้วย ส่งผลให้การกระจายอุณหภูมิตามระดับความสูงที่ตำแหน่ง T3 –T8 เพิ่มสูงขึ้น

5. การเพิ่มอัตราการไหลอากาศส่วนที่สองมากเกินไปส่งผลให้อุณหภูมิไอเสียลดลง กล่าวคือส่งผลในแง่ของภาระการทำความร้อน

6. หัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้ว พบว่าการปรับเปลี่ยนอากาศส่วนที่สองมีผลต่อการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิน้อยที่สุด ที่อัตราการไหลเชื้อเพลิง 3.5 L/min

7. การเปลี่ยนแปลงเปอร์เซ็นต์ออกซิเจนและคาร์บอนมอนอกไซด์หลังการเผาไหม้ที่แต่ละอัตราการไหลอากาศมีแนวโน้มไม่เป็นระเบียบ โดยสันนิษฐานว่ามีปัจจัยบางประการที่ยังไม่สามารถสรุปได้จากกราฟวิจัยนี้ ต่อเนื่องไขการเกิดปฏิกิริยาระหว่างออกซิเจนและคาร์บอนมอนอกไซด์เพื่อเกิดเป็นคาร์บอนไดออกไซด์

8. ปริมาณอากาศส่วนเกินยังมีปัญหาเรื่องความน่าเชื่อถือ เนื่องจากอาจมีความคลาดเคลื่อนเนื่องจากอุปกรณ์วัดอัตราการไหลและบริเวณจุดตรวจวัดออกซิเจนหลังการเผาไหม้อยู่ใกล้ทางออกเกินไป ทำให้อากาศด้านนอกอาจส่งผลทำให้การวัดคลาดเคลื่อน

### 7.1.3 ประสิทธิภาพการเผาไหม้และย่านการใช้งาน

จากการคำนวณประสิทธิภาพการเผาไหม้พบว่าแนวโน้มโดยรวมไม่เป็นระเบียบ เนื่องจากการเปลี่ยนแปลงปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์ แต่อย่างไรก็ตามพบว่าประสิทธิภาพของหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วมีเมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชื้อเพลิงอยู่ในย่านสูงทุกอัตราการไหล โดยหัวฉีดที่มีค่าคงที่สปริง 0.57 N/mm มีประสิทธิภาพการเผาไหม้สูงที่สุดถึง 99.98% ที่อัตราการไหลเชื้อเพลิง 1.5 L/min และอัตราการไหลอากาศส่วนที่สอง 50 SCFH

## 7.2 ข้อเสนอแนะ

จากการอภิปรายผลในเบื้องต้นทำให้ทราบว่า การวิเคราะห์ในบางส่วนยังไม่มี การแสดงหลักฐาน ยืนยันอย่างแน่ชัด เป็นแค่เพียงสมมติฐานเบื้องต้นเท่านั้น เนื่องจากขาดการวิจัยในเชิงลึก ดังนั้นในหัวข้อนี้ จะสรุปถึงข้อเสนอแนะ เพื่อเป็นประโยชน์ต่อการศึกษาถึงปรากฏการณ์ต่างๆ ให้ได้ข้อสรุปในเชิงทฤษฎี มากขึ้นและเพื่อเป็นประโยชน์ต่อการนำไปพัฒนาสมรรถนะต่อไป โดยมีรายละเอียดดังต่อไปนี้

1. ในการทดลองควรคำนึงถึงความแตกต่างทางด้านลักษณะทางกายภาพเพื่อศึกษาถึงพฤติกรรม การเหนี่ยวนำอากาศได้ชัดเจนยิ่งขึ้น

2. ควรได้มีการศึกษาลักษณะลำเจ็ทเทียบเวลา

3. การศึกษาในย่านเชิงเพลิงและอากาศส่วนที่สองในย่านที่กว้าง จะสามารถทำให้สังเกตเห็น แนวโน้มของทั้งส่วนคุณลักษณะและสมรรถนะการเผาไหม้ที่ชัดเจนขึ้น

4. ควรได้มีการศึกษาถึงการกระจายตัวของก๊าซและอุณหภูมิในบริเวณที่เกิดการเผาไหม้ เพื่อระบุ ถึงการก่อตัวและสลายของโมเลกุลคาร์บอนมอนอกไซด์และออกซิเจน เนื่องจากในการทดลองบาง เงื่อนไข พบว่าปริมาณก๊าซทั้งสองที่วัดได้ไม่สอดคล้องกัน จึงอาจมีสาเหตุมาจากอิทธิพลบางประการที่ ส่งผลต่อการเกิดปฏิกิริยา

5. ช่องการวัดอุณหภูมิควรทำให้มีขนาดพอดีกับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของเทอร์โมคัปเปิล เพื่อ ป้องกันรั่วอากาศจากภายนอกเข้าสู่ห้องเผาไหม้ ส่งผลให้อุณหภูมิคลาดเคลื่อน นอกจากนี้ควรมีการวัด อุณหภูมิตามแนวรัศมีของท่อเพื่อให้สามารถวิเคราะห์ได้ละเอียดขึ้น

6. ท่อบันทึกผลของอุณหภูมิและก๊าซไอเสียควรมีความยาวเพิ่มขึ้นเพื่อวัดอุณหภูมิของก๊าซไอเสีย เนื่องจากหัวฉีดก่อนการพัฒนา มีเปลวไฟที่ยาวมาก บริเวณที่ตรวจวัดจึงไม่ใช่ของอุณหภูมิไอเสีย แต่เป็น อุณหภูมิเปลวไฟ นอกจากนี้ควรเป็นท่อปิดเพื่อไม่ให้อากาศภายนอกแพร่เข้ามาบรบกวนการเผาไหม้

## บรรณานุกรม

- [1] กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงาน กระทรวงพลังงาน. “เอกสารเผยแพร่โครงการศึกษา  
เกณฑ์การใช้พลังงานในอุตสาหกรรมโลหะ” [online]. Available : [www.google.co.th](http://www.google.co.th) . 2012.
- [2] ธนิต โสรรัตน์. “วิกฤติเศรษฐกิจกับอุตสาหกรรมเซรามิกส์ไทย” [Online]. Available :  
[www.tanitsorat.com/file/03-อุตสาหกรรมเซรามิก-1.ppt](http://www.tanitsorat.com/file/03-อุตสาหกรรมเซรามิก-1.ppt) . 2012
- [3] สำนักงานเศรษฐกิจอุตสาหกรรม (สศอ.) กระทรวงอุตสาหกรรม. “สรุปภาวะเศรษฐกิจอุตสาหกรรมปี  
2553 และแนวโน้มปี 2554” [Online]. Available: <http://www.oie.go.th/academic/> . 2012.
- [4] Thaipublica. “ภาคอุตสาหกรรมจับมือผู้บริโภค รุมนโยบายลอยตัว NGV-LPG เลือกปฏิบัติ-  
ปกปิดต้นทุนเนื้อก๊าซ-เอาเปรียบประชาชน” [Online]. Available : <http://thaipublica.org> .  
2012.
- [5] คมชัดลึกออนไลน์. “โรงงานเซรามิกกระทบLPGขึ้นราคา” [Online]. Available:  
[www.komchadluek.net](http://www.komchadluek.net) . 2012.
- [6] บริษัท เอเอสทีวี (ประเทศไทย) จำกัด . “ศรวิวัฒนาเซรามิกส์’ ปรับตัวสู้วิกฤตพลังงาน” [Online].  
Available: <http://www.manager.co.th/SMEs> . 2012
- [7] Mining & Materials Engineering Prince of Songkla University. “เอกสารการสอนวิชา 237-  
341 Engineering Ceramics” [Online]. Available:  
[http://www.mne.eng.psu.ac.th/staff/lek\\_files/ceramic/home.htm](http://www.mne.eng.psu.ac.th/staff/lek_files/ceramic/home.htm)
- [8] Liliana, Z. 2008. “Mathematical modeling of the heat behavior in the ceramic  
chamber furnaces at different temperature baking curves”, *Simulation Modelling  
Practice and Theory*. 16 (2): 1640-1653
- [9] Shahad, H.A.K. and Mohammed, Y.K.A. 2000. “Investigation of soot formation and  
temperature field in laminar diffusion flames of LPG-air mixture”, *Energy Conversion  
and Management*. 41 (17): 1897-1916.
- [10] Ball C.G. et.al. 2011. “The flow field in turbulent round free jets”, *Progress in  
Aerospace Sciences*. 50: 1-26.
- [11] Yadav, R.L. and Patwardhan, A.W. 2008. “Design aspects of ejectors: Effects of  
suction chamber geometry”, *Chemical Engineering Science*. 63(15): 3886-3897
- [12] Li, C and Li, Y.Z. 2011. “Investigation of entrainment behavior and characteristics of  
gas – liquid ejectors based on CFD simulation”, *Chemical Engineering Science*.  
66(3): 405-416.
- [13] Qureshi, M.M.R and Zhu, C. 2006. “Gas entrainment in an evaporating spray jet”,  
*International Journal of Heat and Mass Transfer*. 49(19): 3417-3428.
- [14] Namkhat, A. and Jugjai, S. 2010. “Primary air entrainment characteristics for a self-  
aspirating burner: Model and experiments”, *Energy*, 35(4): 1701-1708.

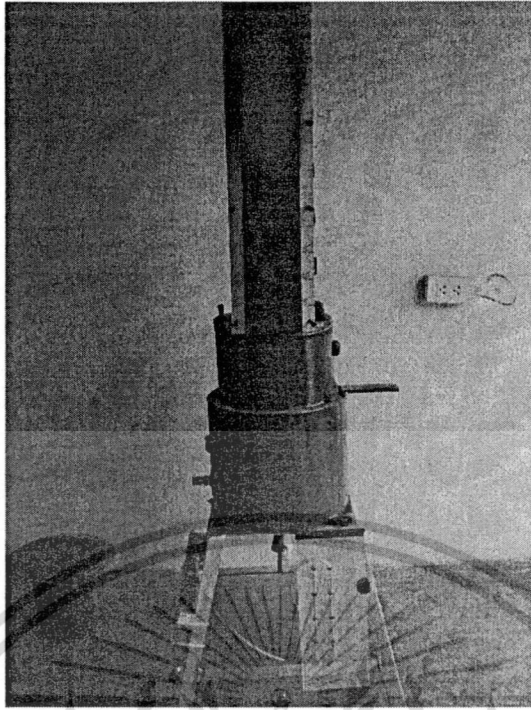
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- [15] Rahman, F. et.al 2010. "Enhancement of entrainment rates in liquid-gas ejectors", **Chemical Engineering and Processing: Process Intensification**. 49(10): 1128-1135.
- [16] Moon, S. et.al. 2010. "Gas entrainment characteristics of diesel spray injected by a group-hole", **Fuel**. 89(11): 3287-3299.
- [17] Karpen, V. et.al. 2004. "A new 'schlieren' technique application for fluid flow visualization at cold seep site", **Marine Geology**. 204(1-2): (145-159).
- [18] สำเร็จ จักรใจ. 2547. การเผาไหม้. กรุงเทพฯ: สำนักพิมพ์แห่งจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
- [19] Turns, S.R. 1996. **An introduction to combustion concept and applications**. Singapore: McGraw-Hill
- [20] Charles E. Baukal, Jr. 2001. **The John Zink Combustion handbook**. United states of America: CRC Press.
- [21] Rathakrishnan, E. 2010. **Applied Gas Dynamics**. Singapore: Wiley
- [22] Nag, P.K. 2005. **Heat transfer**. Singapore: McGraw-Hill.
- [23] มนต์รี พิรุณเกษตร. 2542. การถ่ายเทความร้อน. กรุงเทพฯ: บริษัท วิทย์พัฒน์ จำกัด
- [24] อาวุธ ลภีรัตน์กุล. 2551. สมรรถนะเชิงความร้อนของเตาเผาไหม้แบบวัสดุพรมที่มีการจ่ายอากาศเป็นชั้น. วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

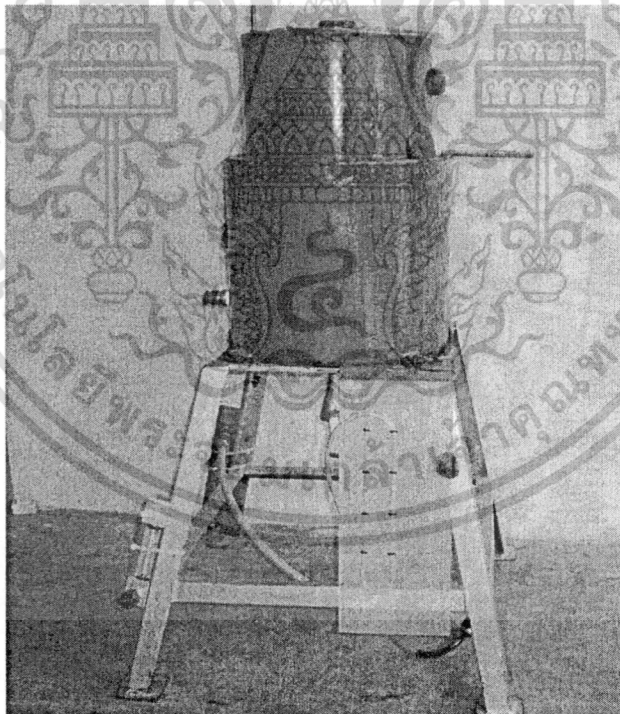




เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
 ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

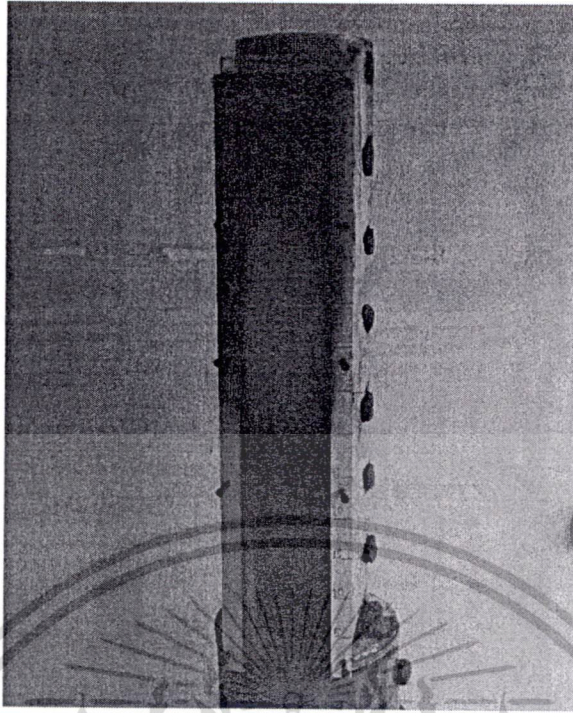


รูปที่ ก.1 ชุดอุปกรณ์ทดลองสมรรถนะการเผาไหม้

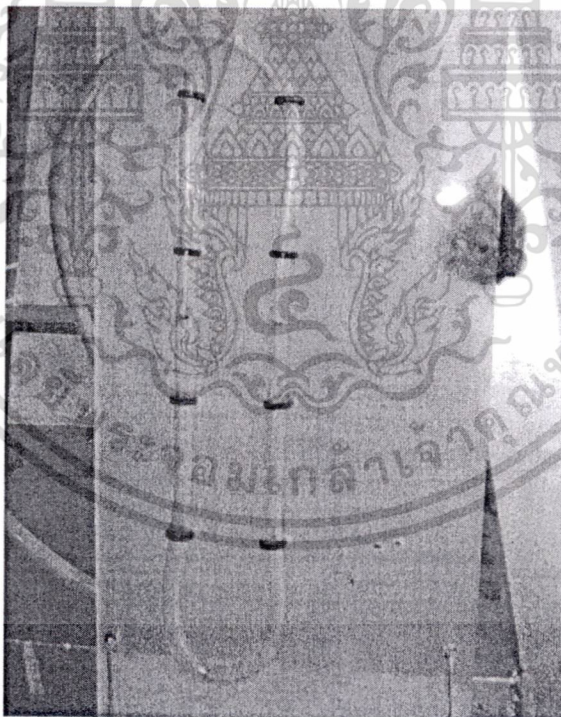


รูปที่ ก.2 ถังควบคุมอากาศส่วนที่สอง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

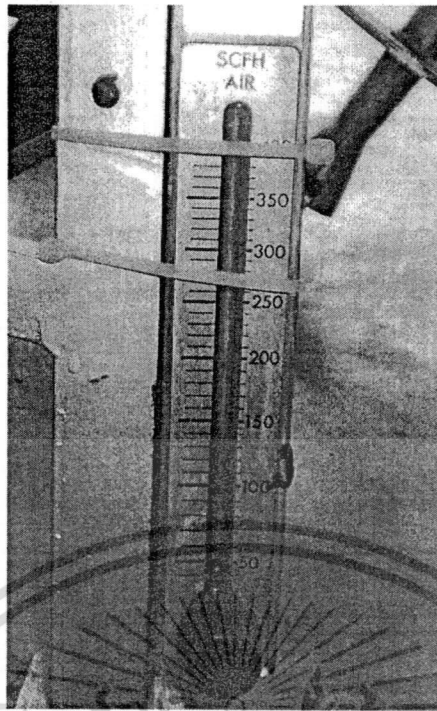


รูปที่ ก.3 ท่อสำหรับเก็บบันทึกอุณหภูมิและก๊าซไอเสียหลังการเผาไหม้

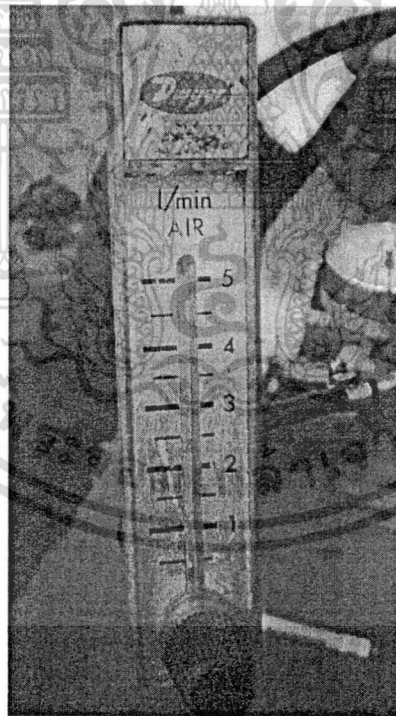


รูปที่ ก.4 มานอมิเตอร์ชนิดยู วัดความดันเชื้อเพลิงเมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการไหลแล้ว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

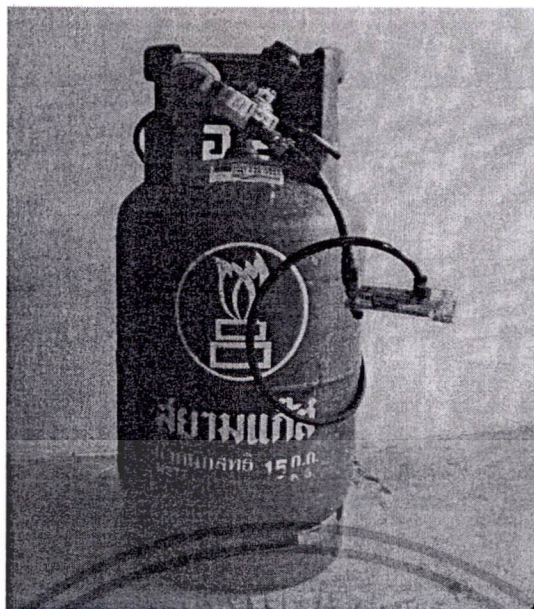


รูปที่ ก.5 โรตاميเตอร์วัดอัตราการไหลอากาศส่วนที่สอง



รูปที่ ก.6 โรตاميเตอร์วัดอัตราการไหลเชื้อเพลิง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

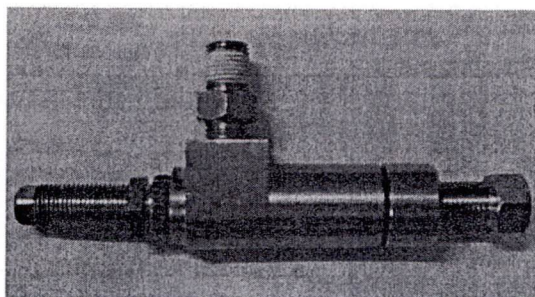


รูปที่ ก.7 ถังก๊าซแอลพีจี

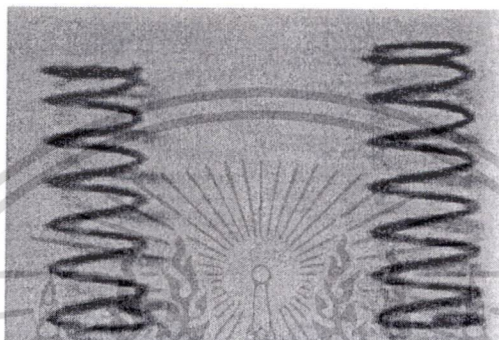


รูปที่ ก.8 หัวฉีดก่อนการพัฒนา

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ ก.9 หัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้ว

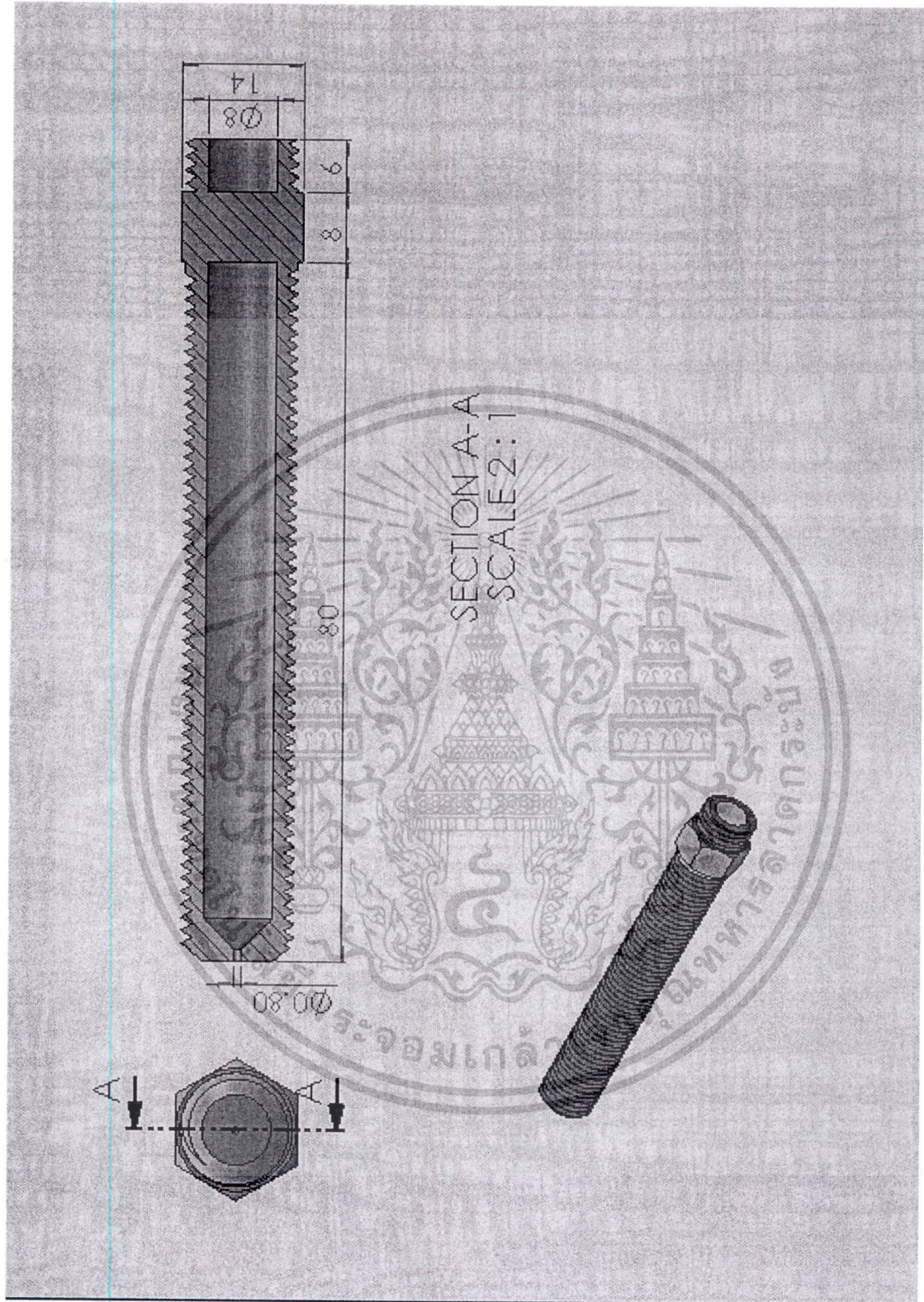


รูปที่ ก.10 สปริงที่ใช้ในการทดลอง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

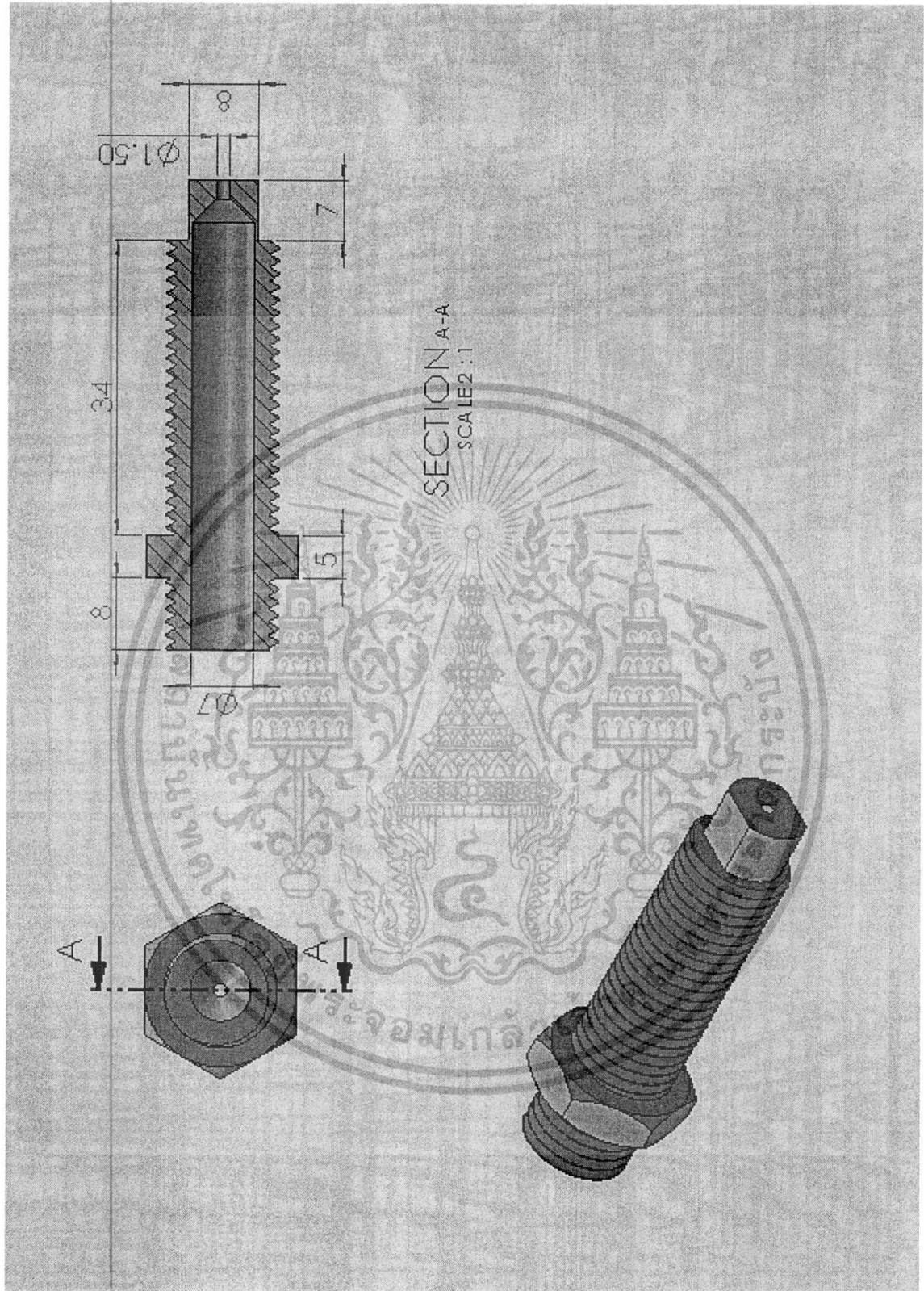


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



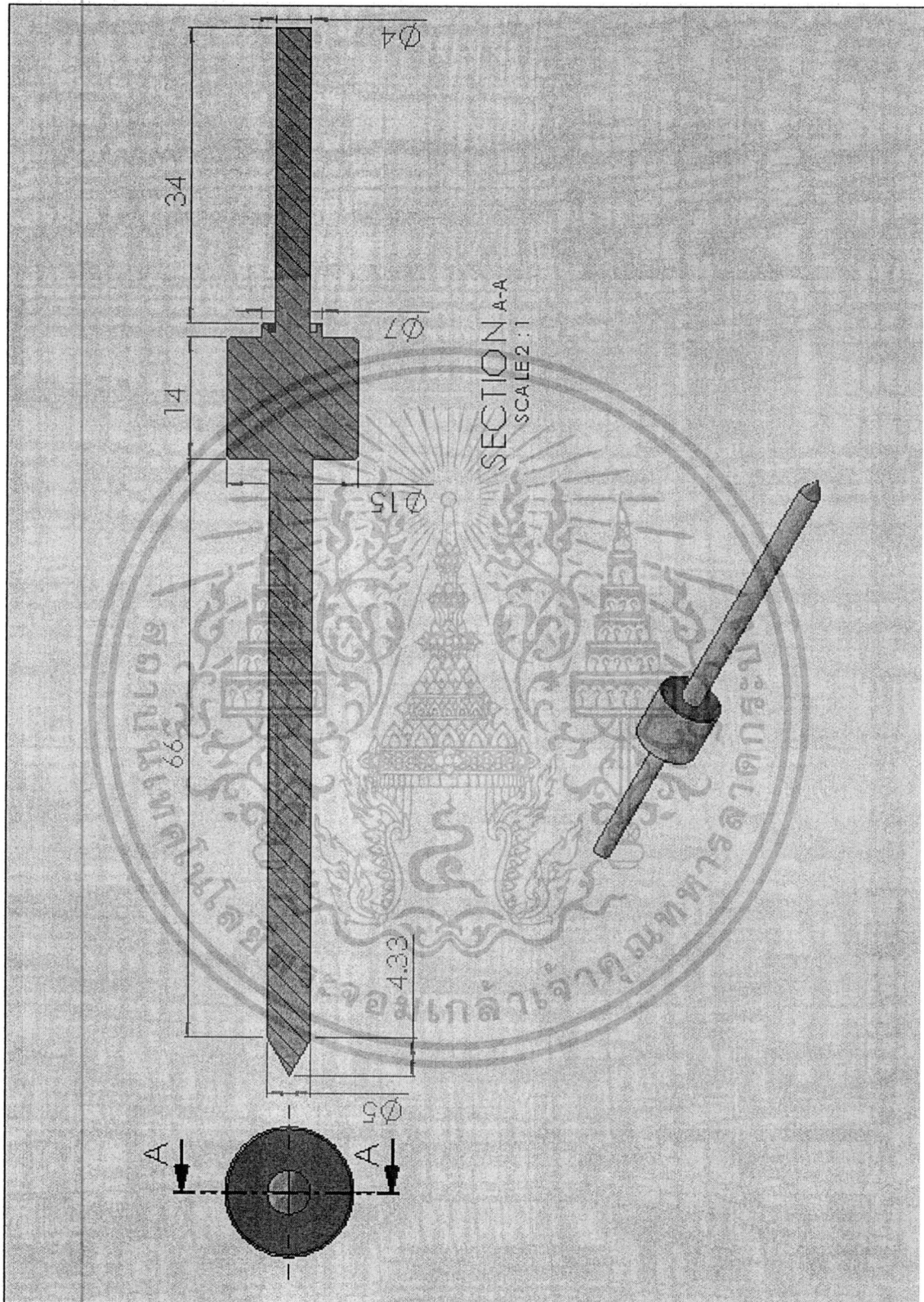
รูปที่ ข.1 หัวฉีดยังไม่ได้รับการปรับปรุง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



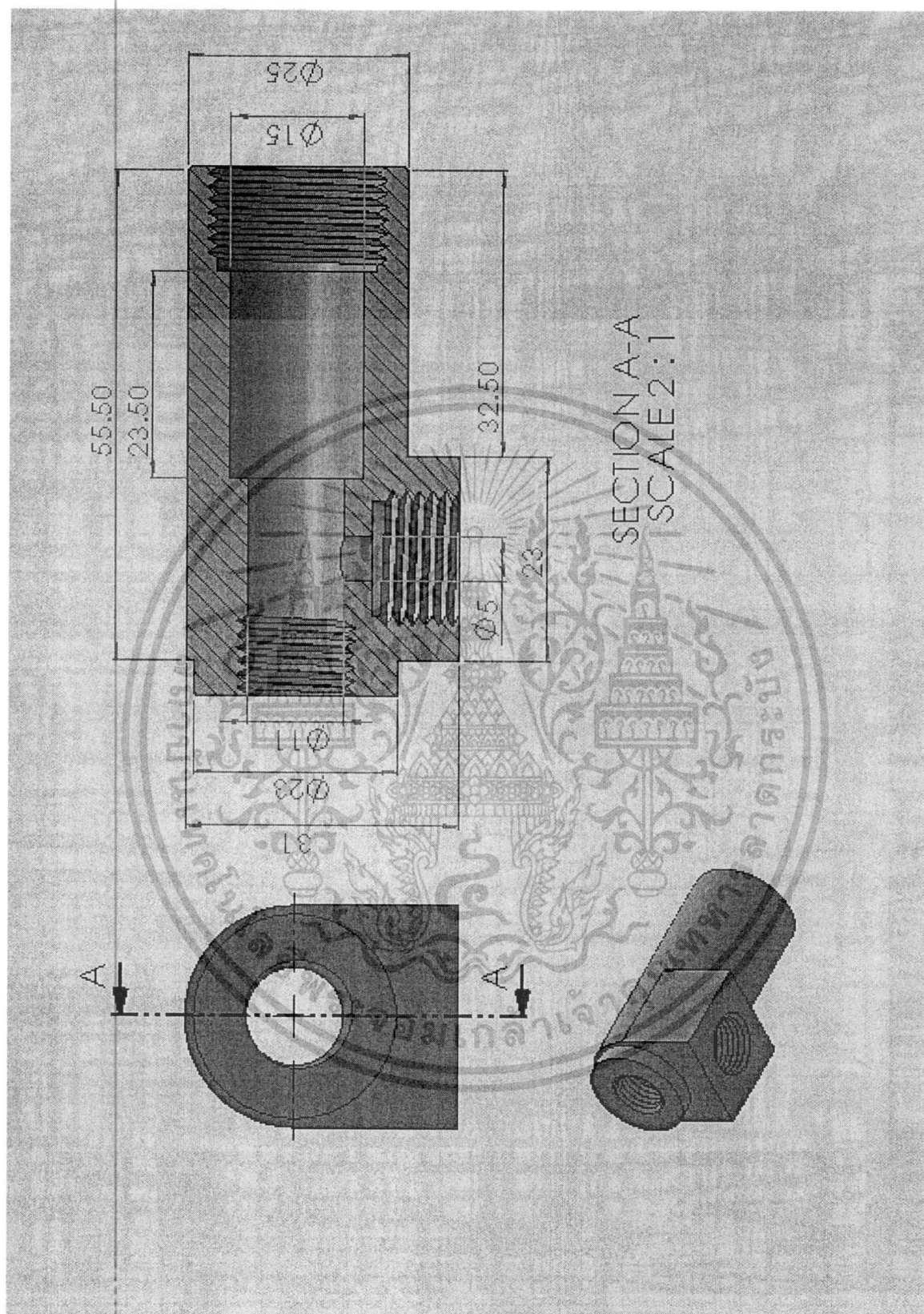
รูปที่ ข.2 หัวฉிடที่ได้รับการปรังปรุงแล้ว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



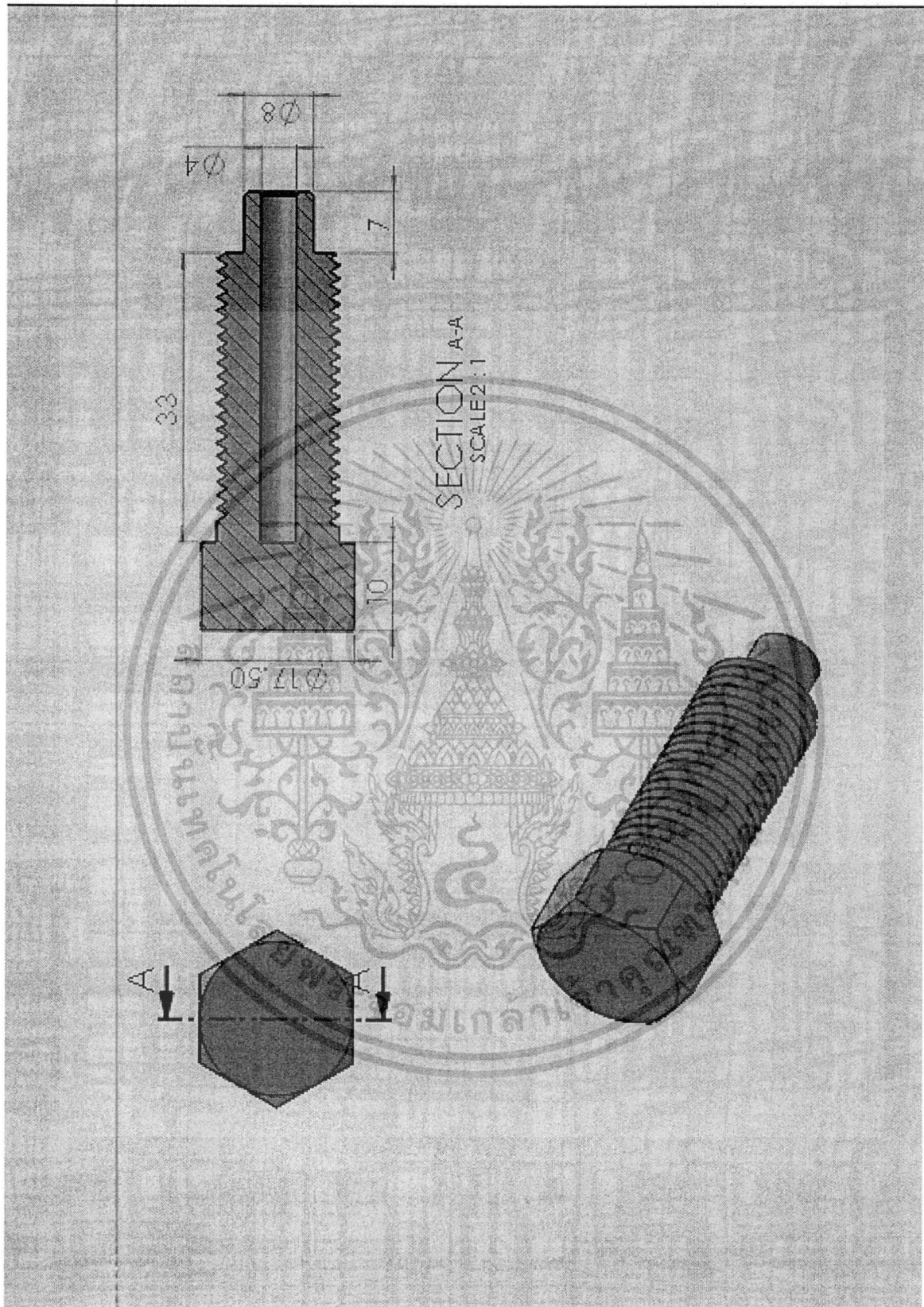
รูปที่ ข.3 เข็มหัวฉิด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



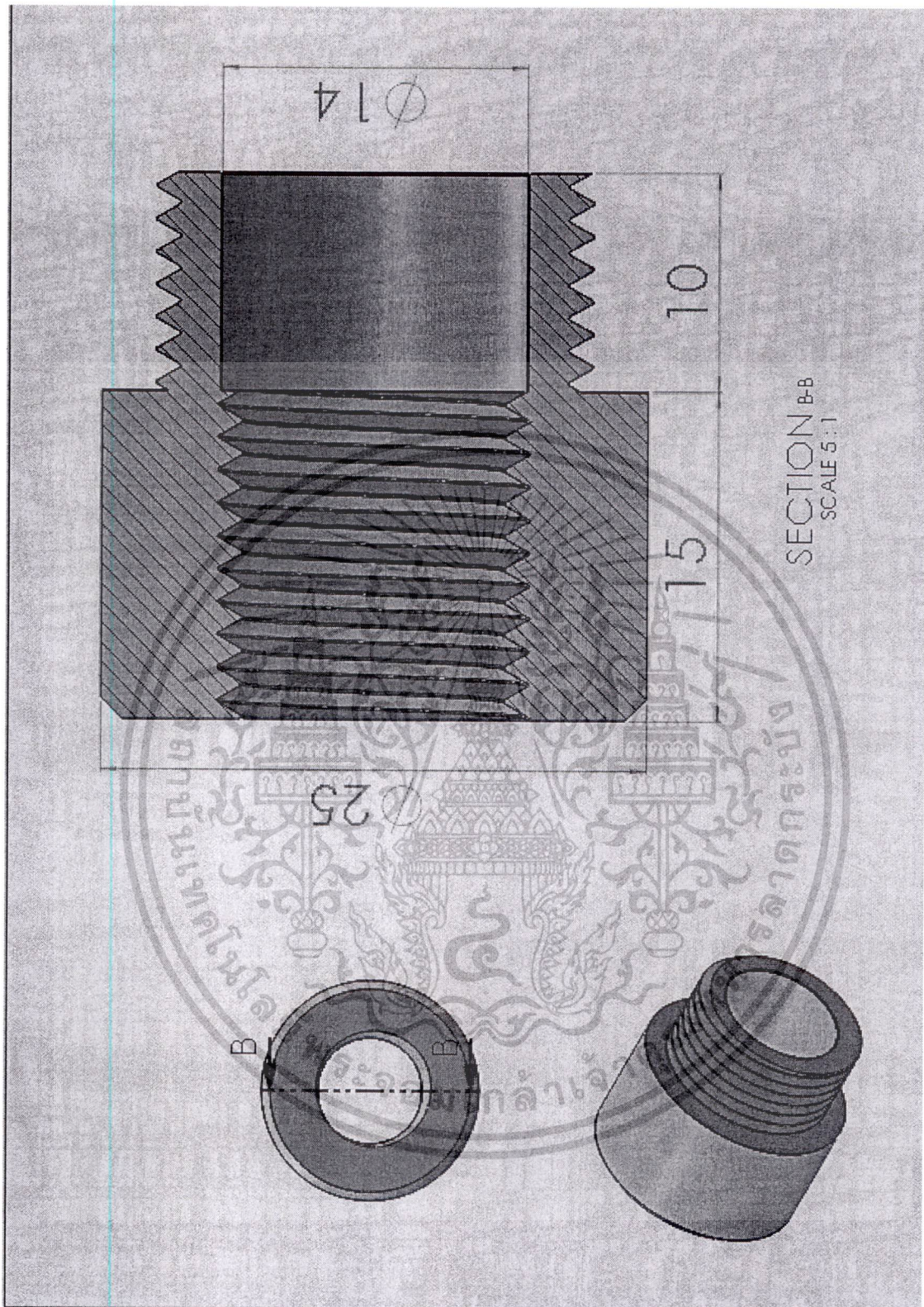
รูปที่ ข.4 เสื่อหัวฉีด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



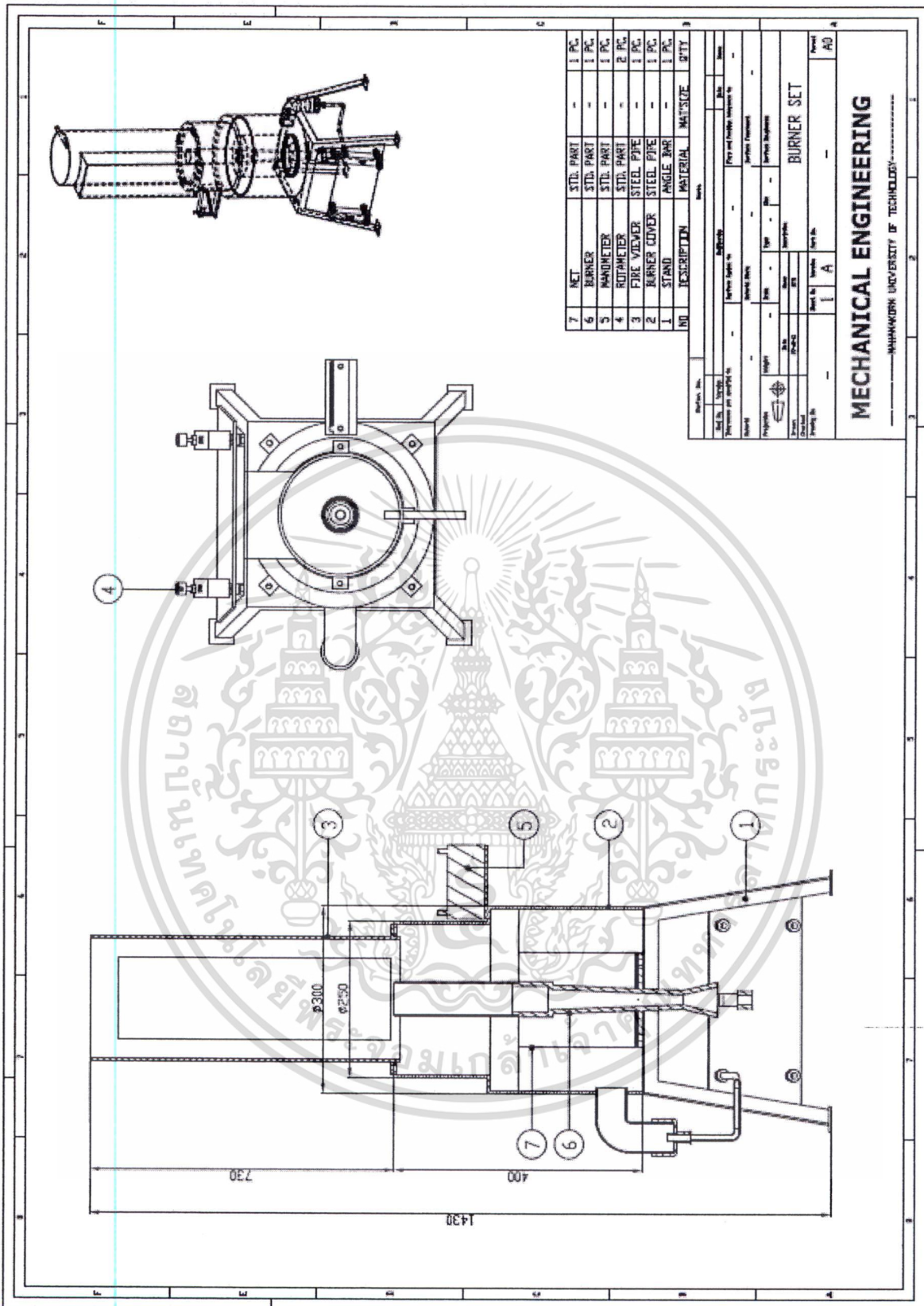
รูปที่ ข.5 ตัวปรับระยะสปริง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ ข.6 ฝาปิดท้ายหัวฉีด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



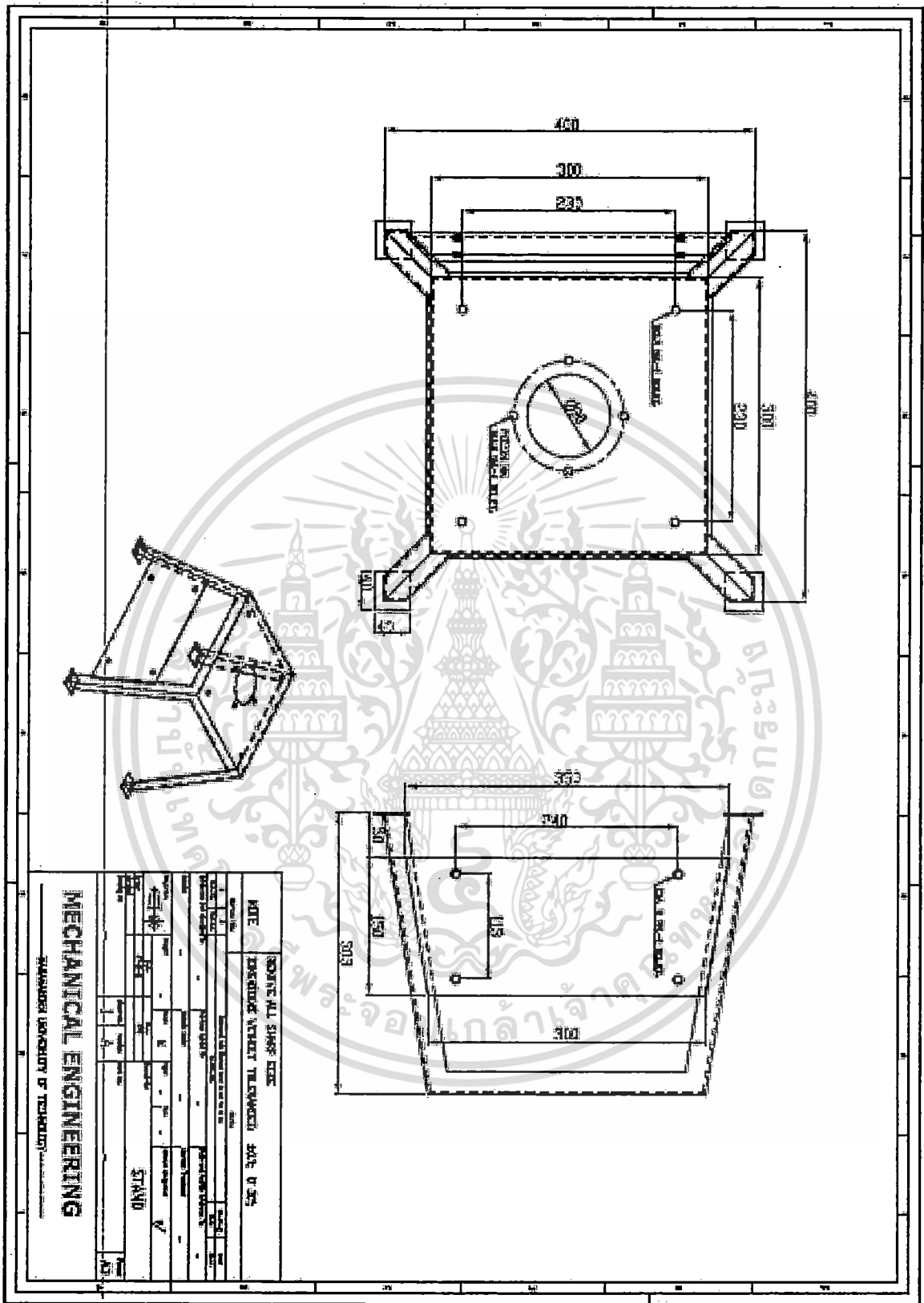
รูปที่ ข.7 ชุดทดสอบสมรรถนะการเผาไหม้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



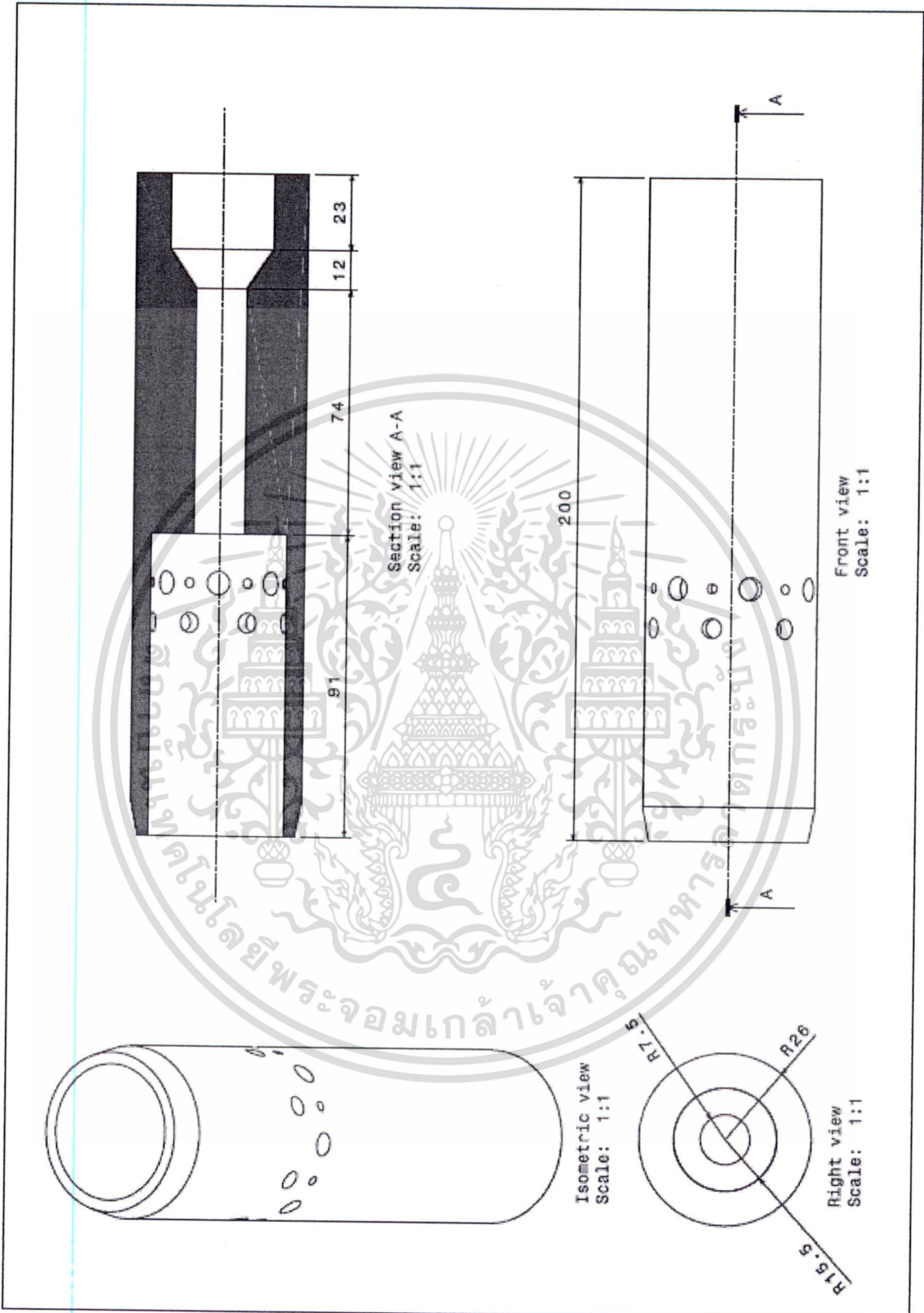






รูปที่ ข.11 ขาตั้งชุดทดลอง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ ข.12 หัวเผา

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



ภาคผนวก ค  
ผลงานที่ได้รับการตีพิมพ์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



The 25<sup>th</sup> Conference of the Mechanical  
Engineering Network of Thailand

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## การพัฒนาระบบหัวฉีดของหัวเผาก๊าซแอลพีจีในอุตสาหกรรมเซรามิกส์ : Part 1

### The Development of LPG Burner in Ceramics industry: Part 1

ภรณ์เพ็ญ ลภรัตน์กุล<sup>1</sup>, จารุวัตร เจริญสุข<sup>1,\*</sup>

<sup>1</sup>ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง กรุงเทพฯ 10520

\* ติดต่อ: โทรศัพท์: 023 264 197, โทรสาร: 023 264 198

E-mail: [kcjarruw@kmitl.ac.th](mailto:kcjarruw@kmitl.ac.th)

#### บทคัดย่อ

บทความนี้กล่าวถึงการพัฒนาหัวเผาก๊าซแอลพีจีแบบกึ่งอัตโนมัติที่ใช้ในอุตสาหกรรมเซรามิกส์จากหัวเผาเดิมที่มีย่านการทำงานที่อัตราการไหลสูง ซึ่งได้นำหลักการสมดุลของสปริงกับความดันของก๊าซที่สัมพันธ์กับตำแหน่งของวาล์วเข็มมาประยุกต์ใช้ ทำให้ขนาดหัวฉีดปรับเปลี่ยนตามอัตราการไหลเชื้อเพลิง โดยได้ทำการปรับเปลี่ยนอัตราการไหลตั้งแต่ย่าน 1 L/Min จนถึง 5 L/Min ซึ่งเพิ่มทีละ 0.5 L/Min ที่ความดันใช้งานเท่ากับ 2 บาร์ ภายใต้ค่าคงที่สปริง 0.85 N/m จากนั้นบันทึกเปอร์เซ็นต์ออกซิเจนก่อนการเผาไหม้และการกระจายตัวของอุณหภูมิ พร้อมทั้งสังเกตความยาว สี และรูปแบบของเปลวไฟ พบว่าเมื่อเปรียบเทียบหัวเผาเดิมก่อนการปรับปรุง หัวเผาใหม่มีอัตราการเหนี่ยวนำอากาศสูง ให้เปลวไฟสั้น สีน้ำเงิน และมีลักษณะการสั่นกระเพื่อมน้อยลง มีอุณหภูมิไอเสียสูงมากกว่า 700°C ในทุก ๆ เงื่อนไขการทดลอง ขณะที่หัวเผาแบบเก่ามีอัตราการเหนี่ยวนำอากาศน้อยกว่า ให้เปลวไฟสีส้มและไม่มีคามเสถียร เปลวไฟสั้นตามสภาพแวดล้อม อุณหภูมิไอเสียมีค่าประมาณ 600°C

**คำสำคัญ:** หัวเผาแอลพีจี เตาอบเซรามิกส์ การเหนี่ยวนำอากาศ

#### Abstract

This paper describes about the development of semi-automatic LPG burner in ceramics industry for a replacement of the existing burner which has a limited operation range at high flow rate. The relationship between the balance of spring and LPG pressure with position of the needle valve has resulted in variation of nozzle area with fuel flow rate. Oxygen concentration prior to combustion, temperature distribution including the visible flame length, illuminating color and shape of flame were observed while adjusting fuel flow rate from 1 L/Min up to 5 L/Min by 0.5 L/Min increment. The supply pressure was at 2 bars with 0.85 N/m spring constant. It is found that the new burner has higher primary air entrainment, shorter and more stable blue flame length than the old burner. In addition, it has higher flue gas temperature of about 700°C for all conditions while the old one is about 600°C.

**Keywords:** LPG burner, Ceramics furnace, Primary air entrainment

## 1. บทนำ

ในปัจจุบันอุตสาหกรรมต่างๆ ภายในประเทศเจริญเติบโตอย่างรวดเร็ว ส่งผลให้มีการบริโภคพลังงานเพิ่มมากขึ้น เมื่อพลังงานนี้วันยังมีน้อยลงตรงข้ามกับราคาแพงขึ้นอย่างต่อเนื่องผู้ประกอบการต่างก็ได้รับผลกระทบไม่เว้นแม้แต่อุตสาหกรรมเซรามิกส์ซึ่งใช้ก๊าซแอลพีจี (Liquefied petroleum gas, LPG) เป็นเชื้อเพลิงให้กับเตาเผา ดังนั้นผู้ประกอบการที่สามารถแก้ไขปัญหาในส่วนนี้ได้ก็จะเป็นผลดีกับธุรกิจมากขึ้น และการแก้ไขปัญหานี้ยังรวมถึงการปรับปรุงประสิทธิภาพของหัวเผาให้มีการเผาไหม้ที่ดีและลดการใช้ก๊าซแอลพีจีอย่างสิ้นเปลืองด้วย โดยหัวเผาก๊าซแอลพีจีที่ใช้กันอยู่ในปัจจุบัน เป็นแบบเปลวไฟผสมก่อนการเผาไหม้ (ในย่านอัตราการไหลสูง) ใช้หลักการพ่นเชื้อเพลิงผ่านหัวฉีดและเหนี่ยวนำอากาศเข้าสู่ห้องเผาไหม้ ซึ่งจะเผาไหม้ได้ดีในย่านอัตราการไหลสูง เพราะสามารถเหนี่ยวนำอากาศเข้าสู่ห้องเผาไหม้ได้มาก แต่เมื่อทำการลดอัตราการไหลลง จะเกิดการเผาไหม้ที่ไม่ดี กลายเป็นการเผาไหม้แบบเปลวไฟผสมกันขณะเผาไหม้ ซึ่งการเพิ่มอัตราการเหนี่ยวนำอากาศ (primary air entrainment) ในย่านที่มีอัตราการไหลต่ำถือเป็นทางเลือกหนึ่ง ที่ควรได้รับการพัฒนาเพื่อปรับปรุงประสิทธิภาพการเผาไหม้ และนอกจากนี้ยังช่วยยืดระยะเวลาในการก่อตัวของเขม่า จากการศึกษาค้นพบว่าการเพิ่มอัตราการเหนี่ยวนำอากาศ 10% จากปริมาณอากาศที่ต้องการใช้ในปริมาณสัมพันธ์ (stoichiometric) สามารถลดการเกิดเขม่าได้มากที่สุดถึง 70% [1] และยังมีพบว่าอุณหภูมิของอากาศที่ถูกเหนี่ยวนำก็มีผลต่อการเหนี่ยวนำเช่นกัน ซึ่งอากาศโดยรอบหัวฉีดแอลพีจีที่มีอุณหภูมิต่ำสามารถถูกเหนี่ยวนำได้มากกว่าอากาศที่มีอุณหภูมิสูงถึง 22% [4] อีกทั้งลักษณะทางกายภาพของหัวเผายังถือเป็นปัจจัยสำคัญที่ต้องนำมาพิจารณาเพื่อเพิ่มอัตราการเหนี่ยวนำอากาศ กล่าวคือถ้าหากนอชเชิลทำให้เกิดความดันแตกต่างกันสูงก็จะทำให้เกิดสูญญากาศและเหนี่ยวนำอากาศได้มากนั่นเอง ซึ่งจากการเปรียบเทียบนอชเชิลแบบคอนเวอร์เจนซ์และแบบออร์

ฟิส พบว่าแบบออร์ฟิสสามารถเหนี่ยวนำอากาศได้มากกว่าและหากยิ่งลดขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง และเพิ่มอัตราการไหลก็ยิ่งเหนี่ยวนำได้มากขึ้นเช่นกัน [2] นอกจากนี้ศึกษาอัตราการเหนี่ยวนำอากาศที่เป็นผลเนื่องมาจากการปรับเปลี่ยนประเภทของนอชเชิลแล้ว ยังได้มีการศึกษา หัวฉีดที่เป็น group hole nozzle และ single hole nozzle ปรากฏว่าแบบแรกสามารถสเปรย์ได้สั้น แต่สามารถเพิ่มอัตราการเหนี่ยวนำได้มากกว่า single hole เนื่องจากบริเวณที่เกิดการสเปรย์กว้างทำให้สามารถเพิ่มอัตราการเกิดโมเมนต์ซึ่งสัมพันธ์กับปริมาณอากาศที่ถูกเหนี่ยวนำที่เพิ่มมากขึ้น [3], [4] ดังนั้นในงานวิจัยนี้จึงมุ่งเน้นในการศึกษาพัฒนาหัวฉีดก๊าซแอลพีจีโดยมีวัตถุประสงค์เพื่อเพิ่มอัตราการเหนี่ยวนำอากาศและปรับปรุงสมรรถนะของการเผาไหม้ให้ดียิ่งขึ้น โดยทดลองเปรียบเทียบปริมาณอากาศที่ถูกเหนี่ยวนำก่อนการเผาไหม้ระหว่างหัวฉีดแอลพีจีแบบเก่าและหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้ว ทั้งนี้โดยให้เป็นแนวทางการศึกษาและพัฒนาเพื่อนำไปใช้ในอุตสาหกรรมเซรามิกส์ต่อไป

## 2. องค์ประกอบเชื้อเพลิง

เชื้อเพลิงที่เลือกใช้ในงานวิจัยนี้คือ LPG โดยในการทดลองจะใช้ก๊าซหุงต้มของการปิโตรเลียมแห่งประเทศไทย ซึ่งประกอบไปด้วย โพรเพน ( $C_3H_8$ ) 60% mol และบิวเทน ( $C_4H_{10}$ ) 40% โดยมีค่าความร้อน (HHV) เท่ากับ 45.6 MJ/kg (ที่มา: การปิโตรเลียมแห่งประเทศไทย) ซึ่งจะเห็นได้ว่าองค์ประกอบของ LPG มีก๊าซไฮโดรคาร์บอนเป็นองค์ประกอบหลัก ไม่มีองค์ประกอบของไนโตรเจนและซัลเฟอร์

## 3 วิธีการทดลอง

รูปที่ 1 แสดงชุดทดสอบพฤติกรรมกรรมการเผาไหม้และสมรรถนะเบื้องต้นของหัวเผาโดยใช้แอลพีจีเป็นเชื้อเพลิง โดยชุดทดสอบถูกสร้างให้มีการเผาไหม้แบบผสมก่อน (premixed) และแบ่งออกเป็นสามส่วนคือ ส่วนที่หนึ่งเป็นท่อผสม (mixing pipe) ระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศส่วนที่หนึ่ง ทำมาจากเหล็กหล่อ มีลักษณะคล้ายรูปทรงกรวย สูง 375 mm. ปลายท่อมี่

ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากับ 40 mm โดยที่บริเวณด้านยอดกรวย ได้ทำการติดตั้งหัวฉีดแสดงดังรูปที่ 2 ติดตั้งอยู่ห่างจากท่อผสมเป็นระยะ 60 mm เพื่อให้อากาศส่วนที่หนึ่งถูกเหนี่ยวนำเข้าสู่ท่อผสม โดยอาศัยแรงดันสูญญากาศที่เกิดขึ้นจากการฉีดเชื้อเพลิงด้วยความเร็วสูง

ส่วนที่สองคือหัวเผา (Burner) ทำจากสแตนเลส มีลักษณะเป็นทรงกระบอกขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 38 mm สูง 200 mm ส่วนสุดท้ายคือท่อสำหรับเก็บบันทึกอุณหภูมิและก๊าซไอเสียที่ได้จากการเผาไหม้ (Measuring pipe) ทำจากเหล็ก มีลักษณะเป็นทรงกระบอกขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 154 mm สูง 750 mm โดยทำการติดตั้งห่างจากปลายของหัวเผาเป็นระยะ 90 mm เพื่อให้เกิดการเหนี่ยวนำอากาศส่วนที่สองที่ใช้ในการเผาไหม้

รูปที่ 2 แสดงลักษณะหัวฉีดแอลพีจีแก๊สที่ใช้กันอยู่ทั่วไปเทียบกับหัวฉีดใหม่ที่ได้รับการพัฒนาให้เป็นแบบกึ่งอัตโนมัติ ซึ่งนำหลักการสมดุลของสปริงที่สัมพันธ์กับพื้นที่ทางออกของหัวนอชเชิลมาประยุกต์ใช้ โดยที่อัตราการไหลต่ำ พื้นที่ทางออกของหัวนอชเชิลจะแคบ เนื่องจากแรงดันของเชื้อเพลิงไม่สามารถเอาชนะแรงต้านของสปริง ส่งผลให้เชื้อเพลิงมีความเร็วสูง จึงเกิดการเหนี่ยวนำอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้เข้าสู่หัวเผาได้มาก ในขณะที่เมื่อใช้งานที่อัตราการไหลสูง หัวเผาก็สามารถเหนี่ยวนำอากาศเข้าสู่หัวเผาได้มากเช่นกัน เพราะความเร็วของเชื้อเพลิงมีค่ามากตามอัตราการไหลที่เพิ่มขึ้น

การทดลองในกรณีหัวฉีดแอลพีจีแบบเก่าที่สามารถปรับอัตราการไหลเชื้อเพลิงได้ โดยเริ่มจากอัตราการไหล 1 L/Min ภายใต้ความดันใช้งาน 2 บาร์ จากนั้นปรับให้มีอัตราการไหลเพิ่มขึ้นเป็น 1.5, 2, 2.5, 3, 3.5, 4, 4.5 และ 5 L/Min โดยใช้ Flow meter (0-5 L/m) เป็นอุปกรณ์ในการวัดและควบคุมอัตราการไหลของเชื้อเพลิง ส่วนในการบันทึกค่าอุณหภูมิจะบันทึกอุณหภูมิทั้งหมด 9 ระดับความสูงแสดงดังรูปที่ 1 ซึ่งตำแหน่งวัด  $T_1$  อยู่ที่ทางออกหัวเผา ที่ระดับความสูง 550 mm จากหัวฉีดเชื้อเพลิง ตำแหน่งวัด  $T_2$  อยู่ที่ทางเข้าของท่อบันทึกผล ที่ระดับความสูง 620 mm

จากหัวฉีดเชื้อเพลิง ส่วนตำแหน่ง  $T_3 - T_9$  อยู่ห่างจากตำแหน่งวัดก่อนหน้าเป็นระยะเท่า ๆ กัน 100 mm โดยใช้ Thermocouple type K และใช้ Data logger เป็นอุปกรณ์ในการบันทึกผล นอกจากนี้ยังวัดก๊าซโดยใช้เครื่องวัดก๊าซ (Testo 350XL) ที่บริเวณท่อทางออกของท่อบันทึกผล ที่ระดับความสูง 1290 mm จากหัวฉีดเชื้อเพลิง ( $G_2$ ) ซึ่งก๊าซที่ทำการเก็บผลคือ  $O_2$  อีกทั้งได้ทำการบันทึกปริมาณ  $O_2$  ก่อนการเผาไหม้ที่บริเวณท่อผสม ที่ระดับความสูง 270 mm จากหัวฉีดเชื้อเพลิง ( $G_1$ ) เพื่อคำนวณอัตราการเหนี่ยวนำอากาศจาก

$$\dot{Y}_{O_2, \text{premixed}} = \frac{21 \times \dot{m}_{Air}}{\dot{m}_{fuel} + \dot{m}_{Air}}$$

ดังนั้น

$$\dot{m}_{Air} = \frac{\dot{Y}_{O_2, \text{premixed}} \times \dot{m}_{fuel}}{21 - \dot{Y}_{O_2, \text{premixed}}} \quad (1)$$

เมื่อ

$\dot{Y}_{O_2, \text{premixed}}$  คือ ปริมาณออกซิเจนที่วัดได้ (%)

$\dot{m}_{Air}$  คือ ปริมาณอากาศที่ถูกเหนี่ยวนำ ( $kg/s$ )

$\dot{m}_{fuel}$  คือ ปริมาณเชื้อเพลิงที่ใช้ ( $kg/s$ )

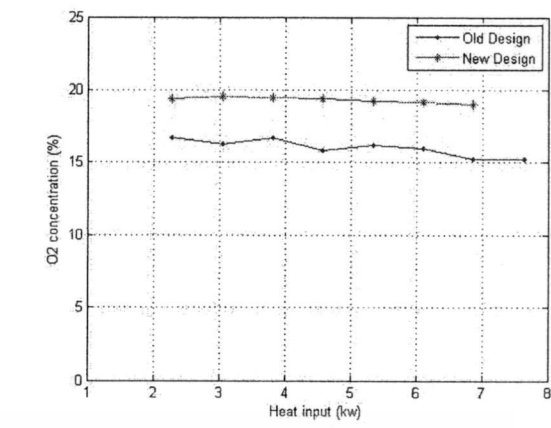
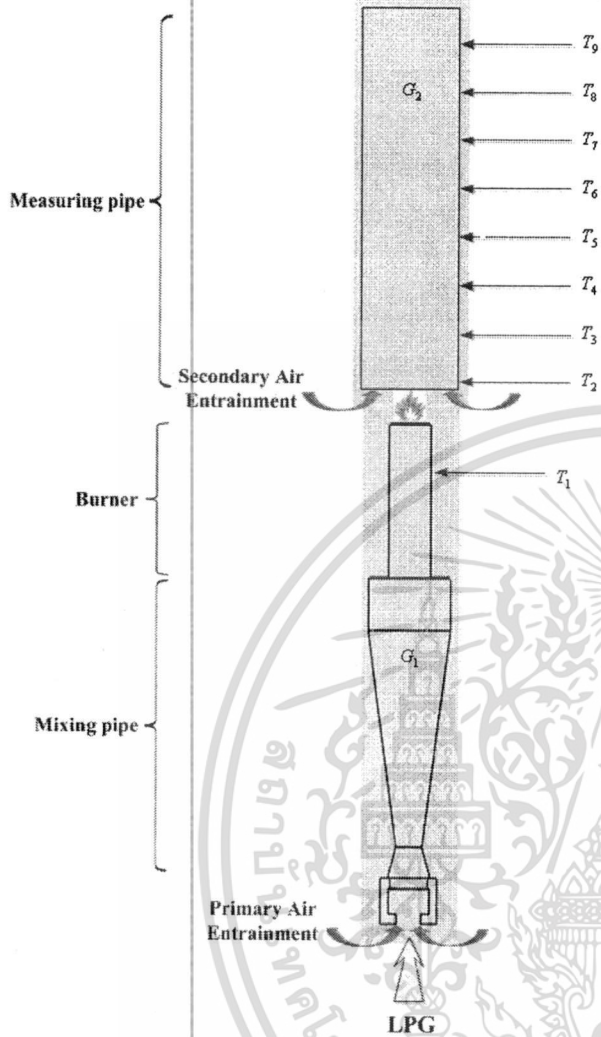
ทดลองเช่นเดียวกันในกรณีหัวฉีดแอลพีจีแบบกึ่งอัตโนมัติภายใต้ค่าคงที่สปริง 0.85 N/m และปรับเปลี่ยนอัตราการไหล โดยใช้ทุกเงื่อนไขเดียวกันกับกรณีหัวฉีดแบบเก่า

#### 4. ผลการทดลองและวิเคราะห์ผลการทดลอง

##### 4.1 อัตราการเหนี่ยวนำอากาศ

รูปที่ 3 แสดงเปอร์เซ็นต์ออกซิเจนในท่อผสมทั้งในกรณีหัวฉีดที่ใช้กันอยู่ทั่วไปและหัวฉีดที่ถูกพัฒนาให้เป็นแบบกึ่งอัตโนมัติในทุกๆ อัตราการไหลที่แสดงเป็นพลังงานความร้อน ซึ่งสังเกตเห็นได้อย่างชัดเจนว่ากรณีหัวฉีดที่พัฒนาแล้วมีปริมาณออกซิเจนในท่อผสมมากกว่าหัวฉีดเดิมในทุกๆ อัตราการไหล คิดเป็นอัตราเฉลี่ยที่เพิ่มขึ้น 19.96% และในรูปที่ 4 แสดงอัตราการเหนี่ยวนำอากาศต่อปริมาณเชื้อเพลิงที่ใช้ไปในหน่วย  $kg/s$  แสดงให้เห็นว่าอากาศของหัวฉีดที่พัฒนาแล้วถูกเหนี่ยวนำสอดคล้องกับปริมาณออกซิเจนในรูปที่ 3 นอกจากนี้ยังสังเกตเห็นว่าที่อัตรา

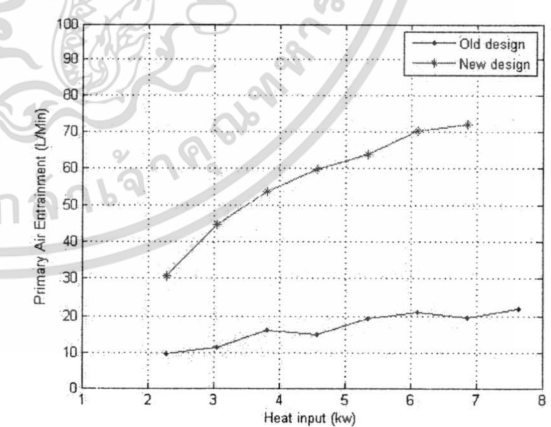
การไหลสูงขึ้น ปริมาณอากาศยิ่งถูกเหวี่ยงนำได้มากขึ้นเมื่อเปรียบเทียบกับหัวฉีดเก่า



รูปที่ 3 เปอร์เซนต์ออกซิเจนที่ทุกๆ อัตราการไหลที่  $G_1$  ทั้งในกรณีหัวฉีดเก่าและหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้ว

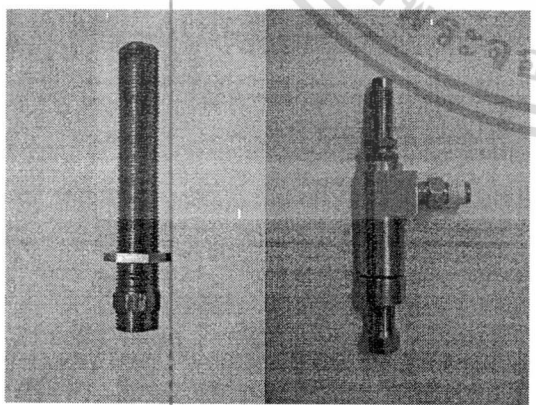
4.2 ปริมาณออกซิเจนหลังการเผาไหม้

รูปที่ 5 แสดงเปอร์เซนต์ออกซิเจนในส่วนเก็บบันทึกค่า (หลังการเผาไหม้) พบว่าหัวฉีดเก่ามีเปอร์เซนต์ออกซิเจนหลังการเผาไหม้น้อยกว่าหัวฉีดที่พัฒนาแล้วที่จุดเดียวกัน ซึ่งสอดคล้องกับรูปแบบเปลวไฟ โดยที่เปลวไฟในกรณีหัวฉีดใหม่ มีเปลวไฟที่สั้น สีน้ำเงิน และมีความแข็งแรง ออกซิเจนจึงแพร่เข้ามาในปริมาณที่มากกว่า ณ จุดเดียวกันกับเปลวไฟของหัวฉีดเก่าที่มีเปลวไฟยาว เป็นสีส้มและไม่มีความเสถียร



รูปที่ 4 อัตราการเหวี่ยงนำอากาศต่อปริมาณเชื้อเพลิงที่ใช้ไปที่ทุกๆ อัตราการไหลที่  $G_1$  ทั้งในกรณีหัวฉีดเก่าและหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้ว

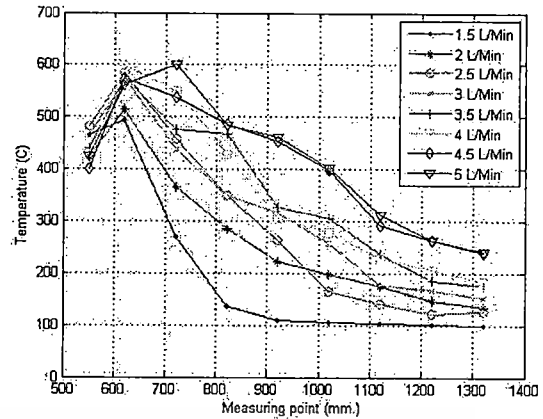
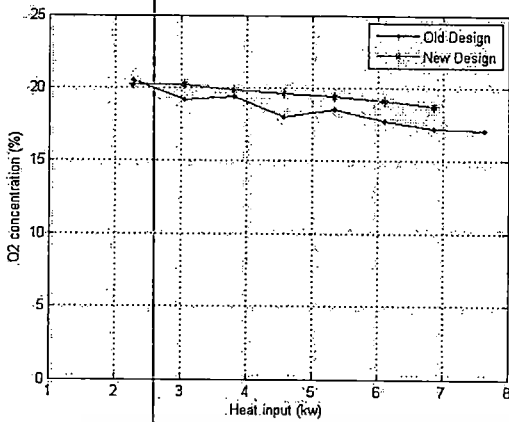
รูปที่ 1 แผนภาพส่วนต่างๆ ประกอบต่างๆ ในชุดทดลอง



ก.) ข.)

รูปที่ 2 ลักษณะ ก.) หัวฉีดเก่าและ ข.) หัวฉีดใหม่

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

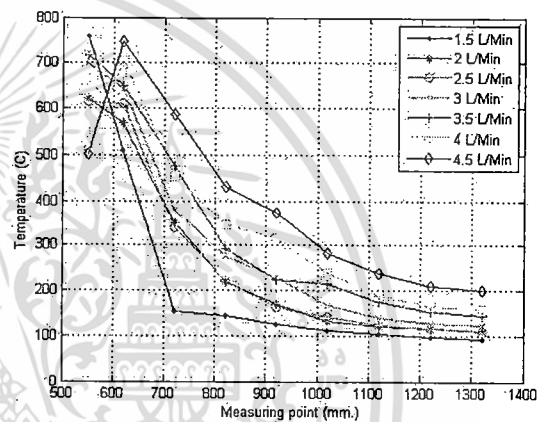


รูปที่ 5 เปอร์เซ็นต์ออกซิเจนที่ทุกๆ อัตราการไหลที่  $G_2$  ทั้งในกรณีหัวฉีดเก่าและหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้ว

รูปที่ 6 การกระจายตัวของอุณหภูมิ ณ จุด  $T_1$  จนถึง  $T_9$  ของทุกๆ อัตราการไหลทั้งในกรณีหัวฉีดเก่า

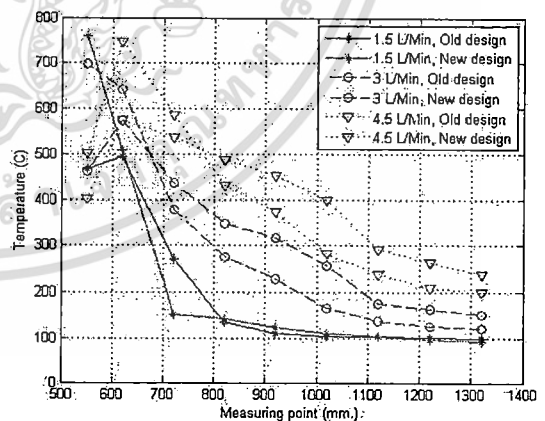
4.3 การกระจายตัวของอุณหภูมิ

ในรูปที่ 6 แสดงการกระจายตัวของอุณหภูมิ ณ จุด  $T_1$  จนถึง  $T_9$  ในทุกๆ อัตราการไหลเชื้อเพลิงของหัวฉีดแบบเก่า พบว่าอุณหภูมิเพิ่มขึ้นจากจุด  $T_1$  จนมากที่สุดที่  $T_2$  ของทุกๆ อัตราการไหลหลังจากนั้นจึงมีแนวโน้มลดลงจนมีอุณหภูมิต่ำสุดที่จุด  $T_9$  นอกจากนี้ยังพบว่า อุณหภูมิที่จุด  $T_2$  หรืออุณหภูมิในการเผาไหม้เพิ่มสูงขึ้นเมื่อเพิ่มอัตราการไหลสูงขึ้นอีกด้วย ในทำนองเดียวกัน รูปที่ 7 แสดงการกระจายตัวของอุณหภูมิ ณ จุด  $T_1$  จนถึง  $T_9$  ในทุกๆ อัตราการไหลเชื้อเพลิงของหัวฉีดแบบใหม่ซึ่งมีการกระจายตัวของอุณหภูมิล้ายกับหัวฉีดเก่า คือมีอุณหภูมิสูงสุด ณ จุด  $T_2$  และสูงขึ้นเมื่อเพิ่มอัตราการไหลเชื้อเพลิงเช่นเดียวกัน

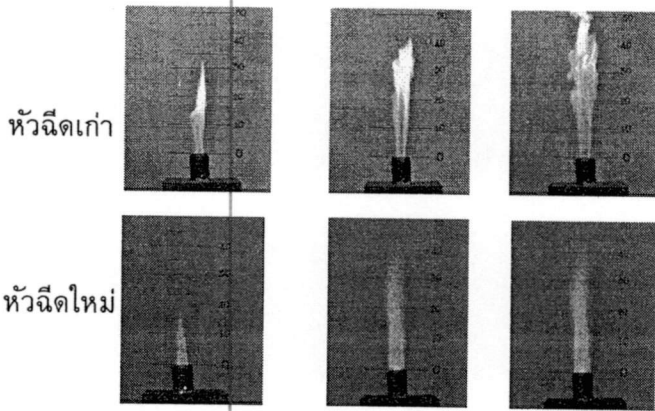


รูปที่ 7 การกระจายตัวของอุณหภูมิ ณ จุด  $T_1$  จนถึง  $T_9$  ของทุกๆ อัตราการไหลทั้งในกรณีหัวฉีดใหม่

รูปที่ 8 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายตัวของอุณหภูมิ ณ จุด  $T_1$  จนถึง  $T_9$  ในย่านอัตราการไหล 1.5, 3 และ 4.5 L/Min ของหัวฉีดเก่าและหัวฉีดที่ได้รับการพัฒนา พบว่าหัวฉีดใหม่ในทุกกรณีของอัตราการไหลที่จุด  $T_2$  มีอุณหภูมิสูงกว่าโดยมีอุณหภูมิสูงสุดที่  $750\text{ }^{\circ}\text{C}$  ในขณะที่หัวฉีดเก่ามีอุณหภูมิสูงสุดอยู่ที่  $580\text{ }^{\circ}\text{C}$  นอกจากนี้หัวฉีดแบบใหม่ยังมีแนวโน้มเปลวไฟสั้นกว่าสังเกตได้จากความชันของกราฟ



รูปที่ 8 เปรียบเทียบการกระจายตัวของอุณหภูมิ ณ จุด  $T_1$  จนถึง  $T_9$  ในย่านอัตราการไหล 1.5, 3 และ 4.5 L/Min ของหัวฉีดเก่าและหัวฉีดที่ใหม่



รูปที่ 9 ลักษณะเปลวไฟหัวฉีดเก่าและใหม่ที่อัตราการไหลต่างๆ

**4.5 ลักษณะเปลวไฟ**

รูปที่ 9 แสดงการเปรียบเทียบลักษณะเปลวไฟที่อัตราการไหล 2, 3.5 และ 5 L/Min ตามลำดับ พบว่าเปลวไฟในกรณีหัวฉีดใหม่ มีเปลวไฟที่สั้น สีน้ำเงิน และมีความแข็งแรง ในขณะที่เปลวไฟของหัวฉีดเก่ามีเปลวไฟยาว เป็นสีส้มและไม่มีความเสถียร และเมื่อเพิ่มอัตราการไหลเปลวไฟยังมีความยาวเพิ่มขึ้น

นอกจากที่กล่าวมาทั้งหมดแล้ว เมื่อสังเกตจากกราฟไม่ว่าจะเป็นเปอร์เซ็นต์ออกซิเจนก่อนการเผาไหม้ หลังการเผาไหม้ หรือแม้แต่ปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์หลังการเผาไหม้ จะเห็นว่าในกรณีหัวฉีดเก่าสามารถตรวจวัดค่าก๊าซต่างๆได้ตั้งแต่อัตราการไหล 1.5 L/Min ( $Q = 2.29$  kw) จนถึงอัตราการไหล 5 L/Min ( $Q = 7.63$  kw) และในกรณีหัวฉีดใหม่สามารถตรวจวัดได้ตั้งแต่ 1.5 L/Min ( $Q = 2.29$  kw) จนถึงอัตราการไหล 4.5 L/Min ( $Q = 6.87$  kw) เนื่องมาจากที่อัตราการไหลต่ำๆ เกิดปรากฏการณ์เปลวไฟย้อนกลับ (flash back) และที่อัตราการไหลสูงๆ เกิดปรากฏการณ์เปลวไฟหลุดลอย (lift off) นั้นเอง

**5. สรุปผลการทดลอง**

งานวิจัยนี้ได้มุ่งเน้นศึกษาสมรรถนะเบื้องต้นของหัวเผาแอลพีจีที่ได้รับการปรับปรุงให้เป็นแบบกึ่งอัตโนมัติ โดยได้นำหลักการสมดุลของสปริงที่สัมพันธ์กับพื้นที่ทางออกของหัวนอชเชิลมาประยุกต์ใช้ ซึ่งจากการทดลองพบว่า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1. หัวฉีดที่ได้รับการพัฒนาแล้วสามารถเพิ่มอัตราการเหนี่ยวอากาศได้มากกว่าหัวฉีดเดิมที่ทุกๆอัตราการไหล โดยยิ่งเหนี่ยวนำได้มากขึ้นเมื่อเพิ่มอัตราการไหล
2. รูปแบบเปลวไฟหัวฉีดใหม่มีเปลวไฟสั้น สีน้ำเงินและมีความเสถียร เปลวไฟแข็งแรง มีอุณหภูมิไอเสียสูงกว่า  $700^{\circ}\text{C}$  ในทุกเงื่อนไขการทดลอง ในขณะที่หัวเผาแบบเก่ามีอัตราการเหนี่ยวอากาศน้อยกว่า ให้เปลวไฟสีส้มและไม่มีความเสถียร เปลวไฟสั้นตามสภาพแวดล้อม อุณหภูมิไอเสียมีค่าประมาณ  $600^{\circ}\text{C}$
3. หัวฉีดเก่ามีเปอร์เซ็นต์ออกซิเจนหลังการเผาไหม้น้อยกว่าหัวฉีดที่พัฒนาแล้วที่จุดเดียวกัน ซึ่งสอดคล้องกับรูปแบบเปลวไฟ โดยที่เปลวไฟในกรณีหัวฉีดใหม่ มีเปลวไฟที่สั้น สีน้ำเงิน และมีความแข็งแรง ออกซิเจนจึงแพร่เข้ามาในปริมาณที่มากกว่า ณ จุดเดียวกันกับของเปลวไฟในหัวฉีดเก่าที่มีเปลวไฟยาว เป็นสีส้มและไม่มีความเสถียร นอกจากนี้ยังสังเกตแนวโน้มความยาวของเปลวไฟได้จากความชันของกราฟการกระจายตัวอุณหภูมิตั้งแต่จุด  $T_1$  จนถึง  $T_0$  ซึ่งหัวฉีดใหม่มีการลดลงของอุณหภูมิเร็วกว่า สอดคล้องกับเหตุผลที่กล่าวมาข้างต้น
4. ที่อัตราการไหลต่ำเกิดเปลวไฟย้อนกลับ (flash back) และที่อัตราการไหลสูงเกิดเปลวไฟหลุดลอย (lift off) ซึ่งควรนำเป็นกรณีศึกษาต่อไปรวมทั้งควรตรวจวัดปริมาณก๊าซไอเสียที่เกิดหลังการเผาไหม้ด้วย

**6. กิตติกรรมประกาศ**

ขอขอบคุณอาจารย์และนักศึกษามหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานครที่ช่วยให้งานวิจัยนี้สำเร็จลุล่วงไปด้วยดี และบริษัท Happy one ที่เอื้อเฟื้อชุดหัวเผาที่ใช้ในการทดสอบ

## 7. เอกสารอ้างอิง

- [1] Shahad, Haroun.A.K., Mohammed, Yassar.K.A. (2000). Investigation of soot formation and temperature field in laminar diffusion flames of LPG-air mixture, *Energy Conversion and Management*, vol. 41(17), November 2000, pp.1897-1916.
- [2] Rahman, F., Umesh, D.B., Subbarao, D., Ramasamy, M. (2010). Enhancement of entrainment rates in liquid-gas ejectors, *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, vol. 49(10), October 2010, pp. 1128-1135
- [3] Moon, S., Matsumoto, Y., Nishida, K. and Gao, J. (2010). Gas entrainment characteristics of diesel spray injected by a group-hole, vol. 89(11), November 2010, pp. 3287-3299.
- [4] Namkhat, A. and Jugjai, S. (2010). Primary air entrainment characteristics for a self-aspirating burner: Model and experiments, *Energy*, vol. 35(4), April 2010, pp. 1701-1708.

## ประวัติผู้เขียน

ชื่อ - นามสกุล  
วัน เดือน ปีเกิด  
ที่อยู่

นางสาวภรณ์เพ็ญ ลภีรัตนากุล  
28 กรกฎาคม 2531 ที่กรุงเทพมหานคร  
109/14 ซอยพิชญชัย ถ.มหาจักรพรรดิ  
ต.ในเมือง อ.เมือง พิษณุโลก 65000

ประวัติการศึกษา

2553 วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมระบบควบคุม  
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้