



การประยุกต์ใช้ความร้อนจากกระบวนการผลิตไบโอชาร์สำหรับระบบอบแห้ง

978014796

MJU IThesis 6103309002 thesis / recv: 07062564 11:55:24 / seq: 18



วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของความสมบูรณ์ของการศึกษาตามหลักสูตร

ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเกษตร

สำนักบริหารและพัฒนาวิชาการ มหาวิทยาลัยแม่โจ้

พ.ศ. 2564

ลิขสิทธิ์ของมหาวิทยาลัยแม่โจ้

การประยุกต์ใช้ความร้อนจากกระบวนการผลิตไบโอชาร์สำหรับระบบอบแห้ง

ทรงชัย ปานแก้ว

วิทยานิพนธ์นี้ได้รับการพิจารณาอนุมัติให้เป็นส่วนหนึ่งของความสมบูรณ์ของการศึกษา
ตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเกษตร

พิจารณาเห็นชอบโดย

อาจารย์ที่ปรึกษา

อาจารย์ที่ปรึกษาหลัก

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.นำพร ปัญญใหญ่)

วันที่ 8 เดือน มิถุนายน พ.ศ. 2564

อาจารย์ที่ปรึกษาร่วม

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ธนศิษฐ์ วงศ์ศิริอำนวย)

วันที่ 8 เดือน มิถุนายน พ.ศ. 2564

อาจารย์ที่ปรึกษาร่วม

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ทิพาพร คำแดง)

วันที่ 8 เดือน มิถุนายน พ.ศ. 2564

ประธานอาจารย์ผู้รับผิดชอบหลักสูตร

(รองศาสตราจารย์ ดร.สุนทร สืบคำ)

วันที่ 8 เดือน มิถุนายน พ.ศ. 2564

สำนักบริหารและพัฒนาวิชาการรับรองแล้ว

(รองศาสตราจารย์ ดร.ญาณิน โอภาสพัฒนกิจ)

รองอธิการบดี ปฏิบัติการแทน

อธิการบดี มหาวิทยาลัยแม่โจ้

วันที่ 9 เดือน มิถุนายน พ.ศ. 2564



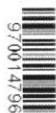
MJU 1Thesis 6103309002 thesis / rev: 07062564 11:55:24 / seq: 18

ชื่อเรื่อง	การประยุกต์ใช้ความร้อนจากกระบวนการผลิตไบโอชาร์สำหรับระบบ อบแห้ง
ชื่อผู้เขียน	นายทรงชัย ปานแก้ว
ชื่อปริญญา	วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเกษตร
อาจารย์ที่ปรึกษาหลัก	ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.นำพร ปัญญาใหญ่

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ศึกษาการประยุกต์ใช้ความร้อนจากกระบวนการผลิตไบโอชาร์สำหรับระบบอบแห้ง และความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ของระบบ โดยระบบอบแห้งนี้แบ่งออกเป็น 3 ส่วนใหญ่ ได้แก่ ส่วนผลิตไบโอชาร์ ส่วนเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และโดมอบแห้งแบบพลังงานแสงอาทิตย์ ซึ่งงานวิจัยนี้มุ่งเน้นในส่วนของประสิทธิภาพทางความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และโดมอบแห้งแบบพลังงานแสงอาทิตย์ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในงานวิจัยนี้เป็นแบบของไหลมีทิศทางตั้งฉากกัน ใช้สารทำงาน 2 ชนิด ได้แก่ น้ำ และสารทำงานที่เป็นสารผสมระหว่าง น้ำผสมเอทิลีน ไกลคอล (อัตราส่วนโดยปริมาตร 70 : 30) อุณหภูมิสารทำงาน 60, 70 และ 80 องศาเซลเซียส อัตราการไหลสารทำงาน 2, 4 และ 6 ลิตรต่อวินาที ความเร็วลม 0.32, 0.71 และ 1.7 เมตรต่อวินาที ขนาดโดมอบแห้งแบบพลังงานแสงอาทิตย์ 3.5 เมตร x 4 เมตร x 2.79 เมตร พบว่า ชนิดสารทำงาน อุณหภูมิสารทำงาน อัตราการไหลสารทำงาน และความเร็วลม เป็นปัจจัยที่ส่งผลต่อประสิทธิภาพทางความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบของไหลมีทิศทางตั้งฉากกัน ตัวแปรที่ทำให้ประสิทธิภาพที่ดีที่สุดสำหรับระบบนี้ คือ สารทำงานที่เป็นสารผสมระหว่าง น้ำผสมเอทิลีน ไกลคอล อุณหภูมิสารทำงาน 80 องศาเซลเซียส อัตราการไหล 2 ลิตรต่อวินาที และความเร็วลม 1.7 เมตรต่อวินาที โดยมีประสิทธิภาพสูงสุด 65.88 % ความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ของระบบอบแห้ง เมื่อใช้น้ำผสมเอทิลีน ไกลคอล เป็นสารทำงาน มีระยะเวลาคืนทุนของโครงการเท่ากับ 7 เดือน 12 วัน

คำสำคัญ : ไบโอชาร์, เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน, ระบบอบแห้ง



970014796

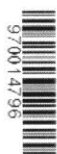
MJU_1Thesis_6103309002_Thesis / recv: 07062564 11:55:24 / seq: 18

Title	APPLICATION OF HEAT FROM BIOCHAR PRODUCTION PROCESS FOR DRYING SYSTEM.
Author	Mr. Songchai Pankaew
Degree	Master of Engineering in Agricultural Engineering
Advisory Committee Chairperson	Assistant Professor Dr. Numpon Panyoyai

ABSTRACT

This work studies the application of heat from biochar produced for drying systems and the economic value of the system. The drying system consisted of 3 parts: Biochar production, heat exchanger and parabola dome solar dryer. This research aims at thermal efficiency of heat exchangers and parabola dome solar dryer. The heat exchanger in this research was cross-flow heat exchanger. The working fluid was water and water mixed with ethylene glycol ratio 70: 30. Temperatures of 60, 70 and 80 °C, flow rates of 2, 4 and 6 L/min and airflow of 0.32, 0.71 and 1.7 m/s were studied. Parabola dome solar dryer had dimensions of 3.5 m x 4 m x 2.79 m. It was found that the type of working fluids, temperature of working fluids, flow rate and airflow were factors affecting the thermal efficiency of cross-flow heat exchanger. The best effective parameters for these systems were water mixed with ethylene glycol temperature 80 °C, flow rate 2 L/min and airflow 1.7 m/s. The maximum efficiency 65.88 %. The payback period of the drying system in the case of using water mixed with ethylene glycol as a working fluid was within 7 months and 12 days.

Keywords : Biochar, heat exchanger, drying system



970014796

MJU 1Thesis 6103309002 thesis / recv: 07062564 11:55:24 / seq: 18

กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยฉบับนี้สำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยดี ผู้จัดทำงานวิจัยขอกราบขอบพระคุณบุคคล และ บุคลากรต่างๆ ที่ได้กรุณาให้คำปรึกษา แนะนำ ช่วยเหลืออย่างดียิ่ง ทั้งในด้านวิชาการและด้านการ ดำเนินงาน

ผู้วิจัยขอขอบพระคุณ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.นิตติ คำเมืองสือ ที่ได้ให้เกียรติเป็นประธาน กรรมการสอบวิทยานิพนธ์ ตลอดจนให้คำแนะนำ และปรับปรุงแก้ไขวิทยานิพนธ์

ขอขอบพระคุณ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.นำพร ปัญญาใหญ่ ที่ได้รับเป็นประธานที่ปรึกษา วิทยานิพนธ์ที่ได้กรุณาให้ความรู้ คำแนะนำและให้คำปรึกษาในงานวิจัย รวมถึงตรวจสอบงานวิจัย

ขอขอบพระคุณ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ธนศิษฐ์ วงศ์ศิริอำนวย และผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. ทิพาพร คำแดง ซึ่งได้ให้เกียรติเป็นที่ปรึกษาร่วมในการทำวิทยานิพนธ์ และให้คำแนะนำต่าง ๆ ที่เป็น ประโยชน์ แก่การทำวิจัย ช่วยตรวจสอบวิทยานิพนธ์

ขอขอบคุณอาจารย์ทุกท่าน และบุคลากรสาขาวิศวกรรมเกษตร คณะวิศวกรรมและ อุตสาหกรรมเกษตร มหาวิทยาลัยแม่โจ้ ที่พร้อมให้คำแนะนำในหลาย ๆ ด้าน จนทำให้งานวิจัยนี้สำเร็จ ลุล่วงไปได้ด้วยดี

ขอขอบคุณบัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยแม่โจ้ ที่ตรวจสอบวิทยานิพนธ์ “การประยุกต์ใช้ ความร้อนจากกระบวนการผลิตไบโอชาร์สำหรับระบบอบแห้ง” และให้คำแนะนำต่าง ๆ ที่เป็นประโยชน์ แก่การทำวิจัย

สุดท้ายนี้ขอกราบขอบคุณครอบครัว และเพื่อน ๆ ที่คอยให้ความช่วยเหลือสนับสนุน พร้อม ทั้งคำแนะนำ และเป็นกำลังใจจนสำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยดี

ทรงชัย ปานแก้ว

สารบัญ

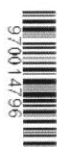
	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย.....	ค
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	ง
กิตติกรรมประกาศ.....	จ
สารบัญ.....	ฉ
สารบัญตาราง.....	ช
สารบัญภาพ.....	ฌ
บทที่ 1 บทนำ.....	1
1.1 ที่มาและความสำคัญ.....	1
1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย.....	3
1.3 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	3
1.4 ขอบเขตของงานวิจัย.....	3
บทที่ 2 ทฤษฎีและการตรวจเอกสาร.....	4
2.1 เตาเผาผ่านชีวภาพและผ่านชีวภาพ.....	4
2.2 การถ่ายเทความร้อน.....	4
2.3 คุณสมบัติของสารทำงาน.....	6
2.4 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchanger).....	8
2.5 การวิเคราะห์สมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน.....	11
2.6 ความรู้เกี่ยวกับการอบแห้ง (Drying).....	17
2.7 การวิเคราะห์ความคุ้มค่าเชิงเศรษฐศาสตร์.....	19
2.8 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	21
บทที่ 3 วิธีการวิจัย.....	28



978014796

MJU IThesis 6103309002 Thesis / rev: 07062564 11:55:24 / seq: 18

3.1	วิธีดำเนินการวิจัย.....	28
3.2	วัสดุและอุปกรณ์	29
3.3	ตัวแปรที่ใช้ในการศึกษา.....	31
3.4	สร้างแบบจำลองโดยใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์.....	32
3.5	การติดตั้งอุปกรณ์และการทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	33
3.6	การวิเคราะห์ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อน.....	34
3.7	การวิเคราะห์ความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์	36
บทที่ 4	ผลการวิจัยและวิจารณ์	37
4.1	การจำลองการแลกเปลี่ยนความร้อนก่อนการทดสอบด้วยโปรแกรมทางคอมพิวเตอร์	37
4.2	ผลของอุณหภูมิสารทำงานต่อค่าการส่งถ่ายความร้อนและประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยน ความร้อน	39
4.3	ผลของอัตราการไหลสารทำงานต่อค่าการส่งถ่ายความร้อนและประสิทธิภาพของเครื่อง แลกเปลี่ยนความร้อน	43
4.4	ผลของความเร็วอากาศต่อค่าการส่งถ่ายความร้อนและประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยน ความร้อน	46
4.5	การสมดุลความร้อนของระบบ	50
4.6	การวิเคราะห์เอ็กเซอร์จีของระบบ	55
4.7	ความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ของระบบบอบแท้ง	59
บทที่ 5	สรุป และข้อเสนอแนะ.....	62
5.1	สรุปผลการวิจัย.....	62
5.2	ข้อเสนอแนะในการทำวิจัยครั้งต่อไป	64
	ภาคผนวก.....	65
	บรรณานุกรม.....	85
	ประวัติผู้วิจัย.....	91

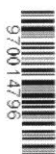


970014796

MJU :Thesis 6103309002 Thesis / recv : 07062564 11: 55: 24 / seq: 18

สารบัญตาราง

	หน้า
ตารางที่ 1 คุณสมบัติทางกายภาพของเอทิลีนไกลคอล	8
ตารางที่ 2 ค่าผลการทดลองสารทำงานเป็นน้ำ ที่อุณหภูมิ 60, 70 และ 80 องศาเซลเซียส	40
ตารางที่ 3 ค่าผลการทดลองสารทำงานเป็นน้ำผสมเอทิลีน ไกลคอล ที่อุณหภูมิ 60, 70 และ 80 องศาเซลเซียส	40
ตารางที่ 4 ค่าผลการทดลองสารทำงานเป็นน้ำ ที่อัตราการไหล 2, 4 และ 6 ลิตรต่อนาที	43
ตารางที่ 5 ค่าผลการทดลองสารทำงานเป็นน้ำผสมเอทิลีน ไกลคอล ที่อัตราการไหล 2, 4 และ 6 ลิตรต่อนาที	44
ตารางที่ 6 ค่าผลการทดลองสารทำงานเป็นน้ำ ที่ความเร็วอากาศ 0.32, 0.71 และ 1.7 เมตรต่อวินาที	47
ตารางที่ 7 ค่าผลการทดลองสารทำงานเป็นน้ำผสมเอทิลีน ไกลคอล ที่ความเร็วอากาศ 0.32, 0.71 และ 1.7 เมตรต่อวินาที	47
ตารางที่ 8 ค่าใช้จ่ายในการดำเนินการ	59
ตารางที่ 9 การวิเคราะห์เศรษฐศาสตร์ในกรณีใช้น้ำเป็นสารทำงาน	60
ตารางที่ 10 การวิเคราะห์เศรษฐศาสตร์ในกรณีใช้น้ำผสมเอทิลีน ไกลคอลเป็นสารทำงาน	61
ตารางที่ 11 ค่าอุณหภูมิแต่ละจุดที่ทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	66
ตารางที่ 12 ค่าอุณหภูมิแต่ละจุดที่ทดสอบภายในโดมออบแห้งพลังงานแสงอาทิตย์	68
ตารางที่ 13 Specific heat for liquid water at temperatures from 0 to 360 °C	70
ตารางที่ 14 Specific Heat of Ethylene Glycol based Water Solutions	72
ตารางที่ 15 Air Property	74



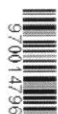
978014796

MUJ-IThesis 6103309002 thesis / recv: 07062564 11:55:24 / seq: 18

สารบัญภาพ

หน้า

ภาพที่ 1 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ ท่อสองชั้น (double-pipe heat exchanger).....	9
ภาพที่ 2 การไหลที่แตกต่างกันใน cross flow heat exchangers	10
ภาพที่ 3 Shell and tube heat exchangers 1 shall pass and 1 tube pass	10
ภาพที่ 4 Multi-pass flow arrangements in shell-and-tube heat exchangers.....	11
ภาพที่ 5 แสดงการหาค่า ΔT_1 และ ΔT_2 ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่วม.....	12
ภาพที่ 6 การนำความร้อนมาใช้งานแบบคาสเคด	15
ภาพที่ 7 โดมอบแห้งพลังงานรังสีอาทิตย์.....	18
ภาพที่ 8 การใช้พลังงานของเครื่องอบแห้งพลังงานรังสีอาทิตย์.....	18
ภาพที่ 9 แผนการดำเนินงาน.....	28
ภาพที่ 10 โดมอบแห้งแบบพาราโบลา.....	29
ภาพที่ 11 ชุดอุปกรณ์ทดสอบ	30
ภาพที่ 12 แสดงพื้นที่สัมผัสความร้อนและจำนวนชุดท่อความร้อน 1 ชุด.....	32
ภาพที่ 13 แบบจำลองของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	32
ภาพที่ 14 ทิศทางการไหลของอากาศและน้ำ ที่ผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน.....	33
ภาพที่ 15 การจำลองรูปแบบการไหลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ที่น้ำร้อน 60 องศาเซลเซียส.....	37
ภาพที่ 16 การจำลองรูปแบบการไหลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ที่น้ำร้อน 70 องศาเซลเซียส.....	38
ภาพที่ 17 การจำลองรูปแบบการไหลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ที่น้ำร้อน 80 องศาเซลเซียส.....	38
ภาพที่ 18 ตำแหน่งที่เก็บค่าอุณหภูมิ	39
ภาพที่ 19 ค่าผลต่างอุณหภูมิอากาศผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ที่อุณหภูมิ 60, 70 และ 80 องศาเซลเซียส	41
ภาพที่ 20 ค่าการส่งถ่ายความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ที่อุณหภูมิ 60, 70 และ 80 องศาเซลเซียส	41



978014796

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี / มทว. I:Thesis 6103309002 thesis / recv: 07062564 11:55:24 / seq: 18

ภาพที่ 21 ประสิทธิภาพการส่งถ่ายความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ที่อุณหภูมิ 60, 70 และ 80 องศาเซลเซียส	42
ภาพที่ 22 ค่าผลต่างอุณหภูมิอากาศผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ที่อัตราการไหล 2, 4 และ 6 ลิตรต่อวินาที.....	44
ภาพที่ 23 ค่าการส่งถ่ายความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ที่อัตราการไหล 2, 4 และ 6 ลิตรต่อวินาที.....	45
ภาพที่ 24 ประสิทธิภาพการส่งถ่ายความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ที่อัตราการไหล 2, 4 และ 6 ลิตรต่อวินาที.....	46
ภาพที่ 25 ผลต่างอุณหภูมิอากาศผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ที่ความเร็วอากาศ 0.32, 0.71 และ 1.7 เมตรต่อวินาที.....	48
ภาพที่ 26 ค่าการส่งถ่ายความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ที่ความเร็วอากาศ 0.32, 0.71 และ 1.7 เมตรต่อวินาที.....	49
ภาพที่ 27 ประสิทธิภาพการส่งถ่ายความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ที่ความเร็วอากาศ 0.32, 0.71 และ 1.7 เมตรต่อวินาที.....	50
ภาพที่ 28 การสมดุลความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน สารทำงานเป็นน้ำผสมเอทิลีน ไกลคอล	51
ภาพที่ 29 การสมดุลความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	51
ภาพที่ 30 การสมดุลประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน.....	52
ภาพที่ 31 การสมดุลความร้อนของโดมอบแห่งพลังงานแสงอาทิตย์ สารทำงานเป็นน้ำผสมเอทิลีน ไกลคอล	53
ภาพที่ 32 การสมดุลความร้อนของโดมอบแห่งแบบพลังงานแสงอาทิตย์.....	53
ภาพที่ 33 การสมดุลประสิทธิภาพของโดมอบแห่งแบบพลังงานแสงอาทิตย์.....	54
ภาพที่ 34 การสมดุลความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน สารทำงานเป็นน้ำผสมเอทิลีน ไกลคอล	55
ภาพที่ 35 เอ็กเซอร์จีของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	55
ภาพที่ 36 ประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จีของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	56



970014796

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ที่มาและความสำคัญ

ปัญหาด้านพลังงานที่มีราคาสูงเป็นปัญหาที่สำคัญของประเทศไทยและมีแนวโน้มที่จะเกิดปัญหาการขาดแคลนพลังงานขึ้น เนื่องจากเชื้อเพลิงที่ใช้ผลิตพลังงานส่วนใหญ่ได้นั้นได้มาจากเชื้อเพลิงประเภท ถ่านหิน, แก๊สธรรมชาติ และน้ำมัน เป็นต้น ซึ่งเป็นแหล่งเชื้อเพลิงที่มีอยู่อย่างจำกัด (Salsabila Ahmad et al., 2011), (Laura Tolnov Clausen, 2020) เชื้อเพลิงเป็นสิ่งจำเป็นต่อการดำรงชีวิตอยู่ในปัจจุบัน การเพิ่มขึ้นของประชากรทำให้เกิดปัญหาการขาดแคลนพลังงาน เนื่องจากความต้องการใช้พลังงานของมนุษย์มีมากกว่าทรัพยากรที่มีอยู่ จากปัญหาดังกล่าวทำให้มีการคิดหาแหล่งพลังงานมาทดแทนเชื้อเพลิงประเภท ถ่านหิน, แก๊สธรรมชาติ และน้ำมัน ที่มีศักยภาพในการผลิตพลังงานสูงและไม่ทำลายสิ่งแวดล้อม เช่น พลังงานแสงอาทิตย์ พลังงานน้ำ พลังงานลม และ พลังงานจากชีวมวล (พลังงานทดแทน, 2555)

ชีวมวล (Biomass) (G.V.Kuznetsov et al., 2021), (Hueon Namkung et al., 2021) หมายถึง สารอินทรีย์ทั่วไปจากธรรมชาติที่จะสะสมพลังงานเก็บเอาไว้ในตัวของมันเอง และสามารถนำพลังงานที่เก็บสะสมเอาไว้มาใช้ประโยชน์ได้ ตัวอย่างของสารอินทรีย์ เช่น เศษไม้ ขยะ เศษวัสดุเหลือทิ้งจากการเกษตรหรือจากอุตสาหกรรม จุดเด่นของการใช้เชื้อเพลิงชีวมวล (Qinwen Liu et al., 2021) คือ เป็นเชื้อเพลิงที่สามารถหาได้ง่ายโดยมีอยู่ทั่วไปในท้องถิ่นนั้น ๆ และการแปรรูปเชื้อเพลิงชีวมวลมาเป็นพลังงานมีต้นทุนที่ไม่สูง เช่น ในพื้นที่ชนบทบางพื้นที่ได้นำไม้มาใช้เพื่อเป็นแหล่งความร้อนสำหรับประกอบอาหาร หรือ ในพื้นที่ที่ต้องการใช้ไฟฟ้าก็สามารถนำเชื้อเพลิงชีวมวลมาเป็นเชื้อเพลิงขั้นต้นสำหรับกระบวนการผลิตไฟฟ้าได้เช่นกัน นอกจากนี้การเพาะปลูกพืชชีวมวลยังสามารถสร้างรายได้ให้แก่ประชาชน การใช้พลังงานชีวมวลจึงเป็นการช่วยลดการทิ้งของขยะทางการเกษตรได้ (Monique Hoogwijk et al., 2003)

แนวคิดการนำเอาความร้อนเหลือทิ้งที่เกิดจากการเผาไหม้มาใช้ใหม่ (Yan Cao et al., 2021) โดยส่วนใหญ่แล้วจะไม่ได้นำความร้อนที่เหลือทิ้งจากการเผาไหม้นี้มาใช้ให้เกิดประโยชน์ ต่างปล่อยสู่บรรยากาศจึงทำให้เกิดมลพิษทางอากาศ เช่น แก๊สคาร์บอนไดออกไซด์, แก๊สมีเทน และ แก๊สไนตรัสออกไซด์ เป็นต้น ซึ่งแก๊สเหล่านี้ก่อให้เกิดสภาวะเรือนกระจก จึงส่งผลกระทบต่อทำให้เกิดปัญหาสภาวะโลกร้อนตามมา การนำเอาความร้อนเหลือทิ้งที่เกิดจากการเผาไหม้มาใช้ จึงกลายเป็นอีกทางเลือกหนึ่งที่น่าสนใจ เนื่องจากความร้อนที่ถูกปล่อยจากกระบวนการผลิตไบโอชาร์มีอุณหภูมิสูงและมีปริมาณมาก (G.V.Kuznetsov et al., 2021) การดึงความร้อนกลับมาใช้ใหม่ (Heat

Recovery) โดยใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับอากาศ เพื่ออุ่นอากาศก่อนเข้าเตาอบ หรือ ใช้ในการดึงความร้อนจากแก๊สไอเสียจากหม้อไอน้ำ (Boiler) นำมาอุ่นน้ำป้อนให้แก่หม้อไอน้ำ (อุทัย ผ่องศรีศรี, 2015) การใช้พลังงานความร้อนจากกระบวนการผลิตไบโอชาร์จึงเป็นอีกทางเลือกในการจะเพิ่มประสิทธิภาพ ดังนั้นแนวทางการนำความร้อนเหลือทิ้งกลับมาใช้ใหม่ในกระบวนการอบแห้ง

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน คือ เครื่องมือที่ใช้สำหรับถ่ายเทความร้อนจากของไหลชนิดหนึ่งไปยังของไหลอีกชนิดหนึ่ง (Jutarut Tasara, 2015) โดยที่ของไหลไม่จำเป็นต้องผสมกัน เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นอุปกรณ์ที่สำคัญมากอย่างหนึ่ง เพราะเป็นเครื่องมือที่ใช้ในระบบต่าง ๆ ทางด้านวิศวกรรมอย่างกว้างขวาง ในการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนั้นต้องมียุทธศาสตร์ความรู้เกี่ยวกับประสิทธิภาพการพาความร้อน การส่งผ่านของความร้อน และองค์ความรู้ทางด้านกลศาสตร์ของไหลร่วมด้วย ในกระบวนการอุตสาหกรรมที่เกี่ยวข้องกับการใช้พลังงานความร้อน ส่วนใหญ่มีเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นองค์ประกอบ เพื่อช่วยสำหรับเพิ่มอุณหภูมิ ลดอุณหภูมิ หรือหมุนเวียนความร้อนกลับมาใช้ใหม่ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทั่วไปส่วนใหญ่ใช้ชนิดเปลือกและท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีท่อกลมแบบผนังตรง ซึ่งมีข้อดีคือโครงสร้างที่เรียบง่าย แข็งแรง การปิดผนึกที่ดีมีประสิทธิภาพและต้นทุนต่ำ (Babu, B. V. and S. A. Munawar, 2007), (Liang Zhang et al., 2020) สำหรับในอุตสาหกรรมได้มีการประยุกต์ใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนอย่างกว้างขวางในหลาย ๆ ระบบ

การอบแห้ง (Drying) คือ การเอาน้ำออกจากวัสดุที่ต้องการทำให้ปริมาณน้ำในวัสดุนั้นลดลง (Thanasit Wongsiriamnuay et al., 2015) การอบแห้งจะใช้เวลาในการอบแห้งมากหรือน้อยขึ้นอยู่กับขนาดและชนิดของวัสดุที่นำมาใช้อบ โดยแหล่งความร้อนได้มาจากน้ำร้อนจากหม้อต้ม โดยน้ำร้อนจะไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Lei Chen et al., 2020) ใช้เทอร์โมคัปเปิลสำหรับวัดอุณหภูมิและควบคุมห้องอบแห้งด้วยพัดลม ใช้พัดลมแบบไหลตามแนวแกนในการดำเนินงาน Yanqiang Kong et al., 2018) ในการเป่าลมจะมีลักษณะของการกระจายลมร้อนในเตาอบ ซึ่งมีความสำคัญต่อความชื้นของผลิตภัณฑ์ อุณหภูมิอากาศอาจส่งผลกระทบต่อคุณภาพของผลผลิตอย่างมีนัยสำคัญหลังจากการอบแห้ง เช่น การเปลี่ยนแปลงลักษณะของกลิ่น รสชาติ สี ฯลฯ อุณหภูมิอบแห้งที่สูงจะส่งผลให้ใช้เวลาน้อยลง แต่สีจะเป็นสีน้ำตาลเข้ม ในทางตรงกันข้ามหากอุณหภูมิอบแห้งต่ำจะใช้เวลาในการอบแห้งนานขึ้น แต่จะมีผลต่อสีดีกว่าการอบแห้งที่อุณหภูมิสูงและผลิตภัณฑ์ที่ได้ตรงตามความต้องการของตลาด พื้นที่ในห้องอบแห้งมีอุณหภูมิอากาศสูงทำให้เกิดการถ่ายเทความร้อนสูงระหว่างกระบวนการอบแห้ง การอบแห้งที่อุณหภูมิสูง ทำให้เกิดการเปลี่ยนแปลงทั้งทางกายภาพและทางเคมีรวมถึงสีของผลิตภัณฑ์ จึงไม่ควรอบที่อุณหภูมิที่สูงเกินไป

จากปัญหาดังกล่าวผู้ทำการวิจัยเห็นว่าสามารถนำหลักการและความรู้เกี่ยวกับพลังงานจากชีวมวลมาปรับใช้ให้สอดคล้องกับงานวิจัย จึงได้ทำการศึกษาหลักการการทำงานของเครื่องแลกเปลี่ยน

ความร้อนร่วมด้วย โดยงานวิจัยนี้จะทำการศึกษาประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน การประยุกต์ใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยนำความร้อนเหลือทิ้งจากการผลิตไบโอชาร์ไปใช้ในระบบอบแห้ง และประเมินประสิทธิภาพและความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อจะเป็นแนวทางการใช้ประโยชน์จากความร้อนเหลือทิ้งที่เกิดจากการเผาไหม้มาใช้ให้เกิดประโยชน์ ในด้านพลังงานและสิ่งแวดล้อม ทั้งในระดับชุมชนและระดับอุตสาหกรรม

1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย

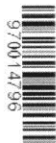
- 1.2.1 เพื่อศึกษาประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจากกระบวนการผลิตไบโอชาร์
- 1.2.2 เพื่อประเมินประสิทธิภาพและความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ของระบบอบแห้ง
- 1.2.3 เพื่อประยุกต์ใช้ความร้อนจากกระบวนการผลิตไบโอชาร์ไปใช้ในระบบอบแห้ง
- 1.2.4 ศึกษาประสิทธิภาพการทำงานของระบบอบแห้ง
- 1.2.5 เพื่อศึกษาปัจจัยที่ส่งผลกระทบต่อกระบวนการของระบบอบแห้ง

1.3 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

- 1.3.1 ได้ทราบประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจากกระบวนการผลิตไบโอชาร์
- 1.3.2 ได้ทราบปัจจัยที่ส่งผลต่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
- 1.3.3 สามารถนำความร้อนจากการผลิตไบโอชาร์ไปใช้ในระบบอบแห้ง
- 1.3.4 ผลการวิเคราะห์ความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
- 1.3.5 ผลการวิเคราะห์ความคุ้มค่าทางพลังงานและความเป็นไปได้ทางเศรษฐศาสตร์ของการนำแก๊สเชื้อเพลิงมาใช้ประโยชน์ทางความร้อน

1.4 ขอบเขตของงานวิจัย

- 1.4.1 ควบคุมปริมาณชีวมวลและปริมาณเชื้อเพลิงที่ใช้ในการทดสอบ ถึงผลิตไบโอชาร์มีปริมาณชีวมวล 30 กิโลกรัม/ถัง
- 1.4.2 ใช้เวลาในการทดสอบ 6 ชั่วโมง เนื่องจากการเผาไบโอชาร์ใช้เวลา 3 ชั่วโมง ต้องเผาไบโอชาร์ 2 ครั้ง เพื่อนำความร้อนไปใช้อบแห้ง
- 1.4.3 ใช้พาราโบลาโดมในการอบแห้ง ขนาดโดม $3.5 \times 4 \times 2.79$ เมตร
- 1.4.4 ศึกษาประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและระบบอบแห้ง ใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบที่ช่องไหลมีทิศทางตั้งฉากกัน (Cross flow)
- 1.4.5 สถานที่ทดสอบ ดิกรเรียนรวมคณะวิศวกรรมและอุตสาหกรรมเกษตร มหาวิทยาลัยแม่โจ้



978014796

MJU iThesis 6103309002 Thesis / rev: 07062564 11: 55: 24 / seq: 18

บทที่ 2

ทฤษฎีและการตรวจเอกสาร

2.1 เตาเผาถ่านชีวภาพและถ่านชีวภาพ

เตาเผาถ่านชีวภาพจะถูกออกแบบให้สามารถผลิตถ่านชีวภาพ (K. Chaiwong et al., 2013) ในสภาวะการเกิดไพโรไลซิส (pyrolysis) ซึ่งถือเป็นกระบวนการทางด้านเคมี ความร้อนที่นิยมใช้ในการเปลี่ยนอินทรีย์วัตถุด้วยความร้อน ในช่วงอุณหภูมิที่ไม่สูงมากนัก ประมาณ 400 – 600 องศาเซลเซียส ภายใต้สภาวะการทำงานที่ปราศจากอากาศ หรือ ออกซิเจน กระบวนการดังกล่าวจะทำให้สามารถผลิตเชื้อเพลิงพลังงานใน 3 กลุ่ม ได้แก่ น้ำมันชีวภาพ หรือไบโอยล์ (bio-oil) และแก๊ส ซึ่งสามารถนำไปใช้ประโยชน์ในรูปแบบแก๊สเชื้อเพลิง รวมทั้งถ่านชีวภาพที่สามารถนำมาใช้ประโยชน์ทางด้านพลังงานในรูปแบบเชื้อเพลิงแข็ง

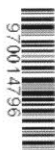
ถ่านชีวภาพ หรือ ไบโอชาร์ (Biochar) คือ (ธนศิษฐ์ วงศ์ศิริอำนวย, 2562) วัสดุที่อุดมด้วยคาร์บอน ผลิตจากชีวมวล หรือสารอินทรีย์ที่ย่อยสลายได้จากธรรมชาติ หรือวัสดุเหลือใช้จากการเกษตร เช่น ใบไม้ กิ่งไม้ หญ้า ฟางข้าว เหง้ามันสำปะหลัง ชังและต้นข้าวโพด มูลสัตว์ กากตะกอนของเสีย เป็นต้น นำมาผ่านกระบวนการเผาไหม้ที่มีการควบคุม อุณหภูมิและอากาศหรือจำกัดอากาศให้เข้าไปเผาไหม้น้อยที่สุดซึ่งกระบวนการเผาไหม้ นี้ เรียกว่า การแยกสลายด้วยความร้อนหรือกระบวนการไพโรไลซิส ซึ่งมีสองวิธีหลัก ๆ คือ

การแยกสลายด้วยความร้อนอย่างช้า (Slow Pyrolysis) อุณหภูมิเฉลี่ยประมาณ 300-600 องศาเซลเซียส ใช้เวลาในหน่วยชั่วโมง หากใช้อุณหภูมิเฉลี่ยในการเผาไหม้ประมาณ 500 องศาเซลเซียส จะได้ผลผลิตของถ่านชีวภาพประมาณ 20-50% ที่เหลือเป็นแก๊สที่จุดติดไฟได้และมีของเหลวบางส่วนที่ควบแน่นได้

การแยกสลายด้วยความร้อนอย่างรวดเร็ว (Fast Pyrolysis) อุณหภูมิเฉลี่ยประมาณ 700 องศาเซลเซียส ใช้เวลาในหน่วยวินาที ผลผลิตที่ได้จะเป็นน้ำมันชีวภาพ (Bio-oil) แก๊สสังเคราะห์ (Syngas) และถ่านชีวภาพ (Biochar)

2.2 การถ่ายเทความร้อน

หลักการถ่ายเทความร้อน (Principle of heat transfer) คือ การที่ความร้อนเคลื่อนที่จากจุด ๆ หนึ่งไปยังอีกจุดหนึ่ง มีกลไกการถ่ายเทความร้อน 3 แบบด้วยกัน คือ การนำ การพา และการแผ่รังสี การเคลื่อนที่ของความร้อนทั้ง 3 แบบนี้จะเกิดขึ้นเมื่อมีความแตกต่างของอุณหภูมิ พฤติกรรมตามธรรมชาติของความร้อนเมื่อเกิดความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิความร้อนย่อมมีการเคลื่อนที่จากแหล่งที่มีอุณหภูมิสูงสู่แหล่งที่มีอุณหภูมิต่ำเสมอ



2.2.1 การถ่ายเทความร้อนโดยการนำ (Conduction Heat Transfer) คือ วิธีการที่ความร้อนเคลื่อนที่จากบริเวณที่มีอุณหภูมิสูงกว่าไปยังบริเวณที่มีอุณหภูมิต่ำภายในตัวกลางเดียวกัน หรือเป็นการเคลื่อนที่ของความร้อนระหว่างตัวกลางที่ติดกัน แต่มีอุณหภูมิต่างกัน ในการนำความร้อน ความร้อนจะเคลื่อนที่ผ่านโมเลกุลของสาร โดยที่โมเลกุลไม่เคลื่อนที่ การนำความร้อนจะเกิดได้ดีมากในตัวกลางที่เป็นของแข็ง อัตราการการถ่ายเทความร้อนโดยการนำ (ธวัชชัย มีแก้ว, 2556) จะขึ้นอยู่กับค่าการนำความร้อน (Thermal Conductivity), k ซึ่งเป็นสมบัติทางฟิสิกส์ของตัวกลางที่ความร้อนเคลื่อนที่ผ่าน ดังสมการที่ 2.1

$$Q_k = -kAdT/dx \quad (2.1)$$

เมื่อ	Q_k	คือ การนำความร้อน (วัตต์)
	k	คือ ค่าการนำความร้อน (วัตต์ต่อเมตร-เคลวิน)
	A	คือ พื้นที่ที่ความร้อนไหลผ่าน (ตารางเมตร)
	T	คือ อุณหภูมิ (เคลวิน)
	x	คือ ระยะทางการเคลื่อนที่ของความร้อน (เมตร)

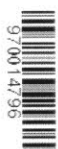
จากกฎการนำความร้อนของฟูรีเยร์ (Fourier's Law of Conduction) เครื่องหมายลบที่อยู่ด้านขวาของสมการเป็นผลมาจากกฎข้อสองของเทอร์โมไดนามิกส์ กำหนดว่า ความร้อนจะต้องไหลจากจุดที่มีอุณหภูมิสูงไปยังที่มีอุณหภูมิต่ำ

2.2.2 การถ่ายเทความร้อนโดยการพาความร้อน (Convection Heat Transfer) คือ วิธีการที่ความร้อนเคลื่อนที่ระหว่างผิวของของแข็งและของไหล ของไหลจะเป็นตัวพาความร้อนมาให้ หรือพาความร้อนออกจากผิวของของแข็ง กลไกที่ทำให้เกิดการเคลื่อนที่ของความร้อนโดยการพาได้นั้นเกิดจากผลรวมของการนำความร้อน การสะสมพลังงานและการเคลื่อนที่ของการไหล การถ่ายเทความร้อนโดยการพาความร้อนแบ่งออกได้ 2 ลักษณะ คือ

1. การพาความร้อนแบบอิสระ (Free Convection)
2. การพาความร้อนแบบบังคับ (Force Convection)

ทั้ง 2 แบบมีสมการในการหาอัตราการพาความร้อนที่อยู่ในรูปของ กฎการเย็นตัวของนิวตัน (Newton's Law of Cooling) ดังสมการที่ 2.2

$$Q_c = h_c A (T_s - T_{f,\infty}) \quad (2.2)$$



978014796

MJU 1Thesis 6103309002 thesis / recv: 07062564 11:55:24 / seq: 18

เมื่อ	Q_c	คือ การพาความร้อน (วัตต์)
	h_c	คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อน (วัตต์ต่อตารางเมตร-เคลวิน)
	A	คือ พื้นที่ผิวของวัตถุที่สัมผัสกับของไหล (ตารางเมตร)
	T_s	คือ อุณหภูมิของวัตถุ (เคลวิน)
	$T_{f,\infty}$	คือ อุณหภูมิของของไหลอิสระ (เคลวิน)

2.2.3 การถ่ายเทความร้อนโดยการแผ่รังสีความร้อน (Radiation Heat Transfer) คือ การที่พลังงานถูกปล่อยออกมาจากวัตถุที่มีอุณหภูมิที่แน่นอน โดยวัตถุนั้นอาจเป็นของแข็ง ของเหลว หรือแก๊สก็ได้ การแผ่รังสีมีการถ่ายเทโดยอาศัยคลื่นแม่เหล็กไฟฟ้าหรืออีกในหนึ่งเรียกว่า โฟตอน (Photons) เป็นการถ่ายเทความร้อนในรูปคลื่นแม่เหล็กไฟฟ้า จึงไม่อาศัยตัวกลางในการส่งถ่ายความร้อน เช่น การแผ่รังสีความร้อนจากดวงอาทิตย์มายังโลก โดยทั่วไปวัตถุที่มีอุณหภูมิสูงจะยิ่งแผ่รังสีความร้อนได้มาก และจะเกิดการถ่ายเทได้อย่างมีประสิทธิภาพในสถานะที่เป็นสุญญากาศ หลักการถ่ายเทความร้อนด้วยการแผ่รังสีอธิบายได้ด้วย Stefan-Boltzmann Law ดังนี้

$$Q_r = \sigma AT^4 \quad (2.3)$$

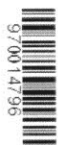
เมื่อ	Q_r	คือ อัตราความร้อนจากการแผ่รังสี (วัตต์)
	σ	คือ ค่าคงที่ Stefan-Boltzmann ซึ่งเท่ากับ 5.6703×10^{-8} (วัตต์ต่อตารางเมตร-เคลวิน ⁴)
	A	คือ พื้นที่ผิวของตัวแผ่รังสีความร้อน (ตารางเมตร)
	T	คือ อุณหภูมิของตัวแผ่รังสีความร้อน (เคลวิน)

2.3 คุณสมบัติของสารทำงาน

สารทำงาน (Working Substance) หรือสารตัวกลาง หมายถึงสารที่มีสภาพเป็นของเหลวหรือแก๊ส ซึ่งสามารถเก็บสะสมพลังงานไว้ในตัวและจ่ายพลังงานออกมาได้ หรือทำหน้าที่เป็นตัวกลางในการเปลี่ยนรูปของพลังงาน จากพลังงานรูปหนึ่งไปเป็นพลังงานอีกรูปหนึ่งได้ ในงานวิจัยใช้สารทำงาน 2 ชนิด ได้แก่ น้ำ และเอทิลีนไกลคอล

2.3.1 คุณสมบัติของน้ำทางเคมีและฟิสิกส์

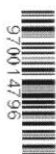
น้ำเป็นสารเคมีชนิดหนึ่งที่เขียนสูตรเคมีได้ว่า H_2O : น้ำ 1 โมเลกุลประกอบด้วยไฮโดรเจน 2 อะตอม สร้างพันธะโควาเลนต์รอบออกซิเจน 1 อะตอม คุณสมบัติหลักทางเคมีและฟิสิกส์ของน้ำ ได้แก่ น้ำเป็นของเหลวที่ไม่มีรส ไม่มีกลิ่น น้ำเป็นของเหลวโปร่งใส ดังนั้นพืชน้ำจึงสามารถอยู่ในน้ำได้ เพราะมีแสงสว่างส่องมันอย่างทั่วถึง จะมีเพียงแสงอัลตราไวโอเล็ตและอินฟราเรดเท่านั้นที่จะถูกน้ำดูด



จับเอาไว้ น้ำมีสถานะเป็นของเหลวในสภาวะปกติ น้ำเป็นโมเลกุลมีขั้ว เพราะใช้ออกซิเจนมีค่าอิเล็กโตรเนกาติวิตี (Electronegativity: EN) สูงกว่าไฮโดรเจน ออกซิเจนมีขั้วลบ ในขณะที่ไฮโดรเจนมีขั้วบวก แสดงว่าน้ำเป็นโมเมนต์ขั้วคู่ ปฏิกริยาระหว่างขั้วของแต่ละโมเลกุลเป็นเหตุให้เกิดแรงดึงดูดที่เชื่อมโยงกับมวลรวมของน้ำของความตึงผิว แรงยึดเหนี่ยวสำคัญอื่น ๆ ที่ทำให้โมเลกุลของน้ำเสียบเข้าอีกอันหนึ่งเรียกว่าพันธะไฮโดรเจน จุดเดือดของน้ำ ขึ้นอยู่กับความกดดันของบรรยากาศ น้ำเป็นตัวทำละลายที่ดี เรียกว่าน้ำเป็นตัวทำละลายสากล สามารถละลายสารได้หลายชนิด สารที่ละลายกับน้ำได้ดี เช่น เกลือ น้ำตาล กรด ต่าง และแก๊สบางชนิด โดยเฉพาะออกซิเจน คาร์บอนไดออกไซด์ เรียกว่า ไฮโดรฟิลิก หรือสารที่ชอบน้ำ ขณะที่สารที่ละลายน้ำได้น้อยหรือไม่ได้เลย เช่น ไขมัน และน้ำมัน เรียกว่า ไฮโดรโฟบิก หรือสารที่ไม่ชอบน้ำ ทุกองค์ประกอบที่สำคัญในเซลล์ (โปรตีน ดีเอ็นเอ และ โพลีแซคคาไรด์) จะละลายได้ในน้ำ น้ำบริสุทธิ์มีค่าการนำไฟฟ้าที่ต่ำ แต่ค่านี้จะเพิ่มขึ้นอย่างมีนัยสำคัญกับปริมาณของสารประกอบไอออนิก เช่น โซเดียมคลอไรด์ ที่ละลายอยู่ในน้ำ น้ำมีค่าความร้อนจำเพาะสูงเป็นอันดับ 2 ในบรรดาสารที่รู้จัก รองจากแอมโมเนีย อีกทั้งยังมีค่าความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอสูงเช่นกัน ซึ่งทั้งสองคุณสมบัตินี้เป็นผลมาจากพันธะไฮโดรเจนครอบคลุมเป็นบริเวณกว้างระหว่างโมเลกุล คุณสมบัติที่ไม่ธรรมดา 2 ประการนี้ช่วยทำให้น้ำบรรเทาความรุนแรงของสภาพภูมิอากาศบนโลกได้โดยการดูดซับอุณหภูมิที่ผันผวนอย่างมากเอาไว้

2.3.2 คุณสมบัติของเอทิลีนไกลคอลทางเคมีและฟิสิกส์

เอทิลีนไกลคอล (Ethylene glycol (EG)) (Hairong Yue et al., 2012) เป็นสารประกอบอินทรีย์ที่สำคัญและเป็นตัวกลางทางเคมีที่ใช้ในกระบวนการอุตสาหกรรมจำนวนมาก (เช่น พลังงาน, พลาสติก, รอยนต์ และสารเคมี) เนื่องจากคุณสมบัติที่เป็นเอกลักษณ์และการใช้งานเชิงพาณิชย์ที่หลากหลายจึงมีการสำรวจระบบเคมีที่หลากหลาย เช่น ตัวเร่งปฏิกิริยาและไม่ใช้ตัวเร่งปฏิกิริยา สำหรับการสังเคราะห์เอทิลีนไกลคอล โดยผ่านกระบวนการที่ได้ทำปฏิกิริยาจากเชื้อเพลิงฟอสซิล เช่น บีโตรีเลียม ก๊าซธรรมชาติ ถ่านหิน และทรัพยากรที่ใช้ชีวมวล เอทิลีนไกลคอลมีคุณสมบัติพิเศษหลายประการ เป็นของเหลวที่ไม่มีสี ไม่มีกลิ่น ระเหยยาก และมีความหนืดต่ำ (คุณสมบัติทางกายภาพโดยละเอียดแสดงไว้ในตารางที่ 1) มีรสหวานและให้ความรู้สึกร้อนแก่ลิ้นเมื่อกลืนลงไป ทำละลายกับสารที่มีขั้วหลายชนิด เช่น น้ำ แอลกอฮอล์ ไกลคอลอีเทอร์ และอะซิโตน และละลายได้เพียงเล็กน้อยในตัวทำละลายที่ไม่มีขั้ว เช่น เบนซีน โทลูอีน ไดคลอโรเอเทน และคลอโรฟอร์ม ตกผลึกยาก



ตารางที่ 1 คุณสมบัติทางกายภาพของเอทิลีนไกลคอล

อุณหภูมิในการเผาไหม้	427.0 °C
จุดเดือดที่ 101.3 kPa	197.6 °C
อุณหภูมิวิกฤต	446.9 °C
ค่าความถ่วงจำเพาะวิกฤต	$19.1 \times 10^{-2} \text{ L g}^{-1} \text{ mol}$
สัมประสิทธิ์การขยายตัว Cubic ที่ 20 °C	$6.2 \times 10^{-4} \text{ K}^{-1}$
ความหนาแน่นที่ 20 °C	$1113.5 \times 10^{-9} \text{ g m}^{-3}$
จุดวาบไฟ ถ้วยปิด (Pensky-Martens closed cup ASTM D93)	126.7 °C
จุดวาบไฟ ถ้วยเปิด (Cleveland Open Cup ASTM D92)	137.8 °C
ความร้อนจากการเผาไหม้ที่ 25 °C	$-1053.0 \text{ kJ g}^{-1} \text{ mol}$
ความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอที่ 1 atm	$53.2 \text{ kJ g}^{-1} \text{ mol}$
ปริมาณเปอร์เซ็นต์ของแก๊สหรือไอระเหยต่ำที่สุดที่ผสมกับอากาศ	3.2 vol%
น้ำหนักโมเลกุล	62.1 g mol^{-1}
จุดเยือกแข็ง	-13.0 °C
อุณหภูมิเริ่มต้นของการสลายตัว	240.0 °C
ดัชนีหักเหแสงที่ 25 °C	143.0×10^{-2}
ความถ่วงจำเพาะ (20/20 °C)	111.0×10^{-2}
การละลายในน้ำที่ 20 °C	100 wt%
แรงตึงผิวที่ 25 °C	$48.0 \times 10^{-3} \text{ N m}^{-1}$
ปริมาณเปอร์เซ็นต์ของแก๊สหรือไอระเหยมากที่สุดที่ผสมกับอากาศ	53.0 vol%
ความหนาแน่นของไอ (air = 1)	2.1
ความดันไอที่ 20 °C	7.5 Pa
ความหนืดที่ 20 °C	$19.8 \times 10^{-3} \text{ Pa s}$

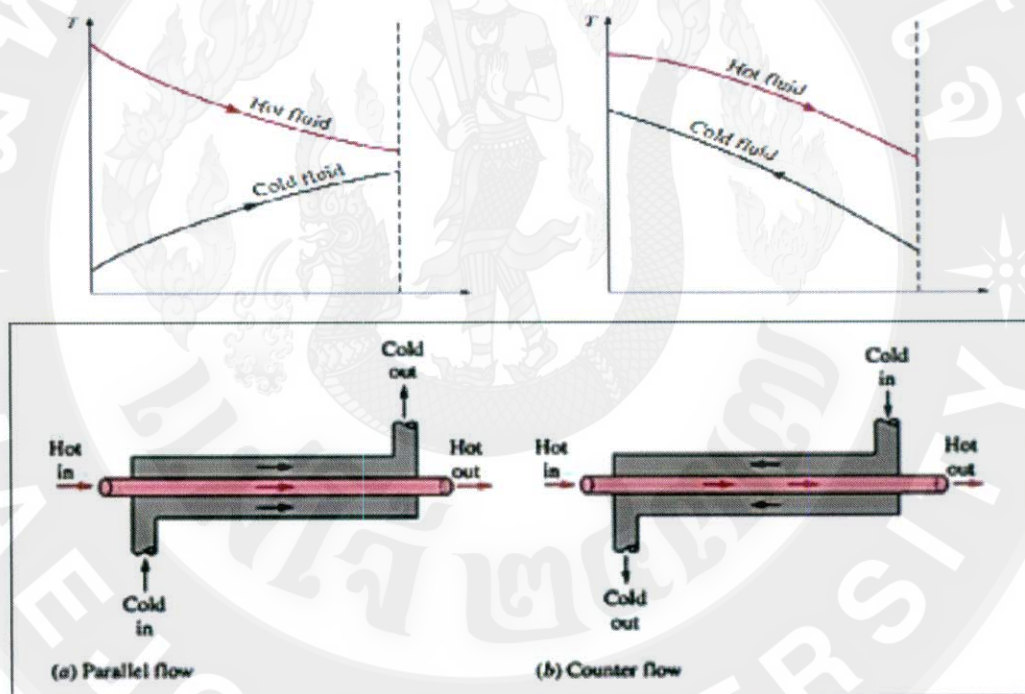
ที่มา : Hairong Yue et al. (2012)

2.4 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchanger)

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchanger) (Jack Philip Holman, 1997), (Jutarut Tasara, 2015) เป็นอุปกรณ์ที่มีการถ่ายพลังงานความร้อนระหว่างของไหลตั้งแต่ 2 ชนิดขึ้นไป ส่วนใหญ่แล้วจะมีผนังกั้นระหว่างของไหลไม่ให้ไหลปะปนกัน เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะใช้หลักการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหล 2 ชนิดที่มีอุณหภูมิแตกต่างกันโดยของไหลที่มีอุณหภูมิสูงและ

อุณหภูมิที่ต่ำจะไหลเข้าไปภายในตัวเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน หลังจากนั้นจะส่งผลทำให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนกันขึ้นระหว่างของไหลทั้ง 2 ชนิด เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีหลายแบบการจำแนกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนอาจทำได้โดยอาศัยทิศทางการเคลื่อนที่ของของไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และลักษณะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นหลัก โดยทั่วไปแล้วจำแนกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนออกได้เป็น 3 แบบ

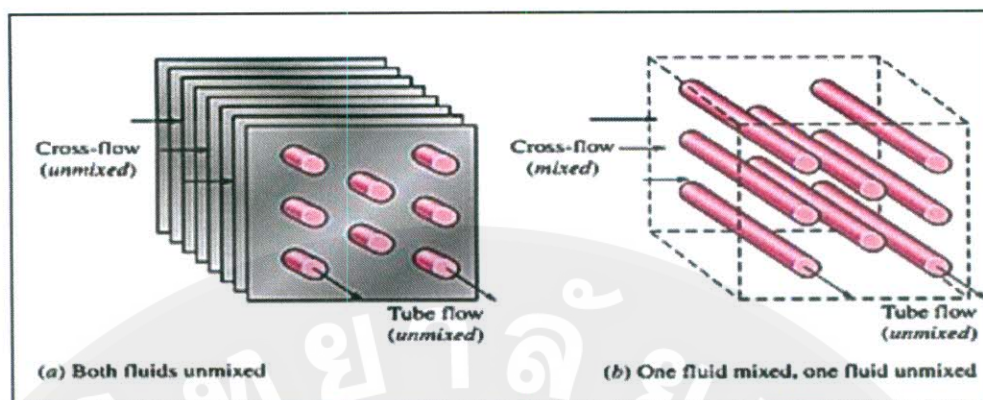
2.4.1 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น (Concentric tube or Double pipe) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้อาจอยู่ในลักษณะที่ท่อสองท่อสวมเข้าด้วยกันส่วนการไหลของของไหล อาจไหลสวนทางกัน เรียกว่า counter flow หรือไหลขนานกัน เรียกว่า parallel flow ลักษณะการไหลที่แตกต่างกัน และการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ ท่อสองชั้น (double-pipe heat exchanger) ดังภาพที่ 1



ภาพที่ 1 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ ท่อสองชั้น (double-pipe heat exchanger)

ที่มา : Jutarut Tasara (2015)

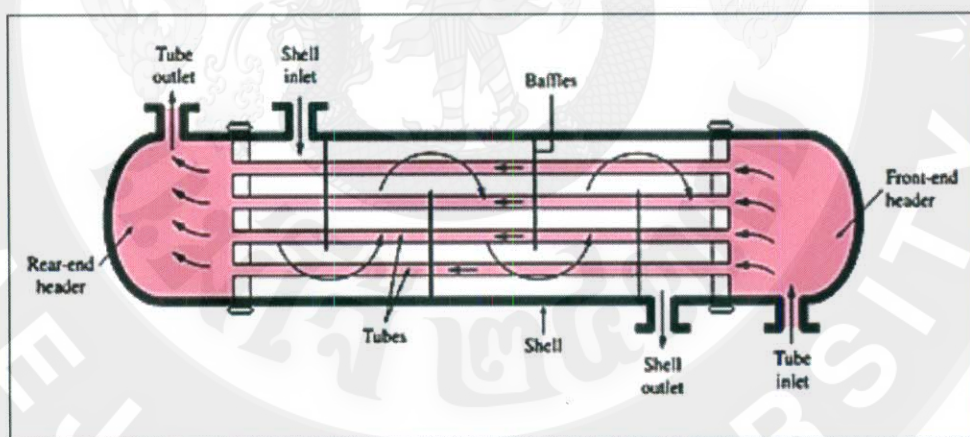
2.4.2 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบที่ของไหลมีทิศทางการตั้งฉากกัน (Cross flow) ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้ ของไหลจะไหลในทิศทางการตั้งฉากกัน การสร้างนั้นอาจให้อยู่ในลักษณะของไหลเดี่ยวเดียว (Single pass) หรือ ไหลสองเที่ยว (Double pass) หรือมากกว่าก็ได้



ภาพที่ 2 การไหลที่แตกต่างกันใน cross flow heat exchangers

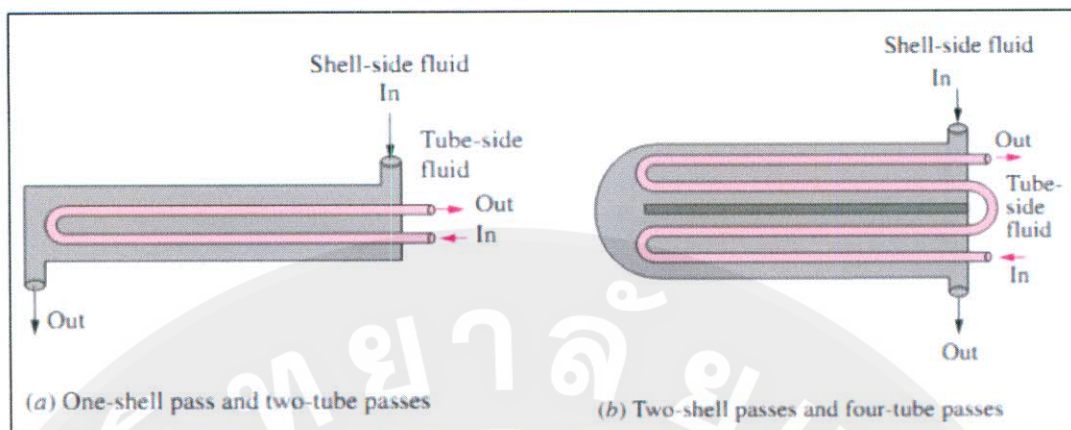
ที่มา : Jutarut Tasara (2015)

2.4.3 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเชลล์และท่อ (Shell and tube) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้ของไหลอย่างหนึ่งจะอยู่ในเชลล์ และอีกอย่างหนึ่งจะอยู่ในท่อ สำหรับการไหลนั้นจะอยู่ในลักษณะไหลสวนทาง หรือไหลขนานก็ได้ หรือทั้งสองอย่างในเครื่องเดียวกันก็ได้ นอกจากนี้อาจออกแบบให้ของไหลมีทิศทางตั้งฉากกับท่อก็ได้



ภาพที่ 3 Shell and tube heat exchangers 1 shall pass and 1 tube pass

ที่มา : Jutarut Tasara (2015)



ภาพที่ 4 Multi-pass flow arrangements in shell-and-tube heat exchangers.

ที่มา : Jutarut Tasara (2015)

2.5 การวิเคราะห์สมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

การวิเคราะห์การส่งถ่ายความร้อนที่เกิดขึ้นในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนั้น ในที่นี้จะกล่าวถึงวิธีการวิเคราะห์ที่อยู่ 2 วิธี คือ

2.5.1 การวิเคราะห์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้วิธี Log Mean Temperature Difference โดยการหาค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนระหว่างของไหลร้อนและของไหลเย็น, Q สามารถเขียนได้เป็นสมการ.

$$Q_c = (\dot{m}C_p)_c (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (2.4)$$

$$Q_h = (\dot{m}C_p)_h (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (2.5)$$

ถ้าให้ C_c = heat capacity rate ของของไหลกระแสนเย็น (กิโลวัตต์ต่อเคลวิน)

C_h = heat capacity rate ของของไหลกระแสนร้อน (กิโลวัตต์ต่อเคลวิน)

$$Q_c = C_c \times (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (2.6)$$

$$Q_h = C_h \times (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (2.7)$$

เมื่อ Subscript c และ h แทนด้วย cold และ hot fluid,

m คือ อัตราการไหลของของไหล (กิโลกรัมต่อวินาที)

C คือ specific heat (กิโลจูลต่อกิโลกรัม-เคลวิน)

T_o คือ อุณหภูมิของของไหลขาออก (เคลวิน)

T_i คือ อุณหภูมิของของไหลขาเข้า (เคลวิน)

โดยอุณหภูมิที่ใช้ในการคำนวณนั้นเป็นอุณหภูมิเฉลี่ยของของไหล นอกจากนี้อัตราการถ่ายเทความร้อน ยังหาได้จากสมการที่มาจากการพิจารณาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน คือ

$$Q = UA\Delta T_m \quad (2.8)$$

เมื่อ U คือ Overall Heat Transfer Coefficient

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (วัตต์ต่อตารางเมตร-เคลวิน)

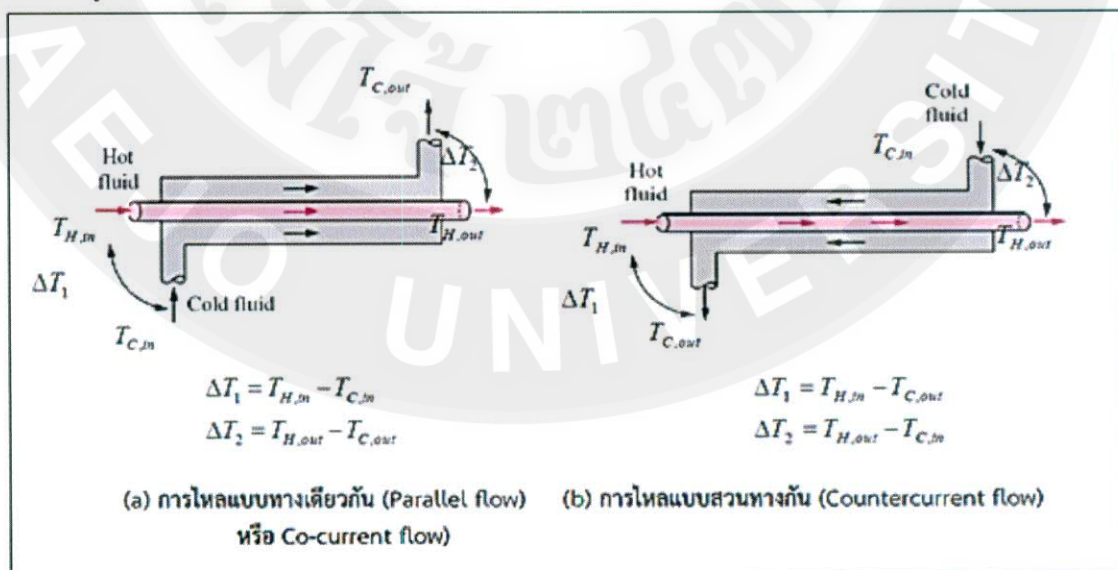
A คือ พื้นที่ที่เกิดการถ่ายเทความร้อน (ตารางเมตร)

ΔT_m คือ Mean Temperature Difference ซึ่งขึ้นอยู่กับลักษณะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและลักษณะการไหล (เคลวิน)

การคำนวณหาค่าความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิแบบเฉลี่ยจะคำนวณโดยใช้วิธีหาความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบล็อก (The log mean temperature difference (LMTD) method) และเรียกค่าที่ได้จากการคำนวณว่า ค่าความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบล็อก (The log mean temperature difference (LMTD) value) ซึ่งค่า LMTD จะมีประโยชน์ในการนำไปคำนวณเพื่อหาอัตราการถ่ายเทความร้อนแบบเฉลี่ยต่อไป ซึ่งค่า LMTD หรือ ΔT_m จะหาได้จาก

$$\Delta T_m = (\Delta T_1 - \Delta T_2) / \ln(\Delta T_1 - \Delta T_2) \quad (2.9)$$

เมื่อ ΔT_1 และ ΔT_2 คือความแตกต่างของอุณหภูมิที่ทางเข้า และทางออกตามลำดับ ซึ่งจะขึ้นอยู่กับชนิดของการไหลแบบต่างๆ โดยการหาค่า ΔT_1 และ ΔT_2 จะแสดงดังภาพที่ 5



ภาพที่ 5 แสดงการหาค่า ΔT_1 และ ΔT_2 ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่วม

ที่มา : Jutarut Tasara (2015)



2.5.2 การวิเคราะห์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้วิธี Effectiveness – NTU Method วิธี Effectiveness – NTU เป็นอีกทางเลือกหนึ่งสำหรับการวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนซึ่งมักใช้ในกรณีที่รูปเฉพาะอุณหภูมิที่ทางเข้าของของไหล โดยถ้าใช้วิธีการ Log Mean Temperature Different ในการวิเคราะห์จะต้องใช้หลักการคำนวณ คือ สมมติอุณหภูมิของไหลที่ไหลออก แล้วนำมาคำนวณกลับอีกครั้งเพื่อทดสอบว่าค่าที่สมมติเข้าใกล้กับค่าอุณหภูมิขาออกหรือไม่ นิยามและตัวแปรที่ต้องทราบ การวิเคราะห์แบบนี้คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด ซึ่งหาได้จากสมการ 2.10

$$Q_{\max} = (\dot{m}C_p)_{\min} \times (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (2.10)$$

เมื่อ C_c คือ heat capacity rate ของของไหลสายเย็น (กิโลวัตต์ต่อเคลวิน)
 C_h คือ heat capacity rate ของของไหลสายร้อน (กิโลวัตต์ต่อเคลวิน)
 C_{\min} คือ C_c หรือ C_h ค่าไหนก็ได้ที่มีค่าน้อยกว่า โดยมาจากสมมติฐานที่ว่า อุณหภูมิแตกต่างระหว่างของไหลสายเย็นและร้อนสูงสุดที่เป็นไปได้คือ $T_{h,i} - T_{c,i}$ ซึ่งเกิดขึ้นในกรณีของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบของไหลไหลสวนทางกัน (นั่นคืออุณหภูมิของไหลสายเย็นสูงสุดที่เป็นไปได้เมื่อออกจากอุปกรณ์จะมีค่าเท่ากับอุณหภูมิของไหลสายร้อนที่เข้าสู่อุปกรณ์; $T_{c,o} = T_{h,i}$) จากค่านิยามของ heat effectiveness, ϵ จะได้

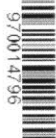
$$\epsilon = Q/Q_{\max} \quad (2.11)$$

เมื่อ Q คือ ค่าการส่งถ่ายความร้อนที่สามารถทำได้ (วัตต์)
 Q_{\max} คือ ค่าการส่งถ่ายความร้อนที่สามารถทำได้มากที่สุด (วัตต์)

ซึ่งค่า ϵ จะอยู่ระหว่าง 0 ถึง 1 โดยที่ค่า ϵ นั้นเป็นฟังก์ชันของตัวแปรไร้มิติ Number of Transfer Units (NTU) Number of Transfer Units (NTU) เป็นตัวแปรไร้มิติที่ใช้มากในการวิเคราะห์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนซึ่งหาได้จากสมการ 2.12

$$NTU = UA/C_{\min} \quad (2.12)$$

โดย C_{\min} อาจเป็น C_c หรือ C_h แล้วแต่ว่าค่าใดมีค่าน้อยกว่า ส่วน C_{\max} อาจเป็น C_c หรือ C_h แล้วแต่ว่าค่าใดมีค่ามากกว่า ดังนั้นเมื่อทราบค่า NTU และ C_{\min} / C_{\max} ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแล้ว ก็สามารถที่จะหาค่า Heat Effectiveness ได้จากความสัมพันธ์ระหว่างค่า Effectiveness - NTU ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแต่ละชนิด



กรณีที่ของไหลด้านหนึ่งในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นก๊าซ และอีกด้านหนึ่งเป็นของเหลว โดยทั่วไปสัมประสิทธิ์การพาความร้อนทางด้านก๊าซจะมีค่าต่ำกว่าด้านของเหลวมาก ในกรณีแบบนี้มักจะติดตั้งครีบบจำนวนมากที่ผนังด้านที่มีสัมประสิทธิ์การพาความร้อนต่ำกว่า เพื่อเพิ่มพื้นที่ถ่ายเทความร้อนและลดความต้านทานการถ่ายเทความร้อน ผนังผิวแบบนี้เรียกว่า ผนังผิวมีครีบ ซึ่งหากอุณหภูมิพื้นผิวของครีบบมีค่าเท่ากับอุณหภูมิของผนังที่ติดตั้งครีบบแล้ว ความต้านทานการถ่ายเทความร้อนก็จะลดลงในสัดส่วนเดียวกับพื้นที่ถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้น ซึ่งประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนสามารถหาได้จากสัดส่วนของพลังงานความร้อนขาออกกับพลังงานความร้อนขาเข้า ดังสมการที่ 2.13

$$\eta = (Q_{out}/Q_{in}) \times 100 \quad (2.13)$$

เมื่อ η คือ ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน (เปอร์เซ็นต์)
 Q_{out} คือ พลังงานความร้อนขาออก (กิโลวัตต์)
 Q_{in} คือ พลังงานความร้อนขาเข้า (กิโลวัตต์)

2.5.3 สมดุลมวลและพลังงาน (Mass And Energy Balance)

สมดุลมวลมาจากกฎทรงมวล (Law of conservation of mass) กล่าวว่า มวลของสารไม่สามารถถูกสร้างขึ้นใหม่หรือถูกทำลายได้ฉะนั้นจึงสามารถใช้สมดุลมวลในการติดตามความเป็นไปของมวลในกระบวนการต่างๆได้ ในกรณีที่ระบบอยู่ในสภาวะคงที่คือจะไม่มี การสะสมของมวลในระบบซึ่งเรียกว่าสภาวะ Steady-state: Accumulation = 0 Input = Output ดังนั้น Energy Balance มาจากกฎข้อที่หนึ่งของเทอร์โมไดนามิกส์หรือกฎทรงพลังงาน (Law of conservation of energy) กล่าวว่าพลังงานของระบบใดๆคงที่ ฉะนั้นสมดุลพลังงานจึงทำให้สามารถทราบถึงการถ่ายเทพลังงานที่เกี่ยวข้องในระบบนั้นๆใช้หลักการของกฎทรงพลังงานซึ่งสามารถเขียนสมการได้

$$\text{พลังงานที่เข้าสู่ระบบ} = \text{พลังงานที่ออกจากระบบ} + \text{พลังงานที่สะสมในระบบ} \quad (2.14)$$

ถ้าไม่มีปฏิกิริยาเกิดขึ้นภายในระบบ จะได้ว่าพลังงานที่เกิดขึ้นในระบบ = 0

กระบวนการเกิดขึ้นภายใต้สภาวะ steady-state จะไม่มีพลังงานสะสมในระบบ ดังสมการ

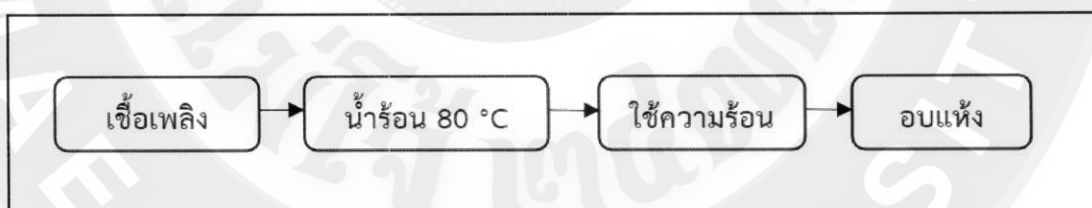
$$\text{พลังงานที่เข้าสู่ระบบ} = \text{พลังงานที่ออกจากระบบ} \quad (2.15)$$



2.5.4 การนำความร้อนมาใช้งานแบบคาสเคด (cascade) กับเอ็กเซอร์จี

ปัจจุบันโรงงานและอาคารต่างๆ มีการนำระบบโคเจนเนอเรชันมาใช้ติดตั้งกันแพร่หลายมากขึ้น ระบบโคเจนเนอเรชันเป็นระบบที่นำความร้อนมาใช้งานแบบคาสเคด คำว่า คาสเคด หมายถึง น้ำตกที่มีลักษณะเป็นขั้นๆ เอ็กเซอร์จี หมายถึง ปริมาณพลังงานความร้อนที่สามารถนำออกมาแปลงเป็นแรงขับเคลื่อนได้ กรณีของพลังงานความร้อนยังมีอุณหภูมิสูงเท่าใดเอ็กเซอร์จียิ่งสูงขึ้นเท่านั้น เราจะนำพลังงานความร้อนที่มีเอ็กเซอร์จีสูงซึ่งได้จากการเผาไหม้เชื้อเพลิง มาแปลงเป็นพลังงานไฟฟ้าและแรงขับเคลื่อนก่อน ซึ่งจะรักษาเอ็กเซอร์จีไว้ แล้วนำความร้อนทิ้งซึ่งมีคุณภาพต่ำลง มาใช้ในวัตถุประสงค์ที่ต้องการอุณหภูมิต่ำกว่า เช่น ใช้น้ำที่ใช้ในกระบวนการผลิต การปรับอากาศร้อน-เย็น หรือการจ่ายน้ำร้อนในอาคาร เป็นต้น การนำความร้อนมาใช้งานจากระดับอุณหภูมิสูงไล่ลงไปตามลำดับเช่นนี้ เรียกว่า การนำความร้อนมาใช้งานแบบคาสเคด วิธีการนี้สามารถนำพลังงานเคมีที่มีอยู่ในเชื้อเพลิงฟอสซิล มาใช้งานตามลำดับโดยมีเอ็กเซอร์จียุติลงไปในน้อยที่สุด กล่าวได้ว่าเป็นระบบในอุดมคติสำหรับการแปลงพลังงาน

ในทางปฏิบัติแล้ว โรงงานและอาคารต่างๆ จะใช้ก๊าซธรรมชาติหรือน้ำมันหนักเป็นเชื้อเพลิงของเครื่องจักรผลิตกำลัง เช่น เครื่องยนต์ใช้ก๊าซ ก๊าซเทอร์ไบน์ เครื่องยนต์ดีเซล เพื่อขับเครื่องกำเนิดไฟฟ้าหรือคอมเพรสเซอร์ แล้วนำพลังงานไฟฟ้าและพลังงานกลที่ได้ไปใช้ในโรงงานหรืออาคาร พร้อมกับนำความร้อนทิ้งที่นำกลับมาได้จากไอน้ำหรือน้ำร้อนจากเครื่องจักรพลังความร้อน ไปใช้ในงานที่ต้องการความร้อน



ภาพที่ 6 การนำความร้อนมาใช้งานแบบคาสเคด

การเปลี่ยนแปลงเอ็กเซอร์จี (Exergy change : ΔEx) (รวินท์วัชร ขมภู, 2559)

จากนิยามเอ็กเซอร์จีที่ว่า งานที่สามารถได้รับจากระบบโดยตรงมีค่าของอุณหภูมิสิ่งแวดล้อมเป็นมาตรฐาน ซึ่งสามารถเขียนเป็นสมการได้ ดังสมการที่ 2.16

$$\Delta Ex = \Delta H - T_0 \Delta S \quad (2.16)$$

เมื่อ ΔEx คือ การเปลี่ยนแปลงเอ็กเซอร์จี (วัตต์)

ΔH คือ การเปลี่ยนแปลงเอนทัลปี (กิโลจูลต่อกิโลกรัม)

T_0 คือ อุณหภูมิสถานะแวดล้อม (K)
 ΔS คือ การเปลี่ยนแปลงเอนโทรปีในกระบวนการผันกลับไม่ได้ (กิโลจูลต่อ
 กิโลกรัม-เคลวิน)

สำหรับสมดุลเอ็กเซอร์จีสามารถหาได้จากสมการที่ 2.17

$$\begin{aligned} \text{เอ็กเซอร์จีที่ป้อนเข้าสู่ระบบ} &= \text{เอ็กเซอร์จีที่ไหลออกจากระบบ} + \text{เอ็กเซอร์จีสูญเสีย} \\ &+ \text{เอ็กเซอร์จีที่ถูกทำลาย} \quad \text{เนื่องจากการย้อนกลับไม่ได้} \end{aligned} \quad (2.17)$$

การวิเคราะห์เอ็กเซอร์จีที่ไหลเข้าและออกของกระบวนการอบแห้ง สามารถหาได้จาก
 อุณหภูมิอากาศที่ไหลเข้าและออกของห้องอบแห้ง (รัฐศักดิ์ พรหมมาศ และคณะ, 2552)

$$\text{Exergy} = C_p [(T - T_\infty) - T_\infty \ln(T/T_\infty)] \quad (2.18)$$

เมื่อ C_p คือ ค่าความร้อนจำเพาะ (กิโลจูลต่อกิโลกรัม-เคลวิน)
 T คือ อุณหภูมิ (เคลวิน)
 T_∞ คือ อุณหภูมิสถานะแวดล้อม (เคลวิน)

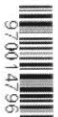
เอ็กเซอร์จีของแสงอาทิตย์หาได้จาก (Saeed Mahdavi et al., 2019) สมการที่ 2.19

$$\text{EX}_{\text{solar}} = Q_{\text{solar}} \times [1 - (4/3 \times T_0/T_{\text{sun}}) + (1/3 \times (T_0/T_{\text{sun}})^4)] \quad (2.19)$$

เมื่อ EX_{solar} คือ เอ็กเซอร์จีของแสงอาทิตย์ (วัตต์)
 T_{sun} คือ อุณหภูมิแสงอาทิตย์ (เคลวิน)
 T_0 คือ อุณหภูมิสถานะแวดล้อม (เคลวิน)
 Q_{solar} คือ ค่าความร้อนแสงอาทิตย์ (วัตต์) หาจาก (ธนัญญ์ สังกาตี และอรรรถกร
 อาสนคำ, 2016) สมการ 2.20

$$Q_{\text{solar}} = A \times I (\alpha t) \quad (2.20)$$

เมื่อ A คือ พื้นที่รับแสงอาทิตย์ (ตารางเมตร)
 I คือ ค่าความเข้มรังสีแสงอาทิตย์ (วัตต์/ตารางเมตร)
 α คือ ค่าการดูดกลืนแสง
 t คือ ค่าการสะท้อนของแสง



เอ็กเซอร์จี้ของพื้นหาได้จาก (Saeed Mahdavi et al., 2019) สมการที่ 2.21

$$EX_{h\text{-earth}} = Q_{h\text{-earth}} \times (1 - T_0 / T_r) \quad (2.21)$$

เมื่อ $EX_{h\text{-earth}}$ คือ เอ็กเซอร์จี้ของแสงอาทิตย์ (วัตต์)

$Q_{h\text{-earth}}$ คือ ค่าความร้อนแสงอาทิตย์ (วัตต์)

T_r คือ อุณหภูมิแสงอาทิตย์ (เคลวิน)

T_0 คือ อุณหภูมิสถานะแวดล้อม (เคลวิน)

ส่วนประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จี้ (Exergy efficiency, η_{Ex}) สามารถหาได้จากสมการ 2.22

$$\eta_{Ex} = (\text{เอ็กเซอร์จี้ที่ใช้ประโยชน์} / \text{เอ็กเซอร์จี้ที่ป้อนเข้า}) \times 100\% \quad (2.22)$$

2.6 ความรู้เกี่ยวกับการอบแห้ง (Drying)

การอบแห้ง (Drying) คือ การเอาน้ำออกจากวัสดุที่ต้องการทำให้ปริมาณน้ำในวัสดุนั้นลดลง โดยส่วนใหญ่วัสดุนั้นจะอยู่ในสถานะของแข็ง น้ำที่ระเหยออกจากวัสดุนั้นอาจจะไม่ต้องระเหยที่จุดเดือดแต่ใช้อากาศพัดผ่านวัสดุนั้นเพื่อดึงน้ำออกมา วัสดุจะแห้งได้มากหรือน้อยจะขึ้นอยู่กับคุณสมบัติของวัสดุที่นำมาอบด้วย เมื่อทำให้ของเหลวในวัตถุระเหยเป็นไอ จะได้ผลิตภัณฑ์ของแข็งที่มีสัดส่วนของของเหลวต่ำ การอบแห้งหรือการตากแห้งผลิตผลทางการเกษตร (เสริม จันทร์ฉาย, 2560) ส่วนใหญ่ยังคงใช้วิธีการตากแดดตามธรรมชาติ ความร้อนที่ได้จากพลังงานรังสีอาทิตย์จะสูญเสียสู่สิ่งแวดล้อมค่อนข้างมาก ทำให้ประสิทธิภาพของการตากแห้งต่ำ นอกจากนี้ ผลิตภัณฑ์ที่อยู่ระหว่างการตากแดดมักถูกรบกวนจากแมลงและสัตว์ต่างๆ หรือได้รับความเสียหายจากการเปียกฝน จากปัญหาดังกล่าว นักวิจัยด้านพลังงานรังสีอาทิตย์จึงได้พัฒนาอุปกรณ์สำหรับใช้ออบแห้งผลิตภัณฑ์โดยใช้พลังงานจากรังสีอาทิตย์อย่างมีประสิทธิภาพและช่วยแก้ปัญหาการรบกวนของสัตว์ และการเปียกฝน อุปกรณ์ดังกล่าวเรียกว่า “เครื่องอบแห้งพลังงานรังสีอาทิตย์ (solar dryer)”



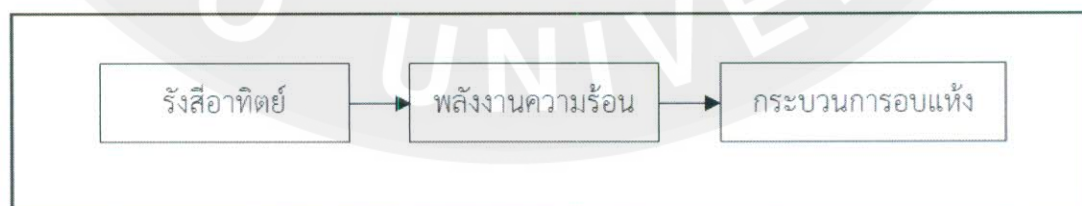
978014796



ภาพที่ 7 โดมอบแห้งพลังงานรังสีอาทิตย์

หลักการทำงานของเครื่องอบแห้งพลังงานรังสีอาทิตย์

เครื่องอบแห้งพลังงานรังสีอาทิตย์ส่วนใหญ่ถูกพัฒนาเพื่อใช้อบแห้งผลิตผลทางการเกษตรทดแทนการตากแดดตามธรรมชาติ หรือทดแทนการอบแห้งด้วยเครื่องอบแห้งเชิงกล (Mechanical Dryer) ทั้งนี้เพื่อแก้ปัญหาความเสียหาย และการปนเปื้อนที่เกิดจากการตากแดดตามธรรมชาติ หรือเพื่อลดค่าใช้จ่ายด้านพลังงาน โดยการออกแบบเครื่องอบแห้งพลังงานรังสีอาทิตย์ให้มีประสิทธิภาพสูงกว่าการตากแดดตามธรรมชาติ และสามารถแก้ปัญหาความเสียหายของผลิตภัณฑ์ที่เกิดจากการตากแดดตามธรรมชาติ โดยการให้ผลิตภัณฑ์ที่ต้องการอบแห้งอยู่ในตู้ กลัง อัง หรืออุโมงค์ลม โดยทั่วไปเครื่องอบแห้งพลังงานรังสีอาทิตย์จะประกอบด้วยส่วนสำคัญ 2 ส่วน ได้แก่ ส่วนสำหรับรับรังสีอาทิตย์ และส่วนสำหรับวางผลิตภัณฑ์ โดยทั้ง 2 ส่วนอาจอยู่ในโครงสร้างเดียวกันหรือแยกกันก็ได้ ในการทำงานรังสีอาทิตย์จะถูกเปลี่ยนเป็นพลังงานความร้อน แล้วนำพลังงานความร้อนที่ได้ไปใช้ระเหยน้ำออกจากผลิตภัณฑ์ กระบวนการดังกล่าวสามารถแสดงตามภาพที่ 8



ภาพที่ 8 การใช้พลังงานของเครื่องอบแห้งพลังงานรังสีอาทิตย์

2.7 การวิเคราะห์ความคุ้มค่าเชิงเศรษฐศาสตร์

การประเมินความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ของโครงการ (พินิจนันท์ สามาอาพัฒน์ และธนิต เรืองรุ่งชัยกุล, 2015), (วสุพร ติวงาม, 2558) ใช้หลักการวิเคราะห์ต้นทุนและผลประโยชน์ (Cost Benefit Analysis) เป็นการพิจารณาว่าผลประโยชน์ของโครงการมากกว่าหรือน้อยกว่าต้นทุนของโครงการ เพื่อใช้เป็นเกณฑ์ในการพิจารณาตัดสินใจว่าโครงการมีความคุ้มค่าในการลงทุนหรือไม่ ช่วยในการตัดสินใจใช้ทรัพยากรอย่างมีประสิทธิภาพ ซึ่งใช้การประเมินต้นทุน (Costs) ทั้งต้นทุนทางตรงและต้นทุนทางอ้อม และประเมินผลประโยชน์ (Benefits) ทั้งทางตรง และผลประโยชน์ทางอ้อม โดยเกณฑ์การตัดสินใจเพื่อการลงทุนมี 2 ประเภท คือ เกณฑ์แบบไม่ปรับค่าเวลา และเกณฑ์แบบปรับค่าเวลา

2.7.1 เกณฑ์การตัดสินใจเพื่อการลงทุนแบบไม่ปรับค่าเวลา

เกณฑ์การตัดสินใจเพื่อการลงทุนแบบไม่ปรับค่าเวลา เป็นเกณฑ์ที่ไม่นำเวลาเข้ามาเป็นปัจจัยสำคัญในการกำหนดมูลค่าของเงินตรา (Value of Money) อันจะมีผลให้มูลค่าของเงินในอนาคต (Future value) เท่ากับมูลค่าของเงินในปัจจุบัน (Present Value) เกณฑ์การตัดสินใจเพื่อการลงทุนแบบไม่ปรับค่าเวลา ได้แก่

ระยะเวลาคืนทุนของโครงการ (Payback Period)

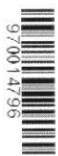
ระยะเวลาคืนทุนของโครงการ คือ จำนวนปีในการดำเนินการที่ทำให้ผลตอบแทนสุทธิในแต่ละปีมีค่ารวมเท่ากับเงินลงทุนเริ่มแรก สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.23

$$\text{ระยะเวลาคืนทุน} = \text{เงินลงทุนเริ่มแรก} / \text{ผลตอบแทนสุทธิต่อปี} \quad (2.23)$$

เกณฑ์ระยะเวลาคืนทุนเป็นเกณฑ์ที่คำนึงถึงระยะเวลาผลประโยชน์สุทธิจากการดำเนินงานหรือผลกำไรที่ได้รับแต่ละปีรวมกัน โดยเป็นกำไรสุทธิหลังหักภาษี ดอกเบี้ย และค่าเสื่อมราคาของทรัพย์สิน เท่ากับค่าใช้จ่ายในการลงทุนเริ่มแรกของโครงการ พิจารณาจำนวนปีที่ได้รับผลประโยชน์คุ้มกับค่าใช้จ่ายในการลงทุน เกณฑ์การตัดสินใจโดยใช้ระยะเวลาคืนทุนเป็นวิธีการที่นิยมใช้ในวงการธุรกิจหรือกรณีที่โครงการมีความเสี่ยงสูง

2.7.2 เกณฑ์การตัดสินใจเพื่อการลงทุนแบบปรับค่าเวลา

เกณฑ์การตัดสินใจเพื่อการลงทุนแบบปรับค่าเวลา เป็นเกณฑ์ที่นำเวลาเข้ามาเป็นปัจจัยสำคัญในการกำหนดมูลค่าของเงินตรา (Value of Money) เนื่องจากมูลค่าของเงินมีความแตกต่างกัน แต่ละปีจึงต้องปรับค่าของเวลาในอนาคต (Future Value) ให้เท่ากับมูลค่าของเงินในปัจจุบัน (Present Value) โดยการหักลดมูลค่าของเงินที่เกิดขึ้นในอนาคตด้วยอัตราคิดลด (Discount Rate) เกณฑ์การตัดสินใจเพื่อการลงทุนแบบปรับค่าเวลา ได้แก่



970014796

MU IThesis 6103309002 Thesis / recv: 07062564 11:55:24 / seq: 18

2.7.1.1 มูลค่าปัจจุบันสุทธิ (Net Present Value: NPV) คือ ผลต่างระหว่างมูลค่าปัจจุบันของผลประโยชน์และมูลค่าปัจจุบันของต้นทุนของโครงการเพื่อชี้ให้เห็นว่าโครงการนั้นจะให้ผลประโยชน์คุ้มค่าหรือไม่ สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.24

$$NPV = \sum_{t=0}^n (B_t - C_t) / (1 + r)^t \quad (2.24)$$

เมื่อ	B_t	คือ ผลประโยชน์ของโครงการในปีที่ t
	C_t	คือ ต้นทุนของโครงการในปีที่ t
	r	คือ อัตราคิดลด (Discount Rate)
	n	คือ อายุของโครงการ
	t	คือ ปีของโครงการ

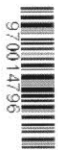
หลักเกณฑ์ในการตัดสินใจลงทุน คือ ควรลงทุนเมื่อมูลค่าปัจจุบันสุทธินี้มีค่าเป็นบวก แสดงว่าโครงการมีความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ในการลงทุน และไม่ควรลงทุนถ้ามูลค่าปัจจุบันสุทธินี้มีค่าเป็นลบ แสดงว่าโครงการไม่มีความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ในการลงทุน

2.7.1.2 อัตราส่วนผลประโยชน์ต่อต้นทุน (Benefit – Cost Ratio: BCR) คือ อัตราส่วนระหว่างมูลค่าปัจจุบันของผลประโยชน์รวมกับมูลค่าปัจจุบันของต้นทุนรวม สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.25

$$BCR = \sum_{t=0}^n B_t(1 + r)^t / C_t(1 + r)^t \quad (2.25)$$

เมื่อ	B_t	คือ ผลประโยชน์ของโครงการในปีที่ t
	C_t	คือ ต้นทุนของโครงการในปีที่ t
	r	คือ อัตราคิดลด (Discount Rate)
	n	คือ อายุของโครงการ
	t	คือ ปีของโครงการ

หลักเกณฑ์ในการตัดสินใจลงทุน คือ เมื่ออัตราส่วนผลประโยชน์ต่อต้นทุนมีค่ามากกว่าหรือเท่ากับหนึ่ง แสดงว่าโครงการมีความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ในการลงทุน และเมื่ออัตราส่วนผลประโยชน์ต่อต้นทุนมีค่าน้อยกว่าหนึ่ง ไม่ควรลงทุน



2.7.1.3 อัตราผลตอบแทนภายใน (Internal Rate of Return: IRR) คือ อัตราผลตอบแทนที่ได้รับจากการลงทุน ซึ่งเป็นอัตราคิดลด (Discount Rate) ที่ทำให้มูลค่าปัจจุบันของผลประโยชน์เท่ากับมูลค่าปัจจุบันของต้นทุน สามารถหาได้จากสมการที่ 2.26

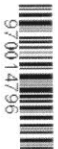
$$\sum_{t=0}^n (B_t - C_t) / (1 + IRR)^t = 0 \quad (2.26)$$

เมื่อ	B_t	คือ ผลประโยชน์ของโครงการในปีที่ t
	C_t	คือ ต้นทุนของโครงการในปีที่ t
	n	คือ อายุของโครงการ
	t	คือ ปีของโครงการ

หลักเกณฑ์ในการตัดสินใจลงทุน คือ ถ้าอัตราผลตอบแทนภายในมีค่ามากกว่าอัตราค่าเสียโอกาสของเงินทุน ซึ่งอาจเป็นดอกเบี้ยเงินกู้ของสถาบันการเงิน อัตราผลตอบแทนขั้นต่ำที่ธุรกิจยอมรับได้ หรืออัตราผลตอบแทนจากการลงทุนในระยะยาวตามที่กฎหมายกำหนด เช่น อัตราดอกเบี้ยพันธบัตรรัฐบาล เป็นต้น แสดงว่าโครงการมีความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ในการลงทุน แต่ถ้าอัตราผลตอบแทนของโครงการมีค่าน้อยกว่าอัตราค่าเสียโอกาสของเงินทุน แสดงว่าโครงการไม่มีความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ในการลงทุน

2.8 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

กันยาพร ไชยวงศ์ และคณะ (2016) ศึกษาประสิทธิภาพของเตาถ่านชีวภาพในระดับครัวเรือนที่ออกแบบ โดยเปรียบเทียบผลการใช้งานเตาที่มีการบังคับการป้อนอากาศเข้าสู่เตาเทียบกับการปล่อยให้มีการไหลของอากาศเข้าสู่เตาโดยธรรมชาติ ทดสอบวัตถุดิบที่ได้จากวัสดุเหลือทิ้งทางการเกษตร ได้แก่ ชังข้าวโพด กะลากาแฟ และเมล็ดมะไฟจีน การทดสอบประสิทธิภาพเชิงความร้อนด้วยวิธีการต้มเดือด ซึ่งทำการออกแบบในรูปแบบ Rocket Stove หรือเป็นเตารูปทรงกระบอก 2 ชั้น ที่มีแกนกลางของตัวเตาใช้สำหรับการเผาไหม้ และมีการส่งผ่านความร้อนให้กับบริเวณของการควบคุมสภาวะอากาศเพื่อให้เกิดการย่อยสลายเชิงความร้อนของชีวมวลที่บรรจุอยู่บริเวณเปลือกเตา พบว่าการใช้งานเตาในรูปแบบการบังคับการป้อนอากาศเข้าสู่เตาจะให้ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงกว่าเตาที่ปล่อยให้มีการไหลเวียนอากาศเข้าสู่เตาแบบธรรมชาติ ซึ่งจะให้ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนเฉลี่ยร้อยละ 16.58 และ 14.51 ตามลำดับ การใช้งานเตาเพื่อผลิตถ่านชีวภาพด้วยกะลากาแฟจะให้ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงกว่า ชังข้าวโพด และเมล็ดมะไฟจีน คือ ร้อยละ 20.93 18.39 และ 10.42 ตามลำดับ และพิจารณาผลด้านสมบัติของถ่านชีวภาพที่ผลิตได้ พบว่าถ่านชีวภาพที่ได้จากเตาถ่านที่ออกแบบจะให้ค่าความร้อนต่ำกว่าถ่านชีวภาพจากการทดสอบในระดับห้องปฏิบัติการ และถ่าน



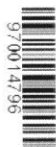
ชีวภาพที่ได้จากการใช้งานเตาแบบบังคับการป้อนของอากาศจะให้ค่าความร้อนสูงกว่าการปล่อยให้มีการไหลเวียนของอากาศแบบธรรมชาติ

ทิวา ดันสถิต และคณะ (2016) ศึกษาการผลิตไบโอชาร์จากตอซังและฟางข้าวเพื่อการอุ้มน้ำในดิน ใช้เตาไบโอชาร์ขนาด 200 ลิตร ผลิตถ่านไบโอชาร์โดยเผา 2 ชั่วโมง แล้วนำถ่านไบโอชาร์ที่ได้ไปทดสอบความสามารถในการอุ้มน้ำในดิน พบว่าอุณหภูมิของการเผาไหม้จากเตาไบโอชาร์ จากการจับเวลาเพื่อบันทึกค่าการทดสอบทุก ๆ 5 นาที จนครบ 60 นาที มีอุณหภูมิสูงสุด 603 °C ที่เวลา 15 นาที และอุณหภูมิต่ำสุด 485 °C ที่เวลา 60 นาที และไบโอชาร์สามารถสามารถนำถ่านไบโอชาร์จากตอซังและฟางข้าวมาประยุกต์ใช้กับการอุ้มน้ำในดินได้ การเพิ่มปริมาณถ่านไบโอชาร์ทำให้ดินมีความสามารถเก็บกักความชื้นได้นานขึ้น จึงทำให้ประหยัดน้ำและไม่ต้องให้น้ำบ่อย ๆ

Ammar Ali Abd et al. (2018) ศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพของการถ่ายเทความร้อนผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ ศึกษาผลกระทบของเส้นผ่านศูนย์กลางของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและความยาวท่อต่อสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและแรงดันที่ด้านข้างของเปลือก นอกจากนี้ยังศึกษาผลของระยะห่างของแผ่นกั้นและพื้นที่ต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและแรงดัน มีมาตรฐานที่ใช้สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อด้านข้างเพื่อประเมินการถ่ายเทความร้อน พบว่า เส้นผ่านศูนย์กลางของเปลือก ความยาวท่อ และความดัน ส่งผลกระทบอย่างมากต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ จากผลการศึกษาสามารถช่วยให้นักออกแบบเข้าใจอย่างรวดเร็วถึงผลกระทบของพารามิเตอร์แต่ละตัวต่อการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ

V.Pandiyarajan et al. (2011) นำความร้อนเหลือทิ้งกลับมาใช้ใหม่จากเครื่องยนต์สันดาปภายใน ได้ทำการศึกษาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อรวมกับการติดตั้งเครื่องยนต์ไอซีเพื่อแยกความร้อนเหลือทิ้งจากไอเสียและดึงเก็บพลังงานความร้อนที่ใช้ในการเก็บพลังงานส่วนเกิน มีระบบการจัดเก็บความร้อนแฝงแบบผสมผสานโดยมีการออกแบบประดิษฐ์และทดสอบสำหรับการจัดเก็บพลังงานความร้อน และประเมินประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ทั้งที่มีเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและไม่มีเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน พบว่าเกือบ 10 – 15 % ของพลังงานเชื้อเพลิง จะถูกเก็บไว้เป็นพลังงานความร้อนในระบบจัดเก็บพลังงานซึ่งมีอุณหภูมิที่สูงสำหรับการใช้งาน ปัจจัยที่ส่งผลต่อประสิทธิภาพเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและดึงเก็บ ได้แก่ ปริมาณความร้อนที่นำกลับมาใช้ ความร้อนที่สูญเสีย อัตราการชาร์จ

S.H.Noie-Baghban and G.R.Majideian. (2000) ได้ศึกษาการนำความร้อนเหลือทิ้งกลับมาใช้ใหม่โดยใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อน (HPHE) สำหรับห้องผ่าตัดในโรงพยาบาล โดยศึกษาเกี่ยวกับทฤษฎีการออกแบบและสร้างท่อความร้อนโดยเฉพาะอย่างยิ่งการใช้



978014796

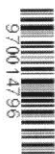
MU Thesals 6103309002 thesis / recv: 07062564 11: 55: 24 / seq: 18

งานในการแลกเปลี่ยนความร้อนในท่อความร้อนเพื่อนำพลังงานกลับมาใช้ใหม่เพื่อลดมลพิษทางอากาศและการอนุรักษ์สิ่งแวดล้อม โดยใช้สารทำงาน 3 ชนิด ได้แก่ เมทานอล น้ำ และอะซิโตน ในการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อน จะทำการทดสอบและเปรียบเทียบกับผลการจำลองด้วยคอมพิวเตอร์ จากผลการทดลองพบว่า อัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนที่ได้จากการทดสอบของท่อความร้อนที่สร้างขึ้นนั้นใกล้เคียงกับอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ได้การจำลองด้วยคอมพิวเตอร์ การถ่ายเทความร้อนของแต่ละสารทำงาน พบว่ามีค่าการถ่ายเทความร้อนที่สูง ภายในท่อความร้อนต้องเป็นสูญญากาศหรือการปิดผนึกปลายท่อ ซึ่งเป็นสิ่งสำคัญที่สุด

Saiful Bari and Shekh N.Hossain. (2013) นำความร้อนจากเครื่องยนต์ดีเซลกลับมาใช้ใหม่ ซึ่งสามารถเป็นแหล่งความร้อนที่ทำให้ได้พลังงานโดยใช้ Rankine Cycle ในการศึกษานี้ได้ทำการทดลองโดยใช้น้ำเป็นสารทำงานเพื่อประเมินประสิทธิภาพการนำความร้อนเหลือทิ้งจากไอเสียของเครื่องยนต์ดีเซลโดยใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อสองตัว พบว่าพลังงานการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็น 16 % เนื่องจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเหล่านี้ไม่ได้ออกแบบมาเป็นพิเศษสำหรับการประยุกต์ใช้งาน จึงมีการออกแบบและปรับปรุงประสิทธิภาพ ใช้ระบบการกู้คืนความร้อนไอเสียโดยการออกแบบของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ความดันของสารทำงานและการวางแนวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนให้เหมาะสม หลังจากการปรับให้เหมาะสมแล้วพลังงานเพิ่มเติมจะเพิ่มขึ้นจาก 16 % เป็น 23.7 % แสดงให้เห็นว่า ความดันของสารทำงานและการวางแนวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนส่งผลกระทบต่อประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ

Kwanchai Kraitong and Atipong Nuntaphan (2013) ศึกษาการประยุกต์ใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามขวางดัดแปลงจากคอนเดนเซอร์ระบบปรับอากาศรถยนต์ กรณีศึกษาการดึงความร้อนทิ้งจากน้ำร้อนมาใช้อุ่นอากาศ คอนเดนเซอร์ของระบบปรับอากาศรถยนต์ มีลักษณะทางกายภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีราคาถูกและสามารถนำมาประยุกต์ใช้งานอุตสาหกรรมได้ ได้ศึกษาถึงคุณลักษณะเชิงความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยใช้น้ำร้อนที่อุณหภูมิประมาณ 65°C กับอากาศที่อุณหภูมิห้อง พบว่า ค่าประสิทธิผลของการแลกเปลี่ยนความร้อนอยู่ระหว่าง 0.4 และ 0.9 ซึ่งขึ้นอยู่กับอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ จำนวนคอนเดนเซอร์ และทิศทางการไหลของน้ำและอากาศ การเปรียบเทียบสมรรถนะและราคาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน พบว่าอุปกรณ์ที่พัฒนาขึ้น สามารถนำไปใช้ในการเชิงปฏิบัติสูง

วิศิษฐ์ ชูประเสริฐ และจิตติน แดงเที่ยง (2012) ศึกษาถึงกระบวนการเพิ่มประสิทธิภาพการใช้พลังงาน โดยการนำความร้อนเหลือทิ้งจากระบบทำน้ำเย็นในระบบปรับอากาศร่วมกับการใช้ระบบฮีตปั๊มในการผลิตน้ำร้อน ด้วยวิธีการทดลองเก็บข้อมูลจากชุดทดลอง ทำการควบคุมอัตราการไหลของน้ำที่ไหลเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อหาความสัมพันธ์ที่ส่งผลถึงปริมาณและอุณหภูมิ



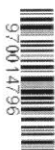
970014796

MJU IThesis 6103309002 thesis / recv: 07062564 11:55:24 / seq: 18

ของน้ำร้อนที่ผลิตได้ และศึกษาถึงพฤติกรรมการทำงานของระบบทำน้ำเย็นและฮีตปั๊ม ผลจากการทดลอง เมื่ออัตราการไหลของน้ำที่ไหลเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีค่าลดลง อุณหภูมิน้ำร้อนและกำลังไฟฟ้าของเครื่องอัดไอในระบบฮีตปั๊มจะมีค่าเพิ่มขึ้นและในทางตรงกันข้าม เมื่ออัตราการไหลของน้ำมากขึ้นอุณหภูมิของน้ำร้อนและกำลังไฟฟ้าของเครื่องอัดไอในระบบฮีตปั๊มจะมีค่าลดลง ดังนั้นอุณหภูมิของน้ำร้อนจึงขึ้นอยู่กับอัตราการไหลของน้ำและค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบฮีตปั๊มจะมีค่าเพิ่มขึ้นจาก 5.01 เป็น 6.39, 6.77, 7.21, 7.56 และ 7.66 คิดเป็น 27.5 %, 35.1 %, 43.9 %, 50.9 % และ 52.9% ที่อัตราการไหลของน้ำร้อนเท่ากับ 4, 6, 8, 10, 12 และ 15.5 ลิตรต่อนาที โดยที่ระบบทำความเย็นมีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะเฉลี่ยอยู่ที่ 3.60

อุทัย ผ่องศรีมี และคณะ (2013) ออกแบบและสร้างอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบท่อขดเพื่อศึกษาผลกระทบของความเร็วดูดความร้อนเหลือทิ้งสำหรับหม้อน้ำแบบความร้อนไหลผ่านทางเดียว ซึ่งมีอัตราการผลิตไอน้ำ 500 kg/h จากการวัดอุณหภูมิความร้อนเหลือทิ้งมีอุณหภูมิสูงถึง 180 องศาเซลเซียส นำความร้อนเหลือทิ้งมาอุ่นน้ำป้อนให้แก่หม้อน้ำแบบความร้อนไหลผ่านทางเดียว อุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบท่อขดมีพื้นที่การถ่ายเทความร้อน 3.55 m² ท่อมีความยาว 34 m ความร้อนไหลอยู่ในแนวตั้งฉากกับอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบท่อขด และได้ติดตั้งพัดลมดูดความร้อนเหลือทิ้งหลังจากการถ่ายเทความร้อนให้แก่อุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบท่อขด พบว่าที่อัตราการผลิตไอน้ำ 200 kg/h ที่ความเร็วดูดความร้อนเหลือทิ้ง 5.33 m/s มีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่พื้นผิวท่อขดภายนอก และพื้นที่ผิวภายในท่อเฉลี่ย 54.42 และ 0.89 W/m² °C ความดันลดเฉลี่ย 87.42 และ 0.65 Pa มีประสิทธิผล 0.36 ซึ่งสามารถประหยัดพลังงานได้ 122,500 บาทต่อปี และระยะเวลาคืนทุน 19 เดือน

อุทัย ผ่องศรีมี (2015) ออกแบบและสร้างเครื่องอุ่นน้ำป้อนแบบเปลือกและท่อเพื่อศึกษาผลกระทบของความเร็วดูดความร้อนเหลือทิ้งสำหรับหม้อน้ำแบบความร้อนไหลผ่านทางเดียว ซึ่งมีอัตราการผลิตไอน้ำ 500 kg/h จากการวัดอุณหภูมิความร้อนทิ้งมีอุณหภูมิสูงถึง 453 K จึงได้ติดตั้งเครื่องอุ่นน้ำป้อนแบบเปลือกและท่อ โดยนำความร้อนทิ้งมาอุ่นน้ำป้อน ให้แก่หม้อน้ำแบบความร้อนไหลผ่านทางเดียว เครื่องอุ่นน้ำป้อนแบบเปลือกและท่อที่มีพื้นที่ผิวการถ่ายโอนความร้อน 3.55 m² ท่อมีความยาว 34 m ความร้อนเหลือทิ้งไหลอยู่ในแนวตั้งฉากกับเครื่องอุ่นน้ำป้อนแบบเปลือกและท่อ ได้ติดตั้งพัดลมดูดความร้อนทิ้งหลังจากการถ่ายเทความร้อนให้แก่เครื่องอุ่นน้ำป้อนแบบเปลือกและท่อ พบว่าที่อัตราการผลิตไอน้ำ 200 kg/h ที่ความเร็วดูดความร้อนเหลือทิ้ง 7.65 m/s มีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่พื้นผิวภายนอก และพื้นที่ผิวภายในท่อเฉลี่ย 33.42 และ 5.71 W/m²K ความดันลดเฉลี่ย 25.69 และ 2.27 Pa และมีประสิทธิผลเครื่องอุ่นน้ำป้อนแบบเปลือกและท่อ 0.40 ซึ่งสามารถประหยัดพลังงานได้ 34,409 บาทต่อปี และระยะเวลาคืนทุน 86 เดือน



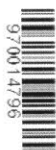
978014796

Yiyu Men et al. (2020) วิเคราะห์กระบวนการถ่ายเทความร้อนและมวลสารสำหรับระบบโดยรวม การแก้ปัญหาเชิงวิเคราะห์ของพารามิเตอร์อากาศและน้ำ จากผลการทดลองและวิเคราะห์เชิงตัวเลข สามารถนำมาใช้เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการระบายความร้อนของ CGHE ได้ ประสิทธิภาพการกักเก็บความร้อนจะพิจารณาจากลักษณะโครงสร้าง CGHE และอัตราการไหลของน้ำ ในระบบที่มีอัตราการไหลที่เหมาะสมของน้ำซึ่งสอดคล้องกับความต้านทานความร้อนต่ำสุดของ CGHE การเพิ่มขึ้นของอัตราการไหลของน้ำส่งผลต่อพื้นที่สัมผัส แต่ส่งผลเสียต่อประสิทธิภาพของของเหลว เมื่อ CGHE ได้รับการปรับปรุงให้เหมาะสมจะได้รับประสิทธิภาพการกักเก็บความร้อนสูงสุดและอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด

รัฐศักดิ์ พรหมมาศ และคณะ (2552) วิเคราะห์พลังงานและเอ็กเซอร์จีในกระบวนการอบแห้งวัสดุพูนหลายชั้นโดยใช้ลมร้อน ศึกษาอิทธิพลของอุณหภูมิลมร้อน ทางเข้าก่อนการอบแห้งและทางออกหลังการอบแห้งที่มีผลต่อจลนพลศาสตร์ อาศัยกฎข้อที่หนึ่งของอุณหพลศาสตร์ในการวิเคราะห์พลังงานที่ใช้เป็นประโยชน์ในการอบแห้งแพคเกจวัสดุพูน F-C และ C-F และประยุกต์ใช้กฎข้อที่สองของอุณหพลศาสตร์ ในการวิเคราะห์เอ็กเซอร์จีที่ไหลเข้า เอ็กเซอร์จีที่ไหลออก เอ็กเซอร์จีที่สูญเสีย และประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จี ของกระบวนการอบแห้ง จากการวิเคราะห์พลังงานและเอ็กเซอร์จีสามารถนำผลที่ได้ไปใช้ประโยชน์ในการปรับปรุงกระบวนการอบแห้งให้มีประสิทธิภาพสูงสุดได้

รวินท์วัชร ชมภู (2559) งานวิจัยนี้ได้ทำการวิเคราะห์ศักยภาพและประสิทธิภาพการใช้พลังงานของโรงไฟฟ้า Co-generation ขนาด 27 MW เพื่อใช้ในกระบวนการผลิตภายในอุตสาหกรรมปิโตรเคมี ซึ่งสามารถปรับเปลี่ยนรูปแบบการผลิตได้ 3 แบบ คือ แบบผลิตไฟฟ้าและไอน้ำ แบบผลิตไอน้ำอย่างเดียว และแบบผลิตไฟฟ้าอย่างเดียว โดยนำข้อมูลการผลิตแต่ละรูปแบบมาเปรียบเทียบประสิทธิภาพพลังงาน (Energy efficiency) ตามกฎข้อที่หนึ่งของเทอร์โมไดนามิกส์และประสิทธิภาพเอ็กเซอร์ยี (Exergy efficiency) ตามกฎข้อที่สองของเทอร์โมไดนามิกส์ ซึ่งข้อมูลที่ได้จากการวิเคราะห์ศักยภาพการใช้พลังงานสามารถพิจารณาถึงอุปกรณ์ที่ต้องปรับปรุงและเลือกรูปแบบการผลิตเพื่อเพิ่มความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ของโรงไฟฟ้าได้

ทวีเดช หมื่นภูเขียว (2558) ได้ศึกษาโดมพลังงานแสงอาทิตย์แบบพาราโบลาโกลาโดม โดมอบแห้งนี้ทำงานโดยอาศัยหลักการเรือนกระจก (Greenhouse Effect) เมื่อรังสีอาทิตย์ส่องผ่านแผ่นโพลีคาร์บอเนตเข้าไปตกกระทบผลิตภัณฑ์ และส่วนประกอบต่างๆ ภายในโดมอบแห้ง ผลิตภัณฑ์และส่วนประกอบเหล่านั้นจะดูดกลืนรังสีอาทิตย์ทำให้มีอุณหภูมิสูงขึ้น และแผ่รังสีอินฟราเรดซึ่งเป็นรังสีความร้อนออกมาแต่รังสีอินฟราเรดส่วนใหญ่จะไม่สามารถผ่านแผ่นโพลีคาร์บอเนตได้จึงถูกกักเก็บอยู่ในภายในโดมอบแห้งทำให้อุณหภูมิอากาศและผลิตภัณฑ์ภายในโดมอบแห้งสูงขึ้น ซึ่งช่วยให้น้ำในผลิตภัณฑ์ระเหยออกมาได้เร็วกว่าการตากแดดตามธรรมชาติ ความชื้นที่ระเหยออกมาจะถูกพัดลมดูดออกไปภายนอก และอากาศภายนอกจะไหลเข้ามาแทนที่ทางช่องอากาศเข้าด้านหน้า แผ่นโพลี



978014796

MNU_Thesis_6103309002_thesis / recv: 07062564 11:55:24 / seq: 18

คาร์บอนเนตเป็นฉนวนความร้อนที่ดี จึงช่วยลดการสูญเสียความร้อนจากการพาความร้อน นอกจากนี้ยังช่วยป้องกันฝุ่นและแมลงหรือสิ่งสกปรกต่างๆ นอกจากนี้แผ่นโพลีคาร์บอนเนตเคลือบผิวด้วยสารป้องกันรังสีอัลตราไวโอเล็ต ทำให้ผลิตภัณฑ์อบแห้งที่ได้ไม่มีสีคล้ำ อีกทั้งโครงสร้างรูปทรงพาราโบลาจะช่วยลดแรงต้านลม ก่อสร้างได้ง่าย และยังมีความสวยงาม โคมอบแห้งพลังงานแสงอาทิตย์แบบพาราโบลาโคมสามารถอบแห้งผัก และผลไม้ โดยต้องเป็นผลิตภัณฑ์ที่สามารถวางแผ่เป็นชั้นบางๆ บนตะแกรงได้ โดยโคมอบแห้งขนาดกลางสามารถอบผลิตภัณฑ์สดได้ประมาณ 200-600 กิโลกรัม และจะแห้งเร็วกว่าการตากแดดธรรมชาติ 1-3 วัน ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับชนิดของผลิตภัณฑ์

Thanasit Wongsiriamnuay et al. (2015) การใช้เวลาในการอบแห้งจะขึ้นอยู่กับขนาดและชนิดวัสดุที่นำมาใช้อบ แหล่งความร้อนมาจากน้ำร้อนจากหม้อต้มน้ำจะไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในขณะที่อุณหภูมิห้องอบถูกควบคุมในช่วง 40 - 75 ° C ใช้เทอร์โมคัปเปิลสำหรับวัดอุณหภูมิและควบคุมห้องอบแห้งด้วยพัดลม ในการเป่าลมจะมีลักษณะของการกระจายลมร้อนในเตาอบ พิสูจน์ได้ว่ามีความสำคัญต่อความชื้นของผลิตภัณฑ์ อุณหภูมิอากาศอาจส่งผลกระทบต่อคุณภาพของผลผลิตอย่างมีนัยสำคัญหลังจากการอบแห้ง เช่น การเปลี่ยนแปลงลักษณะของกลิ่น รสชาติ สี ฯลฯ อุณหภูมิที่สูงจะส่งผลให้ใช้เวลาน้อยลง แต่สีจะน้ำตาลเข้ม ในทางตรงกันข้ามอุณหภูมิห้องต่ำจะใช้เวลาในการประมวลผลนานขึ้น แต่จะมีผลต่อสีดีกว่าอบที่อุณหภูมิที่สูงและตรงตามข้อกำหนดของตลาด พื้นที่ในห้องอบมีอุณหภูมิอากาศสูงทำให้เกิดการถ่ายเทความร้อนสูงระหว่างกระบวนการอบแห้งมากกว่าการเพิ่มอัตราการอบแห้ง อุณหภูมิอบแห้งที่มากกว่า 75 ° C ทำให้เกิดการเปลี่ยนแปลงทั้งทางกายภาพและทางเคมีรวมถึงสี จึงไม่ควรอบที่อุณหภูมิที่สูงเกินไป

A. J. Eggink et al. (2018) ศึกษาชุดเครื่องอบแห้งแบบสายพานและชุดปั่นไฟถูกรวมเข้ากับโรงงานผลิตไบโอชาร์เพื่อใช้ความร้อนจากกระบวนการผลิตเพื่อนำมาอบแห้งชีวมวลจากเศษไม้เหลือทิ้ง ใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องอบแห้งชีวมวลในการผลิตพลังงานไฟฟ้าให้โรงงาน โดยใช้ลมร้อนจากการอบแห้งชีวมวล ค่าความชื้นขาเข้าในระหว่างการอบแห้งของเครื่องอบแห้งมีค่าเฉลี่ย 45 % และความชื้นเฉลี่ยหลังจากออกจากเครื่องอบแห้ง 27 % เป็นสภาวะการทดสอบที่ดีที่สุด เพื่อให้อัตราการไหลของอากาศผ่านตัวแลกเปลี่ยนความร้อนและลดเวลาในการอบแห้งลง 8 ชั่วโมง วัดจุดบดขาเข้าที่ความชื้นฐานเปียก 36 % เหลือ 22 % มีอัตราการไหลผ่านเครื่องอบแห้งที่ 495 กิโลกรัมต่อชั่วโมง มีอัตราการระเหยของสารละลาย 88.8 กิโลกรัมต่อชั่วโมง และเครื่องผลิตชีวมวล 75 กิโลกรัมต่อชั่วโมง พบว่าระบบนี้มีประโยชน์ในการผลิตไบโอชาร์มาก ทั้งการควบคุมการอบแห้งและในการดำเนินงานโดยไม่ใช้เชื้อเพลิงจากภายนอกในการผลิตพลังงานไฟฟ้า

Serm Janjai, et al. (2012) ศึกษาประเภทเครื่องอบแห้งพลังงานแสงอาทิตย์แบบพาราโบลาโคมขนาดเล็กในอุตสาหกรรมอาหารแห้ง เครื่องอบแห้งประกอบด้วยโครงสร้างหลังคาเป็นรูปโค้งปกคลุมด้วยแผ่นโพลีคาร์บอนเนตบนพื้นคอนกรีตขนาด 8 x 20 ตารางเมตร ความสูง 3.5 เมตร



978014796

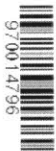
Mju_Thesis_6103309002 thesis / rev: 07062564 11:55:24 / seq: 18

ความจุการผลิตประมาณ 1,000 กิโลกรัม ใช้เตาก๊าซ 100 kW-LPG ในการอบแห้ง ติดตั้งเพื่อนำอากาศร้อนเข้าไปในโดมในช่วงวันที่มีเมฆมากหรือฝนตก และติดตั้งพัดลมระบายอากาศแบบพลังงานแสงอาทิตย์ขนาด DC 15-W ขับเคลื่อนโดยสามโมดูล PV 50-W เพื่อระบายอากาศในเครื่องอบแห้ง ได้ทดสอบการผลิตมะเขือเทศอบแห้ง และตรวจสอบประสิทธิภาพการทำงานของเครื่อง พบว่าการอบแห้งอุณหภูมิของอากาศอยู่ในช่วง 35 °C ถึง 65 °C เวลาอบแห้งอยู่ที่ 2-3 วัน ซึ่งเร็วกว่าตากแดดธรรมชาติและผลิตภัณฑ์มีคุณภาพดีกว่าตากแดดธรรมชาติ

Serm Janjai, et al. (2011) สร้างเครื่องอบแห้งพลังงานแสงอาทิตย์แบบพาราโบลาโดมที่สามารถรองรับการผลิตได้มากถึง 1,000 กิโลกรัม ขนาดพื้นที่ฐาน 7.5 x 20 ตารางเมตร สูง 3.5 เมตร ใช้พัดลมดูดอากาศแบบใช้พลังงานแสงอาทิตย์เป็นตัวจ่ายไฟฟ้าเข้าเครื่อง ได้มีการทดลองกับวัตถุดิบ 3 ชนิดคือ ก้อย 1,000 กิโลกรัม ที่ความชื้นเริ่มต้น 68 % ใช้เวลา 5 วัน ในขณะที่ตากแดดธรรมชาติใช้เวลา 7 วัน พริก 300 กิโลกรัม ที่ความชื้น 75 % ใช้เวลา 3 วัน ตากแดดธรรมชาติใช้เวลา 5 วัน และกาแฟ 200 กิโลกรัม ที่ความชื้น 52 % ใช้เวลา 2 วัน ตากแดดธรรมชาติใช้เวลา 4 วัน นอกจากนี้พาราโบลาโดมยังช่วยในการป้องกันแมลงและฝุ่นทำให้ผลิตภัณฑ์มีคุณภาพที่ดี การใช้พลังงานแสงอาทิตย์มาเป็นตัวช่วยในการทำงานของพัดลมดูดอากาศสามารถช่วยประหยัดพลังงานได้

เสริม จันทร์ฉาย และบุศราภรณ์ มหาโยธี (2016) ศึกษาการพัฒนาการอบแห้งพลังงานแสงอาทิตย์ในการผลิตกล้วยตากโดยใช้การตากแดดแบบธรรมชาติ พบว่าผลิตภัณฑ์ที่ได้เสียหายและได้ผลิตภัณฑ์คุณภาพต่ำ จึงได้สร้างเครื่องอบแห้งแบบพาราโบลาโดมขนาดพื้นที่ฐาน 5.5 x 8.2 ตารางเมตร มาผลิตกล้วยตาก และพาราโบลาโดมขนาดใหญ่มีพื้นที่ 7.5 x 20 ตารางเมตร จึงได้มีการปรับปรุงโดยเพิ่มพัดลมระบายอากาศเพื่อให้สามารถผลิตกล้วยได้ครั้งละ 1,000 กิโลกรัม ผลการทดสอบการปรับปรุงการอบแห้งพลังงานแสงอาทิตย์สำหรับผลิตกล้วยตากที่ตากกล้วยแดดแบบธรรมชาติ ได้ผลิตภัณฑ์ที่มีความสะอาดและมีคุณภาพที่ดีขึ้น

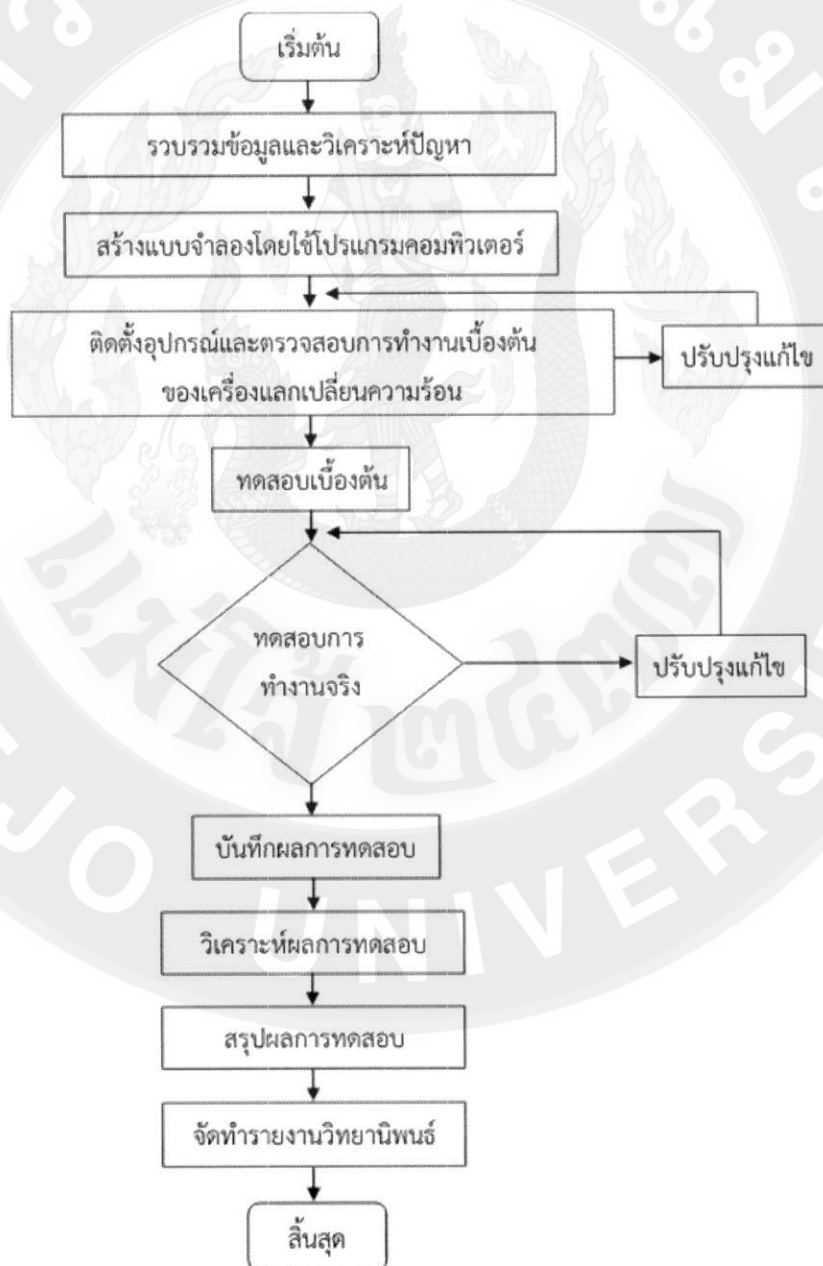
ถาวร ราชรองเมือง และคณะ (2017) ศึกษาการอบแห้งผลิตภัณฑ์ทางการเกษตร 2 ชนิด คือ ก้อยและพริกสด โดยใช้พลังงานความร้อนจากไอน้ำ ติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้านล่างไอน้ำความดัน 0.5, 1.0 และ 2 บาร์ ไหลผ่านตู้อบแห้งเพื่อแลกเปลี่ยนความร้อนกับตัวอย่างทดลอง โดยการพาความร้อนแบบอิสระ และการพาความร้อนแบบบังคับ จากการทดลองพบว่าความดันหม้อไอน้ำที่เหมาะสมคือ 0.5 บาร์ สามารถสร้างอุณหภูมิภายในตู้อบแห้งชนิดการพาความร้อนแบบบังคับเฉลี่ย 68-72 °C ใช้เวลาอบแห้งเฉลี่ย 8 ชั่วโมง และความดัน 1.0 บาร์ สำหรับการพาความร้อนแบบอิสระ อุณหภูมิเฉลี่ย 65-70 °C ใช้เวลาในการอบแห้งเฉลี่ย 10 ชั่วโมง



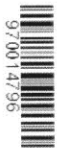
บทที่ 3 วิธีการวิจัย

3.1 วิธีดำเนินการวิจัย

การดำเนินงานวิจัยเรื่อง การประยุกต์ใช้ความร้อนจากกระบวนการผลิตไบโอชาร์สำหรับระบบอบแห้ง จะมีการศึกษารวบรวมข้อมูลและวิเคราะห์ปัญหา จากนั้นจะสร้างแบบจำลองโดยใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์และติดตั้งอุปกรณ์และตรวจสอบการทำงานเบื้องต้นของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแล้วทดสอบจริงและบันทึกผลการทดสอบแล้วนำมาวิเคราะห์ผลการทดสอบ



ภาพที่ 9 แผนการดำเนินงาน



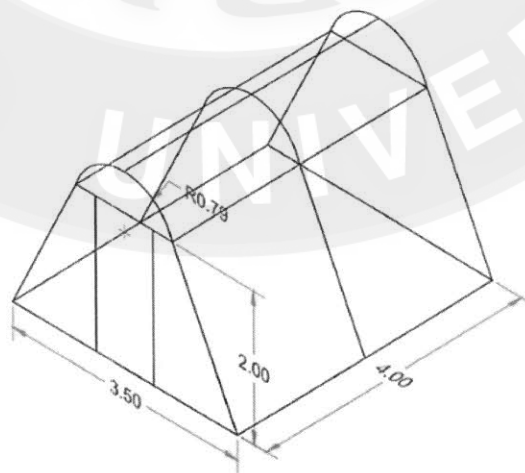
3.2 วัสดุและอุปกรณ์

3.2.1 สารทำงาน

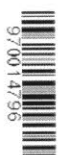
- น้ำ
- เอทิลีน ไกลคอล (Ethylene glycol (EG)) HDPE 4L.AR1294,RCI-Labscan

3.2.2 เครื่องมือทดสอบ

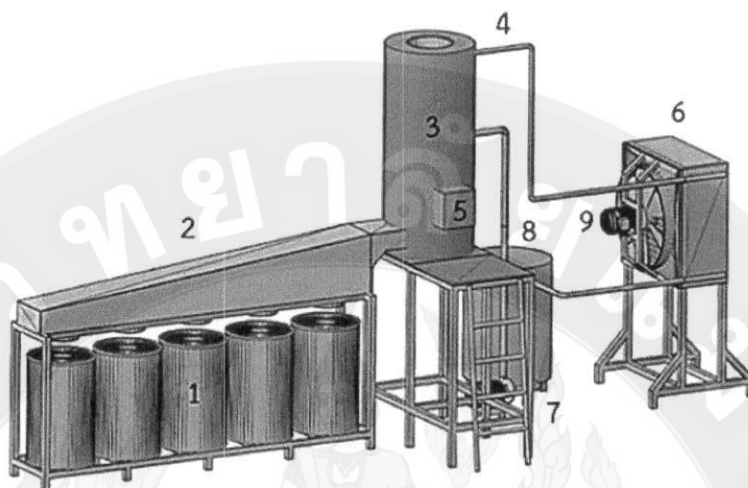
- เทอร์โมคัปเปิล (K Type Thermocouple) ช่วงการวัด (-)250.0 - 1300.0 °C ความละเอียด 0.1 °C ความแม่นยำ (%FS) ที่ 25 °C $\pm 0.2\%$ (2.6 °C)
- เครื่องบันทึกข้อมูลอัตโนมัติ ยี่ห้อ Wisco Analog Input Module AI210 ขนาด 8 ช่องสัญญาณ ตั้งโปรแกรมได้ 1 วินาที - 18 ชั่วโมง แสดงผลเป็นไมโครซอฟต์เอ็กเซล ความละเอียดทศนิยม 1 ตำแหน่ง
- มิเตอร์วัดอัตราการไหล ยี่ห้อ Blue point (read float at top Sp. Gr. 1.0 calibrated with water) ย่านการวัด 0 - 30 LPM
- อินเวอร์เตอร์ ยี่ห้อ JADEN รุ่น DLM1 (Inverter JADEN Series DLM1) สามารถทำงานได้ในช่วง 0.0 - 50.0 Hz
- เครื่องวัดความเร็วลม ยี่ห้อ DIGICON (Anemometer Model DA-43) ย่านการวัด 0.4 - 30.0 m/s ความละเอียด 0.1 m/s ความแม่นยำ $\pm (2\% + 1 \text{ หลัก})$
- ปั๊มน้ำ (Water pump) ยี่ห้อ Wilo Model DA-43 ทนน้ำร้อน 110 °C
- พัดลมอุตสาหกรรม (Industrial Fans) ยี่ห้อ Eurovent Serie AF-36-N3G Fan Speed 422 r/min RPM 1450 r/min P 0.37 kW
- โดมอบแห้งแบบพาราโบลา ขนาด 3.5 × 4 × 2.79 เมตร โครงสร้างทำจากเหล็กคลุมโดมด้วยแผ่นโพลีคาร์บอเนต ดังภาพที่ 10



ภาพที่ 10 โดมอบแห้งแบบพาราโบลา



- ชุดอุปกรณ์ทดสอบ ดังภาพที่ 11



ภาพที่ 11 ชุดอุปกรณ์ทดสอบ

หมายเลข 1 คือ เต้าใบโอซาร์ 200 ลิตร

หมายเลข 2 คือ ปล่องรวบรวมควัน

หมายเลข 3 คือ เต้าเผาอากาศช้า

หมายเลข 4 คือ ท่อลำเลียงน้ำร้อนของระบบ

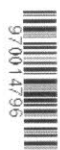
หมายเลข 5 คือ ช่องเติมเชื้อเพลิง

หมายเลข 6 คือ ห้องแลกเปลี่ยนความร้อนขาเข้าห้องอบแห้ง

หมายเลข 7 คือ ป้อนน้ำ

หมายเลข 8 คือ ถังเก็บน้ำ

หมายเลข 9 คือ พัดลมดูดอากาศ



978014796

MU Thesiss 6103309002 thesis / recv: 07062564 11:55:24 / seq: 18

3.3 ตัวแปรที่ใช้ในการศึกษา

3.3.1 ตัวแปรอิสระ:

1. อุณหภูมิของแหล่งความร้อน 3 อุณหภูมิ ได้แก่ 60, 70 และ 80 องศาเซลเซียส ตามลำดับ^{*}
2. ความเร็วลม 3 ระดับ ได้แก่ 0.32, 0.71 และ 1.70 เมตรต่อวินาที^{**}
3. สารทำงาน 2 ชนิด ได้แก่ น้ำและน้ำผสมเอทิลีน ไกลคอล (Ethylene glycol (EG)) อัตราส่วน 70 : 30 โดยปริมาตร^{***}

3.3.2 ตัวแปรตาม:

1. ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
2. ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของระบบ
3. ความคุ้มค่าเชิงเศรษฐศาสตร์

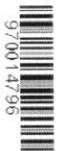
3.3.3 ตัวแปรควบคุม:

1. พื้นที่สัมผัสความร้อน ดังภาพที่ 12
2. จำนวนชุดท่อความร้อน จำนวน 4 ชุด
4. วัสดุทำเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ชุดท่อความร้อนทำจากสแตนเลส ส่วนกล่องใส่ท่อความร้อนทำจากเหล็ก
3. ขนาดโดมอบแห้งแบบพาราโบลา ขนาด $3.5 \times 4 \times 2.79$ เมตร โครงสร้างทำจากเหล็ก คลุมโดมด้วยแผ่นโพลีคาร์บอเนต ดังภาพที่ 10

หมายเหตุ ^{} เนื่องจากสารทำงานเป็นน้ำ มีจุดเดือด 100 องศาเซลเซียส จึงเลือกอุณหภูมิของแหล่งความร้อนช่วง 60, 70 และ 80 องศาเซลเซียส ในการทดสอบ

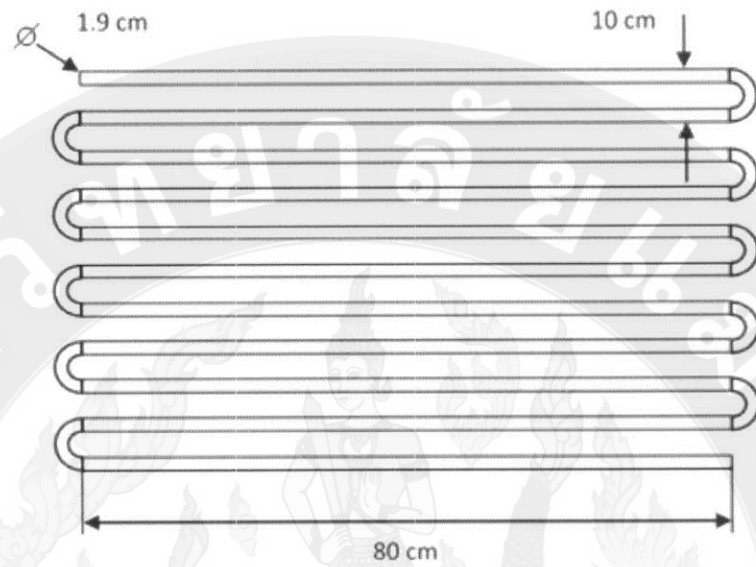
^{**} เนื่องจากชุดควบคุมความเร็วลมสามารถทำได้ 0 – 50.0 เอิร์ตซ์ จึงเลือกใช้ความเร็วลม 3 ระดับ ได้แก่ 20, 30 และ 40 เอิร์ตซ์ มีค่าเท่ากับ 0.32, 0.71 และ 1.70 เมตรต่อวินาที ตามลำดับ ในการทดสอบ

^{***} เลือกใช้สารทำงานน้ำผสมเอทิลีน ไกลคอล (Ethylene glycol (EG)) ในอัตราส่วน 70 : 30 โดยปริมาตร เพราะมีจุดเดือดใกล้เคียงกับน้ำ มีจุดเดือดถึง 120 องศาเซลเซียส



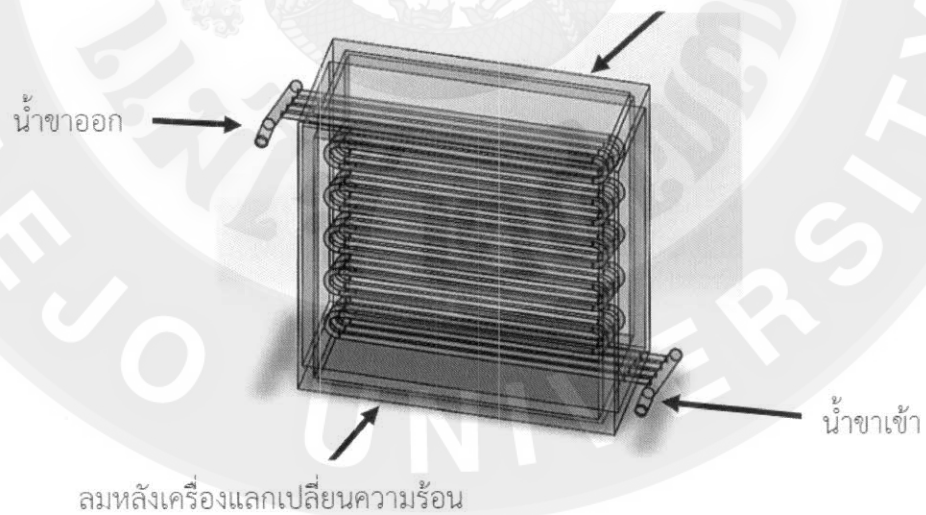
3.4 สร้างแบบจำลองโดยใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์

ใช้โปรแกรม Solid works 2017 สร้างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อจำลองการทำงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ดังภาพที่ 13

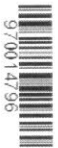


ภาพที่ 12 แสดงพื้นที่สัมผัสความร้อนและจำนวนขดต่อความร้อน 1 ขด

สมหน้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน



ภาพที่ 13 แบบจำลองของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

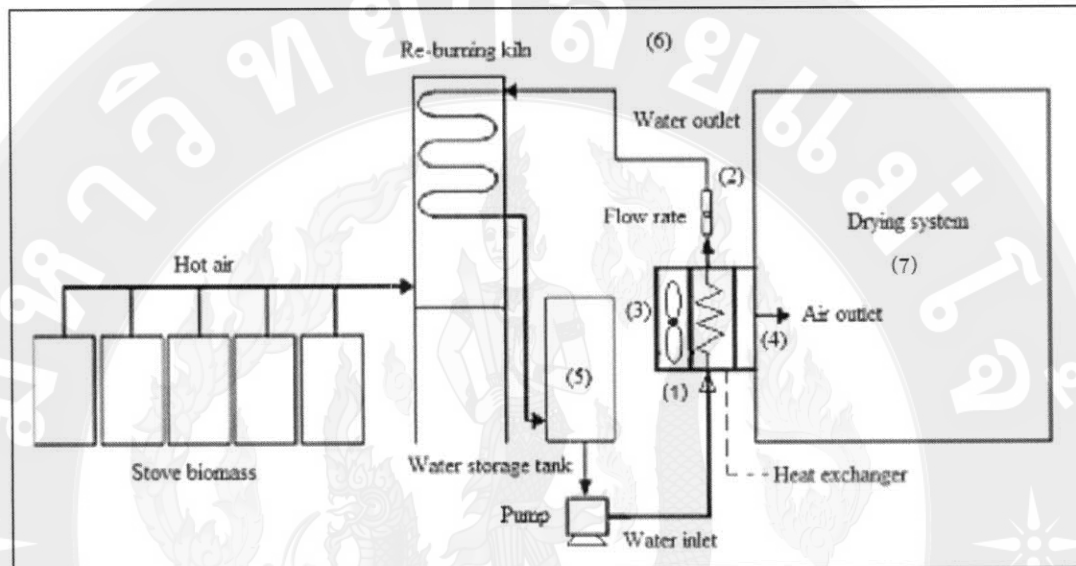


3.5 การติดตั้งอุปกรณ์และการทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

3.5.1 ขั้นตอนการติดตั้งอุปกรณ์

3.5.1.1 ติดตั้งชุดอุปกรณ์ทดสอบและเครื่องเก็บข้อมูลอัตโนมัติ เพื่อเก็บข้อมูลของ อุณหภูมิ น้ำ ลมที่ไหลเข้าออกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และโดมอบแห้ง

3.5.1.2 ติดตั้งสายเทอร์โมคัปเปิล ตามจุดที่ต้องการเก็บข้อมูล ดังภาพที่ 14



ภาพที่ 14 ทิศทางการไหลของอากาศและน้ำ ที่ผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

- (1) น้ำที่ไหลเข้าสู่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
- (2) น้ำออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนไปยังเตาเผาซ้ำ
- (3) ช่องอากาศเข้าสู่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
- (4) ช่องระบายอากาศไปยังโดมอบแห้ง
- (5) ถังพักน้ำ
- (6) อุณหภูมิสิ่งแวล้อม
- (7) อุณหภูมิอากาศภายในโดม

กระบวนการทำงานเริ่มที่การผลิตไบโอชาร์จากเตาเผาขนาด 200 ลิตร จำนวน 5 ถัง จากนั้น ความร้อนและควันที่ออกมาจะถูกลำเลียงไปยังปล่องรวบรวมควันแล้วถูกส่งต่อไปยังเตาเผาอากาศซ้ำ เพื่อนำความร้อนที่ได้ไปใช้ต้มน้ำแล้วจึงส่งไปที่ถังพักในหมายเลข 5 ทำการสูบน้ำด้วยปั๊มน้ำผ่านท่อ ลำเลียงน้ำร้อนในหมายเลข 1 ผ่านไปยังเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนออกไปทางหมายเลข 2 จะไหล กลับเข้าเตาเผาซ้ำ ซึ่งจะวนเป็นระบบตามภาพที่ 14 ลมจะเป่าผ่านขดท่อด้วยพัดลมในหมายเลข 3 แล้วลมร้อนจะถูกส่งผ่านไปยังห้องอบแห้งในหมายเลข 4 เพื่อทำการอบแห้งผลิตภัณฑ์ในหมายเลข 7

3.5.2 ขั้นตอนการเก็บข้อมูล

3.5.2.1 ทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ที่อุณหภูมิสารทำงาน 60, 70 และ 80 องศาเซลเซียส ตามลำดับ

3.5.2.2 ทดสอบความเร็วลม 3 ระดับ ได้แก่ 0.32, 0.71 และ 1.70 เมตรต่อวินาที

3.5.2.3 ทดสอบอัตราการไหลของน้ำร้อน 3 ระดับ ได้แก่ 2, 4 และ 6 ลิตรต่อนาที

3.5.2.4 เมื่อทำการทดสอบน้ำเสร็จแล้ว จึงเปลี่ยนสารทำงานเป็น เอทิลีนไกลคอล (Ethylene glycol (EG)) โดยผสมกับน้ำ ใช้อัตราส่วน น้ำต่อเอทิลีน ไกลคอล 70 : 30 โดยปริมาตรแล้วทำการทดสอบใหม่ตามขั้นตอนที่ 1-3

3.5.2.5 นำข้อมูลออกจากเครื่องเก็บข้อมูลอัตโนมัติ มาทำการวิเคราะห์ผลการทดสอบ

3.6 การวิเคราะห์ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อน

ในการหาค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อน ที่ได้จากการทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน นอกจากเก็บข้อมูลจริงจากการทดสอบแล้ว ต้องนำค่าที่ได้จากการเก็บข้อมูลมาคำนวณหาค่าต่างๆ ดังนี้

3.6.1 การหาค่าอุณหภูมิที่เปลี่ยนไป

ค่าอุณหภูมิที่เปลี่ยนไปของสารทำงาน ไหลเข้าออกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

$$\Delta T_L = T_{in} - T_{out} \quad (3.1)$$

เมื่อ ΔT_L คือ อุณหภูมิที่เปลี่ยนไปของของเหลว (องศาเซลเซียส)

T_{in} คือ อุณหภูมิของของเหลวไหลเข้า (องศาเซลเซียส)

T_{out} คือ อุณหภูมิของของเหลวไหลออก (องศาเซลเซียส)

ค่าอุณหภูมิที่เปลี่ยนไปของลม หน้าหลังเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

$$\Delta T_a = T_2 - T_1 \quad (3.2)$$

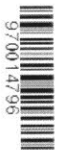
เมื่อ ΔT_a คือ อุณหภูมิที่เปลี่ยนไปของอากาศ (องศาเซลเซียส)

T_1 คือ อุณหภูมิของอากาศหลังเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (องศาเซลเซียส)

T_2 คือ อุณหภูมิของอากาศหน้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (องศาเซลเซียส)

3.6.2 การหาค่าการถ่ายเทความร้อน

$$Q = \dot{m}C_p \Delta T \quad (3.3)$$



เมื่อ	Q	คือ ค่าการถ่ายเทความร้อน (วัตต์)
	\dot{m}	คือ อัตราการไหลเชิงมวล (กิโลกรัมต่อวินาที)
	C_p	คือ Capacity heat ความจุความร้อน (กิโลจูลต่อกิโลกรัม-องศาเซลเซียส)
	ΔT	คือ อุณหภูมิที่เปลี่ยนไป (องศาเซลเซียส)

3.6.3 การหาค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อน

$$\eta = Q_{out}/Q_{in} \times 100 \quad (3.4)$$

เมื่อ	η	คือ ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน (เปอร์เซ็นต์)
	Q_{out}	คือ พลังงานความร้อนขาออก (กิโลวัตต์)
	Q_{in}	คือ พลังงานความร้อนขาเข้า (กิโลวัตต์)

สมดุลพลังงานจึงทำให้สามารถทราบถึงการถ่ายเทพลังงานที่เกี่ยวข้องในระบบนั้นๆ ใช้หลักการของกฎทรงพลังงานซึ่งสามารถเขียนสมการได้

$$\text{พลังงานที่เข้าสู่ระบบ} = \text{พลังงานที่ออกจากระบบ} + \text{พลังงานที่สะสมในระบบ} \quad (3.5)$$

ถ้าไม่มีปฏิกิริยาเกิดขึ้นภายในระบบ จะได้ว่าพลังงานที่เกิดขึ้นในระบบ = 0

3.6.4 การวิเคราะห์เอ็กเซอร์จีที่ไหลเข้าและออกของกระบวนการอบแห้ง สามารถหาได้จาก

อุณหภูมิกาศที่ไหลเข้าและออกของห้องอบแห้ง (รัฐศักดิ์ พรหมมาศ และคณะ, 2552)

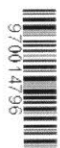
$$\text{Exergy} = C_p [(T - T_{\infty}) - T_{\infty} \ln(T/T_{\infty})] \quad (3.6)$$

เมื่อ	C_p	คือ ค่าความร้อนจำเพาะ (กิโลจูลต่อกิโลกรัม-เคลวิน)
	T	คือ อุณหภูมิ (เคลวิน)
	T_{∞}	คือ อุณหภูมิสถานะแวดล้อม (เคลวิน)

เอ็กเซอร์จีของแสงอาทิตย์หาได้จาก (Saeed Mahdavi et al. 2019) สมการที่ 3.7

$$EX_{solar} = Q_{solar} \times [1 - (4/3 \times T_0/T_{sun}) + (1/3 \times (T_0/T_{sun})^4)] \quad (3.7)$$

เมื่อ	EX_{solar}	คือ เอ็กเซอร์จีของแสงอาทิตย์ (วัตต์)
	T_{sun}	คือ อุณหภูมิแสงอาทิตย์ (เคลวิน)
	T_0	คือ อุณหภูมิสถานะแวดล้อม (เคลวิน)



Q_{solar} คือ ค่าความร้อนแสงอาทิตย์ (วัตต์) หากจาก (ธนัญญ์ ลังกาดี และ อรรถกร อาสนคำ, 2016) สมการที่ 3.8

$$Q_{solar} = A \times I (\alpha t) \quad (3.8)$$

เมื่อ A คือ พื้นที่รับแสงอาทิตย์ (ตารางเมตร)
 I คือ ค่าความเข้มรังสีแสงอาทิตย์ (วัตต์ต่อตารางเมตร)
 α คือ ค่าการดูดกลืนแสง
 t คือ ค่าการสะท้อนของแสง

เอ็กเซอร์จีของพื้นหาได้จาก (Mahdavi, Sarhaddi et al. 2019) สมการที่ 3.9

$$EX_{h-earth} = Q_{h-earth} \times (1 - T_o / T_r) \quad (3.9)$$

เมื่อ $EX_{h-earth}$ คือ เอ็กเซอร์จีของแสงอาทิตย์ (วัตต์)
 $Q_{h-earth}$ คือ ค่าความร้อนแสงอาทิตย์ (วัตต์)
 T_r คือ อุณหภูมิแสงอาทิตย์ (เคลวิน)
 T_o คือ อุณหภูมิสภาวะแวดล้อม (เคลวิน)

ส่วนประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จี (Exergy efficiency, η_{Ex}) สามารถหาได้จากสมการ 3.10

$$\eta_{Ex} = (\text{เอ็กเซอร์จีที่ใช้ประโยชน์} / \text{เอ็กเซอร์จีที่ป้อนเข้า}) \times 100\% \quad (3.10)$$

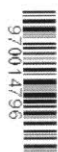
$$\eta_{Ex} = (((EX_{solar} + EX_{air}) - EX_{loss}) / (EX_{solar} + EX_{air})) \times 100\% \quad (3.11)$$

3.7 การวิเคราะห์ความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์

ในงานวิจัยนี้ใช้เกณฑ์การตัดสินใจเพื่อการลงทุนแบบไม่ปรับค่าเวลา เป็นเกณฑ์ที่ไม่นำเวลาเข้ามาเป็นปัจจัยสำคัญในการกำหนดมูลค่าของเงินตรา (Value of Money) อันจะมีผลให้มูลค่าของเงินในอนาคต (Future value) เท่ากับมูลค่าของเงินในปัจจุบัน (Present Value) เกณฑ์การตัดสินใจเพื่อการลงทุนแบบไม่ปรับค่าเวลา ได้แก่

ระยะเวลาคืนทุนของโครงการ (Payback Period) คือ จำนวนปีในการดำเนินการที่ทำให้ผลตอบแทนสุทธิในแต่ละปีมีค่ารวมเท่ากับเงินลงทุนเริ่มแรก สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 3.12

$$\text{ระยะเวลาคืนทุน} = \text{เงินลงทุนเริ่มแรก} / \text{ผลตอบแทนสุทธิต่อปี} \quad (3.12)$$



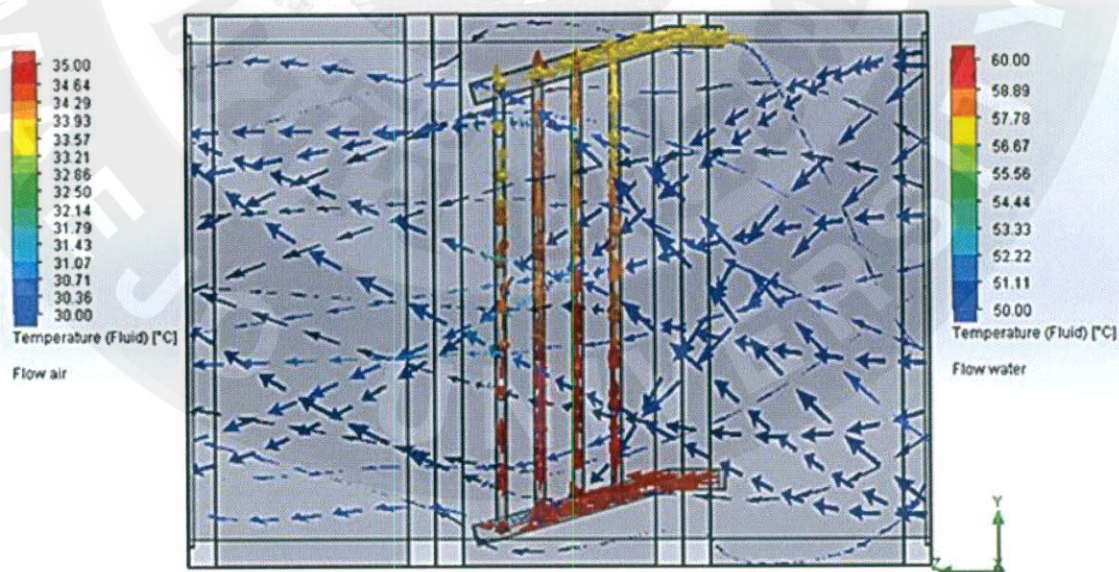
บทที่ 4

ผลการวิจัยและวิจารณ์

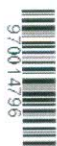
ในการดำเนินการวิจัยครั้งนี้เป็นการทดลองหาประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจากกระบวนการผลิตไบโอชาร์ และความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ของระบบอบแห้ง โดยประยุกต์ใช้ความร้อนจากกระบวนการผลิตไบโอชาร์ไปใช้ในระบบอบแห้ง และศึกษาประสิทธิภาพการทำงานของระบบอบแห้ง รวมถึงศึกษาปัจจัยที่ส่งผลกระทบต่อกระบวนการของระบบอบแห้ง

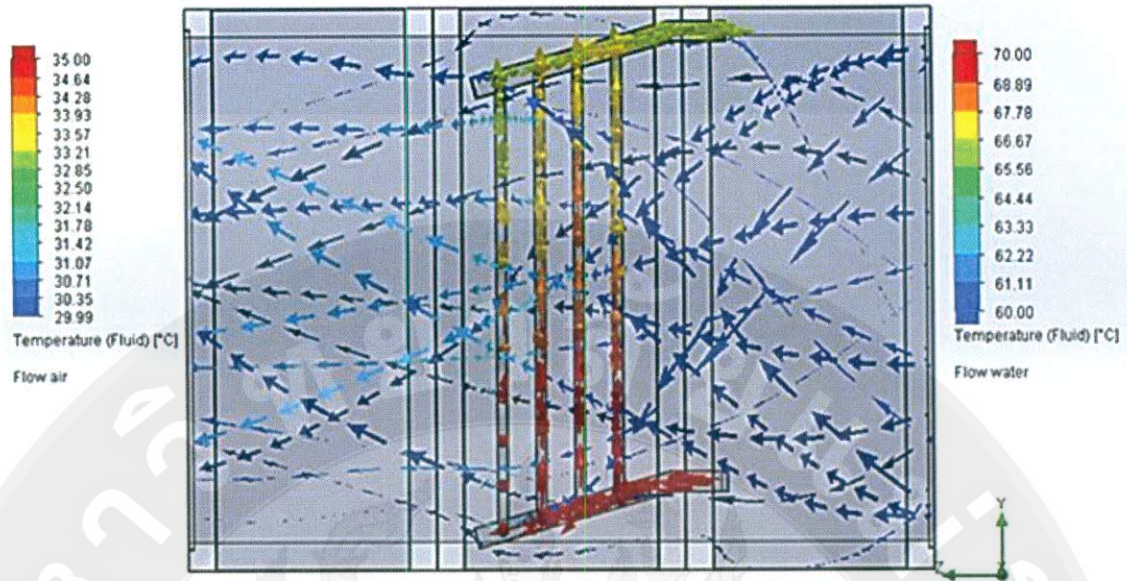
4.1 การจำลองการแลกเปลี่ยนความร้อนก่อนการทดสอบด้วยโปรแกรมทางคอมพิวเตอร์

การกระจายอุณหภูมิของน้ำที่ไหลภายในชุดท่อที่อัตราการไหลแตกต่างกันถูกจำลองขึ้นด้วยโปรแกรมทางคอมพิวเตอร์ เพื่อนำผลที่ได้ไปใช้ในการออกแบบจริงได้อย่างถูกต้อง อีกทั้งเพื่อให้มีประสิทธิภาพสูงสุด และช่วยลดระยะเวลาในการดำเนินงาน โดยการจำลองการทดสอบก่อนทำการทดสอบจริง โดยใช้ Solidworks Flows Simulation กำหนดอัตราการไหลน้ำ 10 ลิตรต่อนาที ค่าความเร็วพัดลม 422 รอบต่อนาที ความเร็วลม 3 เมตรต่อนาที อุณหภูมิน้ำร้อน 60, 70 และ 80 องศาเซลเซียส ตามลำดับ ดังแสดงภาพที่ 15, 16 และ 17 ตามลำดับ จะส่งผลให้มีการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำภายในท่อชุดและอุณหภูมิอากาศผ่านชุดท่อความร้อน ซึ่งอากาศที่ผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถนำไปใช้ในระบบอบแห้งได้

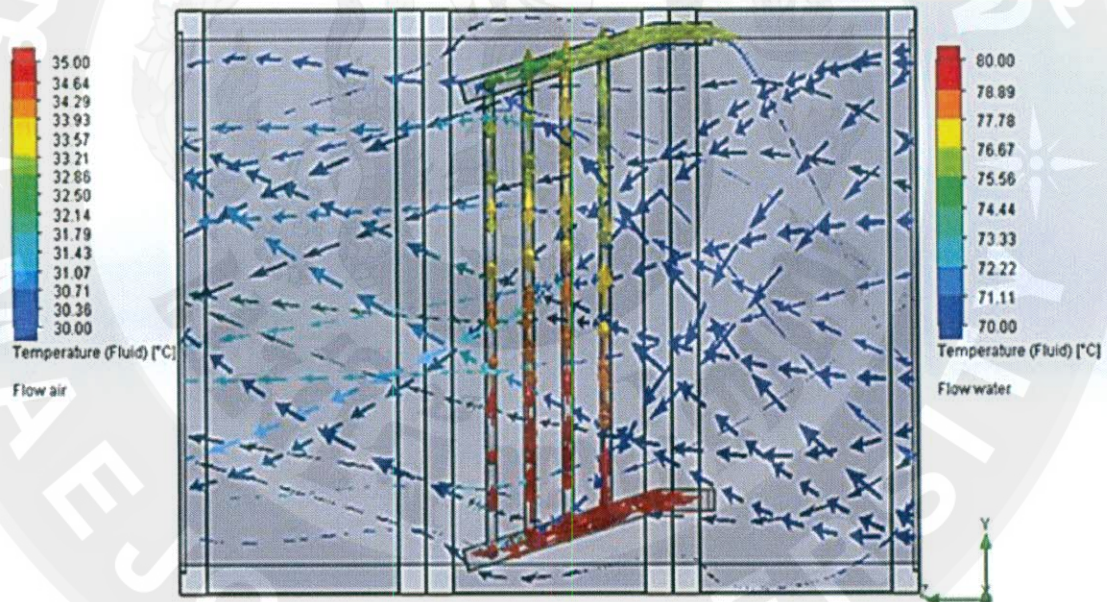


ภาพที่ 15 การจำลองรูปแบบการไหลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ที่น้ำร้อน 60 องศาเซลเซียส





ภาพที่ 16 การจำลองรูปแบบการไหลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ที่น้ำร้อน 70 องศาเซลเซียส



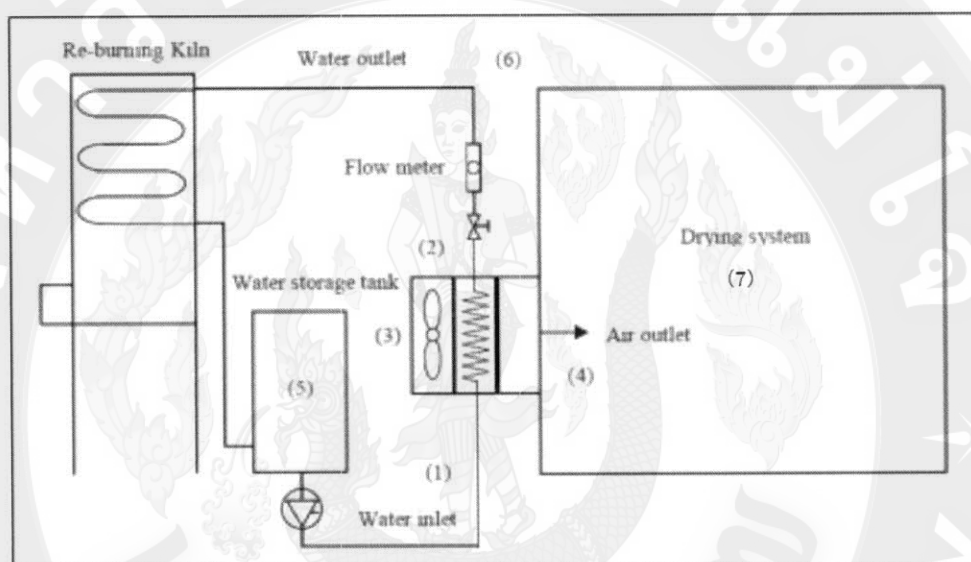
ภาพที่ 17 การจำลองรูปแบบการไหลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ที่น้ำร้อน 80 องศาเซลเซียส

การจำลองรูปแบบการไหลและทิศทางการไหลของสารทำงานและอากาศของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน พบว่า เมื่อกำหนดอัตราการไหลน้ำ 10 ลิตรต่อนาที ค่าความเร็วพัดลม 422 รอบต่อนาที ความเร็วอากาศ 3 เมตรต่อนาที อุณหภูมิน้ำร้อนเพิ่มจาก 60, 70 และ 80 องศาเซลเซียส ทำให้เห็นว่าผลของอุณหภูมิสารทำงานมีผลทำให้อากาศที่เอาไปใช้ในการอบแห้งเพิ่มขึ้น จาก 31.07, 31.43 และ 31.79 องศาเซลเซียส ตามลำดับ



4.2 ผลของอุณหภูมิสารทำงานต่อค่าการส่งถ่ายความร้อนและประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

การทดสอบผลของอุณหภูมิสารทำงานต่อค่าการส่งถ่ายความร้อนและประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยใช้สารทำงาน 2 ชนิด ได้แก่ น้ำ และน้ำผสมเอทิลีน ไกลคอล (อัตราส่วนผสม 70 : 30 โดยปริมาตร) อุณหภูมิที่ใช้ทดสอบ คือ 60, 70 และ 80 องศาเซลเซียส ตามลำดับ ใช้อัตราการไหลของสารทำงาน 2 ลิตรต่อนาที ความเร็วอากาศ 0.32 เมตรต่อวินาที ทำการทดสอบ 3 ชั่วโมง แล้วนำค่ามาวิเคราะห์ดังตารางที่ 2 และ 3



ภาพที่ 18 ตำแหน่งที่เก็บค่าอุณหภูมิ

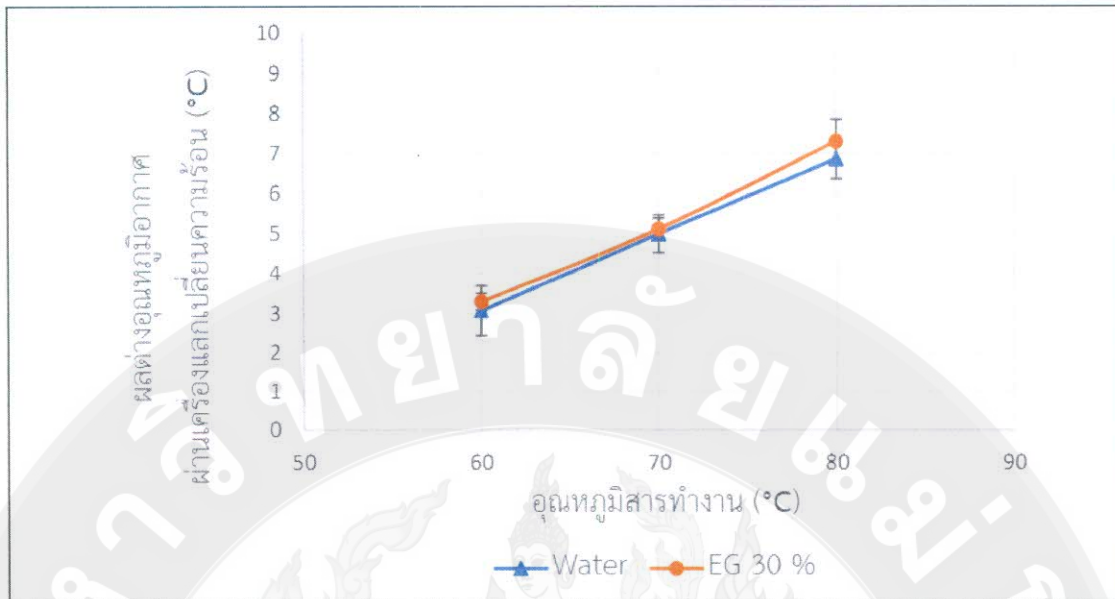
- (1) น้ำที่ไหลเข้าสู่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
- (2) น้ำออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนไปยังเตาเผาซ้ำ
- (3) ช่องอากาศเข้าสู่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
- (4) ช่องระบายอากาศไปยังโดมอบแห้ง
- (5) ถังพักน้ำ
- (6) อุณหภูมิสิ่งแวดล้อม
- (7) อุณหภูมิอากาศภายในโดม

ตารางที่ 2 ค่าผลการทดลองสารทำงานเป็นน้ำ ที่อุณหภูมิ 60, 70 และ 80 องศาเซลเซียส

ผลการทดลอง	อุณหภูมิสารทำงาน (น้ำ)		
	60 °C	70 °C	80 °C
สารทำงานขาเข้า (°C)	62.60 ± 0.86	72.08 ± 1.46	79.54 ± 0.23
สารทำงานขาออก (°C)	59.78 ± 0.98	68.74 ± 1.25	73.62 ± 0.38
อุณหภูมิอากาศหลังเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (°C)	41.93 ± 0.12	41.53 ± 0.05	36.05 ± 0.95
อุณหภูมิอากาศผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (°C)	45.00 ± 0.68	46.53 ± 0.43	42.91 ± 1.22
ค่าผลต่างอุณหภูมิสารทำงาน (°C)	2.81 ± 0.14	3.33 ± 0.22	5.93 ± 0.20
ค่าผลต่างอุณหภูมิอากาศผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (°C)	3.07 ± 0.64	5.00 ± 0.47	6.86 ± 0.49
ค่าการส่งถ่ายความร้อน (kW)	0.46 ± 0.10	0.75 ± 0.07	1.02 ± 0.07
ประสิทธิภาพการส่งถ่ายความร้อน (%)	7.61 ± 1.58	12.42 ± 1.16	17.03 ± 1.21

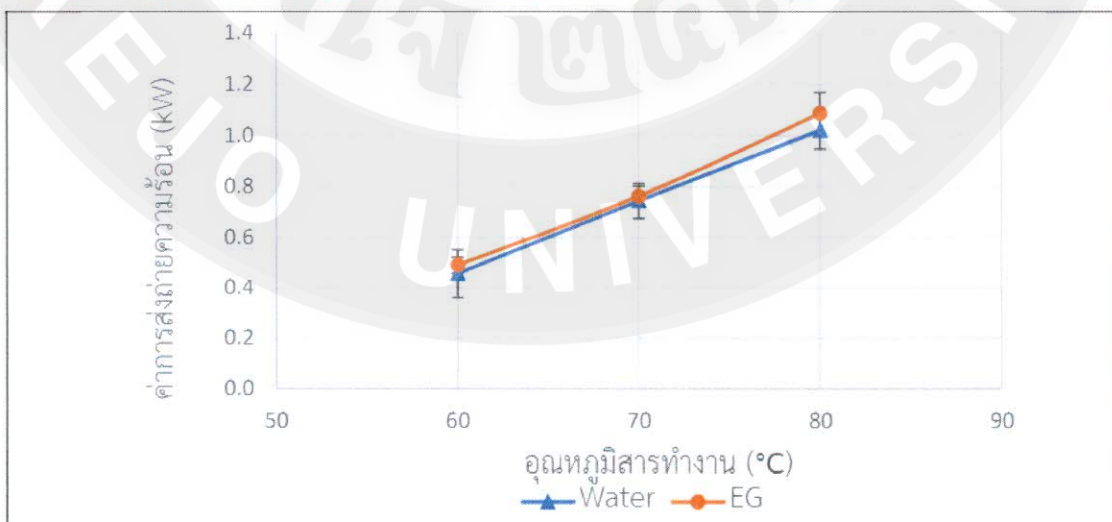
ตารางที่ 3 ค่าผลการทดลองสารทำงานเป็นน้ำผสมเอทิลีน ไกลคอล ที่อุณหภูมิ 60, 70 และ 80 องศาเซลเซียส

ผลการทดลอง	อุณหภูมิสารทำงาน (น้ำผสมเอทิลีน ไกลคอล)		
	60 °C	70 °C	80 °C
สารทำงานขาเข้า (°C)	63.96 ± 0.14	71.16 ± 1.71	83.34 ± 1.14
สารทำงานขาออก (°C)	60.26 ± 0.23	65.83 ± 1.62	73.46 ± 0.94
อุณหภูมิอากาศหลังเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (°C)	36.17 ± 0.92	31.49 ± 1.42	24.35 ± 3.20
อุณหภูมิอากาศผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (°C)	39.47 ± 1.00	36.61 ± 1.53	31.65 ± 2.66
ค่าผลต่างอุณหภูมิสารทำงาน (°C)	3.70 ± 0.27	5.33 ± 0.17	9.89 ± 0.26
ค่าผลต่างอุณหภูมิอากาศผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (°C)	3.29 ± 0.22	5.12 ± 0.28	7.30 ± 0.54
ค่าการส่งถ่ายความร้อน (kW)	0.49 ± 0.03	0.76 ± 0.04	1.09 ± 0.08
ประสิทธิภาพการส่งถ่ายความร้อน (%)	8.18 ± 0.54	12.71 ± 0.68	18.13 ± 1.35



ภาพที่ 19 ค่าผลต่างอุณหภูมิอากาศผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
ที่อุณหภูมิ 60, 70 และ 80 องศาเซลเซียส

ผลของอุณหภูมิสารทำงานต่อค่าผลต่างอุณหภูมิอากาศผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (ภาพที่ 19) พบว่า อุณหภูมิของสารทำงานเพิ่มขึ้นจาก 60, 70 และ 80 องศาเซลเซียส ทำให้ค่าผลต่างอุณหภูมิอากาศผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มขึ้นจาก 3.07 ± 0.64 , 5.00 ± 0.47 และ 6.86 ± 0.49 องศาเซลเซียส โดยสารทำงานเป็นน้ำ และเพิ่มขึ้น 3.29 ± 0.22 , 5.12 ± 0.28 และ 7.30 ± 0.54 องศาเซลเซียส โดยใช้สารทำงานเป็นน้ำผสมเอทิลีน ไกลคอล (อัตราส่วนผสม 70 : 30) ตามลำดับ อุณหภูมิสารทำงานมีผลต่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Feng Yang et al., 2003), (Zhen-Hua Liu et al., 2011), (วสันต์ ศรีเมือง และเด่น คอกพิมาย, 2015)

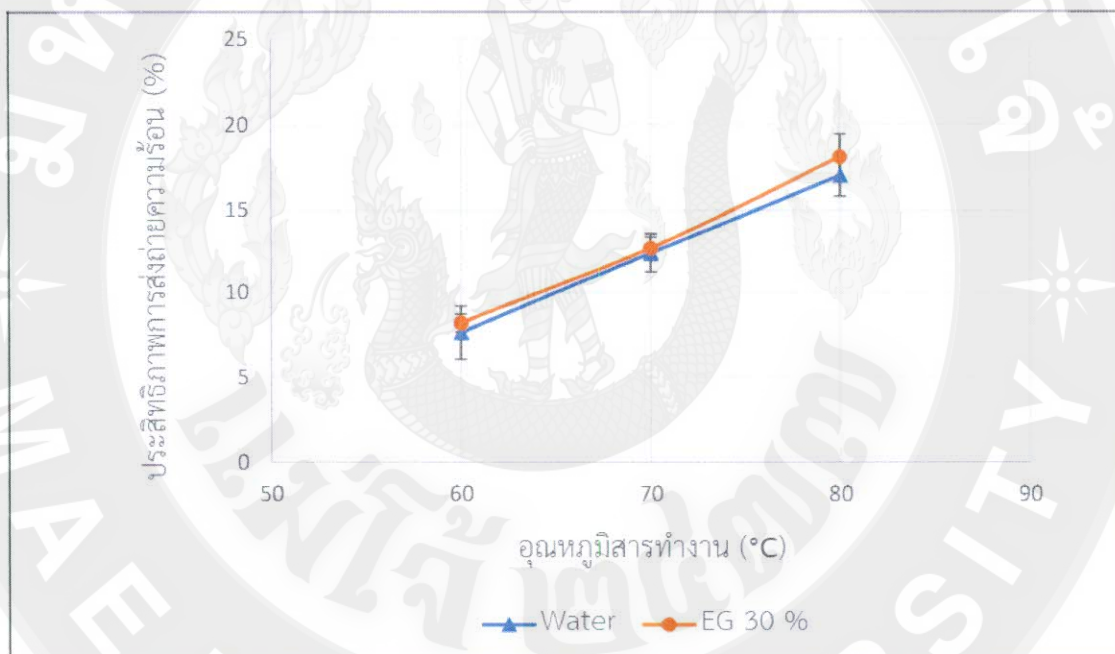


ภาพที่ 20 ค่าการส่งถ่ายความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
ที่อุณหภูมิ 60, 70 และ 80 องศาเซลเซียส



970014796

ผลของอุณหภูมิสารทำงานต่อค่าการส่งถ่ายความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (ภาพที่ 20) พบว่า อุณหภูมิของสารทำงานเพิ่มขึ้นจาก 60, 70 และ 80 องศาเซลเซียส ทำให้ค่าการส่งถ่ายความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มขึ้นจาก 0.46 ± 0.10 , 0.75 ± 0.07 และ 1.02 ± 0.07 กิโลวัตต์ โดยสารทำงานเป็นน้ำ และเพิ่มขึ้น 0.49 ± 0.03 , 0.76 ± 0.04 และ 1.09 ± 0.08 กิโลวัตต์ โดยใช้สารทำงานเป็นน้ำผสมเอทิลีน ไกลคอล (อัตราส่วนผสม 70 : 30) ตามลำดับ เนื่องจากการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิสารทำงานทำให้ค่าความจุความร้อนจำเพาะเพิ่มขึ้น จะเห็นว่าเมื่อสารทำงานมีอุณหภูมิเพิ่มขึ้นทำให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างสารทำงานกับพื้นที่สัมผัสของขดท่อความร้อนได้ดีขึ้น โดยการแลกเปลี่ยนความร้อนดังกล่าวเป็นการแลกเปลี่ยนความร้อนในรูปแบบของการพาความร้อน



ภาพที่ 21 ประสิทธิภาพการส่งถ่ายความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
ที่อุณหภูมิ 60, 70 และ 80 องศาเซลเซียส

ผลของอุณหภูมิสารทำงานต่อประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (ภาพที่ 21) พบว่า อุณหภูมิของสารทำงานเพิ่มขึ้นจาก 60, 70 และ 80 องศาเซลเซียส ทำให้ค่าประสิทธิภาพการส่งถ่ายความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มขึ้นจาก 7.61 ± 1.58 , 12.42 ± 1.16 และ 17.03 ± 1.21 เปอร์เซ็นต์ โดยสารทำงานเป็นน้ำ และเพิ่มขึ้น 8.18 ± 0.54 , 12.71 ± 0.68 และ 18.13 ± 1.35 เปอร์เซ็นต์ โดยใช้สารทำงานเป็นน้ำผสมเอทิลีน ไกลคอล (อัตราส่วนผสม 70 : 30)

ตามลำดับ ผลต่อการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้น โดยสารผสมสามารถเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้สูงกว่าน้ำ

4.3 ผลของอัตราการไหลสารทำงานต่อค่าการส่งถ่ายความร้อนและประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

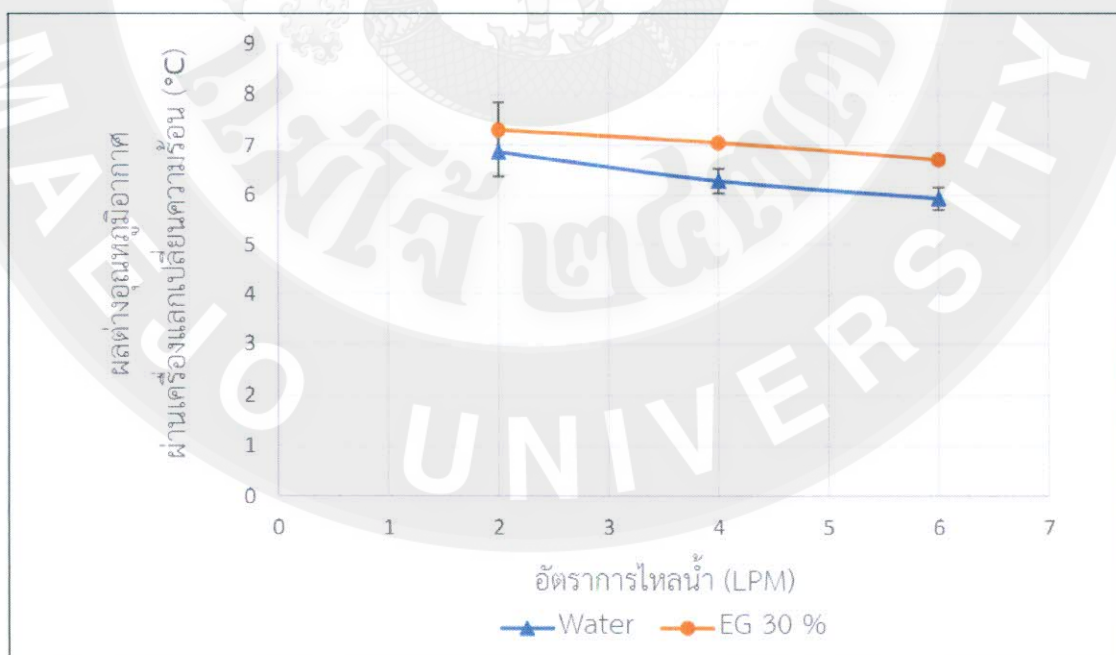
การทดสอบผลของอัตราการไหลสารทำงานต่อค่าการส่งถ่ายความร้อนและประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยใช้สารทำงาน 2 ชนิด ได้แก่ น้ำ และน้ำผสมเอทิลีน ไกลคอล (อัตราส่วนผสม 70 : 30) อุณหภูมิสารทำงานที่ใช้ทดสอบ 80 องศาเซลเซียส ใช้อัตราการไหลของน้ำ 2, 4 และ 6 ลิตรต่อนาที ตามลำดับ ใช้ความเร็วอากาศ 0.32 เมตรต่อวินาที ทำการทดสอบ 3 ซ้ำ แล้วนำค่ามาวิเคราะห์ดังตารางที่ 4 และ 5

ตารางที่ 4 ค่าผลการทดลองสารทำงานเป็นน้ำ ที่อัตราการไหล 2, 4 และ 6 ลิตรต่อนาที

ผลการทดลอง	อุณหภูมิสารทำงาน (น้ำ)		
	2 LPM	4 LPM	6 LPM
สารทำงานขาเข้า (°C)	79.54 ± 0.23	82.31 ± 2.07	80.18 ± 1.60
สารทำงานขาออก (°C)	73.62 ± 0.38	76.62 ± 2.41	74.38 ± 1.43
อุณหภูมิอากาศหลังเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (°C)	36.05 ± 0.95	28.38 ± 3.78	28.53 ± 2.51
อุณหภูมิอากาศผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (°C)	42.91 ± 1.22	34.66 ± 3.65	34.46 ± 2.57
ค่าผลต่างอุณหภูมิสารทำงาน (°C)	5.93 ± 0.20	5.68 ± 0.43	5.81 ± 0.18
ค่าผลต่างอุณหภูมิอากาศผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (°C)	6.86 ± 0.49	6.28 ± 0.25	5.92 ± 0.22
ค่าการส่งถ่ายความร้อน (kW)	1.02 ± 0.07	0.94 ± 0.04	0.88 ± 0.03
ประสิทธิภาพการส่งถ่ายความร้อน (%)	17.03 ± 1.21	15.60 ± 0.61	14.72 ± 0.56

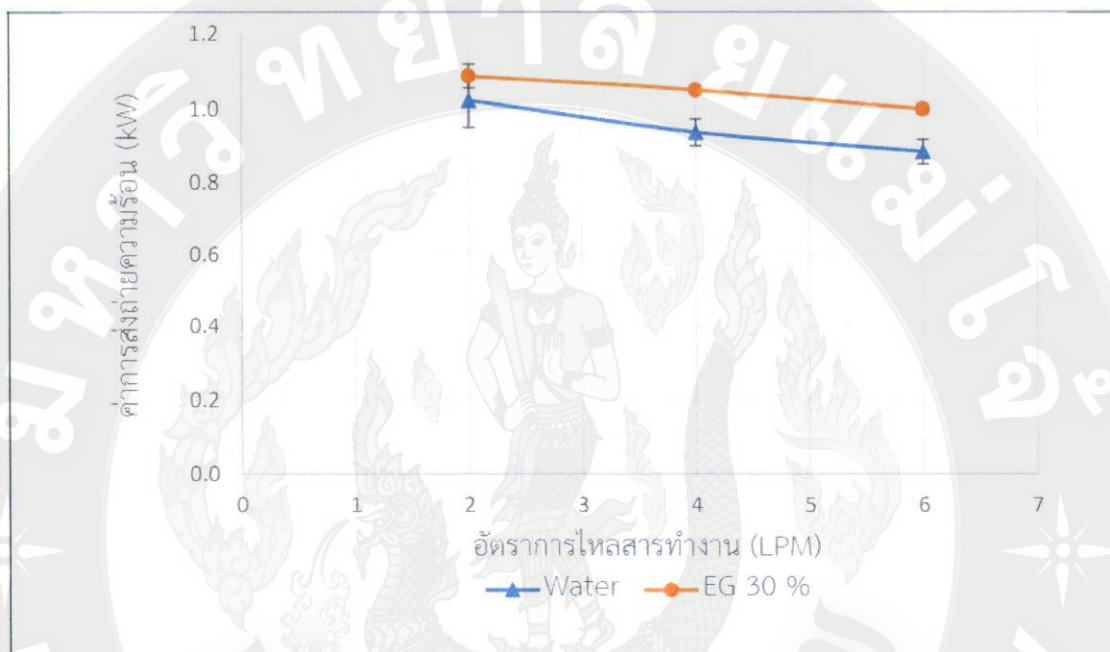
ตารางที่ 5 ค่าผลการทดลองสารทำงานเป็นน้ำผสมเอทิลีน ไกลคอล ที่อัตราการไหล 2, 4 และ 6 ลิตร ต่อนาที

ผลการทดลอง	อุณหภูมิสารทำงาน (น้ำผสมเอทิลีน ไกลคอล)		
	2 LPM	4 LPM	6 LPM
สารทำงานขาเข้า (°C)	83.34 ± 1.14	82.02 ± 0.43	83.84 ± 1.59
สารทำงานขาออก (°C)	73.46 ± 0.94	72.60 ± 0.68	73.13 ± 1.04
อุณหภูมิอากาศหลังเครื่องแลกเปลี่ยน ความร้อน (°C)	24.35 ± 3.20	21.91 ± 0.53	23.94 ± 2.09
อุณหภูมิอากาศผ่านเครื่องแลกเปลี่ยน ความร้อน (°C)	31.65 ± 2.66	28.95 ± 0.47	30.65 ± 2.05
ค่าผลต่างอุณหภูมิสารทำงาน (°C)	9.89 ± 0.26	9.42 ± 0.54	10.70 ± 0.64
ค่าผลต่างอุณหภูมิอากาศผ่านเครื่อง แลกเปลี่ยนความร้อน (°C)	7.30 ± 0.54	7.04 ± 0.06	6.70 ± 0.09
ค่าการส่งถ่ายความร้อน (kW)	1.09 ± 0.03	1.05 ± 0.01	1.00 ± 0.01
ประสิทธิภาพการส่งถ่ายความร้อน (%)	18.13 ± 1.35	17.50 ± 0.16	16.65 ± 0.23



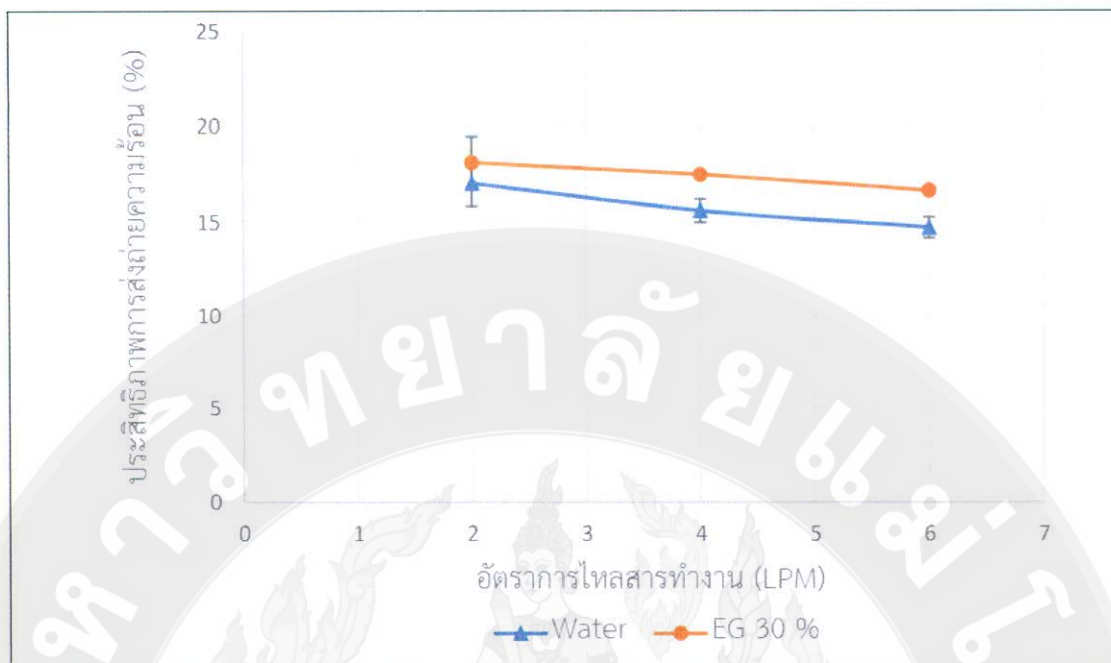
ภาพที่ 22 ค่าผลต่างอุณหภูมิอากาศผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
ที่อัตราการไหล 2, 4 และ 6 ลิตรต่อนาที

ผลของอัตราการไหลสารทำงานต่อค่าผลต่างอุณหภูมิอากาศผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (ภาพที่ 22) พบว่า อัตราการไหลของสารทำงานเพิ่มขึ้นจาก 2, 4 และ 6 ลิตรต่อนาที ทำให้ค่าผลต่างอุณหภูมิอากาศผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนลดลงจาก 6.86 ± 0.49 , 6.28 ± 0.25 และ 5.92 ± 0.22 องศาเซลเซียส โดยสารทำงานเป็นน้ำ และลดลง 7.30 ± 0.54 , 7.04 ± 0.06 และ 6.70 ± 0.09 องศาเซลเซียส โดยใช้สารทำงานเป็นน้ำผสมเอทิลีน ไกลคอล (อัตราส่วนผสม 70 : 30) ตามลำดับ



ภาพที่ 23 ค่าการส่งถ่ายความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ที่อัตราการไหล 2, 4 และ 6 ลิตรต่อนาที

ผลของอัตราการไหลสารทำงานต่อค่าการส่งถ่ายความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (ภาพที่ 23) พบว่า อัตราการไหลของสารทำงานเพิ่มขึ้นจาก 2, 4 และ 6 ลิตรต่อนาที ทำให้ค่าการส่งถ่ายความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนลดลงจาก 1.02 ± 0.07 , 0.94 ± 0.04 และ 0.88 ± 0.03 กิโลวัตต์ โดยสารทำงานเป็นน้ำ และลดลง 1.09 ± 0.03 , 1.05 ± 0.01 และ 1.00 ± 0.01 กิโลวัตต์ โดยใช้สารทำงานเป็นน้ำผสมเอทิลีน ไกลคอล (อัตราส่วนผสมโดยปริมาตร 70 : 30) ตามลำดับ จะเห็นว่าเมื่อเพิ่มอัตราการไหลทำให้น้ำไหลเร็วขึ้นความร้อนระหว่างน้ำกับผิวท่อน้อยลง อากาศที่ผ่านขดท่อจะพาความร้อนได้น้อยตามไปด้วยส่งผลให้ค่าการถ่ายเทความร้อนลดลงเช่นกัน ผลของอัตราการไหลสารทำงานมีผลต่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ยิ่งเพิ่มอัตราการไหลสารทำงาน ทำให้ค่าส่งถ่ายความร้อนลดลง เมื่อเทียบกับงานวิจัยของ (D.G. Prabhanjan et al., 2002) พบว่า อัตราการไหลสารทำงานเพิ่มขึ้นทำให้ค่าการส่งถ่ายความร้อนลดลง มีทิศทางไปในทิศทางเดียวกัน



ภาพที่ 24 ประสิทธิภาพการส่งถ่ายความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
ที่อัตราการไหล 2, 4 และ 6 ลิตรต่อนาที

ผลของอัตราการไหลสารทำงานต่อประสิทธิภาพทางความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (ภาพที่ 24) พบว่า อัตราการไหลของสารทำงานเพิ่มขึ้นจาก 2, 4 และ 6 ลิตรต่อนาที ทำให้ค่าประสิทธิภาพการส่งถ่ายความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนลดลงจาก 17.03 ± 1.21 , 15.60 ± 0.61 และ 14.72 ± 0.56 เปอร์เซ็นต์ โดยสารทำงานเป็นน้ำ และลดลง 18.13 ± 1.35 , 17.50 ± 0.16 และ 16.65 ± 0.23 เปอร์เซ็นต์ โดยใช้สารทำงานเป็นน้ำผสมเอทิลีน ไกลคอล (อัตราส่วนผสมโดยปริมาตร 70 : 30) ตามลำดับ เมื่ออัตราการไหลเพิ่มขึ้นทำให้ค่าประสิทธิภาพการส่งถ่ายความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนลดลง

4.4 ผลของความเร็วจานต่อค่าการส่งถ่ายความร้อนและประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

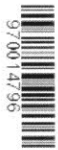
การทดสอบผลของความเร็วจานต่อค่าการส่งถ่ายความร้อนและประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยใช้สารทำงาน 2 ชนิด ได้แก่ น้ำ และน้ำผสมเอทิลีน ไกลคอล (อัตราส่วนผสมโดยปริมาตร 70 : 30) อุณหภูมิสารทำงานที่ใช้ทดสอบ คือ 80 องศาเซลเซียส ใช้อัตราการไหลของสารทำงาน 2 ลิตรต่อนาที ใช้ความเร็วจานที่ 0.32, 0.71 และ 1.7 เมตรต่อวินาที ตามลำดับ ทำการทดสอบ 3 ชั่วโมง แล้วนำค่ามาวิเคราะห์ดังตารางที่ 6 และ 7

ตารางที่ 6 ค่าผลการทดลองสารทำงานเป็นน้ำ ที่ความเร็วอากาศ 0.32, 0.71 และ 1.7 เมตรต่อวินาที

ผลการทดลอง	อุณหภูมิสารทำงาน (น้ำ)		
	0.32 m/s	0.71 m/s	1.7 m/s
สารทำงานขาเข้า (°C)	79.54 ± 0.23	82.57 ± 0.95	77.93 ± 1.05
สารทำงานขาออก (°C)	73.62 ± 0.38	76.48 ± 0.22	67.93 ± 2.37
อุณหภูมิอากาศหลังเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (°C)	36.05 ± 0.95	39.07 ± 1.83	27.29 ± 3.20
อุณหภูมิอากาศผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (°C)	42.91 ± 1.22	44.60 ± 1.09	31.58 ± 3.21
ค่าผลต่างอุณหภูมิสารทำงาน (°C)	5.93 ± 0.20	6.09 ± 0.76	10.00 ± 2.98
ค่าผลต่างอุณหภูมิอากาศผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (°C)	6.86 ± 0.49	5.53 ± 0.77	4.30 ± 0.16
ค่าการส่งถ่ายความร้อน (kW)	1.02 ± 0.07	1.82 ± 0.25	3.38 ± 0.13
ประสิทธิภาพการส่งถ่ายความร้อน (%)	17.03 ± 1.21	30.33 ± 4.24	56.30 ± 2.12

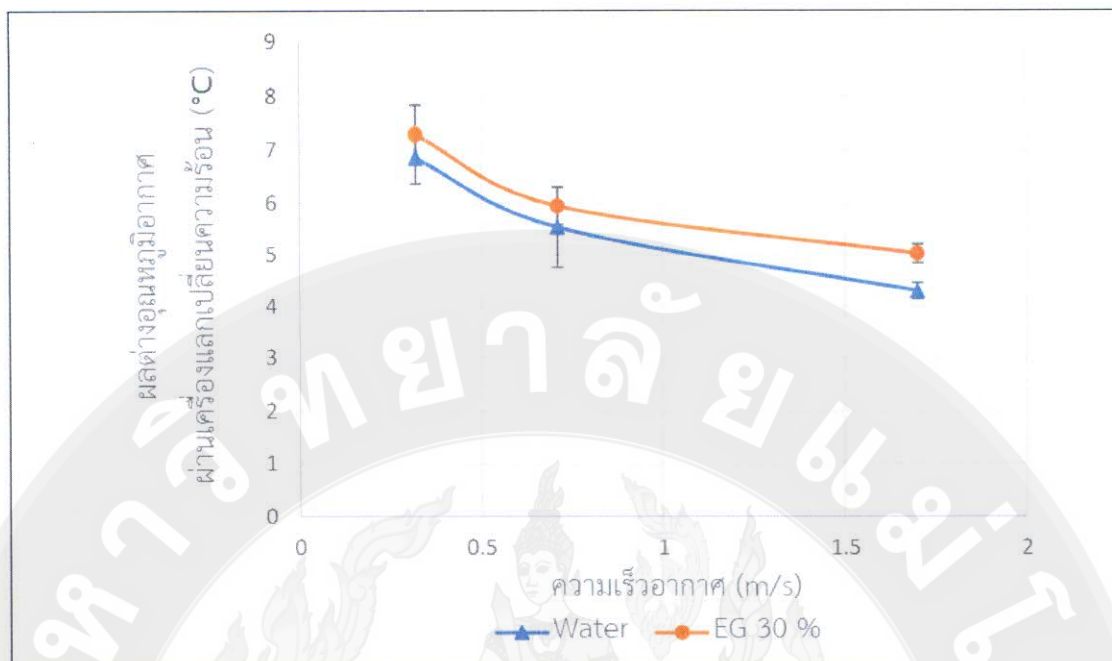
ตารางที่ 7 ค่าผลการทดลองสารทำงานเป็นน้ำผสมเอทิลีน ไกลคอล ที่ความเร็วอากาศ 0.32, 0.71 และ 1.7 เมตรต่อวินาที

ผลการทดลอง	อุณหภูมิสารทำงาน (น้ำผสมเอทิลีน ไกลคอล)		
	0.32 m/s	0.71 m/s	1.7 m/s
สารทำงานขาเข้า (°C)	83.34 ± 1.14	79.37 ± 0.28	78.44 ± 0.45
สารทำงานขาออก (°C)	73.46 ± 0.94	72.12 ± 0.44	70.75 ± 0.52
อุณหภูมิอากาศหลังเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (°C)	24.35 ± 3.20	30.95 ± 0.50	31.65 ± 0.90
อุณหภูมิอากาศผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (°C)	31.65 ± 2.66	36.90 ± 0.16	36.68 ± 0.94
ค่าผลต่างอุณหภูมิสารทำงาน (°C)	9.89 ± 0.26	7.26 ± 0.17	7.69 ± 0.15
ค่าผลต่างอุณหภูมิอากาศผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (°C)	7.30 ± 0.54	5.94 ± 0.36	5.03 ± 0.18
ค่าการส่งถ่ายความร้อน (kW)	1.09 ± 0.08	1.96 ± 0.12	3.95 ± 0.14
ประสิทธิภาพการส่งถ่ายความร้อน (%)	18.13 ± 1.35	32.59 ± 1.95	65.88 ± 2.37



978014796

MU_1Thesis_6103309002_Thesis / recv: 07062564 11:55:24 / seq: 18

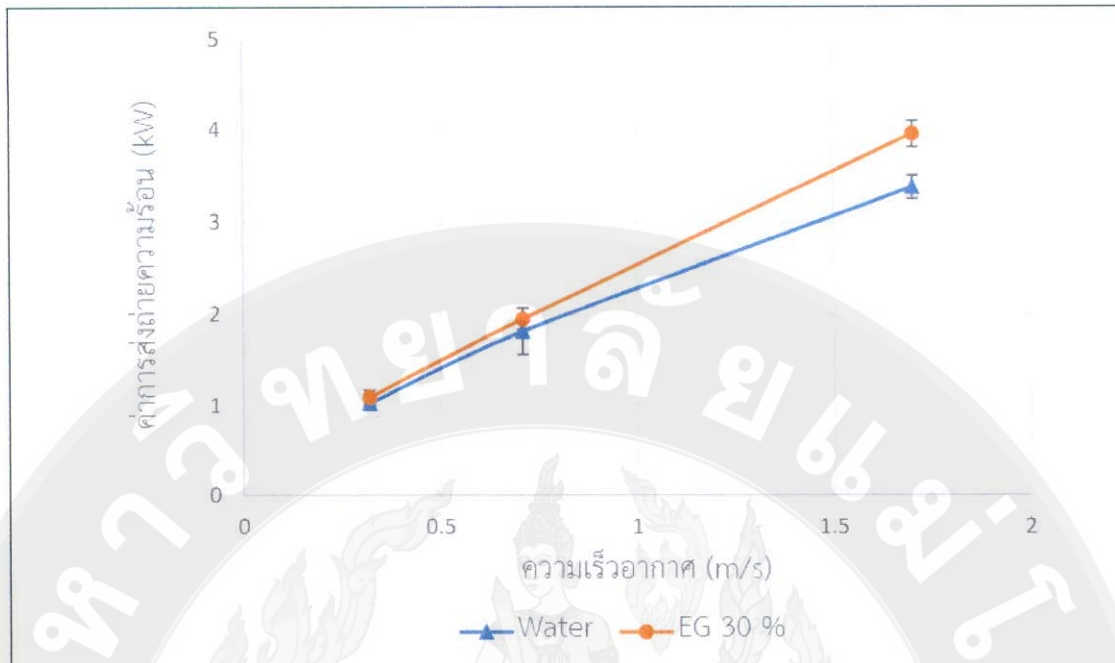


ภาพที่ 25 ผลต่างอุณหภูมิอากาศผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
ที่ความเร็วอากาศ 0.32, 0.71 และ 1.7 เมตรต่อวินาที

ผลของความเร็วอากาศต่อค่าผลต่างอุณหภูมิอากาศผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (ภาพที่ 25) พบว่า ความเร็วอากาศเพิ่มขึ้นจาก 0.32, 0.71 และ 1.7 เมตรต่อวินาที ทำให้ค่าผลต่างอุณหภูมิอากาศผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนลดลงจาก 6.86 ± 0.49 , 5.53 ± 0.77 และ 4.30 ± 0.16 องศาเซลเซียส โดยสารทำงานเป็นน้ำ และลดลง 7.30 ± 0.54 , 5.94 ± 0.36 และ 5.03 ± 0.18 องศาเซลเซียส โดยใช้สารทำงานเป็นน้ำผสมเอทิลีน ไกลคอล (อัตราส่วนผสม 70 : 30) ตามลำดับ เนื่องจากความเร็วอากาศเพิ่มขึ้น อากาศที่ผ่านขดท่อมากขึ้นส่งผลต่อผลต่างอุณหภูมิผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนน้อยลง เมื่อเทียบกับงานวิจัยของ (วสันต์ ศรีเมือง, 2016) พบว่า ผลของความเร็วอากาศเพิ่มขึ้นทำให้ค่าผลต่างอุณหภูมิอากาศลดลง มีทิศทางไปในทิศทางเดียวกัน



978014796

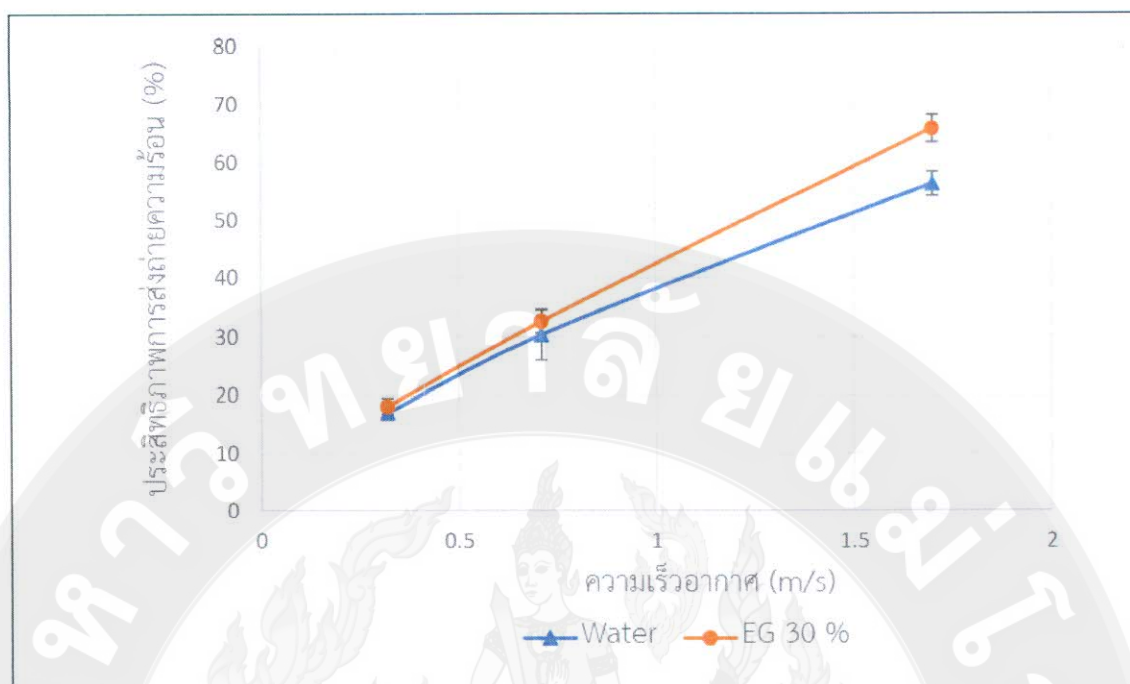


ภาพที่ 26 ค่าการส่งถ่ายความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
ที่ความเร็วอากาศ 0.32, 0.71 และ 1.7 เมตรต่อวินาที

ผลของความเร็วอากาศต่อค่าผลต่างอุณหภูมิอากาศผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (ภาพที่ 26) พบว่า ความเร็วอากาศเพิ่มขึ้นจาก 0.32, 0.71 และ 1.7 เมตรต่อวินาที ทำให้ค่าการส่งถ่ายความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มขึ้นจาก 1.02 ± 0.07 , 1.82 ± 0.25 และ 3.38 ± 0.13 กิโลวัตต์ โดยสารทำงานเป็นน้ำ และเพิ่มขึ้น 1.09 ± 0.08 , 1.96 ± 0.12 และ 3.95 ± 0.14 กิโลวัตต์ โดยใช้สารทำงานเป็นน้ำผสมเอทิลีน ไกลคอล (อัตราส่วนผสมโดยปริมาตร 70 : 30) ตามลำดับ เนื่องจากการเพิ่มความเร็วอากาศ ทำให้มีมวลอากาศที่เข้าระบบเพิ่มขึ้นและอากาศไหลเวียนในระบบมีปริมาณมาก ทำให้ค่าการส่งถ่ายความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนเพิ่มขึ้นอย่างเห็นได้ชัด เมื่อเทียบกับงานวิจัยของ (วสันต์ ศรีเมือง, 2016) พบว่า ผลของความเร็วอากาศเพิ่มขึ้นทำให้ค่าการส่งถ่ายความร้อนเพิ่มขึ้น มีทิศทางไปในทิศทางเดียวกัน



978014796



ภาพที่ 27 ประสิทธิภาพการส่งถ่ายความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

ที่ความเร็วอากาศ 0.32, 0.71 และ 1.7 เมตรต่อวินาที

ผลของความเร็วอากาศต่อค่าผลต่างอุณหภูมิอากาศผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (ภาพที่ 27) พบว่า เมื่ออัตราการไหลสารทำงาน 2 ลิตรต่อนาที ความเร็วอากาศเพิ่มขึ้นจาก 0.32, 0.71 และ 1.7 เมตรต่อวินาที ทำให้ค่าประสิทธิภาพการส่งถ่ายความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มขึ้น จาก 17.03 ± 1.21 , 30.33 ± 4.24 และ 56.30 ± 2.12 เปอร์เซ็นต์ โดยสารทำงานเป็นน้ำ และ เพิ่มขึ้น 18.13 ± 1.35 , 32.59 ± 1.95 และ 65.88 ± 2.37 เปอร์เซ็นต์ โดยใช้สารทำงานเป็นน้ำผสม เอทิลีน ไกลคอล (อัตราส่วนผสม 70 : 30) ตามลำดับ เนื่องจาก เพิ่มความเร็วอากาศ มวลอากาศก็จะ เพิ่มขึ้นทำให้ค่าประสิทธิภาพการส่งถ่ายความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มขึ้นตามไปด้วย

4.5 การสมดุลความร้อนของระบบ

การศึกษาการใช้พลังงานของระบบอบแห้งพลังงานแสงอาทิตย์ โดยใช้อุณหภูมิสารทำงาน 80 องศาเซลเซียส อัตราการไหลสารทำงาน 2 ลิตรต่อนาที ความเร็วอากาศ 1.7 เมตรต่อวินาที ซึ่งการประเมินจะจำแนกออกเป็น 2 ส่วน คือ ส่วนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และส่วนของโดมอบแห้ง แบบพลังงานแสงอาทิตย์

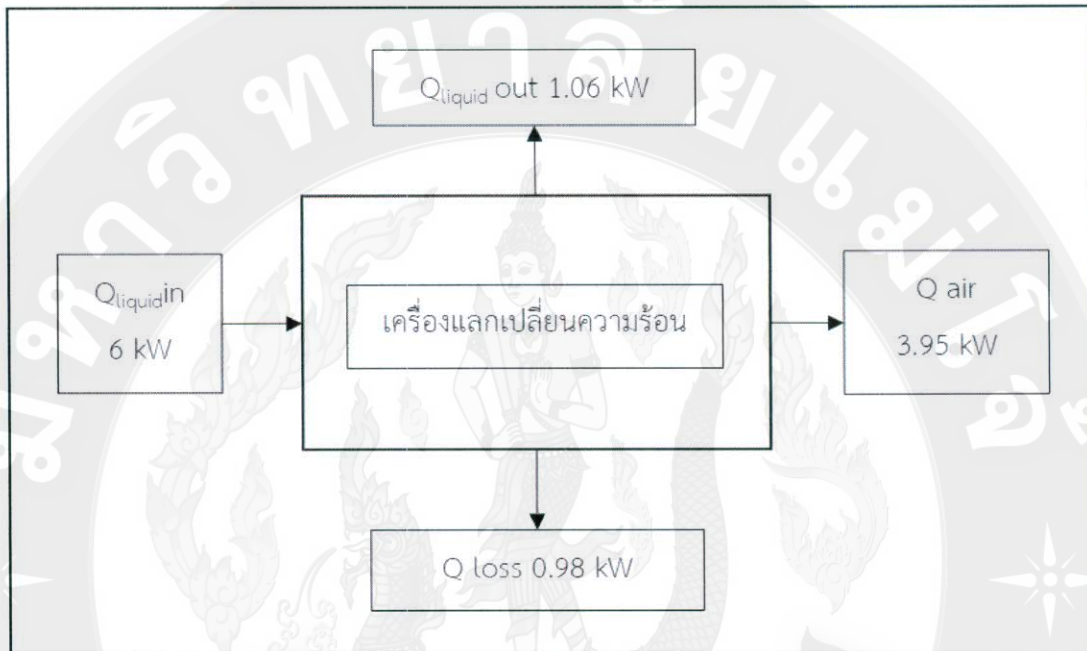
4.5.1 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

การหาสมดุลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถทำได้จากสมการ 4.1

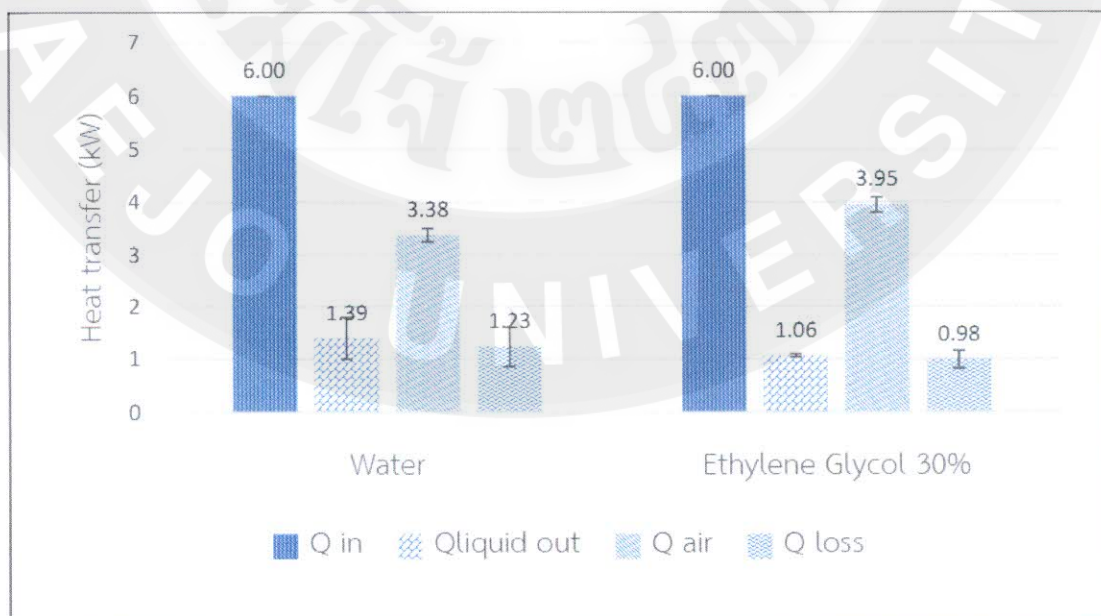
$$Q_{in} = Q_{liquid\ out} + Q_{air\ out} + Q_{loss} \quad (4.1)$$

$$6\text{ kW} = 1.06\text{ kW} + 3.95\text{ kW} + Q_{loss}$$

ดังนั้นค่าการสูญเสียความร้อนคือ 0.98 kW สามารถแสดงแสดงการสมดุลดังภาพที่ 28

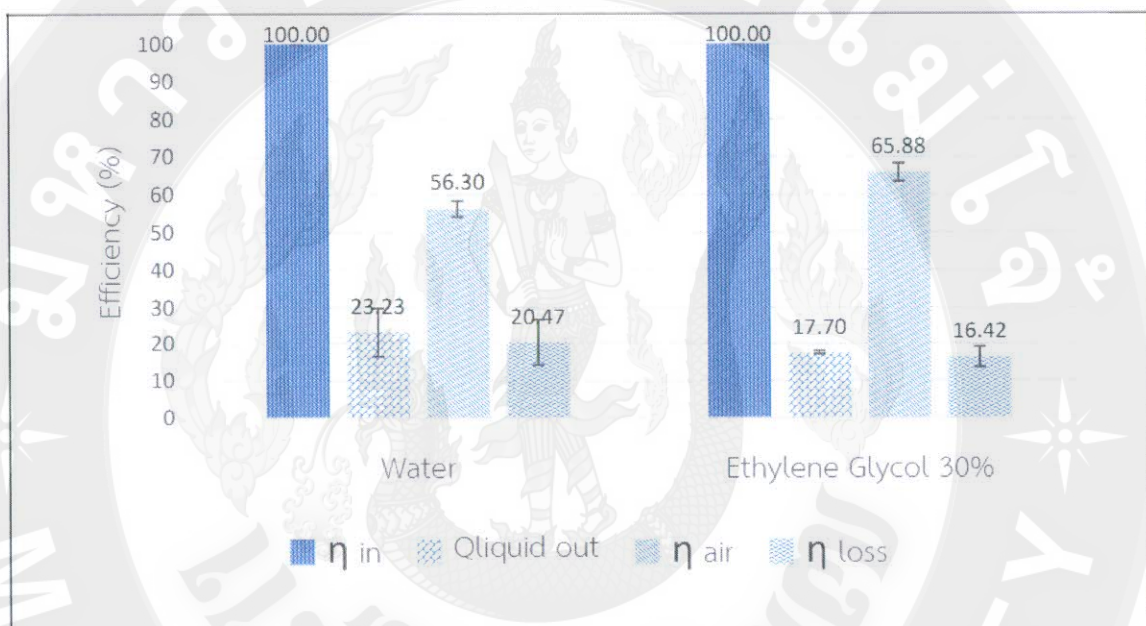


ภาพที่ 28 การสมดุลความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
สารทำงานเป็นน้ำผสมเอทิลีน ไกลคอล



ภาพที่ 29 การสมดุลความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

จากผลการศึกษาการสมดุลความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน จากภาพที่ 29 พบว่า กรณีที่ใช้น้ำเป็นสารทำงานมีค่าการส่งถ่ายความร้อน 3.38 ± 0.13 กิโลวัตต์ และค่าการสูญเสียทางความร้อน 1.23 ± 0.37 กิโลวัตต์ ส่วนกรณีที่ใช้สารทำงานเป็นน้ำผสมเอทิลีน ไกลคอล (อัตราส่วนผสม 70 : 30) ค่าการส่งถ่ายความร้อน 3.95 ± 0.14 กิโลวัตต์ และค่าการสูญเสียทางความร้อน 0.98 ± 0.17 กิโลวัตต์ โดยสารทำงานที่ใช้น้ำผสมเอทิลีน ไกลคอล มีค่าการส่งถ่ายความร้อนสูงกว่า สารทำงานที่ใช้น้ำ และการสูญเสียทางความร้อนที่จะเกิดจากการเปลี่ยนสถานะจากของเหลว กลายเป็นไอทำให้สูญเสียพลังงานความร้อนน้อยกว่าสารทำงานที่เป็นน้ำ



ภาพที่ 30 การสมดุลประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

จากผลการศึกษาการสมดุลประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน จากภาพที่ 30 พบว่า น้ำเป็นสารทำงานมีประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 56.30 ± 2.12 เปอร์เซ็นต์ และประสิทธิภาพการสูญเสียทางความร้อน 20.47 ± 6.23 เปอร์เซ็นต์ ที่ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 65.88 ± 2.37 เปอร์เซ็นต์ และประสิทธิภาพการสูญเสียทางความร้อน 16.42 ± 2.77 เปอร์เซ็นต์ สารทำงานเป็นน้ำผสมเอทิลีน ไกลคอล (อัตราส่วนผสม 70 : 30)

4.5.2 โคมอบแห้งแบบพลังงานแสงอาทิตย์

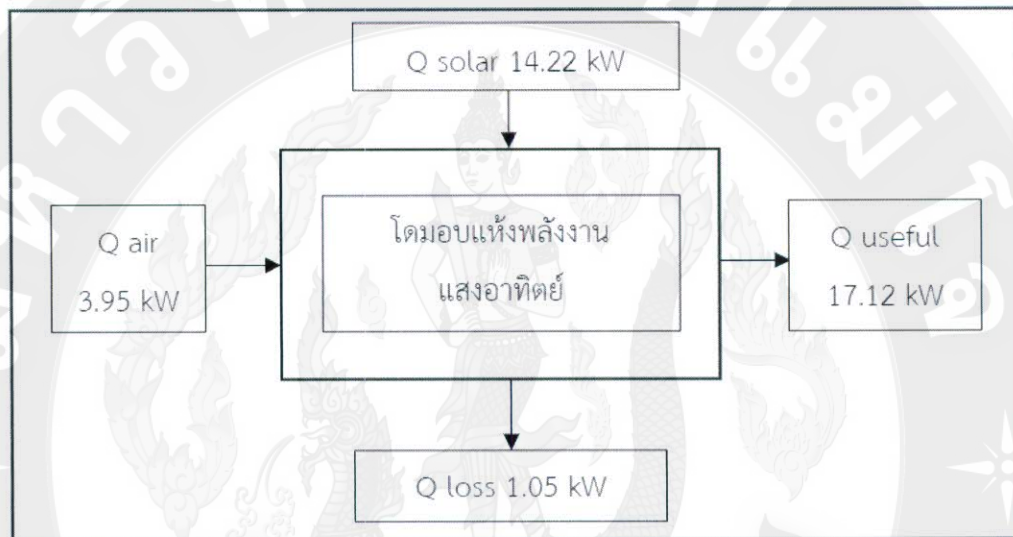
การหาสมดุลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถหาได้จากสมการ 4.2

$$Q_{in} = Q_{useful} + Q_{loss} \quad (4.2)$$

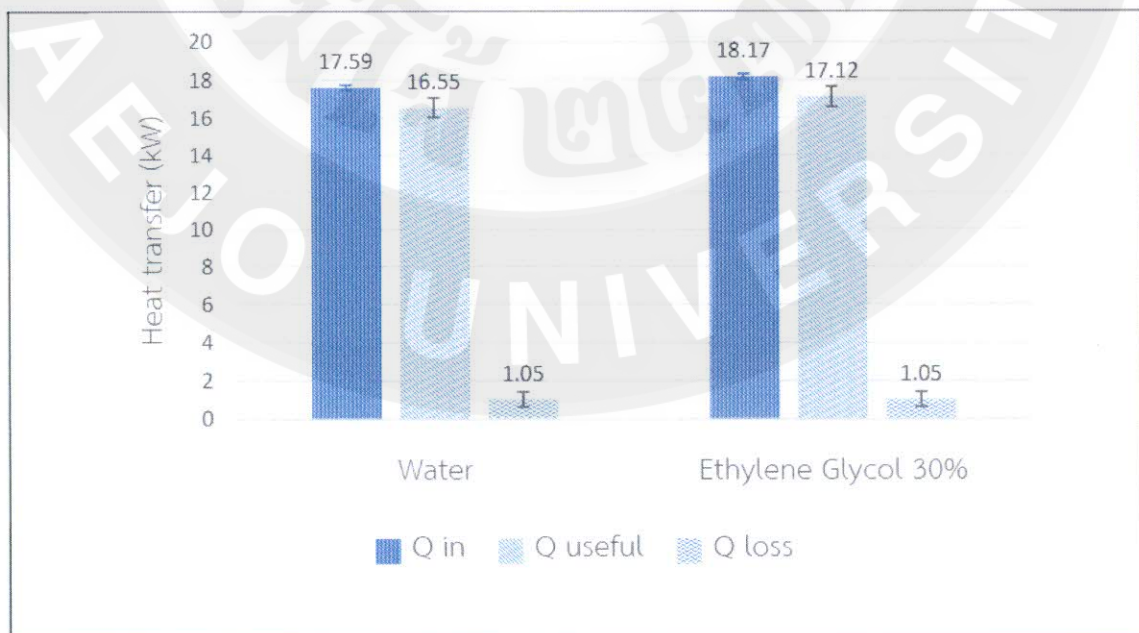
$$Q_{air\ in} + Q_{solar} = Q_{useful} + Q_{loss} \quad (4.3)$$

$$3.95\text{ kW} + 14.22\text{ kW} = Q_{useful} + 1.05\text{ kW}$$

ดังนั้นค่าความร้อนที่สามารถนำไปใช้อบแห้งได้คือ 17.12 กิโลวัตต์ สามารถแสดงผลการสมดุลดังภาพที่ 31

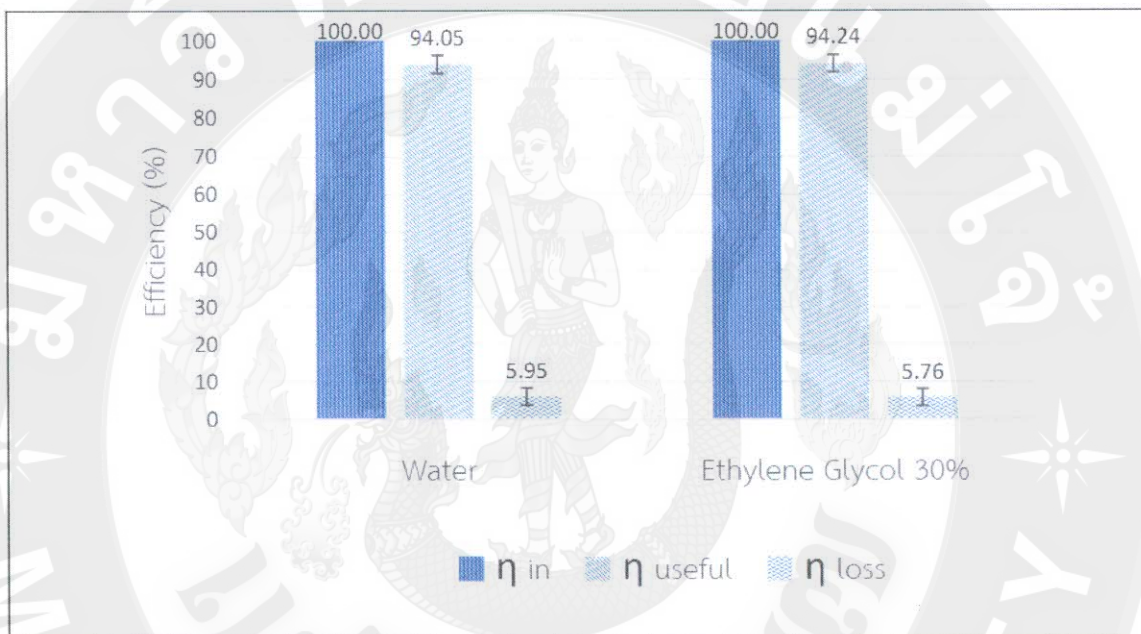


ภาพที่ 31 การสมดุลความร้อนของโคมอบแห้งพลังงานแสงอาทิตย์
สารทำงานเป็นน้ำผสมเอทิลีน ไกลคอล



ภาพที่ 32 การสมดุลความร้อนของโคมอบแห้งแบบพลังงานแสงอาทิตย์

จากผลการศึกษาศักยภาพการสมดุความร้อนของโดมอบแห้งแบบพลังงานแสงอาทิตย์ จากภาพที่ 32 พบว่า โดมที่ใช้ น้ำเป็นสารทำงานมีค่าการส่งถ่ายความร้อนที่นำไปใช้ประโยชน์ 16.55 ± 0.52 กิโลวัตต์ และสูญเสียความร้อน 1.05 ± 0.39 กิโลวัตต์ กรณีโดมที่ใช้สารทำงานเป็นน้ำผสมเอทิลีน ไกลคอล (อัตราส่วนผสม 70 : 30) การส่งถ่ายความร้อนที่นำไปใช้ประโยชน์ 17.12 ± 0.53 กิโลวัตต์ และสูญเสียความร้อน 1.05 ± 0.39 กิโลวัตต์ โดมที่ใช้สารทำงานสารทำงานเป็นน้ำผสมเอทิลีน ไกลคอล (อัตราส่วนผสม 70 : 30) มีค่าการส่งถ่ายความร้อนมากกว่าโดมที่ใช้สารทำงานเป็นน้ำ



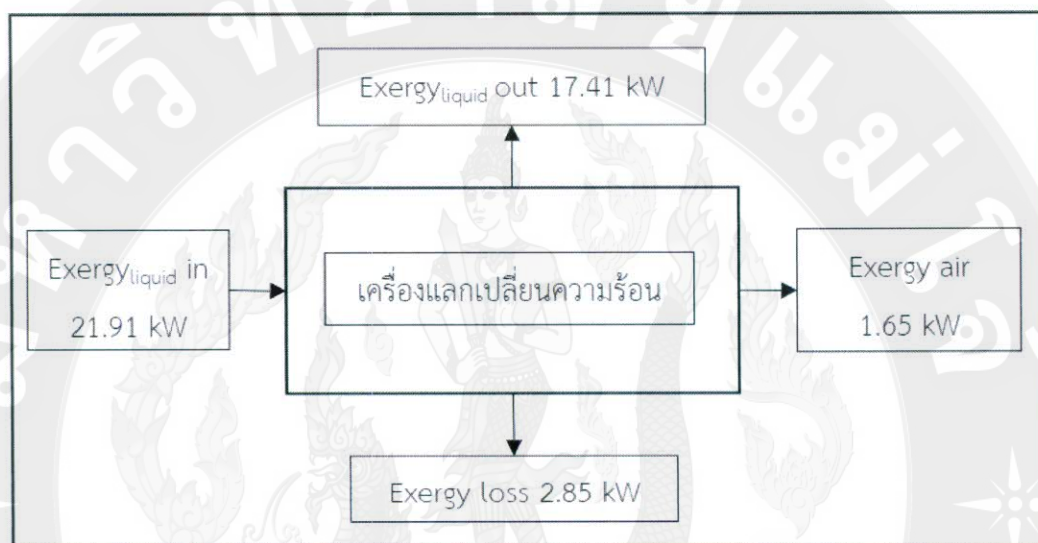
ภาพที่ 33 การสมดุประสิทธิภาพของโดมอบแห้งแบบพลังงานแสงอาทิตย์

จากผลการศึกษาศักยภาพการสมดุประสิทธิภาพของโดมอบแห้งแบบพลังงานแสงอาทิตย์ จากภาพที่ 33 พบว่า โดมอบแห้งที่ใช้ น้ำเป็นสารทำงานมีประสิทธิภาพ 94.05 ± 2.29 เปอร์เซ็นต์ ประสิทธิภาพการสูญเสียทางความร้อน 5.95 ± 2.29 เปอร์เซ็นต์ และประสิทธิภาพ 94.24 ± 2.22 เปอร์เซ็นต์ ประสิทธิภาพการสูญเสียทางความร้อน 5.75 ± 2.22 เปอร์เซ็นต์ โดมอบแห้งที่ใช้สารทำงานเป็นน้ำผสมเอทิลีน ไกลคอล (อัตราส่วนผสม 70 : 30)

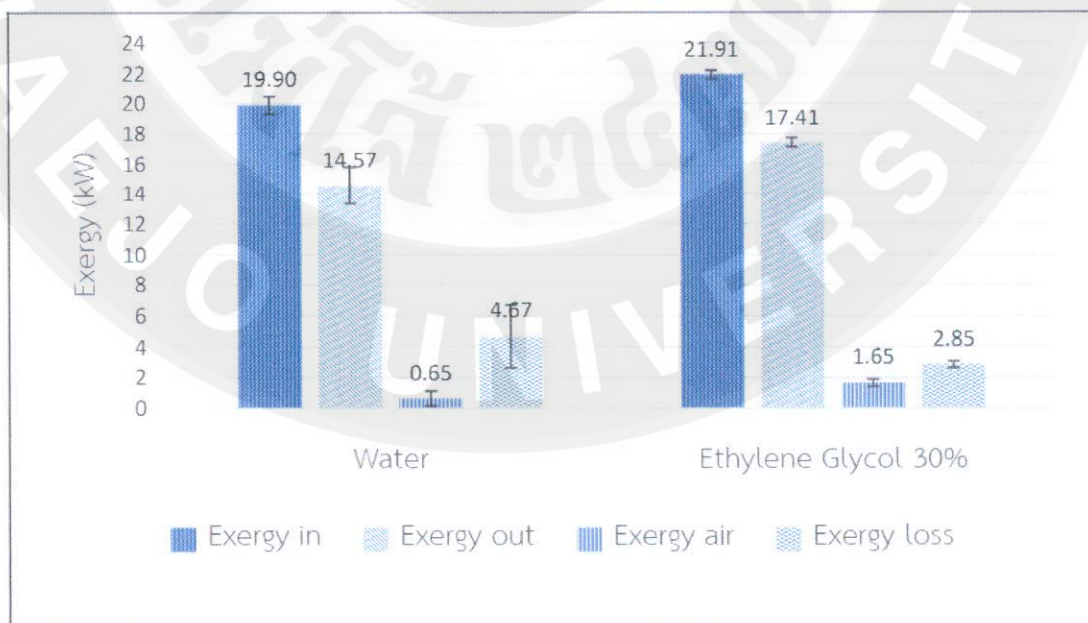
4.6 การวิเคราะห์เอ็กเซอร์จีของระบบ

การศึกษาการใช้พลังงานของระบบอบแห้งพลังงานแสงอาทิตย์ โดยใช้ข้อมูลภูมิสารสนเทศทำงาน 80 องศาเซลเซียส อัตราการไหล 2 ลิตรต่อนาที ความเร็วอากาศ 1.7 เมตรต่อวินาที การประเมินจะจำแนกออกเป็น 2 ส่วน คือ ส่วนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และส่วนของโคมอบแห้งแบบพลังงานแสงอาทิตย์

4.6.1 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน



ภาพที่ 34 การสมดุลความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
สารทำงานเป็นน้ำผสมเอทิลีน ไกลคอล



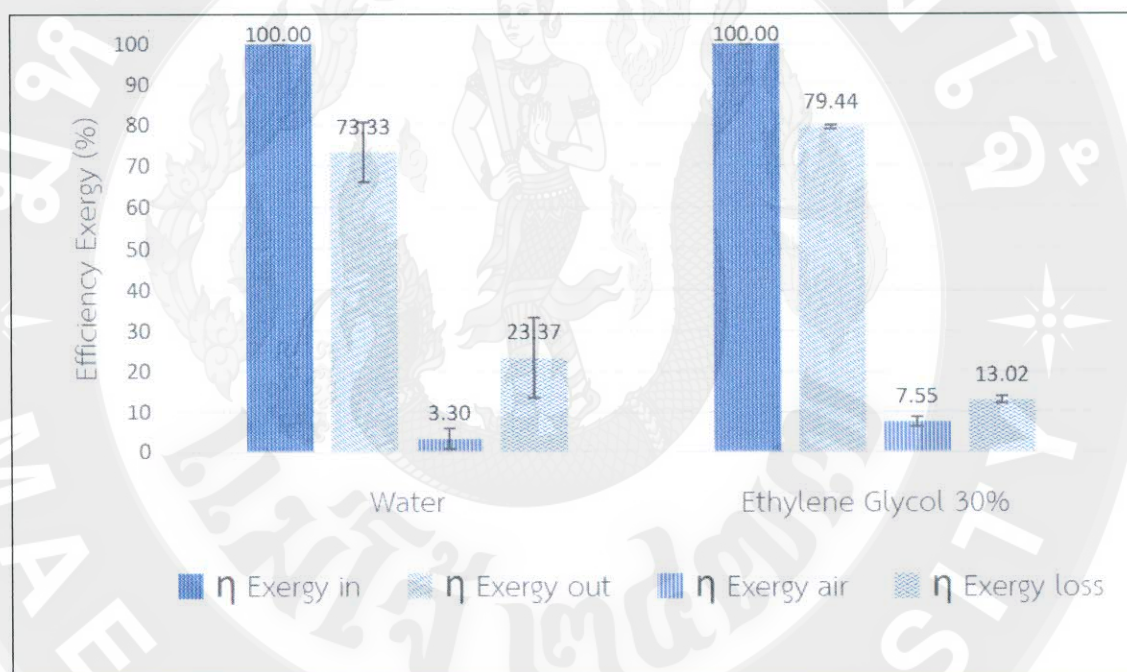
ภาพที่ 35 เอ็กเซอร์จีของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน



จากผลการศึกษาเอ็กเซอร์จี้ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน จากภาพที่ 35 พบว่า

น้ำเป็นสารทำงานมีค่าเอ็กเซอร์จี้ 19.90 ± 0.58 กิโลวัตต์ เป็นค่าเอ็กเซอร์จี้ของสารทำงานขาเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ค่าเอ็กเซอร์จี้ของสารทำงานขาออก 14.57 ± 1.21 กิโลวัตต์ ค่าเอ็กเซอร์จี้ที่สามารถนำไปใช้อบแห้ง 0.65 ± 0.48 กิโลวัตต์ และค่าการสูญเสียเอ็กเซอร์จี้ 4.67 ± 2.03 กิโลวัตต์

สารทำงานเป็นน้ำผสมเอทิลีน ไกลคอล (อัตราส่วนผสม 70 : 30) มีค่าเอ็กเซอร์จี้ 21.91 ± 0.27 กิโลวัตต์ เป็นค่าเอ็กเซอร์จี้ของสารทำงานขาเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เอ็กเซอร์จี้ของสารทำงานขาออก 17.41 ± 0.30 กิโลวัตต์ เอ็กเซอร์จี้ที่สามารถนำไปใช้อบแห้ง 1.65 ± 0.24 กิโลวัตต์ และค่าการสูญเสียเอ็กเซอร์จี้ 2.85 ± 0.22 กิโลวัตต์



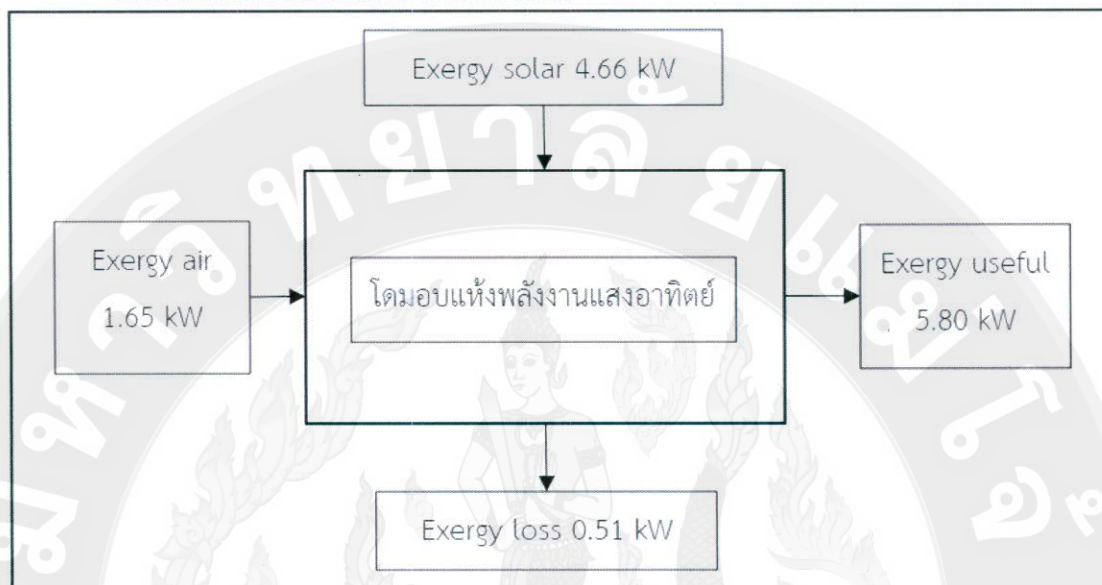
ภาพที่ 36 ประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จี้ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

จากผลการศึกษาประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จี้ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน จากภาพที่ 36 พบว่า น้ำเป็นสารทำงานมีค่าประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จี้ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 100 เปอร์เซ็นต์ เป็นค่าประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จี้ของสารทำงานขาเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ค่าประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จี้ของสารทำงานขาออก 73.33 ± 7.36 เปอร์เซ็นต์ ประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จี้ที่สามารถนำไปใช้อบแห้ง 3.30 ± 2.51 เปอร์เซ็นต์ และประสิทธิภาพการสูญเสียเอ็กเซอร์จี้ 23.37 ± 9.87 เปอร์เซ็นต์

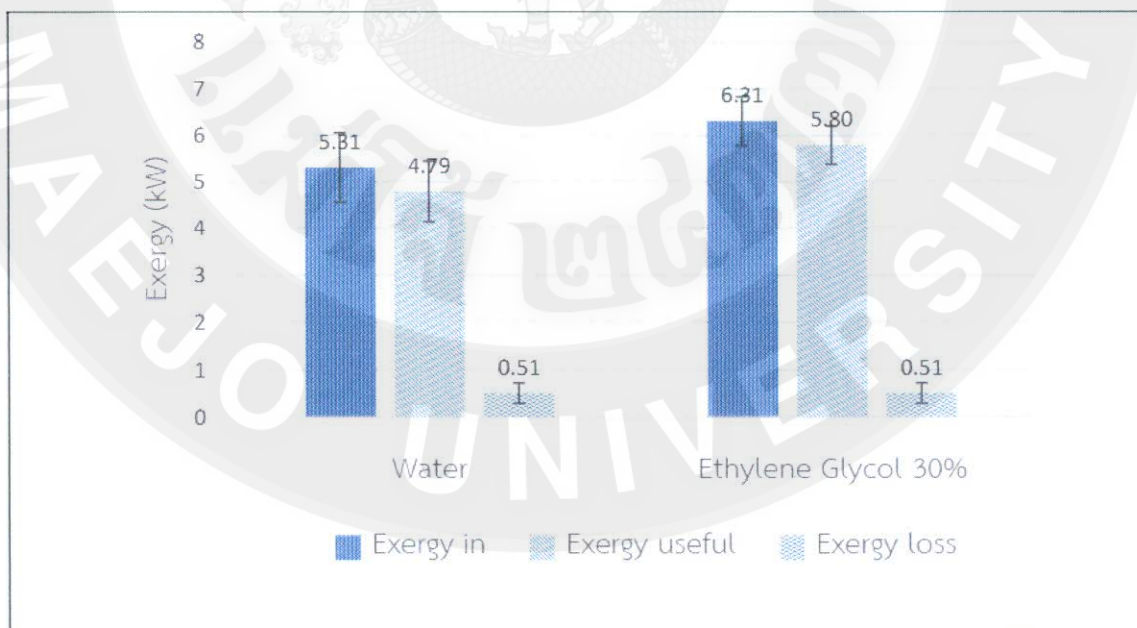
สารทำงานเป็นน้ำผสมเอทิลีน ไกลคอล (อัตราส่วนผสม 70 : 30) มีค่าเอ็กเซอร์จี้ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 100 เปอร์เซ็นต์ เป็นประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จี้ของสารทำงานขาเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จี้ของสารทำงานขาออก 79.44 ± 0.49 เปอร์เซ็นต์

ประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จีที่สามารถนำไปใช้อบแห้ง 7.55 ± 1.17 เปอร์เซ็นต์ และประสิทธิภาพการสูญเสียเอ็กเซอร์จี 13.02 ± 0.86 เปอร์เซ็นต์

4.6.2 โคมอบแห้งแบบพลังงานแสงอาทิตย์

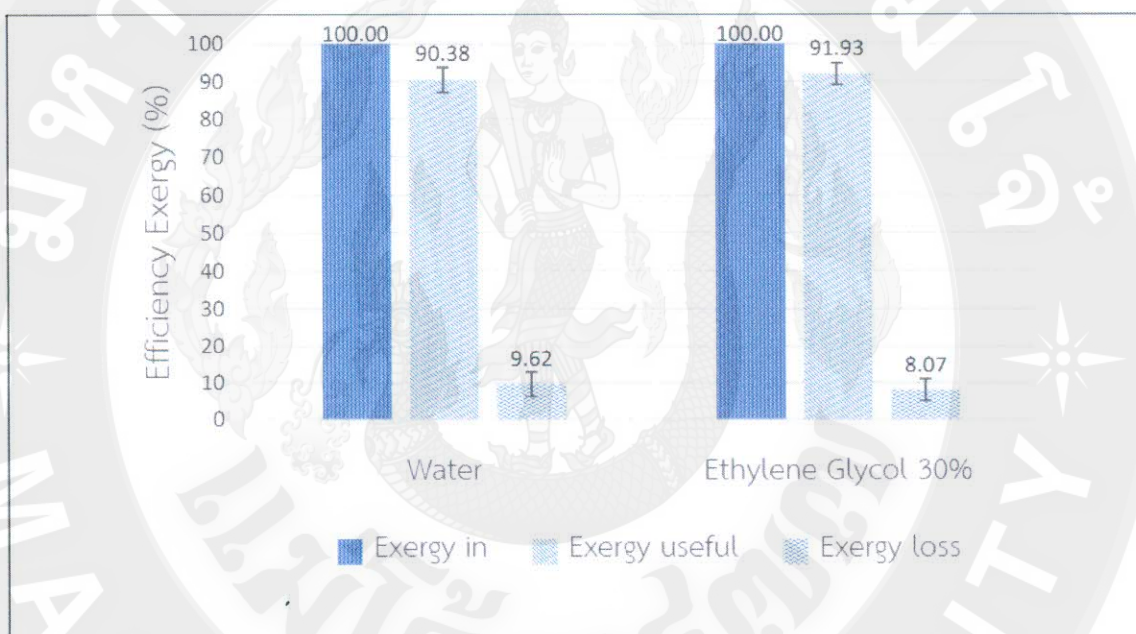


ภาพที่ 37 การสมดุลความร้อนของโคมอบแห้งแบบพลังงานแสงอาทิตย์
สารทำงานเป็นน้ำผสมเอทิลีน ไกลคอล



ภาพที่ 38 เอ็กเซอร์จีของโคมอบแห้งแบบพลังงานแสงอาทิตย์

จากผลการศึกษาเอ็กเซอร์จี้ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน จากภาพที่ 38 พบว่า โดมที่ใช้น้ำเป็นสารทำงานมีค่าเอ็กเซอร์จี้ 5.31 ± 0.75 กิโลวัตต์ เป็นเอ็กเซอร์จี้ขาเข้า ค่าเอ็กเซอร์จี้ที่นำไปใช้อบแห้ง 4.79 ± 0.66 กิโลวัตต์ และค่าการสูญเสียเอ็กเซอร์จี้ 0.51 ± 0.22 กิโลวัตต์ โดมที่ใสสารทำงานเป็นน้ำผสมเอทิลีน ไกลคอล (อัตราส่วนผสม 70 : 30) มีค่าเอ็กเซอร์จี้ 6.31 ± 0.52 กิโลวัตต์ เป็นค่าเอ็กเซอร์จี้ของสารทำงานขาเข้า ค่าเอ็กเซอร์จี้ที่สามารถนำไปใช้อบแห้ง 5.80 ± 0.41 กิโลวัตต์ และค่าการสูญเสียเอ็กเซอร์จี้ 0.51 ± 0.22 กิโลวัตต์



ภาพที่ 39 ประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จี้ของโดมอบแห้งแบบพลังงานแสงอาทิตย์

จากผลการศึกษาประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จี้ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน จากภาพที่ 39 พบว่า น้ำเป็นสารทำงานมีค่าประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จี้ของโดมอบแห้ง 100 เปอร์เซ็นต์ เป็นค่าประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จี้ขาเข้า ประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จี้ที่สามารถนำไปใช้อบแห้ง 90.38 ± 3.31 เปอร์เซ็นต์ และประสิทธิภาพการสูญเสียเอ็กเซอร์จี้ 9.62 ± 3.31 เปอร์เซ็นต์

สารทำงานเป็นน้ำผสมเอทิลีน ไกลคอล (อัตราส่วนผสม 70 : 30) มีค่าประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จี้ของโดมอบแห้ง 100 เปอร์เซ็นต์ เป็นค่าประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จี้ขาเข้า ประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จี้ที่สามารถนำไปใช้อบแห้ง 91.93 ± 2.92 เปอร์เซ็นต์ และประสิทธิภาพการสูญเสียเอ็กเซอร์จี้ 8.07 ± 2.92 เปอร์เซ็นต์

4.7 ความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ของระบบอบแห้ง

การวิเคราะห์ความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ เป็นการศึกษาต้นทุนและผลประโยชน์ของโครงการ เป็นการคำนวณค่าใช้จ่ายทั้งหมดในการดำเนินการทดลอง เช่น ต้นทุนคงที่ ต้นทุนแปรผัน รายรับ เพื่อนำไปคำนวณหาจุดคุ้มทุนของการดำเนินการ สามารถจำแนกรายละเอียดได้ดังนี้.

4.7.1 ต้นทุนคงที่ ในการทดลองมีดังนี้ ชุดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ชุดผลิตถ่านชีวภาพ ขนาด 200 ลิตร ชุดอุปกรณ์วัดอุณหภูมิ (Wisco analog) และ โดมอบแห้งพลังงานแสงอาทิตย์

4.7.2 ต้นทุนแปรผัน ในการทดลองมีดังนี้ เชื้อเพลิง ชีวมวล ค่าไฟฟ้า ค่าน้ำและสารทำงานเอทิลีน ไกลคอล

4.7.3 รายรับ จากการขายไบโอชาร์ที่ผลิตได้ ค่าความร้อนที่เอาไปใช้ออบแห้ง

ต้นทุนคงที่เป็นค่าใช้จ่ายที่เกิดขึ้นเนื่องจากการติดตั้งระบบ ชุดอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบรวมไปถึงค่าเสื่อมราคา โดยเป็นจำนวนเงินรวม 885,000 บาท ต้นทุนแปรผันสามารถแยกได้เป็นปริมาณเชื้อเพลิง 6,000 กิโลกรัมต่อเดือน ราคา 3 บาทต่อกิโลกรัม ชีวมวล 5,760 กิโลกรัมต่อเดือน ราคา 1.5 บาทต่อกิโลกรัม เอทิลีน ไกลคอล 1 ขวด (4 ลิตร) ราคา 1,575 บาท และค่าใช้จ่ายเบ็ดเตล็ด 1,000 บาท รวมเป็นเงิน 46,540 บาทต่อเดือน รายรับหลักได้มาจากการขายไบโอชาร์ 3,240 กิโลกรัม ราคา 50 บาทต่อกิโลกรัม รวมเป็นเงิน 162,000 บาทต่อเดือน

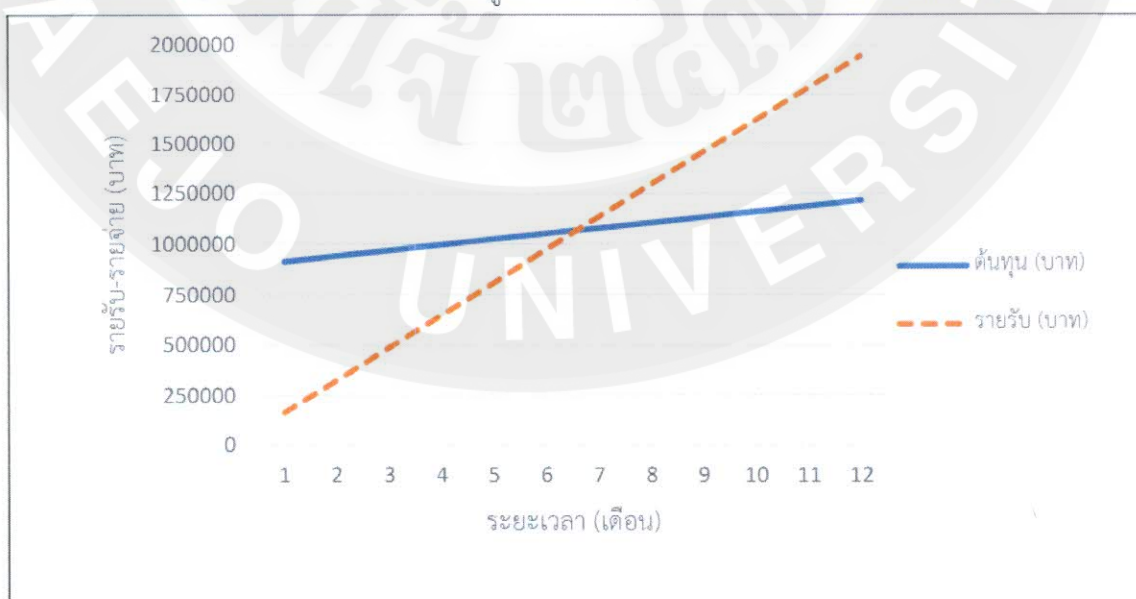
ตารางที่ 8 ค่าใช้จ่ายในการดำเนินการ

ต้นทุนคงที่			
รายการ	จำนวน	หน่วย	ราคา (บาท)
ชุดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	1	ชุด	300,000
ชุดผลิตถ่านชีวภาพขนาด 200 ลิตร	5	เตา	320,000
ชุดอุปกรณ์วัดอุณหภูมิ	1	ชุด	30,000
โดมอบแห้งพลังงานแสงอาทิตย์	1	โดม	100,000
ค่าเสื่อมราคา			135,000
ต้นทุนผันแปร			
เชื้อเพลิง	6,000	กิโลกรัม	18,000
ชีวมวล	5,760	กิโลกรัม	8,640
เอทิลีน ไกลคอล	12	ขวด	18,900
เบ็ดเตล็ด			1,000
รายรับ			
ไบโอชาร์	3,240	กิโลกรัม	162,000

ตารางที่ 9 การวิเคราะห์เศรษฐศาสตร์ในกรณีใช้น้ำเป็นสารทำงาน

ระยะเวลา (เดือน)	ต้นทุน (บาท)	รายรับ (บาท)
1	912640	162000
2	940280	324000
3	967920	486000
4	995560	648000
5	1023200	810000
6	1050840	972000
7	1078480	1134000
8	1106120	1296000
9	1133760	1458000
10	1161400	1620000
11	1189040	1782000
12	1216680	1944000

จากการคำนวณรายรับ-รายจ่าย กรณีใช้น้ำเป็นสารทำงานพบว่า ต้นทุนคงที่มีค่าใช้จ่าย 885,000 บาท ต้นทุนผันแปร 27,640 บาทต่อเดือน และรายรับจากการขายไบโอชาร์ 162,000 บาท ต่อเดือน (ไม่รวมมูลค่าซาก) ดังแสดงในตารางที่ 8 ซึ่งสามารถสรุปได้ว่า เมื่อทำการทดลองหรือดำเนินการผลิตอย่างต่อเนื่อง (20 วันต่อเดือน) จะสามารถคืนทุนได้ภายใน 6 เดือน 10 วัน ดังแสดงในตารางที่ 9 เนื่องจากรายได้หรือรายรับมีมูลค่ามากกว่ารายจ่าย สามารถแสดงในภาพที่ 40



ภาพที่ 40 ระยะเวลาคืนทุนในกรณีใช้น้ำเป็นสารทำงาน



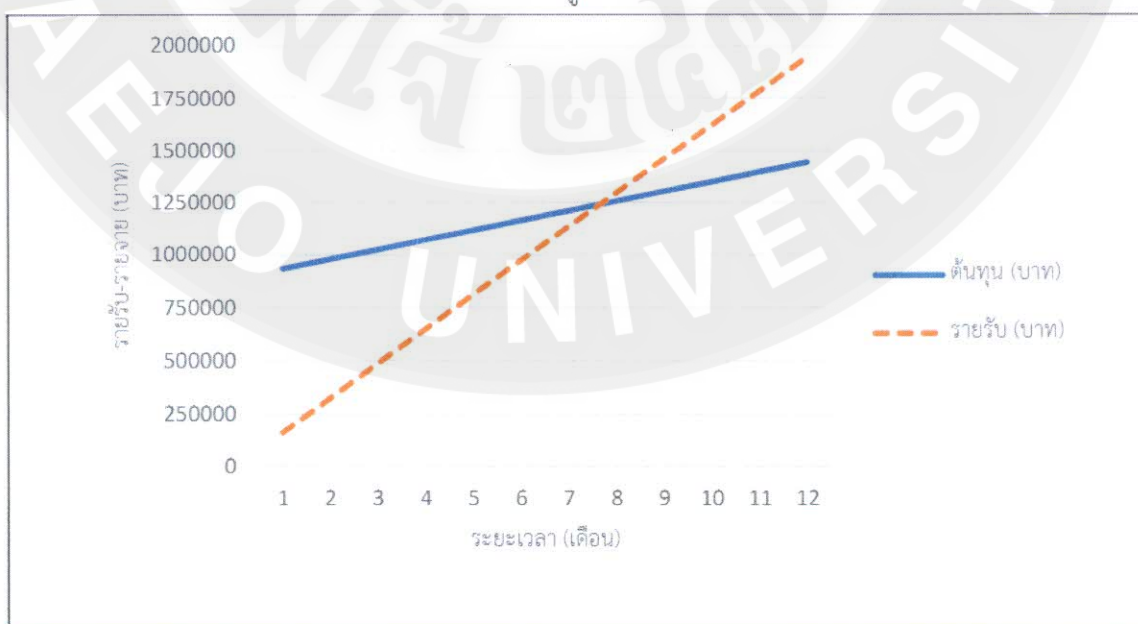
970014796

MUJ IThesis 6103309002 thesis / rev: 07062564 11:55:24 / seq: 18

ตารางที่ 10 การวิเคราะห์เศรษฐกิจศาสตร์ในกรณีใช้น้ำผสมเอทีลีน ไกลคอลเป็นสารทำงาน

ระยะเวลา (เดือน)	ต้นทุน (บาท)	รายรับ (บาท)
1	931540	162000
2	978080	324000
3	1024620	486000
4	1071160	648000
5	1117700	810000
6	1164240	972000
7	1210780	1134000
8	1257320	1296000
9	1303860	1458000
10	1350400	1620000
11	1396940	1782000
12	1443480	1944000

จากการคำนวณรายรับ-รายจ่าย กรณีกรณีน้ใช้น้ำผสมเอทีลีน ไกลคอลเป็นสารทำงาน พบว่า ต้นทุนคงที่มีค่าใช้จ่าย 885,000 บาท ต้นทุนผันแปร 46,540 บาทต่อเดือน และรายรับจากการขายไบโอชาร์ 162,000 บาทต่อเดือน (ไม่รวมมูลค่าซาก) ดังแสดงในตารางที่ 8 ซึ่งสามารถสรุปได้ว่า เมื่อดำเนินการผลิตอย่างต่อเนื่อง (20 วันต่อเดือน) จะสามารถคืนทุนได้ภายใน 7 เดือน 12 วัน ดังแสดงในตารางที่ 10 เนื่องจากรายได้หรือรายรับมีมูลค่ามากกว่ารายจ่าย สามารถแสดงในภาพที่ 41



ภาพที่ 41 ระยะเวลาคืนทุนในกรณีใช้น้ำผสมเอทีลีน ไกลคอลเป็นสารทำงาน



970014796

MJU IThesis 6103309002 thesis / rev: 07062564 11:55:24 / seq: 18

บทที่ 5

สรุป และข้อเสนอแนะ

การศึกษาการประยุกต์ใช้ความร้อนจากกระบวนการผลิตไบโอชาร์สำหรับระบบอบแห้งแบบพลังงานแสงอาทิตย์ ผลการศึกษาสามารถนำไปใช้เป็นแนวทางในการเลือกใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนให้เหมาะสมกับการใช้งาน หรือเป็นแนวทางปฏิบัติในการออกแบบระบบอบแห้ง และความคุ้มค่าทางเศรษฐกิจ

5.1 สรุปผลการวิจัย

จากการศึกษาการประยุกต์ใช้ความร้อนจากกระบวนการผลิตไบโอชาร์สำหรับระบบอบแห้งพบว่าตัวแปรสำคัญที่ส่งผลต่อระบบอบแห้ง สามารถสรุปผลการทดลองได้ดังนี้

5.1.1 จำลองการแลกเปลี่ยนความร้อนก่อนการทดสอบด้วยโปรแกรมทางคอมพิวเตอร์ ช่วยให้ตัดสินใจ เนื่องจากผลการจำลองด้วยคอมพิวเตอร์และผลการทดสอบเบื้องต้นมีความสอดคล้องและเป็นไปในทิศทางเดียวกัน

5.1.2 ผลของอุณหภูมิสารทำงานที่ส่งผลต่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

สารทำงานที่เป็นน้ำผสมเอทิลีน ไกลคอล (70 : 30) ดีกว่าสารทำงานที่เป็นน้ำที่อุณหภูมิ 80 องศาเซลเซียส มีค่าผลต่างอุณหภูมิของอากาศผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมากที่สุด คือ 7.30 ± 0.54 องศาเซลเซียส มีค่าการส่งถ่ายความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1.09 ± 0.08 กิโลวัตต์ และมีประสิทธิภาพการส่งถ่ายความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 18.13 ± 1.35 เปอร์เซ็นต์

5.1.3 ผลของอัตราการไหลสารทำงานที่ส่งผลต่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

สารทำงานที่เป็นน้ำผสมเอทิลีน ไกลคอล (70 : 30) ดีกว่าสารทำงานที่เป็นน้ำอัตราการไหลของสารทำงานที่ดีที่สุดคือ 2 ลิตรต่อวินาที มีค่าผลต่างอุณหภูมิของอากาศผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมากที่สุด คือ 7.30 ± 0.54 องศาเซลเซียส มีค่าการส่งถ่ายความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1.09 ± 0.08 กิโลวัตต์ และมีประสิทธิภาพการส่งถ่ายความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 18.13 ± 1.35 เปอร์เซ็นต์

5.1.4 ผลของความเร็วอากาศที่ส่งผลต่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

สารทำงานที่เป็นน้ำผสมเอทิลีน ไกลคอล (70 : 30) ดีกว่าสารทำงานที่เป็นน้ำความเร็วอากาศที่ดีที่สุดคือ 0.32 เมตรต่อวินาที มีค่าผลต่างอุณหภูมิของอากาศผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมากที่สุด คือ 7.30 ± 0.54 องศาเซลเซียส ส่วนค่าการส่งถ่ายความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ดีที่สุดคือ 1.7 เมตรต่อวินาที มีค่าการส่งถ่ายความร้อนของเครื่อง

แลกเปลี่ยนความร้อน 3.95 ± 0.14 กิโลวัตต์ และมีประสิทธิภาพการส่งถ่ายความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 65.88 ± 2.37 เปอร์เซ็นต์

5.1.5 การสมดุลความร้อนของระบบ

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้สารทำงานเป็นน้ำผสมเอทิลีน ไกลคอล (อัตราส่วนผสม 70 : 30) มีค่าการส่งถ่ายความร้อนสูงกว่าสารทำงานที่ใช้น้ำ มีค่าการส่งถ่ายความร้อน 3.95 ± 0.14 กิโลวัตต์ ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 65.88 ± 2.37 เปอร์เซ็นต์ และค่าการสูญเสียทางความร้อน 0.98 ± 0.17 กิโลวัตต์ ประสิทธิภาพการสูญเสียทางความร้อน 16.42 ± 2.77 เปอร์เซ็นต์

โคมอบแห้งแบบพลังงานแสงอาทิตย์ที่ใช้สารทำงานเป็นน้ำผสมเอทิลีน ไกลคอล (อัตราส่วนผสม 70 : 30) มีค่าการส่งถ่ายความร้อนมากกว่าโคมที่ใช้สารทำงานเป็นน้ำ การส่งถ่ายความร้อนที่นำไปใช้ประโยชน์ 17.12 ± 0.53 กิโลวัตต์ ประสิทธิภาพ 94.24 ± 2.22 เปอร์เซ็นต์ และสูญเสียความร้อน 1.05 ± 0.39 กิโลวัตต์ ประสิทธิภาพการสูญเสียความร้อน 5.75 ± 2.22 เปอร์เซ็นต์

5.1.6 การวิเคราะห์เอ็กเซอร์จีของระบบ

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้สารทำงานเป็นน้ำผสมเอทิลีน ไกลคอล (อัตราส่วนผสม 70 : 30) มีค่าเอ็กเซอร์จี 21.91 ± 0.27 กิโลวัตต์ เอ็กเซอร์จีของสารทำงานขาออก 17.41 ± 0.30 กิโลวัตต์ ประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จีของสารทำงานขาออก 79.44 ± 0.49 เปอร์เซ็นต์ เอ็กเซอร์จีที่สามารถนำไปใช้อบแห้ง 1.65 ± 0.24 กิโลวัตต์ ประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จีที่สามารถนำไปใช้อบแห้ง 7.55 ± 1.17 เปอร์เซ็นต์ และค่าการสูญเสียเอ็กเซอร์จี 2.85 ± 0.22 กิโลวัตต์ ประสิทธิภาพการสูญเสียเอ็กเซอร์จี 13.02 ± 0.86 เปอร์เซ็นต์

โคมอบแห้งแบบพลังงานแสงอาทิตย์ที่ใช้สารทำงานเป็นน้ำผสมเอทิลีน ไกลคอล (อัตราส่วนผสม 70 : 30) มีค่าเอ็กเซอร์จี 6.31 ± 0.52 กิโลวัตต์ ค่าเอ็กเซอร์จีที่สามารถนำไปใช้อบแห้ง 5.80 ± 0.41 กิโลวัตต์ ประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จีที่สามารถนำไปใช้อบแห้ง 91.93 ± 2.92 เปอร์เซ็นต์ และค่าการสูญเสียเอ็กเซอร์จี 0.51 ± 0.22 กิโลวัตต์ ประสิทธิภาพการสูญเสียเอ็กเซอร์จี 8.07 ± 2.92 เปอร์เซ็นต์

5.1.7 ความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ของระบบอบแห้ง

กรณีใช้น้ำเป็นสารทำงาน ระยะเวลาคืนทุนของโครงการภายใน 6 เดือน 10 วัน กรณีใช้น้ำผสมเอทิลีน ไกลคอล (70 : 30) เป็นสารทำงาน ระยะเวลาคืนทุนของโครงการภายใน 7 เดือน 12 วัน



5.2 ข้อเสนอแนะในการทำวิจัยครั้งต่อไป

จากผลการศึกษาวิจัยครั้งนี้ จะเห็นได้ว่าการประยุกต์ใช้ความร้อนจากกระบวนการผลิตไบโอดีเซลสำหรับระบบอบแห้ง ยังมีประเด็นสำคัญบางส่วนที่น่าสนใจควรแก่การศึกษาวิจัยเพิ่มเติมเพื่อให้ความรู้ในเรื่องนี้สมบูรณ์และมีประโยชน์ในทางปฏิบัติมากที่สุด ข้อเสนอแนะในการทำวิจัยครั้งต่อไป เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพของระบบอบแห้งให้ดียิ่งขึ้น

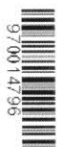
5.2.1 พัดลมที่เป่าอากาศเข้าโดมอบแห้งมีขนาดใหญ่เกินไป ควรลดขนาดให้เล็กกว่าเดิม

5.2.2 จากการทดสอบพบว่า ตำแหน่งของโดมอบแห้งแบบพลังงานแสงอาทิตย์อยู่ในพื้นที่รับแสงแดดไม่เท่ากัน เนื่องจากอยู่ติดอาคาร จึงควรนำออกห่างจากตัวอาคารเพื่อทำให้โดมอบแห้งพลังงานแสงอาทิตย์มีประสิทธิภาพสูงสุด

5.2.3 สภาพแวดล้อมในแต่ละช่วงฤดูที่ทำการทดสอบ สภาพแวดล้อมที่ไม่สามารถควบคุมได้ เช่น ฤดูฝน ฤดูหนาว เป็นต้น ควรมีการศึกษาเรื่องสภาพอากาศก่อนทำการทดลอง เพื่อไม่มีสิ่งบดบังแสงของดวงอาทิตย์

ทั้งนี้เพื่อลดปัญหาด้านสมรรถนะการทำงานและประสิทธิภาพของระบบอบแห้ง ข้อมูลดังกล่าวจะช่วยให้แนวทาง รวมถึงวิธีการที่จะเพิ่มขีดความสามารถของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนให้สูงขึ้น เพื่อนำพลังงานไปใช้ให้เกิดประโยชน์ที่สุด





970014798

MJU IThesis 6103309002 thesis / recv: 07062564 11:55:24 / seq: 18

ก.1 การวิเคราะห์ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

ในการหาค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อน ที่ได้จากการทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ข้อมูลจริงจากการทดสอบ โดยใช้ส่วนผสมเอทิลีน ไกลคอล (70 : 30) เป็นอนุกรมสารทำงาน อนุกรม 80 องศาเซลเซียส อัตราการไหลสารทำงาน 2 ลิตรต่อวินาที ความเร็วอากาศผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1.7 เมตรต่อวินาที ดังตารางที่ 11

ตารางที่ 11 ค่าอุณหภูมิแต่ละจุดที่ทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

จุดที่ทดสอบ	น้ำ 80 °C
น้ำในถัง	78.93
น้ำขาเข้า	77.05
น้ำขาออก	71.24
ลมหลังเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	30.66
ลมหน้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	35.72

ก.1.1 การหาค่าอุณหภูมิที่เปลี่ยนไป

ค่าอุณหภูมิที่เปลี่ยนไปของสารทำงาน ไหลเข้าออกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

$$\Delta T_l = T_{in} - T_{out}$$

$$\Delta T_l = 78.93 \text{ } ^\circ\text{C} - 71.24 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_l = 7.69 \text{ } ^\circ\text{C}$$

ค่าอุณหภูมิที่เปลี่ยนไปของอากาศผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

$$\Delta T_a = T_2 - T_1$$

$$\Delta T_a = 35.72 \text{ } ^\circ\text{C} - 30.66 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_a = 5.06 \text{ } ^\circ\text{C}$$

ก.1.2 การหาค่าการส่งถ่ายเทความร้อน

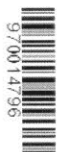
$$(\dot{m}C_p)_l = 0.136 \text{ kJ/s}\cdot^\circ\text{C}$$

ความเร็วอากาศ 1.7 m/s มี \dot{m} ค่าเท่ากับ 0.781 kg/s

C_p อากาศมีค่าเท่ากับ 1.007 kJ/kg $\cdot^\circ\text{C}$

$$Q = \dot{m}C_p \Delta T$$

$$Q_l = 0.136 \text{ kJ/s}\cdot^\circ\text{C} \times 7.69 \text{ } ^\circ\text{C}$$



970014796

MU Thesiss 6103309002 thesis / rev: 07062564 11:55:24 / seq: 18

$$Q_l = 1.05 \text{ kW}$$

$$Q_a = 0.781 \text{ kg/s} \times 1.007 \text{ kJ/kg}\cdot\text{C} \times 5.06 \text{ C}$$

$$Q_a = 3.98 \text{ kW}$$

ก.1.3 การหาค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อน

พลังงานความร้อนขาเข้า (Q_{in}) คัดจากค่าความร้อนที่ใช้ต้มน้ำ 6 kW

$$\eta = Q_{out}/Q_{in} \times 100$$

$$\eta = (3.98 \text{ kW} / 6 \text{ kW}) \times 100$$

$$\eta = 66.27 \%$$

ก.1.4 สมดุลพลังงานทำให้สามารถทราบถึงการถ่ายเทพลังงานที่เกี่ยวข้องในระบบนั้นๆใช้หลักการของกฎทรงพลังงานซึ่งสามารถเขียนสมการได้

พลังงานที่เข้าสู่ระบบ = พลังงานที่ออกจากระบบ + พลังงานที่สะสมในระบบ

$$Q_{in} = Q_{liquid} + Q_{air} + Q_{loss}$$

$$6 \text{ kW} = 1.05 \text{ kW} + 3.98 \text{ kW} + Q_{loss}$$

$$Q_{loss} = 0.97 \text{ kW}$$

ก.1.5 การวิเคราะห์เอนโทรปี

อัตราการไหลสารทำงาน 2 LPM มี \dot{m} ค่าเท่ากับ 0.224 kg/s

C_p น้ำผสมเอทิลีน ไกลคอล (70 : 30) อุณหภูมิ 80 °C มีค่าเท่ากับ 3.936 kJ/kg·C

$$\text{exergy} = \dot{m}C_p [(T - T_\infty) - T_\infty \ln(T/T_\infty)]$$

$$\text{Exergy}_{E_{gin}} = 0.224 \text{ kg/s} \times 3.936 \text{ kJ/kg}\cdot\text{C} [(78.93\text{C} - 25\text{C}) - 25\text{C} \ln(78.93\text{C} / 25\text{C})]$$

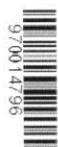
$$\text{Exergy}_{E_{gin}} = 22.21 \text{ kW}$$

$$\text{Exergy}_{E_{Gout}} = 0.224 \text{ kg/s} \times 3.936 \text{ kJ/kg}\cdot\text{C} [(71.24\text{C} - 25\text{C}) - 25\text{C} \ln(71.24\text{C} / 25\text{C})]$$

$$\text{Exergy}_{E_{Gout}} = 17.68 \text{ kW}$$

$$\text{Exergy}_{air} = 0.781 \text{ kg/s} \times 1.007 \text{ kJ/kg}\cdot\text{C} \times [(35.72\text{C} - 25\text{C}) - 25\text{C} \ln(35.72\text{C} / 25\text{C})]$$

$$\text{Exergy}_{air} = 1.41 \text{ kW}$$



ก.1.6 สมดุลเอ็กเซอร์จีของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

$$\text{Exergy}_{E_{\text{gin}}} = \text{Exergy}_{E_{\text{Gout}}} + \text{Exergy}_{\text{air}} + \text{Exergy}_{\text{loss}}$$

$$22.21 \text{ kW} = 17.68 \text{ kW} + 1.41 \text{ kW} + \text{Exergy}_{\text{loss}}$$

$$\text{Exergy}_{\text{loss}} = 22.21 \text{ kW} - 17.68 \text{ kW} - 1.41 \text{ kW}$$

$$\text{Exergy}_{\text{loss}} = 3.15 \text{ kW}$$

ก.1.7 ประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จีของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Exergy efficiency, η_{Ex})

$$\eta_{\text{Ex}} = (\text{เอ็กเซอร์จีที่ใช้ประโยชน์} / \text{เอ็กเซอร์จีที่ป้อนเข้า}) \times 100\%$$

$$\eta_{\text{Ex}} = (1.41 \text{ kW} / 22.21 \text{ kW}) \times 100\%$$

$$\eta_{\text{Ex}} = 6.35 \%$$

ก.2 การวิเคราะห์ประสิทธิภาพของโดมอบแห้งพลังงานแสงอาทิตย์

ตารางที่ 12 ค่าอุณหภูมิแต่ละจุดที่ทดสอบภายในโดมอบแห้งพลังงานแสงอาทิตย์

จุดที่ทดสอบ	ค่าอุณหภูมิ °C
อุณหภูมิผนังนอกโดม	45.76
อุณหภูมิผนังในโดม	46.15
อุณหภูมิมบนพื้นโพน	48.84
อุณหภูมิใต้โพน	35.58
อุณหภูมิภายในโดมเฉลี่ย	45.92

ก.2.1 ค่าความร้อนที่สูญเสียไปตามผนังและพื้นของโดมอบแห้งพลังงานแสงอาทิตย์

$$Q_k = kAdT/dx$$

$$Q_{\text{wall}} = (0.2 \text{ W/m} \cdot \text{°C}) \times 44.24 \text{ m}^2 (46.15 \text{ °C} - 45.76 \text{ °C}) / 0.006 \text{ m}$$

$$Q_{\text{wall}} = 566.29 \text{ W}$$

$$Q_{\text{floor}} = (0.038 \text{ W/m} \cdot \text{°C}) \times 44.24 \text{ m}^2 (48.84 \text{ °C} - 35.58 \text{ °C}) / 0.023 \text{ m}$$

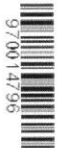
$$Q_{\text{floor}} = 290.33 \text{ W}$$

ก.2.2 ค่าความร้อนแสงอาทิตย์

$$Q_{\text{solar}} = A \times I (\text{at})$$

$$Q_{\text{solar}} = 44.24 \text{ m}^2 \times 456.59 \text{ W/m}^2 (0.8 \times 0.88)$$

$$Q_{\text{solar}} = 14216.55 \text{ W}$$



ก.2.3 สมดุลความร้อนของโดมอบแห้งพลังงานแสงอาทิตย์

$$Q_{in} = Q_{out} + Q_{loss}$$

$$Q_{useful} = Q_{solar} + Q_{air} - Q_{wall} - Q_{floor}$$

$$Q_{useful} = 14216.55 \text{ W} + 3.98 \times 10^3 \text{ W} - 566.29 \text{ W} - 290.33 \text{ W}$$

$$Q_{useful} = 17339.93 \text{ W}$$

ก.2.4 เอ็กเซอร์จีของโดมอบแห้งพลังงานแสงอาทิตย์

$$Exergy_{solar} = Q_{solar} \times [1 - (4/3 \times T_0/T_{sun}) + (1/3 \times (T_0/T_{sun})^4)]$$

$$Exergy_{solar} = 14216.55 \text{ W} \times [1 - (4/3 \times 25^\circ\text{C} / 45.92^\circ\text{C}) + (1/3 \times (25^\circ\text{C} / 45.92^\circ\text{C})^4)]$$

$$Exergy_{solar} = 4312.8 \text{ W}$$

$$Exergy_{wal/floor} = Q_{wal} \times (1 - T_0/T_r)$$

$$Exergy_{wall} = 566.29 \text{ W} \times (1 - (25^\circ\text{C} / 46.15^\circ\text{C}))$$

$$Exergy_{wall} = 259.49 \text{ W}$$

$$Exergy_{floor} = 290.33 \text{ W} \times (1 - (25^\circ\text{C} / 48.84^\circ\text{C}))$$

$$Exergy_{floor} = 141.7 \text{ W}$$

ก.2.5 สมดุลเอ็กเซอร์จีของโดมอบแห้งพลังงานแสงอาทิตย์

$$Exergy_{useful} = Exergy_{solar} + Exergy_{air} - Exergy_{wall} - Exergy_{floor}$$

$$Exergy_{useful} = 4312.8 \text{ W} + 1.41 \times 10^3 \text{ W} - 259.49 \text{ W} - 141.7 \text{ W}$$

$$Exergy_{useful} = 5325.42 \text{ W}$$

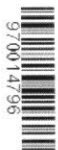
ก.2.6 ประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จีของโดมอบแห้งพลังงานแสงอาทิตย์ (Exergy efficiency, η_{Ex})

η_{Ex})

$$\eta_{Ex} = (\text{เอ็กเซอร์จีที่ใช้ประโยชน์} / \text{เอ็กเซอร์จีที่ป้อนเข้า}) \times 100\%$$

$$\eta_{Ex} = (5325.42 \text{ W} / 4312.8 \text{ W} + 1.41 \times 10^3 \text{ W}) \times 100\%$$

$$\eta_{Ex} = 92.99 \%$$



970014796

ตารางที่ 13 Specific heat for liquid water at temperatures from 0 to 360 °C

Temperature [°C]	Isochoric Heat Capacity (C_v)				Isobaric Heat Capacity (C_p)			
	[J/(mol K)]	[kJ/(kg K)]	[kWh/(kg K)]	[kcal/(kg K)] [Btu(IT)/lb _m °F]	[J/(mol K)]	[kJ/(kg K)]	[kWh/(kg K)]	[kcal/(kg K)] [Btu(IT)/lb _m °F]
0.01	75.981	4.2174	0.001172	1.0073	76.026	4.2199	0.001172	1.0079
10	75.505	4.1910	0.001164	1.0010	75.586	4.1955	0.001165	1.0021
20	74.893	4.1570	0.001155	0.9929	75.386	4.1844	0.001162	0.9994
25	74.548	4.1379	0.001149	0.9883	75.336	4.1816	0.001162	0.9988
30	74.181	4.1175	0.001144	0.9834	75.309	4.1801	0.001161	0.9984
40	73.392	4.0737	0.001132	0.9730	75.300	4.1796	0.001161	0.9983
50	72.540	4.0264	0.001118	0.9617	75.334	4.1815	0.001162	0.9987
60	71.644	3.9767	0.001105	0.9498	75.399	4.1851	0.001163	0.9996
70	70.716	3.9252	0.001090	0.9375	75.491	4.1902	0.001164	1.0008
80	69.774	3.8729	0.001076	0.9250	75.611	4.1969	0.001166	1.0024
90	68.828	3.8204	0.001061	0.9125	75.763	4.2053	0.001168	1.0044
100	67.888	3.7682	0.001047	0.9000	75.950	4.2157	0.001171	1.0069
110	66.960	3.7167	0.001032	0.8877	76.177	4.2283	0.001175	1.0099
120	66.050	3.6662	0.001018	0.8757	76.451	4.2435	0.001179	1.0135

Temperature [°C]	Isochoric Heat Capacity (C_v)				Isobaric Heat Capacity (C_p)			
	[J/(mol K)]	[kJ/(kg K)]	[kWh/(kg K)]	[kcal/(kg K)] [Btu(IT)/lb _m °F]	[J/(mol K)]	[kJ/(kg K)]	[kWh/(kg K)]	[kcal/(kg K)] [Btu(IT)/lb _m °F]
140	64.306	3.5694	0.000992	0.8525	77.155	4.2826	0.001190	1.0229
160	62.674	3.4788	0.000966	0.8309	78.107	4.3354	0.001204	1.0355
180	61.163	3.3949	0.000943	0.8109	79.360	4.4050	0.001224	1.0521
200	59.775	3.3179	0.000922	0.7925	80.996	4.4958	0.001249	1.0738
220	58.514	3.2479	0.000902	0.7757	83.137	4.6146	0.001282	1.1022
240	57.381	3.1850	0.000885	0.7607	85.971	4.7719	0.001326	1.1397
260	56.392	3.1301	0.000869	0.7476	89.821	4.9856	0.001385	1.1908
280	55.578	3.0849	0.000857	0.7368	95.285	5.2889	0.001469	1.2632
300	55.003	3.0530	0.000848	0.7292	103.60	5.7504	0.001597	1.3735
320	54.819	3.0428	0.000845	0.7268	117.78	6.5373	0.001816	1.5614
340	55.455	3.0781	0.000855	0.7352	147.88	8.2080	0.002280	1.9604
360	59.402	3.2972	0.000916	0.7875	270.31	15.004	0.004168	3.5836

ที่มา : Engineering ToolBox (2004)

ตารางที่ 14 Specific Heat of Ethylene Glycol based Water Solutions.

Specific Heat - C_p (Btu/lb °F) (kJ/(kg °C))																					
Ethylene Glycol Solution (% by weight)	Temperature (°C)																				
	-50	-40	-30	-20	-10	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100					
0						1.0038	1.0018	1.0004	0.99943	0.99902	0.99913	0.99978	1.0009	1.0026	1.0049	1.0076					
						4.203	4.195	4.189	4.185	4.183	4.183	4.186	4.191	4.198	4.208	4.219					
10						0.97236	0.97422	0.97619	0.97827	0.98047	0.98279	0.98521	0.98776	0.99041	0.99318	0.99607					
						4.071	4.079	4.087	4.096	4.105	4.115	4.125	4.136	4.147	4.158	4.171					
20						0.93576	0.93976	0.94375	0.94775	0.95175	0.95574	0.95974	0.96373	0.96773	0.97173	0.97572					
						3.918	3.935	3.951	3.968	3.985	4.002	4.018	4.035	4.052	4.069	4.085					
30						0.89373	0.89889	0.90405	0.90920	0.91436	0.91951	0.92467	0.92982	0.93498	0.94013	0.94529	0.95044				
						3.742	3.764	3.785	3.807	3.828	3.85	3.872	3.893	3.915	3.936	3.958	3.979				
40						0.84605	0.85232	0.85858	0.86484	0.87111	0.87737	0.88364	0.88990	0.89616	0.90243	0.90869	0.91496	0.92122			
						3.542	3.569	3.595	3.621	3.647	3.674	3.7	3.726	3.752	3.778	3.805	3.831	3.857			
50						0.79288	0.80021	0.80753	0.81485	0.82217	0.82949	0.83682	0.84414	0.85146	0.85878	0.86610	0.87343	0.88075	0.88807		
						3.32	3.35	3.381	3.412	3.442	3.473	3.504	3.534	3.565	3.596	3.626	3.657	3.688	3.718		
60						0.72603	0.73436	0.74269	0.75102	0.75935	0.76768	0.77601	0.78434	0.7927	0.80100	0.80933	0.81766	0.82599	0.83431	0.84264	0.85097
						3.04	3.075	3.11	3.145	3.179	3.214	3.249	3.284	3.319	3.354	3.389	3.424	3.458	3.493	3.528	3.563

Specific Heat - C _p (Btu/lb °F) (kJ/(kg °C))																
Ethylene Glycol Solution (% by weight)	Temperature (°C)															
	-50	-40	-30	-20	-10	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
70	0.67064	0.67992	0.68921	0.69850	0.70778	0.71707	0.72636	0.73564	0.74493	0.75422	0.76350	0.77279	0.78207	0.79136	0.80065	0.80993
	2.808	2.847	2.886	2.925	2.963	3.002	3.041	3.08	3.119	3.158	3.197	3.236	3.275	3.313	3.352	3.391
80	0.61208	0.62227	0.63246	0.64265	0.65285	0.66304	0.67323	0.68343	0.69362	0.70381	0.71401	0.72420	0.73439	0.74458	0.75478	0.76497
	2.563	2.605	2.648	2.691	2.733	2.776	2.819	2.862	2.904	2.947	2.99	3.032	3.075	3.118	3.16	3.203
90				0.58347	0.59452	0.60557	0.61662	0.62767	0.63872	0.64977	0.66082	0.67186	0.68291	0.69396	0.70501	0.71606
				2.443	2.489	2.536	2.582	2.628	2.674	2.721	2.767	2.813	2.859	2.906	2.952	2.998
100					0.53282	0.54467	0.55652	0.56838	0.58023	0.59209	0.60394	0.61579	0.62765	0.63950	0.65136	0.66321
					2.231	2.281	2.33	2.38	2.429	2.479	2.529	2.578	2.628	2.678	2.727	2.777

1 Btu/(lb_m °F) = 4,186.8 J/(kg·K) = 1 kcal/(kg ·°C)

ที่มา : Engineering ToolBox (2003)

ตารางที่ 15 Air Property

T(K)	T(°C)	Density (kg/m ³)	B	C _p (J/g·K)	α	Pr	μ	ν (m ² /s)	Therm. Cond. (W/m·°C)
283.15	10.00	1.2460	0.0035	1006.00	1.9440E-05	0.7336	1.7780E-05	1.4260E-05	0.0244
288.15	15.00	1.2250	0.0035	1007.00	2.0090E-05	0.7323	1.8020E-05	1.4700E-05	0.0248
293.15	20.00	1.2040	0.0034	1007.00	2.0740E-05	0.7309	1.8250E-05	1.5160E-05	0.0251
298.15	25.00	1.1840	0.0033	1007.00	2.1410E-05	0.7269	1.8490E-05	1.5620E-05	0.0255
303.15	30.00	1.1640	0.0033	1007.00	2.2080E-05	0.7282	1.8720E-05	1.6080E-05	0.0259
308.15	35.00	1.1450	0.0032	1007.00	2.2770E-05	0.7268	1.8950E-05	1.6550E-05	0.0263
313.15	40.00	1.1270	0.0032	1007.00	2.3460E-05	0.7255	1.9180E-05	1.7020E-05	0.0266
318.15	45.00	1.1090	0.0031	1007.00	2.4160E-05	0.7241	1.9410E-05	1.7500E-05	0.0270
323.15	50.00	1.0920	0.0031	1007.00	2.4870E-05	0.7228	1.9630E-05	1.7980E-05	0.0274
333.15	60.00	1.0590	0.0030	1007.00	2.6320E-05	0.7202	2.0080E-05	1.8960E-05	0.0281
343.15	70.00	1.0280	0.0029	1007.00	2.7800E-05	0.7177	2.0520E-05	1.9950E-05	0.0288
353.15	80.00	0.9994	0.0028	1008.00	2.9310E-05	0.7154	2.0960E-05	2.0970E-05	0.0295
363.15	90.00	0.9718	0.0028	1008.00	3.0860E-05	0.7132	2.1390E-05	2.2010E-05	0.0302
373.15	100.00	0.9458	0.0027	1009.00	3.2430E-05	0.7111	2.1810E-05	2.3060E-05	0.0310
393.15	120.00	0.8977	0.0025	1011.00	3.5650E-05	0.7073	2.2640E-05	2.5220E-05	0.0324
413.15	140.00	0.8542	0.0024	1013.00	3.8980E-05	0.7041	2.3450E-05	2.7450E-05	0.0337

ข. การนำเสนอผลงานตีพิมพ์เผยแพร่

การประชุมงานวิชาการ ระดับนานาชาติ “International Conference on Sustainable Energy and Green Technology 2019” หรือ SEGT สถานที่จัดงานประชุมวิชาการ Millennium Hilton Bangkok, Bangkok Thailand วันที่ 11-14 ธันวาคม 2562

เรื่องที่น่าเสนอในงานประชุมวิชาการ “Simulation and experimental analysis of shell and tube heat exchanger for the drying system”



ภาพที่ 42 ใบรับรองเข้าร่วมประชุมวิชาการ

PAPER · OPEN ACCESS

Simulation and experimental analysis of shell and tube heat exchanger for the drying system

To cite this article: Songchai Pankaew et al 2020 *IOP Conf. Ser.: Earth Environ. Sci.* **463** 012132

View the [article online](#) for updates and enhancements.



MJU IThesis 6103309002 thesis / recv: 07062564 11:55:24 / seq: 18

Simulation and experimental analysis of shell and tube heat exchanger for the drying system

Songchai Pankaew¹, Samerkhwan Tantikul¹, Thanasit Wongsiriamnuay¹,
 Tipapon Khamdaeng¹, Nakorn Tippayawong² and Numpon Panyoyai^{1*}

¹Faculty of Engineering and Agro-Industry, Maejo University, San Sai, Chiang Mai, 50290, Thailand

²Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Chiang Mai University, Chiang Mai 50200, Thailand

*E-mail: n.panyoyai@gmail.com

Abstract. In this research, heat transfer simulation is a part of the application of heat transfer from the biochar production process for the drying system. This research aimed to investigate the three-dimensional transient conditions of the simulation used to predict heat transfer of heat exchangers comparing with the experimental study. The working fluid used inside the tube was hot water with a mass flow rate of 10 LPM. The results obtained from the simulation and the experiment analysis were heat transfer from hot water to cold air through the heat exchangers. The temperatures of hot water inlet the heat exchanger were set as 50, 60, 70, and 80 °C, respectively. Air flowed through the heat exchangers was set as 1 m/s, 2 m/s, 3 m/s, 4 m/s, and 5 m/s, respectively. The coil pipe has the outsider diameter at 1.9 cm and four panels. It was set up on a box case with 100 cm of width and height and 45 cm of length. The results showed that when the water temperature increased from 50 °C to 80 °C and airflow speed through the heat exchangers of 3 m/s, the temperature difference of air through the heat exchangers increased from 3.2 °C, 4.7 °C, 5.20 °C and 6.2 °C respectively. On the other hand, when the airflow speed through the heat exchangers increased from 1 m/s to 2 m/s, 3 m/s, 4 m/s and 5 m/s respectively, the temperature difference of air through the heat exchangers decreased from 11.81 °C to 7.33 °C, 6.20 °C, 5.20 °C, and 5.05 °C respectively. The simulated heat transfer coefficient inside the region of heat exchangers was an agreement with the experimental data. The results indicated that the simulation could be attained in the system compared with the actual experimental analysis.

1. Introduction

Waste heat is generated in a process by way of fuel combustion or chemical reaction and dumped into the environment even though it can still be reused for some useful and economic purpose due to limited resources and environmental problems. If waste heat can be recovered, an amount of primary fuel can be saved. The energy is recovered from exhaust gas can be stored in the form of sensible heat. However, the amount of heat can be recovered and lost slightly by using the drying system [1]. Energy efficiency and energy recovery should be insured to avoid unnecessary entropy production, but also to make processes more effective, environmental and friendly [2]. The performance of an exhaust heat recovery system has optimized the design of heat exchangers. Working with fluid pressure and

orientation in the heat exchangers was also optimized [3]. The heat exchanger models and simulation had been used extensively due to their importance in industrial applications. Many kinds of heat exchanger models had been developed for different targets. The heat exchangers were the test for the thermal energy system aiming to study the drying system [4]. The design of heat exchangers in the drying system had several aspects, such as the phase of the working fluid, the material selection, the type of construction, or the optimization of geometrical parameters that had to be taken into account. The components of optimization in the drying system were based on reliable models and methods. The appropriate design and dimensioning of the heat exchangers were accurate to the prediction of heat transfer coefficients (HTCs) [5]. The heat exchangers are widely used for efficient heat transfer from one medium to another. Nanofluid is a potential coolant that can provide excellent thermal performance in the heat exchangers [6]. Many authors investigated the heat transfer experimentally in the shell and tube heat exchanger.[7-10] Heat transfer augmentation was more sensitive to increase temperature comparing with to increase mass flow rate [11]. The effect of fluid inside the internal circulation system of shell and tube heat exchangers was complex because of the influence of many factors. The flow distribution had a significant influence on the performance of fluidic apparatus such as the shell and tube heat exchangers. The non-uniformity of flow distribution reduced the efficiency of the process. The result of tube arrangement on the flow distribution was presented by CFD simulation. The obtained results showed that the arrangement of tubes had a significant influence on the flow distribution [12]. The study of the flow distribution of the second tube-pass with conventional header configuration was uniform enough to use in practice [13]. The thermal performance factor reduced by increasing of hot water flow rate. The thermal performance factor of wave tubes was found being larger than smooth tubes. Optimizing of the procedure indicated the thermal performance factor, the lower values of a wave starting length, hot water flow rate, higher values of cold water flow rate and a wavelength, and heat transfer rate in a shell and coiled tubes heat exchangers experimentally [14]. S.M. Peyghambarzadeh et al. [15] found that when the liquid flow rate was changed in the range of 2 – 6 LPM and the fluid inlet temperature has been changed for all the experiments. The results demonstrate that the flow rate clearly enhances heat transfer compared. Sukkarin Chingulpitak et al.[16, 17] studied a comparison of the refrigerant flow characteristics in heat exchanger and hot water flowed in the helical tube and cold water flowed in the shell side. The higher coil diameter, coil pitch, and mass flow rate in the shell and tube heat exchangers could enhance the heat transfer rate in these types of heat exchangers.[18] Many authors investigated simulation the heat transfer in shell and tube heat exchanger.[19, 20] This paper presents the simulation results from the heat exchanger models against the experimental data at design condition, steady-state and transient prediction. This work focused on the comparison and evaluation of the shell and tube heat exchanger models and the purpose of the process in the simulation and the control design. The simulation results from the models had been compared against experimental data from the shell and tube heat exchangers. The heat exchangers were tested for the thermal energy system and the study of the drying system.

2. Materials and methods

The characteristics of the coil heat exchangers used in this experiment shown in Figure 1 and Table 1 respectively. The temperatures of hot water inlet the heat exchanger were set as 50, 60, 70 and 80 °C, respectively. A mass flow rate of hot water was set at 10 LPM. The airflow rate were set as 1 m/s, 2 m/s, 3 m/s, 4 m/s and 5 m/s respectively. The temperatures were logged in real-time and stored in the computer using a Wisco Online Data logger OD04. When the test was over, the air temperature difference could be used to calculate the efficiency of the heat exchanger in this study and compared it with the simulation.

Table 1. Properties of heat exchanger equipment.

Element	Style
Coil heat exchangers	4
Length of heat transfer	80 cm
Pipe coil thickness	1.65 mm
Pipe coil diameter	1.9 cm
Box height	100 cm
Box width	100 cm

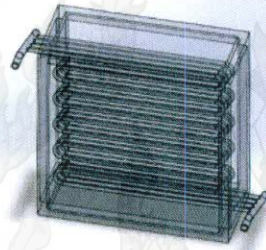


Figure 1. The model of heat exchanger.

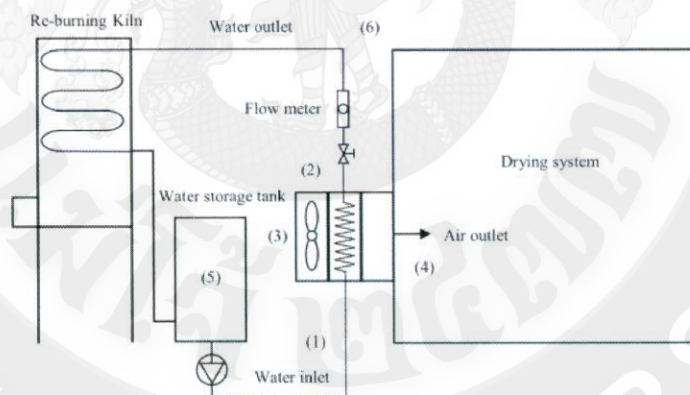


Figure 2. The experiments set up.

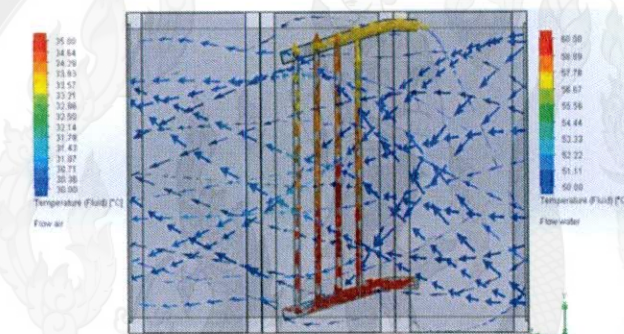
Figure 2 shows the experiment set up in this study. The testing process took approximately 3 h. First, the water flow rate was set as 10 LPM. The fuel was loaded into the re-burning kiln. Then, ignition and combustion were established. Six K-type thermocouple probes were set up at 6 positions in the heat exchanger setup, shown in figure 2. The number 1 to 6 show; (1) the water that inlet to heat exchanger,

(2) the water outlet to the re-burning kiln, (3) the air inlet to the heat exchanger, (4) the air outlet to the drying dome, (5) the water in the tank and (6) the ambient air.

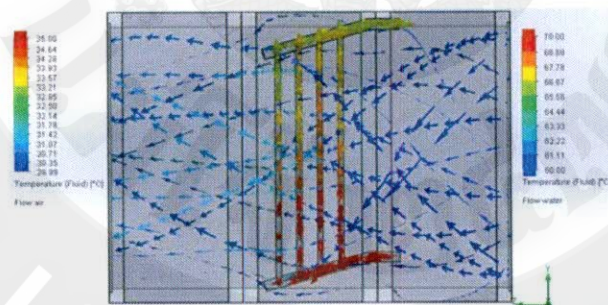
3. Results and discussions

3.1 Simulation results of water flow in coil pipe and airflow through the heat exchangers

The results of the simulation on heat exchangers were shown in figure 3. Mass flow rates of hot water were set at 10 LPM. Hot water inlet temperature was set as 60 °C, 70 °C and 80 °C, respectively and airflow was controlled at 3 m/s. The flow visualizations illustrate that the airflow outlet increases as the water temperature flow passed through coil tubes increase. The increased temperature of the water inlet helps to improve the rate of heat transfer in the heat exchanger. Flow patterns in the coil tube zone observed were compared with the experimental result. It was found that the simulation was a similarity with the innovation.

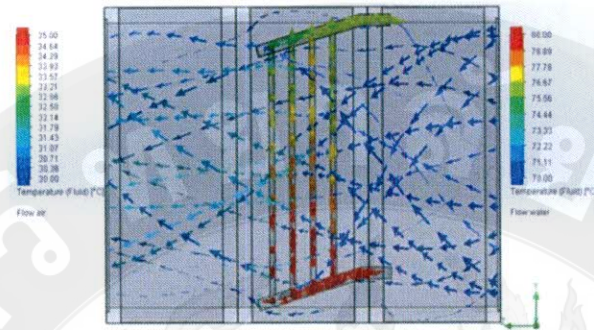


a. hot water at 60 °C



b. hot water at 70 °C





c. hot water at 80 °C

Figure 3. The simulation of flow pattern through the heat exchanger.

3.2 The effect of airflow on the air temperature difference.

Table 2. The air temperature difference on the heat exchanger (water temperature = 80 °C).

Airflow (m/s)	Water inlet (°C)	Water outlet (°C)	Air inlet (°C)	Air outlet (°C)	Temperature difference (°C)
1	82.64	77.44	34.00	22.50	11.81
2	77.94	71.10	30.98	23.65	7.33
3	77.44	66.97	32.71	26.51	6.20
4	76.13	67.52	31.06	25.87	5.20
5	77.40	68.35	31.58	26.54	5.05

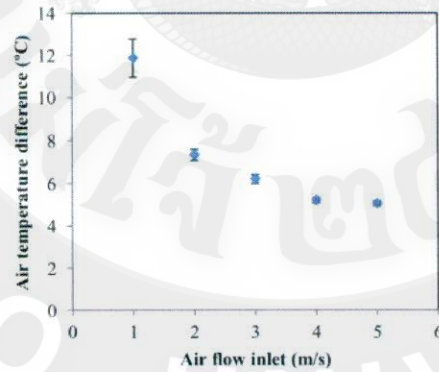


Figure 4. Effects of airflow inlet on temperature difference (hot water at 80 °C).

Figure 4. shows the effects of airflow inlet on air temperature difference, while hot water was controlled at 80 °C. The results of air temperature difference at airflow of 1, 2, 3, 4 and 5 m/s were

11.81, 7.33, 6.20, 5.20 and 5.05 °C respectively. It was found that when the airflow inlet increased, the air temperature difference on the heat exchanger was decreased.

3.3 The effects of water inlet temperature on the air temperature difference.

Table 3. The air temperature difference on heat exchanger, airflow 3 m/s.

Hot water (°C)	Water inlet (°C)	Water outlet (°C)	Air inlet (°C)	Air outlet (°C)	Temperature difference (°C)
50	53.38	49.71	30.71	27.60	3.2
60	56.38	51.0	29.92	25.22	4.7
70	70.57	64.77	31.70	26.48	5.2
80	77.44	66.97	32.71	26.51	6.2

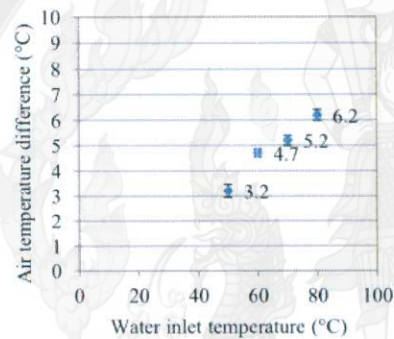


Figure 5. Effects of water inlet temperature on air temperature difference (airflow at 3 m/s).

Figure 5. shows the effects of water inlet temperature on air temperature difference, airflow 3 m/s. The results of air temperature difference at hot water of 50, 60, 70 and 80 °C were 3.2, 4.7, 5.2 and 6.2 °C respectively. The result shows that, when the water inlet temperature through the heat exchanger increased, the air temperature difference on the heat exchanger was increased.

4. Conclusions

In this research, it can be concluded that simulation results had been compared against the experimental data in terms of accuracy and simulation time. The results indicated that the simulation could be attained to the system compared with the actual experimental analysis. The following paragraphs summarized the main conclusions drawn from the study.

- Effect of airflow on the air temperature difference, it was found that when the airflow increased, the air temperature difference on the heat exchanger was decreased.
- Effects of water inlet temperature on the air temperature difference. When the water inlet temperature through the heat exchanger increased, the air temperature difference on the heat exchanger was increased.
- The results indicated that the simulation could be attained in the system compared with the actual experimental analysis. The simulated heat transfer coefficient inside the region of heat exchangers was an agreement with the experimental data.

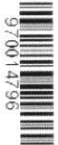
Acknowledgments

This research was supported by Maejo University's Graduate School Scholarship, Faculty of Engineering and Agro-Industry, Maejo University, and Thailand Research Fund (Contract no. RDG6250016).

References

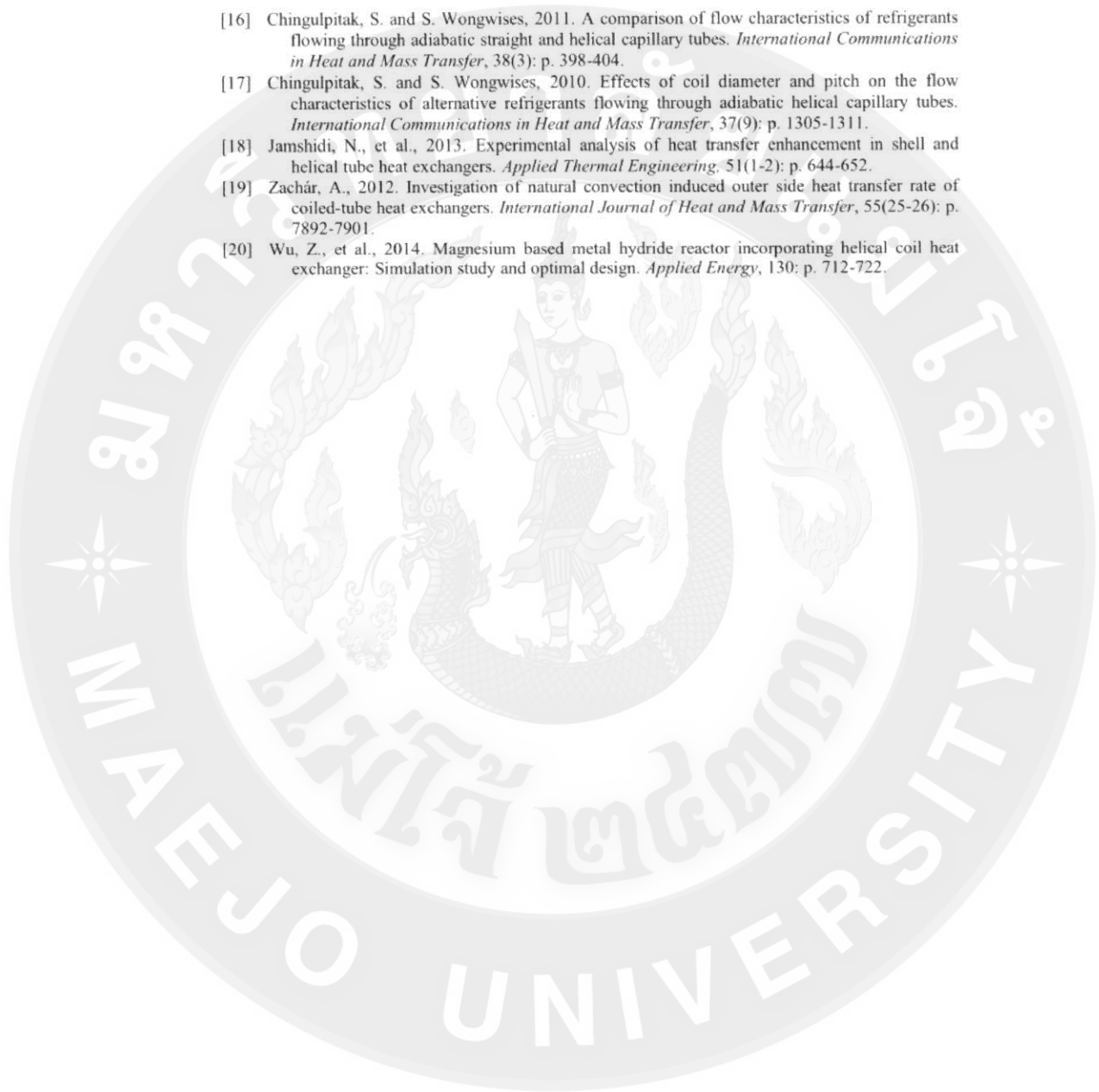
- [1] Pandiyarajan, V., et al., 2011. Experimental investigation on heat recovery from diesel engine exhaust using finned shell and tube heat exchanger and thermal storage system. *Applied Energy*, 88(1): p. 77-87.
- [2] Bonilla-Campos, I., et al., 2019. Energy efficiency assessment: Process modeling and waste heat recovery analysis. *Energy Conversion and Management*, 196: p. 1180-1192.
- [3] Bari, S. and S.N. Hossain, 2013. Waste heat recovery from a diesel engine using shell and tube heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 61(2): p. 355-363.
- [4] Bonilla, J., et al., 2017. Study on shell-and-tube heat exchanger models with different degrees of complexity for process simulation and control design. *Applied Thermal Engineering*, 124: p. 1425-1440.
- [5] Milcheva, I., F. Heberle, and D. Brüggemann, 2017. Modeling and simulation of a shell-and-tube heat exchanger for Organic Rankine Cycle systems with double-segmental baffles by adapting the Bell-Delaware method. *Applied Thermal Engineering*, 126: p. 507-517.
- [6] Khairul, M.A., et al., 2013. Heat transfer and thermodynamic analyses of a helically coiled heat exchanger using different types of nanofluids. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 67: p. 398-403.
- [7] Zachár, A., 2010. Analysis of coiled-tube heat exchangers to improve heat transfer rate with spirally corrugated wall. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53(19-20): p. 3928-3939.
- [8] Ghorbani, N., et al., 2010. Experimental study of mixed convection heat transfer in vertical helically coiled tube heat exchangers. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 34(7): p. 900-905.
- [9] Abd, A.A. and S.Z. Naji. 2017. Analysis study of shell and tube heat exchanger for clough company with reselect different parameters to improve the design. *Case Studies in Thermal Engineering*, 10: p. 455-467.
- [10] Leong, K.Y., et al., 2012. Modeling of shell and tube heat recovery exchanger operated with nanofluid based coolants. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55(4): p. 808-816.
- [11] Rathod, M.K. and J. Banerjee, 2015. Thermal performance enhancement of shell and tube Latent Heat Storage Unit using longitudinal fins. *Applied Thermal Engineering*, 75: p. 1084-1092.
- [12] Labbadia, O., et al., 2017. Numerical study of the influence of tube arrangement on the flow distribution in the header of shell and tube heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, 126: p. 315-321.
- [13] Shao, H., et al., 2018. Study of improvements on flow maldistribution of double tube-passes shell-and-tube heat exchanger with rectangular header. *Applied Thermal Engineering*, 144: p. 106-116.
- [14] Milani Shirvan, K., M. Mamourian, and J. Abolfazli Esfahani, 2018. Experimental investigation on thermal performance and economic analysis of cosine wave tube structure in a shell and tube heat exchanger. *Energy Conversion and Management*, 175: p. 86-98.
- [15] Peyghambarzadeh, S.M., et al., 2011. Experimental study of heat transfer enhancement using water/ethylene glycol based nanofluids as a new coolant for car radiators. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 38(9): p. 1283-1290.

- [16] Chingulpitak, S. and S. Wongwises, 2011. A comparison of flow characteristics of refrigerants flowing through adiabatic straight and helical capillary tubes. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 38(3): p. 398-404.
- [17] Chingulpitak, S. and S. Wongwises, 2010. Effects of coil diameter and pitch on the flow characteristics of alternative refrigerants flowing through adiabatic helical capillary tubes. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 37(9): p. 1305-1311.
- [18] Jamshidi, N., et al., 2013. Experimental analysis of heat transfer enhancement in shell and helical tube heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, 51(1-2): p. 644-652.
- [19] Zachár, A., 2012. Investigation of natural convection induced outer side heat transfer rate of coiled-tube heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55(25-26): p. 7892-7901.
- [20] Wu, Z., et al., 2014. Magnesium based metal hydride reactor incorporating helical coil heat exchanger: Simulation study and optimal design. *Applied Energy*, 130: p. 712-722.



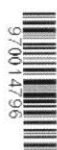
978014796

MUR IThesis 6103309002 thesis / recv: 07062564 11:55:24 / seq: 18



บรรณานุกรม

- Ammar Ali Abd, et al. (2018). "Performance analysis of shell and tube heat exchanger: Parametric study." Case studies in thermal engineering 12: 563-568.
- A. J. Eggink, et al. (2018). "Utilization of wet forest biomass as both the feedstock and electricity source for an integrated biochar production system." Applied Engineering in Agriculture 34(1): 125.
- Babu, B. V. and S. A. Munawar. (2007). "Differential evolution strategies for optimal design of shell-and-tube heat exchangers." Chemical Engineering Science 62(14): 3720-3739.
- D.G.Prabhanjan, et al. (2002). "Comparison of heat transfer rates between a straight tube heat exchanger and a helically coiled heat exchanger." International Communications in Heat and Mass Transfer 29(2): 185-191.
- Engineering ToolBox. (2003). "Ethylene Glycol Heat-Transfer Fluid." สืบค้น 2020, จาก https://www.engineeringtoolbox.com/ethylene-glycol-d_146.html.
- Engineering ToolBox. (2004). "Water - Specific Heat." สืบค้น 2020, จาก https://www.engineeringtoolbox.com/specific-heat-capacity-water-d_660.html.
- Feng Yang, et al. (2003). "Waste heat recovery using heat pipe heat exchanger for heating automobile using exhaust gas." Applied Thermal Engineering 23(3): 367-372.
- G.V.Kuznetsov, et al. (2021). "Features of the processes of heat and mass transfer when drying a large thickness layer of wood biomass." Renewable Energy 169: 498-511.
- Hairong Yue, et al. (2012). "Ethylene glycol: properties, synthesis, and applications." Chem Soc Rev 41(11): 4218-4244.
- Hueon Namkung, et al. (2021). "Performance evaluation of biomass pretreated by demineralization and torrefaction for ash deposition and PM emissions in the combustion experiments." Fuel 292: 120379.



J.P.Holman (Jack Philip). (1997). HEAT TRANSFER.:560-564

Jutarut Tasara. (2015). "เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchangers)." สืบค้น 2562, จาก http://www.completesengineering.com/style/article_heat%20xexchanger1.pdf.

K. Chaiwong, et al. (2013). "Study of bio-oil and bio-char production from algae by slow pyrolysis." Biomass and bioenergy 56: 600-606.

Kwanchai Kraitong and Atipong Nuntaphan. (2013). "การประยุกต์ใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามขวางตัดแปลง จากคอนเดนเซอร์ระบบปรับอากาศรถยนต์: กรณีศึกษาการดึงความร้อนทิ้งจากน้ำร้อนมาใช้อุ่นอากาศ." Naresuan University Journal: Science and Technology (NUJST) 13(1): 13-23.

Laura Tolnov Clausen and David Rudolph. (2020). "Renewable energy for sustainable rural development: Synergies and mismatches." Energy Policy 138.

Lei Chen, et al. (2020). Hot air extraction to improve aerodynamic and heat transfer performances of natural draft dry cooling system. International Journal of Heat and Mass Transfer, 163, 120476.

Liang Zhang, et al. (2020). "Effects of the shape of tube and flow field on fluid flow and heat transfer." International Communications in Heat and Mass Transfer 117.

Monique Hoogwijk, et al. (2003). "Exploration of the ranges of the global potential of biomass for energy." Biomass and bioenergy 25(2): 119-133.

Qinwen Liu, et al. (2021). Experimental tests on co-firing coal and biomass waste fuels in a fluidised bed under oxy-fuel combustion. Fuel, 286, 119312.

S.H.Noie-Baghban and G.R.Majideian. (2000). "Waste heat recovery using heat pipe heat exchanger (HPHE) for surgery rooms in hospitals." Applied Thermal Engineering 20(14): 1271-1282.

Saeed Mahdavi, et al. (2019). "Energy/exergy based-evaluation of heating/cooling potential of PV/T and earth-air heat exchanger integration into a solar greenhouse." Applied Thermal Engineering 149: 996-1007.

Saiful Bari and Shekh N.Hossain. (2013). "Waste heat recovery from a diesel engine using



shell and tube heat exchanger." Applied Thermal Engineering 61(2): 355-363.

Salsabila Ahmad, et al. (2011). "Current perspective of the renewable energy development in Malaysia." Renewable and Sustainable Energy Reviews 15(2): 897-904.

Serm Janjai, et al. (2011). "A large-scale solar greenhouse dryer using polycarbonate cover: Modeling and testing in a tropical environment of Lao People's Democratic Republic." Renewable Energy 36(3): 1053-1062.

Serm Janjai. (2012). "A greenhouse type solar dryer for small-scale dried food industries: development and dissemination." International journal of energy and environment 3(3): 383-398.

Thanasit Wongsiriamnuay, et al. (2015). "Cabinet Air Drying Characteristics of Longan Fruits." The 6th International Conference on Science, Technology and Innovation for Sustainable Well-Being (STISWB VI 2014).

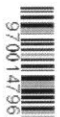
V.Pandiyarajan, et al. (2011). "Experimental investigation on heat recovery from diesel engine exhaust using finned shell and tube heat exchanger and thermal storage system." Applied energy 88(1): 77-87.

Yan Cao, et al. (2021). "Waste heat from a biomass fueled gas turbine for power generation via an ORC or compressor inlet cooling via an absorption refrigeration cycle: A thermoeconomic comparison." Applied Thermal Engineering 182.

Yanqiang Kong, et al. (2018). "Thermo-flow performances of natural draft direct dry cooling system at ambient winds." International Journal of Heat and Mass Transfer 116: 173-184.

Yiyu Men, et al. (2020). "Analytical solutions of heat and mass transfer process in combined gas-water heat exchanger applied for waste heat recovery." Energy 206.

Zhen-Hua Liu, et al. (2011). "Compositive effect of nanoparticle parameter on thermal performance of cylindrical micro-grooved heat pipe using nanofluids."



978014796

MJU_Thesis_6103309002_thesis / recv : 07062564 11:55:24 / seq : 18

International Journal of Thermal Sciences 50(4): 558-568.

เสริม จันทร์ฉาย และบุศรากรณ์ มหาโยธี. (2016). "การพัฒนาการผลิตกล้วยตากในชุมชนกล้วยตาก อำเภอบางกระทุ่ม จังหวัด พิษณุโลก." Veridian E-journal Science and Technology Silpakorn University 3(6): 310-322.

เสริม จันทร์ฉาย. (2560). รังสีอาทิตย์ Solar Radiation. หน่วยวิจัยพลังงานแสงอาทิตย์ ภาควิชาฟิสิกส์ คณะวิทยาศาสตร์ มหาวิทยาลัยศิลปากร:147-148

กันยาพร ไชยวงศ์ และคณะ. (2016). "ผลของอากาศป้อนต่อประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเตาถ่านชีวภาพจากวัสดุเหลือทิ้งทาง การเกษตร." วารสาร วิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัย เทคโนโลยี ราช มงคล ล้าน นว 1(1): 37-42.

ถาวร ราชรองเมือง. และคณะ. (2017). "Drying of Agricultural Products Using Heat Energy from Steam Boiler." Vocational Education Innovation and Research Journal 1(1): 27-36.

ทวีเดช หมื่นภูเขียว. (2558). การพัฒนาระบบทำอากาศร้อนที่ใช้แกลบเป็นเชื้อเพลิงสำหรับให้ความร้อนเสริมกับเครื่องอบแห้งพลังงานแสงอาทิตย์แบบพาราโบลาโดม, วิทยานิพนธ์ ปริญญาโทบริหารธุรกิจ, สาขาวิชาฟิสิกส์, ภาควิชาฟิสิกส์, มหาวิทยาลัยศิลปากร.

ทิวา ตันสถิต และคณะ. (2016). "Biochar Production from Stubble and Rice Straw for Water Holding in Soil.", การประชุมวิชาการระดับชาติ, มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลรัตนโกสินทร์ ครั้งที่ 1.

ชนัญญ์ ลังกาดี และ อรรถกร อาสนคำ. (2016). "การประเมินสมรรถนะไมโครเซลล์แสงอาทิตย์ที่ติดตั้งบนหลังคา ในกรณีที่มีและไม่มีการระบายความร้อนด้วยอากาศ." วารสารวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่. 23 (3) : 130-141.

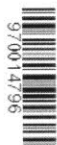
ธนศิษฐ์ วงศ์ศิริอำนวย. (2562). "การผลิตถ่านชีวภาพและแนวทางการใช้ประโยชน์." สืบค้นเมื่อวันที่ 2564, จาก <https://erp.mju.ac.th/articleDetail.aspx?qid=1072>.

ธวัชชัย มีแก้ว. (2556). ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของวัสดุดูดซับความร้อนพลังงานแสงอาทิตย์จากเทอร์โมพลาสติก, วิทยานิพนธ์ ปริญญาโทบริหารธุรกิจ, สาขาวิชาวิศวกรรมวัสดุ. คณะวิศวกรรมศาสตร์.มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี.: 24-28.

พลังงานทดแทน. (2555). "พลังงานชีวมวล." สืบค้น 2562, จาก

http://53011711152.blogspot.com/2012/06/blog-post_19.html.

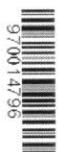
พินิจนันท์ สามาอาพัฒน์ และธนิต เรืองรุ่งชัยกุล. (2015). "การประเมินความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ของระบบสูบน้ำ



970014796

MJU_Thesis 6103309002 thesis / recv: 07062564 11:55:24 / seq: 18

- พลังงานแสงอาทิตย์เพื่อการเกษตร." *Thai Journal of Science and Technology* 4(3): 217-226.
- รวินท์วิชร ชมภู. (2559). การวิเคราะห์ศักยภาพการใช้พลังงานและความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ของโรงไฟฟ้า Co-generation ขนาด 27 MWe ในอุตสาหกรรมปิโตรเคมี, วิทยานิพนธ์ ปริญญาโทบริหารบัณฑิต, สาขาวิชาการจัดการพลังงานและสิ่งแวดล้อม คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยบูรพา: 10-12.
- รัฐศักดิ์ พรหมมาศ และคณะ. (2552). "การวิเคราะห์พลังงานและเอ็กเซอร์จีในกระบวนการอบแห้ง วัสดุพืชมหลายชั้นโดยใช้ลมร้อน." การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 23.
- วสันต์ ศรีเมือง และเด่น คอกพิมาย. (2015). "การเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของเทอร์โมไซฟอนหน้าตัดแบนด้วยการใช้ผงทองแดง กับน้ำ." *Burapha Science Journal (วารสาร วิทยาศาสตร์ บูรพา)* 18(1): 125-136.
- วสันต์ ศรีเมือง. (2016). "สมรรถนะทางความร้อนของเครื่องอุ่นอากาศแบบท่อความร้อนหน้าตัดแบนชนิดล้นวงรอบ." *วารสาร วิชาการ วิศวกรรมศาสตร์ ม.อบ.* 6(1): 70-77.
- วสุพร ศิวงาม. (2558). การประเมินความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ของโครงการติดตั้งโซลาร์รูฟอย่างเสรี สำหรับบ้านที่อยู่อาศัย, วิทยานิพนธ์ ปริญญาโทบริหารบัณฑิต, สาขาเศรษฐศาสตร์ธุรกิจ, คณะเศรษฐศาสตร์, มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์. : 22-24.
- วิศิษฐ์ ชูประเสริฐ และจิตติน แดงเที่ยง. (2012). "การนำความร้อนปล่อยทิ้งจากระบบทำน้ำเย็นร่วมกับการใช้ฮีตปั๊มในการผลิตน้ำร้อน." *Journal of Energy Research* 9(2): 48-59.
- อุทัย ผ่องรัศมี และคณะ. (2013). "การออกแบบอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบท่อขด." *Industry Technology Lampang Rajabhat University* 6(1): 98-113.
- อุทัย ผ่องรัศมี. (2015). "การนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ประโยชน์สำหรับหม้อน้ำขนาดเล็ก." *Burapha Science Journal (วารสาร วิทยาศาสตร์ บูรพา)* 18(2): 203-214.



970014796

MJU IThesis 6103309002 thesis / recv: 07062564 11:55:24 / seq: 18

ประวัติผู้วิจัย

ชื่อ-สกุล นายทรงชัย ปานแก้ว
 เกิดเมื่อ 22 เมษายน 2538
 ประวัติการศึกษา พ.ศ.2556 ระดับมัธยมศึกษา โรงเรียนสว่างอารมณ์วิทยาคม อุทัยธานี
 พ.ศ.2560 ระดับปริญญาตรี สาขาวิศวกรรมเกษตร มหาวิทยาลัยแม่โจ้
 เชียงใหม่
 ประวัติการทำงาน -



979014796

MUU_Thesis_6103309002_thesis / recv: 07062564 11:55:24 / seq: 18

