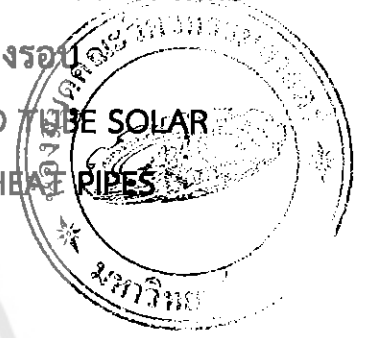




การพัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์
แบบท่อแก้วสุญญากาศที่ใช้ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ

MATHEMATICAL MODEL DEVELOPMENT OF EVACUATED TUBE SOLAR
WATER HEATER WITH CLOSED-LOOP OSCILLATING HEAT PIPES



นายกริชวัฒน์ กรุดเพชร รหัส 52360829

นายฉัตรพงษ์ สุขจิตร รหัส 52360928

คณะวิศวกรรมศาสตร์
วันที่ 2 มี.ค. 2555
เรื่อง 164 30430
เลขเรียกหนังสือ พช.
มหาวิทยาลัยนเรศวร ๑๒๓๔ ๑

ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยนเรศวร

ประจำปีการศึกษา 2555



ใบรับรองปริญญาานิพนธ์

ชื่อเรื่อง การพัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์แบบท่อแก้วสุญญากาศที่ใช้ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ
Mathematical Model Development of Evacuated Tube Solar Water Heater With Closed-Loop Oscillating Heat Pipes

ผู้ดำเนินโครงการ นาย กริชวัฒน์ กรุดเพชร รหัส 52360829
นาย ฉัตรพงษ์ สุขจิตร์ รหัส 52360928

ที่ปรึกษาโครงการ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ปิยะนันท์ เจริญสุวรรณค์


สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล, ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล, มหาวิทยาลัยนเรศวร

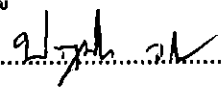
ปีการศึกษา 2555

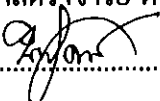
.....

คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยนเรศวร อนุมัติให้ปริญญาานิพนธ์ฉบับนี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะกรรมการสอบโครงการ

.....  ที่ปรึกษาโครงการ
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ปิยะนันท์ เจริญสุวรรณค์)

.....  กรรมการ
(รองศาสตราจารย์ ดร.ปฐมศก วิไลพล)

.....  กรรมการ
(อาจารย์ นพรัตน์ สีทะวงษ์)

ชื่อเรื่อง	การพัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์แบบท่อแก้วสุญญากาศที่ใช้ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ
ผู้ดำเนินโครงการ	นาย กริชวัฒน์ กรุดเพชร รหัส 52360829 นาย ฉัตรพงษ์ สุขจิตร รหัส 52360928
ที่ปรึกษาโครงการ	ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ปิยะนันท์ เจริญสุวรรณค์
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล, ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล, มหาวิทยาลัยรัตนนคร
ปีการศึกษา	2555

บทคัดย่อ

โครงการเป็นการพัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์แบบท่อแก้วสุญญากาศโดยการเขียนโปรแกรมด้วยภาษาซี (C Language) การยืนยันความถูกต้องของแบบจำลองทำโดยการเปรียบเทียบกับผลการทดลองจากปริญาานิพนธ์เรื่องการศึกษาสมรรถนะทางความร้อนของเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์แบบท่อแก้วสุญญากาศที่ใช้ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบของ ทวีชัย เจนจบและคณะ ปี 2555 โดยใช้ข้อมูลวันที่ 10 ก.พ. 2556 กำหนดความยาวส่วนควบแน่นเท่ากับ 25 cm และจำนวนโค้งเลี้ยงของท่อความร้อน 15 โค้งเลี้ยง จากผลการคำนวณพบว่า แบบจำลองและผลการทดลองมีค่าความคลาดเคลื่อนมาตรฐาน 3.28% แสดงว่าแบบจำลองมีความน่าเชื่อถือและถูกต้องเพียงพอต่อการใช้งาน จึงนำแบบจำลองดังกล่าวมาวิเคราะห์ผลกระทบจำนวนโค้งเลี้ยงของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ โดยกำหนดความยาวส่วนควบแน่นเท่ากับ 25 cm จากผลการวิเคราะห์พบว่า ที่จำนวนโค้งเลี้ยงเท่ากับ 15 จะมีอุณหภูมิน้ำขาออก อัตราการถ่ายเทความร้อนและประสิทธิภาพสูงสุด คือ 38.85 °C 46.09 W และ 35.84% ตามลำดับ สำหรับการวิเคราะห์ผลกระทบของความยาวส่วนควบแน่น โดยกำหนดจำนวนโค้งเลี้ยงเท่ากับ 15 พบว่า ที่ความยาวส่วนควบแน่น 5 cm จะมีอุณหภูมิน้ำขาออก อัตราการถ่ายเทความร้อนและประสิทธิภาพสูงสุด คือ 51.08 °C 124.29 W และ 93.49% ตามลำดับ และเมื่อนำแบบจำลองมาวิเคราะห์ผลกระทบของจำนวนท่อแก้วสุญญากาศที่จำนวนท่อแก้ว 1 2 และ 3 พบว่า อุณหภูมิเฉลี่ยของน้ำขาออกมีค่าเท่ากับ 46.60 °C 60.63 °C และ 74.72 °C ตามลำดับ

Project title Mathematical Model Development of Evacuated Tube Solar
Water Heater With Closed-Loop Oscillating Heat Pipes

Name Mr. Kritchawat Krutphet ID 52360829
 Mr. Chattapong Sukjid ID 52360928

Project advisor Asst. Prof. Dr. Piyanun Charoensawan

Major Mechanical Engineering, Department Mechanical Engineering
 Naresuan University

Academic year 2555

Abstract

This project develops the Mathematical model of evacuated tube solar water heater with closed-loop oscillating heat pipes by using a C Language program. The validation of the model was confirmed by comparison with the experimental results of the study of thermal performance of evacuated tube solar water heater with closed-loop oscillating heat pipes of Taweechai Chenjob et al. (2012) on February 10, 2013. The condenser length and numbers of turns of closed-loop oscillating heat pipes were defined at 25 cm and 15 turns respectively. It is seen that the standard deviation of simulation from experiment was 3.28%. Thus the mathematical model is reliable and accurate. Then this model was used to analyze the effect of number of turns of closed-loop oscillating heat pipes by keeping the length of condenser of 25 cm. The analyzing found at the numbers of 15 turns that the outlet water temperature, rate of heat transfer and system performance were maximum at 38.85°C, 46.09 W and 35.84%, respectively. For the analysis of the effect of length of condenser by keeping numbers of 15 turn, it is found that at the condenser length of 5 cm the outlet water temperature, rate of heat transfer and system performance were maximum at 51.08°C, 124.29 W and 93.49%, respectively. Thereafter the model was used to analyze the effect of the number of evacuated tubes used in solar water heater. It is found that the average temperature of the outlet water were equal to 46.60°C, 60.63°C and 74.72°C for 1, 2 and 3 tubes, respectively.

กิตติกรรมประกาศ

ปริญญานิพนธ์นี้สำเร็จได้ด้วยความช่วยเหลือเป็นอย่างดีจากบุคคลหลายท่าน คณะผู้จัดทำโครงการขอขอบพระคุณ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ปิยะนันท์ เจริญสุวรรณค์ ซึ่งเป็นที่ปรึกษาโครงการนี้พร้อมทั้งให้แนวคิดและคำแนะนำตลอดการดำเนินโครงการ และขอขอบคุณเพื่อนๆ ทุกคนที่ร่วมมือทำให้โครงการฉบับนี้สำเร็จได้ด้วยดี

สุดท้ายนี้คณะผู้จัดทำโครงการหวังว่าโครงการฉบับนี้จะเป็นประโยชน์ต่อผู้ที่ศึกษาต่อไป และประโยชน์อันใดที่เกิดขึ้นย่อมเป็นผลมาจากความกรุณาของทุกท่านดังที่กล่าวไว้ข้างต้น คณะผู้จัดทำโครงการจึงใคร่ขอขอบคุณเป็นอย่างสูง ณ โอกาสนี้

คณะผู้จัดทำโครงการ



สารบัญ

	หน้า
ใบรับรองโครงการวิศวกรรมเครื่องกล	ก
บทคัดย่อ	ข
Abstract	ค
กิตติกรรมประกาศ	ง
สารบัญ	จ
สารบัญตาราง	ช
สารบัญรูป	ซ
สารบัญกราฟ	ฅ
สารบัญสัญลักษณ์และอักษรย่อ	ฎ
บทที่ 1 บทนำ	1
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของโครงการ	1
1.2 วัตถุประสงค์ของโครงการ	3
1.3 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	3
1.4 ขอบเขตของการทำโครงการ	3
1.5 ขั้นตอนการดำเนินงาน	4
1.6 แผนการดำเนินงาน	5
1.7 รายละเอียดงบประมาณตลอดโครงการ	5
บทที่ 2 หลักการและทฤษฎี	6
2.1 พลังงานแสงอาทิตย์	6
2.2 เครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์	8
2.3 ประเภทของตัวกักเก็บความร้อน	9
2.4 ท่อความร้อนแบบสัน	11
2.5 ทฤษฎีการถ่ายเทความร้อน	14
2.6 ทฤษฎีแผ่รังสีแสงอาทิตย์	15
2.7 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	17

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
บทที่ 3 หลักการและทฤษฎี	19
3.1 สมมุติฐานและเงื่อนไขที่ใช้ในแบบจำลองเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์แบบท่อ แก้วสุญญากาศที่ใช้ต่อความร้อนแบบสั้นวงรอบ	19
3.2 การคำนวณการถ่ายเทความร้อนของเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์	20
3.3 ขั้นตอนการทำงานของโปรแกรมเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์	26
บทที่ 4 ผลการทดลองและวิเคราะห์ผลการทดลอง	28
4.1 เปรียบเทียบผลที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์กับผลที่ได้จากการทดลอง เพื่อ ศึกษาความแม่นยำของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของเครื่องทำน้ำร้อนในการนำไปใช้งาน จริง	28
4.2 ผลกระทบของจำนวนโค้งเลี้ยวที่มีต่อสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของระบบ	33
4.3 ผลกระทบของความยาวส่วนควบแน่นที่มีผลต่อสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของ ระบบ	37
4.4 ผลกระทบของจำนวนท่อแก้วที่มีผลต่อสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของระบบ	40
บทที่ 5 สรุปผลการทดลอง ผลการวิเคราะห์ และข้อเสนอแนะ	42
5.1 สรุปผลการทดลองและผลการวิเคราะห์	42
5.2 ข้อเสนอแนะ	43
บรรณานุกรม	44
ภาคผนวก	46
ภาคผนวก ก ข้อมูลการคำนวณ	47
ภาคผนวก ข ข้อมูลการเปรียบเทียบระหว่างแบบจำลองและผลการทดลอง	54
ภาคผนวก ค ตารางคุณสมบัติ	57
ภาคผนวก ง ข้อมูลความคลาดเคลื่อนของแบบจำลอง	64
ภาคผนวก จ โปรแกรมแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของเครื่องทำน้ำร้อน (CD ที่แนบมา ด้วยนี้) และสารบัญสัญลักษณ์ที่เขียนโปรแกรม	70
ประวัติผู้ดำเนินโครงการ	76

สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
1.1 แผนการดำเนินงาน	5
1.2 รายละเอียดงบประมาณ	5
ก.1 ผลการคำนวณของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ที่ใช้ต่อความร้อนแบบส่นวงรอบที่มีความยาวส่วนควบแน่น 25 cmและจำนวนโค้งเลี้ยวต่างๆ ในวันที่ 10 กุมภาพันธ์ 2556	48
ก.2 ผลการคำนวณของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ที่ใช้ต่อความร้อนแบบส่นวงรอบที่มีจำนวนโค้งเลี้ยว15 โค้งเลี้ยวและความยาวส่วนควบแน่นต่างๆ ในวันที่ 24 กุมภาพันธ์ 2556	51
ข.1 การเปรียบเทียบผลการคำนวณของแบบจำลองกับการทดลองของเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ที่ใช้ต่อความร้อนแบบส่นวงรอบที่มีความยาวส่วนควบแน่น 25 cmและจำนวนโค้งเลี้ยว 15 โค้งเลี้ยว ในวันที่ 10 กุมภาพันธ์ 2556	55
ข.2 การเปรียบเทียบผลการคำนวณของแบบจำลองกับการทดลองของเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ที่ใช้ต่อความร้อนแบบส่นวงรอบที่มีจำนวนโค้งเลี้ยว 15 โค้งเลี้ยวและความยาวส่วนควบแน่น 5 cm ในวันที่ 24 กุมภาพันธ์ 2556	56
ค.1 ตารางแสดงคุณสมบัติของ R1134a ที่มีสถานะของเหลวอิ่มและไออิ่มตัว	58
ค.2 ตารางแสดงคุณสมบัติของน้ำ	61
ค.3 ตารางแสดงคุณสมบัติของอากาศ	63
ง.1 แสดงความคลาดเคลื่อนระหว่างแบบจำลองกับการทดลอง	65
ง.2 ค่าความคลาดเคลื่อนมาตรฐานระหว่างแบบจำลองกับการทดลอง	66

สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
1.1 ชนิดของท่อความร้อนแบบสั้น	2
2.1 ตำแหน่งการโคจรของโลกรอบดวงอาทิตย์ในรอบ 1 ปี	7
2.2 หลักการทำงานของเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์	8
2.3 ตัวกักเก็บความร้อนแบบหลอดสุญญากาศ	10
2.4 ท่อความร้อนแบบสั้น	11
3.1 แสดงเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์แบบท่อแก้วสุญญากาศ	19
3.2 แสดงปริมาตรควบคุมของตัวรับรังสีแสงอาทิตย์แบบท่อแก้วสุญญากาศ	21
3.3 แสดงปริมาตรควบคุมของผิวแก้วภายนอกกับพื้นที่ผิวดูดซับแสงอาทิตย์	23
3.4 แสดงปริมาตรควบคุมที่ถังเก็บน้ำร้อนตัวรับรังสีแสงอาทิตย์	24



สารบัญญกราฟ

กราฟที่	หน้า
4.1 แสดงค่าความเข้มรังสีแสงอาทิตย์และอุณหภูมิสิ่งแวดล้อม ณ วันที่ 10 กุมภาพันธ์ 2556	29
4.2 แสดงผลการเปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำขาออก ณ ความยาวส่วนควบแน่น (Lc) 25 cm จำนวน โค้งเลี้ยว (n) 15 โค้งเลี้ยวระหว่างแบบจำลองกับการทดลอง ณ วันที่ 10 กุมภาพันธ์ 2556	29
4.3 แสดงผลการเปรียบเทียบอัตราความร้อนที่น้ำได้รับ ณ ความยาวส่วนควบแน่น (Lc) 25 cm จำนวนโค้งเลี้ยว (n) 15 โค้งเลี้ยวระหว่างแบบจำลองกับการทดลอง ณ วันที่ 10 กุมภาพันธ์ 2556	30
4.4 แสดงผลการเปรียบเทียบประสิทธิภาพเครื่องทำน้ำร้อน ณ ความยาวส่วนควบแน่น (Lc) 25 cm จำนวนโค้งเลี้ยว (n) 15 โค้งเลี้ยวระหว่างแบบจำลองกับการทดลอง ณ วันที่ 10 กุมภาพันธ์ 2556	30
4.5 แสดงค่าความเข้มรังสีแสงอาทิตย์และอุณหภูมิสิ่งแวดล้อม ณ วันที่ 24 กุมภาพันธ์ 2556	31
4.6 แสดงผลการเปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำขาออก ณ จำนวนโค้งเลี้ยว (n) 15 โค้งเลี้ยว ความยาว ส่วนควบแน่น (Lc) 5 cm ระหว่างแบบจำลองกับการทดลอง ณ วันที่ 24 กุมภาพันธ์ 2556	32
4.7 แสดงผลการเปรียบเทียบอัตราความร้อนที่น้ำได้รับ ณ จำนวนโค้งเลี้ยว (n) 15 โค้งเลี้ยว ความยาวส่วนควบแน่น (Lc) 5 cm ระหว่างแบบจำลองกับการทดลอง ณ วันที่ 24 กุมภาพันธ์ 2556	32
4.8 แสดงผลการเปรียบเทียบประสิทธิภาพของเครื่องทำน้ำร้อน ณ จำนวนโค้งเลี้ยว (n) 15 โค้ง เลี้ยว ความยาวส่วนควบแน่น (Lc) 5 cm ระหว่างแบบจำลองกับการทดลอง ณ วันที่ 24 กุมภาพันธ์ 2556	33
4.9 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิน้ำขาออกกับเวลาของเครื่องทำน้ำร้อนที่มีความยาวของ ส่วนควบแน่น 25 cm โดยมีจำนวนโค้งเลี้ยว (n) ต่างๆ ของท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบ	34
4.10 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราความร้อนที่น้ำได้รับกับเวลาของเครื่องทำน้ำร้อนที่มีความ ยาวของส่วนควบแน่น 25 cm โดยมีจำนวนโค้งเลี้ยว (n) ต่างๆของท่อความร้อนแบบสั้น วงรอบ	35
4.11 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพกับเวลาของเครื่องทำน้ำร้อนที่มีความยาวของส่วน ควบแน่น 25 cm โดยมีจำนวนโค้งเลี้ยว (n) ต่างๆของท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบ	36
4.12 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิน้ำขาออกกับเวลาของเครื่องทำน้ำร้อนที่มีจำนวนโค้ง เลี้ยวเท่ากับ 15 โค้งเลี้ยว โดยมีความยาวของส่วนควบแน่น (Lc) ต่างๆ	37
4.13 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราความร้อนที่น้ำได้รับกับเวลาของเครื่องทำน้ำร้อนที่มี จำนวนโค้งเลี้ยวเท่ากับ 15 โค้งเลี้ยว โดยมีความยาวของส่วนควบแน่น (Lc) ต่างๆ	38

สารบัญกราฟ (ต่อ)

กราฟที่	หน้า
4.14 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพของเครื่องทำน้ำร้อนกับเวลาของเครื่องทำน้ำร้อนที่มีจำนวนโค้งเลี้ยวเท่ากับ 15 โค้งเลี้ยว โดยมีความยาวของส่วนควบแน่น (Lc) ต่างๆ	39
4.15 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิน้ำขาออกกับเวลาของเครื่องทำน้ำร้อนที่มีจำนวนโค้งเลี้ยว 15 โค้งเลี้ยวและความยาวส่วนควบแน่น 5 cm ที่จำนวนท่อแก้วสุญญากาศต่างๆ	40



สารบัญสัญลักษณ์และอักษรย่อ

	หน่วย
$D_{t,max}$	คือขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในสูงสุด m
σ	คือแรงตึงผิวของสารทำงาน N/m
ρ_l	คือความหนาแน่นของสารทำงาน Kg/m ³
g	คือความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วง m/s
q_x	คือฟลักซ์ความร้อน W/m ²
k	คือสัมประสิทธิ์การนำความร้อน W/m ² ·K
L	คือความยาว m
ΔT	คือผลต่างของอุณหภูมิ °C
Q	คือปริมาณความร้อน W
h	คือสัมประสิทธิ์การพาความร้อน W/m ² ·K
A	คือพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน m ²
M_w	คืออัตราการไหลเชิงมวลของน้ำ m ³ /s
$C_{p,w}$	คือค่าความร้อนจำเพาะของน้ำ j/kg·K
ΔT_w	คือผลต่างอุณหภูมิของน้ำ °C
I	คือ ค่าความเข้มแสง W/m ²
η_c	คือ ประสิทธิภาพแผงรับรังสีแสงอาทิตย์ %
A_c	คือพื้นที่แผงรับรังสีแสงอาทิตย์ m ²
η_g	คือค่าประสิทธิภาพการทำงาน %
Q_G	คือปริมาณความร้อนจากดวงอาทิตย์ W
τ_G	คือความสามารถของการส่งผ่านรังสีที่ผิวท่อแก้ว
α_G	คือความสามารถในการดูดซับรังสีของผิวตัวดูดซับ
A_{glass}	คือพื้นที่ผิวท่อแก้วสุญญากาศของตัวรับรังสีแสงอาทิตย์ m ²
$Q_{pulsatng}$	คืออัตราการถ่ายเทความร้อนไปยังท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบ W
$Q_{loss,g}$	คืออัตราความร้อนสูญเสียจากท่อแก้ว W
Q_{conv}	คืออัตราความร้อนโดยการพาจากท่อแก้ว W
Q_{radl}	คืออัตราความร้อนโดยการแผ่รังสีจากท่อแก้ว W
h_m	คือสัมประสิทธิ์การพาความร้อนระหว่างท่อแก้วกับอากาศ W/m ² ·K
σ	คือค่าสเตฟาน-โบลต์ซมันน์ (Stefan – Boltzmann) มีค่าเท่ากับ 5.67×10^{-8} W/m ² ·K ⁴
ϵ_{glass}	คือค่าการเปล่งรังสีของท่อแก้ว

T_G	คืออุณหภูมิผิวท่อแก้ว	$^{\circ}\text{C}$
T_{am}	คืออุณหภูมิสิ่งแวดล้อม	$^{\circ}\text{C}$
Q_{loss_a}	คืออัตราการสูญเสียความร้อนระหว่างตัวดูดซับกับท่อทองแดง	W
T_{abs}	คืออุณหภูมิผิวดูดซับ	$^{\circ}\text{C}$
h_m	คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อนระหว่างตัวดูดซับกับท่อทองแดง	$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$
$A_{s,\text{abs}}$	คือ พื้นที่ผิวตัวดูดซับรังสีแสงอาทิตย์	m
A_{cu}	คือ พื้นที่ผิวท่อทองแดง	m^2
T_{eva}	คือ อุณหภูมิส่วนทำระเหย	$^{\circ}\text{C}$
ϵ_{cu}	คือ ค่าการเปล่งรังสีของท่อทองแดง	
$Q_{\text{pulsating}}$	คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ	W
n	คือ จำนวนโค้งเลี้ยวของท่อทองแดง	W
D_i	คือ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อ	m
L_e	คือ ความยาวส่วนทำระเหยของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ	m
$Q_{\text{loss_tank}}$	คือ อัตราการสูญเสียความร้อนที่ถังเก็บน้ำร้อน	W
\dot{m}_{water}	คือ อัตราการไหลของน้ำ	m/s
$T_{\text{water_out}}$	คือ อุณหภูมิน้ำขาออก	$^{\circ}\text{C}$
$T_{\text{water_in}}$	คือ อุณหภูมิน้ำขาเข้า	$^{\circ}\text{C}$
Q_{stroage}	คือ อัตราการความร้อนสะสมในถังเก็บน้ำร้อน	W
M_{water}	คือ มวลของน้ำในถังเก็บน้ำร้อน	kg
ΔT_{water}	คือ ผลต่างอุณหภูมิของน้ำ ณ เวลาต่างกัน	$^{\circ}\text{C}$
Δt	คือ ผลต่างของเวลาที่กำหนด	s
$Q_{\text{collector}}$	คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนที่น้ำได้รับ	W
$\eta_{\text{collector}}$	คือ ประสิทธิภาพเครื่องทำน้ำร้อน	%

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของโครงการ

เนื่องจากในปัจจุบันมีการส่งเสริมให้ใช้พลังงานทดแทนเป็นอย่างมากและกระจายไปในหลายๆ ประเทศซึ่งประเทศไทยของเราก็มีการสนับสนุนให้ใช้พลังงานทดแทนด้วย พลังงานทดแทนที่นิยมใช้กัน ประเภทหนึ่งคือ พลังงานแสงอาทิตย์ ในปัจจุบันได้นำความรู้เกี่ยวกับพลังงานแสงอาทิตย์มาใช้ประโยชน์ โดยใช้เทคโนโลยี และออกแบบเครื่องมือในการนำพลังงานแสงอาทิตย์มาใช้ประโยชน์ให้ได้มากที่สุด สำหรับประเทศไทยตั้งอยู่ในเขตใกล้เส้นศูนย์สูตรหรืออยู่ในแถบร้อนจึงเหมาะที่จะนำพลังงานแสงอาทิตย์มาประยุกต์ใช้ในการสร้างเครื่องมือต่างๆ เช่น เครื่องทำน้ำร้อน เครื่องอบแห้ง เป็นต้น ข้าพเจ้าได้เลือกที่จะศึกษาการพัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์

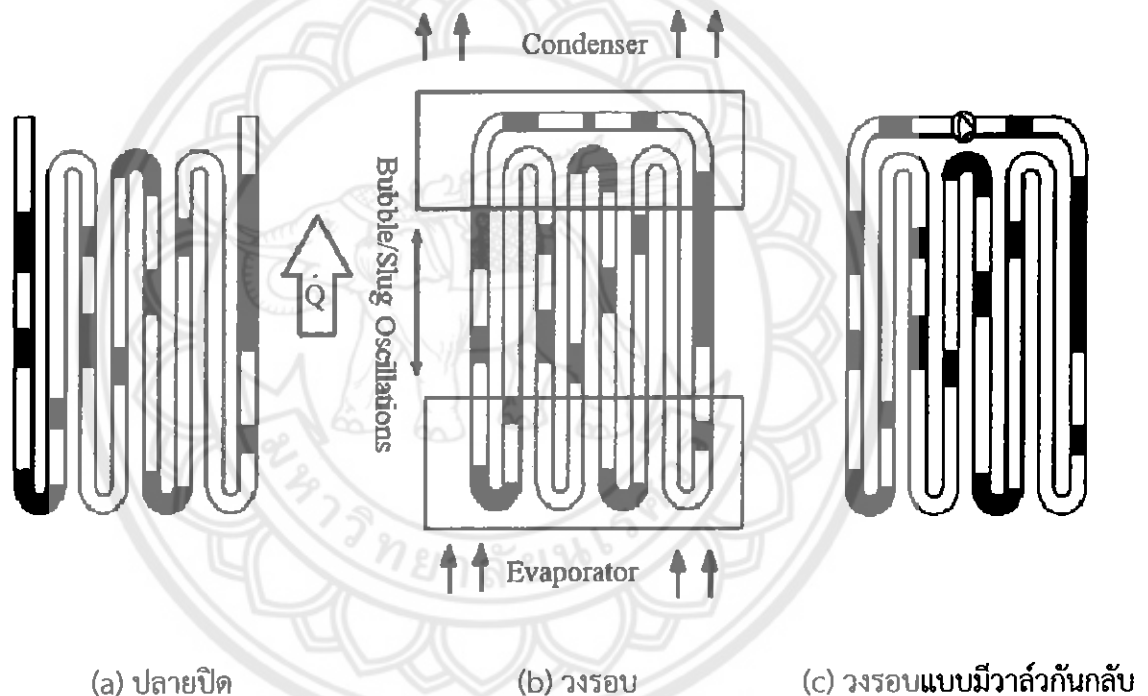
เครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ส่วนประกอบเครื่องทำน้ำร้อนจากพลังงานแสงอาทิตย์เป็นการใช้รังสีจากดวงอาทิตย์เพื่อผลิตเป็นความร้อนโดยมีส่วนประกอบสำคัญคือ มีตัวกักเก็บความร้อน (Collectors) ถังเก็บน้ำร้อน (Storage Tanks) ซึ่งในส่วนประกอบตัวกักเก็บความร้อนจะประกอบด้วย ตัวดูดซับความร้อน ควรมีสีดำหรือสีทึบเนื่องจากมีความสามารถในการดูดความร้อนสูง ฉนวนกันความร้อน เป็นสิ่งที่ป้องกันความร้อนรั่วไหล อุปกรณ์ที่ทำหน้าที่ถ่ายเทความร้อนจากเครื่องทำน้ำร้อนไปยังที่ต้องการใช้งาน เช่น ท่อ ถังเก็บความร้อน เป็นถังแบบปิดส่วนใหญ่นิยมใช้ที่เป็นสแตนเลสอย่างดีที่ไม่เป็นสนิม

ซึ่งการที่จะนำแสงอาทิตย์มาใช้นั้นต้องคำนึงถึงองค์ประกอบหลายๆ องค์ประกอบ เช่น สถานที่ตั้ง ภูมิประเทศ สิ่งที่สำคัญอีกอย่างหนึ่งคือ ตัวรับรังสีแสงอาทิตย์ (Solar collector) ซึ่งแบ่งได้ 3 แบบ คือ ตัวรับรังสีแสงอาทิตย์แบบรวมแสง (Focusing Solar Collector) ตัวรับรังสีแสงอาทิตย์แบบแผ่นเรียบ (Flat Plate Solar Collector) และตัวรับรังสีแสงอาทิตย์แบบท่อแก้วสุญญากาศ (Evacuated Tube Solar Collector) ซึ่งจากการศึกษาพบว่า ตัวรับรังสีแสงอาทิตย์แบบท่อแก้วสุญญากาศ (Evacuated Tube Solar Collector) ถูกนำมาใช้และทำการวิจัยอย่างแพร่หลายในปัจจุบัน เนื่องจากตัวรับรังสีแสงอาทิตย์แบบท่อแก้วสุญญากาศ สามารถทำความร้อนได้สูง

การนำความร้อนที่ได้จากตัวรับรังสีแสงอาทิตย์แบบท่อแก้วมาใช้นั้นมีทั้งที่ใช้กับท่อเทอร์โมไซฟอนแบบเปิดและปิดสองสถานะ แต่เนื่องจากท่อเทอร์โมไซฟอนเป็นที่รู้จักกันดีว่ามีข้อจำกัดที่พบจาก

งานวิจัย เช่น ข้อจำกัดการแห้ง ข้อจำกัดการไหลสวนทาง [1] ข้อจำกัดการเดือด [2] ดังนั้นงานวิจัยต่างๆ จึงหันมาใช้ ท่อความร้อนแบบสั่น (Pulsating Heat Pipe, PHP) ซึ่งท่อความร้อนชนิดนี้ถูกค้นพบในปี ค.ศ. 1990 [3] โดยท่อความร้อนแบบสั่นนี้มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางที่เล็กกว่าท่อเทอร์โมไซฟอน จึงทำให้ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบนี้มีพื้นที่ผิวสัมผัสในการนำความร้อนมากกว่าท่อเทอร์โมไซฟอนเมื่อเปรียบเทียบในปริมาตรของท่อที่เท่ากัน และข้อดีของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบคือมีการสร้างที่ง่ายมากกว่าเมื่อเปรียบเทียบกับท่อเทอร์โมไซฟอน และมีสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนสูง

ท่อความร้อนแบบสั่นแบ่งได้ 3 แบบ คือ ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่มีวาล์วกันกลับ (CLOHP/CV) ท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิด (CEOHP) และท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ (CLOHP) ดังแสดงในรูปที่ 1.1



รูปที่ 1.1 ชนิดของท่อความร้อนแบบสั่น [4]

จากงานวิจัยของ Maezawa S., et al. (1995) [5] ซึ่งทำการศึกษาสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่น โดยพิจารณา อัตราส่วนการเติมสารทำงาน ขนาดท่อและจำนวนโค้งเล็กน้อยที่ส่งผลต่อการถ่ายเทความร้อนพบว่า ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ (CLOHP) มีสมรรถนะทางความร้อนดีไม่ต่างไปจากท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่มีวาล์วกันกลับ (CLOHP/CV) แต่ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบมีต้นทุนที่ถูกกว่าจึงเป็นเหตุผลที่เลือกใช้ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ งานวิจัยของ Gi K., et al. (1999) [6] ได้ทำการศึกษาท่อความร้อนแบบสั่น 2 แบบคือ ท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิด และ ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ โดยพิจารณา มุมเอียงในการทำงาน อัตราส่วนการเติมสารทำงาน ขนาดท่อและจำนวนโค้ง

เลี้ยว ที่ส่งผลต่อการถ่ายเทความร้อน พบว่า ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ มีสมรรถนะทางความร้อนดีกว่า ท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิด

จากที่กล่าวมาข้างต้นจึงต้องการศึกษาเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ที่ใช้ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบบรรจุไว้ภายในท่อตัวรับรังสีความร้อนปัจจุบันนี้การจะสร้างสิ่งประดิษฐ์จะมีอุปสรรคมีอยู่หลายอย่างไม่ว่าจะเป็น ต้นทุน การใช้งานได้จริง เป็นต้น ดังนั้นโดยส่วนใหญ่จะใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์มาใช้ในการสร้างแบบจำลองของสิ่งประดิษฐ์เหล่านั้นกันอย่างแพร่หลาย เช่น MATLAB, ภาษาซี (C Language) และด้วยความเข้าใจพื้นฐานในภาษาซี (C Language) มากกว่า MATLAB ดังนั้นโครงการนี้จึงได้นำภาษาซี (C Language) มาพัฒนาแบบจำลองเพื่อศึกษาและประยุกต์ใช้กับเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ เพื่อในการลดอุปสรรคที่กล่าวมาข้างต้น

1.2 วัตถุประสงค์ของโครงการ

1.2.1 วิเคราะห์ผลเพื่อเปรียบเทียบกับผลการทดลองของปริญญาานิพนธ์เรื่อง การพัฒนาสมรรถนะทางความร้อนของตัวรับรังสีแสงอาทิตย์แบบท่อแก้วสุญญากาศชนิดท่อความร้อน (2554)

1.2.2 พัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ เพื่อวิเคราะห์ผลกระทบของตัวแปรต่างๆ ที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อนของระบบ

1.3 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1.3.1 ทราบถึงผลกระทบของตัวแปรต่างๆ ที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อนของเครื่องทำน้ำร้อน เช่น อัตราการไหลของน้ำ จำนวนโค้งเลี้ยวของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ

1.3.2 ได้แบบจำลองเครื่องทำน้ำร้อนที่สมรรถนะทางความร้อนเหมาะสมในการประยุกต์ใช้งานจริง

1.4 ขอบเขตการทำโครงการ

1.4.1 ตัวรับรังสีแสงอาทิตย์ที่ใช้เป็นแบบท่อแก้วสุญญากาศ ใช้ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ และใช้สารทำความเย็น R-134a เป็นสารทำงานที่มีอัตราส่วนการเติม 50 % ของปริมาตรทั้งหมดภายในท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ

1.4.2 ท่อแก้วสุญญากาศเป็นแบบท่อแก้ว 2 ชั้นทำจากแก้วแข็ง (Borosilicate) มีความสามารถในการดูดซับรังสีและการแผ่รังสีเป็น 92 และ 2 % ตามลำดับ มีความยาวท่อแก้วสุญญากาศ 1.5 m. และค่าความดันสุญญากาศน้อยกว่า $5 \times 10^{-3} \text{ N/m}^2$ (อ้างอิงจากบริษัท Duran Group)

1.4.3 ช่วงเวลาทำงานของระบบคือ 09:00 ถึง 16:00 น.

1.4.4 ใช้ค่าพลังงานแสงอาทิตย์และอุณหภูมิอากาศของจังหวัดพิษณุโลก

1.4.5 ตัวแปรที่ต้องการศึกษาประกอบด้วย

1.4.5.1 อัตราการไหลของน้ำร้อนที่นำไปใช้งานอยู่ในช่วง 0.05 – 0.1 l/min

1.4.5.2 จำนวนท่อแก้ว

1.4.5.3 จำนวนโค้งเลี้ยว

1.4.6 สมรรถนะทางความร้อนที่ต้องการศึกษาประกอบด้วย

1.4.6.1 อัตราการถ่ายเทความร้อนที่น้ำได้รับ

1.4.6.2 ประสิทธิภาพของเครื่องทำน้ำร้อน

1.4.6.3 อุณหภูมิน้ำร้อนที่ได้

1.5 ขั้นตอนการดำเนินงาน

1.5.1 ศึกษาและรวบรวมทฤษฎีพื้นฐานที่ใช้ในการทำเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์

1.5.2 ออกแบบผังวงจรการทำงานของเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์

1.5.3 กำหนดสมมุติฐานและเลือกตัวแปรเพื่อนำทฤษฎีพื้นฐานข้างต้นมาใช้สร้างแบบจำลอง

ทางคณิตศาสตร์เพื่อคำนวณ

1.5.4 ออกแบบผังงานเพื่อกำหนดขั้นตอนในการคำนวณแบบจำลอง

1.5.5 เขียนโปรแกรมด้วยคอมพิวเตอร์เพื่อคำนวณและประมวลผล

1.5.6 นำผลของการประมวลผลมาวิเคราะห์ประสิทธิภาพของเครื่องทำน้ำร้อนพลังงาน

แสงอาทิตย์

1.5.7 วิเคราะห์และหาความคลาดเคลื่อนของแบบจำลองเทียบกับผลการทดลองในงานก่อน

หน้านี้

1.6 แผนการดำเนินงาน

ตารางที่ 1.1 แผนการดำเนินงาน

การดำเนินงาน	2555							2556	
	มิ.ย.	ก.ค.	ส.ค.	ก.ย.	ต.ค.	พ.ย.	ธ.ค.	ม.ค.	ก.พ.
1. ศึกษาทฤษฎีและบทความที่เกี่ยวข้อง	✓	✓	✓	✓					
2. ออกแบบผังวงจรการทำงานของเครื่อง					✓	✓			
3. สร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์					✓	✓			
4. เขียนโปรแกรมด้วยคอมพิวเตอร์เพื่อคำนวณและประมวลผล						✓	✓		
5. นำผลมาวิเคราะห์ประสิทธิภาพของเครื่องทำน้ำร้อนและวิเคราะห์หาความคาดเคลื่อนเพื่อเปรียบเทียบผลการทดลองของงานก่อนหน้า							✓	✓	
6. จัดทำรูปเล่มโครงงาน และนำเสนอผลงาน									✓

1.7 รายละเอียดงบประมาณตลอดโครงงาน

ตารางที่ 1.2 รายละเอียดงบประมาณ

ลำดับที่	รายการ	ราคา
1	ถ่ายเอกสาร	600 บาท
2	พิมพ์เอกสาร	1,000 บาท
3	เช่าเล่มโครงงาน	400 บาท
	รวม	2,000 บาท

บทที่ 2

หลักการและทฤษฎี

2.1 พลังงานแสงอาทิตย์

พลังงานแสงอาทิตย์เป็นพลังงานที่แผ่รังสีจากดวงอาทิตย์ พลังงานนี้เป็นต้นกำเนิดของวัฏจักรของสิ่งมีชีวิตทำให้เกิดการหมุนเวียนของน้ำและธาตุต่างๆ พลังงานแสงอาทิตย์จัดเป็นหนึ่งในพลังงานทดแทนที่มีศักยภาพสูง ปราศจากมลพิษ อีกทั้งเกิดใหม่ได้ไม่สิ้นสุด

2.1.1 ค่าคงที่แสงอาทิตย์

โลกโคจรรอบดวงอาทิตย์โดยที่วงโคจรของโลกรอบดวงอาทิตย์ไม่เป็นวงกลม ด้วยเหตุนี้ระยะห่างระหว่างโลกและดวงอาทิตย์จึงมีค่าไม่เท่ากันที่เวลาใดๆ โดยมีค่าเปลี่ยนแปลงประมาณ 1.7 % ระยะห่างเฉลี่ยระหว่างโลกและดวงอาทิตย์ประมาณ 149.598 ล้านกิโลเมตร ค่าความเข้มรังสีแสงอาทิตย์ที่ตกกระทบพื้นที่หนึ่งหน่วยเหนือบรรยากาศโลกที่เวลาแตกต่างกันจึงมีค่าไม่เท่ากัน ค่าคงที่แสงอาทิตย์ (Solar Constant) คือค่าความเข้มของรังสีแสงอาทิตย์ที่ระยะห่างเฉลี่ยระหว่างโลกกับดวงอาทิตย์ ซึ่งมีค่าประมาณ $1,353 \text{ w/m}^2$ บนผิวโลกจะมีความร้อนประมาณ 946.3 w/m^2

2.1.2 ประเภทของรังสีที่ผิวโลก

2.1.2.1 รังสีตรง (Beam or Direct Radiation) คือ รังสีที่มาจากดวงอาทิตย์โดยตรงและตกลง บนผิวรับแสงมีทิศทางของรังสีตรงอยู่ในแนวลำแสงอาทิตย์

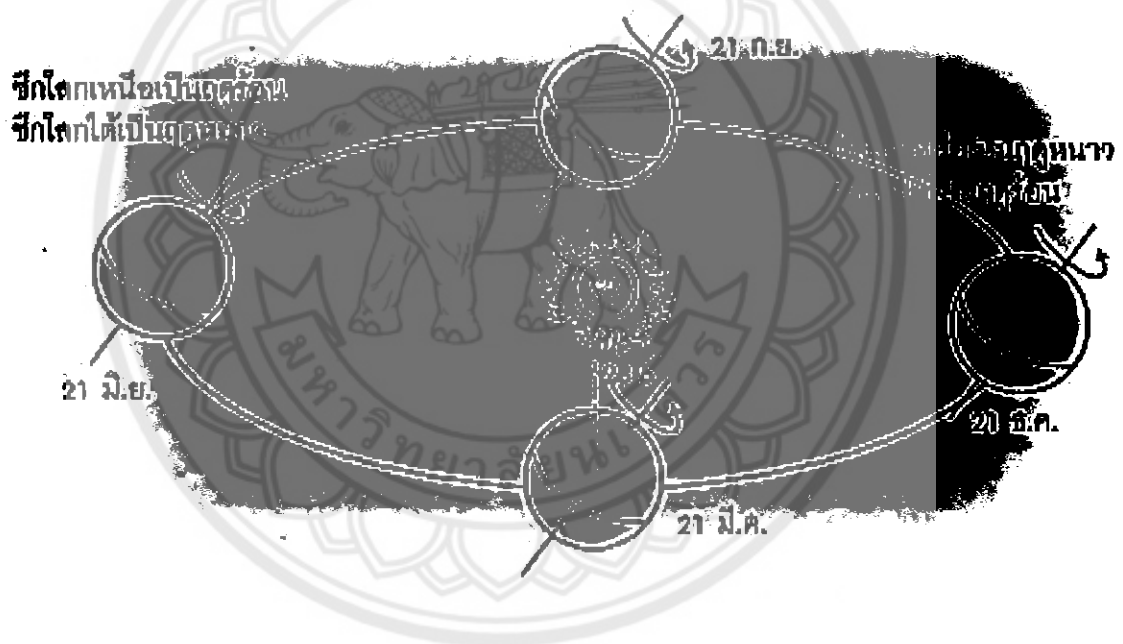
2.1.2.2 รังสีกระจาย (Diffuse Radiation) คือ รังสีอาทิตย์ส่วนที่ถูกสะท้อนจากบรรยากาศของโลกและวัตถุต่างๆ ที่อยู่ในทางเดินของแสงก่อนตกกระทบพื้นผิวรับแสง รังสีกระจายนี้มาจากทุกทิศทางของท้องฟ้า

2.1.2.3 รังสีรวม (Total or Global Radiation) คือ ผลรวมของรังสีตรงและรังสีกระจายที่ตกกระทบผิวรับแสง ในกรณีที่ผิวรับแสงเป็นพื้นเอียงรังสีรวมประกอบด้วยรังสีตรงจากท้องฟ้า รังสีกระจายจากท้องฟ้าและผิวโลก เรียกรังสีรวมนี้ว่า Total Radiation สำหรับกรณีที่ผิวรับแสงเป็นพื้นฐาน รังสีรวมมาจากครึ่งทรงกลมท้องฟ้าไม่มีส่วนที่มาจากผิวโลก เรียกรังสีรวมในกรณีนี้ว่า Global Radiation

2.1.3 ตำแหน่งของดวงอาทิตย์

โลกโคจรรอบดวงอาทิตย์ในลักษณะที่แกนหมุนเอียงทำมุมกันแนวตั้ง 23.5 องศา ตำแหน่งบนพื้นโลกหันเข้าหาดวงอาทิตย์ตามลักษณะที่แสดงในรูป 2.1 ทางซ้ายมือเป็นตำแหน่งของโลกในวันที่ 21

มิถุนายน พื้นที่บริเวณเหนือเส้นศูนย์สูตรเอียงเข้าหาดวงอาทิตย์มากที่สุด คนที่อยู่บนเส้นละติจูด 23.5 องศาเหนือ จะเห็นดวงอาทิตย์เหนือศีรษะพอดีที่เวลาเที่ยงวัน ประเทศที่อยู่เหนือเส้นศูนย์สูตร เช่น ประเทศไทย จะเป็นฤดูร้อน หลังจากวันที่ 21 มิถุนายน โลกโคจรในลักษณะที่หันพื้นที่ทางซีกโลกเหนือ ออกจากดวงอาทิตย์ วันที่ 22 กันยายน แนวของแสงอาทิตย์จะอยู่บนระนาบของเส้นศูนย์สูตร คนที่อยู่ที เส้นเส้นศูนย์สูตรจะเห็นดวงอาทิตย์อยู่ตรงศีรษะพอดี โดยที่ซีกโลกด้านเหนือและซีกโลกด้านใต้จะรับ แสงอาทิตย์เท่ากัน และช่วงเวลาของกลางวันและกลางคืนเท่ากันคือ 12 ชั่วโมง หลังจากวันที่ 21 กันยายน ซีกโลกด้านเหนือจะหันออกจากดวงอาทิตย์มากที่สุด ซึ่งตอนนี้จะเป็นฤดูหนาว หลังจากวันที่ 21 ธันวาคม โลกจะโคจรจนซีกโลกด้านเหนือและซีกโลกด้านใต้จะรับแสงอาทิตย์เท่ากัน อีกครั้งในวันที่ 21 มีนาคม



รูปที่ 2.1 ตำแหน่งการโคจรของโลกรอบดวงอาทิตย์ในรอบ 1 ปี [7]

2.1.4 ตำแหน่งการติดตั้งแผงรับรังสีแสงอาทิตย์

ในการติดตั้งแผงรับรังสีแสงอาทิตย์นั้น ตำแหน่งที่ควรจะต้องติดตั้ง คือ ตำแหน่งที่มีโอกาสจะได้รับแสงอาทิตย์มากที่สุด จะต้องอยู่สูงพอที่จะไม่ถูกร่มเงาของอาคารข้างเคียง หรือต้นไม้ และควรทำให้เป็นมุมเอียงเพื่อให้มีการระบายน้ำได้ดี และควรติดตั้งไว้ทางทิศใต้ เนื่องจากว่าประเทศไทยเป็นประเทศที่อยู่ทางซีกโลกเหนือ ทำให้แสงแดดจะส่องโดนหลังคาทางด้านทิศใต้ตลอดทั้งวัน และจังหวัดพิษณุโลกตั้งอยู่ที่พิกัดละติจูดที่ 16.4 องศา 47 ลิปดาเหนือ ลองจิจูดที่ 100 องศา 16.4 ลิปดาตะวันออก ดังนั้นการวางตัว

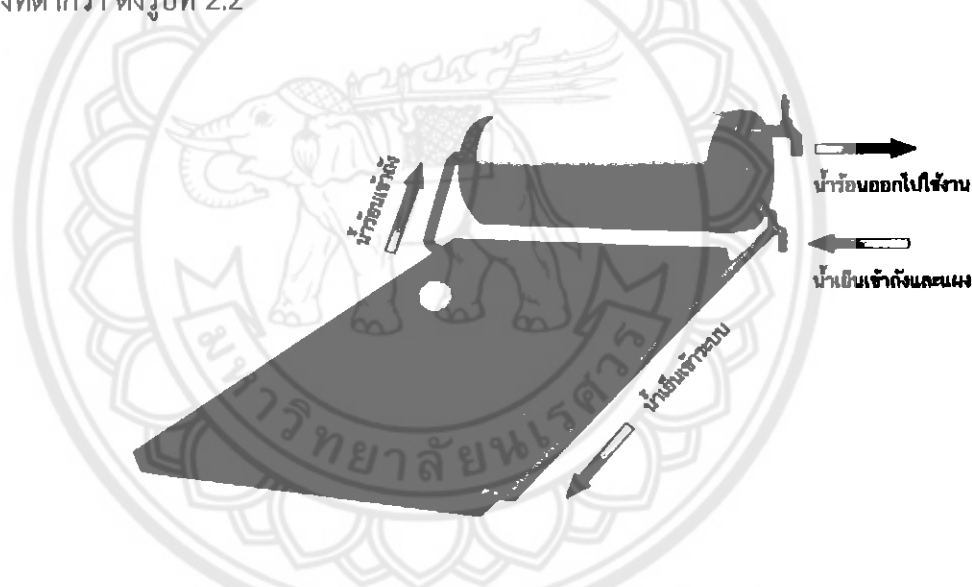
ของเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ต้องทำมุม 16.4 องศา กับแนวระดับจึงจะสามารถรับแสงอาทิตย์ได้ดีที่สุด

2.2 เครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์

เครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์เป็นการใช้พลังงานแสงอาทิตย์ ผลิตน้ำร้อนเพื่อนำไปใช้โดยตรงหรืออาจจะเป็นการอุ่นก่อนนำไปทำให้มีอุณหภูมิสูงขึ้นตามลักษณะการใช้งาน

2.2.1 หลักการทั่วไป

หลักการที่ทำให้ระบบการหมุนเวียนของน้ำที่อุณหภูมิปกติร้อนขึ้นในเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์และเกิดการหมุนเวียนได้ อาศัยหลักความแตกต่างของอุณหภูมิ ซึ่งจะทำให้เกิดการแทนที่ของมวลของของไหลได้ น้ำที่มีอุณหภูมิสูงกว่าจะดันตัวเองขึ้นสู่ที่สูง ส่วนน้ำที่มีอุณหภูมิต่ำกว่าจะไหลลงสู่ส่วนล่างที่ต่ำกว่า ดังรูปที่ 2.2



รูปที่ 2.2 หลักการทำงานของเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ [8]

2.2.2 ส่วนประกอบของเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์

เครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ มีส่วนประกอบสำคัญ 2 ส่วน คือ ตัวกักเก็บความร้อน (Collectors) และถังเก็บน้ำร้อน (Storage tanks) สำหรับรายละเอียดของตัวกักเก็บความร้อนและถังเก็บน้ำร้อน มีดังนี้

2.2.2.1 ตัวกักเก็บความร้อน

ตัวกักเก็บความร้อน จะมีรูปร่างลักษณะเป็นกล่อง ทำหน้าที่เปลี่ยนพลังงานแสงอาทิตย์ส่องผ่านลงมาให้เป็นพลังงานความร้อน แล้วส่งผ่านพลังงานความร้อนที่ได้ให้กับสารตัวกลางที่ไหลอยู่ในท่อ ตัวกักเก็บความร้อนมีส่วนประกอบหลักๆ ดังนี้

- ผิวด้านที่รับพลังงานจากแสงอาทิตย์

โดยทั่วไปจะนิยมใช้กระจกใส ควรเลือกใช้กระจกที่มีความแข็งแรง ทนทานต่อการแตกร้าว เมื่อแสงอาทิตย์ส่องผ่านกระจก แผ่นกระจกนี้จะช่วยกักเก็บความร้อนให้อยู่ภายในซึ่งจะเป็นการป้องกันการสูญเสียความร้อนให้กับบรรยากาศ

- แผ่นดูดรังสี

ซึ่งทำหน้าที่ดูดซับพลังงานความร้อนจากแสงอาทิตย์ และถ่ายเทความร้อนผ่านท่อทองแดงให้กับน้ำที่ไหลอยู่ภายในท่อทองแดง แผ่นดูดรังสีส่วนใหญ่ทำมาจากอะลูมิเนียมและถูกเคลือบด้วยสารที่มีคุณสมบัติในการดูดรังสี

- ท่อลำเลียงน้ำ

เป็นท่อสำหรับให้น้ำไหลผ่านภายในของส่วนที่รับแสงอาทิตย์ ท่อนี้จะถูกอัดติดกับแผ่นดูดรังสี ส่วนใหญ่จะใช้ท่อทองแดงเพราะมีคุณสมบัติในการถ่ายเทความร้อนให้น้ำที่อยู่ภายในได้ดี ทนต่อการกัดกร่อนไม่เป็นสนิม และรับแรงดันได้สูง

- ฉนวนความร้อน

ใช้สำหรับป้องกันการสูญเสียความร้อน หรือเป็นการชะลอการรั่วไหลของความร้อน จึงถือว่าฉนวนกันความร้อนเป็นอุปกรณ์สำคัญในเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ทุกแบบ

2.2.2.2 ถังเก็บน้ำร้อน

ถังเก็บน้ำร้อน จะเป็นถังแบบปิดนิยมทำด้วยสแตนเลสอย่างดีที่ไม่เป็นสนิม มีฉนวนหุ้มป้องกันการสูญเสียความร้อนหรือสูญเสียให้น้อยที่สุด ถังเก็บน้ำร้อนนี้จะถูกออกแบบภายในให้สามารถเก็บและจ่ายน้ำร้อนอย่างมีประสิทธิภาพ โดยแยกส่วนไม่ปะปนกันระหว่างน้ำร้อนกับน้ำเย็น ทุกชิ้นส่วนสามารถประกอบเข้าด้วยกัน และเชื่อมต่อด้วยท่อทองแดงหุ้มฉนวนอย่างดี ข้อต่อทุกจุดจะใช้ชนิดทนแรงดันสูงกันการรั่วซึม นอกจากนี้จะต้องมีการติดตั้งอุปกรณ์ไล่ฟองอากาศไว้ในส่วนบนของถัง

2.3 ประเภทของตัวกักเก็บความร้อน

โดยทั่วไปตัวกักเก็บความร้อนแยกได้เป็น 3 ประเภท คือ แบบแผ่นแบน (Flat-plate collector) แบบความร้อนรวมศูนย์ (Concentrating collector) และแบบหลอดสูญญากาศ (Evacuated-tube collector)

2.3.1 ตัวกักเก็บความร้อนแบบแผ่นแบน

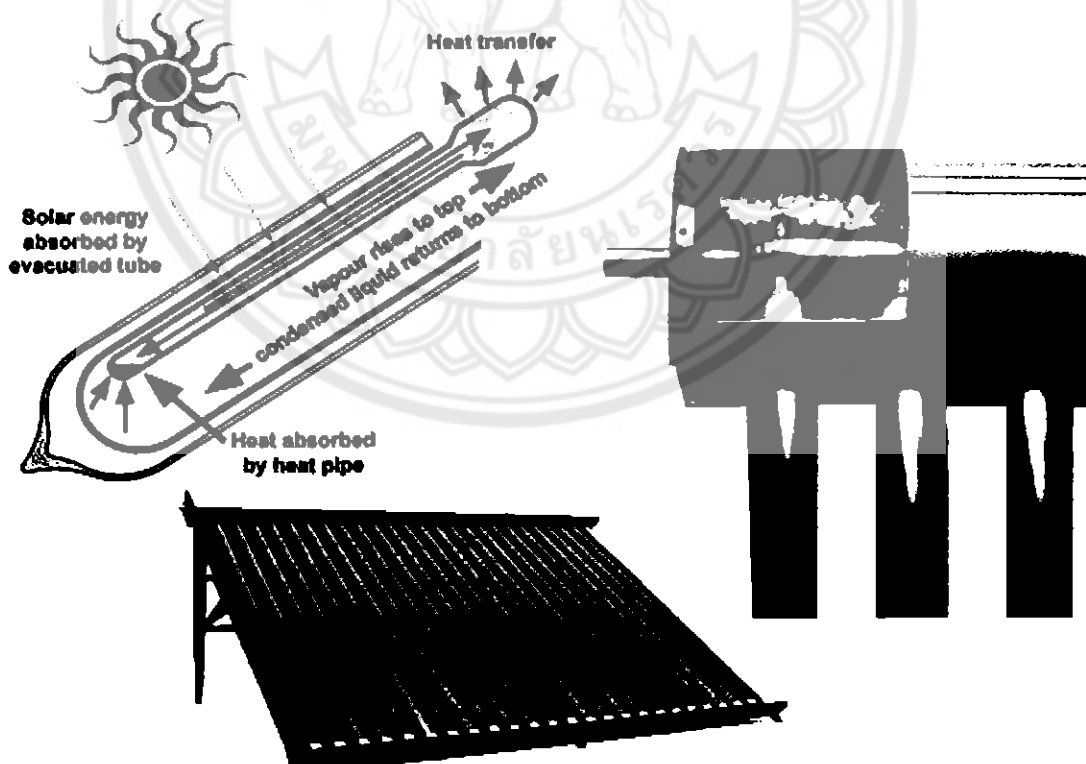
ประกอบด้วยแผ่นดูดซับรังสี ซึ่งเชื่อมติดกับกล่องหุ้มฉนวนกันความร้อน และมีแผ่นปิดด้านบนเพื่อป้องกันการสูญเสียความร้อน แผงรับพลังงานแสงอาทิตย์ประเภทนี้นับเป็นเทคโนโลยีที่เก่าและประสิทธิภาพต่ำ โดยประสิทธิภาพของแผงจะลดลงเมื่อมีฝุ่นเกาะอยู่ตรงกระจกปิดแผง

2.3.2 ตัวกักเก็บความร้อนแบบรวมศูนย์

จะมีลักษณะเป็นกระจกที่มีรูปทรงโค้งแบบพาราโบลิกเพื่อทำหน้าที่สะท้อนรังสีจากดวงอาทิตย์ให้มารวมที่ท่อ ซึ่งท่อจะทำหน้าที่เป็นทั้งตัวดูดซับและเป็นท่อที่บรรจุสารสำหรับแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อถ่ายเทไปยังอุปกรณ์อื่นๆ อีกต่อไป โดยแบบรวมศูนย์จะใช้พื้นที่ ในการรับรังสีแสงอาทิตย์มากและใช้ต้นทุนในการสร้างสูง

2.3.3 ตัวกักเก็บความร้อนแบบหลอดสุญญากาศ

หลอดสุญญากาศดังรูปที่ 2.3 ได้ถูกออกแบบและพัฒนามาจากเทคโนโลยีของแบบแผ่นแบนให้มีประสิทธิภาพดียิ่งขึ้น ประสิทธิภาพทำความร้อนสูง การสูญเสียความร้อนต่ำ และชุดแผงรับแสงไม่ต้องบำรุงรักษา โดยหลอดแก้วสุญญากาศจะเป็นหลอดแก้ว 2 ชั้น โดยชั้นนอกเป็นหลอดแก้วใสเพื่อให้รังสีดวงอาทิตย์สามารถผ่านได้ ส่วนชั้นในทำหน้าที่เป็นตัวดูดซับ ซึ่งจะถูกล้อมรอบด้วยสารดูดซับรังสีแบบพิเศษ ที่มีคุณลักษณะดูดซับพลังงานแสงอาทิตย์ได้ดี และมีการสูญเสียความร้อนจากการแผ่รังสีน้อย สำหรับช่องว่างระหว่างชั้นหลอดแก้วจะมีลักษณะเป็นสุญญากาศซึ่งเป็นฉนวนอย่างดี สามารถป้องกันการสูญเสียความร้อนจากการนำและการพาความร้อนได้มาก



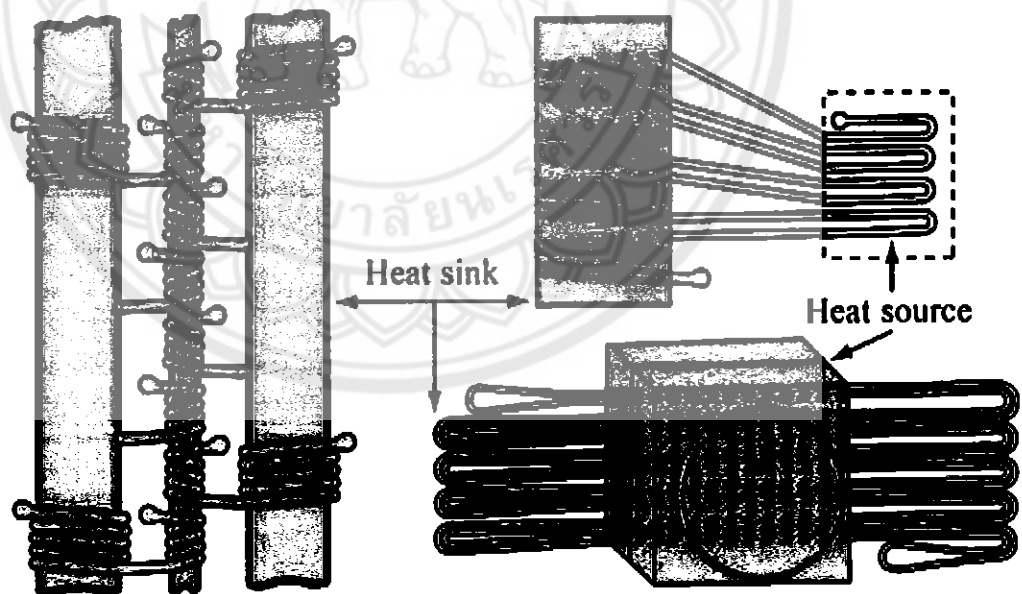
รูปที่ 2.3 ตัวกักเก็บความร้อนแบบหลอดสุญญากาศ [9]

หลักการทำงานของหลอดสุญญากาศ เมื่อหลอดสุญญากาศได้รับรังสีความร้อนจากแสงอาทิตย์ ก็มีเปอร์เซ็นต์การสูญเสียและการดูดกลืนความร้อนจากหลอดสุญญากาศ โดยที่มีการสูญเสียจากการสะท้อนของผิวหลอดทั้งด้านนอกและด้านในรวมกันเท่ากับ 12.6% และตามผิวหลอดแก้วอีก 1.8% รวมทั้งความต้านทานที่ผิวดูดซับอีก 4.4% เหลือน้ำไปใช้ 80% ดังรูปที่ 2.3 โดยจะทำการเก็บความร้อนด้วยสารดูดซับรังสีที่เคลือบอยู่ในหลอดแก้วชั้นใน แล้วถ่ายเทความร้อนให้กับท่อความร้อนเป็นตัวนำความร้อนเข้าสู่ถังที่บรรจุน้ำ เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนทำให้น้ำมีอุณหภูมิสูงขึ้น และเกิดความร้อนสม่ำเสมอ ทั้งนี้ความเข้มของรังสีความร้อนในแต่ละวันจะเป็นตัวกำหนดอุณหภูมินี้

จากทฤษฎีที่กล่าวมาเป็นเหตุผลที่เลือกใช้ตัวกักเก็บความร้อนแบบหลอดสุญญากาศ เนื่องจากตัวกักเก็บความร้อนแบบหลอดสุญญากาศจะไม่เกิดการสูญเสียความร้อนจากการนำ และการพา ซึ่งดีกว่าตัวกักเก็บความร้อนแบบแผ่นแบบที่สูญเสียความร้อนได้ไว และมีประสิทธิภาพต่ำกว่า นอกจากนี้ตัวกักเก็บความร้อนแบบรวมศูนย์จะใช้พื้นที่ในการใช้งานมาก และมีราคาต้นทุนที่สูง

2.4 ท่อความร้อนแบบสั่น (Pulsating or Oscillating heat pipe, OHP)

ท่อความร้อนแบบสั่น ถูกค้นพบโดย Akachi ในปี ค.ศ. 1990 [3] มีลักษณะดังรูปที่ 2.4



รูปที่ 2.4 ท่อความร้อนแบบสั่น [10]

ท่อความร้อนแบบสั่นได้ถูกสร้างขึ้นจากท่อขนาดคาปิลลารีเดียวที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเล็กมาก และไม่มีโครงสร้างวัสดุพุนภายในท่อ นำมาดัดขดไปมาระหว่างแหล่งกำเนิดความร้อนและแหล่งระบายความร้อนเกิดเป็นโค้งเลี้ยวขึ้น (Meandering turns) เนื่องจากผลของความตึงผิวทำให้สารทำงานปริมาณ

หนึ่งที่บรรจุอยู่ในท่อเรียงตัวอยู่ในรูปแท่งของเหลว (Liquid slug) และฟองไอ (Vapor bubble) สลับกันไปตลอดความยาวทั้งหมดของท่อ การถ่ายเทความร้อนจะเกิดจากการเคลื่อนที่แบบสั่นของสารทำงานที่เกิดขึ้นด้วยการกระตุ้นการสั่นด้วยตัวมันเอง (Self-excite oscillation) โดยทั่วไปสามารถแบ่งท่อความร้อนแบบสั่นได้ 3 ประเภท ตามลักษณะโครงสร้างของท่อดังรูปที่ 1.1

เมื่อมีการให้ความร้อนที่แหล่งกำเนิดความร้อน ความร้อนจะไปสร้างฟองไอเพิ่มขึ้นทำให้แท่งของเหลวถูกผลักไปยังส่วนควบแน่น ทำให้สารทำงานเกิดการไหลขึ้นและที่แหล่งระบายความร้อน ความร้อนจะถูกถ่ายเทออกไปทำให้ฟองไอจะยุบตัวลงหรือกลายเป็นของเหลวไปรวมกับแท่งของเหลวที่อยู่ติดกันทำให้เกิดแรงไหลย้อนกลับไปยังแหล่งกำเนิดความร้อน และเมื่อการไหลของทั้งสองแหล่งไหลชนกันทำให้เกิดการสั่นขึ้นตามแนวแกนการไหลของท่อ ซึ่งปรากฏการณ์การเคลื่อนที่ของสารทำงานภายในท่อความร้อนนี้จึงมีความซับซ้อนมาก ถึงแม้ว่าท่อความร้อนแบบสั่นที่มีวาล์วกันกลับจะทำให้สารทำงานไหลเวียนได้ง่ายในทิศทางที่กำหนดแต่มีความยุ่งยากในการสร้าง และเมื่อเปรียบเทียบระหว่างท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิดกับท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบซึ่งสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบจะมีประสิทธิภาพสูงกว่าท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิดอย่างเห็นได้ชัด จึงมีความสนใจในการนำท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบมาประยุกต์ใช้ในงานวิจัยนี้

ท่อความร้อนแบบสั่นจะสามารถทำงานได้โดยอาศัยการเคลื่อนที่ของก้อนของเหลว และฟองไอภายในท่อซึ่งจะเกิดขึ้นได้นั้นสารทำงานจะต้องมีการจัดตัวอยู่ในรูปฟองไอและก้อน ของเหลวสลับกันไป และการที่สารทำงานจะสามารถจัดตัวให้อยู่ในรูปก้อนของเหลวและฟองไอได้ นั้นจะพิจารณาถึงแรงตึงผิวและความหนาแน่นของสารทำงานที่อุณหภูมิทำงานเพื่อหาขนาดเส้น ผ่านศูนย์กลางภายในสูงสุดของท่อความร้อนแบบสั่นได้ดังสมการที่ 1

$$D_{i,max} = 2 \sqrt{\frac{\sigma}{\rho_l g}} \quad (2.1)$$

โดยที่	$D_{i,max}$	คือ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในสูงสุด, m
	σ	คือ แรงตึงผิวของสารทำงาน, N/m
	ρ_l	คือ ความหนาแน่นของสารทำงาน, kg/m ³
	g	คือ ความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วง, m/s ²

อัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ จึงมีงานวิจัยของ Charoensawan P., et al. (2007) [11] ที่ได้ศึกษาอัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบซึ่งอัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบจะเป็นฟังก์ชันของตัวแปรหลายชนิดด้วยกันที่มีผลต่อกระบวนการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบดังสมการ โดยสมการของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบจะพิจารณาในรูปแบบของตัวแปรไร้มิติ ซึ่ง Prandtl number จะบ่งบอกถึงการพาความร้อน

ร้อนในหนึ่งสถานะระหว่างผนังท่อและลาของสารทำงานที่เคลื่อนที่ผ่านผิวท่อตั้งสมการที่ 2.2

$$P_{r1} = \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)_1 \quad (2.2)$$

โดยที่ C_p คือ ค่าความร้อนจำเพาะที่ความดันคงที่

μ คือ ค่าของความหนืด

k คือ สัมประสิทธิ์การนำความร้อน

ซึ่งคุณสมบัติต่างๆของสารทำงานจะอยู่ในสถานะของเหลว

ส่วน Karman number หรือ Ka เป็นตัวแปรที่แสดงถึงอัตราส่วนของแรงขับเคลื่อนของผลต่างของความดันไอที่เกิดขึ้นภายในระหว่างท่อในส่วนทำระเหยกับส่วนควบแน่นเพื่อที่จะทราบถึงแรงเสียดทานของการเคลื่อนที่ของสารทำงานตั้งสมการที่ 2.3

$$Ka = \frac{\rho_l \Delta P D_i^3}{\mu_l^2 L_{eff}} \quad (2.3)$$

โดยที่ ρ_l คือ ความหนาแน่นของสารทำงานในสถานะของเหลว

ΔP คือ ผลต่างของความดันไออิ่มตัวของสารทำงานระหว่างส่วนทำระเหยกับส่วนควบแน่น

และมี $L_{eff} = (L_e + L_c)/2$ ซึ่ง L_{eff} คือ effective length, L_e และ L_c เป็นความยาวของส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นตามลำดับ ส่วน Modified Jacob number หรือ Ja^* เป็นอัตราส่วนของพลังงานความร้อนสัมผัสที่เปลี่ยนเป็นความร้อนแฝงระหว่างสถานะของของเหลวกลายเป็นไอดังสมการที่ 2.4

$$Ja^* = \frac{(FR) C_{p,l} \Delta T}{(1 - FR) h_{lv}} \quad (2.4)$$

โดยที่ FR คือ อัตราส่วนการเติมสารทำงาน

ΔT คือ ผลต่างอุณหภูมิระหว่างส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่น

h_{lv} คือ ความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอของสารทำงาน

ตัวแปรถัดมาคือ Bond number หรือ Bo เป็นอัตราส่วนของแรงลอยตัวต่อแรงตึงผิวของของไหล สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.5

$$Bo = \frac{g(\rho_l - \rho_v)D_i^2}{\sigma} \quad (2.5)$$

โดยที่ g คือ ความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วง

ρ_v คือ ความหนาแน่นของสารทำงานในสถานะไอ

σ คือ แรงตึงผิว

ในการคำนวณค่า Kutateladze number หรือ Ku ซึ่งเป็นอัตราส่วนของค่าฟลักซ์การถ่ายเทความร้อนที่ให้ต่อค่าการถ่ายเทความร้อนวิกฤตของของไหล โดยหาได้จากงานวิจัยของ Charoensawan P., et al. (2008) [12] ซึ่งได้จากการทดลองดังสมการที่ 2.6 และ 2.7

$$Ku = 2.13 \times 10^{-9} P_H^{0.75} Ja^{*-0.38} Bo^{-0.84} Ka^{0.58} \left(\frac{k_c}{k_a} \right)^{1.21} \quad (2.6)$$

$$Ku = \frac{q''}{h_{lv} \rho_v \left(\frac{\sigma g (\rho_l - \rho_v)}{\rho_v^2} \right)^{\frac{1}{4}}} \quad (2.7)$$

2.5 ทฤษฎีการถ่ายเทความร้อน

2.5.1 การนำความร้อนเป็นปรากฏการณ์การเคลื่อนที่ของความร้อน จากจุดที่มีอุณหภูมิสูง ไปยังจุดที่อุณหภูมิต่ำกว่า โดยที่โมเลกุลของตัวกลางไม่มีการเคลื่อนที่ ปริมาณของความร้อนที่เกิดการถ่ายโอนนั้นมีค่าแปรผันกับค่าความแตกต่างของอุณหภูมิตามระยะทาง เป็นการนำความร้อนในลักษณะสองมิติตามแนวแกน x และ y โดยขึ้นอยู่กับเวลาและมีความร้อนที่เกิดขึ้นจากตัวกลาง

$$q_x = k \frac{(T_1 - T_2)}{L} = k \frac{\Delta T}{L} \quad (2.8)$$

โดยที่ q คือ ฟลักซ์ความร้อน, W/m^2

k คือ สัมประสิทธิ์การนำความร้อน, W/m^2K

L คือ ความยาว, m

ΔT คือ ผลต่างของอุณหภูมิ, K

2.5.2 การพาความร้อนเป็นปรากฏการณ์การเคลื่อนที่ ของพลังงานจากแหล่งอุณหภูมิสูงไปยัง อุณหภูมิต่ำกว่า โดยที่โมเลกุลตัวกลางมีการเคลื่อนที่ไปด้วย ตัวอย่างเช่น การเคลื่อนที่ของลมที่ผ่านหน้า ขดลวดความร้อน ซึ่งลมดังกล่าวก็จะมีอุณหภูมิสูง ตามไปด้วย การพาความร้อนสามารถจำแนกได้ ออกเป็น 2 แบบดังนี้

2.5.2.1 การพาความร้อนแบบธรรมชาติ (Natural convection) กลไกการเกิดการถ่ายโอน ความร้อนมักเกิดเนื่องจากความแตกต่างของความหนาแน่นในระบบ ตัวอย่างเช่น ถ้าในบ้านมีอุณหภูมิ สูงกว่าภายนอกเมื่อเปิดหน้าต่างลมจากภายนอกจะพัดเข้ามาแล้วพาความร้อนในบ้าน ออกไปทำให้ภายใน บ้านมีอุณหภูมิลดลง เป็นต้น ซึ่งการถ่ายเทความร้อนในลักษณะนี้จะเกิดขึ้นค่อนข้างช้า

2.5.2.2 การพาความร้อนแบบบังคับ (Force convection) เกิดขึ้นเมื่อมีแรงภายนอกมา บังคับ ให้ของไหลเคลื่อนที่พร้อมๆกับทำหน้าที่ถ่ายเทความร้อน ซึ่งจะต้องอาศัยอุปกรณ์ช่วย ตัวอย่างเช่น การใช้ พัดลมระบายความร้อน โดยการพาความร้อนแบบบังคับนี้ จะมีประสิทธิภาพมากกว่าการพาความร้อน แบบธรรมชาติ ไม่ว่าจะเป็นการถ่ายโอนความร้อนแบบพาในลักษณะใดก็ตามแต่มีสมการที่ใช้ในการ คำนวณอัตราการถ่ายโอนความร้อนเหมือนกันคือ

$$Q = hA\Delta T \quad (2.9)$$

เมื่อ Q คือ ปริมาณความร้อนที่เกิดการถ่ายโอนเนื่องจากการพา, W

h คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อน, W/m.K

A คือ พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน, m^2

ΔT คือ ผลต่างของอุณหภูมิ, K

2.5.3 การแผ่รังสี (Radiation) เป็นการถ่ายเทความร้อนออกรอบตัวทุกทิศทุกทาง โดยไม่ต้องอาศัย ตัวกลางในการส่งถ่ายพลังงาน ดังเช่น การนำความร้อน และการพาความร้อน แผ่ความร้อนออกมาใน ลักษณะของคลื่นแม่เหล็กไฟฟ้า เป็นต้น

$$Q = \varepsilon\sigma A(T_s^4 - T_{sur}^4) \quad (2.10)$$

เมื่อ Q คือ ปริมาณความร้อนที่เกิดการถ่ายโอนเนื่องจากการแผ่รังสี, W

ε คือ ค่าการเปล่งรังสีของท่อ

- σ คือ ค่าสเตฟาน-โบลต์ซมันน์ มีค่าเท่ากับ $5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$
 A คือ พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน, m^2
 T_s คือ อุณหภูมิผิว, K
 T_{sur} คือ อุณหภูมิแวดล้อม, K

2.6 ทฤษฎีแผงรับรังสีแสงอาทิตย์

แผงรับรังสีแสงอาทิตย์ (Solar Collector) เป็นตัวแปลงและเก็บพลังงานความร้อนแล้วถ่ายเทความร้อน สามารถถ่ายเทความร้อนให้กับน้ำ ทำให้น้ำที่มีอุณหภูมิต่ำเป็นน้ำร้อนที่อุณหภูมิประมาณ 40-70 °C สมการคำนวณปริมาณความร้อนที่ส่งผ่านไปยังน้ำ

$$Q = M_w C_{p_w} \Delta T_w \quad (2.11)$$

- เมื่อ Q คือ ปริมาณความร้อนของเครื่องทำน้ำร้อน, W
 M_w คือ อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำ, m^3/s
 C_{p_w} คือ ค่าความร้อนจำเพาะของน้ำ, J/kg K
 ΔT_w คือ ผลต่างอุณหภูมิของน้ำ, K

Collector Efficiencies สามารถแสดงได้จากอัตราส่วนความร้อนที่อยู่ภายในถังน้ำต่อค่าการแผ่รังสีแสงอาทิตย์ทั้งหมดที่ได้จากแผงรับรังสีในช่วงเวลาเดียวกัน

$$\eta_c = \frac{Q}{AI} \quad (2.12)$$

- เมื่อ Q คือ ปริมาณความร้อนของเครื่องทำน้ำร้อน, W
 A คือ พื้นที่ในการรับแสงอาทิตย์, m^2
 I คือ ค่าความเข้มแสง, W/m^2
 η_c คือ ประสิทธิภาพแผงรับรังสีแสงอาทิตย์

2.7 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

โดยในการแบ่งรูปแบบของท่อความร้อนแบบสันได้มีงานวิจัยของ Maezawa S. et al. (1995) [5] ซึ่งทำการศึกษาสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนแบบสันและแบบที่มีวาล์ว ควบคุมการไหล โดยได้แบ่งรูปแบบของท่อความร้อนแบบสันเป็น 3 แบบหลักๆ แสดงดังรูปที่ 2.7 แบบแรกสร้างขึ้นด้วยท่อความร้อนขนาดคาปิลลารีเดี่ยวขดเป็นวงส่วนที่ปลายนั้นเชื่อมต่อกัน ซึ่งมีวาล์วควบคุมการไหลหนึ่งตัวหรือหลายตัวในวงรอบ ดังนั้นสารทำงานนั้นจะไหลในทิศทางที่ถูก กำหนดไว้นั้นส่งผลให้ความร้อนไหลอย่างรวดเร็ว ดังรูปที่ 2.7 (a) แบบที่สองประกอบด้วยท่อความร้อนขนาดคาปิลลารีเดี่ยวนั้นขดเป็นวงปิดโดยไม่มีวาล์วควบคุมการไหล ซึ่งความร้อนจะถูกถ่ายเทโดยการสั่นของสารทำงานตามแนวแกนความยาวของท่อ ดังรูปที่ 2.7 (b) และแบบสุดท้ายจะไม่มีวาล์วควบคุมการไหลและเป็นปลายปิดทั้งสองด้าน ซึ่งจะประกอบด้วยท่อเดี่ยวขนาดคาปิลลารีขดไปมาในกรณีนี้การถ่ายเทความร้อนเกิดขึ้นโดยการสั่นอาจจะกระตุ้นโดยการผันผวนของคลื่น ความดันที่รวดเร็วเกิดจากการเดือดเป็นฟองในสารทำงาน

ต่อมาในงานวิจัยของ Gi K., et al. (1999) [6] ได้ทำการศึกษาท่อความร้อนแบบสัน 2 แบบคือแบบปลายปิดและแบบวงรอบ เพื่อเปรียบเทียบสมรรถนะของท่อความร้อนแบบสันโดยท่อมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกและภายในเท่ากับ 4 มิลลิเมตร และ 2 มิลลิเมตร ตามลำดับ โดยใช้สารทำงาน R142b ความยาวส่วนทาระเหย ส่วนควบแน่น และส่วนที่ไม่มีถ่ายเทความร้อน มีความยาวเท่ากับ 15 เซนติเมตร, 15 เซนติเมตร และ 10 เซนติเมตร ตามลำดับ ในระหว่างการทำงานของท่อความร้อนแบบสันนี้จะทำงานที่อุณหภูมิส่วนที่ไม่มีถ่ายเทความร้อนเกือบคงที่อยู่ที่ 35 องศาเซลเซียส หรือ 45 องศาเซลเซียส จากการทดลองพบว่า ท่อความร้อนแบบสันวงรอบ สมรรถนะทางความร้อนขึ้นอยู่กับความเร็วของการไหลและความรุนแรงของการสั่นของสารทำงาน อัตราส่วนการเติมที่ 50 % - 60 % ให้ความเร็วการไหลสูงสุด และความเร็วจะเพิ่มขึ้นทีละน้อยตามมุมเอียงจนกระทั่งอยู่ในแนวตั้ง สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนดีที่สุดอยู่ที่มุมเอียงใกล้กับแนวตั้ง ซึ่งจะสร้างการสั่นที่รุนแรงโดยความยาวของไอและของเหลว สัน สำหรับท่อความร้อนแบบปลายปิด สารทำงานไม่สามารถไหลได้ แต่ความร้อนจะถูกส่งผ่านโดยการสั่นของสารทำงานระหว่างส่วนทาระเหยกับส่วนควบแน่น การสั่นภายในแบบปลายปิดนั้นเกิดขึ้นง่ายที่มุมเอียงน้อยจากแนวระนาบ และอัตราส่วนการเติมสารทำงานน้อยถึงปานกลาง เมื่อเปรียบเทียบทั้งสองแบบซึ่งทำให้เห็นว่าท่อความร้อนแบบสันวงรอบจะมีการถ่ายเทความร้อนที่ดีกว่าแบบปลายปิดเนื่องจากแบบวงรอบมีการไหลของสารทำงานซึ่งช่วยในการถ่ายเทความร้อนด้วย ในการศึกษาตัวแปรที่มีผลต่อสมรรถนะทางความร้อนได้มีการศึกษาในหลายลักษณะ ซึ่งขึ้นอยู่กับสิ่งที่สนใจ เช่น มุมเอียงในการทำงาน อัตราส่วนการเติมสารทำงาน ชนิดสารทำงาน ขนาดของท่อความร้อน จำนวนโค้งเลี้ยว เป็นต้น

จากปริญาพนธ์ของ วันเฉลิม เมืองพระฝาง และคณะ ในปี พ.ศ. 2554 [13] ได้ทำการศึกษาเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ 2 ชนิด คือ เครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์แบบท่อแก้วสุญญากาศที่ใช้ท่อเทอร์โมไซฟอนกับเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์แบบท่อแก้วสุญญากาศที่ใช้ท่อความร้อนแบบสันวงรอบ ซึ่งทำการทดลองโดยให้เครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ที่มีท่อความร้อน

บรรจุอยู่ภายใน และกำหนดให้ท่อความร้อนของทั้ง 2 ชนิดมีปริมาตรที่เท่ากัน จากการทดลองพบว่า เครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ที่ใช้ท่อเทอร์โมไซฟอนให้ประสิทธิภาพการทำงานสูงกว่าเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ที่ใช้ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ แต่เนื่องจากเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ที่ใช้ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบยังเหลือพื้นที่ในการบรรจุท่อเพิ่ม ทำให้งานวิจัยนี้คิดที่จะเพิ่มพื้นที่สัมผัสของท่อความร้อนแบบสั่นขึ้นและนำผลที่ได้มาเปรียบเทียบต่อไป



บทที่ 3

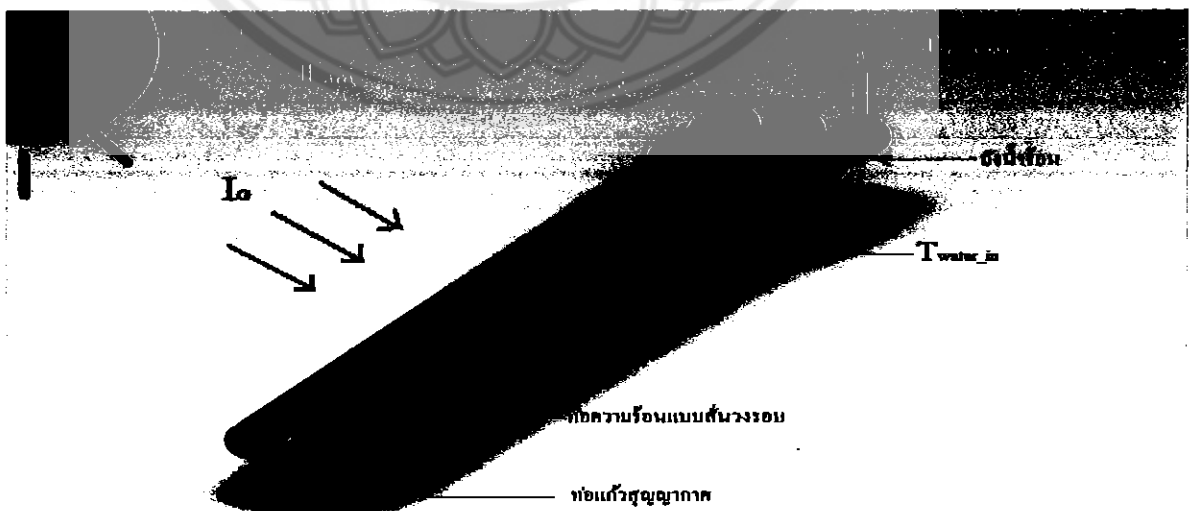
ขั้นตอนการดำเนินงาน

เพื่อการพัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์แบบท่อแก้ว
สุญญากาศที่ใช้ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ มีวิธีดำเนินงานดังนี้

3.1 สมมุติฐานและเงื่อนไขที่ใช้ในแบบจำลองเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์แบบท่อ แก้วสุญญากาศที่ใช้ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ

3.1.1 หลักการทำงานของเครื่องทำน้ำร้อน

เครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์แบบท่อแก้วสุญญากาศที่ภายในบรรจุท่อความร้อนแบบสั่น
วงรอบดังรูปที่ 3.1 มีหลักการทำงานดังนี้ เมื่อแสงจากดวงอาทิตย์ตกกระทบบนท่อแก้วสุญญากาศผ่านเข้าสู่
สู่พื้นผิวดูดซับแสงอาทิตย์จากนั้นความร้อนจะถูกส่งผ่านสู่ท่อความร้อนในส่วนทำระเหย และส่งความร้อน
ไปสู่ส่วนควบแน่นเพื่อถ่ายเทความร้อนสู่น้ำที่ไหลผ่านในถังน้ำร้อน เมื่อสารทำงานเกิดการควบแน่นจะไหล
กลับมายังส่วนทำระเหยเพื่อย้อนกลับไปรับความร้อนใหม่ต่อไป



รูปที่ 3.1 แสดงเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์แบบท่อแก้วสุญญากาศ

3.1.2 สมมุติฐานที่ใช้กับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์

3.1.2.1 สมบัติของสารทำงานและวัสดุมีค่าคงที่

3.1.2.2 ท่อแก้วสุญญากาศสามารถรับแสงอาทิตย์ได้ทุกทิศทาง

3.1.2.3 ไม่พิจารณาความร้อนสูญเสียที่ส่วนไม่มีการถ่ายเทความร้อนและถังเก็บน้ำร้อน

3.1.2.4 แสงอาทิตย์ตกกระทบแผงรับแสงอาทิตย์สม่ำเสมอ

3.1.3 เงื่อนไขในการจำลองเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์

3.1.3.1 ช่วงเวลาการจำลองคือ 10.00 -15.00 น.

3.1.3.2 อัตราการไหลของน้ำ 0.1 L/min

3.1.3.3 สัมประสิทธิ์การพาความร้อนแบบอิสระ (h_m) คือ 15-60 W/m.K

3.1.3.4 จำนวนโค้งเลี้ยว (n) คือ 5, 10 และ 15 โค้งเลี้ยว

3.1.3.5 ความยาวส่วนทำระเหย (Le) คือ 1.5 m

3.1.3.6 ความยาวส่วนไม่มีการสูญเสียความร้อน (La) คือ 0.055 m

3.1.3.7 ความยาวส่วนควบแน่น (Lc) คือ 0.05, 0.15 และ 0.25 m

3.1.3.8 จำนวนท่อแก้วสุญญากาศเป็น 1, 2 และ 3 ท่อ

3.1.3.9 การติดตั้งเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ โดยแผงรับรังสีแสงอาทิตย์วาง

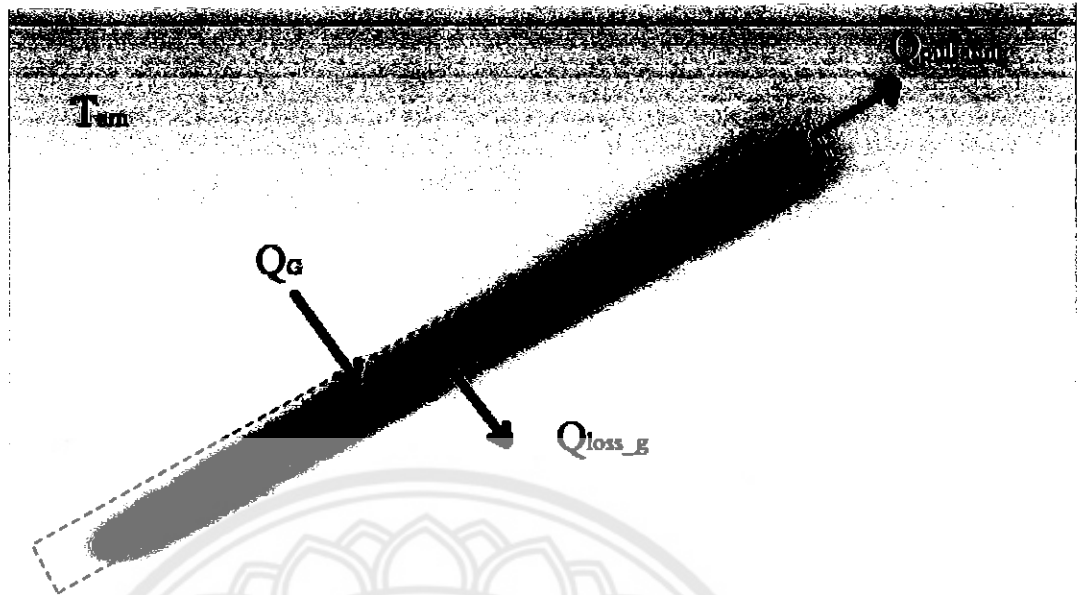
มุม 16° กับแนวระนาบโดยให้ด้านหน้าของแผงรับแสงอาทิตย์หันไปทางทิศใต้ เนื่องจากประเทศไทยเป็นประเทศที่อยู่ทางซีกโลกเหนือทำให้แสงแดดจะส่องโดนหลังคาทางทิศใต้ตลอดทั้งปี

3.1.3.10 ใช้ค่ารังสีแสงอาทิตย์และอุณหภูมิอากาศของจังหวัดพิษณุโลกในช่วงเดือนมกราคมถึงเดือนกุมภาพันธ์ในการจำลองเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ เพื่อเปรียบเทียบกับผลการทดลองของปริญญาานิพนธ์เรื่องการศึกษาสมรรถนะทางความร้อนของเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์แบบท่อแก้วสุญญากาศที่ใช้ท่อความร้อนแบบล้นวงรอบ ของนายทวีชัย เจริญจบ และคณะ ปีการศึกษา 2555

3.2 การคำนวณการถ่ายเทความร้อนของเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์

สามารถแบ่งการคำนวณการถ่ายเทความร้อนของเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์แบบท่อแก้วสุญญากาศที่ใช้ท่อความร้อนแบบล้นวงรอบเป็นดังนี้

3.2.1 พิจารณาปริมาตรควบคุม (Control Volume) ของตัวรับรังสีแสงอาทิตย์แบบท่อแก้วสุญญากาศ



รูปที่ 3.2 แสดงปริมาณความร้อนของตัวรับรังสีแสงอาทิตย์แบบท่อแก้วสุญญากาศ

จากรูปที่ 3.2 เมื่อรังสีแสงอาทิตย์ตกกระทบท่อแก้วสุญญากาศ พลังงานความร้อนที่ได้จากแสงอาทิตย์จะถูกถ่ายเทจากผิวท่อแก้วสุญญากาศผ่านไปยังผิวตัวดูดซับรังสีแสงอาทิตย์ จากผิวดูดซับไปยังท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ และมีความร้อนบางส่วนสูญเสียออกมา เมื่อพิจารณาตามสมดุลพลังงานที่ท่อแก้วสุญญากาศ อัตราการถ่ายเทความร้อนคำนวณได้

$$Q_G - Q_{loss_g} = Q_{pulsating} \tag{3.1}$$

$$Q_g = I_G \tau_G \alpha_G A_{glass} \tag{3.2}$$

โดยที่	Q_G	คือ ปริมาณความร้อนจากดวงอาทิตย์, W
	I_G	คือ ความเข้มรังสีแสงอาทิตย์
	τ_G	คือ ความสามารถในการส่งผ่านรังสีที่ผิวท่อแก้ว
	α_G	คือ ความสามารถในการดูดซับรังสีของผิวตัวดูดซับ
	A_{glass}	คือ พื้นที่ผิวท่อแก้วสุญญากาศของตัวรับรังสีแสงอาทิตย์, m ²
	$Q_{pulsating}$	คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนไปยังท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ, W

$$Q_{loss_g} = Q_{conv} + Q_{radi}$$

$$Q_{loss_g} = h_m \cdot A_{glass} (T_G - T_{am}) + \sigma A_{glass} \epsilon_{glass} (T_G^4 - T_{am}^4) \tag{3.3}$$

โดยที่	Q_{loss_g}	คือ อัตราความร้อนสูญเสียจากท่อแก้ว, W
	Q_{conv}	คือ อัตราความร้อนโดยการพาจากท่อแก้ว, W
	Q_{radi}	คือ อัตราความร้อนโดยการแผ่รังสีจากท่อแก้ว, W
	h_m	คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อนระหว่างท่อแก้วกับอากาศ, W/m.K
	σ	คือ ค่าชเตฟาน-โบลต์ซมันน์ (Stefan - Boltzmann) มีค่าเท่ากับ 5.67×10^{-8} , W/ m ² .K
	ϵ_{glass}	คือ ค่าการเปล่งรังสีของท่อแก้ว
	T_G	คือ อุณหภูมิผิวท่อแก้ว, K
	T_{amb}	คือ อุณหภูมิสิ่งแวดล้อม, K

จากอัตราความร้อนสูญเสียที่ถูกถ่ายเทไปยังท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบโดยการแผ่รังสีความร้อนและการพาความร้อนสามารถคำนวณหาอุณหภูมิผิวจุดซับได้จากสมการ (3.4)

$$Q_{loss_a} = \frac{\sigma A_{glass} (T_G^4 - T_{abs}^4)}{\frac{1}{\epsilon_{glass_1}} + \frac{r_i}{r_o} \left(\frac{1 - \epsilon_{glass_2}}{\epsilon_{glass_2}} \right)} \quad (3.4)$$

โดยที่	Q_{loss_a}	คือ อัตราความร้อนสูญเสียระหว่างตัวจุดซับกับท่อทองแดง, W
	T_{abs}	คือ อุณหภูมิผิวจุดซับ, K

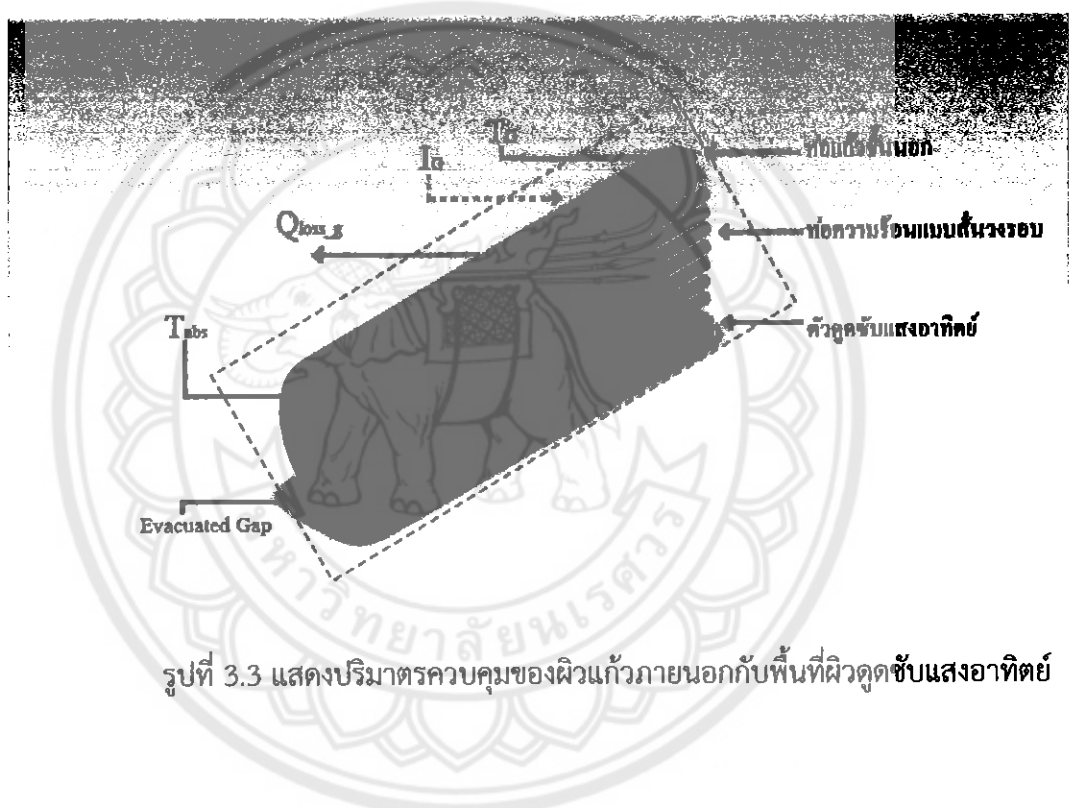
และคำนวณหาอุณหภูมิส่วนทำระเหยได้จากสมการ (3.5)

$$Q_{pulsating} = h_m \cdot A_{s,abs} (T_{abs} - T_{eva}) + \frac{\sigma A_{cu} (T_{abs}^4 - T_{eva}^4)}{\frac{1}{\epsilon_{cu}} + \frac{r_i}{r_o} \left(\frac{1 - \epsilon_{glass_2}}{\epsilon_{glass_2}} \right)} \quad (3.5)$$

โดยที่	h_m	คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อนระหว่างตัวจุดซับกับท่อทองแดง, W/m.K
	$A_{s,abs}$	คือ พื้นที่ผิวตัวจุดซับรังสีแสงอาทิตย์, m ²
	A_{cu}	คือ พื้นที่ผิวท่อทองแดง, m ²
	T_{eva}	คือ อุณหภูมิส่วนทำระเหย, K
	ϵ_{cu}	คือ ค่าการเปล่งรังสีของท่อทองแดง

3.2.2 พิจารณาปริมาณควบคุมของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ

เมื่อความร้อนถูกส่งผ่านเข้าสู่ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่ส่วนทำระเหยดังภาพที่ 3.3 ทำให้สารทำงานที่บรรจุอยู่ภายในท่อทองแดงเกิดการเปลี่ยนสถานะกลายเป็นไอ แล้วเคลื่อนที่ไปยังส่วนควบแน่น เพื่อถ่ายเทความร้อน โดยอัตราการถ่ายเทความร้อนที่เกิดจากท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบสามารถคำนวณได้จากตัวแปรที่มีผลต่อการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบจากสมการที่ (2.7) ถึง (2.11) หลังจากนั้นคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบจากสมการที่ (3.6)



รูปที่ 3.3 แสดงปริมาณควบคุมของผิวแก้วภายนอกกับพื้นที่ผิวดูดซับแสงอาทิตย์

ที่ q คือ ปริมาณความร้อนต่อหน่วยพื้นที่ในแนวรัศมี (Radial heat flux) ของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ

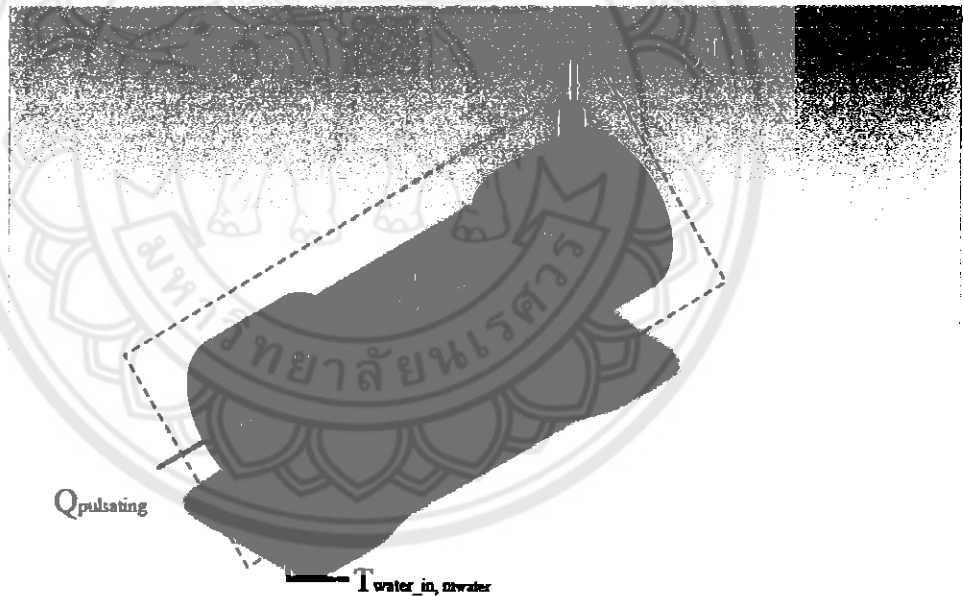
$$\bar{q} = \frac{Q_{pulsating}}{2n\pi D_i L_e} \quad (3.6)$$

โดยที่	$Q_{pulsating}$	คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ, W
	n	คือ จำนวนโค้งเลี้ยวของท่อทองแดง, W
	D_i	คือ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อ, m
	L_e	คือ ความยาวส่วนทำระเหยของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ, m

ซึ่งคุณสมบัติของสารทำงานทั้งหมดที่ใช้ในการคำนวณตัวแปรไร้มิติจะขึ้นอยู่กับ อุณหภูมิการทำงานของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบคือ $(T_e+T_c)/2$ เมื่อ T_e และ T_c เป็น อุณหภูมิส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นตามลำดับ

3.2.3 พิจารณาปริมาณควบคุมที่ดักเก็บน้ำร้อนของตัวรับรังสีแสงอาทิตย์

อัตราการความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ ($Q_{pulsating}$) ถูกถ่ายเทจากส่วนทำระเหยมายังส่วนควบแน่น จากนั้นความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบจะถ่ายเทให้กับน้ำที่อยู่ภายในถังเก็บน้ำร้อนดังภาพ 3.4 โดยจะมีความร้อนที่ถ่ายเทให้แก่ น้ำที่ไหลเข้ามาในถังเก็บจำนวนหนึ่งและมีความร้อนสะสมอยู่ในน้ำภายในถังเก็บน้ำร้อน เมื่อพิจารณาปริมาตรควบคุมที่ดักน้ำร้อนของตัวรับรังสีแสงอาทิตย์และสมดุลพลังงาน สามารถเขียนสมการได้ดังนี้



ภาพที่ 3.4 แสดงปริมาตรควบคุมที่ดักเก็บน้ำร้อนตัวรับรังสีแสงอาทิตย์

$$Q_{storage} + \dot{m}_{water} C_p (T_{water_out} - T_{water_in}) = Q_{pulsating} - Q_{loss_t} \quad (3.7)$$

โดยที่ Q_{loss_t} คือ อัตราการความร้อนสูญเสียที่ถังเก็บน้ำร้อน, W

ห้องสมุดคณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยนครสวรรค์

\dot{m}_{water}	คือ อัตราการไหลของน้ำ, m/s
C_p	คือ ความจุความร้อนจำเพาะของน้ำ, kJ/kg-K
T_{water_out}	คือ อุณหภูมิน้ำขาออก, K
T_{water_in}	คือ อุณหภูมิน้ำขาเข้า, K

เมื่ออัตราการสะสมความร้อนของน้ำภายในถังเก็บน้ำร้อนมีค่าเป็น

$$Q_{storage} = \frac{M_{water} \times C_p \times \Delta T_{water}}{\Delta t} \quad (3.8)$$

โดยที่	$Q_{storage}$	คือ อัตราการความร้อนสะสมในถังเก็บน้ำร้อน, W
	M_{water}	คือ มวลของน้ำในถังเก็บน้ำร้อน, kg
	ΔT_{water}	คือ ผลต่างอุณหภูมิของน้ำ ณ เวลาต่างกัน, K
	Δt	คือ ผลต่างของเวลาที่กำหนด, s

จากการคำนวณในสมการที่ (3.7) และ (3.8) โดยไม่พิจารณาความร้อนสูญเสียที่ถังเก็บน้ำร้อน (Q_{loss_t}) เนื่องจากมีปริมาณน้อยมาก จะทราบอุณหภูมิน้ำร้อนที่ทางออกตัวรับรังสีแสงอาทิตย์ และสามารถคำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อนที่น้ำได้รับจากตัวรับรังสีแสงอาทิตย์ได้ดังนี้

$$Q_{collector} = \frac{M_{water} \times C_p \times \Delta T_{water}}{\Delta t} + \dot{m}_{water} C_p (T_{water_out} - T_{water_in}) \quad (3.9)$$

โดยที่ $Q_{collector}$ คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนที่น้ำได้รับ, W

ดังนั้นสามารถคำนวณประสิทธิภาพเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ได้ดังนี้

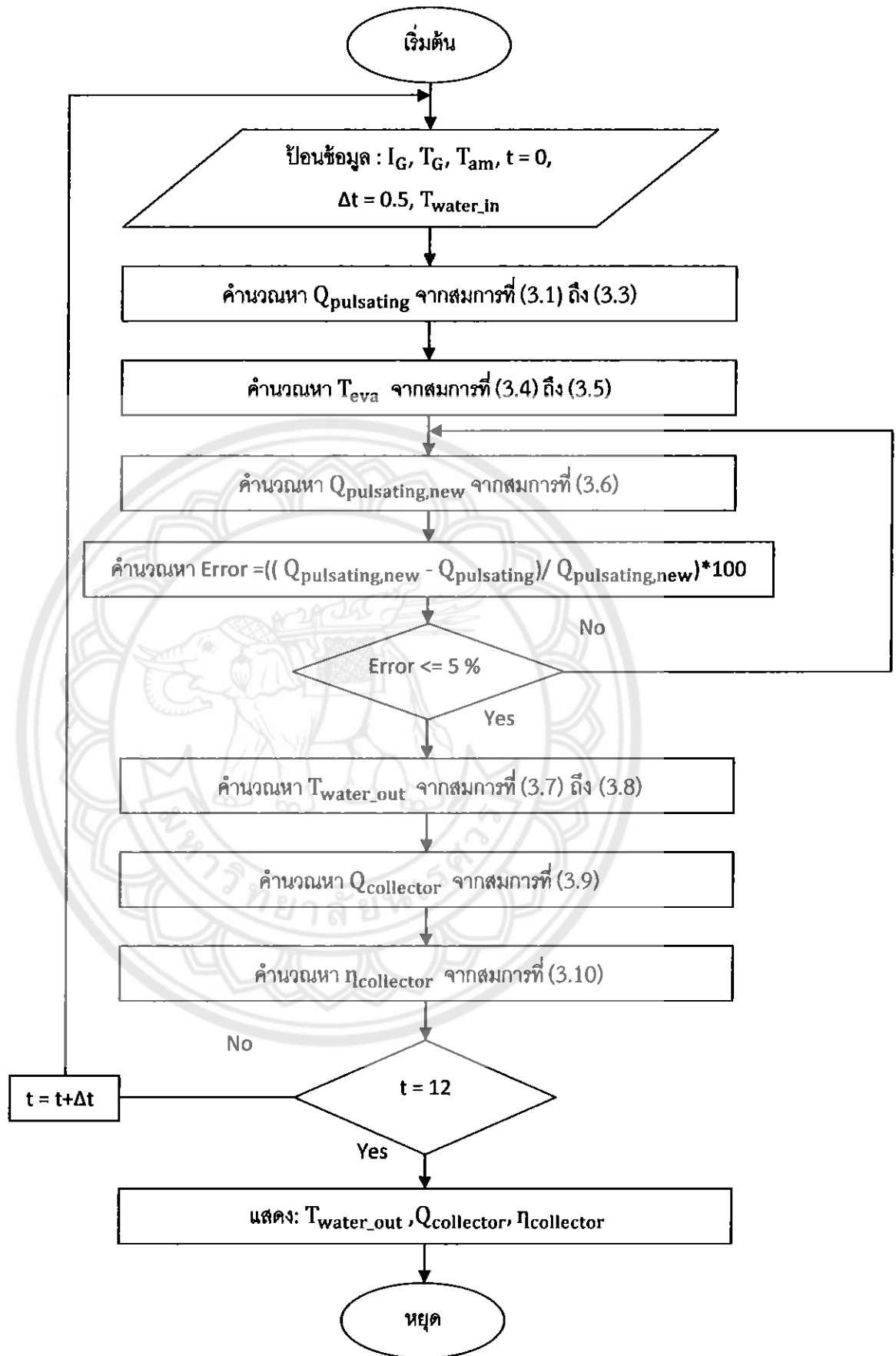
$$\eta_{collector} = \frac{Q_{collector}}{I_G A_{glass}} \quad (3.10)$$

โดยที่ $\eta_{collector}$ คือ ประสิทธิภาพเครื่องทำน้ำร้อน

3.3 ขั้นตอนการทำงานของโปรแกรมเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์

จากหัวข้อที่ 3.2 การคำนวณหาสมรรถนะทางความร้อนของเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ สามารถเขียนแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ด้วยโปรแกรมภาษาซี (C language) มีลำดับขั้นตอนดังรูปที่ 3.5 และรายละเอียดของโปรแกรมทั้งหมดแสดงในภาคผนวก

ซึ่งในการทำงานของโปรแกรมแบบจำลองทางคณิตศาสตร์มีขั้นตอนดังนี้ เริ่มต้นการทำงานของแบบจำลองจะต้องป้อนชุดข้อมูล คือ ความเข้มรังสีแสงอาทิตย์ (I_G), อุณหภูมิผิวท่อแก้ว (T_G), อุณหภูมิสิ่งแวดล้อม (T_G) เวลาเริ่มต้น (time), ผลต่างของเวลา (Δt), และอุณหภูมิน้ำขาเข้า (T_{water_in}) จากนั้นแบบจำลองจะทำการคำนวณสมการในหัวข้อ 3.2.1 เพื่อหาอัตราการถ่ายเทความร้อนไปยังท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ ($Q_{pulsating}$) และอุณหภูมิส่วนทำระเหย (T_{eva}) แล้วนำค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนไปยังท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบและอุณหภูมิส่วนทำระเหยไปคำนวณต่อในหัวข้อที่ 3.2.2 เพื่อหาอัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ ($Q_{pulsating}$) เมื่อได้อัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบแล้ว แบบจำลองจะคำนวณในหัวข้อที่ 3.2.3 เพื่อหาอุณหภูมิน้ำขาออก (T_{water_in}), อัตราการถ่ายเทความร้อนที่น้ำได้รับ ($Q_{collector}$) และประสิทธิภาพเครื่องทำน้ำร้อน ($\eta_{collector}$) แล้วแสดงอุณหภูมิน้ำขาออก อัตราการถ่ายเทความร้อนที่น้ำได้รับ และประสิทธิภาพเครื่องทำน้ำร้อนในแต่ละเวลา ทุกๆ 30 นาที โดยเริ่มตั้งแต่เวลา 10.00-15.00 น. ถือเป็นสิ้นสุดการทำงานของโปรแกรม



รูปที่ 3.5 ลำดับขั้นตอนการทำงานของโปรแกรมเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์

บทที่ 4

ผลการทดลองและวิเคราะห์ผลการทดลอง

การวิเคราะห์ผลการทดลองที่ได้จากการประมวลผลจากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ แบ่งเป็น 4 หัวข้อดังนี้

1. เปรียบเทียบผลที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์กับผลที่ได้จากการทดลอง เพื่อศึกษาความแม่นยำของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของเครื่องทำน้ำร้อนในการนำไปใช้งานจริง

2. ผลกระทบของจำนวนโค้งเลี้ยงที่มีต่อสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของระบบ

3. ผลกระทบของความยาวส่วนควบแน่นที่มีต่อสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของระบบ

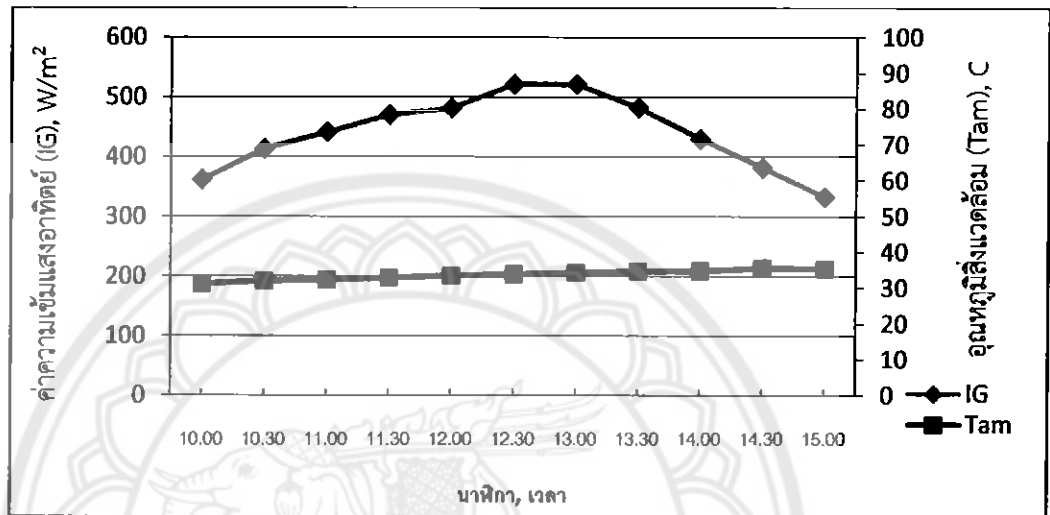
4. ผลกระทบของจำนวนท่อแก้วที่มีต่อสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของระบบ

4.1 เปรียบเทียบผลที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์กับผลที่ได้จากการทดลอง เพื่อศึกษาความแม่นยำของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของเครื่องทำน้ำร้อนในการนำไปใช้งานจริง

ผลที่ได้จากการทดลองในปริทัศน์นพนธ์เรื่องการศึกษาสมรรถนะทางความร้อนของเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์แบบท่อแก้วสุญญากาศที่ใช้ท่อความร้อนแบบส่นวงรอบ ของนายทวีชัย เจนจบ และคณะ ปีการศึกษา 2555 เพื่อศึกษาผลกระทบของจำนวนโค้งเลี้ยงที่มีต่อสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของระบบ โดยกำหนดให้ความยาวส่วนควบแน่นมีค่าเท่ากับ 25 cm ซึ่งทดลองในวันที่ 10 กุมภาพันธ์ 2556 พบว่าจำนวนโค้งเลี้ยง 15 โค้งเลี้ยงให้ผลที่ดีที่สุด จากผลดังกล่าวจึงนำจำนวนโค้งเลี้ยง 15 โค้งเลี้ยงมาศึกษาผลกระทบของความยาวส่วนควบแน่น ซึ่งทดลองในวันที่ 24 กุมภาพันธ์ 2556 พบว่าความยาวส่วนควบแน่นเท่ากับ 5 cm ให้ผลที่ดีที่สุด ดังนั้นจึงนำผลจากแบบจำลองภายใต้เงื่อนไขดังกล่าวมาเปรียบเทียบกับผลที่ได้จากการทดลองเหล่านี้ เพื่อศึกษาว่าแบบจำลองสามารถนำไปใช้งานได้จริง ดังนี้

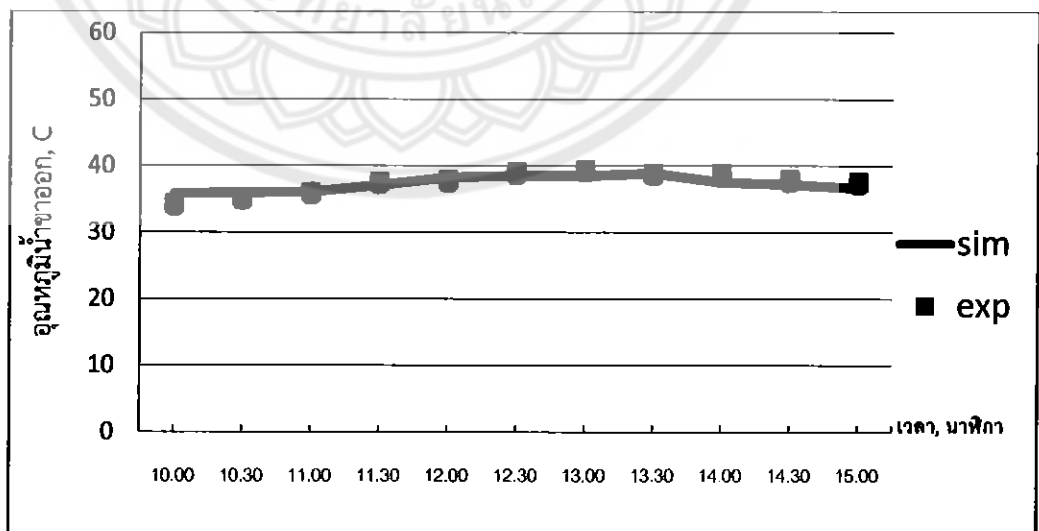
4.1.1 กรณีเครื่องทำน้ำร้อนที่ใช้ท่อความร้อนแบบส่นวงรอบที่มีความยาวส่วนควบแน่นเท่ากับ 25 cm จำนวนโค้งเลี้ยง 15 โค้งเลี้ยง

ค่าความเข้มรังสีแสงอาทิตย์และอุณหภูมิสิ่งแวดล้อมที่ใช้ในการเปรียบเทียบผลที่ได้จากแบบจำลองกับผลที่ได้จากการทดลอง ณ วันที่ 10 กุมภาพันธ์ 2556 ดังแสดงในกราฟที่ 1 จะเห็นว่าความเข้มรังสีแสงอาทิตย์สูงที่สุดที่เวลา 13.00 น. มีค่าเท่ากับ 521.7 W/m^2 และอุณหภูมิสิ่งแวดล้อมสูงที่สุดที่เวลา 14.30 น. มีค่าเท่ากับ 35.6°C



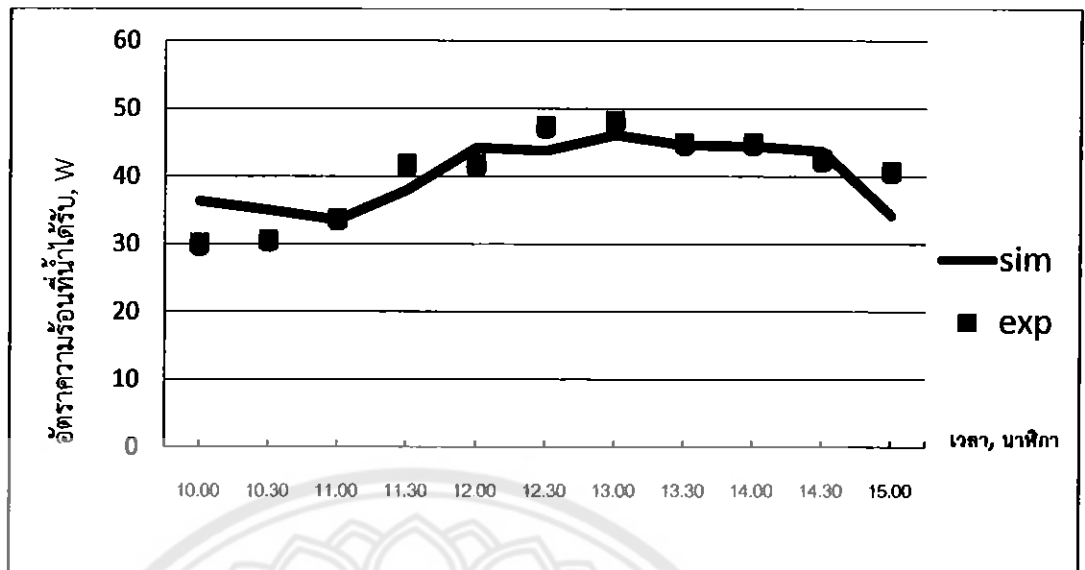
กราฟที่ 4.1 แสดงค่าความเข้มรังสีแสงอาทิตย์และอุณหภูมิสิ่งแวดล้อม ณ วันที่ 10 กุมภาพันธ์ 2556

ผลของอุณหภูมิน้ำขาออก อัตราความร้อนที่น้ำได้รับ และประสิทธิภาพเครื่องทำน้ำร้อน ที่ได้จากการเปรียบเทียบระหว่างแบบจำลองกับการทดลอง เป็นดังนี้

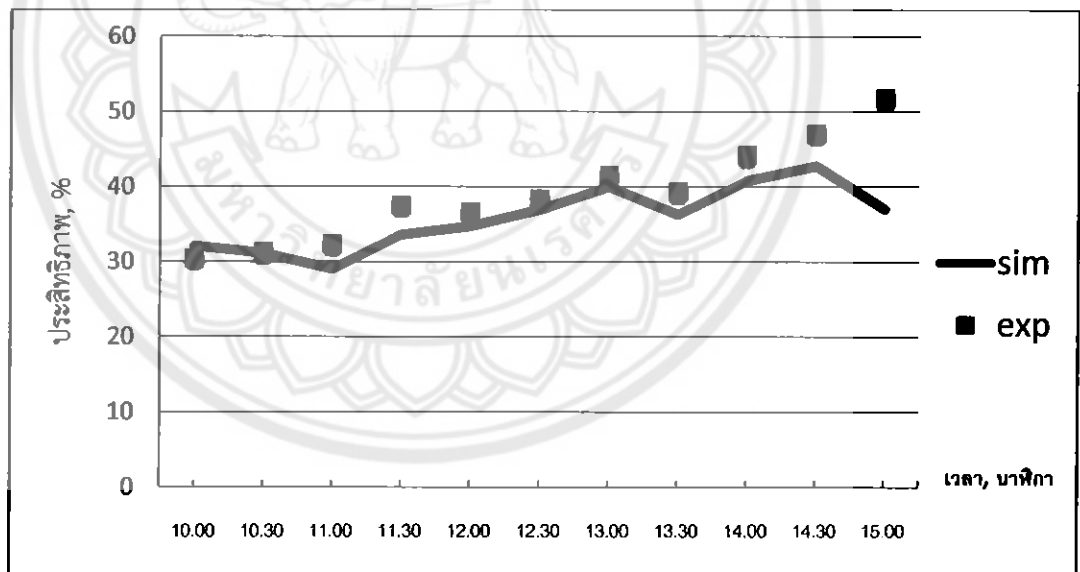


กราฟที่ 4.2 แสดงผลการเปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำขาออก ณ ความยาวส่วนควบแน่น (L_c) 25 cm จำนวนโค้งเลี้ยว (n) 15 โค้งเลี้ยวระหว่างแบบจำลองกับการทดลองของทวีชัย เจนจบ และคณะ

ปี 2555 ณ วันที่ 10 กุมภาพันธ์ 2556



กราฟที่ 4.3 แสดงผลการเปรียบเทียบอัตราความร้อนที่น้ำได้รับ ณ ความยาวส่วนควบแน่น (Lc) 25 cm จำนวนโค้งเลี้ยว (n) 15 โค้งเลี้ยวระหว่างแบบจำลองกับการทดลองของทวีชัย เจนจบ และคณะ ปี 2555 ณ วันที่ 10 กุมภาพันธ์ 2556



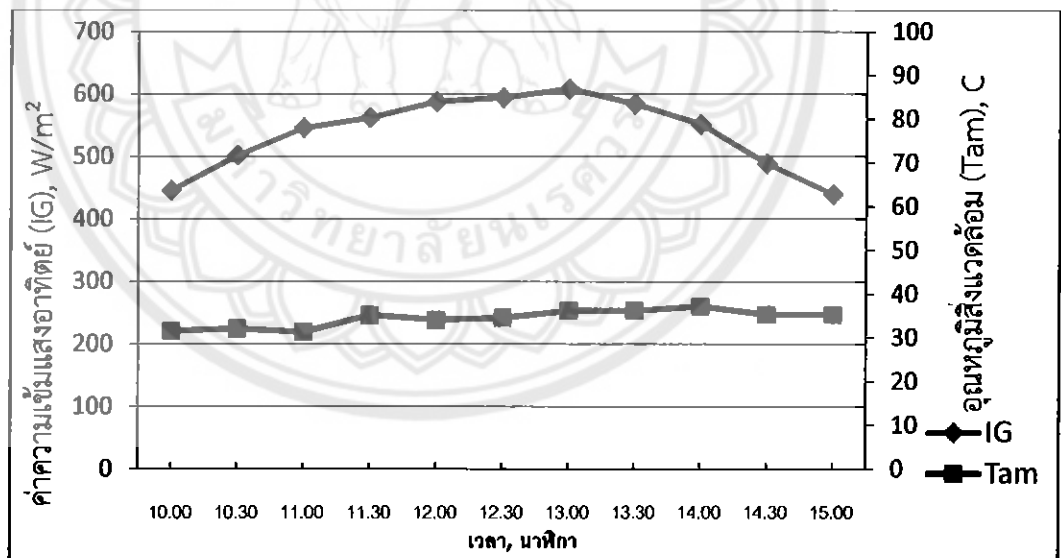
กราฟที่ 4.4 แสดงผลการเปรียบเทียบประสิทธิภาพเครื่องทำน้ำร้อน ณ ความยาวส่วนควบแน่น (Lc) 25 cm จำนวนโค้งเลี้ยว (n) 15 โค้งเลี้ยวระหว่างแบบจำลองกับการทดลองของทวีชัย เจนจบ และคณะ ปี 2555 ณ วันที่ 10 กุมภาพันธ์ 2556

จากกราฟที่ 4.2-4.4 แสดงการเปรียบเทียบระหว่างแบบจำลองกับการทดลองในวันที่ 10 กุมภาพันธ์ 2556 ที่ความยาวส่วนควบแน่น 25 cm จำนวนโค้งเลี้ยว 15 โค้งเลี้ยว พบว่าอุณหภูมิน้ำขาออกระหว่างการทดลองกับแบบจำลองจากกราฟที่ 4.2 มีค่าใกล้เคียงกันโดยมีค่าความคลาดเคลื่อน

มาตรฐานเท่ากับ 2.36% ส่วนอัตราความร้อนที่น้ำได้รับซึ่งแสดงในกราฟที่ 4.3 พบว่าช่วงเวลา 10.00-10.30 น. ผลจากแบบจำลองมีค่าอัตราความร้อนสูงกว่าการทดลอง หลังจากนั้นอัตราความร้อนระหว่างการทดลองกับแบบจำลองมีค่าใกล้เคียงกันโดยมีค่าความคลาดเคลื่อนมาตรฐานเท่ากับ 0.91% และประสิทธิภาพจากกราฟที่ 4.4 ระหว่างการทดลองกับแบบจำลองมีค่าใกล้เคียงกัน โดยมีค่าความคลาดเคลื่อนมาตรฐานเท่ากับ 3.28% จากผลการเปรียบเทียบข้างต้นแสดงให้เห็นว่าแบบจำลองนี้สามารถยอมรับได้ในการใช้งานจริง

4.1.2 กรณีเครื่องทำน้ำร้อนที่ใช้ท่อความร้อนแบบส่นวงรอบที่มีจำนวนโค้งเลี้ยว 15 โค้งเลี้ยว ความยาวส่วนควบแน่นเท่ากับ 5 cm

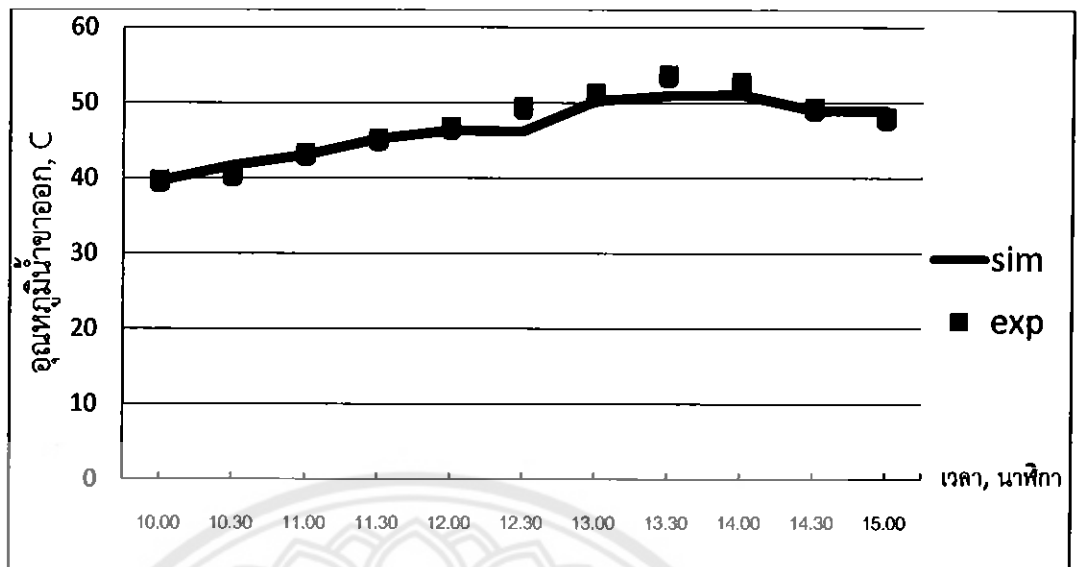
ค่าความเข้มรังสีแสงอาทิตย์และอุณหภูมิสิ่งแวดล้อมที่ใช้ในการเปรียบเทียบผลที่ได้จากแบบจำลองกับผลที่ได้จากการทดลอง ณ วันที่ 24 กุมภาพันธ์ 2556 ดังแสดงในกราฟที่ 5 จะเห็นว่าความเข้มรังสีแสงอาทิตย์สูงที่สุดที่เวลา 13.00 น. มีค่าเท่ากับ 608.7 W/m^2 และอุณหภูมิสิ่งแวดล้อมสูงที่สุดที่เวลา 14.00 น. มีค่าเท่ากับ 37.2°C



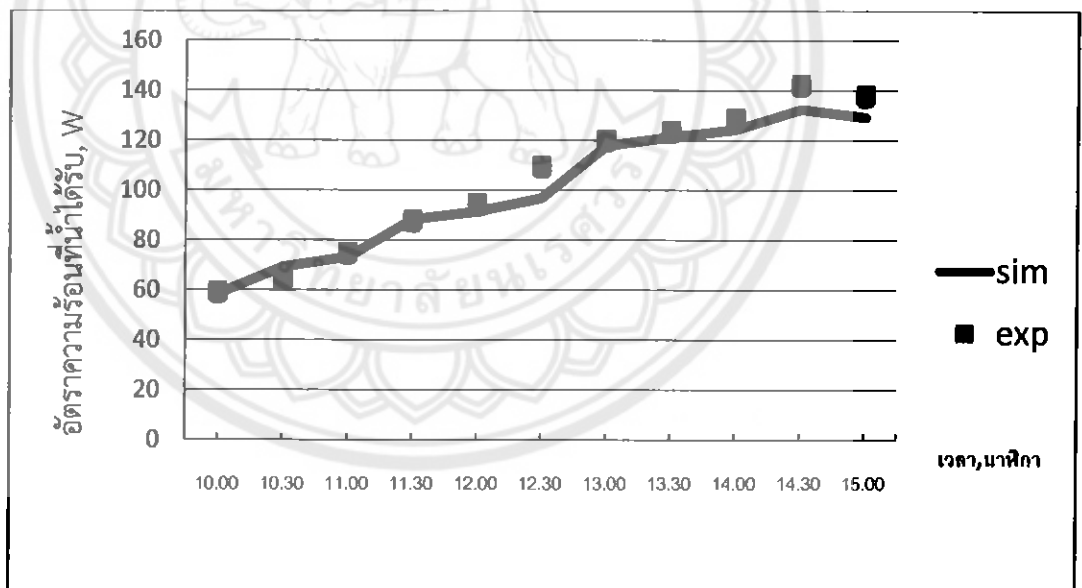
กราฟที่ 4.5 แสดงค่าความเข้มรังสีแสงอาทิตย์และอุณหภูมิสิ่งแวดล้อม ณ วันที่ 24 กุมภาพันธ์

2556

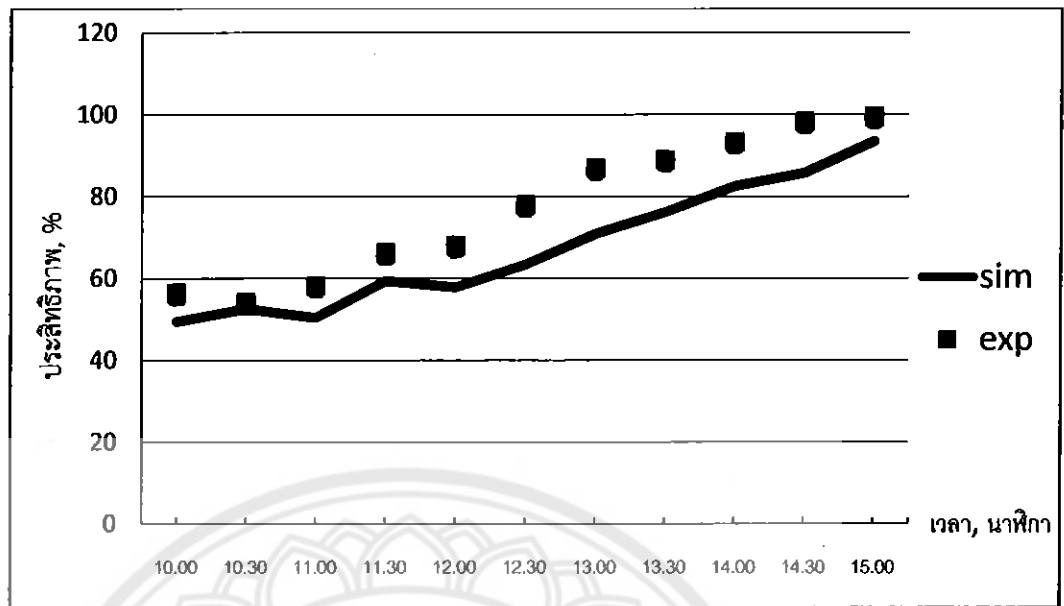
ผลของอุณหภูมิน้ำขาออก อัตราความร้อนที่น้ำได้รับ และประสิทธิภาพเครื่องทำน้ำร้อน ที่ได้จากการเปรียบเทียบระหว่างแบบจำลองกับการทดลอง เป็นดังนี้



กราฟที่ 4.6 แสดงผลการเปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำขาออก ณ จำนวนโค้งเลี้ยว (n) 15 โค้งเลี้ยว ความยาวส่วนควบแน่น (Lc) 5 cm ระหว่างแบบจำลองกับการทดลองของทวีชัย เจนจบ และคณะ ปี 2555 ณ วันที่ 24 กุมภาพันธ์ 2556



กราฟที่ 4.7 แสดงผลการเปรียบเทียบอัตราความร้อนที่น้ำได้รับ ณ จำนวนโค้งเลี้ยว (n) 15 โค้งเลี้ยว ความยาวส่วนควบแน่น (Lc) 5 cm ระหว่างแบบจำลองกับการทดลองของทวีชัย เจนจบ และคณะ ปี 2555 ณ วันที่ 24 กุมภาพันธ์ 2556



กราฟที่ 4.8 แสดงผลการเปรียบเทียบประสิทธิภาพของเครื่องทำน้ำร้อน ณ จำนวนโค้งเลี้ยว (n) 15 โค้งเลี้ยว ความยาวส่วนควบแน่น (Lc) 5 cm ระหว่างแบบจำลองกับการทดลองของทวีชัย เจริญ และคณะ ปี 2555 ณ วันที่ 24 กุมภาพันธ์ 2556

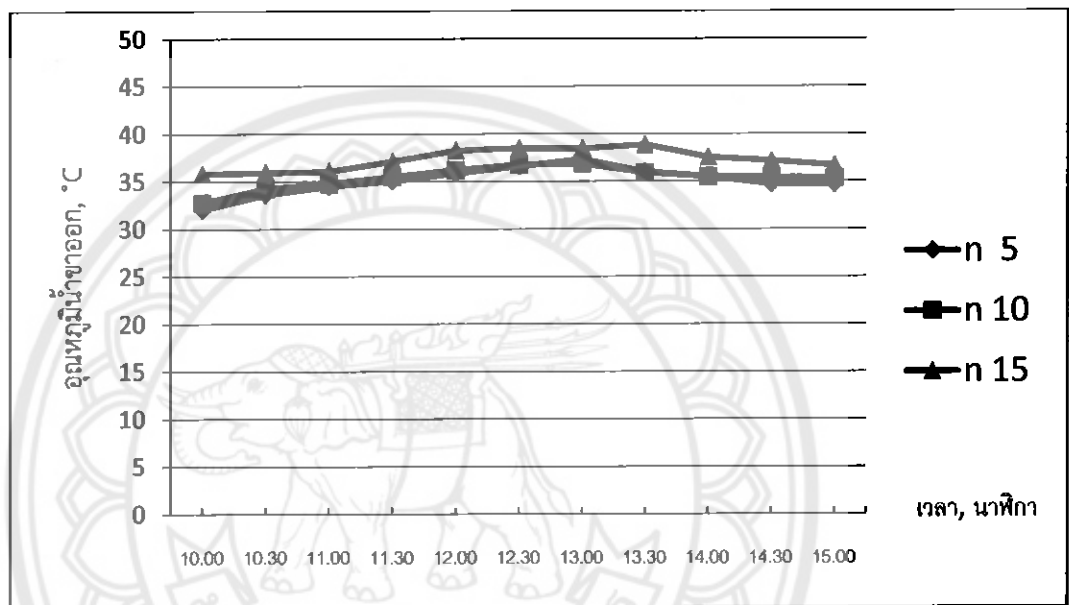
กราฟที่ 4.6-4.8 แสดงการเปรียบเทียบระหว่างทดลองกับแบบจำลองในวันที่ 24 กุมภาพันธ์ 2556 ที่จำนวนโค้งเลี้ยว 15 โค้งเลี้ยว ความยาวส่วนควบแน่น 5 cm พบว่าอุณหภูมิน้ำขาออกระหว่างการทดลองกับแบบจำลองจากกราฟที่ 4.6 มีค่าใกล้เคียงกันโดยมีค่าความคลาดเคลื่อนมาตรฐานเท่ากับ 3.35% ส่วนอัตราการความร้อนที่น้ำได้รับซึ่งแสดงในกราฟที่ 4.7 พบว่าอัตราการความร้อนการทดลองกับแบบจำลองในช่วงเวลา 10.00-13.00 น. มีค่าใกล้เคียงกัน หลังจากนั้นอัตราการความร้อนของการทดลองจะสูงกว่าแบบจำลองโดยมีค่าความคลาดเคลื่อนมาตรฐานเท่ากับ 6.29 % เนื่องจากในช่วงเวลา 13.30-15.00 น. อัตราความร้อนของการทดลองจะสูงกว่าแบบจำลองมากจะเห็นได้จากกราฟที่ 4.7 และประสิทธิภาพจากกราฟที่ 4.8 การทดลองจะสูงกว่าแบบจำลอง โดยมีความคลาดเคลื่อนมาตรฐานเท่ากับ 2.03% จากผลการเปรียบเทียบข้างต้นแสดงให้เห็นว่าแบบจำลองนี้พอที่จะยอมรับได้ในการใช้งานจริง

4.2 ผลกระทบของจำนวนโค้งเลี้ยวที่มีต่อสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของระบบ

จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่ได้พัฒนาขึ้นแสดงในหัวข้อ 4.1 นำมาใช้วิเคราะห์ผลของจำนวนโค้งเลี้ยวที่มีต่อสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์แบบท่อแก้ว

สุญญากาศที่ใช้ต่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่มีความยาวส่วนควบแน่น 25 cm และแปรค่าจำนวนโค้ง เลี้ยวที่ต้องการศึกษาคือ 5, 10 และ 15 โค้งเลี้ยว โดยใช้ค่าความเข้มรังสีแสงอาทิตย์และอุณหภูมิ สิ่งแวดล้อมในวันที่ 10 กุมภาพันธ์ 2556 ดังแสดงในกราฟที่ 4.1 ในการคำนวณ และทำการวิเคราะห์ อุณหภูมิน้ำขาออก อัตราการถ่ายเทความร้อน และประสิทธิภาพของระบบ ดังนี้

4.2.1 วิเคราะห์อุณหภูมิน้ำร้อนขาออกของถังเก็บน้ำร้อน

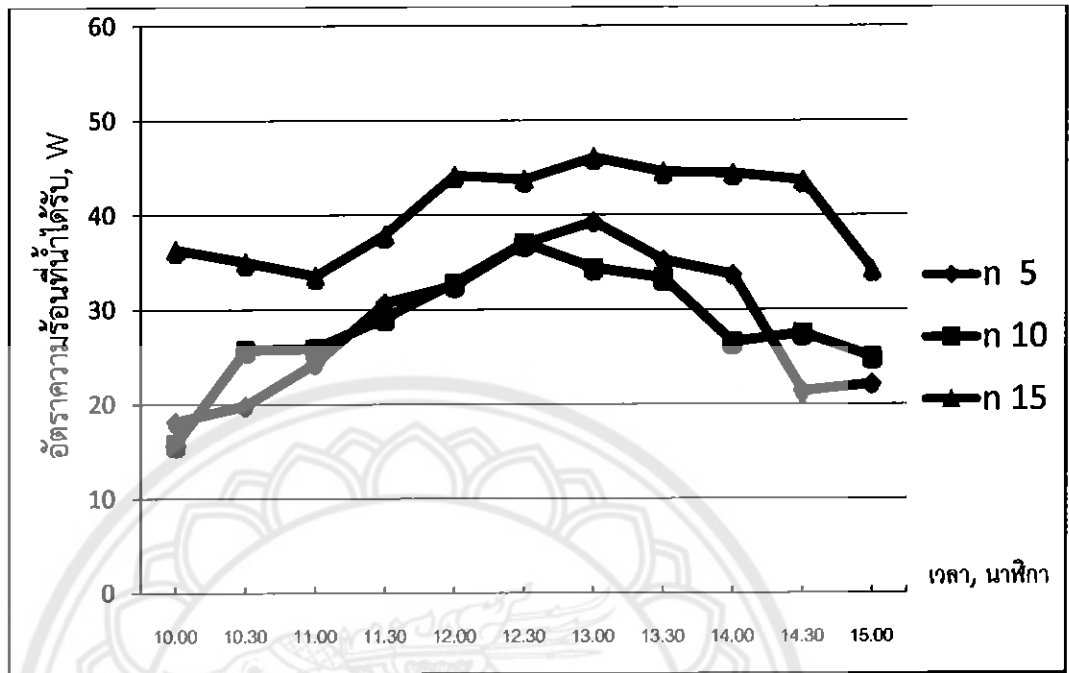


กราฟที่ 4.9 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิน้ำขาออกกับเวลาของเครื่องทำน้ำร้อนที่มีความยาวของส่วนควบแน่น 25 cm โดยมีจำนวนโค้งเลี้ยว (n) ต่างๆ ของต่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ

จากกราฟที่ 4.9 เป็นการแสดงผลการคำนวณของแบบจำลองในช่วงเวลา 10.00 น. – 15.00 น.

เพื่อนำมาเปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำร้อนที่ทางออกของถังเก็บน้ำร้อน โดยแสดงจำนวนโค้งเลี้ยวที่ต่างกันคือ จำนวนโค้งเลี้ยวเท่ากับ 5, 10 และ 15 โค้งเลี้ยว ซึ่งผลที่ได้พบว่าอุณหภูมิน้ำร้อนที่ทางออกโดยเฉลี่ยของ จำนวนโค้งเลี้ยวเท่ากับ 5, 10 และ 15 โค้งเลี้ยวเป็น 35.09°C , 35.39°C และ 37.30°C ตามลำดับ โดย ที่จำนวนโค้งเลี้ยว 15 โค้งเลี้ยวมีค่าอุณหภูมิน้ำร้อนที่ทางออกโดยเฉลี่ยสูงสุด และจากกราฟจะเห็นว่า อุณหภูมิน้ำร้อนที่ทางออกของจำนวนโค้งเลี้ยว 15 โค้งเลี้ยวมีค่าสูงสุดที่เวลา 13.30 น. โดยมีอุณหภูมิ น้ำขาออกเท่ากับ 38.85°C ซึ่งมากกว่าจำนวนโค้งเลี้ยวเท่ากับ 5 และ 10 โค้งเลี้ยว เนื่องจากจำนวนโค้งเลี้ยว เท่ากับ 15 โค้งเลี้ยวมีพื้นที่รับความร้อนที่ส่วนทำระเหยมากที่สุด ความร้อนที่ได้จากส่วนทำระเหยจะมี ปริมาณมากจึงทำให้จำนวนโค้งเลี้ยว 15 โค้งเลี้ยวมีอุณหภูมิน้ำขาออกสูงที่สุด

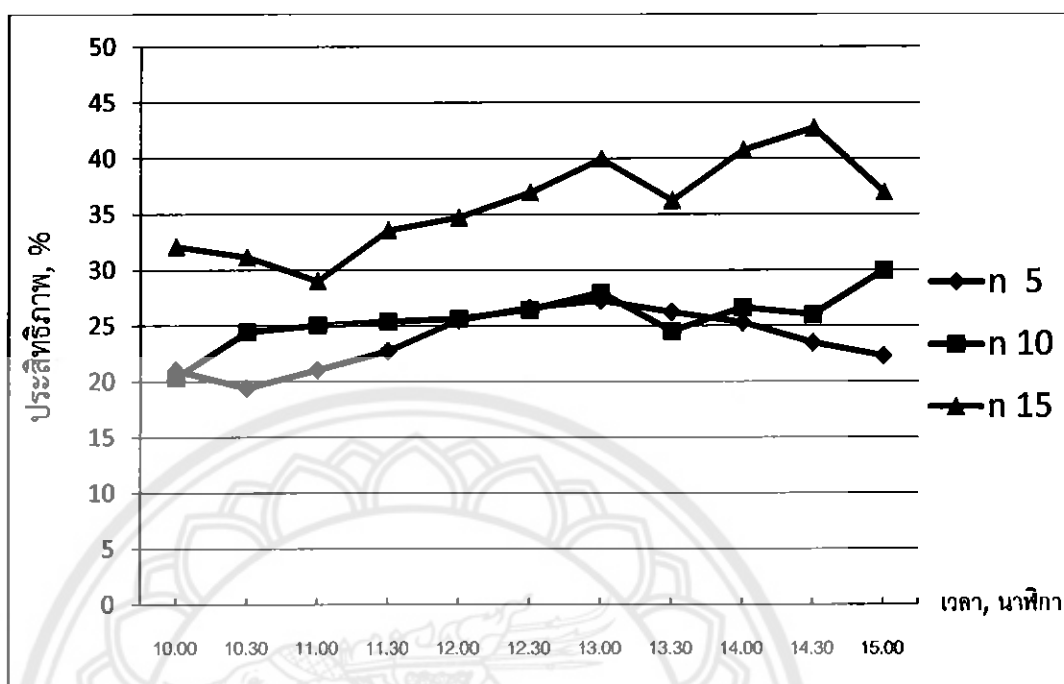
4.2.2 วิเคราะห์อัตราความร้อนที่น้ำได้รับ



กราฟที่ 4.10 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราความร้อนที่น้ำได้รับกับเวลาของเครื่องทำน้ำร้อนที่มีความยาวของส่วนควมแน่น 25 cm โดยมีจำนวนโค้งเลี้ยว (n) ต่างๆของท่อความร้อนแบบสัณจรรอบ

จากกราฟที่ 4.10 เป็นการแสดงผลการคำนวณของแบบจำลองในช่วงเวลา 10.00 น. - 15.00 น. เพื่อนำมาเปรียบเทียบอัตราความร้อนที่น้ำได้รับโดยแสดงจำนวนโค้งเลี้ยวที่ต่างกันคือจำนวนโค้งเลี้ยวเท่ากับ 5, 10 และ 15 โค้งเลี้ยว ซึ่งผลที่ได้พบว่าอัตราความร้อนที่น้ำได้รับโดยเฉลี่ยของจำนวนโค้งเลี้ยวเท่ากับ 5, 10 และ 15 โค้งเลี้ยวเป็น 28.59 W, 29.67 W และ 40.36 W ตามลำดับ โดยที่จำนวนโค้งเลี้ยว 15 โค้งเลี้ยวมีค่าอัตราความร้อนที่น้ำได้รับโดยเฉลี่ยสูงสุด และจากกราฟจะเห็นว่าอัตราความร้อนที่น้ำได้รับของจำนวนโค้งเลี้ยว 15 โค้งเลี้ยวมีค่าสูงสุดที่เวลา 13.00 น. โดยมีอัตราความร้อนที่น้ำได้รับเท่ากับ 46.09 W ซึ่งมากกว่าจำนวนโค้งเลี้ยวเท่ากับ 5 และ 10 โค้งเลี้ยว เนื่องจากจำนวนโค้งเลี้ยว 15 โค้งเลี้ยวมีพื้นที่รับความร้อนที่ส่วนทำระเหยมากที่สุด ความร้อนจากส่วนทำระเหยที่ถ่ายเทให้แก่ น้ำมีปริมาณมากจึงทำให้จำนวนโค้งเลี้ยว 15 โค้งเลี้ยวมีอัตราความร้อนที่น้ำได้รับสูงสุด

4.2.3 วิเคราะห์ประสิทธิภาพของเครื่องทำน้ำร้อน



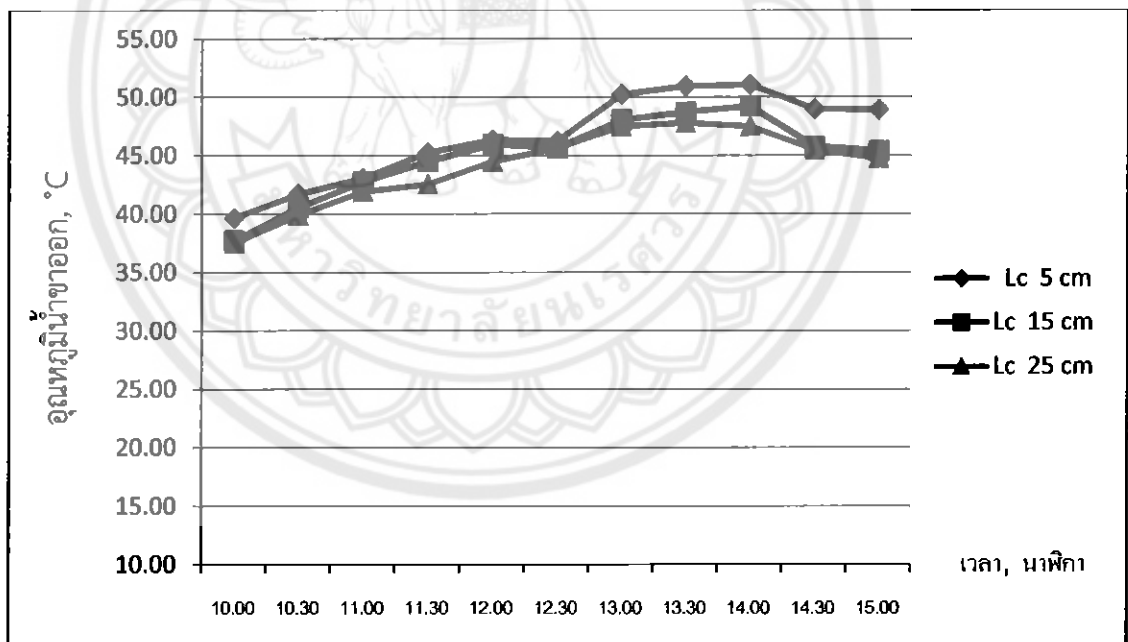
กราฟที่ 4.11 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพกับเวลาของเครื่องทำน้ำร้อนที่มีความยาวของส่วนควบแน่น 25 cm โดยมีจำนวนโค้งเลี้ยว (n) ต่างๆของท่อความร้อนแบบล้นวงรอบ

จากกราฟที่ 4.11 เป็นการแสดงผลการคำนวณของแบบจำลองในช่วงเวลา 10.00 น. – 15.00 น. เพื่อนำมาเปรียบเทียบประสิทธิภาพของเครื่องทำน้ำร้อนโดยแสดงจำนวนโค้งเลี้ยวที่ต่างกันคือจำนวนโค้งเลี้ยวเท่ากับ 5, 10 และ 15 โค้งเลี้ยว ซึ่งผลที่ได้พบว่าประสิทธิภาพของโดยเฉลี่ยของจำนวนโค้งเลี้ยวเท่ากับ 5, 10 และ 15 โค้งเลี้ยวเป็น 23.75 %, 25.70 % และ 35.84 % ตามลำดับ โดยที่จำนวนโค้งเลี้ยว 15 โค้งเลี้ยวมีค่าประสิทธิภาพโดยเฉลี่ยสูงสุด และจากกราฟจะเห็นว่าประสิทธิภาพของจำนวนโค้งเลี้ยว 15 โค้งเลี้ยวมีค่าสูงสุดที่เวลา 14.30 น. โดยมีอัตราความร้อนที่น้ำได้รับเท่ากับ 42.74 % ซึ่งมากกว่าจำนวนโค้งเลี้ยวเท่ากับ 5 และ 10 โค้งเลี้ยว เนื่องจากอัตราความร้อน ความเข้มรังสีแสงอาทิตย์ และพื้นที่รับความร้อนมีผลต่อประสิทธิภาพ ซึ่งจำนวนโค้งเลี้ยว 5, 10 และ 15 โค้งเลี้ยว มีความเข้มรังสีแสงอาทิตย์ดังแสดงในกราฟที่ 1 และพื้นที่รับความร้อนที่เท่ากันคือ 0.273 m^2 แต่จากหัวข้อที่ 4.2.2 จำนวนโค้งเลี้ยว 15 โค้งเลี้ยว มีอัตราความร้อนสูงที่สุดจึงทำให้จำนวนโค้งเลี้ยว 15 โค้งเลี้ยวมีประสิทธิภาพสูงสุด

4.3 ผลกระทบของความยาวส่วนควบแน่นที่มีผลต่อสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของระบบ

จากหัวข้อ 4.2 พบว่าผลกระทบของจำนวนโค้งเลี้ยวที่มีต่อสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์แบบท่อแก้วสุญญากาศที่ใช้ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่มีจำนวนโค้งเลี้ยว 15 โค้งเลี้ยวให้ผลที่ดีที่สุด จึงนำผลดังกล่าวมาใช้วิเคราะห์ผลกระทบของความยาวส่วนควบแน่นที่มีต่อสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์แบบท่อแก้วสุญญากาศที่ใช้ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ โดยการแปรความยาวส่วนควบแน่นที่ต้องการศึกษาคือ 5, 15 และ 25 cm โดยใช้ค่าความเข้มรังสีแสงอาทิตย์และอุณหภูมิสิ่งแวดล้อมในวันที่ 24 กุมภาพันธ์ 2556 ดังแสดงในกราฟที่ 4.2 ในการคำนวณ และทำการวิเคราะห์อุณหภูมิน้ำขาออก อัตราการถ่ายเทความร้อน และประสิทธิภาพ ดังนี้

4.3.1 วิเคราะห์อุณหภูมิน้ำร้อนที่ทางออกของถังเก็บน้ำร้อน

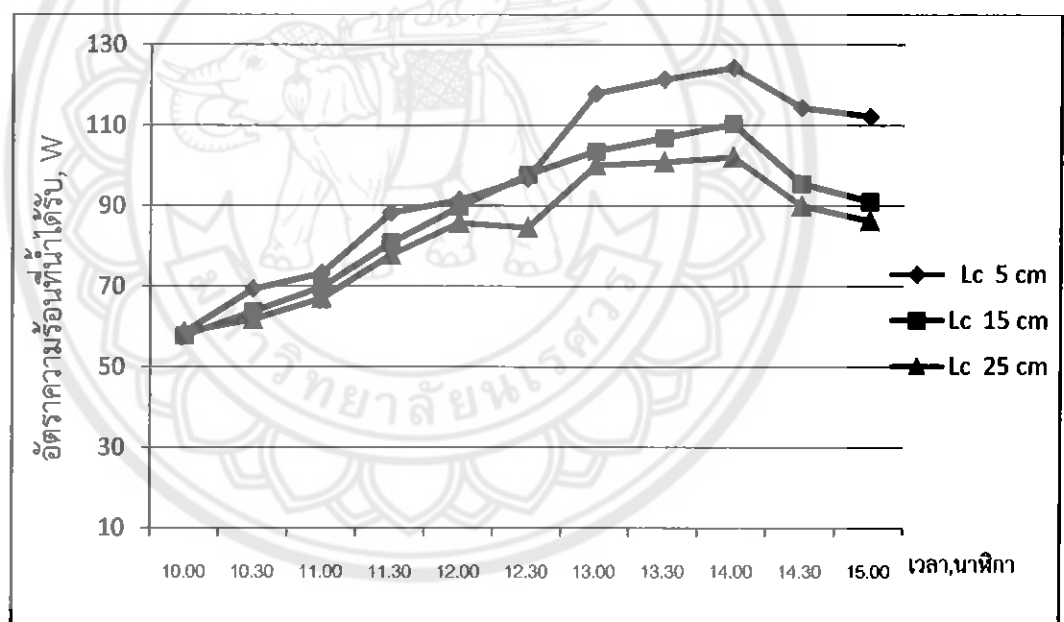


กราฟที่ 4.12 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิน้ำขาออกกับเวลาของเครื่องทำน้ำร้อนที่มีจำนวนโค้งเลี้ยวเท่ากับ 15 โค้งเลี้ยว โดยมีความยาวของส่วนควบแน่น (Lc) ต่างๆ

กราฟที่ 4.12 เป็นการแสดงผลการคำนวณของแบบจำลองในช่วงเวลา 10.00 น. - 15.00 น. เพื่อนำมาเปรียบเทียบกับอุณหภูมิน้ำร้อนที่ทางออกของถังเก็บน้ำร้อนกับเวลา โดยแสดงว่าส่วนควบแน่นที่

ต่างกันคือความยาวส่วนควบแน่นเท่ากับ 5, 15 และ 25 cm ซึ่งผลที่ได้พบว่าอุณหภูมิน้ำขาออกโดยเฉลี่ยของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่มีความยาวส่วนควบแน่น 5, 15 และ 25 cm เป็น 46.60°C 44.95°C และ 44.11°C ตามลำดับ โดยท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่มีส่วนควบแน่นยาว 5 cm มีอุณหภูมิน้ำร้อนที่ทางออกโดยเฉลี่ยสูงสุด จากกราฟจะเห็นได้ว่าอุณหภูมิน้ำขาออกของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่มีความยาวส่วนควบแน่น 5 cm มีค่าสูงสุดที่เวลา 14.00 น. โดยมีอุณหภูมิน้ำขาออกสูงสุดที่ 51.08°C ซึ่งที่ความยาวส่วนควบแน่น 15 cm และ 25 cm มีค่าสูงสุดที่เวลา 14.00 น. โดยมีอุณหภูมิน้ำขาออกสูงสุดเพียง 49.23°C และ 47.81°C จึงสรุปได้ว่าท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่มีความยาวส่วนควบแน่น 5 cm ให้อุณหภูมิน้ำขาออกสูงที่สุด เนื่องจากมีพื้นที่ที่ความร้อนไหลผ่านสั้น ทำให้การไหลของน้ำใกล้เคียงกับการไหลแบบตั้งฉาก (Cross flow) มากที่สุด

4.3.2 วิเคราะห์ห้อัตราความร้อนที่น้ำได้รับ

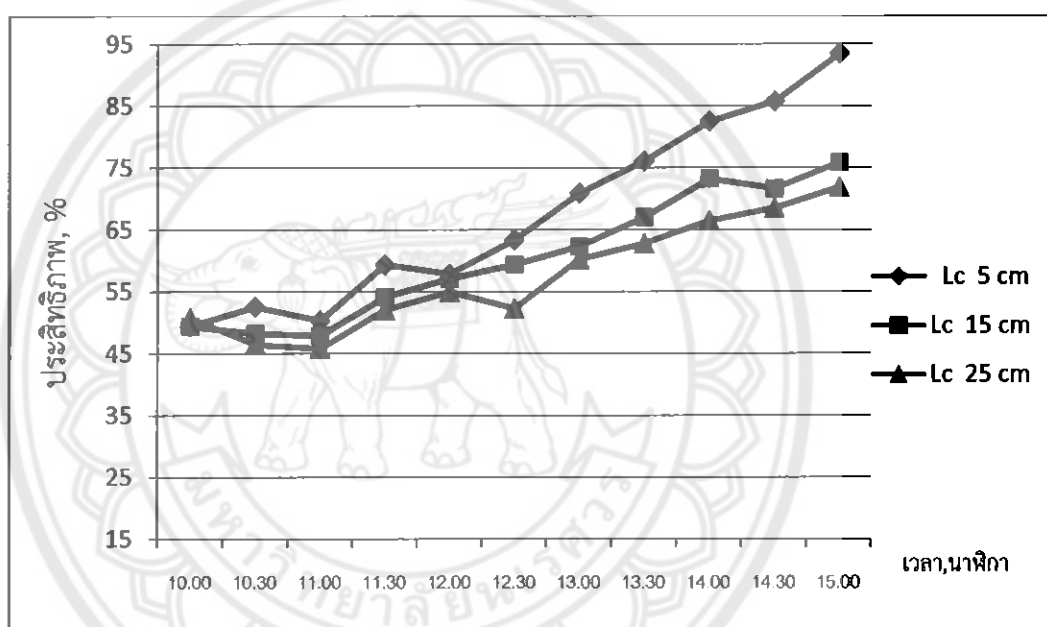


กราฟที่ 4.13 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราความร้อนที่น้ำได้รับกับเวลาของเครื่องทำน้ำร้อนที่มีจำนวนโค้งเลี้ยวเท่ากับ 15 โค้งเลี้ยว โดยมีความยาวของส่วนควบแน่น (Lc) ต่างๆ

กราฟที่ 4.13 เป็นการแสดงผลการคำนวณของแบบจำลองในช่วงเวลา 10.00 น. – 15.00 น. เพื่อนำมาเปรียบเทียบอัตราความร้อนที่น้ำได้รับกับเวลา โดยแสดงความยาวส่วนควบแน่นที่ต่างกันคือความยาวส่วนควบแน่นเท่ากับ 5, 15 และ 25 cm ซึ่งผลที่ได้พบว่าอัตราความร้อนที่น้ำได้รับโดยเฉลี่ยของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่มีความยาวส่วนควบแน่น 5, 15 และ 25 cm เป็น 97.09 W, 87.92 W และ 83.2 W ตามลำดับ โดยท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่มีส่วนควบแน่นยาว 5 cm มีอัตราความร้อนที่น้ำ

ได้รับโดยเฉลี่ยสูงสุด จากกราฟจะเห็นได้ว่าอัตราความร้อนที่น้ำได้รับของท่อความร้อนแบบสัณวงรอบที่มีความยาวส่วนควบแน่น 5 cm มีค่าสูงสุดที่เวลา 14.00 น.เท่ากับ 124.29 W ซึ่งที่ความยาวส่วนควบแน่น 15 cm และ 25 cm มีค่าสูงสุดที่เวลา 14.00 น.เท่ากับ 110.35 W และ 102.15 W จึงสรุปได้ว่าท่อความร้อนแบบสัณวงรอบที่มีความยาวส่วนควบแน่น 5 cm ให้อัตราความร้อนที่น้ำได้รับดีที่สุด เนื่องจากมีถึงน้ำร้อนที่สัณจึงทำให้มีพื้นที่ที่ความร้อนไหลผ่านสั้น ทำให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนต่อหน่วยพื้นที่ (Heat Flux) มีค่าสูงและมีการไหลของน้ำที่ใกล้เคียงกับการไหลแบบตั้งฉาก (Cross flow)

4.3.3 วิเคราะห์ประสิทธิภาพของเครื่องทำน้ำร้อน



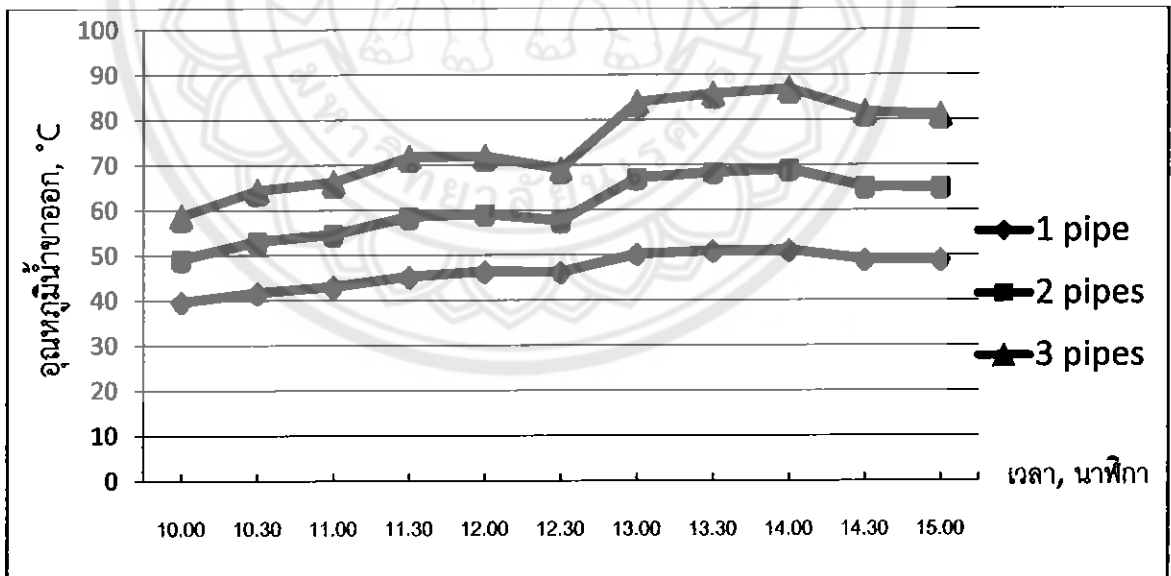
กราฟที่ 4.14 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพของเครื่องทำน้ำร้อนกับเวลาของเครื่องทำน้ำร้อนที่มีจำนวนโค้งเลี้ยวเท่ากับ 15 โค้งเลี้ยว โดยมีความยาวของส่วนควบแน่น (Lc) ต่างๆ

กราฟที่ 4.14 เป็นการแสดงผลการคำนวณในช่วงเวลา 10.00 น. – 15.00 น. เพื่อนำมาเปรียบเทียบประสิทธิภาพของเครื่องทำน้ำร้อนกับเวลา โดยแสดงความยาวส่วนควบแน่นที่ต่างกันคือความยาวส่วนควบแน่นเท่ากับ 5, 15 และ 25 cm จากการคำนวณพบว่าประสิทธิภาพของเครื่องทำน้ำร้อนของท่อความร้อนแบบสัณวงรอบที่มีความยาวส่วนควบแน่น 5, 15 และ 25 cm มีค่าเฉลี่ยเท่ากับ 69.43%, 61.76% และ 58.59% โดยท่อความร้อนแบบสัณวงรอบที่มีความยาวส่วนควบแน่น 5 cm มีค่าเฉลี่ยประสิทธิภาพสูงสุด จากการสังเกตกราฟจะเห็นได้ว่าเส้นกราฟของท่อความร้อนแบบสัณวงรอบที่มีความยาวส่วนควบแน่น 5 cm เมื่อเทียบกับเส้นกราฟของท่อความร้อนแบบสัณวงรอบที่มีความยาวส่วนควบแน่น 15 cm และ 25 cm พบว่าในช่วงเช้ามีผลต่างของค่าประสิทธิภาพค่อนข้างน้อย จากนั้น

ผลต่างของประสิทธิภาพจะเพิ่มขึ้นเรื่อยๆ จนในช่วงเวลา 15.00 น. พบว่าประสิทธิภาพของเครื่องทำน้ำร้อนของท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบที่มีความยาวส่วนควบแน่น 5 cm มีค่าสูงสุดเท่ากับ 93.49% ซึ่งที่ความยาวส่วนควบแน่น 15 cm และ 25 cm มีค่าสูงสุดเท่ากับ 75.88% และ 71.89% จึงได้ข้อสรุปว่าท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบที่มีความยาวส่วนควบแน่น 5 cm ทำงานได้ดีตั้งแต่ช่วงความเข้มแสงอาทิตย์ต่ำและทำงานได้ดีขึ้นเมื่อความเข้มแสงอาทิตย์สูงขึ้นทำให้มีประสิทธิภาพเฉลี่ยสูงกว่าและมีความเสถียรกว่าท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบที่มีความยาวส่วนควบแน่น 15 cm และ 25 cm

4.4 ผลกระทบของจำนวนท่อแก้วที่มีผลต่อสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของระบบ

จากการศึกษาผลกระทบของจำนวนโค้งเลี้ยวและความยาวส่วนควบแน่นที่มีต่อสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของระบบในหัวข้อ 4.2 และ 4.3 พบว่าท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบที่มีจำนวนโค้งเลี้ยว 15 โค้งเลี้ยวและความยาวส่วนควบแน่น 5 cm ให้ผลที่ดีที่สุดจึงนำผลดังกล่าวมาศึกษาผลกระทบของจำนวนท่อแก้วที่มีผลต่อสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของระบบ โดยกำหนดจำนวนท่อแก้วเป็น 1, 2 และ 3 ท่อ โดยทำการวิเคราะห์อุณหภูมิน้ำขาออกดังนี้



กราฟที่ 4.15 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิน้ำขาออกกับเวลาของเครื่องทำน้ำร้อนที่มีจำนวนโค้งเลี้ยว 15 โค้งเลี้ยวและความยาวส่วนควบแน่น 5 cm ที่จำนวนท่อแก้วสุญญากาศต่างๆ

จากกราฟที่ 4.15 เป็นการแสดงผลการคำนวณของแบบจำลองในช่วงเวลา 10.00 น. - 15.00 น. เพื่อนำมาเปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำขาออก โดยแสดงจำนวนท่อแก้วที่ต่างกันคือจำนวนท่อแก้วเท่ากับ 1, 2

และ 3 ท่อ พบว่าอุณหภูมิน้ำร้อนขาออกโดยเฉลี่ยของจำนวนท่อแก้วเท่ากับ 1, 2 และ 3 ท่อ เท่ากับ 46.60°C , 60.63°C และ 74.72°C ตามลำดับ ซึ่งจำนวนท่อแก้ว 3 ท่อมีอุณหภูมิน้ำขาออกโดยเฉลี่ยสูงสุด และจากกราฟจะเห็นว่าอุณหภูมิน้ำร้อนขาออกของจำนวนท่อแก้ว 3 ท่อมีค่าสูงที่สุดที่เวลา 14.00 น. มีค่าเท่ากับ 86.91°C ซึ่งสูงกว่าจำนวนท่อแก้วเท่ากับ 1 และ 2 ท่อที่มีค่าเท่ากับ 51.08°C และ 69°C ณ เวลาเดียวกัน จึงสรุปได้ว่าถ้าเครื่องทำน้ำร้อนที่มีจำนวนท่อแก้วสุญญากาศเพิ่ม จะทำให้อุณหภูมิน้ำขาออกสูงขึ้นตาม เนื่องจากการเพิ่มจำนวนท่อแก้วทำให้ความร้อนที่เกิดขึ้นในแต่ละท่อถ่ายเทให้กับน้ำที่ไหลผ่านเพิ่มขึ้นจึงเป็นผลให้อุณหภูมิน้ำเพิ่มสูงขึ้นตามไปด้วย อย่างไรก็ตามจะเห็นว่าอุณหภูมิน้ำร้อนโดยเฉลี่ยจะเพิ่มขึ้น 17°C ต่อการเพิ่มจำนวนท่อแก้ว 1 ท่อเสมอ ซึ่งในความเป็นจริงเมื่อน้ำไหลผ่านแต่ละท่อ ความเร็วการไหลและอุณหภูมิน้ำร้อนจะเปลี่ยนไป ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนจากผิวท่อทองแดงส่วนควบแน่นไปยังน้ำร้อนจะมีค่าเปลี่ยนแปลงตามไปด้วย ดังนั้นการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิน้ำร้อนในแต่ละท่อไม่ควรจะมีค่าคงที่ตลอดเวลา และแบบจำลองควรมีการพัฒนาผลของตัวแปรเหล่านี้ต่อไป



บทที่ 5

สรุปผลการทดลอง ผลการวิเคราะห์ และข้อเสนอแนะ

5.1 สรุปผลการทดลองและผลการวิเคราะห์

จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่ได้พัฒนาขึ้น เพื่อนำไปเปรียบเทียบกับผลการทดลองของ พบว่ามีความแม่นยำสูง จึงนำแบบจำลองทางคณิตศาสตร์มาใช้ในการศึกษาเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์แบบท่อแก้วสุญญากาศที่ภายในบรรจุท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ โดยทำการคำนวณเพื่อศึกษาผลกระทบที่มีต่อการถ่ายเทความร้อน 2 ชุด คือ ชุดแรกเป็นการคำนวณเพื่อวิเคราะห์ผลของจำนวนโค้งเลี้ยงที่มีผลต่อสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของเครื่องทำน้ำร้อนที่มีความยาวส่วนควบแน่นคงที่ที่ 25 cm และแปรค่าจำนวนโค้งเลี้ยงที่ต้องการศึกษาคือ 5, 10 และ 15 โค้งเลี้ยง ในการคำนวณชุดที่ 2 จะเป็นการคำนวณเพื่อวิเคราะห์ผลของความยาวส่วนควบแน่นที่มีต่อสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของเครื่องทำน้ำร้อนที่ใช้ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่จำนวนโค้งเลี้ยงคงที่เท่ากับ 15 โค้งเลี้ยง และแปรความยาวส่วนควบแน่นที่ต้องศึกษาคือ 5, 15 และ 25 cm โดยกำหนดให้น้ำไหลผ่านด้วยอัตราการไหล 0.1 L/min สำหรับการคำนวณทั้ง 2 ชุด และทำการวิเคราะห์อุณหภูมิน้ำขาออก อัตราการการถ่ายเทความร้อน และประสิทธิภาพของเครื่องทำน้ำร้อน เมื่อทราบผลที่ดีที่สุดจากการคำนวณทั้ง 2 ชุดแล้วจึงนำผลดังกล่าวมาเพื่อศึกษาอุณหภูมิขาออกน้ำจากผลกระทบของจำนวนท่อแก้วสุญญากาศที่มีจำนวน 1, 2 และ 3 ท่อ

5.1.1 จากการเปรียบเทียบผลที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์กับผลที่ได้จากการทดลอง เพื่อศึกษาว่าแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของเครื่องทำน้ำร้อนสามารถใช้งานได้จริง ผลที่ได้เป็นดังนี้ การเปรียบเทียบผลกระทบที่มีต่อสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของระบบของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่มีความยาวส่วนควบแน่นมีค่าเท่ากับ 25 cm จำนวนโค้งเลี้ยง 15 โค้งเลี้ยง ซึ่งทำการทดลองในวันที่ 10 กุมภาพันธ์ 2556 และท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่มีจำนวนโค้งเลี้ยง 15 โค้งเลี้ยงความยาวส่วนควบแน่นเท่ากับ 5 cm ซึ่งทำการทดลองในวันที่ 24 กุมภาพันธ์ 2556 โดยทำการวิเคราะห์ประสิทธิภาพของระบบ พบว่าค่าความคลาดเคลื่อนมาตรฐานระหว่างแบบจำลองกับการทดลองเท่ากับ 3.28% และ

2.03% จากค่าความคลาดเคลื่อนมาตรฐานดังกล่าวแสดงให้เห็นว่าแบบจำลองนี้พอที่จะยอมรับได้ในการใช้งานจริง

5.1.2 จากการศึกษาผลกระทบของจำนวนโค้งเลี้ยวของท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบ โดยในการคำนวณใช้ค่าความเข้มแสงอาทิตย์ ในวันที่ 10 กุมภาพันธ์ 2556 พบว่าท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบ 15 โค้งเลี้ยวทำงานได้ดีที่สุด คือ มีอุณหภูมิน้ำขาออกสูงสุดที่ 38.85°C มีอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดที่ 46.09W และมีประสิทธิภาพการทำงานโดยเฉลี่ยเท่ากับ 35.84% ซึ่งสูงกว่าท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบ 5 และ 10 โค้งเลี้ยว จึงสรุปได้ว่าท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบ 15 โค้งเลี้ยวทำงานได้ดีที่สุด

5.1.3 จากการศึกษาผลกระทบของความยาวส่วนควบแน่นของท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบ โดยใช้ท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบ 15 โค้งเลี้ยว ที่มีความยาวส่วนควบแน่น 5, 15 และ 25 cm โดยในการคำนวณใช้ค่าความเข้มแสงอาทิตย์ ในวันที่ 24 กุมภาพันธ์ 2556 พบว่าท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบที่มีความยาวส่วนควบแน่น 5 cm ทำงานได้ดีที่สุด คือ มีประสิทธิภาพการทำงานโดยเฉลี่ยเท่ากับ 67.43% โดยที่ท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบที่มีความยาวส่วนควบแน่น 15 cm และ 25 cm มีประสิทธิภาพโดยเฉลี่ยเพียง 60.58% และ 57.48% ตามลำดับ

5.1.4 จากการศึกษาผลกระทบของจำนวนท่อแก้วสุญญากาศของเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์โดยที่จำนวนท่อแก้วสุญญากาศเป็น 1, 2 และ 3 ท่อ ที่มีท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบจำนวนโค้งเลี้ยว 15 โค้งเลี้ยวและความยาวส่วนควบแน่น 5 cm โดยทำการวิเคราะห์อุณหภูมิน้ำขาออก พบว่าอุณหภูมิน้ำร้อนขาออกของจำนวนท่อแก้ว 3 ท่อมีค่าสูงที่สุดที่เวลา 14.00 น. มีค่าเท่ากับ 86.91°C ซึ่งสูงกว่าจำนวนท่อแก้วเท่ากับ 1 และ 2 ท่อที่มีค่าเท่ากับ 51.08°C และ 69°C ณ เวลาเดียวกัน

5.2 ข้อเสนอแนะ

5.2.1 การเขียนโปรแกรมแบบจำลองที่ใช้ในการคำนวณโดยภาษาซี (C Language) นั้น ควรมีการพัฒนาคำสั่ง เพื่อให้ง่ายต่อการประมวลผลของโปรแกรม และปรับปรุง code ให้มีความเข้าใจง่ายเพื่อลดความผิดพลาดที่อาจเกิดขึ้นในระหว่างการประมวลผลของโปรแกรมได้

5.2.2 เพื่อการพัฒนาแบบจำลองที่ดีขึ้น อาจลดขนาดของความยาวส่วนควบแน่นให้น้อยกว่า 5 cm และเพิ่มจำนวนท่อแก้วสุญญากาศมากกว่า 3 ท่อที่ทำการศึกษาให้โครงการนี้

บรรณานุกรม

- [1] Faghri, *Heat Pipe Science and Technology*, Taylor and Francis, 1995.
(สืบค้น 1/9/2555)
- [2] I. Golobič, B. Gašperšič, Corresponding states correlation for maximum heat flux in two-phase closed thermosyphon, *Int. J. Refrigeration* 20 (6)(1997) 402–410.
(สืบค้น 1/9/2555)
- [3] Akachi, H., Poláček, F. and Štulc, P. (1996). Pulsating heat pipes. In *Proceedings of the 5th International Heat Pipe Symposium*. (pp. 208–217). Australia: Melbourne.
(สืบค้น 1/9/2555)
- [4] Maezawa, S., Gi, K., Minamisawa, A. and Akachi, H. (1995). Thermal performance of capillary tube thermosyphon. In *Proceeding of the 9th International Heat Pipe Conference*. (pp. 791–795). New Mexico: Albuquerque. (สืบค้น 3/9/2555)
- [5] Maezawa, S., Gi, K., Minamisawa, A. and Akachi, H. (1995). Thermal performance of capillary tube thermosyphon. In *Proceeding of the 9th International Heat Pipe Conference*. (pp. 791–795). New Mexico: Albuquerque. (สืบค้น 12/9/2555)
- [6] Gi, K., Sato, F. and Maezawa, S. (1999). Flow Visualization Experiment on Oscillating Heat Pipe. In *Proceedings of the 11th International Heat Pipe Conference*. (pp. 149–153). Japan: Tokyo. (สืบค้น 14/9/2555)
- [7] ตำแหน่งการโคจรของโลกรอบดวงอาทิตย์ในรอบ 1 ปี from http://www.selectcon.com/ba_11.asp (สืบค้น 9/9/2555)
- [8] หลักการทำงานของเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ from http://www2.egat.co.th/re/egat_business/egat_heater/heater_system.htm
(สืบค้น 9/9/2555)
- [9] Evacuated Tube System from http://www.solardimension.co.za/solar_energy.html
(สืบค้น 9/9/2555)

- [10] Oscillating heat pipes. (n.d.). Retrieved August 18, 2011, from http://electronics-cooling.com/articles/2003/2003_may_a4.php/ (สืบค้น 14/9/2555)
- [11] Charoensawan P. and Terdtoon P. (2007). Thermal performance Correlation of horizontal closed-loop oscillating heat pipe. In *Proceedings of the 9th Electronics Packaging Technology Conference*. (pp. 906–909). Singapore: Grand Copthorne Waterfront Hotel. (สืบค้น 6/10/2555)
- [12] Charoensawan P. and Terdtoon P. (2008). Thermal performance of horizontal closed-loop oscillating heat pipe. *Applied Thermal Engineering*, 28, 460–466 (สืบค้น 6/10/2555)
- [13] ปริญญาณีพนธ์ของ กิตติภพ ย่างกุลไพโรจน์ และคณะ การพัฒนาสมรรถนะทางความร้อนของตัวรับรังสีแสงอาทิตย์แบบท่อแก้วสุญญากาศชนิดท่อความ ศช.ปริญญาณีพนธ์ วิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยนเรศวร, 2554
- [14] มนตรี พิรุณเกษตร. (2542). อุณหพลศาสตร์ 2. กรุงเทพฯ : วิทยพัฒน์
- [15] ตารางคุณสมบัติของน้ำ from http://mte.kmutt.ac.th/elearning/PRINCIPLE_OF_THERMAL_ENGINEERING/table/table2.html (สืบค้น 17/12/2555)
- [16] ตารางคุณสมบัติของน้ำ from http://mte.kmutt.ac.th/elearning/PRINCIPLE_OF_THERMAL_ENGINEERING/table/table3.html (สืบค้น 17/12/2555)





ก.1 ผลการคำนวณของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ที่ใช้ท่อความร้อนแบบส้นรอบที่มีความยาวส่วนความแบน 25 cm และจำนวนโค้งเดี่ยวต่างๆ ในวันที่ 10 กุมภาพันธ์ 2556

จำนวนโค้งเดี่ยว 5 โค้งเดี่ยว

Time	10.00	10.30	11.00	11.30	12.00	12.30	13.00	13.30	14.00	14.30	15.00
IG	362	413.5	441.3	470.3	482	521.7	521.4	482.3	429.8	381.4	332.5
Ts	34.15	35.3	35.8	36.9	37.15	38.05	39	38.25	37.6	37.6	37.55
Tam	31.2	32	32.3	33.5	33.9	32.9	34.4	34.7	34.8	35.6	35.4
QHP	19.65	21.32	24.21	35.1	32.16	32.95	41.34	33.71	33.4	20.45	23.02
Tab	87.84	94.47	97.83	101.01	102.95	107.53	108.02	103.6	97.63	92.22	86.48
Teva	83.74	90.02	92.78	93.69	96.25	100.66	99.04	96.57	90.67	87.96	81.68
Tcond	50	41	34	21	22	20	36	21	27	45	49
Twater_in	30.45	30.8	31	31.15	31.2	31.3	31.7	31.75	31.7	31.65	31.5
Qpulsating	20.38	21.95	25.4	35.67	33.61	37.96	40.26	34.57	34.4	20.35	22.09
Error (%)	3	2	4	2	4	4	2	2	2	0	2
Twater_out	32.05	33.65	34.49	35.05	35.87	36.6	37.34	36.01	35.53	34.72	34.68
Qtowater	18.17	19.88	24.32	30.73	32.55	37	39.31	35.26	33.72	21.4	22.15
Qcollector	20.38	21.95	25.4	35.67	33.61	37.96	40.26	34.57	34.4	20.35	22.09
efficiency	21.02	19.44	21.08	25.78	25.54	26.65	27.28	26.26	25.32	23.51	22.34

จำนวนโค้งเดียว 10 โค้งเดียว

Time	10.00	10.30	11.00	11.30	12.00	12.30	13.00	13.30	14.00	14.30	15.00
IG	362	413.5	441.3	470.3	482	521.7	521.4	482.3	429.8	381.4	332.5
Tg	38.35	37.75	38.65	39.45	40.05	40.75	41.75	41.55	40.95	39.9	39.45
Tam	31.2	32	32.3	32.9	33.5	33.9	34.4	34.7	34.8	35.6	35.4
QHP	18.4	27.6	27.11	31.17	33.65	38.95	33.43	30.37	26.95	26.07	28.22
Tab	90.46	95.92	99.49	103.03	104.6	109.02	109.54	105.48	99.62	93.65	87.7
Teva	86.63	90.17	93.85	96.53	97.6	100.89	102.48	99.15	94.08	82.95	81.83
Tcond	56	49	45	40	37	33	32	31	45	49	59
Twater_in	30.5	30.55	31.05	31.3	31.5	31.35	31.6	31.65	31.7	31.6	31.5
Qpulsating	20.11	27.64	26.6	30.06	33.8	37.36	34.12	33.66	26.59	27.53	26.97
Error (%)	8	0	1	3	0	4	1	4	0	3	4
Twater_out	32.77	34.24	34.77	35.48	36.21	36.76	36.87	35.91	35.51	35.42	35.34
Qtowater	15.82	25.74	25.92	29.14	32.85	37.09	34.41	33.37	26.59	27.53	27
Qcollector	20.11	27.64	26.6	30.06	33.8	37.36	34.12	33.66	26.59	27.53	27
efficiency	20.35	24.48	25.08	25.41	25.68	26.47	24	22.55	22.66	26.04	30

จำนวนโค้งเดียว 15 โค้งเดียว

Time	10.00	10.30	11.00	11.30	12.00	12.30	13.00	13.30	14.00	14.30	15.00
IG	362	413.5	441.3	470.3	482	521.7	521.4	482.3	429.8	381.4	332.5
Tg	36.3	39.7	40.75	41.55	41.2	43.25	43.8	43.15	43.2	40.75	41
Tam	31.2	32	32.3	32.9	33.5	33.9	34.4	34.7	34.8	35.6	35.4
QHP	41.64	33.94	34.48	39.23	48.6	45.13	44.64	43.08	44.1	45.2	31.83
Tab	89.18	97.1	100.73	104.24	105.25	110.41	110.69	106.4	100.97	94.18	88.72
Teva	80.5	90.02	93.55	96.06	95.14	101	101.39	97.42	94.28	84.76	82.09
Tcond	60	51	47	43	42	36	36	40	47	54	61
Twater_in	30.6	30.9	31.25	31.65	31.9	32.3	32.15	32.45	32.45	31.9	31.75
Qpulsating	41.6	35.17	33.74	39.27	45.7	44.08	44.08	45.08	44.74	44.5	33.58
Error (%)	0	3	2	0	6	2	2	4	1	1	6
Twater_out	35.82	35.93	36.07	37.1	38.24	38.48	38.47	38.85	37.53	37.17	36.66
Qtowater	36.36	35.03	33.57	37.95	44.22	43.77	46.09	44.59	44.44	43.68	34.24
Qcollector	41.6	35.17	33.74	39.27	45.7	44.08	44.08	45.08	44.74	44.5	33.58
efficiency	32.1	31.16	29.01	33.59	34.73	36.95	39.97	36.24	40.76	42.74	37

ก.2 ผลการคำนวณแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ที่ใช้ต่อความร้อนแบบถังวางรอบที่มีจำนวนโคง์เดี่ยว 15 โคง์เดี่ยวและ ความยาวส่วนควมแนบต่างๆ ในวันที่ 24 กุมภาพันธ์ 2556

ความยาวส่วนควมแนบ 5 cm

Time	10.00	10.30	11.00	11.30	12.00	12.30	13.00	13.30	14.00	14.30	15.00
IG	445.7	501.9	546	562.1	588.1	594.3	608.7	584.1	551.8	488.6	439.7
Tg	39.1	39.65	40.2	41.45	41.15	43.2	43.6	43.75	40.8	41.4	40.7
Tam	31.6	32.1	31.3	35.2	34.1	34.6	36.2	36.2	37.2	35.3	35.3
QHP	60.15	72	75.03	91.09	92.88	86.57	118.22	112.63	112.78	94.73	85.43
Tabs	105.37	111.92	116.89	119.2	121.68	123.34	118.9	116.69	112.01	106.04	100.53
Teva	92.85	96.97	101.26	100.22	102.33	105.3	94.27	93.22	88.51	86.3	84.53
Tcond	38	29	24	21	20	20	20	21	25	32	36
Qpulsating	66.42	79.2	80.78	92.5	89.07	79.79	117.68	121.4	124.29	114.38	112.22
Error (%)	9	9	7	1	4	8	0	4	5	6	8
Twater_in	31.25	31.75	32.55	32.6	33.25	33.8	33.35	33.55	33.25	32.55	32.85
Twater_out	39.66	41.7	43.06	45.26	46.37	46.24	50.26	50.97	51.08	49	48.95
Qtowater	58.59	69.36	73.27	88.25	91.45	86.73	117.86	121.4	124.29	114.38	112.22
Qcollector	60.15	72	75.03	91.09	92.88	86.57	117.86	121.4	124.29	114.38	112.22
efficiency	49.43	52.55	50.34	59.36	57.85	53.36	70.93	76.13	82.51	85.75	93.49

ความยาวส่วนควมแน่น 15 cm

Time	10.00	10.30	11.00	11.30	12.00	12.30	13.00	13.30	14.00	14.30	15.00
IG	445.7	501.9	546	562.1	588.1	594.3	608.7	584.1	551.8	488.6	439.7
Tg	39.3	41.45	40.8	42.85	42.25	44.55	45.7	45.7	41.35	43.1	40.95
Tam	31.6	32.1	31.3	35.2	34.1	34.6	36.2	36.2	37.2	35.3	35.3
QHP	59.18	63.22	72.1	84.22	87.5	79.73	107.58	102.27	108.84	86.09	80.96
Tab5	100.34	107.42	111.44	114.12	116.27	118.07	120.02	117.74	112.31	107.01	100.68
Teva	88.01	94.25	96.42	96.57	98.03	101.42	97.61	96.43	89.8	89.07	83.8
Tcond	46	37	33	28	24	23	20	20	27	32	41
Twater_in	31.45	32.4	32.75	32.9	33.1	33.65	33.2	33.4	33.4	32.1	32.35
Qpulsating	60.11	66.14	71.42	83.09	91.67	83.38	103.57	106.9	110.35	95.53	91.08
Error (%)	1	4	0	1	4	4	3	4	1	9	9
Twater_out	37.73	40.55	42.77	44.5	45.98	45.67	48.06	48.74	49.23	45.8	45.42
Qtowater	57.71	63.79	69.84	80.86	89.76	97.78	103.57	106.9	110.35	95.53	91.08
Qcollector	60.11	66.14	71.42	83.09	91.67	83.38	103.57	106.9	110.35	95.53	91.08
efficiency	49.4	48.27	47.91	54.15	57.1	51.39	62.32	67.04	73.25	71.68	75.88

ความยาวส่วนความหนา 25 cm

Time	10.00	10.30	11.00	11.30	12.00	12.30	13.00	13.30	14.00	14.30	15.00
IG	445.7	501.9	546	562.1	588.1	594.3	608.7	584.1	551.8	488.6	439.7
Tg	38.5	41.7	41.8	43.55	42.6	44.4	43.9	44.55	42.9	41.4	41.15
Tam	31.6	32.1	31.3	35.2	34.1	34.6	36.2	36.2	37.2	35.3	35.3
QHP	63.07	61.99	67.21	80.78	85.78	80.67	103.07	95.33	98.16	83.17	73.53
Tab	99.88	107.56	111.99	114.5	116.45	117.99	119.06	117.12	113.15	106.04	100.79
Teva	86.73	94.64	97.99	97.69	98.58	101.18	97.58	97.26	92.7	88.72	85.47
Tcond	46	36	31	27	23	22	20	20	25	34	40
Twater_in	31.1	32.05	32.3	32.4	33.2	33.5	33.15	33.45	33.15	32.6	32.4
Qpulsating	61.81	63.61	68.33	79.94	88.26	84.79	100.09	100.9	102.16	90.08	86.29
Error (%)	2	2	1	1	2	4	2	4	3	5	5
Twater_out	37.51	39.92	41.92	42.56	44.5	45.64	47.51	47.81	47.52	45.52	44.78
Qtowater	58.62	61.8	67.04	77.82	85.75	84.61	100.09	100.9	102.15	90.08	86.29
Qcollector	61.81	63.61	68.33	79.94	88.26	84.79	100.09	100.9	102.15	90.08	86.29
efficiency	50.8	46.42	45.84	52.09	54.97	52.26	60.23	62.77	66.49	68.53	71.89



ตารางข้อมูลการเปรียบเทียบระหว่างแบบจำลองกับการทดลอง

ข.1 การเปรียบเทียบผลการคำนวณของแบบจำลองกับการทดลองของเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ที่ใช้ท่อความร้อนแบบล้นวงรอบที่มีความยาวส่วน
 ความหนา 25 cm และจำนวนโค้งเดียว 15 โค้งเดียว ในวันที่ 10 กุมภาพันธ์ 2556

Time	IG	Tg	Tam	Twater _in	Twater_out, sim	Twater_out, exp	Qcollector, sim	Qcollector, exp	Efficiency, sim	Efficiency, exp
hr	W/m ²	C	C	C	C	C	W	W	%	%
10.00	362	36.3	31.2	30.6	35.82	34.35	36.36	30.18	32.1	30.51
10.30	413.5	39.7	32	30.9	35.93	35.3	35.03	30.71	31.16	31.34
11.00	441.3	40.75	32.3	31.25	36.07	36.1	33.57	33.86	29.01	32.37
11.30	470.3	41.55	32.9	31.65	37.1	37.65	37.95	41.88	33.59	37.58
12.00	482	41.2	33.5	31.9	38.24	37.9	44.22	41.88	34.73	36.66
12.30	521.7	43.25	33.9	32.3	38.48	39.1	43.77	47.47	36.95	38.39
13.00	521.4	43.8	34.4	32.15	38.47	39.5	46.09	48.31	39.97	41.52
13.30	482.3	43.15	34.7	32.45	38.85	38.9	44.59	45.02	36.24	39.39
14.00	429.8	43.2	34.8	32.45	37.53	38.9	44.44	45.02	40.76	44.2
14.30	381.4	40.75	35.6	31.9	37.17	38	43.68	42.58	42.74	47.11
15.00	332.5	41	35.4	31.75	36.66	37.6	34.24	40.84	37	51.82

ข.2 การเปรียบเทียบผลการคำนวณของแบบจำลองกับการทดลองของเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ที่ใช้ท่อความร้อนแบบล้นวงรอบที่มีจำนวนโค้งเดียว 15 โค้งเดี่ยวและความยาวส่วนความมน 5 cm ในวันที่ 24 กุมภาพันธ์ 2556

Time	I _G	T _g	T _{am}	T _{water} _in	T _{water} _out, sim	T _{water} _out, exp	Q _{collector} , sim	Q _{collector} , exp	Efficiency, sim	Efficiency, exp
hr	W/m ²	C	C	C	C	C	W	W	%	%
10.00	445.7	39.1	31.6	31.25	39.66	39.8	58.59	59.68	49.43	56.5
10.30	501.9	39.65	32.1	31.75	41.7	40.6	69.36	64.75	52.55	54.28
11.00	546	40.2	31.3	32.55	43.06	43.35	73.27	75.39	50.34	58.26
11.30	562.1	41.45	35.2	32.6	45.26	45.25	88.25	88.3	59.36	66.29
12.00	588.1	41.15	34.1	33.25	46.37	46.85	91.45	94.94	57.85	68.11
12.30	594.3	43.2	34.6	33.8	46.24	49.55	96.89	109.9	63.36	78.06
13.00	608.7	43.6	36.2	33.35	50.26	51.35	117.86	125.7	70.93	87.1
13.30	584.1	43.75	36.2	33.55	50.97	53.75	121.4	141	76.13	89
14.00	551.8	40.8	37.2	33.25	51.08	52.75	124.29	136.1	82.51	93.4
14.30	488.6	41.4	35.3	32.55	49	49.4	114.38	152.5	85.75	98.3
15.00	439.7	40.7	35.3	32.85	48.95	48.1	112.22	148.3	93.49	99.56



ค.1 ตารางแสดงคุณสมบัติของ R1134a ที่มีสถานะของเหลวอิ่มและไออิ่มตัว [14]

T	P	ρ	v	Enthalpy		Entropy		C_p	
				kJ/kg		kJ/(kg·K)		kJ/(kg·K)	
°C	MPa	kg/m ³	M ³ /kg	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor
-103.3	0.00039	1591.2	35.263	71.89	335.07	0.4143	1.9638	1.147	0.585
-100	0.00056	1581.9	25.039	75.71	337.00	0.4366	1.9456	1.168	0.592
-90	0.00153	1553.9	9.7191	87.59	342.94	0.5032	1.8975	1.201	0.614
-80	0.00369	1526.2	4.2504	99.65	349.03	0.5674	1.8585	1.211	0.367
-70	0.00801	1498.6	2.0528	111.78	355.23	0.6286	1.8269	1.215	0.660
-60	0.01594	1471.0	1.077	123.96	361.51	0.6871	1.8016	1.220	0.685
-50	0.02948	1443.1	0.6056	136.21	367.83	0.7432	1.7812	1.229	0.712
-40	0.05122	1414.8	0.36095	148.57	374.16	0.7973	1.7649	1.243	0.740
-30	0.08436	1385.9	0.22596	161.10	380.45	0.8498	1.7519	1.26	0.771
-28	0.09268	1380.0	0.20682	163.62	381.70	0.8601	1.7497	1.264	0.778
-26.07	0.10132	1374.3	0.19016	166.07	382.90	0.8701	1.7476	1.268	0.784
-26	0.10164	1374.1	0.18961	166.16	382.94	0.8704	1.7476	1.268	0.785
-24	0.11127	1368.2	0.17410	168.70	384.19	0.8806	1.7455	1.273	0.791
-22	0.12160	1362.2	0.1601	171.26	385.43	0.8908	1.7436	1.277	0.798
-20	0.13268	1356.2	0.14744	173.82	386.66	0.9009	1.7417	1.282	0.805
-18	0.14454	1350.2	0.13597	176.39	387.89	0.9110	1.7399	1.286	0.812
-16	0.15721	1344.1	0.12556	178.97	389.11	0.9211	1.7383	1.291	0.820
-14	0.17074	1338.0	0.11610	181.56	390.33	0.9311	1.7367	1.296	0.827
-12	0.18516	1331.8	0.10749	184.16	391.55	0.9410	1.7351	1.301	0.835
-10	0.20052	1325.6	0.09963	186.78	392.75	0.9509	1.7337	1.306	0.842
-8	0.21984	1319.3	0.09246	189.40	393.95	0.9608	1.7323	1.312	0.850
-6	0.23418	1313.0	0.08591	192.03	395.15	0.9707	1.7310	1.317	0.858
-4	0.25257	1306.6	0.07991	194.68	396.33	0.9805	1.7297	1.323	0.866
-2	0.27206	1300.2	0.0744	197.33	397.51	0.9903	1.7285	1.329	0.875
0	0.29269	1293.7	0.06935	200.00	398.68	1.0000	1.7274	1.335	0.883
2	0.31450	1287.1	0.06470	202.68	399.84	1.0097	1.7263	1.341	0.892

ค.1 ตารางแสดงคุณสมบัติของ R1134a ที่มีสถานะของเหลวอิ่มและไออิ่มตัว (ต่อ)

T °C	P MPa	ρ kg/m ³		v M ³ /kg		Enthalpy kJ/kg		Entropy kJ/(kg·K)		C _p kJ/(kg·K)	
		Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor
4	0.33755	1280.5	0.06042	205.37	401.00	1.0194	1.7252	1.347	0.901		
6	0.36186	1273.8	0.05648	208.08	402.14	1.0291	1.7242	1.353	0.910		
8	0.38749	1267.0	0.05284	210.80	403.27	1.0387	1.7233	1.360	0.920		
10	0.41449	1260.2	0.04948	213.53	404.40	1.0483	1.7224	1.367	0.930		
12	0.44289	1253.3	0.04636	216.27	405.51	1.0579	1.7215	1.374	0.939		
14	0.47276	1246.3	0.04348	219.03	406.61	1.0674	1.7207	1.381	0.950		
16	0.50413	1239.3	0.04081	221.80	407.70	1.0770	1.7199	1.388	0.960		
18	0.53706	1232.1	0.03833	224.59	408.78	1.0865	1.7191	1.396	0.971		
20	0.57159	1224.9	0.03603	227.40	409.84	1.0960	1.7183	1.404	0.982		
22	0.60777	1217.5	0.03388	230.21	410.89	1.1055	1.7176	1.412	0.994		
24	0.64566	1210.1	0.03189	233.05	411.93	1.1149	1.7169	1.420	1.006		
26	0.68531	1201.6	0.03003	235.9	412.95	1.1244	1.7162	1.429	1.018		
28	0.72676	1194.9	0.02829	238.77	413.95	1.1338	1.7155	1.438	1.031		
30	0.77008	1187.2	0.02667	241.65	414.94	1.1432	1.7149	1.447	1.044		
32	0.81530	1179.3	0.02516	244.55	415.90	1.1527	1.7142	1.457	1.058		
34	0.86250	1171.3	0.02374	247.47	416.85	1.1621	1.7135	1.467	1.073		
36	0.91172	1163.2	0.02241	250.41	417.78	1.1715	1.7129	1.478	1.088		
38	0.96301	1154.9	0.02116	253.37	418.69	1.1809	1.7122	1.489	1.104		
40	1.01650	1146.5	0.01999	256.35	419.58	1.1903	1.7115	1.500	1.120		
42	1.07210	1137.9	0.01890	259.35	420.44	1.1997	1.7108	1.513	1.138		
44	1.13000	1129.2	0.01786	262.38	421.28	1.2091	1.7101	1.525	1.156		
46	1.19010	1120.3	0.01689	265.42	422.09	1.2185	1.7094	1.539	1.175		
48	1.25270	1111.3	0.01598	268.49	422.88	1.2279	1.7086	1.553	1.196		
50	1.31770	1102.0	0.01511	271.59	423.63	1.2373	1.7078	1.569	1.218		
52	1.38520	1092.6	0.01430	274.71	424.35	1.2468	1.7070	1.585	1.241		
58	1.60330	1062.8	0.01212	284.25	426.29	1.2752	1.7041	1.641	1.322		
60	1.68150	1052.4	0.01146	287.49	426.86	1.2847	1.7031	1.663	1.354		
62	1.76250	1041.7	0.01085	290.77	427.37	1.2943	1.7019	1.686	1.388		

ค.1 ตารางแสดงคุณสมบัติของ R1134a ที่มีสถานะของเหลวอิ่มและไออิ่มตัว (ต่อ)

T	P	ρ	v	Enthalpy		Entropy		C_p	
				kJ/kg		kJ/(kg·K)		kJ/(kg·K)	
°C	MPa	kg/m ³	M ³ /kg	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor
64	1.84640	1030.7	0.01026	294.08	427.84	1.3039	1.7007	1.712	1.426
66	1.93340	1019.4	0.00970	297.44	428.25	1.3136	1.6993	1.740	1.468
68	2.02340	1007.7	0.00917	300.84	428.61	1.3234	1.6979	1.772	1.515
70	2.11650	995.6	0.00867	304.29	428.89	1.3332	1.6963	1.806	1.567
72	2.21300	983.1	0.00818	307.79	429.10	1.3430	1.6945	1.846	1.626
74	2.31270	970.0	0.00772	311.34	429.23	1.353	1.6926	1.89	1.693
76	2.41590	956.5	0.00728	314.96	429.27	1.3631	1.6905	1.941	1.770
78	2.52270	942.3	0.00686	318.65	429.20	1.3733	1.6881	2.000	1.861
80	2.63310	927.4	0.00646	322.41	429.02	1.3837	1.6855	2.069	1.967
85	2.92590	886.2	0.00550	332.27	427.91	1.4105	1.6775	2.313	2.348
90	3.24450	836.9	0.00461	343.01	425.48	1.4392	1.6663	2.766	3.064
95	3.59160	771.6	0.00374	355.43	420.60	1.4720	1.649	3.961	4.942
100	3.97210	646.7	0.00265	374.02	407.08	1.5207	1.6093	-	-
101.03	4.05600	513.3	0.00195	389.79	389.79	1.5593	1.5593	∞	∞

ค.2 ตารางแสดงคุณสมบัติของน้ำ [15]

Temp. °C	Press. bar	Specific Volume m ³ /kg		Internal Energy kJ/kg		Enthalpy kJ/kg			Entropy kJ/kg · K		Temp. °C
		Sat. Liquid $v_f \times 10^3$	Sat. Vapor v_g	Sat. Liquid u_f	Sat. Vapor u_g	Sat. Liquid h_f	Evap. h_{fg}	Sat. Vapor h_g	Sat. Liquid s_f	Sat. Vapor s_g	
.01	0.00611	1.0002	206.136	0.00	2375.3	0.01	2501.3	2501.4	0.0000	9.1562	.01
4	0.00813	1.0001	157.232	16.77	2380.9	16.78	2491.9	2508.7	0.0610	9.0514	4
5	0.00872	1.0001	147.120	20.97	2382.3	20.98	2489.6	2510.6	0.0761	9.0257	5
6	0.00935	1.0001	137.734	25.19	2383.6	25.20	2487.2	2512.4	0.0912	9.0003	6
8	0.01072	1.0002	120.917	33.59	2386.4	33.60	2482.5	2516.1	0.1212	8.9501	8
10	0.01228	1.0004	106.379	42.00	2389.2	42.01	2477.7	2519.8	0.1510	8.9008	10
11	0.01312	1.0004	99.857	46.20	2390.5	46.20	2475.4	2521.6	0.1658	8.8765	11
12	0.01402	1.0005	93.784	50.41	2391.9	50.41	2473.0	2523.4	0.1806	8.8524	12
13	0.01497	1.0007	88.124	54.60	2393.3	54.60	2470.7	2525.3	0.1953	8.8285	13
14	0.01598	1.0008	82.848	58.79	2394.7	58.80	2468.3	2527.1	0.2099	8.8048	14
15	0.01705	1.0009	77.926	62.99	2396.1	62.99	2465.9	2528.9	0.2245	8.7814	15
16	0.01818	1.0011	73.333	67.18	2397.4	67.19	2463.6	2530.8	0.2390	8.7582	16
17	0.01938	1.0012	69.044	71.38	2398.8	71.38	2461.2	2532.6	0.2535	8.7351	17
18	0.02064	1.0014	65.038	75.57	2400.2	75.58	2458.8	2534.4	0.2679	8.7123	18
19	0.02198	1.0016	61.293	79.76	2401.6	79.77	2456.5	2536.2	0.2823	8.6897	19
20	0.02339	1.0018	57.791	83.95	2402.9	83.96	2454.1	2538.1	0.2966	8.6672	20
21	0.02487	1.0020	54.514	88.14	2404.3	88.14	2451.8	2539.9	0.3109	8.6450	21
22	0.02645	1.0022	51.447	92.32	2405.7	92.33	2449.4	2541.7	0.3251	8.6229	22
23	0.02810	1.0024	48.574	96.51	2407.0	96.52	2447.0	2543.5	0.3393	8.6011	23
24	0.02985	1.0027	45.883	100.70	2408.4	100.70	2444.7	2545.4	0.3534	8.5794	24
25	0.03169	1.0029	43.360	104.88	2409.8	104.89	2442.3	2547.2	0.3674	8.5580	25
26	0.03363	1.0032	40.994	109.06	2411.1	109.07	2439.9	2549.0	0.3814	8.5367	26
27	0.03567	1.0035	38.774	113.25	2412.5	113.25	2437.6	2550.8	0.3954	8.5156	27
28	0.03782	1.0037	36.690	117.42	2413.9	117.43	2435.2	2552.6	0.4093	8.4946	28
29	0.04008	1.0040	34.733	121.60	2415.2	121.61	2432.8	2554.5	0.4231	8.4739	29
30	0.04246	1.0043	32.894	125.78	2416.6	125.79	2430.5	2556.3	0.4369	8.4533	30
31	0.04496	1.0046	31.165	129.96	2418.0	129.97	2428.1	2558.1	0.4507	8.4329	31
32	0.04759	1.0050	29.540	134.14	2419.3	134.15	2425.7	2559.9	0.4644	8.4127	32
33	0.05034	1.0053	28.011	138.32	2420.7	138.33	2423.4	2561.7	0.4781	8.3927	33
34	0.05324	1.0056	26.571	142.50	2422.0	142.50	2421.0	2563.5	0.4917	8.3728	34
35	0.05628	1.0060	25.216	146.67	2423.4	146.68	2418.6	2565.3	0.5053	8.3531	35
36	0.05947	1.0063	23.940	150.85	2424.7	150.86	2416.2	2567.1	0.5188	8.3336	36
38	0.06632	1.0071	21.602	159.20	2427.4	159.21	2411.5	2570.7	0.5458	8.2950	38
40	0.07384	1.0078	19.523	167.56	2430.1	167.57	2406.7	2574.3	0.5725	8.2570	40
45	0.09593	1.0099	15.258	188.44	2436.8	188.45	2394.8	2583.2	0.6387	8.1648	45
50	0.1235	1.0121	12.032	209.32	2443.5	209.33	2382.7	2592.1	.7038	8.0763	50
55	0.1576	1.0146	9.568	230.21	2450.1	230.23	2370.7	2600.9	.7679	7.9913	55
60	0.1994	1.0172	7.671	251.11	2456.6	251.13	2358.5	2609.6	.8312	7.9096	60
65	0.2503	1.0199	6.197	272.02	2463.1	272.06	2346.2	2618.3	.8935	7.8310	65
70	0.3119	1.0228	5.042	292.95	2469.6	292.98	2333.8	2626.8	.9549	7.7553	70
75	0.3858	1.0259	4.131	313.90	2475.9	313.93	2321.4	2635.3	1.0155	7.6824	75
80	0.4739	1.0291	3.407	334.86	2482.2	334.91	2308.8	2643.7	1.0753	7.6122	80
85	0.5783	1.0325	2.828	355.84	2488.4	355.90	2296.0	2651.9	1.1343	7.5445	85
90	0.7014	1.0360	2.361	376.85	2494.5	376.92	2283.2	2660.1	1.1925	7.4791	90
95	0.8455	1.0397	1.982	397.88	2500.6	397.96	2270.2	2668.1	1.2500	7.4159	95

Temp. °C	Press. bar	Specific Volume m ³ /kg		Internal Energy kJ/kg		Enthalpy kJ/kg			Entropy kJ/kg·K		Temp. °C
		Sat. Liquid $v_f \times 10^3$	Sat. Vapor v_g	Sat. Liquid u_f	Sat. Vapor u_g	Sat. Liquid h_f	Evap. h_{fg}	Sat. Vapor h_g	Sat. Liquid s_f	Sat. Vapor s_g	
100	1.014	1.0435	1.673	418.94	2506.5	419.04	2257.0	2676.1	1.3069	7.3549	100
110	1.433	1.0516	1.210	461.14	2518.1	461.30	2230.2	2691.5	1.4185	7.2387	110
120	1.985	1.0603	0.8919	503.50	2529.3	503.71	2202.6	2706.3	1.5276	7.1296	120
130	2.701	1.0697	0.6685	546.02	2539.9	546.31	2174.2	2720.5	1.6344	7.0269	130
140	3.613	1.0797	0.5089	588.74	2550.0	589.13	2144.7	2733.9	1.7391	6.9299	140
150	4.758	1.0905	0.3928	631.68	2559.5	632.20	2114.3	2746.5	1.8418	6.8379	150
160	6.178	1.1020	0.3071	674.86	2568.4	675.55	2082.6	2758.1	1.9427	6.7502	160
170	7.917	1.1143	0.2428	718.33	2576.5	719.21	2049.5	2768.7	2.0419	6.6663	170
180	10.02	1.1274	0.1941	762.09	2583.7	763.22	2015.0	2778.2	2.1396	6.5857	180
190	12.54	1.1414	0.1565	806.19	2590.0	807.62	1978.8	2786.4	2.2359	6.5079	190
200	15.54	1.1565	0.1274	850.65	2595.3	852.45	1940.7	2793.2	2.3309	6.4323	200
210	19.06	1.1726	0.1044	895.53	2599.5	897.76	1900.7	2798.5	2.4248	6.3585	210
220	23.18	1.1900	0.08619	940.87	2602.4	943.62	1858.5	2802.1	2.5178	6.2861	220
230	27.95	1.2088	0.07158	986.74	2603.9	990.12	1813.8	2804.0	2.6099	6.2146	230
240	33.44	1.2291	0.05976	1033.2	2604.0	1037.3	1766.5	2803.8	2.7015	6.1437	240
250	39.73	1.2512	0.05013	1080.4	2602.4	1085.4	1716.2	2801.5	2.7927	6.0730	250
260	46.88	1.2755	0.04221	1128.4	2599.0	1134.4	1662.5	2796.6	2.8838	6.0019	260
270	54.99	1.3023	0.03564	1177.4	2593.7	1184.5	1605.2	2789.7	2.9751	5.9301	270
280	64.12	1.3321	0.03017	1227.5	2586.1	1236.0	1543.6	2779.6	3.0668	5.8571	280
290	74.36	1.3656	0.02557	1278.9	2576.0	1289.1	1477.1	2766.2	3.1594	5.7821	290
300	85.81	1.4036	0.02167	1332.0	2563.0	1344.0	1404.9	2749.0	3.2534	5.7045	300
320	112.7	1.4988	0.01549	1444.6	2525.5	1461.5	1238.6	2700.1	3.4480	5.5362	320
340	145.9	1.6379	0.01080	1570.3	2464.6	1594.2	1027.9	2622.0	3.6594	5.3357	340
360	186.5	1.8925	0.006945	1725.2	2351.5	1760.5	720.5	2481.0	3.9147	5.0526	360
374.14	220.9	3.155	0.003155	2029.6	2029.6	2099.3	0	2099.3	4.4298	4.4298	374.14

ค.3 ตารางแสดงคุณสมบัติของอากาศ [16]

T(K), h and u(kJ/kg), s° (kJ/kg · K)											
T	h	u	s°	when Δs = 0 ¹		T	h	u	s°	when Δs = 0	
				P _r	v _r					P _r	v _r
200	199.97	142.56	1.29559	0.3363	1707.	600	607.02	434.78	2.40902	16.28	105.8
210	209.97	149.69	1.34444	0.3987	1512.	610	617.53	442.42	2.42644	17.30	101.2
220	219.97	156.82	1.39105	0.4690	1346.	620	628.07	450.09	2.44356	18.36	96.92
230	230.02	164.00	1.43557	0.5477	1205.	630	638.63	457.78	2.46048	19.84	92.84
240	240.02	171.13	1.47824	0.6355	1084.	640	649.22	465.50	2.47716	20.64	88.99
250	250.05	178.28	1.51917	0.7329	979.	650	659.84	473.25	2.49364	21.86	85.34
260	260.09	185.45	1.55848	0.8405	887.8	660	670.47	481.01	2.50985	23.13	81.89
270	270.11	192.60	1.59634	0.9590	808.0	670	681.14	488.81	2.52589	24.46	78.61
280	280.13	199.75	1.63279	1.0889	738.0	680	691.82	496.62	2.54175	25.85	75.50
285	285.14	203.33	1.65055	1.1584	706.1	690	702.52	504.45	2.55731	27.29	72.56
290	290.16	206.91	1.66802	1.2311	676.1	700	713.27	512.33	2.57277	28.80	69.76
295	295.17	210.49	1.68515	1.3068	647.9	710	724.04	520.23	2.58810	30.38	67.07
300	300.19	214.07	1.70203	1.3860	621.2	720	734.82	528.14	2.60319	32.02	64.53
305	305.22	217.67	1.71865	1.4686	596.0	730	745.62	536.07	2.61803	33.72	62.13
310	310.24	221.25	1.73498	1.5546	572.3	740	756.44	544.02	2.63280	35.50	59.82
315	315.27	224.85	1.75106	1.6442	549.8	750	767.29	551.99	2.64737	37.35	57.63
320	320.29	228.42	1.76690	1.7375	528.6	760	778.18	560.01	2.66176	39.27	55.54
325	325.31	232.02	1.78249	1.8345	508.4	770	789.11	568.07	2.67595	41.31	53.39
330	330.34	235.61	1.79783	1.9352	489.4	780	800.03	576.12	2.69013	43.35	51.64
340	340.42	242.82	1.82790	2.149	454.1	790	810.99	584.21	2.70400	45.55	49.86
T(K), h and u(kJ/kg), s° (kJ/kg · K)											
T	h	u	s°	when Δs = 0		T	h	u	s°	when Δs = 0	
				P _r	v _r					P _r	v _r
1300	1395.97	1022.82	3.27345	330.9	11.275	1600	1757.57	1298.30	3.52364	791.2	5.804
1320	1419.76	1040.88	3.29160	352.5	10.747	1620	1782.00	1316.96	3.53879	834.1	5.574
1340	1443.60	1058.94	3.30959	375.3	10.247	1640	1806.46	1335.72	3.55381	878.9	5.355
1360	1467.49	1077.10	3.32724	399.1	9.780	1660	1830.96	1354.48	3.56867	925.6	5.147
1380	1491.44	1095.26	3.34474	424.2	9.337	1680	1855.50	1373.24	3.58335	974.2	4.949
1400	1515.42	1113.52	3.36200	450.5	8.919	1700	1880.1	1392.7	3.5979	1025	4.761
1420	1539.44	1131.77	3.37901	478.0	8.526	1750	1941.6	1439.8	3.6336	1161	4.328
1440	1563.51	1150.13	3.39586	506.9	8.153	1800	2003.3	1487.2	3.6684	1310	3.944
1460	1587.63	1168.49	3.41247	537.1	7.801	1850	2065.3	1534.9	3.7023	1475	3.601
1480	1611.79	1186.95	3.42892	568.8	7.468	1900	2127.4	1582.6	3.7354	1655	3.295
1500	1635.97	1205.41	3.44516	601.9	7.152	1950	2189.7	1630.6	3.7677	1852	3.022
1520	1660.23	1223.87	3.46120	636.5	6.854	2000	2252.1	1678.7	3.7994	2068	2.776
1540	1684.51	1242.43	3.47712	672.8	6.569	2050	2314.6	1726.8	3.8303	2303	2.555
1560	1708.82	1260.99	3.49276	710.5	6.301	2100	2377.4	1775.3	3.8605	2559	2.356
1580	1733.17	1279.65	3.50829	750.0	6.046	2150	2440.3	1823.8	3.8901	2837	2.175
						2200	2503.2	1872.4	3.9191	3138	2.012
						2250	2566.4	1921.3	3.9474	3464	1.864



ง.1 ความคลาดเคลื่อนระหว่างแบบจำลองกับการทดลอง

$$\text{สามารถคำนวณจากสมการ } \text{Error} = \frac{(X_{\text{new}} - X_{\text{old}})}{X_{\text{new}}} \times 100$$

แสดงความคลาดเคลื่อนระหว่างแบบจำลองกับการทดลอง ณ วันที่ 10 กุมภาพันธ์ 2556

Time	Error_Twater_out	Error_Qcollector	Error_Efficiency
hr	%	%	%
10.00	0.04	0.17	0.05
10.30	0.02	0.12	0.01
11.00	0	0.01	0.12
11.30	0.01	0.1	0.12
12.00	0.01	0.05	0.06
12.30	0.02	0.08	0.04
13.00	0.03	0.05	0.04
13.30	0	0.01	0.09
14.00	0.04	0.01	0.08
14.30	0.02	0.03	0.1
15.00	0.03	0.19	0.4

แสดงความคลาดเคลื่อนระหว่างแบบจำลองกับการทดลอง ณ วันที่ 24 กุมภาพันธ์ 2556

Time	Error_Twater_out	Error_Qcollector	Error_Efficiency
hr	%	%	%
10.00	0.35	1.86	14.3
10.30	2.64	6.65	3.29
11.00	0.67	2.89	15.73
11.30	0.02	0.06	11.67
12.00	1.04	3.82	17.74
12.30	7.16	13.43	23.2
13.00	2.17	6.65	22.8
13.30	5.45	16.14	16.91
14.00	3.27	9.5	13.2
14.30	0.82	33.33	14.64
15.00	1.74	32.15	6.49

ง.2 ค่าความคลาดเคลื่อนมาตรฐานระหว่างแบบจำลองกับการทดลอง

ในการคำนวณค่าความคลาดเคลื่อนมาตรฐานสำหรับผลที่ได้จากการทดลองกับผลที่ได้ จากแบบจำลองสามารถทำได้จากสมการ

$$\%STD = \frac{[\Sigma(T_{ex}-T_{sim})^2/(n_d-1)]^{0.5}}{T_{ex}} \times 100$$

ค่าความคลาดเคลื่อนมาตรฐานระหว่างแบบจำลองกับการทดลอง ณ วันที่ 10 กุมภาพันธ์ 2556

อุณหภูมิน้ำขาออก

n	Time	Two,exp	Two,sim	(Two,exp-Two,sim) ²	(Two,exp-Two,exp,a) ²
1	10.00	34.35	35.82	2.1609	10.39
2	10.30	35.30	35.93	0.3969	5.17
3	11.00	36.10	36.07	0.0009	2.17
4	11.30	37.65	37.10	0.3025	0.01
5	12.00	37.90	38.24	0.1156	0.11
6	12.30	39.10	38.48	0.3844	2.33
7	13.00	39.50	38.47	1.0609	3.71
8	13.30	38.90	38.85	0.0025	1.76
9	14.00	38.90	37.53	1.8769	1.76
10	14.30	38.00	37.17	0.6889	0.18
11	15.00	37.60	36.66	0.8836	0.00
Avg		37.57	sum	7.874	27.59

%Std 2.36

อัตราความร้อนที่น้ำได้รับ

n	Time	Qw,exp	Qw,sim	$(Qw,exp-Qw,sim)^2$	$(Qw,exp-Qw,exp,a)^2$
1	10.00	30.18	36.36	38.192	110.77
2	10.30	30.71	35.03	18.662	943.10
3	11.00	33.86	33.57	0.084	1146.50
4	11.30	41.88	37.95	15.445	1753.93
5	12.00	41.88	44.22	5.476	1753.93
6	12.30	47.47	43.77	13.690	2253.40
7	13.00	48.31	46.09	4.928	2333.86
8	13.30	45.02	44.59	0.185	2026.80
9	14.00	45.02	44.44	0.336	2026.80
10	14.30	42.58	43.68	1.210	1813.06
11	15.00	40.84	34.24	43.560	1667.91
	Avg	40.70		Sum 141.769	17830.058
%Std	0.91				

ประสิทธิภาพเครื่องทำน้ำร้อน

n	Time	n,exp	n,sim	$(n,exp-n,sim)^2$	$(n,exp-n,exp,a)^2$
1	10.00	30.51	32.1	2.5281	75.00
2	10.30	31.34	31.16	0.0324	61.31
3	11.00	32.37	29.01	11.2896	46.24
4	11.30	37.58	33.59	15.9201	2.53
5	12.00	36.66	34.73	3.7249	6.30
6	12.30	38.39	36.95	2.0736	0.61
7	13.00	41.52	39.97	2.4025	5.52
8	13.30	39.39	36.24	9.9225	0.05
9	14.00	44.2	40.76	11.8336	25.30
10	14.30	47.11	42.74	19.0969	63.04
11	15.00	51.82	37	219.6324	160.02
	Avg	39.17		Sum 298.4566	445.92
%Std	3.28				

ค่าความคลาดเคลื่อนมาตรฐานระหว่างแบบจำลองกับการทดลอง ณ วันที่ 24 กุมภาพันธ์ 2556

อุณหภูมิน้ำขาออก

n	Time	Two,exp	Qw,sim	(Two,exp-Two,sim) ²	(Two,exp-Two,exp,a) ²
1	10.00	39.80	39.66	0.0196	56.87
2	10.30	40.60	41.70	1.2100	45.44
3	11.00	43.35	43.06	0.0841	15.93
4	11.30	45.25	45.26	1E-04	4.37
5	12.00	46.85	46.37	0.2304	0.24
6	12.30	49.55	46.24	10.9561	4.88
7	13.00	51.35	50.26	1.1881	16.07
8	13.30	53.75	50.97	7.7284	41.08
9	14.00	52.75	51.08	2.7889	29.26
10	14.30	49.40	49.00	0.1600	4.24
11	15.00	48.10	48.95	0.7225	0.58
	Avg	47.34	Sum	25.0882	218.95
%std	3.35				

อัตราการความร้อนที่น้ำได้รับ

n	Time	Qw,exp	Qw,sim	(Qw,exp-Qw,sim) ²	(Qw,exp-Qw,exp,a) ²
1	10.00	59.68	58.59	1.188	2410.81
2	10.30	64.75	69.36	21.252	1938.64
3	11.00	75.39	73.27	4.494	1114.89
4	11.30	88.3	88.25	0.002	419.43
5	12.00	94.94	91.45	12.180	191.55
6	12.30	109.9	96.89	169.260	1.25
7	13.00	120.7	117.86	8.066	142.09
8	13.30	124	121.4	6.760	231.65
9	14.00	129.1	124.29	23.136	412.90
10	14.30	142.5	132.38	102.414	1137.04
11	15.00	138.3	129.22	82.446	871.43
	Avg	104.32	Sum	431.1998	8871.6794
%Std	6.29				

ประสิทธิภาพเครื่องทำน้ำร้อน

n	Time	n,exp	n,sim	$(n,exp-n,sim)^2$	$(n,exp-n,exp,a)^2$
1	10.00	56.5	49.43	49.9849	427.25
2	10.30	54.28	52.55	2.9929	523.95
3	11.00	58.26	50.34	62.7264	357.59
4	11.30	66.29	59.36	48.0249	118.37
5	12.00	68.11	57.85	105.2676	82.08
6	12.30	78.06	63.36	216.09	0.79
7	13.00	87.1	70.93	261.4689	98.60
8	13.30	89	76.13	165.6369	139.95
9	14.00	93.4	82.51	118.5921	263.41
10	14.30	98.3	85.75	157.5025	446.48
11	15.00	99.56	93.49	36.8449	501.31
Avg		77.17	Sum	1225.1320	2959.79
%Std	2.03				

ภาคผนวก จ

โปรแกรมแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของเครื่องทำน้ำร้อน (CD ที่แนบมาด้วยนี้)

และสารบัญสัญลักษณ์ที่เขียนโปรแกรม



สารบัญสัญลักษณ์ที่ใช้ในโปรแกรม

lg	ค่าความเข้มรังสีแสงอาทิตย์
Tam, TamK	อุณหภูมิสิ่งแวดล้อม °C, อุณหภูมิสิ่งแวดล้อม K
Tg, TgK	อุณหภูมิผิวท่อแก้ว °C, อุณหภูมิผิวท่อแก้ว K
Torg	ความสามารถของการส่งผ่านรังสีที่ผิวท่อแก้ว
Alfa _g	ความสามารถในการดูดซับรังสีของผิวตัวดูดซับ
A _{glass}	พื้นที่ของท่อแก้วสุญญากาศ
g	ค่าแรงโน้มถ่วงของโลก
Do	เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อแก้วสุญญากาศ
hm	สัมประสิทธิ์การพาความร้อนระหว่างท่อแก้วกับอากาศ
hm ₁	สัมประสิทธิ์การพาความร้อนระหว่างผิวดูดซับกับท่อทองแดง
sigma _{SP}	ค่าสเตฟาน-โบลต์ซมันน์ (Stefan – Boltzmann)
Q _g	ปริมาณความร้อนจากดวงอาทิตย์
Q _{conv}	อัตราความร้อนโดยการพาจากท่อแก้ว
E _{glass}	ค่าการเปล่งรังสีของท่อแก้ว
Q _{radi}	อัตราความร้อนโดยการแผ่รังสีจากท่อแก้ว
Q _{loss}	อัตราความร้อนสูญเสียจากท่อแก้ว
Q _{HP}	อัตราการถ่ายเทความร้อนไปยังท่อความร้อนแบบสันวงรอบ
A ₁	พื้นที่ผิวดูดซับ
E ₁	ค่าการเปล่งรังสีของผิวดูดซับ
E ₂	ค่าการเปล่งรังสีของท่อแก้ว
E _{cu}	ค่าการเปล่งรังสีของท่อทองแดง
A _{cu}	พื้นที่ผิวท่อทองแดง
E _{ab}	ค่าการเปล่งรังสีของผิวดูดซับ

r1	รัศมีของผิวดูดซับ
r2	รัศมีของท่อแก้ว
r3	รัศมีของท่อทองแดง
z	สมการ $(1/E1) + ((r1/r2) * ((1-E2)/E2))$
z1	สมการ $\sigma_{SP} * A1$
z2	สมการ $\sigma_{SP} * A1 * (\text{pow}(TgK, 4.0))$
z3	สมการ $hm1 * A1 * (TgK)$
z4	สมการ $1/Ecu + ((r3/r1) * ((1-Eab)/Eab))$
z5	สมการ $z1 * (\text{pow}(Tabs, 4.0))$
z6	สมการ $\text{pow}((((QHP * z3 * z4) + z5) / (z5 + z3)), (1.0/4.0))$
Tabs, TabsC	อุณหภูมิผิวดูดซับ, อุณหภูมิผิวดูดซับ °C
Tevp, TevpC	อุณหภูมิส่วนทำระเหย, อุณหภูมิส่วนทำระเหย °C
Tcond, TcondK	อุณหภูมิส่วนควบแน่น °C, อุณหภูมิส่วนควบแน่น K
Tf	อุณหภูมิเฉลี่ย
Pf	ความดันของสารทำงาน
lowlf	ความหนาแน่นของสารทำงานที่สถานะของเหลว
lowvf	ความหนาแน่นของสารทำงานที่สถานะของแก๊ส
Cpf	ความจุความร้อนจำเพาะของสารทำงาน
Hlvf	Enthalpy ของสารทำงานที่สถานะของผสมระหว่างของเหลวและแก๊ส
muf	สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานของสารทำงาน
kf	สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของสารทำงาน
kcf	สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของสารทำงาน ณ อุณหภูมิส่วนควบแน่น
sigmaf	แรงตึงผิวของสารทำงาน
pi	ค่าคงตัวทางคณิตศาสตร์, π
Di	เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อแก้วสุญญากาศ

leff	effective length
le	ความยาวส่วนทำระเหย
lc	ความยาวส่วนควบแน่น
n	จำนวนโค้งเลี้ยว
F	อัตราส่วนการเติมสารทำงาน
kut	ค่าคงที่ 2.13×10^{-9}
deltaT	ผลต่างระหว่างอุณหภูมิส่วนทำระเหยกับส่วนควบแน่น
Prl	Prandtl number
Ka	Karman number
Ja	Modified Jacob number
Bo	Bond number
Ku	Kutateladze number
qprim	ฟลักซ์ความร้อนในแนวรัศมี
q	อัตราการความร้อนต่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ
j1	สมการ $(1-F) \cdot H_{lvf} \cdot 1000$
j2	สมการ $H_{lvf} \cdot \text{lowvf}$
j3	สมการ $(g \cdot \sigma_{mf} \cdot (\text{lowvf} - \text{lowf})) / (\text{pow}(\text{lowvf}, 2.0))$
j4	สมการ $\text{pow}(j3, (1.0/4.0))$
j5	สมการ $j2 \cdot j4$
u1	สมการ $\text{pow}(\text{muf}, 2.0) \cdot \text{leff}$
qnew	อัตราการความร้อนต่อความร้อนแบบสั่นวงรอบใหม่
TwI, TwIK	อุณหภูมิน้ำขาเข้า °C, อุณหภูมิน้ำขาเข้า K
TwoK, TwoC	อุณหภูมิน้ำขาออก °C, อุณหภูมิน้ำขาออก K
Twnew, TwnewK	อุณหภูมิน้ำใหม่ °C, อุณหภูมิน้ำใหม่ K
Twold, TwoldK	อุณหภูมิน้ำเก่า °C, อุณหภูมิเก่า K

mdot	อัตราการไหลของน้ำ
Mwater	มวลของน้ำที่อยู่ในถังเก็บน้ำร้อน
Cp	ความจุความร้อนจำเพาะของน้ำ
Qstorage	ปริมาณความร้อนของถังเก็บน้ำร้อน
y1	สมการ $(M_{water} * C_p) / 1800$
y2	สมการ $y_2 = y_1 * T_{woldK}$
y3	สมการ $y_3 = m_{dot} * C_p$
y4	สมการ $y_3 * T_{wiK}$
Qtowater	อัตราความร้อนที่ถ่ายเทให้กับน้ำ
Qcollector	อัตราความร้อนที่น้ำได้รับ
Netha	ประสิทธิภาพเครื่องทำน้ำร้อน

