

หม้อไอน้ำแบบที่มีการเผาไหม้และระเหยโดยตรงภายในวัสดุพรุน
โดยไม่มีการสูญเสียความร้อนจากไอเสีย

**DIRECT-FIRED-EVAPORATED POROUS-MEDIUM BOILER
WITHOUT FLUE GAS HEAT LOSS.**

นเรนชัย เทียงธรรม

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร
ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี

ปีการศึกษา 2561

ลิขสิทธิ์ของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี

หม้อไอน้ำแบบที่มีการเผาไหม้และระเหยโดยตรงภายในวัสดุพรุน
โดยไม่มีการสูญเสียความร้อนจากไอเสีย



นรนชัย เทียงธรรม

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร
ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี

ปีการศึกษา 2561

ลิขสิทธิ์ของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี

หัวข้อวิทยานิพนธ์	หม้อไอน้ำแบบที่มีการเผาไหม้และระเหยโดยตรงภายในวัสดุพูน โดยไม่มีการสูญเสียความร้อนจากไอเสีย
ชื่อ-นามสกุล	นายนเรนชัย เทียงธรรม
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
อาจารย์ที่ปรึกษา	ผู้ช่วยศาสตราจารย์บุญฤทธิ์ ประสาทแก้ว, D.Eng.
ปีการศึกษา	2561

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อการออกแบบและสร้างหม้อไอน้ำแบบที่มีการเผาไหม้และระเหยภายในวัสดุพูน โดยไม่มีการสูญเสียความร้อนจากไอเสีย หม้อไอน้ำที่เสนอนี้มีผนัง 2 ชั้น ชั้นในเป็นห้องเผาไหม้และห้องผสม ชั้นนอกเป็นห้องต้มน้ำ มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางชั้นนอกและชั้นในเท่ากับ 0.5 และ 0.35 m ตามลำดับ หม้อไอน้ำต้นแบบนี้สูง 0.8 เมตร ถูกทดสอบที่กำลังการผลิตไอน้ำ 20 kg/hr ภายใต้ความดันใช้งาน 2 bar (gauge)

งานวิจัยนี้นำเสนอผลการศึกษาเชิงทดลองเกี่ยวกับความเป็นไปได้และสมรรถนะของหม้อไอน้ำต้นแบบที่สร้างขึ้น มีการเปรียบเทียบสมรรถนะของหม้อไอน้ำระหว่างกรณีที่มีและไม่มีวัสดุพูน และกรณีที่ใช้วัสดุพูนในปริมาณที่แตกต่างกัน คือ 25 kg และ 50 kg ตามลำดับ

ผลการวิจัยพบว่า หม้อไอน้ำมีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงสูงสุด 1.05 m³/hr ใช้อากาศสูงสุดที่ 17.5 m³/hr อัตราการผลิตไอน้ำสูงสุด 12.84 kW และประสิทธิภาพของเครื่องกำเนิดไอน้ำสูงสุดเท่ากับ 97.09% นอกจากนี้ยังพบว่า การจ่ายไอน้ำเข้าไปภายในห้องเผาไหม้ของหม้อไอน้ำที่มีวัสดุพูนติดตั้งอยู่ไม่ส่งผลให้อุณหภูมิโดยรวมลดลง เพียงแต่ส่งผลให้อุณหภูมิลดลงชั่วขณะและยังส่งผลให้ประสิทธิภาพในการผลิตไอน้ำสูงขึ้นอีกด้วย

คำสำคัญ: หม้อไอน้ำประสิทธิภาพสูง หม้อไอน้ำแบบเผาไหม้และระเหยโดยตรง วัสดุพูน

Thesis Title	Direct-Fired-Evaporated Porous-Medium Boiler without Flue Gas Heat Loss
Name – Surname	Mr. Naronchai Thiangtham
Program	Mechanical Engineering
Thesis Advisor	Assistant Professor Boonrit Prasartkaew, D.Eng.
Academic Year	2018

ABSTRACT

The purpose of this research was to design and construct a direct-fired-evaporated porous- medium boiler without flue gas heat loss. The proposed boiler has concentric double-shells of which the inner shell is a combustion and mixing chamber, and the outer shell is a boiling chamber. The outer and inner shell diameters are 0.5 m and 0.35 m, respectively. The height of this boiler prototype is 0.8 m. It was tested for the steam generation rate of 20 kg/hr under the pressure of 2 bar (gauge).

This research examined the performance and feasibility of the proposed boiler. The experiment was to compare the performance of the boiler with and without a porous medium, and that of porous media of 25 kg and 50 kg, respectively.

The results showed that the maximum fuel and air consumption rates were 1.05 m³/hr and 17.5 m³/hr, respectively. The maximum steam power was 12.84 kW, and the highest efficiency of the boiler was 97.09%. It was also found that the direct feed of steam into the inner combustion and evaporation chambers did not affect the steady state of the overall temperature profile. It only resulted in a temporary decrease of temperature and increased the efficiency of steam production.

Keywords: high efficiency boiler, direct-fired-evaporated boiler, porous medium

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลุล่วงได้ด้วยความกรุณาจากบุคคลหลายฝ่ายผู้วิจัยขอขอบพระคุณ ผศ.ดร.บุญยฤทธิ์ ประสาทแก้ว อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ซึ่งได้ให้คำแนะนำตลอดจนชี้แนะแนวทางในการแก้ไขปัญหาต่างๆ มาโดยตลอดทำให้วิทยานิพนธ์สำเร็จได้ด้วยดี ขอขอบพระคุณ คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์ ผศ.ดร.บุญยฤทธิ์ ประสาทแก้ว ผศ.ดร.ภาณุ ประทุมทรัพย์รัตน์ ดร.วินัย จันทรพิง และผู้ทรงคุณวุฒิ ผศ.ดร. กนกกาญจน์ จิรกุลสมโชค ที่ให้ความกรุณาให้คำแนะนำ ชี้แนะข้อบกพร่องพร้อมทั้งเสนอแนะแนวทางแก้ไขเพื่อให้วิทยานิพนธ์ฉบับนี้มีความสมบูรณ์มากยิ่งขึ้น

ผู้วิจัยขอขอบพระคุณอาจารย์ประจำภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรีทุกท่าน ที่กรุณาให้คำแนะนำและให้ความช่วยเหลือสนับสนุนอุปกรณ์และเครื่องมือที่ใช้ในการทำวิจัยมาโดยตลอด ประโยชน์และคุณค่าอันพึงมีจากวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ ผู้วิจัยขอมอบเพื่อบูชาพระคุณ บิดา มารดา ครู อาจารย์ ผู้มีพระคุณ ตลอดจนผู้ให้ความช่วยเหลือในการทำวิทยานิพนธ์ทุกท่านและขอขอบพระคุณเป็นอย่างสูงไว้ ณ โอกาสนี้

นเรนชัย เทียงธรรม

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย.....	(3)
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	(4)
กิตติกรรมประกาศ.....	(5)
สารบัญ.....	(6)
สารบัญตาราง.....	(8)
สารบัญรูป.....	(9)
บทที่ 1 บทนำ.....	11
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา.....	11
1.2 วัตถุประสงค์การวิจัย.....	12
1.3 ขอบเขตของการวิจัย.....	12
1.4 ขั้นตอนการวิจัย.....	12
1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	13
บทที่ 2 ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	14
2.1 ทฤษฎีพื้นฐานของหม้อไอน้ำ.....	14
2.2 ทฤษฎีโครงสร้างหม้อไอน้ำ.....	24
2.3 เชื้อเพลิงและการเผาไหม้.....	28
2.4 การเผาไหม้ภายใต้การส่งเสริมด้วยวัสดุพรุน.....	33
2.5 วัสดุพรุน (Porous Material).....	36
2.7 ทฤษฎีการนำความร้อนผ่านผนังทรงกระบอก.....	38
2.8 ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม.....	40
2.9 การวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์.....	40
2.10 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	42
บทที่ 3 วิธีดำเนินการวิจัย.....	46
3.1 แผนการดำเนินงานวิจัย.....	46
3.2 ขั้นตอนการดำเนินงานวิจัย.....	47
3.3 การศึกษาคุณสมบัติของวัสดุพรุนและกระบวนการทางความร้อน.....	47

สารบัญ(ต่อ)

	หน้า
3.4 การออกแบบหม้อไอน้ำ.....	49
3.5 ฝังกวควบคุมการทำงานของเครื่องกำเนิดไอน้ำ.....	55
3.6 พารามิเตอร์ที่ทำการวัด	55
3.7 ขั้นตอนการทดลอง	56
บทที่ 4 ผลการวิเคราะห์ข้อมูล.....	57
4.1 การวิเคราะห์ห่อคลุมภายในห้องเผาไหม้เมื่อมีการจ่ายไอน้ำ.....	57
4.2 การวิเคราะห์ประสิทธิภาพการเผาไหม้หรือส่วนของเตาเผา.....	61
4.3 การวิเคราะห์ค่าพลังงานเชื้อเพลิงก๊าซหุงต้ม(LPG).....	64
4.4 การวิเคราะห์ค่าพลังงานไอน้ำ.....	65
4.5 การวิเคราะห์ประสิทธิภาพหม้อไอน้ำ.....	67
4.6 การวิเคราะห์ค่าใช้จ่ายกรณีการใช้ก๊าซหุงต้มเป็นเชื้อเพลิง.....	69
4.7 การวิเคราะห์ค่าใช้จ่ายกรณีการใช้ฮีตเตอร์ทำความร้อน	70
บทที่ 5 สรุปผลและข้อเสนอแนะ	71
5.1 สรุปผลการทดลอง.....	71
5.2 ข้อเสนอแนะ	73
บรรณานุกรม	74
ภาคผนวก.....	84
ภาคผนวก ก รายละเอียดการคำนวณ	78
ภาคผนวก ข ภาพประกอบการสร้างหม้อไอน้ำและการทดลอง	90
ภาคผนวก ค ตารางที่ใช้ในการคำนวณ	101
ภาคผนวก ง ผลงานตีพิมพ์เผยแพร่	101
ประวัติผู้เขียน.....	116

สารบัญตาราง

	หน้า
ตารางที่ 2.1 ค่าคงที่ K ของส่วนหัวถังทรงรี โดย ASME	27
ตารางที่ 2.2 ค่าคงที่ M ของส่วนหัวถังทรง Tori sphere โดย ASME	28
ตารางที่ 3.1 แผนการดำเนินงานวิจัย	50
ตารางที่ 3.2 องค์ประกอบคิดเป็น % โดยน้ำหนักของแก๊ส LPG.....	53
ตารางที่ 4.1 การวิเคราะห์ประสิทธิภาพการเผาไหม้	66
ตารางที่ 4.2 การวิเคราะห์ค่าอุณหภูมิไอเสีย.....	68
ตารางที่ 4.3 การวิเคราะห์ค่าอุณหภูมิไอเสียเมื่อผสมกับไอน้ำ	69
ตารางที่ 4.4 การวิเคราะห์ค่าพลังงานที่ได้จากเชื้อเพลิง.....	69
ตารางที่ 4.5 การวิเคราะห์ค่าพลังงานของไอน้ำ	71
ตารางที่ 4.6 การวิเคราะห์ประสิทธิภาพหม้อไอน้ำ	73
ตารางที่ 4.7 การวิเคราะห์ค่าใช้จ่ายกรณีการใช้ก๊าซหุงต้มเป็นเชื้อเพลิง	74
ตารางที่ 4.8 การวิเคราะห์ค่าใช้จ่ายกรณีการใช้ฮีทเตอร์ทำความร้อน	75



สารบัญรูป

	หน้า
รูปที่ 2.1 หม้อไอน้ำแบบท่อไฟ.....	17
รูปที่ 2.2 หม้อไอน้ำแบบท่อน้ำ.....	17
รูปที่ 2.3 หม้อไอน้ำ FLUE & FIRE TUBE BOILER.....	21
รูปที่ 2.4 WATER TUBE BOILER แบบแผ่นรังสี.....	22
รูปที่ 2.5 การไหลของน้ำและไอน้ำในหม้อไอน้ำแบบต่าง ๆ.....	23
รูปที่ 2.6 หัวถังลักษณะต่างๆ โดย ASME.....	27
รูปที่ 2.7 การนำความร้อนและการพาความร้อนผ่านผนังทรงกระบอก.....	39
รูปที่ 2.8 ความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพกับค่าใช้จ่ายรายปี.....	41
รูปที่ 3.1 วัสดุพอรุนตามธรรมชาติ ก) ไม้ ข) เนื้อเยื่อปอดมนุษย์ ค) หินทราย ง) รังผึ้ง.....	48
รูปที่ 3.2 หลักการทำงานของวัสดุพอรุนที่ทำหน้าที่เป็นตัวแผ่นรังสี.....	49
รูปที่ 3.3 ลักษณะภายในถังของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน.....	52
รูปที่ 3.4 กราฟเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทุกชนิด.....	53
รูปที่ 3.5 ผังควบคุมการทำงานของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบเผาไหม้โดยตรงภายในวัสดุพอรุน.....	55
รูปที่ 3.6 ขั้นตอนการทดลอง.....	56
รูปที่ 4.1 อุณหภูมิสูงสุดเมื่อมีการจ่ายไอน้ำเข้าภายในห้องเผาไหม้ของหม้อไอน้ำที่ความดัน 1 bar ระหว่างวัสดุพอรุน 25 kg และ 50 kg.....	58
รูปที่ 4.2 อุณหภูมิสูงสุดเมื่อมีการจ่ายไอน้ำเข้าภายในห้องเผาไหม้ของหม้อไอน้ำที่ความดัน 1.5 bar ระหว่างวัสดุพอรุน 25 kg และ 50 kg.....	59
รูปที่ 4.3 อุณหภูมิสูงสุดเมื่อมีการจ่ายไอน้ำเข้าภายในห้องเผาไหม้ของหม้อไอน้ำที่ความดัน 2 bar ระหว่างวัสดุพอรุน 25 kg และ 50 kg.....	60
รูปที่ 4.4 ประสิทธิภาพการเผาไหม้โดยการใช้วัสดุพอรุน 25 kg และ 50 kg และที่ความดัน 1, 1.5 และ 2 bar.....	62
รูปที่ 4.5 ค่าพลังงานไอน้ำ ที่ผลิตได้จากการใช้วัสดุพอรุน 25 kg. และ 50 kg และที่ความดัน 1, 1.5 และ 2 bar gauge.....	66

สารบัญภาพ (ต่อ)

หน้า

รูปที่ 4. 6	ประสิทธิภาพหม้อไอน้ำ ระหว่างการใช้วัสดุ 25 kg. และ 50 kg. ภายในห้องเผาไหม้.....	68
รูปที่ ข. 1	การตัดถัง NGV ใช้ทำผนังห้องเผาไหม้	91
รูปที่ ข. 2	การตัดประเก็นของห้องเผาไหม้	91
รูปที่ ข. 3	การประกอบห้องเผาไหม้และห้องเก็บไอน้ำเข้าด้วยกัน.....	92
รูปที่ ข. 4	การติดตั้งฐานหรือขอตั้งหม้อไอน้ำ.....	92
รูปที่ ข. 5	ติดตั้งหลอดแก้ววัดระดับน้ำ	93
รูปที่ ข. 6	การทดสอบหัวพันไฟ	93
รูปที่ ข. 7	ติดตั้งและทดสอบจุดเตาเผาของหม้อไอน้ำ.....	94
รูปที่ ข. 8	ปรับแต่งหม้อไอน้ำเพื่อเพิ่มท่อจ่ายน้ำ.....	94
รูปที่ ข. 9	ติดตั้งท่อจ่ายไอน้ำจำนวน 3 ท่อ 3 ระดับ.....	95
รูปที่ ข. 10	ติดตั้งหม้อไอน้ำเข้ากับฐานและเดินท่อน้ำป้อน	95
รูปที่ ข. 11	หุ้มฉนวนและติดตั้งอุปกรณ์ต่างๆ	96
รูปที่ ข. 12	ติดตั้ง Datalogger และเซิร์ฟเวอร์คอมพิวเตอร์	96
รูปที่ ข. 13	ติดตั้งท่อไอเสียและท่อไอน้ำ	97
รูปที่ ข. 14	ทำการทดลองหม้อไอน้ำแบบเผาไหม้โดยตรง	97
รูปที่ ข. 15	Pressure gauge ขณะจ่ายไอน้ำเข้าห้องเผาไหม้	98
รูปที่ ข. 16	Pressure gauge ของท่อแก๊สสูงต้ม	98
รูปที่ ข. 17	ไอน้ำผสมกับไอเสีย ที่ได้จากการเดินเครื่องหม้อไอน้ำ.....	99
รูปที่ ข. 18	การวัดวิเคราะห์ก๊าซไอเสีย.....	99
รูปที่ ข. 19	Pressure gauge ของห้องเก็บไอน้ำและห้องเผาไหม้	100

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

ในสภาวะการณ์ของโลกยุคปัจจุบันจะเห็นได้ว่าเกือบทุกประเทศกำลังประสบวิกฤตการณ์ด้านพลังงานและสิ่งแวดล้อมอย่างรุนแรง อันเนื่องมาจากความต้องการในการใช้พลังงานมากขึ้น ในขณะที่แหล่งพลังงานธรรมชาติที่มีอยู่อย่างจำกัดและแหล่งพลังงานบางอย่าง โดยเฉพาะพลังงานเชื้อเพลิงฟอสซิล (Fossil fuel) กำลังจะหมดไปจากโลกในอีกไม่กี่ปีข้างหน้า อีกทั้งอัตราการใช้พลังงานที่สูงขึ้นส่งผลทำให้เกิดมลพิษสูงขึ้นอย่างต่อเนื่อง และความต้องการใช้พลังงานที่สูงขึ้น ทำให้ราคาพลังงานสูงขึ้นด้วย จึงส่งผลกระทบต่อค่าเพิ่มราคาของสินค้า สิ่งของอุปโภคบริโภค การขนส่งต่างๆ ซึ่งกล่าวได้ว่า ปัญหาต่างๆ เหล่านี้มีความเกี่ยวข้องกัน ยิ่งประชากรมากขึ้นความต้องการใช้พลังงานก็เพิ่มมากขึ้น ซึ่งจะเห็นได้ว่าเกือบทั้งหมดของการนำพลังงานมาใช้ต้องผ่านกระบวนการเผาไหม้ ซึ่งหลีกเลี่ยงไม่ได้ที่จะปล่อยแก๊สเรือนกระจก (Green House Gas, GHG) โดยเฉพาะอย่างยิ่ง แก๊สคาร์บอนไดออกไซด์ (CO_2) การตัดไม้ทำลายป่า ก็เป็นอีกสาเหตุที่ทำให้เกิดสภาวะโลกร้อนเช่นกัน ซึ่งสภาวะโลกร้อนนั้น เป็นสาเหตุของการเปลี่ยนแปลงสภาพภูมิอากาศ ซึ่งเป็นปัจจัยของการดำรงชีวิตของมนุษย์และความหลากหลายของชีวภาพ เช่น น้ำแข็งขั้วโลกละลาย ระดับน้ำทะเลสูงขึ้น เกิดน้ำท่วม เป็นต้น การแก้ปัญหาที่ดีที่สุดวิธีหนึ่งสำหรับการแก้ปัญหาข้างต้นคือ การใช้พลังงานทดแทนด้วยระบบที่เป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อม และมีประสิทธิภาพสูง [1] เช่น การใช้เตาเผาที่มีประสิทธิภาพสูงเพื่อผลิตพลังงานความร้อนจากชีวมวลและขยะมูลฝอยจากชุมชน (Municipal Solid Waste, MSW) ซึ่งทั้งหมดนี้ล้วนแต่ส่งผลกระทบต่อเศรษฐกิจและการดำเนินชีวิตประจำวันของมนุษย์ ดังนั้นแนวทางการแก้ไขปัญหาลักษณะข้างต้นจำเป็นต้องหาแหล่งพลังงานทดแทน และเพื่อเป็นการแก้ไขปัญหาหรือการพัฒนาพลังงานทดแทนอย่างยั่งยืน แหล่งพลังงานนั้นจะต้องเป็นพลังงานหมุนเวียนและเป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อม รวมทั้งควรกำหนดนโยบายการประหยัดพลังงาน การเพิ่มประสิทธิภาพการใช้พลังงาน และลดมลพิษจากการใช้พลังงานควบคู่กันไปด้วย

งานวิจัยนี้เป็นการศึกษาเชิงทดลอง มีการออกแบบ สร้างและทดสอบสมรรถนะของเครื่องกำเนิดไอน้ำที่ออกแบบให้การเผาไหม้เกิดขึ้นในบริเวณหรือห้องเดียวกันกับการระเหยของน้ำ จึงเรียกว่าเป็นการเผาไหม้โดยตรง ซึ่งเป็นระบบที่มีประสิทธิภาพสูงและสามารถใช้ได้กับเชื้อเพลิงทดแทนที่เป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อมได้อีกด้วย

1.2 วัตถุประสงค์การวิจัย

1.2.1 เพื่อออกแบบและสร้างระบบต้นแบบของหม้อไอน้ำแบบที่มีการเผาไหม้และระเหยโดยตรงภายในวัสดุพูน โดยไม่มีการสูญเสียความร้อนจากไอเสีย

1.2.2 เพื่อทดสอบสมรรถนะและประเมินประสิทธิภาพของหม้อไอน้ำแบบที่มีการเผาไหม้และระเหยโดยตรงภายในวัสดุพูน โดยไม่มีการสูญเสียความร้อนจากไอเสียที่สร้างขึ้น

1.3 ขอบเขตของการวิจัย

1.3.1 ออกแบบและสร้างระบบต้นแบบของหม้อไอน้ำแบบที่มีการเผาไหม้และระเหยโดยตรงภายในวัสดุพูน โดยไม่มีการสูญเสียความร้อนจากไอเสีย

1.3.2 ทดสอบและเก็บข้อมูลที่เกี่ยวข้องเพื่อนำไปอธิบายเชิงวิศวกรรมและการศึกษาถึงอิทธิพลของตัวแปรต่างๆที่มีผลต่อหม้อไอน้ำแบบที่มีการเผาไหม้และระเหยโดยตรงภายในวัสดุพูน โดยไม่มีการสูญเสียความร้อนจากไอเสียที่สร้างขึ้น ทั้งในด้านสมรรถนะและประสิทธิภาพ

1.3.3 มีการวิเคราะห์เชิงเศรษฐศาสตร์เกี่ยวกับปัญหาต่างๆ ที่พบและเสนอแนะในการแก้ปัญหาเหล่านั้น

1.4 ขั้นตอนการวิจัย

1.4.1 ศึกษาและรวบรวมข้อมูลจากงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

1.4.2 ออกแบบและเขียนแบบพร้อมสร้าง

1.4.3 สร้างต้นแบบเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบเผาไหม้โดยตรง

1.4.4 ติดตั้งเครื่องมือวัด

1.4.5 ทดสอบการทำงานและรวบรวมข้อมูล

1.4.6 ศึกษาอิทธิพลของตัวแปรต่างๆ ที่มีผลต่อสมรรถนะของระบบ

1.4.7 วิเคราะห์ผลการศึกษาและแก้ไขปัญหาที่เกิดขึ้น

1.4.8 สรุปผลและจัดทำรายงานวิจัย

1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1.5.1 ได้ระบบต้นแบบของหม้อไอน้ำแบบที่มีการเผาไหม้และระเหยโดยตรงภายในวัสดุพอรุน โดยไม่มีการสูญเสียความร้อนจากไอเสีย

1.5.2 ได้ทราบถึงสมรรถนะ ประสิทธิภาพ และอิทธิพลของตัวแปรต่างๆ ที่มีผลต่อหม้อไอน้ำแบบที่มีการเผาไหม้และระเหยโดยตรงภายในวัสดุพอรุน โดยไม่มีการสูญเสียความร้อนจากไอเสีย

1.5.3 ได้ทราบถึงค่าใช้จ่ายในการลงทุน (Investment Cost) ค่าใช้จ่ายในการเดินเครื่อง (Operating Cost) รวมถึงข้อมูลในเชิงวิศวกรรมของหม้อไอน้ำแบบที่มีการเผาไหม้และระเหยโดยตรงภายในวัสดุพอรุน โดยไม่มีการสูญเสียความร้อนจากไอเสีย

1.5.4 เป็นข้อมูลและแนวทางในการออกแบบหม้อไอน้ำแบบที่มีการเผาไหม้และระเหยโดยตรงภายในวัสดุพอรุน โดยไม่มีการสูญเสียความร้อนจากไอเสียเพื่อพัฒนาให้มีประสิทธิภาพสูงขึ้น



บทที่ 2

ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

2.1 ทฤษฎีพื้นฐานของหม้อไอน้ำ

หม้อไอน้ำ หมายถึง เครื่องกำเนิดไอน้ำชนิดภาชนะปิด ทำด้วยเหล็กหรือเหล็กกล้า ซึ่งได้รับการออกแบบและสร้างสำหรับการผลิตไอน้ำ ไอน้ำนั้นเกิดจากน้ำที่ได้รับการถ่ายเทความร้อนจากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง ไอน้ำสามารถนำไปใช้ประโยชน์ได้หลายอย่าง เช่น ใช้หมุนกังหันไอน้ำหรือใช้งานทางด้านความร้อนในการฆ่าเชื้อโรค อบแห้ง ทำน้ำร้อน และนำไปใช้ในกระบวนการผลิตสินค้าของโรงงานอุตสาหกรรม

หม้อไอน้ำเป็นเครื่องจักรที่ประกอบด้วยเครื่องจักร 2 ส่วน คือ เครื่องเผาไหม้เชื้อเพลิง (Burner) และเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchanger) โดยที่ทั้ง 2 ส่วน นี้จะต่อกันกัน ดังนั้น เมื่อป้อนเชื้อเพลิงเข้า Burner จะได้แก๊สร้อนออกมา แก๊สร้อนถูกส่งเข้า Heat exchanger จึงได้ไอน้ำออกไปใช้งาน

2.1.1 ความเข้าใจเกี่ยวกับหม้อไอน้ำ มนุษย์รู้จักสร้างหม้อไอน้ำมานานแล้ว ก่อนคริสต์ศักราช 130 ปี มีหม้อไอน้ำของโรมันนักคณิตศาสตร์ชาวอียิปต์ นอกจากนี้ก็มีหม้อไอน้ำของแบลนเคอ นักฟิสิกส์ชาวอิตาลี และหม้อไอน้ำของปาร์บีน เป็นต้น แต่หม้อไอน้ำที่ใช้ได้จริงมีของ เซเบรี ในปี ค.ศ. 1698 ของนิโคเมนในปี ค.ศ.1702 และหม้อไอน้ำของเจมส์วัตต์ในปี ค.ศ.1765 [16]

การสร้างหม้อไอน้ำแบบดั้งเดิม ซึ่งมีโครงสร้างแบบหม้อมีฝาปิด แล้วได้มีการพัฒนาปรับปรุงเป็นแบบต่างๆ จากหม้อไอน้ำแบบหัวทรงกลม ซึ่งทำได้ง่ายมาเป็นแบบ ซึ่งทำให้ประหยัดเชื้อเพลิง โดยการเพิ่มพื้นที่ถ่ายเทความร้อน แล้วพัฒนามาเป็น หม้อไอน้ำแบบท่อไฟทรงกระบอก (Fire Tube Boiler) ของ Lancashire หม้อไอน้ำแบบของ Comish และ Lancashire นับว่าเป็นแบบที่ก่อให้เกิดแนวทางการสร้างหม้อไอน้ำแบบท่อไฟ (Fire Tube Boiler) หม้อไอน้ำแบบท่อไฟนิยมแพร่หลายมากในระยะเวลาระหว่างปี ค.ศ.1860 ถึง 1900 [16] แต่หม้อไอน้ำแบบท่อไฟนี้ก็มีข้อเสียอีกมากจึงได้มีการพัฒนา หม้อไอน้ำแบบต่อมา เป็นชนิดน้ำเดินในท่อแทน ซึ่งเรียกกันว่าหม้อไอน้ำแบบท่อน้ำ (Water Tube Boiler) การพัฒนาของหม้อไอน้ำได้มีการปรับปรุงดัดแปลงกันต่อมาจนถึงปัจจุบัน มีหลายแบบหลายชนิดด้วยกันแต่ส่วนใหญ่ไม่ได้เปลี่ยนแปลงอะไรมากนัก

2.1.2 พิกัดหม้อไอน้ำ หมายถึง อัตราการผลิตไอน้ำที่หม้อไอน้ำสามารถผลิตได้ต่อหน่วยเวลา เป็นกิโลกรัมต่อชั่วโมง ปอนด์ต่อชั่วโมง หรือตันต่อชั่วโมง แต่การกำหนดพิกัดหม้อไอน้ำ ก็ขึ้นอยู่กับชนิดของไอน้ำที่ผลิตออกมา ถ้าเป็นไอน้ำอิ่มตัวก็จะกำหนดเป็นอัตราการผลิตไอน้ำต่อหน่วยเวลา

2.1.3 เครื่องกำเนิดไอน้ำ 1 แรงม้าหุ้มไอน้ำมาตรฐาน ASME คือ ปริมาณความร้อนที่ทำให้ น้ำ 34.5 ปอนด์ ที่อุณหภูมิ 212 °F (100 °C) กลายเป็นไอน้ำหมดในเวลา 1 ชั่วโมง หรือ 1 แรงม้าหุ้มไอน้ำเท่ากับพื้นที่รับความร้อนของหุ้มไอน้ำ 10 ตารางฟุต อัตราการผลิตไอน้ำ 1 ตันต่อชั่วโมงจะเท่ากับ ประมาณ 63.8 แรงม้าหุ้มไอน้ำ [2] ถ้าเป็นไอน้ำร้อนจัดปกติจะผลิตได้จากหุ้มไอน้ำแบบท่อขนาด กำลังผลิตสูง การกำหนดอัตราการผลิตไอน้ำของหุ้มไอน้ำจะเป็นอัตราการผลิตที่กำหนดความดัน และ อุณหภูมิต่อหน่วยเวลาที่ส่งเข้าหุ้มไอน้ำ เช่น อัตราการผลิตไอน้ำ 160 ตันต่อชั่วโมง ที่ความดัน 92 บรรยากาศ เภวัดอุณหภูมิ 514 °C น้ำส่งเข้าหุ้มไอน้ำอุณหภูมิ 150 °C

2.1.4 โครงสร้างของหุ้มไอน้ำ หุ้มไอน้ำโดยทั่วๆ ไปมีส่วนประกอบที่สำคัญ ได้แก่

- 1) เตา (Fumace)
- 2) ตัวหุ้มไอน้ำ (Boiler Shell)
- 3) อุปกรณ์และชิ้นส่วนต่างๆ

2.1.4.1 เตา (Fumace) เตาเป็นที่เผาไหม้ของเชื้อเพลิง ประกอบด้วยอุปกรณ์เผาไหม้ เชื้อเพลิง และห้องเผาไหม้สำหรับเชื้อเพลิงของแข็งส่วนล่างของเตาจะเป็นตะแกรงไฟ (Fire Grate) ส่วนเชื้อเพลิงเหลว, แก๊สและถ่านหินผงจะใช้หัวเผา (Burner) ส่วนมากเตาและตัวหุ้มไอน้ำจะเป็นตัว เดียวกัน

2.1.4.2 ตัวหุ้มไอน้ำ (Boiler Shell) ตัวหุ้มไอน้ำเป็นส่วนได้ความร้อนที่เกิดจากการเผาไหม้และส่งถ่ายความร้อนนี้ให้กับน้ำซึ่งอยู่ภายในทำให้น้ำกลายเป็นไอน้ำ ประกอบด้วย ท่อทรงกระบอก (Drum) และท่อน้ำ (Water Tube) หรือท่อไฟ (Fire Tube) ส่วนที่รับ ความร้อน เรียกว่า ผิวนำความร้อน (Heating Surface) ประกอบด้วยพื้นผิวที่อยู่ติดกับห้องเผาไหม้ ซึ่งส่วนใหญ่จะรับความร้อนจากเปลวไฟโดยการแผ่รังสีสูง จึงเรียกว่า ผิวนำความร้อนด้วยการแผ่ รังสี ส่วนพื้นผิวที่อยู่ห่างจากห้องเผาไหม้ จะได้รับความร้อนส่วนใหญ่จากการสัมผัสกับแก๊สเผา ไหม้ที่มีความร้อนสูง จึงเรียกว่า ผิวนำความร้อนโดยการพา ตัวหุ้มไอน้ำเป็นภาชนะทนความดันสูง ที่บรรจุน้ำและไอน้ำอัดตัว น้ำจะบรรจุอยู่ประมาณ 2/3-3/4 ของปริมาตรของตัวหุ้มไอน้ำ นอกจากนี้ก็มีช่องลอด (Manhole) หรือรูมือ (Handhole) สำหรับทำความสะอาดหรือตรวจสอบภายใน ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับขนาดของหุ้มไอน้ำ

2.1.4.3 อุปกรณ์และส่วนประกอบต่างๆ เหล่านี้ ขึ้นอยู่กับชนิดและขนาดของหุ้มไอน้ำ มีความจำเป็นต้องใช้มากน้อยเพียงใด ได้แก่ เครื่องคงไอ (Superheater) สำหรับเพิ่มความร้อนให้ ไอน้ำ, อุปกรณ์ประหยัดเชื้อเพลิง (Economizer), อุปกรณ์อุ่นอากาศ (Air Preheater) เครื่องเป่าลม, อุปกรณ์ป้อนน้ำป้อนหุ้มไอน้ำ, และอุปกรณ์ส่งน้ำป้อนหุ้มไอน้ำ สำหรับหุ้มไอน้ำปัจจุบันส่วนมาก

มีอุปกรณ์ควบคุมอัตโนมัติ นอกจากนี้ก็มีอุปกรณ์ประกอบย่อยได้แก่ ถังนิรภัย, ถังถ่ายน้ำวาล์วต่างๆ , เครื่องมือวัดความดัน, เครื่องมือวัดระดับน้ำและเครื่องวัดค่าความเป็นด่าง เป็นต้น

2.1.5 ชนิดของหม้อน้ำ หม้อไอน้ำที่ใช้กันอยู่ปัจจุบัน มีอยู่ด้วยกันหลายแบบตามขนาดและจุดประสงค์การใช้งาน การแบ่งชนิดของหม้อไอน้ำอาจแบ่งได้โดยยึดหลัก ดังนี้

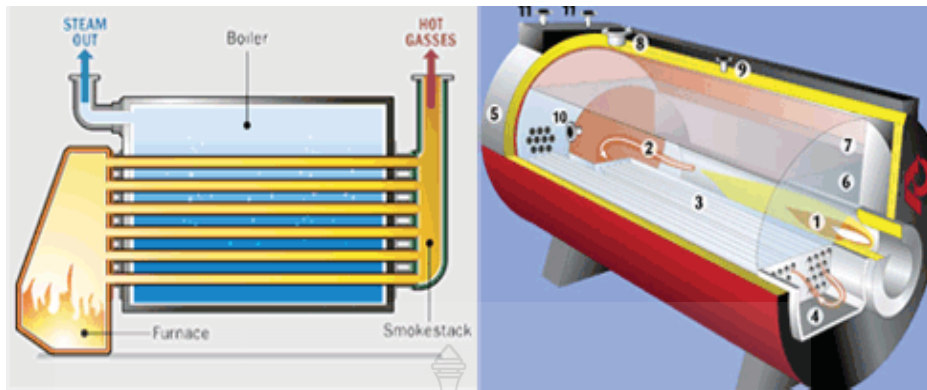
- 1) ตามลักษณะการวางแนวแกนของเปลือกหม้อไอน้ำ
- 2) ตามลักษณะการใช้งาน
- 3) ตามตำแหน่งเตา
- 4) ตามน้ำหรือก๊าซร้อนที่อยู่ในท่อ
- 5) หม้อไอน้ำที่สร้างขึ้นพิเศษ

2.1.6 การแบ่งประเภทของหม้อไอน้ำ การแบ่งหม้อไอน้ำเพื่อที่จะสามารถเปรียบเทียบข้อดีและข้อเสียได้เหมาะสม นิยมแบ่งหม้อไอน้ำ ตามลักษณะหรือก๊าซร้อนที่อยู่ในท่อ ซึ่งจะแบ่งได้ 2 ประเภท คือ

- 1) หม้อไอน้ำแบบท่อไฟ (Fire Tube Boiler)
- 2) หม้อไอน้ำแบบท่อน้ำ (Water Tube Boiler)

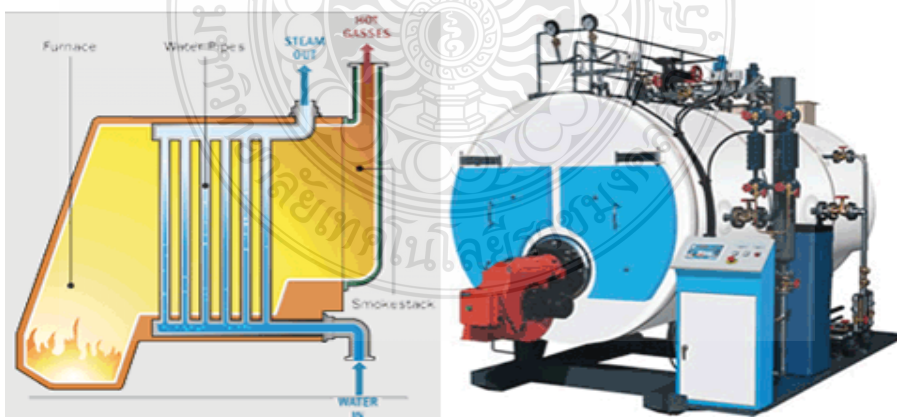
2.1.6.1 หม้อไอน้ำท่อไฟ (Fire Tube Boiler) หม้อไอน้ำแบบท่อไฟ เป็นหม้อไอน้ำที่มีโครงสร้างง่าย ๆ ความร้อนที่เกิดจากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงในห้องเผาไหม้ (Fire Box) ถูกส่งผ่านเข้าไปภายในท่อเหล็กซึ่งมีจำนวนมาก ประกอบอยู่ตามยาวของหม้อไอน้ำ ภายนอกของท่อไฟมีน้ำอยู่โดยรอบ ความร้อนจากการเผาไหม้ จะทำให้น้ำที่อยู่รอบนอกท่อไฟและห้องเผาไหม้ร้อนและเดือดเปลี่ยนสภาพเป็นไอน้ำ ตลอดความยาวที่ไฟวิ่งผ่านตั้งแต่ห้องเชื้อเพลิงไปจนถึงปล่องควัน

หม้อไอน้ำประเภทนี้ ส่วนมากมีขนาดเล็กหรือความดันต่ำ โดยทั่วไปที่ใช้ความดันไม่เกิน 150 ปอนด์ต่อตารางเมตรนิ้ว อัตราการผลิตไอน้ำโดยทั่วไปมีขนาดสูงสุดที่ 15,000 ปอนด์ต่อชั่วโมง ไอน้ำที่ได้นำไปใช้กับเครื่องจักรไอน้ำและเครื่องจักรที่ให้ความร้อนต่างๆ หม้อไอน้ำแบบนี้ยังใช้กันมาก เช่น หัวจักรรถไฟ, เรือกลไฟ, โรงสีไฟ, โรงอบไม้, โรงงานกระดาษ, โรงงานอาหารสัตว์, โรงงานผลิตอาหารสำเร็จรูป, โรงงานต้บประคกระป๋อง เป็นต้น



รูปที่ 2.1 หม้อไอน้ำแบบท่อไฟ

2.1.6.2 หม้อไอน้ำแบบท่อน้ำ หม้อไอน้ำประเภทนี้ การสร้างมีบางอย่างที่แตกต่างกับหม้อไอน้ำแบบท่อไฟคือ จัดทำให้น้ำภายในหม้อไอน้ำแยกลงมาอยู่ในหม้อท่อน้ำ และภายนอกของท่อเหล่านี้ได้รับความร้อนจากเปลวไฟจากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงตลอดทางที่ไฟผ่านหม้อท่อน้ำ หม้อไอน้ำประเภทท่อน้ำ เป็นหม้อไอน้ำขนาดใหญ่ความดันไอน้ำตั้งแต่ 150 ปอนด์ต่อตารางนิ้วขึ้นไป และสามารถผลิตไอน้ำได้มาก ไอน้ำที่ผลิตได้ส่วนมากจะเป็นไอน้ำร้อนจัด (Superheated Steam) ใช้กับเครื่องกังหันไอน้ำ (Power Plant), โรงงานน้ำตาล, โรงงานกระดาษ, โรงกลั่นน้ำมัน, โรงงานทำน้ำมันปาล์ม, เรือเดินทะเล ฯลฯ



รูปที่ 2.2 หม้อไอน้ำแบบท่อน้ำ

2.1.7 ลักษณะหม้อไอน้ำที่ดี

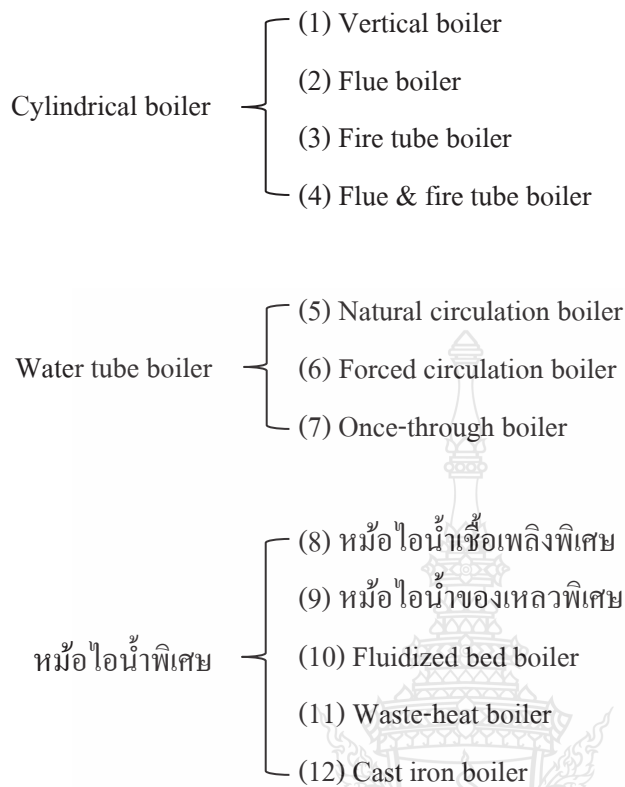
- 1) ออกแบบโครงสร้างแบบง่าย ๆ มีความแข็งแรง และปลอดภัยต่อการใช้งาน
- 2) ต้องใช้วัสดุและอุปกรณ์ที่เป็นไปตามมาตรฐานกำหนด
- 3) การออกแบบการไหลหมุนเวียนของน้ำและก๊าซตลอดจนกระทั่งการถ่ายเทความร้อนต้องทำงานได้ดี
- 4) มีพื้นผิวนำความร้อนมากและถ่ายเทความร้อนได้ดี
- 5) สามารถทำการตรวจสอบ ทดสอบ และซ่อมแซมทุกส่วนได้โดยสะดวก
- 6) เตาหรือห้องไหมมีพื้นที่เพียงพอที่จะทำให้การเผาไหม้สมบูรณ์
- 7) มีส่วนเก็บไอน้ำมาก

จากลักษณะดังกล่าวทั้งหมด หม้อไอน้ำเพียงเครื่องเดียวไม่สามารถที่จะมีลักษณะที่ดีได้ครบถ้วนจากหลักการพิจารณาดังกล่าว เป็นเพียงแนวทางเพื่อจะหาทางเลือกหม้อไอน้ำที่มีลักษณะดีให้ได้มากที่สุด

2.1.8 ส่วนประกอบของหม้อไอน้ำ

- 1) ตัวหม้อไอน้ำ (Boiler Shell) ที่ทำด้วยเหล็กกล้าหรือเหล็กหล่อ หรือวัสดุอื่นที่สามารถทนความดันไอน้ำได้สูงไม่น้อยกว่า 1.5 เท่าของความดันที่ใช้งานปกติ [12]
- 2) ท่อไฟ (Fire Tube) หรือ ท่อน้ำ (Water Tube)
- 3) ผนังหม้อไอน้ำและสเตร
- 4) เตา (Furnace) ซึ่งมีตะแกรงไฟ (ตะแกรง Fire Grate) สำหรับกรณีที่ใช้เชื้อเพลิงของแข็ง หรือมีหัวเผา (Burner) สำหรับกรณีที่ใช้เชื้อเพลิงเหลว แก๊ส และถ่านหินผง

2.1.9 ประเภทของหม้อไอน้ำ หม้อไอน้ำที่ใช้ในการผลิตไอน้ำ มีใช้กันทั่วไปใน อาคารสำนักงาน โรงงานผลิตต่างๆ เรือ โรงไฟฟ้าเป็นต้น ด้วยเหตุนี้จึงมีการออกแบบหม้อไอน้ำหลายชนิดเพื่อให้ได้รูปแบบที่เหมาะสมกับการใช้งาน หม้อไอน้ำมีหลายขนาดตั้งแต่ไม่กี่ตันต่อชั่วโมง (t/h) จนถึงหลายพัน t/h หม้อไอน้ำสามารถแบ่งได้เป็น Cylindrical boiler ซึ่งตัวหม้อไอน้ำประกอบด้วย Drum รูปทรงกระบอกขนาดใหญ่ Water tube boiler ซึ่งประกอบด้วยท่อน้ำขนาดเล็กจำนวนมาก ตัว Drum และ Header และ หม้อไอน้ำชนิดพิเศษซึ่งไม่จัดอยู่ในประเภทใดประเภทหนึ่งข้างต้นซึ่งแต่ละประเภทสามารถแยกย่อยละเอียดได้อีกดังที่แสดงข้างล่างหม้อไอน้ำสร้างขึ้นมาเพื่อจุดประสงค์เดียวเท่านั้นคือผลิตไอน้ำได้อย่างมีประสิทธิภาพ แต่ไอน้ำที่ผลิตได้นั้นมีลักษณะและวิธีการนำไปใช้ที่แตกต่างกัน ฉะนั้นการออกแบบหม้อไอน้ำจึงมีหลายชนิดตามความเหมาะสมของการใช้งาน



ในโรงงานขนาดกลางและขนาดเล็กที่ใช้ไอน้ำประมาณ 1-10 t/h จะใช้หม้อไอน้ำความดันต่ำขนาดเล็กส่วนมากจะเป็น Flue & fire tube boiler ที่มีความดันประมาณ 1 MPa (ความดันที่ระบุในบทนี้จะหมายถึงความดันเกจ) สำหรับโรงงานขนาดใหญ่ ที่มีการใช้ไอน้ำมากถึงหลายสิบ t/h ซึ่งต้องใช้ไอน้ำที่มีความดันไอน้ำสูงกว่า 1 MPa ด้วย มักจะใช้ Water tube boiler เมื่อความดันไอน้ำมีค่าเท่ากับ 3 MPa ขึ้นไป เพื่อให้สามารถใช้พลังงานได้อย่างมีประสิทธิภาพ บางโรงงานจะใช้วิธี Cogeneration โดยนำไอน้ำจากหม้อไอน้ำไปขับเคลื่อนกังหันไอน้ำก่อนหลังจากนั้นจึงนำไอน้ำที่เหลือออกไปเป็นแหล่งความร้อนป้อนให้โรงงาน

2.1.9.1 หม้อไอน้ำแบบ Cylindrical เป็นหม้อไอน้ำที่ประกอบด้วย Drum รูปทรงกระบอกขนาดใหญ่ ภายใน Drum มีห้องเผาไหม้ติดตั้งอยู่ น้ำในหม้อจะไหลเวียนด้วยวิธี Natural circulation เพื่อรับความร้อนจากห้องเผาไหม้ หม้อไอน้ำแบบนี้นิยมใช้กันมาแต่อดีตในลักษณะของหม้อไอน้ำขนาดเล็ก มีกำลังผลิตไอน้ำไม่เกินกี่สิบ t/h และความดันไม่เกินประมาณ 1 MPa และยังมีติดตั้งอยู่เป็นจำนวนมากในสถานประกอบการต่างๆ

สมบัติของ Cylindrical boiler เทียบกับ Water tube boiler มีดังต่อไปนี้

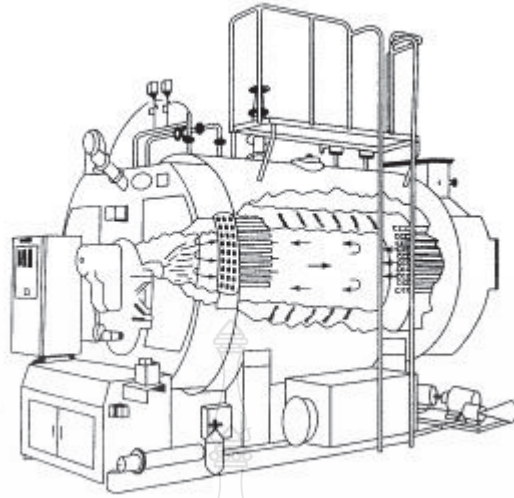
ข้อดี

- (1) โครงสร้างไม่ซับซ้อน
- (2) การบังคับควบคุม-เดินเครื่องทำได้สะดวก
- (3) ต้นทุนอุปกรณ์ค่อนข้างถูก
- (4) กินพื้นที่ติดตั้งน้อย
- (5) หากปริมาณการใช้ไอน้ำเปลี่ยนไปความดันไอน้ำก็จะเปลี่ยนแปลงไปน้อย

ข้อเสีย

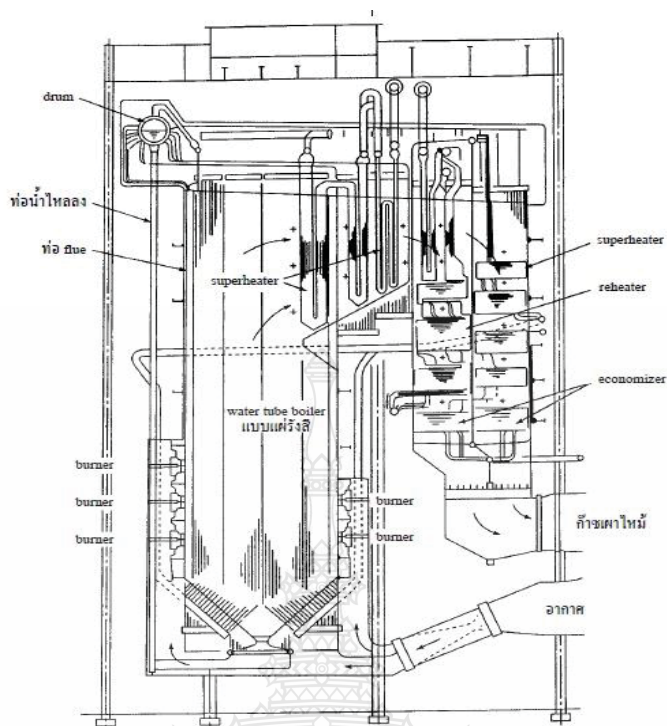
- (1) ไม่เหมาะสำหรับผลิตไอน้ำความดันสูง
- (2) ไม่เหมาะสำหรับผลิตไอน้ำปริมาณมาก
- (3) ใช้เวลานานในการเริ่มเดินเครื่องจนสามารถผลิตไอน้ำตามที่กำหนดได้

Vertical boiler เป็นหม้อไอน้ำที่ติดตั้ง Boiler drum รูปทรงกระบอกในทิศทางตั้งขึ้น ภายใน Drum มีห้องเผาไหม้ ส่วน Flue boiler เป็นหม้อไอน้ำที่ติดตั้ง Boiler drum รูปทรงกระบอกในทิศทางนอน ภายใน Drum มีท่อ Flue อยู่ 1-3 ท่อ ส่วน Fire tube boiler เป็นหม้อไอน้ำที่ใน Boiler drum มีน้ำบรรจุอยู่ ในน้ำจะมีท่อขนาดเล็กจำนวนมากซึ่งเป็นช่องทางไหลของก๊าซเผาไหม้ติดตั้งไว้ หม้อไอน้ำเหล่านี้ด้วยข้อจำกัดทางโครงสร้าง ไม่สามารถทำให้พื้นที่ถ่ายเทความร้อนมีขนาดใหญ่ได้ ดังนั้น ประสิทธิภาพของหม้อไอน้ำจึงจำกัดอยู่ที่ 50-80% รูปที่ 1.1 แสดง Flue & fire tube boiler ซึ่งเป็นหม้อไอน้ำที่มีทั้งท่อ Flue และ Fire tube ในบรรดาหม้อไอน้ำ Cylindrical boiler หม้อไอน้ำแบบนี้จะมีพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนมาก มีประสิทธิภาพของหม้อไอน้ำสูงถึง 85-90% หม้อไอน้ำในปัจจุบันเกือบทั้งหมด จะเป็น Package boiler ซึ่งโรงงานผลิตจะประกอบตัวหม้อไอน้ำกับอุปกรณ์เสริมต่างๆ เช่น อุปกรณ์ควบคุมการเดินเครื่อง ฯลฯ ให้เสร็จบนฐานโครงเหล็กที่แข็งแรงแล้วขนด้วยรถพ่วง ฯลฯ ไปติดตั้งยังสถานที่ใช้งานโดยตรง หม้อไอน้ำแบบนี้นอกจากจะลดทอนความยุ่งยากในการติดตั้ง ณ สถานที่จริงได้แล้ว โรงงานผลิตยังทำการทดลองเดินเครื่องและปรับแต่งมาให้เสร็จก่อนจะส่งมอบ ดังนั้น จึงสามารถระยะเวลาที่ต้องการในการปรับแต่ง ณ สถานที่จริงได้ ทำให้สามารถมีหม้อไอน้ำใช้งานด้วยราคาถูกลงและรวดเร็วกว่าหม้อไอน้ำแบบอื่น จึงนิยมใช้กันมากขึ้นเรื่อยๆ



รูปที่ 2.3 หม้อไอน้ำ Flue & fire tube boiler

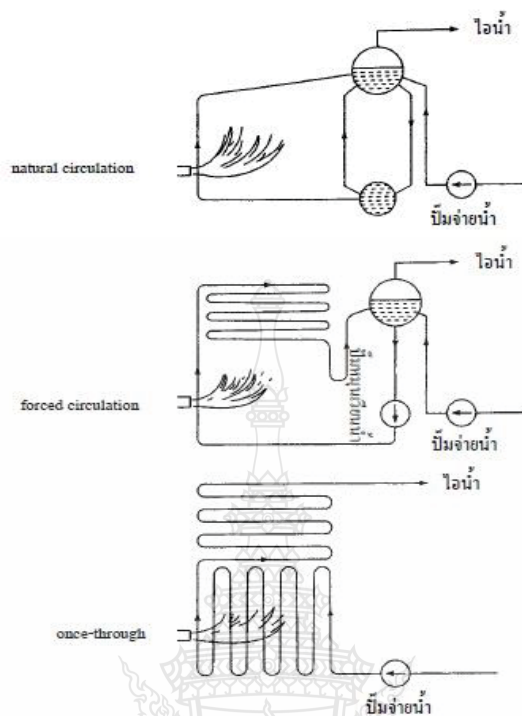
Natural circulation boiler แบ่งออกเป็นแบบท่อตรง แบบท่อโค้ง และแบบแผ่รังสี หม้อไอน้ำแบบท่อตรงจะใช้ท่อน้ำที่เป็นท่อตรง ซึ่งอาจใช้กับ Package boiler ขนาดเล็กที่มีความดันไม่เกิน 1 MPa และผลิตไอน้ำได้ไม่กี่ตันต่อชั่วโมง แต่เนื่องจากไม่สามารถรองรับการขยายตัวเนื่องจากความร้อนได้ดี หม้อไอน้ำขนาดนี้จึงมักใช้ใน Cylindrical boiler เป็นหลัก ปัจจุบันนี้ไม่ค่อยผลิตแบบท่อตรงแล้ว ส่วนหม้อไอน้ำแบบท่อโค้งจะติดตั้งท่อน้ำโดยเจาะรู Drum ตามทิศทางรัศมี ความหนาของ Drum จึงสม่ำเสมอ และติดตั้งได้อย่างแน่นหนา รวมทั้งในการผลิตท่อน้ำ จะทำให้สามารถงอได้อย่างค่อนข้างอิสระ เพื่อให้เมื่อขยายตัวด้วยความร้อนแล้วท่อน้ำจะไม่เกิดความเค้นมาก จึงใช้กับหม้อไอน้ำความดันปานกลางและความดันสูง สำหรับหม้อไอน้ำความดันสูงขนาดใหญ่เช่น ที่ใช้ในโรงไฟฟ้าพลังความร้อน เนื่องจากความร้อนแผ่ของการกลายเป็นไอของน้ำจะลดลงเมื่อความดันสูงขึ้น ดังนั้นจึงสามารถทำให้หม้อไอน้ำมีโครงสร้างที่การถ่ายเทความร้อนด้วยการแผ่รังสีของก๊าซเผาไหม้ภายในห้องเผาไหม้ (เตา) สามารถชดเชยความร้อนแผ่ของการกลายเป็นไอของน้ำในหม้อได้ หม้อไอน้ำแบบนี้เรียกว่า Water tube boiler แบบแผ่รังสี ซึ่งแสดงไว้ในรูปที่ 2.4



รูปที่ 2.4 Water tube boiler แบบแฟรงค์ลี

หม้อไอน้ำ Water tube boiler แบบ Forced circulation boiler เป็นหม้อไอน้ำที่บังคับให้น้ำในหม้อหมุนเวียนด้วยกำลังขับจากปั๊มหรืออุปกรณ์อื่นๆ เทียบกับหม้อไอน้ำ Natural circulation boiler แล้ว จะออกแบบให้ท่อน้ำมีขนาดเล็กกว่าได้ รวมทั้งไม่มีข้อจำกัดในการออกแบบการจัดวางท่อน้ำ และสามารถสร้างหม้อไอน้ำขนาดใหญ่ที่มีความดันและอุณหภูมิสูงได้ จึงนิยมใช้กันมากในโรงไฟฟ้าพลังความร้อน นอกจากนี้ ในหม้อไอน้ำ Waste-heat boiler ต่างๆ ที่กำเนิดไอน้ำจากความร้อนทิ้งที่มีอุณหภูมิต่ำกว่าเท่ากับก๊าซเผาไหม้ เช่น จากก๊าซไอเสียจากเตาเผาต่างๆ เราจำเป็นต้องออกแบบพื้นที่ถ่ายเทความร้อนให้มีขนาดใหญ่ที่สุดเท่าที่จะทำได้ภายในมิติที่จำกัด เพื่อให้สามารถนำความร้อนกลับมาใช้ใหม่ได้อย่างมีประสิทธิภาพสูง ดังนั้น โดยมากมักจะใช้หม้อไอน้ำ Forced circulation boiler

หม้อไอน้ำ Once-through boiler เป็นหม้อไอน้ำที่ทำการให้ความร้อน กำเนิดไอน้ำและทำ Superheat เพื่อกำเนิดไอคองโดยมีน้ำเลี้ยงจากปั๊มน้ำ ไหลผ่านท่อน้ำยาวต่อเนื่องเพียงครั้งเดียว เนื่องจากหม้อไอน้ำแบบนี้ไม่มีการหมุนเวียนน้ำ ดังนั้น โดยทั่วไปจึงไม่ต้องมี Drum หม้อไอน้ำที่เดินเครื่องด้วยความดันสูงกว่าความดันวิกฤติจะไม่สามารถแยกไอน้ำออกจากน้ำได้ จึงต้องใช้หม้อไอน้ำ Once-through boiler รูปที่ 2.5 แสดงการไหลของน้ำและไอน้ำของหม้อไอน้ำ Water tube boiler ชนิดต่างๆ



รูปที่ 2.5 การไหลของน้ำและไอน้ำในหม้อไอน้ำแบบต่าง ๆ

2.1.10 ประสิทธิภาพหม้อไอน้ำ หลักการที่ใช้ในการคำนวณหาประสิทธิภาพในงานวิจัยนี้ เป็นการคำนวณแบบการหักค่าสูญเสียความร้อนเนื่องจากปัจจัยต่างๆ ที่เกิดขึ้นกับหม้อไอน้ำออกจาก ปริมาณความร้อนที่เข้าระบบ โดยในที่นี้จะแบ่งการสูญเสียความร้อนออกเป็น 3 ทางคือ การสูญเสีย ความร้อนเนื่องจากน้ำทิ้ง (Blow Down) การสูญเสียความร้อนที่เกิดขึ้นจากจี้ถ้ำ และการสูญเสียความ ร้อนเนื่องจากก๊าซไอเสีย

2.1.11 อุปกรณ์ที่สำคัญของหม้อไอน้ำ อุปกรณ์เสริมที่สำคัญของหม้อไอน้ำ (Boiler Equipment) คืออุปกรณ์ที่ติดตั้งในระบบผลิตไอน้ำเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพ และเพิ่มความสะดวก ของระบบผลิตไอน้ำ

2.1.11.1 อุปกรณ์ควบคุมความดันในหม้อไอน้ำ

1) เกจวัดความดัน

2) Pressure Controller (Pressure Switch) ส่งสัญญาณ ไปเพื่อเพิ่ม-ลด และตัดการจ่ายเชื้อเพลิงเข้าสู่ห้องเผาไหม้

2.1.11.2 อุปกรณ์ควบคุมระดับน้ำในหม้อไอน้ำ

1) ลูกกลอยหรือ Electrode ส่งสัญญาณไปเดิน-หยุด ปั๊มป้อนเข้าหม้อไอน้ำ และตัดเชื้อเพลิงเมื่อระดับน้ำต่ำถึงจุดอันตราย

2) หลอดแก้ว/แผ่นแก้ว วัดระดับน้ำ

2.1.11.3 อุปกรณ์ความปลอดภัย

1) ลิ้นนิรภัยหรือลิ้นกั้นอันตราย (Safety Valve)

2) ตาอิเล็กทรอนิกส์ (Electronic Eye) จะส่งสัญญาณไปตัดเชื้อเพลิง เมื่อไม่มีเปลวไฟและมีสัญญาณเตือน

2.1.11.4 อุปกรณ์อื่นๆ

1) วาล์วโบล์วคาวน์

2) ระบบน้ำเลี้ยง

3) ระบบเชื้อเพลิง

2.2 ภาชนะรับแรงดัน (Pressure Vessels)

ในวงการอุตสาหกรรมภาชนะรับแรงดัน (Pressure Vessels) ถือว่าเป็นอุปกรณ์ที่มีความสำคัญในกระบวนการผลิตโดยติดตั้งอยู่ในโรงงานอุตสาหกรรมเกือบทุกประเภทภาชนะรับแรงดันที่มีใช้ในโรงงานทั่วไป เช่น หม้ออัดก๊าซ หม้ออัดอากาศ ถังเก็บสารเคมี อุปกรณ์รองรับปฏิกิริยาเคมี (Reactor) หอ-กั่น (Retort) อุปกรณ์นึ่งฆ่าเชื้อด้วยความร้อนความดันสูง (Autoclave) อุปกรณ์ควบแน่น (Condenser) อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger) “ข้อ 2 ในกฎกระทรวงนี้ภาชนะรับแรงดัน (pressure vessel) หมายความว่าตามพระราชบัญญัติ โรงงาน พ.ศ. 2535 ว่า (1) ภาชนะปิดที่มีความกดดันภายในภาชนะและภายนอกภาชนะแตกต่างกันมากกว่า 1.5 เท่าของความดันบรรยากาศที่ระดับน้ำทะเล และมีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางมากกว่า 103 มิลลิเมตร หรือ (2) ถังปฏิกิริยา (reactor)” ภาชนะรับแรงดันเป็นอุปกรณ์ที่แตกต่างจากอุปกรณ์หรือเครื่องจักรอื่นๆ อย่างมากเนื่องจากเป็นอุปกรณ์ที่เมื่ออยู่ในสภาวะใช้งานจะสะสมพลังงานภายใน (Stored Energy) สูงตามความดันที่เกิดขึ้นและมีโอกาสเกิดการระเบิดหรือเกิดอันตรายกับบุคคลและทรัพย์สินได้มากกว่าเครื่องจักรที่ไม่มีความดันดังตัวอย่างที่เกิดขึ้น เช่น ความดันระเบิดในโรงงานต่างๆ ซึ่งก่อให้เกิดอันตรายถึงขั้นเสียชีวิต, ทรัพย์สินและเครื่องจักรเสียหาย ปัจจัยที่ก่อให้เกิดความเสี่ยง ได้แก่ ความดันใช้งาน (P-Working Pressure) อุณหภูมิใช้งาน (T-Working Temperature) และปริมาตรของภาชนะรับแรงดัน (Volume) ซึ่งจะเปลี่ยนแปลงตลอดเวลาตามสภาวะต่างๆ เป็นตามกฎของบอยล์ (Boyle's Law) กล่าวคือถ้าอุณหภูมิ (T) คงตัว ความดันของแก๊ส (P) จะ

แปรผกผันกับปริมาตร (V) ของแก๊สนั้น ๆ และกฎของชาร์ล (Charles's Law) ถ้าความดัน (P) คงตัว ปริมาตร (V) ของแก๊สจะแปรผันตรงกับอุณหภูมิ (T) อุณหภูมิพลวัตของแก๊สนั้น ๆ

2.2.2 งานออกแบบ (Design and Calculation) ภาชนะรับแรงดันที่นำมาใช้ต้องทำให้เกิดความมั่นใจว่ามีความปลอดภัยสำหรับการใช้งานในการออกแบบจึงต้องมีข้อมูลต่างๆ ที่ชัดเจน และกำหนดแนวคิดในการออกแบบ โดยดำเนินการตามวัตถุประสงค์ของโครงการเป็นหลัก มีการคำนวณความดันใช้งาน (Working Pressure) ความดันสูงสุด และความดันใช้งานต่ำสุด อุณหภูมิใช้งาน (Working Temperature) อุณหภูมิสูงสุดและอุณหภูมิต่ำสุด ปริมาตรของภาชนะรับแรงดัน (Volume) ที่ต้องการบรรจุ คุณสมบัติของสารที่บรรจุภายใน (Property) สารแต่ละชนิดคุณสมบัติแตกต่างกัน และสถานะของสารที่บรรจุภายใน (Status) สถานะของสารที่บรรจุเป็นของเหลว ก๊าซ หรือปนกัน

2.2.2.1 เกณฑ์ในการออกแบบ (Design Criteria) โดยการใช้ข้อมูลอ้างอิงต่างเกณฑ์ ตามกฎหมายกำหนด (Regulation) จากเป็นข้อมูลที่ราชการท้องถิ่นได้ศึกษาและบังคับใช้เพื่อความ ปลอดภัยของส่วนรวมเกณฑ์ตามมาตรฐานที่ใช้กำหนด (Standard) เป็นข้อมูลที่หน่วยงานต่างๆ ยอมรับในข้อมูลนั้น ซึ่งอาจจะนอกเหนือจากกฎหมายกำหนด เช่น มาตรฐาน JIS (Japanese Industrial Standards) มาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรม (TIS-Thai Industrial Standards Institute) มาตรฐาน ASME (American Society of Mechanical Engineer) ส่วนใหญ่นิยมใช้ ASME Boiler and pressure vessel code เป็นหมวดที่เกี่ยวข้องกับถึงความดัน ASME boiler and pressure vessel code สามารถ แบ่งเป็นหมวดย่อยอีก 11 Section เช่น Section II (Material) กล่าวถึงคุณสมบัติของวัสดุ Section V (Nondestructive Examination) กล่าวถึง การทดสอบแบบ ไม่ทำลาย Section VIII (Rule for Construction of Pressure Vessel) กล่าวถึงกฎการสร้างถึงความดัน

2.2.2.2 การคำนวณ เพื่อหาค่าการใช้งานที่เหมาะสม (Calculation sheet) จากการ กำหนดรูปแบบต่างๆ แล้ว วิศวกรต้องนำข้อมูลต่างๆ ที่เกี่ยวข้องมาคำนวณ รายละเอียดต่างๆ เพื่อให้เกิดความปลอดภัย ข้อมูลประกอบการคำนวณได้แก่

1) ความดันในการออกแบบ (Design Pressure - P) เป็นความดันสัมบูรณ์ ดังนั้น ในการคำนวณต้องคิดค่าความดันจากการวัดรวมกับค่าความดันบรรยากาศด้วย ($P_g + P_{atm}$)

2) อุณหภูมิในการออกแบบ (Design Temperature - T) ต้องคำนึงถึง อุณหภูมิสูงสุดและอุณหภูมิต่ำสุด

3) ขนาดและรูปร่างของถัง (Dimension) ต้องคำนึงถึงระยะที่ใช้ในการคำนวณว่าใช้ระยะศูนย์กลางภายในถัง หรือระยะศูนย์กลางภายนอกถัง เพราะต้องใช้สูตรคำนวณที่แตกต่างกัน

4) ชนิดและรูปร่างของหัวถัง (Type of Dished Heads) ซึ่งมีหลายลักษณะ และแต่ละลักษณะมีความสามารถรับแรงดันที่ต่างกัน ดังนั้น สูตรการคำนวณ จึงแตกต่างกันด้วย

5) วัสดุที่ใช้ (Material) หมายถึง ความสามารถในการทนต่อความเค้น (Tensile Strength) ของเหล็กซึ่งขึ้นกับอุณหภูมิ ความแข็งแรงจะลดลงเมื่ออุณหภูมิสูงขึ้นและอุณหภูมิใช้งานที่ต่ำมากๆ (ต่ำกว่า 20 °C หรือติดลบ) เหล็กจะมีความเปราะ (Brittleness) นอกจากนี้ต้องคำนึงถึงการกัดกร่อนต่อสารเคมีด้วย

6) ค่าการกัดกร่อนของสารในถัง (Corrosion Allowance - C) ขึ้นอยู่กับสารที่สัมผัสจะทำให้เกิดอัตราการผุกร่อนมากหรือน้อย ทำให้อายุใช้งานสั้นลงช้าหรือเร็ว ดังนั้นในการคำนวณจำเป็นต้องนำมาพิจารณาเพิ่มความหนาจากความหนารับแรงดันด้วย

7) รูปแบบของจุกรับถัง (Support)

8) ขนาดและจำนวนของอุปกรณ์ที่ต่อเข้ากับถัง (Nozzle Size)

2.2.2.3 สูตรที่ใช้ในการคำนวณหาความหนาของชิ้นส่วนประกอบภาชนะรับแรงดัน

1) การหาความหนาส่วนตัวถัง (SHELL)

t = ความหนา (thickness) ชิ้นส่วนประกอบภาชนะรับแรงดัน

P = ความดันในการออกแบบ (Design Pressure) เป็นความดันสัมบูรณ์ ($P_g + P_{atm}$)

R = รัศมีของถัง (Radius) ถ้ารัศมีถังกว้างมาก ความหนาของถังจะมากตามด้วยและในการคำนวณมี 2 วิธีคือเลือกใช้สูตรรัศมีภายใน (R_i) หรือรัศมีภายนอก (R_o) ได้ขึ้นอยู่กับลักษณะงาน

R_i = รัศมีภายในของถัง

R_o = รัศมีภายนอกของถัง

E = ประสิทธิภาพแนวเชื่อม

Ca = ความหนาเพื่อกัดกร่อน (Corrosion allowance) ในชิ้นส่วนประกอบภาชนะรับแรงดัน

S = ความแข็งแรงในขณะรับแรงดันของวัสดุที่ใช้ทำถัง (Tensile Strength of Material) เป็นค่าความแรงดึงของวัสดุในขณะรับแรงดัน โดยทั่วไปมักจะบอกค่าความแรงดึงสูงสุดในภาวะปกติ และการออกแบบ Working Design และ Ultimate Design+ Safety Factor

1.1) ความหนาที่รับความเค้นในแนวตะเข็บตามยาวส่วนตัวถัง (Longitudinal Thickness)

$$t = P \cdot R_i / (S \cdot E - 0.6 \cdot P) + C_a \quad (2.1)$$

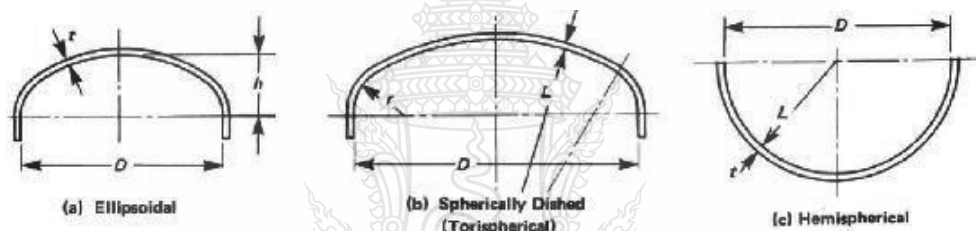
$$t = P \cdot R_o / (S \cdot E - 0.4 \cdot P) + C_a \quad (2.2)$$

1.2) ความหนาที่รับความเค้นในแนวตะเข็บรอบวงส่วนตัวถัง (Circumferential Thickness)

$$t = P \cdot R_i / (2S \cdot E - 0.4 \cdot P) + C_a \quad (2.3)$$

$$t = P \cdot R_o / (2S \cdot E - 1.6 \cdot P) + C_a \quad (2.4)$$

2) การหาความหนาส่วนหัวถัง (HEAD) เป็นส่วนที่ปิดปลายทั้งสองด้านของถังความดัน ลักษณะที่นิยมใช้ได้แก่



รูปที่ 2.6 หัวถังลักษณะต่างๆ โดย ASME

2.1) หัวถังลักษณะทรงรี (Ellipsoidal heads) ความหนาที่รับความเค้นของส่วนหัวถัง

$$t = K \cdot P \cdot D_i / (2S \cdot E - 0.2 \cdot P) + C_a \quad (2.5)$$

$$t = K \cdot P \cdot D_o / (2S \cdot E - 2 \cdot P \cdot (K - 0.1)) + C_a \quad (2.6)$$

ตารางที่ 2.1 ค่าคงที่ K ของส่วนหัวถังทรงรี โดย ASME

TABLE 1-4.1
VALUES OF FACTOR K
(Use Nearest Value of $D/2h$; Interpolation Unnecessary)

$D/2h$	3.0	2.9	2.8	2.7	2.6	2.5	2.4	2.3	2.2	2.1	2.0
K	1.83	1.73	1.64	1.55	1.46	1.37	1.29	1.21	1.14	1.07	1.00
$D/2h$	1.9	1.8	1.7	1.6	1.5	1.4	1.3	1.2	1.1	1.0	...
K	0.93	0.87	0.81	0.76	0.71	0.66	0.61	0.57	0.53	0.50	...

2.2) หัวถังลักษณะเสี้ยวทรงกลม (Tori sphere) ความหนาที่รับความเค้นของ ส่วนหัวถัง

$$t = M \cdot P \cdot R_i / (2S \cdot E - 0.2 \cdot P) + C_a \quad (2.7)$$

$$t = M \cdot P \cdot R_o / (2S \cdot E + (M - 0.2) \cdot P) + C_a \quad (2.8)$$

ตารางที่ 2.2 ค่าคงที่ M ของส่วนหัวถังทรง Tori sphere โดย ASME

TABLE 1-4.2
VALUES OF FACTOR M
(Use Nearest Value of L/r ; Interpolation Unnecessary)

L/r	1.0	1.25	1.50	1.75	2.00	2.25	2.50	2.75	3.00	3.25	3.50
M	1.00	1.03	1.06	1.08	1.10	1.13	1.15	1.17	1.18	1.20	1.22
L/r	4.0	4.5	5.0	5.5	6.0	6.5	7.0	7.5	8.0	8.5	9.0
M	1.25	1.28	1.31	1.34	1.36	1.39	1.41	1.44	1.46	1.48	1.50
L/r	9.5	10.00	10.5	11.0	11.5	12.0	13.0	14.0	15.0	16.0	$16\frac{2}{3}^1$
M	1.52	1.54	1.56	1.58	1.60	1.62	1.65	1.69	1.72	1.75	1.77

NOTE:

(1) Maximum ratio allowed by UG-32(j) when L equals the outside diameter of the skirt of the head.

2.3) หัวถังลักษณะครึ่งทรงกลม (Hemi sphere) ความหนาที่รับความเค้นของ ส่วนหัวถัง

$$t = P \cdot R_i / (2S \cdot E - 0.2 \cdot P) + C_a \quad (2.9)$$

$$t = P \cdot R_o / (2S \cdot E - 0.8 \cdot P) + C_a \quad (2.10)$$

2.3 เชื้อเพลิงและการเผาไหม้

เชื้อเพลิง หมายถึง สารที่สามารถเผาไหม้ได้ง่ายเมื่อทำปฏิกิริยากับอากาศหรือ ออกซิเจน และความร้อนที่เกิดขึ้นจากการเผาไหม้นั้นสามารถนำมาใช้งานอย่างได้คุ้มค่า นอกจากนี้ สารที่เกิดจากการเผาไหม้ (เช่น ไอเสียจี้เต้า เป็นต้น) ต้องไม่ทำให้เกิดมลพิษต่อสิ่งแวดล้อม เช่น ทางอากาศ ทางน้ำ ฯลฯ

เชื้อเพลิงที่ใช้ในหม้อไอน้ำมีอยู่ 3 ประเภทด้วยกันคือ เชื้อเพลิงแข็ง เชื้อเพลิงเหลว และเชื้อเพลิงแก๊ส ซึ่งเชื้อเพลิงแข็งจะติดไฟยากที่สุด และมีปัญหาการขนย้ายและการเผาไหม้ควบคุมได้ยาก การที่จะทำให้เชื้อเพลิงผสมกับอากาศอย่างทั่วถึง เชื้อเพลิงเหลวจะลดปัญหาต่างๆ ได้มาก เนื่องจากสามารถฉีดเป็นละอองเข้าไปผสมกับอากาศได้อย่างทั่วถึง ในกรณีเชื้อเพลิงแก๊สจะยิ่งสะดวก

มากขึ้น ซึ่งอาจไม่จำเป็นต้องมีการฉีดเป็นฟอยก็ได้ เพราะโดยธรรมชาติแล้วแก๊สจะฟุ้งกระจายไปทั่วบริเวณอยู่แล้ว ดังนั้นจึงสามารถผสมกับอากาศได้อย่างทั่วถึง การเผาไหม้ก็จะให้ความร้อนสูงเช่นกัน

2.3.1 ชนิดและคุณสมบัติของเชื้อเพลิง เชื้อเพลิงสามารถแบ่งออกได้ตามสภาพทางกายภาพ เป็นเชื้อเพลิงก๊าซ เชื้อเพลิงเหลว และเชื้อเพลิงแข็ง ในแต่ละประเภทของเชื้อเพลิงจะมีมากมายหลายชนิดแตกต่างกัน ซึ่งจะสรุปเฉพาะที่สำคัญๆ ดังนี้

2.3.1.1 เชื้อเพลิงแข็ง จะหาได้ง่ายและมีราคาถูก แต่ที่ใช้กันแพร่หลายได้แก่ ถ่านหิน ถ่านลิกไนต์ ไม้ ชานอ้อย แกลบ และสิ่งของเหลือทิ้งจากการผลิตน้ำมันปาล์ม ในกรณีของถ่านหินสามารถแยกย่อยออกได้เป็นหลายเกรดตามสัดส่วนของคาร์บอนที่มีอยู่ตั้งแต่ ถ่านพีค (Peat) ซึ่งถือว่ามีค่าสุด ถ่านลิกไนต์ สับบิทูมินัส บิทูมินัส คาร์-บอนเซียส และแอนทราไซต์ ตามลำดับ สำหรับในประเทศไทยมีการใช้ลิกไนต์เป็นส่วนใหญ่ รองลงมาเป็นพวกสับบิทูมินัส ซึ่งส่วนใหญ่ต้องนำเข้าจากต่างประเทศ ถ่านหินเป็นสารประกอบโดยมีคาร์บอนเป็นองค์ประกอบสำคัญ ตั้งแต่ประมาณ 50% ขึ้นไป ในถ่านหิน จนถึงประมาณ 94% ในถ่านหินแอนทราไซต์ ส่วนประกอบอื่นๆ ได้แก่ ไฮโดรเจน ออกซิเจน ไนโตรเจน และกำมะถัน ตามปกติถ่านหินจะมีสีดำ ส่วนลิกไนต์จะมีสีน้ำตาล ค่าความร้อนของถ่านหินโดยเฉลี่ยจะอยู่ประมาณ 32 MJ/kg ในขณะที่ถ่านลิกไนต์จะมีค่าประมาณ 25 MJ/kg [3] ทั้งนี้เชื้อเพลิงแข็งต้องการเนื้อที่ในการเผาไหม้มากทำให้เกิดความจำเป็นที่จะต้องใช้ห้องเผาไหม้ขนาดใหญ่ นอกจากนี้ยังมีเถ้าในสัดส่วนที่ค่อนข้างสูงซึ่งก่อให้เกิดปัญหาทางด้านความสึกกร่อนของผนังหม้อน้ำและเขม่าในไอเสีย ที่ใช้กันแพร่หลาย

2.3.1.2 เชื้อเพลิงเหลว เชื้อเพลิงเหลวเป็นเชื้อเพลิงที่นิยมใช้กันมากตามโรงงานอุตสาหกรรม ยานพาหนะ เพราะสะดวกในการใช้ และให้ค่าความร้อนทางเชื้อเพลิงสูง เชื้อเพลิงเหลวที่ใช้ส่วนใหญ่จะได้จาก ผลิตภัณฑ์การกลั่นน้ำมันปิโตรเลียม เช่น น้ำมันเบนซินหรือน้ำมันแก๊สโซลีน น้ำมันเชื้อเพลิงเครื่องบิน ไอพ่น น้ำมันก๊าด น้ำมันดีเซล น้ำมันเตา เป็นต้น ส่วนเชื้อเพลิงเหลวที่ได้จากกรรมวิธีการผลิตจากหินน้ำมันหรือพีชทางการเกษตร เช่น จากการผลิตแอลกอฮอล์ หรือการสกัดน้ำมันจากเมล็ดสบู่ดำ ฯลฯ ซึ่งยังอยู่ในระหว่างการพัฒนาไปใช้งานอยู่ และปริมาณที่ผลิตได้ยังไม่เพียงพอต่อการใช้ในปัจจุบัน ดังนั้นปิโตรเลียมจึงยังจัดว่าเป็นวัตถุดิบที่สำคัญมากต่อการผลิตเชื้อเพลิงเหลว

2.3.1.3 เชื้อเพลิงแก๊ส มีสถานะเป็นก๊าซที่อุณหภูมิปกติ หรืออาจหมายถึงก๊าซทุกชนิดที่สามารถ นำมาทำปฏิกิริยากับออกซิเจนแล้วเกิดการเผาไหม้ทำให้ได้พลังงานความร้อนที่สามารถนำไปใช้ประโยชน์ได้ เชื้อเพลิงประเภทนี้จะมีสารไฮโดรคาร์บอนเป็นองค์ประกอบหลัก และก๊าซแต่ละชนิดจะให้ความร้อนจากการเผาไหม้ที่ไม่ต่างกัน โดยทั่วไปมีไม่กี่ชนิด เช่น แก๊สธรรมชาติ (NGV) แก๊สปิโตรเลียมเหลว (LPG) ที่ใช้กับหม้อไอน้ำ แก๊สธรรมชาติเป็นสารประกอบระหว่างคาร์บอนกับ

ไฮโดรเจน ค่าความร้อนโดยเฉลี่ยประมาณ 40 MJ/kg ซึ่งแก๊สสามารถเผาไหม้ได้สะดวกโดยใช้อากาศส่วนน้อยประมาณ 10 % เท่านั้น [3]

2.3.1.4 ส่วนประกอบของเชื้อเพลิง เชื้อเพลิงโดยทั่วไป มักมีคาร์บอนเป็นองค์ประกอบหลัก ซึ่งที่เหลืออาจเป็นไฮโดรเจน ออกซิเจน ไนโตรเจน จี๊เจ้าและความชื้น การแสดงสัดส่วนองค์ประกอบ สามารถแบ่งได้ 2 แบบ ตามกรรมวิธีการวิเคราะห์ดังนี้

2.3.1.4.1 การแสดงเฉพาะองค์ประกอบสำคัญๆ ซึ่งอาศัยวิธีการวิเคราะห์ Proximate Analysis ซึ่งตรวจสอบเฉพาะองค์ประกอบที่สำคัญๆ ต่อพฤติกรรมการเผาไหม้ คือ คาร์บอนของคาร์บอน จี๊เจ้า ความชื้น และสารระเหิด (Volatile Matters) ทั้งนี้ถ้าเชื้อเพลิงมีคาร์บอนมาก ก็จะทำให้ความร้อนสูงและเปลวไฟสั้น แต่ถ้าหากมีจี๊เจ้ามากก็จะให้ความร้อนน้อยและประสิทธิภาพต่ำ ในกรณีที่มีความชื้นมากจะทำให้เชื้อเพลิงนั้นติดไฟยาก และจะสูญเสียความร้อนที่ได้ส่วนหนึ่งในการระเหย ความชื้นดังกล่าว สำหรับสารระเหิดจะมีผลต่อลักษณะเปลวไฟที่ได้ ถ้าหากมีมากก็จะทำให้เปลวไฟยาวและเกิดควันดำ

2.3.1.4.2 การแสดงส่วนประกอบละเอียด โดยวิธีนี้อาศัยการวิเคราะห์ละเอียด (Ultimate Analysis) คือหาสัดส่วนร้อยละองค์ประกอบของธาตุต่างๆ และจี๊เจ้าที่มีอยู่ในเชื้อเพลิง คือ C, H, O, N, S ซึ่งจะใช้ข้อมูลต่างๆ เหล่านี้ในการคำนวณการเผาไหม้ และประเมินค่าคุณสมบัติบางอย่างของเชื้อเพลิง ตัวอย่างเช่น น้ำมันเตาจะมี C อยู่ระหว่าง 85-87 %, H 11-13 % และ S 2-3 % ส่วนถ่านหินจะมี C 50-90 %, H 2-4 % S~1 [15]

2.3.1.5 ค่าความร้อนเชื้อเพลิง คือปริมาณความร้อนที่ได้จากการเผาไหม้เชื้อเพลิง 1 kg สำหรับเชื้อเพลิงแข็งหรือเหลว แต่ถ้าเป็นเชื้อเพลิงแก๊สมักจะเป็นค่า 1 m³ ในกรณีที่เชื้อเพลิงมี H เป็นส่วนผสมอยู่ด้วย ค่าความร้อนจะมี 2 ค่า ขึ้นกับว่าผลที่ได้จากการเผาไหม้ถูกลดอุณหภูมิลงเท่ากับอุณหภูมิเดิม ก่อนการเผาไหม้หรือไม่ ถ้าอุณหภูมิลดลงไอน้ำที่เกิดจากการเผาไหม้จะควบแน่นกลายเป็นน้ำและคายความร้อนแฝงออกมา ทำให้ได้ปริมาณความร้อนมากขึ้น ค่าที่ได้เรียกว่า ค่าความร้อนสูงของเชื้อเพลิง (Higher Heating Value) หรือ (High Calorific Value หรือ Gross Calorific Value) แต่ถ้าไม่สะดวกที่จะลดอุณหภูมิลง ปริมาณความร้อนที่ได้จะลดลง เนื่องจากไอน้ำที่ได้ยังคงอยู่ในสภาพไอ ดังนั้นค่าความร้อนที่ได้จะเรียกว่า ค่าความร้อนต่ำของเชื้อเพลิง (Lower, Low หรือ Net Heating Value หรือ Calorific Value) ส่วนต่างของค่าความร้อนทั้ง 2 ค่าข้างต้น สามารถคำนวณหาได้จากสมการเผาไหม้ตามปกติแล้วการหาค่าความร้อนสูงของเชื้อเพลิงแข็ง และเชื้อเพลิงเหลว มักใช้เครื่องมือที่เรียกว่า Bomb Calorimeter แต่ถ้าเป็นแก๊ส เครื่องมือที่ใช้เป็น Gas Calorimeter ซึ่งจะวัดค่าความร้อนต่อ 1 m³ ที่ความดันและอุณหภูมิมาตรฐาน คือ 760 มม.ปรอท และ 25 °C (มาตรฐานอังกฤษ) [15]

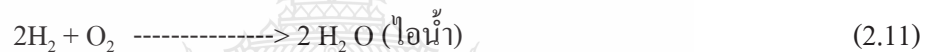
2.3.6 สมการเผาไหม้ เป็นเครื่องมือ สำหรับการวิเคราะห์หาความสัมพันธ์ระหว่างปริมาณ ผลผลิตกับสารที่เข้าเผาไหม้ ดังนี้

สมมติให้เชื้อเพลิง 1 กก. มีองค์ประกอบ C, H, O, N, S ซี่งเข้าและความชื้น โดยมีสัดส่วนเชิง น้ำหนัก c, h, o, s, a และ w ตามลำดับ

$$\text{ดังนั้น } c + h + o + s + a = w$$

ธาตุที่เผาไหม้ คือ C, H กับ S และถ้าเชื้อเพลิงมี O รวมอยู่ด้วย มันจะเข้าร่วมตัวกับ H ใน เชื้อเพลิง เป็น H_2O ก่อนการเผาไหม้เช่นนี้จะทำให้เหลือปริมาณ H ที่เข้าเผาไหม้น้อยลง ค่านี้เรียกว่า ไฮโดรเจนที่มีเหลือ หรือบริสุทธิ์ หรืออิสระ (Available หรือ Net หรือ Free Hydrogen) สมการเผา ไหม้อาศัยหลักการของสมการเคมี และทฤษฎีอะโวกาโดร (Avogadro's Hypothesis) ในการหา สัดส่วนความสัมพันธ์ของมวลหรือปริมาตรของสารต่างๆ ที่เข้าห้องเผาไหม้ และผลผลิตที่ได้ดังนี้

2.3.7 การเผาไหม้ H สมการเผาไหม้และความหมายมีดังนี้



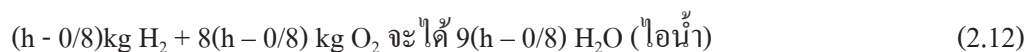
ความหมาย 2 mol H_2 + 1 mol O_2 ได้ 2 mol $H_2 O$ (ไอน้ำ)

หรือ 4 kg H_2 + 32 kg O_2 ได้ 36 kg $H_2 O$ (ไอน้ำ)

หรือ 1 kg H_2 + 8 kg O_2 ได้ 9 kg $H_2 O$ (ไอน้ำ)

ดังนั้น h kg H_2 + 8 kg O_2 ได้ 9 h kg $H_2 O$ (ไอน้ำ)

จะเห็นได้ว่า มวลรวมทั้งหมดทางด้านซ้ายของสมการจะเท่ากับมวลรวมของผลิตผล ทางด้านขวา ดังที่กล่าวมาแล้วข้างต้น ปริมาณ H ที่เข้าเผาไหม้จะน้อยกว่า h ปริมาณที่เข้าเผาไหม้จริง จะเท่ากับ h - ปริมาณ H ที่รวมตัวกับ O ก่อนการเผาไหม้ ซึ่งสามารถหาได้จากสมการครั้งก่อนจะได้ ว่า ทุกๆ kg ของ O จะต้องการ 0/8kg H ในการรวมตัวเป็น H_2O ดังนั้น เมื่อเชื้อเพลิงมี O อยู่ kg จะต้อง ใช้ H เท่ากับ 0/8kg ด้วยเหตุนี้ ปริมาณไฮโดรเจนอิสระจะเหลือ h - 0/8kg ซึ่งถ้านำไปแทนปริมาณ h ใน สมการหลังสุดจะได้ว่า



ในกรณีที่ต้องการหาปริมาณสัดส่วนเชิงปริมาตร แทนที่จะเป็นน้ำหนักสามารถใช้ทฤษฎี ของอะโวกาโดร ซึ่งได้กล่าวไว้ว่า แก๊สปริมาตรเท่ากันที่ความดันและอุณหภูมิเหมือนกันจะมีจำนวน โมลเท่ากัน อาจกล่าวในทางตรงกันข้ามได้ว่า แก๊สและอุณหภูมิเดียวกัน ถ้าหากมีจำนวนโมลต่างกัน

ค่าสัดส่วนเชิงปริมาตรจะเป็นเช่นเดียวกับสัดส่วนจำนวน โมล นอกจากนี้ทฤษฎีข้างต้นยังได้ระบุด้วยว่า แก๊สใดๆ 1 kg mol ที่ STP (อุณหภูมิและความดันมาตรฐาน คือ 0 C, 1.01325 bar จะมีปริมาตร 22.4 m³) [3]

โดยทฤษฎีข้างต้น สมการข้างต้นสามารถเขียนในรูปความสัมพันธ์เชิงปริมาตรได้ดังนี้

$$\begin{aligned} & 2 \text{ ปริมาตร } H_2 + 1 \text{ ปริมาตร } O_2 \text{ ได้ } 2 \text{ ปริมาตร } H_2O \text{ (ไอน้ำ)} \\ & \text{หรือ } 2 \text{ m}^3 H_2 + O_2 \text{ ได้ } 2 \text{ m}^3 H_2O \text{ (ไอน้ำ)} \end{aligned} \quad (2.13)$$

สังเกตว่า ผลรวมของค่าปริมาตรทางด้านซ้ายและขวาของสมการมีค่าไม่เท่ากัน แสดงว่า ปริมาตรมีการเปลี่ยนแปลงหลังการเผาไหม้

ตามนัยของทฤษฎีส่วนหลังสามารถเขียนความสัมพันธ์เพิ่มเติมได้ดังนี้

$$22.4 \text{ m}^3 H_2 + 22.4/2 \text{ m}^3 O_2 \text{ ได้ } 22.4 \text{ m}^3 H_2O \text{ (ไอน้ำ) ที่ STP}$$

แต่ถ้าต้องการเขียนปริมาณเชื้อเพลิงในรูปของมวล เพื่อนำไปใช้คำนวณปริมาณอากาศที่เข้าเผาไหม้ 1 kg อาจเขียนได้ดังนี้

$$4 \text{ kg } H_2 + 22.4 \text{ m}^3 O_2 \text{ ได้ } 44.8 \text{ m}^3 H_2O \text{ (ไอน้ำ)}$$

$$1 \text{ kg } H_2 + 22.4 \text{ m}^3 O_2 \text{ ได้ } 44.8 \text{ m}^3 H_2O \text{ (ไอน้ำ) ที่ STP}$$

$$\text{หรือ } (h - 0/8) \text{ kg } H_2 (h - 0/8) \text{ m}^3 O_2 \text{ ได้ } 44.8/4 (h - 0/8) \text{ m}^3 H_2O \text{ (ไอน้ำ) ที่ STP}$$

ถ้าต้องการปริมาตรแก๊สที่อุณหภูมิอื่น เช่น 30 °C อาจใช้สมการของแก๊ส

$$\frac{P_1 V_1}{T_1} = \frac{P_2 V_2}{T_2} \quad \text{ในการหาค่าดังนี้} \quad (2.14)$$

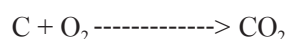
$$\begin{aligned} \text{สำหรับ } O_2 \text{ จะได้ } V_2 \text{ ที่ } 30^\circ C &= \frac{303}{273} \times \frac{22.4}{4} \left(h \frac{0}{8} \right) \\ &= 6.22 \left(h \frac{0}{8} \right) \text{ m}^3 \cdot \text{ที่ } 30^\circ C \end{aligned}$$

$$\text{กรณีของ } H_2O \text{ (ไอน้ำ) จะได้ในทำนองเดียวกัน คือ } 12.43 \left(h \frac{0}{8} \right) \text{ m}^3$$

ดังนั้นที่ 1 บรรยากาศ (1.01325 bar) 30 °C จะได้

$$(h - 0/8) \text{ kg } H_2 + 6.22 (h - 0/8) \text{ m}^3 O_2 \text{ ได้ } 12.43 (h - 0/8) \text{ m}^3 H_2O \text{ (ไอน้ำ)}$$

2.3.8 การเผาไหม้ C อาจหาได้ในทำนองเดียวกัน



1 mol C + 1 mol O₂ ได้ 1 mol CO₂

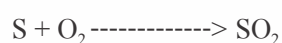
12 kg C + 32 kg O₂ ได้ 44 kg CO₂

ได้ c kg C + 32/2 c kg ได้ 44/12 c kg CO₂

หรือ 12 kg C + 22.4 m³ O₂ ได้ 22.4 m³ CO₂ ที่ STP

ดังนั้น c kg C + 22/4 c m³ O₂ ได้ 22.4/12 c m³ CO₂ ที่ STP

2.3.9 การเผาไหม้ S



32 kg S + 32 kg O₂ ได้ 64 kg SO₂

หรือ 32 kg S + 22.4 m³ O₂ ได้ 22.4 m³ SO₂ ที่ STP

1 kg S + 1 kg O₂ ได้ 2 kg SO₂

หรือ 1 kg S + 22.4/32 m³ ได้ 22.4/32 m³ SO₂ ที่ STP

s kg S + s kg O₂ ได้ 2s kg SO₂

หรือ s kg S + 22.4/32 s m³ O₂ ได้ 22.4/32 s m³ SO₂ ที่ STP

2.4 การเผาไหม้ภายใต้การส่งเสริมด้วยวัสดุพรุน

พิจารณาการเผาไหม้ตามแบบของ Arrhenius เป็น One-step first order สำหรับ premixed flame จึงต้องพิจารณาสมการการอนุรักษ์มวลของเหลวและไอน้ำมันเชื้อเพลิงด้วย ดังนั้นสมการที่เกี่ยวข้องกับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์แบบหนึ่งมิติ สามารถเขียนโดยแยกพิจารณาได้ดังนี้ [8]

สมการอนุรักษ์พลังงานสำหรับ Gas phase

$$\left\{ \begin{array}{l} \varepsilon \frac{\partial}{\partial t} [(c_a p_a + c_{vpr} p_{vpr}) C] T_g \\ \varepsilon \frac{\partial}{\partial x} [(c_a p_a + c_{vpr} p_{vpr}) u_0] T_g \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} \lambda_g \frac{\partial^2 T_g}{\partial x^2} + \gamma_{gs} (T_s - T_g) \\ -(1-\alpha)(1-\delta) \gamma_{gl} (T_g - T_l) \\ + h_0 W - (1-\alpha) \delta M_F L \end{array} \right\} \quad (2.15)$$

$$\text{เมื่อ } \rho_{\text{vpr}} \equiv \rho_{\text{fo}} - \rho_{\text{f}} \text{ และ } \delta = \begin{cases} 0, & \text{for } T_1 < T_{\text{sat}} \\ 0, & \text{for } T_1 = T_{\text{sat}}, \text{ and } T_g \geq T_{\text{sat}} \end{cases}$$

สมการพลังงานสำหรับ Solid phase

$$c_s(1-\varepsilon)\rho_s \frac{\partial T_1}{\partial t} = \begin{cases} -\gamma_{\text{gs}}(T_s - T_g) + \alpha(1-\delta)\gamma_{\text{sl}}(T_1 - T_s) \\ + (1-\varepsilon)^2 \lambda_s \frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2} - \frac{\partial q_r}{\partial x} - \alpha \delta \dot{M}_f L \end{cases} \quad (2.16)$$

เมื่อ Radiative term หาได้จาก

$$\frac{\partial q_r(\tau)}{\partial x} = -2\pi k \begin{cases} I_0 E_2(\tau)(\tau_e - \tau) - 2I_b \tau' \\ \tau_e \\ \int_0^{\tau} I_b(\tau') E_1(|\tau' - \tau|) d\tau' \\ 0 \end{cases} \quad (2.17)$$

สมการพลังงานสำหรับ Liquid phase

$$\varepsilon c_l \frac{\partial}{\partial t} [\rho_f T_1] + c_l \frac{\partial}{\partial x} [\rho_f u_0 T_1] = \begin{cases} (1-\alpha)(1-\delta)\gamma_{\text{gl}}(T_g - T_1) \\ -\alpha(1-\delta)\gamma_{\text{sl}}(T_1 - T_s) \end{cases} \quad (2.18)$$

สมการอนุรักษ์มวลสำหรับ Liquid phase

$$\varepsilon \frac{\partial \rho_f}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} [\rho_f u_0] = \delta \dot{M}_f \quad (2.19)$$

สมการอนุรักษ์มวลสำหรับ Fuel vapor

$$\varepsilon \frac{\partial \rho_v}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} [\rho_v u_0] = \delta \dot{M}_f - W \quad (2.20)$$

เมื่ออัตราการกลายเป็นไอต่อปริมาตรของละอองเชื้อเพลิง (\dot{M}_f) และอัตราการเกิดปฏิกิริยาการเผาไหม้ (W) หาได้จาก

$$\dot{M}_f = \frac{(1-\alpha)\gamma_{\text{gl}}(T_g - T_{\text{sat}}) + \alpha\gamma_{\text{sl}}(T_s - T_{\text{sat}})}{L + c_g(T_g - T_{\text{sat}})} \quad (2.21)$$

$$W = \rho_v A \exp\left(-\frac{E}{RT_g}\right) \quad (2.22)$$

Divergence of net radiative heat flux

$$\frac{\partial q_r(\tau)}{\partial x} = \left\{ \begin{array}{l} -2\pi k [I_0 E_2(\tau) + I_e E_2(\tau_e - \tau) - 2I_b(\tau)] \\ + \int_0^{\tau_e} I_b(\tau') E_1(|\tau - \tau'|) d\tau' \end{array} \right\} \quad (2.23)$$

ซึ่ง τ' คือ dummy variable of integration, $E_n(\tau)$ คือ Exponential integral function และสมการดังต่อไปนี้

$$\int_0^{\tau_e} I_b(\tau') E_1(|\tau - \tau'|) d\tau' = \left\{ \begin{array}{l} \int_0^{\tau} I_b(\tau') E_1(\tau - \tau') d\tau' \\ 0 \\ \tau_e \\ + \int_0^{\tau_e} I_b(\tau') E_1(\tau - \tau') d\tau' \\ 0 \end{array} \right\} \quad (2.24)$$

Radiative heat flux

$$q_r^+(\tau) = q_r^+(\tau) + q_r^-(\tau) \quad (2.25)$$

$$q_r^+(\tau) = 2\pi \left[I_0 E_3(\tau) + \int_0^{\tau_e} I_b(\tau') E_2(\tau - \tau') d\tau' \right] \quad (2.26)$$

$$q_r^-(\tau) = 2\pi \left[I_e E_3(\tau_e - \tau) + \int_0^{\tau_e} I_b(\tau') E_2(\tau - \tau') d\tau' \right] \quad (2.27)$$

$$\text{โดยที่ } I_b = \frac{\sigma T_s^4}{\pi}$$

จากสมการทั้งหมดที่กล่าวมาจะมีตัวแปรไม่ทราบค่าที่จะต้องทำการแก้สมการเพื่อหาค่าทั้งหมด 5 ตัว คือ T_g , T_s , T_f , ρ_f และ ρ_v ซึ่งกรณีที่ไม่ได้อธิบายจากซ้ายไปขวาวงจะมีการกำหนด initial conditions และ boundary condition ดังนี้

$$T_g(x,0) = T_0, T_s(x,0) = \tilde{T}(x), T_f(x,0) = T_0, \rho_f(x,0) = \rho_{f0}, \rho_v(x,0) = 0, T_f(-\infty, t) = T_0. \quad (2.28)$$

$$\rho_g(-\infty, t) = \rho_{g0}, \rho_v(-\infty, t) = 0, T_g(-\infty, t) = T_0, -\lambda_g \frac{\partial^2 T_g(X_e, t)}{\partial x^2} = 0, -(1-\varepsilon)^2 \lambda_s \frac{\partial T_s(X_e, t)}{\partial x} = 0, \\ -(1-\varepsilon)^2 \lambda_s \frac{\partial T_s(0, t)}{\partial x} = h_b [T_g(0, t) - T_s(0, t)] \quad (2.29)$$

2.5 วัสดุพรุน (Porous Medium)

วัสดุพรุน คือ วัสดุที่มีอากาศหรือช่องว่างแทรกปะปนอยู่ในเนื้อวัสดุที่เป็นของแข็ง นิยามของค่าความพรุน คือ อัตราส่วนระหว่างปริมาตรช่องว่างต่อปริมาตรทั้งหมด ดังนั้นวัสดุที่มีค่าความพรุนสูงๆ แสดงว่าวัสดุนั้นมีปริมาตรช่องว่างมาก ซึ่งลักษณะเด่นของโครงสร้างวัสดุพรุนคือ มีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงเมื่อเทียบกับวัสดุทึบ ทำให้สามารถเปลี่ยนรูปพลังงานความร้อนได้ดี วัสดุพรุนแบ่งออกได้เป็น 3 ชนิดคือ

2.5.1 วัสดุพรุนชนิดเม็ดกลมอัดแน่น (Packed bed) คือการนำวัสดุเม็ดกลมมาบรรจุในภาชนะ วัสดุเม็ดกลมจะเกิดการเรียงตัวเป็นชั้นๆ และจะเกิดช่องว่างของอากาศระหว่างการสัมผัสกันของวัสดุ และมีการเปลี่ยนรูปไปตามภาชนะที่บรรจุ

2.5.2 วัสดุพรุนชนิดเซลลูลาร์ (Cellular porous material) เป็นวัสดุพรุนชนิดที่มี โครงสร้างเกิดจากการต่อกันของชิ้นส่วนของแข็งหรือแผ่นวัสดุ โดยโยงใยกันเป็นโครงข่าย โดยเชื่อมต่อ กันด้วยขอบหรือผิววัสดุ สามารถแยกออกได้ 3 แบบดังนี้

2.5.2.1 รังผึ้ง (Honey combs) เป็นวัสดุพรุนที่มี โครงสร้างแบบรูปทรงหลาย เหลี่ยม 2 มิติ ประสานกันเหมือนเซลล์หกเหลี่ยม หรือรังผึ้ง

2.5.2.2 เซลลูลาร์เปิด (Open-cellular) เป็น วัสดุพรุน ชนิดที่เกิดจากการขึ้นรูป โครงสร้างแบบ 3 มิติ ที่มีโครงข่ายต่อกันด้วยผิวเปิด หรือเชื่อมส่วนของแข็ง (แท่งค้ำ) ด้วยขอบวัสดุ เท่านั้น

2.5.2.3 เซลลูลาร์ปิด (Closed-cellular) เป็น วัสดุพรุน ที่มี โครงสร้าง โยงใยเป็น โครงข่าย 3 มิติ ที่มีการเชื่อมต่อกันด้วยพื้นที่ผิวปิด ทำให้ขอบวัสดุปิดตลอดพื้นที่ผิวสัมผัส

2.5.3 วัสดุพูนชนิดเส้นใย (Fibers) คือ วัสดุพูนที่ประกอบด้วยโมเลกุลที่มีการเรียงตัวค่อนข้างเป็นระเบียบ และโมเลกุลส่วนใหญ่ต้องเรียงตัวตามแนวแกนของเส้นใย โดยทั่วไปความยาวของเส้นใยต้องไม่น้อยกว่า 100 เท่าของเส้นผ่านศูนย์กลางของเส้นใยนั้น

ค่าความพูน (Porosity, ϕ) คือ สัดส่วนของปริมาตรช่องว่างต่อปริมาตรทั้งหมดของวัตถุตั้งสมการต่อไปนี้

$$\phi = \frac{V_T - V_P}{V_T} \quad (2.30)$$

เมื่อ	V_P	=	ปริมาตรทั้งหมดของวัสดุพูน (m^3)
	V_P	=	ปริมาตรเนื้อวัสดุ (m^3)
	ϕ	=	ค่าวัสดุพูน

2.6 การคำนวณหาต้นทุนพลังงานหม้อไอน้ำ

น้ำมันเชื้อเพลิงที่ใช้ในโรงงานอุตสาหกรรมส่วนใหญ่ถูกนำมาเปลี่ยนเป็นพลังงานความร้อน การผลิตน้ำก็ถือว่าเป็นส่วนหนึ่งที่สำคัญเกี่ยวกับต้นทุนการผลิต ผู้ประกอบการจะต้องทราบต้นทุนทางด้านพลังงานในกระบวนการผลิต ซึ่งนอกเหนือจากค่าแรงงานและค่าวัตถุดิบระบบไอน้ำ ประกอบด้วยอุปกรณ์ที่สำคัญ คือ หม้อไอน้ำ สตรีมเมอร์ ท่อไอน้ำ ท่อคอนเดนเสท ชุดควบคุม แฟลชแทงค์ ชุดสตรีมแทมป์ บี้ม ชุดอุ่นน้ำมัน หัวเผา และโบลเวอร์ การตรวจวัดทางด้านพลังงานของหม้อไอน้ำจะต้องใช้เครื่องมือวัดก๊าซไอเสีย เครื่องวัดค่าการนำไฟฟ้า เครื่องวัดอุณหภูมิแบบสัมผัส และวัดคัมมิเตอร์ ค่าที่ได้จากการตรวจวัดจะต้องนำมาคำนวณหาประสิทธิภาพของหม้อไอน้ำ ในทางปฏิบัติมักมีปัญหา คือ ข้อมูลที่ต้องใช้ในการคำนวณมักจะไม่สามารถตรวจวัดได้โดยตรง คือ

2.6.1 อัตราการผลิตไอน้ำ โรงงานโดยทั่วไปมักจะไม่ได้ติดตั้งวัดไอน้ำเพราะราคาสูง แต่สามารถแก้ปัญหานี้ได้โดยการสมดุลมวล

$$\text{มวลของน้ำที่เข้าหม้อไอน้ำ} = \text{มวลของไอน้ำที่ผลิตได้} + \text{มวลของน้ำที่โบลว์ดาวน์}$$

$$\text{หรือ มวลของไอน้ำที่ผลิตได้} = \text{มวลของน้ำที่เข้าหม้อไอน้ำ} - \text{มวลของน้ำที่โบลว์ดาวน์}$$

2.6.2 อัตราการโบลว์ดาวน์ โดยปกติแล้วโรงงานมักโบลว์ดาวน์ทิ้งลงร่องระบายน้ำ จึงต้องใช้วิธีการคำนวณหรือใช้ชาร์ต ซึ่งจะต้องทราบค่าความดันภายในหม้อไอน้ำ ขนาดของท่อโบลว์ดาวน์ (Bottom Blow Down) และระยะเวลาที่ใช้ในการโบลว์ดาวน์

2.6.3 การคำนวณหาประสิทธิภาพ ของหม้อไอน้ำและความร้อนสูญเสียในด้านต่างๆ
ตลอดจนต้นทุนด้านพลังงานของการผลิตไอน้ำ

2.5.3.1 การคำนวณหาประสิทธิภาพของหม้อน้ำ

$$\eta = \frac{\dot{m}_s (h_s - h_w)}{\dot{m}_f \text{HHV}} \quad (2.31)$$

2.6.3.2 การคำนวณหาพลังงานของไอน้ำที่ผลิตได้

$$Q = \dot{m}_s (h_s - h_o) \quad (2.32)$$

2.6.3.3 การคำนวณหาพลังงานที่ได้จากเชื้อเพลิง

$$Q_f = \dot{m}_f \cdot \text{HHV} \quad (2.33)$$

2.6.3.4 การคำนวณหาประสิทธิภาพเตาเผา

$$\eta_{\text{furnace}} = \frac{\dot{m}_a C_p (T_f - T_a)}{\dot{m}_f \cdot \text{HHV}} \times 100 \quad (2.34)$$

2.7 ทฤษฎีการนำความร้อนผ่านผนังทรงกระบอก

พิจารณาการนำความร้อนผ่านผนังทรงกระบอกภายใต้สภาวะคงตัวและไม่มีแหล่งผลิต
ความร้อนในพิกัด r เท่านั้น พบว่า

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(kr \frac{dT}{dr} \right) = 0 \quad (2.35)$$

สมมติให้ตัวกลาง k เป็นค่าคงที่

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{dT}{dr} \right) = 0 \quad (2.36)$$

อินทิเกรตครั้งแรก

$$\left(r \frac{dT}{dr} \right) = C_1 \Rightarrow \frac{dT}{dr} = \frac{C_1}{r} \quad (2.37)$$

อินทิเกรตครั้งที่ 2

$$T = C_1 \ln r + C_2$$

เงื่อนไขขอบเขตที่ 1 (BC 1) $T = T_{s1}$ @ $r = r_1$

เงื่อนไขขอบเขตที่ 2 (BC 2) $T = T_{s2}$ @ $r = r_2$ (พิจารณาจากภาพ ที่ 2.6)

ดังนั้น $T_{s1} = C_1 \ln r_1 + C_2$

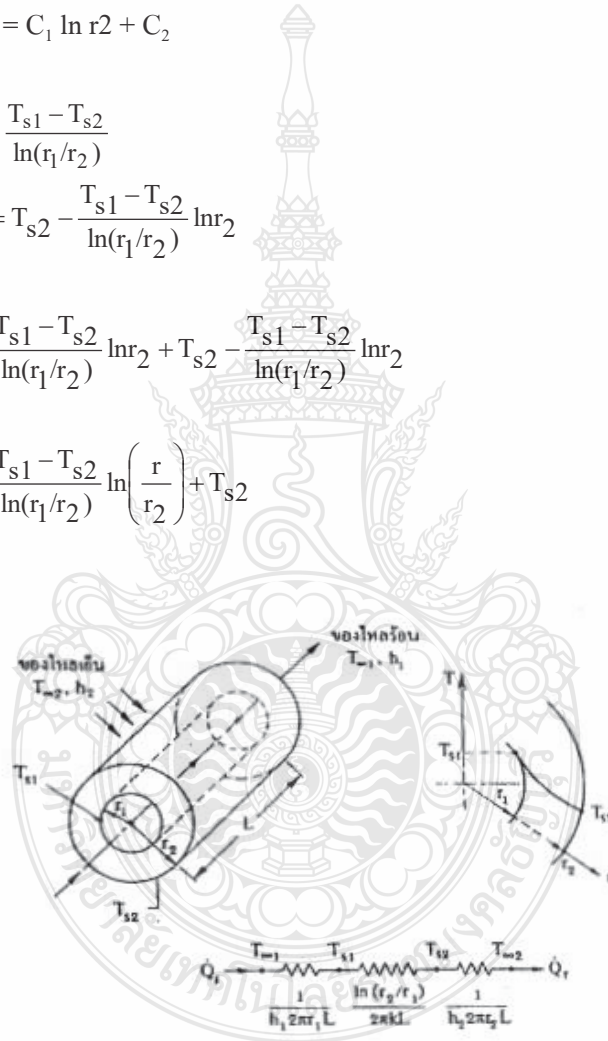
$$T_{s2} = C_1 \ln r_2 + C_2$$

$$C_1 = \frac{T_{s1} - T_{s2}}{\ln(r_1/r_2)} \quad (2.38)$$

$$C_2 = T_{s2} - \frac{T_{s1} - T_{s2}}{\ln(r_1/r_2)} \ln r_2 \quad (2.39)$$

$$T = \frac{T_{s1} - T_{s2}}{\ln(r_1/r_2)} \ln r_2 + T_{s2} - \frac{T_{s1} - T_{s2}}{\ln(r_1/r_2)} \ln r_2 \quad (2.40)$$

$$T = \frac{T_{s1} - T_{s2}}{\ln(r_1/r_2)} \ln\left(\frac{r}{r_2}\right) + T_{s2} \quad (2.41)$$



รูปที่ 2.7 การนำความร้อนและการพาความร้อนผ่านผนังทรงกระบอก

อัตราการนำความร้อนผ่านผนังทรงกระบอก

$$Q = -kA \frac{dT}{dr} = -k(2\pi rL) \frac{dT}{dr} \quad (2.42)$$

$$= k(2\pi L) \frac{T_{s1} - T_{s2}}{\ln(r_1/r_2)} \left(\frac{1}{r} \right) \quad (2.43)$$

$$Q = \frac{T_{s1} - T_{s2}}{\ln(r_1/r_2)/2\pi/2} = \frac{T_{s1} - T_{s2}}{R_{cond}} \quad (2.44)$$

โดยที่ R_{cond} คือความต้านทานการนำความร้อนผ่านผนังทรงกระบอกมีหน่วยเป็น k/W

$$R_{cond} = \frac{\ln(r_1/r_2)}{2\pi Lk} \quad \text{มีหน่วยเป็น } k/W \quad (2.45)$$

2.8 ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม

ในกรณีการถ่ายเทความร้อนระหว่างของไหลในผนังแบบแผ่น ซึ่งมีอุณหภูมิ T_h และ T_c อัตราการถ่ายเทความร้อน สามารถคำนวณได้จาก

$$Q = UA(T_h - T_c) \quad (2.46)$$

โดยที่ U คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนระหว่างของไหลทั้งสอง ซึ่งคำนวณได้จาก

$$U = \frac{1}{h_h + \frac{L_1}{K_1} + \frac{L_2}{K_2} + \frac{L_3}{K_3} + \frac{1}{h_c}} \quad (2.47)$$

จะเห็นว่า U จะมีค่าไม่เกินค่าต่ำระหว่าง h_h และ h_c หรือ UA จะมีค่าไม่เกินค่าต่ำสุดของ (hA) นั่นคืออาจกล่าวได้ว่า (hA) ต่ำ คำนั่นจะเป็นตัวควบคุมอัตราการถ่ายเทความร้อน (heat transfer control)

2.9 การวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์

การตัดสินใจเลือกอุปกรณ์หรือระบบต่างๆ มาใช้งานนั้น มักพิจารณาถึงการประเมินทางเศรษฐศาสตร์ โดยอาจจะพิจารณาจากผลตอบแทนที่ได้รับมากที่สุด หรือมีค่าใช้จ่ายน้อยที่สุด โดยระยะเวลาคืนทุนได้โดยเร็วที่สุด [12] ซึ่งจะกล่าวถึงวิธีการต่างๆ ดังต่อไปนี้

2.7.1 วิธีการประเมินแบบรายปี (Annual Cost Method) วิธีดังกล่าวเป็นวิธีการประเมินค่าใช้จ่ายรายปีของอุปกรณ์หรือระบบต่างๆ และนำมาใช้เปรียบเทียบกันเพื่อเลือกอุปกรณ์หรือระบบที่มีค่าใช้จ่ายน้อย ค่าใช้จ่ายรายปีที่นำมาใช้ประเมินจะประกอบด้วย ค่าใช้จ่ายการลงทุน (Initial Cost or Capital Investment) ค่าใช้จ่ายด้านเชื้อเพลิง พลังงานของอุปกรณ์ (Running Cost)

ค่าใช้จ่ายด้านการดูแลและเปลี่ยนอุปกรณ์ (Operating and Maintenance Cost) ค่าใช้จ่ายรวมรายปี C สามารถเขียนในรูปดังสมการต่อไปนี้

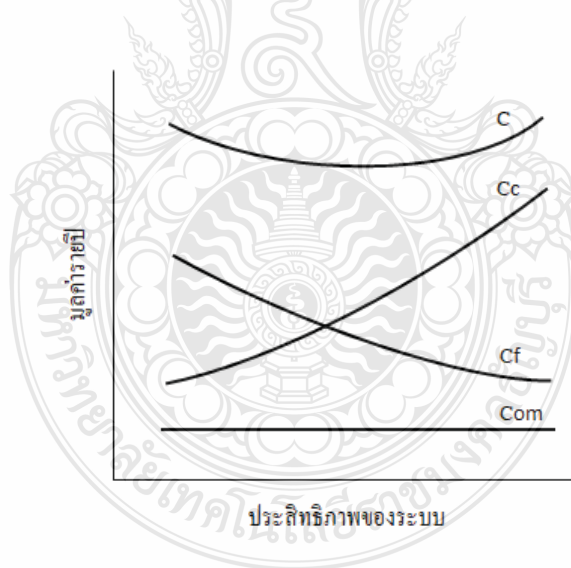
$$C = C_c + C_f + C_{om} \quad (2.48)$$

C_c คือ ค่าใช้จ่ายรายปีของการลงทุน

C_f และ C_{om} คือ ค่าใช้จ่ายรายปีของเชื้อเพลิงและการดูแลรักษา

ค่าใช้จ่ายในการลงทุน โดยทั่วไปมักจะถือว่าเป็นค่าคงที่ (Fixed Cost) ไม่มีการเปลี่ยนแปลงไปตามกาลเวลา ส่วนค่าใช้จ่ายด้านพลังงานและการดูแลรักษาจะขึ้นอยู่กับระดับอัตราการผลิตของอุปกรณ์หรือกระบวนการ ซึ่งถือว่าเป็นราคาที่แปรเปลี่ยนได้ (Variable Cost)

การแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าใช้จ่ายรายปีในส่วนต่างๆ เทียบกับประสิทธิภาพของระบบ ดังรูปที่ ค่าใช้จ่ายในการลงทุนอุปกรณ์หรือระบบมักจะเพิ่มขึ้นเมื่อต้องการเพิ่มประสิทธิภาพซึ่งมีผลทำให้ค่าใช้จ่ายด้านพลังงานลดลง ส่วนค่าใช้จ่ายด้านการบำรุงรักษาอุปกรณ์จะไม่เปลี่ยนแปลงมากนัก ในการเลือกระบบและอุปกรณ์มักจะพิจารณาโดยการเปรียบเทียบค่าใช้จ่ายรายปีรวม ซึ่งระบบที่เหมาะสมต้องเป็นระบบที่มีค่าใช้จ่ายรายปีรวมแล้วต่ำที่สุด



รูปที่ 2.8 ความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพกับค่าใช้จ่ายรายปี

ค่าใช้จ่ายรายปีส่วนหนึ่งที่น่ามาร่วมวิเคราะห์ คือ ค่าเสื่อมราคา (Depreciation) ซึ่งเป็นมูลค่าของอุปกรณ์ ซึ่งจะลดลงไปตามเวลา วิธีการวิเคราะห์ค่าเสื่อมราคาที่นิยมใช้ได้แก่ วิธีการคำนวณค่าเสื่อมราคาแบบเส้นตรง (Straight Line) และแบบ Sum-of-the year's design (SYD)

การคำนวณค่าเสื่อมราคาแบบเส้นตรง จะคำนวณโดย

$$\text{ค่าเสื่อมราคารายปี} = \frac{\text{ค่าลงทุนเบื้องต้น} - \text{มูลค่าซาก}}{\text{จำนวนปีทำงาน}} \quad (2.49)$$

ในการคำนวณแบบ Sum-of-the year's design (SYD) ค่าเสื่อมราคาในปีที่พิจารณาจะคำนวณโดย

$$\text{ค่าเสื่อมราคาในปีที่ } t = 2(N - t + 1)(P - S) / [N(N + 1)] \quad (2.50)$$

- N = จำนวนปีที่พิจารณา
t = ปีที่ต้องการ
P = ค่าลงทุนเบื้องต้น
S = มูลค่าซาก

การคำนวณค่าใช้จ่ายรายปีวิธีหนึ่งที่มีมักจะนำมาใช้ในการเลือกอุปกรณ์หรือระบบ คือวิธีที่เรียกว่า อัตราการคืนทุน (Return of Investment ROI) ซึ่งเป็นอัตราส่วนของกำไรสุทธิรายปีต่อค่าใช้จ่ายในการลงทุน ดังนี้

$$\text{อัตราการคืนทุน} = \frac{\text{ผลตอบแทนรายปี (Annual net benefits)}}{\text{ค่าใช้จ่ายการลงทุน (Capital expenditure)}} \times 100\% \quad (2.51)$$

อุปกรณ์เหมาะสมหรือวิธีการที่เหมาะสมจะเลือกจากชุดที่อัตราการคืนทุนที่สูงกว่า

วิธีการที่คล้ายกันอีกวิธีหนึ่ง คือ วิธีที่เรียกว่า อัตราการคืนทุนภายใน (Internal rate of return) ซึ่งเป็นการพิจารณาค่าอัตราดอกเบี้ย ที่ทำให้มูลค่าของผลตอบแทนที่อัตราดอกเบี้ยนั้น มีมูลค่าเท่ากับมูลค่าของการลงทุนพอดี วิธีนี้จะวิเคราะห์ได้ถูกต้องมากขึ้น เนื่องจากการพิจารณาดอกเบี้ยรวมเข้าไปด้วย

2.10 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

เทคนิคการเพิ่มประสิทธิภาพของเตาเผาโดยใช้วัสดุพูนธูกรุ่นนำเสนอบนโดย Michele Kaplan [4] หลังจากนั้นก็มีหลายงานวิจัยที่พยายามปรับปรุงเตาเผาโดยใช้เทคนิคนี้ จากการทบทวนวรรณกรรมที่ผ่านมาจะเห็นว่างานวิจัยเกือบทั้งหมดมุ่งเน้นไปที่เชื้อเพลิงแก๊สและเชื้อเพลิงเหลวเท่านั้น ต่อมาบุญย์ฤทธิ์ ประสาทแก้ว [17] เป็นคนแรกที่ได้เสนอแนวคิดที่จะนำเทคนิคการเพิ่มประสิทธิภาพเตาเผา

เชื้อเพลิงแข็งแบบฟิซเบด (fixed bed) โดยได้ทำการทดลองเพื่อประเมินสมรรถนะของเตาเผาวัสดุ
พูนที่ใช้ถ่านไม้เป็นเชื้อเพลิงและเป็นตัวเผาที่มีการไหลของแก๊สแบบทิศทางเดียว

คงได้กล่าวไปแล้วว่างานวิจัยนี้เป็นการออกแบบ สร้าง และ ทดสอบสมรรถนะของเครื่อง
กำเนิดไอน้ำหรือหม้อไอน้ำที่มีการเผาไหม้โดยตรงที่เป็นนวัตกรรมใหม่ที่ยังไม่เคยมีใครทำมาก่อน จึง
ยังไม่มีงานวิจัยเกี่ยวกับระบบนี้และยังไม่มีผู้ใดนำเทคโนโลยีนี้มาใช้กับระบบผลิตไอน้ำ

บุญฤทธิ์ ประสาทแก้วใน [5] และสำริง จักรใจ ได้ศึกษาผลกระทบการระเหยและการเผา
ไหม้ของตะกอนเชื้อเพลิงเหลวภายในวัสดุพูน โดยเตาเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวที่มีอยู่ทั่วไปตะกอน
เชื้อเพลิงเหลวที่ถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้ต้องใช้เวลาในการระเหยกลายเป็นไอผสมอากาศแล้วจึงเกิดการ
เผาไหม้ ห้องเผาไหม้มีขนาดค่อนข้างใหญ่จึงเกิดความคิดที่จะออกแบบเตาเผาไหม้แบบใหม่โดยการนำ
วัสดุพูนมาประยุกต์ใช้ ซึ่งในระบบการเผาไหม้แบบใหม่นี้วัสดุพูนจะทำให้เกิดการหมุนเวียน
พลังงานความร้อนจากไอเสียไปสู่ไอดีโดยการนำและการแผ่รังสีความร้อนอย่างมีประสิทธิภาพ เพื่อ
เป็นการตรวจสอบความน่าเชื่อถือและความแม่นยำในการคำนวณของโปรแกรมคอมพิวเตอร์ที่ใช้ใน
การแก้สมการจึงทำการเปรียบเทียบผลการศึกษาพบว่า เมื่อใช้น้ำมันก๊าดเป็นเชื้อเพลิง การระเหยและ
การเผาไหม้แบบ self-sustaining premixed combustion สามารถเกิดขึ้นได้ภายในวัสดุพูน ซึ่งผลการ
คำนวณที่ได้สอดคล้องเป็นอย่างดีกับผลการศึกษาจากการทดลองและพบว่าค่าความหนาแน่นเชิงแสง
ความเร็วไอดี ขนาดเริ่มต้นของตะกอนเชื้อเพลิง และความสามารถในการนำความร้อนของวัสดุพูน
ทั้งหมดเป็นตัวแปรสำคัญและจากการศึกษาเชิงเปรียบเทียบกรณีเตาเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวที่มีและไม่มี
การติดตั้งวัสดุพูน พบว่า เตาเผาไหม้ที่มีการติดตั้งวัสดุพูนให้อุณหภูมิที่สูงกว่า ใช้ระยะทางในการ
ระเหยสั้นกว่า จึงสามารถออกแบบเตาเผาไหม้ขนาดเล็กกว่าได้

จิรวัดน์ กิตติกุณ [7] ได้ทำการออกแบบ สร้างและทดสอบเตาเผาชีวมวลแบบตะกรับเลื่อนที่
ใช้เป็นแหล่งให้ความร้อนกับหม้อไอน้ำแบบท่อไฟ พบว่าหม้อไอน้ำสามารถผลิตไอน้ำได้ตามที่
ออกแบบไว้ การทดลองที่ความดัน 3 bar จะได้อัตราการผลิตไอน้ำที่ 15-19 kg/hr ที่อัตราการป้อน
เชื้อเพลิง 12-17 kg/hr อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงที่ 4.58-8.0 kg_{air}/hr_{fuel} ประสิทธิภาพเตาเผาอยู่ในช่วง
16-22 % ประสิทธิภาพหม้อไอน้ำอยู่ในช่วง 16-22 % ประสิทธิภาพเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนอยู่
ในช่วง 74-82 % ส่วนการทดลองที่สภาวะเงื่อนไขการออกแบบที่ความดันน้ำ 6 bar สามารถผลิตไอน้ำ
ได้ 28 kg/hr ที่อัตราการเชื้อเพลิง 14 และ 15 kg/hr อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงที่ 6.2 และ 5.8 kg_{air}/hr_{fuel}
ประสิทธิภาพเตาเผาอยู่ในช่วง 23.1 และ 19.5 % ประสิทธิภาพหม้อไอน้ำอยู่ในช่วง 91 และ 92 %
ประสิทธิภาพเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนอยู่ในช่วง 78.2 และ 79.4 % ซึ่งพบว่าประสิทธิภาพทุกส่วน
เพิ่มขึ้นตามอากาศส่วนเกิน ประสิทธิภาพการเผาไหม้และประสิทธิภาพหม้อไอน้ำอยู่ในเกณฑ์ที่สูง

ส่วนปริมาณก๊าซพิษอยู่ในเกณฑ์ที่ต่ำ จากการวิเคราะห์ทางศาสตร์ของการใช้เตาเผาชีวมวลแทนหัวเผา น้ำมันดีเซล จากการใช้ฟางข้าวและขานอ้อยเป็นเชื้อเพลิงสามารถคืนทุนได้ในระยะเวลา 1.87 และ 1.89 ปี โดยมีอัตราคืนทุน 57.33 และ 57.5 % ตามลำดับ

ชิดมงคล พงษ์สิงห์ และบุญยัทธิ ประสาทแก้ว [10] ได้ทำการทดลองเปรียบเทียบระหว่างเตาเผาแบบดั้งเดิมกับแบบบรรจุวัสดุพูนเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพทางความร้อน โดยใช้สภาวะการทำงานของเตาเผาแบบดั้งเดิมที่ให้ค่าสมรรถนะที่สูงที่สุดมาเป็นกรณีเบื้องต้นและได้ทำการบรรจุวัสดุพูนเข้าไปภายในกลุ่มท่อเผา เพื่อทดลองด้วยสมมุติฐานที่ว่าวัสดุพูนช่วยส่งเสริมประสิทธิภาพเชิงความร้อนได้ จากนั้นได้ทำการเปลี่ยนแปลงขนาดของวัสดุพูน เพื่อหาค่าของวัสดุพูนที่ดีที่สุด ที่ทำให้ได้ค่าประสิทธิภาพทางความร้อนของน้ำร้อนที่สูงที่สุดผลการทดลองพบว่า การใช้วัสดุพูนสามารถส่งเสริมประสิทธิภาพทางความร้อนของน้ำร้อนได้จริงและขนาดของวัสดุพูนที่นำมาใช้มีผลต่อการส่งเสริมประสิทธิภาพทางความร้อนโดยการศึกษาวัสดุพูนทั้ง 3 ขนาด คือ 8, 10 และ 12 mm พบว่าวัสดุพูนขนาด 10 mm สามารถทำให้ค่าประสิทธิภาพทางความร้อนของน้ำที่สูงที่สุด โดยมีค่าอุณหภูมิเฉลี่ยของห้องเผาไหม้สูงถึง 1,020 °C มีค่าประสิทธิภาพทางความร้อนอยู่ที่ 60% และความร้อนที่ได้อยู่ที่ 45 kw

นุภาพ แยม ไตรพัฒน์ และคณะ [11] ได้ศึกษาผลกระทบต่อประสิทธิภาพเชิงความร้อนของหม้อไอน้ำแบบท่อไฟขนาด 3.13 ตันต่อชั่วโมง เมื่อใช้เชื้อเพลิงผสมกันระหว่างน้ำมันเตา A กับน้ำมันเกียร์ใช้แล้วเบอร์ 460 ผ่านการปรับสภาพแล้ว ที่อัตราส่วน น้ำมันเตา:น้ำมันเกียร์ ตั้งแต่ 100:0 ไปจนถึงที่อัตราส่วนน้ำมันผสม 50:50 โดยปริมาตร นอกจากนั้นยังได้ทำการศึกษาคุณสมบัติที่สำคัญของน้ำมันผสมดังกล่าว ได้แก่ ค่าความร้อนเชื้อเพลิง ค่าจุดวาบไฟ ค่าความหนืด เป็นต้น เพื่อใช้เป็นองค์ประกอบในการวิเคราะห์ผลกระทบที่เกิดขึ้นเช่นกัน จากการศึกษาพบว่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของหม้อไอน้ำสูงสุด คือ 63.13% ที่อัตราส่วนผสม 90:10 ค่าต่ำสุด คือ 50.45% ที่อัตราส่วนผสม 50:50 แม้ว่าค่าความร้อนเชื้อเพลิงที่ได้จะสูงสุดก็ตาม ปัจจัยที่ทำให้เกิดผลดังกล่าวได้แก่ค่าความหนืดน้ำมันที่ได้ที่สูงขึ้น การเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์ และปริมาณความร้อนสูญเสียออกทางปล่องมาก องค์ความรู้ที่ได้จากงานวิจัยสามารถนำไปใช้กับโรงงานอุตสาหกรรมเพื่อลดปริมาณการใช้ น้ำมันเตาได้

ปรีชา ขันดีโกมล และคณะ [17] ได้ทำการศึกษาเชิงทดลองเกี่ยวกับคุณลักษณะจนวนความร้อนไหลของวัสดุ พูนเซลลูลาร์เปิดแบบแผ่นประกบ วัสดุพูนที่นำมาทดสอบคือ คอดีไรท์-อะลูมินา (Alumina- Cordierite) ที่มีค่าช่องค่อนี้ว (PPI) 6 และ 13 และมีค่าความพูน (Porosity) 0.873 และ 0.870 ตามลำดับ วัสดุแต่ละแผ่นมีความหนา 10 mm ทำการประกบแบบประกบชิด (Composite without free space) และประกบห่าง 2 mm (Composite with 2 mm free space) ทำการสลับวัสดุพูนที่มี ค่า PPI ต่างกันดังนี้คือ Cr-Al#6/13 และ Cr-Al#13/6 ทำการวางวางทิศทางการไหลในแนวตั้งฉาก ใช้อากาศ

ร้อนเป็นสารทำงานถูกให้ความร้อนโดยตัวทำความร้อนไฟฟ้า ทำการควบคุมอุณหภูมิโดยใช้ชุดควบคุมอุณหภูมิแบบอัตโนมัติ ตั้งแต่ 300 - 550 °C โดยเพิ่มขึ้นครั้งละ 50 °C อัตราการไหลเชิง ปริมาตรของอากาศ (V) ตั้งแต่ 4 - 12 m³/hr โดยเพิ่มขึ้นครั้งละ 2 m³/hr จากผลการทดลองพบว่า อุณหภูมิอากาศร้อนตกคร่อมแผ่นวัสดุพูนและประสิทธิภาพเชิงความร้อนมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตาม อุณหภูมิขาเข้าและลดลงตามอัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศที่ไหลเข้าสู่ระบบที่เพิ่มขึ้น เมื่อ พิจารณาอิทธิพลของช่องว่างต่อการประกบแผ่นวัสดุพูน พบว่าแผ่นวัสดุพูนแบบประกบห่าง 2 mm มี คุณสมบัติการเป็นฉนวนความร้อนไหลได้ดีกว่าแบบประกบชิด เมื่อพิจารณาอิทธิพลของ PPI ต่อตำแหน่งการวางแผ่นวัสดุพูนพบว่า การวางแผ่นวัสดุที่มีค่า PPI สูงด้านขาเข้าจะส่งผลให้ประสิทธิภาพ เชิงความร้อนสูงกว่ากรณีวางด้านขาออก ซึ่งจากข้อมูลการทดลองที่อุณหภูมิขาเข้า 550 °C และอัตราการไหลเชิง ปริมาตร 4 m³/hr ประสิทธิภาพเชิงความร้อนกรณีการประกบห่าง 2 mm Cr-Al#13/6 และ Cr-Al#6/13 มีค่า 65% และ 63% ตามลำดับ ในขณะที่วัสดุพูนแบบแผ่นประกบชิด Cr-Al#13/6 และ Cr-Al#6/13 มี ประสิทธิภาพเชิงความร้อน 50% และ 48% ตามลำดับ V

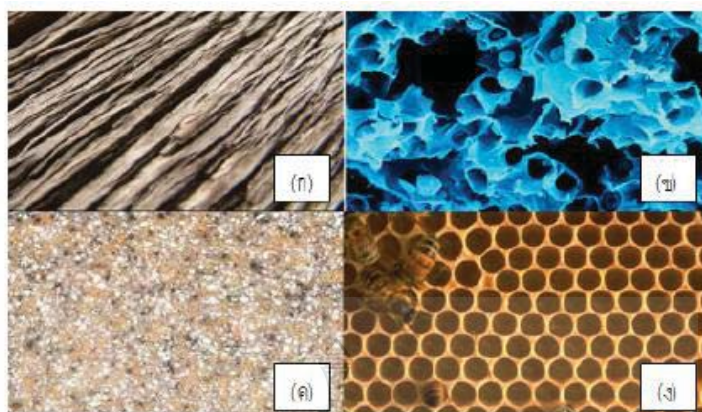
ทวีศิลป์ เล็กประดิษฐ์ และ บัณฑิต กฤตาคม [19] ได้ศึกษาอิทธิพลของวัสดุ พูนตัวแผ่รังสีต่อการเผาไหม้ของหัวพ่นไฟชนิดวัสดุพูน โดยใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง การศึกษา กลไกการระเหยของน้ำมันเชื้อเพลิง และอิทธิพลของวัสดุพูนที่เป็นตัวแผ่รังสี ชุดทดสอบแบ่งได้เป็น 4 ส่วน ซึ่งประกอบด้วย ส่วนแรกเป็นส่วนของห้องจ่ายน้ำมันเชื้อเพลิง ส่วนที่สองเป็นวัสดุพูนหัวพ่นไฟ (Porous burner, PB) หรือวัสดุพูนตัวดูดซับ (Porous absorber) จะใช้หินดู๊ปลาที่มีค่าความพูน (Porosity) เท่ากับ 0.45 ส่วนที่สามคือห้องเผาไหม้ซึ่งเป็นบริเวณที่มีการจ่ายอากาศหมุนวนแบบ สามทางและเป็นตำแหน่งของเปลวไฟ ส่วนสุดท้ายคือวัสดุพูนตัวแผ่รังสี (Porous emitter, PE) จะ ใช้หินดู๊ปลาที่มีค่าความพูน 2 ค่าในการทดสอบ คือ 0.45 และ 0.52 หัวพ่นไฟในลักษณะนี้ PE จะถูก ติดตั้งที่ด้านล่างของ PE โดยห่างกันเป็นระยะ 20 cm การป้อนเชื้อเพลิงเหลวเข้าสู่ระบบจะใช้วิธีการ หยดจากด้านบนผ่าน PE เพื่อให้เกิดการระเหยเป็นไอพร้อมที่จะเผาไหม้ อุณหภูมิตลอดแนวความยาว ของหัวพ่นไฟถูกตรวจวัดและแสดงในรูปโครงสร้างทางอุณหภูมิ (Temperature profile) เพื่ออธิบาย ถึงกลไกการระเหยของน้ำมันเชื้อเพลิงและพฤติกรรมของการเผาไหม้ ขณะเดียวกันแก๊สไอเสียก็ถูกตรวจวัด ที่ตำแหน่งทางออกของระบบ ซึ่งอยู่ต่ำกว่า PE จากการศึกษาพบว่าอัตราการจ่ายอากาศหมุนวน (Swirling air, QA) เพิ่มขึ้นโครงสร้างทางอุณหภูมิมิแนวโน้มลดลงทั้งที่มีและไม่มีติดตั้ง PE หาก พิจารณาอัตราการจ่ายน้ำมันเชื้อเพลิง (Fuel input, QF) พบว่าโครงสร้างทางอุณหภูมิมิแนวโน้มเพิ่มขึ้นตาม QF ที่เพิ่มขึ้น และได้ข้อสังเกตว่ากรณี PE มีค่าเท่ากับ 0.52 จะให้โครงสร้างทาง อุณหภูมิและการเผาไหม้ที่ดีกว่า

3.2 ขั้นตอนการดำเนินงานวิจัย

- 3.2.1 ศึกษาและรวบรวมข้อมูลจากงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง
- 3.2.2 ออกแบบและเขียนแบบพร้อมสร้าง
- 3.2.3 สร้างเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบเผาไหม้โดยตรง
- 3.2.4 ติดตั้งเครื่องมือวัด
- 3.2.5 ทดสอบการทำงานและรวบรวมข้อมูล
- 3.2.6 ศึกษาอิทธิพลของตัวแปรต่างๆ ที่มีผลต่อสมรรถนะของระบบ
- 3.2.7 วิเคราะห์ผลการศึกษาและแก้ไขปัญหาที่เกิดขึ้น
- 3.2.8 สรุปผลและจัดทำรายงานวิจัย

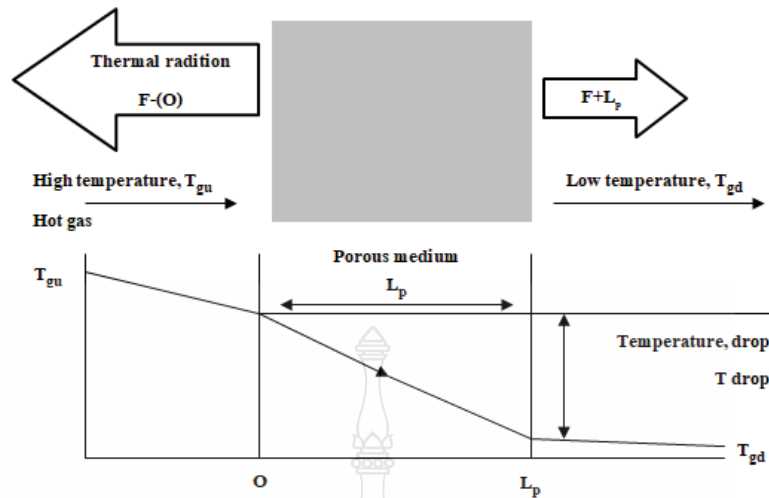
3.3 การศึกษาคุณสมบัติของวัสดุพรุนและกระบวนการทางความร้อน

3.3.1 วัสดุพรุน (Porous medium) วัสดุพรุน คือ ของแข็งที่ภายในเนื้อของวัสดุมีช่องว่างหรือมีรูพรุนที่เชื่อมต่อกันเป็นโครงข่าย [20] เช่น ไม้ เนื้อเยื่อปอดของมนุษย์ หินทราย โลหะและรังผึ้ง (แสดงดังภาพที่ 3.1) คุณสมบัติที่สำคัญของวัสดุพรุน คือ มีพื้นที่ผิวต่อปริมาตรสูง (Area to volume ratio) ทำให้มีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยการพาความร้อนสูงอีกทั้งวัสดุพรุนเป็นของแข็งที่มีค่าการนำความร้อน และการแผ่รังสีความร้อนสูง ทำให้วัสดุพรุนสามารถเปลี่ยนรูปพลังงานความร้อนได้ดีระหว่างความร้อนในรูปของการพา และการแผ่รังสี จึงกล่าวได้ว่าวัสดุพรุนเป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger) ที่มีประสิทธิภาพสูงและมีขนาดกะทัดรัดอย่างไรก็ตามแม้ว่าวัสดุพรุนจะมีอยู่มากมายหลายชนิด แต่วัสดุพรุนที่สามารถนำมาประยุกต์ใช้กับงานที่เกี่ยวข้องกับการเผาไหม้ต้องทำมาจากวัสดุที่มีความต้านทานอุณหภูมิสูง (High temperature resistant) และมีอายุการใช้งานยาวนานสามารถทนทานต่อการแตกกร้าวเนื่องจากการยึดหรือหดของโครงสร้างวัสดุพรุนในช่วงเริ่มทำงาน (Startup) และช่วงดับเตา (Shutdown)



รูปที่ 3.1 วัสดุพรุนตามธรรมชาติ ก) ไม้ ข) เนื้อเยื่อปอดมนุษย์ ค) หินทราย ง) รังผึ้ง

3.3.2 หลักการแผ่รังสีความร้อนด้วยวัสดุพรุน วัสดุพรุนสามารถทำหน้าที่เป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนได้ เนื่องจากมี ความสามารถในการเปลี่ยนรูปพลังงานความร้อนได้ดีระหว่างเอนทาลปีของก๊าซร้อน (Enthalpy of the hot gas) กับพลังงานในรูปของการแผ่รังสี (Thermal radiation) โดยผ่านกลไกของการพาความร้อน (Convection) และการแผ่รังสีความร้อน (Radiation) เนื่องจากวัสดุพรุนเป็นของแข็งที่มีรูพรุน ซึ่งของไหลสามารถไหลผ่านได้ ทำให้มีข้อดี คือ มีอัตราส่วนระหว่างพื้นที่ผิวต่อปริมาตรมาก ทำให้มีความสามารถในการพาความร้อนได้ดี รวมทั้งลักษณะที่เป็นของแข็ง จึงมีค่าสัมประสิทธิ์การดูดกลืนและการแผ่รังสีสูงกว่าก๊าซมาก หลักการทำงานของวัสดุพรุนที่ทำหน้าที่เป็นตัวแผ่รังสี แสดงดังภาพที่ 3.2 เมื่อก๊าซร้อนไหลผ่านวัสดุพรุนที่ตำแหน่ง $X = 0$ ความร้อนจะถูกถ่ายเทจากก๊าซร้อนไปให้กับวัสดุพรุนด้วยการพาความร้อน ทำให้อุณหภูมิของก๊าซลดลง เอนทาลปีจากก๊าซร้อนที่ถูกวัสดุพรุนดูดกลืนไว้ จะถูกเปลี่ยนเป็นพลังงาน ในรูปของการแผ่รังสีความร้อนออกทั้งทางด้าน Upstream และ Downstream กรณีดังกล่าวนี้วัสดุพรุนทำหน้าที่เป็นตัวแผ่รังสี (Emitter) หลักการข้างต้นจึงกล่าวได้ว่าวัสดุพรุนเป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchanger) ที่มีประสิทธิภาพสูงและมีขนาดกะทัดรัดอีกด้วย



รูปที่ 3.2 หลักการทำงานของวัสดุพอร์นที่ทำหน้าที่เป็นตัวแผ่รังสี

3.4 การออกแบบหม้อไอน้ำ

การออกแบบได้มีการแบ่งออกเป็นสองส่วนหลักๆ คือ ส่วนของห้องเผาไหม้และส่วนเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน มีขั้นตอนการออกแบบดังนี้

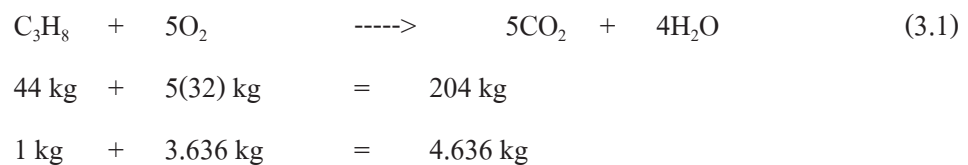
3.3.1 การวิเคราะห์องค์ประกอบของเชื้อเพลิง

การวิเคราะห์การเผาไหม้ของแก๊สหุงต้ม (LPG) เพื่อต้องการคำนวณหาอัตราปริมาณการป้อนอากาศและปริมาณไอเสีย

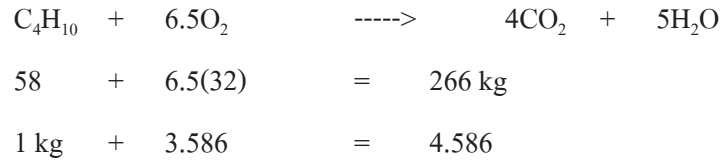
ตารางที่ 3.2 องค์ประกอบคิดเป็น % โดยน้ำหนักของแก๊สหุงต้ม(LPG)

องค์ประกอบ	% โดยน้ำหนัก	น้ำหนักโมเลกุล (kg/mol)
โพรเพน C_3H_8	70	44
บิวเทน C_4H_{10}	30	58

ปริมาณร้อยละของแก๊สแต่ละชนิดในไอเสียแห้งที่เกิดขึ้นเมื่อวิเคราะห์ต่อ 1 กิโลกรัม



ดังนั้น $0.7 \text{ kg C}_3\text{H}_8$ จะใช้ $\text{O}_2 = 3.636 \times 0.7 = 2.545 \text{ kg}$



ดังนั้น $0.3 \text{ kg C}_4\text{H}_{10}$ จะใช้ $\text{O}_2 = 3.586 \times 0.3 = 1.075 \text{ kg}$

ได้ปริมาณ O_2 เพื่อการเผาไหม้ทั้งหมด = $4.636 + 1.075$
= 3.624 kg

ในอากาศมี O_2 อยู่ร้อยละ 23.2 โดยน้ำหนัก

ดังนั้นจะต้องใช้อากาศ (ทฤษฎี) = $3.62/0.232$
= $15.62 \text{ kg/kg}_{\text{LPG}}$

แต่ค่าที่ได้เป็นค่าอากาศทางทฤษฎี เมื่อใช้อากาศส่วนเกิน 30 %

ดังนั้นปริมาณอากาศที่ใช้จริง = 1.3×15.62
= $20.306 \text{ kg/kg}_{\text{LPG}}$

3.3.2 การวิเคราะห์พลังงาน

3.3.2.1 อัตราความร้อนที่ระบบต้องการ ความร้อนเพื่อใช้ในการทำให้น้ำป้อนกลายเป็นไอน้ำเมื่อต้องการผลิตไอน้ำให้ได้ 20 kg/hr ที่อุณหภูมิ 165°C ความดัน 6 bar สามารถคำนวณหาอัตราการให้ความร้อนได้จากการสมดุลพลังงานรอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน



$$\begin{aligned}
 \text{จะได้} \quad \dot{Q}_s &= \dot{m}_s (h_s - h_w) \\
 \text{เมื่อ} \quad \dot{Q}_s &= \text{อัตราความร้อนที่ระบบต้องการ, kW} \\
 \dot{m}_s &= \text{อัตราการผลิตไอน้ำ (0.0097 kg/s)} \\
 h_w &= \text{ค่าเอนทาลปีของน้ำที่ 28 °C atm (113.25 kJ/kg)} \\
 h_s &= \text{ค่าเอนทาลปีของไอน้ำที่ 165 °C (2763.5 kJ/kg)}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{ดังนั้น ปริมาณความร้อนที่ระบบต้องการ} \\
 &= 0.0097 - (2763.5 - 113.25) \\
 &= 25.7 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

3.3.2.2 อัตราความร้อนที่ป้อนให้ระบบ สำหรับให้ความร้อนในการออกแบบจะสมมติให้ อัตราความร้อนที่ป้อนให้ระบบมีค่ามากกว่าอัตราความร้อนที่ระบบต้องการ (25.7 kW) สามารถ คำนวณหาอัตราการป้อนเชื้อเพลิงเมื่อเพิ่มอัตราเป็น 120 % (30.8 kW)

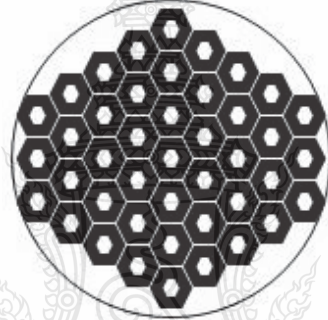
$$\begin{aligned}
 \dot{Q} &= \dot{m}_f (\text{HHV}) \\
 \dot{Q} &= \text{อัตราการความร้อนที่ป้อนให้ระบบเป็น 120 \% (30.8 kW)} \\
 \dot{m}_f &= \text{อัตราการป้อนเชื้อเพลิงในห้องเผาไหม้, kg/s} \\
 \text{HHV} &= \text{ค่าความร้อนสูงของแก๊สหุงต้ม(LPG) (46,046 kJ/kg)} \\
 \dot{m}_f &= 30.8/46046 \\
 &= 0.000668 \text{ kg/s} \\
 &= 2.4 \text{ kg/hr} \\
 \text{ปริมาณอากาศที่ใช้จริง} &= 20.306 \text{ kg/kg}_{\text{LPG}} \\
 \text{อัตราการป้อนเชื้อเพลิง} &= 0.000668 \text{ kg/s} \\
 \therefore \text{อัตราการป้อนอากาศ} &= 0.013 \text{ kg/s}
 \end{aligned}$$

2.3.2.3 อุณหภูมิทางเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน จะเกิดจากการเผาไหม้เชื้อเพลิง ในห้องเผาไหม้เพื่อนำไปใช้ในการคำนวณหาพื้นที่ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน สามารถกำหนด จากการศึกษาอุณหภูมิที่ได้จากการเผาไหม้จากงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง เท่ากับ 750 °C

2.3.2.4 อุณหภูมิทางออกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน จะเกิดจากการเผาไหม้เชื้อเพลิงในห้องเผาไหม้เพื่อนำไปใช้ในการคำนวณหาพื้นที่ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน สามารถกำหนดจากการศึกษาอุณหภูมิที่ปล่อยทิ้งจากงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง เท่ากับ 160 °C

3.3.3 การหาขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

การหาขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ออกแบบ โดยใช้วิธี Effectiveness-NTU Method โดยออกแบบให้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นรูปทรงกระบอกวางในแนวตั้งติดกับห้องเผาไหม้ซึ่งมีวัสดุพูนถูกจัดเรียงกันอยู่ภายในห้องเผาไหม้จำนวน 43 ชั้น ดังแสดงในภาพประกอบที่ 3.3 เป็นการออกแบบเพื่อให้เกิดการเผาไหม้โดยตรงกับไอน้ำ



รูปที่ 3.3 ลักษณะภายในถังของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

กำหนดให้

T_w	=	อุณหภูมิน้ำเข้า (28 °C)
$T_{boiling}$	=	อุณหภูมิน้ำเดือด (100 °C)
T_s	=	อุณหภูมิไอน้ำออก (165 °C)
T_g	=	อุณหภูมิแก๊สร้อนเข้า (750 °C)
T_{go}	=	อุณหภูมิแก๊สร้อนออก (160 °C)

อัตราการความจุของไหลร้อน

$$C_h = \dot{m}_h \times C_{p_h} = 0.013 \times 1.004 = 0.013 \text{ kW/}^\circ\text{C}$$

อัตราการความจุของไหลเย็น

เนื่องจากของไหลเย็นจะมีการเปลี่ยนเฟสจากน้ำกลายเป็นไอน้ำ จำทำให้ค่า

$$C_c = \dot{m}_c \times C_{p_c} \rightarrow \infty$$

อัตราการความร้อนที่ต่ำที่สุด

$$C_{\min} = C_h = 0.013 \text{ kW/}^\circ\text{C}$$

อัตราส่วนความจุ

$$C = C_{\min}/C_{\max} \rightarrow 0$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด

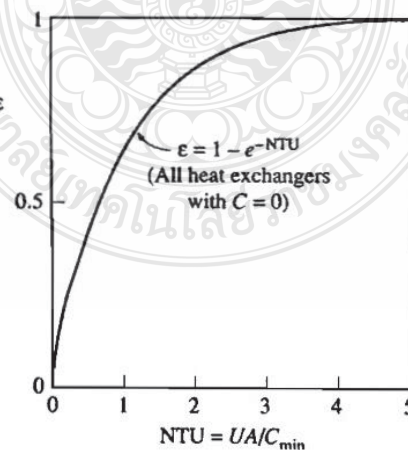
$$\begin{aligned} Q_{\max} &= C_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i}) \\ &= 0.013 \times (750 - 28) \\ &= 9.3 \text{ kW} \end{aligned}$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนจริง

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{act} &= C_h (T_{h,i} - T_{h,o}) \\ &= 0.013 \times (750 - 28) \\ &= 7.6 \text{ kW} \end{aligned}$$

ค่าประสิทธิภาพ

$$\begin{aligned} \varepsilon &= \dot{Q}_{act}/\dot{Q}_{mac} \\ &= 7.1/9.3 \\ &= 0.76 \end{aligned}$$



รูปที่ 3.4 กราฟเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทุกชนิด

จากกราฟ All Heat Exchanger

$$\text{จะได้ค่า NTU} = 1.8$$

พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนหาได้จาก

$$A = (\text{NTU} \times C_{\min})/U$$

$$A = \text{พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน, m}^2$$

$$\text{NTU} = \text{ตัวเลข NTU (1.8)}$$

$$U = \text{ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (20.29 W/m}^2 \cdot \text{°C)}$$

พื้นที่ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน: A

$$\begin{aligned} A &= \frac{1.8 \times 13}{20.29} \\ &= 1.15 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

ความยาวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน: L

$$A = n\pi DL$$

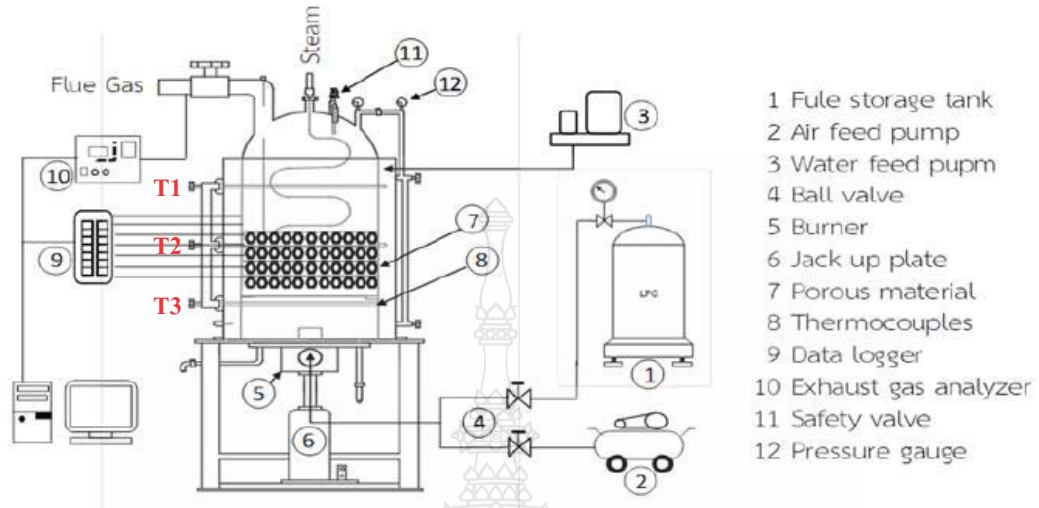
$$\begin{aligned} L &= \frac{A}{n\pi D} \\ &= \frac{1.15}{43 \times \pi \times 0.038} \\ &= 0.22 \text{ m} \end{aligned}$$

ค่า Safety Factor 1.5

$$L = 0.33 \text{ m}$$

$$\therefore A = 1.5 \text{ m}^2$$

3.5 ผังควบคุมการทำงานของเครื่องกำเนิดไอน้ำ



รูปที่ 3.5 ผังควบคุมการทำงานของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบเผาไหม้โดยตรงภายในวัสดุพรุน

3.6 พารามิเตอร์ที่ทำการวัด

3.4.1 อุณหภูมิของน้ำ ไอน้ำ อากาศ โดยใช้เครื่องมือวัดดังนี้

1) เครื่องบันทึกข้อมูล (Data Logger) ยี่ห้อ Yogogawa รุ่น MX-100 ขนาด 20 ช่องสัญญาณ มีช่วงการวัดอุณหภูมิ -200 ถึง 1100 °C ความแม่นยำ ± 0.2 °C

2) เทอร์โมคัปเปิล Type K. (Thermocouple)

3.4.2 อัตราการป้อนเชื้อเพลิง โดยการชั่งน้ำหนักและมิเตอร์แก๊ส

3.4.3 อัตราการไหลของไอน้ำ โดยการวัดระดับถังเก็บน้ำป้อน

3.4.4 อัตราการไหลของอากาศและไอเสีย เครื่องวัดความเร็วลมที่ใช้เป็นแบบ Pitot Tube Probes ยี่ห้อ Testo รุ่น ± 0.05 %

3.4.5 องค์ประกอบของไอเสีย เครื่องวิเคราะห์ก๊าซไอเสีย (Gas Analyzer) ยี่ห้อ Testo รุ่น 350 XL ก๊าซที่วิเคราะห์หาได้แก่ O₂, CO₂, NO, NO₂ และ NO_x ความแม่นยำ ± 0.5 °C, CO ความแม่นยำ ± 10 ppm, O₂ ความแม่นยำ ± 10 ppm

3.7 ขั้นตอนการทดลอง



รูปที่ 3.6 ขั้นตอนการทดลอง

บทที่ 4

ผลการวิเคราะห์ข้อมูล

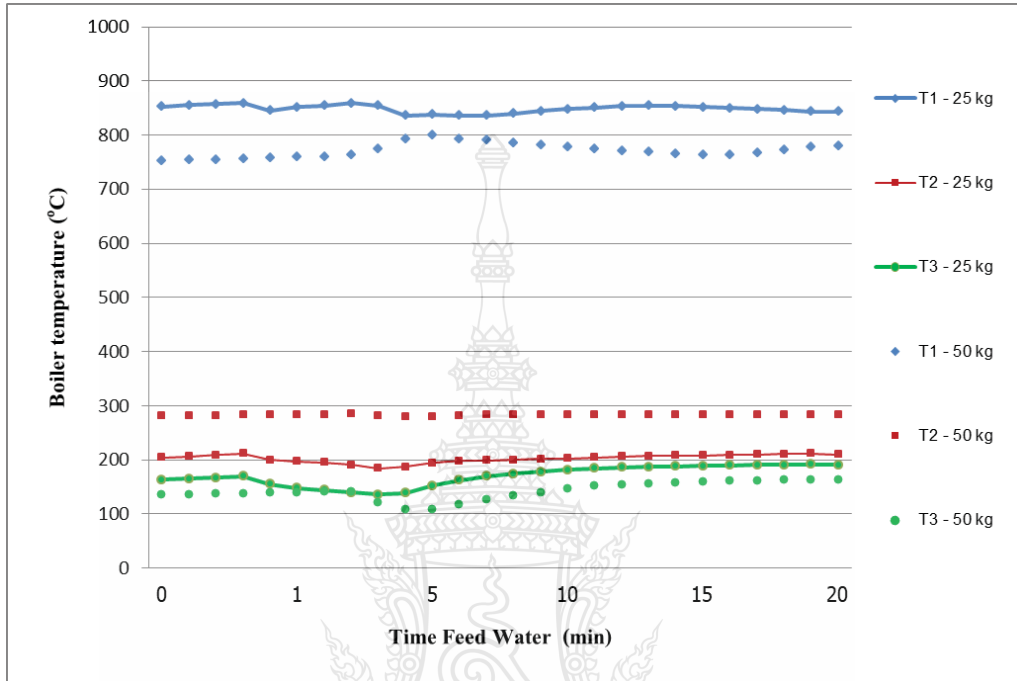
การศึกษาและวิเคราะห์ผลนี้ได้ทำการ ตรวจสอบวัดค่าความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงโดยใช้ก๊าซหุงต้มเป็นเชื้อเพลิง และได้ทำการวัดวิเคราะห์ก๊าซไอเสียของหม้อไอน้ำประสิทธิภาพสูงแบบไม่สูญเสียความร้อนจากไอเสีย ใช้หลักการเผาไหม้โดยตรงกับไอน้ำภายในห้องเผาไหม้ใช้วัสดุพูนเป็นตัวช่วยเพิ่มประสิทธิภาพทางความร้อน โดยการเดินเครื่องที่สภาวะปกติและตัวแปรหลักประกอบด้วย ความดันไอน้ำที่ 1.0, 1.5, 2.0 bar และการใช้วัสดุพูน 25 kg และ 50 kg สำหรับการวิเคราะห์ผลเมื่อกล่าวถึงหม้อไอน้ำ ให้หมายถึงหม้อไอน้ำประสิทธิภาพสูงแบบไม่สูญเสียความร้อนจากไอเสีย ขนาด 20 kg/hr. โดยใช้ก๊าซหุงต้มเป็นเชื้อเพลิง ซึ่งผู้วิจัยได้กำหนดหัวข้อการวิเคราะห์ ตามลำดับดังนี้

- 1) การวิเคราะห์อุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้เมื่อมีการจ่ายไอน้ำ
- 2) การวิเคราะห์ประสิทธิภาพการเผาไหม้
- 3) การวิเคราะห์การสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงก๊าซหุงต้ม
- 4) การวิเคราะห์ค่าพลังงานไอน้ำ
- 5) การวิเคราะห์ประสิทธิภาพหม้อไอน้ำ
- 6) การวิเคราะห์ค่าใช้จ่ายกรณีการใช้ก๊าซหุงต้มเป็นเชื้อเพลิง
- 7) การวิเคราะห์ค่าใช้จ่ายกรณีการใช้ฮีตเตอร์ทำความร้อน

4.1 การวิเคราะห์อุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้เมื่อมีการจ่ายไอน้ำ

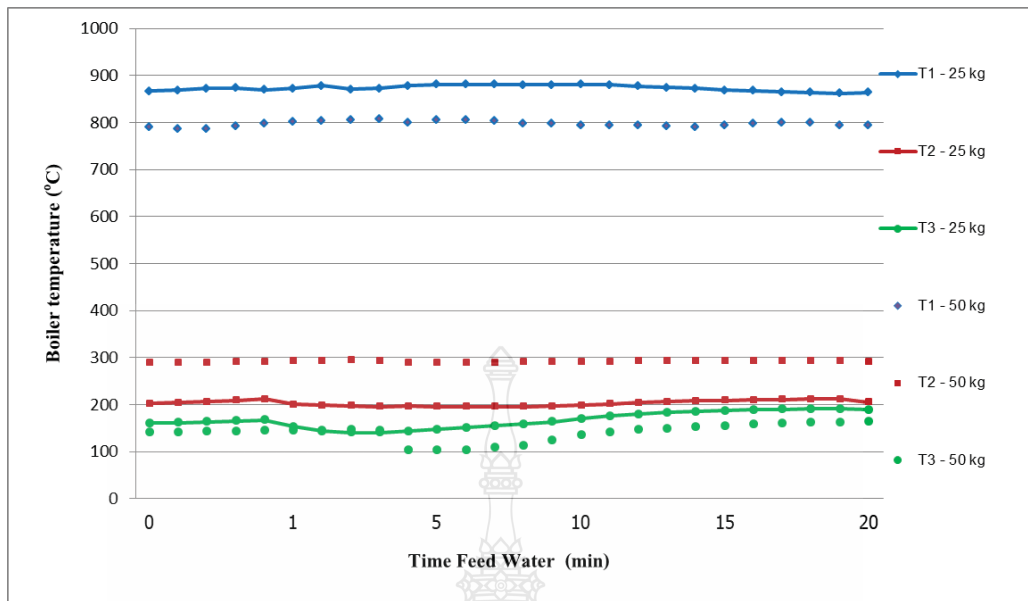
ผลของการจ่ายไอน้ำเข้าภายในห้องเผาไหม้โดยใช้วัสดุพูนเป็นตัวช่วยเพิ่มประสิทธิภาพทางความร้อน ซึ่งภายในห้องเผาไหม้ของหม้อไอน้ำ จะใช้วัสดุพูน 25 kg และ 50 kg ในการทดลอง หากคิดเป็นพื้นที่ที่จะมีความสูง 7 cm และ 14 cm ตามลำดับ และออกแบบให้วัสดุพูนอยู่สูงจากหัวเผา 15 cm เพื่อเป็นตัวป้องกันไม่ให้ไอน้ำสัมผัสกับหัวเผาโดยตรง และจากผลการศึกษาพบว่า อุณหภูมิห้องเผาไหม้เฉลี่ยต่ำสุด คือ การใช้วัสดุพูน 50 kg มีอุณหภูมิสูงสุดเฉลี่ย 775 °C ที่ความดัน 1 bar และอุณหภูมิห้องเผาไหม้เฉลี่ยสูงสุด คือ การใช้วัสดุพูน 25 kg ที่ความดัน 1.5 bar ให้ความร้อนภายในห้องเผาไหม้สูงสุดสูงสุด

เฉลี่ยที่อุณหภูมิ 874 °C และผลการทดลองนี้แสดงให้เห็นว่าการใช้วัสดุพอรุน 25 kg เป็นปริมาณที่เหมาะสมกับหม้อไอน้ำที่ได้ออกแบบขึ้นมาจึงส่งผลให้มีอุณหภูมิห้องเผาไหม้สูงสุด



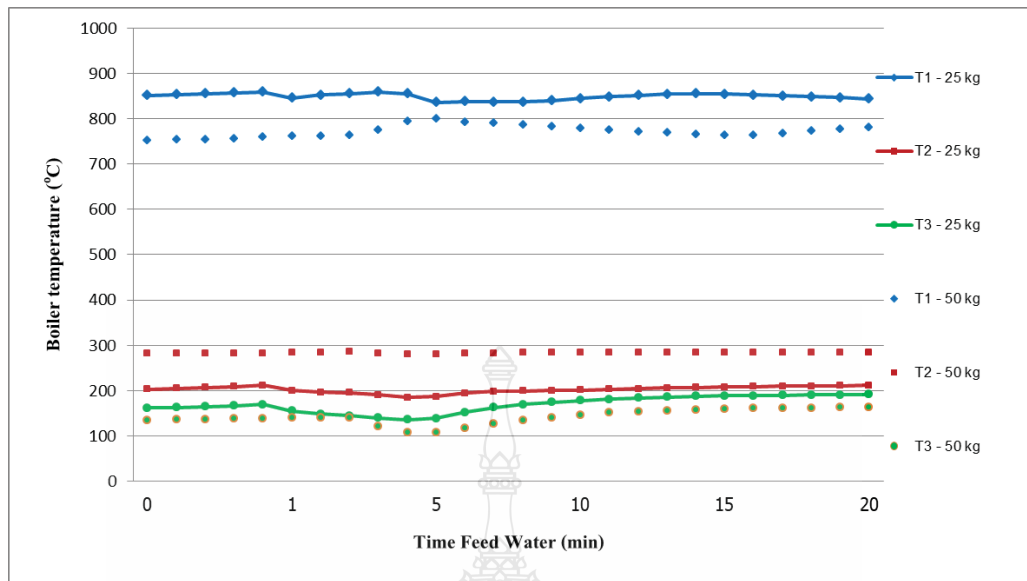
รูปที่ 4.1 อุณหภูมิสูงสุดเมื่อมีการจ่ายไอน้ำเข้าภายในห้องเผาไหม้ของหม้อไอน้ำที่ความดัน 1 bar ระหว่างวัสดุพอรุน 25 kg และ 50 kg

จากภาพที่ 4.1 แสดงการจ่ายไอน้ำเข้าภายในห้องเผาไหม้เมื่ออุณหภูมิการเผาไหม้คงที่และความดันไอน้ำเฉลี่ย 1 bar จากการทดลองพบว่าอุณหภูมิห้องเผาไหม้ลดลงเพียงเล็กน้อยหลังจากการจ่ายไอน้ำ และความร้อนภายในห้องเผาไหม้ของการใช้วัสดุพอรุน 50 kg มีอุณหภูมิสูงสุดเฉลี่ย 775 °C นอกจากนี้อุณหภูมิโดยรวมยังต่ำกว่าการใช้วัสดุพอรุน 25 kg เนื่องจากวัสดุพอรุนมีคุณสมบัติเป็นตัวกักเก็บความร้อน จึงทำให้พื้นที่ส่วนอื่นๆ ของห้องเผาไหม้มีอุณหภูมิลดลง สังเกตได้จาก T2 ของวัสดุพอรุน 50 kg ซึ่งเป็นตำแหน่งที่วัดอุณหภูมิของวัสดุพอรุน โดยตรง และประสิทธิภาพการเผาไหม้ของการใช้วัสดุพอรุน 25 kg อุณหภูมิสูงสุดเฉลี่ย 849 °C และอุณหภูมิโดยรวมภายในห้องเผาไหม้สูงกว่า 2.2 % หากเทียบกับการใช้วัสดุพอรุน 50 kg



รูปที่ 4.2 อุณหภูมิสูงสุดเมื่อมีการจ่ายไอน้ำเข้าภายในห้องเผาไหม้ของหม้อไอน้ำที่ความดัน 1.5 bar ระหว่างวัสดุพูน 25 kg และ 50 kg

จากภาพที่ 4.2 แสดงการจ่ายไอน้ำเข้าภายในห้องเผาไหม้เมื่ออุณหภูมิการเผาไหม้คงที่และความดันไอน้ำเฉลี่ย 1.5 bar จากการทดลองพบว่าอุณหภูมิห้องเผาไหม้ลดลงไม่ต่างจากการจ่ายไอน้ำที่แรงดัน 1 bar มากนัก เพียงเล็กน้อยหลังจากการจ่ายไอน้ำ และจากการคำนวณประสิทธิภาพการเผาไหม้ความร้อนภายในห้องเผาไหม้ของการใช้วัสดุพูน 50 kg มีอุณหภูมิสูงสุดเฉลี่ย 798 °C นอกจากนี้ อุณหภูมิโดยรวมยังต่ำกว่าการใช้วัสดุพูน 25 kg เนื่องจากวัสดุพูนก็เก็บความร้อนเอาไว้มาก จึงมีผลทำให้พื้นที่ส่วนอื่นๆ ของห้องเผาไหม้มีอุณหภูมิลดลงสังเกตได้จาก T2 ของวัสดุพูน 50 kg ซึ่งวัดอุณหภูมิของวัสดุพูนโดยตรง ซึ่งเส้นกราฟไม่ต่างกันกับการจ่ายไอน้ำที่ 1 bar เมื่อไอน้ำกระทบกับวัสดุพูนและความร้อนภายในห้องเผาไหม้ของการใช้วัสดุพูน 25 kg อุณหภูมิสูงสุดเฉลี่ย 874 °C และอุณหภูมิโดยรวมภายในห้องเผาไหม้สูงกว่า 2.2 % เช่นกันหากเทียบกับการใช้วัสดุพูน 50 kg



รูปที่ 4.3 อุณหภูมิสูงสุดเมื่อมีการจ่ายไอน้ำเข้าภายในห้องเผาไหม้ของหม้อไอน้ำที่ความดัน 2 bar ระหว่างวัสดุพอรุน 25 kg และ 50 kg

จากภาพที่ 4.3 แสดงการจ่ายไอน้ำเข้าภายในห้องเผาไหม้เมื่ออุณหภูมิการเผาไหม้คงที่และความดันไอน้ำ 2 bar จากการทดลองพบว่า การจ่ายไอน้ำแทบไม่มีผลกระทบต่ออุณหภูมิห้องเผาไหม้เมื่อห้องเผาไหม้มีอุณหภูมิคงที่และผลกระทบไม่ต่างจากการจ่ายไอน้ำที่แรงดัน 1 และ 1.5 bar และความร้อนภายในห้องเผาไหม้ของการใช้วัสดุพอรุน 50 kg อุณหภูมิสูงสุดเฉลี่ย 776 °C อุณหภูมิโดยรวมต่ำกว่าการใช้วัสดุพอรุน 25 kg เนื่องจากวัสดุพอรุนสามารถกักเก็บความร้อนไว้ได้มาก จึงทำให้พื้นที่ส่วนอื่นๆ ของห้องเผาไหม้มีอุณหภูมิลดลง สังเกตได้จาก T2 ซึ่งใช้วัดอุณหภูมิของวัสดุพอรุนโดยตรง และความร้อนภายในห้องเผาไหม้ของการใช้วัสดุพอรุน 25 kg มีอุณหภูมิสูงสุดเฉลี่ย 848 °C และอุณหภูมิโดยรวมภายในห้องเผาไหม้สูงกว่า 1.2% หากเทียบกับการใช้วัสดุพอรุน 50 kg ซึ่งการจ่ายไอน้ำเข้าไปภายในห้องเผาไหม้สามารถสรุปได้ว่ามีผลกระทบต่ออุณหภูมิห้องเผาไหม้ช่วงขณะเมื่อเริ่มจ่ายไอน้ำ แต่โดยรวมกลับไม่มีผลกระทบกับอุณหภูมิโดยเฉลี่ยของห้องเผาไหม้ที่มีอัตราการป้อนเชื้อเพลิงและอากาศคงที่ นอกจากนี้ยังทำให้อัตราการระเหยของน้ำและส่งผลให้อัตราการผลิตไอน้ำสูงขึ้นอีกด้วย

4.2 การวิเคราะห์ประสิทธิภาพเตาเผา

การวิเคราะห์ประสิทธิภาพการเผาไหม้หรือส่วนของเตาเผา โดยมีการเก็บผลการทดลอง เช่น ค่าอุณหภูมิ ค่าการใช้เชื้อเพลิงและอากาศ ดังตารางที่ 4.1 และนำผลการทดลองที่ได้ไปคำนวณในสมการที่ (2.29) เพื่อให้ได้ประสิทธิภาพดังกล่าว

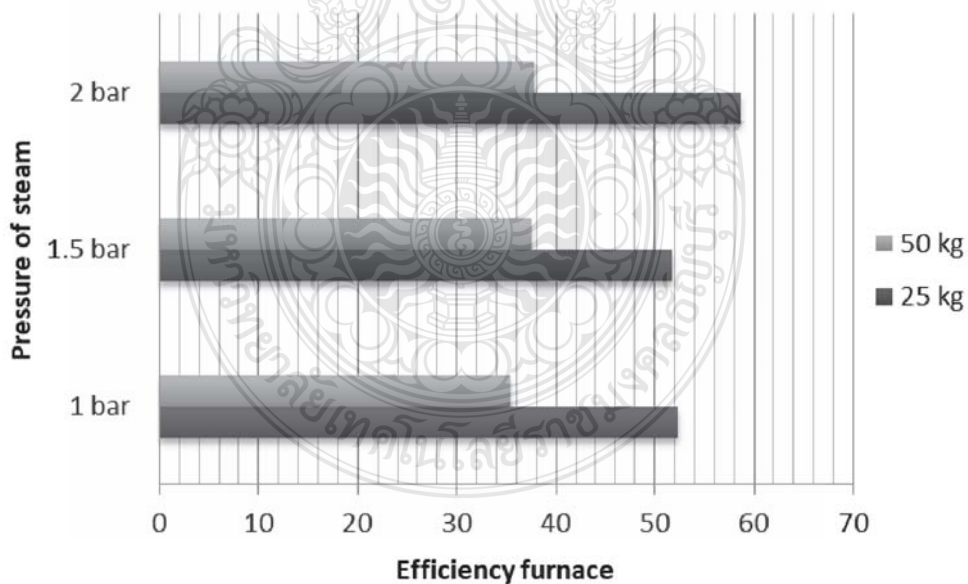
ตารางที่ 4.1 การวิเคราะห์ประสิทธิภาพการเผาไหม้ โดยการใช้วัสดุพอรุน 25 และ 50 ปริมาณน้ำป้อน 16, 18 และ 20 L/h ที่ความดัน 1, 1.5 และ 2 bar

Water volume, Pressure (L/h)	Porous medium volume (kg)	Fuel Volume (kg/hr)	Air flow (kg/hr)	Cp Air (kg/kJ K)	Temp Flue gas (°C)	Temp Ambient (°C)	Furnace Efficiency (%)
16 (1bar)	25	0.85	167.4	1.005	119.84	32.6	52.41
	50	0.85	167.4	1.005	119.54	34.5	35.47
18 (1.5 bar)	25	0.95	178.2	1.005	126.27	32.6	51.8
	50	0.95	178.2	1.005	125.81	35	37.47
20 (2 bar)	25	1.05	189	1.005	131.68	31.8	58.71
	50	1.05	189	1.005	130.55	35.3	37.82

4.2.1 ผลการทดลองของการใช้วัสดุพอรุน 25 kg ผลการทดลองของการใช้วัสดุพอรุน 25 kg ต่อประสิทธิภาพการเผาไหม้ของหม้อไอน้ำ โดยที่กำหนดให้มีการจ่ายไอน้ำเข้าไปภายในห้องเผาไหม้ที่แรงดัน 1, 1.5 และ 2 bar และอัตราการป้อนน้ำที่ 16, 18, 20 L/hr ตามลำดับ พบว่าประสิทธิภาพการเผาไหม้สูงสุดที่ 58.71 % โดยแรงดันของไอน้ำที่จ่ายเข้าไปภายในห้องเผาไหม้อยู่ที่ 2 bar โดยประสิทธิภาพการเผาไหม้ไม่สูงมากนัก เนื่องจากในห้องเผาไหม้มีไอน้ำปะปนอยู่เป็นจำนวนมาก อุณหภูมิห้องเผาไหม้จึงลดลงเมื่อได้สัมผัสกับไอน้ำโดยตรง แตกต่างจากหม้อไอน้ำทั่วไปที่แยกส่วนห้องเผาไหม้กับส่วนกักเก็บไอน้ำ ทำให้หม้ออุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้สูงกว่า แต่หากพิจารณาในแง่ของการผลิตไอน้ำที่ความดันต่ำ จะพบว่าหม้อไอน้ำที่ได้ออกแบบขึ้นมา มีประสิทธิภาพสูงกว่าอย่างมาก เป็นเพราะการถ่ายเทความร้อนระหว่างเปลวไฟและไอน้ำ

สามารถทำได้ โดยไม่ใช้การนำความร้อน การพาความร้อน แต่เป็นการถ่ายเทความร้อนโดยตรง ดังนั้น ประสิทธิภาพการผลิตไอน้ำจึงสูงกว่าหม้อไอน้ำทั่วไป

4.2.2 ผลการทดลองของการใช้วัสดุพูน 50 kg ผลการทดลองของการใช้วัสดุพูน 50 kg ต่อ ประสิทธิภาพการเผาไหม้ของหม้อไอน้ำ โดยที่กำหนดให้มีการจ่ายไอน้ำเข้าไปภายในห้องเผาไหม้ และอัตราการป้อนน้ำเช่นเดียวกับการใช้วัสดุพูน 50 kg และประสิทธิภาพการเผาไหม้สูงสุดต่ำกว่า การใช้วัสดุพูน 25 kg โดยมีประสิทธิภาพการเผาไหม้สูงสุดที่ 37.82 % และแรงดันของไอน้ำที่จ่าย เข้าภายในห้องเผาไหม้อยู่ที่ 2 bar ประสิทธิภาพการเผาไหม้ไม่สูงมากนัก เนื่องจากในห้องเผาไหม้มี ไอน้ำปะปนอยู่เป็นจำนวนมาก อุณหภูมิห้องเผาไหม้จึงลดลงเมื่อได้สัมผัสกับไอน้ำโดยตรง ซึ่ง แตกต่างจากหม้อไอน้ำทั่วไปที่แยกส่วนห้องเผาไหม้กับส่วนกักเก็บไอน้ำ ทำไหม้อุณหภูมิภายในห้อง เผาไหม้สูงกว่า แต่หากพิจารณาในแง่ของการผลิตไอน้ำที่ความดันต่ำ จะพบว่าหม้อไอน้ำที่ได้ ออกแบบขึ้นมาี้ มีประสิทธิภาพสูงกว่าอย่างมาก เป็นเพราะการถ่ายเทความร้อนระหว่างเปลวไฟและ ไอน้ำ สามารถทำได้โดยไม่ใช้การนำความร้อน การพาความร้อน แต่เป็นการถ่ายเทความร้อน โดยตรง ดังนั้น ประสิทธิภาพการผลิตไอน้ำจึงสูงกว่าหม้อไอน้ำทั่วไป



รูปที่ 4.4 ประสิทธิภาพการเผาไหม้โดยการใช้วัสดุพูน 25 kg และ 50 kg และที่ความดัน 1, 1.5 และ 2 bar

จากรูปแสดงให้เห็นว่าประสิทธิภาพการเผาไหม้หรือส่วนเตาเผาสูงสุดของหม้อไอน้ำ โดยการใช้วัสดุพูน 50 kg ที่ 37.82 % และ ประสิทธิภาพการเผาไหม้สูงสุดของหม้อไอน้ำโดยการใช้วัสดุพูน 25 kg ที่ 58.71 % ซึ่งมีความสัมพันธ์กับอุณหภูมิของห้องเผาไหม้ของการใช้วัสดุพูนที่ 25 kg นั้นสูงกว่าการใช้วัสดุพูน 50 kg จึงมีผลให้ประสิทธิภาพการเผาไหม้ที่ได้การจากคำนวณสูงกว่า ซึ่งเป็นไปได้ในทิศทางเดียวกันกับที่สามารถวัดค่าความร้อนได้จากเทอร์โมคัปเปิลที่ตำแหน่งต่างๆ ภายในห้องเผาไหม้

ตารางที่ 4.2 การวิเคราะห์ค่าอุณหภูมิไอเสีย โดยการใช้วัสดุพูน 25 และ 50 ปริมาณน้ำป้อน 16, 18 และ 20 L/h ที่ความดัน 1, 1.5 และ 2 bar

Water volume (L/h)	Porous medium volume (kg)	% O ₂	CO (ppm)	% CO ₂	Flue Gas Temp	Air temp
16 (1bar)	25	3.3	89	11.34	162.1	32.4
	50	0.4	338	12.47	124.4	30.4
18 (1.5 bar)	25	2	37	12.51	170.7	32.4
	50	1.4	14	11.6	132.9	30.9
20 (2 bar)	25	4.8	745	9.27	203.9	32
	50	1.7	21	11.14	137.5	35.6

จากตารางที่ 4.2 และตารางที่ 4.3 เป็นผลของการวิเคราะห์ไอเสียจากเครื่อง TESTO รุ่น 320 ซึ่งเป็นการแสดงเปอร์เซ็นต์ ของก๊าซไอเสียแต่ละชนิด โดยปริมาณก๊าซแต่ละชนิดนี้จะบ่งบอกถึง ประสิทธิภาพการเผาไหม้ได้เป็นอย่างดี และการเผาไหม้ของหม้อไอน้ำนี้ มีประสิทธิภาพการเผาไหม้ ที่อยู่ในเกณฑ์มาตรฐานของอุตสาหกรรมและหากพิจารณาก๊าซไอเสียเมื่อจ่ายไอน้ำเข้าไปภายในห้องเผาไหม้ จะเห็นว่า มีปริมาณออกซิเจนมากกว่าการเผาไหม้โดยปกติ แต่ประสิทธิภาพการเผาไหม้ โดยรวมนั้นยังไม่มี ความแตกต่างกันมากนัก

ตารางที่ 4.3 การวิเคราะห์ค่าอุณหภูมิไอเสียเมื่อผสมกับไอน้ำ โดยการใช้วัสดุพูน 25 และ 50 kg ปริมาณน้ำป้อน 16, 18 และ 20 L/h ที่ความดัน 1, 1.5 และ 2 bar

Water volume (L/h)	Porous medium volume (kg)	% O ₂	CO (ppm)	% CO ₂	Flue Gas Temp	Air temp
16 (1bar)	25	19.8	63	0.78	169.9	32.6
	50	21	21	2.94	169.9	34.5
18 (1.5 bar)	25	7.2	37	7.2	192.6	32.6
	50	18.3	93	9.68	203.9	35
20 (2 bar)	25	6.7	664	9.37	223.3	31.8
	50	4.1	553	10.42	206.9	35.3

4.3 การวิเคราะห์ค่าพลังงานเชื้อเพลิงก๊าซหุงต้ม(LPG)

การวิเคราะห์ค่าพลังงานเชื้อเพลิงหรือการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงก๊าซหุงต้ม โดยมีการเก็บผลการทดลอง เช่น ค่าอุณหภูมิ ค่าการใช้เชื้อเพลิงและอากาศ น้ำป้อน ดังตารางที่ 4.4 และนำผลการทดลองที่ได้ไปคำนวณในสมการที่ (2.28) เพื่อให้ได้ค่าพลังงานที่ได้จากเชื้อเพลิง

ตารางที่ 4.4 ค่าพลังงานที่ได้จากเชื้อเพลิง โดยการใช้วัสดุพูน 25 และ 50 kg ปริมาณน้ำป้อน 16, 18 และ 20 L/h ที่ความดัน 1, 1.5 และ 2 bar

Water volume, Pressure (L/h)	Porous medium volume (kg)	Fuel Volume (kg/hr)	Temp feed water (°C)	Temp Vapor (°C)	Heating value (kJ/kg)	Heating of Fuel (kW)
16 (1bar)	25	0.85	32	119.84	50,220	11.85
	50	0.85	32	119.54	50,220	11.85

ตารางที่ 4.4 ค่าพลังงานที่ได้จากเชื้อเพลิง โดยการใช้วัสดุพอรุน 25 และ 50 kg ปริมาณน้ำป้อน 16, 18 และ 20 L/h ที่ความดัน 1, 1.5 และ 2 bar (ต่อ)

Water volume, Pressure (L/h)	Porous medium volume (kg)	Fuel Volume (kg/hr)	Temp feed water (°C)	Temp Vapor (°C)	Heating value (kJ/kg)	Heating of Fuel (kW)
18 (1.5 bar)	25	0.95	32	126.27	50,220	13.25
	50	0.95	32	125.81	50,220	13.25
20 (2 bar)	25	1.05	32	131.68	50,220	14.64
	50	1.05	32	130.55	50,220	14.64

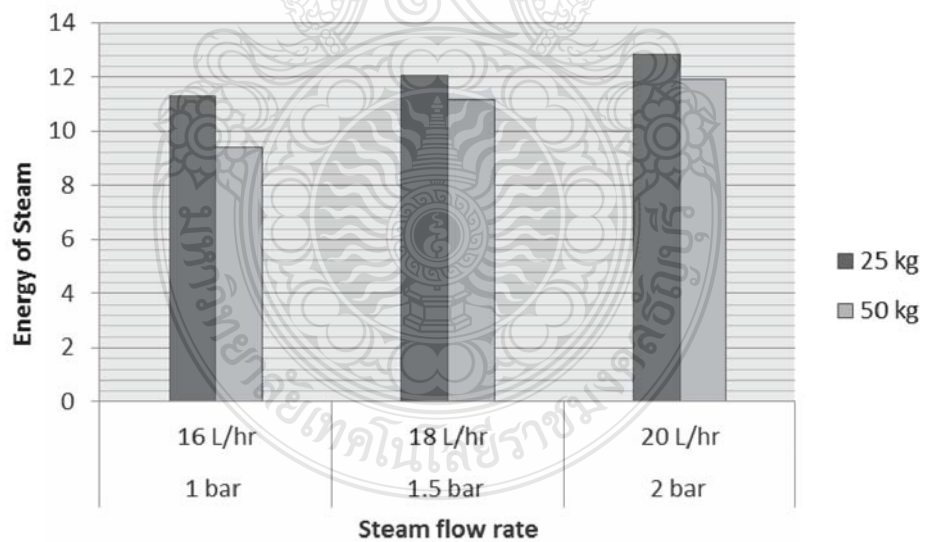
จากตาราง 4.4 ที่ความดัน 1 bar อัตราน้ำป้อนที่ 16 L/hr มีค่าพลังงานที่ได้จากเชื้อเพลิงต่ำที่สุด 11.85 kW และที่ความดัน 2 bar อัตราน้ำป้อนที่ 20 L/hr มีค่าพลังงานที่ได้จากเชื้อเพลิงคือที่สุดอยู่ที่ 14.64 kW ซึ่งค่าพลังงานที่ได้จากเชื้อเพลิงที่สูงเป็นผลมาจากการใช้เชื้อเพลิงที่ความดันไอน้ำ 2 bar นั้น ใช้พลังงานความร้อนมากเพื่อผลิตไอน้ำที่แรงดันสูง ทำให้ต้องใช้พลังงานที่สูงตามไปด้วย ในส่วนการใช้เชื้อเพลิงที่ความดันไอน้ำ 1 bar เมื่ออุณหภูมิของน้ำต่ำ แรงดันต่ำ พลังที่ใช้ก็ย่อมต่ำไปด้วย และจากอัตราการป้อนเชื้อเพลิงและอากาศที่ต่ำกว่าจึงทำให้ค่าพลังงานที่คำนวณได้นั้นออกมาต่ำเช่นกัน

4.4 การวิเคราะห์ค่าพลังงานไอน้ำ

ผลการทดลองการใช้วัสดุพอรุน 25 kg และ 50 kg ต่อค่าพลังงานไอน้ำ จากการวิเคราะห์ข้อมูลและคำนวณพบว่าค่าพลังงานไอน้ำสูงสุดที่ 12.23 kW ที่ความดัน 2 bar อัตราน้ำป้อน 20 L/hr. และการใช้วัสดุพอรุน 25 kg

ตารางที่ 4.5 ค่าพลังงานของไอน้ำ โดยการใช้วัสดุพอรุน 25 และ 50 kg ปริมาณน้ำป้อน 16, 18 และ 20 L/h ที่ความดัน 1, 1.5 และ 2 bar

Pressure (bar)	Water feed volume (L/hr)	Porous medium volume (kg)	Temp feed water (°C)	Temp Vapor (°C)	Enthalpy feed water (kJ/kg)	Enthalpy vapor (kJ/kg)	Power of vapor (kW)
1	16	25	32	119.84	504.7	2706.7	10.03
		50	32	119.54	504.7	2706.7	8.78
1.5	18	25	32	126.27	467.11	2693.6	11.13
		50	32	125.81	467.11	2693.6	9.89
2	20	25	32	131.68	417.46	2675.5	12.23
		50	32	130.55	417.46	2675.5	11.01



รูปที่ 4.5 ค่าพลังงานไอน้ำ ที่ผลิตได้จากการใช้วัสดุพอรุน 25 kg. และ 50 kg และที่ความดัน 1, 1.5 และ 2 bar gauge

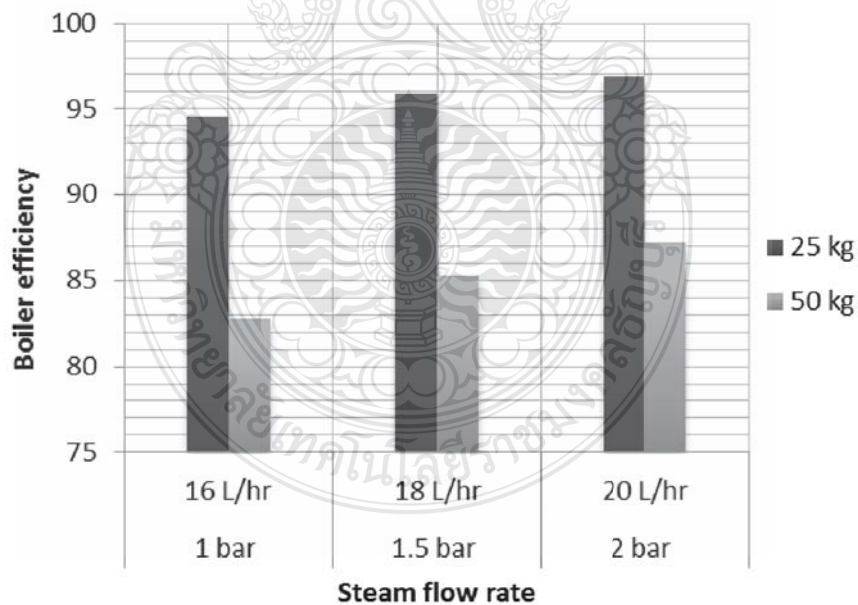
จากภาพที่ 4.5 แสดงค่าพลังงานจากไอน้ำสูงสุดที่ได้จากการคำนวณตามสมการ(2.29) จากการวิเคราะห์ข้อมูลพบว่าค่าพลังงานของไอน้ำจะสอดคล้องกับประสิทธิภาพการเผาไหม้ เนื่องจากการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ย่อมส่งผลให้เกิดพลังงานที่เป็นประโยชน์ และจากการต้มน้ำให้เดือดในอุณหภูมิที่ต้องการ จะต้องพิจารณาน้ำป้อนที่มีอุณหภูมิสูง ถ้าอุณหภูมิของน้ำป้อนต่ำ จะทำให้สูญเสียความร้อนมากในการทำให้น้ำเดือดถึงอุณหภูมิที่ต้องการ ในทางกลับกันหากน้ำป้อนมีอุณหภูมิสูง ย่อมสูญเสียความร้อนน้อย ดังสมการ(2.29) พลังงานที่ได้จากไอน้ำ (Q_s) ได้จากผลคูณของปริมาณไอน้ำที่ผลิตได้ [kg/hr] กับผลต่างระหว่างค่าเอนทัลปีของไอน้ำ [kJ/kg] และค่าเอนทัลปีของน้ำ [kJ/kg]

4.5 การวิเคราะห์ประสิทธิภาพหม้อไอน้ำ

ในการคำนวณประสิทธิภาพสำหรับค่า HHV นั้น บางท่านอาจสงสัยว่าจะใช้ค่า High Heating Value (HHV) หรือ Low Heating Value (LHV) ในการคำนวณ ซึ่งจากหลายข้อมูลอ้างอิงพบว่า ในทางปฏิบัติแล้วการจะใช้ค่าใดขึ้นอยู่กับคำแนะนำของผู้ผลิต เช่น ผู้ผลิตหม้อไอน้ำโดยทั่วไปของอเมริกา มักใช้ค่า HHV ในขณะที่ผู้ผลิตหม้อไอน้ำของเยอรมัน มักใช้ค่า LHV เป็นต้น อย่างไรก็ตาม การพบประเด็นที่ต้องระวัง หากใช้ค่า LHV ในการคำนวณ ในกรณีที่เป็นหม้อน้ำที่มีอุณหภูมิปล่องต่ำกว่า 90°C จะทำให้ค่า มีค่าสูงกว่า 100% ซึ่งขัดต่อหลักการคำนวณ โดยประสิทธิภาพของหม้อไอน้ำสูงสุดที่ได้จากการทดลองและการคำนวณ คือ 96.96% เป็นผลมาจากอัตราส่วนผสมของเชื้อเพลิงและการใช้วัสดุพอรุนที่เหมาะสมส่งผลให้การเผาไหม้สมบูรณ์ ก๊าซคาร์บอนมอนนอกไซด์และอากาศส่วนเกินอยู่ในเกณฑ์มาตรฐานของการเผาไหม้ ซึ่งการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ย่อมส่งผลให้ประสิทธิภาพของพลังงานสูงตามไปด้วย นอกจากนี้การเผาไหม้โดยตรงกับไอน้ำยังเพิ่มประสิทธิภาพให้กับหม้อไอน้ำอีกด้วย

ตารางที่ 4.6 ประสิทธิภาพหม้อไอน้ำ โดยการใช้วัสดุฟรอน 25 และ 50 kg ปริมาณน้ำป้อน 16, 18 และ 20 L/h ที่ความดัน 1, 1.5 และ 2 bar

Water volume, Pressure (L/h)	Porous medium volume (kg)	Temp feed water (°C)	Fuel volume (kg/hr)	Temp Vapor (°C)	Enthalpy feed water (kJ/kg)	Enthalpy Vapor (kJ/kg)	Temp Air (°C)	Heating value (kJ/kg)	Power of vapor (kW)
16 (1bar)	25	30	0.85	119.84	504.7	2706.7	31	50,220	94.57
	50	30	0.85	119.54	504.7	2706.7	32	50,220	82.75
18 (1.5 bar)	25	30	0.95	126.27	467.11	2693.6	31	50,220	95.88
	50	30	0.95	125.81	467.11	2693.6	32	50,220	85.22
20 (2 bar)	25	30	1.05	131.68	417.46	2675.5	32	50,220	96.9
	50	30	1.05	130.55	417.46	2675.5	32	50,220	87.21



รูปที่ 4.6 ประสิทธิภาพหม้อไอน้ำ ระหว่างการใช้วัสดุ 25 kg. และ 50 kg. ภายในห้องเผาไหม้

จากผลการทดลองและการศึกษาแสดงให้เห็นว่าหม้อไอน้ำที่สร้างขึ้นมีประสิทธิภาพสูง ดังที่กล่าวไว้ เชื้อเพลิงแต่ละชนิดมีผลต่อการเผาไหม้ เชื้อเพลิงแข็งมีค่าประสิทธิภาพ 75-85% เชื้อเพลิงเหลว 80-85% และเชื้อเพลิง ก๊าซ 80-90% (11) เมื่อพิจารณารูปที่ 8 จะ เห็นว่าประสิทธิภาพของการใช้วัสดุพูน 25 kg มีค่าอยู่ในช่วง 94.57 - 96.9% และการใช้วัสดุพูน 50 kg. อยู่ที่ 82.75 – 87.21% ซึ่งมีความแตกต่างกันไม่มาก ดังนั้น ปัจจัยของน้ำป้อน 16 18 และ 20 L/hr. และความดันไอน้ำ 1, 1.5 และ 2 bar gauge ไม่มีผลกระทบต่อประสิทธิภาพของหม้อไอน้ำมากนัก แต่การใช้วัสดุพูนส่งต่อประสิทธิภาพค่อนข้างมาก เนื่องจากวัสดุพูนเป็นตัวกักเก็บความร้อนที่ดี จึงส่งผลกระทบต่อแลกเปลี่ยนความร้อนของหม้อไอน้ำ

4.6 การวิเคราะห์ค่าใช้จ่ายกรณีการใช้ก๊าซหุงต้มเป็นเชื้อเพลิง

การวิเคราะห์ค่าใช้จ่ายของก๊าซหุงต้มโดยการใช้วัสดุพูน 25 kg และ 50 kg ปริมาณน้ำป้อน 16, 18 และ 20 L/h ที่ความดัน 1, 1.5 และ 2 bar ซึ่งเป็นการประเมินค่าใช้จ่ายเปรียบเทียบกับการใช้ฮีตเตอร์ในการต้มน้ำร้อน

ตารางที่ 4.7 การวิเคราะห์ค่าใช้จ่ายกรณีการใช้ก๊าซหุงต้มเป็นเชื้อเพลิง โดยการใช้วัสดุพูน 25 และ 50 kg ปริมาณน้ำป้อน 16, 18 และ 20 L/h ที่ความดัน 1, 1.5 และ 2 bar

Water volume, Pressure (L/h)	Porous medium volume (kg)	Fuel volume (kg/hr)	Work hour (h/year)	Fuel volume (kg/year)	Price LPG gas (Baht/kg)	Price of Air pump (2.2 kW) Electric (Baht/year)	Expenses (Baht/year)
16 (1bar)	25	0.85	2920	2482	24.42	27,623.20	88,233.64
	50	0.85	2920	2482	24.42	27,623.20	88,233.64
18 (1.5 bar)	25	0.95	2920	2774	24.42	27,623.20	95,364.28
	50	0.95	2920	2774	24.42	27,623.20	95,364.28
20 (2 bar)	25	1.05	2920	3066	24.42	27,623.20	102,494.92
	50	1.05	2920	3066	24.42	27,623.20	102,494.92

จากตารางที่ 4.7 เป็นการวิเคราะห์ค่าใช้จ่ายกรณีการใช้ก๊าซหุงต้มเป็นเชื้อเพลิง ของหม้อไอน้ำ ประสิทธิภาพสูงแบบไม่สูญเสียความร้อนจากไอเสีย โดยมุ่งเน้นในด้านของการใช้เชื้อเพลิงเป็นหลัก ในส่วนของค่าใช้จ่ายด้านการซ่อมบำรุงรายปีและค่าใช้จ่ายอื่นๆ ไม่ได้รวมอยู่ในการประเมินค่าใช้จ่ายนี้ ซึ่งเชื้อเพลิงถือว่าเป็นค่าใช้จ่ายที่สำคัญที่สุดของการใช้งานหม้อไอน้ำ

4.7 การวิเคราะห์ค่าใช้จ่ายกรณีการใช้ฮีทเตอร์ทำความร้อน

การวิเคราะห์ค่าใช้จ่ายกรณีการใช้ฮีทเตอร์ทำความร้อน เป็นการคำนวณค่าไฟฟ้าในช่วง วัน 21 ธันวาคม 2561 ซึ่งอาจมีความคลาดเคลื่อนกับปัจจุบัน โดยใช้สมการที่ 2.32 คำนวณหาค่าใช้จ่ายดังกล่าว

ตารางที่ 4.8 การวิเคราะห์ค่าใช้จ่ายกรณีการใช้ฮีทเตอร์ทำความร้อนโดยการใช้วัสดุพอรุน 25 และ 50 kg ปริมาณน้ำป้อน 16, 18 และ 20 L/h ที่ความดัน 1, 1.5 และ 2 bar

Pressure (bar)	Water feed volume (L/hr)	Porous medium volume (kg)	Electric Energy (kW/hr)	Work hour (hr/year)	Fuel volume (kW/year)	Electric Price (Baht/unit)	Expenses (Baht/year)
1	16	25	10.03	2920	29,287.6	4.4	128,865.44
		50	8.78	2920	25,637.6	4.4	112,805.44
1.5	18	25	11.13	2920	34,499.6	4.4	151,798.24
		50	9.89	2920	28,878.8	4.4	127,066.72
2	20	25	12.23	2920	35,711.6	4.4	157,131.04
		50	11.01	2920	32,149.2	4.4	141,456.48

จากตารางที่ 4.8 แสดงค่าใช้จ่ายจากการใช้ฮีทเตอร์ทำความร้อน ซึ่งมีค่าใช้จ่ายที่ค่อนข้างสูงหาก เทียบกับการใช้แก๊สหุงต้มเป็นเชื้อเพลิงในการทำความร้อน แต่ในแง่ของการควบคุมฮีทเตอร์ถือว่าควบคุม การใช้งานได้ง่าย จึงนิยมใช้แพร่หลายของอุตสาหกรรมขนาดเล็กหรือในภาคครัวเรือน และจากตาราง 4.8 การใช้วัสดุพอรุน 25 kg ที่ความดัน 2 bar gauge และที่อัตราการป้อนน้ำ 20 (L/hr) มีค่าใช้จ่ายสูงสุด 153,559.80 บาทปี และจากการเปรียบเทียบมีค่าสูงกว่าการใช้ก๊าซหุงต้มเป็นเชื้อเพลิงถึง 40 %

บทที่ 5

สรุปผลและข้อเสนอแนะ

5.1 สรุปผลการทดลอง

จากการศึกษาสมรรถนะของหม้อไอน้ำประสิทธิภาพสูงแบบไม่สูญเสียความร้อนจากไอเสีย โดยทำการออกแบบและสร้างหม้อไอน้ำความดันต่ำแบบเผาไหม้โดยตรงกับไอน้ำ ขนาดกำลังการผลิต 20 kg/hr งานวิจัยนี้ได้ดำเนินการทดลอง เก็บข้อมูลและวิเคราะห์สมรรถนะของหม้อไอน้ำ ได้แก่ ประสิทธิภาพการเผาไหม้ ค่าพลังงานจากเชื้อเพลิง ค่าพลังงานของไอน้ำ และประสิทธิภาพการเผาไหม้ โดยสามารถสรุปผลการทดลองได้ดังนี้

5.1.1 สรุปผลการทดลองจ่ายไอน้ำเข้าภายในห้องเผาไหม้ ผลของการจ่ายไอน้ำเข้าภายในห้องเผาไหม้โดยการใช้วัสดุพูนเป็นตัวช่วยเพิ่มประสิทธิภาพทางความร้อน ซึ่งภายในห้องเผาไหม้ของหม้อไอน้ำ จะมีวัสดุพูน 25 kg. และ 50 kg. หากคิดเป็นพื้นที่ วัสดุพูน 25 kg. จะมีความสูง 7 cm. และ 14 cm. ตามลำดับ และออกแบบให้วัสดุพูนอยู่สูงจากหัวเผา 15 cm. เพื่อเป็นตัวป้องกันไม่ให้ไอน้ำสัมผัสกับหัวเผาโดยตรง และจากผลการศึกษาพบว่า การใช้วัสดุพูน 25 kg. ที่ความดัน 1.5 ให้ความร้อนภายในห้องเผาไหม้สูงสุดที่อุณหภูมิเฉลี่ยเท่ากับ 798 °C

5.1.2 สรุปผลการทดลองการศึกษาประสิทธิภาพการเผาไหม้ พบว่าประสิทธิภาพการเผาไหม้ผลการทดลองของการใช้วัสดุพูน 25 kg. และ 50 kg. ต่อประสิทธิภาพการเผาไหม้ของหม้อไอน้ำ และการจ่ายไอน้ำเข้าไปภายในห้องเผาไหม้ที่แรงดัน 1, 1.5 และ 2 bar gauge พบว่าประสิทธิภาพการเผาไหม้สูงสุดที่ 72.37% โดยแรงดันของไอน้ำที่จ่ายเข้าภายในห้องเผาไหม้อยู่ที่ 2 bar gauge และใช้วัสดุพูน 25 kg และจากผลการทดลองแสดงให้เห็นว่าประสิทธิภาพการเผาไหม้สูงสุดของหม้อไอน้ำโดยการใช้วัสดุพูน 50 kg. ที่ 46.61 % และ ประสิทธิภาพการเผาไหม้สูงสุดของหม้อไอน้ำโดยการใช้วัสดุพูน 25 kg. ที่ 72.37% ซึ่งเป็นไปตามอุณหภูมิของห้องเผาไหม้โดยการใช้วัสดุพูนที่ 25 kg นั้นสูงกว่าการใช้วัสดุพูน 50 kg. จึงมีผลให้ประสิทธิภาพการเผาไหม้ที่ได้การจากคำนวณสูงกว่า ซึ่งเป็นไปในทิศทางเดียวกันกับที่สามารถวัดค่าความร้อนได้จากเทอร์โมคัปเปิลภายในห้องเผาไหม้ที่ตำแหน่งต่างๆ

5.1.3 สรุปผลการทดลองการศึกษาค่าพลังงานจากเชื้อเพลิง พบว่าค่าพลังงานจากเชื้อเพลิงต่ำที่สุด 11.85 kW และที่ความดัน 2 bar อัตราน้ำป้อนที่ 20 L/hr มีค่าพลังงานที่ได้จากเชื้อเพลิงคือที่สุด

อยู่ที่ 14.64 kW ซึ่งค่าพลังงานที่ได้จากเชื้อเพลิงที่สูงเป็นผลมาจากการใช้เชื้อเพลิงที่ความดันไอน้ำ 2 bar นั้น ใช้พลังงานความร้อนมากเพื่อใช้ผลิตไอน้ำที่แรงดันสูง ทำให้ต้องใช้พลังงานที่สูงตามไปด้วย ในส่วนการใช้เชื้อเพลิงที่ความดันไอน้ำ 1 bar เมื่ออุณหภูมิของไอน้ำต่ำ แรงดันต่ำ พลังที่ใช้ก็ย่อมต่ำไปด้วย

5.1.4 สรุปผลการทดลองการศึกษาค่าพลังงานจากไอน้ำ ผลการทดลองการใช้วัสดุพูน 25 kg และ 50 kg ต่อค่าพลังงานไอน้ำ จากการวิเคราะห์ข้อมูลและคำนวณพบว่าค่าพลังงานไอน้ำสูงสุดที่ 12.23 kW ที่ความดัน 2 bar อัตราน้ำป้อน 20 L/hr. และการใช้วัสดุพูน 25 kg ค่าพลังงานจากไอน้ำสูงสุดที่ได้จากการคำนวณตามสมการ(3) จากวิเคราะห์ข้อมูลพบว่าค่าพลังงานของไอน้ำจะสอดคล้องกับประสิทธิภาพการเผาไหม้ เนื่องจากการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ย่อมส่งผลให้เกิดพลังงานที่เป็นประโยชน์ และจากการต้มน้ำให้เดือดในอุณหภูมิที่ต้องการ จะต้องพิจารณาน้ำป้อนที่มีอุณหภูมิสูง ถ้าอุณหภูมิของน้ำป้อนต่ำ จะทำให้สูญเสียความร้อนมากในการทำให้น้ำเดือดถึงอุณหภูมิที่ต้องการ ในทางกลับกันหากน้ำป้อนมีอุณหภูมิสูง ย่อมสูญเสียความร้อนน้อย ดังสมการ(3) พลังงานที่ได้จากไอน้ำ (Q_s) ได้จากผลคูณของปริมาณไอน้ำที่ผลิตได้ [kg/hr] กับผลต่างระหว่างค่าเอนทัลปีของไอน้ำ [kJ/kg] และค่าเอนทัลปีของน้ำ [kJ/kg]

5.1.5 สรุปผลการทดลองการศึกษาประสิทธิภาพของหม้อไอน้ำ จากผลการทดลองและศึกษาแสดงให้เห็นว่าหม้อไอน้ำที่สร้างขึ้นมีประสิทธิภาพสูง ดังที่กล่าวว่า เชื้อเพลิงแต่ละชนิดมีผลต่อการเผาไหม้ เชื้อเพลิงแข็งมีค่าประสิทธิภาพ 75-85% เชื้อเพลิงเหลว 80-85% และเชื้อเพลิง ก๊าซ 80-90% (11) เมื่อพิจารณารูปที่ 8 จะเห็นว่าประสิทธิภาพของการใช้วัสดุพูน 25 kg มีค่าอยู่ในช่วง 94.57 - 96.9% และการใช้วัสดุพูน 50 kg. อยู่ที่ 82.75 – 87.21% ซึ่งมีความแตกต่างกันไม่มาก ดังนั้น ปัจจัยของน้ำป้อน 16 18 และ 20 L/hr. และความดันไอน้ำ 1, 1.5 และ 2 bar gauge ไม่มีผลกระทบต่อประสิทธิภาพของหม้อไอน้ำมากนัก แต่การใช้วัสดุพูนส่งต่อประสิทธิภาพค่อนข้างมาก เนื่องจากวัสดุพูนเป็นตัวกักเก็บความร้อนที่ดี จึงส่งผลกระทบต่อแลกเปลี่ยนความร้อนของหม้อไอน้ำ

5.1.6 การวิเคราะห์ค่าใช้จ่ายกรณีการใช้ก๊าซหุงต้มเป็นเชื้อเพลิง การวิเคราะห์ค่าใช้จ่ายของก๊าซหุงต้มโดยการใช้วัสดุพูน 25 kg และ 50 kg ปริมาณน้ำป้อน 16, 18 และ 20 L/h ที่ความดัน 1, 1.5 และ 2 bar ซึ่งเป็นการประเมินค่าใช้จ่ายเปรียบเทียบกับการใช้ฮีตเตอร์ในการต้มน้ำร้อน จากตารางที่ 4.7 เป็นการวิเคราะห์ค่าใช้จ่ายกรณีการใช้ก๊าซหุงต้มเป็นเชื้อเพลิง ของหม้อไอน้ำประสิทธิภาพสูงแบบไม่สูญเสียความร้อนจากไอเสีย โดยมุ่งเน้นในด้านของการใช้เชื้อเพลิงเป็นหลัก ในส่วนของค่าใช้จ่ายด้านการซ่อม

บำรุงรายปีและค่าใช้จ่ายอื่นๆ ไม่ได้รวมอยู่ในการประเมินค่าใช้จ่ายนี้ ซึ่งเชื่อเพลิงถือว่าเป็นค่าใช้จ่ายสำคัญที่สุดของการใช้งานหม้อไอน้ำ

5.1.7 การวิเคราะห์ค่าใช้จ่ายกรณีการใช้ฮีตเตอร์ทำความร้อน การวิเคราะห์ค่าใช้จ่ายกรณีการใช้ฮีตเตอร์ทำความร้อน เป็นการคำนวณค่าไฟฟ้าในช่วง วัน 21 กุมภาพันธ์ 2561 ซึ่งอาจมีความคลาดเคลื่อนกับปัจจุบัน โดยใช้สมการที่ 2.32 คำนวณหาค่าใช้จ่ายดังกล่าว จากตารางที่ 4.8 แสดงค่าใช้จ่ายจากการใช้ฮีตเตอร์ทำความร้อน ซึ่งมีค่าใช้จ่ายที่ค่อนข้างสูงหากเทียบกับการใช้แก๊สหุงต้มเป็นเชื้อเพลิงในการทำความร้อน แต่ในแง่ของการควบคุมฮีตเตอร์ถือว่าควบคุมการใช้งานได้ง่าย จึงนิยมใช้แพร่หลายของอุตสาหกรรมขนาดเล็กหรือในภาคครัวเรือน และจากตาราง 4.8 การใช้วัสดุพูน 25 kg ที่ความดัน 2 bar gauge และที่อัตราการป้อนน้ำ 20 (L/hr) มีค่าใช้จ่ายสูงสุด 153,559.80 บาทปี และจากการเปรียบเทียบมีค่าสูงกว่าการใช้แก๊สหุงต้มเป็นเชื้อเพลิงถึง 40 %

5.2 ข้อเสนอแนะ

ในการพัฒนาและเพิ่มประสิทธิภาพของหม้อไอน้ำจะแบ่งออกเป็น 3 ส่วนหลักๆ คือ การพัฒนาตัวโครงสร้างของชุดหัวเผา การปรับปรุงระบบน้ำป้อน การปรับปรุงระบบควบคุมเชื้อเพลิง ซึ่งเป็นการมุ่งเน้นไปในเรื่องของระบบควบคุม การเพิ่มประสิทธิภาพในการจุดเตาและเพิ่มประสิทธิภาพในเรื่องของการทนต่อไอน้ำที่เข้าภายในห้องเผาไหม้

5.2.1 การพัฒนาหม้อไอน้ำแบบเผาไหม้โดยตรง เพื่อเป็นการพัฒนาหม้อไอน้ำแบบเผาไหม้โดยตรง ให้มีศักยภาพสูงขึ้นควรมีการออกแบบการให้ความร้อนกับไอน้ำให้เพิ่มสูงขึ้น โดยการเพิ่มจำนวนหัวเผาหรือการใช้หัวเผาแบบหลายหัว เพื่อแก้ไขปัญหาในเรื่องการควบคุมอุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้ของหม้อไอน้ำ

5.2.2 การปรับปรุงระบบน้ำป้อน เพื่อให้ระบบน้ำป้อนของหม้อไอน้ำมีประสิทธิภาพสูงและสามารถควบคุมตรวจสอบปริมาณการใช้น้ำได้อย่างมีประสิทธิภาพ ควรออกแบบระบบควบคุมปริมาณน้ำป้อนให้สามารถควบคุมได้ตามต้องการและตรวจสอบปริมาณน้ำป้อนได้อย่างถูกต้อง

5.2.3 การปรับปรุงระบบควบคุมเชื้อเพลิง การควบคุมปริมาณเชื้อเพลิงให้สัมพันธ์กับอัตราการผลิตไอน้ำที่ได้และที่นำไปใช้ก็มีส่วนสำคัญเป็นอย่างมากสำหรับหม้อไอน้ำแบบเผาไหม้โดยตรง ดังนั้นควรออกแบบระบบควบคุมการใช้เชื้อเพลิงให้สัมพันธ์กับอัตราการผลิตไอน้ำเพื่อให้สามารถใช้งานได้เหมาะสม

บรรณานุกรม

- Sathe, S. B., Peck, R. E., and Tong, T.W. (1990). **A Numerical Analysis of Heat Transfer and Combustion in Porous Radiant Burner**. International Journal Heat and mass Transfer. 33(6), 1331-1338.
- Chung-Jen Tseng and John R. Howell, (1994). **Liquid Fuel Combustion with Porous Inert Media**, Vol. 299: Heat Transfer with Combined Modes.
- Yoshinori Itaya, Tomohiro Suzuki and Masanobu Hasatani, (1995). **Combustion Characteristics of a Liquid Fuel in a Porous Burner**. Vol. 3: ASME Thermal Engineering.
- Michele Kaplan, Matthew J.Hall. (1995). **The Combustion of Liquid Fuels within a Porous Media Radiant Burner**. Experimental Thermal and Fluid Science 1995. 11: 11-20.
- บุญชัยฤทธิ์ ประสาทแก้ว และสำเร็จ จักรใจ, (2544), การระเหยและการเผาไหม้ของละอองเชื้อเพลิงเหลวภายในวัสดุพรุน. การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 15. 28-30 พฤศจิกายน. (น. CM-34 - CM-43). มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ (ประสานมิตร). กรุงเทพฯ.
- สราวุธ ฤชพันธุ์. (2550). การวิเคราะห์สมรรถนะหม้อไอน้ำขนาดเล็กความดันต่ำ (สำหรับอุตสาหกรรม SME). คณะวิศวกรรมศาสตร์อุตสาหกรรม มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี.
- จิรวัดณ์ กิติคุณ. (2548). การผลิตไอน้ำสำหรับอุตสาหกรรมในครัวเรือนโดยใช้เตาเผาแบบตะกรับเลื่อนเป็นแหล่งให้ความร้อน. คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยมหาสารคาม.
- สมเกียรติ บุญผะ. (2546). การคำนวณหาต้นทุนพลังงานหม้อไอน้ำ. ตอนที่ 1 กันยายน 2546 และ ตอนที่ 2 ตุลาคม 2546. วารสารวิศวกรรมสาร, 79-81, 82.
- ทนงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์. (2537). การออกแบบระบบระบายความร้อน. (น.65-68) คณะพลังงานและวัสดุ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี.
- ชิตมงคล พงษ์สิงห์ และบุญชัยฤทธิ์ ประสาทแก้ว. (2557). การเพิ่มประสิทธิภาพเตาเผาเชื้อเพลิงแข็งโดยใช้วัสดุพรุน. คณะวิศวกรรมศาสตร์เครื่องกล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี.

บรรณานุกรม(ต่อ)

- นุภาพ เข้มไทรพัฒน์ สมชาย ขาวเศษ และไมตรี กระทบพิจิตร. (2552). การศึกษาประสิทธิภาพเชิงความร้อนของหม้อไอน้ำแบบท่อไฟที่ใช้เชื้อเพลิงผสมระหว่างน้ำมันเตากับน้ำมันเกียร์ที่ใช้แล้ว. การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 23. 4 – 7 พฤศจิกายน 2552.
- ปกรณ์เกียรติ ภูทองพลอย และ ณัฐพล ภูมิสะอาด. ผลของการใช้เชื้อเพลิงแก๊สชีวภาพสำหรับหม้อไอน้ำความดันต่ำขนาดเล็กต่อการสิ้นเปลืองของเชื้อเพลิง พลังงานจากไอน้ำ ค่าความร้อนของเชื้อเพลิงและประสิทธิภาพของหม้อไอน้ำ. การประชุมวิชาการ มหาสารคามวิจัย ครั้งที่ 10, 11-12 กันยายน 2557.
- พิชญ กลิ่นบ้านหม้อ และอนุชา สนเข็ม. (2548). การออกแบบโครงสร้างหม้อไอน้ำ HDR-200 ชนิดสามกลับหลังเปือก กรณีศึกษา: โรงฆ่าสัตว์กรุงเทพมหานคร. มหาวิทยาลัยธนเรศวร.
- มนตรี พิรุณเกษตร. (2542). การถ่ายเทความร้อน ฉบับเตรียมสอบและเสริมประสบการณ์. (พิมพ์ครั้งที่ 2). (น. 70-82). คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์.
- ทงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์. (2537). การออกแบบระบบพลังงานความร้อน. (น.82-83). คณะพลังงานและวัสดุ มหาวิทยาลัยพระจอมเกล้าธนบุรี.
- สมคิด สลัดขะนนท์. (2542). วารสารโลกพลังงาน. [Online]. Available: <http://teenet.cmu.ac.th/emac/journal/1999/05/02.php>
- ปรีชา ขันดีโกมล และคณะ. (2557). การเพิ่มประสิทธิภาพเชิงความร้อนของระบบจนวนความร้อนสำหรับแก๊สร้อนไหลโดยใช้วัสดุพูนเซลล์ดาร์เปิดแผ่นประกบ. (น.5-7). คณะวิศวกรรมศาสตร์และสถาปัตยกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี.
- สำเร็จ จักรใจ. (2544). หัวเผาแผ่นรังสีวัสดุพูนเชื้อเพลิงเหลวโดยการเผาไหม้ที่มีการสลับทิศทางการไหลอย่างเป็นจังหวะ. คณะวิศวกรรมศาสตร์เครื่องกล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี.

บรรณานุกรม(ต่อ)

ทวีศิลป์ เล็กประดิษฐ์ และบัณฑิต กฤตาคม. (2556). การส่งเสริมการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวของหัวพ่นไฟวัสดุพอรุนโดยใช้วัสดุพอรุนตัวแปรังสี. คณะวิศวกรรมศาสตร์และสถาปัตยกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี.

Wongwatcharaphon, K. (2011). **Numerical Simulation of High Efficiency Porous Burner for Liquid Fuel Combustion without Spray Atomization**. D.Eng., Mechanical Engineering Faculty of Engineering, King Mongkut's University of Technology Thonburi,

Nield, D.A. & Bejan, A. (2006). **Convection in porous media third edition**. Springer. USA.





ภาคผนวก ก
รายละเอียดการคำนวณ

1. การคำนวณหาประสิทธิภาพเตาเผา

1.1 การใช้วัสดุพูน 25 kg. ความดันเฉลี่ย 1 bar gauge อัตราป้อนน้ำ 16 L/hr.

$$\eta_{furnace} = \frac{\dot{m}_a C_p (T_1 - T_2)}{\dot{m}_f \cdot HHV}$$

ประสิทธิภาพเตาเผา = $\eta_{furnace}$

ปริมาณอากาศ = 167.4 kg/hr.

ความจุความร้อนจำเพาะของอากาศ = 1.005 kJ/kg.K

อุณหภูมิทางออกของเตาเผา = 438.15 K

อุณหภูมิห้องรอบ = 305.15 K

ปริมาณเชื้อเพลิง = 0.85 kg/hr.

ค่าความร้อนสูงของแก๊สหุงต้ม = 50,220 kJ/kg

$$\eta_{furnace} = \frac{167.4 \times 1.005 (438.15 - 305.15)}{0.85 \times 50220} \times 100$$
$$= 52.41\%$$

1.2 การใช้วัสดุพูน 25 kg. ความดันเฉลี่ย 1.5 bar gauge อัตราป้อนน้ำ 18 L/hr.

$$\eta_{furnace} = \frac{\dot{m}_a C_p (T_1 - T_2)}{\dot{m}_f \cdot HHV}$$

ประสิทธิภาพเตาเผา = $\eta_{furnace}$

ปริมาณอากาศ = 178.2 kg/hr.

ความจุความร้อนจำเพาะของอากาศ = 1.005 kJ/kg.K

อุณหภูมิทางออกของเตาเผา = 443.15 K

อุณหภูมิห้องรอบ = 305.15 K

ปริมาณเชื้อเพลิง = 0.95 kg/hr.

ค่าความร้อนสูงของแก๊สหุงต้ม = 50,220 kJ/kg

$$\eta_{furnace} = \frac{178.2 \times 1.005(443.15 - 305.15)}{0.95 \times 50220} \times 100$$

$$= 51.8\%$$

1.3 การใช้วัสดุพอรุน 25 kg. ความดันเฉลี่ย 2 bar gauge อัตราป้อนน้ำ 20 L/hr.

$$\eta_{furnace} = \frac{\dot{m}_a C_p (T_1 - T_2)}{\dot{m}_f \cdot HHV}$$

ประสิทธิภาพเตาเผา = $\eta_{furnace}$

ปริมาณอากาศ = 189 kg/hr.

ความจุความร้อนจำเพาะของอากาศ = 1.005 kJ/kg.K

อุณหภูมิทางออกของเตาเผา = 468.15 K

อุณหภูมิสื่อมรอบ = 305.15 K

ปริมาณเชื้อเพลิง = 1.05 kg/hr.

ค่าความร้อนสูงของแก๊สหุงต้ม = 50,220 kJ/kg

$$\eta_{furnace} = \frac{189 \times 1.005(468.15 - 305.15)}{1.05 \times 50220} \times 100$$

$$= 58.71\%$$

1.4 การใช้วัสดุพอรุน 50 kg. ความดันเฉลี่ย 1 bar gauge อัตราป้อนน้ำ 16 L/hr.

$$\eta_{furnace} = \frac{\dot{m}_a C_p (T_1 - T_2)}{\dot{m}_f \cdot HHV}$$

ประสิทธิภาพเตาเผา = $\eta_{furnace}$

ปริมาณอากาศ = 167.4 kg/hr.

ความจุความร้อนจำเพาะของอากาศ = 1.005 kJ/kg.K

อุณหภูมิทางออกของเตาเผา = 393.15 K

อุณหภูมิห้องรอบ = 303.15 K

ปริมาณเชื้อเพลิง = 0.85 kg/hr.

ค่าความร้อนสูงของแก๊สหุงต้ม = 50,220 kJ/kg

$$\eta_{furnace} = \frac{167.4 \times 1.005(393.15 - 303.15)}{0.85 \times 50220} \times 100$$
$$= 35.47\%$$

1.5 การใช้วัสดุพอรุน 50 kg. ความดันเฉลี่ย 1.5 bar gauge อัตราป้อนน้ำ 18 L/hr.

$$\eta_{furnace} = \frac{\dot{m}_a C_p (T_1 - T_2)}{\dot{m}_f \cdot HHV}$$

ประสิทธิภาพเตาเผา = $\eta_{furnace}$

ปริมาณอากาศ = 178.2 kg/hr.

ความจุความร้อนจำเพาะของอากาศ = 1.005 kJ/kg.K

อุณหภูมิทางออกของเตาเผา = 403.15 K

อุณหภูมิห้องรอบ = 303.15 K

ปริมาณเชื้อเพลิง = 0.95 kg/hr.

ค่าความร้อนสูงของแก๊สหุงต้ม = 50,220 kJ/kg

$$\eta_{furnace} = \frac{178.2 \times 1.005(403.15 - 303.15)}{0.95 \times 50220} \times 100$$
$$= 37.53\%$$

1.6 การใช้วัสดุพอรุน 50 kg. ความดันเฉลี่ย 1.5 bar gauge อัตราป้อนน้ำ 20 L/hr.

$$\eta_{furnace} = \frac{\dot{m}_a C_p (T_1 - T_2)}{\dot{m}_f \cdot HHV}$$

ประสิทธิภาพเตาเผา = $\eta_{furnace}$

ปริมาณอากาศ = 189 kg/hr.

ความจุความร้อนจำเพาะของอากาศ = 1.005 kJ/kg.K

อุณหภูมิทางออกของเตาเผา = 408.15 K

อุณหภูมิห้องรอบ = 303.15 K

ปริมาณเชื้อเพลิง = 1.05 kg/hr.

ค่าความร้อนสูงของแก๊สหุงต้ม = 50,220 kJ/kg

$$\eta_{furnace} = \frac{189 \times 1.005 (408.15 - 303.15)}{1.05 \times 50220} \times 100$$
$$= 37.82\%$$

2. การคำนวณหาค่าพลังงานเชื้อเพลิง

2.1 การใช้วัสดุพอรุน 25 kg. ความดันเฉลี่ย 1 bar gauge อัตราป้อนน้ำ 16 L/hr.

$$Q_f = \dot{m}_f \cdot \text{HHV}$$

อัตราการไหลของเชื้อเพลิง = 0.85 kg/hr

ค่าความร้อนแก๊สหุงต้ม(LPG) = 50,152 kJ/kg

$$Q_f = 0.85 \times 50,152$$
$$= 11.85 \text{ kW}$$

2.2 การใช้วัสดุพอรุน 25 kg. ความดันเฉลี่ย 1.5 bar gauge อัตราป้อนน้ำ 18 L/hr.

$$Q_f = \dot{m}_f \cdot \text{HHV}$$

อัตราการไหลของเชื้อเพลิง = 0.95 kg/hr

ค่าความร้อนแก๊สหุงต้ม(LPG) = 50,152 kJ/kg

$$Q_f = 0.95 \times 50,152$$
$$= 13.25 \text{ kW}$$

2.3 การใช้วัสดุพอรุน 25 kg. ความดันเฉลี่ย 2 bar gauge อัตราป้อนน้ำ 20 L/hr.

$$Q_f = \dot{m}_f \cdot \text{HHV}$$

อัตราการไหลของเชื้อเพลิง = 1.05 kg/hr

ค่าความร้อนแก๊สหุงต้ม(LPG) = 50,152 kJ/kg

$$Q_f = 1.05 \times 50,152$$
$$= 14.64 \text{ kW}$$

2.4 การใช้วัสดุพอรุน 50 kg. ความดันเฉลี่ย 1 bar gauge อัตราป้อนน้ำ 16 L/hr.

$$Q_f = \dot{m}_f \cdot \text{HHV}$$

อัตราการไหลของเชื้อเพลิง = 0.85 kg/hr

ค่าความร้อนแก๊สหุงต้ม(LPG) = 50,152 kJ/kg

$$Q_f = 0.85 \times 50,152$$
$$= 11.85 \text{ kW}$$

2.5 การใช้วัสดุพอรุน 50 kg. ความดันเฉลี่ย 1.5 bar gauge อัตราป้อนน้ำ 18 L/hr.

$$Q_f = \dot{m}_f \cdot \text{HHV}$$

อัตราการไหลของเชื้อเพลิง = 0.95 kg/hr

ค่าความร้อนแก๊สหุงต้ม(LPG) = 50,152 kJ/kg

$$Q_f = 0.95 \times 50,152$$

$$= 13.25 \text{ kW}$$

2.6 การใช้วัสดุพอรุน 50 kg. ความดันเฉลี่ย 2 bar gauge อัตราป้อนน้ำ 20 L/hr.

$$Q_f = \dot{m}_f \cdot \text{HHV}$$

อัตราการไหลของเชื้อเพลิง = 1.05 kg/hr

ค่าความร้อนแก๊สหุงต้ม(LPG) = 50,152 kJ/kg

$$Q_f = 1.05 \times 50,152$$

$$= 14.64 \text{ kW}$$

3. การคำนวณหาค่าพลังงานไอน้ำ

3.1 การใช้วัสดุพอรุน 25 kg. ความดันเฉลี่ย 1 bar gauge อัตราป้อนน้ำ 16 L/hr.

$$Q_s = m_s (h_s - h_w)$$

มวลของไอน้ำ = 16 kg/s.

เอนทัลปีของไอน้ำ = 2675.5 kJ/kg

เอนทัลปีของน้ำ = 417.46 kJ/kg

$$Q_s = 16(2675.5 - 417.46)$$

$$= 10.03\%$$

3.2 การใช้วัสดุพอรุน 25 kg. ความดันเฉลี่ย 1.5 bar gauge อัตราป้อนน้ำ 18 L/hr.

$$Q_s = m_s (h_s - h_w)$$

มวลของไอน้ำ = 18 kg/s.

เอนทัลปีของไอน้ำ = 2693.6 kJ/kg

เอนทัลปีของน้ำ = 467.11 kJ/kg

$$Q_s = 18(2693.6 - 467.11) \\ = 11.13\%$$

3.3 การใช้วัสดุพอรุน 25 kg. ความดันเฉลี่ย 2 bar gauge อัตราไอน้ำ 20 L/hr.

$$Q_s = m_s (h_s - h_w)$$

มวลของไอน้ำ = 20 kg/s.

เอนทัลปีของไอน้ำ = 2706.7 kJ/kg

เอนทัลปีของน้ำ = 504.7 kJ/kg

$$Q_s = 20(2706.7 - 504.7) \\ = 12.23\%$$

3.4 การใช้วัสดุพอรุน 25 kg. ความดันเฉลี่ย 1 bar gauge อัตราไอน้ำ 16 L/hr.

$$Q_s = m_s (h_s - h_w)$$

มวลของไอน้ำ = 14 kg/s.

เอนทัลปีของไอน้ำ = 2706.7 kJ/kg

เอนทัลปีของน้ำ = 504.7 kJ/kg

$$Q_s = 14(2675.5 - 417.46) \\ = 8.78\%$$

3.5 การใช้วัสดุพอรุน 25 kg. ความดันเฉลี่ย 1.5 bar gauge อัตราป้อนน้ำ 18 L/hr.

$$Q_s = m_s (h_s - h_w)$$

มวลของไอน้ำ = 16 kg/s.

เอนทัลปีของไอน้ำ = 2693.6 kJ/kg

เอนทัลปีของน้ำ = 467.11 kJ/kg

$$\begin{aligned} Q_s &= 16(2693.6 - 467.11) \\ &= 9.89\% \end{aligned}$$

3.6 การใช้วัสดุพอรุน 25 kg. ความดันเฉลี่ย 2 bar gauge อัตราป้อนน้ำ 20 L/hr.

$$Q_s = m_s (h_s - h_w)$$

มวลของไอน้ำ = 20 kg/s.

เอนทัลปีของไอน้ำ = 2706.7 kJ/kg

เอนทัลปีของน้ำ = 504.7 kJ/kg

$$\begin{aligned} Q_s &= 18(2706.7 - 504.7) \\ &= 11.01\% \end{aligned}$$

4. การหาประสิทธิภาพหม้อไอน้ำ

4.1 การใช้วัสดุพอรุน 25 kg. ความดันเฉลี่ย 1 bar gauge อัตราป้อนน้ำ 16 L/hr.

$$\eta_{boiler} = \frac{\dot{m}_s (h_s - h_w)}{\dot{m}_f \cdot HHV} \times 100$$

ประสิทธิภาพหม้อไอน้ำ = η_{boiler}

มวลของไอน้ำ = 16 kg/hr.

เอนทัลปีของไอน้ำ = 2675.5 kJ/kg

เอนทัลปีของน้ำป้อน = 146.68 kJ/kg

ปริมาณเชื้อเพลิง = 0.85 kg/hr

ค่าความร้อนสูงของแก๊สหุงต้ม = 50,220 kJ/kg

$$\eta_{boiler} = \frac{16(2675.5 - 146.8)}{0.85 \cdot 50220} \times 100$$
$$= 94.78$$

4.2 การใช้วัสดุพอรุน 25 kg. ความดันเฉลี่ย 1.5 bar gauge อัตราป้อนน้ำ 18 L/hr.

$$\eta_{boiler} = \frac{\dot{m}_s (h_s - h_w)}{\dot{m}_f \cdot HHV} \times 100$$

ประสิทธิภาพหม้อไอน้ำ = η_{boiler}

มวลของไอน้ำ = 18 kg/hr.

เอนทัลปีของไอน้ำ = 2693.6 kJ/kg

เอนทัลปีของน้ำป้อน = 146.68 kJ/kg

ปริมาณเชื้อเพลิง = 0.95 kg/hr

ค่าความร้อนสูงของแก๊สหุงต้ม = 50,220 kJ/kg

$$\eta_{boiler} = \frac{18(2693.6 - 146.8)}{0.95 \cdot 50220} \times 100$$
$$= 96.09\%$$

4.3 การใช้วัสดุพอรุน 25 kg. ความดันเฉลี่ย 2 bar gauge อัตราป้อนน้ำ 20 L/hr.

$$\eta_{boiler} = \frac{\dot{m}_s (h_s - h_w)}{\dot{m}_f \cdot HHV} \times 100$$

ประสิทธิภาพหม้อไอน้ำ = η_{boiler}

มวลของไอน้ำ = 20 kg/hr.

เอนทัลปีของไอน้ำ = 2706.7 kJ/kg

เอนทัลปีของน้ำป้อน = 146.68 kJ/kg

ปริมาณเชื้อเพลิง = 1.05 kg/hr

ค่าความร้อนสูงของแก๊สหุงต้ม = 50,220 kJ/kg

$$\eta_{boiler} = \frac{20(2706.7 - 146.8)}{1.05 \cdot 50220} \times 100$$
$$= 97.09\%$$

4.4 การใช้วัสดุพอรุน 50 kg. ความดันเฉลี่ย 1 bar gauge อัตราป้อนน้ำ 16 L/hr.

$$\eta_{boiler} = \frac{\dot{m}_s (h_s - h_w)}{\dot{m}_f \cdot HHV} \times 100$$

ประสิทธิภาพหม้อไอน้ำ = η_{boiler}

มวลของไอน้ำ = 14 kg/hr.

เอนทัลปีของไอน้ำ = 2675.5 kJ/kg

เอนทัลปีของน้ำป้อน = 146.68 kJ/kg

ปริมาณเชื้อเพลิง = 0.85 kg/hr

ค่าความร้อนสูงของแก๊สหุงต้ม = 50,220 kJ/kg

$$\eta_{boiler} = \frac{14(2675.5 - 146.8)}{0.85 \cdot 50220}$$
$$= 82.93\%$$

4.5 การใช้วัสดุพอรุน 50 kg. ความดันเฉลี่ย 1.5 bar gauge อัตราป้อนน้ำ 18 L/hr.

$$\eta_{boiler} = \frac{\dot{m}_s (h_s - h_w)}{\dot{m}_f \cdot HHV} \times 100$$

ประสิทธิภาพหม้อไอน้ำ = η_{boiler}

มวลของไอน้ำ = 16 kg/hr.

เอนทัลปีของไอน้ำ = 2693.6 kJ/kg

เอนทัลปีของน้ำป้อน = 146.68 kJ/kg

ปริมาณเชื้อเพลิง = 0.95 kg/hr

ค่าความร้อนสูงของแก๊สหุงต้ม = 50,220 kJ/kg

$$\eta_{boiler} = \frac{16(2693.6 - 146.8)}{0.95 \cdot 50220} \times 100$$
$$= 85.41\%$$

4.6 การใช้วัสดุพูน 25 kg. ความดันเฉลี่ย 2 bar gauge อัตราป้อนน้ำ 20 L/hr.

$$\eta_{boiler} = \frac{\dot{m}_s (h_s - h_w)}{\dot{m}_f \cdot HHV} \times 100$$

ประสิทธิภาพหม้อไอน้ำ = η_{boiler}

มวลของไอน้ำ = 18 kg/hr.

เอนทัลปีของไอน้ำ = 2706.7 kJ/kg

เอนทัลปีของน้ำป้อน = 146.68 kJ/kg

ปริมาณเชื้อเพลิง = 1.05 kg/hr

ค่าความร้อนสูงของแก๊สหุงต้ม = 50,220 kJ/kg

$$\eta_{boiler} = \frac{18(2706.7 - 146.8)}{1.05 \cdot 50220} \times 100$$
$$= 87.4\%$$

ภาคผนวก ข.

ภาพประกอบการสร้างหม้อไอน้ำและการทดลอง





รูปที่ ข.1 การตัดถัง NGV ใช้ทำผนังห้องเผาไหม้



รูปที่ ข.2 การตัดประเก็นของห้องเผาไหม้



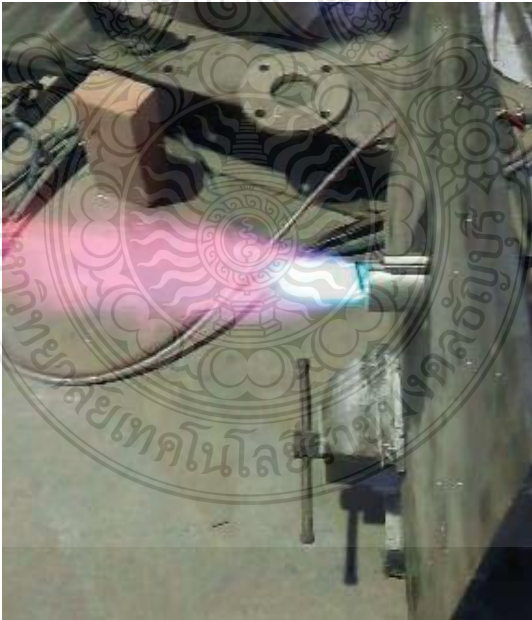
รูปที่ ข.3 การประกอบห้องเผาไหม้และห้องเก็บไอน้ำเข้าด้วยกัน



รูปที่ ข.4 การติดตั้งฐานหรือขอตั้งหม้อไอน้ำ



รูปที่ ข.5 ติดตั้งหลอดแก้ววัดระดับน้ำ



รูปที่ ข.6 การทดสอบหัวพ่นไฟ



รูปที่ ข.7 ติดตั้งและทดสอบจุดเตาเผาของหม้อไอน้ำ



รูปที่ ข.8 ปรับแต่งหม้อไอน้ำเพื่อเพิ่มท่อจ่ายน้ำ



รูปที่ ข. 9 ติดตั้งท่อจ่ายไอน้ำจำนวน 3 ท่อ 3 ระดับ



รูปที่ ข. 10 ติดตั้งหม้อไอน้ำเข้ากับฐานและเดินท่อน้ำป้อน



รูปที่ ข. 11 หุ่นฉนวนและติดตั้งอุปกรณ์ต่างๆ



รูปที่ ข. 12 ติดตั้ง Datalogger และเซิร์ฟระบบคอมพิวเตอร์



รูปที่ ข. 13 ติดตั้งท่อไอเสียและท่อไอน้ำ



รูปที่ ข. 14 ทำการทดลองหม้อไอน้ำแบบเผาไหม้โดยตรง



รูปที่ ข. 15 Pressure gauge ขณะจ่ายไอน้ำเข้าห้องเผาไหม้



รูปที่ ข. 16 Pressure gauge ของท่อแก๊สหุงต้ม



รูปที่ ข. 17 ไอ้่น้ำผสมกับไอเสีย ที่ได้จากการเดินเครื่องหม้อไอน้่น้ำ



รูปที่ ข. 18 การวัดวิเคราะห์ก๊าซไอเสีย



รูปที่ ข. 19 Pressure gauge ของห้องเก็บไอน้ำและห้องเผาไหม้



ภาคผนวก ค.

ตารางที่ใช้ในการคำนวณ



Table 4. Properties of Saturated Water and Steam (Temperature)

Temp. t (°C)	Pressure MPa	Volume, m ³ /kg		Enthalpy, kJ/kg		Entropy, kJ/(kg·K)		Temp. t (°C)
		v _L	v _V	h _L	h _V	s _L	s _V	
0.01	0.0006117	0.0010002	206.00	0.001	2500.9	0.0000	9.1555	0.01
5	0.0008726	0.0010001	147.02	21.019	2510.1	0.0763	9.0249	5
10	0.001228	0.0010003	106.31	42.021	2519.2	0.1511	8.8998	10
15	0.001706	0.0010009	77.881	62.984	2528.4	0.2245	8.7804	15
20	0.002339	0.0010018	57.761	83.920	2537.5	0.2965	8.6661	20
25	0.003170	0.0010030	43.341	104.84	2546.5	0.3673	8.5568	25
30	0.004247	0.0010044	32.882	125.75	2555.6	0.4368	8.4521	30
35	0.005629	0.0010060	25.208	146.64	2564.6	0.5052	8.3518	35
40	0.007384	0.0010079	19.517	167.54	2573.5	0.5724	8.2557	40
45	0.009594	0.0010099	15.253	188.44	2582.5	0.6386	8.1634	45
50	0.012351	0.0010121	12.028	209.34	2591.3	0.7038	8.0749	50
55	0.015761	0.0010145	9.5649	230.24	2600.1	0.7680	7.9899	55
60	0.019946	0.0010171	7.6677	251.15	2608.8	0.8312	7.9082	60
65	0.025041	0.0010199	6.1938	272.08	2617.5	0.8935	7.8296	65
70	0.031201	0.0010228	5.0397	293.02	2626.1	0.9550	7.7540	70
75	0.038595	0.0010258	4.1291	313.97	2634.6	1.0156	7.6812	75
80	0.047415	0.0010290	3.4053	334.95	2643.0	1.0754	7.6110	80
85	0.057867	0.0010324	2.8259	355.95	2651.3	1.1344	7.5434	85
90	0.070182	0.0010359	2.3591	376.97	2659.5	1.1927	7.4781	90
95	0.084609	0.0010396	1.9806	398.02	2667.6	1.2502	7.4150	95
100	0.10142	0.0010435	1.6719	419.10	2675.6	1.3070	7.3541	100
105	0.12090	0.0010474	1.4185	440.21	2683.4	1.3632	7.2951	105
110	0.14338	0.0010516	1.2094	461.36	2691.1	1.4187	7.2380	110
115	0.16918	0.0010559	1.0359	482.55	2698.6	1.4735	7.1827	115
120	0.19867	0.0010603	0.89130	503.78	2705.9	1.5278	7.1291	120
125	0.23222	0.0010649	0.77011	525.06	2713.1	1.5815	7.0770	125
130	0.27026	0.0010697	0.66808	546.39	2720.1	1.6346	7.0264	130
135	0.31320	0.0010747	0.58180	567.77	2726.9	1.6872	6.9772	135
140	0.36150	0.0010798	0.50852	589.20	2733.4	1.7393	6.9293	140
145	0.41563	0.0010850	0.44602	610.69	2739.8	1.7909	6.8826	145
150	0.47610	0.0010905	0.39250	632.25	2745.9	1.8420	6.8370	150
155	0.54342	0.0010962	0.34650	653.88	2751.8	1.8926	6.7926	155
160	0.61814	0.0011020	0.30682	675.57	2757.4	1.9428	6.7491	160
165	0.70082	0.0011080	0.27246	697.35	2762.8	1.9926	6.7066	165
170	0.79205	0.0011143	0.24262	719.21	2767.9	2.0419	6.6649	170
175	0.89245	0.0011207	0.21660	741.15	2772.7	2.0909	6.6241	175
180	1.0026	0.0011274	0.19386	763.19	2777.2	2.1395	6.5841	180
185	1.1233	0.0011343	0.17392	785.32	2781.4	2.1878	6.5447	185
190	1.2550	0.0011414	0.15638	807.57	2785.3	2.2358	6.5060	190
195	1.3986	0.0011488	0.14091	829.92	2788.9	2.2834	6.4679	195
200	1.5547	0.0011565	0.12722	852.39	2792.1	2.3308	6.4303	200
205	1.7240	0.0011645	0.11509	874.99	2794.9	2.3779	6.3932	205
210	1.9074	0.0011727	0.10430	897.73	2797.4	2.4248	6.3565	210
215	2.1055	0.0011813	0.094689	920.61	2799.4	2.4714	6.3202	215
220	2.3193	0.0011902	0.086101	943.64	2801.1	2.5178	6.2842	220

Table 4. Properties of Saturated Water and Steam (Temperature)

Temp. t (°C)	Pressure MPa	Volume, m ³ /kg		Enthalpy, kJ/kg		Entropy, kJ/(kg·K)		Temp. t (°C)
		v _L	v _V	h _L	h _V	s _L	s _V	
225	2.5494	0.001199	0.078411	966.84	2802.3	2.5641	6.2485	225
230	2.7968	0.001209	0.071510	990.21	2803.0	2.6102	6.2131	230
235	3.0622	0.001219	0.065304	1013.8	2803.3	2.6561	6.1777	235
240	3.3467	0.001229	0.059710	1037.5	2803.1	2.7019	6.1425	240
245	3.6509	0.001240	0.054658	1061.5	2802.3	2.7477	6.1074	245
250	3.9759	0.001252	0.050087	1085.7	2801.0	2.7934	6.0722	250
255	4.3227	0.001264	0.045941	1110.1	2799.1	2.8391	6.0370	255
260	4.6921	0.001276	0.042175	1134.8	2796.6	2.8847	6.0017	260
265	5.0851	0.001289	0.038748	1159.8	2793.5	2.9304	5.9662	265
270	5.5028	0.001303	0.035622	1185.1	2789.7	2.9762	5.9304	270
275	5.9463	0.001318	0.032767	1210.7	2785.1	3.0221	5.8943	275
280	6.4165	0.001333	0.030154	1236.7	2779.8	3.0681	5.8578	280
285	6.9145	0.001349	0.027758	1263.0	2773.7	3.1143	5.8208	285
290	7.4416	0.001366	0.025557	1289.8	2766.6	3.1608	5.7832	290
295	7.9990	0.001385	0.023531	1317.0	2758.6	3.2076	5.7449	295
300	8.5877	0.001404	0.021663	1344.8	2749.6	3.2547	5.7058	300
305	9.2092	0.001425	0.019937	1373.1	2739.4	3.3024	5.6656	305
310	9.8647	0.001448	0.018339	1402.0	2727.9	3.3506	5.6243	310
315	10.556	0.001472	0.016856	1431.6	2715.1	3.3994	5.5816	315
320	11.284	0.001499	0.015476	1462.1	2700.7	3.4491	5.5373	320
325	12.051	0.001528	0.014189	1493.4	2684.5	3.4997	5.4911	325
330	12.858	0.001561	0.012984	1525.7	2666.2	3.5516	5.4425	330
335	13.707	0.001597	0.011852	1559.3	2645.6	3.6048	5.3910	335
340	14.600	0.001638	0.010784	1594.4	2622.1	3.6599	5.3359	340
345	15.540	0.001685	0.009770	1631.4	2595.0	3.7175	5.2763	345
350	16.529	0.001740	0.008801	1670.9	2563.6	3.7783	5.2109	350
355	17.570	0.001808	0.007866	1713.7	2526.4	3.8438	5.1377	355
360	18.666	0.001895	0.006945	1761.5	2481.0	3.9164	5.0527	360
365	19.822	0.002016	0.006004	1817.6	2422.0	4.0011	4.9482	365
370	21.043	0.002222	0.004946	1892.6	2333.5	4.1142	4.7996	370
T _c	22.064	0.003106	0.003106	2087.5	2087.5	4.4120	4.4120	T _c

T_c = 373.946 °C



Table 5. Properties of Saturated Water and Steam (Pressure)

Press. MPa	Temp. t (°C)	Volume, m ³ /kg		Enthalpy, kJ/kg		Entropy, kJ/(kg·K)		Press. MPa
		v _L	v _g	h _L	h _g	s _L	s _g	
0.001	6.97	0.0010001	129.18	29.298	2513.7	0.1059	8.9749	0.001
0.002	17.50	0.0010014	66.990	73.435	2532.9	0.2606	8.7227	0.002
0.003	24.08	0.0010028	45.655	100.99	2544.9	0.3543	8.5766	0.003
0.004	28.96	0.0010041	34.792	121.40	2553.7	0.4224	8.4735	0.004
0.005	32.88	0.0010053	28.186	137.77	2560.8	0.4763	8.3939	0.005
0.006	36.16	0.0010064	23.734	151.49	2566.7	0.5209	8.3291	0.006
0.007	39.00	0.0010075	20.525	163.37	2571.8	0.5591	8.2746	0.007
0.008	41.51	0.0010085	18.099	173.85	2576.2	0.5925	8.2274	0.008
0.009	43.76	0.0010094	16.200	183.26	2580.3	0.6223	8.1859	0.009
0.010	45.81	0.0010103	14.671	191.81	2583.9	0.6492	8.1489	0.010
0.012	49.42	0.0010119	12.359	206.91	2590.3	0.6963	8.0850	0.012
0.014	52.55	0.0010133	10.691	219.99	2595.8	0.7366	8.0312	0.014
0.016	55.31	0.0010147	9.4309	231.55	2600.7	0.7720	7.9847	0.016
0.018	57.80	0.0010160	8.4433	241.95	2605.0	0.8035	7.9437	0.018
0.020	60.06	0.0010171	7.6482	251.40	2608.9	0.8320	7.9072	0.020
0.025	64.96	0.0010198	6.2034	271.93	2617.4	0.8931	7.8302	0.025
0.030	69.10	0.0010222	5.2286	289.23	2624.6	0.9439	7.7675	0.030
0.035	72.68	0.0010244	4.5252	304.25	2630.7	0.9876	7.7146	0.035
0.040	75.86	0.0010264	3.9931	317.57	2636.1	1.0259	7.6690	0.040
0.045	78.71	0.0010282	3.5761	329.55	2640.9	1.0601	7.6288	0.045
0.05	81.32	0.0010299	3.2401	340.48	2645.2	1.0910	7.5930	0.05
0.06	85.93	0.0010331	2.7318	359.84	2652.9	1.1452	7.5311	0.06
0.07	89.93	0.0010359	2.3649	376.68	2659.4	1.1919	7.4790	0.07
0.08	93.49	0.0010385	2.0872	391.64	2665.2	1.2328	7.4339	0.08
0.09	96.69	0.0010409	1.8695	405.13	2670.3	1.2694	7.3942	0.09
0.10	99.61	0.0010431	1.6940	417.44	2674.9	1.3026	7.3588	0.10
0.12	104.78	0.0010473	1.4284	439.30	2683.1	1.3608	7.2976	0.12
0.14	109.29	0.0010510	1.2386	458.37	2690.0	1.4109	7.2460	0.14
0.16	113.30	0.0010544	1.0914	475.34	2696.0	1.4549	7.2014	0.16
0.18	116.91	0.0010576	0.97753	490.67	2701.4	1.4944	7.1620	0.18
0.20	120.21	0.0010605	0.88574	504.68	2706.2	1.5301	7.1269	0.20
0.25	127.41	0.0010672	0.71870	535.35	2716.5	1.6072	7.0524	0.25
0.30	133.53	0.0010732	0.60579	561.46	2724.9	1.6718	6.9916	0.30
0.35	138.86	0.0010786	0.52420	584.31	2732.0	1.7275	6.9401	0.35
0.40	143.61	0.0010836	0.46239	604.72	2738.1	1.7766	6.8954	0.40
0.45	147.91	0.0010882	0.41390	623.22	2743.4	1.8206	6.8560	0.45
0.50	151.84	0.0010926	0.37480	640.19	2748.1	1.8606	6.8206	0.50
0.55	155.46	0.0010967	0.34259	655.88	2752.3	1.8972	6.7885	0.55
0.60	158.83	0.0011006	0.31558	670.50	2756.1	1.9311	6.7592	0.60
0.65	161.99	0.0011044	0.29258	684.22	2759.6	1.9626	6.7321	0.65
0.70	164.95	0.0011080	0.27276	697.14	2762.7	1.9921	6.7070	0.70
0.80	170.41	0.0011148	0.24033	721.02	2768.3	2.0460	6.6615	0.80
0.90	175.36	0.0011212	0.21487	742.72	2773.0	2.0944	6.6212	0.90
1.00	179.89	0.0011272	0.19435	762.68	2777.1	2.1384	6.5850	1.00
1.10	184.07	0.0011330	0.17744	781.20	2780.7	2.1789	6.5520	1.10

Table 5. Properties of Saturated Water and Steam (Pressure)

Press. MPa	Temp. t (°C)	Volume, m ³ /kg		Enthalpy, kJ/kg		Entropy, kJ/(kg·K)		Press. MPa
		v _L	v _V	h _L	h _V	s _L	s _V	
1.2	187.96	0.001139	0.16325	798.50	2783.8	2.2163	6.5217	1.2
1.3	191.61	0.001144	0.15117	814.76	2786.5	2.2512	6.4936	1.3
1.4	195.05	0.001149	0.14077	830.13	2788.9	2.2839	6.4675	1.4
1.5	198.30	0.001154	0.13170	844.72	2791.0	2.3147	6.4431	1.5
1.6	201.38	0.001159	0.12373	858.61	2792.9	2.3438	6.4200	1.6
1.8	207.12	0.001168	0.11036	884.61	2796.0	2.3978	6.3776	1.8
2.0	212.38	0.001177	0.099581	908.62	2798.4	2.4470	6.3392	2.0
2.2	217.26	0.001185	0.090695	930.98	2800.2	2.4924	6.3040	2.2
2.4	221.80	0.001193	0.083242	951.95	2801.5	2.5344	6.2714	2.4
2.6	226.05	0.001201	0.076897	971.74	2802.5	2.5738	6.2411	2.6
2.8	230.06	0.001209	0.071428	990.50	2803.0	2.6107	6.2126	2.8
3.0	233.86	0.001217	0.066664	1008.4	2803.3	2.6456	6.1858	3.0
3.2	237.46	0.001224	0.062475	1025.5	2803.2	2.6787	6.1604	3.2
3.4	240.90	0.001231	0.058761	1041.8	2803.0	2.7102	6.1362	3.4
3.6	244.19	0.001239	0.055446	1057.6	2802.5	2.7403	6.1131	3.6
3.8	247.33	0.001246	0.052468	1072.8	2801.8	2.7690	6.0910	3.8
4.0	250.36	0.001253	0.049777	1087.4	2800.9	2.7967	6.0697	4.0
4.2	253.27	0.001259	0.047333	1101.6	2799.9	2.8232	6.0492	4.2
4.4	256.07	0.001266	0.045103	1115.4	2798.7	2.8488	6.0294	4.4
4.6	258.78	0.001273	0.043060	1128.8	2797.3	2.8736	6.0103	4.6
4.8	261.40	0.001280	0.041181	1141.8	2795.8	2.8975	5.9917	4.8
5.0	263.94	0.001286	0.039446	1154.5	2794.2	2.9207	5.9737	5.0
5.5	269.97	0.001303	0.035642	1184.9	2789.7	2.9759	5.9307	5.5
6.0	275.59	0.001319	0.032449	1213.7	2784.6	3.0274	5.8901	6.0
6.5	280.86	0.001336	0.029728	1241.2	2778.8	3.0760	5.8515	6.5
7.0	285.83	0.001352	0.027380	1267.4	2772.6	3.1220	5.8146	7.0
7.5	290.54	0.001368	0.025331	1292.7	2765.8	3.1658	5.7792	7.5
8.0	295.01	0.001385	0.023528	1317.1	2758.6	3.2077	5.7448	8.0
8.5	299.27	0.001401	0.021926	1340.7	2751.0	3.2478	5.7115	8.5
9.0	303.35	0.001418	0.020493	1363.7	2742.9	3.2866	5.6790	9.0
9.5	307.25	0.001435	0.019203	1386.0	2734.4	3.3240	5.6472	9.5
10.0	311.00	0.001453	0.018034	1407.9	2725.5	3.3603	5.6159	10.0
11.0	318.08	0.001489	0.015994	1450.3	2706.4	3.4300	5.5545	11.0
12.0	324.68	0.001526	0.014269	1491.3	2685.6	3.4965	5.4941	12.0
13.0	330.86	0.001566	0.012785	1531.4	2662.9	3.5606	5.4339	13.0
14.0	336.67	0.001610	0.011489	1570.9	2638.1	3.6230	5.3730	14.0
15.0	342.16	0.001657	0.010340	1610.2	2610.9	3.6844	5.3108	15.0
16.0	347.36	0.001710	0.009308	1649.7	2580.8	3.7457	5.2463	16.0
17.0	352.29	0.001769	0.008369	1690.0	2547.4	3.8077	5.1785	17.0
18.0	356.99	0.001839	0.007499	1732.0	2509.5	3.8717	5.1055	18.0
19.0	361.47	0.001925	0.006673	1776.9	2465.4	3.9396	5.0246	19.0
20.0	365.75	0.002039	0.005858	1827.1	2411.4	4.0154	4.9299	20.0
21.0	369.83	0.002212	0.004988	1889.4	2337.5	4.1093	4.8062	21.0
22.0	373.71	0.002750	0.003577	2021.9	2164.2	4.3109	4.5308	22.0
p _c	373.946	0.003106	0.003106	2087.5	2087.5	4.4120	4.4120	p _c

p_c = 22.064 MPa

Section: Appendix A
Lower and Higher Heating Values of Gas, Liquid and Solid Fuels

Fuels	Lower Heating Value (LHV) [1]			Higher Heating Value (HHV) [1]			Density
	Btu/ft ³ [2]	Btu/lb [3]	MJ/kg [4]	Btu/ft ³ [2]	Btu/lb [3]	MJ/kg [4]	
Gaseous Fuels @ 32 F and 1 atm							
Natural gas	983	20,267	47.141	1089	22,453	52.225	22.0
Hydrogen	290	51,682	120.21	343	61,127	142.18	2.55
Still gas (in refineries)	1458	20,163	46.898	1,584	21,905	50.951	32.8
Liquid Fuels							
	Btu/gal [2]	Btu/lb [3]	MJ/kg [4]	Btu/gal [2]	Btu/lb [3]	MJ/kg [4]	grams/gal
Crude oil	129,670	18,352	42.686	138,350	19,580	45.543	3,205
Conventional gasoline	116,090	18,679	43.448	124,340	20,007	46.536	2,819
Reformulated or low-sulfur gasoline	113,602	18,211	42.358	121,848	19,533	45.433	2,830
CA reformulated gasoline	113,927	18,272	42.500	122,174	19,595	45.577	2,828
U.S. conventional diesel	128,450	18,397	42.791	137,380	19,676	45.766	3,167
Low-sulfur diesel	129,488	18,320	42.612	138,490	19,594	45.575	3,206
Petroleum naphtha	116,920	19,320	44.938	125,080	20,669	48.075	2,745
NG-based FT naphtha	111,520	19,081	44.383	119,740	20,488	47.654	2,651
Residual oil	140,353	16,968	39.466	150,110	18,147	42.210	3,752
Methanol	57,250	8,639	20.094	65,200	9,838	22.884	3,006
Ethanol	76,330	11,587	26.952	84,530	12,832	29.847	2,988
Butanol	99,837	14,775	34.366	108,458	16,051	37.334	3,065
Acetone	83,127	12,721	29.589	89,511	13,698	31.862	2,964
E-Diesel Additives	116,090	18,679	43.448	124,340	20,007	46.536	2,819
Liquefied petroleum gas (LPG)	84,950	20,038	46.607	91,410	21,561	50.152	1,923
Liquefied natural gas (LNG)	74,720	20,908	48.632	84,820	23,734	55.206	1,621
Dimethyl ether (DME)	68,930	12,417	28.882	75,610	13,620	31.681	2,518
Dimethoxy methane (DMM)	72,200	10,061	23.402	79,197	11,036	25.670	3,255
Methyl ester (biodiesel, BD)	119,550	16,134	37.528	127,960	17,269	40.168	3,361
Fischer-Tropsch diesel (FTD)	123,670	18,593	43.247	130,030	19,549	45.471	3,017
Renewable Diesel I (SuperCetane)	117,059	18,729	43.563	125,294	20,047	46.628	2,835
Renewable Diesel II (UOP-HDO)	122,887	18,908	43.979	130,817	20,128	46.817	2,948
Renewable Gasoline	115,983	18,590	43.239	124,230	19,911	46.314	2,830
Liquid Hydrogen	30,500	51,621	120.07	36,020	60,964	141.80	268
Methyl tertiary butyl ether (MTBE)	93,540	15,094	35.108	101,130	16,319	37.957	2,811
Ethyl tertiary butyl ether (ETBE)	96,720	15,613	36.315	104,530	16,873	39.247	2,810
Tertiary amyl methyl ether (TAME)	100,480	15,646	36.392	108,570	16,906	39.322	2,913
Butane	94,970	19,466	45.277	103,220	21,157	49.210	2,213
Isobutane	90,060	19,287	44.862	98,560	21,108	49.096	2,118
Isobutylene	95,720	19,271	44.824	103,010	20,739	48.238	2,253
Propane	84,250	19,904	46.296	91,420	21,597	50.235	1,920
Solid Fuels							
	Btu/ton [2]	Btu/lb [5]	MJ/kg [4]	Btu/ton [2]	Btu/lb [5]	MJ/kg [4]	
Coal (wet basis) [6]	19,546,300	9,773	22.732	20,608,570	10,304	23.968	
Bituminous coal (wet basis) [7]	22,460,600	11,230	26.122	23,445,900	11,723	27.267	
Coking coal (wet basis)	24,600,497	12,300	28.610	25,679,670	12,840	29.865	
Farmed trees (dry basis)	16,811,000	8,406	19.551	17,703,170	8,852	20.589	
Herbaceous biomass (dry basis)	14,797,555	7,399	17.209	15,582,870	7,791	18.123	
Corn stover (dry basis)	14,075,990	7,038	16.370	14,974,460	7,487	17.415	
Forest residue (dry basis)	13,243,490	6,622	15.402	14,164,160	7,082	16.473	
Sugar cane bagasse	12,947,318	6,474	15.058	14,062,678	7,031	16.355	
Petroleum coke	25,370,000	12,685	29.505	26,920,000	13,460	31.308	

Source:

GREET, The Greenhouse Gases, Regulated Emissions, and Energy Use In Transportation Model, GREET 1.8d.1, developed by Argonne National Laboratory, Argonne, IL, released August 26, 2010.
<http://greet.es.anl.gov/>

Notes:

[1] The **lower heating value** (also known as net calorific value) of a fuel is defined as the amount of heat released by combusting a specified quantity (initially at 25°C) and returning the temperature of the combustion products to 150°C, which assumes the latent heat of vaporization of water in the reaction products is not recovered. The LHV are the useful calorific values in boiler combustion plants and are frequently used in Europe.

The **higher heating value** (also known as gross calorific value or gross energy) of a fuel is defined as the amount of heat released by a specified quantity (initially at 25°C) once it is combusted and the products have returned to a temperature of 25°C, which takes into account the latent heat of vaporization of water in the combustion products. The HHV are derived only under laboratory conditions, and are frequently used in the US for solid fuels.

[2] Btu = British thermal unit.

[3] The heating values for gaseous fuels in units of Btu/lb are calculated based on the heating values in units of Btu/ft³ and the corresponding

[4] The heating values in units of MJ/kg, are converted from the heating values in units of Btu/lb.

[5] For solid fuels, the heating values in units of Btu/lb are converted from the heating values in units of Btu/ton.

[6] Coal characteristics assumed by GREET for electric power production.

[7] Coal characteristics assumed by GREET for hydrogen and Fischer-Tropsch diesel production.

Propane vs Butane vs Isobutane - Properties **ELGAS**

LPG Gases	Propane	Butane	Isobutane
Chemical Formula	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	C ₄ H ₁₀
Energy Content: MJ/m ³	95.8	111.4	110.4
Energy Content: MJ/kg	49.58	47.39	45.59
Energy Content: MJ/L	25.3	27.5	25.0
Boiling Temperature: °C	-42	-0.4	-11.75
Vapour Pressure at 21°C: kPa	858.7	215.1	310.9
Flame Temperature w/Air	1967	1970	1975
Expansion: m ³ /L	0.270	0.235	0.234
Gaseous Volume: m ³ /kg	0.540	0.405	0.402
Relative density (water = 1)	0.51	0.58	0.60
Relative density (air = 1)	1.53	2.00	2.07
L/kg	1.96	1.724	1.669
kg/L	0.51	0.58	0.60
Gas Specific Gravity at 25°C	1.55	2.07	2.06
Gas density 15°C: kg/m ³	1.899	2.544	2.533

Note: Some numbers have been rounded

Copyright © 2016 Elgas Ltd

LPG Conversion Value Table **ELGAS**

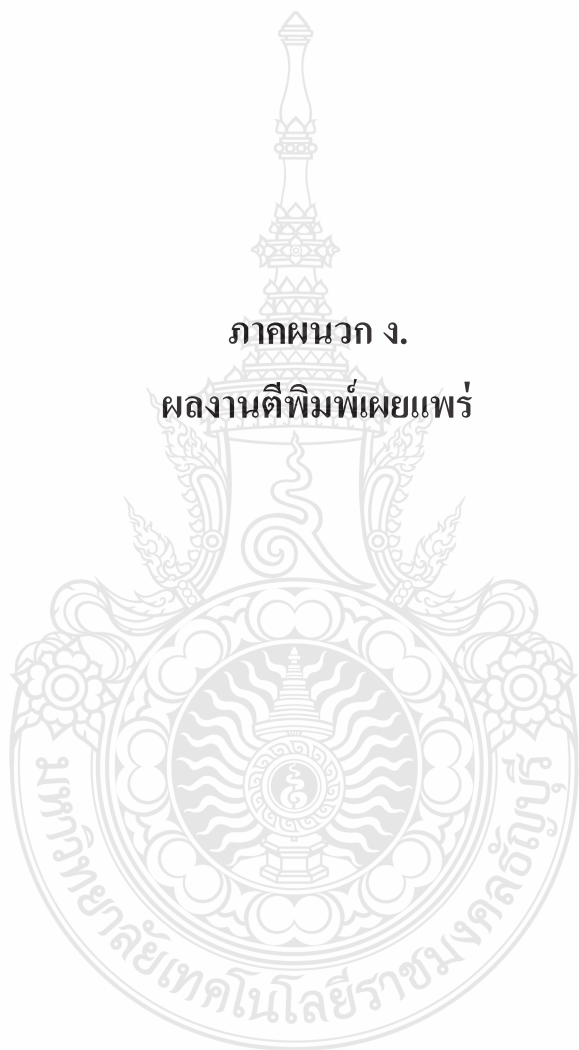
kg	Litres (Liquid)	Mega Joules (MJ)	Kilowatt Hours (kWh)	Gas Volume (m ³)	Diameter* (mm)	Height* (mm)	Tare Weight* (kg)
0.51	1	25	6.9	0.27	na	na	na
1	1.96	49	13.6	0.54	na	na	na
3.7	7.25	181	50	2.0	265	340	5.5
8.5	16.6	417	116	4.6	310	460	9
15**	29	735	204	8	305	734	10
18	35	882	245	10	310	826	18
45	88	2205	612	24	375	1250	33
90	176	4410	1225	48	510	1380	65
210	411	10290	2858	113	760	1450	140

*Dimensions and tare weights can vary by cylinder manufacturer
 **Data for aluminium forklift cylinder
 NOTE: Some numbers have been rounded

Copyright © 2013 ELGAS

ภาคผนวก ง.

ผลงานตีพิมพ์เผยแพร่





ภาควิชาศึกษาศาสตร์ของกมล คณะศึกษาศาสตร์

มหาวิทยาลัยเชียงใหม่

ประกาศนียบัตรฉบับนี้มอบไว้เพื่อแสดงว่า

นายชัย เทียงธรรม, บัณฑิตปริญญาตรี

ได้เสนอบทความ เรื่อง หมอไอน้ำแบบที่มีการเผาไหม้และระเหยโดยตรงภายในวัสดุพอร์ซัน โดยไม่มีการสูญเสีย

ในการประชุมวิชาการเรื่องการถ่ายเทพลังงานความร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อนและกระบวนการ (ครั้งที่ 17)

จัดขึ้นระหว่างวันที่ 15-16 กุมภาพันธ์ 2561

ณ ตำบลปรางศรีสหกรณ์ อำเภอเมือง จังหวัดลำปาง

ให้ไว้ ณ วันที่ 16 กุมภาพันธ์ 2561

(ศาสตราจารย์ ดร. ทนงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์)

ประธานการจัดประชุมวิชาการ

เรื่องการถ่ายเทพลังงานความร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อนและกระบวนการ (ครั้งที่ 17)

หม้อไอน้ำแบบที่มีการเผาไหม้และระเหยโดยตรงภายในวัสดุพรุน โดยไม่มีการสูญเสียความร้อนจากไอเสีย

DIRECT-FIRED-EVAPORATED POROUS-MEDIUM BOILER WITHOUT FLUE GAS HEAT LOSS

พรนชัย เทียนธรรม

บุญเกียรติ ประสาทแก้ว

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี

39 หมู่ 1 ตำบลคลองหก อำเภอธัญบุรี

จังหวัดปทุมธานี 12110

E-mail: boonrit.p@en.mutt.ac.th

Tel: 080-1101595

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อออกแบบและสร้างหม้อไอน้ำแบบที่มีการเผาไหม้และระเหยภายในวัสดุพรุนโดยไม่มีการสูญเสียความร้อนจากไอเสีย หม้อไอน้ำที่เสนอนี้มีผนัง 2 ชั้น ชั้นในเป็นห้องเผาไหม้และห้องผสม ชั้นนอกเป็นห้องต้ม น้ำ มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางชั้นนอกและชั้นในเท่ากับ 0.5 และ 0.35 m ตามลำดับ หม้อไอน้ำต้นแบบนี้สูง 0.8 เมตร ถูกทดสอบที่กำลังการผลิตไอน้ำ 20 kg/hr ภายใต้ความดันใช้งาน 2 bar (gauge) บทความนี้นำเสนอผลการศึกษาดังกล่าวซึ่งทดลองเกี่ยวกับความเป็นไปได้และสมรรถนะของหม้อไอน้ำต้นแบบที่สร้างขึ้น มีการเปรียบเทียบสมรรถนะของหม้อไอน้ำระหว่างกรณีที่มีและไม่มีวัสดุพรุน และกรณีที่วัสดุพรุนในปริมาณที่แตกต่างกัน คือ 25 kg และ 50 kg ผลการทดลองพบว่า หม้อไอน้ำมีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงสูงสุด 1.05 m³/hr ใช้อากาศสูงสุดที่ 17.5 m³/hr อัตราการผลิตไอน้ำสูงสุด 12.84 kW และประสิทธิภาพของเครื่องกำเนิดไอน้ำสูงสุดเท่ากับ 97.09% นอกจากนี้ยังพบว่า การจ่ายไอน้ำเข้าไปภายในห้องเผาไหม้ของหม้อไอน้ำที่มีวัสดุพรุนติดตั้งอยู่ไม่ส่งผลให้อุณหภูมิโดยรวมลดลงเพียงแต่ส่งผลให้อุณหภูมิลดลงชั่วขณะและยังส่งผลให้ประสิทธิภาพในการผลิตไอน้ำสูงขึ้นอีกด้วย คำสำคัญ: หม้อไอน้ำประสิทธิภาพสูง หม้อไอน้ำแบบเผาไหม้และระเหยโดยตรง วัสดุพรุน

Abstract

This research aims at to design and fabricate a direct-fired-evaporated porous-medium boiler without the flue gas heat loss. The proposed boiler has concentric double-shells, inner shell is a combustion and mixing chamber and outer wall is a boiling chamber. The outer and inner shell diameters are 0.5 and 0.35 m, respectively. The height of this prototype boiler is 0.8 m. It was tested for the steam generation rate of 20 kg/hr and pressure of 2 bar (gauge). This paper presents the experimental results on the performance and feasibility of the proposed boiler. In the comparative study, three cases of study: without, with 25 kg and 50 kg of porous medium, was conducted. The results showed that the maximum fuel and air consumption rate were 1.05 and 17.5 m³/hr, respectively. The maximum steam power was 12.84 kW and the boiler efficiency of 97.09% were obtained. In addition, the directly feed of steam into the inner combustion and evaporation chamber did not affect on the steady state temperature profile. It only results on a temporary decrease to drop momentarily and also results in higher steam production efficiency.

Keywords: High efficiency boiler, Direct-fired-evaporated boiler, Porous medium

1. บทนำ

ในสภาวะการณ์ของโลกยุคปัจจุบันจะเห็นได้ว่าเกือบทุกประเทศกำลังประสบวิกฤตการณ์ด้านพลังงานและสิ่งแวดล้อมอย่างรุนแรง อันเนื่องมาจากความต้องการในการใช้พลังงานมากขึ้น ในขณะที่แหล่งพลังงานธรรมชาติมีอยู่อย่างจำกัดและแหล่งพลังงานบางอย่าง โดยเฉพาะพลังงานเชื้อเพลิงฟอสซิล (Fossil fuel) กำลังจะหมดไปจากโลกในอีกไม่กี่สิบปีข้างหน้า อีกทั้งอัตราการใช้พลังงานที่สูงขึ้นส่งผลทำให้เกิดมลพิษสูงขึ้นอย่างต่อเนื่อง และความต้องการใช้พลังงานที่สูงขึ้น ทำให้ราคาพลังงานสูงขึ้นตามมาด้วย จึงส่งผลกระทบต่อราคาสินค้าสิ่งของอุปโภคบริโภค การขนส่งต่างๆ ตามไปด้วย ซึ่งกล่าวได้ว่าปัญหาต่างๆ เหล่านี้มีความเกี่ยวข้องกัน ยิ่งจำนวนประชากรมากขึ้น ความต้องการใช้พลังงานก็ย่อมเพิ่มมากขึ้น ซึ่งจะเห็นได้ว่าเกือบทั้งหมดของการนำพลังงานมาใช้ต้องผ่านกระบวนการเผาไหม้ ซึ่งหลีกเลี่ยงไม่ได้ที่จะปล่อยแก๊สเรือนกระจก (Green House Gas, GHG) โดยเฉพาะอย่างยิ่ง แก๊ส คาร์บอนไดออกไซด์ (CO₂) การตัดไม้ทำลายป่า ก็เป็นอีกสาเหตุที่ทำให้เกิดสภาวะโลกร้อนเช่นกัน ซึ่งสภาวะโลกร้อนนั้น เป็นสาเหตุของการเปลี่ยนแปลงภูมิอากาศ ซึ่งเป็นปัจจัยของการดำรงชีวิตของมนุษย์ และความหลากหลายของชีวภาพ เช่น น้ำแข็งขั้วโลกละลาย ระดับน้ำทะเลสูงขึ้น เกิดน้ำท่วม เป็นต้น วิธีการแก้ปัญหาที่ดีที่สุดวิธีหนึ่งสำหรับปัญหาลังกล่าวข้างต้นคือ การใช้พลังงานทดแทนด้วยระบบที่มีประสิทธิภาพสูงและเป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อม เช่น การใช้เตาเผาที่มีประสิทธิภาพสูงเพื่อผลิตพลังงานความร้อนจากชีวมวลและขยะมูลฝอยจากชุมชน (Municipal Solid Waste, MSW) ซึ่งทั้งหมดนี้ล้วนแต่ส่งผลกระทบต่อเศรษฐกิจและการดำเนินชีวิตประจำวันของมนุษย์ ดังนั้นแนวทางการแก้ไขปัญหาข้างต้นจำเป็นต้องหาพลังงานทดแทน และเพื่อเป็นการแก้ไขปัญหาหรือการพัฒนาพลังงานทดแทนอย่างยั่งยืน แหล่งพลังงานนั้นจะต้องเป็นพลังงานหมุนเวียนและเป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อม รวมทั้งควรกำหนดนโยบายการประหยัดพลังงาน การเพิ่มประสิทธิภาพการใช้พลังงาน และลดมลพิษจากการใช้พลังงานควบคู่กันไปด้วย งานวิจัยนี้เป็นการศึกษาเชิงทดลอง มีการออกแบบ สร้างและทดสอบสมรรถนะของเครื่องกำเนิดไอน้ำที่ออกแบบให้มีการเผาไหม้เกิดขึ้นในวัสดุพูนที่ติดตั้งไว้ในบริเวณหรือห้องเดียวกันกับการระเหยของน้ำ จึงเรียกว่าเป็นการเผาไหม้และระเหยโดยตรง ซึ่งเป็นแนวคิดใหม่ยังไม่เคยมีใครทำมาก่อน เป็นระบบที่มีประสิทธิภาพสูงและสามารถนำไปประยุกต์ใช้ได้กับเชื้อเพลิงทดแทนที่เป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อมได้อีกด้วย

2. ทฤษฎีและการคำนวณ

2.2 การหาประสิทธิภาพเตาเผาของหม้อไอน้ำ

ในการคำนวณหาประสิทธิภาพการเผาไหม้ของหม้อไอน้ำหรือส่วนของเตาเผาสามารถคำนวณหาได้จากสมการ (1)

$$\eta_{furnace} = \frac{\dot{m}_a C_p (T_f - T_a)}{\dot{m}_f \cdot HHV} \times 100 \quad (1)$$

โดยที่	$\eta_{furnace}$	คือ	ประสิทธิภาพเตาเผาของหม้อไอน้ำ [%]
	\dot{m}_a	คือ	อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ [kg/hr]
	C_p	คือ	ความจุความร้อนจำเพาะของอากาศ [kJ/kgK]
	T_f	คือ	อุณหภูมิทางออกของเตา [K]
	T_a	คือ	อุณหภูมิสิ่งแวดล้อม [K]
	\dot{m}_f	คือ	อัตราการไหลเชิงมวลของเชื้อเพลิง [kg/kg]
	HHV	คือ	ค่าความร้อนสูงของเชื้อเพลิง [kJ/kg]

2.2 การหาค่าพลังงานไอน้ำ

การคำนวณหาพลังงานของไอน้ำที่หม้อไอน้ำสามารถผลิตได้สามารถหาได้จากสมการ (2)

$$Q_s = \dot{m}_s (h_s - h_w) \quad (2)$$

โดยที่	Q_s	คือ	พลังงานไอน้ำ [kW]
	\dot{m}_s	คือ	อัตราการผลิตไอน้ำที่ผลิตได้ [kg/s]
	h_s	คือ	ค่าเอนทัลปีของไอน้ำ [kJ/kg]
	h_w	คือ	ค่าเอนทัลปีของน้ำ [kJ/kg]

2.3 การหาประสิทธิภาพหม้อไอน้ำ

ในการคำนวณหาประสิทธิภาพของหม้อไอน้ำถือเป็นส่วนที่มีความสำคัญที่สุดหลังจากการทดสอบหม้อไอน้ำที่สร้างขึ้น สามารถคำนวณหาได้จากสมการ (3)

$$\eta_{boiler} = \frac{\dot{m}_s (h_s - h_w)}{\dot{m}_f \cdot HHV} \times 100 \quad (3)$$

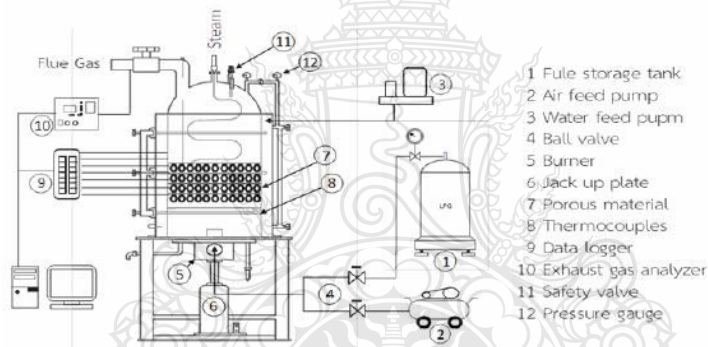
โดยที่	η_{boiler}	คือ	ประสิทธิภาพของหม้อไอน้ำ [%]
	\dot{m}_s	คือ	ปริมาณไอน้ำที่ผลิตได้ [kg/s]
	h_s	คือ	ค่าเอนทัลปีของไอน้ำ [kJ/kg]
	h_w	คือ	ค่าเอนทัลปีของน้ำ [kJ/kg]
	\dot{m}_f	คือ	อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง [kg/s]
	HHV	คือ	ค่าความร้อนสูงของเชื้อเพลิง [kJ/kg]

3. อุปกรณ์และวิธีการทดลอง

3.1 หม้อไอน้ำแบบที่มีการเผาไหม้และระเหยภายใต้วัสดุพอร์นโดยไม่มี การสูญเสียความร้อนจากไอเสีย



รูปที่ 1 หม้อไอน้ำแบบที่มีการเผาไหม้และระเหยภายใต้วัสดุพอร์นโดยไม่มี การสูญเสียความร้อนจากไอเสีย



รูปที่ 2 อุปกรณ์และระบบที่ใช้ในการทดลอง

3.2 อุปกรณ์และเครื่องมือวัด

อุปกรณ์และเครื่องมือวัดอื่นๆ สามารถดูได้จาก รูปที่ 2 ประกอบด้วยอุปกรณ์ต่างๆ ดังนี้ 1) Flue storage tank เป็นแหล่งจ่ายเชื้อเพลิงสำหรับหม้อไอน้ำ 2) Air feed pump สำหรับจ่ายอากาศและอัดอากาศให้หม้อไอน้ำที่แรงดันสูง 3) Water feed pump มีหม้อไอน้ำสำหรับหม้อไอน้ำ 4) Ball valve ทำหน้าที่ควบคุมอัตราการไหลของเชื้อเพลิงและอากาศ 5) Burner เป็นอุปกรณ์ที่สร้างพลังความร้อนให้กับหม้อไอน้ำ 6) Jack up plate ใช้แม่แรง 16 คัน ในการยกหัวเผา

ขึ้นและปิดห้องเผาไหม้ที่มีแรงดันสูง 7) Porous medium ทำหน้าที่กักเก็บความร้อนและป้องกันไม่ให้หัวเผาสัมผัสไอน้ำโดยตรง 8) Thermocouples ใช้วัดอุณหภูมิห้องเผาไหม้และส่วนอื่นๆของหม้อไอน้ำ 9) Data logger ทำหน้าที่อ่านข้อมูลที่ได้จาก Thermocouples แล้วส่งไปยังคอมพิวเตอร์ 10) Exhaust gas analyzer เป็นเครื่องที่ใช้ในการวิเคราะห์ก๊าซไอเสีย 11) Safety valve เป็นอุปกรณ์ความปลอดภัยเมื่อมีแรงดันเกินกว่าที่ออกแบบ 12) Pressure (gauge) ทำหน้าที่วัดแรงดันภายในห้องเผาไหม้และส่วนเก็บไอน้ำหรือห้องต้มน้ำ

3.3 เงื่อนไขการทดลอง

พิจารณาใช้วัสดุพอร์นภายในห้องเผาไหม้ที่ 25 และ 60 ปริมาณน้ำป้อนและการจ่ายไอน้ำเข้าห้องเผาไหม้ 16, 18 และ 20 L/hr ที่ความดัน 1.0, 1.5 และ 2.0 bar (gauge) โดยการเผาไหม้เกิดขึ้นในบริเวณหรือห้องเดียวกันกับการระเหยของน้ำ

3.4 วิธีการทดลอง

Fuel storage tank เป็นแหล่งจ่ายเชื้อเพลิง และ Air feed pump เป็นแหล่งจ่ายอากาศที่มีความดันสูง และอัตราไหลที่สม่ำเสมอเพื่อให้ Burner ทำงานได้อย่างเต็มประสิทธิภาพ เมื่อแปลวไฟคงที่ จึงทำการปิดห้องไหม้โดยใช้แม่แรง 16 คัน เพราะภายในห้องเผาไหม้เต็มไปด้วยแรงดัน เมื่อเกิดการถ่ายเทความร้อนจากห้องเผาไหม้ไปยังส่วนเก็บไอน้ำ และจะ

ทำการจ่ายไอน้ำที่ 1.0 1.5 และ 2.0 bar (gauge) โดยที่เชื้อเพลิงและอากาศต้องมีแรงดันที่สูงกว่าแรงดันของไอน้ำที่จ่ายเข้าห้องเผาไหม้ โดยมีการบันทึกข้อมูล อุณหภูมิห้องเผาไหม้ อุณหภูมิไอน้ำ อุณหภูมิ น้ำ อากาศ และอุณหภูมิไอเสีย ทุกๆ 20 นาที โดยใช้ Data logger และ Computer เป็นตัวส่งข้อมูลและบันทึกข้อมูล และอัตราการไหลของเชื้อเพลิง อากาศ และน้ำป้อน จะใช้ Flow meter และตราชั่ง เป็นเครื่องมือวัดโดยจะทำการบันทึกทุก 1 ชั่วโมง ซึ่งการทดลองจะแบ่งเป็น 2 ส่วนหลักๆ คือ การใช้วัสดุ



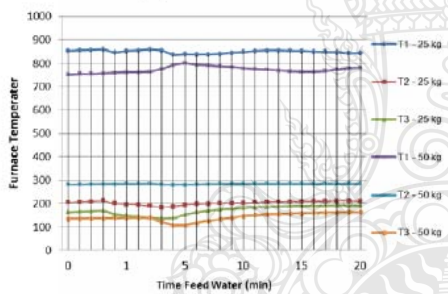
พรมภายในห้องเผาไหม้ 25 kg และ 50 kg ปริมาณการจ่ายไอน้ำที่ 16, 18 และ 20 L/hr โดยการใช้วัสดุพรม 25 kg และ 50 kg จะเดินเครื่องที่แรงดัน 1.0 1.5 และ 2.0 bar gauge

4. ผลการทดลอง

4.1 การทดลองจ่ายไอน้ำเข้าภายในห้องเผาไหม้

ผลของการจ่ายไอน้ำเข้าภายในห้องเผาไหม้ของการใช้วัสดุพรมเป็นตัวช่วยเพิ่มประสิทธิภาพทางความร้อน ซึ่งภายในห้องเผาไหม้ของหม้อไอน้ำ จะมีวัสดุพรม 25 kg และ 50 kg หากคิดเป็นพื้นที่ วัสดุพรม 25 kg จะมีความสูง 7 cm. และ 14 cm. ตามลำดับ และออกแบบให้วัสดุพรมอยู่ห่างจากหัวเผา 15 cm. เพื่อเป็นตัวป้องกันไม่ให้ไอน้ำสัมผัสกับหัวเผาโดยตรง และจากผลการศึกษาพบว่า การใช้วัสดุพรม 25 kg ที่ความดัน 1.5 ให้ความร้อนภายในห้องเผาไหม้สูงสุดที่อุณหภูมิเฉลี่ยเท่ากับ 798 °C

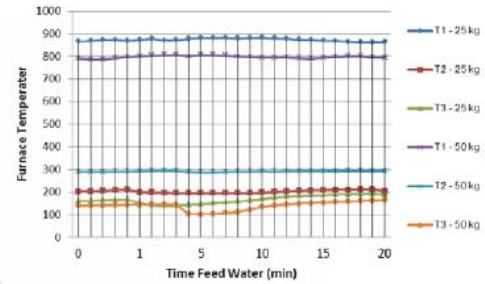
จากรูปที่ 3 แสดงการจ่ายไอน้ำเข้าภายในห้องเผาไหม้เมื่ออุณหภูมิการเผาไหม้คงที่และความดันไอน้ำเฉลี่ย 1 bar (gauge) จากการทดลองพบว่าความร้อนภายในห้องเผาไหม้ของการใช้วัสดุพรม 50 kg มีอุณหภูมิสูงสุดเฉลี่ย 775 °C นอกจากนี้อุณหภูมิโดยรวมยังต่ำกว่าการใช้วัสดุพรม 25 kg เนื่องจากวัสดุพรมมีคุณสมบัติเป็นตัวกักเก็บความร้อน จึงทำให้พื้นที่ส่วนอื่นๆ ของห้องเผาไหม้มีอุณหภูมิลดลง สังเกตได้จาก T2 ของวัสดุพรม 50 kg ซึ่งเป็นตำแหน่งที่วัดอุณหภูมิของวัสดุพรมโดยตรง การใช้วัสดุพรม 25 kg มีอุณหภูมิสูงสุดเฉลี่ย 849 °C และอุณหภูมิโดยรวมภายในห้องเผาไหม้สูงกว่า 2.2 % หากเทียบกับการใช้วัสดุพรม 50 kg



รูปที่ 3 อุณหภูมิสูงสุดเมื่อมีการจ่ายไอน้ำเข้าภายในห้องเผาไหม้ของหม้อไอน้ำที่ความดัน 1 bar (gauge) ระหว่างวัสดุพรม 25 kg และ 50 kg

จากรูปที่ 4 แสดงการจ่ายไอน้ำเข้าภายในห้องเผาไหม้เมื่ออุณหภูมิการเผาไหม้คงที่และความดันไอน้ำเฉลี่ย 1.5 bar (gauge) จากการทดลองพบว่าอุณหภูมิห้องเผาไหม้ลดลงไม่ต่างจากการจ่ายไอน้ำที่แรงดัน 1 bar (gauge) และความร้อนภายในห้องเผาไหม้ของการใช้วัสดุพรม 50 kg มีอุณหภูมิสูงสุดเฉลี่ย 798 °C นอกจากนี้อุณหภูมิโดยรวมยังต่ำกว่าการใช้วัสดุพรม 25 kg เนื่องจากวัสดุพรมกักเก็บความร้อนเอาไว้ได้มาก จึงทำให้พื้นที่ส่วนอื่นๆ ของห้องเผาไหม้มีอุณหภูมิลดลง สังเกตได้จาก T2 ซึ่งใช้วัดอุณหภูมิของวัสดุพรมโดยตรง และความร้อนภายในห้องเผาไหม้ของการใช้วัสดุพรม 25 kg มีอุณหภูมิสูงสุดเฉลี่ย 848 °C และอุณหภูมิโดยรวมภายในห้องเผาไหม้สูงกว่า 1.2 % หากเทียบกับการใช้วัสดุพรม 50 kg ซึ่งการจ่ายไอน้ำเข้าไปภายในห้องเผาไหม้ สามารถสรุปได้ว่ามีผลกระทบต่ออุณหภูมิห้องเผาไหม้ชั่วคราว เมื่อเริ่มจ่ายไอน้ำ แต่ไม่มีผลกระทบต่ออุณหภูมิโดยรวมของห้องเผาไหม้ที่มีอัตราการป้อนเชื้อเพลิงและอากาศคงที่

อุณหภูมิลดลงสังเกตได้จาก T2 ของวัสดุพรม 50 kg ซึ่งวัดอุณหภูมิของวัสดุพรมโดยตรง ซึ่งเส้นกราฟไม่ต่างกันกับการจ่ายไอน้ำที่ 1 bar (gauge) เมื่อไอน้ำกระทบกับวัสดุพรมและความร้อนภายในห้องเผาไหม้ของการใช้วัสดุพรม 25 kg อุณหภูมิสูงสุดเฉลี่ย 874 °C และอุณหภูมิโดยรวมภายในห้องเผาไหม้สูงกว่า 2.2 % เช่นกันหากเทียบกับการใช้วัสดุพรม 50 kg ที่แรงดันไอน้ำ 1.5 bar (gauge) สังเกตได้ว่าวัสดุพรมในปริมาณ 25 kg เป็นสัดส่วนที่เหมาะสมกับหม้อไอน้ำห้องเผาไหม้วัสดุพรมโดยไม่สูญเสียความร้อนจากไอเสีย



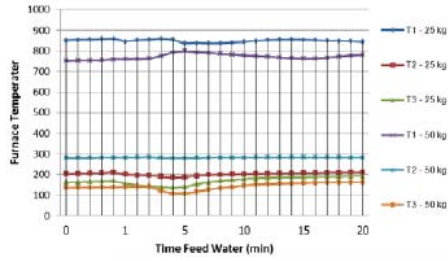
รูปที่ 4 อุณหภูมิสูงสุดเมื่อมีการจ่ายไอน้ำเข้าภายในห้องเผาไหม้ของหม้อไอน้ำที่ความดัน 1.5 bar (gauge) ระหว่างวัสดุพรม 25 kg และ 50 kg

รูปที่ 5 แสดงการจ่ายไอน้ำเข้าภายในห้องเผาไหม้เมื่ออุณหภูมิการเผาไหม้คงที่และความดันไอน้ำ 2 bar (gauge) จากการทดลองพบว่าการจ่ายไอน้ำแบบไม่มีผลกระทบต่ออุณหภูมิห้องเผาไหม้ เมื่อห้องเผาไหม้มีอุณหภูมิคงที่และผลกระทบไม่ต่างจากการจ่ายไอน้ำที่แรงดัน 1 และ 1.5 bar (gauge) และความร้อนภายในห้องเผาไหม้ของการใช้วัสดุพรม 50 kg อุณหภูมิสูงสุดเฉลี่ย 776 °C อุณหภูมิโดยรวมต่ำกว่าการใช้วัสดุพรม 25 kg เนื่องจากวัสดุพรมสามารถกักเก็บความร้อนไว้ได้มาก จึงทำให้พื้นที่ส่วนอื่นๆ ของห้องเผาไหม้มีอุณหภูมิลดลง สังเกตได้จาก T2 ซึ่งใช้วัดอุณหภูมิของวัสดุพรมโดยตรง และความร้อนภายในห้องเผาไหม้ของการใช้วัสดุพรม 25 kg มีอุณหภูมิสูงสุดเฉลี่ย 848 °C และอุณหภูมิโดยรวมภายในห้องเผาไหม้สูงกว่า 1.2 % หากเทียบกับการใช้วัสดุพรม 50 kg ซึ่งการจ่ายไอน้ำเข้าไปภายในห้องเผาไหม้ สามารถสรุปได้ว่ามีผลกระทบต่ออุณหภูมิห้องเผาไหม้ชั่วคราว เมื่อเริ่มจ่ายไอน้ำ แต่ไม่มีผลกระทบต่ออุณหภูมิโดยรวมของห้องเผาไหม้ที่มีอัตราการป้อนเชื้อเพลิงและอากาศคงที่

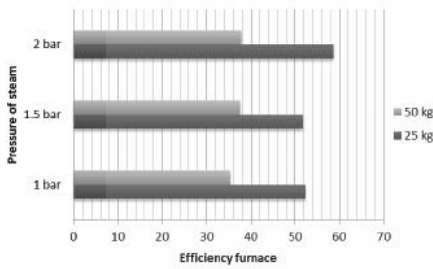
4.2 ประสิทธิภาพเตาเผาของหม้อไอน้ำ

ผลการทดลองของการใช้วัสดุพรม 25 kg และ 50 kg ต่อประสิทธิภาพการเผาไหม้ของหม้อไอน้ำ และการจ่ายไอน้ำเข้าไปภายในห้องเผาไหม้ที่แรงดัน 1, 1.5 และ 2 bar (gauge) พบว่าประสิทธิภาพการเผาไหม้สูงสุดที่ 58.71 % โดยแรงดันของไอน้ำที่จ่ายเข้าภายในห้องเผาไหม้อยู่ที่ 2 bar (gauge) และใช้วัสดุพรม 25 kg





รูปที่ 5 อุณหภูมิสูงสุดเมื่อมีการจ่ายไอน้ำเข้าภายในห้องเผาไหม้ที่ ความดัน 1.5 bar (gauge) ระหว่างวัสดุฟืน 25 และ 50 kg

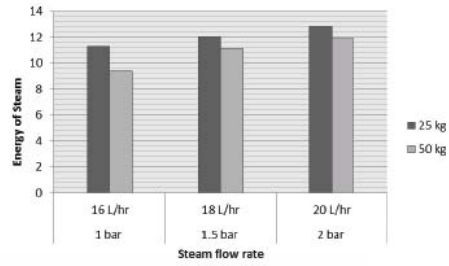


รูปที่ 6 ประสิทธิภาพส่วนเตาเผาของหม้อไอน้ำจากการใช้วัสดุฟืน 25 kg และ 50 kg และที่แรงดัน 1, 1.5 และ 2 bar (gauge)

จากผลการทดลองแสดงให้เห็นว่าประสิทธิภาพเตาเผาหรือประสิทธิภาพการเผาไหม้สูงสุดของหม้อไอน้ำโดยใช้วัสดุฟืน 50 kg ที่ 37.82 % และ ประสิทธิภาพการเผาไหม้สูงสุดของหม้อไอน้ำโดยใช้วัสดุฟืน 25 kg ที่ 58.71 % ซึ่งเป็นไปตามอุณหภูมิของห้องเผาไหม้โดยใช้วัสดุฟืนที่ 25 kg นั้นสูงกว่าการใช้วัสดุฟืน 50 kg จึงมีผลให้ประสิทธิภาพการเผาไหม้ที่ได้จากการคำนวณสูงกว่า ซึ่งเป็นไปในทิศทางเดียวกันกับที่สามารถวัดค่าความร้อนได้จาก เทอร์โมคัปเปิลภายในห้องเผาไหม้ที่ตำแหน่งต่างๆ

4.3 ค่าพลังงานไอน้ำ

ผลการทดลองการใช้วัสดุฟืน 25 kg และ 50 kg ต่อค่าพลังงานไอน้ำ จากการวิเคราะห์ข้อมูลและคำนวณพบว่าค่าพลังงานไอน้ำสูงสุดที่ 12.23 kW ที่ความดัน 2 bar อัตราน้ำป้อน 20 L/hr และการใช้วัสดุฟืน 25 kg



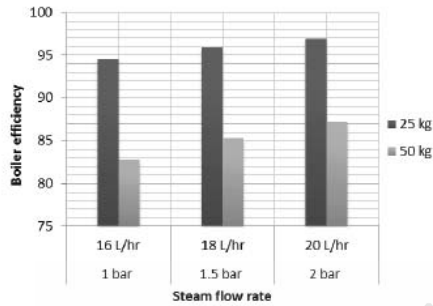
รูปที่ 7 ค่าพลังงานไอน้ำ ที่ผลิตได้จากการใช้วัสดุฟืน 25 kg และ 50 kg และที่ความดัน คัน 1, 1.5 และ 2 bar (gauge)

จากรูปที่ 7 แสดงค่าพลังงานจากไอน้ำสูงสุดที่ได้จากการคำนวณตามสมการ(3) จากวิเคราะห์ข้อมูลพบว่าค่าพลังงานของไอน้ำจะสอดคล้องกับประสิทธิภาพการเผาไหม้ เนื่องจากการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ย่อมส่งผลให้เกิดพลังงานที่เป็นประโยชน์ และจากการต้มน้ำให้เดือดในอุณหภูมิที่ต้องการจะต้องพิจารณาปริมาณน้ำป้อนที่มีอุณหภูมิสูง ถ้าอุณหภูมิของน้ำป้อนต่ำ จะทำให้สูญเสียความร้อนมากในการทำให้น้ำเดือดถึงอุณหภูมิที่ต้องการ ในทางกลับกันหากน้ำป้อนมีอุณหภูมิสูง ย่อมสูญเสียความร้อนน้อย ดังสมการ(3) พลังงานที่ได้จากไอน้ำ (Q_s) ได้จากผลคูณของปริมาณไอน้ำที่ผลิตได้ [kg/hr] กับผลต่างระหว่างค่าเอนทัลปีของไอน้ำ [kJ/kg] และค่าเอนทัลปีของน้ำ [kJ/kg]

4.4 ประสิทธิภาพหม้อไอน้ำ

ในการคำนวณประสิทธิภาพสำหรับค่า HHV นั้น บางท่านอาจสงสัยว่าจะใช้ค่า High Heating Value (HHV) หรือ Low Heating Value (LHV) ในการคำนวณ ซึ่งจากหลายข้อมูลอ้างอิงพบว่า ในทางปฏิบัติแล้วการใช้ค่าใดขึ้นอยู่กับคำแนะนำของผู้ผลิต เช่น ผู้ผลิตหม้อไอน้ำโดยทั่วไปของอเมริกา มักใช้ค่า HHV ในขณะที่ผู้ผลิตหม้อไอน้ำของเยอรมัน มักใช้ค่า LHV เป็นต้น อย่างไรก็ตาม การพบประเด็นที่ต้องระวัง หากใช้ค่า LHV ในการคำนวณ ในกรณีที่เป็นหม้อน้ำที่มีอุณหภูมิลดต่ำกว่า 90 °C จะทำให้ค่า η_{boiler} มีค่าสูงกว่า 100 % ซึ่งขัดต่อหลักการคำนวณ โดยประสิทธิภาพของหม้อไอน้ำสูงสุดที่ได้จากการทดลองและการคำนวณ คือ 97.09 % เป็นผลมาจากอัตราส่วนผสมของเชื้อเพลิงและการใช้วัสดุฟืนที่เหมาะสมส่งผลให้การเผาไหม้สมบูรณ์ ก๊าซคาร์บอนมอนนอกไซด์และอากาศส่วนเกินอยู่ในเกณฑ์มาตรฐานของการเผาไหม้ ซึ่งการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ย่อมส่งผลให้ประสิทธิภาพของพลังงานสูงตามไปด้วย นอกจากนี้การเผาไหม้โดยตรงกับไอน้ำยังเพิ่มประสิทธิภาพให้กับหม้อไอน้ำอีกด้วย





รูปที่ 8 ประสิทธิภาพหม้อไอน้ำ ระหว่างการใช้วัสดุ 25 kg และ 50 kg ภายในห้องเผาไหม้ และที่ความดัน ตัน 1, 1.5 และ 2 bar gauge

จากผลการทดลองและศึกษาแสดงให้เห็นว่าหม้อไอน้ำที่สร้างขึ้นมีประสิทธิภาพสูง ดังที่กล่าวไว้ เชื้อเพลิงแต่ละชนิดมีผลต่อการเผาไหม้ เชื้อเพลิงแข็งมีประสิทธิภาพ 75-85% เชื้อเพลิงเหลว 80-85% และเชื้อเพลิง ก๊าซ 80-90% (1) เมื่อพิจารณาจากรูปที่ 8 จะ เห็นว่า ประสิทธิภาพของการใช้วัสดุพูน 25 kg มีค่าอยู่ในช่วง 94.78 – 97.09% และการใช้วัสดุพูน 50 kg อยู่ที่ 82.93 – 87.4% ซึ่งมีความแตกต่างกันไม่มาก ดังนั้น ปัจจัยของน้ำป้อน 16 18 และ 20 L/hr และความดันไอน้ำ 1, 1.5 และ 2 bar (gauge) ไม่มีผลกระทบต่อประสิทธิภาพของหม้อไอน้ำมากนัก แต่การใช้วัสดุพูนส่งผลต่อประสิทธิภาพค่อนข้างมาก เนื่องจากวัสดุพูนเป็นตัวกักเก็บความร้อนที่ดี จึงส่งผลต่อการแลกเปลี่ยนความร้อนของหม้อไอน้ำ

5.สรุป

ผลการทดลองพบว่า ใช้เชื้อเพลิงสูงสุด 1.05 ลูกบาศก์เมตรต่อ ชั่วโมง ใช้อากาศสูงสุดที่ 17.5 ลูกบาศก์เมตรต่อชั่วโมง เมื่อมีการจ่ายไอน้ำห้องเผาไหม้อุณหภูมิสูงสุดเฉลี่ยเท่ากับ 798 °C โดยการใช้วัสดุพูน 25 kg ประสิทธิภาพเผาสูงสุด 58.71 % ส่วนพลังงานไอน้ำสูงสุด 12.84 kW และประสิทธิภาพของเครื่องกำเนิดไอน้ำสูงสุด 97.09 % นอกจากนี้การจ่ายไอน้ำเข้าภายในห้องเผาไหม้ไม่ส่งผลให้อุณหภูมิลดลงมากนักและยังส่งผลให้ประสิทธิภาพในการผลิตไอน้ำสูงขึ้นอีกด้วย

กิตติกรรมประกาศ

ผู้วิจัยขอขอบคุณ ผศ.ดร.บุญยฤทธิ์ ประสาทแก้ว อาจารย์ที่ปรึกษาที่กรุณาให้คำปรึกษาและความช่วยเหลือในทุกๆ ด้าน จนทำให้การทดลองสำเร็จลุล่วง และผู้วิจัยขอขอบคุณ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรีที่สนับสนุนการดำเนินโครงการวิจัยในครั้งนี้

เอกสารอ้างอิง

- [1] Sathe, S. B., Peck, R. E., and Tong, T.W, "A Numerical Analysis of Heat Transfer and Combustion

in Porous Radiant Burner" International Journal Heat and mass Transfer 1990 pp. 33, (6), 1331-1338.

- [2] Chung-Jen Tseng and John R. Howell, "Liquid Fuel Combustion With Porous Inert Media", Heat Transfer with Combined Modes 1994, Vol. 299.
- [3] Yoshinori Itaya, Tomohiro Suzuki and Masanobu Hasatani, Combustion Characteristics of a Liquid Fuel in a Porous Burner", ASME Thermal Engineering 1995, Vol. 3.
- [4] Michele Kaplan, Matthew J.Hall, "The Combustion of Liquid Fuels within a Porous Media Radiant Burner", Experimental Thermal and Fluid Science 1995, pp. 11-20.
- [5] บุญยฤทธิ์ ประสาทแก้ว และสำเริง จักรใจ, 2544, "การระเหยและการเผาไหม้ของละอองเชื้อเพลิงเหลวภายในวัสดุพูน", การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 15, 28-30 พฤศจิกายน, มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ (ประสานมิตร), กรุงเทพฯ, หน้า CM-34 ถึง CM-43.
- [6] สราวุธ ฤชุพนธ์, การวิเคราะห์สมรรถนะหม้อไอน้ำขนาดเล็ก ความดันต่ำ , วิทยานิพนธ์ครุศาสตรบัณฑิตสาขารัฐศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี 2550, 19-23.
- [7] จิรวัดน์ กิตติคุณ, การผลิตไอน้ำสำหรับอุตสาหกรรมในครัวเรือน โดยใช้เตาเผาแบบตะกรับเปลี่ยนเป็นแหล่งให้ความร้อน, วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต 2548, 26-29.
- [8] สมเกียรติ บุญยณะ, การคำนวณหาต้นทุนพลังงานหม้อไอน้ำ, วารสารวิศวกรรมสาร, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ, ตุลาคม 2546, 79-82.
- [9] ทนงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์, การออกแบบระบบพลังงานความร้อน, คณะพลังงานและวัสดุ มหาวิทยาลัยพระจอมเกล้าธนบุรี, 2537, 65-68.
- [10] ปรีชา ชันติโกมล และคณะ, การเพิ่มประสิทธิภาพเชิงความร้อนของระบบจนวนความร้อนสำหรับแก๊สร้อนไหลโดยใช้วัสดุพูนเซลลูโลสาร์เปิดแผ่นประกบ, คณะวิศวกรรมศาสตร์และสถาปัตยกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี 2557, 5-7.
- [11] นภาพ แยมไทรพัฒน์, สมชาย ชาวเศษ ,ไมตรี กระจุกพิจิตร, การศึกษาประสิทธิภาพเชิงความร้อนของหม้อไอน้ำแบบท่อไฟที่ใช้เชื้อเพลิงผสมระหว่างน้ำมันเตากับน้ำมันเกียร์ที่ใช้แล้ว, การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 23, 4 – 7 พฤศจิกายน 2552
- [12] ปกรณ์เกียรติ ฎกของพลอย และ ณัฐพล ภูมิสะอาด, ผลของการใช้เชื้อเพลิงแก๊สชีวภาพสำหรับหม้อไอน้ำความดันต่ำขนาดเล็กต่อการสิ้นเปลืองของเชื้อเพลิง พลังงานจากไอน้ำ ค่าความร้อนของเชื้อเพลิงและประสิทธิภาพของหม้อไอน้ำ, การประชุมวิชาการ มหาสารคามวิจัย ครั้งที่ 10, 11-12 กันยายน 2557



ประวัติผู้เขียน

ชื่อ – สกุล	นายนรนชัย เทียงธรรม
วัน เดือน ปีเกิด	19 กันยายน 2533
ที่อยู่	93 หมู่ 2 ตำบลห้วยกระเจา อำเภอห้วยกระเจา จังหวัดกาญจนบุรี 71170
การศึกษา	ปริญญาตรี คณะเทคโนโลยี สาขาเทคโนโลยียานยนต์ วิทยาลัยเทคโนโลยีสยาม เทคโนโลยีสยาม
ประสบการณ์การทำงาน	ช่างเทคนิค คณะทันตแพทยศาสตร์ มหาวิทยาลัยรังสิต พ.ศ. 2557 ถึง พ.ศ. 2559 วิทยาลัยโลจิสติกส์และซัพพลายเชน มหาวิทยาลัยราชภัฏสวนสุนันทา พ.ศ. 2559 ถึงปัจจุบัน
เบอร์โทรศัพท์	080-110 1595
อีเมล	nick-hkj@hotmail.com

