

การพัฒนาเครื่องผลิตไอน้ำความดันต่ำสำหรับกระบวนการอบฆ่าเชื้อ
ในโรงเรือนเพาะเห็ดฟางโดยใช้เตาแก๊สชีวมวลประสิทธิภาพสูง



ปริญญานิพนธ์
ของ
ไพโรจน์ พิพัฒน์สุวรรณ

เสนอต่อบัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ เพื่อเป็นส่วนหนึ่งของการศึกษา
ตามหลักสูตรปริญญาวิทยาศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

พฤษภาคม 2560

การพัฒนาเครื่องผลิตไอน้ำความดันต่ำสำหรับกระบวนการอบฆ่าเชื้อ
ในโรงเรือนเพาะเห็ดฟางโดยใช้เตาแก๊สชีวมวลประสิทธิภาพสูง



ปริญญาโท
ของ
ไพโรจน์ พิพัฒน์สุวรรณ

เสนอต่อบัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ เพื่อเป็นส่วนหนึ่งของการศึกษา
ตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

พฤษภาคม 2560

ลิขสิทธิ์เป็นของมหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ

การพัฒนาเครื่องผลิตไอน้ำความดันต่ำสำหรับกระบวนการอบฆ่าเชื้อ
ในโรงเรือนเพาะเห็ดฟางโดยใช้เตาแก๊สชีวมวลประสิทธิภาพสูง



บทคัดย่อ
ของ
ไพโรจน์ พิพัฒน์สุวรรณ

เสนอต่อบัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ เพื่อเป็นส่วนหนึ่งของการศึกษา
ตามหลักสูตรปริญญาวิทยาศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

พฤษภาคม 2560

ไพโรจน์ พิพัฒน์สุวรรณ. (2560). การพัฒนาเครื่องผลิตไอน้ำความดันต่ำสำหรับ กระบวนการอบฆ่าเชื้อในโรงเรือนเพาะเห็ดฟางโดยใช้เตาแก๊สชีวมวลประสิทธิภาพสูง. ปรินูญานิพนธ์ วศ.ม. (วิศวกรรมเครื่องกล). กรุงเทพฯ: บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ. อาจารย์ที่ปรึกษาปรินูญานิพนธ์. อาจารย์ ดร.สมมาส แก้วล้วน, ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ภาคภูมิ ศรีธรรมรินทร์.

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อพัฒนาเครื่องผลิตไอน้ำความดันต่ำสำหรับอบฆ่าเชื้อโรงเรือนเพาะเห็ดฟางด้วยเตาแก๊สชีวมวลประสิทธิภาพสูงซึ่งควบคุมการป้อนอากาศด้วยวาล์ว การวิจัยนี้ได้ศึกษาตำแหน่งวาล์วป้อนอากาศ 0 เปอร์เซ็นต์ 50 เปอร์เซ็นต์ และ 100 เปอร์เซ็นต์ โดยเชื้อเพลิงที่ใช้ผลิตความร้อนคือกิ่งไม้ยูคาลิปตัสมีค่าความร้อน 15.83 เมกะจูลต่อกิโลกรัม ผลการทดสอบผลิตไอน้ำพบว่าอัตราการผลิตไอน้ำสูงสุดและต่ำสุด 120 และ 100 ลิตรต่อชั่วโมง และอัตราการสิ้นเปลืองไม้ฟืนสูงสุดและต่ำสุด 33 และ 29 กิโลกรัมต่อชั่วโมงโดยผลการวิเคราะห์สมรรถนะของเครื่องผลิตไอน้ำมีค่าสูงสุดและต่ำสุดอยู่ในช่วง 65 เปอร์เซ็นต์ และ 49 เปอร์เซ็นต์ สำหรับการทดสอบอบฆ่าเชื้อโรงเรือนเพาะเห็ดฟางขนาด 308 ลูกบาศก์เมตร ใช้เวลาทั้งสิ้น 8 ชั่วโมง โดย 3 ชั่วโมงแรกอุณหภูมิภายในโรงเรือนเพิ่มขึ้นจาก 28 องศาเซลเซียส เป็น 60 องศาเซลเซียส และ 5 ชั่วโมงหลังเป็นการป้อนไอน้ำเพื่อรักษาอุณหภูมิภายในโรงเรือนให้คงที่ 60 องศาเซลเซียส เครื่องผลิตไอน้ำให้ความคุ้มค่าเชิงเศรษฐศาสตร์โดยสามารถประหยัดไม้ฟืนได้ร้อยละ 60 เมื่อเทียบกับเครื่องผลิตไอน้ำของชาวบ้าน ส่งผลทำให้ค่าใช้จ่ายในการอบฆ่าเชื้อโรงเรือนเพาะเห็ดฟางลดลงจาก 600 บาท เหลือประมาณ 240 บาท จากการตรวจวัดการปลดปล่อยมลพิษทางอากาศพบว่าปริมาณการปลดปล่อย CO จาก 9,630 ppm ลดลงเหลือ 195 ppm และจากการสังเกตไอเสียที่ปล่อยควันพบว่ามีสีน้ำตาลในขณะไอเสียจากเตาเดิมมีสีดำส่งผลให้การปล่อยมลพิษลดลง ดังนั้นเมื่อกลุ่มเกษตรกรเพาะเห็ดฟางนำเครื่องผลิตไอน้ำนี้ไปใช้จะทำให้ลดผลกระทบการปล่อยมลพิษสู่สิ่งแวดล้อมและส่งผลดีต่อสุขภาพของเกษตรกรด้วย

DEVELOPMENT OF A LOW PRESSURE STEAM GENERATOR FOR PASTEURIZING
IN THE STRAW MUSHROOM HOUSE USING HIGH EFFICIENCY
BIOMASS GASIFIER STOVE



AN ABSTRACT
BY
PAIROTE PIPATTANASUWAN

Presented in Partial Fulfillment of the Requirements for the
Master of Engineering Degree in Mechanical Engineering
at Srinakharinwirot University

May 2017

Pairote Pipattanasuwan. (2017). *Development of a Low Pressure Steam Generator for Pasteurizing in the Straw Mushroom House Using High Efficiency Biomass Gasifier Stove*. Master's thesis, M.Eng (Mechanical Engineering). Bangkok: Graduate School, Srinakharinwirot University. Advisor Committee; Dr. Sommas Kaewluan, Asst. Prof. Dr. Parkpoom Sriomreun.

The purpose of this study was to develop a low-pressure steam generator for pasteurizing in a straw mushroom house by using biomass gasifier stove with a valve controlled air inlet by valve. The air inlet valve position at 0%, 50% and 100% were examined in this work. Eucalyptus wood with the heating value at 15.83 MJ/kg was used as fuel in this biomass gasifier stove. The results showed that the maximum and minimum rate of steam production were at one hundred and twenty and one hundred L/h, respectively. The highest consumption rate of fuel was at 33 kg/h and the lowest rate was 29 kg/h. The efficiency of the steam generator was in the range of 65% to 49%. The experiment took eight hours for the steam produced to pasteurize a 308 m³ steam straw mushroom house. For the first three hours, the temperature in the straw mushroom house increased from 28 °C to 60 °C. About five hours before completion, the steam was used to maintain the temperature in the straw mushroom house at 60 °C. This steam generator is cost-effective. The amount of eucalyptus wood used as fuel in this biomass gasifier stove was lower than a conventional stove at almost 60%. As a result, the cost was reduced from 600 to 240 Baht. Moreover, CO air pollution emissions decreased from 9,630 ppm to 195 ppm. In addition, the exhaust gas was found to be brownish from the self-designed steam generator while black exhaust gas was found from the original type of burning to decrease pollution. This research indicated that the agriculturists will be healthier and this technique is more environmentally friendly.

ประกาศคุณูปการ

ผู้วิจัยขอขอบพระคุณ อาจารย์ ดร.สมมาส แก้วล้วน และผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ภาคภูมิ ศรีมรีน อาจารย์ที่ปรึกษาการทำปริญญานิพนธ์ที่ให้โอกาสในการทำปริญญานิพนธ์เรื่องนี้สำเร็จได้อย่างสมบูรณ์ ด้วยความกรุณาในการให้ความรู้ คำแนะนำและแนวทางวิธีแก้ปัญหาตลอดจนการดำเนินการวิจัยตั้งแต่ต้นจนสำเร็จ

ขอขอบคุณคณาจารย์จากภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ ที่ให้ความรู้และคำแนะนำอันเป็นประโยชน์ต่อการทำปริญญานิพนธ์เป็นอย่างดี

ท้ายสุดผู้วิจัยขอขอบพระคุณบิดา มารดา ที่อบรมสั่งสอนและให้กำลังใจตลอดจนสนับสนุนการศึกษา รวมไปถึงญาติพี่น้อง เพื่อนๆ ที่ให้กำลังใจ และให้คำแนะนำที่เป็นประโยชน์ และให้ความร่วมมือเป็นอย่างดีในการทำวิจัยนี้

ไพโรจน์ พิพัฒน์สุวรรณ



สารบัญ

บทที่	หน้า
1 บทนำ	1
ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา	1
วัตถุประสงค์ของปริญญานิพนธ์	3
ขอบเขตของปริญญานิพนธ์	3
ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	3
การทบทวนวรรณกรรมและสารสนเทศ (Information) ที่เกี่ยวข้อง	4
2 ทฤษฎี	11
การไหลผ่านท่อหลายชั้น (Flow across banks of tubes)	11
การถ่ายเทความร้อนระหว่างการเดือดของของเหลว	16
เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ (Shell and tube)	20
ความรู้เบื้องต้นเกี่ยวกับไม้	24
เชื้อเพลิงสำหรับเตาชีวมวล	25
เตาชีวมวล (Gasifier stove)	29
ประสิทธิภาพรวมของหม้อไอน้ำ	30
3 อุปกรณ์และวิธีการทดลอง	32
วัสดุอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง	32
วิธีดำเนินการและการทดลอง	37
4 ผลและการวิเคราะห์	41
ผลการวิเคราะห์สมรรถนะเครื่องผลิตไอน้ำ	41
ผลการวิเคราะห์ต้นทุนและค่าใช้จ่าย	45
5 สรุปและข้อเสนอแนะ	46
สรุปผลการวิจัย	46
ข้อเสนอแนะ	46
บรรณานุกรม	47

สารบัญ (ต่อ)

บทที่	หน้า
ภาคผนวก	50
ภาคผนวก ก	51
ภาคผนวก ข	54
ภาคผนวก ค	78
ประวัติย่อผู้วิจัย	91



บัญชีตาราง (ต่อ)

ตาราง	หน้า
1 ค่าคงที่ของสมการ (2.5) สำหรับการไหลผ่านท่อหลายชั้น	14
2 ค่าตัวประกอบแก้ไข C_2 ของสมการ (2.5) สำหรับการไหลผ่านท่อหลายชั้น	14
3 ค่าของ C_{sf} สำหรับน้ำและผิวต่างๆ	20
4 ค่าของเฟลลิงแฟคเตอร์	21
5 ความสัมพันธ์ของ effectiveness สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	23
6 ความสัมพันธ์ของ NTU สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	24
7 ตารางแสดงอุณหภูมิแก๊สร้อนที่ตำแหน่งวาล์วปล่อยอากาศต่างๆ	43
8 ตารางเปรียบเทียบต้นทุนและค่าใช้จ่ายของเครื่องผลิตไอน้ำ	46
9 ข้อมูลโรงเรือนเพาะเห็ดฟาง	55



บัญชีภาพประกอบ

ภาพประกอบ	หน้า
1 การใช้ยางรถยนต์เป็นเชื้อเพลิงสำหรับผลิตไอน้ำ (ก) เชื้อเพลิงยางรถยนต์ (ข) มลพิษที่เกิดจากการเผายางรถยนต์	1
2 เตาเผาเชื้อเพลิงแข็งแบบกองสุม (ก) เชื้อเพลิงไม้เก่า (ข) มลพิษที่เกิดจากการเผาไม้พิน	2
3 เครื่องผลิตไอน้ำแบบดั้งเดิม ของกลุ่มเกษตรกร ตำบลโพธิ์แทน(ก) แบบที่ใช้ยางเป็นเชื้อเพลิง (ข) ใช้ไม้พินเป็นเชื้อเพลิง	4
4 เครื่องผลิตไอน้ำแบบเคลื่อนที่ได้ ของกลุ่มเกษตรกร ตำบลหนองหมู	4
5 เครื่องผลิตไอน้ำ บริษัท ไอฟาร์ม คอร์ปอเรชั่น จำกัด	5
6 เตาผลิตไอน้ำ เพชรพิจิตร 1	6
7 เตาผลิตไอน้ำ เพชรพิจิตร 2	6
8 เตาผลิตไอน้ำ เพชรพิจิตร 3	7
9 เตาผลิตไอน้ำ เพชรพิจิตร 4	8
10 เตาเผาถ่านผลิตไอน้ำและน้ำส้มควันไม้	8
11 ลักษณะการไหลผ่านท่อหลายชั้น	11
12 ลักษณะของชุดกลุ่มท่อ (ก) แบบแนวเดียวกัน (ข) แบบแนวเอียง	12
13 สภาวะการไหลของท่อแบบ (ก) แนวเดียวกัน (ข) สลับกันหรือเอียงกัน	15
14 กราฟเส้นโค้งแสดงการเดือดของน้ำ	17
15 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ ซึ่งเป็นแบบ One shell และOne tube (cross-counter flow)	20
16 เตาชีวมวล (ก) องค์ประกอบภายนอก (ข) องค์ประกอบภายใน (ค) ฐานของเตาชีวมวล (ง) การทำงานของเตาชีวมวล	30
17 เครื่องผลิตไอน้ำ พร้อมเตาแก๊สชีวมวลประสิทธิภาพสูง	33
18 เชื้อเพลิงไม้ยูคาลิปตัส	33
19 เครื่องชั่ง รุ่น T7 PB5060	34
20 เทอร์โมมิเตอร์	34
21 มาตรวัดน้ำ ไทยโอซี รุ่น MBA-P	35
22 เทอร์โมมิเตอร์และสายเทอร์โมคัปเปิล Type K	35
23 อุปกรณ์วัดอุณหภูมิ (ก) เครื่องวัดและควบคุมอุณหภูมิระบบดิจิทัล ยี่ห้อ PR Electronic รุ่น 5714 (ข) สายเทอร์โมคัปเปิล (ค) โพรบ (Probe) วัดอุณหภูมิ ...	36
24 เครื่องวิเคราะห์ประสิทธิภาพการเผาไหม้และโอเสียจาก testo 350-XL	36

บัญชีภาพประกอบ (ต่อ)

ภาพประกอบ	หน้า
25 ลักษณะการทำงานและการติดตั้งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิของเครื่องผลิตไอน้ำ	37
26 แสดงตำแหน่ง วาล์วป้อนอากาศส่วนที่ 1 เข้าเตาชีวมวลประสิทธิภาพสูง	38
27 การอบฆ่าเชื้อโรงเรือนเพาะเห็ดฟางด้วยเครื่องผลิตไอน้ำความดันต่ำ	39
28 การอบฆ่าเชื้อโรงเรือนเพาะเห็ดฟางด้วยเครื่องผลิตไอน้ำด้วยเตาของชาวบ้าน	39
29 การทำงานของเครื่องผลิตไอน้ำสำหรับการอบฆ่าเชื้อโรงเรือนเพาะเห็ดฟาง	40
30 เปรียบเทียบอัตราการผลิตไอน้ำและเวลาการต้มน้ำให้เป็นไอ	41
31 กราฟแสดงประสิทธิภาพของเครื่องผลิตไอน้ำและอัตราการใช้เชื้อเพลิง	42
32 กราฟแสดงอุณหภูมิแก๊สร้อนสำหรับการเปิดวาล์วป้อนอากาศในแต่ละตำแหน่ง ...	43
33 กราฟแสดงส่วนประกอบไอเสียในแต่ละตำแหน่งป้อนอากาศ	44
34 การเปรียบเทียบการทำงานเครื่องผลิตไอน้ำกับเครื่องผลิตไอน้ำของชาวบ้าน	44
35 เปรียบเทียบต้นทุนค่าเชื้อเพลิงและค่าใช้จ่ายรายปีระหว่างเครื่องผลิตไอน้ำ ชาวบ้านกับเครื่องผลิตไอน้ำ	45
36 เตาอบแบบเดิมที่ชาวบ้านใช้ออบฆ่าเชื้อในโรงเรือนเพาะเห็ด	56
37 ชุดกลุ่มท่อแบบเยื้องกัน (Staggered)	58
38 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนกันซึ่งมีการไหลแบบสวนทางกัน	58
39 แสดงรูปร่างของอุณหภูมิสำหรับการไหลสวนทางกันในเครื่องแบบท่อซ้อนกัน	59
40 สมดุลพลังงานของเตาแก๊สชีวมวล	75

บทที่ 1

บทนำ

1. ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

เนื่องจากปัจจุบันมีจำนวนประชากรเพิ่มขึ้น โดยเฉพาะในจังหวัดนครนายก ซึ่งพื้นที่โดยทั่วไป เริ่มเปลี่ยนเป็นสังคมเมือง ทำให้พบสภาพปัญหาสำคัญทางด้านความต้องการอาหาร อาชีพ และพลังงาน ซึ่งการประกอบอาชีพเพาะเห็ดฟางของกลุ่มเกษตรกรในพื้นที่ตำบลโพธิ์แท่น อำเภอองครักษ์ จังหวัดนครนายก ทำให้เกิดผลกระทบด้านสิ่งแวดล้อม

สืบเนื่องจากโครงการบริการวิชาการแก่ชุมชนของคณะวิศวกรรมศาสตร์ ในปีงบประมาณ 2557 ผ่านกิจกรรมโครงการอบรมเชิงปฏิบัติการและถ่ายทอดเทคโนโลยีเตาชีวมวลสู่ชุมชน เป้าหมายจังหวัดนครนายก โดยเฉพาะในพื้นที่ตำบลโพธิ์แท่น อำเภอองครักษ์ จังหวัดนครนายก ทำให้ได้พบสภาพปัญหาสำคัญทางด้านพลังงานและสิ่งแวดล้อมจากการประกอบอาชีพเพาะเห็ดฟางของกลุ่มเกษตรกรในพื้นที่ ซึ่งมีโรงเรือนเพาะเห็ดฟางมากกว่า 50 โรงเรือน โดยสภาพปัญหาที่พบสามารถสรุปได้เป็น 3 ส่วนดังนี้

ปัญหาแรก ที่พบคือการไ้ย่างรถยนต์เป็นเชื้อเพลิงสำหรับผลิตไอน้ำของกระบวนการฆ่าเชื้อในโรงเรือนเพาะเห็ดฟาง ตามภาพประกอบ 1 (ก) ซึ่งการเผาย่างรถยนต์แบบไม่สมบูรณ์ ติดต่อกันเป็นเวลา 12 ชั่วโมงต่อการอบฆ่าเชื้อ 1 โรงเรือน ส่งผลให้เกิดมลภาวะทางอากาศ มีกลุ่มควันพิษ ฝุ่นยางฟุ้งกระจายตามลมตามภาพประกอบ 1 (ข) ส่งผลต่อระบบหายใจของคนในชุมชน มีฝุ่นตกปนเปื้อนแหล่งน้ำ มีฝุ่นยางจับตามใบพืชผักและผลไม้ของเกษตรกร รวมไปถึงมีฝุ่นจับเสื้อผ้าที่ตากแดดไว้ ผลจากการเผาย่างรถยนต์จึงทำให้เกิดความเดือดร้อนรำคาญแก่ชุมชนเป็นอย่างมาก แม้ว่าเกษตรกรเพาะเห็ดฟางบางส่วนได้เปลี่ยนไปใช้ไม้ฟืนเป็นเชื้อเพลิงแทนยางรถยนต์แล้วก็ตาม แต่การเผาไม้ฟืนก็ยังไม่สมบูรณ์ ยังเกิดมลพิษอยู่แต่ก็ส่งผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อมและชุมชนรุนแรงน้อยกว่าการเผาย่างรถยนต์



(ก)



(ข)

ภาพประกอบ 1 การใช้ยางรถยนต์เป็นเชื้อเพลิงสำหรับผลิตไอน้ำ (ก) เชื้อเพลิงยางรถยนต์

(ข) มลพิษที่เกิดจากการเผาย่างรถยนต์

ปัญหาที่สอง คือเตาเผาเชื้อเพลิงแข็งแบบกงสุมตามภาพประกอบ 2 (ข) ประสิทธิภาพการเผาไหม้ต่ำกว่าการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหลวและก๊าซ(ที่เป็นแบบง่าย ๆ) คือการวางเชื้อเพลิงบนพื้นเตาและเป่าลมเข้าผสม ทำให้เกิดการเผาไหม้แบบไม่สมบูรณ์ของเชื้อเพลิงแข็งไม่ว่าจะเป็นยางรถยนต์หรือไม้ฟืน เนื่องจากเชื้อเพลิงมีขนาดใหญ่การเป่าลมเข้าสัมผัสกับเชื้อเพลิงจึงไม่สม่ำเสมอไม่ทั่วถึง และใช้ปริมาณอากาศมาก จากการสอบถามพบว่าการอบฆ่าเชื้อด้วยไอน้ำในโรงเรือนเพาะเห็ดฟาง 1 ครั้งใช้ยางรถยนต์ขนาดใหญ่ 8 เส้น มีค่าใช้จ่ายประมาณ 800 บาท หรือกรณีใช้ไม้ฟืนจะใช้ไม้ฟืนประมาณ 1 คันรถ ตามภาพประกอบ 2 (ก) มีค่าใช้จ่ายประมาณ 1500 บาท



(ก)



(ข)

ภาพประกอบ 2 การใช้เตาเผาเชื้อเพลิงแข็งแบบกงสุม (ก) เชื้อเพลิงไม้ฟืน (ข) มลพิษที่เกิดจากการเผาไม้ฟืน

ปัญหาที่สาม คือ ประสิทธิภาพของเครื่องผลิตไอน้ำ การใช้ถึงน้ำมันเก่ามาดัดแปลงเป็นเครื่องผลิตไอน้ำ ตามภาพประกอบ 1 และ 2 นอกจากประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อนจะต่ำมีความร้อนสูญเสียมาก และสิ้นเปลืองค่าเชื้อเพลิงแล้ว ยังอาจก่อให้เกิดอันตรายจากการใช้งานอีกด้วย ปกติเครื่องผลิตไอน้ำแบบถึงน้ำมันเก่าดัดแปลงจะมีอายุการใช้งานประมาณ 1 ถึง 1.5 ปี แต่หากปล่อยเลอะล่อยให้น้ำแห้งก็จะทำให้ถึงน้ำมันเสียหายทันที โดยมีค่าใช้จ่ายในการสร้างเครื่องผลิตไอน้ำแบบถึงน้ำมันเก่าประมาณ 2,000 บาทต่อชุด

จากสภาพปัญหาดังกล่าวกลุ่มเกษตรกรจึงมีความต้องการให้หน่วยงานที่เกี่ยวข้องออกแบบและสร้างเครื่องผลิตไอน้ำสำหรับอบฆ่าเชื้อในโรงเรือนเพาะเห็ดฟางที่มีประสิทธิภาพสูงมีการปลดปล่อยมลพิษต่ำ และมีค่าเชื้อเพลิงในการผลิตไอน้ำให้ต่ำลงเพื่อเป็นแรงจูงใจให้กลุ่มเกษตรกรที่ใช้ยางรถยนต์หันมาใช้ไม้ฟืนเป็นเชื้อเพลิงโดยที่ต้นทุนค่าเชื้อเพลิงไม่ควรเกิน 800 บาท หรือจะดีมากหากสามารถออกแบบเตาเผาให้สามารถเผายางรถยนต์ได้โดยมีมลพิษต่ำซึ่งจะทำให้ลดต้นทุนด้านเชื้อเพลิงได้มากขึ้นไปอีก

ปริญญานิพนธ์นี้มุ่งเน้นศึกษาในเรื่องการพัฒนาเครื่องผลิตไอน้ำความดันต่ำสำหรับกระบวนการอบฆ่าเชื้อในโรงเรือนเพาะเห็ดฟางโดยใช้เตาแก๊สชีวมวลประสิทธิภาพสูง ซึ่งจะศึกษา

ทางด้านประสิทธิภาพทางความร้อน ประสิทธิภาพการเผาไหม้และการปลดปล่อยมลพิษ และวิเคราะห์ความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ เพื่อผลการศึกษาที่เกิดขึ้นจะเป็นประโยชน์แก่ชุมชนและผู้ที่จะนำข้อมูลนี้ไปศึกษาต่อไป

2. วัตถุประสงค์ของปริญญานิพนธ์

1. เพื่อออกแบบและสร้างเครื่องผลิตไอน้ำความดันต่ำที่ใช้เตาแก๊สชีวมวลประสิทธิภาพสูงสำหรับกระบวนการอบฆ่าเชื้อในโรงเรือนเพาะเห็ดฟาง
2. เพื่อศึกษาประสิทธิภาพทางความร้อนของเครื่องผลิตไอน้ำความดันต่ำ
3. เพื่อศึกษาประสิทธิภาพการเผาไหม้และการปลดปล่อยมลพิษจากเครื่องผลิตไอน้ำความดันต่ำ
4. เพื่อวิเคราะห์ความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ของเครื่องผลิตไอน้ำความดันต่ำ

3. ขอบเขตของปริญญานิพนธ์

1. ออกแบบและสร้างเครื่องผลิตไอน้ำความดันต่ำโดยใช้เตาแก๊สชีวมวลประสิทธิภาพสูงที่มีกำลังการผลิตไอน้ำไม่เกิน 120 กิโลกรัมต่อชั่วโมง สำหรับกระบวนการอบฆ่าเชื้อในโรงเรือนเพาะเห็ดฟางขนาดประมาณ 300 ลูกบาศก์เมตร
2. ศึกษาประสิทธิภาพทางความร้อนของเครื่องผลิตไอน้ำความดันต่ำ ที่ตำแหน่งวาล์วป้อนอากาศของเตาชีวมวล 0 เปอร์เซ็นต์, 50 เปอร์เซ็นต์ และ 100 เปอร์เซ็นต์
3. ศึกษาประสิทธิภาพการเผาไหม้และการปลดปล่อยมลพิษจากเตาชีวมวล ที่ตำแหน่งวาล์วป้อนอากาศ 0 เปอร์เซ็นต์, 50 เปอร์เซ็นต์ และ 100 เปอร์เซ็นต์ โดยการตรวจวัดค่า ออกซิเจน (O_2) คาร์บอนไดออกไซด์ (CO_2) คาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) ไนโตรเจนออกไซด์ (NO_x) และก๊าซซัลเฟอร์ไดออกไซด์ (SO_2)
4. เชื้อเพลิงที่ใช้กับเตาชีวมวลคือ กิ่งไม้ยูคาลิปตัส หรือชีวมวลอื่นที่หาได้ในท้องถิ่น
5. วิเคราะห์ความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ด้วยการประเมินระยะเวลาคืนทุน

4. ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1. สามารถนำเครื่องผลิตไอน้ำความดันต่ำที่ใช้เตาแก๊สชีวมวลประสิทธิภาพสูงไปใช้ในกระบวนการอบฆ่าเชื้อในโรงเรือนเพาะเห็ดฟางของชุมชนได้
2. ลดการปลดปล่อยมลพิษของเครื่องผลิตไอน้ำความดันต่ำ
3. ลดปริมาณการใช้เชื้อเพลิงในกระบวนการอบฆ่าเชื้อโรงเรือนเพาะเห็ดฟาง
4. เป็นฐานงานวิจัยสำหรับนำไปขยายผล สู่พื้นที่อื่นๆ

5. การทบทวนวรรณกรรมและสารสนเทศ (Information) ที่เกี่ยวข้อง

เครื่องผลิตไอน้ำที่กลุ่มเกษตรกรเพาะเห็ดฟางนิยมนำมาใช้งานในปัจจุบัน เช่น กลุ่มเกษตรกรในพื้นที่ตำบลโพธิ์แทน นิยมใช้เป็นเครื่องผลิตไอน้ำแบบดั้งเดิม ตามภาพประกอบ 3 ซึ่งมีการใช้งานดังนี้ เริ่มจาก การเติมน้ำเข้าถัง จนเกือบเต็มทุกถังและปิดวาล์ว ด้านล่าง และต่อท่อไอน้ำ ด้านบน และวางเชื้อเพลิงบนพื้นเตาและเป่าลมเข้าผสม ทำให้เกิดการเผาไหม้ และต้มน้ำให้เดือดกลายเป็นไอน้ำ ซึ่งเมื่อน้ำในถังใกล้หมด ก็ทำการหยุดบ่อนเชื้อเพลิง และเติมน้ำใหม่ การอบฆ่าเชื้อโรงเรือนเพาะเห็ดหนึ่งครั้ง จะทำการเติมน้ำ 2 ครั้งโดยประมาณ ส่วนเชื้อเพลิงที่ใช้ จะใช้ขี้เถ้า รถมขี้เถ้า ประมาณ 8 เส้นค่าใช้จ่าย 800 บาท หรือใช้ไม้ฟืนประมาณ 1 คันทอน มีค่าใช้จ่ายประมาณ 1,500 บาท



ภาพประกอบ 3 เครื่องผลิตไอน้ำแบบดั้งเดิมของกลุ่มเกษตรกร ตำบลโพธิ์แทน (ก) แบบที่ใช้ขี้เถ้า รถมขี้เถ้าเป็นเชื้อเพลิง (ข) ใช้ไม้ฟืนเป็นเชื้อเพลิง

กลุ่มเกษตรกร ตำบลหนองหมู อำเภอวิหารแดง จังหวัดสระบุรี พัฒนาต่อยอดให้เคลื่อนที่ได้ การทำงานเหมือนกับเครื่องผลิตไอน้ำของกลุ่มเกษตรกรตำบลโพธิ์แทน ตามภาพประกอบ 4



ภาพประกอบ 4 เครื่องผลิตไอน้ำแบบเคลื่อนที่ได้ ของกลุ่มเกษตรกร ตำบลหนองหมู

บริษัท ไอฟาร์ม คอร์ปอเรชั่น จำกัด ต่อยอดสู่เครื่องผลิตไอน้ำเพื่อจำหน่าย เรียกว่า สตริมเมอร์ ตามภาพประกอบ 5 ซึ่งเหมาะสำหรับโรงเรือนขนาดพื้นที่เพาะ 40 ตารางเมตร การใช้งานของเครื่อง เป็นการเผาไหม้เชื้อเพลิงภายในเตา และใช้เครื่องเป่าลมช่วยในการเผาไหม้ ในการต้มน้ำที่อยู่ภายในท่อ รอบๆ ผัสดอง และปล่อยไอน้ำทั้งทางปล่องไอน้ำ มีการเติมน้ำได้ต่อเนื่อง ขณะที่เครื่องผลิตไอน้ำทำงาน



ภาพประกอบ 5 เครื่องผลิตไอน้ำ รุ่นสตริมเมอร์

รูปแบบเครื่องผลิตไอน้ำสำหรับฟาร์มเห็ดของบริษัทเพชรพิจิตร

เตาผลิตไอน้ำ เพชรพิจิตร 1 ใช้ถังน้ำมัน 200 ลิตร 3 ใบ วางบนฐานอิฐมอญและก่ออิฐมอญล้อมรอบเพื่อป้องกันการสูญเสียความร้อนตามภาพประกอบ 6 บรรจุน้ำครั้งแรก 450 ลิตร เหมาะกับโรงเรือนขนาดเล็ก 4 x 8 เมตร พื้นที่เพาะ 40 ถึง 60 ตารางเมตร เติมน้ำได้ตลอดเวลา (ที่ละถัง) ไม่ทำให้ไอน้ำขาดตอน ท่อไอน้ำออกขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 2 นิ้ว ห้ามติดวาล์วสำหรับปิดและเปิด โดยเด็ดขาด (อาจจะเปิดได้) ช่องเติมน้ำไม่พ่นสูงจากพื้น 50 เซนติเมตร ปล่องไอน้ำติดตั้งระหว่าง ถังใบที่ 2 และ 3 ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ 25 ถึง 30 เซนติเมตร



ภาพประกอบ 6 เตาผลิตไอน้ำ เพชรพิจิตร 1

เตาผลิตไอน้ำ เพชรพิจิตร 2 รูปแบบคล้ายแบบที่ 1 เหมาะสำหรับโรงเรียนตั้งแต่ขนาดกลาง ถึงขนาดใหญ่ พื้นที่เพาะ 60 ตารางเมตรขึ้นไป ประหยัดไม้ฟืนมากกว่าแบบที่ 1 ใช้ถึงน้ำมัน 200 ลิตร 4 ไร่ ตามภาพประกอบ 7 ท่อไอน้ำออกขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 2 นิ้ว เต็มน้ำได้ตลอดเวลา ด้านหน้าก่อบิดด้วยอิฐมอญ ให้สามารถเปิดออกเปลี่ยนถังได้ หรือใช้แผ่นเหล็กปิดไว้ (สำหรับเปลี่ยนถัง) บรรจุน้ำครั้งแรกได้ 600 ลิตร ประสิทธิภาพสูงสุดเท่าที่เคยมีการออกแบบเตาลูกทุ่งที่มีมาใช้ทุนสร้าง 6,000 ถึง 8,000 บาท ท่อไอน้ำออกห้ามติดวาล์วสำหรับปิดและเปิดโดยเด็ดขาดเนื่องจากอันตรายมาก



ภาพประกอบ 7 เตาผลิตไอน้ำ เพชรพิจิตร 2

เตาผลิตไอน้ำ เพชรพิจิตร 3 สามารถเคลื่อนที่ได้ เหมาะสำหรับโรงเรียนขนาดเล็ก ใช้เหล็กแผ่นหนา 3 ถึง 5 มิลลิเมตร มีการสร้างเป็นท่อน้ำเพื่อรับความร้อน และที่เก็บซีเมนต์ตามภาพประกอบ 8 ใช้ทุนสร้างประมาณ 60,000 บาท บรรจุน้ำครั้งแรก 800 ลิตร ท่อไอน้ำออก ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 2 นิ้ว ห้ามตีควาล์วปิดและเปิด ปล่องให้ไอน้ำออกได้ตลอดเวลา ปล่องไอเสีย ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ 25 ถึง 30 เซนติเมตร



ภาพประกอบ 8 เตาผลิตไอน้ำ เพชรพิจิตร 3

เตาผลิตไอน้ำ เพชรพิจิตร 4 เป็นเตาที่มีประสิทธิภาพสูงที่สุดมีหลอดน้ำ หลอดไฟ และถังน้ำอุ่น ผลิตไอน้ำได้เร็วประหยัดเชื้อเพลิงใช้ได้กับโรงเรียนทุกขนาดและสามารถดัดแปลงเป็นเตาอบก่อนเชื้อเห็ดนางรมและเห็ดนางฟ้าได้ใช้ทุนสร้างประมาณ 80,000 บาทตามภาพประกอบ 9



ภาพประกอบ 9 เตาผลิตไอน้ำ เพชรพิจิตร 4

พ.ศ.2552 ลือพงษ์ ลือนามและคณะ [9] ออกแบบพัฒนาเตาผลิตไอน้ำสำหรับโรงเรือนเพาะเห็ดด้วยหลักการคาร์บอนในเซชันไม้ฟืนภายในเตาให้เกิดความร้อนสูงจนต้มน้ำเดือดกลายเป็นไอบบฆ่าเชื้อโรงเรือนเพาะเห็ดขนาด 36 ลูกบาศก์เมตร ด้วยอัตราการผลิตไอน้ำสูงสุด 22.5 ลิตรต่อชั่วโมง และอัตราการสิ้นเปลืองไม้ฟืน 58.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง อุณหภูมิภายในโรงเรือนสูงสุด 54 องศาเซลเซียส ประสิทธิภาพเชิงความร้อนค่อนข้างต่ำเพียง 10 เปอร์เซ็นต์ หลังจากกระบวนการอบฆ่าเชื้อโรงเรือนเพาะเห็ดจะได้น้ำส้มควันไม้ 2 ลิตรและถ่าน 41 กิโลกรัม ซึ่งเป็นผลพลอยได้จากการผลิตไอน้ำโดยใช้เวลาในการผลิตไอน้ำทั้งสิ้น 8 ชั่วโมง



ภาพประกอบ 10 เตาเผาถ่านผลิตไอน้ำและน้ำส้มควันไม้

พ.ศ.2553 จีราวรรณ หาญวัฒนกุล [10] ได้เรียบเรียงบทความเกี่ยวกับมลพิษทางอากาศที่เกิดจากควันยางรถยนต์เมื่อถูกเผาจะเกิดการลุกไหม้เกิดควันสีดำ เกิดก๊าซ และมีกลิ่นเหม็นซึ่งก๊าซและสารต่างๆที่เกิดขึ้นนั้นส่งผลกระทบต่อสุขภาพเมื่อสูดหายใจเข้าไปถูกผิวหนังหรือเข้าตา ส่วนก๊าซและควันที่เกิดขึ้นซึ่งมีรายละเอียดดังนี้ ก๊าซสไตรีนออกไซด์ (CH_2) ก๊าซคาร์บอนมอนนอกไซด์ (CO) ก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ (CO_2) ก๊าซไฮโดรเจนซัลไฟด์ (H_2S) มีกลิ่นเหม็นรุนแรงก๊าซซัลเฟอร์ไดออกไซด์ (SO_2) และเขม่าดำ เขม่าสีดำหรือผงสีดำที่เกิดขึ้นจะมีสิ่งก่อกวนอยู่ด้วย

พ.ศ.2554 พรประสิทธิ์ คงบุญและคณะ[7] ได้วิจัยการพัฒนาและสร้างเครื่องผลิตไอน้ำความดันต่ำที่มีประสิทธิภาพสูงสำหรับอุตสาหกรรมในครัวเรือนโดยหลักการทำงานของเครื่องผลิตไอน้ำดังกล่าวจะอาศัยการทำงานร่วมกันของการผลิตไอน้ำแบบท่อน้ำและแบบท่อไฟเพื่อเพิ่มพื้นที่ผิวรับความร้อนจากก๊าซร้อนที่เกิดจากการเผาไหม้มากที่สุดตัวเรือนจะทำงานที่ความดันบรรยากาศมีการเติมน้ำอย่างต่อเนื่องโดยอาศัยแรงโน้มถ่วงของโลกใช้ LPG เป็นแหล่งพลังงานความร้อนจากการทดสอบเครื่องผลิตไอน้ำความดันต่ำที่พัฒนาขึ้นพบว่าประสิทธิภาพสูงสุด ประมาณ 71.3 เปอร์เซ็นต์ เมื่อทำการศึกษาด้านต้นทุนการผลิตไอน้ำพบว่าต้นทุนรวมในการผลิตไอน้ำที่ได้มีค่าเท่ากับ 1.69 บาทต่อกิโลกรัม

พ.ศ.2556 สมมาส แก้วล้วน และคณะ[5] ได้ทำการศึกษาทดสอบและเปรียบเทียบสมรรถนะของเตาชีวมวลขนาด 20 กิโลวัตต์ที่ใช้ไม้ยูคาลิปตัสเป็นเชื้อเพลิงกับเตาแก๊สหุงต้มชนิดหัวแรงประสิทธิภาพต่ำ (KB-5) และประสิทธิภาพสูง (SG5) ที่ใช้แก๊สปิโตรเลียมเหลว (LPG) เป็นเชื้อเพลิง จากการทดสอบต้มระเหยน้ำ 15 กิโลกรัม ในเวลา 100 นาที โดยใช้เตาชีวมวลและเตาแก๊สหุงต้มชนิดหัวแรงประสิทธิภาพต่ำ (KB-5) และประสิทธิภาพสูง (SG5) ตามลำดับ ผลการทดสอบพบว่า เตาชีวมวลมีประสิทธิภาพทางความร้อนต่ำกว่าเตาแก๊สหุงต้มชนิดหัวแรงประสิทธิภาพต่ำ (KB-5) และต่ำกว่าเตาหุงต้มชนิดหัวแรงประสิทธิภาพสูง (SG5) ประมาณ 29 เปอร์เซ็นต์ และ 41 เปอร์เซ็นต์ ตามลำดับในขณะที่ค่าใช้จ่ายด้านเชื้อเพลิงต่ำกว่าเตาแก๊สหุงต้มชนิดหัวแรงประสิทธิภาพต่ำ (KB-5) และต่ำกว่าเตาแก๊สหุงต้มชนิดหัวแรงประสิทธิภาพสูง (SG5) ประมาณ 67 เปอร์เซ็นต์ และ 60 เปอร์เซ็นต์ ตามลำดับ เมื่อคิดราคาแก๊ส LPG ที่ 18 บาทต่อกิโลกรัม หากราคาแก๊ส LPG ปรับตัวเพิ่มขึ้นเป็น 30 บาทต่อกิโลกรัมจะส่งผลให้การใช้เตาชีวมวลมีค่าใช้จ่ายด้านเชื้อเพลิงต่ำกว่าการใช้เตาแก๊สหุงต้มทั้งสองแบบ 80 เปอร์เซ็นต์ และ 76 เปอร์เซ็นต์ ตามลำดับ ดังนั้นการนำเตาชีวมวลมาใช้แทนเตาแก๊สหุงต้มจึงสามารถลดต้นทุนค่าใช้จ่ายให้ครัวเรือนได้อย่างมากจึงเป็นทางเลือกหนึ่งที่มีความเหมาะสมในการนำเตาชีวมวลมาใช้เป็นเตาความร้อนสำหรับการประกอบอาหารในครัวเรือน หรือประกอบกิจการร้านอาหารขนาดเล็ก นอกจากนั้นการใช้เตาชีวมวลยังมีส่วนช่วยลดการปลดปล่อยก๊าซเรือนกระจกเมื่อเปรียบเทียบกับการใช้เตาแก๊สหุงต้มที่ใช้เชื้อเพลิงฟอสซิลเป็นเชื้อเพลิงอีกด้วย

พ.ศ. 2558 Tahseen และคณะ[1] ได้ทบทวนบทความที่เกี่ยวข้องกับคุณลักษณะของความร้อนและการไหลผ่านกลุ่มท่อที่มีครีปและไม่มีครีปในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนการจัดวางท่อแบบแถวเรียงสลับมีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงกว่ากรณีการจัดวางท่อแบบแถวเรียงใน

แนวเดียวกัน ในขณะที่การจัดวางท่อแบบแถวเรียงสลับมีค่าความดันตกคร่อมกลุ่มท่อสูงกว่ากรณีการจัดวางท่อแบบแถวเรียงในแนวเดียวกัน โดยการจัดวางท่อแบบแถวเรียงสลับนิยมใช้กับแก๊สร้อนที่สะอาดถ้าแก๊สร้อนสกปรกนิยมจัดวางท่อแบบแถวเรียงในแนวเดียวกันเพื่อความสะดวกในการทำความสะดวกท่อ

จากปัญหา 3 ประการ ในข้างต้นและการทบทวนวรรณกรรมทำให้ผู้ศึกษาประมวลความรู้ได้ดังนี้

1. การออกแบบและสร้างเตาผลิตไอน้ำจากหลักการเผาถ่านเพื่อผลิตไอน้ำสำหรับอบฆ่าเชื้อโรงเรือนเพาะเห็ดของอาจารย์ลือพงษ์ ลือนาม พบว่ายังมีข้อจำกัดที่ชุมชนหรือผู้ใช้งานเห็นว่ายังไม่เหมาะสม เช่น ขนาดของโรงเรือนที่เหมาะสมเป็นโรงเรือนที่เล็กและอุณหภูมิในโรงเรือนสูงสุด 54 องศาเซลเซียส

2. พรประสิทธิ์ คงบุญ และคณะ ได้ทำการพัฒนาเครื่องผลิตไอน้ำความดันต่ำสำหรับอุตสาหกรรมครัวเรือนซึ่งมีการนำระบบท่อเข้ามาแลกเปลี่ยนความร้อนในภาชนะปิดทำให้เกิดประสิทธิภาพทางความร้อนสูงแต่ใช้ LPG เป็นแหล่งพลังงานความร้อนทำให้ต้นทุนการผลิตไอน้ำสูง

3. สมมาส แก้วล้วน และคณะ ทดสอบสมรรถนะของเตาชีวมวลขนาด 20 กิโลวัตต์ การนำเตาชีวมวลมาใช้แทนเตาแก๊สหุงต้มสามารถลดต้นทุนค่าใช้จ่ายให้ครัวเรือนได้อย่างมากและการใช้เตาชีวมวลยังมีส่วนช่วยลดการปลดปล่อยก๊าซเรือนกระจกเมื่อเปรียบเทียบกับการใช้เตาแก๊สหุงต้มที่ใช้เชื้อเพลิงฟอสซิลเป็นเชื้อเพลิง

4. ส่วนอีกด้านหนึ่งก็คิดว่าสำคัญไม่ต่างกัน คือ ความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ของเครื่องผลิตไอน้ำความดันต่ำ จากการศึกษาพบว่าโดยส่วนใหญ่มีการอบโรงเรือนประมาณเดือนละ 1 ครั้งต่อโรงเรือนหรือ 12 ครั้งต่อปีต่อโรงเรือนและไม่พบการเคลื่อนย้ายเตาผลิตไอน้ำของชาวบ้าน

จากประเด็นข้างต้นประกอบกับชาวชุมชนมีความต้องการใช้เชื้อเพลิงที่เป็นไม้ฟืนที่หาได้ในท้องถิ่นเป็นเหตุให้เกิดการศึกษาและวิจัยในปริญญานิพนธ์ การพัฒนาเครื่องผลิตไอน้ำความดันต่ำสำหรับกระบวนการอบฆ่าเชื้อในโรงเรือนเพาะเห็ดฟางโดยใช้เตาแก๊สชีวมวลประสิทธิภาพสูงฉบับนี้

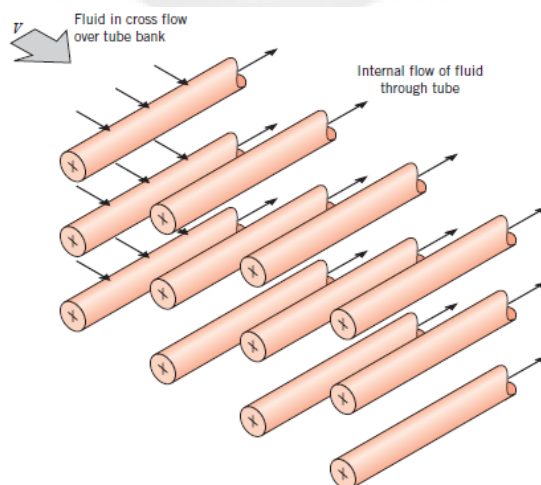
บทที่ 2

ทฤษฎี

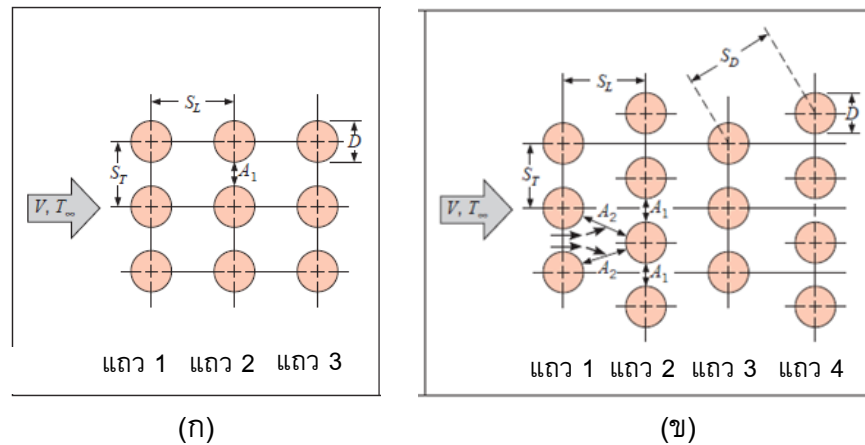
การต้มน้ำให้กลายเป็นไอน้ำความดันต่ำโดยใช้ความร้อนจากการเผาไหม้เชื้อเพลิงเป็นแก๊สร้อนไปแลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำภายในชุดกลุ่มท่อให้น้ำเปลี่ยนสถานะเป็นไอน้ำซึ่งแนวคิดในการออกแบบใช้ระบบแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ (Shell and Tube) โดยเลือกแบบหนึ่งเปลือก (One shell) และหนึ่งท่อ (One tube) โดยกำหนดให้มีการไหลของแก๊สร้อนภายในเปลือกไหลในแนวขวางกับกลุ่มท่อ (Tube bank) และมีทิศทางการไหลสวนทางกับทิศทางการไหลของน้ำที่ไหลเข้ากลุ่มท่อด้านหนึ่งและไหลออกจากกลุ่มท่อในรูปแบบของไอน้ำอัดตัว ซึ่งแก๊สร้อนนี้เกิดจากการเผาไหม้เชื้อเพลิงไม่พินด้วยเตาชีวมวล (Gasified stove) ซึ่งมีการประยุกต์ใช้หลักการคำนวณการแลกเปลี่ยนความร้อน ดังต่อไปนี้

1. การไหลผ่านท่อหลายชั้น (Flow across banks of tubes)

การถ่ายเทความร้อนเข้าสู่หรือออกจากชั้นท่อในแนวขวางใช้มากในระบบทางวิศวกรรม เช่นการผลิตไอน้ำในหม้อน้ำหรือในคอยล์เย็นของเครื่องปรับอากาศลักษณะการไหลผ่านท่อแสดงในภาพประกอบ 11 โดยที่ของไหลชนิดหนึ่งไหลภายในท่อในขณะที่ของไหลอีกชนิดหนึ่งที่อุณหภูมิต่างกันไหลในทางขวางไหลตัดภายนอกท่อ การจัดแถวท่อทำได้เป็น 2 แบบ คือ แบบวางในแนวเดียวกัน (Aligned) และแบบวางสลับหรือเยื้องกัน (Staggered) ในแนวทิศทางการไหลของของไหล V ตามภาพประกอบ 12 ซึ่งมีรูปทรงลักษณะตามเส้นผ่านศูนย์กลาง D ระยะในแนวตั้งระหว่างจุดศูนย์กลางของท่อ 2 ท่อ (Transverse pitch) S_T , ระยะในแนวนอนระหว่างจุดศูนย์กลางท่อ 2 ท่อ (Longitudinal pitch) S_L และระยะในแนวทแยง (Diagonal pitch) S_D



ภาพประกอบ 11 ลักษณะการไหลผ่านท่อหลายชั้น [1]



ภาพประกอบ 12 ลักษณะการจัดวางท่อหลายชั้น (ก) แบบวางในแนวเดียวกัน (ข) แบบวางเยื้องกัน [1]

ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน (h) ซึ่งเกี่ยวข้องกับท่อนี้คำนวณหาตามตำแหน่งของมัน ในชั้นท่อค่า h สำหรับท่อในแถวแรกประมาณว่าเท่ากับการไหลผ่านท่อเดี่ยว ส่วนค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน (h) ที่มากขึ้นนั้นเกี่ยวข้องกับท่อต่างๆของแถวหลังๆ ท่อ 2 ถึง 3 แถวแรกกระทำให้เกิดมีเทอร์บูเลนซ์ขึ้นทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน (h) แถวหลังๆ เพิ่มขึ้น อย่างไรก็ตามเงื่อนไขต่างๆของการถ่ายเทความร้อนเสถียร จนกระทั่งมีการเปลี่ยนแปลงเล็กน้อยเกิดขึ้นในค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ย ($\bar{h}$) สำหรับท่อหลังแถวที่ 4 และ 5 โดยทั่วไปเราสนใจค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ย ($\bar{h}$) สำหรับท่อทั้งระบบมากกว่า

$$Re_{D,\max} = \frac{\rho V_{\max} D}{\mu} \quad (2.1)$$

ค่า $Re_{D,\max}$ สำหรับสมการที่กล่าวมาแล้วถือตามค่าความเร็วสูงสุด $V_{\max}$ ที่เกิดขึ้นในท่อหลายชั้นสำหรับการจัดวางท่อในแนวเดียวกัน (Aligned arrangement) $V_{\max}$ เกิดที่ระนาบขวาง A_1 ตามภาพประกอบ 12 (ก) และมีค่า

$$V_{\max} = \frac{S_T}{S_T - D} V \quad (2.2)$$

สำหรับการจัดวางแบบเยื้องกัน (Staggered) ค่า $V_{\max}$ อาจเกิดที่ระนาบขวาง A_1 เหมือนแบบวางแนวเดียวกันก็ได้หรืออาจจะเกิดที่ระนาบทแยง A_2 ตามภาพประกอบ 12 (ข) ก็ได้และ $V_{\max}$ เกิดที่ A_2

ถ้า

$$S_D = \left[S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2} \right)^2 \right]^{1/2} < \frac{S_T + D}{2} \quad (2.3)$$

กรณีนี้จะได้ $V_{\max}$ ในรูป

$$V_{\max} = \frac{S_T}{2(S_D - D)} V \quad (2.4)$$

เมื่อเร็ว ๆ นี้ Zukauskas ได้เสนอสหพันธ์เป็น

$$\overline{Nu}_D = C_1 Re_{D,\max}^m Pr^{0.36} \left(\frac{Pr_\infty}{Pr_s} \right)^{1/4} \quad (2.5)$$

สำหรับ

$$N_L \geq 20$$

$$0.7 < Pr < 500$$

$$1000 < Re_{D,\max} < 2 \times 10^6$$

โดยที่ค่าคุณสมบัติทั้งหมด (ยกเว้น Pr_s) คือค่าเฉลี่ยของอุณหภูมิทางเข้าและทางออก ส่วนค่าคงที่ C_1 และ m กำหนดไว้ในตารางที่ 1 เหตุที่ต้องคิดคุณสมบัติของไหลที่ค่าเฉลี่ยของอุณหภูมิทางเข้า ($T_i = T_\infty$) และอุณหภูมิทางออก (T_o) เนื่องจากความจริงที่ว่าอุณหภูมิของไหลจะลดลงเนื่องจากการถ่ายเทความร้อนเข้าสู่ท่อหรือจะเพิ่มขึ้นเนื่องจากการถ่ายเทความร้อนออกจากท่อ ดังนั้นถ้าการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของไหล ($T_i - T_o$) สูงมากเมื่อคิดคุณสมบัติที่อุณหภูมิทางเข้า แล้วย่อมมีความผิดพลาดของผลลัพธ์สูง ถ้า $N_L < 20$ จำเป็นต้องใช้ตัวประกอบแก้ไข (Correction factor) เข้าช่วย นั่นคือ

ตาราง 1 ค่าคงที่ของสมการ (2.5) สำหรับการไหลผ่านท่อหลายชั้น [1]

รูปแบบการจัดวาง	$Re_{D,\max}$	C_1	m
แนวเดียวกัน	$10 - 20^2$	0.80	0.40
เยื้องกัน	$10 - 20^2$	0.90	0.40
แนวเดียวกัน	$10^2 - 10^3$	ประมาณว่าเป็นทรงกระบอกกลมเดี่ยว (แยกกัน)	
เยื้องกัน	$10^2 - 10^3$		
แนวเดียวกัน	$10^3 - 2 \times 10^5$	0.27	0.63
$(S_T/S_L < 0.7)^*$			
เยื้องกัน	$10^3 - 2 \times 10^5$	$0.35(S_T/S_L)^{1/5}$	0.60
$(S_T/S_L < 2)$			
เยื้องกัน	$10^3 - 2 \times 10^5$	0.40	0.60
$(S_T/S_L > 2)$			
แนวเดียวกัน	$2 \times 10^5 - 2 \times 10^6$	0.021	0.84
เยื้องกัน	$2 \times 10^5 - 2 \times 10^6$	0.022	0.84

*สำหรับ $S_T/S_L > 0.7$ การถ่ายเทความร้อนไม่เพียงพอและท่อแบบแนวเดียวกันไม่ควรใช้

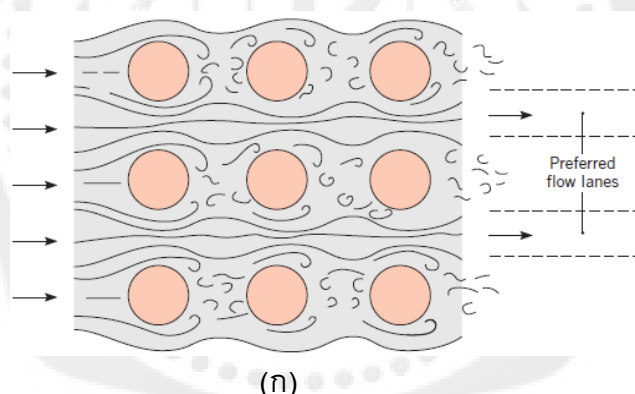
$$\overline{Nu}_{D|(N_L < 20)} = C_2 \overline{Nu}_{D|(N_L \geq 20)} \quad (2.6)$$

โดยที่ C_2 กำหนดไว้ในตารางที่ 2

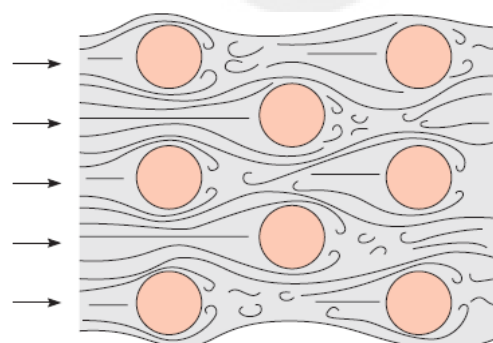
ตาราง 2 ค่าตัวประกอบแก้ไข C_2 ของสมการ (2.6) สำหรับ $N_L < 20$ ($Re_{D,\max} > 10^3$) [1]

N_L	1	2	3	4	5	7	10	13	16
แนวเดียวกัน	0.70	0.80	0.86	0.90	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99
เยื้องกัน	0.64	0.76	0.84	0.89	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99

การไหลรอบ ๆ ท่อในแถวแรกของกลุ่มท่อจะเหมือนกับการไหลตัดผ่านท่อทรงกระบอกเดี่ยวอย่างไรก็ตามสำหรับแถวต่อมาการไหลขึ้นอยู่กับการจัดกลุ่มท่อเป็นอย่างมากตามภาพประกอบ 12 กลุ่มท่อแบบวางแนวเดียวกันที่อยู่หลังแถวแรกจะอยู่ในการไหลวนอย่างปั่นป่วนของท่อที่อยู่ข้างหน้าและสำหรับค่าพารามิเตอร์ของ S_L นั้นค่า h ที่เกี่ยวข้องกับแถวด้านหลังท่อจะมีค่าสูงเนื่องจากการช่วยโดยความปั่นป่วนของการไหล ตัวอย่างเช่น ค่า h ของแถวหนึ่งจะเพิ่มตามการเพิ่มจำนวนแถวจนกระทั่งประมาณแถวที่ 5 หลังจากนั้นจะมีการเปลี่ยนแปลงเล็กน้อยในความปั่นป่วนและสัมประสิทธิ์การพา อย่างไรก็ตามสำหรับค่า S_L น้อยๆแถวข้างหน้าจะมีผลกันต่อแถวหลังจากกระแสการไหลมากและมีผลกระทบต่อการถ่ายเทความร้อนนั้นคือทางเดินของการไหลจะอยู่ในช่องระหว่างท่อและผิวท่อส่วนมากไม่สัมผัสกับการไหลหลักด้วยเหตุผลนี้การจัดกรากลุ่มท่อแบบแนวเดียวกันโดยที่ $S_T/S_L > 0.7$ (ตารางที่ 1) จึงไม่เป็นที่ต้องการสำหรับการจัดแบบเยื้องหรือสลับกันทางเดินของการไหลหลักวนเวียนคดเคี้ยวและส่วนมากของพื้นที่ผิวของแนวท่อด้านหลังจะยังคงอยู่ในทางเดินนี้ โดยทั่วไปการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนมักนิยมทำโดยกำหนดให้การไหลเป็นแบบคดเคี้ยวตามการจัดวางท่อแบบเยื้องกันหรือสลับกัน Staggered โดยเฉพาะอย่างยิ่งสำหรับค่าเรโนลด์ส์ต่ำๆ ($Re_D < 100$)



(ก)



(ข)

ภาพประกอบ 13 สภาวะการไหลของท่อแบบ (ก) แนวเดียวกัน (ข) สลับกันหรือเยื้องกัน [1]

สำหรับการไหลผ่านทรงกระบอกกลม สมการเอมไพริกัลของ Hilpert ถูกใช้อย่างแพร่หลายคือ

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h}D}{k} \quad (2.7)$$

สำหรับการไหลภายในท่อกลมที่มีลักษณะฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ การไหลแบบลามินาร์ที่ปรับตัวเต็มที่แล้วค่าตัวเลขที่นัมเบอร์จะคงที่ไม่ขึ้นกับ Re_D, Pr และตำแหน่งตามแนวแกน x

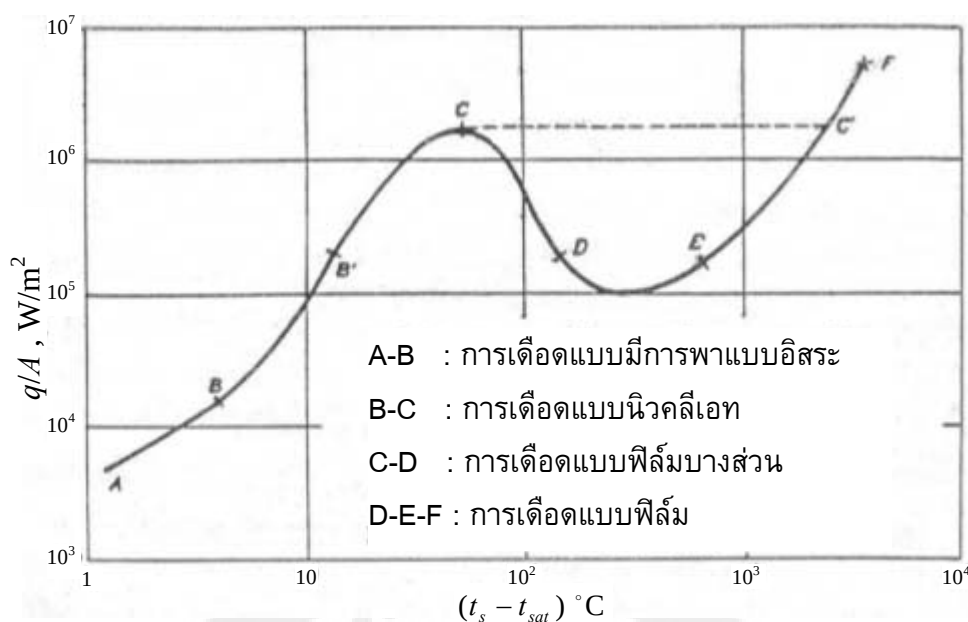
$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h}D}{k} = 4.36 \quad \text{สำหรับ } q_s'' \text{ คงที่} \quad (2.8)$$

2. การถ่ายเทความร้อนระหว่างการเดือดของของเหลว

กระบวนการเดือดอาจเกิดขึ้นได้ที่ภาวะต่างๆ กัน เช่น เมื่อผิวที่ร้อนจมอยู่ในของเหลวที่อยู่หนึ่ง ความร้อนจะถ่ายเทให้กับของเหลวโดยการพาแบบอิสระ และการปั่นป่วนของฟองกระบวนการดังกล่าวเรียกว่า การเดือดแบบของไหลอยู่หนึ่ง (Pool boiling) ซึ่งตรงกันข้ามกับการเดือดซึ่งอาจเกิดขึ้นพร้อมๆ กับการไหลของของไหลซึ่งเกิดจากความแตกต่างของความดันเนื่องจากแรงภายนอกที่เรียกว่าการเดือดแบบที่มีการพาแบบบังคับ

2.1 การเดือดแบบของไหลอยู่หนึ่ง

ที่ความดันบรรยากาศที่อยู่เหนือของเหลวที่อยู่หนึ่งซึ่งได้รับความร้อนทางด้านล่างด้วยผิวในแนวระดับการเดือดจะเป็นแบบของไหลอยู่หนึ่งเย็นยวดยิ่ง (Subcooled pool boiling) ถ้าอุณหภูมิของของเหลวทั้งหมดต่ำกว่าอุณหภูมิอิ่มตัวที่ความดันที่กำหนดฟองที่เกิดขึ้นจะลอยตัวสูงขึ้นและควบแน่นกลับไปเป็นของเหลวอีกครั้งหนึ่งไอที่เกิดขึ้นทั้งหมดจะเกิดจากการกลายเป็นไอที่ผิวอิสระเมื่อให้ความร้อนต่อไปอีกจะทำให้อุณหภูมิของของเหลวสูงขึ้นและสูงกว่าอุณหภูมิอิ่มตัวเล็กน้อย เราเรียกภาวะนี้ว่า การเดือดแบบของไหลอยู่หนึ่งอิ่มตัว (Saturated pool boiling) โดยทั่วไปแล้วฟลักซ์ของความร้อนที่ผ่านผิวร้อนระหว่างการเดือดแบบของไหลอยู่หนึ่งอิ่มตัวจะเป็นฟังก์ชันเชิงซ้อนของอุณหภูมิที่เพิ่ม $t_s - t_{sat}$ ภาพประกอบ 14 จะแสดงถึงการแปรผันของฟลักซ์ของความร้อนไปกับ $\Delta t = t_s - t_{sat}$ ของน้ำที่ความดันบรรยากาศ



ภาพประกอบ 14 เส้นโค้งแสดงการเดือดของน้ำ [11]

ภาพประกอบ 14 แสดงรูปแบบ ของการเดือดแบบที่ไหลอยู่หนึ่งซึ่งมีกลไกทางฟิสิกส์ ต่างๆ กันถ้าเรานิยามให้สัมประสิทธิ์ของการถ่ายเทความร้อนโดยการเดือดอยู่บนฐานของ อุณหภูมิอิ่มตัวถึงอุณหภูมิที่ผิวแล้ว เราจะเขียนสมการของฟลักซ์ความร้อนได้ดังนี้

$$\frac{q}{A} = h(t_s - t_{sat}) = h\Delta t \quad (2.9)$$

นั่นคือ $\frac{q}{A}$ ไม่เพียงแต่จะขึ้นอยู่กับ Δt โดยตรงเท่านั้น มันยังขึ้นอยู่กับค่าที่ h แปรไป ตาม Δt ได้อย่างไรอีกด้วย ในช่วงของ Δt ต่ำๆ (ประมาณ 5 องศาเซลเซียส) ซึ่งก็คือ บริเวณ A-B ตามภาพประกอบ 14 จะไม่มีฟองเกิดขึ้นแม้ว่าของเหลวจะร้อนยิ่งยวดก็ตาม ความร้อนจะถ่ายเท จากผิวร้อนไปยังของเหลวโดยการพาแบบบิสระไอที่เกิดขึ้นทั้งหมดจะเกิดจากการกลายเป็นไอที่ผิว ของเหลวในรูปแบบนี้ (เรียกว่าการเดือดแบบที่มีการพาแบบบิสระ) ค่าของ h จะแปรผันโดยตรงกับ $(\Delta t)^{1/4}$ ดังนั้น $\frac{q}{A}$ จึงแปรผันตาม $(\Delta t)^{5/4}$ สังเกตได้ว่าขนาดของฟลักซ์ของความร้อนจะมากกว่าที่ เกิดขึ้นในการพาแบบบิสระที่ไม่มีการเปลี่ยนสถานะ เมื่อ Δt เพิ่มขึ้นทำให้กระบวนการเข้าสู่รูปแบบ (regime) ของการเดือดแบบนิวคลีเอท (Nucleate boiling) ซึ่งแสดงด้วยบริเวณ B-C ตาม ภาพประกอบ 14 ในบริเวณนี้ (Δt มีค่าถึง 50 องศาเซลเซียส) จะมีฟองปรากฏขึ้นที่ผิวร้อนโดยตอน เริ่มต้นจะมีขนาดเล็กๆ ต่อเมื่อ Δt เพิ่มขึ้น ขนาดของฟองก็จะโตขึ้น ในตอนปลายบริเวณ B-C ฟอง จะออกจากผิวและอาจควบแน่นกลับไปรวมกับของเหลวได้อีก เมื่อเพิ่ม Δt ต่อไปอีก ฟองจะลอยขึ้น

ทุกทิศทางไปยังผิวของเหลวเพื่อปล่อยไ้ออกไป การเคลื่อนที่ของฟองทำให้ของเหลวที่อยู่ใกล้กับผิวร้อนมีความปั่นป่วนและทำให้ฟลักซ์ของความร้อนเพิ่มขึ้นประมาณ $(\Delta t)^3$ ถึง $(\Delta t)^4$ เนื่องจากสถานะของเหลวเป็นตัวนำที่ดีกว่าสถานะไอ การถ่ายเทความร้อนทั้งหมดในการเดือดแบบนิวคลีเอทซึ่งเกิดจากผิวร้อนไปยังของเหลวและจากของเหลวไปยังไอของฟองมากกว่าที่เกิดจากผิวไปยังไอโดยตรง ในที่สุดเมื่อ Δt เพิ่มขึ้นอีกจะมีฟองเกิดขึ้นมากมายและติดต่อกันจนทำให้บริเวณผิวร้อนปกคลุมไปด้วยไอและยับยั้งการเคลื่อนที่ของของเหลวใกล้กับผิว ดังนั้นการเพิ่มขึ้น $\frac{q}{A}$ จึงเป็นไปอย่างช้าๆ ดังแสดงด้วยจุด B' ในตามภาพประกอบ 14 จนกระทั่งถึงจุดสูงสุดอันเป็นขีดจำกัดของรูปแบบของการเดือดแบบนิวคลีเอท จุด C นี้มีชื่อเรียกว่า จุดที่ฟลักซ์ของความร้อนสูงสุด (จุดที่ฟลักซ์ของความร้อนมีค่าวิกฤติ)

เมื่อเพิ่ม Δt ต่อไปอีกก็จะเข้าสู่รูปแบบของการเดือดแบบที่มีการเปลี่ยน (Transition boiling) หรือ การเดือดแบบฟิล์มบางส่วน ซึ่งแสดงด้วยบริเวณ C-D ตามภาพประกอบ 14 ที่จุดใด ๆ บนผิวจะเกิดภาวะไม่เสถียรขึ้นโดยกระบวนการจะกลับไปกลับมาระหว่างการเดือดแบบนิวคลีเอทและแบบฟิล์มโดยผิวจะมีฟิล์มของไอบกคลุมอยู่ ในที่สุดรูปแบบจะเป็นการเดือดแบบฟิล์มที่มีความเสถียรดังแสดงด้วยบริเวณ D-E-F ในภาพประกอบ 14 โดยผิวร้อนจะปกคลุมไปด้วยไทั้งหมด ความร้อนจะถ่ายเทโดยการนำผ่านไไปยังของเหลว เนื่องจากไเป็นตัวนำความร้อนที่เร็วกว่าของเหลวฟลักซ์ของความร้อนในบริเวณของการเดือดแบบฟิล์ม D-E จึงมีค่าน้อยกว่าค่าฟลักซ์ความร้อนวิกฤติ ถ้าเพิ่ม Δt จนสูงกว่า 150 องศาเซลเซียส ค่า $\frac{q}{A}$ จะสูงขึ้นอีกครั้งหนึ่งเนื่องจากการแลกเปลี่ยนความร้อนโดยการแผ่รังสี ในที่สุดก็จะถึงจุดที่ผิวละลายซึ่งก็คือจุด F

จากการวิเคราะห์ที่ผ่านมาได้สมมติให้อุณหภูมิของผิวร้อนมีค่าคงที่เฉพาะค่าหนึ่ง ในขณะที่ Δt เปรียบเสมือนเป็นตัวแปรอิสระ ดังนั้นภายใต้การเลือกค่า Δt ที่เหมาะสม เราอาจสร้างอุปกรณ์ที่ทำงานที่จุด C ได้ อย่างไรก็ตามในการประยุกต์ใช้งานเป็นส่วนใหญ่มักจะให้ฟลักซ์ของความร้อนเป็นตัวแปรอิสระ (เช่น การให้ความร้อนด้วยขดลวดความร้อนโดยไฟฟ้าหรือหม้อน้ำที่มีอัตราการผลิตคงที่โดยได้รับความร้อนจากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง) และอุณหภูมิที่ผิวสมมุติให้ไปกันได้กับค่าของ $\frac{q}{A}$ ดังนั้น จุดสมดุลจะเกิดขึ้นตามเส้น A-B-C หรือ D-E-F เท่านั้น และถ้าเราเลือก

ให้ระบบทำงานใกล้กับจุด C แล้วเมื่อเพิ่ม $\frac{q}{A}$ เพียงเล็กน้อย จะทำให้ระบบทำงานด้วยรูปแบบของการเดือดแบบฟิล์ม เช่น ที่จุด C' อันทำให้อุณหภูมิของผิวเพิ่มขึ้นและก่อให้เกิดปัญหาในการออกแบบขึ้นได้เนื่องจากจุด C' เข้าใกล้จุดหลอมละลายของผิวนั่นเอง

สหสัมพันธ์ทำงานสำหรับการเดือดแบบที่ไหลหยุดนิ่ง

จากการวิเคราะห์ที่ผ่านมาแสดงให้เห็นว่าการถ่ายเทความร้อนโดยการเดือดมีความยุ่งยากเพียงใด ดังนั้นจึงต้องใช้ทั้งวิธีการเชิงคณิตศาสตร์และเชิงเอมไพริกัลในการศึกษาปัญหาของการเดือดข้อมูลที่ได้ดังต่อไปนี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาที่ผ่านมาในอดีต

การเดือดแบบนิวคลีเอทในของไหลที่อยู่นิ่ง

ในการเดือดแบบนี้จะมีสหสัมพันธ์ที่เสนอโดย Rohsenow (1952) ดังนี้

$$\frac{q}{A} = \mu_l h_{fg} \left[\frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right]^{1/2} \left[\frac{C_{pl} \Delta t}{C_{sf} h_{fg} Pr_l^s} \right]^3 \quad (2.10)$$

โดยที่

$s = 1.0$ สำหรับน้ำ

$s = 1.7$ สำหรับของเหลวอื่นๆ

และคุณสมบัติทั้งหมดหาได้ที่ t_{sat} ในสมการ 2.10 ซับสคริปต์ l หมายถึงคุณสมบัติทางฟิสิกส์ของของเหลวอิ่มตัว และ v เป็นของไออิ่มตัว h_{fg} เป็นความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอ σ เป็นแรงตึงผิวที่ผิวร่วมของเหลวและไอ g เป็นอัตราเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วง g_c เป็นค่าคงที่ C_{sf} เป็นค่าที่ได้จากการทดลองซึ่งขึ้นอยู่กับส่วนประกอบและความหยาบของผิวและการทำให้ผิวเปียกได้ อย่างไรก็ตามจะหาได้จากตารางที่ 3

สำหรับน้ำค่าของแรงตึงผิวจะหาได้จากสมการ

$$\sigma = 0.2358 \left(1 - \frac{T}{647.15} \right)^{1.256} \left[1 - 0.625 \left(1 - \frac{T}{647.15} \right) \right] \quad (2.11)$$

โดยที่ T เป็น อุณหภูมิสมบูรณ์ (องศาเคลวิน)

สำหรับฟลักซ์ของความร้อนสูงสุดซึ่งเป็นปริมาณที่สำคัญที่สุดจะคาดคะเนได้จากสหสัมพันธ์ของ Zuber (1958)

$$\left(\frac{q}{A} \right)_{\max} = \frac{\pi}{24} h_{fg} \rho_v \left[\frac{\sigma g (\rho_l - \rho_v)}{\rho_v^2} \right]^{1/4} \left(1 + \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{1/2} \quad (2.12)$$

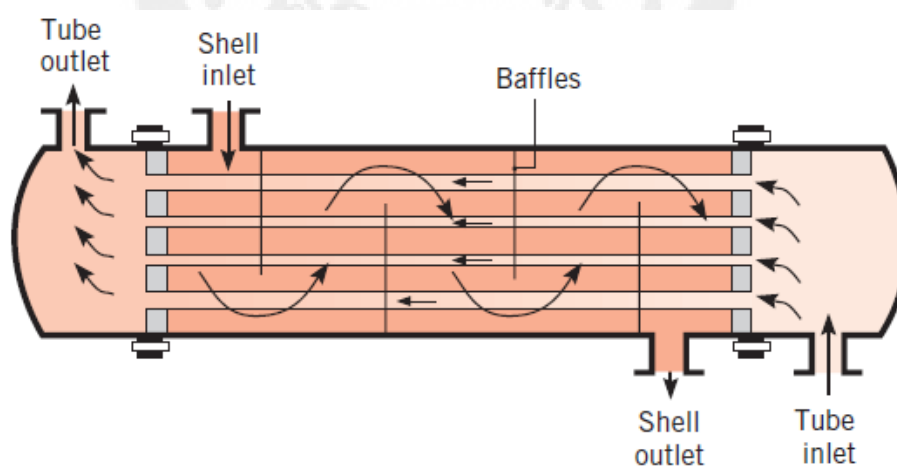
โดยตัวแปรในสมการ 2.12 จะเหมือนกับสมการ 2.10

ตาราง 3 ค่าของ C_{sf} สำหรับน้ำและผิวต่างๆ [11]

ผิว	C_{sf}
ทองเหลือง	0.0060
ทองแดง-ขัดมัน	0.0130
ทองแดง-มีรอยขีดข่วน	0.0068
พลาตินัม	0.0130
เหล็กกล้าไร้สนิม	0.0130
ที่กัดด้วยสารเคมี	0.0133
ที่เจียรไนและขัดมัน	0.0080
ที่ขัดมันเชิงกล	0.0132
ที่เคลือบด้วยเทฟลอน	0.0058

3. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ (Shell and tube)

รูปแบบที่นิยมสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อแสดงในภาพประกอบ 15 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนี้ประกอบด้วยจำนวนชั้นของแถวท่อเล็กๆ (Tubes) ซึ่งตรึงไว้อย่างแน่นที่ปลายทั้งสองข้างในแผ่นท่อซึ่งเป็นแผ่นเจาะรูขนาดใหญ่เพื่อยึดท่อไว้โดยการเชื่อม ชั้นท่อเล็กๆทั้งหมดได้วางไว้ในเปลือกท่อใหญ่ที่ปิดมิดชิดเพื่อขึ้นรูปเป็น 2 ช่องใหญ่สำหรับการไหลของไหลร้อนและของไหลเย็น



ภาพประกอบ 15 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อด้วยการไหลผ่านหนึ่งเปลือก (One shell) และหนึ่งท่อ (One tube) ที่มีการไหลสวนทางและตั้งฉากกัน [1]

สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (Overall heat transfer coefficient) นิยามอยู่ในเทอมของความต้านทานความร้อนต่อการถ่ายเทความร้อนระหว่างของไหล 2 ชนิด สัมประสิทธิ์นี้หาได้โดยการรวมความต้านทานการนำความร้อนและการพาความร้อนระหว่างของไหลที่ถูกแยกโดยระนาบหลายชั้นและผนังทรงกระบอกต่างๆเข้าด้วยกันและผลลัพธ์เหล่านี้ใช้ได้เฉพาะกรณีผิวสะอาดไม่มีครีบท่อนั้น

ระหว่างการใช้งานเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนตามปกติพื้นผิวของม้วนย่อมต้องสกปรกเนื่องจากสิ่งที่เป็นของไหล สนิม หรือปฏิกิริยาต่างๆ ระหว่างของไหลและวัสดุผนัง เป็นผลให้เกิดตะกอนหรือคราบสกปรกบางๆ บนผิว ซึ่งสามารถเพิ่มความต้านทานต่อการถ่ายเทความร้อนระหว่างของไหลทั้งสองผลนี้สามารถแก้ไขโดยใส่ค่าความต้านทานเพิ่มเติมเรียกว่า ฟาวลิงแฟคเตอร์ (Fouling factor, R_f) ค่านี้จะขึ้นอยู่กับอุณหภูมิทำงาน ความเร็วของไหล และระยะการบำรุงรักษาเครื่องตามตาราง 4

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o}$$

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R_{f,i}}{A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi kL} + \frac{R_{f,o}}{A_o} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (2.13)$$

โดยตัวห้อย i และ o หมายถึงผิวท่อภายในและภายนอกตามลำดับ ($A_i = \pi D_i L, A_o = \pi D_o L$)

ตาราง 4 ค่าของฟาวลิงแฟคเตอร์ [1]

ของไหล	$R_f (m^2 \cdot K/W)$
น้ำทะเลและน้ำป้อนหม้อน้ำที่กรองแล้ว (<50°C)	0.0001
น้ำทะเลและน้ำป้อนหม้อน้ำที่กรองแล้ว (<50°C)	0.0002
น้ำตามแม่น้ำ (<50°C)	0.0002 – 0.0001
น้ำมันเชื้อเพลิง	0.0009
น้ำยาทำความเย็น	0.0002
ไอน้ำ (ไม่มีไอน้ำมัน)	0.0001

3.1 การวิเคราะห์อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยวิธี Effectiveness-NTU

แนวความคิดของการแลกเปลี่ยนความร้อน “effectiveness” ซึ่งเกี่ยวข้องกับ “NTU” (Number of Transfer Units) นำมาใช้ครั้งแรกโดยนัสเซิลท์ (Nusselt) และปรับปรุงโดย Kays

และ London ค่า effectiveness (ε) ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนิยามเป็นอัตราส่วนของความร้อนที่ถูกถ่ายเทจริงโดยเครื่องแลกเปลี่ยนต่อความร้อนที่ควรจะถูกถ่ายเทเป็นไปได้สูงสุด

$$\text{Effectiveness} = \varepsilon \equiv \frac{q}{q_{\max}} \quad (2.14)$$

โดยที่การถ่ายเทความร้อนจริง (q) หาได้จากการสมดุลพลังงานกระแสของไหลร้อนหรือกระแสของไหลเย็นก็ได้ : $q = \dot{m}_c c_{pc}(T_{co} - T_{ci}) = \dot{m}_h c_{ph}(T_{hi} - T_{ho})$ ส่วนค่าการถ่ายเทความร้อนสูงสุดที่ควรจะเป็น ($q_{\max}$) ซึ่งถูกจำกัดโดยกระแสของไหลที่มีอัตราความจุความร้อนน้อยที่สุด นั่นคือ

$$q_{\max} = \dot{m}_c c_{pc}(T_{hi} - T_{ci}) \quad \text{เมื่อ } \dot{m}_c c_{pc} < \dot{m}_h c_{ph}$$

$$\text{หรือ} \quad q_{\max} = \dot{m}_h c_{ph}(T_{hi} - T_{ci}) \quad \text{เมื่อ } \dot{m}_c c_{pc} > \dot{m}_h c_{ph}$$

$$\text{ดังนั้น} \quad \varepsilon = (T_{co} - T_{ci}) / (T_{hi} - T_{ci}) \quad \text{ถ้า } \dot{m}_c c_{pc} < \dot{m}_h c_{ph} \quad (2.14a)$$

$$\text{หรือ} \quad \varepsilon = (T_{hi} - T_{ho}) / (T_{hi} - T_{ci}) \quad \text{ถ้า } \dot{m}_c c_{pc} > \dot{m}_h c_{ph} \quad (2.14b)$$

ขนาดความร้อนสัมผัสของกระแสของไหลทั้งสองเป็นพารามิเตอร์ที่สำคัญมากและเพื่อที่จะทำให้เป็นปริมาณที่น้อยกว่าหนึ่งเสมอ ดังนั้น อัตราความจุ (Capacity ratio) นิยามเป็น

$$C_r = (\dot{m}c_p)_{\min} / (\dot{m}c_p)_{\max} \quad (2.15)$$

ผลคูณ UA แทนความจุการแลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต่อองศาของความแตกต่างอุณหภูมิ ขนาดความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนนี้สามารถทำเป็นรูปไร้มิติได้โดยอิงความจุของการเก็บสะสม ของกระแสของไหล อันหนึ่ง เนื่องจากกระแสซึ่งมีอัตราความจุความร้อนน้อยกว่าอีกอันจะจำกัดการถ่ายเทความร้อนสูงสุดจึงต้องใช้รูปไร้มิติได้ ดังนั้น จำนวนของหน่วยถ่ายเทของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Number of Transfer Units, NTU) นิยามเป็น

$$NTU = \frac{UA}{(\dot{m}c_p)_{\min}} \quad (2.16)$$

Kays และ London ได้แสดงความสัมพันธ์ของ effectiveness, NTU และ $C_{\min}/C_{\max}$ สำหรับการแจกแจงเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดต่างๆ และบางส่วนของผลลัพธ์จากการวิเคราะห์ของเขาได้แสดงเป็นแผนภูมิหรือกราฟ ถ้าต้องการค่าที่ละเอียดกว่าค่าที่อ่านจากกราฟก็อาจหาค่าได้โดยใช้คอมพิวเตอร์หาค่าจากสมการสำหรับแต่ละเงื่อนไขเพื่อหาค่า ε และ NTU ซึ่งได้สรุปรวมไว้ในตารางที่ 5 และ 6 ตามลำดับ

ตาราง 5 ความสัมพันธ์ของ effectiveness สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยที่

$$NTU = UA/C_{\min} \text{ และ } C_r = C_{\min}/C_{\max} [1]$$

เงื่อนไขการไหล	ความสัมพันธ์
ไหลในท่อสองชั้น	
การไหลตามกัน	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + C_r)]}{1 + C_r}$
การไหลสวนทางกัน, $C_r < 1$	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-NTU(1 - C_r)]}$
การไหลสวนทางกัน, $C_r = 1$	$\varepsilon = \frac{NTU}{1 + NTU}$
ไหลผ่านเปลือกและท่อ	
ผ่านเปลือก(Shell) 1 ครั้ง และผ่านท่อ 2, 4, 6 กลับ	$\varepsilon_1 = 2 \left\{ 1 + C_r + (1 + C_r^2)^{1/2} \times \frac{1 + \exp[-(NTU)_1(1 + C_r^2)^{1/2}]}{1 - \exp[-(NTU)_1(1 + C_r^2)^{1/2}]} \right\}^{-1}$
ผ่านเปลือก(Shell) n ครั้ง และผ่านท่อ 2n, 4n, 6n กลับ	$\varepsilon = \left[\left(\frac{1 - \varepsilon_1 C_r}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - 1 \right] \left[\left(\frac{1 - \varepsilon_1 C_r}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - C_r \right]^{-1}$
ไหลตั้งฉากกัน	
ของไหลทั้งสองเป็น unmixed	$\varepsilon = 1 - \exp \left[\left(\frac{1}{C_r} \right) (NTU)^{0.22} \{ \exp[-C_r (NTU)^{0.78}] - 1 \} \right]$
$C_{\max}(\text{mixed}), C_{\min}(\text{unmixed})$	$\varepsilon = \left(\frac{1}{C_r} \right) (1 - \exp\{-C_r [1 - \exp(-NTU)]\})$
$C_{\min}(\text{mixed}), C_{\max}(\text{unmixed})$	$\varepsilon = 1 - \exp\{-C_r^{-1} [1 - \exp\{-C_r (NTU)\}]\}$
เครื่องทั้งหมด ($C_r = 0$)	$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$

ตาราง 6 ความสัมพันธ์ของ NTU สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยที่ $NTU = UA/C_{\min}$
และ $C_r = C_{\min}/C_{\max}$ [1]

เงื่อนไขการไหล	ความสัมพันธ์
ไหลในท่อสองชั้น	
การไหลตามกัน	$NTU = -\frac{\ln[1 - \varepsilon(1 + C_r)]}{1 + C_r}$
การไหลสวนทางกัน, $C_r < 1$	$NTU = \frac{1}{C_r - 1} \ln\left(\frac{1 - \varepsilon}{1 - \varepsilon C_r}\right)$
การไหลสวนทางกัน, $C_r = 1$	$NTU = \frac{\varepsilon}{(1 - \varepsilon)}$
ไหลผ่านเปลือกและท่อ	
ผ่านเปลือก(Shell) 1 ครั้ง และผ่านท่อ 2, 4, 6 กลีบ	$NTU = -(1 + C_r^2)^{1/2} \ln\left(\frac{(2/\varepsilon - 1 - C_r - (1 + C_r^2)^{1/2})}{(2/\varepsilon - 1 - C_r + (1 + C_r^2)^{1/2})}\right)$
ไหลตั้งฉากกัน	
$C_{\max}(\text{mixed}), C_{\min}(\text{unmixed})$	$NTU = -\ln\left[1 + \left(\frac{1}{C_r}\right) \ln(1 - \varepsilon C_r)\right]$
$C_{\min}(\text{mixed}), C_{\max}(\text{unmixed})$	$NTU = -\left(\frac{1}{C_r}\right) \ln[1 + C_r \ln(1 - \varepsilon)]$
เครื่องทั้งหมด ($C_r = 0$)	$NTU = -\ln(1 - \varepsilon)$

4. ความรู้เบื้องต้นเกี่ยวกับไม้

แหล่งพลังงานในพื้นที่พิภพนี้ที่สำคัญที่สุดคือ พลังงานแสงอาทิตย์ พืชจับพลังงานแสงอาทิตย์โดยขบวนการสังเคราะห์แสง (Photosynthesis) และเก็บไว้ในรูปแบบต่างๆกัน เช่น ในรูปเนื้อไม้ ในรูปผลผลิตทางการเกษตร เป็นต้น ในปีหนึ่งๆพืชบกสามารถสร้างพลังงานในรูปของมวลแห้งประมาณ 100 ถึง 125 พันล้านตัน และพืชน้ำสร้างมวลแห้งประมาณ 44 ถึง 55 พันล้านตัน ซึ่งปริมาณชีวมวลดังกล่าวมีค่ามากกว่าการใช้พลังงานของมนุษย์ในปัจจุบันถึง 200 เท่า มนุษย์รู้จักการใช้พลังงานความร้อนจากไม้โดยการสันดาปเพื่อนำมาใช้ให้ความอบอุ่นและประกอบอาหารตั้งแต่มนุษย์ยุคก่อนประวัติศาสตร์ มนุษย์รู้จักการแปรรูปไม้เป็นถ่านมานานกว่า 2,000 ปี ในขณะที่มนุษย์รู้จักการแปรรูปถ่านเป็นแก๊สเชื้อเพลิงเพื่อเดินเครื่องยนต์มากกว่า 70 ปี และมนุษย์รู้จักแปรรูปไม้เป็นเชื้อเพลิงเหลวมากกว่า 35 ปี ชีวมวลเป็นแหล่งพลังงานที่สามารถสร้างขึ้นได้แต่การใช้ชีวมวลเป็นพลังงานมักไม่สะดวกเหมือนพลังงานชนิดอื่นๆ แต่อย่างไรก็ตามในปัจจุบันนี้เมื่อเกิดวิกฤติการณ์

เกี่ยวกับน้ำมันเชื้อเพลิงทำให้ราคาน้ำมันดิบในตลาดโลกปรับตัวสูงขึ้น ทำให้มนุษย์ตระหนักถึงความสำคัญในการศึกษาค้นคว้าวิจัยการแปรรูปชีวมวลให้เป็นพลังงานในรูปแบบต่างๆ กัน เชื้อเพลิงที่มีความชื้นสูงจะมีผลทำให้ค่าความร้อนต่ำและค่าความร้อนของเชื้อเพลิงจัดเป็นตัวชี้วัดคุณสมบัติของเชื้อเพลิงอย่างหนึ่ง เชื้อเพลิงที่มีค่าความร้อนสูงนั้นถือว่าเป็นเชื้อเพลิงที่มีคุณภาพดี

5.เชื้อเพลิงสำหรับเตาชีวมวล

ชีวมวล (Biomass) คือ อินทรีย์สารที่เป็นแหล่งกักเก็บพลังงานจากธรรมชาติและ สามารถนำมาใช้เป็นเชื้อเพลิงแข็งเพื่อผลิตพลังงานความร้อนหรือเปลี่ยนเป็นเชื้อเพลิงเหลวหรือแก๊ส เชื้อเพลิงได้ชีวมวลที่มาจากพืชนั้นสามารถแบ่งตามแหล่งที่มาได้เป็น 3 ประเภทคือ 1.ชีวมวลที่หาได้จากตามโรงงานแปรรูปสินค้าทางการเกษตร เช่น ปีกไม้ เศษไม้ และขี้เลื่อย ที่ได้จากโรงเลื่อยไม้ โรงงานเฟอร์นิเจอร์ไม้ 2.ชีวมวลที่หาได้จากการประกอบอาชีพเกษตรกรรม เช่น เหง้ามันสำปะหลัง ปลายไม้และตอไม้ในสวนป่า ชังข้าวโพดจากไร่ข้าวโพด เป็นต้น 3.ชีวมวลที่ถูกปลูกขึ้นเพื่อการผลิตพลังงานโดยเฉพาะ เช่นการปลูกไม้โตเร็วประเภทไม้ยูคาลิปตัส ไม้กระถินยักษ์ เป็นต้น

ชีวมวลนั้นมีลักษณะเป็นของแข็งซึ่งอาจถือได้ว่าอยู่ในประเภทเดียวกับถ่านหิน แต่รูปร่างจะแตกต่างกันไปขึ้นอยู่กับชนิดของชีวมวล นอกจากนี้ความชื้นและสิ่งเจือปนถือได้ว่าเป็นเอกลักษณ์เฉพาะตัวของชีวมวลนั้นๆ ชีวมวลในสภาพสดจะมีความชื้นสูง เช่น ไม้สดมีความชื้นประมาณ 50 ถึง 60 เปอร์เซ็นต์ ทางปาล์มมีความชื้นประมาณ 80 เปอร์เซ็นต์ และชังข้าวโพดมีความชื้นประมาณ 40 ถึง 50 เปอร์เซ็นต์ เป็นต้น การนำเชื้อเพลิงชีวมวลมาใช้เป็นเชื้อเพลิงจำเป็นต้องผ่านกระบวนการลดความชื้นก่อนเพื่อให้เหมาะสมกับการใช้งาน

5.1 องค์ประกอบทางเคมี

หลักๆขององค์ประกอบทางเคมีของชีวมวล มี 5 ชนิด ได้แก่ คาร์บอน (C), ไฮโดรเจน (H), ออกซิเจน (O), ซัลเฟอร์ (S) และ ไนโตรเจน (N) เปอร์เซ็นต์ ของ C, H, O, S และ N คือตัวแปรในการคำนวณความต้องการของอากาศ สำหรับกระบวนการเผาไหม้ และกระบวนการแก๊สซิฟิเคชันสามารถใช้ได้กับการคำนวณปริมาณความร้อนสูงสุดของชีวมวล

5.2 ความชื้น

ความชื้น ในชีวมวลรวมถึงความชื้นที่ผิวจากฝน และจากตัวชีวมวล ความชื้น คือน้ำที่มีอิสระในชีวมวล ชีวมวลที่มีความชื้นสูงให้ค่าความร้อนต่ำมาก เมื่อเทียบกับความหนาแน่น ความชื้นสูงจะเป็นปัญหา ทำให้คุณสมบัติของการเกิดปฏิกิริยาต่ำ และทำให้กระบวนการแก๊สซิฟิเคชันเกิดไม่เต็ม ปริมาณของความชื้นในชีวมวลสามารถคำนวณได้จากสมการมาตรฐาน ASTM E 871-821 ค่าความชื้นของอากาศสามารถแสดงในรูปของ ส่วนแห้ง และส่วนเปียก

$$\text{ความชื้นต่อความแห้ง } M.C_{dry} = \frac{Wetweight - Dryweight}{Dryweight} \times 100\% \quad (2.17)$$

$$\text{ความชื้นต่อความเปียก } M.C_{wet} = \frac{Wetweight - Dryweight}{Wetweight} \times 100\% \quad (2.18)$$

5.3 สารระเหย, คาร์บอนแข็ง และ ขี้เถ้า

สารประกอบของสารระเหย คือ สิ่งที่ได้จากความชื้น ได้มาจากสารประกอบของแก๊สหรือไอน้ำ จากการให้ความร้อนชีวมวลที่อุณหภูมิ 900 องศาเซลเซียส ภายใต้การควบคุมสภาพแวดล้อม และเปรียบเทียบกับน้ำหนักที่สูญเสีย ความชื้นจะถูกขับออกที่ 110 องศาเซลเซียส (มาตรฐาน ASTM E 1131-98) ปริมาณของสารระเหยมีผลกระทบหลักต่อน้ำมันดินที่เกิดในเตา Gasifier ในชีวมวล ส่วนประกอบของสารระเหยมีประมาณ 50 ถึง 80 เปอร์เซ็นต์

ขี้เถ้า คือ สารอนินทรีย์ที่เหลืออยู่หลักจากการเผาชีวมวล ส่วนประกอบของขี้เถ้า คือ ซิลิกา, อลูมินา, เหล็กออกไซด์, หินปูน และแมกนีเซียมเล็กน้อย ขี้เถ้าเป็นปัญหาอย่างมากโดยเฉพาะในเตาแบบฟลูอิดไbez

คาร์บอนแข็ง คือ เศษของแข็งที่เหลือหลังจากการเผา หลังจากให้ความร้อนกับชีวมวลและสารระเหยหมดไป ปริมาณของคาร์บอนแข็ง หักออกจาก 100 เปอร์เซ็นต์โดยมวล

5.4 ความหนาแน่นของเชื้อเพลิง

ความหนาแน่นของเชื้อเพลิง คือน้ำหนักต่อหน่วยปริมาตร โดยถือว่าเชื้อเพลิงที่มีความหนาแน่นสูงจะถ่ายทอดพลังงานต่อปริมาตรสูง เนื่องจากเชื้อเพลิงต้องการพื้นที่ เวลาในการป้อนเข้าไปในเตา

5.5 พลังงานจากเชื้อเพลิง

ปริมาณแคลอรี (CV) ของชีวมวล คือ พลังงาน หรือความร้อนที่ถ่ายเทออกมา เมื่อชีวมวลถูกเผา ค่า CV ถูกวัดในหน่วยพลังงานต่อหน่วยมวล, พลังงานความร้อนสูง (HHV) และปริมาณแคลอรี (NCV), หรือพลังงานความร้อนต่ำ (LHV) ค่า (HHV) ของเชื้อเพลิงชีวมวล หาได้จากสมการ (2.19)

$$HHV = 0.3491 X_C + 1.1783 X_H + 0.1005 X_S - 0.151 X_N - 0.1034 X_O - 0.0211 X_{ash} \quad (2.19)$$

เมื่อ X_C คือ ปริมาณคาร์บอนในชีวมวล (wt% dry basic)

X_H คือ ปริมาณไฮโดรเจนในชีวมวล (wt% dry basic)

X_S คือ ปริมาณซัลเฟอร์ในชีวมวล (wt% dry basic)

X_N คือ ปริมาณไนโตรเจนในชีวมวล (wt% dry basic)

X_O คือ ปริมาณออกซิเจนในชีวมวล (wt% dry basic)

X_{ash} คือ ปริมาณขี้เถ้าในชีวมวล (wt% dry basic)

ค่า LHV สามารถคำนวณได้จากสมการ (2.20)

$$LHV = HHV \cdot \left(1 - \frac{w}{100}\right) - 2.447 \cdot \frac{h}{100} \cdot 9.01 \cdot \left(1 - \frac{w}{100}\right) \quad \left[\frac{MJ}{kg}, w.b.\right] \quad (2.20)$$

เมื่อ LHV คือ ค่าความร้อนต่ำ $\left[\frac{MJ}{kg}, w.b.\right]$

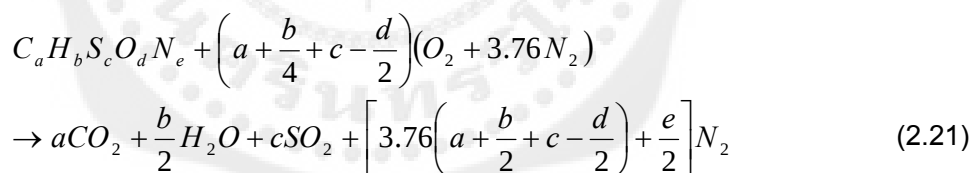
HHV คือ ค่าความร้อนสูง $\left[\frac{MJ}{kg}, w.b.\right]$

w คือ ค่าความชื้นของเชื้อเพลิง [wt%, w.b.]

h คือ ไฮโดรเจนรวม

5.6 อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงทางทฤษฎี

โมเลกุลของเชื้อเพลิงชีวมวลอาจเขียนเป็นสูตรทางเคมีได้ดังนี้ $C_a H_b S_c O_d N_e$ และสมการเผาไหม้พอดี (stoichiometric combustion) สามารถเขียนได้ดังนี้



$$AFR_T = 4.76 \left(a + \frac{b}{4} + c - \frac{d}{2}\right) mol_{air} / mol_{fuel} \quad (2.22)$$

$$\text{อัตราส่วนโดยมวล} = \frac{28.84 \times \text{อัตราส่วนโดยโมล}}{M_{fuel}} \quad (2.23)$$

ปริมาณและสัดส่วนของธาตุองค์ประกอบของเชื้อเพลิงแข็งนิยมวัดเป็นหน่วยมวล ดังนั้นจึงนิยมระบุอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงทางทฤษฎี (AFR_T) ในรูปอัตราส่วนเชิงมวล ซึ่งหาได้จากการแทนค่าอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงเชิงโมลในสมการ 2.22 ลงในสมการ 2.23 จะได้

$$AFR_T = \frac{28.84 \times 4.76}{M_{fuel}} \left(a + \frac{b}{4} + c - \frac{d}{2} \right) kg_{air} / kg_{fuel} \quad (2.24)$$

เชื้อเพลิงแข็งที่มีสูตรทางเคมี $C_a H_b S_c O_d N_e$ มีน้ำหนักโมเลกุลดังนี้

$$M_{fuel} = 12a + b + 32c + 16d + 14e \quad (2.25)$$

สัดส่วนโดยมวลของ C , H , N , S , และ O ในเชื้อเพลิงแข็งในสภาพแห้งและไม่มีเถ้าคือ

$$X_C = \frac{12a}{M_{fuel}}$$

$$X_H = \frac{b}{M_{fuel}}$$

$$X_S = \frac{32c}{M_{fuel}}$$

$$X_O = \frac{16d}{M_{fuel}}$$

$$X_N = \frac{14e}{M_{fuel}}$$

ถ้าทราบค่า X_C , X_H , X_S , X_O ก็สามารถหาค่า a , b , c และ d ได้ ทำให้สมการ 2.24 กลายเป็น

$$AFR_T = 11.44 X_C + 34.32 X_H + 4.29 X_S - 4.29 X_O \quad kg_{air} / kg_{fuel} \quad (2.26)$$

ในกรณีที่ชีวมวลมีความชื้นและเถ้า โดยสัดส่วนโดยมวลของความชื้นคือ X_M และสัดส่วนโดยมวลของเถ้าคือ X_A อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงที่มีความชื้นและเถ้าจะเป็นดังนี้

$$AFR_T = 11.44 X_C + 34.32 X_H + 4.29 X_S - 4.29 X_O (1 - X_M - X_A) \quad (2.27)$$

โดยที่ ค่า X_C , X_H , X_S , X_O เป็นสัดส่วนโดยมวลจากการวิเคราะห์ขั้นสุดท้ายของชีวมวลที่แห้งและไม่มีเถ้า

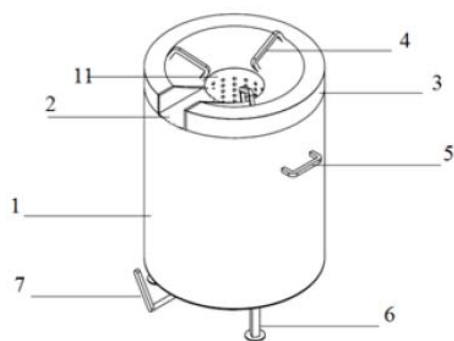
อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงทางทฤษฎี (AFR_T) เมื่อสัดส่วนโดยมวลจากการวิเคราะห์ขั้นสุดท้ายของชีวมวลในสภาพที่มีความชื้นและเถ้า

$$AFR_T = 11.44 X_{C,ar} + 34.32 X_{H,ar} + 4.29 X_{S,ar} - 4.29 X_{O,ar} \quad (2.28)$$

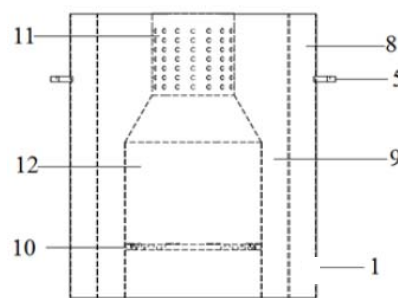
โดยที่ ค่า $X_{C,ar}$, $X_{H,ar}$, $X_{S,ar}$, $X_{O,ar}$ เป็นสัดส่วนโดยมวลจากการวิเคราะห์ขั้นสุดท้ายของชีวมวลสภาพเดิมที่มีความชื้นและมีเถ้า

6. เตาชีวมวล (Gasifier stove) [5]

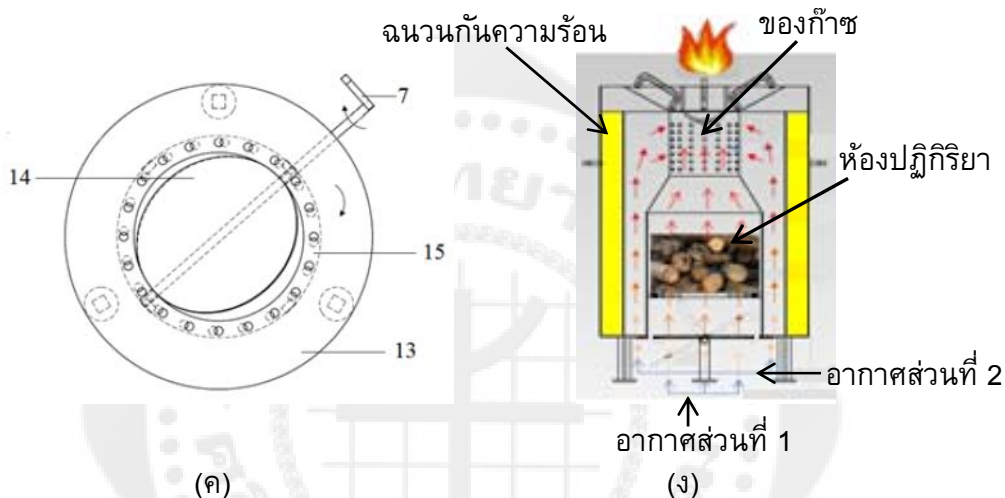
การผลิตก๊าซเชื้อเพลิงจากเตาชีวมวล คือ การเผาไหม้เชื้อเพลิงชีวมวลด้วยการจำกัดปริมาณอากาศในระหว่างการทำปฏิกิริยาทำให้เกิดการเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์ได้ผลผลิตเป็นแก๊สที่สามารถจุดติดไฟได้มีขั้นตอนดังนี้ นำชีวมวลใส่เข้าไปในเตาและให้ความร้อนโดยความชื้นในชีวมวลถูกไล่ออก (Drying) ด้วยอุณหภูมิที่อยู่ในช่วง 100 ถึง 135 องศาเซลเซียส จากนั้นสารระเหยในชีวมวล เช่น น้ำมันดินไฮโดรคาร์บอน น้ำมันควันไม้ สารระเหยอื่นๆ ถูกไล่ออกจากชีวมวล (Devolatilization) ภายใต้อุณหภูมิ 450 ถึง 600 องศาเซลเซียส เมื่อเข้าสู่ขั้นตอนการเผาไหม้ถ่านบางส่วน (Fixed Carbon) เกิดการสันดาปจนได้เป็นก๊าซ คาร์บอนไดออกไซด์ (CO_2) ขั้นตอนนี้เป็นขั้นตอนการ ปลดปล่อยพลังงานความร้อนและ CO_2 ในกระบวนการสุดท้ายถ่าน (C) จะทำปฏิกิริยากับ CO_2 และไอน้ำ (H_2O) ได้ก๊าซไฮโดรเจน (H_2) และก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) ปฏิกิริยาทั้งหมดนี้เป็น ปฏิกิริยาในขั้นตอนรีดักชัน (Reduction) ซึ่งเกิดขึ้น ในช่วงอุณหภูมิที่สูงกว่า 600 องศาเซลเซียส เตาชีวมวลในปัจจุบันมี 2 ระบบ คือ ระบบแก๊สไหลขึ้น (Updraft biomass gas stove) และระบบแก๊สไหลลง (Downdraft biomass gas stove) เตาชีวมวลระบบแก๊สไหลขึ้นสามารถใช้กับชีวมวลที่มีความชื้นสูงได้ปริมาณเถ้าชีวมวลหลังเกิดปฏิกิริยาสูงแต่เนื่องจากก๊าซชีวมวลที่ได้ค่อนข้างสกปรกจึงเหมาะสำหรับการนำไปใช้ผลิตความร้อนในหม้อน้ำเพื่อใช้ทดแทนน้ำมันเตาหรือแก๊ส LPG ส่วนเตาชีวมวล ระบบแก๊สไหลลงต้องใช้กับชีวมวลที่มีความชื้นต่ำปริมาณเถ้าชีวมวลหลังการเกิดปฏิกิริยต่ำ ก๊าซชีวมวลที่ได้ค่อนข้างสะอาดมีปริมาณน้ำมันดินต่ำเหมาะสำหรับนำไปใช้เป็นเชื้อเพลิงในเครื่องยนต์สันดาปภายใน



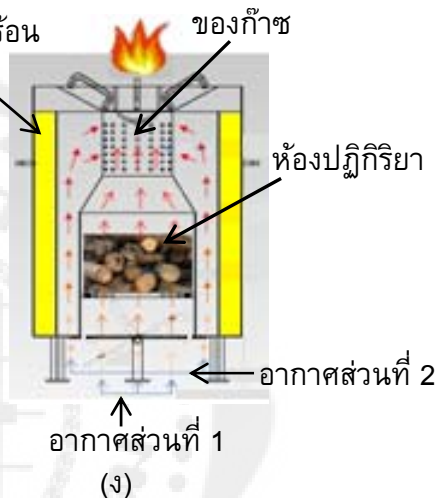
(ก)



(ข)



(ค)



(ง)

ภาพประกอบ 16 เตาชีวมวล (ก) องค์ประกอบภายนอกของเตาชีวมวล (ข) องค์ประกอบภายในของเตาชีวมวล (ค) ฐานของเตาชีวมวล (ง) การทำงานของเตาชีวมวล [5]

- | | | |
|---------------------------|---------------------------|-------------------|
| 1. เปลือกเตา | 2. ช่องเติมเชื้อเพลิง | 3. ฐานรองรับภาชนะ |
| 4. เหล็กสำหรับรองรับภาชนะ | 5. มือจับ | 6. ขาตั้ง |
| 7. คันบังคับวาล์ว | 8. ฉนวน | 9. ช่องอุ่นอากาศ |
| 10. ตะแกรงรองชีวมวล | 11. ห้องเผาไหม้แก๊สชีวมวล | 12. ห้องปฏิกิริยา |
| 13. ฐาน | 14. วาล์วปีกผีเสื้อ | 15. วาล์ววงแหวน |

7. ประสิทธิภาพรวมของหม้อไอน้ำ [4]

ประสิทธิภาพ รวมของหม้อไอน้ำ คือ ประสิทธิภาพในการเปลี่ยนพลังงานความร้อนจากเชื้อเพลิงเป็นไอน้ำ (Fuel to steam efficiency) โดยคิดค่าการสูญเสียความร้อน (Heat loss) ทั้งหมด ถ้าหม้อไอน้ำมีประสิทธิภาพในการเปลี่ยนพลังงานความร้อนจากเชื้อเพลิงเป็นไอน้ำสูงหม้อไอน้ำก็จะใช้เชื้อเพลิงน้อยลงค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนความร้อนจากเชื้อเพลิงเป็นไอน้ำหาได้จาก

การวัดปริมาณเชื้อเพลิงกับปริมาณไอน้ำที่หม้อไอน้ำผลิตได้โดยนำมาคำนวณหาค่าความร้อนที่ได้จากเชื้อเพลิงและค่าความร้อนที่ได้จากไอน้ำตามสมการดังนี้

$$\eta = \frac{\dot{m}_g (h_g - h_f)}{\dot{m}_f \text{LHV}} \quad (2.29)$$

โดยที่

η คือ ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานความร้อนจากเชื้อเพลิงเป็นไอน้ำ (%)

$\dot{m}_g$ คือ ปริมาณไอน้ำหรือปริมาณน้ำที่ใช้, kg/hr.

$\dot{m}_f$ คือ ปริมาณเชื้อเพลิง, kg/hr.

h_g คือ พลังงานความร้อน (Enthalpy) ของไอน้ำที่ความดันและอุณหภูมินั้น, kJ/kg

h_f คือ พลังงานความร้อน (Enthalpy) ของน้ำที่ป้อน, kJ/kg

LHV คือ ค่าความร้อนต่ำของเชื้อเพลิง, kJ/kg

บทที่ 3

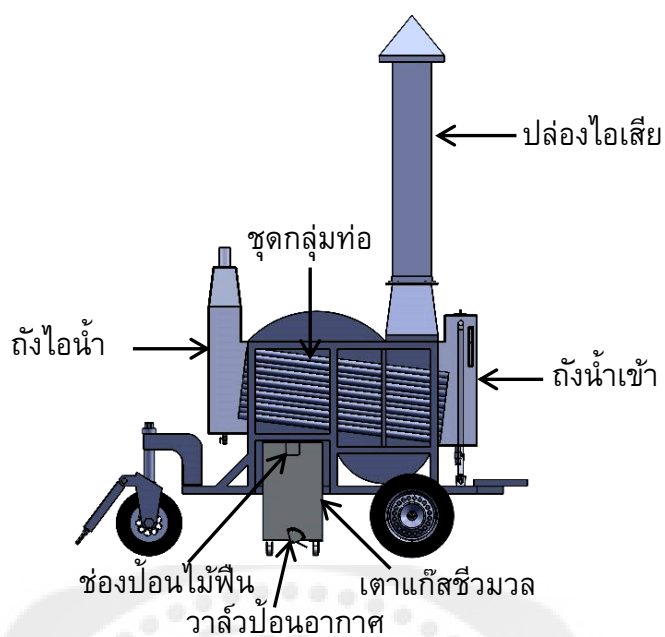
อุปกรณ์และวิธีการทดลอง

1. วัสดุอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง

วัสดุและอุปกรณ์ที่จำเป็นในการทดลองในที่นี้ผู้ทำการทดลองจะใช้วัสดุที่สามารถหาได้ง่าย สะดวกและมีใช้งานกันอยู่ทั่วไปมาประยุกต์ใช้กับสภาวะจริงได้ดีที่สุด ซึ่งมีดังต่อไปนี้

1.1 เครื่องผลิตไอน้ำพร้อมเตาแก๊สชีวมวลประสิทธิภาพสูง

เครื่องผลิตไอน้ำความดันต่ำโดยใช้เตาแก๊สชีวมวลประสิทธิภาพสูงที่มีกำลังการผลิตไอน้ำ 120 กิโลกรัมต่อชั่วโมง สำหรับกระบวนการอบฆ่าเชื้อในโรงเรือนเพาะเห็ดฟางขนาด 308 ลูกบาศก์เมตร ออกแบบให้มีลักษณะเป็นท่อที่จัดวางแบบเยื้องกันหลายชั้นจำนวน 36 ท่อ โดยมีพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน 10.235 ตารางเมตร ทำให้ไอน้ำมีความยาวท่อ 1.5 เมตร วางเอียง 10 องศา เพื่อให้ไอน้ำไหลเข้าสู่ชุดกลุ่มท่อด้านหนึ่งและไอน้ำไหลออกจากชุดกลุ่มท่ออีกด้านหนึ่ง เครื่องผลิตไอน้ำถูกออกแบบให้เคลื่อนย้ายสะดวกและใช้งานง่าย การเติมน้ำสามารถทำได้อย่างต่อเนื่องโดยการควบคุมระดับน้ำเข้าด้วยระบบลูกลอยเตาแก๊สชีวมวลถูกติดตั้งภายในเครื่องผลิตไอน้ำที่ถูกออกแบบให้ป้อนไม้พืนด้านหน้าเตาและสามารถเร่งหรือการเผาไหม้ได้โดยการปรับวาล์วป้อนอากาศเพื่อผลิตอากาศร้อนไปแลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำในชุดกลุ่มท่อเพื่อให้ไอน้ำเปลี่ยนสถานะเป็นไอน้ำและมีการออกแบบโครงสร้างเครื่องให้มีการหมุนวนของอากาศร้อน 3 กลับ โดยกลับที่ 2 และ 3 อากาศร้อนจะผ่านบริเวณที่ไม่ได้รับความร้อนโดยตรงจากเตาแก๊สชีวมวลและปล่อยออกสู่ปล่องไอเสีย ตามภาพประกอบ 25 ซึ่งการหมุนวนของอากาศร้อนในกลับที่ 3 นี้ ทำให้น้ำเข้าเครื่องผลิตไอน้ำมีอุณหภูมิที่สูงขึ้นส่งผลทำให้เครื่องผลิตไอน้ำมีประสิทธิภาพสูงขึ้นซึ่งมีรายละเอียดของโครงสร้างตามภาพประกอบ 17



ภาพประกอบ 17 เครื่องผลิตไอน้ำ พร้อมเตาแก๊สชีวมวลประสิทธิภาพสูง

1.2 เชื้อเพลิงที่ใช้ผลิตความร้อน

ไม้ยูคาลิปตัสขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางประมาณ 2 นิ้ว และยาวประมาณ 30 เซนติเมตร ตามภาพประกอบ 18 ที่มีในท้องถิ่นมีค่าความร้อนต่ำ (Low Heating Value: LHV) ประมาณ 15.83 เมกะจูลต่อกิโลกรัม และมีคาร์บอน 42.5 เปอร์เซ็นต์ ไฮโดรเจน 5.6 เปอร์เซ็นต์ ไนโตรเจน 0.3 เปอร์เซ็นต์ ซัลเฟอร์ 0 เปอร์เซ็นต์ ออกซิเจน 40.2 เปอร์เซ็นต์ ความชื้น 10 เปอร์เซ็นต์ ชี๊ถั่ว 1.4 เปอร์เซ็นต์ เป็นองค์ประกอบ



ภาพประกอบ 18 เชื้อเพลิงไม้ยูคาลิปตัส

1.3 เครื่องชั่ง

เครื่องชั่ง รุ่น T7 PB5060 ตามภาพประกอบ 19 สำหรับชั่งน้ำหนักเชื้อเพลิงไม้ยูคาลิปตัส
ฐานขนาดกว้าง 500 มิลลิเมตร และยาว 600 มิลลิเมตร พิกัด 0 ถึง 300 กิโลกรัม ความละเอียด 20
กรัม



ภาพประกอบ 19 เครื่องชั่ง รุ่น T7 PB5060

1.4 เทอร์โมมิเตอร์

เทอร์โมมิเตอร์ชนิด Bimetal thermometer ตามภาพประกอบ 20 ช่วงการวัด 0 ถึง 150
องศาเซลเซียสเส้นผ่านศูนย์กลางหน้าปัด 3 นิ้ว



ภาพประกอบ 20 เทอร์โมมิเตอร์

1.5 มาตรวัดน้ำ

มาตรวัดน้ำ ไทยโอซี รุ่น MBA-p ตามภาพประกอบ 21 สำหรับวัดปริมาณน้ำที่ใช้ในการ
ผลิตไอน้ำ อัตราการไหลสูงสุดที่ความดันสูญเสียไม่เกิน 10 เมตร (3 ลูกบาศก์เมตรต่อชั่วโมง) อัตรา
การไหลต่ำสุดที่ความคลาดเคลื่อนไม่เกิน ± 5 เปอร์เซ็นต์ (0.033 ลูกบาศก์เมตรต่อชั่วโมง) อัตรา
การไหลเปลี่ยนแปลงที่ความคลาดเคลื่อนไม่เกิน ± 2 เปอร์เซ็นต์ (0.12 ลูกบาศก์เมตรต่อชั่วโมง)

อัตราการไหลปกติที่ความคลาดเคลื่อนไม่เกิน ± 2 เปอร์เซ็นต์ (1.5 ลูกบาศก์เมตรต่อชั่วโมง) อัตราการไหลเริ่มแรก 8 ลิตรต่อชั่วโมง



ภาพประกอบ 21 มาตรวัดน้ำ ไทยไอซี รุ่น MBA-p

1.6 เทอร์โมมิเตอร์ และสายเทอร์โมคัปเปิล

เทอร์โมมิเตอร์ Type K มาตรฐาน JIS C 1610-1981 ช่วงอุณหภูมิ -200 องศาเซลเซียส ถึง 1250 องศาเซลเซียส ค่าความถูกต้อง ± 0.4 เปอร์เซ็นต์ ดังภาพประกอบ 22



ภาพประกอบ 22 เทอร์โมมิเตอร์และสายเทอร์โมคัปเปิล Type K

1.7 เครื่องวัดและควบคุมอุณหภูมิระบบดิจิทัล

เครื่องวัดและควบคุมอุณหภูมิยี่ห้อ PR Electronic รุ่น 5714 ตามภาพประกอบ 23 สำหรับวัดอุณหภูมิจุดต่างๆ ขณะเครื่องผลิตไอน้ำทำงาน



(ก)



(ข)



(ค)

ภาพประกอบ 23 อุปกรณ์วัดอุณหภูมิ (ก) เครื่องวัดและควบคุมอุณหภูมิระบบดิจิทัล ยี่ห้อ PR Electronic รุ่น 5714 (ข) สายเทอร์โมคัปเปิล Type K (ค) โพรบ (Probe) วัดอุณหภูมิ

1.8 เครื่องวัดก๊าซไอเสียจากปล่อยระบาย

เครื่องวัดก๊าซไอเสียยี่ห้อ Testo โมเดล 350 XL สำหรับวัดก๊าซไอเสียที่ปล่อยไอเสียของเครื่องผลิตไอน้ำสามารถติดตั้งเซ็นเซอร์วัดก๊าซได้พร้อมกัน 6 เซนเซอร์ ได้รับการรับรองมาตรฐานจากหน่วยงาน EPA ETV สำหรับการวัดก๊าซไอเสีย O_2 , CO , NO , NO_2 , SO_2 , H_2S

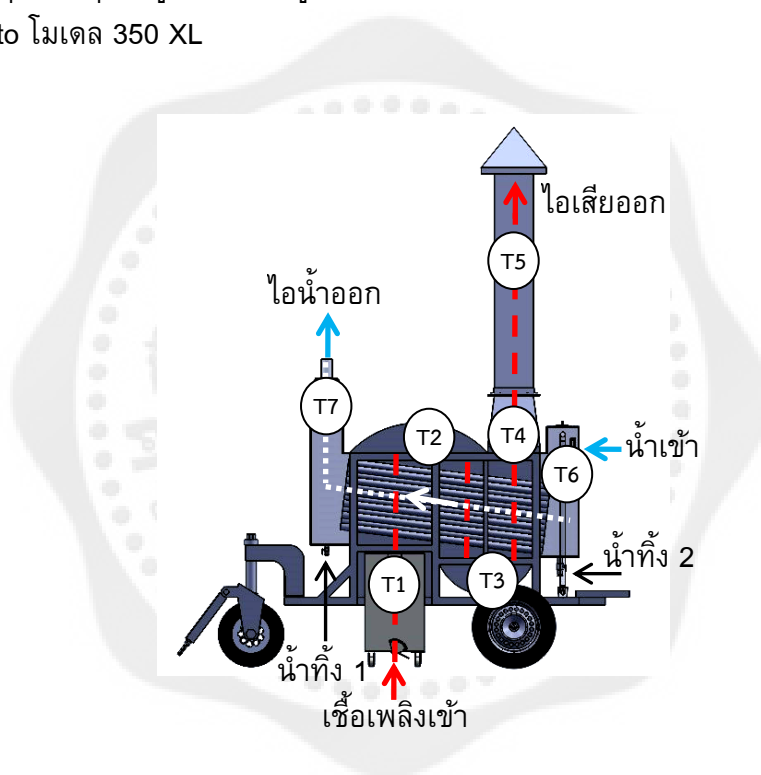


ภาพประกอบ 24 เครื่องวัดก๊าซไอเสียยี่ห้อ Testo โมเดล 350 XL

2. วิธีดำเนินการและทดลอง

2.1 การออกแบบและติดตั้งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิของเครื่องผลิตไอน้ำความดันต่ำ

เครื่องผลิตไอน้ำมีการติดตั้งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิเพื่อดูการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิในการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างอากาศร้อนกับน้ำในชุดกลุ่มท่อตั้งภาพประกอบ 25 โดย T1 คือ อุณหภูมิเหนือเตาแก๊สชีวมวล T2 คือ อุณหภูมิของอากาศร้อนที่ผ่านการแลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำในชุดกลุ่มท่อครั้งที่หนึ่ง T3 คือ อุณหภูมิของอากาศร้อนที่ผ่านการแลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำในชุดกลุ่มท่อครั้งที่สอง T4 คือ อุณหภูมิของอากาศร้อนที่ผ่านการแลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำในชุดกลุ่มท่อครั้งที่สาม T5 คือ อุณหภูมิไอเสีย T6 คือ อุณหภูมิน้ำเข้า และ T7 คือ อุณหภูมิน้ำที่กลายเป็นไอน้ำ นอกจากนี้จุดที่วัดอุณหภูมิไอลิยังถูกออกแบบสำหรับการวัดก๊าซไอเสียด้วยเครื่องมือวิเคราะห์ก๊าซหือ Testo โมเดล 350 XL

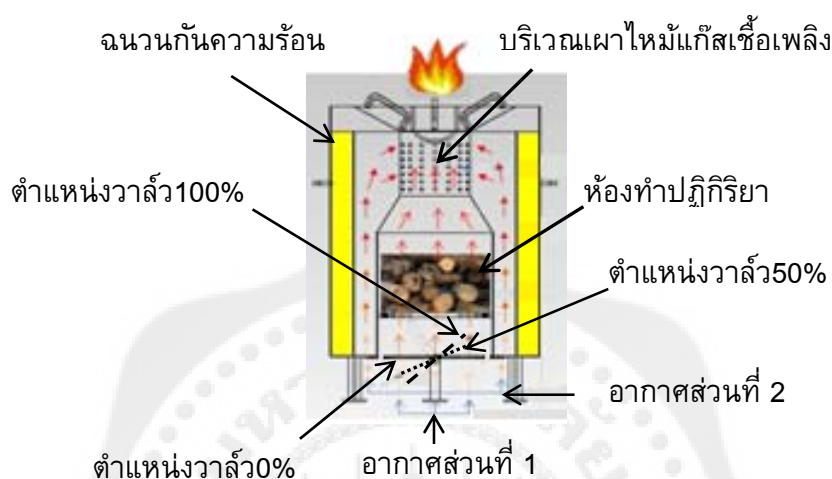


ภาพประกอบ 25 ลักษณะการทำงานและการติดตั้งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิของเครื่องผลิตไอน้ำ

2.2 การทดสอบประสิทธิภาพทางความร้อนของเครื่องผลิตไอน้ำความดันต่ำ

การทดสอบประสิทธิภาพทางความร้อนด้วยอัตราการผลิตไอน้ำที่แตกต่างกันตามปริมาณความร้อนในการเผาไหม้เชื้อเพลิงไม้ยูคาลิปตัสโดยการปรับวาล์วป้อนอากาศส่วนที่ 1 เข้าเตาแก๊สชีวมวล 3 ตำแหน่งวาล์ว ตามภาพประกอบ 26 ประกอบด้วย ตำแหน่งวาล์ว 0 เปอร์เซ็นต์ คือ ตำแหน่งวาล์วที่ป้อนอากาศส่วนที่ 1 เข้าห้องทำปฏิกิริยาที่เพียงพอสำหรับการผลิตแก๊สเชื้อเพลิงที่มีคุณภาพและมีปริมาณพอดีกับการเผาไหม้กับอากาศส่วนที่ 2 ได้ความร้อนจากการเผาไหม้สูงสุด ที่ตำแหน่งวาล์ว 50 เปอร์เซ็นต์ คือ ตำแหน่งวาล์วป้อนอากาศส่วนที่ 1 เข้าห้องทำปฏิกิริยาที่

ค่อนข้างมากเกินพอดี สำหรับการผลิตแก๊สเชื้อเพลิงจึงทำให้ได้แก๊สเชื้อเพลิงที่มีคุณภาพต่ำลงจึงไม่สามารถเผาไหม้กับอากาศ ส่วนที่ 2 ได้อย่างสมบูรณ์ และตำแหน่งวาล์ว 100 เปอร์เซนต์ คือ ตำแหน่งวาล์วที่ป้อนอากาศส่วนที่ 1 เข้าห้องทำปฏิกิริยาที่มากเกินพอดี สำหรับการผลิตแก๊สเชื้อเพลิงจึงทำให้ได้แก๊สเชื้อเพลิงที่มีคุณภาพต่ำสุด จึงเผาไหม้กับอากาศส่วนที่ 2 ได้ยาก



ภาพประกอบ 26 แสดงตำแหน่งวาล์วป้อนอากาศส่วนที่ 1 เข้าเตาชีวมวลประสิทธิภาพสูง [5]

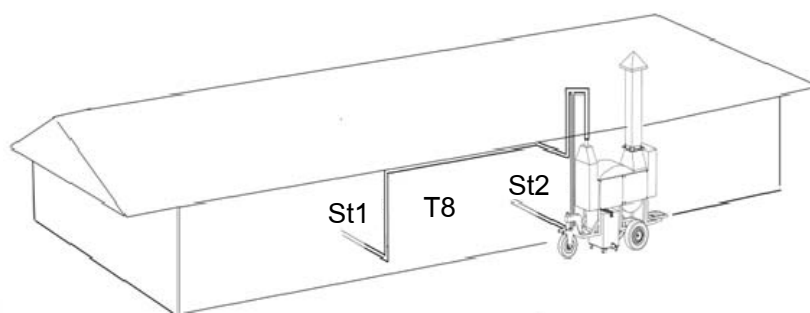
การทดลองทั้ง 3 เงื่อนไขข้างต้นทำการบันทึกอุณหภูมิแก๊สร้อนเหนือเตา T1 และการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของแก๊สร้อนหลังจากการแลกเปลี่ยนความร้อนกับชุดกลุ่มท่อ จุดที่ T2 ถึง T4 อุณหภูมิไอเสีย T5 อุณหภูมิน้ำเข้า T6 และ อุณหภูมิน้ำที่กลายเป็นไอน้ำ T7 ดูเวลาการต้มน้ำให้กลายเป็นไอน้ำ บันทึกปริมาณน้ำที่กลายเป็นไอน้ำภายในเวลา 1 ชั่วโมง จากมาตรวัดน้ำที่ติดตั้งอยู่จุดน้ำเข้าเครื่องผลิตไอน้ำตามภาพประกอบ 25 เพื่อดูอัตราการผลิตไอน้ำและบันทึกปริมาณการใช้ไม้ฟืนภายในเวลา 1 ชั่วโมง เพื่อนำมาคำนวณหาค่าประสิทธิภาพทางความร้อนของเครื่องผลิตไอน้ำความดันต่ำ

2.3 การทดสอบประสิทธิภาพการเผาไหม้และการปลดปล่อยมลพิษของเครื่องผลิตไอน้ำความดันต่ำ

ทดสอบประสิทธิภาพการเผาไหม้ของเตาชีวมวลภายใต้เงื่อนไขการปรับบานพับป้อนอากาศส่วนที่ 1 เข้าเตาในขณะเดียวกันทดสอบประสิทธิภาพการเผาไหม้และการปลดปล่อยมลพิษของเครื่องผลิตไอน้ำความดันต่ำและตรวจวัดไอเสียที่ปล่อยออกจากเครื่องผลิตไอน้ำความดันต่ำ พร้อมทั้งบันทึกค่าจากการเผาไหม้เชื้อเพลิงไม้ยูคาลิปตัส

2.4 การทดลองอบฆ่าเชื้อโรงเรือนเพาะเห็ดฟาง

การทดลองอบฆ่าเชื้อโรงเรือนเพาะเห็ดฟางขนาด 308 ลูกบาศก์เมตร ด้วยเครื่องผลิตไอน้ำความดันต่ำ โดยใช้ไอน้ำป้อนทั้งหมด 925 ลิตร เติมน้ำเข้าเครื่องผลิตไอน้ำความดันต่ำ ที่จุดเติมน้ำเข้าตามภาพประกอบที่ 25 โดยเติมครั้งแรกจำนวน 350 ลิตร และไอน้ำส่วนที่เหลือจะถูกเติมเข้าเองเมื่อปริมาณน้ำลดลง ซึ่งควบคุมโดยลูกกลอย หลังจากนั้นทำการจุดเตาแก๊สชีวมวลเพื่อผลิตแก๊สร้อนป้อนเข้าเครื่องผลิตไอน้ำความดันต่ำ เพื่อแลกเปลี่ยนกับน้ำในชุดกลุ่มท่อภายในเครื่องผลิตไอน้ำ ทำให้น้ำเปลี่ยนสถานะเป็นไอน้ำ ไหลออกจากเครื่องผลิตไอน้ำที่จุดไอน้ำออกตามภาพประกอบที่ 25 ส่วนไอน้ำเสียหรือแก๊สร้อน ที่ถูกแลกเปลี่ยนความร้อนจะถูกปล่อยทิ้งสู่บรรยากาศ ไอน้ำที่ผลิตได้จากเครื่องผลิตไอน้ำความดันต่ำจะไหลไปตามท่อเพื่อจ่ายเข้า โรงเรือน 2 จุด (St1, St2) และวัดอุณหภูมิภายในโรงเรือน (T8) ตามภาพประกอบ 27



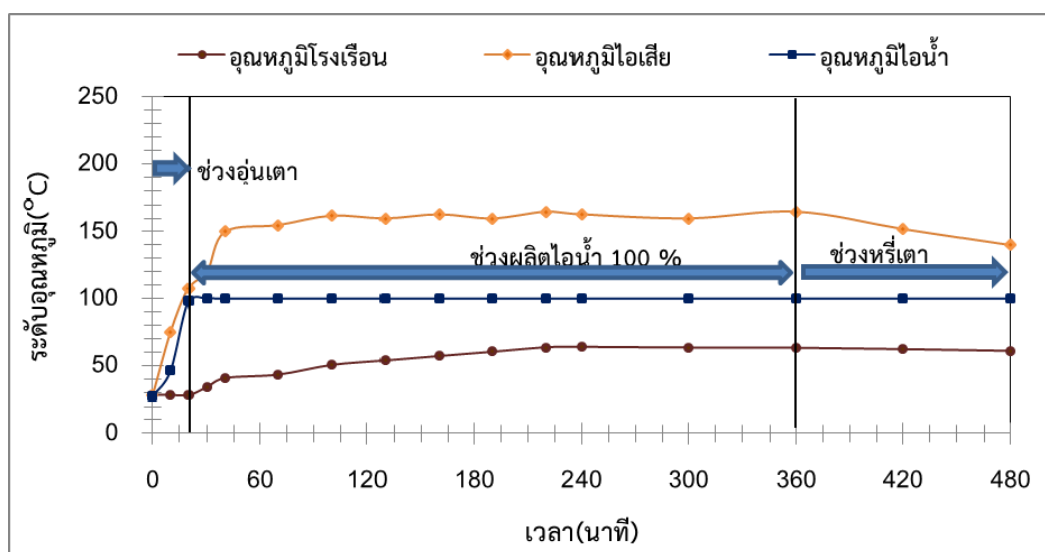
ภาพประกอบ 27 การอบฆ่าเชื้อโรงเรือนเพาะเห็ดฟางด้วยเครื่องผลิตไอน้ำความดันต่ำ

การทดลองอบฆ่าเชื้อโรงเรือนเพาะเห็ดฟางขนาด 308 ลูกบาศก์เมตร ด้วยเครื่องผลิตไอน้ำของชาวบ้าน แบบถังน้ำมันเก่า ขนาด 200 ลิตร จำนวน 4 ใบ ตามภาพประกอบ 28 เติมน้ำครั้งแรก 800 ลิตร และต้องเติมน้ำ 200 ลิตร ทุกๆ 2 ชั่วโมง



ภาพประกอบ 28 การอบฆ่าเชื้อโรงเรือนเพาะเห็ดฟางด้วยเครื่องผลิตไอน้ำด้วยเตาของชาวบ้าน

การอบฆ่าเชื้อภายในโรงเรือนใช้เวลาทั้งสิ้น 8 ชั่วโมง โดย 3 ชั่วโมงแรกอุณหภูมิภายในโรงเรือนเพิ่มขึ้นจาก 28 องศาเซลเซียสเป็น 60 องศาเซลเซียส(T8) และ 5 ชั่วโมงสุดท้ายเป็นการป้อนไอน้ำเพื่อรักษาอุณหภูมิ ภายในโรงเรือนให้คงที่ 60 องศาเซลเซียสโดยการควบคุม ปริมาณการป้อนเชื้อเพลิงไม้ฟืนเข้าเตาแก๊สชีวมวลประสิทธิภาพสูง โดยพิจารณาการทำงานของเครื่องผลิตไอน้ำ 3 ช่วงเวลา คือ ช่วงอุ่นเตา 20 นาที เพื่อต้มน้ำให้ได้อุณหภูมิ 100 องศาเซลเซียส ช่วงผลิตไอน้ำ 100 เปอร์เซ็นต์ 340 นาที ช่วงหรีเตา 120 นาที และปิดเตา ตามภาพประกอบ 29



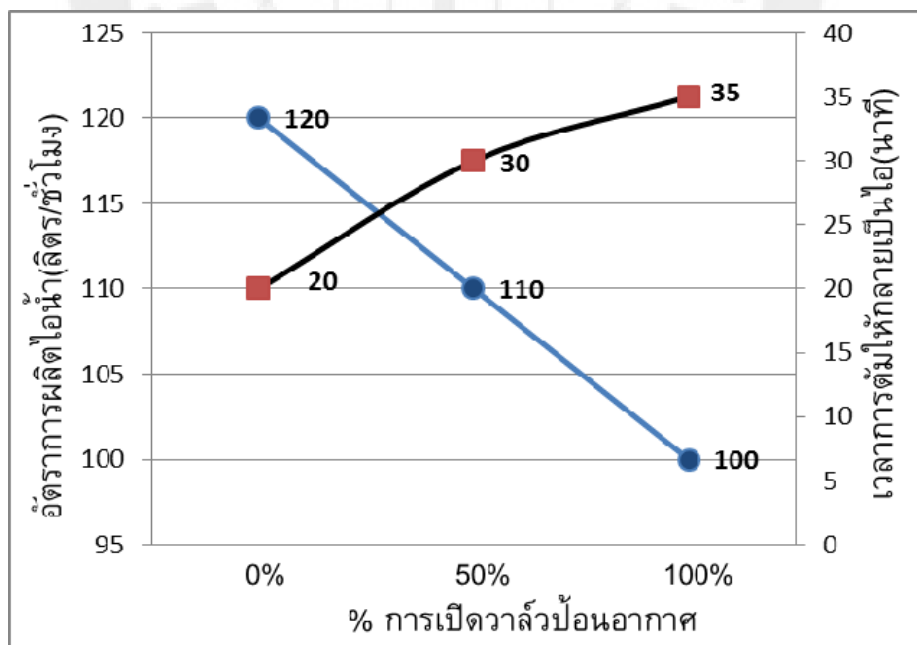
ภาพประกอบ 29 การทำงานของเครื่องผลิตไอน้ำสำหรับการอบฆ่าเชื้อโรงเรือนเพาะเห็ดฟาง

บทที่ 4

ผลและการวิเคราะห์

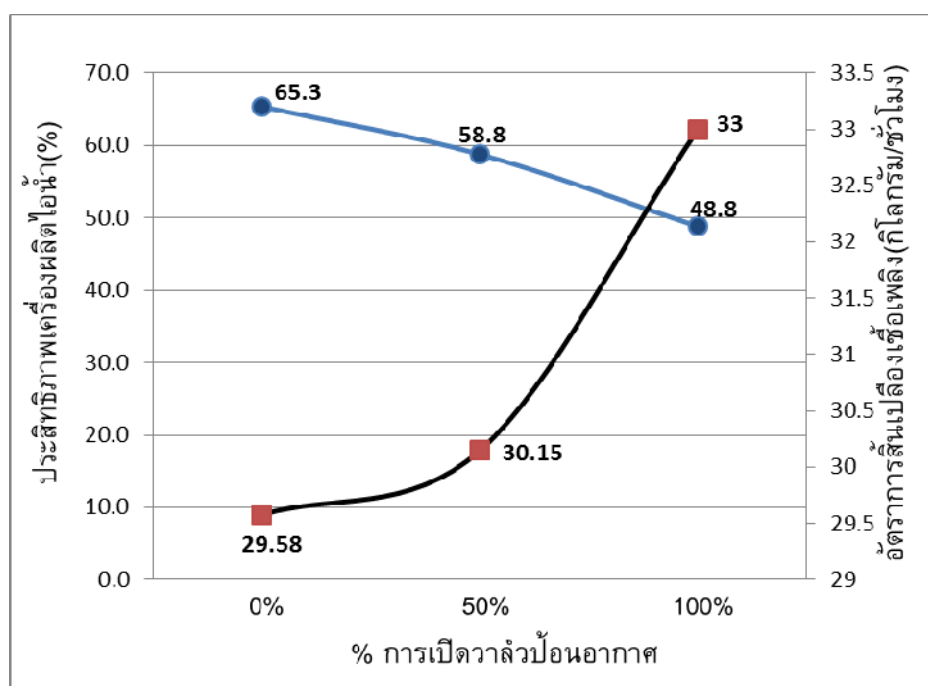
1. ผลการวิเคราะห์สมรรถนะเครื่องผลิตไอน้ำ

เครื่องผลิตไอน้ำสามารถผลิตไอน้ำได้สูงสุดและต่ำสุด 120 และ 100 ลิตรต่อชั่วโมงตามลำดับโดยมีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงสูงสุดและต่ำสุด 33 และ 29 กิโลกรัมต่อชั่วโมงตามลำดับโดยผลการวิเคราะห์สมรรถนะของเครื่องผลิตไอน้ำ พบว่ามีค่าอยู่ในช่วง 65 เปอร์เซ็นต์ และ 49 เปอร์เซ็นต์ ที่ซึ่งมีอัตราการผลิตไอน้ำและช่วงเวลาในการต้มน้ำให้กลายเป็นไอน้ำที่แตกต่างกันตามภาระความร้อนที่ป้อนเข้าเครื่องผลิตไอน้ำในแต่ละเงื่อนไขการทดลอง ปริมาณภาระความร้อนที่ป้อนเข้าเครื่องผลิตไอน้ำในแต่ละเงื่อนไขการเปิดวาล์วป้อนอากาศ มีความสัมพันธ์แบบแปรผกผันกับอัตราการผลิตไอน้ำ เนื่องจากการเผาไหม้ที่วาล์วป้อนอากาศตำแหน่ง 0 เปอร์เซ็นต์สามารถผลิตก๊าซเชื้อเพลิงได้ในปริมาณที่มากกว่า 50 เปอร์เซ็นต์ และ 100 เปอร์เซ็นต์ ซึ่งแปรผันโดยตรงกับเวลาในการต้มน้ำให้กลายเป็นไอน้ำ ในขณะที่ การเผาไหม้ของเตาชีวมวลที่วาล์วป้อนอากาศตำแหน่ง 0 เปอร์เซ็นต์ ให้อุณหภูมิการเผาไหม้สูงสุดที่ 800 องศาเซลเซียส มีการปลดปล่อยก๊าซคาร์บอนมอนนอกไซด์ต่ำสุดที่ 195 ppm และจากการสังเกตไอน้ำพบว่ามีสีน้ำตาล

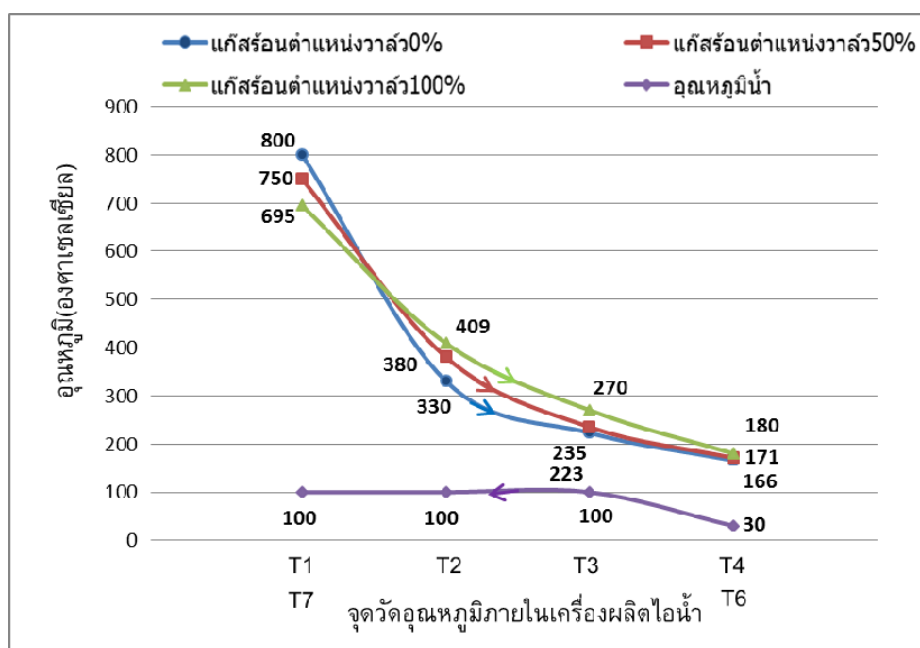


ภาพประกอบ 30 กราฟเปรียบเทียบอัตราการผลิตไอน้ำและเวลาการต้มน้ำให้กลายเป็นไอน้ำ

สำหรับประสิทธิภาพของเครื่องผลิตไอน้ำความดันต่ำ มีประสิทธิภาพสูงสุด 65 เปอร์เซ็นต์ ในตำแหน่งวาล์วป้อนอากาศ 0 เปอร์เซ็นต์ เพราะตำแหน่งของวาล์ว 0 เปอร์เซ็นต์ เป็นตำแหน่งที่มี อากาศ เข้าห้องทำ ปฏิกิริยา 30 เปอร์เซ็นต์ของเชื้อเพลิง ตามทฤษฎี ทำให้เกิด แก๊สเชื้อเพลิงดีที่สุด จากกระบวนการ แก๊สซิฟิเคชัน ส่วน ที่ตำแหน่งวาล์ว ที่ 50 เปอร์เซ็นต์ และ 100 เปอร์เซ็นต์ นั้น มี อากาศเข้าไปปริมาณที่ทำให้เกิด ปฏิกิริยาการเผาไหม้ ซึ่งเป็น Combustion ดังนั้น กระบวนการเกิด แก๊สเชื้อเพลิงที่น้อยลง ทำให้ประสิทธิภาพของเตาแก๊สชีวมวลหรือเครื่องผลิตไอน้ำต่ำลง อีกทั้งทำให้ อัตราการใช้เชื้อเพลิงที่สูงขึ้นด้วย ตามภาพประกอบ 31



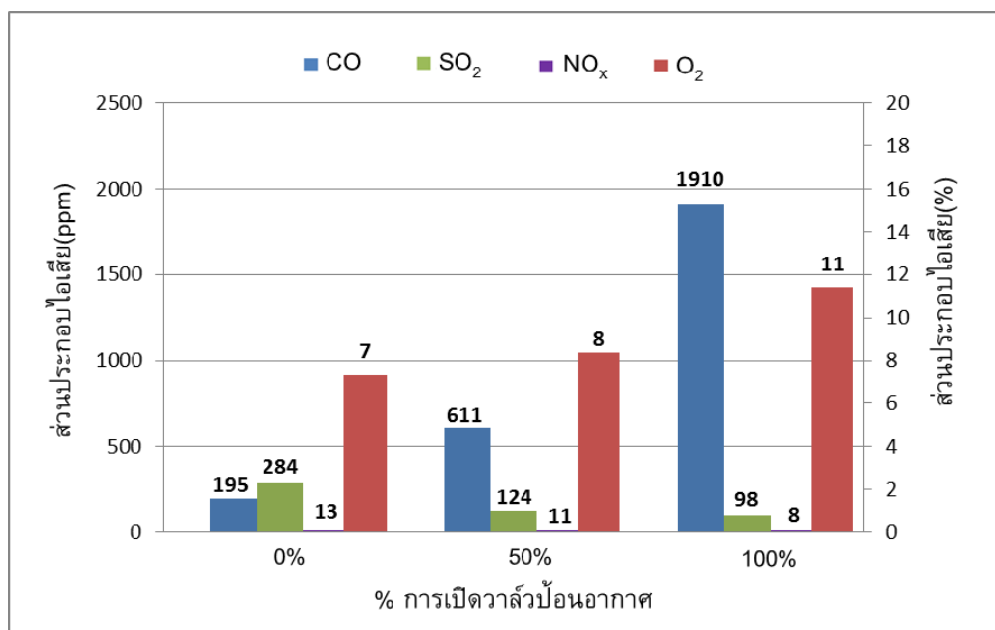
ภาพประกอบ 31 กราฟแสดงประสิทธิภาพของเครื่องผลิตไอน้ำและอัตราการใช้เชื้อเพลิง



ภาพประกอบ 32 กราฟแสดงอุณหภูมิแก๊สร้อนสำหรับการเปิดวาล์วป้อนอากาศในแต่ละตำแหน่ง

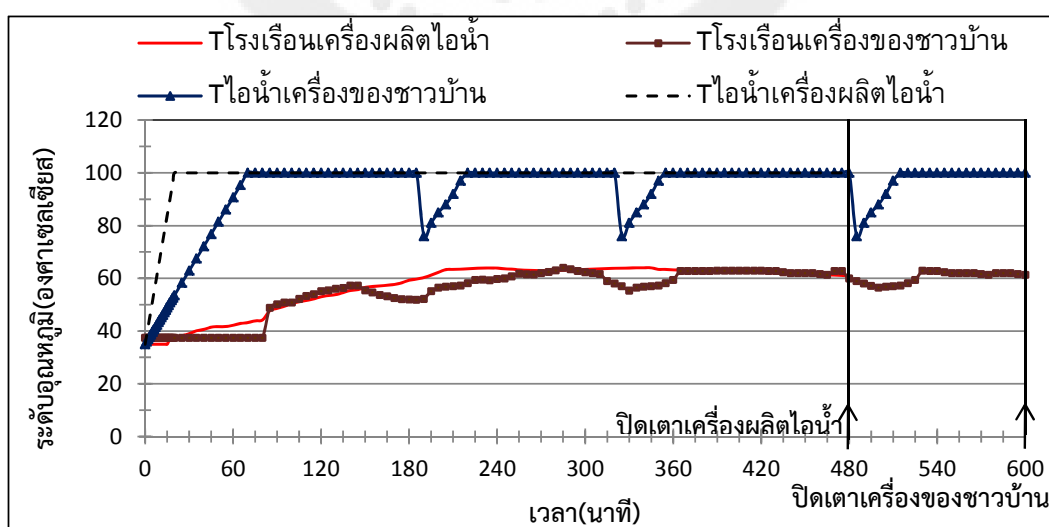
ตาราง 7 ตารางแสดงส่วนประกอบไอเสียที่ตำแหน่งวาล์วป้อนอากาศต่าง ๆ

ตำแหน่งวาล์ว ป้อนอากาศ	ครั้งที่	ส่วนประกอบไอเสีย (ppm)			
		CO(ppm)	O ₂ (%)	NO _x (ppm)	SO ₂ (ppm)
0%	1	185	8.37	11.84	238
	2	212	6.61	13.16	311
	3	189	7.03	13.06	302
50%	1	491	8.66	10.94	118
	2	812	9.92	10.12	106
	3	531	6.48	13.02	147
100%	1	1902	10.77	8.90	118
	2	1803	11.19	8.29	99
	3	2026	12.30	7.66	76



ภาพประกอบ 33 กราฟแสดงส่วนประกอบไอเสียในแต่ละตำแหน่งวาล์วป้อนอากาศ

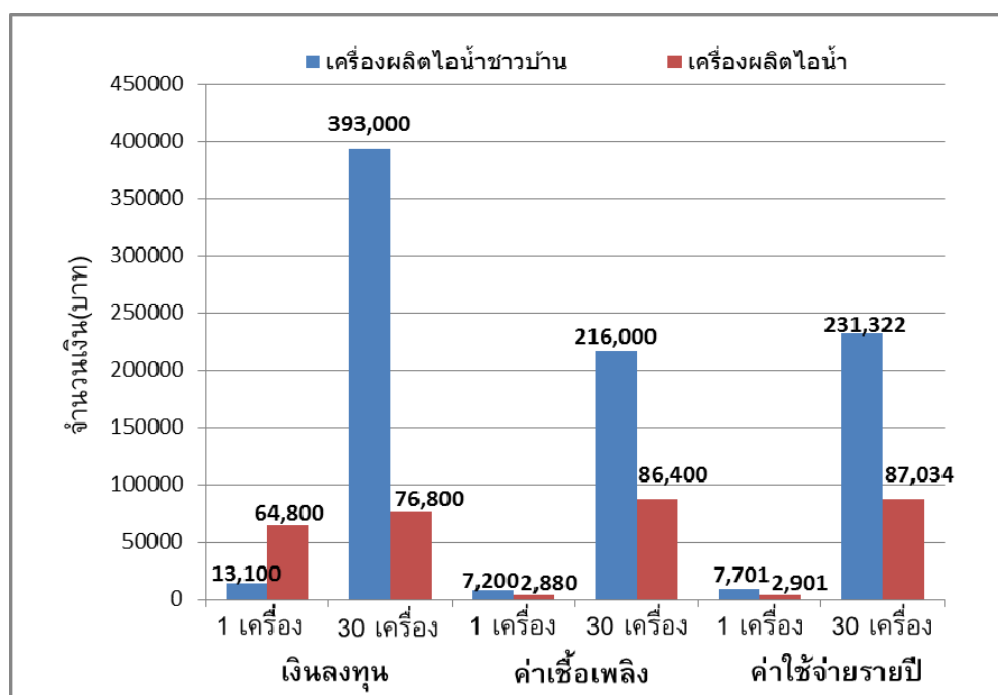
ในกระบวนการอบฆ่าเชื้อโรงเรือนเพาะเห็ดฟางเปรียบเทียบระหว่างเครื่องผลิตไอน้ำและเครื่องผลิตไอน้ำของชาวบ้านตามภาพประกอบ 34 การต้มน้ำให้กลายเป็นไอน้ำความดันต่ำด้วยเครื่องผลิตไอน้ำใช้เวลาประมาณ 20 นาทีซึ่งเร็วกว่าเครื่องผลิตไอน้ำของชาวบ้านที่ใช้เวลาประมาณ 60 นาที เนื่องจากเครื่องผลิตไอน้ำของชาวบ้านมีการสูญเสียความร้อนสูงกว่าเครื่องผลิตไอน้ำทำให้ประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนต่ำจะนั้นการควบคุมอุณหภูมิโรงเรือนให้คงที่ 60 °C ด้วยเครื่องผลิตไอน้ำของชาวบ้านสามารถทำได้ช้ากว่าและไม่ต่อเนื่องเนื่องจากการต้องมีการเติมน้ำ 200 ลิตร ทุก ๆ 2 ชั่วโมง



ภาพประกอบ 34 การเปรียบเทียบการทำงานของเครื่องผลิตไอน้ำกับเครื่องผลิตไอน้ำของชาวบ้าน

2. ผลการวิเคราะห์ต้นทุนและค่าใช้จ่าย

ในกระบวนการอบฆ่าเชื้อโรงเรือนเพาะเห็ดฟางขนาด 308 ลูกบาศก์เมตรจำนวน 30 โรงเรือนด้วยเครื่องผลิตไอน้ำความดันต่ำใช้เงินลงทุนต่ำกว่าเครื่องผลิตไอน้ำของชาวบ้าน (แบบใช้ถังน้ำมันเก่าขนาด 200 ลิตรจำนวนสี่ใบ) ร้อยละ 80 และสามารถลดค่าใช้จ่ายทั้งหมดต่อปีได้ ร้อยละ 72 นอกจากนี้เครื่องผลิตไอน้ำยังสามารถลดเวลาในการอบฆ่าเชื้อโรงเรือนได้ 2 ชั่วโมงตามภาพประกอบ 35 รายละเอียดการวิเคราะห์ต้นทุนและค่าใช้จ่าย ของเครื่องผลิตไอน้ำของชาวบ้านและเครื่องผลิตไอน้ำตามตาราง 8



ภาพประกอบ 35 เปรียบเทียบต้นทุน ค่าเชื้อเพลิงและค่าใช้จ่ายรายปีระหว่างเครื่องผลิตไอน้ำชาวบ้านกับเครื่องผลิตไอน้ำ

ตาราง 8 ตารางเปรียบเทียบต้นทุนและค่าใช้จ่ายของเครื่องผลิตไอน้ำ

รายการ	เครื่องผลิตไอน้ำชาวบ้าน		เครื่องผลิตไอน้ำ	
	1	30	1	30
จำนวนโรงเรือน	1	30	1	30
เงินลงทุน				
จำนวนเครื่องผลิตไอน้ำ (ชุด)	1	30	1	1
เครื่องผลิตไอน้ำ (บาท)	6,000	180,000	60,000	72,000*
อายุการใช้งาน (ปี)	2	2	10	10
พัดลมหยอโซ่ง 370 W (บาท)	2,300	69,000	-	-
อายุการใช้งาน (ปี)	10	10	-	-
ปั้มน้ำ Mitsubishi 150 W (บาท)	4,800	144,000	4,800	4,800
อายุการใช้งาน (ปี)	10	10	10	10
รวมเงินลงทุน (บาท)	13,100	393,000	64,800	76,800
ค่าเสื่อมราคา (บาทต่อปี)	3,710	111,300	6,480	7,680
ค่าใช้จ่าย				
- เชื้อเพลิง(กิงไม้ยูคาแห้ง)				
ชั่วโมงทำงานเฉลี่ยต่อปี	120	3,600	96	2,880
ปริมาณเชื้อเพลิง (กิโลกรัมต่อปี)	7,200	216,000	2,880	86,400
ค่าเชื้อเพลิง (บาทต่อปี)	7,200	216,000	2,880	86,400
- พัดลมหยอโซ่ง 370 W				
ชั่วโมงทำงานเฉลี่ยต่อปี	120	3,600	-	-
ค่าไฟฟ้าเฉลี่ย (บาทต่อปี)	480	14,400	-	-
- ปั้มน้ำ Mitsubishi 150 W				
ชั่วโมงทำงานเฉลี่ยต่อปี	5	230	5	158
ค่าไฟฟ้าเฉลี่ย (บาทต่อปี)	21	922	21	634
รวมค่าใช้จ่ายรายปี	7,701	231,322	2,901	87,034
ค่าใช้จ่ายรวมบวกค่าเสื่อมเฉลี่ยต่อปีต่อโรงเรือน	11,411	11,421	9,381	3,157
ค่าใช้จ่ายรวมลดลงเมื่อเทียบกับเครื่องผลิตไอน้ำของชาวบ้าน (เปอร์เซ็นต์)	-	-	18	72

หมายเหตุ * ราคาเครื่องผลิตไอน้ำแบบเคลื่อนที่แพงกว่าแบบอยู่กับที่ 12,000 บาท

บทที่ 5

สรุปและข้อเสนอแนะ

1. สรุปผลการวิจัย

เครื่องผลิตไอน้ำความดันต่ำถูกออกแบบและสร้างโดยการประยุกต์ใช้ทฤษฎีการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างอากาศร้อนจากการเผาไหม้เชื้อเพลิงกับน้ำภายในชุดกลุ่มท่อโดยสามารถใช้ร่วมกับเตาแก๊สชีวมวล ซึ่งสามารถเร่งหรือได้เชื้อเพลิงที่ใช้ในการผลิตความร้อนด้วยเตาแก๊สชีวมวล คือ กิ่งไม้ยูคาลิปตัสที่มีค่าความร้อน 15.83 เมกะจูลต่อกิโลกรัม เครื่องผลิตไอน้ำความดันต่ำสามารถผลิตไอน้ำได้สูงสุดและต่ำสุด 120 และ 100 ลิตรต่อชั่วโมง ตามลำดับโดยมีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงสูงสุดและต่ำสุด 33 และ 29 กิโลกรัมต่อชั่วโมงตามลำดับนั้นสมรรถนะของเครื่องผลิตไอน้ำพบว่ามีความอยู่ในช่วง 65 เปอร์เซ็นต์ และ 49 เปอร์เซ็นต์ ตามลำดับซึ่งสมรรถนะสูงสุดมีค่าสูงกว่าเครื่องผลิตไอน้ำของชาวบ้านและใกล้เคียงกับเครื่องผลิตไอน้ำความดันต่ำสำหรับอุตสาหกรรมครัวเรือน[7] ซึ่งในการอบค่าเชื้อโรงเรือนเพาะเห็ดฟางขนาด 308 ลูกบาศก์เมตรพบว่าใช้เวลาในการอบฆ่าเชื้อทั้งสิ้น 8 ชั่วโมงโดยสามชั่วโมงแรกอุณหภูมิภายในโรงเรือนเพิ่มขึ้นจาก 28 องศาเซลเซียส เป็น 60 องศาเซลเซียส และเวลาที่เหลือเป็นการป้อนไอน้ำเพื่อรักษาอุณหภูมิภายในโรงเรือนให้คงที่ที่ 60 องศาเซลเซียส การอบฆ่าเชื้อโรงเรือนด้วยเครื่องผลิตไอน้ำสามารถประหยัดเชื้อเพลิงไม้ฟืนได้ 60 เปอร์เซ็นต์ เมื่อเทียบกับเครื่องผลิตไอน้ำของชาวบ้านส่งผลให้ประหยัดค่าใช้จ่ายในการซื้อไม้ฟืนได้ 60 เปอร์เซ็นต์ โดยค่าใช้จ่ายลดลงจาก 600 เหลือประมาณ 240 บาท ขณะเดียวกันสามารถประหยัดเวลาในการอบฆ่าเชื้อโรงเรือนได้ 2 ชั่วโมง การปลดปล่อยมลพิษสู่สิ่งแวดล้อมพบว่าปริมาณ CO ลดลงจาก 9,630 ppm เหลือ 195 ppm และไอเสียมีสีน้ำตาลในตอนที่ไอเสียจากเตาเดิมมีสีดำ จากผลการวิจัยในครั้งนี้เมื่อกลุ่มเกษตรกรเพาะเลี้ยงเห็ดฟางนำเครื่องผลิตไอน้ำความดันต่ำไปใช้อบฆ่าเชื้อโรงเรือนเพาะเห็ดฟางสามารถช่วยแก้ไขปัญหาทั้งทางด้านเศรษฐกิจ สุขอนามัยและสิ่งแวดล้อมได้เป็นอย่างดี

2. ข้อเสนอแนะ

การออกแบบเครื่องผลิตไอน้ำความดันต่ำโดยการประยุกต์ใช้ทฤษฎีการแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถปรับปรุงประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อนของชุดกลุ่มท่อ เพื่อเพิ่มสมรรถนะของเครื่องผลิตไอน้ำความดันต่ำให้สูงขึ้นได้ด้วยการจำลองการไหลเวียนของอากาศร้อนผ่านชุดกลุ่มท่อในแต่ละกลับด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ประกอบการวิเคราะห์การแลกเปลี่ยนความร้อนที่เกิดขึ้นภายในชุดกลุ่มท่อสำหรับการออกแบบเครื่องผลิตไอน้ำความดันต่ำให้มีประสิทธิภาพมากที่สุด

บรรณานุกรม



บรรณานุกรม

- [1] Incropera, Frank, P.; & David, P.D. (1996). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. New York: John Wiley & Sons.
- [2] Zukauskas, A., 1972. "Heat transfer from Tubes in Cross Flow." in J.P. Hartnett and T.F. Irvine, Jr., Eds., *Advances in Heat Transfer*. Vol. 8, New York: Academic Press.
- [3] พงศ์เจษฎ์ พรหมวงศ์. (2542). *การถ่ายเทความร้อน*. กรุงเทพฯ : ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง.
- [4] จริญญา จิรวินบูลย์. (2553). *หม้อไอน้ำ ฉบับใช้งานโรงงาน*. กรุงเทพฯ : สมาคมส่งเสริมเทคโนโลยี (ไทย-ญี่ปุ่น)
- [5] สมมาส แก้วล้วน ดำรง ศักดิ์จันโทสี, สุรัชย์ จันทรศิริ; และเวคิน ปิยรัตน์. (2558). การทดสอบ สมรรถนะเตาชีวมวลขนาด 20kW. *วิศวกรรมศาสตร์มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ*. 8(1): 24-33.
- [6] โครงการการสร้างเครื่องต้นแบบเตาชีวมวลสำหรับผลิตความร้อน ธันวาคม 2554 ถึง พฤษภาคม 2555 ศูนย์บริการวิชาการแก่ชุมชนมหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ อำเภอองครักษ์ จังหวัดนครนายก.
- [7] พรประสิทธิ์ คงบุญ จีระศักดิ์ เพียรเจริญ; และสุเทพชุกกลิ่น. (2554). การพัฒนาเครื่องผลิตไอน้ำ ความดันต่ำสำหรับอุตสาหกรรมครัวเรือน. *วิศวกรรมสาร มช.* 38(2): 111-116.
- [8] ลื่อนาม ลื่อนพงษ์. (2553). *เตาผลิตไอน้ำสำหรับโรงเรือนเพาะเห็ด*. นนทบุรี: แดเน็กซ์ อินเตอร์คอปอเรชั่น.
- [9] ลื่อนพงษ์ ลื่อนนาม; ดวงกมล ปานรศทิพ ธรรมมาวิวัฒน์; และ สมศักดิ์ คูหาสวรรค์เวช. (2553). "การออกแบบพัฒนาเตาผลิตไอน้ำสำหรับโรงเรือนเพาะเห็ด". *การประชุมวิชาการมหาวิทยาลัยขอนแก่น "การพัฒนาที่ยั่งยืน" 21-23 มกราคม*. 326-329.
- [10] จิรวรรณ หาญวัฒนกุล. (2553). มลพิษทางอากาศที่เกิดจากควันยางรถยนต์. *บทความวิทยุกระจายเสียงรายการสาระยามบ่ายครั้งที่ 33 กระจายเสียงจากสถานีวิทยุกระจายเสียงแห่งประเทศไทย ประจำเดือน ตุลาคม*. 1-4.
- [11] วีระ จันทรวิวัฒน์. (2528). *การถ่ายเทความร้อน*. กรุงเทพฯ: สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง.

ภาคผนวก





ภาคผนวก ก

รายการสัญลักษณ์

รายการสัญลักษณ์

สัญลักษณ์

D	=	เส้นผ่านศูนย์กลาง, m
V	=	ความเร็วของไหล, m/s
S_T	=	ระยะในแนวตั้งระหว่างจุดศูนย์กลางของท่อ 2 ท่อ, m
S_L	=	ระยะในแนวนอนระหว่างจุดศูนย์กลางของท่อ 2 ท่อ, m
S_D	=	ระยะในแนวทแยง, m
C_1, C_2	=	ค่าคงที่ของลักษณะการจัดวางท่อ
$Re_{D,max}$	=	ค่า Reynolds number ที่มีค่ามากที่สุด
m	=	ค่าคงที่ของลักษณะการจัดวางท่อ
Pr_∞, Pr_s	=	ค่า Prandtl number
Q	=	ความร้อนที่ป้อนให้กับกลุ่มท่อ, W
$\dot{m}$	=	อัตราการไหลของมวล, kg
C_p	=	ค่าความร้อนจำเพาะของแก๊สร้อน, kJ/kg-k
T_{in}	=	อุณหภูมิทางเข้าของแก๊สร้อนก่อนกระทบกับกลุ่มท่อ, °C
T_{out}	=	อุณหภูมิทางเข้าของแก๊สร้อนหลังกระทบกับกลุ่มท่อ, °C
h	=	สัมประสิทธิ์การพาความร้อน, W/m ² -K
$\bar{h}$	=	สัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ย, W/m ² -K
A_s	=	พื้นที่ผิวของกลุ่มท่อ, m ²
T_w	=	อุณหภูมิเฉลี่ยผนังท่อ, °C
T_b	=	อุณหภูมิของไหลเฉลี่ย, °C
D_h	=	ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ, m
k	=	ค่าการนำความร้อน, W/m ² -K
$\dot{m}_g$	=	อัตราการผลิตไอน้ำ, kg/hr
$\dot{m}_f$	=	อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง, kg/hr
h_2	=	พลังงานความร้อน (Enthalpy) ไอน้ำ, kJ/kg
h_1	=	พลังงานความร้อน (Enthalpy) น้ำป้อน, kJ/kg
LHV	=	ค่าความร้อนต่ำของเชื้อเพลิงชีวมวล, kJ/kg
ppm	=	หน่วยส่วนในล้านส่วน ย่อมาจาก part per million
h_{fg}	=	ความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอ
g	=	อัตราเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วง
g_c	=	ค่าคงที่

C_{sf}	=	ค่าความหยาบของผิว และการทำให้ผิวเปียก
f	=	ตัวประกอบเสียดทาน (Friction factor)
C_r	=	อัตราความจุ (Capacity ratio)
ν	=	ค่าความหนืดจลน์
ε	=	อัตราส่วนของความร้อนที่ถูกถ่ายเท (effectiveness)
σ	=	แรงดึงผิวที่ผิวร่วมของเหลวและไอ
μ	=	สมรรถนะของเครื่องผลิตไอน้ำ
Δ	=	ผลต่าง



ภาคผนวก ข

การออกแบบเครื่องผลิตไอน้ำและเตาชีวมวลประสิทธิภาพสูง

1. การออกแบบและการคำนวณเครื่องผลิตไอน้ำความดันต่ำ

เก็บข้อมูลการผลิตไอน้ำเพื่ออบฆ่าเชื้อโรงเรือนเพาะเห็ดของชาวบ้าน โดยทั่วไป ชาวบ้านจะทำโรงเรือนเพาะเห็ดที่มีขนาด 308 ลูกบาศก์เมตร หรือ ขนาดความกว้าง 7.55 เมตร ความยาว 13.50 เมตร ความสูง 2.5 เมตร และมีความสูงของหลังคา 1.05 เมตร มีการใช้น้ำเติมครั้งแรก 1,600 ลิตร (ใช้ถัง 200 ลิตร จำนวน 4 ใบ) และมีการเติมน้ำ ครั้งที่ 2 ในช่วงที่กำลังให้ความร้อน และยังคงเหลือน้ำในถัง หลังจากกระบวนการฆ่าเชื้อเสร็จสิ้น ซึ่งมีการใช้น้ำไปประมาณ 820 ลิตร ส่วนการใช้เชื้อเพลิงทั้งสิ้น 465 กิโลกรัม ซึ่งใช้เชื้อเพลิงไม้ยูคาลิปตัสและเศษไม้เก่า เพื่อการออกแบบและสร้างเครื่องผลิตไอน้ำความดันต่ำด้วยหลักการของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเปลือกและท่อ แบบไหลผ่านหนึ่งเปลือก (One Shell pass) และไหลผ่านหนึ่งท่อ (One tube pass) ที่ซึ่งมีลักษณะการไหลแบบสวนทางกัน (Counter flow) โดยน้ำในชุดกลุ่มท่อไหลสวนทางกับอากาศร้อนจากเตาแก๊สชีวมวล ซึ่งมีรายละเอียดการคำนวณดังต่อไปนี้

1.1 ข้อมูลการผลิตไอน้ำด้วยเครื่องผลิตไอน้ำแบบเดิม

ตาราง 9 ข้อมูลโรงเรือนเพาะเห็ดฟาง

โรงเรือน ที่	ขนาดโรงเรือน				ปริมาตร (m^3)	เชื้อเพลิง ที่ใช้ (kg)	อัตราการใช้ เชื้อเพลิง (kg/m^3)
	W	L	H	h			
1	9.18	15.00	2.26	1.23	395	310	0.784
2	9.18	15.00	2.26	1.23	395	310	0.784
3	7.55	13.50	2.50	1.05	308	241	0.784
4	7.55	13.50	2.50	1.05	308	241	0.784
5	7.55	13.50	2.50	1.05	308	241	0.784
6	7.55	13.50	2.50	1.05	308	241	0.784
7	8.63	16.30	2.22	1.18	395	281	0.784
8	9.67	11.62	2.55	1.30	359	242	0.784
9	9.67	11.62	2.55	1.30	359	242	0.784

1.2 ข้อมูลเครื่องผลิตไอน้ำแบบเดิม



ภาพประกอบ 36 เตาอบแบบเดิมที่ชาวบ้านใช้อบฆ่าเชื้อในโรงเรือนเพาะเห็ด

ถังขนาด 200 ลิตร จำนวน 4 ถัง ทำการเติมน้ำสองครั้ง

ปริมาตร รวม $200 \times 4 \times 2 = 1600$ ลิตร

เนื่องจากปริมาณน้ำที่ใส่ในถังไม่สามารถวัดได้และจะมีน้ำเหลือหลังจากการอบไอน้ำเสร็จ
ซึ่งจะใช้น้ำประมาณ 60 เปอร์เซ็นต์

ดังนั้นปริมาตรน้ำที่ใช้ 1600×60 เปอร์เซ็นต์ = 960 ลิตร

เนื่องจากการอบฆ่าเชื้อในโรงเห็ดใช้ระยะเวลาทั้งหมด 8 ชั่วโมง แต่เสียระยะเวลาในการจุด
ไฟและทำให้น้ำกลายเป็นไอประมาณ 1 ชั่วโมง และหลังจากช่วงอบเสร็จใช้เวลาอีก 1 ชั่วโมง

$$\text{ดังนั้นอัตราการใช้ไอน้ำ} = \frac{\text{ปริมาตรน้ำที่ใช้}}{\text{ระยะเวลาที่ใช้ในการอบ}}$$

$$= \frac{960 \text{ ลิตร}}{8 \text{ ชั่วโมง}}$$

$$= 120 \text{ ลิตรต่อชั่วโมง}$$

$$= 120 \text{ กิโลกรัมต่อชั่วโมง}$$

การออกแบบและการคำนวณหาพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน

สมมติฐานในการออกแบบ

1. เครื่องผลิตไอน้ำสามารถผลิตไอน้ำได้ ($\dot{m}_w$) มีค่าเท่ากับ 120 กิโลกรัมต่อชั่วโมง หรือ 0.033 กิโลกรัมต่อวินาที

2. อุณหภูมิน้ำขาเข้า (T_{wi}) มีค่าเท่ากับ 30 องศาเซลเซียส

3. อุณหภูมิไอน้ำขาออก (T_{vo}) มีค่าเท่ากับ 100 องศาเซลเซียส

4. อุณหภูมิอากาศร้อนขาเข้า (T_{ai}) มีค่าเท่ากับ 900 องศาเซลเซียส

5. อุณหภูมิไอเสียขาออก (T_{ao}) มีค่าเท่ากับ 200 องศาเซลเซียส

ข้อกำหนดในการออกแบบ

1. เลือกใช้ท่อสแตนเลส เกรด 304 มาตรฐาน ASTM A-312 ขนาดท่อ Normal Pipe Size (NPS) 2 นิ้ว เป็นท่อแลกเปลี่ยนความร้อน

- เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกท่อ (D_o) เท่ากับ 60.33 มิลลิเมตร

- ความหนาผนังท่อ (Schedule 10S) เท่ากับ 2.77 มิลลิเมตร

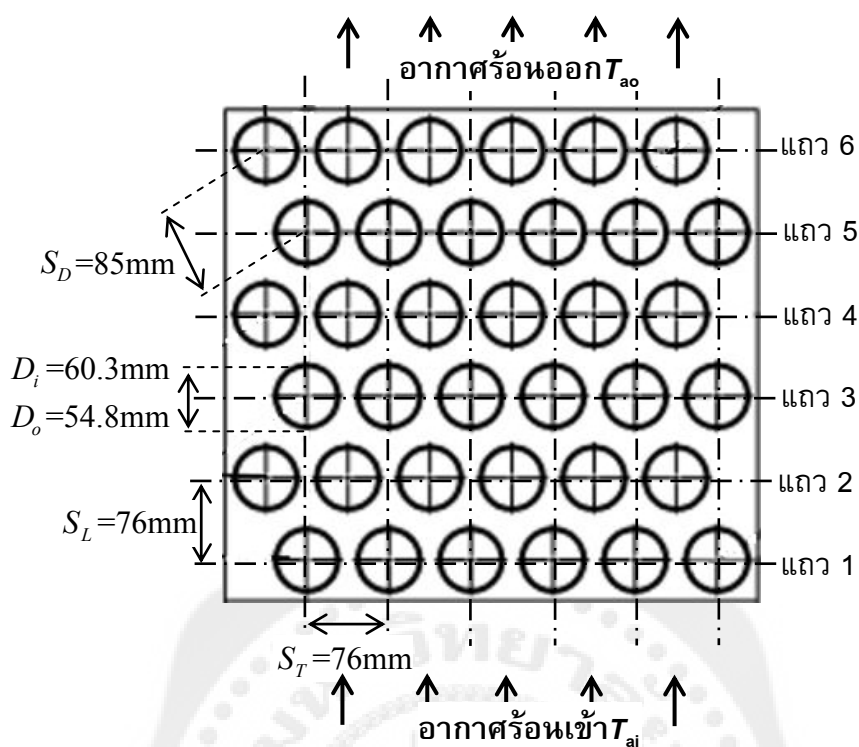
- เส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ (D_i) 54.79 มิลลิเมตร

2. จัดวางกลุ่มท่อแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเยื้องกัน (Staggered)

- จำนวนแถว (N_L) 6 แถว จำนวนท่อ (N) 36 ท่อ

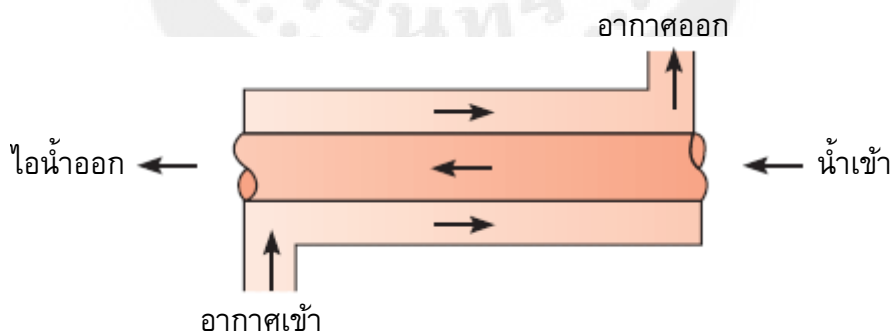
- ระยะในแนวขวางระหว่างจุดศูนย์กลางท่อ 2 ท่อ (S_T) เท่ากับ 0.076 เมตร

- ระยะในแนวยาวระหว่างจุดศูนย์กลางท่อ 2 ท่อ (S_L) เท่ากับ 0.076 เมตร

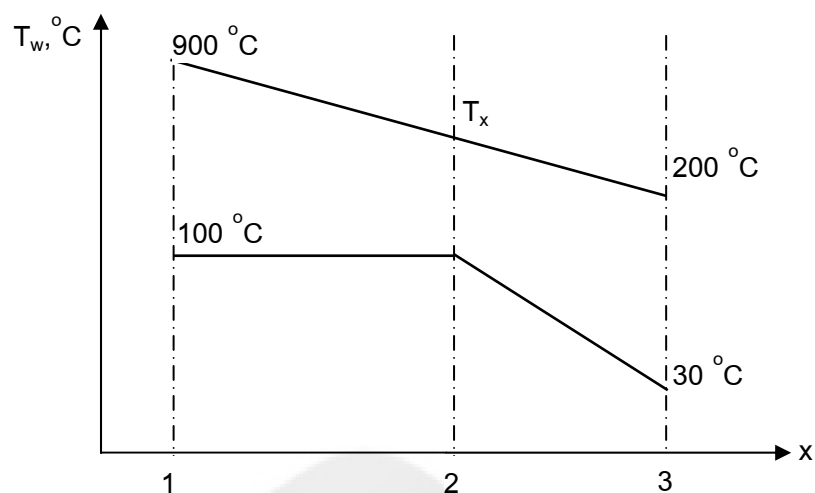


ภาพประกอบ 37 การจัดวางชุดกลุ่มท่อแบบเยื้องกัน (Staggered)

3. การคำนวณหาพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องผลิตไอน้ำถูกพิจารณาให้มีการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนกันและมีการไหลของสารทำงานในทิศทางสวนทางกันตามภาพประกอบ 38 เพื่อให้ง่ายในการวิเคราะห์และการคำนวณ



ภาพประกอบ 38 การแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนกันและมีการไหลแบบสวนทางกัน



ภาพประกอบ 39 แสดงรูปร่างของอุณหภูมิสำหรับการไหลสวนทางกันในเครื่องแบบท่อซ้อนกัน

การคำนวณหาพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนในส่วนของการต้มน้ำให้เดือด(จุดที่2-3)

จากสมมติฐาน

เครื่องผลิตไอน้ำสามารถผลิตไอน้ำได้ ($\dot{m}_w$) 0.033 kg/s

อุณหภูมิน้ำขาเข้า (T_{wi}) มีค่าเท่ากับ 30 °C หรือ 303 K

อุณหภูมิไอน้ำขาออก (T_{vo}) มีค่าเท่ากับ 100 °C หรือ 373 K

จากตารางคุณสมบัติเทอร์โมไดนามิกส์ของน้ำอัดตัวที่

$$\bar{T}_w = \frac{30 + 100}{2} = 65^\circ\text{C} (338\text{K}) \cong 340\text{ K}$$

$$c_p = 4188 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$$

$$\rho = 979.432 \text{ kg/m}^3$$

$$k = 0.66 \text{ W/m} \cdot \text{K}$$

$$v = 4.288 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\mu = 4.2 \times 10^{-4} \text{ N} \cdot \text{s/m}^2$$

$$h_{fg@100^\circ\text{C}} = 2257 \text{ kJ/kg}$$

พลังงานความร้อนสำหรับการต้มน้ำให้เดือด

$$q_{2-3} = \dot{m}_w c_p (T_{vo} - T_{wi})$$

$$= 0.033 \text{ kg/s} \times 4188 \text{ J/kg} \cdot \text{K} (373 - 303) \text{ K}$$

$$= 9,674.28 \text{ W}$$

พลังงานความร้อนสำหรับการเปลี่ยนสถานะของน้ำ

$$\begin{aligned} q_{1-2} &= \dot{m}_w h_{fg} \\ &= 0.033 \text{ kg/s} \times 2,257 \text{ kJ/kg} \\ &= 74,481 \text{ W} \end{aligned}$$

พลังงานความร้อนรวม

$$\begin{aligned} q_T &= q_{1-2} + q_{2-3} \\ &= 74,481 \text{ W} + 9,674.28 \text{ W} \\ &= 84,155 \text{ W} \end{aligned}$$

คำนวณหาอัตราการไหลของอากาศร้อนเฉลี่ย

$$\begin{aligned} q_T &= \dot{m}_a c_p \Delta T \\ 84,155 \text{ W} &= \dot{m}_a \times 1103 \text{ J/kgK} (1173\text{K} - 473\text{K}) \\ \dot{m}_a &= 0.109 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนของอากาศร้อนให้กับการต้มน้ำให้เดือด

$$\begin{aligned} q_{2-3} &= \dot{m}_a c_p (T_{ai} - T_{ao}) \\ 9,674.28 &= 0.109 \text{ kg/s} \times c_p (T_x - 473) \text{K} \end{aligned}$$

สมมติค่าอุณหภูมิเฉลี่ย T_x สำหรับนำไปหาค่าอุณหภูมิเฉลี่ย $\bar{T}_{a23}$ และหาค่า c_p ที่สอดคล้องกับสมการในข้างต้น ค่าเริ่มต้นในการสมมุติสามารถคำนวณได้จากการเปรียบเทียบสัดส่วนความร้อนและอุณหภูมิ

$$\frac{q_{1-2}}{q_{1-2} + q_{2-3}} = \frac{T_{ai} - T_x}{T_{ai} - T_{ao}}$$

$$\frac{74,481}{74,481 + 9,674} = \frac{900 - T_x}{900 - 200}$$

$$T_x = 280^\circ\text{C}$$

นำค่า T_x มาใช้หาค่าอุณหภูมิเฉลี่ยในช่วง 2-3

$$\bar{T}_{a23} = \frac{T_x + T_{ao}}{2}$$

$$\bar{T}_{a23} = \frac{280 + 200}{2}$$

$$= 240^\circ\text{C} (513\text{K})$$

จากอุณหภูมิเฉลี่ยของอากาศร้อนช่วง 2-3 เปิดตารางคุณสมบัติของก๊าซที่ความดันบรรยากาศ $c_p = 1032.6\text{J/kg}\cdot\text{K}$ จากนั้นนำไปแทนค่าในสมการข้างและปรับค่าอุณหภูมิอากาศร้อนที่เข้าสู่ช่วงการอุ่นน้ำป้อน (Economizer): T_x ให้สอดคล้องกับสมการในข้างต้นพบว่าอุณหภูมิ T_x มีค่าประมาณ 285.92°C อุณหภูมิเฉลี่ยประมาณ 243°C และค่า $c_p = 1033\text{J/kg}\cdot\text{K}$

ค่าอัตราความจุความร้อน (Heat Capacity) ของน้ำ

$$C_{w2-3} = \dot{m}_w c_p$$

$$= 0.033\text{ kg/s} \times 4,188\text{ J/kgK}$$

$$= 138.204\text{ W/K}$$

ความเร็วเฉลี่ยของน้ำภายในท่อ

$$V = \frac{\dot{m}_w}{\rho A}$$

$$= \frac{\dot{m}_{wt}/36}{\rho \left(\frac{\pi D_i^2}{4} \right)}$$

$$= \frac{0.033\text{ kg/s}}{9 \times 979.432\text{ kg/m}^3 \times \pi \times (0.05479\text{m})^2}$$

$$= 0.397 \times 10^{-3}\text{ m/s}$$

ค่าเรย์โนลด์ (Reynolds number)

$$\begin{aligned}
 Re &= \frac{\rho V D_i}{\mu} \\
 &= \frac{979.432 \text{ kg/m}^3 \times 0.397 \times 10^{-3} \text{ m/s} \times 0.05479 \text{ m}}{4.2 \times 10^{-4} \text{ Ns/m}^2} \\
 &= 50.724
 \end{aligned}$$

การไหลแบบลามินาร์ $Re \leq 2,300$

พิจารณาให้ฟลักซ์ความร้อนที่ผิว (q'') คงที่ $\overline{Nu} = 4.36$

$$\begin{aligned}
 \bar{h}_{w2-3} &= \overline{Nu} \frac{k}{D} \\
 &= \frac{4.36 \times 0.66 \text{ W/mK}}{0.05479 \text{ m}} \\
 &= 52.52 \text{ W/m}^2\text{K}
 \end{aligned}$$

การคำนวณในส่วนของอากาศที่ไหลภายนอกท่อ

อุณหภูมิอากาศร้อนขาเข้า (T_{a2}) มีค่าเท่ากับ 286°C หรือ 559 K

อุณหภูมิไอเสียขาออก (T_{a3}) มีค่าเท่ากับ 200°C หรือ 473 K

คุณสมบัติเทอร์โมไดนามิกส์ของก๊าซที่ความดันบรรยากาศที่ $\bar{T}_{a2-3} = \frac{286 + 200}{2} = 243^\circ\text{C} (516 \text{ K})$

$$\begin{aligned}
 c_p &= 1033 \text{ J/kg} \cdot \text{K} & \rho &= 0.676 \text{ kg/m}^3 & Pr_s &= 0.695 (T_s = 100^\circ\text{C}) \\
 \mu &= 275.956 \times 10^{-7} \text{ Ns/m}^2 & k &= 41.724 \times 10^{-3} \text{ W/m} \cdot \text{K} \\
 \nu &= 40.959 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} & Pr &= 0.683
 \end{aligned}$$

คำนวณหาอัตราความจุความร้อน (Heat Capacity) ของอากาศ

$$\begin{aligned}
 C_{2-3} &= \dot{m}_a c_p \\
 &= 0.109 \text{ kg/s} \times 1033 \text{ J/kgK} \\
 &= 112.597 \text{ W/K}
 \end{aligned}$$

คำนวณหาอัตราส่วนความจุความร้อน

$$\begin{aligned}
 C_r &= \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \\
 &= \frac{112.597 \text{ W/K}}{138.204 \text{ W/K}} \\
 &= 0.815
 \end{aligned}$$

จากสมการไนส์เซินัมเบอร์ด้านอากาศร้อนจากสมการ (2.5)

$$\overline{Nu}_D = C_1 C_2 Re_{D,\max}^m Pr^{0.36} \left(\frac{Pr_\infty}{Pr_s} \right)^{1/4}$$

เพราะว่า

$$\begin{aligned} S_D &= \left[S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2} \right)^2 \right]^{1/2} \\ &= \left[(0.076 \text{ m})^2 + \left(\frac{0.076 \text{ m}}{2} \right)^2 \right]^{1/2} \\ &= 84.971 \text{ mm} > \frac{S_T + D}{2} = \frac{(76 + 60.33) \text{ mm}}{2} \\ &= 68.165 \text{ mm} \end{aligned}$$

ดังนั้น $V_{\max}$ เกิดขึ้นที่ระนาบขวาง A_1 จากสมการ (2.2)

$$V_{\max} = \frac{S_T}{S_T - D} V$$

ความเร็วเฉลี่ยของอากาศร้อน

$$V = \frac{\dot{m}_a}{\rho A}$$

โดยที่

$$\begin{aligned} A &= L \times W \\ &= (0.5 \times 0.5) \text{ m}^2 \\ &= 0.25 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} V &= \frac{0.109 \text{ kg/s}}{(0.676 \text{ kg/m}^3 \times 0.25 \text{ m}^2)} \\ &= 0.645 \text{ m/s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} V_{\max} &= \frac{S_T}{S_T - D} V \\ &= \frac{0.076 \text{ m}}{(0.076 - 0.06033) \text{ m}} \times 0.645 \text{ m/s} \\ &= 3.128 \text{ m/s} \end{aligned}$$

จากสมการ (2.6)

$$\begin{aligned}
 Re_{D,\max} &= \frac{\rho V_{\max} D_o}{\mu} \\
 &= \frac{V_{\max} D_o}{\nu} \\
 &= \frac{3.128 \text{ m/s} \times 0.06033 \text{ m}}{40.959 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}} \\
 &= 4,607
 \end{aligned}$$

$$\text{และ } \frac{S_T}{S_L} = \frac{0.076 \text{ m}}{0.076 \text{ m}} = 1 < 2$$

จากตาราง 1 ค่าคงที่ของสมการ (2.5) สำหรับการจัดวางท่อแบบเยื้องกัน ($S_T/S_L < 2$)

$$C_1 = 0.35 \left(\frac{S_T}{S_L} \right)^{1/5} = 0.35 \left(\frac{0.076}{0.076} \right)^{1/5} = 0.35 \text{ และ } m = 0.6$$

จากตาราง 2 ค่าตัวประกอบแก้ไข C_2 ของสมการ (2.6) สำหรับการจัดท่อแบบเยื้องกัน ($N_L = 6$)

$$C_2 = \frac{0.95 + 0.92}{2} = 0.935$$

ดังนั้น

$$\begin{aligned}
 \overline{Nu}_D &= 0.35 \times 0.935 \times 4,607^{0.6} \times 0.683^{0.36} \times \left(\frac{0.683}{0.695} \right)^{0.25} \\
 &= 44.816
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \bar{h}_{a2-3} &= \frac{\overline{Nu}_D k}{D_o} \\
 &= \frac{44.816 \times 41.724 \times 10^{-3} \text{ W/m}^2\text{K}}{0.06033 \text{ m}} \\
 &= 30.994 \text{ W/m}^2\text{K}
 \end{aligned}$$

สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (Overall heat transfer coefficient) จากสมการ

(2.11)

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R''_{f,i}}{A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k L} + \frac{R''_{f,o}}{A_o} + \frac{1}{h_o A_o}$$

เนื่องจากผืนท่อบางจึงสมมติให้ $A = A_o = A_i$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{w2-3}} + R''_{f,i} + \frac{D_o \ln(D_o/D_i)}{2k} + R''_{f,o} + \frac{1}{h_{a2-3}}$$

จากตารางคุณสมบัติเทอร์โมไดนามิกส์ของโลหะแข็งค่าการนำความร้อนที่อุณหภูมิ 300 K
สำหรับ สแตนเลส AISI 304 $k = 14.9 \text{ W/m} \cdot \text{K}$

ค่าของเฟวล์ลิงแฟคเตอร์ของน้ำตามแม่น้ำเฉลี่ยอุณหภูมิ $< 50^\circ \text{C}$ ความเร็ว $< 1 \text{ m/s}$

$$R''_{f,i} = 0.00053 \text{ m}^2 \text{K/W}$$

ค่าของเฟวล์ลิงแฟคเตอร์ของแก๊สไอเสียจากเครื่องยนต์ $R''_{f,o} = 0.00176 \text{ m}^2 \text{K/W}$

ข้อมูลอ้างอิง http://www.engineeringpage.com/technology/thermal/fouling_factors.html

$$\begin{aligned} \frac{1}{U} = & \frac{1}{52.52 \text{ W/m}^2 \text{K}} + 0.00053 \text{ m}^2 \text{K/W} + \frac{(0.06033 \text{ m}) \ln(0.06033 \text{ m}/0.05479 \text{ m})}{2 \times 14.9 \text{ W/m} \cdot \text{K}} \\ & + 0.00176 \text{ m}^2 \text{K/W} + \frac{1}{30.994 \text{ W/m}^2 \text{K}} \end{aligned}$$

$$U = 18.59 \text{ W/m}^2 \text{K}$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด

$$\begin{aligned} q_{\max} &= \dot{m}_a c_{pa} (T_{a2} - T_{w3}) \text{ เมื่อ } \dot{m}_w c_{pw} > \dot{m}_a c_{pa} \\ &= 0.109 \text{ kg/s} \times 1103 \text{ J/kgK} (559 - 303) \text{ K} \\ &= 28,824.832 \text{ W} \end{aligned}$$

ค่า effectiveness (ε) ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจากสมการ (2.11)

$$\begin{aligned}\varepsilon &= \frac{q_T}{q_{\max}} \\ &= \frac{9,674.280 \text{ W}}{28,824.832 \text{ W}} \\ &= 0.3356\end{aligned}$$

และ

$$\begin{aligned}C_r &= \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \\ &= \frac{112.597 \text{ W/K}}{138.204 \text{ W/K}} \\ &= 0.815\end{aligned}$$

การหาค่าจำนวนของหน่วยถ่ายเทของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (NTU) จากสมการในตารางที่ 4 สำหรับเงื่อนไขการไหลแบบท่อสองชั้นที่มีการไหลแบบสวนทางกัน ($C_r < 1$)

$$\begin{aligned}NTU &= \frac{1}{C_r - 1} \ln \left(\frac{1 - \varepsilon}{1 - \varepsilon C_r} \right) \\ &= \frac{1}{0.815 - 1} \ln \left(\frac{1 - 0.3356}{1 - 0.3356(0.815)} \right) \\ &= 0.483\end{aligned}$$

พื้นที่ผิวสำหรับการถ่ายเทความร้อนของเครื่องผลิตไอน้ำช่วง 2-3 คำนวณจากสมการ (2.14)

$$\begin{aligned}A_{2-3} &= \frac{NTUC_{\min}}{U} \\ &= \frac{0.483 \times 112.597 \text{ W/K}}{18.59 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}} \\ &= 2.925 \text{ m}^2\end{aligned}$$

ความยาวท่อของเครื่องผลิตไอน้ำช่วง 2-3

$$\begin{aligned}
 L_{2-3} &= \frac{A_{2-3}}{\pi D_o N} \\
 &= \frac{2.925 \text{ m}^2}{\pi \times 0.06033 \text{ m} \times 36} \\
 &= 0.428 \text{ m}
 \end{aligned}$$

การคำนวณหาพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนในส่วนของการเปลี่ยนสถานะของน้ำ(จุดที่1-2) คำนวณค่าอัตราความจุความร้อนของน้ำเดือด กรณีการกลายเป็นไ้อัตราความจุความร้อนหาจากการเปลี่ยนแปลงเอนทัลปี

$$\begin{aligned}
 C_{w1-2} &= \dot{m}_w h_{fg} \\
 &= 74,481 \text{ W}
 \end{aligned}$$

คำนวณค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของน้ำเดือดภายในท่อโดยออกแบบการเดือดด้วยฟลักซ์ความร้อนทั้งหมดพิจารณาการเดือดด้วยสหสัมพันธ์ที่เสนอโดย Rohsenow (1952)

$$\frac{q}{A} = \mu_l h_{fg} \left[\frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right]^{1/2} \left[\frac{C_{pl} \Delta t}{C_{sf} h_{fg} P_{rl}} \right]^3$$

โดยที่ $s = 1$ สำหรับน้ำและจากตารางคุณสมบัติเทอร์โมไดนามิกส์ของน้ำอัดตัวที่

$$t_{sat} = 100 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\rho_l = 958.31 \text{ kg/m}^3 \quad \rho_v = 0.5978 \text{ kg/m}^3 \quad h_{fg} = 2257 \text{ kJ/kg}$$

$$C_{pl} = 4.215 \text{ kJ/kg}^{\circ}\text{C} \quad \mu_l = 0.2822 \times 10^{-3} \text{ kg/m} \cdot \text{s} \quad P_{rl} = 1.76$$

$$\sigma = 0.05892 \text{ N/m}$$

จากตาราง 3 ผิวเหล็กกล้าไร้สนิม $C_{sf} = 0.013$

$$\begin{aligned}
 \frac{q_T}{A} &= 0.2822 \times 10^{-3} \text{ kg/ms} \times 2257 \text{ kJ/kg} \left[\frac{9.81 \text{ m/s}^2 (958.31 - 0.5978) \text{ kg/m}^3}{0.05892 \text{ N/m}} \right]^{1/2} \\
 &\times \left[\frac{4.215 \text{ kJ/kg}^{\circ}\text{C} \times \Delta t}{0.013 \times 2257 \text{ kJ/kg} \times 1.76} \right]^3
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 &= 138.3054 \Delta t^3 \\
 \therefore h_{w1-2} &= \frac{(q_T/A)}{(\Delta t)^{5/4}} \\
 &= \frac{138.3054 \Delta t^3}{(\Delta t)^{5/4}} \\
 &= 138.3054 \Delta t^{7/4}
 \end{aligned}$$

ที่ความร้อนทั้งหมด 84,155 W

$$\begin{aligned}
 \frac{84,155}{A} &= 138.3054 \Delta t^3 \\
 \therefore \Delta t &= \frac{8.4738}{\sqrt[3]{A}} \\
 h_{w1-2} &= 138.3054 \left(\frac{8.4738}{\sqrt[3]{A}} \right)^{7/4} \\
 &= \frac{138.3054 (8.4738)^{7/4}}{A^{7/12}} \\
 &= \frac{5,820.711}{A^{7/12}}
 \end{aligned}$$

การคำนวณในส่วนของอากาศที่ไหลภายนอกท่อ

อุณหภูมิอากาศร้อนขาเข้า (T_{a1}) มีค่าเท่ากับ 900 °C หรือ 1173 K

อุณหภูมิไอเสียขาออก (T_{a2}) มีค่าเท่ากับ 286 °C หรือ 559 K

คุณสมบัติเทอร์โมไดนามิกส์ของก๊าซที่ความดันบรรยากาศที่

$$\bar{T}_{1-2} = \frac{900 + 286}{2} = 593 \text{ }^{\circ}\text{C} \text{ (866K)}$$

$$\begin{aligned}
 c_p &= 1,113 \text{ J/kg} \cdot \text{K} & \rho &= 0.4023 \text{ kg/m}^3 & Pr_s &= 0.695 (T_s = 100^{\circ}\text{C}) \\
 \mu &= 388.716 \times 10^{-7} \text{ N} \cdot \text{s/m}^2 & k &= 60.368 \times 10^{-3} \text{ W/m} \cdot \text{K} \\
 \nu &= 96.712 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} & Pr &= 0.717
 \end{aligned}$$

คำนวณหาอัตราความจุความร้อน (Heat Capacity) ของอากาศ

$$\begin{aligned} C_{a1-2} &= \dot{m}_a c_{pa} \\ &= 0.109 \text{ kg/s} \times 1,113 \text{ J/kg.K} \\ &= 121.317 \text{ W/K} \end{aligned}$$

คำนวณหาอัตราความจุ

$$\begin{aligned} C_r &= \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \\ &= \frac{121.317 \text{ W/K}}{74,481 \text{ W/K}} \\ &= 0.00163 \end{aligned}$$

สมการนัสเซสซึมเบอร์ด้านอากาศร้อนจากสมการ (2.5)

$$\overline{Nu}_D = C_1 C_2 Re_{D,\max}^m Pr^{0.36} \left(\frac{Pr_\infty}{Pr_s} \right)^{1/4}$$

เพราะว่า

$$\begin{aligned} S_D &= \left[S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2} \right)^2 \right]^{1/2} \\ &= \left[(0.076 \text{ m})^2 + \left(\frac{0.076 \text{ m}}{2} \right)^2 \right]^{1/2} \\ &= 84.971 \text{ mm} > \frac{S_T + D}{2} \\ &= \frac{(76 + 60.33) \text{ mm}}{2} \\ &= 68.165 \text{ mm} \end{aligned}$$

ดังนั้น $V_{\max}$ เกิดขึ้นที่ระนาบขวาง A_1 จากสมการ (2.2)

$$V_{\max} = \frac{S_T}{S_T - D} V$$

ความเร็วเฉลี่ยของอากาศร้อน

$$V = \frac{\dot{m}_a}{\rho A}$$

โดยที่

$$\begin{aligned}
 A &= L \times W \\
 &= (0.5 \times 0.5) \text{m}^2 \\
 &= 0.25 \text{ m}^2 \\
 V &= \frac{0.109 \text{kg/s}}{0.4023 \text{kg/m}^3 \times 0.25 \text{m}^2} \\
 &= 1.084 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 V_{\max} &= \frac{S_T}{S_T - D} V \\
 &= \frac{0.076 \text{ m}}{(0.076 - 0.06033) \text{m}} \times 1.084 \text{ m/s} \\
 &= 5.256 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

จากสมการ (2.6)

$$\begin{aligned}
 Re_{D,\max} &= \frac{\rho V_{\max} D_o}{\mu} \\
 &= \frac{V_{\max} D_o}{\nu} \\
 &= \frac{5.256 \text{ m/s} \times 0.06033 \text{ m}}{96.712 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}} \\
 &= 3,278
 \end{aligned}$$

และ
$$\frac{S_T}{S_L} = \frac{0.076 \text{m}}{0.076 \text{m}} = 1 < 2$$

จากตาราง 1 ค่าคงที่ของสมการ (2.5) สำหรับการจัดวางท่อแบบเยื้องกัน ($S_T/S_L < 2$)

$$C_1 = 0.35 \left(\frac{S_T}{S_L} \right)^{1/5} = 0.35 \left(\frac{0.076}{0.076} \right)^{1/5} = 0.35 \text{ และ } m = 0.6$$

จากตาราง 2 ค่าตัวประกอบแก้ไข C_2 ของสมการ (2.6) สำหรับการจัดท่อแบบเยื้องกัน

($N_L = 6$)

$$C_2 = \frac{0.95 + 0.92}{2} = 0.935$$

ดังนั้น

$$\begin{aligned}
 \overline{Nu}_D &= 0.35 \times 0.935 \times 3,278^{0.6} \times 0.717^{0.36} \times \left(\frac{0.717}{0.695} \right)^{0.25} \\
 &= 37.637 \\
 \overline{h}_{a1-2} &= \frac{\overline{Nu}_D k}{D_o} \\
 &= \frac{37.637 \times 60.368 \times 10^{-3} \text{ W/m} \cdot \text{K}}{0.06033 \text{ m}} \\
 &= 37.66 \text{ W/m}^2\text{K}
 \end{aligned}$$

สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน จากจุด 1-2

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R''_{f,i}}{A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k L} + \frac{R''_{f,o}}{A_o} + \frac{1}{h_o A_o}$$

เนื่องจากผนังท่อบางจึงสมมติให้ $A = A_o = A_i$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{w1-2}} + R''_{f,i} + \frac{D_o \ln(D_o/D_i)}{2k} + R''_{f,o} + \frac{1}{h_{a1-2}}$$

จากตารางคุณสมบัติเทอร์โมไดนามิกส์ของโลหะแข็ง ค่าการนำความร้อนที่อุณหภูมิ 300 K สำหรับ สแตนเลส AISI 304 $k = 14.9 \text{ W/mK}$ ค่าของเฟวริงแฟคเตอร์ของน้ำตามแม่น้ำเจเลีย อุณหภูมิ $< 50^\circ \text{C}$ ความเร็ว $< 1 \text{ m/s}$ $R''_{f,i} = 0.00053 \text{ m}^2\text{K/W}$

ค่าของเฟวริงแฟคเตอร์ของแก๊สไอเสียของเครื่องยนต์อุณหภูมิ $R''_{f,o} = 0.00176 \text{ m}^2\text{K/W}$

ข้อมูลอ้างอิง http://www.engineeringpage.com/technology/thermal/fouling_factors.html

$$\begin{aligned}
 \frac{1}{U} &= \frac{1}{\left(5,820.7106 / A^{7/12} \right)} + \frac{(0.06033 \text{ m}) \ln(0.06033 \text{ m} / 0.05479 \text{ m})}{2 \times 14.9 \text{ W/mK}} \\
 &\quad + 0.00053 \text{ m}^2\text{K/W} + \frac{1}{37.66 \text{ W/m}^2\text{K}} + 0.00176 \text{ m}^2\text{K/W} \\
 \frac{1}{U} &= \frac{A^{7/12}}{5,820.7106} + 0.02904
 \end{aligned}$$

$$\frac{1}{U} = \frac{A^{7/12} + (5,820.7106)(0.02904)}{5,820.7106}$$

$$U = \frac{5820.7106}{A^{7/12} + 169.0334}$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด

$$\begin{aligned} q_{\max} &= \dot{m}_a c_{pa} (T_{a1} - T_{w2}) \quad \text{เมื่อ } \dot{m}_w c_{pw} > \dot{m}_a c_{pa} \\ &= 0.109 \text{ kg/s} \times 1113 \text{ J/kgK} (900 - 100) \text{ K} \\ &= 97,053 \text{ W} \end{aligned}$$

ค่า effectiveness (ε) ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจากสมการ (2.11)

$$\begin{aligned} \varepsilon &= \frac{q_T}{q_{\max}} \\ &= \frac{74,481 \text{ W}}{97,053 \text{ W}} \\ &= 0.767 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{และ } C_r &= \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \\ &= \frac{121.317 \text{ W/K}}{74,481 \text{ W/K}} \\ &= 0.00163 \end{aligned}$$

การหาค่าจำนวนของหน่วยถ่ายเทของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (NTU) จากสมการในตารางที่ 4 สำหรับเงื่อนไขการไหลแบบทอสองชั้นที่มีการไหลแบบสวนทางกัน ($C_r < 1$)

$$\begin{aligned} NTU &= \frac{1}{C_r - 1} \ln \left(\frac{1 - \varepsilon}{1 - \varepsilon C_r} \right) \\ &= \frac{1}{0.00163 - 1} \ln \left(\frac{1 - 0.767}{1 - 0.767(0.00163)} \right) \\ &= 1.4578 \end{aligned}$$

พื้นที่ผิวสำหรับการถ่ายเทความร้อนของเครื่องผลิตไอน้ำจากจุด 1-2 คำนวณจากสมการ (2.14)

$$\begin{aligned} A &= \frac{NTUC_{\min}}{U} \\ &= \frac{1.4578 \times 121.317 \text{ W/m}}{5,820.7106} \\ &= \frac{176.8559 (A^{7/12} + 169.334)}{5,820.7106} \\ 5,820.7106 A &= 176.8559 A^{7/12} + 29894.55 \\ 5,820.7106 A - 176.8559 A^{7/12} &= 29894.55 \end{aligned}$$

สมมติค่า A เพื่อให้สมการเป็นจริง

$$\therefore A_{1-2} \approx 5.21552 \text{ m}^2$$

ฟลักซ์ความร้อนสูงสุดสำหรับการเดือดของน้ำ

$$\begin{aligned}\frac{q_T}{A} &= \frac{84,155 \text{ W}}{5.21552 \text{ m}^2} \\ &= 16135.5 \text{ W/m}^2 \\ \Delta t &= \frac{8.4738}{\sqrt[3]{A}} \\ &= 4.886\end{aligned}$$

∴ จะทำให้เกิดการเดือดแบบนิวคลีเอทเริ่มต้น $\Delta t \approx 5^\circ \text{C}$

ความยาวท่อของเครื่องผลิตไอน้ำจากจุด 1-2

$$\begin{aligned}L_{1-2} &= \frac{A_{1-2}}{\pi D_o N} \\ &= \frac{5.21552 \text{ m}^2}{\pi \times 0.06033 \text{ m} \times 36} \\ &= 0.764 \text{ m}\end{aligned}$$

พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนและความยาวท่อของเครื่องผลิตไอน้ำ

$$\begin{aligned}A &= A_{1-2} + A_{2-3} \\ &= 2.925 \text{ m}^2 + 5.215 \text{ m}^2 \\ &= 8.14 \text{ m}^2 \\ L &= L_{1-2} + L_{2-3} \\ &= 0.428 \text{ m}^2 + 0.764 \text{ m}^2 \\ &= 1.192 \text{ m}^2\end{aligned}$$

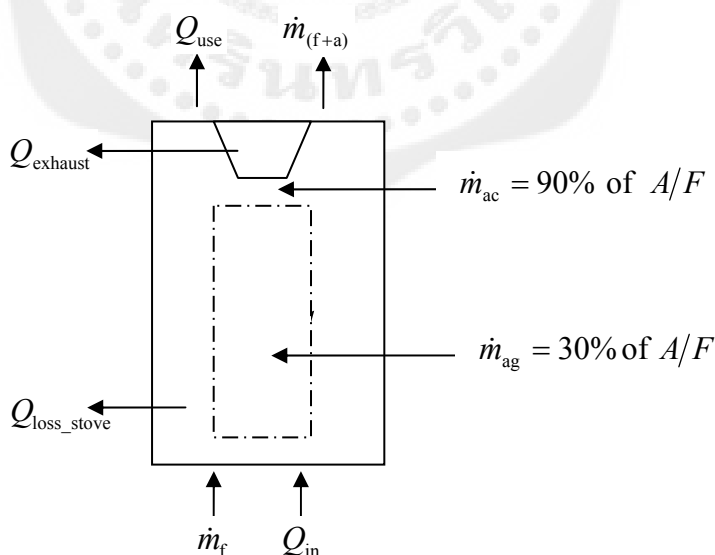
ในการนำค่าที่ได้จากการคำนวณไปใช้สร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน จึงกำหนดให้พื้นที่ผิวภายนอกของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสูงกว่าค่าที่ได้จากการคำนวณ 25 % ดังนั้นจึงได้ความยาวท่อเท่ากับ 1.5 m และ คิดเป็นพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนเท่ากับ 10.235 ตารางเมตร

การออกแบบและการคำนวณเตาชีวมวลประสิทธิภาพสูง

คำนวณหาขนาดเตาชีวมวล

กำหนดให้

- ค่าความจุความร้อนของเชื้อเพลิงไม้ยูคาลิปตัส มีค่า (LHV) 15.83 MJ/kg
- ค่า Specific Gasification Ratio (SGR) ของไม้ยูคาลิปตัสมีค่า ประมาณ 275 kg/hr-m²
- อัตราการใช้เชื้อเพลิง 28 kg/hr. หรือ 0.0077 kg/s
- อัตราการไหลของอากาศร้อนเฉลี่ยจากการออกแบบเครื่องผลิตไอน้ำ $\dot{m}_g = 0.109 \text{ kg/s}$
- อากาศสำหรับกระบวนการผลิตแก๊สในเตาชีวมวล $\dot{m}_{ag} = 30\% \text{ of } A/F$
- อากาศสำหรับกระบวนการเผาไหม้แก๊ส $\dot{m}_{ac} = 90\% \text{ of } A/F$
- อากาศรั่วเข้าเหนือเตาชีวมวล $\dot{m}_{ad} = 140\% \text{ of } A/F$
- ค่า A/F ของไม้ยูคาลิปตัสมีค่า 5.06 kg.air/kg.biomass
- $c_{p@115^\circ\text{C}} = 1.0128 \text{ kJ/kg.K}$ ที่ $\bar{T} = \frac{T_{\text{exhaust}} + T_{\text{environment}}}{2} = \frac{200 + 30}{2} = 115^\circ\text{C} (388\text{K})$



ภาพประกอบ 40 สมดุลพลังงานของเตาแก๊สชีวมวล

จากสมการสมดุลพลังงาน

$$\begin{aligned} Q_{in} &= Q_{out} \\ &= Q_{use} + Q_{exhaust} + Q_{loss} \end{aligned}$$

จากสมการสมดุลมวล

$$\begin{aligned} \dot{m}_g &= \dot{m}_{(f+a)} \\ &= \dot{m}_f (1 + \dot{m}_{ag} + \dot{m}_{ac} + \dot{m}_{ad}) \\ 0.109 \text{ kg/s} &= \dot{m}_f (1 + (0.3 \times 5.06) + (0.9 \times 5.06) + (1.4 \times 5.06)) \\ \dot{m}_f &= 0.0077 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

คำนวณหาพลังงานที่เข้าสู่เตาชีวมวล

$$\begin{aligned} Q_{in} &= \dot{m}_f \times \text{LHV} \\ &= 0.0077 \text{ kg/s} \times 15.83 \text{ MJ/kg} \\ &= 121.891 \text{ kW} \end{aligned}$$

คำนวณหาพลังงานของไอเสีย

$$\begin{aligned} Q_{exhaust} &= \dot{m}_g c_p \Delta T \\ &= 0.109 \text{ kg/s} \times 1.0128 \text{ kJ/kg.K} \times (473 - 303) \text{ K} \\ &= 18.767 \text{ kW} \end{aligned}$$

ค่าพลังงานความร้อนที่ใช้ในการออกแบบเครื่องผลิตไอน้ำ

$$Q_{use} = 84.155 \text{ kW}$$

คำนวณหาพลังงานที่สูญเสีย

$$\begin{aligned} Q_{loss} &= Q_{in} - Q_{use} - Q_{exhaust} \\ &= 121.891 \text{ kW} - 84.155 \text{ kW} - 18.767 \text{ kW} \\ &= 18.969 \text{ kW} \end{aligned}$$

$$Q_{loss} = Q_{loss_stove} + Q_{loss_boiler}$$

$$\begin{aligned} Q_{loss_boiler} &= Q_{loss} - 15\% Q_{in} \\ &= 18.969 \text{ kW} - (0.15 \times 121.891) \text{ kW} \\ &= 685.35 \text{ W} \end{aligned}$$

คำนวณหาพื้นที่ของตะแกรงชีวมวล

$$\text{SGR} = \frac{\text{อัตราการใช้เชื้อเพลิง}}{\text{พื้นที่ของเตาชีวมวล}}$$

$$275 \text{ kg/hr-m}^2 = \frac{28 \text{ kg/hr.}}{\text{พื้นที่ของเตาชีวมวล}}$$

$$\text{พื้นที่ของเตาชีวมวล} = 0.1018 \text{ m}^2$$

คำนวณหาขนาดตะแกรงเตาชีวมวล

$$\text{พื้นที่ตะแกรง} = W \times L$$

$$0.1018 \text{ m}^2 = W \times 2W$$

$$W = 0.2256 \text{ m}$$

ในการนำค่าที่ได้จากการคำนวณไปใช้สร้างตะแกรงเตาชีวมวลกำหนดให้ขนาดความกว้างสูงกว่าค่าที่ได้จากการคำนวณ 15 % ดังนั้น จะได้ตะแกรงมีขนาดกว้าง 26 cm ยาว 51 cm

คำนวณประสิทธิภาพเครื่องผลิตไอน้ำ

$$\eta = \frac{\dot{m}_g (h_g - h_f)}{\dot{m}_f \text{LHV}}$$

$$\eta = \frac{120 \text{ kg/hr} (h_{g@100^\circ \text{C}} - h_{f@30^\circ \text{C}})}{28 \text{ kg/hr} \times 15,830 \text{ kJ/kg}}$$

$$\eta = \frac{120 \text{ kg/hr} (2675.6 - 125.74) \text{ kJ/kg}}{28 \text{ kg/hr} \times 15,830 \text{ kJ/kg}}$$

$$= 69 \%$$

พลังงานความร้อน (Enthalpy) ของไอน้ำที่ความดันบรรยากาศอุณหภูมิ 100 °C

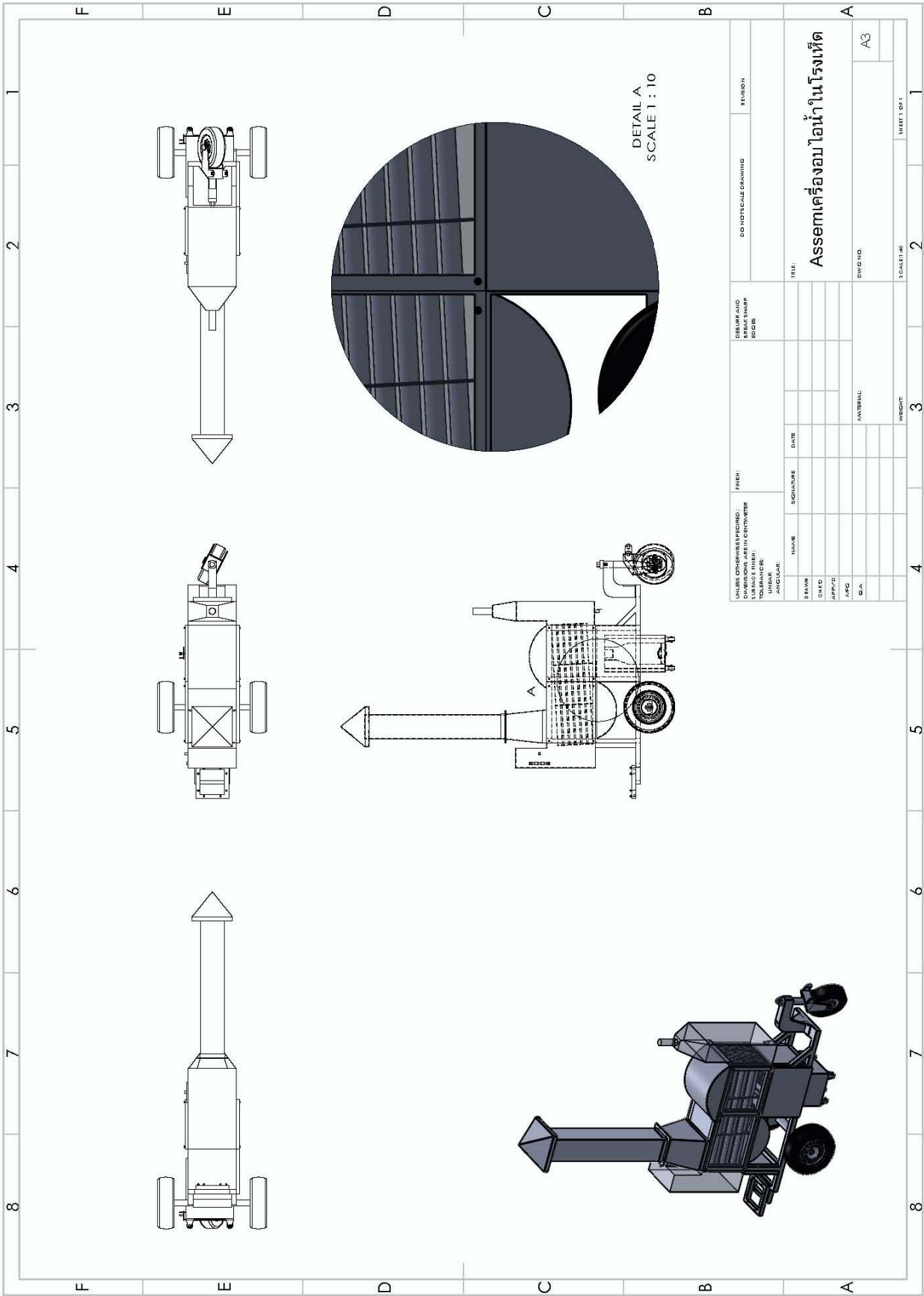
$h_{g@100^\circ \text{C}} = 2,675.6 \text{ kJ/kg}$ และพลังงานความร้อน (Enthalpy) ของน้ำป้อนที่อุณหภูมิ 30 °C

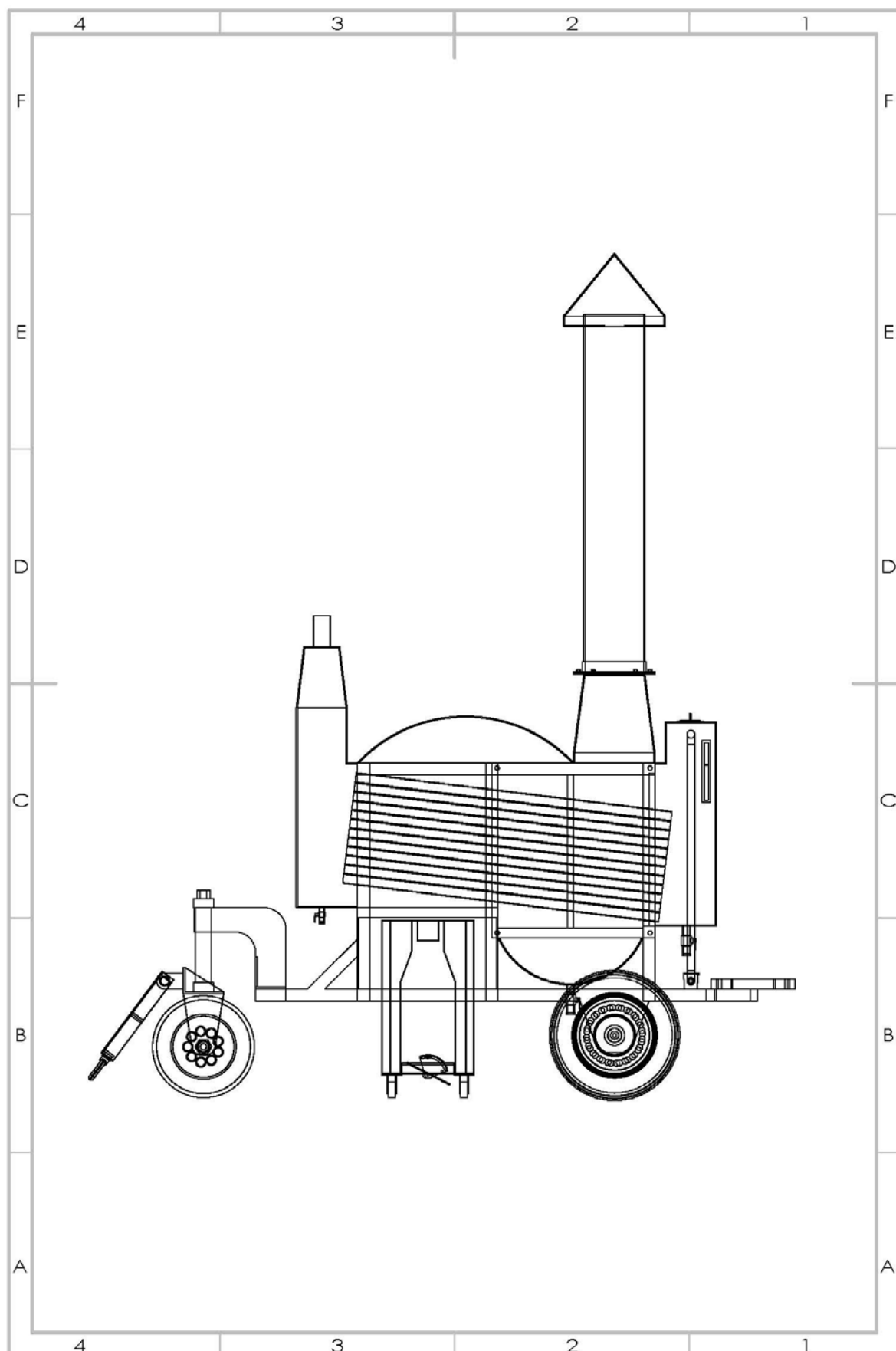
$h_{f@30^\circ \text{C}} = 125.74 \text{ kJ/kg}$

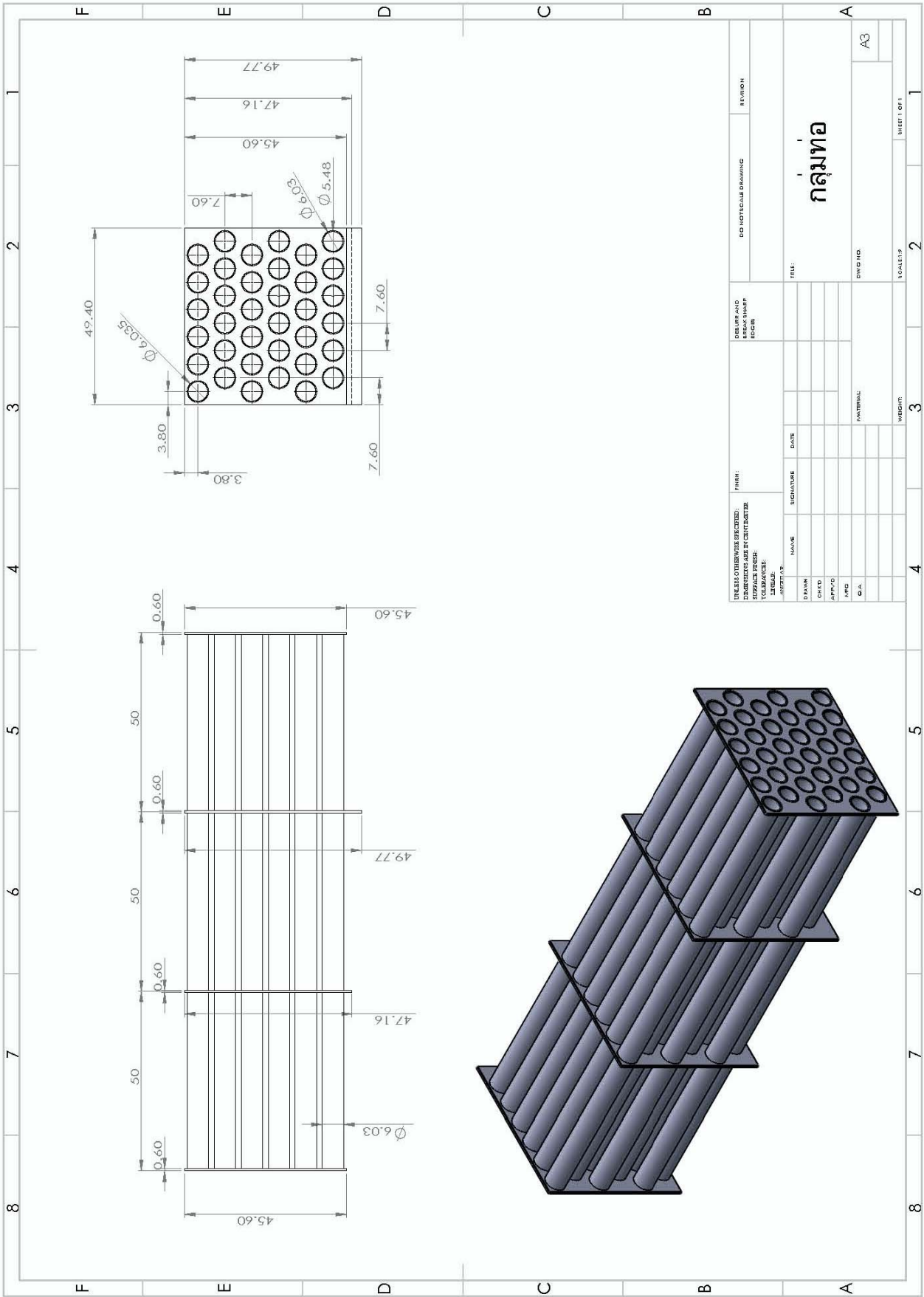


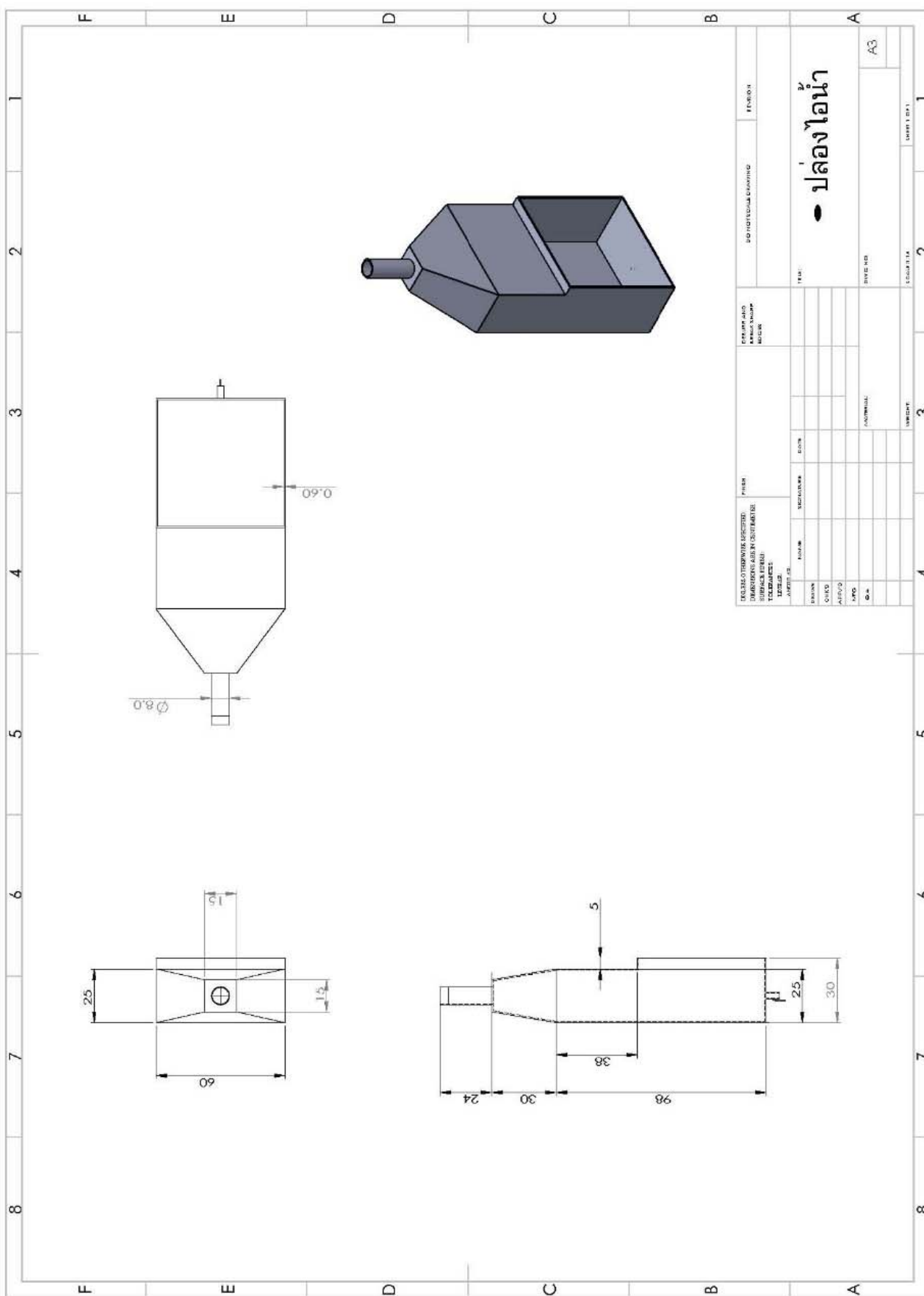
ภาคผนวก ค

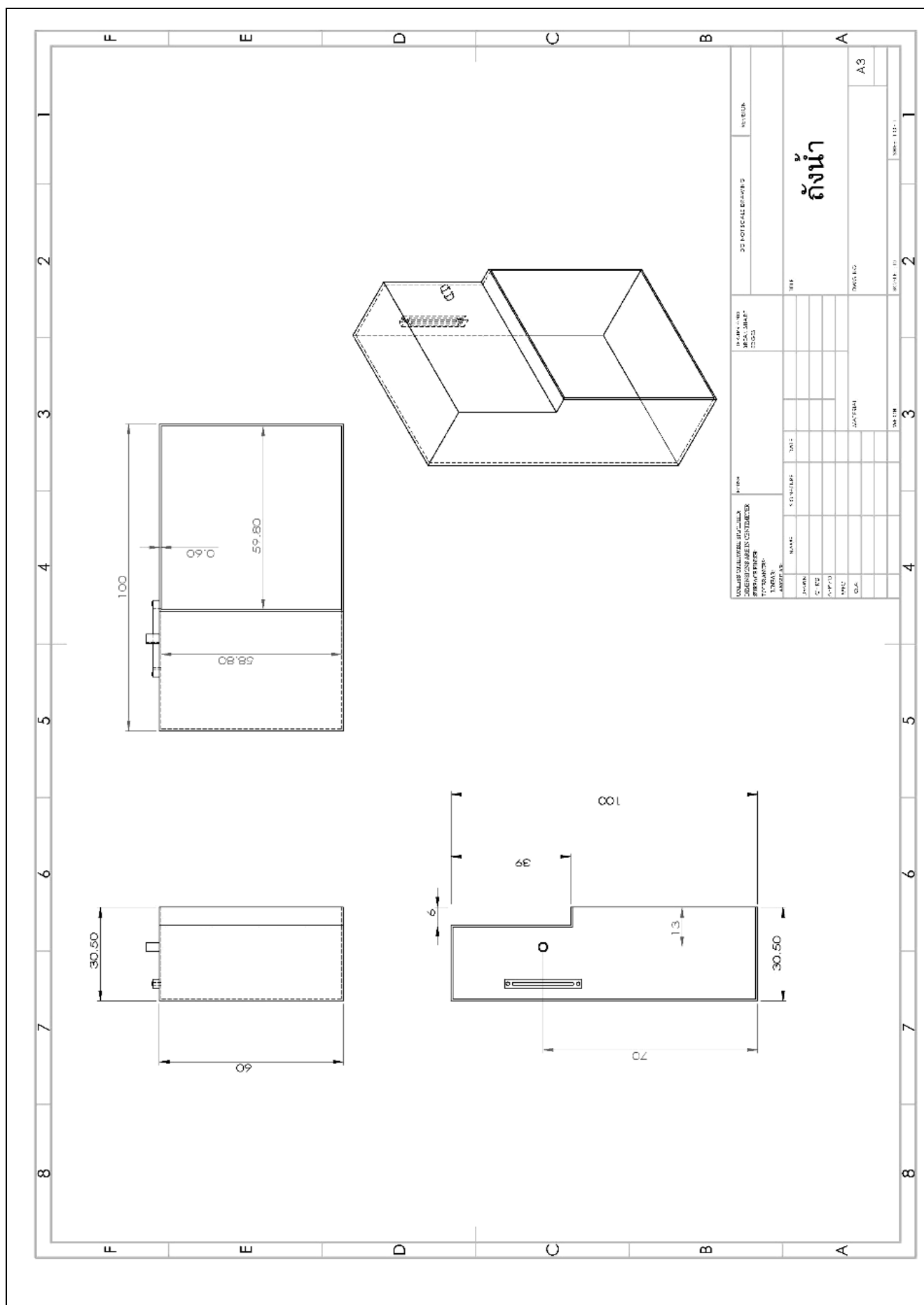
แบบเครื่องผลิตไอน้ำแรงดันต่ำ

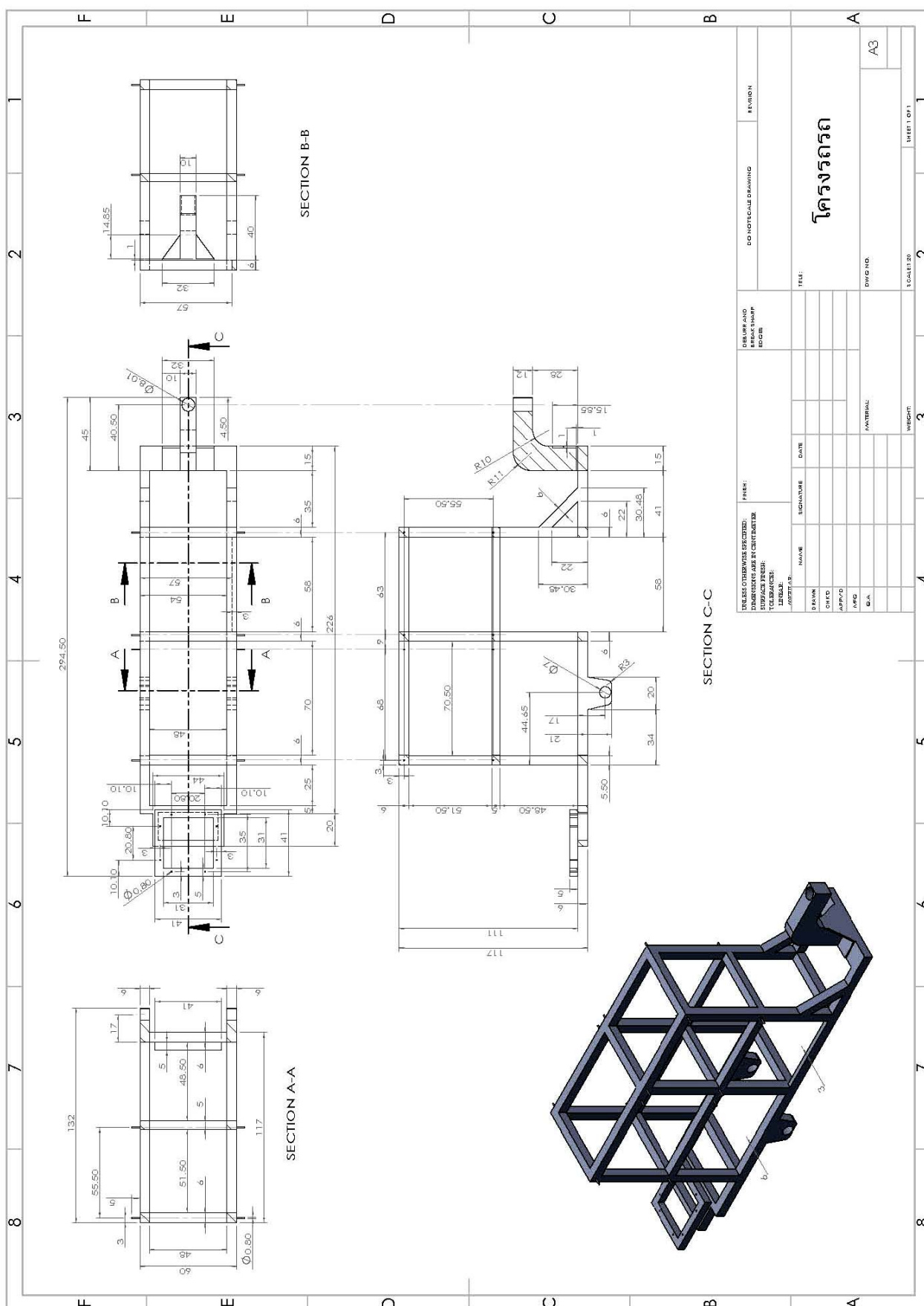


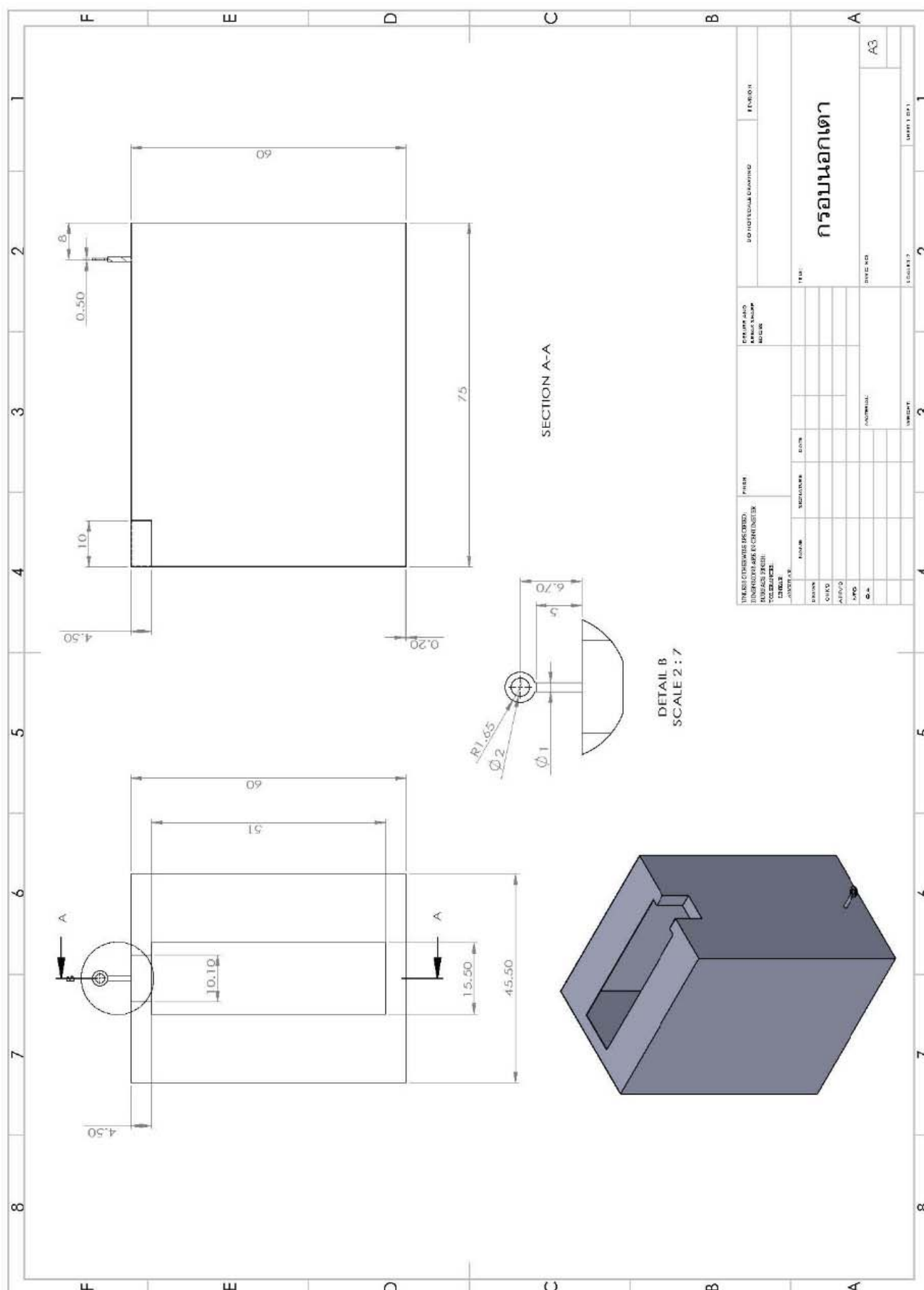


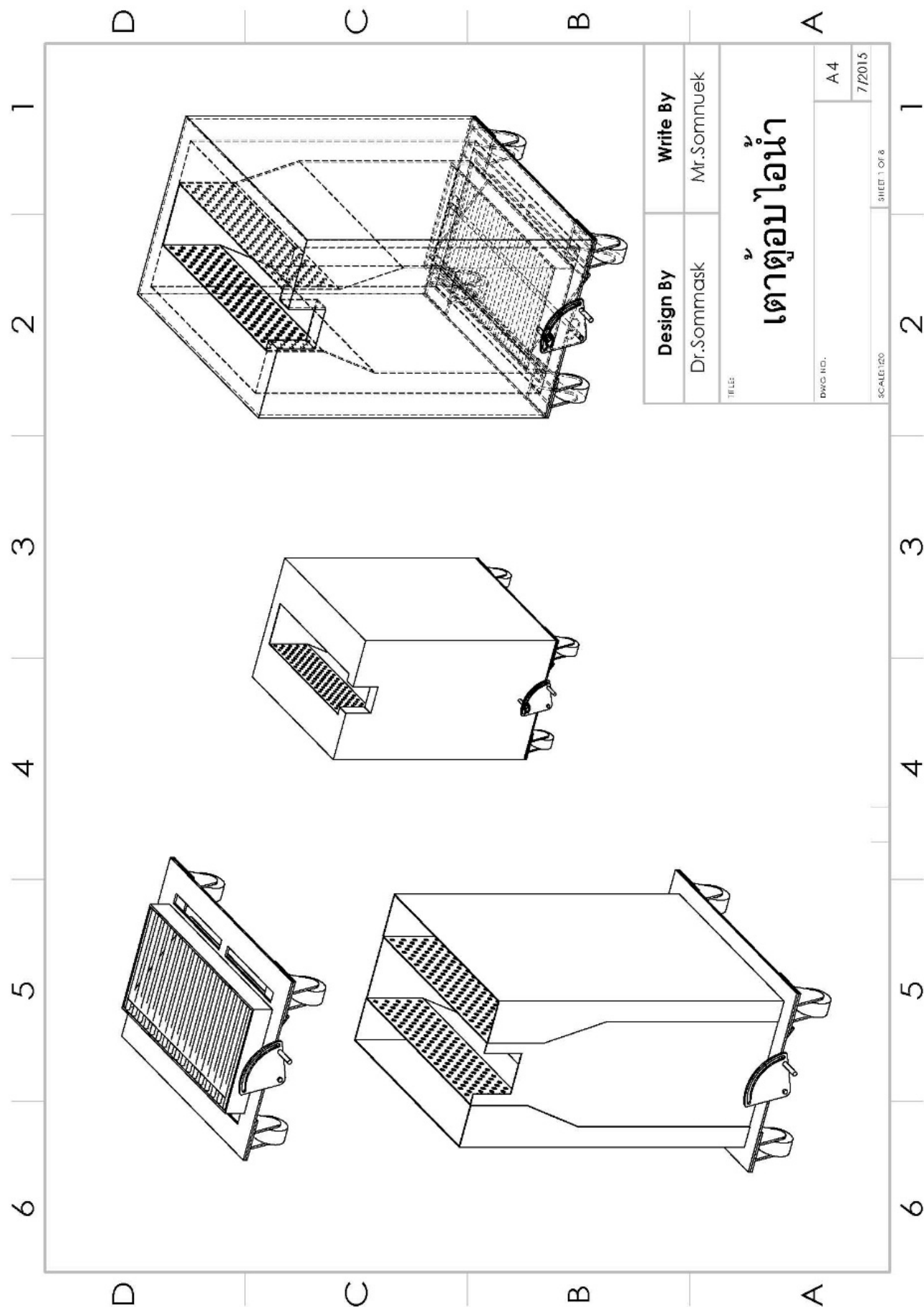


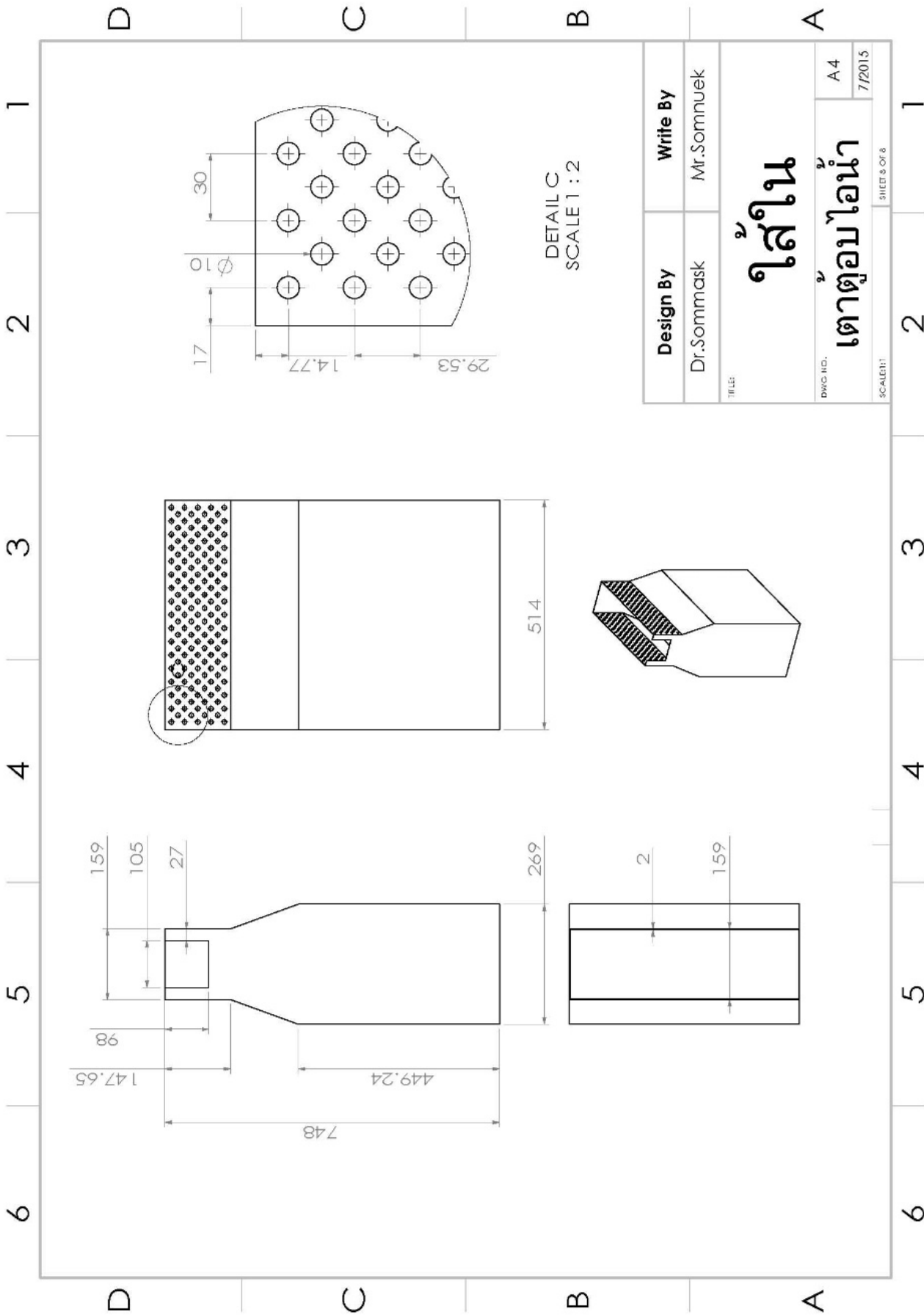


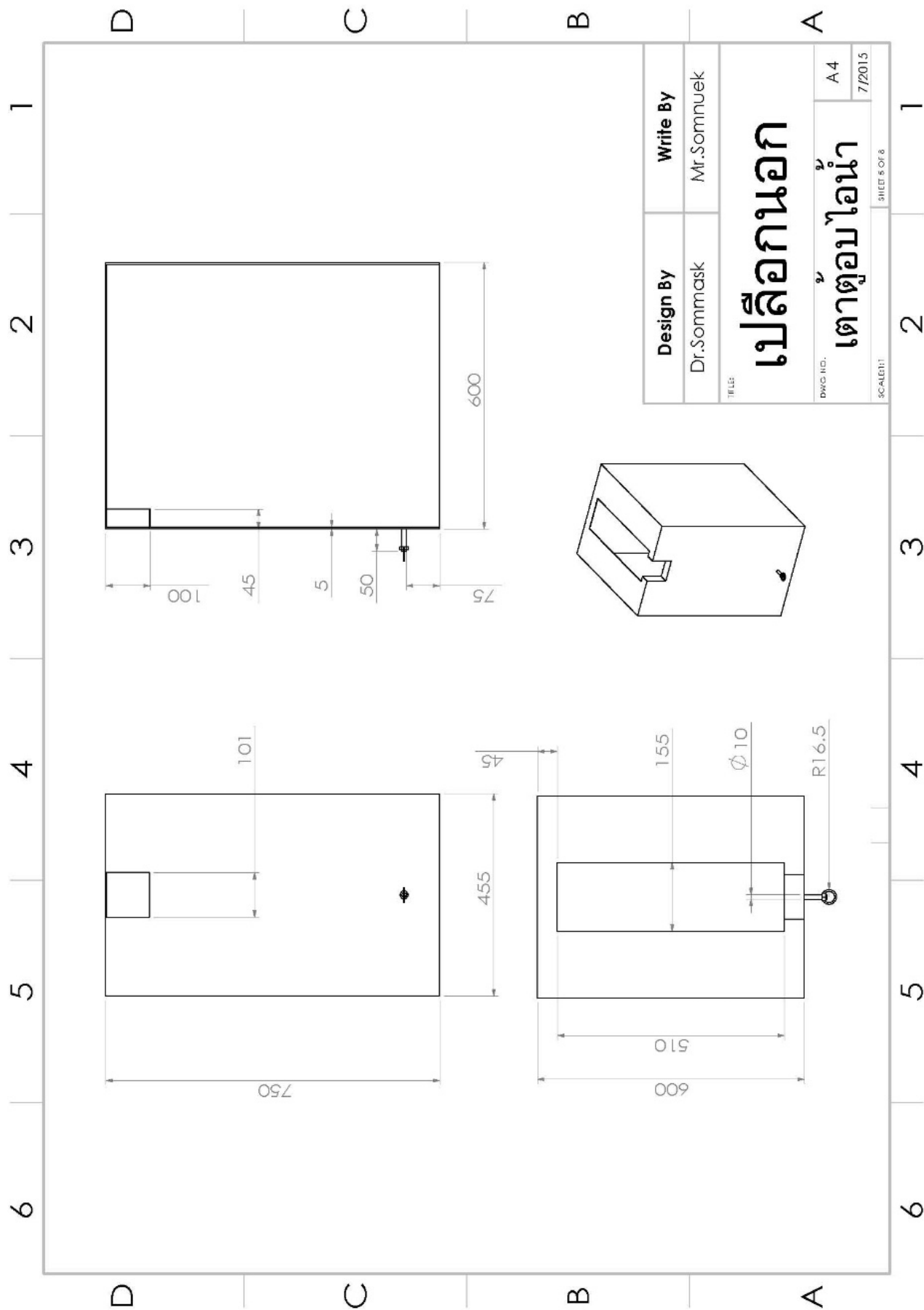


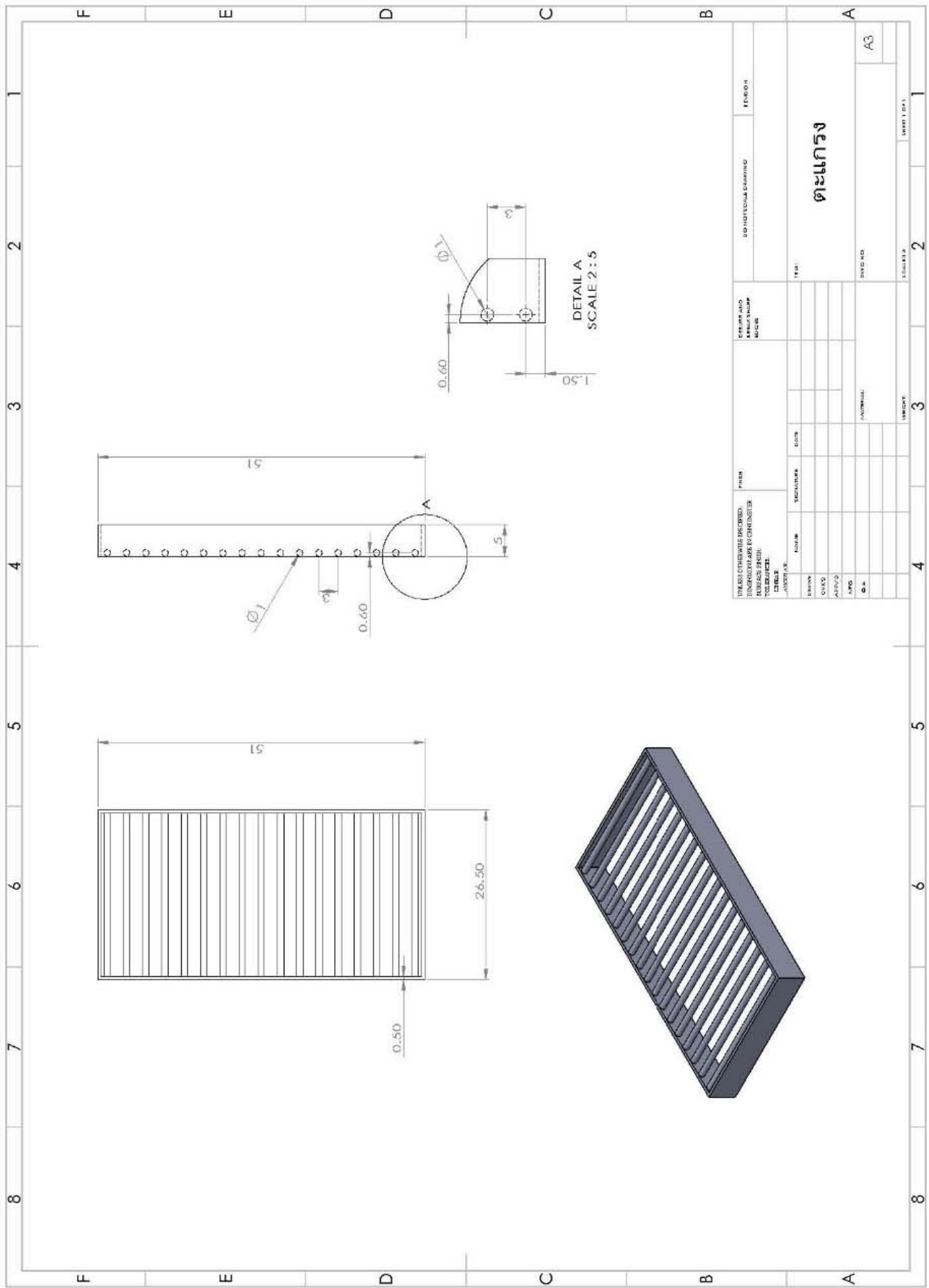


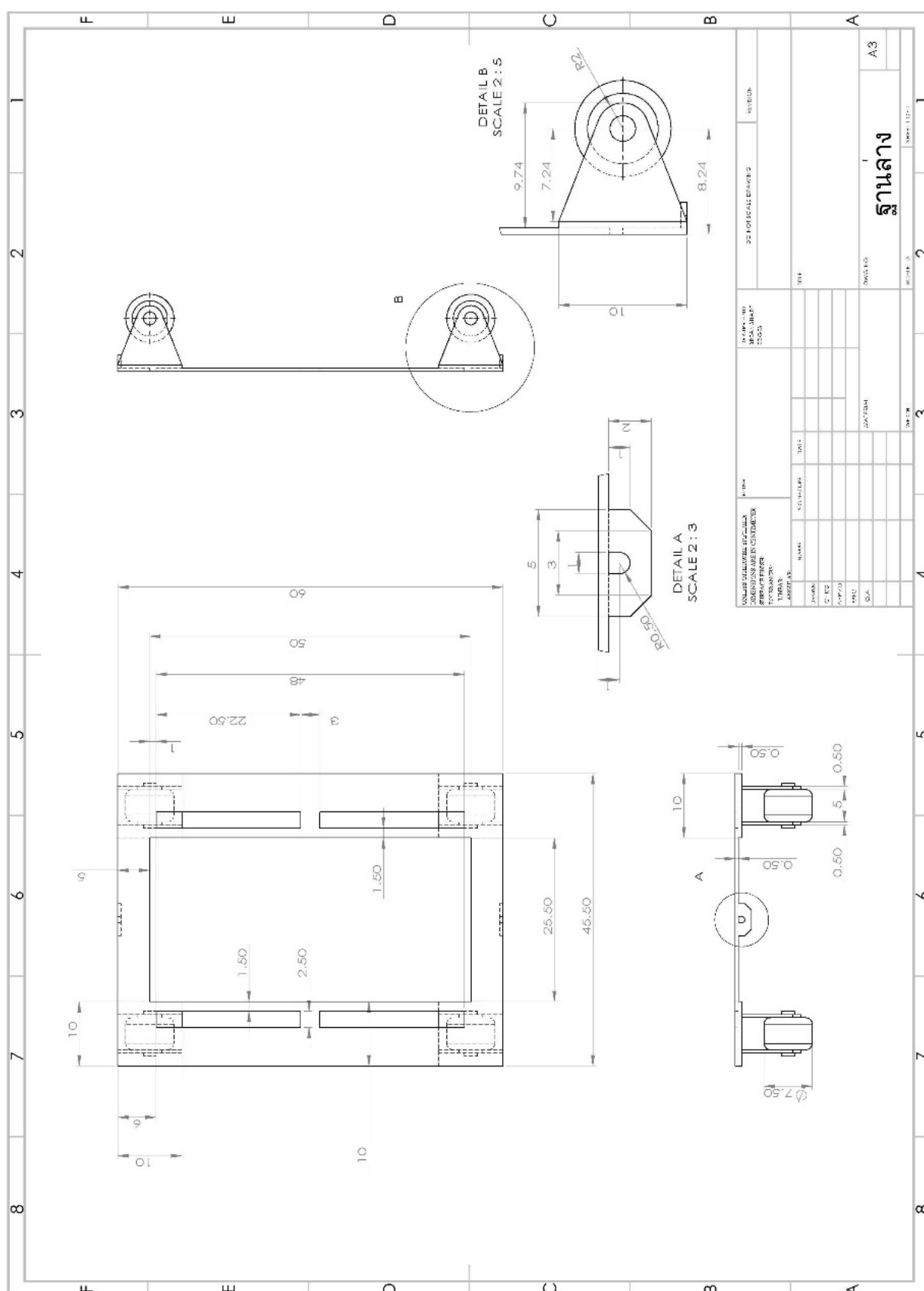












ประวัติย่อผู้วิจัย



ประวัติย่อผู้วิจัย

ชื่อ ชื่อสกุล	นายไพโรจน์ พิพัฒน์สุวรรณ
วันเดือนปีเกิด	25 ธันวาคม 2515
สถานที่เกิด	จังหวัดนครศรีธรรมราช
สถานที่อยู่ปัจจุบัน	หมู่บ้านวาริรัตน์ 2 เลขที่ 139/48 หมู่ที่ 10 ตำบลวิหารแดง อำเภอวิหารแดง จังหวัดสระบุรี 18150

ประวัติการศึกษา

พ.ศ. 2531	มัธยมศึกษาตอนต้น จาก โรงเรียนช่างกลางประชานุกูล
พ.ศ. 2534	ประกาศนียบัตรวิชาชีพ ช่างยนต์ จาก วิทยาลัยเทคนิคนครศรีธรรมราช
พ.ศ. 2536	ประกาศนียบัตรวิชาชีพชั้นสูง ช่างยนต์ จาก สถาบันเทคโนโลยีราชมงคล วิทยาเขตภาคใต้ สงขลา
พ.ศ. 2540	อุตสาหกรรมศาสตรบัณฑิต (วิศวกรรมเครื่องกล) จาก มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ
พ.ศ. 2560	วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล จาก มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ